Българско списание за
Инженерно Проектиране

брой №21, януари 2014г.

ЦЕЛ И ОБХВАТ

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

РЕДАКЦИОННА КОЛЕГИЯ

Председател
Б. Григоров, ТУ-София, България

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

Редактор
Р.Митрев, ТУ-София, България

Издател: Машиностроителен факултет, Технически университет-София. ISSN 1313-7530; **Адрес на редакцията:** София, бул.Климент Охридски №8, Технически Университет-София, бл.4, Машиностроителен факултет; **Електронна версия:** bjed.tu-sofia.bg.
Списанието се индексира в Index Copernicus: www.indexcopernicus.com

Bulgarian journal for
Engineering Design

issue №21, january 2014

AIM AND SCOPE

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

EDITORIAL BOARD

Chairman
B.Grigorov, TU-Sofia, Bulgaria

M.T.Georgiev	TU-Sofia, Bulgaria	**K.Demetrashvili**	TU, Tbilisi, Georgia
G.Diukendzhiev	TU-Sofia, Bulgaria	**S.Simeonov**	TU, Brno, Czech Republic
M.Denchev	TU-Sofia, Bulgaria	**V.Ivanov**	Odessa national university, Uкraine
I.Malakov	TU-Sofia, Bulgaria	**A.Ianakiev**	Notingham Trent University, UK
P.P.Petrov	TU-Sofia, Bulgaria	**N.Chernev**	University of Auvergne, France
V.Panov	TU-Sofia, Bulgaria	**B.Lepadatescu**	Transilvania University of Brashov, Romania
M.Z.Georgiev	TU-Sofia, Bulgaria	**N.Zrnic**	University of Belgrad, Serbia
N.L.Nikolov	TU-Sofia, Bulgaria	**M.Jovanovic**	University of Nish, Serbia
M.Georgiev	MGTU Stankin, Moscow, Russia	**D.Michalopoulos**	University of Patras, Greece
V.Hristov	SWU „N.Rilski" Blagoevgrad, Bulgaria	**N.Kubota**	Tokyo Metropolitan University, Japan
Ch. Apostolopoulos	University of Patras, Greece	**S.Emelianov**	South West State University, Kursk, Russia
L.Cherviakov	South West State University, Kursk, Russia	**V.Spassov**	VTU „T.Kableshkov", Sofia, Bulgaria

Editor
R.Mitrev, TU-Sofia, Bulgaria

Publisher: Mechanical Engineering Faculty, Technical University-Sofia. ISSN 1313-7530; **Publisher Address:** Bulgaria, Sofia, Kliment Ohridski blvd. №8, Technical University-Sofia, Mechanical engineering faculty; **Electronic version:** bjed.tu-sofia.bg.
The journal is indexed in Index Copernicus: www.indexcopernicus.com

СЪДЪРЖАНИЕ

Програма за пресмятане, избор и визуализация на линеен хидроцилиндър за задвижване на ротационни стави……..... 5
Б.Григоров

Средно транспортно разстояние в конвенционален склад за палети при произволно разположение на входно/изходна точка…….……...…….. 13
М.Георгиев

Изследване на цилиндричен плъзгащ лагер на конусна инерционна трошачка (КИД-300)……..……..……..... 17
С.Савов, П.Недялков

Експериментално определяне еластичното окачване на кабина към транспортното въже в 3D пространството…….. 23
В.Ахчийски, К.Чучуганов, Г.Илиев

Изследване на възможности за рекупериране на енергия при движение в посока надолу на хидравличен асансьор…….....…… 31
Т.Димитров, Г.Илиев, К.Чучуганов

Относно определяне на собственото тегло на двугредови мостови кранове в процеса на проектиране……...…….…..... 37
Л.Лазов

Съвременни технологии за наблюдение и управление на материалните потоци в инженерната логистика …… 43
В.Спасов, Т.Иванова

Изследване на напрегнатото състояние на носач и носеща рама на седалка за въжена линия чрез тензометрия…….…….. 51
Н.Василев, Г.Илиев

Сравнителен анализ на коефициента на запас по статична якост при якостна проверка на главна греда на мостов кран……..…… 57
К.Радлов, В.Панов, Ф.Красини

Относно определянето на страничните сили възникващи при посукване на мостови кранове…….…….. 63
Н.Коцев, Л.Лазов

Reverse motion control for differential-drive mobile robots using a single camera……. 67
P.Petrov

Влияние на наклоните на сепарираща вибрираща неперфорирана работна повърхност при сепариране на фин зърнест материал…….……... 73
Н.Рачев

Research of mechanisms of parallel structure with the integrated hydraulic converter (On the example of joysticks)…….…..… 79
A.Brysin, P.Pobegailo, P.Sinyov

Изследване на динамиката на движението на регулярно спускани от самолет товари…… 85
М.Тодоров, Д.Гешев

Модален анализ на вал на центробежна помпа……..... 93
К.Цветанов, П.Степанов

ПРОГРАМА ЗА ПРЕСМЯТАНЕ, ИЗБОР И ВИЗУАЛИЗАЦИЯ НА ЛИНЕЕН ХИДРОЦИЛИНДЪР ЗА ЗАДВИЖВАНЕ НА РОТАЦИОННИ СТАВИ

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

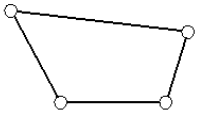
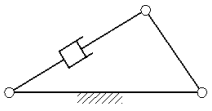
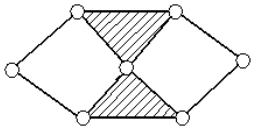
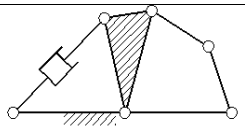
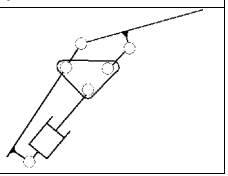
Резюме: Описани са алгоритъма и действието на интерактивна програма за избор на хидроцилиндър за задвижване на ротационна кинематична двойка при директно окачване на цилиндъра към звената. Програмата се основава на изчислителна процедура, която подбира параметрите на окачването по начин, че да осигури изравняване на необходимите усилия в края на хода на цилиндъра. Програмата дава варианти на решения да предварително определен диаметър, като окончателният избор е предоставен на проектанта и критерий за избор може да бъде теглото на цилиндъра. Програмата работи в среда на системата за автоматизирано проектиране AutoCAD и притежава модул за 2D или 3D визуализация на избрания цилиндър. Необходимите за визуализацията конкретни размери се вземат от база данни основана върху каталозите на производителите. Предвидена е възможност за добавяне на данни и работа с хидроцилиндри на различни производители.

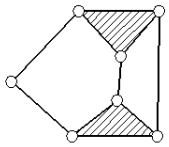
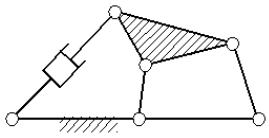
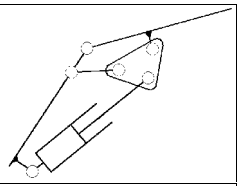
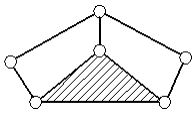
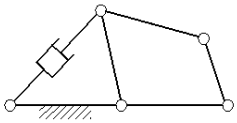
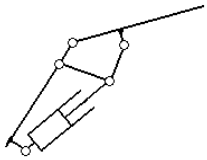
Ключови думи: програмно приложение, VBA, хидроцилиндър, ротационни стави, оптимален избор, визуализация

1. УВОД

Голяма част от съоръженията използвани в съвременната индустрия притежават работни органи представляващи шарнирно съчленени стрели, които осигуряват гъвкавост на операциите и голям обсег. Към тази група могат да се отнесат някои въртящи се кранове, товароподемни манипулатори, подемни платформи, бетонни помпи и пр. Тук се включват също така и различни видове строителна техника – багери и товарачи, които обаче имат различни режими на натоварване върху звената на работните им органи. Работата на всичките групи съоръжения изисква прилагане на значителни усилия и моменти в ставите по всички степени на свобода, което води в по-голямата част до използване на хидравлични системи за задвижване. По тази именно причина, задвижването на звена от работните органи реализирани конструктивно като ротационни двойки се осъществява главно посредством линейни хидроцилиндри, захванати директно към звената и чрез използване на лостова система - четири или шест ставни механизми образуващи локални затворени кинематични вериги. Таблица 1 показва някои от използваните решения в този случай [7].

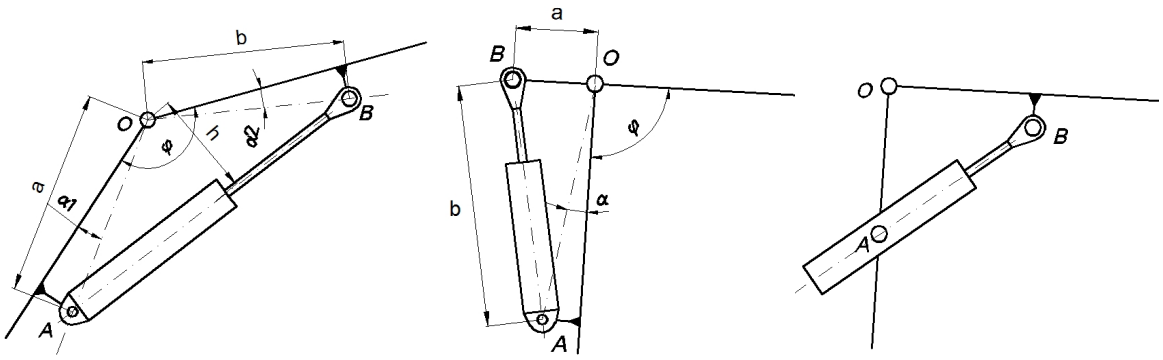
табл. 1 Механизми за задвижване на звената

Механизъм	Звена	Принцип	Схема	Конструктивна реализация
Четиризвенник	4			
Шестзвенник Механизъм на Уат	6			

Шестзвенник Механизъм на Стефенсон	6			
Шестзвенник Механизъм с двоен шарнир	6			

Директното окачване на хидроцилинъдра към звената (използване на четиризвенен механизъм) е конструктивно най-простото решение, но има недостатъка да осигурява сравнително малки относителни ъгли на завъртане, което се избягва при прилагане на останалите представени в Таблица 1 схеми. Въпреки това, тази конфигурация се прилага често, особено за задвижване на второто звено (звеното след въртящата се колона) при една класическа кинетична схема на работен орган.

Задвижване чрез директно окачване на цилиндъра може за се осъществи по една от схемите представени на фиг.1.



а) б) в)

фиг.1 Варианти за задвижване на кинематична ротационна двойка посредством линеен хидроцилиндър

Вариант а), както и вариант в) предполагат пълно използване на задвижващата сила, докато вариант б) и вариант в) се прилагат съответно при голяма стойност на крайния и при малка стойност на началния ъгъл между звената.

Въпреки широкото използване на линейни хидроцилиндри за задвижване на работни органи с ротационни двойки, не съществува голям брой публикации касаещи проблема за техния синтез и избор. В същото време, в редица статии [3,5,8] , се прави силов и кинематичен анализ на съоръжения при допускане на известни параметри на хидрозадвижването - диаметър, ход, точки на окачване на цилиндрите, дължини и точки на окачването на лостовете и пр. за всяка от конфигурациите показани в таблицата.

Публикациите свързани с проблема за избор на хидроцилиндър са свързани предимно със схемата използваща директно захващане. В [6] е предложен графо-аналитичен метод за определяне на необходимите усилията в хидроцилиндъра при зададена диаграма на натоварванията (големината на външния момент във функция на завъртане). Чрез същата графо-аналитична методика може да бъдат избрани диаметъра и хода необходим за реализация на зададения ъгъл на завъртане. В [4] е описан аналитичен подход позволяващ избора на цилиндъра при предполо-

жението, че отношението между разстоянията на точките на окачване на цилиндъра до шарнира се избира от конструктора на база на товарната диаграма. Това от своя страна изисква значителен опит и многократни итерации. И в двете публикации не се извършва обвързване на полученото решение (повече или по-малко оптимално) с параметрите на реални цилиндри предоставяни от производител.

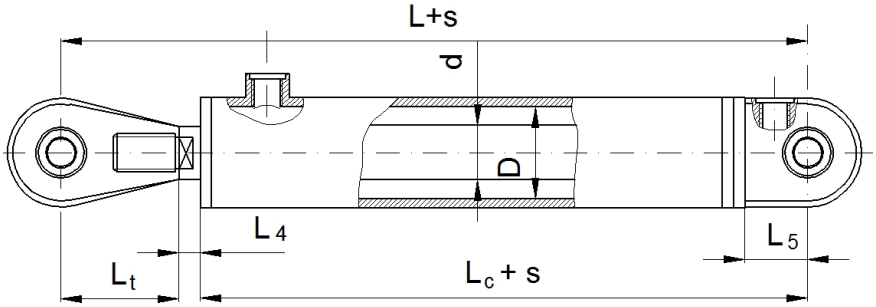
Във всички случаи синтезът или анализа на такива комплексни механизми изисква използването на компютър и изчислителни процедури за ефективно моделиране и изучаване на различни конструктивни вариации в кратък срок.

2. РЕАЛИЗАЦИЯ

Статия [1] предлага методика, основаваща се на констатацията, че максималното необходимо усилие в цилиндъра се получава в началото или края на хода, независимо от товарната диаграма, поради рязкото намаляване на рамото на силата. Това позволява да се търси изравняването на силите в двете положения, което да доведе до снижаване на абсолютната стойност. Използването на това условие води до определено отношение на рамената $k = a/b$ (виж фиг. 1а и 1б), което може да бъде определено от квадратно уравнение: $k^2 - 2.q.k + 1 = 0$. Корените на уравнението имат реципрочни стойности, което позволява дължините a и b да бъдат взаимозаменяеми. Параметърът q зависи от стойностите на външния момент в началото и края на хода - $M(\varphi_0)$, $M(\varphi_m)$, началната и крайна стойност на ъгъла на относителна ротация φ_0 , φ_m , както и от един независим параметър $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$ както това е показано на фигурата. Параметърът q става неопределен при нулиране на неговия знаменател за определена стойност α_0 изчислена по формулата:

$$\alpha_0 = \operatorname{atan}\frac{M(\varphi_m).\sin(\varphi_0) - M(\varphi_0).\sin(\varphi_m)}{M(\varphi_m).\cos(\varphi_0) - M(\varphi_0).\cos(\varphi_m)} \quad (1)$$

Стойността на параметъра α изчислен по формула (1) може да се счита за разделителна, като при стойности на $\alpha > \alpha_0$ се прилага схема на задвижване показана на фиг. 1а, докато при обратен случай – тази от фиг. 1б.



фиг. 2 Линеен хидроцилиндър – параметри

Фигура 2 представя схематично изображение на линеен хидроцилиндър в началото на хода. Основните параметри тук са: диаметър на цилиндъра D, диаметър на буталото d, ход s, както и конструктивна дължина L. Първите два параметъра (заедно с работното налягане) определят прилаганата сила, докато вторите дефинират относителния ъгъл на завъртане между звената. Оптималният избор на хидроцилиндъра предполага, че и двете величини – сила и ход ще бъдат напълно използвани.

Изчислителната методика предложена в [1] дава възможност оптималният диаметър на хидроцилиндъра да бъде определен чрез решаване на уравнение от трета степен. Стойностите на коефициентите в уравнението зависят както от товарната диаграма $M(\varphi)$, минималният и максималният ъгли между звената, отношението между диаметрите на буталото и буталния прът и пр., така и от независимия параметър α , който може да се променя за получаване на вариантни решения, при което увеличаването (или намалява-

нето) на α спрямо α_0 води до получаване на поредица от последователно намаляващи диаметри. Коефициентите на уравнението се определят също така при спазване на ограничителните условия както са дефинирани в [1].

Оптималната стойност на диаметъра, изчислена като реален корен на кубично уравнение, не може да бъде използвана, тъй като цилиндрите се произвеждат в ред от предварително дефинирани стойности за диаметъра D_{ti}, който ред се определя от производителя. Подобно е положението и с хода s, който в повечето случаи се заявява като цяло число милиметри в поредица нарастваща през определена стъпка. Ето защо, след получаване на оптимално решение се налага обратно пресмятане за определяне на стойности на параметрите позволяващи избор от каталог.

Алгоритъмът работи при предварително зададен желан диаметър на хидроцилиндъра D, избран от реда на предлаганите от производителя стойности: $D = D_{ti}$. Както бе отбелязано по-горе, нарастването на параметъра α води до получаване на оптимални стойности за диаметъра във вид на намаляваща последователност. При стойности на оптимално изчисления диаметър D_0 в интервалите непосредствено над или под желания табличен такъв ($D_{ti+1} \le D_0 \le D_{ti}$ или $D_{ti} \le D_0 \le D_{ti-1}$) програмата избира и работи с последния. Обратното пресмятане се извършва в последователността от изчислителни формули дадени по-долу. Като начало се определя развиваното от хидроцилиндъра усилие при желания диаметър:

$$F_C = \frac{\pi}{4}.\left[D^2.(p - p_0) + d^2.p_0\right] \qquad (2)$$

По-нататък формула (2) се използва за пресмятани на необходимото рамо и хода на цилиндъра (3):

$$b = \frac{M(\varphi_0).\sqrt{1 + k^2 - 2.k.\cos(\varphi_0 - \alpha)}}{F_C.z.k.\sin(\varphi_0 - \alpha)} \qquad (3)$$

$$s = b.[\sqrt{1 + k^2 - 1.k.\cos(\varphi_{\max} - \alpha)} - \sqrt{1 + k^2 - 2.k.\cos(\varphi_0 - \alpha)}]$$

Ходът s трябва да се закръгли до таблична стойност (например до цяло число през 10 милиметра за производството на КРЕС – Д [9]). Пресмятането на хода позволява да се определи началната дължина L по формула (4):

$$L = b.\sqrt{1 + k^2 - 2.k.\cos(\varphi_{\max} - \alpha)} - 2.s \qquad (4)$$

В горните формули: p, p_0 – налягане в напорната и сливната линия на хидросистемата – входни величини; φ_0, φ_{max} – минимален и максимален ъгъл между звената– входни величини; F_C – действителна сила развивана от хидроцилиндъра; k – отношение на дължините на точките на окачване a и b изчислено на базата на изискването за равенство в необходимата сила в цилиндъра в началото и края на хода (Фиг.1); z – брой съвместно работещи хидроцилиндри;

Както се вижда от фиг. 2, началната дължина на цилиндъра се определя от дължина $L_C + L_4$, която се взима от каталога за съответния диаметър, както и дължината на ухото L_t, , конструктивно определена като $L_t = L - L_C - L_4$. Изчислена по такъв начин, дължината на ухото гарантира пълно използване на хода при завъртате на звеното между зададения интервална ъглите на завъртане: $\varphi_0 \le \varphi \le \varphi_{max}$.

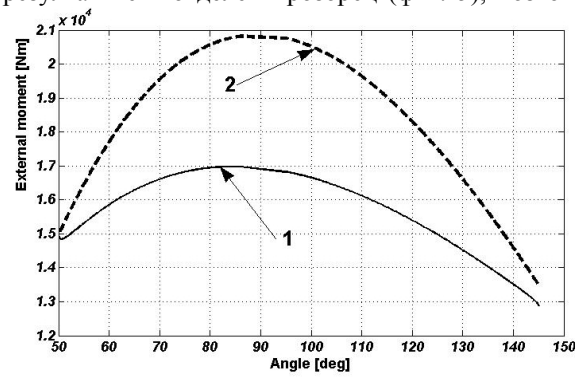
Външните моменти при минимален и максимален работен могат да бъдат определени чрез статични изчисления или посредством динамични симулации, при което се отчитат и динамичните съставки при ускоряване е спиране в съответствие с избран закон на движение. Такава товарна диаграма е показана на фиг.3, (крива 1) за товароподемен манипулатор с товарен момент 12000 [Nm].

Програмата е реализирана на програмния език VBA (Vial Basic for Applications) и представлява програмно приложение работещо в среда на AutoCAD. Фиг. 4 представя основните диалогови прозорци за въвеждане на входните данни. Предвидена е възможност за реализация на двата варианта на окачване на хидроцилиндъра според фиг. 1.

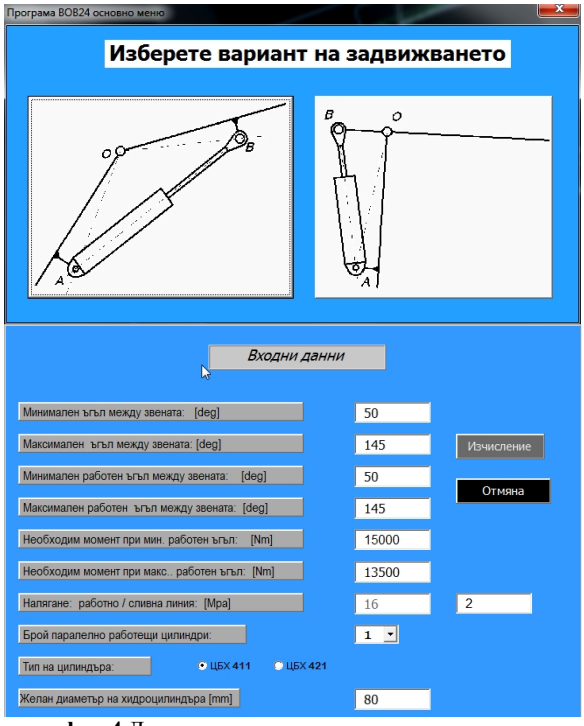
Входните данни също така предвиждат и възможност за установъчни движения в началото и края на хода, т.е. ъгълът на завъртане на звената да бъде по-голям от този, за който се прилага външния момент.

Програмата пресмята всички варианти за посочения диаметър на хидроцилиндъра в зависимост от стойностите на параметъра α и извежда

резултатите в отделен прозорец (фиг. 5), позво-



фиг.3 Товарна диаграма на товароподемен манипулатор: 1. Динамично външно натоварване 2. Момент на хидроцилиндъра

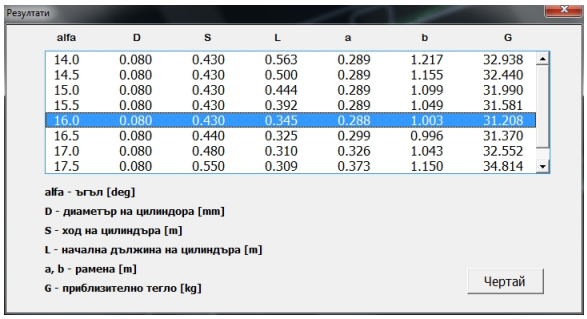


фиг.4 Диалогови прозорци за входни данни

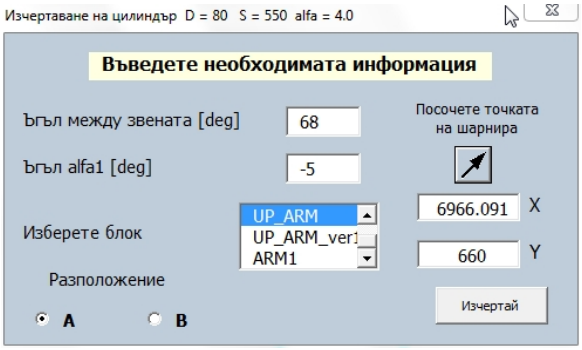
За ориентиране на конструктора, диалоговият прозорец предоставя информация за приблизителното тегло на всеки изчислен вариант.

За извършване визуализация в среда на AutoCAD потребителят трябва да подготви чертожен файл съдържащ блокове, дефиниращи ляващ избор на желана опция.

конструктивната идея за подвижното и неподвижно звена на съоръжението.



фиг. 5 Диалогов прозорец с резултати от изчисленията

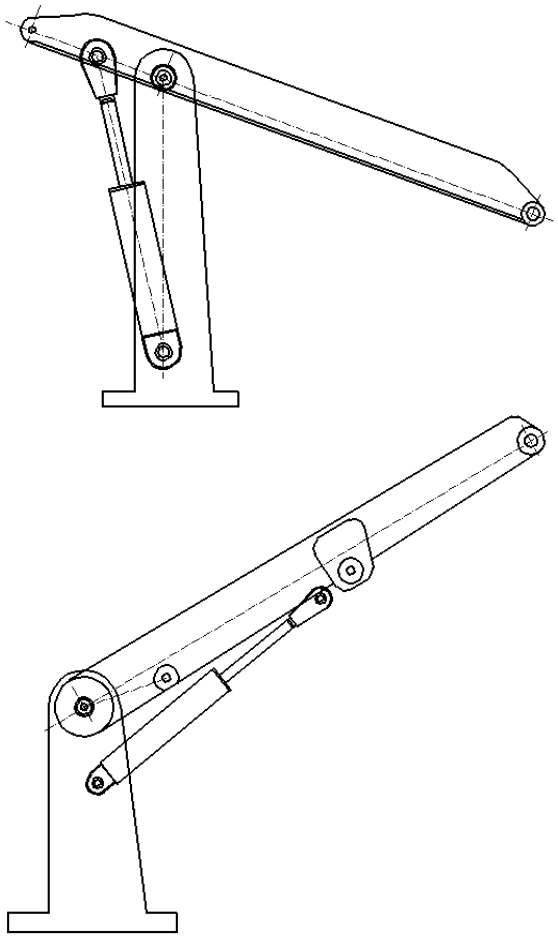


фиг. 6 Диалогов прозорец за изчертаване

Необходимата допълнителна информация се въвежда в следващ диалогов прозорец показан на фиг.6 и засяга текущ ъгъл между звената, стойност за ъгъла α_1 (при изчислен ъгъл α), избор на блока представляващ подвижното звено, както и точката на шарнира между звената.

Фиг.7 представя визуализация на различни варианти на окачване на хидроцилиндър към звената на товароподемен манипулатор.

Както се вижда от фиг.7, предварителната конструктивна идея за относително движещите се звена може да не съответства на резултатите от оптималното пресмятане на хидроцилиндъра. Ето защо визуализационният модул представлява едно допълнително преимущество и подпомага конструктора при окончателно конструктивно оформяне на елементите на съоръжението в съответствие с точките на окачване на избрания, оптимално изчислен хидроцилиндър (хидроцилиндри).



фиг. 7 Варианти на окачване на хидроцилиндър към звената на товароподемен манипулатор

Реализацията на графичното представяне на цилиндъра в желаното положение се извършва от отделен модул, притежаващ собствена база данни с каталожните размери на използваните конструкции (например Bosh Rexroth или КРЕС – Д ООД, Казанлък и др.). Тъй като конструкциите могат силно да се отличаван една от друга, то е необходимо не само въвеждането на каталожните данни, но и написването на изчертаваща програма. Езикът VBA предоставя възможности за лесно включване на такъв модул в основното приложение.

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предлаганата статия описва създадено програмно приложение, написано на езика VBA (Visual Basic for Application) за работа в среда на системата за автоматизирано проектиране AutoCAD и служещо за оптимален избор на линеен хидроцилиндър за задвижване на ротационни кинематични двойки. Приложението е основано на разработена изчислителна процедура и предоставя на вниманието на проектанта значителен брой варианти на решение за разположението цилиндъра и точките на окачване. Модулът за визуализация подпомага проектанта при вземането на окончателното решение на базата на конструктивните и технологични особености, натрупания опит и допълнителни съображения.

След направените съпътстващи изчисления, както и статични и динамични симулации може с увереност да се твърди, че разработеното програмно приложение дава надеждни резултати и може да бъде използвано при решаване на различни конструктивни задачи.

Литература

1. **Григоров. Б., Ексаров П**. Относно избора на хидроцилиндър за задвижване на звената на товароподемен манипулатор от антропоморфен тип. - Машиностроене, С, 1981, кн. 1. стр. 119-121

2. **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. кн.1 стр. 66-70, ISSN 1313-7530

3**. Данчев, Д.** Кинематичен анализ на работното съоръжение на багер с нерегулируемо и регулируемо хидрообемно задвижване. Механика на машините Кн 9, Варна 1995 г.

4**. Жавнер, В. Л., З. И. Крамскои**. Погрузочние манипулатори. Л.. Маши построение, 1975.

5. **Gnasa, U., Thielecke, K., Modler, K., H., Richter, E., R**. Design and development of a hydraulic Manipulator with Mechanism/Pro, International ADAMS Users' Conference Berlin, November 17-18,1999, Proceedings pp. 2-13.

6**. Grossp Siegfried**, Beitag zut Dynamik hintereir dergekoppelter hidraulisher Hub-bzw. Verstellmechanismen Beisptel emes Auloiadekrans. Diss. TH Braunshweig. 1970.

7. **McCarthy, J., M., Soh, G., S.,** Geometric Design of Linkages**,** 2nd Edition, Springer 2010, ISBN 978-1-4419-7891-2

8**. Mitrev, R.** PSAB - a new tool for position and static force analysis of a backboe excavating equipment, Bul-

garian journal of engineering design, Vol.1 pp. 36-45 9. КРЕС – Д ООД, Казанлък, Каталог хидроцилиндри
ISSN 1313-7530

AN INTERACTIVE APPLICATION FOR SELECTING AND VISUALIZING A LINEAR ACTUATOR FOR HYDRAULICALLY DRIVEN ROTATIONAL JOINTS

Bozhidar GRIGIROV

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

Abstract: This article describes the algorithm and utilization of an interactive application designed to optimally select a directly attached linear actuator to drive links forming a revolute joint. The program utilizes a computational procedure which determines the parameters of the actuator's position in such a way, that the necessary hydraulic cylinder force at the both ends of the stroke should be equal. The program suggests optional solutions for a given actuator diameter, and the final selection could be done using weight criteria. The presented program is written using VBA programming language and woks in AutoCAD programming environment, which gives the opportunity to include 2D or 3D visualization module. The data necessary for visualization is taken form vendors catalogues. The possibility to add additional data in order to utilize different vendor's actuators is also foreseen.

Keywords: VBA, program application, linear hydraulic actuator, design, rotational joints optimal selection

СРЕДНО ТРАНСПОРТНО РАЗСТОЯНИЕ В КОНВЕНЦИОНАЛЕН СКЛАД ЗА ПАЛЕТИ ПРИ ПРОИЗВОЛНО РАЗПОЛОЖЕНИЕ НА ВХОДНО/ИЗХОДНА ТОЧКА

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

Резюме: Средното транспортно разстояние в конвенционален склад с правоъгълна планировка за палети е основен показател при проектирането и оперативно планиране. Разглежда се транспортното разстоявние при произволно разположение на входно/изходна точка на една от страните на склада като случайна величина, показано е съответното вероятностно разпределение и са определени математическото очакване и дисперсията. На тази база са свързани известните частни случаи за оптимални пропорции на размерите на склад в обща функция от положението на входно/изходната точка.

Ключови думи: средно разстояние, складове, планировка

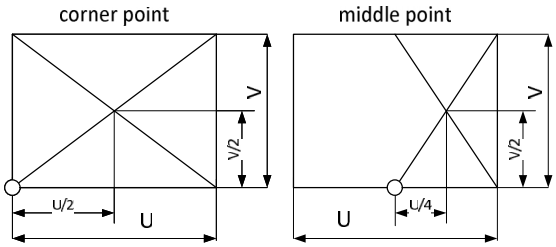
1.ВЪВЕДЕНИЕ

За проектиране на конвенционални складове със стелажи за палети, обслужвани с кари високоповдигачи и при изчисляване на производителността на прилаганата техника се използват базови планови решения за разположението на вход и изход като се пресмятат средната транспортна работа на база на средните транспортни разстояния [1,2]. За входно/изходна точка, разположена – a) в ъгъл; b) в средата на страна или c) разпределена по страна на правоъгълника се определят оптимални пропорции на страните на склада [2,3]. Изследването се ограничава за структури с фиксирана входно/ изходна точка, т.е. изключва се вариант c).

1.1 Класическо разглеждане на транспортно разстояние в конвенционален склад за палети

Разглежда се склад с правоъгълна геометрична форма, със страни *U* и *V*. Дискретния характер на процесите на складиране и изземване се апроксимира с непрекъснат модел [1,2,3]. Приема се обезличен принцип на складиране, т.е. равна вероятност за използване на всяка точка от склада. Техниката в склада изпълнява само единични цикли (складиране или изземване). Разглеждат се три базови варианта за вход/изход на склада – a) в началото (ъглова точка), b) в средата (средна точка) на една страна (фиг.1) и c) по цялата страна (челна линия).

Поради обезличения принцип на складиране, транспортното разстояние по абсцисата е равномерно разпределена случайна величина в границите *[0,U]* за случай a) и в граници *[0,U/2]* в случай b). Транспортното разстояние по ординатата е също равномерно разпределена случайна величина в границите *[0,V]*.



фиг.1 Средни разстояния при a) ъглова точка и b) средна точка

Разстоянието на движение при единичен цикъл е съставено от товарен и свободен ход между входно/изходната точка и точката на складиране. Приема се ортогонална метрика. Следователно средното транспортно разстояние *P* се определя [2,3] по израз (1) за случай a), респективно израз (2) за случай б)

$$P = 2\left(\frac{U}{2} + \frac{V}{2}\right) \quad (1)$$

$$P = 2\left(\frac{U}{4} + \frac{V}{2}\right) \quad (2)$$

1.2 Оптимални пропорции на размерите при класическо разглеждане на транспортно разстояние в конвенционален склад за палети

Площта на склада A се определя от необходимия капацитет и приета схема на складиране, като $A = UV$. Следователно може да се определи оптимална пропорция на страните на склада след заместване в (1) или (2) на $V = A/U$ и нулиране на първата производна. За случай a) и заместване в (1) на резултатът е :

$$\frac{dP}{dU} = \frac{1}{2} + \frac{A}{2 \cdot U^2} = 0$$
$$U = \sqrt{A} \quad \Rightarrow U = V \quad (3)$$

По същия начин за случай b) оптималната пропорция на страните е $U = 2V$.

1.3 Критика на класическото разглеждане

При класическото разглеждане на задачата не могат да се отчетат случаи от реалната практика, в които складове се изграждат в съществуващи сгради с фиксирано разположение на врати (входно/изходна точка) на една от страните. В този случай транспортното разстояние не може да бъде равномерно разпределена случайна величина с известни характеристики поради появата на асиметрия.

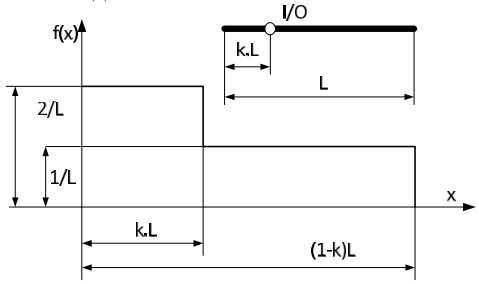
2. ЦЕЛ НА ИЗСЛЕДВАНЕТО

Търси се разпределението и характеристиките на транспортното разстояние, когато входно/изходната точка е произволно разположена на една от страните на склада при запазени условия от класическата задача.

3. РАЗПРЕДЕЛЕНИЕ НА ТРАНСПОРТНОТО РАЗСТОЯНИЕ ПРИ ЕДНОМЕРНА ЗАДАЧА

Разглежда се едномерна задача за движение от произволно разположена входно/изходна точка в рамките на отсечка с дължина L до точките, разположени на отсечката.

Нека разстоянието от началото на координатната система до входно/изходна точка се означи като дял k от дължината на отсечката L, като $k \in [0,1]$.Нека входно/изходната точка се намира по-близо до началната точка, отколкото от координата L, т.е $k \in \left[0, 1/2\right]$. Тогава границите, в които може да бъде транспортното разстояние са $\left[0,(1-k)L\right]$. В тези граници съществуват две зони. В диапазон $[0,kL]$ за всяка стойност на x съществуват две равноотдалечени точки, симетрично разположени спрямо входно / изходната точка с равна вероятност. В следващия диапазон $[kL,(1-k)L]$ за всяка стойност на x има само една точка. Следователно разпределението ще бъде стъпално с две нива.



фиг.2 Транспортно разстояние и разпределение

Плътността на разпределението може да се изрази като:

$$f(x) = \begin{cases} \dfrac{2}{L} & x \in [0,kL] \\ \dfrac{1}{L} & x \in (kL,(1-k)L] \end{cases} \quad (4)$$

Функцията (4) има смисъл за интервал на $k \in [0, 0.5]$,

Необходима е проверка за пълна вероятност:

$$\int f(x)dx = 1$$

$$\int_0^{k \cdot L} \frac{2}{L}dx + \int_{k \cdot L}^{(1-k) \cdot L} \frac{1}{L}dx =$$

$$\frac{2}{L} \cdot x\Big|_0^{k \cdot L} + \frac{1}{L} \cdot x\Big|_{k \cdot L}^{(1-k) \cdot L} =$$

$$2 \cdot k + (1-k) - k = 1$$

Разпределението описва и двата частни случая: При случай a) „ъглова точка“ *(k=0)* разпределението е равномерно от тип *U(0,L)*. При случай b) „средна точка“ разпределението се трансформира пак в равномерно от тип *U(0,L/2)*.

3.1 Числови характеристики

От конструираната функция на плътносста на разпределението могат да се определят основните числови характеристики

Математическото очакване се определя като:

$$E(x)=\int_0^{k\cdot L} x\cdot\frac{2}{L}\cdot dx+\int_{k\cdot L}^{(1-k)\cdot L} x\cdot\frac{1}{L}\cdot dx$$

$$=\frac{2}{L}\cdot\frac{(k\cdot L)^2}{2}+\frac{1}{L}\cdot\frac{((1-k)\cdot L)^2}{2}-\frac{1}{L}\cdot\frac{(k\cdot L)^2}{2} \qquad (5)$$

$$=\frac{L}{2}\left[k^2+1-2k+k^2\right]$$

$$E(x)=\frac{L}{2}\left[1-2k+2k^2\right]$$

За двата частни случая се получават известните изрази:

$$k=0\Rightarrow \quad E(x)=\frac{L}{2}$$

$$k=\frac{1}{2}\Rightarrow \quad E(x)=\frac{L}{4}$$

За изчисляване на дисперсията на разпределението се изразява вторият начален момент:

$$E(x^2)=\int_0^{k\cdot L} x^2\cdot\frac{2}{L}\cdot dx+\int_{k\cdot L}^{(1-k)\cdot L} x^2\cdot\frac{1}{L}\cdot dx=$$

$$=\frac{2}{L}\cdot\frac{(k\cdot L)^3}{3}+\frac{1}{L}\cdot\frac{((1-k)\cdot L)^3}{3}-\frac{1}{L}\cdot\frac{(k\cdot L)^3}{3}= \qquad (6)$$

$$=\frac{L^2}{3}\left[k^3+1-3k+3k^2-k^3\right]=\frac{L^2}{3}\left[1-3k+3k^2\right]$$

От изразите (5) и (6) се определя и дисперсията като:

$$Var(x)=E(x^2)-[E(x)]^2=$$

$$=\frac{L^2}{3}\left[1-3k+3k^2\right]-\frac{L^2}{4}\left[1-2k+2k^2\right]^2 \qquad (7)$$

След опростяване се получава по-компактен израз за дисперсията:

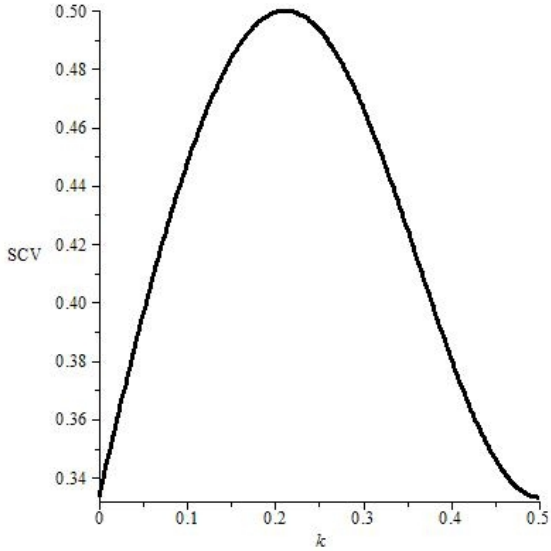
$$Var(x)=\frac{L^2}{12}\left[1-12\cdot k^2\cdot(1-k)^2\right] \qquad (7a)$$

За двата частни случая се получават известните изрази:

$$k=0\Rightarrow \quad Var(x)=\frac{L^2}{12}$$

$$k=\frac{1}{2}\Rightarrow \quad Var(x)=\frac{\left(L/2\right)^2}{12}=\frac{L^2}{48}$$

Графиката на квадрата на коефициента на вариация е показан на фигурата



фиг.3 Зависимост на *SCV* от отместването *к*

Максимална стойност на коефициента на вариация е при стойност $k=\frac{1}{2}-\frac{\sqrt{3}}{6}$.

4. СРЕДНО ТРАНСПОРТНО РАЗСТОЯНИЕ ПРИ ПРОИЗВОЛНО РАЗПОЛОЖЕНИЕ НА ВХОДНО/ИЗХОДНА ТОЧКА

При рамковите условия, описани в т.1.1, движението по абсцисата и ординатата на складовата зона се разглежда като независимо. На тази основа се изчислява и средното разстояние при единичен цикъл като:

$$P=2\left\{\frac{U}{2}\left[1-2k+2k^2\right]+\frac{V}{2}\right\} \qquad (8)$$

$$=U\left[1-2k+2k^2\right]+V$$

Проверката за двата частни случая повтаря цитираните резултати от (1) и (2).

5. ОПТИМАЛНИ ПРОПОРЦИИ НА РАЗМЕРИТЕ ПРИ ПРОИЗВОЛНО РАЗПОЛОЖЕНИЕ НА ВХОДНО/ИЗХОДНА ТОЧКА

Прилага се подходът от [3] , описан в т.1.2, като се заместват изразите (1) и (2) с израз (8).

Критериалната функция, на която се търси минимум получава вида:

$$P = U\left[1 - 2k + 2k^2\right] + \frac{A}{U}$$

След нулиране на първата производна се намира а оптимална стойност за U:

$$U = \sqrt{\frac{A}{1 - 2k + 2k^2}}$$

От условието $A = UV$ се получават оптималните пропорции за размерите на склада:

$$U = \frac{1}{1 - 2k + 2k^2} V \qquad (9)$$

Изразът (3) включва двата частни случая, описани в т.1.2.

5.ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представен е метод за определяне на средното транспортно разстояние в конвенционален склад с правоъгълна планировка при произволно разположение на входно/изходна точка на една от страните на склада. Конструирана е функцията на плътността на разпределение на транспортно разстояние при едномерна задача и са определени характеристиките – математическо очакване и дисперсия. За двумерна задача са съставени са функция на средното транспортно разстояние и функция на оптималните пропорции на размерите на склада.

Литература

1. **Junnemann, R, W.M. Scheid** Zur Dimensionierung konventioneller Einheitenlager, Fördern und Heben, Meinz, ISSN03736482, Bd.28(1978),9, P.605-612
2. **Grosseschallau W.** Materialflussrechnung, Springer Verlag, Berlin, 1984.
3. **Caron,F. F.Marchet, R. Wegner** Impianti di movimentazione e stoccaggio dei materiali, Heupli, Milano,1997
4. **Gudehus,T.** Logistik- Grundlagen, Strategien, Anwendungen, Springer Verlag, 2005

AVERAGE TRAVEL DISTANCE IN CONVENTIONAL WAREHOUSE FOR PALLETS WITH ARBITRARY LOCATED INPUT/OUTPUT POINT

Marin GEORGIEV
Logistics engineering department, Technical university-Sofia, Bulgaria
e-mail: mgeor@tu-sofia.bg

Abstract: The classical determination of average travel distance for conventional pallet warehouse explore the cases with Input/Output point (I/O point) at the corner and in the middle of the side edge of the warehouse. The two special cases are exchanged with a function of the average travel distance for warehouse with arbitrary located I/O point on the edge side of the warehouse. The optimal ratio of the warehouse dimensions as a function of the I/O position is represented.

Keywords: average distance, warehouse, layout

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЦИЛИНДРИЧЕН ПЛЪЗГАЩ ЛАГЕР НА КОНУСНА ИНЕРЦИОННА ТРОШАЧКА (КИД-300)

Симеон САВОВ[1] Петко Недялков[2]
[1]катедра „Механизация на мините”, Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски” - София, България
e-mail: ss.ss@abv.bg
[2]катедра „Машини елементи и неметални конструкции”, Технически университет - София, България
e-mail: nedpetko@tu-sofia.bg

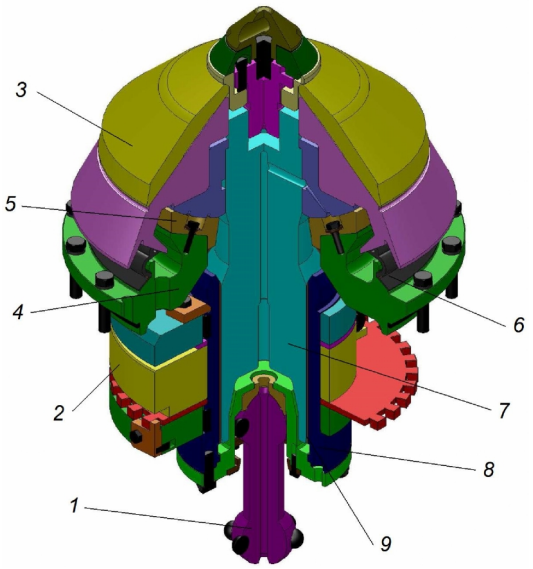
Резюме: Целта на настоящата разработка е изследване на цилиндричен плъзгащ лагер, чието основно предназначение е за предаване на динамичната сила създавана от дебалансен вибратор към изпълнителният орган на конусно инерционна трошачка (КИД), а именно вътрешният конус на трошачката. Особеностите на разглежданата машина и обстоятелството, че това е един от най-често аварирящите възли на машината пораждат интереса към подобно изследване. Изследването обхваща изчисляване на натоварващите сили, изчисляване на дебита на захранващата маслена помпа, характерните лагерни параметри, характеристиките на маслото, коефициента на триене, съпротивителният момент и мощността изразходвана за преодоляване на съпротивленията в лагера. В резултат на изследването са изведени в графичен вид характеристики на зависимостите между мощността за преодоляване на съпротивленията в лагера и ъгловата скорост на лагерната втулка при различно натоварване и различна средна температура в лагера, както и при различно специфичното лагерно натоварване.

Ключови думи: конусна инерционна трошачка (КИД-300), цилиндричен плъзгащ лагер

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Трошачката КИД-300 е конусна трошачка от инерционен тип, при която няма твърда кинематична връзка между задвижването и вътрешния трошащ конус [1]. Задвижването на вътрешния конус се осъществява посредством електродвигател, клиноремъчна предавка, еластичен съединител, карданен съединител, и регулируем дебалансен вибратор. Дебалансния вибратор е основна част от конструкцията на машината и се състои от втулка, върху която са монтирани дебалансните тежести, които имат възможност за изместване и фиксиране една спрямо друга. Втулката на дебаланса заедно с вала на вътрешния конус образуват цилиндричен (втулков) плъзгащ лагер (фиг.1). Този лагер заедно с опорния сферичен лагер (поемащ реакцията на силата на трошене) се явяват най-натоварените елементи в машината. За нормалната работа на плъзгащите лагери (цилиндричен и сферичен) се изисква те да бъдат защитени от прах и вода. Необходимо е да им се осигури мазане при нормална изходна температура на маслото 16÷25 ^{o}C.

2. ПРЕДНАЗНАЧЕНИЕ И КОНСТРУКТИВНО УСТРОЙСТВО



фиг.1 Конструктивно устройство на сферичен и цилиндричен плъзгащ лагер на КИД-300

Предназначението на този лагер е да предаде кръговата центробежна (инерционна) сила развивана от дебалансния вибратор по време на въртенето му около вала на вътрешния конус върху самия конус. При попадане на нетрошим

предмет в трошачната камера на машината вътрешния конус заклинва, а дебалансния вибратор продължава да се върти около вала на вътрешния конус, което се осигурява от цилиндричния плъзгащ лагер. Същия този лагер осигурява липсата на твърда кинематична връзка между задвижващия електродвигател и вътрешния конус, което осигурява защитата на задвижването на трошачката от повреди при попадане на нетрошим предмет в трошачната камера.

На фигура 1 е представено конструктивното устройство на цилиндричния и сферичния плъзгащ лагер. С позиция (поз.1) е означен карданния вал, задвижващ дебалансния вибратор. По неговата дължина е изработен отвор осигуряващ захранването с масло под налягане на цилиндричния лагер, а по отвора изработен във вала на вътрешния конус се захранва сферичния лагер. Цилиндричния плъзгащ лагер се образува от вала на вътрешния конус (поз.7) (върху който е монтиран вътрешния конус (поз.3)), втулката на дебалансния вибратор (поз.8) (върху която е монтиран дебалансния вибратор (поз.2)) и лагерната заливка на цилиндричния лагер (поз.9). Сферичния плъзгащ лагер и неговата лагерна заливка са представени с позиции (поз.4) и (поз.5). Противопраховото контактно уплътнение (поз.6) предпазва и двата лагера от проникване на прах.

Наблюденията при експлоатацията на КИД-300 и КИД-600 за достатъчно дълъг период от време в промишлени условия показват, че цилиндричния плъзгащ лагер се явява едно от слабите и отговорни звена в кинематичната верига на задвижването на този тип трошачки. Най-честите проблеми свързани с този лагер са:

- загряване на лагера над допустимата температура;
- неравномерно износване на работните повърхности на лагера;
- задиряне на лагера.

Възможните причини за тези проблеми са следните: не се използва масло с подходящи качества и състояние; замърсяване на маслото с твърди частици и (или) смесване на маслото с вода (поради вибрациите на вътрешния конус пробив през противопраховото уплътнение); изходната температура на маслото не е в допустимите граници (съответно маслената станция не е снабдена с охладител и с нагревател за маслото); не са осигурени необходимия дебит и налягане на маслото в съответствие с работния режим на машината (силата предавана през лагера) и конструктивни несъвършенства на самия лагер.

3. ТЕОРЕТИЧНО ПРЕСМЯТАНЕ НА ПАРАМЕТРИТЕ НА ЦИЛИНДРИЧНИЯ ПЛЪЗГАЩ ЛАГЕР

С цел определяне на основните параметри на цилиндричния плъзгащ лагер е направено изпитване на маслото, с което е изследван лагера. Използван е вискозиметър на Енглер с помощта, на който е определен условния вискозитет на маслото в енглерови градуси. Резултатите са представени в таблица 1.

табл.1 Условен вискозитет

Температура на маслото *t*, °C	25	28,5	35,5	37,75	41,75	45,25	53,25	62
Време за изтичане *t*, s	1317,42	1078,25	978,87	608,78	483,62	322,23	263,08	198,92
Условен вискозитет *ВУ*, °E	23,95	19,60	17,80	11,07	8,79	5,86	4,78	3,62

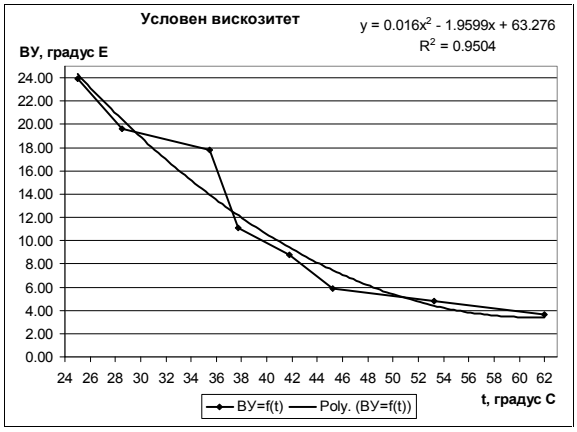
На фигура 2 е представен графично условния вискозитет на маслото във функция от температурата му (определен експериментално) заедно с апроксимиращата крива (полином от втора степен). Плътността на маслото е определена по:

$$\rho = \rho_{20} - k.(t - 20), \quad kg/m^3 \qquad (1)$$

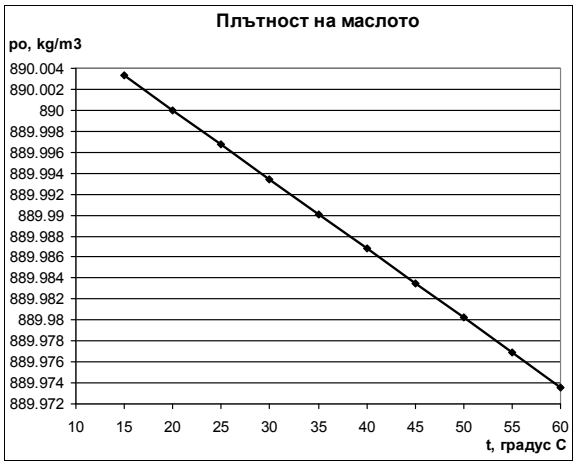
където: $\rho_{20} = 890\ kg/m^3$ – плътност на маслото при 20 °C; $k = 0{,}00066$ – корекционен коефициент [3].

На фигура 3 е представен в графичен вид изменението на плътността на маслото (получена от урав. 1) в зависимост от неговата температура.

Маслостанцията на КИД-300 може да осигури налягане на маслото в диапазона 0,02452÷0,1962 *MPa* (0,25÷2 kgf/cm^2), захранващо цилиндричния и сферичния плъзгащ лагер на машината. По време на изпитването на цилиндричния лагер налягането на маслото е 0,1765 *MPa*.



фиг.2 Експериментална характеристика на условния вискозитет на маслото



фиг.3 Характеристика на плътността на маслото

При въртенето си дебалансния вибратор създава кръгова центробежна сила, която натоварва цилиндричния плъзгащ лагер. Тази сила може да бъде определена по:

$$F_д = m_д.e_д.\omega_д^2, \quad N \qquad (2)$$

където: $m_д$ = 43.147 *kg* – маса на дебалансния вибратор; $e_д$ – ексцентрицитет на центъра на тежестта на дебалансния вибратор спрямо оста му на въртене; $\omega_д$ = 153.31 *rad/s* – ъглова скорост на дебалансния вибратор.

От урав. 2 се вижда, че силата натоварваща цилиндричния плъзгащ лагер се определя от масата на дебалансния вибратор, ъгловата скорост на дебалансния вибратор и от ексцентрицитета на центъра на тежестта на вибратора спрямо оста му на въртене. Първата и третата величини са постоянни, а втората зависи от това на коя степен е настроен вибратора. Дебалансния вибратор има деветнадесет степени, с помощта на които се регулира неговия ексцентрицитет респективно статичния му инерционен момент.

табл.2 Параметри на цилиндричния плъзгащ лагер

Параметър	Означение	Определяне	Стойност	Разм.
Диаметър на втулката на дебаланса	D	измерен от натура	0,118	*m*
Диаметър на вала на вътрешния конус	d	измерен от натура	0,117	*m*
Дължина на лагера	l	измерен от натура	0,1705	*m*
Лагерен параметър	φ	$\varphi = \frac{l}{d}$	1,457	–
Относителна лагерна хлабина	ψ	$\psi = \frac{D-d}{d}$	0,008547	–
Средно специфично налягане	p	$p = \frac{F_д}{l.d}$	1,525468	*MPa*
Честота на въртене на втулката на дебаланса	$n_д$	експериментално	1464	об/*min*
Ъглова скорост на втулката на дебаланса	$\omega_д$	$\omega_д = \frac{\pi.n_д}{30}$	153,31	*rad/s*
Скорост на плъзгане при установено движение	V	$V = 0{,}5.\omega_д.d$	8,97	*m/s*
Налягане на маслото	p_c	отчетено	0,1765	*MPa*
Температурна разлика на маслото	Δt	прието	5	*°C*

фиг.4 Сила натоварваща цилиндричния плъзгащ лагер

На фиг.4 е представена графично зависимостта между съответната степен на дебаланса и силата, която той създава по време на работа на машината. Изпитването на цилиндричния лагер е извършено при максимална сила развивана от дебалансния вибратор.

В табл.2 са представени параметрите на цилиндричния плъзгащ лагер, както и начините на тяхното определяне заедно с числените им стойности.

В таблица 3 е представена методиката за теоретично-експериментално изследване на цилиндричния плъзгащ лагер на КИД-300.

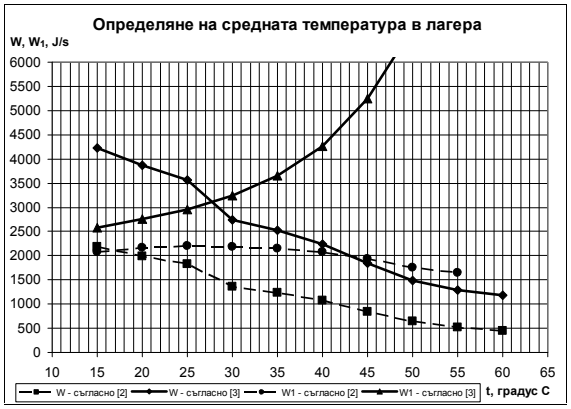
табл.3 Методика за изследване на цилиндричния плъзгащ лагер на КИД-300

Параметър	Определяне	Означение	Стойност										Разм.
Температура на маслото	експериментално	t	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	°C
Условен вискозитет	експериментално	BY	37,48	30,48	24,28	18,88	14,28	10,48	7,48	5,28	3,88	3,28	°E
Плътност на маслото	експериментално	ρ_t	890.003	890,000	889,997	889,993	889,990	889,987	889,984	889,980	889,977	889,974	kg/m^3
Кинематичен вискозитет	$\nu_t = 7{,}32.BY_{20\div50} - \frac{6{,}31}{BY_{20\div50}}$ $\nu_t = 7{,}4.BY_{50\div10}$	ν_t	$0{,}277.10^{-3}$	$0{,}226.10^{-3}$	$0{,}180.10^{-3}$	$0{,}140.10^{-3}$	$0{,}106.10^{-3}$	$0{,}078.10^{-3}$	$0{,}054.10^{-3}$	$0{,}037.10^{-3}$	$0{,}027.10^{-3}$	$0{,}022.10^{-3}$	m^2/s
Динамичен вискозитет	$\mu_t = \rho_t.\nu_t$	μ_t	0,2468	0,2007	0,1599	0,1243	0,0940	0,0690	0,0480	0,0333	0,0238	0,0197	N.s/m^2
Безразмерен коефициент	$\Phi_p = \frac{p.\psi^2}{\mu_t.\omega_o}$	Φ_p	2,94	3,62	4,55	5,85	7,73	10,53	15,15	21,80	30,49	36,95	–
Относителен ексцентрицитет	фигура 5.	χ	0,729	0,771	0,805	0,878	0,894	0,914	0,938	0,958	0,968	0,974	–
Отношение f/ψ съгласно [3]	фигура 6.	f/ψ	1,814	1,658	1,528	1,176	1,083	0,958	0,790	0,637	0,551	0,506	–
Отношение f/ψ съгласно [2]	фигура 6.	f/ψ	0,935	0,855	0,785	0,587	0,533	0,461	0,363	0,273	0,222	0,196	–
Коефициент на триене	$f = \left(\frac{f}{\psi}\right)\psi$	f	0,0155	0,0142	0,0131	0,0100	0,0093	0,0082	0,0068	0,0054	0,0047	0,0043	–
			0,0080	0,0073	0,0067	0,0050	0,0046	0,0039	0,0031	0,0023	0,0019	0,0017	
Количество топлина отделяна в лагера	$W = 0{,}5.f.F_o.\omega_o.d$	W	4231,5	3867,2	3563,6	2742,3	2526,4	2233,9	1842,5	1486,4	1286,2	1179,5	J/s (W)
			2182,2	1994,8	1831,6	1368,9	1244,3	1074,3	845,6	636,7	519,0	456,2	
Общ коефициент на разхода на масло съгласно [3]	$q = q_1 + q_2$	q	0,209	0,221	0,233	0,253	0,282	0,326	0,397	0,502	0,646	0,755	–
Безразмерен коефициент	фигура 7.	q_1	0,171	0,172	0,170	0,163	0,161	0,156	0,146	0,133	0,123	0,118	–
Безразмерен коефициент	$q_2 = \beta.\Phi_p\left(\frac{d}{l}\right)^2.\frac{p_k}{p}$	q_2	0,0377	0,0489	0,0640	0,0901	0,1214	0,1694	0,2507	0,3692	0,5225	0,6372	–
Безразмерен коефициент	фигура 8.	β	0,235	0,248	0,258	0,283	0,288	0,295	0,304	0,311	0,315	0,316	–
Общ коефициент на разхода на масло съгласно [2]	фигура 9.	q	0,168	0,173	0,175	0,170	0,166	0,159	0,146	0,131	0,122	0,117	–
Необходимо количество масло за осигуряване на течно триене	$Q = 0{,}5.\psi.\omega_o.l.d^2.q$	Q	$0{,}319.10^{-3}$	$0{,}338.10^{-3}$	$0{,}357.10^{-3}$	$0{,}388.10^{-3}$	$0{,}432.10^{-3}$	$0{,}498.10^{-3}$	$0{,}607.10^{-3}$	$0{,}768.10^{-3}$	$0{,}988.10^{-3}$	$1{,}154.10^{-3}$	m^3/s
			$0{,}257.10^{-3}$	$0{,}264.10^{-3}$	$0{,}267.10^{-3}$	$0{,}260.10^{-3}$	$0{,}254.10^{-3}$	$0{,}243.10^{-3}$	$0{,}223.10^{-3}$	$0{,}201.10^{-3}$	$0{,}187.10^{-3}$	$0{,}178.10^{-3}$	
Специфичен топлинен коефициент на маслото	$c = 1{,}76 + 0{,}004.t$	c	1820	1840	1860	1880	1900	1920	1940	1960	1980	2000	J/kg.°C
Количество топлина отвеждана от маслото	$W_1 = c.\rho_t.Q.\Delta t$	W_1	2584,5	2764,6	2955,2	3241,9	3650,7	4254,3	5240,2	6696,1	8702,4	10273,7	J/s (W)
			2081,2	2160,5	2211,9	2176,3	2147,5	2075,4	1927,6	1752,6	1644,1	1588,1	
Съпротивителен момент в лагера	$M_{пл} = 0{,}5.f.d.F_o$	$M_{пл}$	27,60	25,22	23,24	17,89	16,48	14,57	12,02	9,70	8,39	7,69	N.m
			14,23	13,01	11,95	8,93	8,12	7,01	5,52	4,15	3,39	2,98	
Загуба на мощност в лагера	$N_{пл} = \omega_o.M_{пл}$	$N_{пл}$	4,232	3,867	3,564	2,742	2,526	2,234	1,843	1,486	1,286	1,179	kW
			2,182	1,995	1,832	1,369	1,244	1,074	0,846	0,637	0,519	0,456	

На фигура 5 са представени резултатите от изследването на цилиндричния плъзгащ лагер. Това са зависимостите $W=f(t)$ и $W_1=f(t)$ определени в съответствие с [2] и [3]. Пресечната точка на тези две характеристики определя средната температура в лагера. За конкретния лагер допустимата температура е $[t]$=70 ^oC, средното допустимо налягане в лагера е $[p]$=8÷15 MPa и допустимата скорост на плъзгане в лагера е $[V]$=30÷50 m/s. Измерената средна работна температура на маслото по време на експеримента е 25,5 ^oC, диаграмата по представената методика (фигура 5) показва средна работна температура в лагера 27,5 ^oC.

4. РЕЗУЛТАТИ ОТ ИЗСЛЕДВАНЕТО НА ЦИЛИНДРИЧНИЯ ПЛЪЗГАЩ ЛАГЕР

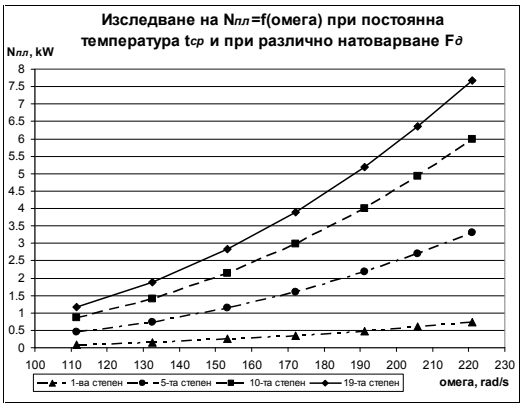
Въз основа на представената методика е извършено изследване на загубата на мощност в цилиндричния плъзгащ лагер. В таблица 4 са представени резултатите от това изследване. Загубата на мощност в лагера е представена във функция от ъгловата скорост на дебалансния вибратор (втулката на лагера). Зададения диапазон на изменение на ъгловата скорост е същия, с който са проведени експериментите при изпитването на трошачката.



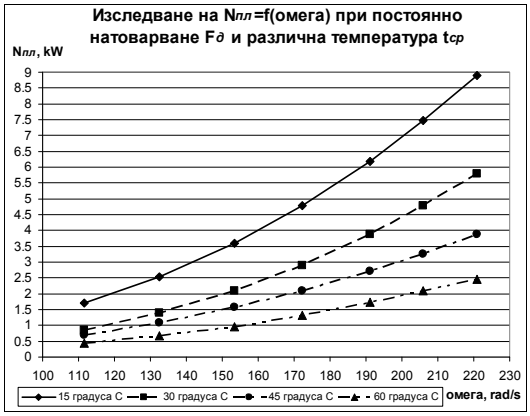
фиг.5 Характеристики на $W=f(t)$ и $W_1=f(t)$ съгласно [2] и [3]

табл.4 Резултати от изследването на $N_{пл}=f(\omega_д)$

$n_д$, об/*min*		1066	1265	1464	1644	1825	1967	2110
$\omega_д$, *rad/s*		111,63	132,47	153,31	172,16	191,11	205,98	220,96
$t_{ср}$, ^oC	степен	$N_{пл}$, *kW*						
27,5	1	0,097	0,162	0,250	0,354	0,483	0,604	0,744
	5	0,450	0,744	1,142	1,603	2,174	2,703	3,312
	10	0,861	1,410	2,141	2,976	3,994	4,926	5,989
	19	1,157	1,878	2,827	3,896	5,185	6,353	7,672
15	10	1,716	2,544	3,601	4,776	6,185	7,462	8,909
30		0,848	1,385	2,097	2,906	3,889	4,786	5,805
45		0,690	1,082	1,573	2,103	2,721	3,265	3,867
60		0,440	0,668	0,967	1,311	1,727	2,091	2,466



фиг.6 Характеристика на $N_{пл}=f(\omega_д)$ при постоянна средна температура в лагера и различно натоварване на лагера
1-ва степен ($F_{д1}$=2,219 *kN*; p_1=0,1113 *MPa*)
5-та степен ($F_{д5}$=10,72 *kN*; p_5=0,5374 *MPa*)
10-та степен ($F_{д10}$=21,655 *kN*; p_{10}=1,0856 *MPa*)
19-та степен ($F_{д19}$=30,43 *kN*; p_{19}=1,5255 *MPa*)



фиг.7 Характеристика на $N_{пл}=f(\omega_д)$ при постоянно натоварване на лагера и различна средна температура в лагера

От една страна изследването на загубата на мощност в лагера е извършено при постоянна средна температура (определена от представената методика) и различно натоварване на лагера. Диапазона на изменение на натоварването в лагера съответства на диапазона на изменение на силата създавана от дебалансния вибратор. От друга страна изследването на загубата на мощност в лагера е извършено при постоянно натоварване (средната степен на дебалансния вибратор) и различна средна температура в лагера. Диапазона на изменение на средната температура в лагера съответства на температурния диапазон, при който е направено изпитването на маслото, с което е изследван лагера. Резултатите от изследването на загубата на мощност в лагера са представени в графичен вид съответно на фиг. 6 и 7.

5. ИЗВОДИ

Разработена е методика за изчисляване и изследване на характеристиките на цилинричен плъзгащ лагер предаващ динамичната сила създавана от дебалансен вибратор към изпълнителният орган на конусна инерционна трошачка КИД 300.

В резултат от разработената методика са построени и представени в графичен вид зависимостите между:

- загубите на мощност в лагера и ъгловата скорост на лагера;
- загубите на мощност в лагера и промените във вискозитета на маслото в резултат от загряването или охлаждането му;
- загубите на мощност в лагера и средното специфично налягане в лагера.

Литература
1.**Савов С.** Конструктивно-механичен обзор на конусно инерционни трошачки (КИД). Българско списание за инженерно проектиране, 2012, №15, 23÷28 с.
2.**Христов Д. и др.** Пресмятане и конструиране на машинни елементи. София, Техника, 1967.
3.**Чернавский С.** Подшипники скольжения. Москва, МАШГИЗ, 1963.

RESEARCH OVER A CYLINDRICAL JOURNAL BEARING OF ONE CONE INERTIAL CRUSHER (KID-300)

Simeon Savov[1] Petko Nedyalkov[2]
[1]Department of Mining Mechanization, University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski" - Sofia, Bulgaria
e-mail: ss.ss@abv.bg
[2]Department of Machine Elements and Non-metallic Constructions, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: nedpetko@tu-sofia.bg

Abstract: The aim of this paper is research over a cylindrical journal bearing witch main usage and purpose is to transmit dynamical force created by debalanced centrifugal vibrator to the working body (inner cone) of one cone inertial crusher (CIC/КИД). The particular characteristics and the circumstance that this journal bearing is one of the heavy loaded components of this crusher increase the interest to this research. The research goes through calculation of the loading forces, calculation of needed oil flow rate, characteristic bearing parameters, oil characteristics, friction coefficient, resistive friction torque and resistive power looses. As a result from this research there is graphical diagrams about resistive power looses in dependence of bearing angular speed at different loading force and different average temperature in the bearing as well as various specific bearing load unit load.

Keywords: cone inertial crusher (CIC-300 /КИД-300), cylindrical journal bearing

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ОПРЕДЕЛЯНЕ ЕЛАСТИЧНОТО ОКАЧВАНЕ НА КАБИНА КЪМ ТРАНСПОРТНОТО ВЪЖЕ В 3D ПРОСТРАНСТВОТО

Васил АХЧИЙСКИ[1] Калин ЧУЧУГАНОВ[1] Георги ИЛИЕВ[1]
Станчо КАВАЛДЖИЕВ[2]
[1]катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”
Технически университет - София, България
e-mail: v.ahchiski@gmail.com, chuchuganov@tu-sofia.bg, giliev@tu-sofia.bg
[2]катедра“ “Машинни елементи и неметални конструкции” Технически университет - София, България
kava@tu-sofia.bg

Резюме: В настоящата работа се изследва еластичното окачване на кабина към транспортното въже от едновъжена кабинкова линия. Експериментите са проведени в едно междустълбие от кабинковия лифт. Използвана е съвременна измервателна техника в среда на програмен продукт Labview. С помощта на акселерометър са записани реалните трептения на системата. За конкретния лифт е създадена методика за определяне на еластичните и демпфиращи характеристики на окачването на превозното средство към въжето и на отделните връзки между телата (хващач, носач, кабина). Определени са конкретните коефициенти на еластичност и демпфиране на транспортната системата в 3D пространството. От позната литература не са извести публикации, които определят динамичните характеристики на кабинков лифт. Смятаме, че тези данни ще бъдат полезни и подходящи за използване в динамични модели за едновъжени линии.

Ключови думи: въжена линия, еластично окачване, експеримент, характеристики

1.ЦЕЛ НА НАСТОЯЩАТА РАБОТА

Пътническите въжените линии [2,3,7] са широко разпространени транспортни системи в съвременния свят. Те са най-често използвания транспорт в планинските региони, така и все по често в градовете .

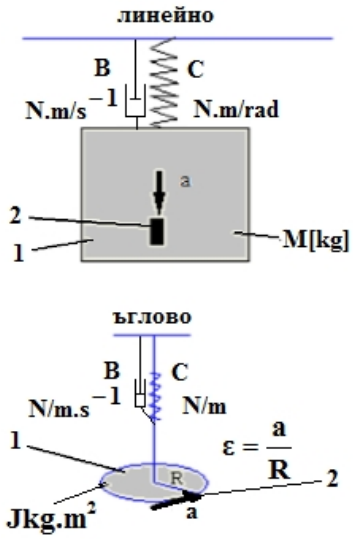
Като динамични системи, те са сложни за моделиране и малко разработки на автори съществуват в тази насока.

Работи [1,4,5,6] са изследвали подобни динамични модели в 3D пространството .

Най-важните параметри, които определят динамичното поведение на въжената линия са от връзката на транспортното средство към въжето. Не са известни публикации, които са ги определяли експериментално. Целта на настоящата работа е разработване на експериментална методика и определяне на динамични параметри на действителен кабинков лифт.

2.ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА МЕТОДИКА

Създадена е експериментална методика за определяне еластичното окачването на превозното средство (хващач, носач, кабина) към въжето и на отделните връзки на телата .



фиг.1 Експериментален модел за определяне характеристиката на окачване на кабината към въжето

По метода на свободните затихващи трептения на маса, която е окачена еластично се записва закона на затихващото трептене. На фиг. 1 е показана експериментален модел, където 1 е окачена маса в килограми (при линейно преместване и при ъглово-масов инерционен момент), 2 е

измервателния датчик. От получените резултати се определя еластично-демпфиращата характеристика. Отчита се амплитудата и периода на трептене на системата и се пресмятат по формулите коефициента на еластичност и демпфиране:

$$\tau^* = \frac{t_2 - t_1}{i} \text{ – период на трептене} \quad (1)$$

(2)

$$k^x = 2\pi \frac{1}{\tau^*} \text{ – честота на затихващото трептене [rad/s]}$$

(3)

$$n = \frac{2}{\tau^*} \ln \frac{A_i}{A_{i+1}} \text{ – характеристика на демпфирането}$$

(4)

$$k = \sqrt{k^{x^2} - n^2} \text{ — честота на незатихващото трептене}$$

(5)

$$f = \frac{k}{2\pi} \text{ — честота на незатихващото трептене в [Hz]}$$

$$c = k^2 m \text{ – коефициент на еластичност} \quad (6)$$

$$b = 2nm \text{ – коефициент на демпфиране} \quad (7)$$

3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ

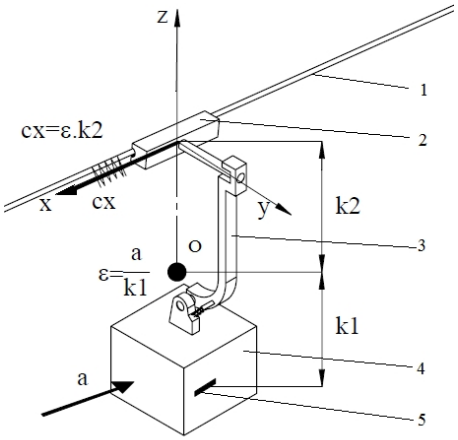
На реален кабинков лифт фигура 2 е проведено експериментално изследване за определяне на еластичното окачване на кабината към транспортното въже. Използван е датчик тип акселерометър и са записани данните на компютър в среда на програмен продукт Labview.

Транспортната система е изследвана в едно междустълбие, като превозното средство е разгледано, като система от три тела свързани помежду си. Това е хващачът захванат за транспортното въже, носача-свързан шарнирно към хващача и кабината свързана с носача. Съгласно горната методика са извършени експериментални изследвания, като са получени характеристики на окачването на превозното средство и тези между телата.

фиг.2 Снимка от изследвания кабинков лифт и датчика за измерване

3.1 Определяне на еластично демпфиращи характеристики на окачването на превозното средство към въжето по ос X

За определяне на характеристиката на окачването е извършено смущение на системата, около масовия си център т. О. На фигура 3 е показана системата, където 1 е транспортно въже, 2-хващач, 3-носач, 4-кабина с пътници, 5-датчик.



фиг.3 Експериментална постановка за определяне на линейна характеристика на въжето по ос X

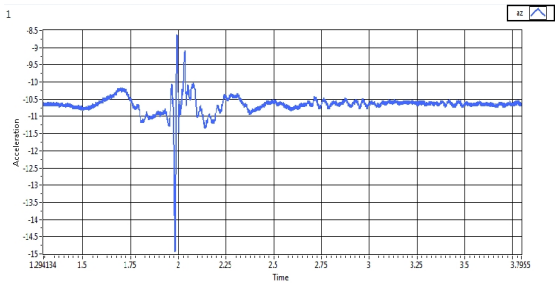
Датчика е поставен в кабината по посока на преместване X на координатната система, като се търси приведената маса в точката на окачване. Резултатите, които се получават са показани в таблица 1:

табл.1 Резултати от измерването

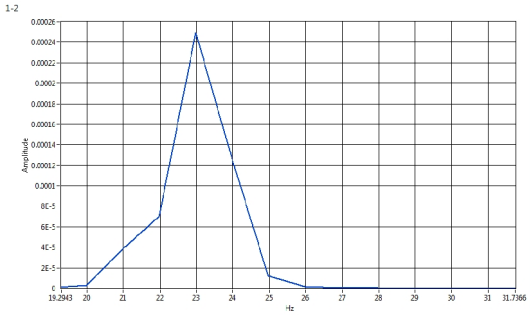
A_i	A_{i+1}	τ^*	n	k	k^X	f Hz	$m_{пр}$ kg	c_x N/m	b_x N/ms^{-1}
2.070	0.601	0.045	14.05	142.11	142.79	23	148	$3{,}3.10^6$	$4{,}15.10^3$

От спектралния анализ направен на експериментално получените данни на трептенето на кабината по и около съответните оси са получени стойности със съответни честотите показани на фигурите:

Трептене по ос X на хващача и съответната му честота.



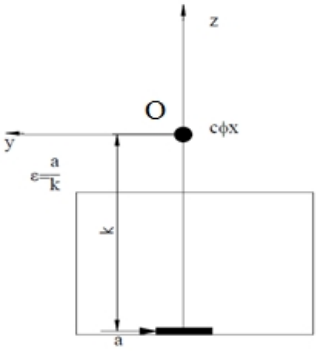
фиг.4 Графика на затихващото трептене на системата по ос X



фиг.5 Честотния спектър, характеристика с честота 23 Hz по ос X

3.2 Определяне на еластично-демпфиращите характеристики около ос X

За определяне на ъгловата характеристиката е извършено смущение на системата (кабина,хващач, носач), около масовия си център т. О фиг.3.5. Датчика е поставен в кабината по посока на преместване Y, като търсим приведената маса в точката на окачване. Резултатите, които се получават са представени в таблица 2.

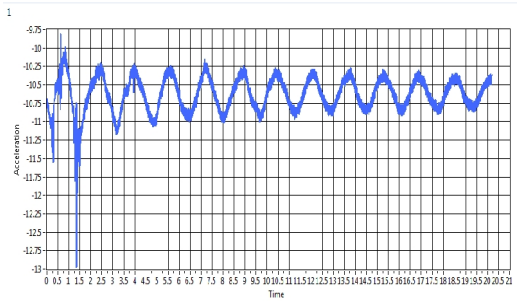


фиг.6 Експериментална постановка за определяне на ъгловата характеристика на въжето около ос X

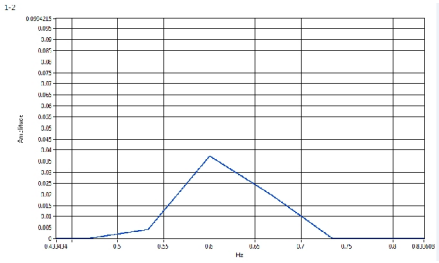
табл.2 Резултати от измерването

A_i	A_{i+1}	τ^*	n	k	k^X	f Hz	m kg	c_x $N.m/rad$	b_x $N.m/s^{-1}$
0.1	0.075	1.7	0.85	3.6950	3.6960	0.58	300	$4{,}3.10^4$	50

Трептене около ос X на хващача и съответната му честота.



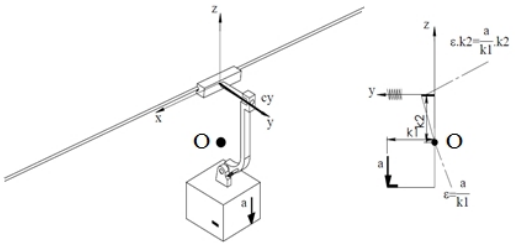
фиг.7 Графика на затихващото трептене на системата около ос X



фиг.8 Честотния спектър, характеристика с честота 0.58 Hz около ос X

3.3 Определяне на еластично-демпфиращите характеристики по ос Y

За определяне на ъгловата характеристиката е извършено смущение на системата (кабина,хващач, носач) около масовия си център т. О фиг.3.8. Датчика е поставен в кабината по посока на преместване Y, като търсим приведената маса в точката на окачване. Резултатите, които се получават са представени в таблица 2.

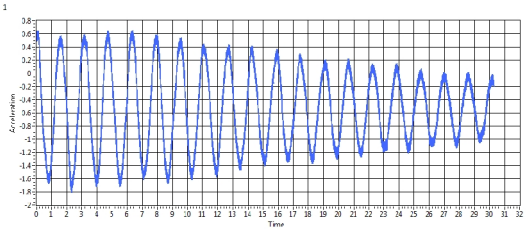


фиг.9 Експериментална постановка за определяне на линейна характеристика на въжето по ос Y

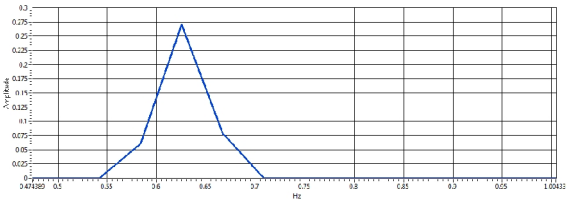
табл.3 Резултати от измерването

A_i	A_{i+1}	τ^*	n	k	k^x	f Hz	$m_{пр}$ kg	c_x N/m	b_x N/ms^{-1}
0.62	0.56	1.63	0.031	3.8546	3.8547	0.61	250	$3{,}71.10^3$	16

Трептене по Y на хващача и съответната му честота.



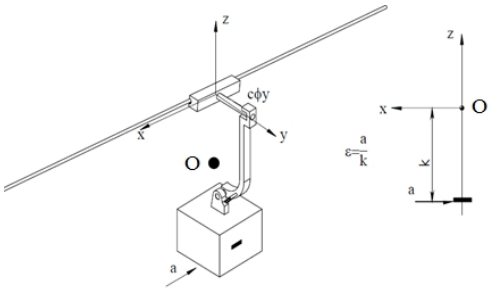
фиг.10 Графика на затихващото трептене на системата по ос Y



фиг.11 Честотния спектър, характеристика с честота 0.58 Hz по ос Y

3.4 Определяне на еластично-демпфиращите характеристики около ос Y на хващача

За определяне на ъгловата характеристиката на окачването около ос Y е извършено смущение на системата (кабина,хващач, носач) около масовия си център т. О фиг.3.11. Датчика е поставен в кабината по посока на преместване X на координатната система. Резултатите, които се получават са представени в таблица 4.

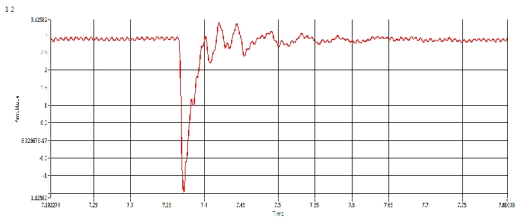


фиг.12 Експериментална постановка за определяне на ъгловата характеристика на въжето около ос Y

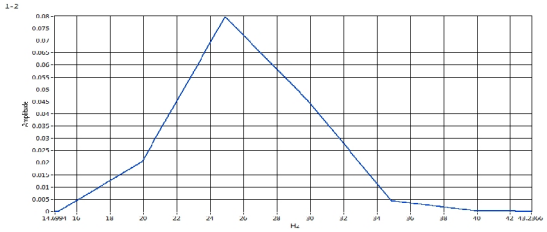
табл.4 Резултати от измерването

A_i	A_{i+1}	τ^*	n	k	k^x	f Hz	$m_{пр}$ kg	c_φ Nm/rad	b_φ Nm/s^{-1}
0.151	0.149	0.045	7.595	154.954	155.140	24.07	250	$2{,}40.10^5$	151

Трептене около Y на хващача и съответната му честота.



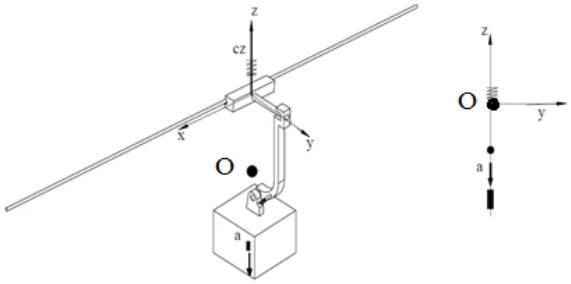
фиг.13 Графика на затихващото трептене на системата около ос Y



фиг.14 Честотния спектър, характеристика с честота 24 Hz около ос Y

3.5 Определяне на еластично-демпфиращите характеристики по ос Z

За определяне на ъгловата характеристиката на окачването по ос Z е извършено смущение. Датчика е поставен в кабината по посока на преместване Z на координатната система фиг.3.14. Резултатите, които се получават са представени в таблица 5.

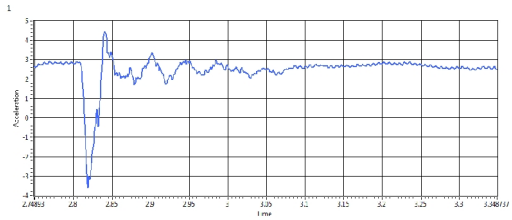


фиг.15 Експериментална постановка за определяне на линейна характеристика на въжето по ос Z

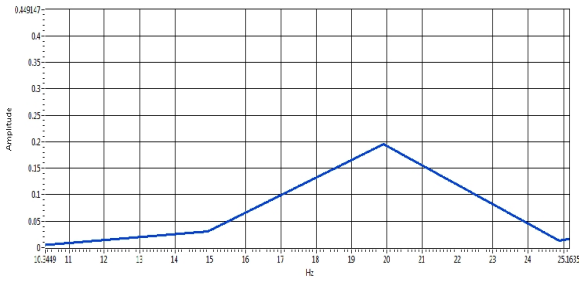
табл.5 Резултати от измерването

A_i	A_{i+1}	τ^*	n	k	k^x	f Hz	$m_{пр}$ kg	c_x N/m	b_x N/ms^{-1}
1.96	0.29	0.05	12.74	125.01	125.66	20	800	$1{,}1.10^7$	$1{,}9.10^4$

Трептене по ос Z на хващача и съответната му честота.



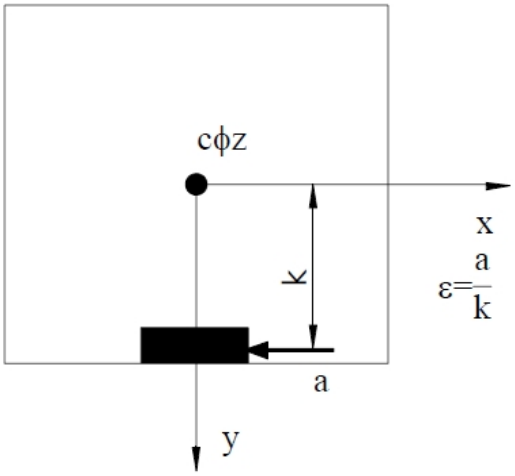
фиг.16 Графика на затихващото трептене на системата по ос Z



фиг.17 Честотния спектър, характеристика с честота 20 Hz по ос Z

3.6 Определяне на еластично-демпфиращите характеристики около ос z

За определяне на ъгловата характеристиката на окачването е извършено смущение на системата (кабина,хващач, носач) около масовия си център т. О фиг.18. Датчика е поставен в кабината по посока на преместване X на координатната система. Резултатите, които се получават са представени в таблица 6.

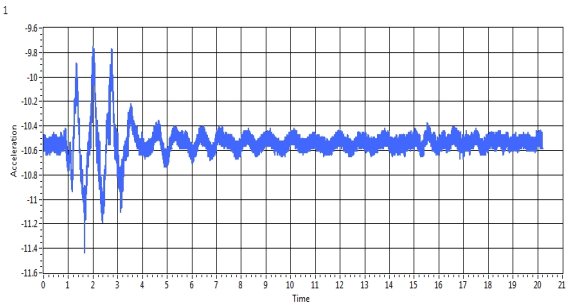


фиг.18 Експериментална постановка за определяне на ъглова характеристика на въжето около ос Z

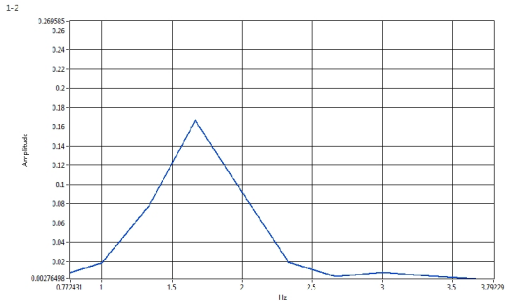
табл.6 Резултати от измерването

A_i	A_{i+1}	τ^*	n	k	k^x	f Hz	$m_{пр}$ kg	c_x $N.m/rad$	b_x $N.m/s^{-1}$
0.35	0.22	0.63	0.3685	9.9665	9.9733	1.58	335	$3{,}32.10^4$	246

Трептене около ос Z на хващача и съответната му честота.



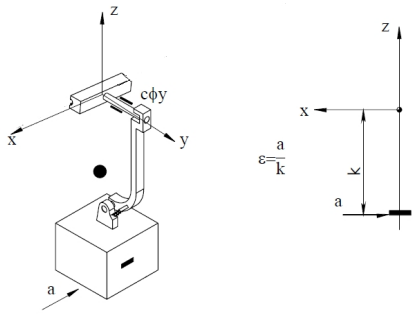
фиг.19 Графика на затихващото трептене на системата около ос Z



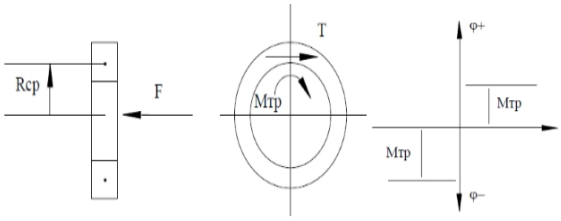
фиг.20 Честотния спектър, характеристика с честота 20 Hz около ос Z

3.7 Определяне характеристиката на триене в окачването на шарнирна връзка между хващача и носача на кабината

За определяне характеристиката на триене в окачването на шарнирната връзка хващачът е захванат неподвижно, а кабината заедно с носача е завъртяна около ос Y фиг.21. Направен е запис на затихването на системата фиг.23 и е определена честотата табл. 7. Двата триещи диска забавят относителното движение между шарнирно свързани тела (хващач, носач) фиг.22.



фиг.21 Експериментална постановка за определяне на характеристика на хващача към носача

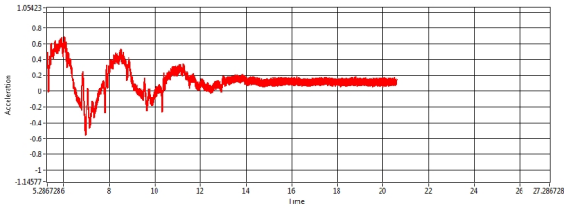


фиг.22 Принципна схема на триещия диск

Характеристиката се определя по следната формула:

$$M_{mp} = T.Rcp = 222\ N.m \qquad (8)$$

където: $T = \mu.F$ коефициент на триене при плъзгане; Rcp = 0.37m среден радиус на триещия диск; $F = 1000N$ – сила на притискане; $\mu = 0.6$ – коефициент на триене



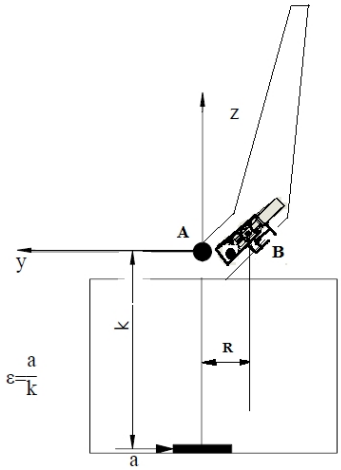
фиг.23 Графика на затихващото трептене на системата около ос Y

табл.7 Резултати от измерването

t_2	t_1	τ^*	f Hz
11.12	8.53	2.59	0.39

3.8 Определяне на еластично-демпфиращите характеристики на кабината към носача

Експериментално се определя еластичността на пружината и коравината на демпфера от системата, като хващача и носача са хванати неподвижно, а кабината се разклаща около оста Y. Резултатите, които се получават са представени в таблица 8.



фиг.24 Експериментална постановка за определяне на характеристика на окачване на кабината спрямо носача по ос X

табл.8 Резултати от измерването

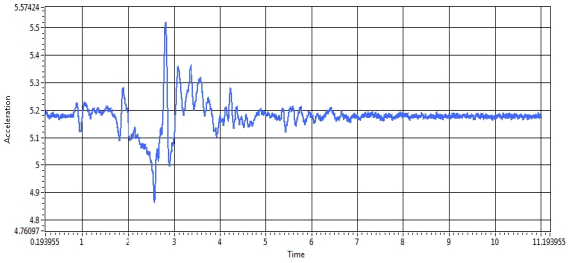
A_i	A_{i+1}	τ^*	n	k	k^x	f Hz	m_{np} kg	c_x $N.m/rad$	b_x $N.m/s^{-1}$
0.34	0.17	0.26	1.3330	24.1293	24.1661	3.94	600	$3{,}50.10^5$	$1{,}60.10^3$

Привеждане на коефициента на еластичност по дължината на пружината от точка В към точка А на оста на завъртане на кабина:

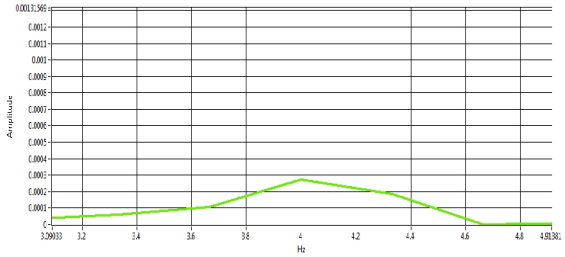
$$c_\phi = c_x.R^2 = 3500 \quad \text{N.m/rad} \qquad (9)$$

$$b_\phi = b_x.R^2 = 16 \quad \text{N.m/s}^{-1} \qquad (10)$$

Трептене около ос X а кабината и съответната му честота



фиг.25 Запис на затихващото трептене на системата около ос X



фиг.26 Честотния спектър, характеристика с честота 4 Hz около ос X

4. ИЗВОДИ

1.Разработена е оригинална експериментална методика за определяне на еластичните и демпфиращи характеристики на окачването на превозното средство (хващач, носач, кабина) към въжето и на отделните връзки на телата на кабинков едновъжен лифт

2.На конкретен кабинков лифт са определени еластично-демпфиращи характеристики на окачването на превозното средство към транспортното въже и връзките между телата.

3.Получените стойности за параметрите на окачването и връзките между телата, могат да бъдат използвани за динамични модели с въжени линии.

Благодарности

Авторите благодарят на инж. Деян Николов, изпълнителен директор на „Бороспорт“ АД и на целия колектив за оказаното съдействие и помощ.

Също, така благодарим и за безвъзмездното дарение на възли от кабинковия лифт за лабораторията на катедрата.

Литература

1. **Бачев, В**. Изследване на пространствени трептения на лек автомобил. Докторска дисертация. ТУ-София, филиал Пловдив, 2013 г.
2. **Божков Ст**., Пътнически едновъжени линии и ски влекове.София.2012г.ISBN 978-954-799-970-1
3. **Дивизиев.В.Й**.Въжени линии и кабелни крано-ве.Издателство”Техника”,София,1975
4. **Желев Д**., Измерване динамичните коефициенти на виброизолаторите и на гуми на колелата на мотокар с хидравличен манипулатор, изпълняващ две ротации и две транслации. Дни на механиката във Варна, XXXX-ти национален семинар по “Динамика на механични системи”, 8-10.09.2013 г., Варна, Научно списание “Механика на машините”, ISSN 0861-9727, ккн.19, стр. 95-99.
5. **Чучуганов.К** “Изследване и подобряване на комфорта на пътуване на асансьорите“ Дисертация за получаване на научна степен доктор ТУ-София, 2013г.
6. **Митрев Р**.”Механо-математично моделиране на процес и машина за вибросепариране”. Дисертация за получаване на научна степен доктор ТУ-София, 2004г.
7. **Schneigert.Zbigniew**.Aerial ropeways and funicular railways.1966

EXPERIMENTAL DETERMINATION ELASTIC SUSPENSION OF THE GONDOLA TO TRANSPORT ROPE IN 3D SPACE

Vasil AHCHIYSKI[1] Kalin CHUCHUGANOV[1] George Iliev[1] Stancho Kavaldjiev[2]

[1]Logistics engineering, material handling and construction equipment department
Technical University - Sofia, Bulgaria
e-mail: vaski@abv.bg,chuchuganov@tu-sofia.bg
[2]Machine elements and non-metalic constructions department , Technical University - Sofia, Bulgaria
e-mail: kava@tu-sofia.bg

Abstract: In the present work we investigate the suspension of gondola to transport rope from monocable gondola lift. The experiments were conducted in one column spun from monocable ropeway. It was use modern measuring equipment in an environment of software LabView. Using accelerometer are recorded the actual vibrations of the system. For this gondola was established methodology for determining the elastic and damping characteristics of the suspension on his rope and the individual relationships between the bodies. Was determine actual coefficients of elasticity and damping of the transport system in 3D space. In worldwide literature are not certain publication that define the dynamic characteristics of the gondola lift. We regard that data will be useful and suitable for use in dynamic models with monocable ropeways.

Keywords: cableway, elastic suspension, experiment, characterization

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ВЪЗМОЖНОСТИ ЗА РЕКУПЕРИРАНЕ НА ЕНЕРГИЯ ПРИ ДВИЖЕНИЕ В ПОСОКА НАДОЛУ НА ХИДРАВЛИЧЕН АСАНСЬОР

Тихомир ДИМИТРОВ Георги ИЛИЕВ Калин Чучуганов
катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника"
Технически университет - София, България
e-mail: tichomir.dimitrov@gmail.com, giliev@tu-sofia.bg, chuchuganov@tu-sofia.bg

Резюме: Според събраните различни данни през последните 20 години в страната ни са монтирани и в момента работят над 2000 електрохидравлични асансьора, които представляват значителна част от всички новомонтирани асансьори в страната. Поради техният основен недостатък- липсата на уравновесяващ елемент (противотежест), потребяват електрическа енергия за издигане на полезния товар, носещата рамка и кабината на асансьора за разлика от електромеханичните асансьори. Това е основната причина необходимата мощност на задвижването при електрохидравличните асансьори да бъде относително висока в сравнение с други технически решения. От друга страна движението надолу се осъществява единствено посредством дроселиране на хидравличният флуид, при което се губи енергия. Направените в тази работа опитни изследвания, проведени на специализиран стенд на реален електрохидравличен асансьор доказват възможността за добиването на енергия от спускането на кабината при тези асансьори с цел повишаване на енергийната им ефективност. Резултатите от тази експериментална работа дават основа за по- нататъшни разработки в областта на рекуперирането на енергия при този тип асансьори.

Ключови думи: асансьори, хидравлични асансьори, рекуперираме на енергия.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Напоследък понятието „Енергийна ефективност" се превърна в една много модерна и често използвана фраза от почти всеки жител на България и Европа. Появиха се и проекти и практически реализации на т. нар. „пасивни сгради", които не потребяват или почти не потребяват външна енергия благодарение на използваните технологии в тях. Освен това на практика вече е факт Директива 2010/31 EU на ЕС която въвежда изискването за „Сгради с почти нулево енергийно потребление" (nZEB- nearly Zero- Energy-Buildings), която влиза в сила от 2019г. за обществени сгради и от 2021г. за всички новопостроени сгради. Тези изискванията към сградите се пренасят и към всички съоръжения в тях, включително за вертикален транспорт на хора- асансьори, ескалатори и движещи се пътеки. Нещо повече- изчисленията на Европейския институт по енергийните характеристики на сградите (BPIE) показват, че асансьорите и ескалаторите консумират до 10% от електроенергията на сградата [4].

Липсват данни за точният брой работещи асансьори в страната ни, но по данни на различни институции и организации тези асансьори наброяват малко над 70 000. По- голямата част от тях са доста остарели конструкции и са енергийно неефективни от гледна точка на съвремието. От тези асансьори поне 2000 са електрохидравлични. Всички тези съоръжения очевидно скоро няма да се подменят с нови и ефективни такива поради ред причини, а ще продължат да се експлоатират още много години.

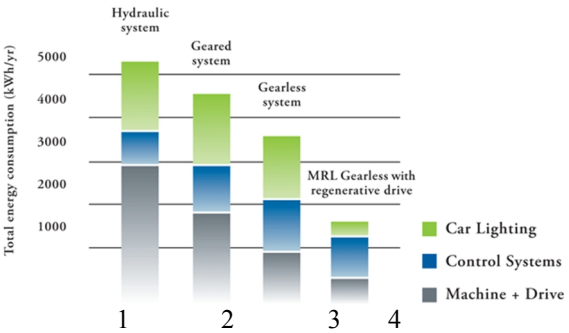
Значителна част от движенията на съвременните асансьори са съпроводени с разсейване на известно количество енергия във вид на топлина- в зависимост от посоката на натоварване електромеханичните асансьори разсейват тази енергия директно във вид на топлина чрез т.нар. спирачни съпротивления, намотките на двигателя или в инверторите, а при електрохидравличните при движение в посока надолу тази енергия се губи. В същото време тези електрохидравлични асансьори се характеризират със значително по- висока мощност в сравнение с всички други видове асансьори поради липсата на уравновесяващ елемент (противотежест). Ето защо е редно да се отдели специално внимание на съществуващите резерви и възможности при вече изградените и работещи асансьорни уредби с цел намаляване на консумираната от тях електроенергия от мрежата.

2. ОБОСНОВКА НА ИДЕЯТА ЗА РЕКУПЕРИРАНЕ НА ЕНЕРГИЯ ПРИ ХИДРАВЛИЧНИ АСАНСЬОРИ

От известно време в света се работи върху разработки за добиване на електрическа енергия именно при описаните по- горе движения на асансьорите и се постигат резултати. Тези разработки са основно в областта на разработване рекуперативни задвижвания при електромеханичните асансьори, тъй като в световен мащаб те са и най- разпространени. Може би поради същата причина електрохидравличните асансьори остават много слабо засегнати от разработването на такива технологии като единствено няколко тясно специализирани фирми предлагат пестящи енергия технологии при електрохидравличните асансьори (такива са например BLAIN [2], BUCHER [3], GMV [5]).

Като цяло може да се приеме че електроенергията, която асансьора консумира се разпределя по начин, показан на графика 1 (източник www.otis.com, посетен на 10.09.2013г.) [6] при различните видове асансьори- хидравлични (1), редукторни (2), безредукторни (3) и безредукторни със системи за рекупериране на енергия (4).

От графиката се вижда, че основната част от потребената от хидравличните асансьори енергия се консумира от задвижването на асансьора. Това задвижване обаче на практика работи само при движение в посока "Нагоре", а спускането на кабината се осъществява под действие на собственото ѝ тегло и полезния товар.



фиг. 1 Консумация на електрическа енергия в зависимост от типа на асансьора, разпределена по консуматори в асансьорите

Скоростта на спускане се определя от настройките на съответните клапани на клапанният блок на хидравличната станция на асансьора.

Друго основно перо от тази графика е енергията, потребявана за осветление. В тази връзка при анализа на графиката е необходимо да се има предвид факта, че графиката отразява и хронологично развитието на асансьорната индустрия. Това на практика означава, че при първите три вида асансьори използваните осветителни технологии са конвенционални, а при последния вид са най- съвременни LED технологии в комбинация с автоматично изключване на осветлението в режим на готовност на асансьора. Поради тази причина при първите три вида асансьори (които всъщност са и най- разпространени в света) тази енергия е на практика една и съща, а при четвъртия вид е драстично намалена в сравнение с другите три вида. Тези технологии могат да се приложат и при първите три вида асансьори като допълнителни енергоспестяващи мерки с аналогични резултати.

Тук е необходимо също да се отбележи, че от скоро съществува стандарт ISO 25745 [1], който определя класове на енергийна ефективност при асансьорите, както и предлага методика за определянето им за реални съоръжения. С този стандарт и при асансьорите се въвежда добре познатата ни от много електроуреди класификация в класове от A до G. По- долу в табл.1 и табл.2 е показана тази класификация.

табл.1 Класове на енергийна ефективност според необходимата енергия за пътуване- ISO 25745

Spec. Energy-consumption in mWh/m kg	≤ 0,8	≤ 1,2	≤ 1,8	≤ 2,7	≤ 4,0	≤ 6,0	> 6,0
Class	A	B	C	D	E	F	G

табл.2 Класове на енергийна ефективност според необходимата енергия в режим на готовност- ISO 25745

Output in W	≤ 50	≤ 100	≤ 200	≤ 400	≤ 800	≤ 1600	> 1600
Class	A	B	C	D	E	F	G

В табл. 1 е показана класификация в седем класа на енергийна ефективност според необходимата специфична енергия за движение на асансьора, а в таблица 2 е представена класификацията според консумираната мощност от асансьора в режим на готовност.

3. РЕКУПЕРИРАНЕ НА ЕНЕРГИЯ ПРИ ХИДРАВЛИЧНИ АСАНСЬОРИ

Целта на тази статия е опитно да бъде установена възможността за рекуперация на енергия при електрохидравличните асансьори. За постигането на тази цел към съществуващият стенд в лаборатория 4100 на Машиностроителен факултет на ТУ- София (фиг.1) бяха добавени и свързани по схемата на фиг.2 наличен хидродвигател (производство на М+С Хидравлик АД- гр. Казанлък, модел MLHT 200) с ролка за натоварване и лостова система за реализиране на спирачен момент (фиг.3). За извършване на необходимите измервания беше реализирана и измервателна система, която включва тахометър за измерване на ъгловата скорост на хидродвигателя, тахометър за измерване на линейната скорост на асансьора, два датчика за измерване на налягането на входа и изхода на хидравличния двигател и регистрираща система на National Instruments. Данните от измерванията са записани посредством програмния продукт LabView на същата фирма.

фиг.1 Стенд- хидравличен асансьор в лаборатория 4100 на МФ при ТУ- София

От тези схеми (фиг.4 и фиг.5) е изведено следното уравнение:

$$M_2 = G_2 \frac{L2}{L1} \mu R \qquad (1)$$

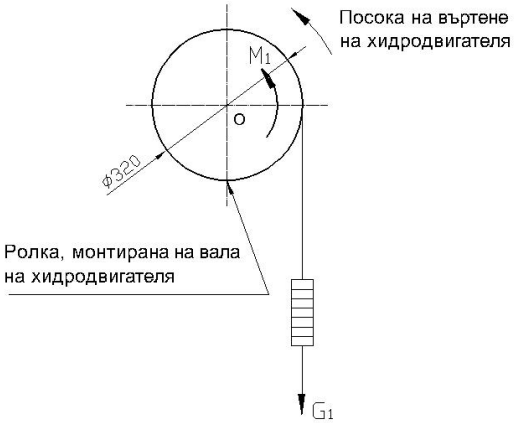
За целите на опита хидравличният флуид от цилиндъра посредством изпълненият с два крана разпределител се подава директно на входа на хидродвигателя, след което се отвежда директно в резервоара на хидравличната система на асансьора. За натоварване на хидродвигателя е използвано решение с прониева спирачка. За да стане възможно измерването на въртящият момент на двигателя е необходимо да се определи коефициента на триене между стоманеният лост на спирачката и гумената ролка. След многократни опити на стенда и при използването на схемите на фиг.4 и фиг.5 беше определен този коефициент: μ=0,794. Тази стойност е използвана по- нататък при пресмятане на мощностите.

фиг.2 Хидравлична схема на свързване на опитния стенд

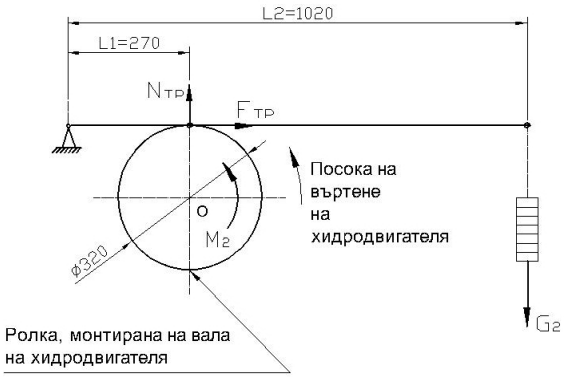
Това уравнение е използвано по- нататък при последващите пресмятания на въртящия момент на двигателя при различните режими на натоварване на асансьора и хидродвигателя както следва:

- 15,0 bar статично налягане, което приблизително отговаря на асансьор 4 лица с празна кабина за този стенд;
- 19,0 bar статично налягане, което приблизително отговаря на асансьор 6 лица с празна кабина за този стенд;
- 20,0 bar статично налягане, което приблизително отговаря на асансьор 8 лица с празна кабина за този стенд;

фиг.3 Монтирани хидравличен двигател с ролка за натоварване, тахометър за измерване на ъгловата скорост на ролката, датчици за налягане на входа и на изхода на двигателя



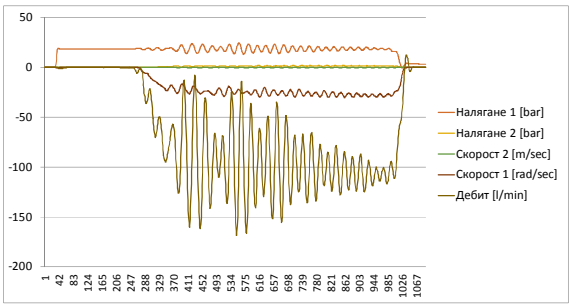
фиг.4 Схема за определяне на въртящия момент при тариране на прониевата спирачка



фиг.5 Схема за определяне на въртящия момент чрез използване на прониева спирачка

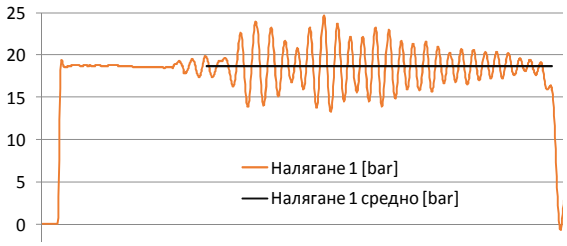
Получени са резултати в графичен вид за всички опитни натоварвания. Тези резултати от опита, проведен при статично налягане 20,0 bar при използване на програмният продукт LabView на National Instruments са представени по- долу.

Поради непрегледността на тази графика произтичаща от различните мащаби на измерваните параметри, на фиг. 7, фиг.8, фиг.9, фиг.10 и фиг.11 са показани графиките на входното и изходното налягане на хидродвигателя, скоростта на кабината, скоростта на хидродвигателя и дебита поотделно.



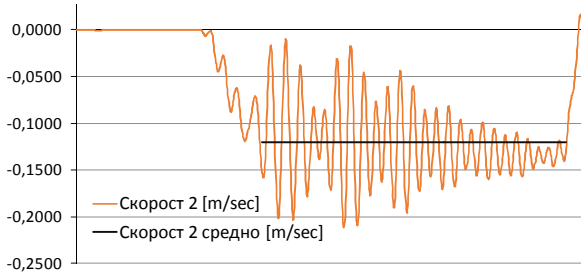
фиг.6 Графики при статично налягане 20,0 bar

На всички тези графики с плътна линия са показани средните им стойности в работния участък.



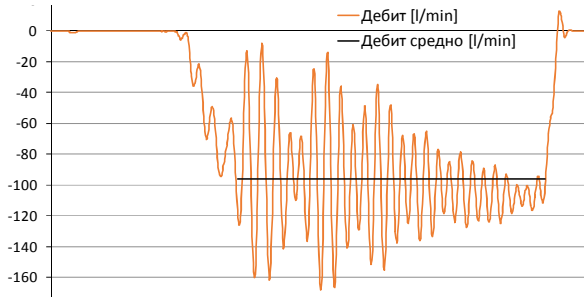
фиг. 7 Графика на Налягане 1- входно налягане на хидродвигателя

фиг. 8 Графика на Налягане 2- налягане на изхода на хидродвигателя



фиг. 9 Графика на Скорост 2- скорост на кабината

фиг. 10 Графика на Скорост 1- ъглова скорост на хидродвигателя

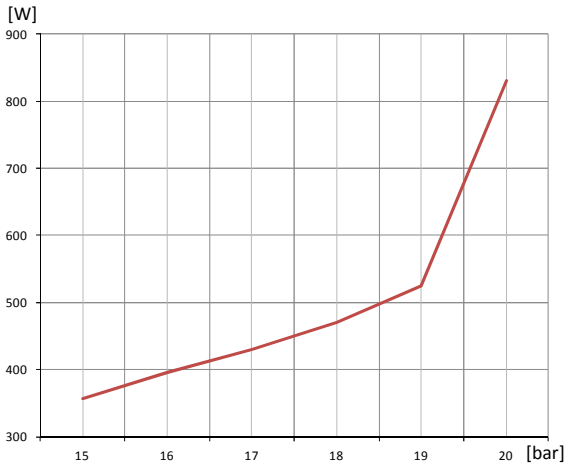


фиг. 11 Графика на Скорост 1- ъглова скорост на хидродвигателя

Получените резултати от всички извършени опити са обобщени и показани в табличен вид в табл.3. Същите тези резултати са представени в графичен вид на фиг.12.

табл. 3 Таблично представяне на получените резултати

Измерено статично налягане в хидравл. система	Измерено налягане на входа на двигателя	Измерена ъглова скорост на двигателя	Получена мощност
bar	**bar**	**Rad/sec**	**W**
15.00	14.52	15.36	361.61
19.00	17.98	19.16	541.13
20.00	18.64	25.24	831.80



фиг.12 Графично представяне на получените резултати- връзка между входното налягане на двигателя и получената мощност

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Анализирани са възможности за повишаване на енергийната ефективност на хидравличните асансьори чрез рекуперираме на енергия при движение на кабината на асансьора надолу.
2. Изграден е опитен стенд за рекуперираме на енергия при движението надолу на хидравличен асансьор при възможност за реализиране на различни дебити на хидравличната течност и различни натоварвания на хидравличният двигател.
3. Изградена е измервателна система за компютърно измерване на параметрите на движение на база на продуктите на National Instruments в среда на LabView.
4. Получените експериментални данни са предпоставка за по– нататъшна работа и разработки в областта на рекуперирането на енергия при електрохидравличните асансьори.

Литература

1.Стандарт ISO 25745.
2.www.blain.de. Посетен на 05.09.2013г.
3.www.bucherhydraulics.com. Посетен на 20.08.2013г.
4. www.bpie.eu. Посетен на 26.08.2013г.
5.www.gmv.it. Посетен на 20.08.2013г.
6.www.otis.com. Посетен на 10.09.2013г.

RESEARCH OF POSSIBILITIES FOR ENERGY REGENERATION DURING THE DOWNWARD TRAVEL OF HYDRAULIC ELEVATOR

Tihomir DIMITROV George ILIEV Kalin CHUCHUGANOV
Engineering logistics, material handling, building and roadbuilding machines department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: tichomir.dimitrov@gmail.com, giliev@tu-sofia.bg, chuchuganov@tu-sofia.bg

Abstract: During the last 20 years according to the collected different data in Bulgaria were installed and now they are in operation more than 2000 hydraulic elevators, as they represents considerable part from all newly installed elevators in the country. Because of their major disadvantage- missing balancing weight (counterweight), they use electrical energy for hoisting the load, carrying frame and car structure in difference from the electric traction elevators. That is the main reason why the necessary electrical power of the hoisting machine of hydraulic elevators is comparatively high compared to other technical solutions. On the other hand the downward travel is realized by means of throttling the hydraulic fluid, dissipating energy by this means. The performed experimental research, done on specialized experimental bench of real electrohydraulic elevator proves the possibility to getting the energy from downward car travel of these elevators with purpose for improving their energy efficiency. The results from this experimental work provide the basis for further developments in the field of energy regeneration for this type of elevators.

Keywords: elevators (lifts), hydraulic elevators, energy regeneration.

ОТНОСНО ОПРЕДЕЛЯНЕ СОБСТВЕНОТО ТЕГЛО НА ДВУГРЕДОВИ МОСТОВИ КРАНОВЕ В ЕТАПА НА ПРОЕКТИРАНЕ

Лъчезар ЛАЗОВ
катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника"
Технически университет - София, България
e-mail: llazov@tu-sofia.bg

Резюме: В тази статия е разгледан въпроса за определяне прогнозната стойност за собственото тегло на двугредови мостови кранове и техните елементи в етапа на първоначално проектиране, където са известни само базовите технически параметри на двугредовия мостов кран, като товароподемността му и неговия отвор. Обхванати са някои съществуващи методики и похвати за приблизителна оценка, а след статистическа обработка на данните за голям брой съвременни конструкции на действащи двугредови мостови кранове са предложени нови математически модели, които могат да се използват за прогнозиране с висока точност на собственото тегло на този вид товароподемни машини конструирани според изискванията на съвременните действащи технически стандарти и нормативни изисквания.

Ключови думи: двугредови мостови кранове, собствено тегло

1. ВЪВЕДЕНИЕ В ПРОБЛЕМА

При разглеждане на статичното състояние на крана собственото тегло на металната кранова конструкция /МКК/ и разположеното върху нея оборудване се явява вертикален товар, а когато се изследват параметрите характеризиращи динамичното поведение на крана собственото тегло на МКК и отделните елементи предизвикват освен вертикално и хоризонтално натоварване. Важността на точното познаване на този параметър още в първият стадий от етапа на проектиране на двугредови мостови кранове се определя от факта, че собственото тегло на крана и неговите елементи участва при определяне на изчислителните натоварванията, според действащите в момента нормативни изисквания, по следния начин:

1) за регулярни натоварвания

а) при вдигане на товар в МКК се възбуждат трептения, които трябва да се вземат под внимание, силата на тежестта на крана или негови части трябва да се умножи с коефициент на динамичност ϕ_1 ;

б) при изчисляване на динамичното натоварване върху МКК по време на движение, предизвикано от неравностите, масата на крана и повдигания товар се умножават с коефициент на динамичност ϕ_4 ;

с) при определяне на натоварването при тръгване (спиране) масата на елементи от крана се умножава с коефициент на динамичност ϕ_5 ;

2) нерегулярни натоварвания - при нерегулярни натоварвания масата на МКК и други елементи от крана се използва само при определяне на натоварванията причинени от посукването на крана по време на придвижване;

3) специални натоварвания - при определяне натоварванията от удар в буфер;

Според БДС EN 13001-2:2011 двугредовите мостови кранове попадат в класа на разпределение на масите MDC1 следователно при изчисленията на резултантните вътрешни усилия в избраните критични сечения силите на тежестта на всичките части на крана увеличават вътрешните усилия. Теглото на МКК участва под формата на разпределен товар възлизащ на 30-40% от цялото натоварване, а теглото на крановата количка като дискретен товар, които се прибавя към стойността на номиналния товар.

Стойността на собственото тегло на крана се взема в предвид и при проектиране на конструкцията на сградите в които работят кранове, а на този етап също са известни само товароподемността Q и отвора на крана Lk. Неточност при определяне на собственото тегло на крана по-голяма от 12,5% би довела до грешка в определяне на натоварването по-голяма от 5%, а това

от своя страна може да доведе до необходимост от повторно проектиране на някои елементи.

2. ПРЕДВАРИТЕЛНО ПРОУЧВАНЕ

За намиране на решение на задачата по определяне на масата на главните и челните греди на крана в различните литературни източници е вървяно по няколко различни пътища. В някои източници [1, 3, 5, 7] са изведени математически модели и на тяхна база са разработени методики за решаване на задачата. В други източници [2, 4] се препоръчва определянето на масата на крана и елементите му да става по графичен път чрез използването на стандартни номограми. Алтернативен подход за определяне на масата на карана е методът на аналогията, но в определени ситуации използването му е затруднено.

В [1] е дадена методика за определяне на масите на кран и елементите му която използва следните математически модели.

- за Q = 5 ÷ 32 t

$$m_{kp} = k.(L+10)^{1,05}.Q^{0,4} \qquad (1)$$

$$m_{кол} = m_0 + k_{кол}.Q^{\alpha} \qquad (2)$$

$$m_{ч.гр.} = 0,4.\frac{50-L}{50}.m_{kp} \qquad (3)$$

където m_{kp} е масата на крана в t; $m_{кол}$ - маса на количката в t; $m_{ч.гр.}$ - маса на челната греда в t; L - отвора на крана в m; Q - номиналната товароподемност в t.

табл.1 Стойности за коефициентите от ур.1,2 и 3

K3	K5	K7
$k = 0,2$	$k = 0,23$	$k = 0,29$
$m_0 = 1,00$	$m_0 = 1,2$	$m_0 = 1,8$
$k_{кол} = 0,07$	$k_{кол} = 0,08$	$k_{кол} = 0,2$
$\alpha = 1,15$	$\alpha = 1,2$	$\alpha = 1,0$

- за Q = 40 ÷ 50 t

$$m_{kp} = k_1.(L+20) \qquad (4)$$

табл.2 Стойности за коефициентите от ур.4

K3	K5	K7
$k_1 = 1,15$	$k_1 = 1,20$	$k_1 = 1,35$

В [5] е дадена методика за определяне на масите на кран и елементите му която използва следните математически модели.

за $Q = 5 \div 50\ t$; $L = 10,5 \div 34,5\ m$; Режим на работа K5

$$m_{kp} = (5+0,35.Q).(1,35+0,001.L^{2,15}), \quad t \qquad (5)$$

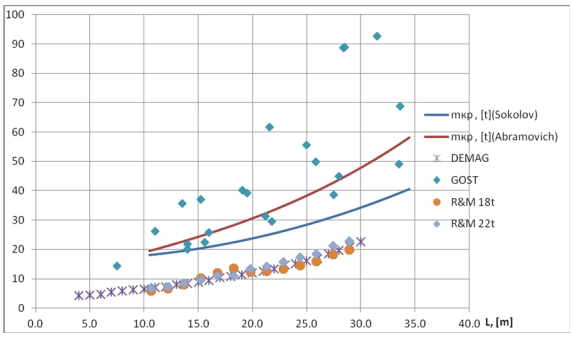
$$m_{кол} = 1+0,12.Q^{1,2}, \quad t \qquad (6)$$

Приема се че масата на челните греди е 25% от масата на главните греди, от което следва:

$$m_{гл.гр.} = \frac{m_{kp} - m_{кол}}{2,5} \qquad (7)$$

Анализът на двете избрани за представителни методики показва, че масата на крана и количката се описват с математически модели представляващи някакъв вид степенни функции, докато масата на челните греди се приема като процент от масата на крана.

На фиг.1 е показано графично сравнение на съществуващите методики и номограми с реално произведени товароподемни машини по различни нормативни изисквания.



фиг.1 Сравнение между методики за определяне на масата на крана и реални кранове.

На фиг.1 са представени резултатите за кранове с товароподемност 20 t и различни отвори. От нея се вижда, че съществуващите методики могат да бъдат представителни за по-стари товароподемни кранове произведени според изисквания на ГОСТ 25546-82 и работещи при лек и среден режим на работа. Основен недостатък на представените методики е липсата на сходимост на получените по тях резултати с реално работещи кранове произвеждани през последните години в Европа и Северна Америка проектирани

според техническите изисквания залегнали в новите нормативни стандарти.

3.ПОЛУЧЕНИ РЕЗУЛТАТИ

За оценка на собствените тегла на крана и неговите елементи са анализирани голям брой съвременни кранове произвеждани в последните години в чиито конструкции са залегнали не само изискванията на новите технически стандарти в областта, но и новите начини за определяне на напрегнато деформацонното състояние на МКК и другите елементи на крана. В производството на техните метални конструкции са използвани и съвременните достижения в областта на изготвянето и контролът на заваръчните шевове, което е позволило значително редуциране на теглото на двугредовите мостови кранове и техните елементи. В получените резултати ясно се забелязва тази тенденция.

За точността на получените регресионни модели се съди чрез стойността на мярката за определеност R и коригираната, според броя на степените на свобода, стойност на мярката за определеност $Adj\ Rsqr$. Те се определят по:

$$Rsqr = R^2$$
$$AdjRsqr = 1-\left(1-R^2\right).\frac{n-1}{n-k} \qquad (8)$$

където n е броят на наблюденията, а k е броят на коефициентите в модела.

3.1 Определяне на собственото тегло на целия кран и неговите елементи.

а) двугредови мостови кранове с триопорни кранови колички работещи при леки режими на работа.

$$m_{kp} = (7,85+0,46.Q).(0,15+0,0012.L^2), \quad t \qquad (9)$$

R	Rsqr	Adj Rsqr
0.9968	0.9935	0.9934

б) двугредови мостови кранове с четириопорни кранови колички работещи при средни режими на работа.

$$m_{kp} = (3,22+0,09.Q).(0,82+0,006.L^{1.87}), \quad t \qquad (10)$$

R	Rsqr	Adj Rsqr
0.9965	0.9930	0.9928

3.2 Определяне на собственото тегло на крановите колички.

а) триопорни кранови колички

$$m_{кол.} = 208,26+217,7.Q^{0.43} \quad kg \qquad (11)$$

R	Rsqr	Adj Rsqr
0.9724	0.9456	0.9320

б) четириопорни кранови колички

$$m_{кол.} = 308,88+612,79.Q^{0.4} \quad kg \qquad (12)$$

R	Rsqr	Adj Rsqr
0.9878	0.9757	0.9688

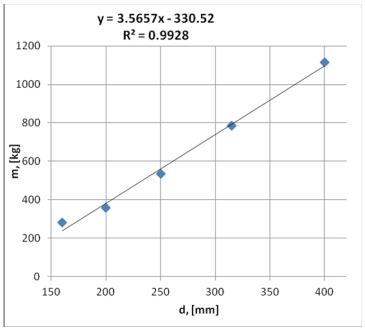
3.3 Определяне на собственото тегло на челните греди.

Челните греди при съвременните двугредови мостови кранове са стандартизирани според диаметъра на ходовите колела. Определянето на собствено им тегло спрямо желаните за използване входни фактори може да доведе до значителни неточности в определени точки от дефиниционната им област. Полученият регресионен модел е следният:

$$m_{ч.гр.} = 44,78+4,4.L+31.Q+0,2.L^2-0,27.Q^2 \ kg \qquad (13)$$

R	Rsqr	Adj Rsqr
0.9424	0.8882	0.8873

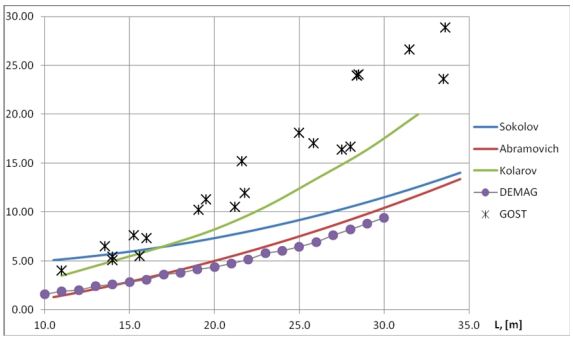
Масата на челната греда може да се определи и според фигура 2. В този случай входният фактор е диаметърът на ходовото колело, който може да бъде определен и по метода на аналогията, тъй като стойностите на този фактор са строго дефинирани според R10. Наличието на такава функционална връзка може да бъде обяснено с голямото влияние което оказва механизма за придвижване върху конструкцията на челната греда.



фиг.2 Модел за изчисляване на масата на челните греди според диаметъра на ходовите колела.

3.4 Определяне на собственото тегло на главните греди.

Главните греди на двугредовите мостови кранове са основният носещ елемент от МКК. Собственото тегло на главните греди е определящо за цялото тегло на крана особенно при крановете с големи отвори. На фигура 3 е показано сравнение между реално работещи кранове с товароподемност 20 t и различни отвори и различните методики за определяне на собствената маса на главната греда. Наблюдава се тенденцията към сходимост на резултатите получени по различните методики с реално изградените машини. Тази тенденция се дължи на факта, че основното ограничаващо условие при изчисляване на параметрите на главните греди е изискването за минимална коравина. Тъй като изискваната минимална коравина зависи от режима на работа на крана, то машини опериращи в съпоставими условия биха имали и съпоставими параметри.



фиг.3 Сравнение между масите на главните греди получавани по различните методики и реално работещи кранове с товароподемност 20 t.

а) маса на главните греди за двугредови мостови кранове с триопорни кранови колички.

$$m_{гл.гр} = (0{,}18 + 0{,}01.Q).(1{,}27 + 0{,}027.L^2), \quad t \qquad (14)$$

R	Rsqr	Adj Rsqr
0,9964	0,9928	0,9927

б) маса на главните греди за двугредови мостови кранове с четириопорни кранови колички

$$m_{гл.гр} = (0{,}23 + 0{,}0055.Q).(1{,}68 + 0{,}051.L^{1{,}81}), t \quad (15)$$

R	Rsqr	Adj Rsqr
0,9980	0,9960	0,9959

4.ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Направено е сравнение между съществуващи методики за определяне на собствените тегла на двугредови мостови кранове и техните компоненти.

Изведени са нови математически модели за определяне на собственото тегло на двугредови мостови кранове и техните компоненти с висока степен на точност.

Литература

1.**Абрамович И.И., В.Н. Березин, А.Г. Януре,** Грузоподемние крани, М., 1989 г.

2. **Гохберг М. и др.** Справочник по краном : в 2 т. Т.1 Л., Машиностроение, 1988г.

3.**Казаков Н., А. Николов,** Прогнозиране параметрите на логистична техника. София, Българско списание за инженерно проектиране. №5, 2010, стр.43-50.

4.**Коларов И., Г., Проданов М., Караиванов П.** Проектиране на товароподемни машини, Техника, С., 1986г.

5.**Соколов С.А.,** Металические конструкции подемно-транспортних машин, СПб, Политехника, 2005

6.**Nikolov A., N. Kazakov,** An approach for determining the competitiveness of logistics equipment. "RECENT Journal", ISSN 1582-0246, Vol.14(2013), №2(38), July 2013, Brasov, Romania.

7.**Slavchev Y.,** Some Considerations to the Mass of Double Girder Overhead Cranes, Machinery Mechanics, vol. 64, 2006.

ABOUT DETERMINING OF THE DEAD WEIGHT OF DOUBLE GIRDER OVERHEAD BRIDGE CRANES ON THE DESIGN STAGE

Lachezar LAZOV
Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: llazov@tu-sofia.bg

Abstract: This paper is concerned of the problem of determining the deadweight of double girder overhead bridge cranes and their components on the initial design stage. On this stage only few basic technical parameters, like load capacity and

span of the crane, are known. Some existing methods and algorithms for approximate evaluation of the deadweight are analyzed. Following statistical processing of the data, related to large number of double girder bridge cranes, new mathematical models are proposed. These mathematical models can be used to predict the deadweight of double girder overhead bridge cranes designed according new technical standards with high level of accuracy.

Keywords: double girder overhead bridge cranes, deadweight

СЪВРЕМЕННИ ТЕХНОЛОГИИ ЗА НАБЛЮДЕНИЕ И УПРАВЛЕНИЕ НА МАТЕРИАЛНИТЕ ПОТОЦИ В ИНЖЕНЕРНАТА ЛОГИСТИКА

Викенти СПАСОВ Теодора ИВАНОВА
катедра „Подемно-транспортни и строителни машини и системи”, ВТУ„Тодор Каблешков’’- София, България
e-mail: vspassov@vtu.bg, teodora_iwanowa@yahoo.com

Резюме: Представени са актуални решения за наблюдение и управление на материалните потоци в инженерната логистика. Разгледани са едни от на-използваните съвременни информационно-управляващи и проследяващи системи. Технологиите, върху които се фокусира разработката, са баркод системи, радиочестотна идентификация и глобална система за позициониране. Сравнени са двете технологии-баркод и радиочестотна идентификация. Изследвани са областите на приложение и предимствата на радиочестотната идентификация пред баркода. Посочени са резултати от извършено проучване относно приложението на радиочестотната идентификация. Като допълнение са включени глобална система за позициониране, с която материалните потоци могат да бъдат локализирани и проследявани, както и пример за мобилни компютри.

Ключови думи: материален поток, радиочестотната идентификация, GPS,баркод, инженерна логистика

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Материалите (логистичните единици) в процеса на своето движение от производителя до крайния потребител формират материалните потоци. Необходимо и достатъчно условие потоците да формират система е наличието на начални и крайни точки на тяхното преместване от производител до потребител.

Въпросът как да бъдат наблюдавани и управлявани материалните потоци в логистиката остава актуален, заради постоянно променящите се и развиващи технологии. Кой е най-целесъобразният начин, с помощта на когото най-рентабилно и ефективно да бъдат проследявани процесите по веригата за доставки?

2. БАРКОД

Баркодът като маркировка на единици в логистиката представлява система за кодиране на информацията за обекта под формата на цифри и вертикални успоредни линии. Той е носител на информация за съответния продукт и производителя му. По идентификационния номер могат да бъдат проследявани стоки по цялата верига за доставки. За разчитането на данните от символа е необходимо сканиращо устройство, снабдено със софтуер. Технологията дава възможност за идентификация на логистични единици (кашони, стекове, палети и др.). Всеки маркиран обект има единствен уникален и недвусмислен код. Информацията от символа се предава бързо и прецизно и е винаги актуална и точна. Използването на баркод системите позволява да бъдае управлявана дистрибуцията на продуктите. С тяхна помощ могат да бъдат контролирани складовите наличности. Изготвянето на отчетни документи става автоматизирано и в реално време. Елиминират се грешките, породени от човешкия фактор и свързаните с тях разходи. Технологията е стандартизирана според глобалните стандарти GS1 [7].

фиг.1 GS1-128 баркод и сканиращ апарат Motorola DS4208 [4]

3. РАДИОЧЕСТОТНА ИДЕНТИФИКАЦИЯ (RFID)

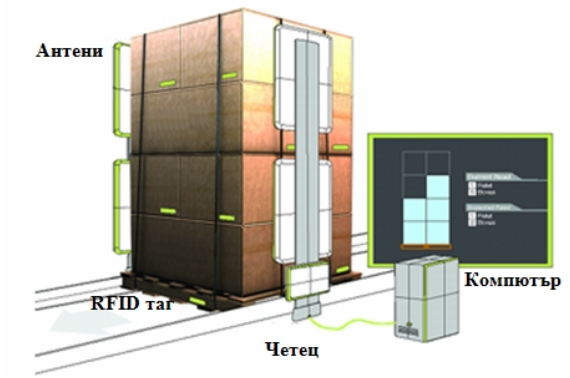
Радиочестотна идентификация*(RFID)* (фиг.2) системите за наблюдение и управление на материалните потоци в логистиката са изградени от идентификатор, четящо устройство, антена, контролер и софтуер. В идентификатора, при

производството на продукта или на по-късен етап, се записва много по-голямо количество информация от тази на баркода. Той съдържа чип с записан уникален код и антена [5].

В зависимост от захранването могат се класифицират на:

- активни - в идентификатора има вградено собствено захранване. Етикетът активира процеса на обмен на данни, попадайки в зоната на приемане на четящото устройство, като постоянно излъчва информация.;
- пасивни - захранването им не е от батерия. Използват електромагнитен сигнал от четящото устройство (индукция);
- полуактивни;
- полупасивни;
- системи с ултразвук и инфрачервени лъчи.

Предаването на данните е без човешка намеса, без пряка видимост и на големи разстояния, посредством радиовълни.

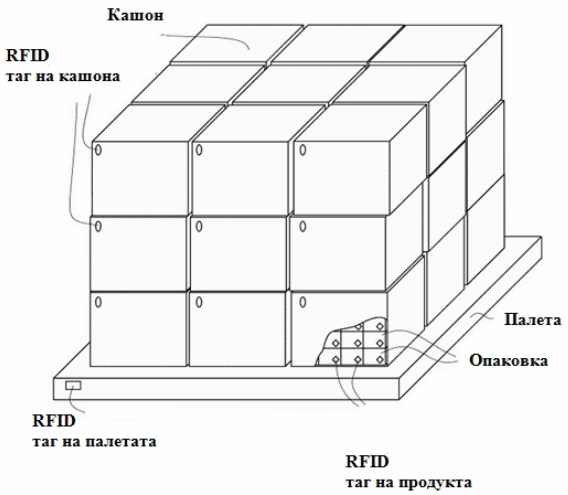


фиг.2 Примерна схема на работа на RFID система

Проследяването на пакети, палети и контейнери по веригата за доставки е от голямо значение за подобряване качеството на доставките до крайния потребител. На фиг. 3 е дадено решение за маркиране на палета с RFID етикет.

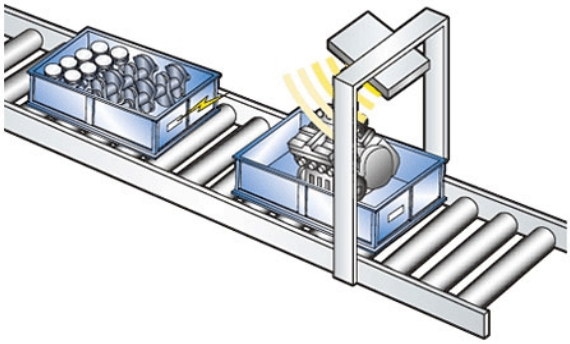
Ще разгледаме пример, където *RFID* технологията позволява автоматично управление на потока, използвайки автоматични конвейри (фиг.4). Транспортьорът пренася всички продукти в контейнери.

В контейнера са поставени работните инструкции и *RFID* тага. На различни точки по протежение на конвейрите са поставени антени, които прочитат данните от етикета.



фиг.3 Маркиране на палета с RFID етикет [8]

Процесът включва регистрация и сортиране за автоматизирания склад, както и междинна обработката на данните [10].



фиг.4 Автоматизиран процес на предаване на данните от етикета в склад

Предимствата на *RFID* пред баркод системата са:

- системата дава възможност за проследяване на всеки маркиран обект (стока) от момента на производството му до продажбата му;
- събирането и изпращането на информация е автоматизирано, включително за място, параметри и поддръжка на маркирания обект;
- не е необходима пряка видимост или контакт с обекта;
- могат да бъдат идентифицирани голям брой стоки едновременно;

- идентификаторите могат да съдържат голямо количество информация; идентификаторите са устоичиви на външни влияния (температура, влага, химикали и др.);
- етикетът може да бъде прочетен от всяка страна, независимо от разположението му спрямо четящото устройство;
- възможно е многократно презаписване на информацията през жизнения цикъл на обекта;
- *RFID* технологията позволява бързо сработване с вече съществуващи интегрирани системи за управление;
- По – малки капиталовложения за RFID идентификаторите, отколкото за технологията RTLS (Real Time Location System) – технология за следене на артикули в склад като цялостна локация [9].

4. ПОВСЕМЕСТНИ КОМПЮТРИ (UBIQUITOUS COMPUTING)

Терминът *„ubiquitous computing''* (повсеместни компютри) се употребява за среда, в която потребителите могат да получат необходимата информация от мрежата навсякъде, по всяко време чрез актуализиране на комуникационната мрежа, без значение дали свързването е с кабел или *wireless*. Характеристики на *„ubiquitous computing''*:

- един компютър, който не е свързан към мрежа, не може да е повсеместен компютър;
- услугите/сервизът трябва да се променят според нуждите на потребителя (местоположение, *ID*, устройства, време, температура, яркост, прогноза за времето). Освен това той наново дефинира еволюцията на централизираните компютри и връзката между компютърните технологии и човека. *RFID* е основен фактор в изграждането на една „повсеместна'' логистична поддръжка. При нея идентификацията, проверката на местоположението, на пораженията, измерването на използваемостта, проследяването на пътя могат да бъдат обработвани в реално време без човешка намеса.

Като допълнение за военни цели, щабът може да получи актуална информация за военните единици, за подходящи боеприпаси, в случай на война. Може да бъде поискана доставка, да бъдат използвани системите за ремонт, да бъде намерен оптималният път за доставка, или да бъдат направени приоритетни поръчки за доставка в реално време.

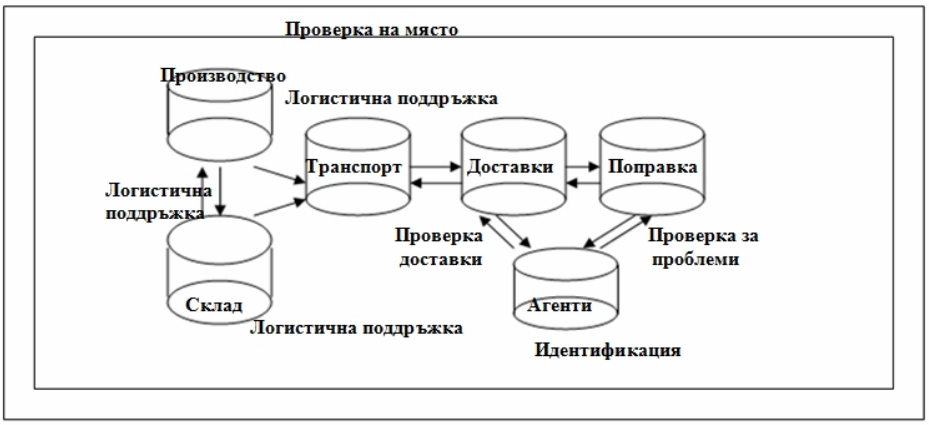
За в бъдеще комбинираното военно управление, „повсеместнатта'' логистична подкрепа ще окаже голямо влияние. Всички оръжейни системи, транспортни средства, оборудване, военни съоръжения, консумативи, части и боеприпаси са снабдени с *wireless* идентификационни тагове, които имат функции за наблюдение, обработка на данни, съхранение на данни и съобщения, за създаването на мрежа между тях, за да бъдат свързани с бъдещите военни комуникационни мрежи, като например военни сателитни комуникации и *TICN* система. *RFID* системата използва радио честота за потвърждаване на материали, влизане (или прехвърляне) на персонал, местоположение, или за идентифициране на категории. За да функционира правилно, е необходимо правилно комбиниране на четец, транспондер и компютър или други устройства, за обработка на данни. Чрез използването на тези информационни технологии, бойна сила и стратегически възможности на армията може да бъдат подобрени значително. *RFID* четецът съдържа антена за предаване и приемане на радиосигналите. Антената, използвана за предаване и приемане на сигнали може или да бъде прикрепена към електрическата платка директно. *IC* чиповете в тага спомагат контролирането на комуникацията от и към четеца. Капацитетът на съхраняваните данни в един етикет е от 8bit до 16K BIT.

Дистрибуцията и търговията на дребно могат да използват статуса „проверка'' и функцията за откриване на местоположение на „повсеместната'' *RFID* мрежа (фиг.5), за да функционират оптимално. Таговете, прикрепени към единицата (или кутия, мотокар и т.н.) позволяват ефективно да се проследи местоположението на продукта, да се управляват запасите и да се автоматизират транзакциите [3].

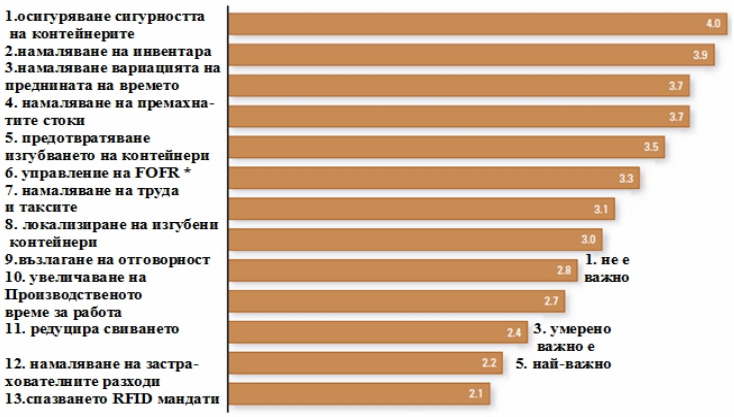
5. ПРОУЧВАНИЯ И РЕЗУЛТАТИ

Това са резултатите от направено проучване, целта на което е да бъдат да открити основните проблеми във веригата за доставки отвъд океана. фиг. 6 нарежда относителното значение на

най-важните управленчески въпроса, отнасящи се до веригата за доставки отвъд океана.



фиг.5 „Повсеместната'' RFID мрежа



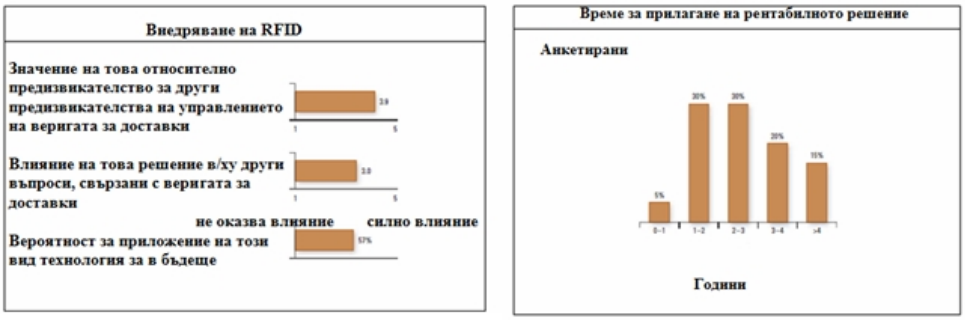
фиг.6 Относителното значение на предизвикателствата пред веригата за доставки отвъд океана

POFR*- съкращение от перфектно попълнена поръчка, измерител за точност на поръчката, точност, актуалност, качество и пълнота. Да разгледаме схема на едно концептуално *RFID* решение-виж фиг.7. Започва вляво с зареждането на контейнера. Един активен таг е прикрепен към него при запечатването му. Всеки етикет е носител на единствен и уникален номер(код) и свързвайки го с контейнера може да се разбере какво е съдържанието му. След това, настройвайки четеца единицата може да бъде проследена по цялата верига за доставки. Мястото, където може да бъде разположен четеца може да бъде мястото, където един камион се товари или разтоварва, или кран, който премества контейнери, пристанището, където се товари или разтоварва. Всеки четец е свързан чрез middleware към интернет и автоматично предава информация на мрежовите софтуерни инструменти, като по този начин са гарантирани прозрачността и видимостта.

На фигура 8 са дадени резултатите от проведена анкета. Първата фигура отразява мнението на потребителите по въпроса кое оказва влияние върху внедряването на технологията.

Втората диаграма показва, според анкетираните, необходимото време за прилагането и разгръщането на това решение [1].

фиг.7 Схема на RFID решение

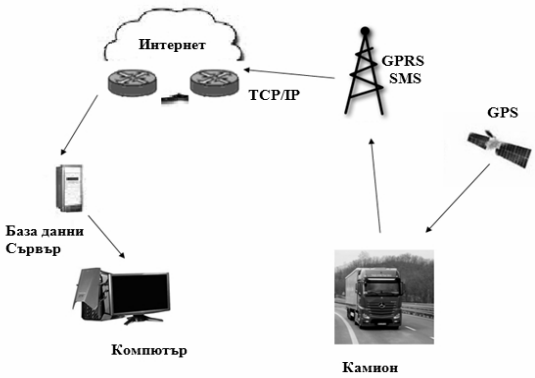


фиг.8 Резултатите от проучване за влиянието на RFID при разгръщане на технологията

6. GPS

GPS (Система за глобално позициониране) системите са ефективно решение, когато приложението изисква активно проследяване. Ще разгледаме предложението на фирма „Джипикомс – България" ООД – система за логистично управление iNAV. Тя включва GPS приемник и GSM модем за предаване на навигационните данни към сървър за осигуряване на мобилните обекти в реално време. Предаването на информацията става посредством GPRS канал. Получените навигационни данни се обработват в микропроцесорен модул, съхраняват се в MMC/SD карта с обем до 2 GB и се предават към сървъра за визуализация (фиг.9). Като допълнение фирмата предлага конфигурация с 3D инерциална система. При тази конфигурация към сървъра достигат допълнителни данни. Използвайки допълнителната функция може да бъде наблюдавано поведението на транспортното средство – движение по неравности по трасето, резки тръгвания и спирания, силите при завиване, настъпване на ПТП и др. От базата данни на монитора могат да се видят за избран интервал от време, къде, кога и какви събития са регистрирани.

Благодарение на инерциалните сензори могат да се определят режимите и натовареността на работа на подемно – транспортни и строителни машини и системи. Решението е целесъобразно при превозване на специални товари, контрол на движението на МПС и др.



фиг.9 Примерна GPS система за проследяване

7. МОБИЛНОСТТА НА СИСТЕМИТЕ ЗА НАБЛЮДЕНИЕ И УПРАВЛЕНИЕ КАТО ВАЖНО ПРЕДИМСТВО

Предприятията осъзнават, че е от решаващо значение за решаване на съответната поставена задача да имат точния мобилен компютър за поддръжка, както и поставянето на правилния човек на правилното място, в точното време, с точната информация. Това приложение изисква мобилни устройства, които включват напредналите комуникационни технологии, които да издържат на тежки работни условия. Особено подходящо за военни цели(и не само) е устройството ARMOR X10gx.-много здрав мобилен таблет (фиг.10). Той е напълно защитен срещу прах и може да издържа на струи под налягане на вода от всички посоки. Таблетът ARMOR X10gx отговаря MIL-STD-810G и е одобрен от UL за използване в експлозивни и / или опасни среди. Този продукт е с много по-дълъг активен живот, отколкото конвенционалната изчислителна техника. Подходящ е за следните приложения:

- да бъде постоянно монтиран върху превозното средство;
- за потребители, които са в движение и изискват пълна преносимост;
- за работници, които са разположени в превозното средство, но които също така често вземат компютрите си и работят с тях извън него.

Системите за глобално позициониране *(GPS)* са се разширили извън основната им функция за посочване на позицията и предоставяне на посоки. В допълнение към тези средства за комуникация, ARMOR X10gx има *Ethernet* порт 10/100, който позволява на работниците да се върнат в офиса и да се свързват директно в тяхната мрежа, за да изтеглят качени данни. Трябва обаче да бъде съблюдавано радио антените да бъдат изолирани и правилно ориентирани, за да не пречат и да се осигури максимална ефективност [2].

фиг.10 Таблет ARMOR X10gx

8. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Внедряването и употребата на описаните технологии за наблюдение и управление на материалните потоци в инженерната логистика подобрява функционирането на логистичните системи. Тези системи намаляват времето за планиране на заявките, спомагат за избора на оптималния маршрут и по този начин намаляват разходите за доставка. Баркод технологията и RFID позволяват маркирания обект да бъде проследен през целия му път по веригата за доставки. Използвайки радиочестотната идентификация за това приложение се спестяват разходите за персонал, едновременно с това се премахва вероятността от човешки грешки.

Литература

1.**Kearney A. T.**, INC, Smart boxes, 2006
2.**DRS Technologies**, Inc. ARMOR X10gx White paper, 2012
3.**Park G. and Kim S**. Hannam. U-Logistic Services in Military Using RFID and Mobile Sensor Network, 2006
4.http://www.barcodes.bg/product/87.html
5.http://ee.eng.usf.edu/RFID/
6.http://www.gpcoms-bg.com/new/root/
7.http://www.gs1bg.org/
8.http://www.jefflindsay.com/rfid3.shtm
9.http://www.leghornseals.com/international/Janus_terminal_RFID_containers.html
10.http://www.omron-ap.com/application_solutions/industry_details.asp?app_id=G341

MODERN TECHNOLOGIES FOR MONITORING AND MANAGEMENT OF MATERIAL FLOWS IN THE ENGINEERING LOGISTICS

Vikenti SPASSOV **Teodora IVANOVA**
Material Handling and Construction Machines and Systems, University of Transport "T. Kableshkov", Bulgaria
e-mail: vspassov@vtu.bg; teodora_iwanowa@yahoo.com

Abstract: In this paper are presented some modern technological solutions for monitoring and management of material flows in engineering logistics. One of the most modern control and tracking systems are taken into account. The main focus is on barcode systems, RFID, GPS, etc. Compared are the barcode and RFID systems. The applications and advantages of RFID over barcode are examined. Results of the study on the application of RFID are pointed out. In addition included are a global positioning system with which material flows can be located and tracked and an example of mobile computing.

Keywords: material flow, bar code, GPS, RFID, engineering logistics

ИЗСЛЕДВАНЕ НА НАПРЕГНАТОТО СЪСТОЯНИЕ НА НОСАЧ И НОСЕЩА РАМА НА СЕДАЛКА ЗА ВЪЖЕНА ЛИНИЯ ЧРЕЗ ТЕНЗОМЕТРИЯ

Ивайло ВАСИЛЕВ[1] Георги ИЛИЕВ[2]
[1]Институт по Механика и Биомеханика към БАН - София, България
e-mail: ivaylo.i.vasilev@gmail.com
[2]Технически университет - София, България

Резюме: Направен е експеримент за определяне напрегнатото състояние на носач и носеща рама на седалка за въжена линия. Използвани са тензометричен метод с един активен и един термокомпенсационен тензорезистор; тензометрична апаратура и компютър за записване и обработка на резултатите. Седалката е окачена така както би изглеждала по време на работа. Изследвани са две зони. Показани са резултати, получени от измерването и тяхната обработка със софтуерен продукт Origin Pro 8. Получени са резултати за главните деформации, главните напрежения и еквивалентните напрежения. Експерименталните резултати са сравнени с резултатите, получени по метода на крайните елементи. Дадени са и допустимите напрежения за съответния материал. Направен е коментар относно възможността за олекотяване на конструкцията на конкретната седалка. От настоящата разработка се вижда, че напреженията от експериментите и от изчисленията са по-ниски от допустимите, което показва че седалката може да бъде използвана.

Ключови думи: въжени линии, седалка, напрежения, рамка, тензометрия

1.ВЪВЕДЕНИЕ

Целта на експеримента представен в настоящата публикация е да сравни получените от експеримента резултати с получените по аналитичен и числен метод резултати публикувани в [1] и [2].

2.ПОСТАНОВКА НА ЕКСПЕРИМЕНТА

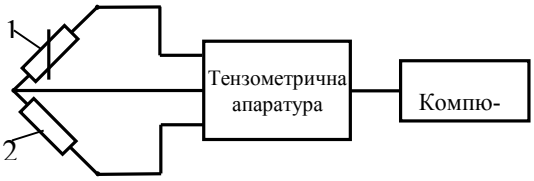
2.1 Използвана апаратура

Изследванията са проведени с използване на тензометричен метод. Инсталираните тензорезистори са тип 1-LY11-3/350 на фирма HBM – Германия. Базата на тензорезисторите е 3 мм, а съпротивлението - 350 ома. Тензометричната апаратура е SPIDER 8, също на фирмата HBM – Германия. Сигналите се обработват от преносим компютър FUJITSU-SIEMENS, при което могат да се запишат и впоследствие да се обработят. Схемата на измерването е показана на фиг. 1. Външният полумост се образува от един активен - 1 и един термокомпенсационен тензорезистор - 2.

Монтираните активни и термокомпенсационни тензорезистори са показани на фиг. 2 и 3.

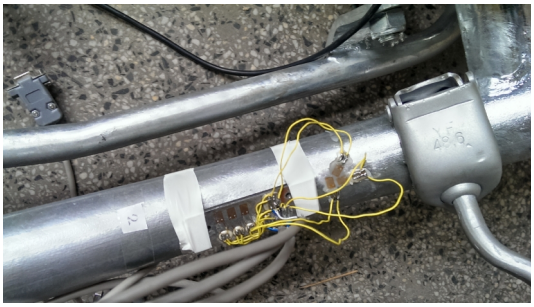
2.2 Постановка на експеримента

Седалката е окачена за хващача на прът с диаметър съответстващ на диаметъра на въжето, за което е конструиран хващачът - фиг. 4.



фиг.1 Схема на измерването

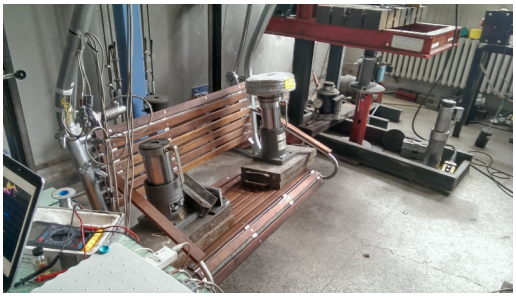
фиг.2 Тензорезистори зона 1



фиг.3 Тензорезистори зона 2

Седалката е натоварена с тежести на двете места за сядане – фиг. 5. Всяка тежест отговаря на един човек, който тежи 85кг (съгласно нормативните изисквания). Записват се деформациите в две розетки в зони, установени с предварителни изследвания публикувани в [1] и [2]. Зоните на розетките са отбелязани с номера 1 и 2 и са показани на фиг. 6 и 7. Зона номер 1 - върху носача и отговаряща на сечение Б показано в [1]. Зона номер 2 - върху носещата рама и отговаряща на сечение А показано в [2].

фиг.4 Окачване на седалката



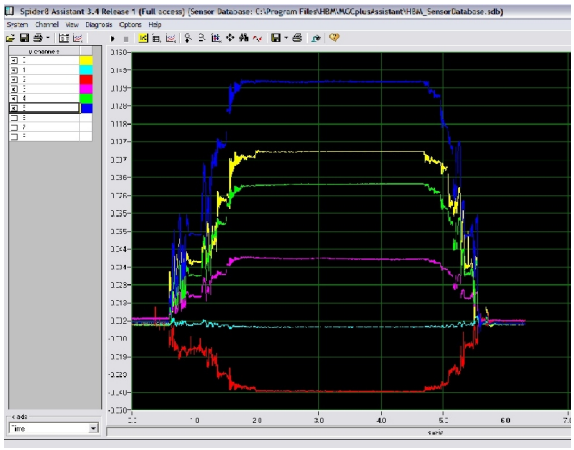
фиг.5 Седелка с тежести

фиг.6 Зона 1

фиг.7 Зона 2

3. РЕЗУЛТАТИ ОТ ЕКСПЕРИМЕНТА

Резултатите получени от измерването са показани на фиг. 8: канал 0 – сигнал за надлъжната деформация в з. 1; канал 1 – направление 45° за з. 1; канал 2 – напречно направление за з. 1; канал 3 – напречно направление за з. 2; канал 4 - направление 45° за з. 2; канал 5 – надлъжно направление за з. 2.



фиг.8 Резултати от експеримента

4. ОБРАБОТКА НА РЕЗУЛТАТИТЕ И СРАВНЕНИЕ

4.1 Обработка на резултатите

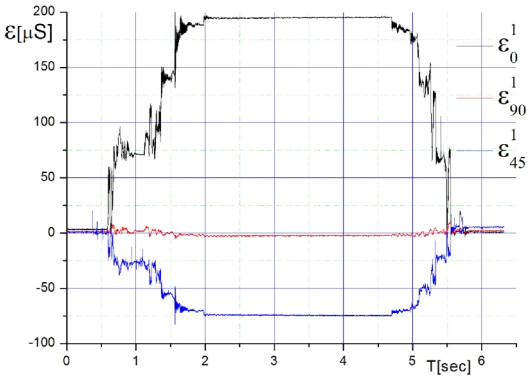
Резултатите от експеримента са обработени със софтуерен продукт Origin Pro 8. Резултатите показани в точка 3 са преобразувани от mV/V в μS. За да се изчислят деформациите се използва следната формула:

$$\varepsilon = \frac{4}{k}\frac{\Delta U}{U}1000\,[\mu S] \qquad (1)$$

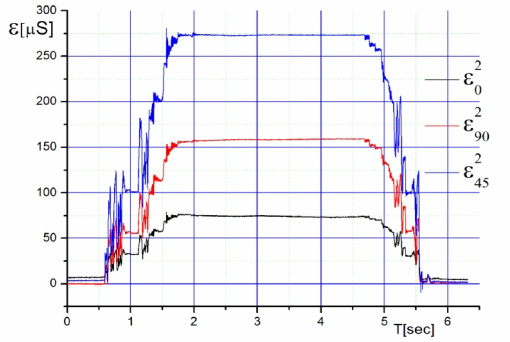
където: к–коефицент на преобразуване/чувствителност на тензорезистора; $\frac{\Delta U}{U}$ - големина на отчетения сигнал.

Резултатите за зона 1 са показани на фиг. 9. Резултатите за зона 2 са показани на фиг. 10. Главните деформации се получават по зависимостите за правоъгълна розетка.(фиг. 11). Зависимостта е следната:

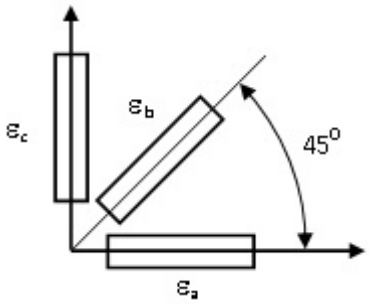
$$\varepsilon^{'},\varepsilon^{''} = \frac{\varepsilon_a+\varepsilon_c}{2} \pm \frac{\sqrt{2}}{2}\times\sqrt{(\varepsilon_a-\varepsilon_b)^2+(\varepsilon_b-\varepsilon_c)^2} \qquad (2)$$



фиг.9 Резултати зона 1



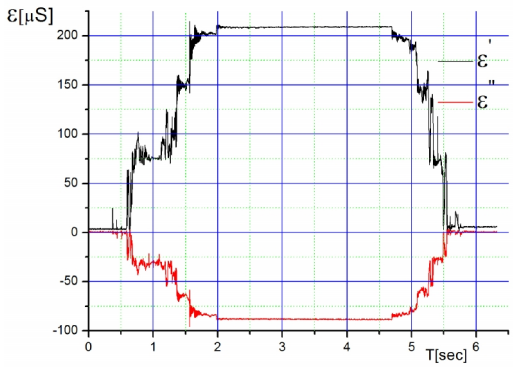
фиг.10 Резултати зона 2



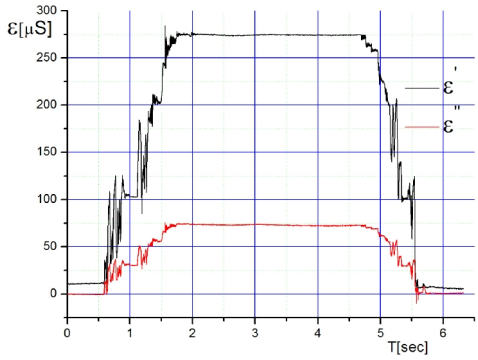
фиг.11 Правоъгълна розетка

Главните деформации за зона 1 и 2 са показани на фиг. 12 и фиг. 13. Главните напрежения за зона 1 и зона 2 се изчисляват по следните формули:

$$\sigma^{'} = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon^{'}+\mu\varepsilon^{''}), \qquad \sigma^{''} = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon^{''}+\mu\varepsilon^{'}) \qquad (3)$$

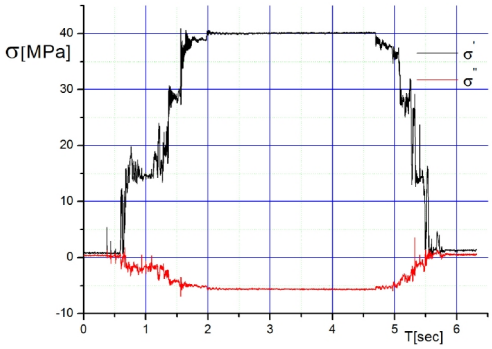


фиг.12 Главни деформации зона 1



фиг.13 Главни деформации зона 2

Резултатите за главните напрежения за зона 1 и зона 2 са показани на фиг. 14 и фиг.15.

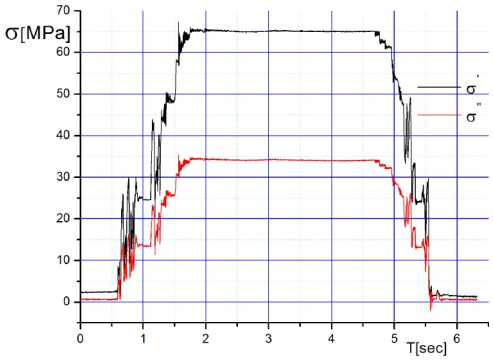


фиг.14 Главни напрежения зона 1

За зона 1 - тъй като главното напрежение σ‘‘ е отрицателно, подреждането на напреженията по алгебрична стойност е следното: $\sigma_1 = \sigma'$; $\sigma_3 = \sigma''$ и $\sigma_2 = 0$.

В този случай еквивалентното напрежение $\sigma_{екв}^{VM}$ се получава по следната формула:

$$\sigma_{екв}^{VM} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_3^2} \qquad [MPa] \qquad (4).$$

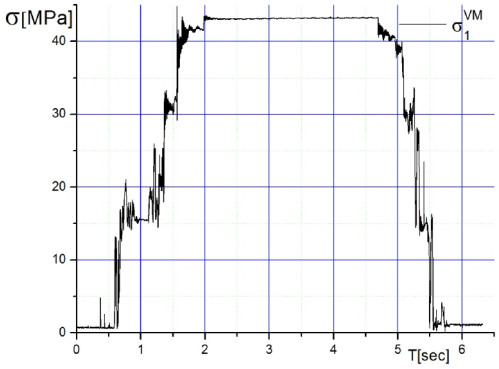


фиг.15 Главни напрежения зона 2

За зона 2 - тъй като главното напрежение σ‘‘ е положително, подреждането на напреженията по алгебрична стойност е следното: $\sigma_1 = \sigma'$; $\sigma_2 = \sigma''$ и $\sigma_2 = 0$. В този случай еквивалентното напрежение $\sigma_{екв}^{VM}$ се получава по следната формула:

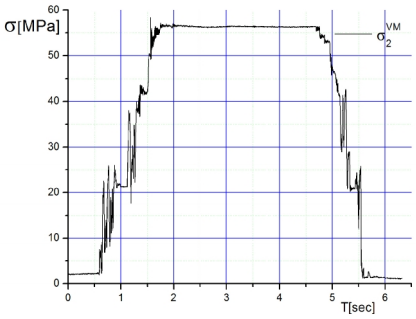
$$\sigma_{екв}^{VM} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \qquad [MPa] \qquad (5)$$

Резултатите за еквивалентното напрежение за зона 1 и зона 2 са показани на фиг. 16 и фиг. 17.



фиг.16 Еквивалентно напрежение зона 1

Определените еквивалентни напрежения в разглежданите зони са значително по-ниски от допустимите.



фиг.17 Еквивалентно напрежение зона 2

4.2 Сравнение на резултатите от т. 4.1 с резултатите получени по аналитичния и числения метод.

Определените еквивалентни напрежения в зона 1 и зона 2 при установено по стандарта натоварване са: $\sigma_1^{VM} = 44{,}79[MPa]$ - за зона 1, а изчисленото и показано в [1] е $\sigma_{екв}^{VM} = 48{,}78[MPa]$. Допустимото напрежение е 94 MPa; $\sigma_2^{VM} = 58{,}44[MPa]$ - за зона 2, а изчисленото и показано в [2] е $\sigma_{екв}^{VM} = 50{,}96[MPa]$. Допустимото напрежение е 96 MPa.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЯ

Проведените експерименти, които са задължителни при узаконяване на продукта „Седалка“, показват близки стойности до изчислените.

Напреженията от експериментите и от изчисленията са по-ниски от допустимите, което показва че седалката може да бъде използвана.

Допустимите напрежения са значително по-големи и това показва, че могат да се използват олекотени елементи. Това може да се направи при произвеждане по заявка, което би оскъпило изделието. Ако се използват стандартни тръби със следващ по-малък размер, напреженията ще бъдат по-големи от допустимите.

Литература

1. **Василев И.** Изчисляване на носач на седалка за въжени линии. Българско списание за инженерно проектиране, брой 19, юли 2013г.,
2. **Василев И.** : Изчисляване на ноеща рама на седалка за въжени линии. Българско списание за инженерно проектиране, брой 19, юли 2013г.
3. БДС EN 12930:2005
4. БДС EN 13796-1:2006
5. **Scheffler, M., Pajer, G., Kurth, F.** : Grundlagen der Fördertechnik. Vebvertag Technik, Berlin 1971.
6. **Czitary, E** : Seilschwebebahnen. Springer – Verlag, Wien 1962.
7. **Retma, F** : Visuté Lanové Dráhy. Státni Nakladatelstvi Technicke Literatury, Praha 1953.
8. **Дукельский, А.И**. : Подвесные Канатные Дороги и Кабельные Краны. Машиностроене, Москва 1966.
9.**Барамидзе, К.М.** , Пасажирские подвесные канатные дороги, МАШГИЗ, Москва 1962.
10. **Schneigert, Z.,** Téléphériques et transporteurs aériens, EYROLLES, Paris 1964.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE SRESS STATE IN THE HANGER AND THE SUPPORT FRAME OF A CHAIR FOR CHAIRLIFTS, BY MEANS OF THE SRANE GAGE METHOD

Ivaylo VASILEV[1] Georgi ILIEV[2]
[1]Institute of Mechanics and Biomechanics, BASc-Sofia, Bulgaria
e-mail: ivaylo.i.vasilev@gmail.com
[2]Technical university - Sofia, Bulgaria

Abstract: An experiment was done to determine the stress state in the carrier and the carrying frame of a chair for a chairlift. The strain gage method was used with one active and one thermo compensating strain gage; tensometric equipment and computer to record and process the results. The chair is suspended as on the chairlift at work position. Two zones are tested. Results obtained from the measurement and processed with the software Origin Pro 8 are shown. Results were obtained for the main deformations, the main stresses and equivalent stresses. The experimental results are compared to results obtained by the finite elements method. Here are the permissible stresses for the materials. A comment is done on

the possibility of lighter construction of the particular chair. It is well seen that the stresses experimentally obtained and the calculated ones are lower than the admitted, indicating that the chair can be used.

Keywords: Chairlift, strain gage method, frame, stress.

СРАВНИТЕЛЕН АНАЛИЗ ПО КОЕФИЦИЕНТ НА ЗАПАС НА СТАТИЧНА ЯКОСТ ПРИ ЯКОСТНА ПРОВЕРКА НА ГЛАВНА ГРЕДА НА МОСТОВ КРАН

Калин РАДЛОВ[1] Веско ПАНОВ[2] Филип КРАСИНИ[1]
[1]катедра „Технология и механизация на строителството", УАСГ - София, България,
e-mail: kradlov@abv.bg, fk_fk@gmail.com
[2]катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника", Технически университет - София, България, e-mail: vpanov@tu-sofia.bg

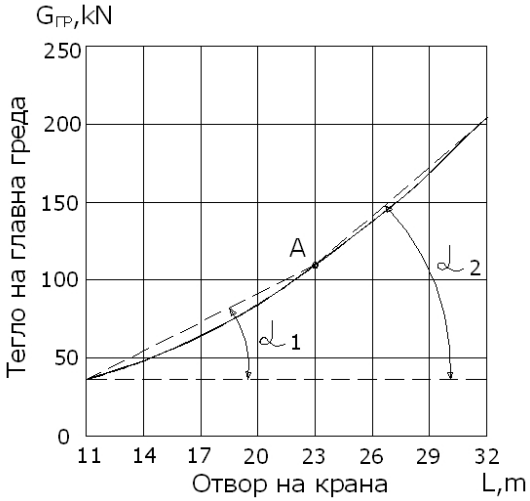
Резюме: В работата е извършен сравнителен анализ по коефициент на запас на статична якост на главна греда на мостов кран. Целта е да се изследва влиянието на коефициента на запас при проверката на статична якост върху големината на собственото тегло на конструкцията. Изследването е фокусирано главно върху двата основни стандарта, използвани за проектиране на кранови конструкции в България, а именно БДС EN 13001 и БДС 16949-89, който беше използван през последните 25 години за проектиране на носещи конструкции на товароподемни кранове. Чрез числен пример е демонстрирано получаването на коефициента на запаса на статична якост за главна греда на мостов кран, при извършване на изчислителна проверка по двата стандарта. Получените резултати са сравнени и е установено сходство на определените стойности, което е анализирано.

Ключови думи: мостов кран, главна греда, техническа норма, коефициент на запас, собствено тегло

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Собственото тегло на носещата конструкция на товароподемните кранове оказва силно влияние върху размера на материалните и трудовите разходи необходими за тяхното производство, а оттам и върху себестойността на крана като цяло. Минимизирането на собственото тегло на крана води директно и до редуциране на натоварванията върху подкрановите строителни конструкции (подкранови греди, колони и фундаменти), което се отразява върху техните размери и разкрива възможности за намаляване на разходите за тяхното изграждане.

Известно е, че през последните три десетилетия проектирането на кранови съоръжения в България се извършваше по метода на допустимите напрежения, съгласно стандарта БДС 16949-89 [1] и методиката описана в ръководството [2]. Поради тази причина към настоящия момент на територията на нашата страна се намират в експлоатация над 20 000 товароподемни кранове проектирани по този метод, от които почти половината са мостови. В ръководството [2] е предложена графика на изменението на собственото тегло на главна греда на двугредов мостов кран с различна товароподемност в зависимост от отвора на крана. Например за мостов кран с товароподемност 20t тази зависимост има вида показан на фиг.1.



фиг. 1 Собствено тегло на главна греда на двугредов мостов кран с товароподемност $Q_H = 20t$ в зависимост от отвора на крана

От фиг.1 се вижда, че с увеличаването на отвора на крана, интензивността на нарастване на теглото на главната греда също се увеличава. Този ефект се наблюдава и при представените графични зависимости за кранове с други товароподемности [2].

Характерно за метода на допустимите напрежения е, че предполага линейна зависимост

между външните натоварвания и вътрешните усилия в конструкцията, които формират критерия за оразмеряване на статична якост. Поради тази причина на фиг.1 се наблюдават два участъка. Първият участък от графиката се отнася за кранове с по-малки отвори, при които наклонът на кривата е α_1, а вторият – за кранове с по-големите отвори (за конкретния случай над 23 м), при които върху критериите за оразмеряване на главната греда започва да оказва силно влияние и условието за статична коравина на моста на крана, което обуславя и по-големия наклон на кривата α_2.

През 2005 бяха реципирани у нас новите европейски норми за кранове БДС EN 13001, които се базират на метода на граничните състояния. Този метод разглежда частни коефициенти на сигурност γ_p за всяко отделно натоварване, които се използват в комбинация с коефициента на сигурност на материала γ_m и по този начин се извършва една по-диференцирана оценка за всяко от отделните видове натоварвания. Общото при двата метода е, че меродавна за оразмеряване на конструкцията на мостовите кранове при по-малките отвори се явява проверката на статична якост. Това провокира различни инженерни въпроси относно сравнението на резултатите от проектирането по двата метода като: технологичност на конструкцията, ниво на безопасност, трудопоглъщаемост при проектиране и производство, разходи за производство и др. По-важен остава обаче основния въпрос за големината на собственото тегло на носещата конструкция т.е. дали един кран, който е проектиран съгласно новите норми БДС EN 13001 би имал по-малко собствено тегло от това на кран проектиран по БДС 16949-89.

Целта на настоящата работа е чрез проверка на статична якост на главна греда на мостов кран с малък отвор по методики съгласно EN 13001 и БДС 16949-89 да се извърши сравнителен анализ на коефициентите на запас на статична якост на конструкцията и въз основа на това да се установи кой от двата метода дава по консервативни резултати и съответно води до получаване на по-големи тегла на носещата конструкция на крана.

2. ПРОВЕРКА НА СТАТИЧНА ЯКОСТ ПО БДС 16949-89

2.1. Общи положения

Съгласно БДС 16949-89 носещите конструкции на мостовите кранове се оразмеряват на статична якост по II- ра изчислителна комбинация на натоварване - максимални натоварвания в работно състояние. Тъй като по методиката предложена в ръководството [2] 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 вместо проверката на статична якост, то в настоящата работа се разглеждат само кранове с отвори до 28,5m.

2.2. Действащи натоварвания

При оразмеряването на главната греда се разглежда натоварваща комбинация IIa, когато подемният механизъм и механизмът за придвижване на крана работят в неустановен режим. За тази комбинация БДС 16949-89 препоръчва да бъдат използвани следните натоварвания върху главната греда на мостов кран: сили на собствено тегло, вертикалните инерционни сили при вдигане/спускане на товара и хоризонталните инерционни сили върху главната греда при пускане на механизма за пътуване на крана.

Вертикалните инерционни сили при вдигане/спускане на товара се отчитат чрез коефициента на динамичност ψ, който се изчислява по формулата:

$$\psi = 1.05 + 0.5\xi v \qquad (1)$$

където v е номиналната скорост на подемния механизъм, а ξ – коефициентът зависещ от начина на управление на задвижващия двигател (при нерегулируемо пускане на двигателя - $\xi = 1.5$, а при регулируемо - $\xi = 1.1$).

$$\psi_{MAX} = 1.6 \qquad (2)$$

Хоризонталните инерционни сили върху главната греда при пускане на механизма за пътуване на крана се определят от израза:

$$T_{КРАН} = 1.5 a_{КР} \left(m_{КОЛ} + \beta m_T \right) \qquad (3)$$

където β е коефициентът на участие на теглото на товара в хоризонталното натоварване (за еластично окачване на товара с дължина до 3m - $\beta = 0,5$); $m_{КОЛ}$ – масата на крановата количка;

m_T – масата на окачения товар и a_{KP} – ускорението/закъснението при тръгване/спиране на механизма за пътуване на крана.

Съгласно БДС 16949-89 $a_{KP} \le a_{KP.MAX}$, където $a_{KP.MAX}$ е максималното ускорение/закъснение на механизма за пътуване на крана, което се изчислява както следва:

$$a_{KP.MAX} = \left(\frac{i_{ДВ}}{\sum i} \mu + \omega \right) g \qquad (4)$$

където $i_{ДВ}$ е броят на двигателните ходови колела на крана (в общия случай $i_{ДВ} = 2$); $\sum i$ – общият брой ходови колела на крана (в общия случай $\sum i = 4$); μ – коефициентът на сцепление, който при кранове работещи на закрито има стойност $\mu = 0,2$ и ω - специфичното съпротивление при пътуване (при търкалящи лагери на ходовите колела - $\omega = 0,007$).

От изчислената стойност на максималното ускорение аналитично се получава инерционната сила при пускане на механизма за пътуване на крана.

2.3. Допустими напрежения

Съгласно БДС 16949-89 нивото на допустимите напрежения в материала на носещата конструкция на крана за II-ра комбинация на натоварване се определя по формулата:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_S}{n} \qquad (5)$$

където σ_S е границата на провлачане на материала, а n – коефициентът на сигурност, който за втора натоварваща комбинация варира в границите от $n = 1,33$ (за много лек режим на работа) до $n = 1,6$ (за свръхтежък режим на работа).

2.4. Якостна проверка

Якостната проверка в общия случай се свежда до удовлетворяване на неравенствата:

$$\max \sigma \le [\sigma] \text{ и } \max \tau \le [\tau], \qquad (6)$$

където $[\sigma]$ са допустимите нормални напрежения в материала, а $[\tau]$ – допустимите тангенциални напрежения в материала - $[\tau] = 0.58[\sigma]$.

При двумерно напрегнато състояние условието за якостна проверка съгласно [2] е:

$$\left(\frac{\max \sigma_x}{[\sigma]} \right)^2 + \left(\frac{\max \sigma_z}{[\sigma]} \right)^2 - \frac{\max \sigma_x \max \sigma_z}{[\sigma]^2} + \left(\frac{\max \tau}{[\tau]} \right)^2 \le 1 \qquad (7)$$

където $\max \sigma_x$, $\max \sigma_y$ и $\max \sigma_z$ са максималните нормални напрежения в материала по съответните оси, а $\max \tau$ - максималното тангенциално напрежение.

В повечето случаи при якостна проверка на носещото сечение на главна греда на мостов кран се отчитат само огъващите моменти във вертикалната и хоризонталната равнина и тогава условието за якостна проверка на гредата придобива вида:

$$\sigma = \frac{M_X}{W_X} + \frac{M_Y}{W_Y} \le [\sigma] \qquad (8)$$

където M_X и M_Y са максималните огъващи моменти в хоризонталната и вертикалната равнина, а W_X и W_Y съответните съпротивителни моменти на напречното сечение.

3. ПРОВЕРКА НА СТАТИЧНА ЯКОСТ ПО БДС EN 13001

3.1.Общи положения

Съгласно БДС EN 13001 проверка на статична якост се извършва за комбинация на натоварване "А" (регулярни натоварвания).

3.2. Действащи натоварвания

За определяща при оразмеряването на главната греда е приета натоварваща комбинация А1 (натоварвания от вдигане на товар и позициониране), за която стандартът препоръчва да бъдат взети под внимание следните натоварвания: динамични сили от повдигане на товара от терена и инерционни сили от потегляне на моста на крана. Коефициентът на сигурност на материала за тази комбинация е $\gamma_m = 1,1$, а коефициентът на сигурност отчитащ риска се приема условно с най-ниската си стойност $\gamma_n = 1,05$.

Вертикалните инерционни сили при вдигане/спускане на товара се отчитат чрез коефициента на динамичност φ_2, който се изчислява по формулата:

$$\phi_2 = \phi_{2,\min} + \beta_2 . v_h \qquad (9)$$

където $\phi_{2,\min}$ и β_2 са съответно коефициентите зависещи от класа на подем на крана, а v_h – скоростта на подем.

При нерегулируемо (рязко) пускане на подемния механизъм и корава конструкция на моста се приема клас на подем HC4 и стойности на коефициентите съответно $\phi_{2,\min} = 1{,}2$ и $\beta_2 = 0{,}68$, а при плавно пускане и еластична конструкция на моста се приема клас на подем HC1 и стойности на коефициентите $\phi_{2,\min} = 1{,}05$ и $\beta_2 = 0{,}17$.

Хоризонталните инерционни сили върху главната греда при пускане на механизма за пътуване на крана се изчисляват по формулата:

$$\hat{S} = \varphi_5 . \Delta S \qquad (10)$$

където ΔS е изменението на натоварването в средата на главната греда в резултат на задвижващата сила при пускане на механизма за пътуване на крана, която се ограничава по големина от силата на триене между ходовото колело и релсата; ϕ_5 – динамичният коефициент, който при задвижвания без хлабини и плавно изменение на задвижващата сила има максимална стойност $\varphi_5 = 1{,}5$.

В настоящето изследване изменението на натоварването в средата на главната греда се приема за равно на максималната възможна стойност на инерционната сила действаща в средата на моста на крана:

$$\Delta S = a_{\max}\left(m_{КОЛ} + \frac{m_M}{2} + \beta . m_T\right) \qquad (11)$$

където $a_{\max}$ е максималното ускорение на моста, а m_M – масата му.

Частните коефициенти на сигурност за тези два типа натоварвания (вертикални и хоризонтални инерционни сили) съгласно БДС EN 13001 са $\gamma_p = 1{,}34$.

3.3. Гранични напрежения

Съгласно EN 13001 граничните нормални напрежения f_{Rd} за елементи от конструкцията на мостов кран се изчисляват по зависимостта:

$$f_{Rd} = \frac{f_{yk}}{\gamma_{Rm}} \qquad (12)$$

където f_{yk} е границата на провлачане на материала, а γ_{Rm} – коефициентът на сигурност на материала, който за разглеждания числен пример е приет $\gamma_{Rm} = 1{,}1$.

Граничните тангенциални напрежения $f_{Rd(\tan)}$ са:

$$f_{Rd(\tan)} = 0{,}58 . f_{rd}\,, \qquad (13)$$

където f_{rd} е допустимото нормално напрежение.

3.4. Проверка на статична якост

Условието за проверката на статична якост в общия случай е: $\sigma_{Sd} \le f_{Rd}$ и $\tau_{Sd} \le f_{Rd(\tan)}$.

За двумерно напрегнато състояние условието за якостна проверка съгласно EN 13001 има вида:

$$\left(\frac{\sigma_{Sd,x}}{f_{Rd,x}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{Sd,y}}{f_{Rd,y}}\right)^2 - \frac{\sigma_{Sd,x} . \sigma_{Sd,y}}{f_{Rd,x} . f_{Rd,y}} + \left(\frac{\tau_{Sd}}{f_{Rd(\tan)}}\right)^2 \le 1 \qquad (14)$$

където $\sigma_{Sd,x}$ и $\sigma_{Sd,y}$ са максималните нормални напрежение в материала по направление на ос x и y; $f_{Rd,x}$ и $f_{Rd,y}$ са съответните гранични нормални напрежения по същите оси; τ_{Sd} – максималното тангенциално напрежение в материала.

4. ЧИСЛЕН ПРИМЕР

4.1. Общи характеристики на обекта

Извършен е числен експеримент за установяване на коефициента на запас при проверка на статична якост по двата метода. Изследван е мостов кран с малък отвор L=22,5m и товароподемност Q=32t, който работи в най-лекия режим на работа A1 по БДС ISO 4301-1:2001. Материалът на носещата конструкция на главна греда е стомана S235J2 по EN 10025. Двигателят на подемния механизъм е с регулируемо пускане. Останалите параметри на крана са: маса на моста на крана $m_M = 22267[kg]$, маса на крановата количка $m_{КОЛ} = 10530[kg]$ и скорост на подем $v_{ПОД} = 6{,}3[m/\min]$.

4.2. Проверка на статична якост по БДС 16949-89

Вертикалното натоварване в средата на главната греда се определя съгласно т. 2.2, като из-

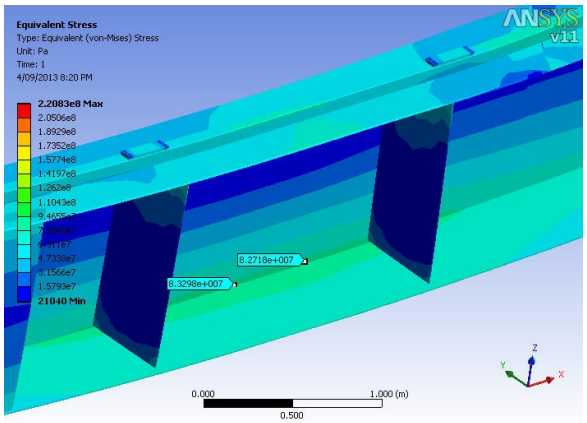
численият динамичен коефициент ψ при пускане/спиране на подемния механизъм (за регулируемо пускане и скорост на подем $v_{ПОД} = 6{,}3[m/\min]$) е $\psi = 1{,}108$.

Натоварването от силата на тежестта на товара е $G_T' = G_T.\psi = 347{,}8kN$.

Към вертикалните натоварвания се добавят и силите на тежестта на моста на крана и на кановата количка: $G_{КОЛ} = 103{,}3kN$ и $G_M = 218{,}4kN$.

Хоризонталното натоварване в средата на главната греда се определя съгласно т. 2.2 и е: $T_{КРАН} = 1{,}575 * (m_{КОЛ} + 0{,}5 * m_T) = 41{,}79[kN]$.

4.2.3. Напрегнато състояние и коефициент на запас



фиг. 2. Напрежения в средата на главната греда при натоварване съгласно БДС 16949-89

Полученото максимално нормално напрежение (фиг.2) в средата на главната греда е 83,3MPa. Коефициентът на запас на статична якост на конструкцията се изчислява като съотношение между допустимите и получените напрежения:

$$k = \frac{[\sigma]}{\sigma} = 2{,}125$$

4.3. Проверка на статична по БДС EN 13001

Вертикалното натоварване в средата на главната греда се определя съгласно т. 3.2.

Динамичният коефициент ϕ_2 при пускане/спиране на подемния механизъм е $\phi_2 = 1{,}068$ (за плавно пускане), а силата на тежестта на товара е $G_T' = G_T.\psi.\gamma_p.\gamma_n = 352{,}03kN$.

Силите от собствено тегло на крана и кановата количка съгласно EN 13001 се умножават с коефициента $\phi_1 = 1{,}1$ и имат стойности съответно $G_{КОЛ}' = 132{,}3kN$ и $G_M' = 279{,}8kN$.

Изменението на натоварването в средата на главната греда в резултат на задвижващата сила при пускане на механизма за пътуване на крана е:

$$\Delta S = a_{\max} * \left(m_{КОЛ} + \frac{m_M}{2} + \beta.m_T \right) = 39{,}55kN,$$

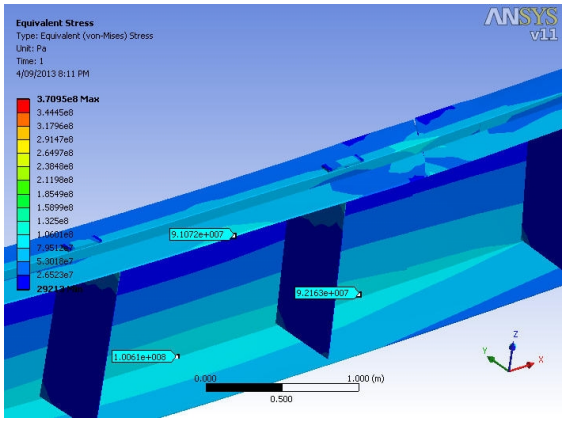
а хоризонталната инерционна сила:

$$\hat{S} = \phi_5.\Delta S.\gamma_p.\gamma_n = 83{,}48, kN$$

4.3.3. Напрегнато състояние и коефициент на запас

За разгледания пример е получено максималното нормално напрежение (фиг.3) в средата на главна греда, което е 101MPa. За него изчисленият коефициент на запас на статична якост е:

$$k = \frac{f_{Rd}}{\sigma} = 2{,}119$$



фиг. 3 **Напрежения в средата на главната греда при натоварване съгласно EN 13001**

Очевидно е, че коефициентът на запас на статична якост на конструкцията по БДС EN 13001 е почти равен (само с 0,3% по-нисък) на този получен съгласно БДС 16949-89.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Въз основа на получените резултати и извършените анализи могат да се направят следните по важни изводи:

5.1. Получени са коефициентите на запас на статична якост на главна греда на мостов кран по БДС EN 13001 и БДС 16949-89, които са сравнени и е установено, че стойностите им се различават незначително (под 1%);

5.2. Може да се очаква, че главните греди на мостовите кранове с по-малки отвори проектирани по двата стандарта биха имали приблизително еднакви тегла, но остава открит въпроса за начина на разпределяне на масата на материала по дължината на носещата конструкция, както и относимостта на заключенията за кранове с по-големи отвори.

Литература

1.БДС 16949-89- Кранове товароподемни. Натоварвания и изчислителни комбинации за мостови и козлови кранове;

2.**Коларов И., М. Проданов, П. Караиванов**. Проектиране на товароподемни машини. Техника, София, 1986;

3.БДС EN 13001-1:2005 Кранове. Общо проектиране. Част 1: Общи принципи и изисквания, 2005;

4.БДС EN 13001-2:2005 Кранове. Общо проектиране. Част 2: Натоварвания, 2005.

COMPARABLE ANALYSIS OF SAFETY MARGIN FACTOR BY STRENGTH CALCULATION OF BRIDGE CRANE BOX GIRDER

Kalin RADLOV[1] Vesko PANOV[2] Filip KRASINI[1]

[1]Technology and mechanization of building department, University of civil engineering and geodesy - Sofia, Bulgaria

e-mail: kradlov@abv.bg, fk_fk@gmail.com

[2]Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria

e-mail: vpanov@tu-sofia.bg

Abstract: In this study is performed an comparable analysis of safety margin factor by strength calculation of bridge crane box girder. The purpose is to research the influence of safety margin factor, obtained by strength calculation, on the own mass of bridge crane steel structure. The research is focussed on the two main standards, used for crane design in Bulgaria- BDS EN 13001 and BDS 16949-89, which is used in the last 25 years for design of bridge crane's steel structures. A practical calculation of safety margin factor is done by using a real input data, by performing strength calculations in accordance to both standards. The obtained results are compared and there is almost an equality of safety margin factors by the two standards, which is analysed.

Keywords: bridge crane, box girder, technical standard, safety margin factor, own mass

ОТНОСНО ОПРЕДЕЛЯНЕТО НА СТРАНИЧНИТЕ СИЛИ ВЪЗНИКВАЩИ ПРИ ПОСУКВАНЕ НА МОСТОВИ КРАНОВЕ

Никола КОЦЕВ Лъчезар ЛАЗОВ
катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”
Технически университет - София, България
e-mail: nkotzev@tu-sofia.bg, llazov@tu-sofia.bg

Резюме: На примера на идеализиран мостов кран по съществуващи способи са определени страничните сили, възникващи при посукването на крана. Тези сили са сравнени със силите определени по методиката дадена в БДС EN 13001- 2:2011 и БДС EN 15011:2011, възникващи по време на установеното движение на крана, както и със силите определени по предложена от авторите методика, възникващи при тръгване и спиране на крана, когато количката с товар е в единия край на моста. Страничните сили, възникващи от посукването на крана по време на установеното движение са приети за нерегулярни натоварвания, а страничните сили при тръгване и спиране на крана – за регулярни натоварвания.

Ключови думи: товароподемни мостови кранове, посукване на крана, странични сили

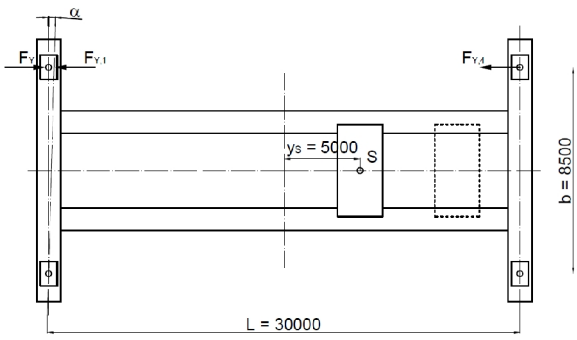
1.ВЪВЕДЕНИЕ

Праволинейно движение на товароподемни мостови кранове е възможно само при съблюдаване на определени изисквания главните от които са: начално положение на крана, при което оста на крана е успоредна на релсовия път; добро състояние на релсовите пътища; еднакви диаметри на задвижващите колела и поставянето им успоредно на оста на крана; еднакви съпротивления при придвижване на опорите (челните греди); запазване на сцеплението на задвижващите колела с релсите. В реални условия на експлоатация тези изисквания по правило не се съблюдават, за това при придвижване на крана една от опорите изпреварва другата и се образува посукване на крана. Посукването поражда странични сили, които са перпендикулярни на посоката на движение и са приложени в ребордите на ходовите колела или опорните ролки. Различават се странични сили при установено движение на крана и странични сили при пускане (спиране) на крана, когато количката с товар е в единия край на моста. В работата [8] е представена методиката за определяне на страничните сили при установено движение разработена в [2], [3] и е предложена методика за определяне на тези сили при пускане (спиране) на крана когато количката с товар е в единия край на моста.

Целта на настоящата работа е на примера на идеализиран мостов кран да се определят страничните сили по тези методики и се сравнят със силите определени по съществуващи способи, както и да се направят препоръки относно тяхното включване в изчислителни комбинации.

2. СТРАНИЧНИ СИЛИ ПРИЧИНЕНИ ОТ ПОСУКВАНЕ НА КРАНА ПРИ УСТАНОВЕНО ДВИЖЕНИЕ

При мостови кранове може да се използва опростената методика за корави конструкции [3], като се приема, че предните водещи устройства (ролки или реборд на ходовото колело) на крана допират в релсата с ъгъла на посукване α, докато кранът се движи. На фиг.1 е дадена схема на модел на идеализиран мостов кран с четири ходови колела със следните технически параметри:



фиг.1 Модел на двугредов мостов кран с четири ходови колела с реборди.

товароподемност на крана - $Q = 50\ t$

маса на крана - $m_{кр.} = 36\ t$

маса на количката - $m_{кол.} = 10\ t$

маса на главната греда - $m_{гл.гр.} = 11\ t$

маса на челната греда - $m_{ч.гр.} = 5{,}6\ t$

скорост на крана - $v_{кр.} = 2\ m/s$

отвор на крана - $L_{кр.} = 30\ m$

база на крана - $B = 8{,}5\ m$

Тогава ако се приеме, че коефициентът на фрикционно плъзгане $\mu_f = 0{,}2$, съгласно методиката дадена в [3] за страничните сили се получава.

$$F_{Y,1} = \mu_f . F_{Z,1} = 0{,}2.190 = 38\ kN$$

$$F_{Y,4} = \mu_f . F_{Z,4} = 0{,}2.290 = 58\ kN$$

$$F_Y = F_{Y,1} + F_{Y,4} = 38 + 58 = 96\ kN$$

За определяне на страничните сили от посукването на крана при установено движение в [7] се предлага

$$F_Y = F_{Z,х.к.} . \chi \qquad (1)$$

където $F_{Z,х.к.}$ е вертикалното натоварване на ходовото колело в N, а χ се определя по формулата

$$0{,}05 \le \chi = 0{,}025\left(\frac{L}{B} + 3.v_{кр.} - 2\right) \le 0{,}025\left(\frac{L}{B} + 4\right) \qquad (2)$$

където $v_{кр.}$ е скоростта на пътуване на крана в *m/s*.

Тогава за разглеждания пример

$$F_Y = F_{Z,х.к.} . \chi = 290.0{,}188 = 54{,}6\ kN$$

Съгласно „Нормы расчета стальных конструкций мостовых и козловых кранов" [5] страничните сили F_Y приложени в ребордите на ходовите колела и възникващи от посукването при придвижване на крана се определят по

$$R \equiv F_Y = 0{,}015.N_{\max}\left(L/B + 1{,}33.v_{кр.}\right) \ge 0{,}05 N_{\max} \qquad (3)$$

където $N_{\max}$ е максималното вертикално натоварване на колелото при количка с товар в края на отвора, *kN*.

Тогава $F_Y = 0{,}015.370\left(30/8{,}5 + 2{,}66\right) = 34{,}35\ kN$.

За кранове с общо предназначение [5]:

$$R \equiv F_Y = 0{,}1.N_{\max} \qquad (4)$$

или $F_Y = 0{,}1.370 = 37\ kN$

и тези сили се включват във втора изчислителна комбинация, при пресмятане на челната греда и ходовия възел.

3. СТРАНИЧНИ СИЛИ ПРИ ПУСКАНЕ (СПИРАНЕ) НА КРАНА КОГАТО КОЛИЧКАТА С ТОВАР Е В ЕДИНИЯ КРАЙ НА МОСТА

Когато количката с товар е в единия край на моста – фиг. 2, страничните сили при пускане (спиране) на механизма за пътуване на крана $F^d_{Y,j}$ в N могат да се определят по [8]:

$$F^d_{Y,j} = \phi_5 . m_{пр.} . a'_{кр.,\max} . \frac{L}{B} \qquad (5)$$

където $m_{пр.}$ е масата приведена към тази челна греда, до която няма количка и тя се определя по

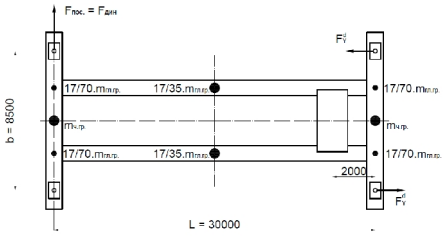
$$m_{пр.} = 2.\frac{17}{70}.m_{гл.гр.} + m_{ч.гр.} \qquad (6)$$

където $m_{гл.гр.}$ е масата на главната греда в *kg;* $m_{ч.гр.}$ - маса на челната греда в *kg;* $a'_{кр.,\max}$ - максимално ускорение с товар при тръгване (спиране) на крана, при което все още не възниква буксуване (приплъзване) на страната на крана откъм която не е разположена количката и може да се определи по

$$a'_{кр.,\max} = \left(0{,}2.\frac{F_{Z,\min}}{\sum F_{Z,j}} + w\right).g \qquad (7)$$

където $F_{Z,\min}$ е налягането на ходовите колела на крана от ненатоварената страна в N; $\sum F_{Z,j}$ - налягането на всички ходови колела в *N;* w – коефициент на специфично съпротивление *w=0,007-0,015* ; g – земното ускорение в m/s^2.

ϕ_5 - коефициент на динамичност, $\phi_5 = 2$ [2].



фиг.2 Модел на мостов кран за определяне на динамичните странични сили.

С данните от примера за страничните сили при пускане (спиране) на механизма за пътуване на крана се получава

$$F_{Y,i}^{d} = 2.10{,}94.0{,}518.\frac{30}{8{,}5} = 40\ kN$$

За определяне на страничните сили при пускане (спиране) на механизма за пътуване на крана в [7] се предлага:

$$F_{Y}^{d} \equiv S_{Д} = \left(m_{кол.} + \beta.m_{T}\right).a'_{кр.,\max}.\frac{L}{B} \qquad (8)$$

където $m_{кол.}, m_{T}$ са съответно масата на количката и товара в *kg;* β - коефициент, отчитащ вида и дължината на окачването на товара; $\beta = 0{,}5$ [7]; $a'_{кр.,\max}$ - max гранично закъснение, което се определя по формула (7).

С данните от примера за F_{Y}^{d} се получава

$$F_{Y}^{d} \equiv S_{Д} = \left(10 + 0{,}5.50\right).0{,}518.\frac{30}{8{,}5} \approx 64\ kN$$

Съгласно [4], силата на посукване явяваща се като динамично натоварване се определя при тръгване на крана. Тя е приложена към венеца на задвижващото ходово колело на челната греда и се определя по

$$F_{X}^{d} \equiv R_{n} = 2.j.m_{пр.} \le \mu_{0}.N_{зад.} \qquad (9)$$

където *j* е ускорението на крана с товар, m/s^2; $m_{пр.}$ - маса приведена към челната греда до която няма количка; $N_{зад.}$ - налягане на задвижващите ходови колела на тази греда; $\mu_{0} = 0{,}2$ - коефициент на триене.

Приведената маса се определя по формулата

$$m_{пр.} \approx 0{,}25.2.m_{гл.гр.} + m_{ч.гр.}$$

където $m_{гл.гр.}, m_{ч.гр.}$ са масите на една главна и една челна (към която е приложена силата F_{X}^{d}) греда.

Тогава за страничните сили се получава

$$F_{Y}^{d} = F_{X}^{d}.\frac{L}{B} = 2.j.m_{пр.}.\frac{L}{B} \le \mu_{0}.N_{зад.}.\frac{L}{B} \qquad (10)$$

Ако се използват данните от примера и се приеме, че $j \equiv a'_{кр.,\max}$ се получава

$$F_{Y}^{d} = 2.0{,}518.11{,}1.\frac{30}{8{,}5} = 40{,}59 \le 0{,}2.110.\frac{30}{8{,}5} = 77{,}65\ kN$$

Гохберг [6] предполага, че максималната стойност на страничните сили в условията на динамичен характер на приложение не може да превиши стойността получаваща се при удвояване на силата на сцепление на колелото с релсата. Това може да стане, когато количката с товар се намира в крайно положение и настъпва пробоксуване на задвижващите ходови колела в противоположната страна при пускане (спиране) на крана. В този случай за максималната странична сила се получава

$$F_{Y}^{d} \equiv R_{\max} = 2.\mu_{0}.N_{\min}.\frac{L}{B} \qquad (11)$$

където $N_{\min}$ е налягането върху пробуксувалото краново колело; $\mu_{0} = 0{,}14$ - средна стойност на коефициента на триене.

С данните от примера за F_{Y}^{d} се получава

$$F_{Y}^{d} \equiv R_{\max} = 2.0{,}14.110.\frac{30}{8{,}5} = 108{,}7\ kN$$

В [6] се отбелязва, че силата от посукване възникваща в механизми с разделно задвижване при работа на единия двигател или на едната спирачка трябва да се разглежда като специално или аварийно натоварване.

Балашов [1] предлага динамичната сила от посукване да се определя по

$$F_{X}^{d} = 0{,}5.\left[\left(W_{1} + W_{ин1}\right) - \left(W_{2} + W_{ин2}\right)\right] \approx a'_{кр.,\max}.\left(m_{1} - m_{2}\right)$$

където W_{1}, W_{2} са пълните статични съпротивления от придвижване в опорите, *N;* $W_{ин1}, W_{ин2}$ - инерционните сили на масите m_{1}, m_{2} приведени към челните греди, N .

За практически пресмятания се приема

$$m_{1} = \sum F_{XK1}/g, \quad m_{2} = \sum F_{XK2}/g$$

където $\sum F_{XK1}, \sum F_{XK2}$ са сумарните натоварвания на ходовите колела (на челната греда) на крана, *N;* g=9,81 m/s^2 – земното ускорение.

Най-голямата възможна сила от посукване може да се получи при заклинване (кратковременно спиране) на страната на крана, на която е разположена количката с товара, а задвижващо колело от другата страна пробуксува.

Тогава максималната сила от посукване се определя по

$$F_{X,\max}^{d} = 2.f_{сц}.F_{XK,\min} = 2.0{,}15.F_{XK,\min} = 0{,}3.F_{XK,\min} \qquad (12)$$

където $f_{сц}$ е коефициентът на сцепление на колелото с релсата $f_{сц} = 0{,}15$; $F_{XK,\min}$ - минималното натоварване на пробоксувалото колело в *N*, а максималната странична сила

$$F^d_{Y,\max} = F^d_{X,\max} . \frac{L}{B} \qquad (13)$$

С данните от примера се получава

$$F^d_X = 0{,}3.a'_{кр.,\max}.(m_1 - m_2) =$$

$$F^d_X = 0{,}518.(75{,}4 - 22.4) = 27{,}45\ kN$$

$$F^d_{X,\max} = 0{,}3.F_{XK,\min} = 0{,}3.110 = 33\ kN\ ,$$

$$F^d_{Y,\max} = F^d_{X,\max} . \frac{L}{B} = 33.\frac{30}{8{,}5} = 116{,}5\ kN$$

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

• Страничните сили при установено движение на крана се считат за нерегулярни натоварвания [2]. Тези сили могат да участват в изчислителни комбинации *B* при проверка на статична якост на елементи и възли от ходовите колела и челната греда.

• Страничните сили които се получават при пускане (спиране) на крана, когато количката с товар е в единия край на моста се отчитат като регулярни натоварвания и се определят по формула (5). Те могат да участват в типичен глобален цикъл на крана при проверка на умора на материала на връзката между челна и главна греда, както и на сечението на челната греда, където са заварени планките за лагерните букси на ходовото колело.

• Максималните странични сили, които се получават при заклинване (кратковременно спиране) на страната на крана, на която е разположена количката с товара, се разглеждат като специални или аварийни натоварвания и се определят по формули (11) или (13). С тях се прави проверка на статична якост по изчислителна комбинация *C*.

Литература

1.**Балашов В. П.**, Грузоподъемные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов, М, Машиностроение, 1987 г.

2.**БДС EN 13001-2:2011** Кранове. Общо проектиране. Част 2: Натоварвания, БИС, С., 2013 г.

3.**БДС EN 15011:2011** Кранове. Мостови и козлови кранове, БИС, С., 2012 г.

4.**Вершинский А.В., М.М. Гохберг, В.П. Семенов,** Строительная механика и металлические конструкции, Л., Машиностроение, 1984 г.

5. **Гохберг М. и др.** Справочник по краном : в 2 т. Т.1 Л., Машиностроение, 1988г.

6.**Гохберг М.М.**, Металлические конструкции подъемных-транспортных машин, М., Машиностроение, 1976 г.

7.**Коларов И., Г., Проданов М., Караиванов П.** Проектиране на товароподемни машини, Техника, С., 1986г.

8.**Лазов Л., Н. Коцев,** Определяне на натоварванията върху металната кранова конструкция, причинени от посукването на крана, Механика на машините, ТУ-Варна, 2013 г. (под печат).

ABOUT DETERMINING OF THE LATERAL FORCES CAUSED BY SKEWING OF BRIDGE CRANES

Nikola KOTZEV Lachezar LAZOV
Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: nkotzev@tu-sofia.bg, llazov@tu-sofia.bg

Abstract: The lateral forces caused by skewing of bridge crane are determined by using of existing methods. The examples are developed over idealized model of double girder bridge crane. The resulting forces are compared with forces calculated according technical standards BDS EN 13001-2:2011 и BDS EN 15011:2011. The calculations are made for skewing loads occur at the guidance means of the cranes while they are either traveling at constant speed or starting (stopping) of the traveling mechanism. The lateral forces, that arising from crane's skewing during traveling, are adopted as occasional loads. The lateral forces, occurring when the traveling mechanism is started (stopped), are adopted as regular loads.

Keywords: hoisting bridge cranes, skewing of crane, lateral forces

REVERSE MOTION CONTROL FOR DIFFERENTIAL-DRIVE MOBILE ROBOTS USING A SINGLE CAMERA

Plamen PETROV
Automation of discrete production dept., Technical University - Sofia, Bulgaria
e-mail: ppetrov@tu-sofia.bg

Abstract: This paper proposes a kinematic model of differential-drive mobile robots for backward driving and two vision-based linear backward motion controllers in case of constant and time-varying vehicle speed, respectively. In each of these two cases, the feedback control achieves exponential stability of the closed-loop system. A line detection algorithm based on Hough transform is used in order to extract the position and orientation of the robot with respect to a detected reference line. Simulation and experimental results illustrate the performance of the proposed controllers.

Keywords: Differential-drive mobile robot, reverse motion control, line detection, vision-based control

1. INTRODUCTION

In the last decades, there has been an increasing interest in wheeled mobile robots for industrial [1], public [2, 3], and scientific [4] applications. The use of visual information for navigation in structured environments and vision-base control is a field of extensive research [5]. In indoor applications, computer vision is often used for precise localization and especially, by using landmarks indicating a desired trajectory, which should be tracked [6]. In industrial field, the vision-based navigation is also used [7, 8] for AGVs (Automated Guided Vehicles) for automated transport. Numerous image processing algorithms for detecting lines in the task space from data provided by cameras are reported in the literature, such as in [9, 10, 11]. While the problem of automatic control of mobile robots in case of forward driving has attracted a great deal of attention, the problem of backward driving has not been often addressed in the literature [12, 13].

In this paper, we consider the problem of controlling the reverse motion of differential-drive mobile robots like Pioneer -3DX (Fig.1), based on the information obtained from a monocular camera mounted on the robot. More specifically, we consider a straight-line tracking control task in case of constant and time-varying vehicle speed. We design two linear feedback controls which achieve exponential stability of the closed-loop system. A line detection algorithm based on Hough transform [14] is used in order to extract the position and orientation of the robot with respect to a detected reference line in the task space.

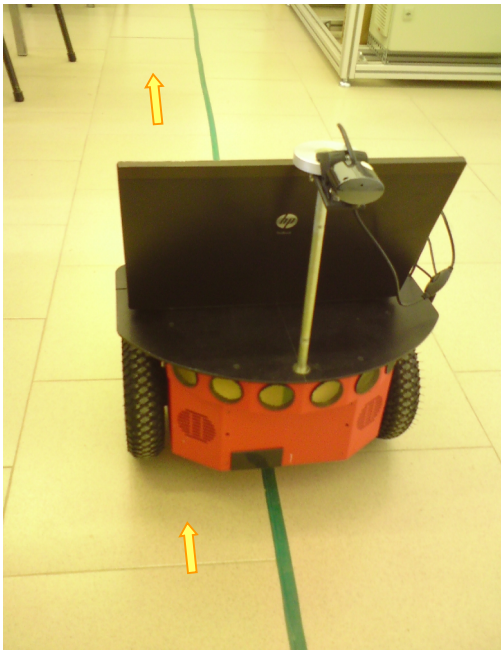


fig.1 The mobile robot Pioneer-3DX equipped with a camera

The rest of the paper is organized as follows: In Section 2, a kinematic model in error coordinates in case of backward motion of the robot is derived and problem formulation is given. In Section 3, the proposed linear controllers in case of constant and time-varying vehicle speed and stability analysis are presented. Simulation and experimental results are

presented in section 4. Conclusions are given in Section 5.

2. PROBLEM STATEMENT

I. Relative kinematics

A plan view of the mobile robot considered in this paper, is shown in Fig. 2. The kinematic scheme consists of platform with two independently driven wheels mounted on the same axle and one free wheel (castor). The wheels of the robot are assumed to roll without lateral sliding.

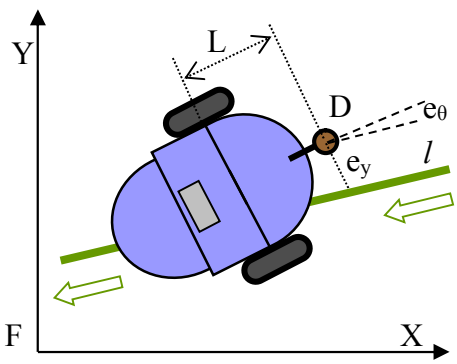


fig.2 A plan view of the robot with the camera

A monocular camera is placed in front of the mobile in such way that the camera optical axis is perpendicular to the surface of motion and the origin of the camera frame coincides with the center of the coordinate system $Dx_Dy_Dz_D$ attached firmly to the robot at distance h from the ground. Its projection on the ground is at distance L ahead from the wheel axle (Fig. 2).

fig. 3 Original image captured by the camera

The x-axis of system $Dx_Dy_Dz_D$ is parallel to the longitudinal axis of the robot, and the z-axis is perpendicular to the ground. An original image captured by the the onboard camera with resolution of *640x480* pixels is shown in Fig. 3. We note that when the robot is moving backward, the camera (respectively the guide point D) is behind the robot.

We define the error coordinates

$$e = \begin{bmatrix} e_y & e_\theta \end{bmatrix}^T \in \Re^2 \tag{1}$$

where e_y is the lateral error and e_θ is the orientation error of the robot with respect to the line to follow l. Using the kinematic relationships proposed in [15], after some work, we obtain a linearized model for the relative kinematics of the reverse robot motion (which is different from the model for forward motion) in the form

$$\dot{e} = Ae + B\omega \tag{2}$$

where

$$A = \begin{bmatrix} 0 & -|v(t)| \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \qquad B = \begin{bmatrix} -L \\ -1 \end{bmatrix}, \tag{3}$$

ω is the angular velocity of the robot and v is the robot speed.

II. Control objective

In this paper, we are interested in path tracking scenario, where the mobile robot is moving backward. By using the camera, we are able to measure the error coordinates (1). The vehicle speed may be constant or time-varying bounded function and also: $|v| \le v_{\min} \ne 0$. Given the relative kinematics (2), the control objective is to exponentially regulate to zero the error coordinates (1) as $t \to \infty$.

3. THE PROPOSED CONTROLLER

In this section, we present a path tracking controller design for the differential-drive mobile robot described by the linear system (2). We will consider differently the two cases: 1) when $|v| = const$ and 2) when $|v(t)| \ne const$ and we will propose two different linear controllers for each case.

I. Case 1: The robot is moving backward at constant speed

In this case, the system (2) is autonomous. Given the system (2) in error coordinates, where

$|v(t)| = |v| = const$, we propose the following control law

$$\omega = c_1 e_y + c_2 e_\theta , \tag{4}$$

where

$$c_1 = -\frac{k_1}{|v|}, \qquad c_2 = \frac{k_1 L + k_2}{|v|} \tag{5}$$

and k_1 and k_2 are positive gains.

The closed-loop system has the form

$$\dot{e} = A_c e \tag{6}$$

where

$$A_c = \begin{bmatrix} -|v| - c_1 L & c_2 L \\ -c_1 & -c_2 \end{bmatrix}. \tag{7}$$

The closed-loop system is exponentially stable. Indeed, by introducing new variables $x = [x_1 \;\; x_2]^T \in \Re^2$, such that

$$x_1 = \frac{1}{|v|} e_y - \frac{L}{|v|} e_\theta \qquad x_2 = -e_\theta \tag{8}$$

the control system (6) can be transformed in the form

$$\dot{x} = A_x x \tag{9}$$

where

$$A_x = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -k_1 & -k_2 \end{bmatrix}. \tag{10}$$

The eigenvalues λ_i ($i=1,2$) of matrix A_x have negative real part ($Re\lambda_i<0$). Thus, the system (9) is exponentially stable [16].

II. Case 2: The robot is moving backward at time-varying speed

In this case, the system (2) is non-autonomous. Given the system (2), we propose the following control law

$$\omega = a_1 e_y + a_2 e_\theta \tag{11}$$

where a_1 and a_2 are positive gains.

Applying the control (11) to the system (2) results in the following closed-loop system

$$\dot{e} = A_{cv} e \tag{12}$$

where

$$A_{cv} = \begin{bmatrix} a_1 L & -(|v| + a_2 L) \\ a_1 & -a_2 \end{bmatrix}. \tag{13}$$

To prove exponential stability of the closed-loop non-autonomous system (12), we use the following corollary[16]:

Corollary [16]: The linear state equation (12) is uniformly exponentially stable if there exist finite, constants m and n such that the largest pointwise eigenvalue of $A_{cv}(t) + A_{cv}^T(t)$ satisfies

$$\int_\tau^t \lambda_{\max}(\vartheta) d\vartheta \le -n(t-\tau) + m \tag{14}$$

for all t, τ such that $t \ge \tau$.

For this end, we form the matrix

$$A_{cv}(t) + A_{cv}^T(t) = \begin{bmatrix} 2a_1 L & a_1 - (|v| + a_2 L) \\ a_1 - (|v| + a_2 L) & -2a_2 \end{bmatrix}. \tag{15}$$

It can be shown (for brevity of exposition we skip the proof), that for the range of interest for the variation of the mobile robot speed $|v| \in [0.1 \div 0.5]$, the inequality (14) holds.

The geometric relationships between the onboard camera and a feature point of the reference path l, and the corresponding pixel coordinates in the image plane are obtained according to the coordinate transformations described in [15]. We develop an algorithm based on the Hough transform to detect the reference line in the images obtained from the onboard camera. In order to apply the Hough transform, an edge detection preprocessing step is performed. The procedure of isolating a line in an image from the robot camera is illustrated bellow. A sample image containing the reference path is shown in Fig. 3. The procedure includes transformation to gray scale (Fig. 4a), binarization (Fig. 4b), Canny edge detection (Fig. 4c). The detected line is found and automatically indicated in the original image, (Fig. 4d). After that, based on the data obtained from the image for the line position and orientation in the image plane, the lateral and orientation error is calculated and transform in error coordinates in the task space.

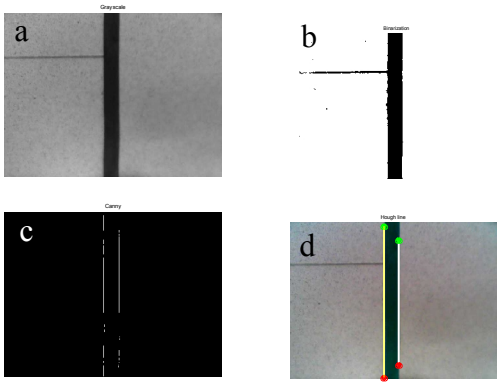


fig. 4 Procedure for extracting information for the reference path using Hough transform

4. SIMULATION AND EXPERIMENTAL RESULTS

To illustrate the effectiveness of the proposed controller, several simulations were carried out. The control laws proposed in Section 3 were implemented in MATLAB. For the first set of simulations, the robot speed was chosen to be constant: $|v| = 0.3$ *m/s*. The distance $L = 0.25m$. The parameters of the control law (4) were chosen to be $k_1=1$ and $k_2=5$. Simulation results for the evolution in time of the error coordinates $e_y(t)$ and $e_\theta(t)$ with initial conditions $e(0) = [0.5 \quad 0.2]^T$ are depicted in Fig. 4 and Fig. 5, respectively.

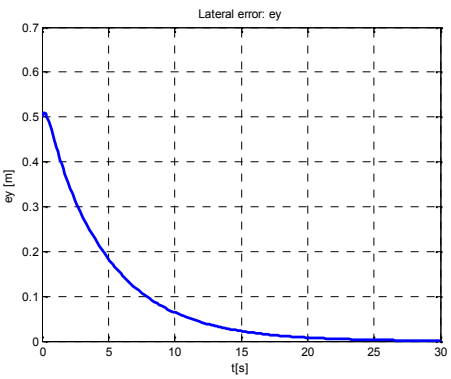


fig. 4 Evolution of time of the lateral error e_y of the closed loop system

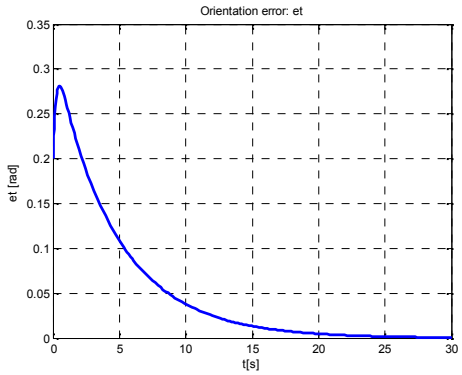


fig. 5 Evolution of time of the orientation error e_θ of the closed loop system

For the second set of simulations, the robot speed was chosen to be time varying: $|v(t)| = 0.3(1 + 0.15\sin(0.75 * t)$ *m/s*. The initial conditions were chosen to be $e(0) = [-0.3 \quad 0.1]^T$. The evolution in time of the error coordinates $e_y(t)$ and $e_\theta(t)$ are depicted in Fig. 6 and Fig. 7, respectively. The results of the simulation confirm the stability properties of the proposed controllers.

Experiments were performed to evaluate the effectiveness of the proposed vision-based line tracking algorithms for backward driving. The mobile robot was equipped with Creative WebCam Notebook Ultra camera with resolution of *640*x*480* pixels mounted on the robot. In Fig. 8 are depicted results from the experiments for backward driving of the mobile robot along a rectilinear path.

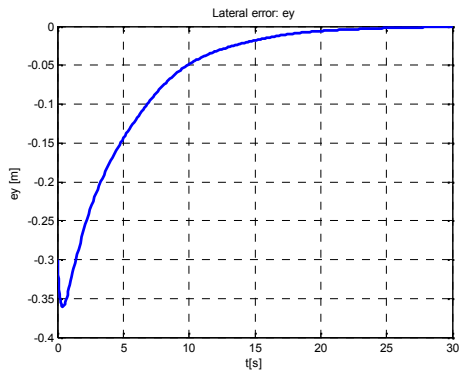


fig. 6 Evolution of time of the lateral error e_y of the closed loop system

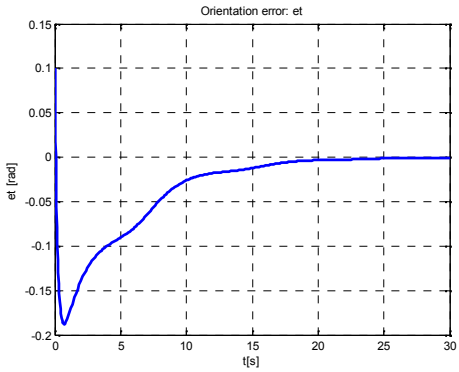


fig. 7 Evolution of time of the orientation error e_θ of the closed loop system

5. CONCLUSION

In this paper, two linear vision-based line tracking controllers for backward motion of differential-drive mobile robots in case of constant and time-varying speed have been proposed. A kinematic model of the robot for reverse motion suitable for path tracking applications has been derived. The designed controllers achieve exponential stability of the closed-loop system. A line detection algorithm based on Hough transform has been used in order to extract the position and orientation of the robot with respect to a detected reference line. Simulation and experimental results have been presented to illustrate the performance of the proposed controllers.

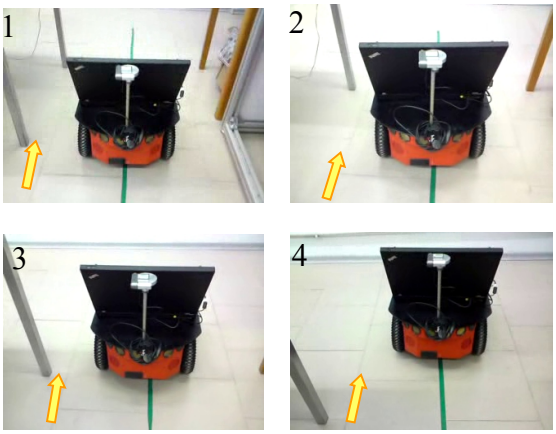


fig. 8 Reverse motion of the mobile robot Pioneer-3DX

References

1.**Kelly A., Nagy B., Stager D., Unnikrishnan R**., An infrastructure-free automated guided vehicle based on computer vision, IEEE Rob. Aut. Magazine, September, pp.24-34, 2007.

2.**Blanc G., Mezouar Y., Martinet P.**, Indoor navigation of a wheeled mobile robot along visual routes, in Proc. IEEE Int. Conf. Rob. Automation, pp. 3365-3370, 2005.

3.**Liu X, Xu X., Dai B.**, Vision-based long-distance lane perception and front vehicle location for full autonomous vehicles on highway roads, J. Cent. South University, (19), pp. 1454−1465, 2012.

4.**Cheng S., Trivedi M**., Lane Tracking with Omnidirectional Cameras: Algorithms and Evaluation, EURASIP J. Embedded Systems, pp. 1-8, 2007.

5. **Bonin-Font, F., Ortiz, A., and Oliver, G.,** Visual Navigation for Mobile Robots: a Survey, Available at: http://dmi.uib.es/~fbonin/survey.pdf

6.**Xinyu L., Matsuno F**., Control of snake-like robot based on kinematic model with image sensor, in Proc. IEEE Int. Conf. Robot. Intell. Syst. Sign. Processing, pp. 347-352, 2003.

7.Factory automation, Position Guided vision, Pepperl+Fuchs, Available at: http://files.pepperl-fuchs.com /selector_files/navi/productInfo/doct/tdoct3561__eng.pdf.

8.Vision AGVs, GP8 - General Purpose Pallet truck, Amerden AGVS, vailable at: https://www.amerden.com/ AmerdenWeb/Products/forklift.html

9.**Borkar A., Hayes M., Smith, M.T.,** Polar randomized Hough transform for lane detection using loose constraints of parallel lines, in Proc. IEEE ICASSP, pp. 1037-1040, 2011.

10. **Tian Y., Yang X., Arditi A**, Computer vision-based door detection for accessibility of unfamiliar environments to blind persons, K. Miesenberger et al. (Eds.): ICCHP 2010, Part II, LNCS 6180, pp. 263–270, 2010.

11. **Bronte S., Bergasa L, Alcantarilla P.**, Fog detection system based on computer vision techniques, in Proc. IEEE Intell. Transp. Systems, pp. 1-9, 2009.

12. **Artus, G., Morin, P., Samson, C.,** "Tracking of an omnidirectional target with a nonholonomic mobile robot", Proc. Int. Conf. on Advanced Robotics, pp. 1468-1473, 2003.

13. **Blazic, S.,** On Periodic Control Laws for Mobile Robots, IEEE Trans. Ind. Electronics, Vol. 61, No. 7, 2013.

14. **Pratt W.**, Digital Image Processing, John Wiley & Sons, Inc., 2001.

15**. Petrov, P.,** Vision-based line following control for s differential-drive mobile robot, Bulgarian Journal for Engineering Design, pp. 7-12, issue 17, January , 2013.

16. **Rugh, W.,** Linear system theory, Prentice-Hall, Inc., 1996.

ВЛИЯНИЕ НА НАКЛОНИТЕ НА СЕПАРИРАЩА ВИБРИРАЩА НЕПЕРФОРИРАНА РАБОТНА ПОВЪРХНОСТ ПРИ СЕПАРИРАНЕ НА ФИН ЗЪРНЕСТ МАТЕРИАЛ

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

Резюме: Сепарирането на фин зърнест материал, чрез неперфорирана, наклонена повърхност е актуален и недостатъчно изследван процес. Целта на настоящата работа е да се установят законите на разпределение на зърнестия материал, по наклонена вибрираща повърхност, в зависимост от наклоните ѝ. Реализирането на поставената цел е осъществено, чрез извършване на пълен многофакторен експеримент с полупромишлен образец на вибрационен сепаратор. Установено е влияние на наклоните на работната повърхност при разпределението на зърнестия материал по нея.

Ключови думи: Вибрационно сепариране, насипни зърнести материали, факторен експеримент

1.УВОД

Разпределението на зърнест материал по вибрираща, неперфорирана, наклонена повърхност е изследвано от редица автори [3,4,11]. Най-често в изследванията се извършват факторни експерименти, с различни фактори, като честота на работна повърхност; работни наклони; ъгъл на насочените трептения и др. Установена е и зависимост между наклона на работната повърхност и разпределението на зърнестия материал [1,2]. Определени са динамични зависимости, за разпределение на зърнестия материал по отношение на геометричните и технологични параметри на работната повърхност [12,13]. и са развити методи за определяне на ефективността на работа на машини за сепариране на фин зърнест материал, чрез неперфорирана, наклонена повърхност [5,7].

За да се повиши ефективността на сепариращите машини с неперфорирана, наклонена гладка повърхност е установено, че е необходимо да се изучи поведението на всички едрини зърнест материал [8], което се потвърждава и от извършени изследвания в преработвателната промишленост [6,14].

Целта на настоящото работа е да се установят законите на разпределение на зърнестия материал, по наклонена вибрираща, неперфорирана, работната повърхност, в зависимост от надлъжния и напречния ѝ наклон.

За постигане на поставената цел е проведено изследване със зърнест материал – пясък с едрина на частиците 0-4 [mm], в който са разграничени 14 различни стандартизирани класа, които имат важно приложение в индустрията (табл.1).

табл. 1. Някои приложения на класовете пясък в индустрията.

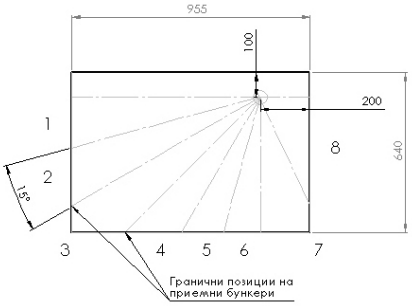
		Бетон			Строителни разтвори	
		Ситен	Среден	Едър	Зидария	Финна мазилка
0-0.063	Прах	4	4		5	5
0.063-0.1	Много фин пясък	11	4	3	15	15
0.1-0.16						
0.16-0.2	Фин пясък	25	17	12	40	40
0.2-0.25						
0.25-0.4	Пясък среден	40	35	25	20	20
0.4-0.5						
0.5-0.63	Едър пясък	15	25	25	10	10
0.63-0.8						
0.8-1.25	Много едър пясък					
1.25-1.6					10	10
1.6-2						
2-2.5	Фин чакъл	5	15	35		
2.5-4						

2.ПОДГОТОВКА И ПРОВЕЖДАНЕ НА ЕКСПЕРИМЕНТА

2.1. Описание на експеримента

Чрез полупромишлен образец на вибрационен сепаратор, с неперфорирана, гладка повърхност [10], се определя разпределението на зърнестия материал, чрез промяна на наклоните на работната повърхност. За целта предварително са избрани стойностите на наклоните на работната повърхност и последователността на тяхното изменение. След всяко изменение на наклона на работната повърхност, се определя закона на разпределението на всеки клас зърнест материал.

Експериментът е извършен със зърнест материал с известна зърнометричен състав. Масата на материала е 2[kg]. Около работната повърхност са разположени приемни ръкави фиг.1. Съгласно [9] сепарациония процес може да се разглежда, като многофакторен обект с управляеми входни въздействия.



фиг.1. Разположение на приемните ръкави около работната повърхност

Управляващите фактори са страничния и надлъжен наклони на работната повърхност. Изпълнен е пълен факторен експеримент с две нива на изменение на факторите, като предварително са извършвани проучващи експерименти за установяването на основните нива на факторите и интервалите им на изменение.

2.2. Определяне на нивата на изменение на факторите

Нивата на изменение на факторите са избрани така, че да се постигне достатъчна точност при измерване на резултатите, показани в табл.2. Броя на опитите в експеримента са 4. В табл.3 е показан план на експеримента, според нивата на избраните управляващи фактори.

табл. 2. Нива на изменение на факторите

		Ниво на управляващия фактор			
	Димензия	*Долно*	*Основно*	*Горно*	*Стъпка*
Напречен наклон	deg	3	5	7	2
Надлъжен наклон	deg	5	10	15	5

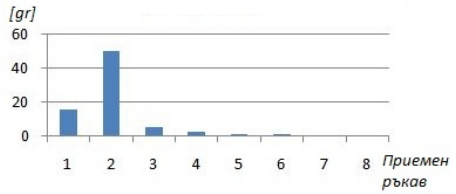
Спазено е основното правило за избор на интервал на изменение на нивата, като грешката е значително по-малка от самият интервал, с който се фиксира нивото на факторът.

табл. 3. Нива на изменение наклоните

	План на експеримента			
	Напречен наклон	*Надлъжен наклон*	*Напречен наклон*	*Надлъжен наклон*
Опит 1	+1	-1	7	5
Опит 2	+1	+1	7	15
Опит 3	-1	-1	3	5
Опит 4	-1	+1	3	15

2.3.Представяне на разпределението на класовете материал

За всеки проведен опит, разпределението на даден клас зърнест материал от табл.1 се представя, като масово разпределение на класа по отделните приемни ръкави (фиг.2). На тази фигура по вертикала е представено съдържанието на даден клас материал (едрина на зърната от 0,16 до 2[мм]) , а по хоризонтала е представен номера на приемния ръкав, както е показано на фиг.1.



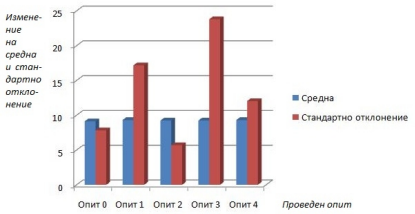
фиг.2. Масово разпределение на 0,16-0,2[mm]

Така за 4 опита, всеки с 14 различни едрини зърнест материал, са съставени разпределенията на зърнестия материал около работната повръхност. Посредством праграмата Sigmaplot е установена зависимостта на разпределение за всички класове материал в отделните опити. Най-често срещаното разпределение е нормалното Гаусово разпределение, среща се също така и равномерно распределение и експоненциално

разпределение на материала, които обаче могат да се считат за незначителни, поради поведението им в предимно малък брой случаи.

2.4. Определяне параметрите на разпределението на материала по работната повърхност

За всеки един клас материал е определена средната стойност и стандартното отклонение на разпределението (фиг. 3). На фигурата са представени, за сравнение и стойностите от нулевия опит извършен с началните нива на факторите.



фиг.3. Параметри на разпределението на даден клас материал

3.2. Влияние на различните наклони, едновременно на всички класове материали

Влиянието на различните наклони, едновременно за всички класове материали е показано на фиг.4. Високите стойности, на разликата между стандартното отклонение и средната, означават добро обособяване на материала в дадена област от работната повърхност и обратното – ниски стойности - голямо разсейване на материала по работната повърхност.

Въз основа на получените резултати от фиг.4, може да се избере оптимален общ наклон за сепариране на отделните класове материали, дори ако това се наложи да бъде извършено поетапно.

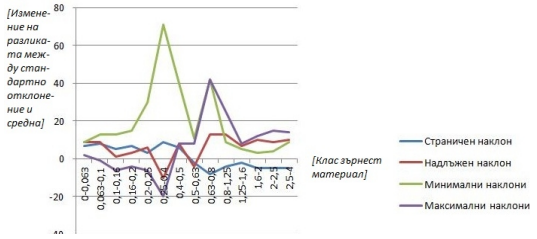
табл. 4. Разлика между стандартно отклонение и средна стойност

	Стандартно отклонение				Средна	Разлика между стандартно отклонение и средна			
	Страничен наклон	Надлъжен наклон	Минимални наклони	Максимални наклони		Страничен наклон	Надлъжен наклон	Минимални наклони	Максимални наклони
0-0,063	15	17	17	10	8	7	9	9	2
0,063-0,1	19	20	24	10	11	8	9	13	-1
0,1-0,16	16	12	24	5	11	5	1	13	-6
0,16-0,2	16	12	24	5	9	7	3	15	-4
0,2-0,25	28	31	55	19	25	3	6	30	-6
0,25-0,4	59	40	121	30	50	9	-10	71	-20
0,4-0,5	38	40	72	40	32	6	8	40	8
0,5-0,63	8	6	21	18	10	-2	-4	11	8
0,63-0,8	30	51	80	80	38	-8	13	42	42
0,8-1,25	14	31	27	43	18	-4	13	9	25
1,25-1,6	4	13	11	14	6	-2	7	5	8
1,6-2	2	17	10	19	7	-5	10	3	12
2-2,5	3	17	12	23	8	-5	9	4	15
2,5-4	6	21	20	25	11	-5	10	9	14

3.РЕЗУЛТАТИ

3.1.Изменение на параметрите на разпределението

Влияние на наклоните върху процеса на сепариране, определено, чрез разликата на стандартното отклонение и средната стойност, е представено в табл.4. Най-лявата колона представя класа материал, в следващите четири колони е записано стандартното отклонение. В средната колона е нанесена средната стойност за дадения клас и в четири колони са представени разликата между стандартно отклонение и средната. Погледнато по редове, по-висока стойност на разликата (в колоните означени като „Разлика между стандартното отклонение и средна”) означава по-добро обособяване на дадения клас материал в дадена област на сепарираща работна повърхност и обратното – ниска означава голямо разсейване на материала по работната повърхност.



фиг.4. Влияние на наклоните на работна повърхност върху всички класове материал

На фиг.4 страничен наклон се отнася за опит №1, надлъжен наклон се отнася за опит №4, за максимални наклони се има в предвид опит №2 и минималните наклони се отнасят за опит№3 (табл.3).

За влиянието на различните наклони върху отделните класове частици, може да се съди и по изменението на коефициента на вариация, на разпределението на зърнестия материал по работната повърхност фиг.5.

Коефициентът на вариация е изчислен, като отношение между стойностите на стандартното отклонение за всеки клас материали и средната стойност на разпределение за този клас. Стойностите на този коефициент може да се използват като индикатор за чувствителността на разсейването на даден клас зърнест материал в зависимост от наклоните на работната повърхност.

фиг.5 Изменение на коефициента на вариация за опит №1 за всички класове материал

На фиг.5 се вижда изменението на разпределението на всеки клас материал, спрямо зададен наклон на работната повърхност опит №1. Частици с едрини между 0,1-0,8[mm] показват, голямо разсейване. От представената графика, може лесно да се установи способността за обособяване на даден клас материал, в определена област от работната повърхност на сепаратора. Така коефициентът на вариация, достатъчно убедително, дава индикация за влиянието на наклоните върху отделните класове частици. Също така от фиг.5 се вижда, че отделните класове материал, проявяват сходен характер на поведение, при разсейването си по работната повърхност. Това означава, че поетапното сепариране на частиците, може да повиши значително качеството на сепариране. Когато коефициентът на вариация е близък по стойност, за два съседни класа материал, тогава може да се твърди, че те са със сходен характер и могат да бъдат сепарирани заедно.

4. ИЗВОДИ

От проведените изследвания могат да се формулират следните по-важни изводи:

5.1. Чрез разликата на стандартното отклонение и средната стойност, може да се прогнозира разпределението на зърнестия материал в дадена област от работната повърхност.

5.2. Установено е, че коефизинтът на вариация е достатъчно точен индикатор за определяне на влиянието на наклоните, върху движението на клас материал по работната повърхност.

5.3.Доказано е, че съществува оптимален наклон за всички класове частици, така че те да се сепарират в определени обрасти на работната повърхност.

5.4. Определени са класове частици, които да проявяват сходен характер на поведение, при движение по вибрираща, неперфорирана наклонена поврхност, което налага поетапното им сепариране.

Литература:

1.**Митрев Р. П**. Механо-математично моделиране на процес и машина за вибросепарация. Дисертация. ТУ-София. 2004.

2.**Вражилски Д. Ц**. Изследване на работния процес и параметри на вибрационен сепаратор. Дисертация. ТУ-София. 2009.

3.**Стоев С. М**. Виброакустична техника при преработка на минералните суровини. Техника. София. 1978.

4.**Плисс**. **Д. А**. К теории вибрационной сепарации. Механика твердого тела. АН СССР. 1967
5.**Blekhman I**. Vibrational mechanics. World scientific. London 2000.
6.**Тонков Г**. **П.** Математично моделиране на пространствени предавки с непрекъснати оси. Дисертация. ТУ-София. 2011.
7.**Анатолъевич Б**. Изыскание эффективных методов и технологических схем доводки труднообогатимых золотосодержащих шлихов россыпных месторождений. Автореферат. Чита 2008.
8.**Рачев Н. Панов. В. Вражилски Д.** Анализ на технико-работните параметри на вибрационен сепаратор с гладка неперфорирана повърхност. ТУ-София. 2012.
9.**Божанов Е. Вучков И**. Статистически методи за изследване и оптимизация на многофакторни обекти. Техника. София. 1983.
10.**Панов. В. Рачев Н.** Симулационно моделиране с метода на дискретните елементи на сепарирането на зърнест материал по неперфорирана гладка повърхност. Механика на машините. Варна. 2012.
11.**Zhu H. Zhou Z.** Descrete particle simulation of particles systems. Elsevier. 2008.
12.**Chen Y. Tong X.** Application of DEM to screening process: a 3D simulation. Elsevier. 2009.
13.**Tatemoto Y. Mawatari Y.** Numerical simulation of particle motion in vibrated fluidized bed. Elsevier. 2004.
14.**Lazov L. Tzoutzekov E.** Study The Relationship Between Technological Parameters And Granularity On Impact Crushers, Recent. 2006.

DETERMINATION OF FLAT VIBRATING SEPARATING SURFACE PARAMETERS

Nikolay RACHEV

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

Abstract: Fine grain materials separation, via flat vibrating surface, need further research. The aim of this work is to study the distribution functions of the grain materials, depending on surface inclination. Full factorial experiment is accomplished. A relation was discovered, between the distribution function of the material on the vibrating surface and the spatial inclination of that surface.

Keywords: Vibration separation, grain materials, factorial experiment

RESEARCH OF MECHANISMS OF PARALLEL STRUCTURE WITH THE INTEGRATED HYDRAULIC CONVERTER (ON THE EXAMPLE OF JOYSTICKS)

Andrey BRYSIN Petr POBEGAILO Alexander SINYOV
Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Russia
e-mail: petrp214@yandex.ru

Abstract: Questions of improvement of management by mobile machine are very important now. Various approaches to the solution of this task are thus possible. One of such ways is development of new constructive solutions of elements of a control system - joysticks. The basis for new constructive decisions it can be modern achievements of the theory of machine and mechanisms regarding mechanisms of parallel structure. Thus it is necessary to pay close attention to questions connected with decrease in vibration impacts on the operator. Therefore in the present article algorithms of management of executive mechanisms with use pseudo three coordinate and three coordinate joysticks are considered. Features of management are defined when using slow and fast movements of the operator. Locations of systems with inertial converters are offered. The analysis of operation of inertial converters is carried out at shock influences and low-frequency vibration.

Keywords: Z3 joystick, power linear drive, microcontroller control system, mobile machine

INTRODUCTION

As part of inter-section program №1 "Scientific Bases of Robotics & Mechatronics" of RAS EEM-CPD the studies partially described in [1-3, etc.] keep being on ducted in IMASH named after A.A. Blagonravov. This paper presents some new results obtained in this year[1].

1. On an algorithm of linear actuators using joystick Z3

In [4] a problem of linear-actuators discrete control is considered by the example of solving the one dimensional problem of vibrating platform control. Figure 1 shows a proposed design solution. The problem of 3-dimensional joystick control of the proposed design is a very relevant technical challenge. The proposed design is used to realize a control system to evaluate human-operator capability to operate a mobile-machine [5, etc.]. Variable-length linear actuators are used as rods 1 and 2. The rods are hinged at points 3 and 4 and also at point 0. The base is assumed to be immovable while a laser designator which moving depends on motions of joystick Z3 is fixed at point 0. Control is performed by a human operator. The problem is to find laws of control that reduce zero point "spurious" accelerations to the minimum when manipulations are carried out using two linear angular sensors and one digital sensor.

Human-operator as a time-delay system allows realizing in space an original control algorithm since he is guided not only by tactile sensors but also by a better system of spatial stabilization, which is inherent to his nature.

Pseudo-Z3 joystick signals are used as inputs of the control circuit. Under Z3 joystick a manipulator capable of transmitting signals along X, Y, Z-axis is understood. Module JoyStick V1.0 [6, etc.] has been chosen for this role.

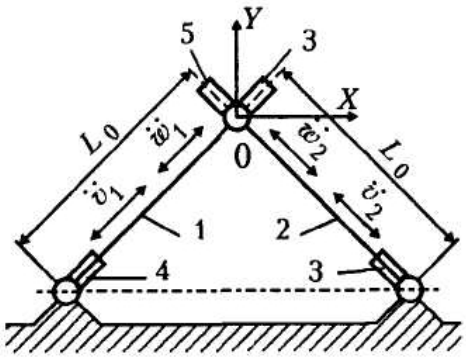


fig. 1. Prototype design

X and Y-axis motions are traced by analog potentiometers while the digital input controls motions along Z. The Z-axis digital input provides pseu-

[1] MGUPI students: V.M. Zhelnov, A.V. Mironchev, G.V. Permyakov, and A.V. Frolov took an active part incarrying out the studies.

do-linear control along axis Z that is why the joystick is considered as a pseudo three-axis device. A two-dimensional system varies its parameters along the two axis of tracing. There is no need to trace motions along Z. Such an idealization permits to exclude a central analog processor (CAP) out of the circuit of Z-axis signal processing. Control along axis Z is required to realize a mechanism based on two coupled systems with four linear actuators. The proposed design solution is needed to debug a control algorithm for system "microcontroller – joystick – actuators".

Microcontroller system Arduino UNO [6, 7] interfaced with a motor control system is used to control actuators. The microcontroller system supporting control functions is equipped with flash-memory of 32 kb, 2 kb of them to be assigned to a so called boot loader (storage of programs and supporting static resources) [7, etc.]. The system provides Arduino weaving from an ordinary computer through USB. This memory is permanent and has not been designed to vary in process of operation. Two kb of SRAM are used to save temporary data (program variables). SRAM is erased when power is switched off and serves as work storage. The main program is recorded in 1 kb of EEPROM that supports data long-term storage.

Card Arduino UNO has 14 pins providing digital data input and output and rated 5V and 40mA or less. Each pin is supplied with a built-in resistor of 20 - 50 kΩ. Pins 0 and 1 were used to receive and transmit data by USB. External interrupts are connected to the 2nd and 3rd pins. These pins have been adjusted so that to support the call of specified function when an input varies. The 3rd, 5th, 6th, 9th, 10th, and 11th pins allow realizing pulse-width modulation control PWM. A LED built in the card has been connected to the 13th pin. If the pin is sent a signal of 5 V the LED goes on while at 0 V signal it dies out. Besides digital input/output pins the Arduino card has 6 pins of analog input, each of them supporting a resolution of 1024 steps. A default value is measured between ground and 5 V however it is possible to vary a value of the high limit by applying a voltage of required value to special pin AREF. Table 1 shows outputs used in realization of the control algorithm.

Table 1 Arduino Outputs Used in Model Set

№	Type	Function	Note
0 -1	Digital	Power supply & data transfer by USB	Cable to PC
5v	Power module	Joystick power supply	Joystick 6 red 7
grn	Power module	Minus wire «grounding»	Joystick 8 black
0	Analog	Potentiometer detection of X motion	Joystick 6 blue 6
1	Analog	Potentiometer detection of Y motion	Joystick 9 blue 9
2	Digital	Z-axis control switch	Joystick 3 green 3
M1+	Power	Right motor power circuit	Motor green one
M1-	Power	Right motor power circuit	Motor 1 blue one
M2-	Power	Left motor power circuit	Motor 2 blue one
M2+	Power	Left motor power circuit	Green
4	Digital	Motor control variable	
5	Digital	Motor control variable	
6	Digital	Motor control variable	
7	Digital	Motor control variable	

In course of experiments, resistance of the actuator motor winding, minimum voltage of actuation, and shutoff current under different conditions were determined. Actuator selection criteria were developed and existing actuators for control systems were reviewed. Because the actuator minimum current under conditions of shutoff at an actuation minimum voltage of 6 V is 0,37A while the same current at a voltage of 9 V is already equal to 0.48A the control system should switch operating currents of 0.6A or more and be capable to control no less than two actuators. In the view of ergonomics the control system should be able to include in the design as a replaceable module.

Control card Motor Shield DFRduino L298P [6] was used as a motor control system on the simulation test desk. Card Motor Shield being an expansion card on the base of chip L298P provides control of the two permanent current motors of 7–12V and 2A or less, the control permitting direction switch. Mounting of

protection LEDs makes possible to exclude a problem of current induction and growth at starting and braking of the motors. Figure 2 shows a design solution for actuators controlled by card Motor Shield.

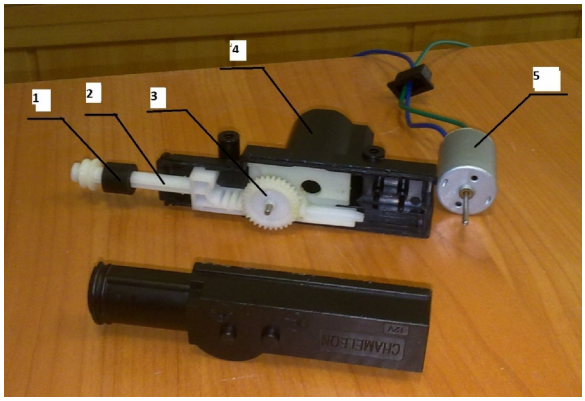


fig.2 Linear actuator

Small-power linear actuator based on permanent-current motor 5 with plastic reducer 3 and linear gear 2 with rubber stop 1 was used as an actuator.

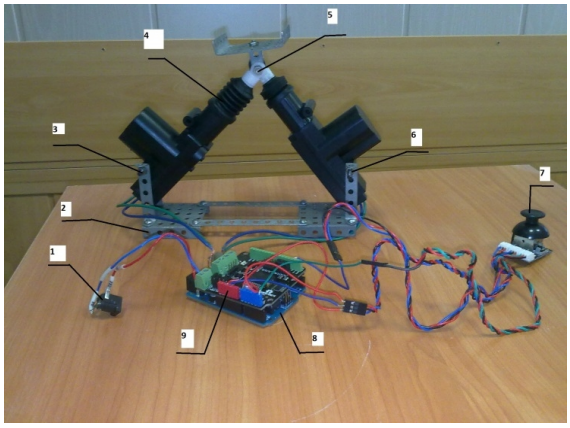


fig.3 Simulator of the control system for two actuators

Complexity of keeping the system of two actuators (Fig. 1) under control lies in the need to generate two concurrent control signals and to take account of complex interaction at moving the zero point. Design approach makes possible to achieve large stiffness at small dimensions and high speed of zero-point moving in the necessary direction as compared with analogs. To evaluate operator activity a simulator of the control system was assembled (Fig. 3).

An operator while visually controlling an object sets directions of motions using two analog potentiometers and one digital potentiometer built in a single control unit (joystick) 7. Data enter inputs of microprocessor system 9 which on the basis of the developed algorithm (Fig. 4) generates control signals to be sent to motor control card 8. Actuators 4 are hinged on base 2 in elements 3 and 6 (they correspond to points 3 and 4 on Fig. 1) between each other and mobile platform 5 (point 0 on Fig. 1). A laser designator energized by power outputs of microprocessor card 9 is mounted on platform 5. The circuit is energized by two power supply units. The first power unit of 6 V in voltage rated 500 mA is connected to the power connector of microprocessor card 9. The second power unit through 9-V adapter 1 rated 1A or more is connected to motor control card 8. Figure 4 does not show power supply units, switch circuits, and a laser designator for the sake of simplicity.

In course of tests, the system simulator has displayed its operability, the control algorithm has been debugged, and design limits of datum variation between attachment points 3, 4 and angles with the base have been determined. Technological changes in design of actuators have been made that result in increase of their travel from 20 mm to 25 mm. Due to application of stiffer protecting corrugations a function of automatic withdrawal from the critical upper point is supported. Performance of the proposed control system can be enhanced by optimization of the control algorithm and actuator power increase of up to 2kW when power relay modules HLS8L-DC5-S-C will be connected to outputs M1+ M1 - M2 + M 2 of motor control card 8. Application of vibration protection modules with hydraulic converters [8, etc.] will permit to improve controllability and to increase positioning precision.

2. The mechanism of parallel structures with integrated hydraulic converter (joystick with Z module)

Used in most modern machines and mechanisms devices plane parallel control has serious limitations. Management in the plane are limited to eight possible combinations of control by one mechanism (fig.5).

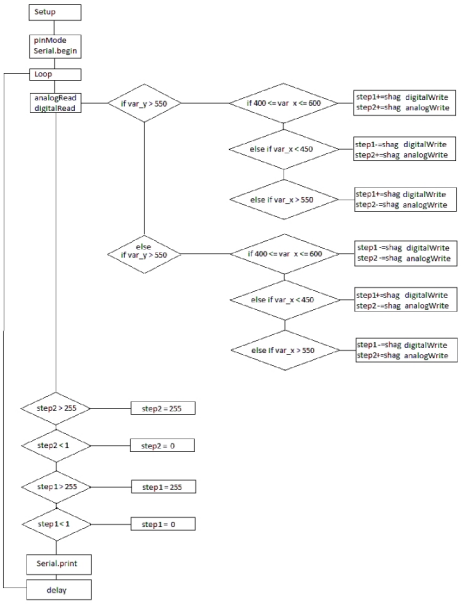


fig.4 Control algorithm

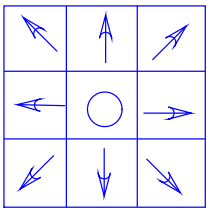


fig. 5 Movements, realized the two axis joystick

Spatial management allows you to reserve 26 combinations of controls (Fig. 6) that extends the capabilities of human operator. Existing mechanisms constructive solutions parallel structure allowing to realize a control system in the space, not yet perfect. The spatial displacement matrix conventionally represented by three flat die with the number of movements of the operation. For example, a combination 16 is lowered straight down. In theory, the use of two three-axis joystick without using the number of add-in modules can be programmed implementation of 52 different operations. Spatially controlled systems are more sensitive to the effects of vibration, compared with the two coordinate systems.

The increase in acceleration for complex motion leads to an increase in vibration effects on components and assemblies.

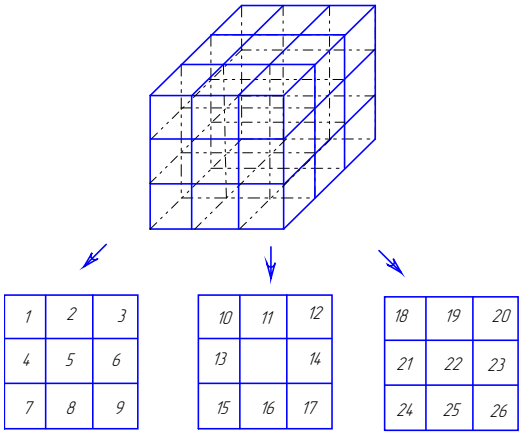


fig.6 Movements, implemented a system with three axis joystick

Vibration protection manipulators controlled three axis joystick is a problem requiring collaborative problem solving vibration protection, fluid dynamics, kinematics of mechanisms of parallel structures, biomechanics and programming of automatic control systems (ACS). Combining several scientific fields are always accompanied by great objective difficulties associated with the need to adjust the approaches, methods and models of research that is self sustaining task of technical management.

From the viewpoint of power train control system is the problem of choosing the optimal angles and larger working area. Accounting for the effect vibration protection system to solve the problem management requires an assessment of additional static and dynamic deflections, which can negatively affect the accuracy of positioning. Emerging anti-rechiya in the requirements for positioning and vibration isolation conjugate gayutsya programming problems of regulatory and governance. As part of this work have been implemented control algorithms based on two basic schemes kinematic manipulators (Fig. 7 and Fig. 8). Matrix management scheme 1 (Fig. 7) allows for movement of the equivalent control matrix in Figure 6 by changing the direction and speed of the two power units. In both schemes are managed by moving the point A. The second scheme is more complex control algorithm, requiring the consideration of the same algorithm under the direction of

motion of the actuator for movement (steps up - right, right, down - to the right) and require " detailed" and not taking into account the kinematics are universal to all mechanisms to terminal 2.

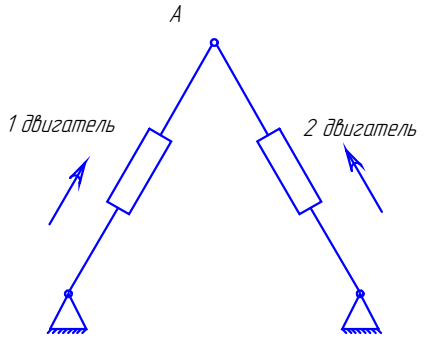


fig. 7 Scheme 1 (Engine)

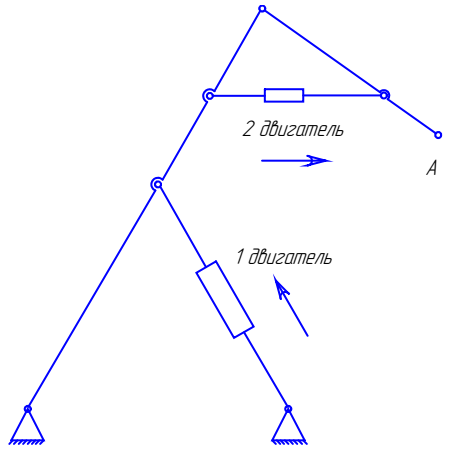


fig.8 Scheme 2

Matrix algorithms control schemes 1 and schemes 2 are shown in Figures 9 and 10 respectively. At the arrow show the relative speed of the motor relative to one another (without the dashes are the same speed, one dash 1, 2 two lines, three lines 3). The speed of the first motor is modeled by left arrow speed of the second motor right. Circle means stop both engines.

During the debugging of control systems for accuracy and straightforwardness of the increase speed of the joystick resulted in the growth of mixing the starting point of the movement during the return relative to the breakpoint in direct motion.

At the same time, the decrease in the rate move the cursor by giving up fast "ballistic" movements of the hands leads to a deterioration of the straightness of motion.

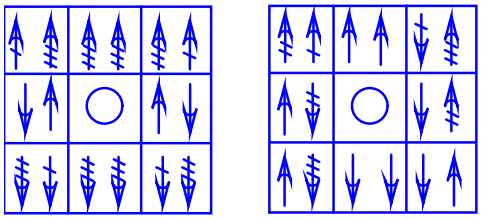


fig.9 and 10 of the Matrix control algorithms

The most accurate movements are possible when moving the joystick limiters (the working area) Through the use of well-known non-rectilinear path of motion in the transfer command to the actuator and to perform straight-line motion is possible to implement the new "fast" control systems. For example: the movement of the upper half arc is converted into a control command strictly right and motion along an arc in the bottom floor of a control command strictly left. The combination of a set of such teams will more effectively implement high precision "fast" movements. Enlarge discrete positioning by increasing the distance from the start of the movement to the point of finish. Reducing the proportion of slow motions for positioning and eliminate the phenomenon of deterioration of positioning accuracy. Use of spatial joystick allows you to program 26 simple movements of the joystick in the 13 commands. 13 commands may be implemented on the basis of complex movements by the working area. In comparison to the two axis joystick can be implemented to 4 teams on the basis of complex movements.

Vibrations from the engines and pumps in the forward direction, combined with the shock response in the opposite direction of the values correspond to the work force manipulators. Modeling gidroinertson-vibration protection systems for the above nature of the power of sharing requires two types of mathematical description tions that simulate the behavior of a system of vibration protection for the "fast" (Figure 11) and "slow" (Figure 12) moves. Identify areas adequacy of each of the mathematical description and implementation gidroinertsionnogo increasing the relative inertia in a given range of frequencies, taking into account the biological characteristics of human operator is currently being addressed as three independent tasks. The solution to this problem as a single objective is a promising avenue for our research.

In contrast to the "fast" in terms of the biomechanics of movement in the hydrodynamics of rapid movements lead to a phenomenon known as "water hammer." The task of the modern equipment vibration protection is reduced to reduce the harmful impact in the event of transients.

One of the experimentally obtained transfer functions of vibration isolation system with inertial transducers is shown in Figure 13.

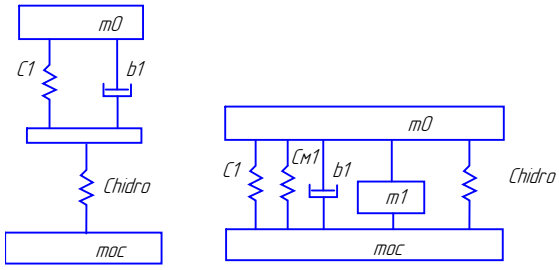


fig.11 и 12 Dynamic models

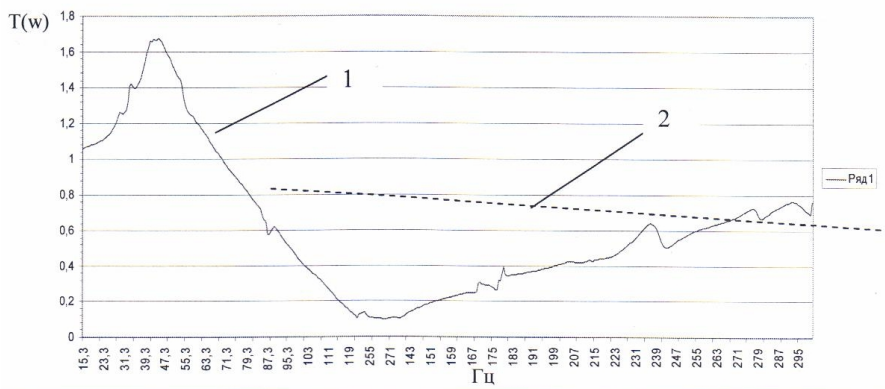


fig.13 The transfer function

Line 1 is the transfer characteristic vibration isolator with an integrated transformer inertia. Line 2 is the transfer function of the linear elastic insulator.

Good vibration isolation properties and the ability to reduce the shock of impact do with inertial transducers effective way to reduce the harmful effects on the human operator. Biogidromehanicheskoy promising to create a model that will describe the processes in the system "operator - vibroi-Insulation-usual transformer - active vibration tool."

References

1. **Ларионов Д.О.** , **Брысин А.Н.** Нет колебаниям. Проблемы воздействия вибрации на человека. Деловой журнал упаковочной индустрии ПаккоГрафф №2 2003 Москва, «Полипринт» , 2003, с. 62 - 66.

2. **Гордеев Б.А. , Синёв А.В.** Эффективность гашения вибрации гидроопорой силового агрегата в зависимости от размеров соединительной трубки и свойств рабочей жидкости // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2001 , №1 с. 110 - 113.

3. Вибрации в технике. Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: К.В. Фролова (пред.) - М.: Машиностроение, 1995 - Т. 6. Защита от вибраций и ударов / Под ред. К. В. Фролова.. 456 с., ил.

4. **Елисеев С.В.** Некоторые вопросы повышения эффективности виброизоляции с помощью устройств преобразования движения //науч. тр. / ИПИ. – Иркутск, 1972. - № 75. с.85- 94.

5. **Диментберг Ф.М.** Теория пространственных шарнирных механизмов. - М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1982.-336с.

6. Руководство по эксплуатации URL: http://www.dfrobot.com/index.php

7. Вики Амперка URL: http://amperka.ru/

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИНАМИКАТА НА ДВИЖЕНИЕТО НА РЕГУЛЯРНО СПУСКАНИ ОТ САМОЛЕТ ТОВАРИ

Михаил ТОДОРОВ Диан ГЕШЕВ
катедра „Въздушен транспорт”, Технически университет - София, България
e-mail: michael.todorov@tu-sofis.bg , dgeshev@earo.tu-sofia.bg

Резюме: Целта на работата е да се определят кинематичните характеристики на движението на регулярно спускани от самолет еднакви по обем и маса товари, тяхното съприкосновение със земята и разположението им по земната повърхност. Предложен е математичен модел на движение на товарите, като е отчетено изменението на плътността на въздуха при падането на товара във височина. Показани са осреднените времена на приземяване на товара, осреднената хоризонтална дистанция на падане на първия товар, осреднените хоризонтална и вертикална компоненти на скоростта при приземяването на товара и осреднената скорост при удар със земната повърхност за различни височини на полета при различни маси на товара и различни скорости на самолета. Получени са полезни за летателната практика изводи.

Ключови думи: летателни апарати, динамика на полета, спускане на товари

1.УВОД

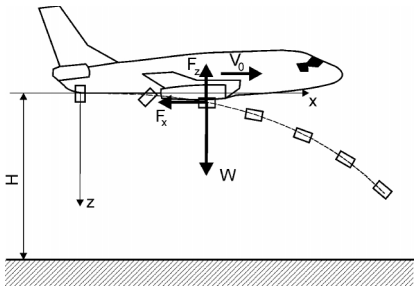
В летателната практика често се налага регулярно доставянето на товари със самолет от въздуха. Когато това става без да се използва парашут от голяма важност са такива параметри като височината и скоростта на полета. Целта е товарите да се приземят с определена скорост, така че да запазят своята цялост. Също така е важно да се знае траекторията на товарите, за да се определят правилно местата на тяхното приземяване.

С настоящото изследване се цели да се определят кинематичните характеристики на движението на регулярно спускани от самолет еднакви по обем и маса товари, тяхното съприкосновение със земята и разположението им по земната повърхност.

2. МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ

Разглежда се движението на регулярно спускани товари (в случая - ветеринарни ваксини) с форма на паралелепипед от самолет в хоризонтален полет. Изследва се влиянието на височината и скоростта на полета на самолета върху кинематичните характеристики на движението на товари с различни размери и маса и тяхното съприкосновение със земната повърхност.

Самолетът извършва хоризонтален полет с определени скорост и височина. Относителното движение на товара се разглежда в неподвижна координатна система [2], с начало в центъра на масата на товара в момента на отделянето му от самолета. Оста *Ox* е разположена в равнината на симетрия на самолета и е насочена по посока на движението, а оста *Oz* – в равнината на симетрия, перпендикулярна на *Ox* и насочена надолу (Фиг.1).



фиг.1 Сили, действащи на самолета и координатна система

Силите, които действат на товара са:

- Силата от теглото, получена в нормална земна координатна система:

$$W = mg \ ,$$

- Силата на челно съпротивление, при хоризонталното движение на товара по ос *Ox*

$$F_x = 0.5 C_D \rho V_x^2 S_x \ .$$

- Сила на съпротивление от вертикалното движение на товара по вертикалана ос *Oz*

$$F_z = 0.5 C_D \rho V_z^2 S_z ,$$

където m е масата на товара, C_D е коефициентът на съпротивление на товара, S_x и S_z са площите на стените на товара, m^2. Масовата плътност на въздуха ρ, kg/m^3, се изменя във височина и може да се изрази във функция на текущата височина $(H - z)$ и масовата плътност при морското равнище ρ_0 със зависимостта [4]

$$\rho = \rho_0 \left(1 - \frac{H - z}{44300}\right)^{4.256} .$$

Уравненията, описващи движението на товара имат вида:

$$m\ddot{x} = -0.5 C_D \rho_0 \left(1 - \frac{H - z}{44300}\right)^{4.256} \dot{x}^2 S_x , \quad (1)$$

$$m\ddot{z} = mg - 0.5 C_D \rho_0 \left(1 - \frac{H - z}{44300}\right)^{4.256} \dot{z}^2 S_z , \quad (2)$$

където $V_x = \dot{x}$ и $V_z = \dot{z}$.

В началния момент $t = 0$, $V_{x_0} = V_0$, $V_{z0} = 0$, $x_0 = 0$ и $z_0 = 0$, където V_0 е скоростта на полета на самолета.

3. РЕЗУЛТАТИ ОТ ИЗСЛЕДВАНЕТО

Товарът има форма на паралелепипед с размери *a*=0.038 m, *b*=0.035 m и *c*=0.015 m. Товарът е зададен с две маси - $m = 0.015$ kg и $m = 0.029$ kg. За кубични форми в [3] се препоръчва коефициента на челно съпротивление $C_D =$ 1.05. Тъй като, движейки се по траекторията, товарът се върти във въздуха, площите се менят в рамките на следните две възможности:

- Вариант 1: $S_x = a \times c$ и $S_z = a \times b$,
- Вариант 2: $S_x = a \times b$ и $S_z = b \times c$.

Затова и изчисленията са направени за осреднените стойности за тези два варианта.

Изчисленията са направени при различни височини на полета, *H*, като са получени осреднените времена на приземяване на товара, *t*, осреднената хоризонтална дистанция на падане на първия товар *X*, осреднените хоризонтална и вертикална компоненти на скоростта при приземяването на товара, V_x и V_z, и осреднената скорост при удар със земната повърхност *V*. Резултатите от изчисленията са дадени в таблици 1 – 4.

табл.1 *m*=0.015 kg, скорост на самолета V_0=160 km/h

H, m	*t*, s	*X*, m	V_x, m/s	V_z, m/s	*V*, m/s
150	10.5	82.2	2.50	17.00	17.18
200	13.6	89.5	1.91	17.00	17.11
300	19.8	100.2	1.37	17.00	17.05
400	26.0	108.1	1.05	17.00	17.03
500	32.2	114.4	0.85	17.00	17.02
1000	63.0	135.1	0.44	17.00	17.01
1500	93.9	148.1	0.30	17.00	17.00
2000	123.1	157.3	0.23	17.00	17.00
2600	162.0	167.7	0.17	17.00	17.00

табл.2 *m*=0.015 kg, Скорост на самолета V_0=320 km/h

H, m	*t*, s	*X*, m	V_x, m/s	V_z, m/s	*V*, m/s
150	10.5	101.5	2.57	17.00	17.19
200	13.6	109.0	2.00	17.00	17.12
300	19.8	120.0	1.38	17.00	17.06
400	26.0	128.0	1.06	17.00	17.03
500	32.2	134.5	0.86	17.00	17.02
1000	63.0	155.5	0.44	17.00	17.01
1500	93.6	168.6	0.30	17.00	17.00
2000	124.0	178.7	0.22	17.00	17.00
2600	160.2	188.5	0.17	17.00	17.00

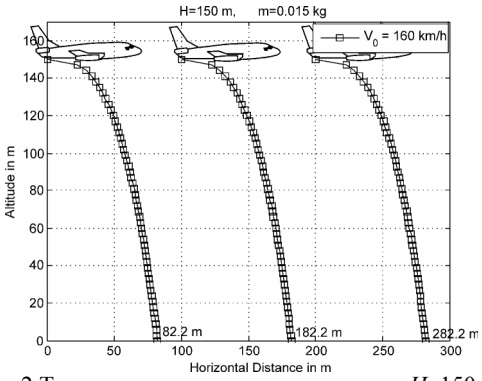
табл. 3 *m*=0.029 kg, Скорост на самолета V_0=160 km/h

H, m	*t*, s	*X*, m	V_x, m/s	V_z, m/s	*V*, m/s
150	8.3	112.9	5.64	23.57	24.24
200	10.6	124.8	4.64	23.57	24.02
300	15.1	143.4	3.32	23.64	23.87
400	19.5	157.4	2.61	23.64	23.78
500	23.9	168.6	2.16	23.64	23.74
1000	46.3	206.4	1.15	23.64	23.67
1500	68.2	230.0	0.80	23.64	23.65
2000	90.0	247.9	0.60	23.64	23.65
2600	116.2	265.4	0.48	23.64	23.65

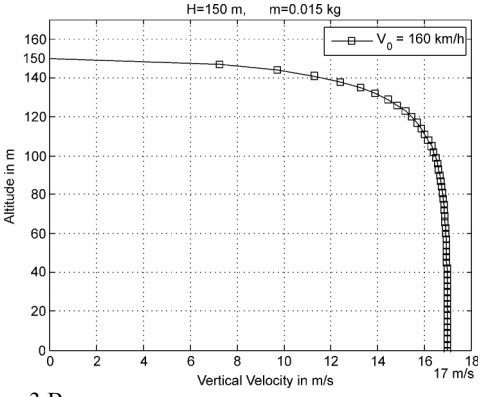
Табл. 4 *m*=0.029 kg, Скорост на самолета V_0=320 km/h

H, m	*t*, s	*X*, m	V_x, m/s	V_z, m/s	*V*, m/s
150	8.4	148.1	6.02	23.57	24.33
200	10.5	160.8	4.84	23.57	24.06
300	15.1	180.5	3.43	23.64	23.89
400	19.5	194.8	2.69	23.64	23.79
500	23.9	206.5	2.20	23.64	23.74
1000	46.3	245.3	1.16	23.64	23.67
1500	68.2	269.7	0.80	23.64	23.65
2000	90.0	288.2	0.61	23.64	23.65
2600	116.2	306.2	0.47	23.64	23.65

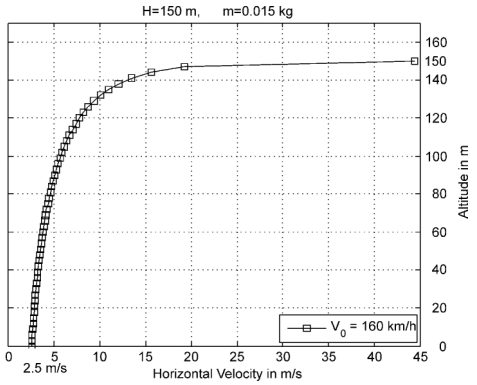
На фигури 2-25 са показани траекториите на спуснатите товари през 100 m, осреднените компоненти на вертикалната и на хоризонталната скорост при две височини на полета, две различни маси и две различни скорости на самолета.



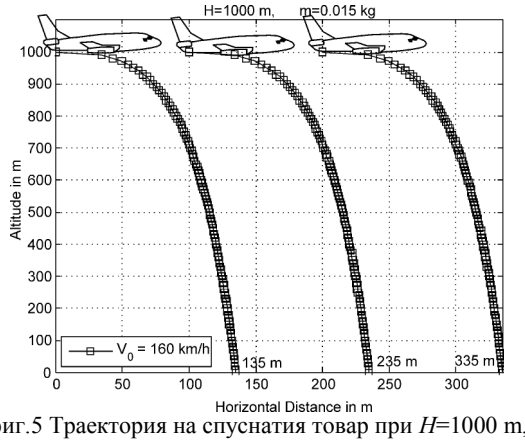
фиг.2 Траектория на спуснатия товар при *H*=150 m, *m*=0.015 kg и V_0=160 km/h.



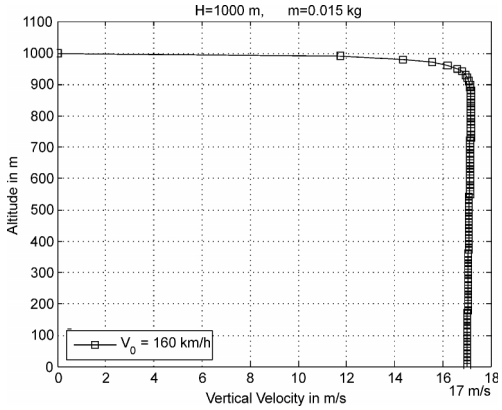
фиг.3 Вертикална скорост на спуснатия товар при *H*=150 m, *m*=0.015 kg V_0=160 km/h.



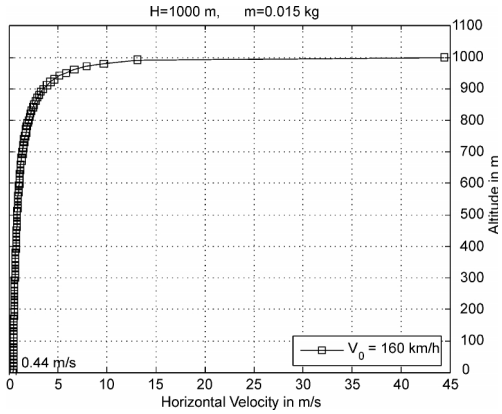
фиг.4 Хоризонтална скорост на спуснатия товар при *H*=150 m, *m*=0.015 kg и V_0=160 km/h.



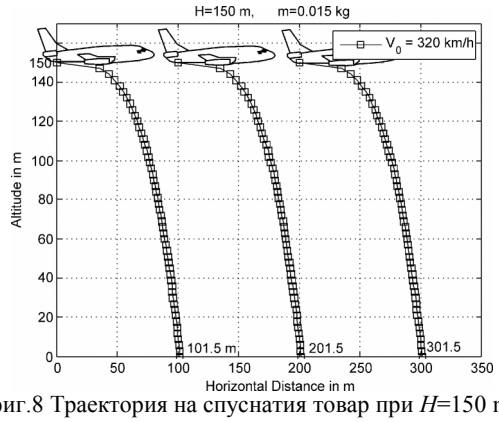
фиг.5 Траектория на спуснатия товар при *H*=1000 m, *m*=0.015 kg и V_0=160 km/h.



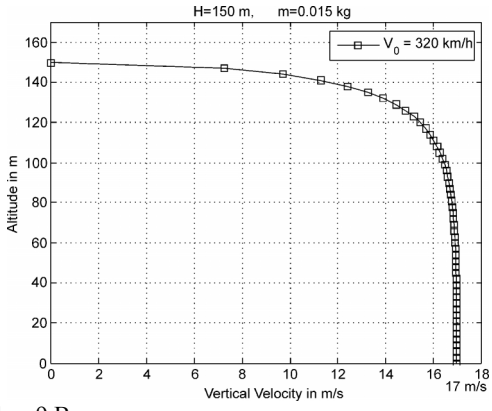
фиг.6 Вертикална скорост на спуснатия товар при *H*=1000 m, *m*=0.015 kg и V_0=160 km/h.



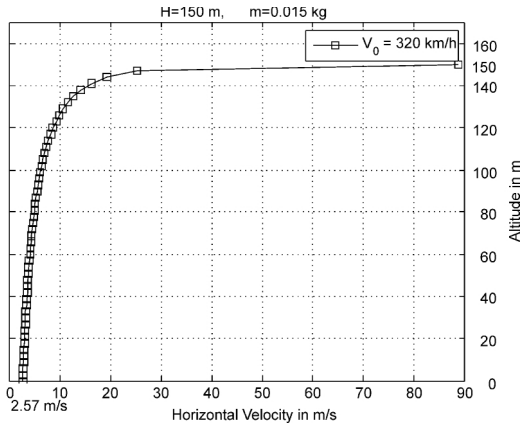
фиг.7 Хоризонтална скорост на спуснатия товар при *H*=1000 m, *m*=0.015 kg и V_0=160 km/h.



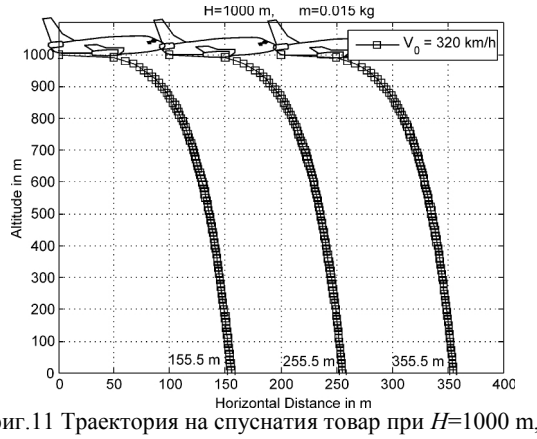
фиг.8 Траектория на спуснатия товар при H=150 m, m=0.015 kg и V_0=320 km/h.



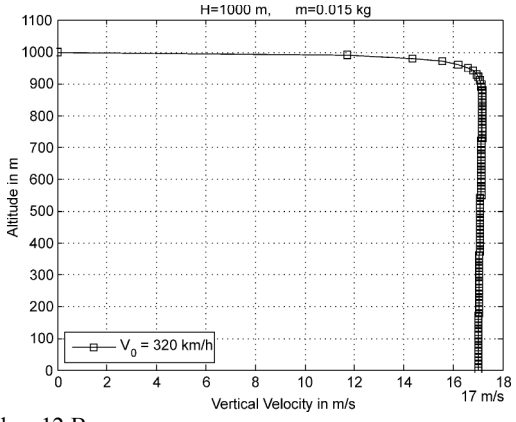
фиг.9 Вертикална скорост на спуснатия товар при H=150 m, m=0.015 kg и V_0=320 km/h.



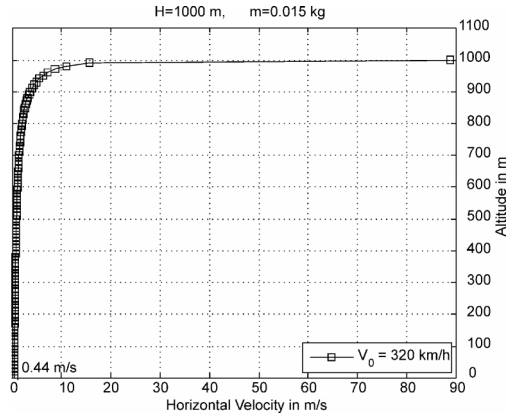
фиг.10 Хоризонтална скорост на спуснатия товар при H=150 m, m=0.015 kg и V_0=320 km/h.



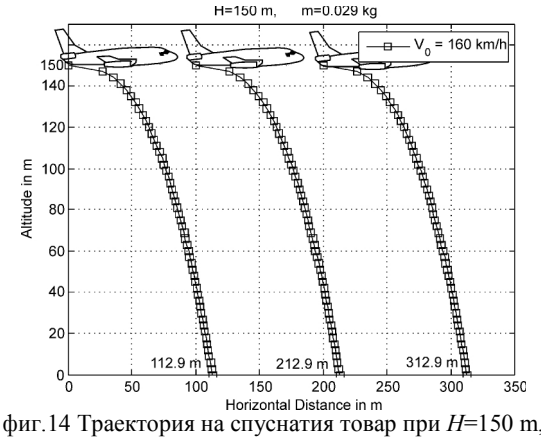
фиг.11 Траектория на спуснатия товар при H=1000 m, m=0.015 kg и V_0=320 km/h.



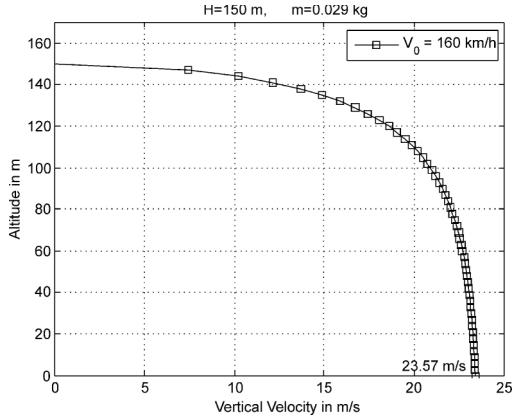
фиг.12 Вертикална скорост на спуснатия товар при H=1000 m, m=0.015 kg и V_0=320 km/h.



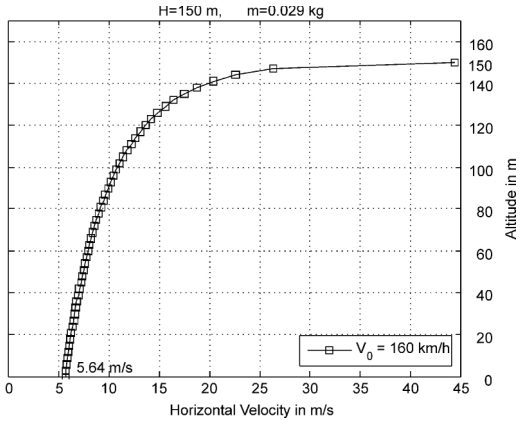
фиг.13 Хоризонтална скорост на спуснатия товар при H=1000 m, m=0.015 kg и V_0=320 km/h.



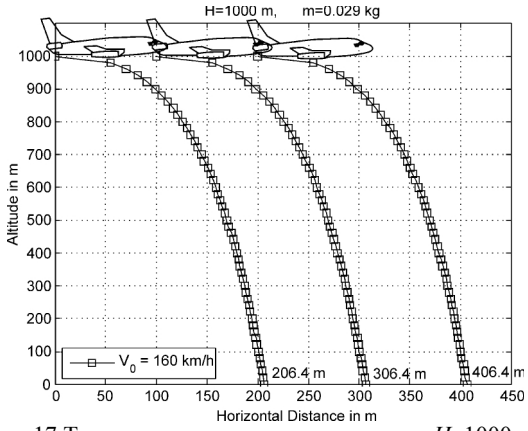
фиг.14 Траектория на спуснатия товар при *H*=150 m, *m*=0.029 kg и V_0=160 km/h.



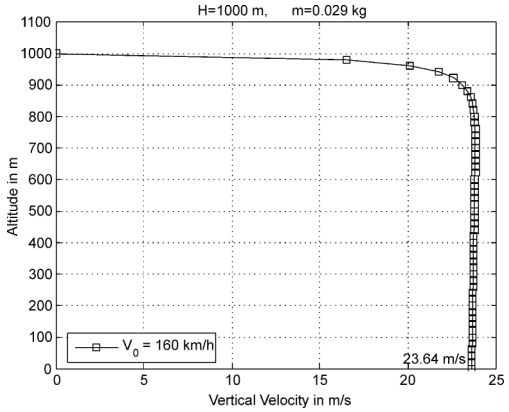
фиг.15 Вертикална скорост на спуснатия товар при *H*=150 m, *m*=0.029 kg и V_0=160 km/h.



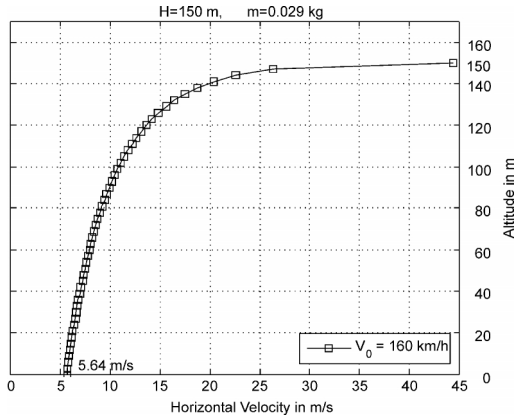
фиг.16 Хоризонтална скорост на спуснатия товар при *H*=150 m, *m*=0.029 kg и V_0=160 km/h.



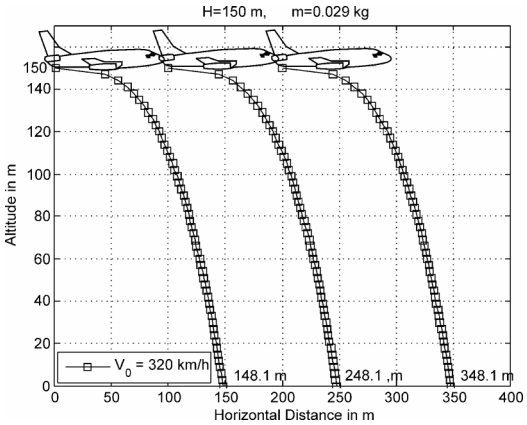
фиг.17 Траектория на спуснатия товар при *H*=1000 m, *m*=0.029 kg и V_0=160 km/h.



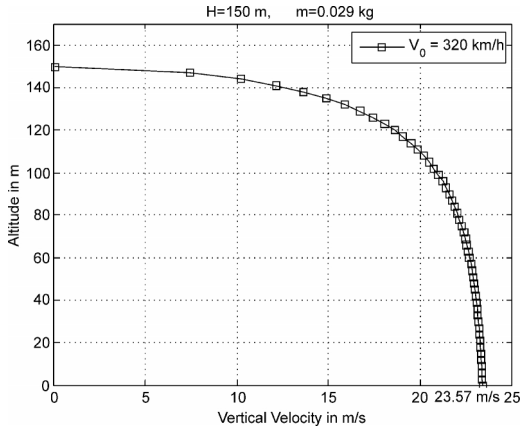
фиг.18 Вертикална скорост на спуснатия товар при *H*=1000 m, *m*=0.029 kg и V_0=160 km/h.



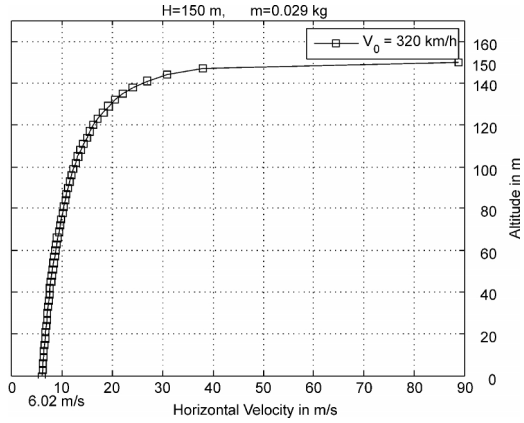
фиг.19 Хоризонтална скорост на спуснатия товар при *H*=150 m, *m*=0.029 kg и V_0=160 km/h.



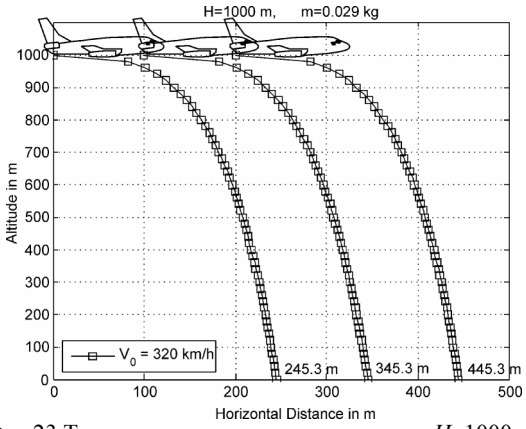
Фиг.20 Траектория на спуснатия товар при H=150 m, m=0.029 kg и V_0=320 km/h.



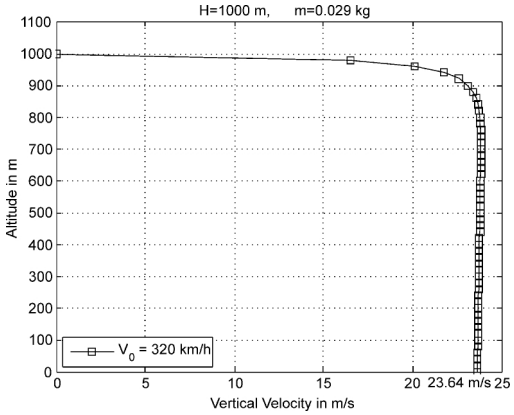
фиг.21 Вертикална скорост на спуснатия товар при H=150 m, m=0.029 kg и V_0=320 km/h.



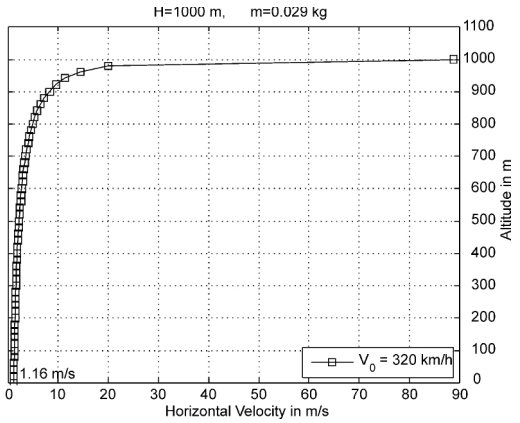
фиг.22 Хоризонтална скорост на спуснатия товар при H=150 m, m=0.029 kg и V_0=160 km/h.



Фиг.23 Траектория на спуснатия товар при H=1000 m, m=0.029 kg и V_0=320 km/h.



фиг.24 Вертикална скорост на спуснатия товар при H=1000 m, m=0.029 kg и V_0=320 km/h.



фиг.25 Хоризонтална скорост на спуснатия товар при H=1000 m, m=0.029 kg и V_0=320 km/h.

3. ИЗВОДИ

От получените резултати могат да се направят следните важни за летателната практика изводи:

1. При маса на товара $m = 0.015$ kg вертикалната компонента на скоростта на товара остава постоянна след като товарът измине около 70 m височина. Хоризонталната компонента на скоростта намалява с увеличаването на височината на полета. Тя обаче е значително по-малка от вертикалната компонента на скоростта и не оказва съществено влияние на осреднената скорост на товара при удара със земната повърхност. Следователно силата на удара няма да се променя съществено от височината на полета.

2. При маса на товара $m = 0.029$ kg вертикалната компонента на скоростта на товара остава постоянна след като товарът измине около 150 m височина. Хоризонталната компонента на скоростта също намалява с увеличаването на височината на полета. Тя също е значително по-малка от вертикалната компонента на скоростта и няма да оказва съществено влияние на осреднената скорост на товара при удара със земната повърхност. Следователно силата на удара също няма да се променя съществено от височината на полета.

3. Скоростта на полета на самолета не оказва влияние на осреднената скорост на удара със земната повърхност. Увеличават се само дистанциите при падането на първия товар. Ето защо, при еднакви атмосферни условия, следващите товари ще паднат на зададената от пилота стъпка на пускане на товарите.

4. Резултатите показват възможността да се лети на по-големи височини от първоначално зададената височина от 150 m, като осреднената скорост на удара със земната повърхност ще остава практически постоянна и силата на удар също няма де се променя.

Литература

1. **Гешев Д.** Аеродинамика на летателните апарати. София, Кинг-2001, 2006, 383 с.
2. **Hoerner S.F.** Fluid-Dynamic Drag – Theoretical, Experimental and Statistical Information, Paris, Gauthier Villars, 1965, p.455.
3. **ISO 1151.** Flight Dynamics-Concepts, Quantities and Symbols. 1988.
4. **Roskam J., Ch. Lan**, Airplane Aerodynamics and Performance, DARcorporation, Kansas, 1997.

INVESTIGATION OF THE DYNAMICS OF MOVEMENT OF REGULAR DROP CARGOS FROM AIRCRAFT

Michael TODOROV[1] Dian GESHEV[2]
Department of Aeronautics, Technical University-Sofia, Bulgaria
[1]e-mail: michael.todorov@tu-sofis.bg
[2]e-mail: dgeshev@earo.tu-sofia.bg

Abstract: The aim of the work is to determine the kinematic characteristics of the movement of regularly drop cargos from an aircraft, their contact with the ground and their location on the earth's surface. The differential equations of cargo mouvement are obtained, by taking into account the change of air density in altitude. The average times of first landing cargo, the average horizontal and vertical components of the velocity at the cargo landing, and the average velocity at impact with the ground for different altitudes and different flight velocities of the airplane are shown. Obtained results are usefull for the flight practice.

Keywords: aircrafts, flight dynamics, cargo drop

МОДАЛЕН АНАЛИЗ НА ВАЛ НА ЦЕНТРОБЕЖНА ПОМПА

Костадин ЦВЕТАНОВ Петър СТЕПАНОВ
„ Департамент по физико-математични и технически науки”, Химикотехнологичен и Металургичен университет – София , България
e-mail: koce870108@abv.bg, stepanov_1991@abv.bg

Резюме: В работата е извършен модален анализ на вал на центробежна помпа. Описани са: устройството и принципът на работа, характерът на вибрациите, които възникват в центробежната помпа и необходимите изследвания, които трябва да се извършат на етап проектиране. Проучени са методите за изследване на виброакустиката на елементите от конструкцията. Поставена е цел на изследването и са набелязани основните задачи за постигане на целта. Дадена е теорията, която описва малките свободни незатихващи трептения. Направени са симулации за изследване на свободните трептения на вал на центробежна помпа. Всички детайли от конструкцията са начертани в 3D. Изследванията са проведени чрез използване на метода на крайните елементи със стандартна CAD / CAE програма Solid Works. Получени са стойностите на най-ниските 5 собствени честоти и форми на конструкция със зададени параметри. Определени са резонансните зони на вала на центробежната помпа.

Ключови думи: вал , центробежна помпа , свободни трептения , резонансна честота , CAD , CAE , метод на крайните елементи

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Центробежните помпи са едни от основните елементи в химичните инсталации. Основните им части са вал, витло, лагери, уплътнения, съединител, който е закрепен към двигател и др. Центробежните помпи осъществяват движението на флуидите в химическите инсталации.

Един от възлите на центробежната помпа представлява вал, на който са закрепени витлото и съединителят, а самият вал е закрепен на еластични опори. При работата на центробежната помпа възникват вибрации, които основно са 2 вида: първият вид са механични вибрации, които са породени от движението на електродвигателя; вторият вид са хидравлични удари или пулсации на флуидите, породени от движението им в центробежната помпа.

Ако честотата на принудените трептения е равна или близка до собствената честота на някой от елементите, там възниква резонанс и вероятността от повреда е голяма. За да бъде конструкцията надеждна от тази гледна точка, е желателно резонансните зони да бъдат определени още на етап проектиране. В повечето случаи технологичните процеси се извършват при високи температура и налягане и през центробежните помпи протичат опасни флуиди. Затова изключително важно е инсталацията да бъде надеждна.

1.2 Методи за изследване

Въпреки, че при проектирането на инсталациите са предвидени изследвания на вибрациите, не се извършват изчисления на виброакустичните параметри, тъй като по класическите методи е трудоемко и неточно. Съществуват класически методи за виброакустично пресмятане на машинните елементи като еластична система с разпределени параметри [3,4,5], които от една страна са много сложни, а от друга страна се прилагат за детайли с опростена форма. Методът на крайните елементи (МКЕ) е метод, който може да бъде използван за получаване на приблизителни решения на множество инженерни задачи [1,2]. По-конкретно, той е особено подходящ за конструкции със сложна геометрична форма. Чрез този метод се съчетават идеите на механиката на дискретните системи с тези на непрекъснати среди.

Предишни изследвания показват надеждността на този метод. Изследвани са различни детайли на центробежна помпа, както и цялостната конструкция на центробежна помпа [9], в която са анализирани собствените честоти и форми. В една от статиите е изследван вал на турбо помпа със сложна форма [7]. Други автори [8], подлагат на тест вал с витло на драгираща

помпа и изследват горният и долният праг на собствените честоти. Други изследвания са направени в [6]. Те изследват собствените честоти и форми само на витлото.

В тази работа авторите си поставят за цел да направят модален анализ на възел от центробежна помпа, който включва вал, витло и съединител. Изследванията се извършват чрез МКЕ и стандартна CAE програма [10]. Това се постига като се осъществят компютърни симулации на закрепване на изследвания възел от центробежната помпа, задават се материали на всички детайли със съответните механични свойства и програмата чрез МКЕ извършва числени пресмятания на собствените честоти и собствените форми.

1.3 Диференциални уравнения на малките свободни трептения

Диференциалните уравнения, които описват свободните незатихващи трептения на вала от центробежната помпа имат вида :

$$M.\ddot{q} + C.q = 0 \qquad (1)$$

където :

$$q = \left[q_{1,} q_{2,} ... q_n\right]^{\tau} \qquad (2)$$

е векторът на обобщените кординати; M - матрицата, която характеризира масово – инерционните свойства на механичната система; C – матрицата , която характеризира еластичните свойства на механичната система.

Системата свързани линейни диференциални уравнения (1) се получава при малки трептения .

Частните решения се търсят във вида :

$$q_r = h_r.\sin(\omega_r.t + \varphi) \qquad (3)$$

където: h_r е амплитудата на малкото трептене по обобщената координата q_r при собствена честота ω_r ,а φ е началната фаза.

След диференциране на (3) и заместване в (1) се получава системата линейни алгебрични уравнения :

$$\left|C - \omega^2.M\right|.V = 0 \qquad (4)$$

За определянето на собствените честоти и собствените форми се налага решаването на задачата за намиране на собствените стойности и собствените вектори на уравнения (4). Удовлетворяването на уравнения (4) изисква да бъде изпълнено :

$$\det(C - \omega^2.M) = 0 \qquad (5)$$

Корените на характеристичното уравнение дефинират собствените честоти. Собствените честоти формират матрицата на собствените стойности. Тя има вида :

$$\omega = diag\left|\omega_{r,r}\right|, r = 1,2,...n \qquad (6)$$

От (6) се определят собствените честоти в *Hz* :

$$f_r = \frac{\omega_{r,r}}{2.\pi} Hz \qquad (7)$$

Собствените стойности на системата (5) определят собствените вектори . От уравнения (4) и (5) се определя модалната матрица на свободните трептения :

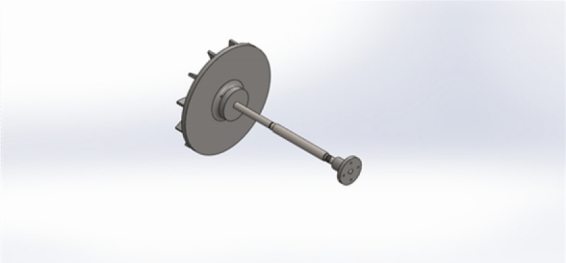
$$V = \begin{bmatrix} V_{11} & V_{12} & ... & V_{1n} \\ V_{21} & V_{22} & ... & V_{2n} \\ ... & ... & ... & ... \\ V_{m1} & V_{m2} & ... & V_{mn} \end{bmatrix} i = 1...m;\ j = 1...r \qquad (8)$$

където V_{ij} са неизвестните амплитуди на възловите премествания при свободни трептения.

При известни матрица на масово-инерционните свойства и матрица на еластичните свойства се определят собствените честоти и собствените форми.

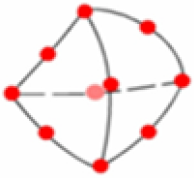
2.СИМУЛАЦИИ

Със стандартна CAD програма [10] са начертани в 3D всички детайли - вал, съединител, витло от центробежна помпа и сглобения модел.(фиг.1)



фиг.1 Сглобен модел (вал, съединител и витло)

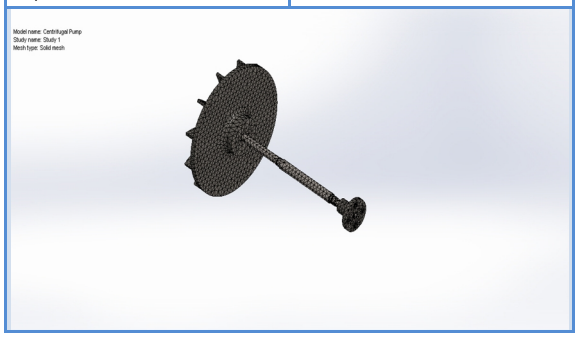
След това, тази конструкция се моделира с помощта на стандартна CAE програма [10], с мрежа от крайни елементи тип тетраедър (фиг.2), с допълнителни възли.



фиг.2 Тетраедър с допълнителни възли

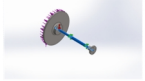
Използваната гъстота на мрежата (фиг.3) е определена чрез последователни изчисления с променящ се брой елементи, докато се получи минимална разлика в резултатите.

Total Nodes	24816
Total Elements	13970
Maximum Aspect Ratio	46.577
% of elements with Aspect Ratio < 3	82.6
% of elements with Aspect Ratio > 10	1.34
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh;mm;ss):	00:00:05
Computer name:	KOSTADIN-PC



фиг.3 Създаване на мрежа с определена гъстота

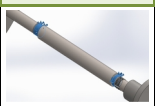
Задават се материали на изследваните детайли – лята и конструкционна стомана със съответните механични характеристики (фиг.4) .

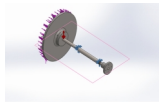
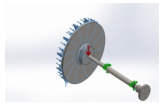
Model Reference	Properties	Components
	Name: Cast Stainless Steel Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Unknown Mass density: 7700 g/cm^3 Elastic modulus: 190000 N/mm^2 Poisson's ratio: 0.26 Thermal expansion coefficient: 1.5e-005 /Kelvin	SolidBody 1(CirPattern1)(Koupl-1), SolidBody 1(Cut-Extrude2)(Вилo1-1)
Curve Data:N/A		
	Name: Alloy Steel Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Unknown Yield strength: 620.422 N/mm^2 Tensile strength: 723.826 N/mm^2 Mass density: 7700 g/cm^3 Elastic modulus: 210000 N/mm^2 Poisson's ratio: 0.28 Thermal expansion coefficient: 1.3e-005 /Kelvin	SolidBody 1(Chamfer6)(Val-Pompa-1)
Curve Data:N/A		

фиг.4 Материали и механичните им характеристики

След това се задават закрепване на елементите с фиксирана геометрия и натоварвания (фиг.5).

Loads and Fixtures

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details
Fixed-1		Entities: 2 face(s) Type: Fixed Geometry

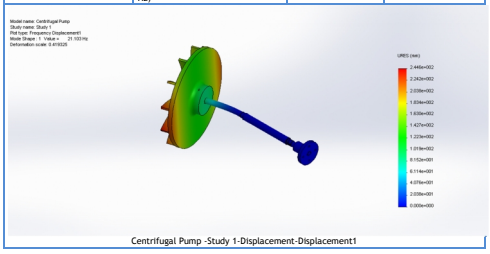
Load name	Load Image	Load Details
Gravity-1		Reference: Top Plane Values: 0 0 -9.81 Units: SI
Force-1		Entities: 1 face(s) Type: Apply normal force Value: 750 N

фиг.5 закрепване и натоварване

3.РЕЗУЛТАТИ

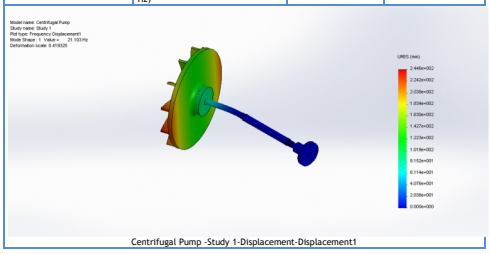
Част от получените резултати за собствените честоти и собствените форми на вала, витлото и съединителя са дадени на фиг.6 до фиг.10.

Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement Plot for Mode Shape: 1(Value = 21.1033 Hz)	0 mm Node: 3096	244.571 mm Node: 10470

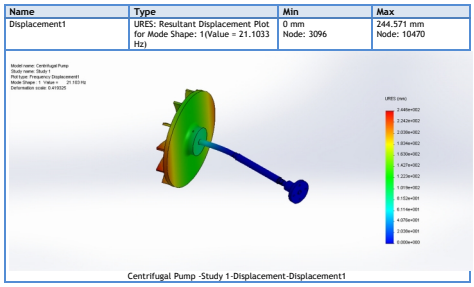


фиг.6 резултат 1.

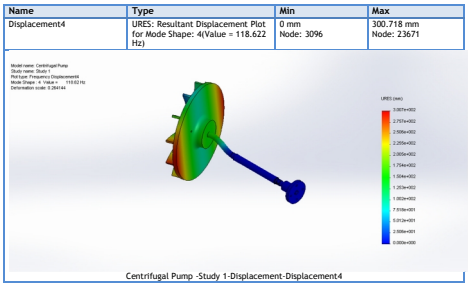
Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement Plot for Mode Shape: 1(Value = 21.1033 Hz)	0 mm Node: 3096	244.571 mm Node: 10470



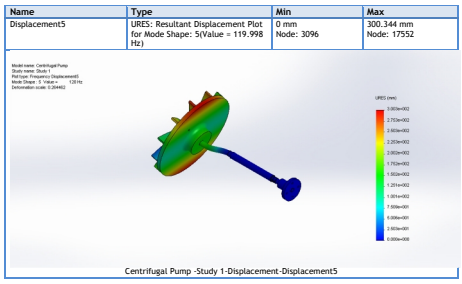
фиг.7 резултат 2



фиг.8 резултат 3



фиг.9 резултат 4



фиг.10 резултат 5

От графиките се виждат формите на трептения при съответните собствени честоти на изследвания вал на центробежна помпа. От собствените честоти се определят резонансните зони. От графиките на собствените форми се виждат критичните зони на конструкцията при съответната резонансна честота. Данните от изследванията могат да се използват при проектирането на центробежна помпа.

4.ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Начертани са 3D моделът на вал на центробежна помпа и всички детайли от възела. Извършена е компютърна симулация и са изчислени най-ниските 5 собствени честоти и собствени форми на изследваната конструкция. Получените резултати могат да бъдат използвани при проектиране на конкретна конструкция на центробежна помпа.

Благодарности:

Благодарности към доц.Валентин Славов – катедра „Приложна механика” към Химикотехнологичен и металургичен университет София.

Литература:

1. **Ангелов, И.** Метод на крайните елементи за пресмятане на механични трептения на еластични конструкции. София, ТУ, 2001.
2. **Ангелов, И.В., В.Славов.** Матрична механика. Динамика. Сборник задачи. София, Авангард Прима, 2010.
3. **Караиванов, Д.** Ръководство по машинни елементи. София, ХТМУ, 2006.
4. **Case G, Marscher W.** Centrifugal pump mechanical design, analysis and testing. Proceedings of the 18th international pump users symposium, pp. 119-133.
5. **Станева Н.** Честотен анализ на циркулярен вал с Cosmosworks. 3-та научно-техническа конференция „Иновации в горската промишленост и инженерния дизайн“, ЛТУ-София
6. **L. M. Zhai, Z. W. Wang**. Study on vibration characteristics of the shaft system for a dredging pump based on FEM. 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. 2012.
7. **Farokhzad S, Farhadi P**. Modal Analysis of a Semi-Closed Impeller of Centrifugal Water Pump. Journal of Science and today's world. 2013, volume 2, issue 2, pages: 205-213.
8. **M.H. Sadeghi, B. Nasseroleslami**. Modal analysis of a turbo-pump shaft: an innovation suspending method to improve the results. International Journal of Engineering Science,
Vol. 19, No.5-1, 2008, Page 143-149
9. **Podugu R, N.Syam Kumar.** A modal approach for vibration analysis and condition monitoring of a centrifugal pump. August 2011
Vol. 3 No. 8. pp. 6335-6344
10. **Програмен продукт: Solid Works** - запазена марка на Solid Works Corp.

MODAL ANALYSIS OF SHAFT OF A CENTRIFUGAL PUMPS

Kostadin TSVETANOV Peter STEPANOV
[1] "Department of physic-mathematical sciences and engineering,"
University of Chemical Technology and Metallurgy - Sofia, Bulgaria
e-mail: koce870108@abv.bg e-mail: stepanov_1991@abv.bg

Abstract: In the work was carried out modal analysis of shaft of a centrifugal pump. Described are: structure and operating principle, the nature of vibrations that occur in the centrifugal pump and the necessary studies to be carried out at the design stage. Set a goal of the study and identifies the main tasks to achieve the goal. It is given a theory, which describes small free undamped oscillations. Simulations are made to investigate the free oscillations of the shaft of the centrifugal pump. All parts of the construction are drawn in 3D. The studies are carried out using the finite element method with standard CAD/CAE program Solid Works. Obtained were the values of the lowest 5 natural frequencies and shapes of a construction with defined parameters. Defined are resonant work areas of the centrifugal pump.

Keywords: shaft, centrifugal pump, free oscillations, resonance frequency, CAD, CAE, finite element method