

Българско списание за **Инженерно ПРОЕКТИРАНЕ**

брой №12, май 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

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

Bulgarian journal for **Engineering Design**

issue №12, may 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

M.Georgiev	TU-Sofia, Bulgaria	K.Demetrashvili	TU, Tbilisi, Georgia
D.Ralev	TU-Sofia, Bulgaria	S.Simeonov	TU, Brno, Czech Republic
G.Diukendzhiev	TU-Sofia, Bulgaria	V.Ivanov	Odessa national university, Ukraine
M.Denchev	TU-Sofia, Bulgaria	A.Ianakiev	Nottingham Trent University, UK
I.Malakov	TU-Sofia, Bulgaria	N.Chernev	University of Auvergne, France
P.Petrov	TU-Sofia, Bulgaria	B.Lepadatescu	Transilvania University of Brashov, Romania
V.Panov	TU-Sofia, Bulgaria	N.Zrnic	University of Belgrad, Serbia
M.Georgiev	TU-Sofia, Bulgaria	M.Jovanovic	University of Nish, Serbia
St.Karapetkov	TU-Sliven, Bulgaria	D.Michalopoulos	University of Patras, Greece
B.Tujarov	TU-Sofia, Bulgaria	N.Kubota	Tokyo Metropolitan University, Japan
M.Vicheva	TU-Sofia, Bulgaria	S.Emelianov	South West State University, Kursk, Russia
N.Nikolov	TU-Sofia, Bulgaria	L.Cherviakov	South West State University, Kursk, Russia
M.Georgiev	MGTU Stankin, 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.

СЪДЪРЖАНИЕ

Реализация на адаптивен агрегиращ механизъм с препредаване на фрагменти.....	5
В.Христов	
Траектория на движението на характерни точки от работния орган на хидравличен ед- нокофов багер тип O&K RH 200 C	11
И.Минин	
Незатихващи трептения, собствени честоти и форми на кабина от едновъжена линия в 3D пространството	17
В.Ахчийски, Ч.Ангелов, Г.Илиев	
Механо-математично матрично моделиране на пространствените свободни незатихващи трептения на лек автомобил	23
И.Ангелов, В.Бачев, В.Николов	
Методи за структурна оптимизация с крайни елементи в сферата на виртуалното инже- нерство на експлоатация	29
Ч.Георгиев, Г.Чакмаков, В.Живков, Н.Николов, Г. Тодоров	
Методологични въпроси на геометричното моделиране с CAD	37
П.Горанов, А.Стоев	
Формиране на web – базирана информационна система за активи от патентни знания при прогнозиране на логистична техника	41
Н.Казаков	
Методика за статистически анализ на причините за аварии с товароподемни кранове	51
К.Радлов, Р.Митрев, Е.Ринкова	
Определяне на общата прибавка за механична обработка при смяна на технологичните бази	59
А.Стоев	
Реактивно планиране на движение на автономна мехатронна система в паралелна вир- туална реалност.....	67
Б.Туджаров, Д.Колева, В.Пенчев, Д.Георгиева, Л.Кочев, Г.Станчев, М.Геофилова	

CONTENTS

Realization of adaptive mechanism with aggregation and retransmission of fragments.....	5
V.Hristov	
Trajectory of movements of characteristics points of the working body of hydraulic one-bucket excavator type O&K RH 200 C	11
I.Minin	
Continuous vibrations, natural frequencies and forms of gondola from monocable ropeway in 3D space	17
V.Ahchiyski, C.Angelov, G.Iliev	
Mechanic mathematic matrix simulation tree-dimensional free the sustained oscillation of the senger machine space.....	23
I.Angelov, V.Bachev, V.Nikolov	
Structural optimization methods based on the finite elements approach on the area of virtual engineering	29
C.Georgiev, G.Chakmakov, V.Jivkov, N.Nikolov, G.Todorov	
Methodological issues on geometric modeling with CAD	37
P.Goranov, A.Stoev	
Structuring of web-based information system for patent knowledge assets in forecasting of logistical equipment	41
N.Kazakov	
Methodology for statistical analysis of causes of accidents with hoisting cranes	51
K.Radlov, R.Mitrev, E.Rinkova	
Defining the common allowance for mechanical machining in case of changing the technological bases	59
A.Stoev	
Reactive scheduling of the trajectory of autonomous mechatronic systems by parallel virtual reality	67
B.Tudjarov, D.Koleva, V.Penchev, D.Georgieva, L.Kochev, G.Stanchev, M.Teofilova	

РЕАЛИЗАЦИЯ НА АДАПТИВЕН АГРЕГИРАЩ МЕХАНИЗЪМ С ПРЕПРЕДАВАНЕ НА ФРАГМЕНТИ

Валентин ХРИСТОВ

катедра „Компютърни системи и технологии“, Югозападен университет "Н.Рилски" - Благоевград, България
e-mail: v_hristov@swu.bg

Резюме: Цел на настоящата работа е на базата на анализ на известните механизми за агрегиране на пакети и особеностите на *IEEE802.11n* безжичните мрежи да се предложи подходящ за хардуерна реализация адаптивен механизъм за агрегация с препредаване на фрагменти. Предложена е формула за определяне прага на утилизацията, над който праг се преминава към този адаптивен агрегиращ механизъм. Така се повишава ефективността на високоскоростните безжични мрежи при запазване на закъсненията под определена предварително зададена стойност.

Ключови думи: високоскоростни безжични мрежи, адаптивен агрегиращ механизъм, закъснени при агрегиране

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Съвременните безжичните компютърни мрежи предоставят все по-висока скорост на предаване на данните във физическия слой (*PHY*). Освен това използват и високо ефективни протоколи в слоя за управление на достъп до съобщителната среда (*MAC - Media Access Control*), включително механизми за агрегиране на пакети [2].

Новоприетият стандарт *802.11n* предлага скорости до *600 Mbps* и подобрения при *MAC*, обаче *PHY* заглавието е $48\mu s$, а максималният размер на кадъра е ограничен до *7955 B*, т.е. $147\mu s$ при скорост *432Mbps*. Реализираните скорости в *802.11n* безжичните мрежи зависят от разстоянието между приемник и предавател, препятствията по пътя и интерференцията. Следователно, при *802.11n* при горната скорост, дялът на *PHY* заглавието в кадъра е приблизително 30%, респективно ефективността на *MAC* слоя е 10% [6] (*MAC_Layer_Speed/PHY_Layer_Speed*).

Целесъобразно решение за повишаване на ефективността на *MAC* слоя е използването на механизми за агрегиране на пакети [2]. Предимствата на агрегирането на пакети/кадри се постигат за сметка на увеличаване на закъсненията.

При *A-AFR* механизма, множество пакети се фрагментират, след което фрагментите се агрегират в един голям кадър и се изпращат, обаче ако възникват грешки по време на предаването, само повредените фрагменти от кадъра се предават отново [3,5,6]. Механизмът *A-AFR* постига по-висока производителност и по-малки “разхо-

ди” (*overhead*) в сравнение с предишни подобни механизми.

Предложеният по-рано [8] адаптивен механизъм за агрегиране с препредаване на фрагменти (*A-AFR*) е модификация на *AFR*, при която допълнително са решени следните задачи:

Предложено е *AFR* агрегирането да се прави при утилизация над определен праг (т. нар. минимално системно използване; зависи от размера на *header*), т.е:

$$\rho^* = \frac{1}{4}(7 - 3\sqrt{1+8h}) \quad (1)$$

където *h* е дялът на времето за предаване на заглавните (*MAC* и *PHY*) части в общото време за предаване на кадъра. Т.е. подобрява се ефективността за сметка на закъсненията в системата. При интензивност на пристигане на пакетите в буфера, под този праг, агрегиране не се прави, т.е. всеки новопристигащ пакет формира кадър.

Втората задача е свързана с определяне на оптималната дължина на фрагментите [8], които формират агрегиращия кадър.

Третата е за определяне оптималния брой на пакетите, които да се агрегират, така, че да се минимизира средното закъснение при предаване на пакетите. Предложено е оптималния брой на агрегираните пакети да се определи посредством теоремата на Литъл [3] или евристично [8], т.е. по следната формула:

$$J^* = \max\left(1, \left\lceil \frac{1}{3(1-\rho)} \right\rceil\right), \rho \geq \rho^*, 0 \leq c^2 \leq 1,$$

$$J^* = \max\left(1, \left\lceil \frac{1+c^2}{6(1-\rho)} \right\rceil\right), \rho \geq \rho^*, c^2 \geq 1, \quad (2)$$

където [...] означава най-голямото цяло число, което не превишава аргумента, ρ - системното използване и c^2 -коэффициента на вариация на размера на пакетите.

Целесъобразно е при хардуерната реализация на *A-AFR*, например, чрез *FPGA* схеми [1], размерът на фрагмента да се адаптира до 128, 256 или 512 бита (оптимален размер). Проблем възниква при реализацията на предложените решения за първата и третата задачи и по-точно поради непознаването на точните стойности [8] на h , респективно на ρ , c^2 и отстъплението от допускането за статистическо равновесие в [3].

Целта на настоящата статия е да се предложи адаптивен механизъм за агрегация с препредаване на фрагменти, който е лесен за хардуерната реализация. За този механизъм следва да се изведе формула за броя пакети за агрегиране, т.е. да се определи броя налични пакети в буфера, при агрегирането, на които да се минимизират времезакъсненията.

2. ИЗСЛЕДВАНЕ НА ВРЕМЕЗАКЪСНЕНИЯТА ПРИ АГРЕГИРАНЕ

Агрегиращите механизми, включително *A-AFR* постигат по-голяма производителност с увеличаване размера на агрегиращия кадър (броя на пакетите, които го формират), т.е. при максималния размер на кадъра се постига максималната производителност. Разбира се, това се постига за сметка на увеличаване на закъснението на пакетите.

Целта на настоящата секция е да се изследват закъсненията при агрегиране, включително да се определи оптималния праг на утилизацията – ρ^* (над който се преминава към агрегиране), такъв че закъсненията да са същите както без агрегиране.

Известно е, че за различните мрежи максималния размер на кадъра е ограничен, т.е. използването на произволно големи по размер кадъри не е възможно. Горната граница на размера на кадъра зависи от способностите на *RHU* слоя и е ограничена от вътрешната памет и от размера на буфера за изпращане на предавателните станции. За да се достигне 90% ефективност на *MAC* ниво,

максималният размер на кадъра следва да е 32768 байта при скорост на предаване 216 *Mbps* и 65536 байта при скорост 648 *Mbps*. Следователно, броя на агрегираните пакети в един кадър също е ограничен.

Нека означим интензивността на пристигане на пакетите с λ , броя агрегирани пакети с n , $1/\mu$ да е съответно времето за предаване или обслужване на един пакет, а коэффициентът на натоварване или утилизацията – $\rho = \lambda/\mu$.

Предлаганият в настоящата статия подход за изследване на времезакъсненията и определяне на оптимален праг на утилизацията на адаптивния агрегиращ механизъм използва известната формула за времето за чакане в *M/M/1* система за масово обсъждане:

$$T = \frac{1}{\mu - \lambda} \quad (3)$$

където μ - скоростта на предаване на пакетите и λ - интензивността на пристигане на пакетите.

Считаме, че времето за предаване на един агрегиран кадър е сумата от времената за предаване на заглавието на този кадър и всичките n на брой отделни пакети/фрагменти в него.

Следователно, освен (3) към времето за чакане при агрегиране трябва да се добави и усредненото време, което изминава от пристигането на всеки един от предходните $n-1$ пакета до момента на пристигане на последния пакет и сглобяването на агрегиран кадър:

$$T' = \frac{1}{\mu' - \lambda'} + \frac{n-1}{2\lambda} \quad (4)$$

където μ' - скорост на предаване на агрегираните кадри и λ' - интензивността на сглобяване на агрегираните кадри.

Интензивността на сглобяване на агрегираните кадри е n пъти по-ниска от интензивността на пристигане на пакетите, тъй като този кадър се формира след пристигането на n отделни пакети ($\lambda' = \lambda/n$).

Времето за предаване без агрегиране ($1/\mu$) е сумата от времената за предаване на заглавието и данните на този кадър. Времето за предаване на един агрегиран кадър ($1/\mu'$) е сумата от времената за предаване на заглавието на този кадър и данните на n -те на брой пакети в него, т.е. n пъти

времето за предаване без агрегиране, но без $n-1$ пъти времето за предаване на заглавията на останалите $n-1$ пакети в кадъра. Откъдето:

$$\mu' = \frac{\mu}{n - (n-1)h} \quad (5)$$

Замествайки в (4) за времето за чакане при агрегиране се получава:

$$T' = \frac{1}{\frac{\mu}{n - (n-1)h} - \frac{\lambda}{n}} + \frac{n-1}{2\lambda} \quad (6)$$

Горната формула дава времето за чакане при агрегиране изразено чрез дела на заглавните части в кадъра- h , броя на агрегираните пакети- n , интензивността на пристигане на пакетите с λ и скоростта им на обслужване- μ .

Този резултат ще бъде използван по-нататък в настоящата работа за определяне на търсения праг (над който праг се преминава към AFR агрегиране, така че закъсненията да са същите както без агрегиране). Приравнявайки времената за чакане с и без агрегиране, т.е. (3) и (6), получаваме уравнението:

$$\frac{1}{\mu - \lambda} = \frac{1}{\frac{\mu}{n - (n-1)h} - \frac{\lambda}{n}} + \frac{n-1}{2\lambda} \quad (7)$$

След смяна на променливата $\rho = \lambda/\mu$ и елементарни преобразувания:

$$(n - hn + h)\rho^2 + (hn + h)\rho - n = 0 \quad (8)$$

За да има реални корени горното уравнение трябва да се докаже, че дискриминантата му е неотрицателна, т. е.

$$D = (hn + h)^2 + 4n(n - hn + h) \geq 0$$

или

$$(hn + h - 2n)^2 > -8hn \quad (9)$$

След като горното неравенство се запише във вида (9) и се вземе предвид физическия смисъл на параметрите h и n горното е очевидно: Лявата страна е винаги положително число, а дясната - отрицателно.

Връщайки се към корените на квадратното уравнение (7) като се вземе предвид, че дискриминантата е неотрицателна и разликата на отрицателно число с някакво положително число, то коренът ρ_1 отпада, тъй като е отрицателен. След-

дователно, определянето на търсения праг, т. е. ρ_2 става по формулата:

$$\rho_2 = \frac{-(hn + h) + \sqrt{(hn + h)^2 + 4n(n - hn + h)}}{2(n - hn + h)} \quad (10)$$

Разработен е алгоритъм и програма кодирана на езика C за табулиране на (10), т. е. функцията даваща връзката между дела на заглавните части в кадъра- h , броя на агрегираните пакети- n и прага на утилизацията - ρ^* (над който се преминава към агрегиране), така че закъсненията да са същите както без агрегиране. Получените резултати показват, че прагът ρ^* е прекалено висок и бързо започва да клони към 1 при нарастване на h и/или n . Например, едва при брой на агрегираните пакети- $n=2$ за $h=0.5$, прагът е 0,76. В общия случай компютърните мрежи работят при натоварване значително по-малко от този праг, следователно, не е оправдано синтезирането на такъв агрегиращ механизъм (със същите закъснения както без агрегиране).

По-нататък в настоящата работа за да се предложи адаптивен механизъм за агрегация с препредаване на фрагменти, който е лесен за хардуерната реализация е използвана формула (6). Тази формула дава времето за чакане при агрегиране изразено чрез дела на заглавните части в кадъра- h , броя на агрегираните пакети- n и утилизацията. Нещо повече, от анализа на (6) се вижда, че времето за чакане може да се минимизира по отношение на интензивността (първият член расте с увеличаването на λ , а вторият- намалява). Разработен е алгоритъм и програма кодирана на езика C за табулиране на формула (6) и намиране утилизацията - ρ минимизираща закъсненията за дела на заглавните части в кадъра- h и броя на агрегираните пакети- n . Част от получените с помощта на този алгоритъм резултати са показани в табл.1.

табл.1 Представяне на утилизацията - ρ минимизираща закъсненията за някои стойности на дела на заглавните части в кадъра- h и броя на агрегираните пакети- n .

n\h	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
2	0.35	0.37	0.38	0.42	0.50
5	0.42	0.47	0.51	0.58	0.65

15	0.45	0.51	0.56	0.65	0.76
----	------	------	------	------	------

От получените числени резултати в таблицата и анализа на (6) се вижда, че с увеличаването на дела на заглавните части в кадъра - h и/или броя на агрегираните пакети - n , се увеличава утилизацията - ρ , при която се минимизира времето за чакане.

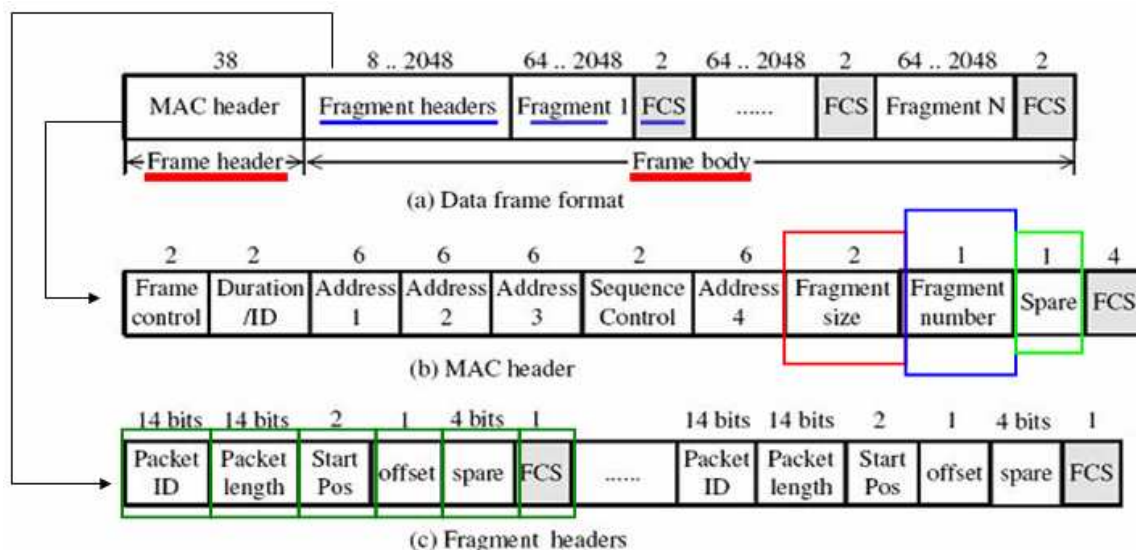
3. АДАПТИВЕН МЕХАНИЗЪМ ЗА АГРЕГИРАНЕ С ПРЕПРЕДАВАНЕ НА ФРАГМЕНТИ

Настоящата статия в известен смисъл е продължение на коментиранията по-горе работа [8]. При *A-AFR* механизма, множество пакети се фрагментират, след което фрагментите се агрегират в един голям кадър и се изпращат, обаче ако

възникват грешки по време на предаването, само повредените фрагменти от кадъра се препредават.

При *A-AFR* както и при *AFR* механизма, *MAC* кадъра се състои от заглавие и тяло (фиг.2). Всички полета на *MAC* заглавието остават непроменени, само са добавени три нови полета - размер на фрагмента, номер на фрагмента и резервирано (свободно) поле.

Тялото на кадъра съдържа заглавията на фрагментите и телата на фрагментите и контролно поле за проверка на съответният фрагмент (*FCS- Fragment Check Sequences*). Всяка заглавна част на фрагмента се състои от шест полета: *ID* на пакета (*PID*), дължина на пакета (*pLEN*), начална позиция (*startPos*), отместване (*offset*), резервирани за бъдеща употреба полета и *FCS*. *StartPos* се използва за да се посочи позицията на тялото на фрагмента в този кадър и *offset* (отместване) се използва за регистриране на позицията на този фрагмент в пакета.



фиг.2 MAC кадър

Пристигащите пакети се съхраняват в буфер, агрегират се и се изпращат до получателя. Пакетите с данни, получени от мрежовия слой биват агрегирани в един кадър като в предната част на кадъра се добавя и заглавие. Всеки кадър се състои от заглавие и определен брой пакети с данни, и не надвишава максималния размер за кадъра 64K байта, т.е. максималният брой на пакетите с

данни, които могат да бъдат агрегирани е ограничен.

По-долу са дадени трите стъпки от работата на предлагания адаптивен механизъм за агрегация с препредаване на фрагменти:

1. Предавателят в зависимост от параметрите на радиоканала, разстоянието до приемника, препятствията по пътя и интерференцията опре-

деля вида модулация и PHY скорост и размера на фрагмента. Изчислява h - делът на времето за предаване на заглавните (MAC и PHY) части в общото време за предаване.

2. При пристигането на всеки пакет в буфера се отбелязва неговото време и от разликата с времето на пристигане на предходния пакет (както в [3]) се изчислява интензивността на пристигане на пакетите, респективно утилизацията към момента ρ и времето, което чака в буфера най-рано пристигналият пакет (HOL - *Head Of Line*). Ако времето на най-рано пристигналият пакет надвишава максимално допустимото време, тогава незабавно се формира кадър (независимо от броя на пакетите в буфера) и започва неговото предаване. По този начин, приложения предаващи поточни аудио и видео данни ще могат да се възползват от предимствата на агрегирането на пакети поради запазване на закъсненията под определена предварително зададена стойност.

3. В противен случай, от получените в стъпки 1 и 2, моментни стойности на h и ρ се определя броя на пакети- n , които следва да се агрегират. За целта се използва зависимостта между дела на заглавните части в кадъра, броя на агрегираните пакети и утилизацията, при която се минимизират закъсненията от агрегиране (вж. Табл. 1). Ако броят на пакетите в буфера е по-голям от n , тогава само първите n пакета се агрегират, а другите пакети чакат в буфера за следващия кадър. Агрегираният кадър се създава от пакетите намиращи се в момента в буфера, започвайки от пристигналите най-рано ($FIFO$). Пакетите пристигащи по време на предаването на този агрегиран кадър не могат да се агрегират към текущия кадър и чакат в буфера до следващото агрегиране на кадър.

При хардуерната реализация на този адаптивен агрегиращ механизъм следва да се закодира разширен вариант на табл.1 (вж. стъпка 3 от работата на последния) за намиране на броя на пакетите- n , в зависимост от дела- h и утилизацията ρ , при които закъснението е минимално.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На базата на анализ на времезакъсненията при агрегиране е предложен адаптивен механизъм за агрегация с препредаване на фрагменти.

Предстоят работи по изследване влиянието на параметрите и характеристиките на източниците на трафик върху времезакъсненията при работата на предложението в настоящата статия механизъм за агрегация. Също така ще се изследва ефективността този механизъм по отношение на преноса на трафик в реално време, като за целта е разработен GPSS симулационен модел.

Литература

1. **Chen W. and all** Synchronous fine- adjustable rate control circuit for Ethernet congestion management, Electronics Letters, febr. 2008, vol.44, no. 4, pp.325- 326.
2. **Hong J. and K. Sohraby** "On Modeling, Analysis, and Optimization of Packet Aggregation Systems", IEEE Transactions On Communications, vol. 58, no. 2, February 2010, pp 660-668.
3. **Hristov V.** Implementation of adaptive mechanism with aggregation and fragment retransmission for 802.11 wireless networks, Proceedings of International Conference on Information Technologies (InfoTech-2011), 15th -16th September 2011, Varna, Bulgaria, pp. 169- 174.
4. **Jain, R., C. So-In and A. Tamimi** "Level Modeling of IEEE 802.16e Mobile Wimax Networks: Key Issues", IEEE Wireless Communications, October 2008, pp 73-79.
5. **Tianji Li and all** Aggregation with fragment retransmission for Very High-Speed WLANs , IEEE/ACM Transactions on Networking, Volume: 17 , Issue: 2 2009 , pp. 591 – 604.
6. **Olteanu A. and Yang Xiao** Security overhead and performance for aggregation with fragment retransmission (AFR) in very high-speed wireless 802.11 LANs IEEE Transactions on Wireless Communications, Volume: 9, Issue: 1 ,2010, pp. 218 – 226.
7. **Maaroufi S., Ajib W. and Elbiaze H.** Performance Evaluation of New MAC Mechanisms for IEEE 802.11n, Global Information Infrastructure Symposium, 2007, pp. 39 – 45.
8. **Христов, В., Б. Туджаров,** Адаптивен агрегиращ механизъм с препредаване на фрагменти за високоскоростни безжични мрежи, Българско списание за инженерно проектиране, брой 7, февруари 2011г, с.15-22.

REALIZATION OF ADAPTIVE MECHANISM WITH AGGREGATION AND RETRANSMISSION OF FRAGMENTS

Valentin HRISTOV

Computer systems and technologies department, Southwest university "N.Rilski" - Blagoevgrad, Bulgaria
e-mail: v_hristov@swu.bg

Abstract: Presented work is based on analysis of the adaptive mechanism for aggregation retransmission of fragments and features of IEEE802.11 wireless networks. This analysis of the mechanism for aggregating packages determines a certain threshold of utilization, over that threshold is used adaptive mechanism for aggregation retransmission of fragments. Thus, the applications with streamed audio and video signals will be able to benefit from the aggregation of packets with the preservation of the delays less than previously assigned value.

Keywords: high-speed wireless networks, adaptive aggregating mechanism, aggregation delays.

ТРАЕКТОРИЯ НА ДВИЖЕНИЕТО НА ХАРАКТЕРНИ ТОЧКИ ОТ РАБОТНИЯ ОРГАН НА ХИДРАВЛИЧЕН ЕДНОКОФОВ БАГЕР ТИП O&K RH 200 C

Иван МИНИН

катедра „Механизация на мините“, Минно-геоложки университет - София, България
e-mail: minin@dir.bg

Резюме: Направен е анализ на кинематична схема на работното оборудване на багер тип „O&K RH 200 C“. Създадена е методика за определяне на траекторията на движението на характерни точки от работния орган на машината, като са разгледани две характерни положения на работния орган.

Ключови думи: багер, хидравличен, еднокофов, права лопата, траектория, работен орган

Най-характерните и разпространени представители на минните и пътно-строителните машини с хидравлично задвижване са хидравличните еднокофови багери и челните товарачи.

В сравнение с багерите с въжено напорен механизъм, хидравличните багери имат по-малка маса, при една и съща вместимост на кофата, по-голяма мобилност, повишена маневреност, способност за селективно изземване, способност за преодоляване на наклони 30-40%, възможност загребването да започва на каквато и да е височина на стъпалото, възможност за регулиране на ъгъла на рязане по отношение на забоя, което осигурява по-висок коефициент на напълване на кофата, способност за зачистване на долнището на стъпалото. Към преимуществата им трябва да се причислят и значително съкратените срокове за монтаж.

Благодарение на тризвенната конструкция на стрелата, хидравличните багери осигуряват копаене с максимално усилие на всякаква височина на внедряване на кофата.

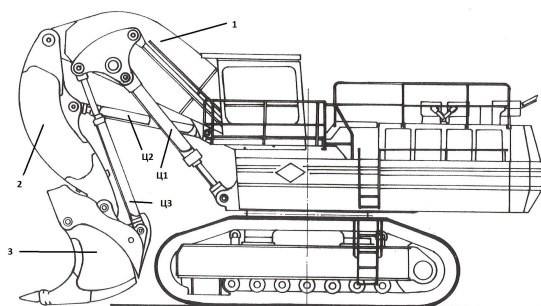
Първите хидравлични багери с обем на кофата по-голям от 4 m³ бяха внедрени в редовна експлоатация в рудник „Елаците“. Те бяха тип „Вроут Х 52“ с обем на кофата от 5,3 m³. През последните години най-големите невъглищни открити рудници в България експлоатират хидравлични еднокофови багери O&K RH 200 C, с обем на кофата 25 m³.

1. АНАЛИЗ НА КИНЕМАТИЧНА СХЕМА НА РАБОТНОТО ОБОРУДВАНЕ НА БАГЕРА

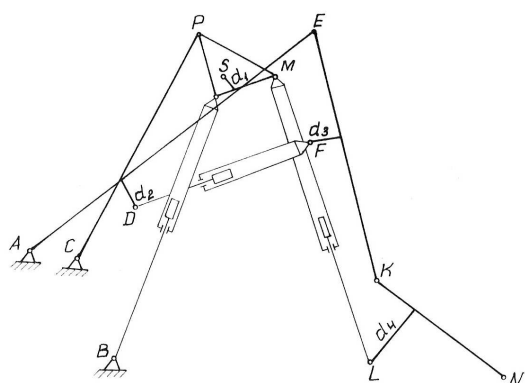
На фиг. 1 е показан общ изглед на хидравличния багер. Съгласно тази схема работното оборудване на машината се състои от три основни звена: стрела 1, ръка 2 и кофа 3, свързани последователно със самостоятелни шарнирни връзки позволяващи завъртането им едно спрямо друго. Движението на елементите на работния орган се осъществява от три двойки хидравлични цилиндъра: Ц1, Ц2 и Ц3. Цилиндриите Ц1 осигуряват завъртане на стрелата 1 около шарнира А (фиг. 2). Цилиндриите Ц2 осигуряват завъртане на ръката 2 около шарнира Е, а завъртането на кофата 3 около шарнира К се осъществява от цилиндриите Ц3. Резултатното движение на точка N (предния режещ ръб на кофата), описваща траекторията на рязане, се осъществява от наслагването на изброените три самостоятелни въртения, определящи трите степени на свобода на разглежданата система.

С багера се свързва относителна пространствена Декартова координатна система $OXYZ$, ориентирана така, че: ос OZ съпада с оста на въртене на горния строеж (с оста на опорния кръг на въртящата се платформа); ос OX лежи в равнината на стоене на багера и се дава от пресечницата на тази равнина с равнината на симетрия на изпълнителния орган; ос OY е перпендикулярна на равнината XOZ и заедно с осите OX и OZ образува дясно ориентирана Декартова координатна система.

На фиг. 2 е показана заместваща кинематична схема, еквивалентна на действителната схема на елементите на работното оборудване на багера. Всяка отделна шарнирна връзка между звената на системата е отбелязана със самостоятелна буква.



фиг.1 Общ вид на багер O&K RH 200 C



фиг.2. Заместваща кинематична схема на работния орган на багера

Еквивалентната заместваща схема на механизма, показана на фиг. 3 се получава като всяка двойка хидравлични цилиндри, представляващи променливо по дължина звено, се замества с две шарнирно свързани звена (само в структурния анализ). С цифри от 1 до 11 са номерирани отделните звена на механизма. Броят на звената е $n = 11$, а броят на шарнирните връзки $p_5 = 15$.

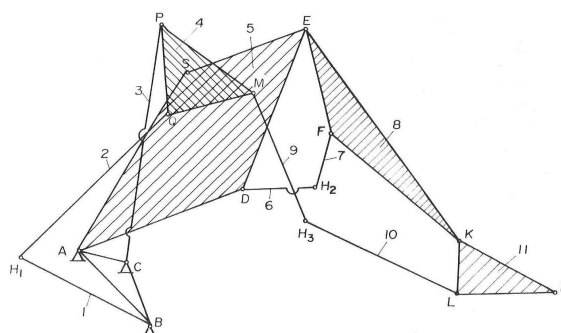
В такъв случай за броя на степените на свобода:

$$h = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 11 - 2 \cdot 15 = 3 \quad (1)$$

2. ТРАЕКТОРИЯ НА ДВИЖЕНИЕТО НА ХАРАКТЕРНИ ТОЧКИ ОТ РАБОТНИЯ ОРГАН НА БАГЕРА

Изучаването на траекторията на движение на отделните характерни точки от работния орган на багера фактически означава да се реши задачата за определяне на положението на работния орган

в зависимост от хода на хидравличните цилиндри.



фиг.3 Еквивалентна заместваща схема за определяне степените на свобода

Решаването на тази задача е възможно само, ако е напълно определена геометрията на задвижващия механизъм.

Геометрията на механизма е определена, ако са дадени следните величини (фиг. 2):

- x_A - абсциса на точка A , m;
- z_A - аплика на точка A , m;
- x_B - абсциса на точка B , m;
- z_B - аплика на точка B , m;
- x_C - абсциса на точка C , m;
- z_C - аплика на точка C , m;
- $AD, AS, AE, ED, ES, EF, EG, FG, GL, LN, NG, PQ, PM, MQ, SP, SQ, SM, CP$ – дължини на звената съгласно означенията на фиг. 2.2;
- $BQ = L_{01} + S_1$ - дължина на хидравличните цилиндри Ц1, m;
- $DF = L_{02} + S_2$ - дължина на хидравличните цилиндри Ц2, m;
- $ML = L_{03} + S_3$ - дължина на хидравличните цилиндри Ц3, m;
- L_{01} - минимална дължина на хидравличните цилиндри Ц1, m;
- L_{02} - минимална дължина на хидравличните цилиндри Ц2, m;
- L_{03} - минимална дължина на хидравличните цилиндри Ц3, m;
- S_1 - ход на хидравличните цилиндри Ц1, m;

- S_2 - ход на хидравличните цилиндри Ц2, м;
- S_3 - ход на хидравличните цилиндри Ц3, м.

Координатите на интересующите ни точки от разглеждания механизъм в направление от неподвижното звено BC към точка N , представляваща режещия ръб на кофата, ще бъдат определени по разглеждания по-долу начин.

Дължината на звената AB , AC и BC са съответно:

$$AB = \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (z_B - z_A)^2}, m \quad (2)$$

$$AC = \sqrt{(x_C - x_A)^2 + (z_C - z_A)^2}, m \quad (3)$$

$$BC = \sqrt{(x_C - x_B)^2 + (z_C - z_B)^2}, m \quad (4)$$

Решаването на отделните етапи от задачата за определяне на положението на разглеждания механизъм се извършва чрез геометричен анализ с удачно избрани векторни контури (метод на триъгълниците).

При разглеждане на отделните векторни контури се приемат следните унифицирани условни означения:

- вектор, чието начало е т. A , а краят е разположен в т. B се означава със символите \mathbf{r}_{AB} или AB ;

- модулът на същия вектор, съответно $|AB|$ или AB ;

- ъгълът, който даден вектор \mathbf{r}_{AB} (AB) сключва с положителното направление на абсцисната ос OX , се означава със символа φ_{AB} ;

- мерното число на ъгъла между две отделни направления се означава с малка буква от гръцката азбука.

За опростяване на задачата приемаме, че цилиндрите Ц1 действа в точка S . От наблюдения при работа на багера се установи, че точка Q извършва съвсем малки премествания, което показва, че приемането, което се прави, няма да доведе до съществена грешка.

Разглеждаме положението на работния орган, когато кофата се връзва в масива. На фигура (4) е показана стрелата на багера. Известни са стойностите на AB, AS, SE, ED, DA, AE и $BS = L_{01} + S_1 + QS$.

Ъгъл α_0 може да се пресметне по формулата:

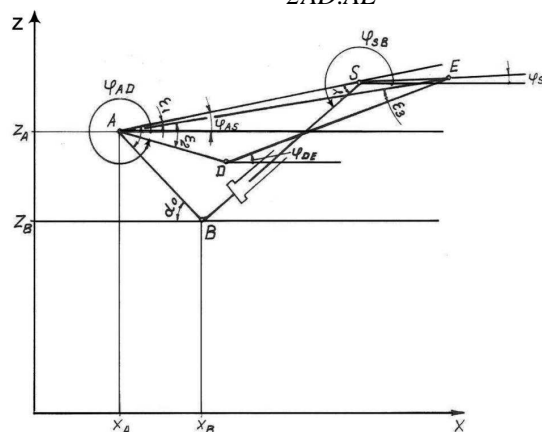
$$\alpha_0 = \arcsin \frac{z_A - z_B}{BA} = \arctg \frac{z_A - z_B}{x_B - x_A} \quad (5)$$

Ако към триъгълниците ABS, AES, ADE се приложи косинусова теорема се получават стойностите на ъглите:

$$\beta = \arccos \frac{AB^2 + AS^2 - BS^2}{2AB \cdot AS} \quad (6)$$

$$\varepsilon_1 = \arccos \frac{AE^2 + AS^2 - SE^2}{2AE \cdot AS} \quad (7)$$

$$\varepsilon_2 = \arccos \frac{AD^2 + AE^2 - DE^2}{2AD \cdot AE} \quad (8)$$



Фиг.4 Стрела на багера

$$\varepsilon_3 = \arccos \frac{AE^2 + DE^2 - AD^2}{2AE \cdot DE} \quad (9)$$

$$\varepsilon_4 = \arccos \frac{SE^2 + EA^2 - AS^2}{2SE \cdot EA} \quad (10)$$

$$\delta = \arccos \frac{SE^2 + SB^2 - AB^2}{2AS \cdot SB} \quad (11)$$

От фигура (5) следват непосредствено следните зависимости между отделните ъгли:

$$\varphi_{BA} = 180 - \alpha_0^o \quad (12)$$

$$\varphi_{AS} = \beta - \alpha_0^o \quad (13)$$

$$\varphi_{AE} = \varphi_{AS} - \varepsilon_1 = \beta - \alpha_0 - \varepsilon_1 \quad (14)$$

$$\varphi_{DE} = \beta - \alpha_0 - \varepsilon_1 + \varepsilon_3 \quad (15)$$

$$\varphi_{AD} = \varphi_{AS} + 360 - \varepsilon_1 - \varepsilon_3 \quad (16)$$

$$\varphi_{SE} = \varphi_{AS} - (\varepsilon_1 + \varepsilon_4) = \beta - \alpha - \varepsilon_1 - \varepsilon_4 \quad (17)$$

$$\varphi_{SB} = 180^0 + \beta + \delta - \alpha_0 \quad (18)$$

Очевидни са следните равенства:

$$r_{OS} = r_{OA} + r_{AS} \quad (19)$$

$$r_{OE} = r_{OA} + r_{AE} \quad (20)$$

$$r_{OD} = r_{OA} + r_{AD} \quad (21)$$

които след проектиране върху координатните оси, дават възможност да бъдат получени координатите на точките S, E и D.

$$x_S = x_A + AS \cdot \cos \varphi_{AS}, m \quad (22)$$

$$z_S = z_A + AS \cdot \sin \varphi_{AS}, m \quad (23)$$

$$x_E = x_A + AE \cos \varphi_{AE}, m \quad (24)$$

$$z_E = z_A + AE \sin \varphi_{AE}, m \quad (25)$$

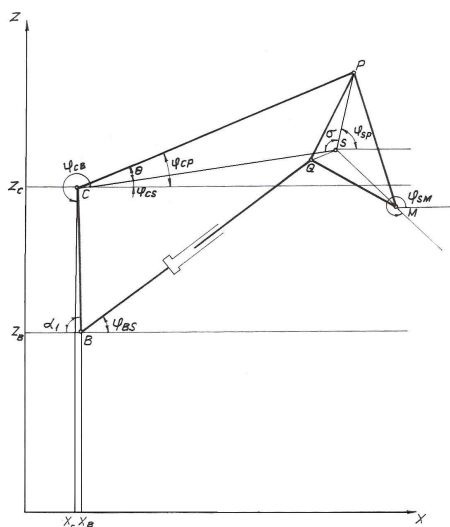
$$x_D = x_A + AD \cos \varphi_{AD}, m \quad (26)$$

$$z_D = z_A + AD \sin \varphi_{AD}, m \quad (27)$$

Разглежда се фигура (5). Известни са дължините $BC, BS, CP, PQ, QM, MP, SP, SQ, SM$ и следователно могат да се определят стойностите на ъглите:

$$\alpha_1 = \arctg \frac{z_C - z_B}{x_B - x_C} \quad (28)$$

$$\varphi_{CB} = 360 - \alpha_1 \quad (29)$$



Фиг. 5 Кобилица

$$\varphi_{BS} = \varphi_{SB} - 180^\circ \quad (30)$$

От фиг. (5) е очевидно векторното равенство:

$$r_{CS} = r_{CB} + r_{BS} \quad (31)$$

което, като се проектират върху осите OX и OZ се получа:

$$CS \cos \varphi_{CS} = CB \cos \varphi_{CB} + BS \cos \varphi_{BS} \quad (32)$$

$$CS \sin \varphi_{CS} = CB \sin \varphi_{CB} + BS \sin \varphi_{BS} \quad (33)$$

При съвместно решаване на формули (30) и (31) се получава:

$$\varphi_{CS} = \arctg \frac{CB \sin \varphi_{CB} + BS \sin \varphi_{BS}}{CB \cos \varphi_{CB} + BS \cos \varphi_{CB}} \quad (34)$$

$$CS = \frac{CB \sin \varphi_{CB} + BS \sin \varphi_{BS}}{\sin \varphi_{CS}}, m \quad (35)$$

Ако към триъгълника CSP се приложи косинусовата теорема, се получава:

$$\theta = \arccos \frac{CS^2 + CP^2 - PS^2}{2CS \cdot CP} \quad (36)$$

$$\delta = \arccos \frac{PS^2 + CS^2 - CP^2}{2CS \cdot CP} \quad (37)$$

Следват непосредствено следните геометрични връзки:

$$\varphi_{SP} = \varphi_{CS} + 180 - \delta \quad (38)$$

$$\varphi_{CP} = \varphi_{CS} + \theta \quad (39)$$

Разглежда се триъгълника SPM .

$$\varphi_{PSM} = \arccos \frac{PS^2 + SM^2 - PM^2}{2PS \cdot SM} \quad (40)$$

$$\varphi_{SM} = \varphi_{SP} + (360 - PSM) \quad (41)$$

От фигура (5) следват и следните геометрични равенства:

$$r_{OP} = r_{OC} + r_{CP} \quad (42)$$

$$r_{OM} = r_{OS} + r_{SM} \quad (43)$$

които като се проектират върху координатните оси OX и OZ позволяват да се получат координатите на точките P и M:

$$x_P = x_C + CP \cos \varphi_{CP}, m \quad (44)$$

$$z_P = z_C + CP \sin \varphi_{CP}, m \quad (45)$$

$$x_M = x_S + SM \cos \varphi_{SM}, m \quad (46)$$

$$z_M = z_S + SM \sin \varphi_{SM}, m \quad (47)$$

Разглеждаме фигура (6). Известно са стойностите на $DE, DF, EF, FK, EK, ML, KL, LN, KN$.

Прилага се косинусовата теорема за триъгълниците EKF и DEF , което позволява да бъдат получени стойностите на ъглите:

$$\varphi_1 = \arccos \frac{EF^2 + EK^2 - FK^2}{2EF \cdot EK} \quad (48)$$

$$\varphi_2 = \arccos \frac{DE^2 + EF^2 - DF^2}{2DE \cdot EF} \quad (49)$$

$$\varphi_3 = \arccos \frac{DE^2 + DF^2 - EF^2}{2DE \cdot DF} \quad (50)$$

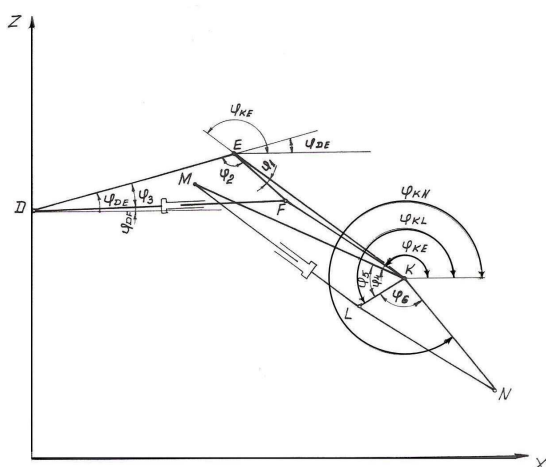
От формула (46) следва, че точките E , F и K лежат на една права.

От фиг. (6). се вижда, че:

$$\varphi_{DF} = \varphi_{DE} - \varphi_3 \quad (51)$$

$$\varphi_{KE} = \varphi_{DE} + \varphi_2 \quad (52)$$

$$\varphi_{EK} = 180 + \varphi_{KE} \quad (53)$$



фиг.6 Стрела, ръка и кофа на багера

Очевидни са следните векторни равенства:

$$r_{OF} = r_{OD} + r_{DF} \quad (54)$$

$$r_{OK} = r_{OE} + r_{EK} \quad (55)$$

което след проектиране върху осите OX и OZ , дава възможност да се определят координатите на точките F и K .

$$x_F = x_D + DF \cos \varphi_{DF}, m \quad (56)$$

$$z_F = z_D + DF \sin \varphi_{DF}, m \quad (57)$$

$$x_K = x_E + EK \cos \varphi_{EK}, m \quad (58)$$

$$z_K = z_E + EK \sin \varphi_{EK}, m \quad (59)$$

Като се знаят координатите на точките M , E и K може да се получат дължините на отсечките ME и MK , които са съответно:

$$ME = \sqrt{(x_M - x_E)^2 + (z_E - z_M)^2}, m \quad (60)$$

$$MK = \sqrt{(x_M - x_K)^2 + (z_M - z_K)^2}, m \quad (61)$$

След прилагане на косинусовата теорема за триъгълниците EKM , MKL и LKN .

$$\varphi_4 = \arccos \frac{EK^2 + MK^2 - ME^2}{2EK \cdot MK} \quad (62)$$

$$\varphi_5 = \arccos \frac{MK^2 + LK^2 - ML^2}{2MK \cdot LK} \quad (63)$$

$$\varphi_6 = \arccos \frac{LK^2 + NK^2 - LN^2}{2LK \cdot NK} \quad (64)$$

От фигура (6) следват следните зависимости между ъглите:

$$\varphi_{KL} = \varphi_{KE} + \varphi_4 + \varphi_5 \quad (65)$$

$$\varphi_{KN} = \varphi_{KL} + \varphi_6 \quad (66)$$

Очевидни са следните векторни равенства:

$$r_{ol} = r_{ok} + r_{kl} \quad (67)$$

$$r_{on} = r_{ok} + r_{kn} \quad (68)$$

които, след проектиране върху осите OX и OZ , дават възможност да се получат координатите на точките L и N .

$$x_L = x_K + k_L \cos \varphi_{KL}, m \quad (69)$$

$$z_L = z_K + k_L \sin \varphi_{KL}, m \quad (70)$$

$$x_N = x_K + k_N \cos \varphi_{KN}, m \quad (71)$$

$$z_N = z_K + k_N \sin \varphi_{KN}, m \quad (72)$$

3. ИЗВОДИ

Направената методика показва своята работоспособност след изчисляване на координатите на точка N , която представлява предния режещ ръб на зъбите на кофата, при връзване на кофата в масива. Взети са предвид действителните размери на елементите на багера.

Сравнявайки координатите на т. N (преден режещ ръб на кофата) със схемата на работното поле на багера от каталога на фирмата – производител се вижда, че разликите в координатите са от порядъка 100-150 mm. Това отнесено към работното поле на багера представлява 2% грешка, която се дължи на грешката при измерванията на дължините на съответните елементи от работния орган (измерванията са направени в условията на рудник „Асарел – Медет“ с ролетка).

Тези изводи водят до заключението, че методиката е работоспособна и може да бъде използвана и при други конструкции хидравлични багери и челни товарачи.

Литература

1. Беркман, И. Л. и др. – Одноковшовые экскаваторы и самоходные краны с гидравлическим приводом. Машиностроение. Москва, 1971.
2. Беркман, И. Л. – Одноковшовые стоительные экскаваторы, Высшая школа. Москва, 1986.
3. Гаврилов, Н. И. и др. – Гидравлический экскаватор ЭО-4121, Машиностроение, Москва, 1980.
4. Гоберман, Л. А. – Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин. Машиностроение, Москва, 1988.
5. Дроздов, Н. Е. и др. – Строительные машины и оборудование. Курсовое и дипломное проектирование. Стройиздат, Москва, 1988.
6. Technisches Handbuch Erdbewegung. Ausgabe 1985, Liebherr-Imternatifnal AG, 1985.

TRAJECTORY OF MOVEMENTS OF CHARACTERISTICS POINTS OF THE WORKING BODY OF HYDRAULIC ONE-BUCKET EXCAVATOR TYPE O&K RH 200 C

Ivan MININ

Department “Mechanization of mines”, University of mining and geology “St. Ivan Rilski” – Sofia, Bulgaria

e-mail: minin@dir.bg

Abstract: Paper presents analysis of cynematic scheme of the working equipment of excavator type O&K RH 200 C. Methodology for determination of the movement trajectory of characteristics points of the working body of the device is designed and two characteristic positions of the working body are discussed.

Keywords: excavator, hydraulic, one-bucket, straight shovel, working body

НЕЗАТИХВАЩИ ТРЕПТЕНИЯ, СОБСТВЕНИ ЧЕСТОТИ И ФОРМИ НА КАБИНА ОТ ЕДНОВЪЖЕНА ЛИНИЯ В 3D ПРОСТРАНСТВОТО

Васил АХЧИЙСКИ¹ Чавдар АНГЕЛОВ² Георги ИЛИЕВ³

¹катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София, България, e-mail: yaski@abv.bg

²Технически университет - София, България, e-mail: cangelov@thedoctors.com

³катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София, България, e-mail: giliev@tu-sofia.bg

Резюме: В тази работа се изследват свободни трептения, собствени честоти и форми на кабина от едновъжен кабинков лифт в 3D пространството с методите на матрична механика. Отчитат се масови еластичните и геометрични свойства на транспортната система. Получени са формули за кинетичната енергия и потенциалните енергии от линейните и ълови деформации на въжето и теглото на кабината. По метода на Лагранж от втори род са съставени диференциалните уравнения и са получени формули за пресмятане на собствените честоти и форми на свободните трептения. За конкретна система са пресметнати собствените честоти и собствените форми на трептене.

Ключови думи: въжена линия, свободни трептения, матрици, еластични елементи, масови инерционни моменти, маси, собствени честоти и форми на трептенията.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Пътническите въжените линии [5] са разпространени транспортни системи, който се използват все по често в съвременния свят и безопасността при тях е от огромно значение. Те са обект на изследване от различни автори, които предлагат варианти за намиране на ефективен метод за анализ на динамичната им характеристика [6,7]. Динамичното поведение на въжените линии се влияят от много фактори. Направеното досега проучване на въжените линии и нейните системи се разглеждат като равнинни модели [6]. Когато системата е разгледана в 1 и 2 равнини липсват трептенията около вертикалната ос и връзката между всичките трептения, а действителните трептения на кабината от въжената линия са в 3D пространството. Извършени са следните означения: $O_0x_0y_0z_0$ - отправна координатна система, $O_1x_1y_1z_1$ - координатна система свързана с неподвижно с движещото тяло.

На фиг.1 е представен динамичен модел на системата хващач 1, носач 2, кабина 3 и въже 4. 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; m_i -маса, J_i -масов инерционен тензор

на телата ($i=1,2,3$); V_{ci} и Ω_i^j е линейна и ъглова скорост на телата ($i=1,2,3$); l_{xi}, l_{yi}, l_{zi} - разстояния в свързаната с тялото координатна система. Системата е моделирана с осем степени на свобода и се дефинира с вектора на обобщените координати [1].

2. КИНЕТИЧНА ЕНЕРГИЯ НА КАБИНА ОТ ЛИФТ

2.1 Кинетична енергия при най-общо движение на кабина с модифицирани ъгли на Ойлер и координати на Декарт

Векторът на обобщените координати на кабината, която извършва най-общо движение в 3D пространството, има вида

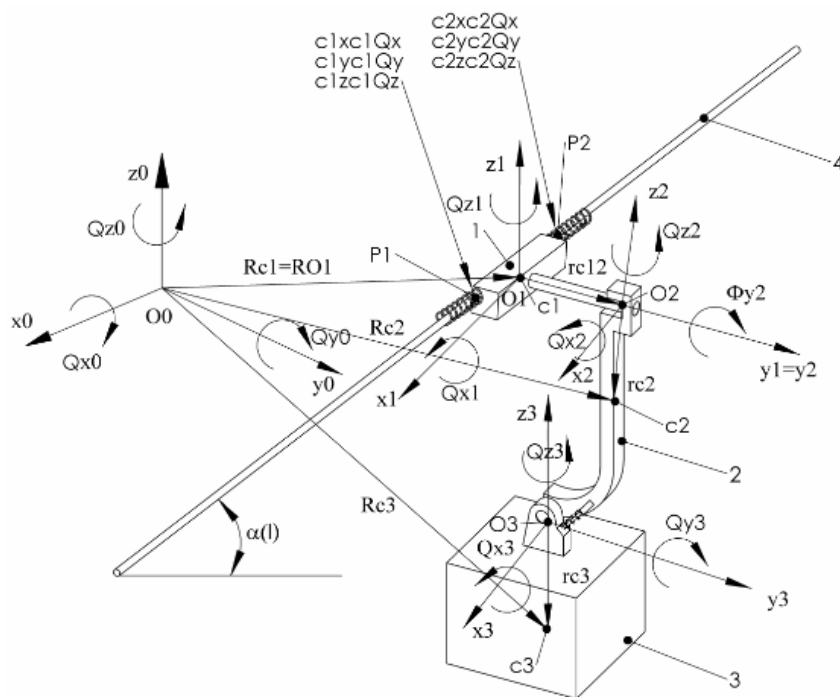
$$q = [x_1 \quad y_1 \quad z_1 \quad \theta_{x1} \quad \theta_{y1} \quad \theta_{z1} \quad \Phi_{y2} \quad \theta_{x3}]^T_{(8,1)} \quad (1)$$

Съответно векторът на обобщените скорости е

$$\dot{q} = [\dot{x}_1 \quad \dot{y}_1 \quad \dot{z}_1 \quad \dot{\theta}_{x1} \quad \dot{\theta}_{y1} \quad \dot{\theta}_{z1} \quad \dot{\Phi}_{y2} \quad \dot{\theta}_{x3}]^T_{(8,1)} \quad (2)$$

Кинетичната енергия на кабината се дефинира от формулата:

$$T_i = \frac{1}{2} [\dot{q}_i]^T \cdot M_i(q) \cdot [\dot{q}_i], \quad i=1,2,3 \quad (3)$$



Фиг.1 Динамичен модел

където $\dot{\mathbf{q}}_i$ е векторът (2) на обобщените скорости на кабината, а

$$\mathbf{M}_i(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} \mathbf{m}_{RR}^i & \mathbf{m}_{RO}^i \\ \mathbf{m}_{OR}^i & \mathbf{m}_{OO}^i \end{bmatrix} \quad (4)$$

е матрицата на масите, която характеризира масите и инерционните свойства на кабината.

$$\mathbf{m}_{RR}^i = \int_{V_i} \rho_i \cdot \mathbf{I} \cdot dV_i = m_i \cdot \mathbf{I} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{m}_{OO}^i &= \int_{V_i} \rho_i \cdot \mathbf{r}_{Pi} \cdot \mathbf{r}_{Pi}^T \cdot dV_i = \\ &= \int_{V_i} \rho_i \cdot \tilde{\mathbf{r}}_{Pi} \cdot \mathbf{U}_i^{\Omega_i} \cdot \tilde{\mathbf{r}}_{Pi}^T \cdot \mathbf{U}_i^{\Omega_i T} \cdot dV_i = \\ &= \mathbf{U}_i^{\Omega_i} \cdot \mathbf{J}_{OO}^i \cdot \mathbf{U}_i^{\Omega_i T}; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{m}_{RO}^i &= \mathbf{m}_{OR}^i T = - \int_{V_i} \rho_i \cdot \mathbf{U}_i^0 \cdot \tilde{\mathbf{r}}_{Pi} \cdot \mathbf{U}_i^{\Omega_i} \cdot dV_i = \\ &= - \mathbf{U}_i^0 \cdot \tilde{\mathbf{S}} \cdot \mathbf{U}_i^{\Omega_i} \end{aligned} \quad (7)$$

където $\mathbf{m}_{OO}^i, \mathbf{m}_{RR}^i, \mathbf{m}_{RO}^i$ са друг запис на матриците; m_i – маса на цялото тяло; \mathbf{J}_{OO}^i – масов

инерционен тензор на тялото спрямо координатната система, свързана с тялото с начало в масовия му център.

Антисиметричната матрица на статичния момент е

$$\tilde{\mathbf{S}} = \int \rho_i \cdot \tilde{\mathbf{r}}_{Pi} \cdot dV_i = m_i \cdot \begin{bmatrix} 0 & -z_{Ci} & y_{Ci} \\ z_{Ci} & 0 & -x_{Ci} \\ -y_{Ci} & x_{Ci} & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

x_{Ci}, y_{Ci}, z_{Ci} са координати на масовия център в свързаната с тялото координатна система с начало, което не съвпада с масовия център.

Чрез матрицата на масите се осъществява динамичната (инерционната) връзка между транслацията и ъгловата ориентация на кабината. Тази връзка се реализира с двете недиагонални нелинейни матрици, \mathbf{m}_{RO}^i и \mathbf{m}_{OR}^i , които съдържат и обобщените координати - ъглови завъртания на кабината.

Ако свързаната с тялото координатна система е с начало в масовия му център, то

$$\mathbf{m}_{RO}^i = \mathbf{m}_{OR}^i T = 0$$

За тяло 1

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot [\dot{\mathbf{R}}^T \quad \dot{\boldsymbol{\Theta}}^T]^T \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{m}_{RR}^i & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{m}_{OO}^i \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{R}} \\ \dot{\boldsymbol{\Theta}} \end{bmatrix} \quad (9)$$

За тела 2 и 3

$$T_i = \frac{1}{2} \cdot [\mathbf{V}_{Ci}^0 \quad \boldsymbol{\Omega}_i^T]^T \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{m}_{RR}^i & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{m}_{OO}^i \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{V}_{Ci}^0 \\ \boldsymbol{\Omega}_i^T \end{bmatrix}, \quad (10)$$

$i = 2, 3$

В формулите (9) и (10) скоростите на масовите центрове $\dot{\mathbf{R}}$ и \mathbf{V}_{Ci}^0 , ъгловите скорости $\dot{\boldsymbol{\Theta}}$ и $\boldsymbol{\Omega}_i^T$ са дадени и получени в работа [1]. Като се отчетат с програмния продукт, се пресмята кинетичната енергия на цялата система:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 \quad (11)$$

3. ПОТЕНЦИАЛНА ЕНЕРГИЯ НА КАБИНАТА

3.1 Потенциална енергия от деформацията на въжето от двете страни на хващача.

Счита се, че въжето има три линейни коефициенти на еластичност C_{ix}, C_{iy}, C_{iz} и три ъглови $C_{i\theta_x}, C_{i\theta_y}, C_{i\theta_z}$.

Извършени са следните означения на фигура 1:т. P_i –точка на свързване на въжето с хващача, $i=1,2$; $\mathbf{r}^1_{pi} = [l_{pix_i} \quad l_{piy_i} \quad l_{piz_i} \quad 1]^T, i=1,2$ -точки на окачване на въжето към хващача, в координатна система $O_1x_1y_1z_1$; $\mathbf{R}_i^0 = [x_i \quad y_i \quad z_i]^T$ - вектор на положението на началото на подвижната (свързаната с тялото) координатна система спрямо неподвижната координатна система.

Като вземем предвид книгата „Матрична механика динамика” векторът на деформацията $\delta \mathbf{r}_{pi}$ на еластичния елемент (въжето) се определя от израза:

$$\delta \mathbf{r}_{pi} = \begin{bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -\theta_{zi} & \theta_{yi} \\ \theta_{zi} & 0 & -\theta_{xi} \\ -\theta_{yi} & \theta_{xi} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} l_{pix_i} \\ l_{piy_i} \\ l_{piz_i} \end{bmatrix} \quad (12)$$

$i=1,2$

Потенциалната енергия от линейната деформация на въжето се определя от:

$$\Pi_1 = \frac{1}{2} [\mathbf{q}]^T \cdot \mathbf{C} \cdot [\mathbf{q}] \quad (13)$$

където \mathbf{C} - матрица, характеризираща еластичните свойства на еластичните елементи и тяхното положение. Тя има вида:

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{1,1} & 0 & 0 & 0 & c_{1,5} & c_{1,6} \\ 0 & c_{2,2} & 0 & c_{2,4} & 0 & c_{2,6} \\ 0 & 0 & c_{3,3} & c_{3,4} & c_{3,5} & 0 \\ 0 & c_{4,2} & c_{4,3} & c_{4,4} & c_{4,5} & c_{4,6} \\ c_{5,1} & 0 & c_{5,3} & c_{5,4} & c_{5,5} & c_{5,6} \\ c_{6,1} & c_{6,2} & 0 & c_{6,4} & c_{6,5} & c_{6,6} \end{bmatrix}_{(6 \times 6)} \quad (14)$$

$$c_{1,1} = \sum_{N=1}^n c_{xi}^N; c_{1,5} = \sum_{N=1}^n c_{xi}^N \cdot l_{zpi}; c_{1,6} = - \sum_{N=1}^n c_{xi}^N \cdot l_{ypi};$$

$$c_{2,2} = \sum_{N=1}^n c_{yi}^N; c_{2,4} = - \sum_{N=1}^n c_{yi}^N \cdot l_{zpi}; c_{2,6} = \sum_{N=1}^n c_{yi}^N \cdot l_{xpi};$$

$$c_{3,3} = \sum_{N=1}^n c_{zi}^N; c_{3,4} = \sum_{N=1}^n c_{zi}^N \cdot l_{ypi}; c_{3,5} = - \sum_{N=1}^n c_{zi}^N \cdot l_{xpi};$$

$$c_{4,2} = - \sum_{N=1}^n c_{yi}^N \cdot l_{zpi}; c_{4,3} = \sum_{N=1}^n c_{zi}^N \cdot l_{ypi};$$

$$c_{4,4} = \sum_{N=1}^n c_{yi}^N \cdot l_{zpi}^2 + \sum_{N=1}^n c_{zi}^N \cdot l_{ypi}^2;$$

$$c_{4,5} = - \sum_{N=1}^n c_{zi}^N \cdot l_{xpi} \cdot l_{ypi}; c_{4,6} = - \sum_{N=1}^n c_{yi}^N \cdot l_{xpi} \cdot l_{zpi};$$

$$c_{5,1} = \sum_{N=1}^n c_{xi}^N \cdot l_{zpi}; c_{5,3} = - \sum_{N=1}^n c_{zi}^N \cdot l_{xpi};$$

$$c_{5,4} = - \sum_{N=1}^n c_{zi}^N \cdot l_{xpi} \cdot l_{ypi};$$

$$c_{5,5} = \sum_{N=1}^n c_{xi}^N \cdot l_{zpi}^2 + \sum_{N=1}^n c_{zi}^N \cdot l_{xpi}^2;$$

$$c_{5,6} = - \sum_{N=1}^n c_{xi}^N \cdot l_{ypi} \cdot l_{zpi}; c_{6,1} = - \sum_{N=1}^n c_{xi}^N \cdot l_{ypi};$$

$$c_{6,2} = \sum_{N=1}^n c_{yi}^N \cdot l_{xpi}; c_{6,4} = - \sum_{N=1}^n c_{yi}^N \cdot l_{xpi} \cdot l_{zpi};$$

$$c_{6,5} = -\sum_{N=1}^n c_{xi}^N \cdot l_{yPi} \cdot l_{zPi};$$

$$c_{6,6} = \sum_{N=1}^n c_{xi}^N \cdot l_{yPi}^2 + \sum_{N=1}^n c_{yi}^N \cdot l_{xPi}^2.$$

3.2 Потенциална енергия от ъгловата деформацията на въжето

Коефициентите на трите ъглови деформации се дефинират чрез:

$$\mathbf{c}_O^N = [c_{Ox}^N \ c_{Oy}^N \ c_{Oz}^N], \quad (15)$$

където c_{Ox}^N , c_{Oy}^N , c_{Oz}^N могат да бъдат нелинейни функции.

А потенциалната енергия [2] се определя от:

$$\Pi_{12} = \frac{1}{2} \cdot c_0^N \cdot (\theta_h^{ij})^2 \quad (16)$$

$$(\theta_h^{ij}) = [\theta_{x1} \ \theta_{y1} \ \theta_{z1}]^T$$

Следователно потенциалната енергия от ъгловите деформации може да се запише във вида:

$$\Pi_1 = \frac{1}{2} \mathbf{q}^T \mathbf{C} \mathbf{q} \quad (17)$$

където

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2C_{\theta_{x1}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2C_{\theta_{y1}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2C_{\theta_{z1}} \end{bmatrix}_{6 \times 6}$$

Потенциална енергия от ъглова деформация на тяло 1 и 2:

$$\Pi_{12} = \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot c_{\theta_{y2}}^N \cdot (\theta_{y2})^2 \quad (18)$$

Потенциална енергия от ъглова деформация между телата 2 и 3:

$$\Pi_{23} = \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot c_{\theta_{x3}}^N \cdot (\theta_{x3})^2 \quad (19)$$

3.3 Потенциална енергия от теглата на хващач, носач и кабина

Потенциалната енергия от теглото на кабината (фиг.1) от механичната система се определя от израза:

$$\Pi_{Gi} = -m_i \cdot \mathbf{g}^T \cdot \mathbf{R}_{Ci}^0 = -m_i \cdot \mathbf{g}^T \cdot \mathbf{A}_i^0 \cdot \mathbf{r}_{Ci}, \quad i=1,2,3 \quad (20)$$

където $\mathbf{g} = [0 \ 0 \ g \ 0]^T$ е вектор, който дефинира гравитационното ускорение в отправната коор-

динатна система; m_i - масата на кабината; \mathbf{R}_{Ci}^0 е векторът на положението на масовия център на кабината, дефиниран в отправната координатна система

$$\mathbf{R}_{Ci}^0 = [x_C \ y_C \ z_C]^T = \mathbf{A}_i^0 \cdot \mathbf{r}_{Ci} \quad i=1,2,3 \quad (21)$$

\mathbf{A}_i^0 е матрица на преход от локалната към глобалната координатна система;

Тъй като теглото и статичните еластични сили се урівновесяват, то бихме могли да не отчитаме потенциалните енергии от теглата.

Потенциалната енергия е удобна да я отчитаме при определяне на статичното провисване.

Потенциалната енергия на цялата система е равна на сумата от потенциалните енергии на ъгловите и линейни деформации на въжето, на еластичните елементи между хващача и носача и между кабината и носача.

$$\Pi = \sum \Pi_1 + \Pi_{12} + \Pi_{23} \quad (22)$$

4. ДИФЕРЕНЦИАЛНИ УРАВНЕНИЯ НА СВОБОДНИТЕ ТРЕПТЕНИЯ

Като вземем предвид резултатите за сумарната кинетична и потенциална енергии и ги заместим в диференциалните уравнения на Лагранж от втори род, използвайки символно моделиране (Mathematica, MATLAB), се получава система нелинейни диференциални уравнения.

Те описват нелинейните свободни трептения [4], които имат следния матричен вид.

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \cdot \dot{\mathbf{q}} = -\tilde{\mathbf{S}}(\mathbf{q}) \cdot \ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{R}(\mathbf{q}) \cdot \mathbf{q} \quad (23)$$

където матриците \mathbf{M} и \mathbf{C} характеризират линейните масови и еластични свойства на механичната система, а матриците $\tilde{\mathbf{S}}(\mathbf{q})$, $\mathbf{R}(\mathbf{q})$, $\ddot{\mathbf{q}}$ описват нелинейните свойства на системата.

При изследване на малките трептения може да се въведе малък параметър μ , който отделя нелинейните членове в системата диференциални уравнения като малки величини:

$$\mu \tilde{\mathbf{S}}(\mathbf{q}) = \mathbf{M}^{-1} \cdot \tilde{\mathbf{S}}(\mathbf{q}) \cdot \ddot{\mathbf{q}} \quad (24)$$

$$\mu \mathbf{R}(\mathbf{q}) = \mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{R}(\mathbf{q}) \cdot \mathbf{q}$$

При $\mu = 0$ се получава система свързани линейни диференциални уравнения:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \cdot \dot{\mathbf{q}} = 0 \quad (25)$$

където матриците $M_{(8 \times 8)}$ и $C_{(8 \times 8)}$ са симетрични

и характеризират масовите, инерционните, еластичните и геометрични свойства на механичната система, а вектора на обобщените координати има вида:

$$q = [x_1 \quad y_1 \quad z_1 \quad \theta_{x1} \quad \theta_{y1} \quad \theta_{z1} \quad \Phi_{y2} \quad \theta_{x3}]_{(8 \times 1)}^T \quad (26)$$

5. СОБСТВЕНИ ТРЕПТЕНИЯ И СОБСТВЕНИ ФОРМИ НА ТРЕПТЕНИЯ

Решенията на диференциалните уравнения [3] (24), съответстват на хармонични трептения с честота ω и начална фаза χ и имат вида

$$\mathbf{q}(t) = \mathbf{V} \cdot \sin(\omega t + \chi) \quad (27)$$

където

$$\mathbf{V} = [v_1, v_2, v_3]^T \quad (28)$$

\mathbf{V} - константен вектор (матрица-стълб), характеризиращ съотношението между различните обобщени координати. В решения от този тип честотата и векторът \mathbf{V} удовлетворяват матричното уравнение

$$(\mathbf{C} - \omega^2 \mathbf{M})\mathbf{V} = 0 \quad (29)$$

което е еквивалентно на система от n броя линейни хомогенни алгебрични уравнения, относно компонентите на вектора \mathbf{V} . Условието за съществуване на ненулеви решения на хомогенната система (27) води до характеристичното уравнение, наречено уравнение на собствените честоти

$$\det(\mathbf{C} - \omega^2 \mathbf{M}) = 0 \quad (30)$$

От системата алгебрични уравнения (30) се получават кръговите и собствени честоти $\omega_i, i = 1, 2, \dots, n$.

$$\begin{aligned} \det(\mathbf{I} - \omega^2 \mathbf{C}^{-1} \mathbf{M}) &= 0 \\ \det(\mathbf{M}^{-1} \mathbf{C} - \omega^2 \mathbf{I}) &= 0 \end{aligned} \quad (31)$$

Една или повече собствени честоти могат да бъдат равни на нула.

На всяка собствена честота ω_i съответства вектор на тези форми

$$\mathbf{V}_i = [v_{i1} \quad v_{i2} \quad v_{i3} \quad \dots \quad v_{in}]^T \quad (32)$$

Компонентите на векторите дефинират матрицата на собствените вектори (модалната матрица) на цялата трептяща механична система

$$\mathbf{V}_i = \begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \\ \dots \\ V_i \\ \dots \\ V_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_{11} & v_{12} & \dots & v_{1i} & \dots & v_{1n} \\ v_{21} & v_{22} & \dots & v_{2i} & \dots & v_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ v_{i1} & v_{i2} & \dots & v_{ii} & \dots & v_{in} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ v_{n1} & v_{n2} & \dots & v_{ni} & \dots & v_{nn} \end{bmatrix} \quad (33)$$

6. ИЗВОДИ

Предлаганият модел позволява намирането на собствените честоти и форми на транспортната система, при една кабина в междустълбие при анализ на работата на въжената линия с едно транспортно въже. Конкретната въжена линия има конкретни коефициенти на еластичност и разстояния, маси и масови инерционни моменти, като се заместят в получените формули се получават числа и графики за собствените честоти и форми. Поради ограничения обем страници в списанието и поради фирмени тайни такива стойности ние не прилагаме, но сме апробирали с конкретни стойности на конкретна въжена линия. Формулите са годни за използване.

Литература

1. **Ахчийски В., Ангелов И., Илиев Г.** „Кинематика на кабина, хващач, носач и въже от едновъжен кабинков лифт в 3D. Българско списание за Инженерно Проектиране 2012.
2. **Ангелов, И.В.**, Матрична механика динамика. Авангард Прима, София, 2011
3. **Ангелов И.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.Й.**, Въжени линии и кабелни кранове. Издателство „Техника”, София, 1975
6. **Петрова, Р.** Анализ на собствените трептения на въздушен въжен път, ТУ, София, 2005.
7. **Schneigert Z.** Aerial ropeways and funicular railways. 1966

CONTINUOUS VIBRATIONS, NATURAL FREQUENCIES AND FORMS OF GONDOLA FROM MONOCABLE ROPEWAY IN 3D SPACE

Vasil AHCHIYSKI¹ Chavdar ANGELOV² George ILIEV³

¹Logistics engineering , material handling and construction equipment department , Technical University - Sofia, Bulgaria, e-mail: yaski@abv.bg

²Technical University -Sofia, Bulgaria, e-mail: cangelov@thedoctors.com

³Logistics engineering , material handling and construction equipment department , Technical University - Sofia, Bulgaria, e-mail: giliev@tu-sofia.bg

Abstract: This paper studies free oscillations, natural frequencies and forms of gondola from monocable gondola lift in 3D space with matrix mechanic methods. Mass elastic and geometrical properties of the transport system are taken into account. Formulas are obtained for the kinetic energy and the potential energies from linear and angular deformations of the rope and the load of the gondola. Differential equations are comprised using the Lagrange method of the second kind, obtaining formulas for calculating the natural frequency and forms of the free oscillations. Natural frequencies and natural forms of oscillation are calculated for the given system .

Keywords: ropeway, natural frequencies, matrices, elastic elements, mass moments of inertia, masses, natural frequencies and forms on the oscillations.

МЕХАНО-МАТЕМАТИЧНО МАТРИЧНО МОДЕЛИРАНЕ НА ПРОСТРАНСТВЕНИТЕ СВОБОДНИ НЕЗАТИХВАЩИ ТРЕПТЕНИЯ НА ЛЕК АВТОМОБИЛ

Илия АНГЕЛОВ¹ Валентин БАЧЕВ² Вълчо НИКОЛОВ³

¹Технически университет - София, България

e-mail: il.angelov@abv.bg

²катедра „Машиностроене и уредостроене“, Технически университет - София, филиал Пловдив, България

e-mail: abc4@abv.bg

³катедра „Транспортна и авиационна техника и технологии“, Технически университет - София, филиал Пловдив, България

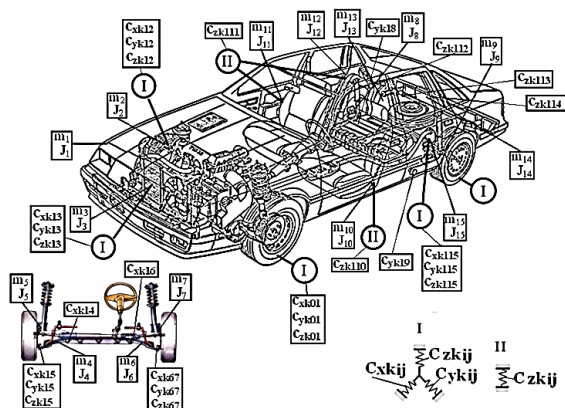
e-mail: vnikolov@tu-plovdiv.bg

Резюме: В тази работа се изследват свободните трептения на лек автомобил в тримерното пространство с методите на матричната механика [1]. Създаден е динамичен модел на лек автомобил като механична система от 15 тела с 39 степени на свобода и са отчетени масовите, инерционните и геометричните характеристики на отделните тела и еластичните свойства на връзките. Дефинирана е кинетичната енергия на механичната система. Определена е потенциалната енергия от деформацията на връзките и от телата. Съставена е система от диференциални уравнения, описваща свободните незатихващи пространствени трептения на механичната система, на която са дадени аналитични решения.

Ключови думи: матрична механика, свободни, незатихващи, пространствени, трептения, автомобил.

1. ДИНАМИЧЕН МОДЕЛ

Динамичният модел на лек автомобил в пространството е даден на фиг. 1. Автомобилът представлява механична система, състояща се от отделни модули с общо 15 твърди тела, свързани помежду си със съответни връзки и еластични елементи.

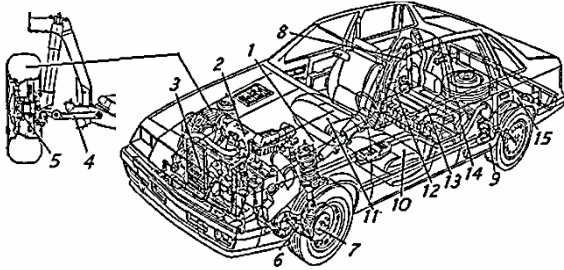


фиг.1 Динамичен модел на лек автомобил

Всички тела се характеризират със своите маси m_i и тензори на масовите инерционни мо-

менти J_i , $i = 1 \div 15$. Гумите на колелата имат линеаризирани динамични коефициенти на еластичност C_{xk01} , C_{yk01} , C_{zk01} (фиг.1). Двигателят 2 (фиг.2) е закрепен към купето 1 върху виброизолатори с коефициенти на еластичност съответно C_{xk12} , C_{yk12} , C_{zk12} , радиаторът 3 е закрепен към купето върху виброизолатори с коефициенти на еластичност съответно C_{xk13} , C_{yk13} , C_{zk13} , ауспухът 15 е закрепен към купето върху виброизолатори с коефициенти на еластичност съответно C_{xk115} , C_{yk115} , C_{zk115} . Купето е свързано с колелата чрез: предно окачване тип Макферсон и задно окачване – или торсионно-пружинно или Макферсон. Рамената 4 и 6 на предното окачване имат ъглова деформация спрямо купето $C_{\theta x14}$, $C_{\theta x16}$ и ъглова деформация спрямо колелата 5 и 7 $C_{\theta x45}$, $C_{\theta y45}$, $C_{\theta z45}$ и $C_{\theta x67}$, $C_{\theta y67}$, $C_{\theta z67}$. Рамената 8 и 9 на задното окачване имат ъглова деформация $C_{\theta y18}$, $C_{\theta y19}$ спрямо купето при торсионно-пружинно окачване и линейна деформация C_{zk18} , C_{zk19} при окачване Макферсон. Седалките са закрепени към купето чрез еластичен елемент с коефициент C_{zk1j} ($j=10,11,\dots,14$ - номер на седалката) и позволяват една относителна трансляция във вертикално положение. Наложените връзки на телата от механичната система са холономни и стационарни и определят

39 степени на свобода. Еластично - демпфиращата връзка на седалката е с нелинейна характеристика.



фиг. 2 Схема на възлите на автомобила

За телата с номера от 4 до 9, които извършват относителни ротации, е извършено привеждане на коефициентите на еластичност и демпфиране.

2. ДИФЕРЕНЦИАЛНИ УРАВНЕНИЯ НА СВОБОДНИТЕ ЗАТИХВАЩИ ТРЕПТЕНИЯ

За съставяне на диференциалните уравнения на свободните затихващи трептения се използва метода на Лагранж в следния вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \mathbf{q}} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial \mathbf{q}} = 0 \quad (1)$$

където T - кинетична енергия, Π - потенциална енергия, \mathbf{q} - вектор на обобщените координати, $\dot{\mathbf{q}}$ - вектор на обобщените скорости, \mathbf{Q}_{el} - обобщена еластична сила.

3. КИНЕТИЧНА ЕНЕРГИЯ

Кинетичната енергия на механична система се изчислява с израза:

$$T(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \sum_{i=1}^{15} T_i(\mathbf{q}_i, \dot{\mathbf{q}}_i) = \frac{1}{2} [\dot{\mathbf{q}}]^T \cdot \mathbf{M}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \cdot \dot{\mathbf{q}} \quad (2)$$

където $\mathbf{M}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ е матрица на масите.

Телата на автомобила купе, двигател, радиатор с вентилатор, ауспух имат по шест степени на свобода - трансляции по осите $O_i x_i, O_i y_i, O_i z_i$ на Декартова координатна система и ротации около тези оси $\theta_{x_i}, \theta_{y_i}, \theta_{z_i}$. Кинетичната им енергия се изчислява с уравнението:

$$T_i = \frac{1}{2} \cdot [\dot{\mathbf{R}}_{Ci}^T \quad \dot{\boldsymbol{\theta}}^T]^T \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{m}_{RR}^i & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{m}_{Oo}^i \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{R}}_{Ci} \\ \dot{\boldsymbol{\theta}} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$i = 1, 2, 3, 15$$

Телата на автомобила 4 и 6 са с по една степен на свобода - ротация около ос $O_i x_i$. Телата 5 и 7 са с по три степени на свобода - ротации $\theta_{x_i}, \theta_{y_i}, \theta_{z_i}$ около трите оси. Телата 8 и 9 са с по една степен на свобода - ротация или около ос $O_i x_i$, или около ос $O_i y_i$. Телата от 10 до 14 имат една степен на свобода - трансляция по ос $O_i z_i$. Кинетичната енергия на тези тела се изчислява с уравнението:

$$T_i = \frac{1}{2} \cdot [\mathbf{V}_{Ci}^{0T} \quad \boldsymbol{\Omega}_i^{iT}]^T \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{m}_{RR}^i & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{J}_{Oo}^i \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{V}_{Ci}^0 \\ \boldsymbol{\Omega}_i^i \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$i = 4, 5, \dots, 14$$

Скоростите $\dot{\mathbf{R}}_{Ci}^T, \mathbf{V}_{Ci}^{0T}$ на масовите центрове на телата и ъгловите скорости $\dot{\boldsymbol{\theta}}^T, \boldsymbol{\Omega}_i^{iT}$ на телата са дефинирани в [3]. Тези скорости се определят със символно програмиране и извеждане с продукта Математика [6] и компютър.

Кинетичната енергия на системата е равна на сумата от кинетичните енергии на отделните тела.

$$T = \sum T_i, \quad i = 1, 2, \dots, 14 \quad (5)$$

4. ПОТЕНЦИАЛНА ЕНЕРГИЯ ОТ ТЕГЛАТА НА ТЕЛАТА НА АВТОМОБИЛА

Потенциалната енергия на механична система е равна на сумата от потенциалните енергии на еластичните елементи и на теглата на всички тела. Потенциалната енергия от теглото на произволно твърдо тяло i се изчислява с уравнението:

$$\Pi_{Gi} = -m_i \cdot \mathbf{g}^T \cdot \mathbf{R}_{Ci}^0 = -m_i \cdot \mathbf{g}^T \cdot \mathbf{A}_i^0 \cdot \mathbf{r}_{Ci} \quad (5)$$

където $\mathbf{g} = [0 \ 0 \ \mathbf{g} \ 0]^T$ е вектор на гравитационното ускорение в отправната координатна система, m_i - масата на тялото i , \mathbf{R}_{Ci}^0 е векторът на положението на масовия център на тялото i , дефиниран в отправната (КС).

$$\mathbf{R}_{Ci}^0 = [x_C \ y_C \ z_C]^T \quad (6)$$

За разглежданата механична система, съставена от 15 тела, потенциалната енергия от теглото Π_G се определя с израза:

$$\Pi_G = \sum_{i=1}^{15} \Pi_{Gi} \quad (7)$$

Тъй като статичните еластични сили и силите от теглата се уравновесяват, потенциалната енергия от теглата може да не се отчита при изследване на свободните трептения.

5. ПОТЕНЦИАЛНА ЕНЕРГИЯ НА ЕЛАСТИЧНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ НА ТЕЛАТА НА АВТОМОБИЛА

5.1 Потенциална енергия на гумите на автомобила

Потенциалната енергия на гумите на автомобила е равна на:

$$\Pi_{01} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n [c_{0i} \cdot (\delta r_{Ci})^2] \quad (8)$$

където: $i = 5, 7, 8, 9$ – номер на гумата,

$$\delta r_{Ci} = \mathbf{R}_{Ci}^0 - \mathbf{R}_{Ci}^0 \text{ (статично)} \quad (9)$$

$$\mathbf{c}_{0i} = [c_{xi} \quad c_{yi} \quad c_{zi}]^T$$

5.2 Потенциална енергия на еластичните елементи между купето и двигателя, радиатора, ауспуха

Двигателят, радиаторът и ауспухът са монтирани към купето чрез n на брой еластични елементи, които позволяват относително движение на тези тела. Всеки еластичен елемент N е тримерен с коефициенти на линейна еластичност:

$$\mathbf{c}^N = [c_x^N \quad c_y^N \quad c_z^N]^T \quad (10)$$

където c_x^N, c_y^N, c_z^N са константи или нелинейни функции на преместването.

Потенциалната енергия от тримерната деформация на линейния еластичен елемент N между телата i, j е равна на:

$$\Pi_{ij} = \frac{1}{2} \mathbf{c}^N \cdot (\delta \mathbf{r}_N^{ij})^2 \quad (11)$$

Потенциалната енергия на всички n линейни еластични елементи между телата i, j , монтирани в точки P_i, P_j от тези тела, е равна на:

$$\Pi_{ij} = \sum_{N=1}^n \frac{1}{2} \mathbf{c}^N \cdot (\delta \mathbf{r}_N^{ij})^2 \quad (12)$$

$$\delta \mathbf{r}_N^{ij} = \mathbf{R}_{Pi}^0 - \mathbf{R}_{Pj}^0 \quad (13)$$

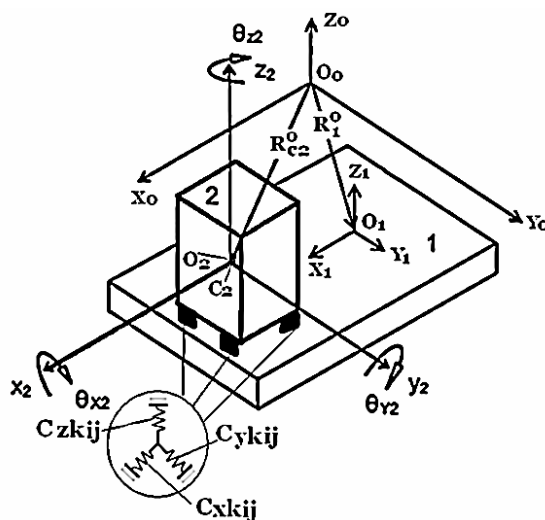
където $\mathbf{R}_{Pi}^0, \mathbf{R}_{Pj}^0$ са дефинирани в [3].

Това уравнение в матричен вид е равно на:

$$\Pi_{ij} = \frac{1}{2} \mathbf{q}^T \cdot \mathbf{C}(\mathbf{q}) \cdot \mathbf{q} \quad (14)$$

където $\mathbf{C}(\mathbf{q})$ е квадратна матрица на еластичните свойства между телата i и j , членовете на която се определят от:

$$\mathbf{c}_{m,n} = \frac{\partial^2 \Pi_{ij}}{\partial \mathbf{q}_n \cdot \partial \mathbf{q}_m} \quad (15)$$

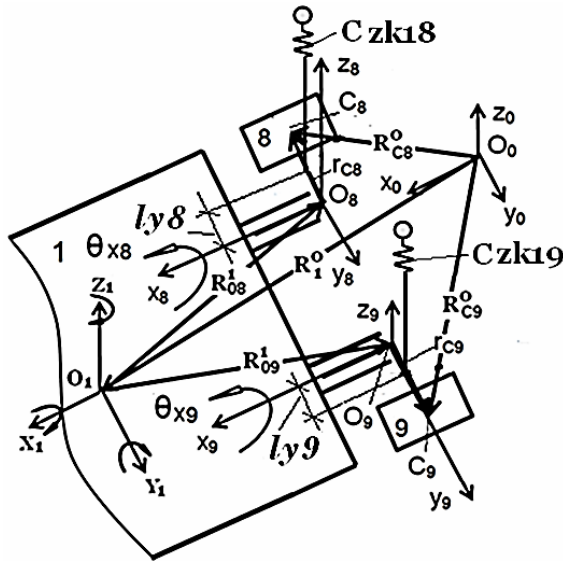


фиг. 3 Схема на окачване на двигателя

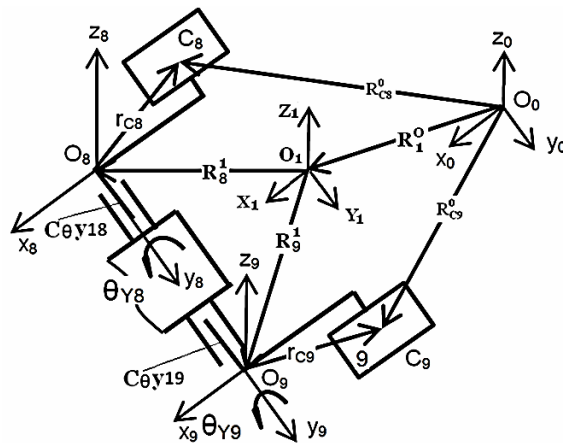
5.3 Потенциална енергия на еластичните елементи на задното окачване

При окачване на задните колела по схемата на фиг.4, рамената на колелата се въртят около ос x и потенциалната енергия на еластичните елементи за дясното и лявото окачване е равна на:

$$\begin{aligned} \Pi_{18} &= \frac{1}{2} [c_{zk18} \cdot (l_{y18} \cdot \delta \theta_{x8})^2] \\ \Pi_{19} &= \frac{1}{2} [c_{zk19} \cdot (l_{y19} \cdot \delta \theta_{x9})^2] \end{aligned} \quad (16)$$



фиг. 4 Схема на окачване на задните колела



фиг. 5 Схема на торсионно окачване на задните колела

При окачване на задните колела по схемата на фиг.5 рамената на колелата се въртят около ос у и потенциалната енергия на еластичните елементи за дясното и лявото окачване е равна на:

$$\begin{aligned} \Pi_{18} &= \frac{1}{2} [c_{\theta y18} \cdot (\delta\theta_{y8})^2] \\ \Pi_{19} &= \frac{1}{2} [c_{\theta y19} \cdot (\delta\theta_{y9})^2] \end{aligned} \quad (17)$$

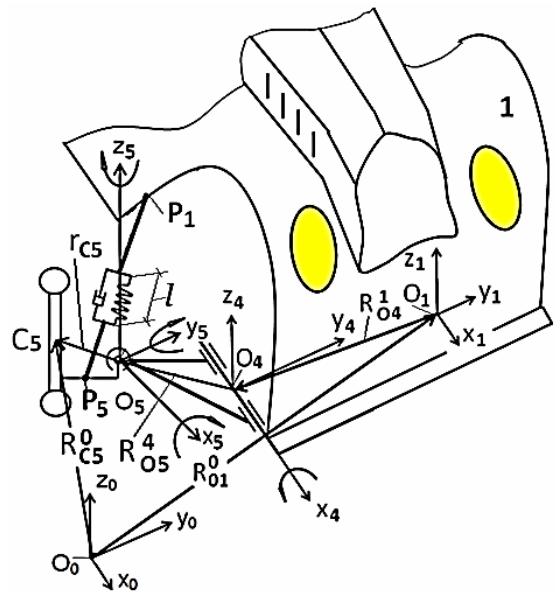
5.4 Потенциална енергия на еластичните елементи на седалка на автомобила

Потенциална енергия на седалката на автомобила е равна на:

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{j=10}^{14} c_{zk1j} \cdot z_j^2, \quad j = 10, 11, \dots, 14 \quad (18)$$

$$c_{zj} = c_{zk1j} \quad (19)$$

5.5 Потенциална енергия на еластичните елементи на предното окачване на автомобила



фиг. 6 Схема на координатните системи на тела 1, 4, 5 (изглед отпред)

На фиг. 6 са показани две тела 5 и 1, свързани с еластичен елемент. Приложните точки на елемента върху двете тела са съответно P1 и P5.

Коефициентът на еластичност е c^N по линията, свързваща точките P1 и P5. Компонентите на еластичната сила могат да се запишат като:

$$\mathbf{F}_S = c^N \cdot (l - l_0) \quad (21)$$

където l е текущата дължина на пружината, l0 е първоначалната ѝ дължина.

Виртуалната работа на силата \mathbf{F}_S се дава с израза:

$$\delta W = -\mathbf{F}_S \cdot \delta l \quad (23)$$

където

$$\delta_{51} = \frac{(\mathbf{R}_{P5}^0 - \mathbf{R}_{P1}^0)^T (\mathbf{R}_{P5}^0 - \mathbf{R}_{P1}^0)}{l} \quad (24)$$

Потенциалната енергия на еластичния елемент между телата 1 и 5 е равна на:

$$\Pi_{51} = \int \frac{1}{2} \mathbf{c}^N \cdot (\delta_{51})^2 \quad (25)$$

Потенциалната енергия на еластичния елемент между телата 1 и 7 е равна на:

$$\Pi_{71} = \int \frac{1}{2} \mathbf{c}^N \cdot (\delta_{71})^2 \quad (26)$$

Потенциалната енергия на цялата система е равна на сумата от потенциалните енергии

$$\Pi = \sum \Pi_i \quad (26a)$$

6. ДИФЕРЕНЦИАЛНИ УРАВНЕНИЯ НА СВОБОДНИТЕ НЕЗАТИХВАЩИ ТРЕПТЕНИЯ НА ЛЕК АВТОМОБИЛ С ОКАЧВАНЕ МАКФЕРСОН В ПРОСТРАНСТВОТО

Като вземем предвид формулите за сумарната кинетична и сумарната потенциална енергия и заместим в уравненията на Лагранж от втори род (1), се получава система от нелинейни диференциални уравнения, които описват свободните незатихващи нелинейни пространствени трептения.

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \cdot \dot{\mathbf{q}} = -\tilde{\mathbf{S}}(\mathbf{q}) \cdot \tilde{\mathbf{q}} - \mathbf{R}(\mathbf{q}) \cdot \mathbf{q} \quad (27)$$

където матриците \mathbf{M} и \mathbf{C} характеризират линейните масово-инерционни и еластични свойства на механичната система, а матриците описват нелинейните свойства на системата.

При изследване на малките трептения [4] може да се въведе малък параметър μ . При $\mu \rightarrow 0$ се получава система свързани линейни диференциални уравнения:

$$\mathbf{M}_{(39 \times 39)} \ddot{\mathbf{q}}_{(39 \times 1)} + \mathbf{C}_{(39 \times 39)} \dot{\mathbf{q}}_{(39 \times 1)} = 0 \quad (29)$$

където

$$\mathbf{M}_{(39 \times 39)} = [a_{j,k}]_{(39 \times 39)}, \quad \mathbf{C}_{(39 \times 39)} = [c_{j,k}]_{(39 \times 39)} \quad (30)$$

са симетрични матрици, които характеризират масовите, инерционните и еластичните свойства на механичната система, разположението на еластичните елементи.

Елементите на двете матрици $a_{j,k} = a_{k,j}$, $c_{j,k} = c_{k,j}$, $j = k, j \neq 0, k \neq 0$, имат вида:

$$a_{1,1} = a_{2,2} = a_{3,3} = \sum_{i=1}^{12} m_i \quad (31)$$

$$c_{1,1} = \sum_{n=1}^4 c_{xn(1,2,3)}, \quad c_{2,2} = \sum_{n=1}^4 c_{yn(1,2,3,5)}, \quad (32)$$

$$c_{3,3} = \sum_{n=1}^4 c_{zn(1,2,3)}$$

Частните решения на системата от диференциални уравнения се търсят във вида:

$$\bar{\mathbf{q}}_r = \bar{\mathbf{h}}_r \cdot \sin(\omega_r \cdot t + \phi) \quad (33)$$

След диференциране на (29) и заместване в (27) се получава системата от линейни алгебрични уравнения, записани в матричен вид:

$$[\mathbf{C} - \omega^2 \cdot \mathbf{M}] \cdot \mathbf{V} = 0 \quad (34)$$

Собствените честоти и собствените форми се определят, като се реши алгебричната задача за изчисляване на собствените стойности и собствените вектори на уравнения (34). Това уравнение има нетривиално решение, само когато е изпълнено условието:

$$|\mathbf{C} - \omega^2 \cdot \mathbf{M}| = 0 \quad (35)$$

Положителните корени на характеристичното уравнение дефинират собствените честоти на механичната система и формират матрицата на нейните собствени стойности, която има вида:

$$\boldsymbol{\omega} = \text{diag}[\omega_{r,r}]_{(39 \times 39)}, \quad r = 1, 2, \dots, 39 \quad (36)$$

На всяка собствена честота съответства вектор на собствените форми, който дефинира съотношението между обобщените координати при трептене с честота ω_r . От (28) се извеждат компонентите на векторите, които дефинират матрицата на собствените форми (28) във вида:

$$\mathbf{V} = [v_{r,j}]_{(39 \times 39)} \quad (37)$$

където

$$\mathbf{v}_r = [v_{1,r} \quad v_{2,r} \dots v_{39,r}]^T \quad (38)$$

е векторът на собствените форми по обобщените координати за r -та собствена честота.

7. ИЗВОД

Изследвани са свободните трептения на лек автомобил в тримерното пространство с методите на матричната механика [1] и е създаден дина-

мичен модел на лек автомобил като механична система от 15 тела с 39 степени на свобода, при което са отчетени масовите, инерционните и геометричните характеристики на отделните тела и еластичните свойства на връзките. Дефинирана е кинетичната енергия на механичната система. Определена е потенциалната енергия от деформацията на връзките и от тежлата на телата. Съставена е система от диференциални уравнения, която описва свободните незатихващи пространствени трептения на механичната система, на която са дадени аналитични решения.

Литература

1. **Ангелов Ил.** Матрична механика Динамика. София, Авангард Прима, 2008.
2. **Ангелов Ил., Славов В.** Сборник задачи Матрична механика. Динамика и трептения. София, Авангард Прима, 2008.
3. **Ангелов Ил., Бачев В., Ахчийски В.** „Матрична кинематика на лек автомобил в тримерното пространство“, Българско списание за инженерно проектиране. 2012
4. **Amiroche F.** Computer – aided design and manufacturing. Prentice hall, Englewood Clifs, New Jersey, 1993.
5. **Beer F.P., E.R. Johnston.** Vector Mechanics for Engineers. Mc Graw – Hill Book Company.
6. **Abdel-Rahman E., Nayfeh A.** Pendulation reduction in boom cranes using cable length manipulation. Nonlinear Dynamics, 2002, vol.27, issue 3, p.255-269.

MECHANIC MATHEMATIC MATRIX SIMULATION TREE-DIMENSIONAL FREE THE SUSTAINED OSCILLATION OF THE PASSENGER MACHINE

Илия АНГЕЛОВ¹ Валентин БАЧЕВ² Вълчо НИКОЛОВ³

¹Doctor of technical sciences, Technical university -Sofia, Bulgaria
e-mail: il.angelov@abv.bg

²Department of machine building and the instrument manufacture, Technical university - Sofia, branch Plovdiv, Bulgaria, e-mail: abc4@abv.bg

³Department of transport and aviation engineering and technology, Technical university - Sofia, branch Plovdiv, Bulgaria, e-mail: vnikolov@tu-plovdiv.bg

Abstract: In the work the free sustained oscillations of passenger automobile in the space are investigated by the methods of the matrix mechanics [1]. Created the dynamic model of the passenger machine in the form of the mechanical system of their consisting of 15 bodies with 39 degrees of freedom taking into account mass, the moments of the mass inertia and hardness of connections. The equations of kinetic and potential energy from the hardness of connections and from the gravitational force are brought out. Is comprised the system of the differential equations of the free non damping three-dimensional of the fluctuation of the mechanical system.

Keywords: matrix mechanics, the fluctuation, automobile.

МЕТОДИ ЗА СТРУКТУРНА ОПТИМИЗАЦИЯ С КРАЙНИ ЕЛЕМЕНТИ В СФЕРАТА НА ВИРТУАЛНОТО ИНЖЕНЕРСТВО

Чавдар ГЕОРГИЕВ¹ Георги ЧАКМАКОВ¹ Венелин ЖИВКОВ¹
Николай НИКОЛОВ¹ Георги ТОДОРОВ²

¹катедра „Теория на механизмите и машините”, Технически университет - София, България
e-mail: chavdar_georgiev@abv.bg, chakmakov@gmx.de, jivkov@tu-sofia.bg, nickn@tu-sofia.bg

²лаборатория „CAD, CAM, CAE в индустрията”, Технически университет - София, България
e-mail: gdt@tu-sofia.bg

Резюме: Структурната оптимизация във виртуалното инженерство, базирана на метода на крайните елементи, играе важна роля в процеса на проектиране и 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, вида на критериите за оценяване. Ефективността, ниските разходи и добрата приложимост на тези методи ги налагат в днешно време като незаменим способ и допълнение към експерименталните изследвания. С тяхна помощ се намалява нуждата от скъпите прототипи и опитни постановки при появата на нови продукти, пести се време, материал и се намаляват производствените разходи. Цел на настоящата работа е да се разгледа всеки един от тези оптимизационни методи в детайли и се разясни сферата на тяхното приложение.

Ключови думи: Структурна оптимизация, топологична оптимизация, оптимизация на формата, параметрична оптимизация, метод на крайните елементи, симулационен модел, виртуално инженерство

УВОД

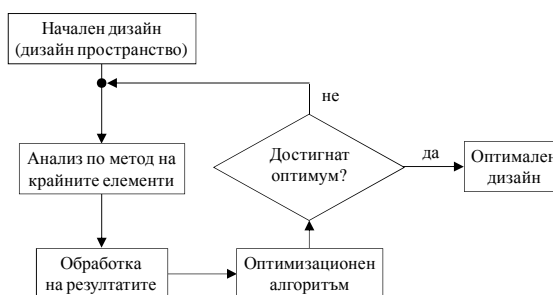
Структурната оптимизация във виртуалното инженерство играе важна роля в процеса на разработване на нови продукти. Съществуват множество методи за подобряване качествата на даден компонент. Всеки от тези методи притежава предимства и недостатъци, като изборът на подходящия метод зависи от оптимизационните условия и от областта на приложение.

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

Минимизирай или максимизирай целевата функция $F(x)$, като x_i са променливите [1]. В общия случай при решаването на оптимизационната задача едновременно с намирането на глобалния екстремум на целевата функция, под внимание се взимат и определени функционални ограничения. В техниката, стойностите на параметрите x_i се ограничават от зададени допълнителни гранични условия [2], например:

- Геометрични условия: $x_{i,lim} - x_i < 0$ или $x_{i,lim} - x_i > 0$
- Гранични условия за напрежение: $\sigma_i(x) - \sigma_{max} < 0$

- Гранични условия за деформация: $u_i(x) - u_{max} < 0$



фиг.1 Структура на оптимизационна процедура [3]

Принципната структура на една оптимизационна процедура е показана на фиг.1. Основна част от тази процедура е интегрирането на числения модел за структурен анализ в оптимизационния алгоритъм. По този начин оптимизационният алгоритъм варира стойностите на дизайн променливите с цел подобряване качествата на структурата [3]. Оптимизационната процедура е итеративен процес и времето, необходимо за нейното провеждане зависи до голяма степен от

сложността на МКЕ модела и оптимизационната задача.

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

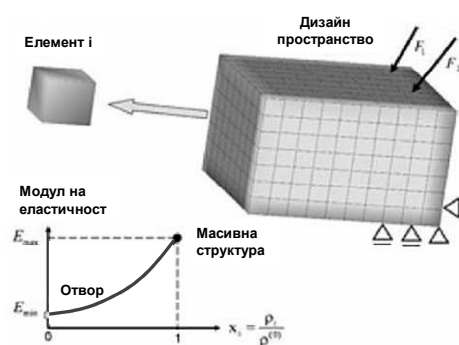
фиг.2 Видове структурна оптимизация и съответните програмни продукти

На фиг. 2 са представени различните видове структурна оптимизация и комерсиални компютърни програми за всеки вид, базирани на резултати от симулации с крайни елементи. Те се различават и във вида на променливите, вида и броя на целите и ограничителните условия и вида на критериите за оценяване. Нека разгледаме всеки един от тези видове в детайли.

НЕПАРАМЕТРИЧНА ТОПОЛОГИЧНА ОПТИМИЗАЦИЯ

Топологичната оптимизация се използва на генериране на напълно нов дизайн (синтез) в най-ранната фаза от разработването на продукта. Стартира се от максимално разполагаемото дизайн пространство и се взимат под внимание всички натоварвания и гранични условия. Обикновено се изчислява оптималното разпределение на материал в дизайн пространството, така че коравината да бъде максимална, а масата минимална, но съществуват и други възможни целеви функции. По този начин топологичната оптимизация предлага най-голяма гъвкавост сред всички форми на структурно оптимизиране поради възможността за образуване на отвори чрез отнемане на материал от дизайн пространството. На практика отнемането на материала се осъществява по симулационен път чрез промяна в материалните характеристики на отделните крайни елементи, съставляващи дадения дизайн-обем. Такива параметри са например плътността и модулът на еластичност [4]. Фиг. 3 илюстрира качитативно материалния закон за изменение на материалните характеристики на елементите. Елементи с ниска относителна плътност (ρ/ρ_0) и съответно ниска относителна коравина (E/E_0) се окачествяват като

„меки“. Чрез тях се симулира отвор или липсата на материал. Идеалното условие за тази симулация се получава, когато тези две стойности са равни на нула, което би довело до числена нестабилност. Поради това плътността и модула на еластичност на „меките“ елементи се скалира до такива малки стойности, които биха осигурили стабилност на числения алгоритъм и същевременно водят до минимална грешка при изчисляването на общата коравина на структурата при наличие на празнини в разпределението на материала [4].

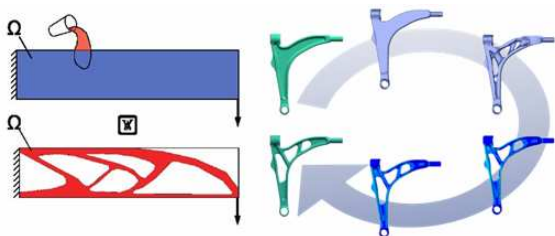


фиг.3 Схема на топологична оптимизация и закон за материална интерполация [4]

Класическа задача за топологична оптимизация с този метод е минимизирането на средната податливост на структурата при дадено ограничение за крайната маса (обем) на структурата. За сложни целеви функции и рестрикции са необходими допълнителни изчисления на тяхната чувствителност към промени в дизайн-параметрите. За решаването на оптимизационната задача се използват различни математически алгоритми. В зависимост от дефиницията на задачата, едни от основните алгоритми са методът на математическо програмиране и методът на оптималния критерий [3].

По време на оптимизационния процес, програмата променя плътността на крайните елементи в модела и по този начин премахва ненужните. Резултатът е груба репрезентация на структура, която в следващата стъпка се заглажда и след това се трансферира обратно в CAD системата. Важно е, по време на оптимизацията да се дефинират и производствени условия като гарантиране на възможност за отливане, симетрии, дебелина на

стените, така че резултатът да може да бъде произведен.



фиг.4 Пример за топологична оптимизация [1]

Практически една топологична оптимизация се протича през следните етапи [3], както е показано на фиг. 4:

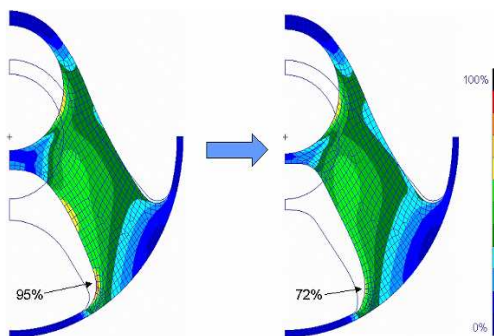
- Идентифициране на разполагаемото дизайн пространство;
- Генериране на модел чрез метода на крайните елементи;
- Дефиниране на дизайн променливите (областта от дизайн пространството, свободна за оптимизация) както и допълнителни ограничителни рестрикции за тях;
- Формулиране на оптимизационния проблем: целева функция и гранични условия;
- Провеждане на числената оптимизация;
- Интерпретация на резултата;
- Конструктивно изпълнение на предложенния дизайн в CAD система.

След конструктивно изпълнение на новия дизайн и превръщането му в параметризиран геометричен модел, получената топология може да бъде допълнително подобрена чрез провеждането на оптимизация на формата.

НЕПАРАМЕТРИЧНА ОПТИМИЗАЦИЯ НА ФОРМАТА

При оптимизация на формата променливите са координатите на повърхностните възли от МКЕ модела. При този метод не е нужна параметризация на геометрията и затова той е много бърз и лесно приложим, в сравнение с параметричната оптимизация. Променливите се дефинират като група от възли в препроцесора. По време на оптимизацията повърхността се променя и за да остане мрежата вътре в структурата с добро ка-

чество се прилага заглаждане. Локалните промени водят до хомогенизиране на напреженията и увеличаване на жизнения цикъл на детайла.



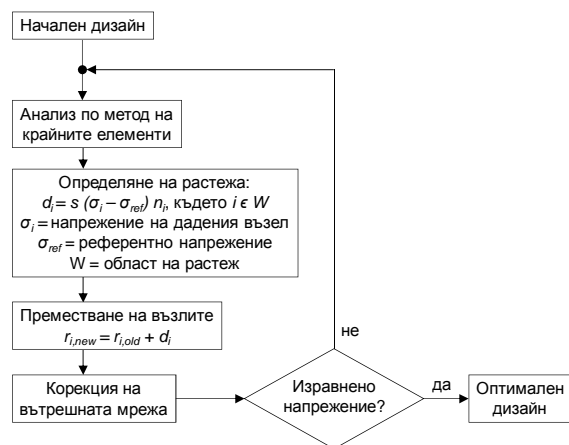
фиг. 5 Пример за оптимизация на формата [1]

Оптимизация на формата обикновено се прави върху готови детайли за премахване на локални критични напрежения и запазване на първоначална топология. Оптимизация на формата може да се извърши и в последваща фаза като допълнение към топологична оптимизация.

При непараметрична оптимизация на формата особено бързи и ефикасни са методите, използващи критерии за оптималност. Най-известен сред тях е критерият Fully-Stress-Design, стремящ се към получаване на изравнено напрежение по повърхността на детайла [3]. Принципът на този метод е показан на фиг.6. Принципът се базира на биологичната стратегия за растеж [3]:

- добавяне на материал в силно натоварени области;
- премахване на материал в области, със стойности под дадена референтна стойност.

В описания метод посоката и големината на преместване на повърхностните възли на модела се определя от стойността на целевата функция за съответния възел ($\sigma_i > \sigma_{ref}$ или обратното), (фиг. 7). В първия случай възелът се премества навън (растеж), а във втория – навътре в материала (свиване) [4]. Оптимизацията може да се прилага както локално върху отделни области с висока концентрация на напрежения, така и глобално върху големи повърхности от разглежданата структура. Чрез глобална хомогенизация на напрежението се дава възможност за допълнително намаляване на масата на разглеждания детайл.



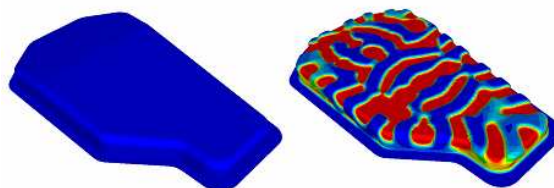
Фиг. 6 Схема на протичане на оптимизация на формата [3]



Фиг. 7 Определяне големината и посоката на преместване на повърхностните възли [5]

НЕПАРАМЕТРИЧНА ОПТИМИЗАЦИЯ С РЕБРА

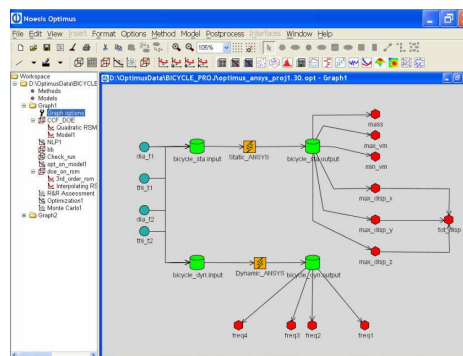
Автоматичното оребряване е много ефективен метод за повишаване на коравината на тънкостенни метални структури подложени на огъване. Резултатът от оребряването е лесен за производство и без значимо увеличаване на теглото. Методът се използва и за намаляване на шума и вибрациите при динамични натоварвания. При него програмата за оптимизация определя оптималното положение, броя и ориентация на ребрата. Освен това могат да се зададат като гранични условия височина и ширината на ребрата.



Фиг. 8 Пример на оптимизация с ребра [1]

АВТОМАТИЗАЦИЯ НА СИМУЛАЦИОННИЯ ПРОЦЕС

Методологията при симулационните анализи е сходна с тази при реалните опити – целта е да се дефинират и изпълнят последователност от различни видове анализи, за да се постигне желания резултат. Ако дадена структура трябва да се изследва за напрежения, вибрации и акустика, то в такъв случай трябва да се използват 3 различни симулации, автоматичното изпълнение на които би улеснило процеса значително. Тази автоматизация се прави в графични програми, където чрез точки и линии се представя желаната последователност. Така ако например симулираме статичното и акустично поведение на скоростна кутия на транспортно средство, първо трябва да стартираме статична симулация и да пресметнем напреженията, после с акустичната симулация на пресметнем нивото на шума и накрая да обединим резултатите. Връзките за всеки един от анализите се начертават между входните и изходните параметри и взаимодействията по между им. След това се задава и последователност или паралелност на симулациите, което се представя графично в програмата [6].



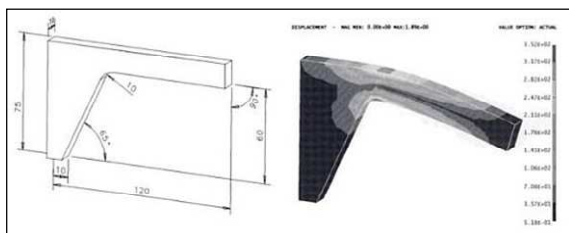
Фиг. 9 Автоматизация на процеса [6]

ПАРАМЕТРИЧНА ОПТИМИЗАЦИЯ

Параметричната оптимизация е базирана винаги на параметризираните входящи данни на оптимизационната програма. Параметрите могат да бъдат различни типове като:

- Дебелина на черупки и материалните свойства (ориентация на композити);
- Геометрични данни като радиуси, дължини или координати;
- Сили и гранични условия.

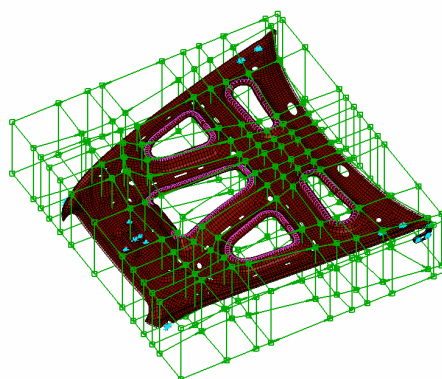
При параметрична оптимизация често става дума за така наречия процес на оразмеряване на дадена структура. Пример за подобен тип оптимизация е показан на фиг. 9. Дадената конструкция трябва да се оптимизира по отношение на максималното еквивалентно напрежение. Променливи в случая се явяват геометричните размери от вътрешната страна на детайла. Целта е да се намери оптималната комбинация от тези параметри, за която максималното напрежение достига под определена референтна стойност [2].



фиг. 10 Оразмеряване на структура чрез параметрична оптимизация [2]

Вариация на дизайн параметрите в симулационния модел се постига и чрез параметризация на мрежата. Използват се така наречените морфинг кутии, при които чрез промяна на зададени контролни точки се променя и мрежата в кутиите. За големи геометрични премествания трябва да се съблюдава качеството на мрежата и да се следи дали има разрушени елементи, в следствие на морфинга. Ако има такива то трябва да се направи реконструиране на мрежата преди да се стратира анализа и оптимизацията.

Много CAE системи в днешно време предлагат интегрирани модули за параметрична оптимизация, подходящи за сравнително не сложни оптимизационни стратегии.



фиг. 11 Морфинг на мрежа с крайни елементи

ПЛАН НА ЕКСПЕРИМЕНТА (DESIGN OF EXPERIMENTS), МОДЕЛИРАН С МАТЕМАТИЧЕСКА ПОВЪРХНИНА (RESPONSE SURFACE MODELING)

В зависимост от сложността на оптимизационната задача, за провеждането на параметрична оптимизация се прилагат различни математически алгоритми. Широко разпространени са методите на приближение на реалния проблем. При глобалното приближение се изготвя т.н. план на експериментите DOE (design of experiments), при който най-напред чрез определен брой комбинации от различни стойности на дизайн променливите се сканира цялото дизайн пространство. В следваща стъпка, по метода на най-малките квадрати се изчисляват коефициентите на апроксимационната функция (response surface) [3]. Полученият модел описва математическа зависимост на целевата функция от участващите в оптимизацията параметри и улеснява намирането на нейния оптимум.

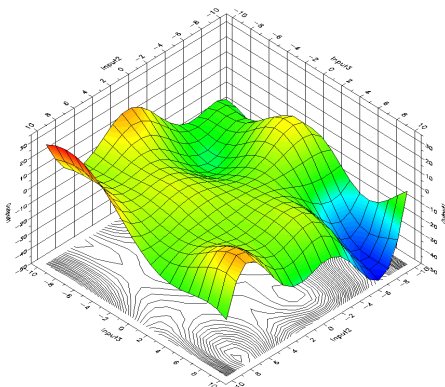
DOE е статистическа методология, която има за цел да максимизира количеството информация от отделните експерименти и същевременно да минимизира техния брой. Основни модели, които са познати в литературата са 2 и 3 ниво пълни и частични факторни, Тагучи, Бокс Бенкен и композиционен дизайн. В зависимост от моделите се генерират и различен брой експерименти.

Въз основа на резултатите от DOE се изчислява като следваща стъпка математическа повърхност (RSM), която интерполира между из-

числените точки. Редът на полиномите зависи от типа на DOEто и от стохостичните корекции. Общата форма на RSM изглежда по следния начин [6]:

$$RSM(x) = \sum_{i=1}^n a_i * F_i(x) + Z(x)$$

където i е броят на функциите на апроксимация, a_i са коефициентите на най-малките квадратични отклонения, $F_i(x)$ е полиномната функция, а $Z(x)$ е полиномът на Тейлор.



фиг.12 Пример за RSM [6]

Добре изчислената математическа повърхност представя реалния обект на симулацията много точно, тъй като при DOE се пресмятат екстремните комбинации от входните параметри. Разбира се много зависи и от степента на нелинейност на модела и дали тя може да се опише с подходяща полиномна функция. При точна математическа повърхнинна оптимизирането на някакъв параметър на модела се прави върху нея, без да се налага нови симулации. По този начин се пести много време.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В съвременната техника структурната оптимизация е неразделна част от процеса на концептуиране и разработване на нови детайли. В комбинация с метода на крайните елементи оптимизацията представлява автоматизиран процес, при който осезателно се съкращава времето за създаването на нови продукти. Наред с това структурната оптимизация предлага ефективни

методи за оптимално изразходване на материала за получаването на хомогенно натоварена структура с максимална якост и устойчивост при минимална маса.

Сред най-широко приложимите методи за структурна оптимизация се откроява непараметричната топологична оптимизация за намиране на нов концептуален дизайн на детайли. Чрез оптимизация на формата бързо и ефективно се подобряват качествата на готови и серийни изделия. Оразмеряването на детайли е на базата на параметрична оптимизация е неизменна част от ранния етап на разработване на детайли. Всички тези методи спомагат за оптимизиране на свойствата на изделията, както и за намаляване на материалните и производствени разходи.

Виртуалното инженерство и компютърно подпомогнатите оптимизационни технологии са иновативен и постоянно развиващ се способ, с широко приложение във водещите световни индустрии. С бързото развитие на изчислителната техника областите на приложение на тези методи непрекъснато се увеличават. Едновременно с това все по-комплексни задачи се моделират и представят с минимални отклонения от реалността. Поради тази причина се увеличават инвестициите за подобрене на тази методология, с цел редуциране до минимум на тестови фази и ръчни итерации в процеса на инженерното проектиране.

Благодарности

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

Литература

1. **FE-DESIGN**. TOSCA Structure Users Manual, Каплруе, 2010
2. **Klein, B.** FEM Grundlagen und Anwendungen im Maschinen- und Fahrzeugbau, *Friedr. Vieweg & Sohn Verlag*, 2007
3. **Schumacher, A.** Optimierung mechanischer Strukturen, *Springer-Verlag*, 2005
4. **Harzheim, L.** Strukturoptimierung: Grundlagen und Anwendungen. *Verlag Harry Deutsch*, 2007
5. **Metschkoll, M., Hammer U., Jurecka F., Chakmakov G.** New methods for multi-disciplinary shape optimization of a rear wheel carrier, *VINAS USER CONFERENCE*, Tokio, 2010
6. **Noesis Solutions**. OPTIMUS Users Manual Revision, Лъовен, 2007

STRUCTURAL OPTIMIZATION METHODS BASED ON THE FINITE ELEMENTS APPROACH ON THE AREA OF VIRTUAL ENGINEERING

Chavdar GEORGIEV¹ Georgi CHAKMAKOV¹ Venelin JIVKOV¹ Nikolay NIKOLOV¹
Georgi TODOROV²

¹ Department of TMM, TU – Sofia, 8, Kl. Ohridski Blvd., 1000 Sofia, Bulgaria

e-mail: chavdar_georgiev@abv.bg, chakmakov@gmx.de, jivkov@tu-sofia.bg, nickn@tu-sofia.bg

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

e-mail: gdt@tu-sofia.bg

Abstract: Structural optimization in the virtual engineering based on finite element results plays an important role in designing and developing of new products. A variety of optimization methods for the improvement of structural components exists. Each of these methods has its advantages and drawbacks. The choice of the right optimization method depends on different conditions: type of optimization problem, type of objective function and constraints, number of design variables, type of design responses. Efficiency, lower costs and better applicability of these methods require them today as an indispensable tool and as addition to the experimental work. With their help, the need of expensive prototypes and experimental trials in the product development process is reduced; time, material and production costs are saved. The goal of this paper is to examine each of these optimization methods in details and clarify the field of their application.

In the modern design process, the finite element method is widely used as a standard tool for calculation and verification of the behavior of mechanical structures under different loading and boundary conditions. Additionally, the finite element method offers a necessary basis for performing automated structural optimization procedures for improvement of structural components hence enabling a successful transfer of the mathematical optimization methods into the structural mechanics. Among the variety of existing optimization methods, a rough classification in parameter based and non-parametric approaches can be made. Dependant on the methods, the application in a very early phase of conceptual designing of prototypes as well as in a later stage for fast improvement of existing production parts is possible. The implementation of the structural optimization methods in the overall design process leads not only to a quality improvement of components but also to a significant reduction of material and production costs and speeding up the entire product development process.

Keywords: Structural Optimization, Topology Optimization, Shape Optimization, Parameter Based Optimization, Finite Elements Method, Simulation Model, Virtual Engineering

МЕТОДОЛОГИЧНИ ВЪПРОСИ НА ГЕОМЕТРИЧНОТО МОДЕЛИРАНЕ С CAD

Петър ГОРАНОВ¹ Атанас СТОЕВ²

¹катедра „Основи и технически средства за конструиране”, Технически университет – София, България
pvgor@tu-sofia.bg

²катедра „Основи и технически средства за конструиране”, Технически университет – София, България
atstoev@tu-sofia.bg

Резюме: Моделирането с помощта на 3D CAD системи е основен начин за създаване геометрията на проектираното изделие. Заедно с безспорните предимства, които предлага тримерния геометричен модел по отношение на различните инженерни анализи, прилагането на CAD системата трябва да осигури постигане на висока производителност на инженерния труд. Това може да се постигне само при наличие на подходяща организация на работата с CAD системата. В настоящата работа се разглеждат някои методологични въпроси, които трябва да се имат предвид при моделиране на машиностроително изделие. Понеже CAD системите предлагат различна функционалност, която предполага различни подходи за работа с тях, разсъжденията са отнесени към конкретна CAD система – Autodesk Inventor.

Ключови думи: CAD модел, механично изделие, структурна схема

1. УВОД

Моделирането с помощта на 3D CAD системи е основен начин за създаване геометрията на проектираното изделие. Заедно с безспорните предимства, които предлага тримерния геометричен модел по отношение на различните инженерни анализи, прилагането на CAD системата трябва да осигури постигане на висока производителност на инженерния труд. Това може да се постигне само при наличие на подходяща организация на работата с CAD системата.

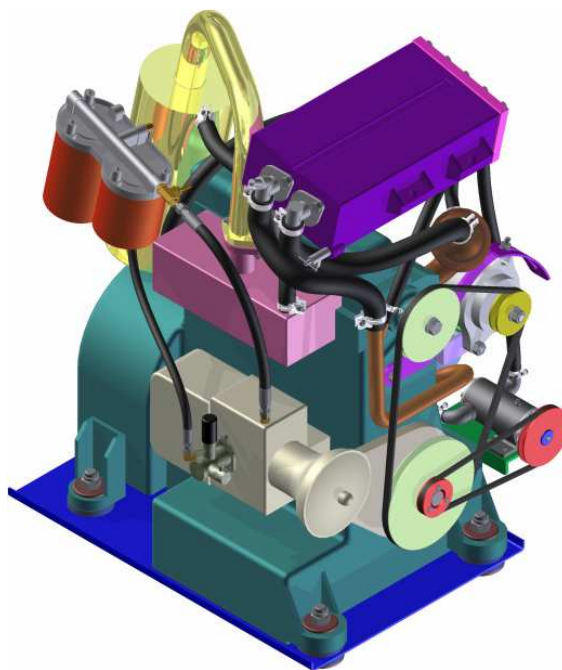
В настоящата работа се разглеждат някои методологични въпроси, които трябва да се имат предвид при моделиране на машиностроително изделие. Понеже CAD системите предлагат различна функционалност, която предполага различни подходи за работа с тях, разсъжденията са отнесени към конкретна CAD система – Autodesk Inventor.

2. СТРУКТУРА НА ПРОЕКТИРАНОТО ИЗДЕЛИЕ

2.1. Уточняване структурната схема на изделието

Преди да започне моделирането на изделието трябва ясно да бъде формулирана целта и задачите, които се решават. Резултатът от този етап е

създаване на структурната схема на изделието. Структурната схема има пряка връзка с структу-



фиг.1 Геометричен модел на Двигател (282 детайла)

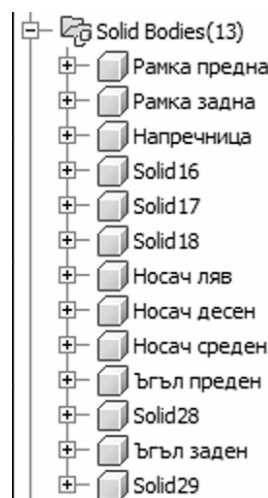


фиг.2 Геометричен модел на Рамка, моделирана като един детайл

рата на CAD модела на сглобената единица и изразява степента на детайлизация на модела – кои сглобени единици от по-ниско ниво не представляват интерес към решаваната задача и се разглеждат като детайли и съответно се моделират като детайли.

Както е показано в [1], за да се създаден удачен CAD модел е необходимо внимателно да се анализира неговата структура, или как отделните компоненти да се представят като детайли или сглобени единици. Недобре изяснените цели може да доведат до затруднения в последствие.

Като илюстрация на казаното по-горе ще се разгледа моделът на Двигател, показан на фиг.1. Целта на създаването на модела е проектиране системата за охлаждане на двигателя. Понеже конструкцията на двигателя не представлява интерес, а от друга страна е сложно да се моделира, двигателят е представен като един детайл. Статистиката показва, че върху корпуса на двигателя са наложени 39 геометрични ограничения и са дефинирани 17 справочни равнини. Ако последствие се окаже, че се налага двигателят да се представи като сглобена единица посочените геометрични ограничения се изгубват и трябва да



фиг.3 Представяне на детайла като множество твърди тела

се налагат отново. Справочните геометрични елементи, които служат за ориентация на други детайли също трябва да се предефинират.

2.2. Съставяне на техническа документация

В редица случаи не е възможно да се предвиди развитието на проекта. За елементи, които са моделирани като детайли, се налага да се повиши степента на детайлизация и те да се разглеждат като сглобени единици. За да се съкратят допълнителните усилия и време за корекция на модела, това представяне на компонента може да се запази. Проблеми възникват, когато се налага да се направи техническа документация на този компонент, понеже липсват самостоятелни геометрични модели на отделните детайли.

Като пример ще се разгледа рамковата конструкция, показана на фиг.2. Рамката е моделирана като детайл, но всъщност представлява заварена конструкция. За нейното изработване трябва да се създаде техническа документация, за която са необходими моделите на отделните детайли.

Разглежданият проблем може да се реши, като геометричните елементи не се свързват в едно

твърдо тяло, а се представят като отделни тела – фиг.3.

С използване на командата Make Components се създава сглобена единица от производни детайли, всеки от които съответства на твърдо тяло от модела на детайла. По този начин е възможно да се създаде техническата документация [2].

3. СЪВМЕСТЕН ПРОЕКТ

В редица случаи се налага сложни машиностроителни изделия да се конструират в сравнително кратки срокове. Това може да се постигне като върху проекта работят няколко конструктора едновременно.

За организиране на съвместната работа трябва

ва задължително да се използва някакъв вид PDM система, която осигурява безконфликтната работа на специалистите. Общата схема на PDM система е показана на фиг.4. Системата поддържа механизма описване / регистриране и заключване на файловете [3].

Моделът на сглобена единица съдържа само информацията за структурата на сглобената единица и отношенията между елементи на различни детайли. Въпреки че съдържа детайли, моделът на сглобена единица не съдържа актуална геометрия, т.е. той не съдържа копия на техните геометрични модели. В модел на сглобена единица се съдържат само препратки към геометричното описание на детайлите. Това означава, че детайлите може да се редактират независимо – всяка промяна в геометричното описание на детайл автоматично рефлектира в модела на сглобената единица.

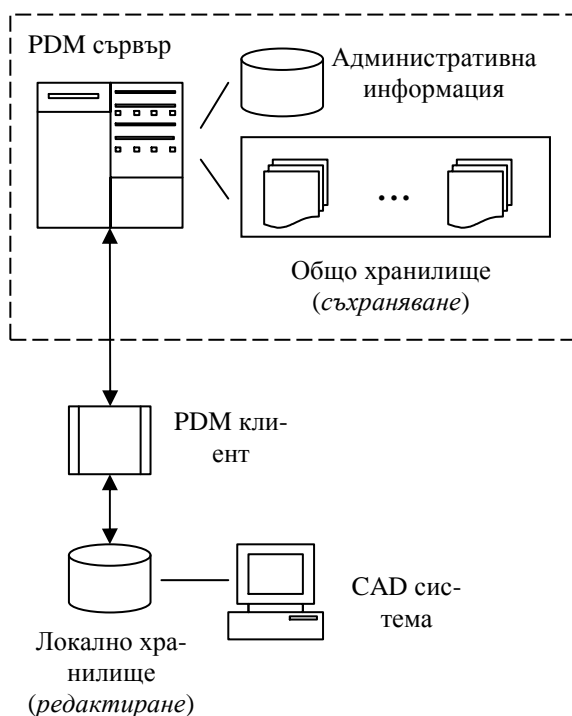
Конфликти може да възникнат когато определен конструктор получи изключителните права за редактиране на модела на сглобената единица. В този случай останалите конструктори не може да редактират модела на сглобената единица, т.е. не може да вмъкват и позиционират детайли. За да се избегнат вероятно блокиране на тяхната работа трябва да се създадат условия, които осигуряват минимален период от време, през което моделът на сглобената единица е заключен.

Един от възможните начини за решаване на разглеждания проблем е предложен в [4]. Там се разглежда подход за автоматизирано генериране на модела на сглобената единица въз основа на разширената структурна схема. В този случай практически не се налага да се редактира модела на сглобената единица, а само се създава геометрията на неговите компоненти.

4. ИЗВОДИ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предвиждането на проблемите, които може да възникнат при създаване на геометричния модел на машиностроително изделие и приемането на мерки за тяхното избягване може да съкрати значителен обем допълнителна техническа работа и загуба на време.

В работата са разгледани някои въпроси, свързани с организацията на работата по създа-



фиг.4 Схема на PDM система

ване на геометричния модел на машиностроително изделие и са посочени възможни техни решения.

Литература

1. **Горанов П., А. Стоев**, Структурна схема на механично изделие от гледна точка конструиране с CAD система, Българско списание за инженерно проектиране, бр.7, февруари 2011, стр.43–47, ISSN-1313-7530.
2. **Горанов П., А. Стоев**, Подходи за създаване на техническа документация на съставен детайл с Autodesk Inventor, Двадесета юбилейна международна научно-техническа конференция “Автоматизация на дискрет-

ното производство АДП 2011”, Созопол – юни 2011, Сборник доклади том II, стр. 612-617, ISSN-1310-3946.

3. **Стоев А., П. Горанов**, Инженерна графика и CAD, Софттрейд, 2010, ISSN 978-334-109-2.

4. **Горанов П., Стоев А.**, Нов подход за моделиране на сглобена единица в CAD, Седемнадесета национална научно-техническа конференция с международно участие “Автоматизация на дискретното производство – АДП 2008”, Семково, септември 2008, Сборник доклади, стр.370- 376, ISSN 13 10 3946.

METHODOLOGICAL ISSUES ON GEOMETRIC MODELING WITH CAD

Petar GORANOV¹ Atanas STOEV²

¹Fundamentals and Techniques of Design department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: pvgor@tu-sofia.bg

²Fundamentals and Techniques of Design department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: atstoev@tu-sofia.bg

Abstract: Modelling using 3D CAD systems is a key way to create the geometry of the designed product. Along with the undoubted benefits of having a geometric model of three-dimensions for the various engineering analysis, the application of CAD system should provide a high performance engineering. This can be achieved only with adequate organization of work with CAD system.

This work discusses some methodological issues that must be considered in modelling of mechanical devices. Because CAD systems offer different functionality, which suggests different approaches to working with them, reflections are assigned to a particular CAD system – Autodesk Inventor.

Keywords: CAD model, a mechanical device, the structural design

ФОРМИРАНЕ НА WEB – БАЗИРАНА ИНФОРМАЦИОННА СИСТЕМА ЗА АКТИВИ ОТ ПАТЕНТНИ ЗНАНИЯ ПРИ ПРОГНОЗИРАНЕ НА ЛОГИСТИЧНА ТЕХНИКА

Николай КАЗАКОВ

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

Резюме: В настоящата работа се предлага се WEB – базирана информационна система за формиране на активи от патентни знания при прогнозирането на логистична техника, състояща се от 8 модула. Показано е разположението на различни видове логистична техника в разделите, класовете и подкласовете на МПК, като са посочени различни основни бази патентни данни в които да се извършва необходимите патентни проучвания за прогнозирането на логистичната техника.

Ключови думи: логистика, техника, прогнозиране, информационна система, международна патентна класификация, XML

Динамичността и конкурентността на съвременния пазар предполага въвеждането на нови средства за улесняване на процесите на проектиране и производство.

Прогнозирането развитието на логистичната (подемно-транспортна и складова) техника е съществена част при създаването на оптимални машини за конкретни логистични системи. То спестява време и разходи, намалява усилията на инженерите по отношение на проектирането, подобрява качеството на продуктите и тяхната реализация на пазара. Прогнозирането на тенденциите в развитието на логистичната техника в процеса на проектиране, представлява перспективно решение за увеличаване на ефективността на фирмите в днешната конкурентна глобална икономика и позволява мнението на клиентите да се отчита активно при определението на параметрите на продукта.

Известно е [2], че най-важният елемент от множеството от източници на информация при това прогнозиране е множеството на патентите в тази област, подходящо класифицирани. На основата на тези класификации се изготвят патентни анализи [1], чрез които се определят тенденциите в развитието на техниката, в т.ч. и логистичната. Тенденциите от своя страна са основата за проектирането на конкурентна машина или съоръжение изпълняващи изискванията на конкретната логистична система. Това изисква създаване на база знания от патенти на всяка фирма (firm's knowledge patent's base) за такава

техника. Възможността за създаване, събиране, интегриране и използване на активите от знания е основният фактор за съществуването и успешна работа. Прилагайки класификацията [5] можем да определим активите в нашия случай, като активи от системно знание, за което съобразно третият елемент от модела на Nonaka & Takeuchi за създаване на знание, е необходимо познаването на нуждите на клиента и способностите на доставчика [6].

Известно е, че поради важността на патентната информация, през 1971 е постигнато Страсбургското съглашение за създаване на Международна патентна класификация(МПК), която представлява единна класификационна система, обхващаща патентите за изобретения, включително и публикуваните патентни заявки, авторски свидетелства, полезни модели, свидетелства за полезност, като всичките са именувани патентни документи. В МПК е посочено, че тя е предназначена да бъде основа за определяне на нивото на развитие на техниката в отделните области. Съгласно [1], МПК се използва в повече от 100 страни.

Цел на настоящата работа е да се създаде информационна система, за обработка на патентен масив в областта на логистичната техника при прогнозирането на нейните параметри, базирана на МПК .

При прогнозирането, логистичната техника се разглежда като система от единици изделия, които фирмата произвежда. Произвежданите еди-

ници от своя страна пък са системи от елементи и механизми, които отново следва да бъдат произведени от фирмата или поръчани съобразно тенденциите получени от прогнозирането.

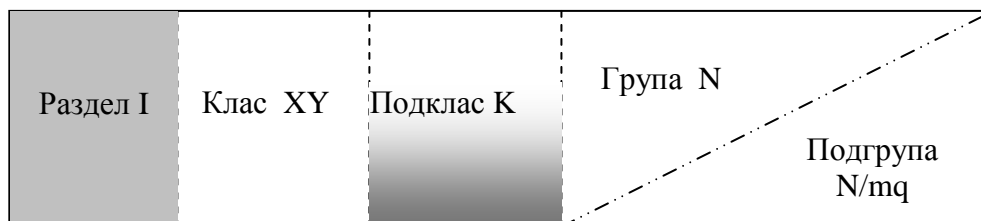
Основните необходими параметри на всеки патент, са датата на подаването на заявката, страната в която е подадена заявката, имената на всички включени в патента страни, класификационните символи по МПК. Когато някоя страна не използва МПК, а своя национална класификация, то е необходимо да се извърши изследване с националните класификационни символи.

Датата на публикуването на патентите не трябва да се използва, защото тя отразява начина

на работа на патентното ведомство и не дава реални резултати.

Съгласно член 52 на МПК трябва да се отбележи, че при разработката на МПК е прието да се извърши класифициране на техническата същност на изобретението в цяло, а не по отделни съставни части.

За изграждането на алгоритъма за обработка на патентната информация ще се изхожда от факта, че МПК се състои от 8 раздела (*A, B, C, D, E, F, G и H*), 118 класа, подкласове, групи и подгрупи (фиг.2). Пълният класификационен индекс се състои от следната комбинация от индекси(фиг.1)



фиг.1 Структура на пълния класификационен индекс

I – Латинска буква от *A-H*; *Y*- Цяло число между 0 – 9; *X*- Цяло число; *K*- Главна латинска буква
N – едно, две или тризначно цяло число; *m* – цяло число между 0-9; *n* – цяло число

В табл.1 са показани разпределението по раздели и класове на някои основни представители на логистичната техника.

табл.1 Разпределението по раздели и класове на основни представители на логистична техника.

Асансьори и минни подемници	B66B, E06C 7/12
Ескалатори	B66B
Манипулатори	B25
Кари	B66F
Лебедки, телфери и т.н.	B66D
Кранове различни видове	B66C, G21
Подемни устройства за подемя на здания, селскостопански машини и др.	E04G, A01B63/00, A01D46/20
Транспортъори	B66 G, A01D,*
Контейнери	B66D
Упаковане и устройства за упаковане	B65B
Етиктиране	B65C
Товаро–захватни устройства	B65H, B65D, B66C, A01D
Тара всякакъв вид	B65

Анализът показва, че съществуват различия при класифицирането в МПК в сравнение с общоприетите класификации на логистична техника т.е. общоприетите класификации на логистична техника не съответстват на разполагането на тази техника в МПК, където същата е пръсната по различните раздели. Механизираните и автоматизираните гаражи са разположени в *E04H6/12*, като раздел е разделът „Строителство. Минно дело”. В същият раздел са асансьорите и другите подемни устройства за стълбищата, докато асансьорите с общо предназначение са в *B66B*. Подемните устройства за подаване и зареждане на боеприпаси са в раздел *F*- (*F41A9/00*). Подемните кранове и тяхните елементи използвани при ядрените реактори са в раздел *G*(физика) т.е.*G21*. Особен проблем представляват елементите и механизмите на подемно–транспортната и складовата техника, които са пръснати в различни раздели и класове.

Основно логистичната техника е концентрирана в раздел *B* – клас „транспортране” с общ индекс на класа *B60*. Транспортрането,

опаковката, съхранението, подема и преместването са в В65 и В66. Основен подклас е В66С в които обхваща голяма гама от подемно-транспортната техника с общо предназначение. В табл.2 са показани машините и съоръженията от този подклас.

табл.2 Съдържание на подклас В66С

СЪДЪРЖАНИЕ НА ПОД-КЛАСА	ГРУПА	СЪДЪРЖАНИЕ	ЗАБЕЛЕЖКА
ВИДОВЕ КРАНОВЕ			
Мостови с една или няколко хоризонтални греди	17/00		
С подвесни колички	19/00		
Кабелни	21/00		
Стрелови	23/00	Стрелови, дерик, кула кранове	
СЪСТАВНИ КРАНОВИ ЕЛЕМЕНТИ			
Товарозахватни устройства	1/00 3/00	ТЗУ за единични товари ТЗУ за насипни товари	Специфичните ТЗУ в Е 02F, В65D и др.
Носещи опори на стойки	5/00	Закрепени или подвижни мостове и портали на крановете, опорни подкранови пътища при вертикално накланяне и др.	
Греди и други опорни конструкции за подкранови пътища	6/00		Общо греди в Е04С3/02
Подкранови пътища	7/00	За окачени колички или кранове, конструктивни особености на рерсови подкранови пътища, буфери и др.	Релсовите подкранови пътища-общо в Е01В
Ходова част	9/00	За колички, устройства за разпределяне на натоварването, лагери за ходови колела, блокиращи устройства и др.	
Кранови колички	11/00	Стоящи и окачени, на стрелови кранове, монорелсови и др.	Подемни устройства с двигател и барабан, в общ корпус –В66D3/20.
Предпазни устройства	15/00	За удържане на ТЗУ при скъсване на въжета, за предотвратяване на сблъсък между крановете и др.	За въжени и верижни лебедки–В66D1/54

Други устройства	13/00	За намаляване разлиляването на товарите, за фиксиране на товара на определена височина, за измерване на товара, електрически схими за спиране и управление на въртенето на ел.двигатели и др.	
------------------	-------	---	--

При изготвяне на прогнозата за развитието на параметрите на логистичната техника е необходимо да се разгледа *B66F* където са патентовани начините за подеи, преместване и бутането на товарите.

Интерес за логистиката представлява и подклас *B66D*, където са описани видовете тара с общо предназначение. Патентите за палети са

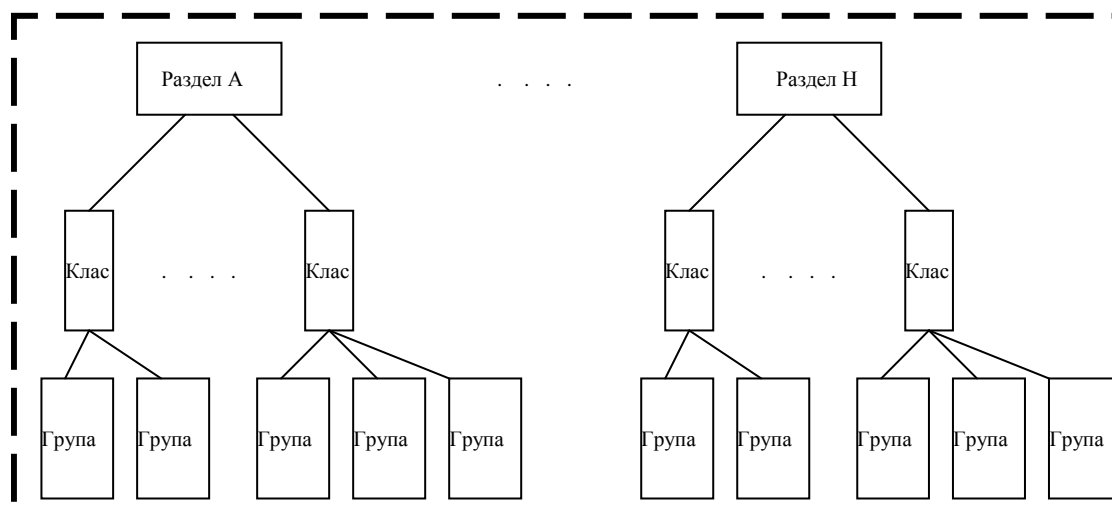
описани в *B66D 19/00*. Съдържанието на този подклас е показано в таблица 3 [4].

Може да се направи извода, че подеино-транспортната и складова техника е разположена в разделите и класовете на МПК по тяхното предназначение т.е. според областта в която са предназначени да работят.

табл.3 Съдържание на подклас *B66D*

<i>Тара с общо предназначение</i>	
Полутвърда и твърда тара, различаваща се по конструкция и вид	1/00 – 13/00
По вид	19/00, 21/00
Според начина на отварянето – с разрязване или с разкъсване	17/00
С особено предназначение	81/00 – 85/00
с конструктивни елементи, неотнесени към други групи	23/00, 25/00
<i>Еластична, отличаваща се</i>	
По вид	27/00 – 37/00
С особено предназначение	81/00 – 85/00
Големи контейнери	88/00, 90/00
<i>Разглобяеми или шарнирни затвори</i>	
Видове затвори	39/00,41/00,43/00,50/00, 51/00
приспособления за напълване, изпразване и предотвратяване на повторно напълване	45/00, 47/00, 49/00
Спомагателни устройства	53/00, 55/00
<i>Упаковъчни елементи</i>	
материали	65/00, 67/00
За специално използване	81/00,85/00
Приспособления към тарата	
Вътрешни	57/00, 59/00
Външни	61/00, 63/00
Не отнесени към други групи	67/00
<i>Видове опаковки</i>	
Изделия, завърнати в тръбни, листови или рулонни материали, изделия върху преносими приспособления. Бали и вързопи.	71/00, 73/00, 75/00, 77/00
Обединяване на предметите в една опаковка	69/00, 71/00

За особено използване	81/00, 83/00, 85/00
Видове или конструктивни елементи, неотнесени към други групи	79/00



фиг.2 Структурна схема на Международната патентна квалификация

Показаната на фиг.2 структурна схема на Международната патентна квалификация е йерархична и предполага използването на дървовидна структура при изграждането на желаната информационна система.

Използвайки матричната класификация на *S.Beer* можем да определим търсената система като сложна и детерминирана.

Разглеждаме множеството на разделите M , с елементи m_i $i=1,2, \dots,8$ т.е. $M=\{A,B,C,D,E,F,G,H\}$. Прави се матрица на принадлежност на патентите по раздели т.е.

	A	B	C	D	E	F	G	H
A	1							
B		1	1	1	0			
C			1	0	1			
D		1						
E					1			
F		0				1		
G							1	
H								1

фиг.3 Матрица на принадлежност

Вижда се, че $a_{ij} = a_{ji}$ т.е. при изграждането на системата няма значение пътя по който ще се обхождат разделите.

Посочената матрица показва в кои раздели се намират патентите на проучваното съоръжение или машина. На основа на тази матрица, експертът на дадена фирма правещ прогнозирането си определя пресичането S на множествата съдържащи желаните по тематика патенти т.е.

$$S = \bigcap_{i=1}^8 m_i \quad (1)$$

Трябва да се отбележи, че изготвянето на матрицата се извършва за всеки елемент на определената класификация.

Всеки елемент m_i $i=1,2, \dots,8$ представлява раздел, който се състои от n на брой класове представляващи от своя страна съответните множества. Тогава отново се определя пресичането Z на на тези множества във всеки клас n_k $k=1,2, \dots, V$.

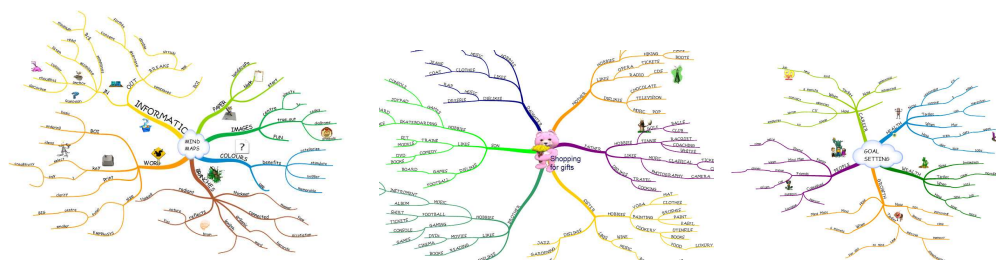
$$m_i = Z = \bigcap_{k=1}^V n_k \quad (2)$$

където V – брой класове във всеки раздел.

Прилагайки същия подход и за групите и подгрупите, определяме „общата“ съвместимост на системата с МПК по всеки елемент на изследваната класификация. В резултат на тази съвместимост се построява дървото на решение.

Подходящ софтуер за визуализация на вече определената структура на дървото на решение (търсене) е MAPMYSELF [9]. С него е възможно от всяко място и по всяко време да се създаде

план на търсенето на патентите в МПК. MAPMYSELF е WEB базиран софтуер, позволяващ да се създаде органично изглеждащ вид на плана, с което да се онагледява всяко патентно проучване. На фиг.3 са показани основни варианти на плана, подходящи за патентните проучвания, където всяко основно направление представлява един раздел от МПК.



фиг.3 Варианти на плана с MAPMYSELF

Методиката по която се изгражда фирмената база знания съдържа следните модули за събирането на патентна информация:

1.Модул „Компетенция” – Определят се конкретните обекти на прогнозирането на дадена фирма за логистична техника. В този модул специалистите на фирмата очертават границите на областта от продуктите компетенции на фирмата, като въвеждат информация за единиците, модулите и елементите на проектираната и произведена логистична техника.

2.Модул „Класификация” - Прави се класификация на изделията(обектите) и при необходимост и на неговите елементи.

3. Създава се модул „Съответствие” между направената класификация и МПК. В настоящия модул съществува блок „Транслация”, който определя съответствието между различните използвани термини. Прави се матрица на принадлежност, като се определят разделите съдържащи обекта на проучване. След което се „влиза” в съответната група и подгрупа.

4. Модул „ Държава” - Въвеждат се индексите по МПК и се прави търсене по тях за определените държави (Country). При определяне на групите за патентно проучване в системата трябва да се прави проучване не само по индекси в групи и подгрупи , но и по предмет на използване.

5.Модул „ Каталогизиране” - В определен блок се записват всички намерени патенти за всеки индекс, като се отчитат по брой и дата на заявка. Патентите се записват с тяхното пълно описание в това число и всички чертежи и схеми. В друг блок се записват всички подадени заявки, защото тяхната интензивност показва тенденциите в обществено–икономическата необходимост. Целта е да бъдат каталогизирани знанията на фирмата т.е. да се оформят набори от патентни знания за единиците, модулите, логистичните техники и техните параметри,

6. Модул „ Име”- Прави се именно проучване на прогнозирания обект. Резултатите от проучването по т.6 се събират в нов блок по начина описан в т.3-5.

7. Модул „ Сравнение” - Резултатите в двата модула „Каталогизиране” и „Име” се сравняват и по този начин се компенсират направени пропуски от различни раздели и групи. След сравнението се оформя окончателната група от класифицирани патенти

8. Модул „ Формула” - От така оформената окончателна група класифицирани патенти се изготвя нов блок, където са разположени само формулите на патентите. По отличителната част на формулата се извършва нова класификация за определяне на тенденции.

За да бъде пълно патентното проучване и из-
веждането на правилните тенденции е необхо-
димо да имаме система, която да може да раз-
познава и обработва патентните масиви(база
данни) на съответните водещи държави в тази

област. За логистичната техника това са САЩ,
Русия, Германия, Великобритания, Франция,
Италия, Япония и Китай. Тези страни имат свои
национални бази данни на съответния
език(табл.4) [10,11,12].

табл.4 Патентни национални база данни

Страна	URL	Език
Франция	http://fr.espacenet.com/	Френски
Германия	http://de.espacenet.com/	Немски
Италия	http://it.espacenet.com/	Италиански
Китай	http://sipo.gov.cn/	Китайски
САЩ	http://www.pat2pdf.org/	Английски
Япония	http://www.ipdl.inpit.go.jp/homepg_e.ipdl	Японски
Русия	http://www1.fips.ru/	Руски
Великобритания	http://gb.espacenet.com/	Английски

Трябва веднага да се отбележи, че освен по-
сочените местни езици, в посочените бази данни
информацията или част от нея е и на редица други
световни езици като английски, руски, френски и
т.н. Например в [http://www.ipdl.inpit.go.jp/
homepg_e.ipdl](http://www.ipdl.inpit.go.jp/homepg_e.ipdl) само пълното търсене е на япон-
ски. Останалите форми на търсене са и на анг-
лийски. Подобно е положението и с Китай -
<http://english.sipo.gov.cn/index.html>.

Съществуват [10,11,12] и редица други бази
данни, които са обхващат патентите на няколко
страни и са на няколко работни езика. В тях има
възможност за търсене по ключови думи от опи-
санието на патента, като работят и с логически
оператори. По-долу ще посочим някои от тях.

<http://patft.uspto.gov/> – национална база на па-
тентното ведомство на САЩ. Има свободен
достъп на патентите на САЩ от 1790г. Има два
раздела– Issued Patents (PatFT) и Published
Applications (AppFT). PatFT дава информация за
издадените патенти, а AppFT– за патентните за-
явки. Логически оператори AND, OR, ANDNOT,
XOR (Boolean search).Позволява сортировка по
време на заявяване, наименование, страна, па-
тентодържател, тематика [12].

<http://www.google.com/patents> – база на пуб-
ликувани патенти на САЩ. Търсенето е въз-
можно по номер, заглавие, име на автора и други
термини.

<http://www.epoline.org/portal/public/registerplus>
- европейска база данни

www.brainindex.com – база данни за патенти от
САЩ, Русия, Италия, Франция, Великобритания,
Австрия и др. Информацията е в PDF.

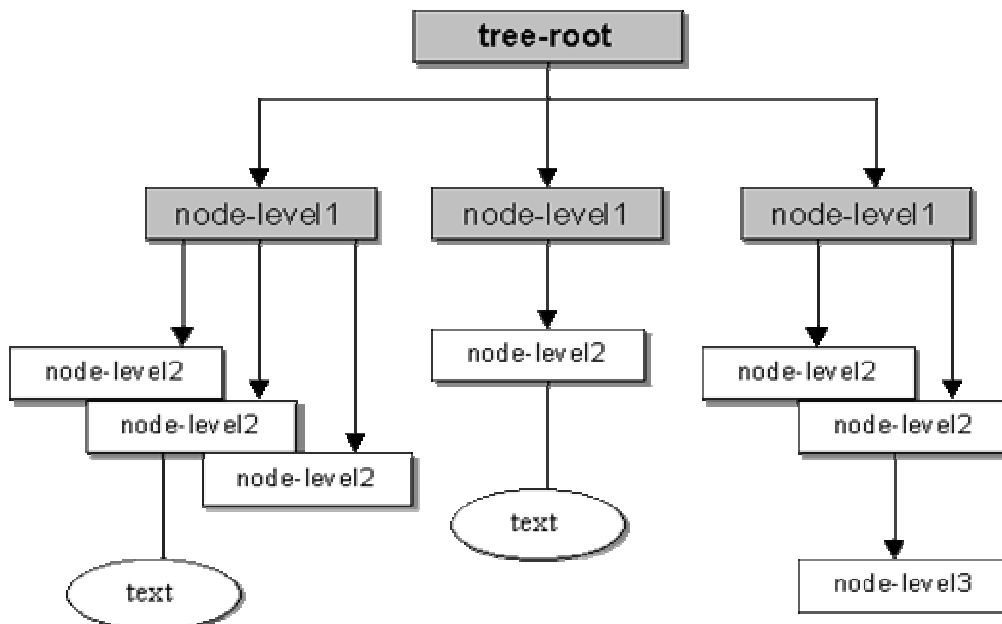
<http://www.eapatis.com/> – обединява 12 на-
ционални патентни организации, 40 бази данни и
35 милиона описания.

<http://www.google.com/patents>
<http://www.freepatentsonline.com/>
<http://www.sumobrain.com/>
[http://www.technologytransfertaclics.com/conte
nt/university-patents/](http://www.technologytransfertaclics.com/content/university-patents/) – Най-новата американска
база данни на английски, френски и немски.
Търсене по номер на документи, номер на заяв-
ката, датата на публикуването, името на заяви-
теля, МПК, ключови думи.

Описаната информационна система органи-
зира информационен обмен между фирмата от
една страна и патентните служби от друга. За
реализиране на системата, се ориентираме към
XML (W3C Recommendation, 2006). Чрез XML
информацията се представя в дървовидна (йе-
рархична) структура при спазването на опреде-
лените в стандарта на World Wide Web
Consortium (W3C) синтактични правила, което
съответствува на структурата на информацията в
горепосочената система. XML обезпечава съв-
местимостта при предаването на структурирани
данни между различни системи за обработка на
информация, особено при предаването на такива
данни чрез Интернет. Езикът XML позволяват да
се описват данни от математически формули и

т.н. Един от най-мощните интерфейси на достъпа към XML документите е DOM (Document Object Model). DOM представлява вътрешната структура

на XML документа във вид на определени обекти. Тези обекти се организират в дървовидна структура на данни фиг.5 [13,14,15].



фиг.5 Дървовидна структура на елементите в XML

Тъй като логистичните системи са динамични и отворени, то и *WEB* – базирана информационна система за формиране на активи от патентни знания при прогнозирането на логистична техника притежава същите системни свойства. По тази причина, информационната система е отворена (разширяема) и лесно модифицируема. Това налага фирмената база знания постоянно да се актуализира, което да става чрез разработване на специализирани *WEB* приложения. При разработването на тези приложения се предвижда да се

Необходимо е първо да се направи подходяща класификация на методите, след това в модул „Класификация“ да се направи блок за всеки метод, в който да се събира информация за патентите на съответните съоръжения и съставяне на прогноза.

ИЗВОДИ

1.Предлага се *WEB* – базирана информационна система за формиране на активи от патентни

използват подходите и средствата на решенията представени в [3], [7] и [8].

За изясняване на предлаганата система когато нямаме пряко класифициране на изделия, а на методи, първоначално избираме конкретната област на патентното проучване, например намаляването на разлюляването на товара, окачен на гъвкава подвеска. Тази област не е основна и включва съоръжения, реализирани по различни методи. Тези съоръжения са поставени в *B66C 13/06*.

знания при прогнозирането на логистична техника, състояща се от 8 модула.

2.Показано е разположението на различни видове логистична техника в разделите, класовете и подкласовете на МПК.

3.Посочени са различни основни бази патентни данни в които да се извършва необходимите патентни проучвания за прогнозирането на логистичната техника.

4.Предлаганата *WEB* среда (система от *XML* приложения) е съобразена с дървовидната (йерархична) структурата на разработваната ин-

формационната система и характера на търсената и каталогизираната информация.

5. Може да се направи извода, че подемно-транспортната и складова техника е разположена в разделите и класовете на МПК по тяхното предназначение т.е. според областта в която са предназначени да работят

Литература

1. **Иванов И., Н. Дишовски.** Патентни анализи. Bulgaria, С., 2004.
2. **Казаков Н.** Определяне на база информационни знания, необходима за изграждане на прогнозиращ модел на промишлени изделия. С. Методика, техника, опит. бюл. на ЦИНТИ, N1, 1990, с60-64.
3. **Boyadjiev I., Tudjarov B., Bachvarov A.,** Software tool for Web-based knowledge structuring on the example of modular products conceptual design, Annals of DAAAM for 2006 & Proceedings of the 17th International DAAAM Symposium, Published by DAAAM International, Vienna, Austria, 2006, pp. 57-58.
4. International Patent Classification (8-th Edition), 2006, XML.
5. **Nonaka, I., H. Takeuchi,** The Knowledge-Creating Company: How Japanese Companies Create the Dynamics of Innovation, Oxford University Press, 1995.

6. **Nonaka, I., R. Toyama, N. Konno,** SECI, Ba and leadership: A unified model of dynamic knowledge creation, Long Range Planning, 33 (1), 2000, pp. 5-34.

7. **Tudjarov B., Bachvarov A., Boyadjiev I.,** Design by the Customer Through an XML-Based 3d-Web Configurator, Annals of DAAAM for 2007 & Proceedings of the 18th International DAAAM Symposium, Published by DAAAM International, Vienna, Austria 2007, pp. 781-782.

8. **Tudjarov B., Bachvarov A., Boyadjiev I.,** Web-based VR for Pre-Sales Service Customization, Proceedings of the 3rd Joint Conference PETO'08 and IMCM'08: Mass Customization of Services, Copenhagen, Denmark, 2008, pp. 182-198.

9. <http://mapul.com/> посетен на 15.03.2012

10. http://www.borovic.ru/index_p_14_p_2.html посетен на 15.03.2012

11. http://mcx-consult.ru/bank_dannyh посетен на 15.03.2012

12. http://www.eapatis.com/info/Inern_centre_patdoc.htm посетен на 15.03.2012

13. http://hotwebro.narod.ru/info/web_designing/html/xml посетен на 15.03.2012

14. <http://web-tourist.net/login/login> посетен на 15.03.2012

15. <http://www.oasis-open.org/cover/xml.html> посетен на 15.03.2012

STRUCTURING OF WEB-BASED INFORMATION SYSTEM FOR PATENT KNOWLEDGE ASSETS IN FORECASTING OF LOGISTICAL EQUIPMENT

Nikolay KAZAKOV

Logistics engineering department, Technical University – Sofia, Bulgaria

e-mail: nkazakov@tu-sofia.bg

Abstract: This article presents the WEB - based information system for structuring of patent knowledge assets in forecasting of logistical equipment, consisting of 8 modules. It is shown the location of different types of logistical equipment in the sections, classes and subclasses of IPC, indicating different basic patent data bases in which to perform the necessary patent research for forecasting of logistic equipment.

Keywords: logistics, forecasting, logistical equipment, information system, IPC XML;

МЕТОДИКА ЗА СТАТИСТИЧЕСКИ АНАЛИЗ НА ПРИЧИНИТЕ ЗА АВАРИИ С ТОВАРОПОДЕМНИ КРАНОВЕ

Калин РАДЛОВ¹ Росен МИТРЕВ² Евелина РИНКОВА³

¹каедра „Технология и механизация на строителството”, УАСГ - София, България, e-mail: kradlov@abv.bg

²каедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София, България, e-mail: rosenm@tu-sofia.bg

³главна дирекция "Инспекция за държавен технически надзор" на Държавна агенция за метрологичен и технически надзор - София, e-mail: rtot_eva@abv.bg

Резюме: Анализирането и оценяването на безопасността на товароподемните кранове е особено важна превантивна мярка за осигуряване на безаварийната им работа и намаляване на броя на трудовите злополуки свързани с тях. Актуалността на този проблем нараства изключително много с оглед на нарастване на експлоатационния период на намиращото се в експлоатация товароподемно оборудване, както и големия брой на трудовите злополуки с товароподемни кранове. Настоящата работа има за цел да предложи адекватна статистическа методика за установяване на най-честите причинители на аварии с товароподемни кранове, които се явяват в основата за набелязване на ключови от гледна точка на безопасността технически и организационни мерки. Такава методика за анализ би ограничило в значителна степен броя на трудовите злополуки с товароподемни кранове.

Ключови думи: товароподемен кран, безопасност, статистически анализ, аварии, злополуки

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Във връзка със зачестилите в промишленото производство аварии с товароподемни кранове се засилва все повече актуалността на въпросите, свързани с повишаване на тяхната безопасност. В последните години, въпросът за надеждността и безопасността на кранове получи значително развитие [4]. Аварии с товароподемни кранове могат да се разделят на аварии без злополуки (без нараняване на хора) и аварии със злополуки (с нараняване на хора). Съгласно статистическите данни в Р.България [3], повечето случаи на аварии с кранове, свързани с нараняване на хора и смъртни случаи, са причинени основно от технически неизправности в конструкцията и грешки на персонала при работа. Приоритетна цел на изследователи и инженери е намирането на ефективни подходи и методи за оценка на безопасността. Особено необходима е методика за статистически анализ на аварията и набелязване на организационно-технически мерки за намаляване на аварията.

Целта на настоящата работа е да се предложи методика за определяне на най-честите причини за аварии и злополуки с товароподемни кранове и набелязване на организационно-технически мерки за повишаване на безопасността при ек-

сплоатацията. Методиката е базирана на статистически данни от разследването на аварията, възникнали по време на експлоатацията на товароподемни кранове.

2. СТАТИСТИЧЕСКИ АНАЛИЗ НА АВАРИИТЕ С КРАНОВЕ

Товароподемните кранове се отнасят към обектите с повишена опасност и степен на отговорност. Контролът за спазването на нормите и правилата при техните монтаж, ремонт и експлоатация се осъществява от органи на държавната изпълнителна власт в лицето на персонала на Държавната агенция за метрологичен и технически надзор [2]. Най-достоверната информация за характера, обстоятелствата и броя на аварията на товароподемни кранове дават материалите по разследването на тези аварии, които се провеждат от специализирани органи и постъпват в управлението на Държавната агенция за метрологичен и технически надзор.

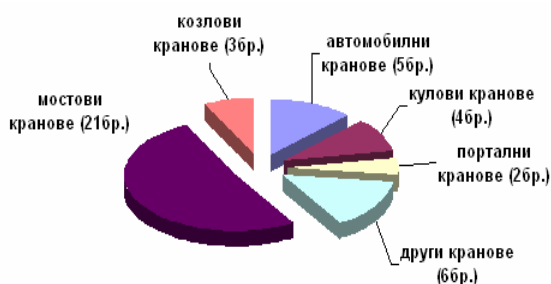
Данните за аварията и злополуките на подемни съоръжения за периода от 2002г. до 2010г. са дадени в табл. 1 [3].

табл.1 Аварии с товароподемни кранове за периода от 2002 до 2010г.

	Аварии с товароподемни кранове
--	--------------------------------

Година	общ брой	в това число	
		Аварии без злополуки	Аварии със злополуки
2002	8	3	5
2003	6	4	2
2004	7	3	4
2005	6	1	5
2006	9	4	5
2007	9	2	7
2008	8	2	6
2009	8	5	3
2010	6	2	4
Общо	67	26	41

На фиг.1 са показани аварията със злополуки, като са отчетени и причините за тяхното възникване.



фиг. 1 Аварии със злополуки (с нараняване на хора) възникнали с различни видове товароподемни кранове за периода 2002-2010г.

От диаграмата на фиг.1. се вижда, че приблизително половината от аварията със злополуки са се случили с мостови кранове. Останалата част се разпределя съответно между автомобилните, куловите, козловите, порталните и другите видове товароподемни кранове.

Спиране на експлоатацията на товароподемните кранове се извършва с писмено разпореждане от страна на инспекторите от Главна Дирекция "Инспекция за Държавен Технически Надзор", когато се прецени, че съоръжението не е годно за по нататъшна безопасна експлоатация, независимо от възрастта на крана [2]. В Р. България към днешна дата се намират в експлоатация множество товароподемни кранове, които се намират в експлоатация повече от 30 год. На фиг.2 са показани данни за аварии с товароподемни кранове, настъпили през периода 2002-2010г. поради

технически неизправности на крана, като е отчетена и продължителността на периода на тяхната експлоатация. Вижда се, че с увеличаване на периода на експлоатацията на крановете, броят на аварията нараства.



фиг.2 Аварии с товароподемни кранове за периода 2002-2010 поради технически неизправности в зависимост от периода на тяхната експлоатация

Данните за броя на случаите на аварии със злополуки, разпределени по причината за тяхното възникване са приведени в табл. 2.

табл.2 Брой на злополуките с товароподемни кранове за периода от 2002 до 2010г разпределени по причината на тяхното възникване

Год	Аварии със злополуки (с нараняване на хора) на товароподемни кранове		
	общ брой	в това число	
		вследствие на техническа неизправност на крана	вследствие на неспазване на изискванията за безопасност при експлоатация
2002	5	3	2
2003	2	0	2
2004	4	1	3
2005	5	2	3
2006	5	1	4
2007	7	2	5
2008	6	1	5
2009	3	2	1
2010	4	1	3
Общо		13	28

От данните се вижда, че повечето от аварията със злополуки са вследствие на неспазване на изискванията за безопасност при експлоатация.

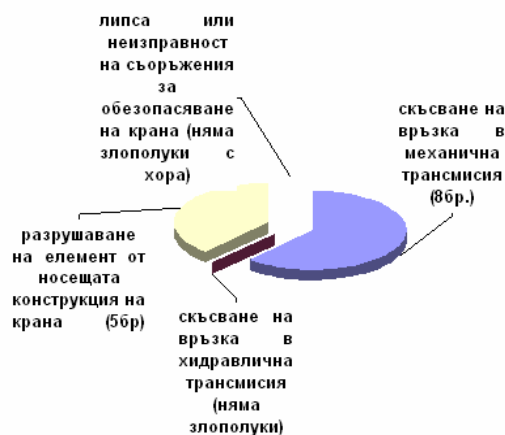
На фиг.3 са показани данни за случаите на аварии поради различни видове технически неизправности.



фиг.3 Аварии с кранове за периода 2002-2010 поради техническа неизправност

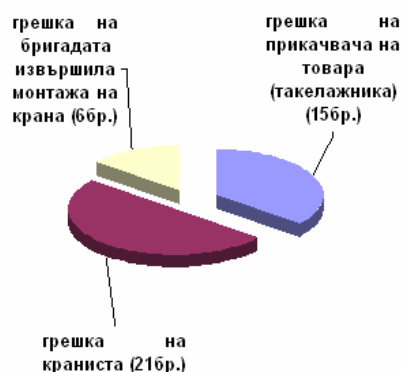
От диаграмата се вижда, че най-голям брой аварии с товароподемни кранове се случват вследствие скъсване на връзка в механичната трансмисия на крана, следвани от разрушаване на елемент от носещата конструкция на крана, липса или неизправност на съоръжение за обезопасяване и нарушаване на връзка в хидравличната трансмисия.

Данните по отношение на броя на аварияте със злополуки, породени от техническата неизправност на крана, които са настъпили през периода 2002-2010г., разпределени по вида на техническата неизправност са представени на фиг. 4.



фиг.4 Аварии със злополуки с кранове за периода 2002-2010 поради техническа неизправност

Данните по отношение на случаите на аварии с товароподемни кранове, породени от неспазването на изискванията за техническа безопасност (организационни грешки и недостатъци) през периода 2002-2010 год, разпределени по вида на грешките е дадена на фиг. 5



фиг. 5 Аварии с кранове за периода 2002-2010 поради организационни грешки и недостатъци

От диаграмата показана на фиг.5. се вижда, че половината от случаите на аварии са вследствие на грешки на оператора на крана. Останалата част се разпределя между грешките на прикачвача на товара и грешки на бригадата извършила монтажа на крана. Очевидно е, че значителна част от аварияте се причиняват по време на работа.

Диаграма на данните по отношение на броя на аварияте със злополуки, породени вследствие на неспазване на изискванията за техническа безопасност, разпределени по вида на грешките е дадена на фиг.6.



фиг. 6 Аварии със злополуки с товароподемни кранове за периода 2002-2010г. поради организационни грешки

3. МЕТОДИКА ЗА СТАТИСТИЧЕСКИ АНАЛИЗ

При оценката на техническите и организационни причини за настъпване на аварии и набеязването на организационно-технически мерки за повишаване на безопасността на товароподемни кранове се извършват следните оценки:

3.1. Оценка на опасността за настъпване на авария със злополука (с нараняване на хора)

Влиянието на техническата или организационната причина върху възможността за настъпване на авария със злополука се явява основен критерий за оценяване в настоящата методика. Безразмерната оценка на опасността за настъпване на авария със злополука поради организационно -техническа причина i се определя по следната зависимост:

$$U_{A3}^i = T_{A3} \times O_{A3}^i \quad (1)$$

където T_{A3} е тегловен коефициент, показващ важността на оценявания критерии. Поради голямата важност на недопускането на авария със злополука се приема $T_{A3} = 1$; O_{A3}^i - оценката на вероятността за причиняване на авария със злополука поради организационно - техническа причина i , изменя в диапазона $O_{A3}^i = 0 \div 1$. Тази оценка е числено равна на оценката на вероятността за настъпване на авария със злополука поради организационно-техническа причина с номер i , пресметната по формулата на Бейс (3).

Пълната вероятност за настъпване на авария със злополука при условие, че вече се е случила авария се пресмята по следната зависимост:

$$P(A3) = \sum_{i=1}^n P(A3/B_i) \cdot P(B_i) \quad (2)$$

където чрез $A3$ е означено събитието "авария със злополука"; B_i - организационно-техническа причина с номер i ; $P(A3)$ - пълната вероятност за настъпване на събитие "авария със злополука" при условие, че вече е настъпила авария; n - общ брой на организационно-техническите причини, които се разглеждат като причинители на аварии; $P(A3/B_i)$ - условна вероятност, показваща каква е вероятността при вече настъпила авария поради организационно-техническа причина B_i да на-

стъпи събитието "авария със злополука". Тази вероятност се определя се съгласно статистическите данни от фиг.3, фиг.4, фиг.5 и фиг.6; $P(B_i)$ е вероятност показваща при настъпила вече авария, каква е вероятността тя да се дължи на техническата или организационна причина B_i . Определя се съгласно статистическите данни от фиг. 3 и фиг.5.

За да се определи при вече настъпило събитие „авария със злополука” каква е вероятността $P(B_i/A3)$ то да се дължи на организационно-техническа причина B_i се използва формулата на Бейс:

$$P(B_i/A3) = \frac{P(A3/B_i) \cdot P(B_i)}{P(A3)} \quad (3)$$

3.2. Оценка на опасността за настъпване на авария без злополука (без нараняване на хора)

Подобно на (1), безразмерната оценка на опасността за настъпване на авария без злополука поради организационно -техническа причина i се определя по следната зависимост:

$$U_{B3}^i = T_{B3} \times O_{B3}^i \quad (4)$$

където T_{B3} е тегловен коефициент, показващ важността на оценявания критерии. Стойността на този коефициент се приема 0.5, тъй като настъпването на авария без злополука не е толкова значимо събитие, колкото настъпването на авария със злополука; O_{B3}^i - оценката на вероятността за причиняване на авария без злополука поради организационно - техническа причина i . Тази оценка е числено равна на оценката на вероятността за настъпване на авария без злополука поради организационно-техническа причина с номер i , пресметната по формулата на Бейс (4).

$$P(B_i/B3) = \frac{P(B3/B_i) \cdot P(B_i)}{P(B3)} \quad (5)$$

където чрез $B3$ е означено събитието "авария без злополука", пресмята се по (6); $P(B3)$ - пълната вероятност за настъпване на събитие "авария без злополука" при условие, че вече е настъпила авария; $P(B3/B_i)$ - условна вероятност, показваща каква е вероятността при вече настъпила авария поради организационно-техническа причина B_i да настъпи събитието "авария без злополука".

$$P(B3) = \sum_{i=1}^n P(B3 / B_i) \cdot P(B_i) \quad (6)$$

3.3. Определяне на сумарна оценка за опасността от настъпване на авария

Сумарната оценка на опасността за настъпване на авария поради организационно-техническа причина i се определя по следната зависимост:

$$U^i = U_{A3}^i + U_{B3}^i \quad (7)$$

Разбира се, отстраняването на всички причини за аварии е идеалният случай, към който следва да се стремят производителите на кранове и обслужващият технически персонал. Практически това не е възможно поради големият брой фактори, които трябва да се вземат предвид, а също така това е съпроводено и със значителни финансови разходи. Поради това, следва да се определят причините, поради които се случват най-много аварии и към тях да се приложат мерки за подобрене. За целта в методиката се прилага сравняване на всяка от оценките за опасността от настъпване на авария U^i със средната им стойност U_C :

$$U_C = \frac{\sum_{i=1}^n U_{O,i}}{n} \quad (8)$$

където n е общия брой на изследваните организационно-технически причини.

При сравняването на индивидуалните оценки (7) със средната стойност (8) се приема, че са възможни следните случаи:

- $U^i \geq U_C$ - организационно-техническата причина се определя като ключова от гледна точка на безопасността на крана. На тези причини следва да се обърне особено внимание.

- $U^i < U_C$ - организационно-техническа причина се определя само като важна, но не и като ключова от гледна точка на безопасността на крана.

Разбира се, останалите организационно-технически причини, които са причинители на аварии също не са маловажни и следва да се работи и по тяхното подобряване.

4. ПРИМЕР ЗА ПРИЛОЖЕНИЕ НА МЕТОДИКАТА

Въз основа на анализ на статистическите данни, представени на фиг.3, фиг.4, фиг.5 и фиг.6 се набелязват следните 7 броя организационно-технически причини ($i=1...7$), като най-честите причинители на аварии на товароподемните кранове:

- 1) грешка на краниста;
- 2) грешка на прикачвача на товара;
- 3) грешка на монтажната бригада на крана;
- 4) скъсване на връзка в механичните трансмисии на крана;
- 5) разрушаване на елементи от носещата конструкция на крана;
- 6) скъсване на връзка в хидравличните трансмисии на крана;
- 7) липса или неизправност на съоръжения за обезопасяване на конструкцията на крана.

За тези организационно-технически причини се пресмятат вероятностите по зависимостите (2), (3), (5) и (6) и се изчислява сумарната оценка по зависимостите (1), (4) и (7). Вероятностите $P(B_i)$, показващи вероятността да настъпи авария поради организационно-техническа причина с номер i имат следните стойности:

$$P(B_1) = \frac{15}{67} = 0,224; \quad P(B_2) = \frac{6}{67} = 0,09;$$

$$P(B_3) = \frac{9}{67} = 0,134; \quad P(B_4) = \frac{21}{67} = 0,313$$

$$P(B_5) = \frac{7}{67} = 0,104; \quad P(B_6) = \frac{3}{67} = 0,045$$

$$P(B_7) = \frac{6}{67} = 0,09$$

По зависимост (2) се пресмята пълната вероятност за настъпване на събитието „авария със злополука“:

$$P(A3) = \frac{9}{15} \cdot 0,224 + \frac{3}{6} \cdot 0,09 + \frac{8}{9} \cdot 0,134 + \frac{16}{21} \cdot 0,313 + \frac{5}{7} \cdot 0,104 + \frac{0}{3} \cdot 0,045 + \frac{0}{6} \cdot 0,09 \approx 0,61$$

Съгласно формулата на Бейс (3) се пресмятат условните вероятности $P(B_i / A3)$, показващи каква е вероятността събитието „авария със злополука“ да се дължи на организационно-техническа причина B_i :

$$P(B_1 / A3) = \frac{0,1344}{0,61} = 0,22$$

$$P(B_2 / A3) = \frac{0,045}{0,61} = 0,073$$

$$P(B_3 / A3) = \frac{0,119}{0,61} = 0,195$$

$$P(B_4 / A3) = \frac{0,238}{0,61} = 0,39$$

$$P(B_5 / A3) = \frac{0,074}{0,61} = 0,122$$

$$P(B_6 / A3) = \frac{0}{0,61} = 0$$

$$P(B_7 / A3) = \frac{0}{0,61} = 0$$

По аналогичен начин се пресмята пълната вероятност $P(B3)$ за настъпване на събитието „авария без злополука” е:

$$P(B3) = 0,39$$

Условните вероятности $P(B_i / B3)$ показващи каква е вероятността една авария без злополука да се дължи на организационно-техническа причина B_i :

$$P(B_1 / B3) = 0,231 ; P(B_2 / B3) = 0,115 ;$$

$$P(B_3 / B3) = 0,039 ; P(B_4 / B3) = 0,192 ;$$

$$P(B_5 / B3) = 0,077 ; P(B_6 / B3) = 0,115 ;$$

$$P(B_7 / B3) = 0,231 .$$

Получените при пресмятанятия резултати са показани в таблица 3.

табл.3 Оценки на предварително набелязаните технически и организационни причини

Наименование на организационно-техническата причина за настъпване на аварията	Оценка на вероятността за причиняване на "авария"	Оценка на вероятността за причиняване на „авария със злополука”- $P(B_i / A3)$	Оценка на вероятността за причиняване на "авария без злополука”- $P (B_i / B3)$	Сумарна оценка
Грешка на прикачача на товара	0,224	0,22	0,231	0.336

Грешка на монтажната бригада на крана	0,09	0,073	0,115	0.131
Скъсване на връзка в механичните трансмисии на крана	0,134	0,195	0,039	0.215
Грешка на краниста	0,313	0,39	0,192	0.486
Разрушаване на елемент от носещата конструкция на крана	0,104	0,122	0,077	0.161
Скъсване на връзка в хидравличните трансмисии на крана	0,045	0	0,115	0.058
Липса или неизправност на съоръжения за обезопасяване на конструкцията на крана	0,09	0	0,231	0.116
Сума	1	1	1	1,503

Средната стойност на оценките е:

$$U_C = \frac{1,503}{7} = 0,215$$

Съгласно възприетия критерий $U^i \geq U_C$ се определят следните 3 технически и организационни мерки, които се явяват ключови от гледна точка на намаляването на аварията с товароподемни кранове и повишаването на тяхната безопасност при експлоатация:

- повишаване на изискванията и контрола върху квалификацията на краниста;
- повишаване на изискванията и контрола върху квалификацията на прикачача на товара;
- повишаване на изискванията и контрола върху механичните трансмисии на крана.

5. ИЗВОДИ

На база на извършените изследвания, анализи и получени резултати могат да бъдат направени следните изводи:

- Предложена е методика за статистически анализ на причините за аварии с товароподемни кранове и определяне на технически и организационни мерки за повишаване на безопасността им при експлоатация;
- Методиката е приложена за товароподемните кранове работещи в Р. България, въз основа на което са определени технически и организационни мерки, които са ключови от гледна точка на безопасността.

Литература

1. **Калинов К.**, Теория на вероятностите и статистика, Издателство "НБУ" София, 2002, 137с.
2. Наредба за Безопасната Експлоатация и Технически Надзор на Повдигателните Съоръжения, в сила от 26.08.2006г., обнародвана в ДВ. бр. 60 от 25.юли.2010г, 22с.
3. Справка за възникналите аварии и злополуки с повдигателни съоръжения на територията на Р.България през последните години, изд. от Главна дирекция "Инспекция за държавен технически надзор", гр. София, 2011г, 6с.
4. **Коцев Н.** Надеждност и безопасност на метални кранови конструкции. Автореферат на дисертация за присъждане на научна степен „доктор на техническите науки“. Технически Университет-София, 2008г.

METHODOLOGY FOR STATISTICAL ANALYSIS OF CAUSES OF ACCIDENTS WITH HOISTING CRANES

Kalin RADLOV¹ Rosen MITREV² Evelina RINKOVA³

¹Technology and mechanization of building department, University of civil engineering and geodesy - Sofia, Bulgaria
e-mail: kradlov@abv.bg

²Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: rosenm@tu-sofia.bg

³department "Inspectorate of state engineering supervision" of State agency for metrology and engineering supervision-Sofia, e-mail: rtot_eva@abv.bg

Abstract: Analysis and evaluation of hoisting crane's safety is a very important preventive measure for their reliable faultless operation and minimization of working accidents. The importance of this problem is increased due ageing of hoisting equipment in Bulgaria. The purpose of present paper is to suggest a statistical methodology for determination of the reasons for failures and accidents with hoisting cranes.

Keywords: hoisting crane, safety, statistical analysis, accident

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ОБЩАТА ПРИБАВКА ЗА МЕХАНИЧНА ОБРАБОТКА ПРИ СМЯНА НА ТЕХНОЛОГИЧНИТЕ БАЗИ

Атанас СТОЕВ

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

Резюме: В доклада са представени метод и алгоритъм за определяне на общата прибавка за механична обработка със смяна на технологичните бази. Разглежда се общия случай – маршрут със смяна на технологичните бази. Метода се основава на предложението от автора модел на размерните връзки на технологичния процес. Описан е алгоритъм за определяне на общата прибавка на всяка повърхнина на детайла без пресмятане на размерните вериги за междинните прибавки.

Ключови думи: обща прибавка, технологични бази, смяна на технологични бази

1. УВОД

По въпроса за определяне размера на прибавките за механична обработка има публикувани не малко разработки [1,2]. С развитието на теорията на базиране и размерния анализ на технологичните процеси може да се счита, че проблема с размера на прибавките е окончателно решен. Наистина, в технологичния размерен анализ [2] е показано, че междинните прибавки се явяват затварящи звена в технологичните размерни вериги от втори род (по Балакшин Б.С.) и пресмятането им при известни полета на разсейване на технологичните размери не представлява проблем. В същото време, размера на общата прибавка продължава да се определя по схемата, предложена в [1] (Основи на технологията на машиностроенето), валидна само за случая на обработка от единствен комплект от бази.

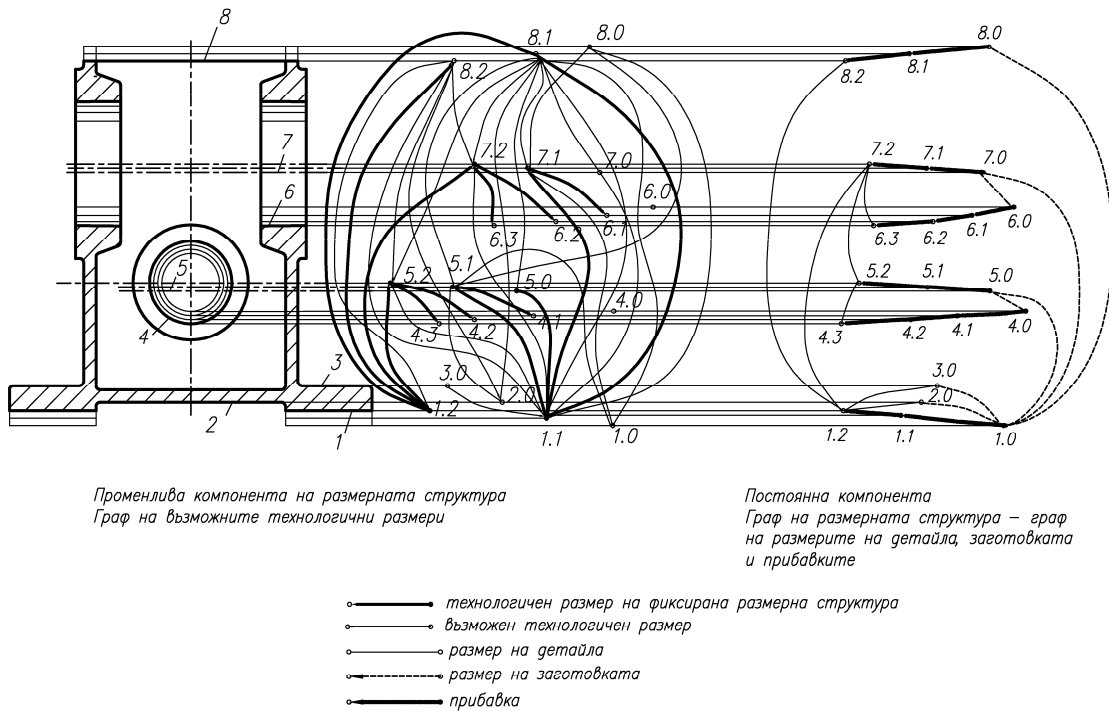
Методиката за размерен анализ на технологичните процеси [2] позволява да се пресметнат размерите на заготовката в съответствие с избрания вариант на базиране, уточнената маршрутна технология и полетата на разсейване на съответните технологични размери. Размерите на междинните прибавки също се пресмятат като затварящи звена на съответните технологични размерни вериги. Следователно, общата прибавка като че ли не е необходимо да се пресмята. Това е така, ако разглеждаме единствен маршрут на обработване на детайла. Но ако при проектиране на технологичния процес искаме да изберем оптимален маршрут, то трябва да намерим оптималния вариант на базиране, който осигуря-

ва както необходимата точност на детайла, така и минимум на критерия за оптималност. При структурната оптимизация критерия за оптималност отчита преди всичко технологичните възможности на разполагаемото (или предполагаемо) оборудване, но във всички случаи обема на отнеманата обща прибавка е от съществено значение.

2. ОСНОВНА ЧАСТ

Развивайки идеята [3] за генериране на варианти на базиране със съответстващите им размерни структури и маршрути, като основа за структурна оптимизация при проектиране на технологичните процеси, в настоящия доклад се предлага един метод за определяне на общата прибавка за механична обработка. Метода се основава на предложението от автора модел [3] на размерните връзки на технологичния процес. В съответствие с този модел са разработени алгоритми за генериране на допустими размерни структури на проектирания технологичен процес. Под допустима структура се разбира такава размерна структура, която гарантира получаването на годни детайли – т.е. достигане на зададената в чертежа точност на размерите на детайла.

На фиг.1 е изобразена допустима размерна структура за получаване на размерите на детайла състояща се от: размери на детайла – граф *Gd*, размери на заготовката – граф *Gz*, размери на прибавките – граф *Gr*, и технологични размери – граф *Gt*.



фиг.1 Диаграма на размерната структура на технологичния процес

За пълния анализ на тази размерна структура трябва да се намерят и пресметнат всички технологични размерни вериги. Както е известно, те са две групи: първата - със затварящо звено размер на детайла (затварящи звена се явяват ребрата на графа Gd) и втората - със затварящо звено размер на прибавката (затварящи звена се явяват дъгите на графа Gp). Съставящи звена на тези размерни вериги са дъги от графите на технологичните размери - Gt и на размерите на заготовката Gz . И така, графът на размерната структура се записва като следното обединение от натоварени графи:

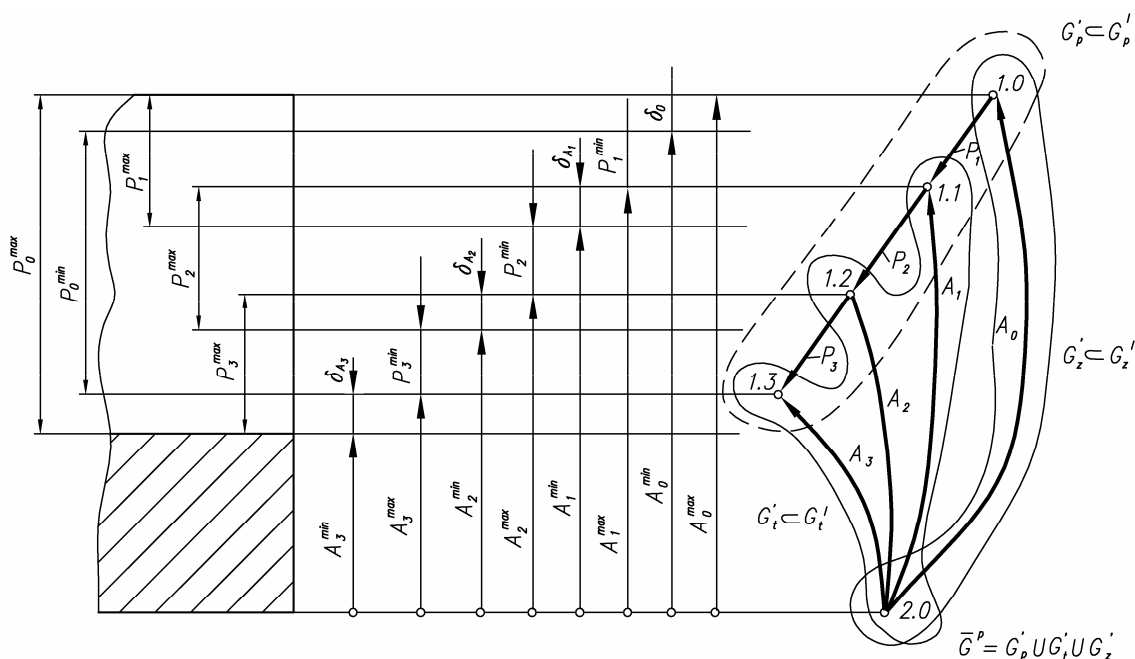
$$G = Gd \cup Gp \cup Gt \cup Gz$$

В процеса на работа при програмната реализация на алгоритмите бе установено, че в много случаи, въпреки отчитането на редица ограничения, множеството допустими размерни структури е голямо и е добре да разполагаме с ефективен метод за предварително оценяване на всяка от тях, така, че да се намали броя на структурите сред които чрез по прецизен анализ да се търси оптималната. Оказа се, че един ефективен начин

за предварителна оценка на допустимите варианти е определянето на общия обем на прибавката за всеки от тях. Още повече, че прибавките могат да бъдат оценени и със стойността за снемането им при различните видове обработки.

За определяне на максималния сумарен обем на прибавките е необходимо преди всичко за всяка повърхнина да се определи максималния размер на общата прибавка. Предлаганата тук методика позволява това да става без решаване на системата от уравнения на всички технологични вериги в следствие на което се получават и максималните размери на заготовката.

Общата прибавка се разглежда като затварящо звено на размерна верига, съставена от междинните прибавки. Междинните прибавки от своя страна също се явяват затварящи звена на паралелно свързани технологични размерни вериги. В резултат на това веригата на общата прибавка заедно с веригите на междинните прибавки образуват система размерни вериги с паралелни връзки.



Фиг.2 Схема на образуване на общата прибавка без смяна на базите

Нека разгледаме най-напред елементарният случай, когато всички прибавки се свалят от ед-

на база (фиг.2).

При този случай се получават следните паралелно свързани размерни вериги:

$$\begin{aligned}
 [P_1] &= A_0 - A_1, \\
 [P_2] &= A_1 - A_2, \\
 [P_3] &= A_2 - A_3, \\
 [P_0] &= P_1 + P_2 + P_3,
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_{0min} &= P_{1min} + P_{2min} + P_{3min} + A_1 + A_2, \\
 P_{0max} &= P_{1min} + P_{2min} + P_{3min} + A_1 + A_2 + A_3 + A_0(I)
 \end{aligned}$$

Както се вижда от формула (1), максималната стойност на общата прибавка P_{0max} е равна на сумата от минималните значения на междинните прибавки и допуските на всички технологични размери, получавани при свалянето им плюс допуск на размера на заготовката.

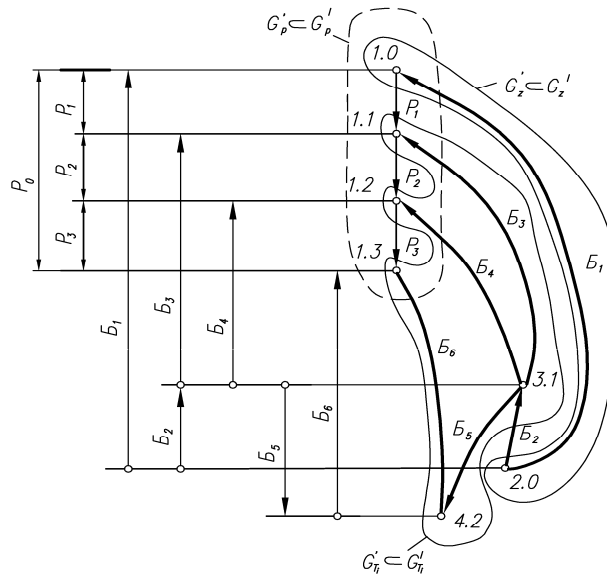
Като се вземат пред вид паралелните връзки на размерните вериги със затварящи звена меж-

динните прибавки можем да формулираме следното правило за определяне на максималната стойност на размера на общата прибавка:

Максималната стойност на общата прибавка е равна на сумата от минималните стойности на междинните прибавки и стойностите на допуските на всички съставни звена на размерните вериги на междинните прибавки, като допуска на всяко съставно звено се отчита само веднъж.

Нека разгледаме един пример, илюстриращ получаването на размера на общата прибавка при обработка със смяна на базите, т.е. най-разпространения в практиката случай.

На фиг.3 е показана схема на размерите на общата и междинните прибавки на един технологичен комплекс и размерните вериги на тези прибавки. От фигурата ясно се вижда, че прибавките се свалят от различни бази.



$$P_0^{max} = P_1^{min} + P_2^{min} + P_3^{min} + \delta_{B_1} + \delta_{B_2} + \delta_{B_3} + \delta_{B_4} + \delta_{B_5} + \delta_{B_6}$$

$$\bar{G}^p = G_p' \cup G_z' \cup G_t'$$

$$\bar{G}^p = (\bar{V}^p, \bar{U}^p)$$

$$\bar{U}^p = \{P_1, P_2, P_3, B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6\}$$

$$\bar{V}^p = \{<1.0>, <1.1>, <1.2>, <1.3>, <2.0>, <3.1>, <4.2>\}$$

фиг.3 Схема на образуване размера на общата прибавка при смяна на базите

На фигурата е изобразен и фрагмента от диаграмата на графа на размерната структура, включващ всички размерни връзки, формирации посочените размерни вериги. Да разгледаме по-подробно структурата на изображения на фиг.3 граф. Тя може да бъде представена като:

$$Gp = Gpi \cup Gzi \cup Gti$$

където: Gpi - компонента на графа на прибавките Gp (дърво, съответстващо на дадения технологичен комплекс); Gzi - компонента на графа на размерите на заготовката Gz ; Gti - компонента на графа на технологичните размери Gt .

Обединението $Gzi \cup Gti$ представлява свързан ориентиран граф-дърво, съдържащ всички технологични размери и размери на заготовката, полетата на разсейване на които участват при формиране на максималния размер на общата прибавка.

Нека натоварим дъгите и върховете на графите по следния начин:

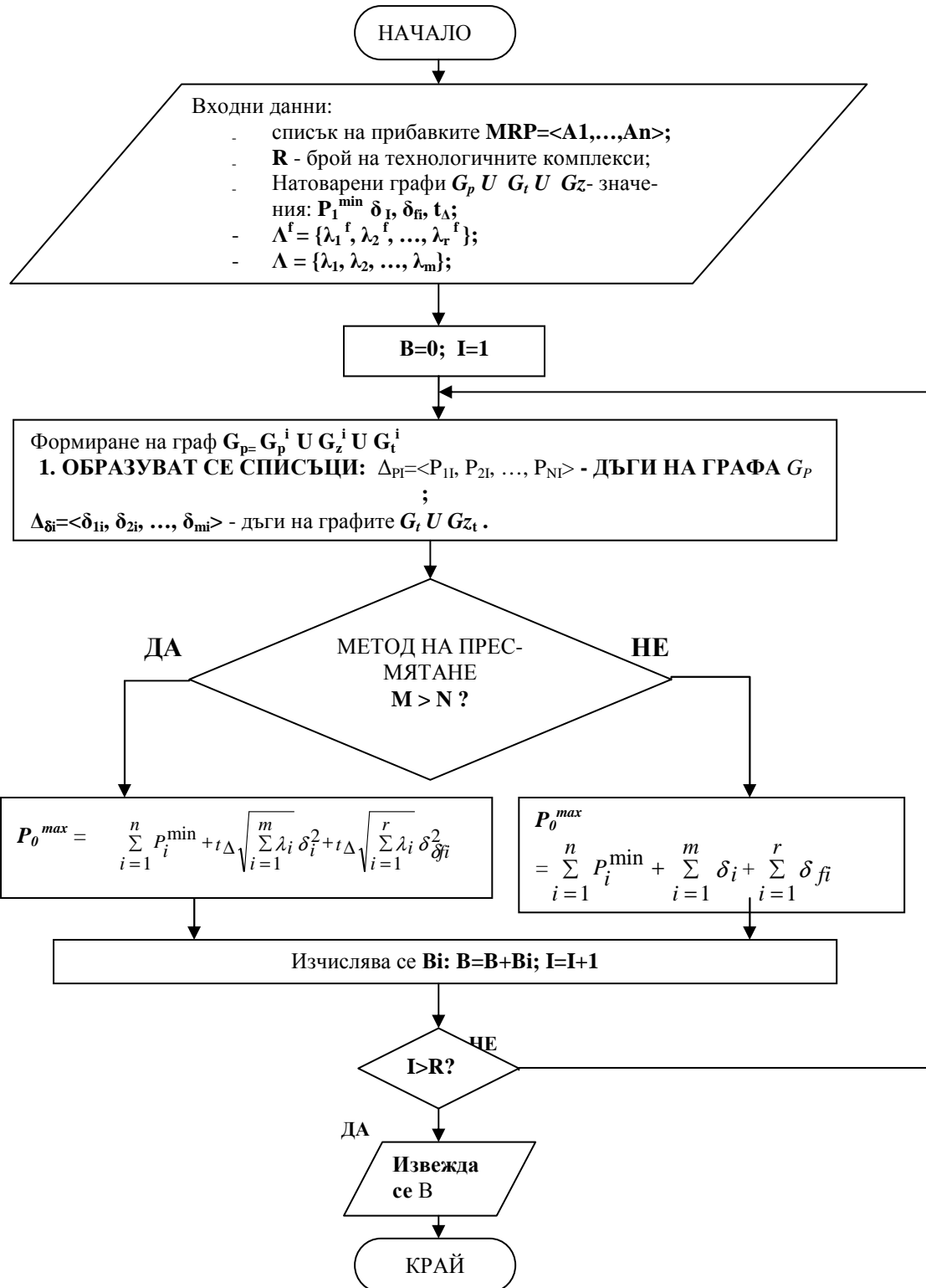
-дъгите на графа Gpi на размерите на междинните прибавки с минималния размер на прибавката ($Rz+T$) (съгласно [2];

-дъгите на обединението $Gzi \cup Gti$ с допустимите полета на разсейване на съответните размери;

-върховете на всички тези графи - с допустимите грешки на формата и отклоненията от разположението, имащи самостоятелно значение и не влизащи в допускателния линейния размер.

Тогава максималния размер на общата прибавка ще представлява сумата от натоварванията на всички дъги и върхове на графа $Gp = Gpi \cup Gzi \cup Gti$.

Тъй като размерите на заготовката и технологичните размери са независими случайни величини, максималния размер на общата прибавка може да бъде изразен чрез следната формула



$$P_{0 \max} = \sum_{i=1}^n P_i^{\min} + t\Delta \sqrt{\sum_{i=1}^m \lambda_i \delta_i^2} + t\Delta \sqrt{\sum_{i=1}^r \lambda_i \delta_{fi}^2} \quad (2)$$

където: n – брой междинни прибавки; m – брой на технологичните размери и размери на заготовката, участващи в размерните вериги на междинните прибавки; r – брой на отчитаните грешките на формата и разположението; $t\Delta$ – коефициент на риска; λ_i – коефициент, характеризиращ избрания теоретичен закон на разсейване на съответното звено; λ_{if} – аналогично, за грешките на формата и разположението; P_{imin} – минимален размер на съответната междинна прибавка; δ_i – допуск на i – я технологичен размер или размер на заготовката.

При пресмятане на прибавката по метода на пълната взаимозаменяемост, т.е., ако не разглеждаме размерите като случайни величини, ще важи не формула (2), а следната формула:

$$P_0^{\max} = \sum_{i=1}^n P_i^{\min} + \sum_{i=1}^m \delta_i + \sum_{i=1}^r \delta_{fi} \quad (3)$$

Описание метод за определяне на общия размер на прибавката е заложен при разработването на съответния алгоритъм, блок-схемата на който е показана по-надолу.

Описание на алгоритъма

1. Въвеждане на необходимите данни:

Въвежда се множеството технологични размерни вериги от втори род със затварящо звено размер на прибавката. R – брой технологични комплекси от които се сема прибавка.

Натоварването на елементите на графите

$Gp \ U \ Gt \ U \ Gt$:

- минималните размери на прибавките – P_{imin} ;

- допуските на технологичните размери и размерите на заготовката δ_i ;

- допуските на размерите на формата и разположението, имащи самостоятелно значение δ_{fi} .

Данни за конфигурацията на елементите на формата от които се сваля прибавка. Например – за равнинни повърхнини – площ, за цилиндрични – радиус и дължина.

За пресмятане по вероятностния метод се въвеждат: $t\Delta$ – коефициент на риска; $A = \{\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_m\}$; $A_f = \{\lambda_{1f}, \lambda_{2f}, \dots, \lambda_{rf}\}$ – множества от значения на съответните коефициенти.

2. Присвояват се значения: на максималния обем $B=0$; на брояча $I=1$.

3. Формира се граф $Gp = Gpi \ U \ Gzi \ U \ Gti$, съответстващ на I -я технологичен комплекс (виж фиг.3). Съставят се списъците:

- $\Delta pi = \langle P1i, P2i, \dots, Pni \rangle$ - дъги на графа Gpi съответстващи на размерите на междинните прибавки на I -я технологичен комплекс;

- $\Delta pi = \langle \delta 1i, \delta 2i, \dots, \delta mi \rangle$ - дъги на графите Gzi и Gti , съответстващи на съставлящите звена на размерните вериги на междинните прибавки.

4. Ако пресмятането се извършва по вероятностния метод да се премине към т.6. Ако пресмятането се извършва по метода на пълната взаимозаменяемост да се премине към т.5.

5. Определя се значението на максималния размер на общата прибавка по формула (2). Премахва се към т.7.

6. Определя се значението на максималния размер на общата прибавка по формула (3). Премахва се към т.7.

7. Определя се максималният обем на прибавката B_i на I -я технологичен комплекс. Присвои: $B = B + B_i$; $I = I + 1$. Премахва се към т.8.

8. Ако $I < R$ да се премине към 3, иначе да се премине към т.9.

9. Общият обем на максималните прибавки е получен. Край.

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложеният метод за пресмятане на общата прибавка отчита основните закономерности при формиране на размерната структура на технологичния процес.

2. Разработеният на основата на този метод алгоритъм за пресмятане на общата прибавка позволява да бъде извършена обективна количествена оценка на вариантите на базиране при проектиране на технологическите процеси и търсене на оптимален маршрут на обработване.

Литература

1. Балакшин Б.С., “Основы технологии машиностроения” Москва, Машиностроение, 1973.
2. Матвеев В.В. и др. “Размерный анализ технологических процессов”, Москва, Машиностроение, 1982.
3. Стоев А.С. “Выбор варианта базирования и размерный анализ при автоматизированном проектиро-

вании технологических процессов механической обработки”, СТАНКИН, Москва, 1979.

4. Стоев А.С. “Основни закономерности при синтезиране и анализ на размерни структури на технологич-

ните процеси за механична обработка”, AMTECH 2001, VOL.2, Sozopol, Bulgaria

DEFINING THE COMMON ALLOWANCE FOR MECHANICAL MACHINING IN CASE OF CHANGING THE TECHNOLOGICAL BASES

Atanas STOEV

Fundamentals and Techniques of Design, Technical University-Sofia, Bulgaria
atstoev@tu-sofia.bg

Abstract: The method for defining of the common allowance for mechanical machining by changing the technological bases is presented in the paper. It deals with the most widely spread in the practice case – machining by changing the technological bases. The method is based on the already described by the author model of the dimensional chains of the technological process. An algorithm for calculation of the common allowance of every surface and of the common volume of the allowances of the detail is presented.

Key words: allowance, dimensional structure, base, dimensional analysis

РЕАКТИВНО ПЛАНИРАНЕ НА ТРАЕКТОРИЯ НА ДВИЖЕНИЕ НА АВТОНОМНА МЕХАТРОННА СИСТЕМА В ПАРАЛЕЛНА ВИРТУАЛНА РЕАЛНОСТ

**Борис ТУДЖАРОВ Десислава КОЛЕВА Васил ПЕНЧЕВ Десислава ГЕОРГИЕВА
Лъчезар КОЧЕВ Георги СТАНЧЕВ Маруся ТЕОФИЛОВА**
катедра „Основи и технически средства за конструиране”, Технически университет - София, България
e-mail: bntv@tu-sofia.bg

Резюме: Работата е свързана с проблема за реактивно („реактивно“ - в смисъл на динамично адаптивно, реагиращо на промените на околната среда) планиране на траекторията на движение на автономна мехатронна система. Целта е поведението на автономната мехатронна система да се релира с перманентно картографиране на текущото състояние на т.нар. работна среда чрез мониторинг базиран на емоционално моделиране. Посредством разработване и обновяване на съответен паралелен виртуален модел на средата и анализ на ситуацията се осигурява вземането на съответното реактивно решение. Колективът си поставя за задача разработването на Web базирани средства за мониторинг и реактивно планиране на траекторията на движение, като към създадения в предишни разработки модул за мониторинг чрез емоционално моделиране в Web среда в настоящата работа се добавя и X3D (eXtensible 3D) паралелен модел на реалната среда, който е базиран на XML (eXtensible Markup Language), което се прави с цел отново да се да се осигури приложимостта му в Web. Дискутират се проблемите и се предлага и разработва X3D паралелна виртуална среда за нуждите на анализа и реактивното планиране на траекторията на мехатронни системи.

Ключови думи: виртуална реалност, реактивно планиране на траектория, X3D (eXtensible 3D), XML (eXtensible Markup Language), емоционално моделиране, мехатронна система

1. УВОД

На автономна мехатронна система се възлага задача да се придвижи от точка А до точка В, при условията на определена „работна“ обстановка. Целта на работата е да се осигури адаптивно динамично планиране на траектория в променлива обстановка (наличие на други единици-мехатронни системи и/или други ограничения), с отчитане на критерии за автозащитна реакция при получаване на информация от емоционалния мониторинг (например чувство за „страх“ когато друга мехатронна система е в опасна близост и е възможна колизия). Идеята за използване на емоционалното моделиране е взаимствана от [1] като оригинално в случая е предложението на авторския колектив за реализиране на Web средства решаващи задачата. Към разработения в [2] експериментален Web базиран емоционален моделиер (осигуряващ средства: за създаване на подходящ емоционален модел и XML интерфейс за отдалечено приемане на

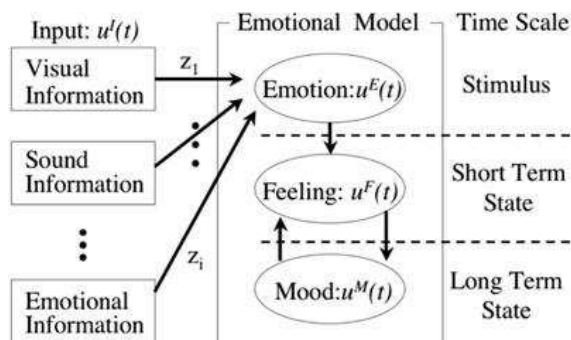
емоционални сигнали, калкулиране на чувства и настроение, и графично визуализиране на промените им във времето) в настоящата работа се добавя изграждането на X3D паралелен модел на реалната среда.

2. ЕМОЦИОНАЛЕН МОДЕЛ

За реализирането на целите на работата сме приели да използваме емоционалния модел, представен в [1] (виж фиг. 1), където emotion (емоцията), feeling (чувството) и mood (настроението) се разглеждат в обща времева скала (виж фиг. 2).

Емоцията се приема като сравнително кратковременно душевно състояние, базирано на относително интензивна информация от възприятията ни. Тя следва да се възприема като междинно (входно) ниво на емоционалния модел. Емоцията зависи от специфичната информация идваща от възприятията ни, като всяко чувство се формира чрез сумиране на емоциите и зависи от

състоянието си, както и от настроението в предходния момент.



фиг.1 Емоционален модел – концепция

i -тото емоционално въздействие $u_{j,i}^E(t)$ се формира на основата на j -тото възприятие, както е показано по-долу:

$$u_{j,i}^E(t) = z_{j,i} u_j^I(t) \quad (1)$$

където $z_{j,i}$ е степента на въздействие от j -тото възприятие (вход) върху i -тата емоция, $u_j^I(t)$ е 1 ако j -тото възприятие се приеме (валидира) като ($u_j^I(t) = \{0, 1\}$).

Погледнато отдолу нагоре, състоянието на i -тото чувство $u_i^F(t)$ се обновява посредством промените на емоциите, а погледнато отгоре надолу емоцията се ограничава от настроението $u^M(t)$:

$$u_i^F(t) = k u_i^F(t-1) + (1-k) \sum_{j=1}^{N^I} u_{j,i}^E(t) \quad (2)$$

$$k = \frac{\gamma^F}{1 + u^M(t-1)}$$

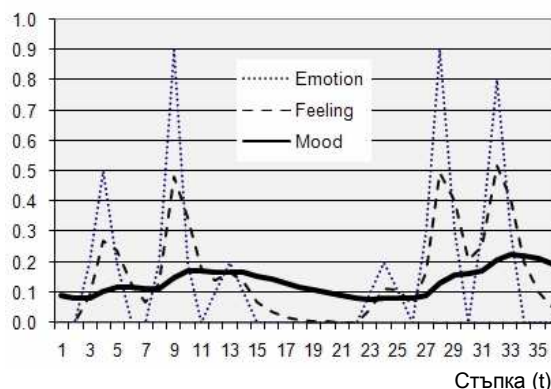
където γ^F е коефициент на влияние на чувствата ($0 < \gamma^F < 1.0$), а N^I е броя на входните въздействия.

Настроението е относително по-дългременно състояние, което се обновява при промяна на чувствата и зависи и от състоянието си в предходния момент, а от своя страна то пък влияе на промените в чувствата. Следователно, връзката е

следната: сравнително краткосрочните чувства се обновяват при промени в емоциите, а настроението от своя страна се обновява при промяната на чувствата:

$$u^M(t) = \gamma^M u^M(t-1) + \frac{1-\gamma^M}{N^F} \sum_{i=1}^{N^F} u_i^F(t) \quad (3)$$

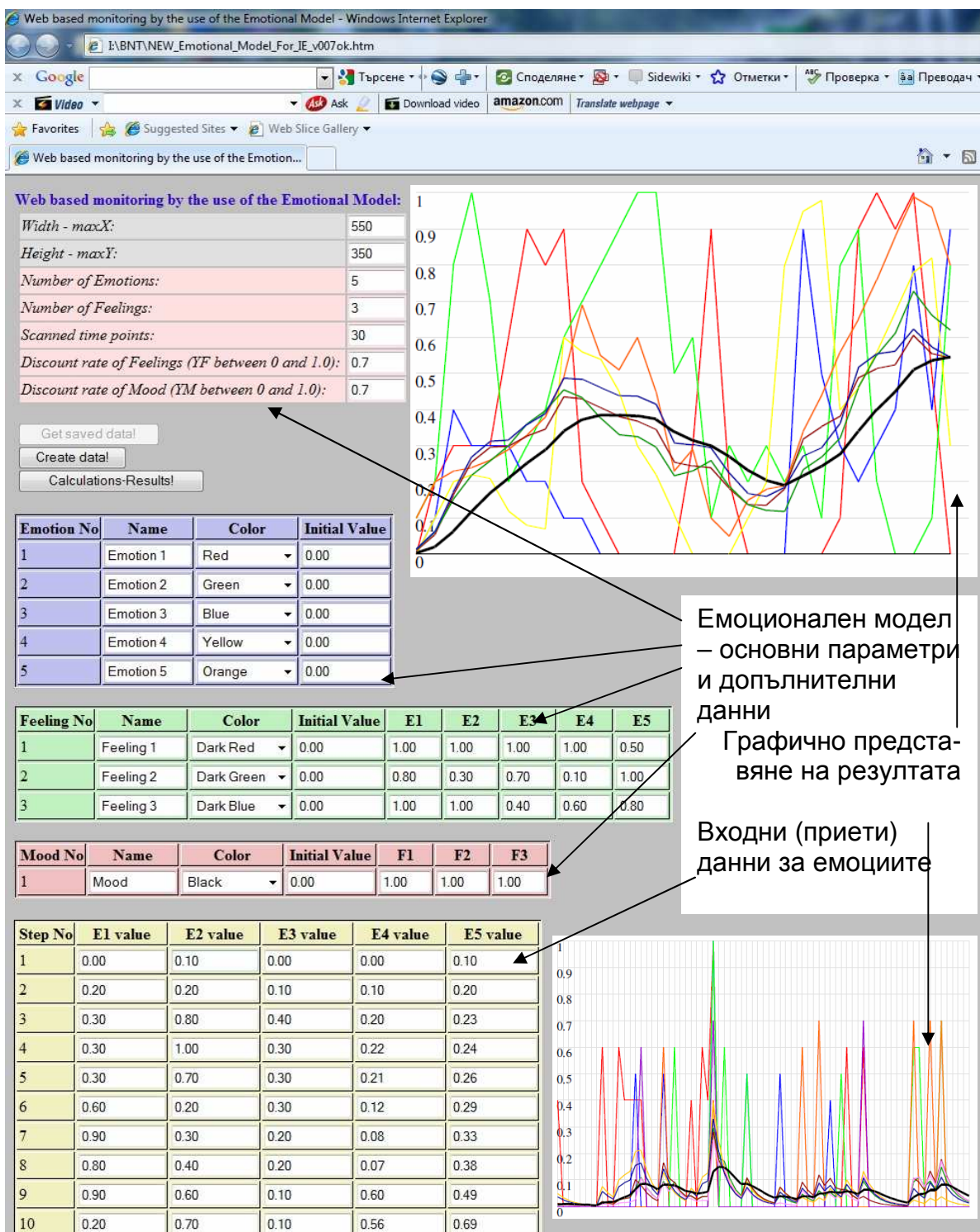
където γ^M е коефициент на влияние на настроението ($0 < \gamma^M < 1.0$), а N^F е броя чувствата.



фиг.2 Емоционален модел - пример

Фокусирайки се върху функциите на емоциите в социалните взаимодействия в [1] е представен емоционален модел основан на геометрични пространствени отношения, свързани с относителното местоположение на мехатронната система спрямо други мехатронни системи и/или ограничения. Авторите предлагат модел, основан на емоции, чувства и настроение и "епизодична" памет, свързана с промени в чувствата. Предлага се да се прави динамична карта на мястото където ще се изследва и контролира поведението на мехатронната система въз основа на емоционалния модел.

На фиг.3 е представен работен екран от разработения Web базиран емоционален моделиер, осигуряващ средства за емоционално моделиране (създаване на подходящ емоционален модел съобразно конкретните нужди на потребителя) и мониторинг – разработен е XML интерфейс за отдалечено приемане на емоционални сигнали, калкулиране на чувства и настроение, и графично визуализиране на промените им във времето.



фиг.3 Емоционален модел – работен екран

3. ТЕХНОЛОГИИ ЗА РЕАЛИЗИРАНЕ НА WEB ПРИЛОЖЕНИЯТА

XML (eXtensible Markup Language) [5] – “разширяемият маркиращ език”, който революционизира ИТ индустрията и се превърна в необходимо умение за специалистите при разработването на ново поколение Web приложения.

Въпреки че, за XML се говори като за стандарта на бъдещето и че днес XML е една от най-нашумелите думи, все още много малко хора са запознати с неговата същност.

XML е бързо развиваща се технология, която навлиза навсякъде: в Web, в програмирането, в софтуера, в операционната система на Microsoft и дори в игровата конзола Sony PlayStation 3 чрез XML базирания език Collada.

Чрез XML информацията се представя в дървовидна (йерархична) структура при спазването на определените в стандарта на World Wide Web Consortium (W3C - <http://www.w3.org>) синтактични правила. Целта му е да описва данните по такъв начин, че да се реализира възможно най-безпроблематично: обмена им между софтуерните приложения; автоматичното им обработване; организирането на платформено-независима комуникация и лесното разширяване и еволюция на приложенията.

XML всъщност не е “език”, а стандарт за създаване на езици, които отговарят на правилата на XML или казано с други думи, той описва синтаксиса, който да се използва при създаването на нови езици за решаване на конкретни проблеми. Могат да се посочат много примери за такива езици: Electronic Business XML (ebXML) - за нуждите на електронния бизнес; Synchronized Multimedia Integration Language (SMIL) за презентация на мултимедия в Web; Mathematical Markup Language (MathML) – за представяне на математически формули и означения; Scalable Vector Graphics (SVG) – за описание на векторни изображения, X3D [4] и COLLADA за 3D моделиране и др.

Сам по себе си XML не прави нищо. За да се използва силата му е необходимо да се познават технологиите, които го съпътстват и съставляват неговото “семейство”.

С XML може да се работи с ,различни технологии: Java, ASP, JSP, PHP, JavaScript и т.н., но в своето развитие XML е довел до съществуването на множество тясно свързани с XML, специализирани технологии, които именно са членовете на XML семейството. Такива са: Document Type Definition (DTD) и XML Schema Definition (XSD) – за дефиниране съдържанието на XML документ; Simple API for XML (SAX) и Document Object Model (DOM) – за осъществяване на достъп и обработка на XML документи от приложни програми; Extensible Stylesheet Language (XSL) - за трансформиране на XML документи и за описване на начина на тяхното показване; XPath – за адресиране на секции от XML документи; XLink и XPointer – за свързване на XML документи и т.н.

Голямата гъвкавост и свобода, която дава XML и лесното му адаптиране за различни нужди са причината днес XML да се използва почти навсякъде: от представяне на лесно за модификация Web - съдържание до изграждане на многослойни приложения и достъп до бази от данни. XML може да се използва за наистина всякаква информация (бизнес приложения, E-learning, 2D и 3D приложения, и др.).

В работата се използва XML базирания език X3D за моделиране на мехатронните системи и работната среда.

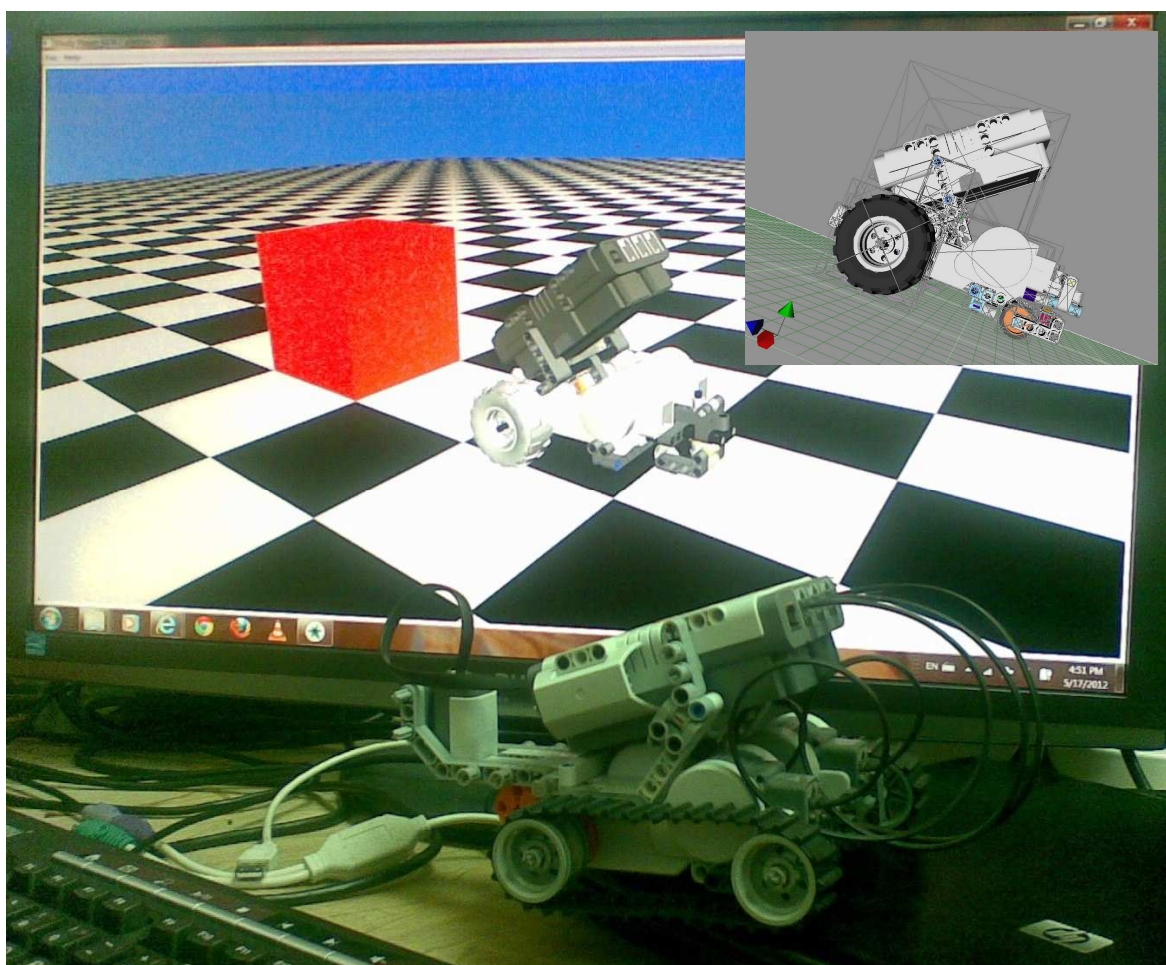
4. X3D МОДЕЛИ

Както беше уточнено по-горе, целта на работата е чрез анализиране на възможностите за реакция в динамичната паралелна виртуална реалност мехатронната система да взема решение за съответни действия, които съответният ѝ реален двойник да изпълнява в действителност.

Съобразно с тази цел колективът извършва експерименти с реални мехатронни системи MindStorm NXT 2.0 (програмируем Lego робот).

Създаден е X3D модел на мехатронна система (Lego NXT 2.0) и работна среда (показани на фиг. 4).

5. АЛГОРИТЪМ ЗА РЕАКТИВНО ПЛАНИРАНЕ НА ТРАЕКТОРИЯ



фиг.4 NXT 2.0 и виртуална среда – снимка и X3D модел

На фиг. 5 е представен алгоритъм за реактивно планиране на траекторията на мехатронна система, базиран на мониторинг чрез емоционално моделиране и X3D модел на мехатронната система/и с възможност за приложение в Web среда.

Алгоритъмът предвижда ползването на горе-описаните реализирани модули за изграждане на емоционални модели и мониторинг, и калкулатор на генетични алгоритми [3].



фиг.5 Алгоритъм за реактивно планиране на траектория

6. ПОЛУЧЕНИ РЕЗУЛТАТИ И ИЗВОДИ

В резултат на извършеното проучване и анализ на възможните варианти е извършен подбор

на технологии за реализиране на Web приложенията, а именно: предлага се и се използва за нуждите на моделирането XML базирания X3D език. Разработени са X3D модели на мехатронна система и работна среда.

Предложен е алгоритъм за реактивно планиране, предвиждащ както използването създадените X3D модели, така и на вече реализирани от колектива модули на Web приложения: за емоционално моделиране и мониторинг и пренастройваем калкулатор на основата на генетичните алгоритми.

Организирана е подходящата работна среда и са проведени тестове и експерименти по моделиране, симулиране и мониторинг на мехатронни системи.

Разработени са експериментални упражнения за студентите от специалност „Мехатроника“ на МФ.

В заключение следва да се подчертае, че работата на колектива в областта на моделирането и симулирането в Web среда осигурява на Машиностроителния факултет към ТУ – София една съвременна и на международно ниво науч-

но-изследователска основа за провеждане на изследвания и преподавателска дейност в областта на интелигентните системи.

Литература

1. **Kubota N., Wakisaka S.**, An Emotional Model Based on Location-Dependent Memory for Partner Robots, The Robotics and Mechatronics Conference 2008 (ROBOMEC'08), Nagano, Japan, June 5-7, 2008, Journal of Robotics and Mechatronics Vol.21, No.3, 2009, pp. 317-323.
2. **Tudjarov B., Kazakov N., Panov V., Penchev V.**, Development of the Products- Monitoring and Forecasting Based on Emotional Model, Zbornik radova sa Internacionalne konferencije „Kako upravljati u vrijeme krize“, 3-5 December 2009, Tuzla, Bosnia and Herzegovina, 2009, pp. 377-383.
3. **Туджаров Б., Пенчев В., Христов В.**, XML моделиране на генетични алгоритми, Българско списание за инженерно проектиране, Бр. 8/2011, стр. 75-80.
4. **X3D Web site**, <http://www.web3d.org>, (посетен 2011г.).
5. **XML Web site**, <http://www.w3.org/XML/>, (посетен 2011г.).

REACTIVE SCHEDULING OF THE TRAJECTORY OF AUTONOMOUS MECHATRONIC SYSTEMS BY PARALLEL VIRTUAL REALITY

**Boris TUDJAROV Desislava KOLEVA Vasil PENCHEV Desislava GEORGIEVA
Lachezar KOCHEV Georgi STANCHEV Marusya TEOFILOVA**

Department "Fundamentals and technical means of design", Technical University - Sofia, Bulgaria
e-mail: bntv@tu-sofia.bg

Abstract: The work is related to the problem of reactive planning the path of autonomous mechatronic systems. The aim is the behavior of autonomous mechatronic system to be permanently related to mapping of the current state of the so-called working environment by monitoring based on emotional modeling. By developing and updating the relevant parallel virtual model of the environment and analysis of the situation provides decision of the reactive solution. The research team set itself the task of developing a Web-based tools for monitoring and reactive planning the trajectory of movement by using the previous works as for ex. the modeling and monitoring module. In this work the team adds X3D (eXtensible 3D) model of parallel real environment, which is based on XML (eXtensible Markup Language), which is intended to re-ensure its applicability on the Web. The problems are discussed problems and work develops X3D virtual parallel environment to the needs of analysis and reactive planning the trajectory of mechatronic systems.

Keywords: virtual reality, reactive path planning, X3D (eXtensible 3D), XML (eXtensible Markup Language), emotional modeling, mechatronic systems