

# Българско списание за Инженерно ПРОЕКТИРАНЕ

брой №14, август 2012г.

## ЦЕЛ И ОБХВАТ

„Българско списание за инженерно проектиране” е периодично научно списание с широк научен и научно-приложен профил. Целта му е да предостави академичен форум за обмен на идеи между учените, изследователите, инженерите, потребителите и производителите, работещи в областта на машиностроенето, транспорта, логистиката, енергетиката, технологиите, съвременното компютърно проектиране, а също така и в областта на различни интердисциплинарни научни и научно-приложни проблеми. Издателите приветстват научни публикации с високо качество и значими научни, научно-приложни и творчески приноси.

## РЕДАКЦИОННА КОЛЕГИЯ

### Почетен председател

**Л. Димитров**, ТУ-София, България

### Председател

**Б. Григоров**, ТУ-София, България

<b>М.Т.Георгиев</b>	ТУ-София, България	<b>К.Деметрашвили</b>	ТУ, Тбилиси, Грузия
<b>Д.Ралев</b>	ТУ-София, България	<b>С.Симеонов</b>	ТУ, Бърно, Чехия
<b>Г.Дюкенджиев</b>	ТУ-София, България	<b>В.Иванов</b>	Одески национален политехнически университет, Украйна
<b>М.Денчев</b>	ТУ-София, България	<b>А.Янакиев</b>	Nottingham Trent University, UK
<b>И.Малаков</b>	ТУ-София, България	<b>Н.Чернев</b>	University of Auvergne, France
<b>П.П.Петров</b>	ТУ-София, България	<b>В.Lepadatescu</b>	Transilvania University of Brashov, Romania
<b>В.Панов</b>	ТУ-София, България	<b>N.Zrnic</b>	University of Belgrad, Serbia
<b>М.З.Георгиев</b>	ТУ-София, България	<b>M.Jovanovic</b>	University of Nish, Serbia
<b>Ст.Карапетков</b>	ТУ-София, България	<b>D.Michalopoulos</b>	University of Patras, Greece
<b>Б.Туджаров</b>	ТУ-София, България	<b>N.Kubota</b>	Tokyo Metropolitan University, Japan
<b>М.Вичева</b>	ТУ-София, България	<b>С.Емельянов</b>	Юго-Западный гос. университет, Курск, Россия
<b>Н.Л.Николов</b>	ТУ-София, България	<b>Л.Червяков</b>	Юго-Западный гос. университет, Курск, Россия
<b>М.Георгиев</b>	МГТУ Станкин, Москва, Россия	<b>Ch.Apostolopoulos</b>	University of Patras, Greece
<b>В.Христов</b>	ЮЗУ „Н.Рилски” Благоевград, България		

### Редактор

**Р.Митрев**, ТУ-София, България

**Издател:** Машиностроителен факултет, Технически университет-София. ISSN 1313-7530; **Адрес на редакцията:** София, бул.Климент Охридски №8, Технически Университет-София, бл.4, Машиностроителен факултет; **Електронна версия:** [bjed.tu-sofia.bg](http://bjed.tu-sofia.bg).

# Bulgarian journal for **Engineering Design**

**issue №14, august 2012**

## AIM AND SCOPE

Bulgarian Journal for Engineering Design is a periodical scientific issue covering wide scientific and application areas of engineering activities. The aim of the journal is to provide an academic forum for exchange of ideas and information between scientists, engineers, manufacturers and customers working in the spheres of mechanical engineering, transport, logistics, power engineering, modern computer – aided design and technology and solving different interdisciplinary scientific and applied problems. The editors welcome articles of substantial quality bearing significant contribution to the engineering knowledge.

## EDITORIAL BOARD

### Honorable chairman

**L.Dimitrov**, TU-Sofia, Bulgaria

### Chairman

**B.Grigorov**, TU-Sofia, Bulgaria

<b>M.T.Georgiev</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>K.Demetrashvili</b>	TU, Tbilisi, Georgia
<b>D.Ralev</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>S.Simeonov</b>	TU, Brno, Czech Republic
<b>G.Diukendzhiev</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>V.Ivanov</b>	Odessa national university, Ukraine
<b>M.Danchev</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>A.Ianakiev</b>	Nottingham Trent University, UK
<b>I.Malakov</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>N.Chernev</b>	University of Auvergne, France
<b>P.P.Petrov</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>B.Lepadatescu</b>	Transilvania University of Brashov, Romania
<b>V.Panov</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>N.Zrnic</b>	University of Belgrad, Serbia
<b>M.Z.Georgiev</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>M.Jovanovic</b>	University of Nish, Serbia
<b>St.Karapetkov</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>D.Michalopoulos</b>	University of Patras, Greece
<b>B.Tujarov</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>N.Kubota</b>	Tokyo Metropolitan Univer- sity, Japan
<b>M.Vicheva</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>S.Emelianov</b>	South West State University, Kursk, Russia
<b>N.L.Nikolov</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>L.Cherviakov</b>	South West State University, Kursk, Russia
<b>M.Georgiev</b>	MGTU Stankin, Moscow, Russia	<b>Ch. Apostolopoulos</b>	University of Patras, Greece
<b>V.Hristov</b>	SWU „N.Rilski” Blagoevgrad, Bulgaria		

### Editor

**R.Mitrev**, TU-Sofia, Bulgaria

**Publisher:** Mechanical Engineering Faculty, Technical University-Sofia. ISSN 1313-7530; **Publisher Address:** Bulgaria, Sofia, Kliment Ohridski blvd. №8, Technical University-Sofia, Mechanical engineering faculty; **Electronic version:** [bjed.tu-sofia.bg](http://bjed.tu-sofia.bg).

## СЪДЪРЖАНИЕ

<b>Интелигентна невронно-размита система за адаптивен контрол и диагностика на индустриално оборудване</b> .....	5
К.Димитров	
<b>Себестойност на ползването на шосейната инфраструктура</b> .....	13
С.Кирилова	
<b>Върху геометричната и механична обосновааност на вълнообразен модел на гладък контакт между повърхнини за оценка на едноосно деформационно състояние</b> .....	21
Л.Кочев	
<b>Проект стенда для моделирования процесса управления одноковшовым гидравлическим экскаватором</b> .....	31
П.Побегайло, Е.Артемяева, А.Синёв	
<b>Устойчивост и безопасност при работа с автомобилни кранове</b> .....	35
К.Кръстанов	
<b>Пространствени принудени трептения на лек автомобил от двигателя, вентилатора с двигателя на охлаждащата система и неравностите на пътното платно</b> .....	43
В.Бачев	
<b>Предварительное исследование числа упоминаний ученых в авторефератах диссертации посвященных совершенствованию землеройных машин</b> .....	49
П.Побегайло	
<b>Изследване на свободните незатихващи трептения на хидравличен асансьор</b> .....	53
К.Чучуганов	

## CONTENTS

<b>Intelligent fuzzy-neural system for adaptive control and fault diagnosis of industrial equipment..</b> K.Dimitrov	5
<b>The cost of using road infrastructure.....</b> S.Kirilova	13
<b>On the geometrical and mechanical validity of a corrugated model of smooth contact between surfaces for assessment of single-axis deformation state.....</b> L.Kochev	21
<b>Experimental setup for modeling hydraulic excavator driving.....</b> P.Pobegailo, E.Artemieva, A.Siniov	31
<b>Stability and safety of mobile cranes.....</b> K.Krastanov	35
<b>Induced three-dimensional fluctuations of automobile from engine and fan of the cooling system and caused by uneven roads.....</b> V.Bachev	43
<b>Preliminary study of the number of mentions of the scientists in dissertations devoted to improvement of earth-moving machines.....</b> P.Pobegailo	49
<b>Research of undamped natural oscillations of hydraulic lift.....</b> K.Chuchuganov	53

## ИНТЕЛИГЕНТНА НЕВРОННО-РАЗМИТА СИСТЕМА ЗА АДАПТИВЕН КОНТРОЛ И ДИАГНОСТИКА НА ИНДУСТРИАЛНО ОБОРУДВАНЕ

Константин ДИМИТРОВ

Катедра „Инженерна логистика“, Технически университет - София, България

e-mail: [konstantin.dimitrov@tu-sofia.bg](mailto:konstantin.dimitrov@tu-sofia.bg)

**Резюме:** В много случаи съществуват съществени затруднения за прилагането на невронни системи за диагностика и контрол в индустриални процеси със силно стохастичен характер и размити стойности на диагностичните и контролните параметри. Подобни затруднения биха могли да се решат чрез разработване и прилагане на интелигентни невронно-размити системи за контрол и диагностика. Предмет на настоящата публикация е разработването на бази от правила и множества от функции на принадлежност, както и на специфични невронно-размити структури, които се използват в интелигентна система за контрол и адаптивна диагностика на реално технологично оборудване.

**Ключови думи:** техническа диагностика, интелигентни системи, невронно-размити системи

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Едно от най-важните и ценни свойства на невронните системи представлява тяхната способност да се обучават и да генерират крайни решения дори при силно стохастично развитие на изследваните и контролирани процеси и състояния - [4, 8].

Все пак, когато е необходимо да се реализират сложни контролно-диагностични процедури, на практика доста често съществуват обективни затруднения за използването на класически невронни структури (т.е., невронни мрежи) за анализ и усвояване на генерираните форми-реализации, както и за създаването на крайни контролно-диагностични решения – [4, 5, 8].

Подобни затруднения възникват най-вече в случаите, при които не могат да се реализират измервания на точни стойности (наречани понякога „твърди“ стойности), на контролно-диагностични параметри, и/или създадените класове от образи-реализации се отличават с известна неяснота, т.е., съществува известно **размиване** в получаваните стойности и/или в дефинираните граници – [1, 2, 4, 8].

Всичко това означава, че на практика почти винаги съществуват ограничения за тотално (т.е., при всички възможни случаи) приложение на невронни контролно-диагностични системи, и то най-вече при ситуациите, в които се получава някакъв вид **размиване** в стойностите на

използваните параметри и/или характеристики на формираните класове – [4, 7, 8].

Преодоляването на подобен вид затруднения би могло да се осъществи с помощта на разработването и прилагането на интелигентни **невронно-размити системи** за контрол и диагностика на технологични процеси, както и за оценяване и прогнозиране на технически състояния за различни видове индустриално оборудване – [1, 2, 3, 4, 8].

На практика добавянето на размита логика в невронните структури представлява едно мощно средство, което може с успех да се използва за изследване, моделиране и оценяване на развитието на сложни процеси и технически състояния – [1, 2, 7, 8].

В настоящата публикация са разработени бази от правила и множества от функции на принадлежност, както и специфични невронно-размити структури, които се използват в интелигентна система за контрол и адаптивна диагностика на реално технологично оборудване.

### 2. ХАРАКТЕРИСТИКА НА ТЕХНОЛОГИЧНОТО ОБОРУДВАНЕ

Технологичното оборудване, (изследвано в настоящата публикация), представлява гама от нагриващи се резервоари, които съдържат различни по вид и характеристики киселинни разтвори с помощта на които се обработват

всякакви видове стоманени изделия преди да бъдат подложени на гореща галванизация.

Всъщност този вид специално технологично оборудване се явява един от главните модули от разработен индустриален комплекс за горещо галванично поцинковане на стоманени изделия чрез потапяне в пещ (вана) с врящ цинк. Всички подробности по проекта на така създадения индустриален комплекс са разгледани в [6].

Проектът е разработен и с участието на американската „Задокеанска Корпорация за Частни Инвестиции“, (англ. “Overseas Private Investment Corporation” – OPIC).

Същността на технологичния процес, (който се реализира в киселинните резервоари), се изразява в постоянно загряване на предварително запълнените с киселинни разтвори резервоари, и периодичното потапяне (в тях) на различните по вид, форма и размери стоманени изделия и конструкции.

Целта на това потапяне е загрятия до около 80С° киселинен разтвор да почисти и обработи повърхностния слой на стоманените изделия и съответно да го направи пригоден за следващите химични реакции, които се реализират в процеса на горещото поцинковане.

Обработените в киселинните резервоари стоманени изделия постъпват в нагриваща се сушилня, а от там - в галваничната пещ (галваничната вана) за горещо поцинковане чрез потапяне.

На пръв поглед технологичния процес, който се осъществява в киселинните резервоари не изглежда сложен. На практика, реализирането на адекватен (т.е., адаптивен) контрол и текуща диагностика на състоянията в гамата от резервоари се оказва доста трудна и комплексна задача поради наличието на следните фактори:

- резервоарите са с доста големи размери - приблизително 9000 x 1800 x 2000 mm, (съответно имат и голяма вместимост), като по-голямата част от тяхната конструкция е под нивото на “кота 0” – моля вижте фиг. 1.
- непрекъснатото потапяне и изваждане на различни по вид, форма и размери стоманени изделия и конструкции (т.е., от болтове, планки и гайки до големи колони, ферми, контейнери и др.), предизвикват непрекъснати изменения

както в температурните нива на киселинните разтвори, така и в тяхната концентрация.

• за правилната (адекватната) обработка на повърхността на стоманените изделия са необходими да се спазват нужните технологични режими, (т.е., стойности на температурни интервали и киселинни концентрации в разтворите). Това всъщност се оказва една доста трудна за реализация задача, главно поради наличието на висока степен на стохастичност в процесите на обработка, а също и поради факта, че в повечето случаи се реализират (и съответно измерват) *размити*, а не *точни* (т.е., твърди) *стойности* на технологични параметри и технически състояния.

Наличието на всички тези фактори всъщност се явява и главното определящо условие за използването на *интелигентна невронно-размита система за контрол и диагностика* на технологичните параметри и техническите състояния в системата за предварителна температурна и киселинна обработка на стоманените конструкции и изделия (подлежащи на гореща галванизация чрез потапяне).



фиг.1 Резервоари за киселинни разтвори в процес на експлоатация.

Технологичните резервоари се изработват от специален вид стомана и се облицоват с полипропиленови плочи и/или фибростъкло.

Загряването на киселинните разтвори се осъществява по метода на т.нар. „горещи пръчки“, т.е., чрез *газови нагреватели* (използващи природен газ за гориво), които са монтирани в ъглите на резервоарите и излъчват



топлина директно в разтворите през въздушен мехур, създаван от централна компресорна система.

Общата ефективност на подобен вид нагряваща система може да достигне до около 80%, като освен това подаването на съгъстен въздух (при нагряване) повишава допълнително ефективността на процеса поради размесването на слоевете в киселинния разтвор и съответно създаването на възможност за работа при малко по-ниски температури (при необходимост).

Готовият (завършен) вид на технологичен резервоар е показан на фиг. 2, а реализацията на системата за подаване на гориво (т.е., природен газ) и на съгъстен въздух – съответно на фиг. 3.



фиг.2 Готов (завършен) вид на технологичен резервоар.



фиг.3 Системи за подаване на гориво (природен газ) и съгъстен въздух в технологичния резервоар.

Действието на единичен газов нагревател, предназначен за нагряване на киселинните разтвори в технологичните резервоари е показано на фиг. 4.

Газовият нагревател е показан в процес на изпитване, т.е., без използване на предпазен въздушен мехур, (който компресорната система създава в киселинния разтвор запълващ технологичният резервоар).



фиг. 4. Газова горелка за нагряване на киселинните разтвори в процес на изпитване (без защитен въздушен мехур).

### 3. РАЗРАБОТВАНЕ НА БАЗИ ОТ ПРАВИЛА И ФУНКЦИИ НА ПРИНАДЛЕЖНОСТ

Разработването на множествата (базите) от правила и функциите на принадлежност (за изследвания случай), се характеризира от създаването на възможности за реализиране на адекватен адаптивен контрол и осъществяване на диагностични процедури в индустриалното технологично оборудване, чрез използването на *размити параметри* от вида:

- температура  $t_i$  на киселинните разтвори (измервана в  $^{\circ}\text{C}$ );
- концентрация на киселина  $A_i$  в технологичните разтвори (изразявана от киселинно число в  $\text{mg KOH/g}$ ).

Всъщност, така избраните размити параметри (т.е.,  $t_i$  и  $A_i$ ) могат да се използват като *размити входящи променливи* (т.е., входове) при разработването на специализираната невронно-размита структура, която съответно трябва да генерира адекватни решения (т.е., изходи) за развитието на технологичния процес и/или техническото състояние на технологичните модули.

Решенията (т.е., изходите) в създадената невронно-размита структура трябва да се

генерират също във вид на *размити променливи*, които да изразяват съответно характеристиката на действителната технологична среда  $\phi$ , (т.е. реализираща се в технологичните резервоари), при едновременните и текущи изменения в стойностите на входящите размити променливи.

При разработването на базите от правила и функциите на принадлежност (т.е., базата от знания на невронно-размитата система), се използва метода на създаване на *размити правила* от вида “IF – THEN”, които образуват условни структури представлящи зависимостта на една или повече лингвистични променливи от други.

За настоящия случай се създават множества (базе) от размити правила от вида:

IF Temperature is  $t_i^k$  AND Acid Value is  $A_i^k$  THEN Process State is  $\phi_i^k$ ,  $\forall i = 1, \dots, 8$  (1)

IF Temperature is  $t_j^k$  AND Temperature Change is  $\Theta_j^k$  THEN Process State is  $\phi_j^k$ ,  $\forall j = 1, \dots, 6$  (2)

IF Acid Value is  $A_m^k$  and Acid Change is  $M_m^k$  THEN Process State is  $\phi_m^k$ ,  $\forall m = 1, \dots, 6$  (3)

IF Temperature is  $t_m^k$  AND Acid Change is  $M_m^k$  THEN Burner1 State is S3. (4)

където,

$t_i^k, t_j^k, t_m^k, A_i^k, A_m^k, \Theta_j^k, M_m^k, \phi_i^k, \phi_j^k$  и  $\phi_m^k$  са лингвистичните размити променливи съответно за множествата (базите) от правила  $i, j$  и  $m$ , за изследвания  $k^{\text{ти}}$  момент от време;

Размитите множества (т.е. множествата съставени от размитите стойности на избраните променливи) са дефинирани както следва:

$t_i^k, t_j^k$  и  $t_m^k$  - размити стойности изразяващи температурата в технологичните резервоари;

$A_i^k$  и  $A_m^k$  - размити стойности изразяващи киселинната концентрация (киселинното число) в технологичните разтвори);

$\Theta_j^k$  - гама от размити стойности изразяващи измененията в температурите при потопяване на различни по вид и обем стоманени изделия (в технологичните разтвори);

$M_m^k$  - гама от размити стойности изразяващи измененията в киселинната концентрация при потопяване и изваждане на стоманени изделия с големи размери и сложна форма;

$\phi_i^k, \phi_j^k$  и  $\phi_m^k$  - размити стойности генерирани на изхода в момент от време  $k$ .

Създаваните бази (множества) от правила се състоят от различен брой размити правила, т.е.,

- база (1) е съставена от 8 броя размити правила;
- база (2) е съставена от 6 броя размити правила;
- база (3) е съставена от 6 броя размити правила;
- база (4) съдържа само едно размито правило, но притежава възможности за допълване и разширяване.

Нивата на *лингвистичните променливи* характеризиращи възможните нива на размитите стойности се дефинират както следва:

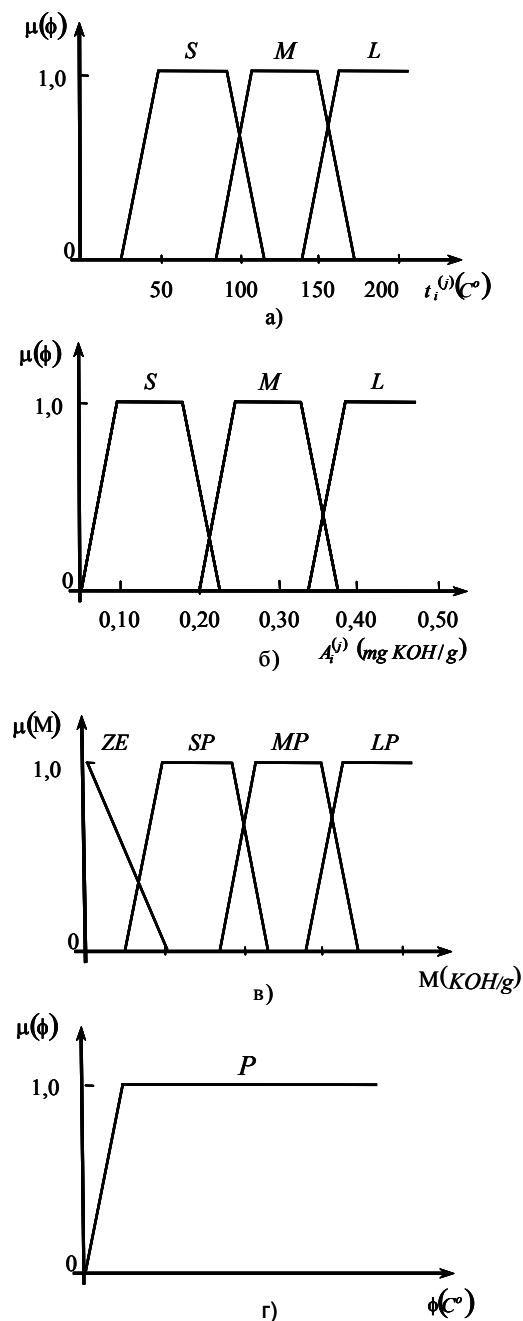
- ZE – приблизително равни на нула;
- S – малка;
- M – средна ;
- L – голяма;
- P – позитивна;
- SP – малка позитивна;
- MP – средна позитивна;
- LP – голяма позитивна.

Представителни графики на функциите на принадлежност за входящи и изходящи размити множества са показани на фиг. 1.

Необходимо е също така да се обърне внимание и на факта, че база (4) може да се използва с успех при адаптивна техническа диагностика на газовите нагреватели. При подобни случаи се използват бази от размити правила, които изразяват съществуващата корелация между техническото състояние на нагревателите и измененията в температурите и киселинностите *без* наличието на потопени стоманени изделия.



За целта се измерва интензивността на изменение на температурата и на киселинното число, при работа на нагревателя.



Фиг. 1. Функции на принадлежност за входящи и изходящи размити множества.

От получаваните симптоматични стойности (в базите от размити правила) е възможно да се генерират представителни (но все пак донякъде ориентировъчни) оценки за реалното техническо състояние на нагревателя, без при това да се налага разглобяване и изследване на цялата система.

Това е възможно поради факта, че в този случай размитите променливи се използват в качеството на *диагностични* (а не контролни) параметри, като се прилагат вече разработените бази от знания и невронно-размити структури.

#### 4. СЪЗДАВАНЕ НА СПЕЦИФИЧНИ НЕВРОННО-РАЗМИТИ СТРУКТУРИ И ГЕНЕРИРАНЕ НА ПРЕДСТАВИТЕЛНИ ИЗХОДИ

На практика, всяко единично размито правило (включено в съответната база от правила), може да бъде обработено от *единичен размит неврон*, докато множествата от размити правила (като общност), могат съответно да бъдат представяни и обработвани от специфична невронно-размита структура, (която да се включи като главен модул в структурата на интелигентната система).

Специално разработената *невронно-размита структура* с възможности за адаптивен контрол на технологичните процеси и диагностика на техническите състояния (чрез прилагане на вече създадените бази от размити правила и функции на принадлежност), е показана на фиг. 2. За синтезирането на структурата и осъществяването на изчисленията в невронните компоненти е използвана програмната система MATLAB<sup>®</sup>, и по-конкретно двата специализирани модула от вида *Toolbox: Neural Networks* и *Toolbox: Fuzzy Logic*.

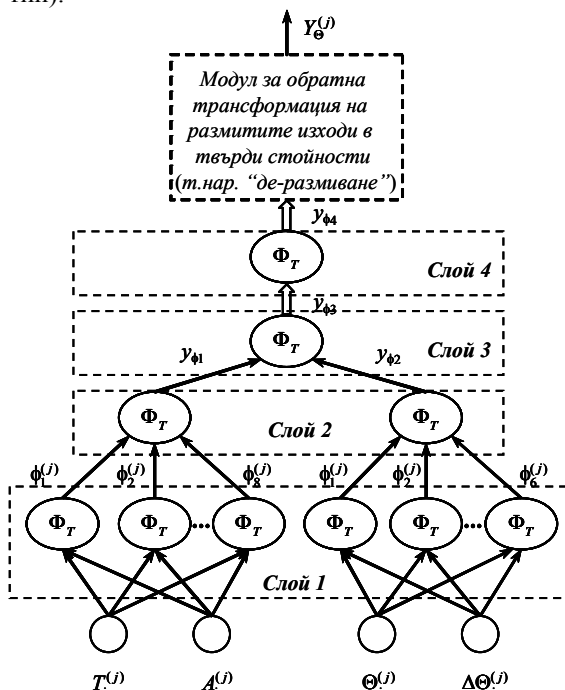
В създадената невронно-размита структура са използвани *размити неврони*.

Следователно сумиращите оператори  $D_j$  (на всеки неврон) могат да бъдат и/или от вида *T-норма* или от вида *S-норма* – [4, 7, 8].

Математически една *S-норма* се представя от следния израз,

$$D_j = \sum_{i=1}^n d_{ij} \quad (5)$$

където  $d_{ij}$  представлява прилагания дендритен вход (съответно от забавящ или от възбуждащ тип).



Фиг.2 Изградената невронно-размита структура

Тогава, обобщената зависимост изразяваща отговора (т.е., генерирания изход)  $y_j$  на  $j^{mu}$  размит неврон се определя от зависимостта,

$$y_j = \Phi_j(D_j) = \Phi_j\left(\sum_{i=1}^n d_{ij}\right) \quad (6)$$

където  $\Phi_j$  представлява съответната трансферна (т.е., активационна) функция на всеки  $j^{mu}$  размит неврон.

В случаите при които може да се използва линейна активационна функция (в зависимост от вида на обработвания процес), то за изхода генериран от  $j^{mu}$  размит неврон се получава,

$$y_j = \sum_{i=1}^n d_{ij} \quad (7)$$

Концепцията за  $T$  – норми и  $S$  – норми (прилагана в настоящия случай за определяне на изходи генерирани от размитите неврони на създадената невронна структура), се използва много успешно и в теорията на вероятностите, тъй като чрез нея става възможно да се извършва

генерализиране и/или параметризиране на операциите по сумиране и определяне на сечения в размитите множества (използвани в невронно-размитите системи).

Една  $T$  – норма всъщност може да се представи като специфичен вид структура („врата“) съставена от два входа ( $x_1$ ) и ( $x_2$ ) и едни изход  $T(x_1, x_2)$ , и може също да се означава като  $(x_1 T x_2)$ . Най-използваната  $T$  – норма е от вида минимум, т.е.,  $T(x_1, x_2) = x_1 \wedge x_2$ .

Съответно, една  $S$  – норма може да се представи също като специален вид структура („врата“) съставена от два входа ( $x_1$ ) и ( $x_2$ ) и едни изход  $S(x_1, x_2)$ , и също може да се означава като  $(x_1 S x_2)$ . Една от най-използваните  $S$  – норми е от вида логическа сума или максимум, т.е.,  $S(x_1, x_2) = x_1 \vee x_2$ .

За настоящия случай (т.е., за разработената невронно-размита структура), изходите на невроните от Слой 1 (моля вижте отново фиг.2) стават входове на невроните изграждащи Слой 2. За да може да се получи общото решение за всяка една от базите от размити правила е необходимо всеки неврон от Слой 2 да осъществява операции от вида  $S$  – норма.

Съответно за изходи  $y_{\phi 1}$  и  $y_{\phi 2}$  се получава,

$$y_{\phi 1} = \sum_{j=1}^8 \phi_j^k \quad (8)$$

$$y_{\phi 2} = \sum_{j=1}^6 \phi_j^k \quad (9)$$

Изходите генерирани от двата размити неврона изграждащи Слой 2 се подават (като входове) в единствения неврон изграждащ Слой 3, който от своя страна генерира изхода  $y_{\phi 3}$  от вида,

$$y_{\phi 3} = \sum_{j=1}^6 (y_{\phi 1} \vee y_{\phi 2}) \quad (10)$$

Този невронен изход всъщност изразява реализацията на комбинираното въздействие от температурата и киселинността на разтворите върху обработваните стоманени изделия, т.е., действителното развитие на технологичния процес.

Накрая, отговора (изхода) на неврона от Слой 3 става забавителен (инхибиторен) вход за

неврона от Слой 4, който генерира съответно изхода  $y_{\phi 4}$ , т.е.,

$$y_{\phi 4} = \sum_{j=1}^6 (y_{\phi 3}) \quad (11)$$

Въвеждането на забавителен вход за неврона от крайния слой (и изобщо създаването на Слой 4) всъщност отчита създаването на значителни изменения (колебания) в температурите и киселинните числа на разтворите при подаване на сложни и с големи габарити стоманени конструкции в технологичните резервоари.

Изходът  $y_{\phi 4}$  генериран от действието на цялата система също е размит (тъй като е генериран от размития неврон на Слой 4), т.е., той представлява някакъв вид *размита функция* на принадлежност.

При необходимост (и желание) генерираната на изхода размита функция, може да се подложи на обратна трансформация (наречена още „*де-размиване*“), т.е., да се получи крайно решение  $Y_{\phi}^{(j)}$ , което да бъде изразено във вид на „твърда“ стойност.

## 5. ОБОБЩЕНИЯ И ИЗВОДИ

5.1. Разработени са специфични бази от размити правила и множества от функции на принадлежност, които изразяват изследваните технологични процеси и технически състояния в действителна технологична система.

5.2. Създадени са многослойни невронно-размити структури, като са разработени и изчислителните процедури, необходими за определянето на контролни и диагностични решения в реална технологична система за обработка на стоманени изделия подлежащи на горещо галванизирание.

### Литература

1. **Altug, S., etc.**, Fuzzy interface systems implemented on neural architectures for motor fault detection and diagnosis, IEEE Trans. on Industrial Electronics, 46:1069 – 1079, 1999.
2. **Chang, C.S., etc.**, Fuzzy expert system for fault diagnosis in power systems, Int. J. of Engineering Intelligent Systems, 5:75 – 81, 1997.
3. **Chow, M., etc.**, Intelligent motor fault detection, Knowledge-based intelligent techniques in industry, pages 191 – 223, CDC Press, new York, 1999.
4. **Dimitrov K.D.**, Fault Diagnosis in Industrial Systems, Publisher Propeller, Press Dailycont, Sofia 2012.
5. **Dimitrov K.D.**, Reliability of Mechanical Equipment Machines and Systems, Publisher ABC TECHNICA, Press BULGED Ltd, Sofia 2012.
6. **Dimitrov, K.D.**, Development of Logistics Structures in a Zinc Galvanizing Facility via Design for Reliability Approach (DFR), XVIII National Scientific and Technical Conference with International Participation - “ADP – 2009”, pp 420 – 431.
7. **Huallpa, B.N., etc.**, Fault detection in dynamic systems based on fuzzy diagnosis, In Proc. Of the IEEE Int. Conf. on Fuzzy Systems, Volume 2, pages 1482 – 1487, Piscataway, New Jersey, 1998, IEEE Press.
8. **Tsoukalas, L.H., R.E.Uhrig**, Fuzzy and Neural Approaches in Engineering, John Willey and Sons, New York, 1997.

## INTELLIGENT FUZZY-NEURAL SYSTEM FOR ADAPTIVE CONTROL AND FAULT DIAGNOSIS OF INDUSTRIAL EQUIPMENT

**Konstantin DIMITROV**

Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria

e-mail: [konstantin.dimitrov@tu-sofia.bg](mailto:konstantin.dimitrov@tu-sofia.bg)

**Abstract:** Generally there are various situations in which some substantial issues for the implementation of neural systems for adaptive control and fault diagnosis in industrial processes with stochastic behavior and fuzzy values of diagnostic and control parameters do exist. Such issues could be resolved via development and implementation of intelligent neuro-fuzzy systems for adaptive control and fault diagnosis. The purpose of this paper is the development of specific types of fuzzy rule-bases and sets of membership functions, as well as the construction of fuzzy-neural structures that can be implemented in intelligent systems for adaptive control and fault diagnosis of real technologic equipment.

**Keywords:** intelligent systems, fault diagnosis, fuzzy-neural systems



## СЕБЕСТОЙНОСТ НА ПОЛЗВАНЕТО НА ШОСЕЙНАТА ИНФРАСТРУКТУРА

**Станислава КИРИЛОВА**  
Областна администрация София град  
e-mail: st\_mihailova@hotmail.com

**Резюме:** В изследването са изложени основните положения за определяне на себестойността на ползване на шосейната инфраструктура. Предложена е методика за определяне на стойностите на тази себестойност. Направени са изчисления за 12 значими показатели при използване на автомагистрала с 4 платна и на двупътно шосе, съответно в тарифните железопътни участъци София-Пловдив и Пловдив-Свиленград. Резултатите са дадени в графична форма. Направен е анализ и предложения за внедряване.

**Ключови думи:** шосейна инфраструктура, себестойност, коефициент на себестойност, тарифен автомобилен участък

### 1. ОБЩИ ПОЛОЖЕНИЯ

При изпълнение на транспортно-манипулационните процеси и вземане на логистични решения с използване на автомобилен транспорт съществено влияние имат разходите за ползване на шосейната инфраструктура. Това се проявява чрез себестойността на ползване на шосейната инфраструктура, което е основата за разработване на тарифните такси.

Характерна особеност при автомобилния транспорт е, че задминаването и разминаването на две возила, независимо дали е двупътно шосе или многолентова магистрала, се извършва при движение и на двете возила. Максималната пропускателна възможност тук се определя от изчерпването на пропускателната възможност на шосейния участък за определен период от денонощието [2,7], въпреки че през останалата част от денонощието е налице възможност за пропускане на голям брой автотранспортни средства.

За определяне на себестойността на ползване на шосейната инфраструктура се въвеждат коефициенти на себестойност  $r_a$ . Тук са разгледани някои основни показатели, които влияят при определяне на условията и механизма, за които ще се изчислява размерът на себестойността.

Характерните особености на функциониране на автомобилния транспорт, които се отразяват върху себестойността на ползването на шосейната инфраструктура, са формулирани при следните начални условия:

- на базата на разходите за поддържане на пътната инфраструктура в работоспособно състояние и условията за нейното развитие;
- на базата на функциониране на инфраструктурата с оптимална пропускателна възможност, с осигурен рационален резерв от пропускателна възможност при отчитане на прекъсванията за ремонт и поддържане;
- при предварително систематизиране на най-вероятна структура на движение на транспортните средства;
- за даден тарифен шосеен участък.

В зависимост от техническите и технологичните параметри на шосейната инфраструктура се предлага, тя да се декомпозира на отделни елементи, всеки от които по-нататък ще се нарича „Тарифен автомобилен участък” (ТАУ). Дължината му се определя от хомогенността на неговите показатели. Същевременно при необходимост всеки ТАУ може да се разглежда като съставен от няколко отделни ТАУ. Този подход показва, че е възможно за един по дълъг участък от шосейната инфраструктура, да има различна себестойност за всеки ТАУ.

Направено е изследване за определяне на размера на себестойността поотделно за четна и нечетна посока на движение, а също и обобщено за двете посоки. Коефициентите на себестойност са изследвани, както за двупътно шосе, така и за и за автомагистрала. Приема се, че размерът на годишните разходи за функциониране на един тарифен шосеен участък при симетрична струк-

тура се разпределят поравно за двете посоки на движение.

Също така возилата са систематизирани в две групи:

- возила, преминаващи приз целия тарифен инфраструктурен участък;

- возила, които ползват само част от тарифния инфраструктурен участък.

Приемаме, че по ТАУ се движат пневмоколелни возила (леки автомобили, тежкотоварни автомобили, мотоциклети и т.н.), които ще бележим с АВ.

Размерът на себестойността трябва да отразява участието на превозвача в консумирането на разходите. Същевременно трябва да се има предвид, че характеристиката на даден превоз има различно отношение и тежест към тази консумация.

## 2.МЕТОДИКА ЗА ОПРЕДЕЛЯНЕ НА СЕБЕСТОЙНОСТТА НА ПОЛЗВАНЕ НА ШОСЕЙНАТА ИНФРАСТРУКТУРА

При определяне на себестойността на ползване на шосейната инфраструктура е необходимо правилно да се класифицират видовете автотранспортни средства (АВ). В [2] всички товарни автомобили с брутна маса над 12 t са обединени в една група, докато в други [9,10] класификацията е по броя на осите на автомобилите. Във втория случай се създават условия за гъвкавост и поточно определяне на себестойността, съответно по-добра база за определяне на пътните такси. Тук се предлага усъвършенствана категоризация на АВ, показана в табл. 1, за която е проведено изследването. Същевременно в табл. 1 са посочени и някои основни технически показатели на отделните категории АВ. Прави впечатление, че за някои товарни автомобили натоварването на двигателната ос е по-голямо от максимално допустимото според републиканските стандарти [8], което е недопустимо от гледна точка на техническата експлоатация на пътищата.

Предложени са дванадесет значими показатели, за които е извършено изследването. Тяхното влияние ще се отразява чрез коефициента на себестойност, а именно:

**табл.1.** Категоризация на автомобилните возила

Вид на АВ	Символ на АВ	Брой на осите	Брутна маса на АВ, t
мотоциклети	МЦ	-	-
леки автомобили, микроавтобуси до 10 места	ЛАМ	2	до 3,5
товарни автомобили 1	ТА1	2	от 3,5 до 6,0
товарни автомобили 2	ТА2	2	от 6,0 до 12,0
товарни автомобили 3	ТА3	3	от 12,0 до 20,0
товарни автомобили 4	ТА4	4	от 20,0 до 30,0
товарни автомобили 5	ТА5	5	от 30,0 до 40,0
товарни автомобили 6	ТА6	6	от 40,0 до 50,0
товарни автомобили 7	ТА7	над 6	над 50,0
автобуси	БУС	2 и повече	над 3,5
трактори	ТР	2	-

- **Вариант 1а** – Пребиваване в движение на броя на АВ в инфраструктурата на ТАУ;
- **Вариант 2а** - Пребиваване в движение на броя на осите на АВ в инфраструктурата на ТАУ;
- **Вариант 3а** - Пребиваване в движение на броя на гумите на АВ в инфраструктурата на ТАУ;
- **Вариант 4а** – Времетраиване в движение на АВ в инфраструктурата на ТАУ;
- **Вариант 5а** - Времетраиване в движение на осите на АВ в инфраструктурата на ТАУ;
- **Вариант 6а** - Времетраиване в движение на гумите на АВ в инфраструктурата на ТАУ;
- **Вариант 7а** – Извършена возило километрова работа на АВ в инфраструктурата на ТАУ;
- **Вариант 8а** – Извършена оскилометрова работа на АВ в инфраструктурата на ТАУ;
- **Вариант 9а** – Извършена гумокилометрова работа на АВ в инфраструктурата на ТАУ;
- **Вариант 10а** – Извършена тонкилометрова работа на АВ в инфраструктурата на ТАУ;
- **Вариант 11а** – Извършена тоноскилометрова работа на АВ в инфраструктурата на ТАУ;

• **Вариант 12а** – Извършена гумотон километрова работа на АВ в инфраструктурата на ТАУ.

При определяне на коефициентите на себестойност за ТАУ са използвани следните основни символи:

$L_{may}$  е дължината на ТАУ, km;  $J_a$  - броят на категориите на пневмоколеелните АВ, които ползват ТАУ ( $j = 1, 2, \dots, J_a$ ), бр.;  $K_a$  - броят на входните отклонения за ТАУ (вкл. началната и крайната точки на ТАУ) – ( $k = 1, 2, \dots, K_a$ ), бр.;  $M_a$  - броят на изходните отклонения за ТАУ (вкл. началната и крайната точки на ТАУ) – ( $m = 1, 2, \dots, M_a$ ), бр.;

Приема се, че броят на входните отклонения е равен на броят на изходните отклонения, т.е.  $K_a = M_a$ .

$N_{ач}^{max}$  - максималната денонощна пропускателна възможност на ТАУ в четно направление, ав./ден.;  $N_{ан}^{max}$  - максималната денонощна пропускателна възможност на ТАУ в нечетно направление, ав./ден.;  $N_a^{max}$  - максималната денонощна пропускателна възможност на ТАУ общо в четно и нечетно направление, ав./ден.;  $N_{ач_{jkm}}$  - броят на АВ от  $j$ -та категория, които ползват ТАУ от входното отклонение  $k$  до изходното отклонение  $m$  в четно направление за едно денонощие, ав./ден.;  $N_{ан_{jkm}}$  - броят на АВ от  $j$ -та категория, които ползват ТАУ от входното отклонение  $k$  до изходното отклонение  $m$  в нечетно направление за едно денонощие, ав./ден.;  $L_{ач_{jkm}}$  - разстоянието, което изминава в четно направление едно АВ от  $j$ -та категория, когато ползва ТАУ от входното отклонение  $k$  до изходното отклонение  $m$ , km;

$L_{ан_{jkm}}$  - разстоянието, което изминава в нечетно направление АВ от  $j$ -та категория, когато ползва ТАУ от входното отклонение  $k$  до изходното отклонение  $m$ , km;

Когато  $k = 1$  и  $m = M_a$  или  $k = K_a$  и  $m = 1$ , то  $L_{ач_{jkm}} = L_{ан_{jkm}} = L_{may}$ , при ( $j = 1, 2, \dots, J_a$ ). Когато  $k = m$ , то  $L_{ач_{jkm}} = L_{ан_{jkm}} = 0$  и  $N_{ач_{jkm}} = N_{ан_{jkm}} = 0$ , при ( $j = 1, 2, \dots, J_a$ ).

$V_{ач_{jkm}}$  - средната скорост на движение на едно АВ от  $j$ -та категория в ТАУ, когато се движи от входното отклонение  $k$  до изходното отклонение  $m$  в четно направление, km/h.;

$V_{ан_{jkm}}$  - средната скорост на движение на едно АВ от  $j$ -та категория в ТАУ, когато се движи от входното отклонение  $k$  до изходното отклонение  $m$  в нечетно направление, km/h.;  $n_{ач_{jkm}}^{oc}$  - е броят

на осите на едно АВ от  $j$ -та категория, когато ползва инфраструктурата на ТАУ от входно отклонение  $k$  до изходно отклонение  $m$  в четно направление, бр.;  $n_{ан_{jkm}}^{oc}$  - е броят на осите на едно АВ

от  $j$ -та категория, когато ползва инфраструктурата на ТАУ от входно отклонение  $k$  до изходно отклонение  $m$  в нечетно направление, бр.;  $n_{ач_{jkm}}^{zym}$  -

е броят на гумите на едно АВ от  $j$ -та категория, което пребивава в ТАУ от входно отклонение  $k$  до изходно отклонение  $m$  в четно направление, бр.;  $n_{ан_{jkm}}^{zym}$  - е броят на гумите на едно АВ от  $j$ -та

категория, което пребивава в ТАУ от входно отклонение  $k$  до изходно отклонение  $m$  в нечетно направление, бр.;  $Q_{ач_{jkm}}$  - брутната маса на едно

АВ от от  $j$ -та категория, което пребивава в ТАУ от входно отклонение  $k$  до изходно отклонение  $m$  в четно направление, t;  $Q_{ан_{jkm}}$  - брутната маса

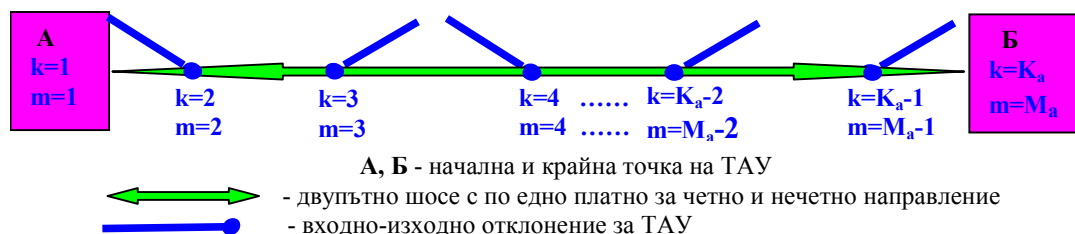
на едно АВ от от  $j$ -та категория, което пребивава в ТАУ от входно отклонение  $k$  до изходно отклонение  $m$  в нечетно направление, t;  $k_a^{uzm}$  - кое-

фициентът на използване на максималната пропускателна възможност на ТАУ, при която ще се определят себестойностите, коеф.;  $k_a^{pez}$  - коефициентът на резерв на пропускателната възможност на ТАУ ( $k_a^{pez} = 1 - k_a^{uzm}$ ), коеф.

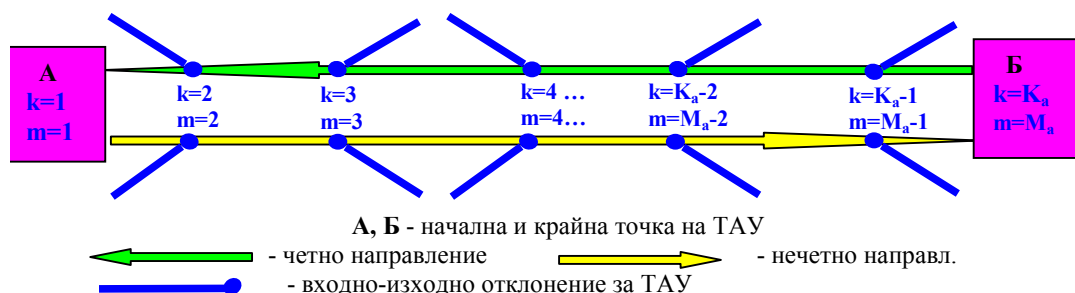
На фиг. 1 е показана принципната схема на един ТАУ на двупътно шосе, а на фиг. 2 – принципната схема на един ТАУ на автомагистрала.

По-долу е изложен подходът за определяне на себестойността при ползване на ТАУ за характерните варианти **2а** и **10а**.





фиг.1 Тарифен шосеен участък от двупътно шосе



фиг.2 Тарифен шосеен участък от автомагистрала

**ВАРИАНТ 2а**

Определяне на себестойността на ползване на инфраструктурата на ТАУ на базата на пребиваване на броя на осите на АВ в ТАУ

Тук

$$O2_{ач} = \sum_{j=1}^{J_a} \sum_{k=1}^{K_a} \sum_{m=1}^{M_a} N_{ач_{jkm}} \cdot n_{ач_{jkm}}^{oc}, \text{ оси/ден.} \quad (1)$$

$$O2_{ан} = \sum_{j=1}^{J_a} \sum_{k=1}^{K_a} \sum_{m=1}^{M_a} N_{ан_{jkm}} \cdot n_{ан_{jkm}}^{oc}, \text{ оси /ден.} \quad (2)$$

$$O2_a^{общ} = O_{ач} + O_{ан}, \text{ оси/ден.} \quad (3)$$

където:  $O2_{ач}, O2_{ан}, O2_a^{общ}$  са общият брой на осите на всички АВ, които ползват инфраструктурата на ТАУ за едно денонощие, съответно в четно и в нечетно направление, а също така и в двете направления, оси/ден.

Коефициентите на себестойност могат да се изчислят по следния начин:

$$r2_{ач} = \frac{Ц_{may}}{2.365 \cdot k_a^{изп} \cdot O2_{ач}}, \text{ лв./ос} \quad (4)$$

$$r2_{ан} = \frac{Ц_{may}}{2.365 \cdot k_a^{изп} \cdot O2_{ан}}, \text{ лв./ос} \quad (5)$$

$$r2_a^{общ} = \frac{Ц_{may}}{365 \cdot k_a^{изп} \cdot (O2_{ач} + O2_{ан})}, \text{ лв./ос} \quad (6)$$

Тук  $r2_{ач}, r2_{ан}, r2_a^{общ}$  са коефициентите на себестойност при отчитане на общото пребиваване при движение в инфраструктурата на ТАУ, отчетено в броя на осите на АВ, съотв. в четно направление и в нечетно направление, а така също и общо за двете направления, лв./ос.

При тази постановка себестойността за ползване на инфраструктурата в ТАУ се определя по:

$$R2_{ач_{jkm}} = r2_{ач} \cdot n_{ач_{jkm}}^{oc}, \text{ лв./ав} \quad (7)$$

$$R2_{ан_{jkm}} = r2_{ан} \cdot n_{ан_{jkm}}^{oc}, \text{ лв./ав.} \quad (8)$$

$$R2_{ач_{jkm}}^{об} = r2_a^{общ} \cdot n_{ач_{jkm}}^{oc}, \text{ лв./ав.} \quad (9)$$

$$R2_{ан_{jkm}}^{об} = r2_a^{общ} \cdot n_{ан_{jkm}}^{oc}, \text{ лв./ав.} \quad (10)$$

$$(j = 1, 2, \dots, J_a) \quad (k = 1, 2, \dots, K_a) \quad (m = 1, 2, \dots, M_a)$$

където:  $R2_{a^u_{jkm}}$ ,  $R2_{a^l_{jkm}}$ ,  $R2_{a^o_{jkm}}$ ,  $R2_{an^o_{jkm}}$  са себестойността за всяко ползване на инфраструктурата на ТАУ от едно АВ от  $j$ -та категория от входно отклонение  $k$  до изходно отклонение  $m$ , съответно в четно направление и в нечетно направление или общо за двете направления, лв./ав.

### ВАРИАНТ 10а

**Определяне на себестойността на ползване на инфраструктурата на ТАУ на базата на извършената тонкилометрова работа на АВ в ТАУ**

Общата тонкилометровата работа на АВ в ТАУ е:

$$Q10_{a^u} = \sum_{j=1}^{J_a} \sum_{k=1}^{K_a} \sum_{m=1}^{M_a} N_{a^u_{jkm}} \cdot Q_{a^u_{jkm}} \cdot L_{a^u_{jkm}} \quad (11)$$

ав.т.km/ден.

$$Q10_{a^l} = \sum_{j=1}^{J_a} \sum_{k=1}^{K_a} \sum_{m=1}^{M_a} N_{a^l_{jkm}} \cdot Q_{a^l_{jkm}} \cdot L_{a^l_{jkm}} \quad (12)$$

ав.т.km/ден.

$$Q10_a^{o^u} = Q10_{a^u} + Q10_{a^l}, \text{ ав.т.km/ден.} \quad (13)$$

където:  $Q10_{a^u}$ ,  $Q10_{a^l}$ ,  $Q10_a^{o^u}$  са общата извършена тонкилометрова работа от всички АВ, които пребивават в инфраструктурата на ТАУ в движение за едно денонощие, съответно в четно и в нечетно направление, както и общо за двете направления, ав.т.km/ден.

Тогава:

$$r10_{a^u} = \frac{I_{may}}{2.365 \cdot k_a^{uzn} \cdot Q10_{a^u}}, \text{ лв./ав.т.km} \quad (14)$$

$$r10_{a^l} = \frac{I_{may}}{2.365 \cdot k_a^{uzn} \cdot Q10_{a^l}}, \text{ лв./ав.т.km} \quad (15)$$

$$r10_a^{o^u} = \frac{I_{may}}{365 \cdot k_a^{uzn} \cdot (Q10_{a^u} + Q10_{a^l})}, \text{ лв./ав.т.km} \quad (16)$$

където:  $r10_{a^u}$ ,  $r10_{a^l}$ ,  $r10_a^{o^u}$  - са коефициентите на себестойност при отчитане на общата извършена тонкилометрова работа от всички АВ, които пребивават в инфраструктурата на ТАУ в

движение за едно денонощие, съответно в четно и нечетно направление, а така също и общо за двете направления, лв./ав.т.km

Оттук за всяка стойност на  $j$ ,  $k$  и  $m$

$$R10_{a^u_{jkm}} = r10_{a^u} \cdot Q_{a^u_{jkm}} \cdot L_{a^u_{jkm}}, \text{ лв./ав.} \quad (17)$$

$$R10_{a^l_{jkm}} = r10_{a^l} \cdot Q_{a^l_{jkm}} \cdot L_{a^l_{jkm}}, \text{ лв./ав.} \quad (18)$$

$$R10_a^{o^u} = r10_a^{o^u} \cdot Q_{a^u_{jkm}} \cdot L_{a^u_{jkm}}, \text{ лв./ав.} \quad (19)$$

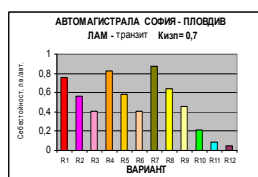
$$R10_{an^o_{jkm}} = r10_a^{o^u} \cdot Q_{an^o_{jkm}} \cdot L_{an^o_{jkm}}, \text{ лв./ав.} \quad (20)$$

където:  $R10_{a^u_{jkm}}$ ,  $R10_{a^l_{jkm}}$ ,  $R10_a^{o^u}$ ,  $R10_{an^o_{jkm}}$  са себестойността за всяко ползване на инфраструктурата на ТАУ от едно АВ от  $j$ -та категория от входно отклонение  $k$  до изходно отклонение  $m$ , съответно в четно направление и в нечетно направление или общо за двете направления, лв./ав.

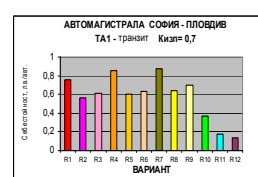
### 3. ЧИСЛЕН ЕКСПЕРИМЕНТ

При определяне на максималната пропускателна възможност на даден участък на шосейната инфраструктура са отчетени времевите зони в едно денонощие – средно за делнични дни и празнични дни, при най-вероятна структура на потока от АВ. Изчисленията са направени при използване на 70% от максималната пропускателна възможност за всеки участък.

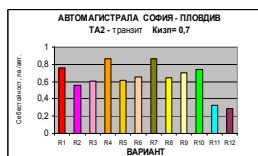
На фиг. 3 до фиг. 11 са показани резултатите за ТАУ София-Пловдив за всеки вид АВ, което преминава целия участък (транзит).



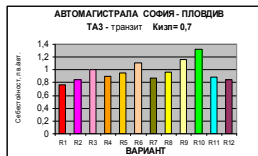
фиг. 3



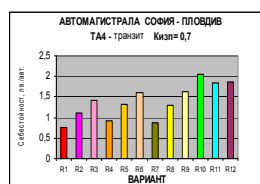
фиг. 4



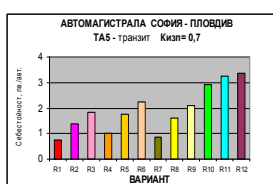
фиг. 5



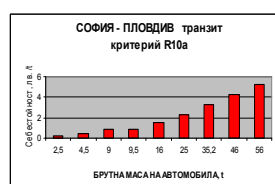
фиг. 6



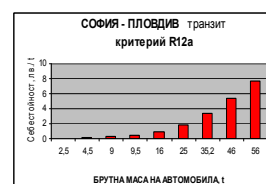
фиг. 7



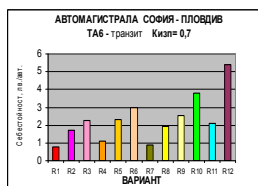
фиг. 8



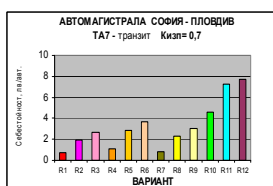
фиг. 16



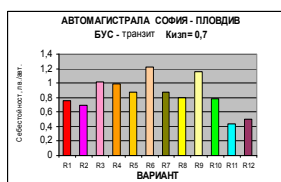
фиг. 17



фиг. 9

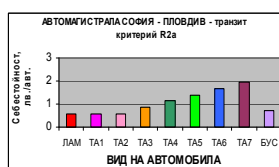


фиг. 10

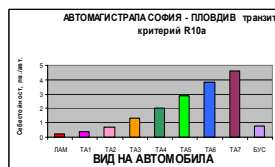


фиг. 11

На фиг. 12 до фиг. 13 са показани изменението на себестойността на ползване на ТАУ София-Пловдив във функция от вида на АВ, преминаващ през целия участък (транзит) за всеки критерий –  $Ra=f$  (вид на АВ).



фиг. 12

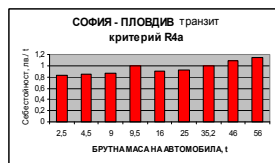


фиг. 13

На фиг. 14 до фиг. 17 са показани характера на изменението на себестойността на ползване на ТАУ София-Пловдив във функция от брутната маса на АВ, преминаващ през целия участък (транзит) –  $Ra=f(Q_{op})$ .



фиг. 14



фиг. 15

#### 4. АНАЛИЗ, ИЗВОДИ И ПРЕПОРЪКИ

Посоченото по-горе позволява да се направят следните основни изводи:

- Няма единна систематизация на автотранспортните средства, както в нормативните уредби в страната, така и в европейската общност;
- Предложена е класификация на автотранспортните средства в 10 групи, което съответства на развитието на нови конструкции. Това дава възможност за гъвкавост при определяне на себестойността за ползване на шосейната инфраструктура;
- Пътните винетни такси са за големи обобщени групи автомобили и не позволяват правилна диференциация. Те не отчитат факта, че някои автотранспортни средства ползват шосейната инфраструктура многократно, а други инцидентно;
- Нарушен е принципът да се заплащат само услуги, които се ползват, а не по принцип;
- Целесъобразно е при определяне на таксите за ползване на ТАУ, да се използва критерият „тонкилометрова работа”, както за двупътно шосе, така и за магистрали. Същото важи както за АВ, преминаващи през целия ТАУ, така и за такива, които ползват частично ТАУ;
- При изчерпване на пропускателната възможност на ТАУ в ограничаващи участъци е целесъобразно за АВ, които преминават през тях, да се използва тарифа, основана на повече от един критерий – например „тонкилометрова работа” и „пребиваване на АВ в движение”;
- Целесъобразно е при определяне на таксите за ползване на шосейната инфраструктура (TOLL такси), да се прилагат различни стойности за отделните времеви зони в денонощието, за отделни дни в седмицата или периоди в годината;

- Себестойността на ползване на ТАУ нараства с увеличаване на броя на осите (съответно на брутната маса) на АВ, както за транзитно преминаване на ТАУ, така и за частично използване на ТАУ за автомагистрала и за двупътни шосета;

- Себестойността за ползване на ТАУ намалява с увеличаване на степента на използването на шосейната инфраструктура;

- Критерият 4а няма голяма значимост, тъй като скоростта на движение на АВ (особено по автомагистралите) е с относително еднаква скорост;

- Критериите 1а и 7а не отчитат различното въздействие на АВ върху инфраструктурата и не са пригодни за приложение като база за определяне на тарифна политика.

#### Литература

1. Албум за средноденоношна годишна интензивност на автомобилното движение по Републиканските пътища, ЦИПТНЕНС, 2010. 2. БДС 16578-87 (СТ НА СИБ 4940-84). Пътища автомобилни. Определяне на интензивността на движението. С. Комитет по качеството към министерския съвет, 1987. 3. ДИРЕКТИВА 2011/76/ЕС НА ЕВРОПЕЙСКИЯ ПАРЛАМЕНТ И НА СЪВЕТА НА ЕВРОПЕЙСКИЯ СЪЮЗ от 27 септември 2011 година за изменение на Директива 1999/62/ЕО относно заплащането на такси от тежкотоварни автомобили за използване на определени инфраструктури. Официален вестник на Европейския съюз L 269/1, 14.10.2011 г.

4. ЗАКОН ЗА ПЪТИЩАТА. Обн. ДВ. бр.26 от 29 март 2000 г.

5. НАРЕДБА за условията и реда за събиране на винетни такси за платено ползване на определени републикански пътища за определен срок. ПМС № 57 от 12 март 2004 г., обн., ДВ, бр. 24 от 23.03.2004 г., в сила от 1.04.2004 г.; изм. с Решение № 9513 от 31.10.2005 г. на ВАС на РБ - бр. 89 от 8.11.2005 г., в сила от 8.11.2005 г., АПИС, кн. 4/2004 г., стр. 422.

6. НАРЕДБА за условията и реда за събиране на таксите за ползване на пътната инфраструктура, за измененото разстояние, за ползване на отделни съоръжения по републиканските пътища и за специално ползване на републиканските пътища или на части от тях. ПМС № 160 от 07 юли 2008 г. ДВ. бр.64 от 18 Юли 2008г., изм. ДВ. бр.79 от 9 септември 2008г., изм. ДВ. бр.93 от 24 Ноември 2009 г.

7. РЕКОМЕНДАЦИЯ по методам определения существующей и перспективной интенсивности движения на международных автомобильных дорогах, Совет экономической взаимопомощи, 1980.

8. ТАРИФА № 14 за таксите, които се събират в системата на Министерството на регионалното развитие и благоустройството и от областните управители. ДВ, бр. 55 от 1999 г., доп., бр. 99 от 2001 г.

9. **Sanpaolesi L., Crose P.** Leonardo da Vinci Pilot Project CZ/02/B/F/PP – 134007.

10. **Perkins S.** Charging for the use of roads: policies and recent initiatives. Fifth Annual Global Conference on Environmental Taxation Issues, Experience and Potential, European Conference of Ministers of Transport, Pavia

## THE COST OF USING ROAD INFRASTRUCTURE

**Stanislava KIRILOVA**

Sofia town District Administration  
e-mail: st\_mihailova@hotmail.com

**Abstract:** The study outlines the main principles for determining the cost of road infrastructure use. A methodology for determining the values of this cost is proposed. Calculations are done for twelve major indicators related to using a four-lane highway and a two-way road on the Sofia-Plovdiv and Plovdiv-Svilengrad routes, respectively. The results are shown graphically. An analysis related to implementation is conducted and suggestions for implementation are offered.

**Keywords:** infrastructure, cost, cost coefficient, road tariff route



## ВЪРХУ ГЕОМЕТРИЧНАТА И МЕХАНИЧНА ОБОСНОВАНOST НА ВЪЛНООБРАЗЕН МОДЕЛ НА ГЛАДЪК КОНТАКТ МЕЖДУ ПОВЪРХНИНИ ЗА ОЦЕНКА НА ЕДНООСНО ДЕФОРМАЦИОННО СЪСТОЯНИЕ

Лъчезар КОЧЕВ

катедра „ОТСК”, Технически университет - София, България

e-mail: [lkochev@tu-sofia.bg](mailto:lkochev@tu-sofia.bg)

**Резюме:** Разглеждат се условията и изискванията към аналитичния модел на вълнообразен гладък контакт между повърхнини. Предлага се и се обосновава обобщена аналитична форма, характеристиките на която са определени от геометрични, механични и функционални условия, без да се определя отделно геометрията на повърхнините. Моделът е конкретизиран за оценка на надлъжно деформационно състояние при равномерна дискретизация.

**Ключови думи:** вълнообразност, контактна механика, контактно взаимодействие

Обект на настоящата работа е моделирането на контакта между съгласувани повърхнини, използвани за направляващи. В геометричен аспект взаимодействието между плъзгача и направляващата е върху габаритно ограничена площ, която аналогово или дискретно се координира за всяко кинематично допустимо състояние. Функционално следва да бъдат обезпечени и реализирани еднакви условия в целия работен диапазон, което означава постоянство на напречния профил и праволинейност в надлъжно направление. Съответно теоретичните (и номинални) форми, удовлетворяващи тези условия и практически използвани, са от цилиндричен и призматичен тип.

Технологично във всички случаи те се изпълняват с висока точност на размерите (ориентирано 5-а степен по ISO) и отклоненията от форма (относителна геометрична степен на точност C), грапавостта им не надвишава Ra0.04 и в много случаи са обемно или повърхностно термообработени. Прилагат се и довършителни пасващи процедури с цел по-плътен контакт навсякъде в работната зона.

Качествено това се характеризира чрез равномерното разпределение на контактните петна по полето на взаимодействие между плъзгача и направляващата, а експериментално е установено, че дори при много добре съгласувани и сработени повърхнини [Джонсон 1989, и др.] фактическата (действителна) площ на контакт, при умерен спрямо контактната якост равномерно разпределен натиск, е от порядък  $O(10^{-2})$  (не

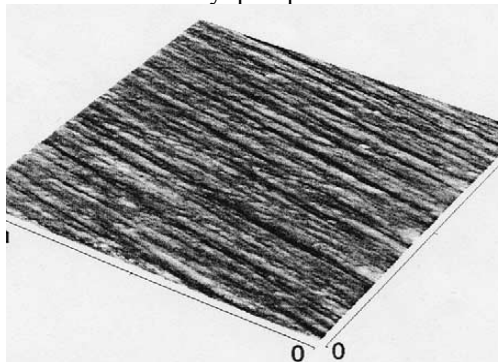
повече от  $1 \div 3.5\%$ ) спрямо габаритната площ на припокриване. Т.е. взаимодействието е по контактни зони - петна, които от статични и якостни съображения следва да са приблизително еднакво дистанцирани, а общата им контактна дължина е малка спрямо дължината на плъзгача (контактното поле). Това следва от относителната площ на контакта, която е по-коректен показател за интензивност на контактните напрежения, и води до оценка на относителната дължина на контакт  $O(10^{-2} \div 10^{-1})$ . Подобна постановка на равномерен контакт е и в основата на Bristle (четков) модела [6] на триене.

При линейните лагери с триене при търкаляне контактът е между несъгласувани повърхнини като сфера по цилиндър или цилиндър по равнина. В геометричен смисъл контактът може да се приеме точков и фактическата контактна дължина е пренебрежима спрямо габаритната такава. (По-абстрактно може да се направи аналогия с верига, напр. галова, върху равнина). Пред вид сепарирането на контактните елементи, като се пренебрегнат малките първични грешки в търкалящите тела и пътечките, контактните петна и тук са достатъчно равномерно разположени.

Следователно и в двата случая, когато напречните размери и физико-механичните характеристики на плъзгача или каретата са постоянни по дължината на лагериране, то поне тази зона може да се моделира като сравнително равномерно дистанциран точков контакт.

### ВЪЛНООБРАЗЕН МОДЕЛ НА КОНТАКТ

Отразената периодичност на контакта при относително постоянна стъпка е в пряка връзка с вълнообразността на повърхнините [3], наблюдавана и на микро ниво (фиг.1), и се използва като геометричен показател за качество и в контактната механика [2] при анализ на взаимодействието на еластични полупространства.



AFM Ra = 20 nm)

фиг.1 Вълнообразност на микро ниво, [7]

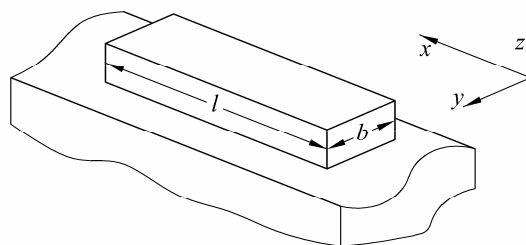
По аналогия може да се търси вълнообразна аналитична форма като обща характеристика на контакта, а не само като геометрия на повърхнината. Основание за това е, че линейна операция върху периодични форми, е също периодична. Възшност контактът е именно линейна процедура, а повърхнините с определено приближение могат да се приемат периодични. Въпросът е да се определят непосредствено характеристиките на аналитичната форма на вълнообразен контакт от геометричните, механични и функционални изисквания за направляващи двойци с цел моделиране на надлъжно деформационно състояние.

За определеност се разглежда контакт между паралелепипеден плъзгач върху равнинна (ивична) направляваща с теоретични (идеални) равнинни геометрични контактни повърхности (фиг.4.2). Разстоянието (дистанцията)  $\delta$  между реалните профили се отчита по направление на нормалата  $z$  към съвпадащите теоретични контактни равнини. Движението е по оста  $x$ .

#### Геометрична формулировка и характеристики

Ще се търси представяне (апроксимация) на така уточненото разстояние (хлабина) при дадено позиционно състояние на плъзгача в хармонична

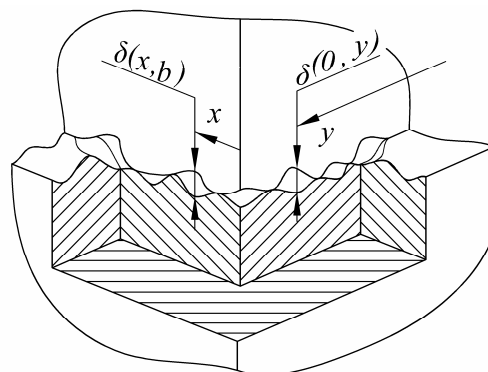
форма чрез неотрицателната еднозначна функция  $\delta$  във вида:



фиг.2 Паралелепипеден плъзгач върху равнина

$$\delta = \delta(x, y) = a(x, y) \cdot \left[ 1 - \cos \left( 2\pi \frac{x}{\bar{x}} + \varphi(x, y) \right) \right] \quad x \in [0, l], y \in [0, b], \quad (1)$$

където полето на припокриване е координирано и с размери според фиг.4.2,  $0 < \bar{x} < l$  е конструктивно номиналната или статистически осреднената дистанция между контактните петна по направление на движението,  $\varphi(x, y)$  - фазова функция, отразяваща отклоненията в положението им по оста  $x$  и началото на отчета по  $y$ ,  $a(x, y) > 0$  - положителна амплитудна функция, която условно може да се определи като обусловена от дълбочината на обработване. На фиг.3  $\delta$  е дадена ориентировъчно чрез вертикални срезове през предния ръб на паралелепипеда от фиг.2.



фиг.3 Функция на хлабината при контакт

В този вид е ясна тенденцията да се обособи преобладаващата вълнистост на контакта с период  $\bar{x}$ , но формулировката е достатъчно обща и



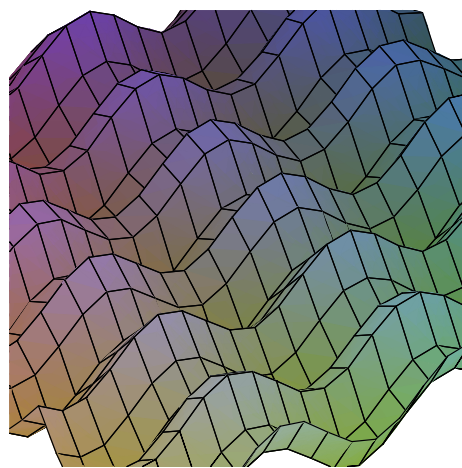
чрез амплитудната  $a(x, y)$  и фазова  $\varphi(x, y)$  функции може да се постигне приближение на реалната (действителна) дистанция между повърхностите с отнапред регламентирана точност. Действително, ако ги изберем във вид на алгебрични полиноми то и  $\delta$  в (1) се представя като такъв чрез развитие на тригонометричния член. Това съгласно Вайерщрас е достатъчно ограничената от практически и механични съображения (измерена или конструктивно лимитирана) хлабина да се апроксимира с предварително избрана точност навсякъде в границите на полето на контакт. На същото основание може да се определи и приближение чрез тригонометричен полином, и да се получи известната от [2] равнинна (двумерна) вълнистост на повърхнината (фиг.4, без фазово повлияване (а), и със слабо квадратично такова (б)).

В този смисъл във вида (1)  $\delta$  е потенциално преопределена. Така като положим формално  $\bar{x} \rightarrow \infty$  и  $\varphi(x, y) = const \neq (2k+1)\frac{\pi}{2}$ , с разширяване положителната определеност на  $a$  до неотрицателна, то  $a(x, y) \geq 0$  е достатъчна за дефиниране на всякаква форма на хлабината  $\delta(x, y) = c.a(x, y)$ . Аналогично при  $a(x, y) = const > 0$  може да се подбере  $\varphi(x, y)$ , така че развитието на израза в скобите да даде нужната Фуриерова апроксимация на  $\delta(x, y)$ . В (1) обаче явно са обособени амплитудната и фазова характеристики на контакта, както и опорната стъпка на петната по направление на преместването  $\bar{x}$ , които да се определят като отделни конструктивно-метрологични показатели.

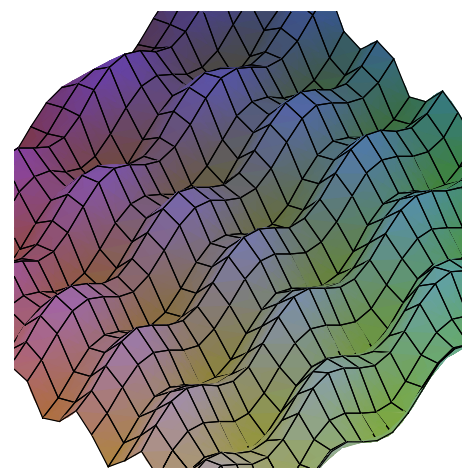
При така определената (1) не се получава геометрична интерференция между пространствата на двата детайла навсякъде в границите на припокриване. Това е валидно за всякаква форма на амплитудната и фазова функции.

Контакт има в точките с координати  $(x_k, y_k)$  според условието  $\delta = \delta(x_k, y_k) = 0$ , т.е. в корените на  $\delta$ . За целта е необходимо амплитудната функция да е дефинирана поне в тези точки. Това е изпълнено доколкото като граници на непрекъснатата среда профилите на контактните повър-

хнини са геометрично цялостни и навсякъде в полето на контакт реални и ограничени.



(а)



(б)

фиг.4 Двумерна вълнообразност, [2]

Следователно дефиниционната област на  $a(x, y)$  е цялото поле на контакт, включващо и  $(x_k, y_k)$ , и освен това тя е непрекъсната в него -  $a(x, y) \in C^0$ .

По този начин контактът в  $(x_k, y_k)$  се определя от корените на израза в скобите на (4.1.1), а неговата равномерност и периодичност се определя от фазова функция  $\varphi(x, y)$ . Преди всичко тя може и следва да се структурира като реална и ограничена поне в точките на контакт, тъй като

аргументът на тригонометричната функция е определен върху относителна линейна метрика и координираността на петната, т.е. корените, следва да са в границите на припокриване на детайлите. Условието за ограниченост в приложен смисъл е интуитивно ясно, но изисква аналитична обосновка и конкретизация с оглед формулиране на  $\delta$  в удобен за употреба и адекватен на реалния контакт вид.

Корените  $x_k$  се представят във вида:

$$x_k = k \cdot \bar{x} - \varphi(x_k, y) \cdot \frac{\bar{x}}{2\pi}; k = 0, 1, \dots$$

Ако  $\varphi(x_k, y) \rightarrow \infty$  то за да се получат  $0 < x_k < l < \infty$  следва и  $k \rightarrow \infty$ . При крайни, но достатъчно големи стойности:

$$2 \frac{\pi}{\bar{x}} l \ll \varphi(x_k, y) < \infty,$$

се получава усложнена индексация на корените (тяхна релация на наредба). Последователни  $k$  се получават при  $\varphi(x_k, y) \approx const \forall x_k$  или тя следва да е относително много слабо променяща се:

$$\frac{\varphi(x_k, y) - \varphi(x_m, y)}{\min(\varphi(x_k, y), \varphi(x_m, y))} \rightarrow 0; \forall x_k, x_m,$$

което означава загуба на точност. Като се отчете, че корените се получават чрез адитивно отместване с метричната величина  $k_{\min} \cdot \bar{x} \gg l$  се вижда нецелесъобразността на подобен избор на  $\varphi$ . Следователно тя може и е необходимо да се ограничи поне до:

$$|\varphi(x_k, y)| < 2\pi \frac{l}{\bar{x}}; \forall x_k, \text{ чрез трансляция на}$$

координатната система.

Тази оценка може да се уточни от условието индексацията да е в естествена форма  $k = 0, 1, \dots$  и изискването за равномерна плътност на контакта в началото на работната зона -  $0 < x_0 < \bar{x}$ , и по общо:

$$k \cdot \bar{x} \leq x_k < (k+1) \cdot \bar{x}; \forall k, \quad (2)$$

т.е. че във всеки интервал с дължина  $\bar{x}$  следва да има корен (неравенствата са в този вид за да не се получава съвпадение на корените). При параметризация спрямо средата на интервала  $x_k^m = k \cdot \bar{x} + \frac{\bar{x}}{2}$  се достига до:

$$-\pi < \varphi(x_k, y) \leq \pi \Leftrightarrow |\varphi(x_k, y)| \leq \pi \quad (3)$$

$$\forall k = 0, 1, \dots; \forall y$$

По този начин фазовата функция може да се определи като ограничена навсякъде в полето на контакт и да се построи като непрекъсната в  $x$

направление, като е изпълнено още  $\left| \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right| < \infty$  по-

не в корените (дори при линейна интерполация между съседни корени това следва от ограничеността за лявата и дясна производни). В резултат по оста  $x$  контактът в точките  $x_k$  се получава и гладък, а по-силни условия за равномерност ще разгледаме по-долу.

В изложените обосновки анализът е валиден за целия напречен размер  $b$  на плъзгача и следователно е в сила за всяка надлъжна ивица

$$y_k \in \left[ y_k^m - \frac{\bar{y}}{2}, y_k^m + \frac{\bar{y}}{2} \right] \text{ със средна стойност } y_k^m,$$

в която попадат координатите  $y_k$  на контактните точки при номинална по тази ос дистанция между тях (период)  $\bar{y}$ . Аналогични разсъждения могат да се приложат и в  $y$  направление, но пред вид избраната аналитична форма на  $\delta$  има някои особености.

Точков равномерен контакт по  $y$  се моделира чрез дискретната дефиниционна област на  $\varphi$ , а следователно и на  $\delta$ , във вида:

$$\varphi(x, y) = \varphi(x, y_{kj}) \Big|_{y_{kj} = y_{k0} + j \cdot \bar{y}}, \quad (4)$$

$$j = 0, 1, \dots; k = 0, 1, \dots$$

т.е. е определена само върху ивично обвързаните  $(k, j)$  дискретни параметри  $y_{kj}$ . Това условие за детерминиране на точков контакт по категоричност отстъпва само на дефинирането на  $\varphi(x_{kj}, y_{kj})$  като дискретна функция върху  $l / \bar{x} \times b / \bar{y}$  броя координатни двойки числа.

В този случай обаче не се получава гладък контакт, тъй като  $\partial \varphi / \partial y$  не е определена и следователно  $\varphi(x, y)$  е необходимо да е поне непрекъсната в околност на корените, т.е.:

$$\varphi(x, y) \in C^0; \forall (x_k, y_k) \forall k.$$

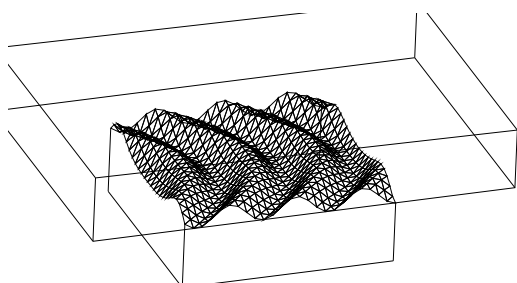
Така определените изисквания са достатъчни в геометричен смисъл, но не гарантират нормално

контактно взаимодействие без особености и концентрация. Това се вижда от втория диференциал на  $\delta(x_{kj}, y_{kj})$ , при което поне в околност на  $(x_{kj}, y_{kj})$  за непрекъснатост на кривините е необходимо амплитудната и фазова функции да са гладки. Доколкото тази околност може да се оцени чрез размерите на петната на контакт, които зависят от нормалната сила, а извън тях също може да се приложи гладка апроксимация върху  $a(x, y)$  и  $\varphi(x, y)$ , невлияеща на контакта, то за целите на модела можем да приемем навсякъде гладки амплитудна и фазова функции:

$$a(x, y), \varphi(x, y) \in C^1; \forall x \in [0, l], y \in [0, b] .$$

Условиата на гладък контакт определят координатната равнина  $Oxy$  като допирателна за  $\delta$  и съответно нейна линейна обвивка. В този смисъл задачата е аналогична на контакт на вълниста повърхнина с профил  $\delta(x, y)$  с равнина (фиг.5).

В този вид амплитудната функция  $a(x, y)$  не влияе върху позицията и съответно дистанцията между контактните точки, а от функционалните изисквания за плътност на контакта е необходимо тя да е слабо променяща се:



фиг.5 Контакт на вълнообразна повърхнина с равнина

$$\frac{\partial a}{\partial x} = O(0) \rightarrow 0, \frac{\partial a}{\partial y} = O(0) \rightarrow 0, \quad (5)$$

$$\forall x \in [0, l], y \in [0, b]$$

Последното условие, съгласно концепцията за непрекъснатост и гладкост на контурите, определя амплитудната функция като достатъчно близка до константа:

$a(x, y) = a \approx const > 0; \forall x \in [0, l], y \in [0, b]$ , и съответно тя може да се приеме като подходящо оценена такава за цялата работна зона (по принцип на  $a$  може да се даде произволна положителна стойност без да се промени координацията на контакта в полето на припокриване).

С оглед геометрична пропорционалност,  $a$  се определя чрез максимумите на  $\delta$  за работната зона като, пред вид сложността на тази процедура като обем измервания и изчисления, за проектна гранична оценка на  $a$  може да се използват отклоненията на форма на работните повърхнини във вида:

$$\bar{a} = \frac{1}{2}(\Delta_{np}^n + \Delta_{np}^p), \quad (6)$$

където  $\Delta_{np}^n, \Delta_{np}^p$  са отклоненията от равнинност на двата детайла, определени върху базовата дължина  $l$ . В този смисъл  $a$  се оценява практически от конструктивно-технологични и метрологични критерии.

От същите съображения за равномерно разпределение на контакта фазовата функция може да се определи като слабо чувствителна от  $x$ , т.е.

$\frac{\partial \varphi}{\partial x} \approx 0$ . Това ще обосновем като се конкретизират условията за равномерност (2) във вида:

$$x_k = x_0 + (k + \varepsilon_k) \bar{x}; \forall k, \quad (7)$$

където  $|\varepsilon_k| < 1/2$  е относителна характеристика на отклонението от равномерност на разпределението на петната. По предписание  $\varepsilon_k = 0$ , а дадената гранична оценка привежда (7) към (2) и допуска безкрайно близки корени, т.е. силна неравномерност. След заместване в тригонометричния член се достига до:

$$\begin{cases} 2 \frac{x_0}{\bar{x}} \pi + 2(k + \varepsilon_k) \pi + \varphi(x_k, y) = 2k\pi \\ -\varphi(x_0, y) + 2\varepsilon_k \pi + \varphi(x_k, y) = 0 \end{cases}, \quad (8)$$

$$\forall k = 0, 1, \dots$$

с отчитане на нулевия корен. За два съседни корена се получава разликата:

$$\varphi(x_{k+1}, y) - \varphi(x_k, y) = 2(\varepsilon_k - \varepsilon_{k+1})\pi, \quad (9)$$

и във вид на крайни нараствания върху гладката  $\varphi$  се достига до:

$$\frac{\partial \varphi(x_k + \alpha \bar{x}, y)}{\partial x} = \frac{2(\varepsilon_k - \varepsilon_{k+1})}{\bar{x}(1 + \varepsilon_{k+1} - \varepsilon_k)} \pi = 2\pi \left[ \frac{\varepsilon_k - \varepsilon_{k+1}}{\bar{x}} + O\left(\left(\frac{\varepsilon_k - \varepsilon_{k+1}}{\bar{x}}\right)^2\right) \right], \quad (10)$$

след развитие в ред. При прецизно изпълнение  $\varepsilon_k \rightarrow 0; \forall k$  и съответно и  $\frac{\partial \varphi}{\partial x} \rightarrow 0; \forall x$ , откъдето за фазовата функция следва:

$$\varphi(x, y = \text{const}) \approx \text{const}; \forall x \in [0, l] \Rightarrow \varphi(x, y) \approx \varphi(y), \quad (11)$$

т.е. тя е функция само на  $y$ . По този начин контактната функция  $\delta$  се получава във вида:

$$\delta = \bar{a} \left[ 1 - \cos\left(2\pi \frac{x}{\bar{x}} + \varphi(y)\right) \right], \quad (12)$$

$$x \in [0, l], y \in [0, b]$$

което привежда модела на контакт към вълнообразност в надлъжно направление  $x$  с период  $\frac{2\pi}{\bar{x}}$ .

Ограничената и гладка в точките на корените фазовата функция  $\varphi(y)$  допуска гладка апроксимация, която удовлетворява условието

$$\left| \frac{d\varphi}{dy} \right| < \infty; \forall y \in [0, b].$$

За амплитудата на тази производна може да се получи ориентировъчната оценка при равномерна триангулация на разположението на петната -

$$\left| \frac{d\varphi}{dy} \right| \leq \frac{\sqrt{3}}{3}.$$

В конструктивен смисъл това съответства и на предписанието за напречна ориентираност на вълнообразността и грапавините с оглед по-добро смазване, а при шлифоване дори може определи като  $\frac{d\varphi}{dy} \rightarrow 0; \forall y \in [0, b]$ , което се получава при напречна обработка на повърхнината.

В този смисъл е допустимо дискретният контакт, определен в неявна форма чрез  $\delta(x_{kj}, y_{kj}) = 0 \in R^0$  върху краен брой точки, да се замени с разпределен линеен такъв, така че:

$$\delta(x_k, y) = 0 \Rightarrow x_k = x_k(y) \in R^1. \quad (13)$$

За целта е достатъчно  $\varphi(y)$  да се построи като интерполираща (по-общо апроксимираща) непрекъсната функция. При обобщен модел от вида (4) интерполационните възли могат да се определят като средноаритметични както следва:

$$y_j = \frac{1}{n+1} \sum_{k=0}^n y_{kj}, \quad (14)$$

$$\bar{\varphi}_j = \bar{\varphi}(y_j) = \frac{1}{n+1} \sum_{k=0}^n \varphi(y_{kj})$$

или чрез друг критерий. В резултат, на база средните характеристики за надлъжната периодичност на профила, контактните линии се получават в явен вид:

$$x_k = x_0(y) + k \cdot \bar{x} \quad (15)$$

$$x_k \in R^1 : \forall k = 0, 1, \dots \in N^1$$

Ще отбележим, че когато трансформацията (13) е невъзможна за цялото работно поле, т.е. от неявната функция  $\delta(x_k, y) = 0$  не се получава явната форма (15), моделът на напречна вълнистост е неподходящ за апроксимиране на контакта. Такава картина има при надлъжно и радиално обработване, както и при полярна координираност на петната. Пред вид началните постановки на задачата съгласно ограничението (2,3), тези случаи не се разглеждат.

Условията за гладък контакт са удовлетворени, тъй като по  $y$  той вече е непрекъснат (фиг.5).

В механичен смисъл е разширен размера на петното на контакт до  $\bar{y}$  и съответно  $b$ , което е напълно приемливо за поставената задача и по-долу ще обосновем и в статичен аспект.

Следователно геометрично контактът може да се разглежда като равнодистанциран по дължина на направляващата през интервал  $\bar{x}$  и да се определи като близък до контакт на едномерна вълниста повърхнина с равнина.

Този извод и модел на геометрията на контакта е получен освен от конструктивно-технологични съображения, и от експериментални данни. Номиналната дистанция  $\bar{x}$  е функционално регламентирана чрез броя  $n$  петна на единица площ  $S$  (плътност  $\zeta_n = S/n$ ) или практически измерена такава, като:

$$\bar{x} \approx \left(1 \pm \frac{\varepsilon}{2} / \sqrt{3}\right) \sqrt{\zeta_n} = \left(1 \pm \frac{\varepsilon}{2} / \sqrt{3}\right) \sqrt{S/n}$$

в зависимост от разположението.

Апроксимацията на  $\delta(x, y)$  чрез тригонометричен или алгебричен полином позволява да се определи амплитудно доминиращия хармоник с период  $2\pi/\bar{x}$  и оценка на точността на приближението чрез остатъчния член от развитието. По-коректно е при анализа на контакта филтрирането да се извърши с отчитане на натоварването в конкретната позиция.

С условията за гладкост на повърхностите техните характеристики се отчитат до отклонения от форма и вълнообразност, като се пренебрегва грапавостта. От практически наблюдения дистанцията между петната е от порядък  $O(10^{-3})$ , на отклоненията от форма -  $O(10^{-5})$  и на грапавостта  $O(10^{-7})$  като абсолютни величини в метри [m], т.е. са съответно ограничени в диапазоните [mm], [10 $\mu$ m], [100nm]. Тези резултати, на база измервания на автора и колеги от ТУ-София, кат. ПТУ, върху нови и сработени направляващи елементи, съответстват и на предписанията по каталожни данни на лагерните производители [каталог INA]. В този смисъл подобна форма за характеризирание на равнодистанциран контакт е приложима както за плъзгащи, така и за търкалящи линейни лагери.

Следователно конструктивната оценка за точността на получената апроксимация на контакта чрез  $\delta(x)$  е с относителна грешка от порядък  $O(10^{-2})$  поне по оста  $x$ , съответно около 1%. Следва да се обърне внимание, че в общата формулировка (1) на  $\delta(x, y)$  изискването за еднозначност е формулирано с оглед моделиране на контакт на относително плъзгащи се повърхнини, т.е. с възможност за относително движение с компонента по общата им тангенциална (теоретична) равнина. В общия случай на статичен контакт то не е задължително, но представлява достатъчно условие към (потенциално) направляваща двойца, доколкото ако поне в една точка не е изпълнено, за преместване е геометрично необходимо първоначално чисто нормално раздалечаване на повърхнините, т.е. регламентиране на друга форма на контакт.

### Контактни сили и еластични характеристики

Полученият модел на равномерен геометричен контакт дава основание контактните реакции между повърхнините да се разглеждат също достатъчно равномерно разпределени в полето на припокриване. Ще бъдат уточнени условията, при които тези реакции могат да се приемат и близки по модул.

При недеформируеми тела е достатъчно приведената притискаща детайлите сила да е с приложна точка в центъра на полето, което най-често се реализира при симетрично спрямо него натоварване. В този случай от геометричните условия за равнодистанциран точков или линеен контакт там се получават статично еднакви реакции.

При деформируеми детайли ще се ограничим до такива с постоянни напречен профил и линейни еластични свойства на материала. Необходимо е притискащата сила да е достатъчно равномерно разпределена по външната (насрещна на контактната) повърхност, а при наличие на обемни сили и плътността да е постоянна - хомогенна структура на материала.

В обоснования модел (12) с уточненията за ограниченост върху  $\varphi(y)$  и производните ѝ са изпълнени в достатъчна степен според модела (15) и условията за постоянство на редуцираните кривини за всяка контактна точка, т.е. еднакви условия за Херцов контакт. Това се вижда от аналогията на допиране на равнина с вълниста повърхност с профил  $\delta$ , за която радиусът на кривина в контактните точки е еднакъв в направлението на движение  $x$ , а при  $\frac{d\varphi}{dy} \rightarrow 0; \forall y$

следва  $\rho_y^* = \infty$ , т.е. линеен съгласуван контакт. С други думи  $\delta$  отразява и редуцираната кривина и следователно определя периодичен (вълнообразен) изотропен Херцов контакт в цялото поле на припокриване.

Това дава основание равнодействащата на реакциите – нормална  $N$  и гранична от триене  $H^0$  за всяка контактна зона да се съсредоточи в нейната геометрична контактна линия. При обща нормална притискаща детайлите сила  $N$  и постоянен за работната зона редуциран коефициент на триене  $\mu$  се получават граничните ѝ стойности:

$$n = \text{int}\left(\frac{l}{\bar{x}}\right)$$

$$N_i = \frac{N}{n} = N \quad \forall i = 1, 2, \dots, n \quad , \quad (16)$$

$$H_i = \mu \cdot N = H^0 \quad \forall i = 1, 2, \dots, n$$

където  $n$  е надлъжният брой контактни зони.

При точков и по ширината на площта на припокриване контакт през среден интервал  $\bar{y} = b/p$ , пълният брой контактни петна е  $n^* = n \cdot p$  и  $N_i, H_i$  се получават като сума от контактните сили  $N_{iy}, H_{iy}$  за всяка ивица с ширина  $\bar{x}$ :

$$p = \text{int}\left(\frac{b}{\bar{y}}\right)$$

$$N_i = \sum_p N_{iy} = p \frac{N}{n^*} = N \quad , \quad (17)$$

$$H_i = \sum_p \mu \cdot N_{iy} = \sum_p H_{iy} = H^0$$

чрез което вълнообразният модел се обосновава и в статичен аспект.

Приложените през равен интервал  $\bar{x}$  сили позволяват равномерна дискретизация през реперните точки, при което, пред вид постоянните  $\bar{x}, \bar{y}, z$  геометрични и физикомеханични  $\{PM\}$  параметри на плъзгача, се формират еднакви деформируеми обеми с идентични еластични свойства. Следователно сеченията през контактните точки са свързани с еднакви еластичности:

$$c_i^{x,z} = c^{x,z}(\bar{x}, \bar{y}, z, \{PM\}) = \text{const} > 0 \quad , \quad (18)$$

$$\forall i = 1, 2, \dots, n$$

приведени по директрисите  $x, z$  на действащите сили (определими като силова реакция на деформируемия еластичен обем на елемента при единично относително преместване на реперните му точки), тъй като  $\bar{x}, \bar{y}, z, \{PM\}$  са константи.

#### Опростяващи предпоставки и граници на приложимост на вълнообразния модел на контакт

Във формулираната геометрична и статична постановка взаимодействието между направляващата и каретата се свежда до равновесие на вълнообразна повърхност с профил  $\delta$  върху

равнина при триене. Преди всичко дори в този аспект комбинираното действие на нормален и тангенциален контактен товар предполага по-сложно напрегнато състояние и съответно условия за преместване на приложната точка на съсредоточената сила от триене върху плъзгача в зависимост от деформациите [2]. Това води до нелинейност от втори вид [4] и до редукция на деформируемата дължина на елемента (скъсяване при опън и удължаване при натиск). Съгласно постановките от линейната теория на еластичността [1] влиянието на тези фактори може да се пренебрегне, още повече че плъзгача се приема натоварен в еластичната зона далеч под границата на пропорционалност и е в сила принципът на суперпозицията.

По същите причини не се отчита промяната в радиуса на кривина в контактните зони при малки деформации. Основание за това е, че той се получава от  $\delta$  и с точност до малки от втори ред е константа. В този смисъл се приемат пренебрежими и не се отчитат нормалните взаимни премествания на плъзгача и направляващата, потенциално възможни при контакт на две вълнисти повърхности. Също така считаме, че силите върху плъзгача – обезпечавачи контакта и реакциите в него – и съответно пълните деформации и премествания в детайлите са такива, че не се получава нов контакт никъде в полето на припокриване.

Така  $\delta$  се приема регламентираща контакта в целия диапазон натоварвания и съответно представлява не само геометричен, а и статичен инвариант на системата. С оглед прецизността на обработване нейната амплитудна стойност  $\delta_m = 2 \cdot \bar{a}$  се счита пренебрежима спрямо дебелината (височината) на каретата, при което еластичностите се определят достатъчно точно само от номиналните размери на елементите при постоянно напречно сечение.

В предложената и обоснована форма (12,15) моделът на вълнообразен контакт практически е едноосен по направление на преместване. В този вид и с последните уточнения категорично не се обхващат множество форми на натоварване и съответно на напрегнато-деформационно състояние. По същество напречното разпределение на натоварванията се привежда като резултантна по оста на надлъжна чувствителност. Полето от

$n \times k$  контактни точки, които са потенциални степени на свобода (при това поне с векторен порядък) се редуцира само до  $n$  скаларни такива. Дори и в ивична по  $\bar{u}$  дискретизация е очевидно, че не се обхващат възможните деформационни състояния.

Следователно в обоснованият компактен вид вълнообразният модел е приложим за анализ на едноосни или верижни форми на еластични системи. Просто адитивно допълване в същия вид и по направление на  $y$  е недостатъчно без поне подобна обосновка, с оценка на влиянието на тангенциалните и торсионни обемни и контактни форми на деформация.

#### Литература

1. **Върбанов Хр.**, Теория на еластичността, Техника, София, 1962
2. **Джонсон К.**, Механика контактното взаимодействие, Мир, Москва, 1989.
3. **Димитров Д.**, Взаимозаменяемост и технически измервания, Техника, София, 1977 .
4. **Пановко Я.**, Механика деформируемого твердого тела, Наука, Москва, 1985
5. **Сандалски Б., М. Лепаров.**Размерен анализ и оразмеряване, Техника, София, 1982
6. **Haessig D. A. and B. Friedland.** On the modelling and simulation of friction, J Dyn Syst Meas Control Trans ASME, 113H31:354–362, September 1991
7. **Sellgren Ulf, Ulf Olofsson,** A Frictional Model for the Micro-SlipRange, NAFEM97

## ON THE GEOMETRICAL AND MECHANICAL VALIDITY OF A CORRUGATED MODEL OF SMOOTH CONTACT BETWEEN SURFACES FOR ASSESSMENT OF SINGLE-AXIS DEFORMATION STATE

**Lachezar KOCHEV**

Department "OTSK", Technical University - Sofia, Bulgaria e-mail: [lkochev@tu-sofia.bg](mailto:lkochev@tu-sofia.bg)

**Abstract:** The conditions and requirements to the analytical model of corrugated smooth contact between surfaces are considered. Generalized analytical form, the characteristics of which are determined by geometrical, mechanical and functional conditions without defining separately geometry of the surfaces, is proposed and validated. The model is specified for assessment of longitudinal strain state in a uniform discretization.

**Keywords:** corrugation, contact mechanics, the contact interaction





## ПРОЕКТ СТЕНДА ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА УПРАВЛЕНИЯ ОДНОКОВШОВЫМ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ЭКСКАВАТОРОМ

Петр ПОБЕГАЙЛО Евгения АРТЕМЬЕВА Александр СИНЁВ

ИМАШ им. Благодравова А.А. РАН, Россия

e-mail: [petrp214@yandex.ru](mailto:petrp214@yandex.ru)

**Резюме:** В настоящей работе кратко описан проект стенда для моделирования процесса управления одноковшовым гидравлическим экскаватором. Приведен перечень задач, которые могут быть рассмотрены с помощью этого стенда в первую очередь.

**Ключевые слова:** одноковшовый гидравлический экскаватор, испытательный стенд

В Институте Машиноведения имени А.А. Благодравова Российской Академии Наук ведется работа над созданием стенда (рис. 1 и 2) для моделирования процесса управления одноковшовым гидравлическим экскаватором прямого копания. При некоторых конструктивных изменениях стенд позволяет изучать процесс управления выдвиганием шасси самолета.

Актуальность данного исследования доказывает все возрастающим спросом на одноковшовые гидравлические экскаваторы отечественной добывающей промышленностью. Сегодня этот спрос во многом удовлетворяется за счет импорта. Очевидно, что нужно с этим бороться и выпускать современные отечественные машины данного класса, что позволит и экономить средства предприятий, и повысить безопасность России.

Стенд (рис. 1 и 2) состоит из двух частей – привода с системой управления и рабочего оборудования.

Управление стендом осуществляет оператор с помощью джойстика (предполагается использование джойстиков различных конструкций, в частности выполненного на базе параллельной кинематики). Сигнал управления от джойстика подается на насос переменной производительности. Насос же в свою очередь обеспечивает работу гидроцилиндров. В отличие от традиционного подхода принятого в экскаваторостроении в стенде применен один общий насос на все исполнительные гидроагрегаты. Предполагается проверить – подходит ли такое конструктивное решение для экскаваторов, так же как оно пошло в авиации [1 и др.] и станкостроении [2 и др.].

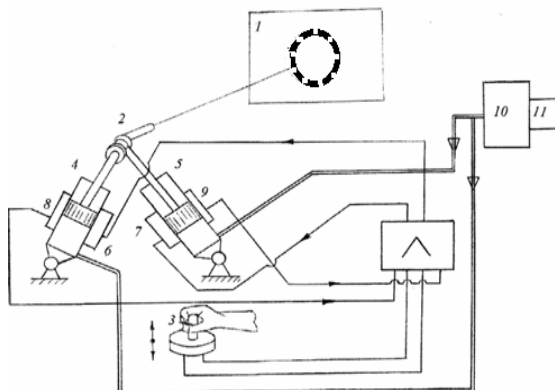
На рисунке 2 представлено рабочее оборудование разрабатываемого стенда (привод не показан).

На этом рисунке мы видим двухзвенный плоский манипулятор имитирующий рабочее оборудование мощного гидравлического экскаватора прямого копания без ковша. Привод элементов осуществляется двумя гидроцилиндрами. Неподвижный шарнир А вращательный, будем называть его пятой. Шарнир В также вращательный, соединяет звенья АВ и ВС. Точка С – концевая (там должен в будущем крепиться ковш). На углы перемещения звеньев наложены ограничения (основную систему координат мы изобразили на рисунке 2). А именно: звено АВ может находиться в 1 или 4 квадранте (угол  $\alpha$ ), причем крайних границ достигнуто быть не может (девятью и двести семьдесят градусов). Звено ВС характеризуется углом  $\beta$ , он всегда больше нуля, меньше ста восьмидесяти, отсчитывается от звена АВ против часовой стрелки.

Особое место тут занимает вопрос о длинах элементов АВ и ВС, и т.п. За основу может быть взято известное рабочее оборудование с соответствующим уменьшением масштаба.

Гидроцилиндры играют в нашем стенде важнейшую роль. В частности очень интересен вопрос об их установке. Как относительно звеньев АВ и ВС, так и относительно друг друга. На рисунке 1 выбран первый вариант – конец штока гидроцилиндра РV совпадает с началом поршня второго гидроцилиндра РК (пока мы не учитываем возможность установки гидроцилиндров в стороне от отрезков АВ и ВС).

Причем гидроцилиндры расположены снизу рабочего оборудования, что соответствует так называемой базовой кинематической схеме рабочего оборудования рассматриваемых экскаваторов [3 и др.]. В дальнейшем предполагается варьирование координатой как точки Р (пока в середине отрезка АВ), так и размыканием указанных гидроцилиндров. Возможно и расположение одного гидроцилиндра сверху рабочего оборудования. Так же как и точка А – начало первого гидроцилиндра в точке V закреплено и является вращательным шарниром. Раздельное выдвижение или выдвижение штоков перемещает звено АВ относительно точки А и звено ВС относительно точки В. Траектории всех точек звена АВ это окружности с разным радиусом относительно точки А. Тоже самое со вторым звеном, центры радиусов точка В. При совместном движении гидроцилиндров траектории второго звена приобретают более сложный характер (в первую очередь относительно пяты стрелы).



1 - экран, 2 - лазерная указка, 3 - джойстик, 4,5 - гидроагрегаты, 6,7 - гидроусилители агрегатов, 8,9 - потенциометры агрегатов, 10 - насос переменной производительности, 11 - приводной электродвигатель

рис.1 Первая схема стенда

В точку Р нами установлена лазерная указка. Она установлена перпендикулярно рисунку 2 (на рис. 1 ее видно лучше). Луч указки выведен на доску, где перемещения этого луча совпадают с траекторией точки Р. Возможны и иные расположения указки (или указок), но возникают сложности с физической интерпретацией получаемых траекторий.

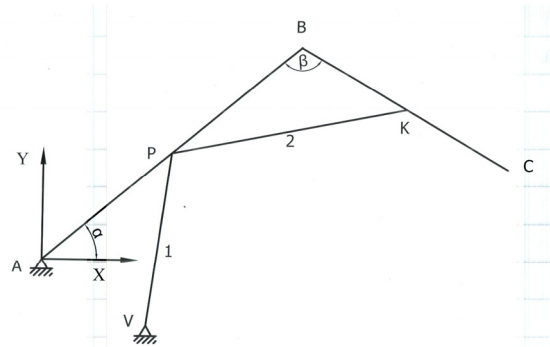


рис.2 Вторая схема стенда

На данном стенде могут быть поставлены многие исследовательские задачи. Укажем лишь некоторые из них (кое какие варианты исследований указаны нами ранее). Это:

- исследование траекторий всех основных точек в основной системе координат в зависимости от различных режимов работы гидроцилиндров;
- поиск такого рационального расположения креплений гидроцилиндров (их характеристик) и геометрии рабочего оборудования, чтобы точка С описывала в границах рабочей зоны (или в необходимом фрагменте рабочей зоны) потребные траектории (например прямые);
- оценка точек рабочей зоны на предмет их «особенностей»;
- влияние статических нагрузок (веса звеньев) на рассматриваемую систему, вопросы уравнивания;
- исследование получаемых при этом скоростей и ускорений всех основных точек (с выходом на учет характеристик насосов или насоса) рабочего оборудования;
- измерение усилий на штоках гидроцилиндров и давлений в полостях гидроцилиндров (давлений на выходе насоса и т.п.);
- исследование способа соединения трубопроводов гидросистемы с гидроцилиндрами (последовательно или параллельно);
- оценка колебаний системы «рабочее оборудование – гидропривод» при резком разгоне точки С сверху вниз с ее резким торможением (в точке С необходимо будет добавить некоторый вес, сопоставимый с весом ковша с грунтом);
- формирование требований к стенду с добавлением третьего звена (имитатор ковша);

- формирование требований к системе управления и работе оператора (построение циклограммы работы гидроцилиндров для обеспечения наилучших траекторий точки С и т.п.).

Отдельной не менее интересной задачей является проблема биомеханики ручного управления оператором экскаватора. Сейчас мы лишь наметим общую постановку такой задачи.

Для оператора задача управления экскаватором представляет точностное зрительно-моторное отслеживание, которое, по-видимому, можно рассматривать как кинематическую двигательную задачу биомеханики. Ее решение в целом имеет ряд ограничений. Ведущим среди них является многомерность системы рабочей конечности и рычага управления (джойстика в конкретном случае), поскольку только верхняя конечность человека обеспечивает 27 степеней свободы, независимо от выбора системы координат [4 и многие др.]. Очевидно, что создание универсальной биомеханической модели с таким большим числом независимых движений, реализуемых отдельными силовыми источниками (мышцами), затруднительно. Однако, биомеханический подход, основанный на экспериментальном определении линейных и угловых перемещений, скорости и ускорения, радиуса кривизны и поверхности движения и др., вполне реализуем для решения конкретных двигательных задач и получения кинематических характеристик, требуемых для решения прямой кинематической задачи управления системой.

Задача согласования механических характеристик двигательной системы оператора и задающего технического устройства, согласно ряду публикаций (см., например [5]), не имеет общего решения и базируется на экспериментальном материале конкретных исследований. Очевидно, что эффективность функционирования системы оператор-манипулятор зависит от согласованности кинематических, динамических, энергетических и точностных характеристик оператора и задающего устройства манипулятора, от степени сохранения во время работы двигательных стереотипов оператора. Для уточнения характеристик систем управления экскаватором и аккуратного сопряжения системы “человек-машина” предполагается изучение биомеханических характеристик движений кисти руки при различных

способах захвата и перемещения рукоятки джойстика. Для решения прямой кинематической задачи недостаточно сведений из эргометрических справочников. На основе знаний об угловых движениях кисти руки возможно создание методов синтеза кинематических параметров задающих устройств манипуляторов, как например [6].

Наиболее адекватным решением проблемы оценки точности управления предлагаемой системы, представляется использование имитационной компьютерной модели. На стенде в условиях вибрации, оператор выполняет тестовые задачи двигательного управления, реализуемого с помощью разрабатываемого электрогидравлического имитатора. Данный подход направлен на оценку устойчивости поведения системы “человек-машина” при изменениях в работе как зрительной, так и моторной систем, вызванных вибровоздействиями. Анализ механизмов двигательной регуляции на компьютерной модели управления односуставным движением человека путем сдвига равновесной точки [7] позволит уточнить природу вибрационных влияний на моторный контроль.

#### Литература

1. **Башга Т.М.** Гидравлические приводы летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1967. 496 с.
2. **Свешников В.К.** Станочные гидроприводы: справочник. М.: Машиностроение, 2008. 640 с.
3. **Мельников Н.Н., Неволин Д.Г., Скобелев Л.С.** Технология применения и параметры карьерных гидравлических экскаваторов / Отв. ред. Мельников Н.Н. Апатиты: Кольский научный центр РАН, 1992. 220 с.
4. **Бернштейн Н.А.** Биомеханика и физиология движений: избранные психологические труды. Под ред. В.П. Зинченко. М.: Издательство Московского психолого-социального института; Воронеж: Издательство НПО «МОДЭК», 2008. 688 с.
5. **Enes A.R.** Shared control of hydraulic manipulators to decrease cycle time. PhD Diss. Georgia Institute Technology, USA, 2010. 197 p.
6. **Филиппов О.А.** Кинематический синтез задающих устройств манипуляторов, согласующихся с движениями руки оператора: Дисс. ... канд. техн. наук. М., 1983. 148 с.
7. **Артемьева Е.Н., Карпушкин В.В., Чернавский А.В.** Компьютерное моделирование односуставного движения конечности на основе принципа равновесной точки // Биофизика, Т. 43, 1998. с. 545 – 554.

## EXPERIMENTAL SETUP FOR MODELING HYDRAULIC EXCAVATOR DRIVING

**Petr POBEGAILO Evgenia ARTEMIEVA Aleksandr SINIOV**

Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Russia

e-mail: [petrp214@yandex.ru](mailto:petrp214@yandex.ru)

**Abstract:** The stand for investigation of accuracy of manual control of excavator simulator is presented. Controlling this system by means of the joystick not only facilitates the operator's job, but also increases the maneuvering ability and accuracy of the object positioning. To study this assumption a special simulating bench, which includes a single hydraulic pump for each hydraulic circuit, is described. To link the "machine-operator" system a biomechanics approach is required. It can be carried out with help of developed simulating bench.

**Keywords:** hydraulic excavator, experimental setup

## УСТОЙЧИВОСТ И БЕЗОПАСНОСТ ПРИ РАБОТА С АВТОМОБИЛНИ КРАНОВЕ

**Красимир КРЪСТАНОВ**

катедра „Подемно-транспортни и строителни машини и системи”,  
Висше Транспортно Училище „Тодор Каблешков” - София, България  
e-mail: [kkrastanov@vtu.bg](mailto:kkrastanov@vtu.bg)

**Резюме:** Автомобилните кранове са кранове от стрелови тип, които се характеризират с голяма маневреност и транспортна скорост. Те позволяват бързо и лесно пренастройване от транспортно в работно положение и са независими от енергийните източници. Практиката показва, че основна причина при аварии с автомобилни кранове е загубата на устойчивост на крана.

Предложена е осъвременена методика за пресмятане устойчивостта на автомобилните кранове, съобразена с новите европейски нормативни изисквания относно устойчивостта на товароподемни кранове.

**Ключови думи:** автомобилни кранове, безопасност, устойчивост

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Автомобилните кранове се използват за механизирани на товарни и разтоварни работи на превозни средства; монтажни работи на технологични, строителни, подемно-транспортни и други машини; складови операции в открити складове за метали и строителни конструкции и др.[1].

Практиката показва, че основна причина при аварии с автомобилни кранове е загубата на устойчивост на крана.

Целта на настоящата работа е да се предложи методика за пресмятане устойчивостта на автомобилни кранове, съобразена с новите европейски нормативни изисквания [4] относно устойчивостта на товароподемни кранове.

### 2. УСТОЙЧИВОСТ НА АВТОМОБИЛНИ КРАНОВЕ

Автомобилните кранове са свободно стоящи кранове, устойчивостта на които срещу преобръщане се обезпечават от тяхното собствено тегло. Центърът на тежестта на повдигнатия товар се намира извън опорния контур на крана, вследствие на което товара се явява преобръщащо натоварване.

Устойчивост на крана се нарича способността да противодейства на силите, стремящи се да го преобрънат.

Различават се товарна и собствена устойчивост на крана.

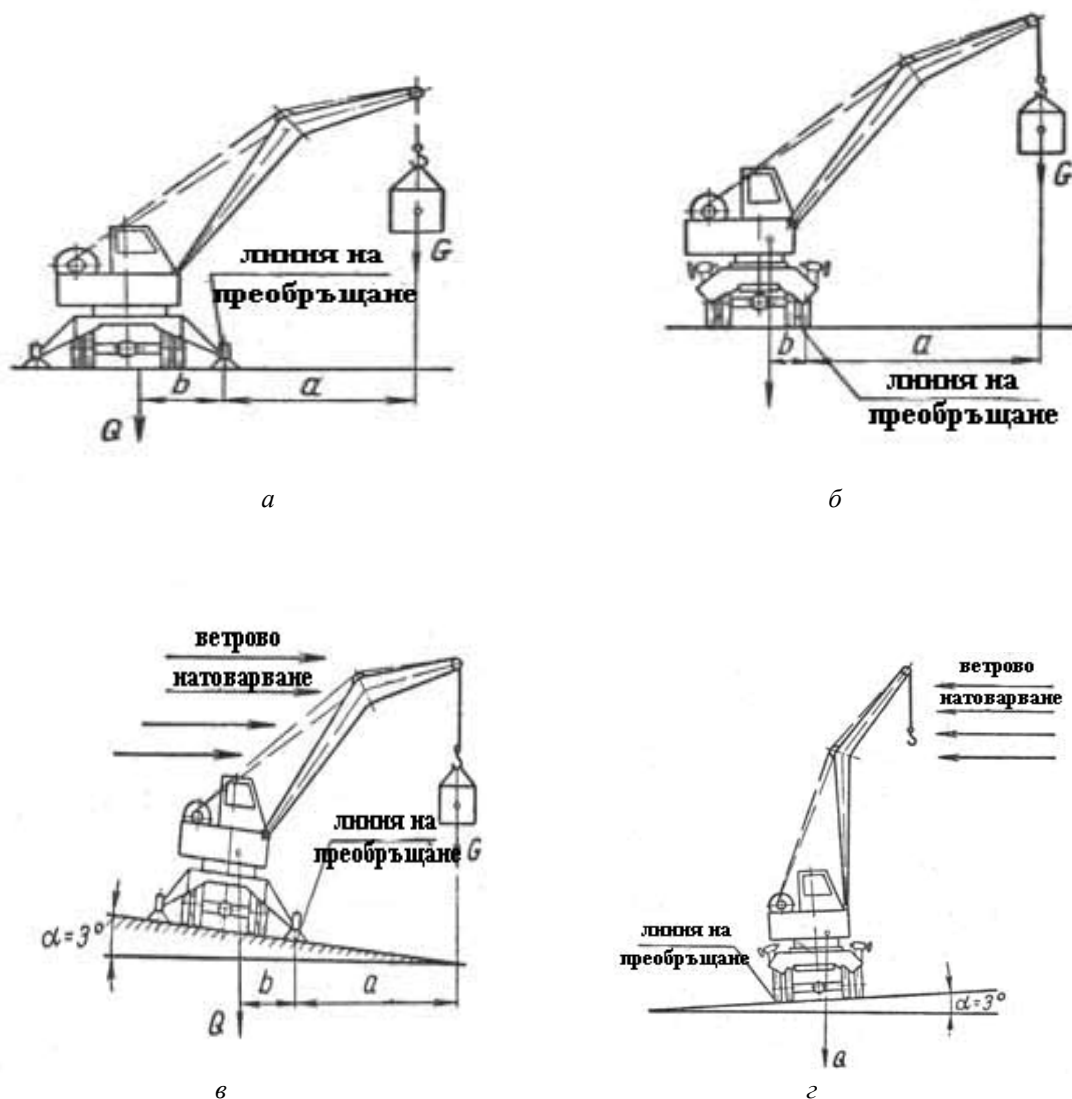
Товарната устойчивост най-често се определя при положение на стрелата на крана перпендикулярно на линията на преобръщането с най-голям работен товар (фиг.1 а и б), а също и под ъгъл  $45^0$  (в план) с отчитане на всички допълнителни натоварвания (ветрово натоварване, инерционни сили, възникващи при пускане и спиране на механизмите за вдигане на товара, завъртане и придвижване на крана и влиянието на най-големия допустим при работа на крана наклон – фиг.1 в).

Собствената устойчивост се определя при положение на стрелата на крана на най-малък обсег без товар перпендикулярно на линията на преобръщане и при най-неблагоприятно положение на крана относно действието на ветровото натоварване и влиянието на най-големия допустим наклон (фиг.1 г). Устойчивостта на крана се характеризира с коефициента на устойчивост  $k_y$ , който се определя като отношение на възстановяващия момент  $M_g$  към преобръщащия момент (сумата от моментите на силите преобръщащи крана) -  $M_o$ .

$$k_y = \frac{M_g}{M_o} \quad (1)$$

Възстановяващият момент се определя като произведение на собственото тегло на крана  $G_{кр}$ .

по разстоянието  $b$  от центъра на тежестта на крана до линията на преобръщането (фиг. 1 а,б,в).



фиг.1 Схеми за пресмятане на устойчивостта на автомобилни кранове при работа с опори (а, в) без опори (б,г) и при наклон (в,г)

$$M_a = G_{кр.} \cdot b \quad (2)$$

$$M_o = Q \cdot a \quad (3)$$

Преобръщаният момент  $M_o$  се определя, като произведение от теглото на повдигнатия товар  $Q$  по разстоянието  $a$  от центъра на тежестта на товара до линията на преобръщане на крана. (фиг. 1 а, б, в):

В съответствие с действащите правила и нормативни изисквания за безопасна експлоатация на товароподемни машини, коефициентът на товарна или собствена устойчивост на крана трябва да бъде не по-малък или равен на 1,4, т.е. необходимо е, стойността на възстановяващия



момент  $M_g$  да превишава преобръщащия момент  $M_o$  най-малко с 40 %.

Освен теглото на товара, преобръщащите натоварвания включват също инерционните сили, възникващи при спиране или спускане на товара или стрелата; центробежна сила, появяваща се при въртене на крана; вятър, когато действа в посоката, в която действа преобръщащия товар. С отчитане на всички допълнителни натоварвания коефициента на устойчивост  $k_y$  трябва да бъде не по-малък от 1,15.

Устойчивостта на крана инсталиран на наклонена площадка (наклон), съответно намалява, тъй като намалява  $M_g$ , вследствие съкращаване разстоянието  $b$  от центъра на тежестта на крана до линията на преобръщане (виж фиг.1 в).

Отчитайки всичко това, за намаляване на допълнителните преобръщащи натоварвания, трябва всички движения при работа на крана да се изпълняват плавно, а при работа на крана на наклон, следва изнасящите се опори да се поставят така, че ъгълът на наклон да не превишава  $3^0$ . Освен това ако почвата е мека е необходимо задължително под опорите да се поставят дървени подпори за да се гарантира устойчивостта.

### 3. ПРЕСМЯТАНЕ УСТОЙЧИВОСТТА НА КРАНА

Съгласно действащите у нас нормативни документи и отчитайки изискванията на новите европейски нормативни документи относно гарантиране устойчивостта на товароподемни кранове [4], коефициента на устойчивост се пресмята за три случая [1] :

- Кран на хоризонтална площадка, натоварен само с гравитационни сили (теглото на товара и крана) – фиг.1 а,б

$$k_y = \frac{M_G}{M_o} \geq 1,4 \quad (4)$$

където:  $M_G$  е задържащият момент от теглото на крана;  $M_o$  - преобръщащият момент от теглото на номиналния товар;

- Кран на наклонена площадка, натоварен с гравитационни инерционни и ветрови сили

$$k_y = \frac{M_G + \Delta M_s - \Delta M_k}{M_o} \geq 1,15 \quad (5)$$

където:  $\Delta M_s$  е допълнителният задържащ момент от инерционните сили на крана;  $\Delta M_k$  - допълнителният преобръщащ момент от инерционните, ветровите и други сили, действаща на крана – фиг.1,в.

- Кран на наклонена площадка без товар на куката (кран в неработно положение), натоварен с ураганен вятър в неблагоприятна посока – фиг.1 г.

$$k_y \geq 1,15 \quad (6)$$

За пресмятане на коефициентите на устойчивост, масите на крана и на товара се вземат умножени със съответния частен коефициент на сигурност за отделните изчислителни комбинации – таблица 1 [4]. За проверката на устойчивостта са заложили 9 изчислителни комбинации: А1 – регулярни натоварвания; В1 – нерегулярни натоварвания и седем специални натоварвания - С2, С3, С7 ÷ С11 – таблица 2.

### 4. УСТОЙЧИВОСТ И БЕЗОПАСНОСТ ПРИ РАБОТА С АВТОМОБИЛНИ КРАНОВЕ

Преди работа се съблюдават следните важни аспекти:

- Площадката на която ще работи кранът, трябва да бъде подравнена, а при необходимост и заздравена. Не се допуска да се работи на терен с наклон по-голям от указания в паспорта от завода-производител на автокрана. Ако този наклон не е указан, с автокрана да не се работи при наклон на терена по-голям от 3 градуса;

- Площадката трябва да бъде разчистена и удобна за маневриране.

- Преди пускането на крана в работа, краниста е задължен да провери: състоянието на въжетата; да обърне особено внимание на свързването на стрелата с въртящата се част на крана, на свързването на секциите на стрелата; закрепването на въжетата към барабана на лебедката и на други места и състоянието на стабилизаторите.

Табл. 1 Натоварващи комбинации и частни фактори на безопасност за доказване на устойчивост срещу преобръщане

Видове натоварвания	Натоварвания $f_i$		фактор $\gamma_p$	A1	A2	фактор $\gamma_p$	B1	фактор $\gamma_p$	C2	C3	C4	C6	C7	C8	C9	C10	C11	
Регулярни и натоварвания	Неблагоприятни ефекти на нетно тегло	Тегло определено чрез пресмятане	1,16	1	1	1,1	1	1,05	1		1	1	1	1	1	1	1	
		Тегло определено чрез преценка	1,1	1	1	1,05	1	1,0										
	Неблагоприятни ефекти на нетно тегло		1,0	1	1	1,0	1	1,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	Маса на повдигнатия товар		1,22	1	Ø <sub>3</sub>	1,16	1	1,1	-	-	1	1	Ø <sub>ML</sub>	Ø <sub>9</sub>	1	1	-	
	Инерционни сили от задвижващите механизми	Всички движения взети под внимание	1,22	1	1	1,16	1	1,1	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-
	Преместване		1.1	1	1	1,05	1	1,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	Нерегулярни и натоварвания	Дейности породени от	Вятър в работно състояние	-	-	-	1,16	1	1,1	-	1	-	-	-	-	-	-	1
влиянието на времето		Натоварвания от сняг и обледяване	-	-	-	1,16	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

Специални натоварвания	Вятър в неработно състояние	-	-	-	-	-	1,1	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Изпитателен товар	-	-	-	-	-	1,1	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-
	Удар в буфер	-	-	-	-	-	1,1	-	-	1	-	-	-	-	-	-	-
	Задвижващи сили дължащи се на аварийно спиране	-	-	-	-	-	1,1	-	-	-	1	-	-	-	-	-	-
	Задвижващи сили дължащи се на повреда в механизъм	-	-	-	-	-	1,1	-	-	-	-	-	-	-	1	-	-
	Предизвикани от поддръжката на крана	-	-	-	-	-	1,1	-	-	-	-	-	-	-	-	1	-

Табл. 2 Изчислителни комбинации за проверка на устойчивостта

Изчислителни комбинации	Описание
A1	Натоварвания от вдигане и движение
B1	Трябва да се предвиди влиянието на вятъра в работно състояние и други атмосферни въздействия.
C2	Кран в неработно състояние, вятър в неработно състояние и други атмосферни въздействия
C3	Изпитване на крана; Ефекти от различни движения се комбинират както е от значение за процедурата за изпитване.
C7	Натоварванията дължащи се от защита от претоварване от товар.
C8	Кран с неволна загуба на натоварване от вдигнат товар
C9	Кран с вдигнат товар и натоварвания от отказ на механизъм
C10	Кран с вдигнат товар и натоварвания от външно въздействие върху опорите
C11	Кран по време на монтаж, демонтаж и транспорт

Устойчивостта при работа на автомобилните кранове е важен елемент за безопасността при експлоатацията им. Недобрата устойчивост е един от ключовите фактори за сериозни инциденти с автомобилни кранове.

Пример за загуба на устойчивост по време на работа и последващо счупване на секция от телескопичната стрела може да бъде даден с автомобилен кран Liebherr, собственост на ДП ТСВ и с товароподемност  $Q=90\text{ t}$  [6] - фиг.2.

Причина за загубата на устойчивост е недоброто изчисляване на налягането на стабилизаторите и недоброто им разполагане на земната основа. По време на снемане на противотежести от кула кран с използване на автокран Liebherr се получава подаване на земната основа и поради това, че с автокрана се оперира странично се получава загуба на устойчивост и той се обръща падайки на стрелата при което се изкривяват секции от телескопичната стрела.



Фиг.2. Автомобилен кран Liebherr повреден по време на работа, поради изгубване на устойчивост

Редица производители на автомобилни кранове дават в своите каталози информация относно максималното налягане върху почвата, което се прилага от стабилизаторите при максимален капацитет в зависимост от диапазона на стабилност съобразно товарната им диаграма.

Таблица 3 представя максималното допустимо налягане според вида на почвата [5].

Табл. 3 Максимално допустим земен натиск за различни земни условия

Тип почва	Максимално допустимо натоварване на почвата, $P_{max}$ (kN/m <sup>2</sup> )
Твърда скала	2000
Глинести и пясъчливи скали	800
Уплътнен чакъл (с до 20% пясък)	400
Асфалт	200
Уплътнен пясък	200
Твърда глина (суха)	200
Мека глина (суха)	100

Рохкав пясък	100
Мокра глина	по-малко от 100

Съществено за безопасността при експлоатация на тези кранове е, че радиалното преместване на товара (кука с товар) може да става само едноръчно – от голям към малък радиус, т.е не е позволено да се спуска стрелата, когато на куката е окачен товар.

Задължително условие за безопасна експлоатация е при даден обем теглото на товара да не надвишава посоченото в товарната диаграма, тъй като в противен случай има опасност кранът да загуби устойчивост (да се преобърне).

## 5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. При пресмятане на коефициента на устойчивост са отчетени новите нормативни европейски изисквания за пресмятане устойчивостта на товароподемни кранове.

2. Открити са основните причини, които могат да доведат до загуба на устойчивост при автомобилни кранове и съответните мерки за тяхното предотвратяване.

### Литература

1. Дивизиев В., И.Коларов, М.Проданов, П.Караиванов „Подемно-транспортни машини и системи”, Техника, 1993 г.
2. БДС 14621-78 „Кранове товароподемни от стрелови тип – пресмятане на устойчивост против катурване”
3. Александров М.П. Грузоподъемные машины, „Висшая школа”, М., 2000
4. EN 13001-2:2011 - Crane safety - General design - Part 2: Load actions
5. Mobile crane - Code of Practice 2006 “Workplace Health and Safety Queensland Department of Justice and Attorney-General” 2006
6. www.tsv-bg.com - данни от ДП „ТСВ”
7. <http://www.kran4ik.ru/ustojchivost-avtomobilnyh-kranov.html>

## STABILITY AND SAFETY OF MOBILE CRANES

**Krasimir KRASTANOV**

Department „Material handling and construction machines”

Todor Kableshkov University of Transport , Sofia, Bulgaria

e-mail: [kkrastanov@vtu.bg](mailto:kkrastanov@vtu.bg)

**Abstract:** Mobile cranes are jib cranes characterized by high maneuverability and transport speed. They allow quick and easy readjustment from transport to working position and are independent of energy sources. Practice shows that the major cause of mobile cranes accidents is the loss of stability of the crane.

There is proposed an updated methodology to calculate the stability of mobile cranes consistent with the new European regulations concerning the sustainability of cranes.

**Keywords:** mobile cranes, safety, stability



## ПРОСТРАНСТВЕНИ ПРИНУДЕНИ ТРЕПТЕНИЯ НА ЛЕК АВТОМОБИЛ ОТ ДВИГАТЕЛЯ, ОТ ВЕНТИЛАТОРА С ЕЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ НА ОХЛАЖДАЩАТА СИСТЕМА И ОТ НЕРАВНОСТИТЕ НА ПЪТНОТО ПЛАТНО

Валентин БАЧЕВ

катедра „Машиностроене и уредостроене”, Технически университет - София, филиал Пловдив, България  
e-mail: [abc4@abv.bg](mailto:abc4@abv.bg)

**Резюме:** В статията е описано математично моделиране на принудени от двигателя, от вентилатора с електродвигателя на охлаждащата система, от неравностите на пътното платно нелинейни пространствени трептения на лек автомобил в тримерното пространство с методите на матричната механика. Създаден е динамичен модел на лек автомобил, разглеждан като механична система, състояща се от 15 идеално твърди тела, с 39 степени на свобода. Отчетени са масовите, инерционните и геометричните характеристики на отделните тела и еластичните свойства на връзките между тях. След определяне на кинетичната и потенциалната енергии на механичната система е съставена системата от диференциални уравнения, описваща принудените нелинейни пространствени трептения на механичната система.

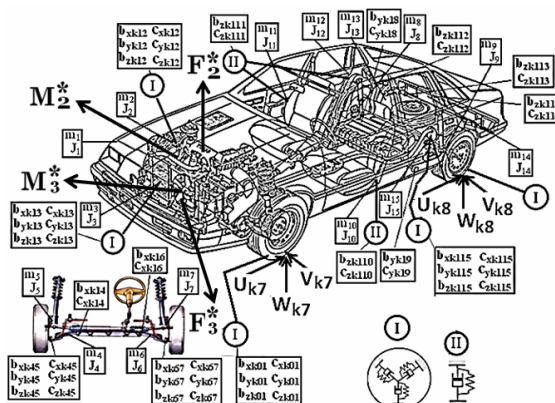
**Ключови думи:** матрична механика, динамика, принудени трептения, автомобили

### 1. СМУЩЕНИЯ НА ЛЕК АВТОМОБИЛ ОТ СИЛИ И МОМЕНТИ, ПОРОДЕНИ ОТ РАБОТАТА НА ДВГ

Динамичният модел на лек автомобил с 39 степени на свобода е дефиниран с вектора на обобщените координати

$$\mathbf{q} = [x_1 \ y_1 \ z_1 \ \theta_{x1} \ \theta_{y1} \ \theta_{z1} \ x_2 \ y_2 \ z_2 \ \theta_{x2} \ \theta_{y2} \ \theta_{z2} \ x_3 \ y_3 \ z_3 \ \theta_{x3} \ \theta_{y3} \ \theta_{z3} \ \theta_{x4} \ \theta_{y4} \ \theta_{z4} \ \theta_{x5} \ \theta_{y5} \ \theta_{z5} \ \theta_{x6} \ \theta_{y6} \ \theta_{z6} \ \theta_{y7} \ \theta_{z7} \ \theta_{y8} \ \theta_{y9} \ z_{10} \ z_{11} \ z_{12} \ z_{13} \ z_{14} \ x_{15} \ y_{15} \ z_{15} \ \theta_{x15} \ \theta_{y15} \ \theta_{z15}]_{(39 \times 1)}^T \quad (1)$$

При работа на ДВГ трябва да се отчете влиянието на силите и моментите, които възникват от: налягането на работното вещество в цилиндъра на двигателя, инерционните сили от възвратно – постъпателно, равнинно и ротационно движещите се маси, и от неуравновесени движещи се маси [1]. За удобство силите се изразяват като функция от ъгъла на завъртане на колянвия вал  $\alpha$  и се разглеждат за един работен цикъл. За четиритактовите двигатели един работен цикъл се извършва за две завъртания на колянвия вал, а за двутактовите двигатели – за едно завъртане. Смущаващата сила  $F_2^*$  на ДВГ е равна на [1]:



фиг.1 Динамичен модел на лек автомобил

$$F_2^* = \text{Re} \left( \gamma_{F_2} \sum F_{k2}^* e^{ik\alpha} \right), \quad k = 1, \dots, n, \quad (2)$$

където  $F_{k2}^*$  е вектор на амплитудата на  $k$ -тия хармоник,  $\gamma_{F_2}$  е коефициент.

За  $k$  са в сила уравненията:

$$k = \begin{cases} s \cdot j & \text{– за четиритактов двигател} \\ \frac{s \cdot j}{2} & \text{– за двутактов двигател} \end{cases}, \quad (3)$$

където  $s$  е брой на цилиндрите,  $j = 1, 2, \dots, n$ .

Векторът на смущаващата сила се проектира на осите на правоъгълна Декартова координатна система и записът му в матричен вид е [1]:

$$\mathbf{F}_2^* = [\mathbf{F}_{2x}^* \quad \mathbf{F}_{2y}^* \quad \mathbf{F}_{2z}^*]^T \quad (4)$$

Смущаващият момент от газовите сили  $\mathbf{M}_r^*$ , разложен в ред на Фурие, е равен на:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_r^*(\alpha, \dot{\alpha}) &= \mathbf{M}_0^*(\dot{\alpha}) + \mathbf{M}_1^* \cdot \sin(\alpha + \varphi_1) + \\ &+ \mathbf{M}_2^* \cdot \sin(\alpha + \varphi_2) + \dots = \\ &= \mathbf{M}_0^* + \sum \mathbf{M}_k^* \cdot \sin(k \cdot \alpha + \varphi_k), \quad k = 1, \dots, \infty \end{aligned} \quad (5)$$

Смущаващият момент  $\mathbf{M}_2^*$  на ДВГ е равен на:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_2^* &= \text{Re}(\gamma_{M2} \sum \mathbf{M}_{k2}^* e^{ik\alpha}); \quad k = 0, \dots, n; \\ \mathbf{M}_0^* &= \mathbf{M}_0^*(\dot{\alpha}) \end{aligned} \quad (6)$$

където  $\mathbf{M}_{k2}^*$  е вектор на амплитудата на  $k$ -тия хармоник,  $\gamma_{M2}$  е коефициент.

Векторът на смущаващия момент се проектира на осите на правоъгълна Декартова координатна система и записът му в матричен вид е равен на [1]:

$$\mathbf{M}_2^* = [\mathbf{M}_{2,x}^* \quad \mathbf{M}_{2,y}^* \quad \mathbf{M}_{2,z}^*]^T \quad (7)$$

## 2. СМУЩЕНИЯ НА ЛЕКИЯ АВТОМОБИЛ ОТ СИЛИ И МОМЕНТИ, ПОРОДЕНИ ОТ РАБОТАТА НА ВЕНТИЛАТОРА С ЕЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ НА РАДИАТОРА С ОХЛАЖДАЩА ТЕЧНОСТ

При работа на вентилатора с електродвигателя (ВЕД) на радиатора с охлаждаща течност трябва да се отчете влиянието на силите и моментите, които възникват от инерционни сили на ротационно движещите се маси и от неуравновесени маси. Причините за възникване на силите имат променлив характер. За удобство силите се изразяват като функция от ъгъла  $\alpha$  на завъртане на вала на електродвигателя и се разглеждат за един оборот.

Смущаващата сила  $\mathbf{F}_3^*$  на ВЕД е равна на [1]:

$$\mathbf{F}_3^* = \text{Re}(\gamma_{F3} \cdot \mathbf{F}_{k3}^* e^{i\alpha}), \quad (8)$$

където:  $\mathbf{F}_{k3}^*$  е вектор на амплитудата на  $k$ -тия хармоник,  $\gamma_{F3}$  е коефициент.

Векторът на смущаващата сила се проектира на осите на правоъгълна Декартова координатна система и записът му в матричен вид е [1]:

$$\mathbf{F}_3^* = [\mathbf{F}_{3x}^* \quad \mathbf{F}_{3y}^* \quad \mathbf{F}_{3z}^*]^T \quad (9)$$

Смущаващият момент  $\mathbf{M}_3^*$  на ВЕД е равен на:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_3^* &= \text{Re}(\gamma_{M3} \cdot \mathbf{M}_{k3}^* e^{ik\alpha}), \quad k = 0, 1; \\ \mathbf{M}_0^* &= \mathbf{M}_0^*(\dot{\alpha}) \end{aligned}, \quad (10)$$

където  $\mathbf{M}_{k3}^*$  е вектор на амплитудата на  $k$ -тия хармоник,  $\gamma_{M3}$  е коефициент.

Векторът на смущаващия момент на ВЕД се проектира на осите на правоъгълна Декартова координатна система и записът му в матричен вид е равен на:

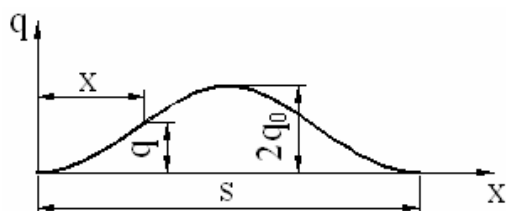
$$\mathbf{M}_3^* = [\mathbf{M}_{3x}^* \quad \mathbf{M}_{3y}^* \quad \mathbf{M}_{3z}^*]^T \quad (11)$$

## 3. СМУЩЕНИЯ НА ЛЕКИЯ АВТОМОБИЛ ОТ НЕРАВНОСТИТЕ НА ПЪТНОТО ПЛАТНО

Профилът на пътя може да се представи детерминирано или статистически.

При детерминирано представяне профила на пътя се разглежда или като неравност с вълнообразен хармоничен профил, или като единична неравност, която има дължина, височина, форма и честота на повторение. Тъй като радиусът на колелото на автомобила е значително по-голям от височините на неравностите на пътя и еластичната деформация на гумата изглажда неравностите, профилът на последните може да се представи чрез синусоида [6] (фиг.2). За текуща координата  $x$  на пътя уравнението на профила на неравността е равно на:





Фиг. 2 Профил на пътна неравност

$$q = q_0 \cdot \left[ 1 - \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{x}{s}\right) \right] \quad (12)$$

където  $s$  е дължина на неравността,  $q_0$  е амплитуда на неравността.

При равномерно движение на автомобила със скорост  $v$

$$x = v \cdot t, \quad (13)$$

и за (12) се получава:

$$q = q_0 \cdot \left[ 1 - \cos\left(2 \pi \cdot \frac{v}{s} \cdot t\right) \right] = q_0 \cdot (1 - \cos(\eta \cdot t)), \quad (14)$$

където  $\eta = 2 \cdot \pi \cdot v / s$  е честота на кинематичното смущение.

Профилът на единична неравност може да се представи с полуълвна на синусоида с уравнението

$$q = 2 \cdot q_0 \cdot \sin(\eta \cdot t), \quad 0 \leq \eta \cdot t \leq \pi \quad (15)$$

или с времето за преминаване на неравността

$$t = 2 \pi / \eta \quad (16)$$

Ефектът от преминаване през две до четири единични неравности, разположени близо една до друга, се свежда до действието на микропрофил с вълнообразен характер, което може да бъде описано чрез хармонична функция.

Статистически профилът на пътя се представя чрез спектралната плътност на ординатите на неравностите, която се изчислява с корелационна функция. Последната характеризира изменението на ординатите на неравностите по дължината на пътя. Спектралната плътност на дисперсия характеризира честотата на повтаряне на дължините на неравностите. Аргумент на спектралната плътност е честотата на пътя  $\theta$ .

$$\theta = 2 \cdot \pi / s. \quad (17)$$

Взаимната връзка между корелационната функция  $R_q(x_s)$  и спектралната плътност на дисперсията  $S_q(\theta)$  са преобразуване на Фурие [4]:

$$R_q(x_s) = 2 \int_0^\infty S_q(\theta) \cdot \cos \theta x_s \cdot d\theta;$$

$$S_q(\theta) = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty R_q(x_s) \cdot \cos \theta x_s \cdot dx_s \quad (18)$$

Нормираната стойност на корелационната функция  $R_q^*(x_s)$  и спектралната плътност  $S_q^*(\theta)$  са равни на:

$$R_q^*(x_s) = \frac{R_q(x_s)}{q_c^2}; \quad S_q^*(\theta) = \frac{S_q(\theta)}{q_c^2}, \quad (19)$$

където  $q_c^2$  е дисперсия.

В общия случай кинематичното смущение е пространствено [2]. То може да бъде детерминирано или недетерминирано съответно във вида:

$$\delta_{kl} = \operatorname{Re} \left\{ \delta_{kl}^* \exp(i \cdot P_k^* \cdot t) \right\}, \quad (20)$$

където  $P_k^*$  е честота на смущението;  $\delta_{kl}^*$  е вектор на амплитудите на неравностите;

$$\delta_{kl}^* = [u_{kl} \quad v_{kl} \quad w_{kl}]^T, \quad l = 5, 7, 8, 9, \quad (21)$$

$u_{kl}, v_{kl}, w_{kl}$  са три взаимно перпендикулярни смущения от неравностите на пътя.

#### 4. ОБОБЩЕНИ СИЛИ

Принудените пространствени нелинейни трептения на леки автомобили се изследват, като се отчита смущаващото действие на силите от работата на ДВГ и на електродвигателя на радиатора с охлаждаща течност, и от неравностите на пътя.

Обобщените сили на двигателя с вътрешно горене са равни на:

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_{F2} &= \mathbf{F}_2^{*T} \\ \mathbf{Q}_{M2} &= \mathbf{U}_2^{\Omega 0T} \cdot (\tilde{\mathbf{r}}_{P2}^{0T} \cdot \mathbf{F}_2^* + \mathbf{M}_2^*) \end{aligned} \quad (22)$$

Обобщените сили на вентилатора с електродвигателя са равни на:

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_{F3} &= \mathbf{F}_3^{*T} \\ \mathbf{Q}_{M3} &= \mathbf{U}_3^{\Omega 0T} \cdot (\tilde{\mathbf{r}}_{P3}^{0T} \cdot \mathbf{F}_3^* + \mathbf{M}_3^*) \end{aligned} \quad (23)$$

Обобщените сили от неравностите на пътя са равни на:

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_3 &= [[0]_{(6 \times 1)}^T \quad [(\mathbf{i} \cdot \mathbf{P}_k^* \cdot \tilde{\mathbf{B}}^{(0)} + \tilde{\mathbf{C}}^{(0)}) \cdot \delta_{k5}^*]_{(3 \times 1)}^T \quad [0]] \\ & \quad [(\mathbf{i} \cdot \mathbf{P}_k^* \cdot \tilde{\mathbf{B}}^{(0)} + \tilde{\mathbf{C}}^{(0)}) \cdot \delta_{k7}^*]_{(3 \times 1)}^T \quad [(\mathbf{i} \cdot \mathbf{P}_k^* \cdot \tilde{\mathbf{B}}^{(0)} + \tilde{\mathbf{C}}^{(0)}) \cdot \delta_{k8}^*]_{(3 \times 1)}^T \\ & \quad [(\mathbf{i} \cdot \mathbf{P}_k^* \cdot \tilde{\mathbf{B}}^{(0)} + \tilde{\mathbf{C}}^{(0)}) \cdot \delta_{k9}^*]_{(3 \times 1)}^T \quad [0]_{(11 \times 1)}^T \mathbf{I}_{(39 \times 1)}^T] \end{aligned} \quad (24)$$

Обобщените сили от ДВГ, вентилатора и кинематичното смущение от неравностите на пътя са равни на:

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_3 &= [[0]_{(6 \times 1)}^T \quad [\mathbf{F}_2^{*T}]_{(3 \times 1)}^T \quad \mathbf{U}_2^{\Omega 0T} \cdot (\tilde{\mathbf{r}}_{P2}^{0T} \cdot \mathbf{F}_2^* + \mathbf{M}_2^*)_{(3 \times 1)}^T \\ & \quad [\mathbf{F}_3^{*T}]_{(3 \times 1)}^T \quad \mathbf{U}_3^{\Omega 0T} \cdot (\tilde{\mathbf{r}}_{P3}^{0T} \cdot \mathbf{F}_3^* + \mathbf{M}_3^*)_{(3 \times 1)}^T \quad [0]] \\ & \quad [(\mathbf{i} \cdot \mathbf{P}_k^* \cdot \tilde{\mathbf{B}}^{(0)} + \tilde{\mathbf{C}}^{(0)}) \cdot \delta_{k5}^*]_{(3 \times 1)}^T \quad [0]] \\ & \quad [(\mathbf{i} \cdot \mathbf{P}_k^* \cdot \tilde{\mathbf{B}}^{(0)} + \tilde{\mathbf{C}}^{(0)}) \cdot \delta_{k7}^*]_{(3 \times 1)}^T \quad [(\mathbf{i} \cdot \mathbf{P}_k^* \cdot \tilde{\mathbf{B}}^{(0)} + \tilde{\mathbf{C}}^{(0)}) \cdot \delta_{k8}^*]_{(3 \times 1)}^T \\ & \quad [(\mathbf{i} \cdot \mathbf{P}_k^* \cdot \tilde{\mathbf{B}}^{(0)} + \tilde{\mathbf{C}}^{(0)}) \cdot \delta_{k9}^*]_{(3 \times 1)}^T \quad [0]_{(7 \times 1)}^T \mathbf{I}_{(39 \times 1)}^T] \end{aligned} \quad (25)$$

### 5. ДИФЕРЕНЦИАЛНИ УРАВНЕНИЯ НА ПРИНУДЕНИТЕ ТРЕПТЕНИЯ, ПОРОДЕНИ ОТ ДВГ, ВЕД И НЕРАВНОСТИТЕ НА ПЪТНОТО ПЛАТНО

Диференциалните уравнения, описващи трептенията на лек автомобил, които са породени от смущаващите сили и моменти от ДВГ, от ВЕД и от неравностите на пътя имат вида [1]:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{(39 \times 39)} \ddot{\mathbf{q}}_{(39 \times 1)} + \mathbf{B}_{(39 \times 39)} \dot{\mathbf{q}}_{(39 \times 1)} + \mathbf{C}_{(39 \times 39)} \mathbf{q}_{(39 \times 1)} = \\ -\mathbf{S}\ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{R}(q, \dot{q}) + \mathbf{Q} \end{aligned} \quad (26)$$

където  $\mathbf{M}_{(39 \times 39)}$ ,  $\mathbf{C}_{(39 \times 39)}$  са матрици съответно на масите и на еластичните коефициенти на механичната система, дефинирани в [3];  $\mathbf{B}_{(39 \times 39)}$  е матрица на демпфиращите свойства на механичната система, дефинирана в [5];  $\mathbf{Q}$  е смущаваща обобщена сила;  $\mathbf{S}$  и  $\mathbf{R}$  описват нелинейните свойства на системата.

При малки трептения около устойчиво равновесно положение системата от диференциални уравнения придобива следния вид:

$$\mathbf{M}_{(39 \times 39)} \ddot{\mathbf{q}}_{(39 \times 1)} + \mathbf{B}_{(39 \times 39)} \dot{\mathbf{q}}_{(39 \times 1)} + \mathbf{C}_{(39 \times 39)} \mathbf{q}_{(39 \times 1)} = \mathbf{Q} \quad (27)$$

Решението на системата диференциални уравнения (26) при начални условия  $t = 0$ ,  $q(0) = q_0$ ,  $\dot{q}(0) = \dot{q}_0$  има вида:

$$\begin{aligned} q(t) &= \sum_{r=1}^{39} \frac{2}{g_r^2 + h_r^2} \cdot \left[ \mathbf{G}_r \cdot \mathbf{M} \dot{\mathbf{q}}(0) + \begin{pmatrix} -\alpha_r \cdot \mathbf{G}_r \cdot \mathbf{M} + \\ \beta_r \cdot \mathbf{H}_r \cdot \mathbf{M} + \\ \mathbf{G}_r \cdot \mathbf{B} \end{pmatrix} \cdot \mathbf{q}(0) \right] \cdot \\ & \quad e^{-\alpha_r t} \cdot \cos \beta_r t + \\ & \quad + \sum_{r=1}^{39} \frac{2}{g_r^2 + h_r^2} \cdot \left[ \mathbf{H}_r \cdot \mathbf{M} \dot{\mathbf{q}}(0) + \begin{pmatrix} -\alpha_r \cdot \mathbf{H}_r \cdot \mathbf{M} - \\ \beta_r \cdot \mathbf{G}_r \cdot \mathbf{M} + \\ \mathbf{H}_r \cdot \mathbf{B} \end{pmatrix} \cdot \mathbf{q}(0) \right] \cdot \\ & \quad e^{-\alpha_r t} \cdot \sin \beta_r t + \\ & \quad + \operatorname{Re} \left\{ \sum_{k=0}^n \sum_{r=1}^{39} \frac{2}{g_r^2 + h_r^2} \cdot \right. \\ & \quad \left. \cdot \frac{\alpha_r \cdot \mathbf{G}_r + \beta_r \cdot \mathbf{H}_r + i k \cdot \Omega \cdot \mathbf{G}_r}{\omega_r^2 - k^2 \cdot \Omega^2 + 2i k \cdot \sigma_r \cdot \Omega_r \cdot \Omega} \cdot \mathbf{Q}_{Fk}^* \cdot e^{ik\Omega t} \right\}, \end{aligned} \quad (28)$$

където:

$$\begin{aligned} g_r &= -2\alpha_r \cdot (\mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{V}_r - \mathbf{W}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{W}_r) - 4\beta_r \cdot \mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{W}_r + \\ & \quad + \mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{V}_r - \mathbf{W}_r^T \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{W}_r; \\ h_r &= 2\beta_r \cdot (\mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{V}_r - \mathbf{W}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{W}_r) - 4\alpha_r \cdot \mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{W}_r + \\ & \quad + 2\mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{W}_r; \\ \mathbf{G}_r &= g_r \cdot \mathbf{L}_r + h_r \cdot \mathbf{R}_r; \\ \mathbf{L}_r &= \mathbf{V}_r \cdot \mathbf{V}_r^T - \mathbf{W}_r \cdot \mathbf{W}_r^T; \\ \mathbf{H}_r &= h_r \cdot \mathbf{L}_r - g_r \cdot \mathbf{R}_r; \\ \mathbf{R}_r &= \mathbf{V}_r \cdot \mathbf{W}_r^T + \mathbf{W}_r \cdot \mathbf{V}_r^T. \end{aligned} \quad (29)$$

На базата на получените формули е създаден алгоритъм за пресмятане с компютър в среда на стандартен програмен продукт *Mathematica* [9].

## 6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Извършено е механо-математично матрично моделиране на принудените от двигател с вътрешно горене, от вентилатор с електродвигател на радиатор с охлаждаща течност, както и от неравностите на пътя, нелинейни пространствени трептения на лек автомобил, като са отчетени масовите, геометричните, еластичните, демпфиращите, кинематичните и силовите свойства на механичната система. Съставена е система от диференциални уравнения и са получени решения в матричен вид, които описват принудените пространствени трептения на механичната система. С получените формули, за лек автомобил с конкретни параметри на масовите, геометричните, еластичните, демпфиращите, кинематичните и силовите свойства, може да се получат числени резултати на принудените трептения и техните амплитудно-честотни характеристики, включително зоните в резонанс и извън него, и да се синтезира автомобил с минимални вибрации.

### Литература

1. **Ангелов, Ил.** Матрично моделиране в 3D пространството на кинематиката, динамиката и трептенията на механични модули и многомасови системи. Дисертация за получаване на научна степен д.т.н. ТУ-София, 2000.
2. **Ангелов, Ил.** Матрична теория на вибрациите в техниката. София 2012.
3. **Ангелов, Ил., Бачев В., Николов В.** Механо-математично матрично моделиране на пространствените свободни незатихващи трептения на лек автомобил, Българско списание за инженерно проектиране, брой 12, май 2012. , стр.23-28.
4. **Ангелов, Ил., Овчаров В.** Вибрации и шум транспортните средства. София, ДИ "Техника", 1985.
5. **Бачев, В., Ангелов Ч.** Механо-математично матрично моделиране в пространството на свободните затихващи трептения на лек автомобил", Българско списание за инженерно проектиране, брой 13, юни 2012. , стр.25-30.
6. **Бачев, В., Ангелов Ч.** Пространствени принудени трептения на лек автомобил от двигателя и вентилатора на охлаждащата система, Българско списание за инженерно проектиране, брой 13, юни 2012. , стр.31-36.
7. **Смирнов, Г.А.** Теория движения колесных машин. М., "Машиностроение", 1981.
8. **ISO 2631/1-1985.** Evaluations of Human Exposure to Whole-body Vibration – Part 1: General Requirements. Part 3: Evaluation of exposure to whole-body z-axis vertical vibration in the frequency range 0,1 to 0,63 Hz.
9. **Wolfram, S.** Mathematica: A System for Doing Mathematics by Computer. Reading, Eddison-Wesly, 1988.

## INDUCED THREE-DIMENSIONAL FLUCTUATIONS OF AUTOMOBILE FROM ENGINE AND FAN OF THE COOLING SYSTEM AND CAUSED BY UNEVEN ROADS

**Valentin BACHEV**

Department of machine building and the instrument manufacture, Technical University - Sofia,

Branch Plovdiv, Bulgaria

E-mail: [abc4@abv.bg](mailto:abc4@abv.bg)

**Abstract:** The paper describes mathematical modeling forced by the motor, the motor fan cooling system, the roughness of the roadway dimensional nonlinear vibrations of a car in three dimensions to the methods of matrix mechanics. Was established dynamic model of a car seen as a mechanical system consisting of 15 rigid bodies, with 39 degrees of freedom. Reported are the mass, inertial and geometric characteristics of individual bodies and elastic properties of the connections between them. After determination of kinetic and potential energy of the mechanical system is composed system of differential equations describing the forced nonlinear spatial oscillations of the mechanical system.

**Keywords:** matrix mechanics, dynamics, forced oscillations, cars



## ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЧИСЛА УПОМИНАНИЙ УЧЕНЫХ В АВТОРЕФЕРАТАХ ДИССЕРТАЦИЙ ПОСВЯЩЕННЫХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН

Пётр ПОБЕГАЙЛО

ИМАШ им. Благоднарова А.А. РАН, Россия

e-mail: [petrp214@yandex.ru](mailto:petrp214@yandex.ru)

**Резюме:** В настоящей работе представлены результаты предварительных исследований числа упоминаний русских ученых в авторефератах диссертаций, посвященных совершенствованию землеройных машин

**Ключевые слова:** землеройные машины; упоминание в диссертации

Настоящая работа впервые в истории отечественного (русского) экскаваторостроения исследует любопытный и важный вопрос – какие отечественные ученые внесли наибольший вклад в развитие и совершенствование этой области. Естественно, что мы сейчас не претендуем на полную завершенность указанного исследования. Это связано с рядом причин, из которых мы выделяем главные:

- не достаточность числа исследуемых работ;
- не доступность многих работ выполненных до 1970 г.;
- рассмотрение лишь авторефератов диссертаций;
- не упоминание в авторефератах середины прошлого века данных о научном руководителе и оппонентах.

Поэтому здесь мы не будем применять аппарат теории вероятности, теорию информации и пр. [1 и др.], ограничимся лишь суммированием упоминаний фамилий в авторефератах. При этом, если фамилия одного ученого упоминается несколько раз, то мы это не учитываем. Так же мы не учитывали упоминания ученых из смежных областей знания.

Нами были рассмотрен 241 автореферат диссертаций защищенных в период с 1950 по 2008 годы. Из них кандидатских - 175 штук. Основные специальности, по которым защищались диссертации таковы (приводим названия существующие сейчас):

- 05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины;
- 05.05.06 – Горные машины;

- 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры.

Возможные варианты упоминания фамилий нами были разбиты на три группы:

- оппонирование диссертации;
- научное руководство или научное консультирование диссертации;
- непосредственное упоминание в тексте.

табл. 1 Оппоненты

№	Ф.И.О.	Число оппонирований
1	2	3
1	Николаев С.Н.	13
2	Недорезов И.А.	11
3	Сатовский Б.И.	11
4	Федоров Д.И.	11
5	Руднев В.К.	9
6	Ряхин В.А.	9
7	Борисов С.М.	8
8	Бондарович Б.А.	8
9	Подэрни Р.Ю.	6
10	Холодов А.М.	6
11	Бакалеев В.Н.	6
12	Никулин П.И.	5
13	Лейко В.С.	5
14	Малиновский Е.Ю.	5
15	Волков Д.П.	5

В таблице 1 указаны специалисты, наиболее часто приглашаемые оппонентами при защите диссертаций.

В таблице 2 указаны специалисты, наиболее часто выступавшие в роли научных руководителей.

табл. 2 Научные руководители

№	Ф.И.О.	Число руководств
1	2	3
1	Волков Д.П.	18
2	Домбровский Н.Г.	13
3	Кубачек В.Р.	9
4	Ряхин В.А.	7
5	Раннев А.В.	6
6	Алексеева Т.В.	6
7	Вайнсон А.А.	6
Σ		65

В таблице 3 указаны специалисты, наиболее часто упоминаемые в тексте.

Анализ таблиц 1–3 показывает, что, не смотря на недостаточно большой объем проанализированных авторефератов, случайных людей в них нет. Это позволяет предположить, что результаты, в первую очередь таблицы 3, в целом соответствуют действительности и не должны принципиально измениться, при увеличении числа рассмотренных работ по землеройным машинам.

Из частных замечаний можно выделить следующее.

Наблюдается факт «забывания звезд», имеющий определенную периодичность, когда через поколение исследователей первых ученых уже не упоминают и их работы мало доступны и потому не цитируются. С другой стороны, часто упоминаются люди с наибольшими общими регалиями, а не реальные специалисты в каком-то конкретном вопросе, что говорит кроме всего о том, что обзор работ, предшествующих конкретной диссертации, пишется часто чисто формально. Кроме этого, в истории встречаются периоды, когда в авторефератах вообще не упоминаются какие-либо специалисты, или наблюдается противоборство научных школ игнорирующих достижения друг друга. Кроме того, современные зарубежные специалисты практически не знакомы с работами отечественных ученых, и наоборот.

табл. 3 Упоминания в тексте авторефератов

№	Ф.И.О.	Число упоминаний
1	2	3
1	Домбровский Н.Г.	99
2	Волков Д.П.	94
3	Ветров Ю.А.	74
4	Федоров Д.И.	65
5	Зеленин А.Н.	57
6	Баловнев В.И.	56
7	Панкратов С.А.	42
8	Недорезов И.А.	38
9	Артемьев К.А.	34
10	Подэрни Р.Ю.	30
11	Холодов А.М.	28
12	Петерс Е.Р.	25
13	Горячкин В.П.	24
14	Малиновский Е.Ю.	24
15	Гальперин М.И.	24
16	Кудрявцев Е.М.	22
17	Бондарович Б.А.	22
18	Алексеева Т.В.	22
19	Вайнсон А.А.	20
20	Ряхин В.А.	19
21	Руднев В.К.	19
22	Баландинский В.Л.	19
23	Сатовский Б.И.	18
24	Раннев А.В.	17
25	Мельников Н.В.	17
26	Владимиров В.М.	16
27	Кузин Э.Н.	16
28	Ржевский В.В.	16
29	Хмара Л.А.	15
30	Ребров А.С.	14
31	Абезгауз В.Д.	14
32	Кубачек В.Р.	13
33	Далин А.Д.	13
34	Тарасов В.Н.	13
35	Чудновский В.Ю.	12
36	Винницкий К.Е.	12
37	Казак С.А.	12

Это, иногда, приводит к дублированию тем работ, а иногда и к «открытию» уже известного. К сожалению, полностью отсутствуют обобщающие фундаментальные работы, которые бы под-

ытожили все уже сделанное и наметили бы новые направления научного поиска.

В наших последующих исследованиях вопроса развития экскаваторостроения в науковедческом и историческом ракурсе мы планируем увеличить число рассматриваемых работ и перейти к более сложным и интересным вопросам с

применением серьезного математического аппарата [1].

#### Литература

1. Яблонский А.И. Модели и методы исследования науки. М.: Эдиториал УРСС, 2001. 400 с.

## PRELIMINARY STUDY OF THE NUMBER OF MENTIONS OF THE SCIENTISTS IN DISSERTATIONS DEVOTED TO IMPROVEMENT OF EARTH-MOVING MACHINES

**Petr POBEGAILO**

Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Russia

e-mail: [petrp214@yandex.ru](mailto:petrp214@yandex.ru)

**Abstract:** In the present paper presents the results of preliminary studies of the number of mentions of Russian scientists in these dissertation dedicated to the improvement of earth-moving machines

**Keywords:** digging machines; mention of the dissertation





## ИЗСЛЕДВАНЕ НА СВОБОДНИТЕ НЕЗАТИХВАЩИ ТРЕПТЕНИЯ НА ХИДРАВЛИЧЕН АСАНСЬОР

Калин ЧУЧУГАНОВ

катедра „Инженерна логистика”, Технически университет - София, България

e-mail: [chuchuganov@tu-sofia.bg](mailto:chuchuganov@tu-sofia.bg)

**Резюме:** В настоящата работа е създаден теоретичен динамичен модел на хидравличен асансьор. С негова помощ ще могат да се изследват собствени честоти и вибрации при движение на асансьора. Съответно модела дава възможност за решаване на оптимизационна задача за промяна на параметрите по конструкцията, което да доведе до по-ниски нива на вибрации в кабината на хидравличните асансьори. Извършени са експерименти, резултатите от които доказват адекватността на създаденият модел. Това дава възможност за прилагане на методиката за моделиране върху реални асансьорни конструкции с хидравлично задвижване.

**Ключови думи:** хидравличен асансьор, динамичен модел, изпитателен стенд, незатихващи трептения

През последните три десетилетия пътническите асансьори с електрохидравлично задвижване заемат значителна част от общото пазарно разпределение в областта на световното асансьоростроене. От това следва, че като подемно-транспортни съоръжение за превоз на хора те трябва да предлагат добро ниво на обслужване на пътниците. Това съответно означава постигане на добър комфорт при пътуване.

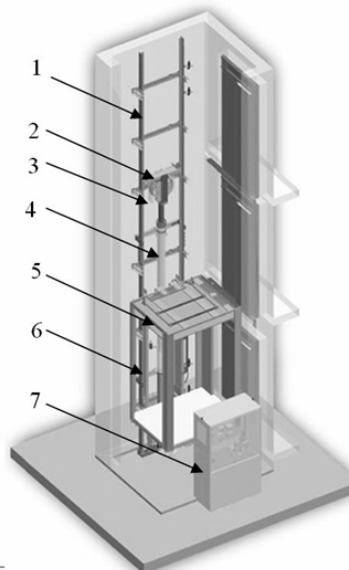
Комфорта при пътуване може да бъде оценяван по множество и различни критерии, но от научна гледна точка той се свежда до две основни групи:

- Динамиката при преходните процеси;
- Нивата на шум и вибрации по време на установеното движение.

Целта на настоящата работа е разработване на теоретичен математичен модел на хидравличен асансьор с помощта, на който да се определят теоретично и експериментално собствените честоти на системата.

### 1. ИЗБОР НА ТИП ХИДРАВЛИЧЕН АСАНСЬОР, НА БАЗАТА НА КОЙТО ЩЕ СЕ ИЗВЪРШИ МОДЕЛИРАНЕТО

Избора на типа се налага поради съществуващото разнообразие на решения. От направеното проучване на монтираните хидравлични асансьори в България през последните няколко години става ясно, че най-масовият тип е показаният на фиг.1 хидравличен асансьор с кинематична схема на окачване 2:1.



фиг.1 Хидравличен асансьор с индиректно окачване (2:1)

Основните елементи на конструкцията са:

- 1) Направляващи елементи (релси);
- 2) Ролков блок;
- 3) Подемни въжета;
- 4) Плунжер на хидроцилиндъра;
- 5) Кабина;
- 6) Носеща рама;
- 7) Хидравличен агрегат.

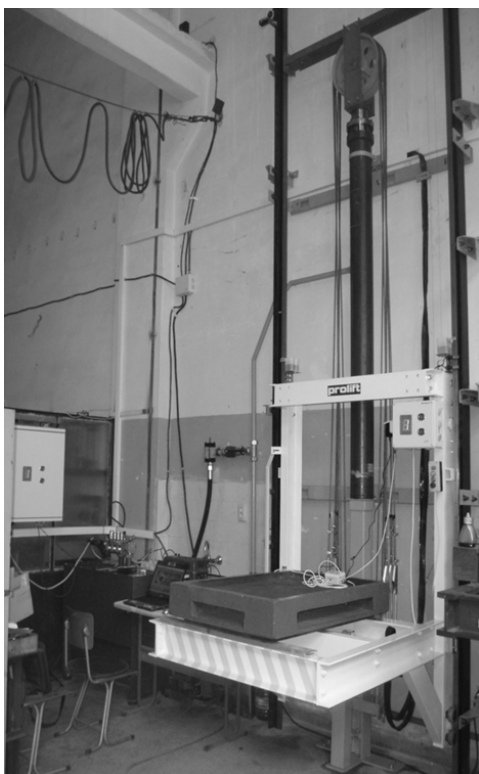
### 2. ДИНАМИЧНО МОДЕЛИРАНЕ

За целите на изследването е разработен специализиран стенд на хидравличен асансьор в реален мащаб, чрез който да се извършат теоретични и експериментални изследвания.

### 2.1 Динамично моделиране на стенд „Хидравличен асансьор“

На фиг.2 е показан общия вид на стенда, на базата на който е съставен динамичният модел показан на фиг.3, където:

1 - Приведена маса на задвижващия механизъм, 2 – Плунжер, 3 - Отклонителна ролка, 4 - Носеща рама на кабината, 5 - Полезен товар, 6 – Двусосен датчик за ускорение.



фиг.2 Стенд „Хидравличен асансьор“

Използвани означения:

$m_1$  - приведена маса на помпата и двигателя;

$m_2$  - маса на плунжера;

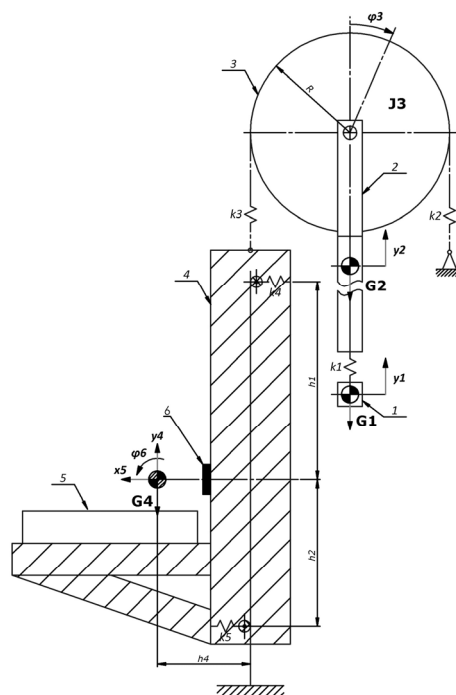
$J_3$  - масов инерционен момент на ролката;

$m_4$  - маса на кабината и рамката;

$k_1$  - коефициент на еластичност на маслото в цилиндъра и в тръбопровода;

$k_2$  - сумарен коефициент на еластичност на въжетата и окачването;

$k_3$  - коефициент на еластичност на носещите въжета;



фиг.3 Четиримасов динамичен модел на стенд „Хидравличен асансьор“ с шест степени на свобода

### 2.2. Идеализации на системата

При моделирането са направени следните идеализации:

1) Задвижващият агрегат се идеализира с приведена постъпателно движеща се маса с една вертикална степен на свобода;

2) Плунжера се идеализира като постъпателно движеща се маса с една степен на свобода.

3) Отклонителната ролка се идеализира като идеално твърдо ротационно движещо се тяло с една степен на свобода;

4) Носещата рамка на кабината и полезният товар се приемат за идеално твърдо тяло с три степени на свобода (две трансляции и една ротация);

5) Приведеният коефициент на еластичност под плунжера включва еластичността на маслото,

еластичността на стените на цилиндъра и еластичността на маркуча;

6) Приведеният коефициент на еластичност на възвратното окачване включва еластичността на възжетата и еластичността на опорите;

7) Приведената хоризонтална еластичност включва еластичността на водачите (ролковидни, плоски) както и еластичността на релсовият път;

### 2.3. Определяне на кинетичната енергия на системата

Кинетичната енергия на механичната система зависи от големината на абсолютните линейни и ъглови скорости, както и от масови и инерционни характеристики. Определянето и е извършено със следната зависимост:

$$T_i = \frac{1}{2} m_i V_i^2 + \frac{1}{2} \Omega_i^T J_i \Omega_i \quad T = \sum_{i=1}^n T_i$$

### 2.4. Определяне на потенциалната енергия на системата

Потенциалната енергия на механичната система е сумата от потенциалните енергии на възвращащите сили в еластичните връзки и е определена по следната формула:

$$U_i = \frac{1}{2} c_i \delta_i^2 \quad U = \sum_{i=1}^n U_i$$

### 2.5. Система диференциални уравнения описващи движението на системата

Моделирането е извършено по методите на матричната механика. Диференциалните уравнения описващи движението на системата са съставени на основата на уравнението на Лагранж от втори род в матричен вид.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = Q_i$$

Диференциалните уравнения описващи движението на системата имат следният матричен вид:

$$A\ddot{q} + C\dot{q} = 0$$

където  $q = [y_1, y_2, \varphi_3, y_4, x_5, \varphi_6]^T$  - вектор на обобщените координати на преместването;  $\dot{q}$  - вектор на обобщените ускорения;

$A$  - матрица на масово-инерционните свойства;

$C$  - матрица на еластичните свойства;

Членовете на матриците са както следва:

$$A = \begin{pmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_4 \end{pmatrix}$$

$$C = \begin{pmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & (c_3 - c_2)R & -c_3 & 0 & 0 \\ 0 & c_3 - c_2 & (c_2 + c_3)R & -c_3R & 0 & 0 \\ 0 & -c_3 & -c_3R & c_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_4 + c_5 & c_4h_1 - c_5h_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_4h_1 - c_5h_2 & c_4h_1 + c_5h_2 \end{pmatrix}$$

За решаване на системата диференциални уравнения е използван програмният продукт Matlab.

### 2.6 Определяне на собствените честоти и форми на динамичната системата

Собствените честоти на изследваната динамична система се получават след числено решение на система уравнения,

$$\det | -A^{-1}C - \omega_i^2 E | = 0$$

която на практика е характеристично уравнение на:

$$A\ddot{q} + Cq = 0$$

За всяка собствена честота  $\omega_i$  съответната собствена форма на трептене  $V_i$  се намира от израза:

$$\det | -A^{-1}C - \omega_i^2 E | V_i = 0$$

Получените резултати след пресмятането с конкретните параметри на системата са показани в таблица 1.

табл.1 Теоретично получени собствени честоти и форми на динамичната система

Честота [Hz]	Собствени честоти [Hz] и форми [%]					
	Координати					
	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	φ <sub>3</sub>	Y <sub>4</sub>	X <sub>5</sub>	φ <sub>6</sub>
0	20	20	100	40	0	0
4,15	-1,14	16,6	100	39,36	0	0
12,6	0	0	0	0	64,36	100

21,85	0	0	0	0	44,87	-100
58,78	0,03	-100	85,48	6,35	0	0
123,77	0	0,52	100	-0,3	0	0

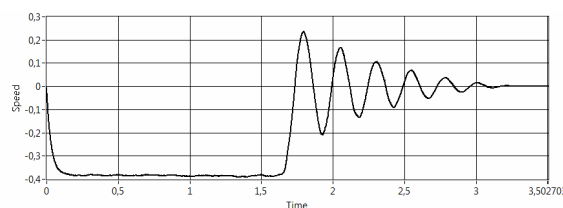
### 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ

#### 3.1. Цел на изследването

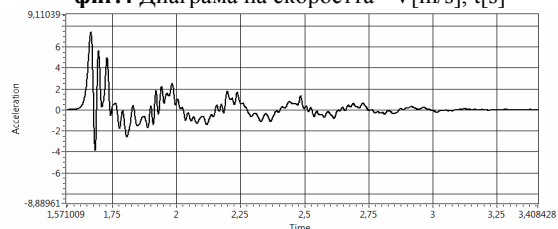
Целта на изследването е експериментално да се определят собствените честоти на динамичната система - „Стенд хидравличен асансьор“

#### 3.2. Същност на експеримента

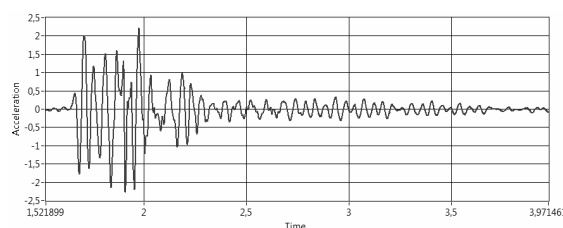
За експерименталното изследване на собствените честоти се използва метода на тяло окачено на еластичен елемент. Експеримента се състои в измерване на стойностите на ускорението след изваждане на системата от състояние на статично равновесие. За регистриране на ускорението и скоростта е използвана компютърна измервателна система, специално проектирана за целите на изследването – ERQMMS. Регистриращият датчик за ускорение (двуосен) и тахогенераторът отчитащ скоростта са поставени върху носещата рама на кабината (фиг.3,поз.6). Получените резултати за скоростта и ускоренията са показани на фигурите по-долу. На регистрираните стойности на ускоренията по двете оси Y и X е извършен честотен анализ, от който се виждат честотите, с които системата е трептяла. Получените резултати от експеримента и теоретично получените са сравнени в таблица 2.



Фиг.4 Диаграма на скоростта - V[m/s], t[s]



Фиг.5 Диаграма на ускорението по ос Y – a<sub>y</sub>[m/s<sup>2</sup>], t[s]



Фиг.6 Диаграма на ускорението по ос X – a<sub>x</sub>[m/s<sup>2</sup>], t[s]

табл.2 Сравнителна таблица на получените теоретични и експериментални собствени честоти

Теоретични собствени честоти, [Hz]	Експериментални собствени честоти, [Hz]	Отклонение, [%]
4.15	4.3	3,5
12.6	12.4	1,6
21.85	22.6	3,3
58.78	55	6,4
123.77	118.5	4,3

От направеното сравнение се вижда че теоретично получените резултати се прекриват с достатъчна точност с експериментално получените, от което може да се заключи че модела е адекватен.

### 4. ИЗВОДИ

След прегледа на получените резултати (табл.1,2), изводите които могат да се направят след проведените експеримент и реализирания теоретичен модел са:

1) От резултатите може да се заключи, че създадения динамичен модел е адекватен спрямо поведението на реалната система.

2) Модела дава възможност за прилагането на методиката при създаване на динамични модели в процес на проектиране и на влезли в експлоатация хидравлични асансьори.

### 5. ПРИНОСИ

1) Създаден е специализиран експериментален стенд за теоретико-експериментални изследвания на хидравличен асансьор;

2) Създаден е динамичен модел на хидравличен асансьор описващ свободните неза-

тихващи трептения на базата, на който ще могат да се моделират различни ситуации и анализират причините за появили се трептения и вибрации по време на установеното движение.

3) Чрез използване на експерименталният стенд са направени изследвания и е доказана адекватността на динамичния модел.

4) Създадения модел може да се използва за по-нататъшни изследвания на преходните и установени процеси при движението на хидравличните асансьори .

#### Литература

1.Илиев Г., Панов В. Компютърно моделиране на подемно-транспортна и строителна техника, София,1995

2.Илиев Г. Кинематични параметри на асансьори: Научни Известия, бр.10 – 2004-10.

3.БДС EN 81 – 1/2 Правила за безопасност при конструирането и монтирането на асансьори.

4. De Silva Clarence W. Vibration - Fundamentals and Practice, Washington D.C. USA, 1999

5. Elevator World Inc. The elevator world technical library, Alabama USA, 2007

## RESEARCH OF UNDAMPED NATURAL OSCILLATIONS OF HYDRAULIC LIFT

**Kalin CHUCHUGANOV**

Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria

e-mail: [chuchuganov@tu-sofia.bg](mailto:chuchuganov@tu-sofia.bg)

**Abstract:** In this work is created a theoretical dynamic model of hydraulic lift. It was used for research of the natural frequencies and vibrations of the lift car. Also, the model allows solving the optimization tasks like changing some of design parameters which will reduce the levels of vibration in the car. The results of the experiments which was performed shows satisfied accuracy of the theoretical model, so the methodology can be used for future research of regular hydraulic lifts.

**Keywords:** hydraulic lift, dynamic model, test bench, natural oscillation