ИЗВЕСТИЯ

НА СЪЮЗА НА УЧЕНИТЕ - РУСЕ

СЕРИЯ
ТЕХНИЧЕСКИ НАУКИ

СЪЮЗ НА УЧЕНИТЕ - РУСЕ

2012

РУСЕНСКИ УНИВЕРСИТЕТ "АНГЕЛ КЪНЧЕВ"

ТРАНСПОРТЕН ФАКУЛТЕТ

Институционално акредитиран университет

БАКАЛАВЪРСКА СТЕПЕН

- ТРАНСПОРТНА ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ
- ТЕХНОЛОГИЯ И УПРАВЛЕНИЕ НА ТРАНСПОРТА
- ЕКСПЛОАТАЦИЯ НА ФЛОТА И ПРИСТАНИЩАТА

Редовна форма на обучение 4 години; задочна форма - 5 години.

МАГИСТЪРСКА СТЕПЕН

- АВТОМОБИЛНА ТЕХНИКА
- ДИАГНОСТИКА, ОБСЛУЖВАНЕ И РЕМОНТ НА АВТОМОБИЛНА ТЕХНИКА
- ТРАНСПОРТНА ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ
- ХИБРИДНИ И ЕЛЕКТРИЧЕСКИ ПРЕВОЗНИ СРЕДСТВА
- ТЕХНОЛОГИЯ И УПРАВЛЕНИЕ НА ТРАНСПОРТА
- ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДВИГАТЕЛИ С ВЪТРЕШНО ГОРЕНЕ
- АВТОМАТИЗИРАНО ПРОЕКТИРАНЕ НА ТРАНСПОРТНА И МАШИНОСТРОИТЕЛНА ТЕХНИКА

Редовна форма на обучение 1 година;
задочна форма - 1 или 1,5 години; дистанционна форма - 1 годин

ДОКТОРСКА СТЕПЕН

Редовна форма на обучение 3 години; задочна форма - 4 години.

ОБЛАСТИ НА РЕАЛИЗАЦИЯ

- производство, експлоатация, диагностика, изпитване, техническо обслужване и ремонт на двигатели с вътрешно горене, автомобили, трактори, кари и жп техника;
- продажба на транспортни средства, резервни части и сервизна техника;
- технология и организация на транспортните процеси и системи;
- организация, управление и безопасност на пътното движение;
- мениджмънт, маркетинг и екология в транспорта.

7017 Русе, ул."Студентска" 8
Учебно-методичен отдел:
тел.: (082) 841 624, (082) 888 247; факс: (082) 845 708
Канцелария „Транспортен факултет":
тел.: (082) 888 722

e-mail: tf-office@uni-ruse.b
www.uni-ruse.bg

PROCEEDINGS

OF THE UNION OF SCIENTISTS - RUSE

TECHNICAL SCIENCES

RUSE
2012

ИЗВЕСТИЯ
НА СЪЮЗА НА УЧЕНИТЕ - РУСЕ

Известията на Съюза на учените - Русе са годишни научни трудове, които се издават от 1998 г. Годишно списанието излиза във вид на една или няколко серии. Основни езици са български и английски, с тенденция постепенно да се премине към цялостното му отпечатване на английски.

Всяка серия се подготвя от съответния редакционен съвет, одобрен от Управителния съвет на СУ – Русе. **Редакционният съвет** урежда всички организационни и технически въпроси, свързани с издаването, одобряването на рецензентите и научната редакция на постъпващите материали.

За публикуване се приемат научни и научноприложни статии, съобщения, обзори с конкретни приноси в областта на физико-математическите, хуманитарните, технологичните, техническите и социалните науки.

Авторите носят отговорност за своите материали. Текстовете се представят в редакцията на електронен носител, придружен с един отпечатък. Оформлението на материалите трябва да бъде съобразено с приложения на последната страница модел.

Всички материали се рецензират от хабилитирани специалисти в съответната научна област. Тези материали, неполучили положителна рецензия, няма да бъдат отпечатани. Ръкописи не се връщат. Хонорари на авторите не се изплащат.

След отпечатването на серията авторският колектив получава безплатно 3 отделно оформени отпечатъка от статията; при желание – може да си закупи и цялата книжка.

Известията на Съюза на учените - Русе се изпращат във всички големи библиотеки в страната и в редица български и чуждестранни университети.

ГЛАВЕН РЕДАКТОР: проф. д-р Златоживка Здравкова
ОТГОВОРЕН РЕДАКТОР: доц. д-р Борис Сакакушев
КОРЕКТОР: Ренета Златева
ПРЕДПЕЧАТНА ПОДГОТОВКА: доц. д-р Ивайло Стоянов

АДРЕС НА РЕДАКЦИЯТА: Русе 7000, ул. "Константин Иречек" 16,
Е-поща: suruse@ru.acad.bg, URL: www.ru.acad.bg/suruse.

© СЪЮЗ НА УЧЕНИТЕ – РУСЕ

Университетски издателски център при Русенския университет „Ангел Кънчев

ISSN 1311-106X

СЪДЪРЖАНИЕ

Данко Тонев
Определяне процента на несъответствията при статистически контрол на процеси 9
Данко Тонев
Оценяване избора на измервателно средство чрез критериите за повторяемост и възпроизводимост 13
Константин Коев
Математическо моделиране измененията на продължителността на интензитета на слънчевата радиация в конкретен район 16
Атанас Атанасов, Борис Сакакушев
Възможности за приложение на фотограметричния метод за измерване на макро и микрогеометрията в машиностроенето.....21
Георги Кръстев
Разпознаване на диагностични сигнали с използване на спектрален подход.....25
Георги Кръстев
Софтуер за генериране, регистриране и анализ на сигнали за техническа диагностика.....30
Миглена Христова, Анка Кръстева
Изследване на трифазен асинхронен двигател в програмната среда Matlab/Simulink.....34
Григор Михайлов, Теодор Илиев
Сравнителен анализ на методите за прогресивна корекция на грешката в стандарта IEEE 802.16e 40
Ангел Димитров
Изследване параметрите на горивния процес при работа на високооборотни двигатели с външно смесообразуване и принудително възпламеняване с бензин и втечнен газ пропан - бутан 47
Симеон Илиев, Кирил Хаджиев
Алтернативните горива и удовлетворяването на екологичните норми.....53
Симеон Илиев
Изследване влиянието на геометрията на отворите на разпръсквача върху горивната струя и екологичните характеристики на дизелов двигател 57
Ахмед Али Ахмед
Многофакторен план на експеримента за оптимизиране на показатели на дизелов двигател.....62
Симеон Илиев
Изисквания към системите за впръскване на гориво при тежкотоварните и селскостопански двигатели.....64
Симеон Илиев, Христо Станчев
Симулация на четиритактов дизелов двигател и ефекта върху ефективността на двигателя.....68
Веселин Петров, Росен Иванов, Донка Иванова, Недка Станчева
Многофакторно изследване на механичните загуби на празен ход в тракторна трансмисия.....74
Росен Иванов
Изследване възможността за използване на размит регулатор в управлението на антиблокираща спирачна система.....79
Евгени Аврамов, Георги Кадикянов, Гергана Станева
Силов анализ на мобилна уредба за изследване на пневматично колело 84
Владимир Гебов, Филип Цветанов, Димитър Радев
Алгоритми за позициониране при предаване на данни по RS485 89

CONTENTS

Danko Tonev
Determination the Percentage of Discrepancies in Statistical Process Control 9

Danko Tonev
Evaluation of Selection Criteria by Means of Measuring the Repeatability and Reproducibility.....13

Konstantin Koev
A Mathematic Modeling of the Changes of The Time Elapsed of the Intensity Solar Radiation on a Concrete Area 16

Atanas Atanasov, Boris Sakakushev
Applications of the Photogrammetric Method of Measuring Macro and Mikrogeometry in Mechanical Engineering 21

Georgi Krastev
Diagnostic Signal Recognition Using Spectral Methods.....25

Georgi Krastev
Software for Signals Generation, Registration and Analysis for the Purposes of Objects' Technical Diagnostics 30

Miglena Hristova, Anka Krasteva
Investigation on a Three-Phase Induction Motor in Matlab/Simulink 34

Grigor Mihaylov, Teodor Iliev,
Comparative analysis of forward error correction intended in IEEE 802.16e standard 40

Angel Dimitrov
Investigation of the Combustion Process Parameters on High Speed Engines With External Mixture Preparation and Spark Ignition Worked With Gasoline and LPG.....47

Simeon Iliev, Kiril Hadjiev
Alternative Fuels And Meeting Enviromental Standarts 53

Simeon Iliev
Investigation of Nozzle Orifices Geometry Influence on The Fuel Spray and Emission Characteristics of Diesel Engine 57

Ahmed Ali Ahmed
Multiplan of Experiment to Optimize Indicators of Diesel Engine 62

Simeon Iliev
Requirements to Fuel Injection Systems for Heavy Duty and Agricultural Engines 64

Simeon Iliev
Simulation on Four-Stroke Diesel Engine and Effect of Engine Performance.....68

Veselin Petrov, Rosen Ivanov, Donka Ivanova, Nedka Stancheva
Polyfactor Investigation of the Mechanical Idle Running Losses in Tractor Transmission.....74

Rosen Ivanov
Investigation the possibility of using Fuzzy logic control in ABS 79

Evgeni Avramov, Georgi Kadikyanov, Gergana Staneva
Power Analysis of Mobile Plant for the Study of Pneumatic Wheels 84

Vladimir Gebov, FilipTsvetanov, DimitarRadev
Algorithms for Positioning on 1-Wire Devices 89

ЕСЕО

специалност
“Електроенергетика
и
електрообзавеждане”

специалност
“Електроника”

Русенски университет
“Ангел Кънчев”

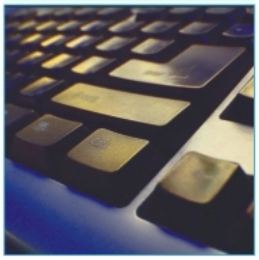
А М

специалност
“Автоматика и
мехатроника”

факултет
“Електротехника, електроника
и автоматика”

специалност
“Компютърни
системи и
технологии”

специалност
“Телекомуникационни
системи”



ОПРЕДЕЛЯНЕ ПРОЦЕНТА НА НЕСЪОТВЕТСТВИЯТА ПРИ СТАТИСТИЧЕСКИ КОНТРОЛ НА ПРОЦЕСИ

Данко Тонев
Русенски университет „Ангел Кънчев”

DETERMINATION THE PERCENTAGE OF DISCREPANCIES IN STATISTICAL PROCESS CONTROL

Danko Tonev
„Angel Kanchev” University of Ruse

Abstract: This article discussed some of the reasons giving rise to unintended inconsistencies typical indicators distracting to the normal law and that of the relay. Based on the methods used are determined and real examples of technological processes.
Keywords: statistical control, coefficient accuracy, distribution laws.

1. УВОД

Статистическите методи за контрол дават възможност да се определи както коефициентът на точност на процеса (или неговият индекс на възможностите) така и процентът на несъответствията, които биха се появили при нарушаване на настройката [2]. Обект на настоящата статия са определянето процента на несъответствия при два от най-разпространените закона за разпределения в технологичните процеси.

2. ИЗЛОЖЕНИЕ

2.1. Определяне несъответствията при нормално разпределение

Известно е, че нормалният закон се характеризира с показателите средна стойност $\bar{x}$ и стандартно отклонение σ, като практическото поле на разсейване е ±3 σ, а самият технологичен процес с допуск –T. Отношението на последния показател към практическото поле на разсейване всъщност дава представа не само за протичането на процеса, но и за точността на оборудването:

$$Cp = \frac{T}{6\sigma} \qquad (1)$$

При условие, че този индекс на възможностите има стойност Cp>1,33, то процесът протича добре, но всъщност е вероятно да се проявят несъответствия (AQL) p=0,27 %. С промяната на желаната средна стойност ($\bar{x}$ *или* μ_0), обаче, ще се наруши настройката на процеса, която може да се проследи с коефициента за настроеност Кн:

$$Кн = \frac{E}{T}, \qquad (2)$$

където E представлява изместването и $E = \bar{x} - \Delta_0$. Показателят Δ_0 е реалната получената средна стойност на разглежданата съвкупност.

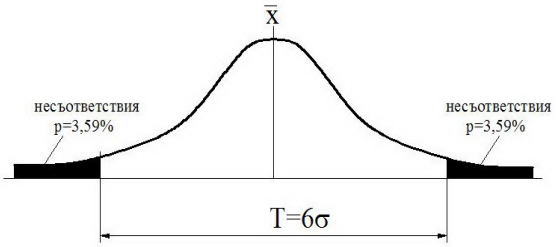
Използвайки зависимостта за определяне процента на несъответствия, може да се запише, че:

P %=[1-2F(t)].100, (3)

като според функцията на Лаплас, коефициентът “t” е равен на:

$$t = \frac{T}{2\sigma}. \qquad (4)$$

Пример за определяне на несъответствията при нормално разпределение без изместване настройката на процеса.



Фиг. 1. Нормален закон на разпределение със $\sigma > \frac{T}{6}$

При наличие на реални изследвания, например при струговането на валове с показател Ø50$_{-0,216,}$ е получена средна стойност на размера $\bar{x} = 49{,}892\ mm$ и стандартно отклонение σ=0,06 mm. Това дава осно-

вание да се счита, че индексът на възможностите на процеса ще има стойност:

$$Cp = \frac{0,216}{6.0,06} = \frac{0,216}{0,36} = 0,6. \qquad (5)$$

Тогава, че ще се получат несъответствия, повече от планираните (тъй като Cp<1,33) и тяхната стойност може да определи, като се използват съответно зависимости (4) и (3) [3].

$$t = \frac{T}{2\sigma} = \frac{0,216}{2.0,06} = \frac{0,216}{0,012} = 1,8.$$

P %=[1 - 2F(1,8)].100;

или

p %=[1 - 0,9282].100=7,18 %.

Анализът на резултатите показва, че несъответствията от 7,18% се получават, когато настройката на процеса е съвпаднала с теоретично зададената (отклоненията на регулируемите причини са в рамките на контролните граници), но за сметка на това нерегулируемите причини са оказали негативно влияние.

При отчитане влиянието на регулируемите причини методиката за определяне процента на несъответствията е малко поразлична, тъй като в зависимост от това в каква посока се е изместила настройката, несъответствията по двете граници ще бъдат различни. Това от своя страна води до изискването да се определят съответните коефициенти “t_1” и “t_2” или:

$$t_1 = \frac{|\delta - E|}{\sigma}, \qquad (6)$$

$$t_2 = \frac{|\delta + E|}{\sigma}, \qquad (7)$$

където $\delta = \frac{T}{2}$.

Пример за определяне на несъответствията при нормално разпределение с изместване настройката на процеса.

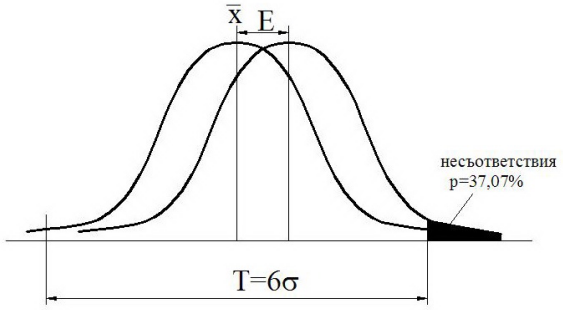
При контрола на друга група обработени валове със същите спецификационни изисквания ($Ø50_{-0,216}$) е получена средна стойност на размера $\bar{x} = 49,980\ mm$ и същата стойност на стандартно отклонение σ=0,06 mm. Вижда се, че реалната средна стойност на съвкупността е изместена спрямо теоретично зададената (отклонява се към максимално допустимия размер). По тази причини изменението на настройката е:

E=49,980-49,892=0,088 mm,

а коефициентите “t_i” по двете граници ще бъдат съответно:

$$t_1 = \frac{\delta - E}{\sigma} = \frac{0,108 - 0,088}{0,06} = 0,33$$ (по горна граница);

$$t_2 = \frac{\delta + E}{\sigma} = \frac{0,108 + 0,088}{0,06} = 3,27$$ (по долна граница).



Фиг. 2. Нормален закон на разпределение с изместена настройка към максимален размер

Несъответствията по долната граница (тези, които биха се получили като непоправим брак, тъй като са под минималния допустим размер на вала) се определят по зависимостта:

P % = [0,5 - F(t_2)].100,

като

F(3,27) = 0,4999.

Замествайки в горната зависимост ще се получи, че:

P % = [0,5 - 0,4999)].100 = 0,01 %.

Тъй като промяната на настройката всъщност е изместена не към долна, а към горна граница (E=88 μm) е нормално да са се получили несъответствия с такава стойност, но това от своя страна ще доведе до значително увеличение на несъответствията, които ще се получат по горна граница. Тяхната вероятност се определя по аналогичните зависимости и ще бъде:

P %=[0,5-F(t_1)].100;

като

F(0,33)]=0,1293.

P %=[0,5-0,1293].100=37,07 %

Вижда се, че неблагоприятната промяна на отклонението от 88 μm спрямо желаната средна стойност на съвкупността е довела до получаването на 37,07 % несъот-

ветствия, което в конкретния случай се явява поправим брак, тъй като размерите на получените валове са по-големи от максимално допустимите спецификационни изисквания.

2.2. Определяне броя на несъответствията при показатели, разпределящи се по закона на Релей

Известно е, че много от показателите на дадени процеси се разсейват по закона на Релей (т.е. в себе си включват стойност нула) и по тази причина получените несъответствия не могат да се определят с приложените по-горе зависимости. Един от показателите, който отговаря на този критерий и може да бъде изследван в изследването, е радиалното биене на дадена повърхнина. За да се провери настроеността на процеса и неговата точност, е необходимо да се знае, че коефициентът на точност се определя по зависимостта:

$$K_T = \frac{5{,}25\sigma}{T}. \qquad (8)$$

Много ясно и точно биха се определили някои характеристики, при условие, че нагледно се приложи реален пример и се определят несъответствията, дължащи се на по-голямата стойност на радиалното биене.

Пример за определяне на несъответствията при разпределение по закона на Релей.

При обработването на лагерна шийка на вал е въведено спецификационно изискване максималната стойност на радиалното биене да не надхвърля Fr=25 μm. Чрез използване на индикаторен преобразувател с константа i=0,001 mm са измерени следните стойности, които са показани в табл.1.

Наблюдавайки данните в графа 2 от табл. 1., може да се даде заключение, че тъй като честотата на появяване на Fr=0,018 (18 μm) е с най-голяма стойност от всички (f=42 бр.), то тя се приема за мода (Mo =0,018 mm) на изследваната съвкупност.

По стандартна процедура в зависимост от броя на стойностите и тяхната честота се определя средната стойност на извадката:

$$\bar{x} = Mo + \frac{\sum f.(Fr - Mo)}{N}. \qquad (9)$$

Замествайки съответните стойности в зависимостта за средната стойност, се получава:

$$\bar{x} = 0{,}018 - \frac{0{,}297}{200} = 0{,}0165 \Rightarrow (16{,}5\mu m) \qquad (10)$$

Имайки тези стойности, е необходимо да се определи и средноквадратичното отклонение със зависимостта:

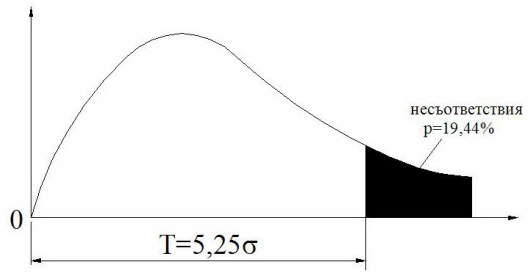
$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum f.(Fr - Mo)^2}{200} - (\bar{x} - Mo)^2}. \qquad (11)$$

При заместване с конкретните стойности се получава:

$$\sigma = \sqrt{\frac{0{,}008955}{200} - (0{,}0165 - 0{,}018)^2} = 0{,}00652mm \cdot$$

Последният показател е важна част от съставляващата на коефициента на точност заедно с технологичния допуск и затова, замествайки съответните стойности в зависимост (8), се получава:

$$K_T = \frac{5{,}25.0{,}00652}{0{,}018} = 1{,}90. \qquad (12)$$



Фиг. 3. Несъответствия, получени при закон на Релей

Имайки този коефициент е възможно да се определи и значението на функцията на разпределение F(t), като за разлика от нормалния при този закон за разпределение

$$t = \frac{3{,}44}{K_T}.$$

Замествайки в зависимостта се получава:

$$t = \frac{3{,}44}{1{,}90} = 1{,}81.$$

От [1] се определя, че F(t)] или F(1,81)]= 0,8056.

Самият процент на несъответствия се определя с познатата зависимост:

p %=[1-F(t)].100,

като в случая

p %=[1-0,8056].100=19,44.

Таблица1

Стойности на радиалното биене на лагерна шийка

Стойност на Fr	Честота на поя-вяване f	Fr-Mo	f.(Fr-Mo)	f (Fr-Mo)^2
1	2	3	4=/2/./3/	5=/3/./4/
0,002	2	-0,016	-0,032	0,000512
0,005	3	-0,013	-0,039	0,000507
0,006	7	-0,012	-0,084	0,001008
0,009	30	-0,009	-0,270	0,00243
0,010	17	-0,008	-0,136	0,001088
0,013	22	-0,005	-0,110	0,00055
0,018	42	0	0	0
0,019	30	0,001	0,030	0,00003
0,022	12	0,004	0,048	0,000192
0,024	7	0,006	0,042	0,000252
0,025	10	0,007	0,070	0,00049
0,027	4	0,009	0,036	0,000324
0,028	8	0,010	0,080	0,0008
0,029	4	0,011	0,044	0,000484
0,030	2	0,012	0,024	0,000288
	∑f=N=200		∑f.(Fr-Mo)=-0,297	∑f.(Fr-Mo)^2=-0,008955

Значението на последната получена стойност се заключава в това, че при тези стойности на радиалното биене биха се получили 19,44 % негодни лагерни шийки по изследвания показател.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработен е алгоритъм и е определен процентът на несъответствията при показател, разсейващ се по нормалния закон на разпределение с и без изместване на настройката.

2. Предложените алгоритми са експериментално проверени на базата на реални резултати, разсейващи се по нормалния закон и закона на Релей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Колкер Я. Д. Математический анализ точности маханической обработка деталей. Издательство Техника, Киев,1976.
2. Корийков Ц. Управление на качеството. Русе,1998.
3. Наков Н. Взаимозаменяемост, стандартизация и технически измервания. Земиздат, София, 1989.

Адрес за контакти:
гл. ас. д-р инж. Данко Тонев
Катедра Технология на машиностроенето и металорежещи машини
Русенски университет „Ангел Кънчев”
Тел.:082/888-493
E-mail: dtonev@uni-ruse.bg

ОЦЕНЯВАНЕ ИЗБОРА НА ИЗМЕРВАТЕЛНО СРЕДСТВО ЧРЕЗ КРИТЕРИИТЕ ЗА ПОВТОРЯЕМОСТ И ВЪЗПРОИЗВОДИМОСТ

Данко Тонев
Русенски университет „Ангел Кънчев”

EVALUATION OF SELECTION CRITERIA BY MEANS OF MEASURING THE REPEATABILITY AND REPRODUCIBILITY

Danko Tonev
„Angel Kanchev” University of Ruse

Abstract: This paper proposes a methodology for assessing the choice of measurement tool based on the criteria for repeatability and reproducibility. Used statistical characteristics are known to each other suitable combination provides the needed alternative to the proposed measuring instrument or system.

Keywords: methodology, criteria for repeatability and reproducibility.

1.УВОД

Известно е, че изборът на универсално измервателно средство зависи от степента на точност и диаметъра на контролирания размер. По стандартни методики се определя допустимата грешка δ на размера и вследствие на това се избира този измервателен инструмент, който има подходяща константа, грешка и обхват.

2.ИЗЛОЖЕНИЕ

За да се оцени избраното измервателно средство като подходящо или не, е необходимо да се определят основните показателите: повторяемост и възпроизводимост (комплексен показател R&R) и коефициентът на общото разсейване (TV).

Повторяемостта е тази характеристика на измервателния процес, която при еднакви условия на експерименталните изследвания е необходимо да се получи съответното съвпадение на резултатите. Представен като „филтър”, този критерий не оценява грешките, които допуска операторът, а само тези на измервателното средството.

Възпроизводимостта е другата характеристика, която по своята същност оценява разсейването на получените стойности, но като резултат от влиянието на оператора.

Самата оценка на измервателното средство може да се получи, като се направи несложен планиран експеримент и по съответна методика се обработят получените резултати. В предложената статия двете представени характеристики ще се оценяват по количествен признак, затова като входни данни обикновено се използват показатели, които имат определена дименсия (напр., линейни и ъглови размери, тегло и т.н.).

За определянето на изисканите основни статистически характеристики е необходимо да се изясни, че се разполага с m на брой продукти и n оператора, които могат да извършат r измервания върху един детайл. По този начин средната стойност на размаха $\overline{\overline{R}}$ би се определила със зависимостта:

$$\overline{\overline{R}} = \frac{\sum_{i=1}^{r} R_i}{n}. \qquad (1)$$

Определянето на стандартното отклонение на съвкупността Sr представлява отношение на средната стойност на размаха към коефициент на пропорционалност d_2. Последният от своя страна се явява функция на броя на продуктите m и на измерванията на всеки един от операторите. Математично изразена, тази зависимост има вида:

$$S_r = \frac{\overline{\overline{R}}}{d_2}. \qquad (2)$$

Обикновено има изготвени готови таблици с разпределения, които при известен брой на продуктите m и g (общ брой

измервания на един оператор с всички m продукта) дават стойността на посочения коефициент.

Определяне на размаха Rp като функция на средните стойности на извадката и последователността на измерванията.

По техническо изпълнение тази характеристика се явява една от най-трудоемките. Ако се предположи, че трима оператора измерват три продукта по десет пъти, то се съставя определен алгоритъм и се определят десетте средни стойности от измерванията в една и съща последователност, т.е. средната стойност от първото измерване на първия, втория и третия оператор. По този начин се определят десет средни стойности. Вследствие на това размахът Rp се определя по зависимостта:

$$R_p = ССИ_{\max} - ССИ_{\min}, \quad (3)$$

където $ССИ_{max}$ е максималната големина на средната стойност, а $ССИ_{min}$ е нейната минимална стойност.

Коефициент на разсейване, породен от екипировката EV (equipment variation).

Коефициентът на разсейването EV е правопропорционален на стандартното отклонение на съвкупността Sr, но тъй като се изисква да се работи с вероятност P=95 % се получава:

$$EV = 5{,}15.S_r, \quad (4)$$

Определяне средната стойност на размаха, породен от операторите $\overline{R_x}$.

Този коефициент, който е съставен от екстремните средни стойности, получени при измерване на всеки един от операторите, се определя чрез зависимостта:

$$\overline{R_x} = \overline{\overline{X}}_{\max} - \overline{\overline{X}}_{\min}. \quad (5)$$

Определяне на стандартното отклонение на разпределението на средните стойности от измерванията S_X *като функция на средния размах, породен от операторите.*

$$S_X = \frac{\overline{R_x}}{d_2^{'}}. \quad (6)$$

Коефициентът $d_2^{'}$ е подобен на този от зав. 2, но е функция на броя на операторите n и е само за едно измерване (g=1).

Коефициент на разсейване, породен от операторите AV (appraiser variation).

Подобно на предходната съставляваща EV, тази също изисква да се работи с вероятност P=95%, но като функция на стандартното отклонение Sx и затова:

$$AV = \sqrt{(5{,}15.Sx)^2 - (EV^2/(m.r))}. \quad (7)$$

Определяне на повторяемостта (Repeatability) и възпроизводимостта (Reproducibility) на измервателния процес R&R.

Определянето на тази комплексна характеристика изисква съответните коефициенти на разсейване да бъдат сумирани като случайни величини и затова самата стойност се определя с израза:

$$R\,\&\,R = \sqrt{EV^2 + AV^2} \quad (8)$$

Определяне на отклоненията, породени от продуктите PV (product variability).

Определянето на тези отклонения всъщност зависи от броя на опитите, които е направил всеки оператор върху един детайл (изразен с коефициента $d_2^{''}$ - като функция на r) и размаха, определен по зав. 5 и тъй като също е необходимо да се работи с доверителна вероятност P=95 %, то:

$$PV = \frac{5{,}15 \times Rp}{d_2^{''}}. \quad (9)$$

Последната характеристика, която изисква представената методика, е общото разсейване TV, което включва в себе си последните две съставляващи, а именно:

$$TV = \sqrt{R\,\&\,R^2 + PV^2}. \quad (10)$$

Представените до момента характеристики оценяват в различна степен разсейванията, причинени както от операторите, така и от обектите, които се изследват, но идеята на тази методика всъщност е алтернативата за средството, което е избрано. Тя се оценява с отношението на общото разсейване TV и характеристиката повторяемост и възпроизводимост.

$$CIM = \frac{TV}{R\,\&\,R} \quad (11)$$

Оценката на измервателната система или средство (CIM) може да се изрази най-просто, когато се сравни с дадена референтна стойност. При условие, че CIM≥10 %, то системата отговаря на изискванията за качество и може да бъде използвана. Стойността на CIM, която е под 3,33 % дава ос-

нование да се счита, че е използвано неподходящо за целта средство и следва то да бъде заменено. В някои случаи, когато 3,33 %≤CIM<10 %, се счита, че системата или средството е неподходящо, но при определени условия може да бъде прието.

3.ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Представена е методика за определяне на повторяемостта, възпроизводимостта, коефициента на разсейване, породен от операторите и от екипировката, както и на общото разсейване в изследвания процес.

2. Чрез използването на въведените критерии за оценка са предложени граници, чрез които е възможно да се даде необходимото заключение (алтернатива) за способността на измервателната система.

ЛИТЕРАТУРА

1. Большев Л.Н., Н.В. Смирнов. Таблицы математической статистики. Москва “Наука”, Физико-математической литературы, 1983.
2. 2 Корийков Ц. Б. Сотиров, М. Петров. Ръководство по метрология – допусково проектиране. Русе, 2005.
3. Корийков Ц. Управление на качеството. Русе, 1998.

Адрес за контакти:
гл. ас. д-р инж. Данко Тонев
Катедра Технология на машиностроенето и металорежещи машини
Русенски университет „Ангел Кънчев”
Тел.:082/888-493
E-mail: dtonev@uni-ruse.bg

МАТЕМАТИЧЕСКО МОДЕЛИРАНЕ ИЗМЕНЕНИЯТА НА ПРОДЪЛЖИТЕЛНОСТТА НА ИНТЕНЗИТЕТА НА СЛЪНЧЕВАТА РАДИАЦИЯ В КОНКРЕТЕН РАЙОН

Константин Коев
Русенски университет „Ангел Кънчев”

A MATHEMATIC MODELING OF THE CHANGES OF THE TIME ELAPSED OF THE INTENSITY SOLAR RADIATION ON A CONCRETE AREA

Konstantin Koev
„Angel Kanchev” University of Ruse

Abstract: For the two years – 2009 and 2010, the intensity of solar irradiation data of working photovoltaic electric power plant has been investigated. A model of the time lapsed of intensity solar radiation by years is suggested and tested of MATLAB. The model is consists of two parts and ones are sums of exponential and Gaussian functions. The values of the model's coefficients are closed on.

Keywords: Photovoltaic Modules, Intensity of Solar Radiation, Model, MATLAB.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Основният фактор, който влияе върху производството на електрическа енергия от модули за преобразуването на слънчевата енергия в електрическа (PV-модули, фотоволтаични модули), е интензитетът на слънчевата радиация [1, 3, 4]. Географското положение на нашата страна определя сезонното изменение на интензитета на слънчевата радиация. За различни географски райони са изследвани дневните и годишните изменения на интензитета на слънчевата радиация и са моделирани чрез тригонометрични функции и нормален закон на разпределение [1, 7]. Чрез полиноми са моделирани измененията на продължителността на интензитета на слънчевата радиация [9]. Всички тези изследвания имат за цел повишаване точността на прогнозиране на производството на електрическа енергия от фотоволтаични модули.

Целта на изследването е да се предложи за конкретен район, подходящ математичен модел за изменението на продължителността на интензитета на слънчевата радиация, чрез който по-точно да се анализират експлоатационните условия на фотоволтаичните модули и да се прогнозира производството на електрическа енергия от тях.

2. ИЗЛОЖЕНИЕ

Избраният обект е фотоволтаична система с обща изходна пикова мощност 117,24 kWp, разположена върху покрива на производствена сграда. Тя се намира в промишлен район на град Русе. Обектът е разположен на терен с надморска височина 76 m. Инсталацията е изградена от 852 бр. модули. Те са ориентирани в посока югозапад, стационарно монтирани под наклон от 32° спрямо земната повърхност [5].

За постигане на поставената цел е необходимо да бъдат решени следните задачи:

Анализ на измененията на продължителността на интензитета на слънчевата радиация (часовете с разпределените по класове стойности), при които се гарантира производството на електрическа енергия, и избор на модел.

Статистически анализ за точността и адекватността на модела.

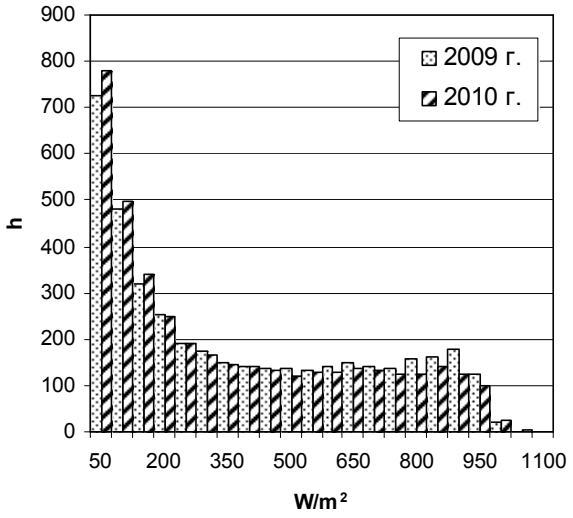
3. СРАВНИТЕЛЕН АНАЛИЗ МЕЖДУ ПРЕДЛОЖЕНИЯ МОДЕЛ И ДРУГИ ВЪЗМОЖНИ МОДЕЛИ.

Интензитетът на слънчевата радиация се характеризира със случайни изменения във времето и представлява неуправляем фактор от гледна точка на изследователя [1, 4, 6]. Стойностите на интензитета на слънчевата радиация се измерват и запис-

ват чрез измервателно-информационна система на всеки 15 min.

Разглеждат се часовете с разпределенията на стойностите на интензитета на слънчевата радиация, W/m^2, по класове, за две години – 2009 и 2010 г. (фиг. 1).

Характерна особеност е по-големият брой на часовете, през които интензитетът на слънчевата радиация е с малка стойност – (50 ... 150) W/m^2. Известно е [4, 5], че основните причини за това са географското разположение на изследвания обект и денонощното и годишното движение на Земята около Слънцето. Тези фактори определят математическия модел на дневното и годишното изменение на интензитета на слънчевата радиация – нормален (Гаусов) закон [7].



Фиг. 1. Изменение продължителността на интензитета на слънчевата радиация по класове, общо за 2009 и 2010 г.

Характерно е, че през 2010 г. часовете с малък интензитет на слънчевата радиация - (50...150) W/m^2, са повече, отколкото през 2009 г. Часовете с по-голям интензитет на слънчевата радиация - (200 ... 950) W/m^2, са повече на брой през 2009 г., отколкото през 2010 г., с изключение на стойността 400 W/m^2. За нея часовете са 140 за 2010 г. и 139 за 2009 г. При интензитет на слънчевата радиация 1000 и 1050 W/m^2, повече са часовете през 2010 г., съответно 24 и 3. Тези стойности са незначително по-големи в сравнение с броя часове през 2009 г., съответно 20 и 1. Общият брой часове за 2010 г., през които интензитетът на слънчевата радиация се е изменял в границите (50...1050) W/m^2, е 3932, а през 2009 г. – 4048 h.

Представените разлики в броя часове, характеризиращи се с определена стойност на интензитета на слънчевата радиация, се дължат на конкретните климатични условия през двете изследвани години. Вследствие на разликите, общо произведената електрическа енергия през 2009 г. е 147,81 MWh, а през 2010 г. – 138, 96 MWh.

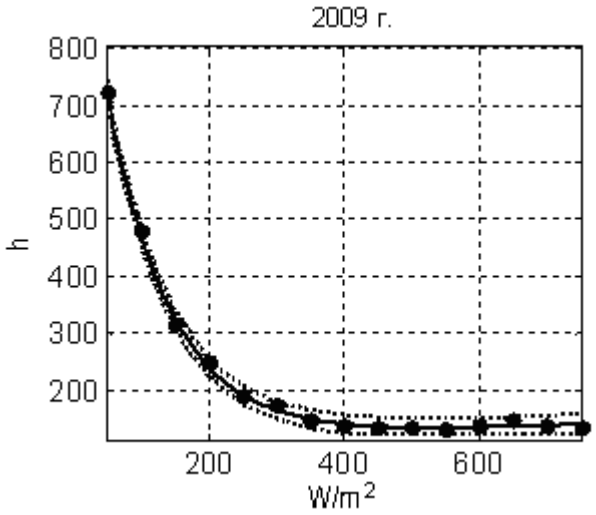
Следователно, разликите в резултатите за двете години – 2009 и 2010, не са големи и може да се очаква, че моделите за описване на данните ще бъдат подобни или еднакви.

Предложени са модели за изменията на продължителността (часовете с разпределението) на интензитета на слънчевата радиация през 2009 и 2010 г., които представляват полиноми от 3-та степен [5]. Характерното за тях е, че някои от стойностите на часовете са отдалечени значително от кривите на полиномите. Това налага да се извърши допълнителна проверка на статистическите параметри на моделите и възможност да се предложат други по-точни модели.

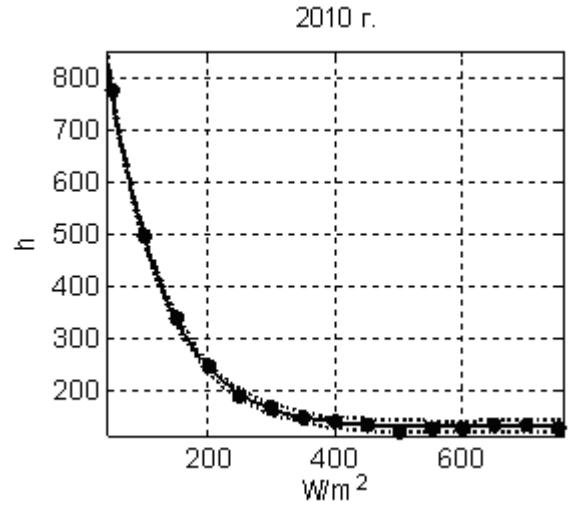
С помощта на MATLAB е установено, че данните за измененията на продължителността (часовете с разпределението) на интензитета на слънчевата радиация през 2009 г. не се описват достатъчно точно и коректно с полиноми. Опитите за моделиране с полиноми от 6-та и по-висока степен са неуспешни, защото обемът на данните е недостатъчен и получените резултати са статистически некоректни. Подобни са резултатите и при други модели: рационални, степенни и логаритмични функции.

Графичният вид на разпределението на часовете с различен интензитет на слънчевата радиация (измененията на продължителността на слънчевата радиация) наподобява намаляваща експоненциална зависимост до 750 W/m^2. При по-големи стойности на интензитета на слънчевата радиация, часовете нарастват, а графиката се характеризира с локален максимум в интервала (850 ... 900) W/m^2. След този екстремум часовете отново намаляват и дости-

гат нула, при интензитет 1100 W/m^2 (фиг.1).



а



б

Фиг. 2. Модел на изменение продължителността на интензитета на слънчевата радиация, по класове за 2009 (а) и 2010 г. (б), в интервала (50 ... 750) W/m^2.

Специфичният характер на изменение продължителността (разпределението на часовете) на интензитета на слънчевата радиация в интервала (50...1050) W/m^2 и неуспешните опити за адекватно моделиране само с едно уравнение са причина да се потърси друг подход.

Графиката може да се раздели на две части по абцисната ос така, че да се получат две графики, които евентуално могат да се моделират по-точно, отколкото цялата графика. Разделната точка се приема да бъде същата, до която графиката наподобява намаляваща експоненциална зависимост - 750 W/m^2.

Първо се моделира изменението продължителността (разпределението на часовете) на интензитета на слънчевата радиация в интервала (50 ... 750) W/m^2, поотделно за всяка от двете изследвани години - 2009 и 2010 г. (фиг. 2). С помощта на MATLAB се търси подходящ модел. Кривата на предложения модел е представена с непрекъсната линия, а продължителността (разпределението на часовете) - с черни точки (фиг. 2, 3). В моделите интензитетът на слънчевата радиация е означен с x, а моделът f1(x) представлява сума от две експоненциални функции с общо четири коефициента – a, b, c и d (табл. 1). Техните стойности са определени при доверителна вероятност 95 %. Границите на тази вероятност са представени с прекъснатите криви линии (фиг. 2, 3).

Сравнението между двете графики (фиг. 2а, б) показва, че почти всички точки за 2009 г. попадат в доверителния интервал от 95 %. При 2010 г. някои от точките са на границата, а други – извън доверителния интервал. Това се дължи на факта, че интервалът на изменение стойностите на коефициентите за модела за 2010 г. е малко по-тесен от същия интервал при модела за 2009 г. Независимо от това, стойностите на четирите коефициента за двата модела се различават незначително (табл. 1). В последните четири реда на табл. 1 са представени конкретните статистически оценки за качеството на моделите. Близките до единица стойности на R-square и Adjusted R-square са доказателство за точността на моделите, с която те описват данните [2, 8]. Стойностите на другите две оценки SSE и RMSE са значително по-малки от стойностите им при моделиране с полиноми. Този факт допълнително потвърждава коректния избор на моделите.

Втората част на графиките се описват с по-сложен модел f2(x). Той представлява сума от уравненията на два Гаусови закона, като всяко има по три коефициента – a, b и c (табл. 2). Характерното за коефициентите, както и при модела f1(x), е, че стойностите им са близки за двете години 2009 и 2010.

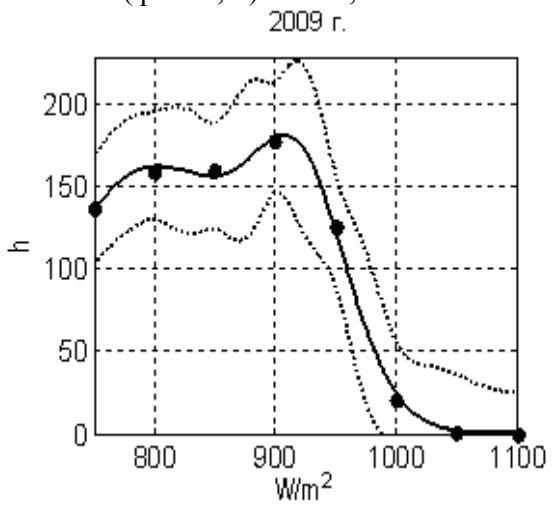
Таблица 1

Параметри на модела f1(x)

	2009 г.	2010 г.
f1(x)	a.eb.x + c.ed.x	
a	1041,000000	1150,000000
b	- 0,010640	- 0,011010
c	113,800000	115,600000
d	0,000292	0,000156
SSE	465,900000	202,200000
R-square	0,998800	0,999600
Adjusted R-square	0,998500	0,999500
RMSE	6,508000	4,288000

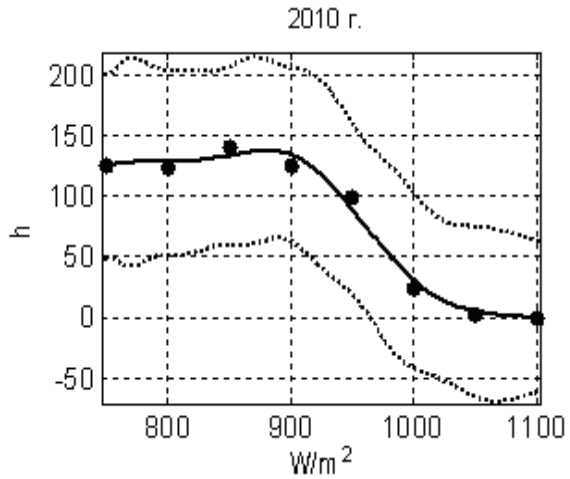
Стойностите на статистическите оценки R-square, Adjusted R-square, SSE и RMSE са доказателство за точността на моделите, с която те описват данните [2, 8]. Предложеният модел много по-точно описва данните от моделите с полиноми.

Характерното за модела f2(x), за 2009 и 2010 г. (фиг. 3, 4) е това, че стойностите



Фиг. 3. Модел на изменение продължителността на интензитета на слънчевата радиация по класове за 2009 (750 ... 1100) W/m^2.

на коефициентите се изменят в по-голям интервал (по-широка област, оградена от границите на 95-процентовата доверителна вероятност) в сравнение с тези, за модела f1(x).



Фиг. 4. Модел на изменение продължителността на интензитета на слънчевата радиация по класове за 2010 г., в интервала (750 ... 1100) W/m^2.

Таблица 2

Параметри на модела f2(x)

	2009 г.	2010 г.
f2(x)	$a_1.e^{-\left(\frac{x-b_1}{c_1}\right)^2} + a_2.e^{-\left(\frac{x-b_2}{c_2}\right)^2}$	
a1	118,9000	94,6500
b1	922,0000	909,9000
c1	54,4300	79,8600
a2	161,9000	124,0000
b2	800,1000	761,5000
c2	118,2000	133,0000
SSE	64,1100	317,0000
R-square	0,9985	0,9877
Adjusted R-square	0,9946	0,9569
RMSE	5,6620	12,5900

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложени са два модела f1(x) и f2(x) за измененията продължителността на интензитета на слънчевата радиация (часовете с разпределението на изменението) в интервала (50 ... 1100) W/m^2 по класове, за 2009 и 2010 г., за района на гр. Русе. Моделът f1(x) се отнася за продължителността на интензитета на слънчевата радиация (часовете с разпределението на изменението) в интервала (50 ... 1100) W/m^2 по класове, за 2009 и 2010 г., за района на гр. Русе. Моделът f1(x) се отнася за интензитет на слънчевата радиация в интервала

(50 ... 750) W/m^2, а моделът f2(x) – при интензитет (750 ... 1100) W/m^2.

Моделите описват по-точно и статистически по-коректно данните в сравнение с моделите, използващи уравнения на полиноми (независимо от степента им), рационални, степенни и логаритмични функции.

Двата модела са сложни и математически представляват суми от две уравнения на една и съща функция, с еднакъв брой коефициенти, но с различни стойности, определени при доверителна вероятност 95 %. Моделът f1(x) е сума от експоненциални функции, а f2(x) – сума от уравнения на Гаусови разпределения.

Стойностите на коефициентите на двата модела за 2009 и 2010 г. са близки помежду си, но интервалите им на изменение съществено се различават.

Ако уравненията на Гаусовите разпределения се разглеждат като модифицирани експоненциални функции, то двата предложени модела f1(x) и f2(x) могат да се разглеждат като суми на експоненциални функции с различни по стойност коефициенти.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Алкатири, Ф. Изследване на възможностите за енергоосигуряване с фотоволтаични системи на отдалечени потребители в условията на Република Йемен. Дисертационен труд за присъждане на образователна и научна степен “доктор”, Русе, 2010.
2. Андонов, К., Л. Михайлов, О. Динолов, К. Коев, Н. Евстатиева. Методи и средства за изследване в електроенергетиката. Русе, Издателски център на Русенския университет, 2010, ISBN 987-954-8467-07-0, с. 201.
3. Коев, К. и др. Изследване влиянието на някои фактори върху производството на електрическа енергия от фотоволтаични модули. Енергетика, 6, 2012, 27-30.
4. Младенчева, Р. Фотоволтаични генератори. Ековат Технологии, С., 2007, с. 178.
5. Недев, Н., К. Коев, Кр. Мартев. Изследване измененията на интензитета на слънчевата радиация В: Научни трудове на Русенския университет, том 50, серия 3.1. Русе, Печатна база на Русенския университет, 2011, 26-30.
6. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем. Мн.: ДизайнПРО, 2004, 640 с.
7. Ashenayi, K. et al. Application of normal distribution in modeling global irradiation. System Theory, 1988, Proceedings of the Twentieth Southeastern Symposium on, 20-22 Mar 1988, 470 – 474.
8. Mayers, J. L., A. D. Well. Research Design and Statistical Analysis. Lawrence Erlbaum Associates, Inc. Publishers. 2nd ed. 2003.Mahwah, New Jersey, p. 760.
9. Coskun, C. et al. Estimation of monthly solar radiation distribution for solar energy system analysis. Energy 36 (2011), 1319-1323.

Адрес за контакти:
Гл. ас. д-р инж. Константин Коев
Катедра Електроснабдяване и електрообзавеждане
Русенски университет „Ангел Кънчев”
Тел.: 082/ 888 661
E-mail: kkoev@uni-ruse.bg

ВЪЗМОЖНОСТИ ЗА ПРИЛОЖЕНИЕ НА ФОТОГРАМЕТРИЧНИЯ МЕТОД ЗА ИЗМЕРВАНЕ НА МАКРО И МИКРОГЕОМЕТРИЯТА В МАШИНОСТРОЕНЕТО

Атанас Атанасов, Борис Сакакушев
Русенски университет „Ангел Кънчев”

APPLICATIONS OF THE PHOTOGRAMMETRIC METHOD OF MEASURING MACRO AND MIKROGEOMETRY IN MECHANICAL ENGINEERING

Atanas Atanasov, Boris Sakakushev
„Angel Kanchev” University of Ruse

Abstract: The report examines the status and prospects for application of photogrammetric measurement method.
Keywords: stereoimage, photogrammetry, measurement method.

1. УВОД

Освен като снимачен метод за създаване на планове и карти, земната фотограметрия се използува в различни специални области на науката [1, 2, 3, 6]. Нейното широко приложение се обуславя от големите предимства, които има пред всички други снимачни и картировъчни методи. Фотограметричните начини, за измерване носят в себе си съвременност и перспективност и предлагат големи възможности за автоматизиране на почти всички процеси на измерване в машиностроенето (линейни размери и деформации) [4, 5, 7, 8, 9].

2. ИЗЛОЖЕНИЕ

Един от най-важните стадии на производствените процеси е контролът. Най-често контролираните параметри в областта на машиностроенето са отклоненията на линейните и ъгловите размери и на формата /макрогеометрията/ на повърхнините. Допуските на съответните величини налагат изисквания и към средствата за измерване и контрол. Широко използване в точното машиностроене намират координатноизмервателните машини (КИМ). Те осигуряват достатъчно висока точност на измерването, но тяхната висока цена (поради наличието на прецизни механични възли и предавки), специфичните изисквания за условията на измерване (специални климатизирани помещения, висококвалифицирани оператори) и сравнително ниската скорост на измерването ги правят рядко използвани в родното машиностроително производство. Появата на безконтактните (обикновено оптични) измервателни устройства (могат да се приемат и за измервателни системи) доведе до няколкократно намаляване на себестойността и увеличаване на скоростта на измерване. Съществен недостатък на голяма част от безконтактните измервателни системи бе и си остава по-ниската точност на измерването в сравнение с КИМ и особено скъпият, фирмен софтуер, без които методът не е възможно да се реализира [4].

Едно от възможните интересни и перспективни приложения на този съвременен метод е за окачествяване на сравнително дълги отвори с малки диаметри. Интересното на сегашния етап на окачествяването при тяхното производство е прилагането на органолептичните методи за оценка на наличието или отсъствието на определени дефекти, както и определяне на положението им върху повърхнината на отвора. Обучението на персонала, занимаващ се с процеса на окачествяване, е дълго и продължително и обикновено е свързано с откъсване от реалното производство. В тази връзка използването на метода би ускорило съществено процеса на обучение на такъв род специалисти и би повишило качеството на измервателния процес [4].

Приложимостта на тези методи е свързана със сериозен анализ на факторите, който формират получаването и възприемането на „обемен” (бинокулярен или т.н.

„стерео” или 3D) образ. Тези фактори в определена степен определят основната съставляваща на грешката на измерването на този метод [5]. След обстоен анализ е установено, че изображенията, заснети с по-малка стереобаза, изглеждат по-малко „обемни”, но са по-подходящи от гледна точка на възприятието им (което да не забравяме е субективно) от оператора и са по-подходящи за цветокорекция (разбира се, там, където е необходима), особено ако се трансформират в цветни анаглифни стереоизображения, които са най-лесни за реализация от гледна точка на софтуер и на хардуер и, следователно, най-подходящи за използване.

Класическият фотограметричен метод се изгражда върху закономерностите между образните пространствени координати и свойствата на централната проекция [4,5]. Основният начин на числено „картиране” се състои в използуване на измерените стойности на базата, образните координати и хоризонталния паралакс [3] при определяне на пространствените координати.

На тази база е обосновано използването на един достатъчно точен и производителен метод за реализиране на координатни и линейно-ъглови измервания в областта на машиностроенето. Методът е приложим както за измерване параметрите на конструкции, така и за измерване параметрите на детайли с големи, малки и микроразмери и на техните деформации [6].

Методът се реализира при използването на съвременните постижения на дигиталната и изчислителната техника. Обосновано предимство на метода е възможността за използване на универсално, широко достъпно и евтино оборудване – дигитални фотоапарати, персонални компютри и сравнително евтин (или безплатен) и достъпен софтуер за обработка на данните.

Положени са основите на методика за анализ на точността на измерване чрез определяне на средноквадратичните грешки на измерване на координатите.

Прилагането на фотограметричните методи за определяне на деформациите [7] има за цел да се установи тяхното състояние и скоростта на тяхното изменение в пространството (а защо не и във времето – това е достижимо в светлината на съвременното развитие на дигиталната фотография и компютърна техника). От анализа на получените резултати ще се открият евентуалните причини за появилите се деформации и ще се проследи тяхното развитие. Определянето на деформациите може да се извършва успешно по еднообразен фотограметричен начин и по стереофотограметричен начин. Развитието на съвременната дигитална техника (и в частност съвременната дигитална фотография) прави възможно и достъпно използването в машиностроенето на тези методи и средства за измерване, които до скоро имаха много тесен ареал на разпространение предимно в стрителството.

Стереофотограметричният начин има предимството, че е относително по-точен (естествено, базирайки се на пространствени измервания и наблюдения) и че деформациите се определят в пространството, от което може да се съди за първоизточника и първопричината за тяхното появяване и развитие.

При деформации от сравнително малък порядък (може би е удачно да се въведе термина „микродеформации”) е необходимо в методиката за тяхното откриване и определяне по разглеждания метод да се вземе под внимание и сумарната грешка от заснимането (сферичните аберации на оптичната част на камерата, при монохроматично заснимане и хроматичните аберации при пълноцветно заснимане), както и грешката на проекционната и/или измервателната оптика (обективи и окуляри).

Когато деформациите в разглежданото съоръжение (машина, апаратура, детайл) протичат с много висока скорост, може да се използва методът на серия от високоскоростни снимки (3-5 или повече кадъра в секунда), което не е проблем за съвременната дигитална фотоапаратура.

Предварителна апробация на метода в равнинен вариант е извършена чрез провеждането на инженерен експеримент [9]. За него е използван цифров фотоапарат FUJIFILM FinePix S9500 с матрица – SONY Super CCD VHR (9,2 Mpx), с размер 1/1,6” (6,01/8,08 mm). Използваната резолюция за снимките е 5Mpx (2592/1944 px),

при което условният размер на един "реален" пиксел е 3,1 μm.

Програмата, която е използвана за измерването, е свободен софтуер и се нарича – "PhotoM". Предназначена е за **измервания на микроскопи и стендове при известни, твърдо установени разстояния (a) основно в биологията и свързаните с нея науки, при предварително калибриране за всеки от сменяемите обективи.**

Както калиброващите, така и снимките за измерването са реализирани от **неизвестно произволно разстояние (a)**. Снимките за измерването са реализирани без станок /тринога или др. помощни средства/, т.е. от ръка, при което ракурсът е определен на око. Това е направено с цел максимално да се „замърси" експеримента с различни, странични, влияещи фактори.

От проведените експериментални изследвания /калиброване по отделна снимка/ става ясно, че предметното разстояние (**a**) играе значителна роля и не може да се пренебрегне. То участва в един параметър, наречен **коефициент на трансформация (Kт)**, който оказва решаващо значение върху точността на измерването. Това личи от първите две серии опити, при които, както се предполагаше теоретично, коефициентът на трансформация зависи както от фокусното разстояние на обектива (f), така и много съществено от разстоянието на заснемане (**a**). При използване за калиброване на предварително известен размер от реалната снимка, върху която се извършва измерването се установява, че средната абсолютна грешка е функция на разделителната способност на матрицата /или в случая на апроксимираната разделителна способност – 9,2 Mpx → 5 Mpx/, разделителната способност и качеството на обектива /сферична и хроматична аберации, дисторсия, астигматизъм и др./, на конкретното фокусно разстояние и разделителната способност и качеството на монитора, върху който се извършва измерването, както и ясното изразяване на контурите на измерваната повърхнина, разминаването на геометричната ос на системата „обектив-матрица" с геометричната ос на съответния измерван детайл [9].

От апробирането и проведения анализ на метода в равнинен вариант при използване на „не особено подходящ", но за сметка на това свободен софтуер, са изяснени основните източници на грешки – фокусното разстояние (**f**) (ъгловият обхват **α**) на обектива и предметното разстояние (**a**). Въведеното понятие - **коефициент на трансформация (Kт)**, характеризира обвързването на горните два параметъра на фотографския обектив като система с предметното разстояние (**a**), като фактор, зависещ от обекта на измерване [8].

При реалния непредубеден анализ и при целенасоченото комбиниране на всички неблагоприятни фактори, сумарната грешка на измерването се ограничава в рамките на ~ 6 ÷ 20 μm. За сравнение горната граница на тази грешка е по-малка от инструменталната грешка на шублер (дебеломер, високомер и дълбокомер) с обхват 360-500 mm, константа – 0,02 mm, която е 40 μm. Фактът, че сумарната грешка при цитираните видове шублери е доста по-голяма, говори за предимствата на метода.

При използване на пълния капацитет на регистриращата матрица и качесвен LSD монитор тази сумарна грешка може евентуално да се минимизира допълнително.

3. АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ

Всичко това, извършено до момента, дава основателна причина методът да се доразвива, изследва и обогатява. Това може, на настоящия етап, да се формулира като задачи в следните направления:

1. Оформяне на обобщен теоретичен модел за фотограметрични измервания в областта на общото машиностроене;
2. Провеждане на експериментални изследвания за приложимостта на метода в областта на измерването на линейни размери и деформации на нормални и едрогабаритни конструкции с нормална точност;
3. Провеждане на експериментални изследвания за приложимостта на метода в областта на измерването на макрогеометрията на машиностроителни детайли с нормална и повишена геометрична точност;

4. Провеждане на експериментални изследвания за измерване на микрогеометрията на машиностроителни детайли.

4.ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Развитието на съвременната дигитална техника (и в частност съвременната дигитална фотография) прави възможно и достъпно използването в машиностроенето на методи и средства за измерване, които до скоро имаха много тесен ареал на разпространение.

ЛИТЕРАТУРА

1. Hartley R., A. Zisserman. Multiple View Geometry in Computer Vision. Newnes Butterwoths, London, 1999, p. 270.
2. Pollefeys M. 3D Modelling from Images. Boston, Allyn and Bacon, 2003, p. 200.
3. Clarke J. Modelling uncertainty: A primer. Boston, Allyn and Bacon, 2004, p. 75.
4. Сакакушев Б., С. Стоев, С. Първанов. Анализ на метода за измерване координатите на точки от повърхнина при използване на калибрована стереоснимка. Journal of the technical university at Plovdiv "Fundamental sciences and applications", том 14, 2007.
5. Сакакушев Б. Основни показатели на калиброваната стереоснимка и приложенията й във фотограметричните измервания на реални машиностроителни обекти. XVIII Научен симпозиум с международно участие „Метрология и метрологично осигуряване 2008", Созопол, 2008, 410 - 413. ISBN 978 – 954 - 334 – 078 – 1.
6. Сакакушев Б., М. Кършаков, Т. Тодоров. Приложение на фотограметричния метод за измерване в машиностроенето. - Известия на Съюза на учените – Русе, 1/2009, серия Технически науки, № 5, 20-24. ISSN 1311-106X.
7. Сакакушев Б., Т. Тодоров, Г. Стефанов. Стереофотограметричен метод за измерване на деформации в машиностроителни конструкции. - Известия на Съюза на учените – Русе, 1/2009, серия Технически науки № 5. 17-20. ISSN 1311-106X.
8. Сакакушев Б., В. Григоров, Т. Тодоров. Коефициент на трансформация и анализ на грешката на измерване по фотограметричния метод в машиностроенето. - Известия на Съюза на учените – Русе, 1/2011, серия Технически науки, № 5. ISSN 1311-106X. Под печат.
9. Станчев Т., Б. Сакакушев. Апробация на фотограметричен метод за измерване в машиностроенето. Известия на Съюза на учените – Русе, 1/2011, серия Технически науки, № 5. ISSN 1311-106X. Под печат.

Адрес за контакти:

Доц. д-р инж. Борис Сакакушев

Катедра Технология на машиностроенето и металорежещите машини

Русенски университет "Ангел Кънчев"

Тел.: 082 888 493

E-mail: bsak@uni-ruse.bg

РАЗПОЗНАВАНЕ НА ДИАГНОСТИЧНИ СИГНАЛИ С ИЗПОЛЗВАНЕ НА СПЕКТРАЛЕН ПОДХОД

Георги Кръстев
Русенски университет „Ангел Кънчев”

DIAGNOSTIC SIGNAL RECOGNITION USING SPECTRAL METHODS

Georgi Krastev
„Angel Kanchev” University of Ruse

Abstract: The paper examines the spectral approach in diagnostics. It focuses on the methods for object diagnostic investigations and presents the experimental results showing the efficiency of the suggested approach.
Keywords: diagnostics, spectral methods.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

При разпознаването на образи често се използва преобразуване на пространството на обектите по такъв начин, че да се намали вариантността им във всеки клас и да се увеличи разстоянието между класовете. При разпознаване въз основа на честотния метод се използва именно такова преобразуване: от координати амплитуда-време се преминава в координати енергия-честота. Това до известна степен определя математичния апарат на метода - преобразуванията на Фурие [2, 3, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15].

2. СПЕКТРАЛЕН ПОДХОД В ДИАГНОСТИКАТА

За всеки диагностичен клас съществува еталон-крива, който се представя в дадената равнина като съвкупност от безкраен брой точки. Всяка от тях може да бъде разгледана като признак. Ясно е, че за практическото решаване на задачата не могат да бъдат използвани безкраен брой признаци. Затова всеки еталон се представя чрез някои координати на спектралната характеристика или като вектор в z-мерно пространство. В това пространство на всеки клас принадлежи определена област, която няма общи точки с областите на другите класове. В най-добрия случай може да се счита, че еталонът е разположен в средата на областта, определяща съответния клас. За правилното разпознаване на неизправностите е от съществено значение признаците да се подберат правилно. На първо място, при подбора трябва да се отбелязва тяхната полярност, а на второ - техният брой. За процеса на разпознаването най-полезни признаци са тези, които са инвариантни към изменение на образа вътре в класа и по-рязко се изменят при прехода от един към друг. Целесъобразно е да се изследват признаците като система случайни величини от гледна точка на теорията на вероятностите. Можем да определим корелационните моменти k_{ijq} и k_{ij}, където j е номерът на класа; i — номерът на признака; $q=1,2, \ldots ; f(i)$ определя всички преобразувания на j-тия клас.

Корелационният момент k_{ijq} характеризира изменението на i-тия признак при изменението на изображението вътре в j-тия клас ($j=const,\ q\neq const$), а моментът k_{ij} — изменението на този признак при прехода на изображението от един клас в друг ($j\neq const$). Полезни признаци са тези, за които във всички класове е валидно неравенството

$$k_{ijq} << k_{ij} . \qquad (1)$$

Може да се направи изводът, че точките-признаци от спектралната характеристика на неизправностите не трябва да се снемат през еднакъв честотен интервал, а могат да се съставят, съответно разделят, за определени интервали, които носят повече или по-малко информация. Този факт предполага едно пълно и подробно предварително анализиране на голям брой спектрални характеристики на всеки клас неизправности. Другият съществен момент при определяне на признаците се отнася до техния брой. От една страна, увеличаването му

води до ясно разграничаване на класовете един от друг, а от друга - усложнява практическата реализация на блока за приемане на решения. При такива две противоречиви условия е необходимо да се намери оптималното решение.

След определяне на признаците на изследвания обект е необходимо те да се сравнят с тези на еталоните. Обектът се отнася към определен клас в случай, че сравняваните признаци съвпадат (съвпадение с известни допуски). Това е z-мерното пространство на признаците, което е равносилно на построяване на вектор, чийто връх попада в някоя област с център определен еталон. Съвпадането на признаците се свежда фактически до определяне мястото на върха на вектора в z-мерното пространство.

Разпознаването с помощта на вектори дава ясна представа за механизма на разпознаването, но за решаване на практическа задача, каквато е разгледаната, той е трудно приложим. Необходимо е да се въведе аналитичен критерий за разпознаване на неизправности, съобразен с техните особености.

Всеки еталон се описва с краен брой точки в равнината енергия-честота.

3. МЕТОДИКА НА ИЗСЛЕДВАНЕТО

За компютърното реализиране на метода е целесъобразно да се използва следният алгоритъм [1, 4, 6, 16]:

1. Въвежда се съвкупност от еталони, представляващи амплитудния спектър на типичните образи на основните видове сърдечни шумове и тонове.

2. Еталонните образи се нормират по амплитуда, като за целта се използва хармоничната съставка от спектъра на всеки от еталоните, която има максимална амплитуда.

3. След статистическо обработване на еталоните се определя оптималното (в информационен смисъл) разположение на дискретните отчети в честотния интервал, в който е дефиниран полезният сигнал.

4. Въвежда се z-мерно пространство на признаците, в което се дефинират векторите на еталоните, всеки от които е съставен от z-скаларна компонента.

5. Дефинират се областите на различните видове неизправности в z-мерното пространство на признаците. Областите се дефинират около изобразяващите вектори на еталоните с помощта на прагове $P_{i1}, P_{i2}, \ldots, P_{iz}$, където *i= 1, 2, . . . , n*. При определяне на праговете се изхожда от условието областите на различните видове шумове да не се пресичат.

6. След предварително обработване входният сигнал се подлага на честотен анализ и се получава амплитудният спектър на сигнала.

7. Спектърът на сигнала се нормира по амплитуда, като за целта се използва хармоничната съставка с максимална амплитуда.

8. За определените стойности на аргумента $\left(f = f_1, f_2, \ldots, f_z\right)$ се измерва стойността на хармоничните съставки. Получават се дискретни отчети, дефиниращи вектора на изследвания сигнал $\vec{X}_н$ в пространството на признаците:

$$X_н(S_{хн1}, S_{хн2}, \cdots, S_{хнz}), \tag{2}$$

където $S_{хні} = S_{хн}(\varpi_i)$ за *i=1, 2, ..., z.*

9. За да се определи областта от z-мерното пространство на параметрите, към която се отнася изследваният шум, векторът на сигнала последователно се сравнява с векторите $\vec{A}_j$ за j= 1, 2, ..., n, като за целта се използват праговите величини $\{P_{ij}\}$ (i=1, ..., z; j=1, ..., n), определящи съответните области на основните неизправности.

10. Векторът $\vec{X}_z$ принадлежи към областта на вектора $\vec{A}_j$, ако за едноименните компоненти на тези вектори едновременно се реализират неравенствата:

$$\left|S_{jн1} - S_{хн1}\right| < p_{1нk}, \tag{3}$$

$$\left|S_{jн2} - S_{хн2}\right| \le p_{2нk}, \tag{4}$$

$$\left|S_{jнz} - S_{хнz}\right| < p_{znk}. \tag{5}$$

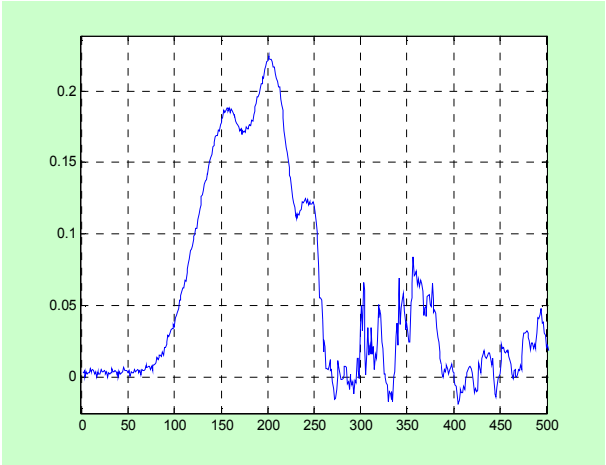
Така задачата за разпознаване е решена и конкретната неизправност се отнася към j-та неизправност.

11. Ако се окаже, че неравенствата (точка 10) не са изпълнени за нито един от векторите $\vec{A}_j$ $(j = 1, 2, \ldots, n)$, се налага въвеждането на допълнителна информация. За целта се повтарят всички точки на алгоритъма от 3 до 10 включително.

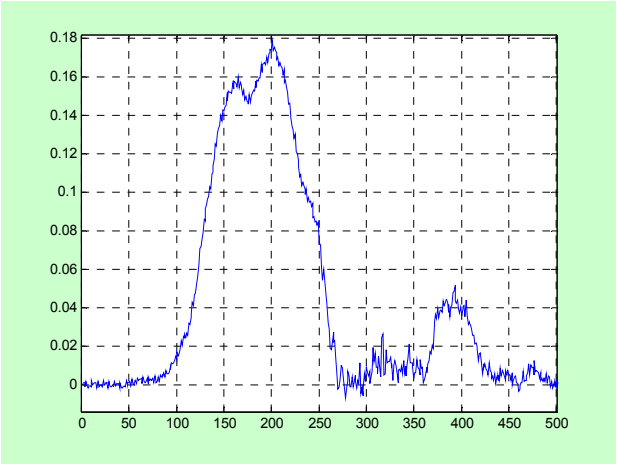
12. В случай че условието (точка 10) се изпълнява за повече от един вектор, следва да се допусне, че областите на z-мерното функционално пространство, дефиниращи основните видове неизправности, се пресичат. Налагат се корекции в резултатите, получени в т. 5, след което се повтарят операциите 10, 11 и 12.

4. Получени резултати

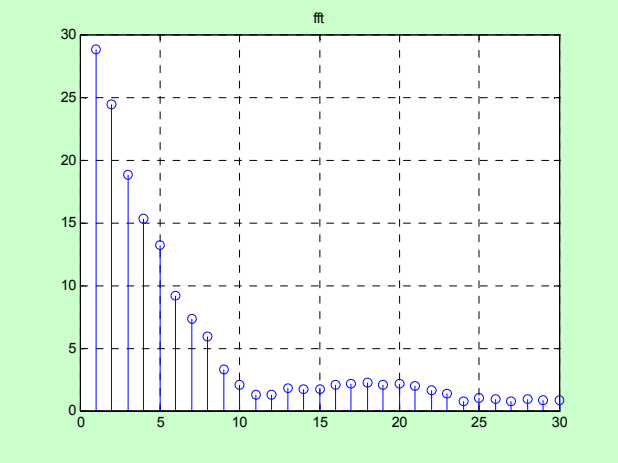
Прилагайки предложения теоретичен метод на фиг. 1 са показани получените резултати за две експериментални криви. Първата от тях е за една характерна неизправност, а втората е еталонна.



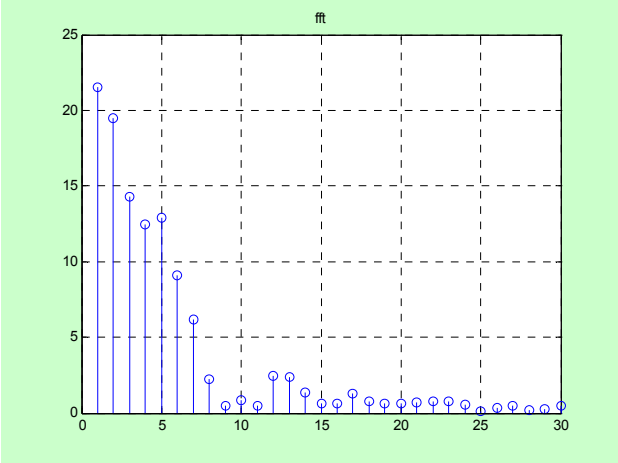
Първа експериментална крива



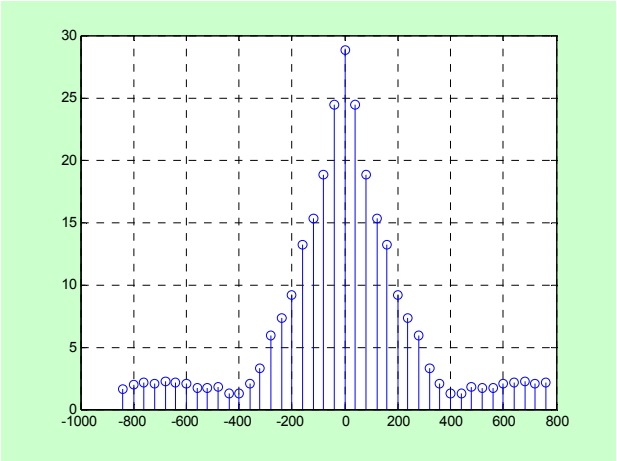
Втора експериментална крива



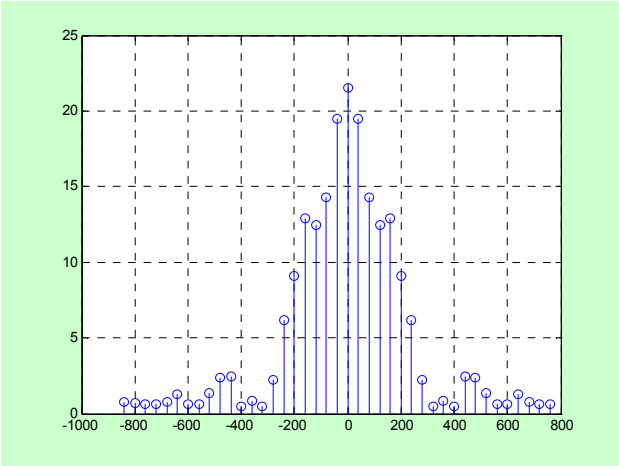
Спектър (номер на хармоници) на първата експериментална крива



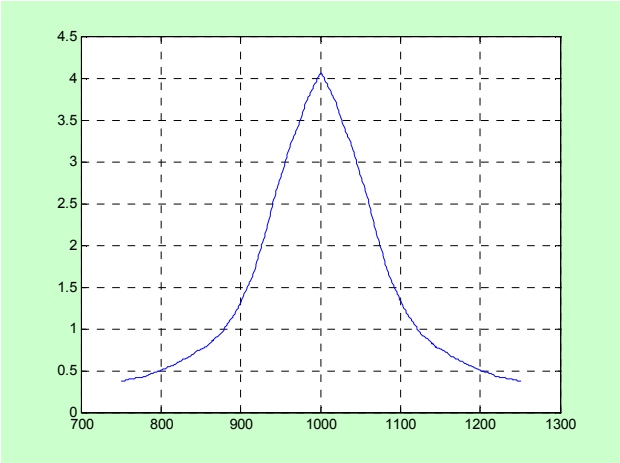
Спектър (номер на хармоници) на втората експериментална крива



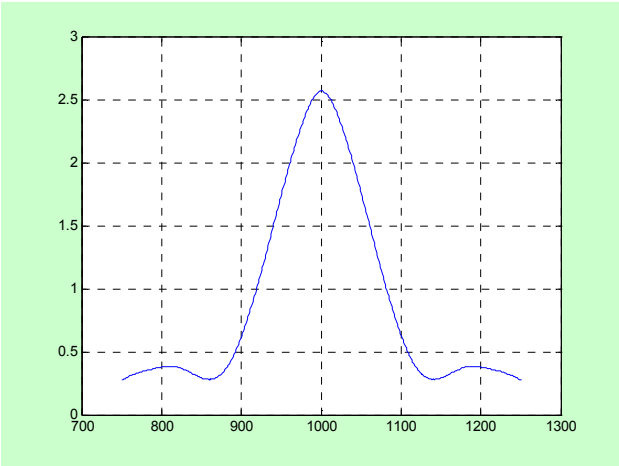
Спектър (честоти) на първата експериментална крива



Спектър (честоти) на втората експериментална крива



Автокорелация на първата експериментална крива



Автокорелация на втората експериментална крива

Фиг. 1. Получени резултати

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- Представена е методика за разпознаване на диагностични сигнали с използване на спектрален подход;
- Получени са експериментални резултати, показващи работоспособността на предложената методика;
- Получените резултати не бива да се абсолютизират, особено при сравняване на поведението на модела с характеристики на диагностичен обект, който се изследва в условия на шум в наблюденията и при ограничени времеви интервали.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гюнтер, Г. Диагностика дизельных двигателей. Москва, „За рулем”, 2004.
2. Диде, Е. Методы анализа данных. Финанси и статистика, М., 2005.
3. Донев, Б. Математически методи за цифрова обработка. ТУ-София, 2006.
4. Дьяконов, В., И. Абраменкова, MATLAB. Обработка сигналов и изображений. Специальный справочник, Питер, 2002.
5. Иванов Р, Цифрова обработка на едномерни сигнали, Габрово, 1997.
6. Кръстев, Г., Цв. Георгиев, Б. Христов, Х. Авакян. Мобилна изследователска лаборато-

рия. Международна конференция Автоматика и информатика'09, София, 2009, I, 143-146.
7. Опенхайм, А., Уилски, А. и Йънг, Я. Сигнали и системи. Техника, София, 1993.
8. Рабинер Л. Р., Б. Гоулд, Теория и пременение цифровой обработки сигналов, Мир, 1978.
9. Ружеков Г. Т., Обработка на данни и сигнали, ТУ-София, 2004.
10. Фердинандов, Ер. Сигнали и системи. I и II част. Сиела, София, 1999.
11. Aunon, J.I. and Keirn, Z. Adaptive signal processing. Processing, R. Weitkunat (Ed.), pp. 251-277,-Techniques in the Behavioral and Neural Sciences, Vol. 5, RJ. P. Huston (Series Ed.), Elsevier, Amsterdam, 2001.
12. Burrus C.S, J.H. McClellan, A.V.Oppenheim, Computer Based Exercises for Signal Processing Using Matlab, 2009.
13. Egeland, O., J. Gravdahl: Modeling and Simulation for Automatic Control. Marine Cybernetics, 2002.
14. Hayes M.H. Statistical Digital Signal Processing And Modeling, Johon Wiley & sons, Inc, 2006.
15. Ifeachor E.C., Digital Signal Processing A Practical Approach, Addison-Wesley, 2003.
16. Kiencke, U., L. Nielsen. Automotive Control Systems. For Engine, Driveline, and Vehicle. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005.

Адрес за контакти:
Доц. д-р инж. Георги Кръстев
Катедра Компютърни системи и технологии
Русенски университет „Ангел Кънчев"
Тел.: 082 888 672
E-mail: gkrastev@ecs.uni-ruse.bg

СОФТУЕР ЗА ГЕНЕРИРАНЕ, РЕГИСТРИРАНЕ И АНАЛИЗ НА СИГНАЛИ ЗА ТЕХНИЧЕСКА ДИАГНОСТИКА

Георги Кръстев
Русенски университет „Ангел Кънчев”

SOFTWARE FOR SIGNALS GENERATION, REGISTRATION AND ANALYSIS FOR THE PURPOSES OF OBJECTS' TECHNICAL DIAGNOSTICS

Georgi Krastev
„Angel Kanchev” University of Ruse

Abstract: This paper presents the software developed for signal generation, registration and analysis regarding diagnostics of objects. It is based on the ADC/DAC of the National Instruments NI USB-6008. The software enables to examine all stages of experimental measurements of dynamic systems' transitional, weight and frequency characteristics for diagnostics purposes.
Keywords: technical diagnostics, NI USB-6008, software.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Софтуерът за генериране, регистриране и анализ на сигнали за техническа диагностика е разработен на базата на АЦП/ЦАП на фирмата National Instruments NI USB-6008 [7].

NI USB-6008 представлява многофункционално устройство за събиране и извеждане на данни от PC към външните устройства. Има 8 цифрови входа, 4 цифрови изхода, 8 аналогови входа и 2 аналогови изхода. Аналоговите входове могат да се конфигурират като единични или диференциални.

При единично свързване АЦП е 11-битов с обхват ±10V, а при диференциално свързване - 12-битов с настройвани обхвати ±20V, ±10V, ±5V, +4V, ±2.5V, + 2V, ±1.25V и +1V. Максималната грешка на АЦП при единично свързване е 0.138 V, а при диференциално свързване варира от 0.138 V за най-широкия диапазон на измерване до 0.0375 V за най-тесния диапазон. Максималната скорост на АЦП е 10000 дискрети за една секунда. Входното съпротивление на аналоговите входове е 144 kΩ.

ЦАП е 12-битов с обхват 0÷5V. Максималната му грешка е 0.0364 V, а номиналната - 0.007V. Изходното съпротивление е 50Ω. Скоростта на цифрово-аналоговото преобразуване се настройва от управляващия софтуер, като максималната възможна скорост е 150 дискрети за секунда. Стандартните нива на входно-изходните сигнали позволяват директното свързване на специализирания модул с аналогова апаратура NI-DAQ-6008 се свързва към PC с помощта на USB интерфейс.

Трансформирането на волтовете в реалната измервана величина се извършва чрез калибриране на всеки канал, при което се задава стойността на реалната измервана величина към 1 волт, съгласно формула

$$K_M = \frac{\textit{Калибровъчна стойност на величината}}{\textit{Съответстващата стойност във волтове}}.$$

2. ПРОГРАМНИ МОДУЛИ ЗА СЪБИРАНЕ НА ВХОДНО-ИЗХОДНА ИНФОРМАЦИЯ

От програмна гледна точка модулът NIDAQ-6008 осигурява широки възможности. Чрез подходяща управляваща програма, разработена в средата на *Microsoft Visual Studio*, MATLAB, *LabView* и др., могат да бъдат извършвани операциите четене на стойностите на входните сигнали и извеждане стойностите на изходите. За осъществяване на връзка между MATLAB и NIDAQ-6008 се използва *Data Acquisition Toolbox*. NIDAQ-6008 е едно от устройствата за събиране на данни, които се поддържат *от Data Acquisition Toolbox* (версия 2.8 и по-нова) [3, 4, 5, 6]. Работата на системата за събиране на данни в реално време чрез MATLAB [1, 2] може да се реализира като M-*file*, като схема в SIMULINK, работеща в реално време с помощта на *Real-Time Workshop* и като самостоятелно изпълнимо

приложение, компилирано с MATLAB *Compiler* (MCC). Първият начин е подходящ при големи тактове на дискретизация, т.к. времето за еднократното изпълнение на управляващата програма при малки тактове не може да се приеме за пренебрежимо малко спрямо такта. Поради това управляващите програми са реализирани като изпълними файлове, генерирани с MCC. Основното предимство на този вид приложения е, че те работят напълно автономно, т.е. средата MATLAB не е необходима.

За управлението на аналогово-цифровия и цифрово-аналоговия преобразувател се използва Data Acquisition Toolbox.

Обобщената блок схема на програмата е дадена на Фиг. 1. Независимо от това, че е програмата е разработена на базата на NI USB-6008 тя поддържа и други модели АЦП/ЦАП устройства на фирмата National Instruments. Поради тази причина в блок 1 потребителят избира устройството, с което ще се извършва измерването. След това в блок 2 се прочитат някои от служебните регистри на избраното устройството, като от тях се получава информация като например: броят на аналоговите входни канали, напреженовите обхвати, поддържани от устройството, максималната и минималната поддържани честоти на снемане на данни и т.н.

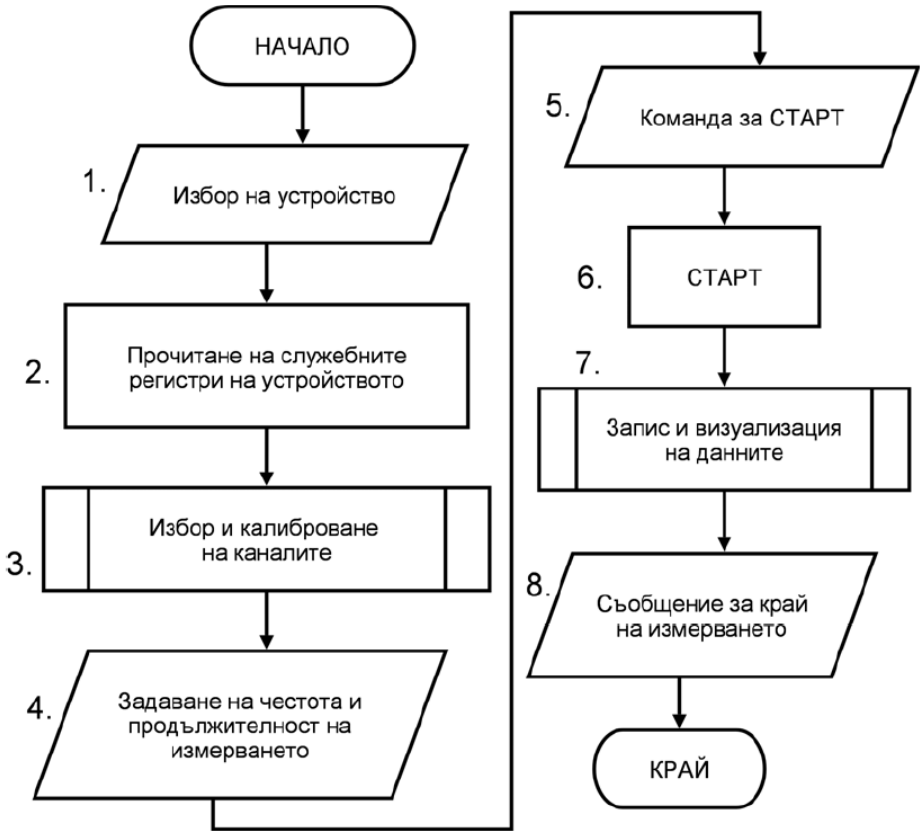
В блок 3 се осъществява избор на каналите, които ще участват в измерването и се извършва тяхното калибриране, като величината която ще се калибрира се отнася към 1 волт.

След задаване на честотата и продължителността на измерване в блок 4, се изчаква потребителят да зададе команда за начало на измерването в блок 5.

В блок 6 АЦП се конфигурира с параметрите, зададени от потребителя в предходните блокове, след което се стартира измерването. В блок 7 се извършва запаметяването и визуализирането на данните в реално време, а в блок 8 се извежда съобщение на потребителя за края на измерването.

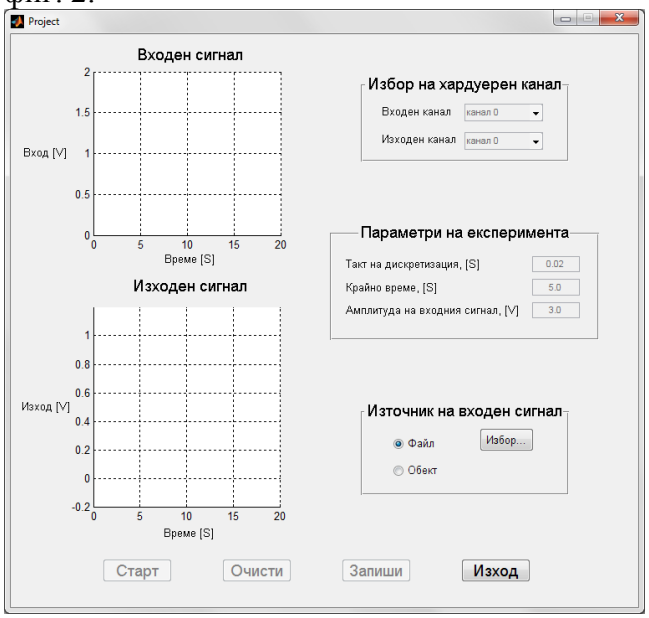
3. ВИЗУАЛЕН ИНТЕРФЕЙС НА СОФТУЕРА

След стартиране на приложението се появява диалоговият прозорец Project от



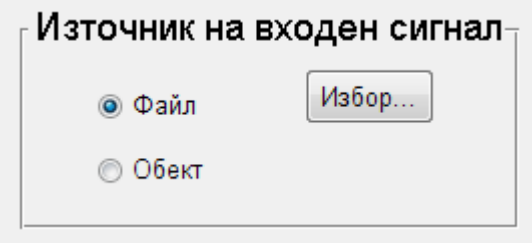
Фиг. 1. Обобщена блок схема

фиг. 2.



Фиг. 2. Диалоговият прозорец Project

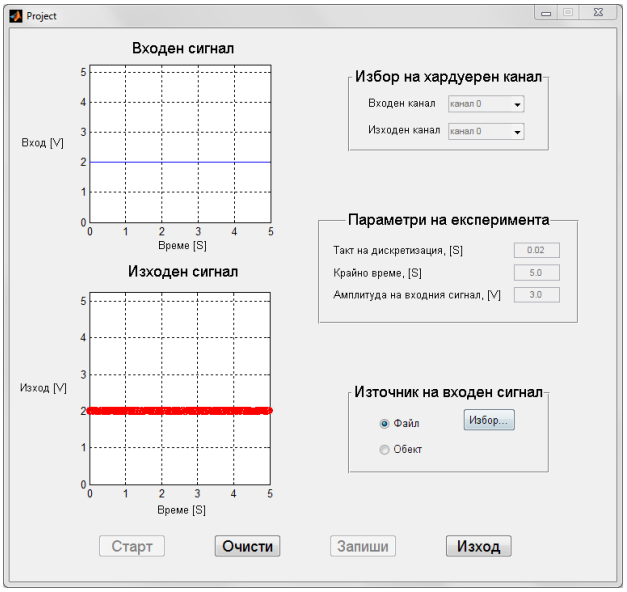
От тук може да се избере източникът на входния сигнал, който може да бъде файл по подразбиране, или обект (фиг. 3).



Фиг. 3. Избиране на източника на входния сигнал

- източникът на входния сигнал е файл – в този случай активни са единствено бутоните „*Избор*” и „*Изход*”.

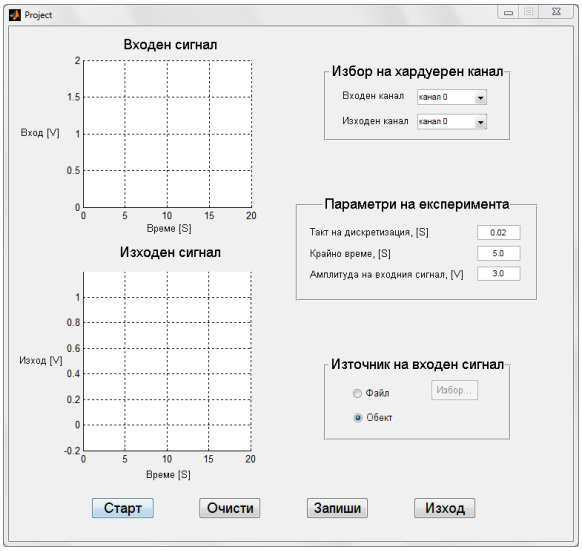
При натискане на бутона „*Избор*” има възможност да се избере файл, записан на твърдия диск с разширение „exp”. Ако се избере, например, файлът „primer1.exp” и се натисне бутона „*Open*”, на графиките за входния и изходния сигнал ще се начертаят данните, записани във файла (фиг. 4).



Фиг. 4. Изчертаване съдържанието на файла „primer1.exp”

След изчертаване съдържанието на избрания файл се активира бутонът „*Очисти*”, при натискането на който се появява диалоговият прозорец „*Очисти*” за изтриване на графиката.

Източникът на входния сигнал е обект - в този случай активни са всички бутони и полета, с изключение на бутона „Избор” (фиг. 5).



Фиг. 5. Източникът на входния сигнал е обект

От панела „Избор на хардуерен канал” може да се избере един от осемте входни канала и един от двата изходни канала на входно-изходения модул NIDAQ-6008. По подразбиране са избрани „канал 0”.

От панела „Параметри на експеримента” може да се направят допълнителни настройки:

- да се промени такта на дискретизация (по подразбиране е 0.02s);
- да се зададе продължителността на изпълнение на експеримента (по подразбиране е 5 s);
- да се промени амплитудата на входния сигнал (по подразбиране е 3 V).

При натискане на бутона „Запиши” се появява диалоговият прозорец „Save as”, в който трябва да се зададе името на файла, в който ще бъдат записани данните и да се укаже къде да бъде записан той.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

За провеждане на експериментални изследвания е разработена оригинална система за регистрация и анализ на експерименталните данни. Тя позволява да се обхванат всички етапи на експерименталното снемане на преходни, тегловни и честотни характеристики на динамични системи.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дьяконов, В., И. Абраменкова, MATLAB. Обработка сигналов и изображений. Специальный справочник, Питер, 2002 г.
2. Data Acquisition Toolbox User’s Guide. The MathWorks, Inc., August 2010.
3. Georgiev, T., G. Krastev. Virtual System for Generating Analog and Digital Signals. Proceedings of the International Conference ICEST'10, 23-26 June 2010, Ohrid, Macedonia, pp. 4.
4. Krastev, G., T. Georgiev, S. Arsov. MATLAB Based System for Real Time Experimental Studies of Dynamic Objects. Proceedings of the International Conference Quality and Reability of Technical System, 25.5-26.5 2010, Nitra, Slovenia, p. 361-364.
5. Krastev, G., Ts. Georgiev. One Approach for Continuous Signals Representation. Union of Scientists – Ruse. Book 5, "MATHEMATICS, INFORMATICS AND PHYSICS", VOLUME 8, p.63-70, 2011.
6. MATLAB Reference Guide. The MathWorks, Inc., August 2010.
7. User Guide and Specifications Usb-6008/6009. National Instruments, 2010.

Адрес за контакти:
Доц. д-р инж. Георги Кръстев
Катедра Компютърни системи и технологии
Русенски университет “Ангел Кънчев”
Тел.: 082 888 672
E-mail: gkrastev@ecs.uni-ruse.bg

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ТРИФАЗЕН АСИНХРОНЕН ДВИГАТЕЛ В ПРОГРАМНАТА СРЕДА MATLAB/SIMULINK

Миглена Христова, Анка Кръстева
Русенски университет „Ангел Кънчев”

INVESTIGATION ON A THREE-PHASE INDUCTION MOTOR IN MATLAB/SIMULINK

Miglena Hristova, Anka Krasteva
„Angel Kanchev” University of Ruse

Abstract: The article presents the obtained results of simulation three-phase induction motor tests under different operating modes. Developed Matlab/Simulink virtual setup to investigate three-phase induction motor and to analyze static and dynamic performances of induction motor drives. **Keywords:** three-phase induction motor; modeling; Matlab/Simulink

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Възможностите на високо развитите компютърни технологии и достъпните програмни продукти за създаване на модели, визуализиране и симулиране работата на различните видове електрически машини и задвижвания съществено повишава качеството на обучение на студентите. Виртуалните лабораторни стендове позволяват да се реши проблемът при дистанционното обучение, когато студентите имат предвидени малко часове за работа в реални лабораторни условия. Провеждането на виртуалните изследвания на асинхронен двигател (АД) се осъществява по същата методика, по която се извършват действителните експерименти [2]. Това позволява да се съпоставят получените резултати.

За моделиране режимите на работа на трифазен асинхронен двигател се използва програмният продукт **MatLab** и неговите приложения **Simulink** и **SimPower System** [5]. Пакетът **Simulink** е основен инструмент при изучаване на различните електромеханични системи. **SimPower System** съдържа множество готови блокове, които симулират работата на различни електротехнически устройства.

Целта на разработката е да се създаде модел на виртуален стенд и методика за изследване характеристиките на трифазен АД в средата на **Matlab/Simulink**, който позволява да се анализира работата му при различни режими на работа.

2. ИЗЛОЖЕНИЕ

Във виртуалното лабораторно упражнение се използва трифазен асинхронен двигател, с който се провеждат реалните експериментални изследвания в учебната лаборатория. Той е тип АО 80с-2, с номинални данни:

$P_н$ 1,1kW; $U_н$ 220/380V; $I_н$ 4,4/2,5A; **cos**φ = 0,85; Δ / Y 2830min^{-1} .

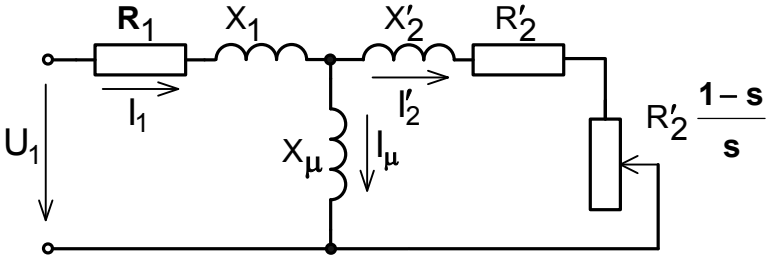
За настройка на виртуалния модел на АД, предоставен в **Matlab/Simulink/ SimPower System**, е необходимо да са известни параметрите на Т–образната заместваща схема на двигателя (фиг. 1). Обикновено в каталозите липсва информация за тях. За определяне на параметрите се използват различни аналитични методи на база справочни, каталожни и експериментални данни (опит на празен ход и късо съединение) .

Данните за активните и реактивните съпротивления на статорната намотка- R_1, X_1, на приведената роторна намотка - R'_2, X'_2 и индуктивното съпротивление на намагнитващия контур X_μ на реалния АД са определени по опитен път, съгласно описаната методика в [4]. Те са показани в табл. 1. Блок-схемата на разработения виртуален лабораторен стенд е показана на фиг. 2. Със стенда се симулира работата на АД и се изследват характеристиките на АД при празен ход, късо съединение и при работа под товар.

Таблица 1

Параметри на Т-образната заместваща схема на трифазен АД тип АО 80с-2

Параметри	R_1, Ω	R'_2, Ω	X_1, Ω	X'_2, Ω	X_μ, Ω	L_1, H	L'_2, H	L_μ, H
Реален АД	6,07	5,69	5,95	5,95	152,13	0,01894	0,01894	0,48424



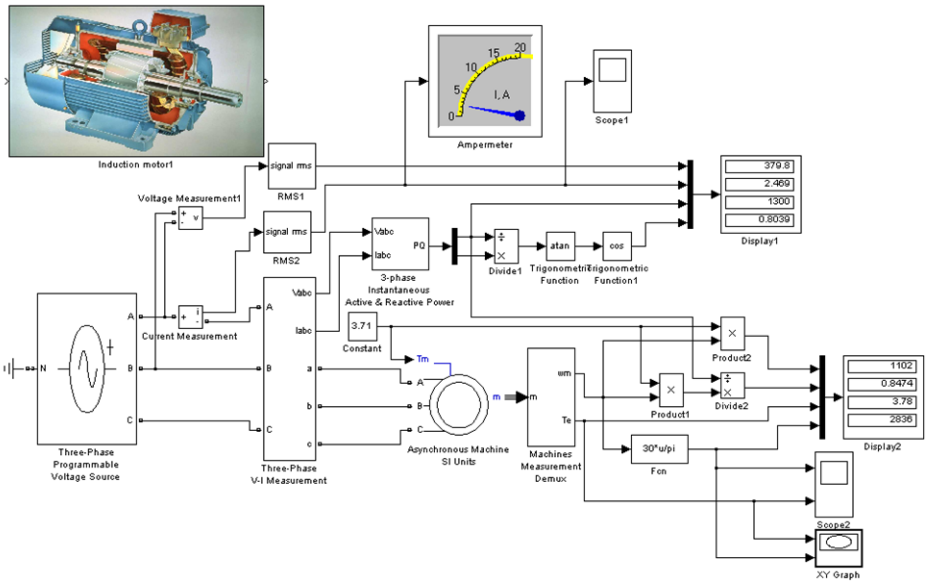
Фиг. 1. Т – образна заместваща схема на АД без отчитане на загубите в стоманата

За построяване на модела се използва готов блок на трифазна асинхронна машина **Asynchronous Machine SI Units**, избран от библиотеката **Power System Blockset/Machines**. Виртуалният АД се захранва от източник на трифазно променливо напрежение **Three-Phase Programmable Voltage Source** от библиотеката **Power System Blockset/Extras/Electrical Sources**. Ефективната стойност и честотата на напрежението на източника могат да се променят.

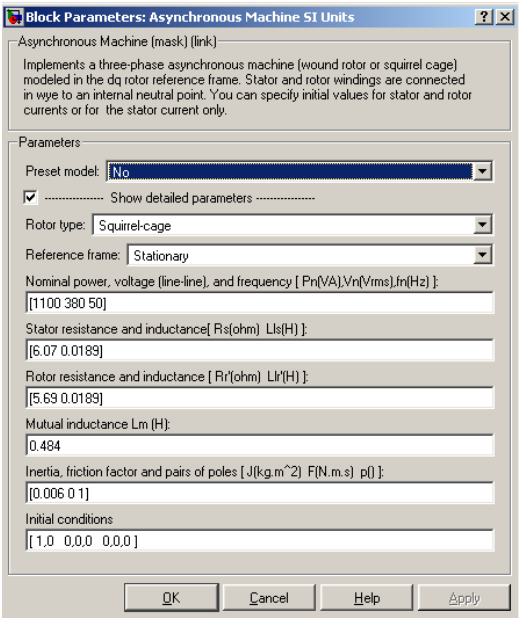
Моментната стойност на захранващото напрежение и консумирания ток се измерват съответно с блоковете **Voltage Measurement** и **Current Measurement**. За получаване на ефективните стойности са добавени два блока **Signal RMS**. Трифазното напрежение и токът се измерват с **Three-Phase V-I Measurement**, а консумираната мощност – с уред за измерване на активна и реактивна мощност **3-phase Instantaneous Active & Reactive Power**.

За измерване променливите на състоянието на асинхронната машина (ъгловата скорост, момент и др.) се добавя блокът **Machines Measurement Demux**. Натоварването на вала на АД, което не зависи от времето, се задава с блок **Simulink/Source/Constant**.

В разработения модел са добавени блокове, които визуализират данните на всички величини, необходими за построяване на характеристиките. С блока Display1 се отчитат захранващото напрежение, консумираният ток, активната мощност и факторът на мощността. От Display2 се снемат данните за полезната мощност, коефициентът на полезно действие, електромагнитният момент и честота на въртене на асинхронния двигател.



Фиг. 2. Блок-схема на разработения виртуален стенд



Фиг.3. Прозорец за настройка параметрите на асинхронна машина

С графичните блокове (осцилоскопи) **Scope1** и **Scope2** се визуализират преходните процеси, съответно на консумирания ток, честотата на въртене и електромагнитният момент. С блока **XY Graph** се получава механичната характеристика на АД.

Факторът на мощността се определя с израза

$$\cos\varphi = \cos\left(arctg\left(\frac{P}{Q}\right)\right). \qquad (1)$$

Стойностите на $\mathbf{P}$ и $\mathbf{Q}$, получени на изхода на блок **3-phase Instantaneous Active & Reactive Power**, се подават на входа на блок **Divide1**. За изчисляване на $\mathbf{\cos\varphi}$, съгласно уравнение (1), се използват два блока **Trigonometric Function**.

На фиг. 3 е показан прозорецът за настройка на параметрите на асинхронната машина с въведените параметри на реалния АД.

В полетата се задават:

- тип на ротора. От падащото меню се избира накъсосъединен или фазен ротор;
- координатна система, спрямо която се отчитат променливите на състоянието на машината;
- мощност, номинално линейно напрежение и честота;
- активно съпротивление и индуктивност на статорната намотка;
- активно съпротивление и индуктивност на приведената роторна намотка;
- параметри на намагнитващия контур;
- инерционен момент, коефициент на триене, брой на чифтовете полюси;
- начални условия за моделиране (хлъзгане, положение на ротора, токове на статора и тяхната начална фаза).

В едно изследване [2] подробно е описана методиката за провеждането на опитите на празен ход, късо съединение и опитът под товар с трифазен асинхронен двигател в лабораторни условия.

При опита на празен ход в блока за задаване на съпротивителния момент **Constant** се въвежда нула. Захранващото напрежение се намалява от номинална стойност до стойност, при която честота на въртене остава постоянна. Различните напрежения се задават в прозореца за настройка на захранващия блок **Source**. За всяко напрежение се прави нова симулация посредством бутона **Simulation/Start** и от блока **Display1** се отчитат съответно стойностите на консумираната мощност, ток и **cosφ**. Данните се нанасят в табл. 2, в която са показани резултатите, получени от реалния и виртуалния експеримент при номинално напрежение. В същата таблица са представени тези от изчисляването на относителната грешка на изследваните величини по формулата

$$\delta = \left|\frac{\mathbf{x_м} - \mathbf{x_р}}{\mathbf{x_р}}\right| 100, \%, \qquad (2)$$

където $\mathbf{x_м}$ е стойността на съответната величина, получена от виртуалния модел;

$\mathbf{x_р}$ - стойността на величината, получена от реалния експеримент.

Таблица 2

Резултати от опита на празен ход при номинално напрежение

Величина	$\mathbf{U_o}$, V	$\mathbf{I_o}$, A	$\mathbf{P_o}$, W	cosφ
Реален АД	380	1,381	117,9	0,129
Виртуален АД	380	1,396	36,84	0,040
Относителна грешка, δ, %	0	1,09	68,75	68,99

От табл. 2 се вижда, че при празен ход виртуалният АД консумира значително по-малка активна мощност и работи с по-нисък фактор на мощността, тъй като в ма-

тематическия модел на АД не се отчитат загубите в стоманата и механичните загуби. За реалните АД факторът на мощността при празен ход е в границите 0,05...0,15 [1].

Опитът на късо съединение се провежда при застопорен ротор, което в модела се постига със задаване на безкрайно голям инерционен момент. В прозореца за настройка на параметрите на АД се записва **J = inf**. Посредством блока **Source** захранващото напрежение се увеличава, докато протече номинален ток. Отчитат се същите величини както при опита на празен ход и резултатите се попълват в табл. 3, в която са показани получените данни от опита само при номинален ток.

Получените резултати от опита на късо съединение, проведени с реалния и виртуалния модел на АД, не се различават съществено (табл. 3). Най-голямо е отклонението за консумираната мощност.

При опита под товар захранващото напрежение и честотата на напрежението не се променят и имат номинална стойност. За изменение натоварването на АД в блока **Constant** се задават няколко стойности на съпротивителния момент M_C в интервала 0...1,1 от номиналния момент $M_H = 3{,}71\,N.m$. За всяка стойност се стартира нова симулация и данните от блоковете **Display1** и **Display2** се записват в табл. 4.

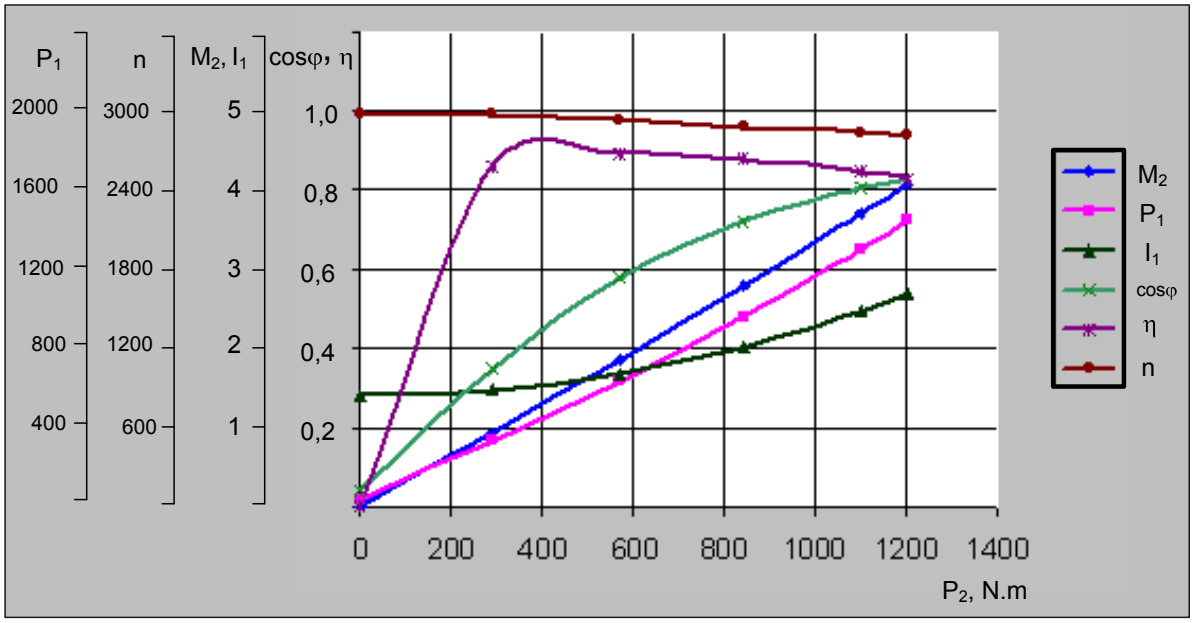
Таблица 3

Резултати от опита на късо съединение при номинален ток

Величина	$U_к$, V	$I_к$, A	$P_к$, W	$\cos\varphi_к$
Реален АД	74,74	2,579	234,8	0,703
Виртуален АД	73,00	2,573	224,3	0,691
Относителна грешка, δ, %	2,33	0,23	4,47	1,71

Стойностите на екраните на **Display1** и **Display2** (фиг. 2) и данните в табл. 4 съответстват на резултатите, получени при симулиране работата при номинално натоварване на АД.

По данните от табл. 4 са построени работните характеристики на изследвания АД (фиг. 4).



Фиг. 4. Работни характеристики на асинхронен двигател

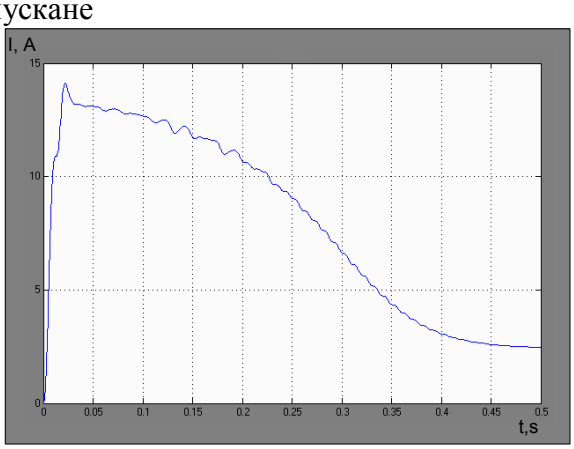
Таблица 4

Резултати от опита под товар на виртуалния асинхронен двигател

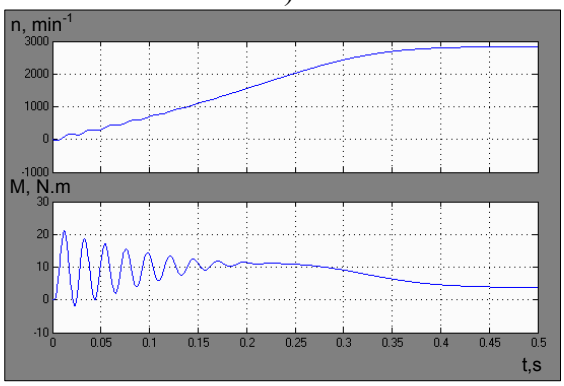
$M = M_C$	U_1, V	P_1, W	I_1, A	$\cos\varphi_1$	P_2, W	η	n, min^{-1}
$M_C = 1{,}0M_H$	379,8	1300	2,469	0,8039	1102	0,847	2836

Разработеният модел позволява на екраните на осцилоскопите **Scope1** и **Scope2** да се наблюдават преходните процеси при пускане на АД. На фиг. 5а е визу-

ализирано изменението на консумирания ток, а на фиг. 5б – честотата на въртене и електромагнитния момент при директно пускане



а)



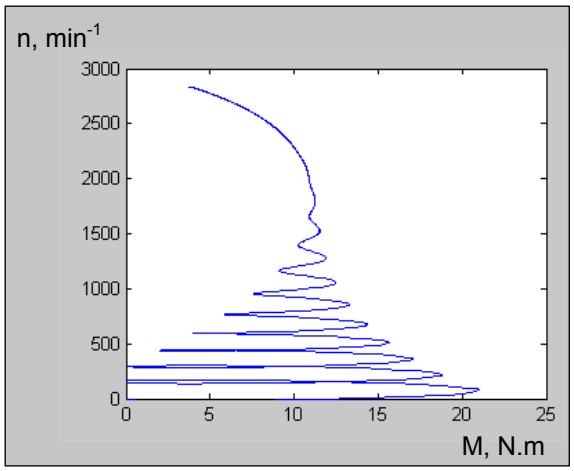
б)

Фиг. 5. Преходни процеси при пускане на трифазен асинхронен двигател: а) консумиран ток **I**; б) честота на въртене **n** и електромагнитен момент

От графиките на фиг. 5 се вижда, че при директно пускане има значителни колебания на момента и честотата на въртене. Отчетената стойност за пусковия ток (**$I_п$**=14**A**) на модела не се различава от тази за реалния двигател, посочена в едно изследване [3]. Кратността на пусковия момент за реалния АД е $M_п/M_н = 2{,}6$ [3], докато за модела

$$M_п/M_н = 10/3{,}71 = 2{,}69 .$$

Графиката на динамичната механична характеристика **n**=f(**M**), получена от блока **XY Graph**, е показана на фиг. 6. Анализът на тази характеристика показва, че преходният процес при директно пускане има колебателен характер. Максималната стойност на динамичния момент при това пускане превишава многократно (над пет пъти) номиналния момент, което е опасно за производствения механизъм и самия двигател.



Фиг. 6 Динамична механична характеристика

Получените резултати потвърждават възможността за използване на виртуални лабораторни стендове при изследване характеристиките на електрически машини. С помощта на разработения модел може да се анализира влиянието на отделните параметри върху статичните и динамичните характеристики, което не е възможно при реалните АД.

3.ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработен е виртуален лабораторен стенд за изследване на трифазен асинхронен двигател в програмната среда на **Matlab/Simulink**. За настройка параметрите на изследвания виртуален АД са използвани данни, получени по експериментален път.

Предложени са методични указания за снемане характеристиките на АД при празен ход, късо съединение и натоварване с виртуалния стенд.

Определени са относителните грешки на резултатите от опитите на празен ход и късо съединение с реален и виртуален АД. Получените стойности за грешките са под 5 %, с изключение на грешките на консумираната мощност и фактора на мощността на празен ход. Това се дължи на факта, че в математичния модел на АД не се отчитат загубите в стоманата и механичните загуби.

Моделът може да се усъвършенства и да се използва за анализ на енергийните характеристики на АД при съвместната работа с работни машини и задвижващи механизми с променлив съпротивителен момент.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ангелов А. М., Д. А. Димитров, Електрически машини, II част, Техника, София, 1988.
2. Димов Д. Н., М. И. Христова, Електрически машини, Ръководство за лабораторни упражнения, Печатна база на РУ „Ангел Кънчев”, Русе, 2001.
3. Дончев Г. Б., Г. Г. Стамболиев, Справочник по експлоатация и ремонт на електродвигатели, Техника, София, 1981.
4. Христова М. Методика за определяне натоварването и коефициента на полезно действие на асинхронните двигатели, Енергетика, 2011, брой 4, 25-29.
5. Черных И. В., Моделирование электротехнических устройств в MATLAB, SimPowerSystems и Simulink, М., ДМК Пресс, Москва 2008.

Адреси за контакти

Гл. ас. инж. Миглена Христова
Катедра Електроснабдяване и електрообзавеждане
Русенски университет “Ангел Кънчев”
Тел.: 888 659
E-mail: mcankova@uni-ruse.bg

Гл. ас. д-р инж. Анка Кръстева
Катедра Електроснабдяване и електрообзавеждане
Русенски университет “Ангел Кънчев”
Тел.: 888 659
E-mail: akrasteva@uni-ruse.bg

СРАВНИТЕЛЕН АНАЛИЗ НА МЕТОДИТЕ ЗА ПРОГРЕСИВНА КОРЕКЦИЯ НА ГРЕШКАТА В СТАНДАРТА IEEE 802.16E

Григор Михайлов, Теодор Илиев
Русенски университет „Ангел Кънчев”

COMPARATIVE ANALYSIS OF FORWARD ERROR CORRECTION INTENDED IN IEEE 802.16E STANDARD

Grigor Mihaylov, Teodor Iliev
„Angel Kanchev” University of Ruse

Abstract: WiMAX (IEEE 802.16) is a broadband wireless solution that enables convergence of mobile and fixed broadband networks through a common wide area broadband radio access technology and flexible network architecture. In this paper we explain the steps in channel coding stage and make comparative analysis of the forward error correction codes implemented in IEEE 802.16e standard. The main function of the channel coding is to prevent and to correct the transmission errors of wireless systems and they must have a very good performance in order to maintain high data rates. An analysis and simulation of the channel codes implemented in IEEE 802.16e standard has been conducted.

Keywords: Comparative analysis, correction , transmission, IEEE 802.16e standard.

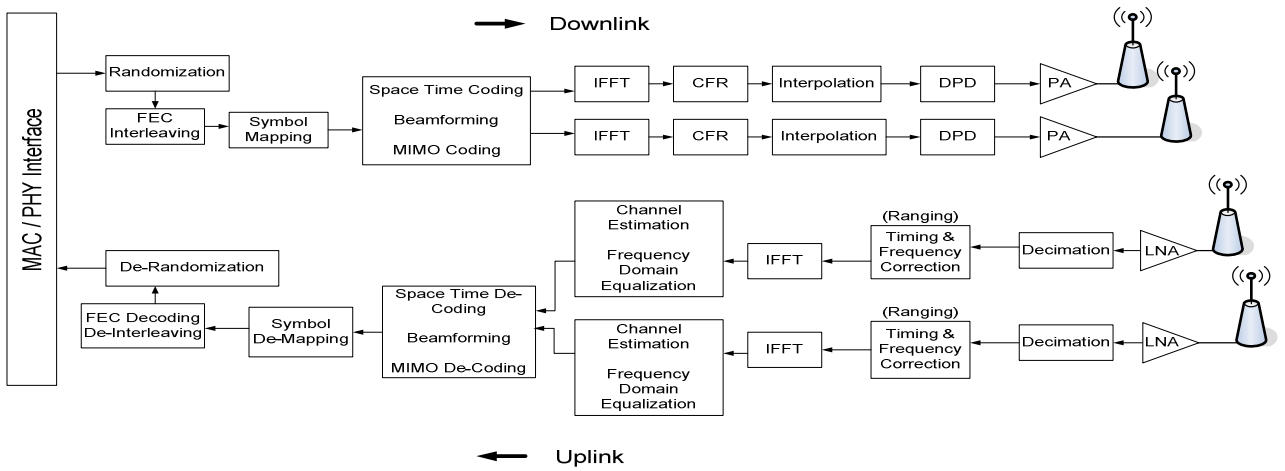
1. ВЪВЕДЕНИЕ

WiMAX (IEEE 802.16) произлиза от IEEE фамилията протоколи и разширява безжичната локална мрежа до градска (MAN) и широка (WAN) мрежа. Използва се нова радио технология при физическия слой за правия и обратния канал, наричана OFDM (ортогонално честотно разделяне и мултиплексиране). Докато първоначалните версии на стандарта 802.16 са фокусирани към по-скоро фиксирани приложения, по-късната версия 802.16-2005, подобрение на 802.16-2004, предлага много нови допълнения и функционалност, които подобряват качеството на услугата и позволяват придвижване със скорост по-голяма от 120 km/h. [1, 2].

WiMAX е безжична технология, която разширява широколентовия безжичен достъп. Съществуват две разновидности – фиксирана и мобилна версия. Фиксираната версия или 802.16d е проектирана като заместител на широколентовия кабелен достъп или DSL. Другата версия 802.16e също може да се използва за фиксирани приложения, но позволява и придвижването на потребителите в обхвата на базовата станция. Тези разновидности на стандарта са известни съответно като фиксиран и мобилен WiMAX.

2. ФИЗИЧЕСКИ СЛОЙ НА WiMAX

Физическият слой на WiMAX е изграден чрез ортогонално честотно разделяне и мултиплексиране (OFDM) Освен WiMAX много други широколентови системи (DSL, Wi-Fi, DVB-H MediaFLO) използват OFDM, тъй като тази технология предоставя възможност за предаване на високоскоростна информация, видео и разнообразни мултимедийни приложения. OFDM представлява ефективен начин за високоскоростно предаване на информация в зоната на непряката видимост или чрез многолъчево разпространение. Освен функциите като разместване на информация, прогресивна корекция на грешки (FEC), формиране на QPSK и QAM символите, стандартът предлага и възможност за работа с множество антени, както е показано на фиг.1. Това включва време-пространствено кодиране (STC), формиране на лъча, посредством адаптивни антенни схеми и техники за множествен вход и изход (MIMO). По този начин се постигат по-големи скорости за предаване на информацията. OFDM модулирането /демодулирането се осъществява посредством бързото преобразуване на Фурие (FFT) и обратното бързо преобразуване на Фурие (IFFT).



Фиг.1 Принцип на действие на физическия слой на WiMAX

Въпреки че не са уточнени в стандарта, в правия канал се използват и други техники за обработката на сигнала, като промяната на пиковата към средната мощност на сигнала (CFR) и цифрово подобрение на линейността на системата (DPD).

Те подобряват ефективността на усилвателите на мощност в базовите станции. Чрез обратния канал, освен операциите за кодиране/декодиране, необходими за възстановяване на предадения сигнал, потребителя получава информация за синхронизация по време, честота и мощност (позициониране). [3]

Една от основните цели на безжичните мрежи от четвърто поколение е способността да осигурят много бързо предаване на информацията в неблагоприятни среди: скорост на предаване на информация от порядъка на няколко стотин мегабита в секунда при интервал на предаване от порядъка на 5.10^{-4}. За целта са необходими изравнители и декодери, които да намалят съответно междусимволната интерференция (ISI) и остатъчната интерференция. OFDM модулацията на практика е предназначена за разпространение чрез многолъчеви канали. OFDM системата разделя честотния канал на набор от тесни Гаусови ортогонални подканали. Тъй като се използва честотно селектиране, някои подчестотни ленти са силно отслабени. Поради тази причина е необходим мощен приемник. Използват се няколко метода, като например разпределение на мощността или канално кодиране. [4], [5]

2.1. Канално кодиране

При стандарта 802.16e каналното кодиране се състои от няколко етапа:

- Разместване на информацията;
- Канално кодиране;
- Съгласуване;
- HARQ (Hybrid Automatic Repeat ReQuest);
- Разместване.

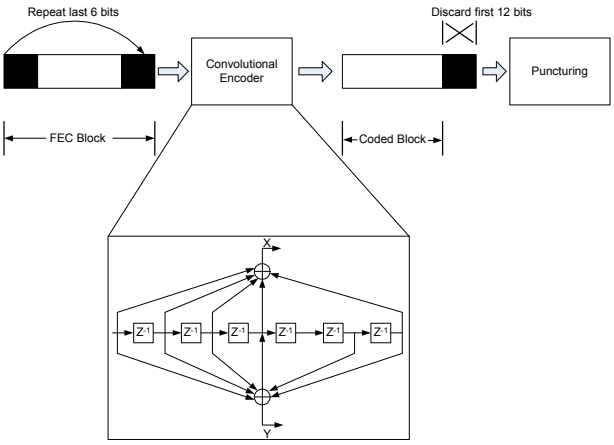
Разместването на информацията се прилага в правия и обратния канал, използвайки последователността на преместващ регистър с максимална продължителност, инициирана в началото на всеки FEC блок. Разместването на информацията се получава като последователността на този преместващ регистър се сумира по модул 2 с последователността от информация. Когато се използва HARQ първоначалното състояние на преместващия регистър, за всички HARQ предавания, се запазва постоянно, за да може да се осигури едновременно декодиране на един и същ FEC блок при многократно предаване.

Каналното кодиране се прилага на всеки FEC блок, който се състои от няколко подканала. Подканал е основната единица от разпределението на ресурсите във физическия слой. Изграден е от няколко информационни и пилотни подносещи. Точният брой на информационните и пилотните подносещи зависи от схемата за пермутация на подносещите. Максималният брой подканали в един FEC блок зависи от схемата за канално кодиране и модулационното съзвездие. Ако броят на подканалите за съответния FEC блок е по-голям от макси-

малното ограничение, то тогава блокът се сегментира в няколко FEC подблока. Тези подблокове се съгласуват и кодират поотделно, а след това се съединяват последователно, за да формират цялостен кодиран информационен блок. Сегментацията на кодовите блокове се прилага за по-големи FEC блокове с цел предпазване от прекаленото усложняване на декодиращия алгоритъм в приемната страна. [3]

2.2. Конволюционно кодиране

Задължителната схема за канално кодиране в стандарта IEEE 802.16e е базирана на нерекурсивните конволюционни кодове. Конволюционния кодер използва кодова дума с константна дължина 7 и степен на кодиране 1/2. Изхода на блока за разместване на информацията се кодира посредством този кодер. В случай, че е необходимо установяване на кодера в състояние 0, в края на всеки FEC блок се добавя бит 0x00. При OFDMA режима за установяване на кодера в състояние 0 се използва подобрена техника за прекъсване (*tail biting*), както е показано на фигура 2. Последните 6 бита от края се преместват в началото, за да се използват като битове за изчистване.

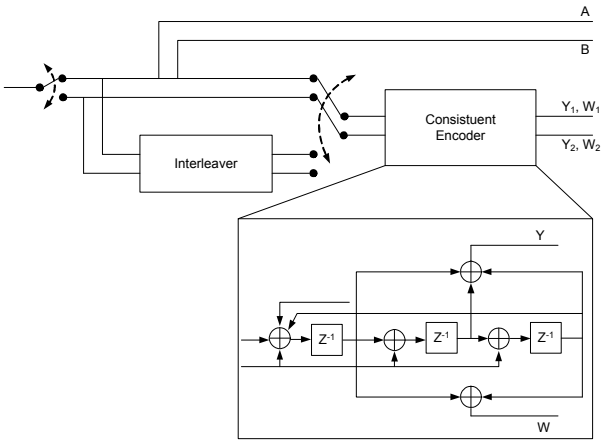


Фиг. 2 Конволюционен кодер и прекъсване при IEEE 802.16e

Тези добавени битове изчистват битовете, останали в кодера от предходния FEC блок. Първите 12 бита, генерирани от конволюционния кодер въз основа на останалите от предходния FEC блок 6 бита се изтриват. Подобрената техника за прекъсване е по-честотно ефективна в сравнение с битовете за изчистване, тъй като FEC блоковете не се натоварват с допълнителни битове. Въпреки това, е необходим по-сложен декодиращ алгоритъм, тъй като не са известни началното и крайното състояние на кодера. За да се постигне по-голяма степен на кодиране от 1/2, изхода на кодера трябва да се накъса с помощта на определен модел.

2.3. Турбо кодове

WiMAX използва двубинарни турбо кодове с ограничение на дължината на кодовата дума до 4. При двубинарните турбо кодове два последователни бита от некодираната последователност се изпращат едновременно към кодера. За разлика от бинарните турбо кодери, използвани в HSDPA и 1xEV-DO, генериращи единичен полином за всеки бит, двубинарния конволюционен кодер генерира два полинома, $1+D^2+D^3$ и $1+D^3$ за два бита. Тъй като на входа се подават два последователни бита, то този кодер има четири възможни преходни състояния, докато бинарния турбо кодер има две състояния. [6]



Фиг. 3 Турбо кодер при IEEE 802.16e

Двубинарните турбо кодове са специален случай на небинарните турбо кодове, които имат много предимства пред обикновените турбо кодове:

- **По-добра конвергенция**: По-добрата конвергенция на двуизмерния итеративен процес се обяснява чрез по-малкия брой грешни пътечки във всяко измерение, което намалява корелационните ефекти между отделните компоненти в декодерите;
- **По-голямо минимално разстояние**: Небинарния характер на кода добавя един или повече степени на свобода при пермутациите – междусимволна, което осигурява по-голямо минимално разстояние между кодовите думи;

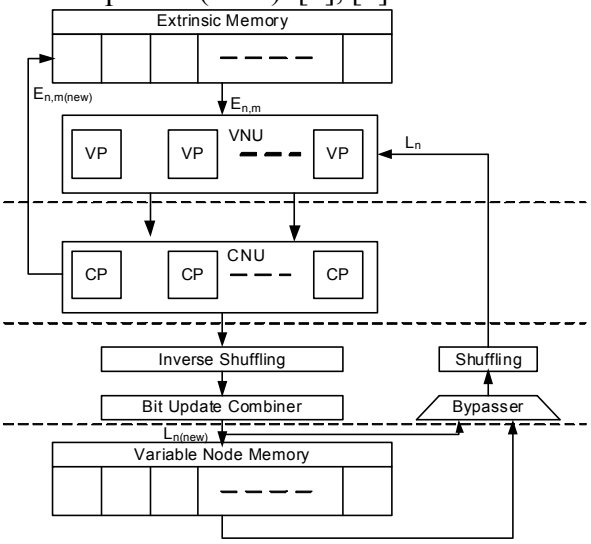
- **По-малка чувствителност към модела на накъсване**: За да се постигне степен на кода по-голяма от 1/3 и по-малък излишък, отделните битове трябва да се накъсат за небинарните турбо кодове. По този начин се постига по-добро представяне на накъсаните кодове;
- **Устойчивост на декодера**: Разстоянието между оптималния MAP декодер и опростените декодери, като логаритмичните MAP (log-MAP) и алгоритмите с мек вход и изход (SOVA), е много по-малко при двубинарните турбокодове, отколкото при бинарните турбо кодове.

2.4. Блокови турбо кодове и LDPC кодове

Блоковите турбо кодове и LDPC кодовете са дефинирани като допълнителни схеми за кодиране при WiMAX. Блоковите турбо кодове се състоят от два разширени кода на Хеминг, към които се подава и непроменената и последователността от информация подложена на операцията разместване на битовете. Кодовата дума на блоковите турбо кодове обикновено се съставя от последователността на два блокови кодера, разделени чрез блок за разместване на битовете. Нека (n_i, k_i, δ_i), i={1, 2}, са съответно дължината, размера и минималното разстояние на съставните кодове. Тогава параметрите на генерирания код са $n_p=n_1 \bullet n_2$, $k_p=k_1 \bullet k_2$, $\delta_p=\delta_1 \bullet \delta_2$. Стандарта 802.16 предлага няколко различни метода за кодиране, но най-дългия съставен код е разширен код на Хеминг (64, 57, 4).

Кодовете с ниска плътност и проверка по четност (LDPC) освен в 802.16e стандарта се използват и в DVB-S2, 10GBase-T и 802.11n. [7]

LDPC кодовете имат много степени на свобода, при разработката както на кода, така и на декодера. Информационната пътечка основно е опростена и операциите могат лесно да се осъществяват паралелно. Поради сложността на взаимовръзките, напълно паралелен LDPC декодер е труден за изграждане. По-често предпочитан и използван вариант е частично паралелния декодер – фиг.4. Той използва малки блокови матрици с подредена структура. Предложени са няколко LDPC кода с подредена структура, базирана на алгебрична конструкция. Тези кодове използват алгебричните свойства и по този начин се постига подобряване на вероятността за поява на битова грешка (BER). [8], [9]



Фиг. 4 Архитектура на LDPC декодер

Конвенционалния TPMP SPA (стандартен двуфазов алгоритъм за предаване на информация) алгоритъм най-често се разглежда като стандартен LDPC декодиращ алгоритъм и като цяло се изпълнява в логаритмичната област. Съобщенията за проверка на променливата R_{cv} са представени на уравнения (1) и (2).

$$R_{cv} = S_c \times sign(L_{cv}) \times \Psi\{\sum_{n\in N(c)} \Psi(L_{cn}) - \Psi(L_{cv})\}, \quad (1)$$

$$S_c = \Pi_{n\in N(c)} sign(L_{cn}), \quad (2)$$

където $N(c)$ представлява набор от променливи възли, свързани с проверовъчния възел c, а $\Psi(x) = -\log(\tanh(|x|/2))$ е нелинейна функция. Съобщението за проверка L_{cv} е представено чрез уравнения (3) и (4):

$$L_{cv} = L_v - R_{cv} \quad (3)$$

$$L_v = \sum_{m\in M(v)} R_{mv} + I_v, \quad (4)$$

където L_v е LLR съобщението на променливия възел v, а $M(v)$ представлява набора от проверовъчни възли, свързани към променливия възел v. Същественото съобщение, кореспондиращо към променливия възел v е $I_v = 2r_v/\sigma^2$, за бинарни входове (0 до +1 и 1 до -1) и AWGN канал, където r_v и σ са съответно получената първоначална стойност и стандартната девиация на шума. L_v се приема като очаквания бит на кодовата дума c_v (+1 до 0 и -1 до 1). Сумата P_c на уравнението за четност, кореспондиращо с

проверовъчния възел c е представена чрез уравнение (5). [10]

$$P_c = \oplus_{v \in N(c)} c_v , \qquad (5)$$

където $\oplus$ е сума по модул две. Ако $P_c = 0$ за някой проверовъчен възел c, то е намерен валиден код и декодиращия процес може да бъде прекратен.

2.5. Конволюционни кодове

Подобрената техника за прекъсване на кодера е ефективен начин за намаляване претоварването на конволюционните кодове. Обаче тази техника трансформира проблема на конволюционните кодове от безкрайния полиномен пръстен до пръстените с краен коефициент, което изисква допълнителна алгебрична обработка.

Основната идея на това прекъсване в конволюционните кодове е да се изравнят първоначалните и прекъснатите състояния. Едно от основните предимства е спестяване на степента на кода, без да е необходимо добавянето на специални битове към кодирания блок.

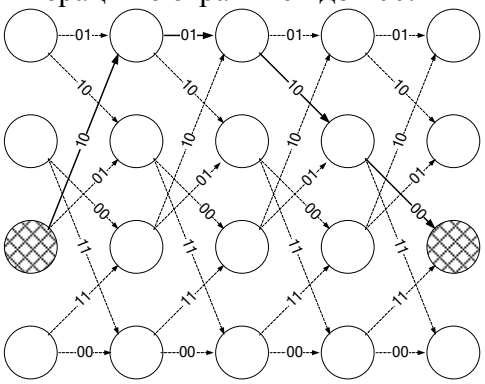
В резултат на това тези кодиращи техники са приети като стандарт в някои видове комуникационни системи. При WiMAX системите подобрената техника за прекъсване на кодера на конволюционните кодове е задължителна част от схемата за прогресивната корекция на грешки (FEC) в OFDMA режима. Предимствата са, че няма загуби в опашката или частични загуби на информация.

Решетката от фиг. 4 може да се представи като цилиндър, чрез свързване на началните и крайните състояния. На теория, алгоритъма би трябвало да работи постоянно, чрез непрекъснатото обхождане на цилиндъра. На практика е достатъчно да се ограничи обхождането около цилиндъра.

Дълбочината на изкривяване е сумата от решетките в цилиндъра, които се пресичат повече от веднъж. Дълбочината или дължината на корекция е експериментално определена стойност, която се избира въз основа на дължината на приетия блок, предаден през канала (например от предавателя до приемника, чрез декодиращ метод).

3. СИМУЛАЦИОННО ИЗСЛЕДВАНЕ

Проведени са симулационни изследвания и е извършено сравнение на LDPC кодове, конволюционни турбо кодове (CTC) и конволюционни кодове с подобрена техника за прекъсване на кодера, предназначени за схемите за прогресивна корекция на грешки в стандарта IEEE 802.16e. При конволюционните турбо кодове итеративното декодиране е спряно след 10 итерации. При LDPC декодера максималния брой итерации е ограничен до 100.

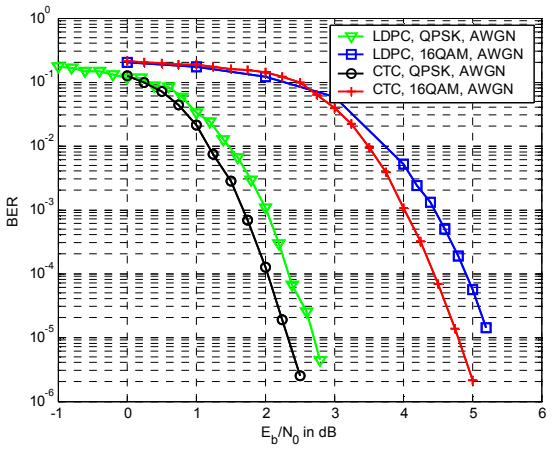


Фиг. 5 Решетка

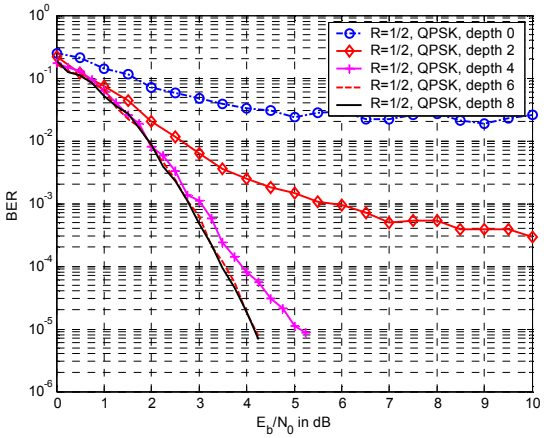
Симулационните изследвания са извършени с цел да се определи производителността на конволюционните турбо кодове, LDPC кодове и конволюционните кодове с подобрена техника за прекъсване при предаване през канал с адитивен бял Гаусов шум (AWGN), при следните модулации: QPSK, 16-QAM и 64-QAM [6]. За всяка симулация е изчертана крива, показваща отношението между вероятността за битова грешка (BER) към E_b/N_0. E_b представлява енергията на един бит, а N_0 представлява спектралната плътност на мощността на шума.

На фигура 6 са показани получените резултати от изследването на LDPC и конволюционните турбо кодове, при степен на кода R=1/2, две модулационни схеми (QPSK и 16QAM) и N=576 бита.

На фигура 7 са представени отношенията на вероятността за битова грешка (BER) към E_b/N_0 при конволюционни кодове с подобрена техника за прекъсване и конволюционни турбо кодове, със степен на кода R=1/2, QPSK модулация и различна дълбочина на изкривяване при декодиране по алгоритъма на Витерби.

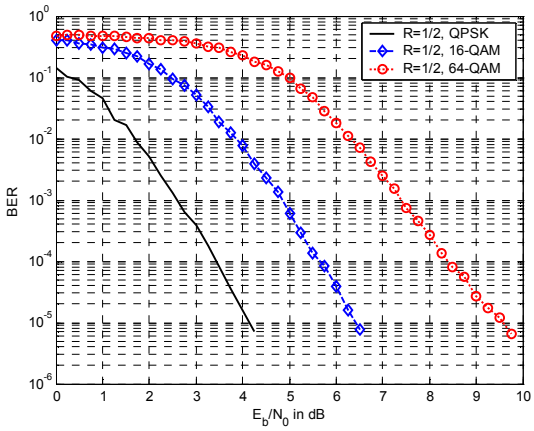


Фиг. 6 Сравнение на LDPC и CTC със степен на кода R=1/2



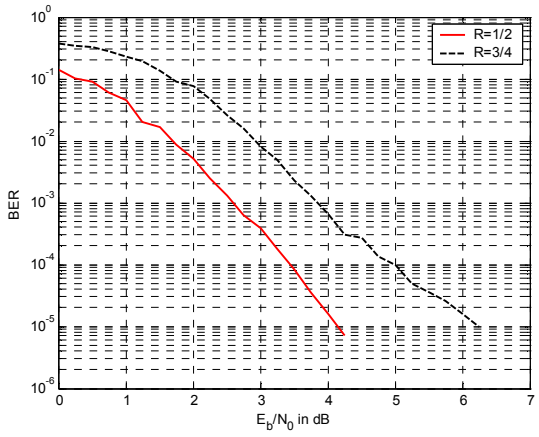
Фиг. 7 Вероятност за битова грешка при конволюционни кодове с подобрена техника на прекъсване

На фигура 8 са представени получените резултати изследването на конволюционните кодове с подобрена техника на прекъсване при различни модулационни схеми, степен на кода R=1/2, дълбочина на изкривяване 6, използвана в стандарта 802.16e.



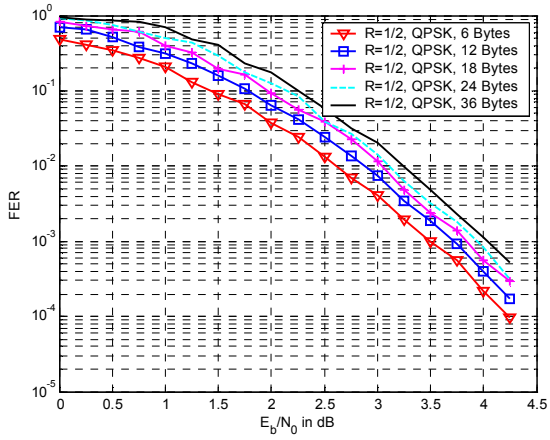
Фиг. 8 Вероятност за битова грешка при конволюционни кодове при различна модулация

Фигура 9 представя конволюционни кодове с подобрена техника на прекъсване при QPSK модулация, 36 байта, дълбочина на изкривяване 6, AWGN канал и две степени на кода (R=1/2, R=3/4).

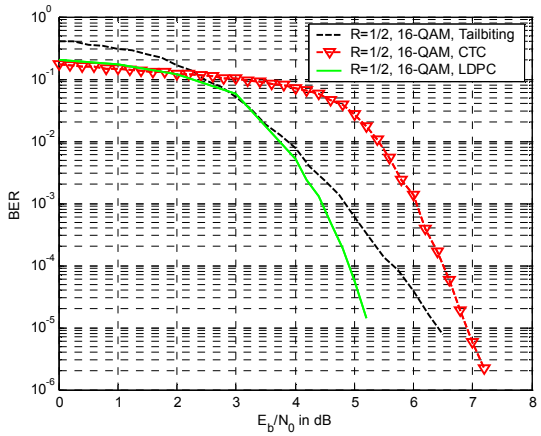


Фиг. 9 Вероятност за битова грешка при конволюционни кодове с различна степен на кода

На фигура 10 са показани отношенията на вероятността за грешка (FER) към E_b/N_0 при различни входни байтове.



Фиг. 10 FER vs Eb/N0, R=1/2, QPSK модулация, дълбочина на изкривяването 6



Фиг. 11 Сравнение между различни канални кодове, R=1/2, 16-QAM

На фигура 11 е представено сравнение между LDPC кодове, конволюционни турбо кодове и конволюционни кодове с подобрена техника на прекъсване, със степен на кода R=1/2 и модулация 16-QAM.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статията е извършено изследване на различните кодове за корекция на грешката използвани при стандарта WiMAX. Осъществено е симулационно изследване на конволюционните турбо кодове, конволюционните кодове с подобрена техника на прекъсване, и LDPC кодовете при различни параметри на сигнално кодовите конструкции. Постигнатото подобрение на отношението E_b/N_0 при зададена вероятност за битова грешка и степен на кода ½ при CTC и LDPC кодовете е много малка. Производителността на CTC и LDPC кодовете е доста сходна, при което конволюционните турбо кодове притежават предимство от няколко десети от децибела. За нива на BER от порядъка на 10^{-4}, при LDPC кодовете е необходимо около 0,4 dB повече при QPSK модулация и около 0,6 dB повече при 16QAM модулация, в сравнение с конволюционните турбо кодове.

ЛИТЕРАТУРА

1. G. L. Stuber, J. Barry, S. W. McLaughlin, Y. Li, M. A. Ingram, T. G. Pratt, “Broadband MIMO-OFDM Wireless Communications”
2. Jeffrey G. Andrews, A. Ghosh and R. Muhamed, “Fundamentals of WiMAX”, Prentice Hall, 2007
3. S. Ahson and M. Ilyas “WiMAX: Technologies, Performance Analysis, and QoS”, CRC Press, 2008
4. M. Ma, “Current Technology Developments of WiMax Systems”, Springer, 2009
5. I. Koffman, V. Roman, “Broadband Wireless Access Solution Based on OFDM Access in IEEE 802.16”, IEEE Communications Magazine, April 2002
6. T. Iliev, G. Hristov, P. Zahariev and M. Iliev, Performance of the Duo-Binary Turbo Codes in WiMAX Systems, Novel Algorithms and Techniques in Telecommunications and Networking, Springer, 2010, pp. 161 – 165
7. L.-H.Lin, K.-A. Wen, “A Novel Application of LDPC-Based Decoder for WiMAX Dual-mode Inner Encoder”, Proceedings of the 9th European Conference on Wireless Technology, Manchester, UK, 2006
8. A. Glavieux, “Channel Coding in Communication Networks”, ISTE Ltd, 2007
9. Z. Cui, L. Chen, and Z. Wang, “An Efficient Early Stopping Scheme for LDPC Decoding” white paper
10. T. Iliev, G. Hristov, P. Zahariev, M. Iliev, Application and evaluation of the LDPC codes for the next generation communication systems, Novel Algorithms and Techniques in Telecommunications, Automation and Industrial Electronics, Springer, 2008, pp. 532 – 536

Адрес за контакти
Ас. инж. Григор Михайлов
Катедра Телекомуникации
Русенски wниверситет „Ангел Кънчев”
ул. „Студентска” № 8
7017, Русе
Тел. +359 888 836
E-mail: gmihaylov@uni-ruse.bg

ИЗСЛЕДВАНЕ ПАРАМЕТРИТЕ НА ГОРИВНИЯ ПРОЦЕС ПРИ РАБОТА НА ВИСОКООБОРОТНИ ДВИГАТЕЛИ С ВЪНШНО СМЕСООБРАЗУВАНЕ И ПРИНУДИТЕЛНО ВЪЗПЛАМЕНЯВАНЕ С БЕНЗИН И ВТЕЧНЕН ГАЗ ПРОПАН - БУТАН

Ангел Димитров
Технически университет Варна

INVESTIGATION OF THE COMBUSTION PROCESS PARAMETERS ON HIGH SPEED ENGINES WITH EXTERNAL MIXTURE PREPARATION AND SPARK IGNITION WORKED WITH GASOLINE AND LPG

Angel Dimitrov
Technical University Varna

Abstract: Combustion in Internal Combustion Engines is a very complex process during which chemical phenomena related to the change structure of substances (due to oxidation and other chemical processes) are interwoven with physical phenomena (chaotic movement of molecules, diffusion, heat transfer, etc.). All these disparate phenomena occur at high speeds with high temperatures and pressures.
Completed studies indicate that for changing engine load must be used not only quantitative but also qualitative regulation of fuel-air mixture in certain cases. Characterization of the optimal control depends not only on the design of the engine and fuel system, but also by the properties and characteristics of fuels.
Keywords: Internal combustion engines; petrol engine; gas fuels; LPG.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Горенето в ДВГ е особено сложен процес, по времето на който химичните явления, свързани с изменението структурата на веществата (вследствие окисляването и други химични процеси), се преплитат с физични явления (хаотично движение на молекулите, дифузия, топлопредаване и др.). Всичките тези разнородни явления протичат при големи скорости с високи температури и налягания.

2. ИЗЛОЖЕНИЕ

Направените изследвания показват, че при промяна натоварването на двигателя трябва да се използва не само количествено, но и качествено регулиране на горивовъздушната смес при определени случаи. Характеристиката на оптималното регулиране зависи не само от конструкцията на двигателя и горивната система, но и от свойствата и особеностите на горивата.

При използване на газови горива се получава по-добро смесообразуване и естествено по-пълен горивен процес. Продуктите на непълно горене са в пъти по-малко в сравнение с работата на бензин. Топлините на изгаряне на газовъздушната и бензиновъздушната смес се различават незначително заради различното теоретично количество въздух l_o при различните горива, което обяснява понижената мощност на двигателите при работа с газови горива.

По отношение коефициента на пълнене с газови горива също се получават по-ниски стойности с около 4 %. В резултат на по-малките скорости на горене на газовъздушната смес се наблюдава известно разтегляне на горивния процес по линията на разширение, което може в определена степен да се компенсира с предварението на подаване на електрическата искра.

Топлинното пресмятане на работния процес на ДВГ не може да отчете реалните особености на многото важни процеси, протичащи в условията на реална работа.

Това е важно за коефициента на използване на топлината, който зависи изключително много от вида на използваното гориво (бензин, пропан-бутан, метан, алкохоли и др.).

Отчита се, че при газо-въздушните смеси въздушното отношение се променя в по-широки граници, като ефективното обедняване е до (1,2 ÷ 1,4). С по-големи стойности са и моловете продукти на горене спрямо моловете свежа смес, като това се отчита от коефициента на молекулярно изменение. Има различия както за температурата в края на горенето, така и за максималните стойности в налягането на горене.

Много важно е да се отбележи, че работата на газовия двигател е по-ефективна в зоната на обеднени смеси, където бензиновият двигател не може дори да работи ефективно. Това се явява важно предимство на газовите двигатели.

От друга страна, трябва да се отбележи, че съотношението пропан/бутан (т.е. съставът на газовото гориво) оказва осезателно влияние върху параметрите и показателите на двигателя.

Процесите на горене в ДВГ имат особена тежест при разглеждане ефективността на организацията на работния процес. До момента не съществува единна теория, която достатъчно точно да описва протичащите реакции при горенето и да дава качествена и количествена оценка за това.

Според проф. К. И. Генкин разглеждането на горенето се свежда до разкриване на връзките, определящи закона за изменение налягането при горене. На тези въпроси са отделили значително място в своите трудове руските учени А. С. Соколик, Виббе, А. Н. Войнов, Б. С. Стечкин, К. И. Генкин и др.

Разглеждайки горивния процес в зависимост от изменението на температурата, могат да се отчитат: зона на възникване на горенето, зона на горенето (химичната реакция) и зона на догарянето. Зоната на реакцията е с много малки размери и в нея се постига крайната температура в сравнително тесен диапазон.

При двигателите с принудително възпламеняване особеното се състои в това, че се създава начално огнище на възпламеняване в зоната на искровия разряд и последващо разпространяване на това огнище в целия обем на гориво-въздушната смес – възникването на горене в зоната на искровия разряд се обяснява с две теории: йонизационна и топлинна, но доколкото основното условие за възпламеняване е разпространяването на пламъка, водещ фактор се явява топлината. Според А. Н. Войнов периодът от момента на подаване на искрата до откъсването на линията на горене от линията на сгъстяване не е индукционен период, нито задържане на възпламеняването. Това е само период, в течение на който горенето се развива относително бавно и частта от изгорялото гориво е толкова малка, че съответното увеличаване на налягането не може да се регистрира с приетите средства. Горенето и разпространяването на пламъка се осъществява благодарение на малкомащабната и едромащабната турбулентност. В началния стадий на горене решаващо значение има малкомащабната турбулентност, която разширява зоната на горене и скоростта на горене.

Едромащабната турбулентност (която е с мащаб, по-голям от ширината на зоната на нормално горене) е тази, която пренася и огнището на горене като цяло.

На базата на теоретични и експериментални изследвания е доказано, че самият турбулентен пламък генерира турбулентност, като тя има максимална интензивност във фронта на пламъка. След преминаване на турбулентния фронт на пламъка през горивната камера започва третата фаза на горенето. Явлението догаряне се получава от това, че в камерата има места, където реакциите не са завършени докрай и има все още свежа гориво-въздушна смес.

Изследването на работния процес на ДВГ с комплексно отчитане на различните фактори е възможно чрез индициране на двигателя и последваща обработка на индикаторната диаграма. Експериментално е проведено изследване на двигатели ВАЗ и Rover Maestro при различни режими на работа. Основно е наблегнато върху влиянието на регулировъчните параметри на работния процес.

Характеристиките на топлоотделяне, получени от обработката на индикаторните диаграми, дават възможност за задълбочено изследване на работния процес и особено на горенето и отделните му фази, което позволява да се обосноват и научно обяснят получените конкретни стойности за пара-

метрите при работа с бензин и оптимален състав пропан-бутан.

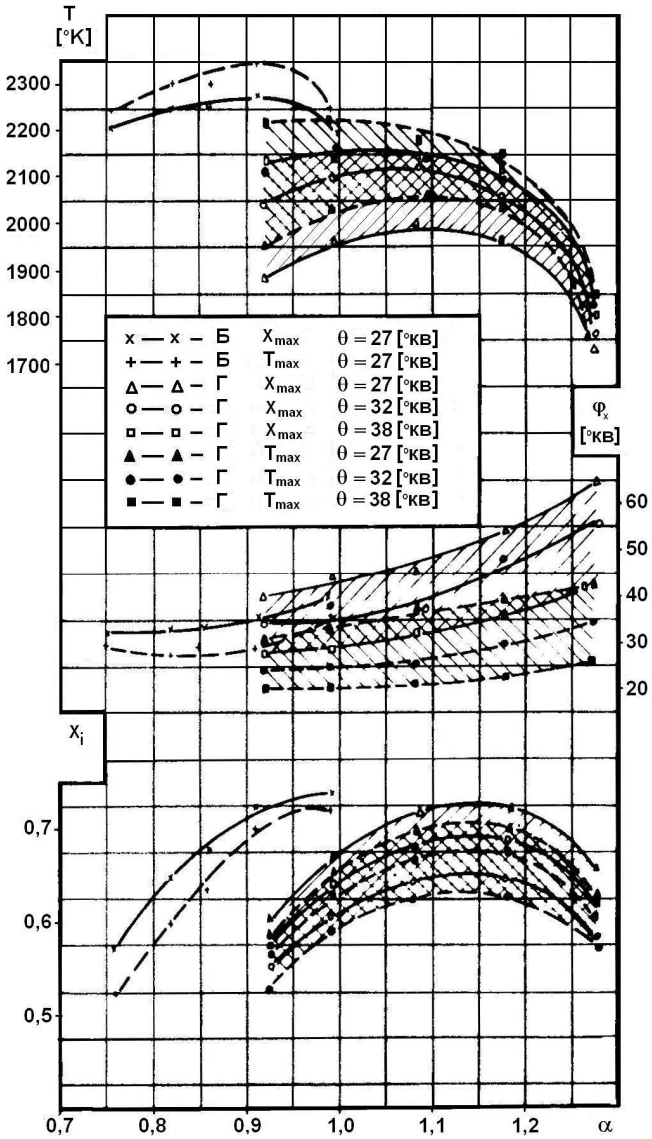
От индикаторната диаграма на ДВГ, освен основните параметри, характеризиращи работата му като напр. p_i; η_i; g_i; $dp/d\varphi$ и др., е необходимо да се определи и характеристиката на топлоотделяне, явяваща се важно средство при анализа изменението на основните индикаторни параметри.

Когато се изследва топлоотделянето, трябва да се има предвид, че най-съществените му стойности са: максималната стойност на топлоотделянето x_{max}, разликата x_{max}–x_{Tmax} и продължителността на видимо горене. Необходимо е да се установят и основните зависимости между тях за различните регулировъчни параметри.

Известно е, че коефициентът на активно топлоотделяне представлява отношението на количеството топлина, използувана за повишаване вътрешната енергия на работното тяло и за извършване на външна работа към разполагаемото за цикъла количество топлина.

Особено важно е определянето на параметрите в момента на достигане максималната температура: x_{Tmax}, φ_{Tmax}. В момента T_{max} се отделя не по-малко от 85 % от топлината за цикъла. По-нататък на участъка $T_{max} \div x_{max}$ се отделя и останалото количество топлина, но с по-малка скорост. Това означава, че участъкът $T_{max} \div x_{max}$ се явява догаряне на горивовъздушната смес. Изменението на видимото горене до T_{max}, както и стойността на x_i в този момент, е от съществено значение за изменението на η_T, h_i и p_{max}, като това влияние е съществено при $\varphi_{bug} > 45^o$ кв.

Връзката между състава на сместа и x_i,φ_{xi} и T_{max} е дадена на (фиг. 1). Знае се и изменението на бензин при $\theta = 27$ ^{o}кв и за газово гориво при $\theta = 27$, 32 и 38 ^{o}кв. Характерът на изменение на различните параметри за двата вида гориво е еднакъв. Максимумът на топлоотделянето се получава за газово гориво при $\alpha = 1{,}18$, а за бензин при известно преобедняване на сместа след $\alpha = 1$. При изменението на α от 0,92 до 1,28 x_i се променя с около 0,2. Вижда се, че при едно и също α най-високи стойности за топлоотделянето се получава при $\theta = 27$ ^{o}кв, но при това скоростта на отделяне е малка и горивният процес се пренася по линията на разширение.



Фиг. 1.

Оказва се, че най-добри показатели при работа с газово гориво се получават, когато максималната температура (краят на горенето) е при φ_x=20 ^{o}кв след ГМТ. Така при α=1,08 и φ_x=20 ^{o}кв се получава максимална мощност от двигателя.

При работа с ВГПБ се вижда, че при постоянно θ - φ_x е по-голямо в сравнение с бензин, което означава, че горенето е по-забавено с определено догаряне.

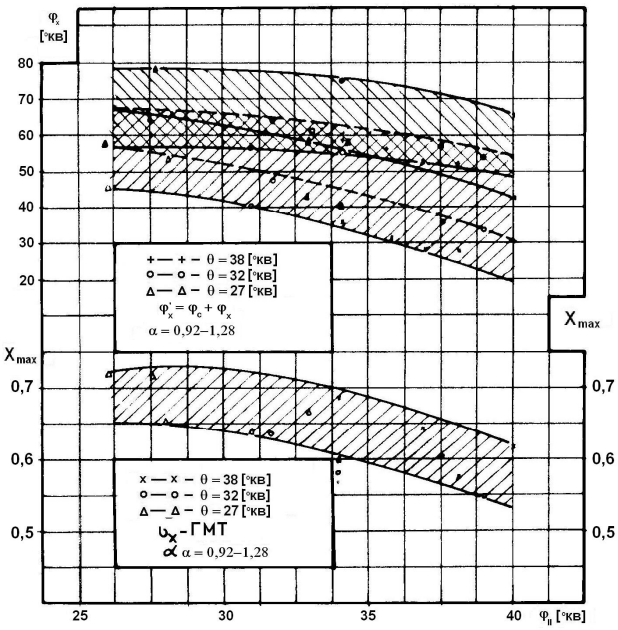
Максималната температура на цикъла с обедняване на сместа намалява и при α = 1,28 е около 1750 ÷ 1900° K за газово гориво, докато при по-богати смеси диапазонът е по-голям 1900 ÷ 2200° K. При обедняване на сместа намаляването на T_{max} води до увеличаване относителните загуби на топ-

лина, водещо в крайна сметка до намаляване на x_i. Едновременно с това горенето се пренася по линията на разширение, доказано с увеличаване на φ_x.

Вижда се, че разликата между x_{max} – x_{Tmax} с газово гориво е по-малко, отколкото с бензин, но за сметка на това $\varphi_{xmax} - \varphi_{Tmax}$ е значителна, което означава, че догарянето при газово гориво е по-голямо и с обедняване на сместа се увеличава още повече.

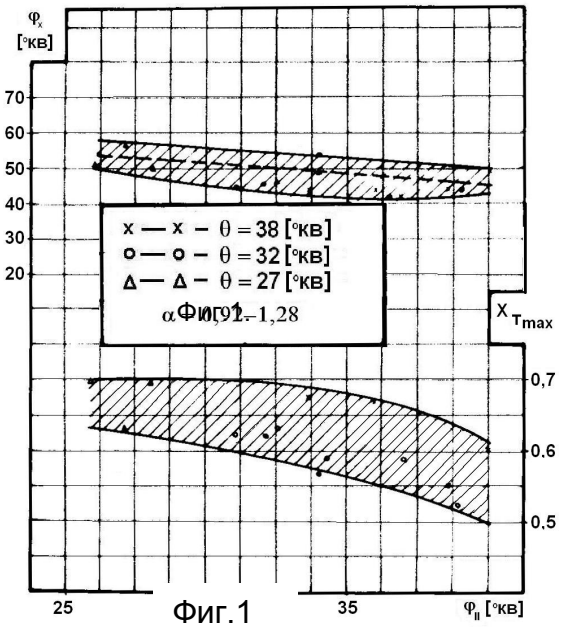
При използване на газово гориво се получават по-ниски максимални температури на цикъла с около 100÷150° К спрямо бензина. Ако се определи видимото горене за газово гориво и бензин при изменение на състава, ще се установи, че при газ пропан-бутан изменението е около 44÷50 ^{o}кв, а за бензин 38÷48 ^{o}кв

Това означава, че с ВГПБ влиянието на състава на сместа е по-слабо, отколкото с бензин.



Фиг. 2.

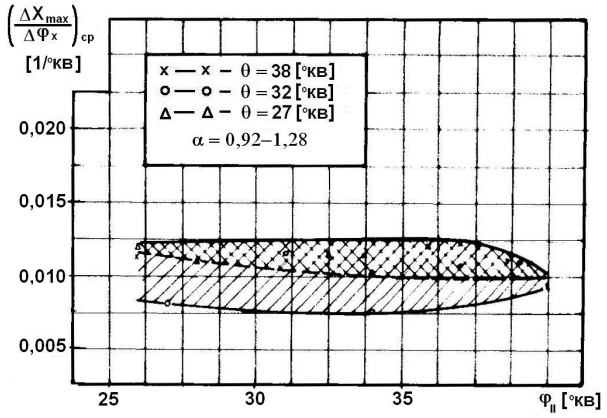
Определен интерес представлява връзката между топлоотделянето и неговата своевременност в зависимост от периода на видимо горене при максималното налягане на цикъла, т.е. x_i, $\varphi_{xi} = f(\varphi_{II})$. Засега в литературните източници този въпрос е отчитан като важен, но не е изяснен по отношение на втечнения газ пропан-бутан. Ето защо на фиг. 2 и 3 са дадени тези зависимости (фиг. 4 и 5) на връзката между $(\frac{dx_i}{d\varphi_x})_{cp} = f(\varphi_{II})$, а на следващата (фиг. 6) влиянието на отношението между средните скорости на топлоотделяне за x_{max} и x_{Tmax} при промяна състава на сместа.



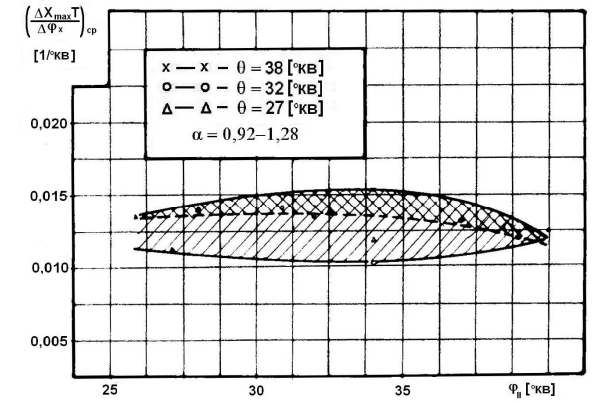
Фиг. 3.

Може да се отчете, че с увеличение на ъгъла φ_{II} коефициентът на топлоотделяне намалява, като диапазонът на изменение е за три стойности на θ: 27, 32 и 38 ^{o} кв и за изменение на състава от 0,92 до 1,28. Разглеждайки топлоотделянето при постоянен състав се вижда, че най-висока стойност се получава при θ = 27°; най-ниска – при θ = 32 ^{o}кв. Едновременно с това, максималната стойност на φ_x е също за θ = 27 ^{o}кв, най-близо до ГМТ е топлоотделянето при θ = 38° кв. Това означава, че най-висока средна скорост на топлоотделянето се получава за ъгъл 38 ^{o}кв и състав около 1,08 до 1,18. За x_{Tmax} изменението на φ_x е по-малко, т.е. влиянието на φ_{II} е по-слабо за разглеждания диапазон. Може да се каже, че при изменение на α и θ за газово гориво влиянието на φ_{II} не е много голямо, особено за разположението на x_{Tmax} (фиг. 2) и (фиг. 3). По-високите стойности на x_{max} и x_{Tmax} съответстват на по-малки ъгли φ_{II} (фиг.2 и 3), но едновременно с това горивният процес завършва значително по-далеч от ГМТ, което определя и по-малката му ефективност и скорост на топлоотделяне. Най-благоприятно протичане на горивния процес се наблюдава при ъгли φ_{II}, съответстващи на състава на сместа 1,08 ÷ 1,18 и ъгъл на изпреварване на подаване на елект-

рическата искра θ = 38 °кв, за чиито стойности на параметрите се получават и най-добри показатели от двигателя.



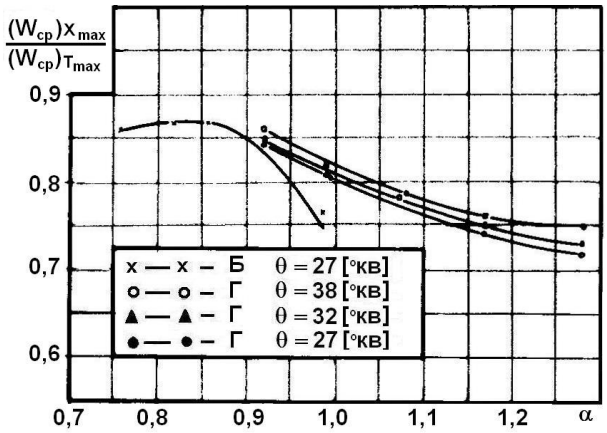
Фиг. 4.



Фиг. 5.

Работата на двигателя с обеднени смеси около α = 1,28 значително се различава от останалите регулировки. Това се отнася най-много по отношение на φ_x (фиг. 2 и 3), където x_{max} разликите са от порядъка на 10 °кв, а за x_{Tmax} около 5 ÷ 6 °кв. Същото се отнася и за отношенията между максималните скорости на топлоотделяне (фиг. 4 и 5), където по-ниските стойности на отношението говорят за значително разтегляне на горивния процес x_{Tmax} - x_{max} особено при по-малки изпреварвания на подаване на електрическата искра, и значително обедняване на сместа за съответните горива.

От фиг. 4 и 5 се виждат съответните средни скорости на топлоотделяне за момента T_{max} и x_{max}. След преминаването на границата на видимо горене, намаляването на скоростта на топлоотделяне за θ = 35 °кв в момента на получаване максималната стойност на топлоотделянето е около 16 %. За същия този период се получава увеличение на x_i само с около 3 %. Вижда се още един път, че наистина периодът след x_{Tmax} е с неефективно отделяне на топлина, което означава, че периодът на видимо горене и за газовия двигател трябва да се счита завършващ в момента на получаване максималната температура на цикъла.



Фиг. 6.

Може да се отчете, че разкриването на връзките между топлоотделянето и някои основни параметри на работния процес при различни регулировки на двигателя до голяма степен решават някои основни въпроси, свързани с изучаване на горенето и възможностите за оптимизирането му при използване на газ пропан-бутан. (фиг. 2 ÷ 6).

Имайки предвид по-добрите условия за смесообразуване и горене при работа с ВГПБ, при топлинното пресмятане на работния процес трябва да се подбират по-високите стойности за коефициента на използуване на топлината.

3.ЗАКЛЮЧЕНИЕ

От анализа на индикаторните показатели и параметри на работния процес, както и на характеристиката на топлоотделяне могат да се направят следните важни изводи:

1. Увеличаването границите на ефективно обедняване на сместа при работа с пропан-бутан определя по-високи стойности за η_i, като диапазонът за изменение на η_i след p_{imax} е увеличен за газово гориво пропан-бутан спрямо бензина с около 60 %. За ВГПБ η_{imax} се получава при α = 1,18, а за бензин при α = 0,92. Максималната стойност за налягането p_i се получава съответно за газ при α ~ 1,08 и за бензин при α ~ 0,86,

където е и максимумът на отношението η_i/α.

2. Вследствие на по-малките скорости на горене и разпространение на пламъка и по-малкия калоричен ефект на газовъздушната смес с втечнен газ пропан-бутан се получават по-малки налягания p_z и по-малка твърдост на работа $(dp/d\varphi)_{ср.}$ с около 25 ÷ 56 % спрямо бензина за целия товарен и скоростен диапазон. Това означава, че натоварването на КММ е по-малко при газовия двигател, а като се прибави и запазването на вискозитета и изобщо качествата на маслото, става ясно защо износването при работа на двигателя с газово гориво е по-малко.

3. Изменението на периода на видимо горене при промяна на θ за газово гориво е 44 ÷ 50 ^{o}кв, а за бензин е по-чувствително и е от 38 до 48 ^{o}кв. Догарянето на участъка T_{max} - x_{max} с газ е по-голямо, което води до получаване на по-високи температури на отработилите газове и детайлите на двигателя.

4. При работа на двигателя с пропан-бутан оптимални за протичане на топлоотделянето се явяват стойностите за θ ~ 38 ^{o}кв и α ~ 1,08÷1,18, което съответствува на ъгъл φ_{II} около 35 ^{o}кв, за чиито стойности на регулировъчните параметри се получават най-добри мощностни и икономически показатели от двигателя. При това краят на горенето е на 20° кв след ГМТ, чиято стойност се явява най-добра, от гледна точка на максимално използуване на топлината на цикъла.

5. За газовия двигател използуването на отделената топлина след T_{max} е неефективно, тъй като при φ_{IIopm} намалението на средната скорост на топлоотделяне в момента x_{max} е 16 %, като за периода T_{max} - x_{max} се получава увеличение на x_i само с 3 %. Това показва, че за край на горене при работа с газово гориво трябва да се счита също моментът T_{max} , както е за бензиновия двигател.

6. За различните състави ВГПБ и бензин може да се отчете, че по характер и в количествено отношение пропана има някои сходни изменения с бензина.

Изследванията са извършени по договор ДО01-47/10.12.2008 г., финансиран от Министерството на науката и образованието.

ЛИТЕРАТУРА

1. Войнов А. Н., Сгорание в быстроходных поршневых двигателях, М. Машиностроение 1977.
2. Генкин И. К., Газовые двигатели, М. Машиностроение, 1977
3. Гольдблат И. И., Колубаев Б. Д., Газобалонные автомобили и автобусы как средство снижения загрязнения окружающей среды и повышение экономичность транспорта, Автомобильная промишленость.1979, кн.6.
4. Коллеров Л. К., Газовые двигатели поршнего типа, Л., Машиностроение, 1968
5. Стечкин Б. С., Генкин К. И., Золотаревский В. С., Скородинский И. В., Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршнего двигателя, М, АН ССР, 1960.
6. Христов Р. П., Индикаторни показатели на дизелов двигател Д 3900, преоборудван за работа със сгъстен природен газ, ЕКО Варна `09, ISBN 954–20-00030, 199-208

Адрес за контакти
Проф. д-р инж. Ангел Димитров
Технически университет Варна
гр. Варна, ул. „Студентска” № 1
Тел.: 052-383 211,
E-mail: an_dimitrov@mail.bg

АЛТЕРНАТИВНИТЕ ГОРИВА И УДОВЛЕТВОРЯВАНЕТО НА ЕКОЛОГИЧНИТЕ НОРМИ

Симеон Илиев, Кирил Хаджиев
Русенски университет „Ангел Кънчев”

ALTERNATIVE FUELS AND MEETING ENVIROMENTAL STANDARTS

Iliev Simeon, Hadjiev Kiril
„Angel Kanchev” University of Ruse

Abstract: Growing needs of humanity from the production of energy determines the increased costs of natural resources and environmental pollution. Internal combustion engines (ICE) consume much of the petroleum products and at the same time a permanent factor in environmental pollution. High requirements for atmospheric toxic gases causing the greenhouse effect necessitated the use of various alternative fuels such as alcohols or supplements thereto. Restrictions imposed by environmental regulations require finding ways that lead to both reduce the consumption of traditional fuels, toxic emissions and the formation of the greenhouse effect. The use of alternative fuels significantly expands the possibilities for reducing CO2 emissions and increasing efficiency.
Keywords: gasoline engine, fuel efficiency, emissions, alternative fuels, ice, hydrogen fuel.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Растящите потребности на човечеството от производството на енергия предопределят увеличения разход на природни ресурси и замърсяване на околната среда. Двигателите с вътрешно горене (ДВГ) консумират голяма част от петролните продукти и в същото време са постоянно действащ фактор за замърсяване на околната среда. Високите изисквания към изхвърляните в атмосферата токсични вещества и газове предизвикващи парников ефект, наложиха приложението на различните алкохоли като алтернативни горива или добавки към тях.

Наложените ограничения от екологичните нормите изискват намирането на пътища, които да доведат до едновременно намаляване на разхода на традиционните горива, токсичните емисии и образуването на парниковият ефект.

2. ИЗЛОЖЕНИЕ

Необходимостта от намаляване на замърсяването на околната среда и разхода на гориво налага въвеждането на ограничение към емисиите токсични вещества и въглероден двуокис (CO_2) и стимулиране работата за повишаване на коефициентът на полезно действие (КПД). Тъй като автомобилите са основен потребител на горива от нефтен произход и са основен източник на CO_2 в страните от европейският съюз (ЕС) се въвеждат ограничения за намаляване разхода на въглеводородните горива (табл. 1).

Таблица 1

Директиви на ЕС относно изхвърляните CO_2 емисии [1, 2, 3]

Директиви на Европейския съюз	Емисии CO_2 г/км	Еквивалентен разход на бензин л/100 км	Намаляване на разхода, % (еквивалентен КПД на ДВГ, %)
Директива на Европейската комисия от 2008 г.	140	5,87	22 (29)
от 2012	120	5	33 (34)
Директива на Европарламента от 2008 г.	140	5,87	22 (29)
от 2015	90	3,87	50 (46)

До 2008г. нивата от емисии на CO_2 при изпитания по смесения Европейски ездови цикъл представляват около 180 г/км и е близък до нивото на емисиите на автомобилите с маса около 1300 кг.

За автомобил със среден разход на гориво 7,5 л на 100 км и емисии на CO_2 180 г/км, определени съгласно Европейския ездови цикъл съответства среден КПД на двигателя 23 %. За намаляване на емисиите от CO2 до 140, 120, 90 г/км трябва средният КПД да се увеличи съответно до 29, 34 и 46

%. При разглежданите режими достигането на КПД от 34 % е проблематично, а КПД от 46 % е невъзможно при настоящето развитие на техниката. Проблемът се усложнява поради високите изисквания относно токсичността на отработилите газове (ОГ) (табл. 2) [4, 5]. Удовлетворяването на тези изисквания в настоящия момент се осъществява чрез работа на бензиновия двигател със стехиометрични горивни смеси и използването на трикомпонентни (CO, CH, NOx) неутрализатори, които ограничават възможностите за увеличаване на КПД на двигателя.

Таблица 2

Изисквания относно токсичността на ОГ [4, 5]

Европейски стандарти за токсични компоненти	CO г/км	CH г/км	NOx г/км
Евро-3 (2000 год.)	2,3	0,2	0,15
Евро-4 (2005 год.)	1	0,1	0,08
Евро-5 (2010 год.)	0,5	0,04	0,04

Според [6] модернизацията на бензиновите ДВГ с използване на най-ефективните разработки позволява увеличаване на КПД между (12 … 17)% спрямо стандартен двигател, т.е. средният КПД може да достигне до 27%. КПД - при съвременните дизелови двигатели със свръх пълнене е около 32%. Необходимостта от намаляване на емисиите от азотни окиси и сажди, които се образуват в цилиндъра на дизеловия двигател до нива удовлетворяващи нормите Евро-5 налага използването на неутрализатори, които понижават КПД до 30%.

При редуциране на масата на автомобила до 800 кг чрез използване на иновационни ДВГ позволява да се намали разхода на гориво до 3,5 л на 100 км, а емисиите от CO2 до 84 г/км. Пускането в експлоатация на такива автомобили и използването на модифицирани двигатели за автомобилите с по-голямо тегло ще позволи да се намалят емисиите на CO2 до 140, 120 и 90 г/км при условие, че делът на малките автомобили представлява 18, 47 и 90 % от общия обем произведени автомобили. Трябва да се има предвид, че търсенето на автомобили от ниските класове е ограничено. При автомобилите със системи за изключване на двигателя при спиране и автоматично стартиране при натискане на дроселната клапа, позволяват да се увеличи средният КПД на бензиновите ДВГ от 27 до 28%, а КПД на дизеловия двигател с неутрализатор до 30%. Така по пътя на модернизация на ДВГ работещи с традиционни горива е възможно да се изпълнят нормите за CO2 (140 г/км). Използването на хибридни силови уредби комбинирани със съвременни дизелови двигатели със свръх пълнене и максимален КПД = 42%, позволява да се намали CO2 до 120 г/км, но той не може да достигне до 90 г/км. Важно е да се отбележи, че допълнителните разходи за един автомобил с хибридна силова уредба могат да бъдат от 3500 до 15000 евро, за дизелов автомобил с неутрализатор от 3000 до 8000 евро, а на автомобил с модернизиран бензинов двигател удволетворяващ нормите от 140 г. CO2/км от 600 до 1000 евро.

Използването на алтернативни горива съществено разширява възможностите за намаляване на емисиите от CO2 и повишаване на КПД. В табл. 3 са представени резултати получени на базата на изчисления относно отделянето на CO2 в зависимост от различния въглеводороден състав на горивата (без да се отчитат възможностите за подобряване на КПД на двигателя).

Таблица 3

Зависимост CO_2 емисиите от въглеводородния състав на горивата

Гориво химическа формула	Калоричност МДж/кг	Емисии CO_2			Намаляване на CO_2, %
		кг/за кг гориво	г/МДж	г/км	
Бензин, $CH_{1,855}$	44,5	3,1775	71,36	180	0
Природен газ, CH_4	50	2,75	55	138	23
Пропан, C_3H_8	46,6	3	64,37	162	10
Бутан, C_4H_{10}	46,1	3,0345	65,8	165	8
Диметилефир, C_2H_6O	31,57	1,913	60,59	125	15
Водород, H_2	120	0	0	0	100

Към алтернативните горива се отнасят горивата, които не са продукт от преработката на нефт и традиционните нефтени горива. Най-перспективните алтернативни

горива са: природният газ, синтетичните моторни горива, в това число спиртните, биогоривата, водорода и водородосъдържащите синтетични газове. Също така водородът може да се използва като основно гориво, като високоефективна добавка в горивни смеси и като необходим компонент при производството на синтетични моторни горива [7, 8, 9, 10].

Световният опит в използването на алтернативни горива показва, че в 60 страни на природен газ работят около 10 милиона автомобила. Световен лидер се явява Аржентина (повече от 1 милион автомобила работещи на природен газ).

В съответствие с плана на Европейската икономическа комисия до 2020 г. около 30 милиона автомобила в страните от Европейския съюз трябва да работят на природен газ, като това са основно градски автобуси, микробуси и леки автомобили. Ежегодното потребление на природен газ на това количество превозни средства представлява повече от 50 млрд. $м^3$. Например в Германия до 2010 г. количеството на автомобилите работещи на природен газ е трябвало да достигне 1 милион, а до 2020 г. до 8 милиона и да съставлява повече от 30% от целия автомобилен парк.

Водородът като моторно гориво позволява да се осигурят широки граници на ефективно и максимално обедняване на гориво-въздушните смеси, малка енергия за възпламеняване и големи стойности на коефициента на дифузия. Всички тези негови свойства го правят идеална добавка към традиционните въглеводородни горива. От направените множество изследвания е установено, че при добавки на водород при изгаряне на обеднени бензино-въздушни смеси съществено се повишава пълнотата на изгаряне, понижава се степента на образуване на NOx, възпрепятстват се процесите на образуване на твърди частици и канцерогенни въглеводороди. Установено е, че при експлоатация на леките автомобили в градски условия при използване на ДВГ работещи с обеднени смеси от бензин, водород и въздух (g_{H2}=10%) се наблюдава намаляване на разхода на бензин до 40%. Също така се наблюдава и намаляване на емисиите на: NOx – пет пъти, канцерогенните въглеводороди – повече от един път, а CO_2 около 40%.

На базата на проведени изследвания с бензинов ДВГ с добавки от водород при работа с хомогенни горивни смеси е установено повишаване на КПД от 23 % до 34%. При изпитване на автомобилен двигател е установена възможността за понижаване токсичността на отработилите газове до нива на нормата Евро-5 без използване на трикомпонентни неутрализатори.

Аналогични резултати са получени и при работа на двигателя със смес от бензин и водородосъдържащ синтетичен газ.

В табл. 4 са представени резултати за изменението на емисиите CO_2 в зависимост от изменението на КПД на ДВГ, а също и увеличението на цената на автомобила при приложението на съответната технология.

Таблица 4

Оценка на ефективността и перспективите при използване на различни горива в автотранспорта

Характеристика на ДВГ	Среден КПД на ДВГ по Европейски цикъл, %	Разход на енергия, МДж/ 100 км	CO_2 емисии, г/км	Увеличение на загубите за един автомобил, евро
Бензинов ДВГ, ε=9,5, трикомпонентен неутрализатор	23	250	180	0
Модернизиран ДВГ	29	194	140	1000
ДВГ на водород и бензин, ε=9,5	32	180	85	300
ДВГ с водород	34	170	0	300
ДВГ на природен газ, ε=12	23	250	137	300
ДВГ на синтетичен газ, ε=12,5	30	192	105	500
ДВГ на пропан + бутан (50%)	25	230	150	250
ДВГ на пропан + бутан (50%) + синтетичен газ	28	205	134	450
Дизелов ДВГ със свръх пълнене, ε=12, със неутрализатор	30	192	138	4000-8000
Дизелов ДВГ със свръх пълнене, ε=12, със диметилефир	30	192	116	4000-8000

От направения анализ е установена възможността за намаляване на CO_2 до 140 г/км за бензиновите двигатели, чрез пови-

шаване на КПД или чрез замяна на бензина с природен газ.

За да се изпълни нормата от 120 г/км за CO_2 емисиите при несъществено оскъпяване на автомобила, двигателят трябва да използва бедни хомогенни смеси от синтетичен газ или водород, а за изпълнението на нормата от 90 г/км двигателят трябва да работи със смеси от въглеводородни горива и водород. Нулеви емисии от CO_2 при повишение на КПД на двигателя (средно до 45-50%) могат да бъдат получени при работа на двигателя с водород. Трябва да се отбележи, че за получаването и доставката на водорода са необходими значителни финансови ресурси и време. При тази ситуация поетапната модернизация на традиционните ДВГ за работа със смеси от газообразно или течно гориво с водородосъдържащ синтетичен газ или водород позволява с най-малко време и финансови средства да се решат актуални енергийни проблеми и проблеми свързани с замърсяването на околната среда.

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

От проведения анализ се установява, че по пътя на модернизиране на ДВГ работещи с традиционни горива е възможно да се изпълнят нормите за CO_2 от 140 г/кг. Използването на алтернативни горива съществено разширява възможностите за понижаване на CO_2 емисиите и повишаването на КПД. Работата на двигателя с бедни хомогенни смеси позволява съществено да се повиши неговия КПД. На базата на проведени изследвания е установено, че при работа с бедни хомогенни смеси КПД на ДВГ може да се повиши от 23% до 34%. Установено е, че при двигатели работещи с водород е възможно получаването на нулеви емисии от CO_2.

Литература:

1. Директива на Европейската комисия 93/116 ЕС
2. Директива на Европейската комисия 1999/125 ЕС
3. Директива на Европарламента 98/70 ЕС
4. Директива на Европейската комисия 98/69 ЕС, 2003/76 ЕС
5. Директива на Европейската комисия 2003/76 ЕС
6. Сорокин, А., Г. Мирзоев, Эффективность использования алтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания, Химия в интересах устойчивого развития, 13, Стр. 805-808, 2005
7. Канило, П. М., И. Парсаданов, Анализ эффективности использования алтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания, Двигатели внутреннего сгорания, 1, УДК 621.43.068.4, 2009
8. Канило, П. М., Анализ эффективности и преспектив применение водорода в автомобильном транспорте, Проблемы машиностроения, 2, Стр. 154-159, 2006
9. Канило, П. М., Преспективы становления водородной энергетики и транспорта, Автомобильноы транспорт – Вып. 23, Стр. 107-113, 2006
10. Stankov, E., Hadjiev, K., Development of the technologies for methane-hydrogen fuel mixture for transport vehicles and its role in the ecological strategies for the urban bus transport, Scientific Bulletin – University of Pitesti, Romania, 2007, AUTOMOTIVE series, year XIII, no.17, p.199-204, ISSN 1453-1100.

Адрес за контакти

Гл. ас. д-р инж. Симеон Илиев

Катедра Двигатели с вътрешно горене

Русенски университет "Ангел Кънчев"

Тел.: 082/ 888 331

E-mail: spi@uni-ruse.bg

ИЗСЛЕДВАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА ГЕОМЕТРИЯТА НА ОТВОРИТЕ НА РАЗПРЪСКВАЧА ВЪРХУ ГОРИВНАТА СТРУЯ И ЕКОЛОГИЧНИТЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ

Симеон Илиев
Русенски университет „Ангел Кънчев”

INVESTIGATION OF NOZZLE ORIFICES GEOMETRY INFLUENCE ON THE FUEL SPRAY AND EMISSION CHARACTERISTICS OF DIESEL ENGINE

Simeon Iliev
„Angel Kanchev” University of Ruse

Abstract: Diesel engine performance and emissions are strongly coupled with fuel atomization and spray processes, which in turn are strongly influenced by injector flow dynamics. Modern diesel engines employ micro-orifices with different orifice designs, and it is critical to characterize the effects of various designs on engine performance and emissions. One important aspect in the development of new combustion systems is the design of the injection system especially the shape and geometry of the nozzle. The paper describes the correlation between the microstructure of spray holes, spray characteristics, atomisation, combustion and emission characteristics.
Keywords: diesel engine, fuel spray, emissions, fuel atomization, ice, nozzle orifice geometry.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Показателите на дизеловия двигател и изхвърляните емисии до голяма степен зависят от разпръскването на горивото и процесите в горивната струя, които от своя страна са силно повлияни от динамиката на горивния поток в разпръсквача на дюзата. Дюзите на съвременните дизелови двигатели използват микро отвори с различна геометрия и е много важно да се установи влиянието на различната геометрия върху работата на двигателя и изхвърляните емисии.

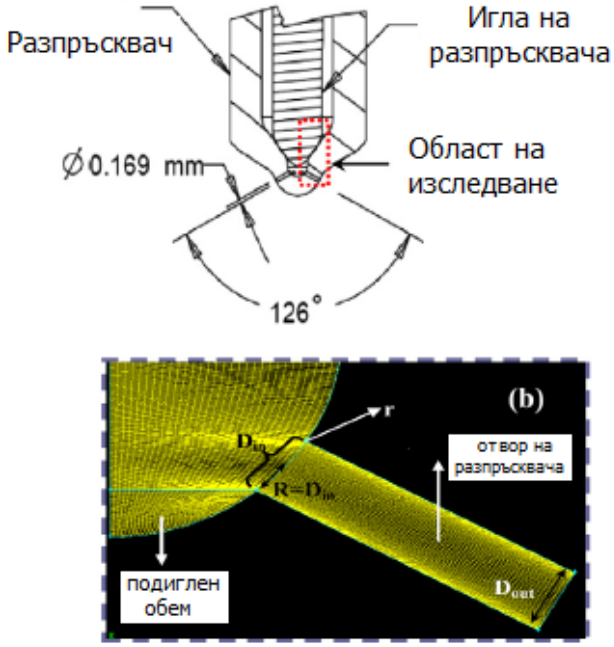
Върху горивния поток в разпръсквача на дюзата влияние оказват както динамичните фактори (налягане на впръскване, ход на иглата и т.н.) така и геометричните фактори (коничност на отвора, закръгленията на отворите и т.н.). Влиянието на динамичните фактори върху горивния поток в дюзата, изгарянето на струята и изхвърляните емисии са били изследвани от различни изследователи [4, 5, 9]. Също така са били направени и експериментални изследвания отнасящи се до влиянието на геомертията на отворите на разпръсквача върху поведението на струята [1, 2, 3, 6, 7, 8, 9].

2. ИЗЛОЖЕНИЕ

За да се определи влиянието на цилиндричната и конична форма на разпръсквача върху скоростта на впръскване са проведени експериментални изследвания с акумулаторна горивна система при максимален ход на иглата [2]. При това изследване е установено, че при разпръсквачите с коничен отвор намалява кавитацията, увеличава се коефициента на изтичане на горивния поток и скоростта на изхода на отвора на разпръсквача, въпреки че скоростта на впръскване на горивото е по-малка поради по-малката площ на отвора на разпръсквача. В друго изследване направено от [9] се наблюдава запушване на отвора на разпръсквача с цилиндрична форма при определени условия. При проведени изследвания относно влиянието на геометрията на отвора на разпръсквача върху проникването на струята [3, 6] е установено, че при струи, при които не се наблюдава изпарение на горивото вследствие на разпръскването, увеличаването на коничността на отвора на разпръсквача води до по-голямо проникване на струята и по-малък ъгъл на конуса. Следователно при дюзите с коничен отвор на разпръсквача процеса на разпръскване на струята се осъществява по-

бавно, произвеждат се по-големи капки и се увеличава проникването на струята.

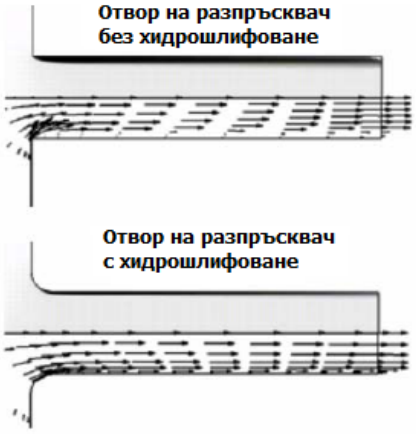
Прегледът на литературата показва, че влиянието на геометрията на отвора на разпръсквача върху горивния поток и процесите в струята са по-добре изследвани в сравнение с тяхното влияние върху процеса горене в двигателя и изхвърляните емисии. Това се дължи на по-сложния характер на горивния поток и на процесите свързани с него. С все по-строгите изисквания към изхвърляните емисии и търсенето на начини за намаляване на разхода на гориво, може би са превърнали дюзата в най-критичния компонент в съвременните дизелови двигатели. Следователно е важно да се изследва влиянието на геометрията на отвора на разпръсквача върху разпръскването и горенето особено след като отворите на разпръсквачите продължават да намаляват своя размер и налягането на впръскване да става все по-голямо.



Фиг. 1. а) Схема на разпръсквач с шест отвора с минимален подиглен обем б) Снимка на отвора на разпръсквача и подигления обем

При дизеловите двигатели се наблюдава двуфазно горене, което включва изгаряне на предварително смесена порция гориво и дифузионно горене. Много от саждите и неизгорелите въглеводороди се образуват при изгарянето на богатата предварително смесена порция гориво, докато образуването на азотните окиси главно се осъществява при дифузионното горене с въздушно отношение близко до стехиометричното. В [11] се докладва за изследване влиянието на отвора на разпръсквача върху горивния поток (фиг.1).

Изследваният разпръсквач има 6 цилиндрични отвора с диаметър 169 µm разположени на 126°. Изследвано е влиянието на коничността и процеса на хидрошлифоване за три различни отвора на разпръсквача: 1) цилиндричен отвор (основна дюза); 2) коничен отвор; 3) отвор с хидрошлифоване (Фиг.2)



Фиг. 2. Схема на отвори на разпръсквачи с хидрошлифоване и без хидрошлифоване

Коничността на отвора е дефинирана с термина К- фактор (К):

$$K = \frac{D_{in} - D_{out}}{10}, \ \mu m \qquad (1)$$

където: D_{in} е диаметърът на входа на отвора на разпръсквача,

D_{out} е диаметърът на изхода на отвора на разпръсквача

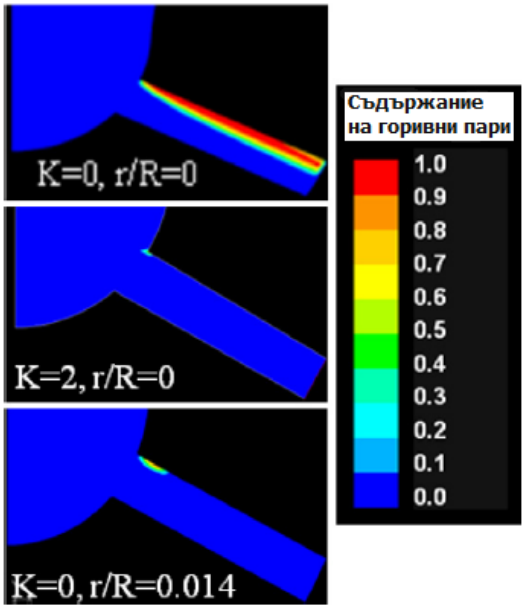
Степента на хидрошлифоването е представена с радиуса на закръгление на входа на отвора на разпръсквача (Фиг. 1b и Фиг. 2). Геометричните характеристики на изследваните дюзи са представени в Табл.1.

Таблица 1

Геометрични характеристики на изследваните разпръсквачи

Геометрични характеристики	Основен разпръсквач	Разпръсквач с конична форма	Разпръсквач с хидрошлифовка
Din, µm	169	169	169
Dout, µm	169	149	169
К-фактор	0	2	0
r/R	0	0	0,014

На Фиг. 3 е представено влиянието на геометрията на отвора на разпръсквача върху разпръскването. Представена е степента на кавитация (или съдържанието на пари) при трите различни отвора на разпръсквача.



Фиг. 3. Съдържание на горивни пари за трите разпръсквача с различна геометрия

Обемът на горивните пари варира от 0 (чисто гориво, без съдържание на пари) до 1 (чиста пара, без съдържание на течно гориво). На Фиг. 3 се наблюдава, че при основния разпръсквач съществува значително количество на кавитация с горивни пари близо до изходния отвор на разпръсквача в сравнение с другите два разпръсквача. Следователно при изходния отвор на разпръсквачите с конична геометрия и хидрошлифовка впръсканата горивна струя е съставена от чисто гориво, а при основния разпръсквач впръсканата горивна струя представлява смес от гориво и пари, което води до намаляване плътността на сместа.

Изследвана е и турбуленцията с трите геометрично различни разпръсквача [11, 12]. От направените изследвания е установено, че нивото на турбуленция по отношение на турбулентната кинетична енергия (TKE) и скоростта на разсейване на турбуленцията (CPT) са по-високи при основния разпръсквач (Табл. 2). В табл. 3 е представено влиянието геометрията на отвора на разпръсквача върху характеристиките на впръскване.

Таблица 2

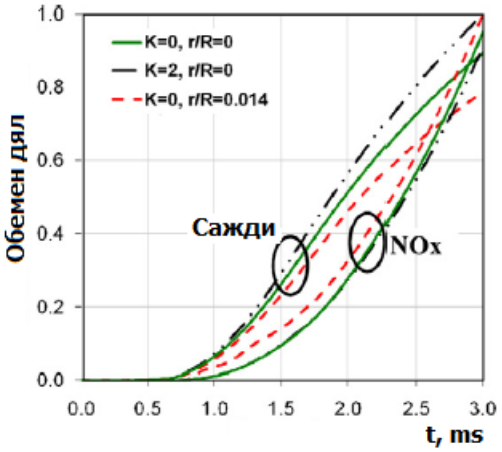
Влияние на геометрията на разпръсквача върху горивния поток в разпръсквача и характеристиките на впръскване

	Параметри на изхода на отвора	Основен	Конична форма	Хидро-шли-фовка
Характерис-тики на горивния поток	Площ Плътност Скорост	— — —	↓ ↑ ↑	— ↑ ↑
Характерис-тики на впръскване	Коефици-ент на изтичане Скорост на впръсква-не	— —	↑ ↓	↑ ↑
	TKE (m^2/s^2) CPT (m^2/s^3)	— —	↓ ↓	↓ ↓

От табл.2 се вижда, че в сравнение с основния разпръсквач плътността, скоростта и коефициента на изтичане на струята са по-големи при разпръсквача с конична форма и при разпръсквача с хидрошлифивка. Това може и да е евентуалната причина за намаляване на кавитацията при тези дюзи. Скоростта на впръскване на горивото е по-ниска при дюзите с коничен отвор на разпръсквача поради по-малкия изходен диаметър на отвора, но тя е по-висока при дюзите с разпръсквач с хидрошлифовка, поради по-високата ефективност на потока през тази дюза.

Относно горенето и изхвърляните емисии се наблюдават следните зависимости. При дюзите с конична геометрия на разпръсквача се наблюдава подобряване на горенето на предварително смесената порция гориво и намаляване на продължителността на дифузионното горене в сравнение с другите две дюзи. От друга страна при разпръсквачите с хидрошлифовка се наблюдава намаляване на времето за изгаряне на предварителната порция гориво и подобряване дифузионното горене в сравнение с другите две дюзи. Това води до образуване на сажди и азотни окиси (NOx). Така при дюзите с конична геометрия на разпръсквача се наблюдават най-високи нива на образуваните сажди, а при разпръсквачите с хидрошлифовка се наблюдават най-високи нива на NOx. Това потвърждава класическия компромис между NOx и кон-

центрацията на сажди. При дюзите с конична геометрия на разпръсквача се образуват най-високи концентрации на сажди, но най-ниски концентрации на NOx, докато при разпръсквачите с хидрошлифовка се образуват най-ниски концентрации на сажди, но най-високи концентрации на NOx. Получените резултати са представени на фиг. 4.



Фиг. 4 Концентрация на сажди и NOx емисии при дюзи с различна геометрия на разпръскващите отвори

Важно е да се отбележи, че влиянието на геометрията на отвора на разпръсквача е по-силно изразено при емисиите от сажди отколкото при емисиите от NOx. Базирайки се на компромиса между емисиите от сажди и NOx, разпръсквачите с хидрошлифовка са по-ефективни откъм намаляването на общите емисии в сравнение с тези с конична геометрия на разпръсквача.

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

От проведения анализ се установява, че разпръсквачите с конична геометрия и хидрошлифовка водят до значително намаляване нивата на кавитация и турбуленция вътре в отвора на разпръсквача, което забавя първоначалното разпръскване на струята и води до образуването на по-големи капки, увеличава проникването на струята и влошаване качеството на разпръскване. Следователно при разпръсквачите с конична геометрия и хидрошлифовка скоростта на изпарение и смесването на горивото с въздуха са намалени, а възпламеняването възниква в долния край на струята.

При дюзите с конична геометрия на разпръсквача се образуват най-високи концентрации на сажди, но най-ниски концентрации на NOx, докато при разпръсквачите с хидрошлифовка се образуват най-ниски концентрации на сажди, но най-високи концентрации на NOx. Базирайки се на компромиса между емисиите от сажди и NOx, разпръсквачите с хидрошлифовка са по-ефективни откъм намаляването на общите емисии в сравнение с тези с конична геометрия на разпръсквача.

Литература:

1. Bae C, Yu J, Kang J, Kong J, Lee KO. Effect of nozzle geometry on the common-rail diesel spray.SAE Paper No. 2002-01-1625; 2002.
2. Benajes J, Pastor JV, Payri R, Plazas AH. Analysis of the influence of diesel nozzle geometry in the injection rate characteristics. J Fluids Eng 2004; 126:63–71.
3. Blessing M, Konig G, Kruger C, Michels U, Schwarz V. Analysis of flow and cavitation phenomena in diesel injection nozzles and its effects on spray and mixture formation. SAE Paper No. 2003-01-1358; 2003.
4. Mulemane A, Han JS, Lu PH, Yoon SJ, Lai MC. Modeling dynamic behavior of diesel fuel injection systems. SAE Paper No. 2004-01-0536; 2004.
5. Payri F, Margot X, Patouna S, Ravet F, Funk M. A CFD study of the effect of the needle movement to the cavitation pattern of diesel injectors. SAE Paper No. 2009-24-0025; 2009.
6. Payri F, Bermudez V, Payri R, Salvador FJ. The influence of cavitationon the internal flow and the spray characteristics in diesel injection nozzles. Fuel 2004; 83:419–31.
7. Payri R, Salvador FJ, Gimeno J, Zapata LD. Diesel nozzle geometry influence on spray liquid-phase fuel penetration in evaporative conditions. Fuel 2008; 87:1165–76.

8. Payri R, Garcia JM, Salvador FJ, Gimeno J. Using spray momentum flux measurements to understand the influence of diesel nozzle geometry on spray characteristics. Fuel 2005; 84:551–61.
9. Som S, Aggarwal SK, El-Hannouny EM, Longman DE. Investigation of nozzle flow and cavitation characteristics in a diesel injector. J Eng Gas Turbine Power 2010; 132:1–12.
10. Som S, Aggarwal SK. An assessment of atomization models for diesel engine simulations. Atomization Sprays 2009; 19(9):885–903
11. Som A, Ramirez AI. Effect of nozzle orifice geometry on spray, combustion and emission characteristics under diesel engine conditions. Fuel 2011; 90:1267–1276.
12. Som S, Ramirez AI, Aggarwal SK, Kastengren AL, El-Hannouny EM, Longman DEetal. Development and validation of a primary breakup model for diesel engine applications. SAE Paper No. 2009-01-0838; 2009.

Адрес за контакти
Гл. ас. д-р инж. Симеон Илиев
Катедра Двигатели с вътрешно горене
Русенски университет "Ангел Кънчев"
Тел.: 082/ 888 331
E-mail: spi@uni-ruse.bg

МНОГОФАКТОРЕН ПЛАН НА ЕКСПЕРИМЕНТА ЗА ОПТИМИЗИРАНЕ НА ПОКАЗАТЕЛИ НА ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ

Ахмед Али Ахмед
Русенски университет „Ангел Кънчев”

MULTIPLAN OF EXPERIMENT TO OPTIMIZE INDICATORS OF DIESEL ENGINE

Ahmed Ali Ahmed
„Angel Kanchev” University of Ruse

Abstract: The purpose of this work is optimization of indicators (NOx and soot) of diesel engine. Presented are regression models for optimization of NOx and soot. Their optimal values can be taken at x1 and x2 close to zero.
Keywords: optimization of indicators, diesel engine.

ВЪВЕДЕНИЕ

Многофакторният план на експеримента е проведен с цел оптимизиране на показателите NOx и димност на дизелов двигател в зависимост от изменението на два фактора - ъгъл на изпреварване на подаването на гориво и степента на РИГ (рециркулация на изпусканите газове). Подбрани са тези два фактора, поради това, че изменението им влияе най-много на изменението на подбраните показатели.

ИЗЛОЖЕНИЕ

За решаване на оптимизационната задача използвайки резултатите от предходни доклади (виж литература) се съставя разширена матрица на експеримента (таб.1.), където управляемите фактори ъгъл на изпреварване на подаването на гориво и степента на РИГ са представени чрез x_1 и x_2, а показателите NOx и димността чрез y_1 и y_2.

Управляемите фактори x_1 и x_2 се изменят от -1 до 1, където x_1=-1 отговаря на $\theta=14^o$ а x_1=1 на $\theta=28^o$. За управляемия фактор x_2, когато x_2=-1 отговаря на 0% РИГ а за x_2=1 отговаря на 30% РИГ.

При решаване на оптимизационни задачи най-често се използват полиномиалните модели от първа и втора степен. При два фактора x_1 и x_2 полиномиалният модел от втора степен има вида:

$$\tilde{y}=\beta_0 x_0+\beta_1 x_1+\beta_2 x_2+\beta_{12} x_1 x_2+\beta_{11} x_1^2+\beta_{22} x_2^2 \qquad (1)$$

,където индексите на параметрите (коефициентите) β_{12}, β_{11} и β_{22} съответстват на факторите и техните произведения, с които са свързани тези параметри.

Коефициентът на определеност R^2 = 0,9975 показва (табл. 2), че 99,8% от изменението на NOx се дължи на управляемите фактори и се описва с модел от втора степен. Останалите 0,2% се дължат на неуправляемите фактори.

Таблица 1

Разширена матрица на експеримента

	1 x1	2 x2	3 y1	4 y2	5 x11	6 x22	7 x12
1	1	1	500	72	1	1	1
2	-1	1	280	87	1	1	-1
3	1	-1	1400	38	1	1	-1
4	-1	-1	750	56	1	1	1
5	0	1	400	75	0	1	0
6	0	-1	1100	43	0	1	0
7	1	0	850	51	1	0	0
8	-1	0	500	68	1	0	0
9							
10							

Критерият на Фишер F(5;2) = 163,47 и съответната му вероятност p = 0.00609 < 0.05 показва, че модела от втора степен е адекватен. При равнище на значимост α = 0,05 коефициентите b_{11} и b_{22} са незначими (на табл.2 са изписани с черен цвят) и могат да бъдат изключени от модела.

Таблица 2

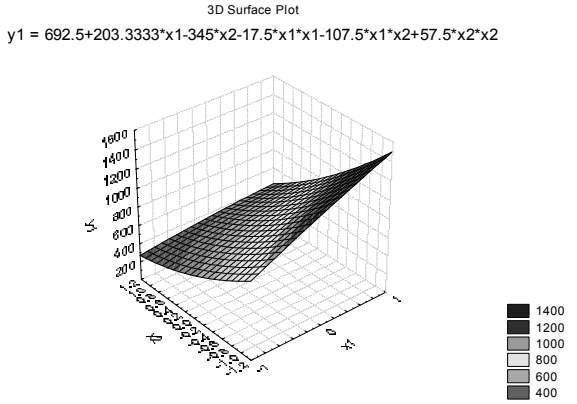
Резултати от регресионния анализ за пълния модел от втора степен за y1

	Regression Summary for Dependent Variable: y1 R= .99877876 R?= .99755902 Adjusted R?= .99145656 F(5,2)=163.47 p<.00609 Std.Error of estimate: 35.237					
N=8	Beta	Std.Err. of Beta	B	Std.Err. of B	t(2)	p-level
Intercept			692.500	39.39649	17.5777	0.003221
x1	0.493798	0.034936	203.333	14.38556	14.1345	0.004968
x2	-0.837837	0.034936	-345.000	14.38556	-23.9824	0.001734
x11	-0.021249	0.037055	-17.500	30.51639	-0.5735	0.624220
x22	0.069820	0.037055	57.500	30.51639	1.8842	0.200212
x12	-0.213159	0.034936	-107.500	17.61865	-6.1015	0.025825

Посредством общия модел (1.1) и получените коефициенти от регресионния анализ и изключване на членовете, чиито коефициенти са незначими, се получава търсения модел за параметъра y_1.

$y_1 = 692.5+203.3333*x_1-345*x_2-107.5*x_1*x_2$ (2)

Полученият регресионен модел описва повърхнина $y_1 = f(x_1 x_2)$ в тримерното пространство, която е показана графично на фиг. 1. От фигурата се вижда областта на изменение на факторите x_1 и x_2, в която параметърът y_1 има най-малки стойности.



Фиг. 1. Повърхнина на отклика $y_1 = f(x_1, x_2)$

Коефициентът на определеност $R^2 = 0,9999$ показва (табл. 3), че 99,9 % от изменението на NOx се дължи на управляемите фактори и се описва с модел от втора степен. Останалите 0,1% се дължат на неуправляемите фактори. Критерият на Фишер F(5;2) = 4846,4 и съответната му вероятност p = 0.00021 < 0.05 показва, че модела от втора степен е адекватен. При равнище на значимост α = 0,05 коефициентите b_1, b_2, b_{11}, b_{22} и b_{12} са значими (на табл.3 са изписани с червен цвят) и нетрябва да бъдат изключени от модела.

Чрез (2) получаваме и регресионния модел за параметъра y_2 съответно:

$y_2 = 55.25-8.3333*x_1+16.1667*x_2+4.25*x_1^2+0.75*x_1*x_2+3.75*x_2^2$ (3)

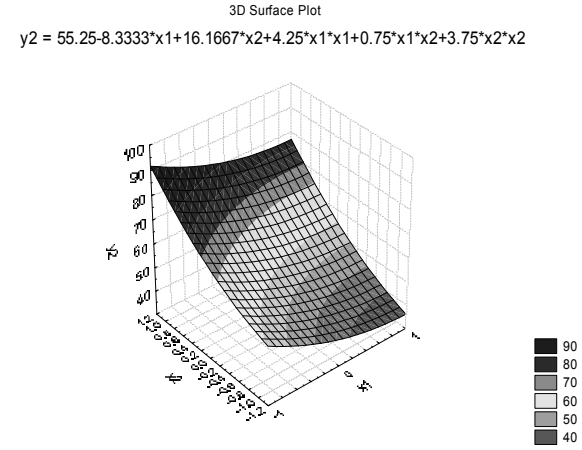
Понеже всички фактори при този модел са значими, то изключване не се допуска.

Полученият регресионен модел описва повърхнина $y_2 = f(x_1 x_2)$ в тримерното пространство, която е показана графично на фиг. 2. От фигурата се вижда областта на изменение на факторите x_1 и x_2, в която параметърът y_2 има най-ниски стойности.

Таблица 3

Резултати от регресионния анализ за пълния модел от втора степен за y2

N=8	Regression Summary for Dependent Variable: y2 R= .99995873 R?= .99991747 Adjusted R?= .99971115 F(5,2)=4846.4 p<.00021 Std.Error of estimate: .28868					
	Beta	Std.Err. of Beta	B	Std.Err. of B	t(2)	p-level
Intercept			55.25000	0.322749	171.1859	0.000034
x1	-0.454226	0.006424	-8.33333	0.117851	-70.7107	0.000200
x2	0.881199	0.006424	16.16667	0.117851	137.1787	0.000053
x11	0.115828	0.006813	4.25000	0.250000	17.0000	0.003442
x22	0.102201	0.006813	3.75000	0.250000	15.0000	0.004415
x12	0.033379	0.006424	0.75000	0.144338	5.1962	0.035099



Фиг. 2. Повърхнина на отклика $y_2 = f(x_1, x_2)$

ИЗВОД

Поради противоположния характер на изменение на двата изследвани показателя, оптималните им стойности може да се приемат при x_1 и x_2 около нулата (жълтите области на повърхнините на отклика).

Литература

1. Ахмед, А. Бързев, К. “Влияние на състава на горивата върху вредните емисии на дизелов двигател при рециркулация на изпусканите газове", ЕКОВАРНА, 2010, Варна.
2. Ахмед, А. Бързев, К. “Влияние на охлаждането на рециркулиращите газове върху екологичните, мощностните и икономични показатели на дизелов двигател", ЕКОВАРНА'2010, Варна.

Адрес за контакти

Инж. Ахмед Али Ахмед,
гр.Русе ул. “Студентска” 8, кабинет 1.308.

ИЗИСКВАНИЯ КЪМ СИСТЕМИТЕ ЗА ВПРЪСКВАНЕ НА ГОРИВО ПРИ ТЕЖКОТОВАРНИТЕ И СЕЛСКОСТОПАНСКИ ДВИГАТЕЛИ

Симеон Илиев
Русенски университет „Ангел Кънчев”

REQUIREMENTS TO FUEL INJECTION SYSTEMS FOR HEAVY DUTY AND AGRICULTURAL ENGINES

Simeon Iliev
„Angel Kanchev” University of Ruse

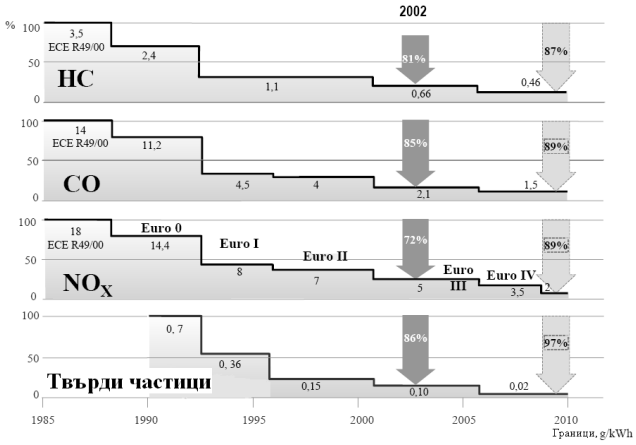
Abstract: To fulfil future more stringent exhaust gas limits further developments on diesel engine technology are necessary. The diesel injection system assists this development and becomes the decisive factor to reach the emission targets. In the last 30 years a trend to high pressure fuel injection systems with an increase of maximum injection pressure from 80 up to 200 MPa is visible. In future very flexible high pressure fuel injection systems are necessary with multiple injection and rate shaping capabilities and a maximum injection pressure beyond 200 MPa. Very important is a high efficiency of the fuel injection system itself to reach low fuel consumption. New product engineering like new nozzle design or new developed actuators are key factors for the fuel injection development. With a flexible diesel injection system in each point of the engine map the best compromise between emission and fuel consumption can be found.
Keywords: Fuel injection system, Diesel engine, Nozzle, Exhaust emission, Injection pressure.

УВОД

За да се изпълнят бъдещите по-строги изисквания към вредните емисии в отработилите газове е необходимо развитие на горивните системи на дизеловите двигатели. Системите за впръскване на гориво при дизеловите двигатели подпомагат това развитие и се превръщат в решаващ фактор за удовлетворяване на нормите относно изискванията към отработилите газове. През последните 30 години се наблюдава увеличаване на налягането на впръскване като максималните му стойности варират от 80 до 200 MPa. В бъдеще са необходими много гъвкави системи за многофазно впръскване под високо налягане, като максималното налягане на впръскване да е над 200 MPa. Високата ефективност на системите за впръскване се изразява в постигане на максимална горивна икономичност. Последните разработки, свързани с новите конструкции дюзи или новите управляващи системи са ключов фактор при развитието на системите за впръскване.

АНАЛИЗ НА ПРОБЛЕМА

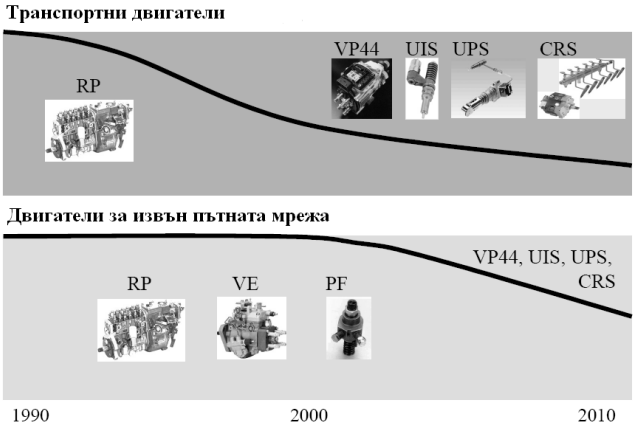
От края на осемдесетте години се наблюдава едно драстично намаляване на неизгорелите въглеводороди HC, въглеродния оксид CO, азотните оксиди NO_x и емисиите на твърди частици с цел изпълнение на законодателните норми (фиг. 1). Азотните окиси са намалени с около 72% от 1985 г. до 2010 г. В същият период от време са били намалени концентрациите от CO с около 85% и на HC с около 81%. Освен това производителите на дизелови двигатели достигнаха намаление с около 86% на емисиите на твърди частици от 1990 г. [1].



Фиг. 1. История на развитието на Европейските стандарти за изхвърляни емисии

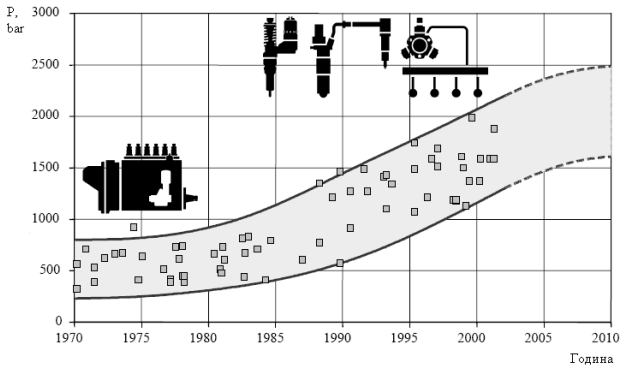
Като примери за подобрения са свръхпълненето, междинното охлаждане,

технологията с четири клапана на цилиндър, рециркулацията на отработили газове, подобрения в конструкцията на горивната камера и високото налягане на впръскване. На фиг. 2 е показан преходът от горивни системи с редови помпи към системи с впръскване под високо налягане (VP44, UIS, UPC, CRS). Движещ фактор в този пазар са били повишените изисквания към емисиите. На фиг.2 може да се види, че системите за впръскване при двигателите, вграждани в извънпътни превозни средства и машини са били заменени със системи за впръскване с високо налягане.



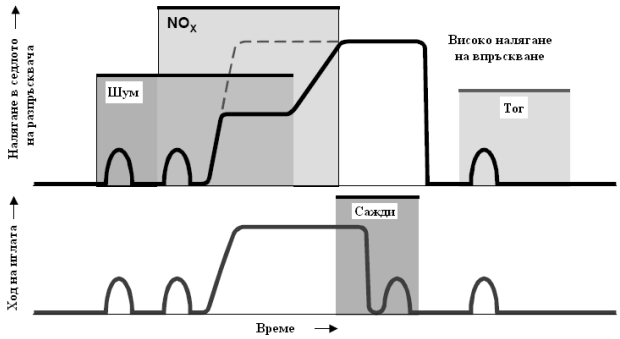
Фиг. 2. Етапи в промяната на системата за високо налягане [2]

На фиг. 3 е представено развитието на системите за впръскване и по-точно как се е променяло налягането на впръскване при тези системи. Само за три десетилетия средното налягане на впръскване се е увеличило от 80 MPa (при редовите помпи) до 200 MPa (при системите за впръскване под високо налягане) [7].



Фиг. 3. Етапи в промяната на налягането на впръскване при тежкотоварните и селскостопански двигатели [7]

Проведени са множество изследвания с едноцилиндрови и многоцилиндрови двигатели с управление на налягането на впръскване и хода на иглата на разпръсквача. Като обобщение на резултатите от тези изследвания е построена диаграмата на фиг.4, която характеризира оптималният ход на иглата спрямо кривата на изменение на налягането на впръскване.



Фиг. 4. Оптимално налягане на впръскване и ход на иглата при бъдещите тежкотоварните и селскостопански двигатели [2]

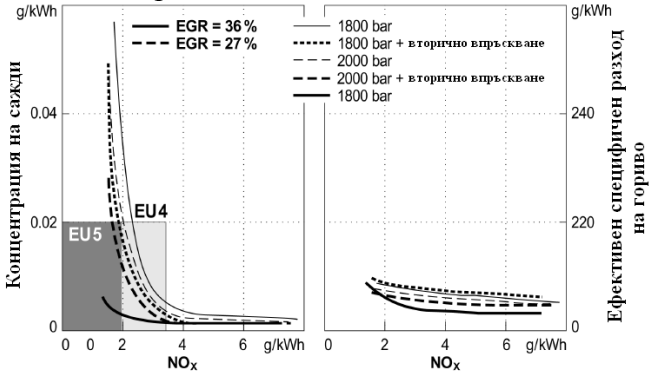
Горната крива на фиг.4 показва налягането в седлото на иглата на разпръсквача, а кривата под нея се отнася за хода на иглата при многофазно впръскване.

От диаграмата на фиг.4 може да се заключи, че за да се намалят шума и емисиите от NO_x са необходими едно или две пилотни впръсквания при ниски налягания на впръскване. Също така, за да може да се контролира образуването на NO_x по време на първата фаза на горене горивната система трябва да има възможност за управление на налягането по време на основното впръскване. Максималното налягане на впръскване не трябва да е по-ниско от 200 MPa, като в края на основното впръскване иглата на разпръсквача трябва да затваря бързо разпръскващите отвори. За да се намалят емисиите от сажди горивната система трябва да позволява вторично впръскване при високо налягане на впръскване. В края на вторичното впръскване при средно налягане на впръскване трябва да има възможност за управление на температурата на отработилите газове $T_{OГ}$ с цел регенериране на филтъра за твърди частици. Това регенериране на филтъра не е възможно при всички режими на работа на двигателя поради ниската температура на отработилите газове. С помощта на късното вторично впръскване се постига тази висока температура на отработилите газове. Вторичното

впръскване се прави е цел повишаване на температурата на отработилите газове и осигуряване на ефективна работа на каталитичните неутрализатори на токсичните им компоненти и при малки натоварвания на дизеловите двигатели, т.е. намаляване на концентрацията на неизгорелите въглеводороди и свободен въглерод (димността) на отработилите газове. Започва 100-200 deg след основното впръскване, а количеството му не е по-вече от 2% от него, т.е. то е по-малко от запалителната порция гориво. Увеличаването му над тази стойност води до влошаване на икономичността на двигателя.

С цел повишаване на налягането на впръскване фирмата Бош е разработила концепция за четвъртото поколение акумулаторни горивни системи. Тя носи названието HADIS (Hydraulically Amplified Diesel Injection System) или в превод система за впръскване под високо налягане с хидравличен усилвател. При тази система е реализирано налягане на впръскване в отворите на разпръсквача от 250 MPa. Този хидравличен усилвател е разположен в самата дюза и се задейства, когато са необходими високи налягания на впръскване. Отношението на налягането в акумулатора и това в дюзата е 1:2, което позволява умерени нива на налягането от 135 MPa в помпата и акумулатора. Това позволява разтоварване на цялата система, като само дюзите трябва да имат възможност да работят с високи налягания [3].

С цел намаляване на емисиите от сажди се прилагат две вторични впръсквания при високо налягане. Проведени са изследвания с едноцилиндров дизелов двигател с работен обем 2 l при честота на въртене n=1710 min^{-1}, частично натоварване (50%) с рециркулация на отработилите газове (EGR - exhaust gas recirculation) [4]. Резултатите от изследването са представени на фиг.5. Влиянието на двете вторични последователни впръсквания върху емисиите от сажди се наблюдава при налягания на впръскване в диапазона от 180 до 200 MPa. При по-високо налягане на впръскване от 200 MPa се наблюдава намаляване на NO_x. На дясната диаграма на фиг.5 е показано изменението на специфичния ефективен разход на гориво при различни налягания в акумулатора със и без прилагане на вторично впръскване. На фиг.5 се наблюдава, че няма значителни промени в специфичният разход на гориво с промяна на степента на рециркулация на отработилите газове. Разходът на гориво при налягане на впръскване от 200 MPa е малко по-висок в сравнение при налягане от 180 MPa. При прилагането на вторично впръскване разходът на гориво е леко намален.



Фиг. 5. Резултати от изследването на едноцилиндров двулитров двигател с и без вторично впръскване [4]

На фиг. 5 (лявата диаграма) може да се види и влиянието на високото налягане на впръскване заедно с възможността за по-висока степен на рециркулация върху емисиите от сажди при налягане 180 MPa без вторично впръскване.

При по-високо налягане на впръскване емисиите от сажди могат да бъдат намалени значително [6]. Подходящите промени които биха могли да се направят по двигателя са: по-висока степен на рециркулация, по-високо налягане на пълнене (могат да се използват турбокомпресори с променлива геометрия на лопатките, подобрена система на свръх пълнене с два турбокомпресора. Друг важен фактор са различните конструкции дюзи. Отворите на разпръсквача, също така и прецизната геометрия на дюзите определят характеристиките на дюзата и по този начин емисиите на двигателя. Характеристиките на дюзата са особено повлияни от микрогеометрията на отворите на разпръсквача. Параметрите на отвора на разпръсквача (диаметър, дължина, входящ ръб, формата на микроповърхността) работят заедно за постигане на оптимален профил на потока така, че да бъдат изпълнени

изискванията относно горивната струя. С подобряване на геометрията на дюзата горивната система се адаптира към конструкцията на горивната камера, а от там се подобрява горенето и се намаляват изхвърляните емисии. Геометрията на отворите на разпръсквача оказва влияние върху саждите и NO_x емисиите, а геометрията на седлото на разпръскваач върху шума на двигателя.

ИЗВОДИ

За да се изпълнят бъдещите по-строги изисквания към токсичността на отработилите газове е необходимо подобрение на системите за впръскване, степента на рециркулация, формата на горивната камера, степента на сгъстяване и въздушното отношение. С по-високото налягане на впръскване значително се намаляват емисиите от сажди, също така системите за впръскване подпомагат системите за намаляване на емисиите в отработилите газове чрез управление на температурата на отработилите газове. Това изисква създаването на много гъвкава система за впръскване с високо средно налягане и възможност за многофазно впръскване.

ЛИТЕРАТУРА

1. Jacob E, Gotre W, Rothe D, Rammer F and Richter K.(2001) The influence of lubricating oil on the emissions of diesel engines with exhaust gas aftertreatment. 22. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI Reihe 12 Nr. 455, pp 286-301
2. Krieger K and Maier R (2002) Challenges of global market requirements on diesel FIE, AVL International Commercial Powertrain Conference, Budapest.
3. Mahr B, Polach W and, Ripper W(2000) Dosing system for reducing agent of SCR catalysts, VDA Technical Congress 2000
4. Mahr B, Dürnholz M, Polach W and Grieshaber H (2000) Heavy Duty Diesel Engines - The potential of injection rate shaping for optimization of emissions and fuel consumption, 20. Internationales Motorensymposium, VDI Reihe 12 Nr. 376
5. Mahr B (2002) Future and Potential of Diesel Injection Systems, Conference on thermo and fluid-dynamic processes in diesel engines, Thiesel
6. Potz D, Christ W and Dittus B (2000) Diesel system – The determining interface between injection system and combustion chamber, Thermo- and Fluid-dynamic Processes in Diesel engines, Springer, pp 133-143
7. Projahn U (2002) Requirements on diesel fuel injection equipment and fuel cleanliness under consideration of global market aspects, 5th International Filtration Conference

Адрес за контакти
Ас. д-р Симеон Илиев
Русенски университет „Ангел Кънчев”
Русе 7017, ул. Студентска, 8
Phone: +359 888 331
Email: spi@uni-ruse.bg

СИМУЛАЦИЯ НА ЧЕТИРИТАКТОВ ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ И ЕФЕКТА ВЪРХУ ЕФЕКТИВНОСТТА НА ДВИГАТЕЛЯ

Симеон Илиев, Христо Станчев
Русенски университет „Ангел Кънчев”

SIMULATION ON FOUR-STROKE DIESEL ENGINE AND EFFECT OF ENGINE PERFORMANCE

Simeon Iliev, Hristo Stanchev
„Angel Kanchev” University of Ruse

Abstract: The simulation and computational development of modelling for the research is use the commercial Computational Fluid Dynamics (CFD) of GT-SUITE 7.0 software. In this research, the one dimensional (1D) CFD modelling of four-stroke direct injection diesel engine is developed. The analysis of the model is fluid flow and combustion performance process in the engine cylinder. The model simulation covers the full engine cycle consisting of intake, compression, power and exhaust. In this model it can to know the diesel engine performance effect with simulation and modelling in any speed (rpm) parameters before to do the physically development, so it can do the new engine design components with the economic material and time. The result of this model based on the theoretical and computational model is to know the trend of the diesel engine model developed.

Keywords: Computational simulation, Engine performance, 1D CFD, Diesel engine.

1. INTRODUCTION

The diesel engine performance theory to link together with computer modeling of the engine thermodynamics in engine simulations are great challenge, as the latter make the most complete use of the former and the use models is becoming widespread. Engine modeling is a very large subject, in part because of the range of engine configurations possible and the variety of alternative analytical techniques or submodels, which can be applied in overall engine models Engine modeling is a fruitful research.

In the last decades, the legislation on internal combustion engines (ICEs) has severely reduced the limits for pollutant and noise emissions. These requirements have established the research activity at design phase as a key stage in the engine production process. Therefore, an intensive investigation on ICEs has been carried out, focusing on the optimization of performances and fuel consumption. In particular, an important effort has been done seeking the improvement of the combustion and gas exchange processes, using tools such as Computational Fluid Dynamics (CFD).

CFD simulations allow researchers to understand flow behavior and quantify important flow parameters such as mass flow rates or pressure drops, provided that the CFD tools had been properly validated against experimental results. For reasons such as the aforementioned, CFD simulations have become a valuable tool in helping both the analysis and design of the intake and exhaust systems of an ICE.

Simulating an intake or exhaust system is just a great exponent of this sort of problems. These systems are mainly composed of ducts, which can be accurately simulated by means of one-dimensional, non-viscous codes. However, there are several components that manifest a complex three-dimensional flow behavior, such as turbomachinery or manifolds, therefore being unable to be simulated properly by 1D codes, and thus requiring viscous, 3D codes.

Hence, it is a right choice to save computational time by simulating the complex components by means of a 3D code and modeling with a 1D code the rest of the system, i.e. the ducts. In this way, a coupling methodology between the 1D and the 3D code in the respective interfaces is required, being the objective of numerous authors [1–4].

2. COMPUTER SIMULATION OF ENGINE

A four-stroke diesel engine typical was modeled in this paper. The GT-POWER computational model shown is four-cylinder diesel engine performance. GT-POWER is the leading engine simulation tool used by engine and vehicle makers and suppliers and is suitable for analysis of a wide range of engine issues [2]. GT-POWER is designed for steady-state and transient simulation and can be used for analyses of engine and powertrain control. It is applicable to all type of Internal Combustion Engines and provides the user with many components to model any advanced concept. GT-POWER is based on one-dimensional (1D) gas dynamics, representing the flow and heat transfer in the piping and in the other component of an engine system. GT-POWER is one model from GT-SUITE software applications [2].

GT-Power is based on 1D gas dynamics which account for fluid flows and heat transfer. Each component in a GT-Power model is discritized or separated in many smaller components. These subcomponents have very small volumes and the fluid's scalar properties in these volumes are assumed to be constant. The scalar properties of a fluid include pressure, temperature, density and internal energy. Each volume also has vector properties that can be transferred across its boundaries. These properties include mass flux and fluid velocity. Figure 1 illustrates the difference between vector and scalar properties. GT-Power determines the change in the scalar properties by solving simultaneous one-dimensional equation.

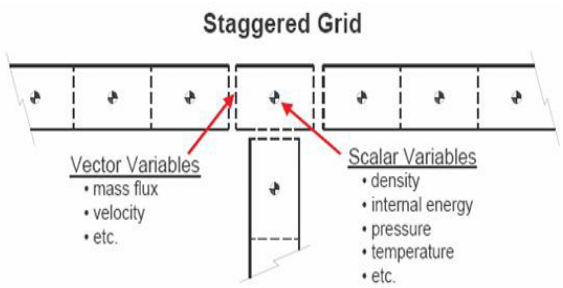


Fig. 1. Illustration of Component Discretization [5]

The details of the direct injection diesel engine design vary over the engine performance and size range. In particular, fuel injection and different combustion chamber geometries characteristics are required to deal effectively with major diesel engine design problem achieving sufficiently rapid fuel-air mixing rates to complete the fuel-burning process in the time available. A wide variety of inlet cylinder head and piston shapes, port geometries, and fuel-injection patterns are used to accomplish this over the diesel size range.

Heywood [1] written that the engine ratings usually indicate the highest power at which manufacturer expect their products to give satisfactory of power, economy, reliability and durability under service conditions. The speed and maximum torque, at which it is achieved, is usually given also.

3. DATA NEEDED FOR BUILDING AN ENGINE MODEL

A list of information that is needed to build a model in GT-POWER is included in library. Not every item will be needed for all models, and sometimes additional information will be needed, but the list is generally a good starting point. If the model is being built at an early design stage, determining optimal values for some of the items listed may be the purpose of the simulation. If this is the case, those particular attributes should be defined as parameters and run for a series of cases to determine an optimal value. Data in engine characteristics are compression ratio, firing order, inline or V configuration, V-angle (optional), 2 or 4 stroke. Data in cylinder geometry are pin offset, bore, stroke, connecting rod length, piston TDC clearance height, head bowl geometry, piston area and head area. Data in intake and exhaust system is geometry of all components. Data in throttles are throttle location and discharge coefficients versus throttle angle in both flow directions. Data in fuel injectors are location and number of injectors, number of nozzle holes and nozzle diameter, injection rate, fuel type and low heat value (LHV). Data in intake and exhaust valves are valve diameter, lift profile, discharge coefficient, valve lash. Data in ambient state are temperature, pressure and humidity. Performance data can be very useful when tuning a model after it has been built. Performance data can be very useful when tuning a model after it has been built.

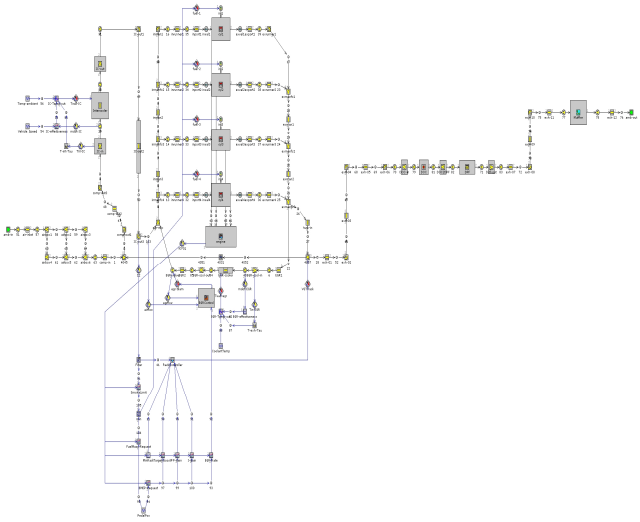


Fig. 2. Four-cylinder Diesel engine modeling using GT-POWER

Before running the model preparing to run the model simulation is needed. Preparing to run the model simulation the completed model, run setup, case setup, plot requests and plot setup are reviewed. All of the parameters in the model will be listed automatically in the case setup and each one must be defined for first case of the simulation. Frequently, computation time can be reduced in steady state simulations by planning the order of the simulations and utilizing the initialization state in run setup. Cycle and/or time plots may be requested by selecting the appropriate plot from the plot options folder within each part. All plots requested in individual parts will be stored regardless of whether the user chooses to use plot setup.

If the model has been prepared for simulation, the GT-POWER simulation may be started and this will start the simulation running. A window will progress it's simulation in the form of scrolling text. Once the input has been read successfully, the simulations will begin, and occasional reports of the progress will be given.

4. MAIN ENGINE DATA

The development of the four cylinder modeling and simulation for four-stroke direct-injection (DI) diesel engine was presented in this paper. The data of the selected gasoline engine model was presented in Table I.

Table I

Specification of the engine

Engine Parameters	Value
Bore (mm)	100
Stroke (mm)	100
Displacement (cc)	3142
Number of cylinder	4
Compression ratio	18
Connecting rod length (mm)	152
Piston pin offset (mm)	0
Intake valve open (^{0}CA)	340
Intake valve close (^{0}CA)	-137
Exhaust valve open (^{0}CA)	127
Exhaust valve close (^{0}CA)	376
Brake power (KW)	120.9
Brake torque (Nm)	384.8
Model : Four Cylinder, Four-Stroke, in-line	

4. RESULT AND DISCUSSION

Whenever a simulation is run, GT-SUITE produces several output files that contain simulation results in various formats. Most of the output is available in the post-processing application GT-POST. GT-POST is powerful tool that can be used to view animation and order analysis output [5]. After the simulations are finished, report tables that summarize the simulations can be produced. These reports contain important information about the simulation and simulation result in a tabular form. The computational simulation of the engine model result is informed the engine performance.

The running simulation result is all of the engine performance data with the different engine speed (rpm). This model was running at any speed from 500 to 4500 rpm. In this paper the simulation result of engine performance are air-fuel ratio, indicated power (ip), brake power (bp), brake mean effective pressure (bmep), brake specific fuel consumption (bsfc), indicated sprcific fuel consumption (isfc), pressure in cylinder.

The air-fuel ratio of the engine model performance shown in Figure 3 above, the air-fuel ratio is high at low engine speed and the air-fuel ratio is low at high engine speed. The highest air-fuel ratio is 75.274 at engine speed 500 rpm and the lowest air-fuel ratio is 20 at engine speed 4500 rpm. The trend of air-fuel ratio is decreasing when engine speed increases.

Fig. 3. Air-fuel ratio of engine model

Indicated power of engine tells about the health of the engine and also gives an indication regarding the conversion of chemical energy in the fuel into heat energy [6-8]. Indicated power is an important variable because it is the potential output of the cycle. Therefore, to justify the measurement of indicated power, it must be more accurate than motoring and other indirect methods of measuring friction power. For obtaining indicated power the cycle pressure must be determined as a function of cylinder volume. It may be noted that it is of no use to determine pressure accurately unless volume or crank angle can be accurately measured. In this model the engine indicated power versus engine speed is shown in Figure 4.

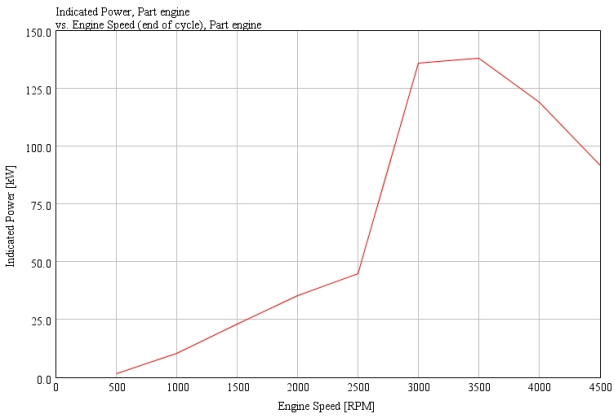


Fig. 4. Indicated power of engine model

The lowest engine indicated power model is 1.74 kW at minimum engine speed 500 rpm and the maximum indicated power of the engine model is 137.73 kW at engine speed 3500 rpm.

The brake power of the engine model is shown in Figure 5. Brake power is usually measured by attaching a power absorption device to the drive-shaft of the engine (any type of brake). The lowest brake power of engine is 0.796 kW at engine speed 500 rpm and after that if the engine speed is increased the brake power is increased too until engine speed 3000 rpm. The maximum brake power of the engine model is 120.878 kW at engine speed 3000 rpm and after that the brake power decreases.

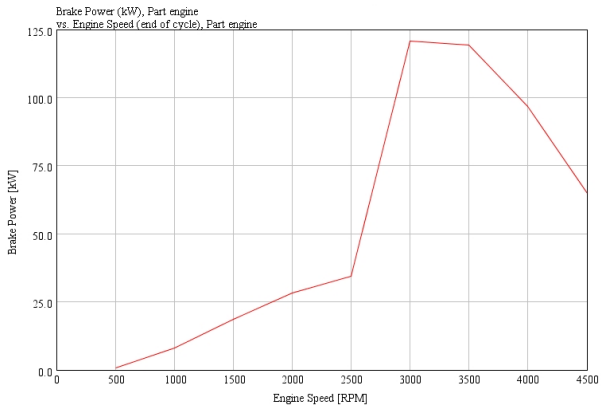


Fig. 5. Brake power of engine model

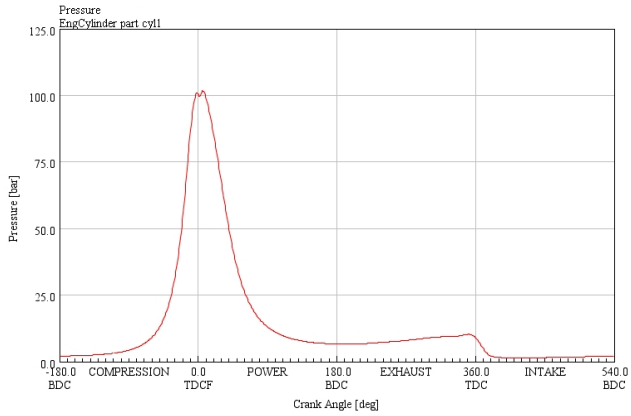


Fig. 6. Pressure in cylinder of engine model

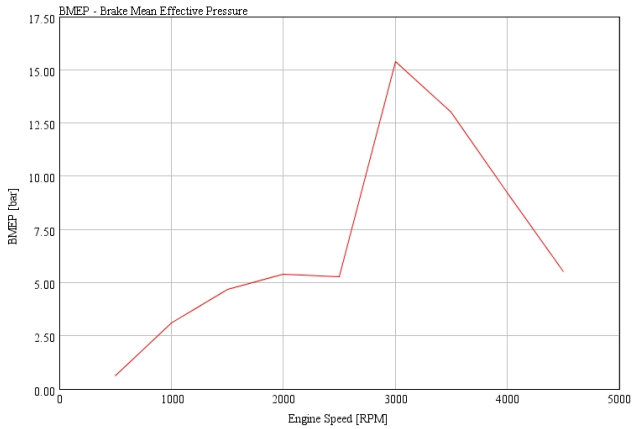


Fig. 7. Brake mean effective pressure of engine model

The Figure 6 and 7 were shown the pressure in engine cylinder, the brake mean effective pressure of the diesel engine model simu-

lation. The highest brake mean effective pressure is 15.391 bar on 3000 rpm engine speed. Before the engine speed is 2800 rpm the *bmep* is low and increase until on 3000 rpm. After the engine speed is over than 3000 rpm the *bmep* is go to down.

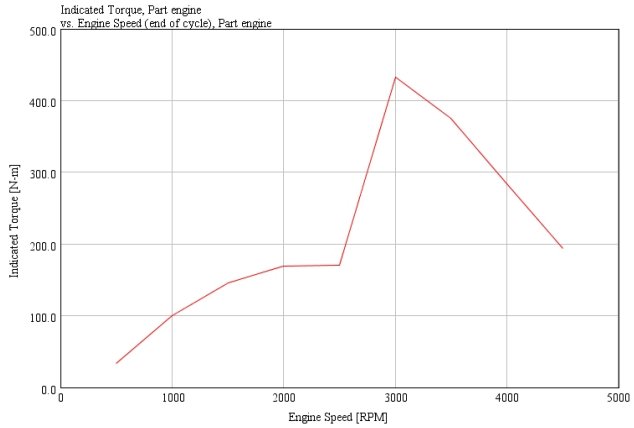


Fig. 8. Indicated torque of engine model

Figure 8 were shown the indicated torque of the diesel engine model simulation. The highest indicated torque is 432.17 bar on 3000 rpm engine speed. Before the engine speed is 3000 rpm the indicated torque is low and increase until on 3000 rpm. After the engine speed is over than 3000 rpm the indicated torque is go to down.

Fig. 9. Brake specific fuel consumption of engine model

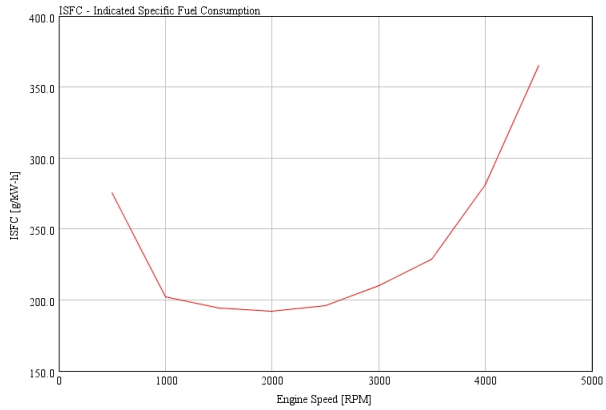


Fig. 10. Indicated specific fuel consumption of engine model

The brake specific fuel consumption is shown in Figure 9. The model simulation result shown that the minimum brake specific fuel consumption is 236.29 g/kWh at 3000 rpm. The model shown that the brake and indicated specific fuel consumption is very high if the engine speed is low. The indicated specific fuel consumption is shown in Figure 10. The model simulation result shown that the minimum indicated specific fuel consumption is 192.20 g/kWh at 2000 rpm.

5. CONCLUSION

1. On the 3142 cc four cylinder four-stroke diesel engine modeling showed that the highest brake power is 120.878 kW at 3000 rpm and indicator power is 137.73 kW at 3500 rpm speed.
2. The engine model showed that minimal brake specific fuel consumption is at engine speed
   3000 rpm.
3. The engine model showed that minimal indicated specific fuel consumption is at engine speed 2000 rpm.
4. The GT-POWER model was resulted the engine performance effect with changes of any parameters, but to validate this result must be compared with the experiment.
5. Results of the GT-POWER model will be used in subsequent studies of this type of engine

The investigation was supported by project DO 02-47/10.12.2008 "Development of scientific infrastructure in Republic of Bulgaria". This project is funded by National fund "Scientific investigations" 2008-2011.

REFERENCES

1. A. Onorati, G. Montenegro, G. D'Errico – *Prediction of the attenuation characteristics of IC engine silencers by 1-D and multi-D simulation models.* SAE Technical Paper Series 2006, Tech. Rep. 2006-01-1541, doi:10.4271/2006-01-1541, (2006)
2. G. Montenegro, A. Onorati – *Modeling of silencers for IC engine intake and exhaust systems by means of an integrated 1D-multiD Approach.* SAE International Journal of Engines 1 (1), 466, doi:10.4271/2008-01-0677, (2009)
3. G. Montenegro, A. Onorati, F. Piscaglia, G. D'Errico – *Integrated 1D-Multi-D Fluid Dynamic Models for the Simulation of ICE Intake and Exhaust Systems.* SAE Technical Paper Series 2007, Tech. Rep. 2007-01-0495, doi:10.4271/2007-01-0495, (2007)
4. J. Galindo, A. Tiseira, P. Fajardo, R. Navarro – *Coupling methodology of 1D finite difference and 3D finite volume CFD codes based on the Method of Characteristics*. Elsevier, Mathematical and Computer Modelling, doi:10.1016/2010-11-078, (2010)
5. Gamma Technologies – *GT-POWER User's Manual Ver. 7.0*. Gamma Technologies Inc., (2009).
6. Heywood, J.B – *Internal Combustion Engine Fundamentals.* McGraw-Hill, Singapore (1998).
7. Stone. Richard – *Introduction to Internal Combustion Engines Second Edition*. SAE Inc., USA, 1997.
8. Ganesan, V – *Internal Combustion Engines Second Edition.* Tata McGraw-Hill, New Delhi (1999).

Адрес за контакти
Ас. д-р Симеон Илиев
Русенски университет „Ангел Кънчев"
Русе 7017, ул. Студентска, 8
Phone: +359 888 331
Email: spi@uni-ruse.bg

МНОГОФАКТОРНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА МЕХАНИЧНИТЕ ЗАГУБИ НА ПРАЗЕН ХОД В ТРАКТОРНА ТРАНСМИСИЯ

Веселин Петров, Росен Иванов, Донка Иванова, Недка Станчева
Русенски университет „Ангел Кънчев”

POLYFACTOR INVESTIGATION OF THE MECHANICAL IDLE RUNNING LOSSES IN TRACTOR TRANSMISSION

Veselin Petrov, Rosen Ivanov, Donka Ivanova, Nedka Stancheva
„Angel Kanchev” University of Ruse

Abstract: An experimental investigation of the mechanical losses in tractor transmission is done. The influence of the engine rotation speed, of the numbers of switched on gear and of the oil level in the transmission gear box on the idle running losses in determined. Regression analysis is made. Adequate regression models in cases of switched-on and switched-off PTO are received. The investigated factors influence non-linear on the resistance moment.
Keywords: Tractor Transmission Efficiency, Idle Running Losses.

ВЪВЕДЕНИЕ

Поради наличието на вал за отнемане на мощност (ВОМ) и изискването за технологични скорости на движение селскостопанските колесни трактори имат двупоточни механични трансмисии и голям брой предавки с предавателни числа, изменящи се в широки граници [1]. Това предполага и голям брой зъбни колела и полюси на зацепване, през които се реализират работните и технологичните предавки. В резултат на това тези трансмисии са по-сложни и в тях се пораждат по-големи загуби [4, 5].

На въпроса за изследване на загубите в механичните трансмисии са посветени различни изследвания [2, 3, 4, 5]. Анализът на тези проучвания показва, че в основата си почти всички изследват загубите в трансмисията като цяло. Така например не са достатъчно изучени проблемите за влиянието на включената предавка и на честотата на въртене върху загубите на празен ход [4, 5].

Необходими са още експериментални изследвания, които да позволят да се разграничат отделните видове загуби и да се изясни влиянието на основните фактори върху коефициента на полезно действие на трансмисията.

Целта на това изследване е чрез многофакторен експеримент да се оцени влиянието на основните фактори върху загубите на празен ход в тракторна трансмисия.

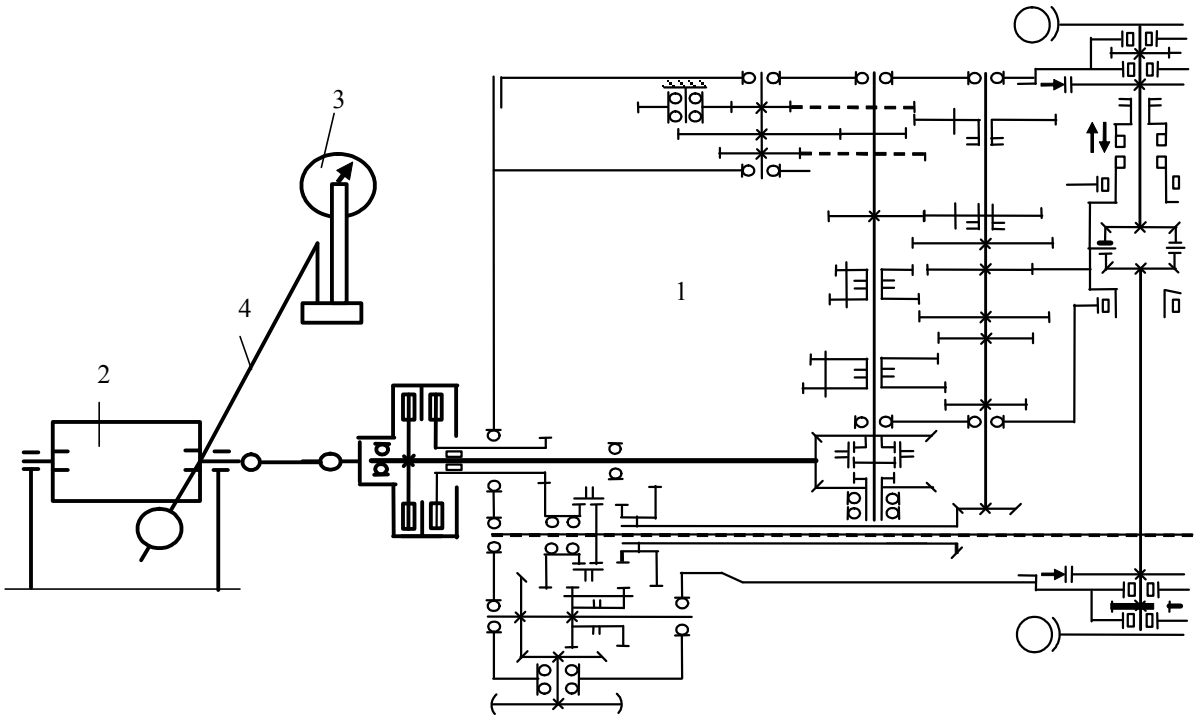
ИЗЛОЖЕНИЕ

За обект на изследване е избрана класическа двупоточна механична трансмисия за колесен земеделски трактор. Тя се състои от два клона, единият от които задвижва колелата, а вторият предава движението към задния и страничен ВОМ.

На фиг. 1 е представена схемата на опитната уредба. Тя се състои от тракторната трансмисия 1, задвижващ електродвигател 2, устройство за измерване – везна 3 и измервателен лост 4. Тази уредба е предназначена за изследване на загубите, независещи от натоварването (загуби на празен ход), чрез отчитане на съпротивителния момент M_c, който трансмисията оказва при въртенето си. На нея е възможно възпроизвеждане на всички режими на работа без натоварване.

Опитите са правени при различни варианти на състоянието на отделните агрегати и на условията на работа, които да разкрият количественото влияние на:

- честотата на въртене на двигателя;
- нивото на маслото в предавателната кутия;
- номера на включената предавка;
- включен и изключен заден и страничен ВОМ.



Фиг. 1. Схема на опитната уредба:
1 – тракторна трансмисия; 2 – задвижващ електродвигател; 3 – везна; 4 – измервателен лост

За всяка серия се провеждат опити при минимум пет честоти на въртене на входящия вал на предавателната кутия (вала на съединителя), границите на които се изменят от минимална устойчива, до номиналната на двигателя на трактора.

При изследване на механичните загуби на празен ход в тракторната трансмисия са избрани следните входни независими променливи (управляеми фактори):

x_1 – честота на въртене на входящия вал, min^{-1};

x_2 – ниво на маслото в предавателната кутия, mm;

x_3 – номер на включената предавка.

Стойностите на нивата на вариране на входните фактори са: за x_1 – 200, 400, 600, 800, 1000, 1200 и 1400 min^{-1}, за x_2 – 35, 50, 65 mm и за x_3 – изключена (означена с “0”) предавка и при включени първа, трета, пета и седма предавки. Механичните загуби се оценяват чрез съпротивителния момент M_c на трансмисията.

Получен е значителен обем опитни данни, обработката на които позволява да се направят някои предварителни анализи и изводи. На фиг. 2 са представени графични зависимости за загубите на празен ход в изследваната тракторна трансмисия.

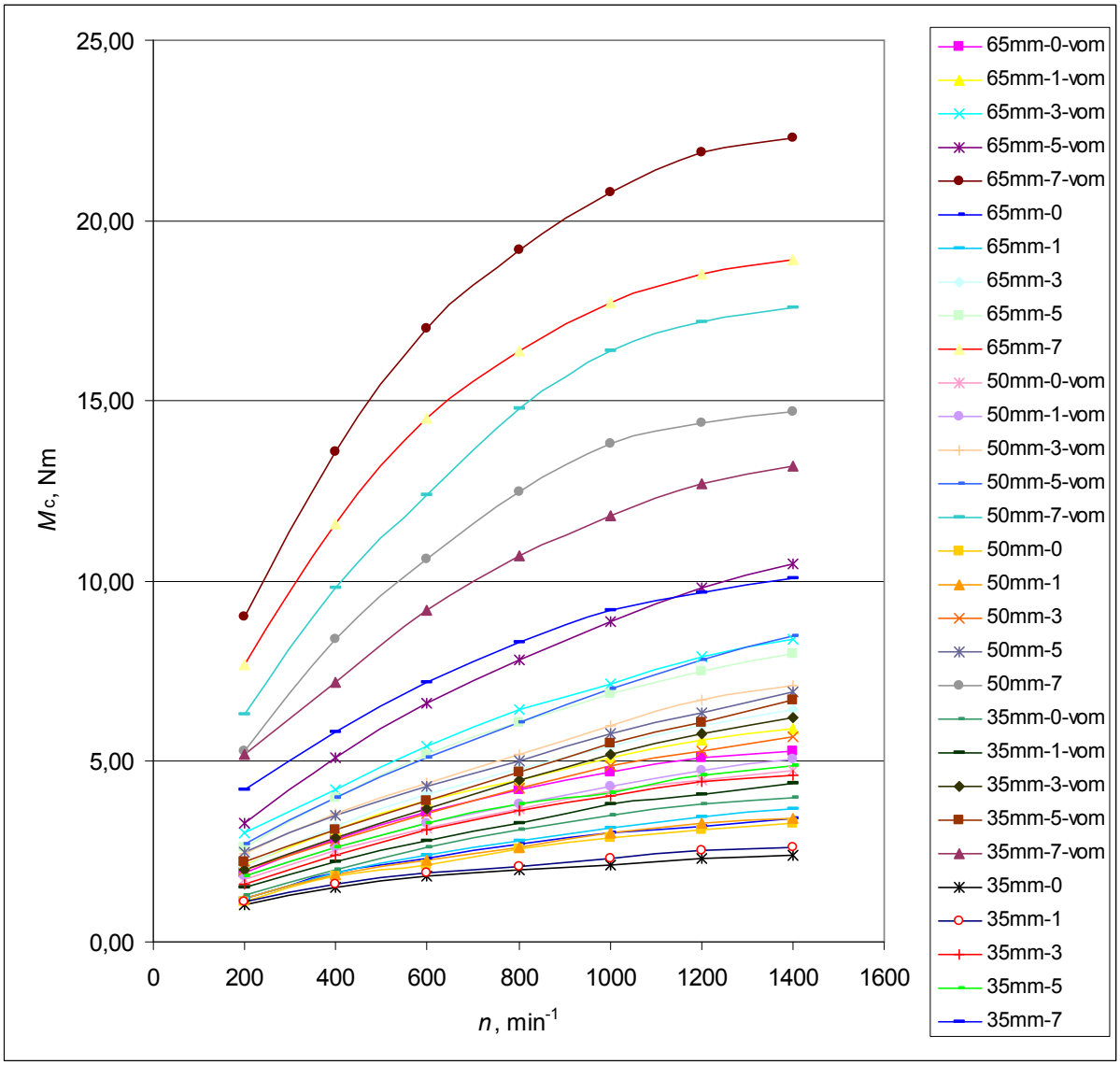
За получаване на регресионните модели е използван пакета Optimization от Matlab. Задачата за намиране на регресионните модели е решена с използване на функцията lsqcurvefit, която определя параметрите на зададена функция, описваща експерименталните данни по метода на най-малките квадрати.

Тъй като се оказа, че резултатите се влияят силно от състоянието на ВОМ, при обработката и регресионния анализ данните бяха разделени на две групи – при включен и изключен ВОМ.

Полученият регресионен модел, който описва най-добре опитните данни, има вида

$$M_c = b_1 + b_2(\ln(b_3x_1))^{1,8} + b_4x_2^{0,8} + b_5x_3^{3,3} + b_6x_1x_3^2 . \quad (1)$$

Коефициентите на регресия при включени валове за отвеждане на мощност имат стойности: b_1 = – 1,5138; b_2 = 0,6809; b_3 = 0,0063; b_4 = 0,1535; b_5 = 0,0086; b_6 = 0,00012. За коефициента на корелация се получава стойност R = 0,9468.



Фиг. 2. Експериментални зависимости за влиянието на честотата на въртене на двигателя, нивото на маслото, номера на включената предавка и състоянието но ВОМ върху съпротивителния момент M_c в тракторна трансмисия

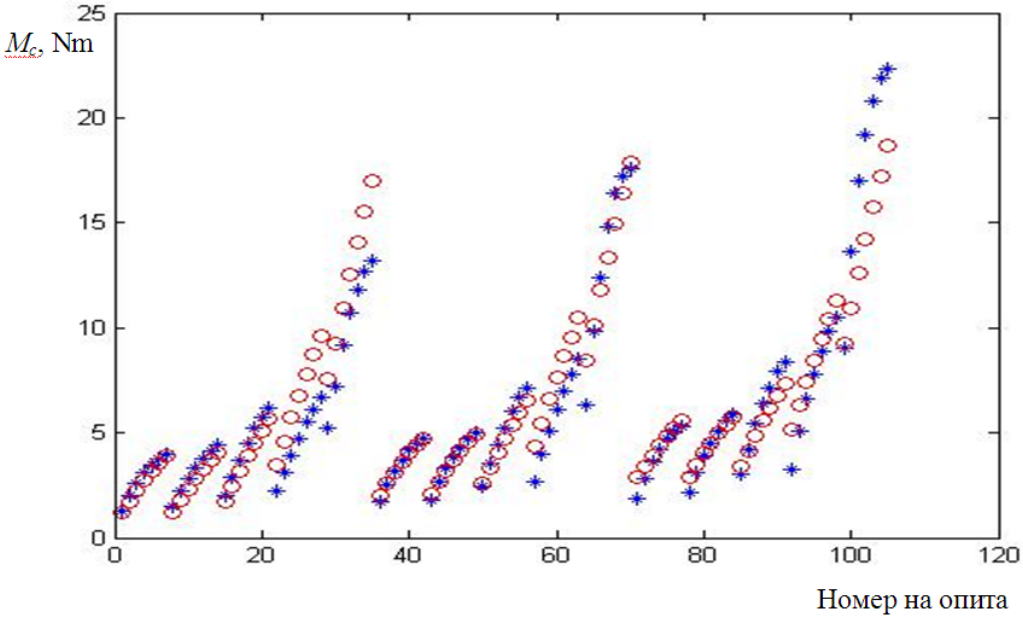
За коефициентите на регресия при изключени валове за отвеждане на мощност се получава: $b_1 = -3{,}2581$; $b_2 = 0{,}4536$; $b_3 = 0{,}0082$; $b_4 = 0{,}1861$; $b_5 = 0{,}0081$; $b_6 = 0{,}00012$. Стойността на коефициента на корелация е $R = 0{,}9439$.

Моделите са адекватни при избраните нива на значимост.

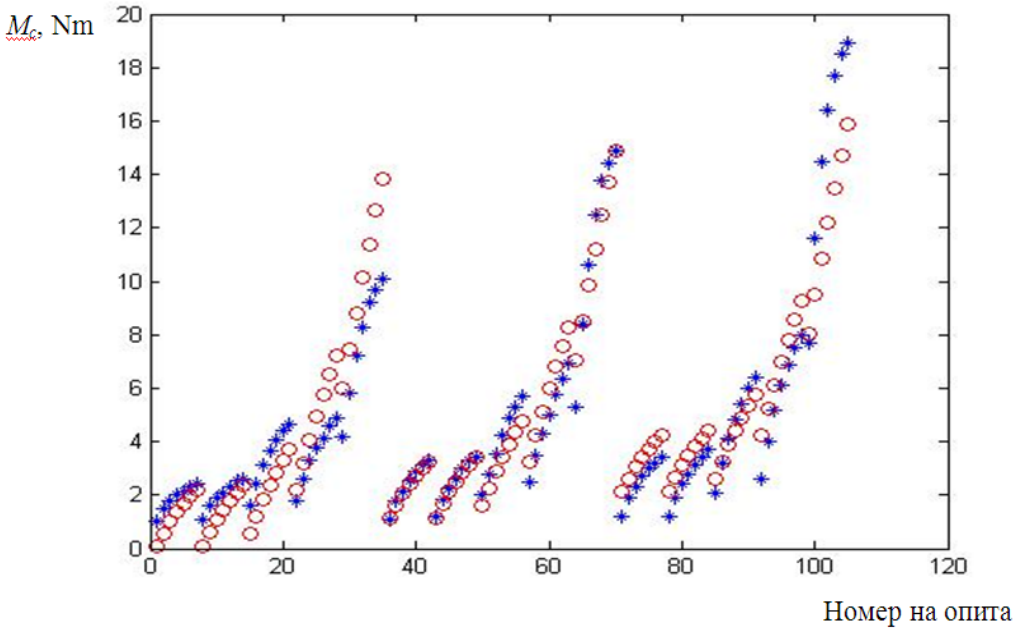
На фиг. 3 и 4 е показано сравнение между експерименталните (показани със символа "*") и предсказаните (показани с "○") стойности на съпротивителния момент M_c при включени и изключени ВОМ.

Резултатите от регресионния анализ показват, че и при двата случая на включен и изключен ВОМ, по степен на влияние факторите се подреждат в следния ред: номер на предавката, честота на въртене и ниво на маслото. И трите изследвани фактора влияят нелинейно върху съпротивителния момент M_c, което е видно от регресионното уравнение (1).

От сравнението на кривите при еднакви нива на другите фактори (фиг. 2) се вижда, че делът на загубите на празен ход, дължащи се на задвижването на ВОМ е значителен. При седма предавка и високи честоти на въртене разликите при включен и изключен ВОМ достигат 15-16%. Има и известна разлика в характера на кривите, поради което те не могат да се опишат добре с обща регресионна зависимост (фиг. 3 и фиг. 4).



Фиг. 3. Сравнение между експерименталните (*) и предсказаните (○) стойности на съпротивителния момент M_c, при включени валове за отвежданена мощност



Фиг. 4. Сравнение между експерименталните (*) и предсказаните (○) стойности на съпротивителния момент M_c, при изключени валове за отвеждане на мощност

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

От проведеното експериментално изследване на загубите в механична тракторна трансмисия са получени опитни данни, които дават възможност да се оцени влиянието на честотата на въртене, на номера на включената предавка и на нивото на маслото върху загубите на празен ход.

Получени са адекватни регресионни модели за случаите на включени и изключени валове за отвеждане на мощност. По степен на влияние изследваните фактори се подреждат в следната последователност: номер на предавката, честота на въртене и ниво на маслото.

ЛИТЕРАТУРА

1. Велев Н.Н. Теория и изчисление на трактора и автомобила. Земиздат, София, !982.
2. Велев. Н.Н. По въпроса за оценяване на загубите при предаване на мощност. София, Техническа мисъл, *N4*, 1985.
3. Одоеме Р. Изследване на загубите в автотракторни механични трансмисии. Автореферат за получаване на образователна и научна степен "доктор", Русе, 2007.
4. Петров В., Р. Иванов, Н. Станчева, Д. Станчев. Относно влиянието на конструктивните и експлоатационни фактори върху загубите в тракторни механични трансмисии. Сборник научни трудове на МНК по Общо машиностроително конструиране, Русе, 2009, 181-185с.
5. Petrov V., N. Stancheva, R. Ivanov, D. Stanchev. An Investigation of the Idle Running Losses in Tractor Transmissions. Proceedings of the 3RD International Conference POWER TRANSMISSIONS '09, Kallithea, Greece, 2009, п.п.611-615.

БЛАГОДАРНОСТИ

Изследванията са подкрепени по договор № BG051PO001-3.3.04/28, „Подкрепа за развитие на научните кадри в областта на инженерните научни изследвания и иновациите". Проектът се осъществява с финансовата подкрепа на Оперативна програма „Развитие на човешките ресурси" 2007-2013, съфинансирана от Европейския социален фонд на Европейския съюз.

Адреси за контакти

Гл. ас. Веселин Николов Петров
Русе, ул. Студентска 8
Тел. 082/888 622
E-mail: vepetrov@uni-ruse.bg

Доц. д-р Росен Петров Иванов,
Русе, ул. Студентска 8
Тел. 082/888 735
E-mail: rossen@uni-ruse.bg

Доц. д-р Донка Илиева Иванова
Русе, ул. Студентска 8
Тел. 082/888 266
E-mail: divanova@uni-ruse.bg

Доц. д-р Недка Иванова Станчева
Русе, ул. Студентска 8
Тел. 082/888 478
E-mail: nedka@uni-ruse.bg

ИЗСЛЕДВАНЕ ВЪЗМОЖНОСТТА ЗА ИЗПОЛЗВАНЕ НА РАЗМИТ РЕГУЛАТОР В УПРАВЛЕНИЕТО НА АНТИБЛОКИРАЩА СПИРАЧ НА СИСТЕМА

Росен Иванов
Русенски университет „Ангел Кънчев”

INVESTIGATION THE POSSIBILITY OF USING FUZZY LOGIC CONTROL IN ABS

Rosen Ivanov
„Angel Kanchev” University of Ruse

Abstract: The paper presents a comparative investigation concerning use of the different types of control in automotive ABS. Results for the braking time and wheel slip, obtained with 3 types of control – two positional, PID and Fuzzy logic are compared. Fuzzy logic control decreases braking time approximately 25%.

Keywords: Fuzzy logic control, ABS.

ВЪВЕДЕНИЕ

Антиблокиращата спирачна система (ABS) е важна система, подобряваща активната безопасност при спиране на автомобила. При аварийно спиране тя помага да се поддържа в оптимални граници преплъзването на колелата и така да се осигури максимално сцепление с пътя и да се намали спирачния път [3, 5, 7]. Най-често в автомобилите управляващото устройство на ABS реализира двупозиционно управление [7]. Тъй като зависимостта на коефициента на сцепление за различни условия се изменя (фиг.1), в паметта на контролера са запаметени в табличен вид стойности, които се използват за двупозиционното регулиране [7].

Обратната връзка в системата се осигурява като се следи честотата на въртене на колелата с индукционни сензори и на база на тези сигнали се изчислява преплъзването, по стойността на което се управлява [3].

Същевременно в съвременната автоматика се използват и други закони за автоматично управление [1, 2], които в определени случаи са много по-добри от двупозиционния.

Целта на разработката е да се синтезира размит регулатор за управление на ABS и да се оцени ефекта от него.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Работата на ABS се основава на уравнението на движение на спираното колело, което има вида:

$$J_K\,\varepsilon_{KC} = M_C - M_\varphi, \qquad (1)$$

където J_K е инерционният момент на колелото, $kg\,m^2$;

$\varepsilon_{KC} = \dfrac{d\omega_k}{dt}$ - ъгловото закъснение на колелото, rad/s^2;

M_C - моментът, създаван от спирачния механизъм, $N\,m$;

$M_\varphi = Z_K\,r_K\,\varphi$ - моментът по сцепление на колелото с пътя, $N\,m$;

Z_K - нормалната реакция върху колелото, N;

r_K - динамичният радиус на колелото, m.

Ъгловото закъснение е пропорционално на разликата в моментите

$$\varepsilon_{KC} = \frac{M_C - M_\varphi}{J_K}. \qquad (2)$$

Линейното закъснение на колелото се определя като

$$a_{сп} = \varepsilon_{KC}\,r_K,\ m/s^2.$$

Скоростта на колелото се определя като се интегрира закъснението

$$V = \int a\,dt + V_o,\ km/h,$$

а спирачният път след повторно интегриране

$S_{сп} = \int V\, dt$, m.

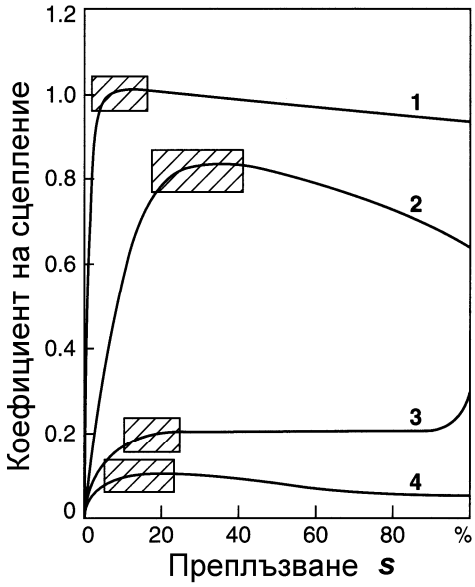
Моментът M_φ зависи от коефициента на сцепление φ, а последният от преплъзването S. Използвайки сигнала за ъгловата скорост на колелото, преплъзването може да се изчисли във всеки момент като

$$S = 1 - \frac{V_K}{V} = 1 - \frac{\omega_K}{\omega}, \qquad (3)$$

където V, V_K са скоростите на автомобила и колелото;

ω, ω_K - съответно ъгловата скорост, съответстваща на скоростта на автомобила, и ъгловата скорост на колелото.

С увеличаване на спирачния момент преплъзването на колелото също се увеличава и това води до изменение на коефициента на сцепление (фиг.1). За различните пътни условия оптималната зона, в която трябва да се задържа колелото при спиране, е при различно преплъзване. Затова тези стойности са въведени в паметта на контролера и имат важно значение за управлението.

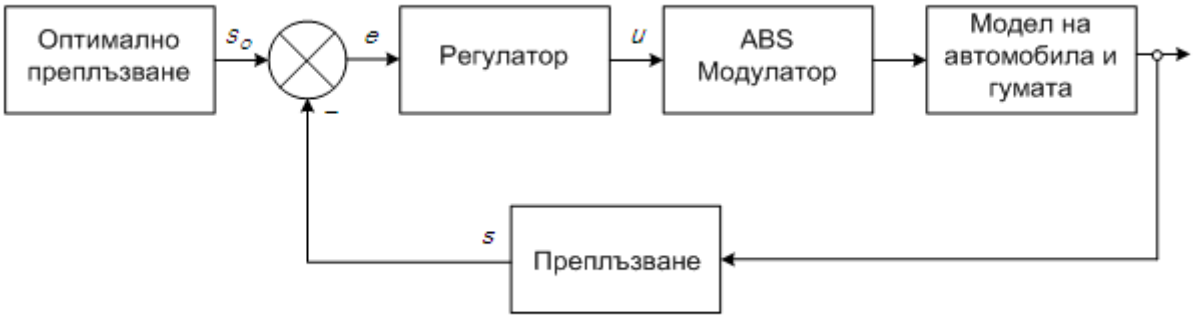


Фиг.1. Зависимост на коефициента на сцепление и преплъзването ***s*** при различни външни влияния на пътното покритие и типа на гумите:

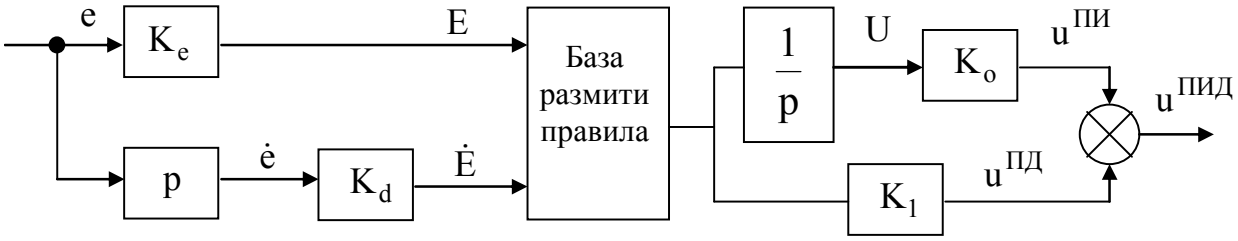
1 – радиална гума по сух бетон; 2 – диагонална зимна гума по мокър асфалт; 3 – радиална гума по сняг; 4 - радиална гума по лед

Функционалната схема на системата за автоматично управление на автомобилна ABS е показана на фиг.2.

Избрана е структурната схема на размития ПИД регулатор е подобна на предложената в [4]. Тя е показана на (фиг. 3).



Фиг. 2. Функционална схема на система за управление на ABS на автомобила



Фиг. 3. Структурна схема на размит ПИД регулатор

Входни променливи за регулатора са грешката e и производната на грешката $\dot{e}$.

Управляващото въздействие $u^{ПИД}$ преминава през апериодично звено, което предс-

тавя закъснението в хидравличната линия на спирачната система. След интегриране се получава действителното спирачно налягане P_s.

Избрани са 7 триъгълни функции на принадлежност за входните променливи [5]: отрицателно голяма (NB), отрицателно средна (NM), отрицателно малка (NS), нулева (ZE), положително малка (PS), положително средна (PM), положително голяма (PB). Правилата за управление са във вида

Ако e е A_i и $\dot{e}$ е B_j, то u е u_{ij}. (4)

Базата размити правила е показана в табл. 1

Таблица 1

$\dot{E}/E$	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NB	-1	-1	-1	-2/3	-2/3	-1/3	0
NM	-1	-1	-2/3	-2/3	-1/3	0	1/3
NS	-1	-2/3	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3
ZE	-2/3	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	2/3
PS	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	2/3	1
PM	-1/3	0	1/3	2/3	2/3	1	1
PB	0	1/3	2/3	2/3	1	1	1

Настройката на размития ПИД регулатор е направена чрез оптимизационен метод, използващ генетичен алгоритъм за определяне на оптималното решение [6]. Критерият за оптимизация е

$$J_T = \omega_1 \frac{\int_0^T e^2(t)dt}{\max(e(n))} + \omega_2.\sigma + \omega_3 \frac{t_p}{T}, \qquad (5)$$

където t_p е времетраенето на преходния процес, s;

σ - пререгулирането, %;

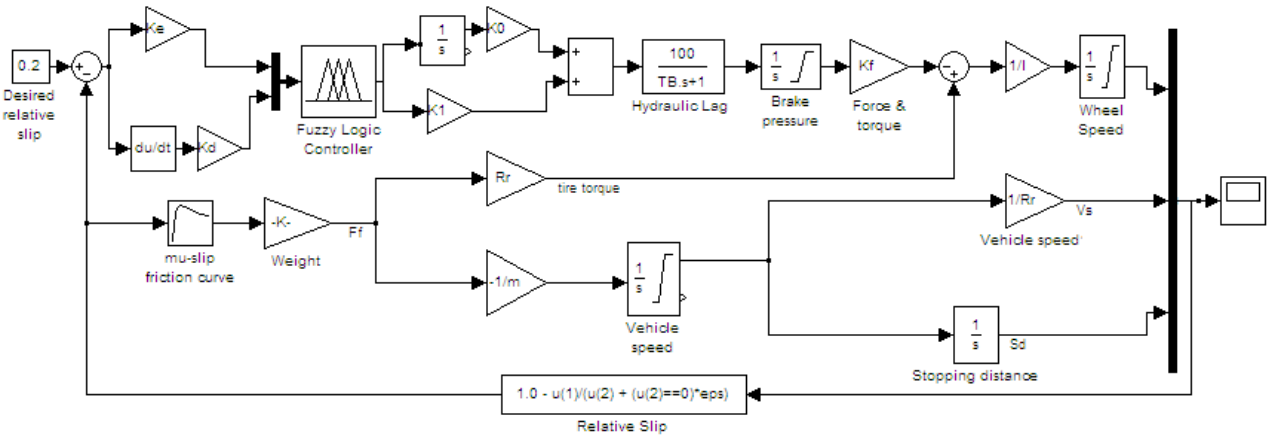
T - времето за симулация, s;

$\omega_1, \omega_2, \omega_3$ - тегловните коефициенти.

В резултат на оптимизацията са получени параметрите $K_e = 4{,}85$, $K_d = 0{,}8$, $K_0 = 12$, $K_1 = 34{,}5$.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ РЕЗУЛТАТИ

Разработен е SIMULINK модел на системата за автоматично управление на ABS на автомобила с размит ПИД регулатор (фиг. 4), на базата на известен такъв с двупозиционен регулатор [7].



Фиг. 4. SIMULINK модел на САУ на ABS на автомобил

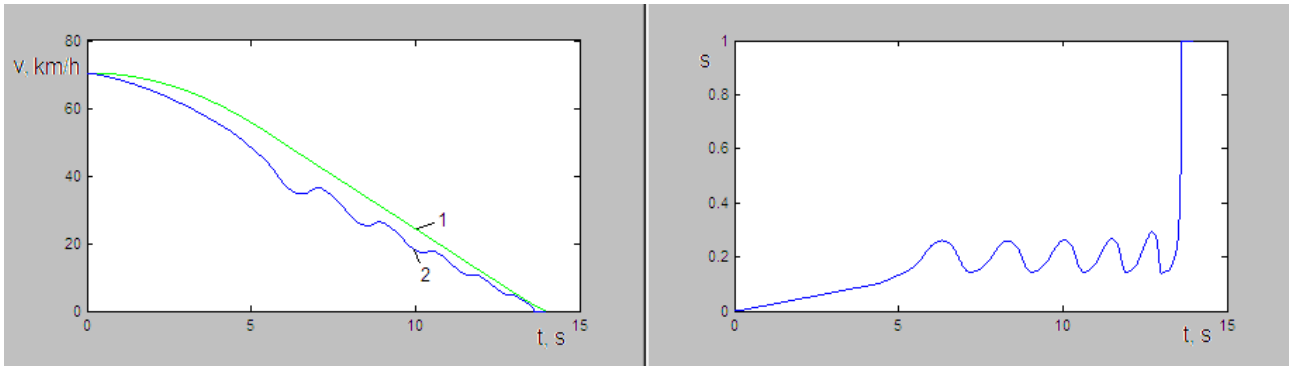
Таблица 2

Маса върху колело на автомобила, kg	317
Радиус на колелото, m	0,381
Начална скорост, km/h	72,6
Максимален коефициент на сцепление по сух път / при оптимално преплъзване	φ_{max}= 1,0 / S_{opt}= 02

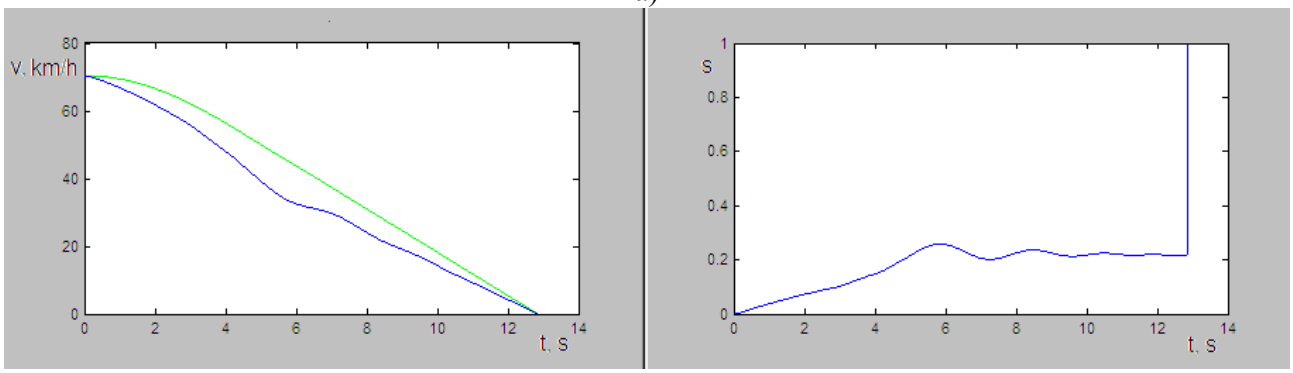
С него са проведени симулационни изследвания при управление на ABS с двупозиционен регулатор, с ПИД регулатор и размит ПИД регулатор. Параметрите, при които са проведени изследванията са показани в табл.2.

Симулирано е спиране от начална скорост на автомобила 72,6 km/h върху сух асфалт.

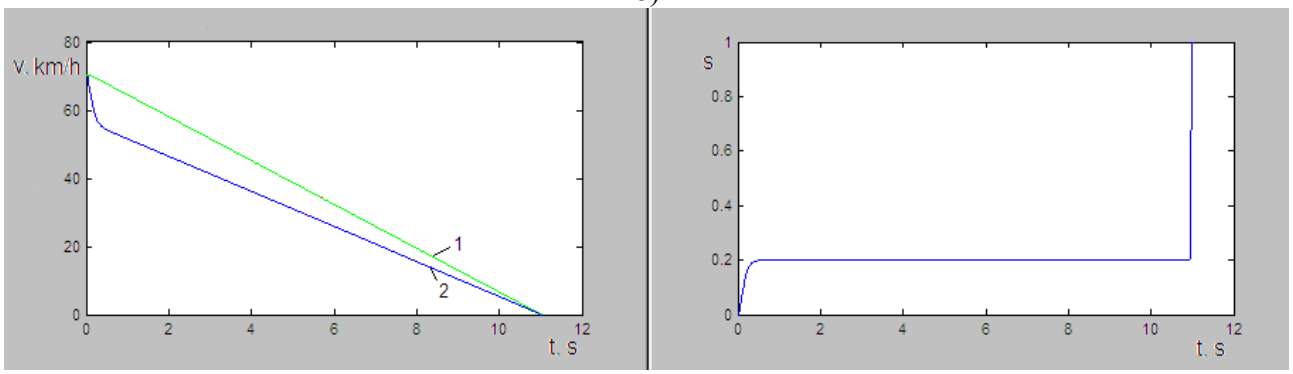
На фиг. 5 са показани резултатите за измененията на скоростта на автомобила – 1, скоростта на колелото – 2, и изменението (преходният процес) на преплъзването s, при трите различни типа управление на ABS.



а)



б)



в)

Фиг. 5. Резултати за скоростта на автомобила, колелото и преплъзването s по сух асфалт при управление съответно с двупозиционен (а), с ПИД (б) и с размит ПИД (в) регулатор

От графиките се вижда, че времето за спиране от 14 s при управление с двупозиционен регулатор намалява на 13 s при управление с ПИД регулатор и на 11 s при управление с размит регулатор. При размития регулатор пулсациите в моментната скорост на колелото и преплъзването са избегнати (фиг.5в). Този ефект би направил ненужни хидроакумулаторите, тъй като в тръбопроводите няма да има пулсации на налягането и към спирачния педала няма да се предават вибрации, както е при двупозиционното регулиране.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Сравнителният анализ на преходните процеси в системите за управление на ABS с двупозиционен регулатор, с ПИД регулатор и размит ПИД регулатор показва предимствата на последния и възможността за използването му в управлението на ABS. Времето за спиране от 14 s при управление с двупозиционен регулатор намалява на 13 s при управление с ПИД регулатор и на 11 s при управление с размит регулатор, което е с 25% намалено време за спиране и следователно по-малък спирачен път.

Разгледаният размит регулатор ще осигури и по-добра робастност на системата и ще намали пулсациите на налягането в тръбопроводите.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гарипов, Е. Проектиране на стандартни аналогови ПИД регулатори в Matlab и SIMULINK. // Автоматика и информатика, № 1, 2004, стр. 35 – 42.
2. Николов, Н., Е. Николов. Методи и алгоритми за настройка на регулатори в системите за управление. Технически университет, София, 2006, 73с.
3. BOSCH. ESP Electronic Stability Program. Technical Instruction,1998,ISBN0-8376-0610-1
4. Chen, C.–L., F.–C Kuo. Design and Analysis of a Fuzzy Logic Controllers. International Journal of Systems Science, vol. 26, 1995, pp. 1223 – 1248.
5. Chih-Keng CHEN, Ming-Chang SHIH. PID-Type Fuzzy Control for Anti-Lock Brake Systems with Parameter Adaptation, JSME International Journal, series C, Vol. 47, N 2, 2004, pp. 675-685.
6. Hu, B., G. K. I. Mann, R. G. Gosine. New Methodology for Analytical and Optimal Design of Fuzzy PID Controllers. IEE Transactions on Fuzzy Systems, vol.7, № 5, 1999, pp. 521 – 539.
7. www.mathworks.com/products/simulink/demos.html?file=/products/demos/shipping/simulink/sldemo_absbrake.html.Using Simulink and State flow in Automotive Applications

Адрес за контакти
Доц. д-р Росен Петров Иванов
Русе, ул. Студентска 8
Тел. 082/888 735
E-mail: rossen@uni-ruse.bg
E-mail: bsak@uni-ruse.bg

СИЛОВ АНАЛИЗ НА МОБИЛНА УРЕДБА ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ НА ПНЕВМАТИЧНО КОЛЕЛО

Евгени Аврамов, Георги Кадикянов, Гергана Станева
Русенски университет „Ангел Кънчев”

POWER ANALYSIS OF MOBILE PLANT FOR THE STUDY OF PNEUMATIC WHEELS

Evgeni Avramov, Georgi Kadikyanov, Gergana Staneva
„Angel Kanchev” University of Ruse

Abstract: The characteristics of the tires are defined as using experimental and computational a (theoretical) methods. Each has its advantages and disadvantages.
Keywords: Experimental determination of the characteristics of tires.

Изучаването управляемостта и устойчивостта на колесните самоходни машини е пряко свързано със свойствата на техните колела и по-точно с характеристиките на пневматичните гуми, с които те са оборудвани [1].

Характеристиките на пневматичните гуми се определят както с помощта на експериментални, така и с изчислителни (теоретични) методи. Всеки от тях има своите предимства и недостатъци.

Експерименталното определяне характеристиките на гумите е възможно в лабораторни [4] и в пътни условия [2], като при последните се изисква строга възпроизводимост на експеримента по стабилност на пътните и метеорологичните условия.

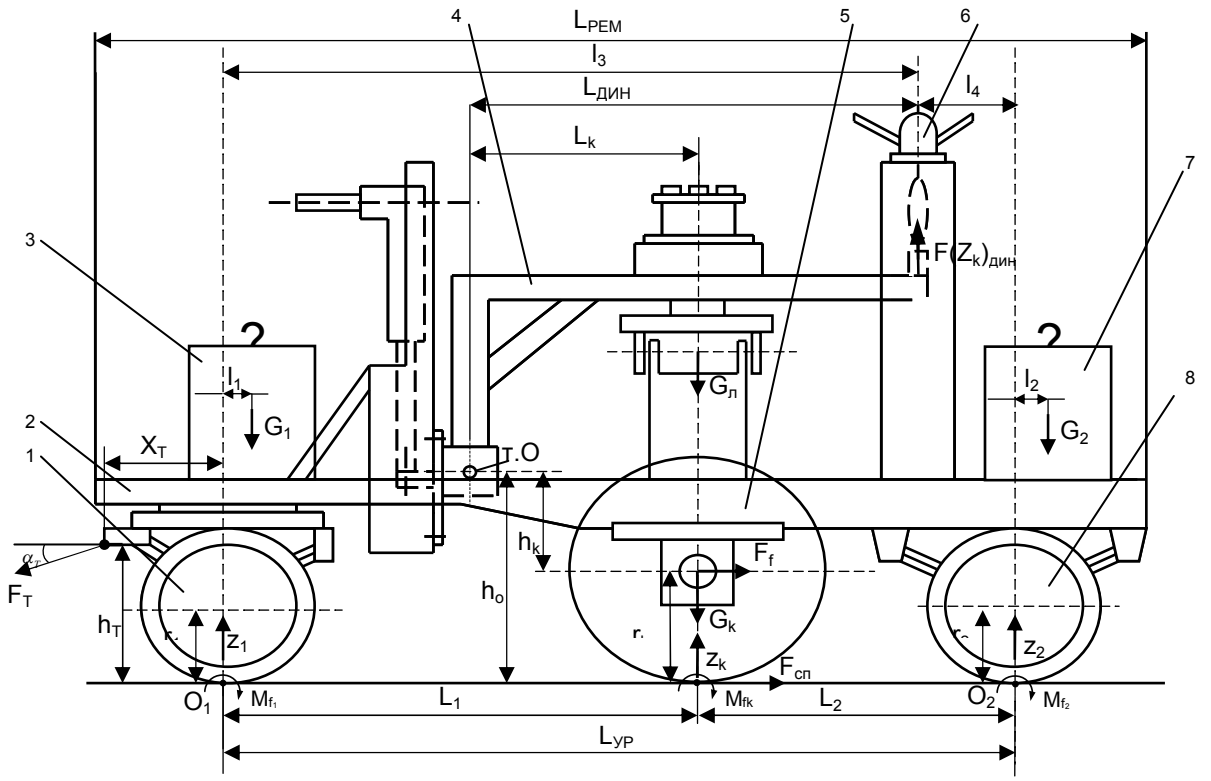
Мобилните уредби за изпитване на пневматични гуми се задвижват от влекач, като се теглят или закрепват за него. Влекачът най-често изпълнява ролята на лаборатория, в която става отчитането и обработването на получените данни за изпитваната гума. Тези уредби позволяват експериментите да се провеждат на всякакъв тип пътна настилка, т.е. опитните условия са най-близки до реалните експлоатационни условия [6]. От друга страна са необходими разходи за поддържане на полигоните, влекачите, специалните измервателни комплекси, използването на гориво-смазочни материали и допълнителен персонал, обслужващ тази техника.

Експерименталните данни от изпитанията на пневматичните гуми са достатъчни за извеждане на емпирични зависимости. Поради това за теоретични изследвания на движението на самоходните машини се използват емпирични зависимости за характеристиките на автомобилните гуми [3, 5, 7].

При сравнителните лабораторни изследвания на различни пневматични гуми е необходимо възпроизвеждане на натоварванията им с достатъчна точност.

На фиг. 1. е показана схема на мобилна уредба за изследване на различни по размери пневматични колела в пътни условия. Безстепенното изменение на натоварването осигурява стабилност и повторяемост на резултатите от опитите. Използваният в лагерните опори на оста на изпитваното колело тензометричен възел позволява лесно и достатъчно точно отчитане на действащите в хоризонталната равнина сили.

Целта на настоящата работа е за предложената схема на мобилна уредба, предназначена за изследване на характеристиките на пневматични гуми, да се предложи метод, позволяващ с достатъчна точност и бързина да се настрои необходимото вертикално натоварване, за да се имитират различни условия на работа на гумата при провеждане на експеримента.



Фиг. 1. Схема на мобилната уредба:
1-предно колело на уредбата; 2-рама на уредбата; 3-предна допълнителна тежест; 4-лост на вилката на изпитваното колело; 5-изпитвано колело; 6-винтово устройство за натоварване на изпитваното колело чрез динамометър; 7-задна допълнителна тежест; 8-задно колело на уредбата.

На схемата са приети следните обозначения на размерите в хоризонтална посока:

$L_{ДИН.}$ - разстоянието от динамометъра до оста O на лоста на вилката;

L_K - разстоянието от оста на изпитваното колело до оста O на лоста на вилката;

L_1 - междуосовото разстояние от оста на изпитваното колело до

L_2 - междуосовото разстояние от оста на изпитваното колело до тази на задните колела;

$L_{УР}$ - междуосовото разстояние от оста на предните до тази на задните колела на шасито на уредбата;

l_1 - разстоянието от оста на предните колела до центъра на предната допълнителна тежест;

l_2 - разстоянието от оста на задните колела до центъра на задната допълнителната тежест;

X_T - разстоянието на оста на теглича до оста на предните колела;

h_O - разстояние от оста O на люлеене на лоста на вилката до терена.

Размерите на уредбата във вертикална посока са:

$r_1 = r_2 = r_{УР}$ - радиус на колелата на шасито на уредбата;

h_T - височината на оста на теглича от опорната повърхност;

r_K - радиус на изпитваното колело.

Силите, действащи на шасито на уредбата от страна на натоварващия изпитваното колело лост, са вертикалната F_{OY} и хоризонталната F_{OX} реакции на оста O и силата на динамометъра $F_{ДИН}^{(Z_K)}$.

За да настроим чрез винтовото устройство показанието $F_{ДИН}^{(Z_K)}$ на динамометъра за дадена вертикална реакция от пътя Z_K, е необходимо да разгледаме рав-

новесието на моментите от силите, действащи на лоста с колелото относно оста O.

$$\sum M_O = 0$$

$$Z_K.f_K.r_K - F_{СП}.h_O - Z_K.L_K + G_{(Л+К)}.L_K - F_{ДИН}^{(Z_K)}.L_{ДИН} = 0 \quad (1)$$

Приведената към оста на изпитваното колело сила $G_{(Л+К)}$ от силите на тежест на масите на лоста и на колелото се определя по показанието $F_{ДИН}^{(Z_K=0)}$ на динамометъра при повдигнато колело:

$$G_{(L+K)} = F_{ДИН}^{(Z_K=0)} \frac{L_{ДИН}}{L_K}$$

$$F_{ДИН}^{(Z_K)} = \frac{Z_K f_K.r_K + (G_{(Л+К)} - Z_K).L_K - F_{СП} h_O}{L_{ДИН.}}, \quad (2)$$

където f_K е коефициентът на съпротивление от придвижване на изпитваното колело. Отначало се взема приблизителна стойност на съпротивителния коефициент от придвижване (например, $f_K = 0.012$) и след това след няколко последователни измервания на хоризонталната сила $F_f = Z_K f_K$ с тензометричното устройство и подставянето й във формулата (2), се стига до слабо променяща се стойност $F_{ДИН}^{(Z_K)}$ на показанието на динамометъра, при която се осигурява желаното натоварване Z_K.

Определяне на вертикалната реакция F_{OY} върху лоста в оста *O*.

$$\sum Y_I = 0,$$

$$F_{ДИН}^{(Z_K)} - (G_Л + G_K) + Z_K + F_{OY} = 0 \quad (3)$$

$$F_{OY} = (G_Л + G_K) - Z_K - F_{ДИН}^{(Z_K)} \quad (4)$$

Определяне на хоризонталната реакция F_{OX} върху лоста в оста *O*.

$$F_{OX} = F_f + F_{СП} = f_K.Z_K + F_{СП} \quad (5)$$

Получените реакции са необходими за якостната проверка на възела на оста O.

За да няма съществено напречно увличане на колелата на шасито на уредбата, е необходимо реакциите Z_1 и Z_2 на предната и задна ос да са достатъчно по-големи спрямо Z_K, поради което се монтират допълнителни тежести. За определяне на големините на Z_1 и Z_2 се използват условията за равновесие на уредбата относно осите O_1 и O_2.

$$\sum M_{O1} = 0$$

$$-Z_2.L_{УР} + Z_2.f_{УР}.r_{УР} - Z_K.L_1 + Z_K.f_K.r_K + G_{УР}.L_{УР2} + G_1 l_1 + G_2(L_{УР} + l_2) + Z_1.f_{УР}.r_{УР} - F_T \sin\alpha_T.X_T - F_T \cos\alpha_T.h_T = 0 \quad (6)$$

$$\sum M_{O2} = 0$$

$$Z_2.f_{УР}.r_{УР} + Z_K L_2 + Z_K.f_K.r_K - G_{УР} L_{УР2} - G_1(L_{УР} - l_1) + G_2 l_2 + Z_1.L_{УР} + Z_1.f_{УР}.r_{УР} - F_T \sin\alpha_T (L_{УР} + X_T) - F_T \cos\alpha_T.h_T = 0 \quad (7)$$

От условията за равновесие на силите, действащи върху уредбата по хоризонталната и вертикална оси ще получим

$$\sum X_i = 0$$

$$-(Z_1 + Z_2).f_{УР} - Z_K f_K - F_{СП} + F_T \cos\alpha_T = 0 \quad (8)$$

$$\sum Y_i = 0$$

$$-G_{УР} - G_1 - G_2 - F_T \sin\alpha_T + Z_1 + Z_2 + Z_K = 0 \quad (9)$$

или

$$Z_1 + Z_2 = G_{УР} + G_1 + G_2 - Z_K + F_T \sin\alpha_T \quad (10)$$

Като заместим в предходното уравнение (8) се получава следното:

$$-(G_{УР} + G_1 + G_2 - Z_K + F_T \sin\alpha_T) f_{УР} - Z_K f_K - F_{СП} + F_T \cos\alpha_T = 0 \quad (11)$$

Теглото на уредбата $G_{УР}$ с монтирано колело за изпитване без баластните тежести G_1 и G_2 се получава от измерването с везна на реакциите от пътя на предната ос $G_{УР1}$ и на задната ос $G_{УР2}$ с повдигнато изпитвано колело.

$$G_{УР} = G_{УР1} + G_{УР2} \quad (12)$$

Така се изчисляват и координатите на центъра на масите на уредбата, необходими за подставяне в (6) и (7).

$$L_{УР\,1} = L_{УР}\,\frac{G_{УР\,2}}{G_{УР}}\,,$$

$$L_{УР\,2} = L_{УР}\,\frac{G_{УР\,1}}{G_{УР}} \qquad (13)$$

При повдигнато изпитвано колело $Z_K = 0$ и $F_{СП} = 0$ опитно се определя коефициентът $f_{УР}$ на съпротивление от предвижване на колелата на уредбата чрез преобразуване на равенството (11).

$$f_{УР} = \frac{F_T \cos\alpha_T}{G_{УР} + G_1 + G_2 + F_T \sin\alpha_T} \qquad (14)$$

От същото равенство (11) по максималната стойност на $F_{T\,MAX}$ при $F_{СП\,MAX} = Z_K \varphi_{MAX}$ се определя и диапазонът на силомера в теглича на уредбата

$$F_{T\,MAX} = \frac{(G_{УР} + G_1 + G_2 - Z_K).f_{УР} +}{\cos\alpha_T - \sin\alpha_T.f_{УР}} \qquad (15)$$

$$\frac{Z_K f_K + F_{СП\,MAX}}{\cos\alpha_T - \sin\alpha_T.f_{УР}}$$

Вертикалните сили, действащи върху колелата на шасито на уредбата, се определят от условието за равновесие на силите по осите OX и OY, съответно уравнения (8) и (9)

От уравнение (8) за Z_2 получаваме

$$-Z_1.f_{УР} - Z_2.f_{УР} - Z_K f_K - F_{СП} + F_T\cos\alpha_T = 0$$

$$Z_2 = \frac{F_T\cos\alpha_T - Z_1.f_{УР} -}{f_{УР}} \qquad (16)$$

$$\frac{Z_K f_K - F_{СП}}{f_{УР}},$$

а от уравнение (9)

$$Z_2 = G_{УР} + G_1 + G_2 - Z_K - Z_1 + F_T\sin\alpha_T. \qquad (17)$$

След подставяне на (16) в уравнението (7)

$$G_2.l_2 + (F_T\cos\alpha_T - F_f - F_{СП}).r_{УР} + Z_K.L_2 + Z_K.f_K.r_K - G_{УР}.L_{УР2} - G_1(L_{УР} - l_1) + Z_1.L_{УР} + F_T\sin\alpha_T(L_{УР} + X_T) - F_T\cos\alpha_T.h_T = 0 \qquad (18)$$

От тук за Z_1 се получава

$$Z_1 = -\frac{1}{L_{УР}}\begin{bmatrix} G_2.l_2 + (F_T\cos\alpha_T - F_f).r_{УР} + \\ Z_K.L_2 + Z_K.f_K.r_K - G_{УР}.L_{УР2} - \\ -G_1(L_{УР} - l_1) - \\ F_T\sin\alpha_T(L_{УР} + X_T) - \\ F_T\cos\alpha_T.h_T \end{bmatrix}. \qquad (19)$$

От уравнение (10) за Z_2 ще имаме

$$Z_2 = \begin{pmatrix} G_P + G_K + G_2 + G_1 \\ + F_T\sin\alpha_T \end{pmatrix} - Z_1. \qquad (20)$$

По този начин чрез вертикалното натоварване на всяка една ос от шасито на уредбата се оценява възможността й да поема напречната реакция Y_K от изпитваното колело.

Напречната реакция към предния мост е:

$$Y_1 = Y_K\,\frac{L_2}{L_{УР}}\,, \qquad (21)$$

където Y_K е напречна реакция на изпитваното колело

Напречната реакция към задния мост е:

$$Y_2 = Y_K\,\frac{L_1}{L_{УР}}. \qquad (22)$$

При еднакви колела на ремаркето, за да бъдат еднакви ъглите на напречното им увличане, ще е необходимо нормалните им реакции Z_1 и Z_2 да са съответно пропорционални на напречните сили Y_1 и Y_2

$$\frac{Y_1}{Y_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{L_2}{L_1}. \qquad (23)$$

Следователно, ако при зададени G_1 и G_2 се получи

$$\frac{Z_1}{Z_2} > \frac{L_2}{L_1}, \qquad (24)$$

ще се наложи към G_1 да се добавя или от G_2 да се отнема тежест до удовлетворяване на условието (23).

И обратно, ако

$$\frac{Z_1}{Z_2} < \frac{L_2}{L_1}, \qquad (25)$$

да се добавя допълнителна тежест към G_2 и отнема от G_1.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Извършеният анализ на силите, действащи в мобилната уредба, служи за основа за разработване на методика за изпитването на гуми с широк диапазон от размери и различно номинално натоварване при условия близки до експлоатационните.

При конкретни модели и размери на гуми, изчисленията от анализа позволяват правилното оразмеряване възлите на уредбата.

Големината на изчислените сили позволява правилен избор на обхват на измерителната апаратура.

ЛИТЕРАТУРА

1. Bosl, R., K. Meir. Measurement of Rolling Resistance and Energy Efficiency of Car Tires. ATZ Autotechnology, Volume 11, 2011.
2. Caraviello, D. Montreal '08 Gives Some Hope for Cup Race in Rain, Turner Interactive Sports, Inc. (2009), available at:
3. http://www.nascar.com/2009/news/headlines/cup/08/27/montreal.race.rain/index.html?eref=/rss/news/headlines/cup
4. Crose, J., D. A. Marx, M. Kranz, P. Olson, & C. Ball, Parametric Design/Analysis with MSC/PATRAN – A New Capability, The MacNeal-Schwendler Corportation. (n.d.), available at:
5. http://www.civl.port.ac.uk/FEM/CALFEM/parametric_design.pdf
6. Kasprzak, E., D. Gentz, The Formula SAE Tire Test Consortium – Tire Testing and Data Handling, Society of Automotive Engineers, Inc. (2006), available at:
7. http://www.millikenresearch.com/TTC_SAE_paper.pdf
8. Neiger, C. Why Doesn't NASCAR Race in the Rain? How Stuff Works Inc., A Discovery Company, (2009), available at:
9. http://auto.howstuffworks.com/auto-racing/nascar/nascar-basics/nascar-rain.htm
10. 6. Nice, K. How NASCAR Race Cars Work, How Stuff Works Inc., A Discovery Company. (2009), available at:
11. http://auto.howstuffworks.com/autoracing/nascar/nascarbasics/nascar5.htm
12. 7. Sim Driveline, Vehicle Components: Tire, The MathWorks, Inc. (2009), available at:
13. http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/toolbox/physmod/drive/index.html?/access/helpdesk/help/toolbox/physmod/drive/tire.html

Авторите изказват своята благодарност на фонд "Научни изследвания" на Русенския университет за финансовата помощ.

Адреси за контакти

Гл.ас. д-р инж. Гергана Станева
Русенски университет "Ангел Кънчев"
Тел. 082/888 524
E-mail glstaneva@uni-ruse.bg

Ас. инж. Георги Кадикянов
Русенски университет "Ангел Кънчев"
Тел. 082/888 526
E-mail gkadikyanov@uni-ruse.bg

Инж.Евгени Аврамов докторант
Русенски университет "Ангел Кънчев"
E-mail:evgeni-avramov@abv.bg

АЛГОРИТМИ ЗА ПОЗИЦИОНИРАНЕ ПРИ ПРЕДАВАНЕ НА ДАННИ ПО RS485

Владимир Гебов, Филип Цветанов, Димитър Радев
Югозападен университет "Неофит Рилски",
Русенски университет „Ангел Кънчев"

ALGORITHMS FOR POSITIONING ON 1-WIRE DEVICES

Vladimir Gebov, Filip Tsvetanov, Dimitar Radev
South-West University "Neofit Rilski",
„Angel Kanchev" University of Ruse

Abstract: A search algorithm of Dallas Semiconductor is a binary tree search where branches are followed until a device ROM number, or leaf, is under consideration. Subsequent searches then take the other branch paths until all of the leaves present are developed. This algorithm allows searching and discovering any number of 1-wire devices and is valid for all current and future new devices that have a 1-wire interface.
One of important features in solving the production problems in silo cells mills is to determine both position and physical maintenance at 1-wire network.
The work presents simulation results received with the help of developed search algorithms for 1-wire devices on the 1-wire network. Two algorithms are proposed for the positioning of individual and group 1-wire devices. The practical application of the algorithms is implemented in silo cells mills.
Keywords: Algorithms, 1-wire devices.

1. INTRODUCTION

1-Wire Dallas Semiconductor devices have a unique 64 - bit code programmed in the factory and recorded into the memory of type ROM, which allows individual addressing from 1-wire "master" device at the 1-wire network [1]. The algorithm for searching 1-wire devices [2] allows to detect any number of one-Wire devices connected to the line. This algorithm is valid for all current and future new devices that have a 1-wire interface.

When solving production problems, it is important to know not only maintenance of 1-wire devices on a 1-wire network, but also their position. For example: if there are 20 1-wire temperature sensors and all are connected to a line 1-wire network, the identification of individual sensors position is extremely difficult and sometimes impossible. Therefore search algorithm of Dallas Semiconductor does not answer to the question how to identify the individual devices connected to the appropriate position.

The problem of temperature monitoring and control in real time requires the development of algorithms for positioning individual-wire devices in the network and block their grip when they are in a package of multiple devices.

This algorithm is intended for specialists building complex networks based on 1-wire "Dallas" and provides an approach to solve a problem that is not shown by manufacturer. In particular, the method discussed in this work concentrates on identification of smart temperature sensors in the network for active venting in grain storage in silos farms.

Purpose of this work is to investigate the efficiency of the search algorithm of Dallas Semiconductor and to propose algorithms for individual and group positioning of1-wiredevices.To achieve this goal the following tasks are solved:

- ✓ Experimentation and proof the efficiency of the search algorithm of Dallas Semiconductor;
- ✓ Development of algorithms for the positioning of a 1-wire device;
- ✓ Development of algorithms for positioning a group of 1-wire devices.

2. VERIFICATION OF THE PERFORMANCE OF DALLAS SEMICONDUCTOR SEARCH ALGORITHM

Experiment was carried out verifying the efficiency of the search algorithm is shown on Figure 1.

The result of the implementation of the algorithm of 5 drives 1-wire connected both to the line shown is shown on Figure 2.

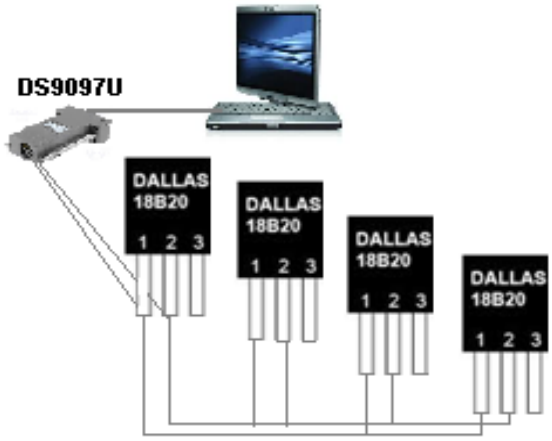


Figure 1. Linear grid for verification of search algorithm

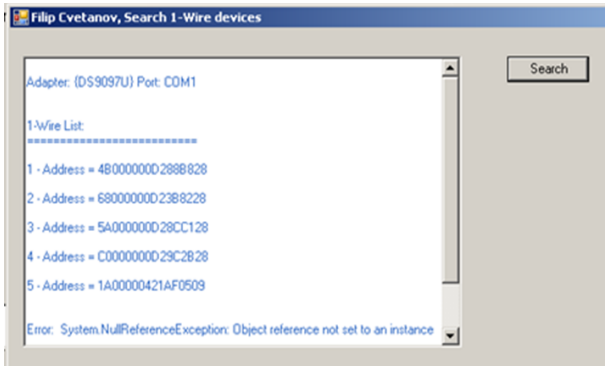


Figure 2. Results of the verification of Search algorithm

Table 1.

Consistently identified digital codes identified the addresses of the 1-Wire devices.

№	8- bits (CRC) Control sum MSB LSB	48- bits Series number MSB LSB	8 - bits family MSB LSB	1-Wire devices
1.	48	0000000D288B8	28	DS18B20
2.	68	0000000D23B82	28	DS18B20
3.	5A	0000000D28CC1	28	DS18B20
4.	C0	0000000D29C2B	28	DS18B20
5.	1A	000000421AF05	09	DS24B09

On Table1 are shown the records of codes detected from the program, 4 temperature sensors - DS18B20 and a MicroLan Coupler-DS9097U, built-in adapter for the PC. Algorithm for detecting codes of 1-wire devices is organized sequentially bit by bit by starting from the junior bit LSB. The codes presented on Table 1 are hexadecimal. Their binary codes are shown on Table 2, as the information in 1-wire network is converted into binary.

For the first four temperature sensors DS18B20 family code is 16x28, therefore proceed to the next byte that is different for these four devices is shown on Table 2.

Table 2

Binary codes consistent identified digital codes of the addresses of the 1-Wire devices

№	1-stbyteof 48 bits in hexadecimal code	1-stbyte of 48 bits in bynary code
1.	16 x B8	2 x 1011 1000
2.	16 x 82	2 x 1000 0010
3.	16 x C1	2 x 1100 0001
4.	16 x 2B	2 x 0010 1011

The provided analysis shows that the algorithm chooses direction depending on the value of current bit, choosing the direction "0".The algorithm estimates bits in opposite of the order shown in Table 2. In the first passage reaching bit 8, which is "0" for 1st and 2nd and "1" for the third and fourth devices, when remain active only the first and the second devices. While passing through the next bit of the seventh position it appears that only the first device bits "0". The next passage is naturally forked path algorithm to a 2nd device with more bits of the eighth position, because he is "0", while the corresponding bit of the third and fourth devices is in state "1" . Similarly in the third pass of the algorithm for third and fourth devices are divided into the way of the bit 7 position, which for the third device is "0" while for the fourth device is "1".

3. ALGORITM FOR INDIVIDUAL POSITIONING AT 1-WIRE DEVICES

During exploitation of the 1-wire network it is necessary to detect all 1-Wire devices on the line positioning of a particular position and assigned code for each device. It is also necessary to position a 1-Wire device when is necessary replacement, in case of damage or move to another position. The positioning procedure not requires a return to a

"master" device in case of positioning more than one device. The positioning is done automatically, without operator intervention. The proposed **Algorithm 1** for the positioning of individual 1-wire devices is shown on Figure 3.

All devices are marked with R before their detection into the network, when R=0 in case that there are no devices. New positions are set by the indexing matrix F (Ix, Br, and Ln), containing positions vacant devices, where:

- ✓ I_x - sequential number of new inputs;
- ✓ B_r - ID the branch pointing to the code to activate the branch;
- ✓ L_n - the position of new inputs in the line network of the corresponding branch.

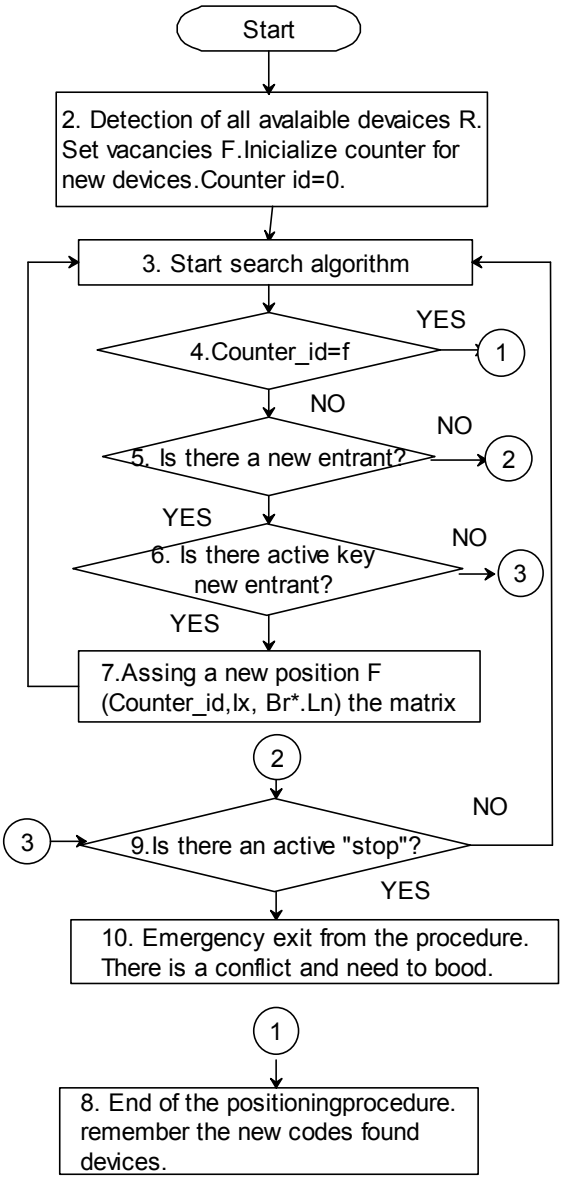


Figure 3. Algorithm 1 for individually positioning of 1-wire devices

New positions are determined with index matrix F, which contains the positions of free devices. Initialize counter to new devices Counter_id = 0. At the detect of each new device (Counter_id) counter is incremented. When the condition is Counter_id = *f* than procedure successfully positioned *f* new devices of a key-wire, with the fixed code and from the current node moves to the next position. The only condition that must be considered is that the successive places of positioning should correspond to successive indexes defined in the index matrix F. There is Stop to early exit from the algorithm in accidental circumstances. Emergency leave the algorithm in cases when old inactive or inoperative devices attempt to connect to the network.

ALGORITHM FOR GROUP POSITIONING OF 1-WIRE DEVICES.

Let consider the cases whengroup of 1-Wire devices are connected to the line network at the same time. This situation can be represented by the structure of active venting grain storage silos, where a typical network topology is the presence of linear branching from a main field bus. An example of application of the algorithm for grouping positioningis shown on Figure 4, wheretemperature probes haveup to 7 temperature sensors connected to the field bus (router) through the DS2409.In this case the temperature probes with serially are connected to temperature sensors activated by "master" device. Typical use of the DS2409 is that it reduces the total capacity of the line network and increases the possibility of including more than 1-wire devices to the network. When one of the temperature probes fails to work then the device have to be replaced with new ones. In this situation, appear new codes of 1-wire network, which are not positioned. For solving this problem can be used individually consistent method for positioning the 1-wire devices, instead of checking by a single sensor and positioning of 7 of those.

Remains the problem of positioning devices along "temperatures probes. "This problem can be removed by the installation company that produces "temperatures probes". The probes are sorted in order of seniority and the **Algorithm2**executes the following steps:

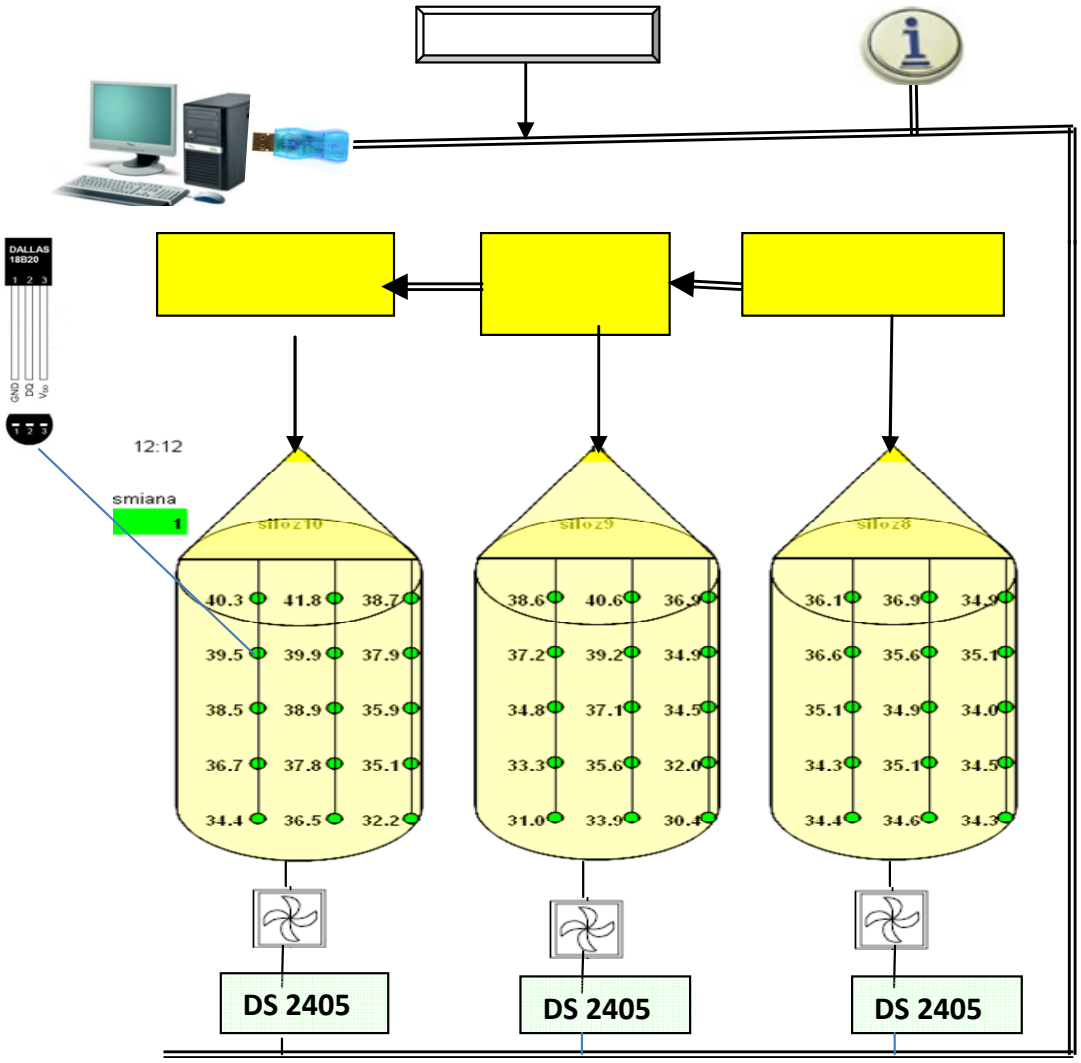


Figure 4. Example of application of the algorithm for grouping positioning

Step 1: Make a network diagnostics. Check the availability of the participants in line network.

***Step* 2:** Specify the location of the new branch network. This means that the specification of the appropriate path to a new branch have to be done. In this case the codes of DS2409 realize connecting of the new group of participants. Set the number of participants in group R.

Step* 3*: Start the process for identifying the R number of sensors in the selected branch. Here is realized the physically connection of new participants to the network in dependence of the new temperature probes mounted on top of the silos.

***Step* 4**:When detect a new R sensor in the respective branch then the procedure end and the codes for the new sensors are stored in "Master". Here the algorithm consistent ranks players by their codes and this suggests their respective sorting in the company that will produce them.

CONCLUSION

Simulation modelling was carried out to verify the efficiency of the algorithm to search for 1-wire devices. Existing standard algorithm does not offer positioning of 1-wire devices on the network.

In this work are developed and proposed two algorithms: for sequentially positioning individual 1-wire devices in 1-wire bus and algorithm for group positioning of 1-wire devices. Both algorithms allow accelerating the process of identification of new devices, and replacement of defective devices. The proposed algorithm for group positioning 1-wire devices allows installation and maintenance of the industrial system.

REFERENCES

1. Bernhard Linke, 2011 Easy Modifications to Sustain a Design with the DS2409 MicroLAN Coupler Application note 4930 Dallas Semiconductor, (Mar).
2. Dallas Semiconductor, 2002, Application note 187, 1-Wire Search Algorithm, (Mar).

Contact Address
Assistant Prof. Eng.. Philip Tsvetanov
Department "Electronic and Communication Technic and Technologies"
South West University "Neophyte Rilski"
Str "Ivan Mihailov" № 56, 2700
Blagoevgrad, Bulgaria
Phone: +359 88 51 62
E-mail: ftsvetanov@swu.bg

Адрес за контакти
Ас. инж.Филип Цветанов
Катедра Електронна и комуникационна техника и технологии
Югозападен университет „Неофит Рилски”
Ул. „Иван Михайлов” № 56, 2700,
Благоевград, България
Тел. +359 88 51 62
E-mail: ftsvetanov@swu.bg

ISSN 1311-106X