

# Българско списание за **Инженерно ПРОЕКТИРАНЕ**

**брой №13, юни 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

### Членове

|                       |                              |                         |   |
|-----------------------|------------------------------|-------------------------|---|
| <b>М. 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. 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. Георгиев</b>    | ТУ-София, България           | <b>M. Jovanovic</b>     | University of Nish, Serbia                            |
| <b>Ст. Карапетков</b> | ТУ-Сливен, 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. Николов</b>     | ТУ-София, България           | <b>Л. Червяков</b>      | Юго-Западный гос. университет, Курск, Россия          |
| <b>М. Георгиев</b>    | МГТУ Станкин, Москва, Россия |                         |   |

### 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 №13, June 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

### Members

|                       |                                 |                        |  |
|-----------------------|---------------------------------|------------------------|--|
| <b>M.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,<br>Ukraine         |
| <b>M.Denchev</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.Petrov</b>       | TU-Sofia, Bulgaria              | <b>B.Lepadatescu</b>   | Transilvania University of<br>Brashov, Romania |
| <b>V.Panov</b>        | TU-Sofia, Bulgaria              | <b>N.Zrnic</b>         | University of Belgrad, Serbia                  |
| <b>M.Georgiev</b>     | TU-Sofia, Bulgaria              | <b>M.Jovanovic</b>     | University of Nish, Serbia                     |
| <b>St.Karapetkov</b>  | TU-Sliven, Bulgaria             | <b>D.Michalopoulos</b> | University of Patras, Greece                   |
| <b>B.Tujarov</b>      | TU-Sofia, Bulgaria              | <b>N.Kubota</b>        | Tokyo Metropolitan University,<br>Japan        |
| <b>M.Vicheva</b>      | TU-Sofia, Bulgaria              | <b>S.Emelianov</b>     | South West State University,<br>Kursk, Russia  |
| <b>N.Nikolov</b>      | TU-Sofia, Bulgaria              | <b>L.Cherviakov</b>    | South West State University,<br>Kursk, Russia  |
| <b>M.Georgiev</b>     | MGTU Stankin,<br>Moscow, Russia |                        |  |

### 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>Логистична мрежа за избор на целесъобразни транспортно-манипуляционни схеми .....</b>  | <b>5</b>  |
| С.Стоядинов, С.Михайлова-Кирилова   |           |
| <b>Оптимизация на механични структури с внезапна загуба на устойчивост .....</b>  | <b>13</b> |
| Ч.Георгиев, В.Живков, Н.Николов, Г.Тодоров  |           |
| <b>Пространствени трептения на въже, хващач, носач и кабина с пътници от едновъжен ка-<br/>бинков лифт .....</b>                    | <b>21</b> |
| В.Ахчийски, И.Ангелов, Г.Илиев  |           |
| <b>Механо - матрично моделиране в пространството на свободните затихващи трептения на<br/>лек автомобил .....</b>                   | <b>25</b> |
| В.Бачев, Ч.Ангелов  |           |
| <b>Пространствени принудени трептения на лек автомобил от двигателя и вентилатора на<br/>охлаждащата система .....</b>              | <b>31</b> |
| В.Бачев, Ч.Ангелов  |           |
| <b>Относно дистанционно оценяване на знанията .....</b>   | <b>37</b> |
| П.Горанов   |           |
| <b>Избор на оптимална логистична машина .....</b>   | <b>41</b> |
| Н.Казаков   |           |
| <b>Методика при създаване на критерии за подобие на машините за разкриване на мине-<br/>ралните зърна .....</b>                     | <b>47</b> |
| И.Минин   |           |
| <b>Определяне на кинематичните и динамичните параметри на трансмисията на манипула-<br/>тор с циклово програмно управление.....</b> | <b>53</b> |
| Р.Митрев, П.Петров, В.Панов   |           |
| <b>“Cloud” система за документиране, анализ и визуализация на пътно-транспортни произ-<br/>шествия.....</b>                         | <b>59</b> |
| В.Пенчев, Б.Туджаров  |           |

## CONTENTS

|  |           |
|--|-----------|
| <b>Logistics network for the selection of appropriate transport-handling schemes .....</b>                       | <b>5</b>  |
| S.Stoiadinov, S.Mihailova-Kirilova   |           |
| <b>Optimization of mechanical structures threatened by sudden loss of stability .....</b>                        | <b>13</b> |
| C.Georgiev, V.Jivkov, N.Nikolov, G.Todorov   |           |
| <b>Damped oscillation of rope, grip, hanger and gondola with passengers from monocable gondola lift .....</b>    | <b>21</b> |
| V.Ahchiyski, I.Angelov, G.Iliev  |           |
| <b>Mechanical – matrix simulation of the free-damped oscillations of passenger automobile in the space .....</b> | <b>25</b> |
| V. Bachev, C.Angelov   |           |
| <b>Induced three-dimensional fluctuations of automobile from engine and fan of the cooling system ...</b>        | <b>31</b> |
| V.Bachev, C.Angelov  |           |
| <b>On examination online .....</b>   | <b>37</b> |
| P.Goranov  |           |
| <b>Selection of optimal logistics machine .....</b>  | <b>41</b> |
| N.Kazakov  |           |
| <b>Methodology in creation criteria for similarity of devices for liberation of mineral grains .....</b>         | <b>47</b> |
| I.Minin  |           |
| <b>Determination of kinematical and dynamical parameters of “pick and place” manipulator driving chain.....</b>  | <b>53</b> |
| R.Mitrev, P.Petrov, V.Panov  |           |
| <b>“Cloud” based system for documentation, analyzing and visualizing of vehicle crash accidents....</b>          | <b>59</b> |
| V.Penchev, B.Tudzharov   |           |

## ЛОГИСТИЧНА МРЕЖА ЗА ИЗБОР НА ЦЕЛЕСЪОБРАЗНИ ТРАНСПОРТНО-МАНИПУЛАЦИОННИ СХЕМИ

Симеон СТОЯДИНОВ    Станислава МИХАИЛОВА – КИРИЛОВА

катедра „Железопътна техника”, Технически университет - София, България

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

**Резюме:** Целта на изследване е да се разработят принципите за изграждане на гъвкава модулна логистична мрежа, чрез която да се създава възможност за намиране на рационално решение на цялостен транспортно-манипулационен процес (ТМП). Предложена е структура на мрежа с отворена система с линейна дървовидна структура, съставена от клонове, модули и блокове. Тя дава възможност за визуализация на процеса в реално и мащабно време.

**Ключови думи:** логистика, логистична мрежа, модулна, транспортно-манипулационен процес, гъвкава.

### 1. ОБЩИ ПОЛОЖЕНИЯ

#### 1.1. Логистична мрежа

Изборът на целесъобразна транспортно-манипулационна схема е в пряка зависимост от ползването на транспортната инфраструктура. Логистиката е инструмент, чрез който може да се извърши този избор. Тук се предлага разработване на логистична мрежа, чрез която този проблем може да се реши.

Поради широкия обхват на приложение на логистиката обаче, това понятие се дефинира по различни начини. Съветът по управление на логистиката в САЩ определя логистиката като „процес на планиране, осъществяване и контрол на ефективно придвижване и съхранение на продукти и услуги и свързаната с това информация от мястото на потребление, с цел задоволяване на изискванията на клиента”. Други учени дефинират “логистиката се отнася до изкуството, да се управляват потоци от материали и продукти, от източника до потребителя”, както и че “логистиката включва всички дейности, необходими за преодоляване на несъответствията от времеви, пространствен и количествен характер, започващи от снабдяването с материали, тяхната преработка и завършва с дистрибуцията на готовата продукция до потребителя”. Общо приетият девиз на логистиката [2] е „**точно на време, на точното на място, в точно определено количество**”. Предмет на изследване на логистиката е управлението на материални и информационни

потоци с цел оптимизирането им спрямо предварително избран и дефиниран критерий, т.е.

„целенасочена дейност за избиране от много решения на това, което се квалифицира като най-добро в определен смисъл и при определени условия”.

Съгласно теорията на управлението [6,7] това е „приемане на информация, обработване на тази информация и предаване на обработената информация”.

За реализиране на тази дейност е необходимо да са налице следните условия:

- да съществува обект на оптимизацията – в случая това е транспортно-манипулационен процес (ТМП);

- да има управляемост на обекта на оптимизация – трябва да се осигури наличието на определен брой степени на свобода на обекта, т.е. да съществува възможност, чрез управляващи въздействия върху него да се изменя състоянието му, за да се приведе в по-добро състояние съгласно предварително определен смисъл;

- да се определи критерий за оптималност – да се определи количествена оценка за състоянието на обекта, чрез която се обуславя ефекта на оптимизацията. В зависимост от това, критериите могат да бъдат технологични (производителност, преработвателна възможност, пропускателна възможност, надеждност на процеса, изразходена енергия, изминато разстояние и др.), икономически (себестойност, разходи, печалба) и смесени технико-икономически;

- да се избере метод за реализация на оптимизационния процес.

При решаването на поставената логистична задача в транспорта, най-често се прилагат еднокритериални задачи, при определен критерий за оптималност:

- минимални разходи за реализация на транспортно-манипулационния процес;

- минимална продължителност за реализация на транспортно-манипулационния процес.

В определени случаи се прилага двукритериален или многокритериален оптимизационен процес.

Използват се и вторични критерии за оптимизация като качество на доставката, риск от повреда, липси на товари и др., които тук няма да се разглеждат.

Мрежата се характеризира със следните основни моменти:

- има линейна дървовидна структура, съставена от клонове, модули и блокове;
- ориентирана е за реализация на ТМП между два крайни пункта в пространството;
- тя е отворена система;
- тя позволява изграждане с краен брой съвместими модули;
- тя е гъвкава, т.е. позволява бърза адаптация при промяна на ситуацията в процеса на реализация на доставката;
- има възможност за залагане на ограничителни условия за реализация на доставката;
- разработва се за един вид товар, съответно за една партида;
- има възможност да се самоусъвършенства чрез съхраняване на базата от данни при различни задачи;
- създава условия за визуализация на процеса в реално и мащабно време;
- при изчерпване на ресурс в един от клоновете на мрежата дава възможност за прехвърляне на част от пратката в друг клон.

При използване на логистичната мрежа за вземане на целесъобразно решение са възможни два случая – превозвачът е един и реализира ТМП със собствени транспортни средства (напр. с автомобилен транспорт от товародател до товарополучател) и спедиционната фирма, която използва различни превозвачи.

- в първия случай параметрите на отделните модули се определят на базата на себестойността на превозите;

- във втория случай параметрите на отделните модули се определят на базата на тарифните цени, предлагани от отделните участници в ТМП.

Логистичната мрежа обхваща управлението на ТМП, информационни и документни потоци, като последните два не са обект на това изследване.

На фиг. 1 е показана структурата на логистичната мрежа.

В съответствие с поставените изисквания се създава възможност в един клон превозвачът в различни етапи на изпълнението на доставката да залага различни показатели в зависимост от пътните и транспортните условия (напр. размерът на разходите за автомобили).

## **1.2. Елементи на логистичната мрежа**

### **1.2.1. Клон на логистичната мрежа**

Клон на логистичната мрежа е всеки линеен път, който започва от началната точка (товародателя) и завършва в крайната точка (товарополучателя).

### **1.2.2. Входящ блок**

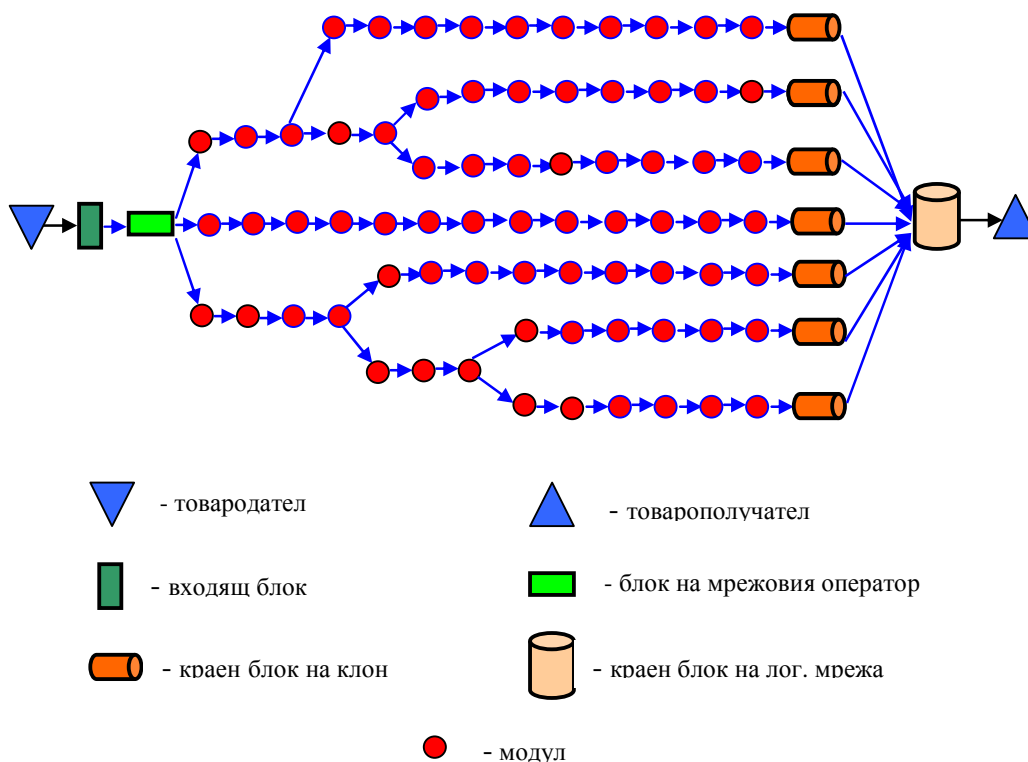
Входящият блок (фиг.2) съдържа началната информация, която се получава от товародателя (клиента). В него се създава база от данни, които отразяват изискванията на товародателя и на характерните особености на товара.

В най-общ вид тя съдържа следното:

- вид на товара (пратката);
- транспортно-манипулационната характеристика на товара;
- количество на пратката;
- адрес на товародателя и на товарополучателя;
- максимален срок на доставка на пратката;
- максимална цена на реализация на транспортно-манипулационния процес;
- критерия за оценка;
- други особени изисквания към транспортно-манипулационни процес.

### **1.2.3. Блок на мрежовия оператор**

Мрежовият оператор систематизира базата от данни от входящия блок и при необходимост генерира условия и данни за реализиране на транспортно - манипулационния процес.



фиг.1 Структура на гъвкава модулна логистична мрежа

При реализация на оптимизационната процедура той взема решение за намеса в елементите на структурата на логистичната мрежа. В общ вид дейността му се изразява в следното:

- определя броя и вида на клоновете на логистичната мрежа;
- определя управляемите параметри на системата;
- определя неуправляемите параметри на системата;
- при необходимост генерира нови елементи в структурата на логистичната мрежа;
- определя методът на оптимизационната процедура;
- извършва оперативни корекции в реализацията;
- други специфични дейности за всяка оперативна задача.

Мрежовият оператор създава, актуализира и допълва базата от данни за всеки елемент от логистичната мрежа. Чрез нея той може да

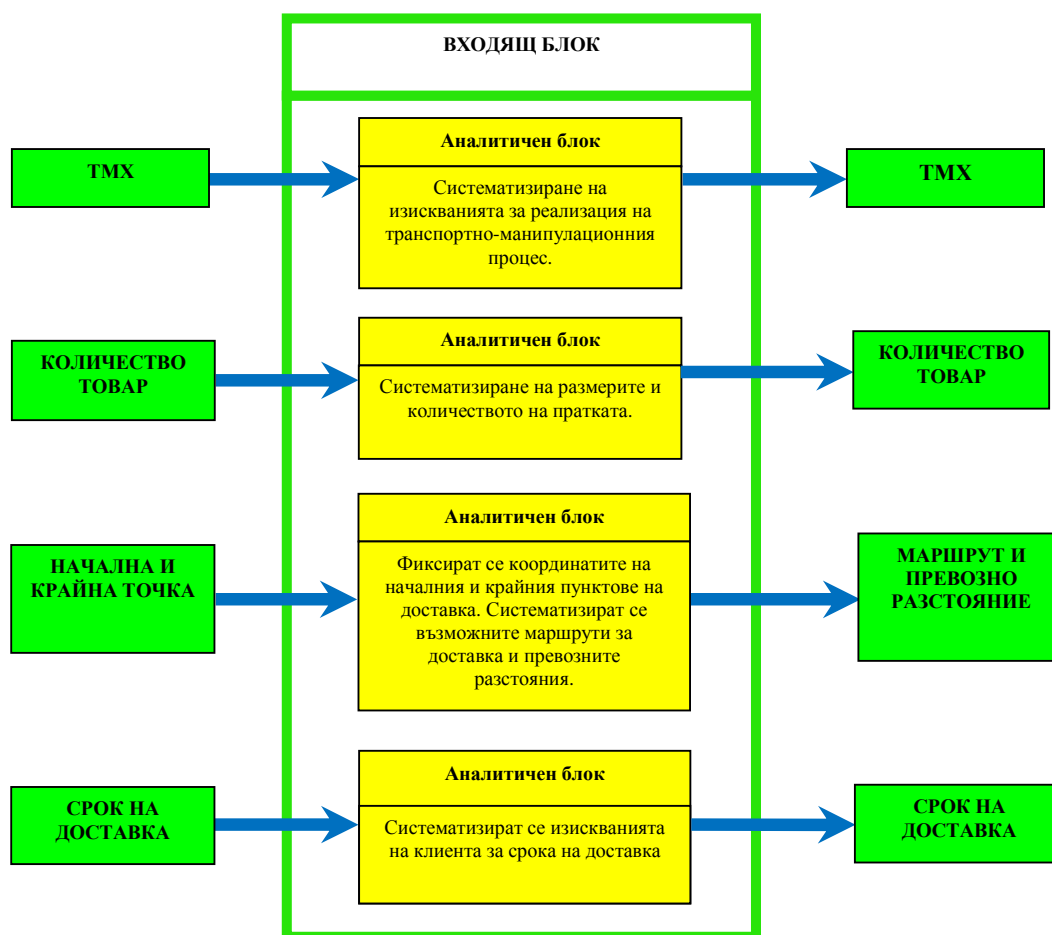
структурира всеки клон и същевременно да взема оперативни решения.

#### 1.2.4. Модули

Модулите в логистичната мрежа осигуряват оразмеряване на дейността, която представляват. Основно изискване към всеки модул е, изходящата база от данни от всеки модул да е напълно идентична с тази от входящата база от данни на другите модули. Това позволява купиране между тях и конструиране на различна структура в зависимост от конкретните условия, т.е. входящите параметри на модула са съвместими и се получават от предходния блок или модул. Общият вид на един модул е показан на фиг. 3.

Както се вижда модулет е съставен от 4 сектора и върху него въздействат управляеми и неуправляеми параметри.

Управляемите и неуправляемите параметри са предварително заложили във всеки модул или са определят оперативно от оператора.



фиг.2 Общ вид на входящ блок

- управляемите параметри могат да бъдат: технология за уедряване на товарните единици, технологичните процеси, транспортна схема и др.;

- неуправляемите параметри могат да бъдат: пътни условия, забавяния при престой на митница и др.

В зависимост от спецификата на транспортно-манипулационните процеси и условията за доставка тези параметри могат да променят своята характеристика.

Оперативните сектори в модула са:

- **Избирателен сектор** – систематизира получените данни от предходния модул и дава възможност за въздействие от страна на мрежовия оператор;

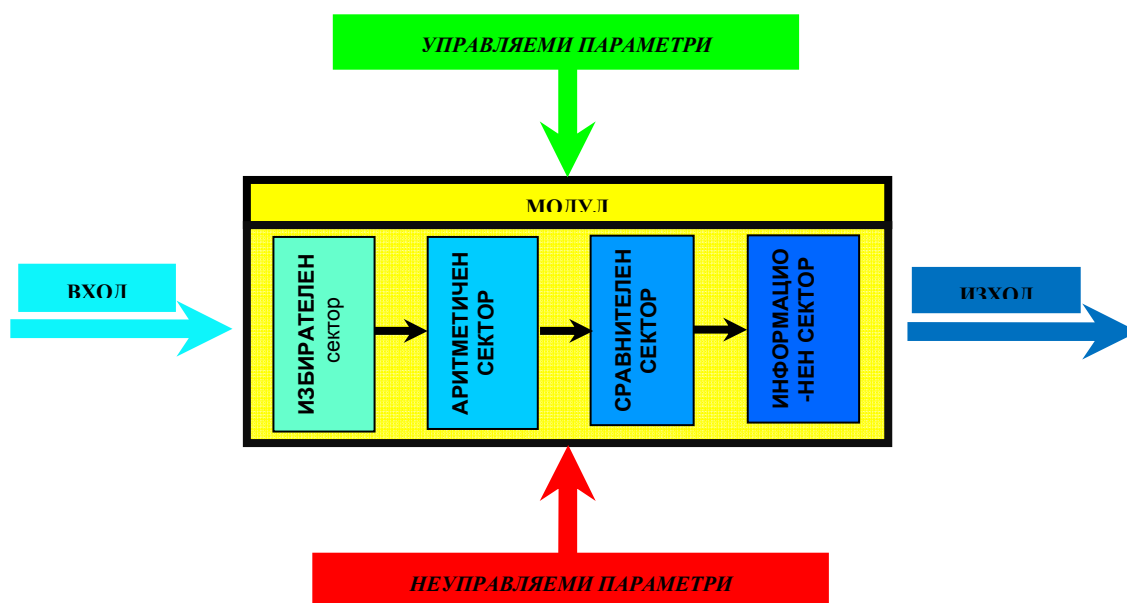
**Аритметичен сектор** – извършва необходимата трансформация (изчисления) и променя текущите стойности на параметрите на модула (цена на дейността, ресурс на изпълнението и др.). В зависимост от целесъобразността може да се извършва локална оптимизационна процедура (оптимално подреждане на товарните единици, укрепване и др.);

- **Сравнителен сектор** – извършва проверка на възможностите за реализация на вида дейност (спазване на ограниченията, недостиг на ресурс, строителни и транспортни габарити и други подобни);

- **Информационен сектор** – систематизира изходящата информация (входяща и трансформирана). В изходящата информация се по-



казва натрупване на ресурс на всеки етап от технологичния процес.



фиг.3 Общ вид на модул

Основните видове модули за един транспортно-манипулационен процес са:

- Модул **“Формиране на товарна единица”** — определя ресурсите, необходими за реализиране на определените от товародателя и мрежовия оператор начини за формиране на товарните единици на една пратка.
- Модул **“Складиране”** – определя параметрите на складовите процеси в съответствие с вида и параметрите на складовата структура. Отчита продължителността на престоя на товара, в зависимост от необходимостта да се формира пратка с определена големина.
- Модул **“Натоварване, разтоварване или претоварване”** – по същество това са три идентични по функции модули. В зависимост от изискванията на товародателя или на мрежовия оператор се разработват параметрите на манипулационните процеси при избраните технологични процеси.
- Модул **“Железопътен транспорт”** – определя ресурсите, необходими за реализиране на

транспортната услуга. Мрежовият оператор определя възможните конкурентни трасета и вида на използваните вагони. Тук е възможно, да се извършва локална оптимизация за начина на подреждане на товара и методите за укрепването им. При транспортирането на товари със специално предназначение е възможно да се осигурява допълнителна охрана. Най-често използваните показатели са транспортно разстояние, цена на транспортната услуга, продължителност на процеса.

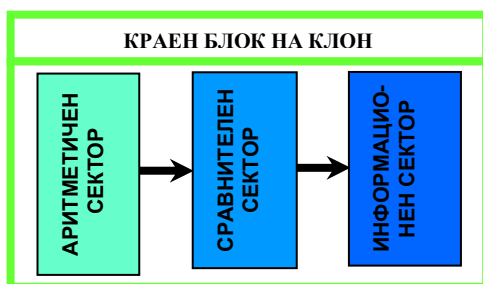
- Модул **„Автомобилен транспорт”** - определя ресурсите, необходими за реализиране на транспортната услуга. Мрежовият оператор определя възможните конкурентни трасета и вида на използваните автомобили. Тук е възможно, да се извършва локална оптимизация за начина на подреждане на товара и методите за укрепването им. Както в предходния модул, най-често използваните показатели са транспортно разстояние, цена на транспортната услуга, продължителност на процеса. Характерно при този модул е възможностите за превоз на автомобилните возила чрез интермодален

транспорт при наличие или не на влекач и водач.

- Модул „Речен транспорт”, модул „Морски транспорт”, модул „Въздушен транспорт” – тези модули имат същата характеристика както модулите „Железопътен транспорт” и „Автомобилен транспорт”. Характерно за първите два е възможността за ползване на фериботни услуги. Тук те не са обект на разработване.

**1.2.5. Краен блок на клон** – показва всички показатели на логистичния клон и техните числени и логични стойности след получаване на пратката в крайния получател. Общият вид на крайния блок на клон е показан на фиг. 4.

В аритметичния сектор се извършват окончателните изчисления за параметрите на съответния клон на логистичната мрежа, като се отчитат и оперативни данни от мрежовия оператор.



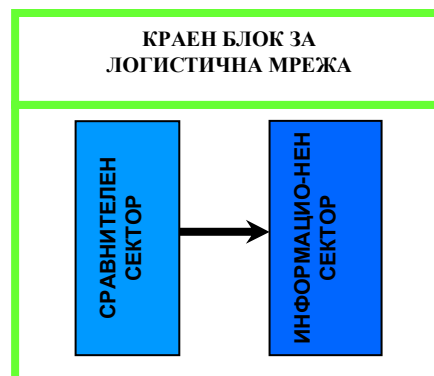
фиг.4 Общ вид на краен блок

В сравнителния сектор се извършва сравнение на входа на блока. Тук се отчитат всички числени и булеви стойности на ТМП. Определя се дали даден клон е изпълнил поставената задача да достави пратката или в някой етап на процеса са нарушени ограничителните условия, или се е появил недостиг на ресурс (недостиг на транспортни средства, недостиг на превозна възможност, ограничения от транспортен или строителен габарит и т.н).

В информационния сектор се систематизират данните от предходния сравнителен сектор и се подреждат по предварително определен начин.

**1.2.6. Краен блок на логистичната мрежа** – в него се получават всички данни от крайните блокове на логистичната мрежа. Той е съставен

от два сектора (сравнителен и информационен) и общият му вид е показан на фиг. 5.



фиг.5 Общ вид на краен блок на логистична мрежа

В сравнителния сектор се извършва съпоставяне по числените или логичните показатели на всички клонове на логистичната мрежа и се определя оптималният вариант на доставка на пратката съгласно избрания критерий.

В информационния сектор се систематизират и подреждат по предварително определена методика показателите от всички клонове. Най-често това са числените стойности на критерия за оптималност, следвани от ограничаващите условия, някои специфични изисквания и т.н. Въз основа на тези данни мрежовият оператор определя оптималния начин за реализация на транспортно-манипулационните процеси от товародател до товарополучател. При определени условия мрежовият оператор може да предложи, изпълнение на поръчката да се извърши при близка до оптималната, при съобразяване на други вторични показатели (напр. изпълнение в условия на риск).

## 2. АНАЛИЗ, ИЗВОДИ И ПРЕПОРЪКИ

- Предложената структура на логистичната мрежа и численият експеримент показват, че разработената система може да се разглежда като гъвкава и модулна;

- Разработената логистична мрежа е отворена и позволява непрекъснато усъвършенстване и разширяване на възможностите;

- Представената гъвкава модулна мрежа дава възможност при наличието на GPS системи и добър софтуер, да се осъществи оперативно следене и контрол на избраната транспортна схема в реално време;

- Разработената гъвкава модулна система дава възможност в реално време, да се разгледат голям брой възможни решения и да се избере оптималното от тях;

- Целесъобразно е изграждането на мощни софтуерни продукти за взимане на оптимално решение, което в определени случаи може да стане автоматизирано;

- Предложената мрежа изисква конструиране на мащабна база данни с натрупване от предходни ситуации.

#### Използвана литература:

1. Баджева, С., Б. Матеева, А. Маринова, В. Василев, Т. Стоев, С. Пенева-Григорова. Как се пресмята себестойността на логистичното обслужване. Сп. „Логистика” 1.2010г., София, стр. 24 – стр.29
2. Димитров, С. Теоретични основи на логистиката. Сп. „Диалог”, 2.2007г., София, стр.1 - стр.22

<http://www.uni-svishtov.bg/dialog/2007/2.07.SDbg.pdf>

3. Миронова, М., Миронов, К. Логистиката като наука и приложението ѝ в строителството.

<http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:BgV0QE4v7V8J:www.stroitelstvo.bg/data/2005/10/Mirona.doc+логистиката+в+строителството&cd=2&hl=bg&ct=clnk&gl=bg>

4. Политехнически тълковен речник, С., Техника, 1979.

5. Чудаков Александр Давидович, Логистика, М. Издателство РДЛ, 2001

6. Теория управляющих систем (Сборник научных трудов). К., Наукова думка, 1987.

7. Ту Ю. Современная теория управления. М., Машиностроение, 1971.

8. Lambert, D., Stock, J., Ellram, L., “Fundamentals of Logistics Management”, Irwin McGraw-Hill, Boston, USA, 1998

9. United Nations (UN), The European Conference of Ministers of Transport (ECMT), the European Commission (EC). Technology on combined transport. United Nations, New York and Geneva, 2001.

10. <http://greenguy.hit.bg/>

11. <http://www.kaminata.net/viewtopic.php?284&t=25716>

## LOGISTICS NETWORK FOR THE SELECTION OF APPROPRIATE TRANSPORT-HANDLING SCHEMES

Simeon STOIADINOV Stanislava MIHAILOVA – KIRILOVA

Department of Railway Engineering, Technical University-Sofia, Bulgaria

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

**Abstract:** The purpose of the study is to develop the principles for building a flexible modular logistics network that would make it possible to find a rational solution to the overall transport-handling process (THP). The proposed structure of the network is an open system with a linear tree-like structure, consisting of branches, modules and blocks. It allows for a visualization of the process in real time and scale.

**Keywords:** Logistics, logistics network, modular, transport-handling process, flexible.



## ОПТИМИЗАЦИЯ НА МЕХАНИЧНИ СТРУКТУРИ С ВНЕЗАПНА ЗАГУБА НА УСТОЙЧИВОСТ

Чавдар ГЕОРГИЕВ<sup>1</sup> Венелин ЖИВКОВ<sup>1</sup> Николай НИКОЛОВ<sup>1</sup> Георги ТОДОРОВ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>катедра „Теория на механизмите и машините”, Технически университет - София, България

e-mail: [chavdar\\_georgiev@abv.bg](mailto:chavdar_georgiev@abv.bg), [jivkov@tu-sofia.bg](mailto:jivkov@tu-sofia.bg), [nickn@tu-sofia.bg](mailto:nickn@tu-sofia.bg)

<sup>2</sup>лаборатория „CAD, CAM, CAE в индустрията”, Технически университет - София, България

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

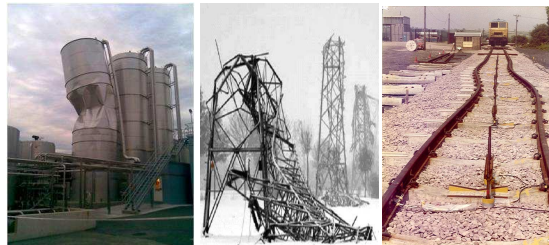
**Резюме:** Тънкостенните метални конструкции са широко разпространени, заради минималното използване на материал, но когато са подложени на натискови натоварвания, те са особено чувствителни към загуба на устойчивост. При това явление натовареният елемент се деформира преди достигане на якостта на материала, от който е направен. Изследването и оптимизацията на такъв тип структури, застрашени от загубата на устойчивост намира широко приложение в индустрията. Примери за такива структури са силози, резервоари, тръбопроводи, комини, кули, офшорни платформи, самолети и космически кораби. Предимствата на виртуалното инженерство, като намаляване на разходите и времето за изследване, могат да се използват напълно в тази насока. Цел на настоящата работа е да се представи спецификата на анализните подходи посредством метода на крайните елементи на структури, предразположени към загуба на устойчивост и да се повиши тяхната стабилност чрез прилагане на компютърно подпомогнатата структурна оптимизация. Разгледа ни са два примера.

**Ключови думи:** Загуба на устойчивост, структурна оптимизация, метод на крайните елементи, симулационен модел, виртуално инженерство

### УВОД

Използването на тънкостенни метални конструкции в области като корабостроенето и самолетостроенето, за силози, резервоари, тръбопроводи и офшорни платформи, налага необходимостта да се разгледа тяхната стабилност, когато са подложени на натискови натоварвания. Съществуват редица примери, когато такива структури губят устойчивост и се разрушават преди достигане на якостта на материала, от който са направени. В изследването и оптимизацията на такъв тип структури, застрашени от загубата на устойчивост, компютърно подпомогнатите инженерни методи намират широко приложение в индустрията с цел оптимално тегло и свойства на структурите, както и намаляване на разходите и времето за нови разработки. В настоящата работа е направен системен анализ на най-често срещаните типове натоварени структури, застрашени от загуба на устойчивост и е разгледана теорията на явлението загуба на устойчивост. Изследвани са два симулационни модела, базирани на числения метод на крайните елементи и повишаването на тяхната стабилност посредством компютърната структурна оптимизация, използваща симуляци-

онните модели, като подход на виртуалното инженерство.



фиг.1 Примери за загуба на устойчивост [1]

### СИСТЕМЕН АНАЛИЗ НА НАЙ-ЧЕСТО СРЕЩАНИТЕ ТИПОВЕ НАТОВАРЕНИ СТРУКТУРИ, ЗАСТРАШЕНИ ОТ ЗАГУБА НА УСТОЙЧИВОСТ

Ако разгледаме дълъг прът, който е натоварен на центричен опън и центричен натиск, в първия случай прътът остава праволинеен до разрушението си, а във втория случай при достигане на определена сила  $P$  праволинейната форма на равновесие става невъзможна – при тази сила прътът внезапно се изкривява. Казваме, че прътът загубва устойчивост. Силата  $P$ , при която нас-

тъпва загубата на устойчивост, наричаме критична сила, а самото явление на изкривяване на пръта – загуба на устойчивост (изкълчване).

Общото определение гласи: Ако една система се връща сама в изходното си равновесно състояние, след като е била изведена от него, това равновесно състояние е устойчиво; ако системата не се връща в изходното си състояние, то е неустойчиво.

Склонност към загуба на устойчивост проявяват всички тънкостенни конструкции основно при натиск, но са възможни случаи на загуба на устойчивост и при огъване и усукване.

Критичният товар означаваме с  $P_{cr}$  – това е големината на външния товар, при който конструкцията загубва устойчивост. Очевидно състояние на загуба на устойчивост е недопустимо за всяка конструкция. За тази цел въвеждаме коефициент на сигурност ( $n_{bck}$ ) против загуба на устойчивост (buckling), с помощта на който се определя големината на допустимия товар  $[P]$ :

$$[P] \leq \frac{P_{cr}}{n_{bck}}$$

Тук  $P_{cr}$  се изчислява, а  $n_{bck}$  е коефициент на сигурност, който се приема ( $n_{bck} > 1$ ).

Когато конструкцията загуби устойчивост са възможни са три нейни поведения:

- Конструкцията се разрушава. Този случай е най-неблагоприятен. Получава се, ако в резултат на загубата на устойчивост на даден елемент конструкцията се превръща в кинематично изменяема.

- Конструкцията получава пластични деформации, но продължава да изпълнява предназначението си. Този случай се получава, когато товарът на деформирания елемент се поема от другите елементи на конструкцията.

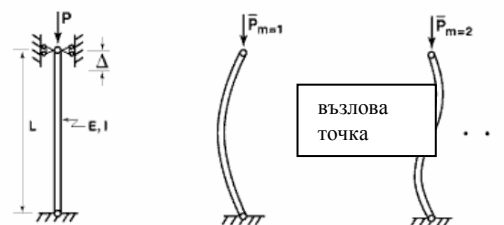
- Конструкцията започва да извършва колебателни движения. Този случай се наблюдава при действие на следяща сила [2].

Нека разгледаме по-подробно следните 3 структурни елемента: прътове, тънкостенни плочи и черупки.

### ЗАГУБА НА УСТОЙЧИВОСТ ПРИ ПРЪТИ

За съвършено прав, аксиално натоварен и лагеруван прът с постоянно напречно симетрично

сечение най-малко по една от основните му оси, който първоначално е в изправено положение, първите две форми на загуба на устойчивост са показани на фиг. 2.

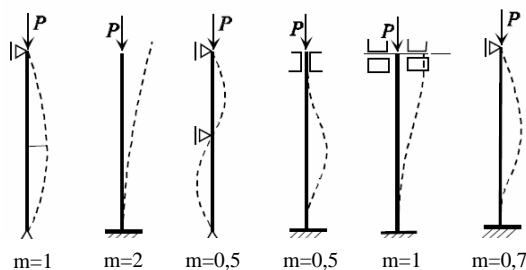


фиг. 2 Форми на загуба на устойчивост на аксиално натоварен прът

Тези формите са в зависимост от параметра  $m$  от Ойлеровото уравнение за загуба на устойчивост:

$$\bar{P} = P_E = P_{cr} = m^2 \pi^2 \frac{EI}{L^2}$$

където  $m = 1, 2, \dots, k$ ,  $P = P_E = P_{cr}$  е критичното натоварване,  $m$  е броят на половината синусоида вълна на формата на изкълчване,  $E$  е модулетът на Юнг на материала на пръта,  $I$  е най-малкият инерционен момент на напречното сечение срещу огъване, а  $L$  е дължина на пръта. Ако  $m = 1$ , първата форма на изкълчване е половината синусоида вълна, а при  $m = 2$  втората форма съответства на 2 половини синусоидни вълни. Възловата точка, отбелязана на фиг. 2 не се мести аксиално, по време на загубата на устойчивост. Ако под някаква форма тази точка се лагерува, прътът ще бъде предпазен от първата форма и ще загуби устойчивост едва при  $m=2$ . При  $m=1$  лагеруването не позволява преместване на възловата точка. На фиг. 3 са показани няколко често срещани случая на закрепване на пръта и значението на коефициента  $m$ .



фиг. 3 Видове закрепване на пръта и съответните стойности на  $m$

Решението на Ойлер има указани слабости, които се дължат на факта, че при извода на диференциалното уравнение за устойчивостта, Ойлер използва опростеното диференциално уравнение на еластичната линия, което е валидно само за малки премествания.

$$EIW'' + PW = 0$$

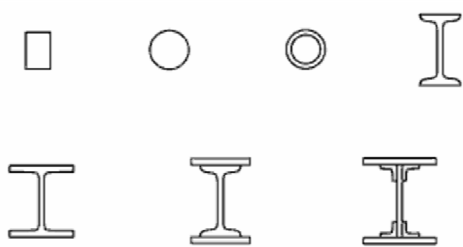
където  $W$  е напречното преместване, а  $PW$  е огъващият момент.

В действителност, след първоначалното изкривяване на пръта, деформациите му продължават да растат и могат да бъдат определени само след използване на пълното диференциално уравнение на еластичната линия. Тогава диференциалното уравнение на равновесие на пръта придобива вида:

$$EI \frac{W'''}{(1+W'^2)^{3/2}} + PW = 0$$

Това диференциално уравнение не е решиво в квадратури, поради което се използват числени процедури. Но в началния момент на деформиране на пръта (когато преместванията са малки) двете уравнения дават едно и също решение. Поради това решението на Ойлер, даващо значението на критичната сила в началото на деформирането на пръта, е напълно приемливо [3].

При един от често срещаните проблеми при проектирането, инженерът е поставен пред задачата да намери формата на загуба на устойчивост на пръти, с напречни сечения, показани на фиг. 4.



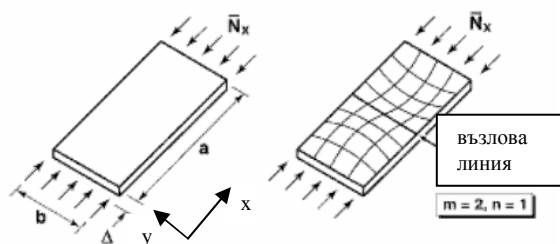
фиг.4 Примери за често срещани сечения на пръти и колони (греди)

Съществуват различни методи за получаване на ефективно напречно сечение, с голям инерциален момент, което би предпазило пръта от загуба на устойчивост. Тук важи отново правилото за критичната сила на Ойлер, която практи-

чески е максималното натоварване, което един прът може да издържи [3].

### ЗАГУБА НА УСТОЙЧИВОСТ ПРИ ТЪНКОВЕННИ ПЛОЧИ

Равнинно натоварена плоча, лагерувана на четирите ръба, има типична форма на загуба на устойчивост, показана на фиг. 5. Тук трябва да се има предвид, че тази форма е в 2 измерения. Имаме възлова линия, аналогично на възловата точка при прътите, която първоначално е права линия, по средата на повърхността на плочата.

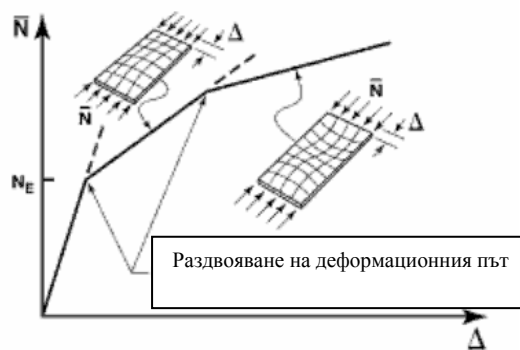


фиг. 5 Загуба на устойчивост при плоча, натоварена в равнината

Стойността на критичното натоварване  $N_x$  зависи от геометрията на плочата, както и от материалните свойства:

$$\overline{N}_x = \overline{N}_x(a, b, t, E, \nu, m, n)$$

където  $N_x$  е натисковото натоварване,  $a, b$  и  $t$  са размерите на плочата, съответно дължина, ширина и дебелина,  $E$  е модулът на еластичност,  $\nu$  е числото на Поисон,  $m$  и  $n$  са броят на половин синусоидните вълни на изкълчване в  $x$  и  $y$  посоките ( $m = 2, n = 1$  на фиг.5).

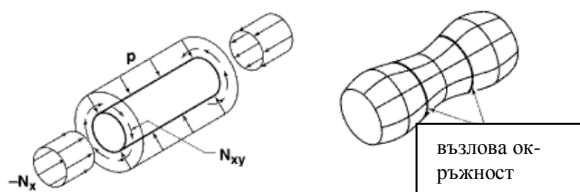


фиг. 6 Деформация на равнинно натоварена плоча

Плочите имат поведение на деформация от мултилинеен характер, показан на фиг.6. Тук критичното натоварване на Ойлер не е границата на изтръжливост на плочата [3].

### ЗАГУБА НА УСТОЙЧИВОСТ ПРИ ЧЕРУПКИ

Идеално кръгла, цилиндрична черупка, която е натоварена от аксиална сила, момент на усукване и тангенциален натиск, е показана на фиг. 7. На фигурата се вижда още и силно опростена и идеализирана форма на загуба на устойчивост при такава черупка. Формата е синусоидална в аксиална посока, но и аксиално симетрична, няма деформации в тангенциална посока. В действителност формите на загуба на устойчивост при черупките са много по-комплексни и сложни, в сравнение с тези при прътите и плочите. Въпреки това, много от решенията за прости черупки могат да се опишат от тригонометрични функции.



фиг.7 Форма на загуба на устойчивост при черупки

Изкривените пръти и плочи, които бяха представени по-горе, отговарят със сравнително голяма точност на действителния си физически вид. При изкривените черупки, обаче, е доста по-трудно да се изобрази тяхната деформация схематично. И тук стойността на критичното натоварване  $N_x$  зависи от геометрията на черупката, материалните свойства и параметрите за загубата на устойчивост като редуцираната дължина  $m$ :

$$\overline{N_x} = \overline{N_x}(L, r, t, E, \nu, m, n)$$

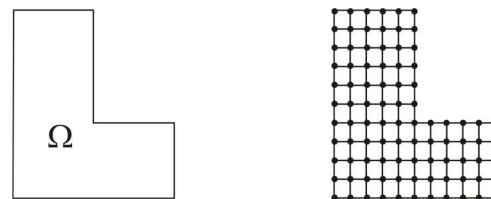
където  $L$ ,  $r$  и  $t$  са дължината, радиусът и дебелината на черупката,  $E$  е модулът на еластичност,  $\nu$  е числото на Поисон,  $m$  и  $n$  са броят на половин синусоидните вълни на изкълчване в  $x$  и  $y$  посоките.

Формата на деформация при черупките зависи в голяма степен от натоварването и от геометрията. При тях загуба на устойчивост може да нас-

тъпи още преди да бъде достигната критичната сила на Ойлер, поради неидеалности във формата и материала. Идеално кръгла черупка е практически невъзможно да се направи и винаги съществува някакъв процент на отклонение. Аксиално натоварените черупки са по-неустойчиви от тези с тангенциално натоварване.

### СПЕЦИФИКА НА АНАЛИЗНИ ПОДХОДИ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЗАГУБАТА НА УСТОЙЧИВОСТ С КРАЙНИ ЕЛЕМЕНТИ

Методът на крайните елементи води началото си от средата на петдесетте години на нашия век. Основната идея на метода е раздробяването на непрекъснатата среда (континума) на малки елементи с определена форма и размери (фиг.8), за която се търси решението на съответната задача. Когато решението за един елемент е известно, може да се намери решението за цялата област.



фиг. 8 Пример за дискретизиране с крайни елементи

При условие, че имаме линеен материал, за всеки един елемент важи следното уравнение:

$$F_i = k_{ij} u_j$$

където  $F_i$  е дадената сила, а  $u_j$  е преместването.  $k_{ij}$  наричаме единична коравина, като в последствие чрез суперпозициониране се намира цялата матрица на коравина за континуума. Ако натоварванията са известни и инвертираме матрицата на коравина, ще получим преместванията, а от там чрез закона на Хук и напреженията и деформацията на тялото.

Макар, че идеята за раздробяване на континуума на малки елементи принадлежи в миналото още на Поасон, практическата реализация на метода става възможна едва през последните няколко десетилетия успоредно с развитието на електронно-изчислителната техника. От математична гледна точка е доказано, че МКЕ е метод за числено приближено решение на системи от частни диференциални уравнения, подчинени на



определени гранични условия при произволна форма на разглежданата област. Тъй като в този случай няма аналитични решения, методът е намерил широко приложение във всички области на науката, където процесите се описват със системи от частни диференциални уравнения - механиката на твърдото деформируемо тяло, топлопренасянето, масопренасянето, хидродинамиката, геомеханиката, в теорията на полетата, електрониката и др.

Повечето програми с крайни елементи поддържат симулирането на геометрични нелинейности в структурния анализ. Обикновено проблемът за загуба на устойчивост се разглежда чрез екстрахиране на собствените стойности от глобалната системна матрица на коравина. Този метод е познат като линейна загуба на устойчивост [4]. Той е атрактивен от гледна точка на краткото време за изчисление. Сравнен с общия инкрементален анализ, който изчислява цялото нелинейно поведение на структурната система, той се занимава само с една или две точки от равновесните състояния. Използвайки метода на линейна загуба на устойчивост за изследване на раздвоена нестабилност се получават сравнително точни резултати при всеки от софтуерните пакети. При нестабилност с разрушаване на структурата е възможно обаче да се получи отклонение.

Нека разгледаме математическите формулировки на методите за изчисляване на критичната сила, имплементирани в програмите с крайни елементи като ABAQUS, ANSYS или NASTRAN.  $[K_0]$  е линейната еластична матрица на коравина, чиито елементи са независими от структурното състояние;  $[{}_tK_\sigma]$  е началната матрица на напреженията, зависеща от времето  $t$ ; Сумата от тези две матрици е позната като тангентна матрица на коравина [4];  ${}_0T$  е равновесното състояние без външни въздействия;  ${}_tT$  е междинно равновесно състояние преди достигане на загуба на устойчивост;  $\Delta t$  е стъпката на промяна в равновесното състояние;  ${}_{cr}T$  е критичното равновесно състояние при загуба на устойчивост.

Нека  $\{P_{baseline}\}$  е външната сила, която води до състояние  ${}_tT$ , а  $\{P_{characteristic}\}$  води до  ${}_{t+\Delta t}T$  и  $\{P_{cr}\}$  до  ${}_{cr}T$ , и нека  $[K]$  е коравината на структурата за дадено натоварване  $P$  и съответното преместване.

Тогава двата вида формулировки, които се срещат в програмите с крайни елементи, се дефинират по следния начин [8]:

Класическа формулировка:

$$\det([{}_0T K_0] + \lambda[{}_tT K_\sigma]) = 0 \Rightarrow \{P_{cr}\} = \lambda\{P_{baseline}\}$$

Сечаща формулировка:

$$\det([K_{baseline}] + \lambda[K_{characteristic}] - [K_{baseline}]) = 0 \Rightarrow \{P_{cr}\} = P_{baseline} + \lambda(\{P_{characteristic}\} - \{P_{baseline}\})$$

И в трите изброени комерсиални продукта ABAQUS, ANSYS и NASTRAN има възможност за избор между двата метода. Сравнението с аналитични резултати показва, че класическият метод дава малки отклонения, когато е пластична деформация на структурата, но няма разрушаване, докато сечащата формулировка дава по-добри резултати при разрушаване на материала.

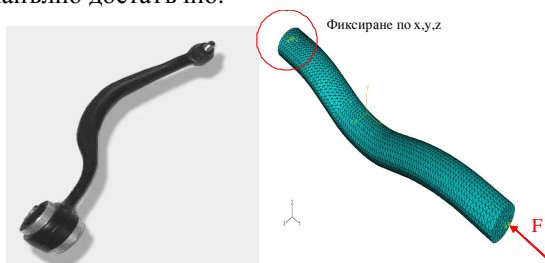
Други фактори, които оказват влияние върху резултатите от анализ на загуба на устойчивост са видът и качеството на мрежата в модела, както и материалните данни. Елементите трябва да отговарят на дефинираните в програмите критерии за качество и да са достатъчно на брой, за да репрезентират точно реалната геометрия. Обикновено лошите елементи се протоколират по-време на изчисленията, като дори симулацията прекъсва, ако са прекалено много или прекалено деформирани. За материалните данни има значение, колко точно представят еластично пластичното поведение на реалния материал, дали са опростени и до каква степен.

### ПРИМЕР ЗА МОДЕЛ С КРАЙНИ ЕЛЕМЕНТИ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЗАГУБАТА НА УСТОЙЧИВОСТ

В рамките на работен проект на докторанта [5] беше изследван опростен модел на рамо от ходовата част на автомобил, подложен на натисково натоварване. За тази цел беше използвана програмата с крайни елементи ABAQUS. Целта на изчислението е да се определи критичната сила, при която настъпва загуба на устойчивост. Моделът представлява 3 дименсионална греда с форма, сходна с тази на реалния детайл (фиг. 9).

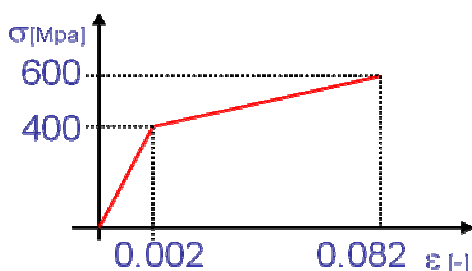
За по-голяма точност на резултатите, омрежаването е с квадратни тетраедери. Като гранични условия, от едната страна моделът е фиксиран в трите посоки  $x, y, z$ , а от другата е натоварен с на-

тискова сила  $F$ . Важно е да се отбележи, че 3D елементите нямат ротационни степени на свобода, така че фиксирането на транслационните е напълно достатъчно.



фиг. 9 Реален детайл и опростен модел с крайни елементи

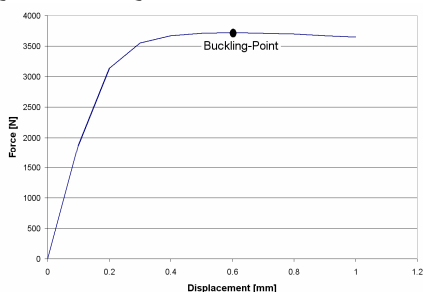
За материал е използван опростен еластично-пластичен модел, представен на фиг. 10. При 400 МПа материалът започва да пластифицира. При 600 МПа се разрушава.



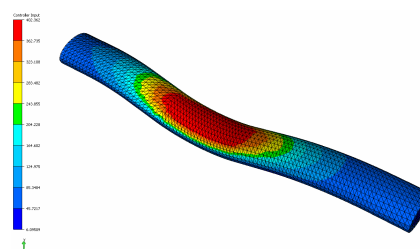
фиг. 10 Материален модел, използван за изчисленията

Времето за изчисление, въпреки нелинейния материал, е сравнително кратко 2 ч на Windows 32 bit система с 3 Gb оперативна памет.

Резултатите за показани на фиг. 11 и фиг. 12, като за целта е използван постпроцесора на ABAQUS – ABAQUS view.



фиг. 11 Критична сила, при която моделът губи устойчивост









фиг.12 Напрежения в модела

Максималната сила, която структурата може да поеме преди да настъпи загубана устойчивост 3700 N. Това е и така наречената критична сила. Максималното напрежение, което предизвиква тази сила е 403 МПа, което е границата на еластичност на материала. Оттук започва пластифициране, но въпреки това напреженията са далеч от границата на разрушаване. Това показва, че имаме класически случай на загуба на устойчивост.

### ПРИМЕРИ ЗА СТРУКТУРНА ОПТИМИЗАЦИЯ С ЗАГУБА НА УСТОЙЧИВОСТ

Структурната оптимизация във виртуалното инженерство играе важна роля в процеса на разработване на нови продукти. Съществуват множество методи за подобряване качествата на даден компонент. Всеки от тези методи притежава предимства и недостатъци, като изборът на подходящия метод зависи от различни условия: вид на проблема, вид на целевата функция и ограничителните условия, броя на променливите. В фиг.13 са представени различните видове структурна оптимизация и комерсиални компютърни програми за всеки вид, базирани на резултати от симулации с крайни елементи.

| Непараметрична оптимизация  |  |   | Параметрична оптимизация  | Надеждна оптимизация  | DOE RSM   |
|---|--|---|---|---|---|
| Топология   | Форма  | Ребра   |   |   |   |
|  |  |  |  |  |  |
| TOSCA, OptiStruct, Genesis  |  |   | Optimus, Isight, OptiSlang  |   |   |

фиг.13 Видове структурна оптимизация и съответните програмни продукти

Математически оптимизационната задача може да се представи в общия случай както следва:

Минимизирай или максимизирай целевата функция  $F(x)$ , като  $g_i(x) < 0$  и  $h_k(x) = 0$  са ограничителните функции, а  $x_i$  са променливите [6].

Различните оптимизации се различават и по вида на променливите, вида и броя на целите и ограничителните условия и вида на критериите за оценяване.

Нека разгледаме два примера с различни подходи за оптимизация с загуба на устойчивост.

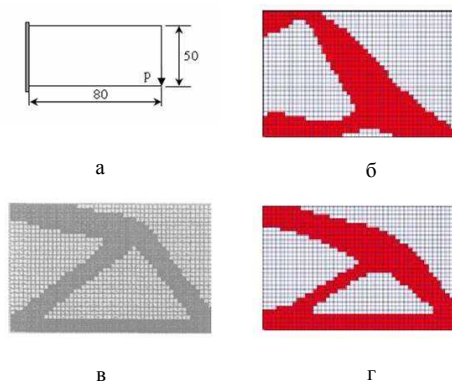
На фиг. 14 е показана структурата на равнино еластични тяло с размери 80 мм, 50 мм, 1 мм. Модулът на еластичност на използвания материал е  $E = 1,0 \cdot 10^6$  МПа, а числото на Поасон е  $\nu = 0,3$ , плътността е  $\rho = 1,0 \cdot 10^3$  kg/mm<sup>3</sup>. Зададена е сила  $P = 9000$  N в посока (-y). Мрежата е от квадратни линейни елементи с 4 възела. Теглото на изходната структура е 4 kg. Максималното преместване е 0,281 mm. Изходният фактор на загуба на устойчивост е  $\lambda = 0,304$ , а изходната критична сила е  $P_{cr} = 2735$  N. Целта на оптимизацията е чрез непараметричната топологична оптимизация да се намали теглото на структурата и да се изпълнят ограничителните условия  $P_{cr} = 1100$  N и максималното преместване от 0,5 mm. За целта е използван оптимизационния пакет Hyperworks и модулът Optistruct [7].

Резултатите са представени на фиг. 14. Случай (б) е оптимизация с ограничително условие на критичната сила, случай (в) е оптимизация с ограничително условие на максималното преместване, а случай (г) е комбинацията от двете. Резултатът от случай (в) е тънка структура с равномерно разпределен материал, докато в случай (б) имаме одебеляване в средата с цел да се увеличи устойчивостта на структурата. При комбинацията от двете условия се получава междинна структура с одебелено средно рамо.

При втория пример детайлът, разгледан в предишната глава, е оптимизиран с метода на непараметричната оптимизация на формата, така че да се намали теглото и да се увеличи критичната сила на структурата. За целта е използвана оптимизационната програма TOSCA Structure, в комбинация с ABAQUS.

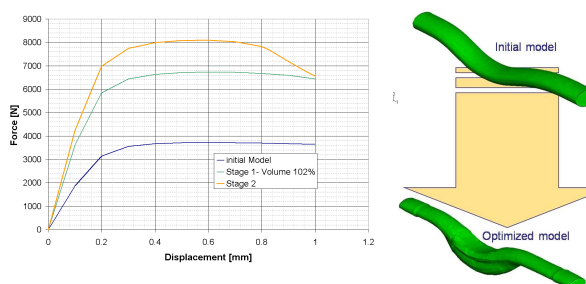
Повърхностните възли са премествани, съответно формата на детайла е променена така, че да

се изпълнят условията на оптимизационната задача.



фиг. 14 Дефиниция и оптимизационни резултати

Резултатите показват, че изходната критична сила от 3700 N е увеличена до 6000 N, съществено заради оптималното разпределение на материала, теглото е намалено с 25 %.



фиг. 15 Резултати от оптимизацията на формата

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

За изследване на опростени геометрични форми като прът, плоча и черупка съществува достатъчно литература и аналитични решения при загуба на устойчивост. Проблемите в реалността обаче са много по-сложни и зависят от параметри като комплексна геометрия от множество детайли, взаимодействието си помежду си, нелинеен или ламинатен материал или натоварвания, променящи се във времето. Виртуалното инженерство, симулациите с крайни елементи и структурната оптимизация предоставят решение и за такъв тип реални структури. Посредством тези методи се постига правилно оразмеряване на конструкции и детайли, подложени на натискови

натоварвания, повишаване на тяхната устойчивостта и оптимизиране на теглото им.

#### Благодарности

Публикуването на настоящата статия е финансирано по договор 112пд049-5/2011г. между МТФ и НИС при ТУ-София.

#### Литература

1. [http://en.wikipedia.org/wiki/Main\\_Page](http://en.wikipedia.org/wiki/Main_Page)
2. Милков, В. Съпротивление на материалите, Варна 9010, 2001
3. Jones Robert M. Buckling of bars, plates and shells. *Bull Ridge Publishing*, Blacksburg, Virginia, 2006
4. Earls, Ch. Observations on eigenvalue buckling analysis within a finite element context, 2007
5. Георгиев, Ч.: Optimization of chassis arms, *FE-DESIGN*, 2009
6. Albers A, Majic N, Schmid A. Virtuelle Produktentwicklung, *Leichtbaukolloquium*, 2010
7. Yun Kang SUI, Bing Chuan BIAN, Bao Rui YE: Topology Optimization of Continuum Structures with Buckling and Displacement Constraints, *COEX Seoul*, 2007

## OPTIMIZATION OF MECHANICAL STRUCTURES THREATENED BY SUDDEN LOSS OF STABILITY

Chavdar GEORGIEV<sup>1</sup> Venelin JIVKOV<sup>1</sup> Nikolay NIKOLOV<sup>1</sup> Georgi TODOROV<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Department of TMM, TU – Sofia, 8, Kl. Ohridski Blvd., 1000 Sofia, Bulgaria

e-mail: [chavdar\\_georgiev@abv.bg](mailto:chavdar_georgiev@abv.bg), [jivkov@tu-sofia.bg](mailto:jivkov@tu-sofia.bg), [nickn@tu-sofia.bg](mailto:nickn@tu-sofia.bg)

<sup>2</sup>“CAD, CAM, CAE in Industry” lab, MTF, TU – Sofia, 8, Kl. Ohridski Blvd., 1797 Sofia, Bulgaria

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

**Abstract:** Tin-walled metal structures are widespread because of the minimum use of material, but when subjected to compressive loads, they are strongly sensitive to failure by sudden loss of stability. In this paper the loaded element is deformed before reaching the strength of the material from which it is made. The analysis and optimization of this type of structures threatened by buckling is widely used in the industry. Examples of such structures are silos, tanks, pipelines, chimneys, towers, offshore platforms, aircraft and spacecraft. The advantages of virtual engineering as cost and time reduction can be fully used in this direction. The purpose of this work is to present the specifics of the analyzing approaches using the finite element method of structures threatened by buckling and to enhance their stability through the methods of the computer aided structural optimization. Described are two examples.

**Keywords:** Buckling, Structural Optimization, Finite Element Method, Simulation Model, Virtual Engineering

## ПРОСТРАНСТВЕНИ ТРЕПТЕНИЯ НА ВЪЖЕ, ХВАЩАЧ, НОСАЧ И КАБИНА С ПЪТНИЦИ ОТ ЕДНОВЪЖЕН КАБИНКОВ ЛИФТ

Васил АХЧИЙСКИ<sup>1</sup> Илия АНГЕЛОВ<sup>2</sup> Георги ИЛИЕВ<sup>3</sup>

<sup>1</sup>кафедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника“, Технически университет - София, България, e-mail: [yaski@abv.bg](mailto:yaski@abv.bg)

<sup>2</sup>Технически университет - София, България, e-mail: [il.angelov@abv.bg](mailto:il.angelov@abv.bg)

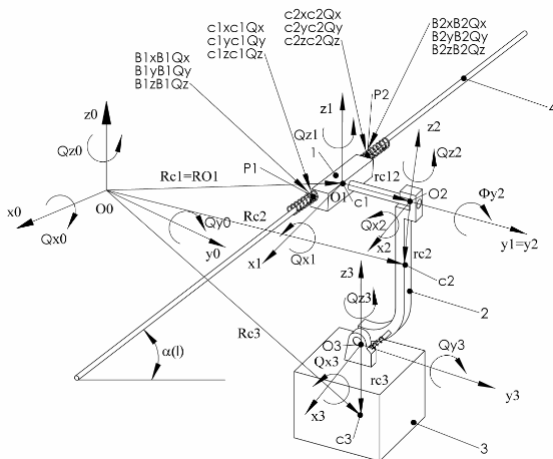
<sup>3</sup>кафедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника“, Технически университет - София, България, e-mail: [giliev@tu-sofia.bg](mailto:giliev@tu-sofia.bg)

**Резюме:** В тази работа се изследват затихващи трептения на въже, хващач, носач и кабина с пътници от едновъжен кабинков лифт в 3D пространството с методите на матрична механика. Отчитат се масовите, демпфиращите, еластичните и геометрични свойства на транспортната система. По метода на Лагранж от втори род са съставени диференциалните уравнения и са получени формули за пресмятане на законите на затихващите трептения.

**Ключови думи:** въжена линия, затихващи трептения, матрици, еластични елементи, матрици на демпфиране, масови инерционни моменти, маси.

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Пътническите въжените линии са разпространени транспортни системи, които се използват все по често в съвременния свят и безопасността при тях е от огромно значение [5].



фиг.1 Динамичен модел

Основните критерии, на които трябва да се обърне внимание по време на проектирането на въжената линия засяга безопасността и удобството на пътниците. Това показва колко важно е стабилността на кабините, когато са в между-

стълбието и при преминаването през стълбовете [7].

На фиг. 1 е представен динамичен модел на системата хващач 1, носач 2, кабина 3, въже 4. Извършени са следните означения:  $O_0x_0y_0z_0$  - отправна координатна система,  $O_ix_iy_iz_i$  - координатна система свързана с неподвижно с движещото тяло.  $C_{ix}, C_{iy}, C_{iz}$  - коефициенти на линейна еластичност;  $C_{i\theta_x}, C_{i\theta_y}, C_{i\theta_z}$  - коефициенти на ъглова еластичност;  $B_{ix}, B_{iy}, B_{iz}$  - коефициенти на линейно демпфиране;  $B_{i\theta_x}, B_{i\theta_y}, B_{i\theta_z}$  - коефициенти на ъглово демпфиране;  $m_i$  - маса,  $J_i$  - масов инерционен тензор на телата ( $i=1,2,3$ )  $Vci$  и  $\Omega_i^1$  е линейна и ъглова скорост на телата; ( $i=1,2,3$ );  $l_{xi}, l_{yi}, l_{zi}$  - разстояния в свързаната с тялото координатна система.

Изследваната система е с 8 степени на свобода и се описва с вектора на обобщените координати [1,2] :

$$q = [x_1 \ y_1 \ z_1 \ \theta_{x1} \ \theta_{y1} \ \theta_{z1} \ \Phi_{y2} \ \theta_{x3}]^T_{8 \times 1} \quad (1)$$

Разсейването на енергията се дефинира като квадратична форма на обобщените скорости

$$F_b = \frac{1}{2} \dot{q}^T \cdot B \cdot \dot{q} \quad (2)$$

където

$\dot{\mathbf{q}}$  - вектор на обобщените скорости по съответните обобщени координати;  $\mathbf{B}(\dot{\mathbf{q}})$  - матрица, която характеризира демпфиращите свойства на механичната система, на която коефициентите  $b_{ij}$  и се получават от матрицата на еластичните свойства, чрез заместване на  $c_{ij}$  с  $b_{ij}$ .

Системата диференциални уравнения, която описва свободните затихващи нелинейни трептения на транспортната система, се получава при прилагане на метода на Лагранж от II род и има вида:

$$\mathbf{M}_{8 \times 8} \cdot \ddot{\mathbf{q}}_{8 \times 1} + \mathbf{B}_{8 \times 8} \cdot \dot{\mathbf{q}}_{8 \times 1} + \mathbf{C}_{8 \times 8} \cdot \mathbf{q} = -\tilde{\mathbf{S}}(\mathbf{q}) \cdot \tilde{\mathbf{q}} - \mathbf{R}(\mathbf{q}) \cdot \mathbf{q} - \mathbf{R}(\dot{\mathbf{q}}) \cdot \dot{\mathbf{q}} \quad (3)$$

където матриците  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{C}$ ,  $\tilde{\mathbf{S}}(\mathbf{q})$  и  $\mathbf{R}(\mathbf{q})$  са дадени в статия [1].

Тази система позволява да се изследват нелинейните процеси, които възникват в системата въже, хващач, носач и кабина.

При малки трептения, системата (3) приема вида:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B} \cdot \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \cdot \mathbf{q} = 0 \quad (4)$$

## 2. РЕШЕНИЕ НА ДИФЕРЕНЦИАЛНИТЕ УРАВНЕНИЯ ЧРЕЗ МЕТОДА НА ГЛАВНИТЕ КООРДИНАТИ

При наличието на демпфиране в механичната система, преминаването от обобщени в главни координати [3] е възможно, когато в системата диференциални уравнения (4) е изпълнено условието за пропорционалност:

$$\mathbf{B} = \alpha \cdot \mathbf{M} + \gamma \cdot \mathbf{C} \quad (5)$$

при което тя се трансформира във вида:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + (\alpha \cdot \mathbf{M} + \gamma \cdot \mathbf{C}) \cdot \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \cdot \mathbf{q} = 0 \quad (6)$$

Като се има предвид условието за преход от обобщени в главни координати, системата диференциални уравнения има вида:

$$\mathbf{V}^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{V} \cdot \ddot{\mathbf{q}}' + \mathbf{V}^T \cdot (\alpha \cdot \mathbf{M} + \gamma \cdot \mathbf{C}) \cdot \mathbf{V} \cdot \dot{\mathbf{q}}' + \mathbf{V}^T \cdot \mathbf{C} \cdot \mathbf{V} \cdot \mathbf{q}' = 0 \quad (7)$$

Като се използва ортогоналността на модалната матрица за (7) се получава:

$$\mathbf{M}_{\mathbf{q}'} \cdot \ddot{\mathbf{q}}' + \mathbf{B}_{\mathbf{q}'} \cdot \dot{\mathbf{q}}' + \mathbf{C}_{\mathbf{q}'} \cdot \mathbf{q}' = 0 \quad (8)$$

където  $\mathbf{M}_{\mathbf{q}'} = \mathbf{V}^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{V}$ ,  $\mathbf{B}_{\mathbf{q}'} = \mathbf{V}^T (\alpha \cdot \mathbf{M} + \gamma \cdot \mathbf{C}) \cdot \mathbf{V}$ ;

$$\mathbf{C}_{\mathbf{q}'} = \mathbf{V}^T \cdot \mathbf{C} \cdot \mathbf{V}$$

От (8) се получават 8 на брой независими диференциални уравнения от вида:

$$m_{ii} \cdot \ddot{\mathbf{q}}'_i + b_{ii} \cdot \dot{\mathbf{q}}'_i + c_{ii} \cdot \mathbf{q}'_i = 0 \quad (9)$$

което може да се запише:

$$\ddot{\mathbf{q}}'_i + 2\xi_{ii} \cdot \omega_i \cdot \dot{\mathbf{q}}'_i + \omega_i^2 \cdot \mathbf{q}'_i = 0 \quad (10)$$

където  $\xi_{ii} = \frac{c_{ii}}{m_{ii} \cdot \omega_i}$ .

Ако системата притежава една собствена честота  $\omega_k = 0$  и останалите  $\omega_s \neq 0$ , уравнения (10) добиват вида:

$$\ddot{\mathbf{q}}'_k = 0 \quad \text{за } \omega_k = 0 \quad (11)$$

$$\ddot{\mathbf{q}}'_s + 2\xi_s \cdot \omega_s \cdot \dot{\mathbf{q}}'_s + \omega_s^2 \cdot \mathbf{q}'_s = 0 \quad \text{за } \omega_s \neq 0$$

Решенията на диференциалните уравнения (11), при начални условия  $t = 0$ ,  $\mathbf{q}'_i(0) = \mathbf{q}'_{i0}$ ,  $\dot{\mathbf{q}}'_i(0) = \dot{\mathbf{q}}'_{i0}$ , се търсят във вида

$$\mathbf{q}'_k = \mathbf{q}'_{k0} + \dot{\mathbf{q}}'_{k0} t \quad \text{за } \omega_k = 0, \text{ за } \omega_s \neq 0$$

$$\mathbf{q}'_s = e^{\xi_s \omega_s t} \left[ \mathbf{q}'_{s0} \cos \omega_{ds} t + \left( \frac{1}{\omega_{ds}} \right) (\dot{\mathbf{q}}'_{s0} + \xi_{si} \omega_s \mathbf{q}'_{s0} \sin \omega_{ds} t) \right] \quad (12)$$

където  $\omega_{ds} = \sqrt{1 - \xi_{ii}^2}$

## 3. РЕШЕНИЕ НА СИСТЕМАТА ДИФЕРЕНЦИАЛНИ УРАВНЕНИЯ ЧРЕЗ ИЗПОЛЗВАНЕ НА ДРУГ МЕТОД

Решението на (4) се търси във вида

$$\mathbf{q} = \mathbf{V} \cdot e^{pt} \quad (13)$$

След диференциране на (13) и заместване в (4) се получава

$$(p^2 \cdot \mathbf{M} + p \cdot \mathbf{B} + \mathbf{C}) \mathbf{V} = 0 \quad (14)$$

Трептенията се дефинират от собствените стойности  $p_r$  и собствените вектори  $u_r$ , които в общия си вид са комплексно спрегнати числа

$p_r = -\alpha_r \pm i \cdot \beta_r$  - собствени стойности,

$u_r = -v_r \pm i \cdot w_r$  - собствени вектори,

$\alpha_r = \sigma_r \cdot \omega_r$ ;  $\beta_r = \omega_r \cdot \sqrt{1 - \sigma_r^2}$ ,  $\sigma_r$  - относителен коефициент на демпфиране,

$\alpha_r$  - коефициент на демпфиране,  $\beta_r$  - честота на свободно затихващите трептения,  $w_r$  - имагинерна част на собствения вектор, породена от демпфиране на системата,  $v_r$ ,  $\omega_r$  - собствените форми и собствените честоти на недемпфираната система.

При определяне на  $\alpha_r$ ,  $w_r$  от матриците  $V$  и  $B$  се образува матрицата

$$K = (V^T M V)^{-1} (V^T B V) = [k_{ik}] \quad (16)$$

За коефициентите на демпфиране се получава  $\alpha_r = k_{rr}/2$ . С помощта на матрицата  $K$  се образува матрицата:

$$D = [d_{ik}] \begin{cases} d_{ik} = 0 & , \text{ при } \omega_i^2 = \omega_k^2 \\ d_{ik} = k_{ik} \frac{\omega_k}{(\omega_k^2 - \omega_i^2)} & , \text{ при } \omega_i^2 \neq \omega_k^2 \end{cases} \quad (17)$$

Матрицата  $W$  на имагинерната част на собствените вектори на демпфираната система се определя по формулите:

$$W = V D \quad (18)$$

където  $V = [v_{rk}]$ . Определянето на собствените честоти  $\omega_r$  и собствените форми  $v_r$  на демпфираната система се свежда до алгебричната задача за собствените стойности и собствените вектори. Това се реализира в пакета за математични матрични операции, както и в софтуерните продукти MATLAB, Mathematica и др.

Общите решения на системата за собствените стойности  $p_r$  и собствените вектори  $u_r$  се получават, като се определят началните условия на движение. При начални условия  $t=0$ ,  $q(0)=q_0$ ,  $\dot{q}(0)=\dot{q}_0$ , общите решения на системата диференциални уравнения, записани в матричен вид са

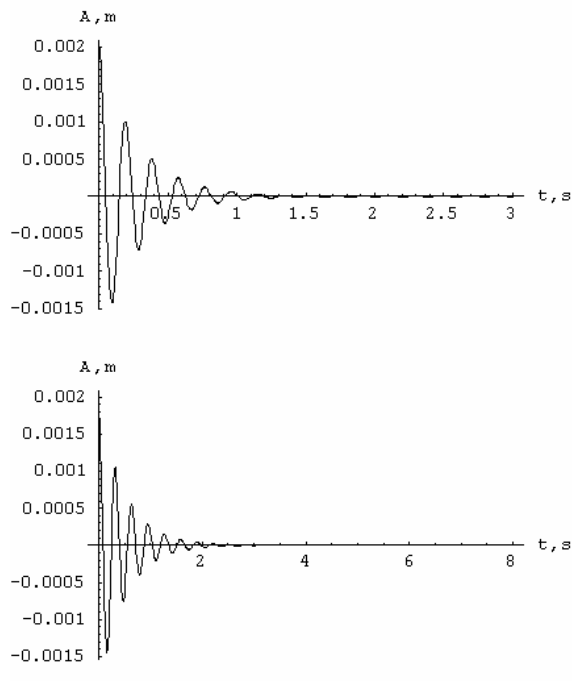
$$q(t) = \sum \frac{2}{g_r^2 + h_r^2} \begin{bmatrix} G_r M q(0) + \\ (-\alpha_r G_r M + \\ \beta_R H_r M + \\ G_r B \end{bmatrix} q(0) \cdot e^{-a_r t} \cdot \cos \beta_r t + \sum \frac{2}{g_r^2 + h_r^2} \begin{bmatrix} H_r M q(0) + \\ (-\alpha_r H_r M - \\ \beta_R G_r M + \\ H_r B \end{bmatrix} q(0) \cdot e^{-a_r t} \cdot \sin \beta_r t \quad (19)$$

където

$$\begin{aligned} g_r &= -2\alpha_r (V_r^T M V_r - W_r^T M W_r) - 4\beta_r V_r^T M W_r + \\ &+ V_r^T B V_r - W_r^T B W_r; \\ h_r &= 2\beta_r (V_r^T M V_r - W_r^T M W_r) - 4\alpha_r V_r^T M W_r + \\ &+ 2V_r^T B W_r; \\ G_r &= g_r L_r + h_r R_r; \\ L_r &= V_r V_r^T - W_r W_r^T; \\ H_r &= h_r L_r - g_r R_r; \\ R_r &= V_r W_r^T + W_r V_r^T. \end{aligned}$$

#### 4. ЧИСЛЕНИ ПРЕСМЯТАНИЯ НА СВОБОДНИТЕ ЗАТИХВАЩИ ТРЕПТЕНИЯ НА КОНКРЕТНА СИСТЕМА

На базата на получените формули е създаден алгоритъм [4] за пресмятане с компютър в среда на стандартен програмен продукт *Mathematica*:



фиг.2 Числени трептения

На фиг. 2 са представено свободните затихващи трептения на системата получени от формулите от тази работа и конкретни характеристики на въже, хващач, носач и кабина. Това са

тики на въже, хващач, носач и кабина. Това са затихващи трептения по координата  $\theta_x$  и  $\theta_y$ .

### 5. ИЗВОДИ

Извършено е механо-математично матрично моделиране на затихващи нелинейни и линейни пространствени трептения на въже, хващач, носач и кабина с пътници от едновъжена линия.

Съставена е системата диференциални уравнения, описваща затихващи пространствени трептения на механичната система. Получени са решения на системата за диференциални уравнения. Поради фирмени тайни и ограничение на брой страници за отпечатване не са дадени масови, еластични и демпфиращи характеристики на кабинковия лифт.

### Литература

1. **Ахчийски В., Ангелов И.**, „Незатихващи трептения, собствени честоти и форми на кабина от едновъжена линия в 3D пространството”. Българско списание за инженерно проектиране 2012.
2. **Ангелов Ил.В.**, Матрична механика кинематика, Авангарт Прима, София, 2008.
3. **Ангелов, Ил.В.** Матрично моделиране в 3D пространството на кинематиката, динамиката и трептенията на механични модули и многомасови системи. Дисертация за присъждане на научната степен „доктор на техническите науки”, ТУ, София, 2000.
4. **Ангелов, И, В.Славов**, Сборник задачи матрична механика динамика и трептене, 2012, Авангард прима.
5. **Дивизиев, В.И.** Въжени линии и кабелни кранове. Издателство „Техника”, София, 1975
6. **Amiroche, F.** Computer – aided design and manufacturing. Prentice hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1993.
7. **Schneigert Z.** Aerial ropeways and funicular railways. 1966

## DAMPED OSCILLATION OF ROPE, GRIP, HANGER AND GONDOLA WITH PASSENGERS FROM MONOCABLE GONDOLA LIFT

Vasil AHCHIYSKI<sup>1</sup> Ilija ANGELOV<sup>2</sup> George ILIEV<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Logistics engineering , material handling and construction equipment department , Technical University - Sofia, Bulgaria, e-mail: [vaski@abv.bg](mailto:vaski@abv.bg)

<sup>2</sup>Technical University -Sofia, Bulgaria, e-mail: [il.angelov@abv.bg](mailto:il.angelov@abv.bg)

<sup>3</sup>Logistics engineering , material handling and construction equipment department , Technical University - Sofia, Bulgaria, e-mail: [giliev@tu-sofia.bg](mailto:giliev@tu-sofia.bg)

**Abstract:** This paper studies dumped oscillations of rope, grip, hanger and gondola with passengers from monocable gondola lift in 3D space with matrix mechanic methods. Mass ,damping, elastic and geometrical features of the transport system are taken into account. Differential equations are comprised using the Lagrange method of the second kind, obtaining formulas for calculating principle of dumping oscillation.

**Keywords:** ropeway, damped oscillation, matrices, elastic elements , matrices of damping, mass moments of inertia, masses



## МЕХАНО - МАТРИЧНО МОДЕЛИРАНЕ В ПРОСТРАНСТВОТО НА СВОБОДНИТЕ ЗАТИХВАЩИ ТРЕПТЕНИЯ НА ЛЕК АВТОМОБИЛ

Валентин БАЧЕВ<sup>1</sup> Чавдар АНГЕЛОВ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>катедра „Машиностроене и уредостроене“, Технически университет - София, филиал Пловдив, България  
e-mail: [abc4@abv.bg](mailto:abc4@abv.bg)

<sup>2</sup>Технически университет - София, България, e-mail: [il.angelov@abv.bg](mailto:il.angelov@abv.bg)

**Резюме:** Създаден е динамичен модел, който характеризира свободните затихващи трептения на лек автомобил с 39 степени на свобода. Определена е функцията за разсейване на енергията от всички демпфиращи елементи, включително и на гумените виброизолатори. Изведени са матрични диференциални уравнения на трептене и са дадени решения. Представено е второ решение с използване на метода на главните координати. С получените формули и конкретни параметри е извършено числено пресмятане, като са изобразени само трептенията на водача и на пода на автомобила.

**Ключови думи:** матрична механика, свободни затихващи трептения, кинематика, динамика, автомобил.

### 1. ДИНАМИЧЕН МОДЕЛ

Свободните затихващи пространствени нелинейни трептения се изследват, като се отчита демпфирането в еластичните връзки на окачването. На фиг. 1 е даден динамичният модел на изследваната механична система. Еластично-демпфиращите елементи  $E_k$  притежават както линейна и ъглова еластичност, така и съответни нелинейни и линейни демпфиращи свойства [4]. Системата е с 39 степени на свобода и се дефинира с вектора на обобщените координати (1)

$$\mathbf{q} = [x_1 \ y_1 \ z_1 \ \theta_{x1} \ \theta_{y1} \ \theta_{z1} \ x_2 \ y_2 \ z_2 \ \theta_{x2} \ \theta_{y2} \ \theta_{z2} \ x_3 \ y_3 \ z_3 \ \theta_{x3} \ \theta_{y3} \ \theta_{z3} \ \theta_{x4} \ \theta_{x5} \ \theta_{y5} \ \theta_{z5} \ \theta_{x6} \ \theta_{x7} \ \theta_{y7} \ \theta_{z7} \ \theta_{y8} \ \theta_{y9} \ z_{10} \ z_{11} \ z_{12} \ z_{13} \ z_{14} \ x_{15} \ y_{15} \ z_{15} \ \theta_{x15} \ \theta_{y15} \ \theta_{z15}]_{(39 \times 1)}^T \quad (1)$$

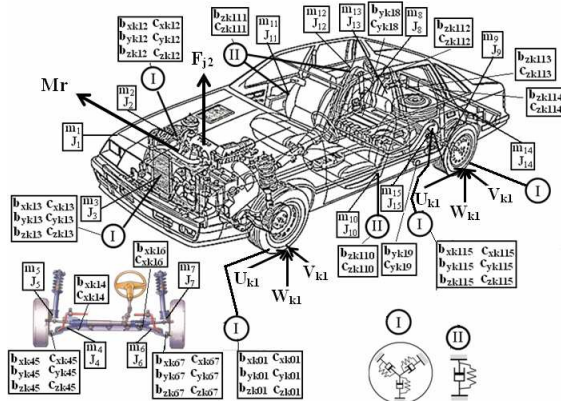
Разсейването на енергията се описва от :

$$\mathbf{F}_b = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \cdot \mathbf{B} \cdot \dot{\mathbf{q}} \quad (2)$$

където  $\dot{\mathbf{q}}_{(39 \times 1)}$  - вектор на обобщените скорости;  
 $\mathbf{B}(\dot{\mathbf{q}})_{(39 \times 39)}$  - матрица на демпфиращите свойства на механичната система.

### 2. ДИФЕРЕНЦИАЛНИ УРАВНЕНИЯ

Системата от диференциални уравнения, която описва свободните затихващи нелинейни трептения на лек автомобил, се получава при прилагане на метода на Лагранж от II род.



Тази система позволява да се изследват нелинейните затихващи трептения, които биха възникнали в лекия автомобил. При този случай се използват числени решения със съответни програмни продукти.

С достатъчна за инженерната практика точност, доказана в дисертациите на проф. д.т.н. инж. Веско Панов, доц. д-р Валентин Славов и др., при малки трептения могат да се изследват линеаризирани диференциални уравнения.

При малки трептения и използване на малък параметър  $\mu$  нелинейните членове са от вида:

$$\begin{aligned}\mu\tilde{\mathbf{S}}(\mathbf{q}) &= \mathbf{M}^{-1}\tilde{\mathbf{S}}(\mathbf{q})\tilde{\mathbf{q}}, \\ \mu\mathbf{R}(\mathbf{q}) &= \mathbf{M}^{-1}\mathbf{R}(\mathbf{q})\mathbf{q} \\ \mu\mathbf{B} &= \mathbf{M}^{-1}\mathbf{R}(\dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}\end{aligned}\quad (4)$$

Тогава линеаризираната система диференциални уравнения, описваща затихващите трептения, има вида:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\mathbf{q} = 0 \quad (6)$$

където  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{C}$  са съответно матриците, характеризиращи масово-инерционните и еластичните свойства,  $\mathbf{B} = [b_{jk}]_{39 \times 39}$  е матрица на демпфиращите свойства.

Елементите на матрицата  $\mathbf{B}$ :  $b_{j,k} = b_{k,j}$ ,  $j, k = 39$ , различни от нула, имат вида:

$$\begin{aligned}b_{1,1} &= \sum_{n=1}^4 b_{xn(1,2,3)}, \\ b_{2,2} &= \sum_{n=1}^4 b_{yn(1,2,3,5)}, \\ b_{3,3} &= \sum_{n=1}^4 b_{zn(1,2,3)}\end{aligned}\quad (7)$$

### 3. РЕШЕНИЕ НА СИСТЕМАТА ДИФЕРЕНЦИАЛНИ УРАВНЕНИЯ

Решението на (6) се търси във вида:

$$\mathbf{q} = \mathbf{V} \cdot e^{pt} \quad (8)$$

След диференциране на това уравнение и заместване в (6) се получава матричното уравнение:

$$(p^2\mathbf{M} + p\mathbf{B} + \mathbf{C})\mathbf{V} = 0 \quad (9)$$

където  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{B}$ ,  $\mathbf{C}$ ,  $\mathbf{V}$  са матрици, които вече са дефинирани.

Трептенията се дефинират от собствените стойности  $p_r$  и собствените вектори  $\mathbf{u}_r$ , които в общия си вид са комплексно спрегнати числа.

Уравнението на собствените стойности е равно на:

$$p_r = -\alpha_r + i\beta_r \quad (10)$$

Уравнението на собствените вектори е равно на:

$$\mathbf{u}_r = \mathbf{v}_r + i\mathbf{w}_r \quad (11)$$

$$\begin{aligned}\alpha_r &= \sigma_r \cdot \omega_r \\ \beta_r &= \omega_r \sqrt{1 - \sigma_r^2},\end{aligned}\quad (12)$$

където:  $\sigma_r$  - относителен коефициент на демпфиране;  $\alpha_r$  - коефициент на демпфиране;  $\beta_r$  - честота на свободно затихващите трептения;  $\mathbf{w}_r$  - имагинерна част на собствения вектор, породена от демпфиране на системата;  $\mathbf{v}_r, \omega_r$  - собствените форми и собствените честоти на недемпфираната система.

При изчисляване на  $\alpha_r$  и  $\mathbf{w}_r$  от матриците  $\mathbf{V}$  и  $\mathbf{B}$  се образува матрицата:

$$\mathbf{K} = (\mathbf{V}^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{V})^{-1} \cdot (\mathbf{V}^T \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{V}) = [k_{ik}] \quad (13)$$

За коефициентите на демпфиране се получава:

$$\alpha_r = \frac{1}{2} k_{rr} \quad (14)$$

С помощта на матрицата  $\mathbf{K}$  се образува матрицата:

$$\mathbf{D} = [d_{ik}] \begin{cases} d_{ik} = 0, \text{ при } \omega_i^2 = \omega_k^2; \\ d_{ik} = k_{ik} \frac{\omega_k}{(\omega_k^2 - \omega_i^2)}, \text{ при } \omega_i^2 \neq \omega_k^2 \end{cases} \quad (15)$$

Матрицата  $\mathbf{W}$  на имагинерната част на собствените вектори на демпфираната система се изчислява с формулите:

$$\mathbf{W} = \mathbf{V} \cdot \mathbf{D} \quad (16)$$

където:

$$\mathbf{D} = [d_{ik}]_{(39 \times 39)} \quad (17)$$

$$\mathbf{V} = [v_{rk}]_{(39 \times 39)} \quad (18)$$

Общите решения на системата за собствените стойности  $p_r$  и собствените вектори  $\mathbf{u}_r$  се получават, като се определят началните условия на движение.

При начални условия  $t=0, \mathbf{q}(0)=\mathbf{q}_0, \dot{\mathbf{q}}(0)=\dot{\mathbf{q}}_0$ , общите решения на системата диференциални уравнения [4], записани в матричен вид са:

$$q(t) = \sum_{r=1}^{39} \frac{2}{\mathbf{g}_r^2 + \mathbf{h}_r^2} \begin{bmatrix} \mathbf{G}_r \mathbf{M} \dot{\mathbf{q}}(0) + \\ \left( -\alpha_r \mathbf{G}_r \mathbf{M} + \right. \\ \left. \beta_r \mathbf{H}_r \mathbf{M} + \right. \\ \left. \mathbf{G}_r \mathbf{B} \right) \mathbf{q}(0) \end{bmatrix} e^{-\alpha_r t} \cdot \cos \beta_r t + \sum_{r=1}^{39} \frac{2}{\mathbf{g}_r^2 + \mathbf{h}_r^2} \begin{bmatrix} \mathbf{H}_r \mathbf{M} \dot{\mathbf{q}}(0) + \\ \left( -\alpha_r \mathbf{H}_r \mathbf{M} - \right. \\ \left. \beta_r \mathbf{G}_r \mathbf{M} + \right. \\ \left. \mathbf{H}_r \mathbf{B} \right) \mathbf{q}(0) \end{bmatrix} e^{-\alpha_r t} \cdot \sin \beta_r t \quad (19)$$

където:

$$\begin{aligned} \mathbf{g}_r &= -2\alpha_r (\mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{V}_r - \mathbf{W}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{W}_r) - \\ & 4\beta_r \mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{W}_r + \mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{V}_r - \mathbf{W}_r^T \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{W}_r; \\ \mathbf{h}_r &= 2\beta_r (\mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{V}_r - \mathbf{W}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{W}_r) - \\ & 4\alpha_r \mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{W}_r + 2\mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{W}_r; \\ \mathbf{G}_r &= \mathbf{g}_r \cdot \mathbf{L}_r + \mathbf{h}_r \cdot \mathbf{R}_r; \\ \mathbf{L}_r &= \mathbf{V}_r \cdot \mathbf{V}_r^T - \mathbf{W}_r \cdot \mathbf{W}_r^T; \\ \mathbf{H}_r &= \mathbf{h}_r \cdot \mathbf{L}_r - \mathbf{g}_r \cdot \mathbf{R}_r; \\ \mathbf{R}_r &= \mathbf{V}_r \cdot \mathbf{W}_r^T + \mathbf{W}_r \cdot \mathbf{V}_r^T. \end{aligned} \quad (20)$$

#### 4. РЕШЕНИЕ НА ДИФЕРЕНЦИАЛНИТЕ УРАВНЕНИЯ ЧРЕЗ МЕТОДА НА ГЛАВНИТЕ КООРДИНАТИ

При наличието на демпфиране в механичната система, преминаването от обобщени в главни координати [5] е възможно, когато в системата от диференциални уравнения (4.2.2) е изпълнено условието за пропорционалност:

$$\mathbf{B} = \alpha \cdot \mathbf{M} + \gamma \cdot \mathbf{C} \quad (21)$$

при което тя се трансформира във вида:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + (\alpha \cdot \mathbf{M} + \gamma \cdot \mathbf{C}) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \mathbf{q} = 0 \quad (22)$$

Като се има предвид условието за преход от обобщени в главни координати, системата от диференциални уравнения има вида:

$$\mathbf{V}^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{V} \cdot \dot{\mathbf{q}}' + \mathbf{V}^T \cdot (\alpha \cdot \mathbf{M} + \gamma \cdot \mathbf{C}) \cdot \mathbf{V} \cdot \dot{\mathbf{q}}' + \mathbf{V}^T \cdot \mathbf{C} \cdot \mathbf{V} \cdot \mathbf{q}' = 0 \quad (23)$$

Като се използва ортогоналността на модалната матрица за (23) се получава:

$$\mathbf{M}_q \ddot{\mathbf{q}}' + \mathbf{B}_q \dot{\mathbf{q}}' + \mathbf{C}_q \mathbf{q}' = 0 \quad (24)$$

където:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_q &= \mathbf{V}^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{V}; \\ \mathbf{B}_q &= \mathbf{V}^T \cdot (\alpha \cdot \mathbf{M} + \gamma \cdot \mathbf{C}) \cdot \mathbf{V}; \\ \mathbf{C}_q &= \mathbf{V}^T \cdot \mathbf{C} \cdot \mathbf{V} \end{aligned} \quad (24)$$

От (24) се получават 39 на брой независими диференциални уравнения от вида:

$$\mathbf{m}_{ii} \ddot{\mathbf{q}}_i' + \mathbf{b}_{ii} \dot{\mathbf{q}}_i' + \mathbf{c}_{ii} \mathbf{q}_i' = 0 \quad (25)$$

което може да се запише:

$$\ddot{\mathbf{q}}_i' + 2\xi_{ii} \omega_i \dot{\mathbf{q}}_i' + \omega_i^2 \mathbf{q}_i' = 0 \quad (26)$$

където

$$\xi_{ii} = \frac{c_{ii}}{m_{ii} \omega_i} \quad (27)$$

Ако системата притежава една собствена честота  $\omega_k = 0$ , и останалите  $\omega_s \neq 0$  уравнения (26) добиват вида:

$$\begin{aligned} \ddot{\mathbf{q}}_k' &= 0 \quad \text{за } \omega_k = 0 \\ \ddot{\mathbf{q}}_s' + 2\xi_{ss} \omega_s \dot{\mathbf{q}}_s' + \omega_s^2 \mathbf{q}_s' &= 0 \quad \text{за } \omega_s \neq 0 \end{aligned} \quad (28)$$

Решенията на диференциалните уравнения (28) при начални условия  $t=0, \mathbf{q}_i'(0)=\mathbf{q}'_{i0}, \dot{\mathbf{q}}_i'(0)=\dot{\mathbf{q}}'_{i0}$ , се търсят във вида:

$$\begin{aligned} \mathbf{q}_k' &= \mathbf{q}'_{k0} + \dot{\mathbf{q}}'_{k0} t \quad \text{за } \omega_k = 0 \\ &\text{и за } \omega_c \neq 0 \end{aligned} \quad (29)$$

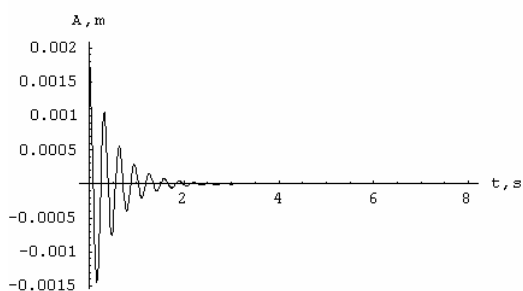
$$\mathbf{q}_s' = e^{\xi_{ss} \omega_s t} \left[ \begin{aligned} &\mathbf{q}'_{s0} \cos \omega_{ds} t + \\ &\left( \frac{1}{\omega_{ds}} \right) \left( \dot{\mathbf{q}}'_{s0} + \xi_{ss} \omega_s \mathbf{q}'_{s0} \sin \omega_{ds} t \right) \end{aligned} \right]$$

където

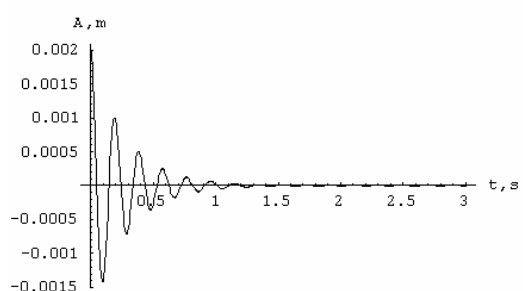
$$\omega_{ds} = \sqrt{1 - \xi_{ss}^2} \quad (30)$$

#### 5. ЧИСЛЕНИ ПРЕСМЯТАНИЯ НА СВОБОДНИТЕ ЗАТИХВАЩИ ТРЕПТЕНИЯ НА КОНКРЕТЕН АВТОМОБИЛ

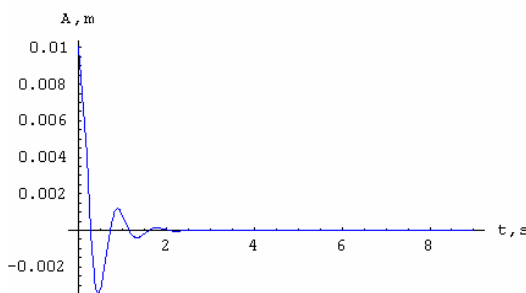
На базата на получените формули е създаден алгоритъм за пресмятане с компютър в среда на стандартен програмен продукт Математика. За конкретната машина са изчислени амплитудите на свободните затихващи трептения. На фиг. 2 са показани резултати от числените решения за свободните затихващи трептения на машината.



Координата  $z_j$



Координата  $z_i$



Координата  $z_d$  (седалка)

фиг.2

## 6. ИЗВОД

# MECHANICAL – MATRIX SIMULATION OF THE FREEDYING OSCILLATIONS OF PASSENGER AUTOMOBILE IN THE SPACE

Valentin BACHEV<sup>1</sup> Chavdar ANGELOV<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Department of machine building and the instrument manufacture, Technical university - Sofia, branch Plovdiv, Bulgaria, e-mail: [abc4@abv.bg](mailto:abc4@abv.bg)

<sup>2</sup>Technical university -Sofia, Bulgaria, e-mail: [il.angelov@abv.bg](mailto:il.angelov@abv.bg)

Създаден е динамичен модел, който характеризира свободните затихващи трептения на лек автомобил с 39 степени на свобода. Определена е функцията за разсейване на енергията от всички демпфиращи елементи, включително и на гумените виброизолатори. Изведени са матрични диференциални уравнения на трептене и са дадени решения. Представено е второ решение с използване на метода на главните координати. Сполучените формули и конкретни параметри е извършено числено пресмятане, като са представени само трептенията на водача и на пода на автомобила.

### Литература

- 1.Ангелов Ил. Матрична механика Динамика. София, Авангард Прима, 2008.
- 2.Ангелов Ил. Матрично моделиране в 3D пространството на кинематиката, динамиката и трептенията на механични модули и многомасови системи. Дисертация за присъждане на научна степен “доктор на техническите науки”, ТУ, София, 2000.
- 3.Ангелов Ил., Славов В. Сборник задачи Матрична механика. Динамика и трептения. София, Авангард Прима, 2008.
- 4.Ангелов Ил., Бачев В., Ахчийски В. „Матрична кинематика на лек автомобил в тримерното пространство“, Българско списание за инженерно проектиране. 2012
- 5.Ангелов Ил., Бачев В., Николов В. „Механо-математично матрично моделиране в пространството на свободните затихващи трептения на лек автомобил“, Българско списание за инженерно проектиране. 2012

**Abstract:** Is created the dynamic model, which characterizes the free fluctuations of automobile with 39 degrees of freedom. Are determined the functions of the dissipation of energy of all damping elements, including of rubber vibration insulators. The differential equations of fluctuations are obtained and their solutions are given. The second solution with the aid of the method of main coordinates is represented. From the obtained formula and the concrete parameters it is achieved numerical calculations. Are given fluctuations the seats of driver and the bottom of automobile.

**Keywords:** matrix mechanics, the dying oscillations, kinematics, the dynamics the automobile



## ПРОСТРАНСТВЕНИ ПРИНУДЕНИ ТРЕПТЕНИЯ НА ЛЕК АВТОМОБИЛ ОТ ДВИГАТЕЛЯ И ВЕНТИЛАТОРА НА ОХЛАЖДАЩАТА СИСТЕМА

Валентин БАЧЕВ<sup>1</sup> Чавдар АНГЕЛОВ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>кафедра „Машиностроене и уредостроене“, Технически университет - София, филиал Пловдив, България  
e-mail: [abc4@abv.bg](mailto:abc4@abv.bg)

<sup>2</sup>Технически университет - София, България  
e-mail: [cangelov@thedoctors.com](mailto:cangelov@thedoctors.com)

**Резюме:** В тази работа се изследва пространствен динамичен модел на принудените (от двигател с вътрешно горене и от вентилатор с електродвигател на радиатор с охлаждаща течност) трептения на лек автомобил с 39 степени на свобода. Определени са обобщените сили от газовите сили (моменти) на двигател с вътрешно горене и от неуравновесените движещи се маси на двигател с вътрешно горене, както и на вентилатор с електродвигател. Съставена е система от диференциални уравнения, описваща принудените от двигателя с вътрешно горене и от вентилатора с електродвигателя трептения.

**Ключови думи:** матрична механика, принудени трептения, двигател с вътрешно горене, вентилатор, автомобил.

### УВОД

В достъпната литература няма трудове, които разглеждат принудените (от работата на двигател с вътрешно горене /ДВГ/ и от работата на вентилатор с електродвигател /ВЕД/ на радиатор с охлаждаща течност) трептения на лек автомобил в пространството. Тъй като векторите на смущаващите сили и моментите на сили са разположени произволно в тримерното пространство, целта на настоящата работа е да даде решение на тази пространствена задача.

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

При работа на ДВГ (позиция 2 на фиг.2) трябва да се отчете влиянието на силите и моментите, които възникват от: налягането на работното вещество в цилиндъра и картера на двигателя, инерционните сили от възвратно – постъпателно, равнинно и ротационно движещите се маси, и от неуравновесените 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  $\mathbf{F}_2^*$  на ДВГ е равна на [1]:

$$\mathbf{F}_2^* = \text{Re}(\gamma_{F2} \sum \mathbf{F}_{k2}^* e^{ik\alpha}), \quad k=1, \dots, n \quad (1)$$

където:  $\mathbf{F}_{k2}^*$  - вектор на амплитудата на  $k$ -тия хармоник;  $\gamma_{F2}$  - коефициент. За  $k$  е в сила съотношението:

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

където:  $s$  - брой на цилиндрите;  $j = 1, 2, \dots, n$ .

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

$$\mathbf{F}_2^* = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_{2x}^* & \mathbf{F}_{2y}^* & \mathbf{F}_{2z}^* \end{bmatrix}^T \quad (3)$$

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

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_r^*(\alpha, \dot{\alpha}) &= \mathbf{M}_0^*(\dot{\alpha}) + \mathbf{M}_1^* \cdot \sin(\alpha + \varphi_1) + \\ &+ \mathbf{M}_2^* \cdot \sin(\alpha + \varphi_2) + \dots = \\ &= \mathbf{M}_0^* + \sum \mathbf{M}_k^* \cdot \sin(k \cdot \alpha + \varphi_k), \quad k = 1, \dots, \infty \end{aligned} \quad (4)$$

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

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_2^* &= \text{Re}(\gamma_{M2} \sum \mathbf{M}_{k2}^* e^{ik\alpha}), \quad k = 0, \dots, n; \\ \mathbf{M}_0^* &= \mathbf{M}_0^*(\dot{\alpha}) \end{aligned} \quad (5)$$

където:

$\mathbf{M}_{k2}^*$  - вектор на амплитудата на  $k$ -тия хармоник;

$\gamma_{M_2}$  - коэффициент;

Векторът на смущаващия момент се проектира на координатите на правоъгълна Декартова координатна система и записът му в матричен вид е равен на [4]:

$$\mathbf{M}_2^* = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{2,x}^* & \mathbf{M}_{2,y}^* & \mathbf{M}_{2,z}^* \end{bmatrix}^T \quad (6)$$

## 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 (позиция 3 на фиг.2) 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 [1]. 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]:

$$\mathbf{F}_3^* = \text{Re}(\gamma_{F_3} \cdot \mathbf{F}_{k3}^* e^{i\alpha}) \quad (7)$$

където:  $\mathbf{F}_{k3}^*$  - вектор на амплитудата на  $k$ -тия хармоник;  $\gamma_{F_3}$  - коэффициент.

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

$$\mathbf{F}_3^* = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_{3X}^* & \mathbf{F}_{3Y}^* & \mathbf{F}_{3Z}^* \end{bmatrix}^T \quad (8)$$

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

$$\mathbf{M}_3^* = \text{Re}(\gamma_{M_3} \cdot \mathbf{M}_{k3}^* e^{ik\alpha}), \quad k = 0, 1 \quad (9)$$

$$\mathbf{M}_0^* = \mathbf{M}_0^*(\dot{\alpha})$$

където:  $\mathbf{M}_{k3}^*$  - вектор на амплитудата на  $k$ -тия хармоник;  $\gamma_{M_3}$  - коэффициент;

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

$$\mathbf{M}_3^* = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{3X}^* & \mathbf{M}_{3Y}^* & \mathbf{M}_{3Z}^* \end{bmatrix}^T \quad (10)$$

## 3. 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.

На фиг.1 е показано свободно тяло в пространството с действаща върху него сила

$$\mathbf{F}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_{ix} & \mathbf{F}_{iy} & \mathbf{F}_{iz} \end{bmatrix}^T \quad (11)$$

и момент на двоица

$$\mathbf{M}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{ix} & \mathbf{M}_{iy} & \mathbf{M}_{iz} \end{bmatrix}^T \quad (12)$$

с вектор  $\mathbf{R}_{Pi}^0$  на приложната точка  $P_i$  на силата  $\mathbf{F}_i$

$$\mathbf{R}_{Pi}^0 = \mathbf{R}_i^0 + \mathbf{U}_i^0 \cdot r_{Pi} \quad (13)$$

Виртуалната работа на силата и на момента се дефинира с уравнението

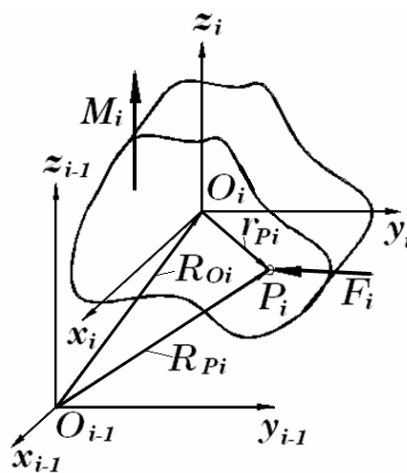
$$\delta W_e = \mathbf{F}_i^T \cdot \delta \mathbf{R}_{Pi}^0 + \mathbf{M}_i^T \cdot \delta \theta \quad (14)$$

където

$$\delta \mathbf{R}_{Pi}^0 = \delta \mathbf{R}_i^0 - \mathbf{U}_i^0 \cdot \tilde{r}_{Pi} \cdot \mathbf{U}_i^{\Omega 0} \cdot \delta \theta \quad (15)$$

$$\delta \theta = [\delta \Phi_1 \quad \delta \Phi_2 \quad \delta \Phi_3]^T ;$$

$\mathbf{U}_i^{\Omega 0}$  е дефинирана в [1].



фиг. 1

Като поставим (15) в (14), за виртуалната работа на силата и на момента, действащи на тялото, се получава:

$$\begin{aligned} \delta W_e &= \mathbf{F}_i^T \cdot \delta \mathbf{R}_i^0 - \mathbf{F}_i^T \cdot \tilde{r}_{Pi} \cdot \mathbf{U}_i^{\Omega 0} \cdot \delta \theta + \mathbf{M}_i^T \cdot \mathbf{U}_i^{\Omega 0} \cdot \delta \theta = \\ &= \mathbf{Q}_F \cdot \delta \mathbf{R}_i^0 + \mathbf{Q}_M \cdot \delta \theta \end{aligned} \quad (16)$$



От това уравнение се определят обобщените сили:

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_F &= \mathbf{F}_i^T \\ \mathbf{Q}_M(F, M_i) &= \mathbf{U}_i^{\Omega 0 T} \left( \tilde{\mathbf{r}}_{Pi}^{0 T} \mathbf{F}_i + \mathbf{M}_i \right) \end{aligned} \quad (17)$$

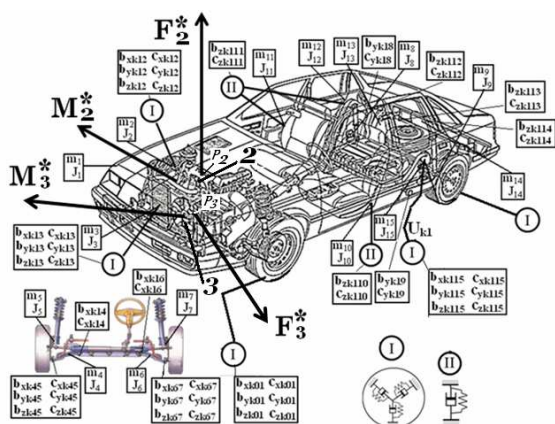
Обобщените сили на двигателя с вътрешно горене са:

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_{F2} &= \mathbf{F}_2^{*T} \\ \mathbf{Q}_{M2} &= \mathbf{U}_2^{\Omega 0 T} \left( \tilde{\mathbf{r}}_{P2}^{0 T} \mathbf{F}_2^* + \mathbf{M}_2^* \right) \end{aligned} \quad (18)$$

Обобщените сили на вентилатора с електро-двигателя са:

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_{F3} &= \mathbf{F}_3^{*T} \\ \mathbf{Q}_{M3} &= \mathbf{U}_3^{\Omega 0 T} \left( \tilde{\mathbf{r}}_{P3}^{0 T} \mathbf{F}_3^* + \mathbf{M}_3^* \right) \end{aligned} \quad (19)$$

#### 4. ДИФЕРЕНЦИАЛНИ УРАВНЕНИЯ НА ПРИНУДЕНИТЕ ТРЕПТЕНИЯ, ПОРОДЕНИ ОТ ДВГ И ВЕД



Фиг. 2

На фиг.2 е даден динамичен модел на лек автомобил с 39 степени на свобода, дефиниран с вектора на обобщените координати

$$\begin{aligned} \mathbf{q} &= [x_1 \ y_1 \ z_1 \ \theta_{x1} \ \theta_{y1} \ \theta_{z1} \ x_2 \ y_2 \ z_2 \\ &\ \theta_{x2} \ \theta_{y2} \ \theta_{z2} \ x_3 \ y_3 \ z_3 \ \theta_{x3} \ \theta_{y3} \\ &\ \theta_{z3} \ \theta_{x4} \ \theta_{x5} \ \theta_{y5} \ \theta_{z5} \ \theta_{x6} \ \theta_{x7} \\ &\ \theta_{y7} \ \theta_{z7} \ \theta_{y8} \ \theta_{y9} \ z_{10} \ z_{11} \ z_{12} \ z_{13} \\ &\ z_{14} \ x_{15} \ y_{15} \ z_{15} \ \theta_{x15} \ \theta_{y15} \ \theta_{z15}]_{(39 \times 1)}^T \end{aligned} \quad (20)$$

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

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{(39 \times 39)} \cdot \ddot{\mathbf{q}}_{(39 \times 1)} + \mathbf{B}_{(39 \times 39)} \cdot \dot{\mathbf{q}}_{(39 \times 1)} + \mathbf{C}_{(39 \times 39)} \cdot \mathbf{q}_{(39 \times 1)} = \\ - \mathbf{S} \tilde{\mathbf{q}} - \mathbf{R}(q, \dot{q}) + \mathbf{Q} \end{aligned} \quad (21)$$

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 [4];  $\mathbf{B}_{(39 \times 39)}$  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:

$$\mathbf{M}_{(39 \times 39)} \cdot \ddot{\mathbf{q}}_{(39 \times 1)} + \mathbf{B}_{(39 \times 39)} \cdot \dot{\mathbf{q}}_{(39 \times 1)} + \mathbf{C}_{(39 \times 39)} \cdot \mathbf{q}_{(39 \times 1)} = \mathbf{Q} \quad (22)$$

Векторът на обобщената смущаваща сила  $\mathbf{Q}$  е във вида:

$$\begin{aligned} \mathbf{Q} &= [[0]_{(6 \times 1)}^T \ [r_{F2} \cdot \mathbf{F}_2^*]_{(3 \times 1)}^T \ [\gamma_{M2} \cdot \mathbf{M}_2^*]_{(3 \times 1)}^T \\ &\ [r_{F3} \cdot \mathbf{F}_3^*]_{(3 \times 1)}^T \ [\gamma_{M3} \cdot \mathbf{M}_3^*]_{(3 \times 1)}^T \ [0]_{(21 \times 1)}^T]_{(39 \times 1)}^T \end{aligned} \quad (23)$$

Решението на системата диференциални уравнения (22) при начални условия  $t = 0$ ,  $q(0) = q_0$ ,  $\dot{q}(0) = \dot{q}_0$  има вида:

$$\begin{aligned} q(t) &= \sum_{r=1}^{39} \frac{2}{g_r^2 + h_r^2} \cdot \left[ \mathbf{G}_r \cdot \mathbf{M} \cdot \dot{q}(0) + \begin{pmatrix} -\alpha_r \cdot \mathbf{G}_r \cdot \mathbf{M} + \\ \beta_r \cdot \mathbf{H}_r \cdot \mathbf{M} + \\ \mathbf{G}_r \cdot \mathbf{B} \end{pmatrix} \cdot q(0) \right] \cdot \\ &\ e^{-\alpha_r t} \cdot \cos \beta_r t + \\ & + \sum_{r=1}^{39} \frac{2}{g_r^2 + h_r^2} \cdot \left[ \mathbf{H}_r \cdot \mathbf{M} \cdot \dot{q}(0) + \begin{pmatrix} -\alpha_r \cdot \mathbf{H}_r \cdot \mathbf{M} - \\ \beta_r \cdot \mathbf{G}_r \cdot \mathbf{M} + \\ \mathbf{H}_r \cdot \mathbf{B} \end{pmatrix} \cdot q(0) \right] \cdot \\ &\ e^{-\alpha_r t} \cdot \sin \beta_r t + \\ & + \operatorname{Re} \left\{ \sum_{k=0}^n \sum_{r=1}^{39} \frac{2}{g_r^2 + h_r^2} \cdot \right. \\ &\ \left. \frac{\alpha_r \cdot \mathbf{G}_r + \beta_r \cdot \mathbf{H}_r + i \cdot k \cdot \Omega \cdot \mathbf{G}_r}{\omega_r^2 - k^2 \cdot \Omega^2 + 2i \cdot k \cdot \sigma_r \cdot \Omega} \cdot \mathbf{Q}_{Fk}^* \cdot e^{i k \Omega t} \right\}, \end{aligned} \quad (24)$$

където:

$$\begin{aligned}
 g_r &= -2\alpha_r \cdot (\mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{V}_r - \mathbf{W}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{W}_r) - 4\beta_r \cdot \mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{W}_r + \\
 &\quad + \mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{V}_r - \mathbf{W}_r^T \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{W}_r; \\
 h_r &= 2\beta_r \cdot (\mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{V}_r - \mathbf{W}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{W}_r) - 4\alpha_r \cdot \mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{W}_r + \\
 &\quad + 2\mathbf{V}_r^T \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{W}_r; \\
 \mathbf{G}_r &= g_r \cdot \mathbf{L}_r + h_r \cdot \mathbf{R}_r; \\
 \mathbf{L}_r &= \mathbf{V}_r \cdot \mathbf{V}_r^T - \mathbf{W}_r \cdot \mathbf{W}_r^T; \\
 \mathbf{H}_r &= h_r \cdot \mathbf{L}_r - g_r \cdot \mathbf{R}_r; \\
 \mathbf{R}_r &= \mathbf{V}_r \cdot \mathbf{W}_r^T + \mathbf{W}_r \cdot \mathbf{V}_r^T.
 \end{aligned}
 \tag{25}$$

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

## 6. РЕЗУЛТАТИ ОТ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

На фиг. 4 са дадени виброграми на принудени трептения на лек автомобил с дизелов шестцилиндров двигател. Виброграмите са измерени на: двигателя – фиг. 4а), пода на купето – фиг. 4б), седалката на водача – фиг. 4в). Записът е направен при неподвижен автомобил, като за всяко измерване двигателят се ускорява от 0 до максимални обороти, след това двигателят се изключва и оборотите се връщат на 0. Виброграмите са с еднакъв мащабен коефициент. От записите се вижда, че трептенията намаляват в посока от двигателя към седалката на водача.



Фиг. 4

Резонансът, който се наблюдава на виброграмите, е в зоната на пусковите обороти при 310 оборота в минута. От 650 оборота в минута до максималните обороти трептенията са незначи-

телни и са много по-малки от допусканията от стандарта.

## 7. ИЗВОД

Извършено е механо-математично матрично моделиране на принудените от двигател с вътрешно горене и от вентилатор с електродвигател на радиатор с охлаждаща течност 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 механика. Динамика. София, Авангард Прима, 2008.
3. **Ангелов Ил., Славов В.** Сборник задачи Матрична механика. Динамика и трептения. София, Авангард Прима, 2008.
4. **Ангелов Ил., Бачев В., Николов В.** „Механо-математично матрично моделиране на пространствените свободни незатихващи трептения на лек автомобил“, Българско списание за инженерно проектиране. 2012
5. **Бачев В., Ангелов Ч.** „Механо-математично матрично моделиране в пространството на свободните затихващи трептения на лек автомобил“, Българско списание за инженерно проектиране. 2012
6. **Amiroche, F.** Computer – aided design and manufacturing. Prentice hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1993.

## INDUCED TREE-DIMENSIONAL FLUCTUATIONS OF AUTOMOBILE FROM ENGINE AND FAN OF THE COOLING SYSTEM

Valentin BACHEV<sup>1</sup>    Chavdar ANGELOV<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Department of machine building and the instrument manufacture, Technical university - Sofia,  
branch Plovdiv, Bulgaria, e-mail: [abc4@abv.bg](mailto:abc4@abv.bg)

Mag. Ing., Technical university -Sofia, Bulgaria, e-mail: [cangelov@thedoctors.com](mailto:cangelov@thedoctors.com)

**Abstract:** In the article is examined the three-dimensional dynamic model of those forced – from the internal combustion engine and from the electrical fan of the radiator of the cooling fluid - the fluctuation of automobile with 39 degrees of freedom. Specific generalized forces from the forces (moments of forces) of gases burnt fuel- in the internal combustion engine and from the unbalanced masses of engine and electrical fan. Is comprised the system of the differential equations, which describe forced oscillations from the internal combustion engine and from the electrical fan.

**Keywords:** matrix mechanics, forced oscillations, internal combustion engine, fan, automobile.



## ОТНОСНО ДИСТАНЦИОННО ОЦЕНЯВАНЕ НА ЗНАНИЯТА

**Петър ГОРАНОВ**

катедра „Основи и технически средства за конструиране”, Технически университет – София, България  
pvgor@tu-sofia.bg

**Резюме:** Internet технологиите все повече показват своите възможности в сферата на образованието. Тук се разглежда един друг аспект на дистанционното обучение – дистанционното оценяване на знанията. Анализират се резултатите от проведен тест по Internet и се правят предположения относно добросъвестното отношение на студентите към правилата за оценяване.

**Ключови думи:** Internet, дистанционно обучение, дистанционно оценяване

### 1. УВОД

Internet технологиите все повече показват своите възможности в сферата на образованието. Наред с традиционното обучение, един добре направен WWW сайт представлява ефективно средство за допълнително илюстриране на учебния материал.

Тук се разглежда един друг аспект на дистанционното обучение – дистанционното оценяване на знанията. Анализират се резултатите от проведен тест по Internet и се правят предположения относно добросъвестното отношение на студентите. Анализът се прави въз основа на стандартните отчетни записи на WWW сървера.

### 2. ВЪЗМОЖНИ НАРУШЕНИЯ ПРИ ОЦЕНЯВАНЕ ПО INTERNET

Един от основните проблеми, които трябва да се решат за да се постигне обективност при оценяване на знанията е предотвратяване на опитите за недобросъвестност от страна на студентите. Този проблем е особено сериозен при дистанционно провеждане на оценяването, при което практически преподавателят не може да следи за спазване на правилата.

Проблемът за проява на недобросъвестност по време на изпит е изследван задълбочено в [1]. Там са посочени следните основни нарушения от студентите:

- 1) Използване на учебник, лекции или други източници.
- 2) Придобиване на въпросите на теста преди изпита.

3) Консултации с други лица по време на изпита.

4) Друго лице отговаря на въпросите вместо изпитвания студент.

### 3. АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ ОТ ПРОВЕДЕН ТЕСТ ПО INTERNET

В разглеждания тест, проведен по Internet, студентите трябва да отговорят правилно на 6 въпроса, като не допуснат повече от 4 грешки. Въпросите се избират по случаен начин от 25 възможни. За всеки въпрос е определено 60s време за отговор.

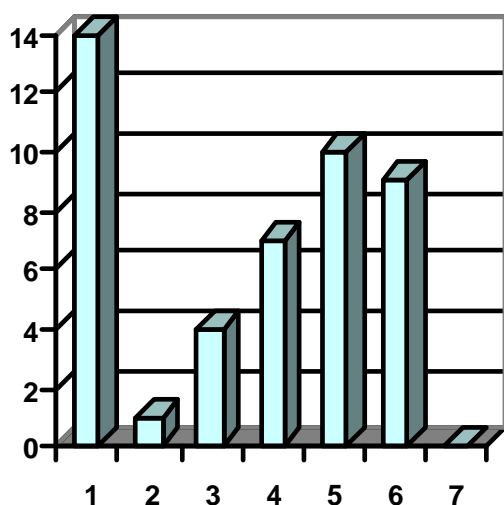
Тестът се провежда в продължение на седем дни. Общият брой на студентите, които са правили тест е 45.

#### 3.1. Разпространение на информация за теста

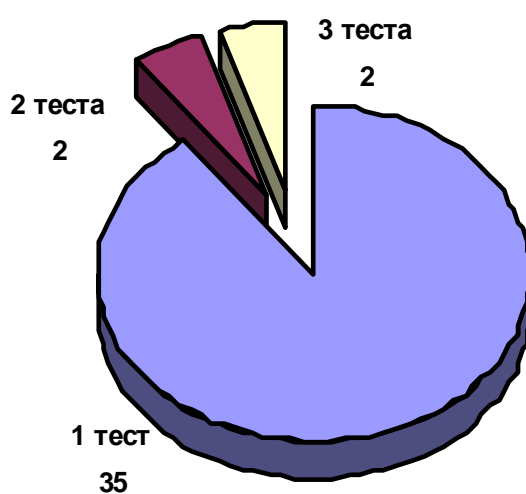
За разпространението на информацията за теста може да се правят предположения въз основа на две характеристики – разпределение на проведените тестове и разпределение на неуспешно проведените тестове по дни.

На фиг.1 е показано как са разпределени проведените тестове по дни. От графиката се вижда, че най-много проведени тестове има през първия ден. Това означава, че по-голяма част от студентите не са имали намерение да получат предварителна информация, т.е. не се наблюдава изчакване, с цел да се разбере какви са въпросите на теста.

Като важен показател за разпространение на информация относно въпросите на теста може да се разглежда нивото на неуспешно проведените



фиг.1 Брой проведени тестове по дни



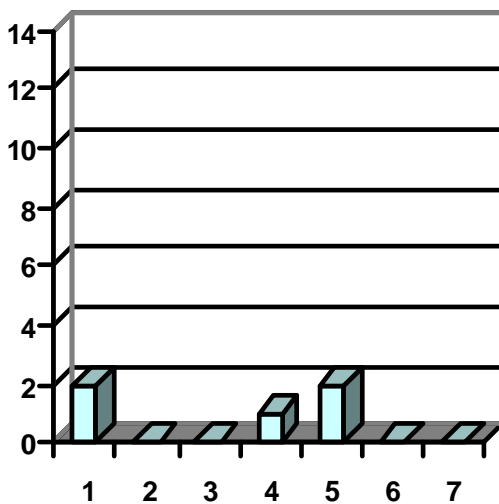
фиг.3 Брой тестове от един компютър

тестове. Разпределението на неуспешните тестове по дни е показано на фиг.2.

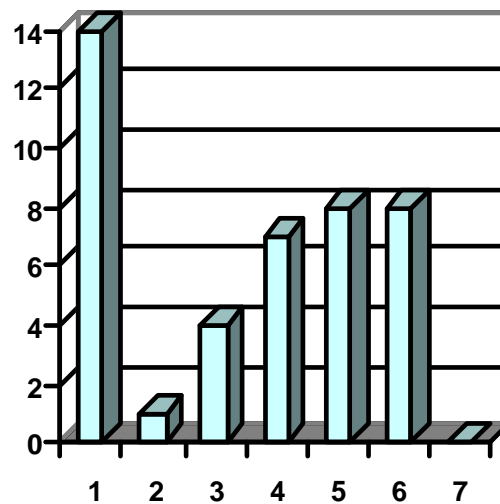
От фиг.2 се вижда, че нивото на неуспешните тестове в средата на периода е по-голямо или равно (като относителна стойност) на нивото на неуспешните тестове през първия ден. От тук може да се направи предположението, че няма масово разпространение на въпросите на теста.

### 3.2. Провеждане на теста от името на друг студент

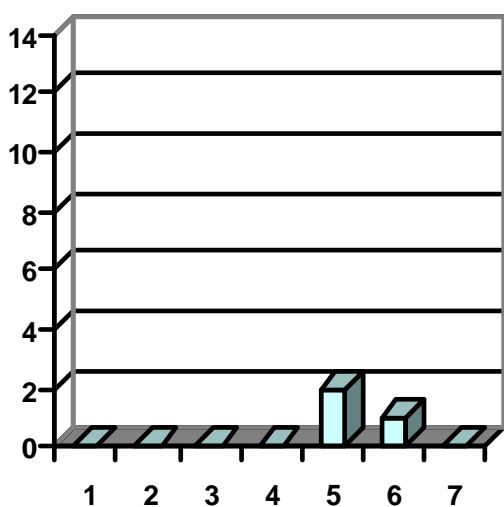
Едно от най-тежките нарушения при провеждане на оценяване на знанията е провеждане на изпита от друго лице. При провеждане на тест по Internet не е възможно да се установи дали студентът е работил самостоятелно. За това може да



фиг.2 Брой неуспешни тестове по дни



фиг.4 Брой посетители по дни



Фиг.5 Брой на случаите, при които са правени два теста последователно, по дни

се съди по косвени показатели като например брой тестове, проведени от един компютър или брой на последователно проведени тестове.

Графиката на фиг.3 илюстрира по колко теста са проведени от един компютър. От графиката се

вижда, че в 35 случая от едни компютър е правен само един тест. Това означава, че за 88% от общия брой може да се предположи, че тестът е правен от студента, от чието име се провежда.

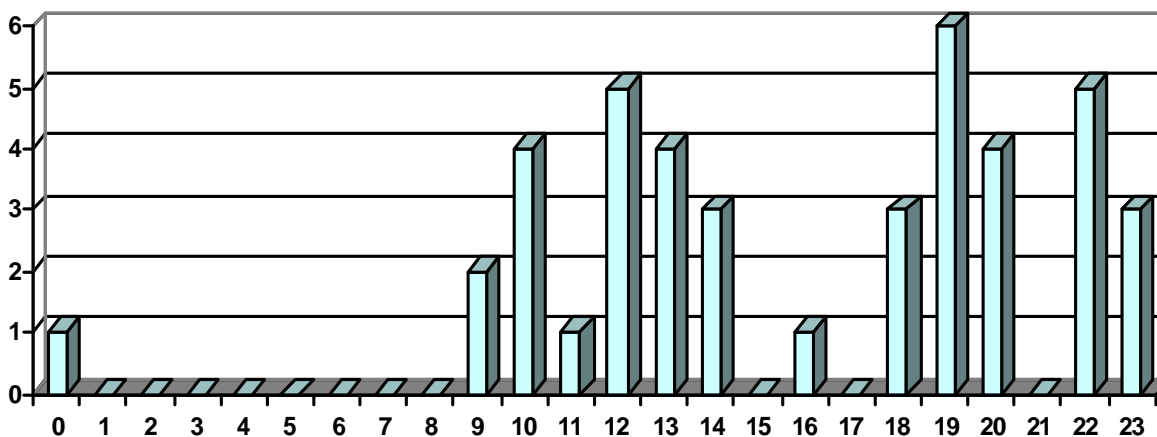
На фиг.4 е показана графиката на посетителите, които са провеждали тест, по дни. Сравнението с графиката на фиг.1 показва известно различие. За по-голяма яснота, разликата между двете графики е показана на фиг.5.

Графиката на фиг.5 показва, че има общо три случая на последователно правени тестове. От тук може с голяма вероятност да се твърди, че 3 теста (7%) са правени от името на друг студент, или поне е имало консултация с друг студент по време на провеждането на теста.

### 3.3. Провеждане на теста по часове

На фиг.6 е показано разпределение на посетителите, провеждали тест, по часове. От тази графика не може да се правят обосновани изводи за нарушения на правилата. Може да се предположи, че студентите, които са правили тест късно вечер или рано сутрин са работили самостоятелно.

## 4. ИЗВОДИ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ



Фиг.6 Брой посетители по часове

От разгледаните възможни нарушения, използването на помощна литература може да се ограничи с намаляване на времето за отговор на всеки от въпросите. Влиянието на разпространението на информация за теста може да се намали, ако има по-голям брой въпроси; също така е възможно и отговорите на въпросите да се избират по случаен начин от наличен по-голям набор.

По отношение на провеждане на теста от името на друг студент не е възможно да се предприемат мерки и единствено може да се разчита на съзнанието на студентите. За разглеждания случай убедителни предположения може да се направят за компрометирането на 7% от тестовите (или 13% от студентите грубо нарушават правилата).

Само въз основа на стандартните отчетни записи на сървера не може да се правят категорични изводи за спазването на правилата за провеждане на тест. Въпреки това анализът на данните позволява да се правят предположения с различна степен на вероятност. Получените резултати, независимо от несигурността на направените изводи показват, че дистанционното оценяване на знанията може да е част от оценяването на студентите.

#### Литература

I. King C., R. Guyette and C. Piotrowski, Online Exams and Cheating: An Empirical Analysis of Business, The Journal of Educators Online, Volume 6, Number 1, January 2009.

## ON EXAMINATION ONLINE

**Petar GORANOV**

Fundamentals and Techniques of Design department, Technical University-Sofia, Bulgaria  
e-mail: pvgor@tu-sofia.bg

**Abstract:** Internet technology is increasingly showing its capabilities in education. Here we examine another aspect of distance learning – online examination environment. The results of online test are analysed and assumptions about the cheating of the students are provided.

**Keywords:** Internet, distance learning, online examination



## ИЗБОР НА ОПТИМАЛНА ЛОГИСТИЧНА МАШИНА

Николай КАЗАКОВ

катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София, България, e-mail: [nkazakov@tu-sofia.bg](mailto:nkazakov@tu-sofia.bg)

**Резюме:** Настоящата работа е посветена на разработване на методика за избор на логистична машина (съоръжение), която да отговаря на изискванията на конкретната логистична система.

**Ключови думи:** логистика, методика, машина, съоръжение

Известно [4] е, че при изграждането и функционирането на една логистична система, основно концептуално изискване е високата индивидуалност на оборудването т.е. пълното съответствие на машини и съоръжения с конкретните условия при всяко производство или обслужване. Това налага определянето на необходимите параметри на логистичната техника, обслужваща логистичния процес при минимална цена [8] и доставена в необходимото време. От друга страна, в условията на глобализация, съществуването на обединени пазари (Европейския съюз и др.) либерализира предлагането и поставя купувача пред възможността да избира между предлагани от различни фирми множество алтернативни модели логистична техника от един и същи вид, имащи сходни или близки параметри.

Много автори [7,11,12,13,14 и др.] работят в областта на експертните оценки и изготвяне на подходи за избор на точната машината за точната система. В [7] авторът се е спрял на определянето на технико - икономическите показатели на системите за нискостойностна автоматизация като една от основните задачи, които се решават многократно в процеса на тяхното проектиране. В разработката е предложена класификация на методи за решаване на тази задача. Анализирани са техните характерни особености – предимства, недостатъци и области на приложимост.

Цел на настоящата работа е да се разработи методика за избор на логистична машина (съоръжение), която да отговаря на изискванията на конкретната логистична система.

Базирайки се на теорията на *von Neumann - Morgenstern* [9] можем да разделим участниците в задоволяване на потребността от логистична техника на Потребител и Предприемач. Предприемачът се стреми да получи максимална пе-

чалба при минимално задоволяване на изискванията на потребителя, а потребителят – към получаване на максимална желана полезност (*total utility*) при възможно минимална цена. Тази алтернатива се решава чрез ясно формулирана полезност, определяне на критерии и методика за постигането им. За да може полезността да се определи количествено, тя трябва да се опише с множеството параметри на логистичната машина или съоръжение. Трябва да се посочи и факта, че горепосоченият процес протича при асиметрична информация.

В основата на предлаганата методика е заложен принципът на структурния анализ на машината, разработен за всички (модификации) предложения от този вид. Известно е, че вертикалната структура на логистичната техника се състои от три нива-машина, механизъм и елемент. Всяко от посочените нива представлява целочислено множество от представители с параметри, формиращи множеството на вариантите на избор. При анализът на задачата ще се базираме на аксиомите на *von Neumann - Morgenstern* [9,16].

Методиката за избор на логистична машина (съоръжение), която да отговаря на изискванията на конкретната логистична система съдържа следните модули:

**1. Модул „Избор”.** Избира се необходимият модел и вид на логистичната техника, като се определя и срокът на ефективната и експлоатация.

**2. Модул „Параметри”.** При така направения избор се определя множеството от параметри и се разделя на подмножества съобразно вертикалната структура. Тези параметри се разделят на две групи по значимост- I и II, като най- съществените определят група I, чиито параметри се оп-

ределят чрез прогнозиране на стойностите им, а II група обединява желателните.

**3.Модул"Изчисление"**. Съставя се формулата за изчисление.

**4.Модул"Условия"**. За облекчаване на процеса се съставят ограничителни условия.

**5.Модул „Сравнение"**. Прави се сравнение за степен на съответствие на предложените от Предприемачите модели логистична техника с заложения от Потребителя изисквания и параметри. Тук се изискват необходимите данни и за изграждането на кривата на жизнения цикъл на всяка предлагана машина.

**5.Модул"Класация"**. Прави се класиране на оптималната машина за конкретната система

В модул „Избор", първата стъпка към избор на оптималната машина за конкретната логистична система е определянето на изискуемите структурни логистичните изисквания. За целта при започване на избора е необходимо пълно описание на машината, вида и работите които тя ще изпълнява, средата в която ще работи, очакваната печалба от нейното използване, нормативните документи и изисквания на които трябва да отговаря, както и на необходимите съпровождащи документи потвърждаващи това. Общата оценка за една логистична машина е относителната печалба която носи при нейното използване т.е.

$$W = G - R \quad (1)$$

където:  $G$  - относителния приход;  $R$  - относителния разход.

Изразяваме прихода и разхода чрез производителността:

$$W = \frac{M}{T_y} K_1 - M K_2 = \frac{M}{(t_n + t_y + t_{cn})} K_1 - M(k_n + k_y + k_{cn}) \quad (2)$$

където:  $K_1$  – относителният приход от използването на логистичната машина;  $K_2$  – необходимия относителен разход от използването на логистичната машина, а  $k_n, k_y, k_{cn}$  - относителния разход при пуск, установено движение и спиране;  $t_n$  - пусково време;  $t_y$  - време за установено движение;  $t_{cn}$  - спиращо време.

За определяне на оптималните параметри на отделните елементи и механизми търсим максимум на (2) т.е. ако търсим оптималните пускови ха-

рактеристики на машината, диференцираме по  $t_n$  и получаваме(3):

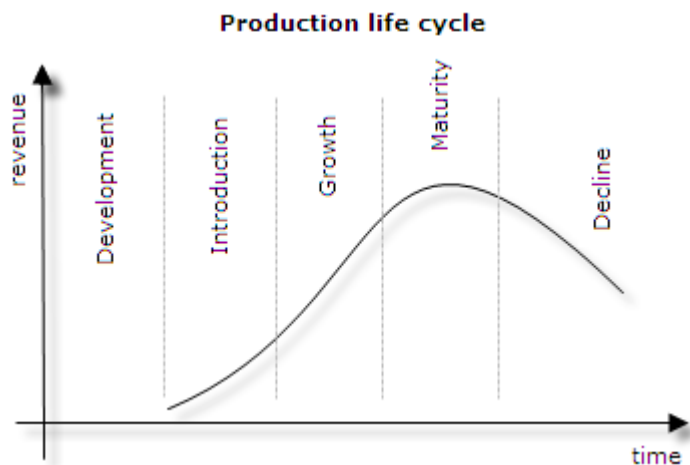
$$\frac{dW}{dt_n} = -\frac{M}{(t_n^2 + 2t_n A + A^2)} - M f'(t_n) \quad (3)$$

Приравняваме уравнението на 0 и го решаваме за  $t_n$ . След това търсим такова конструктивно решение, при което  $t_n > 0$ .

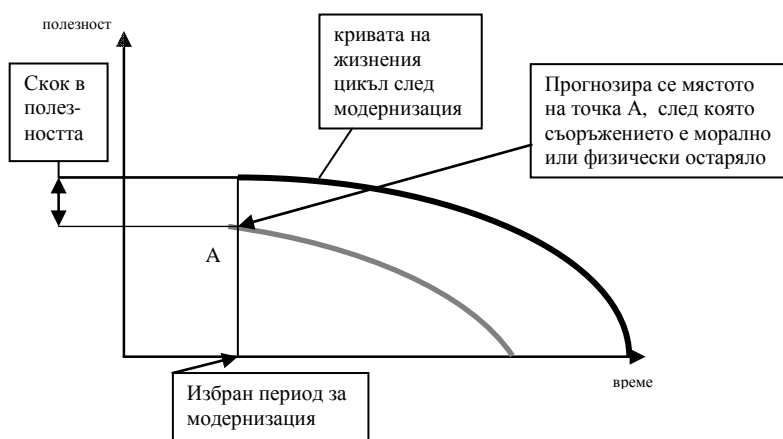
В модул "Параметри" се определят всички необходими конкретни параметри на машината, като те се разделят на две групи – съществени и желателни. Отделните съществени параметри се прогнозира и се вижда периода на тяхната актуалност.

В модул „Сравнение", при изборът на оптималната машина за конкретната логистична система се отчита жизнения цикъл на едно изделие. Прогнозираните параметри се сравняват с жизнения цикъл на предлаганите машини и се вижда в коя част на жизнената крива се намират. И според това в кой етап се намират се определя и качеството на машината. Известно е [15], че съществуват четири етапа в жизнения цикъл на една логистична машина - Въвеждане (Introduction), Ръст (Growth), Зрелост (Maturity), Спад (Decline). Най-висока е цената на съоръженията в етап „Ръст" (Growth), а най-приемлива – в „Зрелост" (Maturity). Естествено и всички параметри на машината са най-модерни и ефективни в етап „Ръст", а приемливи – в „Зрелост". Важен момент е срокът на експлоатация. Ако времето на експлоатация е по-късо или съвпада с етап „Зрелост", то тогава изборът е същия етап, но ако времето за експлоатация е по-голямо от времето на етап „Зрелост", то тогава трябва да се избере модел, които се намират в етап „Ръст", което оправдава и по високата цена на същия модел. На фиг.1 е показан жизнен цикъл на логистична машина [15].

Съществува алтернативата да се избере отново модел в етап „Зрелост" със съпроводената модернизация след изтичането на етапа. Но това е свързано с необходимите изчисления за ефективност и възможността на модела да допуска модернизация. На фиг.2. е показано промяната на полезността след модернизация т.е. изместване на кривата на жизнения цикъл в етап Спад (Decline).



фиг.1 Жизнен цикъл на логистична машина



фиг.2 Промяната на полезността след модернизация

Задачата е многокритериална за избор на най-добро решение от множеството на предлаганите такива. Нека да имаме множеството  $\Psi$  на решенията  $X^i$  (предлаганите модели машини от всяка фирма)  $i=1,2,3,\dots,n$ . Нека да са зададени числови функции(критерии)  $f_1, f_2, \dots, f_j, \dots, f_m$ , където  $m \geq 2$ , ( $j=1,2,3,\dots,m$ ). Математическият модел е от вида  $\langle \Psi, f_1, f_2, \dots, f_m \rangle$ , при това  $f_j(K_j)$  е крайната стойност на критерия  $f_j$ , където  $K_j \in$

$\Psi$  и представлява тегловния коефициент на критерия  $j$  ( $j=1,m$ ).

Критериите  $f_1, f_2, \dots, f_m$  могат да са фиксирани и гранични [2], като някои от граничните могат да са увеличаващи (такива при които увеличението им дава предимство на дадено решение) т.е. показана е минималната стойност под която решението е неприемливо и намаляващи (такива при които намаляването им дава предимство на дадено решение) т.е. показана е максималната стойност над която решението е неприемливо. По

всеки критерий  $f_j$  ( $j=1,m$ ) има вектор с предложени стойности  $Y_j$ , като множеството на векторите на стойностите  $Y = \prod_{j=1}^m Y_j$  представлява

множеството на сравняваните параметри, определящи вариантите на полезност на предлаганите логистични машини или съоръжения. Обикновено това множество е голямо. За да се намали неговата размерност се въвежда таблица с минимални или максимални стойности на параметрите, като се въвежда таван на цената от съображения за конкурентност на продукцията.

Тогава крайната оценка  $\Omega_i$  ( $i=1,2,3,\dots,n$ ) за всеки предложен модел логистична техника  $X_i$  има вида:

$$\Omega_i = K_1 Y_{i1} + K_2 Y_{i2} + \dots + K_m Y_{im} = \sum_{j=1}^m K_j Y_{ij} \quad (4)$$

За всичките  $n$  предложени модели в матричен вид имаме матрица от вида  $n \times m$  и матрица на решенията (крайните оценки):

$$\begin{pmatrix} Y_{11} & Y_{12} & \dots & Y_{1m} \\ Y_{21} & Y_{22} & \dots & Y_{2m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ Y_{n1} & Y_{n2} & \dots & Y_{nm} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} K_1 \\ K_2 \\ \dots \\ K_m \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Omega_1 \\ \Omega_2 \\ \dots \\ \Omega_n \end{pmatrix} \quad (5)$$

Тогава в модул „Класация“ крайният избор на модела логистична техника  $X_i$  се извършва по  $\max \Omega_i$  ( $i=1,2,3,\dots,n$ ).

Голяма част от посочените параметри  $Y_j$  се явяват функция от крайно число други субпараметри - показатели, които формират желаната стойност на  $Y_j$ . т.е.

$$Y_j = \sum_{j=1}^m P_j V_j \quad (6)$$

където:  $P_j$  - субпараметър-показател;  $V_j$  - коефициент на тежест.

Изборът на коефициентите на тежест е съществена част от решаването на задачата за избор на подходящата логистична машина. Когато се изисква избор на съвременна техника, коефициентите на техническите показатели трябва така да се определят, че да доминират над останалите.

За нормализиране (normalization) на уравнение (4) и изпълнението на второто основно условие на клъстерния анализ за мащабиране при измерването на стойностите на параметрите и не допускане на доминиране на параметрите с големи стойности над параметрите с малки такива [2,10] въвеждаме относителни параметри

$$\bar{Y}_j = \frac{Y_j}{Y_j^{\max}} \quad j = 1,2,3,\dots,m \quad (7)$$

където:  $Y_j^{\max}$  - параметърът с най-голяма стойност от  $j$ -тите параметри на множеството  $X_i$  ( $i=1,2,3,\dots,n$ ).

Тогава уравнение(4) придобива вида:

$$\Omega_i = K_1 \bar{Y}_{i1} + K_2 \bar{Y}_{i2} + \dots + K_m \bar{Y}_{im} = \sum_{j=1}^m K_j \bar{Y}_{ij} \quad (8)$$

Множеството на параметрите включват следните подмножества параметри, разделени в четири групи – машинни, икономически, функционални и други(фиг.3):

1.Геометрични размери.

2.Технически - мощност, скорост, производителност, собствена маса, маса на товара, надеждност, енергоемкост, система за качество (ISO).

3.Експлоатационни – гаранционен срок, срокове на доставка, срокове на износване и т.н., обслужване, консумативи, условия на експлоатация (запрашеност, влажност, температура, вятър).

4.Минимално оборудване с помощни средства и допълнителни изисквания.

5.Цена.

6.Експлоатационни разходи.

7.Финансов израз на надеждността - резервни части и ремонт

8. Ергономични.

9.Екологични- Емисии, ниво на шум (както в кабината така и извън нея).и т.н.

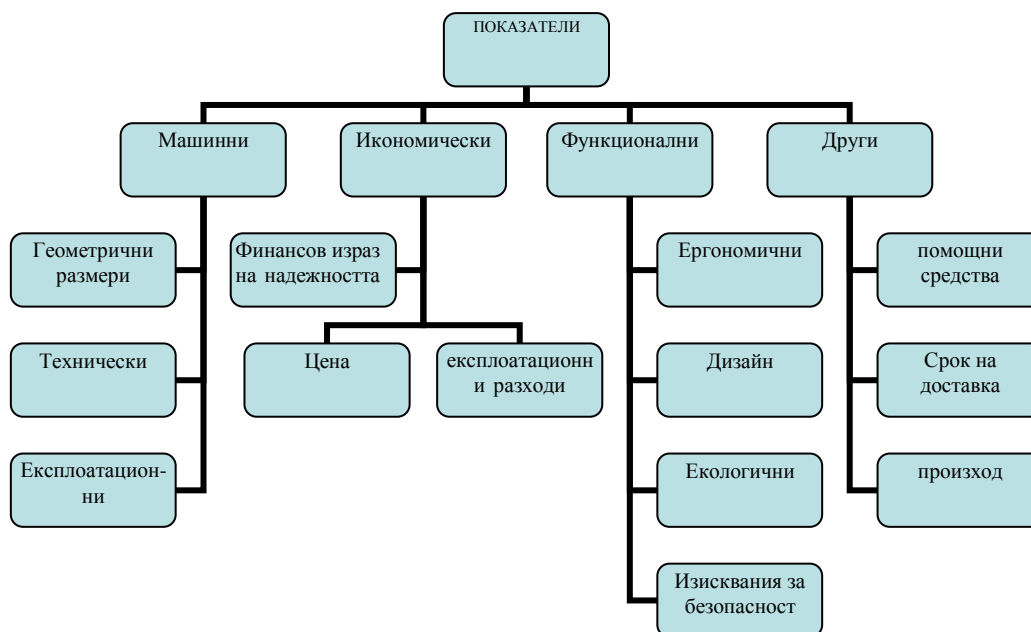
10.Изисквания за безопасност.

11.Дизайн.

12.Срок на доставка.

13.Произход.

При избора на геометричните размери трябва да се изпълни условието за оптималност на коефициента на обемна ефективност [5].



фиг.3 Основни параметри

В условията на бурното развитие на науката и техниката и появяването на нова техника дейността на човека става все по сложна и напрегната. По данни на статистиката увеличението на надежността на техническите части на една система губи смисъл, защото системата "човек-машина" се лимитира от надежността на човека. [1,3] Работейки понякога и на предела на психофизиологичните възможности и в неблагоприятна производствена среда, човек допуска грешки, цената на които в съвременното производство рязко нараства. В повечето случаи действията на оператора се оказват неправилни поради ниска квалификация, а по причина на несъответствие на конструктивните особености на техниката с възможностите на човека. Изследванията показват, че до 70% от всички откази се дължат на човешкия фактор. Всичко това показва, че оптималните условия на работа за човека са съществени за избора на подходяща логистична машина отчитайки системата човек-техника- среда. [1,3,6]

Общият вид на функцията отразяваща зависимостта между производителността на оператора и ергономичните показатели има вида:

$$V = F(F_1 + F_2 + \dots + F_n) \quad (9)$$

където:  $F_i$  ( $i = 1, 2, 3, \dots, n$ ) - групите ергономични показатели.

При оптимална ергономия се запазват необходимата производителност на оператора през целия период на работа. Когато логистична машина не се използва интензивно, то оптималната ергономия изисква по ниски стойности на ергономичните показатели (по-малка степен на удобства) при което цената на машината или съоръжението намалява.

Надежността ( $H$ ) на всяка машина има следният финансов израз:

$$H = \sum_{i=1}^n C_i + \sum_{j=1}^m P_j \quad (10)$$

където:  $C_i$  - стойността на  $i$ -тия ремонт ( $i = 1, 2, 3, \dots, n$ );  $P_j$  - стойността на пропуснатата печалба (полезност) от  $j$ -тия престой на машината ( $j=1, 2, 3, \dots, m$ ).

Тогава общите финансови разходи ( $F$ ) ще имат вида:

$$F = Z + H + E \quad (11)$$

$E$ -експлоатационни разходи;  $Z$ -цена на машината.

За да се изпълни горепосоченото условие на потребителя за получаване на максимална желана полезност при възможно минимална цена, параметрите в (8) отразяващи общите финансови разходи имат следния вид [2,10]:

$$\bar{Y}_j = \frac{Y_j^{\min}}{Y_j} \quad j = 1, 2, 3, \dots, m \quad (12)$$

където:  $Y_j^{\min}$  - параметърът с най-малка финансова стойност от  $j$ -тите параметри на множеството  $X_i$  ( $i=1, 2, 3, \dots, n$ ).

### ИЗВОДИ

1. Предложена е методика за избор на логистична машина (съоръжение), която да отговаря на изискванията на конкретната логистична система.  
2. Предложен е подход за първоначален избор на логистичната машина и нейните елементи, чрез обща оценка и прилагане принципът на структурния анализ на машината.

#### Литература:

1. Адамчука В, Эргономика. Учеб. пособие для вузов. М.: ЮНИТИ-ДАНА, 1999
2. Буреева Н. Многомерный статистический анализ с использованием ППП "STATISTICA". Нижний Новгород, ННГУ, 2007, 112 с.
3. Громов Ф, Эргономика. Учеб. пособие. ЛФЭИ, Л., 1989

4. Казаков Н., Логистика, С, Софтрейд, 2000
5. Казаков, Н. Н. Георгиева. Коэффициент на обменна ефективност при проектиране на машиностроителни предприятия. Машиностроене, С., 1988, кн. 2.
6. Крылова А, Г. Суходольского. Эргономика. А. Л.: ЛГУ, 1988
7. Малаков И, Класификация на методи за определяне на технико-икономическите показатели на системи за нискостойностна автоматизация. XVII ННТК с международно участие „АДП-2008“. Созопол. 2008.
8. Туджаров Б, Н. Казаков. WEB – Базиран подход и средства за оптимизиране на логистична техника чрез структуриране на активи от знания.
9. von Neumann J, Morgenstern O. Theory of games and economic behaviour. 2 ed. Princeton. N. J.: Princeton University Press 1947.
10. Brian S. Everitt, S. Landsu, M. Loose, D. Stahl. Cluster Analysis. John Wiley & Sons, 2011, 346 Pages
11. Hollingshead A. "Perceptions of Expertise and Transactive Memory in Work Relationships." Group Processes and Intergroup Relations, 2000, 3, 257-267.
12. Lambert M. Modeling Flexible Exception Handling in Technical Project Organizations. Unpublished Dissertation Proposal, Stanford University, Stanford, CA, 2001.
13. Oxnevad K. The NPDT - The Next Generation Concurrent Design Approach. Proc. of the 2nd European Systems Engineering Conference (EuSEC 2000), 2000, September 13-15, Munich, Germany.
14. [http://marshteha.info/metodi\\_obespecheni\\_kachestva/metod\\_ekspert\\_ozenki/](http://marshteha.info/metodi_obespecheni_kachestva/metod_ekspert_ozenki/). Посетен на 03.05. 2012г.
15. <http://www.maxi-pedia.com/product+life+cycle+plc>. Посетен на 03.05.2012г.
16. [http://revolution.allbest.ru/management/00174168\\_0.html](http://revolution.allbest.ru/management/00174168_0.html). Посетен на 03.05.2012г.

## SELECTION OF OPTIMAL LOGISTICS MACHINE

Nikolay KAZAKOV

Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria, e-mail: [nkazakov@tu-sofia.bg](mailto:nkazakov@tu-sofia.bg)

**Abstract:** This work is devoted to developing a method for selecting the logistical machine (equipment) to meet the specific requirements of logistics system

**Keywords:** logistics, method, machine, equipment

## МЕТОДИКА ПРИ СЪЗДАВАНЕ НА КРИТЕРИИ ЗА ПОДОБИЕ НА МАШИНИТЕ ЗА РАЗКРИВАНЕ НА МИНЕРАЛНИТЕ ЗЪРНА

**Иван МИНИН**

<sup>1</sup>катедра „Механизация на мините”, Минно-геоложки университет - София, България  
e-mail: [minin@dir.bg](mailto:minin@dir.bg)

**Резюме:** Направен е анализ на теорията на подобие на базата на който, са описани стъпките (методиката) при определяне на критериите на подобие. На базата на тази методиката са създадени критерии за подобие на две от най-използваните машини за разкриване на минерални зърна, а именно челюстните трошачки и барабанните мелници.

**Ключови думи:** подобие, критерии за подобие, челюстна трошачка, барабанна мелница

При експерименталните изследвания на модели се използват методите на моделирането. Развитието на тези методи, позволяват изработването на подобни физически и компютърни модели, като условията за провеждането на тези експерименти се определят чрез пренасяне на резултатите от тях. За това се изисква една явна връзка между физическите процеси на моделите и действителните машини и процеси. Описанието на физическите процеси става с математически функции. Ако те са непознати, законите на модела могат да бъдат получени чрез използването на теорията на подобие.

За разширяване сферата на значимост за провежданите експериментални изследвания на работните процеси протичащи в лабораторни и компютърни модели на машини за разкриване на минералните зърна, се налага да се определят подходящи критерии за подобие и критериални уравнения на регресия. С прилагането на критерии за подобие и експерименталното определяне на уравнения на регресия в критериален вид, може да се създадат условия за пренасяне на тези резултати при проектирането на серии такива машини, като се изисква процесите им да са подобни.

### 1. ТЕОРЕТИЧНА ПОСТАНОВКА

В теорията за подобие [1,2] като основно понятие се използва “явление”, което се разглежда като комплекс от процеси, които се описват чрез уравнения, свързващи параметрите на процеса и параметрите на разглежданите системи. В пове-

чето случая се разглежда връзката между три целеви параметъра – производителност, качество и относителен енергоразход и основните параметри на машините съгласно системата.

Процесите са подобни ако съществува някакво съответствие между сходните величини на системата – положение на точки, геометрични размери, параметри на системата и параметри на процесите. Най-простия случай на подобие е пропорционалността.

Обикновено съотношението на подобие има вида:

$$\frac{P_i}{R_i} = m_i \quad (1)$$

където:  $P_i$  и  $R_i$  са сходни параметри на процеса и елементи на системата;  $m_i$  е коефициент на подобие или мащаб на сходните параметри.

Ако  $m_i = const$  имаме линейно подобие, а ако  $m_i \neq const$ , зависещо от някой параметър на системата подобие е нелинейно, квази подобие. Известно е, че съществува пълно подобие, при което процесите се описват достатъчно точно както във времето, така и в пространството, непълно подобие – само във времето или само в пространството и приближено подобие.

За подобие във всички му видове са свойствени общи закономерности, които се дават от първата, втората, третата теорема и допълнителните положения към тях [1].

Първите две теореми установяват съотношенията между параметрите на подобните явления, като не указват начина на реализация на подобие при построяването на моделите. Отговор на

последния въпрос дава третата теорема за подобие. Тя дава необходимите и достатъчни условия за подобие на явленията като изисква подобие на условията на еднозначност и такъв подбор на параметрите, при които критериите на подобие съдържащи началните и граничните условия да бъдат еднакви.

Достатъчно условие за съществуване на подобие е за всички подобни процеси критериите за подобие  $\pi = idem$  т.е. да са съответно еднакви. В по нататъшни разглеждания ще се използва и свойството за преобразуване на критериите на подобие, те могат да се преобразуват чрез умножение, деление, повдигане на степен или умножение с постоянни коефициенти т.е. ако  $\pi k = idem$  и  $\pi k + j = idem$  то  $\pi k \cdot \pi k + j = idem$ , то  $\frac{\pi k}{\pi k} + j = idem$ .

$$\frac{1}{\pi k} = idem \quad \text{и} \quad k\pi k = idem \quad (2)$$

Смисълът на втората теорема се състои в това, че всяко пълно уравнение описващо физически процес записано в определена система от измерителни единици може да се представи като зависимост между критериите на подобие т.е. чрез уравнение свързващо безразмерни величини получени от участващите в процеса параметри. Това се използва за преобразуване на системата в критериален вид, която дава зависимостта между получените критерии.  $\pi$  - теоремата позволява смяна на променливите, като се намали техния брой от "m" размерни величини на "m-k" безразмерни и се премине към анализ на уравненията.

Критериалното уравнение може да се приложи и в случая когато се изследва процес, чиито описващи го аналитични уравнения не са известни, а са известни само параметрите на входа и изхода.

## 2. МЕТОДИКА ПРИ ОПРЕДЕЛЯНЕТО НА КРИТЕРИИТЕ ЗА ПОДОБИЕ ЗА ПРОЦЕСИТЕ И МАШИНИТЕ ЗА РАЗКРИВАНЕ НА МИНЕРАЛНИТЕ ЗЪРНА

Определянето на конкретните критерии на подобие, които се получават като се имат предвид изискванията на теоремата на подобие, се осъществява съгласно следната последователност:

1) Опознаване и записване на факторите определящи съответния процес:

$$P_1, P_2 \dots P_i \dots P_l, P_{l+1} \dots P_m ;$$

2) Съставяне на матрица на размерностите на тези "m" параметри. Записване на размерностите в система от величините LMT (дължина, маса и време);

3) Приемане на k независими помежду си фактори;

4) Проверка независимостта на тези фактори;

5) Определяне на критериите на подобие;

6) Съставяне на общия вид на критериалните уравнения.

## 3. СЪЗДАВАНЕ НА КРИТЕРИИ ЗА ПОДОБИЕ НА НЯКОИ ОТ НАЙ - РАЗПРОСТРАНЕНИТЕ МАШИНИ ЗА РАЗКРИВАНЕ НА МИНЕРАЛНИТЕ ЗЪРНА

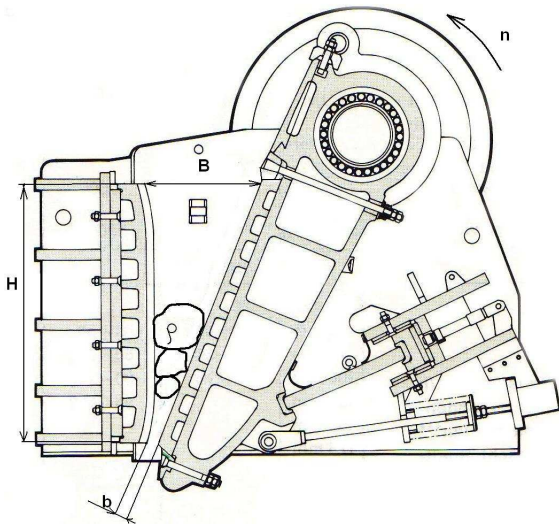
Под разкриване на минерални зърна се разбира последователен ред на операции, които имат за цел непрекъснатото намаляване размерите на минералните частици чрез прилагането върху тях на външни сили, предизвикващи механичното им разрушаване. Процесът на разкриване на минералните зърна се осъществява в два стадия: трошене и смилане, а машините използвани за тази цел се наричат трошачки и мелници. Най-голямо приложение в практиката, от машините за разкриване на минерални зърна, са намерили челюстните трошачки, конусните трошачки и барабанните мелници. Чрез използване на методиката са създадени критериите за подобие на челюстни трошачки и барабанни мелници.

### 3.1 Челюстни трошачки

Първо се прави записване на факторите определящи процеса трошене в челюстните трошачки.

Определящи физични величини за системата - челюстна трошачка са: широчина на приемния отвор на трошачката B, широчина на изпускателния отвор на трошачката b, дължината на приемния отвор на трошачката L, височината на трошачната камера H, честота на въртене на ексцентриковия вал n, както и плътността  $\rho$  на разтрошавания продукт (фиг. 1).





Фиг. 1 Параметри на системата челюстна трошачка

Общата функционална връзка на  $N = 6$  независими едни от други величини могат да се представят от следната функция:

$$f(B, b, L, H, n, \rho) = 0 \quad (3)$$

$P_1 = B, m$  е широчина на приемния отвор на трошачката;

$P_2 = b, m$  - широчина на изпускателния отвор на трошачката;

$P_3 = H, m$  - височина на трошачната камера;

$P_4 = \rho, kg/m^3$  - плътност на разтрошавания продукт;

$P_5 = L, m$  - дължина на приемния отвор на трошачката;

$P_6 = n, s^{-1}$  - честота на въртене на ексцентриковия вал на трошачката.

Може да се запише следната системата на размерностите:

$$P_1 = [B] = [L]^1 \cdot [M]^0 \cdot [T]^0 \quad (4)$$

$$P_2 = [b] = [L]^1 \cdot [M]^0 \cdot [T]^0 \quad (5)$$

$$P_3 = [H] = [L]^1 \cdot [M]^0 \cdot [T]^0 \quad (6)$$

$$P_4 = [\rho] = [L]^{-3} \cdot [M]^1 \cdot [T]^0 \quad (7)$$

$$P_5 = [L] = [L]^1 \cdot [M]^0 \cdot [T]^0 \quad (8)$$

$$P_6 = [n] = [L]^0 \cdot [M]^0 \cdot [T]^{-1} \quad (9)$$

Избират се три независими единици за факторите /  $k = 3$  /:

$$P_1 = [B] = [L]^1 \cdot [M]^0 \cdot [T]^0$$

$$P_4 = [\rho] = [L]^{-3} \cdot [M]^1 \cdot [T]^0$$

$$P_6 = [n] = [L]^0 \cdot [M]^0 \cdot [T]^{-1}$$

Независимостта на факторите се проверява със стойността на детерминантата от степените показатели:

$$D_{1,4,6} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -3 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{vmatrix} = -1 \neq 0 \quad (10)$$

От това, че детерминантата е различна от нула следва, че величините  $B, \rho$  и  $n$  са независими.

Определянето на критериите на подобие се извършва чрез решаването на системата за степенните показатели  $\alpha_1, \beta_1, \gamma_1$ .

$$\pi'_1 = b(B)^{-1}(\rho)^0(n)^0 \quad (11)$$

$$\pi'_2 = L(B)^{-1}(\rho)^0(n)^0 \quad (12)$$

$$\pi'_3 = H(B)^{-1}(\rho)^0(n)^0 \quad (13)$$

Следва съставяне на общия вид на критериалните уравнения.

$$\pi_1 = \frac{1}{\pi'_1} = \frac{B}{b} \approx 0,85 \frac{B}{b} = i \quad (14)$$

При трошачките съотношението на широчините на приемния към изпускателния отвор се нарича степен на трошане и се е означава с  $i$ .

$$\pi_2 = \pi'_2 = \frac{L}{B} = k \quad (15)$$

Вторият критерий на подобие зависи от формата на приемния отвор на трошачката и е отношение на дължината към неговата широчината. Означава се с  $k$ .

$$\pi_3 = \frac{1}{\pi'_3} = \frac{B}{H} = \operatorname{tg} \alpha \quad (16)$$

Третият критерий зависи от ъгълът на захващане на трошачката  $\alpha$ .

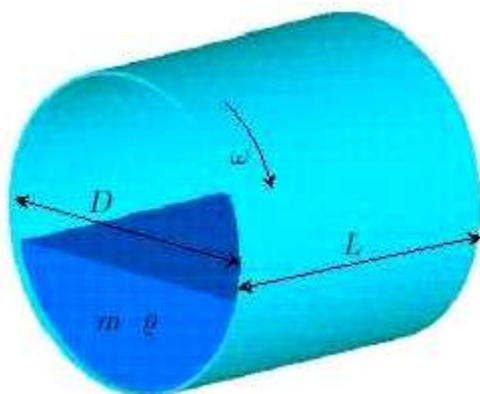
### 3.2 Барабани мелници

Записват се факторите определящи процеса смилане в барабанна мелница.

Определящи физични величини за системата - барабанна мелница са: вътрешния диаметър на барабана  $D$ , дължината на барабана  $L$ , ъгловата

скорост на барабана  $\omega$ , както и плътността  $\rho$  и масата  $m$  на пълнежа на мелницата (фиг. 2). За пълнота на размерната матрица трябва още да се има предвид и земното ускорение  $g$ . Общата функционална връзка на  $N = 6$  независими едни от други величини могат да се представят от следната функция:

$$f(D, L, \rho, g, m, \omega) = 0$$



фиг.2 Параметри на системата барабанна мелница

$P_1 = D, m$  - вътрешен диаметър на барабана;

$P_2 = L, m$  - вътрешна дължина на барабана;

$P_3 = \rho, kg / m^3$  -обем на смилащата среда;

$P_4 = g, m / s^2$  - земно ускорение;

$P_5 = m, kg$  - маса на пълнежа на мелницата;

$P_6 = \omega, rad / s$  - ъглова скорост на барабана на мелницата.

Може да се запише следната системата на размерностите:

$$P_1 = [D] = [L]^1 \cdot [M]^0 \cdot [T]^0 \quad (17)$$

$$P_2 = [L] = [L]^1 \cdot [M]^0 \cdot [T]^0 \quad (18)$$

$$P_3 = [\rho] = [L]^{-3} \cdot [M]^1 \cdot [T]^0 \quad (19)$$

$$P_4 = [g] = [L]^1 \cdot [M]^0 \cdot [T]^{-2} \quad (20)$$

$$P_5 = [m] = [L]^0 \cdot [M]^1 \cdot [T]^0 \quad (21)$$

$$P_6 = [\omega] = [L]^0 \cdot [M]^0 \cdot [T]^{-1} \quad (22)$$

Избират се три независими единици за факторите /  $k = 3$  /:

$$P_1 = [D] = [L]^1 \cdot [M]^0 \cdot [T]^0$$

$$P_3 = [\rho] = [L]^{-3} \cdot [M]^1 \cdot [T]^0$$

$$P_4 = [g] = [L]^1 \cdot [M]^0 \cdot [T]^{-2}$$

Независимостта на факторите се проверява със стойността на детерминантата от степените показатели:

$$D_{1,3,4} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -3 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & -2 \end{vmatrix} = -2 \neq 0 \quad (23)$$

От това следва, че параметрите  $D$ ,  $\rho$  и  $g$  са независими.

Определянето на критериите на подобие може да се извърши чрез решаването на системата за степенните показатели  $\alpha_1, \beta_1, \gamma_1$ .

$$\pi'_1 = L(D)^{-1} (\rho)^0 (g)^0 \quad (24)$$

$$\pi'_2 = m(D)^{-3} (\rho)^{-1} (g)^0 \quad (25)$$

$$\pi'_3 = \omega(D)^{0,5} (\rho)^0 (g)^{-0,5} \quad (26)$$

Следва съставяне на общия вид на критериалните уравнения.

$$\pi_1 = \pi'_1 = \frac{L}{D} = \lambda \quad (27)$$

При барабанните мелници съотношението дължина- диаметър се е означава с  $\lambda$ .

$$\pi_2 = \frac{\pi'_2}{\pi'_1} = \frac{m}{L \cdot D^2 \cdot \rho} \approx \varphi \quad (28)$$

Вторият критерии на подобие зависи от обема на барабана на мелницата и представлява степента на напълване на мелницата  $\varphi$ .

$$\pi_3 = \pi'_3 = \omega \sqrt{\frac{D}{g}} \approx \Psi \quad (29)$$

Третият критерий е пропорционален на относителната скорост на въртене на барабана на мелницата.

#### 4. ИЗВОДИ

1) Проведения анализ на критериалните отношения показват, че осигуряването на пълно удовлетворяване на всички критериални уравнения при моделиране на машините за разкриване на минералните зърна е трудно постижимо. На практика обаче се преминава към приближено моделиране, точността на което се определя от експеримента;

2) Съгласно теорията на подобие можем да кажем, че челюстните трошачки са подобни, когато имат еднакви степени на трошене ( $i$ ), същото геометрично подобие  $\left(\frac{L}{B} = k\right)$  и имат еднакъв ъгъл на захващане ( $\alpha$ ) и ексцентриковия им вал е задвижен се с еднакви обороти ( $n$ ), както и при геометрично подобие на изходните материали за модела и действителната машина;

3) Барабанни мелници ще бъдат подобни, както при геометрично подобие на модела и действителната мелница  $\left(\frac{L}{D} = \lambda\right)$ , геометрично подобие на изходните материали за модела и действителната машина, така и при равни коефициенти на напълване със смилащи тела

$(\varphi)_H = (\varphi)_M$  и еднакви относителни скорости на барабана  $(\Psi)_H = (\Psi)_M$ ;

4) При тези условия могат да бъдат приложени подобните закономерности от теорията на подобие. Резултатите от опитните на моделите могат да бъдат сравнени, ако се използват мащабите на подобие и да бъдат приведени към оригиналните действителни машини.

#### Литература

1. Венников, В.А., "Теория подобия и моделирования", Москва, Высшая школа, 1976г.
2. Вучков, И.А., С.К. Стоянов, "Математическо моделиране и оптимизация на технологични обекти", София, Техника, 1980г.

## METHODOLOGY IN CREATION CRITERIA FOR SIMILARITY OF DEVICES FOR LIBERATION OF MINERAL GRAINS

Ivan MININ

Department "Mechanization of mines", University of mining and geology "St. Ivan Rilski" – Sofia, Bulgaria  
e-mail: [minin@dir.bg](mailto:minin@dir.bg)

**Abstract:** Analysis of the theory of similarity is done and on this basis are described stages (methodology) for determination of criteria for similarity. On the basis of this methodology are created criteria for similarity for two of the most used devices for liberation of mineral grains – jaw crusher and barrel mill

**Keywords:** similarity, criteria for similarity, jaw crusher, barrel mill



## ОПРЕДЕЛЯНЕ НА КИНЕМАТИЧНИТЕ И ДИНАМИЧНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА ТРАНСМИСИЯТА НА МАНИПУЛАТОР С ЦИКЛОВО ПРОГРАМНО УПРАВЛЕНИЕ

Росен МИТРЕВ<sup>1</sup> Пламен ПЕТРОВ<sup>2</sup> Веско ПАНОВ<sup>3</sup>

<sup>1</sup> катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София, България, e-mail: [rosenm@tu-sofia.bg](mailto:rosenm@tu-sofia.bg)

<sup>2</sup> катедра „Автоматизация на дискретното производство”, Технически университет - София, България e-mail: [ppetrov@tu-sofia.bg](mailto:ppetrov@tu-sofia.bg)

<sup>3</sup> катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София, България, e-mail: [vpanov@tu-sofia.bg](mailto:vpanov@tu-sofia.bg)

**Резюме:** Работата е посветена на определяне на динамичните и кинематичните параметри на трансмисия на манипулатор с циклово програмно управление с линейно движение по степените на свобода. Предложена е методика за избор и проверка на електродвигател, включващ определяне на предавателното отношение на предавката, свързваща двигателя с винтогаечната предавка. Приведен е числен пример за приложение на методиката.

**Ключови думи:** манипулатор с циклово програмно управление, параметри на трансмисия

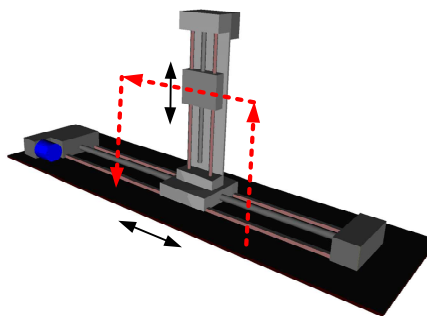
### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

През последните години манипулаторите с циклово програмно управление широко се използват в различни области на индустрията за автоматизация на операции в различни производствени процеси. Манипулаторите се състоят от двигател, трансмисия и работен орган, чиито характеристики определят кинематичните и динамичните параметри на машината като цяло. Скоростите, с които се движат звената на манипулаторите, директно се отразяват върху производителността на манипулатора, поради което законите на движение по отделните степени на свобода се характеризират с високи скорости и ускорения. Това налага повишени изисквания към елементите на двигателя и трансмисията. Параметрите на трансмисията и двигателя са в пряка зависимост от кинематичните характеристики на законите на движение на звената по степените на свобода [3].

Целта на настоящата работа е да се предложи методика за определяне на кинематичните и динамичните параметри на трансмисията на манипулатора и избор и проверка на задвижващ електродвигател.

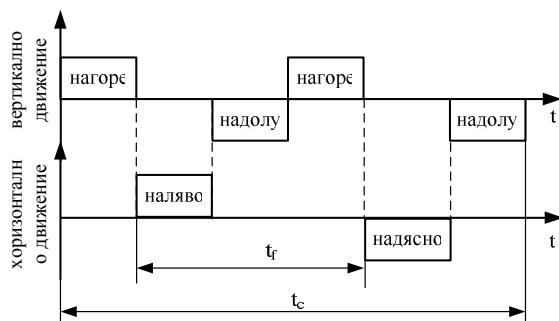
### 2. УСТРОЙСТВО НА МАНИПУЛАТОРА

На фиг.1 е показан общ вид на манипулатор с циклово програмно управление с две линейни степени на свобода. Характерно за този тип манипулатори е наличието на периодично повтарящ се цикъл с определена продължителност. Едно приложение на този вид манипулатор е генериране на траектория на хващача, която реализира последователност от операции „взemi - транспортирай - постави”. Тази последователност се осъществява чрез движения на хващача по двете степени на свобода. На фиг.2 е показана принципната циклограма на операция от този тип, като е означена и продължителността на целия цикъл  $t_c$ , както и продължителността  $t_f$  на работния цикъл на двигателя за хоризонтално движение. Означените на циклограмата посоки са съгласно фиг.1.



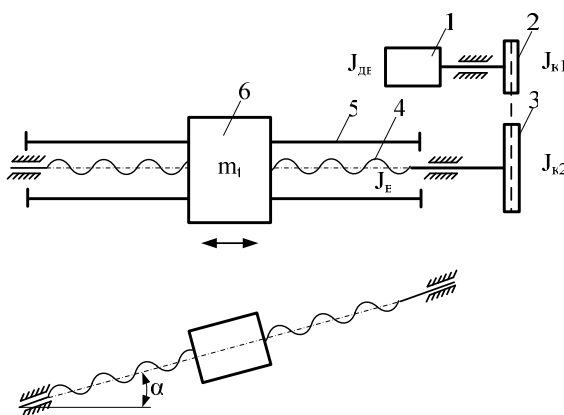
фиг.1 Общ вид на манипулатор с циклово програмно управление

На фиг.3 е показана кинематичната схема на трансмисията на манипулатора по едната от степените на свобода. Системата се задвижва от електродвигател 1. Посредством зъбно-ремъчна (или зъбна) предавка, състояща се от колела 2 и 3, въртливото движение на ротора на електродвигателя се предава към винтова двойка с винт 4.



Фиг.2 Циклограма на манипулатора при операция „вземи-транспортирай-постави“

Винтът задвижва подвижната шейна 6, която се движи линейно и се води по направляващи 5. Подобна е и схемата на задвижването по другата степен на свобода.



Фиг.3 Кинематична схема на трансмисия на манипулатор

### 3. ИЗБОР НА ЕЛЕКТРОДВИГАТЕЛ

Важен етап при определяне на параметрите на трансмисията е изборът на електродвигател, позволяващ реализирането на предварително зададени скорост и ускорение на подвижната шейна. Един от най-широко използваните закони за

движение на подвижната шейна 6 е трапецовидният закон за промяна на скоростта. Нека считаме, че са известни неговите кинематични характеристики - максимална скорост на движение  $V_{max}$  и ускорение  $a$  [2]. Също така се приема, че параметрите на винтогачната предавка (фиг.3) са известни.

При известна съпротивителна сила  $F_c$  при движението на подвижната шейна и коефициент на полезно действие  $\eta$  на кинематичната верига между двигателя и подвижната шейна, номиналната мощност на двигателя се пресмята по следната зависимост:

$$P_{dv}^{nom} = \frac{F_c V_{max}}{\eta} \quad (1)$$

Съпротивителната сила  $F_c$  се формира от силата на триене в направляващите, както и от компонентата на силата на тежестта на шейната:

$$F_c = m_t g (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \quad (2)$$

където  $g$  е земното ускорение;  $\mu$  е коефициент на триене между подвижната шейна и направляващите;  $\alpha$  е наклона на направляващите спрямо хоризонталата;  $m_t$  е масата на подвижната шейна (включително и масата на детайла или работния инструмент). При необходимост, към съпротивителните сили се добавят и компонентите на технологичните сили, насочени срещу посоката на движение.

От каталог на производител се избира двигател с номинална мощност равна или по-голяма от пресметнатата по (1).

### 4. ПРОВЕРКА НА ИЗБОРИЯ ДВИГАТЕЛ И ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ПРЕДАВАТЕЛНОТО ОТНОШЕНИЕ НА ПРЕДАВКАТА

Тъй като двигателят на манипулатора работи в повторно-кратковременен режим, с чести пускания и спирания, е необходимо да се извършат проверки на максималния и еквивалентния въртящи моменти, а също така да се избере предавателно отношение на предавката (колела 2 и 3) между двигателя и винтогачната предавка. Нейните параметри трябва така да се подберат, че да се реализират зададените кинематични характеристики на движението на шейната, като в същото време двигателя работи с допустимо за него механично и топлинно натоварване.

Максималната ъглова скорост на електро-двигателя  $\omega_{\text{дв}}^{\text{max}}$  се пресмята по следната зависимост:

$$\omega_{\text{дв}}^{\text{max}} = \frac{iV_{\text{max}} 2\pi}{h} \quad (3)$$

където  $h$  е стъпката на винта на винтогаечната предавка;  $i$  е предавателното отношение на предавката с колела 2 и 3 (фиг.3).

Максимално необходимият за преодоляване на статичните и динамичните съпротивителни сили въртящ момент на двигателя се пресмята по следната зависимост:

$$M_{\text{дв}}^{\text{max}} = \frac{((m_t + m_{np})a + F_c)N_{\text{max}}}{\omega_{\text{дв}}^{\text{max}} \eta} \quad (4)$$

където  $m_{np}$  е приведената към линейната координата маса, отчитаща инертността на въртящите се части на трансмисията и двигателя.

Максималната мощност на двигателя  $P_{\text{max}}$  се определя от:

$$P_{\text{дв}}^{\text{max}} = M_{\text{дв}}^{\text{max}} \omega_{\text{дв}}^{\text{max}} \quad (5)$$

Приведената маса  $m_{np}$  се пресмята по зависимост (6). Нейната стойност се получава като инерционните параметри на въртящите се елементи на трансмисията се приведат към линейната координата, по която се движи подвижната шейна. Това привеждане се извършва въз основа на равенство на кинетичните енергии на въртящите се части на трансмисията и приведената маса.

$$m_{np} = \left( (J_{\text{дв}} + J_{k1})i^2 + (J_e + J_{k2}) \right) \frac{4\pi^2}{h^2} \quad (6)$$

където  $J_{\text{дв}}$ ,  $J_{k1}$ ,  $J_{k2}$ ,  $J_e$  са масовите инерционни моменти съответно на ротора на двигателя, на колело 2, на колело 3 и на винта (фиг.3).

Теоретичните стойности на предавателното отношение  $i$  на предавката между двигателя и винтогаечната предавка са в границите

$$0 < i < \infty$$

което означава, че тя може да бъде и редуктор и мултипликатор. Практически реализируемите стойности на  $i$  лежат в по-тесен диапазон

$$i_{\text{min}} < i < i_{\text{max}}$$

където  $i_{\text{min}}$  и  $i_{\text{max}}$  се определят от вида на предавката и конструктивни параметри. При първоначалните пресмятания, стойността на предавателното отношение на предавката не е известна,

затова приведената маса  $m_{np}$  се пресмята със стойност  $i=1$ .

Определянето на предавателното отношение  $i$  е пряко свързано с пресметнатите по (3) и (4) стойности на максималния момент на двигателя и максималната ъглова скорост. Предавателното отношение  $i$  трябва да се избере така, че да са удовлетворени следните условия, наложени от изискванията към режима на работа на двигателя:

1. Максималният въртящ момент на двигателя  $M_{\text{дв}}^{\text{max}}$ , необходим за задвижване на подвижната шейна по зададения закон, трябва да бъде по-малък от каталожния максимално допустим момент за двигателя:

$$M_{\text{дв}}^{\text{max}} \leq M_{\text{max}} \quad (7)$$

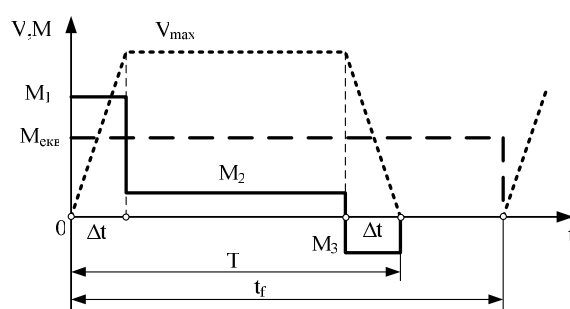
2. Еквивалентният въртящ момент на двигателя за един работен цикъл  $M_{\text{екв}}$  трябва да бъде по-малък от каталожния номинален момент на двигателя:

$$M_{\text{екв}} \leq M_{\text{ном}} \quad (8)$$

Условието (8) отчита топлинния режим на работа на двигателя. Еквивалентният момент се пресмята чрез средноквадратичния момент за един работен цикъл на двигателя [1]:

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{\sum_{k=1}^n M_k^2 t_k / t_f} \quad (9)$$

където  $M_k$ ,  $t_k$  са съответно момента на двигателя и продължителността на интервалите от време, при които се развива този момент, а  $t_f$  е продължителността на работния цикъл на двигателя.



фиг.4 Промяна на момента на двигателя за един работен цикъл

На фиг.4 е показана промяната на въртящия момент на двигателя за хоризонтално движение за

един работен цикъл на двигателя с продължителност  $t_f$ .

Очевидно е, че съществува интервал от допустими стойности на предавателното отношение на предавката  $\Delta i$ , който се получава от условието (7). Всяка стойност на  $i$  от този интервал ще съответства на различен режим на работа на двигателя. Последователността на определяне на  $\Delta i$ , на предавателно отношение  $i$  и на съответстващите му момент и ъглова скорост на двигателя е следната (фиг.7):

1) В координатната система  $\omega$ - $M$  (ъглова скорост-момент) се нанасят максимално допустимия момент на двигателя  $M_{max}$  (линия 1) и номиналния момент  $M_{nom}$  (линия 2). И двата момента са функция на ъгловата скорост на ротора на двигателя и се взимат от каталога на производителя за предварително избрания двигател;

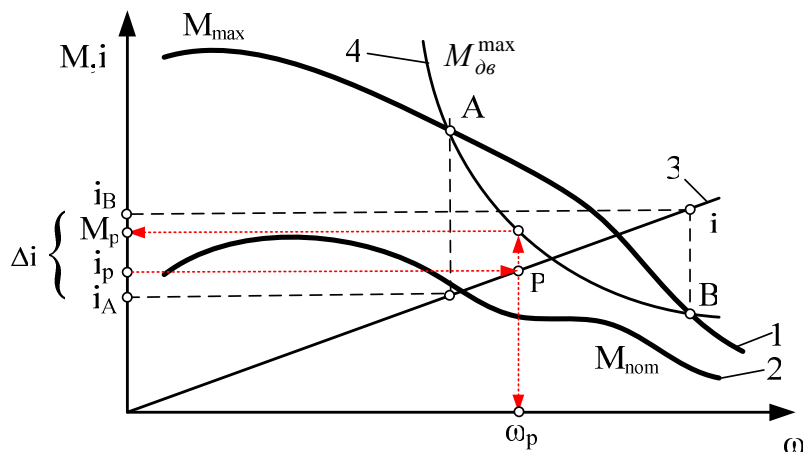
2) Върху същата графика, в координатна система  $\omega$ - $i$  (ъглова скорост-предавателно отношение) по формула (3) при дискретни стойности на  $i$  се пресмятат стойностите  $\omega_{\Delta i}^{max}$  и се нанасят върху графиката – линия 3;

3) С пресметнатите от предната точка стойности  $\omega_{\Delta i}^{max}$  по (4) се построяват точките  $(\omega_{\Delta i}^{max}, M_{\Delta i}^{max})$ , които формират хипербола – линия 4;

4) Диапазонът на допустимите стойности на предавателното отношение  $\Delta i$  е ограничен отдолу от стойността  $i_A$  и отгоре от  $i_B$ . Стойностите на  $i_A$  и  $i_B$  се получават като от пресечните точки  $A$  и  $B$  на линия 4 с линия 1 се спуснат вертикални линии към линията 3 и оттам се спуснат хоризонтални линии до ординатата  $i$ ;

5) От така определенния диапазон  $\Delta i$  се избира произволна стойност  $i_p$ , от която се спуска надясно хоризонтална линия до пресечната точка  $P$  с линия 3;

6) От точката  $P$  се провежда вертикална линия до пресичането и с линия 4 и от пресечната точка – хоризонтална линия наляво до пресичането с ординатата в точка  $M_p$ , чиято стойност представлява работния момент на двигателя за избраното предавателно отношение. От точката  $P$  се спуска линия надолу до пресичане с абсцисата в точка  $\omega_p$ , която представлява работната ъглова скорост на двигателя.



фиг.5 Схема за определяне на  $\Delta i$  и проверка на двигателя

Точните стойности на  $M_p$  и  $\omega_p$  се пресмятат чрез изразите:

$$M_p = \frac{((m_t + m_{np})a + F_c) V_{max}}{\omega_p \eta} \quad (10)$$

$$\omega_p = \frac{i_p V_{max} 2\pi}{h} \quad (11)$$

Така определената максимално необходима стойност на въртящия момент на двигателя  $M_p$  удовлетворява условието (7), тоест по-малка е от



каталожния максимално допустим момент на двигателя.

Еквивалентният въртящ момент на двигателя  $M_{екв}$  се пресмята по (9) и при означенията на фиг.4 има следният вид:

$$M_{екв} = \sqrt{\frac{(M_1^2 + M_3^2)\Delta t + M_2^2(T - 2\Delta t)}{t_f}} \quad (12)$$

където

$$\begin{aligned} M_1 &= M_p \\ M_2 &= \frac{F_c V_{max}}{\omega_p \eta} \\ M_3 &= \frac{-(m_t + m_{np})a + F_c}{\omega_p \eta} \end{aligned} \quad (13)$$

Ако условието (8) не е изпълнено за предварително избрания по (1) двигател, то се подбира или друго предавателно отношение от допустимия интервал  $\Delta i$  или се избира двигател с по-голяма номинална мощност и отново се извършва проверката.

След като се избере подходящата стойност на  $i_p$  се извършва преизчисляване на приведената маса и зависимите от нея параметри, установяват се точните стойности на масовите инерционни моменти на двигателя и колелата на предавката, след което се прави отново проверка на условията (7) и (8).

Особено внимание следва да се обърне на случая  $i=1$ , тъй като той позволява директно свързване на двигателя към винта и избягване на предавката. Ако  $i=1$  принадлежи на интервала от допустимите стойности на предавателното число  $\Delta i$ , то той следва да се предпочита, разбира се ако няма наложени допълнителни ограничения.

### 5. ЧИСЛЕН ПРИМЕР

Тъй като по своята същност методиката за избор и проверка на двигател е итеративна, пресмятанятия обикновено се извършват неколккратно за да бъдат избрани подходящият двигател и параметри на трансмисията. Разработена е компютърна програма чрез която се автоматизират изчислителните операции. За илюстрация на предложената методика са приведени резултати от работата на програмата, като са използвани следните числени стойности на параметрите:

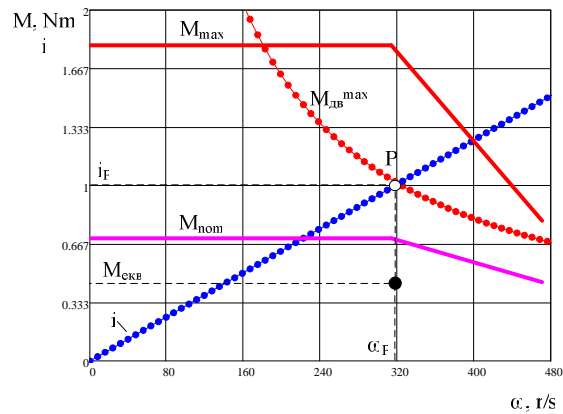
$h = 0.01m$ ;  $\eta = 0.85$ ;  $m_t = 200kg$ ;  $\alpha = 0$ ;  $\mu = 0.1$ ;  
 $J_{u1} = 0.01 \cdot 10^{-4} kg \cdot m^2$ ;  $J_{u2} = 0.01 \cdot 10^{-4} kg \cdot m^2$ ;  
 $J_e = 0.24 \cdot 10^{-4} kg \cdot m^2$ ;  $J_{oe} = 0.088 \cdot 10^{-4} kg \cdot m^2$ ;  
 $t_f = 1.6s$ ;  $V_{max} = 0.51m/s$ ;  $a = 1.64m/s^2$ ;  
 $\Delta t = 0.309s$ ;  $T = 1.1s$ .

Резултатите от работата на програмата са следните:  $m_{np} = 13.7kg$   $F_c = 196.2N$ ;  $\omega_p = 318rad/s$ ;

$i_p = 1$ ;  $M_1 = 1.02Nm$ ;  $M_2 = 0.37Nm$ ;

$M_3 = -0.287Nm$ ;  $M_{екв} = 0.508Nm$ ;

На фиг.6 са показани графиките от фиг.5, построени за разглеждания числен пример. Предварително избраният по (1) двигател е HC-MF23 с номинална мощност 200W, производство на Mitsubishi Electric [4], като на фиг.7 са показани линиите на максимално допустимия и номиналния моменти. Те са нанесени и на графиката от фиг.6. Тъй като стойността на предавателното отношение  $i=1$  лежи в интервала от допустимите стойности  $\Delta i$ , то е възможно непосредствено свързване на двигателя с винта. Както се вижда от графиката, условията (7) и (8) са удовлетворени, следователно избраният двигател е подходящ.

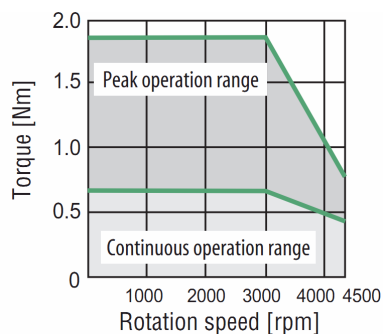


Фиг.6 Схема за определяне на предавателно число  $i_p$  и проверка на двигателя

### 6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящата статия е предложена методика за определяне на кинематичните и динамичните параметри на трансмисията на манипулатор с циклово програмно управление. В методиката се извършва предварителен избор на двигателя,

определяне на параметрите на предавката и проверка на избора на двигател.



Фиг.7 Характеристика на двигател HC-MF23 [4]

Авторите изказват благодарност на проф. Т.Нешков, доц.Д.Ралев и доц.Л.Клочков за ценните препоръки при написването на статията.

#### Литература

1. Бурдаков С., Дяченко В., Тимофеев А. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов. Москва, 1986.
2. Митрев Р., Петров П., Панов В. Планиране на движението на манипулатор с циклово програмно управление. Българско списание за инженерно проектиране ISSN 1313-7530, бр.11, 2012г.
3. Фатеев А., Вавилов А., Смольников Л., Солодовников А., Яковлев В. Расчет автоматических систем. Москва, 1973.
4. Melservo MR-J2-A. Technical Catalogue. Mitsubishi electric, 1999/2000.

#### Благодарности

## DETERMINATION OF KINEMATICAL AND DYNAMICAL PARAMETERS OF “PICK AND PLACE” MANIPULATOR DRIVING CHAIN

Rosen MITREV<sup>1</sup> Plamen PETROV<sup>2</sup> Vesko PANOV<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria, e-mail: [rosenm@tu-sofia.bg](mailto:rosenm@tu-sofia.bg)

<sup>2</sup>Automation of discrete production department, technical University-Sofia, Bulgaria, e-mail: [ppetrov@tu-sofia.bg](mailto:ppetrov@tu-sofia.bg)

<sup>3</sup>Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria, България, e-mail: [vpanov@tu-sofia.bg](mailto:vpanov@tu-sofia.bg)

**Abstract:** The present paper is devoted to determination of kinematical and dynamical parameters of “pick and place” manipulator driving chain. A methodology for determination of electric motor and driving chain kinematical and dynamical parameters is developed. A numerical example of methodology usage is shown.

**Keywords:** “pick and place manipulator”, driving chain parameters

## „CLOUD” СИСТЕМА ЗА ДОКУМЕНТИРАНЕ, АНАЛИЗ И ВИЗУАЛИЗАЦИЯ НА ПЪТНО – ТРАНСПОРТНИ ПРОИЗШЕСТВИЯ

Васил ПЕНЧЕВ<sup>1</sup> Борис ТУДЖАРОВ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>катедра „Основи и технически средства за конструиране”, Технически университет - София, България  
e-mail: [vasil\\_penchev@tu-sofia.bg](mailto:vasil_penchev@tu-sofia.bg)

<sup>2</sup>катедра „Основи и технически средства за конструиране”, Технически университет - София, България  
e-mail: [bntv@tu-sofia.bg](mailto:bntv@tu-sofia.bg)

**Резюме:** В работата се предлага разработването на *Web* базирана система за документиране, анализ и визуализация на пътно – транспортни произшествия (ППП) в „Cloud” среда. Направено е кратко описание на същността на системата и нейните съставни модули, както и реализацията им. Дефинирано е съдържанието на всеки един неин модул. Представени са основните връзки между съставните елементи на разработената система и са уточнени технологиите за осъществяването им. Представени са работни екрани от разработените експериментални модули на системата.

**Ключови думи:** “Cloud computing”, ППП, Web, XML, X3D

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Пътно – транспортните произшествия са събития, които са част от нашето ежедневие. Факт е, че много често в случаи на ППП, следствията от едно такова произшествие са нанесени материални и нематериални щети, включително и отнети човешки животи. При тези условия, съгласно Българското законодателство, се налага извършването на дейности, които са нормативно регламентирани [1, 2]. Дейностите, свързани с регламентираните процедури най – общо могат да се разделят на: 1. Документиране и 2. Анализ на произшествието.

От своя страна анализът може да съдържа в себе си и визуализация на събитието, което улеснява възприемането от страна на заинтересованите от анализирания събития лица.

До настоящия момент на авторите не е известна налична, в световен мащаб, комплексна система, която да се ползва за документиране, анализ и визуализация на ППП. Всичко това провокира създаването на отделни модули и осъществяването на комплексна система в “Cloud” среда, като всички дейности се извършват в Web пространството, чрез специално създадени за целта модули. При разработването на предложената система се предвиждат съответните интерактивни средства за изпълнение на основните и функции и предназначение. Използваните технологии, позволяват адаптирането и

интегрирането на предложената система с други такива, с конкретна насоченост, без да е необходимо допълнително преработване на съставните и модули.

### 2. “CLOUD COMPUTING”

“Cloud computing” – ът е ново направление в глобалните комуникации и услуги. “Облачните изчисления” се използват при наличието на споделени ресурси, софтуер и информация, които са предоставяни на компютри и други устройства по мрежа. Същността на “Cloud computing” - а се състои в това, че се предоставя: 1. Софтуер като услуга (**Software as a Service – SaaS**); 2. Инфраструктура като услуга (**Infrastructure as a Service – IaaS**); 3. Платформа като услуга (**Platform as a Service – PaaS**) [3, 4]. Всичко това не изисква инсталиране на специален софтуер за работа със системата. Тя е достъпна от всяка една работна точка в мрежата, в която тази система е активирана. Най – често е необходимо само да е инсталиран браузер на съответната работната станция, тъй като основно услугата се доставя чрез Web пространството (глобалната мрежа), повече известно при потребителите на услуги, като “Интернет”. Това от своя страна дава възможност за неограничено използване – от гледна точка на:

- времетраене на лицензи (при условия, че не са поставени ограничения за наличието на такива изисквания от разработчика на системата);

- брой на лицензи (системата може да се ползва свободно от всички оторизирани потребители на съответната мрежа;

- брой потребители ползващи един и същ модул едновременно (не съществува ограничение на броя потребители, ползващи едновременно един и същи модул от системата).

Базирайки се на тези основи, представени по – горе, авторите предлагат да се разработи система (фиг.1), която е съставена от три основни модула:

- 1) Модул “Документиране”
- 2) Модул “Анализ”
- 3) Модул ”Визуализация”,

като между изброените три модула съществува взаимовръзка и потока на информацията се осъществява между всеки един отделен модул, като връзките са “кръстосани”, но в ред следващ нормативните разпоредби, регламентиращи извършваните дейности.



фиг.1 Общ вид на предложената “Cloud” система

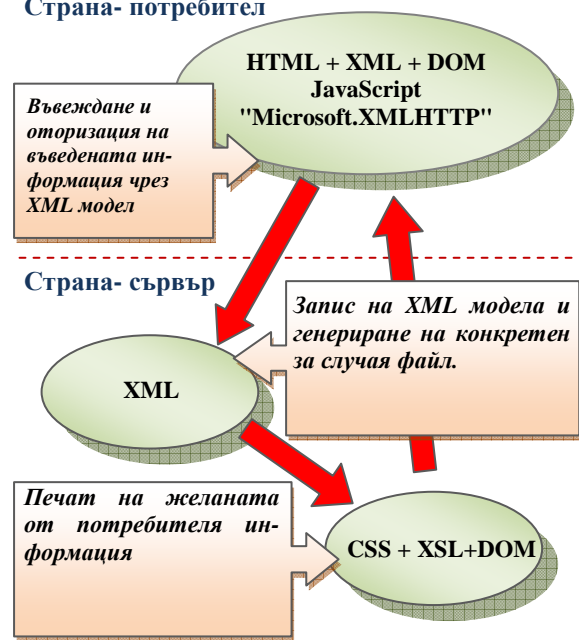
### 3. МОДУЛ “ДОКУМЕНТИРАНЕ”

Модулът “Документиране” е създаден с цел в него да се въвежда първоначалната информация, която се сменя непосредствено от местопроизшествието. Чрез въвеждането на данни в специално създадени за целта и всеки конкретен случай, нормативно регламентиран в законодателството, форми за въвеждане на информацията. При наличие на специфични изисквания се предвижда създаване на генератор на форми според желанията и нуждите на клиента. След посещението на местопроизшествието, оторизирани за тази цел лица попълват формата (фиг.2), в която въвеждат цялата необходима информа-

ция. След попълването на формата въведената в нея информация се изпраща и записва на сървър, от който, заинтересованите лица, при определени от заявителя на услугата условия, могат да ползват информацията, която е налична за документираното събитие. При необходимост могат да се распечатват данните въведени в тази форма, чрез първоначално зададени формат и оформление на печатните шаблони.

Основният модел на модула и неговата реализация за показани на фиг.2.

#### Страна- потребител



фиг.2 Връзки и технологии използвани в модул “Документиране”

В разработването на модула се използват следните технологии:

- за реализиране на формата за въвеждане (фиг.3) на данните (*Страна – потребител*) се използват: *HTML, XML, XMLDOM, JavaScript (JS)* и *ActiveXObject Microsoft.XMLHTTP* [5,6,7];
- за запис на въведената информация във формата на документа на сървъра и генериране на работен файл (*Страна – сървър*), се използва *XML* [5];

- за генериране на печатен файл въз основа на въведената информация се ползват *CSS*, *XSL*, *DOM*, както и *JS*.

Работата с модула, чийто модел е представен на фиг.2, се извършва в следната последователност:

1) Потребителят попълва създадената Web базирана форма, като въвежда необходимата информация в полетата на формата. Въведената информация се съхранява във формата на *XML* файл;

2) От записания на сървъра *XML* файл се генерира файл за печат на конкретната информация в зависимост от заявката.

Използват се възможностите на *XML* и входната информация се филтрира по подходящ начин за задачите на анализа. Така се реализира връзката, чрез която информацията от модула “Документиране” постъпва като входна такава за другия модул от системата – модул “Анализ”.

ПРОТОКОЛ  
за оглед на пътно-транспортно местопроизшествие

гр. \_\_\_\_\_, обл. \_\_\_\_\_, дата \_\_\_\_\_ год.

Подписаният: Изберете име \_\_\_\_\_, Дователя при РПУ гр. \_\_\_\_\_, по  
повод съобщение на: Изберете \_\_\_\_\_, получено в \_\_\_\_\_ часа и \_\_\_\_\_ мин. на \_\_\_\_\_ год. относно \_\_\_\_\_  
(въведете кратки данни от полученото съобщение)

в съответствие с разпоредбите на чл.155.160 от НПК посетих местопроизшествието за извършване на оглед в присъствие и с пряко участие на поемните лица:

1. \_\_\_\_\_  
2. \_\_\_\_\_

и експерти, специалисти, технически помощници:

1. \_\_\_\_\_  
2. \_\_\_\_\_  
3. \_\_\_\_\_

На основание чл.15, ал.2 и ал.3, и чл. 55, ал. 1 от НПК при извършване на оглед присъстваха участниците в ПТП:

1. \_\_\_\_\_  
2. \_\_\_\_\_  
3. \_\_\_\_\_  
4. \_\_\_\_\_  
5. \_\_\_\_\_

Местопроизшествието намерих на: \_\_\_\_\_  
(описва се участъка от пътя, улешата, местността, близки населени места или местности)

Поради липса на видими следи от настъпило ПТП, местопроизшествието бе посочено от лицето: \_\_\_\_\_  
(грате имена и адреса на гражданина или длъжностното лице и неговото учреждение)

Местопроизшествието е \_\_\_\_\_ от: \_\_\_\_\_  
(грате имена, адреса, длъжността на лицето, запознато или нарушило местопроизшествието)

На основание чл.236 и сл. от НПК за извършването на огледа съставих настоящия протокол и мащабна скица, която да се счита неразделна част от протокола.

За направление на огледа приемам посоката към: \_\_\_\_\_ и измерванията и означенията правя, гледано с лице в тази посока.  
(град, село, местност, посока на света)

фиг.3 Работен екран на форма за въвеждане на информация от модул “Документиране”

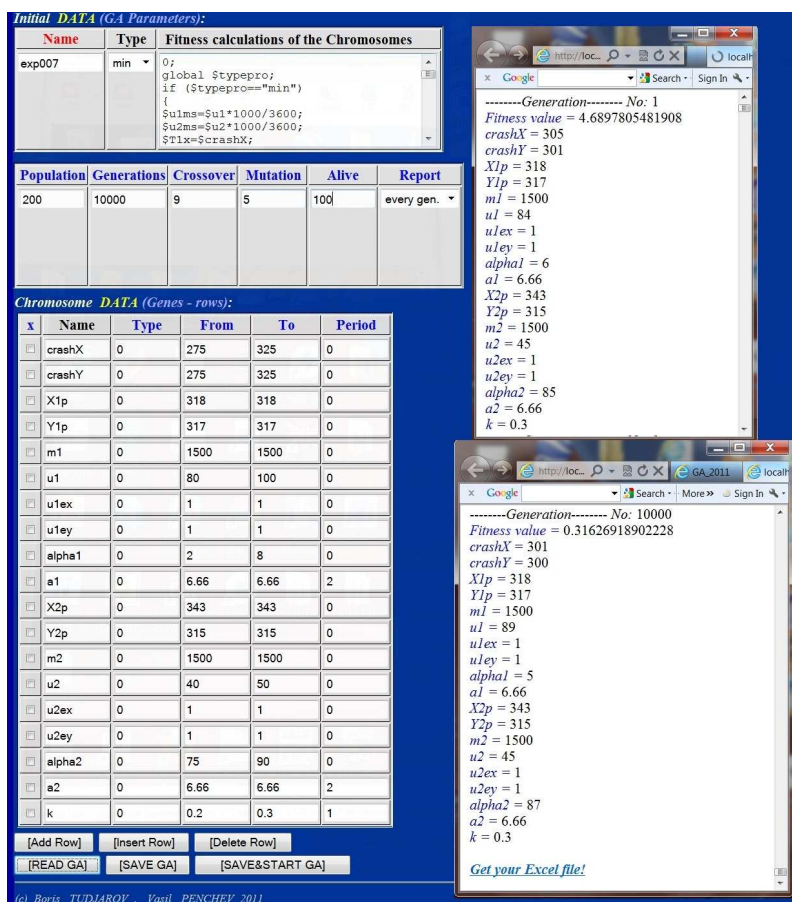
#### 4. МОДУЛ “АНАЛИЗ”

В модула “Анализ” е заложена възможността за извършване на експертен анализ на пътно - транспортното произшествие въз основа на въведените и снети от место произшествието данни. В [ 8, 9, 10, 11] са представени съставните елементи на модула “Анализ”. Основната идея на модула е, че анализа се извършва в условия на неопределености от различно ниво. При единст-

вената известна информация за произшествието, която най – често е положенията на участниците след съприкосновението между тях, е необходимо да се установят началните условия, при които е възникнало произшествието. За целта се извършва ретроспективен анализ на движението на участниците от момента на установяването им в крайното положение до момента на възникване на

съприкосновенията между тях. Основни входни данни за анализа са координатите на участниците, измерени в локална координатна система, свързана с местопроизшествието. Прилагайки аналитично – геометричен подход е съставен модел [11], чрез който лесно може да се определи фитнес функцията, която да се въведе в специално създадения за целта Web базиран калкулатор на

генетични алгоритми [8, 9]. В този калкулатор (фиг. 4) се извършват изчисления необходими за определянето на параметри за анализа на произшествието факти, които от своя страна се записват в подходящ формат и се използват в следващия модул от представяната система, а именно модул “Визуализация”.



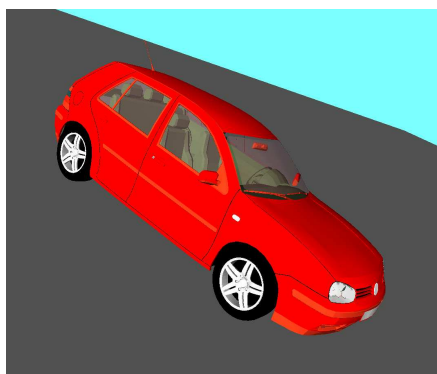
фиг.4 Работен екран на калкулатора на генетични алгоритми и извеждане на информация от изчисленията

### 5. МОДУЛ “ВИЗУАЛИЗАЦИЯ”

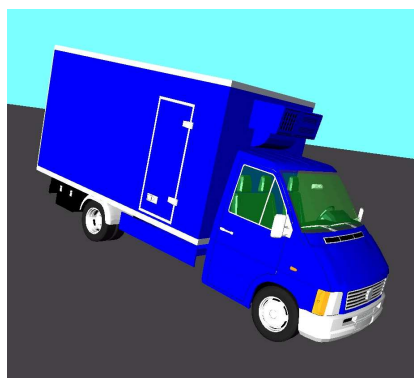
Модулът “Визуализация” е част от предложената система и е създаден с цел след извършените изчисления в модул “Анализ” и въз основа на данните получени в тях да се визуализира настъпването на произшествието с помощта на съвременни 3D графични технологии в Web среда. Тъй като цялата представяна

да. Тъй като цялата представяна система е XML базирана, поради тази причина в модула за визуализиране на произшествието отново използваната технология е от същото семейство – X3D. Технологията за визуализацията на крайните резултати – Extensible 3D (X3D) Graphics, представлява XML – базирано надграждане на Virtual Reality Modeling Language (VRML). X3D е пред-

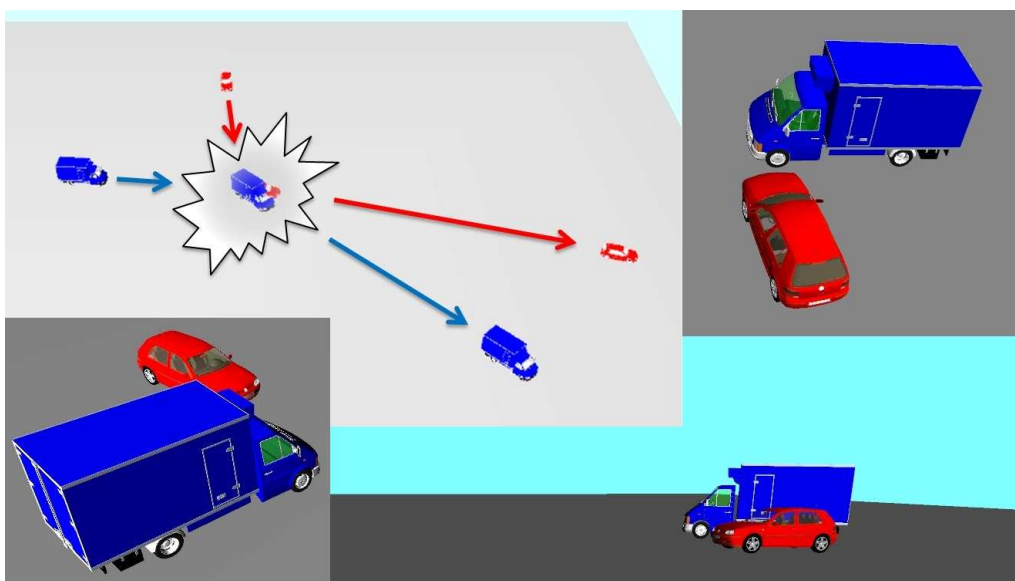
назначен за разработване, размяна и разпространение на интерактивно 3D съдържание в Web пространството. На фиг. 5 и фиг.6 са показани 3D модели на участници в производствено, а на фиг. 7 са показани моменти от визуализацията на производството. Визуализацията се прави в реално време, като няма ограничения за точката от която ще се наблюдава производството – тя може да се променя, без това да оказва влияние върху самата сцена.



фиг.5 3D модел на автомобил 1



фиг.6 3D модел на автомобил 2



фиг.7 Моменти от визуализацията на производството

## 6. "CLOUD" БАЗИРАНА СИСТЕМА ЗА СЪБИРАНЕ И ОБРАБОТКА НА ИНФОРМАЦИЯ СВЪРЗАНА С ПТП

Въз основа на гореописаните модули и тяхното интегриране на базата на XML, е създадена цялостна система, чрез която се извършват различни дейности необходими за документирането,

анализа и визуализацията на ПТП, като системата е приложима в Web среда. Естеството на създадената система може да се отнесе към “Cloud” системите, тъй като в този случай се предоставя софтуер като услуга – характерно за “Cloud computing” системи. На фиг. 8 е представена цялостната схема и връзките между отделните модули на разработената система. Работата на системата може да се опише по следния начин:

1) След посещение на местопроизшествието от компетентните лица се попълва необходимата форма, която е част от модула “Документиране”. Тази информация, която е въведена се записва на сървър. Въз основа на нея при необходимост може да се извърши печат или запис на необходимата информация в желан от потребителя формат и върху различен вид носител.

2) Информацията, въведена в модула “Документиране”, е се използва като входна за вто-

рия модул – модула “Анализ”. Чрез създадения апарат, описан по – горе в настоящата работа, се извършват изчисления и данните от тях се записват отново в подходящ XML формат, който от своя страна служи за входни данни на следващия модул за визуализация на ПТП.

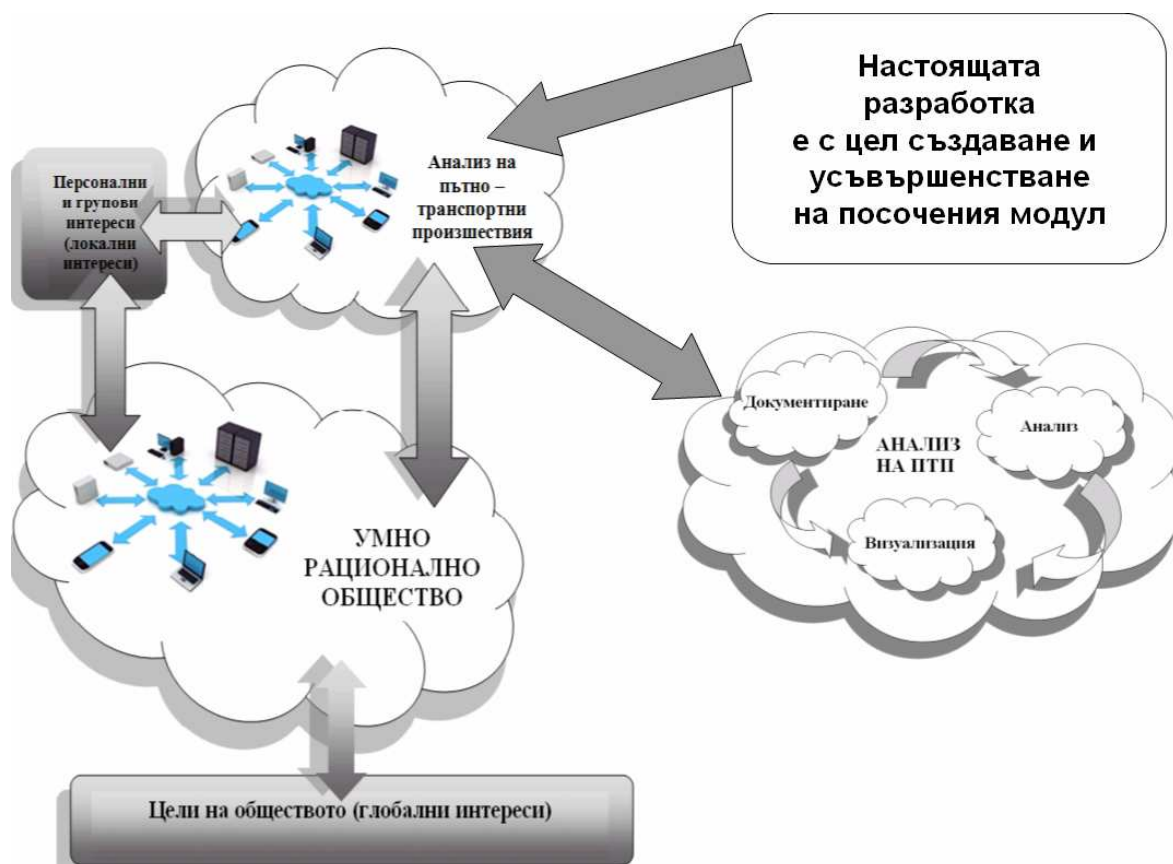
3) Модул “Визуализация” – в него въз основа на изчисленията по определени правила се генерира X3D визуализация на произшествието.

По този начин е предложена система, в която е необходимо да се въведат само входните данни от местопроизшествието, като най – важната информация (необходима за изчислителния модел) са координатите на положенията на участниците, намерени след произшествието и които са снети от него и измерени спрямо координатна система свързана с мястото на съприкосновението.



фиг.8 Общ модел на системата и взаимовръзките между съставните и модули





фиг.9 Съдържание на цялостна Web базирана система

Представената система може да се използва като подсистема на една глобална система, описана в [12], чрез която може да се извършват различни по характер, обем и ниво на трудност дейности в тясно сътрудничество между множество потребители, без ограничение в техните действия.

## 7. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Работата е посветена на създаването на Web базирана система за документиране, анализ и визуализация на ПТП, чрез "Cloud" технологии. Предимствата на представената система са: 1. Не съществува ограничение на броя потребители, използващи системата; 2. Системата може да се ползва на всяко едно място, което е свързано с Интернет; 3. Липсва изискване за специално ин-

сталиран софтуер, с цел използването на системата.

Чрез представената система се постига намаляване на времеви ресурс за въвеждане на информацията и извършване на другите дейности свързани с ПТП и тяхното разследване и като цяло съкращаване на времето за финализиране на изследването на ПТП от страна на досъдебното производство, а в някои случаи и на съдебното, както и намаляване на вложените енергийни ресурси.

### Литература

1. Наказателен кодекс. (НК)
2. Наказателно – процесуален кодекс (НПК)
3. [www.cloudcomputing.sys-con.com](http://www.cloudcomputing.sys-con.com) Посетен на 20.04.2012 г.
4. **Buyya R., J. Broberg, A. M. Goscinski**, Cloud Computing: Principles and Paradigms, N. J., John Wiley & Sons, Inc, 2011

5. [www.w3.org/XML](http://www.w3.org/XML) Посетен на 08.05.2012г.  
6. [www.w3schools.com/html](http://www.w3schools.com/html) Посетен на 10.05.2012г.  
7. [www.w3schools.com/js](http://www.w3schools.com/js) Посетен на 10.05.2012г.  
8. Туджаров Б., В. Пенчев, В Христов XML моделиране на генетични алгоритми, БСИП, бр 8/2011, стр.31-34  
9. Tudjarov B., N. Kubota, V. Penchev, V. Hristov – Web based Modeling and Calculation of Genetic Algorithms – International Workshop on Advanced Computational Intelligence and Intelligent Informatics, IWACIII 2011, November 19-23, Suzhou, China  
10. Penchev V., B. Tudjarov, An application of cloud programming, evolutionary optimization and analytic geometry for the needs of vehicle crash analysis. XIII International PhD Workshop OWD 2011, October 22 – 25, Wisla, Poland, PTETiS, vol.29, 2011 pp.24-29  
11. Туджаров Б., В. Пенчев, Приложение на аналитично – геометричен подход при анализа на пътно – транспортни произшествия – под печат  
12. Tudjarov Boris et al: A logistic system for discovering of the best way for cooperation through Internet engineering coordination center, Proceedings of the XIX International Conference MHCL'09, FME, Belgrade, Serbia, 2009, 195-198 pp

## “CLOUD” BASED SYSTEM FOR DOCUMENTATION, ANALYZING AND VISUALIZING OF VEHICLE CRASH ACCIDENTS

Vasil PENCHEV<sup>1</sup>    Boris TUDJAROV<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Design fundamentals department, Technical university - Sofia, Bulgaria  
e-mail: [vasil\\_penchev@tu-sofia.bg](mailto:vasil_penchev@tu-sofia.bg)

<sup>2</sup>Design fundamentals department, Technical university - Sofia, Bulgaria  
e-mail: [bntv@tu-sofia.bg](mailto:bntv@tu-sofia.bg)

**Abstract:** Development of a Web-based “cloud computing” system for documentation, analysis and visualization of vehicle crash accidents is proposed. A brief description of the system and its modules are given. The applicability of the proposed system is analyzed and explained by full description of the contents. Working screens of the developed experimental modules are represented.

**Keywords:** “Cloud computing”, vehicle crash accident Web, XML, X3D