# Българско списание за Инженерно ПРОЕКТИРАНЕ

**брой: 1 декември 2008**


„**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, технологиите, съвременното компютърно проектиране, а също така и в областта на различни интердисциплинарни научно-приложни проблеми.

Издателите приветстват научни публикации с високо качество и значими научни, научно-приложни и творчески приноси.


**София, 2008г.**

**Редакционна колегия**

**<u>Председател:</u>**
Доц.д-р.инж.Божидар Григоров

**<u>Заместник председател:</u>**
Доц.д-р.инж.Милчо Георгиев

**<u>Членове:</u>**
Проф.д-р.инж.Димчо Чакърски
Проф.дтн.инж.Бранимир Сандалски
Доц.д-р.инж.Любомир Димитров
Доц.д-р.инж.Марин Георгиев
Доц.дтн.инж.Веско Панов

**<u>Научен редактор:</u>**
д-р.инж.Росен Митрев

**<u>За контакти:</u>**
**bsip@abv.bg**

**Адрес на редакцията**: София, бул.Климент Охридски №8, Технически Университет-София, бл.4, Машиностроителен факултет.

# СЪДЪРЖАНИЕ НА БРОЯ

# ИЗСЛЕДВАНЕ НА ТРИБАРАБАННИ СИСТЕМИ НА ЗАДВИЖВАНЕ ЗА ЛЕНТОВИ ТРАНСПОРТЬОРИ В МИНИ „МАРИЦА ИЗТОК”- ЕАД ЧРЕЗ ИНТЕГРИРАНА ЦИФРОВА ИЗМЕРИТЕЛНА СИСТЕМА - ZAT (ESKADA)

Цветан Дамянов
zld47@mgu.bg

*В работата са представени резултатите от експерименталните изследвания на трибарабанни задвижващи системи на лентови транспортьори. Извършени са записи в реално време на основните параметри в пусков и стационарен режим на работно натоварване чрез интегрирана цифрова измерителна система - ZAT (ESKADA),. Получените резултати са анализирани, и са оценени качествата на измерителната система в специфичните работни условия на лентовите транспортьори в откритият въгледобив на компанията Мини “Марица Изток” ЕАД*

***Ключови думи:*** *лентови транспортьори, система на задвижване, теглителна сила, аналого-цифрови преобразуватели*

## *1.Въведение*

Обект на експериментално изследване в работата е транспортна машина с непрекъснато действие, която е позната в практиката като гумено-лентов транспортьор. В минно-добивната промишленост при тяхната съвместна работа с добивни машини от типа на роторните багери, могат да се получат добивно транспортни системи с много голяма производителност. Поради тези причини, използването на гумено-лентови транспортьори в открития добив на полезни изкопаеми е широко разпространено, а инсталираната задвижваща мощност на всяка машина може да достигне 8-10 Mwt. Ето защо подобряването на технико-експлоатационните параметри и енергоразхода на тези машини има много голям положителен икономически резултат. От своя страна възможностите за експериментални изследвания в реални експлоатационни условия и режими са изключително важна предпоставка за уточняване на основните физикомеханични, трибологични, реологични и други параметри, които се използват при извеждането на всички аналитични зависимости и доказване на тяхната достоверност.

В конкретния случай казаното се отнася за ГЛ транспортьор от система за обслужване на товаропотока от насипен материал (откривка), при неговото преместване от добивните забой на роторните багери RS 2000 до насипообразувателя, който оформя насипището съгласно технологичната схема на минните работи в рудник Трояново-1 от комплекса на Мини „Марица изток” ЕАД. В тази отворена верига от технологично свързани машини работят 7 лентови транспортьора с дължина на трасето около 10840 м. и обща инсталирана мощност на електрозадвижването (само на транспортьорите) над 28 000 квт.

## *2.Технико-експлоатационни параметри и особености на конструкцията и работните условия на транспортната система ГТЛ-2250 в рудник „Трояново 1”*

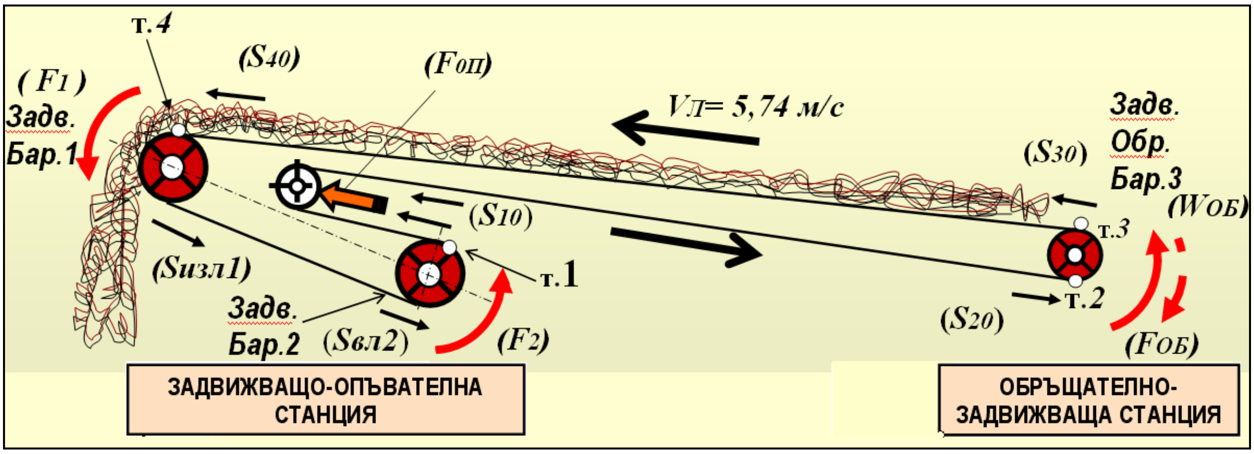
Отнася се до транспортна система с непрекъснато действие, която е предназначена за пренасяне на минната маса от откриваката по вътрешно руднично трасе от роторните багери до насипообразувателя.

В рудниците на Мини “Марица Изток” ЕАД, транспортирането на минна маса от откривката представлява една от най-енергопоглъщащите и с най-висока себестойност технологични операции в подготвителните процеси за добиване на полезно изкопаемо. Поради големите предимства на тези транспортните системи се наблюдава непрекъснато разширяване на приложението им в рудниците на дружеството.Това се изразява не само в нарастване на тяхната обща дължина , но и в повишаване на производителността им. За рудник “Трояново-1” особен интерес представлява ГЛ транспортна система в участък РТНК-3, която се състои от 7 транспортьора с обща дължина на трасетата около 10840 м и дължина на лентовото платно над 22 км . Това са ленти с ширина 2250 мм и армировка от стоманени въжета от типа ST-4000 . Задвижващите станции са два барабанни с четири двигателно задвижване (4×1000 кВт) и общата инсталирана мощност над 28 000 kwt за цялата система [л.1], [л.2].

### 3. Кинематични особености на системата за задвижване

На фиг.1 е показана кинематичната схема на транспортьор № 1301. Теглителната сила на работния орган се създава от три задвижващи барабана, от които два са разположени в обща двигателно-опъвателна станция съвместно с опъвателния барабан и въжено ролковия механизъм за създаване на предварителното опъване в контура на лентовия работен орган. За този транспортьор е характерно, че обръщателният барабан е реконструиран като трети задвижващ и така се създава групата на обръщателно-задвижващата станция. Направената реконструкция подобрява значително пусковите параметри на системата, което е доказано в процеса на експлоатация.

### 4. Особености на вътрешната аналого-цифрова измерителна система




*Фигура 1. Кинематична схема на транспортьор № 1301*

В блоковете за управление на ГЛ транспортьор № 1301 има фабрично вградена вътрешна цифрова информационно измерителна система, която е структурирана на базата на аналогови и цифрови датчици за нуждите както на автоматичното управление на параметрите на пусковите режими, така и на диспечерския контрол на целия РТН комплекс. Това е системата за управление и диспечерскои контрол ZAT (ESCADA In Touch).

Структурата на цялата задвижваща система и основните елементи на измерителната система са показани на фиг.2 както следва:

т.1–точки на измерване на фазовите статорни токове на задвижващите двигатели поз. 2;

т.2 – точка на измерване на ъгловата скорост на I задвижващ барабан;

2 – задвижващи двигатели;

3–електромагнитни фрикционни спирачки;

т.3 – точка на измерване на ъгловата скорост на II задвижващ барабан;

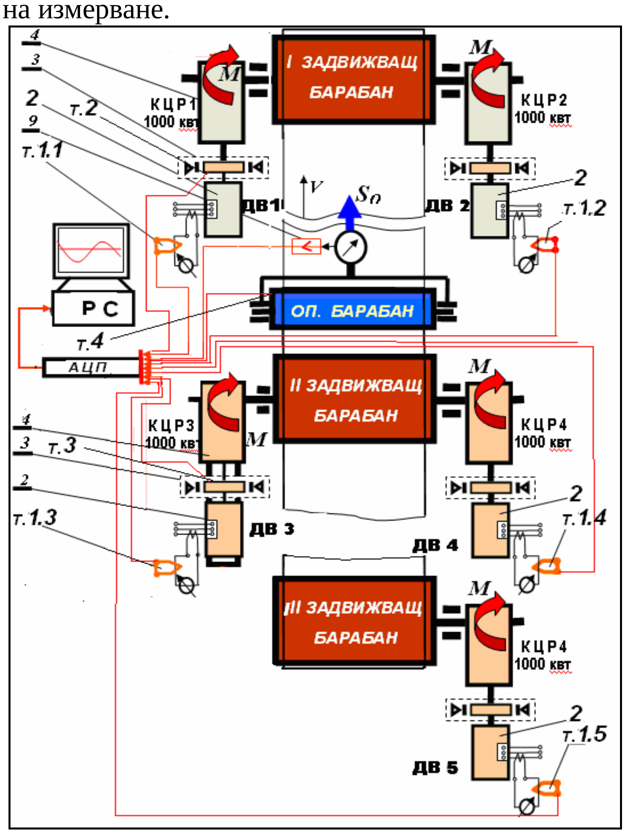
4 – конично-цилиндрични редук-тори;

т.4 – точка на измерване на ъгловата скорост на опъвателен барабан;

5 – PC компютърна конфигурация с локална мрежова връзка към измерителната системата;

т.9 – точка на измерване на силата на опъване в лентовото платно ($S_{10}$)

Чрез системата ZAT се получава информация за всички основни технически параметри на лентовите транспортьори. На Фиг. 3 е показана блок схемата, която показва тази част от технологичния комплекс , която е обект на изследване – ГТЛ 1301, а на Фиг.4 - блок схемата с елементите от системата на задвижванне на конкретната станция , вида на измерваните величини и точките на измерване.

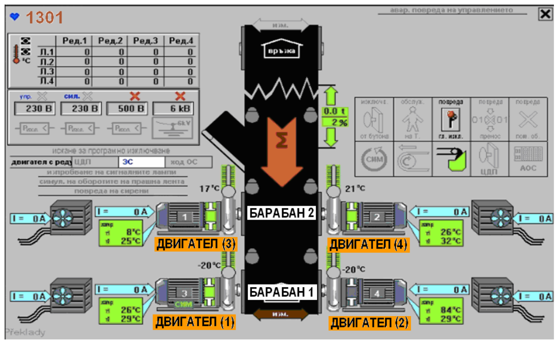



*Фигура 2. Кинематична схема на системата на задвижване (ГТЛ 1301)*


*Фигура 3. Блок схема на комплекса РТНК1: (1) багер RS2000, (2) ГТЛ 1301, (3) насипообразувател*

За всички видове измервани параметри програмната система осигурява регистране, сигнализация и архивиране в цифров вид на база данни, която се записва в текстов файлов формат. Архивираните данни могат да бъдат изобразени графично, обработвани и анализирани в програмната среда на MS - Office или друг подходящ софтуер. Контролните точки в схемата и измерваните величини, които са необходими за целите на провежданото изследване са описани както следва:

- Магнитоиндуктивни броячни преобразуватели (фиг2- т.2, т.3 и т.4) за измерване на честотата на въртене на двата задвижващи барабана и опъвателния барабан, като точките на измерване (индуктивните датчици) се намират върху спирачните шайби на два от задвижващите двигатели на първи и втори барабан и главината на опъвателния барабан;




*Фигура 4. Блок схема на СЗ на ГТЛ 1301 с точките и параметрите на измерване*

- Аналого-цифрови преобразу-ватели на сигналите (фиг2- т.1.1, т.1.2, т.1.3, т,1,4 и т.1.5), получени от токовите трансформатори на всички задвижващи двигатели ;
- Аналого-цифров преобразувател на сигнала от тензо - измерителния силомерен датчик (фиг2-поз.9) за силата, която се създава от опъвателният барабан. Контролната точка е върху специална измерителна конзола на ролковата полиспастна система на опъвателния барабан ;

По този начин чрез използване на съществуваща вътрешна информационно измерителна система и елементна база от измерителни датчици, може да се извършват както контролни паралелни измервания, така също и самостоятелни серии, за по-продължителен период на работа на обекта на изследване – ГТЛ 1301 или друга задвижваща станция от системата РТНК в рудник Трояново 1 на комплекса [л.3].

### *5. Резултати и анализ на резултатите*

В този раздел са обработени и систематизирани като серия от цифрови записи резултатите, получени с вътрешната измерителна система ZAT(ESCADA In Touch), която беше описана погоре.

Тук са изследвани при различна производителност $Q_h$ и работен режим (пусков и стационарен) функциите на изменението във времето на следните величини:

➢ сила на опъване в лентовото платно – $S_{10}(t)$, $\boldsymbol{m}_F = 18$ кN/Δ ;

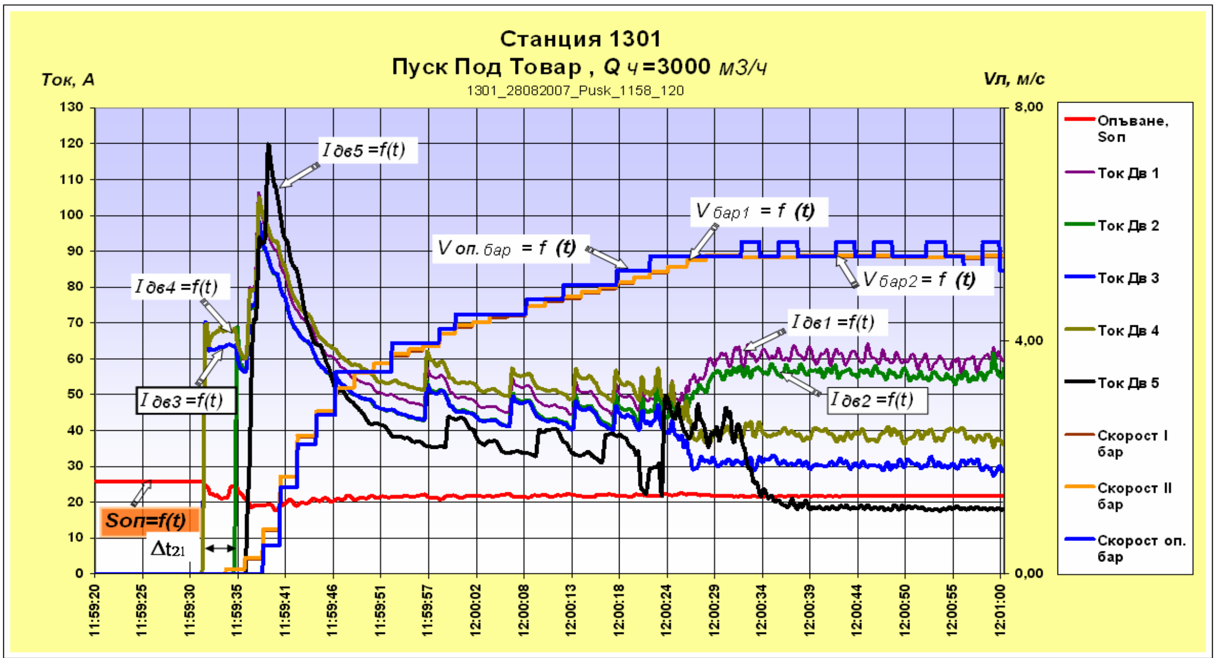
➢ статорен ток на задвижващите двигатели на I, II и III барабан – $I_{дв1}(t)$, $I_{дв2}(t)$, $I_{дв3}(t)$, $I_{дв4}(t)$, $I_{дв5}(t)$;

➢ линейна скорост на лентата около задвижващите барабани– $V_{бар1}(t)$, $V_{бар2}(t)$;

➢ линейна скорост на лентата около опъвателния барабан– $V_{ОП\ бар}(t)$;

Всички резултати от експерименталното изследване са записани в текстов формат и от тях след обработка с графичните инструменти на MS Excel са получени графиките от фиг.5 до фиг.8.

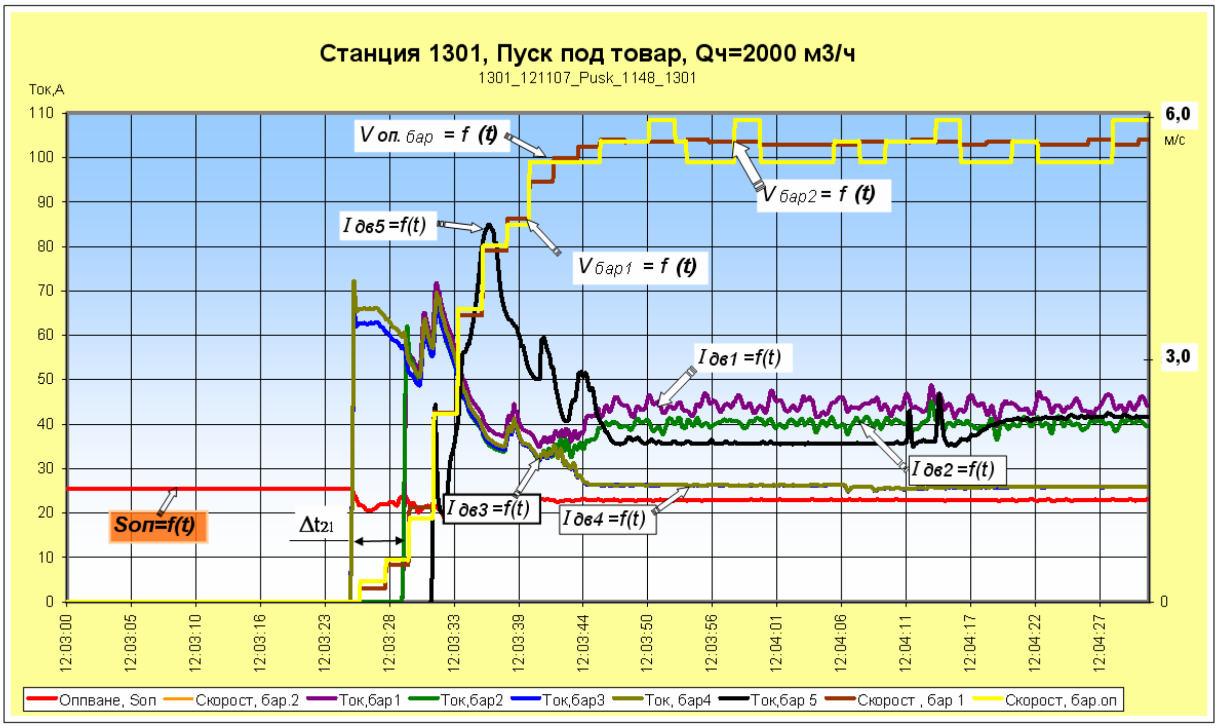
На фиг.5 е показан преходният процес при пускане на транспортьора под товар с Q=3000м$^3$/h, а на фиг.6 – също, но при товар от Q=2000 м$^3$/h. За режима на работа с по-малък товар (Q=2000м$^3$/h) се наблюдава много добро съвпадение на токовете за двигател 3 и двигател 4 не само в преходния режим, но и при работа с установена скорост. От гледна точка на теорията на асинхронното електрическо задвижване на машините тази особеност на характеристиките при изменение на механичното натоварване показва, че в случая пусково-регулиращата апаратура формира подходяща управляваща функция. По този начин натоварването на двигателите, задвижващи втори барабан е равномерно разпределено и в съответствие с тяхната еднаква инсталирана мощност.



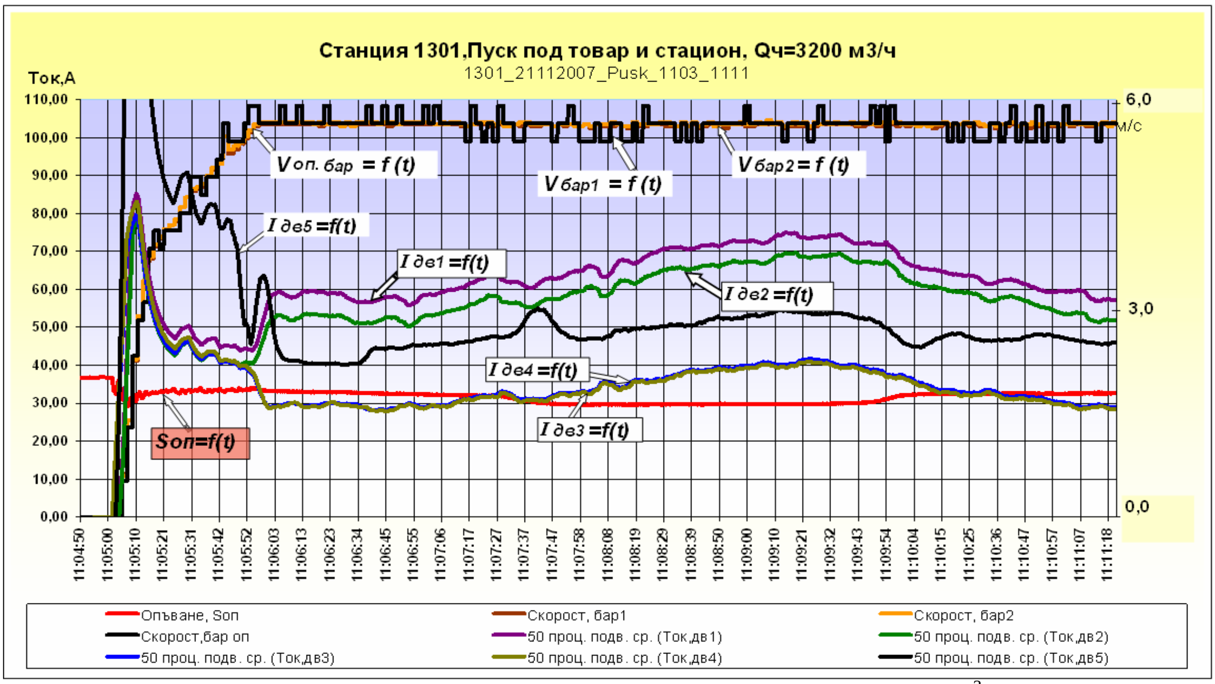

*Фигура 5. Пусков процес при товар Q=3000м$^3$/h*

От друга страна същата електромеханична система, при същите параметри на двигателите и пусковата апаратура и същия закон на превключване на реостатните съпротивления при друго, по-голямо общо натоварване (обемна производителност Q=3000м$^3$/h - фиг.5 и Q=3200м$^3$/h - фиг.7) получава друго неравномерно токово, а следователно и механично натоварване на двигателите както на първи, така и на втори задвижващи барабани.[л.4] Тази особеност е неприемлива за системата при всички работни режими, но главно за стационарния (т.н.продължителен) режим тъй като при понижения КПД загубите стават твърде големи.

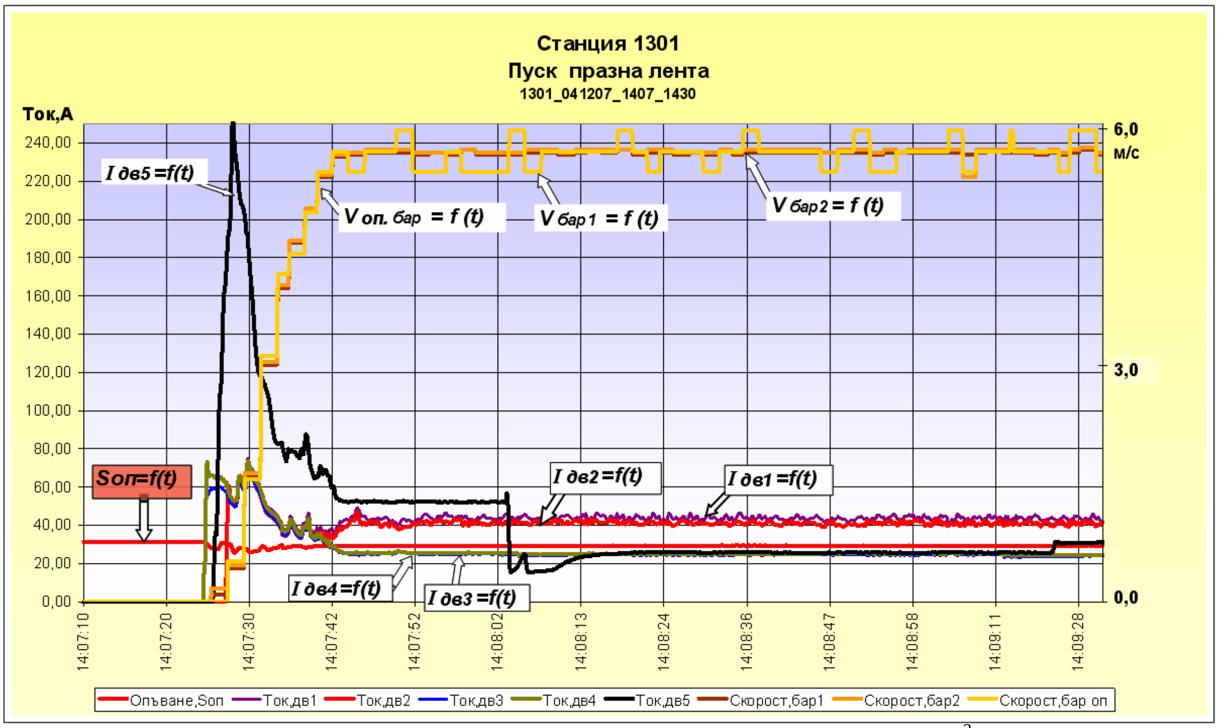
Чрез графично представените функции на същите величини на фиг.8 е показан пусков процес при работа без товар Q = 0 м$^3$/h (празна лента). Тук силата на предварително опъване $S_{оп}$ се променя най-малко – от 576кN до 520кN. Същото може да се установи и за двигателните токове, които в установен режим за различните двигатели варират от 25 до 45 А.




*Фигура 6. Пусков процес при товар Q=2000м*$^3$*/h*




*Фигура 7. Пусков и стационарен процес при товар Q=3200м*$^3$*/h*




*Фигура 8. Пусков и стационарен процес без товар Q=0 м$^3$/ч*

Относно токовото натоварване на петия двигател, който задвижва обръщателния барабан може да се обобщи, че регулирането му при пускане става със значително по-голяма стъпка на превключване на реостатните съпротивления и колебанията на пусковия ток са много по-големи от тези на другите двигатели, което е предпоставка за по-големи пикове на амплитудата на тока и на механичното натоварване на двигател редукторната група.

### *6.Заключение*

В обобщение на извършения анализ на резултатите от направените експериментални изследвания може да се резюмира следното:

- Практическото изследване в експлоатационни условия с интегрираната цифрова измерителна система - ZAT (ESKADA) е възможно както за пускови процеси с голяма продължителност ($T_{пуск}$ > 60 s) така и за стационарни работни режими при следните условия;

- Функциите на скоростите на движение на лентовия работен орган в зоната на контакт със задвижващите и опъвателен барабани могат да се използват с достатъчна точност само за стационарните работни режими;

- Скоростта на семплиране на всички сигнали при АЦП преобразуването е достатъчно висока и осигурява необходимата точност при измерване на токовите сигнали от задвижващите двигатели и на този от силомерния датчик на опъвателната система.

- Пълноценното използване на описаната цифрова измерителна система може да се постигне чрез съчетаване и допълване на същата с още канали за измерване на честота на въртене на трети задвижващ барабан, а също и на механичните величини –съпротивителни въртящи моменти на всички задвижващи барабани .

### *Литература:*


1. Phoenix Fördergurte Berechnungs-grundlagen1. Auflage, Hamburg,1993
2. Tragrollen und Zubehoer, Precismeca-Montan GmbH, Leipzig, 2005

3. Отчет по дог. 1905 на НИС – МГУ и Мини "Марица Изток" ЕАД ,2004, " Експериментално изследване и анализ на технико – експлоатационното състояние на ГЛТ 2250 №2 в рудник „Трояново -1", „Мини Марица Изток" ЕАД"

4.Дамянов,Цв.Л. Относно разпределението на мощностите между задвижващите барабани при двубарабанните лентови транспортьори, София, Годишник на МГУ том 48, 2006 г.

Доц.д-р.инж.Цветан Дамянов, Минногеоложки университет „Св.Иван Рилски" София

# RESEARCH OF THE THREE – DRUM DRIVING SYSTEMS FOR BELT CONVEYORS IN MINI MARITCA IZTOK EAD WITH INTEGRATED DIGITAL MEASUREMENT SYSTEM – ZAT(ESKADA)

Tz.Damyanov

**Abstract**

This article presents results from experimental research of three – drum driving systems for belt conveyors. There have been made data records with integrated digital measurement system ZAT (ESKADA) for starting and stationary regimes with working load. Recorded data is analyzed and the qualities of the measurement system are estimated through specific working conditions of belt conveyors in the open coal mining company–Mini "Maritsa iztok" EAD.

***Key words:*** *belt conveyors, driving systems, tractive force, analog to digital converters (ADC)*

Assoc.prof. Tz.Damyanov,Ph.D. University of mining and geology "St.Ivan Rilski", Sofia

# ЕНЕРГИЙНА ЕФЕКТИВНОСТ НА ИНТЕРМОДАЛНИТЕ ПРЕВОЗИ

Симеон Стоядинов Олег Кръстев Светослав Мартинов Цветанка Вълчева
simeons@tu-sofia.bg okrastev@tu-sofia.bg s.martinov@tu-sofia.bg cbv@tu-sofia.bg

*В изследването се извършва оценка на енергийната ефективност на интермодалните превози, като се сравняват разхода на енергия при преминаване на определено разстояние от един товарен автомобил на собствен ход и при транспортирането му с влак с дизелова или електрическа тяга. Показано е, че енергийна ефективност се реализира при използване на влак с електрическа тяга. Посочени са енергийните разходи във функция на транспортното разстояние и при различно използване на вагоните във влака.*

***Ключови думи:*** *енергийна ефективност, интермодални превози, транспорт*

Интермодалните превози са стратегическо направление в политиката на транспортния сектор, която създава условия за разрешаване на проблеми, свързани с непрекъснато увеличаващия се трафик. Важен елемент в процеса на внедряване на тези превози е възможността да се подобрява енергийната ефективност на транспорта. Тук се представя изследване на тази ефективност, което е насочено главно върху превоза на товарни автомобили с железопътен транспорт. Извършва се сравнение на енергийните потребности за транспортиране на товари с тежкотоварни автомобили с дизелови двигатели и еквивалентния им превоз с влакове с дизелова и електрическа тяга.

По-долу е изложена методиката за определяне на разхода на енергия в зависимост от извършената работа, основана на определянето на енергийните разходи при преминаване на определено разстояние от един автомобил с дадено тегло на собствен ход и относителните енергийни разходи за неговото транспортиране с влак на същото разстояние. Трябва да се има предвид, че върху вложената енергия влияние оказва големината (дължината) на влака, неговото използване (броят на превозваните товарни автомобили в него), конфигурацията на трасето (шосейно и железопътно), мощността и вида на локомотива и др.

При тази постановка брутната маса на един влак е:

$$m_{вл} = m_{лок} + m_{ваг}.N_{ваг} + N_{авт}.m_a \quad , t \qquad (1)$$

където: $m_{вл}$ е масата на влака, t; $m_{лок}$ - собствената маса на един локомотив, t; $m_{ваг}$ - собствената маса на един вагон, t; $N_{ваг}$ - броят на вагоните във един влак, бр.; $N_{авт}$ - броят на автомобилите, натоварени във един влак, бр.; $m_a$ - брутната маса на един автомобил, t.

$$m_a = m_{авт} + m_{тов}^{авт} \quad , t \qquad (2)$$

където: $m_{авт}$ - собствената нетна маса на един автомобил, t; $m_{тов}^{авт}$ - брутната маса на товара в един автомобил, t.

Разходът на енергия $E_{авт}$ в kJ при преминаване на дадена релация от един товарен автомобил на собствен ход, съответно на разхода на гориво, се изчислява по употребената мощност на двигателя.

Разходът на енергия $E_{вл}^{ет}$ при преминаване на дадена релация от един влак с електрическа тяга е:

$$E_{вл}^{ет} = E_{w}^{ет} + E_{a}^{ет} + E_{n}^{ет} + E_{сн}^{ет} \quad , kJ \qquad (3)$$

където: $E_{w}^{ет}$ е разходът на енергия за преодоляване на силите на съпротивление при движение (вкл. и гравитационните сили), kJ; $E_{a}^{ет}$ - разходът на енергия за ускоряване на влака, kJ; $E_{n}^{ет}$ - разходът на енергия за покриване на загуби в енергетичната система при пускане на влака, kJ; $E_{сн}^{ет}$ - разход на енергия за собствени нужди (отопление, осветление, вентилация, захранване на веригите за управление и др.), kJ.

Разходът на енергия $E_{вл}^{дт}$ при преминаване на дадена релация от един влак с дизелова тяга е:

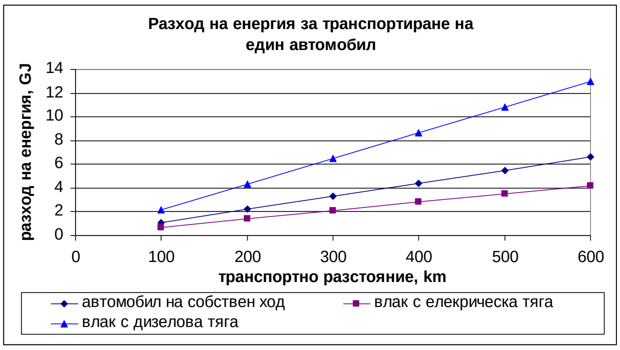
$$E_{вл}^{дт} = E_{w}^{дт} + E_{a}^{дт} + E_{пр}^{дт} + E_{м}^{дт} \quad , \text{kJ} \qquad (4)$$

където: $E_{w}^{дт}$ е разходът на енергия за преодоляване на силите на съпротивление при движение (вкл. и гравитационните сили), kJ; $E_{a}^{дт}$ - разходът на енергия за ускоряване на влака, kJ; $E_{пр}^{дт}$ - разходът на енергия за престой на влака, kJ; $E_{м}^{дт}$ - разходът на енергия за извършване на влакови маневри, kJ.

Посочените по-долу изчисления и анализи са направени при следните основни положения:

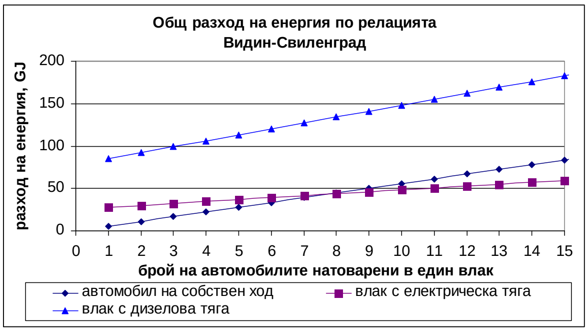
- за базова е приета конфигурацията на трасето по релацията Видин – Свиленград;
- системата за интермодален транспорт е от вида „**RO-LA**” (подвижно шосе);
- превозите с железопътен транспорт се реализират чрез кръгови маршрутни влакове (влакови совалки);
- отчитат се съществуващите експлоатационни условия на железопътната инфраструктура.

На фиг. 1 са показани разходът на енергия в зависимост от дължината (транспортното разстояние) на релацията. Вижда се, че енергийните разходи са най-малки при интермодален транспорт с електрическа тяга, докато използването на дизелова тяга за железопътен транспорт не води до спестяване на енергия. Също така е видно как енергийната ефективност нараства при увеличаване на транспортното разстояние.

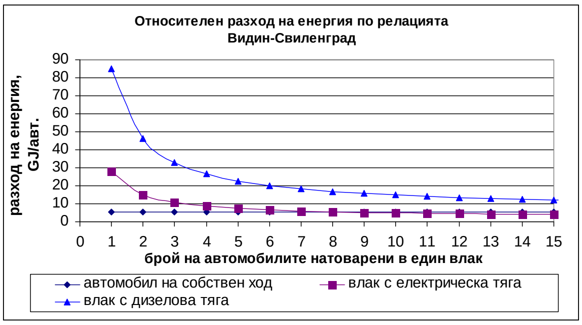



*Фигура 1. Разход на енергия в зависимост от дължината на релацията при влак със 18 вагона и 15 натоварени автомобила*

На фиг. 2 и фиг. 3 е показан общият разход на енергия за преодоляване на релацията Видин – Свиленград при различно използване на вагоните във влака. Изчисленията са направени при влак със 18 вагона. Енергийна ефективност се получава при използване на електрическа тяга и превозване на повече от 56% от товароносимостта на влака (повече от 8 вагона).




*Фигура 2. Общ разход на енергия в зависимост от използването на товароносимостта на влака*




*Фигура 3. Разход на енергия отнесен за един автомобил в зависимост от използването на товароносимостта на влака*

Икономията на дизелово гориво, която се реализира при транспортирането на 15 тежкотоварни автомобила с влак с електрическа тяга в сравнение с преминаване на разстоянието между двата крайни пункта на собствен ход е приблизително 700 l.

В заключение може да се направят следните основни изводи:

- Интермодалните превози на товарни автомобили с железопътен транспорт при използване на електрическа тяга са енергийно ефективни;
- Не може да се реализира намаляване на енергийните разходи при интермодални превози на товарни автомобили с железопътен транспорт и използване на дизелова тяга;

- Енергийната ефективност на интермодалните превози нараства с увеличаване на транспортното разстояние;
- Енергийната ефективност на интермодалните превози нараства с увеличаване на броя на превозваните автомобили в един влак.

***Литература:***


1. Бояджиев, К., Ц. Стефанов и др. Автотракторни двигатели. С., ДИ “Техника”, 1990.
2. Генов, Г., В. Иванов. Ръководство за курсово проектиране на двигатели с вътрешно горене. С., ДИ “Техника”, 1975.
3. Димитров, Й., Б. Гигов. Ръководство за лабораторни упражнения по автомобилна техника. С., Faber, 2000.
4. Инструкция за техническо нормиране на разхода на дизелово гориво от влаковите и маневрени дизелови локомотиви. Бюлетин №12 на НК „Български държавни железници”, 1998.
5. Камиони – специално издание тестове, юни 2008.
6. Минков, П. Електрическа тяга. С., ПБ ВМЕИ “Ленин”, 1988.
7. Минков, П. Ръководство по проектиране по електрическа тяга. С., ПБ ВМЕИ “Ленин”, 1990.
8. Ненов, Н.Движение на влаковете и оптимални режими на управление. С., ВТУ “Тодор Каблешков, 2008.
9. Семов, Д., Н. Иванов, Д. Лозанов. Автомобили, трактори и кари. С., Техника, 1992.


Доц.д-р.инж.Симеон Стоядинов, Технически университет-София
Доц.д-р.инж.Олег Кръстев, Технически университет-София
Гл.ас.инж.Светослав Мартинов, Технически университет-София
Инж.Цветанка Вълчева, Технически университет-София

## ENERGY EFFICIENCY OF INTERMODAL TRANSPORT

S.Stoiadinov O.Krastev S.Martinov Ts.Valcheva

**Abstract**

Intermodal transportations are strategic of the transport politics. In this article is reviewed an examination of the energy eficiency, which is mainly pointed towards the transportation of lorries with railway transport. A methodology has been developed and its results are discribed below.

**Keywords:** energy efficiency, intermodal transport

Assoc.Prof.Simeon Stoiadinov, Ph.D., Technical University-Sofia
Assoc.Prof.Oleg Krastev, Ph.D., Technical University-Sofia
Assist.Prof. eng.Svetoslav Martinov, Technical University-Sofia
Eng.Tsvetanka Valcheva, Technical University-Sofia

# ВЪРХУ УДАРА МЕЖДУ ДВЕ ТЕЛА

Божин Пенков Николай Митев
penkov@tugab.bg mitev_n@tugab.bg

*Предложен е метод за пресмятане на удара между две тела с голяма разлика в масите. Този модел е получен при разглеждане на еластичната задача за удар на две тела. Резултатите, получени от пресмятанията с помощта на този модел са сравнени с експерименталните данни от удар на гумен буфер с твърдо тяло. Получена е задоволителна точност от моделирането за експресни инженерни пресмятания.*

***Ключови думи:*** *удар, деформация, продължителност на удара, еластичен и вискоеластичен проблем*

## *1. Въведение*

Към устройствата за безопасност в подемно-транспортните машини принадлежат и буферите, чието предназначение е да погълнат част от кинетичната енергия на движещия се обект (кран/кранова количка) при удар в ограничителните стойки. Като най-подходящ материал за изработката им се използва гумата, която принадлежи към групата на вискоеластичните материали. Тя притежава високо вътрешно триене, благодарение на което голяма част от кинетичната енергия на крана/ крановата количка се превръща в топлина и разсейва в околната среда.

Ударът на вискоеластично с твърдо тяло [3] е бързопротичащ процес, който е един от малкото изучени въпроси от областта на теорията за контактните задачи от механиката на деформируемото твърдо тяло. Проблемът за удара на твърдо тяло по гумен буфер [1, 2] е един от най-интересните за теорията и практиката случай за нестационарно динамично натоварване на гумен елемент. *Независимо от това, обаче задачата за цялостно математическо моделиране процеса на удар между твърдо тяло и буфер до сега практически не е решена.*

Една от характерните особености при този проблем е, че масата на крана/крановата количка в сравнение с тази на буфера е много по-голяма и съществуващите в литературата модели са приложими за съотношение на двете маси до *21,165.*

Целта на настоящата работа е бъде представена една методика за определянето на деформацията и продължителността на удара при голяма разлика в масите на двете удрящи се тела. В случая се разглежда удар между две еластични тела и е направен един опит за оценка, доколко тази методика е приложима за инженерни пресмятания на гумени буфери

## *2.Изложение*

Разглеждания въпрос е едно продължение на задачата за вълновото разпространение на напрежението и деформациите в тяло, подложено на удар. Този процес [4] може да се опише с помощта на частното диференциално уравнение от хиперболичен тип:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \qquad (1)$$

където $u$ е преместването на дадена точка от еластичното тяло с маса $m_2$ (*фиг. 1*); $c$ – скоростта на разпро-странение на еластичната вълна:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \qquad (2)$$

където $E$ е модулът на еластичност на тялото 2; $\rho$ – неговата обемна плътност; $t$ – времето; $x$ – координатната ос по направление на удара.

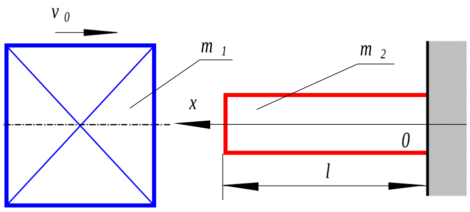
Това уравнение се решава при следните гранични и начални условия:

$$(u)_{t=0} = 0; \quad \left(\frac{\partial u}{\partial t}\right)_{t=0} = 0 \qquad (3)$$
$$(0 < x < l)$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t}\right)_{t=0} = v_0 \qquad (x = l) \tag{4}$$

Граничното условие за закрепения край на тялото 2 е:

$$(u)_{x=0} = 0 \tag{5}$$




*Фигура 1. Удар между две тела: $m_1$ – масата на твърдото тяло; $m_2$ – масата нас еластичното тяло; $v_0$ – началната скорост при удара*

На свободния край на еластичното тяло 2 ($x = l$) инер-ционната сила се уравновесява със силата вследствие на еластичната му деформация:

$$k_m l\left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}\right)_{x=l} = -c^2\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}\right)_{x=l} \tag{6}$$

където $k_m = \dfrac{m_1}{m_2}$ е отношението между двете маси; $l$ е дължината на еластичното тяло; $m_1$ – масата на удрящото твърдо тяло; $m_2$ – масата на неподвижното еластично тяло.

Решението на диференциалното уравнение се търси от вида:

$$u = f(ct - x) - f(ct + x) \tag{7}$$

От началните условия се получава:

$$u(x) = f(-x) - f(x); \qquad (0 < x < l) \tag{8}$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} = -f'(-x) - f'(x); \qquad (0 < x < l) \tag{9}$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t}\right)_{t=0} = cf'(-x) - cf'(x) \qquad (0 < x < l) \tag{10}$$

На базата на тази постановка [4, 11, 12] съществува решение от вида (след смяна на променливата $z = ct$-$x$):

- за първия преход на еластичната вълна ($l < z < 3l$)

$$f'(z) = \frac{v_0}{c} e^{-\frac{z-l}{k_m l}} \tag{11}$$

където $v_0$ е началната скорост при удара между телата;

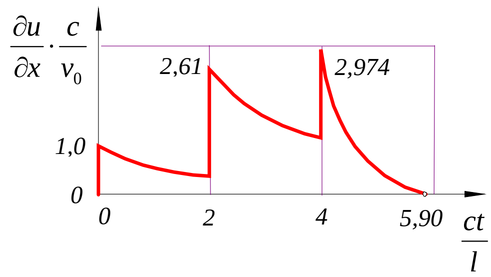
- за втория преход ($3l < z < 5l$)

$$f'(z) = \frac{v_0}{c} e^{-\frac{z-l}{k_m l}} + \frac{v_0}{c} * \\ * \left[1 - \frac{2}{k_m l}(z - 3l)\right] e^{-\frac{z-3l}{k_m l}} \cdot \tag{12}$$

- за третия преход ($5l < z < 7l$)

$$f'(z) = \frac{v_0}{c} e^{-\frac{z-l}{k_m l}} + \\ + \frac{v_0}{c}\left[1 - \frac{2}{k_m l}(z - 3l)\right] e^{-\frac{z-3l}{k_m l}} + \\ + \frac{v_0}{c}\left[\begin{array}{l} 1 - \frac{4}{k_m l}(z - 5l) + \\ + \frac{2}{(k_m l)^2}(z - 5l)^2 \end{array}\right] e^{-\frac{z-5l}{k_m l}} . \tag{13}$$

Изменението на първата производна [12] при съотношение на масите $k_m = 4$ е показано на *фиг. 2*, от което се вижда, че продължителността на удара е в рамките на около шест прехода на еластичната вълна (три цикъла) ($ct/l$ = 5,90).




*Фигура 2. Изменение на относителната деформация при съотношение на удрящите се маси $k_m$=4 според* [12]

За следващите преходи на еластичната вълна (след третия) не съществуват в литературата аналитични зависимости, но сравнявайки съществуващите за трите прехода се вижда, че със всеки следващ се получава със все по-сложна структура.

В [4,12] са дадени зависимости за пресмятане на максималната деформация $\varepsilon_{max}$ за стойности на $k_m \le 25{,}165$. При удар на кран/кранова количка върху гумените буфери коефициентът за отношението на масите се получава значително по-голям от посоченият. Поради тази причина [6] се налага необходимостта от търсене на модел, при който да може да се определя продължителността на удара и максималната стойност на деформацията при $k_m > 25{,}165$.

След извършване смяна на променливата $x$ със $z = ct\text{-}x$ за правата вълна и $z = ct+x$ за обратната вълна според (1) до (10) се получава:

$$f'(z) = 0 \quad при \quad (-l < z < l) \tag{14}$$

От уравнението

$$f''(z) + \frac{1}{k_m l} f'(z) = f''(z-2l) - \\ - \frac{1}{k_m l} f'(z-2l) \tag{15}$$

след интегриране се получава:

$$f'(z) = C_n e^{-\frac{z-l}{k_m l}} + e^{-\frac{z-l}{k_m l}} * \\ * \int e^{\frac{z-l}{k_m l}} \left[ \begin{array}{l} f''(z-2l) - \\ -\frac{1}{k_m l} f'(z-2l) \end{array} \right] dz \tag{16}$$

Като се вземе в предвид, че при $z = (2n\text{-}1)l$ е в сила зависимостта:

$$f'[(2n-1)l + 0] - \\ - f'[(2n-1)l - 0] = \frac{v_0}{c} \tag{17}$$

решението за първата производна при $z \in [(2n\text{-}1)l, (2n+1)l]$ след съответните преобразувания се получава:

$$f'(z) = \frac{v_0}{c} * \\ * \sum_{i}^{n} \left\{ \sum_{j=0}^{i} A_{i,j} \left[ \frac{z-(2i-1)l}{k_m l} \right]^j \right\} * \\ * e^{-\frac{z-(2i-1)l}{k_m l}}, \tag{18}$$

където коефициентите $A_{i,0} = 1$ за $i = 1, 2, \ldots, n$, а за останалите с помощта на математическата индукция се доказва зависимостта:

$$A_{i,j} = A_{i-1,j} - \frac{2}{j} A_{i-1,j-1}, \quad j \geq 1, \tag{19}$$

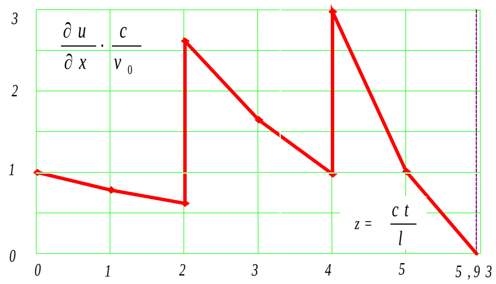
$$A_{i,j} = 0, \quad j > 1, \quad j > i. \tag{20}$$

Получените резултати са база за създаване на алгоритъм на програма за пресмятане на първата производна при разпространение на еластичната вълна, от където с помощта на (9) и (10) е възможно да се определи деформацията и скоростта на тялото в дадено сечение, което е подложено на удар.

Подпрограмите за пресмятане на първата производна за разпро-странение на еластичната вълна са две. С помощта на първата програма и зависимостите (19) и (20) се извършва пресмятане на коефициентите $A_{i,j}$ според броя на зададените преходи на еластичната вълна ($n = 0...N$).

Във втората програма с помощта на (18) се пресмятат стойностите на $f'(z)$ и след това с помощта на (9) се определя деформацията на тялото. Създадената на *MathCad* програма се състои от четири вложени цикъла. С помощта на най-външния цикъл се определят броя на точките (*N1*), в които се определя стойността на първата производна за всяка една точка от цикъла за прехода на еластичната вълна от мястото на удара ($x = l$ - *фиг. 1*), отразяване в закрепения край ($x = 0$) и връщане в изходната точка $x = l$. Периодът на този цикъл е $T = 2l/c$ и съответно техният брой е $N$. Според [9] се препоръчва броят на тези точки $N1 = 3...4$, тъй като използването на по-голям брой точки не довежда до подобряване на резултатите от пресмятането. В разглеждания случай е прието броят на точките да бъде *3*. Във вторият цикъл се задават (определят) точките z, в които впоследствие се пресмята стойността на производната. В такъв случай масивът от стойностите се определя с израза $z(n) = (2n+1)l$, а когато във всеки цикъл е необходимо да се пресмятат по $k$ стойности ($k = 0, 1, 2$, т. е. $N1 = 2$) - $z(n, k) = (2n+1+k)l$. Третият цикъл управлява сумирането по $i$ според (18). Числителят от израза в скобите на сумата по $j$ и показателят на експонентата се пресмятат с израза $z1(n,k,i)l = (z(n,k)\text{-}(2i+1))l = (2(n\text{-}i)+k)l$. След определянето на стойностите на $f'(z)$ се определя и стойността на деформацията според (9). С помощта на допълнителна програма се изравняват индексите на стойността от последната точка ($k = 2$) от $n$ – тия цикъл със стойността на първата точка ($k = 0$) от следващия $n+1$ – ви цикъл. С помощта на друга програма, тримерният масив се преобразува в едномерен, който след това се представя графично.

След пускане на програмата са извършени тестови пресмятания за стойности на $k_m$, цитирани в [4, 5, 10, 11, 12]. Първоначално е извършено пресмятане за удар между две тела с отношение между масите $k_m = 4$. Графиката за изменение на деформацията е показана на *фиг 3*.




*Фигура 3. Пресметнати стойности на деформацията при удар и коефициент на масите $k_m=4$*

От анализа на графиката се установява, че продължителността на удара е $t_{уд} = 5,93T$, което показва едно добро съответствие, с даденото в цитираните по-горе автори за $t_{уд} = 5,9T$. В тези източници са посочени и максималните стойности на деформацията, които се разглеждат в точката на удар ($x=l$), където се получава интерференция на правата и обратната вълна при $k = 0$. При извършеното сравнение на данните, показани в *табл. 1* се вижда, че дадените и пресметнатите стойности имат едно добро съответствие.

Според посочените данни в [4, 5, 10, 11, 12] са извършени още пресмятания и е определена продължителността на удара $t_{уд}$ (броят на преходите на еластичната вълна $z$, където $t_{уд} = zl/c$) за стойности на коефициента на масите $k_m = 1, 2, 4$ и $6$. Получените резултати са показани в *табл. 2*. Според пресметнатата грешка за продължителността на удара от таблицата се вижда, че създаденият модел и алгоритъм за пресмятане на удар между две тела с малка разлика в масите, много добре апроксимира резултатите, посочени в различни литературни източници.

За установяване на работоспособността на предлагания модел при удар на две тела с голяма разлика на масите са извършени пресмятания за гумените буфери *P 85*, *P 11*5 и *P 120* с маса на удрящото твърдо тяло (махало от чук на Шарпи) с маса 25 kg и модул на еластичност на гумата, от която са изработени буферите $E = 7,27$ MPa и обемна плътност $\rho = 1352$ kg/m$^3$, начална скорост при удара $v_0 = 1,503$ m/s и коефициент на масите $k_m = 280$. Останалите данни за буферите са показани в *Таблица 3*.

Графичното изменение на относителната деформация по време на удара, получена чрез пресмятания с предлагания модел е показана на *фиг.4*. От нея се вижда, че продължителността на удара е $z=52$ прехода на еластичната вълна или $t_{уд} = zl/c = 52.0,03/73.329523 =0,02127$ s., а максималната относителна дефор-мация е $\partial\varepsilon / \partial x = 0,291$ при брой на преходите $z=26$, т. е. получава се една симетрична крива, която е типична при една еластична задача.

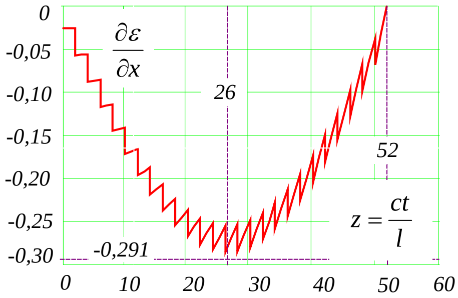
Един от резултатите [8] при експерименталните изпитания на буфер *P 85* при начална скорост на удара $v_0 = 1,503$ m/s е показан на *фиг. 5*.

*Таблица 1.* ***Сравняване на деформациииите, посочено в литературата и пресметнатите при $k_m$=4 ***

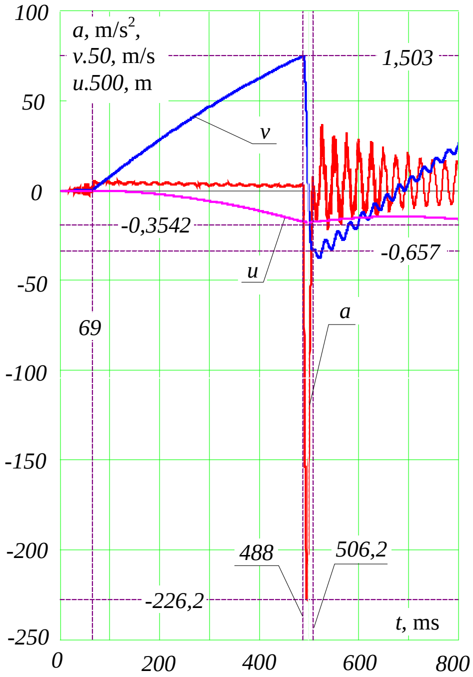
| | *k=0* | *k=0* | *k=1* | *k=2* |
|---|---|---|---|---|
| *n* | Според [5, 10, 11, 12] | Пресметнато | Пресметнато | Пресметнато |
| 0 | 1,000 | 1,0000 | 0,7788 | 0,6065 |
| 1 | 2,607 | 2,6065 | 1,6406 | 0,9744 |
| 2 | 2,974 | 2,9744 | 1,0094 | -0,0801 |
| 3 | - | 1,9199 | -0,6352 | -1,5312 |

*Таблица 2.* ***Сравнителна таблица за продължителността на удара в зависимост от коефициента на масите $k_m$***

| *Брой преходи на еластичната вълна z* | $k_m$ | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 4 | 6 |
| Според [5, 10, 11, 12] | 3,068 | 4,708 | 5,900 | 7,419 |
| *Пресметнати* | 3,064 | 4,835 | 5,930 | 7,483 |
| *Грешка, %* | 0,13 | 2,62 | 2,62 | 0,855 |



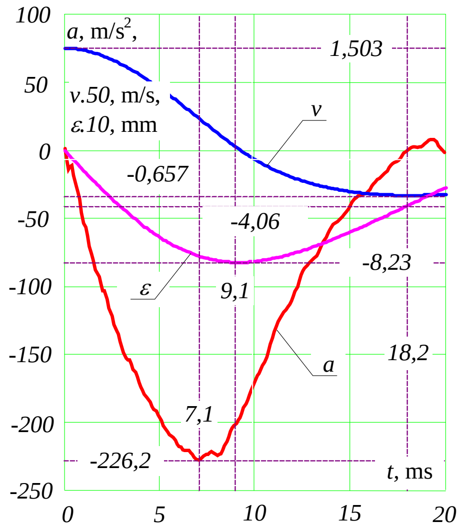

*Фигура 4. Изменение на относителната деформация , получена с помощта на предлагания модел за гумен буфер Р 85*




*Фигура 5. Експериментални резултати от изпитанието на удар на гумен буфер Р 85 (ускорение a, скорост v и преместване u)*

Тук е показано експериментално полученото изменение на ускорението *a* по време на целия експеримент. Изменението на скоростта *v* и преместването *u* са получени чрез съответно (един и два пъти) интегриране на закона за изменение на ускорението *a*. Освобождаването на ударника е извършени при *t=69* ms и извършва равноускорително движение до *t=488* ms, когато влиза в контакт с буфера, което в същност е началото на удара, който продължава до *t=506,2* ms, т. е. получава се продължителност на удара $t_{уд}=506{,}2-488=18{,}2$ ms. От *t=506,2* ms започва отката на махалото.

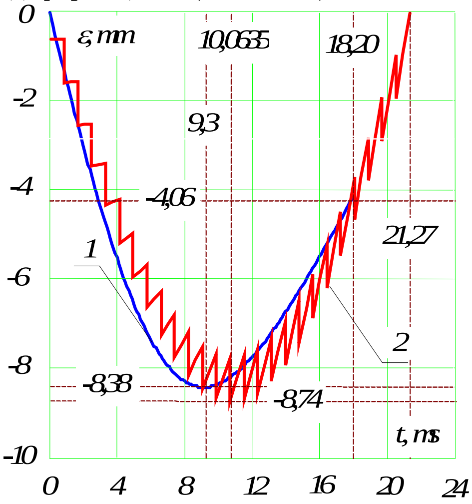
На *фиг. 6* в по-близък план е показано изменението на трите параметра по време на самия удар, чиято продължителност се определя от двете стойности на ускорението когато *a=0*. Данните от експеримента и пресмятанията са показани в *табл. 3*.




*Фигура 6. Експериментални резултати за изменение на ускорението, скоростта и деформацията на гумен буфер Р 85 само по време на удара*

Грешката между пресметнатата стойностза продължителността на удара $t_{уд} = 21{,}27$ ms. и експери-менталната $t_{уд} = 18{,}2$ ms. е $\Delta t = 14$ %. Максималната относителна дефор-мация се получава при 26 преход $\partial\varepsilon / \partial x = 0{,}291$, което отговаря на абсолютна деформация $\varepsilon_m = 8{,}73$ mm. И в този случай (*фиг. 4*) се получава една симетрична крива спрямо максималната стойност на деформацията, което отговаря на деформация на еластично тяло. Разглежданият модел не може в пълна степен да отразява протичащият процес в буфера, който има вискоеластичен характер. От експеримента е получена деформация $\varepsilon_e = 8{,}23$ mm и съответна грешка в пресмятането $\Delta\varepsilon = 5{,}72$ %.

От извършеното сравнение (*фиг. 6* и *фиг. 7*) за изменение на деформацията $\varepsilon$ се виждат някои съществени различия между еластичния и вискоеластичния характер при деформацията на две такива тела. Характерното за удар на едно вискоеластично тяло е, че вълната на напрежението (ускорението *a*) достига своя максимум (*t = 7,1* ms) по-рано отколкото скоростта на разпростране-ние на деформацията (*t = 9,3* ms).




*Фигура 7. Сравнение между експерименталните (1) и пресметнатите стойности (2) за изменение на деформацията при удар гумен буфер P 85*

От *фиг. 7* се вижда също така, че в края на удара буфера не може да възвърне своето първо-начално положение, т. е. притежавал е деформа-ция $\varepsilon = 4{,}06$ mm.

За останалите буфери получените резултатите са показани в *табл. 3*. От тях се виж-да, че пресметнатата максимална дефор-мация е с по-добра точност в сравнение с продължителност-та на удара, където тя се получава по-голяма грешка където тя е по-голяма при еластичния мо-дел.

### *3. Заключение*

Предлагания модел и програма за удар на две тела с голяма разлика на масите, може да слу-жи за определяне на продължителността на удара и деформацията на разглежданото еластично тяло.

Получената крива с помощта на модела за изменение деформацията на тялото е симетрична спрямо нейния максимум, докато при виско-еластичното тяло той се получава по-късно вслед-ствие на повишеното вътрешно триене между макро-молекулите. Продължителността на удара се получава по-голям при еластичния модел в сравнение с тази от експеримента.

Независимо от посочените различия, тази методика може да се използва при инженерни пресмятания, получавани с една задоволителна за практиката точност за гумени буфери, подложени на удар с твърдо тяло.

*Таблица 3* ***Сравнителни данни от лабораторни изпитания на гумени буфери и пресметнати стойности с помощта на предлагания модел***

| *Модел на буфера* | *P 85* | *P 115* | *P 120* |
|---|---|---|---|
| *Маса на буфера m*, kg | 0,089 | 0,209 | 0,469 |
| *Дължина на буфера l*, mm | 30 | 35 | 45 |
| *Начална скорост при удара* $v_0$, m/s | 1,503 | 1,370 | 1,234 |
| *Коефициент на масите* $k_m$ | 280 | 119,6 | 53,3 |
| *Брой цикли z* | 52 | 34 | 23 |
| *Относителна деформация* $\partial\varepsilon/\partial x$ | 0,291 | 0,153 | 0,107 |
| *Продължителност на удара – експеримент* $t_e$, ms | 18,2 | 13,0 | 11,8 |
| *Продължителност на удара – модел* $t_m$, ms | 21,27 | 16,23 | 14,1 |
| *Грешка* $\Delta t$, % | 14,0 | 19,9 | 16,3 |
| *Деформация – експеримент и* $\varepsilon_e$, mm | 8,23 | 5,36 | 4,80 |
| *Деформация – модел* $\varepsilon_m$, mm | 8,73 | 6,23 | 5,02 |
| *Грешка* $\Delta\varepsilon$, % | 5,72 | 14,00 | 4,4 |
| *Продължителност на удара според* (*15.125*) [*11*], ms | 21,5 | 16,4 | 14,1 |
| *Грешка* $\Delta t$, % | 15,35 | 20,73 | 16,31 |
| *Деформация според* (*3.95*) *от* [*12*] $\varepsilon/(\partial\varepsilon/\partial x)$, mm/- | 10,92/0,364 | 8,575/0,245 | 7,65/0,17 |
| *Грешка* $\Delta\varepsilon$, % | 24,63 | 37,5 | 37,25 |

***Литература:***

[1] Абросимов Г. Э. Продольны удар жесткого тела по вязкоупругому стержню конечной длины. Вопросы динамики и прочности (ВДП). Рига, Зинатне, 1982, т. 40. с. 80-89.
[2] Абросимов Г. Э. Удар жесткого тела по осесимметричному резинометаллическому амортизатору. ВДП, 1982, т. 40. с. 90-97.
[3] Бадалов Ф. Б. Методы степенных рядов в нелинейной наследственной теории вязкоупругости. Ташкент, Фан, 1980, 224 с.
[4] Кильчевский Н. А. Динамическое контактное сжатие твердых тел. Удар. Киев, Наукова думка, 1976, 319 с.
[5] Пановко Я. Г. Введение в теорию механиеского удара. М., Наука, 1977, 224 с.
[6] Пенков Б., Петров П. Удар между две тела с голяма разлика между в масите. С., Машиностроене, 2000, HC tech ’2000, с. 21-23.
[7] Пенков Б. П. Удар на твърдо тяло върху гумен буфер – експериментално изследване. Годишник на ТУ-Габрово, 2006.
[8] Пенков Б. П. Удар на твърдо тяло върху гумен буфер – експериментално изследване. Известия на ТУ – Габрово, 2007, т. 34, с. 32-34.
[9] Пономарев С. Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении – том III. МАШГИЗ, М., 1959, 1118 с.
[10] Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости. М., Наука, 1975, 576 с.
[11] Collins J. A. Failure of Materials in Mechanical Design – Analysis, Prediction, Prevention. N. Y., John Wiley & Sons, 1981.
[12] Goldsmith W. Impact. The Theory and Physical Behavior of Colliding Solids. Edward Arnold Publisher, London, 1960, p.452

Доц.д-р.инж.Божин Пенков, Технически университет-Габрово
Ст.ас.инж.Николай Митев, Технически университет-Габрово

## ABOUT OF TWO BODYES IMPACT

B.Penkov N.Mitev

**Abstract**

A method for the impact of two bodies with large difference of their masses solving is proposed. This model by solving the elastic problem of impact of two bodies is obtained. The results of this solution whit experimental data of the test of impact of rubber buffers whit rigid body are compared. It is received a satisfactory accuracy for the engineering calculations.

***Keywords:*** *impact, deformation, duration of impact, elastic and viscoelastic problem*

Assoc.Prof. Bozhin Penkov, Ph.D., Technical University – Gabrovo
Assist.Prof. Nikolai Mitev, Technical University – Gabrovo

# ЧИСЛЕНО-АНАЛИТИЧЕН ПОДХОД ЗА ПРИВЕЖДАНЕ НА ЕЛАСТОДЕМПФИРАЩИ ПАРАМЕТРИ ПРИ ЗАДВИЖВАНЕ НА РОТАЦИОННИ ДВОИЦИ С ЛИНЕЙНИ ХИДРОЦИЛИНДРИ

Росен Митрев
rosenm@tu-sofia.bg

Божидар Григоров
b.grigorov@tu-sofia.bg

*В работата е предложен числено-аналитичен подход за привеждане на еластодемпфиращи параметри при задвижване на ротационни двоици с линейни хидроцилиндри, базиращ се на метода на затворените векторни контури. Предложеният подход е приложен към няколко механизма, широко разпространени за задвижване на звена и работни органи на работни съоръжения на подемно-транспортни и строителни машини.*

***Ключови думи:*** *числено-аналитичен подход, привеждане, еластодемпфиращи параметри*

## 1.Въведение

Симулационното моделиране на работни съоръжения тип „манипулатор” на подемно-транспортни и строителни машини е свързано със създаването на динамичен модел, възпроизвеждащ със зададена точност динамичното поведение на реалната механична система. В зависимост от целите на изследването се използват различни по вида и сложността си динамични модели. Най-често реалната механична система с безкраен брой степени на свобода се представя чрез динамичен модел с дискретни маси - звената на манипулатора се представят като абсолютно твърди тела с масово-инерционни характеристики, отговарящи на реалното звено и свързани със съседни звена чрез ротационни или транслационни кинематични двоици.

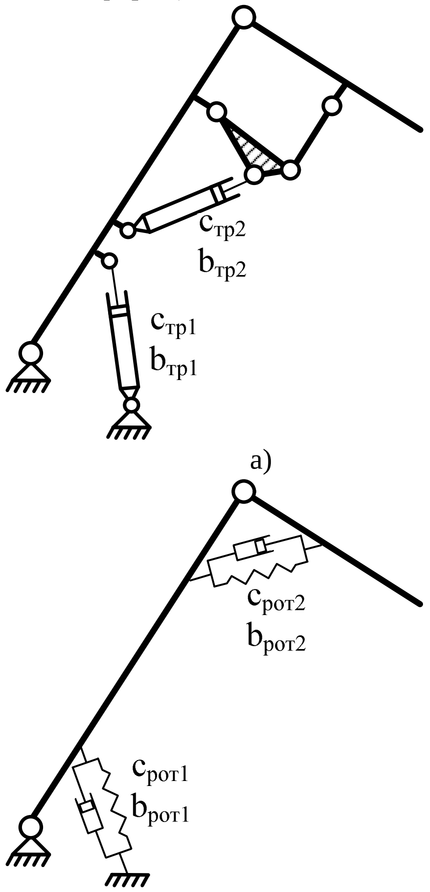
Еластодемпфиращите свойства на елементите на задвижването на реалната механична система се отчитат най-често чрез съсредоточаване в кинематичните двоици на еластодемпфиращи елементи, свързаващи две съседни звена. Параметрите на тези еластодемпфиращи елементи зависят изцяло от вида и структурата на задвижването на звеното на манипулатора.

При манипулаторите от лек тип, задвижването по степените на свобода се извършва чрез ротационен двигател, директно или посредством редуктор свързан към задвижваното звено. В този случаи отчитането на еластодемпфиращите параметри на кинематичната верига на задвижването и замяната му с еквивалентен еластодемпфиращ елемент в динамичния модел е сравнително лесно [9].

Поради значителните технологични сили, възникващи при взаимодействието на работните органи на подемно-транспортните и строителните машини с товара или работната среда, работните органи и звената на работните съоръжения се задвижват от хидравлични цилиндри, свързани със задвижваното звено чрез различни по вида си шарнирно-лостови механизми, преобразуващи линейното движение на хидроцилиндъра най-често в ротационно движение на задвижваното звено. В този случай замяната на еластодемпфиращите параметри (линейни коефициенти на еластичност $c_{тр}$ и демпфиране $b_{тр}$ – фиг.1а) на хидроцилиндъра и свързаната с него хидравлична система с еквивалентен ротационен еластодемпфиращ елемент (с ротационни коефициенти на еластичност $c_{рот}$ и демпфиране $b_{рот}$ – фиг.1б) е по-трудна и се нуждае от специална дискусия, която е и цел на настоящата работа.

## 2.Изложение

Определянето на ротационните коефициенти на еластичност и демпфиране $c_{рот}$ и $b_{рот}$ на еквивалентния еластодемпфиращ елемент се извършва въз основа на равенството на енергийте на реалния и еквивалентния елементи – на потенциалната енергия за еластичния елемент и дисипативната енергия за демпфиращия елемент.




*Фигура 1. Реална кинематична схема на работно съоръжение а) и кинематична схема с еквивалентни еластодемпфиращи елементи б)*

За потенциалните енергии на реалният транслационен и еквивалентният ротационен еластични елементи са в сила следните изрази:

$$c_{тр}\frac{dx^2}{2} = c_{рот}\frac{d\varphi^2}{2} \tag{1}$$

$$c_{рот} = c_{тр}\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)^2 \tag{2}$$

В (1) и (2) чрез $dx$ е означено безкрайно малкото преместване на буталния прът на хидроцилиндъра вследствие еластична деформация на работната течност и еластичността на елементите на хидросистемата, $d\varphi$-безкрайно малка ротация на еквивалентният ротационен еластичен елемент.

Аналогично, за дисипативната енергия на двата елемента са в сила изразите (3) и (4).

$$b_{тр}\frac{\dot{x}^2}{2} = b_{рот}\frac{\dot{\varphi}^2}{2} \tag{3}$$

$$b_{рот} = b_{тр}\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)^2 \tag{4}$$

В (3) чрез $\dot{x}$ е означена линейната скорост на буталния прът на хидроцилиндъра, а чрез $\dot{\varphi}$ е означена ъгловата скорост на задвижваното звено.

В зависимостите (2) и (4) определянето на производната $dx/d\varphi$ изисква аналитичното определяне на функцията $x=x(\varphi)$ в явен вид, което често е затруднено, особено при по-сложни механизми и води до дълги аналитични изрази. Проблемът с определянето на $dx/d\varphi$ може да се реши сравнително лесно при преминаване от безкрайно малки премествания $dx$ и $d\varphi$ към малки крайни премествания $\Delta x$ и $\Delta\varphi$ съответно. В този случай (2) и (4) се записват в следния вид:

$$c_{рот} = c_{тр}\left(\frac{\Delta x}{\Delta\varphi}\right)^2 \tag{5}$$

$$b_{рот} = b_{тр}\left(\frac{\Delta x}{\Delta\varphi}\right)^2 \tag{6}$$

Отношението $\Delta x/\Delta\varphi$, а също така и като цяло кинематичният анализ на механизмите може да се извърши чрез графични и графо-аналитични [3,4], числено-аналитични [1,5,8,10] и аналитични [2,3,6,12] методи, а също така и програмни продукти за симулация на кинематиката на механизми [7,11]. Подходящ за реализация в компютърен вид е аналитичният метод на затворените векторни контури, който е и използван в настоящата работа.

За конкретен механизъм с известни и размери на звената и размери и ход на задвижващият хидроцилиндър се предлага функцията $\Delta x/\Delta\varphi$ да се определя числено по следния алгоритъм:

1.Съставят се уравненията на затворените векторни контури на шарнирно-лостовия механизъм във векторен вид. Получените векторни уравнения се проектират върху осите $X$ и $Y$ на предварително избрана координатна система, в резултат на което се получава система нелинейни алгебрични уравнения $\Phi_1$, $\Phi_2$… $\Phi_m$, описваща позиционния анализ на механизма;

2.Числено се пресмята отношението $\Delta x/\Delta\varphi$ по следния начин:

- Дискретизира се променливата дължина $L_1$ на хидроцилиндъра (входното звено) по следната зависимост:

$$L_1(i) = h_{\min} + \frac{h}{n} i, \ \ i = 0..n \qquad (7)$$

В (7) чрез $h_{min}$ е означена минималната дължина на хидроцилиндъра, чрез $h$ е означен ходът на хидроцилиндъра, чрез $n$ – броят на стъпките на дискретизация, чрез $i$ –номерът на текущата стъпка. В резултат на прилагане на (7) се получава числова редица от дискретни дължини на хидроцилиндъра

$$L_1(0), L_1(1).....L_1(i), \quad i = 0..n$$

- Извършва се позиционен анализ на механизма чрез $n+1$-кратно числено решаване на получената система нелинейни алгебрични уравнения за всяка от генерираните по зависимостта (7) стойности. Като резултат се получават числови редици, състоящи се от текущите позиции (ъглите на наклона или преместването) на звената на механизма, включително и на изходното звено $\varphi_{изх}(i)$ :

$$\varphi_1(0), \varphi_1(1).....\varphi_1(i), \quad i = 0..n$$
$$\varphi_2(0), \varphi_2(1).....\varphi_2(i), \quad i = 0..n$$
$$.$$
$$.$$
$$\varphi_{изх}(0), \varphi_{изх}(1).....\varphi_{изх}(i), \quad i = 0..n$$

- Чрез съпоставяне на $L_1(i)$ със съответното му $\varphi_{изх}(i)$ се получава функцията $L_1(i)=f(\varphi_{изх}(i))$.

3.Пресмятат се разликите

$$\Delta L_1(i)= L_1(i+1)- L_1(i), i=1…n-1 \qquad (8)$$

При равномерно генерирани по (7) дискретни стойности $L_1(i)$ се получава $\Delta L_1(1)= \Delta L_1(2)=...= \Delta L_1(i) = \Delta L_1$.

По същия начин се пресмятат разликите

$$\Delta\varphi_{изх}(i)= \varphi_{изх} (i+1)- \varphi_{изх} (i), i=1…n-1 \qquad (9)$$

4.За всяка от получените стойности $\varphi_{изх}(i)$ се пресмята отношението

$$p(i) = \left( \frac{\Delta L_1}{\Delta \varphi_{изх}(i)} \right)^2, \quad i = 1...n-1 \qquad (10)$$

5.По зависимостта (11) се пресмята приведеният ротационен коефициент на еластичност $c_{рот}$. Приведеният коефициент на демпфиране $b_{рот}$ се пресмята по същата зависимост, като формално „$c$” се заменя с “$b$” :

$$c_{рот} = c_{тр}\, p(i) \qquad (11)$$

Предложеният алгоритъм е илюстриран по-долу върху някои често използвани в работните съоръжения на строителните машини механизми.

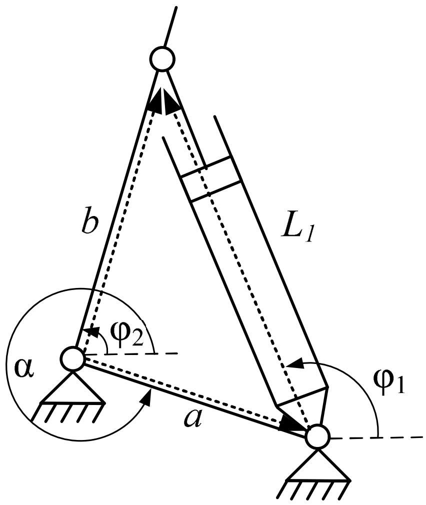
*Кулисен механизъм*

На фиг.2 е показана кинематична схема на кулисен механизъм, който широко се използва за задвижване на звената и  работните органи на строителните машини. За този механизъм функцията $L_1=L_1(\varphi_{изх})$, респективно $dL_1/d\varphi_{изх}$ могат да бъдат лесно определени аналитично, но за демонстрация ще бъде използван предложения алгоритъм, като в табл.1 ще бъдат приведени резултатите от всичките му стъпки. Кулисният механизъм има един затворен векторен контур със следното векторно уравнение:

$$\vec{a} + \vec{L}_1 = \vec{b} \qquad (12)$$

Проекциите на това векторно уравнение върху осите $X$ и $Y$ (които са съответно хоризонтална и вертикална) на координатната система са следните:

$$\begin{aligned} \Phi_1 &= a\cos(\alpha) + L_1\cos(\varphi_1) - b\cos(\varphi_2) = 0 \\ \Phi_2 &= a\sin(\alpha) + L_1\sin(\varphi_1) - b\sin(\varphi_2) = 0 \end{aligned} \qquad (13)$$



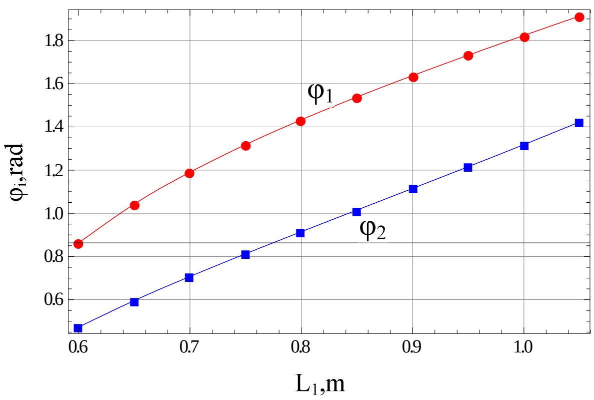

*Фигура.2 Кинематична схема на кулисен механизъм*

табл.1

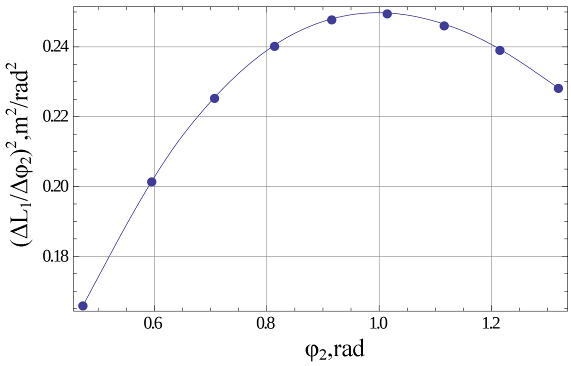
| **$L_1$(i),** m | **$\Delta L_1$(i),** m | **$\varphi_2$(i)= $\varphi_{изх}$(i),** rad | **$\Delta\varphi_2$(i),** rad | **p(i),** $m^2/rad^2$ |
|---|---|---|---|---|
| 0.6 | 0.05 | 0.473 | 0.123 | 0.166 |
| 0.65 | | 0.596 | 0.111 | 0.202 |
| 0.7 | | 0.707 | 0.106 | 0.226 |

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| 0.75 | | 0.813 | 0.102 | 0.240 |
| 0.8 | | 0.915 | 0.100 | 0.248 |
| 0.85 | | 1.015 | 0.100 | 0.250 |
| 0.9 | | 1.115 | 0.101 | 0.246 |
| 0.95 | | 1.216 | 0.102 | 0.239 |
| 1 | | 1.318 | 0.104 | 0.228 |
| 1.05 | | 1.422 | | |

На фиг.3 и фиг.4 са показани графично резултатите от позиционния анализ на механизма и пресметнатите стойности на параметъра *p(i)*.




*Фигура 3. Резултати от позиционен анализ на кулисен механизъм*



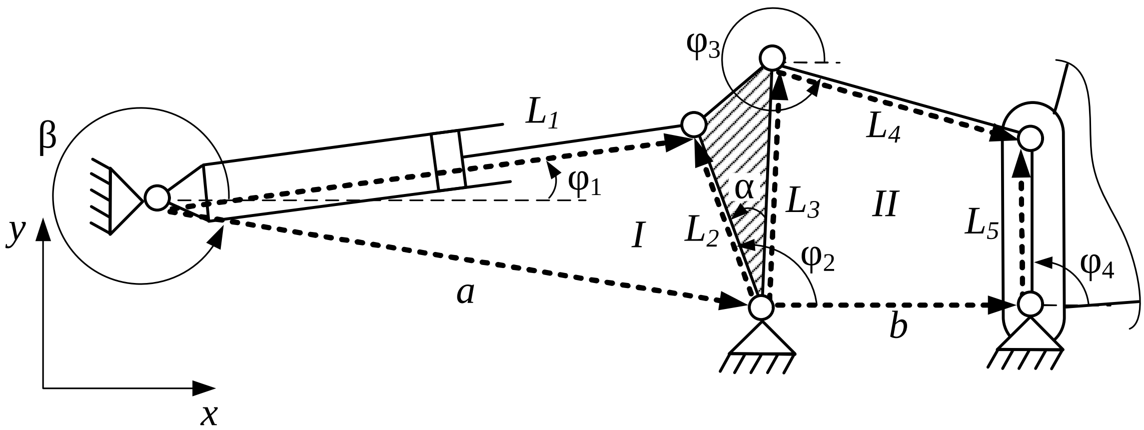

*Фигура 4. Графично изобразяване на параметъра p(i) за кулисен механизъм*

*Шестзвенен механизъм – I вид*

Разглежданият шестзвенен механизъм (фиг.5) най-често се използва за задвижване багерни кошове и прикачни работни съоръжения, а също така и за задвижване на звена на бетонпомпи и товароподемни манипулатори и представлява комбинация от последователно свързани кулисен и шарнирен четиризвенен механизми.

Състои се от два векторни контура - I и II (фиг.5) със следните векторни уравнения:

$$\vec{a} + \vec{L}_2 = \vec{L}_1$$
$$\vec{L}_3 + \vec{L}_4 = \vec{b} + \vec{L}_5 \qquad (14)$$




*Фигура 5. Кинематична схема на шестзвенен механизъм - I вид*

Проекциите на (14) върху осите $X$ и $Y$ са:

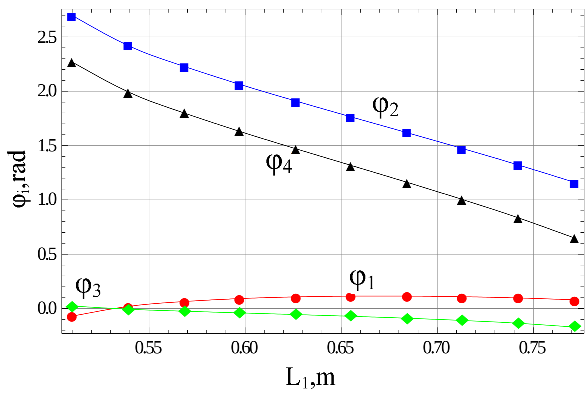
$$\Phi_1 = a\cos(\beta) + L_2\cos(\varphi_2) - L_1\cos(\varphi_1) = 0$$
$$\Phi_2 = a\sin(\beta) + L_2\sin(\varphi_2) - L_1\sin(\varphi_1) = 0$$
$$\Phi_3 = L_3\cos(\varphi_2 - \alpha) + L_4\cos(\varphi_3) - b - L_5\cos(\varphi_4) = 0$$
$$\Phi_4 = L_3\sin(\varphi_2 - \alpha) + L_4\sin(\varphi_3) - L_5\sin(\varphi_4) = 0$$
$$(15)$$

На фиг.6 и фиг.7 са показани графично резултатите от позиционния анализ на механизма и стойностите на параметъра *p(i)*.

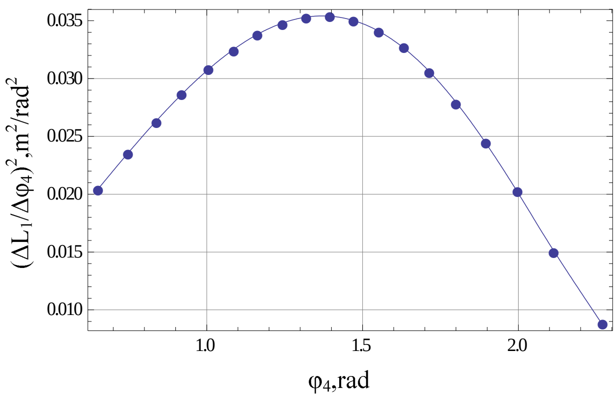
*Шестзвенен механизъм – II вид*

Този шестзвенен механизъм (известен и като Z-механизъм-фиг.8) представлява разновидност на шестзвенния механизъм от фиг.5. Използва се най-често за задвижване на работното съоръжение на челните товарачи и телескопичните манипулатори. Състои се от два векторни контура - I и II (фиг.8) с векторни уравнения (14). Проекциите им върху осите $X$ и $Y$ при възприетите означения са следните:

$$
\begin{aligned}
&\Phi_1 = a\cos(\gamma) + L_2\cos(\varphi_2) - L_1\cos(\varphi_1) = 0\\
&\Phi_2 = a\sin(\gamma) + L_2\sin(\varphi_2) - L_1\sin(\varphi_1) = 0\\
&\Phi_3 = L_3\cos(360 - (\alpha - \varphi_2)) + L_4\cos(\varphi_3) -\\
&- b\cos(\beta) - L_5\cos(\varphi_4) = 0\\
&\Phi_4 = L_3\sin(360 - (\alpha - \varphi_2)) + L_4\sin(\varphi_3) -\\
&- b\sin(\beta) - L_5\sin(\varphi_4) = 0
\end{aligned}
\qquad (16)
$$



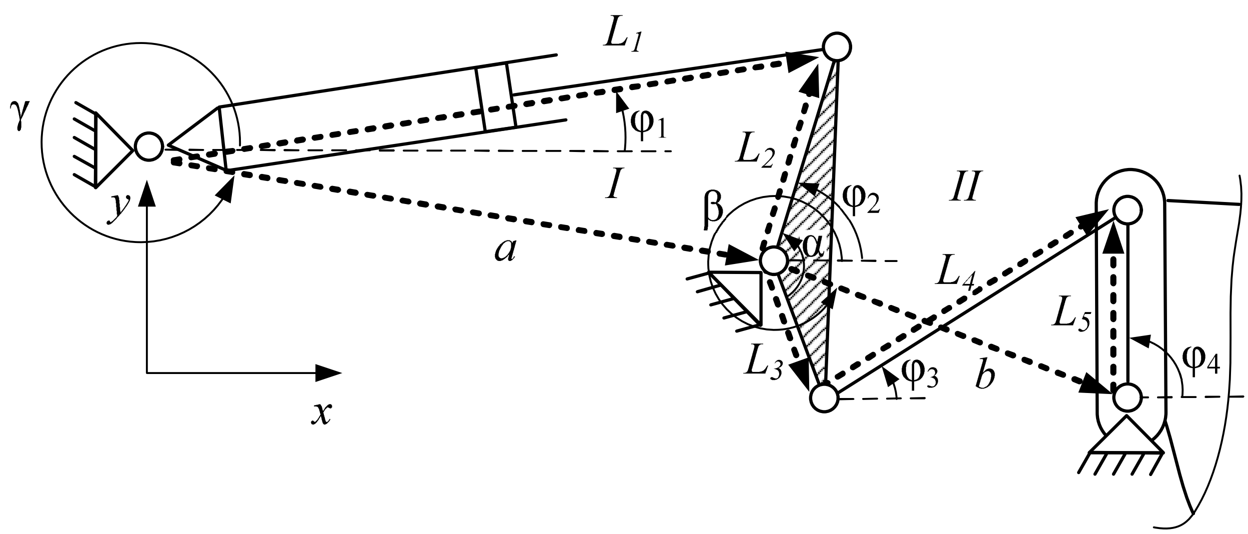

*Фигура 6. Резултати от позиционен анализ на шестзвенен механизъм – I*



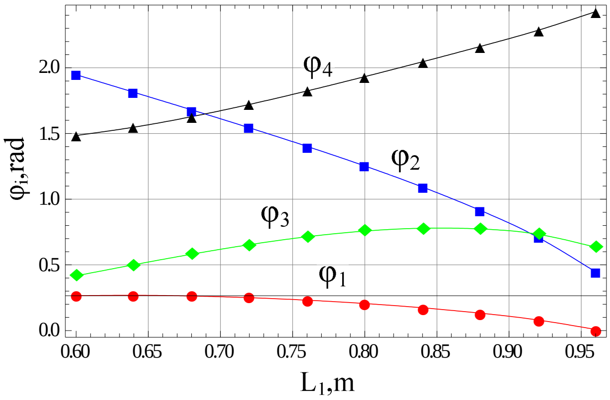

*Фигура 7. Графично изобразяване на параметъра p(i) за шестзвенен механизъм - I вид*

На фиг.9 и фиг.10 са показани графично резултатите от позиционния анализ на механизма и стойностите на параметъра *p(i)*.

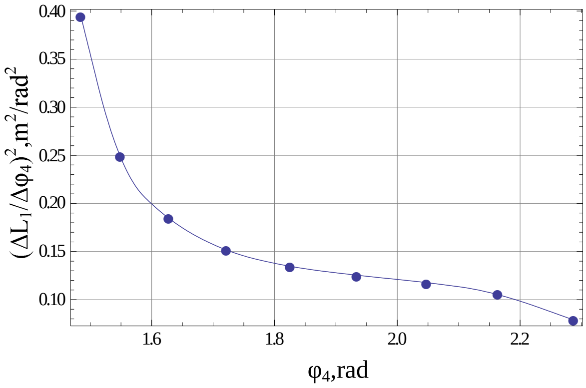
От представените на фиг.4, фиг.7 и фиг.10 резултати е очевидно, че при константни линейни еластодемпфиращи параметри на задвижващия хидроцилиндър, приведените към оста на ротация на шарнира ротационни еластодемпфиращи параметри не са константни, а са функция на ъгъла на задвижваното звено (респективно на дължината на хидроцилиндъра).




*Фигура 8. Кинематична схема на шестзвенен механизъм - II вид*




*Фигура 9. Резултати от позиционен анализ на шестзвенен механизъм – II вид*




*Фигура 10. Графично изобразяване на параметъра p(i) за шестзвенен механизъм - II вид*

3.Изводи

В резултат на извършените изследвания могат да бъдат направени следните изводи:

3.1 Предложен е числено-аналитичен подход за привеждане на еластодемпфиращи параметри при задвижване на ротационни двоици с линейни хидроцилиндри;

3.2 Предложеният подход е приложен към няколко механизма, широко разпространени за задвижване на звена и работни органи на работни съоръжения на подемно-транспортни и строителни машини.

***Литература:***


1. Григоров Б., Митрев Р., Груйчев Р. Матрично-векторен подход при определяне параметрите на система за задвижване на шарнирно свързани звена посредством хидроцилиндър. Българско списание за инженерно проектиране, брой 1, декември 2008.
2. Константинов М., Неделчев И. Теория на механизмите и машините. София: Техника, 1964.
3. Левитский Н. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1979.
4. Минчев Н., Живков В., Енчев К., Стоянов П. Теория на механизмите и машините. София: ДИ „Техника", 1991.
5. Митрев Р. Компютерный кинематический анализ шестизвенного механизма для привода рабочих органов строительных и дорожных машин. Теория Механизмов и Машин. 2008. № 1. Том 6., стр.81-88
6. Craig J. Introduction to robotics, mechanics and control. Addison Wesley publishing company, 1989.
7. Hiller M., Möller M. Computer-based kinematical analysis of spatial multiloop mechanisms. Proc. of the 22-nd Biennal ASME Mechanisms Conferenceon Flexible Mechanisms, Dynamics and Analysis, pp. 135-142, 1992, Scottsdale, USA.
8. Jalon J., Bayo E. Kinematic and Dynamic simulation of Multibody Systems. Springer-Verlag Berlin and Heidelberg GmbH & Co. K, 1993.
9. Kelly R., Santibanez V., Loria A. Control of robot manipulators in joint space. Springer-Verlag 2005;
10. Nikravesh P. Computer Aided Analysis of Mechanical Systems, Prentice-Hall, 1988.
11. www.mscsoftware.com
12.Панов В. Аспекти на динамиката и обновяването на земекопно-транспортни и пътни машини. Автореферат на дисертация за присъждане на научната степен „доктор на техническите науки". ТУ-София 2008.

Доц.д-р.инж.Божидар Григоров, Технически университет-София
Гл.ас.д-р.инж.Росен Митрев, Технически университет-София

# NUMERIC-ANALYTICAL APPROACH TO REDUCE THE ELASTODAMPING PARAMETERS FOR ROTATIONAL PAIRS DRIVEN BY LINEAR HYDRAULIC CYLINDERS

R.Mitrev    B.Grigorov

**Abstract**

The present work suggests a numeric-analytical approach to reduce the elastodamping parameters of linear hydraulic cylinders to the pivot point with rigid links forming rotational kinematics pairs. This approach is based on the closed loops method and is applied to mechanisms with such a (closed loops) structure. The method is highly applicable when investigating the dynamic behavior of large scale hydraulically driven material handling and construction equipment.

***Keywords:*** *elastodamping  parameters, reduction, closed loops method*

Assoc.prof.Bozhidar Grigorov, Ph.D, Technical University-Sofia
Assist.prof.Rosen Mitrev, Ph.D, Technical University-Sofia

# КИНЕМАТИКА НА КРАН ВЪРХУ ЕЛАСТИЧНА ОСНОВА

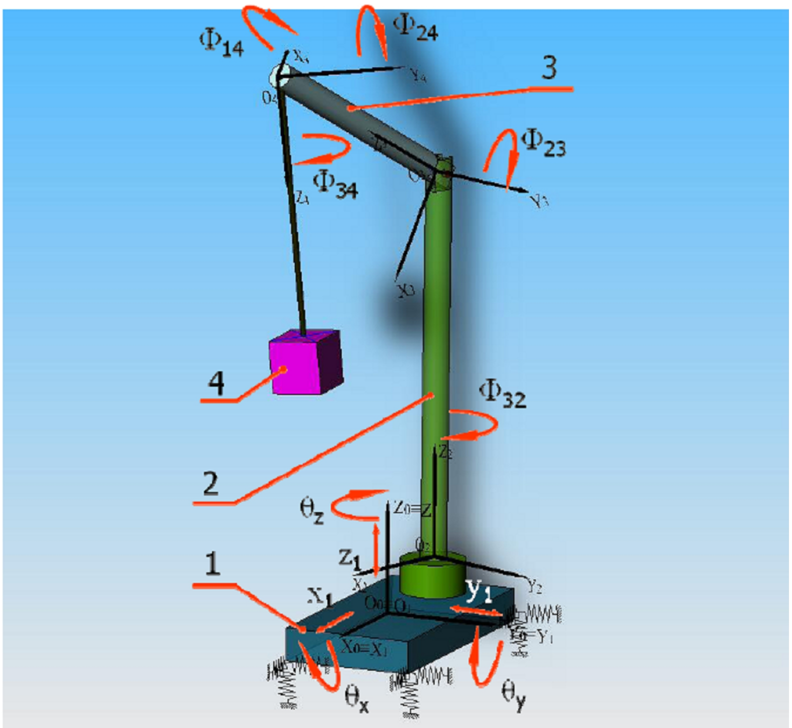
Илия Ангелов
il.angelov@abv.bg
Валентин Славов
valslavov@abv.bg

*На базата на механо-математични матрични методи е изграден кинематичен модел в 3D пространството на кран. Получени са формули за положението, скоростта и ускорението на съответните точки, ъгловата скорост и ъгловото ускорение на съответните тела. Получените формули са удобни за анализ и синтез на кинематиката на кран.*

***Ключови думи*: *Кинематика, Матрична механика, Манипулатори***

## *1.Въведение.*

Обект на изследванията в настоящата работа е кинематиката на кран, показан на фиг.1. В досегашните известни изследвания на подобни обекти е използван равнинен метод [4], [5], [6],[7], който не отразява реалната механика на механичната система. Движението на крана е пространствено и трябва да се изследва в 3D пространството. В тази работа за механо-математичното моделиране са използвани матрични методи [1], [2]. Пресмятанията са извършени в символен вид с програмен продукт [3].




*фигура 1. Динамичен модел*

## *2.Изложение*

Изследваната механична система се състои от 4 твърди тела (фиг.1). Тяло 1- еластичната основа извършва пространствени движения и има шест степени на свобода: транслации - $x_1, y_1, z_1$ и малки ротации - $\theta_x, \theta_y, \theta_z$, изразени с модифицирани ъгли на Ойлер. Тяло 2 извършва една относителна ротация спрямо основата – $\Phi_{32}$. Тяло 3 – стрелата на крана извършва една относителна ротация спрямо тяло 2 – $\Phi_{23}$. Тяло 4 – товарът извършва 3 относителни ротации - $\Phi_{14}, \Phi_{24}, \Phi_{34}$ спрямо стрелата на крана. Механичната система има 11 степени на свобода.

Еднозначното определяне на положението на телата от механичната система в пространството спрямо предварително избрана отправна координатна система $O_0X_0Y_0Z_0$ се осъществява чрез вектора на обобщените координати, който има вида:

$$\mathbf{q} = [x_1\ y_1\ z_1\ \theta_x\ \theta_y\ \theta_z\ \Phi_{32}\ \Phi_{23}\ \Phi_{14}\ \Phi_{24}\ \Phi_{34}]^T \quad (1)$$

Преходът от координатната система, неподвижно свързана с тяло 1 към отправната координатна система се осъществява с матрицата:

$$\mathbf{A_1^0} = \mathbf{At_1^0}.\mathbf{Au_1} = \begin{bmatrix} 1 & -\theta_z & \theta_y & x_1 \\ \theta_z & 1_z & -\theta_x & y_1 \\ -\theta_y & \theta_x & 1 & z_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

където

$$\mathbf{At_1^0} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & x_1 \\ 0 & 1 & 0 & y_1 \\ 0 & 0 & 1 & z_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{Au_1} = \begin{bmatrix} 1 & -\theta_z & \theta_y & 0 \\ \theta_z & 1 & -\theta_x & 0 \\ -\theta_y & \theta_x & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Преходът от координатната система, неподвижно свързана с тяло 2 към отправната координатна система се осъществява с матрицата:

$$\mathbf{A_2^0} = \mathbf{A_1^0}.\mathbf{A_2^1}; \quad \mathbf{A_2^1} = \mathbf{At_2^1}.\mathbf{Au_2} \quad (3)$$

където

$$\mathbf{At_2^1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & l_{x2} \\ 0 & 1 & 0 & l_{y2} \\ 0 & 0 & 1 & l_{z2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{Au_2} = \begin{bmatrix} \cos\Phi_{32} & -\sin\Phi_{32} & 0 & 0 \\ \sin\Phi_{32} & \cos\Phi_{32} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Преходът от координатната система, неподвижно свързана с тяло 3 към отправната координатна система се осъществява с матрицата:

$$\mathbf{A_3^0} = \mathbf{A_2^0}.\mathbf{A_3^2}; \quad \mathbf{A_3^2} = \mathbf{At_3^2}.\mathbf{Au_3} \quad (4)$$

където

$$\mathbf{At_3^2} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & l_{x3} \\ 0 & 1 & 0 & l_{y3} \\ 0 & 0 & 1 & l_{z3} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{Au_3} = \begin{bmatrix} \cos\Phi_{23} & 0 & \sin\Phi_{23} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin\Phi_{23} & 0 & \cos\Phi_{23} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Преходът от координатната система, неподвижно свързана с тяло 4 към отправната координатна система се осъществява с матрицата:

$$\mathbf{A_4^0} = \mathbf{A_3^0}.\mathbf{A_4^3}; \quad \mathbf{A_4^3} = \mathbf{At_4^3}.\mathbf{Au_4^3}.\mathbf{Au_4} \quad (5)$$

където

$$\mathbf{At_4^3} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & l_{x4} \\ 0 & 1 & 0 & l_{y4} \\ 0 & 0 & 1 & l_{z4} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{Au_4^3} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{21} & \alpha_{31} & 0 \\ \alpha_{12} & \alpha_{22} & \alpha_{32} & 0 \\ \alpha_{13} & \alpha_{23} & \alpha_{33} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{Au_4} = \begin{bmatrix} C\Phi_{24}.C\Phi_{34} & -C\Phi_{24}.S\Phi_{34} & S\Phi_{24} & 0 \\ S\Phi_{14}.S\Phi_{24}.C\Phi_{34} + C\Phi_{14}.S\Phi_{34} & -S\Phi_{14}.S\Phi_{24}.S\Phi_{34} + C\Phi_{14}.C\Phi_{34} & -S\Phi_{14}.C\Phi_{24} & 0 \\ -C\Phi_{14}.S\Phi_{24}.C\Phi_{34} + S\Phi_{14}.S\Phi_{34} & C\Phi_{14}.S\Phi_{24}.S\Phi_{34} + S\Phi_{14}.C\Phi_{34} & C\Phi_{14}.C\Phi_{24} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Векторите на положението на произволни точки $C_i$, проектирани в локалната координатна система на съответното тяло са:

$$\mathbf{r_{Ci}} = \begin{bmatrix} l_{xCi} & l_{yCi} & l_{zCi} & 1 \end{bmatrix}^T, \quad i = 1,2,3,4 \qquad (6)$$

Векторите на положението на същите точки, проектирани в отправната координатна система, се определят по формулата:

$$\mathbf{R^0_{Ci}} = \mathbf{A^0_i}.\mathbf{r_{Ci}}, \qquad i = 1,2,3,4 \qquad (7)$$

Векторите на ъгловите скорости на телата, проектирани в локалната координатна система, се определят по формулата:

$$\mathbf{\Omega}^i_i = \sum_{k=1}^{i-1} \mathbf{U}^{k\,T}_i.\mathbf{U}^{\Omega k}_k.\mathbf{\Omega}_k + \mathbf{U}^{\Omega i}_i.\mathbf{\Omega}_i, \quad i = 1,2,3,4 \qquad (8)$$

където $\mathbf{\Omega}_k = \begin{bmatrix} \dot{\Phi}_{1k} & \dot{\Phi}_{2k} & \dot{\Phi}_{3k} \end{bmatrix}^T$.

$$\mathbf{\Omega^1_1} = \begin{bmatrix} \Omega^1_{1x} \\ \Omega^1_{1y} \\ \Omega^1_{1z} \end{bmatrix} = \mathbf{U^{\Omega 1}_1}.\dot{\mathbf{\Theta}} = \begin{bmatrix} 1 & \theta_z & 0 \\ -\theta_z & 1 & 0 \\ \theta_y & 0 & 1 \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \\ \dot{\theta}_z \end{bmatrix} \qquad (9)$$

$$\mathbf{\Omega^2_2} = \mathbf{U^1_2}^T.\mathbf{U^{\Omega 1}_1}.\mathbf{\Omega_1} + \mathbf{\Omega_2} \qquad (10)$$

$$\mathbf{\Omega^3_3} = \mathbf{U^2_3}^T.\mathbf{U^1_2}^T.\mathbf{U^{\Omega 1}_1}.\mathbf{\Omega_1} + \mathbf{U^2_3}^T.\mathbf{U^{\Omega 2}_2}.\mathbf{\Omega_2} + \mathbf{\Omega_3} \qquad (11)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{\Omega^4_4} = {} & \mathbf{U^3_4}^T.\mathbf{U^2_3}^T.\mathbf{U^1_2}^T.\mathbf{U^{\Omega 1}_1}.\mathbf{\Omega_1} + \mathbf{U^3_4}^T.\mathbf{U^2_3}^T.\mathbf{U^{\Omega 2}_2}.\mathbf{\Omega_2} + \\ & + \mathbf{U^3_4}^T.\mathbf{U^{\Omega 3}_3}.\mathbf{\Omega_3} + \mathbf{U^{\Omega 4}_4}.\mathbf{\Omega_4} \end{aligned} \qquad (12)$$

Векторите на ъгловите скорости на телата, проектирани в отправната координатна система, се определят по формулата:

$$\mathbf{\Omega}^0_i = \mathbf{\Omega}^0_1 + \sum_{k=2}^{i} \mathbf{U}^0_k.\mathbf{U}^{\Omega k}_k.\mathbf{\Omega}_k, \qquad i = 1,2,3,4 \qquad (13)$$

$$\mathbf{\Omega^0_1} = \begin{bmatrix} \Omega^0_{1x} \\ \Omega^0_{1y} \\ \Omega^0_{1z} \end{bmatrix} = \mathbf{U^{\Omega 0}_1}.\dot{\mathbf{\Theta}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \theta_y \\ 0 & 1 & -\theta_x \\ 0 & \theta_x & 1 \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \\ \dot{\theta}_z \end{bmatrix} \qquad (14)$$

$$\mathbf{\Omega^0_2} = \begin{bmatrix} \Omega^0_{2x} \\ \Omega^0_{2y} \\ \Omega^0_{2z} \end{bmatrix} = \mathbf{\Omega^0_1} + \mathbf{U^0_2}.\mathbf{U^{\Omega 2}_2}.\mathbf{\Omega_2} \qquad (15)$$

$$\mathbf{\Omega^0_3} = \mathbf{\Omega^0_1} + \mathbf{U^0_2}.\mathbf{U^{\Omega 2}_2}.\mathbf{\Omega_2} + \mathbf{U^0_3}.\mathbf{U^{\Omega 3}_3}.\mathbf{\Omega_3} \qquad (16)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{\Omega^0_4} = {} & \mathbf{\Omega^0_1} + \mathbf{U^0_2}.\mathbf{U^{\Omega 2}_2}.\mathbf{\Omega_2} + \mathbf{U^0_3}.\mathbf{U^{\Omega 3}_3}.\mathbf{\Omega_3} + \\ & + \mathbf{U^0_4}.\mathbf{U^{\Omega 4}_4}.\mathbf{\Omega_4} \end{aligned} \qquad (17)$$

Векторите на ъгловите ускорения на телата, проектирани в локалната координатна система, се пресмятат по формулите:

$$\mathbf{\varepsilon^1_1} = \mathbf{U^{\Omega 1}_1}.\ddot{\mathbf{\Theta}} + \dot{\mathbf{U}}^{\mathbf{\Omega 1}}_{\mathbf{1}}.\dot{\mathbf{\Theta}} \qquad (18)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{\varepsilon^2_2} = {} & \mathbf{U^1_2}^T.\mathbf{U^{\Omega 1}_1}.\dot{\mathbf{\Omega}}_{\mathbf{1}} + \mathbf{U^1_2}^T.\dot{\mathbf{U}}^{\mathbf{\Omega 1}}_{\mathbf{1}}.\mathbf{\Omega_1} + \\ & + \dot{\mathbf{U}}^{\mathbf{1}\,T}_{\mathbf{2}}.\mathbf{U^{\Omega 1}_1}.\mathbf{\Omega_1} + \dot{\mathbf{\Omega}}_{\mathbf{2}} \end{aligned} \qquad (19)$$

$$\mathbf{\varepsilon^3_3} = \frac{d\mathbf{\Omega^3_3}}{dt} \qquad (20)$$

$$\mathbf{\varepsilon^4_4} = \frac{d\mathbf{\Omega^4_4}}{dt} \qquad (21)$$

Векторите на ъгловите ускорения на телата, проектирани в отправната координатна система, се пресмятат по формулите:

$$\mathbf{\varepsilon^0_1} = \mathbf{U^{\Omega 0}_1}.\ddot{\mathbf{\Theta}} + \dot{\mathbf{U}}^{\mathbf{\Omega 0}}_{\mathbf{1}}.\dot{\mathbf{\Theta}}; \quad \ddot{\mathbf{\Theta}} = \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_x & \ddot{\theta}_y & \ddot{\theta}_z \end{bmatrix}^T \qquad (22)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{\varepsilon^0_2} = {} & \mathbf{U^0_2}.\mathbf{U^{\Omega 2}_2}.\dot{\mathbf{\Omega}}_{\mathbf{2}} + \mathbf{U^0_2}.\dot{\mathbf{U}}^{\mathbf{\Omega 2}}_{\mathbf{2}}.\mathbf{\Omega_2} + \\ & + \dot{\mathbf{U}}^{\mathbf{0}}_{\mathbf{2}}.\mathbf{U^{\Omega 2}_2}.\mathbf{\Omega_2} + \dot{\mathbf{\Omega}}^{\mathbf{0}}_{\mathbf{1}} \end{aligned} \qquad (23)$$

$$\mathbf{\varepsilon^0_3} = \frac{d\mathbf{\Omega^0_3}}{dt} \qquad (24)$$

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{\mathbf{4}}^{\mathbf{0}} = \frac{d\boldsymbol{\Omega}_{\mathbf{4}}^{\mathbf{0}}}{dt} \qquad (25)$$

Векторът на скоростта на произволна т.С от тяло 1 се определя като се диференцира по времето вектора на положението на т.$C_1$

$$\mathbf{V}_{\mathbf{C1}}^{\mathbf{0}} = \frac{d\mathbf{R}_{\mathbf{C1}}^{\mathbf{0}}}{dt} = \left( \frac{\partial \mathbf{A}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{0}}}{\partial x_1}\dot{x}_1 + \frac{\partial \mathbf{A}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{0}}}{\partial y_1}\dot{y}_1 + \frac{\partial \mathbf{A}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{0}}}{\partial z_1}\dot{z}_1 + \right.$$
$$\left. + \frac{\partial \mathbf{A}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{0}}}{\partial \theta_{\mathrm{x}}}\dot{\theta}_{\mathrm{x}} + \frac{\partial \mathbf{A}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{0}}}{\partial \theta_{\mathrm{y}}}\dot{\theta}_{\mathrm{y}} + \frac{\partial \mathbf{A}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{0}}}{\partial \theta_{\mathrm{z}}}\dot{\theta}_{\mathrm{z}} \right).\mathbf{r}_{\mathbf{C1}} \qquad (26)$$

Аналогично се определят векторите на скоростта на произволни точки от другите тела:

(27)

$$\mathbf{V}_{\mathbf{C2}}^{\mathbf{0}} = \frac{d\mathbf{R}_{\mathbf{C2}}^{\mathbf{0}}}{dt} = \left( \frac{\partial \mathbf{A}_{\mathbf{2}}^{\mathbf{0}}}{\partial x_1}\dot{x}_1 + \frac{\partial \mathbf{A}_{\mathbf{2}}^{\mathbf{0}}}{\partial y_1}\dot{y}_1 + \frac{\partial \mathbf{A}_{\mathbf{2}}^{\mathbf{0}}}{\partial z_1}\dot{z}_1 \right.$$
$$\left. + \frac{\partial \mathbf{A}_{\mathbf{2}}^{\mathbf{0}}}{\partial \theta_{\mathrm{x}}}\dot{\theta}_{\mathrm{x}} + \frac{\partial \mathbf{A}_{\mathbf{2}}^{\mathbf{0}}}{\partial \theta_{\mathrm{y}}}\dot{\theta}_{\mathrm{y}} + \frac{\partial \mathbf{A}_{\mathbf{2}}^{\mathbf{0}}}{\partial \theta_{\mathrm{z}}}\dot{\theta}_{\mathrm{z}} + \frac{\partial \mathbf{A}_{\mathbf{2}}^{\mathbf{0}}}{\partial \Phi_{32}}\dot{\Phi}_{32} \right).\mathbf{r}_{\mathbf{C2}}$$

$$\mathbf{V}_{\mathbf{C3}}^{\mathbf{0}} = \frac{d\mathbf{R}_{\mathbf{C3}}^{\mathbf{0}}}{dt} = \left( \frac{\partial \mathbf{A}_{3}^{\mathbf{0}}}{\partial x_1}\dot{x}_1 + \frac{\partial \mathbf{A}_{3}^{\mathbf{0}}}{\partial y_1}\dot{y}_1 + \frac{\partial \mathbf{A}_{3}^{\mathbf{0}}}{\partial z_1}\dot{z}_1 \right.$$
$$+ \frac{\partial \mathbf{A}_{3}^{\mathbf{0}}}{\partial \theta_{\mathrm{x}}}\dot{\theta}_{\mathrm{x}} + \frac{\partial \mathbf{A}_{3}^{\mathbf{0}}}{\partial \theta_{\mathrm{y}}}\dot{\theta}_{\mathrm{y}} + \frac{\partial \mathbf{A}_{3}^{\mathbf{0}}}{\partial \theta_{\mathrm{z}}}\dot{\theta}_{\mathrm{z}} + \qquad (28)$$
$$\left. + \frac{\partial \mathbf{A}_{3}^{\mathbf{0}}}{\partial \Phi_{32}}\dot{\Phi}_{32} + \frac{\partial \mathbf{A}_{3}^{\mathbf{0}}}{\partial \Phi_{23}}\dot{\Phi}_{23} \right).\mathbf{r}_{\mathbf{C}3}$$

$$\mathbf{V}_{\mathbf{C4}}^{\mathbf{0}} = \frac{d\mathbf{R}_{\mathbf{C4}}^{\mathbf{0}}}{dt} = \left( \frac{\partial \mathbf{A}_{4}^{\mathbf{0}}}{\partial x_1}\dot{x}_1 + \frac{\partial \mathbf{A}_{4}^{\mathbf{0}}}{\partial y_1}\dot{y}_1 + \frac{\partial \mathbf{A}_{4}^{\mathbf{0}}}{\partial z_1}\dot{z}_1 + \right.$$
$$+ \frac{\partial \mathbf{A}_{4}^{\mathbf{0}}}{\partial \theta_{\mathrm{x}}}\dot{\theta}_{\mathrm{x}} + \frac{\partial \mathbf{A}_{4}^{\mathbf{0}}}{\partial \theta_{\mathrm{y}}}\dot{\theta}_{\mathrm{y}} + \frac{\partial \mathbf{A}_{4}^{\mathbf{0}}}{\partial \theta_{\mathrm{z}}}\dot{\theta}_{\mathrm{z}} + \qquad (29)$$
$$+ \frac{\partial \mathbf{A}_{4}^{\mathbf{0}}}{\partial \Phi_{32}}\dot{\Phi}_{32} + \frac{\partial \mathbf{A}_{4}^{\mathbf{0}}}{\partial \Phi_{23}}\dot{\Phi}_{23} +$$
$$\left. + \frac{\partial \mathbf{A}_{4}^{\mathbf{0}}}{\partial \Phi_{14}}\dot{\Phi}_{14} + \frac{\partial \mathbf{A}_{4}^{\mathbf{0}}}{\partial \Phi_{24}}\dot{\Phi}_{24} + \frac{\partial \mathbf{A}_{4}^{\mathbf{0}}}{\partial \Phi_{34}}\dot{\Phi}_{34} \right).\mathbf{r}_{\mathbf{C}4}$$

Векторът на ускорението на т.$C_1$ се определя по формулата

$$\mathbf{a}_{\mathbf{C1}}^{\mathbf{0}} = \ddot{\mathbf{R}}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{0}} + \tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{0}}.\mathbf{U}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{0}}.\mathbf{r}_{\mathbf{C1}} + \left(\tilde{\boldsymbol{\Omega}}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{0}}\right)^2.\mathbf{U}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{0}}.\mathbf{r}_{\mathbf{C1}} \qquad (30)$$

където
$$\tilde{\boldsymbol{\Omega}}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{0}} = \begin{bmatrix} 0 & -\Omega_{1z}^0 & \Omega_{1y}^0 \\ \Omega_{1z}^0 & 0 & -\Omega_{1x}^0 \\ -\Omega_{1y}^0 & \Omega_{1x}^0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$\tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{0}} = \begin{bmatrix} 0 & -\varepsilon_{1z}^0 & \varepsilon_{1y}^0 \\ \varepsilon_{1z}^0 & 0 & -\varepsilon_{1x}^0 \\ -\varepsilon_{1y}^0 & \varepsilon_{1x}^0 & 0 \end{bmatrix}.$$

Векторите на ускоренията на точките $C_2$, $C_3$ и $C_4$ се определят като се диференцират по времето векторите на скоростите на същите точки по формулата:

$$\mathbf{a}_{\mathbf{Ci}}^{\mathbf{0}} = \frac{d\mathbf{V}_{\mathbf{Ci}}^{\mathbf{0}}}{dt}; \qquad i = 2, 3, 4\,. \qquad (31)$$

Всички пресмятания са извършени в символен вид със стандартен софтуер. Поради големия обем, резултатите не могат да бъдат публикувани в тази статия.

### *3.Заключение*

Получените резултати за вектори на положението, скорости и ускорения могат да бъдат използвани за кинематични пресмятания и при решаване на проблеми от динамиката и трептенията на кран.

***Литература:***

[1] Ангелов, И.В. Матрична механика. Изд.”Авангард Прима”, 2005.
[2] Ангелов, И.В., В.Р.Славов. Матрична механика. Кинематика. Сборник задачи. Изд.”Авангард Прима”, 2006.
[3] Wolfram, S. Mathematica: A System for Doing Mathematics by Computer. Reading, Addison-Wesley, 1988.
[4] Ellermann, K., E. Kreuzer. Nonlinear Dynamics in the Motion of Floating Cranes. Multibody System Dynamics 9: 337-387, 2003.
[5] Ellermann, K., E. Kreuzer, M. Markiewicz. Nonlinear Dynamics of Floating Cranes. Nonlinear Dynamics 27: 107-183, 2002.
[6] Holzweißig, Dresig, Fischer, Stephan. Arbeitsbuch. Maschinendynamik. Schwingungslehre. 1982.
[7] Панов В., Б.Марков. Намаляване на натоварванията в мостов кран чрез електрическа връзка между роторите на асинхронните двигатели на механизма за пътуване. Сп.Механика на машините, бр.71., Ва рна 2007, стр.93-99.

Доц. д.т.н. инж. Илия Ангелов   Технически университет – София
Гл. ас.д-р инж. Валентин Славов  -  Химико технологичен и металургичен университет – София

## KINEMATICS OF A CRANE ON ELLASTIC SUPPORT

I. Angelov                    V. Slavov

**Abstract**

On the basis of mechanical-mathematical matrix methods a kinematics modeling in 3D space of a crane is done. Formulae for the location, the velocity and acceleration of the corresponding points, the angular velocity and angular acceleration of the corresponding bodies are derived. The received formulae are useful for analysis and synthesis of the kinematics of a crane.

**Keywords**: Kinematics, Matrix Mechanics, Manipulators

Assoc.Prof. Ilia Angelov, D.Sc. - Technical University – Sofia
Assist prof. Valentin Slavov, PhD - University of Chemical Technology and Metallurgy - Sofia

# PSAB – A NEW TOOL FOR POSITION AND STATIC FORCE ANALYSIS OF A BACKHOE EXCAVATING EQUIPMENT

Rosen Mitrev
rosenm@tu-sofia.bg

*In the present study are suggested and developed new computer oriented algorithms for position and static force analysis of a backhoe excavating equipment. The position analysis is based on matrix description of the position of the bodies, which forms the open kinematic chain. The following-up static force analysis is used for determination of the static reactions in the joints. It is performed by composition of static equilibrium conditions for each body and solution of the received system of linear algebraic equations. The developed approach is realized and automated in interactive Mathcad program PSAB 1.0 (Position and Static force Analysis of a Backhoe excavating equipment).*

**Key words:** *backhoe excavating equipment, position and static force analysis*.

## *1.Introduction and objective of the study*

The backhoe excavating equipment is universal and is widely used for digging processes in construction, for geotechnical and mining operations. Mostly it is a planar linkage mechanism which links are driven by hydrocylinders. The hydrocylinders and the excavating equipment links form closed loop contours, mostly three rocker mechanisms and a four-bar mechanism. The basic structural components of the backhoe are shown at fig.1.

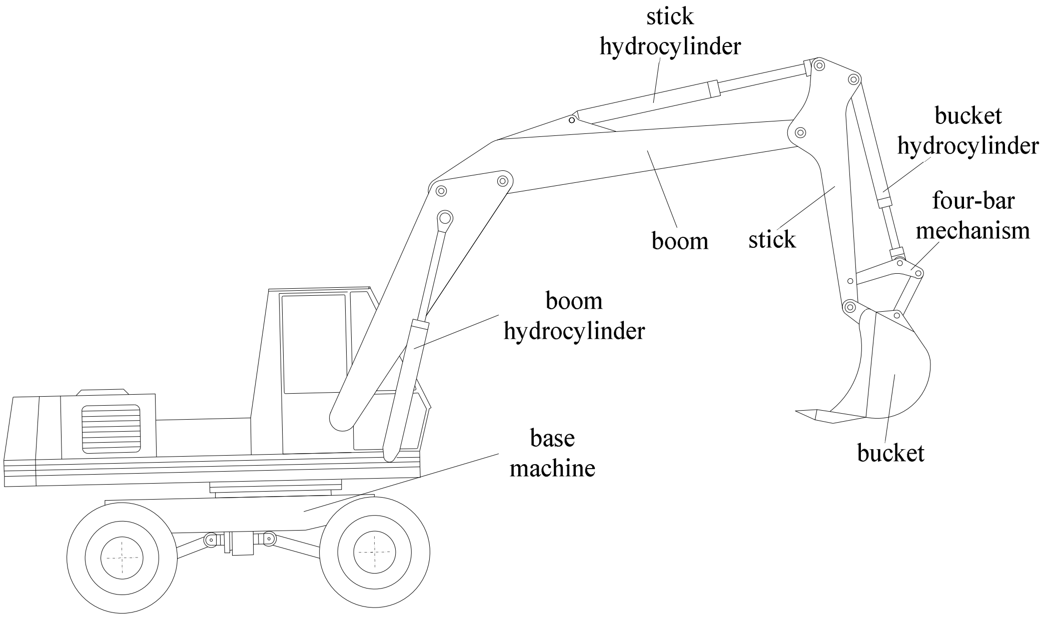



*fig.1 Basic structural elements of the backhoe excavator*

The design of a backhoe excavating equipment is a complex and multidisciplinary activity. There are vast of papers which deals with the different aspects of the design and behavior of the excavating equipment in the real exploitation conditions: geometrical parameters synthesis [Tsutsekov et all., 1985], position and kinematic analysis [Hofstra et all., 2000; Malinovskii et all., 1980; Koivo, 1994; Hsin-Sheng et all., 2004], strength analysis [Malinovskii et all., 1980; Hsin-Sheng et all., 2004], dynamical modeling [Koivo et all., 1996; Janssen and Nievelstein, 2005; Frimpong et all., 2008; Vaha and Shibniewski, 1990], vibration analysis [Ding et all., 2000], control [Budny et all., 2002; Velzen, 1999; Nguyen 2000], parameters identification and validation [Malaguti and Zaghi, 2002].

Serious attention should be paid to the position and static force analysis of the excavating equipment. These activities are very important not only in the preliminary stages of the design process, but also in the real exploitation of the machine for evaluation of its technical capabilities. The position analysis of the backhoe excavating equipment (especially the working zone dimensions) is very important for the studying of its technical-economic parameters; also it is used in the following-up static force analysis.

In the most cases of the real digging processes, the static component of the joint reactions prevails vastly over the dynamic one. By the reason of that, the working engineers use the calculated or measured maximal static forces in the joints with the suitable safety factor for the mechanical system strength calculations [Volkov et.all., 1992].

Some approaches are possible for position and static force analysis of this type of equipment. Widely used well known manual [Minchev et all., 1991] and semiautomated [Hlebosolov, 2004] graphical and graph-analytic methods are expensive, especially for studying the joints reactions in few different geometrical configurations of the excavating equipment in the working zone. The analytical approach to the problem [Uicker et all., 2003; Hsin-Sheng et all., 1994] leads to composition and solution of the big and complex systems of linear and nonlinear algebraic equations. The treatment of the statics as a particular case of the dynamics [Shabana, 2001] is also expensive and is accompanied by computational difficulties. The simulation modeling via unspecialized software products [www.ansys.com; www.solidworks.com] imposes some essential constraints to the models, performed activities and results.

There are known few computer programs, realized in algorithmic programming languages, which partially automate the position and static force analysis [Tsutsekov et all., 1985; Malinovskii et all., 1980], but they are practically inaccessible for wide audience. In the accessible literature and software market there is no computer program which is accessible for wide audience.

On the basis of the performed literature study and the practical need, the objective of the present study is defined as: to propose and develop algorithms for position and static force analysis of a backhoe excavating equipment as well as to realize these algorithms in an interactive computer program.

## *2.The algorithms*

### *2.1Algorithm for position analysis of the mechanical system*

In the present study transformation matrices are used for determination of the position of any point from the kinematic chain [Craig, 1989; Koivo, 1994; Hofstra et all., 2000]. Such an approach is well suited for computer implementation.

The kinematic chain of the backhoe equipment is a combination of open and closed loop contours. It consists of 10 rigid bodies which are interconnected by 14 joints. Each body is denoted by consecutive number *i* in the kinematic chain, and each joint by *n*, where $i=0,1,\ldots,r,\ldots,s,\ldots,9$, $n=1,2,\ldots,p,\ldots,q,\ldots,14$ (see fig.3). The fixed link (ground) has a number $i=0$, the base machine has a number 1. There is a fixed cartesian coordinate system *{0}*, attached to the point 1 with horizontal and vertical axes (fig.3). To each body is attached local cartesian coordinate system *{i}*. The position of an arbitrary chosen point *q* from a body in its local coordinate system, attached at the point *p*, is denoted by vector $\{V^L_{p.q}\}$ (see fig.2a):

$$\{V^L_{p.q}\} = \{X^L_q \;\; Y^L_q \;\; 1\}^T \qquad (1)$$

Cartesian coordinates of the point *q*, respectively $X^L_q$ and $Y^L_q$, are determined by parameters $L_{p.q}$ and $\alpha^L_{p.q}$:

$$X^L_q = L_{p.q}\cos\alpha^L_{p.q}, \quad Y^L_q = L_{p.q}\sin\alpha^L_{p.q} \qquad (2)$$

With $L_{p.q}$ is denoted the distance between points *p* and *q*, and with $\alpha^L_{p.q}$ - angle between the line $\overline{pq}$ and $X_i$ axis of the local coordinate system.

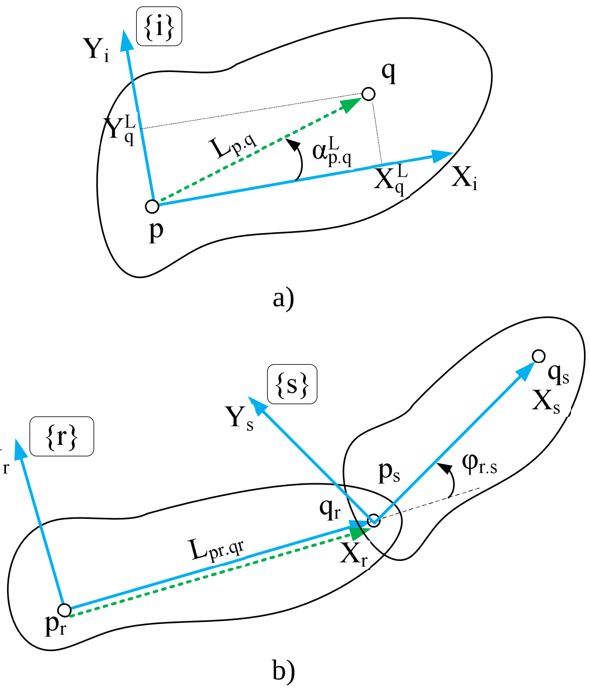



fig.2 a) position and orientation of the local coordinate system; b) parameters of the transformation matrix

For description of the relative position of two connected by joint bodies, which form an open kinematic chain, following transformation matrices are used (see fig.2b):

$$[T_i^{i-1}] = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{r.s} & -\sin\varphi_{r.s} & L_{pr.qr} \\ \sin\varphi_{r.s} & \cos\varphi_{r.s} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \qquad (3)$$

where $\varphi_{r.s}$ is the angle between links *r* and *s*.

At the fig.3 is shown the kinematic chain of the mechanical system under consideration, the joints, the points of interest and the position and orientation of the attached to the bodies local coordinate systems.

For the operating equipment under consideration (see fig.3), the open kinematic chain is formed by bodies 0 (terrain),1 (base machine), 2 (boom),5 (stick), 9 (bucket). Position and orientation of the hydrocylinders and four-bar mechanism depends on them. Transformation matrices between the local coordinate systems of the bodies 0,1,2,5,9 are:

$$[T_1^0] = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{1.2} & -\sin\varphi_{1.2} & 0 \\ \sin\varphi_{1.2} & \cos\varphi_{1.2} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$[T_5^2] = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{8.13} & -\sin\varphi_{8.13} & L_{4.8} \\ \sin\varphi_{8.13} & \cos\varphi_{8.13} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$[T_9^5] = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{13.15} & -\sin\varphi_{13.15} & L_{8.13} \\ \sin\varphi_{13.15} & \cos\varphi_{13.15} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\varphi_{1.2} = \alpha_{1.2}^L + \alpha_{ter} \qquad (4)$$

The joint coordinates and the body character points at the fixed coordinate system *{0}* are determined by the equation:

$$\{V_{p.q}^0\} = [T_i^0]\{V_{p.q}^L\} = \{X_q\ Y_q\ 1\}^T \qquad (5)$$

For considered mechanical system the following relations are valid:

-for body 1:

$$\{V_{1.2}^0\} = [T_1^0]\{V_{1.2}^L\}, \{V_{1.3}^0\} = [T_1^0]\{V_{1.3}^L\}$$

$$\{V_{1.4}^0\} = [T_1^0]\{V_{1.4}^L\}, \{V_{1.G_1}^0\} = [T_1^0]\{V_{1.G_1}^L\} \qquad (6)$$

-for body 2:

$$\{V_{4.8}^0\} = [T_1^0][T_2^1]\{V_{4.8}^L\}, \{V_{4.6}^0\} = [T_1^0][T_2^1]\{V_{4.6}^L\}$$

$$\{V_{4.5}^0\} = [T_1^0][T_2^1]\{V_{4.5}^L\}, \{V_{4.G_2}^0\} = [T_1^0][T_2^1]\{V_{4.G_2}^L\} \qquad (7)$$

-for body 5:

$$\{V_{8.7}^0\} = [T_1^0][T_2^1][T_5^2]\{V_{8.7}^L\},$$

$$\{V_{8.9}^0\} = [T_1^0][T_2^1][T_5^2]\{V_{8.9}^L\}$$

$$\{V_{8.12}^0\} = [T_1^0][T_2^1][T_5^2]\{V_{8.12}^L\};$$

$$\{V_{8.13}^0\} = [T_1^0][T_2^1][T_5^2]\{V_{8.13}^L\};$$

$$\{V_{8.G_5}^0\} = [T_1^0][T_2^1][T_5^2]\{V_{8.G_5}^L\} \qquad (8)$$

- for body 9:

$$\{V_{13.14}^0\} = [T_1^0][T_2^1][T_5^2][T_9^5]\{V_{13.14}^L\},$$

$$\{V_{13.15}^0\} = [T_1^0][T_2^1][T_5^2][T_9^5]\{V_{13.15}^L\},$$

$$\{V_{13.G_9}^0\} = [T_1^0][T_2^1][T_5^2][T_9^5]\{V_{13.G_9}^L\} \qquad (9)$$

The inclination angle of each body towards axis $X_0$ is determined via the coordinates of two points, which belongs to the body, in the fixed coordinate system *{0}* by standard function of two arguments *atan2(y,x)*, through which the angle can be calculated in the interval (-π,+ π]. For the studied mechanical system can be written:

$$\varphi_{B1} = \varphi_{1.2}$$

$$\varphi_{B2} = \operatorname{atan2}(Y_8 - Y_4, X_8 - X_4)$$

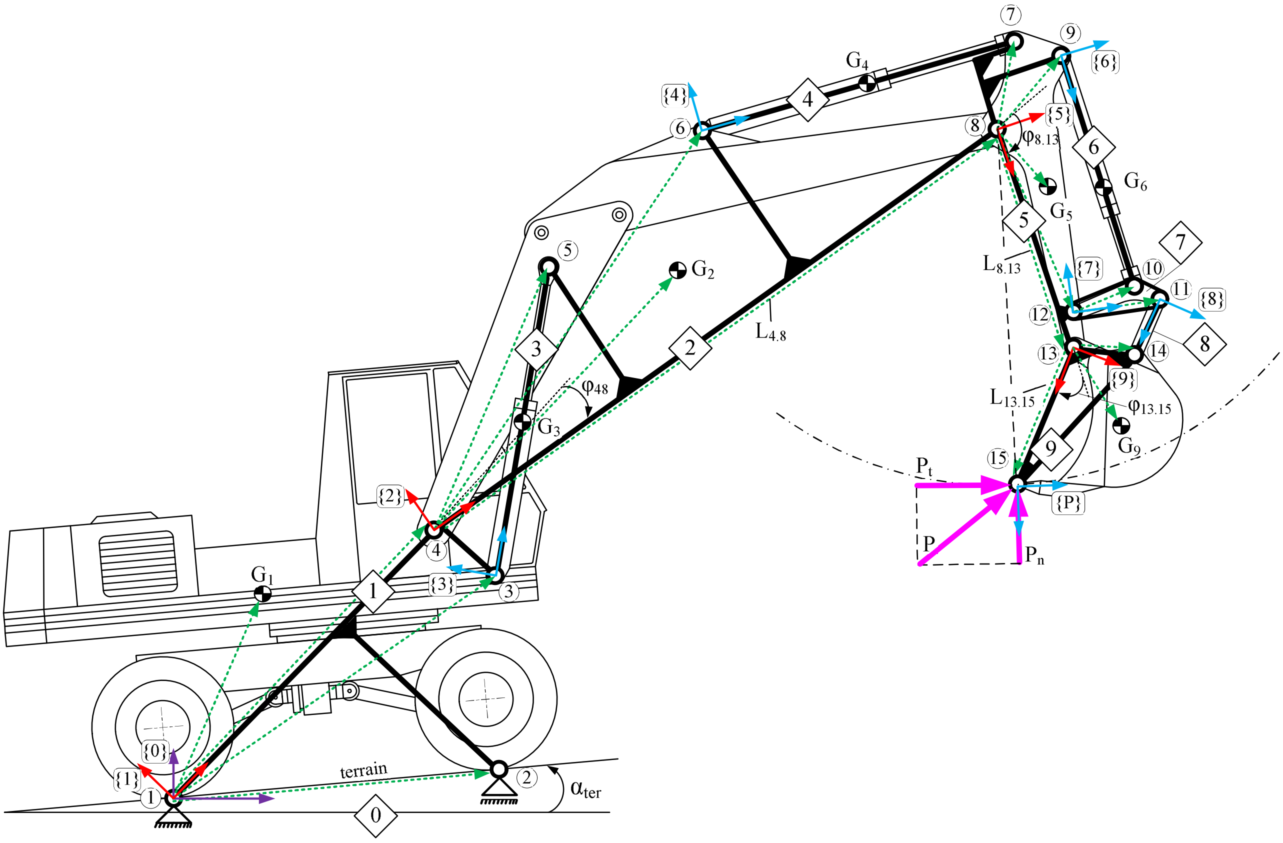



*fig.3 Kinematic scheme of the mechanical system*

$$\varphi_{B3} = \operatorname{atan2}(Y_5 - Y_3, X_5 - X_3),$$
$$\varphi_{B4} = \operatorname{atan2}(Y_7 - Y_6, X_7 - X_6),$$
$$\varphi_{B5} = \operatorname{atan2}(Y_{13} - Y_8, X_{13} - X_8),$$
$$\varphi_{B6} = \operatorname{atan2}(Y_{10} - Y_9, X_{10} - X_9),$$
$$\varphi_{B7} = \operatorname{atan2}(Y_{11} - Y_{12}, X_{11} - X_{12}),$$
$$\varphi_{B8} = \operatorname{atan2}(Y_{14} - Y_{11}, X_{14} - X_{11}),$$
$$\varphi_{B9} = \operatorname{atan2}(Y_{15} - Y_{13}, X_{15} - X_{13}) \qquad (10)$$

The length of the hydrocylinder depends on the current inclination angle of the corresponding body, which forms an open kinematic chain and is calculated by the following equation:

$$L_{Bi} = \sqrt{(X_{pi} - X_{qi})^2 - (Y_{pi} - Y_{qi})^2} \qquad (11)$$

According to (11) the lengths of the hydrocylinders 3,4 and 6 are:

$$L_{B3} = \sqrt{(X_5 - X_3)^2 - (Y_5 - Y_3)^2},$$
$$L_{B4} = \sqrt{(X_7 - X_6)^2 - (Y_7 - Y_6)^2},$$
$$L_{B6} = \sqrt{(X_{10} - X_9)^2 - (Y_{10} - Y_9)^2} \qquad (12)$$

The coordinates of hydrocylinders gravity centers in the fixed coordinate system *{0}* are functions of the position and orientation of the open kinematic chain bodies and can be calculated by equations (13). It is presumed, that the gravity centers are situated in the middle of the hydrocylinders.

$$\begin{Bmatrix} X_{G3} \\ Y_{G3} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_3 \\ Y_3 \end{Bmatrix} + \left[R_3^0\right] \begin{Bmatrix} \frac{1}{2} L_{B3} \\ 0 \end{Bmatrix},$$
$$\begin{Bmatrix} X_{G4} \\ Y_{G4} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_6 \\ Y_6 \end{Bmatrix} + \left[R_4^0\right] \begin{Bmatrix} \frac{1}{2} L_{B4} \\ 0 \end{Bmatrix},$$
$$\begin{Bmatrix} X_{G6} \\ Y_{G6} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_9 \\ Y_9 \end{Bmatrix} + \left[R_6^0\right] \begin{Bmatrix} \frac{1}{2} L_{B6} \\ 0 \end{Bmatrix} \qquad (13)$$

where $[R_3^0]$, $[R_4^0]$ are $[R_6^0]$ are the rotation matrices of the hydrocylinders local coordinate systems in relation to fixed coordinate system *{0}*:

$$[R_3^0] = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{B3} & -\sin\varphi_{B3} \\ \sin\varphi_{B3} & \cos\varphi_{B3} \end{bmatrix},$$

$$[R_4^0] = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{B4} & -\sin\varphi_{B4} \\ \sin\varphi_{B4} & \cos\varphi_{B4} \end{bmatrix},$$

$$[R_6^0] = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{B6} & -\sin\varphi_{B6} \\ \sin\varphi_{B6} & \cos\varphi_{B6} \end{bmatrix} \qquad (14)$$

When the lengths of the bodies and the coordinates of the joints 12 and 14 are known, the current geometric location of the four-bar mechanism is defined by the coordinates $X_{11}$ and $Y_{11}$ of the joint 11 in the fixed coordinate system *{0}*. These coordinates can be calculated from the following system of nonlinear algebraic equations:

$$\left\| \begin{matrix} (X_{14} - X_{11})^2 + (Y_{14} - Y_{11})^2 = L_{14.11}^2 \\ (X_{12} - X_{11})^2 + (Y_{12} - Y_{11})^2 = L_{12.11}^2 \end{matrix} \right. \qquad (15)$$

Thus, the relations from (5) to (15) define the coordinates of all bodies in the fixed coordinate system, also other geometric parameters – lengths of the hydrocylinders and inclination angles of the bodies.

The performed position analysis is used for definition of the current geometric configuration of the operating equipment and is used in the following-up static force analysis.

***2.2 Algorithm for static force analysis of the mechanical system***

The main goal of the performed static force analysis is to determine the joint reactions and the reactions between the wheels and the terrain as a function of the digging force, due to working environment.

In order to apply the conditions for static equilibrium of the bodies it is necessary that the number of the degrees of freedom *h* of the mechanical system has to be equal to zero. The Chebishev's formula (16), applied to the system under consideration has the form (17).

$$h = 3n - 2p_5 - p_4 = 0 \qquad (16)$$

$$h = 3.9 - 2.13 - 1 = 0 \qquad (17)$$

where $n$ is the number of links, $p_5$ and $p_4$ are the numbers of kinematic joints from fifth and fourth class.

There is assumed, that the digging force is concentrated at the bucket teeth (Zelenin et al.,1985] and is characterized by its value and direction. The direction of the digging force is considered as conservative in relation to the digging trajectory. The force makes approximately a constant angle γ with the trajectory tangential line (fig.4).

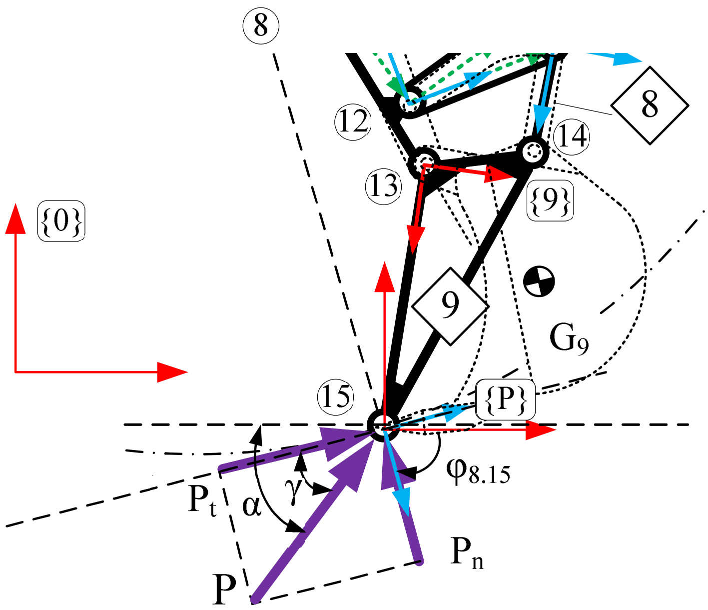



*fig. 4 Digging force and its components*

The digging force is characterized by its value and direction. The normal $P_n$ and tangential $P_t$ components of the digging force $P$ are defined in the coordinate system *{P}*. This coordinate system is attached to the tip of the bucket tooth, its *x* and *y* axes are normal and tangential respectively to the trajectory (fig.4). The following relations are valid:

$$\gamma = \operatorname{atan}(P_n / P_t) = \operatorname{atan} f\,,$$
$$\alpha = \operatorname{atan}(P_x / P_y) = \operatorname{atan} k \qquad (18)$$

$$k = \frac{\cos\phi_{8.15} f + \sin\phi_{8.15}}{\sin\phi_{8.15} f - \cos\phi_{8.15}},$$
$$f = \frac{\cos\phi_{8.15} k + \sin\phi_{8.15}}{\sin\phi_{8.15} k - \cos\phi_{8.15}} \qquad (19)$$

$$\begin{Bmatrix} P_x \\ P_y \end{Bmatrix} = [R_P^0] \begin{Bmatrix} -P_n \\ P_t \end{Bmatrix} \qquad (20)$$

$$[R_P^0] = \begin{bmatrix} \cos\phi_{8.15} & -\sin\phi_{8.15} \\ \sin\phi_{8.15} & \cos\phi_{8.15} \end{bmatrix} \qquad (21)$$

$$P_t = \sqrt{\frac{P^2}{1+f^2}} \qquad 22)$$

The conditions for static equilibrium of the bodies are obtained by removing the joints and application of internal and external forces on the bodies (fig.5).

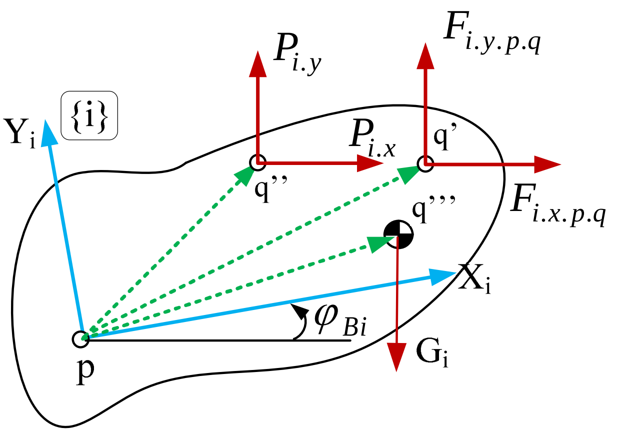



*fig.5 Free body diagram of the body i and applied to it internal and external forces*

External forces applied to the mechanical system are: 1) the gravity forces $G_1 \div G_9$, which acts at the gravity center in vertical direction; 2) the digging force *P*. The friction forces and moments in the hydrocylinders and joints are neglected.

As known, the necessary and sufficient conditions for equilibrium of body *i* with applied planar forces are:

$$\sum \begin{Bmatrix} \{F_{i.p.q}\} \\ M_{F.i.p} \end{Bmatrix} + \sum \begin{Bmatrix} \{P_i\} \\ M_{P.i.p} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \{G_i\} \\ M_{G.i.p} \end{Bmatrix} = 0 \qquad (23)$$

where $\{F_{i.p.q}\} = \{F_{i.x.p.q} \quad F_{i.y.p.q}\}^T$, $\{P_i\} = \{P_{i.x} \quad P_{i.y}\}^T$ and $\{G_i\} = \{0 \quad -G_{i.y}\}^T$ are the vectors of internal forces $F_{i.p.q}$, external forces $P_i$ and gravity forces $G_i$ in the fixed coordinate system; $M_{F.i.p} = \{F_{i.p.q}\}^T [A_i] \{V_{p.q}^L\}$- the moments of the internal forces; $M_{P.i.p} = \{P_i\}^T [A_i] \{V_{p.q}^L\}$- the moments of the external forces; $M_{G.i.p} = \{G_i\}^T [A_i] \{V_{p.q}^L\}$ - the moments of the gravity forces in the local coordinate systems. All moments are computed in relation to the point of attachment of the body local coordinate system.

The matrix $[A_i]$ has the following form:

$$[A_i] = \begin{bmatrix} -\sin\varphi_{Bi} & -\cos\varphi_{Bi} \\ \cos\varphi_{Bi} & -\sin\varphi_{Bi} \end{bmatrix} \qquad (24)$$

At the fig.6 are shown free body diagrams of the links.

The conditions of static equilibrium are composed by application of equation (23) to each body. The solution of the obtained system of 27 linear algebraic equations gives the static reactions in all joints.

For determination of the normal and tangential to the terrain forces between the wheels and the terrain, received horizontal and vertical reactions at joints 1 and 2 are additionally projected by proper rotation matrix in the coordinate system, which *x* and *y* axes are along and perpendicular respectively to the terrain.

### 3.Computer implementation of the developed algorithms

The suggested and developed algorithms for position and static force analysis are realized in the computer algebra system Mathcad®. There are used built-in tools for solution of the systems of linear and nonlinear algebraic equations, matrix handling commands and tools for processing and visualizations of the results.

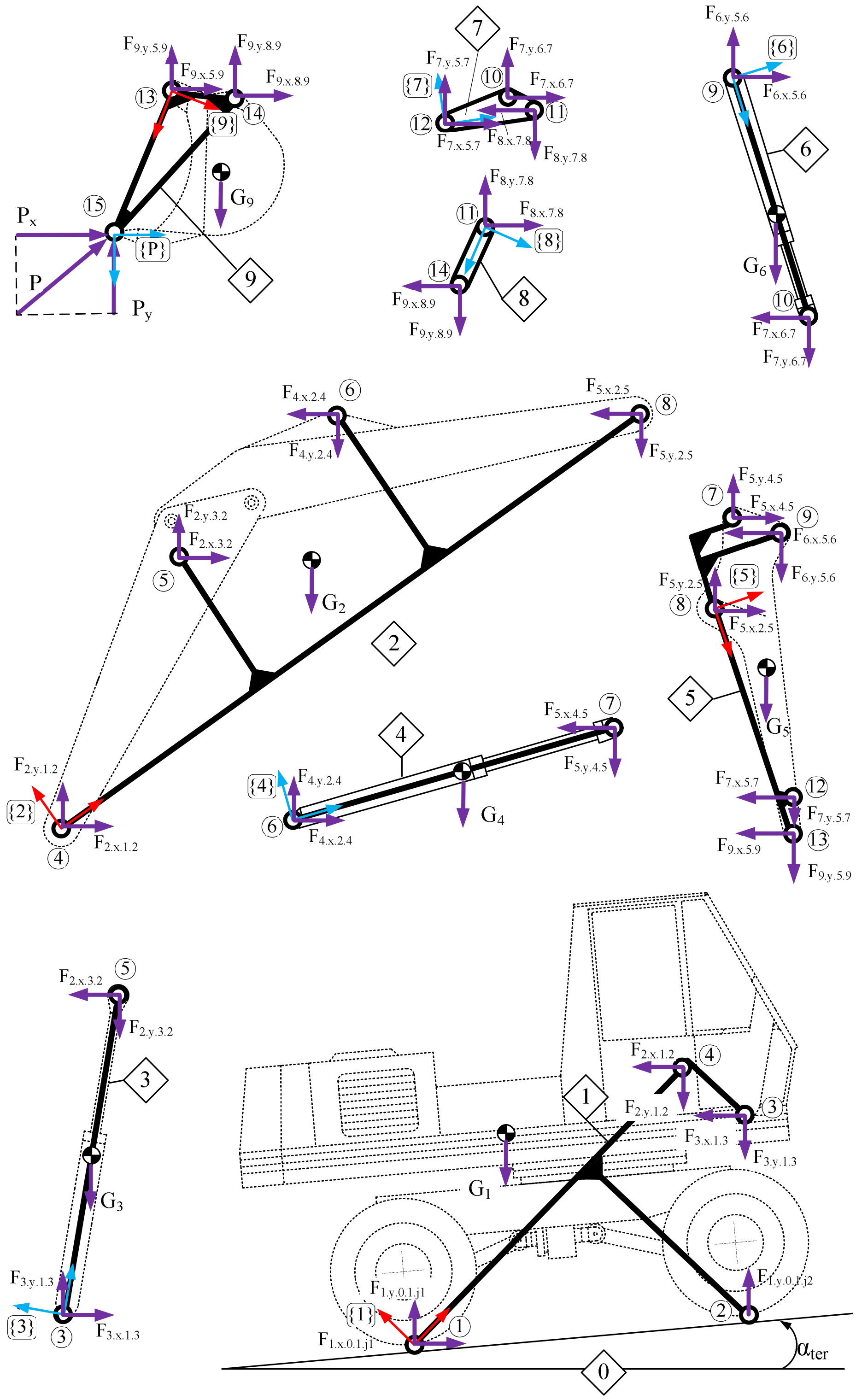



*fig.6. Free body diagrams of the links*

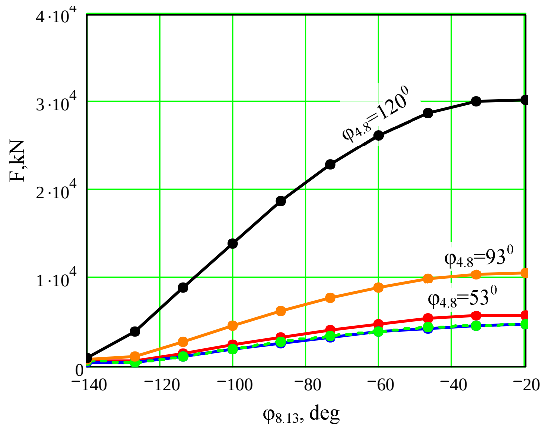
The program input data are the geometric parameters of the links, the angles of rotations of the links, which form the open kinematic chain (boom, stick and bucket), also the inclination angle of the terrain $\alpha_{ter}$, value of the parameter $f$ and the value of the digging force $P$. The angles of rotation of the boom (body 2) $\varphi_{4.8}$ and the stick (link 5) $\varphi_{8.13}$ are discretized by step *k* and *m* respectively. The developed algorithms are applied to every particular geometrical configuration of the backhoe equipment, i.e. *k*m* times. Angle of rotation of the bucket (body 9) $\varphi_{13.15}$ also can be changed, but in the calculations it is assumed to be constant.

The verification of the program is performed by the comparison of the results with these from the classical graph-analytic approach.

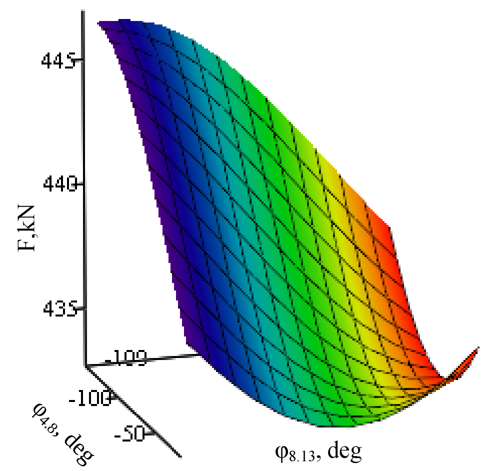
Output of the program is set of parameters, based on the performed calculations – dimensions and the form of the working zone, current geometrical configuration of the excavating equipment, static forces graphs as a function of the angles of rotations and maximal values of the reactions at the joints. The output results can be easy modified for particular needs.

At the fig.7 are shown 3D and 2D representation of the static reactions for joint 5 and 12 for the values of the parameters P=341 kN and f=0.5.

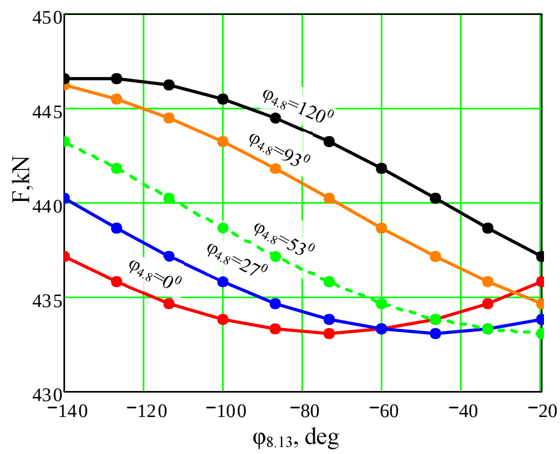
At the fig.8 are shown the particular geometric configuration of the operating equipment and the working zone of the equipment. In the current numerical example are used geometrical parameters of the hydraulic excavator BEN 195 and the following values of the angles of rotation: $\varphi_{4.8}=0\div120^{o}$, $\varphi_{4.8}=20\div140^{o}$, $\varphi_{13.15}=20^{o}$.



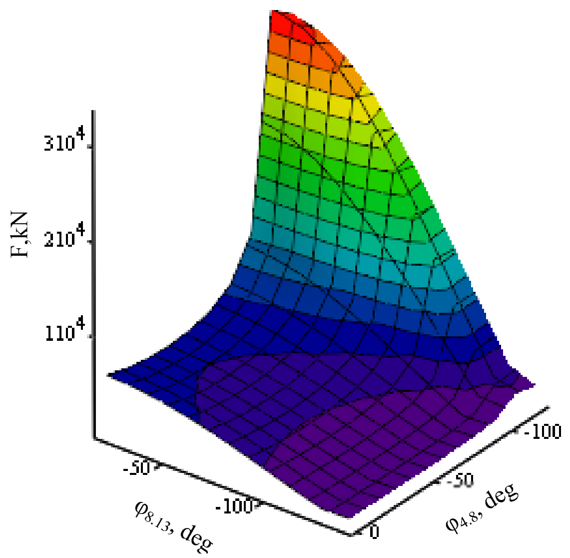
b)



c)



d)



a)

*fig.7 3D a), c) and 2D b), d) representation of the static reactions in the joint 5 and joint 12 respectively*

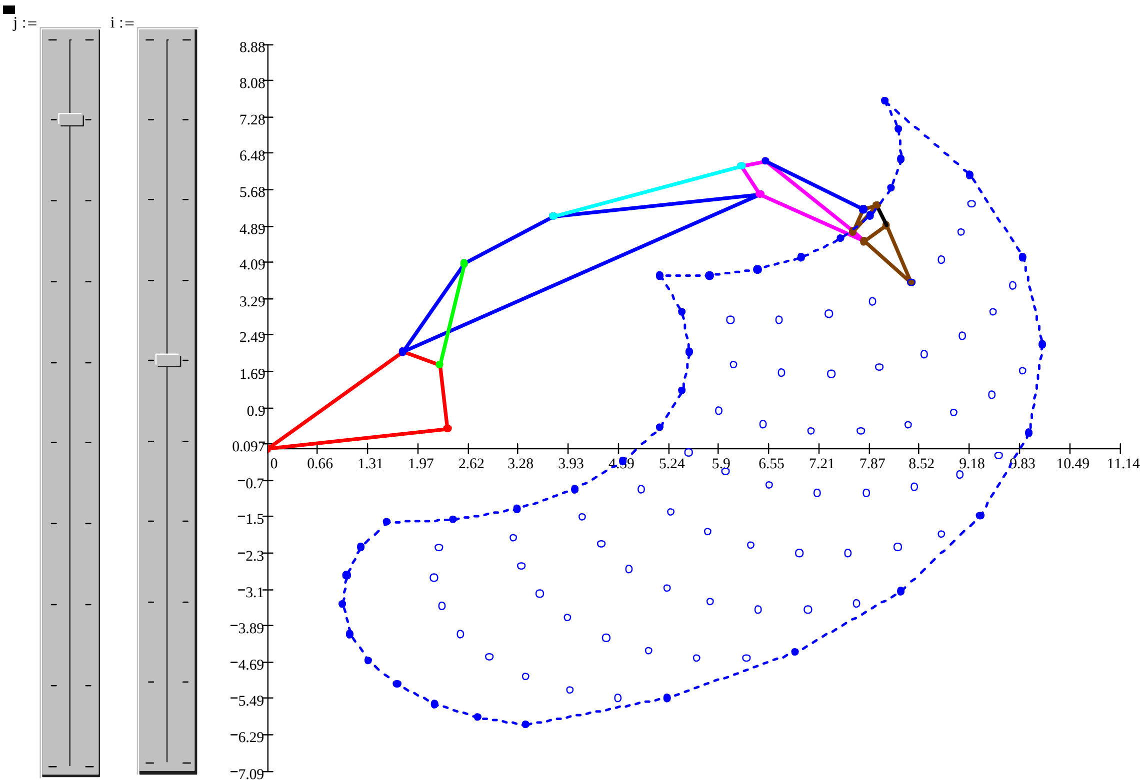



*fig.8 Visualization of the particular geometric configuration of the operating equipment and the working zone*

***4. Conclusions***

The following conclusions can be made from the developed algorithms and performed study:

1. New algorithms for position and static force analysis of backhoe excavating equipment are suggested and developed;

2. An interactive Mathcad® program is developed, which realizes the suggested and developed algorithms;

3. The developed algorithms can be easy modified for other types of excavating equipment, also for other types of planar linkages with both open and close kinematic chains.

***References:***

Tsustsekov, E., Danchev, D, Panov,V. (1985). Algoritam i programa za proektirane na rabotno saorazhenie na hidravlichen bager. Proceedings of the “Lenin” higher institute of mechanical and electrical engineering – Sofia,, volume 39, book 1, pp.47-59, 1985. (In Bulgarian)

Hofstra, C., Hemmen, A., Miedema, S., Hulsteyn, J. (2000) Describing the position of backhoe dredges. Texas A&M 32nd Annual Dredging Seminar. Warwick, Rhode Island, June 25-28, 2000.

Malinovskii, Y., Zareckii, L., Berengard, Y., Gajcgori, M., Goldin, Y., Chastuhin L. (1980) Raschet I proektirovanie straoitelnih I dorozhnih mashin na EVM. Moskva, Mashinostroenie (in Russian).

Koivo, A. (1994). Kinematics of excavators (backhoes) for transferring surface material. Journal of Aerospace Eng., 7(1), pp.17–32.

Hsin-Sheng, L., Shinn-Liang, C., Kuo-Huang, L. (2004). A study of the design, manufacture and remote control of a pneumatic excavator. International Journal of Mechanical Engineering Education. Volume 32, Issue 4, pp. 345-362.

Koivo, A. Thoma, M., Kocaog- lan, E., AndradeCetto, J. (1996). Modeling and control of excavator dynamics during digging operation. Journal of Aerospace Eng., 9(1), pp.10 –18.

Janssen, B., Nievelstein, M. (2005) Multi-loop Linkage Dynamics via Geometric Methods: A Case Study on a RH200 Hydraulic Excavator, Internship report, Eindhoven University of Technology Department of Mechanical Engineering Dynamics and Control Group, available online at: http://library.tue.nl/csp/dare/LinkToRepository.csp?recordnumber=612753 ,accessed 04.03.2008

Frimpong, S., Yafei, H., Inyang, H. (2008). Dynamic Modeling of Hydraulic Shovel Excavators for Geomaterials. International Journal of Geomechanics, Jan2008, Vol. 8 Issue 1, pp.20-29; DOI: 10.1061/(ASCE)1532-3641(2008)8:1(20);

Vaha, P., Shibniewski, M. (1990). Dynamic model of excavator. Journal of. Aerospace Engineering, 6 (2), pp.148–166.

Ding, G., Qian, Z., Feng, P., Pan, S. (2000) Active Vibration Control of Excavator Working Equipment with ADAMS. North American ADAMS User Conference, Orlando, FL.

Budny, E., Chłosta, M., Gutkowski, W. (2002) Optimal control of an excavator bucket positioning**.** International Symposium on Automation and Robotics in Construction, 19th (ISARC). Proceedings. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland. September 23-25, 2002, pp.481-488.

Velzen, R. (1999). Automatisering van de positie en stand van de bucket van een backhoedredger, Afstudeerverslag A-863 vakgroep Meet- en regeltechniek, Faculteit Werktuigbouw en Maritieme Techniek, Delft.

Nguyen, H. (2000) Robust low level control of robotic excavation, Ph.d thesis, Australian Centre for Field Robotics,The University of Sydney.

Malaguti, F., Zaghi, S. (2002). Force Sensor by Driving Hydraulic Cylinders: Identification of Inertial Parameters and Tests. International Symposium on Automation and Robotics in Construction, 19th (ISARC). Proceedings. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland. September 23-25, 431-436 pp.

Volkov, D., Krikun, V., Totolin, P., Gaevskaia, K., Nikulin, P. (1992). Mashini dlia zemlianih rabot. Moskva, Mashinostroenie. (In Russian).

Minchev, N., Zhivkov, V., Enchev, K., Stoianov, P. (1991). Teoria na mashinite I mehanizmite. Sofia, Tehnika. (In Bulgarian).

Hlebosolov, I. (2004). Grafoanaliticheskie metodi rascheta mehanizmov s ispolzovaniem EVM. Journal of theory of mechanisms 2004, №2, Vol.2, pp.40-44, available online at http://tmm.spbstu.ru/4/khlebosolov_02_04.pdf, (04.03.2008) (in Russian).

Uicker, J., Pennock, G., Shigley, J. (2003). Theory of Machines and Mechanisms.Oxford University Press, New York.

Shabana, A. (2001). Computational dynamics. Wiley-Interscience.

[www.ansys.com] (4.03.2008)

[www.solidworks.com] (4.03.2008)

Craig, J (1989). Introduction to robotics. Mechanics and control. Addison-Wesley publishing company.

Zelenin, A., Balovnev, V., Kerov, I (1985). Machines for moving the earth, Amerind Publishing, New Delhi, India.

Assist.prof.Rosen Mitrev, Ph.D, Technical University-Sofia

# ЗА КАПАЦИТЕТА НА ВХОДЕН БУФЕР ПРЕД КОРИДОР НА ВИСОКОСТЕЛАЖЕН СКЛАД

Цвета Братанова Марин Георгиев
tz_bratanova@tu-sofia.bg mgeor@tu-sofia.bg

*Капацитетът на входен буфер пред коридор на автоматизиран, високостелажен склад се определя с помощта на аналитичния M/G/1-модел на система за масово обслужване.*

***Ключови думи:*** *единичен цикъл на обслужване, капацитет на входен буфер, M/G/1 СМО*

### *1.Въведение*

Определянето на капацитета на входните буфери пред коридорите на високостелажен склад е основна задача при планиране или преструктуриране на автоматизирани високостелажни складове. Входният буфер има две основни задачи: да предотврати блокирането на въвеждащата транспортно-разпредели-телна система и да поддържа в готовност товари за складиране, с което да осигури по-голям коефициент на натоварване на стелажообслужващата машина [5].

Настоящата работа има за цел да прецизира подходящия модел при пресмятане на основните характе-ристики на стелажен коридор във високостелажен склад и да представи функционална зависимост между капацитета на входния буфер, параметрите на стелажния коридор и коефициента на натоварване на системата.

### *2.Сравнителен преглед*

Процесите в склада имат сложен вероятностен характер. Оптималното оразмеряване на входните буфери пред стелажните коридори изисква познаване на характера на входящия товаропоток и на средното време за заскладяване на товарите [9].

Входящият поток се формира от постъпващи за заскладяване товари върху входящата транспортно-разпределителна система. Той е ограничено управляем и за описание на интервалите на постъпване се използва експоненциално разпределение.

Времето за заскладяване на товари в една стелажна стена на високостелажен склад също има случаен характер. То се състои от време за реакция на системата при появата на заявка за заскладяване, време за ускорение на механизмите за пътуване и подем, удвоеното време за пътуване $t_b$ на стелажообслужващата машина при изпълнение на заявката за складиране в клетка и времето за работа в клетката на съответния адрес (време за работа на телескопичните вилици). От изброените единствено $t_b$ зависи пряко от параметрите на стелажния коридор и съставлява основна част от времето за обслужване. Основа за изчисляване на $t_b$ е опростеният модел на високостелажен склад (фиг. 1), където:

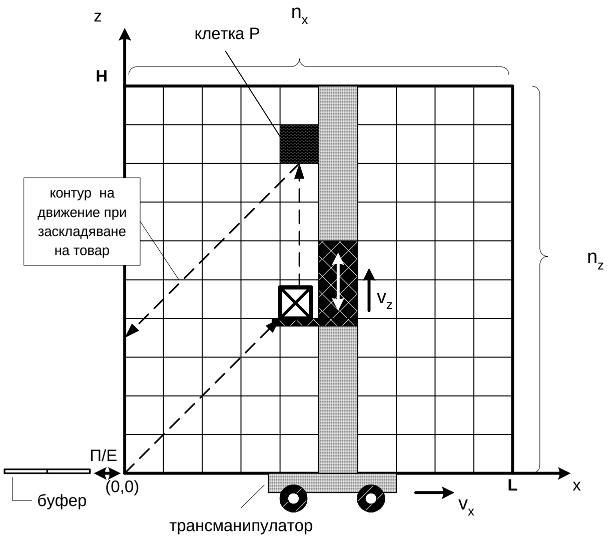
H - височина на стелажа ($n_z \cdot h$),

L - дължина на стелажа ($n_x \cdot l$),

$n_z$, $n_x$ - брой на клетките по височина респ. дължина.

$h$, $l$ - височина респ. ширина на стелажната клетка

$v_x$, $v_z$ - средни скорости на механизмите за пътуване и подем.




*фигура 1*

Удвоеното време за пътуване на стелажо-обслужващата машина се изчислява с помощта на метриката на Чебишев. Изборът на тази метрика се определя от това, че обслужването с трансманипулатор позволява паралелното движение на ходовия и подемния механизми. Известно е, че $t_b$ варира в определени граници и че броят на клетките, които могат да бъдат обслужени за едно и също време се увеличава линейно с отдалечаване от входа. С помощта на *непрекъснатия модел*, включващ интегриране по дължина и височина на стелажа, може да бъде изчислено средното време за обслужване на една заявка $E(t_b)$ за всяка една стелажна стена

Ако при паралелно движение на механизмите на работния орган се изписва права и тя съвпада с диагонала на стелажа, поведението на времето за обслужване би могло да се опише чрез триъгълно разпределение [5]. Тогава е в сила зависимостта $\frac{H}{L}=\frac{v_z}{v_x}$ (1) и средното време за обслужване в стелажния коридор $E(t_b)$ е най-кратко. Когато $\frac{H}{L}<\frac{v_z}{v_x}$ (2) преобладават движенията на механизма за пътуване, а при $\frac{H}{L}>\frac{v_z}{v_x}$ (3), преобладават независимите движения на подемния механизъм. В последните два случая поведението на времето за обслужване може да се опише чрез комбинация от триъгълно и равномерно разпределение [10]. Съотношението на двете разпределения зависи от стойностите на параметъра на стената, който е дефиниран както следва

$$b=\frac{H}{v_y}\cdot\frac{v_x}{L} \qquad (4)$$

С помощта на Нотацията на Кендал в теорията за масово обслужване [3] са дефинирани различни типове едноканални системи в зависимост от характеристиките на процесите на постъпване и обслужване на заявки. За всяка една е определен средния брой на заявките в системата $E(L_s)$.

За модел М/М/1, едноканална система за масово обслужване с поасонов входящ поток и експоненциално разпределено време за обслужване, е изведен броя на необходимите места в буфера:

$$N^{M/M/1}\geq\frac{\ln(1-[P])}{\ln\rho}-2 \qquad (5)$$

където $[P]$ е вероятността за поемане на постъпващите заявки в системата, а $\rho$ коефициент на натоварване на системата.

За системи от тип G/G/1 са известни множество апроксимации по отношение на средния брой на заявките в системата, като те се различават по апроксимативното представяне на вероятностното разпределение на броя на заявките. С помощта на апрок-симациите на Геленбе и Харисон-Пател е изведено и димензиониращо неравенство, което може да се използва при определяне капацитета на входен буфер за G/G/1- модел [6].

За пресмятане на основните характеристики във високостелажни складове досега е използван М/$E_к$/1 - модел, едноканална система с поасонов входящ поток и ерлангово разпре-деление на времето за обслужване [5], [8] и [9]. Необходимо е да се вземе предвид, че ерланговото разпределение не е ограничено във времето, докато стелажната стена има ясно обособени начало и край.

В Бозер и Уайт стелажната стена е моделирана като непрекъсната среда и чрез трансформация на простран-ствената в нормализирана област се извежда зависимост между средната стойност на времето за обслужване и параметъра на стената [2]. Използваният метод за нормализация на пространството служи за изчисляване и на останалите вероятностни харак-теристики на времето. Реална представа за стойностите на вероятностните характеристики на $t_b$ може да бъде получена чрез обратна трансформация в пространствени координати чрез умножение с фактора за нормализиране на пространството:

$$T = \frac{L}{v_x} \qquad (6)$$

където $T$ съвпада с максималното време за пътуване в съответния стелажен коридор. Средната стойност на времето за обслужване добива вида:

$$E(t_b) = \left(1 + \frac{b^2}{3}\right) \cdot T \qquad (7)$$

Формула (7) е аналогична с изведеното от Гудеус [4]. Получените характе-ристики на времето за обслужване позволяват параметризирането на системата с помощта на аналитичния M/G/1-модел.

За M/G/1-FCFS е известна точната формула на Polaczek-Khinchin за определяне на средния брой на заявките в системата [1]:

$$E(L_s) = \rho + \rho^2 \cdot \frac{1 + c_b^2}{2 \cdot (1 - \rho)} \qquad (8)$$

Формулата потвърждава апроксимацията на Kingman за G/G/1-система в частния случай , когато постъпването на завки е с експоненциално разпределени интер-вали, т.е. $c_a^2 = 1$ [7]. За M/G/1-модел не е известна формула за определяне капацитета на входния буфер, която да отразява и влиянието на параметрите на стелажния коридор. Извеждането на такава налага трансформиране на основните характеристики на процеса на обслужване от Бозер и Уайт в пространствени координати [2].

### *3. Време за обслужване в зависи-мост от параметъра на стената*

Обект на изследването е стелажен коридор, обслужван от един трансманипулатор и входен буфер, представени като едноканална система за масово обслужване с ограничено чакане (фиг.1).

За да могат да бъдат сравнени резултатите от изследването, се приема, че капацитетът на стелажната стена се запазва постоянен:

$$H \cdot L = S = const \qquad (9)$$

Средните скорости на механизмите за пътуване и подем остават непроменени.

За да се представи $E(t_b)$ като функция на параметъра на стената е необходимо да се направят съответните трансформации в пространствени коор-динати.

От (4) => $$H = b \cdot \frac{v_z}{v_x} \cdot L \qquad (10)$$

от (9) и (10) следва: $$L = \sqrt{\frac{S \cdot v_x}{b \cdot v_z}} \qquad (11)$$

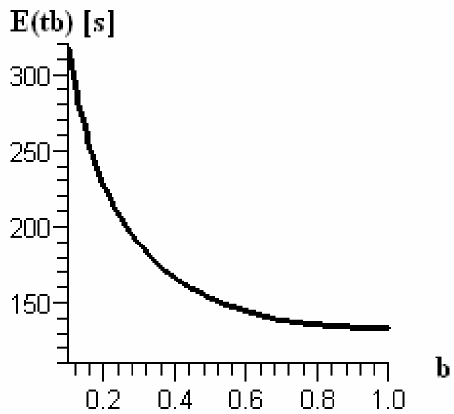
Факторът за нормализиране на прос-транството $T$ се трансформира в

$$T = \sqrt{\frac{S}{b \cdot v_z \cdot v_x}} \qquad (12)$$

Тогава за средната стойност на времето за обслужване може бъде записано:

$$E(t_b) = \left(1 + \frac{b^2}{3}\right) \cdot \sqrt{\frac{S}{b \cdot v_z \cdot v_x}} \qquad (13)$$

На фиг. 2 е представена промяната на времето за обслужване в зависимост от параметъра на стената. Числените стойности, използвани в примерните графики са $S = 10000 m^2$ и $v_x = v_z = 1 m/s$. Стойностите на $b$ се получават чрез увеличаване на дължината на стелажа за сметка на височината.

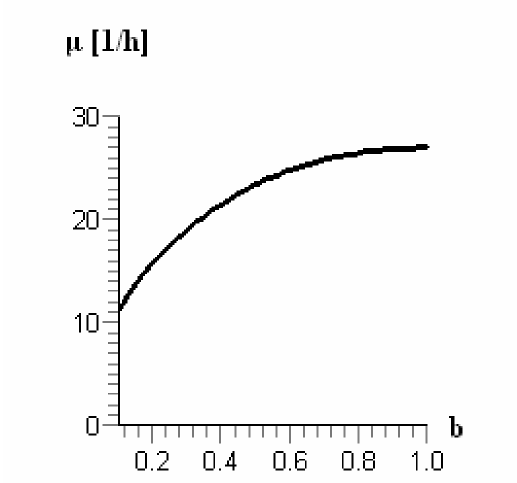



*фигура 2*

Граничната интензивност на обслужване $\mu$ на трансманипулатора може да бъде получена от:

$$\mu = \frac{1}{\left(1 + \frac{b^2}{3}\right) \cdot \sqrt{\frac{S}{b \cdot v_z \cdot v_x}}} \qquad (14)$$

като максималната й стойност е при $b = 1$, в конкретния случай 27 заявки/час (фиг. 3).




*фигура 3*

$\mu$ намалява с увеличаване на времето за обслужване. В интервала $b \in [0.75,1]$ тази промяна не е особено съществена. Намаляването на $\mu$ води до ограничаване на допустимата интензивност на входящия поток λ. За ергодичност на системата е необходимо да бъде изпълнено условието:

$$\rho = \frac{\lambda}{\mu} = \lambda \cdot E(t_b) = \lambda \cdot \left(1 + \frac{b^2}{3}\right) \cdot \sqrt{\frac{S}{b \cdot v_z \cdot v_x}} \le 1 \quad (15)$$

***4.Капацитет на входен буфер пред коридор на високостелажен склад (хипотеза M/G/1)***

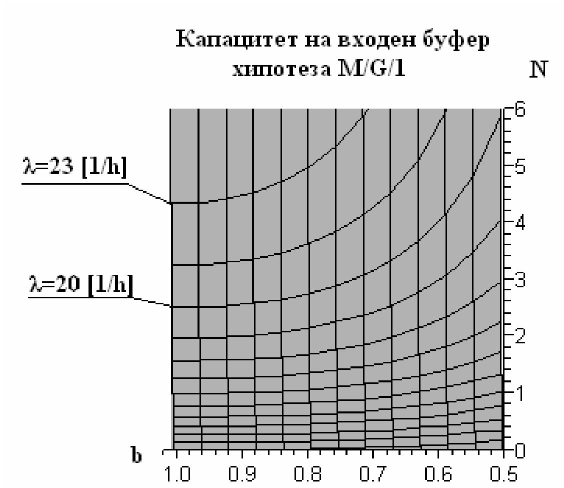
Броят на необходимите места в буфера $N^{M/G/1}$ се изчислява директно в зависимост от желаната вероятност за поемане на постъпващите заявки. С помощта на представената от Kingman вероятност за броя на елементите в системата [7], последната може да бъде представена така:

$$[P] \le 1 - \rho + \frac{\rho}{\gamma} \cdot \left(\gamma + e^{-\gamma} - 1\right) + \sum_{n=2}^{N^{M/G/1}+1} \frac{\rho}{\gamma} \cdot e^{-n\gamma} \cdot \left(e^{\gamma} - 1\right)^2 \quad (16)$$

Чрез преработване на неравенството и представяне на зависимостта спрямо $N^{M/G/1}$ за броя на необходимите места се получава:

$$N^{M/G/1} \ge \frac{1}{\gamma} \cdot \ln \frac{\rho \cdot \left(1 - e^{-\gamma}\right)}{\gamma \cdot \left(1 - [P]\right)} \quad (17)$$

където $\gamma = \frac{2(1-\rho)}{1 + c_b^2}$. От направените ана-литични изчисления може да се заключи, че за стойности на $\rho$ по-малки от 0.77 промяната на $b$ в интервала $[0.7,1]$ не влияе значимо върху броя на необходимите места в буфера. За стойности $0.77 < \rho < 1$ интервалът, в който може да варира $b$ без значимо влияние върху $N^{M/G/1}$ се ограничава до $b \in [0.85,1]$. На фиг. 4 е показана фами-лията функции $N^{M/G/1} = f(b)$ с пара-метър $\lambda$ за M/G/1 модел с 80% ве-роятност за поемане на постъпващите заявки:




*фигура 4*

***5.Заключение***

Отчетено е влиянието на параметъра на стената върху характеристиките на времето за обслужване и пропускателната способност на стелажообслужващата машина. Изведена е формула за проверка на достатъчност на капацитета на входен буфер в модел M/G/1.

Получените резултати за капацитета на буфера имат практическа приложимост при ново проектиране за сравняване на варианти и за проверовъчни изчисления при подмяна на техниката в складовете.

***Литература:***
1. Bolch, G., Leistungsbewertung von Rechensystemen mittels analytischer Warteschlangenmodelle, B.G. Teubner Verlag, Stuttgart 1989
2. Bozer, Y., J.A.White. Travel-Time Models for Automated Storage/Retrieval Systems. IEE Transactions 1984, 16 (4), S.329-338.
3. Ferschl, F.: Zufallsabhängige Wirtschaftsprozesse, Grundlagen und Anwendung der Theorie der Warteschlangen, Physica-Verlag, Wien und Würzburg, 1964
4. Gudehus, T. Grundlagen der Spielzeitberechnung für automatisierte Hochregalläger. Deutsche Hebe- und Fördertechnik, Sonderheft 1972 , S63-68.
5. Gudehus, T. Pufferplätze und Auslastbarkeit von Regalförderzeugen, F+H Fördern und Heben 22 (15),1972, S 847-850.
6. Gueorguiev, M., Zur Vordimensionierung von Materialflusssystemen mit G/G/1-Warteschlangenmodell, Magdeburger Schriften zur Logistik, Heft 2, 1999
7. Harrison, P., Patel, N., Performance Modelling of Communication Networks and Computer Architectures, Addison-Wesley Publishers Ltd., 1993
8. Кръстев, К., Михайлов, А., Спасов В., Бояджиев Я. Складови и трандпортно-складови системи, издателство Техника, София 1992
9. Петков, Г., Подемно-транспортни процеси и системи в промишлеността, Държавно издателство "Техника", София 1987
10. Todorov, T., Georgiev, M., Method for calculation of service characteristics with typical logistic metrics, Научни известия на научно-техническия съюз по машиностроене, бр. 11/94, ноември 2006, ISSN-1310-3946, стр.178-184

Доц.д-р.инж.Марин Георгиев, Технически университет-София
Ас.инж.Цвета Братанова, Технически университет-София

## ABOUT THE CAPACITY OF AN INPUT BUFFER IN FRONT OF A STORAGE MACHINE IN HIGH-BAY WAREHOUSE

Tz. Bratanova M. Georgiev

**Abstract**

Queuing models of type M/G/1 under stochastic travel-time conditions for an automated storage/retrieval (AS/R) machine are implemented by the investigation of the minimum capacity of an input buffer in front of storage machine in high-bay warehouse.

***Keywords:*** *single command cycles, buffer storage capacity, M/G/1 queue*

Assoc.prof.Marin Georgiev, PhD, Technical University- Sofia
Assist.prof.Tzveta Bratanova, Technical University- Sofia

# ИЗСЛЕДВАНЕ ПРОЦЕСИТЕ НА СПИРАНЕ НА ПОДЕМНИК ЗА ИНВАЛИДИ

Калин Чучуганов Георги Илиев Стефан Минков Иван Страшников
chuchuganov@abv.bg giliev@tu-sofia.bg

*Проучването е направено с цел определянето на динамичните параметри на ивалиден подемник в процеса на спиране без използването на спирачка. Целта е да се създаде методика за динамично изследване на подемници от този тип, които имат в задвижването си червячен редуктор.*

***Ключови думи:*** *подемник за инвалиди, спиране, динамични параметри*

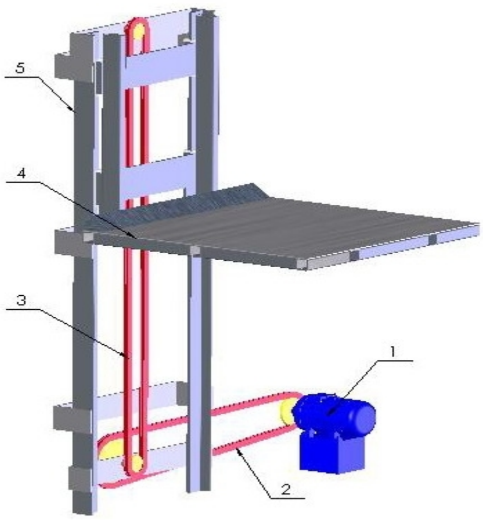
Поради големият интерес и актуалността на проблема с приобщаването на хората с ограничени жизнени функции към останалата част на обществото, темите свързани с решаването на този проблем от гледна точка на техническото им осигуряване също е много актуален. С тази идея е разработена и настоящата работа, която има за цел изследване на динамичните процеси при спиране на инвалиден подемник.

Движението на всички транспортни средства се характеризира с три основни периода – потегляне, равномерно движение и спиране. В настоящата работа ще се спрем върху процеса на спиране. Различното в този случи е, че то се извършва без използването на спирачен механизъм. Спирането се осъществява посредством използването на самозадържащ червячен редуктор в задвижващия механизъм.

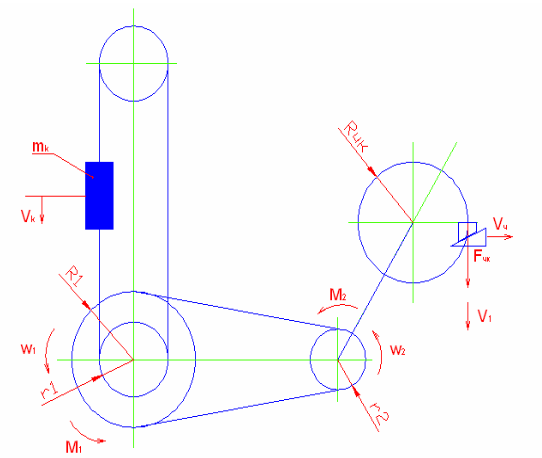
На фиг.1 е показан общият вид на инвалидния подемник състоящ се от: 1)задвижващ механизъм; 2) външна верижна предавка, 3) подемна верига; 4) подемна платформа; 5)- направляващи

Принципът на действие е следният: задвижващият механизъм 1 задвижва външната верижна предавка 2, която задвижва подемната верига 3, на която е окачена подемната платформа 4, плъзгаща се по направляващите 5.

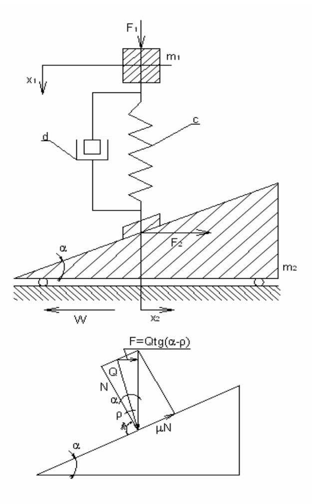
На фиг.2 е показана кинематичната схема на подемника на базата, на която е съставен динамичният модел /фиг.3/. С него са описани силите, които действат в червячният редуктор в процес на спиране.




*фигура 1. Общ вид на инвалиден подемник*




*фигура 2. Кинематична схема*




*фигура 3. Динамичен модел*

Динамичният моделът показан на фигурата по горе е двумасов с основни параметри:
$m_1$ – приведените маси от бързоходната система;
$m_2$ – приведените маси от бавноходната система;
c – приведен коефициент на еластичност на цялата система към точката на зацепване;
d – приведен коефициент на демфиране.

Решението на показаната динамична система се състои в решаване на следното диференциално уравнение.

$$A\ddot{x} + B\dot{x} + Cx = T$$

Диференциалното уравнение е в матричен вид, където:
A – матрица отразяваща масовите свойства на системата

$$A = \begin{vmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{vmatrix}$$

B – матрица на дисипативните свойства
C – матрица на еластичностните свойства

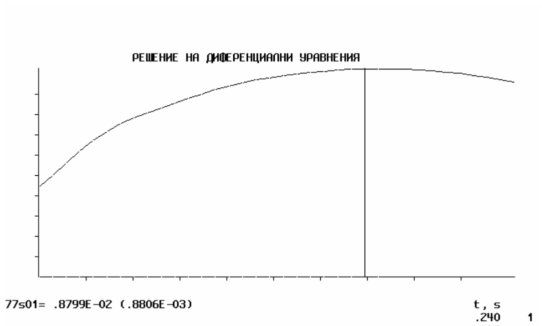
$$C = \begin{vmatrix} c & -ctg\alpha \\ -ctg\alpha & ctg^2\alpha \end{vmatrix}$$

T – матрица на обобщените сили действащи върху системата

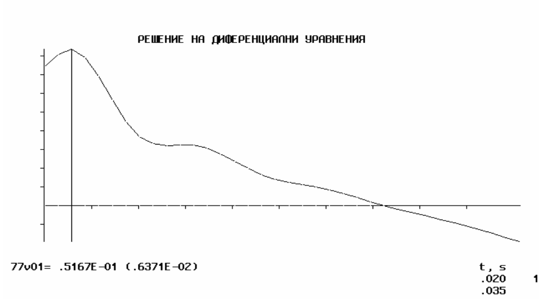
$$T = \begin{vmatrix} -m_1 g \\ -x_1 ctg(\alpha-\rho) + x_2 ctg\alpha tg(\alpha-\rho) + c(x_1 - x_2 tg\alpha)\dfrac{\mu' r_{лаг}}{r_ч} \end{vmatrix}$$

Численото решение е извършено чрез програмната система KMOD.

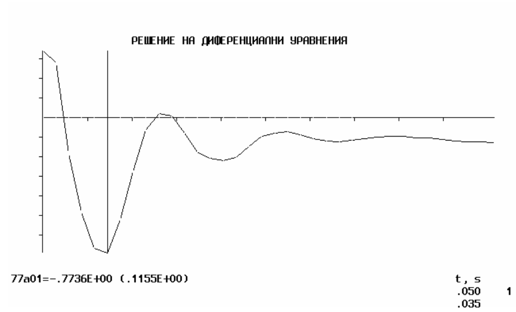
След решаването на диференциалното уравнение на системата се получава следният графичен резултат.



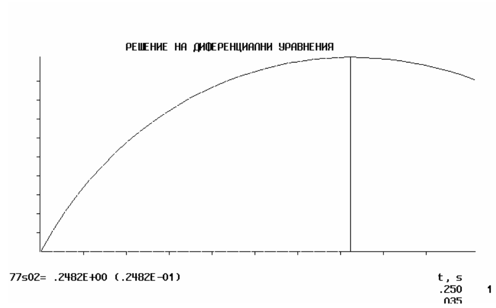

*фигура 4.Диаграма на изминатия път от тяло $m_1$*



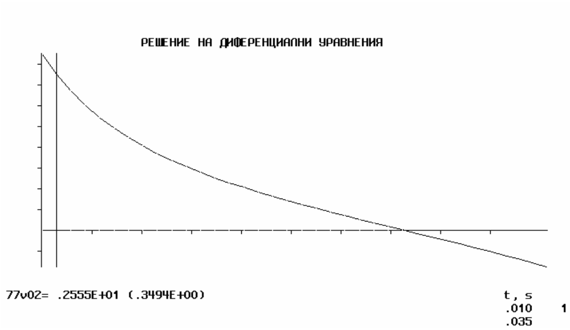

*фигура 5.Диаграма на скоростта на тяло $m_1$*



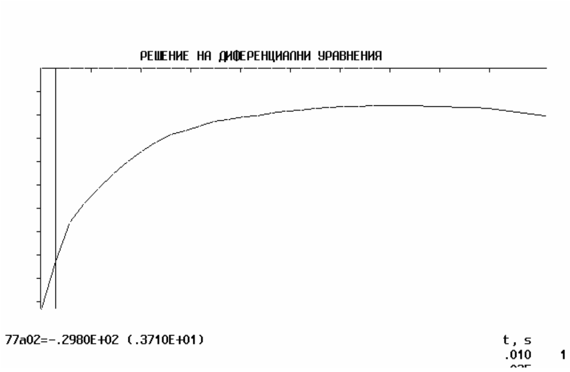

*фигура 6.Диаграма на закъснението на тяло $m_1$*




*фигура 7.Диаграма на изминатия път от тяло $m_2$*




*фигура 8.Диаграма на скоростта на тяло $m_2$*




*фигура 9.Диаграма на закъснението на тяло $m_2$*

За проверка на получените резултати е извършен реален експеримент върху подемникът показан на фиг.10. Като за измерването на кинематичните параметри е използвана компютърна измервателна система.

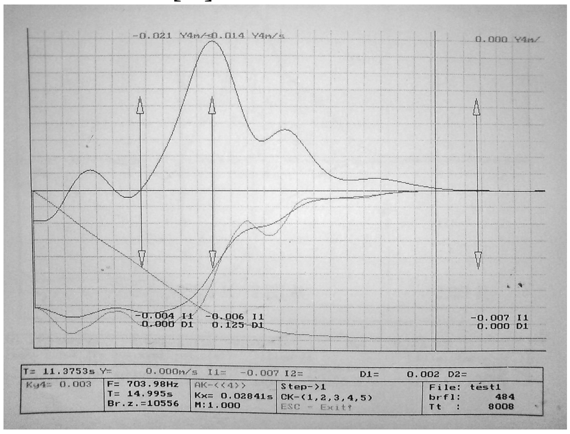
*фигура 10. Физичен модел на подемник*

Резултат от експеримента е показан на фиг. 11 където:

D1 – закъснение при спиране [m/s$^2$]

Y4 – скорост [m/s]

I1 – път [m]



*фигура 11*

От направените теоретични и експериментални изследвания се вижда, че при едни и същи начални условия резултатите получени от теоретичният модел са съпоставими с тези получени експериментално. От което можем да направим извода, че теоретичният модел дава адекватни резултати, което означава, че прилагането му в по-нататъчни изследвания ще даде резултат с допустима точност.

От проведените изследвания може да се направи извода, че при определени условия, при използване на самозадържащ червячен редуктор е възможно да не се вгражда спирачка, тъй като в този случай енергията на спиране се поема от триещите сили в червячната двойка.

**Приноси:**

1. Изработен е експериментален образец на подемник за инвалиди.
2. Създаден е адекватен динамичен модел.
3. Създадена е методика за изследване на динамичните процеси при използване на червячен редуктор.

***Литература:***

1. Чавушян Н. Асансьори и шахтни подемни машини: Техника, 1987.
2. Илиев Г. Панов В. Компютърно моделиране на подемно-транспортна и строителна техника. Печ. база на ТУ-София, 1995.
3. Ръководство по машинни елементи. Техника, 1991.

Инж.Калин Чучуганов, Технически университет-София
Доц.д-р.инж.Георги Илиев, Технически университет-София
Доц.д-р.инж.Стефан Минков, Технически университет-София
Инж.Иван Страшников, Технически университет-София

## THE RESEARCH ON THE BREAKING PROCESS OF THE INVALID LIFTS

K.Chuchuganov G.Iliev S.Minkov I.Strashnikov

**Abstract**

The research is to determine the dynamic parameters to invalid lift in the breaking process without using a break.The purpose is to create a method for dynamic research of that type of lifts which have got worm gear in their drive.

***Keywords:*** *invalid lift, breaking, dynamic parameters*

Eng.Kalin Chuchuganov, Technical University – Sofia
Assoc.prof.Georgi Iliev, Technical University – Sofia
Assoc.prof. Stefan Minkov, Technical University – Sofia
Eng.Ivan Strashnikov, Technical University – Sofia

**Изследванията са финансирани от Министерство на образованието и науката**

# ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДВИЖЕНИЕТО НА ВЕРИЖЕН ПОДЕМНИК ПРИ СКЪСВАНЕ НА ВЕРИГАТА

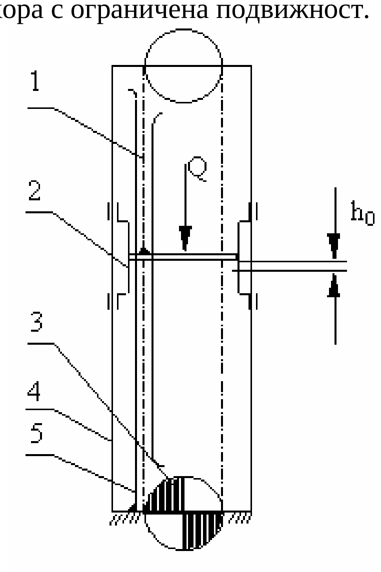
Калин Чучуганов Георги Илиев Стефан Минков Йордан Йорданов
chuchuganov@abv.bg

*Изследването се отнася до определяне на динамичните параметри на верижни подемни механизми при при скъсване на веригата. Целта е да се намерят максималните стойности на ускоренията при закъснение, ограничени с изискването за комфорт при пътуване и с дадените допустими стойности в стандартите за проектиране на такива подемници.*

***Ключови думи**: верижен подемник, експериментално изследване, допустими ускорения*

Верижните подемници са едно съвременно решение за транспорт на хора с ограничена подвижност. Те притежават редица предимства в сравнение с въжените и хидравлични подемници като: сигурност, надежност, ниски експлоатационни и енергийни разходи, и др.

В Научно-приложната лаборатория „Подемно-транспортна техника" на ТУ-София е разработена конструкция на вертикален верижен подемник за хора с ограничена подвижност.



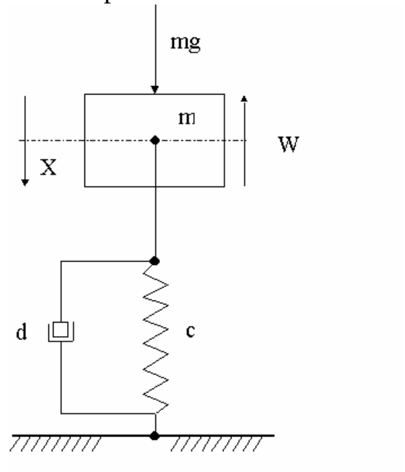

*фигура 1. Принципна кинематична схема*

На фиг.1 е показана принципна кинематична схема на такъв верижен подемник, където: 1- подемна верига; 2- подемна платформа; 3- задвижващ механизъм; 4- направляващи релси; 5- направляващи на веригата.

Стандартът БДС EN 81- „Правила за безопасност за конструиране на асансьори" [1] поставя високи изисквания към безопасността и комфорта на пътуване. За постигане на тези изисквания в Лабораторията са проведени експериментални изследвания на движението на разработения верижен подемник при аварийно спиране след скъсване на подемната верига.

Целта на изследването е проверка на сигурността и комфорта /допустими ускорения/ при транспортиране.

На фиг.2 е представен динамичен модел на движението на подемната платформа след скъсване на подемната верига.

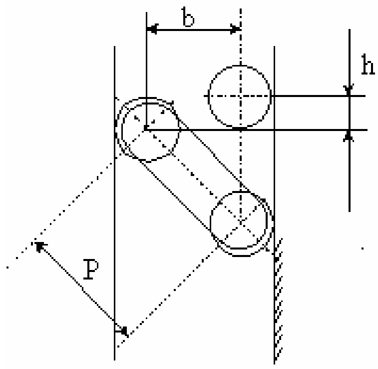



*фигура 2. Динамичен модел*

Математичното описание на динамичния модел е представено с уравненията на движение след свободно падане и удар при спиране във веригата, която се намира в пространството под подемната платформа.

Свободното падане h зависи от хлабината b между веригата 1 и направляващите 4 и от стъпката P на веригата, и може да се определи геометрично, съгласно фиг.3 по формулата:

$$h = \sqrt{\left(2P\sin\frac{\arcsin b/P}{2}\right)^2 - b^2}$$




*фигура 3. Геометрични параметри*

Скоростта V на удара се опредя в зависимост от свободното падане H по формулите:

$$H = n.h$$

$$V = V_H + \sqrt{2a.H}$$

където;
n – брой на звената;
$V_н$ – номинална скорост;
a – закъснение на свободно падане.

Диференциалното уравнение на спиране при удар във веригата има вида:

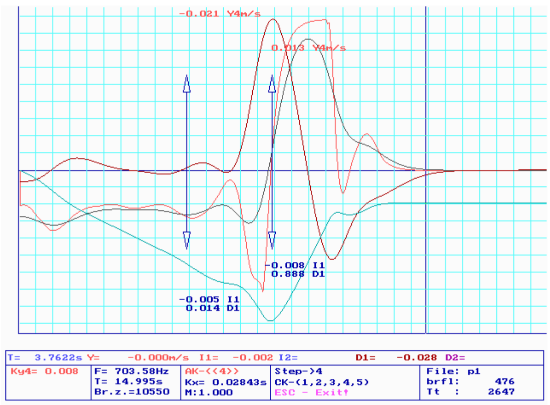
$$m.\ddot{x} + d\dot{x} + cx = m.g - W$$

*фигура 4. Задвижване на подемника*

Експерименталното изследване е проведено на действащ подемник в реални условия. На фиг.4 и 5 е показан изработеният в Лабораторията подемник.

*фигура 5. Физичен модел на подемника*

На фиг.6 са представени записите на скоростта, ускорението и преместването на платформата.

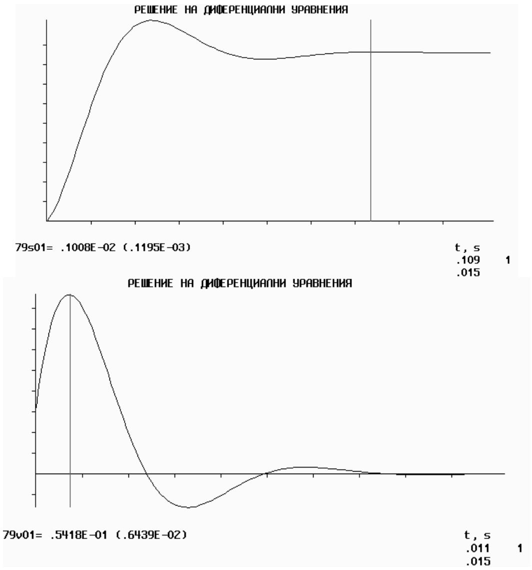


*фигура 6. Експериментални измервания*

Резултатите от численото решение на диференциалните уравнения са показани на фиг.7 за преместването, скоростта и закъснението при аварийно спиране.

От измерените стойности могат да се направят следните изводи:

-Стойността на ускорението на платформата от удар при спиране е по-ниско от допустимото, според БДС EN 81;




*фигура 7. Решения на диференциалните уравнения*

-Големината на ускорението зависи от: хлабина между веригата 1 и направляващите 4, от техните еластични деформации и хлабината в шарнирите на веригата 1 ;

-При скъсване на подемната верига не е необходимо използването на предпазно устройство срещу свободно падане на подемната платформа, тъй-като тя остава върху насъбраната верига под нея между направляващите;

-Стойностите определени от теоретичния модел, решен с програма „KMOD" [2], се приближават значително до тези определени по експериментален път.

**Заключение:**

Резултатите от експерименталните изследвания на разработената, реализирана и предложена за производство конструкция на верижен подемник за хора с ограничена подвижност показват, че конструкцията отговаря на изискванията на БДС EN 81 относно допустимите ускорения при аварийно спиране след скъсване на подемната верига.

1. Изследвано е експериментално и теоретично влиянието на някой конструктивни параметри върху ускорението при аварийно спиране след скъсване на подемната верига.

2. Експериментално се доказва постигане на сигурност и безопасност, отговарящи на изискванията на БДС EN 81, без да се прилагат специални предпазни устройства, характерни за друг тип подемници.

***Литература:***

1. БДС EN 81, Правила за безопасност за конструиране и монтиране на асансьори.
2. Илиев Г.,Панов В., Компютърно моделиране на подемно-транспортна и строителна техника, Печатна база ТУ-София, 1995г.

## THE RESEARCH ON THE MOVEMENT OF CHAIN ELEVATOR AT THE MOMENT OF BREAKING THE CHAIN

K.Chuchuganov G.Iliev S.Minkov I.Iordanov

**Abstract**

The research is designed to determine the dynamic parameters of chain elevating gears at breaking of the chain. The purpose is to find maximum value of delaying acceleration, limited with the requirement for comfort at travelling and with particular admissible value in standard for design of that sort of elevating gears.

***Keyword****: chain elevating gears, experimental research, permissible acceleration*

**Изследванията са финансирани от Министерство на образуванието и науката**

# ОЦЕНКА НА ОСТАТЪЧНИЯ РЕСУРС И БЕЗОПАСНОСТТА НА МЕТАЛНИ КРАНОВИ КОНСТРУКЦИИ

Емил Грънчаров
ekg@tu-sofia.bg

*В работата се разглеждат три алтернативни подхода за оценка на остатъчния ресурс на метални кранови конструкции в експлоатация и наличие на уморно повреждане – пукнатина. Обръща се по-специално внимание на третия подход, базиран на експериментални данни и наблюдения от практиката вероятностен модел, и се предлага като подходящ за управление на риска, респективно безопасността, чрез периодичността на инспектиране на металните конструкции и в условията на неопределеност на информацията от прилагания дефектоскопски контрол.*

***Ключови думи****: метални кранови конструкции, остатъчен ресурс, безопасност.*

## *1.Увод*

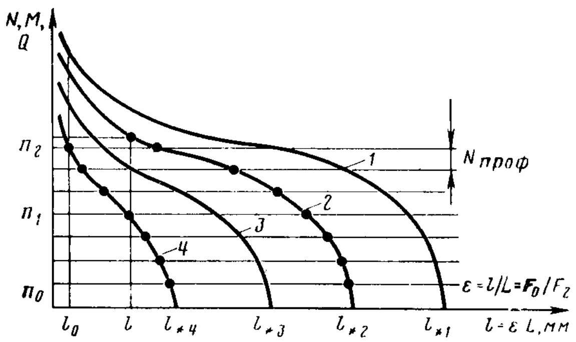
Безопасната експлоатация на носещите метални кранови конструкции (МКК), които са изработили значителна част от проектния си срок на експлоатация или такива, при които липсва проектен срок поради консервативни подходи в миналото за оразмеряване на уморната дълготрай-ност, е свързана с усъвършенстването на методите за оценка на остатъчния им ресурс. В [Коцев и др., 2003] са предложени методики за оценка на остатъчния ресурс по две гранични състояния: до появата на уморно повреждане и след откриването на уморно повреждане – една или няколко пукнатини и разрастването им до критични размери. Установяването на второто гранично състояние в най-голяма степен зависи от методите и техническите средства за диагностика, с които могат да се откриват разнообразни технологични или уморни дефекти. Тъй като развитието на една пукнатина до разрушаване на конструкцията може да трае до 60 – 90% от общия и ресурс [Пустовой, 1992], и появата на пукнатина не се счита за гранично състояние на елемент от конструкцията, оценяването на остатъчния ресурс в условията на пукнатина ще се базира на концепцията за „безопасно повреждане” [Колинз, 1984], т.е. на „приемлив риск”. С други думи безопасността по същество ще представлява управление на риска чрез прогнозиране на разрушаването на елементите и, а също така и оценка на експлоатационната безопасност в условията на непълнота и неопределеност на информацията в резултат на диагностиката.

## *2.Методи за оценка на остатъчния ресурс в условията на пукнатина*

При откриването на уморно повреждане – пукнатина, могат да се използват три разнообразни методични подхода, които дават възможност за съпоставяне и критична оценка на получените по тях резултати.

а) Първият подход, предложен в [Коцев и др., 2003], използва диаграми на продължителност на живот в брой цикли (*фиг.* 1) [Пустовой, 1992], съста-вени за различни напрегнати състояния спрямо границата на провлачване $\sigma_s$, до достигането на критична дължина на пукнатината $l^*$. На практика се използва отношението ε на текущата дължина на пукнатината спрямо дължината на елементи от конструкцията с пукнатина, отчитащи характерът и посоката на натоварване, разположението, формата и размерите на пукнатината, разработени като типови изчислителни схеми.

За избора на диаграма е необходимо да се знаят характерис-тиките на материала на елемента, и стойностите на напреженията в областта на пукнатината, които могат да се определят по изчислителен път или чрез измервания. При отсъствие на данни за напрегнатото състояние, и за целите на експертни оценки, се допуска да се приемат контролни нива на напреженията в запас на якост – $\sigma_i = (0{,}6 \div 0{,}8)\sigma_S$ .




*Фигура. 1. Диаграми на продължителност на живот: 1 – 0,2σs; 2 –0,4σs ; 3 – 0,6σs ; 4 – 0,8σs .*

Най-малката текуща дължина на пукнатината, която ще служи за начало на отчитане, зависи от точността на дефектоскопския контрол, като за най-достъпните методи и апаратни средства, ще се движи в границите между 1 и 2 mm с висока вероятност за неоткриване на пукнатини с такива размери.

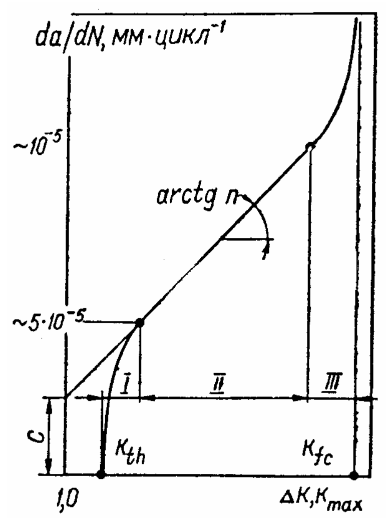
За различните нива на напрежения, остатъчният ресурс се отчита като ($n_i$ – $n_0$) по съответната крива за дадена критична дължина на пукнатината.

Съгласно философията на диаграмата, продължителността на процеса на развитие на откритата уморна пукнатина следва да се осигури с най-малко осем инспекционни прегледи за поддържане на висока безопасност на конструкцията, даже и при неоткриване на някоя пукнатина при диагностиката. Ако натоварващия процес е известен, може да се определя продължителността на междуинспек-ционните срокове при относително постоянен „приемлив риск”.

С помощта на кривите, този подход дава възможност да се определя остатъчния ресурс и за намалена (редуцирана) товароносимост на изследвания кран.

б) Вторият подход, предложен в [Коцев и др., 2003], се основава на кинетиката на уморното разрушаване, т.е. комплексната характеристика за оценка на уморната якост на материала, изразена в кинетичната диаграма на уморното разрушаване – *фиг.* 2.

Диаграмата се характеризира с три участъка на феноменологически и физически закономерности на развитие на пукнатината:




*Фигура. 2. Кинетична диаграма на уморното разрушаване*

I – зараждане на пукнатината и малки скорости на нарастване $0 < da/dN < 5.10^{-5}$ mm/цикъл; II – устойчиво нарастване на пукнатината и средни скорости $5.10^{-5} < da/dN < 10^{-3}$ mm/ цикъл; III – неустойчиво нарастване на пукнатината и високи скорости $da/dN > 10^{-3}$ mm/ цикъл. Циклическата резистентност към пукнатини на материала се характе-ризира с праговата - $K_{th}$ и критичната - $K_{fc}$ стойности на коефициента на интензивност на напреженията и параметрите $n$ и $C$ на степенната зависимост в участъка на средните скорости в диаграмата.

Остатъчният ресурс (брой натоварващи цикли – $N$) на изследвания елемент или възел от металната кранова конструкция се изчислява по изведената формула [Коцев и др., 2003]:

$$N = \frac{l_k^{(-n/2)+1} - l_0^{(-n/2)+1}}{(-n/2+1)C(\Delta\sigma)^n \pi^{n/2} \alpha^n} . \qquad (1)$$

където $C$ и $n$ са параметри, които зависят от материала; $\Delta\sigma$ е приведената стойност на амплитудата на напрежението в мястото на пукнатината при променливо натоварване, определена с използване на една от хипотезите за натрупване на уморни повреждания [Kotzev, 1999]; $\alpha$ – коефициент, който зависи от формата и размерите на пукнатината и може да се приеме $\alpha \approx 1{,}12$ [Fuchs et al., 1980]; $l_k$

– критичната дължина на пукнатината; $l_0$ – началната дължина на пукнатината.

Отново началната дължина $l_0$ на пукнатината ще зависи от точността на дефектоскопския контрол. При наличие само на дефект, обикновено се приема $l_0$ = 0,5 mm.

За критичния размер $l_k$, в зависимост от мястото на пукнатината върху МКК, се работи със стойности, наложени от практиката или с теоретичния критичен размер изчислен по:

$$l_k = \frac{1}{\pi}\left(\frac{K_c}{\sigma_{\max}\alpha}\right)^2, \qquad (2)$$

където $K_c$ е критичният коефициент на концентрация на напреженията.

Местата с висока концентрация на напреженията в МК на мостовите кранове, където се очаква зараждането на пукнатина, са изложени в [Коцев и др., 2003]. В зависимост от дебелината на стената $\delta_{стена}$ = 6 ÷ 12 mm, за кранове с общо предназначение до $Q$ = 50 t и допускания, че дълбочината на пукнатината е между 20% и 30% от нейната дължина критичният размер се приема в границите $l_k$ = 20 ÷ 60 mm.

Стойностите на параметрите $C$ и $n$ се задават в зависимост от материала, от който е изградена МКК. За конструкции, изработени от феритно-перлитни, мартензитови, или аустенитови стомани, могат да се се използват препоръките във [Fuchs et al., 1980].

в) Третият подход е вероятностен и се основава върху модел на механизма на разрушаване на база експериментални данни и наблюдения от експлоатаци-онната практика. Възникването и разрастването на пукнатината до даден размер се дефинира като състояние на повреждане във верижен модел на Марков [Lassen, 1991]. Такъв модел притежава $j$ = 1, 2, . . ., $b$, състояния, където $b$ представлява отказа (аварията). Всяко състояние на модела съответства на една определена дължина на пукнатината. Времето $x$ = 0, 1, 2, . . ., $\theta_b$ е измереният брой натоварващи блокове, които съответстват на определен брой натоварващи цикли с постоянна амплитуда. Състоянието на повреждане се разглежда само в края на всеки натоварващ блок. Акумулирането на повреждане по време на натоварващия блок може да бъде само нула или единица. Това означава, че за дадено състояние на повреждане в началото на един натоварващ блок, акумулираното повреждане може да остане в същото състояние или да скочи в следващото по-високо състояние. Ако дадено състояние на повреждането се обозначи с $j$, вероятността да остане в състоянието по време на натоварващия блок е $p_j$, а вероятността да премине в състояние $j$ + 1 е $q_j$. Тъй като тези две събития имат само два възможни изхода ще имаме и $p_j + q_j = 1$, а състоянието $b$, което обозначава аварията е с невъзможна евакуация при влизане в него. Параметрите $p_j + q_j$ се дават с матрицата на вероятностите на преходите, която за дадено ниво на напреженията има следния вид:

$$P = \begin{bmatrix} p_1 & q_1 & 0 & 0 & \ldots & 0 & 0 \\ 0 & p_2 & q_2 & 0 & \ldots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & p_{b-1} & q_{b-1} \\ 0 & 0 & 0 & \ldots & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

при $p_j + q_j = 1, \quad p_j > 0 \quad q_j > 0.$

Вероятността веригата на Марков при $b$ –1 транзиентни и едно абсорбиращо състояние $b$ да бъде в различни състояния във време $x$ се дава с редовия вектор:

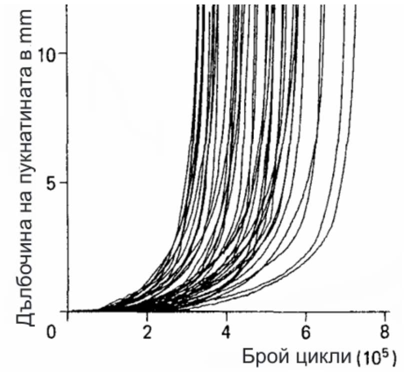
$$P_x = \left(p_x(1), p_x(2), \ldots, p_x(b)\right)$$

Съгласно теорията на Марковата верига следва, че $P_x = P_0P^x$, където $P_0$ е 1 x $b$ редови вектор, представящ началното разпределение на вероятните състояния на повреждане. Като се приеме матрицата на вероятностите на преходите и началната популация на пукнатината, е възможно чрез просто матрично умножение, да се опише еволюцията на кумулативното повреждане. Получават се функцията на плътността на вероятностите на размера на пукнатината при зададена дълготрайност и функцията на плътността на вероятностите на дълготрайността на зададен размер на пукнатината. Изминалото време във всяко едно състояние $j$ има геометрично разпределение. Средната стойност и вариация-та са $1 + r_j$ и $r_j(1 + r_j)$, където $r_j = p_j/q_j$. С приемането, че $p_0(1)$ = 1, параметрите $p_j$ и $q_j$ в матрицата на преходите може да се определят от уравненията:

$$E(\theta_b) = \sum_{k=1}^{n}(d_k - d_{k-1})(1 + r_k), \qquad (3)$$

$$Var\theta_b = \sum_{k=1}^{n}(d_k - d_{k-1})r_k(1 + r_k), \qquad (4)$$

където $d_0, d_1, ..., d_n (d_0 = 1, d_n = b)$ са състоянията на повреждане, които съответстват на избраните измерени дълбочини/дължини на пукнатината. За тези дълбочини, средното значение $E(\theta)$ и вариацията $Var\theta$ на времето за достигането им, се оценяват от експериментални данни за разрастването на пукнатината (*фиг.* 3).




*Фигура 3. Експериментални криви на разрастването на пукнатината*

Параметърът $r_k = p_k/q_k$. е постоянен между тези състояния на повреждане. Уравненията се решават за $k$ = 1 до $n$ задавайки за всяко $k$ една двойка уравнения, от които се определят $d_k$, $p_k$ и $q_k$.

Кумулативната функция на разпределение на времето до отказ се дава с

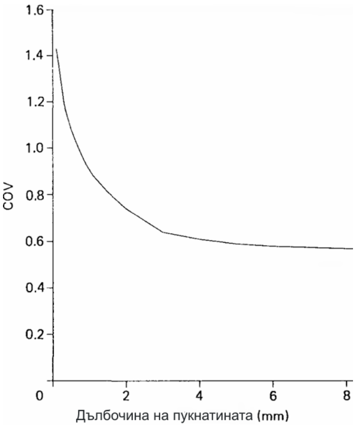
$$F_\theta(x,b) = P(\theta_b > x) = p_x(b) \qquad (5)$$

Функцията на темпът на разрушаване се дефинира чрез

$$b(x,b) = \frac{F_\theta(x,b) - F_\theta(x-1,b)}{1 - F_\theta(x-1,b)} \qquad (6)$$

Това е една условна вероятност за отказ по време на един натоварващ блок при условие, че елементът от конструкцията е оцелял до началото на този цикъл, което е полезна мярка за изследвания възраст-надежност в условията на периодични инспекции.

Коефициентът на вариация (COV) на времето за достигане на различни дълбочини на пукнатината е даден на *фиг.* 4. Функцията е важна за оценка на параметрите на модела по уравнения (3) и (4). Решенията на тези уравнения изискват целочислен резултат за състоянието на повреждане $d_k$. Ако COV > 1,0, стойността на $d_k$ - $d_{k-1}$ ще бъде по-малка от единица и грешката от закръглението може да бъде значителна. По тези съображения, първите две състояния на повреждане (дълбочини на пукнатината), следва да се подбират внимателно при търсенето на целочислено решение.




*Фигура 4. Коефициентът на вариация на времето за достигане на определени дълбочини на пукнатината*

Моделът, почиващ на експериментални данни от образци, подложени на циклично натоварване с постоянна амплитуда, не следва да се прилага пряко за елементи на МКК, които изпитват циклични натоварвания с променлива амплитуда.

Уравнение (4) формулира, че средното значение на изминалото време между всяко състояние на повреждане, е пропорционално на 1 + $r$. Като се приеме, че темповете на нарастване между всяка двойка състояния на повреждане се подчиняват на закона на Парис:

$$\frac{d\alpha}{dN} = A[\Delta\sigma(\pi\alpha)^{\frac{1}{2}} F]^m, \qquad (7)$$

то за нива на напрежението $\Delta\sigma_i$, различни от напрежението на експерименталните източници $\Delta\sigma_0$, може да се да се приеме, че средното значение на времето намалява пропорционално на темпът на нарастване. За елементи със същата геометрия и гранични условия мащабирането е

$$r_i + 1 = (\frac{\Delta\sigma_0}{\Delta\sigma_i})^m (r_0 + 1). \qquad (8)$$

То съответства на малко увеличение на коефициента на вариация към по-ниските нива на напрежението и съответното намаление на коефициента на вариация при по-високите нива на напрежението. Големият брой на нивата с по-ниско напрежение в реалните случаи, допринася повече за уморни повреждания. Слабото увеличение на коефициента на вариация при по-ниски нива на напрежението, е в съгласие с увеличената ширина на доверителния интервал в дълготрайната област на *S-N* кривите.

Мащабният параметър *m* се базира върху регресионен анализ на подобни тестови серии, които въпреки, че се получават при тестови изпитания с различна геометрия на субекта и в различни натоварващи условия, резултатите са близки до тези с постоянна амплитуда.

С прилагане на уравнение (8), става възможно да се работи с натоварване с променливи амплитуди. Освен това, може да се отчита и несигурността в оценените нива на напреженията, т.е. допълнителните фактори на концентрация на напреженията, като $C_{пд}$, предизвикан от производствени деформации:

$$r+1=C_{пд}^{m}F^{m}(r_0+1)\,. \qquad (9)$$

Фазата на възникване на пукнатина може да бъде включена в мащабния фактор на модела чрез допускането, че уморният процес между двете първи състояния на повреждане, се подчинява на уравнението на Басквин:

$$\frac{1}{2}\Delta\sigma K_f=\left(\sigma'_f-\sigma_m\right)\left(2N_i\right)^e \qquad (10)$$

Ако по нататък се приеме линейно еластично условие на прореза и незначителни изменения в средното значение на ефективното напрежение, мащабирането на първия срок във вероятностния модел ще следва уравнение (8) с $m$ = —*Me*, докато другите срокове се мащабират съгласно наклона на *S-N* кривата. Тъй като общият ред зависи от матричното произведение, акумулирането на повреждания по-нататък не е линейно. Уморната пукнатина може да се отчете чрез използване на условието:

$$\Delta K_0>\Delta\sigma(\pi\alpha)^{\frac{1}{2}}F \qquad (11)$$

При състоянията на повреждане, където това условие е изпълнено, съответстващия срок по диагонала във вероятностния модел ще клони към единица. С използването на уравнения (10) и (11), моделът е в състояние да симулира както възникването на пукнатина, така и задържането и.

Анализът на уморния ресурс в МКК се извършва за описаните отказващи елементи в структурата на конструкцията [Коцев и др., 2003]. Разглежда се една критична точка върху стената в близост до горния пояс и вкоравяването от вътрешната диафрагма, където акумулирането на поврежданията от нарастването на пукнатината е найголямо. Приети са следните допускания:

- Ранното нарастване на пукнатината до 3 mm се описва съгласно изложеният верижен модел на Марков;
- От 3 mm до нарастването на пукнатината в дълбочина през дебелината на стената от 12 mm, където преразпределението на напреженията става значително, параметрите на вероятностният модел се нагаждат към симулационните резултати получени от крайноелементен модел;
- Абсорбиращото състояние *b* съответства на пукнатина през цялата дебелина на стената, което представлява нарушаване на безопасността.

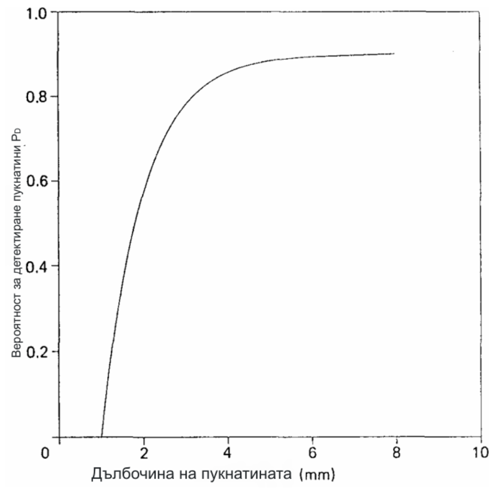
Местните напрежения в близост до наблюдаваните критични точки се дават с разпределение на Вейбул:

$$F(x)=1-\exp[-(x/g)^s] \qquad (12)$$

Параметрите $g$ = 19.0 и $s$ = 0.86 съответстват на максимални напрежения $\Delta\sigma$ = 560 MPa за период от 10 години. Анализът е проведен чрез генериране на натоварващ блок от $10^4$ цикли при ниво на напреженията, определено съгласно разпределението Вейбул, преди мащабира-не и умножение на вероятностния модел. Вероятността за откриване на пукнатина, използвана в модела, се описва с функцията:

$$P_D=P_0\left\{1-\exp\left[-\gamma\left(\alpha-\alpha_0\right)\right]\right\} \qquad (13)$$

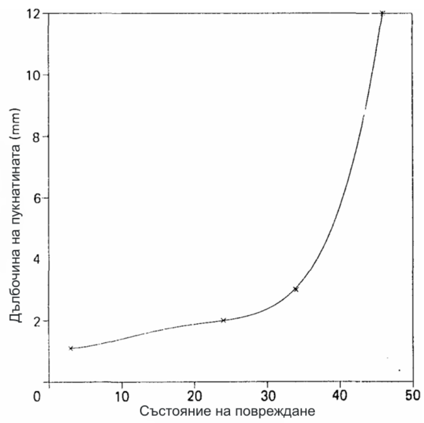
където $\alpha_0$ е най-малката пукнатина, която може да бъде открита, а $P_0$ е вероятността за откриване на по-големи дефекти. За даден дефектоскопски метод и условия на средата, $\alpha_0$, $P_o$ и γ са константи.



*Фигура 5. Вероятност за откриване на пукнатина спрямо дълбочината при обследване с магнитни частици*

Дефектоскопията с магнитни частици е един от широко разпростра-нените методи за детектиране на пукнатини. Вероятността за откриване на пукнатина, е показана на *фиг.* 5, където $\alpha_0$ = 1 mm, $P_0$ = 0.9 и γ = 1. Кривата се базира върху наблюдения от практиката и е получена при допускането, че дълбочината на пукнатината е 20% от повърхностната и дължина. Типично свойство на тази крива е, че бързо асимптотично достига константна вероятност $P_0$. Това означава, че вероятността за откриване нараства с дълбочината на пукнатината в областта $\alpha_0$ = 1 – 4 mm, но след това става почти константна, което означава още, че съществува и константен шанс за пропускане на по-големи пукнатини.

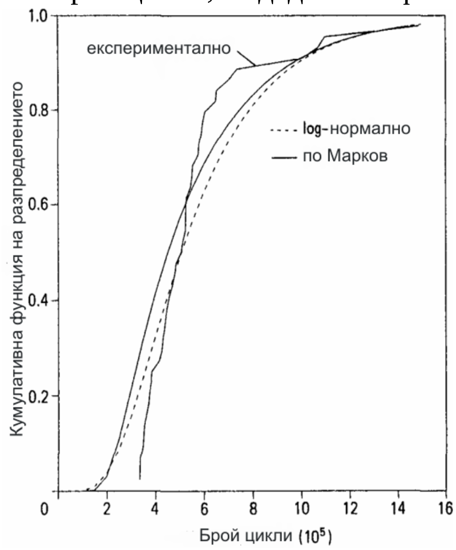
В модела са дефинирани пет състояния на повреждане и 45 преходни състояния. Повреждане $d_1$ = 2 съответства на дълбочина на пукнатината 0,7 mm, $d_2$ = 3 съответства на 1,1 mm, а състоянията на повреждане $d_3$ = 24 и $d_4$ = 34 съответстват на 2 mm и 3 mm респективно. Състояние 1 не е строго дефинирано, но съгласно експерименталните фрактографски сту-дии, началните пропуквания лежат в интервала 0 и 0,1 mm с типична стойност 0,05 mm. Поради това, се дефинира тясна лента за дискретното състояние на повреждане 1 в модела. Състоянието на повреждане $d_5$ = 46 е абсорбиращото състояние на отказ. За всички междинни състояния на повреждане, средното значение на




*Фигура 6. Модел на състоянието на повреждане относно дълбочината на пукнатината*

времето за достигане на състоянията, е известно от модела. Кореспондиращата дълбочина на пукнатината тогава, се определя от изискването, средното значение на времето за достигане на дълбочината на пукнатината, да бъде равно на средното значение на времето за достигане състоянието на модела.

Проведената симулация с натоварващ блок $10^5$ цикъла, дава резултати, показани на *фиг.* 6. За изглаждане на кривата се използва подбрана интерполациона функция. Тъй като изчисленията на вероятностите не са чувствителни към тази апроксимация, даже и линейна интерполация между състоянията на повреждане 3, 24, 34 и 46 ще дава почти същите резултати. Получената кумулативна функция на разпределението и кумулативната че-стота в брой цикли, са дадени на фиг. 7.

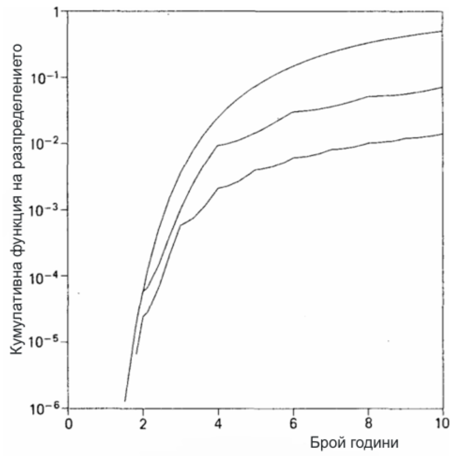



*Фигура 7. Експериментална и изгладена кумулативна функция на разпределението за уморната дълготрайност*

На същата е показано и двупара-метрично log-нормално разпределение нагодено по метода на най-малките квадрати. Вижда се, че получената чрез модела на Марков функция е близка до емпиричното разпределение и има част, която съвпада с log-нормалното разпределение, което е най-широко използвания модел при оразмеряване на метални конструкции на уморна дълготрайност. За експерименталната статистика са използвани данни от образци, тествани с натоварване с постоянна амплитуда $\Delta\sigma_0$ = 150 MPa.

С помощта на модела може да се оцени техническата безопасност на конструкцията по условната вероятност за отказ по време на един натоварващ блок. Едновременно с това може да се проследи и влиянието на периодичните инспекции върху нея. На *фиг.* 8 е дадена получената чрез модела на Марков кумулативна функция на разпределение на времето за разрастване на пукнатина през цялата дебелина на елемента, изразено в години при известен натоварващ процес на реалната конструкция.

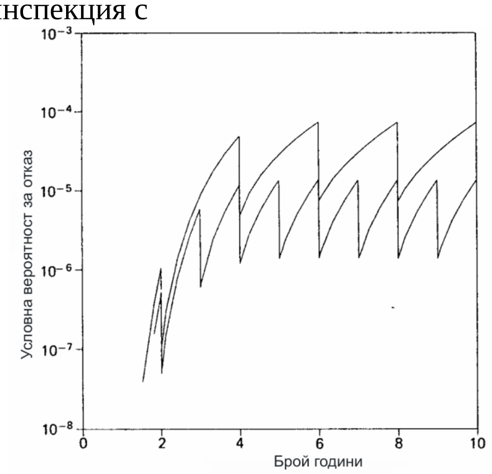
Най-вероятна е експлоатация 9 години без да е необходима каквато и да е инспекция. По време на тази експлоатация съществува над 90% вероятност, че състояние 2 е достигнато, което е възникване на пукнатина $\alpha$ = 0,7.




*Фигура 8. Кумулативна функция на разпределението на времето за разрастване на пукнатина през цялата дебелина*

На *фиг.* 8 също, е показно влиянието върху функцията на детектирането на пукнатина при годишна и двугодишна инспекция. Както се вижда от кривите, необходима е ежегодна инспекция, за да се поддържа кумулативния риск под $10^{-2}$, което би могло да бъде приемливо ниво за един безопасен елемент от конструкцията.

Условната вероятност за отказ по време на един блок от $10^4$ цикли за две инспекционни програми, е показана на *фиг.* 9. При ежегодна инспекция с




*Фигура 9. Условна вероятност за отказ за два различни интервала на инспекция*

магнитни частици, рискът се ограничава до $10^{-5}$. На същата фигура, може да се види как рискът пада до $10^{-6}$ непосредствено след инспекцията.

***3.Заключение***

Предложен е подход за оценка на остатъчния ресурс и безопасността на метални кранови конструкции в експлоатация при наличие на уморна пукнатина и в условията на периодична инспекция и дефектоскопски контрол.

***Литература:***

Коллинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях: Анализ, предсказание, предотвра-щение. Перевод с англ. Мир, М., 1984, 624 с.

Коцев, Н., Е. Грънчаров, И. Страшников. Прогнозиране на остатъчния ресурс на кранови съоръжения – експертна оценка. “Механика на машините”, Изд. на ТУ–Варна, № 48, година XI, кн. 4, 2003, 82-85 стр.

Коцев, Н., Е. Грънчаров. Оценка на остатъчния ресурс на заварени кранови конструкции. “Механика на машините”. Изд. на ТУ–Варна, № 48, година XI, кн. 4, 2003, 86-89 стр..

Пустовой В. Н. Металлоконструкции грузо-подъемных машин: Разрушение и прогнози-рование остаточного ресурса. Транспорт, М., 1992, 256 с.

Kotzev, N. Design Stage Fatigue Life Evaluation of Crane Metal Structures. Second international congress. “Mechanical Engineering Technologies’ 99”, Sept. 16-18.1999, Sofia, vol. 9, 10-12 p.

Lassen, T. Markov modeling of fatigue damage in welding structures under in-service inspection. Int. J. Fatigue September 1991.

Гл.ас.инж.Емил Грънчаров, Технически университет-София

## ESTIMATION OF RESIDUAL LIFE AND SAFETY OF METAL CRANE STRUCTURES

E.Grantcharov

**Abstract**

Three alternative approaches for estimation of residual life of metal crane structures in service with fatigue crack are discussed. The stress is on the third one, a probabilistic model based on experimental data and in practice observations, which is offered as satisfactory for estimation of safety and risk control thru in service inspection for cracks detection and monitoring of their propagation.

***Keywords****: metal crane structures, residual life, safety*

Assist.prof.Emil Grantcharov, Technical University-Sofia

# МАТРИЧНО-ВЕКТОРЕН ПОДХОД ПРИ ОПРЕДЕЛЯНЕ ПАРАМЕТРИТЕ НА СИСТЕМА ЗА ЗАДВИЖВАНЕ НА ШАРНИРНО СВЪРЗАНИ ЗВЕНА ПОСРЕДСТВОМ ХИДРОЦИЛИНДЪР

Божидар Григоров b.grigorov@tu-sofia.bg
Росен Митрев rosenm@tu-sofia.bg
Радослав Груйчев r_gruychev@tu-sofia.bg

*Един от широко разпространените принципи на задвижване звена от работните органи свързани чрез цилиндрични шарнирни връзки е при използване на хидроцилиндър и лостова система. Във всички случаи, за проектиране и оптимизиране на подобни конструктивни решения, се налага аналитично извеждане на предавателни функции определящи връзката между силата и скоростта на задвижващия цилиндър и момента и скоростта развивани от звеното на работния орган (и обратно). Въпреки, че връзката между тези величини е еднострано определена, то намирането на аналитично решение е затруднено поради големия брой параметри участващи в него. В настоящата разработка е представено решение на проблема при използване на векторно – матричен подход, което дава директно определяне на необходимите величини когато се използват на изчислителни процедури на векторното смятане. Подобен подход позволява да бъде обобщен и използван за произволни видове механизми от този клас.*

***Ключови думи:*** *хидрозадвижване, матрично-векторно изчисление, силов и кинематичен анализ*

## *1. Увод. Основни означения*

Работните органи на редица съоръжения се характеризират със звена образуващи ротационни двойки (извършващи въртеливо движения едно спрямо друго). В тези конструкции (товароподемни манипулатори, багери и товарачи, хидравлични кранове, бетонови помпи и пр.) движението на звената се осъществява при преодоляване на значителни външни моменти приложени спрямо шарнирните им връзки. Това определя като единствено възможна система на задвижване използването на силови (линейни) хидроцилиндри действащи директно или посредством лостова система. Последното има и някои основни преимущества:

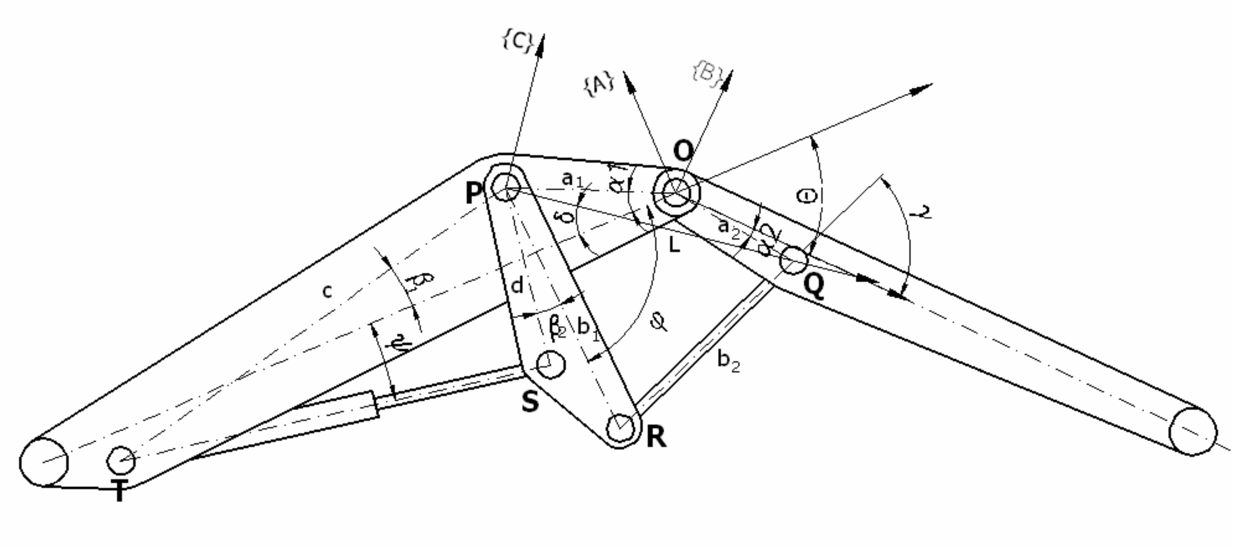
- Възможност за осъществяване на голям ъгъл на завъртане на звената – до 180 и повече градуса;
- Ограничаване на хода на хидроцилиндъра;
- Ограничаване на усилието в хидроцилиндъра.

Във всички случаи, за проектиране и оптимизиране на подобни конструктивни ` решения, се налага аналитично извеждане на предавателни функции определящи връзката между силата и скоростта на задвижващия цилиндър и момента и скоростта развивани от звеното на работния орган $F_ц = f_1(M(\theta))$; $v_ц = f_2(\dot{\theta})$ (и обратно). Намирането на подобно аналитично решение е трудно поради големия брой параметри участващи в него. В [1] и [2] са представени решения на проблема посредством търсене на геометрични отношения и трансцедентни функции. Тези решения обаче са тежки, изискват сложни изчислителни процедури и откриват възможности за грешки при интерпретациите, особено при смяна посоките на ъглите.

В настоящата разработка е представено решение на проблема при използване на векторно – матричен подход, което дава директно определяне на необходимите величини при използване на изчислителни процедури на векторното смятане. Това предполага минимизиране на изчислителните програми, както и унифициране на решението за произволни видове механизми от този клас.

Схематично изображение на система за задвижване на звената на работен орган посредством хидроцилиндър и лостова система е показана на Фигура 1.

Ротационната връзка между звената се осъществява в точката О, като взаимното им положение се контролира от независимата ставна променлива θ. Тук са направени следните означения:




*Фигура 1. Общ вид на система за задвижване на шарнирно свързани звена*

1. Двата лоста са окачени към неподвижното и подвижното звена и техните точки на окачване P и Q се определят от разстоянията $a_1$ и $a_2$ и ъглите $\alpha_1$ и $\alpha_2$;

2. Хидроцилиндърът е окачен към неподвижното звено в точка определена от разстоянието c и ъгълът $\beta_1$;

3. Хидроцилиндърът е окачен към първия лост в точка S определена от параметрите d (разстояние) и $\beta_2$;

4. Двата лоста с дължини съответно $b_1$ и $b_2$ са свързани шарнирно в точката R.

5. Ъгълът θ е образуван чрез ротация по посока на движение на часовниковата стрелка и има отрицателна стойност;

6. Ъглите $\alpha_1$ и $\alpha_2$ са положителни когато точите на окачване на лостовете са “над” осите на звената и отрицателни в обратния случай.

7. Ъглите $\beta_1$ и $\beta_2$ имат положителни стойности когато са дефинирани по начина посочен на фигурата.

Посочените по-горе параметри са входни за изчислителната процедура.

## *2. Определяне на геометричните величини*

С оглед приложение на матрично-векторния подход са разгледани следните локални координатни системи:

Системата {A} – с начало разположено в точката на ставата между звената и положителна посока на оста X насочена по оста на първото звено;

Системата {B} – с начало разположено в точката на ставата между звената и положителна посока на оста X насочена по оста на второто звено;

Системата {C} – с начало разположено в точката на окачване на първия лост (P) и положително посока на оста X насочена към точката на окачване на втория лост (точката Q).

Разположението на шарнирните точки се определя от позиционни вектори дефинирани в съответната координатна система, (например точките P и Q) и могат да бъдат записани като изразени в системите {A} и {B} съответно):

$$^{A}\mathbf{r}_P = \left(-\,a_1.\cos\alpha_1 \quad a_1.\sin\alpha_1\right)^T ;$$
$$^{B}\mathbf{r}_Q = \left(a_2.\cos\alpha_2 \quad a_2.\sin\alpha_2\right)^T ;$$

С оглед на общност на записите и извършване на векторни и матрични изчисления, позиционните вектори по-нататък ще бъдат разглеждани като тримерни в хомогенни координати при положение, че се използват за трансформации между координатни системи или като тримерни вектори в евклидови координати при векторните операции.

Тъй като системата {B} е получена от {A} чрез ротация, то трансформационна матрица между двете системи може да бъде записана във вида:

$$ {}^{A}_{B}T = \begin{pmatrix} \cos(\theta) & -\sin(\theta) & 0 & 0 \\ \sin(\theta) & \cos(\theta) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} $$

Координатите на точката R се изчисляват най-лесно в координатната система {C} като пресечна точка на две окръжности с центрове в точките P (началото на системата) и Q и радиуси съответно равни на $b_1$ и $b_2$.

$$ {}^{C}x_R = \frac{L^2 + b_1^2 + b_2^2}{2.L} \; ; \quad {}^{C}y_R = -\sqrt{b_1^2 - {}^{C}x_R} $$

$$ {}^{D}_{A}T = \begin{pmatrix} \cos(-\varphi) & -\sin(-\varphi) & 0 & a_1.\cos(\alpha_1 + \varphi) \\ \sin(-\varphi) & \cos(-\varphi) & 0 & -a_1.\sin(\alpha_1 + \varphi) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; $$

Тук с $L$ е означено разстоянието между точките P и Q в текущото положение, което се определя по косинусовата теорема:

$$ L = \sqrt{a_1{}^2 + a_2{}^2 + 2.a_1.a_2.\cos(\theta + \alpha_1 + \alpha_2)} $$

Стойностите на координатите на точката R в координатната система {A} се определят чрез използване на трансформационната матрица описваща системата {C} в {A}. Тук системата {C} се получава от системата {A} чрез ротация на ъгъл δ и транслация до точката P съответно.

$$ {}^{A}_{C}T = \begin{pmatrix} \cos\delta & -\sin\delta & 0 & -a_1.\cos\alpha_1 \\ \sin\delta & \cos\delta & 0 & a_1.\sin\alpha_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} $$

и

$$ \begin{pmatrix} {}^{A}x_R \\ {}^{A}y_R \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} = {}^{A}_{C}T. \begin{pmatrix} {}^{C}x_R \\ {}^{C}y_R \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} = {}^{A}\mathbf{r}_R $$

Ъгълът δ се сключва между оста на първото звено и отсечката PQ и се определя при положение, че координатите на точките P и Q са известни в координатната система {A}.

$$ {}^{A}\mathbf{PQ} = {}^{A}_{B}R.{}^{B}\mathbf{r}_Q - {}^{A}\mathbf{r}_P \quad \text{и} \quad \delta = \operatorname{atan2}({}^{A}\mathbf{PQ}_Y, {}^{A}\mathbf{PQ}_X) $$

Тук и по-надолу чрез ${}^{A}_{B}R$ е означена ротационната матрица изразяваща ориентацията на {B} спрямо {A}.

Ние трябва да определим някои допълнителни геометрични параметри като ъгъла φ, който първият лост сключва с оста на неподвижното звено и също така ъгъла ψ, сключван между оста на неподвижното звено и оста на хидроцилиндъра:

$$ {}^{A}\mathbf{PR} = {}^{A}\mathbf{r}_R - {}^{A}\mathbf{r}_P \; ; \quad \varphi = \operatorname{atan2}({}^{A}\mathbf{PR}_Y, {}^{A}\mathbf{PR}_X) $$

Намирането на ъгъла φ дава възможност за определяне координатите на точката S - приложната точка на силата на хидроцилиндъра върху лоста, а от там и ъгълът *ψ*. При това положение е удобно дефинирането на нова координатна система {D} с начало разположено в точката P и ос X ориентирана по оста на първия лост.

$$ {}^{D}\mathbf{r}_S = \begin{pmatrix} d.\cos(\beta_2) \\ -d.\sin(\beta_2) \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \quad {}^{A}\mathbf{r}_S = {}^{D}_{A}T^{-1}.{}^{D}\mathbf{r}_S $$

$$ {}^{A}\mathbf{TS} = {}^{A}\mathbf{r}_S - {}^{A}\mathbf{r}_T $$

Аналогично се определя и ъгълът γ, сключван между оста на втория лост и оста на подвижното звено чрез координатите на вектора ${}^{B}\mathbf{RQ}$.

$$ {}^{B}\mathbf{RQ} = {}^{B}\mathbf{r}_R - {}^{B}\mathbf{r}_Q = {}^{A}_{B}R^{T}.{}^{A}\mathbf{r}_R - {}^{B}\mathbf{r}_Q $$

$$ \gamma = \operatorname{atan2}({}^{B}\mathbf{RQ}_Y, {}^{B}\mathbf{RQ}_X) $$

### *3. Силови зависимости*

Ще предположим, че върху подвижното звено е приложен външен момент, който приведен спрямо шарнира между звената има стойност $\mathbf{M}(\theta) = [0 \quad 0 \quad M(\theta)]^T$. За да определим усилията в натиснатия лист $\mathbf{F_1}$ ще разгледаме равновесното състояние на второто звено и по-специално моментното равенство спрямо шарнира O:

$\mathbf{M}(\theta) = {}^{B}\mathbf{r}_{F1} \times {}^{B}\mathbf{F}_1$ където ${}^{B}\mathbf{r}_{F1} = {}^{B}\mathbf{r}_Q$ - е вектор на приложната точка на силата в лоста.

Векторът ${}^{B}\mathbf{F}_1$ на силата в лоста е известен по направление, тъй като сключва ъгъл γ с направлението на оста X на координатната система {B} или

${}^{B}\mathbf{F}_1 = F_1.[\cos\gamma \quad \sin\gamma \quad 0]^{\mathrm{T}} = F_1.{}^{B}\mathbf{f}_1$

или замествайки:

$$M(\theta) = S_1.a_2.\sin(\gamma - \alpha_2);$$
$$F_1 = \frac{\mathrm{M}(\theta)}{a_2.\sin(\gamma - \alpha_2)}$$

С оглед намирането на силата в хидроцилиндъра ние разглеждаме равновесието на натиснатия лост или моментното равенство спрямо точката P.

Описанието на двете приложни точки на силите в тази координатна система е елементарно:

$${}^{D}\mathbf{r}_R = [b_1 \quad 0 \quad 0]^T \quad \text{и}$$
$${}^{D}\mathbf{r}_S = [d.\cos\beta_{21} \quad -d.\sin\beta_2 \quad 0]^T$$

В такъв случай моментното равенство дава възможност да се определи силата в хидроцилиндъра $F_2$ от векторното равенство:

$$F_2.({}^{D}\mathbf{r}_S \times {}^{\mathrm{D}}_{\mathrm{A}}R.{}^{A}\mathbf{f}_2) = F_1.({}^{D}\mathbf{r}_R \times {}^{\mathrm{D}}_{\mathrm{A}}R.{}^{\mathrm{A}}_{\mathrm{B}}R.{}^{B}\mathbf{f}_1)$$

тук ${}^{A}\mathbf{f}_2 = [\cos\psi \quad \sin\psi \quad 0]^T$ е направлението на силата от хидроцилиндъра в координатната система {A}.

#### *4. Кинематични зависимости*

При положение, че подвижното звено се движи по определен закон ${}^{B}\boldsymbol{\omega} = [0 \quad 0 \quad \dot{\theta}(\mathrm{t})]^T$, то ние можем да определим линейната скорост на точката Q изразена в системата {B}:

$${}^{B}\mathbf{v}_Q = {}^{\mathrm{B}}\boldsymbol{\omega} \times {}^{\mathrm{B}}\mathbf{r}_Q =$$
$$= \dot{\theta}(\mathrm{t}).[-a_2.\sin\alpha_2 \quad a_2.\cos a_2 \quad 0]^{\mathrm{T}}.$$

Като точка от втория лост Q има също така скорост определена от векторното равенство:

$${}^{E}\mathbf{v}_Q = {}^{\mathrm{E}}\mathbf{v}_{\mathrm{R}} + {}^{\mathrm{E}}\boldsymbol{\omega}_R \times {}^{\mathrm{E}}\mathbf{r}_Q \quad .$$

Тук {E} е координатна система с начало в точката R и направление на ос X по оста на втория лост, чиято ориентация спрямо системата {B} се определя от ъгъла γ. Направлението на векторите ${}^{D}\mathbf{v}_{\mathrm{R}}$ и ${}^{\mathrm{E}}\boldsymbol{\omega}_R \times {}^{\mathrm{E}}\mathbf{r}_Q$ е известно съответно в {D} и {E}, тъй като те са насочени по осите Y на тези системи. В този случай можем да напишем следното векторно равенство изразявайки векторите в системата {B}:

$$\dot{\theta}(\mathrm{t}).[-a_2.\sin\alpha_2 \quad a_2.\cos a_2 \quad 0]^{\mathrm{T}} =$$
$$= (v_1.{}^{\mathrm{B}}_{\mathrm{A}}R.{}^{A}_{D}R + v_2.{}^{B}_{E}R).[0 \ 1 \ 0]^{\mathrm{T}}$$

където $v_1$ и $v_2$ представляват модулите (големините) на съответните вектори $\mathbf{v}_{\mathrm{R}}$ и ${}^{\mathrm{E}}\boldsymbol{\omega}_R \times {}^{\mathrm{E}}\mathbf{r}_Q$ .

Модулът на вектора скорост на точката S се определя чрез елементарното равенство $v_{\mathrm{S}} = v_1.d/b_1$

Определянето на големината на скоростта в цилиндъра може най-лесно да се извърши разглеждайки векторното равенство на скоростите в точката S изразено в координатната система {A}:

$$v_S.{}^{A}_{D}R.\begin{pmatrix} \sin\beta_2 \\ \cos\beta_2 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\psi & -\sin\psi & 0 \\ \sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_{ц} \\ v_S \\ 0 \end{pmatrix}$$

където $v_{ц}$ представлява големината на скоростта в хидроцилиндъра.

#### *5. Изводи:*

Предложеният векторно-матричен подход се основава върху разглеждане на позиционни вектори изразени в различни локални координатни системи и трансформации между последните. Показано е определянето на необходимата сила и скорост в хидроцилиндъра при зададени момент и скорост спрямо шарнира на въртящото се звено. Подобни разглеждания могат да бъдат приложени за определяне на реакциите във всички шарнирни връзки, както и на скоростите на всички подвижни елементи. Подходът води до последователност от лесни за програмиране математически зависимости, особено в среда на система за матрично смятане (Matlab, Matcad).

#### *Литература:*

1. Григоров Б. Оптимално проектиране на система за задвижване на ротационна кинематична двойка посредством силов хидроцилиндър и лостова система. Сп. Машиностроене кн. 4 1995 г.
2. Воробьев, Н. Механизмы с замкнутым энергетическим потоком. Львов. Издательство Львовском государственном университете 1993.

Доц.д-р.инж.Божидар Григоров, Технически университет-София
Гл.ас.д-р.инж.Росен Митрев, Технически университет-София
Инж.Радослав Груйчев, Технически университет-София

# A VECTOR APPROACH TO DETERMINE STATIC AND KINEMATICAL PARAMETERS FOR DRIVING SYSTEM WITH LINEAR HYDRAULIC ACTUATOR AND LEVERAGE

B.Grigorov ,    R. Mitrev,    R. Gruychev

**Abstract**

One, very widely used, principle for driving pivotally connected links of loading manipulators, concrete pumps, excavation and building equipment etc. is using a linear hydraulic actuators, connected to the arms via some kind of leverage. In any case of design or optimizing of such a system there is need to determine dependency (transition function) between the force and the velocity of the driving actuator and the torque and angular velocity applied on the link at the pivot point (and visa versa). Although the equation between the desired values can be uniquely derived using geometrical considerations, such considerations are very complex due to the number of parameters involved. The present article presents a solution based upon the vector-matrix transformations. Such approach offers solution in general form, easy for programming, and independent on the type of the leverage.

***Key Words:*** *hydraulically driven equipment, matrix and vector computations,  force and kinematical analysis*

Assoc. Prof. Bojidar.Grigorov, PhD  - Technical University - Sofia
Ass. Prof. Rossen Mitrev, PhD  - Technical University – Sofia
Eng. Radoslav Gruychev - Technical University – Sofia

# АВТОМАТИЗИРАНА, МОДУЛНА СИСТЕМА ЗА РАЗПОЗНАВАНЕ И ОЦЕНЯВАНЕ НА ПРОЦЕСНИ ХАРАКТЕРИСТИКИ В ИНДУСТРИАЛНИ СИСТЕМИ

Константин Димитров Инна Начева Димитър Нурков
kosidim@abv.bg i_natcheva@mail.bg nurkoff@gmail.com

*В настоящата работа е разработена структура на автоматизирана модулна система за разпознаване на процесни състояния, като е изградена както нейната блоковата схема, така и реалната система. Създаден е обобщен алгоритъм за приемане на данни от сензорен модул и са осъществени реални измервания и първична обработка на процесни характеристики. Изградена е система за същинско разпознаване на процесни характеристики на базата на вече създадената автоматизирана модулна система и специално генерираната за целта, невронна мрежа. Осъществено е контролирано и неконтролирано обучение на системата и са създадени класифициращи алгоритми. Така изградената модулна система е приложена за обработване, оценяване и същинско разпознаване на реални процесни характеристики, като е извършен и анализ на поведенческия модел (на действие) на системата.*

***Ключови думи**: разпознаване, оценка на процеси, експертна система, невронни модули*

## *1. Въведение*

Процесът на оценяване и разпознаване на процесни характеристики (представени като “образи” или “примери” (т.е., “patterns”, англ.) всъщност представлява метод на включване (т.е. ранжиране) на изследваните процесни състояния към някои от формирани (априорно и/или текущо) класове от състояния. При този вид методи се приема, че всеки клас се характеризира от съвкупност (множество) от представителни характеристики (т.нар., “features”, англ.), които са присъщи за множеството от съставящите класа образи – [1], [2], [3], [7].

При разпознаването на образите се решават в най-общия случай две основни задачи:

а) Първата задача представлява ***формирането на класовете***, наречено още ***обучение,*** (т.е., “learning”, англ.). То се състои в анализиране на отделните образи (които в дадения случай представляват процесни състояния в индустриални системи) и създаване на съответната ***обучаваща последователност***. Формирането на класовете може да се осъществи по т.нар. «контролиран» (супервизиран) подход, когато предварително са известни области в пространството на представителните характеристики, (които съдържат необходимите стойности) и по «неконтролиран» (несупервизиран) подход, когато не са известни предварително търсените (желаните) стойности в пространството на характеристиките;

б) Втората задача обхваща т.нар., ***«същинско разпознаване»,*** т.е., от получаваните резултати се приемат решения за ранжиране на изследваните образи към даден клас, при реализиране на максимална вероятност за изпълнение на критериите на принадлежност (т.е., на подобие) към съответния клас – [1], [2], [7], [8].

При решаването на двете главни задачи могат да се използват както традиционни алгоритми и методи (където е възможно), така и алгоритми, методи и модулни структури, базирани на изкуствен интелект (т.нар. “AI”-based, англ.). Използват се главно изкуствени невронни мрежи и невронно-размити структури, както и някои видове генетични модели и алгоритми – [4], [6]. Разбира се разработването и прилагането на подобни структури се извършва най-вече в условията на силна неопределеност т.е., при наличие на «размиване» на процесни данни и системните характестики – [1], [4], [6], [7]. Изградените изкуствени невронни мрежи могат да се прилагат при решаването на редица нестандартни задачи.

За целта се разработват обобщени алгоритми и съответни автоматизирани системи, изградени от модули за приемане на данни, тяхното анализиране, групиране и съответно приемане на крайни решения, подредени по йерархични нива - [3], [4].

Подобен вид алгоритми и автоматизирани модулни системи намират приложение при изграждането на структурите на интелигентни ***Експертни Системи (ЕС)*** от ***първо и второ поколение***, които се използват за анализ, контрол и прогнозиране на надеждността и техническа диагностика в индустриални системи – [2], [5].

Интелигентните Ескпертни системи изискват отчитането на редица приоритетни и на неприоритетни въздействия, на базата на които се изграждат модели на поведение и се приемат адекватни крайни решения.

Програмирането на такъв алгоритъм е по принцип сложна и доста трудемка задача. Някои от главните цели на конекционизма (специфично научно направление, занимаващо се с изследване на НМ) са постигането на еднородност на изгражда290ните системи, както и създаването на надеждни структури от наличните ненадеждни елементи (т.е., размити процесни характеристики).

Част от решенията на проблемите, разработвани в изкуствените невронни мрежи се постига чрез явни формули и модели, по т.нар. метод на “*бялата кутия*”, но все пак, в основната си част проблемите изискват неявни методи на решение (главно при невъзможност за моделиране поради силно стохастичен характер на процесите, липса на предварителна информация за вида на коректните решения и области на представителни класове и др) по т.нар. метод на “*черната кутия*”.

Процесът на адаптиране на изкуствената невронна мрежа към решаването на конкретна задача преставлява всъщност и нейното обучение, (което обикновено се извършва с масив от тестови входни въздействия).

От всичко казано до тук вече може да се дефинира и главната цел на настоящата публикация.

***Главната цел*** на публикацията представлява създаването на автоматизирана модулна система за обработване, оценяване и разпознаване на процесните характеристики в индустриални системи, която да бъде съставена от хардуерни и софтуерни модули със селективни възможности за контролирано и неконтролирано обучение.

***2.Структура на изгражданата автоматизирана модулна система за разпознаване на процесни състояния. Блокови схеми и алгоритми на системата.***

***Блоковата схема*** на автоматизираната модулна система за изследване и оценяване на процесни състояния и характерстики в индустриални системи е представена на ***фиг. 1.*** Масивите от процесни данни се приемат от система от сензори, след което се подават на входовете наспециализиран ***програмируем микро-контролер от вида STM 32100B-SK***.

В зависимост от вида и специфичните характеристики на изследваните процесни параметри, контролера позволява приемане на както на данни от сензори с ***аналогов*** изход (0-5V, 4-16mA), така и от сензори с ***цифров*** изход (PWM, Sigma-Delta Modulation, SPI).

Приетите данни се обработват от микропроцесорното ядро на програмируемия микроконтролер, след което се подават на компютърна система за следваща обработка.

*Специфичните характеристики на Микроконтролера са:*

***Ядро***:
- ARM 32-bit Cortex™ - M3 CPU
- 72 MHz максимална тактова честота

***Памет***:
- 128 Kbytes Flash памет
- 20 Kbytes SRAM

***Входове/Изходи***:
- 2 x 12-bit, 1 μs Аналогово Цифрови Преобразуватели (до 16 канала)
- до 80 бързи входове/изходи

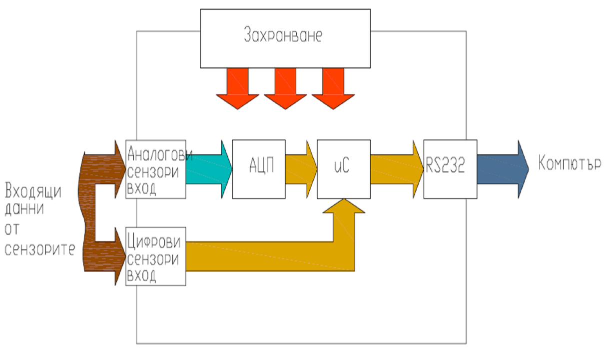
***Комуникация:***
- до 9 комуникационни интерфейса
- до 2 x I2C интерфейса (SMBus/PMBus)

- до 3 USART шини (ISO 7816, LIN, IrDA съвместимост, управление на модем)
- до 2 SPI шини (18 Mbit/s)
- CAN интерфейс (2.0В Активен)
- USB 2.0 интерфейс
-

***Сензори***

Входовете на системата за следене на индустриални процеси подържа голям диапазон от различни по вид сензори, които се използват в индустриалните процеси.

За дадения конкретен случай са извършени процесни измервания в три различни токови трансформатора от вида Merlin Gerin 16500, които подават ел. ток в трите фази на електродвигател, който е предназначен за задвижване на специализиран технологичен модул.




*Фигура 1. Блок-схема на разработената автоматизирана система*

Създадената система позволява следенето на показателите от сензорите в *реално време*.

Малка част от представителните масиви от измерванията са представени в *Таблица 1*. Обобщеният алгоритъм на системата е показан на *фиг. 2*.

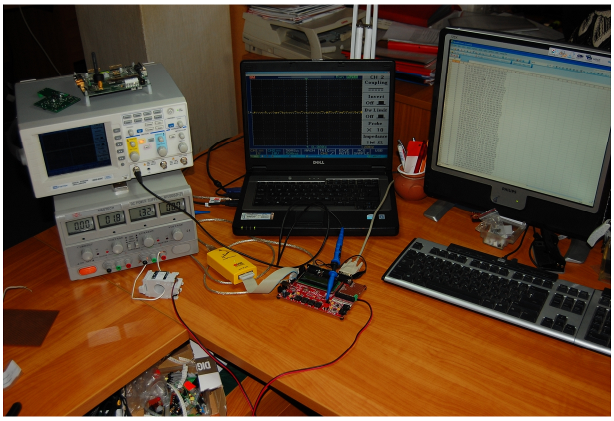
Реалното изпълнение на системата е показано на фиг. 3.

В конкретния случай данните от трите токови трансформатора и температурния сензор се приемат през входните устройства. Извършва се първична проверка за коректност на данните, след което същите се подават в ядрото за следваща обработка и конвертиране. След конвертирането, данните се предават на буфер за комуникация. От там, те се прехвърлят в компютър, снабден със специално разработена за целта алгоритмична невронна система за обучение и същинско разпознаване.


*Фигура 2. Обобщен Алгоритъм на системата*

*Таблица 1. Измервания на ел. ток в токовите трансформатори Merlin Gerin 16500*

| **ТР 1** | **ТР 2** | **ТР 3** |
|---|---|---|
| 113.5 | 112.7 | 114.7 |
| 112.7 | 114.7 | 123.4 |
| 114.7 | 123.4 | 123.6 |
| 123.4 | 123.6 | 116.3 |
| 123.6 | 116.3 | 118.5 |
| 116.3 | 118.5 | 119.8 |
| 118.5 | 119.8 | 120.3 |
| 119.8 | 120.3 | 127.4 |
| 120.3 | 127.4 | 125.1 |
| 127.4 | 125.1 | 127.6 |
| 125.1 | 127.6 | 129 |
| 124.6 | 134.1 | 146.5 |



*Фигура 3.Реален вид на създадената автоматизирана система.*

***3. Обучение на системата и същинско разпознаване на процесни характеристики. Невронни модули.***

Основният градивен елемент на невронната мрежа е изкуствения неврон. Той се състои от ***входове*** (на които постъпват множествата от входни въздействия), ***тяло*** (клетъчен процесор) и ***изходи***.

Входните въздействия които постъпват към неврона могат да бъдат създавани както от други неврони (свързани с него), така и директно от сензори. Всеки входен сигнал бива умножен със съответно "тегло" определящо силата на връзката. След умножаването на входния вектор със синаптичните тегла, обработените (т.е., вече "претеглени") входящи сигнали се подават на суматорен модул. След сумирането, постъпилите сигнали се преобразуват от *активационни функции*, като така получените изходни сигнали се подават към входовете на други неврони, които изграждат Невронната Мрежа (НМ).

Архитектурно (топологично) НМ е изградена от няколко слоя, които получават данни от околната среда, обработват ги и след това ги подават към следващи слоеве. Броят неврони във всеки слой може да бъде произволен и не зависи от броя в другите слоеве.

При провеждане на обучение *чрез самоорганизация*, НМ се обучава да отговаря на *клъстери от входни образи* (примери). Процесът на обучение допуска НМ да открива също и най-характерните (представителните) признаци на входните множества.

Процесът на обучение всъщност представлява адаптиране (уточняване) на невронните тегла, и е представен схематично на фиг.4**.**

След "претеглянето" и "сумирането" на входните масиви от сигнали, се извършва и тяхното понататъшно преобразуване чрез специално избраните *активационни функции.*

Входните данни постъпващи на входа на НМ могат да бъдат *бинарни* или *аналогови*. При двоичните (бинарни) входни въздействия, невронната мрежа приема съответно две състояния: **"1"** – *възбудено* и **"0"** – *потиснато* състояние. Изгражданите НМ могат да бъдат със и/или без *обратни връзки*. При НМ **без** *обратни връзки* входните сигнали се подават на входния слой на мрежата, преобразуват се и се подават на първия *скрит слой*. Скритият слой съответно сработва и започва да генерира стойности във всеки от съставящите го неврони. По такъв начин информацията се предава от слой към слой докато достигне до крайния (т.е., изходния) слой на мрежата. При НМ **със** *обратни връзки*, информацията се предава както от входния към скритите слоеве, така и в низходящ ред. Общия вид на структурата (архитектурата) на НМ е показан на ***фигура 5***.

*Хомогенните* (еднородните) НМ се състоят от неврони, които притежават еднакви по вид активационни функции. *Хетерогенните* мрежи се състоят от неврони с различни по вид активационни функции.

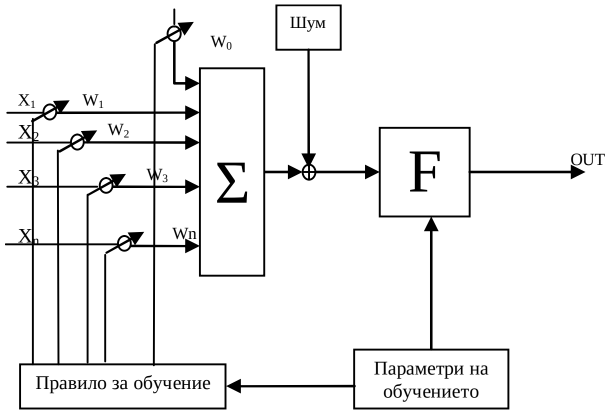
- ***АЛГОРИТЪМ ЗА КЛАСИФИКАЦИЯ***

Векторното класифициране е една от главните задачи поставени пред изгражданите НМ. При подобен вид процедури, в най-общия вид се решава задача по апроксимацията на многомерни функции, т.е., изграждат се многомерни образи от вида: ***F:x = y.***

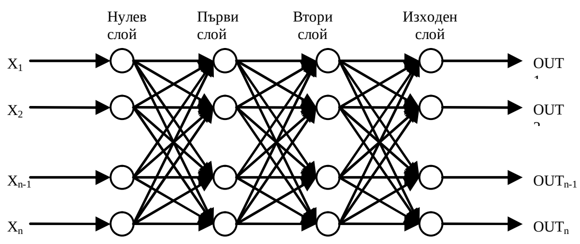
В зависимост от вида на изходните променливи, апроксимиращите функции могат да приемат следния вид:

- ***Класификация***, т.е., създаване на дискретни стойности в масива от изходни (начални) стойности;
- ***Регресия***, т.е., създаване на непрекъснати изходни стойности.

*Класификацията* всъщност се реализира като *еднозначно* определяне на принадлежността на дадена точка от многомерното пространство към определен клас (в случаите, при които не се разработват модули за отхвърляне на изследваните процесни стойности).




*Фигура 4. Процес на обучение на НМ*




*Фигура 5. Архитектура (структура) на НМ*

Информацията, която характеризира всеки един сигнал се съдържа в неговата сигнална структура.

Сигналната структура всъщност характеризира и т.нар. топологични особености на сигнала наричани още *характеристични признаци.*

Така дефинираните признаци се обособяват в отделни под-пространства и формират множества, на основата на които вече се реализира и същинският анализ и разпознаване на образите.

Разпознаването на един входящ сигнал може да се реализира чрез следната последователност от действия:

**1.** Измерване на реалната физическата входна величина;
**2.** Натрупване и предварителна обработка на сигналите които подлежат на класификация;
**3.** Определяне на характеристичните признаци;
**4.** Сравняване на получаваните (текущите) данни с натрупана база от данни;
**5.** Приемане на решение за принадлежност на изследвания образ към определен клас.

Класификацията на сигнали може да се сведе до:

а) класификация чрез *еталони*;

б) класификация на общите признаци за даден клас, чрез *клъстери*.

*Обобщения алгоритъм, разработен и прилаган за класификация на сигналите е представен на* ***фигура 6****.*

Запаметяването на общите за даден клас признаци се извършва чрез запаметяването на стойностите на тегловния вектор. Необходимост от запомняне на нов вектор възниква при евентуална промяна в теглата. Резултатите от подобни промени обаче, най-често са непредвидими и следователно се изисква въвеждането на нов процес на обучение.

***Алгоритъма за класификация на образи-състояния се състои от следните етапи и характеристики:***

**1.** Даден набор от данни (получен директно и/или моделиран) от вида : $S=\{(x_i,t_i)$ $i=1,..,N\}$ се разглежда като *реализация на случаен процес*, представен от функцията $t=f(x)$ , когато има наличие на шум.

**2.** ***Алгоритъма по класифицирането*** се реализира като метод за откриване на функцията $f$ при определен брой от данни от реализацията S. За решението е възможно да се приложат параметрични методи. Изхождайки от особеностите на задачата за $f$ се избира подходящ модел $f'$ параметрите на който се оптимизират в процеса на собственото обучение на НМ.

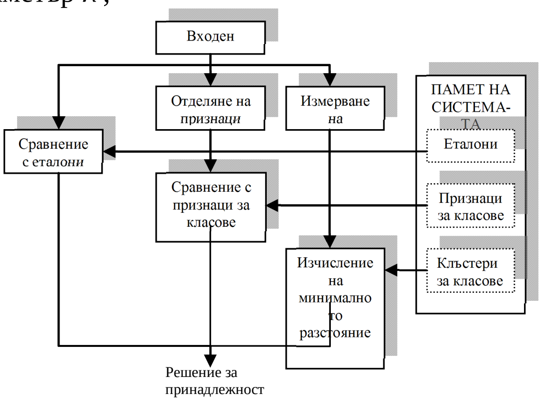
**3.** Моделът на тази функция е необходимо да притежава свойствата на универсалния апроксиматор, т.е., да е възможно приближено да представи всяка възможна функция. Количеството и вида на параметрите на модела определят и неговата сложност. Колкото по сложен е един модел, толкова по-точно той се приближава към зададената функция. За избор на сложността на модела данните се подразделят на две групи:

- обучаващи (тренировъчни) – чрез които се провежда оптимизация параметрите на модела;
- тестови – за изчисляване на грешките от зададените стойности.

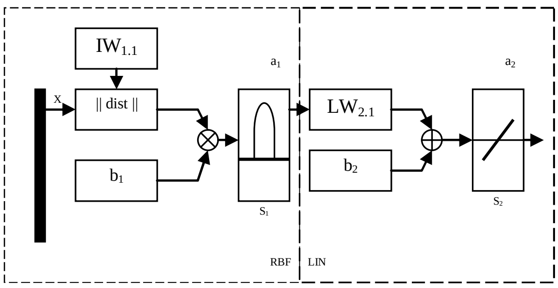
В качеството на *критериална оценка* обикновено се използва метода на генериране на сумите от квадратите на отклоненията, който е представено на формула 1.

$$E = \sum_{i=1}^{N} \left(t_i - \int'(x_i)\right)^2 \qquad (1)$$

Задачата за *минимизация* на тази грешка има много решения. За избора адакватно решение, към E се добавя т.н. допълнителен (регуляризационен) параметър λ ,




*Фигура 6. Обобщен алгоритъм за класификация*




*Фигура 7. НМ за разпознаване на процесни характеристики*

който дава отражение върху хомогенността (*гладкостта*) на модела, т.е.,

$$H\left[\int'\right] = \sum_{i=1}^{N} \left(t_i - \int'(x_i)\right)^2 + \lambda.P\left[\int'\right]$$

където,

P е диференциален оператор;

λ - регуляризационен параметър.

По такъв начин, решението на задачата за минимизация се свежда до:

$$\int'(x) = \sum_{i=1}^{N} w_i G(x - x_i) \qquad (2)$$

**4.** Класифициращите модули на създаваната неврона мрежа се представят от регресионната функция от формула 3, т.е.,

$$\int'(x) = \sum_{i=1}^{N} w_i h_i(x) \qquad (3)$$

където,

$h_i$ е радиално базисна функция от вида $h(x) = h(\|x - c\|)$ ;

c – положението на центровете на групиране;

$w_i$ – синаптичните тегла в НМ.

**5.** Обучението на НМ винаги се развива по следната последователност:

а) определят се местата на центровете на групиране;

б) фиксират се разположенията на центровете;

в) променят се векторите на синаптичните тегла;

г) измерва се средноквадратичната грешка и се търси нейната минимизация при промяна на тегловия вектор.

**6.** Една от главните характеристики на изгражданата НМ представлява оптималния избор на вектора на синаптичните тегла. За да се достигне до оптималното съотношение от тегла, най-напред се диференцира сумата от квадратите на грешката, за всяко отделно тегло т.е.,

$$E = \sum_{i=1}^{N} \left(\int'(x_i) - t_i\right)^2$$

$$\frac{\partial E}{\partial w_j} = 2\sum_{i=1}^{N} \left(\int'(x_i) - t_i\right) * h_j(x_i), \qquad (4)$$

**7.** Въвежда т.нар., матрица на активация (активационна матрица) от вида, $H_{ij} = h_j(x_i)$ .

Тогава, равенство (3) би могло да се запише във вида $H^T.H.w = H^T.t$ , откъдето следва,

$$w = H^P.T \qquad (5)$$

където,

$$H^P = (H^T.H)^{-1}.H^T ,$$

представлява т.нар., “*псевдообратна матрица*”.

При положение, че псевдообратната матрица може да се генерира (т.е., съществува), то за нея е в сила равенството

$$H^P H = I$$

където I преставлява единичната матрица.

За търсенето на еднозначност в матриците може да се използва метода за разпад на теглата.

Като заключение от осъществените алгоритмични процедури може да се отбележи, че оптималните сианптични тегла могат да се получат при генериране на псевдообратната матрица.

- **Архитектура на НМ за процесно разпознаване**

Архитектурата на НМ, специално изградена за разпознаване на процесни състояния е представена на фиг. 7.

Означенията са както следва:

$S_1$ – брой неврони в първия слой;

$S_2$ – брой неврони във втория слой;

$a_1$ – изхода на първия слой изчислява се като $a_1$=*radbas* ( || IW $_{1,1}$ - x || *b* 1);

$a_2$ – изхода на втория слой може да се изчисли като $a_2$ = lin(LW $_{2,1}$. a $_1$ +b 2 );

- ***ДЕЙСТВИЕ НА ИЗГРАДЕНАТА НМ***

За осъществяване на разпознаващи и оценяващи процедури в процесни състояния на индустриални системи е необходимо да се изследва и оцени *коректността на вече дефинирания алгоритъм за разпознаване на сигнали.*

За тази цел се създава специализирана Невронна Мрежа с Обратно Разпространение (НМОР) , (англ.”Back propagation”), която се разработва и действа в среда на MATLAB 6.5.

Използва се функцията newff., която притежава синтаксис от вида:

```
net = newff(PR,[S1 S2...SNl],{TF1 TF2...TFNl},BTF,BLF, PF)
```

където,

PR - Rx2 е матрица за минимални и максимални стойности при R входни елементи;

Si - размерът на i – тия слой, за Nl слоя;

TFi – трансферна функция за i – тия слой - , default = 'tansig';

BTF – обучаваща функция на обратно разпространение на невронната мрежа , default = 'trainlm'.

BLF - обучаваща функция на обратно разпространение на синаптичните тегла и техните отклоненията, default = 'learngdm';

PF – изпълняваща (т.е., екзекутивна) функция, default = ‘mse’.

Използват се следните данни:

```
p=[-1 -1 2 2;0 5  0 5]
t =[-1 -1 1 1; -1 -1 1 1]
```

където,

**p** представлява входния вектор ;

**t** е целевия вектор.

Създава се невронна мрежа с два скрити слоя, с по 4 неврона във всеки скрит слой, като трансферната функция в скрития слой е *сигмоидална*, а функция на изходящия слой е линейна.

Обучаващата функция на алгоритъма за обучение с обратно разпространение на градиентна е намаляваща.

Използва се следната реализация:

```
net=newff([-1 2;0 5],[4 2],{'tansig' 'purelin'},'traingdm');
```

При голям обем от стойности се използва:

```
>>net=newff(minmax(pn),[4 2],{'tansig','tansig'},'traingdm')
```

За да се осъществи реално действие на изградената НМ се използват реално измерените данни от системата, които са представени в ***Таблица 1***.

За целта данните от таблицата се представят като data.txt файл в work директорията на MATLAB, т.е.,

```
>> load data.txt;
>> P=data(1:12,1:2);
>> T=data(1:12,3);
>> a=data(13:20,1:2);
>> s=data(13:20,3);
>> [pn,minp,maxp,tn,mint,maxt]=premnmx(P',T');
>> [an,mina,maxa,sn,mins,maxs]=premnmx(a',s');
```

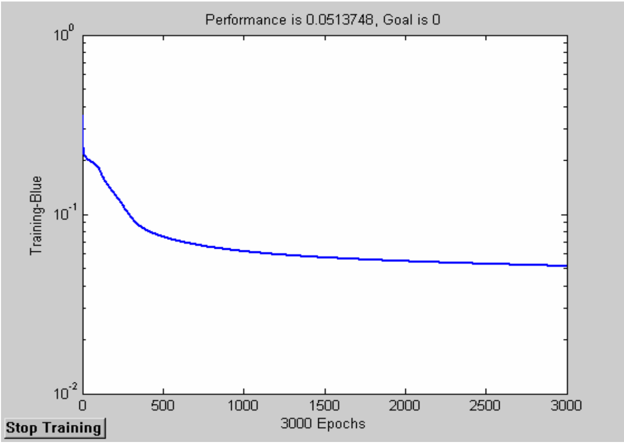
Създадената НМ притежава общо четири слоя, от които два са скрити слоя, изградени съответно от по 4 неврона, т.е.,

```
>>net=newff(minmax(pn),[4 2],{'tansig','tansig'},'traingdm')
```

Осъществява се обучение на мрежата по следния начин :

```
>> net.trainParam.epochs=3000;
>> net.trainParam.lr=0.3;
>> net.trainParam.mc=0.6;
>> net=train (net,pn,tn);
```

Част от реализацията на резултатите, получени от проведения процес обучение са показани на *фиг. 8*.




*Фигура 8. Обучение на НМ*

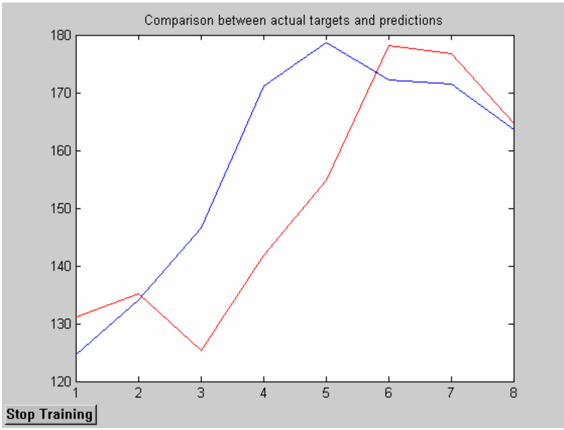
След осъществяване на обучението, в НМ се подават наличните обучаващи данни, т.е.,

```
>> y=sim(net,an)

y =

   -0.7165        -0.9783        -0.0959
0.3261    -0.4240     0.9770     0.9296
0.4411
```

За да бъде възможно да конвертира **"y"** отново в неговия оригинален обхват се използваследната зависимост:

```
>> t=postmnmx(y',mins,maxs);
>> [t s]
ans =
  132.2547  124.6000
  125.1861  134.1000
  149.0108  146.5000
  160.4051  171.2000
  140.1532  178.6000
  177.9790  172.2000
  176.6986  171.5000
  163.5093  163.6000
>> plot(t,'r')
>> hold
Current plot held
>> plot(s)
>> title('Comparison between actual targets and predictions')
```

Резултатите от сравнението между ***реално генерираните изходи (решения) от действието на НМ*** и ***целевите (желаните) изходи (решения)*** са показани на ***фиг. 9.***




*Фигура 9. Сравнение между реално генерирани и целеви изходи на НМ*

За да се изчисли съществуващата квадратична грешка между актуалните (реалните) и предсказаните (търсените) данни се използва следната зависимост:

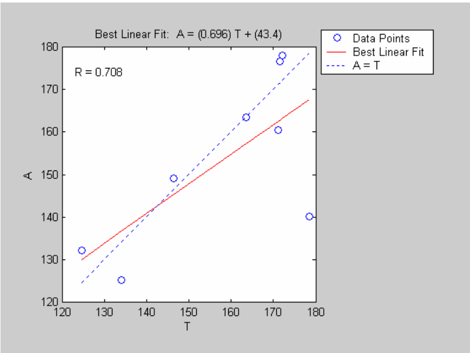
```
>> d=[t-s].^2;
>> mse=mean(d)

mse =

  224.9348
```

За да се анализират характеристиките при действието (т.е., поведението) на изградената НМ се използват зависимости на регресионен анализ от следния вид :

```
>> t,[m,b,r]=postreg(t',s')
t =
  132.2547
  125.1861
  149.0108
  160.4051
  140.1532
  177.9790
  176.6986
  163.5093
m =
 0.6956
b =
 43.3888
```

Получените резултати от действието на изградената НМ, т.е, нейният “поведенчески модел” са показани на ***Фиг. 10.*** Оценката на поведенческия модел е извършена чрез регресионен анализ.

```
r = 0.7078
```




*Фигура 10. Оценяване на поведението (т.нар. “поведенчески модел”) на НМ чрез регресионен анализ.*

От анализа на резултатите е видно, че съществуват малки и приемливи разлики между изградения поведенчески модел на НМ и действителната реализация на процеса, което ни дава възможност да заключим, че създадената НМ, с нейните структурни, обучаващи и поведенчески характеристики може успешно да се използва за решаването на поставените цели, т.е., действителна оценка и разпознаване на реални процесни характеристики в индустриални системи.

### *4. Обобщения и изводи*

**4.1.** Разработена е структурата на автоматизирана модулна система за разпознаване на процесни състояния, като е изградена както нейната блоковата схема, така и реалната система.

**4.2.** Създаден е обобщен алгоритъм за приемане на данни от сензорен модул и са осъществени реални измервания и първична обработка на процесни характеристики.

**4.3.** Изградена е система за същинско разпознаване на процесни характеристики на базата на вече създадената автоматизирана модулна система и специално генерираната за целта (в среда на MATLAB), Невронна Мрежа (НМ). Осъществено е контролирано и неконтролирано обучение на системата и са създадени класифациращи алгоритми.

**4.4.** Така изградената модулна система е приложена за обработване, оценяване и същинско разпознаване на реални процесни характеристики, като е извършен и анализ на поведенческия модел (на действие) на системата.

***Литература:***

1. Димитров, К.Д., Надеждност на строителни машини и системи, София, Техника, 1994.
2. Dimitrov, K.D., Neural Networks for fault diagnosis and process control in construction technologic systems, Sofia, “Machine building” vol.12, 1997, p. 250 – 255.
3. Dimitrov,L., P. Koev, I. Ivanov, V. Vitleemov. Multy-objective Optimization in Spur Gear Design. RECENT, vol.6 (2005) N2 (14), ISBN 1582-0246, Brasov, Romania, pp. 13-20.

4. Merry, M. Expert Systems – Some Problems and Opportunities, Proc BCS conference on Expert Systems 95, pp 1-9.
5. Lind, M., Representing Goals and Functions of Complex Systems - an introduction to multilevel flow modeling, TU of Denmark, Lyngby, 1996.
6. Pan, J.Y., Qualitative Reasoning with Deep Level Mechanism Models for Diagnosis of Mechanism Failures, Proc on Artificial Intelligence Application Conference, pp 295 – 301, 1984.
7. Price, C.J., Developing a Qualitative Representation of Mechanical Devices foe use in Diagnosis, Engineering Applications of Artificial Intelligence, Vol. 1(2), 1988.
8. Van de Velde, W., Learning Algorithms in Second Generation Expert Systems, Proc Avignon , pp 883 – 900, 1988.

Доц.д-р.инж.Константин Димитров, Технически университет-София
Инж.Инна Начева, Технически университет-София
Инж.Димитър Нурков, Технически университет-София

# AUTOMATED MODULAR SYSTEM FOR RECOGNITION AND ASSESSMENT OF PROCESS CHARACTERISTICS IN INDUSTRIAL SYSTEMS

K. Dimitrov I. Nacheva D. Nurkov

**Abstract**

In the present paper, a complete structure an automated modular system for recognition and assessment of process characteristics is developed. Specific algorithms for receiving and preliminary treatment of process date via sensor modules are also developed in the present paper. A Neural Network based system for recognition and classification of process characteristics is developed. All developed methods, structures and algorithms are applied under a real operation conditions.

***Keywords:*** *pattern recognition, process assessment, expert systems, neural modules.*

Assoc.Prof. Konstantin Dimitrov, Ph.D., Technical University – Sofia
Eng.Inna Nacheva, Technical University – Sofia
Eng.Dimitar Nurkov, Technical University – Sofia

# ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ПАРАМЕТРИТЕ НА АСИНХРОННО ЕЛЕКТРОЗАДВИЖВАНЕ С ЕЛЕКТРИЧЕСКА ВРЪЗКА, ПРИЛОЖИМО В ПЪТУВАЩИТЕ МЕХАНИЗМИ НА МОСТОВИ КРАНОВЕ

В. Панов Б. Марков
vpanov@tu-sofia.bg bojmarkov@abv.bg

*Създадена е методика за определяне на параметрите на разделно асинхронно електрозадвижване с електрическа връзка между роторите на двигателите на пътуващите механизми на мостови кранове. На базата на систематизирани данни за мостови кранове намиращи се в експлоатация са определени графични зависимости за директен избор на елементите на асинхронното електрозадвижване с електрическа връзка.*

***Ключови думи:*** *мостов кран, асинхронни двигатели, електрическа връзка между роторите, методика*

## *1.Увод*

От намиращите се в експлоатация в Република България мостови кранове повече от 2000 са снабдени с разделно асинхронно електрозадвижване с навит ротор. По товароподемности те са разпределени приблизително както следва: от 50 kN до 80 kN – 55%; 100 kN – 20%; 125 kN – 15%; от 125 kN до 200 kN – 5%; от 200 kN до 500 kN – 3% и над 500 kN - 2%. Тези съществуващи стари мостови кранове се задвижват предимно от познатите в литературата [Bose 1986] релейно – контакторни схеми за управление. Основен недостатък на този тип управление при разделните електрозадвижвания на мостови кранове е възникването на допълнителни натоварвания, вследствие на несинхронното задвижване на ходовите механизми на моста.

Разработените съвременни системи за намаляване на тези натоварвания [Markov 2006] са приложими при новостроящи се кранове или при коренна реконструкция и модернизация, което води до значително оскъпяване на съоръжението.

От електрическите схемни решения най-голямо значение при съгласуваното движение на моста на крана имат системите, основани на принципа на работен „електрически вал” или на „работен вал” със спомагателни машини, но при тях съществува проблемът за синхронизация на двигателите след всяко пускане и спиране, което прави този тип системи трудно приложими без допълнително усъвършенстване.

Използването на честотно управление в старите конструкции изисква смяна на задвижващите двигатели или радикална промяна на схемата за управление, което не винаги е икономически оправдано. Подобно е положението и при прилагане на ново тиристорно управление.

В работи [Панов и Марков 2007,2008] е предложено ново синхронизирано електрозадвижване с „електрическа връзка” между роторите на асинхронните електродвигатели, приложимо в ходови механизми на съществуващите релсови кранови. Задвижването има съществени предимства пред използваните системи за синхронизирано управление на асинхронни двигатели, изразяващи се в това, че е евтино и лесно за прилагане, работи устойчиво в целия диапазон на регулиране, намалява значително динамичните натоварвания, налични в механизмите [Митрев и др., 2005] и не изисква допълнителна реконструкция на металоконструкцията и съществуващата система за управление на двигателите.

Представените в [Markov 2006], [Панов и Марков 2007] теоретични и симулационни резултати се потвърждават от проведени експериментални изследвания върху двугредов мостов кран с номинална товароподемност 80 kN.

Целта на настоящата работа е да се предложи методика и се получат конкретни зависимости за определяне на параметрите на разделно асинхронно електрозадвижване с електрическа връзка между роторите, приложимо в пътуващите механизми на мостови кранове.

## *2. Последователност за определяне на параметрите*

За да се определят параметрите на асинхронното електрозадвижване е необходимо да се определят стойностите на общото съпротивление $R_d$ на пусково-регулировъчния реостат и параметрите на неуправляемите трифазни мостови изправители.

### *Определяне на стойностите на $R_d$*

На базата на каталожни данни или измерените стойности на параметрите на съществуващото електрозадвижване на пътуващия механизъм по формули (1) се изчисляват номиналното роторно съпротивление на двигателите, номиналното хлъзгане на двигателите и роторното съпротивление на двигателите при номинално хлъзгане:

$$R_H = \frac{E_{2H}}{\sqrt{3} I_{2H}}; \; s_H = \frac{n_1 - n_H}{n_1}; \; r_P = s_H R_H \qquad (1)$$

където $R_H$ е номиналното съпротивление на ротора; $E_{2H}$ - номиналното е.д.н. в ротора; $I_{2H}$ - номиналният роторен ток; $s_H$ - номиналното хлъзгане; $n_1$ - синхронната честота на въртене на магнитното поле на статора; $n_H$ - номиналната честота на въртене на ротора; $r_P$ -активното съпротивление на ротора.

Коефициентът на привеждане на съпротивленията на веригата на постоянния ток към фазата на ротора $\rho$ се изчислява за две стойности на ъгъла на комутация $\gamma_{2k}$ на изправителните мостове - $0^0$ и $\frac{\pi}{3}$. При $\gamma_{2K} = 0^0$ $\rho$ е равно на $0,523$, а при $\gamma_{2K} = \frac{\pi}{3}$ - $\rho$ е $0,578$. Тъй като изправителните мостове са неуправляеми $\rho$ приема стойност $0,523$.

Изчисляването на общият пусково-регулировъчен реостат от страната на изправеното напрежение $R_d$ се изчислява по формулата:

$$\frac{a_{ел}}{a_{ест}} = \frac{\frac{\rho R_d}{r_P}}{1 + n \frac{\rho R_d}{r_P}} \qquad (2)$$

където $a_{ел} = \frac{\omega_0 k_M^2 [r_P + (n-1)\rho R_d]}{3 r_P (r_P + n\rho R_d)}$ е коефициентът на електрическата връзка; $a_{ест} = \frac{\omega_0 k_M^2}{3 r_P}$ - коефициентът на наклона на естествената характеристика; $n$ - броят на задвижващите двигатели; $k_M$ - коефициентът на линеаризация на механичната характеристика; $\omega_0$ - синхронната ъглова скорост на ротора.

При два задвижващи двигателя (което е характерно за преобладаващата част от мостовите кранове) и двигателен режим на работа е препоръчително да се избере стойността на отношението (2) равно на $0,45$, а за спирачен режим на работа, същото следва да е от $0,47$ до $0,49$.

При повече от два задвижващи двигатели трябва да се направят съответни пресмятания по формула (2). Например, при четири задвижващи двигатели отношението за двигателен режим на работа се избира в интервала $0,2 \div 0,22$, а за спирачен - $0,23 \div 0,25$.

### *Определяне параметрите на трифазните неуправляеми мостови изправители*

При определянето на параметрите на трифазните мостови неуправляеми изправители може да се подходи по два различни начина.

*Алгоритъм за избор на неуправляемите трифазни мостови изправители:*

Първи начин:

1.Измерване на максималния пусков ток на двата двигателя при положение на количката с номинален товар в крайщата на отвора и възможно максимално заклинване на пътуващия механизъм.

2.Определяне на амплитудната стойност на пусковия ток.

3.Корегиране на амплитудната стойност с коефициент на запаса.

4.Определяне на изправеното напрежение по позната формула [Bose 1986]:

$$U_{cp} = \frac{m}{2\pi} \int_{\frac{\pi}{2}-\frac{\pi}{m}}^{\frac{\pi}{2}+\frac{\pi}{m}} \sqrt{2} U \sin(\omega t) d\omega t = \frac{\sqrt{2} U m}{\pi} \sin(\frac{\pi}{m}) = 2,34 E_{2H} \qquad (3)$$

където $m$ е броят на пулсациите на напрежението (при трифазни мостови изправители тип "ларионов мост" $m = 6$); $U_m$ - максималното напрежение в роторната верига, което се приема равно на напрежението в процеса на пускане на асинхронния двигател; $E_{2H}$ - номиналното роторно е.д.н.

Втори начин:

1.Избор на ток на изправителя по пусковия ток на двигателя.

2.Определяне на амплитудната стойност на пусковия ток на двигателя.

3.Корегиране на амплитудната стойност с коефициент на запаса

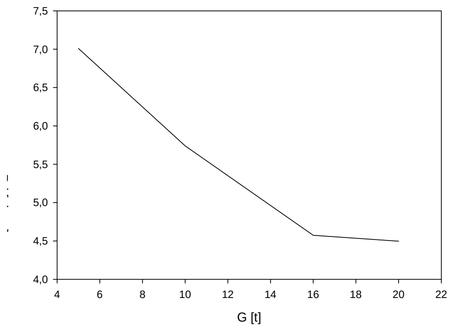
4.Определяне на изправеното напрежение по формула (3).

***3. Графични зависимости за директен избор на елементите на асинхронното електрозадвижване с електрическа връзка***

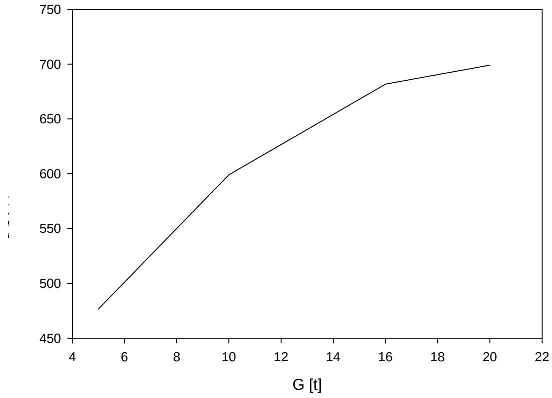
На базата на систематизирани данни за намиращи се в експлоатация мостови кранове. използващи двудвигателно асинхронно електрозадвижване е приложена предложената методика и са определяни параметрите на асинхронно задвижване с електрическа връзка и са построени графични зависимости за директен избор на параметрите на тази схема.

Графичните зависимости са разделени в две групи. Първата група обхваща графични зависимости отнасящи се до мостови кранове с различна товароподемност (фиг. 10, фиг. 11 и фиг. 12), движещи се с постоянна скорост. Втората група графични зависимости е построена за мостови кранове с постоянна товароподемност и различна скорост на пътуване (фиг. 13, фиг. 14 и фиг. 15).

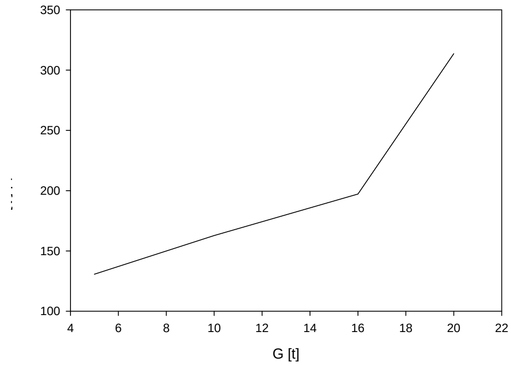
***Графики за избор на параметрите на електрозадвижването при постоянна скорост v=const=2 m/s***




*Фигура 10. Избор на пусково-регулировъчен реостат $R_d$*

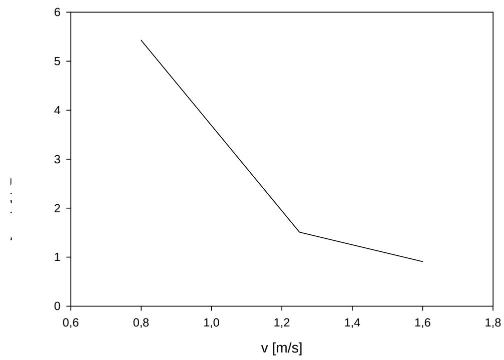



*Фигура 11. Избор на напрежение на трифазния неуправляем изправител*

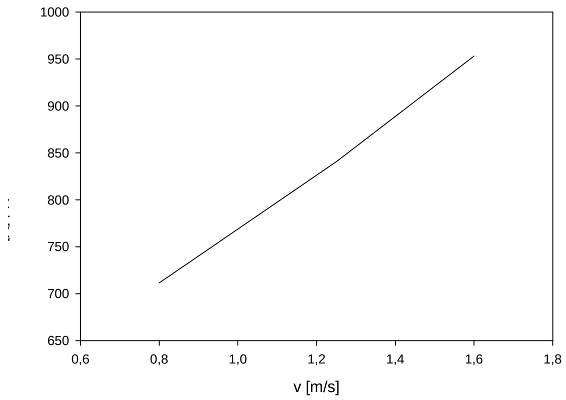



*Фигура 12. Избор на ток на трифазния неуправляем изправител.*

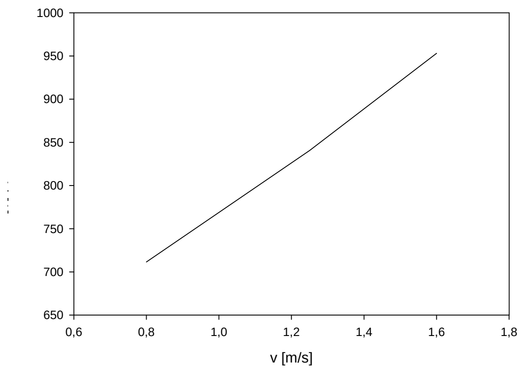
***Графики за избор на параметрите на електрозадвижването при една и съща товароподемност G=const=320 kN***




*Фигура 13. Избор на пусково-регулировъчен реостат $R_d$*




*Фигура 14. Избор на напрежение на трифазния неуправляем изправител*




*Фигура 15. Избор на ток на трифазния неуправляем изправител*

### *4. Изводи*

1. Създадена е методика за определяне на параметрите на асинхронно електрозадвижване с електрическа връзка между роторите, приложимо в пътуващите механизми на мостови кранове.

2. На базата на систематизирани данни за мостови кранове, намиращи се в редовна експлоатация са определени графични зависимости за директен избор на елементите на разделно асинхронно електрозадвижване с електрическа връзка.

***Литература:***

1. Bose B. K., “*Power electronics and ac drives”*. Prentice-Hall, 1986

2. Markov B. G. “Dynamic characteristics of multi motor induction electrical drive with electrical connection”, Journal of the Technical University at Plovdiv “Fundamental sciences and applications”, v.12, 2006, pp.135

3. Markov B. G. “Multi-motors induction electrical drives with electrical connection between the rotors of induction motors”, Journal of the Technical University at Plovdiv “Fundamental sciences and applications”, v.12, 2006, pp.129

4. Митрев Р., Минков Ст., Илиев Г. Механо-математично моделиране на подемник за осветителни тела. XV международна научна конференция ТРАНСПОРТ 2005., 10-11 ноември 2005, София;

5. Панов В. К., Б. Г. Марков, “Синхронизирано управление на асинхронно многодвигателно задвижване на кранови механизми”, сп. Механика на машините, бр. 71, 2007, стр. 81-92.

6. Панов В. К., Марков Б.Г., „Намаляване на натоварванията в мостов кран чрез електрическа връзка между роторите на асинхронните двигатели на механизма за пътуване”, сп. Механика на машините, бр. 71, 2007, стр. 93-99.

7. Панов В.К., Марков Б.Г., „Експериментално изследване на задвижването на мостов кран с електрическа връзка между роторите на асинхронните електродвигатели", сп. Механика на машините, бр.79, 2008

Доц. д-р инж.Веско Панов, Технически университет-София
Инж. Божидар Марков, Технически университет-София

## DETERMINATION OF PARAMETERS OF AN ASYNCHRONOUS ELECTRIC DRIVE WITH ELECTRICAL CONNECTION, APPLICABLE IN CRANE BRIDGE DRIVE

V. Panov B. Markov

**Abstract**
*A method for determination of parameters of an asynchronous electric drive with electrical connection between rotors, applicable in crane bridge drive is developed. Graphical dependences for direct choice of elements of asynchronous electric drives with electrical connection are obtained on the base of the systematized data for in-operation bridge cranes..*

***Key words:*** *crane bridge, asynchronous motors, electrical connection between rotors, method*

Assoc.Prof. Vesko Panov, Ph.D., Technical University – Sofia
Eng.Bojidar Markov, Technical University – Sofia

# НЯКОИ ПРОБЛЕМИ ПРИ РАЗРАБОТВАНЕ НА МЕТОДИКА ЗА ИЗПИТВАНЕ НА КРАНОВИ МЕТАЛНИ ГРЕДИ И СЪОТВЕТНИТЕ ЛАБОРАТОРНИ ПОСТАНОВКИ

Викенти Спасов Красимир Кръстанов
**vspassov@vtu.bg** **kkrastanov@vtu.bg**

*Носещите метални конструкции н подемно-транспортните машини са сложни, металопоглъщащи и скъпи, поради което тяхното изследване, оптимизиране и усъвършенстване в реални условия е трудно осъществимо. В представения доклад е предложена методика експериментално изследване на кранови метални греди и за провеждане на лабораторни упражнения.*

***Ключови думи:*** *подемно-транспортни машини, кранови метални греди, експериментални изследвания, методики*

## *1.Теоретична постановка*

Върху носещата метална конструкция на подемно-транспортните машини се монтират всички работни механизми и системи. Поради големите натоварвания и големите размери на подемно-транспо-ртните машини, техните носещи констру-кции са тежки и металоемки.

Металната кранова конструкция ока-зва съществено влияние върху надеждността на машината като цяло. Една носеща метална конструкция трябва да бъде икономически ефективна /с минимална стойност и минимална маса/, като при това трябва да се удовлетворяват изискванията за достатъчна якост, коравина и сигурност при работа.

Критерйте за оценка на пригодността на дадена изчислителна схема са резултатите експериментите.

Експерименталните изследвания на металните конструкции се извършват с цел:

- да се установи: действителното им на-прегнато състояние; общите деформации; честотата и амплитудите на трептенията; времето за затихване на трептенията; големината, направлението, комбинациите и влиянието на външните натова-рвания;
- да се проверят и уточнят: изчислите-лните методи и модели;
- да се направи най-правилен избор на конструктивен вариант;
- да се разкрие съществуват ли резерви за олекотяване на конструкциите.

Експерименталните изследвания се провеждат на действителни /реални/ кон-струкции-натурни и на модели-моделни.

Провеждат се лабораторни изпитвания на специализирани стендове [4], на които се моделират действителните напрегнати състояния и се определят общите деформации и динамичните характеристики (честоти и време за затихване на трептенията) на конструкциите. Тези ек-спериментални изследвания са едни от най-ефективните средства за уточняване на методиките за пресмятане и за избора на рационални конструктивни решения.

За целта на учебния процес и научно-изследователската работа в катедра “ПТСМС”, към ВТУ “Тодор Каблешков” е създадена Лаборатория по метални конструкции и полиспастни системи на подемно-транспортни машини, в която функционира оригинален стенд за изпитване на физични модели на кранови греди (фигура 2). Предложената методика за провеждане на експериментални изследвания и лабораторни упражнения е в следствие на работа по НИД № 1548/04.04.2008г. за модернизация на стендове към катедрата.

В основата на разработените четири вида модели на кран греди са залегнали методи на физическото моделират теорията на подобието. При избора на типа на гредите са използвани статистически данни са отчетени осбеностите на товароподемните машини.

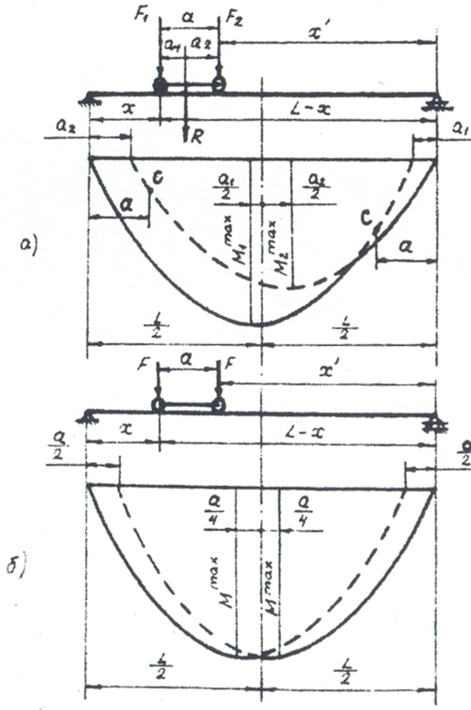
***2.Теоретично определяне на огъващите моменти за различни сечения на метални кранови греди***

Разглежда се греда на две опори натоварена с подвижни сили $F_1$ и $F_2$, намиращи се на разстояние *a* помежду си.

Уравнението на огъващия момент под силата $F_1$, ще бъде [2]:

$$M_1 = A.x = \frac{F_1 + F_2}{L}(L - x - a_1)x \quad (1)$$

където:
А е стойността на опорната реакция, N.



*фигура. 1 Теоретичен модел*

Екстремната стойност на огъващия момент се получава при $x = \frac{L - a_1}{2}$ и тогава максималният огъващ момент под силата $F_1$, ще бъде [1]:

$$M_1^{\max} = (F_1 + F_2)\frac{(L - a_1)^2}{4L} \quad (2)$$

Уравнението на огъващия момент под сила $F_2$ ще бъде:

$$M_2 = B.x' = \frac{F_1 + F_2}{L}(L - x' - a_2)x' \quad (3)$$

където:

В е стойността на опорната реакция, N.

Екстремната стойност на огъващия момент се получава при $x' = \frac{L - a_2}{2}$ и тогава максималният огъваш момент под силата $F_2$ ще бъде

$$M_2^{\max} = (F_1 + F_2)\frac{(L - a_2)^2}{4L} \quad (4)$$

При $F_1 = F_2 = F \quad a_1 = a_2 = \frac{a}{2}$ .

Тогава уравнението на огъващия момент под силите F ще бъде

$$M = \frac{F + F}{L}(L - x - \frac{a}{2})x \quad (5)$$

Екстремната стойност на огъващия момент се получава при $x = \frac{L}{2} - \frac{a}{4}$ и тогава максималният огъващ момент под силите F ще бъде:

$$M^{\max} = \frac{F}{2L}(L - \frac{a}{2})^2 \quad (6)$$

Функциите $M_1 = f(x)$ и $M_2 = f(x')$ са параболи, които са валидни до точките С-крайни положения, при които силите $F_1$ и $F_2$ застават съответно над опорите А и В.

Вътрешните напрежения в различните сечения на гредата се определят по формулата:

$$\sigma_{Z_i} = \frac{M_{or_i}}{J_y}Z, \quad N/m^2 \quad (7)$$

където:

$M_{or_i}$ е огъващият момент в разглежда-ното сечение, Nm;

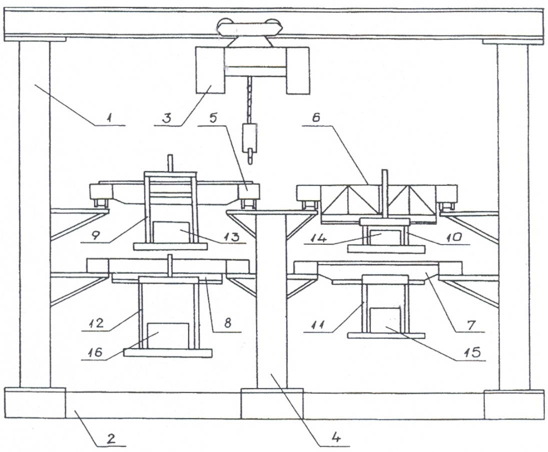
$J_y$ - инерционният момент спрямо оста y-y на сечението, m$^4$;

$Z$ - координата на точката от сечението за която се определя напрежението, m

***3.Схема и описание на опитната постановка***

Стендът се състои от механична конструкция, пулт за управление и изме-рвателно-регистрираща система.

Металната конструкция на стенда (фигура 2) представлява П-образна рамка 1, монтирана чрез високоякостни болтове към опорна рама 2. По горната надлъжна греда се придвижва верижен електротелфер 3 с товароподемност 2500 N.




*фигура 2. Метална конструкциа на стенда*

Върху специални опори, заварени към вертикалните колони на рамката и междината колона 4, са разположени моделите на кранови греди - 6,7 и 8, като първите две снабдени с ходови колела и могат да се преместват по установени върху опорите релси. Натоварването на моделите се осъществява от специални колички 9,10,11,12, върху които се разполагат нормирани по тегло товари 13,14,15 и 16.

Измервателно-регистриращата система се състои от:

- шест канален тензометричен усилвател с цифров измервателен индикатор;
- шест позиционен превключвател на каналите и пет позиционно превклю-чващо устройство;
- двадесет и два тензомерични датчика (възприематели), монтирани в характерни точки от сеченията на моделите (с едномерно напрегнато състояние за главното направление и различно от нула главно напрежение);
- компютърна конфигурация.

Методиката за провеждане на експерименталните изследвания включва: определяне на деформациите, вътрешните усилия и напреженията в характерни точки от сеченията на гредите при статично и динамично натоварване; определяне на максималните провисвания на гредите, амплитудата честотата и времето за затихване на собствените и принудителните трептения.

***4.Цели на упражнението***

1. Да се определят опитно напре-женията за различни сечения на носещата греда.
2. Да се определят динамичните качества на четирите типа греди, като се измерят амплитудата, честотата и времето за затихване на собствените им коле-бания.
3. Да се определят теоретично напре-женията в изследваните сечения и дина-мичните параметри на гредите.
4. Да се сравнят опитно установените напрежения с напреженията изчислени по теоретичен път.
5. Да се покажат относителните линейни деформации във характерни точки от сеченията на четирите типа греди.

***5.Експериментално определяне на динамичните параметри на носещите кранови греда***

Основни динамични параметри на гредата са амплитудата, честотата и времето за затихване на собствените и принудените трептения. От стойностите на тези параметри зависи годността на конструкцията. Критерий за динамичната коравина на гредата е времето за затихване на собствените й трептения. При използуване на едномасов модел времето за затихване на трептенията се определя по формулата [3]:

$$t = \frac{l_n(2h\ \ )}{f} Z, \quad s \qquad (8)$$

където $h_{cm}$ е максималното статично провисване в mm;

$f$ - собствена честота на гредата, Hz;

Л – логаритмичен декремент на зати-хване на трептенията. Статичното прови-сване се определя по формулата:

$$h_{cm} = \frac{(F_Q + G_T)L^3}{48EJ_y}, \quad m \qquad (9)$$

където:

$F_Q$ е силата от теглото на товара в N;

$G_T$ - силата от тежестта на гредата N;

$L$ - отворът на гредата, m;

E – модулът на надлъжна еластичност, Pa;

$J_y$ - инерционният момент на сечението на гредата, $m^4$. Собствената честота се определя по формулата:

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{C_r}{m}}, \quad Hz \qquad (10)$$

където $C_r$ е коравината на гредата в N/m;

$m$ - масата на конструкцията, kg

Коравината на гредата е

$$C_r = \frac{F_Q + G_T}{h_{cm}}, \quad N/m \qquad (11)$$

а приведената маса на конструкцията

$$m = \frac{G_r + G_T}{g}, \quad kg \qquad (12)$$

където $G_r$ е силата от тежестта на гредата в N;

$g$ - земното ускорение, m/s$^2$.

Логаритмичният декремент за пълностенни конструкции се определя в зависимост от отношението на височината на гредата $h$ към отвора на крана L.

**6.Измерване на напрежениятa в различни сечения на гредата**

Съответната количка се поставя последователно спрямо съответния работен тензопреобразувател.

Количката се натоварва. Изчаква се да затихнат трептенията на гредата и се правят съответните измервания, които се записват и се разпечатват графики на принтера.

За целта на лабораторните упражнения е разработена и компютърна програма, като на усилвателя, свързан към компютърната система са осигурени 30 канали предназначени за измерване на сигнали от тензометричните датчици (възприематели), свързани в пълна или полу-мостова схема. Основните функции на програмата за измерване и регистрация са: конфигурация, измерване, отчет. В подменю „конфигурация" се задава информация за каналите, в които ще се извършват измерванията, мащабните коефициенти, коефициентите на усилване. Необходимата конфигурация се записва, като се дава само име на файла с разширение CFG. Подменюто „изме-рване" включва настройка, стартиране на измерването и запис на експериментални данни във файл с разширени RES и четене на резултатите. Продължителността на едно измерване е 10 s. От подменю „отчет" се избира една от следните опции: всички графики, избрани графики, печат на таблици. В зависимост от избраната опция се изчертват времедиаграмите на включените в конфигурацията канали, времедиаграмите на произволен набор канали или се отпечатват в табличен вид получените резултати.

**7. Опитно определяне на динамичните параметри на гредата**

Количката се фиксира в средата на гредата на положение съответствуващо на максимален огъваш момент.

Балансира се мостът за измерване на провисването.

Натоварва се количката с товар, изчаква се да затихнат трептенията на гредата и се прави запис на провисването й при статично натоварване.

Количката започва да се премества постепенно и гредата започва да трепти. Прави се запис на колебанията.

Въз основа на записите се пресмятат:

- периодът T и честотата f на трептенията.

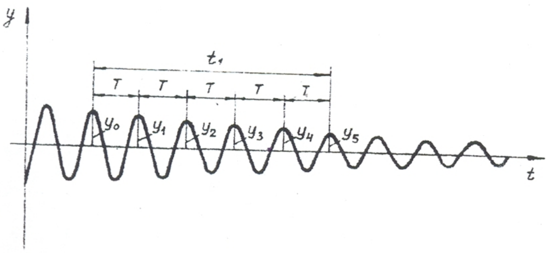
Ако за време $t_1$ /отчита се чрез мащаба на времето/ системата е направила n трептения, то $T = \frac{t_1}{n}$ .Честотата на трептенията е $f = \frac{1}{T}$

Например за време $t_1$ са измерени 5 трептения. Следователно $T = \frac{t_1}{5}$

- логаритмичният декремент на затихване на трептенията по израза:

$$Л = \ln \frac{y_i}{y_i + 1} \qquad (13)$$

Тъй като отношението на две последователни амплитуди е малка величина, за да се намали грешката, се измерват две амплитуди след няколко трептения.




*фигура 3. Затихващи трептения на гредата*

Ако са измерени $y_0$ и $y_5$, тогава

$$l^{Л} = \frac{y_0}{y_1} = \frac{y_1}{y_2} = \frac{y_2}{y_3} = \frac{y_3}{y_4} = \frac{y_4}{y_5}$$

и

$$\frac{y_0}{y_1}=\frac{y_1}{y_2}.\frac{y_2}{y_3}.\frac{y_3}{y_4}.\frac{y_4}{y_5}=l^{5Л}$$

а за логаритмичният декремент на затихване се получава

$$Л=\frac{1}{5}.\ln\frac{y_0}{y_5} \qquad (14)$$

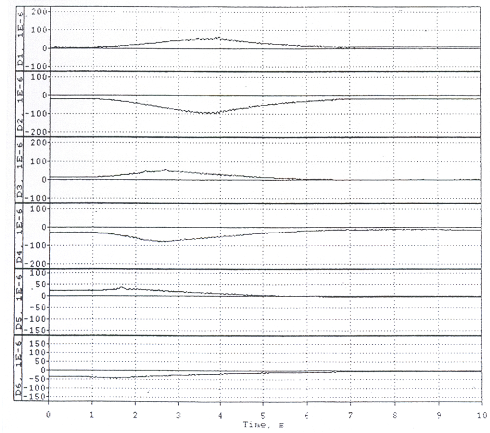
- времето за затихване на трептенията по формулата

$$t=\frac{T}{Л}.\ln\frac{y_{max}}{y_{min}} \qquad (15)$$

Прието е да се смята, че когато $y_{min}=0,05y_{max}$ , трептенията са затихнали.
Тогава:

$$t=\frac{T}{Л}.\ln 20\approx 3\frac{T}{Л} \qquad (16)$$

На фиг. 4 са показани записаните графики на относителните линейни деформации във функция от времето за шест характерни точки ($D_1$, $D_2$..., $D_6$) от сеченията на греда 5 при натоварване с движеща се количка 9.



*Фигура 4. Записи на линейни деформации*

Получените резултати могат да бъдат използвани при изследване на влиянието на различни фактори (вид и стойност на външното натоварване, положение и скорост на преместване на товара и др.) върху напрегнатото състояние на крановите греди, за потвърждаване на известни теоретични постановки при изчисляване на металните конструкции на товароподемните машини и разработване на нови методики.

Връзката между измерената относителна линейна деформация $\varepsilon$, в микрострейни ( $\mu\ st$ ) и напрежението $\sigma$ е:

$$\sigma=\varepsilon.E \qquad (17)$$

където $E$ е модулът на еластичност на материала в MPa.

***7.Обработка на резултатите***

Строи се диаграма на теоретично и опитно получените напрежения $\sigma_{Z_i}=f(x)$

Сравняват се експериментално получените напрежения и теоретично изчислените.

Сравняват се опитно измерените и теоретично получените провисване, честота и време за затихване на собствените трептения на гредата помежду си и с допустимите стойности.

Оценяват се носещата способност на гредата, изчислителните модели. методите и средствата за измерване на отделните величини, точността на използуваната апаратура и др. Изготвя се и се оформя протокол от проведеното лабораторно упражнение.

***Литература:***

1.Гохберг, М, М. Металлические конструкции подъемно-транспортнıх машин. Л., Машиностроение, 1976.

2. Коларов, И., Н. Коцев, С. Стойчев. Метални конструкции на подемно-транспортни и строителни машини. Ръководство за лабораторни упражнения. С., Техника, 1990.

3. Коларов, И. Метални конструкции на подемно-транспортни и строителни машини. С., Техника, 1987.

4.Спасов В., Петров П., Кирчева Е. Ръководство за лабораторни упражнения по товаро-разтоварна техника. С, ВТУ»Т.Каблешков»,2007

5. Петров Д., Стоядинов С., Стоянов Л., Стенд за моделно изпитване на кранови греди в лабораторни условия., сп. Железопътен транспорт, бр.8, 1996

Доц.д-р.инж.Викенти Спасов, ВТУ „Тодор Каблешков” - София
Гл.ас.д-р.инж.Красимир Кръстанов, ВТУ „Тодор Каблешков” - София

# PROBLEMS WITH DEVELOPING METHODS OF TESTING CRANE METAL BEAMS AND RESPECTIVE LABORATORY SIMULATORS

V.Spasov K.Krastanov

**Abstract**

The bearing metal structures of material handling machines are complex, metal-consuming and expensive. Because of that, to study, optimize and improve them under real conditions is difficult to implement. The paper presented suggests methods of the experimental study on crane metal beams and of carrying out laboratory exercises.

***Key words:*** material handling macines, crane metal beams, experimental studies, methods.

Assoc.prof. Vikenti Spassov, PhD, HST “Todor Kableshkov”, Sofia
Assist.prof. Krasimir Krastanov, PhD , HST “Todor Kableshkov”, Sofia

# ОЦЕНКА НА ОСТАТЪЧНИЯ РЕСУРС НА МЕТАЛНИ КРАНОВИ КОНСТРУКЦИИ – НОРМАТИВНИ ИЗИСКВАНИЯ

Николай Коцев
nkotzev@tu-sofia.bg

Емил Грънчаров
ekg@tu-sofia.bg

*Проследени са принципните положения и технологията за определяне на остатъчния ресурс на потенциално опасни обекти, дадени в методичните указания на руски нормативен документ. Разгледани са двата метода за оценка на остатъчния ресурс на кранове от мостов тип, както и препоръките за съответните назначавани остатъчни срокове на експлоатация в зависимост от състоянието на крана и фактическия му режим на работа.*

***Ключови думи:*** *мостови кранове, остатъчен ресурс, нормативни изисквания*

## *1. Въведение*

Преобладаващата част от мостовите кранове, които са в експлоатация в нашата промишленост, са руско или българско производство. У нас няма нормативни документи за оценка на остатъчния ресурс, но в Русия съществуват такива документи. В настоящата разработка са разгледани принципните положения и технологията за определяне на остатъчния ресурс на потенциално опасни обекти, каквито са товароподемните кранове, както и двата метода за оценка на остатъчния ресурс при мостови кранове.

## *2. Методични указания при определяне на остатъчния ресурс*

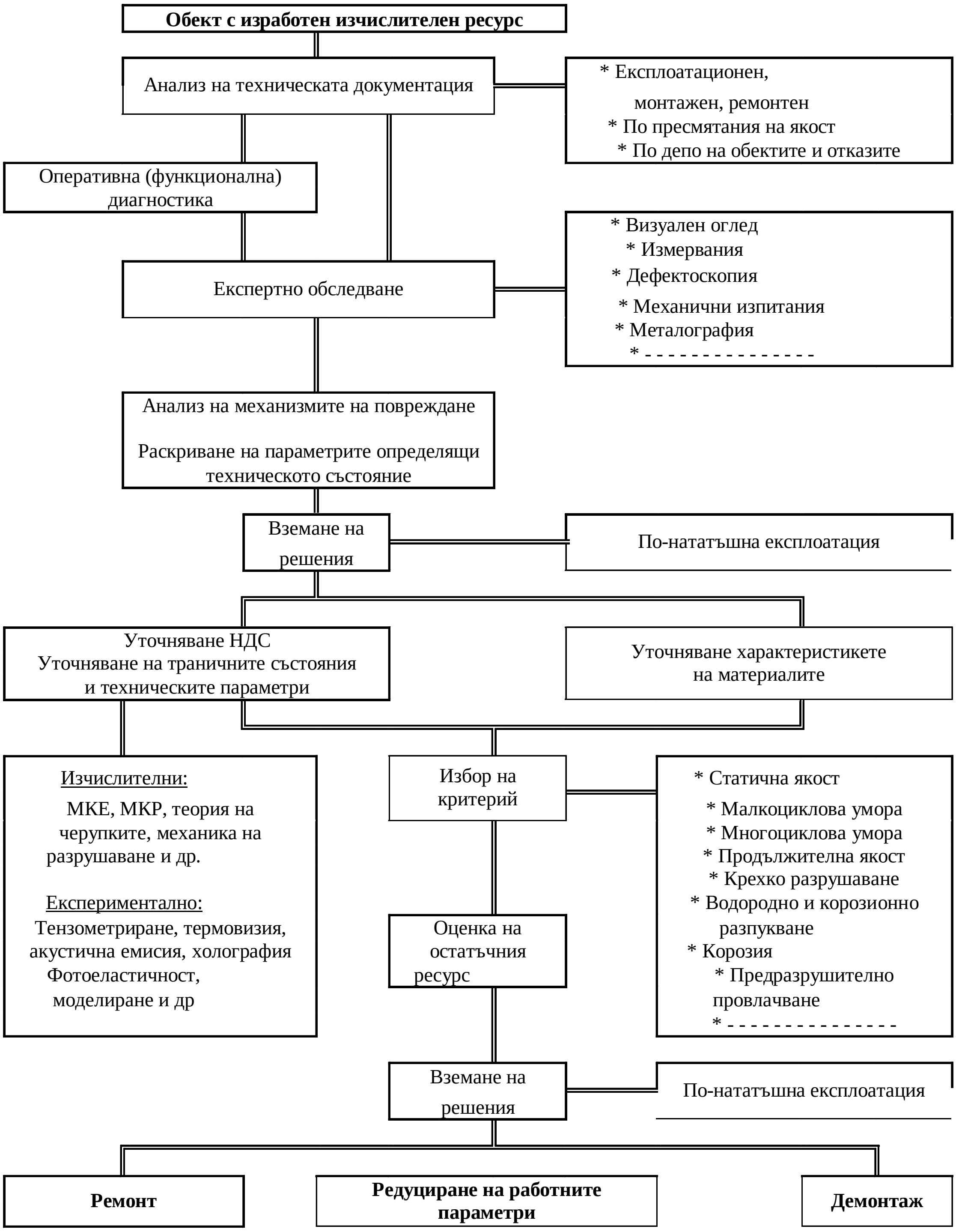
В нормативния документ [4] са дадени принципните положения на технологията за определяне на остатъчния ресурс, както и изискванията към съдържанието на разработваните методики по определяне на прогнозируемия ресурс на потенциално опасни обекти, които са подконтролни на Госгортехнадзора на Русия. Основните етапи при определяне на остатъчния ресурс на потенциално опасни обекти са показани в структурната схема на *фиг.* 1.

Разработваната методика трябва да съдържа следните раздели:

- въведение;
- основни положения;
- анализ на техническата документация;
- оперативна (функционална) диагности-ка;
- експертно обследване;
- анализ на повредите, установяване на техния механизъм и определящите параметри на техническото състояние (ПТС) на обекта;
- установяване закономерностите на изменение на определящите ПТС, гранични състояния и техните критерии;
- методика за обработка на данните и прогнозиране на ресурса;
- обосноваване на вариантни решения за възможността на по нататъшна експлоатация на обекта (с разработка на проектна документация в случай на ремонт);
- заключение.

Обикновено при определянето на остатъчния ресурс се приема концепцията- наработката на обекта от момента на контрол на техническото му състояние до преминаване в неработоспособно или гранично състояние. Предлага се подход основан на принципа “безопасна експлоатация по техническо състояние” съгласно който оценката на техническото състояние на обекта се осъществява по ПТС, обезпечаващи неговата надеждност и безопасна експлоатация съгласно нормативно-техническа и/ или конструкторска (проектантска) документация. Оценката на остатъчния ресурс се прави по **определящи** ПТС, като в качеството на определящи параметри се приемат такива параметри, изменението на които може да доведе

обекта до неработоспособно или гранично състояние.
В зависимост от критериите за гранично състояние и условията на експлоатация на обекта, определящи параметри на неговото техническо състояние могат да служат:




*Фигура 1*

- характеристики на материалите (механични характеристики - граница на провлачане, граница на якост, твърдост, пукнатинна устойчивост, граница на умора, продължителна якост, пълзене и т.н.; химически състав; характеристики като в качеството на определящи параметри се приемат такива параметри, изменението на които може да доведе обекта до неработоспособно или гранично състояние.

В зависимост от критериите за гранично състояние и условията на експлоатация на обекта, определящи параметри на неговото техническо състояние могат да служат:

- характеристики на материалите (механични характеристики - граница на провлачане, граница на якост, твърдост, пукнатинна устойчивост, граница на умора, продължителна якост, пълзене и т.н.; химически състав; характеристики на микроструктурата и др.);
- коефициенти на запас на якост (по граница на провлачане, якост, продължителна якост, пълзене, пукнатинна устойчивост, устойчивост по брой цикли или напрежения при пресмятане на умора);
- технологически показатели (температура, налягане, качество на изходящия продукт, параметри на вибрации, режими на работа и т.н.).

Оценката на ПТС и избора на определящи параметри трябва да се осъществява съобразно резултатите от анализа на техническата документация, данните от оперативната (функционална) диагностика и експертното обследване.

Определянето (прогнозирането) на остатъчния ресурс се осъществява съгласно установените закономерности на изменение на определящите параметри, получени при анализа на механизмите на развитие на повреждания и/ или по резултатите от измерване на функционалните показатели. Въз основа на получените оценки се взема решение за по нататъшна експлоатация на обекта.

## 3. *Прогнозиране на остатъчния ресурс на металната конструкция на мостов кран*

Обикновено срокът на експлоатация на МКК от гледна точка на физическо износване се изчислява от датата на производство на крана за няколко десетки години (10 – 30 г.). При изтичане на нормативния срок на експлоатация, на крана се прави обследване и техническа диагностика за да се прогнозира остатъчния ресурс и определят възможностите за по-нататъшна експлоатация.

Като критерий за гранично състояние на металната конструкция на крана се приемат възникването (и развитие до недопустими стойности) уморни и др. пукнатини, развитие до недопустими по стойност остатъчни деформации, загуба на устойчивост, недопустимо намаляване носещото сечение на елементи вследствие на корозия или някакво износване, а така също следствие изменение свойствата на материала. Стойността на остатъчния ресурс на конструкцията се оценява, като се съпоставят фактическите показатели на носещата способност на конструкцията (издръжливост на умора, остатъчни деформации и др.) с критерийте съответстващи на указаните гранични състояния.

Основни изходни данни при оценката на остатъчния ресурс следва да се считат не само паспортните характеристики на крана, както и режимът на работа, но също данни от неговата фактическа експлоатация, т.е. фактическата група на режима на работа на крана и на МК. Срокът на експлоатация на елементи от конструкцията на крана, които са били заменени или ремонтирани, се изчислява от момента на тяхната замяна или ремонт с отчитане реализацията на проекта по ремонта.

Използват се два метода за оценка на остатъчния ресурс на товароподемни кранове [1]:

- експертен;
- изчислителен или експериментално-изчислителен.

Експертният метод за оценка на остатъчния ресурс предвижда назначаване на календарния остатъчен ресурс въз основа на данни за фактическата група на режима на работа и резултатите от проведени оценки за техническото състояние на крана при обследвания, предвидени в методичните указания [1], [6].

При назначаване на календарния остатъчен ресурс по експертния метод, комисията, която прави оценката, следва да отчете конструктивните особености на изследвания кран, както и информацията за често срещащите се дефекти и повреждания, касаеща крановете от този тип конструкция.

Експертният метод се препоръчва за кранове с група на режима на работа от A1 до A5.

Изчислителният или експериментално-изчислителният метод включва следните етапи:

- уточнено пресмятане на фактическата класификация на работа на крана;
- уточняване (при необходимост) фактическите характеристики на механичните свойства на материала, от който са изработени елементите на МК (като правило това се изпълнява за кранове със интензивна експлоатация, работещи в агресивна среда или на открито, а така също и в случаите, когато върху металната конструкция са открити множество уморни пукнатини или МК нееднократно е ремонтирана на едни и същи места);
- пресмятане на остатъчния ресурс на МКК по критерия на уморна якост, като най-вероятен сценарий за достигане на гранично състояние. Пресмятанията трябва да се извършват по метода на гранични състояния [5].

Изходни данни за осъществяване на пресмятането на крана се явяват: характерът на изпълняваните от крана операции; паспортният режим на работа на крана; сведенията за металната конструкция – заварена, кутиеобразна, фермена, смесена и пр.; материал; маса на манипулирания товар Q; маса на моста; маса на главната греда, маса на количката и т.н.; година на изработване и завод – производител; дата на въвеждане в експлоатация; сведения за извършени ремонти по металната конструкция; състояние на механизмите на крана и срок на експлоатация на въжетата.

Пресмятането на фактическия режим на работа на крана се извършва съгласно указанията в [2]. Обикновено, ползвателят на крана предоставя информация за процентното съотношение на масата на манипулираните товари, както и за броя цикли на крана в една смяна, броя на смените и броя работните дни в годината.

В Русия за кранове с товароподемност Q > 10 t и група на режима на работа по-голяма или равна на А7 в повечето случаи данните за пресмятане на режима на работа се получават от регистратори на параметрите, монтирани върху крана [1].

Пресмятанията за оценка на фактическото състояние на металната конструкция се извършва съгласно указанията в [5], [6] или съгласно изискванията на европейските стандарти [7], [8].

Накрая в зависимост от фактическата група и общото техническо състояние на крана се взема решение и се назначава срок за по-нататъшна експлоатация [1].

За кранове от групи А1, А2 в зависимост от срока на експлоатация на стоманените въжета, средната периодичност на замяна на възли на механизмите и качеството на техническото обслужване се назначава срок на експлоатация до 25 или до 15 години.

За кранове от група А3 – назначен остатъчен срок на експлоатация до 20 или до 10 години. При наличие на отремонтирани уморни пукнатини (нови или преди това регистрирани) задължителна проверка на конструкцията с безразрушителен контрол, а така също неговото потвърждаване с пресматания на умора. При положителен резултат се назначава остатъчен срок на експлоатация до 7,5 години.

За кранове от групи А4, А5 – назначен остатъчен срок на експлоатация до 20 или до 10 години. При наличие на отремонтирани уморни пукнатини (нови или преди това регистрирани) задължителна проверка на конструкцията с безразрушителен контрол, а така също неговото потвърждаване с пресматания на умора. При положителен резултат се назначава остатъчен срок на експлоатация до 5 години.

За кранове от групи А6, А8 – оценката на остатъчния ресурс се прави по изчислително-експерименталния метод. Задължителна проверка на елементи от конструкцията с използване методите на разрушителен контрол. При положителен резултат се назначава остатъчен срок на експлоатация до 5 години от момента на оценяването.

### *4. Заключение*

Коментирани са принципните положения и технологията за определяне на остатъчния ресурс на потенциално опасни обекти, каквито са и мостовите кранове, дадени в методичните указания на руски нормативен документ.

Разгледани са двата метода за оценка на остатъчния ресурс на метални кранови конструкции и в зависимост от състоянието на изледвания кран и фактическия му режим на работа се дават препоръки за съответните назначавани остатъчни срокове на експлоатация.

### *Литература:*

1. Максименко А.Н. и др. Диагностика строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин. Санкт-Петербург “БХВ - Петербург”, 2008.

2. БДС ISO 4301-1: 2001г. Кранове и подемни съоръжения. Класификация. Част 1. Общи положения. ДАСМ, 2000.
3. БДС EN 13001-2: 2005. Кранове. Общо проектиране. Част 2: Натоварвания. БИС, 2005.
4. РД 09-102-95 Методические указания по определению остаточного ресурса потепциально опасных обектов, под надзорных Госгортехнадзору России.
5. РТМ 24.090.53-80. Краны грузоподъемные. Выносливость стальных конструкции. Метод разчета.
6. СТО 24.09-5281-01-93 Краны грузоподъемные промышленного назначения. Нормы и методы расчета элементов стальных конструкций.
7. pr EN 15011: 2007 Cranes - Bridge and gantry cranes.
8. pr EN 13011-3-1: 2008. Cranes - General design- Part 3-1: Limit states and proof of competence of steel structures.

Доц.д-р.инж.Николай Коцев, Технически университет-София
Гл.ас.инж.Емил Грънчаров, Технически университет-София

## RESIDUAL LIFE ESTIMATION OF CRANE BEARING STRUCTURES - NORMATIVE REQUIREMENTS

N. Kotzev E. Grancharov

**Abstract**
The principal items for proofing of competence of potencial dangerous devices, given in a Russian normative document are discussed. Two methods for proofing of competence (i.e. residual life estimstion) of girder cranes are reviewd for suggestions for furder exploiatation terms of cranes in dependance on the crane condition and its work modes.

***Keywords:*** *Girder crane, residual resource, normative requirements*

Assoc. Prof. Nikolay Kotzev, PhD – Technical University- Sofia
Assист. Prof. Eng. Emil Grancharov – Technical University- Sofia

# ВЪРХУ ИЗБОРА НА СЕЧЕНИЕТО НА ГЛАВНА ГРЕДА НА ДВУГРЕДОВ МОСТОВ КРАН ПРИ МАЛКИ ТОВАРОПОДЕМНОСТИ

Николай Коцев nkotzev@tu-sofia.bg

Калин Радлов kradlov@abv.bg

*Настоящата разработка е посветена на избора на носещото напречно сечение на главната греда на двугредов мостов кран с малка товароподемност Q=5÷8t , голям отворL>28,5m и лек режим на работа А1-А4. За такива параметри на крановете, при оптимизация на напречното сечение на главната греда се получават кутиеобразни сечения, които не са технологични. Предлага се съставно сечение (квадратна тръба и двойно Т-образен профил) и телферна количка с движение по долния пояс на профила.*

***Ключови думи:*** *двугредов мостов кран, главна греда, напречно сечение.*

## *1.Въведение*

Пълностенните греди се характеризират с простота на конструкцията, ниска стойност, удобна и естетична форма и компактни размери.

Според типа на напречното сечение пълностенните греди могат да бъдат валцувани, пресовани или съставни [1].

- Валцувани греди- те са най – прости за изработка и най-евтини, но асортимента им е относително ограничен.
- Пресувани греди- те са относително скъпи но те могат да се изработват с подходящо за специфични области на приложение напречно сечение.
- Съставни греди- те биват заварени или нитовани; с отворен или със затворен (кутиеобразен) профил.
  - гредите с отворен профил се оформят най-често със симетрично или асиметрично двойно Т-образно сечение. Тези греди са с много удобна и технологична форма и са най- икономични при натоварване с огъващ момент в едната главна инерционна равнина. Имат малка обща устойчивост.

• гредите с кутиеобразен профил са пригодени да поемат големи огъващи моменти в двете главни инерционни равнини, големи усукващи моменти и имат много по-голяма обща устойчивост. Те са най- често използваните, като главни греди на двугредов мостов кран, а оптималните размери на сечението с целева функция- минимална площ на напречното сечение се определят по метода, описан в [2]. Но при малки товароподемности- Q=5÷8t, голям отвор L>28,5m и лек режим на работа А1-А4, напречните сечения на главните греди, които се получават при оптимизацията по този метод, не са технологични (относително високи и тесни кутиеобразни напречни сечения).

Целта на настоящата работа е за двугредови мостови кранове с товароподемност- Q=5÷8t, отвор L>28,5m и режим на работа А1-А4 да се предложи напречното сечение на главните греди да бъде съставно: квадратна тръба и двойно Т-образен профил, по долния пояс на което да се движи телферна количка.

## *2.Метод на оптимално проектиране на сечението на главната греда*

По метода на оптималното проектиране целевата функция е минимална площ на напречното сечение, като едновременно с това сечението на главната греда на крана трябва да удовлетворява изискванията за достатъчна якост, коравина (статична и динамична), обща и местна устойчивост и минимална дебелина на стената[2].

Това е една задача за параметрична оптимизация- минимална площ на напречното сечение, на която трябва да се формулират следните ограничителните условия:

- условие за достатъчна статична якост:

$$W \geq W_H \ ;$$

- условие за достатъчна статична и динамична коравина:

$$J \geq J_H = \max(J_H^f, J_H^t) \ ;$$

- условие за достатъчна местна устойчивост на стената

$$\lambda_{CT} = \frac{h_{CT}}{\delta_{CT}} \leq [\lambda_{CT}];$$

- условие за минимална допустима от технологични или якостни съображения дебелина на стената

$$\delta \geq \delta_{\min}$$

- условие за допустимо разпределение на лицата на отделните елементи (стени и пояси) в напречното сечение на гредата.

$$m = \frac{A_c}{A} = \left(\frac{1}{4} \div \frac{3}{4}\right)$$,където:

$A_c$ – площ на стените в напречното сечение

$A$ – обща площ на напречното сечение

Необходимите параметри ($W_H; J_H; \lambda_{CT}; \delta_{CT}^{\min}$) се определят по методиката дадена в [2].

***3.Определяне на сечението на главната греда за двугредов мостов кран с малка товароподемност Q=5÷8t, голям отвор L=28,5÷34m и лек режим на работа А1-А4***

Тъй като при кранове с големи отвори L=28,5÷34m меродавно за избора на напречно сечение на главната греда в повечето случаи е условието за статична или динамична коравина, които се изразяват съответно чрез статичното провисване и времето за затихване на трептенията, то тук се счита за достатъчно да се разгледат само двата гранични случая за този тип кранове:

- I-ви случай- най- малко провисване и най-малко време за затихване на трептенията. Това означава най- малък отвор за разглеждания тип кранове и най-малка товароподемност , а именно товароподемност Q=5t и отвор L=28,5m
- II-ри случай- най- голямо провисване и най-голямо време за затихване на трептенията. Това означава най- голям отвор за разглеждания тип кранове и най-голяма товароподемност, а именно товароподемност Q=8t и отвор L=34m

-

**А.Определяне на сечението на главната греда за двугредов мостов кран с товароподемност Q=5t и отвор L=28,5m и лек режим на работа А1-А4**

Зададени изходни данни:

Маса на товара: $m_T = 5000$ kg

Отвор на крана: $L_{кр} = 28{,}5$ m

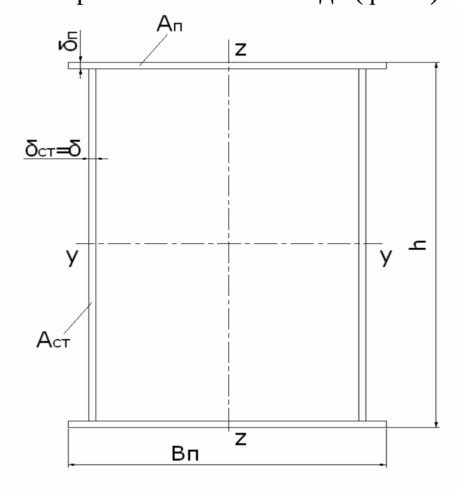
Маса на главна греда на крана: От таблица отчитаме: $m_{гл.гр.} \approx 6000$ kg

Маса на количката: От таблица отчитаме: $m_{кол} \approx 2500$ kg

Режим на работа: Лек А1-А4

Използван материал: ВСт3; $\sigma_S = 230$ MPa

Търси се напречно сечение от вида (фиг.1)




*фигура 1*

$$W_H = 0{,}00331 m^3$$

$$J_H = \max(J_H^f, J_H^t) = 0{,}00154\, m^4$$

Избираме укрепване на гредата само с напречни ребра т.е. $k = [\lambda_{CT}] = 160$

$$\delta_{\min}^T = 6mm$$

$$\delta_{\min}^Q = \sqrt{\frac{Q_Z}{1{,}2 * k * [\sigma]}}$$

$$\delta_{\min}^Q = \sqrt{\frac{44145}{1{,}2 * 160 * \frac{230}{1{,}33 * 1{,}05}}} = 1{,}18mm$$

$\delta_{\min} = \max(\delta_{\min}^{T}, \delta_{\min}^{Q}) = 6mm$

$W_1 = \frac{2}{3} * k^2 * \delta_{\min}^3$

$W_1 = \frac{2}{3} * 160^2 * 0{,}006^3 = 0{,}00369 m^3$

$J_1 = \frac{1}{3} * k^3 * \delta_{\min}^4$

$J_1 = \frac{1}{3} * 160^3 * 0{,}006^4 = 0{,}00177 m^4$

$\omega = \frac{W_H}{W_1}; \quad \omega = \frac{0{,}00331}{0{,}00369} = 0{,}90$

$i = \frac{J_H}{J_1}; \; i = \frac{0{,}00154}{0{,}00177} = 0{,}87$

От графиката се вижда, че разглеждания случай попада във II-ра област за която от таблица се вземат следните формули:

$m = \frac{3}{4}; \qquad A = \frac{8}{3} * k * \delta_{\min}^2 * \sqrt[3]{i}$

$A = \frac{8}{3} * 160 * 0{,}006^2 * \sqrt[3]{0{,}87} = 0{,}0147 m^2$

$h = k * \delta_{\min} * \sqrt[3]{i}$

$h = 160 * 0{,}006 * 0{,}9546 = 0{,}916 m$

$A_П = \frac{1}{8} * A; \; A_П = \frac{1}{8} * 0{,}0147 = 0{,}0018 m^2$

Приемаме $\delta_П = 0{,}008m$ и получаваме:

$B_П = \frac{A_П}{\delta_П}; \; B_П = \frac{0{,}0018}{0{,}008} = 0{,}225 m$

Получава се напречно сечение (фиг.2),което има следните характеристики:

Маса: 3277кг

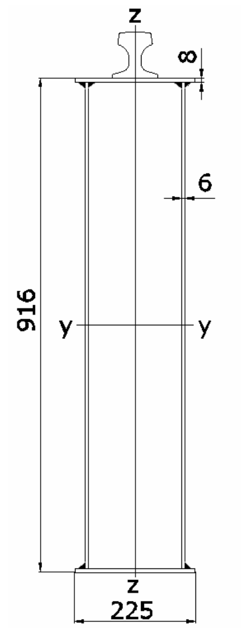
$J_y = 0{,}00154 m^4 \geq J_H$

$J_z = 0{,}000120 m^4$

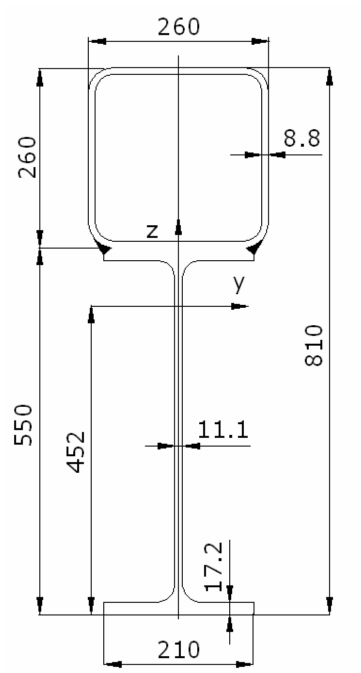
$W_y = \frac{J_y}{0{,}458} [m^3]$

$W_y = \frac{0{,}00154}{0{,}458} = 0{,}00336 m^3 \geq W_H$

Полученото сечение обаче е нетехнологично, защото е необходимо изпълнение на шест заваръчни шева за неговото изграждане (фиг.2). Освен това то е широко само 225мм и двата заваръчни шева отвътре на кутията на гредата могат да се изпълнят само с помоща на специални заварочни апарати.




*фигура 2*




*фигура 3*

**<u>Определяне на сечението по предлагания начин</u>**

Предлага се изпълнение на главната греда, като съставена от стандартен двоен Т-профил IPE DIN1025 със заварена отгоре стандартна квадратна

тръба (фиг.3) и движение на количката по долен пояс на гредата.
За конкретния случай се предлага използване на стандартен двоен Т-профил тип IPE550 DIN1025-5 със заварена отгоре квадратна тръба тип 260x260x8,8 DIN 59410.
Получената главна греда има следните параметри:
$A = 0{,}0218 m^4$
Маса: 4860кг

$$J_y = 0{,}00160 m^4 \geq J_H = 0{,}00154 m^4$$

$$J_z = 0{,}000112 m^4$$

$$W = \frac{0{,}00160}{0{,}452} = 0{,}00354 m^3 \geq W_H = 0{,}00331 m^3$$

Полученото сечение отговаря на условието за статична якост и условието за коравина и е технологично, защото е изпълнено от стандартни профили и само два заваръчни шева.

**Б.Определяне на сечението на главната греда за двугредов мостов кран с товароподемност Q=8t и отвор L=34m и лек режим на работа А1-А4**

Маса на товара: $m_T = 5000$ kg
Отвор на крана: $L_{кр} = 34{,}5$ m
Маса на главна греда на крана: От таблица отчитаме: $m_{гл.гр.} \approx 8000$ kg
Маса на количката: От таблица отчитаме: $m_{кол} \approx 3500$ kg
Режим на работа: Лек А1-А4
Използван материал: ВСт3; $\sigma_S = 230$ MPa
Търси се напречно сечение от вида (фиг.1)
$W_H = 0{,}00572 m^3$
$J_H = \max(J_H^f, J_H^t) = 0{,}00314\, m^4$
Избираме укрепване на гредата с напречни ребра и едно надлъжно ребро т.е. $k = [\lambda_{CT}] = 240$

$$\delta_{\min}^T = 6mm, \ \delta_{\min}^Q = \sqrt{\frac{Q_Z}{1{,}2 * k * [\sigma]}}$$

$$\delta_{\min}^Q = \sqrt{\frac{47088}{1{,}2 * 240 * \frac{230}{1{,}33 * 1{,}05}}} = 1{,}19 mm$$

$$\delta_{\min} = \max(\delta_{\min}^T, \delta_{\min}^Q) = 6mm$$

$$W_1 = \frac{2}{3} * k^2 * \delta_{\min}^3$$

$$W_1 = \frac{2}{3} * 240^2 * 0{,}006^3 = 0{,}00829 m^3$$

$$J_1 = \frac{1}{3} * k^3 * \delta_{\min}^4$$

$$J_1 = \frac{1}{3} * 240^3 * 0{,}006^4 = 0{,}00597 m^4$$

$$\omega = \frac{W_H}{W_1}; \quad \omega = \frac{0{,}00572}{0{,}00829} = 0{,}69$$

$$i = \frac{J_H}{J_1}; \ i = \frac{0{,}00314}{0{,}00597} = 0{,}53$$

От графиката се вижда, че разглеждания случай попада във III-та област за която имаме следните формули:

$$m = \frac{3}{4}$$

$$A = \frac{8}{3} * k * \delta_{\min}^2 * \sqrt{\omega}$$

$$A = \frac{8}{3} * 240 * 0{,}006^2 * \sqrt{0{,}69} = 0{,}0191 m^2$$

$$h = k * \delta_{\min} * \sqrt{\omega}$$

$$h = 240 * 0{,}006 * 0{,}83 = 1{,}195 m$$

$$A_П = \frac{1}{8} * A; \ A_П = \frac{1}{8} * 0{,}0191 = 0{,}0024 m^2$$

За да бъде осигурена стройността на пояса трябва да бъде изпълнено условието:

$$\frac{B_П}{\delta_П} \leq 65$$

Приема се $\delta_П = 0{,}008m$ и се получава:

$$B_П = \frac{A_П}{\delta_П}; \ B_П = \frac{0{,}0024}{0{,}008} = 0{,}300 m$$

Проверка за стройност на пояса:

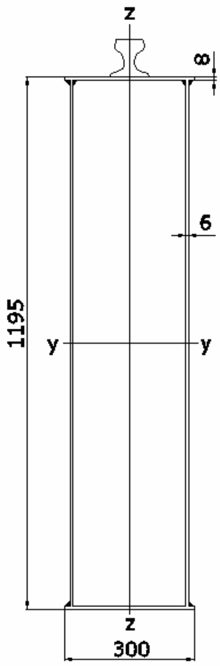
$$\frac{B_П}{\delta_П} \leq 65; \ \frac{0{,}300}{0{,}008} = 37{,}5 \leq 65$$

Получава се следното напречно сечение (фиг.4) с маса 5079кг. [4]:

$$J_y = 0{,}00344\, m^4 \geq J_H; \ J_z = 0{,}000286\, m^4$$

$$W_y = \frac{J_y}{0{,}5975}$$

$$W_y = \frac{0,00344}{0,5975} = 0,00576\, m^3 \geq W_H$$




*фигура 4*

Полученото сечение обаче е нетехнологично, защото е необходимо изпълнение на шест заваръчни шева за неговото изграждане (фиг.4). Освен това то е широко само 300мм и двата заваръчни шева отвътре на кутията на гредата могат да се изпълнят само с помоща на специални заварочни апарати.

**<u>Определяне на сечението по предлагания начин</u>**

Предлага се изпълнение на главната греда, като съставена от стандартен двоен Т-профил IPE DIN1025 със заварена отгоре стандартна квадратна тръба и движение на количката по долен пояс на гредата (фиг.5)

За конкретния случай се предлага използване на стандартен двоен Т-профил тип IPE600 DIN1025-5 със заварена отгоре квадратна тръба тип 400x400x10 DIN 59411

Напречното сечение изглежда така (фиг.5)

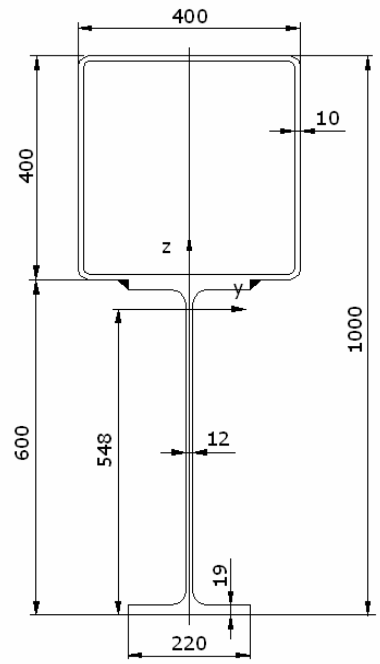
Получената главна греда има следните параметри:

$A = 0,0309 m^4$

Маса: 8217кг

$J_y = 0,00324 m^4 \geq J_H = 0,00314 m^4$

$J_z = 0,000419 m^4$




*фигура 5*

$$W = \frac{0,00414}{0,480} = 0,00863 m^3 \geq W_H = 0,00572 m^3$$

Полученото сечение отговаря на условието за статична якост и условието за коравина. е технологично, защото е изпълнено от стандартни профили, които се заваряват един към друг посредством само два заваръчни шева.

### *4.Заключение*

Предложен е нов подход за изграждане на главната греда на двугредови мостови кранове с малка товароподемност Q=5÷8t и голям отвор L>28,5, като съставена от стандартен двоен Т-профил IPE DIN1025 със заварена към него стандартна квадратна тръба. Получават се сечения, които издържат на всички проверки и са технологични, защото са изпълнени от стандартни профили, които се заваряват един към друг посредством само два заваръчни шева.Главните греди получени чрез този подход са по-тежки от кутиеобразните главни греди получени по познатия метод за оптимално проектиране, но гредата може да бъде олекотена чрез перфорация на двойно Т- образния профил. Подобни конструкции има и в номенклатурата на [5]

***Литература:***


1. Коларов И. Метални конструкции на подемно-транспортни и строителни машини, Издателство “Техника” София,1987г.
2. Коларов И.Проектиране на товароподемни машини, Издателство “Техника” София,1986г.
3. Норми за проектиране на стоманени конструкции. Издателство “АВС Техника ООД” София, 2007
4. Димов.Д. Таблици и формули по съпротивление на материалите, Издателство “Техника”София,1992
5. www.kranostroene.com


Доц.д-р.инж.Николай Коцев, Технически университет-София
Инж.Калин Радлов, Технически университет-София

## ON THE MAIN BEAM CROSS SECTION CHOICE BY DOUBLE GIRDER CRANE WITH LOW HOISTING CAPACITY

N.Kotzev K.Radlov

**Abstract**

The present development is devoted to main beam cross section choice of double girder crane with low hoisting capacity Q=5÷8t , long distance between crane rails L>28,5m and light work rate A1-A4. It is known that by this girder crane type the famous method for optimal design of crane main beam leads to results of closed box cross sections that are not enough technological. There is a new approach suggested for choice of crane main beam cross section.

***Keywords:*** *Double girder crane, main beam, cross section*

Assoc. Prof. Nikolay Kotzev, PhD, Technical University- Sofia
Eng. Kalin Radlov, Technical University- Sofia

# WEB – БАЗИРАНИ ПОДХОД И СРЕДСТВА ЗА ОПТИМИЗИРАНЕ НА ЛОГИСТИЧНА ТЕХНИКА ЧРЕЗ СТРУКТУРИРАНЕ НА АКТИВИ ОТ ЗНАНИЯ

Борис Туджаров Николай Казаков
e-mail: bntv@tu-sofia.bg e-mail: nkazakov@tu-sofia.bg

*Предлага се решаването на проблема за оптимизиране на логистична техника с модулна структура да се извършва чрез разработване на специализирана система от XML (eXtensible Markup Language – Разширяем Маркиращ Език) приложения в Web среда за структуриране на активи от знания и за организиране на информационен обмен между клиенти, фирма и доставчици. Осигурява се директно участие на клиентите и доставчиците в процеса на структуриране и ползване на знанията. Оптимизацията се извършва, чрез търсене по определени критерии в системата от структурирани и каталогизирани активи от знания на фирмата.*

***Ключови думи:*** *логистика, активи от знания, DBC (Design by Customers - проектиране от клиентите), Web среда, XML (eXtensible Markup Language – разширяем маркиращ език)*

## *1. Логистична техника – оптимизиране*

Известно [1] е, че при изграждането и функционирането на една логистична система, основно концепсуално изискване е високата индивидуалност на оборудването т.е. пълното съотвествие на машини и съоръжения с конкретните условия пред всяко производство за произвеждането на конкурентна продукция. Това налага определянето на необходимите параметри на логистичната техника, обслужваща логистичния процес при минимална цена [3,4,5] и доставена в необходимото време. Реализирането на това е възможно само при прилагане на модулна структура на тази техника, при което проектирането и конструирането на новото оборудване да се извършва по нов начин, в пълно съответствие с изискванията на конкретния клиент.

Цел на настоящата работа е определянето на един подход, с който се реализира модулна структура при минимална цена на логистичната техника (машини и съоръжения) и при изпълнение на необходимия обем функции.

Нека да имаме една логистична система с k (k=1,2,3…K) на брой логистични машини. И нека k–тата машина да се състои от n (n=1,2…N) на брой елементи, необходими да реализират m (m=1,2,…M) характеристики. Нека още логистичната машина да има определена гранична цена $C_k^{гр}$, която не трябва да се надхвърля. Тогава цената на машината $C_к$ ще бъде

$$C_k = C_k^1 + C_k^2 + C_k^3 + \ldots + C_k^n = \sum_{n=1}^{N} C_k^n \geq C_k^{гр}$$

Но цената на всеки елемент n зависи от характеристиките му p т.е.

$$C_k^n = f \sum_{m=1}^{M} p_m \quad m=1,2,\ldots,M$$

Търсим минимум на $C_к$ при следните условия:

$$C_k \geq C_k^{гр}$$

Ако не се достига граничната стойност, се приема най-ниската за оптимална.

$C > C^{гр}$ където $C = \sum_{k=1}^{K} C_k$ , а $C^{гр}$ - граничната себестойност на логистичната система при която произвеждания продукт е конкурентно способен.

$C_к > 0$

Всяка от характеристиките се разбива на групи съобразно нейните значения.Тези значения се групират по важност на себестойността и на тази база се изгражда модулната структура т.е. функцията се подрежда по значимост на себестойността и в зависимост от приетия интервал на значимост се определят отделните модули.

Когато след оптимизацията не се достига граничната стойност, се приема оптималната такава и превишението се компенсира от друга машина от системата т.е. подхода се прилага на три нива-логистична система, логистична машина и механизми или елементи.

Съществуват много решения на въпроса с модулността [7,8,9].

В настоящата работата се предлага проблемът за оптимизация на логистична техника да се решава чрез разработване на базирана на XML Web среда с възможности за директно участие на клиентите при проектирането на продукта.

### *2. Проектиране от клиента (Design by the Customers – DBC)*

Подходът за директното участие на клиентите в процеса на проектиране (Design by the Customers – DBC) позволява на клиентите да се включат активно при определението на параметрите на продукта, за разлика от пасивното получаване на готов краен продукт от производителя.

Новите продукти се въвеждат на пазара обикновено чрез традиционния цикъл "Проектиране - Производство - Продажба". Съвременните динамични и конкурентни пазари, обаче, все повече налагат въвеждането на нови средства за улесняване на производството и търговията. Едно от тях е и директното участие на клиентите в процеса на проектиране (DBC). Чрез него цикълът "Проектиране - Производство - Продажба" се заменя с "Проектиране - Продажба - Производство". По този начин се отчитат специфичните изисквания на клиентите и се разчита на нагласата за вземане решение за закупуване, когато продукта е конфигуриран съгласно нуждите на клиента.

Подобен подход е приложен за разработване и поддържане на "виртуална фамилия" модулни системи за позициониране и обработка, наречена DriveSets [13]. Подходът предоставя на клиентите възможност за директно участие в процеса на проектиране на продукта във формата на предпродажбена услуга, базирана на използването на Web VR (виртуална реалност). Ключов елемент от изпълнението такава услуга е т.нар. “3D Web конфигуратор” на продукта, който има за цел реализирането на XML базирана среда за 3D моделиране на продукта (машиностроителна сглобена единица), преференциите на клиента и необходимите технически изчисления. Този 3D конфигуратор предвижда не само подходящо визуализиране на разработения продукт в Web-браузъра на клиента, но и: информация за монтажната и оперативна среда; анимация на функциите; динамична промяна на сглобения модел, неговите части и параметри (като размери на формата и разположението и т.н.); анализ и документиране на продукта.

Участието на потребителите в процеса на проектиране на продукта представлява перспективно решение за увеличаване на ефективността на фирмите в днешната конкурентна глобална икономика. Това участие спестява време и разходи, намалява усилията на инженерите на фирмата по отношение на проектирането и подобрява качеството на продуктите и тяхната реализация на пазара.

Тук следва да се подчертае, че в настоящата работа се акцентува не само на директното участие на клиента при проектирането на продукта, но също така и на провокирането на интереса на доставчиците и тяхното директно включване при структурирането на активите от знания на фирмата в Web среда.

### *3. База знания на фирмата (firm’s knowledge base)*

Възможността за създаване, трансфер, събиране, интегриране, защита и използване на активите от знания е основният фактор за съществуването и успешна работа на съвременните индустриални компании.

Ефективно и ефикасно управление на знанието в западните и българските компании може да се постигне, чрез прилагането на идеите на модела на Nonaka & Takeuchi за създаване на знание [2].

Моделът на Nonaka & Takeuchi [10] е обобщение на опита на японските фирми в областта на управлението на знанието и се базира на идеята, че знанието в компанията се създава от индивидите посредством социалното взаимодействие между скритото и явното знание. Явно знание (explicit knowledge) е това, което може да бъде изразено с думи и числа и се съдържа в отчети, книги, учебници и др. То може лесно да бъде предавано между индивидите чрез комуникация в документиран вид или по друг начин. Скритото знание (tacit knowledge) се съдържа в съзнанието на индивидите, то е силно персонализирано и трудно за формализиране и изразяване. В тази категория знание попадат субективни прозрения, интуиции и предчувствия. То се корени дълбоко в индивидуалните действия и опит, както и в идеите, ценностите и емоциите.

Ролята на компанията е да създава благоприятна среда за това взаимодействие между скритото и явно знание. Трите елемента на модела на Nonaka & Takeuchi са: процесът на превръщане между двата вида знание, мястото за създаване на знание и ресурсите, необходими за това превръщане (активи от знание).

Третият елемент от модела на Nonaka & Takeuchi за създаване на знание, са активите от знание. Според Nonaka et al. [11] това са ресурсите, които формират базата на процеса на създаване на знание и са необходими за поддържането му. Активите от знание са 4 вида: активи от опитно знание (уменията и ноу-хау, придобити и натрупани от индивидите чрез опита от работата), активи от концептуално знание (идеите на клиентите и на членовете на организацията), активи от системно знание (технологиите и продуктовите спецификации) и активи от рутинно знание (културата и рутинни те практики за изпълнение на ежедневните бизнес дейности в организацията).

Базата от знания на фирмата включва нейните технологични умения, познаването на нуждите на клиента и способностите на доставчика [12].

Съгласно казаното по-горе, фирмената база знания съдържа следните модули:

- Модул компетенции на фирмата (Firm's Competences Module - FCM) - технологичен и интелектуален капацитет и потенциал на фирмата;

- Модул свързан с клиента (Customer Related Module – CRM) - нужди, желания и съвети на клиента;

- Модул свързан с доставчика (Supplier Related Module – SRM) - способности на доставчика и друга информация.

За да се управлява ефективно създаването и използването на знанието, компанията трябва да изготви каталог на активите си от знание. Но тъй като те са динамични, този каталог трябва постоянно да бъде актуализиран. В работата се предлага това да става чрез разработване на специализирани Web приложения.

Основен въпрос тук е вида на технологията за реализиране на подобна среда за събиране и структуриране на знанията, за тяхното съхранение и употреба.

### *4. Разширяем Маркиращ Език (eXtensible Markup Language – XML)*

С цел решаване на проблемите, описани погоре, се ориентираме към XML (W3C Recommendation, 2006).

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 информацията се представя в дървовидна (йерархична) структура при спазването на определените в стандарта на World Wide Web Consortium (W3C) 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 използува при създаването на нови езици за решаване на конкретни проблеми. Могат да се посочет 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 и т.н.

За да се използва силата на XML 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 разработване на бизнес, E-learning, 2D, 3D приложения и т.н.

За нашите проучвания ние приемаме да се използват XML документи, чието съдържание се определя в зависимост от изпълняваните от тях функции.

### *5. Web - базирана среда за оптимизиране на логистична техника*

Както беше посочено по-горе една от целите на разработваната Web среда е организиране на информационен обмен между клиенти и фирма от една страна, и фирма и доставчици от друга. На Фиг. 1 са представени връзките между основните информационни единици (XML описания - XML елементи и документи) на предлаганата Web среда, които са маркирани с ◎ и буква от латинската азбука, съответно на предназначението им: **C** (Customer) клиент – описание на заявената логистична техника и свързаните с това специфични желания и съвети от клиента; **F** (Firm) фирма – модели на предлагани логистични системи и др. информация за технологичните възможности на фирмата; **S** (Supplier) доставчик – описание на способностите на доставчика, т.е. на доставяните единици и/или модули, и друга информация свързана с доставките; **L** (Logistics equipment) логистична техника – описание; **U** (Unit) единица – описание на съставните единици на логистичната техника; **M** (Module) модул – описание на модулите на единицата; **P** (Parameter) описание на параметрите на модула и/или единицата, и/или логистичната техника.

В работата, логистичната техника се разглежда като система от единици, които фирмата произвежда или доставя. Произвежданите единици от своя страна пък са система от модули, които отново следва да бъдат произведени или доставени от фирмата. За конкретизиране на описанието на логистичната техника, единиците и модулите се използват набори от параметри.

Накратко, работата на отделните контрагенти в предлаганата Web среда може да се опише по следния начин:

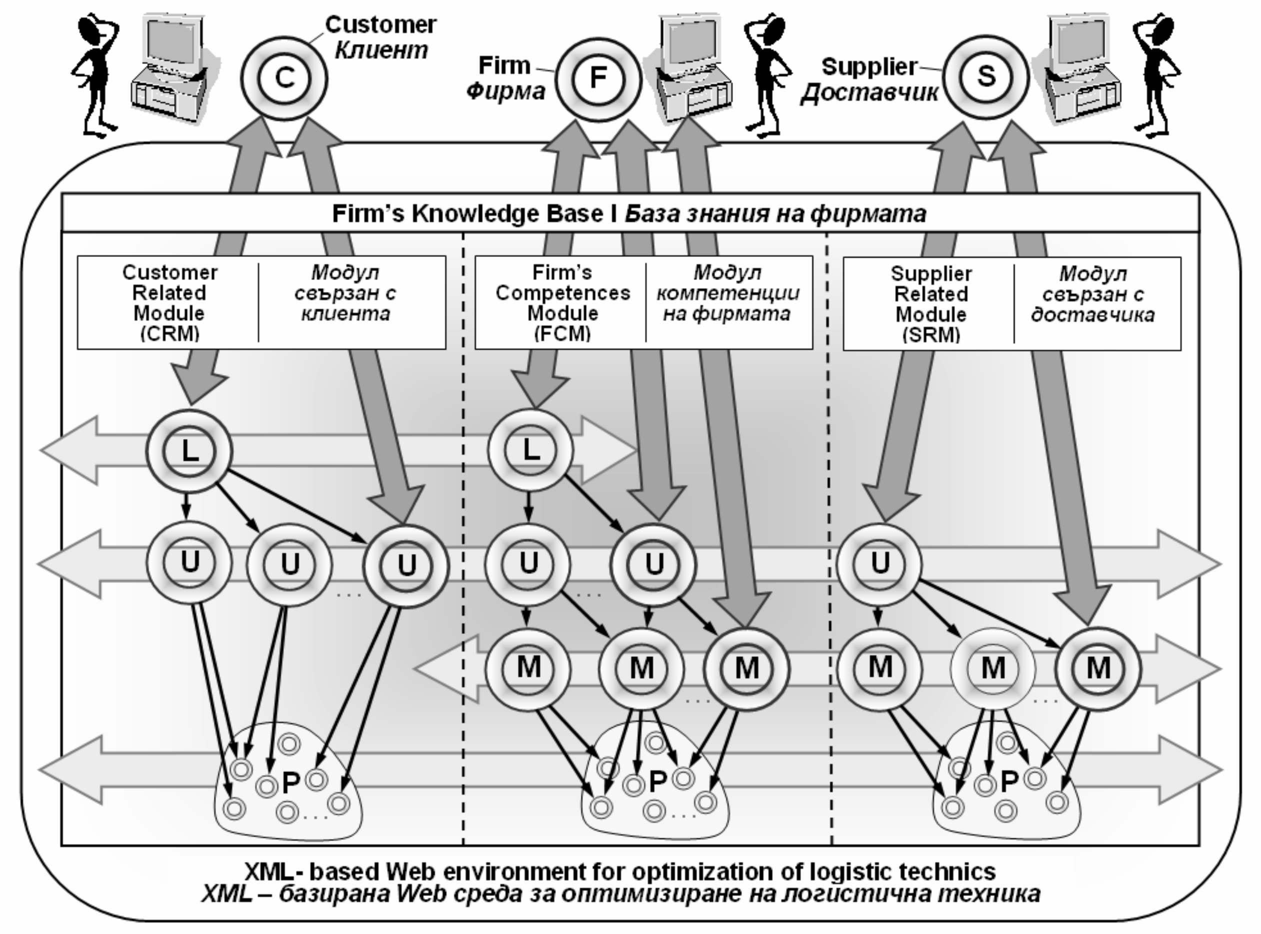
**<u>А. Фирма</u>**

Основно значение в модула компетенции на фирмата има информацията за единиците на логистичната техника и/или нейните модули, а също така и информацията за цялата логистична техника. Това е така, защото има вероятност желанието на клиента да съвпадне напълно с проектирана вече във фирмата логистична техника. В този модул специалистите на фирмата очертават границите на областта от технологични компетенции на фирмата, като въвеждат информация за единиците, модулите и проектираната, произведена и продадена до момента логистична техника. Целта е да бъдат каталогизирани знанията на фирмата т.е. да се оформят набори от знания за единиците, модулите, логистичните техники и техните параметри, които в последствие да се ползуват от клиентите за заявяване на подобни (оформяне на заявка) и от доставчиците – за въвеждане на информация за доставяни от тях елементи и модули.

**<u>Б. Доставчик</u>**

Доставчиците могат директно да използуват предоставената им от Web средата възможност да се конкурират (на базата на въведената от тях информация за параметрите) за реализиране на доставки на пазара, които им осигурява фирмата, проектираща и произвеждаща логистичната техника. На сайта на фирмата всеки доставчик може да провери единиците и модулите, от които се интересува фирмата и да оформи дистанционно своята заявка за доставка. Разчита се, че доставчиците ще въвеждат изискваната от тях информация поради интереса им от повишаване на продажбите и“безплатната самореклама” в средата. Също така, разбира се, се осигурява възможност и на специалистите на фирмата, произвеждаща логистичната техника, да въвеждат подобна информация по направени проучвания за доставчици на съответните единици и модули.

Относно конфиденциалността на информацията се предлагат опции за определяне на “видимостта” на информацията в Web средата от въвеждащото лице. Разбира се, предвижда се на конкурентите (доставчиците) да се осигури достъп единствено до вида и основните, най-вече функционални параметри на доставяните елементи, като специално договорените параметри като отстъпки и др. остават достъпни единствено за договарящите страни: доставчици и фирма.




*фигура 1. Връзки между основните информационни единици на предлаганата Web среда за оптимизиране на логистична техника*

**<u>В. Клиент</u>**

Посредством разработваната Web среда клиентите получават възможност дистанционно, чрез подходящ потребителски интерфейс, да конфигурират желаната логистична техника, да формулират своите специфични изисквания и да получават своевременно необходимата консултация при оформянето на заявката.

***6. Изводи***

Съчетанието на:

-възможностите за конфигуриране на продукта (логистична техника) от клиента (DBC);

-възможностите за структуриране на активите от знания на фирмата;

-и съвременните Web технологии;

правят възможно обвързването в единна среда на клиенти, фирма и доставчици, с което се съкращават значително времето и средствата за реализиране на логистичната техника и се осигурява независимост от различното географско разположение на контрагентите в процесите на проектиране и договаряне.

Прякото участие на клиентите в процеса на проектиране (конфигуриране) на логистичната техника улеснява търговската дейност на фирмата, влияейки на клиентската нагласа: отношение към закупуване на продукта и вземане на решение за това.. В резултат на това, традиционният цикъл "Проектиране - Производство - Продажба" се заменя с "Проектиране - Продажба - Производство".

Разработваната Web среда (система от XML приложения) цели да се осигури не само среда за дистанционна комуникация между клиенти, фирма и доставчици, но и да подпомогне максимално ефективното създаване и използване на активите от знания във фирмата. Чрез използването на Web приложения дистанционно се структурират знанията на клиентите, фирмата и доставчиците, като въвежданата от тях информация в процеса на работа автоматично се сортира и съхранява (каталогизира) в XML формат и тъй като активите от знания са динамични, в средата се предвиждат съответни средства за тяхното актуализиране (добавяне, промяна, изтриване).

Предложените подход и средства осигуряват преодоляване на недостатъците на комуникационната фрагментация - Web средата, която се разработва, се базира на система от XML приложения. Тук следва да се подчертае, че по тази причина, системата е отворена (разширяема) и лесно модифицируема.

Предварителното структуриране и каталогизиране на активите от знания на фирмата позволява оптимизацията на логистичната техника да се извършва чрез търсене по определени критерии в създадената база от активи от знания. На същата основа и посредством обвързването на функционална и финансова информация в XML описанията на логистичната техника, единици и модули става възможно и автоматизираното генериране на предложения за варианти на реализация на логистична техника.

Конфиденциалността на информацията се гарантира чрез предлаганите опции за определяне на “видимостта” на информацията в Web средата от въвеждащото лице. Пълен достъп до информацията се осигурява единствено на определена група от специалисти на фирмата.

След съответно модифициране, предложените подход и средства може да се използват и за решаване на други инженерни задачи.

***Литература:***

1.Казаков Н., Логистика, С,Софтрейд,2000.

2.Моллов, Д, Създаването на знание – ключ към успеха на компанията. Моделът на Nonaka & Takeuchi, Икономически алтернативи, брой 6, 2007, pp. 91-98.

3.Панов В., Оценка на часовите разходи за владеене и експлоатация на земекопни и пътни машини, част 1, сп. Строителна техника, бр. 10, С., 2006, pp. 32-40.

4.Панов В., Оценка на часовите разходи за владеене и експлоатация на земекопни и пътни машини, част 2, сп. Камиони, бр. 4, С., май 2007, pp. 78-84.

5.Панов В., Методика за определяне на себестойността, сп. Строителна техника, бр. 2,юни 2007, С., 2007,pp. 61-62.

6.Extensible Markup Language (XML) 1.0 (Fourth Edition), W3C Recommendation 16 August 2006, http://www.w3.org/TR/REC-xml, (last access on July 2008), 2006.

7.Fixson S. Product architecture assessment: a tool to link product, process, and supply chain design decisions., Journal of Operations Management, 23, 2005, pp 345-369.

8.Martin, M.V., Ishii, K., Design for variety: developing standardized and modularized product platform architectures. Research in Engineering Design 13, 2002, pp. 213—235.

9.Nevins, J.L., Whitney, D.E., Concurrent Design of Products and Processes: A Strategy for the Next Generation in Manufacturing. McGraw-Hill, New York, 1989.

10.Nonaka, I., H. Takeuchi, The Knowledge-Creating Company: How Japanese Companies Create the Dynamics of Innovation, Oxford University Press, 1995.

11.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.

12.Teece, D., Managing Intellectual Capital (Organizational, Strategic, and Policy Dimensions), Oxford University Press, New York, USA, 2002.

13.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.

Доц. д-р инж. Борис Туджаров, Технически университет-София
Доц. д-р инж. Николай Казаков, Технически университет-София

## WEB – BASED APPROACH AND RESOURSES FOR OPTIMIZATION OF LOGISTICS EQUIPMENT BY STRUCTURING ASSETS OF KNOWEDGE

B. Tudzarov N. Kazakov

**Abstract**

It is tackling optimization of logistics equipment with modular structure to be done by developing a specialized system of XML (eXtensible Markup Language) applications in the Web environment for structuring the assets of knowledge and organization of information exchange between customers, firm and suppliers. A direct involvement of customers and suppliers in the process of structuring and use of knowledge is assured. Optimization is done by searching on certain criteria in the system of structured and catalogued by the knowledge assets of the company.

***Keywords*****:** logistics, assets of knowledge, DBC (Design by the Customers), Web среда, XML (eXtensible Markup Language)

Assoc.Prof. Boris Tudzarov, Ph.D, Technical University – Sofia
Assoc.Prof. Nikolai Kazakov, Ph.D, Technical University – Sofia

# ДИНАМИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ПРЕХОДНИ ПРОЦЕСИ ПРИ ХИДРАВЛИЧНА ТОВАРОПОДЕМНА ПЛАТФОРМА

Р. Груйчев r_gruychev@tu-sofia.bg
П. Шушулов peter_shushulov@abv.bg

*В тази статия е разгледана динамиката на хидравлично задвижвана товароподемна платформа от ножичен тип. Създаден е динамичнен модел, описващ процеса на спиране при спускане на платформата при различни начални положения на спиране. Направена е връзка между две относително независими динамични системи - механична и хидравлична. Извършено е сравнение между числен експеримент и симулация в CAD среда.*

***Ключови думи:*** *платформа, динамика, еластичност*

### *1. Въведение*

Изследването на динамиката на хидравлично-задвижвани механизми в подемно - транспортната техника е важен цикъл от тяхното проектиране. В процесите на ускоряване и спиране се наблюдава голямо динамично претоварване поради внезапните промени в работното налягане. От друга страна свиваемата работна течност действува като пружина и създава нискочестотни трептения, които оказват влияние на съпротивлението срещу умора. По тази причина някои от случаите на разрушаване на конструкциите се дължат на последния фактор.

### *2. Методика за динамично изследване*

**I. Динамичен модел на механична част**

I.1. Определяне на кинетичните енергии на елементите от системата:

I.1.1. Първи лост - извършва ротация

$$T_1 = \frac{1}{2} J_{O,1}\omega_1^2; \quad \omega_1 = \frac{v_{пл.}}{L.\cos(\varphi/2)} = \omega_2$$

$$m_{пр1} = \frac{J_{O,1}}{L^2 \cos^2(\varphi/2)}$$

I.1.2. Втори лост - извършва ротация и транслация

$$T_2 = \frac{1}{2} J_{O,2}\omega_2^2 + \frac{1}{2} m_2 v_{c_2}^2$$

$$v_{c_2} = v_{c_1} = \varpi_1.\frac{L}{2} = \frac{v_{пл.}}{L.\cos(\varphi/2)}.\frac{L}{2} = \frac{v_{пл.}}{2.\cos(\varphi/2)}$$

$$m_{пр2} = \frac{m_2.L + 4J_{O2}}{4.\cos^2(\varphi/2).L^2}$$

I.1.3. Платформа – извършва само транслация

$$T_3 = \frac{1}{2} m_3.v_{пл}^2$$

$$v_{пл.} = \varpi_1.\frac{L}{2}.\cos(\varphi/2)$$

$$m_3 = m_{пл} + m_Q = m_{пр3}$$

$$m_{пр} = \sum_{i=1}^{3} m_{пр.i} = \frac{J_{o1}}{L^2.\cos^2(\varphi/2)} + \frac{m_2.L + 4J_{o2}}{4.\cos^2(\varphi/2).L} + (m_{пл} + m_Q)$$

$$T = \sum_{i=1}^{3} T_i = \frac{1}{2} m_{пр_1} v_{пл}^2 + \frac{1}{2} m_{пр_2}.v_{пл}^2 + \frac{1}{2} m_{пр_3}.v_{пл}^2 \quad \text{I.2.}$$

Определяне на опорните реакции на лостовете и усилието в хидроцилиндъра.

Силовите взаимодействия се определят от равновесното състояние по зависимостите:

$$\sum M_{iC} = 0 \Rightarrow \frac{G_{pl}.L_{pl}}{2} + Q.L_Q - R_d.L.\cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) = 0$$

$$R_d(\varphi)=\frac{\frac{G_{pl}.L_{pl}}{2}+Q.L_Q}{L.\cos\left(\frac{\varphi}{2}\right)}$$

$$\sum Y_i=0 \quad \Rightarrow \quad R_c(\varphi)=R_d(\varphi)-G_{pl}-Q$$

В горните формули:

Q =2t- тегло на полезния товар;

$L_{pl}$=2.57m – изчислителна дължина на платформата (максимално разстояние между опорите в крайно долно положение);

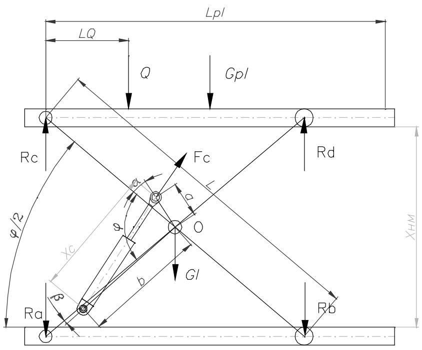
$G_{pl}$=397kg - тегло на платформата;

$L_Q$=1.30m – координата на разположението на товара;

L=2.62m – дължина на ножичните лостове;

φ=(20÷140) - ъгъл между звената на ножицата.

От равновесието на платформата определяме опорните реакции (според фигурата):




$$R_a(\varphi)=R_c(\varphi)+\frac{G_1}{2}; \qquad R_b(\varphi)=R_d(\varphi)+\frac{G_1}{2}$$ къ-

дето Gl представлява общото тегло на ножиците.

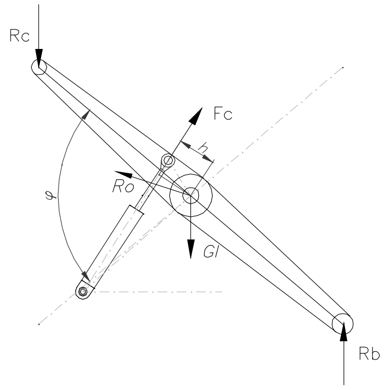
$$F_c(\varphi)=\frac{M(\varphi)}{h(\varphi)}$$

$$\sum M_{iO}=0 \Rightarrow (R_c(\varphi)+R_b(\varphi).\frac{L.\cos\left(\frac{\varphi}{2}\right)}{2}-F_c.h(\varphi)$$

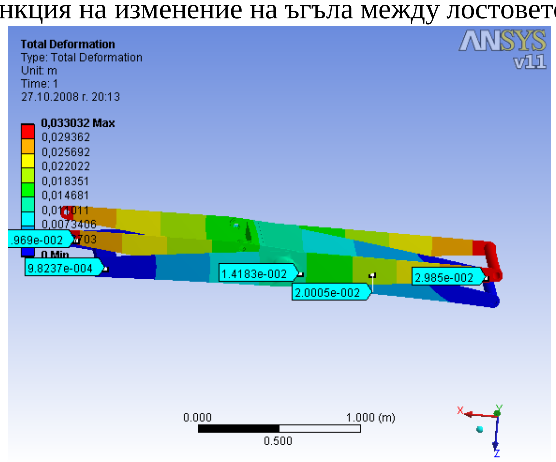
$$F_c(\varphi)=\frac{(R_c(\varphi)+R_b(\varphi)).L.\cos\left(\frac{\varphi}{2}\right)}{2.h(\varphi)}=$$

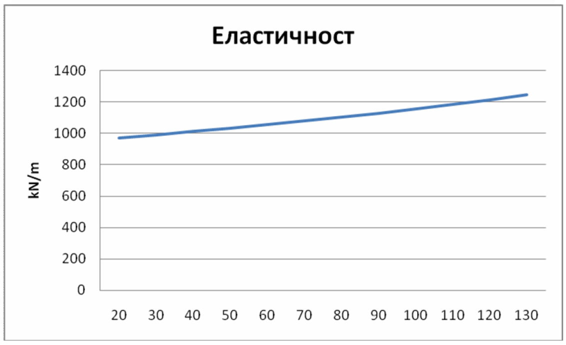
$$=\frac{(Q+G_{pl}+\frac{G_1}{2}).L.\cos\left(\frac{\varphi}{2}\right)}{2.h(\varphi)}$$

$$h(\varphi)=\frac{a.b.\sin(\varphi+\alpha+\beta)}{\sqrt{a^2+b^2-2.a.b.\cos(\varphi+\alpha+\beta)}}$$




По метода на крайните елементи е определена деформацията на ножичната конструкция във функция на изменение на ъгъла между лостовете.




$$c_1=\frac{G}{\Delta x_o}=\frac{(m_Q+m_{пл}+m_{нм})g}{\Delta x_o}$$

**II. Динамичен модел на хидравлична част**

II.1. Определяне свиването на хидравличната течност:

II.1.1. Определяне хода на платформата:

$$x_C(\varphi) = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab\cos(\varphi + \alpha + \beta)}$$

$$\cos(\varphi + \alpha + \beta) = \frac{a^2 + b^2 - x_c(\varphi)^2}{2ab}$$

$$\varphi = \arccos(\frac{a^2 + b^2 - x_c(\varphi)^2}{2ab}) - (\alpha + \beta)$$

$$\varphi / 2 = \frac{1}{2}\left[\arccos(\frac{a^2 + b^2 - x_c(\varphi)^2}{2ab}) - (\alpha + \beta)\right]$$

$$x_{нм}(\varphi) = L.\cos(\varphi / 2)$$

$$x_{нм}(\varphi) = L.\cos\left\{\frac{1}{2}\left[\begin{array}{l}\arccos(\frac{a^2 + b^2 - x_c(\varphi)^2}{2ab}) - \\ -(\alpha + \beta)\end{array}\right]\right\}$$

$$p(\varphi) = \frac{F_c(\varphi)}{S_{б.о}}$$

Модул на обемна деформация:

$$G_p = G_0 + b_p p = 1.4.10^3 + 5{,}3.p$$

$G_0 = 1.4.10^3 MPa$ - модул на обемна деформация при атмосферно налягане

$b = 5.3$ - коефициент

Изменение на размера $X_C$:

$$\Delta x_C(\varphi) = \frac{V\Delta p}{G_p S_{б.о}} = \frac{H_C S_{б.о}\Delta p}{G_p S_{б.о.}} = \frac{H_C \Delta p}{G_P}$$ Обем на маслото в хидроцилиндъра:

$V = H_C S_{б.о.}$

$H_C$-ход и $S_{б.о.}$-площ на буталната област на хидроцилиндъра

Изменение на налягането

$\Delta p = p_i - p_{i-1}$

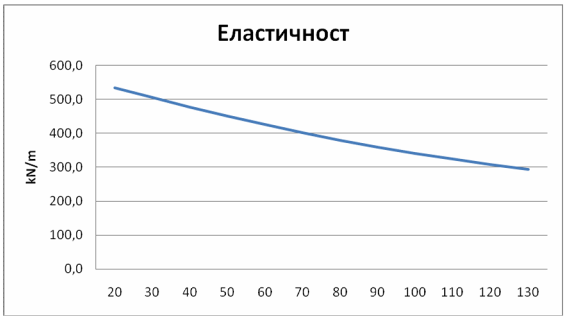
$$\Delta X_{нм} = L.\cos\left\{\frac{1}{2}\left[\begin{array}{l}\arccos(\frac{a^2 + b^2 - (x_c + \Delta x_c)^2}{2ab}) - \\ -(\alpha + \beta)\end{array}\right]\right\}$$

$$- L.\cos\left\{\frac{1}{2}\left[\arccos(\frac{a^2 + b^2 - x_c{}^2}{2ab}) - (\alpha + \beta)\right]\right\}$$

II.1.2.Определяне на константата на еластичност на хидравличната система:

Еластичната константа $c_2$ на ножичния механизъм, предизвикана от деформацията на обема работна течност (хидравлично масло), затворено в хидроцилидъра, се определя като се раздели сумата от действащите върху ножичния механизъм сили на общата му деформация, предизвикани от деформацията на раб. течност в работната (буталната) област на цилиндъра при затворен управляващ разпределител.

$$c_2 = \frac{G_o}{\Delta x_{нм,о}} = \frac{(m_Q + m_{пл} + m_{нм})g}{\Delta x_{нм,о}}$$




II.1.3. Определяне на загубите на енергия от триенето в хидроцилиндъра:

В частта от хидросистемата, отнасяща се до динамичния модел на ножичната подемна платформа, съпротивленията се дължат на сили на триене в уплътненията на хидроцилиндъра. Силата на триене на един маншет (при маншетни уплътнители) се определя от израза:

$$F_T = f_T \pi d h p, \text{ където}$$

$f_T = 0{,}08 \div 0{,}2$ - коефициент на триене

d - диаметърът на цилиндъра/буталния прът;

h – височина на активната част на маншета (уплътнителя)

Закон на Нютон при течно триене:

$$f_T = \frac{\mu \nu}{(p\delta)}, \text{където}$$

δ – дебелина на ципата течностна смазка,

μ – кинематичен вискозитет на работната течност,

ν – скорост между триещите се повърхнини.

За силата на триене на един маншет (при маншетни уплътнители) като заместим израза за коефициента на триене се получава:

$$F_{T,1} = \frac{\mu \nu}{(p\delta)} \pi d h p = \frac{\mu \pi d h}{\delta} \nu_C = \beta_{C,1} \nu_C .$$

При два маншетни уплътнителя на буталото формулата добива вида:

$$F_T = 2F_{T,1} = 2\frac{\mu \pi d h}{\delta} \nu_C = \beta_C \nu_C .$$

В последните две формули със символа $\beta_C$ е означен коефициента на съпротивление. Той се нарича още коефициент на десипация (разсейване) или коефициент на демфериране. Както се вижда от получената зависимост този коефициент не зависи от налягането, а само от вискозитета на работната течност, диаметъра на цилиндъра, височината на активната част на маншета и обработката на цилиндъра.

$$\beta_C = 2\frac{\mu\pi dh}{\delta} = 0{,}093.10^3\,\frac{kg}{s}$$

**III. Определяне сумарния коефициент на еластичност на механичната конструкция и хидравличната система.**

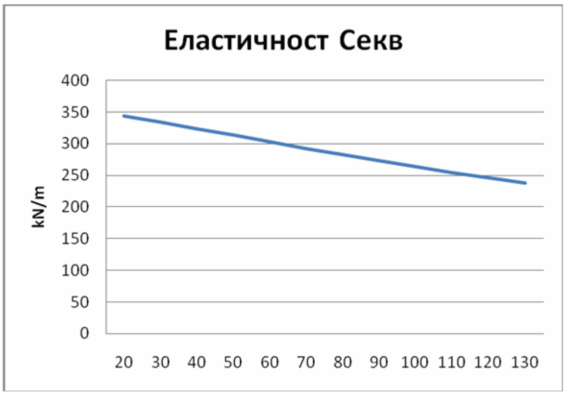
$$\frac{1}{c_{екв}} = \sum_{j=1}^{2}\frac{1}{c_j};\ \frac{1}{c_{екв}} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2};\ c_{екв} = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}.$$

Както вече беше определено:

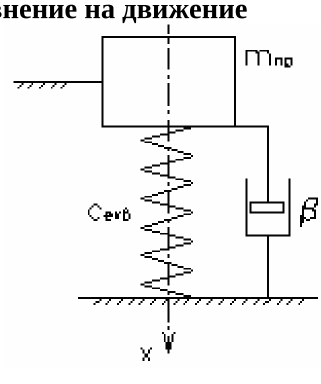
$c_1 = c_1(\varphi)$ - коравина на металната конструкция на ножичния механизъм;

$c_2 = c_2(\varphi)$ - коравина на конструкцията на ножичния механизъм, породена от свиваемостта на работната течност в затворената бутална област на хидроцилиндъра.

Следователно $c_{екв} = c_{екв}(\varphi)$. Стойностите за еквивалентаната коравина са показани на графиката.




**IV. Уравнение на движение**




$$\frac{d}{dt}\left[\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i}\right] - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial П}{\partial x_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_i} = Q_i$$

$$T = \sum_{i=1}^{11} T_i = \frac{1}{2} m_{пр} v_{нм}^2 = \frac{1}{2} m_{пр} \dot{x}_{нм}^2 \quad П = \frac{1}{2} c_{екв} x_{нм}^2$$

$$D = \frac{1}{2}\beta v_{нм}^2 = \frac{1}{2}\beta \dot{x}_{нм}^2$$

$$Q_i = 0$$

$$m_{пр}\ddot{x}_{нм} - 0 + c_{екв} x_{нм} + \beta \dot{x}_{нм} = 0$$

В последното уравнение са направени полаганията:

$k = \sqrt{\dfrac{c_{екв}}{m_{пр}}}$ - собствена честота на трептящата система;

$n = \dfrac{\beta}{2m_{пр}}$ - относително съпротивление или коефициент на затихването.

$$\ddot{x}_{нм} + 2n\dot{x}_{нм} + k^2 x_{нм} = 0$$

$$x(t) = e^{-nt}\left(x_0 \cos k^* t + \frac{n x_0 + v_0}{k^*}\sin k^* t\right)$$

Понеже $k^2 - n^2 > 0$, полагаме $k^2 - n^2 = k^{*2}$.

$$A_0 = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{n x_0 + v_0}{k^*}\right)^2},\ tg\alpha = \frac{k^* x_0}{n x_0 + v_0}.$$

За да се определи (изследва) движението на описаната с динамичния модел механична система, породено от единичен импулс, е необходимо да бъде решено диференциалното уравнение на движението при следните начални условия (t=0):

$$x_0 = 0,\ v_0 = \frac{S_0}{m_{пр}}.$$

$x(t) = e^{-nt}\left(\dfrac{v_0}{k^*}\sin k^* t\right)$ - който израз се нарича импулсна преходна функция.

$$A_0 = \frac{v_0}{k^*},\ tg\alpha = \frac{0}{v_0} = 0 \quad \rightarrow \quad \alpha=0,$$

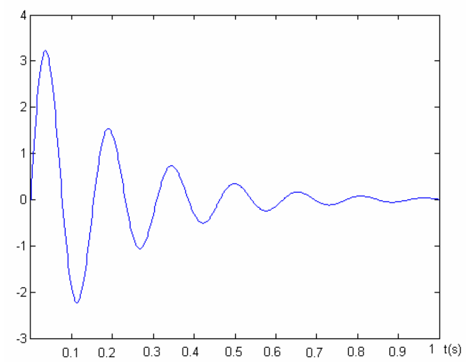
Ако се използва получената форма на закона за движение:

$$x = A_0 e^{-nt}\sin(k^* t + \alpha),$$

то след заместване на константите се получава:

$$x = \frac{v_0}{k^*} e^{-nt}\sin(k^* t).$$

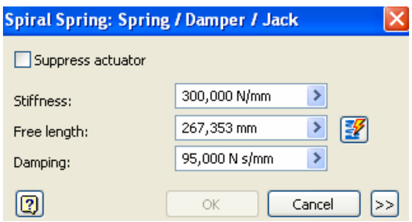
Показана е графика на движение на динамичния модел, описваща процеса на спиране при спускане на ножичната платформа при начално положение на спиране - φ=60$^O$.



**V. Изследване на движението с помощта на модула "Dynamic Simulation" на програмния продукт "Autodesk Inventor Professional".**

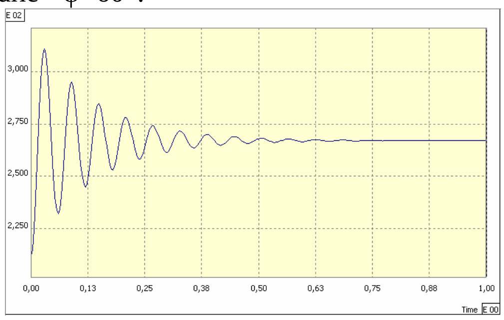
V.1. Създаден е 3D модел на товароподемната платформа в CAD среда "Autodesk Inventor Professional" и са зададени връзките между звената.

V.2. Зададени са кинематичните връзки в среда на динамичния симулатор.
V.3. Във всеки един от двата цилиндъра е поставена пружина (симулираща поведението на работна течност), на която е зададен коефициент на еластичност и демфериране.




V.4. Зададена е гравитационната сила и тежестта на товара.

Резултат от направената симулация е графиката на движението на динамичния модел, описваща процеса на спиране при спускане на ножичната платформа при начално положение на спиране - φ=60$^O$.



***3. Изводи:***
1.Направена е връзка между две относително независими динамични системи - механична и хидравлична.
2. Получените зависимости могат да се използват разнообразно. Например при задаване на коефициентите в закона за движение, различни от получените (коравини, приведени маси и съпротивителни коефициенти – следователно – собствени честоти и коефициенти на затихване) могат да се направят изводи за съотношенията им и за стойности, при които трептящият процес да бъде по-малко неблагоприятен върху конструкцията на изследваната машина.
3. Предложена е методика за моделиране на динамичното поведение на механичната и хидравличната система в Autodesk Inventor

***Литература:***

1. Джевелиев, А., Илиев, Г. ,Минков,С. Григоров,Б. Енергийно оптимизиране на ножичен подемен механизъм , Конференция Транспорт, 2002г.
2. Шушулов, П.,. Динамично изследване на ножична подемна платформа при спускане, Дипломна работа, ТУ-София, 2005г.
3. Комитовски, М. Д. Елементи на хидро и пневмозадвижването. София, Техника, 1985г.

инж.Радослав Груйчев, Технически университет-София
инж. Петър Шушулов, Технически университет-София

## DYNAMICAL STUDY OF A TRANSIENT PROSESS OF A HYDRAULICAL DRIVEN LIFTING PLAFORM

R. Gruichev P. Shushulov

**Abstract**

*In this article the dynamics of a hydraulically driven lifting platform of scissor type is examined. A dynamical model which describes the process of stopping during platform lowering for different initial stopping positions is created. A link between two relatively independent dynamical systems - hydraulical and mechanical, is made. A comparison between a numerical experiment and a simulation in CAD environment is presented.*

***Keywords:*** *platform, dynamics, elasticity.*

Eng. Radoslav Gruichev , Technical University – Sofia
Eng. Petar Shushulov, Technical University – Sofia

# МНОГОМЕРНИ, МОДЕЛНО-БАЗИРАНИ ЕКСПЕРТНИ СИСТЕМИ ЗА ОЦЕНКА НА СЪСТОЯНИЯ И ТЕХНИЧЕСКА ДИАГНОСТИКА В ИНДУСТРИАЛНИ КОМПЛЕКСИ

Константин Димитров kosidim@abv.bg
Росен Митрев rosenm@tu-sofia.bg
Янко Славчев blamail@abv.bg

*В настоящата работа са разработени многомерни, моделно-базирани системи за оценка на състояния и техническа диагностика в индустриални комплекси. Разработен е методологичен подход за създаване на експертна система. Постигнато е развитие на частни диагностични модели във всеки от структурните блокове на системата.*

***Ключови думи:*** *експертни системи, моделно базирана диагностика, диагностика на отказите, оценка на състоянието*

## *1. Въведение*

В последните години е налице засилен интерес в разработването на специализирани моделни структури, които започват да намират приложение в изграждането на Експертни Системи (ЕС) от второ поколение. Това са главно проблемно-ориентирани ЕС, които се базират на т.нар. "дълбоки" знания при оценяване на състояния и генериране на експертни решения.

Значителна част от усилията на експерти-изследователи, научен персонал, инженери от развойни центрове и др., ангажирани в разработването на подобни проблеми, са насочени главно към постигането на някои общи и желани от всички цели, състоящи се най-вече в изграждането на *правдоподобни и познавателни модели – [2],[5],[6],* които успешно да могат бъдат използвани при проектиране и конструиране на машини и системи, при изследване и управление на операции, при техническа диагностика и обслужване на техника, при оценяване и контролиране на надеждността на индустриални системи и машиностроителни изделия и др. – [1],[2],[4],[7].

Трябва да се отбележи обаче, че при разработването на подобни стратегии и познавателни модели се срещат и някои основни трудности, състоящи се главно в следното – [1], [4]:

**А).** Независимо, че подходите и техниките, прилагани при изграждането на моделите са базирани на вече утвърдени и мощни теоретични постановки, то все пак създаваните модели доста често страдат от липсата на достатъчно познавателност и най-вече от гъвкавост при тяхното прилагане при сложни процеси и техника, каквито всъщност са почти всички индустриални системи, логистични и строително-технологични комплекси и техника, т.е., в повечето случаи те не са в състояние да конкурират успешно създадените от човек-експерт комплексни решения; - [2], [3],[6].

**Б).** Независимо, че са подкрепени от ефикасни стратегии за генериране на решения (създадени от използваните алгоритмични критерии), изгражданите модели в повечето случаи се характеризират със сравнително неголяма степен представителност в предлаганите моделни решения, както и най-вече с липсата на *асоциативност* при генерирането на съответните крайни (експертни) решения –[3], [4],[5],[8].

За разлика от моделните структури, хората-експерти почти винаги са в състояние непосредствено да извършват следното:

1. Да създават и прилагат разсъждения и оценки при генерирането на своите крайни решения, като за целта използват ***комбинация от многомерни***, ***комплексни и различни по вид бази от знания,*** (които на практика представляват изградените специфични модели за различните системни и процесни състояния).

2. Да генерират решения чрез ***асоциативен подход*** и използване на вече създадени моде-

ли. За постигането на тази цел хората-експерти прилагат основно два вида методи :

а) чрез използване на разсъждения и изследвания, генерирани ***вътре в модела*** т.е., във "***вътрешността" на моделите***;

б) чрез разсъждения и изследвания, генерирани "***през" моделите (т.е., при взмодействията на създаваните модели.***

След анализирането на всички изложени до тук разсъждения, би могла вече да се представи и ***основната цел*** на настоящата пубикация.

***Основната цел*** на публикацията се състои в създаването на методологичен подход и моделна среда (моделни среди), необходими за изграждането на Експертна Система (ЕС) от второ поколение, която да бъде в състояние ***да генерира крайни диагностични решения в индустриални процеси и системи***, чрез използването на ***комбинации от многомерни моделни структури***.

***2. Разработване на методически предпоставки и критерии за изграждане на многомерни моделни структури на ЕС за диагностика на индустриални системи.***

***2.1. Организация на многомерните бази от знания.***

При изграждане на специализирани ЕС, (съставени от многомерни бази от знания) могат да се използват различни по вид и сложност ***моделни структури***, които съответно могат да бъдат класифицирани най-вече по два вида обобщени критерии, т.е.,

- Критерий 1. : "*Представителност на характеристиките".*
- Критерий 2: "*Ниво на архитектурна (структурната) сложност*".

В зависимост от представителността на характеристиките на създаваните модели **(по Критерий 1),** би могло да се говори за т.нар. "*структурно-диагностични модели*", "*функционално-диагностчни модели", "модели на поведението,, "емпирично-диагностични модели", и т.н.*

Общото свойство на всички тези видове модели се състои в съществуването на *специализирани характеристики* за всеки отделен вид модели, които по принцип не би трябвало да се смесват. Това всъщност означава, че различните видове модели характеризиращи една и съща техническа система (комплекс) или процес, би трябвало да са *независими* един от друг, като в етапите на генериране на съответните решения би могло да се осъществява и взаимно прехвърляне (трансфер) на знания от един модел на друг, т.е., *да се извършват и известни трансформации в отделните йерархични нива на многомерните моделни структури.*

Например, някои видове ограничения, наложени в *структурните модели* могат да оказват влияние върху развитието на *моделите на поведение*, или пък някои видове представителни множества от процесни характеристики, реализирани във *функционални модели* могат да дефинират т.нар. "надеждностни сечения" (отново в *моделите на поведение*) и др.

От направените до тук разсъждения следва извода, че реализирането на комплексни и представителни решения от една ЕС за диагностика, може да се осъществява изключително успешно при ***комбинирането на източниците от знания, генерирани в многомерни моделни структури*** – например: влиянието на структурните взаимодействия върху елементите на една техническа система, причинно-следствените връзки между процесните променливи, разработването на функционалните принципи, определянето на главни и специфични цели и др.

Всъщност, разработването и съответно използването на различни по вид и сложност моделни структури представлява и един от главните методи за разрешаването на комплексни експертни проблеми, които се създават при диагностика в сложни индустриални системи.

В зависимост от своето ниво на структурна сложност (**по Критерий 2**), разработваните модели могат да обхващат както *цялата комплексна система*, (която би могла да бъде съставена от отделни под-системи, групирани в съответни йерархични нива), *така и различни по вид (но обособени) подсистеми (процеси)*, съставени съответно от елементарни системни компоненти (процесни променливи).

В зависимост от сложността на създаваните моделни структури, наличието на взаимни връзки между компонентите, както и евентуалното прилагане на асоциативния подход при генерирането на комплексни експертни решения, в много случаи е възможно (и постижимо) при преминаването (трансфромацията) между моделите от различните йерархични нива на сложност. Използването на моделни структури с различни нива на сложност и съответна на "прозрачност" на моделите дава допълнителни възможности за решаване на комплексни диагностични проблеми в сложни индустриални комплекси.

В зависимост от желаните цели се разработват и специфични диагностични модели във вид на "*черна*", "*бяла*" и/или "*сива*" кутия, които съответно могат да генерират експертни решения, както за наличието на откази, така и да симулират и анализират причините за тяхното възникване.

### *2.2. Определяне характеристиките на експертните диагностични алгоритми. Хоризонти на събитията.*

При създаването на многомоделни, диагностични ЕС е желателно да се потърси и разработи някакъв по-обобщен и по-оригинален подход за изграждане на ***диагностичните алгоритми***, който да позволи *по-комплексно приложение на създадените специални многослойни моделни структури*, като освен това *и* ***ограничи*** *използването на традиционни диагностични техники от вида "от симптоми към причини"*.

В настоящата публикация се предлага експертните диагностични алгоритми да се разработват чрез взаимодействието на пет главни градивни блока от вида: ***наблюдения (измервания), допускания (предположения), прогнози (очаквания), представителни симптоми***, и ***откази (грешки).***

Освен това, ***взаимодействието на всички градивни блокове*** се предвижда да се реализира по така наречените ***"хоризонти на събитията"*** (физични хоризонти), които следва да се изграждат на принципа на взаимодействие ***само*** на тези подсистеми и йерархични нива от многомерните моделни структури, които имат *пряко отношение* към генерирането на конкретните експертни решания (при решаването на съответните диагностични проблеми) от ЕС.

Това всъщност означава, че независимо от това, че в структурата на ЕС са заложени множества от комплексни моделни структури, то при решаването на конкретни диагностични проблеми, няма да бъде необходимо да се използват изцяло *всички* модели а само тези клонове (подсистемни множества), които изграждат съответния ***хоризонт на събитията***, който съответно се фокусира върху разглеждания аспект (*функционален, поведенчески, структурен, надеждностен, и т.н.*). На практика "хоризонтите на събитията" *не представляват някакви нови видове сложни модели (които трябва да се изграждат за всеки отделен случай)*, а само метод (подход), който позволява да се използват избирателно *разработени вече многомерни моделни структури* в зависимост от формулираните конкретни цели.

По този начин може да се постигне даже и генериране на решения по ***асоциативен принцип*** (т.е., генериране на експертни решения ***преди*** възникване на реални ситуации).

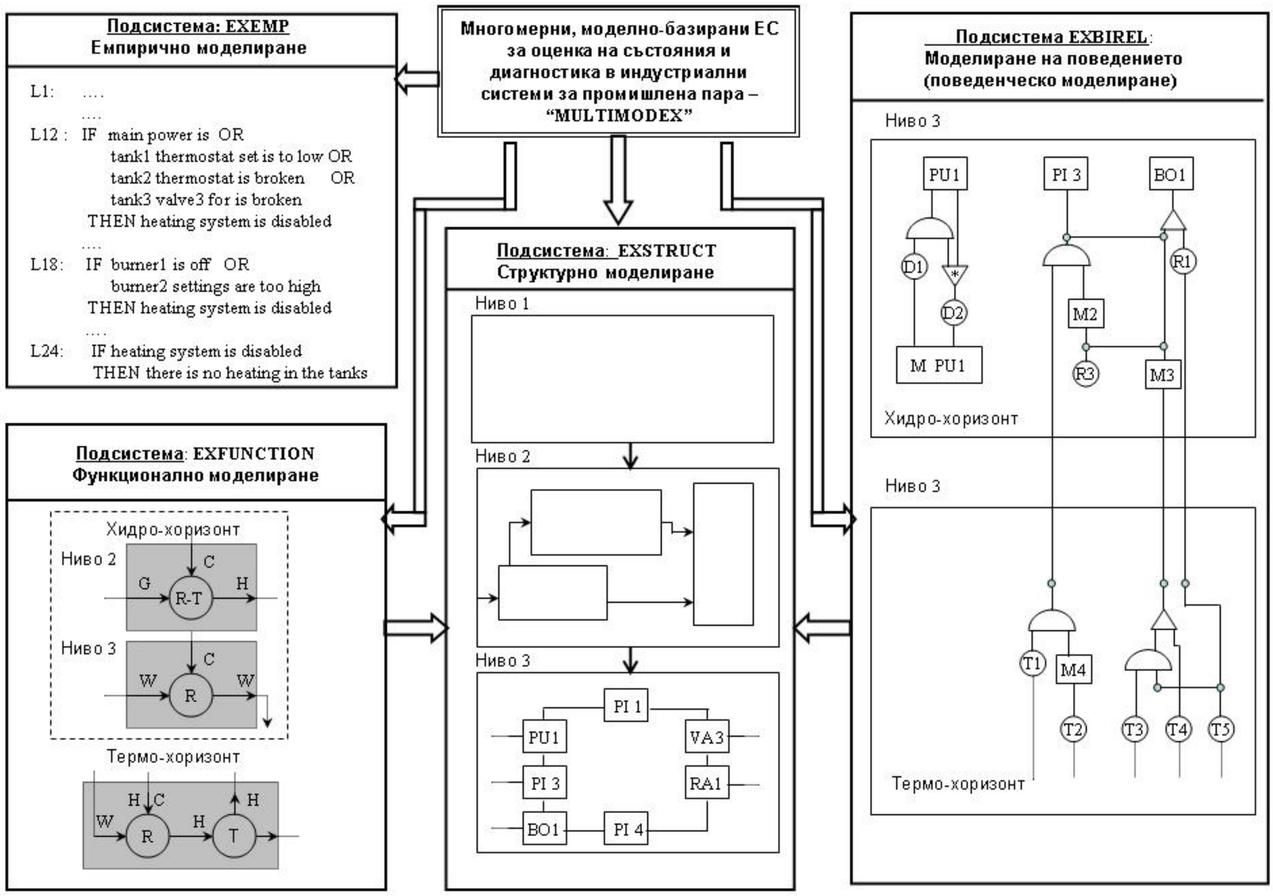
Чрез прилагането на този метод ще бъде възможно също така и използването на изградените многомерни бази от знания по различни по вид направления, т.е., възможност да се осъществи до известна степен "споделяне" на знанията, което би облекчило многократно трудностите, които винаги възникват при реализирането на сложни масиви от знания, които могат да се използват *само* за дадена конкретна ситуация.

По този начин става възможно да се повиши многократно надеждността адаптивността, асоциативността и като следствие от това приложимостта на изгражданата ЕС, при генерирането на комплексни експертни решения.

Например, един от най-често дискутираните и разработвани проблеми по оптимизация на индустриални системи още на етап "проектиране" може да се окажат извънредно сложни ако се използват структурни и/или поведенчески модели. От друга страна обаче, ако в хоризонта на събитията се включат едновременно и функционално моделирани знания, то оптимизационните анализи биха се опростили значително, тъй като голяма част от тях ще бъдат сведени само до изследване на различни видове алтернативни системни структури. Това всъщност означава, че дадена система и/или подсистема може да бъде заместена от друга подобна, която да бъде с различна структура (съответно с по-високо ниво на надеждност, по-ниска цена и др.), но едновременно с това да осигурява същите функционални характеристики както оригиналната. Върху подобни разсъждения е изграден всъщност и т.нар. "Design for Reliability Approach – DFR" (т.е., Метод на надеждностно проектиране), който се базира на предварителното оптимизиране на структурата на една индустриална система в зависимост от нивото на нейната прогнозна надеждност още на етап проектиране и изграждане.

***3. Разработване на структурата на многомерна моделно-базирана ЕС за оценка на състояния и техническа диагностика – "MULTIMODEX"***

Примерна структура на ЕС за оценка на състояния и техническа диагностика в индустриална система за производство на процесна пара и нагряване на резервоари (вани) за киселини и основи е показана на Фиг. 1.




*фигура 1 . Главни структурни модули и подсистеми на многомерна, моделно-базирана Експертна Система "MULTIMODEX"; G – газ; C – контрол; H – нагряване (пара); W – вода; Ri – дебит ; Ti – температура; PU – помпа; PI – тръбопроводи; VA – клапани; BO – резервоар за пара; Di – отказ ; Mi - възстановяване*

Индустриалната система е част от технологично-логистичен комплекс (завод) за горещо поцинковане, който се разработва на територията на съществуващо метало-обработващо предприятие, разположено северната част на България, близо до град Лом.

Индустриалната система се състои от термични (нагревателни) модули, контролни системи и хидро-системи за трансфер на работни течности (отработени и нови).

При разработването на структурата на експертната система "MULTIMODEX" се работи по методите на многомерните моделни структури и бази от знания, в комбинация с експертни диагностични алгоритми, изградени на базата на хоризонти на събитията.

ЕС е съставена от четири вида главни подсистеми (модули), които са изградени съгласно характеристиките, заложени в Критерий 1, и са от вида :

***А. Подсистема (модул) за Емпирично моделиране – EXEMP.*** Подсистемата е разработена като набор от продуктови правила и представя взаимодействията между отделните модули по формализирани признаци.

***Б. Подсистема (модул) за Функционално моделиране–EXFUNCTION.*** Подсистемата е разработена като схематизиран алгоритъм на взаимодействията в системата при търсене и постигане на съответните цели (в дадения конкретен случай какви видове субстанции и с какви характеристики се генерират и/или трансформират при технологичните процеси).

***В. Подсистема (модул) за Структурно моделиране – EXSTRUCT.*** Подсистемата представя всички възможни структурни пътеки и взаимни връзки между отделните системни компоненти.

***Г. Подсистема (модул) за моделиране на Поведението ("поведенческо моделиране") от надеждностен аспект – EXBIREL.*** За конкретния случай, тази подсистема интерпретира как действат (от надеждностен аспект) всички главни системни елементи, свързани в еквивалентни надеждностни схеми. Поведенческото моделиране може да обхваща и други търсени взаимодействия между елементите (освен надеждностните). Докато при структурното моделиране се изследват наличните структурни връзки между елементите, то тук се анализират подробно и взаимните връзки между процесните променливи, (т.е., какво и защо предизвиква измененията в техните стойности).

Всичките подсистеми са изградени от модели с различни нива на структурна сложност (съгласно Критерий 2).

Различните моделни нива и структури в ЕС са в състояние да си взаимодействат по различните ***хоризонти на събитията***. При тези взаимодействия, отделни елементи и подсистеми от изградените модели се използват при съставянето на специфични структури и селектиране на необходимите параметрични характеристики, които се използват са решаване на конкретни диагностични проблеми и генериране на адекватни експертни решения.

Взаимодействието на многомерните бази от знания се извършва на различни нива, съответно по хидро-хоризонтите и по термо-хоризонтите.

Всичките четири съставни структурни модула на ЕС са разработени като логически независими, самозадействащи се оператори.

Всички бази от знания, отразяващи проблемно-ориентираната информация (т.е., наблюдения, прогнози, симптоми, частични резултати и др.), както всички контрлно-управляващи бази-данни (критерии за откази, оценки на характеристики, еталонни процесни състояния и др.) се съхраняват в специализирани клъстерни "черни кутии", които са развити по нива и области.

Системата MULTIMODEX е създадена като "***събитийно-задействвана",*** и с елементи на ***интелект*** при генерирането на решения, т.е., възникване на промени (изменения в параметричните стойности) в клъстерните черни кутии, предизвикват задействане на съответния събитиен оператор.

Примерно развитие на адекватни модели и експертно-диагностични алгоритми е показано конкретно във всеки блок на подсистемите. Така разработената модулна структура на ЕС ще бъде реализирана като действащ прототип на експертна система MULTIMODEX в реални експлоатационни условия.

***3. Обобщения и изводи***

3.1.Разработени са методически предпоставки за изграждане на многомерни моделни структури на ЕС за диагностика на индустриални системи. Изведени са критерии и са определени характеристиките на експертни диагностични алгоритми. Създадени са и хоризонти на събитията.

3.2.Разработена е цялостна структура на многомерна моделно-базирана ЕС за оценка на състояния и техническа диагностика в индустриални системи за нагряване на вани и производство на промишлена пара. Изградени са всички структурни модули и подсистеми на ЕС. Показано е развитието на конкретни експертно-диагностични модели във всеки блок на ЕС.

***Литература:***

1. Dimitrov, K.D., An adaptive expert system for process control, Sofia, “Machine building"., vol.3-4., 1998, p. 35-40.
2. Dimitrov, K.D., Knowledge-based System for Process Control, Logistics Monitoring, Data Supervision and Fault Diagnosis in Extruded Polystyrene Technologies (XPS) – COMPLAM, HC’Tech’2005, Sofia.
3. Dimitrov L., I. Kovachev. Fracture Mechanics Computer Model for the Calculation of the Contact Fatigue Life of Spur Gears. ICEEMS’07, 25-26 October, Brasov, Romania, Recent, V.8(2007) 3a (21a) p.287-290.
4. Moore, R., L., etc, Process control using a real-time expert system. Proc. 11-th IFAC World Congress, Vol IV, p. 241-245, Talinn, Estonia, 1996.
5. Origil, C. H., A Framework for Multiple Knowledge Models., Proc. Of Alvey Workshop on Multiple Agent Systems, 1988.
6. Price, C.,J., Lee, M.H., Applications of Deep Knowledge, Artificial Intelligence in Engineering, Vol. 3 (1), 1988.
7. Steels, L., The Deepening of Expert Systems, Proc AAAI-86, pp 323-328. 1996.
8. Weld, D.S., Reasoning About Physical Systems with Multiple, Cooperating Models, Proc 3-rd DKBS Meeting, 1986.

Доц.д-р.инж.Константин Димитров, Технически университет-София
Гл.ас.д-р.инж.Росен Митрев, Технически университет-София
Ст.ас.д-р.инж.Янко Славчев, Технически университет-София

## MULTIVARIABLE, MODEL-BASED EXPERT SYSTEM FOR CONDITION ASSESSMENT AND FAULT DIAGNOSIS OF INDUSTRIAL SYSTEMS

K.Dimitrov R.Mitrev I.Slavchev

**Abstract**

In the present paper, a complete structure of a Multivariable, Model-based Expert System for condition assessment and fault diagnosis of industrial systems is developed. The methodical approach for creation of multi-level models is also developed. The development of particular diagnostic models in each one of the structural blocks of the expert system is achieved.

***Keywords:*** *expert systems, model-based diagnosis, multiple modeling, fault diagnosis, condition assessment*

Assoc.prof.Konstantin Dimitrov,PhD, Technical University-Sofia
Assist.prof. Rosen Mitrev, PhD, Technical University-Sofia
Assist.prof. Ianko Slavtchev, PhD, Technical University-Sofia

# ГЕОМЕТРИЧЕН АНАЛИЗ НА РАБОТНО СЪОРЪЖЕНИЕ НА ХИДРАВЛИЧЕН БАГЕР

Веско Панов vpanov@tu-sofia.bg

Анета Велинова anipol_79@abv.bg

*В работата е извършено механо – математично моделиране на типово работно съоръжение на еднокошов хидравличен багер. Работното съоръжение е разгледано като шарнирно – лостов механизъм с отворени и затворени кинематични вериги. Получени са теоретични зависимости за положението на шарнирите на работно съоръжение и е предложена методика за извършване на геометричен анализ.За реално работно съоръжение на хидравличен багер BENATTI 195 RSB е приложена предложената методика и са получени конкретни зависимости за извършване на геометричен анализ на същото*

***Ключови думи:*** *багерно работно съоръжение, геометричен анализ, затворени кинематични вериги.*

## *1.Увод*

Съвременното развитие на изчислителни методи и компютърната техника позволява напълно или почти напълно да се автоматизира анализа на геометрията и положението на сложните шарнирно-лостови механизмите, към които определено спадат и работните съоръжения на хидравличните багери.

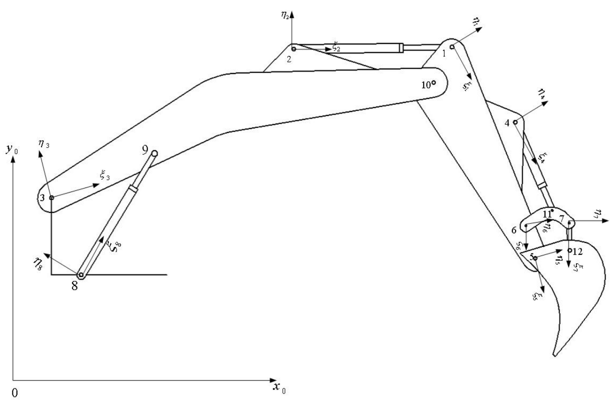
Редица автори [De Luca at al, 2002; Nikravesh, 1988; Pandit at al, 1994] предлагат съвременни методи и подходи за извършване на геометричен анализ на строителни машини, но не са разглеждали затворените кинематични вериги, образуващи се в този вид работни съоръжения.

В работата [De Jalon at al., 1994] е описан подход за пресмятане на затворени контури в общ вид, което не дава реална представа за определянето на такива в конкретните строителни машини. Авторът [Mitrev 2008] предлага подход за позиционен анализ на багерно работно съоръжение, базиращ се на трансформационни матрици.

Целта на настоящата работа е да се предложи методика за извършване на автоматизиран геометричен анализ на багерно работно съоръжение, включващо в структурата си отворени и затворени кинематични вериги.

## *2.Обект, методи и средства*

Обектът на изследването е типово работно съоръжение на пневмоколелен хидравличен багер Benati 195 RSB, състоящо се от шарнирно свързани стрела, носач и кош, задвижвани от съответни хидроцилиндри, които заедно със звената на работното съоръжение образуват затворени кинематични вериги (фиг.1).



*Фигура 1*

За всяка шарнирна връзка в равнината могат да се запишат по две условия за свързаност. Хидроцилиндрите се разглеждат като единни тела, при което изменението на дължината им води до изменение в положението на механизма. При това приемане броят на степените на свобода на механизма ще бъде равен на нула. т. е. той е статически определим.

За описване на механизма се въвежда отправна координатна система *Oxy* свързана с неподвижната основа и локални координатни системи $O_i\xi_i\eta_i$ свързани с всяко от *m*-те тела $(i = 1,...,m)$ - фиг.1.

Положението на всяко тяло в равнината се определа от координатите $x_i$, $y_i$ на началата на локалните координатни системи, проектирани в глобалната координатна ситема и ъгъла $\varphi_i$, който се образува между осите $O_i\xi_i$ и *Ox*.

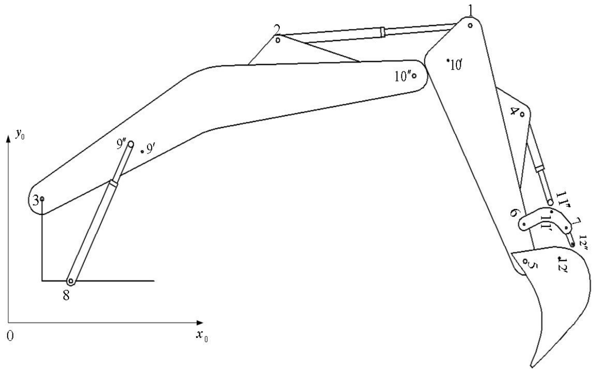
Ако се приеме че шарнир *p* свързва *i*-тото и *k*-тото тяло, то двете условия на свързаност наложени на шарнира могат да се запишат във вида:

$$\begin{aligned} x_i + l_{x_{ip}}\cos\varphi_i - l_{y_{ip}}\sin\varphi_i &= x_k + l_{x_{kp}}\cos\varphi_k - l_{y_{kp}}\sin\varphi_k \\ y_i + l_{x_{ip}}\sin\varphi_i + l_{y_{ip}}\cos\varphi_i &= y_k + l_{x_{kp}}\sin\varphi_k + l_{y_{kp}}\cos\varphi_k \end{aligned} \qquad (1)$$

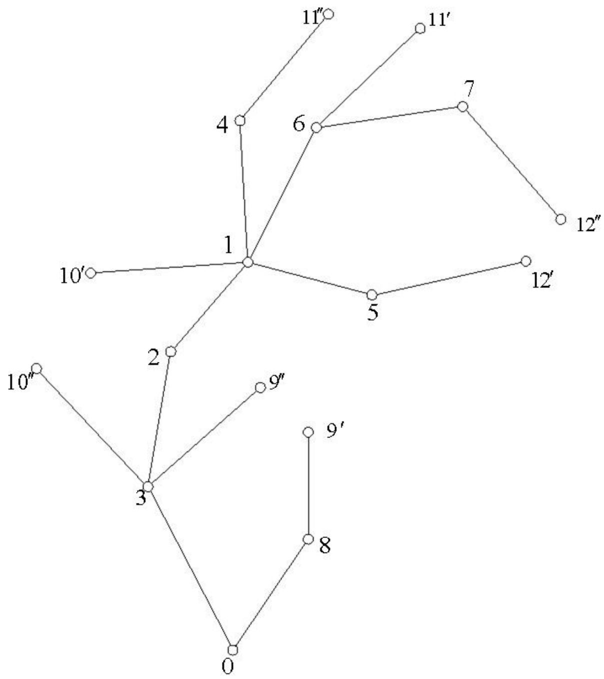
където $(l_{x_{ip}}, l_{y_{ip}})$ и $(l_{x_{kp}}, l_{y_{kp}})$ са съответно координатите на *p*-тия шарнир в *i*-тата и *k*-тата локална координатна система. Уравненията (1) могат да се използват за определянето на положението на всеки един шарнир на разглеждания механизъм.

Шарнирните връзки, участващи в затворената кинематична верига на работното съоръжение се разкъсват [Малиновски и кол., 1980] ($r \Rightarrow r', r''$, където *r* е номера на шарнирната връзка), така че да се получат отворени контури (фиг.2 а). Към всяка от точките образувана в резултат на разкъсването (фиг.2 а) може да се достигне, като се тръгне от опорния шарнир и се мине последователно през няколко контактни точки. Всяка *i*-та точка се свързва с точки номерата на които съвпадат с номерата на шарнирите, разположени в *i*-тото тяло. В резултат се получава дървовидна структура (фиг.2 б).

За определяне на условията на свързаност на шарнирите се въвеждат величините $X_{ij}$ и $Y_{ij}$, които представляват проекциите на разстоянията между шарнири *i* и *j*, принадлежащи на тяло *i*, върху отправната координатна система.




а)




б)

*Фигура 2*

$$\begin{bmatrix} X_{ij} \\ Y_{ij} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_i & -\sin\varphi_i \\ \sin\varphi_i & soc\varphi_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} l_{xij} \\ l_{yij} \end{bmatrix} \qquad (2)$$

Координатите на точки, в които са разсъединени телата се определят от следните изрази:

$$x_{r'} = x_{Or'} + \sum_{i=1}^{n} X_{(ij)'}$$

$$y_{r'} = y_{Or'} + \sum_{i=1}^{n} Y_{(ij)'}$$

$$x_{r''} = x_{0r''} + \sum_{i=1}^{n} X_{(ij)''}$$
$$y_{r''} = y_{0r''} + \sum_{i=1}^{n} Y_{(ij)''} \quad (3)$$

Уравнения (3) представляват условията на свързаност за шарнири с номера от 1 до $m$. За останалите $m$-$n$ разкъсани шарнира (където n е броят на всички шарнири) уравненията се получават като се приравнят координатите на точките $r'$ и $r''$ .

Както се вижда, след разкъсването на $n$-$m$ шарнири ъглите $\varphi_1,...,\varphi_m$, определящи положението на звената се оказват независими.

Определянето на положението на механизма е съпроводено с определянето на т.нар. квадратично разстояние $F(\varphi_1,...,\varphi_m)$ между разединените шарнирни точки а след това и с намирането на неговата първа и втора производна.

$$F(\varphi_1,...,\varphi_m) = \sum_{r=9}^{12} (x_{r'} - x_{r''})^2 + (y_{r'} - y_{r''})^2 \quad (4)$$

Функцията $F(\varphi_1,...,\varphi_m)$е неотрицателна и при значение на ъглите, удовлетворяващи условията за равенство на координатите на точките $r'$ и $r''$ има минимум равен на нула. По такъв начин задачата се свежда до намиране на минимума на функцията $F$ в $m$-мерното пространство на променливите $(\varphi_1,...,\varphi_m)$.

Един ефективен начин за решаване на така поставената оптимизационна задача е прилагането на метода на Нютон, основан на разлагането на функцията в ред на Тейлор, от който се вземат само на първите три члена, и последващо търсене на минимум на получената квадратична форма.. Всъщност за да се намери минимума е необходимо да се реши следната система линейни уравнения:

$$\nabla F + \nabla^2 F \Delta\varphi = 0 \quad (5)$$

където $\nabla F = \left[\frac{\partial F}{\partial \varphi_1} ... \frac{\partial F}{\partial \varphi_m}\right]^T$, $\Delta\varphi = [\Delta\varphi_1 ... \Delta\varphi_m]^T$ и

$$\nabla^2 F = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 F}{\partial \varphi^2_1} & \frac{\partial^2 F}{\partial \varphi_1 \partial \varphi_2} & ... & \frac{\partial^2 F}{\partial \varphi_1 \partial \varphi_m} \\ ... & ... & ... & ... \\ \frac{\partial^2 F}{\partial \varphi_m \partial \varphi_1} & \frac{\partial^2 F}{\partial \varphi_m \partial \varphi_2} & ... & \frac{\partial^2 F}{\partial \varphi^2_m} \end{bmatrix}$$

Решението на система (5) има вида:

$$\Delta\varphi = -\nabla^2 F^{-1} \nabla F \quad (6)$$

***3.Резултати***

За работно съоръжение на реален хидравличен багер Benati 195 RSB е приложена разгледаната по-горе методика и са получени конкретни зависимости за извършване на геометричен анализ на същото. С цел съкращаване на изложението и избягване на ненужни повторения е разгледан само един от общо петте затворени контура на работното съоръжение, а именно този между стрелата, хидроцилиндъра и неподвижната основа:

Координатите на шарнир 9 (фиг. 2) в отправната координатна система се определят от изразите:

$$\begin{bmatrix} x_{9'} \\ y_{9'} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_3 \\ y_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\varphi_3 & -\sin\varphi_3 \\ \sin\varphi_3 & soc\varphi_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} l_{x39} \\ l_{y39} \end{bmatrix}$$
$$\begin{bmatrix} x_{9''} \\ y_{9''} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_8 \\ y_8 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\varphi_8 & -\sin\varphi_8 \\ \sin\varphi_8 & soc\varphi_8 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} l_{x89} \\ l_{y89} \end{bmatrix} \quad (7)$$

където $\begin{bmatrix} X_{39} \\ Y_{39} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_3 & -\sin\varphi_3 \\ \sin\varphi_3 & soc\varphi_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} l_{x39} \\ l_{y39} \end{bmatrix}$ и

$$\begin{bmatrix} X_{89} \\ Y_{89} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_8 & -\sin\varphi_8 \\ \sin\varphi_8 & soc\varphi_8 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} l_{x89} \\ l_{y89} \end{bmatrix}$$

Условието за свързаност е:

$$x_3 + X_{39} = x_8 + X_{89}$$
$$y_3 + Y_{39} = y_8 + Y_{89} \quad (8)$$

След записване на всички условия за свързаност и съставяне на квадратичната функция се определят членовете на вектора $\nabla F$ , които имат вида:

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi_1} = \left[ \left( x_{10'} - x_{10''} \right)\left( -Y_{1,10} \right) + \left( y_{10'} - y_{10''} \right) X_{1,10} \right] +$$
$$+\left[ \left( x_{11'} - x_{11''} \right)\left( -Y_{16} + Y_{14} \right) + \left( y_{11'} - y_{11''} \right)\left( X_{16} - X_{14} \right) \right] +$$
$$+\left[ \left( x_{12'} - x_{12''} \right)\left( -Y_{15} + Y_{16} \right) + \left( y_{12'} - y_{12''} \right)\left( X_{15} - X_{16} \right) \right]$$

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi_2} = \left[ \left( x_{10'} - x_{10''} \right)\left( -Y_{21} \right) + \left( y_{10'} - y_{10''} \right) X_{21} \right]$$

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi_3} = \left[ \left( x_{9'} - x_{9''} \right)\left( -Y_{39} \right) + \left( y_{9'} - y_{9''} \right) X_{39} \right] +$$
$$+\begin{bmatrix} \left( x_{10'} - x_{10''} \right)\left( -Y_{32} + Y_{3,10} \right) + \\ +\left( y_{10'} - y_{10''} \right)\left( X_{32} - X_{3,10} \right) \end{bmatrix}$$

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi_4} = \left[ \left( x_{11'} - x_{11''} \right) Y_{4,11} + \left( y_{11'} - y_{11''} \right)\left( -X_{4,11} \right) \right]$$

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi_5} = \begin{bmatrix} \left( x_{12'} - x_{12''} \right)\left( -Y_{5,12} \right) + \\ +\left( y_{12'} - y_{12''} \right) X_{5,12} \end{bmatrix}$$

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi_6} = \left[ \left( x_{11'} - x_{11''} \right)\left( -Y_{6,11} \right) + \left( y_{11'} - y_{11''} \right) X_{6,11} \right]$$

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi_7} = \left[ \left( x_{12'} - x_{12''} \right) Y_{7,12} + \left( y_{12'} - y_{12''} \right)\left( -Y_{7,12} \right) \right]$$

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi_8} = \left[ \left( x_{9'} - x_{9''} \right) Y_{89} + \left( y_{9'} - y_{9''} \right)\left( -X_{89} \right) \right]$$

Членовете на матрицата на вторите производни $\nabla^2 F$ са както следва::

$$\frac{\partial^2 F}{\partial \varphi_1^2} = 2\left\{ \begin{array}{l} \left[ \left( x_{10''} - x_{10'} \right) X_{1,10} + \left( y_{10''} - y_{10'} \right) Y_{1,10} \right] + \\ +\left[ \left( x_{11''} - x_{11'} \right)\left( X_{16} - X_{14} \right) + \left( y_{11''} - y_{11'} \right)\left( Y_{16} - Y_{14} \right) \right] + \\ +\left[ \left( x_{12''} - x_{12'} \right)\left( X_{15} - X_{16} \right) + \left( y_{12''} - y_{12'} \right)\left( Y_{15} - Y_{16} \right) \right] \end{array} \right\}$$

$$\frac{\partial^2 F}{\partial \varphi_1 \partial \varphi_2} = 2\left[ \left( X_{1,10}.X_{21} \right) + \left( Y_{1,10}.Y_{21} \right) \right]$$

$$\frac{\partial^2 F}{\partial \varphi_1 \partial \varphi_3} = 2\left[ X_{1,10}\left( X_{32} - X_{3,10} \right) + Y_{1,10}\left( Y_{32} - Y_{3,10} \right) \right]$$

$$\frac{\partial^2 F}{\partial \varphi_1 \partial \varphi_4} = 2\left[ \left( X_{16} - X_{14} \right)\left( -X_{4,11} \right) + \left( Y_{16} - Y_{14} \right)\left( -Y_{4,11} \right) \right]$$

$$\frac{\partial^2 F}{\partial \varphi_1 \partial \varphi_5} = 2\left[ \left( X_{15} - X_{16} \right) X_{5,12} + \left( Y_{15} - Y_{16} \right) Y_{5,12} \right]$$

$$\frac{\partial^2 F}{\partial \varphi_1 \partial \varphi_6} = 2\left\{ \begin{array}{l} \left[ \left( X_{16} - X_{14} \right) X_{6,11} + \left( Y_{16} - Y_{14} \right) Y_{6,11} \right] + \\ +\left[ \left( X_{15} - X_{16} \right)\left( -X_{67} \right) + \left( Y_{15} - Y_{16} \right)\left( -Y_{67} \right) \right] \end{array} \right\}$$

$$\frac{\partial^2 F}{\partial \varphi_1 \partial \varphi_7} = 2\left[ \left( X_{15} - X_{16} \right)\left( -X_{7,12} \right) + \left( Y_{15} - Y_{16} \right)\left( -Y_{7,12} \right) \right]$$

$$\frac{\partial^2 F}{\partial \varphi_8 \partial \varphi_3} = 2\left[ \left( -X_{89} \right) X_{39} + \left( -Y_{89} \right) Y_{39} \right]$$

$$\frac{\partial^2 F}{\partial \varphi_8^2} = 2\left\{ \left[ \left( x_{9''} - x_{9'} \right)\left( -X_{89} \right) + \left( y_{9''} - y_{9'} \right)\left( -Y_{89} \right) \right] \right\}$$

Останалите непосочени членове на матрицата са нули.

***4.Изводи***

В резултат на извършените изследвания могат да се направят следните по – важни изводи:

1. Чрез извършено механо – математично моделиране са получени теоретични зависимости за положението на шарнирите на работно съоръжение, което е разгледано като шарнирно – лостов механизъм с отворени и затворени кинематични вериги.

2. Предложена е методика за извършване на геометричен анализ на багерно работно съоръжение.

3. За реално работно съоръжение на хидравличен багер BENATTI 195 RSB е приложена предложената методика и са получени конкретни зависимости за извършване на геометричен анализ на същото.

***Литература:***


1. Малиновский Е. Ю., Зарецки Л. Б., Гайцгори М. М., Беренгард Ю. Г., Частухин Л. М., Гольдин Ю. М. Расчет и проектирование строительнын и дорожных машин на ЭВМ, „Машиностроение”, Москва 1980.

2. De Jalon J., Bayo E. Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems, “Springer – Verlag”, New York 1994.

3. De Luca A., Oriolo G. Trajectory Planning and Control for Planar Robots with Passive Last joint. The International Journal of Robotics Research vol. 21, No. 5-6, May-June 2002.

4.Mitrev R. Position and static force analysis of a backhoe excavating equipment. Budowa maszyn I zarzadzanie produkcia, N8, 2008, Poznan 2008. ISSN 1733-1919.

5. Nikravesh P. E. Computer – Aided Analysis of Mechanical Systems. Prentice Hall, New Jersey 1988.

6. Pandit S. M., Yao Y – X., Hu Z – Q. Dynamics properties of rigid body and supports from vibration measurements. Trans. Of the ASME Journal of Vibratin and Acoustics, July 1994.

Доц.д-р.инж.Веско Панов, Технически университет-София
Инж.Анета Велинова, Технически университет-София

# GEOMETRIC ANALYSIS OF HYDRAULIC EXCAVATOR WORKING TOOL

V.Panov A.Velinova

**Abstract**

A mechanic-mathematical modeling of a typical excavator working tool is performed in the present study. The working tool is examine as a multibody revolute joint mechanism with open and closed cinematic chains. Theoretical dependences for the position of the working tool revolute joins are derived and a method for implementation of geometric analysis is offered. The suggested method is applied on a real working tool for hydraulic excavator BENATTI 195 RSB and concrete dependences applicable for its geometric analysis are obtained.

***Key words:*** *excavator working tool,geometric analysis, close cinematic chains*

Assoc.prof.Vesko Panov, PhD, Technical University-Sofia
Eng.Aneta Velinova, Technical University-Sofia

# МЕХАНО-МАТЕМАТИЧНО МОДЕЛИРАНЕ НА ХОРИЗОНТАЛНОТО ДВИЖЕНИЕ НА ТРАНСМАНИПУЛАТОР С НЕУПРАВЛЯЕМО ЕЛЕКТРОЗАДВИЖВАНЕ

Росен Митрев Стефан Калинков Георги Ружеков
rosenm@tu-sofia.bg stefan@acaegroup.com rouzhekov@hotmail.com

*В работата е предложен механо-математичен модел на трансманипулатор с неуправляемо електроздавижване на механизма за пътуване, позволяващ изследване на кинематичните и динамичните параметри при движение в хоризонтално направление с отчитане на движението на товара по височина. Предложени са и двумасов динамичен модел на трансманипулатор при удар в буфер и едномасов динамичен модел при удар на колоната в препятствие. Чрез числени решения на системите диференциални уравнения, описващи движението на елементите на механичната система, са получени кинематичните и динамичните характеристики на серийно произвеждан трансманипулатор двускоростно нерегулируемо електрозадвижване.*

***Ключови думи:*** *трансманипулатор, хоризонтално движение, неуправляемо електрозадвижване*

## *1. Въведение в проблема и цел на работата*

Трансманипулаторите са специализирани високопроизводителни машини с циклично действие, предназначени за обслужване на високостелажни складови стопанства в прозводствената, фармацевтичната, хранително-вкусовата и др. сфери.

Движения на основните механизми на машината са източник на динамични въздействия. Като се има предвид твърдото окачване на товара, решаващи за динамиката на машината при движение в хоризонтално направление (по дължина на коридора) и нейните технико-икономически параметри са динамичните натоварвания от механизма за пътуване. От значение са видът на задвижването, системата за пускане и управление, видът и структурата на кинематичната верига, конструктивните решения на механизмите.

Известни са публикации на български и чуждестранни автори, свързани с хоризонталното движение на трансманипулаторите и свързаните с него изследователски проблеми. Работите, насочени към механо-математичното моделиране на трансманипулатори, не са много, като това са предимно фирмени разработки, не предназначени за широка аудитория. За извършване на предварителни якостни, кинематични и динамични пресмятания на трансманипулатори най-често се използват методи, общи за различни по предназначението си товароподемни машини, поради еднаквите изчислителни схеми, към които те се привеждат. В работите [2, 4, 5, 6, 10, 11, 12, 14,15,] са предложени и разработени механо-математични модели с различна степен на сложност и идеализация на различни по вида си трансманипулатори. Работите [2, 6, 9, 13, 14] са посветени на експерименталното изследване на трансманипулатори. Най-често, експерименталните изследвания обхващат механизмите и металната конструкция, като се изследват предимно преходните процеси в тях. В повечето случаи основната цел на експерименталното изследване е да се определи степента на съвпадение между пресметнатите и действителните динамични характеристики. Значително внимание се отделя на проблема за намаляване на трептенията в работния орган. В работите [1, 5,14] са разгледани различни методи и средства за намаляване на трептенията на товара и намаляване на времето за затихване на трептенията на колоната след спиране.

Анализът на публикуваните изследвания показва, че често в един динамичен модел се комбинират динамични модели на различните механизми на трансманипулатора. Най-често взаимодействие между различните механизми не съществува (например между механизма за пътуване и механизма за подем) което позволява те да се изследват поотделно посредством опростени динамични модели. Също така, динамичен модел, състоящ се от точкови маси с достатъчна за целите на настоящата работа точност отразява динамичното поведение на механичната система.

Въз основа на извършеното литературно проучване и практическата нужда се формулира целта на настоящата работа: *да се предложи и разработи механо-математичен модел на трансманипулатор с нерегулируемо електрозадвижване, позволяващ изследване на кинематичните и динамичните параметри при движение в хоризонтално направление с отчитане на движението на товара по височина.*

## *2.Механо-математичен модел на трансманипулатор*

За целите на управлението и изследване на динамичните процеси в механичната система посредством механизъм за пътуване е предложен дискретен двумасов динамичен модел на трансманипулатор с 2 степени на свобода, показан на фиг.1. В предложения модел движението на товара по височина на колоната е кинематично определено, като изминатия път по височината ѝ се задава чрез подходяща функция на времето или други параметри. Това позволява да се отчетат инерционните, кориолисовите и центробежните сили от движението на товара по височина на колоната. Еластичността на колоната е представена посредством идеализиран еластичен елемент, притежаващ ъглови еластодемпфиращи параметри $c_\varphi$ и $b_\varphi$, пресметнати по изложената в [3] методика. Означенията в динамичния модел на фиг. 1 са следните: 1-точкова маса, състояща се от масата на опорната рама и добавената към нея част от масата на колоната; 2 – точкова маса, представяща товара и добавената към нея част от масата на колоната; 3- еластодемпфиращ елемент, репрезентиращ еластичните и дисипативните характеристики на колоната. Параметрите $c_\varphi$ и $b_\varphi$ са променливи и са зададени като функция на височината на колоната.

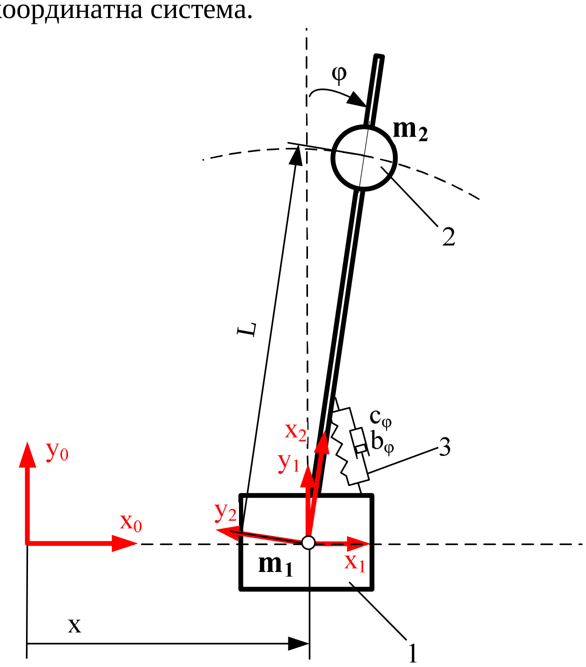
### *2.1 Обобщени координати*

В предложения динамичен модел към всяка точкова маса е свързана локална координатна система $(XY)_j$ $(j=1,2)$. Оста $X_1$ на координатната система $(XY)_1$ е насочена по посока на движение на трансманипулатора, а оста $X_2$ на кординатната система $(XY)_2$ е насочена по височина на портала. Нейният наклон спрямо вертикалата представлява ъгълът на отклонение на товара от вертикалата. Отправната координатна система $(XY)_0$ е неподвижна, а оста ѝ $X_0$ е насочена по посока на движение на трансманипулатора.

За посоченото разположение на локалните $(XY)_j$ и отправната $(XY)_0$ координатни системи, векторът на обобщените координати, които отчитаме от равновесното положение на системата, има следният вид:

$$\{q\} = \{x \;\; \varphi\}^T \qquad (1)$$

където чрез $x$ е означено линейното преместване на началото на локалната координатна система $(XY)_1$ спрямо неподвижната координатна система, а чрез $\varphi$ е означено ъгловото преместване на масата $m_2$ спрямо вертикалната ос на неподвижната координатна система.




*фигура 1. Динамичен модел на трансманипулатор с две степени на свобода*

Векторите на обобщените скорости и обобщените ускорения имат вида (2) и (2) съответно.

$$\{\dot{q}\} = \{\dot{x} \;\; \dot{\varphi}\}^T \qquad (2)$$

$$\{\ddot{q}\} = \{\ddot{x} \;\; \ddot{\varphi}\}^T \qquad (3)$$

### *2.2 Трансформационни матрици*

Преходът между съседните координатните системи $(XY)_{i-1}$ и $(XY)_i$ се извършва посредством трансформационна матрица $[T]_{i-1,i}$, отчитаща ротациите и транслациите на координатните системи една спрямо друга.

Матриците на прехода за разглеждания динамичен модел имат вида:

- за матрицата на преход между нулевата и първата координатни системи $[T]_{0,1}$ – чиста транслация:

$$[T]_{0,1}=\begin{bmatrix}1 & 0 & x\\ 0 & 1 & 0\\ 0 & 0 & 1\end{bmatrix} \quad (4)$$

- за матрицата на преход между първата и втората координатни системи $[T]_{1,2}$ при отчитане на факта, че ъгълът на завъртане между тях е допълнение до $90^0$ на ъгъла $\varphi$ – чиста ротация:

$$[T]_{1,2}=\begin{bmatrix}\sin\varphi & -\cos\varphi & 0\\ \cos\varphi & \sin\varphi & 0\\ 0 & 0 & 1\end{bmatrix} \quad (5)$$

Чрез умножаването на матриците (4) и (5) се получава матрицата на преход между нулевата и втората координатни системи $[T]_{0,2}$:

$$[T]_{0,2}=\begin{bmatrix}\sin\varphi & -\cos\varphi & x\\ \cos\varphi & \sin\varphi & 0\\ 0 & 0 & 1\end{bmatrix} \quad (6)$$

### *2.3 Система диференциални уравнения, описваща движенията на елементите на механичната система*

Диференциалните уравнения, описващи движенията на елементите на механичната система са получени чрез заместване на аналитични изрази за потенциалната $П$, кинетичната $T$, енергията на разсейването $\Phi$ и на обобщените сили $Q$ в уравнението на Лагранж от втори род:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_m}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_m}+\frac{\partial П}{\partial q_m}+\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_m}=Q_m, m=1,2 \quad (7)$$

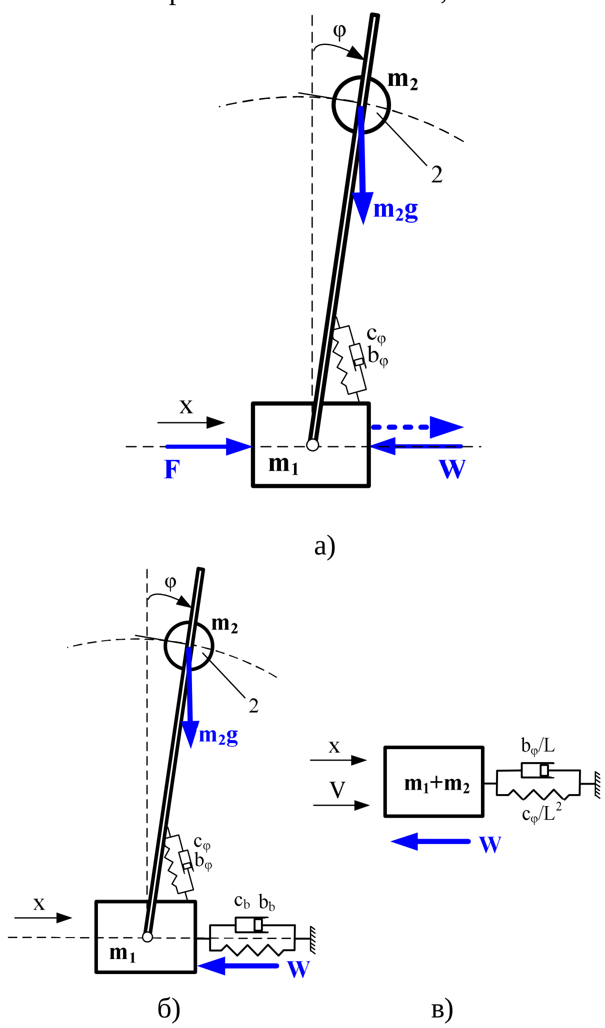
Получената след извършване на необходимите действия в (7) система диференциални уравнения се представя в следния матричен вид:

$$[M]\{\ddot{q}\}+[B]\{\dot{q}\}+[C]\{q\}+\{N\}=\{Q\} \quad (8)$$

където са въведени следните означения: $[M]$ – масова матрица на механичната система с коефициенти отчитащи геометричните и масово-инерционните свойства, размерност 2x2; $[C]$ – еластична матрица на механичната система с коефициенти отчитащи еластичните характеристики, размерност 2x2; $[B]$ – демпфираща матрица на механичната система с коефициенти отчитащи демпфиращите характеристики на системата, размерност 2x2; $\{Q\}$ – вектор на обобщените сили, размерност 2x1; $\{N\}$ –вектор, формиран от кориолисовите, центробежните и инерционните сили, действащи върху масата $m_2$, размерност 2x1.

За практиката на изследването, проектирането и експлоатацията на трансманипулаторите са характерни следните случаи, характеризиращи се както с различни силови въздействия, така и с различни динамични модели, показани на фиг.2:

1) Потегляне на трансманипулатора – фиг.2а). В този случай двигателната $F$ и съпротивителната $W$ сили имат противоположни посоки;



*фигура 2. Динамични модели на трансманипулатор за характерни случаи: а) пускане и спиране; б) удар в буфер; в) удар на колоната в препятствие*

2) Спиране на трансманипулатора – фиг.2.11а). В този случай спирачната $F_{sp}$ и съпротивителната $W$ сили имат една и съща посока;

3) Удар в буфер –фиг.2б). В този случай се приема, че крайните изключватели са сработили, тяговото и спирачното усилие са нулеви. Коефициентите на еластичност и демпфиране на буфера са съответно $c_b$ и $b_b$, а скоростта на съударение е известна и е равна на скоростта на машината в началото на удара;

4) Удар на колоната в препятствие – фиг.2в). В този случай системата се привежда към едномасов динамичен модел.

В случаите 1) и 2) законите на промяна на двигателната и спирачната сили зависят от естествените или изкуствените механични характеристики на двигателя и спирачката съответно. Техническите и технико-икономическите параметри на трансманипулатора се определят предимно от кинематичните и динамичните характеристики на машината при движение при първите два случая – пускане и спиране, като в зависимост от целта на изследването може да се разглежда или движението на товара по колоната или негово конкретно положение по височината й. Случаите 3) и 4) не са типични за нормалната експлоатация на машината, а са аварийни и служат за оценка на максималните динамични натоварвания в конструкцията и въздействието им върху товара. Най-голямо натоварване на конструкцията при случай 3) се получава при максимална височина на товара, а при случай 4) при най-ниско разположение на товара.

### *2.3.1 Потенциална енергия на механичната система*

Както е известно, потенциалната енергия на системата ***П*** при малки трептения на системата в околността на равновесното й положение е хомогенна квадратична форма на обобщените координати $q_i$, а именно:

$$\Pi(q_1 ... q_m) = \frac{1}{2}\sum_{i,k=1}^{m} c_{i,k} q_i q_k , m = 1,2 \qquad (9)$$

В (9) чрез $c_{i,k}$ са означени квазиеластичните коефициенти на механичната система. Потенциалната енергия ***П*** на системата се формира от потенциалната енергия на деформацията на еластичните елементи $\boldsymbol{\Pi_c}$ и потенциалната енергия от теглото на масата $m_2$ - $\boldsymbol{\Pi_G}$.

При линейна зависимост между момента *M(φ)* в еластичния елемент и деформацията му, потенциалната енергия се определя чрез израза:

$$\Pi_{el.\varphi} = \frac{1}{2} c_\varphi \varphi^2 \qquad (10)$$

където чрез $c_\varphi$ е означен ъгловият коефициент на еластичност на еластодемпфиращият елемент.

За случая на удар в буфер, към изразът (10) е необходимо да се добави и потенциалната енергия от деформацията на буфера:

$$\Pi_{el.b} = \frac{1}{2} c_b x^2 \qquad (11)$$

При удар на колоната в препятствие, потенциалната енергия от деформацията на колоната е:

$$\Pi_{el.priv} = \frac{1}{2}\frac{c_\varphi}{L^2} x^2 \qquad (12)$$

Потенциалната енергия на теглото на масата $m_2$ се поражда от промяната на височината на масата вследствие ротационното й движение и има следният вид:

$$\Pi_G = -m_2 g L(1-\cos\varphi) \qquad (13)$$

Потенциална енергия на системата ***П*** представлява сума от потенциалните енергии на елементите на системата за всеки от разглежданите случаи и има вид (14) за случаи 1) и 2), (15) за случаи 3) и (16) за случай 4):

$$\Pi = \frac{1}{2} c_\varphi \varphi^2 - m_2 g L(1-\cos\varphi) \qquad (14)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} c_\varphi \varphi^2 + \frac{1}{2} c_b x^2 - m_2 g L(1-\cos\varphi) \qquad (15)$$

$$\Pi = \frac{1}{2}\frac{c_\varphi}{L^2} x^2 \qquad (16)$$

### *2.3.2 Кинетичната енергия на системата*

Кинетичната енергия на системата при малки трептения в околността на равновесното й положение е квадратична форма на обобщените скорости и се определя от израза:

$$T = \frac{1}{2}\sum_{i,k=1}^{n} m_{i,k} \dot{q}_i \dot{q}_k \qquad (17)$$

Кинетичната енергия на механичната система е:

$$T = \sum_{j=1}^{n} T_j \quad n = 1,2 \qquad (18)$$

Кинетичната енергия на маса $m_j$ се определя по следната зависимост:

$$T_j = \frac{1}{2} m_j V_j^2 \qquad (19)$$

където чрез $V_j$ е означена линейната скорост на маса $m_j$, изразена в неподвижната координатна система. Линейните скорости на масите се получават след диференциране спрямо времето на съответните позиционни вектори, описващи положението на масите в неподвижната координатна система. Скоростите на двете маси $\{V_{10}\}$ и $\{V_{20}\}$ в неподвижната координатна система са:

$$\{V_{10}\} = \{\dot{x} \quad 0 \quad 1\}^T \qquad (20)$$

$$\{V_{20}\} = \begin{Bmatrix} L(t)\cos\varphi\dot{\varphi} + \dot{L}(t)\sin\varphi + \dot{x} \\ -L(t)\sin\varphi\dot{\varphi} + \dot{L}(t)\cos\varphi \\ 0 \end{Bmatrix} \qquad (21)$$

В (21) чрез $L(t)$ е означен общият вид на закона на движение на товара по височина на колоната.

Заместването на (20) и (21) в (19) води до получаване на следните изрази за кинетичните енергии на масите:

$$T_1 = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}^2 \qquad (22)$$

$$\begin{aligned} T_2 = \frac{1}{2} m_2 (L(t)\cos\varphi\dot{\varphi} + \dot{L}(t)\sin\varphi + \dot{x})^2 + \\ + \frac{1}{2} m_2 (-L(t)\sin\varphi\dot{\varphi} + \dot{L}(t)\cos\varphi)^2 \end{aligned} \qquad (23)$$

Кинетичната енергия на механичната система за случаите на потегляне, спиране и удар в буфер се определя като сума на (22) и (23). Тъй като случаят на удар на колоната в препятствие се описва с едномасов динамичен модел с една степен на свобода, то кинетичната енергия на системата в този случай е:

$$T = \frac{1}{2}(m_1 + m_2)\dot{x}^2 \qquad (24)$$

### *2.3.3 Енергия на разсейване на механичната система*

Енергията на разсейването на системата *Ф*, записана в матричен вид е:

$$\Phi = \frac{1}{2}\dot{q}^T B \dot{q} \qquad (25)$$

В предложените динамични модели разсейване на енергията се извършва единствено в еластодемпфиращите елементи. Тъй като математическите изрази за потенциалната енергия на еластичните елементи и енергията на разсейването *Ф* имат еднаква структура, то изразът за *Ф* се посредством формална замяна на *"c"* с *"b"* и на "$\varphi$" или *"x"* с "$\dot{\varphi}$" или "$\dot{x}$" в изразите за потенциалната енергия за съответния случай.

След заместване на получените аналитични изрази за потенциалната, кинетичната и енергията на разсейване в уравненията на Лагранж от втори род и извършване на необходимите действия се получава системата диференциални уравнения, описваща движенията на елементите на механичната система. Матриците *[M]*,*[C]* и *[B]* придобиват конкретен вид за различните случаи:

- масовата матрица:

за случай 1) и 2) и 3) :

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 + m_2 & m_2\cos\varphi L \\ m_2\cos\varphi L & m_2 L^2 \end{bmatrix} \qquad (26)$$

за случай 4)

$$[M] = m_1 + m_2 \qquad (27)$$

- матрицата на еластичностите:

за случай 1) и 2):

$$[C] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & c_\varphi \end{bmatrix} \qquad (28)$$

за случай 3):

$$[C] = \begin{bmatrix} c_b & 0 \\ 0 & c_\varphi \end{bmatrix} \qquad (29)$$

за случай 4):

$$[C] = \frac{c_\varphi}{L^2} \qquad (30)$$

Векторът *{N}*, отразяващ действието на кориолисовите, центробежните и инерционните сили, има следният вид:

$$\{N\} = \begin{Bmatrix} m_2(\ddot{L}\sin\varphi - \sin\varphi\dot{\varphi}^2 L + 2\cos\varphi\dot{\varphi}\dot{L}) \\ 2m_2\dot{L}\dot{\varphi}L \end{Bmatrix} \qquad (31)$$

### *2.3.4 Вектор на обобщените сили*

Векторът на обобщените сили *{Q}* се формира от приложените към механичната система силови въздействия. Отделните му компоненти са определени посредством метода на виртуалната работа. В зависимост от изследвания случай, векторът на обобщените сили има следният вид:

а) при потегляне на трансманипулатора:

$$\{Q\} = \begin{Bmatrix} F_{dv} - W sign(\dot{x}) \\ m_2 g \sin\varphi L \end{Bmatrix} \qquad (32)$$

б) при спиране на трансманипулатора:

$$\{Q\} = \begin{Bmatrix} -F_{sp} - W sign(\dot{x}) \\ m_2 g \sin\varphi L \end{Bmatrix} \tag{33}$$

в) при удар в буфер се приема, че крайните изключватели са сработили и задвижващата сила е равна на нула:

$$\{Q\} = \begin{Bmatrix} -W sign(\dot{x}) \\ m_2 g \sin\varphi L \end{Bmatrix} \tag{34}$$

г) при удар на колоната в препятствие:

$$\{Q\} = -W sign(\dot{x}) \tag{35}$$

### *2.4 Числени решения на системите диференциални уравнения*

Поради нелинейния характер на диференциалните уравнения (8) са извършени решения чрез числени методи. В настоящата работа е изплзван методът на Рунге-Кута от четвърти ред с подходящо подбрана фиксирана стъпка. Числените решения са извършени с параметрите на реално съществуващ, серийно произвеждан трансманипулатор. Разглежданият трансманипулатор се задвижва от два асинхронни телферни двускоростни електродвигателя с конусен кафезен ротор и вградена спирачка, модел КП 2009 24/4 СТЗ „Васил Коларов". Двускоростният електродвигател позволява различни варианти на реализация на използване на работните скорости на трансманипулатора и техните комбинации, всеки от които намира своето приложение в определни случаи. За оценка на максималните амплитуди на разлюляване на товара и максималните динамични натоварвания в кинематичната верига при процесите на потегляне и спиране на машината е необходимо да се изследват параметрите на машината при следните случаи: а) потегляне на основна скорост; б) потегляне на микроскорост с последващо превключване на основна скорост; в) потегляне на микроскорост; г) спиране със спирачка при движение на основна скорост; д) спиране със спирачка при движение на микроскорост; е) превключване от основна към микроскорост преди спиране. Кинематичните и динамичните параметри на машината в изброените случаи също така зависят от разположението на товара по височина на колоната и скоростта му на движение. Реалните технологични процеси по транспортиране на товарите са комбинация от изброените по-горе случаи. Изследване на характеристиките на системата е извършено за характерните за експлоатацията на трансманипулаторите процеси на потегляне и спиране.

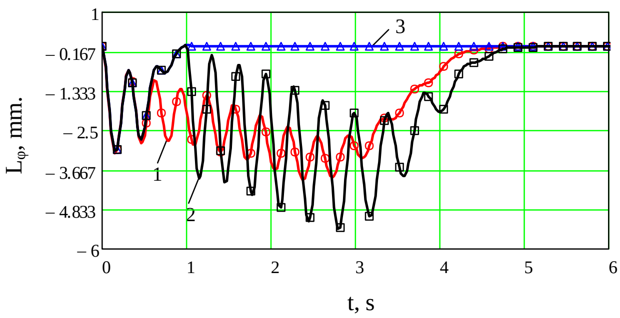
### *2.4.1 Потегляне на трансманипулатора*

За процесите на потегляне на трансманипулатора са характерни няколко случая относно разположението на товара и използваната характеристика на задвижващия електродвигател.

- Потегляне с движение на товара нагоре от минимална височина $L_0$.Частен на този случай е случаят на потегляне с неподвижен товар, разположен на минимална височина.
- Потегляне с движение на товара надолу от максимална височина. Частен на този случай е случаят на потегляне с неподвижен товар, разположен на максимална височина.

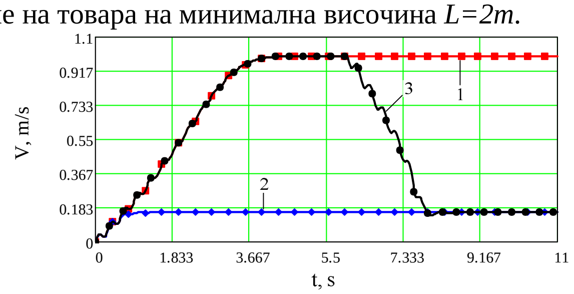
На фиг.3 е показано линейното отклонение на товара за потегляне с движение на товара нагоре от минимална височина. Въведени са следните означения: 1- потегляне и движение на основна скорост; 2-потегляне на микроскорост с превключване и движение на основна скорост; 3-потегляне и движение на микроскорост.

Пусковите процеси са с различна продължителност за случаи 1) и 2) - около 5s., за случай 3)- около 1s. И в трите случая пусковите процеси се характеризират с интензивно разлюляване на товара, като най-големи амплитуди на трептене се наблюдават в случай 2). Очевидно е, че причина за това е преминаването от микроскорост към основна скорост. Максималните амплитуди на трептене са в рамките на 5mm., което не влияе значително върху кинематичните и технико-икономическите показатели на машината, най-вече точността на позициониране. Амплитудата на трептене е една и съща и в трите случая за интервал от време 0-0.6s.

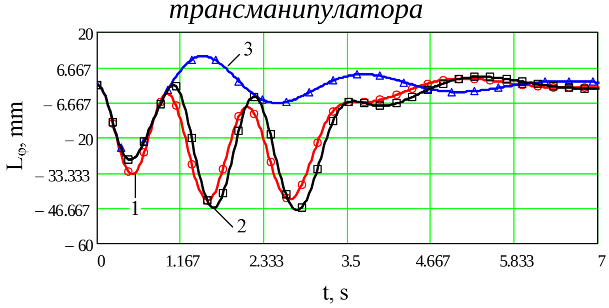



*фигура 3. Линейно отклонение на товара при потегляне с движение на товара нагоре от минимална височина при $m_2$=7000kg.*

На фиг.4 са представени скоростни диаграми при:1) потегляне и движение на основна скорост; 2) потегляне и движение на микроскорост; 3) потегляне и движение на основна скорост с последващо превключване и движение на микроскорост. Графиките на фиг.4 са получени при разположение на товара на минимална височина *L=2m*.




*фигура 4. Скоростни диаграми на движението на трансманипулатора*




*фигура 5. Линейно отклонение на товара при потегляне с движение на товара надолу от максимална височина при $m_2$=7000kg,*

На фиг.5 е показана амплитудата на трептене на товара за разглеждания случай при потегляне с движение на товара надолу от максимална височина. Амплитудата на трептене на товара е значително по-висока от предишния случай и е с максимална стойност 47mm. (около 10 пъти по-голяма от предишният случай), а честотата на трептене е по-ниска. Значителни разлики между случай 1) и случай 2) не се наблюдават за целия процес на потегляне.

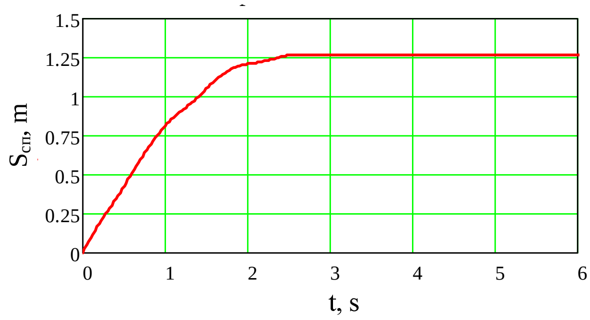
### *2.4.2 Спиране на трансманипулатора*

Кинематичните и динамичните параметри на спирачните процеси на трансманипулатора влияят предимно върху точността на спиране на трансманипулатора пред съответната клетка на високостелажния склад, продължителността и амплитудата на затихващите трептения на колоната. При оценка на параметрите на спирачните процеси са важни следните характерни случаи:

- Спиране със спирачка при движение на основна скорост;
- Спиране със спирачка при движение на микроскорост.

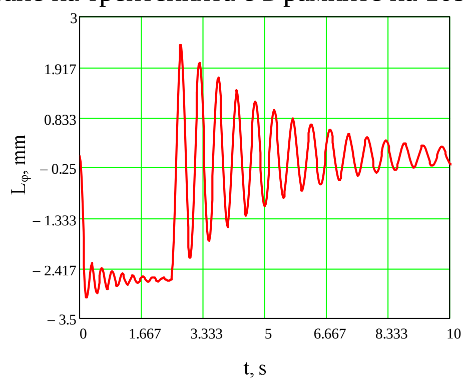
Изследва се случаят на спиране посредством вградените в електродвигателите спирачки, като за целта спирачният момент е приведен към линейната координата *x*.

На фиг.6 е показан законът за изменение на изминатият път при спиране при движение на машината на основна скорост *V=1m/s*. Спирачният път $S_{сп.}$ е около 1.27m, а времето за спиране е 2.47s.

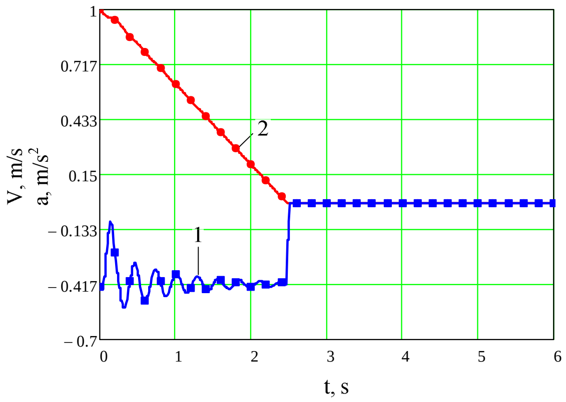



*фигура 6. Закон за изменение на изминатият път при спиране при движение на основна скорост V=1m/s*

На фиг.7а) е показано разлюляването на товара при спиране от основна скорост. На представената графика ясно се открояват два участъка: 1) участък с времетраене равно на времето за спиране 0-2.47s.; 2) участък t>2.47s. Първият участък се характеризира със затихващи трептения (поради наличието на демпфиране в металната конструкция) и трептене около средно положение, различно от нула. Вторият участък съответства на затихващите трептения след пълното спиране на трансманипулатора. За разглежданите числени параметри на механичната система времето за пълно затихване на трептенията е в рамките на 10s.




а)




б)

*фигура 7. Разлюляване на товара а) и закони за промяна на скоростта и ускорението на маса $m_1$, 1-ускорение, 2-скорост*

На фиг. 7б) са показани скоростта и ускорението на маса $m_1$ по време на спирачните процеси. Графиката на скоростта е приблизително линейна, а на ускорението има трептелив затихващ характер като максималното ускорение е в границите на допустимото от гледна точка на приплъзване на ходовите колела.

***3. Изводи***

Анализът на извършените изследвания позволява да бъдат направени следните изводи:

3.1 Предложен и разработен е механо-математичен модел на трансманипулатор с нерегулируемо електрозадвижване, позволяващ изследване на кинематичните и динамичните параметри на машината при движение в хоризонтално направление при пускови и спирачни процеси при отчитане на движението на товара.

3.2 Механо-математичният модел на трансманипуалтора е подходящ за изследване на пусковите и спирачните процеси и позволява да се анализират и оптимизират съществуващи и синтезират нови перспективни конструкции на трансманипулатори;

3.3 Извършени са числени решения на системите диференциални уравнения, описващи движението на елементите на механичната система на серийно произвеждам трансманипулатор и е извършен анализ на влиянието на параметрите на механичната система върхи кинематичните и динамичните характеристики на трансманипулатора.

***Литература:***

[1] Григоров Б., Грънчаров Е. Моделиране на управляем спирачен процес на трансманипулатор. Известия на ТУ-София, т.44, кн.1, 1989г.

[2] Григоров Б., Илиев Г., Страшников И., Иванов А. Исследование и оптимизация динамических процессов одноколонного стелажного крана штабелера. Internacionalni naucno-stucni simpozijum "Tehnika zeleznichkih vozila", Nish, 1996.

[3] Митрев Р. Подход за редукция на система с разпределена маса към система с една степен на свобода при запазване на енергетичната и масовата еквивалентност. Механика на машините, бр.78, стр.30-35.

[4] Один М. Инженерние задачи расчета крановых металоконструкции. Москва, Машиностроение, 1972.

[5] Петков Г., Хлебаров Ж., Проданов М., Караиванов П., Христов Х. Динамика на трансманипулатори. Методика за основни пресмятания.Договор N 445/72г. НИС-ВМЕИ "Ленин"., София, 1974.

[6] Петков Г., Караиванов П., Проданов М., Карабаджаков П., Кишкилов В. Експериментално изследване на трансманипулатори. Методика за основни пресмятания.Договор N 445/72г. НИС-ВМЕИ "Ленин"., София, 1974.

[7] Петков Г., Караиванов П., Проданов М., Карабаджаков П., Кишкилов В. Предварителни измервания на трансманипулатори. Методика за основни пресмятания.Договор N 445/72г. НИС-ВМЕИ "Ленин"., София, 1974.

[8] Петков Г., Хлебаров Ж., Проданов М., Караиванов П., Христов Х. Динамика на щабел-кранове. Методика за основни пресмятания.Договор N 455/72г. НИС-ВМЕИ "Ленин"., София, 1974

[9] Петков Г., Хлебаров Ж., Проданов М., Караиванов П.,Карабаджаков. Изследване на трансманипулатори. Национална научно-техническа конференция "Проблеми на складовото стопанство", София, 10-12 декември, 1973г

[10] Проданов М. Относно избора на основни размери на опорните системи на стоящи трансманипулатори. Машинистроене, октомври 1975.стр.423-425

[11] Спасов В., Григоров Б. Математическо изследване динамиката на четириколонен трансманипулатор. Машиностроене, септември -октомври, 1996.ISSN 0025-445X.

[12] Суторихин В. Расчет металоконструкции кранов с жесткой подвеской груза в период пуска и торможения. Сб. "Пути технического развития кранових метллоконструкции", Москва, Труди ВНИИП-ТМАШ, 1976

[13] Jovanovic M., Jovanovic S. Dinamicka ispitvanja regalne dizalice FMK"14 Oktobar" Krushevac. Mash. Fakultet Nish, 1996.

[14] Jovanovic M., Mijajlovic R., Marinkovic Z., Mijajlovic D., Dordevic T. The influence of dynamical eigenvalue to quality positioning of storage crane. XIV International Conference of material handling and warehousing. University of Belgrade, Faculty of mechanical engineering, Materials handling institute, 11-12 Dec. 1996.

[15] Spassov V. Investigation of the dynamic loading of stacker cranes for long materials. International colloquium of material handling research. Holland, 1996

Гл.ас.д-р.инж. Росен Митрев, Технически университет-София
Гл.ас.д-р.инж.Георги Ружеков, Технически университет-София
Инж.Стефан Калинков, Технически университет-София

## MECHANO-MATHEMATICAL MODELLING OF THE HORIZONTAL MOTION OF ELEVATING TRANSFER VEHICLE WITH UNCONTROLLED ELECTRIC MOTOR OF THE TRAVEL MECHANISM

R.Mitrev S.Kalinkov G.Ruzhekov

**Abstract**

In the present work is suggested and developed a mechano-mathematical model of elevating transfer vehicle. By means of this model a study of the kinematical and dynamical parameters of the horizontal motion of the elevating transfer vehicle can be performed. Also the motion of the payload along the carrying frame is considered. Two other dynamical models are suggested – a two mass two degree of freedom dynamical model for study of the impact in the buffer and one mass one degree of freedom dynamical model for the study of impact of the carrying frame in obstacle. Numerical solutions of the system of differential equations are performed and kinematical and dynamical parameters of the elevating transfer vehicle, driven by a two speed motor are obtained.

***Keywords****: elevating transfer vehicle, horizontal motion, uncontrolled electric motor*

Assist.prof.Rosen Mitrev,PhD Technical University-Sofia
Eng.Stefan Kalinkov, Technical University-Sofia
Assist.prof.Georgi Ruzhekov,PhD Technical University-Sofia

# ОПТИМАЛНО УПРАВЛЕНИЕ НА ПРОЦЕСА ТРОШЕНЕ ПРИ УДАРНО-ОТРАЖАТЕЛНА ТРОШАЧКА

Лъчезар Лазов Емил Асенов
lcho@mail.bg emil_assenov@yahoo.com

*В тази статия се описва метод за определяне на технологичните параметри и режимите на работа на ударно-отражателна трошачка /УОТ/. Основната цел е постигането на числени стойности за работните параметри на трошачката (обороти и модул), които осигуряват оптималната ѝ работа. За постигането на тази цел бе изследвано влиянието на работните параметри върху зърнометричния състав и бяха дефинирани нови технологични параметри, като процентна производителност на УОТ в определен целеви клас.*

**Ключови думи:** *ударно-отражателна трошачка, зърнометрични характеристики, производителност*

## *1.Увод.*

Трошенето е един от основните процеси при добива на инертни материали за нуждите на пътното и гражданското строителство както и в минно-обогатителната промишленост. Централното място на трошенето се дължи главно на две причини, това е един от най-енергопоглъщащите процеси и стои в основата на целия производствен процес на инертни материали. В изграждането на трошачно-пресевни инсталации според [5] се налага тенденцията за етапа на едро трошене да се използва челюстна трошачка, а за етапите на средното и дребно трошене да се използват конусни и ударно-отражателни трошачки /УОТ/. Повишените изисквания към характеристиките на насипните материали използвани в пътното и железопътно строителство (EN 933-3, EN 933-4 по рано DIN 52114), както и изискванията за намалена консумация на енергия са предпоставка за все по широкото навлизане на УОТ. Съвременните конструкции на УОТ предназначени за мобилни трошачно-пресевни инсталации се характеризират с хидравлично задвижване на ротора, което позволява прецизно контролиране на оборотите му от бордовия компютър на инсталацията, както и промяна на модула на трошачката при сервизното и обслужване.

## *2.Теоретична обосновка.*

От изложеното по-горе става ясно, че от ефективната работа на трошачната машина зависи ефективността на целия комплекс. За базова оценка за ефективността на машината може да послужи нейната производителност и разхода и на енергия [5], но в зависимост от търсенето на пазара и в предвид съвременните изисквания към натрошените материали за ефективността на работата от голямо значение е и зърнометричния състав на готовия продукт. Основни теоретични зависимости за описание на характеристиките на зърнометричния състав са дадени в [1], като в зависимост от начина на взимане на пробите се дефинират два вида характеристики наречени зърнометрични характеристики по плюс $W(x)$ и по минус $W'(x)$. Характеристики по плюс са тези, които отчитат количеството на надситовия продукт, а по минус отчитат количеството на подситовия продукт. Връзката между тези характеристики е:

$$W(x) = 100 - W'(x); \qquad (1)$$

За нуждите на теоретико-експерименталните изследвания на зърнометричните показатели на минералните материали е необходимо да се намерят математични модели, които ги описват с висока степен на достоверност, като същевременно дават възможност за изследване на влиянието на работните параметри върху тези характеристики. Известни са експериментални изследвания [3,4], третиращи зърнометричната подготовка на минералните материали, в които са разгледани някои видове функции подходящи за тази цел, като особено подходящо за нуждите на настоящото изследване се оказва експоненциално разпределение имащо вида:

$$W(x) = a.e^{-b.x} \qquad (2)$$

Чрез него може да се апроксимира характеристиката по плюс. За конкретния случай целесъобразно е коефициента *a* да приеме конкретна стойност 100. Причината за това е, че не се отстраняват класове от взетите проби и така окончателният математичен модел за апроксимация на зърнометричните характеристики по плюс добива вида:

$$W(x) = 100.e^{-b.x} \qquad (3)$$

Голямото предимство на този модел е очакваното високо ниво на прогнозиране и наличието само на един коефициент от който зависи формата на характеристиката. При използването на модела от ур.(3) могат да се дефинират три нови технологични показателя, а това са производителност на трошачката в целеви клас $\Pi_C$, производителност под долната граница на целеви клас $\Pi_B$, и производителност над горната граница на целеви клас $\Pi_A$. Ако границите на целевия клас са $+d_1$ $-d_2$, то тези три показателя се дефинират чрез следните уравнения:

$$\Pi_C = 100.(e^{-b\,d_1} - e^{-b\,d_2}) \qquad (4)$$

$$\Pi_B = 100.(1 - e^{-b\,d_1}) \qquad (5)$$

$$\Pi_A = 100.e^{-b\,d_2} \qquad (6)$$

Като управляеми фактори за нуждите на това изследване са избрани оборотите на ротора на трошачката ***n*** и броя на чуковете върху ротора *z*.

За намиране на целевите стойности на работните параметри е необходимо да се създаде математичен модел за коефициента *b(n,z)*. Подходящи за случая е модела представен с:

$$b = y_0 + y_1.n + y_2.z + y_3.n.z + y_4.n^2 + y_5.z^2 \qquad (7)$$

Изследванията бяха проведени върху лабораторен образец на УОТ. Изменението на оборотите на ротора бе на три нива, а именно 889, 1106 и 1322 [$min^{-1}$]. Това се постигаше чрез смяна на ремъчната шайба на ротора, като този параметър може да заема всички междинни стойности в работния интервал. В реални условия този параметър се изменя в зависимост от задвижването на ротора, като тази промяна може да бъде степенна, при задвижване чрез ремъчна шайба или безстепенна, при задвижване на ротора чрез хидромотор. Броя на чуковете върху ротора се изменяше на две нива, а именно 2 и 4, като този параметър не може да заема произволни стойности, а само цели положителни числа. Технически промяната на този параметър се постига чрез изваждането на две от ударните тела. За провеждане на експерименти при три чука е необходимо ротора на трошачката да се замени. При реални условия този параметър се контролира по подобен начин чрез замяна на два от чуковете със специални чукове без работна зона, като тяхната функция е да предпазят ротора от повреди. Замяната на ротор на реална машина би било нецелесъобразно поради високата си цена. Изследвания се проведоха за всички комбинации от входни фактори за три типа материали: варовик, сиенит и кварцит.

При използване на натурални стойности за управляващите фактори на математичния модел от ур.(7) корелационната матрица таб.(1) не е диагонална и се наблюдава значителна корелация между параметрите.

| | Correlations (plan1.sta)<br>Marked correlations are signif<br>N=9 (Casewise deletion of mi | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Variable | z | n | z.n | z2 | n2 |
| z | 1.00 | 0.00 | 0.85 | 1.00 | 0.00 |
| n | 0.00 | 1.00 | 0.50 | -0.00 | 1.00 |
| z.n | 0.85 | 0.50 | 1.00 | 0.85 | 0.50 |
| z2 | 1.00 | -0.00 | 0.85 | 1.00 | 0.00 |
| n2 | 0.00 | 1.00 | 0.50 | 0.00 | 1.00 |

*Таблица 1. Корелационна матрица при натурални управляващи фактори.*

Високите стойности на коефициентите на корелация извън главния диагонал би довело до грешна интерпретация на резултатите от статистическият анализ на коефициентите на модела. За правилната оценка на коефициентите и на доверителните интервали в този случай е необходимо да се строят елипсоиди на разсейването, което би затруднило възприемането на създадения модел.

В този случай за коректно интерпретиране на модела ур.(7) е необходимо да се извърши стандартизация факторите при което корелационната матрица дадена с таб.(2) е диагонална и между факторите в използвания модел липсва корелационна връзка.

Проведеният рагресионен анализ при стандартизирани нива на входните осигурява възможност за оценка на коефициентите на модела, както чрез критерия на Стюдънт, така и чрез директно сравняване на стойностите на тези коефициенти.

| | Correlations (plan.sta)<br>Marked correlations are significant at p<br>N=9 (Casewise deletion of missing dat | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Variable | zs | ns | zs.ns | zs2 | ns2 |
| zs | 1.00 | -0.00 | -0.00 | -0.00 | 0.00 |
| ns | -0.00 | 1.00 | 0.00 | 0.00 | -0.00 |
| zs.ns | -0.00 | 0.00 | 1.00 | -0.00 | 0.00 |
| zs2 | -0.00 | 0.00 | -0.00 | 1.00 | -0.00 |
| ns2 | 0.00 | -0.00 | 0.00 | -0.00 | 1.00 |

*Таблица 2. Корелационна матрица при стандартизирани управляващи фактори.*

### *3. Получени резултати.*

Процедурата за получаване на зърнометричните характеристики чрез ситов анализ и условията при които е проведено изследването са описани в [4]. За нуждите на изследването тези резултати бяха анализирани и за всяка комбинация на входните фактори бе построен модел от вида даден с ур.(3). Резултатите за коефициента ***b*** получени при този анализ са дадени в таблица (3).

| *n [min$^{-1}$]* | *z [бр.]* | *b варовик* | *b сиенит* | *b кварцит* |
|---|---|---|---|---|
| 889 | 2 | 0.3277 | 0.3201 | 0.5242 |
| 1106 | 2 | 0.4554 | 0.1846 | 0.3357 |
| 1322 | 2 | 0.1874 | 0.1284 | 0.2662 |
| 889 | 4 | 0.4075 | 0.3791 | 0.6109 |
| 1106 | 4 | 0.4888 | 0.4217 | 0.5423 |
| 1322 | 4 | 0.2863 | 0.2466 | 0.3775 |

*Таблица 3 Резултати от регресионния анализ на зърнометричните характеристики.*

След получаването на математически модел за зърнометричните характеристики е необходимо да се изследва влиянието на входните фактори върху коефициентите на този модел, в случая коефициента ***b*** на експоненциалната функция.

По резултатите от таб.(3) бе проведен регресионен анализ при стандартизирани нива на управляемите фактори. Резултатите при работа на УОТ с варовик са:

```
R       Rsqr    Adj Rsqr     Standard Error of Estimate
0.9911  0.9823  0.9558       0.0238

            Coefficient  Std. Error      t          P
y0           0.4722      0.0168      28.0363     0.0013
a           -0.0568      0.0103      -5.5113     0.0314
b            0.0306      0.0084       3.6353     0.0680
c           -0.1275      0.0155      -8.2426     0.0144

Analysis of Variance:

Uncorrected for the mean of the observations:
            DF        SS          MS
Regression  4         0.8357      0.2089
Residual    2         0.0011      0.0006
Total       6         0.8368      0.1395

Corrected for the mean of the observations:
            DF        SS          MS          F          P
Regression  3         0.0631      0.0210      37.0563    0.0264
Total       5         0.0642      0.0128
```

От този модел са отстранени незначимите коефициенти с доверителна вероятност по-голяма от 10%. Математичният модел получен след връщане в натурални стойности е:

$$b = -3{,}7332 + 0{,}0077.n + 0{,}0354.z - \\ - 3{,}63.10^{-6}.n^2 \qquad (8)$$

Анализа на коефициентите при стандартизирани фактори показва, че влиянието на оборотите на ротора е по голямо от това на броя чукове, като в първия случай връзката е обратно пропорционална, а във втория случай тя е правопропорционална.

При работа на УОТ със сиенит се получиха следните резултати:

```
R       Rsqr    Adj Rsqr     Standard Error of Estimate
0.9208  0.8479  0.7465       0.0573

            Coefficient  Std. Error      t          P
y0           0.2801      0.0234      11.9789     0.0013
a           -0.0702      0.0248      -2.8294     0.0662
b            0.0598      0.0202       2.9532     0.0599

Analysis of Variance:

Uncorrected for the mean of the observations:
            DF        SS          MS
Regression  3         0.5255      0.1752
Residual    3         0.0098      0.0033
Total       6         0.5354      0.0892

Corrected for the mean of the observations:
            DF        SS          MS          F          P
Regression  2         0.0549      0.0274      8.3634     0.0593
Total       5         0.0647      0.0129
```

Анализа на коефициентите показва запазване на тенденциите за влиянието на факторите, но в този случай двата фактора оказват приблизително еднакво въздействие с разлика от 17,4% в полза на изменението на оборотите. При връщане на коефициентите на математичния модел в натурални стойности уравнението има следния вид:

$$b = 0{,}4867 - 0{,}0004.n + 0{,}069.z \qquad (9)$$

Работата на УОТ с кварцит не внася изменение в характера на математичния модел, като разликата във влиянието на двата фактора нараства. Мярката на определеност е по голяма, като този с този модел се прогнозират 96% от реализациите на коефициента ***b***.

| R | Rsqr | Adj Rsqr | Standard Error of Estimate | | |
|---|---|---|---|---|---|
| 0.9777 | 0.9558 | 0.9264 | 0.0367 | | |

| | Coefficient | Std. Error | t | P |
|---|---|---|---|---|
| y0 | 0.4428 | 0.0150 | 29.5212 | <0.0001 |
| a | -0.1064 | 0.0159 | -6.6876 | 0.0068 |
| b | 0.0584 | 0.0130 | 4.4957 | 0.0205 |

**Analysis of Variance:**

Uncorrected for the mean of the observations:

| | DF | SS | MS |
|---|---|---|---|
| Regression | 3 | 1.2641 | 0.4214 |
| Residual | 3 | 0.0040 | 0.0013 |
| Total | 6 | 1.2681 | 0.2114 |

Corrected for the mean of the observations:

| | DF | SS | MS | F | P |
|---|---|---|---|---|---|
| Regression | 2 | 0.0877 | 0.0438 | 32.4680 | 0.0093 |
| Total | 5 | 0.0917 | 0.0183 | | |

При връщане към натурален мащаб за входните факторите уравнението има вида:

$$b = 0{,}8679 - 0{,}0006.n + 0{,}0674.z \qquad (10)$$

Връзката между технологичните параметри дадени с уравнения (4), (5) и (6) и параметрите на режима на работа (обороти на ротора и брой на чуковете върху ротора) може да се дефинира като математичните модели за коефициента ***b*** дадени с уравнения (8), (9) и (10) се заместят в уравнения от (4) до (6). Така тези уравнения при работата на УОТ с варовик добиват вида (11), (12) и (13):

$$\Pi_A = 100.e^{\left(3{,}733\text{-}0{,}0077.n\text{-}0{,}0354.z+3{,}63.10^{-6}.n^2\right).d_2}$$

$$\Pi_B = 100.\left(1 - e^{\left(3{,}733\text{-}0{,}0077.n\text{-}0{,}0354.z+3{,}63.10^{-6}.n^2\right).d_1}\right)$$

$$\Pi_B = 100.(e^{\left(3{,}733\text{-}0{,}0077.n\text{-}0{,}0354.z+3{,}63.10^{-6}.n^2\right).d_1} - e^{\left(3{,}733\text{-}0{,}0077.n\text{-}0{,}0354.z+3{,}63.10^{-6}.n^2\right).d_2})$$

При работата на УОТ със сиенит това са уравнения (14), (15) и (16):

$$\Pi_A = 100.e^{\left(\text{-}0{,}4867+0{,}0004.n\text{-}0{,}069.z\right).d_2}$$

$$\Pi_B = 100.\left(1 - e^{\left(\text{-}0{,}4867+0{,}0004.n\text{-}0{,}069.z\right).d_1}\right)$$

$$\Pi_C = 100.(e^{\left(\text{-}0{,}4867+0{,}0004.n\text{-}0{,}069.z\right).d_1} - e^{\left(\text{-}0{,}4867+0{,}0004.n\text{-}0{,}069.z\right).d_2})$$

При работата на УОТ с кварцит това са уравнения (17), (18) и (19):

$$\Pi_A = 100.e^{\left(\text{-}0{,}8679+0{,}0006.n\text{-}0{,}0674.z\right).d_2}$$

$$\Pi_B = 100.\left(1 - e^{\left(\text{-}0{,}8679+0{,}0006.n\text{-}0{,}0674.z\right).d_1}\right)$$

$$\Pi_C = 100.(e^{\left(\text{-}0{,}8679+0{,}0006.n\text{-}0{,}0674.z\right).d_1} - e^{\left(\text{-}0{,}8679+0{,}0006.n\text{-}0{,}0674.z\right).d_2})$$

Търсенето на подходящи стойности за работните параметри може да се извърши както за един от получените модели за технологичните параметри така и за комбинация от тях. Във втория случай е целесъобразно търсенето на общото решение удовлетворяващо целевите функции да се извърши за различни граници на класовете и с въвеждане на тегловни коефициенти, които да отчитат различните ползи или вреди от съответния технологичен параметър. Това е така защото чрез производителността под долната граница на даден клас може да се определи количеството на пясъците, които при липса на пазар за тях трябва да са складират. Производителността над горната граница на даден клас може да изрази количеството на материала който след пресяване би трябвало да се върне за повторно трошене. Производителността на трошачката в зададен клас показва количеството на трошения материал, който в дадения момент може да се реализира на пазара. Очевидно първите два показателя водят до известни загуби, а третия до ползи. Решаването на задачата за намирането на общо решение удовлетворяващо едновременно целевите функции се затруднява от взаимната корелация между тях. Това налага задачата за многоцелева оптимизация, при която множеството от критерии се свежда до един. Избрана е методиката за многоцелева оптимизация по обобщена целева функция на полезност. Целевият параметър $Q_j(x_1,x_2)$ се трансформира в коефициент на полезност $\eta_j(x_1,x_2)$ по формулата:

$$\eta_j(x_1,x_2) = \frac{k_j[Q_j(x_1,x_2) - Q_{cj}]}{Q_{\max j} - Q_{\min j}}, \qquad j = 1,2,\ldots,m$$

където $k_j$=*+1*, когато повишаването на $\boldsymbol{Q_j}$ е полезно (**$\Pi_C$**), и $k_j$=*-1*, когато намаляването на $\boldsymbol{Q_j}$ е полезно (**$\Pi_A$** и **$\Pi_B$**);

$\boldsymbol{Q_{cj}}$ е най-безполезният резултат за целевия параметър, зададен по стандарт, норма или др. и получен в границите на допустимото пространство. За производителностите над и под горната и долната граници на даден клас това е максималната стойност, а за производителността в даден клас това е минималната стойност.

Обобщената целева функция се съставя по формулата:

$$\Phi_a(x_1,x_2) = \frac{1}{m}\sum_{j=1}^{m}\eta_j(x_1,x_2).W_j \qquad (20)$$

където $W_j$ са тегловните коефициенти.

Интервалът на изменение на входните факторите е следният:

***n є*** *[889,1322]*, а ***z****=2* или *4;*

Класовете за които бе съставена обобщената целева функция на полезност са :

– за $\textbf{П}_\textbf{C}$ - +1 -4 mm;

– за $\textbf{П}_\textbf{A}$ - +10 mm;

– за $\textbf{П}_\textbf{B}$ - -0,25 mm;

Тегловните коефициенти приети при съставяне на функцията са:

$W_{Пс} = 0{,}4$ ; $W_{ПA} = 0{,}3$ ; $W_{Пв} = 0{,}3$ ;

Чрез получените математични модели от ур.(11) до ур.(19) се образуваха коефициентите на полезност и според ур.(20) бе съставена обобщената целева функция на полезност с тегловни коефициенти. Такива функции бяха създадени за трите вида материали с помощта на програмата Maple6. Максималната стойност на тази функция показва областта на работните параметри, като резултата, получен при максимизиране на обобщената функция, за нивата на входните фактори при работа на УОТ с варовик е:

– *n=889 [$min^{-1}$] ; z=4 бр.;*

При работа на УОТ със сиенит:

– *n=1100 [$min^{-1}$] ; z=4 бр.;*

При работа на УОТ с кварцит:

– *n=1197 [$min^{-1}$] ; z=4 бр.;*

Към така представената целева функция на полезност могат да се включат и получени зависимости за общата производителност или разхода на енергия за трошене. Така би се постигнала максималната масова производителност на машината. Важен проблем при съставянето на такава функция се явява избора на подходящи тегловни коефициенти, което по същество е отделна задача.

### *4. Изводи.*

Въз основа на получените научни резултати могат да се формулират следните изводи:

1. Дефинирани са три нови технологични параметъра процентна производителност в клас ур. (4), процентна производителност под долната граница на клас (5) и процентна производителност над горната граница на клас (6).
2. Построени са адекватни регресионни зависимости за коефициента характеризиращ зърнометричните характеристики, уравнения (8), (9) и (10) за трите вида материали.
3. Изведени са аналитичните модели за трите нови технологични параметъра за трите вида материали ур.(11)÷(19).
4. Чрез обобщена целева функция на полезност с тегловни коефициенти са получени стойности за входните фактори обороти на ротора и брой на чуковете върху ротора.

***Литература:***


1. Андреев С.Е., В.В. Товаров,, *„Закономерности измельчения и исчисление характеристик гранулометрического состава”*, ГНТИЛЧЦМ, Москва, 1959г.

2. Божанов Е. С., Вучков И. Н. – „*Статистически методи за моделиране и оптимизиране на многофакторни обекти*”, ДИ „Техника”, София, 1973г.
3. Митрев Р. “*Граничен ъгъл на сепарация на насипни зърнести материали”* конференция, "Автоматизация на дискретното производство" 2003, София, октомври 2003. ISSN 1310-3946
4. Lazov L.N., E.A. Tzoutzekov, *„Study The Relationship Between Technological Parameters And Granularity On Impact Crushers”* , RECENT, vol. 7 (2006), nr.2 (17), pp 7-13, 2006, ISSN 1582 - 0246
5. Lynch A. J. *“Mineral crushing and grinding circuits”*, ESPC, Amsterdam, 1977



Ст. ас. д-р инж.Лъчезар Лазов, Технически университет-София
Доц. д-р инж.Емил Асенов, Технически университет-София


# OPTIMAL CONTROL OF THE BREAKAGE ON THE IMPACT CRUSHER

L. Lazov        E. Assenov


**Abstract**

This paper describes a method for determining of technological parameters and operating conditions of impact crusher. The purposes of this study are the achievement of the optimal numerical values for the working parameters like angular speed and module of the impact crusher. Reaching this objectives pass through studying influence between the operating conditions and granularity and defining new technological parameters – class productivity, upper class productivity and lower class productivity.


***Keywords:*** *impact crusher, granularity, productivity*


Assist prof. Lachezar Lazov PhD, Technical University – Sofia
Assoc. prof. Emil AssenovPhD, Technical University – Sofia

# АВТОМАТИЗИРАНО ПОСТРОЯВАНЕ НА ГЕОМЕТРИЯТА НА ЗВЕНАТА НА БАГЕРНО РАБОТНО СЪОРЪЖЕНИЕ

Росен Митрев Димчо Хвърчилков
rosenm@tu-sofia.bg hvarchilkov@gmail.com

*В работата са предложени регресионни зависимости за определяне на геометричните параметри на звената на багерно работно съоръжение, а също така и на силовите параметри на багера. Предложен е подход за автоматизирано построяване на геометричните параметри на елементите на багерно работно съоръжение в CAD системата SolidWorks посредством управление от външна база данни. Генерирани са „скелети” на работни съоръжения при различни мощности на двигателя на багера.*

***Ключови думи:*** *багерно работно съоръжение, регресионни зависимости, автоматизация*

### *1.Въведение и състояние на проблема*

Инженерното проектиране на работно съоръжение на хидравличен багер представлява комплексна дейност, състояща се от множество хронологично последователни и свързани един с друг етапи – определяне на геометричните параметри на съоръжението, позиционен анализ, силов статичен анализ, кинематичен анализ, конструктивна разработка, якостно оразмеряване, динамични и експериментални изследвания и др. Автоматизацията на тези дейности поотделно, както и на цялостното проектиране на багерното работно съоръжение не е лека задача, предвид тяхната разнородност и сложност.

Литературното проучване показа, че са известни работи, предлагащи автоматизация на някои от изброените етапи на проектирането.

В работата [9] се предлагат подходи за позиционен и силов статичен анализ на багерно работно съоръжение, базирани на трансформационни матрици, а също така и тяхната програмна реализация. Авторите [7] предлагат алгоритъм за оптимизация на геометрията на окачването на хидравлични цилиндри чрез компютър, а също така са приведени алгоритми за определяне на статичните реакции в шарнирните връзки и за якостното оразмеряване на съоръжението. В [8] извършват автоматизация на кинематичния анализ посредством CAD система в комбинация с аналитично описание на геометрията на кинематичната верига. Алгоритми за позиционен, кинематичен и якостен анализ на багерно работно съоръжение, подходящи за компютърна реализация, са приведени в [4].

Построяването на геометрията на багерното работно съоръжение и на неговите елементи е първият и изключително важен етап от цялата верига от проектантски дейности. От генерираната геометрична конфигурация зависят както всички последващи етапи от проектирането, така и технико-икономическите показатели на машината – максимални дълбочина и височина на копаене, обсег, форма и размери на работното пространство и др.

На определянето на геометричните параметри на звената на багерното работно съоръжение са посветени малко изследвания. В работата [6] се разглеждат геометричен синтез на работно съоръжение в зависимост от известно работно пространство, като се решават системи нелинейни алгебрични уравнения, удовлетворяващи предварително зададените геометрични параметри. В [2] се построява работното пространство при известни геометрични параметри на звената.

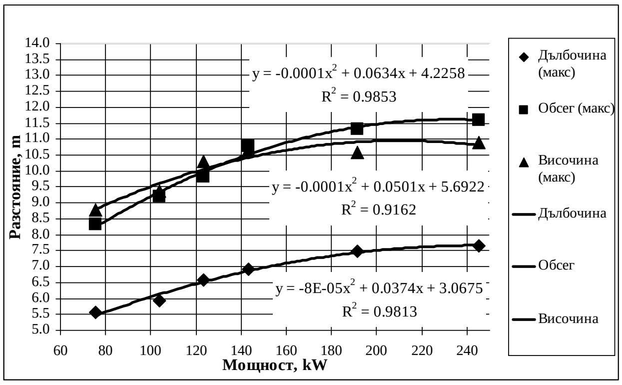
Друг известен подход за определяне на геометричните параметри на работното съоръжение е чрез използване на емпирични зависимости, получени в резултат на статистическа обработка на геометричните параметри на серийно произвеждани багери. Този подход е използван в [1,5], където са предложени зависимости за определяне на геометричните параметри на някои от елементите на багерното работно съоръжение.

Усъвършенстването на съвременните багери е предимно в посока на тяхната автоматизация на работните процеси, ергономичност, екология, създаване на нови прикачни работни съоръжения. Анализът на конструкциите на съвременните багери, показва, че механичните им системи, включително и багерните работни съоръжения претърпяват малки изменения в конструкцията си. Този факт показва, че те са достигнали в значителна степен най-рационалните си размери и конструкция. Разбира се, наблюдават се определени незначителни различия в геометричните размери и конструкция между багерите на различни производители. В съвременни условия сляпото „копиране” на конструкции, размери и дизайн не се практикува от производителите, предимно поради патентни ограничения. Значителна помощ за проектантите би било наличието на аналитични зависимости, чрез които да се определят основните геометрични параметри на звената на багерното работно съоръжение. Автоматизацията на този етап от проектирането също така би намалило времетренето на целия проектантски цикъл.

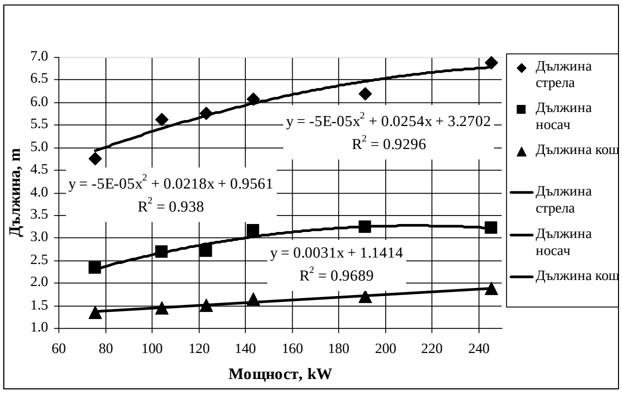
Отчитайки съществуващата празнина в публикуваните изследвания и практическата необходимост се дефинира целта на настоящата работа: *да се предложат аналитични зависимости за определяне на геометричните параметри на звената на багерно работно съоръжение, а също така и подход за автоматизирано построяване на геометрията на звената на работното съоръжение.*

### *2. Аналитични зависимости за определяне на геометричните параметри на звената*

В настоящата работа се предлага да се снемат геометричните размери на звената на работни съоръжения на багери на различни производители, да се извърши тяхната статистическа обработка и създадат регресионни зависимости, по които да се определят геометричните параметри. Тъй като багерите се комплектоват с различни по обем багерни кошове, а също така и с различни работни съоръжения, най-рационално е да се извърши определяне на геометричните параметри като функция на мощността на инсталирания двигател. Обработени са по 6 багера от различни класове (75 kW, 100kW, 120kW, 140kW, 190kW, 250kW) на три водещи производителя: Liebherr, Caterpillar и Komatsu - общо багерите са 18. За всеки от багерите са измерени 31 геометрични и 7 други параметъра – мощност, маса и др., като за всеки клас се взима средноаритметичната стойност от измерените параметри на трите работни съоръжения. На фиг.1 до фиг.9 са показани регресионни зависимости за геометричните параметри. За всеки геометричен параметър са показани регресионните уравнение и коефициентът на детерминация $R^2$. Наборът от геометрични размери, характеризиращи всеки от елементите на багерното работно съоръжение и взаимното им разположение, е показан на фиг.12. Освен геометричните параметри, достъпни са и такива параметри като маса на багера, сила на рязане и сили в хидроцилиндрите, които са важни на предварителния етап на проектиране. Техният вид и регресионните зависимости са показани на фиг.10 и фиг.11.

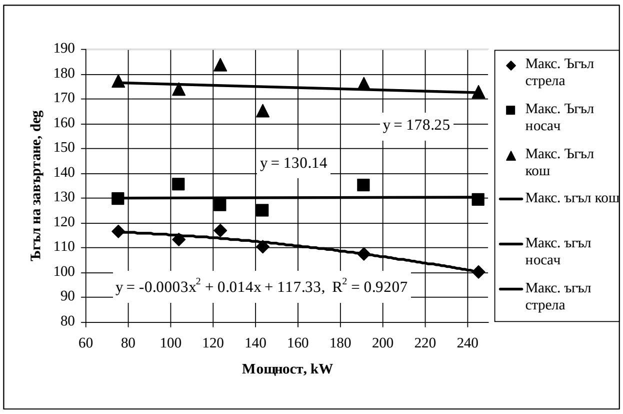



*Фигура 1. Дълбочина и височина на копаене, обсег*

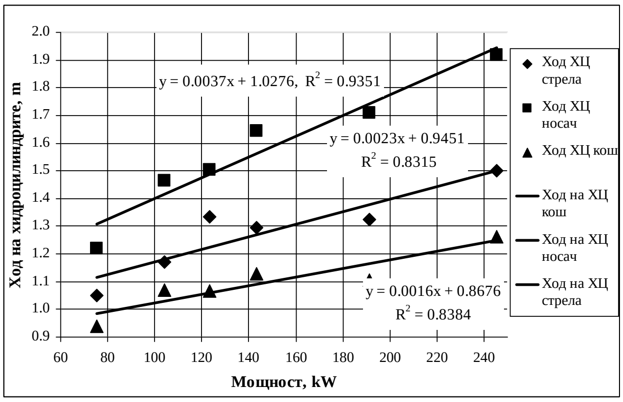



*Фигура 2. Дължина на стрела, носача и коша*

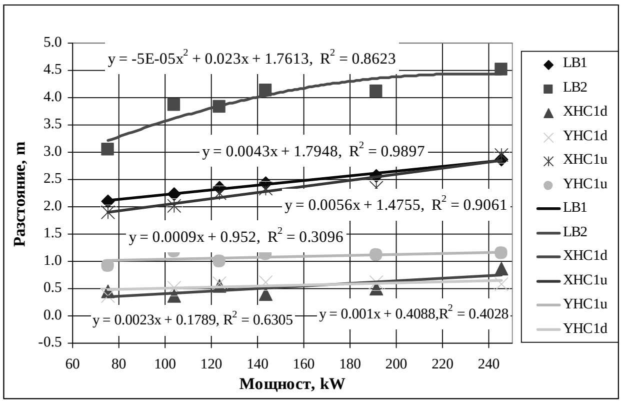
Означенията на размерите на фиг.1-фиг.9. са показани на фиг.12.



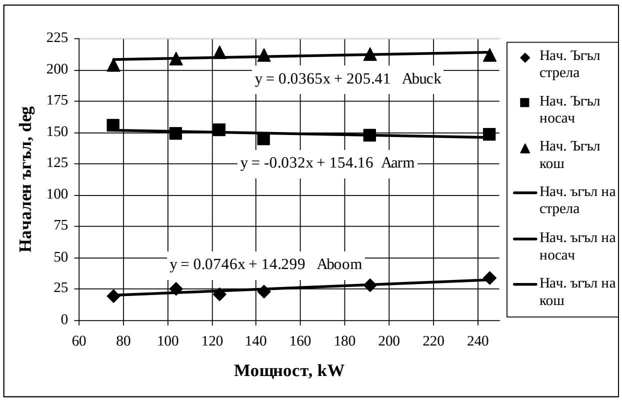

*Фигура 3. Максимален ъгъл на завъртане на стрела, носач и кош*



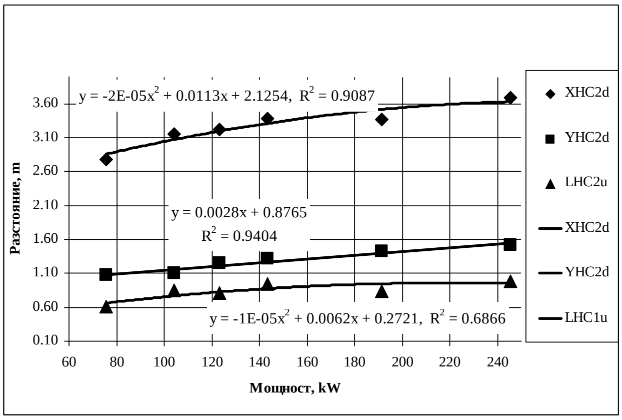

*Фигура 6. Ходове на хидроцилиндрите на стрела, носач и кош*



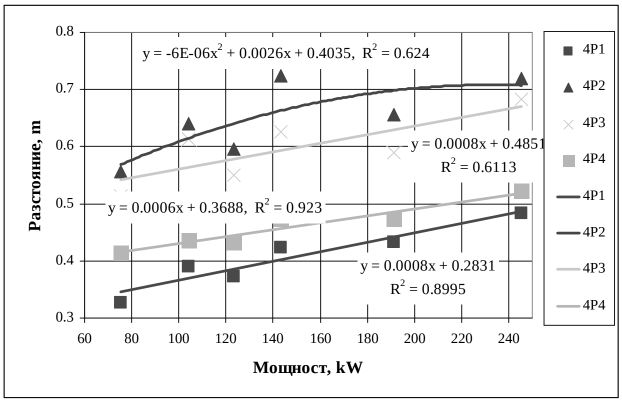

*Фигура 4. Геометрични параметри на стрел*



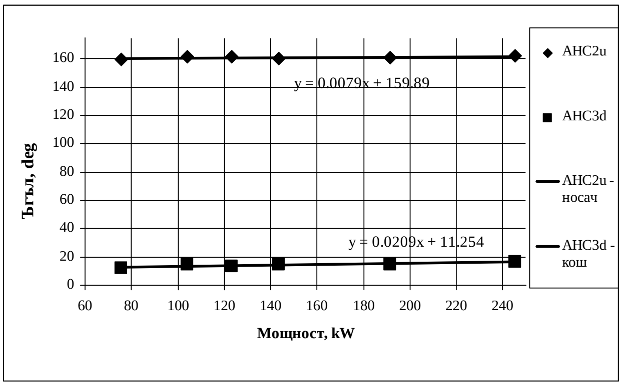

*Фигура 7. Начални ъгли на стрела, носач и кош*



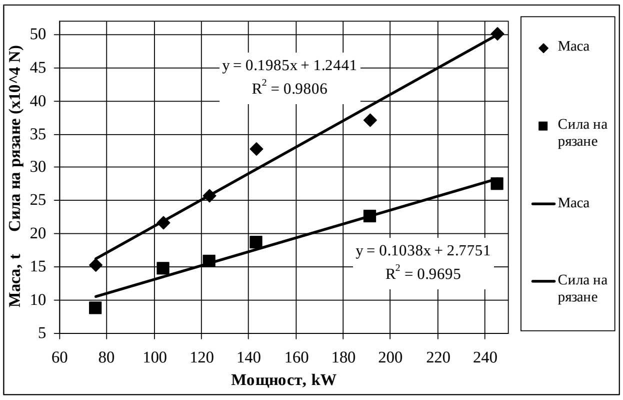

*Фигура 5. Точки на окачване на хидроцилиндрите на носач*



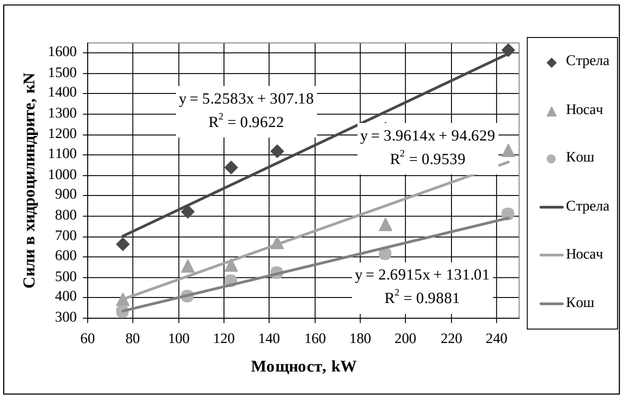

*Фигура 8. Размери елементите на шарнирен четиризвенник*




*Фигура 9. Точки на окачване на ХЦ на кош и носач*




*Фигура 10. Маса и сила на рязане*



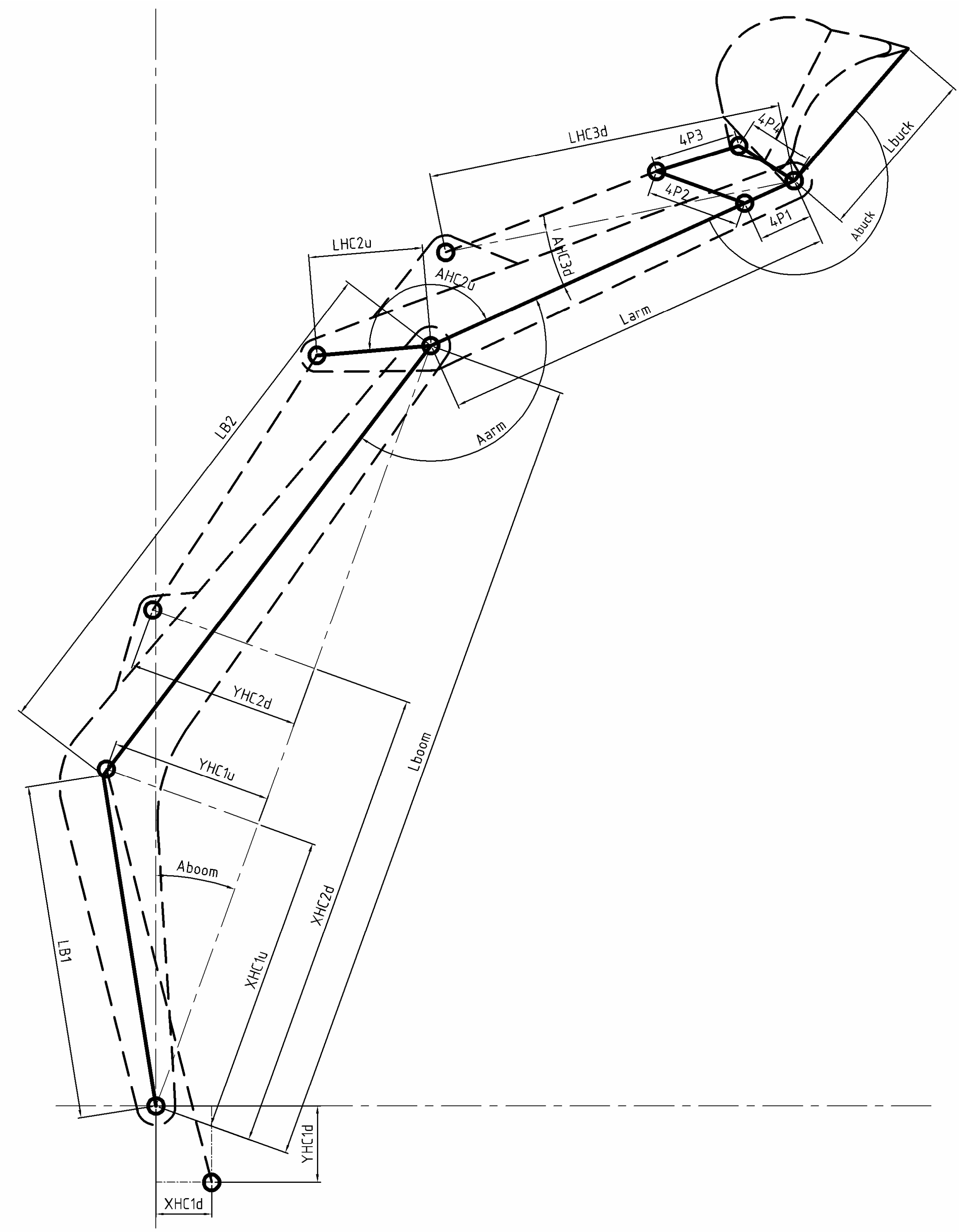

*Фигура 11. Сили в хидроцилиндрите*

Анализът на представените регресионни зависимости и стойностите на коефициента на детерминация $R^2$ показват, че статистическите данни се описват адекватно чрез линейни или параболични регресионни зависимости. Очевидно е, че стойностите на някои от параметрите се променят много слабо, независимо от голямата промяна на мощността на двигателя – например параметрите на фиг. 7 и фиг.9. В този случай, въпреки че и за тях са приведени регресионни зависимости, се препоръчва да се използват техните средноаритметични стойности.

*3.Автоматизирано построяване на геометрията на звената на работното съоръжение*

Получените регресионни зависимости могат да се използват за автоматизирано построяване на геометрията на багерното работно съоръжение. Това става чрез предварително изграждане на параметричен геометричен модел (фиг.12) на работното съоръжение („скелет”) в CAD система, в случая SolidWorks. Геометричните размери и построения се управляват чрез инструмента Design Table, който позволява те да се управляват от външна база данни, в случая Excel. Таблицата, която се съставя в Excel за разглеждания случай има вида, показан в табл.1. В нея по колони са подредени всички размери, чрез които се описва геометрията на багерното работно съоръжение – фиг.13. В клетките на реда, разположен под реда с наименованията на размерите, съгласно синтаксиса на Excel, са въведени получените регресионни зависимости за линейните и ъгловите размери. При въвеждане на необходимата мощност (в случая 120 kW) и излизане от клетката, автоматично се пресмятат всички размери и техните стойности се прехвърлят в скицата на работното съоръжение, като в резултат се генерира работно съоръжение със съответните размери. На фиг.13 са показани 3 варианта на генерирана геометрия на работно съоръжение ( 3„скелета”) посредством табл.1.

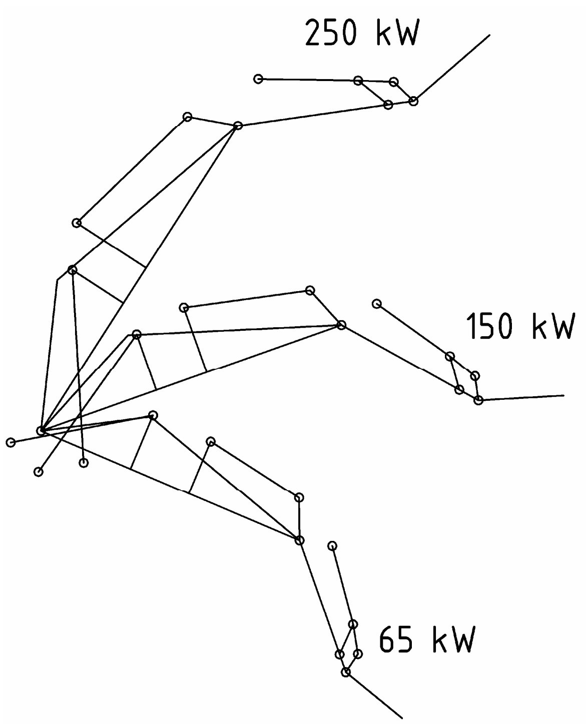
Наличието на генерирани основни геометрични размери на звената на багерното работно съоръжение позволява тяхната по-нататъшна конструктивна разработка и служи като основа за създаване на обемни модели в SolidWorks.




*Фигура 12. Набор от размери, описващи геометрията на звената на багерно работно съоръжение*

Таблица 1. Design Table

| | Lboom@Sketch2 | Larm@Sketch2 | Lbuck@Sketch2 | Aarm@Sketch2 | Abuck@Sketch2 | LB2@Sketch2 | LB1@Sketch2 | LHC2u@Sketch2 | AHc2u@Sketch2 | XHC1d@Sketch2 | YHC1d@Sketch2 | YHC1u@Sketch2 | XHC1u@Sketch2 | YHC2d@Sketch2 | XHC2d@Sketch2 | AHC3d@Sketch2 | LHC3d@Sketch2 | 4P4@Sketch2 | D22@Sketch2 | 4P3@Sketch2 | 4P2@Sketch2 | 4P1@Sketch2 | Aboom@Sketch2 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Проектна Мощност [kW] | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 120 | 5.60 | 2.75 | 1.51 | 150 | 210 | 3.73 | 2.31 | 0.80 | 161 | 0.45 | 0.5 | 1.06 | 2.15 | 1.21 | 3.14 | 13.8 | 2.5 | 0.44 | 0.60 | 0.58 | 0.63 | 0.38 | 23.3 |




*Фигура 13. Генерирани конфигурации на работни съоръжения при различни мощности на двигателя*

***4. Изводи***

Извършената работа и получените резултати позволяват да бъдат направени следните изводи:

4.1 Предложени са регресионни зависимости за определяне както на геометричните параметри на звената на багерно работно съоръжение, така и на силовите параметри на багера;

4.2 Предложен е подход за автоматизирано построяване на геометричните параметри на елементите на багерно работно съоръжение в CAD системата SolidWorks.

***Литература:***

1. Волков Д., Крикун В., Тотолин П., Гаевская К., Никулин П. Машины для земляных работа. Москва, Машиностроение, 1992.

2.Григоров Б., Ненчев Ч. Формиране на работното пространство на тризвенна отворена кинематична структура. Машиностроене, кн.9-10., 1995.

3.Malinovskii, Y., Zareckii, L., Berengard, Y., Gajcgori, M., Goldin, Y., Chastuhin L. (1980) Raschet I proektirovanie straoitelnih I dorozhnih mashin na EVM. Moskva, Mashinostroenie (in Russian).

4.Малиновский Ю., Зарецкий Л., Беренгард Ю., Гайцгори М., Голдин Ю., Частухин Л. Расчёт и проектирование строителных и дорожных машин на ЭВМ. Москва, Машиностроение, 1980.

5.Митрев Р. Компютерный кинематический анализ шестизвенного механизма для привода рабочих органов строительных и дорожных машин. Теория Механизмов и Машин. 2008. № 1. Том 6., стр.81-88

6.Цуцеков Е., Данчев Д., Панов В. Алгоритъм и програма за проектиране на работно съоръжение на хидравличен багер. Известия на ВМЕИ"Ленин"-София, том 39, книга 1, стр.47-59, 1985.

7.Цуцеков Е., Данчев Д., Панов В. Оптимизиране е ЕИМ на работното съоръжение „обратна лопата" на хидравличен багер, Известия на ВМЕИ „Ленин" – София, 1985

8.Hsin-Sheng, L., Shinn-Liang, C., Kuo-Huang, L. (2004). A study of the design, manufacture and remote control of a pneumatic excavator. International Journal of Mechanical Engineering Education. Volume 32, Issue 4, pp. 345-362.

9. Mitrev R. Position and static force analysis of a backhoe excavating equipment. Budowa maszyn I zarzadzanie produkcia, N8, 2008, Poznan 2008. ISSN 1733-1919.

Гл.ас.д-р.инж.Росен Митрев, Технически университет-София
Инж.Димчо Хвърчилков, Технически университет-София

## AUTOMATED CONSTRUCTION OF GEOMETRY OF A BACKHOE EXCAVATING EQUIPMENT

R.Mitrev D.Harchilkov

**Abstract**

In the present work are suggested regression equations for determination of the geometrical parameters of the backhoe excavating equipment, as well as force parameters of the excavator. An approach for automated construction of the geometry of the backhoe excavating equipment is suggested and developed. Three geometrical configurations for different engine powers are generated.

***Keywords:*** *backhoe excavating equipment, regression equations, automation*

Assist.prof.Rosen Mitrev, PhD, Technical University-Sofia
Eng.Dimcho Hvarchilkov, Technical University-Sofia

# МАТРИЧНО МОДЕЛИРАНЕ В 3D ПРОСТРАНСТВОТО НА СВОБОДНИТЕ ЗАТИХВАЩИ ТРЕПТЕНИЯ НА ВИБРОВАЛЯК


Михаил Михайлов    Илия Ангелов    Валентин Славов

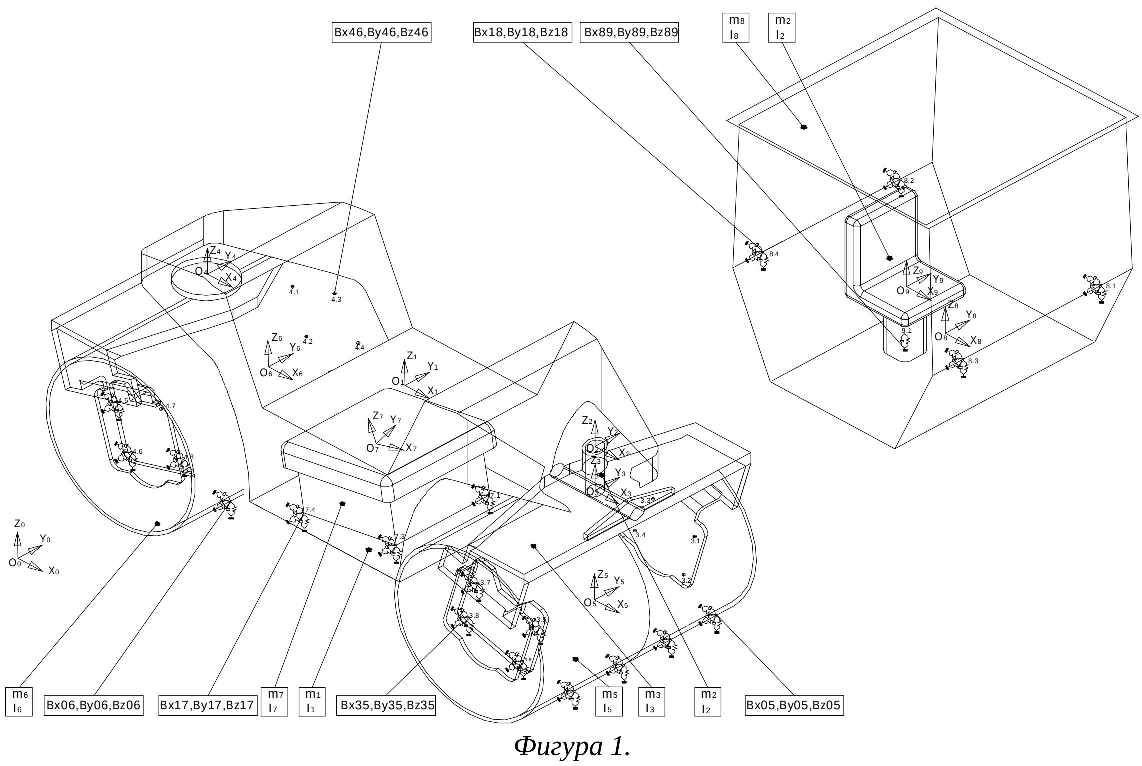
misho09@abv.bg    il.angelov@abv.bg    valsl@uctm.edu



*В работата е извършено механо-математично матрично моделиране в 3D пространството на свободните затихващи трептения на вибровалякк. Изведени са диференциалните уравнения на свободните затихващи трептения, при което са отчетени масовите, еластичните,демпфиращите и геометричните свойства. Извършени са изчисления за конкретна машина.*



***Ключови думи :*** *вибрационни машини, манипулатори, динамика, свободни затихващи трептения, матрично моделиране*


*Фигура 1.*

## 1.Увод

Настоящата статия е продължение на работата [4] в която се изследва кинематиката на означената на фиг.1 механична система. За моделирането на свободните затихващи трептения в 3D пространството са използвани матрични методи [2],[7]. Резултатите са представени в символен [3] и графичен вид като пресмятанията са извършени в среда на стандартен програмен продукт [6].

## 2.Вектор на обобщените координати

Еднозначното определяне на положението на телата от механичната система в пространството се осъществява чрез вектора на обобщените координати:

$$q=[x_1,y_1,z_1,\Phi_{11},\Phi_{21},\Phi_{31},\Phi_{32},\theta_{x3},\Phi_{34},\\ x_5,y_5,z_5,\theta_{x5},\theta_{y5},\theta_{z5},x_6,y_6,z_6,\\ \theta_{x6},\theta_{y6},\theta_{z6},x_7,y_7,z_7,\theta_{x7},\theta_{y7},\theta_{z7},\\ x_8,y_8,z_8,\theta_{x8},\theta_{y8},\theta_{z8},z_9]^T \quad (1)$$

Механичната система е с 34 степени на свобода.

## 3.Динамичен модел

Свободните затихващи пространствени нелинейни трептения се изследват като се отчита демпфирането в еластичните връзки на окачването. На фиг.1 е показан динамичния модел на изследваната механична система. Еластично-демпфиращите елементи $E_k$ на виброизолаторите за окачване на ДВГ 7, вибробарабани 5 и 6, кабина 8, и седалка 9 притежават линейни и нелинейни демпфиращи своиства.

Еластичните сили [5] имат вида:

$$\mathbf{F}(\mathbf{c^1_s})=[c^1_{sx}x_1+f_{cx}(x_1),c^1_{sy}y_1+f_{cy}(y_1),\ c^1_{sz}z_1+\ +f_{cz}(z_1)]^T \quad (2)$$

$$\mathbf{F}(\mathbf{c^{O1}})=[c^{O1}_{Sx}\theta x_1+f^{O1}_{cx}(\theta x_1)_S,\ c^{O1}_{Sy}\theta y_1+f^{O1}_{cy}(\theta y_1)_S,\ c^{O1}_{Sz}\theta z_1+f^{O1}_{cz}(\theta z_1)_S]^T \quad (3)$$

където $f_{cx(y,z)}(q)$ и $f^O_{cx(y,z)}(q)$ са функции на $\mathbf{q}$ и отразяват нелинейните свойства на еластичните елементи, а векторите

(4) $\mathbf{c^1_s}=[c^1_{sx},c^1_{sy},c^1_{sz}]^T$, с линейна еластичност;

(5) $\mathbf{c^{O1}}=[c^{O1}_{Sx},c^{O1}_{Sy},c^{O1}_{Sz}]^T$, с ъглова еластичност;

дефинират линейните еластични свойства.

Демпфиращата сила има вида:

$$F_{bi}=\begin{bmatrix} b_{ikx}\dot{q}_{ix}+f_{bx}(\dot{q})_k & b_{iky}\dot{q}_{iy}+f_{by}(\dot{q})_k & \begin{matrix} b_{ikz}\dot{q}_{iz}+\\ +f_{bz}(\dot{q})_k\end{matrix}\end{bmatrix}^T \quad (6)$$

където:

$$b_{ik}=\begin{bmatrix} b_{ikx} & b_{iky} & b_{ikz}\end{bmatrix}^T \quad (7)$$

дефинира линейните демпфиращи свойства на еластично-демпфиращите елементи между телата.

Дисипативната функция се дефинира като квадратична форма на обобщените скорости [2]:

$$F_b=\frac{1}{2}\dot{q}^T[B]\dot{q} \quad (8)$$

където:

$\dot{q}_{34\times1}$ - вектор на обобщените скорости по съответните обобщени координати;

$[\mathbf{B}](\dot{q})_{34\times34}$ - матрица, която характеризира демпфиращите свойства на механичната система.

Поради големият обем на матрицата **B**, е даден само един елемент.

Елементът $b_{10,10}$ има вида:

$$b_{10,10}=\sum_{n=1}^{4}\left(l^2_{zn21}.b_{yn12}+l^2_{yn21}.b_{zn12}\right) \quad (9)$$

## 4.Диференциални уравнения

Системата диференциални уравнения, която описва свободните затихващи нелинейни трептения на виброваляка има вида:

$$\mathbf{M}_{34\times34}\ddot{\mathbf{q}}_{34\times1}+\mathbf{B}_{34\times34}\dot{\mathbf{q}}_{34\times1}+\mathbf{C}_{34\times34}\mathbf{q}=\\ =-\tilde{\mathbf{S}}(q)\tilde{\mathbf{q}}-\mathbf{R}(q)\mathbf{q}-\mathbf{R}(\dot{q})\dot{\mathbf{q}} \quad (10)$$

където:

$[\mathbf{B}]_{34\times34}$ е матрицата на демпфиращите свойства.

Тази система позволява да се изследват нелинейните процеси, които възникват във вибровалякът.

При малки трептения, системата (10) приема вида:

$$\mathbf{M}\,\ddot{\mathbf{q}}+\mathbf{B}\,\dot{\mathbf{q}}+\mathbf{C}\,\mathbf{q}=0 \quad (11)$$

където **M** и **C** са съответно матриците, характеризиращи масово-инерционните и еластичните свойства.

## 5.Решение на системата диференциални уравнения

Решението на (11) се търси във вида:

$$q=\mathbf{V}\,e^{pt} \quad (12)$$

След диференциране на (12) и заместване в (11) се получава:

$$\left(p^2\,\mathbf{M} + p\,\mathbf{B} + \mathbf{C}\right)\mathbf{V} = 0 \qquad (13)$$

където **V** е модална матрица [2].

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

$$\begin{aligned} p_r &= -\alpha_r + i\beta_r - \text{собствени стойности} \\ u_r &= \mathrm{v}_r + i\mathrm{w}_r - \text{собствени вектори} \end{aligned} \qquad (14)$$

където:

$$\alpha_r = \sigma_r.\omega_r \quad ; \quad \beta_r = \omega_r\sqrt{1-\sigma_r^2} \qquad (15)$$

$\sigma_r$ - относителен коефициент на демпфиране;

$\alpha_r$ - коефициент на демпфиране;

$\beta_r$ - честота на свободно затихващите трептения;

$\mathrm{w}_r$ - имагинерна част на собствения вектор, породена от демпфиране на системата;

$\mathrm{v}_r$ , $\omega_r$ - собствените форми и собствените честоти на недемпфираната система.

Определянето на собствените честоти $\omega_r$ и собствените форми $\mathrm{v}_r$ на недемпфираната система е дадено в [3].

При определяне на $\alpha_r$ и $\mathrm{w}_r$ от матриците **V** и **B** се образува матрицата:

$$\mathbf{K} = \left(\mathbf{V}^T.\mathbf{M}.\mathbf{V}\right)^{-1}.\left(\mathbf{V}^T.\mathbf{B}.\mathbf{V}\right) = \left[k_{ik}\right] \qquad (16)$$

За коефициентите на демпфиране се получава:

$$\alpha_r = \frac{1}{2}k_{rr} \qquad (17)$$

С помощта на матрицата **K** се образува матрицата:

$$D = \left[d_{ik}\right]$$

$$\left| \begin{aligned} & d_{ik} = 0 \quad , \quad \text{при } \omega_i^2 = \omega_k^2 \quad ; \\ & d_{ik} = k_{ik}\,\frac{\omega_k}{\left(\omega_k^2 - \omega_i^2\right)} \quad , \quad \text{при } \omega_i^2 \neq \omega_k^2 \quad . \end{aligned} \right. \qquad (18)$$

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

$$\mathbf{W} = \mathbf{V}.\mathbf{D} \qquad (19)$$

където:

$\mathbf{D} = \left[d_{ik}\right]_{34\times 34}$ е матрицата (18);

$\mathbf{V} = \left[v_{rk}\right]_{34\times 34}$ е модална матрица.

При начални условия $t = 0$, $q(0) = q_0$, $\dot{q}(0) = \dot{q}_0$, общите решения на системата диференциални уравнения [2], записани в матричен вид са:

$$\begin{aligned} q(t) = \sum_{r=1}^{34}\frac{2}{g_r^2 + h_r^2}[\mathbf{G}_r\mathbf{M}\dot{q}(0) + (-\alpha_r\mathbf{G}_r\mathbf{M} + \beta_r\mathbf{H}_r\mathbf{M} + \\ + \mathbf{G}_r\mathbf{B})q(0)].e^{-\alpha_r t}.\cos\beta_t\ t + \sum_{r=1}^{34}\frac{2}{g_r^2 + h_r^2}[\mathbf{H}_r\mathbf{M}\dot{q}(0) + \\ + (-\alpha_r\mathbf{H}_r\mathbf{M} - \beta_r\mathbf{G}_r\mathbf{M} + \mathbf{H}_r\mathbf{B})q(0)].e^{-\alpha_r t}.\sin\beta_r\ t \end{aligned} \qquad (20)$$

където:

$$g_r = -2\alpha_r\left(\mathbf{V}_r^T\mathbf{M}\mathbf{V}_r - \mathbf{W}_r^T\mathbf{M}\mathbf{W}_r\right) - 4\beta_r\mathbf{V}_r^T\mathbf{M}\mathbf{W}_r + \\ + \mathbf{V}_r^T\mathbf{B}\mathbf{V}_r - \mathbf{W}_r^T\mathbf{B}\mathbf{W}_r;$$

$$h_r = 2\beta_r\left(\mathbf{V}_r^T\mathbf{M}\mathbf{V}_r - \mathbf{W}_r^T\mathbf{M}\mathbf{W}_r\right) - 4\alpha_r\mathbf{V}_r^T\mathbf{M}\mathbf{W}_r + \\ + 2\mathbf{V}_r^T\mathbf{B}\mathbf{W}_r;$$

$$\mathbf{G}_r = g_r\mathbf{L}_r + h_r\mathbf{R}_r;$$

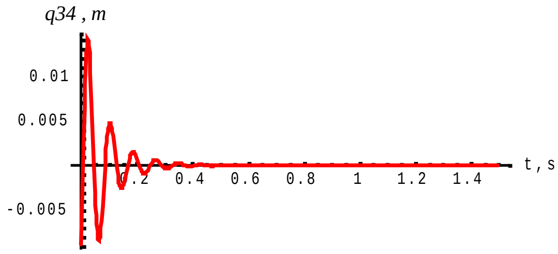
$$\mathbf{L}_r = \mathbf{V}_r\mathbf{V}_r^T - \mathbf{W}_r\mathbf{W}_r^T;$$

$$\mathbf{H}_r = h_r\mathbf{L}_r - g_r\mathbf{R}_r;$$

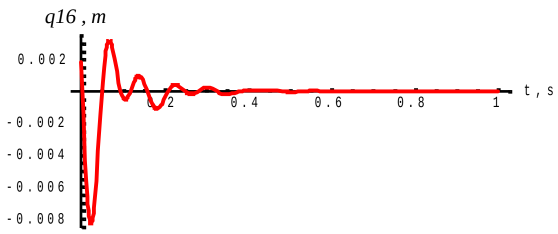
$$\mathbf{R}_r = \mathbf{V}_r\mathbf{W}_r^T + \mathbf{W}_r\mathbf{V}_r^T.$$

***5. Числени пресмятания за свободните затихващи трептения на конкретната машина***

На база на изведените формули е създаден алгоритъм за пресмятане с компютър на свободните затихващи трептения на виброваляка.



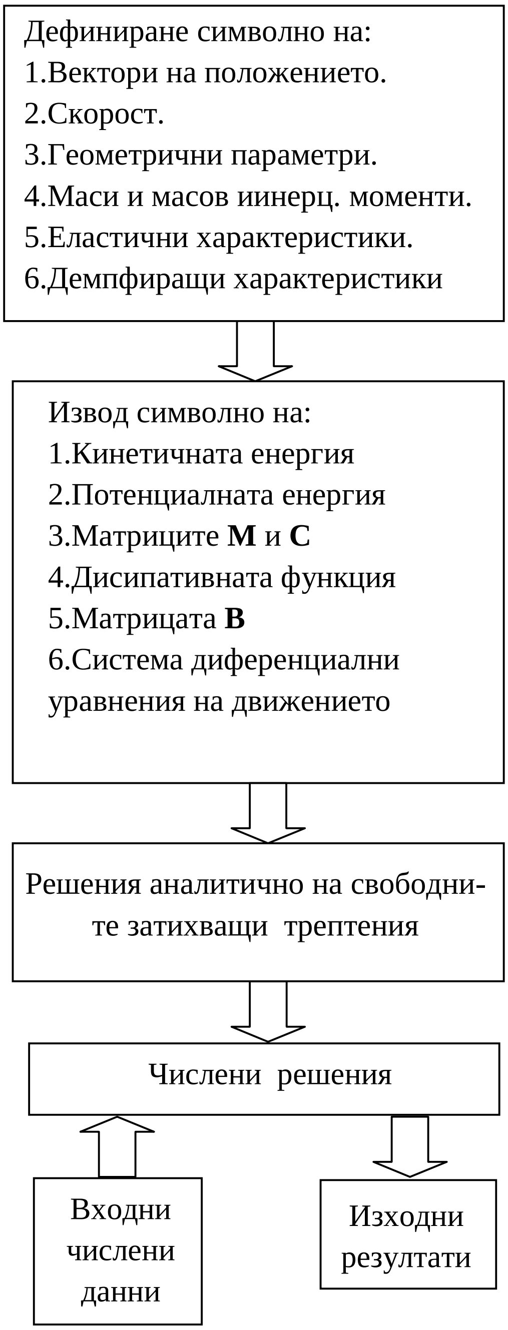

*Фигура 2. Координата $q_{34}$ (оператора на машината)*




*Фигура 3. Координата $q_{16}$(вибробарабан)*

За конкретната машина са изчислени амплитудите на свободните затихващи трептения.

На фиг.2 и фиг.3 в графичен вид са показани резултати от числените решения за свободните затихващи трептения на машината.




### *6.Заключение*

Получените данни се използват за динамичен синтез на виброваляк.

***Литература:***

1.*Ангелов, И.В.* Виброизолатори. Каталог.ТУ, София, 1993.
2. *Ангелов,И.В.* Матрична механика София-2005

3.*Ангелов, И.В.* Матрични методи – Динамика на многомасови системи. ТУ, София, 2001.
4.*Михаил Михайлов, Илия Ангелов*. Матрично моделиране в 3D пространството на кинематиката на виброваляк."Механика на Машините"
5.*Михаил Михайлов, Валентин Славов, Илия Ангелов*. Свободни трептения, собствени честоти и форми на виброваляк."Mechanics and Design"
6. *Wolfram, S.* Mathematica: A System for Doing Mathematics by Computer. Reading, Addison-Wesley, 1988.
7. Панов В., Р.Митрев., А.Велинова. Пространствено моделиране на вибрационен сепаратор. Сборник материали от конференция"Автоматизация на дискретното производство", София 2003 г.,стр. 214-220.

Доц.дтн.Илия Ангелов, Технически университет-София
Гл.ас.д-р.инж.Валентин Славов, Химикотехнологичен и металургичен университет-София
Инж.Михаил Михайлов, Технически университет-София

# MATRIX MODELLING IN 3D SPACE OF THE FREE DAMPING VIBRATIONS OF VIBRO-ROLLER

M.Mihailov I.Angelov V.Slavov

**Abstract**

In this work is done mechanical-mathematical matrix modelling in 3D space of the free damping vibrations of vibro-roller. The differential equations of the free damping vibrations are obtained as the mass, elastic, damping and geometrical characteristics are taken into account. Calculations are done for particular machine.

***Keywords:*** *vibrational machines, dynamics, free damping vibrations, matrix modeling*

Assoc.prof.Ilia Angelov, DSc., Technical university-Sofia
Assist.prof.Valentin Slavov ,Ph.D, University of chemical technology and metallurgy, Sofia
Eng.Mihail Mihailov, Technical university-Sofia

# ABOUT THE DYNAMIC BEHAVIOUR OF A SPHERICAL PENDULUM WITH SPATIALLY MOVING PIVOT

Rosen Mitrev rosenm@tu-sofia.bg
Bozhidar Grigorov b.grigorov@tu-sofia.bg
Vesko Panov vpanov@tu-sofia.bg

*A mathematical model of spherical pendulum with moving pivot is suggested and developed. Such a model allows studying the influence of the different cinematic excitations applied at the pivot point upon the kinematical and dynamical parameters of the pendulum which also determine the force in the rope. A numerical simulation for spatial curvilinear and planar with straight line motions trajectories is performed.*

***Keywords**: moving pivot point, spherical pendulum*

## *1. Introduction*

The spatial motion of freely suspended payload is specific for the technological processes of material handling, construction, and transportation machines. In general, combining several motions along each degree of freedom leads to increasing the technical and economical parameters of the machines, primarily their productivity. The superposition of two or more operational motions in different planes leads to spatial motion of the payload along different trajectories. The spatial motion of the payload is accompanied by payload swinging, which has more complex character than one, observed in planar motion. It depends primarily on mass, force, and geometrical parameters of the mechanical system as well as on the trajectory type. In order to study kinematical and dynamical parameters we need to develop a mathematical model for the spatial motion of the payload. Such a model could, also be used for control of the mechanical system motion.

There are known publications [Jerman 2006, Pauluk et all. 2001, Souissi et all. 1992], which consider the payload spatial motion of different type of cranes. Works [Leung et all. 2006, Suthakorn et all. 2004] deal with modeling and study of a spherical pendulum response to different kind of pivot point kinematics excitations while works [Abdel-Rahman et all. 2002, Bockstedte et all. 2005, Masoud 2000, Nalley et all. 1994, Parker et all. 1995] are devoted to control of mechanical system motion and generation of the proper lows of motion in order to decrease the payload swinging.

The performed literature survey shows, that the problem of mathematical modeling of the suspended payload motion with arbitrary moving suspension point is not enough discussed. Problems are solved usually for concrete type of equipment which imposes particular restrictions on the general motion law. The aim of the present article is to overcome such restrictions by introducing a general form of pivot movement.

## *2. Mathematical model of the mechanical system*

It is suitable to represent the rope suspended payload as a well known spherical pendulum with two degrees of freedom (Fig.1). The spherical pendulum consists of a mass particle that is attached to the end of weightless rigid link with the other end attached to a pivot. The position of the mass particle in space is described by two generalized coordinates $\theta_1$ and $\theta_2$. The pendulum pivot point is movable in space, with pivot point excitations in respect to immovable inertial frame $X_0Y_0Z_0$ designated as $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$. Two movable coordinate frames $X_1Y_1Z_1$ и $X_2Y_2Z_2$ are attached at the pivot point. The positions and orientations of these frames are shown at Fig.1. The angle $\theta_1$ is defined between axes $Y_0$ and $X_1$ and $\theta_2$ between $X_1$ and $X_2$. Wind forces $F_x$ и $F_z$. are applied to the mass particle in the directions $X_0$ and $Z_0$. The rope length $L$ is considered variable and could be a function of the time $t$ or other parameters.

The transition between the coordinate systems is performed by well known transformation matrices [3]. Taking into account angles of rotation between the coordinate systems axes shown at Fig.1, the transformation matrices between the first and the zero ${}^0_1T$ and between the second and the first ${}^1_2T$ coordinate systems are:

$$ {}^0_1T = \begin{bmatrix} s_1 & -c_1 & 0 & x(t) \\ c_1 & s_1 & 0 & y(t) \\ 0 & 0 & 0 & z(t) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \qquad (1) $$

$$ {}^1_2T = \begin{bmatrix} c_2 & 0 & s_2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -s_2 & 0 & c_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \qquad (2) $$

where $c_i$ and $s_i$, $i=1,2$, denote $cos\theta_i$ and $sin\theta_i$ respectively.

The transformation matrix ${}^0_2T$ describing the second coordinate system in respect to the inertial coordinate systems is computed by (3) and has the form (4).

$$ {}^0_2T = {}^0_1T\,{}^1_2T \qquad (3) $$

$$ {}^0_2T = \begin{bmatrix} c_2s_1 & -c_1 & s_1s_2 & x(t) \\ c_1c_2 & s_1 & c_1s_2 & y(t) \\ -s_2 & 0 & c_2 & z(t) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \qquad (4) $$

Designating $\{^0R_m\}$ as a vector describing position of mass particle in the inertial frame, and $\{^2R_m\}$ as a vector describing position of mass particle in the second coordinate system we have: :

$$ \{^0R_m\} = {}^0_2T\{^2R_m\} \qquad (5) $$

The vector $\{^2R_m\}$ has the following form:

$$ \{^2R_m\} = \{L \quad 0 \quad 0\}^T \qquad (6) $$

and $\{^0R_m\}$ is computed as:

$$ \{^0R_m\} = \{Lc_2s_1 + x(t) \quad Lc_2c_1 + y(t) \quad -Ls_2 + z(t \quad 1\}^T \qquad (7) $$

The velocity vector of the mass particle in respect to the inertial frame $\{^0V_m\}$ is computed by the following expression:

$$ \{^0V_m\} = \frac{d\{^0R_m\}}{dt} \qquad (8) $$

Combining (8) with (7), $\{^0V_m\}$ components are obtained:

$$ {}^0V_m^X = L\dot{\theta}_1c_1c_2 - L\dot{\theta}_2s_1s_2 + \dot{L}s_1c_2 + v_x(t), $$

$$ {}^0V_m^Y = -L\dot{\theta}_1c_2s_1 - L\dot{\theta}_2c_1s_2 + \dot{L}c_1c_2 + v_y(t) $$

$$ {}^0V_m^Z = -L\dot{\theta}_2c_2 - \dot{L}s_2 + v_z(t) \qquad (9) $$

where $\dot{\theta}_1$ and $\dot{\theta}_2$ denote the generalized angular velocities, while $v_x(t)$, $v_y(t)$ and $v_z(t)$ are the first derivatives of the pivot point law of motion.

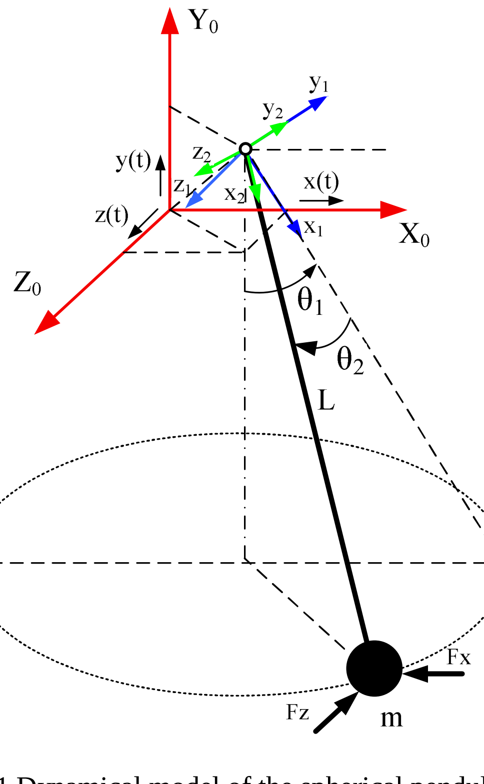



Fig.1 Dynamical model of the spherical pendulum

The linear velocity of the mass particle ${}^0V_m$, the kinetic energy $K$ of the mechanical system, and the potential energy $P$ of the system are computed using the following expressions:

$$^0V_m = \sqrt{\left(^0V_m^X\right)^2 + \left(^0V_m^Y\right)^2 + \left(^0V_m^Z\right)^2} \quad (10)$$

$$K = \frac{1}{2} m \left(^0V_m\right)^2 \quad (11)$$

$$P = -mg(y(t) + Lc_1c_2) \quad (12)$$

The dissipation energy $D$ of the system is formed by damping along the generalized coordinates:

$$D = \frac{1}{2} b_1 \left(\dot{\theta}_1\right)^2 + \frac{1}{2} b_2 \left(\dot{\theta}_2\right)^2 \quad (13)$$

where $b_1$ and $b_2$ are the damping factors.

Further we derive the differential equations of motion for the mechanical system using Lagrange's equations of the second kind:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_i} + \frac{\partial P}{\partial \theta_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}_i} = Q_i \quad i = 1,2 \quad (14)$$

We can also apply generalized forces $Q_i$ corresponding to the generalized coordinates derived by means of virtual work method.

-respective to coordinate $\theta_1$:

$$Q_1 = -F_x L c_1 c_2 \quad (15)$$

-respective to coordinate $\theta_2$:

$$Q_2 = F_x L s_1 s_2 + F_z L c_2 \quad 16)$$

The two second order nonlinear differential equations obtained are complex and could be represented in matrix form:

$$[M]\{\ddot{\theta}\} + [B]\{\dot{\theta}\} + \{N\} = \{Q\} \quad (17)$$

where: $[M] = \begin{bmatrix} mL^2(c_2)^2 & 0 \\ 0 & mL^2 \end{bmatrix}$ - mass matrix with variable coefficients; $[B] = \begin{bmatrix} b_1 & 0 \\ 0 & b_2 \end{bmatrix}$ - damping matrix; $\{N\} = \begin{Bmatrix} N_1 \\ N_2 \end{Bmatrix}$ - vector consisting of centrifugal, coriolis, inertia and gravity forces, where

$$N_1 = -2\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 c_2 s_2 mL^2 + mLc_2(2\dot{\theta}_1 \dot{L} c_2 + a_x(t)c_1 -$$
$$- a_y(t)s_1 + gs_1) + b_1\dot{\theta}_1$$

$$N_2 = (\dot{\theta}_1)^2 c_2 s_2 mL^2 + mL(2\dot{\theta}_2 \dot{L} + gc_1 s_2 - a_z(t)c_2 -$$
$$- a_y(t)c_1 s_2 - a_x(t)s_1 s_2 + b_2\dot{\theta}_2$$

$\{Q\} = \{Q_1 \quad Q_2\}^T$ - generalized forces vector; $a_x(t)$, $a_y(t)$ and $a_z(t)$ - the second derivatives of the pivot point laws of motion; $\{\ddot{\theta}\}$ and $\{\dot{\theta}\}$ - vectors of the generalized accelerations and generalized velocities respectively; $g$- the Earth acceleration.

The system of differential equations (17) is suitable for investigation of the mechanical system parameters in case of large payload swinging. If the angle of payload swinging is small, system (17) can be simplified by assuming $sin\theta_i \approx \theta_i$, $cos\theta_i \approx 1$. In this case we can also drop out higher order terms.

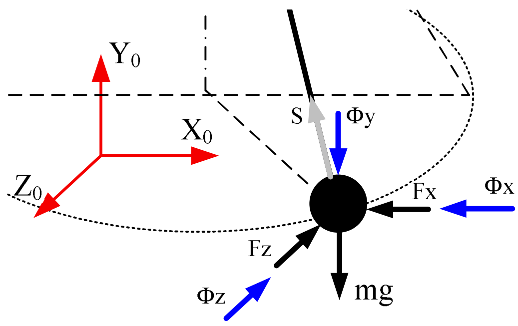



Fig.2 Forces that acts on the mass particle

The force in the rope, which is result of the motion and gravity force is variable and is determined by the projections of the forces, which acts on the mass particle (Fig.2):

$$S = (F_x + \Phi_X)c_2 s_1 - (F_z + \Phi_Z)s_2 + (\Phi_Y - mg)c_1 c_2 \quad (18)$$

where the inertia forces are: $\Phi_X = m\,{}^0A_m^X$, $\Phi_Y = m\,{}^0A_m^Y$, $\Phi_Z = m\,{}^0A_m^Z$

Here the accelerations of the mass ${}^0A_m^X$, ${}^0A_m^Y$ and ${}^0A_m^Z$ are computed as second derivative of eq.(5):

$$^0A_m^X = (c_1c_2\ddot{\theta}_1 - s_1s_2\ddot{\theta}_2 - c_2s_1\dot{\theta}_1^2 - 2c_1s_2\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 - c_2s_1\dot{\theta}_2^2)L +$$
$$+(2\dot{\theta}_1c_1c_2 - 2\dot{\theta}_2s_1s_2)\dot{L} + c_2s_1\ddot{L} + a_x(t)$$
$$^0A_m^Y = (-c_2s_1\ddot{\theta}_1 - c_1s_2\ddot{\theta}_2 - c_1c_2\dot{\theta}_1^2 + 2s_1s_2\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 - c_1c_2\dot{\theta}_2^2)L +$$
$$+(-2\dot{\theta}_1c_2s_1 - 2\dot{\theta}_2c_1s_2)\dot{L} + c_1c_2\ddot{L} + a_y(t)$$
$$^0A_m^Z = (-c_2\ddot{\theta}_2 + (\dot{\theta}_2)^2 s_2)L - 2\dot{\theta}_2c_2\dot{L} - s_2\ddot{L} + a_z(t)$$

(19)

### *3. Numerical simulation of the pendulum motion*

The proposed system of second order differential equations is complex and nonlinear and must be solved by using numerical methods. In this article we apply fourth-order Runge-Kutta fixed-step method with all initial conditions set to zero, and two kinds of trajectories proposed – space curvilinear trajectory and planar trajectory with straight line motions. The used curvilinear trajectory is shown at Fig.3. The motion of the pivot is combined with lowering of the payload.

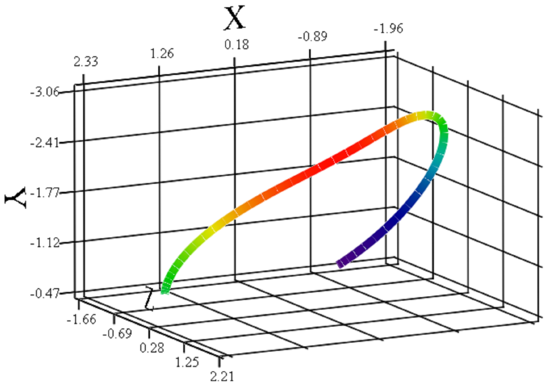



Fig.3 Curvilinear space trajectory of the pendulum pivot point

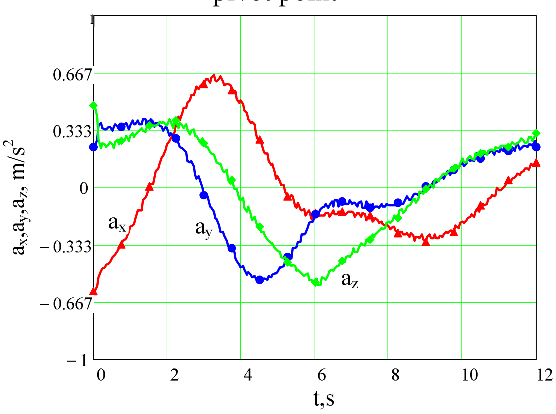



Fig.4 Laws of acceleration of the pendulum pivot point

The laws of acceleration of the pivot point are shown at Fig.4. Fig 5 shows the change in time of the generalized coordinates $\theta_1$ and $\theta_2$. It is obviously, that the curvilinear trajectory of the pivot point leads to swinging not only along the coordinate $\theta_2$, but also along the coordinate $\theta_1$. The mass particle swings near the equilibrium position and the maximal angle is ≈4.8$^0$ for the case under consideration.

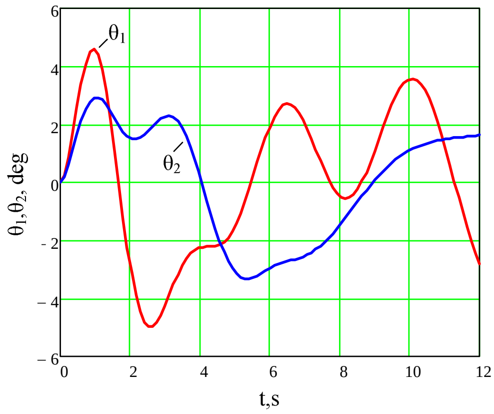



Fig.5 Change of the generalized coordinates for curvilinear space trajectory

The trajectories of the pivot point and the mass particle (in combination with the mass particle lowering) are shown at the Fig.6

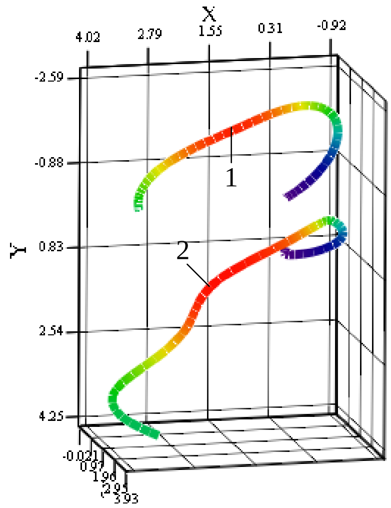



Fig.6 Trajectories of the pivot point – 1 and mass particle – 2.

The force in the rope, computed according to (18), is shown at the Fig.7.

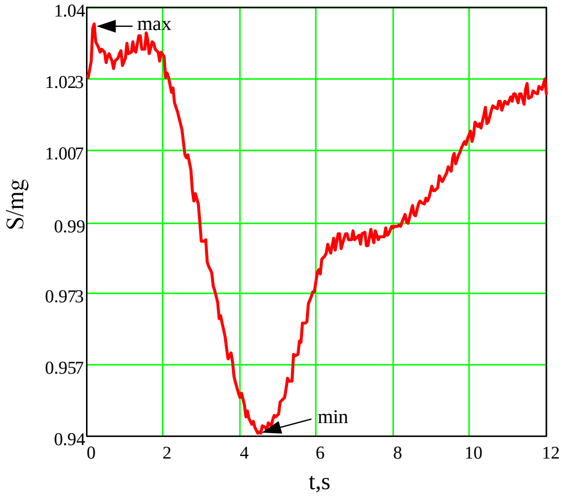



Fig.7 Ratio of the rope force and gravity force

As it can be expected, the rope force is variable and in the case of small values of the swing angle depends primarily from the law of motion of the pivot point in *y* direction and from the gravity force of the mass particle. For the considered case the maximal force in the rope is bigger by 3.6% and smaller by 6% than the mass particle gravity force (Fig.7).

If kinematic excitations of the pivot follow planar trajectory with motion in different directions, we can also observe spatial motion of the mass particle.

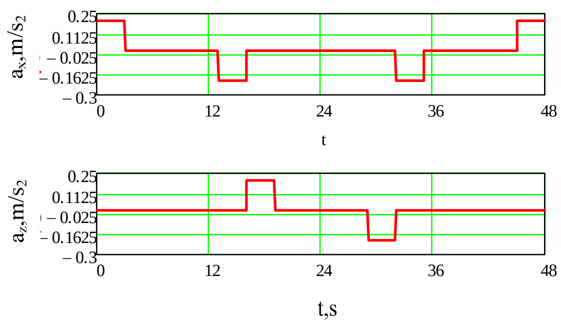



Fig.8 Accelerations of the pivot point

Fig.8 shows predefined accelerations of the pivot point, while Fig.9 shows the change of the generalized coordinates $\theta_1$ and $\theta_2$. By choice of suitable pivot point laws of motion a swing angle of the pendulum can be considerably decreased.

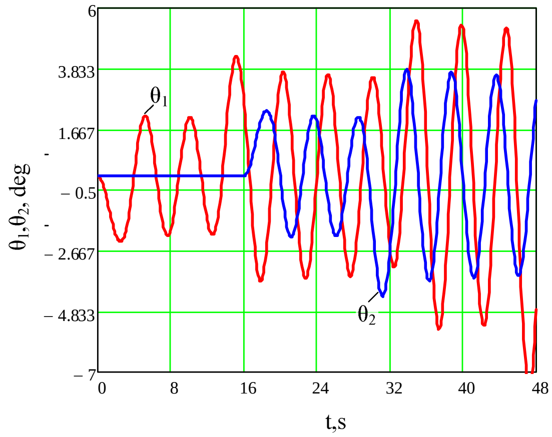



Fig.9 Change of the generalized coordinates for planar trajectory

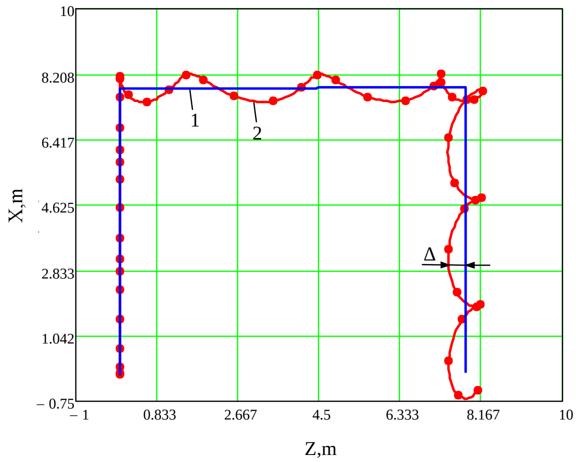



Fig.10 Trajectories of the pivot point and mass particle and the difference Δ

At the Fig.10 are shown the trajectories of the 1) pivot point and 2) mass particle and the difference Δ between them due to mass particle swinging.

### *4. Conclusions*

The present work suggests and develops a mathematical model of a spherical pendulum with kinematic excitations. Such excitations are caused by moving the pendulum pivot along a particular spatial trajectory. The model allows to study the influence of the pivot point laws of motion to the dynamical parameters of the pendulum, including the force in the rope. The model can also be used for deriving

suitable time dependent parameters of the trajectory
for fast damping of the pendulum swinging.

***Литература:***

[1] **Abdel-Rahman E.M, Nayfeh.A.H**., Pendulation Reduction in Boom Cranes Using Cable Length Manipulation. Nonlinear Dynamics , Volume 27, Issue 3, pp.255-269, 2002

[2] **Bockstedte A., Kreuzer E**., Manipulation by Modal Coupling Control for Underactuated Cranes. IUTAM Symposium on Vibration Control of Nonlinear Mechanisms and Structures, vol.130, pp.121-130, Springer Nederlands, 2005.

[3] **Craig J**., Introduction to robotics. Mechanics and control. Addison-Wesley publishing company, 1989.

[4] **Jerman B**: An enhanced mathematical model for investigating the dynamic loading of a slewing crane. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, **220**(4):421-433, 2006

[5] **Leung A.Y.T, Kuang J.L.**, On the Chaotic Dynamics of a Spherical Pendulum with a Harmonically Vibrating Suspension. Nonlinear Dynamics, Volume 43, Issue 3, pp.213-238, 2006.

[6] **Masoud Z**., A Control System for the Reduction of Cargo Pendulation of Ship-Mounted Cranes. Ph.d. dissertation, December 4, 2000 Blacksburg, Virginia.

[7] **Nalley M. J.,Trabia M. B**., Design of a fuzzy logic controller for swingdamped transport of an overhead crane payload, Dynamic System and Control 1, pp. 389–398, 1994.

[8] **Parker G. G., Petterson B., Dohrmann, C. R., Robinett, R. D**., Vibration Suppression of Fixed-Time Jib Crane Maneuvers". Proceedings of the SPIE Smart Structures and Materials Conference, 2447:86-90, 1995.

[9] **Parker G. G., Petterson B., Dohrmann C. R., Robinett, R D.**, Command Shaping For Residual Vibration Free Crane Maneuvers". Proceedings of the American Control Conference, pp. 934-938, 1995.

[10] **Pauluk M., Korytowski A., Turnau A. Szymkat M.**, Time Optimal Control of 3D Crane. MMAR 2001: Proceedings of the 7th IEEE International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, p.122-128, 2001

[11] **Souissi R., Koivo A. J.**, Modeling and Control of a Rotary Crane for Swing-Free Transport of Payloads". First IEEE conference on Control Applications, 2:782-787, 1992.

[12] **Suthakorn J., Parker G.**, Anti-Swing Control of Suspended Loads on Shipboard Robotic Cranes. The 8th World Multi-Conference on Systemics, Cybernetics and Informatics: WMSCI 2004.

Assoc.prof.Bozhidar Grigorov, Ph.D, Technical University-Sofia
Assist.prof.Rosen Mitrev, Ph.D, Technical University-Sofia