

ГОДИШНИК
НА
МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ
“СВ. ИВАН РИЛСКИ” – СОФИЯ

Том **58**
СВИТЪК III: МЕХАНИЗАЦИЯ,
ЕЛЕКТРИФИКАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ
НА МИНИТЕ

ANNUAL
OF
UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY
“ST. IVAN RILSKI” – SOFIA

Volume **58**
PART III: MECHANIZATION, ELECTRIFICATION AND
AUTOMATIZATION IN MINE



Издателска къща “Св. Иван Рилски”
Publishing House “St. Ivan Rilski”
София, 2015
Sofia, 2015

ISSN 1312-1820

РЕДАКЦИОННА КОЛЕГИЯ

доц. д-р Павел Павлов – главен редактор
проф. д-р Вяра Пожидаева – зам. главен редактор
доц. д-р Антоанета Янева – председател на редакционен съвет
проф. д-р Венцислав Иванов – председател на редакционен съвет
проф. д-р Йордан Кортенски – председател на редакционен съвет
проф. д-р Десислава Костова – председател на редакционен съвет
инж. Александрина Пачалова – секретар

РЕДАКЦИОНЕН СЪВЕТ

на Свитък III – Механизация, електрификация и автоматизация на мините

доц. д-р Антоанета Янева – председател
проф. д-р Васил Ангелов
доц. д-р Ангел Зъбчев
доц. д-р Здравко Илиев
проф. д-р Иван Стоилов
доц. д-р Николай Янев

СЪДЪРЖАНИЕ

Иван Минин	Симуляционно моделиране и изследване на валцова трошачка за трошене на медни руди	7
Петко Недялков Симеон Савов	Симуляционно и експериментално изследване на задвижването и пусковия процес на конусна инерционна трошачка	11
Симеон Савов Петко Недялков Иван Минин	Математично моделиране и изследване на целева функция за качество на готов продукт получен при работа с КИД-300	17
Флорин Адриан Паун Михаела Парайан Никулина Ватаву Адриан Юрка Леонард Луп	Аспекти, свързани със сертифицирането на гумено-лентови транспортъори за съответствие с изискванията на директива АТЕХ 94/9/ЕС	22
Христо Шейретов	Определяне на предавателните отношения на зъбните предавки на планетарна скоростна кутия на двусен самосвал за открит рудник	27
Христо Шейретов	Определяне диаметъра на вала на барабани за лентови транспортъори с изнесени и вградени лагери	32
Николай Динев Райна Вучева	Проект на кофа с „разделно рязане” на роторен багер SRS 4000	37
Любен Тасев	Изследване на износването на реборда на бандажните гривни при рудничните локомотиви за подземен извоз	43
Любен Тасев	Физически основи на предаваната тягова сила посредством контакта на триене при руднични локомотиви за подземен извоз	47
Малина Вацкичева, Ирена Григорова	Критерии за избор на раздробяваща машина	51
Стефан Чобанов Менто Ментешев	Активно съпротивление на електропроводи с несинусоидални токове	56
Стефан Чобанов	Анализ на възможностите и методика за тестване на цифрова защита VIP 300	60
Олег Шонин Даниил Иванченко	Диференциална защита на силови трансформатори, основана на разпознаване на отрицателни токови вериги	65
Иван Стоилов Кирил Джустров Тодор Николов	Изследване отклонението и несиметрията на напрежението при работа на мощни електродъгови стоманодобивни пещи	70
Тодор Върбев	Експериментални изследвания на работата на захранващо устройство с магнитен шунт	78

Теодора Христова	Изследване на специфичния разход на електроенергия при полуавтогенно смилане на медни руди	81
Ангел Зъбчев Мила Илиева Венко Войводов Петър Петров Ромео Александров	Особености при пускане и изследване на характеристиките на асинхронен двигател с навит ротор като машина с двойно захранване при достигане на двойната синхронна скорост на въртене	86
Росен Стефанов Красимир Велинов	Работа на светодиодни модули при директно захранване от фотоволтаични панели	89
Красимир Велинов Росен Стефанов Владимир Василев Светлана Велинова	Компютърна система за изследване на слънчевата радиация и естествената осветеност	93
Росен Стефанов Красимир Велинов	Потенциални възможности за икономия на електроенергия за осветление при пътни тунели в Република България	96
Светлана Велинова	Светодиодна осветителна уредба за изследване на фотосинтезата	99
Божана Ханджиева- Флориан Гергана Блъскова	Идеалният отразяващ разсейвател в колориметрията и фотометрията – предизвикателство и реализация	105
Здравко Илиев Диана Дечева	Приложение на безпилотните летателни апарати в минно-добивната промишленост	110
Здравко Илиев Диана Дечева	Платформа за изграждане на управляващи системи, базирани на безжични комуникации	115
Асен Стоянов	Една задача за движение на твърдо тяло с неподвижна точка	119
Асен Стоянов	Изследване съставното движение на точка с MATHCAD	122
Симеон Сезонов	Изследване върху напреженията и деформациите в разномодулна греда	126

CONTENTS

Ivan Minin	Simulation modelling and study on roller crushers for copper ores crushing	7
Petko Nedyalkov Simeon Savov	Simulation and experimental research of driver system and starting process of a cone inertial crusher	11
Simeon Savov Petko Nedyalkov Ivan Minin	Mathematical modeling and research of purpose function for product quality in KID-300 operation	17
Florin Adrian Păun Mihaela Părăian Niculina Vătavu Adrian Jurca Leonard Lupu	Aspects regarding certification compliance of the conveyor belts with the directive ATEX 94/9/EC requirements	22
Hristo Sheiretov	Determination of the gear ratios in the planetary gearbox of an two axle open pit dump truck	27
Hristo Sheiretov	Determination of the shaft diameter of belt conveyor pulleys with outside and inside bearings	32
Nikolai Dinev Raina Vucheva	Design of a separation cutting bucket of the SRS 4000 bucket wheel excavator	37
Lyuben Tasev	Wear of the flange of the traction bracelets of the mine locomotives for underground transportation	43
Lyuben Tasev	Physics of the transmitted force through the friction contact in the mine locomotives for underground transportation	47
Malina Vatskicheva, Irena Grigorova	Selection criteria for crushing mashine	51
Stefan Chobanov Mento Menteshv	Active resistance of power lines with non-sinusoidal	56
Stefan Chobanov	Analysis of the capabilities and methods for testing of the digital protection VIP 300	60
Oleg Shonin Daniil Ivanchenko	Differential protection of power transformers based on negative sequence currents detection	65
Ivan Stoilov Kiril Dzhustrov Todor Nikolov	Study of variations and voltage unbalance during operation of powerful electric arc furnaces	70
Todor Varbev	Experimental research work of a supply unit with magnetic bypass	78

Teodora Hristova	Investigation of specific energy consumption in the sag milling copper ores	81
Angel Zabchev Mila Ilieva Venko Voyvodov Petar Petrov Romeo Aleksandrov	Specifics in start and investigation the characteristics of asynchronous motor with wound rotor in mode of doubly fed induction machine reaching double synchronous speed	86
Rosen Stefanov Krasimir Velinov	Work led module in direct power from photovoltaic panels	89
Krasimir Velinov Rosen Stefanov Vladimir Vasilev Svetlana Velinova	Computer system for the study of solar radiation and the natural illumination	93
Rosen Stefanov Krasimir Velinov	Potential for energy saving lighting in road tunnels in the Republic of Bulgaria	96
Svetlana Velinova	LED lighting system for the study of photosynthesis	99
Bojana Handjieva- Florian Gergana Blaskova	The perfect reflecting diffuser in the colorimetry and photometry – challenge and realization	105
Zdravko Iliev Diana Decheva	Application of unmanned aerial vehicles in mining	110
Zdravko Iliev Diana Decheva	Platform for building control system using wireless communication units	115
Asen Stoyanov	A task for the movement of a rigid body with the fixed point	119
Asen Stoyanov	Explore the complex movement of a point with MATHCAD	122
Simeon Sezonov	Research on stress and deformation in multumodulus beam	126

СИМУЛАЦИОННО МОДЕЛИРАНЕ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА ВАЛЦОВА ТРОШАЧКА ЗА ТРОШЕНЕ НА МЕДНИ РУДИ

Иван Минин

Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски“, 1700 София, E-mail: minin@dir.bg

РЕЗЮМЕ. При експлоатацията на валцовите трошачки за ситно трошене, работещи с медни руди, се наблюдава интензивно износване на основни възли и детайли на машината. Това най-вече се отнася за външната повърхност на валците и за някои зони от вала, намиращи се между ремъчната шайба и лагерното тяло от страната на ремъчната шайба. С помощта на съвременни компютърни програми е моделирана валцова трошачка с гладки валци, използвана в обогатителна фабрика „Елаците“. Трошачката е двувалцова с индивидуално задвижване на всеки валец поотделно посредством ремъчна предавка. Направен е статичен компютърен анализ на вала и валеца с цел да бъде установено наличието на напрежения и деформации, надвишаващи допустимите. За целта теоретично е определена силата, действаща на валците при трошене, като е прието, че валците смачкват рудни късове, използвайки 20% от активната си площ, формираща трошачната камера на машината. Определена е и силата на триене, породена от нормалната сила на трошене. Получените резултати показват значителни напрежения във вала и нисък фактор на сигурност на бандажната част на валците. Направени са съответните изводи.

Ключови думи: Трошачка, валец, напрежение, фактор на сигурност.

SIMULATION MODELLING AND STUDY ON ROLLER CRUSHERS FOR COPPER ORES CRUSHING

Ivan Minin

University of Mining and Geology „St. Ivan Rilski“, 1700 Sofia, E-mail: minin@dir.bg

ABSTRACT. During the operation of the roller crushers for fine crushing of copper ores is observed an intensive wear of basic units and details of the machine. This especially refers to the outer surface of the rollers and for some certain areas of the shaft located between the belt sheave and bearing on the side of the belt sheave. With the help of modern computer programs is designed a roller crusher with smooth rolls, used in the flotation plant of Ellatzite-Med AD. The crusher is a dual-roller with an individual operation of each roller through a belt transmission. For this purpose, there is theoretically defined the force acting on rollers during the crushing as it is accepted that the rollers crush the ore chunks using 20% of their active surface forming a crushing chamber of the machine. Furthermore, it is determined and the friction force caused by normal crushing force. The results show significant tensions in the shaft and lower security factor of the bandage of the rollers. The respective conclusions are made. After that is performed a static analysis of the shaft (axle) and the roller in order to establish the presence of stresses and deformations that exceed the permissible ones.

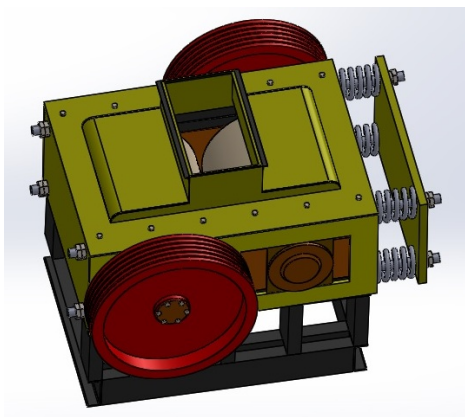
Key words: Crusher, roller, tension, security factor

Създаване на CAD модел на двувалцова трошачка с гладки валци

При създаване на CAD модела са спазени всички размери съгласно работната документация на трошачката. Този модел е необходим за симулационно изследване на машината. За създаването му е използван специализиран програмен продукт за CAD моделиране, а именно Solid Works. Общ изглед на 3D модела е показан на Фиг. 1.

Резултати от симулационния анализ

Симулационният анализ е извършен на базата на специално създадения тримерен модел на валцовата трошачка, като са пренебрегнати детайлите, които нямат отношение към носещата способност на конструкцията. Използван е методът на крайните елементи с помощта на програмния продукт Solid Works Simulation.



Фиг. 1. Модел на валцовата трошачка

Избор на критерии за гранично състояние

Оценката на деформационно-напреженовото състояние на изследвания модел е задача, която няма универсално решение за всички срещани в практиката случаи и в най-голяма степен зависи от използвания материал. От друга страна, материалите могат да се държат като крехки или

пластични в зависимост от температурата, степента на натоварване или начина на изработка на изделието. Всички тези особености предопределят избора на някоя от следните якостни теории:

- Теория на максималните нормални напрежения. Валидна е за крехки материали. Основава се на условието, че границата на разрушаване на материала е една и съща на опън и натиск. Това допускане не отговаря на истината за всички случаи. Например, повечето концентратори на напрежение намаляват съпротивлението на материала при натоварване на опън много повече отколкото при натоварване на натиск. Съгласно тази теория гранично състояние настъпва, когато максималното главно напрежение достигне допустимото:

$$\sigma_1 \geq [\sigma] \quad (1)$$

- Теория на максималните тангенциални напрежения. Валидна е за жилав и ковък материал. При прилагането ѝ за материали с различни механични характеристики на опън и натиск, както и при състояния на всеотрастен опън получените резултати могат съществено да се различават от действителността. Съгласно теорията критерий за гранично състояние е максималното тангенциално напрежение:

$$\tau_{\max} \geq [\sigma] \quad (2)$$

където:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (3)$$

- Енергетична теория (Von Mises). Теорията се основава на появата на пластични деформации в ковките материали, когато се изравни с максимално допустимото напрежение. В повечето случаи се взема предвид границата на провлачване на материала. Резултатите при материали с различни механични характеристики на опън и натиск също са незадоволителни. От гледна точка на главните напрежения критерият за гранично състояние е:

$$\sigma_{\text{VonMises}} \geq [\sigma] \quad (4)$$

където:

$$\sigma_{\text{VonMises}} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (5)$$

- Теория на Мор-Колумб. Приложима е за крехки материали с различни свойства на опън и натиск. Според тази теория гранично състояние настъпва, когато се изпълни някое от следните условия:

$$\sigma_1 \geq [\sigma_{\text{оп}}] \text{ при } \sigma_1 > 0, \quad \sigma_3 > 0; \quad (6)$$

$$\sigma_3 \geq [-\sigma_{\text{нат}}] \text{ при } \sigma_1 < 0, \quad \sigma_3 < 0; \quad (7)$$

$$\frac{\sigma_1}{[\sigma_{\text{оп}}]} + \frac{\sigma_3}{[-\sigma_{\text{нат}}]} < 1 \text{ при } \sigma_1 \geq 0, \quad \sigma_3 \leq 0; \quad (8)$$

Съгласно областите на приложение на разгледаните якостни теории очевидно най-близко до условията, характерни за материала и натоварването на изследваната конструкция, стоят теорията на максималните тангенциални напрежения и енергетичната теория.

На фиг. 2 е показано разположението на силите, действащи на вала и валеца на трошачката, както и опорните реакции в лагерите.

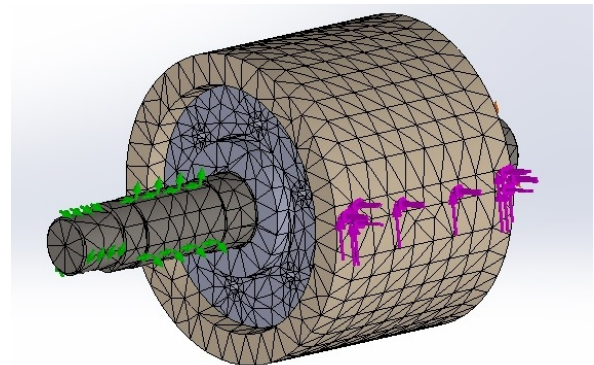
Определянето на силата на трошене, действаща на валците на трошачката, се определя по следния начин:

Работата за трошене на руден къс с обем V може да бъде определена от израза:

$$A = \frac{\sigma_{\max}^2 \cdot V}{2E}, J \quad (9)$$

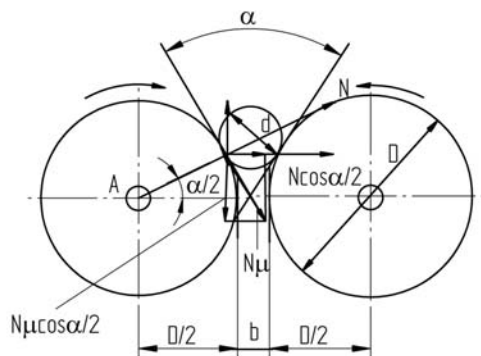
където: $\sigma_{\max} = 25 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ е максималното напрежение на разрушаване при смачкване на рудата;

$E = 7 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ - модул на еластичност при натиск на разтрошавания материал.



Фиг. 2. Сили и опорни реакции

При това допускане максималното усилие от работния орган на трошачката (валците), би могло да се определи като произведение на напрежението на разрушаване при смачкване σ_{\max} с 20% от площта на валците в зоната на редуциране на рудния къс от диаметър D към диаметър d (Фиг.3).



Фиг. 3. Схема на трошачката

$$P_{\max} = 0,2 \cdot \sigma_{\max} \cdot F = 1310 \text{ kN} \quad (10)$$

Силата, действаща радиално на валеца, се определя:

$$N = \frac{P_{\max}}{2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} = 660 \text{ kN} \quad (11)$$

Освен това тази сила създава сила на триене N_{TP} , която може да бъде определена по израза:

$$N_{TP} = \mu \cdot N = 132 \text{ kN} \quad (12)$$

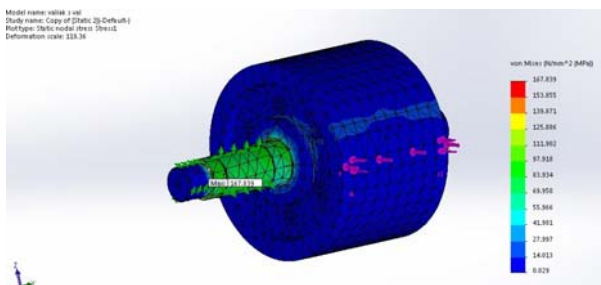
Настройка на програмните инструменти за дискретизация

Методът на крайните елементи (FEA анализ) представлява числен метод за оценка на инженерните решения. За целта изработеният тримерен модел се разделя на малки части от прости по форма елементи, свързани помежду си с общи точки (възли). Методът определя поведението на модела като комбинира информацията, получена от всички образуващи елементи.

Замрежването (дискретизацията) на модела е една от най-важните стъпки от изследването. Големият брой елементи предполага по-висока точност на резултатите, но и увеличава продължителността на изчислителния процес. Обратно – при малък брой крайни елементи изчислителното време намалява, но пък това е предпоставка за грешки при построяването на мрежата и за по-неточни резултати.

Оптималните настройки за дискретизацията на модела се получават след няколко опита за замрежване. Необходимо е да се следят времето за извършване на операциите, големината и броят на получените крайни елементи, както и детайлите, в които са възникнали грешки при дискретизирането им. В някои случаи при изследване на големи сглобени единици, съдържащи детайли със сложна форма или относително малки спрямо модела габарити, общото намаляване на размера на крайните елементи би довело до недопустимо нарастване на техния брой. В такъв случай се пристъпва към редуциране на размера на крайните елементи само на проблемните детайли, а общият размер се запазва в оптималните за целия модел стойности.

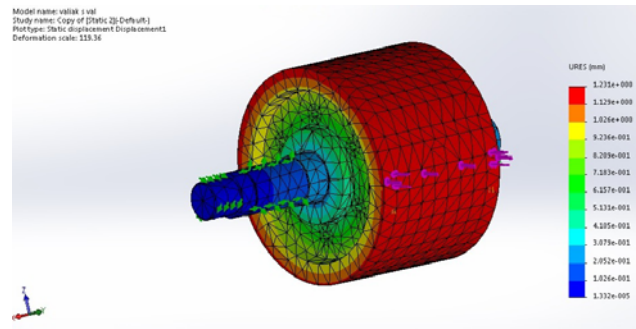
На фиг. 2 е показан моделът на вала с валеца на трошачката след дискретизация, а на фиг. 4 е показана диаграмата на разпределението на напреженията в валеца и вала на трошачката.



Фиг. 4. Напрежения във вала и валеца

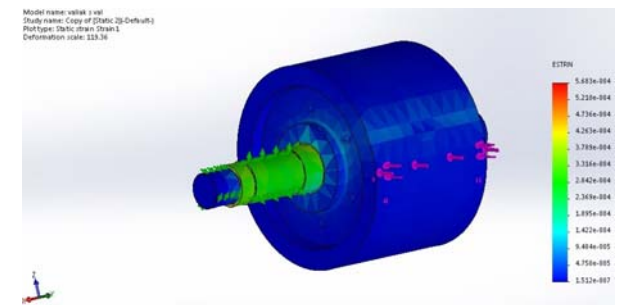
На фиг. 5 е показана диаграма на разпределението на абсолютните деформации на изследвания обект, а на фиг.

6 е показано разпределението на относителните деформации.

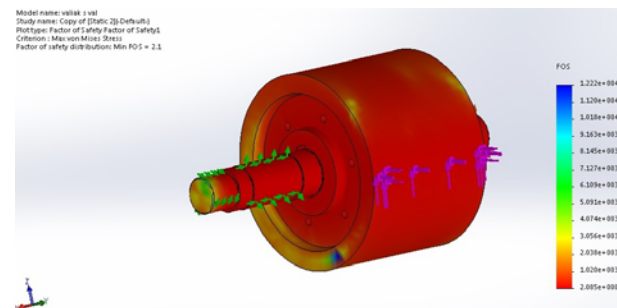


Фиг. 5. Деформации в обекта на изследването

На фиг. 7 е показана диаграма на фактора на сигурност съгласно енергетичната теория на Von Mises.



Фиг. 6. Относителни деформации



Фиг. 7. Разпределение на фактора на сигурност

Изводи

От фигурите и диаграмите на напреженията става ясно, че максималната стойност от 167MPa попада в основата на стъпалото на вала, намираща се между ремъчната шайба и лагера от същата страна.

По-големи концентрации на напрежение (около 60MPa) се забелязват по зоните на вала, контактуващи с елементите на валеца на трошачката. На фиг. 5 се забелязва зона в повърхността на валеца, където има максимална деформация от порядъка на 1-2mm.

Резултатите от извършения линеен статичен анализ показват, че най-големите стойности на напреженията и

деформациите не надхвърлят допустимите за конкретния случай.

Относно фактора на сигурност (Фиг. 7), този критерий се базира на теорията на Mises – Henky, според която **FOS** представлява отношение между големината на допустимото напрежение, съответстващо на границата на еластичност - σ_{limit} и тази на еквивалентното напрежение - σ_{von} . В направеното изследване минималната стойност на фактора на сигурност е малко над допустимата стойност:

$$FOS_{MIN} = \frac{\sigma_{limit}}{\sigma_{von}} = 2,1 > 1 \quad (13)$$

Литература

Акерман Ю., Г. Букаты, В Олевский и др., "Справочник по обогащению руд", Москва, Недра, 1982г.
Дамянов Ц., "Компютърно моделиране на механични системи", МГУ 2009.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Механизация на мините“.

SIMULATION AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF DRIVER SYSTEM AND STARTING PROCESS OF A CONE INERTIAL CRUSHER

Petko Nedyalkov¹, Simeon Savov²

¹ *Technical University of Sofia, 1756 Sofia, e-mail: nedpetko@tu-sofia.bg*

² *University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, e-mail: ss.ss@abv.bg*

ABSTRACT. The presented methodic follows the steps of installed machine power dynamical research in order to find the more economical way of materials crushing and effective power usage. The paper deals with the study of the starting process of the unbalanced vibrator within comparison between theoretical simulation model and experimental results. There are presented dynamical simulation model with applied speed–torque characteristics of induction motor and some results with different machine settings. The simulation results are compared with experimental recordings from a real machine experiment. The dynamical model is using a Mat Lab simulation of differential equations system with application of non linear driver and resistance torque representing the real cone inertial crusher type KID-300 construction and physical parameters.

Key words: dynamical model, speed up process, torque, power, cone inertial crusher, unbalanced vibrator, speed torque induction motor characteristic

СИМУЛАЦИОННО И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЗАДВИЖВАНЕТО И ПУСКОВИЯ ПРОЦЕС НА КОНУСНА ИНЕРЦИОННА ТРОШАЧКА

Петко Недялков¹, Симеон Савов²

¹ *Технически университет – София, 1756 София, E-mail: nedpetko@tu-sofia.bg*

² *Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски“, 1700 София, E-mail: ss.ss@abv.bg*

РЕЗЮМЕ. Представената методика е построена по стъпките на динамично изследване на инсталираната мощност, търсейки по-ефективни начини за трошене на материалите и подобряване на ефективността на използване на енергията. В статията е описано изследване на пусковия процес на дебалансиран центробежен вибратор и сравнение между теоретичен симулационен модел и експериментални резултати. Представен е динамичен модел с използване на механичната характеристика на задвижващия асинхронен двигател при някои особени настройки на машината. Симулационните резултати са сравнени със записи от натурен експеримент. Динамичният модел използва Mat Lab симулация на съставената система диференциални уравнения с нелинейна дясна част, описваща поведението на конусна инерционна трошачка тип КИД-300 с нейните конструктивни и физически показатели.

Ключови думи: динамично моделиране, пусков процес, двигателен момент, мощност, конусна инерционна трошачка, дебалансиран вибратор, механична характеристика на асинхронен двигател

Introduction

Systems using unbalanced vibrators are not so well described in the terms of dynamical calculation. As it is well known the vibrator is rotating around its support shaft and the resistance over the shaft comes only from the friction because of orthogonal dynamical force and its speed. This is one of the main advantages of the vibrator, but it causes calculation problems.

Thereby the presented paper deals with the study of the starting process of the unbalanced vibrator within comparison between theoretical simulation model and experimental results.

As a representative of advanced crusher type the cone inertial crushers use a main driving system with unbalanced vibrator. The presented paper used the results and recordings from study of a cone inertial crusher type Mekhanobr KID-300 placed in laboratory of Department of Processing and Recycling of Mineral Resources in University of Mining and

Geology "St. Ivan Rilski" with great acknowledgments to department head and staff.

The presented methodic follows the steps of installed machine power dynamical research in order to find the more economical way of materials crushing and effective power usage.

Dynamical modeling

Simulation study uses rotary three mass dynamical model with three degrees of freedom of the drive system of the machine (Savov and Nedyalkov, 2014 (UMG pp. 11–14)). The drive system of the internal cone of the KID-300, shown on fig. 1, consists of an electric motor (1), V-belt transmission (2), a flexible rubber coupling (3), transmission constant velocity joined (cardan) shaft (4) and an adjustable unbalance vibrator (5). To simplify the theoretical study of the rotation model there were used the following idealizations:

- the system performs only a rotational movement around an axis (rotation about the vertical axis z);
- the kinetic energy of the system have only a rotary components;
- it is considered only linear resistance in the left part of differential equations (eq. 1), presented by Relay dissipative function;
- some elements are united with assumption that they are rotating with the same angular speed in entire bodies presented a summary of their inertia, namely:

1. the rotor of the motor and the driven pulley;
2. the rotating parts of the supporting block with the transmission shaft and unbalanced vibrator;

- resistances of friction in rolling and sliding support bearings are presented with a common resistance torque M_{11} ;
- vibrator cylindrical roller bearing is presented with the speed dependent resistance torque M_{12} , according to the "Jersey-Striebeck" diagram, witch parameters are presented in previous works (Savov and Nedialkov, 2014 (BJED); Nedyalkov, 2014).

Based on the upper described assumptions and idealizations, the drive system shown in figure 1 can be considered completely determined with parameters as it shown below.

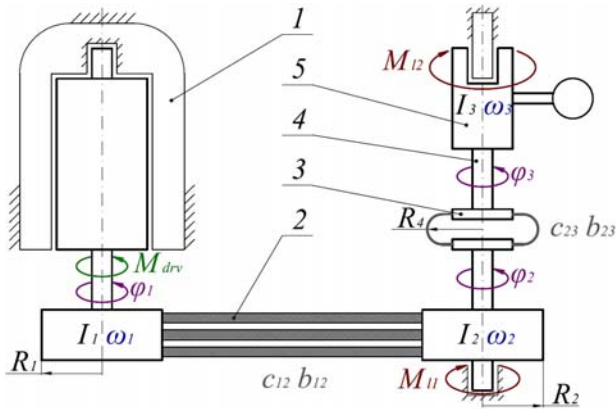


Fig. 1. Rotary three mass dynamical model

The model shown on fig. 1 is indexed with the following symbols:

- I_1 – mass inertia moment of body №1 (induction motor rotor with driver pulley);
- I_2 – mass inertia moment of body №2 (driven pulley);
- I_3 – mass inertia moment of body №3 (support block, constant velocity joint (cardan) shaft and unbalanced vibrator);
- $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – bodies angular speed;
- $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – bodies rotation;
- c_{12} – stiffness coefficient of element connection between body №1 and body №2 (belt stiffness);
- c_{23} – stiffness coefficient of element connection between body №2 and body №3 (flexible coupling stiffness);
- b_{12} – dissipative element connection between body №1 и body №2, modeling belt dissipative properties;
- b_{23} – dissipative element connection between body №2 and body №3, modeling flexible coupling dissipative properties;
- M_{drv} – driver torque;
- M_{11} – summary resistance torque of support bearings;
- M_{12} – resistance torque in cylindrical sleeve bearing;
- R_1 – driver pulley radius;
- R_2 – driven pulley radius;
- R_4 – flexible coupling radius;

$k_R = R_2/R_1$ (i_{rp}) – belt pulleys proportional coefficient (belt ratio).

The dynamic rotation multi mass model was built based on the second order Lagrange differential equations (Nedyalkov, 2009; Savov and Nedialkov, 2014 (UMG pp. 11–14); Savov, 2014). The system of differential equations describing the motion of a rotating three mass model (Savov and Nedialkov, 2014 (UMG pp. 11–14); Mitrev, 2004) is:

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + c_{12} \cdot R_1^2 \cdot (\varphi_1 - k_R \cdot \varphi_2) + b_{12} \cdot R_1^2 \cdot (\dot{\varphi}_1 - k_R \cdot \dot{\varphi}_2) = M_{drv} \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - k_R \cdot c_{12} \cdot R_1^2 \cdot (\varphi_1 - k_R \cdot \varphi_2) + c_{23} \cdot R_4^2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) - \\ - k_R \cdot b_{12} \cdot R_1^2 \cdot (\dot{\varphi}_1 - k_R \cdot \dot{\varphi}_2) + b_{23} \cdot R_4^2 \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = -M_{11} \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 - c_{23} \cdot R_4^2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) - b_{23} \cdot R_4^2 \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = -M_{12} \end{cases} \quad (1)$$

The differential equations shown in matrices are:

$$\begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 \\ 0 & 0 & I_3 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{12} \cdot R_1^2 & -k_R \cdot b_{12} \cdot R_1^2 & 0 \\ -k_R \cdot b_{12} \cdot R_1^2 & k_R^2 \cdot b_{12} \cdot R_1^2 + b_{23} \cdot R_4^2 & -b_{23} \cdot R_4^2 \\ 0 & -b_{23} \cdot R_4^2 & b_{23} \cdot R_4^2 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \\ \dot{\varphi}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{12} \cdot R_1^2 & -k_R \cdot c_{12} \cdot R_1^2 & 0 \\ -k_R \cdot c_{12} \cdot R_1^2 & k_R^2 \cdot c_{12} \cdot R_1^2 + c_{23} \cdot R_4^2 & -c_{23} \cdot R_4^2 \\ 0 & -c_{23} \cdot R_4^2 & c_{23} \cdot R_4^2 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{drv} \\ -M_{11} \\ -M_{12} \end{bmatrix} \quad (2)$$

Geometry, inertial and dissipative model parameters, and the parameters of the elastic elements are defined according to Savov (2014) and are shown in table 1 together with their dimensions.

Table 1. Dynamical model parameters

Model Inertia parameters		
Parameter	Value	Unit
I_1	0,2411	kg.m ²
I_2	0,0781	kg.m ²
I_3	0,4109	kg.m ²
Dissipation model parameters		
Parameter	Value	Unit
b_{12}	150,2	N.s/m
b_{23}	523,06	N.s/m
Stiffness model parameters		
Parameter	Value	Unit
c_{12}	277357,8	N/m
c_{23}	426137,4	N/m
Geometry model parameters		
Parameter	Value	Unit
R_1	0,098	m
R_4	0,08	m
k_R (i_{rp})	1,47	–

Driver and resistance torques used in dynamical model

Constant driver torque and constant resistance torque

Methodic of dynamic model synthesis, parameters identification and research results were presented (Savov and Nedyalkov, 2014 (UMG pp. 11–14)), in which the differential equations of motion were studied with linearized right side. In this dynamic simulation model M_{drv} was noted as constant torque determined according to Savov (2014), respectively $M_{p}^{max} = 159,375 \text{ N.m}$

The value of the total resistance torque of sliding and rolling bearings in the vibrator drive system with some qualifications may be considered for the value of $M_{pl} = 15,02 \text{ Nm}$ in the cylindrical roller bearing (Savov and Nedyalkov, 2014 (BJED)) increased by 20% and obtained $M_{l2} = 18,02 \text{ Nm}$, $M_{r1} = 0 \text{ Nm}$.

Driver characteristics and non linear resistance in the bearings

Crusher driver system use an induction motor with "squirrel" cage rotor and its catalogue parameters are presented in table 2.

Table 2. Driver catalogue parameters

type	n_n	P	I_n	s_n	η	$\text{Cos}\varphi$
4AM 132 M4 Y3	min ⁻¹	kW	A	%	%	
	1450	11	22	2,8	87,5	0,86
		k_{max}	s_{max}	k_p	k_{min}	k_{lp}
			%			
		2,2	19,5	2	1,6	7,5

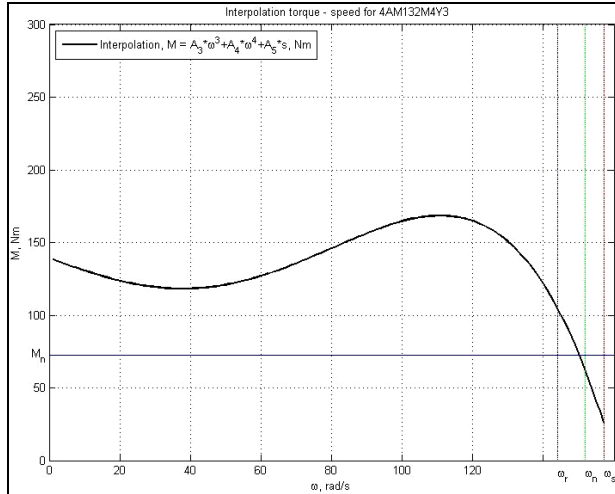


Fig. 2. Speed – torque characteristics interpolation

Asynchronous motors are with a non-linear mechanical characteristic depending on the slip between the angular speed of the stator field and the angular speed of the rotor. The theoretical construction of this dependence (Krawczyk et al., 1982) requires the synthesis of an electromechanical model including replacement circuit diagram of the motor and slip. For the purpose of this paper is used simplification which avoids compiling electromechanical model and a mechanical characteristic of the engine is interpolated according to fig. 2 with the following polynomial:

$$M_{drv} = A_3 \cdot \omega_1^3 + A_4 \cdot \omega_1^4 + A_5 \cdot s, \quad \text{N.m} \quad (3)$$

where:

A_i – interpolation polynomial coefficients;
 ω_1 , rad/s – driver angular speed;

$s = \frac{\omega_s - \omega_1}{\omega_s} \cdot 100$, % – an induction motor slip, where:

$$\omega_s = \frac{\pi \cdot n_s}{30} = \frac{\pi \cdot 1500}{30} = 157,08 \text{ rad/s} - \text{ is a driver synchronous angular speed.}$$

The polynomial interpolation (eq. 3), was obtained with regression coefficient $R^2 = 98,96\%$ and is selected so that it follows the induction motor catalogue data and theoretical characteristic (Krawczyk et al., 1982). There are also studied similar polynomials of fourth degree and hyperbolic relationships, but they yield further amendments to the slope of the graph, shifting peaks, etc. Noted polynomial has a relative difference of up to 4% of the characteristic points of the engine to the range of the nominal slip. In order to minimize those differences propelling point is interpolated with the following functional dependence:

$$\begin{cases} M_{drv} = A_3 \cdot \omega_1^3 + A_4 \cdot \omega_1^4 + A_5 \cdot s, & \text{at } 0 \leq \omega_1 \leq \omega_r \text{ \& } 100 \leq s \leq s_r \\ M_{drv} = 104,27 \text{ N.m}, & \text{at } \omega_r < \omega_1 < \omega_n \text{ \& } 100 \leq s \leq s_r \end{cases} \quad (4)$$

where:

$$\omega_r = \frac{\pi \cdot n_{uv}}{30 \cdot i_{rp}} = \frac{\pi \cdot 2023}{30 \cdot 1,47} = 144,11 \text{ rad/s} - \text{ is a driver working angular speed counted with optical tachometer;}$$

working angular speed counted with optical tachometer;

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30} = \frac{\pi \cdot 1450}{30} = 151,84 \text{ rad/s} - \text{ is a driver nominal angular speed;}$$

nominal angular speed;

$$s_r = \frac{\omega_s - \omega_r}{\omega_s} \cdot 100 = \frac{157,08 - 144,11}{157,08} \cdot 100 = 8,257 \% ,$$

where s_r is a slip at working angular speed.

Resistance torque of sliding bearing is interpolated as follows:

$$M_{l2} = B_0 + B_1 \cdot \omega_3 + B_2 \cdot \omega_3^2, \quad \text{N.m} \quad (5)$$

Resistance torque of sliding bearing is a complex dependent as a function of the angular velocity of the unbalance vibrator $\omega_3 \equiv \omega_{uv}$, the viscosity of the oil and other operating parameters of the node (Savov and Nedyalkov, 2014 (BJED)). Resistance torque is interpolated with a second order polynomial function with sufficient accuracy ($R^2=99,92\%$) where B_i are the coefficients of the polynomial interpolation. The value of the total resistance of the rolling bearings in the drive system M_{r1} is accepted 20% of the value of the torque resistance in the cylindrical roller bearing.

Simulation results

The presented rotary three mass model was performed with a simulation study of starting process of unbalance vibrator in a programming environment with MatLab. The settings of the

machine used in simulations are taken from experimental conditions and set up of the machine as follows:

- temperature of the working fluid $t = 30,5^{\circ}\text{C}$ (measured experimentally);
- mass static moment of unbalance vibrator $S_{UV} = 1,289 \text{ kg.m}$ (18th degree of unbalance vibrator);
- speed of the unbalance vibrator $n_{UV} = 2023 \text{ rpm}$ ($f = 33,72 \text{ Hz}$ - measured experimentally).

Simulation results with constant driving and resistance torques

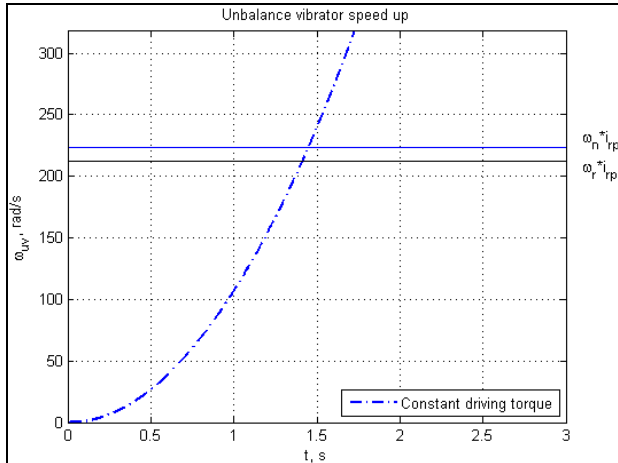


Fig. 3. Starting process with constant driving and resistance torques

Results of the survey with constant driving and resistance torques in appropriate settings of the machine are presented in fig. 3. At fig. 3 is recognized that the time required for acceleration of the unbalance vibrator (to work angular velocity $\omega_{UV} = 211,85 \text{ rad/s}$) is obtained $t_{p1} = 1,459 \text{ s}$.

Simulation results with non-linear driving and resistance torques

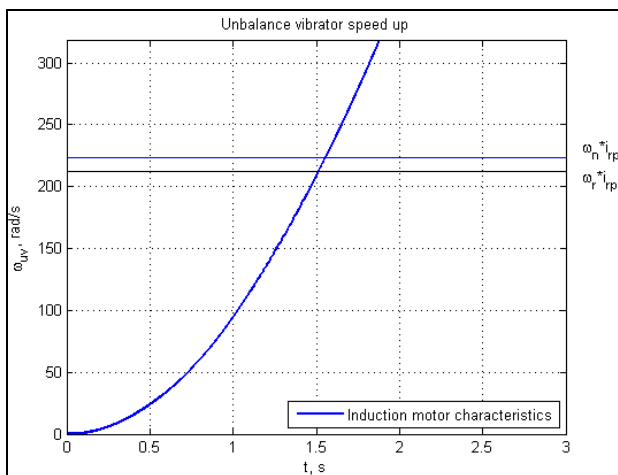


Fig. 4. Starting process with non-linear driving and resistance torques

Starting survey is with particular data – appropriate settings of the machine are shown on fig. 4. From the intersection of the characteristic presenting mode acceleration of unbalance vibrator and characteristics corresponding to the rated speed of the unbalance vibrator (experimentally determined) can be read the time required for acceleration of the unbalance vibrator from the placing of the drive motor to reach nominal angular velocity of unbalance vibrator.

Fig.4 shows that the time required for acceleration of the unbalance vibrator (to work angular velocity $\omega_{UV} = 211,85 \text{ rad/s}$) is obtained to $t_{p2} = 1,521 \text{ s}$.

Experimental research of starting process

Vibrogage measurement system (Nedialkov, 2009) used here contains uniaxial piezo-electric transducers KD35, preamps (Charge Amp) and gain stage of instrumental amplifiers Inst Amp as a classical (Craig, 1989; De Silva, 2000) piezo measurement system. The schematically layout of the sensors on the KID-300 is presented on fig. 5.

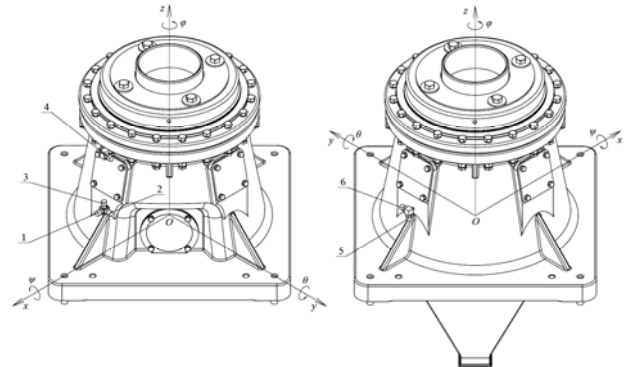


Fig. 5. Accelerometer gage schema over the KID 300 housing

Measurement system amplifier is connected to the computer system using National Instruments NI USB 6210 analog-to-digital converter (ADC) with USB interface. The flow of data after ADC is processed in digital form by recording the data in a file was made with computer application DASYLab® (Savov and Nedyalkov, 2014 (UMG pp. 15–18)).

Experimental results

The experimental study was done under the same conditions (machine settings) as well as in the simulation study. Computer recorded signal needs a process to extract the necessary information. Using the software OriginPro fig. 6 presents one of the recordings processed, noted recording of signal received from sensor №3 (fig. 5).

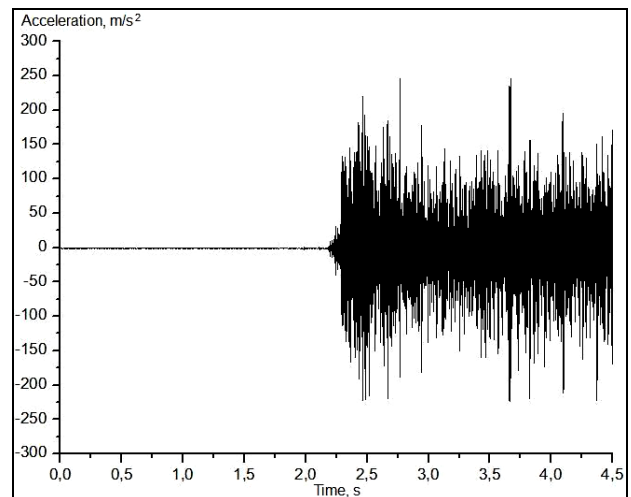
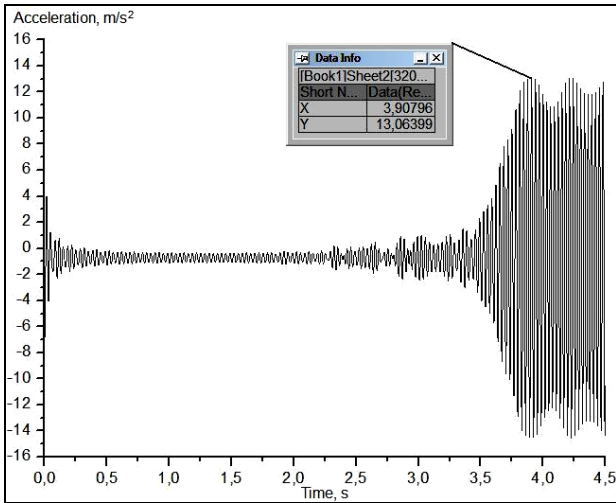


Fig. 6. Experimental records from sensor №3

The experimental record is filtered using a Band Pass FFT filter for frequency range 30÷40Hz. Figure 7 presents the result of the filtered recording signal (Fig. 6) of the sensor №3. Figure 7 shows that the unbalanced vibrator is at normal operating angular velocity of $\omega_{uv}=211,85$ rad/s at 3,908 s.



Фиг. 7. Band pass (30÷40 Hz) filtered sensor №3 signal

From records deposition (fig. 8) of the signals from the sensor №3 and the filtered signal (for the frequency range 30÷40 Hz) can be determined the beginning of the starting process of the driving motor. According to fig. 8, the drive motor is switched on 2,191 s.

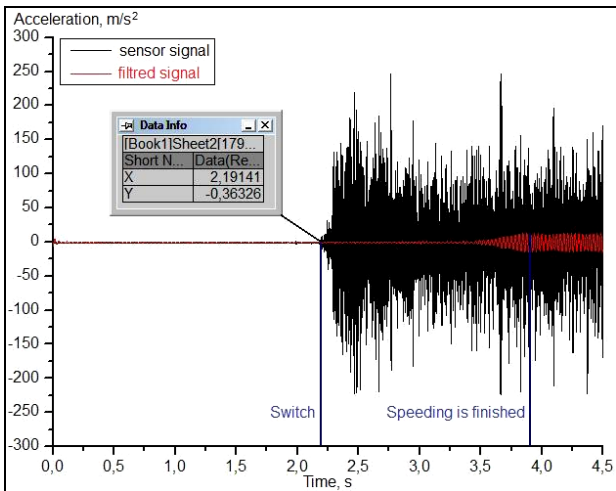


Fig. 8. Experimental records from sensor №3 and the same filtered signal – band pass (30÷40 Hz).

The difference in the times obtained from fig. 7 and fig. 8 represents the duration of the starting process of the machine (unbalance vibrator). Time for which the unbalance vibrator is at normal operating angular velocity of $\omega_{uv}=211,85$ rad/s at the time of inclusion of the drive motor is $t_{p3}=1,717$ s.

Conclusions

The results obtained on the duration of the starting process of the drive system of the crusher type of KID rotary dynamic simulation model that takes into account the non-linear nature of the engine torque of the drive motor and modulus in the cylindrical journal bearing with higher accuracy compared with

the simulation model in engine and modulus are constant respectively:

- the relative difference in results obtained from simulation study of the process of acceleration with constant driving and resistance torques compared to results of experimental study of unbalance vibrator speed up is -15,03%;
- the relative difference in results obtained from simulation study of the process of acceleration with non-linear driving and resistance torques compared to results of experimental study of unbalance vibrator speed up differs a few sub results shown in table 3 and fig. 9 explained as follows:

1. speeding up to a working speed $\omega_r = 144,11$ rad/s wich results in $M_r = 104,27$ Nm, and time 1,521s with relative difference to experimental result - 11,42%;

2. speeding up to a working speed $\omega_r = 147,12$ rad/s wich results in $M_r = 89,54$ Nm, and time 1,590 s with relative difference to experimental result - 7,4 %;

3. speeding up to a nominal working speed $\omega_r = 151,84$ rad/s wich results in nominal driver torque $M_r = 72,45$ Nm, and time 1,604 s with relative difference to experimental result - 6,58 %;

The convergence in simulation results compared to the experimental is very good and hit nearby the normal engineering error. Thus the simulation models are accepted with very good convergence to the experimental set up.

As a future work it is expected to install the more precise tachometers on both shafts – driver and vibrator shafts, to ensure exact recording of speed up process neglecting the shaft speed differences and speed up exact counting.

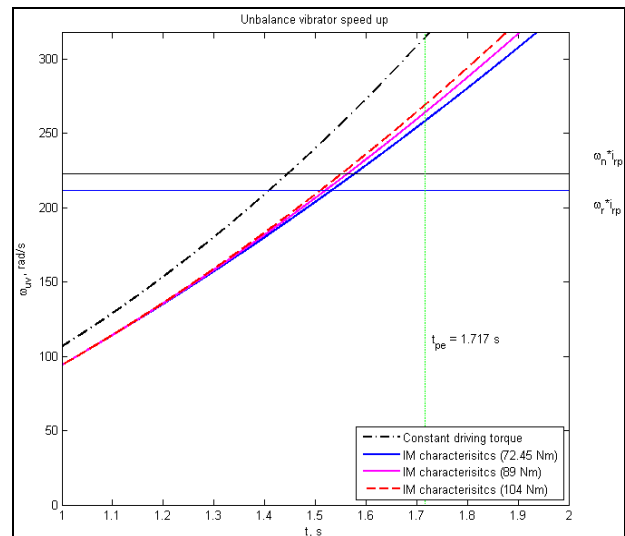


Fig. 9. Comparison between simulation and experimental results

Table 3. Comparison between simulation and experimental results

	Exp.	Simulation		Simulation
	M_n	M_n		const. M
M_r , N.m	72,45	72,45	89,54	104,27
M_{start} , N.m	130,41	nonlinear M (torques)		159,39
ω_r , rad/s	151,84	151,84	147,12	144,12
s_r , %	3,33	3,33	6,34	8,25
t_p , s	1,717	1,604	1,59	1,521
ϵ , %	-	6,58	7,40	11,42

References

- Craig J. *Introduction to robotics, mechanics and control*. Addison-Wesley Longman, Boston, Second edition, USA, 1989.
- De Silva C. *Vibration: fundamentals and practice*. CRC Press Boca Raton, London New York Washington, USA, 2000.
- Ganiev R., V. Kononenko. *Kolebaniya tverduih tel*. Moscow, Nauka, 1976. (in Russian)
- Krawczyk A., M. Schlaff, et al. *Spravochnik asinhronnuie dvigateli serii 4A*. Energoizdat, Moscow, 1982. (in Russian)
- Mitrev R. *Mechano-mathematical modeling of process and machine for vibroseparation*. Avtoreferat, TU-Sofia, 2004. (in Bulgarian)
- Nedyalkov P. *Dinamical modeling and research of working process and parameters of vertical vibro-impulse comminution mill*. Avtoreferat, TU-Sofia, 2009. (in Bulgarian)
- Nedyalkov P. FEM modeling and characteristics research of cylindrical journal bearing for cone inertial crusher /KID-300/. *RECENT*, Vol. 15, № 2(42), July 2014, Brashov, Romania, pp. 112–116, ISSN 1582-0246 & ISSN 2065-4529.
- Savov S., P. Nedyalkov. Dynamical modeling of driver system of cone inertial crusher type KID-300. *Annual of the University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski"*, Vol. 57, Part III, Sofia, 2014, pp. 11–14. (in Bulgarian)
- Savov S., P. Nedyalkov. Experimental measurement methodic for vibration parameters of cone inertial crusher type KID-300. *Annual of the University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski"*, Vol. 57, Part III, Sofia, 2014, pp. 15–18. (in Bulgarian)
- Savov S., P. Nedyalkov. Research over a cylindrical journal bearing of one cone inertial crusher (KID-300). *Bulgarian Journal for Engineering Design*, Issue 21, January 2014, pp. 17–22, ISSN 1313-7530. (in Bulgarian)
- Savov S. *Research of mechanical and technological parameters of cone inertial crushers type KID*. Dissertation, University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski" – Sofia, 2014. (in Bulgarian)

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Механизация на мините“.

МАТЕМАТИЧНО МОДЕЛИРАНЕ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЦЕЛЕВА ФУНКЦИЯ ЗА КАЧЕСТВО НА ГОТОВ ПРОДУКТ ПОЛУЧЕН ПРИ РАБОТА С КИД-300

Симеон Савов¹, Петко Недялков², Иван Минин³

¹Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски“, 1700 София, E-mail: ss.ss@abv.bg

²Технически университет – София, 1756 София, E-mail: nedpetko@tu-sofia.bg

³Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски“, 1700 София, E-mail: minin@dir.bg

РЕЗЮМЕ. Докладът представя създаването на математичен статистически модел на целева функция за качество на готов продукт, получен при работа с конусна инерционна трошачка тип КИД-300. Направен е избор на управляващи фактори, оказващи влияние върху целевата функция за качество на готовия продукт. Формулирана е целева функция за качеството на готовия продукт. Проведен е експеримент и е направен статистически анализ на получените експерименталните резултати. Представени и анализирани са резултатите от статистическия анализ на функцията за качество на готовия продукт. Въз основа на получения регресионен модел са построени триизмерни диаграми за отчитане влиянието на управляващите фактори върху целевата функция. Получените резултати ще се използват като основа за оптимизация на процеса трошене от гледна точка на качеството на получавания продукт в трошачки тип КИД.

Ключови думи: КИД-300, математично моделиране, статистически анализ, целева функция, качество на готов продукт

MATHEMATICAL MODELING AND RESEARCH OF PURPOSE FUNCTION FOR PRODUCT QUALITY IN KID-300 OPERATION

Simeon Savov¹, Petko Nedyalkov², Ivan Minin³

¹University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, e-mail: ss.ss@abv.bg

²Technical University – Sofia, 1756 Sofia, e-mail: nedpetko@tu-sofia.bg

³University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, e-mail: minin@dir.bg

ABSTRACT. This paper deals with methodic and results of synthesis and analysis of mathematical statistical model of purpose function for product quality for output of one cone inertial crusher KID-300. There are presented the choice of governing factors affecting on the purpose quality function and also a formulation of purpose quality function. Analysis is made over the experimental results from native experiment with KID-300 and their statistical multivariable regression analysis. Regression model is used to visualize in 3D diagrams the influence of governing factors over the purpose quality function. The results will be used for formulation of optimization function and methodic of the crushing process in terms of product quality in crushers type KID.

Key words: KID-300, mathematical modeling, statistical analysis, purpose function, quality of produced product

Въведение

Трошачките тип КИД са конусни трошачки, при които вътрешният конус се задвижва от инерционен дебалансен вибратор. При въртене на дебаланския вибратор възниква кръгова центробежна сила, принуждаваща вътрешния конус да се търкаля по вътрешната повърхност на външния конус, като се притиска към него с голяма сила и по този начин натрошава материала, намиращ се между двата конуса. Този вид конусни трошачки нямат постоянен разтоварен отвор и големината на ексцентрицитета на вътрешния конус зависи от дебелината на слоя материал, намиращ се в камерата на трошене, и от стойността на силата на трошене. Трошачките тип КИД имат възможност за регулиране на широчината на разтоварния отвор, честотата на въртене и масовия статичен момент на дебаланския вибратор, като по този начин се изменя големината на силата на трошене. С КИД-300 може да се получава продукт, който е характерен както за трошачка за дребно трошене, така и за мелница за грубо смилане. Изменението на честотата на въртене на дебаланския

вibrator на КИД-300 разширява възможностите на машината да произвежда продукти с разнообразен зърнометричен състав (Савов и др., 2013; Савов, 2014).

Избор на управляващи фактори

При описанието на процеса трошене в трошачка КИД могат да се дефинират и изследват няколко целеви функции, като зърнометричният състав на готовия продукт (качество) е една от тях. Докато производителността характеризира процеса само откъм количествената му страна зърнометричният състав характеризира процеса трошене откъм качествената му страна. Зърнометричният състав има ясен физически смисъл и може точно и лесно да бъде определен най-вече с помощта на ситовия анализ. Зърнометричният състав и производителността са две еднакво значими функции за процеса трошене, като не може да бъде даден приоритет на никоя от двете.

Механичните параметри, които могат да бъдат променени при трошене в трошачка тип КИД-300, основно са:

- широчина на статичния разтоварен отвор на машината, като максимално може да достигне до 18 mm;
- масов статичен момент на дебалансния вибратор, вибраторът е регулируем и има 19 степени, чрез които се определя стойността на масовия му статичен момент;
- честотата на въртене на дебалансния вибратор при КИД-300 не може да бъде изменяна, но за целите на настоящото изследване ще бъде променяна чрез предавателното число на клиноремъчната предавка на машината.

Един от технологичните параметри, който лесно може да бъде променен по време на експеримента, е едрината на изходния материал, като съществува ограничение за максималния му размер от 20÷25 mm.

Избраните управляващи фактори, влияещи върху зърнометричния състав на готовия продукт получен от КИД-300, са следните:

– Честота на въртене на дебалансния вибратор f , s^{-1} – този параметър зависи от предавателното число (i) на клиноремъчната предавка на машината. Предавателното число се изменя чрез използването на двигателни ремъчни шайби с различни диаметри. Използваните предавателни числа са 0,75; 1; 1,25 и 1,44.

– Масов статичен момент на дебалансния вибратор S_0 , kg.m – опитите са направени при минимална (1-ва), средна (10-та) и максимална (19-та) степен на дебалансния вибратор. Съответно S_0 приема следните стойности: 0,095 kg.m, 0,921 kg.m и 1,295 kg.m.

– Широчина на статичния разтоварен отвор на трошачката b , mm – поради опасност от недопустимо нарастване на амплитудата на люлеене на вътрешния конус и респективно динамиката на машината се приема този параметър да има следните стойности: 4 mm, 6 mm и 8 mm.

– Среден диаметър на изходния материал D_{cp} , mm – опитите са направени с материал, който е с различна средна едрина, съответно по-дребен материал със среден диаметър на частиците 8,575 mm и по-едър материал със среден диаметър на частиците 16 mm.

Таблица 1. Управляващи фактори

Фактор означение	X_1			X_2		X_3			X_4		
Фактор	Ремъчна шайба			Дебаланс		Разтоварен отвор			Едрина на изходния материал		
Размерност	Mm			брой		mm			mm		
Стъпка	52	52		9	9	2	2		7,425		
Означение	$D_{рш}$, mm			Степен, бр.		b , mm			D_{cp} , mm		
Стойност	156	208	260	1	10	19	4	6	8	8,575	16
Интервал	104			18		4			7,425		
Ниво	-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1	0	1

Избраните управляващи фактори са лесно определими, могат да бъдат измерени в абсолютни единици и сравнително лесно могат да се изменят. В таблица 1 са представени управляващите фактори, както и техните интервалите и стъпки на изменение.

Формулировка на целевата функция за качество на готовия продукт

На базата на направен статистически анализ на получените зърнометрични характеристики на готовия продукт от КИД-300 представен в предишна публикация (Савов и Недялков, 2013) е установено, че зърнометричните характеристики се апроксимират и представят с висока точност, чрез експоненциална функция от вида:

$$\beta = A.e^{-d}, \quad \% \quad (1)$$

където:

A – коефициент;

d , mm – диаметър на частиците в готовия продукт.

Освен високата точност на апроксимация, такъв вид математически модел улеснява дефинирането на качествен показател и количественото му определяне. В повечето реални случаи математичните модели, определящи дадена целева функция, не са известни, а понякога са неподходящи поради голямата си сложност и се налага да се използва подходяща апроксимация. Именно тогава възниква трудната задача по определяне на структурата на модела. В най-простия случай математическият модел може да се избере във вид на линейна функция (Божанов и Вучков, 1973 и 1979; Митрев, 2005) от входните параметри:

$$f = \sum_{i=0}^n N_i \cdot x_i \quad (2)$$

За първоначално изследване на целевата функция за качество се приема линеен модел с включена константа (Савов и Недялков, 2013):

$$A = N_0 + N_1 \cdot x_1 + N_2 \cdot x_2 + N_3 \cdot x_3 + N_4 \cdot x_4 \quad (3)$$

където:

x_1 (f , s^{-1}) – честота на въртене на дебалансния вибратор;

x_2 (S_0 , kg.m) – масов статичен момент на дебалансния вибратор;

x_3 (b , mm) – широчина на статичния разтоварен отвор на трошачката;

x_4 (D_{cp} , mm) – среден диаметър на постъпващия за трошене материал;

N_0, N_1, N_2, N_3, N_4 – коефициенти на управляващите фактори.

В таблица 2 са представени размерностите на целевата функция и на управляващите факторите, както и на коефициентите на управляващите фактори при така дефинираната целева функция.

Таблица 2. Размерност на целевата функция, управляващите фактори и коефициентите им

Фактор		X_1	X_2	X_3	X_4
Означение		f	S_0	b	D_{cp}
Размерност		Hz	kg.m	mm	mm
SI		s^{-1}	kg.m	$m \cdot 10^{-3}$	$m \cdot 10^{-3}$
β	N_0	N_1	N_2	N_3	N_4
%	%	s	1/kg.m	1/mm	1/mm
A	N_0	N_1	N_2	N_3	N_4
–	–	s	1/kg.m	1/mm	1/mm

Експериментални резултати

С цел изследване на избраната целева функция е проведен непълнофакторен експеримент върху конусна инерционна трошачка тип КИД-300. Материалът, който е използван за трошене, е предварително промит, подсушен и пресят речен чакъл. Направени са общо 40 опита при „сух“ режим на работа на машината. В таблица 3 са представени управляващите фактори, които са изменени по време на експеримента, както и получените експериментални резултати за целевата функция за качество на готовия продукт.

Таблица 3. Експериментални резултати

№ на опита	X_1	X_2	X_3	X_4	Y
	F	S_d	b	D_{cp}	A
	s^{-1}	$kg.m$	mm	mm	$-$
1	17,82	1,295	4	16	87,71
2	17,75	1,295	6	16	91,80
3	17,70	1,295	8	8,575	93,97
4	17,80	0,921	4	8,575	94,97
5	17,73	0,921	8	16	95,83
6	17,83	0,095	6	8,575	136,82
7	17,85	0,095	8	16	0,00
8	24,48	0,921	7	16	82,48
9	24,50	0,921	6	16	80,60
10	24,52	0,921	6	16	83,23
11	24,52	0,921	6	16	85,45
12	24,52	0,921	6	16	81,54
13	24,53	0,921	6	16	81,50
14	24,53	0,921	6	16	83,09
15	24,55	0,921	6	8,575	84,41
16	24,78	0,095	4	8,575	114,78
17	24,78	0,095	6	16	136,73
18	24,78	0,095	8	16	135,92
19	24,38	1,295	6	8,575	82,99
20	24,40	1,295	8	8,575	81,71
21	24,57	1,295	4	16	85,89
22	30,90	0,095	4	8,575	117,05
23	30,90	0,095	4	16	118,36
24	30,93	0,095	6	16	131,05
25	30,92	0,095	8	8,575	144,39
26	30,48	0,921	4	16	77,56
27	30,37	0,921	6	16	79,61
28	30,03	0,921	8	8,575	80,77
29	30,22	1,295	4	8,575	74,78
30	30,05	1,295	6	8,575	75,02
31	29,97	1,295	6	16	74,78
32	29,85	1,295	8	16	77,57
33	35,92	0,095	4	8,575	103,19
34	35,87	0,095	4	16	102,79
35	35,95	0,095	6	16	129,20
36	35,98	0,095	8	8,575	143,17
37	35,17	0,921	4	16	69,61
38	34,42	1,290	6	16	71,79
39	33,72	1,290	8	8,575	82,73
40	34,35	1,290	4	8,575	73,03

Статистически анализ на експерименталните резултати

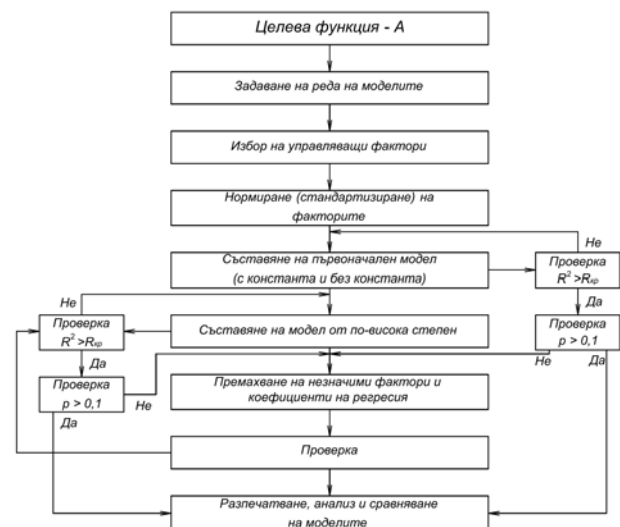
На базата на експерименталните данни, получени от 40-те опита при работа с КИД-300, са съставени регресионни математически модели за изследване на целевата функция за качество. Съставени са линейни модели с включена константа (и такива без константа) и нелинейни модели, като са търсени такива модели, които имат висока мярка за определеност (квадрат на коефициента на множествена

корелация R^2). Основните критерии за избор на подходящ модел са следните:

- максимална стойност на коефициент на множествена корелация R^2 ;
- максимална стойност на критерия на Фишер (F-Ratio) за съответния модел;
- минимални стойности на показателя за доверителна вероятност (P-Value) за модела;
- минимални стойности на показателите за доверителна вероятност (P-Value) за незначимост на регресионните коефициенти.

Целевата функция е съставена и изследвана с компютърната програма за статистически анализ STATGRAPHICS Centurion XV. Тази програма позволява изследването на различни типове функции с една и с повече от една променливи, които са без или с функционална връзка между променливите. Също така програмата има възможности за оценка на променливите и на коефициентите им на взаимна корелация.

За целите на практическото изследване на работния процес са търсени модели и коефициенти на регресия, които могат да бъдат приети с нива на доверителна вероятност минимум 95 %, като се очаква, че допустимите нива на инженерна грешка от 5 % са приемливи за такъв тип машини каквито са конусните инерционни трошачки.



Фиг. 1. Блок схема на последователността на действията при теоретико-експерименталното изследване на целевата функция за качество на готовия продукт

Критичната мярка за определеност на моделите, според която те могат да бъдат приети или отхвърлени, зависи от броя на степените на свобода на модела и от приетото минимално ниво на значимост. В конкретния случай моделите са със сумарен брой на степените на свобода $\nu=40$ и ниво на значимост $\alpha=0,05$. Съгласно Стоянов (1993 – таблица П.3.2.) при $\nu=40$ и $\alpha=0,05$ критичният коефициент на определеност е $R_{кр}=0,304$ (за $\alpha=0,1$; $R_{кр}=0,257$). Моделите, при които стойностите на мярката за определеност е над посочената критична стойност, могат да бъдат приемани като статически определени. На фигура 1 е представена блок схемата, по която са съставяни, след което приемани или отхвърляни регресионните математически модели.

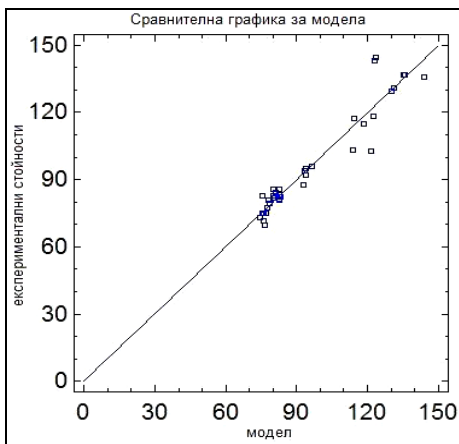
Най-подходящият получен модел за зърнометричния състав на готовия продукт е регресионен модел от първа степен на променливите без включена константа с изключени незначими променливи. Този модел съдържа в себе си всички управляващи фактори и е от следния вид:

$$A = \sum_{i=1}^n N_i \cdot x_i + \sum_{i=1}^n N_i \cdot \frac{1}{x_i} \quad (4)$$

За онагледяване на съпоставянето между модела и експерименталните стойности е приложена сравнителна графика (фиг. 2). Точките върху графиката представляват експерименталните стойности, а правата линия показва разположението на стойностите на функцията, получена от модела. Абсцисата и ординатата на тази графика са с еднаква размерност и това е размерността на изследваната функция. Сравнението между експеримент и модел е на визуална основа, като подреждането на точките в максимална близост до правата линия показва добра сходимост между експеримент и модел.

Таблица 4. Параметри на модела

Параметри на модела					
Parameter	Estimate	Standard Error	T	P-Value	
X ₁	1.0061	0.105281	9.55629	0.0000	
1/X ₁	1272.02	67.1942	18.9306	0.0000	
1/X ₂	3.09485	0.522585	5.9222	0.0000	
(X ₁ /X ₂).X ₃	0.0256343	0.00655738	3.90923	0.0004	
Анализ на вероятностите					
Source	Sum of Squares	Df	Mean Square	F-Ratio	P-Value
Model	374374,0	4	93593,5	1984,97	0,0000
Residual	1650,29	35	47,1512		
Total	376024,0	39			
Статистика на модела					
	R ² =	99,5611	%		
	R ² (adjusted for d.f.) =	99,5235	%		
	Standard Error of Est. =	6,86667			
	Mean absolute error =	3,89222			
	Durbin-Watson statistic =	2,0307			
	Lag 1 residual autocorrelation =	-0,0162723			



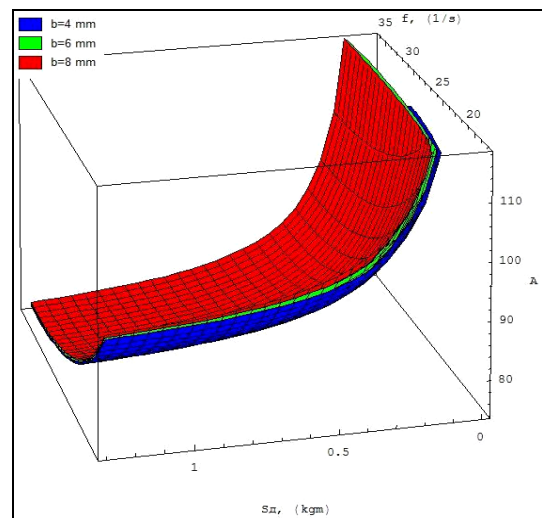
Фиг. 2. Сравнителна графика за модела

Уравнението на модела в натурални променливи, съгласно таблица 4, е:

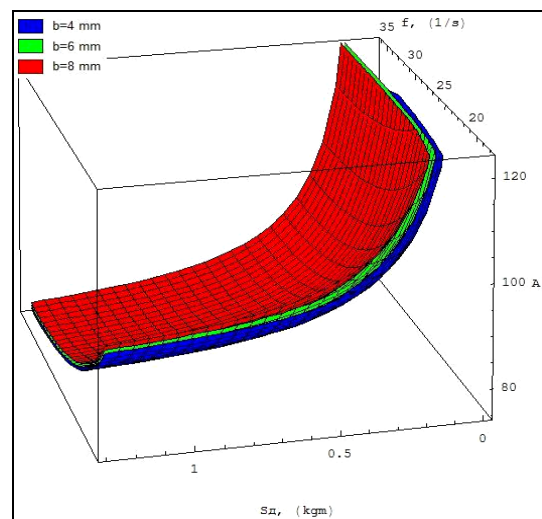
$$A = 1,0061 \cdot f + 1272,02 \cdot \frac{1}{f} + 3,09485 \cdot \frac{1}{S_o} + 0,0256343 \cdot \left(\frac{D_{cp}}{S_o} \right) \cdot b \quad (5)$$

Представеният в таблица 4 модел е с много висока адекватност. Коефициентите на множествена корелация R^2 и R^2 (adj) са над 99,5%. Показателят на Фишер е с много висока стойност, която е напълно достатъчна. Стойността на показателя на доверителна вероятност (P-Value) за модела и за регресорите е многократно под критичната стойност. Може да се приеме, че моделът и регресорите са адекватни с ниво на доверителна вероятност над 95%.

На базата на получения регресионен модел с помощта на програма Mathematica 5.2 са направени триизмерни диаграми. От тези диаграми може да се отчете влиянието на четирите управляващи фактора (f , S_o , b и D_{cp}) върху целевата функция за зърнометричен състав A на готовия продукт.



Фиг. 3. Коефициент A при $D_{cp}=8,575$ mm

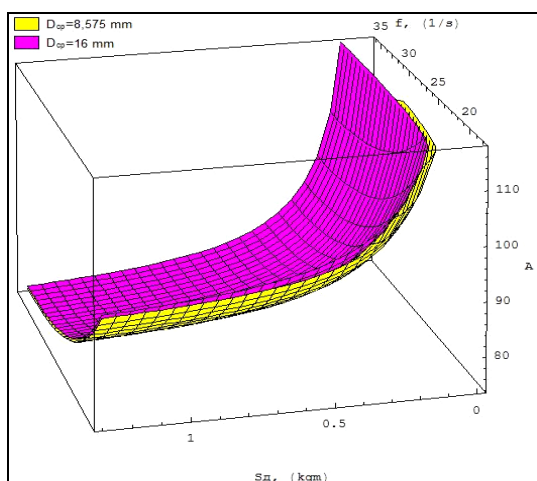


Фиг. 4. Коефициент A при $D_{cp}=16$ mm

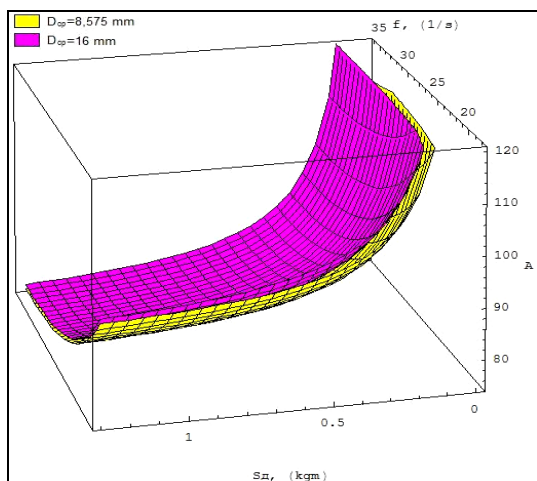
На фигура 3 при $D_{cp} = 8,574$ mm и на фигура 4 при $D_{cp} = 16$ mm са представени получените триизмерни диаграми за изменението на целевата функция в зависимост от масовия статичен момент на дебалансния вибратор, широчината на статичния разтоварен отвор и честотата на въртене на дебалансния вибратор.

На фигура 5 при $b = 4$ mm, на фигура 6 при $b = 6$ mm и на фигура 7 при $b = 8$ mm са представени получените триизмерни диаграми за изменението на целевата функция в

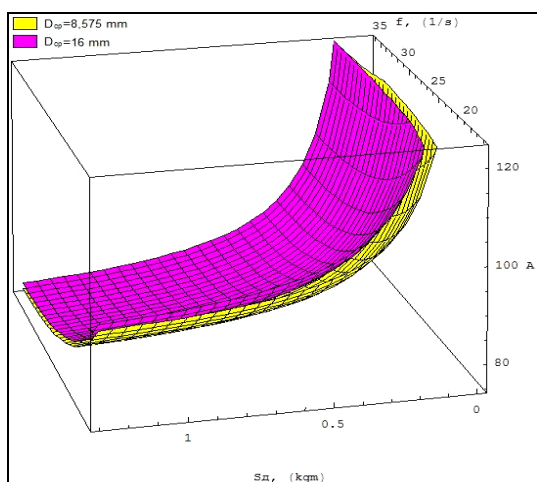
зависимост от масовия статичен момент на дебалансия вибратор, едрината на изходния материал и честотата на въртене на дебалансия вибратор.



Фиг. 5. Коэффициент А при $b = 4 \text{ mm}$



Фиг. 6. Коэффициент А при $b = 6 \text{ mm}$



Фиг. 7. Коэффициент А при $b = 8 \text{ mm}$

Изводи

Изводите, направени въз основа на получените резултатите от статистическия анализ относно изследването на целевата функция за качество, могат да бъдат обобщени по следния начин:

- На базата на статистическия анализ е формулиран и изследван количествен показател „А“ за изследване на качеството на готовия продукт получен от КИД-300.

- Създаденият регресионен модел е с висока степен на адекватност и в него са включени всички управляващи фактори. Коэффициентите на определеност на регресорите и на модела са достатъчно високи за инженерната практика. Получена е съответната аналитична зависимост уравнение 5 за целевата функция (А), която характеризира качеството на готовия продукт.

- Въз основа на получения регресионен модел са построени триизмерни диаграми за отчитането на влиянието на четирите управляващи фактора (f , S_d , b и $D_{вp}$) върху целевата функция. Тези диаграми могат да послужат като основа за оптимизация на процеса трошене в КИД-300 от гледна точка на качеството на получавания готов продукт.

Всички постановки при анализа на резултатите от теоретико-експерименталното изследване на целевата функция за качество на готов продукт, получен при работа с КИД-300, могат да се приемат за достоверни в указаните граници на изменение на управляващите фактори.

Литература

- Божанов Е., И. Вучков. *Статистически методи за моделиране и оптимизиране на многофакторни обекти*. С., Техника, 1973.
- Божанов Е., И. Вучков. *Статистически решения в производството и научните изследвания*. С., Техника, 1979.
- Митрев Р. Автоматизиран регресионен анализ в системата за компютърна алгебра с общо приложение. *Годишник на педагогически колеж „Св. Иван Рилски“ – Дупница*, ТУ-София, 2005.
- Савов С. *Изследване на механични и технологични параметри на конусни инерционни трошачки тип КИД*. Дисертация, МГУ-София, 2014.
- Савов С., П. Недялков. Изследване на зависимостите в зърнометричните характеристики при работа на КИД-300. *Българско списание за инженерно проектиране*, брой 18, април 2013, стр. 129–135, ISSN 1313-7530.
- Стоянов С. *Оптимизация на технологични процеси*. С., Техника, 1993.
- Savov S., P. Nedyalkov, D. Mochev. Particle size distributions of one cone inertial crusher (KID-300) products. *Proceedings of XV Balkan mineral processing congress*, Vol. I, June 2013, Sozopol, Bulgaria, pp. 150–153.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Механизация на мините“.

ASPECTS REGARDING CERTIFICATION COMPLIANCE OF THE CONVEYOR BELTS WITH THE DIRECTIVE ATEX 94/9/EC REQUIREMENTS

Florin Adrian Păun¹, Mihaela Părăian², Niculina Vătavu³, Adrian Jurca⁴, Leonard Lupu⁵

National Institute for Research and Development in Mine Safety and Protection to Explosion – INSEMEX, 332047 Petroșani, Romania

*¹- florin.paun@insemex.ro; ²- mihaela.paraian@insemex.ro; ³- niculina.vatavu@insemex.ro; ⁴- adrian.jurca@insemex.ro
⁵- leonard.lupu@insemex.ro*

ABSTRACT: Belt conveyors have been used for a long time in most of the industrial branches, as well as in places where the likelihood of explosive atmospheres occurrence exists. Unlike normal environments, where there is an environment with potentially explosive atmospheres fire/explosions hazards occur as consequence of various technological processes or accidental leaks.

Therefore, the use of conveyor belts in hazardous environments requires fulfilling certain requirements, very important for the safety level to be provided, to prevent ignition sources.

In order to mitigate explosion risk in environments with potentially explosive atmospheres, both equipment and its component (conveyor-transportation belt) must be of a special construction so as not to generate electric sparks, mechanical impact or friction sparks, static electricity, hot surfaces or any other energy sources that could ignite the atmosphere.

This paper highlights the main aspects related to assessment of explosion risk when using conveyor belts and certification of belt conformity with the applicable essential health and safety requirements performed by a third party body.

Key words: explosive mixture, explosion risk, conveyor belt, conveyer, risk assessment.

АСПЕКТИ, СВЪРЗАНИ СЪС СЕРТИФИЦИРАНЕТО НА ГУМЕНО-ЛЕНТОВИ ТРАНСПОРТЪОРИ ЗА СЪОТВЕТСТВИЕ С ИЗИСКВАНИЯТА НА ДИРЕКТИВА АТЕХ 94/9/ЕС

Флорин Адриан Паун¹, Михаела Парайан², Никулина Ватаву³, Адриан Юрка⁴, Леонард Лупу⁵

Национален научно-изследователски институт за минна безопасност и защита от експлозии – INSEMEX, 332047 Петрошани, Румъния

*¹- florin.paun@insemex.ro; ²- mihaela.paraian@insemex.ro; ³- niculina.vatavu@insemex.ro; ⁴- adrian.jurca@insemex.ro;
⁵-leonard.lupu@insemex.ro*

РЕЗЮМЕ: Гумено-лентовите транспортъори се използват от дълго време в много промишлени производства, както и на места, където съществува възможност от възникването на експлозии. За разлика от обикновените места, там където има потенциални възможности за взрив, възниква опасност от пожар или експлозия като следствие от различни технологични процеси или инцидентни течове.

Следователно, употребата на ГЛТ в опасни среди изисква изпълнението на определени изисквания, които са много важни за осигуряването на безопасност и предотвратяването на източници на възпламеняване.

За да се намали риска в потенциално експлозивни среди, както оборудването, така и ГЛТ, трябва да бъдат със специална конструкция, така че да не генерират електрически искри, искри, предизвикани от механичен удар или търкане, статично електричество, горещи повърхности или други източници на енергия, които биха могли да се възпламенят.

Този доклад очертава основните аспекти, свързани с оценка на риска от експлозия, когато се използват ГЛТ, както и необходимото сертифициране на лентите в съответствие с важни изисквания за здраве и безопасност, което се извършва от трета страна.

Ключови думи: смес от експлозивни, риск от експлозия, гумено-лентов транспортъор, оценка на риска.

Introduction

Conveyor belts are widely used within various industrial activities, as components of transportation installations and systems for solid materials.

The field of use of conveyor belts is a wide one, as these can be employed both in underground and surface conveying installations of many applications.

At the same time, conveyor belts can be used in environments where potentially explosive atmospheres are present or likely to occur, generated either by the conveyed material or other external sources.

Generally, in industrial areas where combustible /flammable/ substances are processed during normal operation, due to technological processes or accidental leakages or releases, explosive mixtures of gas, vapors, mists or powders and air are likely to occur. To mitigate explosion risks in these industrial environments with potentially explosive atmospheres, broadly

named "Ex Zones", the equipment employed shall be made as a special construction for explosive atmosphere that shall not generate energy sources that could initiate an explosion.

Thus results that the conveyor belts used in various transportation installations have to fulfill the essential safety requirements regarding explosion dangers that aims on one side to prevent formation of an explosive atmosphere around the installation and, on the other side avoidance of sources of ignition of the explosive atmosphere, as for example the ignition sources of electrostatic nature or due to hot surfaces and incandescent particles which might occur due to friction.

The essential safety and health requirements are transposed in a series of European standards with provisions related to construction, testing and marking of conveyor belts for potentially explosive atmospheres.

Conveyor belts testing for certification is of a particular importance having in view the existing explosion risk that has to be minimized in order to ensure life safety and human health and in order to prevent goods and environment damages, as well as for a free circulation of products when they fulfill the essential safety requirements at European level.

Ignition risk assessment related to fulfilling the essential safety and health requirements in the ATEX Directive for conveyor belts and belt conveyors

Assessment of the ignition risk when using equipment, protective systems and components in environments with flammable substances that could generate fires and explosions has a special importance when aiming to ensure workers safety and health. According to the legislation in force, responsibility for risk assessment and adopting the adequate protective measures to ensure an acceptable safety level, belongs both to equipment manufacturers aiming to place on the market products with a certain level of protection, and to employers which have to select equipment adequate to the risk of explosive atmospheres occurrence in the areas where these are placed for operation.

The protection concepts have in view firstly making use of some equipment that can ensure protection by preventing intrinsic ignition sources, and second, if necessary, additional protective devices and maintenance /use/ of measures specific to the foreseeable field of use.

Concerning to this, not only conveyor belts but also belt conveyors operating in environments with potentially explosive atmosphere and all their components have to be submitted to an official risk analysis well documented, that aims to identify and list all potential ignition sources in the equipment and the measures to be applied to prevent them from becoming efficient. Examples of such sources include: hot surfaces, open flames, hot liquids /gases/, mechanically generated sparks, alumino-thermal reactions, auto-ignition of dusts, electric arcs and static electricity discharges.

For explosion prevention and protection there are protective measures that have to be applied both in order to prevent explosive atmospheres and to avoid ignition sources.

The explosion protection principle can be expressed as: the likelihood that an ignition source occurs at the same time with an explosive atmosphere should be reduced to a minimum. As case might be, measures for explosion mitigation could be required. Thus, specific requirements are set out for equipment and protective systems of specific fields of use.

In order to apply this principle, the Ex dangerous areas others than mine undergrounds and those parts of surface mines that could be endangered by grizu firedamp mixture are divided into zones according to the likelihood and duration of an explosive atmosphere (Zones 0, 1 and 2 for gas and Zones 20, 21 and 22 for combustible dusts in air) and equipment is divided into categories according to the level of protection assured by avoidance of ignition sources during normal operation, during foreseeable malfunctions or during rare malfunctions.

Equipment in the ATEX field is divided into groups and categories as follows in Table 1.

Table 1.

Explosion group	Equipment category acc. ATEX Directive	Acc. new regulations (standard series: ISO 80079, EN 60079)
Group I (mining)	M1	
	M2	
Group II (A, B, C) Gas, vapors, mists - surface	1G	
	2G	
	3G	
Group II dusts	1D	Group III (A, B, C) dusts and fibers
	2D	
	3D	

The new standards have introduced the term level of protection of the equipment (Equipment Protection Level: Ga, Gb, Gc - for equipment intended to be used in potentially explosive atmospheres generated by gas, and Da, Db, Dc - for equipment intended to be used in potentially explosive atmospheres generated by combustible dusts in air) as equivalent to ATEX categories (1G, 2G, 3G).

Starting from the explosion protection principles above stated in the Table 2 are resumed the requirements for equipment according to its intended use.

Table 2.

ZONE	Presence of explosive atmosphere	Ignition sources avoidance	Level of protection required	Group II category	EPL
2	Accidentally or only on a short period of time	During normal operation	NORMAL	3G	Gc
1	Likely to occur during normal operation	During foreseeable malfunctions (one fault)	HIGH	2G	Gb

0	Continuously, on long periods of time or frequently	During rare malfunctions (two independent faults)	VERY HIGH	1G	Ga
USERS		MANUFACTURERS			
European Directive 1999/92/EC (GD no. 1058/2006)		European Directive 94/9/EC (Government Decisions GD: no. 752/2004, no. 461/2006).			

Until recently both equipment for explosive atmospheres generated by gas and these generated by combustible dusts were included in Group II. The new specific standards have separated the equipment for environments with combustible dusts in Group III.

The conveyor belts, according to European Directive 94/9/EC represent components "U". As any other component it has to be comprised in an equipment or protective system by its manufacturer / user, taking into account the manufacturer instructions.

Aiming to place it on the market, the conveyor belt has to fulfill the applicable essential safety and health requirements, supplemented with the technical and constructional requirements. In order to fulfill the applicable essential safety and health requirements the conveyor belt shall be designed and manufactured following a risk analysis regarding the possibility of igniting explosive mixtures by its intrinsic ignition sources.

The following hazards have to be taken into consideration when analyzing the risks generated by the conveyor belt itself regarding its intrinsic ignition sources.

- electrostatic energy build up / discharges that may ignite the flammable atmosphere or may induce electric shocks to personnel;
- local heating by friction, due either to a driven rotary motion and a blocked belt, or a blocked drive and a moving belt, which might ignite the belt or the flammable atmosphere or the combustible dust;
- ignition of a conveyor belt by a small heat source as an open flame, blocked rollers or friction between belt and supports or support adjacent structure;
- flame propagation along a belt in fire. This ignition may be caused by a local small source as roller overheating or by a much more intense fire fed by other equipment or materials in the mine working. The fire amplitude increases together with the surrounding rocks temperature and pressure, with the length of the evacuation way and in case when there is a high amount of plastic materials in the mine working.

Once these dangers had been identified, each of them may be assessed in a satisfying manner based on laboratory tests performed according to standardized methods provided in series standards (SR EN 1554:2012, SR EN ISO 284:2013, SR EN 12881-1:2014, SR EN ISO 340:2013).

In order to ensure an acceptable protection level against these dangers, as soon as when designing and manufacturing the conveyor belt, choosing and selecting component materials is taken into consideration, to be able to grant different protective performances to the conveyor belts.

Thus, according to its intended use and protection performances provided the specific standards (SR EN 12882:2009, SR EN 14973:2008) address several classes / categories of conveyor belts.

Certification of conveyor belts as an ATEX component assumes attesting the protective performances to burning, burning propagation and static electricity.

When the conveyor belt is integrated into a belt conveyor that have to assure a certain protection level according to its intended use, if required, may need certain additional protective measures.

Additional protective devices refer to detecting dangerous situations and alarming or automatic stopping the conveyor. If needed, as provided in SR EN 620:2011, conveyors may be provided with the following types of automatic malfunction detection devices, to lower the hazards:

- belt decentration detection devices;
- conveyor chutes, hoppers overload / blockage detection devices;
- shafts rotation detectors;
- belt velocity surveillance devices;
- thermal detectors;
- height and / or width detectors.

Belt conveyor conformity assessment with the essential health and safety requirements provided in the European Directive ATEX implies an explosion risk assessment that has to take into account potential ignition sources that may occur during normal operation and also during foreseeable malfunction and rare malfunction.

In practice two cases may be encountered, as follows:

- the conveyor as a whole or as an assembly of several components is placed on the market by a manufacturer, situation when the manufacturer has to perform the risk analysis which will be part of the technical file; he also has to assess product conformity with the ATEX requirements by applying applicable procedures according to product category.
- the conveyor is assembled or upgraded by user by assembling conveyor's already certified components. In this case the responsibility for ignition risk assessment incumbent is on the user, who shall assume the manufacturer's obligations and responsibilities and it will be comprised either in the self-assessment technical file when the user is considered as manufacturer, or in the safety and health Document (see the Explosion Protection Document - directive 1999/92/CE), as applicable.

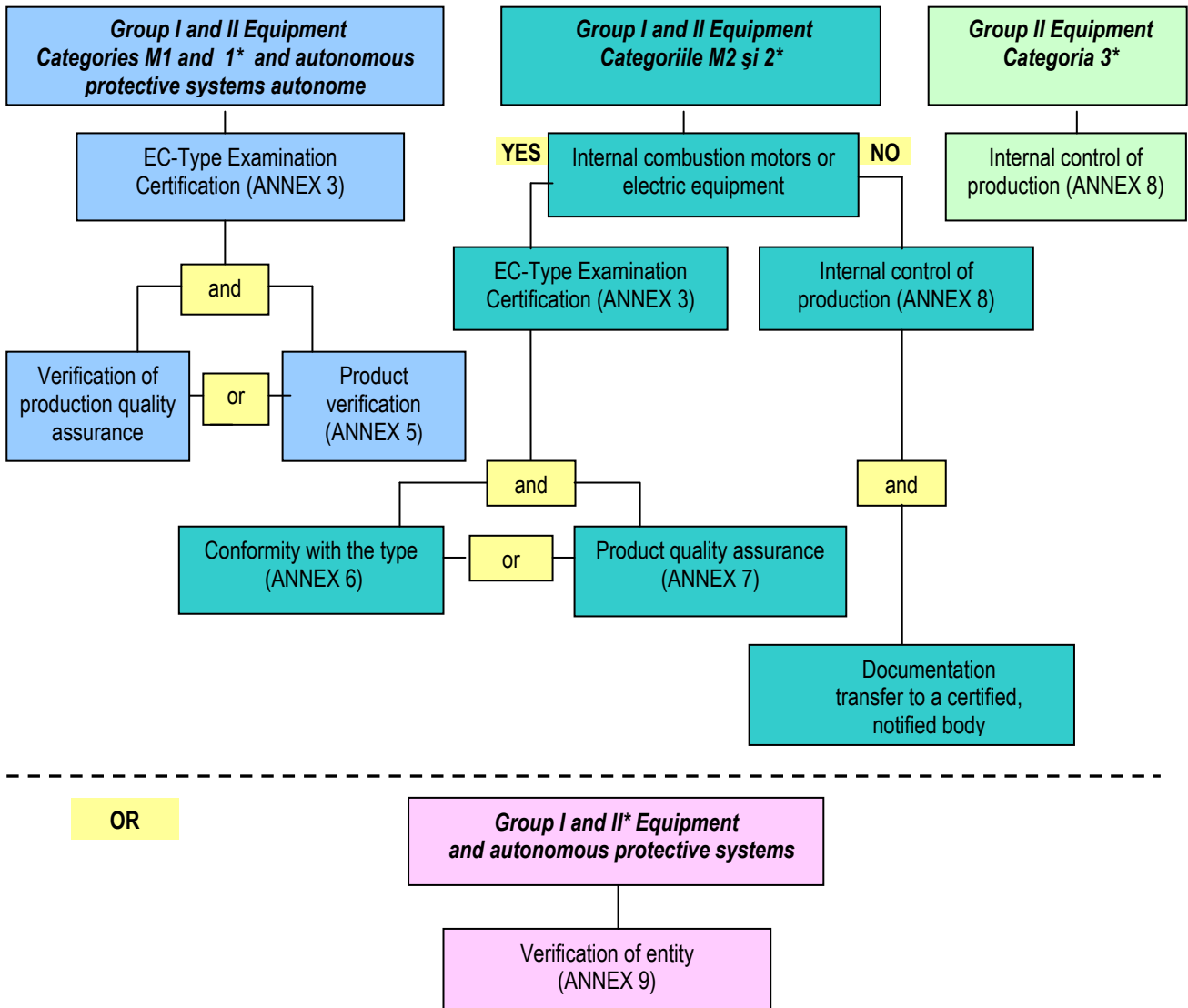
Conveyor belt conformity certification with the ATEX directive requirements

The 94/9/CE directive, transposed in Government Decision - GD no.752/2004 and GD no.461/2006 concerning the conditions for placing on the market of equipment and protective systems intended for use in potentially explosive atmospheres regulates equipment manufacturers obligations regarding conformity assessment according to category, see figure 1.

The previously mentioned modules describe the procedure by which the manufacturer ensures and declares his equipment or protective system is in conformity with the requirements of the 94/9/CE directive, transposed in GD 752/2004 and GD 461/2006. These procedures are founded on conformity assessment of equipment or protective system with the 94/9/CE directive; the difference between the procedures is that in case the procedure of *internal control of production* assessment is performed by the manufacturer as first-party assessment (self-certification), and in case the procedure of *EC product unit verification* assessment is performed by a notified body as a third-party assessment/certification.

The declaration of conformity and the supportive technical documentation that have to be drawn up by the manufacturer are essential for conformity attestation with the specific requirements in the regulated field.

The content of declaration of conformity and technical documentation is given in the directive. Moreover, in order to clarify the issues, especially in case of product self-certification, the following standards had been drawn up: *SR EN ISO/CEI 17050-1 Conformity assessment. Declaration of conformity issued by the provider. Part 1: General requirements* and *SR EN ISO/CEI 17050-2 Conformity assessment. Declaration of conformity issued by the provider. Part 2: Supportive documentation*.



(*) and their components if these had been individually certified

Fig. 1. The logic diagram of conformity assessment for equipment, components and protective systems

Conclusions

The conveyor belt as a component to be incorporated into an equipment (conveyor) with its intended use in environments with potentially explosive atmospheres shall fulfill the essential safety and health requirements regarding explosion prevention and protection.

In order to assess conveyor belt conformity with the applicable safety requirements, laboratory tests are required, as provided in the applicable standards.

Assessment for conformity certification of conveyor belts with the ATEX directive requirements is particularly important

having in view the existing explosion hazard that has to be minimized in order to ensure safety of human life and health and to prevent goods and environment damage, as well as for a free circulation of products when they fulfill the essential safety requirements on European level.

To ensure a high safety level against explosions, additional to ignition hazards showed by conveyor belts, belt conveyors used in these environments and their components have to be submitted with a well documented official risk analysis, that should identify and list all potential ignition sources in the equipment and the measures to be applied in order to prevent potential ignition sources from becoming efficient.

References

- * * *, SR EN 12882:2009, *Benzi de transport de uz general. Cerințe de securitate electrică și de protecție împotriva inflamabilității.*
- * * *, SR EN 14973 + A1:2008, *Benzi transportoare pentru utilizare în instalații subterane. Cerințe de securitate electrică și de inflamabilitate.*
- * * *, SR EN 12881-1:2014, *Benzi transportoare. Încercări de simulare a inflamabilității. Partea 1: Încercări cu arzător cu propan.*

- * * *, SR EN 1554:2012, *Benzi transportoare. Încercări la frecare ale tamburului.*
- * * *, SR EN ISO 340:2013, *Benzi transportoare. Caracteristici de inflamabilitate la scară de laborator. Cerințe și metodă de încercare.*
- * * *, SR EN ISO 284:2013, *Benzi transportoare ușoare. Conductibilitate electrică. Specificație și metodă de încercare*
- Lupu L., Proiect program NUCLEU „Dezvoltarea metodelor de evaluare pentru instalațiile de transport cu banda destinate utilizării în minele subterane gruztoase – echipament neelectric de grupa I – METBEN”, 2010-2011.
- Păun F. A., Proiect Program NUCLEU „Dezvoltarea facilităților de cercetare privind riscul sau frecvența probabilă de producere a unor fenomene periculoase în funcție de circumstanțele specifice ale aplicațiilor din atmosfere cu pericol de explozie a benzilor transportoare (DFCBT)”, 2010-2011.
- Păun F. A., Proiect Program NUCLEU, faza V/2012 „Tehnologie pentru încercarea benzilor transportoare la ardere la scară mică în conformitate cu standardul european”, 2012.

Recommended for publication by Editorial board.

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ПРЕДАВАТЕЛНИТЕ ОТНОШЕНИЯ НА ЗЪБНИТЕ ПРЕДАВКИ НА ПЛАНЕТАРНА СКОРОСТНА КУТИЯ НА ДВУОСЕН САМОСВАЛ ЗА ОТКРИТ РУДНИК

Христо Шейретов

Минно-геоложки университет „Св.Иван Рилски“, 1700 София, sheiretov@abv.bg

РЕЗЮМЕ. Описани са елементите на задвижването на двуосен самосвал с хидромеханична предавка: дизелов двигател, хидромеханична автоматична скоростна кутия, карданни предавки и задвижващ мост с главна предавка, диференциален редуктор и колесни планетарни предавки. Определени са броят на предавките на скоростната кутия и максималните скорости на движение на самосвала за различните предавки. На базата на максималните скорости са определени предавателните отношения на скоростната кутия. Изведени са формулите за определяне на предавателните отношения за различните предавки на преден и заден ход. На базата на тези формули се определят и предавателните отношения на зъбните предавки, съставляващи планетните редове на скоростната кутия. Решен е конкретен пример за самосвал БелАЗ-7516 с товароподемност 135t.

DETERMINATION OF THE GEAR RATIOS IN THE PLANETARY GEARBOX OF AN TWO AXLE OPEN PIT DUMP TRUCK

Hristo Sheiretov

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski" Sofia, sheiretov@abv.bg

ABSTRACT. The elements of the transmission of a two axle open pit dump truck are described: the diesel engine, the hydro mechanical automatic gearbox, the drive axels with main gears, differential gearboxes and wheel planetary gears. The number of speeds of the gearbox is determined. On the basis of the maximum drive speeds of the truck the gear ratios of the gearbox are determined. The formulas for the determination of the gear ratios for the forward and reverse speeds are obtained. On the basis of these formulas the gear ratios of the planetary series of the gearbox are determined. A concrete example is calculated for the dump truck BelAZ-7516 with capacity 135t.

Увод

Самосвалите за открити рудници могат да бъдат с хидромеханична или електромеханична предавка. Хидромеханичната предавка (фиг. 1) се състои от дизелов двигател 1, еластичен съединител 3, предна карданна предавка 4, автоматична скоростна кутия 5, задна карданна предавка 6, главна предавка 8, диференциален редуктор, поместен в корпуса 10 на задния мост, две полуоски 17 и две колесни планетарни предавки 14,15,16, поместени в главините 13 на задните колела.

Автоматичната скоростна кутия се състои от хидротрансформатор и скоростна кутия с планетни редове и автоматично включвани многодискови фрикционни съединители и спирачки. Предавките на скоростната кутия се превключват от електронен управляващ блок ECU в зависимост положението на педала на газта и скоростта на самосвала.

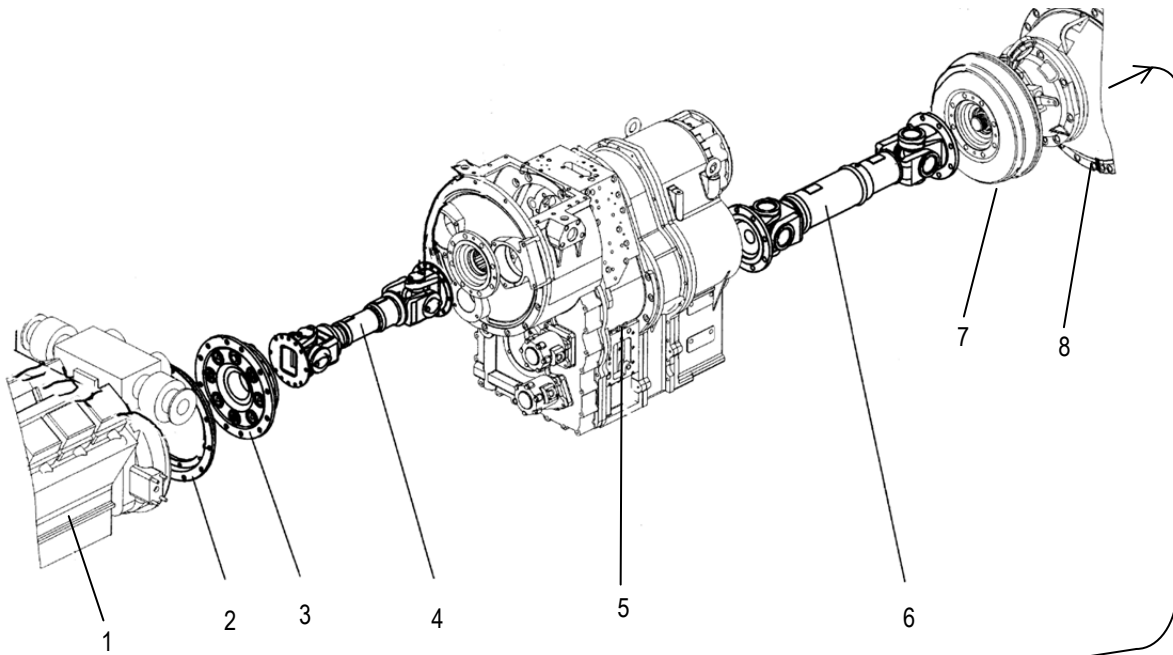
В настоящата статия е решен конкретен пример за определяне на предавателните отношения между коронните и слънчевите зъбни колела на планетните редове на скоростната кутия на самосвал БелАЗ-7516. Самосвалът има следните параметри (Тарасик, 2010): максимална товароподемност $G = 135t$; пълна маса

(собствена маса + максимална товароподемност) $P = 235t$; максимална мощност на дизеловия двигател $N_{\text{дд}} = 1373kW$; максимална конструктивна скорост $v_{\text{max}} = 51,8km/h$; номинална честота на въртене на дизеловия двигател (при максимална мощност) $n_{\text{дд}} = 1820min^{-1}$; диаметър на гумите $D_e = 2,9m$ (за гуми 33.00-51), общо предавателно отношение на главната и колесната предавка $i_{\text{зпкп}} = 19,19$; коефициент на еластичност на дизеловия двигател (отношение на номиналната честота на въртене на дизеловия двигател към максималната честота на въртене на дизеловия двигател) $\delta = 1,35$; коефициент на трансформация на хидротрансформатора $k_{\text{хт}} = 2,489$.

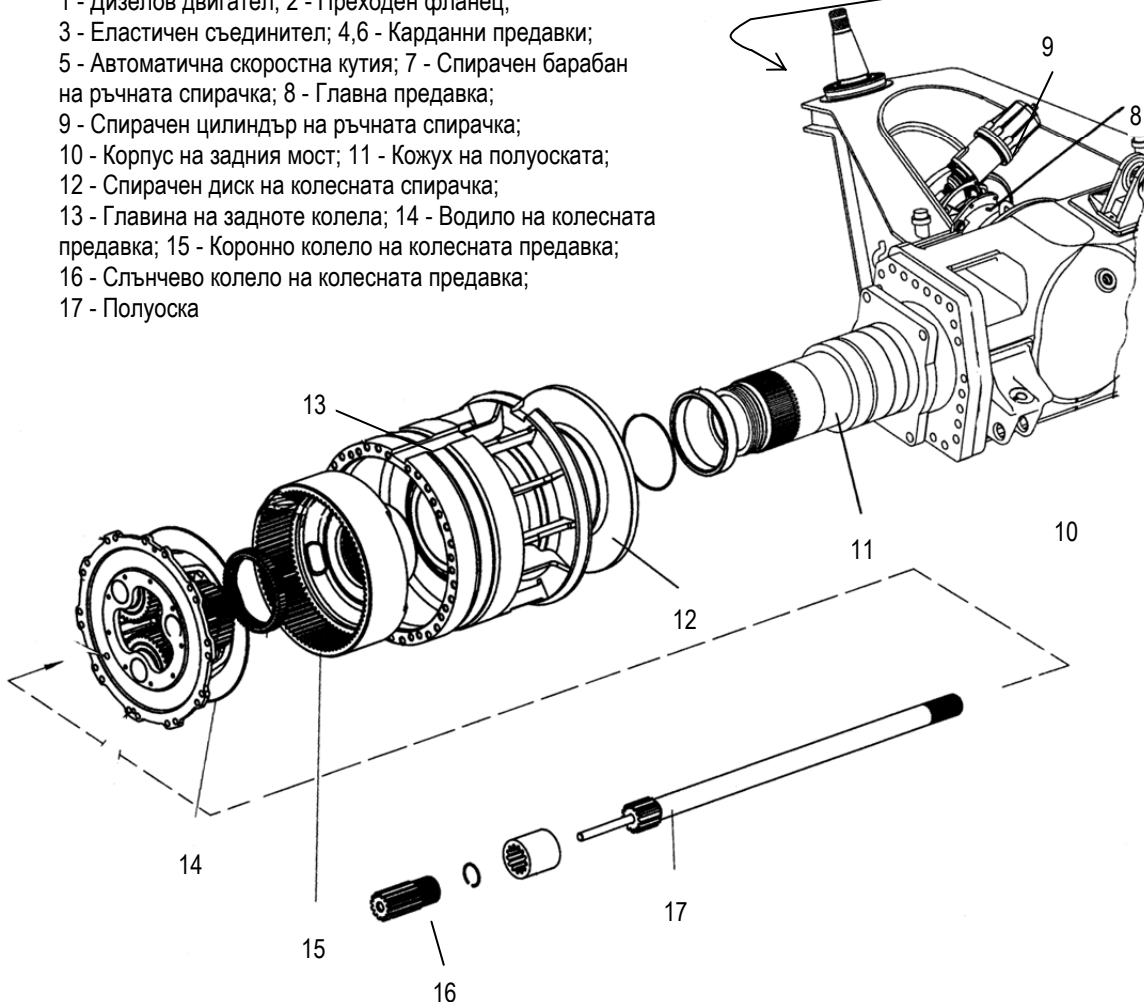
Определяне броя на предавките на скоростната кутия

Броят на предавките на скоростната кутия се определя по формула (1), която е изведена в (Шейретов, 2013).

$$z = \frac{\lg\left(\frac{v_{\text{max}}}{v_{\text{min}}}\right)}{\lg(\delta)} = \frac{\lg\left(\frac{51,8}{8,6}\right)}{\lg(1,35)} = 5,98 \rightarrow 6 \text{ степени}, \quad (1)$$



- 1 - Дизелов двигател; 2 - Преходен фланец;
 3 - Еластичен съединител; 4,6 - Карданни предавки;
 5 - Автоматична скоростна кутия; 7 - Спирачен барабан на ръчната спирачка; 8 - Главна предавка;
 9 - Спирачен цилиндър на ръчната спирачка;
 10 - Корпус на задния мост; 11 - Кожух на полуоската;
 12 - Спирачен диск на колесната спирачка;
 13 - Главина на задните колела; 14 - Водило на колесната предавка;
 15 - Коронно колело на колесната предавка;
 16 - Слънчево колело на колесната предавка;
 17 - Полуоска



Фиг. 1. Задвижване на двuosен самосвал с хидромеханична предавка

където: v_{max} [km/h] - максимална конструктивна скорост на самосвала (взима се от техническата характеристика на самосвала); v_{min} [km/h] - минимална скорост на самосвала при блокиран хидротрансформатор (определя се по формула (2)); δ - коефициент на еластичност на дизеловия

двигател (взима се от техническата характеристика на самосвала);

$$v_{min} = \frac{3600 \cdot N_T^\infty}{F_{min}^{xm} \cdot g} = \frac{3600 \cdot 870}{36900 \cdot 9,81} = 8,6 \text{ km/h}, \quad (2)$$

където: N_T^∞ [kW] - тангенциална продължителна мощност на самосвала (при максимална мощност на дизеловия двигател) (определя се по формула (3)); F_{min}^{xm} [dN] - минимална теглителна сила на самосвала в режим на хидротрансформатор (определя се по формула (4));

$$N_T^\infty = N_{\partial\partial} \cdot \eta_{xm} \cdot k_{cn} = 1373,072 \cdot 0,88 = 870 \text{ kW} \quad (3)$$

$$F_{xm}^{min} = \frac{F_{max}}{k_{xm}} = \frac{91800}{2,489} = 36900 \text{ dN}, \quad (4)$$

където: $N_{\partial\partial}$ [kW] - максимална мощност на дизеловия двигател (взема от техническата характеристика на самосвала); η_{xm} - к.п.д. на хидромеханичната предавка ($\eta_{xm}=0,7 \div 0,72$); k_{cn} - коефициент, който отчита каква част от максималната мощност на дизеловия двигател се изразходва за задвижване на ходовите колела (останалата мощност се изразходва за задвижване на спомагателните механизми) ($k_{cn} = 0,85 \div 0,88$); F_{max} [dN] - максимална теглителна сила на самосвала (определя се от условието за липса на буксуване между колелата и пътя според формула (5));

$$F_{max} = 1000 \cdot P_{cu} \cdot \psi_{max} = 1000 \cdot 153 \cdot 0,6 = 91800 \text{ dN} \quad (5)$$

P_{cu} [t] - сцепна маса на самосвала (маса на натоварения самосвал, която се пада върху водещите колела), определя се по формула (6); ψ_{max} - максимален коефициент на сцепление между колелата и пътя (при сухи пътища $\psi_{max} = 0,4 \div 0,7$);

$$P_{cu} = \xi \cdot P = 0,65 \cdot 135 = 153 \text{ t} \quad (6)$$

ξ - коефициент, който отчита каква част от масата на самосвала се пада върху водещите колела (за четириосни самосвали се приема $\xi = 0,65$); P [t] - пълна маса на самосвала (взема от техническата характеристика на самосвала).

Определяне на максималните скорости на самосвала за различните предавки на скоростната кутия

Приемаме следните отношения на номиналната към максималната честота на въртене на дизеловия двигател: на втора, четвърта и шеста предавка $\delta_2 = \delta_4 = \delta_6 = 1,36$; на трета предавка $\delta_3 = 1,34$; на пета предавка $\delta_5 = 1,35$. Тогава за максималните скорости на самосвала за шестте предавки получаваме:

$$v_{max6} = v_{max} = 51,8 \text{ km/h} \quad (7)$$

$$v_{max5} = \frac{v_{max6}}{\delta_6} = \frac{51,8}{1,36} = 38,1 \text{ km/h} \quad (8)$$

$$v_{max4} = \frac{v_{max5}}{\delta_5} = \frac{38,11}{1,35} = 28,3 \text{ km/h} \quad (9)$$

$$v_{max3} = \frac{v_{max4}}{\delta_4} = \frac{28,3}{1,36} = 20,8 \text{ km/h} \quad (10)$$

$$v_{max2} = \frac{v_{max3}}{\delta_3} = \frac{20,8}{1,34} = 15,5 \text{ km/h} \quad (11)$$

$$v_{max1} = \frac{v_{max2}}{\delta_2} = \frac{15,5}{1,36} = 11,4 \text{ km/h} \quad (12)$$

На задна предавка максималната скорост на самосвала може да се определи по формулата:

$$v_{maxR} = k_R \cdot v_{max1} = 1,1 \cdot 11,4 = 12,5 \text{ km/h}, \quad (13)$$

където: k_R - коефициент, определящ скоростта на самосвала на задна предавка (за самосвал с товароподемност 135t се приема $k_R = 1,1$).

Определяне на предавателните отношения за различните предавки на скоростната кутия

Предавателните отношения за различните предавки на скоростната кутия се определят по формули (14÷20):

$$i_I = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_2}{60 \cdot v_{max1} \cdot i_{2нкп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 1820 \cdot 2,9}{60 \cdot 11,4 \cdot 19,19} = 4,555 \quad (14)$$

$$i_{II} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_2}{60 \cdot v_{max2} \cdot i_{2нкп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 1820 \cdot 2,9}{60 \cdot 15,5 \cdot 19,19} = 3,351 \quad (15)$$

$$i_{III} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_2}{60 \cdot v_{max3} \cdot i_{2нкп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 1820 \cdot 2,9}{60 \cdot 20,8 \cdot 19,19} = 2,491 \quad (16)$$

$$i_{IV} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_2}{60 \cdot v_{max4} \cdot i_{2нкп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 1820 \cdot 2,9}{60 \cdot 28,3 \cdot 19,19} = 1,832 \quad (17)$$

$$i_V = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_2}{60 \cdot v_{max5} \cdot i_{2нкп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 1820 \cdot 2,9}{60 \cdot 38,1 \cdot 19,19} = 1,359 \quad (18)$$

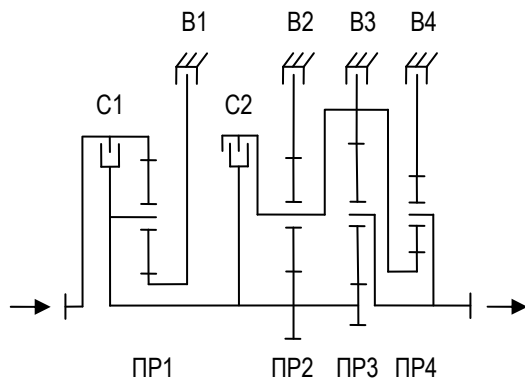
$$i_{VI} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{\partial}^H \cdot D_2}{60 \cdot v_{max6} \cdot i_{2нкп}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 1820 \cdot 2,9}{60 \cdot 51,8 \cdot 19,19} = 1 \quad (19)$$

$$i_R = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_0^H \cdot D_2}{60 \cdot v_{maxR} \cdot i_{enkn}} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 14.1820 \cdot 2,9}{60 \cdot 12,5 \cdot 19,19} = 5,030, \quad (20)$$

където: n_0^H [min⁻¹] - номинална честота на въртене на дизеловия двигател (взема се от техническата характеристика на самосвала); D_2 [m] - диаметър на гумите на самосвала (взема се от техническата характеристика на самосвала); i_{enkn} - общо предавателно отношение на главната и колесната предавка (взема се от техническата характеристика на самосвала).

Определяне на предавателните отношения между коронните и слънчевите зъбни козела на планетните редове на скоростната кутия

На фиг. 2 е показана кинематичната схема на планетарната скоростна кутия на самосвал БелАЗ-7516 (Тарасик, 2010), а в табл. 1 са дадени предавателните отношения и включените съединители и спирачки за различните предавки на скоростната кутия.



Фиг. 2. Кинематична схема на планетарната скоростна кутия

Таблица 1

Предавателни отношения и включени съединители и спирачки за различните степени на скоростната кутия

Предавка	Предавателно отношение	C1	B1	C2	B2	B3	B4
I	4,555		+				+
II	3,351	+					+
III	2,491		+		+		
IV	1,832	+			+		
V	1,359		+	+			
VI	1,000	+		+			
R	5,030		+				+

На първа предавка са включени спирачките B1 и B3 и работят планетните редове ПР1 и ПР3. Като използваме формулата, която изразява връзката между ъгловите скорости на слънчевото колело, коронното колело и водилото на планетарна предавка (Гигов, 2007), за планетен ред ПР1 можем да запишем:

$$\omega_{\delta 1} = \frac{\omega_{\text{сл}1} + \alpha_1 \cdot \omega_{\text{к}1}}{1 + \alpha_1} = \frac{0 + \alpha_1 \cdot \omega_{\text{к}1}}{1 + \alpha_1} = \frac{\alpha_1 \cdot \omega_{\text{к}1}}{1 + \alpha_1} \quad (21)$$

$$i_{\text{пр}1} = \frac{\omega_{\text{к}1}}{\omega_{\delta 1}} = \frac{1 + \alpha_1}{\alpha_1} = 1 + \frac{1}{\alpha_1} \quad (22)$$

$$\alpha_1 = \frac{z_{\text{к}1}}{z_{\text{сл}1}}, \quad (23)$$

където: $\omega_{\delta 1}$ - ъглова скорост на водилото; $\omega_{\text{сл}1}$ [rad/s] - ъглова скорост на слънчевото колело; α_1 - предавателно отношение между коронното и слънчевото колело; $\omega_{\text{к}1}$ [rad/s] - ъглова скорост на коронното колело; $i_{\text{пр}1}$ - предавателно отношение между входния и изходния вал на планетен ред ПР1; $z_{\text{к}1}$ - брой на зъбите на коронното колело; $z_{\text{сл}1}$ - брой на зъбите на слънчевото колело.

За планетен ред ПР3 можем да запишем (означенията са аналогични, както при планетен ред ПР1):

$$\omega_{\delta 3} = \frac{\omega_{\text{сл}3} + \alpha_3 \cdot \omega_{\text{к}3}}{1 + \alpha_3} = \frac{\omega_{\text{сл}3} + 0}{1 + \alpha_3} = \frac{\omega_{\text{сл}3}}{1 + \alpha_3} \quad (24)$$

$$i_{\text{пр}3} = \frac{\omega_{\text{сл}3}}{\omega_{\delta 3}} = 1 + \alpha_3 \quad (25)$$

$$\alpha_3 = \frac{z_{\text{к}3}}{z_{\text{сл}3}}, \quad (26)$$

Тогава, като използваме уравнения (22) и (25), за предавателното отношение на първа предавка можем да запишем:

$$i_I = i_{\text{пр}1} \cdot i_{\text{пр}3} = \left(1 + \frac{1}{\alpha_1}\right) \cdot (1 + \alpha_3) = 4,555 \quad (27)$$

На втора предавка са включени съединителят C1 и спирачката B3 и работи само планетен ред ПР3. Тогава, като използваме уравнение (23), за предавателното отношение на втора предавка можем да запишем:

$$i_{II} = i_{\text{пр}3} = 1 + \alpha_3 = 3,351 \quad (28)$$

На трета предавка са включени спирачките B1 и B2 и работят планетните редове ПР1, ПР2 и ПР3. За планетни редове ПР2 и ПР3 можем да запишем:

$$\omega_{\delta 2} = \frac{\omega_{\text{сл}2} + \alpha_2 \cdot \omega_{\text{к}2}}{1 + \alpha_2} = \frac{\omega_{\text{сл}2} + 0}{1 + \alpha_2} = \frac{\omega_{\text{сл}2}}{1 + \alpha_2} \quad (29)$$

$$\omega_{\delta 3} = \frac{\omega_{\text{сл}3} + \alpha_3 \cdot \omega_{\text{к}3}}{1 + \alpha_3} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} \omega_{к3} \\ = \omega_{\epsilon2} \end{aligned} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} \omega_{сл3} \\ = \omega_{сл2} \end{aligned} \quad (32)$$

При съвместно решаване на уравнения (29÷32) се получава:

$$\begin{aligned} \omega_{\epsilon3} \\ = \frac{\omega_{сл3} + \frac{\alpha_3 \cdot \omega_{сл3}}{1 + \alpha_2}}{1 + \alpha_3} \end{aligned} \quad (33)$$

Предавателното отношение между входния и изходния вал при съвместната работа на планетните редове ПР2 и ПР3 ще бъде:

$$\begin{aligned} i_{np2,3} &= \frac{\omega_{сл3}}{\omega_{\epsilon3}} \\ &= \frac{(1 + \alpha_2) \cdot (1 + \alpha_3)}{1 + \alpha_2 + \alpha_3} \end{aligned} \quad (34)$$

Като използваме уравнения (22) и (34) за предавателното отношение на трета предавка можем да запишем:

$$\begin{aligned} i_{III} &= i_{np1} \cdot i_{np2,3} = \left(1 + \frac{1}{\alpha_1}\right) \cdot \frac{(1 + \alpha_2) \cdot (1 + \alpha_3)}{1 + \alpha_2 + \alpha_3} = \\ &= 2,491 \end{aligned} \quad (35)$$

На четвърта предавка са включени съединителят С1 и спиралката В2 и работят планетните редове ПР2 и ПР3. Тогава, като използваме уравнение (34) за предавателното отношение на четвърта предавка, можем да запишем:

$$\begin{aligned} i_{IV} &= i_{np2,3} = \frac{(1 + \alpha_2) \cdot (1 + \alpha_3)}{1 + \alpha_2 + \alpha_3} \\ &= 1,832 \end{aligned} \quad (36)$$

На пета предавка са включени спиралката В1 и съединителят С3 и работят планетните редове ПР1 и ПР3. За планетен ред ПР3 можем да запишем:

$$\begin{aligned} \omega_{\epsilon3} \\ = \frac{\omega_{сл3} + \alpha_3 \cdot \omega_{к3}}{1 + \alpha_3} \end{aligned} \quad (37)$$

$$\alpha_{сл3} = \alpha_{к3} \quad (38)$$

$$\begin{aligned} i_{np3} &= \frac{\omega_{сл3}}{\omega_{\epsilon3}} \\ &= 1 \end{aligned} \quad (39)$$

Като използваме уравнения (22) и (39), за предавателното отношение на пета предавка можем да запишем:

$$\begin{aligned} i_V &= i_{np1} \cdot i_{np3} = \left(1 + \frac{1}{\alpha_1}\right) \cdot 1 \\ &= 1,359 \end{aligned} \quad (40)$$

На шеста предавка са включени съединителите С1 и С2 и работи само планетен ред ПР3 с предавателно отношение

$i_{np3} = 1$ според формула (39). Предавателното отношение на шеста предавка ще бъде:

$$\begin{aligned} i_{VI} &= i_{np3} \\ &= 1 \end{aligned} \quad (41)$$

На задна предавка са включени спиралките В1 и В4 и работят планетните редове ПР1, ПР3 и ПР4. За планетни редове ПР3 и ПР4 можем да запишем:

$$\begin{aligned} \omega_{\epsilon3} \\ = \frac{\omega_{сл3} + \alpha_3 \cdot \omega_{к3}}{1 + \alpha_3} \end{aligned} \quad (42)$$

$$\begin{aligned} \omega_{\epsilon4} &= \frac{\omega_{сл4} + \alpha_4 \cdot \omega_{к4}}{1 + \alpha_4} = \frac{\omega_{сл4} + 0}{1 + \alpha_4} \\ &= \frac{\omega_{сл4}}{1 + \alpha_4} \end{aligned} \quad (43)$$

$$\begin{aligned} \omega_{к3} \\ = \omega_{сл4} \end{aligned} \quad (44)$$

$$\begin{aligned} \omega_{\epsilon3} \\ = \omega_{\epsilon4} \end{aligned} \quad (45)$$

При съвместно решаване на уравнения (42÷45) се получава формулата за предавателното отношение между входния и изходния вал при общата работа на планетните редове ПР3 и ПР4:

$$\begin{aligned} i_{np3,4} &= \frac{\omega_{сл3}}{\omega_{\epsilon4}} \\ &= 1 - \alpha_3 \cdot \alpha_4 \end{aligned} \quad (46)$$

Като използваме уравнения (22) и (46), за предавателното отношение на задната предавка можем да запишем:

$$\begin{aligned} i_R &= i_{np1} \cdot i_{np3,4} = \left(1 + \frac{1}{\alpha_1}\right) \cdot (1 - \alpha_3 \cdot \alpha_4) \\ &= 5,030 \end{aligned} \quad (47)$$

Сега остава да определим предавателните отношения между коронните и слънчевите колела за четирите планетни реда α_1 , α_2 , α_3 и α_4 . От уравнение (28) определяме $\alpha_3 = 2,351$, от уравнение (40) определяме $\alpha_1 = 2,785$, от уравнение (36) определяме $\alpha_2 = 1,835$ и от уравнение (47) определяме $\alpha_4 = 1,149$.

Литература

- БелАЗ 7555 - Руководство по ремонту и эксплуатации, 2007.
 Гигов, Б.И. Автоматични трансмисии. ТУ - София, София, 007, 150 с.
 Тарасик, В.П., Н.Н.Горбатенко, А.Н.Егоров, В.В.Региня. ехатронная система автоматического управления ГМП карьерного самосвала. *Автомобильная промышленность*, 2010, №4, с.16-18.
 Шейретов, Х.К. Методика за изчисляване на самосвали за открити рудници с хидромеханична предавка. *Год. на МГУ*, 56, 2013, с.21-26.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Механизация на мините“.

ОПРЕДЕЛЯНЕ ДИАМЕТЪРА НА ВАЛА НА БАРАБАНИ ЗА ЛЕНТОВИ ТРАНСПОРТЪОРИ С ИЗНЕСЕНИ И ВГРАДЕНИ ЛАГЕРИ

Христо Шейретов

Минно-геоложки университет „Св.Иван Рилски“, 1700 София, sheiretov@abv.bg

РЕЗЮМЕ. Описана е конструкцията на барабани с изнесени и вградени лагери. Дадени са формулите за определяне на диаметъра на вала на барабаните по условията за допустимо еквивалентно напрежение на сечението на вала под лагерите, допустимо вертикално отклонение на вала и допустимо ъглово отклонение на вала. Направени са изчисления за определяне на необходимия диаметър на вала на два барабана (с изнесени и с вградени лагери) при еднакъв диаметър и дължина на барабаните и при еднакво натоварване. Направени са изчисления и за определяне на допустимото натоварване на двата барабана при еднакъв диаметър на вала. Направени са следните изводи: главно условие за определяне на диаметъра е това за допустимото ъглово отклонение; барабаните с вградени лагери понасят по-голямо натоварване; при тях е необходим по-малък диаметър на вала.

DETERMINATION OF THE SHAFT DIAMETER OF BELT CONVEYOR PULLEYS WITH OUTSIDE AND INSIDE BEARINGS

Hristo Sheiretov

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski" Sofia, sheiretov@abv.bg

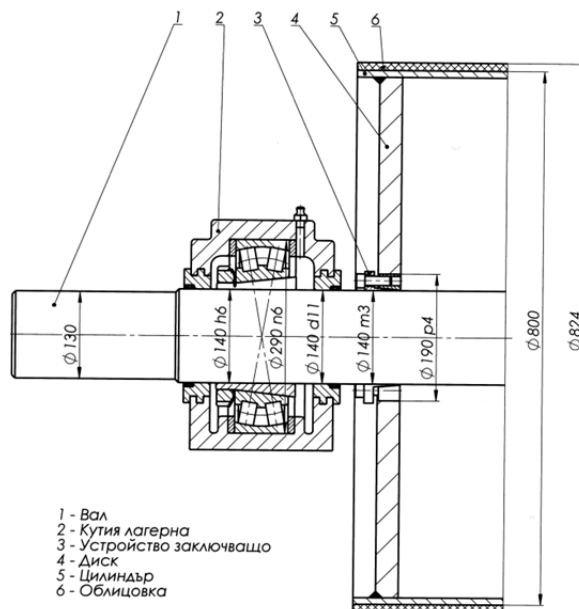
ABSTRACT. The design of belt conveyor pulleys with outside and inside bearings is described. The formulas for the determination of the shaft diameter from the conditions of the allowed equivalent tension, vertical deflection and angular deflection of the pulley shaft are given. Calculations of the shaft diameter of two pulleys with equal diameter and length and at equal loading are made (a pulley with outside bearings and a pulley with inside bearings). Calculations for the determination of the load capacities of the same pulleys with equal shaft diameter are also made. The following conclusions are given: the most important condition for the determination of the shaft diameter is the condition for the allowed angular shaft deflection; the pulleys with inside bearings allow higher loading than the pulleys with outside bearings; in the pulleys with inside bearings a smaller shaft diameter is required.

Увод

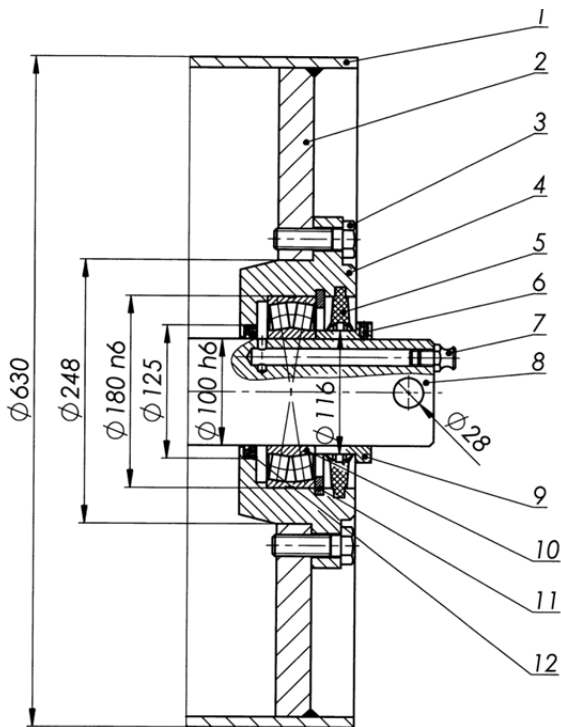
Барабаните на лентовите транспортъори могат да бъдат с изнесени лагери или с вградени лагери. Барабаните с изнесени лагери (фиг. 1) се състоят от централен вал 1 и два диска 4, към които е заварен външният цилиндър 5 (Sandvik conveyor pulleys, 2000). Закрепването на дисковете към вала се осъществява чрез заключващите устройства 3. Барабанът е лагеруван чрез ролкови самонагаждащи се лагери, поставени в лагерните кутии 2.

Заключващите устройства се състоят от две разрязани конусни втулки - вътрешна и външна, и стягащи винтове. Лагерните кутии се състоят от основа и капак, съединени чрез болтове. Лагерите се закрепват към вала на барабана с помощта на стягащи конусни втулки и притискащи гайки. Лагерите са уплътнени чрез лабиринтови уплътнения и уплътнителни пръстени.

На фиг. 2 е показана конструкцията на барабан с вградени лагери (Sandvik conveyor pulleys, 2000). Лагерите са фиксирани към лагерния корпус 4 чрез пружинните пръстени 11 и външните втулки 9 със стопорни винтове 6. Между въртящия се лагерен корпус 4 и невъртящия се вал 8 са поставени две уплътнения - маншетно от вътрешната страна и гумено двуустно - от външната страна. Мазането на лагерите се осъществява от гресъорките 7 през канали във вала.



Фиг. 1. Конструкция на барабан с изнесени лагери



- 1 - Цилиндър 2 - Диск 3 - Болт M20x65
 4 - Корпус лагерен 5 - Уплътнение двуустно
 6 - Винт стопорен M8x16 7 - Гресьорка M16
 8 - Вал 9 - Втулка 10 - Лагер 22220HL
 11 - Пръстен пружинен 12 - Уплътнение маншетно

Фиг. 2. Конструкция на барабан с вградени лагери

Определяне на диаметъра на вала по условието за допустимо еквивалентно напрежение

Необходимият диаметър на вала на барабана под лагерите се определя по формулата (Rollers and components, 2003):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}}, \text{ mm}, \quad (1)$$

където: W [mm³] - необходим съпротивителен момент на сечението на вала под лагерите (определя се по формула (2));

$$W = \frac{1000 \cdot M_{\text{екв}}}{\sigma}, \text{ mm}^3, \quad (2)$$

където: $M_{\text{екв}}$ [dN.m] - еквивалентен момент действащ върху сечението на вала под лагерите (определя се по формула (2)); σ [dN/mm²] - допустимо еквивалентно напрежение на стоманата, от която е изработен вала (приема се от табл. 1);

Таблица 1.

Допустими еквивалентни напрежения за някои стомани

Стомана	38 NCD	C 40 закалена	C 40 нормализирана	Fe 37 нормализирана
σ [dN/mm ²]	12,2	7,82	5,8	4,4

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{M_{\text{ог}}^2 + 0,75 \cdot M_{\text{ус}}^2}, \text{ dN.m}, \quad (3)$$

където: $M_{\text{ог}}$ [dN.m] - огъващ момент, действащ върху сечението на вала под лагерите (определя се по формула (4)); $M_{\text{ус}}$ [dN.m] - усукващ момент действащ върху сечението на вала под лагерите (при задвижващи барабани се определя по формула (5); при незадвижващи барабани $M_{\text{ус}} = 0$);

$$M_{\text{ог}} = 0,001 \cdot \frac{R_p}{2} \cdot a_g, \text{ dN.m} \quad (4)$$

$$M_{\text{ус}} = \frac{z_{\text{д}} \cdot N_{\text{дв}}}{n_{\text{б}}} \cdot 954,9, \text{ dN.m}, \quad (5)$$

където: R_p [dN] - резултантна сила, действаща върху барабана (определя се по формула (6)); $z_{\text{д}}$ - брой на електродвигателите задвижващи барабана ($z_{\text{д}}=1$ или $z_{\text{д}}=2$ според приетата схема на задвижване); $N_{\text{дв}}$ [kW] - мощност на електродвигателите; $n_{\text{б}}$ [min⁻¹] - честота на въртене на барабана (определя се по формула (8));

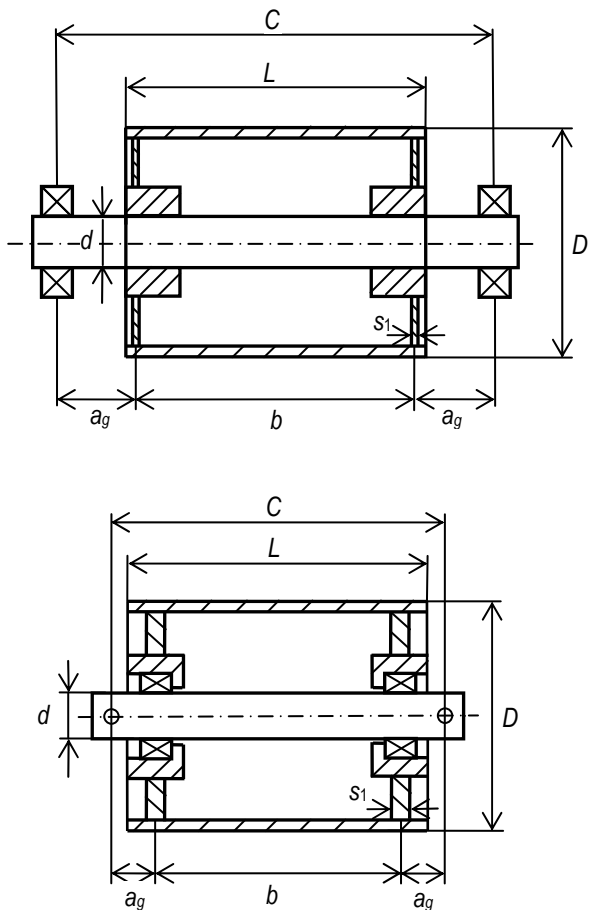
$$R_p = \sqrt{R_{\text{б}}^2 + G_{\text{б}}^2}, \text{ dN} \quad (6)$$

$$a_g = \frac{C - L}{2} + s_1, \text{ mm}, \quad (7)$$

$$n_{\text{б}} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D}, \text{ min}^{-1}, \quad (8)$$

където: $R_{\text{б}}$ [dN] - сила натоварваща барабана (определя се по формули (10) и (11)); $G_{\text{б}}$ [dN] - сила на тежестта на барабана (определя се по формула (10)); C [mm] - разстояние между опорите на барабана (фиг.3); L [mm] - дължина на барабана (фиг. 3); s_1 [mm] - дебелина на дисковете на барабана (фиг. 3); v [m/s] - скорост на лентата; D [m] - диаметър на барабана;

$$R_{\text{б}} = k_{\text{б}} \cdot \frac{S_{\text{вп}} + S_{\text{изп}}}{2}, \text{ dN} - \text{при задвижващ барабан} \quad (9)$$



Фиг. 3. Схеми за оразмеряване на барабани с изнесени и вградени лагери

$$R_{\delta} = k_{\delta} \cdot S_{вп}, \text{ dN} - \text{при незадвижващ барабан} \quad (10)$$

$$G_{\delta} = m_{\delta} \cdot \frac{g}{10}, \text{ dN}, \quad (11)$$

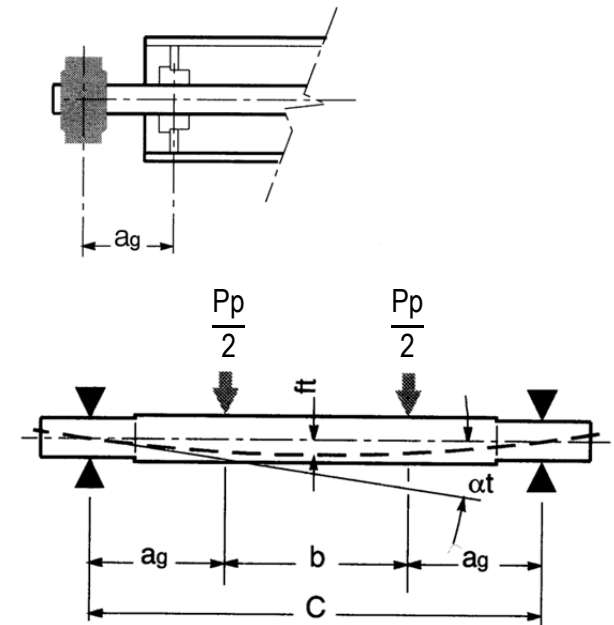
където: k_{δ} - коефициент, отчитащ ъгъла на обхват на лентата около барабана (определя се според табл. 2); $S_{вп}$ [dN] - сила на опън в лентата в точката на влизане на лентата в барабана; $S_{изп}$ [dN] - сила на опън в лентата в точката на излизане на лентата от барабана; m_{δ} [kg] - маса на барабана.

Таблица 2.
Коефициент за определяне на натоварването на барабаните

α	$> 180^\circ$	$90 \div 180^\circ$	$< 90^\circ$
k_{δ}	$2 \cdot \cos \frac{\alpha - 180}{2}$	$2 \cdot \cos \frac{180 - \alpha}{2}$	$2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$

α [°] - ъгъл на обхват на лентата около барабана

Определяне на диаметъра на вала по условието за допустимо вертикално отклонение



Фиг. 4. Схема за определяне на допустимото вертикално и ъглово отклонение на барабаните

Условието за допустимо вертикално отклонение е (Rollers and components, 2003):

$$ft = \frac{\left(\frac{R_p}{2}\right) \cdot a_g}{24 \cdot E \cdot J} \cdot \left[3 \cdot (b + 2 \cdot a_g)^2 - 4 \cdot a_g^2\right] \leq \frac{C}{3000}, \text{ mm} \quad (12)$$

където: ft [mm] - допустимо вертикално отклонение на вала на барабана (фиг. 4); b [mm] - разстояние между външните фланци на барабана (разстояние между приложените точки на двете сили, натоварващи вала на барабана) (фиг. 4). Определя се по формула (13); $E = 20600 \text{ dN/mm}^2$ - модул на еластичност на стоманата; J [mm⁴] - инерционен момент на сечението на вала на барабана (определя се по формула (14));

$$b = C - 2 \cdot a_g, \text{ mm} \quad (13)$$

$$J = 0,0491 \cdot d^4, \text{ mm}^4, \quad (14)$$

където: d [mm] - диаметър на вала на барабана под лагерите.

От уравнение (12) следва:

$$J \geq \frac{\left(\frac{R_p}{2}\right) \cdot a_g}{24 \cdot E} \cdot \left[3 \cdot (b + 2 \cdot a_g)^2 - 4 \cdot a_g^2\right] \cdot \frac{3000}{C}, \text{ mm}^4 \quad (15)$$

Решавайки съвместно уравнения (14) и (15) получаваме:

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{Z}{0,0491}}, \text{ mm}, \quad (16)$$

където:

$$Z = \frac{\left(\frac{R_p}{2}\right) \cdot a_g}{24 \cdot E} \cdot \left[3 \cdot (b + 2 \cdot a_g)^2 - 4 \cdot a_g^2 \right] \cdot \frac{3000}{C}, \text{ mm}^4 \quad (17)$$

Определяне на диаметъра на вала по условието за допустимо ъглово отклонение

Условието за допустимо ъглово отклонение е (Rollers and components, 2003):

$$\alpha t = \frac{\left(\frac{R_p}{2}\right) \cdot a_g}{2 \cdot E \cdot J} \cdot a_g \cdot (C - a_g) \leq \frac{1}{1000}, \text{ mm} \quad (18)$$

където: αt [mm] - допустимо ъглово отклонение на вала на барабана (фиг. 4).

От уравнение (18) следва:

$$J \geq \frac{\left(\frac{R_p}{2}\right) \cdot a_g}{2 \cdot E} \cdot (C - a_g) \cdot 1000, \text{ mm}^4, \quad (19)$$

Решавайки съвместно уравнения (14) и (19) получаваме:

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{Y}{0,0491}}, \text{ mm}, \quad (20)$$

където:

$$Y = \frac{\left(\frac{R_p}{2}\right) \cdot a_g}{2 \cdot E} \cdot (C - a_g) \cdot 1000, \text{ mm}^4 \quad (21)$$

Решаване на конкретни примери за барабани с изнесени и вградени лагери и сравняване на получените резултати

Първоначално ще определим диаметъра на вала под лагерите на два незадвижващи барабана с еднакъв диаметър и еднаква дължина при еднакво натоварване по данни от (Sandvik conveyor pulleys, 2000). Първият барабан е с изнесени лагери, а вторият - с вградени лагери. Параметрите на барабаните са: диаметър $D = 0,5\text{m}$; дължина $L = 950\text{mm}$ (за лента с ширина $B = 800\text{mm}$); дебелина на дисковете $s_1 = 20\text{mm}$; допустимо еквивалентно напрежение

на стоманата на вала $\sigma = 7,7\text{dN/mm}^2$. Барабаните са натоварени със сила $R_\delta = 5800\text{dN}$. Барабаните са незадвижващи, следователно не им действа усукващ момент, т.е. $M_{yc} = 0 \text{ dN.m}$.

Барабанът с изнесени лагери е с междуопорно разстояние $C = 1190\text{mm}$ и маса $m = 462\text{kg}$ (при диаметър на вала под лагерите $d = 125\text{mm}$), а при барабана с вградени лагери параметрите са: $C = 1050\text{mm}$ и $m = 311\text{kg}$ (при $d = 100\text{mm}$).

След направените изчисления за необходимите диаметри на вала под лагерите се получава $d = 80;115;120\text{mm}$ за барабана с изнесени лагери и $d = 64;94;99\text{mm}$ за барабана с вградени лагери. Трите числа се отнасят за получените диаметри по трите условия, т.е. по формулите (1), (16), (20).

Вижда се, че най-голям необходим диаметър се получава по третото условие, т.е. за допустимо ъглово отклонение на вала. При барабана с изнесени лагери се получават по-големи необходими диаметри на вала, което се обяснява с по-голямото междуопорно разстояние и по-голямата маса на барабана. Отношенията на получените необходими диаметри на вала за двата барабана по трите условия са: $80/64 = 1,25$; $115/94 = 1,22$; $120/99 = 1,21$.

Сега ще определим натоварването на барабана с изнесени лагери, при което се получава диаметър на вала $d = 100\text{mm}$ по третото условие. Параметрите на барабана, които се променят, са: $C = 1160\text{mm}$ (при $d = 100\text{mm}$) и $m_\delta = 348\text{kg}$ (при $d = 100\text{mm}$). При $R_\delta = 3000\text{dN}$ се получава $d = 61, 94, 99\text{mm}$ по трите условия. Най-голям необходим диаметър на вала се получава по третото условие, което е определящо, т.е. трябва да изберем барабан с диаметър на вала $d = 100\text{mm} > 99\text{mm}$.

Следователно барабанът с вградени лагери има $5800/3000 \approx 2$ пъти по-голямо допустимо натоварване от барабана с изнесени лагери, при еднакъв диаметър на валове ($d = 100\text{mm}$).

Изводи

От горните изчисления могат да се направят следните изводи:

1. При определянето на диаметъра на вала на барабаните определящо е условието за допустимо ъглово отклонение на вала;
2. При еднакво натоварване, еднакъв диаметър и еднаква дължина, при барабаните с вградени лагери е необходим $1,21 \div 1,25$ пъти по-малък диаметър на вала, отколкото при барабаните с изнесени лагери. Това се обяснява с по-малкото междуопорно разстояние и по-малката маса;
3. При еднакъв диаметър на валове барабаните с вградени лагери допускат до 2 пъти по-голямо натоварване.

Литература

Rollers and components for bulk handling. Rulli Rulmeca S.p.A., 4-th edition. Справочник, 2003.

Sandvik conveyor pulleys. Справочник, 2000.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Механизация на мините“.

ПРОЕКТ НА КОФА С „РАЗДЕЛНО РЯЗАНЕ” НА РОТОРЕН БАГЕР SRS 4000

Николай Динев¹, Райна Вучева²

¹ „Мини Марица Изток” ЕАД, nick@marica-iztok.com

² Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, r.wutschewa@abv.bg

РЕЗЮМЕ: Поради незадоволителната работа на използваната в момента кофа на багер SRS 4000 възниква необходимост от разработване на проект на нова кофа. Въз основа на направен анализ на конструктивното изпълнение на настоящата кофа се предлага кофа с т.н. "разделно рязане". Тя работи добре при разработване на забои, както с твърди включения, така и при забои без твърди включения, тъй като изкопаният материал е с по-малка едрина. За нуждите на проектирането и конструирането на новата кофа са направени технологични и якостни изчисления, част от които са показани в настоящата публикация.

Ключови думи: кофа на роторен багер, разделно рязане, технологични изчисления.

DESIGN OF A SEPARATION CUTTING BUCKET OF THE SRS 4000 BUCKET WHEEL EXCAVATOR

Nikolai Dinev¹, Raina Vucheva²

¹ „Mini Maritsa Izток” EAD, nick@marica-iztok.com

² University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, r.wutschewa@abv.bg

ABSTRACT: Due to deficiencies in the current performance of the bucket of the SRS 4000 bucket wheel excavator, we have been faced with the necessity of designing a new type of bucket. The constructional execution of the bucket in current use has been analysed. On the basis of the analysis, a bucket is offered that functions on the principle of the so called separation cutting.

The bucket performs well in mining faces with hard inclusions as well as in faces without hard inclusions since the lump size of the excavated material is smaller. For the purposes of the design and construction of the new bucket, engineering and strength calculations were made and part of them are included in this publication.

Key words: wheel excavator bucket, separation cutting, engineering calculations.

Геоложките особености на находището Източно-маришки възглищен басейн, както и голямото разнообразие във физико-механичните свойства на откривката са причина за много случаи на реконструкции на кофи и зъби от работния орган на роторните багери и приспособяването му към конкретните условия. Незадоволителната работа на използваната в момента кофа в забои и твърди включения е причина техническият съвет към „Мини Марица-изток” ЕАД да вземе решение и да възложи проектиране и конструиране на нова кофа, съобразена с конкретните условия. Конструктивното изпълнение на старата кофа е показано на фиг. 1.

Анализът показва следното:

- Почти всички зъби са разположени върху предната част на ножа на кофата. Замисълът на конструктора е бил багерът да работи с малка дебелина на стружката и голяма широчина, т.е. малки подавания на ходовия механизъм и по-голяма скорост на въртене на горния строеж на багера.

Такъв метод на работа е неблагоприятен за натоварването на механизма на въртене на горния

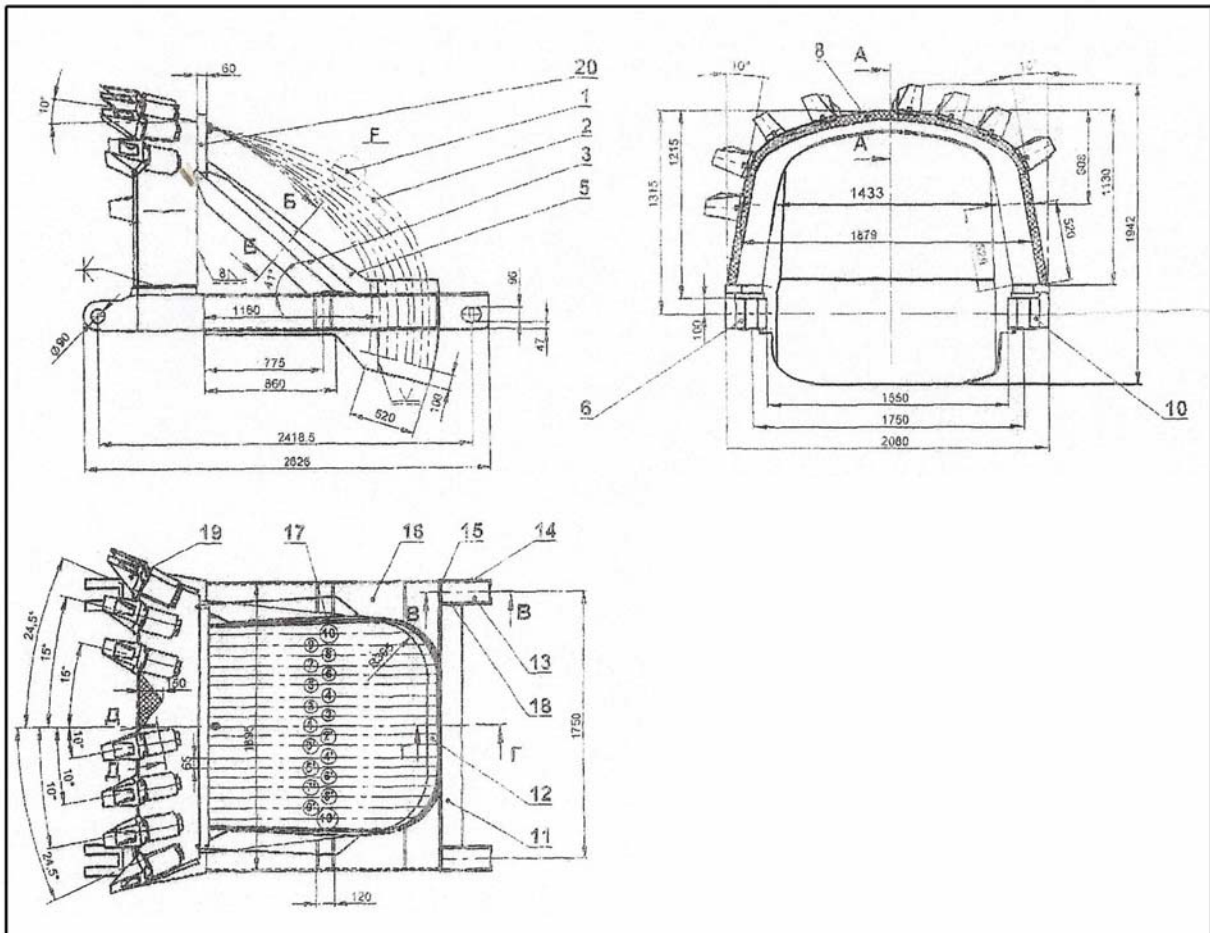
строеж на багера и води вероятно до по-ниска производителност.

- Малък ъгъл на рязане на ножа и зъбите, поради което те се изтриват отзад, често се износват и втулките, в които са поставени зъбите и те трябва да се подменят при малко износване. Това е свързано с увеличен разход на зъби и по-чести ремонти.

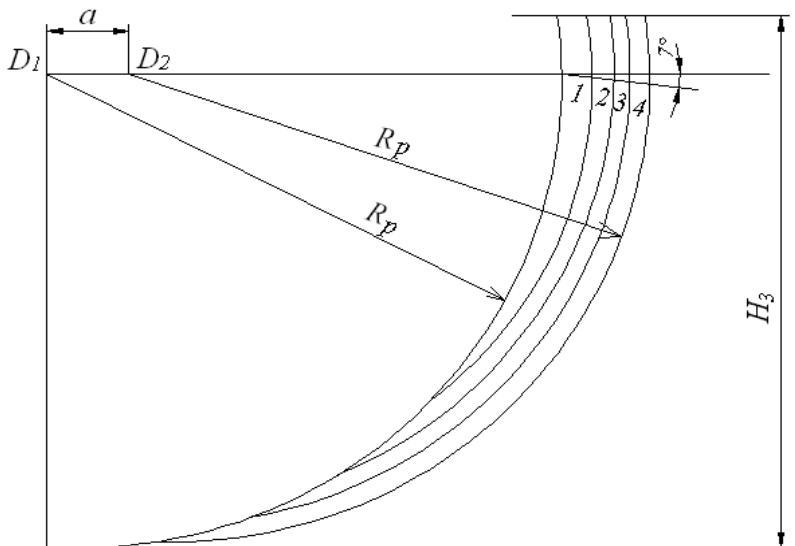
Забелязано е и неправилно ориентиране на зъбите спрямо траекторията на рязане и като резултат – увеличено съпротивление на рязане.

- Режещият ръб на кофата е разположен почти по радиуса на роторното колело (отклонен назад само на ъгъл $\approx 7^\circ$).

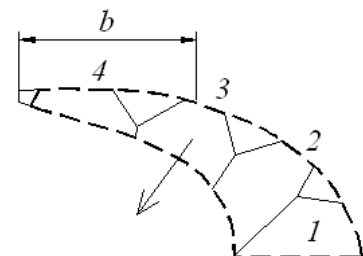
Това води до почти едновременно врязване на зъбите, свързано с висока динамичност на натоварването на роторното колело, на задвижването му и на металоконструкцията на багера, както и за откъсване на едри късове материал, особено при наличие на твърди включения. Тази възможност е показана с прекъснатата линия на фиг. 2б. Практиката е показала, че това се случва много често.



Фиг. 1. Кофа на роторен багер SRs 4000 (стара).



Фиг. 2а



Фиг. 2б

Попадането на големи късове материал върху транспортните ленти на багера, на забойния и магистралния гумено-лентов транспортьор (ГЛТ) води до повреди, престои и продължителни ремонти. Повредите по ГЛТ са причина за престои на багера и насипообразувателя.

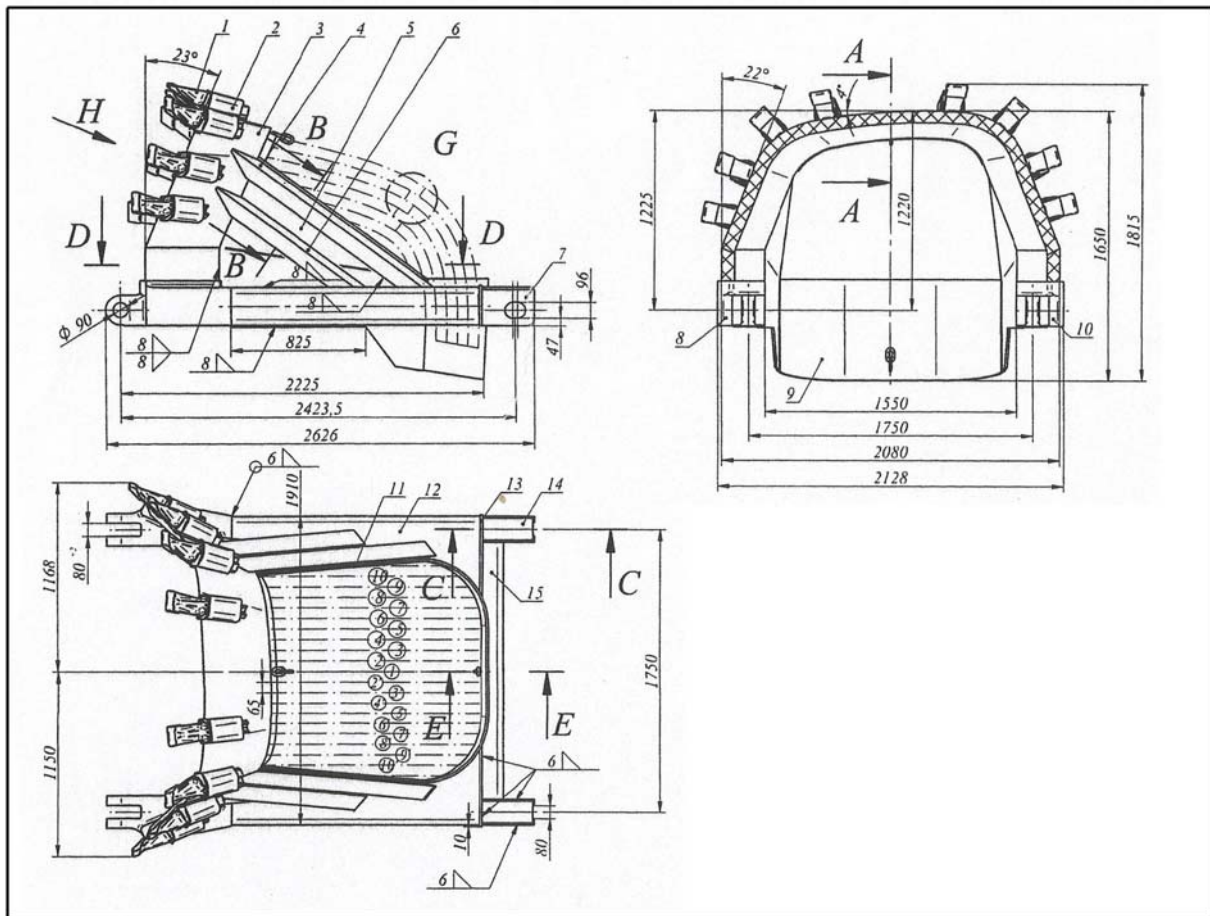
– Стеснена е задната част на кофата, което намалява обема ѝ и се отразява върху производителността на багера.

– Не е направена корекция на наклона на роторното колело спрямо надлъжната вертикална равнина на симетрия на роторната стрела.

– Това се отразява неблагоприятно на работата на кофата поради разликата в параметрите на стружката при подаване вляво и вдясно.

Посочените недостатъци са много сериозни и са основание да се поиска проект и конструктивна разработка на нов тип кофа за роторен багер SRs 4000.

Като най-подходяща е избрана кофа с т.н. „разделно рязане“ – фиг. 3.



Фиг. 3. Кофа на роторен багер SRs 4000 с „разделно рязане“.

Този тип кофи имат предимства, в случай че се разработва забой с твърди включения, но работят добре и в забои без твърди включения, тъй като изкопаният материал е с по-малка едрина. Както всички кофи със зъби, те работят лошо в забои от влажни и преовлажнени лепливи глини.

Сравнение на процеса рязане на стружка за старата и новата кофа е показано на фиг. 3 и фиг. 4.

При конструктивната разработка на новата кофа са направени промени във формата на ножа и на разположението на зъбите.

Променен е ъгълът на рязане от 10° на 15° , за да се подобри работата и дълготрайността на зъбите. Зъбите са изместени върху страничните части на ножа, с което се осигурява копаене с по-голямо подаване с ходовия механизъм и по-малка скорост на въртене на горния строеж на багера. Това осигурява работа на по-широк забой без намаляване на производителността. Ножът на кофата е наклонен на 30° назад по отношение на радиуса на роторното колело, което осигурява т.н. „разделно

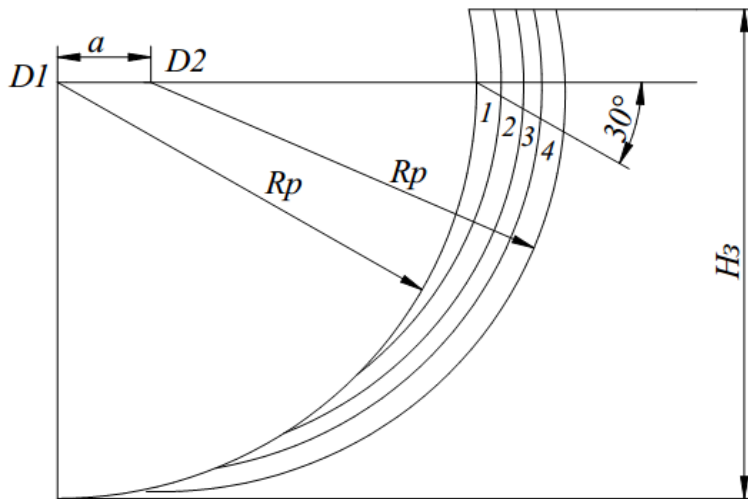
рязане“, при което всеки зъб отделя част от стружката. Зъбите работят последователно и самостоятелно, при което се намалява едрината на изкопания материал.

Отделянето на късове към свободна повърхност води до намален разход на енергия за копаене. Улеснява се и рязането на твърди включения, тъй като периферната сила се концентрира върху един зъб вместо върху два или три.

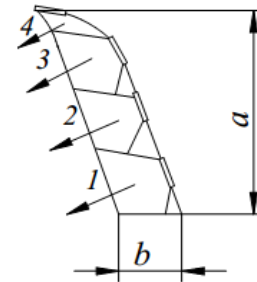
При кофите с „разделно рязане“ зъбите се внедряват последователно 1, 2, 3 и 4 (фиг. 4а) и отделят части от стружката, както е показано на фиг. 4б.

Отделяне на негабаритни късове материал може да се получи, когато твърдите включения са разположени в горната част на шайбата.

За нуждите на проектирането и конструирането на новата кофа бяха направени технологични и якостни изчисления, част от които са показани в настоящата публикация.



Фиг. 4а.

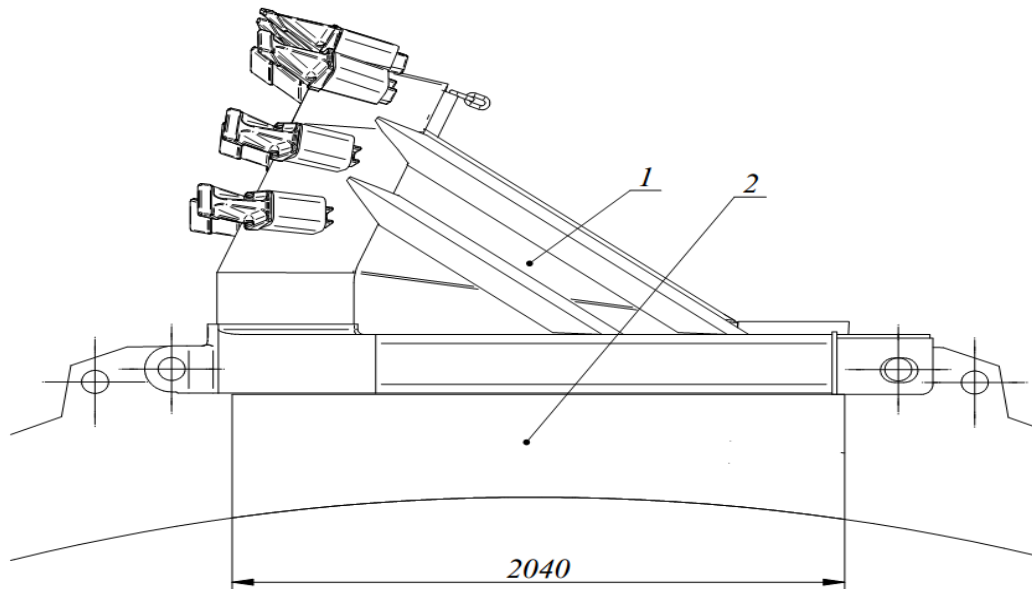


Фиг. 4б.

Технологични изчисления

1. Производителност [техническа] - $Q_{\text{техн}}$, [m³/h]
 $Q_{\text{техн}} = 60 \cdot z \cdot q'_k$, m³/h (разбухнал материал),

където: z - брой на разтоварените кофи, min⁻¹ ;
 q'_k - обем на кофата заедно с подкофовото пространство, m³.



Фиг. 5. 1 – кофа, 2 – подкофово пространство

От техническата характеристика на багера

$$Q_{\text{техн}} = 11000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$z = 57,5 \text{ min}^{-1}$$

$$q'_k = q_k + q_n, \text{ m}^3,$$

където: q_k е обемът на една кофа, m³;

q_n - обем на подкофовото пространство във венца на роторното колело, m³.

Обемът q_n на подкофовото пространство се определя, като се използват размерите му взети от чертежа на корпуса на роторното колело.

От чертежа на фиг. 5 са взети необходимите размери за

изчисляване на обема на подкофовото пространство - височина $H = 400\text{mm}$, дължина $L = 2040\text{mm}$ и широчина $B = 1690\text{mm}$.

Като не се отчитат закръгленията в ъглите, приблизително обемът на подкофовото пространство ще се определи по формулата:

$$q_n = B \cdot L \cdot H, \text{ m}^3 = 1,69 \cdot 2,08 \cdot 0,4 = 1,38 \text{ m}^3$$

За осигуряване на производителност $Q_{\text{техн}} = 11000 \text{ m}^3/\text{h}$ е необходимо обемът на кофата да бъде:

$$q_k = q'_k - 0,5 q_n, \text{ m}^3 = 3,2 - 0,5 \cdot 1,4 \approx 2,5 \text{ m}^3$$

Като се има предвид приблизителното определяне на обема на подкофовото пространство, се приема обемът на проектираната кофа да бъде $q_k = 2,5\text{m}^3$.

2. Производителност (техническа) в плътен материал.

$$Q_{\text{техн}}^p = 60 \cdot z \cdot a \cdot b \cdot H \cdot K_p \cdot K_n, \text{ m}^3/\text{h},$$

където $Q_{\text{техн}}^p$ е техническата производителност на багера в разбухнал материал, m^3

- z – брой на разтоварените кофи, min^{-1}
- a – подаване, m
- b – широчина на стружката, m
- H – височина на стъпалото, m
- K_p – коефициент на разбухване
- K_n – коефициент на напълване

$$Q_{\text{техн}}^n = \frac{Q_{\text{техн}}^p}{K_p} = \frac{11000}{1,6} = 6875, \text{ m}^3/\text{h}$$

$z = 57,5 \text{ min}^{-1}$ - от характеристиката на багера;
 a - подаване - задава се от манипуланта на багера, m ;
 H - височината на стъпалото – определя се от технологични съображения, но се препоръчва в границите от $\frac{D}{2}$ до $\frac{2}{3}D$, където $D = 16\text{m}$ е диаметърът на роторното колело.

Следователно $H = 8 \div 10,5\text{m}$. Ако забоят е устойчив и не се обрива лесно, височината на стъпалото може да се приеме от $\frac{D}{2}$ до $\frac{2}{3}D$, т.е. от $8 \div 12\text{m}$.

Нека $H = 10\text{m}$, a - препоръчително $0,6 \div 0,8$ от височината на кофата, m .

Тогава широчината на стружката, която срязва една отделна кофа, може да бъде пресметната

$$b = \frac{Q_{\text{техн}}^p}{60 \cdot z \cdot a \cdot H \cdot K_p} = \frac{11000}{60 \cdot 57,5 \cdot 0,75 \cdot 10 \cdot 1,6} \approx 0,266\text{m}$$

Тъй като скоростта на подаване чрез механизма за въртене е $8 \div 38\text{m/min}$, за минималната и максималната възможна широчина на стружката ще се получат:

$$b_{\text{min}} = \frac{\pi \cdot D}{z_k} \cdot \frac{V_{n \text{ min}}}{V_p}, \text{ m}$$

$$b_{\text{max}} = \frac{\pi \cdot D}{z_k} \cdot \frac{V_{n \text{ max}}}{V_p}, \text{ m}$$

където: V_n - периферна скорост при зъбите на кофата на нивото на оста на роторното колело, задавана от механизма на въртене на горния строеж на багера, m/min ;
 V_p – скорост на рязане (периферна скорост на роторното

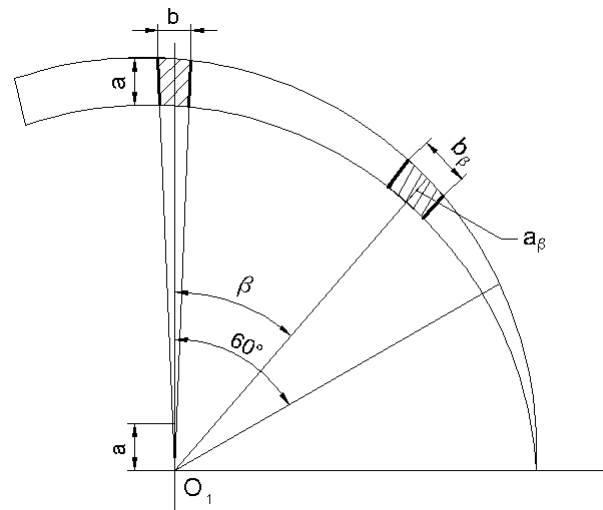
колело), m/s .

$$V_p = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{30 \cdot 2} = \frac{\pi \cdot 3,6 \cdot 16}{60} = 3 \text{ m/s}$$

- n – обороти на роторното колело, min^{-1} ;
- z_k – брой на кофите на роторното колело.

$$b_{\text{min}} = \frac{\pi \cdot 16}{16} \cdot \frac{8}{60 \cdot 3} = 0,14 \text{ m}$$

$$b_{\text{max}} = \frac{\pi \cdot 16}{16} \cdot \frac{38}{60 \cdot 3} = 0,66 \text{ m}$$



Фиг. 6.

От фиг. 6 се вижда, че при завъртане на горния строеж на багера дебелината на стружката намалява по закона $a_\beta = a \cdot \cos \beta$. За да се запази производителността на багера, е необходимо да се запази напречното сечение на стружката, т.е. $S_{\text{стр}} = a \cdot b$.

Това се постига чрез увеличаване на b по същия закон, т.е. $b_\beta = \frac{b}{\cos \beta}$. Автоматизирана система осигурява това до ъгъл 60° , след което производителността спада.

Нека b_β добие стойност b_{max} при $\beta = 60^\circ$.

Тогава $b = 0,66 \cdot 0,5 = 0,33\text{m}$.

Ако се реши формулата за техническата производителност на багера спрямо a , ще се получи подаването, под стойността на което производителността на багера ще намалява още преди горният му строеж да се е завъртял на 60° .

$$a_{\text{min}} = \frac{Q_{\text{техн}}^p}{60 \cdot z \cdot b \cdot H \cdot K_p}, \text{ m}$$

$$a_{\text{min}} = \frac{11000}{60 \cdot 57,5 \cdot 0,23 \cdot 10 \cdot 1,6} = 0,6 \text{ m}$$

Вижда се, че при тази височина на стъпалата, за да запази производителността си, багерът трябва да работи с подаване, по-голямо от 0,6m.

Литература

Волков, Д. П., З. А. Черкасов. *Динамика и прочность многокошковых экскаваторов и отвалообразователей*, Машиностроение, Москва, 1969.

Динев, Н., Р. Вучева. Намалване на възможността за създаване на негабаритни късове материал и попадането им в гумено-лентовите транспортни системи при изкопаване на откривка, *Геология и минерални ресурси*, 2015, №1-2.

Домбровский, Н. Г., *Многоковшовые экскаваторы*, Машиностроение, Москва, 1972.

Кеннеди, А. Дж., *Ползучесть и усталост в металлах*, Москва, изд. "Металургия", 1965.

Кинов, А., *Усъвършенстване на работния процес на роторните багери*, МГУ София, 1994.

Хейвуд, Р. Б., *Проектирование с учетом усталости*, Москва, изд. „Машиностроение“, 1969.

Шейретов, К., *Минни машини II част*, изд. Техника, София, 1983.

Rasper, L. *The Bucket Wheel Excavator*, Trans. Tech. Publication, Clanstahl, Germany, 1975.

Russinski, E., Smolnicki T. und Kancewski. *Gesichtspunkte zur Sanierung der Stahlkonstruktion von Schaufelradbaggern*, Trans Tech Publication №5, 1997.

Wocka, N. *Tagebaugrossgeraete nach langem Betrieb – Verlaengerung der Lebensdauer oder Abschaffung*, Gornictwo Odkriwkowe XXXV14/1994.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Машинознание“.

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ИЗНОСВАНЕТО НА РЕБОРДА НА БАНДАЖНИТЕ ГРИВНИ ПРИ РУДНИЧНИТЕ ЛОКОМОТИВИ ЗА ПОДЗЕМЕН ИЗВОЗ

Любен Тасев

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: nrbmo94@gmail.com

РЕЗЮМЕ: Бандажните гривни са елемент от кинематичната схема на локомотива, които са подложени на най-интензивно износване. Подмяната им в руднични условия е почти невъзможна, което налага един скъп и сложен ремонт. В статията се разглеждат причините, водещи до износването на реборда в зависимост от състоянието на релсовите пътища, условията на работа на подвижния състав, материала на бандажните гривни и технологията за тяхното изработване.

Ключови думи: руднични локомотиви за подземен извоз, бандажни гривини, износване.

WEAR OF THE FLANGE OF THE TRACTION BRACELETS OF THE MINE LOCOMOTIVES FOR UNDERGROUND TRANSPORTATION

Lyuben Tasev

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, e-mail: nrbmo94@gmail.com

ABSTRACT: Traction bracelets are an element of the kinematic scheme of the locomotive, which is subjected to the most intense wear. Replacement in mining conditions is almost impossible, requiring an expensive and complex repairs. The article discusses the reasons leading to the change of wear intensity depending on the condition of the tracks, the working conditions, the material of the traction bracelets and technology in their construction.

Key words: Mine Locomotives for Underground Transportation, Traction Bracelets, Wear.

Въведение

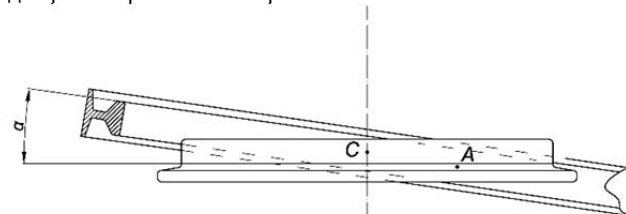
Локомотивите за подземен извоз, които се използват в България, са здрави, сигурни и добре направени машини. Те имат многогодишен експлоатационен срок, като дават сравнително малко откази и то предимно в електрическата система. Независимо от всичко отделните компоненти от механичната система подлежат на износване. Най-натоварени в това отношение са бандажните гривни, които са в контакт не само с релсовия път, но и с всички неблагоприятни условия в един подземен рудник, а именно: влага, кал, абразивен прах и др. Това води до тяхното износване, което за различните условия е различно и е обект на разглеждане в настоящата статия. Трябва да се отбележи, че ремонтът или подмяната на бандажните гривни в руднични условия е невъзможен. Необходимо е целият локомотив или единичните задвижвания да бъдат извадени на повърхността и закарани в специализирани ремонтни предприятия. Ремонтът също не е лек и е свързан със значителни финансови разходи. Като се отчетат и загубите от престоя на локомотива, то става очевидно колко е важно да се увеличи междуремонтният пробег на бандажните гривни.

В настоящата статия се разглеждат видовете износвания, които настъпват при различни условия на

работа в реални промишлени условия на мина „Бобов Дол“ и рудниците на ГОРУБСО Златоград АД и ГОРУБСО Мадан АД.

Изложение

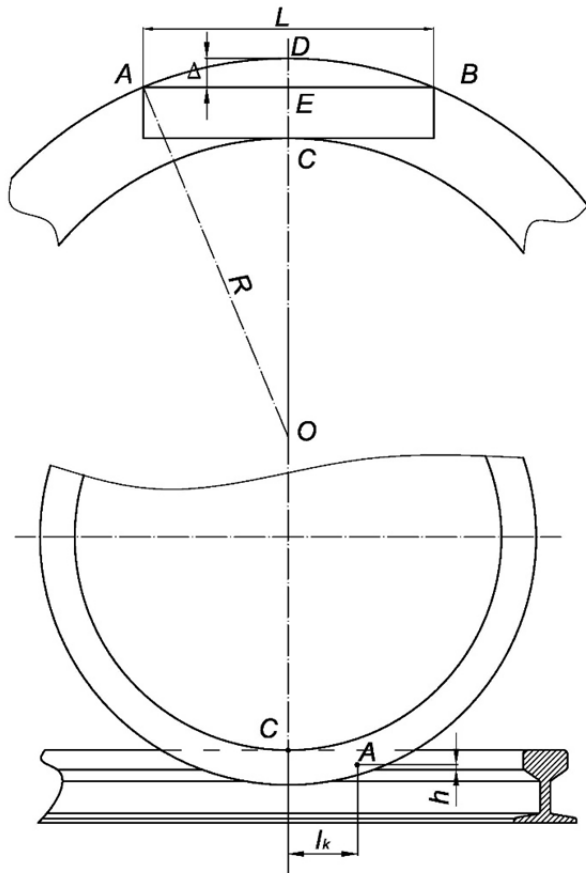
При движение на локомотива в крив участък на пътя с радиус R се извършва изместване на колелата под някакъв положителен ъгъл α , тоест ребордът се стреми да пресече релсата виж фиг. 1 и 2.



Фиг. 1. Пресичане на колелото и релсата

При това моментната точка на допирание на колелото с главата на релсата ще се намира отзад на точката на контакта на реборда А със страничната страна на главата на релсата на разстояние L , наречено предварително допирание, представляващо от 15 до 50mm (Андреевский, 1960). Точката А лежи на разстояние h от повърхността на търкаляне от главата на релсата. При голяма стойност на хоризонталната сила колелото може да се повдигне и да

се търкаля по реборда. γ_b по такъв начин ще имаме опора в една точка (фиг. 3).



Фиг. 2. Схема на колелото в крива.

В този случай е възможно прескачане на реборда на колелото през релсата. Безопасността на движението през кривата се оценява с коефициента β_o :

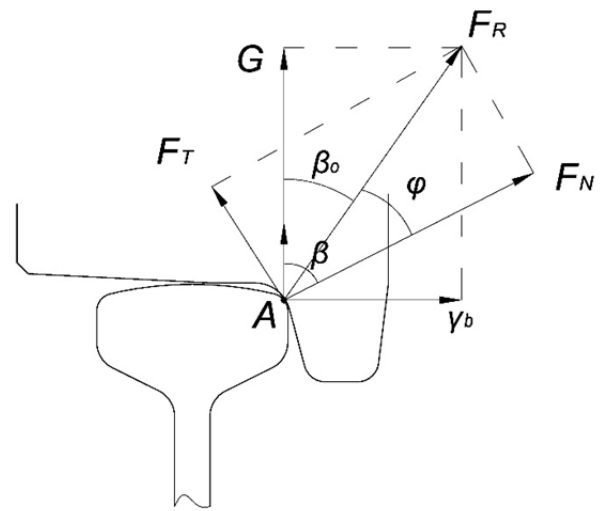
$$\beta_o = 2\gamma_b / Q \leq 1,2 \quad (1)$$

При двучков контакт в точка А ще имаме място на приплъзване на реборда по главата на релсата. Приемайки точка С за моментен център на въртене, скоростта на приплъзване ще бъде равна на:

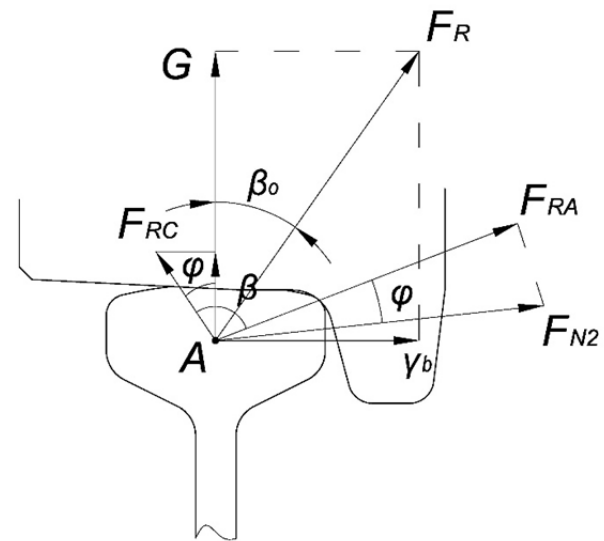
$$V_{ck} = \frac{\sqrt{l_k^2 + h_{rk}^2}}{r_k} V \quad (2)$$

При износване по кръга на търкаляне, по-голямо от 1.5-2 мм двучковия, контакт преминава в едноточков.

Площадката на контакта получава по-големи размери и е разположена под ъгъл 35-45 градуса към хоризонта. Съществено се намалява приплъзването и специфичното налягане. Вследствие на намаляване на специфичното натоварване и скоростта на приплъзване, в мястото на контакта се намалява обемната и контактната температура, а също така и износването.



Фиг. 3. Едноточков контакт на бандаж с релса.



Фиг. 4. Двучков контакт на колело с релса.

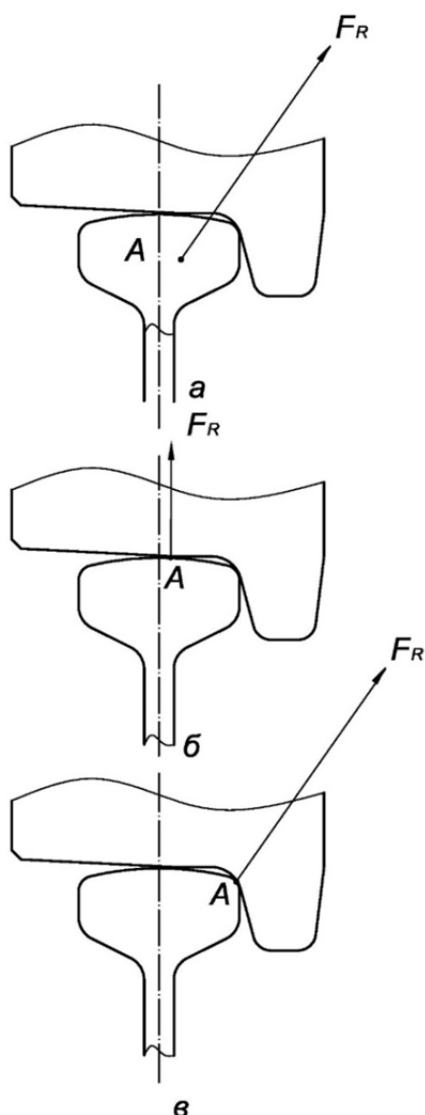
Разглеждайки разположението на силите, действащи на предното колело, се установява, че на релсите действа вертикалното натоварване G , страничното налягане γ_b и тяхната равнодействаща $G + \gamma_b = F_R$. При едноточков контакт (фиг. 3) реакцията на релсата F_R ще бъде равнодействаща на нормалното налягане на контакта F_N и силата на триене F_T . Положението на точката на контакта А зависи от ъгъла на изместване на страната на реборда към хоризонталата β и може да се определи по формулата:

$$\operatorname{tg} \beta_o = \operatorname{tg}(\beta + \varphi) = \frac{\operatorname{tg} \beta_o + \operatorname{tg} \varphi}{1 - \operatorname{tg} \beta_o \operatorname{tg} \varphi} \quad (3)$$

където: $\operatorname{tg} \beta_o = \gamma_b / G$ е отношение на страничното налягане към вертикалното натоварване
 $\operatorname{tg} \varphi = f$ е коефициент на триене.

Намаляването на коефициента на триене от 0.25 до 0.1 при $\beta_o = 70^\circ$ води до увеличение на съотношението

γ_b / G от 1.48 до 2.05, което повишава безопасността на движението в кривите, намалява размера на тяговото усилие и пести енергия.



Фиг. 5. Видове контакт на бандажа с гривната а - двуточков; б - едноточков при износен бандаж и релса; в - едноточков

При двуточков контакт (фиг. 4) силата F_N се уравновесява от реакцията на релсата F_{RC} и F_{RA} , намираща се в точка С под ъгъл β . Нормалното натоварване в точката на контакта с отчитане коефициента триене се определя от:

$$F_{NC} = \frac{F_{RC}}{\sqrt{1+f^2}}; F_{NA} = \frac{F_{RC}}{\sqrt{1+f^2}} \quad (4)$$

От горните зависимости следва, че с намаляването силите на триене между реборда и главата на релсата намалява усилието върху реборда и повишава натоварването върху повърхността на търкаляне.

Установено е (Голутнива, 1961), (Андриевский, 1960), че при търкаляне на колооста по релсите са възможни три

основни случая на допирание между бандажа и релсата (фиг. 5). Доказано, е че най-голяма интензивност на износване на реборда е при двуточков контакт. При нарастване на износването, контактуването преминава от точка в дъга, а между реборда и вътрешната страна на релсата се появява луфт. Възниква режим на търкаляне на колелото при едноточков контакт и намалена интензивност на износването. Въз основа на казаното мога да се дадат следните особености на взаимодействието на колооста с релсите в кривия участък:

- Съществуват два вида силово взаимодействие на реборда :
 - o Едноточков контакт
 - o Двуточков контакт
- Намаляват силите на триене между реборда и главата на релсата.



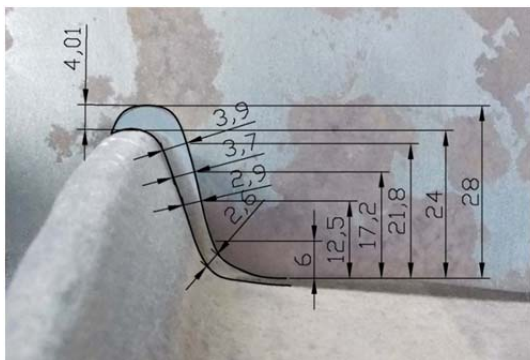
Фиг. 6. Накатяване на повърхността на реборда в мина „Бобов Дол“.

Наблюденията показват, че съществуват няколко вида износвания на ребордите. Първият тип износване се наблюдава при локомотиви, работещи при тежки профили на пътя с голям брой криви. При тях интензивността на износването на бандажите е висока. Коничната част на реборда се изменя в криволинейна с голям радиус на кривината. Характерното износване на реборда е матовата металическа повърхност, която той получава със следи от задиране на метала под формата на големи вдълбавания на фриktionната повърхност вследствие на накатка (фиг. 6). Близко до върха на реборда пластическите деформации на метала изменят първоначална форма на реборда и той добива особено островърха форма (фиг. 7).



Фиг. 7. Островърхо износване на бандаж в рудник „Марзян“.

Вторият тип износване се наблюдава на ребордите на локомотивите, работещи на относително прав участък, каквито са на рудник „Бобов Дол“. В този случай износването по оста на търкаляне изпреварва износването на реборда. Видът на износването остава както описания по-горе, но е значително по-малък и липсва задирането на повърхностите. Преходът от повърхността на търкаляне към реборда е плавен. Износването на реборда по височина е относително равномерен (фиг. 7).



Фиг. 8. Износване на реборд на рудник „Крушев Дол“.

Друг тип износване се явява едностранното подравняване на реборда заради неправилен монтаж на колесната двойка в рамата на локомотива, а също така и поради голяма разлика в диаметрите на бандажите по ръба на търкаляне. Повърхността на търкаляне добива неравномерен вид.

Представените типове на износване се различават по външни признаци, а също и по скорост на износване и форма на работната повърхност.

Най-разпространеният в руднични условия е първият тип. В същото време той се явява и най-неблагоприятен и свързан с най-големи загуби на метал. Работните страни на главата на релсите в резултат на износване добиват характерна форма с неравномерно износване. Изместването на метала отива надолу по странична повърхност, като пластически се деформира и изменя първоначалната форма релса. Получените резултати дават право да считам, че основните видове износвания на ребордите са: износване при задиране и пластични деформации. Съпътстващо се явява и явлението на ударното износване и умората на материала. Характерно за тези процеси е разрушаването на повърхността на триене на колелото и релсите в резултат на многократно приложено динамично натоварване при напрежения, които могат да бъдат по-големи не само от предела на здравина, но и от предела на еластичността. По мое мнение ресурсът на двойката може да бъде увеличен с намаляване процеса на износване в режим на задиране при осъществяване на

технологични решение, които възпрепятстват образуването на триционни връзки в участъка на фактическия контакт.

Степента на износване на реборда на колелата се явява определяща за безопасната експлоатация и съставлява съществена част от общите експлоатационни разходи. На този етап считам, че основните методи за неговото намаляване са:

- увеличаване твърдостта на бандажните гривни;
- нанасяне на различни смазки.

Заклучение

Въз основа на всички измервания на различните износвания, можем да заключим, че най-голямо износване на ребордите се получава, когато имаме задиране по релсите и износвания вследствие умора на материала. Това е особено характерно за участъци с остри криви неравности на пътя и наличен абразив по релсите. Точно в тази посока трябва да се търсят пътищата за намаляване на износването. Разбира се, голямо значение има и материалът, от който са изработени бандажните гривни. Нашият опит в различни подземни рудници на България показва, че при използване на ляти стомани е подходящо въглеродното съдържание да е около 0.5% с добавка на манган и силиций. Считаме за перспективно да се изследва износването при повърхностно закаляване на реборда с твърдост до 40-45HRC. Използването в ЖП транспорта смазване на ребордите също би могло значително да намали износването и съпротивителните сили на движение на локомотива, но спецификата на рудничните условия правят неговото приложение ограничено.

Литература

- Андреев А.В. *Передача Трение*. Москва, 1988.
- Андреевский С.М. Боковой износ рельсов в кривых. Труды всесоюзного научно – исслед. жп транспорта. 1960, Москва, с. 128.
- Голутвина Д.В. Влияние на износ материаллов рельсов и гребней колес удельного давления в контакте. ВНИИЖТ Москва, 1961.
- Спицын М.А. Исследование сцепления колес с рельсами при торможении. Транспорт, Москва, 1963.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Механизация на мините“.

ФИЗИЧЕСКИ ОСНОВИ НА ПРЕДАВАНАТА ТЯГОВА СИЛА ПОСРЕДСТВОМ КОНТАКТА НА ТРИЕНЕ ПРИ РУДНИЧНИ ЛОКОМОТИВИ ЗА ПОДЗЕМЕН ИЗВОЗ

Любен Тасев

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: nrbmo94@gmail.com

РЕЗЮМЕ: При търкаляне на бандажната гривна върху релсата възниква сложна картина на деформации, при което тя работи в режим на предварително изместване, а основата на контакта представлява площадка, разделена на зона на сцепление и зона на приплъзване. Съотношението на тези зони определя силата на сцепление. Дефинирането на тези сили при различни условия на работа е обект на настоящата статия.

Ключови думи: руднични локомотиви за подземен извоз, бандажни гривини, тягова сила

PHYSICS OF THE TRANSMITTED FORCE THROUGH THE FRICTION CONTACT IN THE MINE LOCOMOTIVES FOR UNDERGROUND TRANSPORTATION

Lyuben Tasev

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, e-mail: nrbmo94@gmail.com

ABSTRACT: During the rolling of the traction bracelet on the rail emerges complex picture of deformation in which it operates in a pre-shift, and the base contact is a spot divided by the area of the grip and slip zone. The ratio of these areas determines the strength of adhesion. The definition of these forces at different operating conditions is the subject of this article.

Key words: Mine Locomotives for Underground Transportation, Traction Bracelets, Traction Force

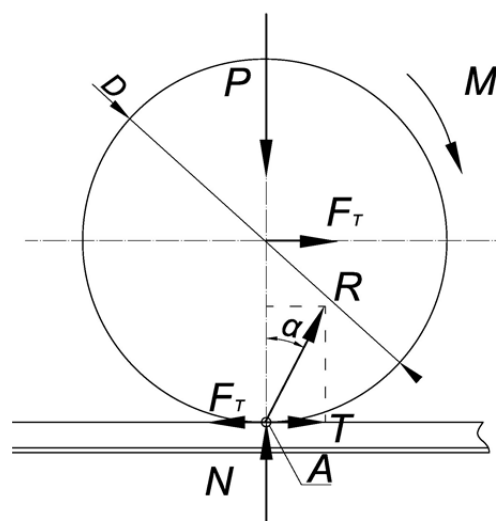
Въведение

Движението на локомотива е резултат от взаимодействието между въртящите се водещи колела и неподвижните релси. На фиг. 1 са означени силите и въртящите моменти, действащи на колооста. При включването на тяговия двигател той развива въртящ момент M , който чрез зъбната предавка се предава на колооста. Всичко това не е достатъчно условие, за да се придвижи колооста по релсата. Движението на едно тяло е възможно само когато към него бъде приложена достатъчно голяма външна сила. Локомотивът влиза в съприкосновение с релсите само в допирните точки на бандажите. Външните по отношение на локомотива сили могат да бъдат приложени само в тези точки. Приложеният към колооста момент може да се разгледа като ефект от действието на двойка сили с големина F_T , при което едната сила е приложена в допирната точка на бандажа с релсата, а другата — в центъра на колелото. Силата F_T се определя от равенството:

$$F_T = \frac{2M}{D} \quad (1)$$

Външни по отношение на локомотива са силите, приложени в точка А. Опорната реакция N компенсира силата P (P е тази част от общото тегло на локомотива,

която се пада на едно колело). Фактор в това отношение остава силата F_T , наречена теглителна сила, която действа на периферията на бандажа. В същата точка е приложена и реакцията T на тяговата сила, която се определя от силите на сцепление между бандажа и релсите.



Фиг. 1. Схема на силите при движение на колело върху релса.

Изложение

Въртящият момент, предаван на тяговите колела на локомотива, създава хоризонтална реакция в контакта на колелото и релсата. Тази хоризонтална реакция се нарича сила на сцепление T . Размерът на тази сила зависи от много фактори: физикомеханичните свойства на колелото и релсата, големината на вертикалното натоварване и характера на неговото разпределение по площта на контакта, скоростта на въртене на колелото и др. Отношението на размера на тази хоризонтална реакция T към вертикалното натоварване P се нарича коефициент на сцепление ψ :

$$\psi = \frac{T}{P} \quad (2)$$

Определянето на силата на сцепление T е много важно за повишаването на тяговата и спирачната сила. Това дава възможност да се увеличи товароподемността на подвижния състав, допустимият наклон, скоростта на движение и др. Да се прогнозира изменението на силата на сцепление, при различни условия е възможно само при изясняване физиката на процеса на сцепление – процеса на търкаляне на еластично тяло по еластична основа.

Създаването на тягова сила от водещите колела на локомотива, които контактуват с релсата е проблем, колкото важен, толкова и сложен. Първите наблюдения на триенето при търкаляне са направени от Леонардо Да Винчи. През 1837г. Дъпои е предложил теория за триенето при търкаляне на еластични тела. През 1876 година Рейнолдс обяснил триенето на търкаляне от наличието на приплъзване. Явлението триене при търкаляне с приплъзване е било обект на изследване на много автори като Хизколт, Дерягин, Крагелски, Болдън и Тейлър, Нинов, Ишлински и други. За зоната на приплъзване в контакта на триене съществуват много противоречиви мнения. Рейнолдс първи създава хипотезата, че областта на контакта се разделя на две зони. Зона на относителен покой (сцепление) и зона на приплъзване.

В последните години се развива нова теория (Андреев А.В., 1988), обясняваща съпротивлението на търкаляне с деформационните загуби в слоевете, принадлежащи към контакта на триене. Основните положения на тази теория се състоят в това, че при търкалянето на колелото по релсата произтичат различно насочени измествания на влакната на колелото и релсата. В предната част на колелото се наблюдава свиване на влакната, а в задната - разтягане, в релсата е обратното. При прилагане на външен въртящ момент произтича насрещно движение на влакната, от където възниква и триене. Под действието на нормалната сила P влакната на колелото се деформират, а влакната на релсата се деформират нагоре. Вследствие на това се създава подпора под предната част на колелото, което създава условия, увеличаващи приплъзването. Това приплъзване е еластично. Деформацията в зоната на контакта също предизвиква приплъзване, чийто размери зависят от нормалния натиск P и еластичните свойства на материала. Размерът на сближението се

определя по известните формули на Херц. Наличието на приплъзване между колелото и релсата е отдавна известен и доказан факт, като отношението на скоростта на приплъзване $v_{пр}$ към скоростта на движение на колелото v е прието да се нарича „крип“:

$$\frac{v_{пр}}{v} = \lambda \quad (3)$$

където: $v_{пр}$ е скоростта на приплъзване, m/s;
 v е скоростта на движение, m/s;

Наличието на относително приплъзване е от изключителна важност за определяне размера на износването. Наличието на „крип“ чисто теоретично премества центъра на въртене от контакта между релсата и колелото, точка А на фиг. 2 в точка В, която е с по-малък радиус. Размерът на приплъзването зависи от една страна от развиваната тягова сила F_T , а от друга страна - от условията на контактуване и състоянието на релсовия път. Експерименталните изследвания са доказали, че размерът на „крипа“ λ се изменя в границите от 0,01 до 0,003 от скоростта на движение. Трябва да се отбележи, че относително приплъзване съществува и при липса на тягова сила. Когато тяговата сила е по-голяма от силата на сцепление, то възниква пълно приплъзване и скоростта на приплъзване става равна на скоростта на движение на колелото $\lambda = 1$.

С първо приближение може да приеме, че фрикционният контакт на колелото с релсата има форма на елипса, размерите на която могат да бъдат определени по формулите на Херц. Размерите на контактната площадка a и b и максималната контактно налягане p_0 и сближението δ съгласно Херц се определят по изразите:

$$a = n_a \sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)}{E \sum \rho}} P, m; \quad (4)$$

$$b = n_b \sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)}{E \sum \rho}} P, m; \quad (5)$$

$$p_0 = \frac{1,5}{\pi n_a n_b} \sqrt[3]{\left[\frac{E \sum \rho}{3(1-\mu^2)} \right]^2}, Pa; \quad (6)$$

$$\delta = \frac{3}{2} \frac{2K}{\pi n_a} \sqrt[3]{\frac{1}{3} \left(\frac{1-\mu^2}{E} \right) \sum \rho P^2}, m \quad (7)$$

където: E – модул на еластичност, Pa
 μ – коефициент на Поансон;
 $\sum \rho$ - сума от главните кривини в контакта на бандажа с релсата 1/m;
 n_a и n_b – таблични величини (Кисъов, 1980).

Разпределението на напреженията по контактната площадка е:

$$p(x,y) = p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2}, \text{ Pa} \quad (8)$$

За използваните в рудничните локомотиви размери на тяговите колела 0.68m и масово използвани 24kg релси с радиус на закръгление на главата 0,2m, размерите на контактните площадки са дадени в таблица 1 съответно за 5,7- и 10-тонен локомотив.

Таблица 1

P [kN]	a [mm]	b [mm]	p_0 [MPa]	δ [mm]
100	4.13	2.92	1047	0.046
70	3.67	2.6	875	0.037
50	2.92	2.4	839	0.031

От таблицата се вижда, че максималните контактни напрежения са сравнително високи и особено за 10-тонните локомотиви достигат стойности, близки до допустимите контактни напрежения.

При прилагане на въртящ момент върху колелото се появява тягова сила. Реакцията на вертикалното натоварване и тяговата сила са наклонени по посока на движението. Нейният размер е:

$$R = \sqrt{P^2 + T^2} = \sqrt{P^2 + \frac{M^2}{R_k^2}}, \text{ N} \quad (9)$$

където: R_k е радиусът на колелото, m.

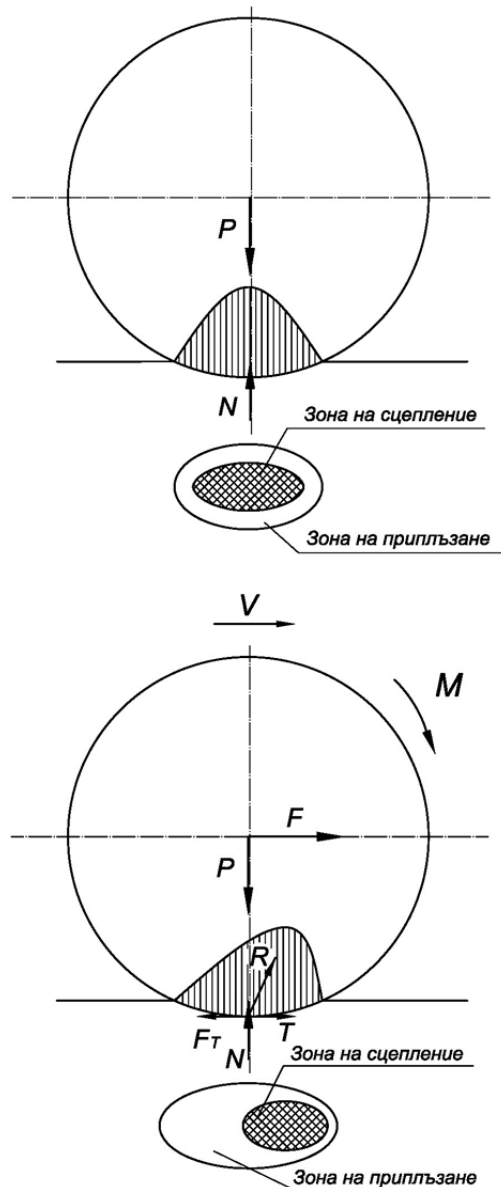
Ъгълът α , под който е изместена реакцията R спрямо вертикалното натоварване, е:

$$\alpha = \arctg \frac{T}{P} = \arctg \frac{M}{R_a P}, \text{ rad} \quad (10)$$

Под този ъгъл се измества и оста на елипсоида на налягането, както е показано на фиг. 2. С накланяне на кривата на напреженията в зоната на контакта се получава следното: в напредващата част на колелото се увеличават стойностите на контактното налягане; зоната на максималното налягане се измества напред и контактните напрежения в изоставащата част на колелото намаляват.

С увеличаване на тяговата сила, респективно накланяне елипсоида на напреженията по посока на движението, контактното петно на относителен покой намалява и при определена стойност се нулира. От този момент колелото започва да боксува и тяговата сила значително намалява.

Силата на сцепление, която се създава в зоната на контакта, е по-голяма от силата на триене при плъзгане на две стоманени тела едно спрямо друго. Същевременно тази сила F_{sc} е по-малка от силата на триене при покой. Това дава основание да смятаме, че контактното петно условно може да се раздели на зона на сцепление и зона на приплъзване.



Фиг. 2. Схема на контактното петно.

Силата на сцепление T – тангенциалната реакция се сумира от силата на триене $T_{оп}$ в участъка на относителен покой и силата в участъка на приплъзване $T_{пр}$

$$T(p, f) = T_{оп}(p, f_{оп}) + T_{пр}(p, f_{пр}), \text{ N} \quad (11)$$

където: f – коефициент на триене;

Съставляващите на горните сили $T_{оп}$ и $T_{пр}$ се определят от сумата на тангенциалните напрежения по повърхността на контакта. Контактното налягане се променя по цялата площадка, както се вижда от горните формули. Коефициентът на триене при всички случаи също зависи от контактното налягане. Той зависи и от много други фактори, но най-важният в случая е скоростта на относително приплъзване $v_{пр}$. Тази скорост пък зависи от

механичните свойства на материала и приложеното контактно налягане.

Условията на триене в зоната на относителен покой могат да се приемат за близки до условията на триене на две тела в състояние на покой, а условията на триене в зоната на приплъзване са близки до тези на триене при плъзгане на две тела. Както е известно от общата теория на триенето при равни други условия, коефициентът на триене при покой $f_{оп}$, е няколко пъти по-голям от коефициента на триене при плъзгане $f_{пр}$. Стойността на първия $f_{оп}$ при сухи повърхности обикновено се движи в границите 0,3 до 0,5 а на втория $f_{пр}$ - от 0,1 до 0,3. Коефициентът на сцепление, който фактически представлява коефициента на триене на релсата и колело, е в границите от 0,1 до 0,2. Той заема междинни стойности между коефициента на приплъзване и коефициента на триене при покой.

При прилагане на много голям въртящ момент колелото започва да превърта (да боксува) и теглителната сила, която то предава, се определя само от коефициента на приплъзване $f_{пр}$, който е значително по-малък и съответно предаваната теглителната сила е по-малка. Може да се предположи, че в процеса на промяна на предавания въртящ момент размерите на площадката с относителен покой се променят, както бе казано по-горе. С увеличаване на теглителната сила зоната на еластични деформации нараства, а площадката на относителен покой намалява. Трябва да се има предвид, че промяната на момента, респективно на теглителната сила, води до изменения в максималното контактно налягане и общото разпределение на контактните напрежения. При тези условия следва да очакваме и изменение на коефициента на триене по цялата повърхност на контакта. Експерименталните изследвания както и практическите резултати са показали, че с увеличаване на въртящия момент, коефициентът на сцепление намалява. Точното определяне на стойността на коефициента на сцепление в зависимост от прилагания въртящ момент на този етап аналитично не е решено.

Заклучение

Движението на бандажно колело, към което е приложен въртящ момент и вертикален натиск, по релсов път създава сложна картина в зоната на контакта. Предният край на колелото еластично се свива, задният - респективно се разтяга, аналогични, но обратни явления се наблюдават в релсата. Това води до създаването на контактно петно, в което има изразени зони на еластично приплъзване и зона на относителен покой. Именно тези

зони определят размера на коефициента на сцепление, респективно тяговата сила, която може да предаде водещото колело. От направения анализ се установи:

1. Размерът на коефициента на сцепление зависи от тангенциалните сили в зоните на относителен покой и зоните на приплъзване, като неговата стойност се намира в границите между коефициента на триене при покой и коефициента на триене при приплъзване при едни и същи външни условия.

2. Коефициентът на сцепление намалява с увеличаването на предавания въртящ момент, което се обяснява с увеличаване на еластично деформираните зони, респективно зоните на приплъзване и намаляване на площадката на относителен покой. В крайна сметка при достатъчно голям въртящ момент зоната на относителен покой изчезва, а коефициентът на сцепление става равен на коефициента на триене при приплъзване. Тук трябва да се отчете, че коефициентът на триене зависи от скоростта на приплъзване, при установено боксуване тази скорост е многократно по-голяма (няколко порядъка), което неминуемо довежда до допълнително намаляване на теглителната сила. Освен това, ако този процес продължи повече от няколко секунди, отделената в зоната на контакта топлина довежда до неговото силно нагряване. Температурата може да стигне стойности, които да доведат до промяна в свойствата на материалите, дори до тяхното повърхностно стопяване.

Направените изследвания са важни както за проектирането на руднични локомотиви, така и за тяхната експлоатация.

Литература

- Андреев А.В. *Передача Трение*. Москва, 1988.
- Kalker J.J., "Three dimensional elastic bodies in rolling contact", Dordrecht, 1990.
- Kalker J.J., "Wheel-rail rolling contact", Wear, 1991. Piotrowski, J., Chollet H., "Wheel-rail contact models for vehiclesystem dynamics including multi-point contact", Vehicle System Dynamics, 2005.
- Спицын М.А., Исследование сцепления колес с рельсами при торможении. Транспорт, Москва, 1963.
- Кисьов И., Справочник на инженера, част Механика. София, 1980.

Статията е препоръчана за публикуване от кат.„Механизация на мините“.

КРИТЕРИИ ЗА ИЗБОР НА РАЗДРОБЯВАЩА МАШИНА

Малина Вацкичева, Ирена Григорова

Минно-геоложки университет „Св.Иван Рилски“, 1700 София, E-mail: malina_vatz@abv.bg

РЕЗЮМЕ. Статията е посветена на критериите за избор на раздробяваща машина като основна машина при рециклирането на техногенни и строителни отпадъци. Разгледани са съществуващите критерии за избор на машини за раздробяване на бетони, армирани бетони, гума, пластмаса и дърво, т.е. на материали с якостни показатели, вариращи в широк диапазон. Направени са препоръки и насоки за бъдеща работа.

Ключови думи: шредирание, техногенни и строителни отпадъци, мощност на задвижване, многоцелеви шредери.

SELECTION CRITERIA FOR CRUSHING MASHINE

Malina Vatskicheva, Irena Grigorova

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, e-mail: www.malina_vatz@abv.bg

ABSTRACT. The article is devoted to the selection of criteria for the grinding machine as the main equipment for recycling of technogenic and construction waste. It discusses existing criteria for selection of machines for crushing concrete, reinforced concrete, rubber, plastic and wood, i.e. materials with strength characteristics, varying within a wide range. Recommendations are made and directions for future work.

Key words: shredding, technogenic and construction waste, power-driven, multi-purpose shredder.

Въведение

Глобалната икономика насърчава изграждането на промишлени производства, които в най-висока степен да оползотворяват материалните и енергийни ресурси. През последните десетилетия въвеждането на нови, често авангардни и иновативни, технологии за намаляване на суровинните и икономически разходи на предприятията са от съществено значение за ефективното управление. Наред с това индустриалните производства изискват суровини от минерален произход, отговарящи на специфични характеристики. Откриването им в природна среда постепенно се превръща в непосилна задача, а добивът им в промишлени условия води до отделяне на значителни количества отпадни продукти, висок разход на вода и енергия.

Ето защо част от производствата се насочва не само към редуциране на количествата, но и рециклиране на отпадните продукти и включване на вече рециклирани суровини в технологичния процес. Така се регулира генерирането на твърди отпадъци и съществено се редуцира консумацията на изкопаеми минерални суровини.

Употребата на рециклирани или отпадни продукти, които заместват природните минерални форми като изходни за направата на материали с приложимост в практиката, значително облекчава замърсяването на околната среда. Към модела на устойчиво развитие се придържат редица

производства от строителната, минната и химическа промишленост.

Европейската и националната политика в областта на управлението на отпадъци предвиждат предприемането на мерки за увеличаване на рециклирането и оползотворяването им, във връзка с което от особено важно значение е изучаването и усъвършенстването на различните машини за раздробяване на разнообразните отпадъчни потоци.

Технологичната цел на раздробяването зависи от следващите го процеси и стадии на преработка или от целта на приложение на продуктите от раздробяването.

Формата на зърната, освен за моделите и законите на раздробяването, от десетилетия е придобила голямо значение и във връзка с отговорността при якостта на бетоните и пътните конструкции.

Когато една суровина се подложи на раздробяване, съотношенията на разкриване се подобряват. Това включва и факта, че в даден колектив от фини зърна като правило разкриването е по-добро отколкото в по-груби. При раздробяването повърхностите на разрушаване би следвало да преминават през различните минерални фази (Мочев Д., И. Григорова, 2013).

До каква степен да се провежда раздробяването се определя от изискванията на процеса на обогатяване към зърнометричния състав.

Раздробяване се нарича процесът на намаляване на размера на различни по произход материали до желаня размер под действието на външни сили, а машините, използвани за тези цели – раздробяващи машини (шредери).

Раздробяването цели разделянето на твърдите тела на отделни късове. Това изисква преодоляване на силите на свързване във вътрешността на телата по повърхнини на разрушаване. За процесите на раздробяване в индустриален мащаб като правило е характерно, че се раздробяват не единични зърна, а множества (колективи) от зърна. Това важи както за материала, който се подава за раздробяване, така и за продуктите от раздробяването.

Раздробяването (шредирването) е първата стъпка при редуциране геометричните размери на материала при рециклирането.

Шредерите имат много широка област на приложение: от опасни и медицински отпадъци до гуми, от пластмаси дърво, текстил и хартия до метали, от строителни и битови отпадъци до електронен скрап.

Управлението на потоците от отпадъци е предизвикателство поради високата стойност на многобройните ръчни операции, големите транспортни разходи и негативното влияние върху околната среда.

Процесът се осъществява по следния начин (Вацкичева М., Вълков М., 2013): материалът се подава в захранващия бункер чрез конвейер, манипулатор или ръчно. Гравитацията увлича материала в камерата за шредирване. Възможно е да има хидравлично бутало, което автоматично да регулира натиска върху въртящия вал. Материалът се разкъсва и нарязва между стационарно закрепени върху вала ножове, които се въртят заедно с вала. Възможно е шредирването да продължи дотогава, докато материалът достигне размери, които ще осигурят преминаването му през пресевна решетка, която може да се разположи под вала. Тази пресевна решетка е предварително средство за сортиране до размер.

Възможно е допълнително редуциране на размера с подходящ подбор на други машини. В технологичния цикъл, поради разнородността на материалите, шредерите трябва да са с висока степен на гъвкавост и приложимост.

Шредерите се конфигурират съобразно всяко свое уникално приложение с избор на различни дебелини и брой на режещите зъби, диаметър на вала, дебелина на дистанционните втулки, мощност на задвижване, производителност. Технолозите могат да избират между едновалови, двувалови, тривалови, четиривалови, петвалови шредери, с различна степен на автоматизация и контрол на основните параметри, различно ниво на шум, различна скорост на въртене, захранване, степен на херметизация и др. (Абаджиев, Тонков, 2007).

Ножовете се изработват от специални стомани по специална технология. Така се гарантира изключителна твърдост, продължителност на работа и ниска себестойност на поддръжката.

Изборът на машина за раздробяване се определя от четири основни фактора (Вацкичева М., Вълков М., 2013):

- 1/ Вид на материала за редуциране.
- 2/ Размер на материала за шредирване.
- 3/ Производителност.
- 4/ Зърнометричен състав на крайния продукт.

Прецизирането на тези четири фактора определя най-добрия начин за конструиране, изработване и приложение на шредер.

Критерии за избор на раздробяваща машина

1. Вид на материала за раздробяване.

За техниката на раздробяване е особено важно различаването на разрушенията в макроскопски мащаб от тези, които произлизат от пластичната деформация. Овен това трябва да бъдат различавани крехки разрушавания и пластични разрушавания (разрушаване чрез срязване и приплъзване).

При крехкото разрушаване произлиза макроскопско разрушаване без деформация или с малка деформация, като разрушението настъпва още при напрежения, които са значително под границата на протичане. Започвайки от драскотини и пукнатини, в края на краищата се стига до бързо разпространение на пукнатините.

Пластичното разрушаване, обратно, настъпва едва след силна пластична деформация, затова то се означава като бавно нарастване на пукнатините.

При раздробяването непременно трябва да се стремим към крехкото разрушаване, тъй като то е технологично поизгодно и се осъществява с по-нисък енергиен разход. При повечето процеси на раздробяване на минерални суровини е налице крехко разрушаване. Дали ще настъпи или не крехко разрушаване при раздробяването, зависи от условията на натоварването (температура, скорост на натоварването, вид на напрегнатото състояние, удар, натиск). Затова трябва да се говори не за крехки материали, а за крехко поведение на материала.

Различаваме материали, които са склонни към крехко разрушаване и такива, които са склонни към пластично разрушаване. При повишаване на скоростта на натоварването времето не достига за необходимото придвижване на деформацията, за да се получи пластична деформация, от където следва, че е облагодетелствана крехката деформация (Мочев Д., И. Григорова, 2013). Този феномен важи и при намаляване на температурата.

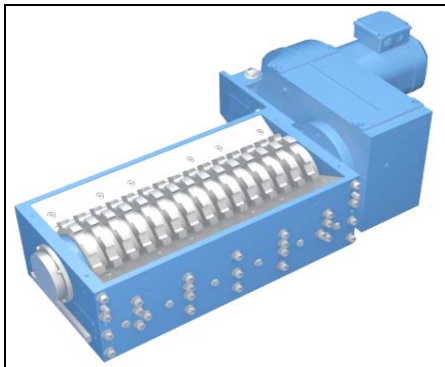
Съобразно физико-механичните свойства на раздробявания материал и неговите якостни характеристики се прави избор на типа на шредера:

- крехки материали – използват се шредери, работещи с удар и натиск;

- жилаво-пластични материали – използват се режещи едно-, дву- и четиривалови шредери;

Материалът за шредирание може да се раздробява като се рендосва (стърже) или като се реже.

За рендосване са подходящи едновалови шредери (Вацкичева М., Вълков М., 2013).



Фиг. 1. Едновалов шредер.

Те са раздробяващи машини с универсално приложение. Предназначени са за материали с голяма дебелина и съпротивление срещу разрушаване. Техните предимства в сравнение с другите типове шредери са: здрава и стабилна конструкция, дълъг експлоатационен живот.

Недостатък се явява ниската производителност, обусловена от бавната работна скорост.

При начин на раздробяване чрез разрязване, може да се избере: едновалов, двувалов или четиривалов шредер (Вацкичева М., Вълков М., 2013).



Фиг. 2. Едновалов шредер.

Едноваловите шредери се използват рядко за този вид раздробяване на материалите поради ниската им производителност. Най-често за този вид раздробяване на материалите се използват двувалови шредери, чийто представител е показан на фиг. 3.

Предимство на двуваловите е високата им производителност. Недостатъците са свързани с високата цена и високата себестойност на поддръжка на машините.

Двуваловите шредери реализират ефект на фактическа ножица, а четириваловите (фиг. 4) осигуряват по-голяма зона на рязане (Tavakoli H., Mohtasebi S., Jafari A., 2008).



Фиг. 3. Двувалов шредер.



Фиг. 4. Четиривалов шредер.

Четириваловите шредери, представени на фиг. 4, са оборудвани с работни валове, на които са монтирани режещи ножове-дискове. Двата горни вала са подаващи, а долните два – режещи. Съществуващите две двойки валове – подаващи и раздробяващи, оформят работна камера с конусовидна форма (Борщев В., 2004), (Tavakoli H., Mohtasebi S. and Jafari A., 2008).

Използването на четиривалови шредери има предимство при едновременно преработване на различни видове голямогабаритни и еластични материали, както и на материали, притежаващи свободен обем, например различни бидони, контейнери, цистерни.

Недостатъците им са свързани с високата цена и високата себестойност на поддръжката (Вацкичева, Вълков М., 2013).

2. Размер на материала за шредирание.

От размера на раздробявания материал зависят следните характеристики на шредера (Борщев В., Долгунин В., Кормильцин Г., Плотников А., 2000):

- габарити и форма на хранящия бункер;
- габарити на раздробяващата камера.

3. Производителност.

Производителността (Q) показва какво количество материал се обработва за единица време. Тя се определя по следната формула:

$$Q = n \cdot b \cdot d \cdot z \cdot q, \quad [t/h], \quad (1)$$

където:

- n – обороти на вала на раздробяващата камера, min⁻¹;
- b – брой валове;
- d – брой дискове върху един вал;
- z – брой зъби на един диск;
- q – обем материал, откъсван от един зъб, m³.

4. Зърнометричен състав на крайния продукт.

Размерът на частиците е решаващ фактор в голям брой производства. Влиянието на крайния продукт върху избора на шредер се заключава в следното: колкото размерът на крайния продукт е по-малък в сравнение с размера на изходния материал, толкова повече време и усилия трябва да бъдат изразходвани за раздробяване. За особено дребни фракции може да е необходим втори шредер, а понякога и цяла поточна линия, например линия за раздробяване до много фини фракции (прах) на автомобилни гуми. Изходната зърнометрия зависи от разстоянието между раздробяващите дискове (Абаджиев В., Г. Тонков, 2007), (Борщев В.Я., 2004).

Избор на раздробяваща машина

Постановка на задачата

Като илюстрация за прилагане на горепосочените критерии се разглежда пример за избор на шредер, предназначен за раздробяване на бетонни железопътни траверси при следните изходни данни:

- вид на материала – с голяма твърдост, но и с голяма крехкост - бетон;
- допустимо напрежение на натиск на разрушаваните елементи – $\sigma_n = 55 \text{ MPa}$, (Мочев Д., И. Григорова, 2013);
- габаритни размери на траверсите – 2600X200X250mm;
- производителност – 10t/h;
- изходна зърнометрия – (0 – 50)mm.

Решение

Съгласно критерий 1: тъй като материалът е крехък, ще се използват шредери, работещи на удар и натиск.

По критерий 2: приемният бункер и раздробяващата камера са с габаритни размери, съответстващи на габаритните размери на траверсите.

Съгласно критерии 3 и 4: От зададената производителност по формула (1) се пресмятат оборотите на вала (Борщев В., Долгунин В., Кормильцин Г., Плотников А., 2000), (Tavakoli H., Mohtasebi S. and Jafari A., 2008).

$$n_{\text{в}} = \frac{Q}{b \cdot d \cdot z \cdot q}, \quad [\text{min}^{-1}] \quad (2)$$

Конструктивно приемаме:

- брой дискове върху един вал: $d = 16$;
- брой зъби на един диск: $z = 3$;
- обем материал, откъсван от един зъб: $q = 69,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$.

За едновалови шредери ($b = 1$):

$$n_{\text{в}} = \frac{10 \cdot 1000}{69,4 \cdot 16 \cdot 3 \cdot 69,4 \cdot 10^{-3}} = 50 \text{ min}^{-1}$$

За двувалови шредери ($b = 2$):

$$n_{\text{в}} = \frac{10 \cdot 1000}{69,4 \cdot 16 \cdot 3 \cdot 69,4 \cdot 10^{-3}} = 25 \text{ min}^{-1}$$

За четиривалови шредери ($b = 4$):

$$n_{\text{в}} = \frac{10 \cdot 1000}{69,4 \cdot 16 \cdot 3 \cdot 69,4 \cdot 10^{-3}} = 12,5 \text{ min}^{-1}$$

След пресмятане оборотите на валовете трябва да се изчисли въртящият момент ($M_{\text{в}}$), за да се установи необходимата мощност на задвижване на валовете (FAG Spherical roller bearings E1, 2011).

$$M_{\text{в}} = \sigma_n \cdot S_{\text{т}} \cdot \frac{D_{\text{т}}}{2} \cdot a, \quad [\text{N.m}], \quad (3)$$

където:

- σ_n – допустимо напрежение на натиск на разрушаваните елементи – $\sigma_n = 55 \text{ MPa}$;
- $S_{\text{т}}$ – максималната контактна площ на всеки разрушаващ зъб $\sim 20 \times 30 \text{ mm}$ или $6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$;
- $D_{\text{т}}$ – диаметър на режещите дискове 300mm (отстояние на зъбите от оста на вала);
- a – брой едновременно работещи зъби. На база на конструкцията на разрушаващите дискове е прието $a = 4$.

Заместваем стойностите във формула (3) и получаваме:

$$M_{\text{в}} = 19 \,800 \text{ N.m}$$

Необходимата мощност $R_{\text{в}}$ за задвижване на всеки един от раздробяващите валове е определена на база на формулата:

$$R_{\text{в}} = \frac{M_{\text{в}} \cdot n_{\text{в}}}{9554} \cdot \mu, \quad [\text{kW}], \quad (4)$$

където: μ е коефициент на сигурност: $\mu = (1,5 - 2)$, (FAG Spherical roller bearings E1, 2011).

При избор за $\mu = 2$ са получени следните резултати:

- за едновалов шредер - $R_{\text{в}} = 207,2 \text{ kW}$;
- за двувалов шредер - $R_{\text{в}} = 103,6 \text{ kW}$;
- за четиривалов шредер - $R_{\text{в}} = 49,5 \text{ kW}$.

Извод

Изборът на шредер за раздробяване на бетонни железопътни траверси, съобразно получените от изчисленията резултати, се извършва конструктивно и икономически. Важно значение има типът на използваните редуктори и задвижването им.

За задвижване на едновалов шредер, необходимата мощност трябва да се обезпечи от един редуктор. Той трябва да е с мощност $P_2 = 207,2 \text{ kW}$, което предполага големи размери и сложно задвижване.

За задвижване на всеки един от четирите вала на четиривалов шредер, необходимата мощност трябва да се обезпечи от четири редуктора. Те трябва да са с мощност $P_2 = 49,5 \text{ kW}$. За използваните четири редуктора са необходими четири задвижвания, което предполага сложна и скъпа конструкция.

Оптимално съчетание между конструктивни и икономически параметри е двуваловият шредер. За задвижване на всеки един от двата вала на този тип шредер са необходими два редуктора, всеки с мощност $P_2 = 103,6 \text{ kW}$. По-подробни изчисления за такъв тип шредер ще бъдат представени в следващи публикации. Двуваловите шредери са обект на бъдещи изследвания.

Заклучение

В резултат на извършената работа е направен анализ на принципа на работа, основните параметри на различните типове шредери, техните предимства и недостатъци, както и приложението им.

Предложен е шредер за раздробяване на бетонни железопътни траверси съобразно основните критерии за избор на раздробяваща машина.

Литература

- Абаджиев В., Г. Тонков, *Относно синтеза на технологични зъбни механизми за дезинтеграционни процеси*, С., Индустриален иновационен форум „Машини, технологии, материали 07”, 2007, 123с.
- Вацкичева М., Вълков М., *Съществуващи конструкции на многоцелеви шредери и насоки за усъвършенстването им*, С., Годишник на МГУ, 2013, т. 56, св. 2, 55-59с.
- Мочев, Д., И. Григорова. *Зърнометрична подготовка на суровините*. С., Изд. къща МГУ „Св. Иван Рилски”, 2013.
- Богданов В.С., Ильин А.С, Семикопенко И.А., *Процессы в производстве строительных материалов и изделий*, М., Машиностроение, 2007, 513с.
- Борщев В.Я., *Оборудование для измельчение материалов*, Тамбовского государственного технического университета, 2004, 75 с.
- Борщев В.Я., Долгуниев В.Н., Кормильцев Г.С., Плотников А.Н., *Техника переработки хрупкий материалов*, Тамбовского государственного технического университета, 2000, 40 с.
- Tavakoli H., Mohtasebi S.S. and Jafari A., *A Comparison of Mechanical Properties of Wheat and Barley Straw*, Engineering International: the CIGR Journal, Manuscript number CE12 002, 2008, Vol.10, pp.1-9.
- FAG Spherical roller bearings E1, Schaeffler Technologies GmbH&Co.KG, 2011.
- http://pragmat.ru/vibrat_sredder.htm, достъпен на 31.07.2015г.
- http://pragmat.ru/typy_srederov.htm, достъпен на 31.07.2015
- http://pragmat.ru/category/dvuhval_nie.htm, достъпен на 31.07.2015 г.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Обогатяване и рециклиране на суровини”.

АКТИВНО СЪПРОТИВЛЕНИЕ НА ЕЛЕКТРОПРОВОДИ С НЕСИНУСОИДАЛНИ ТОКОВЕ

Стефан Чобанов¹, Менто Ментешев²

¹ CMC-C EOOD, Пирдоп, stefan.chobanov@cmc-c.com

² CMC-C EOOD, Пирдоп, mento.menteshev@cmc-c.com

РЕЗЮМЕ. Генерираните висши хармоници предизвикват нарастване на активното съпротивление на електропроводите в резултат на повърхностния ефект. Изследвано е влиянието на амплитудно-честотния спектър на висшите хармоници върху съпротивлението на кабелни електропроводи и въздушни линии с неизолирани проводници и произтичащите от това нарастващи загуби на напрежение и на активна мощност.

Ключови думи: хармоници, повърхностен ефект, активно съпротивление

ACTIVE RESISTANCE OF POWER LINES WITH NON-SINUSOIDAL

Stefan Chobanov¹, Mento Menteshhev²

¹ CMC-C Ltd, Pirdop, stefan.chobanov@cmc-c.com

² CMC-C Ltd, Pirdop, mento.menteshev@cmc-c.com

ABSTRACT. The generated high harmonics are causing an increase in the active resistance of the power lines due to the surface effect. The influence of amplitude-frequency spectrum of the high harmonics on the resistance of cables power lines and air cable lines with non insulated wires and the resulting from this increasing losses of voltage and active power are researched in the report.

Key words: harmonics, surface effect, active resistance

Съвременните промишлени електрически мрежи се характеризират с нарастващото присъствие на висши хармоници, генерирани от несинусоидалността на тока и напрежението [Нейман, Жежеленко, Василев, Данков].

Една от основните причини е масовото приложение на честотно управляеми задвижвания на управляемите и неуправляемите изправители и инвертори, на газоразрядните източници на светлина [Жежеленко, Василев, Данков].

В промишлени системи с несинусоидални токове и напрежения е възприето да се отчитат всичките хармоници с честота до 25 пъти по-голяма от промишлената честота (50Hz), а за по-точни изчисления тази кратност нараства до 31, т.е. 1550Hz [Василев, Данков].

В каталожната и справочна литература са зададени съпротивленията на кабели и проводници за постоянен ток (DC) и за променлив ток (AC) с честота 50/60 Hz [Филкаб]. При висши хармоници в тока не е коректно тези данни, както за активното съпротивление, така и за индуктивността да се използват за изчисление на загубите в електропроводите. С увеличаване на честотата на тока, съгласно теорията на електромагнитното поле [Нейман], съпротивлението на проводниците нараства, а индуктивността им намалява вследствие повърхностния ефект.

Явлението повърхностен ефект предизвиква неравномерно разпределение на променливия ток по сечението на проводника и плътността на тока по повърхността на проводника е по-голяма в сравнение със средната му част.

Този ефект нараства с увеличаване на честотата. Върху активното съпротивление на проводниците влияят и токовете на Фуко, възникващи в проводящи тела, разположени в променливо магнитно реле [Нейман].

Така активното съпротивление, което ще бъде обект на внимание, ще се определя от сечението на тръба, чиято дебелина зависи от така наречената еквивалентна дълбочина на проникване на тока

$$b = \frac{1}{\sqrt{\pi f \cdot \mu \gamma}} \quad (1)$$

където:

f - честота

μ – абсолютната магнитна проницаемост

γ – специфичната проводимост

За проводници от мед и алуминий може да се получи опростена формула, допускайки че относителната магнитна проницаемост е $\mu_r = 1$. Така за меден проводник $\mu = 1,2566310^{-6}$, за алуминиев проводник

$\mu = 1,2566610^{-6}$, докато магнитната константа е $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} = 1,25664$.

Грешките от заместването на μ с μ_0 са: за меден проводник – 0,0008%, за алуминиев проводник 0,0016% - пренебрежимо малки.

Така (1) придобива вида:

$$b = \frac{1}{2\pi\sqrt{f \cdot \gamma \cdot 10^{-7}}} \quad (2)$$

Електрическата проводимост γ зависи от вида на проводника, използван в кабелите и въздушните линии [Филкаб]. Възприети са следните средни стойности, дадени в таблица 1.

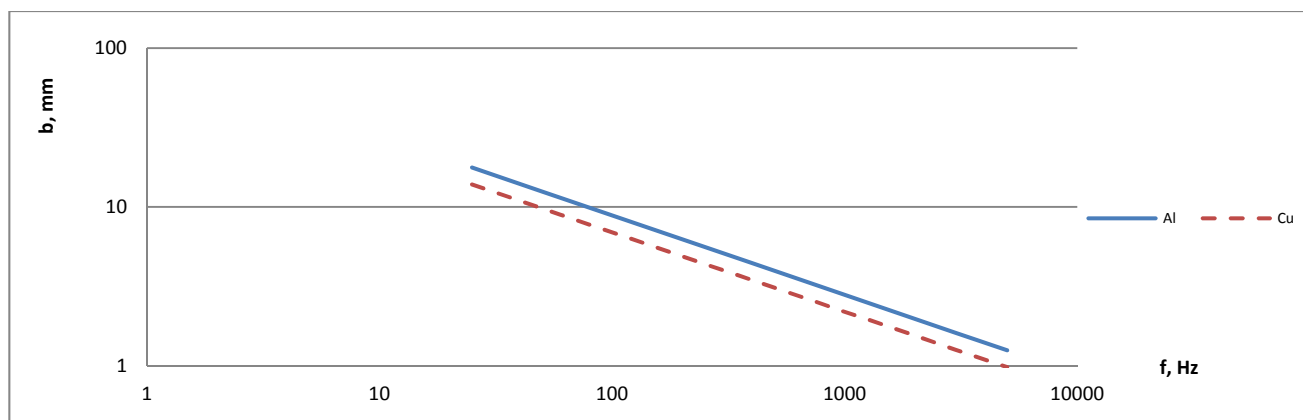
По (2) и от данните на таблица 1, за честоти от 25 до 5000Hz е изчислено проникването b за различни електропроводи, а резултатите са показани графично на фиг. 1 и фиг. 2, а частично и в таблица 2.

Таблица 1.

Електропровод	Изчислена осреднена специфична проводимост, S/m.10 ⁶ , за проводници		
	Мед	Алуминий	Алуминий-стомана (ВЛ)
Кабели с PVC и XLPE изолация	53,1	32,4	-
Неизолирани проводници за ВЛ – НН и СрН	52,1	31,3	30,6

Таблица 2.

Честота, Hz			50	150	250	350	550	950	1250	1550
Проникване, b, mm	Кабели	Cu	9,78	5,65	4,37	3,70	2,95	2,24	1,96	1,76
		Al	12,50	7,22	5,59	4,73	3,77	2,87	2,50	2,25
	Неизолирани Проводници, ВЛ	M	9,86	5,69	4,41	3,73	2,97	2,26	1,97	1,77
		A	12,72	7,35	5,69	4,81	3,84	2,92	2,54	2,29
		AC	12,93	7,47	5,78	4,89	3,90	2,97	2,59	2,33



Фиг. 1. Проникване на тока в проводниците на медни и алуминиеви кабели

От данните, посочени в таблица 2, може да се оцени количествено разликата в проникването b в кръгли проводници на кабели и в неизолирани проводници за въздушни електропроводи. Тези разлики за медни проводници достигат +1,88%, за алуминиеви +3,39%, а за алуминиево-стоманени проводници +6,48% в полза на неизолираните проводници.

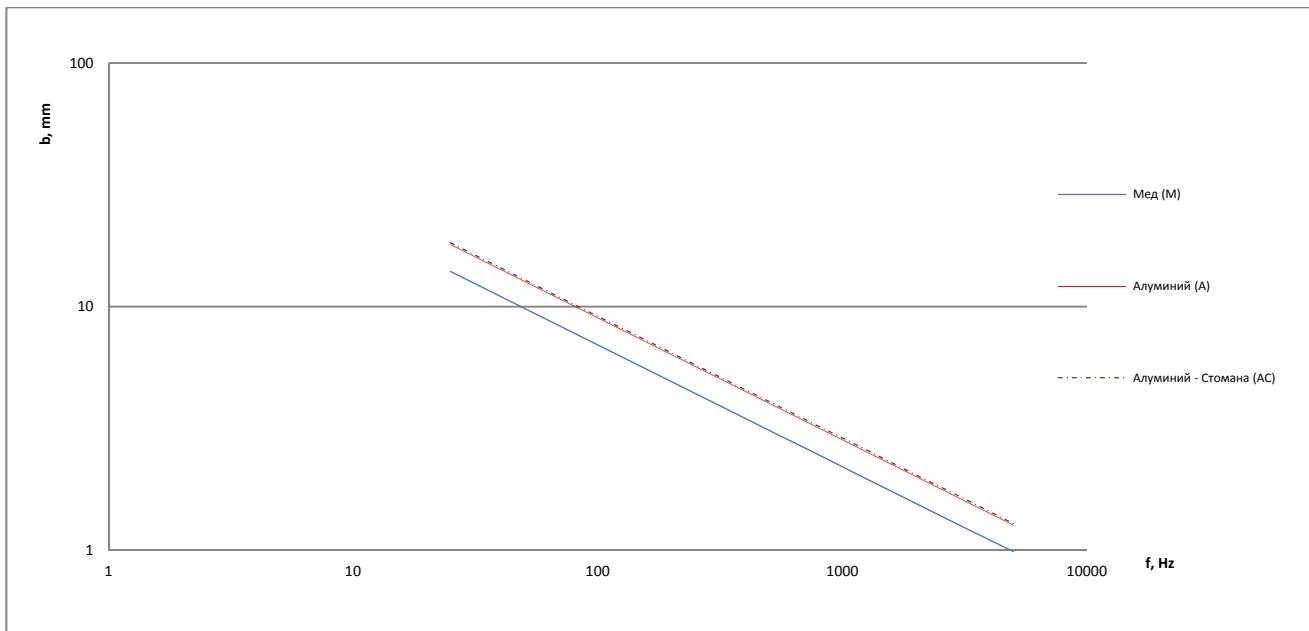
При нарастване на честотата от 50Hz ($k=1$) до 1550Hz ($k=31$) проникването намалява за всички видове проводници приблизително 5,55 пъти с разлика в границите на +1,36%.

Когато проникването b е по-голямо или равно на радиуса на проводника, т.е. $2b \geq d$, активното съпротивление не се променя, тъй като ток протича през цялото сечение S на проводника, определено по основния диаметър d ($S = \frac{\pi d^2}{4}$).

Когато $2b \leq d$, тогава сечението на проводника, през който преминава тока $S' < S$ и се определя от израза:

$$S' = \pi b(d - b), mm^2 \quad (3)$$

и ще определя нарастването на активното му съпротивление. От (2) и (3) следва, че увеличаването на съпротивлението ще бъде функция на честотата f , специфичното съпротивление γ (от което зависи понижаването на тока b) и от диаметъра на проводника.



Фиг. 2. Проникване на тока в неизолирани проводници от мед (М), алуминий (А) и алуминий – стомана (АС) за въздушни линии НН и СрН

В техническата литература [Василев, Данков] се препоръчва формулата за определяне на активното съпротивление за трансформатори, двигатели и генератори с изрична уговорка за приблизителност на получените резултати, в зависимост от кратността на честотата спрямо промишлената (50Hz).

$$R_k = \sqrt{k^l} \cdot R_1 \quad (4)$$

където:

R_1 - съпротивление на проводника при честота 50Hz, Ω ;

k - коефициент на кратност на честота f_k спрямо 50Hz, в случая пореден номер на хармоника;

R_k - съпротивление на проводника за честотата f_k, Ω .

Изчисление по тази формула за електропроводи е неподходящо, защото води до значителни грешки, надвишаващи 200% за хармониците с висока кратност.

В справочната и каталожна литература активното съпротивление на различните типове кабели, неизолирани и изолирани проводници е посочено при честота 50Hz, в зависимост от сечението S , за дължина 1km и е означено с $r_o, \Omega/km$ [Филкаб].

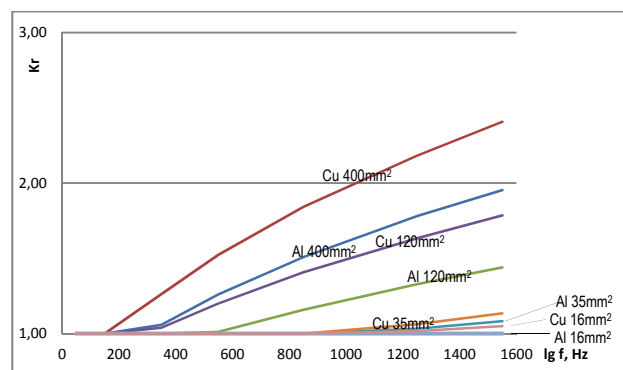
Целесъобразно е нарастването на активното съпротивление r на проводниците вследствие на повърхностния ефект, зависещ от честотата на тока, да се изчисли за 1km и се сравни с r_o . Така отношението:

$$\frac{r}{r_o} = k_r \quad (5)$$

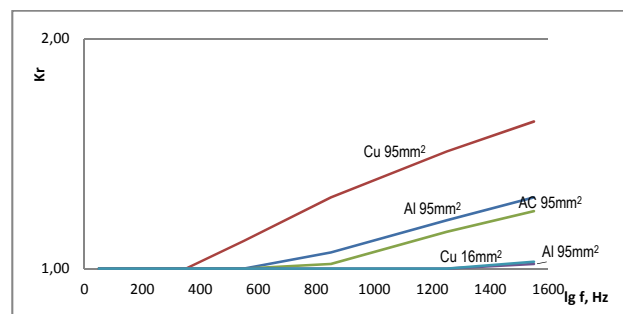
ще характеризира увеличаване на активното съпротивление за различни конструкции и сечения на проводниците.

Кратността на нарастване на активното съпротивление k_r на кабелни електропроводи и въздушни линии с неизолирани проводници (НН и СрН) със сечение от 16 до 500mm² и при честота от 50 до 1550Hz, характерни за

съставните хармоници при несинусоидалните токове са дадени на фиг. 3 и фиг. 4.



Фиг. 3. Коефициент k_r за увеличаване на съпротивлението на медни и алуминиеви кабелни електропроводи



Фиг. 4. Коефициент k_r за увеличаване на съпротивлението на М, А и АС неизолирани проводници

Най-голямата стойност на k_r , т.е. най-значителното нарастване на съпротивлението естествено е при 31-ви хармоник, при медните кабелни електропроводи - 263%, при алуминиевите кабелни електропроводи - 223%, а при неизолирани проводници (до 95mm²). k_r нараства за М проводници до 164%, за А проводници до 131% и за Ас проводници - 125%, което е по-малко спрямо тези за кабелните електропроводници със същото сечение (95mm²).

Анализът на получените резултати показва, че в електропроводите с по-голямо сечение, повърхностният ефект се проявява по-силно и съпротивлението се увеличава при една и съща честота. Например, при 17-ти хармоник съпротивлението на кабел със сечение 50mm^2 се увеличава едва с 2%, при кабел 120mm^2 съпротивлението се увеличава с 41%, а при кабел 500mm^2 то достига 201%.

Да отбележим, че с нарастването на честотата се променя индуктивното съпротивление на електропроводите, което в общия случай се характеризира с вътрешна, външна и взаимна индуктивност [Нейман]. С увеличаване на честотата на генерираните от несинусоидалния ток висши хармоници, индуктивността L намалява, но индуктивното съпротивление $X_L = k\omega L$ нараства с увеличаване на честотата $k\omega = k \cdot 2\pi \cdot 50$, макар и в по-малка степен. Така в електропроводите общото съпротивление Z ще нараства с двата си компоненти - активно и индуктивно, което ще определя повишените загуби в него и които подлежат на допълнително изследване.

Заклучение

В електропроводите с несинусоидален ток увеличеното активно съпротивление може да се повлияе при оценка на загубите в зависимост от амплитудно-честотния спектър

на съставните хармоници. За всеки конкретен случай това влияние трябва да се оцени количествено като необходимо условие, за да бъде пренебрегнато или взето предвид.

Литература

- Нейман, Л.Р., К.С. Демиржан, 1966. Теоретические основы электротехники Энергия, М.
Жежеленко, И.В., 1984. Высшие гармоники в системах электроснабжения предприятий, Энергоатом издат, М.
Василев, Н., С. Сидеров, 1991. Електроснабдяване на промишлените предприятия, Техника, С.
Данков, Е., 1991. Електроснабдяване на минните предприятия, Техника, С.
IEEE 1549-2010 (стандарт)
Ghassemi, F., 2013. Should the theory of power be reviewed? Workshop on PDP under Nonsinusoidal conditions, Milano,
Филкаб, 2012. Технически справочник. Пловдив.

Статията е рецензирана от инж. Милен Дренков

АНАЛИЗ НА ВЪЗМОЖНОСТИТЕ И МЕТОДИКА ЗА ТЕСТВАНЕ НА ЦИФРОВА ЗАЩИТА VIP 300

Стефан Чобанов

CMC-C EOOD, Пирдоп, e-mail: stefan.chobanov@cmc-c.com

РЕЗЮМЕ. В доклада са анализирани проблемите и възможностите за тестване на цифрова защита VIP300 с първичен и вторичен ток в производствени (руднични) условия. Предложени са специфична методика и мобилен стенд, доказващи с достатъчна точност работоспособността и защитните функции на апарата.

Ключови думи: цифрова защита, изпитване, точност, корекция

ANALYSIS OF THE CAPABILITIES AND METHODS FOR TESTING OF THE DIGITAL PROTECTION VIP 300

Stefan Chobanov

MC-C Ltd, Pirdop, e-mail: stefan.chobanov@cmc-c.com

ABSTRACT. The problems and capabilities for testing digital protection VIP300 with primary and secondary current in production (mining) conditions are analysed in this report. There are proposed a specific methodology and stand, which demonstrate with sufficient precision the performance and protection functions of the device.

Key words: digital protection, testing, accuracy, correction

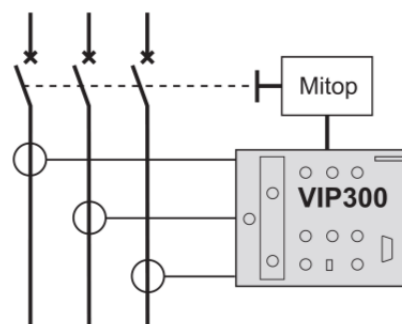
Изследването се налага в резултат на проблеми, възникващи при тестване на цифрова защита VIP 300 в подземния рудник на Дънди Прешъс Металс Челопеч (ДПМЧ). В рудника са в експлоатация десетки комплектни разпределителни устройства (КРУ) за 6kV тип Ringmaster, производство на Schneider Electric Англия [Schneider Electric 2012, 2007]. Част от тях са монтирани в две руднични разпределителни подстанции, а други работят самостоятелно. В КРУ са монтирани цифрови защиты (релета) тип VIP 300LH. Периодичният тест на релетата е целесъобразно да се осъществява с вторичен ток, тъй като алтернативният подход (с първичен ток) изисква продължително изключване на захранващото напрежение 6kV. Поради конструктивни особености на Ringmaster по време на тестовете е необходимо да се изключи захранващото напрежение на цялата подстанция. Тестването с първичен ток се затруднява допълнително в рудника от липсата на подходящо захранващо напрежение за товарното устройство.

Общи сведения за релето VIP 300

Релето VIP 300 е предназначено за работа в разпределителните мрежи за средно напрежение (СН). Релето може да се използва за защита на входове и изводи от разпределителни подстанции, както и за защита на трансформатори [Schneider Electric Ind SAS, 2004].

Релето VIP 300 изпълнява защита от къси съединения и защита от еднофазни земни съединения. Релето VIP 300

работи без външно оперативно напрежение (self-powered protection relay). Захранването му се осъществява от токовете сензори. Релето може да работи съвместно само с изключвателна bobина тип Mitop (фиг. 1).



Фиг. 1.

Произвеждат се три модела VIP 300:

- VIP 300LL и VIP 300P, предназначени за работа с прекъсвачи типове RM6, SFset и Evolis 24kV:
 - VIP 300LL: изпълнява защита от къси съединения и защита от еднофазни земни съединения;
 - VIP 300P: изпълнява само защита от къси съединения.
- VIP 300LH, предназначено за работа с прекъсвачи Ringmaster; изпълнява защита от къси съединения и защита от еднофазни земни съединения. Върху лицевия панел на релето има таблица с

еквивалентни коефициенти за определяне времето на сработване на защитите.

Сензори за VIP 300

Релето VIP 300 работи със специални токови сензори. Сензорите, предназначени за работа с VIP 300LL и VIP 300P, са:

- CRa 200/1 и CRb 1250/1 - използват се в КРУ тип RM6 (моделите след 1998г.);
- CSa 200/1 и CSb 1250/1 - използват се в прекъсвачите тип SFset;
- CEa 200/1 и CEb 1250/1 - използват се за интегриране в прекъсвачите тип Evolis за 24kV (lateral versions).

Сензори за VIP 300LH са 200/1 и 800/1 и се вграждат в КРУ тип Ringmaster.

Токови входове на VIP 300

Всяко реле VIP 300 има два различни входа (input ratings) за присъединяване на токови сензори, които съответстват на два работни обхвата (operating ranges). Токовите трансформатори на входовете на VIP 300 имат среден извод на първичните си намотки. Всеки извод на вторичната намотка на сензора съответства на токов вход на VIP 300, определящ различен работен обхват на релето.

Избор на подходящи сензори

Изборът на сензор и на начин на присъединяване му към VIP 300 зависи от необходимия обхват на настройка на тока на сработване съгласно Таблица 1.

Таблица 1.

VIP300LL / VIP300P sensors	Rating	Current setting range
CRa, CSa, CEa 200/1	x 1	10 A - 50 A
	x 4	40 A - 200 A
CRb, CSb, CEb, 1250/1	x 1	63 A - 312 A
	x 4	250 A - 1250 A
VIP300LH sensors	Rating	Current setting range
Ringmaster 200/1	x 2	20 A - 100 A
	x 4	40 A - 200 A
Ringmaster 800/1	x 2	80 A - 400 A
	x 4	160 A - 800 A

Долната гранична стойност за всеки работен обхват е минималната работна стойност на тока за релето.

Тестер VAP 6

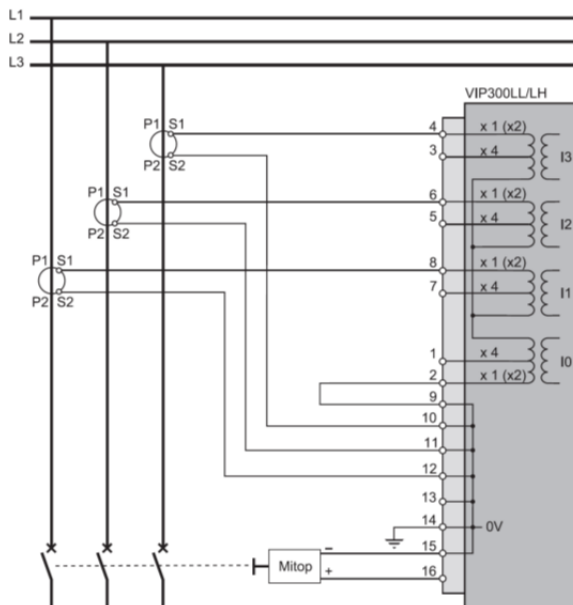
Тестерът VAP 6 е предназначен за опростено тестване на релето VIP 300. Тестовият ток е еквивалентен на 20-кратния ток на настройка на релето. С помощта на VAP 6 е възможно тестване на релето без изключване на прекъсвача.

Избор на табела

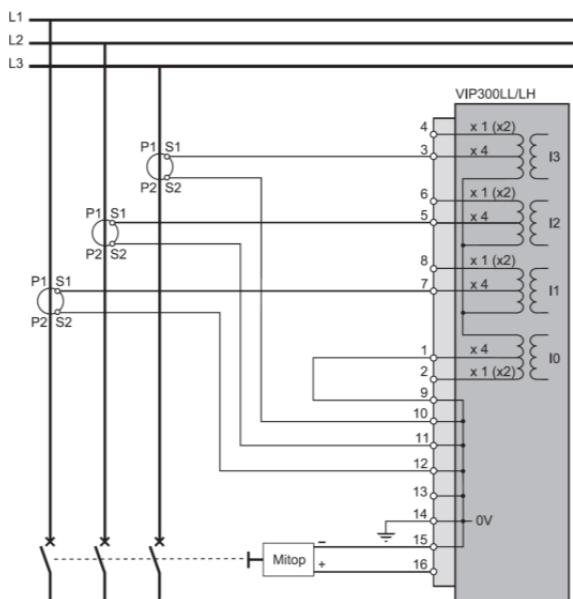
VIP 300 се доставя с набор от табели, които съответстват на различните варианти на сензори и обхвати на настройка. Подходящата за случая табела се поставя в прозрачния панел на лицевата част на релето.

Схеми на свързване

Схемите на свързване на VIP 300LL и VIP 300LH са показани на фиг. 2 (за обхват x1 или x2) и на фиг. 3 (за обхват x4).



Фиг. 2



Фиг. 3

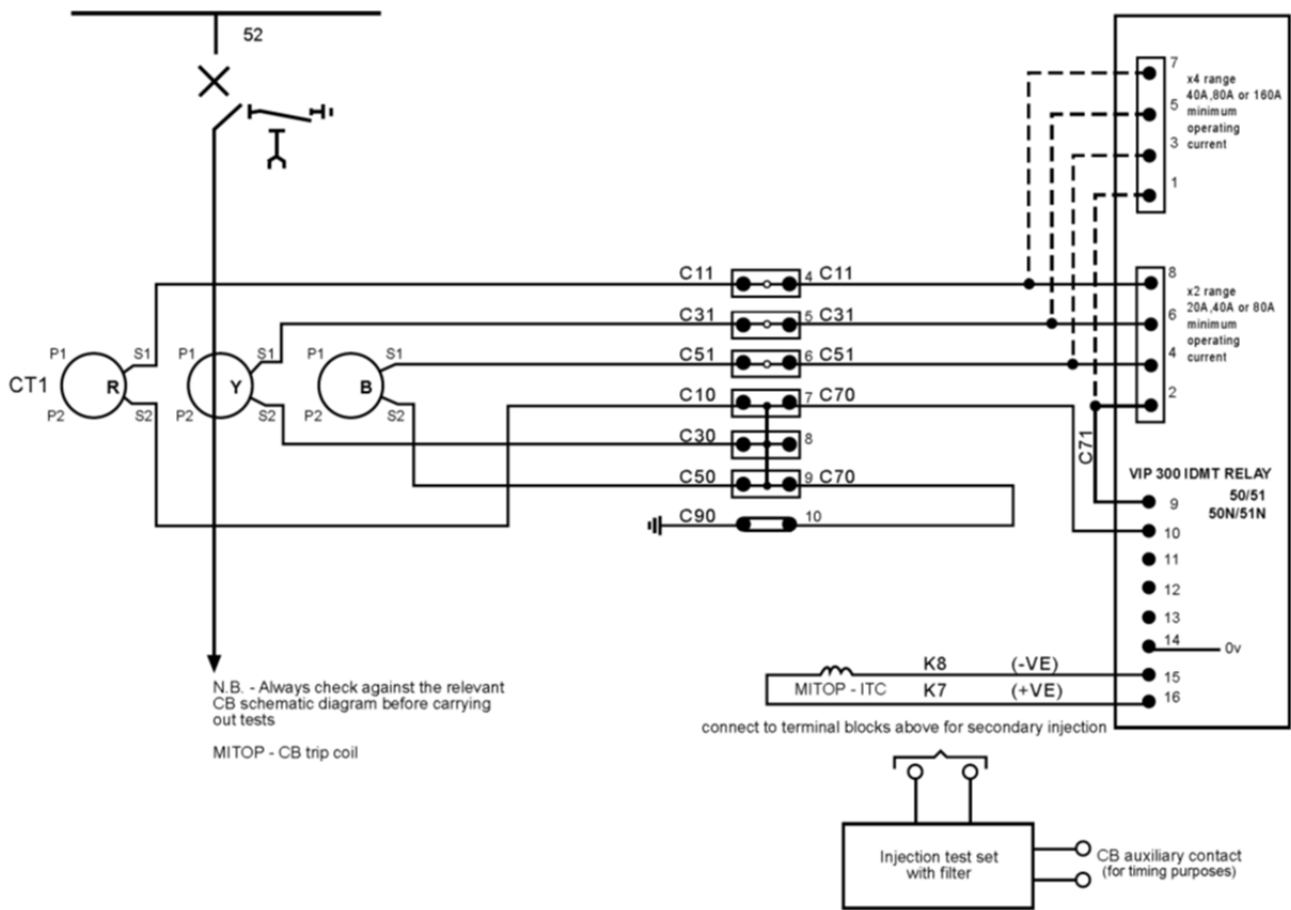
Препоръки на производителя за изпитване на релето VIP300.

В каталожната информация за VIP 300 на Schneider Electric Франция [Schneider Electric Industries SAS, 2004] не се предлага друг метод за изпитване на релето освен с тестера VAP 6, но само с него не могат да бъдат изпитани в пълен обем защитните характеристики.

В инструкцията за експлоатация на Ringmaster [Schneider Electric, 2007] са препоръчани схема (фиг. 4) на опитна постановка и процедура за изпитване на VIP 300 с

вторичен ток. Товарното устройство се свързва към релето VIP 300 без да се разкачват токовете трансформатори (ТТ). Това се осъществява чрез буксите на клеморедата, разположен в релейния отсек над релето. За тестване на максималнотоковата защита товарното устройство трябва да свърже към два от ТТ (клеми 4 и 5, 5 и 6 или 6 и 4), а за тестване на защитата от еднофазни земни съединения - към един от ТТ (клеми 4 и 7, 5 и 7, или 6 и 7). В [Schneider

Electric, 2007] се препоръчва при тестване на VIP 300 с товарно устройство за вторичен ток да се използва филтър (Foster SF30) [Megger] за корекция на формата на измерителния ток. В [Schneider Electric, 2007] е отбелязано, че при липса на филтър измереното време за сработване на релето може да не съответства на теоретично зададеното.



Фиг. 4

Изпитване на VIP300 с вторичен ток

За целите на настоящето изследване опитната постановка, показана на фиг. 4, е реализирана в лабораторни условия. Релето на фиг. 4 е VIP 300LN, монтирано в Ringmaster RN2c-T2. Изпитването е направено с помощта на автоматизирана система за тестване на релейни защиты ARTES 440II. Ефективната стойност на токовете е:

I_{Σ} - на изхода на ARTES

I_V - на входа на VIP 300

I_{CT} - през вторичната намотка CT

и се измерва с цифрови А-метри кл.0,09.

Направени са изпитвания на двете защитни функции на релето (защита от къси съединения и защита от еднофазни земни съединения) за двата обхвата (x2 и x4) с различни изходни напрежения на ARTES (10V и 15V). Резултатите от изпитванията са незадоволителни и неприложими за целите на теста на релето. Измереният ток I_{Σ} не съответства на зададения в ARTES, както и сумата от I_V и I_{CT} не е равна на I_{Σ} . Изпитванията са

повторени с разделени от схемата вторични намотки на CT, но резултатите не се променят съществено.

Очевидният извод от тези резултати е, че липсата на филтър за корекция на формата на измерителния ток (Foster SF30) се отразява не само върху измереното време за сработване на релето, но и върху измерените с конвенционални средства ефективни стойности на тестовия ток, т.е. лабораторна постановка на фиг. 4 е непригодна за тестване на VIP 300 с помощта ARTES.

Мобилен стенд за тестване на VIP300LN в Ringmaster RN2c-T2 с първичен ток

Описаните по-горе неуспешни опити за тестване на VIP 300LN с вторичен ток без филтър Foster SF30 предполагат необходимостта от изграждане на мобилен стенд за тестване на VIP 300LN в Ringmaster RN2c-T2 с първичен ток. Налично за целта е товарно устройство тип ODEN AT и предоставени от ДПМЧ КРУ тип Ringmaster RN2c-T2, реле тип VIP 300LL, токови сензори тип CRa (200/1). Стендът трябва да осигури възможност наличните в

рудника VIP 300LH да се тестват на място без присъединяване на ODEN към силовата верига на Ringmaster.

Чрез няколко последователни експеримента е направена проверка за съвместимост между токовете сензори тип CRa (200/1) и релето VIP 300LH. При наличие на такава съвместимост стендът ще бъде приложен и за тестване на релета VIP 300LL, монтирани в КРУ тип RM6 и намиращи се в експлоатация в рудника на ДПМЧ.

Тестване на VIP 300LL с първичен ток от ODEN чрез TC тип CRa (200/1)

Един от проблемите за решаване при изграждането на стенда е да се осигури възможност за измерване на времето за сработване на релето без участието на силовия прекъсвач на Ringmaster. За целта изключвателната бобина Mitop е заменена с универсален трансмитер тип PR 4116, производство на PR electronics [5]. Направен е тест на максималнотокова защита (MT3) с независимо от тока закъснение. Времето за сработване на защитата е измерено с обратна връзка от PR. Направени са тестове при различни закъснения. Регистрирани са отклонения $\Delta t \gg$ от зададените закъснения на сработване на релето $t \gg$ в диапазона $\Delta t \gg = +50 \div 150ms$, като в т.ч. е времето за сработване на PR.

Измерено е преводното отношение на TC тип CRa (200/1) и оценка на грешката при работа с VIP 300LL. Представителна част от резултатите при изпитването са показани на таблица 2.

Таблица 2

A1, A	10	30,8	50,2	80,8	99,5	120,2	160,1	200,3
A2, mA	47	160	268	435	536	645	860	1082
$K_{тр}=A1/A2$	213	193	187	186	186	186	186	185
$\Delta K_{тр}, \%$	6,38	-3,75	-6,34	-7,13	-7,18	-6,82	-6,92	-7,44

Означенията в таблица 2 са:

A1 – ток, подаден от ODEN към първичната намотка на СТ;

A2 – вторичен ток на СТ;

$K_{тр}$ – коефициент на трансформация;

$\Delta K_{тр}, \%$ – грешка на СТ.

От таблица 2 е видно, че регистрираната грешка в работния обхват (10-200)A е под 8%.

Тестване на VIP 300LH с първичен ток от ODEN чрез TC тип CRa (200/1)

Целта на експеримента е проверка за съвместимост между релето VIP 300LH и токовете сензори (TC) CRa (200/1).

Измерено е преводното отношение на TC тип CRa (200/1) и оценка на грешката при работа с VIP 300LH. Резултатите от изпитването са показани в таблица 3. Регистрираната грешка в работния обхват (10-200)A отново е под 8%, което доказва съвместимостта между релето VIP 300LH и TC тип CRa (200/1).

Таблица 3

A1, A	9,9	30,6	49,8	80,5	100,7	120,1	160,9	199,9
A2, mA	51	163	268	435	546	650	873	1084
$K_{тр}=A1/A2$	194	188	186	185	184	185	184	184
$\Delta K_{тр}, \%$	-2,94	-6,13	-7,09	-7,47	-7,78	-7,62	-7,85	-7,80

Направен е тест на MT3 с независимо от тока закъснение, аналогичен на описания за релето VIP 300LL. Регистрирани са отклонения $\Delta t \gg = +50 \div 150ms$ от зададените стойности $\Delta t \gg$ подобно на експериментите с VIP 300LL, което потвърждава възможността релето VIP 300LH да бъде тествано с първичен ток чрез TC тип CRa.

Корекция на измереното време за сработване на релето VIP300

В отчетеното отклонение $\Delta t \gg = +50 \div 150ms$ участва времето t_{PR} за превключване на PR, грешката Δt_{VIP} на релето и допълнителното закъснение Δt_{VIPadd} на релето VIP300, вследствие липсата на постоянен работен ток (преди възникването на тока на к.с.). Грешката Δt_{VIP} на релето е $\pm 2\%$ или $\pm 20ms$, а допълнителното закъснение е $\Delta t_{VIP} = 10 \div 30ms$ в зависимост от съотношението между тестовия ток и тока на настройка I_s на MT3 [3].

Предвид гореизложеното се приема корекция t_k на измереното време за сработване на релето, отчитаща времето t_{PR} за превключването на PR:

$$t_k = - t_{PR}$$

$$t_{PR} = \Delta t \gg - \Delta t_{VIP} - \Delta t_{VIPadd} \approx 100ms$$

Тестване на VIP 300LH в Ringmaster с TC 800/1

Тестване на VIP 300LH в Ringmaster, в който TC са 800/1 е осъществимо със същия стенд, в който TC са тип CRa (200/1). В този случай за по-лесно определяне стойностите на първичния тестов ток може да се ползва табелката на VIP за сензори 200/1. Алтернативата е тестовият ток да се определи по наличната табелка с деление на 4.

Захранващ трансформатор за стенда

Измерен е токът, консумиран от ODEN от мрежата за 380V:

12,3A (8kVA) - при 1,6kA тестов ток;

24,2A (16kVA) - при 2,3kA тестов ток.

За да се намали масата на трансформатора, се приема мощност 15kVA, което ще облекчи транспортирането му в рудника. Тази мощност е достатъчна за тестване на наличните релета VIP 300 предвид въведените към момента настройки по ток на MT3.

Предвижда се първичната намотка на трансформатора да може да се превключва за наличните в рудника захранващи напрежения 380 и 1000V.

Заклучение

1. Доказана е практическата невъзможност за тестване в руднични условия на релета VIP 300LH, монтирани в КРУ Ringmaster RN2с-T2 с вторичен ток без филтър Foster SF30.
2. Проверена е съвместимостта между ТС тип CRa и релето VIP 300LH.
3. Разработен е стенд за изпитване в руднични условия на релета VIP 300LH, монтирани в КРУ Ringmaster RN2с-T2 с първичен ток, без изключване на захранващото напрежение на подстанцията.

Литература

- Schneider Electric. Ringmaster. Ring Main Unit. Catalogue. 2012.
- Schneider Electric. Ringmaster range indoor/outdoor switchgear. Installation, operation and maintenance instructions. 2007.
- Schneider Electric Industries SAS. Electrical network protection VIP300. User manual. 38050 Grenoble cedex 9 - France: Schneider Electric, 2004.
- Megger. Secondary Current Injection Test Set SCITS100. www.lecom.com.cn
- PR electronics. Universal transmitter 4116. <http://www.prelectronics.com/pdf/4116-2272-US.pdf>

Статията е рецензирана от проф. д-н Менто Ментешев.

DIFFERENTIAL PROTECTION OF POWER TRANSFORMERS BASED ON NEGATIVE SEQUENCE CURRENTS DETECTION

Oleg Shonin¹, Daniil Ivanchenko²

¹ National Mineral Resources University (University of Mines), St. Petersburg, Russia, ninosh_eltech@mail.ru

² National Mineral Resources University (University of Mines), St. Petersburg, Russia, dan87332@mail.ru

ABSTRACT: Due to the current increase of electrical power consumption from the mining equipment, followed by corresponding increase of fault current the subsequent damage and deterioration of reliable power supply have to be expected. In order to reduce the damage caused by internal faults and to prevent cases of false operations, protection devices with high sensitivity, selectivity and minimal operation time are required. Solution to the problems of differential protection relay sensitivity and speed requires the selection and validation of informative parameters from the operating signals of relay protection followed by development of internal damage detection algorithms and evaluation of tripping. This paper represents the dynamic current signals analysis using the generalized symmetrical components. The dynamic behavior of positive and negative sequence amplitudes of the differential currents for the cases of internal and external faults, transformer inrush currents and the supply voltage was studied. Analysis of relation between positive and negative sequence amplitudes of the differential currents for cases of various transients in power transformer allowed formulating algorithm for inter turn fault detection. On the basis of the phase shift between the negative sequences components of the first harmonic of currents in transformer high and low voltage was formulated. Developed and tested model of differential protection based on phase criteria, have the sensitivity 0.1% of the transformer rated current, which corresponds to 1% of the short-circuited turns of transformer winding. Time of the computation by protection device does not exceed the half of supply voltage period.

Key words: differential protection, transformer, negative sequence.

ДИФЕРЕНЦИАЛНА ЗАЩИТА НА СИЛОВИ ТРАНСФОРМАТОРИ, ОСНОВАНА НА РАЗПОЗНАВАНЕ НА ОТРИЦАТЕЛНИ ТОКОВИ ВЕРИГИ

Олег Шонин¹, Даниил Иванченко²

¹ Национален университет за полезни изкопаеми (Минен университет), Санкт Петербург, Русия, ninosh_eltech@mail.ru

² Национален университет за полезни изкопаеми (Минен университет), Санкт Петербург, Русия, dan87332@mail.ru

РЕЗЮМЕ: Поради засиленото потребление на електроенергия от минното оборудване, последвано от съответното увеличаване на ток при повреда, трябва да се очаква и последваща повреда и влошаване на надеждното електрозахранване. За да се намалят щетите от вътрешни къси съединения и да се предотвратят случаи на фалшиви работни операции, са нужни предпазни устройства с висока чувствителност, избирателност и минимално време за работа. Решаването на проблемите с чувствителността и скоростта на релетата за диференциална защита изисква подбирането и валидирането на информативни параметри от работните сигнали на предпазното реле, последствани от разработването на вътрешни алгоритми за разпознаване на повредата и оценка на прекъсването на захранването. Докладът представя анализ на динамични токови сигнали, използвайки обобщени симетрични компоненти. Разгледани са динамичното поведение на положителни и отрицателни амплитуди на веригата от диференциални токове при случаи на вътрешни и външни къси съединения, отскока на тока при трансформатори и захранващото напрежение. Анализът на връзката между положителните и отрицателните амплитуди на веригата от диференциални токове при случаи на различни променливи в захранващия трансформатор позволява формулирането на алгоритъм за установяване на междувнавивково късо съединение. Въз основа на смяната на фазите между компонентите на отрицателната верига на първата хармонична функция на токовете в трансформатора, се формулират високото и ниското напрежение. Разработеният и тестван модел за диференциална защита, основан на критерия фаза, има чувствителност 0.1% от номиналния ток на трансформатора, което съответства на 1% от съединенията на късо намотки на трансформатора. Времето за изчисляване с предпазни устройства не надвишава половината от периода на захранващото напрежение.

Ключови думи: диференциална защита, трансформатор, отрицателна верига.

Introduction

Power transformers are critical elements of the electric power system, which largely affect the efficiency and reliability of power supply of consumers. However, the transformer reliability is not sufficient to ensure continuous operation of plants. This is due to the imperfection of relay operation. Disadvantages are manifested in the refusal of the relay if there is an internal fault in the transformer and in unjustified tripping due to the emergence of false signals caused by the

advent of the three-phase asymmetry of the system outside the protected zone.

Thus, during the examination of 9302 transformers rated at 110kV by power company UES Russia in the year 2009 the number of recorded accidents reached 542, and in 320 cases transformer failures were caused by windings turn-to-turn faults. In another test group of 3020 transformers rated from 35 to 110kV protection devices failed to operate properly in 168 cases per year (Konovalova E.V., 2003). According to CIGRE

statistic, failures or false tripping of protective devices take place in every three cases out of a hundred.

In connection with the current trend of growing capacity of mining equipment, the negative consequences of failing the relay performance will lead to further vulnerability of power transformers due to a corresponding increase in fault currents leading to a large-scale damage to the transformer.

In order to reduce the damage along with preventing the shutdowns of equipment due to false relay operations, protection devices should have high level of sensitivity and selectivity to detect the fault at early stages of its development in the background of noise signals along with the necessity of short response time 5 - 14ms (Alexsandrov A.M., 2011) to exclude the melting of short circuited turns.

The most widespread digital differential relays use percentage linear-wise restraint curves that are characterized by threshold of sensitivity 20-30% of rated transformer current.

This value of threshold is too large for detecting the initial stage of the fault which is accompanied by differential current less than 5% of rated current.

To meet the stringent requirements of sensitivity and selectivity digital differential relays start to use special handling of current signals designed to identify the components that are more sensitive to internal defects and less sensitive to false differential currents (Gajić Z. *et al.*, 2005; Abniki H. *et al.*, 2010; Guzmán A. *et al.*, 2011).

The paper considers analysis of power transformer currents under various conditions of operation, including inner and outer faults, on the basis of generalized symmetrical components and working out of differential relay algorithm that uses amplitude and phase criteria of tripping

Modeling the power transformer performance under different operational conditions

Analysis of power supply system and differential relay of the power transformer 35/6kV, 6MVA (Fig.1) has been carried out with assistance of computer models built up in Simulink MatLab environment. Transformers, lines, breakers and faults outside the protected zone were modeled with appropriate elements from SimPowerSystems library. Internal faults were reproduced by a short-circuiting of taps of the transformer windings.

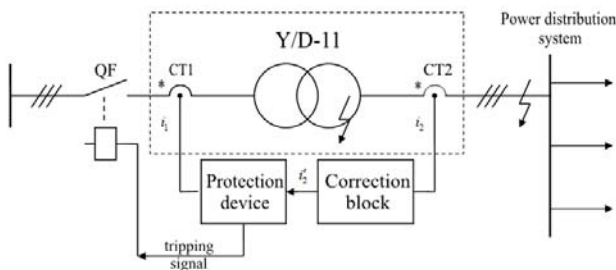


Fig. 1. Differential protection system of a power transformer

In order to compensate for amplitude and phase differences between current transformers outputs $\vec{i}_1 = [i_{1a} \ i_{1b} \ i_{1c}]^T$, $\vec{i}_2 = [i_{2a} \ i_{2b} \ i_{2c}]^T$ and to make a differential current in normal modes of operation close to zero the protection device

involves a correction block that implements transformation $\vec{i}_2 \rightarrow \vec{i}_2'$ [5] so that differential current $\vec{i}_d = \vec{i}_1 - \vec{i}_2'$ in ideal case would be equal to zero. However, input signals of the protection device are unbalanced due to the following reasons: errors of current transformers CT1, CT2, imprecision of amplitude and phase correction of currents \vec{i}_1, \vec{i}_2' , finite value of the power transformer excitation current, no constant value of a transformation ratio due to regulation of output voltage of the power transformer via switching taps of windings. Finite value of the differential current of a healthy transformer $I_{d0} = |\vec{i}_{d0}|$ defines the lower limit of detecting internal faults.

Conditions of tripping may occur for a healthy transformer in some power system operational modes such as energizing the transformer with inrush currents, increase in an input voltage, switching off a damaged line etc. Elimination of tripping in case of false differential currents is achieved by several methods using for instance comparison of spectrum of real and false differential currents currents (Ivanchenko D.I., Shonin O.B., 2012; Guzmán A. *et al.*, 2000).

In the protection device (Fig. 1) the analysis of input signals \vec{i}_1, \vec{i}_2' and differential signal $\vec{i}_d = \vec{i}_1 - \vec{i}_2'$ has been carried out on the basis of their decomposition into series of generalized symmetrical components of positive $i^{(+)}(t)$, negative $i^{(-)}(t)$ and zero $i^{(0)}(t)$ sequences (Haque M.T., Hosseini S.H., 2001). The applied method covers analysis of asymmetrical no sinusoidal currents and three-phase transient processes.

The analysis has been implemented with assistance of a 3-phase sequence analyzer block which includes a Fourier analysis over a sliding window of one cycle of the specified frequency that is used for three input signals processing. Harmonics phasors derived from a windowed Fourier transform are functions of time due to sliding a window by different fragments of a signal with a complex form. Illustration of Fourier analyzer data as applied to the inrush current $i_a(t)$ in phase a is given in Fig. 2.

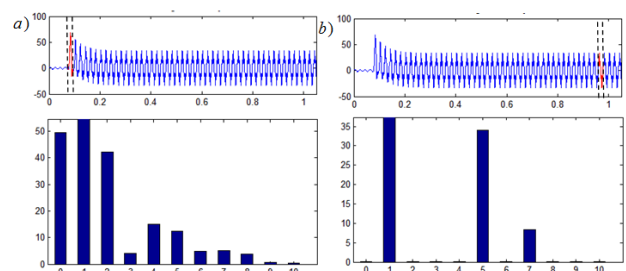


Fig. 2. Spectrum of inrush current at the beginning of transient process - a) and in a steady state mode - b)

At the beginning of the transient process the current's spectrum consists of a DC - component, odd and even harmonics (Fig. 2a) while in a steady state (Fig. 2b) it has only odd components. Because spectra of currents $i_a(t), i_b(t), i_c(t)$

are different, a set of 3-phase signals of each harmonic k is unbalanced and can be decomposed into symmetrical components $i_k^{(+)}(t)$, $i_k^{(-)}(t)$ and $i_k^{(0)}(t)$ characterized by time-dependent phasors $\vec{I}_{mk}^{(+)}(t), \vec{I}_{mk}^{(-)}(t), \vec{I}_{mk}^{(0)}(t)$ which are outputs of 3-phase sequence analyzer.

An example of reproducing negative sequence currents of harmonics $k = 1, 2, 4$ of inrush currents is shown in Fig. 3.

The purpose of a power transformer study is to reveal the peculiarities of amplitude and phase relationships between dynamic phasors of symmetrical components of differential current of fundamental harmonic in order to increase in the relay's sensitivity and to facilitate the discrimination between useful and false signals. Data used for analysis are amplitudes and phases of first harmonic's symmetrical components of the protection device input currents and the same components of differential current obtained at the advent of different kinds of the 3-phase system's asymmetry.

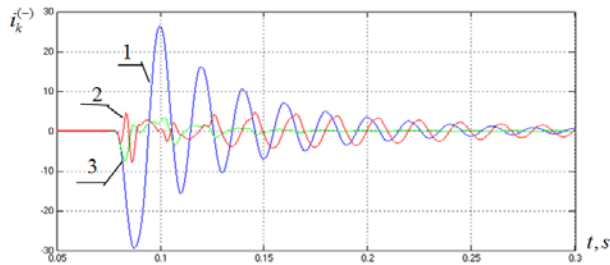


Fig. 3. Negative sequence components of first (1), second (2) and fourth (3) harmonic of the transformer inrush current

An amplitude criterion for tripping the transformer with internal faults

Comparative analysis of positive and negative sequences of a differential current has been carried out for the following modes: short-circuiting of W_{2sc} turns of the secondary winding W_2 in the range $\beta = W_{2sc}/W_2 = 0.01, 0.02, 0.05, 0.1$, energizing a no loaded transformer, increment of input voltage, phase-to-phase short-circuiting outside the protected zone. It was found that the ratio of amplitudes of negative $I_m^{(-)}$ and positive $I_m^{(+)}$ sequences is sensitive to the type of 3-phase asymmetry.

Results of simulation demonstrate (Fig. 4) that an internal fault such as short-circuiting 5% turns of the secondary winding leads to asymmetrical 3-phase differential currents i_{da}, i_{db}, i_{dc} in contrast to the form of a healthy transformer excitation current which is a part of an unbalanced differential current.

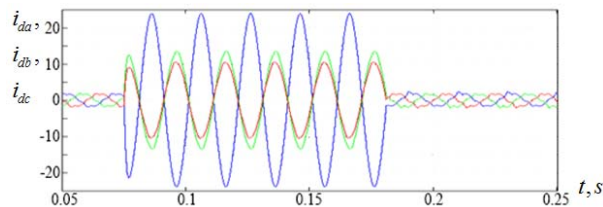


Fig. 4. Three-phase differential currents due to turn-to-turn short-circuiting 5% of the secondary winding in the background of healthy transformer excitation currents

Fig. 5 shows instantaneous curves of negative and positive components of a differential current (Fig. 5a) and changing of amplitudes of corresponding sequences resulted from internal short-circuiting (Fig. 5b). As it is seen from Fig. 5a the negative sequence component (curve 2) of the unbalanced differential current is negligibly small as compared to a positive one (curve 1). This is due to a filtering effect of decomposing the

current into symmetrical components which results in changing the number of harmonics in compared currents from $k = 1, 3, 5, 7, \dots$ to $k = 5, 11, 17, \dots$ and this leads to an appropriate decrease in RMS value.

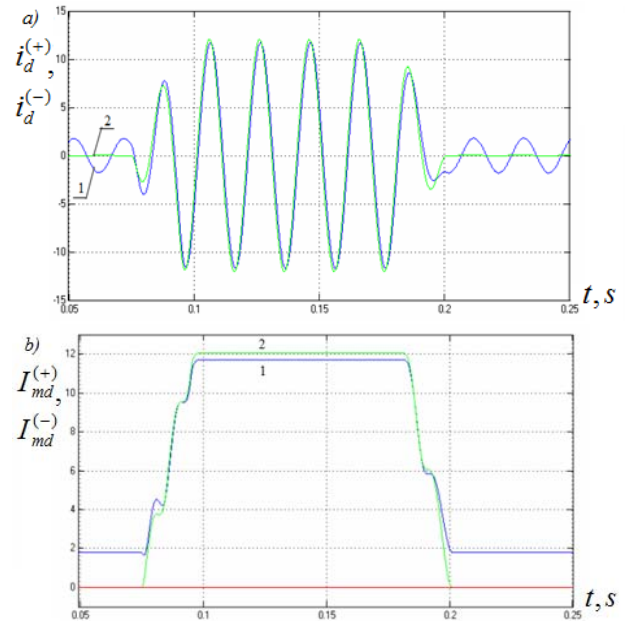


Fig. 5. Instantaneous current's forms of positive (1) and negative (2) sequences – a) and their amplitudes' change because of internal short-circuiting

Fig. 5b shows that amplitudes of negative and positive components are practically equal so that $\tilde{I}_m^{(-)} = I_m^{(-)}/I_m^{(+)} \approx 1$. This value of ratio $\tilde{I}_m^{(-)}$ keeps valid if the number of short-circuited turns is more than two percent, i.e. if $\beta \geq 0.02$.

Results of simulation for other modes of the transformer operation in the form used in Fig. 4 and Fig. 5 have shown that relationship $\tilde{I}_m^{(-)} \approx 1$ is not the case for false differential currents. For instance, for inrush currents we have $\tilde{I}_m^{(-)} \leq 0.5$. The inequality $\tilde{I}_m^{(-)} < 1$ in varying degrees holds for other types of false differential currents: in case of external fault $\tilde{I}_m^{(-)} \leq 0.4$, in case of 30% increment of input voltage $\tilde{I}_m^{(-)} \leq 0.2$.

To use the obtained results for internal fault identification it is helpful to refer to a complex informative parameter expressed in the form (1):

$$G(\tilde{I}_m^{(-)}) = \frac{1 - (\tilde{I}_m^{(-)})^2}{1 + (\tilde{I}_m^{(-)})^2} \quad (1)$$

Dynamics of the parameter behavior during different kinds of faults is shown in Fig. 6.

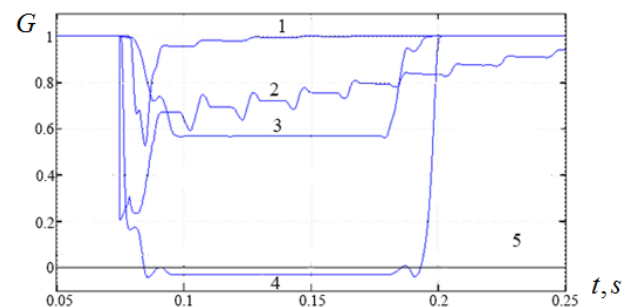


Fig. 6. A threshold value (5) and amplitude criteria behavior for the transformer over-voltage (1), transformer energizing (2), external fault (3), inter-turn fault in the transformer winding (4).

Examination of curves allows identifying two regions of the relay operation relatively to a threshold value $S_i = 0.05$. An area of the relay operation due to internal faults is defined by a condition $G(\hat{I}_m^{(-)}) < S_i$. Another area $G(\hat{I}_m^{(-)}) > S_i$ corresponds to false differential currents caused by external faults, inrush currents, transformer over excitation etc. In this case relay operation is blocked. Algorithm of digital protection relay operation based on revealed amplitude relations between negative and positive components of the transformer differential currents is presented in Fig. 7.

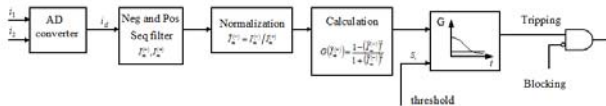


Fig. 7. Block-diagram of the algorithm for detecting internal faults in a power transformer

Detecting internal faults of the transformer on the basis of a current's phase shift angle criterion

The distribution of currents in equivalent circuits for symmetrical components depends on whether an equivalent voltage source is located in the protected zone or not. Consequently, a phase shift between transformer currents of negative sequence should be sensitive to the location of the fault relatively to the protected zone (Gajić Z. *et al.*, 2005; Ivanchenko D.I., Shonin O.B., 2012).

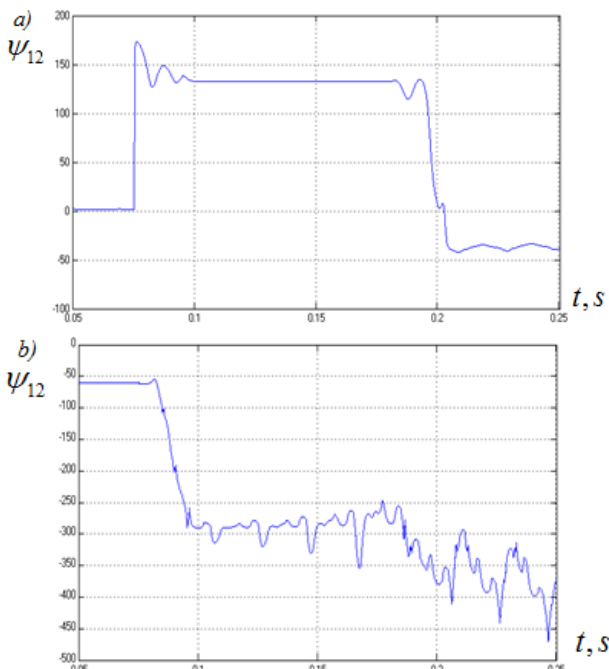


Fig. 8. The phase shift angle between the negative sequences of first harmonic of currents in case of internal fault – a) and in case of input voltage increment – b)

Substantiation of a phase angle criterion for detecting internal faults of power transformer has been conducted via

measurement and analysis of a phase shift between negative sequence components of the transformer input and output currents $\psi_{12} = \psi_1^{(-)} - \psi_2^{(-)}$. Indexes 1, 2 relate to high and low voltage sides of the transformer, respectively. The phase shift was determined by means of two blocks «Sequence Analyzer» and a block «Summer». Results of simulation have shown that at internal faults the phase shift angle is $\psi_{12} = 135^\circ$ (Fig. 8a). In ideal, RL elements-free network, the phase shift becomes close to $\psi_{12} = 180^\circ$. This reflects the fact that the fictitious sources of negative sequence voltage are at the point of occurrence of the asymmetry of the three-phase system within the protected zone. In this case, the transformer currents caused by these sources will have opposite directions. In case of energizing the transformer an average value of the phase shift angle is $\psi_{12} = -20^\circ$, in case of primary winding overvoltage – $\psi_{12} = -80^\circ$ (Fig. 8b)

The obtained results show that measuring the phase angle between the negative sequences of the transformer phase currents enables to construct a criterion of internal fault's detection in the form of an inequality $125^\circ < \psi_{12} < 235^\circ$ which has been used in a digital relay algorithm shown in Fig. 9.

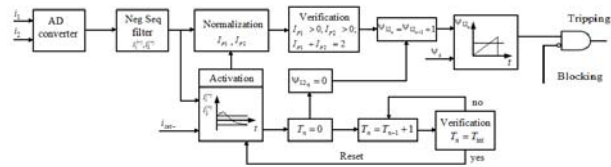


Fig. 9. Structural diagram of a transformer's differential relay based on the phase criterion of internal faults detection.

Consider the algorithm for measuring the phase shift between the currents of negative sequences. The phase criterion for relay operation can be rewritten as follows: $|\psi_{12}| > \psi_s$, where $\psi_s = 125^\circ$ is a threshold value. Conversions of negative sequence signals, the phase shift measurement and comparison of obtained results with the threshold are represented in fig. 10.

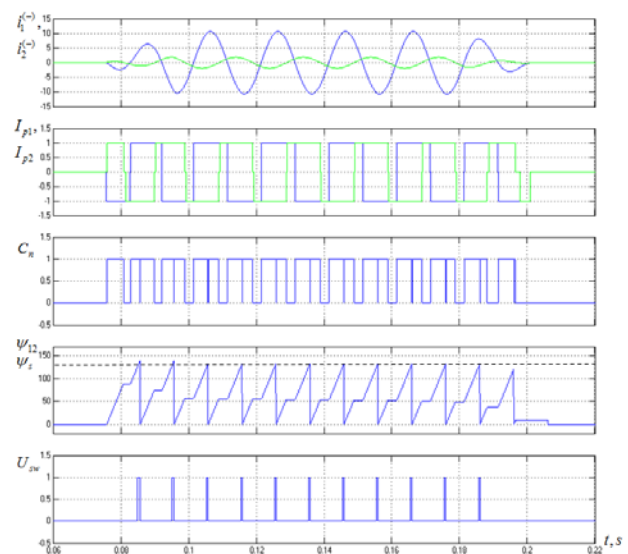


Fig. 10. Calculation of tripping's signal for a case of the transformer's internal fault with 4% short-circuited turns in secondary winding

In order to illustrate operation of the protection algorithm Fig. 10 shows several cycles of measurement cycles and generation of tripping signals without energizing the circuit breakers. In order to measure the phase shift between negative sequence components of input signals of the protection device $i_1^{(-)}(t)$, $i_2^{(-)}(t)$ the signals are converted into a sequence of bipolar rectangular pulses $I_{p1}(t)$, $I_{p2}(t)$ according to the formula:

$$I_{p1}(t) = \begin{cases} 1, & i_1^{(-)} > I_{S\psi} \\ 0, & -I_{S\psi} \leq i_1^{(-)} \leq I_{S\psi}, \\ -1, & i_1^{(-)} < -I_{S\psi} \end{cases} \quad (2)$$

$$I_{p2}(t) = \begin{cases} 1, & i_2^{(-)} > I_{S\psi} \\ 0, & -I_{S\psi} \leq i_2^{(-)} \leq I_{S\psi}, \\ -1, & i_2^{(-)} < -I_{S\psi} \end{cases}$$

The protection algorithm activation threshold $I_{S\psi}$ corresponds to 1% of short circuited secondary winding turns.

The difference between signals $I_{p1}(t)$, $I_{p2}(t)$ is converted into a sequence of rectangular pulses of unit amplitude $C(t)$ in accordance with the expression:

$$C_n(t) = \begin{cases} 1, & |I_{p1}(t) - I_{p2}(t)| = 2 \\ 0, & |I_{p1}(t) - I_{p2}(t)| \neq 2 \end{cases} \quad (3)$$

The duration of the signal $C(t)$ corresponds to the time interval during which the signals $i_1^{(-)}(t)$, $i_2^{(-)}(t)$ in any half-cycle are of opposite signs.

Integration of the signal $C(t)$ over half a period $T_i = T/2$ gives the value of a phase shift ψ_{12} . If the calculation of the time delay ΔT and corresponding phase angle ψ_{12} is performed in discrete form, the operation of integration is replaced by summation of discrete values C_{nj} of the signal with a predetermined sampling period T_s .

$$\Delta T = \sum_{j=1}^{T_i} (T_s \cdot C_{nj}), \quad \psi_{12} = \frac{\Delta T}{T_i} \cdot 180^\circ \quad (4)$$

By comparing the measured values ψ_{12} with the set point ψ_s the tripping signal U_{sw} is formed.

Results of calculation represented in Fig. 10 have been obtained with a Matlab S-function written in the C++ programming language. Signal processing time does not exceed half a period of the system voltage $T_i \leq 10 \text{ ms}$.

Conclusion

1. The paper deals with analysis of the power transformer's currents under different conditions of operation using a SimPowerSystems' model and Matlab S-functions. Analysis was carried out on the basis of decomposition of analyzed

currents to generalized symmetrical components by means of a sequence analyzer which output signals in the form of dynamic phasors of each harmonic which were used to reconstruct instantaneous values of currents' positive, negative and zero sequences.

2. Comparative analysis of dynamic phasors enabled to reveal the sensitivity of the negative and positive sequences' amplitude ratio to the origin of differential currents which allowed suggesting algorithm for detecting internal faults in the transformer windings in the background of false differential currents.

3. It has been shown that the reliable detection of 1-2% short-circuited turns of the transformer winding can be realized by comparing the set point with the measured phase angle between positive and negative sequences of the input and the output currents of the transformer. Signal processing in the relay is illustrated by a series of transformations performed by using S-function, specially compiled in the programming language C++.

4. Both algorithms can be used separately or simultaneously for improvement of the relay operation reliability.

References

- Konovalova E.V. *Analysys of relay protection devices functioning in Russian Federation energy systems*. Energetic, 2003, № 5, pp.20-22.
- Gajić Z., Brncić I., Hilström B., Mekić F., Ivanković I. *Sensitive Turn-to-Turn Fault Protection for Power Transformers*. Proceedings of the 32nd Annual Western Protective Relay Conference, Spokane, WA, October 2005.
- Abniki H., Majzoobi A., Monsef H., Dashti H., Ahmadi H., Khajavi P. *Identifying Inrush Currents from Internal Faults using Symmetrical Components in Power Transformers*. Proceedings of the International Symposium: Modern Electric Power Systems (MEPS), 20-22 Sept. 2010, 1-6 pp.
- Armando Guzmán, Normann Fischer, Casper Labuschagne. *Improvements in Transformer Protection and Control*. Journal of Reliable Power Volume 2 Number 3 September 2011// Pullman, Washington USA, 19-35pp.
- Alexandrov A.M. *Differential protection of transformers: training aids*. FSEE, St.Petersurg, 2011, 223 c.
- Ivanchenko D.I., Shonin O.B. *Application of Kalman filter for digital differential protection relay of power transformers*. Proceedings of the Mining Institute, vol. 195, 2012, pp. 255-258.
- Guzmán A., Zocholl S., Altuve H. *Performance analysis of traditional and improved transformer differential protective relays*. USA, SEL Paper, 2000, 162-171pp.
- Haque M.T., Hosseini S.H., *A Control Strategy for Unified Power Quality Conditioner (UPQC) Using Instantaneous Symmetrical Components Theory*. Second Intl. Conf. on Electrical and Electronics Engineering (ELECO' 2001), 7-11, Nov. 2001, Bursa-Turkey, pp. 152-156.
- Ivanchenko D.I., Shonin O.B. *Identification of turn-to-turn faults in power transformers by means of the amplitude-phase analysis of negative sequence currents*. Proceedings of the Mining Institute, vol. 196, 2012, pp. 240-243.

Recommended for publication of Editorial board.

ИЗСЛЕДВАНЕ ОТКЛОНЕНИЕТО И НЕСИМЕТРИЯТА НА НАПРЕЖЕНИЕТО ПРИ РАБОТА НА МОЩНИ ЕЛЕКТРОДЪГОВИ СТОМАНОДОБИВНИ ПЕЩИ

Иван Стоилов¹, Кирил Джустров², Тодор Николов³

¹ Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: ivan_stoilov@mgu.bg

² Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: justrov@mgu.bg

³ СТОМАНА ИНДЪСТРИ АД, Перник, E-mail: tnikolov@stomana.bg

РЕЗЮМЕ: Проведени са експериментални изследвания на отклонението на напрежението при едновременна работа на мощна стоманодобивна електродъгова пещ и кофъчно-пещна инсталация. Изследван е и коефициентът на несиметрия по обратна последователност на напрежението. Измерванията са проведени на високата страна на пещен трансформатор (35kV) и на системното захранващо напрежение (220kV). Резултатите от измерванията ще се използват при избора на подходяща цифрова релейна защита на пещните трансформатори и при определяне параметрите на защитните й характеристики.

STUDY OF VARIATIONS AND VOLTAGE UNBALANCE DURING OPERATION OF POWERFUL ELECTRIC ARC FURNACES

Ivan Stoilov¹, Kiril Dzhustrov², Todor Nikolov³

¹ University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, e-mail: ivan_stoilov@mgu.bg

² University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, e-mail: justrov@mgu.bg

³ STOMANA INDUSTRY, Pernik, E-mail: tnikolov@stomana.bg

ABSTRACT: Experimental analysis of voltage variations during simultaneous operation of powerful steel making electric arc furnace and a ladle furnace have been carried out. Also, negative phase-sequence voltage ratio has been studied. Measurements have been done at the high voltage side of a furnace transformer (35kV) and of the system power supply voltage (220kV). The results of the measurements will be used for selection of suitable digital relay protection of furnace transformers and for determination of specifications of its protection parameters.

Увод

Проблемите с качеството на електрическата енергия с всяка изминала година стават все по-актуални. Необходимостта от провеждане на мероприятия за повишаване качеството на електроенергията нараства с развитието и широкото прилагане в производството на вентилни преобразователи и различни технологични установки като електродъгови стоманодобивни пещи, заваръчни агрегати и др. Проблемите, свързани с качеството на електрическата енергия в системите на електроснабдяване на промишлените предприятия са предмет на редица публикации (Хацевский и др., 2012, Коновалов и др., 2014, De Keulenaer, 2002). Методика за оценка на щетите от влошено качество на електро-енергията е дадена в (Charman, 2001).

Управление качеството на електроенергията чрез стандарта ISO 50001 е предложено в (Савин и др., 2012). Изследвания на хармоничния състав на напрежението и тока при работа на мощни електродъгови стоманодобивни пещи са описани в (Стоилов и др., 2015).

Целта на настоящото изследване е да се определят някои от показателите за качество на напрежението при работа на мощни електродъгови стоманодобивни пещи.

Отклонението и колебанието на напрежението при работа на електродъговите пещи се определя от динамиката на тока на товара. Друг параметър, определящ колебанието на напрежението, е динамично генерираната реактивна мощност и скоростта, с която се извършва компенсацията. Размахът на колебанието на напрежението и честотата на повторение в дадена точка от системата зависят и от броя на едновременно работещите електродъгови пещи. Неравномерното натоварване на отделните фази при работа на електродъговите пещи води и до значителна несиметрия на напрежението.

Изследването е проведено на мощна електродъгова стоманодобивна пещ (ЕДП), работеща с кофъчно-пещна инсталация (КПИ) в електростоманодобивен цех (ЕСДЦ) на „Стомана Индъстри“ АД гр. Перник. Топенето на стоманата се извършва в електродъгова пещ с три въглеродни електрода с вместимост 125t скрап. Окончателното легиране на стоманата се извършва в кофъчно-пещна инсталация (КПИ). Пещният трансформатор на ЕДП е с мощност 120MVA, с диапазон на регулиране на напрежението 35/0,780-1,302kV.

Пещният трансформатор на КПИ е с мощност 18MVA. Компенсацията на реактивните товари при работа на пещните инсталации се осъществява с шест блока за

динамична компенсация, захранвани от трансформатор с мощност 45MVA и напрежение 35/2,4kV.

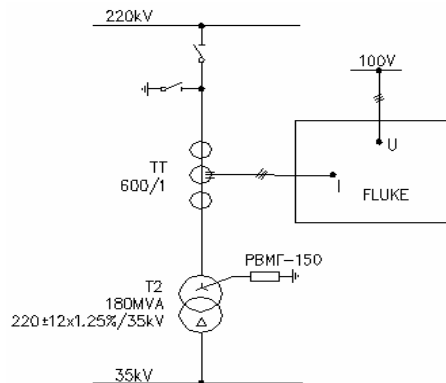
I. Експериментални изследвания

Всички експериментални изследвания са извършени със съвременни цифрови мрежови анализатори FLUKE 437-II и FLUKE 435-II.

Уредите са свързани към вторичните вериги на измервателните трансформатори (фиг. 1).

- Клас на точност на уредите при измерване:
- на напрежение 0,1% от номиналното (1000V);
 - по ток за съответните амперклеци 1,5% .

Измерванията са проведени по методиката, дадена в (IEC 61000-4-30:2008) едновременно на страна 220 kV и 35kV при съвместна работа на ЕДП №1 и КПИ-1.

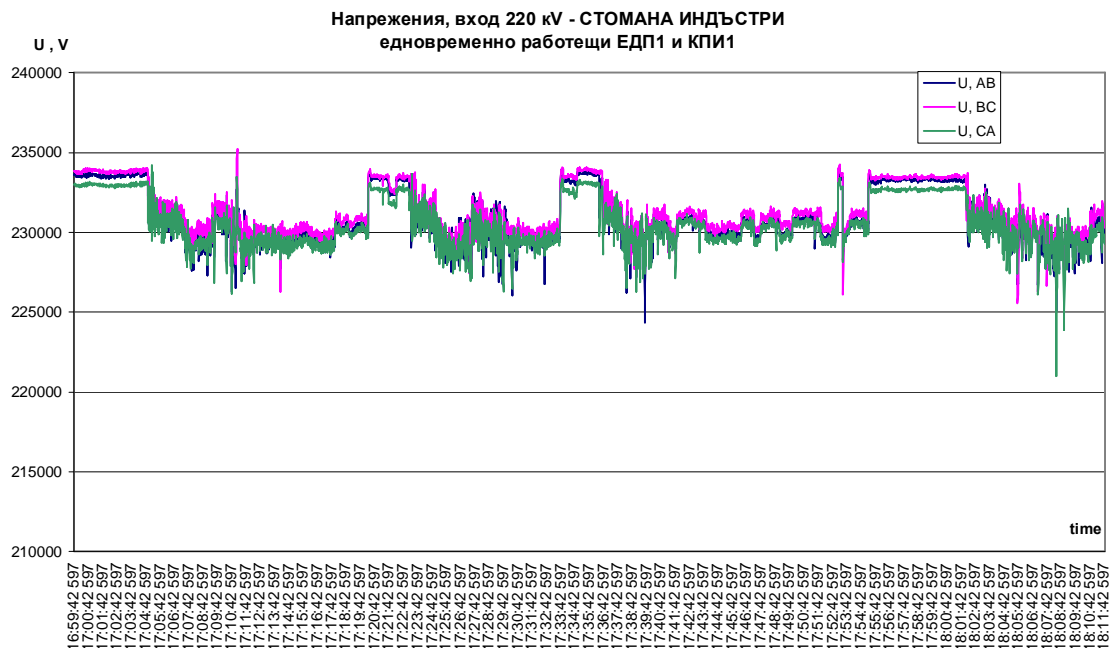


Фиг. 1

II. Отклонение на напрежението

II.1 Линейни напрежения на страна 220kV

На фиг. 2 е показано изменението на линейното напрежение при едновременна работа на ЕДП-1 и КПИ-1. Кривите показват ефективните стойности на линейните напрежения, осреднени на интервал от 250ms. Регистрираното напрежение на празен ход на трансформатора в отделните фази е в границите 233 до 234kV, като разликата не надхвърля 0,5%. По време на работа на електродъговите пещи напрежението е сравнително постоянно и със стойност около 230kV. Единствено в моментите на рязко спадане на тока са регистрирани



Фиг. 2

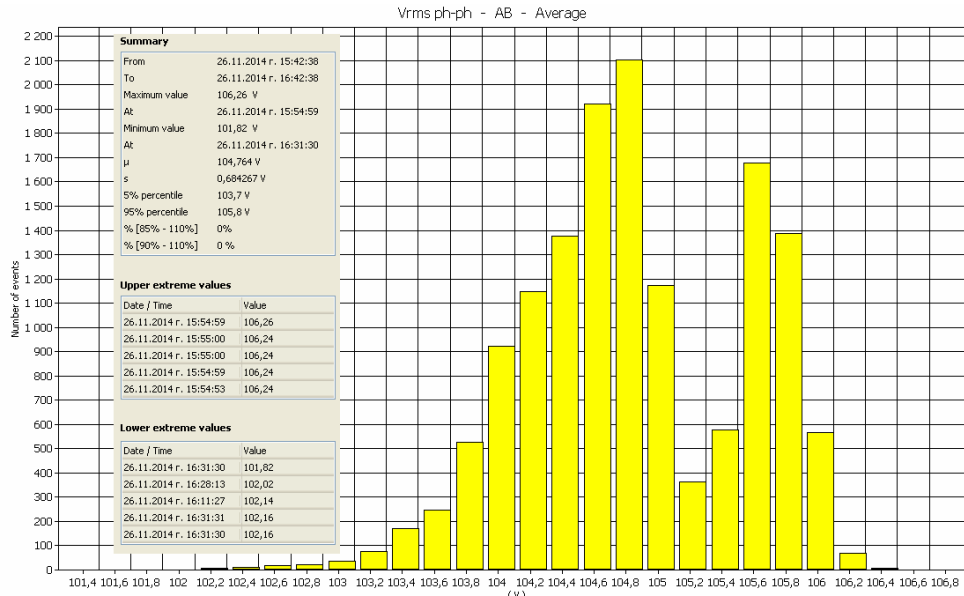
пикове в напрежението с малка продължителност. Максималната регистрирана стойност е 235,2kV. Минималната регистрирана моментна стойност на напрежението по време на плавката е 221kV. При едновременна работа на електродъговите пещи ЕДП №1 и КПИ-1 не се нарушават показателите за качество на напрежението, дефинирани в (БДС EN 50160:2010). Резултатите от статистическата обработка на данните от измерването на линейното напрежение АВ с продължител-

ност 1 час са дадени на фиг. 3. От обработените 14 400 данни са определени:

- максимална регистрирана стойност на линейното напрежение - 233,77kV;
- минимална регистрирана стойност на линейното напрежение - 224,00kV;
- средна стойност на линейното напрежение - 230,48kV;
- средно квадратично отклонение - 1,505kV.

- 5%-ият процентил показва, че 5% от данните в извадката са под 228,14kV;

- 95%-ият процентил показва, че 95% от данните в извадката са под 232,76kV.



Фиг. 3

Отклонението на напрежението е само в положителна посока и за средната стойност е:

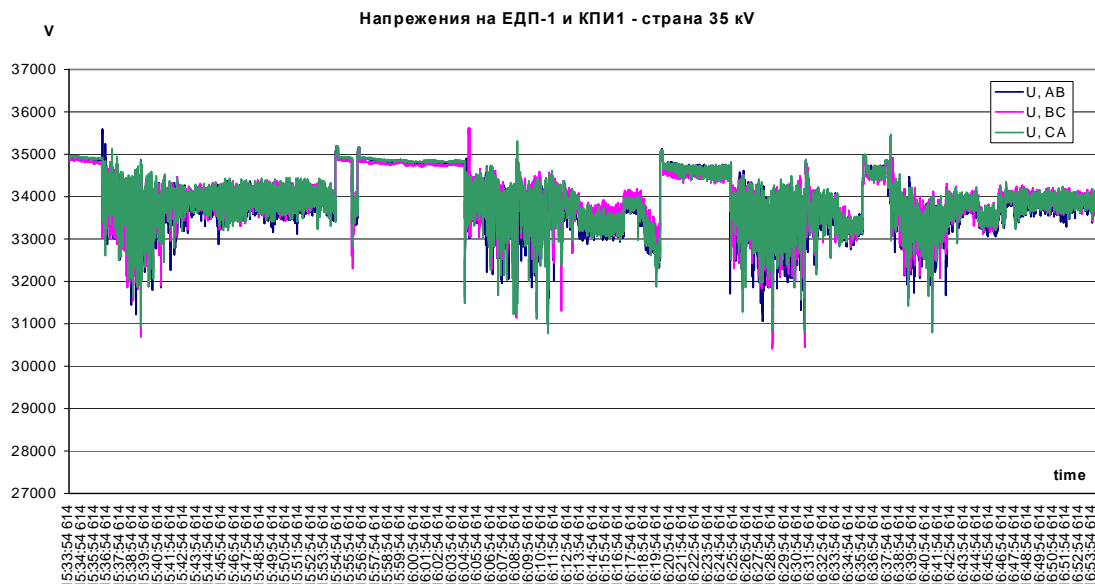
$$\delta U = [(U_m - U_0) / U_0] / 100 = [(230,48 - 220) / 220] / 100 = 4,76\%$$

Това отклонение не надвишава допустимите стойности съгласно нормативните документи.

Не са регистрирани стойности в интервалите 85-110% и 90-110% от номиналното напрежение.

II.2. Линеини напрежения на страна 35 kV

Изменението на напрежението, регистрирано при работа на ЕДП 1 и КПИ-1, е показано на фиг. 4. Регистрираното напрежение на празен ход на трансформатора е около 35kV. По време на работа на пещите напрежението се изменя главно в границите 33-34kV. В моментите на рязко спадане на тока са регистрирани пикове в напрежението с малка продължителност. Максималната регистрирана стойност е 36kV. Минималната регистрирана моментна стойност на напрежението по време на плавката е 30,5kV.



Фиг. 4

Резултатите от статистическата обработка на извадката са дадени на фиг. 5. Получени са следните резултати:

- максимална регистрирана стойност на линейното напрежение - 35,588kV;
- минимална регистрирана стойност на линейното напрежение - 30,450kV;

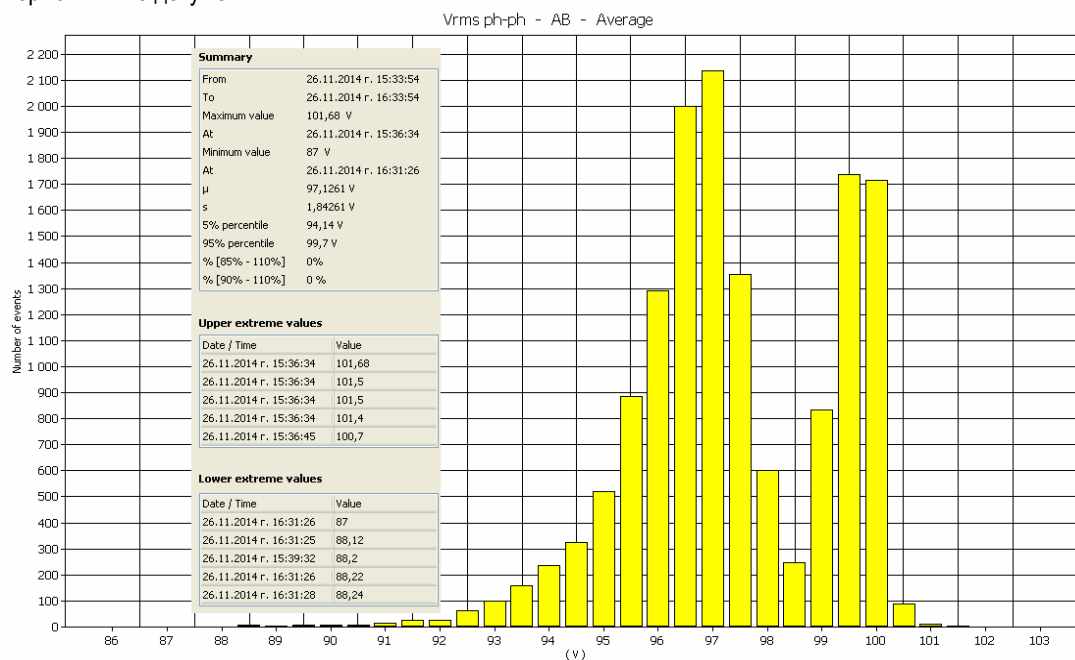
- средна стойност на линейното напрежение - 33,004kV;
- средно квадратично отклонение - 0,645kV;
- 5% -ият процентил е 32,949kV;
- 95%-ият процентил е 34,895kV.

Отклонението на напрежението е основно в отрицателна посока и за средната стойност е:

$$\delta U = [(U_o - U_m) / U_o] \cdot 100 = [(35 - 33,004) / 35] \cdot 100 = 5,7\%$$

Това отклонение не надвишава допустимите стойности съгласно нормативните документи.

Не са регистрирани стойности в интервалите 85-110% и 90-110% от номиналното напрежение.



Фиг. 5. КПИ1 и ЕДП1 – 35 kV

III. Несиметрия на напрежението

Несиметрията в напрежението е в резултат на несиметричния товар при работа на електродъговите пещи. Показателите за качество на електроенергията, дефинирани в БДС EN 50160:2010, са коефициент на несиметрията на напрежението по обратна последователност $K_{2U} = U_2 / U_1$ и коефициент на несиметрията на напрежението по нулева последователност $K_{0U} = U_0 / U_1$, където:

- U_1 - напрежение с права последователност;
- U_2 - напрежение с обратна последователност;
- U_0 - напрежение с нулева последователност.

За указаните показатели са установени следните норми:

Стойностите на коефициента на несиметрия на напрежението по обратна последователност K_{2U} и на коефициента на несиметрия на напрежението по нулева последователност K_{0U} в точката на предаване на електрическата енергия, осреднени в 10-минутен интервал, не трябва да превишават 2% в продължение на 95% от времевия интервал на една седмица.

Стойностите на коефициента на несиметрия на напрежението по обратна последователност K_{2U} и на коефициента на несиметрия на напрежението по нулева последователност K_{0U} в точката на предаване на електрическата енергия, осреднени в 10-минутен интервал, не трябва да превишават 4% в продължение на 100% от времевия интервал на една седмица.

Измерването на основната съставяща на входния сигнал трябва да се извършва на база на основния времеви интервал – 10 периода за система за електрооснабдяване с честота 50 Hz.

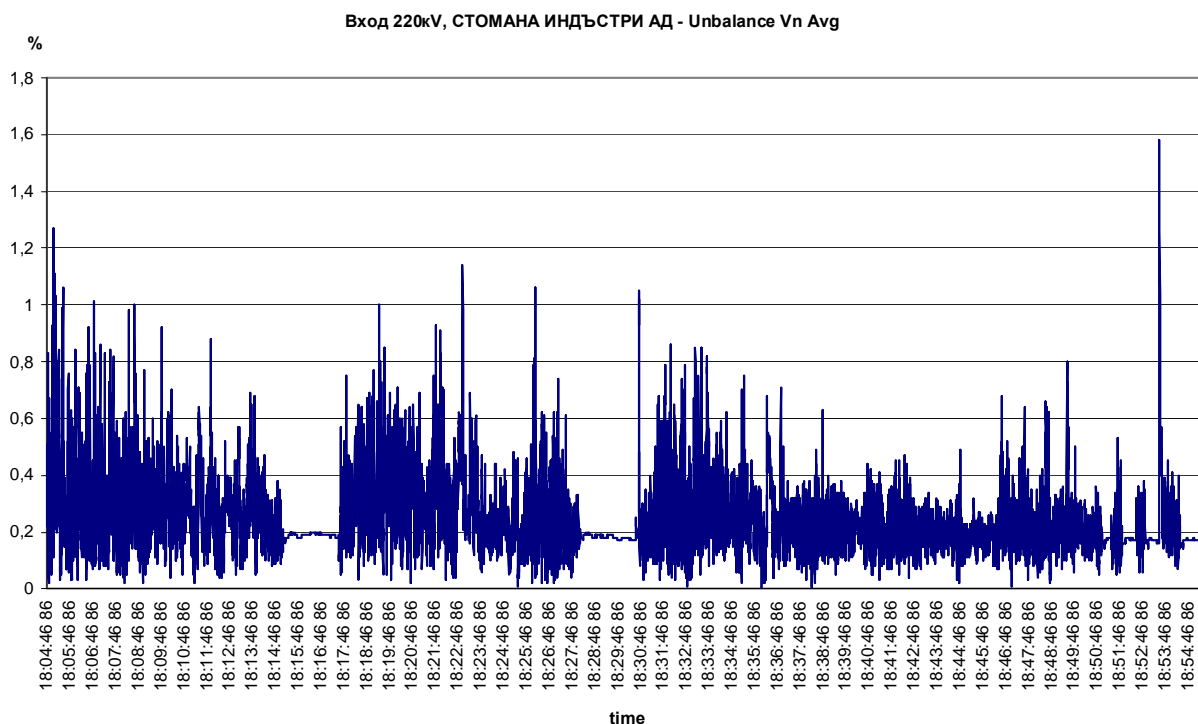
В трипроводните електрически системи коефициентът на несиметрия на напрежението по нулева последователност $K_{0U} = 0$.

III.1. Коефициент на несиметрия на напрежението по обратна последователност K_{2U} на страна 220kV

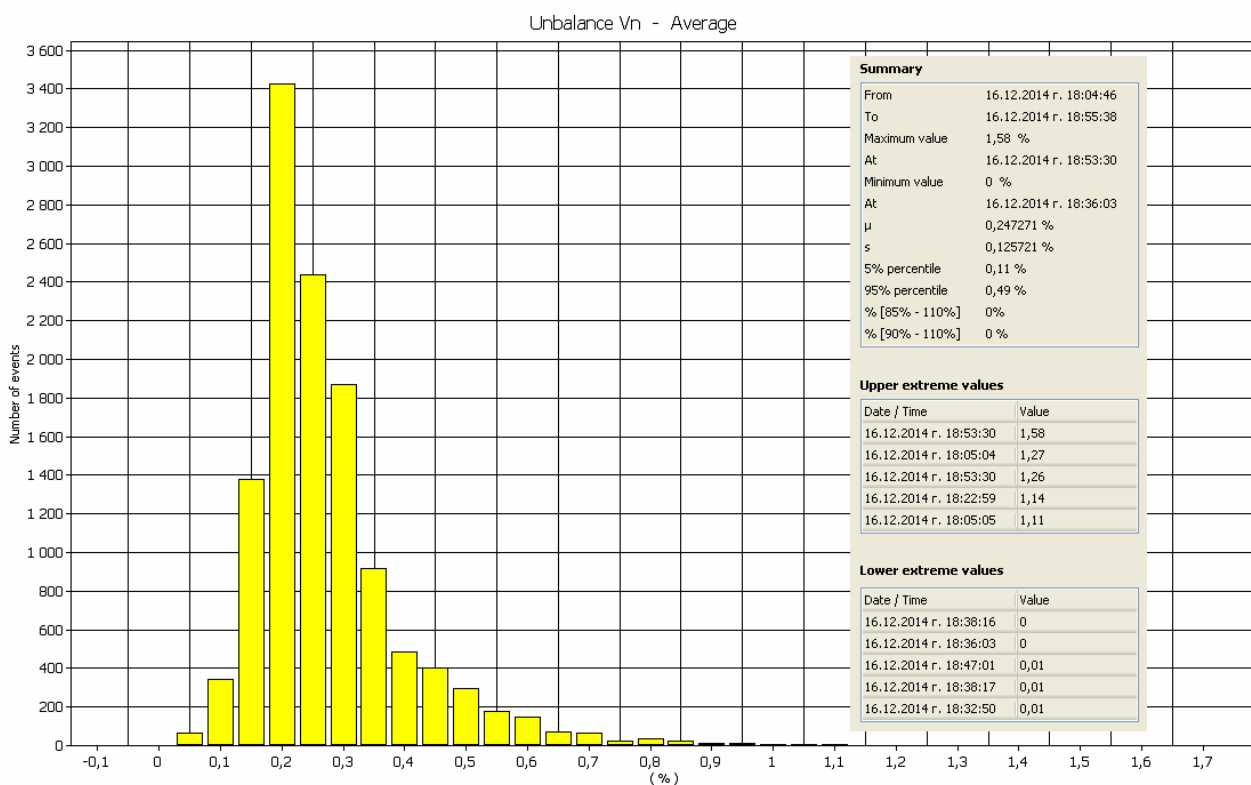
Изменението във времето на коефициента на несиметрия на напрежението по обратна последователност K_{2U} на страна 220kV е дадено на фиг. 6. По време на работа на електродъговите пещи K_{2U} е основно в границите 0,2%-0,4%. Регистрирани са единични стойности над 1%, но те са с малка продължителност. Максималната регистрирана стойност на коефициента на несиметрия на напрежението по обратна последователност K_{2U} е 1,58%.

Резултатите от статистическата обработка на извадката са дадени на фиг. 7. Получени са следните резултати:

- максимална регистрирана стойност на K_{2U} - 1,58%;
- минимална регистрирана стойност на K_{2U} - 0%;
- средна стойност на K_{2U} - 0,247%;
- средно квадратично отклонение - 0,126%;
- 5% -тият процентил е 0,11%;
- 95%-тият процентил е 0,49%.



Фиг. 6



Фиг. 7

От проведените измервания на страна 220кV се вижда, че при работа на електродъговите пещи в „Стомана Индъстри“ АД не се нарушават показателите на качеството на електрическата енергия по отношение коефициента на несиметрия на напрежението по обратна последователност K_{2U} .

III.2. Коефициент на несиметрия на тока по обратна последователност K_{2I} на страна 220кV

Коефициентът на несиметрия на тока е дефиниран аналогично на коефициента на напрежение по обратна последователност. Трябва да се отбележи, че в нормативните документи не се регламентират стойности на коефициента на несиметрия на тока. Презумпцията е, че за качеството на напрежението носи отговорност доставчикът на електроенергия, а за качеството на тока отговаря потребителят. Проведени са изследвания и на

качествените показатели на тока, тъй като той е задължителна входна величина в цифровите релейни защиты.

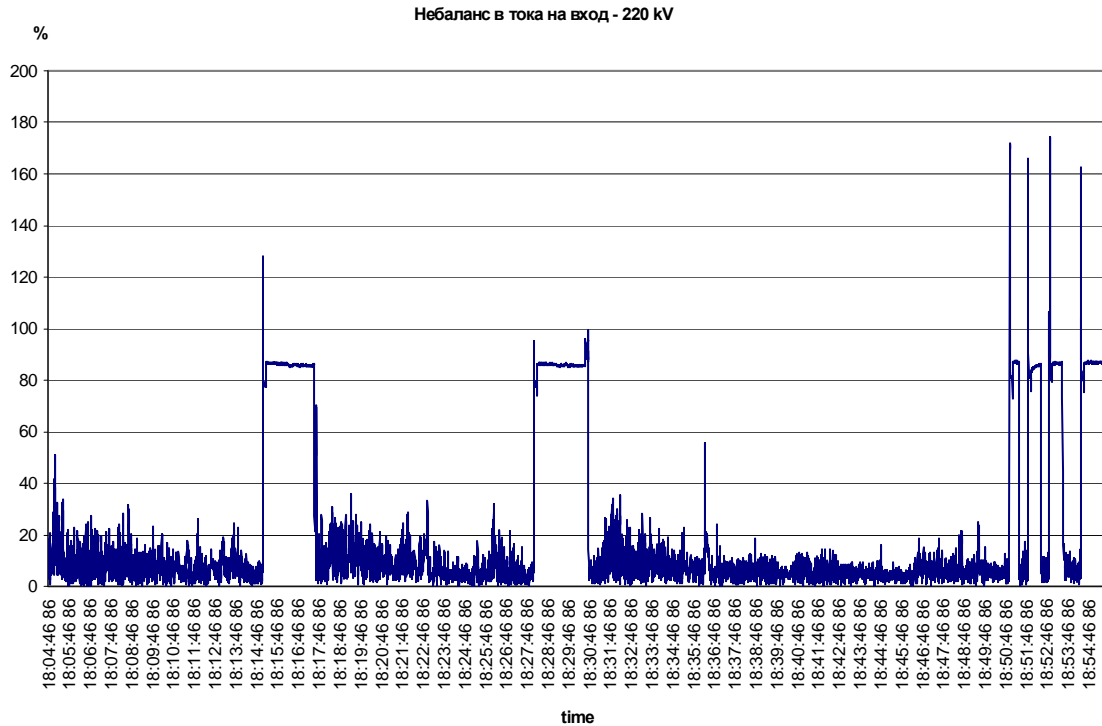
Кривата на фиг. 8 показва изменението на коефициента на несиметрия по обратна последователност K_{2I} на страна 220kV. В по-голямата част от времето K_{2I} е в границите 0-20%. В отделни моменти от време са регистрирани много високи стойности на K_{2I} с неголяма продължителност (до 4 min). Стойностите на K_{2I} в тези случаи надхвърлят 80%. Регистрирани са и единични стойности на K_{2I} , по-високи от 160%. Предполага се, че това са моментите от технологичния процес, когато се запалва електрическата дъга.

От статистическата обработка на данните от измерванията, показани на фиг. 9, ясно се очертават две зони:

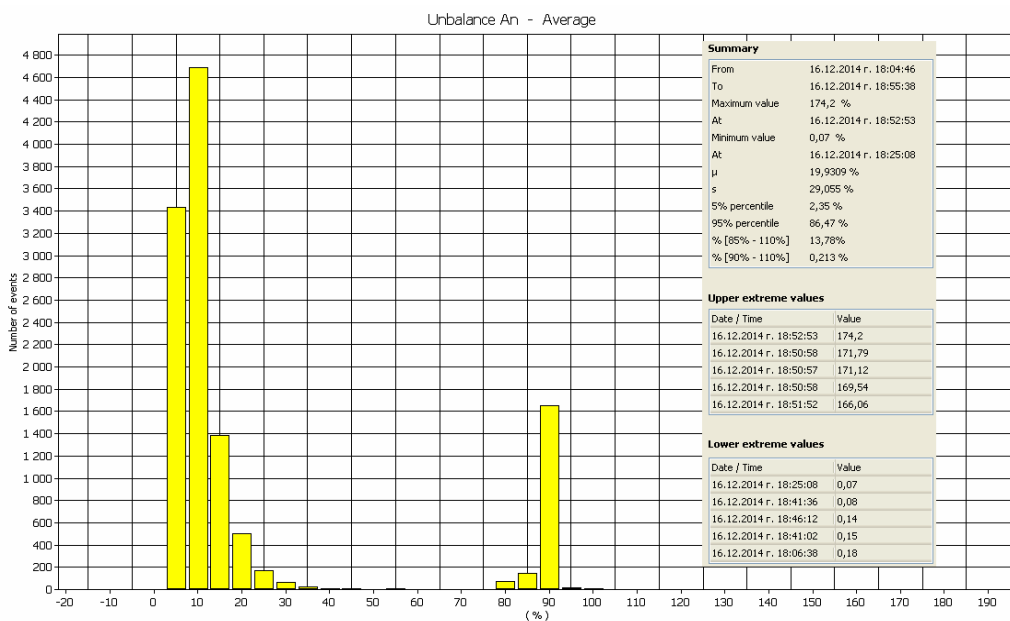
- със сравнително ниски стойности на K_{2I} – около 10%;
- със високи стойности на K_{2I} – около 90%.

От общата обработка на всички данни от извадката са получени следните резултати:

- максимална регистрирана стойност на K_{2I} – 174,2%;
- минимална регистрирана стойност на K_{2I} – 0,07%;
- средна стойност на K_{2I} – 19,93%;
- средно квадратично отклонение – 29,055%;
- 5%-тият процентил е 2,35%;
- 95%-тият процентил е 86,47%.



Фиг. 8



Фиг. 9

III.3. Коефициент на несиметрия на напрежението по обратна последователност K_{2U} на страна 35kV.

Голямата динамика в кривата на коефициента на несиметрия на напрежението по обратна последовател-

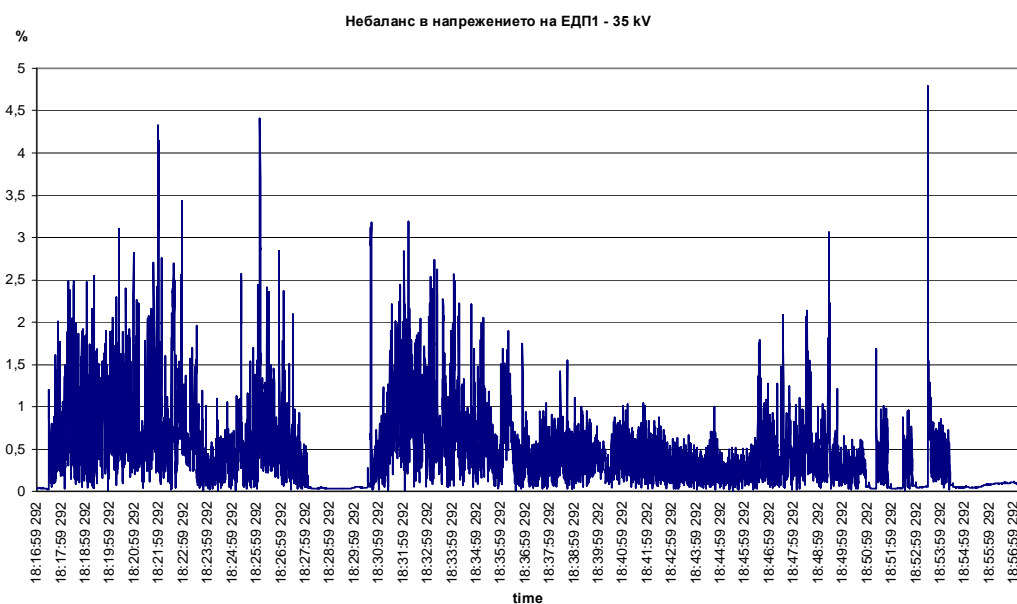
ност за времето на плавката е илюстрирана на фиг. 10. За отделните фази на технологичния процес стойностите на K_{2U} са различни, като в началото на плавката те са с високи стойности, а към края намаляват. Регистрирани са единични стойности на K_{2U} , надвишаващи 4%.

Статистическата обработка на извадката от измерванията е илюстрирана на фиг. 11. Получени са следните резултати:

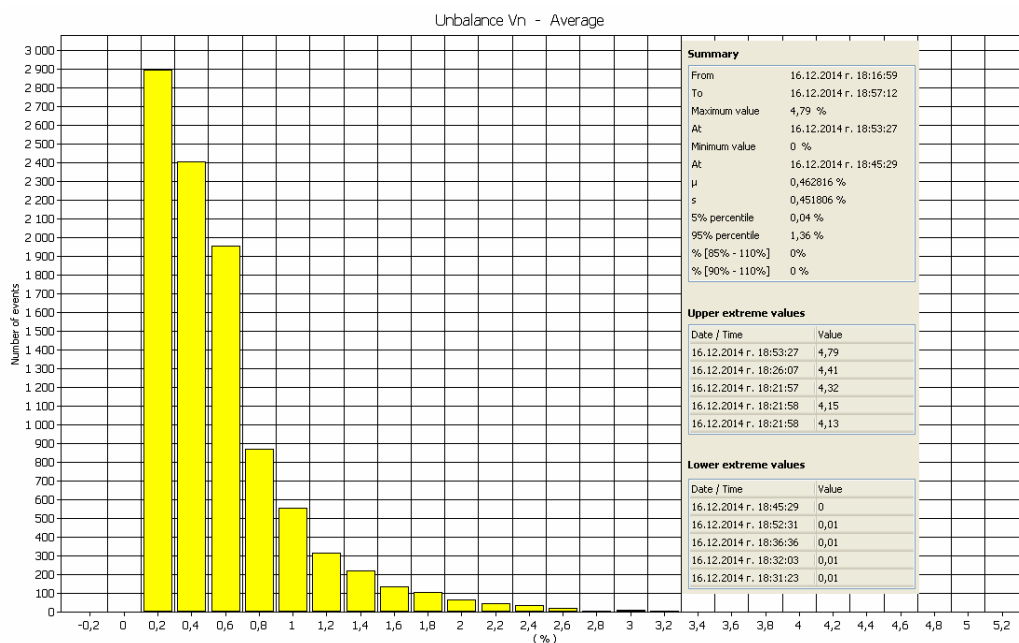
- максимална регистрирана стойност на K_{2U} – 4,79 %;
- минимална регистрирана стойност на K_{2U} – 0% ;
- средна стойност на K_{2U} – 0,463 %;

- средно квадратично отклонение – 0,452%;
- 5%-тият процентил е 0,04%;
- 95%-тият процентил е 1,36%.

Получените резултати за стойностите на коефициента на несиметрия на напрежението по обратна последователност K_{2U} на страна 35kV ще служат за изготвяне на лабораторен модел за изпитване на различни видове цифрови релейни защиты. Тези параметри не касаят електроснабдителното дружество на предприятието и нямат отношение към заложените в стандарта (БДС EN 50160:2010) изисквания.



Фиг. 10



Фиг. 11

Заклучение

Проведените експериментални изследвания на колебанието и несиметрията в напрежението при различни режими на работа на пещните трансформатори дават основание за следните изводи:

1. Едновременната работа на електродъговата стоманодобивна пещ и кофъчно пещната инсталация в „Стомана Индъстри“ АД не допринасят за влошаване на качеството на системното напрежение 220kV.

2. Получените експериментални данни са предпоставка за оптимален избор на цифрови релейни защиты, на защитните им функции и техните настройки. Те са основа за определяне оптималната структура на релейните защиты на пещните трансформатори, което е актуален въпрос за металургичните предприятия.

3. На база на резултатите от изследванията ще се извърши проектиране и избор на методика за настройване на подходящи цифрови защиты на пещни трансформатори. С помощта на съвременно товарно устройство (ARTES) в лабораторни условия ще се проведат експериментални изследвания на различни видове цифрови релейни защиты, като се генерират напрежения и токове с регистрираните стойности на колебанието и несиметрията в напрежението. На база на тези експерименти обосновано може да се избере най-подходящата релейна защита за пещните трансформатори на ЕДП и КПИ.

Литература

- БДС EN 50 160:2010, Характеристики на напрежението на електрическата енергия, доставяна от обществените електрически мрежи, 2014.
- Коновалов Ю.В., И.И.Воробьев. Анализ качества электро-энергии на предприятия. *Вестник АГТА №8, 2014.*
- Савин К.Н., Г.Л. Попова, В.А. Сыщиков Управление качеством электроэнергии через стандарт ISO 50001. *Фундаментальные исследования № 9, 2012, с. 410-413.*
- Стоилов И.Г., К.С.Джустров, Т.З.Николов. Изследване хармоничния състав на напрежението и тока при работа на електродъгови стоманодобивни пещи. *Енергиен форум, бр.15/16, 2015, с.64-69.*
- Хацевский К.В., Ю.М. Денчик, В.И.Клеутин, Д.А.Зубанов, А.В. Бубнов, В.В. Харламов. Проблемы качества электроэнергии в системах электроснабжения. *Омский научный вестник №2 (110)2012, с.212-214.*
- ARTES, Automatic Relay Test Systems, User Manual.
- Chapman D. The Cost of Poor Power Quality. *Copper Development Association, March 2001.*
- www.eurocopper.org.
- De Keulenaer H., Power Quality Self-assessment Guide, *European Copper Institute, May 2002.*
- IEC 61000-4-30:2008 Electromagnetic compatibility (EMC) – Part4-30: Testing and measurement techniques - Power quality measurement methods (MOD).

Статията е препоръчана за публикуване от кат.„Електрификация на минното производство”.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ НА РАБОТАТА НА ЗАХРАНВАЩО УСТРОЙСТВО С МАГНИТЕН ШУНТ

Тодор Върбев

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: vat@mgu.bg

РЕЗЮМЕ: В статията са дадени получените резултати от проведени експериментални изследвания на изработен образец на захранващо устройство с магнитен шунт.

Ключови думи: трансформатор, магнитен шунт, захранващо устройство

EXPERIMENTAL RESEARCH WORK OF A SUPPLY UNIT WITH MAGNETIC BYPASS

Todor Varbev

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, e-mail: vat@mgu.bg

ABSTRACT: This article deals with experimentally investigation of a supply pattern with magnetic bypass. The main results and inferences are described in details.

Key Words: трансформатор, магнитен шунт, захранващо устройство

Въведение

В дисертацията „Разработване и изследване на захранващо устройство за ниско напрежение с магнитен шунт“ (Върбев Т., 2015) е направено теоретично изследване на работата на трансформатор, който се управлява безконтактно с магнитен шунт. Принципната схема на захранващо устройство е показана на фиг. 1. Въз основа на нея е разработен образец, техническите параметри на който са посочени в гореспоменатата работа.

За показаната принципна схема са въведени следните означения:

w_1 и w_2 - брой на навивките на първичната и вторична намотка;

l_1 - средна дължина на бедрото, върху което е навита първичната намотка и на пътя на магнитния поток Φ_1 ;

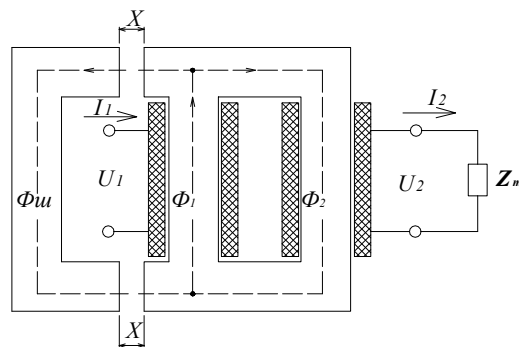
l_2 - средна дължина на пътя на магнитния поток Φ_2 , който минава през вторичната намотка;

$l_{ш}$ - средна дължина на пътя на магнитния поток $\Phi_{ш}$ през феромагнитната среда;

x - средна дължина на всяка една от двете въздушни междини на шунта.

Следователно общата дължина на магнитния поток през шунта е:

$$l_{ш.об.} = l_{ш} + 2x, \text{ mm}$$

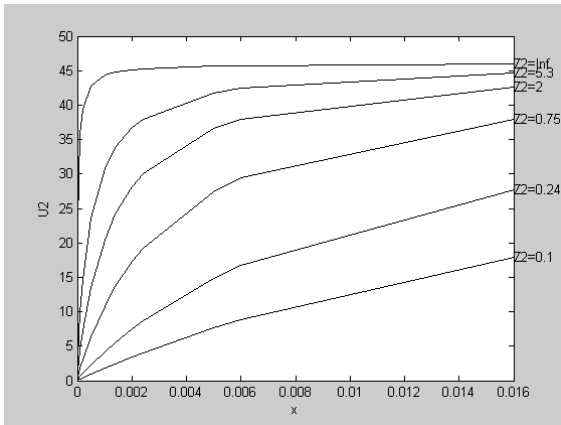


Фиг. 1. Принципна схема на захранващото устройство

Изведена е теоретична зависимост, показваща връзката между вторичното напрежение U_2 , разстоянието x между шунта и магнитопровода на трансформатора и товара Z_m (Върбев Т., 2015):

$$U_2 = \frac{w_2}{w_1} U_1 \frac{l_{ш} + 2x \frac{\mu_{СТ}}{\mu_0}}{l_2 + l_{ш} + 2x \frac{\mu_{СТ}}{\mu_0} + \frac{\mu_{СТ} S^2 w_2^2 \omega}{z_2}} \quad (1)$$

Теоретично е изследвана горната зависимост, а получените резултати са илюстрирани графично на фиг. 2.



Фиг. 2. Изменение на вторичното напрежение U_2 в зависимост от разстоянието x , при различен товар z_2 .

От графиките се вижда, че вторичното напрежение U_2 може да се ограничи до много ниски стойности, както при номинален товар, така и при рязко намаляване на товара /късо съединение/.

Експериментални изследвания

На разработения образец са направени лабораторни измервания за определяне на изменението на вторичното напрежение U_2 в зависимост от разстоянието x , при празен ход и при номинален товар $z_2 = z_H = 5,3 \Omega$. Схемата на опитната постановка е показана на фигура 3.

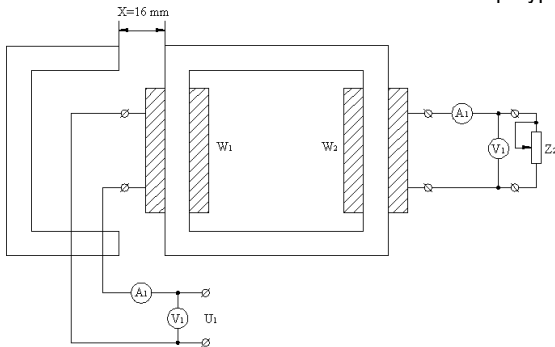


Таблица 2.

Измервания при $z_2 = z_H = 5,3\Omega$

x , mm	16	6	2,4	1	0,2	0,1
U_1 , V	396	396	396	396	396	396
I_1 , A	1,195	1,18	1,12	1	0,8	0,58
U_2 , V	43,5	42,5	40	31,5	18	6,06
I_2 , A	8,55	8,5	8,25	7,5	5,5	3,3

Таблица 3

x , mm	16	6	2,4	1	0,2	0,1
U_{2T} , V	44,62	42,43	38,01	30,77	14,63	9,855
$U_{2Д}$, V	43,5	42,5	40	31,5	18	6,06
$\Delta = \frac{U_{2Д} - U_{2T}}{U_{2Д}} 100, \%$	-2,57%	0,165%	4,975%	4,76%	18,7%	-62,6%

Фиг. 3. Схема на опитната постановка.

Измерват се токът и напрежението на първичната намотка W_1 и на вторичната намотка W_2 , като товарът се имитира с реостатно включен резистор, означен с z_2 . Първичното напрежение $U_1 = 400V \pm 1\%$, максималната входна мощност е $475VA \pm 0,5\%$ при номинален товар. Измерванията са направени при различни разстояния на шунта от магнитопровода: $x = 16; 6; 2,4; 1; 0,2$ и $0,1$ mm. Получените резултати са дадени в таблици 1 и 2.

Таблица 1.

Измервания при $z_2 = \infty$ /празен ход/

x , mm	16	6	2,4	1	0,2	0,1
U_1 , V	396	396	396	396	396	396
$I_1 = I_0$, A	0,46	0,44	0,4	0,38	0,31	0,25
U_2 , V	47	46	45	44,5	42,5	40

От получените резултати се вижда, че изходящата мощност се колебае от $372 VA$ до минимална стойност от порядъка на $20 VA$ при $x = 0,1$ mm.

Резултати от лабораторните измервания потвърждават теоретичните, получени след решаването на уравнение (1), независимо от приетите опростявания посочени във Върбев Т., 2015.

Относителната грешка между лабораторните измервания и теоретичните изчисления е показана в следващата таблица 3:

От таблицата се вижда, че при изменение на x от 16 до 1 mm относителната грешка е в рамките на 5%. Увеличаването на грешката при междинна на шунта $x = 0,2$ и $0,1$ mm се обяснява с невъзможността да се измерят достатъчно точно разстоянията от шунта до магнито-провода на трансформатора вследствие грапавостта на магнитопровода и шунта.

Изводи

1. Теоретично и експериментално са потвърдени основните характеристики на образеца – трансформатор с магнитен шунт.

2. Количествените резултати при теоретичните и експериментални изследвания потвърждават реалната възможност за създаване на устройство с магнитен шунт за безконтактно управление и регулиране на електрически товари, еднофазно с малка мощност и ниско напрежение.

Литература

Върбев Т., Разработване и изследване на захранващо устройство за ниско напрежение с магнитен шунт. Дис. за получаване на ОНС „Доктор”, С., МГУ ”Св. Ив. Рилски”, 2015 г.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Електрификация на минното производство”.

ИЗСЛЕДВАНЕ НА СПЕЦИФИЧНИЯ РАЗХОД НА ЕЛЕКТРОЕНЕРГИЯ ПРИ ПОЛУАВТОГЕННО СМИЛАНЕ НА МЕДНИ РУДИ

Теодора Христова

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: teodora@mgu.bg

РЕЗЮМЕ. В статията е изследвано влиянието на основните фактори върху специфичния разход на електроенергия на полуавтогенна мелница тип SAG 8,5x5.3. Установено е, че специфичният разход на електроенергия намалява при повишаване на масата на пълнежа, количеството води и руда в мелницата. Той се увеличава с повишаване на оборотите на мелницата и количеството преработена руда, което означава, че специфичният разход на електроенергия се повишава с износването на облицовките. След статистически анализ са получени съответни математически модели между изследваните величини. Направени са модели на взаимното влияние на количеството вода и руда в мелницата върху специфичния разход на електроенергия. Установено е, че специфичният разход на електроенергия се влияе в най-голяма степен от износването на облицовките на този вид машини. Препоръчва се за намаляване на специфичния разход на енергия да се следи съотношението Q/Q_v и да се измерва износването на облицовките.
Ключови думи: специфичен разход на електроенергия, полуавтогенно смилане

INVESTIGATION OF SPECIFIC ENERGY CONSUMPTION IN THE SAG MILLING COPPER ORES

Teodora Hristova

Mining and Geology "St. Ivan Rilski" 1700 Sofia, E-mail: teodora@mgu.bg.

ABSTRACT. The article discusses influences of the main factors on the specific consumption of electricity in semi autogenously mill SAG type 8.5x5.3. It was established that the specific energy expense decreases with increasing of the mass of filler, the amount of water and the ore in the mill. It also increases with the increasing the speed of the mill and the quantity of ore processed. This does mean that the specific energy expense increases with the wear of the linings. On the base of statistical analysis mathematical models for the variables investigated were deducted. There were constructed models of mutual influence of the amount of water and ore in the mill on the specific energy expense. It was found that the specific energy expense is influenced in the greatest extent by the wear of the linings of this type of machines. For reducing of specific energy consumption it was recommended monitoring of the ratio Q/Q_v and measurement of wear of liners.

Keywords: specific energy expense, SAG milling

Увод

Увеличеното търсене на продукция, намаляването престоите на машините и увеличаването на производителността са от водещо значение в минната промишленост. Тъй като мелниците са основни консуматори на енергия в една обогатителна фабрика, то приоритет пред мениджърите е да намаляват престоите и разходите, докато технолозите трябва да подобряват качеството на смления материал от гледна точка на извличане на метал.

За поддържането на тези приоритети процесът може да се управлява според различни цели: минимални разходи, висока производителност, качество на продукта, високо к.п.д., енергийна ефективност и други. Сложността на задачата се повишава поради многофакторността на обекта. В такъв случай е необходимо да се избере една цел, която да може да се оцени от реални измерени стойности, засягащи производствения процес.

При избор на критерий за минимизиране на разходите е необходимо да се разграничат видовете разходи - разходи за поддръжка, престои, закупуване на резервни части и

консумативи, труд и енергия. От изброените основен разход е потребената електроенергия.

Фактори, влияещи върху специфичния разход на електроенергия

Потребената електроенергия не дава обективна оценка за разходите спрямо преработената руда, затова се въвежда понятието специфичен разход на електроенергия. Специфичният разход на енергия $E, kWh/t$ се получава като отношение на измерената мощност на двигателя на мелницата към производителността на мелницата по готов продукт за единица време. Специфичният разход на енергия се получава посредством формулата:

$$E = \frac{P}{Q}, kWh/t \quad (1)$$

където:

P - мощността, изразходвана от двигателя на мелницата, kW ;

Q - производителността на мелницата по готов продукт, t/h .

Разходът на електроенергия за смилане в полуавтогенни мелници зависи от редица фактори като: тегло на топковия товар, размер на мелницата, скорост на въртене, плътност на пулпа, едрина на изходния материал, механични свойства на рудата, количество руда, износване на облицовките, форма на лифтерите, физико-механични свойства на рудата и други [Аккерман].

Изборът на фактори, според които ще се определя специфичният разход на електроенергия, трябва да е подчинен на следните изисквания:

- всеки фактор трябва да има определена граница на промяна, т.е. да е контролируем;
- да е управляем, т.е. да се определят нивата в дефиниционната област;
- параметрите му да могат да се измерват точно;
- параметрите да са независими, т.е. да не са функционално свързани;
- параметрите да са съвместими, за да се определят съвместните зависимости.

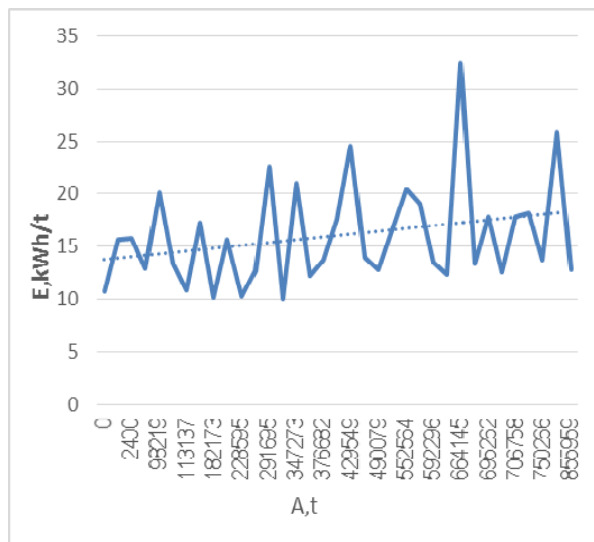
Управляващи фактори в настоящето изследване са:

- ω – ъглова скорост на барабана на мелницата, rad/s . Този параметър е представен от оборотите на двигателя на мелницата - n, min^{-1} , защото предавателното отношение на редуктора и откритата зъбна предавка са постоянни;
- M – маса на средата (пълнежа) на мелницата. Този параметър показва какво е запълването в барабана на мелницата, t и се измерва от товарна клетка на задния лагер на машината;
- Q – натоварване на мелницата с руда, t/h и се измерва от хранваща мелницата лентова везна;
- Q_v – дебит на постъпващата вода, l/h ;
- A – преработката е количеството преработена руда в мелницата от момента на поставяне на нови облицовки на цилиндъра до момента на измерването (този параметър е пропорционален на износването на облицовките на мелницата).

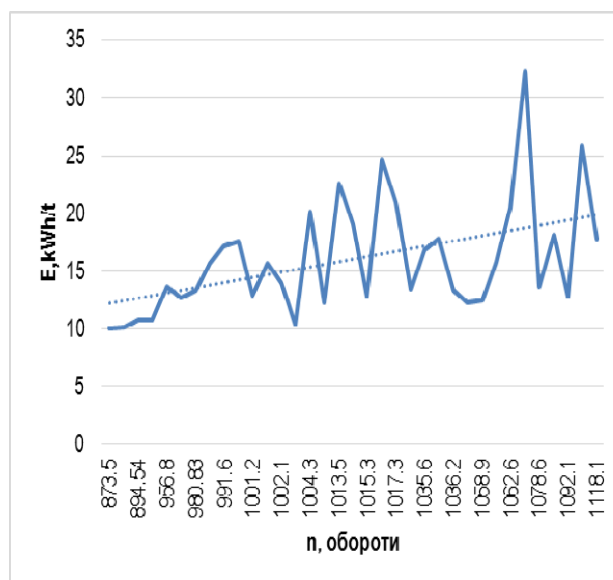
Анализ за влиянието на факторите върху специфичния разход на електроенергия

Данните от измерванията са от полуавтогенна мелница тип SAG 8,5x5.3, смилеща медни руди, но поради съществуващата система за конфиденциалност, те са мащабирани [Минин, Савов, Недялков]. Мелницата се задвижва с асинхронен двигател с мощност 5400 kW и чрез честотен инвертор се регулират оборотите на двигателя. Изчислени са средноаритметични стойности за един час, за да бъде отчетена инерционността на процеса смилане, след което са обработени с програмния продукт Excel, с цел да бъдат показани графично.

Изследвани са зависимостите на основните фактори и влиянието им върху специфичния разход на електроенергия поотделно при сравнително равни други условия. Установи се, че специфичният разход на енергия се повишава с повишаване на количеството на преработена руда и оборотите на двигателя (фиг. 1 и фиг. 2.).



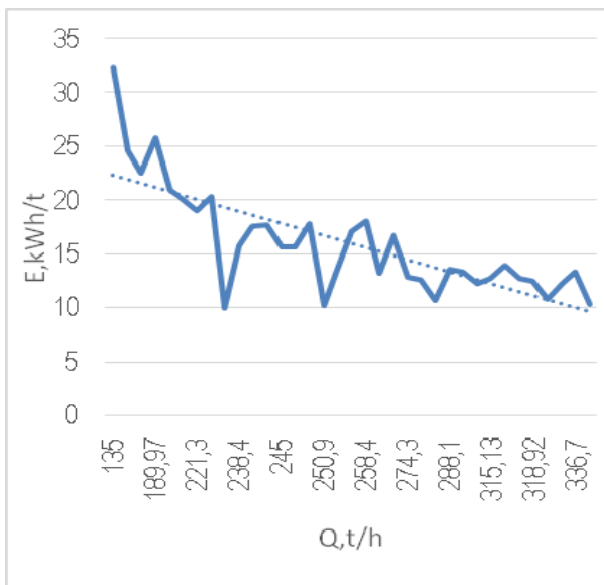
Фиг. 1. Зависимост на специфичния разход на енергия от количеството преработена руда (износване на облицовките)



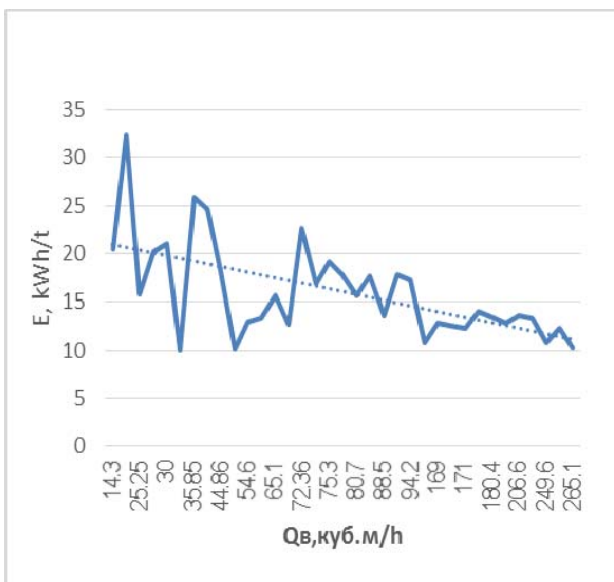
Фиг. 2. Зависимост на специфичния разход на енергия от натоварването с руда

Тази тенденция може да се обясни с факта, че намалената височина на лифтерите води не само до увеличаване на обема на мелницата, съответно промяна на пропускателната ѝ способност, но и до намаляване на капацитета за повдигане на товара. Установено е, че увеличаването на скоростта на подаване на материали води до намаляване на времето за пребиваване на частиците в мелницата и до производството на пулп с по-големи частици по размер. По-високата скорост на хранване и по-големите частици водят до по-слабо извличане в процеса флотация [Минин, 2012]. Освен това с износването на лифтерите на барабана трябва да се увеличават и оборотите му (фиг. 2), за да се поддържа постоянна относителната му скорост, което води до увеличаване на специфичния разход на електроенергия.

От друга страна, специфичният разход на енергия намалява с повишаване на запълването на мелницата с руда и вода (фиг. 3, фиг. 4).



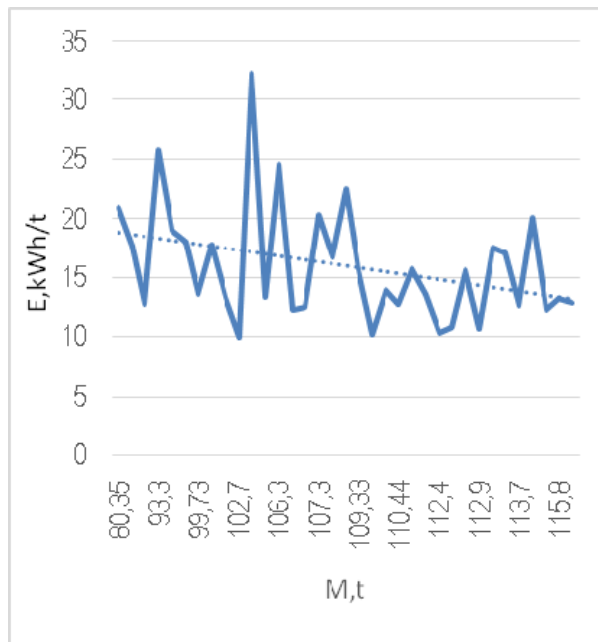
Фиг. 3. Зависимост на специфичния разход на енергия от запълването с руда



Фиг. 4. Зависимост на специфичния разход на енергия от количеството вода в мелницата

На фиг. 5 е показано отношението на специфичния разход на електроенергия в зависимост от масата на пълнежа (средата). Теоретично би следвало с повишаване на масата на пълнежа да се повишава и мощността, черпена от двигателя, но от друга страна се подобрява смилането поради повишаване на броя на ефективните удари. Поради това, че масата на пълнежа се променя в малки граници, в случая тази величина почти не влияе на относителния разход на електроенергия.

Статистическият анализ на получените резултати може да се обработи по два начина. Единият е чрез математично формулирани зависимости, които са доказали адекватността си. Другият е чрез използването на компютърни програми, в които е заложена теорията от по-горе спомената литература.



Фиг. 5. Зависимост на специфичния разход на енергия от масата на пълнежа в мелницата

Таблица 1
Резултати от статистическия анализ

параметър	модел	R-square d
Преработка, A	$E = 5,07742 \cdot 10^{-6} A + 14,0207 \frac{1}{A^2}$	92,18%
Обороти, n	$E = 40177,1 \frac{1}{n} + 15,589 \cdot 10^{-6} n^2$	93,35%
Количество руда, Q	$E = 54047,89 \cdot Q$	98,07%
Маса на пълнежа, M	$E = 0,556969 \cdot M - 3,79653 \cdot 10^{-3} \cdot M \cdot M$	92,55%
Количество вода, Qv	$E = 37,57 \cdot 10^{-3} Q_v + 20,05 \frac{1}{Q_v^2}$	96,29%

където E е специфичен разход на електроенергия, kWh/t

Програма, в която е заложена теоретичната постановка, е STATGRAFICS. Чрез нея са разработени модели за оценка на коефициентите в следните модели (таблица 1):

а/ линеен модел, описващ зависимостта на специфичния разход и количеството преработена руда;

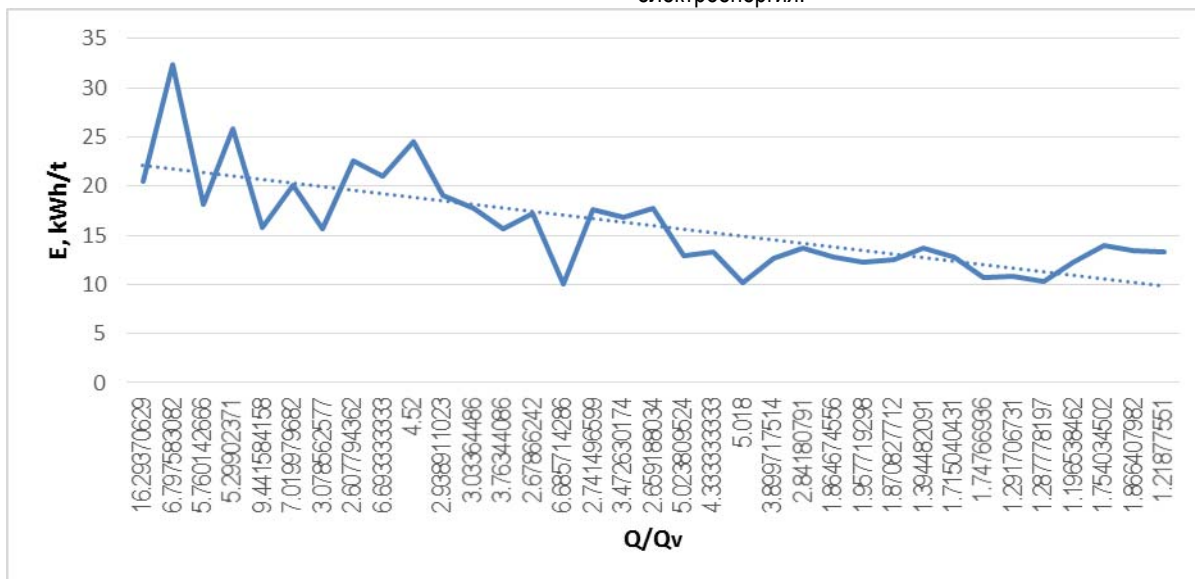
б/ модел от втори ред, даващ връзка между специфичния разход на енергия и производителността, оборотите, пълнежа и количеството вода.

Като фактор с най-висок процент достоверност е количеството руда. Тъй като стойността на показателя на доверителна вероятност (P-value) в статистическото изследване е по-малко от 0.05 (критичната стойност), съществува статистически значима връзка между специфичния разход на енергия и количеството руда (Q) с ниво на доверие 99%. Коефициентът на множествена корелация е 98,071% между изследваните величини. Стандартната грешка на разчета показва отклонение

2,35964. Тази стойност може да се използва за изграждане на прогнозни граници. Средната абсолютна грешка (MAE) е 1,70652. От резултатите за функцията на разпределение може да се направят изводи за най-често срещаните режими на работа на дадения агрегат, както и за появата на нетипични ситуации.

От статистическия анализ е видно, че всички резултати са с доверителна вероятност (P-value) 0. Процентите на множествена корелация са над 90%.

За намаляване на специфичния разход на енергия в процеса на производство могат да се регулират някои от влияещите фактори. От направения статистически анализ се вижда, че най-високи проценти на достоверност на моделите към експерименталните данни са получени за количество руда и количеството подавана към мелницата вода. Стойностите на тези два параметъра са основни за качеството на смления продукт в полуавтогенните мелници. Поради тази причина е изследвано съвместното влияние на факторите количеството преработена руда и количеството вода върху специфичния разход на електроенергия.



Фиг. 6. Зависимост на специфичния разход на енергия от съотношението на количеството руда към вода в мелницата

От фигура 6 се вижда, че специфичният разход на електроенергия намалява при намаляване на отношението между величините Q/Q_v , защото пулпът преминава по-бързо през мелницата. При статистическата обработка на данните се отчете, че коефициентът на множествена корелация между величините е 92,866%. Специфичният разход на електроенергия се влияе от тези фактори по зависимостта:

$$E = 0,688844 \frac{Q}{Q_v} + 13,3383 \frac{Q_v^2}{Q^2} \quad (2)$$

Изводи

Получените резултати от измерванията и статистическият анализ на специфичния разход на електроенергия на мелницата показват следното:

- специфичният разход на електроенергия се влияе в най-голяма степен от няколко параметъра, а именно: от износването на облицовката, количеството вода, оборотите на барабана на мелницата, масата на средата и най-съществено - от натоварването на мелницата с руда;
- с увеличаване на количеството преработена руда се повишава и специфичният разход на енергия на мелницата;
- увеличаването на оборотите на барабана води и до увеличаване на специфичния разход на енергия – известен закон от физиката;

- при повишаване на натоварването на мелницата с руда се намалява специфичният разход на енергия, което се дължи на това, че масата на рудата практически не влияе на мощността на мелницата от една страна, а от друга постъпването на повече руда води и до получаването на по-голямо количество смлян продукт (по висока относителна производителност);
- при увеличаване на масата на средата на мелницата би следвало да се повишава и специфичният разход на енергия на мелницата, защото най-много енергия се черпи за издигането на топките и едрите късове руда, но поради повишаването на производителността на мелницата - специфичният разход на енергия намалява.

За да се намали специфичният разход на енергия без да се намалява качеството на продукцията се препоръчва следното:

- да се следи съотношението Q/Q_v да бъде под 2;
- да се следи чрез измерване износването на облицовките и да се направи изследване за оптималните режими на работа на мелницата спрямо износването на облицовките на барабана. Известно е, че износването на облицовката на барабана в процентно изражение е малко, което не влияе съществено на производствения процес. Основно се износват лифтерите.

За целта са нужни допълнителни изследвания, като трябва да се снемат по-подробни данни за:

- определяне на оптималното количество на запълване на мелницата с цел минимизиране на специфичния разход на електроенергия;
- промяната на формата на лифтерите с износването им.

Литература

- Аккерман Ю. Э., Букаты Г. и др., Справочник по обогащению руд, изд. „Недра”, Москва, 1982
- Минин, И., Савов. С., Недялков П., „Отчет по договор 2030/2014 „ (Архив на НИС в МГУ „Св. Иван Рилски”)
- Минин И., Монтаж, експлоатация и ремонт на барабанни мелници, изд. Авангард Прима, София, 2012

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Електротехника“

ОСОБЕНОСТИ ПРИ ПУСКАНЕ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА ХАРАКТЕРИСТИКИТЕ НА АСИНХРОНЕН ДВИГАТЕЛ С НАВИТ РОТОР КАТО МАШИНА С ДВОЙНО ЗАХРАНВАНЕ ПРИ ДОСТИГАНЕ НА ДВОЙНАТА СИНХРОННА СКОРОСТ НА ВЪРТЕНЕ

Ангел Зъбчев, Мила Илиева, Венко Войводов, Петър Петров, Ромео Александров

Минно-Геоложки университет „Св. Иван Рилски“, 1700 София, e-mail: elektrotehnika@mgu.bg

РЕЗЮМЕ. В настоящия доклад са описани особеностите при пускане на асинхронен двигател с навит ротор като машина с двойно захранване, особеностите при задаване на параметрите на двигателя в настройките на честотния преобразувател и характеристиките на двигателя при схема за достигане на двойната синхронна скорост.

SPECIFICS IN START AND INVESTIGATION THE CHARACTERISTICS OF ASYNCHRONOUS MOTOR WITH WOUND ROTOR IN MODE OF DOUBLY FED INDUCTION MACHINE REACHING DOUBLE SYNCHRONOUS SPEED

Angel Zabchev, Mila Ilieva, Venko Voyvodov, Petar Petrov, Romeo Aleksandrov

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, e-mail: elektrotehnika@mgu.bg

ABSTRACT. This report describes the specific start of asynchronous motor with wound rotor in mode of doubly fed machine, the specifics of parameterization engine settings of the inverter and the characteristics of the engine to achieve the dual synchronous speed.

Въведение

През последните десетилетия, благодарение на развитието на силовата електроника и микропроцесорната техника, в електрозадвижванията се наблюдава ръст в приложението на системата честотен преобразувател-двигател. Една от възможностите за приложение на тази система е използването на променливотокова електрическа машина с двойно захранване. На практика тази електрическа машина не се различава конструктивно от асинхронната машина с навит ротор. При едновременното подаване на променливо напрежение в статора и ротора в двигателен режим може да се регулира скоростта на въртене в зависимост от разликата в честотата на двете напрежения. (Зъбчев и др. 2015) Едното от захранващите напрежения обикновено е мрежовото т.е. с константна честота, а другото се подава от честотен преобразувател. Ако честотата на напрежението от честотния преобразувател се изменя от нула до номиналната честота на мрежовото напрежение, при еднаква последователност на фазовия ред на статорните и роторните намотки регулирането е от нулева до синхронна скорост на въртене, а при обратна последователност на фазовия ред се достига до двойната синхронна скорост.

Съвременните честотни преобразуватели дават възможност за по-добър анализ на енергийните показатели и характеристики на задвижванията за различните режими на работа, поради допълнителните информационно измервателни свойтва заложени в тях.

Експериментални изследвания

В лабораторни условия е реализиран стенд за изследване асинхронен двигател с навит ротор, като машина с двойно захранване. Към асинхронния двигател с навит ротор е куплирана постояннотокова машина. Направен е експеримент при който статорът на променливотоковата машина се захранва от трифазен честотен преобразувател Emotron FDU 2.0, 11KW, 400V, а роторът посредством трифазен автотрансформатор от мрежата (фиг.1). Честотният преобразувател има възможност за промяна на фазовия ред на изходното си трифазно напрежение произтичаща от функцията му за реверсиране. По този начин, при прав фазов ред, честотата може да се изменя плавно от 50Hz до 0 и отново до 50Hz в обратен фазов ред. Така съответно се осъществява регулиране на скоростта на въртене от нула до синхронна и до двойната синхронна скорост.

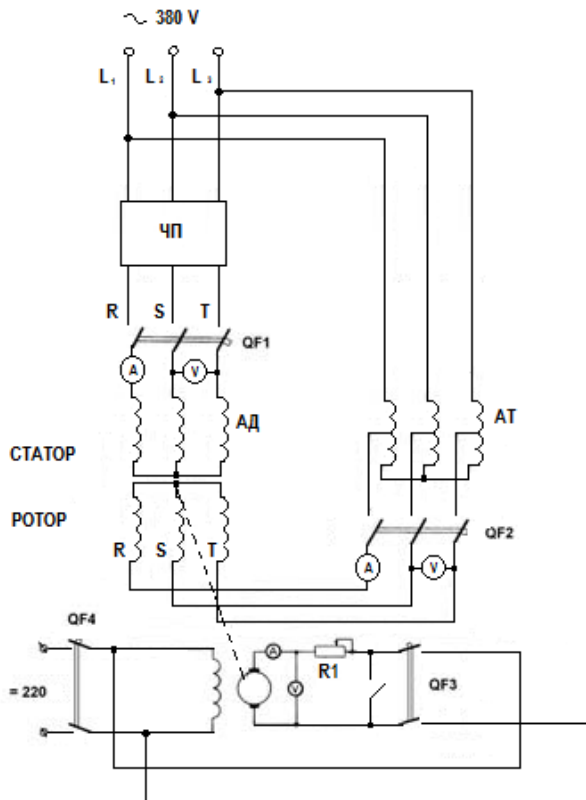
Данните за асинхронния двигател с навит ротор са следните:

- тип МТ 11/6;
- P 2,2 KW;
- статор U 380 / 220 V ; I 7,2 / 12,4 A;
- ротор U 135 V ; I 12,8 A;
- n 885 min⁻¹;
- cosφ 0,72.

Данните за постояннотоковата машина са:

- тип П-51;
- U 220 V ; I 33,3 A;
- n 1500 min⁻¹;
- 81,5%.

В таблица 1 са показани опитно измерените токове при спрял двигател, т.е. и статорния I_s и роторния ток I_r на машината с двойно захранване са с еднакви честоти, равни на 50Hz. В същото време на вала на машината се създава въртящ момент посредством двигателя за постоянен ток. Котвеният ток I_A на постоянноотоковата машина е пропорционален на момента. Регулирането му се осъществява чрез реостати условно означени с R1 (фиг.1). QF3 и QF4 са включени, а контактът QF5 между полюсите на QF3 е отворен.



Фиг.1 Схема на експерименталната постановка

Таблица 1.
Токове на куплираната група машини при $n=0$ об/мин.

номер	I_s, A	I_r, A	I_A, A
1	0,9	7,9	2
2	2,4	7,6	4
3	2,9	8	6
4	3,8	9	8
5	4,4	9,8	10
6	5,1	11	12
7	5,6	12,6	14

В таблица 1 са показани опитно измерените токове при спрял двигател, т.е. и статорния и роторния ток на машината с двойно захранване са с еднакви честоти, равни на 50Hz. В същото време на вала на машината се създава въртящ момент посредством двигателя за постоянен ток. Регулирането му се осъществява чрез реостати условно означени с R1. QF3 и QF4 са включени, а контактът QF5 между полюсите на QF3 е отворен (фиг.1).

Спираният момент на променливотоковата машина не позволява на постоянноотоковия двигател да се завърти.

По време на опита се спазва условието, индуктираното от статора електродвижещо напрежение в ротора да е равно на напрежението, което се подава от автотрансформатора за захранване на роторната верига.

Вторият опитен експеримент е направен при обратен фазов ред на статорната и роторната вериги. При промяна на честотата на напрежението в статорната верига, се достига двойната синхронна скорост на въртене при честота 50Hz. Честотата на въртене на ротора отговаря на зависимостта,

$$n_r = \frac{60(f_1 \pm f_2)}{p}, \text{ min}^{-1}, \quad (1)$$

където f_1 е честотата на захранващото напрежение на статора, а f_2 честотата на захранващото ротора напрежение.

Положителният знак в уравнение (1) важи за обратен фазов ред на статорната и роторната вериги.

Ако се сравни реда на синхронните честоти на въртене на асинхронните двигатели според броя на чифтовете полюси до $p=4$ с постиганите от машините с двойно захранване се вижда, че при машините с двойно захранване има две скорости – 2000 и 6000 об/мин, които липсват от реда при асинхронните двигатели. (Таблица 2) Също така се забелязва, че двигател с 2 броя чифтове полюси може да се върти със синхронната скорост на двигател с един чифт полюси, а двигател с 4 броя чифтове полюси със синхронната на двигател с два чифта. Числата в скоби в таблица 2 се отнасят за машините с двойно захранване при обратен фазов ред на статорната и роторната вериги.

Таблица 2.
Ред на синхронните честоти на въртене при двигател с двойно захранване $f_1 = 0$; $f_2 = 50\text{Hz}$ и $f_1 = f_2 = 50\text{Hz}$ за съответен брой чифтове полюси

$n_s, \text{ min}^{-1}$	3000 (6000)	1500 (3000)	1000 (2000)	750 (1500)
p	1	2	3	4

Пускането на двигателя с двойно захранване при обратен фазов ред е съпроводено с някои особености свързани с динамиката на задвижването. Известно е, че електромагнитни моменти със средна стойност различна от нула се създават само от магнитно поле и ток с едни и същи честоти, като стойността му зависи освен от стойностите на магнитната индукция и тока, но и от ъгъла на дефазирание между тях. Ако за опростяване пренебрегнем несинусоидалният характер на магнитната индукция и тока, и приемем, че честотата на пространствения ток в ротора се определя от механичната честота на въртене и честотата на захранващото напрежение, а магнитния поток се определя само от статорната намотка и се задава чрез честотния инвертор. То тогава може да се каже, че изменението на честотата на инвертора трябва да се определя в зависимост от ускорението на ротора. Без прилагането на специална следяща система за спазването на това условие с достатъчна точност, за успешното пускане на двигателя, опитно се подбира времето на рампа на

честотата от честотния инвертор. Освен това двигателят е оставен не натоварен.

По време на експеримента се установи, че при подадено напрежение на ротора (50Hz) и включване на преобразувателя с обратна фазова последователност от 0 до 50Hz, двигателят тръгва асинхронно и почти веднага влиза в синхронизъм и започва да се ускорява над 1000об/мин. При зададено време 120s за нарастване на честотата от 0 до 50Hz проблем възниква при честоти в диапазона 15 – 20Hz, където започва силно прогресиращо механично колебание във въртенето на вала на машината. Съответно се наблюдават и колебания в токовете статора и ротора верига. По нататъшното развъртане на машината не може да се осъществи поради разликата в честотите на величините отговарящи за създаването на електромагнитен момент. При намаляване на времето за нарастване на честотата от 0 до 50Hz на 30 сек. двигателят достига двойна синхронна скорост.

В установен режим са направени опити при следните зададени честоти на преобразувателя – 10; 20; 30; 40 и 50Hz, двигателят работи съответно с 1200; 1400; 1600; 1800 и 2000об/мин. При достатъчно дълго време за работа на двигателя не се наблюдаваха никакви колебания при различни натоварвания.

В таблица 2 са показани опитно измерените токове на статора и ротора на двигателя с двойно захранване при подаване на напрежение на статора с честота 10Hz. Честотата на въртене е 1200 об/мин в същото време на вала на двигателя се създава съпротивителен въртящ момент посредством постояннотоковата машина работеща в режим на генератор с независимо възбуждане. Регулирането съпротивителния момент и тук също се осъществява чрез R1. Затвореният QF4 подава постоянно напрежение за възбуждане от външен източник, QF3 е отворен, а контактът QF5, между полюсите на QF3 е затворен. С U_A в таблица 2 е означено напрежението на котвата на двигателя в V, останалите са токовете, както в таблица 1.

Данните показани в таблица 3 са аналогични на тези в таблица 2, но при подаване на напрежение на статора с честота 50Hz, съответно честотата на въртене е 2000об/мин.

Таблица 2.

Опитни данни смети при $n=1200$ об/мин.

$f_i=10\text{Hz}$				
номер	I_s, A	I_r, A	I_A, A	U_A, V
1	1	6,0	0	126
2	2,2	6,2	2	123
3	3,1	6,7	4	123
4	3,4	8,6	6	123
5	3,9	11,5	8	122
6	4,9	15	10	122

Таблица 3.

Опитни данни смети при $n=2000$ об/мин.

$f_i=50\text{Hz}$				
номер	I_s, A	I_r, A	I_A, A	U_A, V
1	5,5	2,7	0	295
2	5,7	3,8	2	292
3	5,9	5,8	4	290
4	6,1	7,3	6	289
5	6,5	9,2	8	287
6	6,9	11,2	10	285

Заклучение

При направените опитни експерименти се доказва работоспособността на система за електрозадвигване състояща се от честотен преобразувател и променливотокова машина с двойно захранване в установен режим. На базата на получените резултати може да се избере инвертор отговарящ на изискванията на задвигването. Установена е приложимостта на системата за електрозадвигване от този тип в областта на надсинхронна скорост в сравнение с класическото използване на асинхронния двигател с навит ротор.

Литература

Зъбчев, А., Александров, Р., Петров, П., Войводов В., "Изследване на работните режими на променливотокова електрическа машина с двойно захранване". ISSN 1312-1820 Годишник на МГУ "Св. Иван Рилски" том 57 свитък III, София, 2014, стр. 100 - 103.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Електротехника“.

РАБОТА НА СВЕТОДИОДНИ МОДУЛИ ПРИ ДИРЕКТНО ЗАХРАНВАНЕ ОТ ФОТОВОЛТАИЧНИ ПАНЕЛИ

Красимир Велинов, Росен Стефанов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: candela@mail.bg; http://light-bg.eu/

РЕЗЮМЕ. В доклада се разглежда възможността за захранване на светодиодни модули директно от фотоволтаичен панел без допълнителни устройства за стабилизация на ток. При направено проучване на осветителни уредби на пътни тунели се установява, че необходимата мощност за осветлението на адапционната и преходната зона на входа на тунела е в границите от 20-80kW, което съответства на 50 000 до 160 000kWh годишен разход на електроенергия. Този разход е в дневната и върхова зона на потреблението. И това е само за едната тръба на тунела. В същото време висока адапционна яркост е необходимо да се постига при силно слънчево греене. При ниска външна яркост не е необходимо осветителите във входната зона да работят на пълна мощност. На практика силата на светене на тези осветители трябва да бъде пропорционална на външната осветеност. Това е идеална предпоставка адапционното осветление да се захранва от енергия, генерирана от фотоволтаични панели, монтирани пред входа на тунела. При подходяща система на захранване на осветителите няма да е необходима и отделна система за управление, тъй като яркостта във входната зона ще бъде пропорционална на слънчевата радиация.

Ключови думи: слънчева радиация, естествена осветеност, соларни панели, светодиодно осветление, пътни тунели

WORK LED MODULE IN DIRECT POWER FROM PHOTOVOLTAIC PANELS

Krasimir Velinov, Rosen Stefanov

University of mining and geology "St. Ivan Rilski", E-mail: candela@mail.bg; http://lighting-bg.eu/

ABSTRACT. The report examines the ability of LED modules to be powered directly from a photovoltaic panel without additional devices for stabilization of electricity. In a survey of lighting systems of road tunnels is found that the power required for lighting the adaptation and transition zone of the tunnel entrance is within 20 - 80kW, which corresponds to 50 000 to 160 000kWh annual consumption of electricity. This cost is in the living area and the peak consumption. And only in one tunnel tube.

In the same time, high brightness adaptation needs to be achieved in the strong sunshine. At low external brightness is not necessary luminaires in the entrance area to operate at full power. In practice, the light output of these lamps must be proportionate to the external illumination. This is an ideal prerequisite adaptation lighting to be powered by energy generated by photovoltaic panels installed at the entrance of the tunnel. In a proper system of power lamps will be needed and a separate management system as brightness in the input area will be proportional to the solar radiation.

Key words: solar radiation, natural lighting, solar panels, LED lighting, road tunnels

Въведение

От десетина години се говори за светодиодите като перспективен светлинен източник. Едва в последно време развитието на технологиите даде възможност това да стане реалност. Вложените големи инвестиции в тази област си казаха думата и 2009 година стана преломна както за получаването на светодиоди с бяла светлина и висок светлинен добив, така и за значителното намаляване на тяхната цена, отнесена към единица светлинен поток.

Светодиодите са най-бързо развиващият се и перспективен светлинен източник – очаква се неговата ефективност да надмине 250lm/W до 2-3 години. Вече има светодиоди в масово производство със светлинен добив 160 - 200lm/W. В лабораторни условия през март 2014г. беше постигнат светлинен добив 303lm/W.

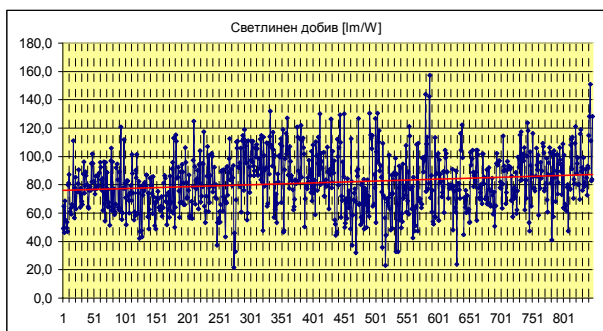
Осветителите със светодиоди постигат светлинен добив 130 – 145lm/W. Технологията на получаване на светодиод с бяла светлина е генериране на излъчване в синята част

на спектъра, след което с помощта на люминофор - преобразуване в жълто-зелената област.

На фиг. 1 е показана промяна на светлинния добив в lm/W на светодиодни осветители в продължение на година и половина. Отделните точки са резултати от конкретни изпитания на осветители, постъпили в НИЛ "Осветителна техника" при МГУ "Св. Иван Рилски". Забелязва се ясна тенденция на нарастване на тренда на светлинния добив от 75 до 90lm/W (Велинов К., Р. Стефанов, В. Василев, 2014).

Ценно свойство на светодиодите е, че при включване достигат моментално номиналния си светлинен поток. Това ги прави подходящи източници на светлина за места, където се налага често включване и изключване на осветлението.

Поради добрите си експлоатационни характеристики – висока ефективност, дълъг живот и висок светлинен добив, светодиодните осветители намират все по-голямо приложение в практиката.



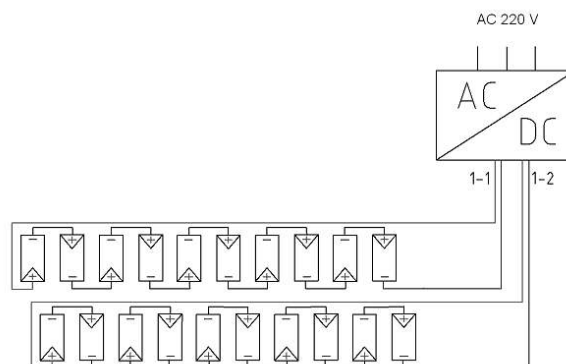
Фиг. 1. Промяна на светлинния добив в lm/W на светодиодни осветители във времето.

Много подходящ обект за прилагане на светодиодното осветление са пътните тунели. В тези уредби разходите за подмяна на светлинните източници са значителни, тъй като това е свързано с отбиване на движението за известно време. Светодиодните осветители могат да имат дълъг живот – до 12 години без подмяна, което значително облекчава експлоатацията на тези уредби. При направено проучване на осветлението на пътни тунели се установява, че необходимата мощност за адаптацията и преходната зона на входа на тунела е в границите от 20 - 80kW, което съответства на 50 000 до 160 000kWh годишен разход на електроенергия. Този разход е в дневната и върховата зона на потреблението. И това е само за едната тръба на тунела.

В същото време висока адаптационна яркост е необходимо да се постига при силно слънчево греене. При ниска външна яркост не е необходимо осветителите във входната зона да работят на пълна мощност. На практика силата на светене на тези осветители трябва да бъде пропорционална на външната осветеност. Това е идеална предпоставка адаптацията на осветлението да се захранва от енергия, генерирана от фотоволтаични панели, монтирани пред входа на тунела. При подходяща система на захранване на осветителите няма да е необходима и отделна система за управление, тъй като яркостта във входната зона ще бъде пропорционална на слънчевата радиация (Велинов К., Р. Стефанов, 2014).

Нормално структурата на светодиоден осветител е следната – захранващо устройство, осигуряващо постоянен ток при промяна на входното напрежение в широки граници, и светодиоден модул, който има нелинейна волт-амперна (V-A) характеристика. Включването на модула към източник на непостоянно напрежение не е допустимо поради голямата промяна на тока през светодиодите. Обикновено в захранващото устройство има от 10–15% загуба на мощност. В същото време то е източник на дефекти и е най-ненадеждното звено в осветителя.

Ако трябва с фотоволтаик да се захранва традиционен осветител, предназначен за променливо напрежение 230V/50Hz, то схемата на включване трябва да бъде като тази на фиг. 2 – групи от последователно свързани панели към входа на преобразувател на постоянно в променливо напрежение. Изходното напрежение е 230/400V. След инвертора се включва стандартно разпределително табло, захранващо адаптацията на осветлението в тунела.

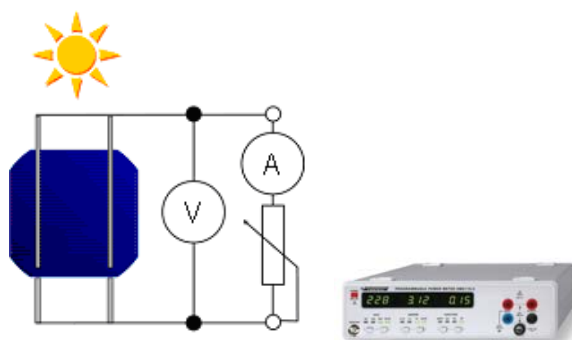


Фиг. 2. Групи от последователно включени панели към входа на преобразувател на постоянно в променливо напрежение.

В случай че се реализира идеята за захранване на адаптацията на осветлението на пътни тунели с фотоволтаици, захранващото устройство, което стабилизира тока в осветителя, може да отпадне поради специфичната волт-амперна характеристика на фотоволтаичния панел.

Резултати

За да се изследва възможността за стабилна работа на светодиодните модули, захранвани от фотоволтаични панели, при различно ниво на слънчева радиация бяха заснети волт-амперните характеристики на конкретен панел. Схемата на опитната постановка е показана на фиг. 3. Вместо волтметър и амперметър е използван измервателят на мощност Nameg HM8115-2. Той позволява измерване на напрежение и мощност. Управлението на уреда може да се извърши от компютър и резултатите да се получат по вградения интерфейс (Nameg HM8115-2, Programmable AC Power Meter). За извършване на измерванията се използва софтуерът, използван в (Велинов К., 2011) и (Велинов К., Войводов В, 2012).

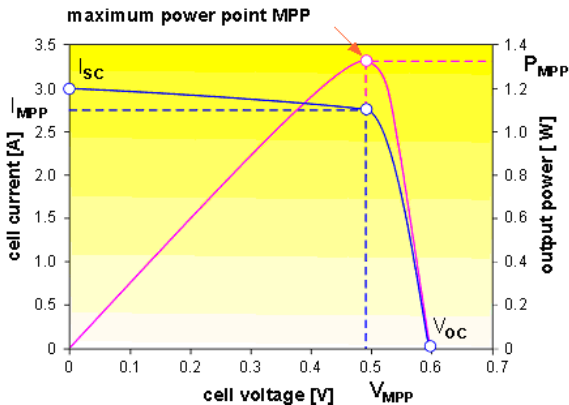


Фиг. 3. Постановка за заснемане на волт-амперна характеристика на фотоволтаичен панел.

Типична волт-амперна характеристика за панел от една клетка е показана на фиг. 4. При увеличаване на броя на клетките работното напрежение се увеличава пропорционално. Генерираният ток е пропорционален на нивото на слънчева радиация като нормално се дава за ниво 1000W/m².

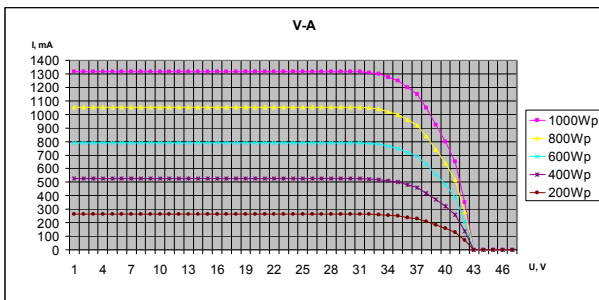
Когато се захранва товар от фотоволтаичен панел, се стремим работната точка да бъде такава, че отдадената мощност да е максимална. На фиг. 4 е показана точката на максимална мощност. За да работят светодиодните

модули ефективно, трябва така да се подберат броят на клетките в панелите и броят и типът на последователно свързаните диоди в модула, че пресичането на волт-амперните характеристики на диодите и панелите да става около точката на максимална мощност.



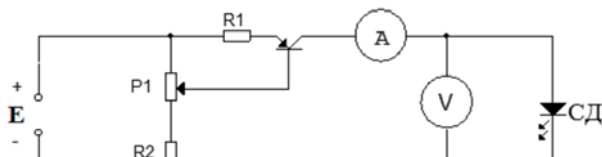
Фиг. 4. Типична волт-амперна характеристика на фотоволтаичен панел с една клетка.

За целта по схемата от фиг. 3 бяха заснети волт-амперни характеристики на фотоволтаичен панел при различна мощност на слънчевата радиация (фиг. 5).



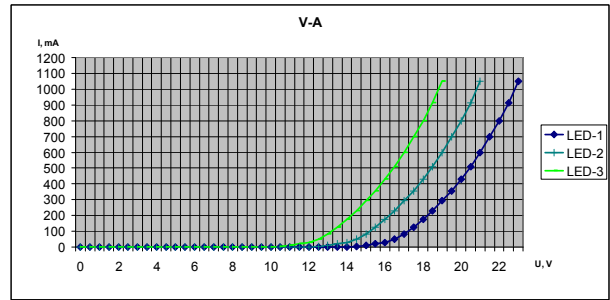
Фиг. 5. Заснета волт-амперна характеристика на фотоволтаичен панел при различна мощност на слънчевата радиация.

Постановката за заснемане на V-A характеристика на светодиоден модул е показана на фиг. 6. Както и на постановката от фиг. 3 вместо волтметър и амперметър е използван измервателят на мощност Nateg NM8115-2, както и същият софтуер за извършване на измерванията.

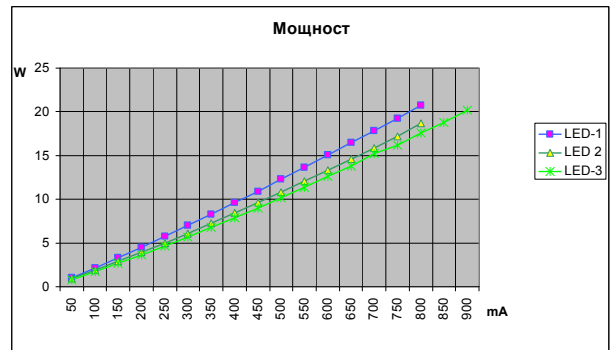


Фиг. 6. Постановка за заснемане на V-A характеристика на светодиоден модул

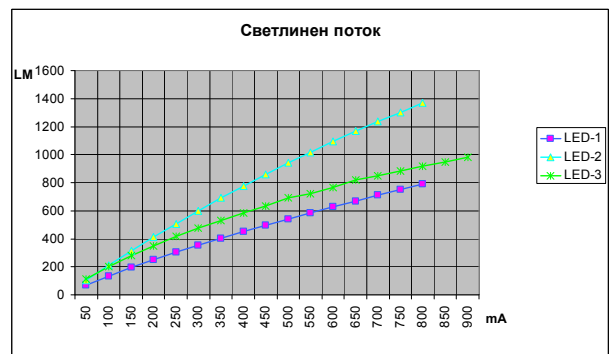
Светодиодният модул се състои от 7 броя светодиоди с максимален работен ток 1000mA. Използвани са три типа светодиоди, които имат различно работно напрежение в права посока. Заснетите волт-амперни характеристики на трите светодиодни модула са показани на фиг. 7. За да се проследи каква е консумираната мощност от модула и генерираният от него светлинен поток в зависимост от работния ток, са заснети работните характеристики показани на фиг. 7 и 8.



Фиг. 6. Заснети волт-амперни характеристики на светодиодни модули.

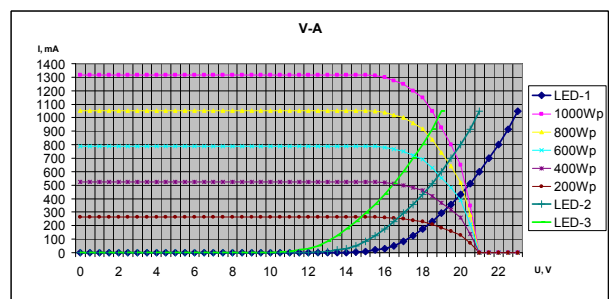


Фиг. 7. Зависимост на консумираната мощност от работния ток на светодиодите.



Фиг. 8. Зависимост генерирания светлинен поток от работния ток на светодиодите.

При наслагване на V-A характеристики на фотоволтаичните панели и светодиодните модули, показани на фиг. 5 и фиг. 6, ще се засекат работните точки за всеки светодиоден модул при захранване от панела и за различно ниво на слънчевата радиация.



Фиг. 9. Волт-амперна характеристика на фотоволтаичен панел при различна мощност на слънчевата радиация и светодиодни модули.

От фиг. 9 се вижда, че при подходящо оразмеряване на панела и светодиодните модули, работата на светодиодите ще бъде стабилна без допълнителен стабилизатор на ток. Познавайки зависимостите от фиг. 7 и 8,

може да проследим каква е зависимостта на излъчения светлинен поток на светодиодния модул в зависимост от силата на слънчевото греене.

Заклучение

Приложението на фотоволтаиците за хранване на светодиодни модули за осветление на входната и преходната зона на пътни тунели би довело до големи икономии на електрическа енергия. Хранването на модулите директно от фотоволтаиците без посредничеството на DC/AC инвертори и хранващи устройства в осветителите ще доведе до повишаване на ефективността на диодите с около 25% (поради отсъствие на загуби в инвертора и в хранването на осветителя).

В същото време цената на осветителите се намалява поради отпадане на хранващото устройство и отпада инверторът, чиято цена възлиза от 15 до 30% от фотоволтаичната инсталация.

Пред проектанта на такава уредба се поставят нови предизвикателства. Трябва да се преосмислят схемите на хранване и да се отстъпи от традиционното разпределение по токови кръгове. Хранването на групите светодиодни модули трябва да се комбинира по такъв начин, че да се съгласуват V-A характеристики на фотоволтаичните модули и светодиодите. Ще трябва да се премине към последователно хранване на модулите в една група. На входа ще се монтират последователно свързани панели, генериращи постоянно напрежение от 200–400V, а всеки токов кръг ще представлява група от последователно

свързани светодиодни модули, съгласувани по характеристики със хранването съобразно фиг. 9. Всичко това предполага нова методика за проектиране на това осветление, което значително усложнява работата на проектанта.

Литература

- Велинов К., Пускови характеристики на светлинни източници, Годишник на МГУ "Св. Иван Рилски", 2013, т. 56, св. III, стр. 22-25;
- Велинов К., Р. Стефанов, Използване на фотоволтаични панели за осветление на пътни тунели. Национална конференция по осветление с международно участие BulLight 2014, 10–13.06.2014, Созопол, България;
- Велинов К., Р. Стефанов, В. Василев, Състояние и перспективи за развитие на светодиодното осветление в България, Годишник на МГУ "Св. Иван Рилски", 2014, т. 57, св. III, стр. 58-62;
- Велинов К., Модернизация на гониофотометър с голям брой цифрови фотосензори, Годишник на МГУ "Св. Иван Рилски", 2011, т. 54, св. III, стр. 22-28;
- Велинов К., В. Войводов, Модернизация на кълбов фотометър с цифрови фотосензори. Годишник на МГУ "Св. Иван Рилски", 2012, т. 55, св. III, стр. 22-25;
- Hameg HM8115-2, Programmable AC Power Meter, <http://www.testequipmentdepot.com/hameg/powersupplies/hm81152.htm>
- Cree® XLamp® Long-Term Lumen Maintenance, July 2009.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Електрификация на минното производство“.

КОМПЮТЪРНА СИСТЕМА ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ НА СЛЪНЧЕВАТА РАДИАЦИЯ И ЕСТЕСТВЕНАТА ОСВЕТЕНОСТ

Красимир Велинов, Росен Стефанов, Владимир Василев, Светлана Велинова

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: candela@mail.bg; <http://light-bg.eu/>

РЕЗЮМЕ: Познването на естествения ход на слънчевото греене е важна предпоставка за точното проектиране на фотоволтаични централи и оразмеряване на светлинните отвори (прозорците) на сградите. За съжаление информацията в това направление е много оскъдна. Има дългогодишни изследвания на метеорологичната служба, но те касаят само слънчевата радиация в хоризонтална равнина. В същото време в отделни райони на страната хода на слънчевата радиация в годишен разрез е много различен. От друга страна липсват всякакви данни за хода на естествената осветеност, а няма ясна корелация между слънчева радиация и осветеност. За да се получи достоверна и подробна информация е създадена система за измерване на слънчевата радиация и осветеността в 6 равнини. Използвани са 6 броя сензори TSL2561 свързани към компютърна система. Сензорите имат два канала с различна спектрална чувствителност и вградени 16 разрядни аналогово-цифрови преобразуватели. Сензорите са монтирани на покрива на НИЛ "Осветителна техника" и са ориентирани така, че да се измерва осветеността и слънчевата радиация в 4 вертикални равнини в посока изток, запад, север, юг и в една хоризонтална равнина. Допълнителен сензор е монтиран под ъгъл спрямо хоризонта от 30 градуса. Сензорите се четат непрекъснато и измерените стойности се осредняват за интервал от 5 минути. Резултатите се записват във файл на свързан към тях компютър.

Ключови думи: слънчева радиация, естествена осветеност, измерване

COMPUTER SYSTEM FOR THE STUDY OF SOLAR RADIATION AND THE NATURAL ILLUMINATION

Krasimir Velinov, Rosen Stefanov, Vladimir Vasilev, Svetlana Velinova

University of mining and geology "St. Ivan Rilski", E-mail: candela@mail.bg; <http://lighting-bg.eu/>

ABSTRACT: Knowing the natural course of sunshine is an important prerequisite for precise design of photovoltaic plants and design of light openings (windows) of buildings. Unfortunately, the information in this field is very scarce. There are years of research on meteorological office, but they concern only the solar radiation on a horizontal plane. At the same time in separate regions of the country during the annual solar radiation in the section is very different. On the other hand no data on the course of natural light, and there is no clear correlation between solar radiation and light. To obtain reliable and detailed information is a system for measuring solar radiation and brightness 6 plains. Used 6 TSL2561 number of sensors connected to a computer system. The sensors have two channels with different spectral sensitivity and integrated 16 discharge analog-to-digital converters. The sensors are mounted on the roof of the Labor "Lighting" and are oriented so as to measure luminance and solar radiation in four vertical planes to the east, west, north, south and in a horizontal plane. A further sensor is arranged at an angle to the horizontal of 30 degrees. The sensors are read continuously measured values are averaged for an interval of five minutes. The results are saved to a file on a computer connected to them.

Key words: solar radiation, natural light, measurement

Въведение

Изчерпването на енергийните ресурси и все по-голямото замърсяване на планетата от използването на фосилните горива подтиква към прилагането на възобновяеми и "зелени" енергийни източници. Такъв вид енергия е енергията на слънцето. Тя обаче не е безплатна. За да се използва, е необходимо да се направят определени инвестиции. Срокът на откупуване на тези инвестиции зависи в най-голяма степен от интензивността на слънчевото греене. От особено значение е точното познаване на хода на слънчевото греене в годишен разрез за съответното географското място.

В Минно-геоложкия университет «Св. Иван Рилски» от дълги години се води обучение на студенти по дисциплината "Възобновяеми източници на енергия". В нея се изучава и проектиране на инсталации за оползотворяване на слънчевата енергия. Познването на естес-

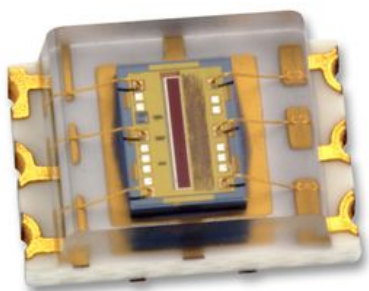
твения ход на слънчевото греене е важна предпоставка за точното проектиране на фотоволтаични централи и оразмеряване на светлинните отвори (прозорците) на сградите. За съжаление информацията в това направление е недостатъчна. В (Лингова) е публикувана обобщена информация за Република България за период от 100 години. Тези данни не са достатъчни за точното оразмеряване на слънчева инсталация. За да се получи достоверна и подробна информация, е създаден стенд за измерване на слънчевата радиация и осветеността в 6 равнини.

Описание на системата за събиране на данни

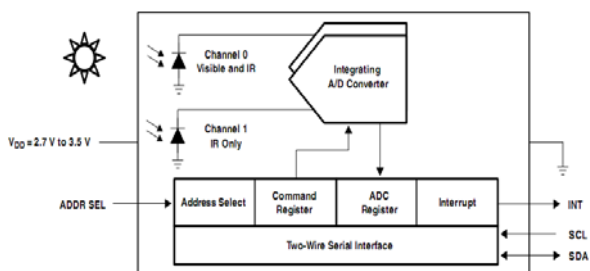
Схемата за управление на стенда е показана на фиг. 3. Тя е максимално опростена чрез използване на паралелния порт на компютъра. Използват се 6 броя сензори TSL2561 (Texas Advanced Optoelectronic Solutions Inc), свързани към компютърна система. Сензорите имат два

канала с различна спектрална чувствителност и вградени 16-разрядни аналогово-цифрови преобразуватели. Сензорите са монтирани на покрива на НИЛ "Осветителна техника" и са ориентирани така, че да измерват осветеността и слънчевата радиация в 4 вертикални равнини в посока изток, запад, север, юг и в една хоризонтална равнина. Допълнителен сензор е монтиран под ъгъл спрямо хоризонта от 30 градуса. Сензорите се четат непрекъснато и измерените стойности се осредняват за интервал от 5 минути. Резултатите се записват във файл на свързан към тях компютър.

Използваните сензори представляват микропроцесор-ни прибори с вградени 16-разрядни АЦП и вграден програмируем предусилвател на 16 (фиг. 1).



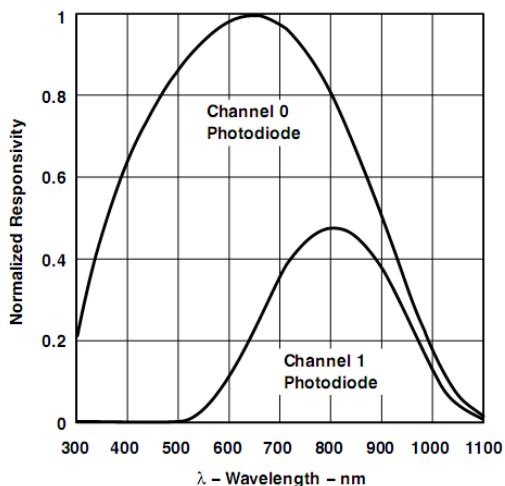
Фиг. 1а. Външен вид на фотоприемника



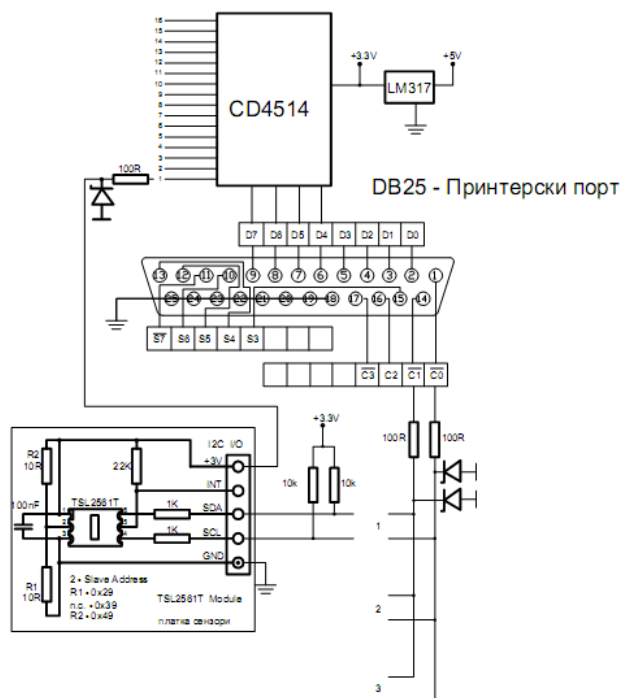
Фиг. 1б. Вътрешна структура на фотоприемника

Всеки сензор за осветеност съдържа два канала с аналогово-цифров преобразувател, който интегрира тока от два фотодиода. Комуникацията с устройството се осъществява чрез стандартна двупроводна линия по I²C серийна шина. Всяко устройство съчетава един фотодиод с широк спектрален диапазон (видима плюс инфрачервена светлина) и един инфрачервен фотодиод върху CMOS интегрална схема, способни да осигурят спектрална чувствителност, близка до човешкото око с ефективен 20-битов динамичен обхват (16-битова резолюция) (фиг. 2). От тези два цифрови сигнала може да се получи следната информация:

- осветеността в съответната равнина чрез емпирична формула, която осигурява спектрална чувствителност, близка до тази на човешкото око;
- количеството на слънчевата радиация, попаднала на единица площ;
- количество на радиацията в инфрачервения спектър.



Фиг. 2. Спектрална чувствителност за всеки от двата канала.



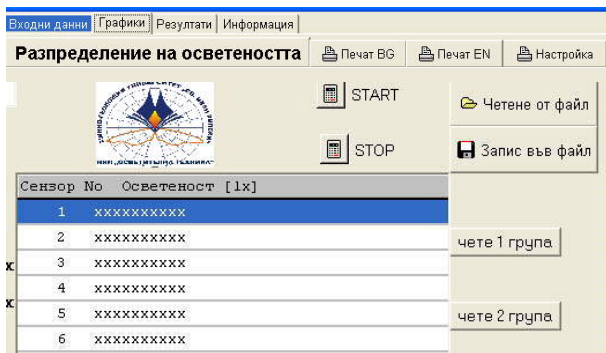
Фиг. 3. Принципна електрическа схема.

Програмно осигуряване

За извършване на измерванията и обработка на резултатите е съставен подходящ софтуер. Програмите за управление и регистрация на данните от измерванията са написани на DELPHI. Резултатите от измерванията се записват във файл и се генерира протокол, даващ информация за следните параметри:

- реализирана средна осветеността в съответната равнина;
- количество на слънчевата радиация, паднала на единица площ;
- количество на радиацията в инфрачервения спектър.

На фиг. 4. е показан екранът за управление на измерванията. Средата за работа е визуална.



Фиг. 4. Главен екран на програмата

Резултати

Предназначението на създадената система е да работи в продължение на години и да натрупва и обработва информация за слънчевото греене. Това ще позволи да се разполага с ценна статистическа информация в дългосрочен разрез. Обработката на тези данни ще даде възможност за извършване на уникални изследвания.

Получените резултати ще послужат за обучение на квалифицирани специалисти в областта на осветлението и възобновяемите източници.

Литература

- Лингова С., Радиационен и светлинен режим на България. София, 1981. Изд. на БАН.
- Texas Advanced Optoelectronic Solutions Inc, TSL2561, LIGHT-TO-DIGITAL CONVERTER
- Velinov K., P.Velinova, Goniophotometer with large number of digital photo sensors. LuxJunior 2013, 11. Internationales Forum fur den lichttechnischen Nachwuchs 23-27.09.2013, Dornfeld/Ilmenau.
- Велинов К., Пускови характеристики на светлинни източници. Годишник на МГУ "Св. Иван Рилски", 2013 г. Том 56, св. III, стр. 22-25.

Алексиев П., К. Велинов, Х. Василев, Актуални проблеми на енергийно ефективно улично осветление, V научна конференция ЕФ 2013, Созопол 02.09–03.09.2013.

Велинов К., В. Войводов, Използване на естествената светлина при осветление на пътни тунели със световоди, Национална конференция по осветление с международно участие BullLight 2014, 10–13 юни 2014, Созопол, България.

Велинов К., Р. Стефанов, Използване на фотоволтаични панели за осветление на пътни тунели, Национална конференция по осветление с международно участие BullLight 2014, 10–13 юни 2014, Созопол, България

Александров Н., К. Велинов, Еталон за светлинен поток в БИМ, Национална конференция по осветление с международно участие BullLight 2014, 10–13 юни 2014, Созопол, България.

Флориан Б., К. Велинов, Н. Александров, Изследване на колориметричните характеристики на светодиодни източници, Национална конференция по осветление с международно участие BullLight 2014, 10–13 юни 2014, Созопол, България.

Велинов К., В. Василев, Изследване на влиянието на геометричните параметри и нормативните ограничения върху оптималното светлоразпределение на улични и тунелни осветители, Национална конференция по осветление с международно участие BullLight 2014, 10–13 юни 2014, Созопол, България.

Велинов К., Р. Стефанов, В. Василев, Състояние и перспективи за развитие на светодиодното осветление в България, Годишник на МГУ "Св. Иван Рилски", 2014 г. Том 57, св.3, стр. 58-62

Велинов К., В. Войводов, Модернизация на кълбов фотометър с цифрови фотосензори. Годишник на МГУ "Св. Иван Рилски", 2012 г. Том 55, св. 3, стр. 22-25.

Договор МЕМФ 136 (по чл. 4, ал. 2 от Наредба № 9 на МОН), "Изследване на слънчевата радиация и естествената осветеност".

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Електрификация на минното производство“.

ПОТЕНЦИАЛНИ ВЪЗМОЖНОСТИ ЗА ИКОНОМИЯ НА ЕЛЕКТРОЕНЕРГИЯ ЗА ОСВЕТЛЕНИЕ ПРИ ПЪТНИ ТУНЕЛИ В РЕПУБЛИКА БЪЛГАРИЯ

Росен Стефанов, Красимир Велинов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: candela@mail.bg; <http://light-bg.eu/>

РЕЗЮМЕ: В доклада са обследвани енергийните разходи на около 40 пътни тунела на територията на Република България. За осветлението на адаптацията и преходната зона на входа на всеки от тези тунели са необходими от 20 - 80kW. И това е само за едната тръба на тунела. В същото време висока адаптивна яркост е необходимо да се постига при силно слънчево греене. При ниска външна яркост не е необходимо осветителите във входната зона да работят на пълна мощност. На практика силата на светене на тези осветители трябва да бъде пропорционална на външната осветеност. В доклада се предлага адаптивното осветление да се захранва от енергия, генерирана от фотоволтаични панели, монтиране пред входа на тунела. Извършени са икономически изчисления за капиталните разходи и срока на откупуване на направените капиталовложения.

Ключови думи: естествена осветеност, соларни панели, светодиодно осветление, пътни тунели

POTENTIAL FOR ENERGY SAVING LIGHTING IN ROAD TUNNELS IN THE REPUBLIC OF BULGARIA

Rosen Stefanov, Krasimir Velinov

University of mining and geology "St. Ivan Rilski" E-mail: candela@mail.bg, <http://light-bg.eu/>

ABSTRACT: The report investigated the energy costs of about 40 road tunnel on the territory of the Republic of Bulgaria. For illumination of the adaptation and the transition zone at the entrance of each of these tunnels are needed 20 - 80kW. And only one tunnel tube. At the same time, high brightness adaptation should be achieved in the strong sunshine. At low external brightness is not necessary luminaires in the entrance area to operate at full power. In practice, the light output of these lamps must be proportionate to the external illumination. The report offers adaptive lighting to be powered by energy generated by photovoltaic panels installed at the entrance of the tunnel. Economic calculations are made for capital costs and payback period of the costs incurred.

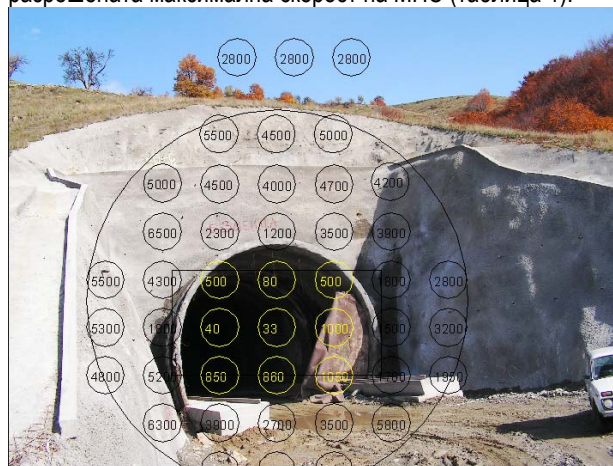
Keywords: natural lighting, solar panels, LED lighting, road tunnels

Въведение

Осветителната уредба на пътен тунел е сложно съоръжение. При проектирането ѝ трябва да се съобразяват много и сложни изисквания (CEN CR 14380). За осигуряване на висока безопасност на движение на МПС при преминаване през пътен тунел от особено значение са количествените и качествените светлотехнически параметри, които се реализират във входните и преходните зони на тунела. Правилният им избор е определящ както за безопасността на движение при навлизане в тунела, така и за изграждането на високоефективна и икономична осветителна уредба. Определящо значение при избора на тези параметри има яркостта (L_{20}) в така наречената "зона на приближаване" на водача на МПС, която до голяма степен определя адаптивната яркост (L_{th}) във входната зона на тунела (CIE Technical Report, 1990). Най-тежкият случай е при ясен слънчев ден през зимата и наличие на снежна покривка (фиг. 1).

В зависимост от яркостта в "зоната на приближаване" (L_{20}), както и от такива показатели като допустима скорост на движение, интензивност на движението и други се определя яркостта, която трябва да се реализира във входната зона на тунела L_{th} . Съотношението на яркостите

L_{th}/L_{20} е в границите от 5 до 10% в зависимост от разрешената максимална скорост на МПС (таблица 1).

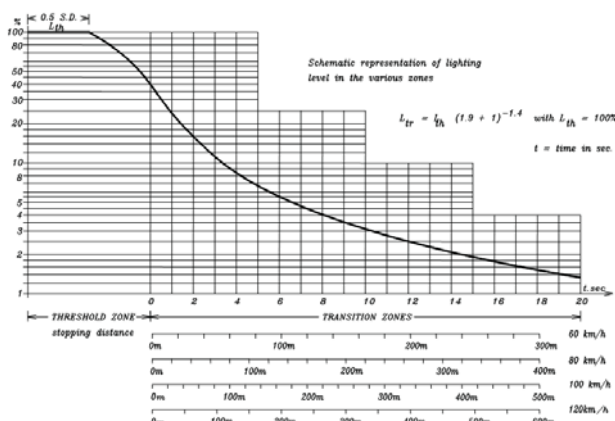


Фиг. 1. Измерена яркост L_{20} в зоната на приближаване на пътен тунел.

Таблица 1.

Скорост, km/h	L_{th}/L_{20}
≤ 60	0,05
80	0,06
120	0,10

Преминаването на водача на МПС през тунела е свързано с голямо натоварване на зрителния анализатор. Натоварването се определя от бързата преадаптация на окоето от високата яркост пред входа на тунела до яркостта на вътрешнотунелната зона (фиг. 2).



Фиг. 2. Криви на минимална яркост, гарантиращи влизането в тунела, според препоръката на CIE

В зависимост от горните условия яркостта във входната зона трябва да бъде от 90–250cd/m². Реализирането на толкова висока яркост и то по протежение на 100–200m тунел изисква инсталирането на голяма мощност на осветителната уредба.

В настоящия доклад е направен преглед на съществуващите пътни тунели в Република България и потенциалните възможности за икономия на енергия при замяна на съществуващата осветителна инсталация на адаптацията и преходна зона на тези тунели с нов тип светодиодно осветление, както и захранването му от възобновяеми източници на енергия.

Обследване на осветлението на пътни тунели в България

При направено проучване на осветителни уредби на приблизително 40 пътни тунели (Велинов К., Р. Стефанов, 2014) се установява, че необходимата мощност за осветлението на адаптацията и преходната зона на входа на тунела е в границите от 20-120kW. Годишната използваемост на максималния товар е 2500 часа, което съответства на 50 000 до 275 000kWh годишен разход на електроенергия. Този разход е в дневната и върховата зона на потреблението, което съответства при сегашни цени на електроенергията от 10 000 до 55 000лв. годишно. И това е само за едната тръба на тунела.

В същото време висока адаптация яркост е необходимо да се постига при силно слънчево греене. При ниска външна яркост не е необходимо осветителите във входната зона да работят на пълна мощност. На практика силата на светене на тези осветители трябва да бъде пропорционална на външната осветеност. Това е идеална предпоставка адаптацията осветление да се захранва от енергия, генерирана от фотоволтаични панели, монтирани пред входа на тунела. При подходяща система на захранване на осветителите няма да е необходима и отделна система за управление, тъй като яркостта във

входната зона ще бъде пропорционална на слънчевата радиация.

Таблица 2.

Пътен тунел	kW
1. ПТ "Витиня"- АМ "Хемус"	122.0
2. ПТ "Топли дол"- АМ "Хемус"	122.0
3. ПТ "Ечемишка"- АМ "Хемус"	122.0
4. ПТ "Правешки ханове"- АМ "Хемус"	122.5
5. ПТ "Траянови врата"-АМ "Тракия"	122.5
6. ПТ "Мало Бучино"- АМ "Люлин"	74.0
7. ПТ "Среден тунел"- АМ "Люлин"	72.6
8. ПТ "Голямо Бучино"- АМ "Люлин"	74.0
9. ПТ "Кашана" – път Пирдоп - Етрополе	15.8
10. ГТ "Люлин"	44.9
11. ГТ "Под НДК" *	44.9
12. ГТ "Обеля" – Кара	32.9
13. ГТ "бул. България – Гешов"	28.3
14. ГТ "Подлез Печатница"	22.8
15. ПТ при гр. Ловеч	24.2
16. ПТ на път III-35 м/с. Грохотно и гр. Девин	33.5
17. ПТ на път I-1/Е-79/ гр. Дупница	41.2
18. ПТ "Конника" на път II-86 гр. Асеновград - с. Бачково	33.5
19. ПТ "Мъртвица-4 на път II-86 гр. Асеновград - с. Бачково	33.5
20. ПТ "Рибарника" на път II-86 с. Бачково – с. Наречен бани	18.5
21. ПТ на път III-866 с. Михалково – гр. Кричим	33.5
22. тунел при с. Лясково	28.7
23. ГТ гр. Пловдив – под пощата	30.4
24. ГТ гр. Пловдив – под тепето	28.0
25. ПТ №1 на път I-5 гр. Русе-гр. В. Търново – обходен път В. Търново	33.5
26. ПТ №2 на път I-5 гр. Русе-гр. В. Търново – обходен път В. Търново	33.5
27. ПТ "Железница" на път I-1/Е-79	25.2
28. ПТ "Кресна" на път I-1/Е-79	26.4
29. ПТ при ГКПП "Илинден" на път II-19	21.4
30. III-5004 "Обход на град Габрово", Пети етап, Тунел № 1, от км. 22+720 до 22+880	65.1
31. III-5004 "Обход на град Габрово", Пети етап, Тунел № 3, от км. 27+800 до 28+040	65.1
32. III-5004 "Обход на град Габрово, Трети етап, Тунел № 1,	65.1
33. Тунел под връх Шипка	73.5
34. "АМ Хемус" (А2), Тунел при км 91+044.00	72.0

В таблица 2 са събрани данни за инсталираната мощност на адаптацията осветление на повечето пътни тунели в България. Общата мощност на осветлението е 1807kW.

Оценка на ефекта от икономия на енергия

От направено заснемане на режима на работа на пътните тунели, се установява, че годишната използваемост на максималния товар е 2500 часа. При 1800kW инсталирана мощност в адаптацията зона, годишният разход на енергия възлиза на 4500MWh. При цена на

енергията за осветление средно 190лв. за MWh (каквато е сегашната цена на енергията за тези обекти), годишният разход за електроенергия е 855 000 лева. В момента разходите за изграждане на фотоволтаичен генератор, който да захранва адаптационното осветление на тунела, са около 2.20 лева/W (не се налага акумулиране на енергията и няма връзка с енергийната система). За да се изградят такива инсталации за всички пътни тунели в България, ще са необходими около 4 млн. лева. Срокът за откупуване на тези капитални вложения е 4.5 години при просто откупуване и около 6 години при отчитане на нетна настояща стойност. При срок на експлоатация от 17 до 30 години на такива инсталации, направената инвестиция е ефективна.

Литература

- CEN CR 14380, 2003 "Lighting applicatiopon – Tunnel lighting".
- CIE. Technical Report, Guide for the Lighting of Road Tunnels and Underpasses. Publication № 88, 1990.
- Норми за проектиране на пътни и железопътни тунели, 1988.
- Велинов К., Р. Стефанов, Използване на фотоволтаични панели за осветление на пътни тунели. Национална конференция по осветление с международно участие BuLight 2014, 10–13.06.2014, Созопол, България.
- Велинов К., Х. Христов, Н. Лазарова. Енергоэффективна осветителна уредба. "Енергетика", София, бр.1/2000.
- Христов Х., К. Велинов, М. Шаферски. Нови осветителни уредби с автоматично управление в пътните тунели "Железница" и "Кресна" от международен път Е97. "Пътища", София, бр.1/2002.
- Василев Хр., Хр. Христов, К. Велинов, Новото в европейските препоръки към осветителните уредби в пътни тунели и приложението им българската практика, сп. „Пътища”, 2004/4, стр.15.

Василев Хр., К. Велинов, Хр. Христов, Нова тунелна осветителна уредба с плавно регулиране на яркостта на входната зона. Сборник с доклади на XII национална конференция по осветление с между-народно участие „Осветление 2004”, 15–17.06. 2004, Варна, България, стр. 81.

Велинов К., Eptun 2.1, Програмен продукт за проектиране на тунелни осветителни уредби. СД "Електро-програма", София 1995, <http://lighting-bg.eu/>

Велинов К., Идеен проект за доизграждане на автомагистрала „Хемус“ (етап 1), участък 1 от АМ "Хемус" (А2) Ябланица до път III-307, Тунел при км 91+044.00

Велинов К., Работен проект за осветителната и електрическата инсталация за ОБЕКТ: Збр. пътни тунели по "Магистрала - Люлин" при "Мало Бучино", "Среден тунел" и "Голямо Бучино".

Велинов К., Обект: III-5004 "Обход на град Габрово" Подобект: Реконструкция на пътни тунели от км. 20+120 до км. 30+673, (тунели № 1, 3, 4 и 5) и тунел № 1 от км. 12+420 до км. 13+020.

Велинов К., Работен проект: Изместване на съществуващ път III-868 „Девин – Михалково”, Тунел при с. Лясково.

Велинов К., Работен проект: А2–АМ "Хемус" тунел Ечемишка. Извършване на ремонтновъзстановителни работи от км 33+670 до км 34+422.26

Велинов К., Работен проект на тунелна осветителна уредба на тунел в гр. Пловдив "бул. Гладстон - под пощата", дог No 6191-10.

Велинов К., Работен проект на "Осветление на тунел" на подобект "Рехабилитация и доизграждане на директна връзка 3 между кръстовище с ул. "Д-р Москов" и "Източен пътен надлез".

Велинов К., Проектиране на тунелна осветителна уредба на пътен тунел "Ловеч – Троян", дог. № 04/1999 СД "Електропрограма"

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Електрификация на минното производство”.

СВЕТОДИОДНА ОСВЕТИТЕЛНА УРЕДБА ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ НА ФОТОСИНТЕЗАТА

Светлана Велинова

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: svetliv@mail.bg; http://light-bg.eu/

РЕЗЮМЕ: За да се осъществи фотосинтеза при растенията, е необходимо да се достигне критично ниво на осветяване. За разлика от възприемане на светлината при човешкото око, което има максимална чувствителност при 555nm, фотосинтезата при растенията има максимална ефективност при облъчване със синя и червена светлина. В доклада се описва осветителна уредба, с която може да се изследва влиянието на светлина с различна дължина на вълната върху ефективността на фотосинтезата. Осветителната уредба е съставена от 18 светодиодни модула, всеки излъчващ в тясна област от спектъра. Изследвани са параметрите на модулите – V-A характеристика, спектр на светлината, мощност на излъчване, реализирано облъчване на определено разстояние до растението.

Ключови думи: LED, фотосинтеза, фотосинтетична активна радиация (ФАР), отглеждане на растения, растеж на растенията

LED LIGHTING SYSTEM FOR THE STUDY OF PHOTOSYNTHESIS

Svetlana Velinova

University of mining and geology "St. Ivan Rilski", E-mail: svetliv@mail.bg; http://light-bg.eu/

ABSTRACT: To carry out photosynthesis in plants it is necessary to reach a critical level of illumination. In contrast to the perception of light in the human eye, which has a maximum sensitivity at 555 nm, photosynthesis in plants has maximum efficiency when irradiated with blue and red light. The report describes a lighting apparatus, which can test the effect of light with different wavelengths on the efficiency of photosynthesis. The lighting system consists of 18 LED modules, each emitting in a narrow area of the spectrum. The parameters considered were the modules – V-A characteristic spectrum of the light emission power, irradiation disposed at a certain distance to the plant.

Key words: LED, photosynthesis, photosynthetic active radiation (PAR), growth of plants

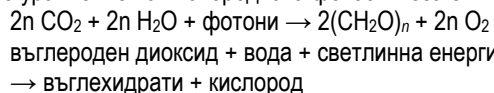
Въведение

Светлината е живот.

Зелените растения ни осигуряват този живот от преди около 2,3 - 3,5 млрд. години, когато чрез цианобактерии се е осъществила първата фотосинтеза в кислородна среда.

Фотосинтезата е физико-химичен процес, при който фотосинтезиращите организми използват светлината, за да синтезират органични съединения с голяма енергия на химичните си връзки. Светлинната енергия се трансформира в химична, а от неорганични вещества H_2O и CO_2 се синтезира глюкоза.

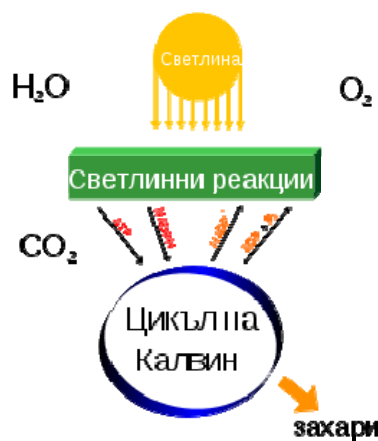
Общото уравнение на кислородната фотосинтеза е:



Отделянето на свободен кислород при фотосинтезата е странично явление с огромни последствия. Така фотосинтезиращите организми са се приспособили да използват слънчевата енергия (E) за окисление на водата до O_2 и да произвеждат аденозинтрифосфат (АТФ) и никотинамид-аденин-динуклеотид-фосфат (НАДФ), а също - да изразходват този АТФ за С-фиксация в цикъла на Калвин.

При висшите растения фотосинтезират листата и стъблата, богати на фотосинтезиращи структури-хлоропласти.

Фотосинтезата (въздушното хранене) се извършва в тилакоидните мембрани на хлоропластите. Независимо че не участват пряко във фотосинтезата, в нея са ангажирани и корените.

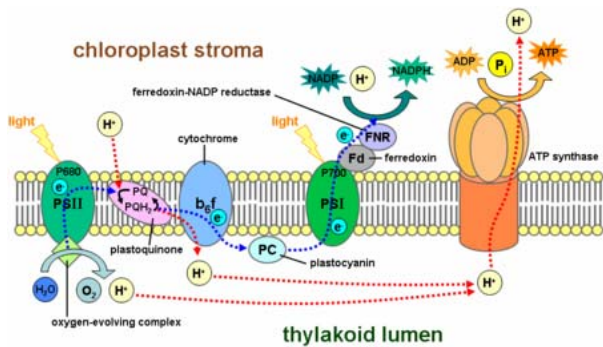


Фиг. 1. Цикъл на Калвин

В хлоропластите се извършва: абсорбция на светлината от хлорофила; трансформация на светлинната E в химична; фиксация и редукция на CO_2 ; фотолиза на водата.

Основна роля във фотосинтезата играят растителните пигменти, изпълняващи ролята на първични акцептори на

светлинните кванти и осъществяващи по-нататъшно превръщане на химичната Е.



Фиг. 2. Схематично представяне на светлинната фаза на фотосинтезата, протичаща в тилакоидната мембрана на хлоропластите.

Растителните пигменти се делят на 4 вида: хлорофили, каротиноиди, фикобилини, антоциани.

Хлорофили - зелени пигменти, открити в листата през 1818г. от Пелетиер и Кавентон. Хлорофилът има циклична структура с няколко активни групи и Mg-йон. В зависимост от наличието на една или друга група съществуват 5 вида хлорофил: хлорофил А (със синьозелен цвят); хлорофил В (жълтозелен); хлорофил С и хлорофил Д - в червени и кафяви водорасли; бактериохлорофил - в серни, несерни пурпурни и зелени бактерии.

Основното свойство на хлорофила е да поглъща избирателно светлинните лъчи - максимум на поглъщане в червената област с дължина на вълната 668nm; способен да флуоресцира – разтворен в органични разтворители излъчва червена светлина.



Фиг. 3. Устройство на хлоропластите.

Каротиноиди – жълто или оранжево оцветени пигменти (около 300 вида). Във фотосинтетичния апарат на висшите растения 98% от жълтите пигменти са каротиноиди. В зависимост от това дали съдържат кислород или не се делят на:

- каротини - безкислородни съединения с двойни връзки; ликопини; γ - каротини.

Двойните връзки в молекулите им придават жълт цвят.

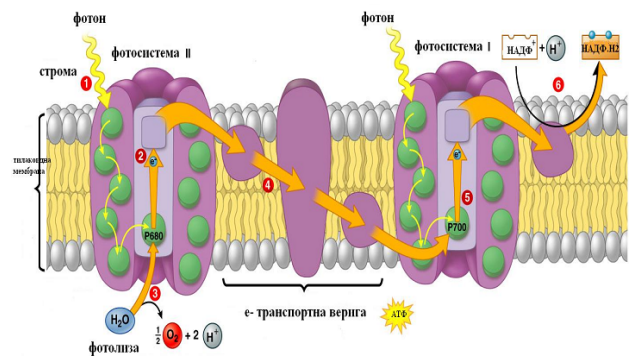
- ксантофили - с кислород в хидроксилна група;
- α- и β- каротин (с два или три изопренови пръстена).

Значение - каротиноидите предпазват хлорофила от окисление, могат да се превръщат от един вид в друг с участие на O₂, поглъщат светлината в определен спектър.

Фикобилини – съдържат се в морските червени, криптофитови водорасли (фикоеритрин), цианобактериите и някои синьозелени водорасли (фикоцианин). Разтворими във вода, полициклични съединения, предават погълнатите кванти светлина на хлорофила в зеления и жълтия спектър. Така морските водорасли могат да поглъщат по-дълбоко достигащата зелена светлина и да я използват за фотосинтеза.

Антоциани – водоразтворими пигменти, разположени в клетъчния сок. Оцветяват растителните части в лилаво, червено, кафяво през есента и при ниски температури.

Процесът на поглъщане на светлина става в рамките на две специализирани биологични единици, наречени **фотосистеми** (I и II). В състава на всяка фотосистема има: множество пигментни молекули групирани в **светлосъбиращ комплекс** (ССК); един **реакционен център**, представляващ белтъчен комплекс и специална пигментна молекула; както и множество спомагателни компоненти.



Съвместно действие на ФС I и ФС II

Фиг. 4. Съвместно действие на фотосистеми I и II.

Роберт Емерсън открива наличието на две реакции, които са светлинно зависими, но изискват различни дължини на вълната. С червена светлина реакциите от светлинната фаза на фотосинтезата са подтиснати, но когато синя и червена светлина се комбинират, скоростта на процеса значително нараства. Обяснението е в наличието на различни абсорбционни максимуми, характерни за съответните реакционни центрове на двете фотосистеми. Фотосистема II има абсорбционен максимум около 680nm, докато фотосистема I - около 700nm. Заклученията от подобни експерименти показват, че ефективността на процеса е максимална, когато двете фотосистеми получават еднакво количество енергия от двете дължини на вълната.

Ефективността на преобразуване на енергията на светлината в химична енергия при растенията се изчислява между 3 и 6%. Същинската ефективност на фотосинтезата варира значително при изменения в светлинния спектър, интензитета на светлината, температурата и концентрацията на въглероден диоксид, като границите на изменение на ефективността са между 0,1 и 8%.

При постоянна температура скоростта на въглеродната фиксация зависи от светлинния интензитет, като първо-

начално скоростта нараства с увеличаване на интензитета на светлината. Друг съществен елемент, що се касае до светлинните изисквания на фотосинтетичния процес, е светлинният спектър - при различните растения има ясна и точна зависимост между интензитета на фотосинтетичния процес и дължината на вълната на поглъщаната светлина.

Като източник на Е се използва видимата част от светлинния спектър и част от ултравиолетовата и инфрачервената област (380 - 750nm), а при бактериите дължината на лъча достига 900nm. Затова тази част от спектъра на слънчевото излъчване (400-700nm) се нарича **фотосинтетично активна радиация** (ФАР). В процеса на фотосинтезата практически се използва едва 1-3% от ФАР. Обикновено ФАР се изразява в μmol фотони $\text{m}^{-2}\text{s}^{-1}$ и се изчислява по следната формула:

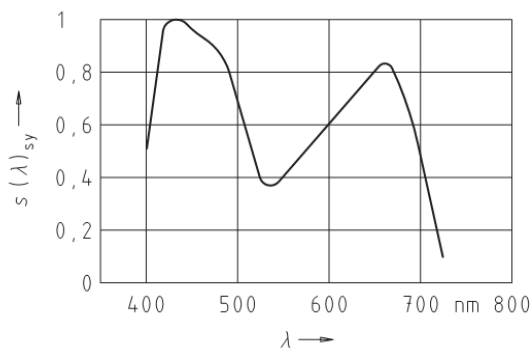
$$E_{\text{phot}} = \frac{1}{h \cdot c} \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} E(\lambda) \cdot \lambda \cdot d\lambda \quad (1)$$

където: $E(\lambda)$ е измереното спектрално разпределение на лъчистия поток, W ;

$\lambda_{1,2}$ – диапазон на дължината на вълните;

h – константа на Планк = $6.626 \times 10^{-34} \text{J}\cdot\text{s}$;

c – скорост на светлината във вакуум $299\,792\,458 \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$.



Фиг. 5. Ефективен спектър на фотосинтезата $S(\lambda)_{sy}$ съобразно DIN 5031-10

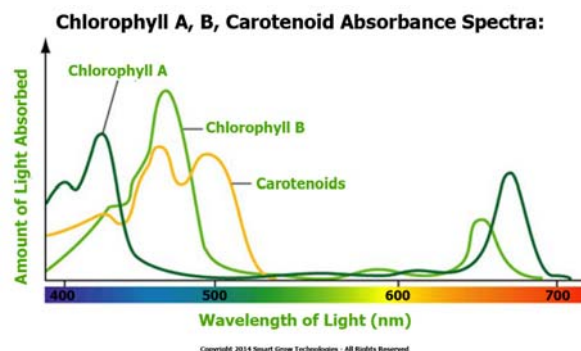
Възможно е също така и да се изчисли и ефективната ФАР, като стойностите за $S(\lambda)$ се вземат от DIN 5031-10:

$$E_{\text{photbiol}} = \frac{1}{h \cdot c} \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} E(\lambda) \cdot s(\lambda) \cdot \lambda \cdot d\lambda \quad (2)$$

Известно е, че фотосинтезата е активна в областта на червените и сините лъчи. (За сравнение: човешкото око има максимална чувствителност в жълто-зеления обхват, около 555 нанометра.)

Сините и червените лъчи оказват влияние върху фотосинтезата директно и индиректно. Сините фотони (70ккал/мол) имат енергия около 1.5 пъти повече от червените (40ккал/мол). Съгласно квантовата теория, след като един фотон избива само един електрон от пигментната молекула, то при сините се губи повече непроизводителна енергия. Установено е, че при нормална осветеност с еднаква по енергия синя и червена светлина, фотосинтезата е по-ефективна при червените лъчи. Това

може да се обясни с факта, че при еднаква Е повече червени кванти ще паднат върху листата и съответно повече пигментни молекули ще се възбудят.



Фиг. 6. Спектрална чувствителност при фотосинтезата (части от светлинния спектър, използвани от пигментите във фотосинтезата).

При високо ниво на осветеност, обаче, преимущество имат сините лъчи, тъй като те активират белтъчната синтеза и това оказва стимулиращ ефект върху карбоксилиращите ензими, докато червените лъчи - засилват образуването на въглехидрати. Прибавянето на синя светлина (около 20%) към червената, усилва значително фотосинтезата и може да се използва в оранжерийното производство.

Качественият състав на светлината през деня се изменя. Обикновено червените лъчи имат голям дял при малък ъгъл на падане (сутрин и вечер), когато делът им достига до 2/3 от ФАР. При растенията от умерения пояс съществуват два пика на фотосинтезата – преди обяд и около 16 ч.

Фотосинтезата доставя храна и необходимия за дишането кислород на всички организми. Благодарение на фотосинтезата са се образували каменните въглища. Целият енергиен баланс на биосферата се дължи на този процес. В резултат на фотосинтезата върху земната повърхност ежегодно се натрупват 382 млрд. т. органична материя - 99% от земната биомаса е получена в резултат на фотосинтезата. За производството на тази биомаса от атмосферата се поглъщат 68 млрд. т. CO_2 , а заедно с морските растения - 398 млрд. т. Въпреки голямата консумация на CO_2 , неговото количество в атмосферата остава постоянно - 0,03%, което се дължи на противоположния процес – дишане.

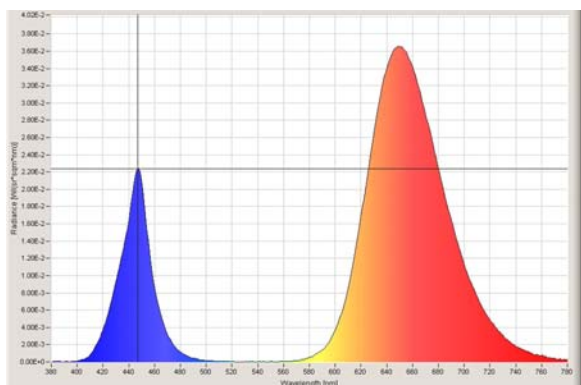
С изобретяването на електрическата крушка към края на 19 век и с употребата на електрическия ток за изкуствено осветление човечеството е извоювало реална възможност да "удължи" деня или направо да го "доведе" там, където никога досега не го е имало – под водата, под земята и на места, където не е стъпвал човешки крак. На теория фотосинтезата може да се осъществява и на светлината на запалена свещ, затова и още със започването на първите космически програми са правени опити за отглеждането на растения в изцяло изкуствена и контролирана среда, което включва, разбира се, и използването на изкуственото осветление като основен или допълнителен източник на светлина.

Отглеждането на растения на изкуствена светлина в последните години добива особена популярност. Това е

икономически изгодно за места със слабо слънчево греене – през зимните месеци или на места над 50-ия паралел. Дори в условията на нашата страна през зимните месеци е изгодно да се отглеждат някои зеленчуци на изкуствено осветление. Интерес представява също и отглеждането на растения в космоса - при по-продължително пребиваване извън Земята, където освен за снабдяването с кислород и преработването на въглеродния диоксид на космонавтите ще бъде нужна растителността като храна и място за отмора.

За да се осъществи фотосинтезата, е необходимо да се достигне критично ниво на осветяване. Фотосинтезата при растенията има максимална ефективност при облъчване със синя и с червена светлина.

Реализирането на изкуственото осветление за фотосинтеза може да се осъществи със специални лампи, излъчващи в тази част на спектъра. Водещите производители на светлинни източници произвеждат такива лампи на базата на натриеви лампи с високо налягане или метал-халогенни лампи. В последните години поради бурното развитие на технологиите в областта на светодиодната техника като такива източници на светлина се използват светодиодни осветители. Такъв специализиран светодиоден осветител се предлага и от много фирми. Спектърът на излъчване на този източник е показан на фиг. 7.



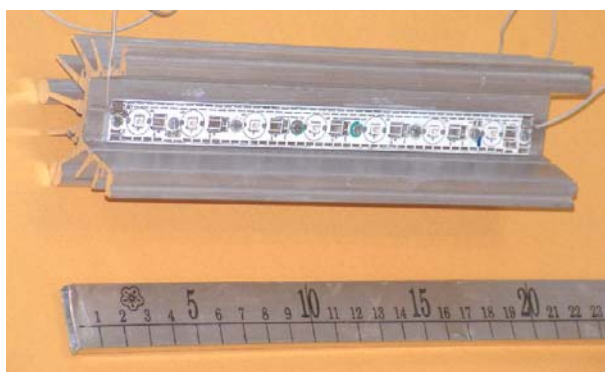
Фиг. 7. Спектър на светодиоден осветител с мощност 40W, предназначен за ефективна фотосинтеза.

Реализация

За да се изследва коя част от спектъра влияе най-силно върху фотосинтезата, е създадена специализирана осветителна уредба. Тя се състои от 18 броя светодиодни осветители, всеки от които излъчва в тясна зона от спектъра (фиг. 8). Всеки осветител се състои от светодиоден модул със 7 броя светодиоди излъчващи в тясна област на спектъра. Изглед на такъв осветител е показан на фиг. 9. Модулът е закрепен на подходящ алуминиев радиатор, осигуряващ охлаждането на светодиодите, като същевременно избраната форма на профила не позволява проникване на лъчи извън зоната на изследваното растение. За стабилизиране на тока през модулите се използва стандартно захранване със стабилизация на тока, който може да бъде регулиран в широки граници.

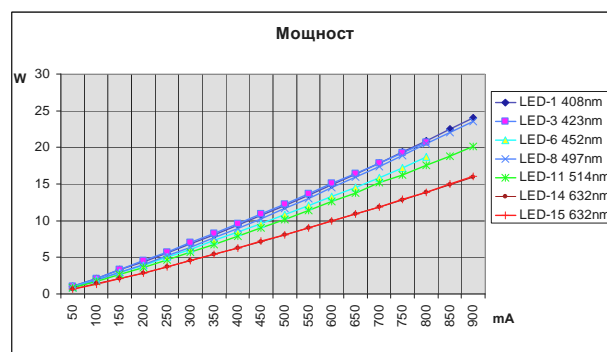


Фиг. 8. 18 броя осветители, всеки от които излъчва в тясна зона от спектъра.



Фиг. 9. Един от светодиодните осветители.

Видът на светодиодите и дължината на вълната на светлината, която излъчват, са посочени в таблица 1, а на фиг. 13 е показан спектърът на тяхната светлина. За да има сравнимост на резултатите, токуй през светодиодите е подбран така, че потребяваната мощност от всеки осветител да е една и съща (фиг. 10). Това се постига чрез промяна на тока на всеки един от осветителите.



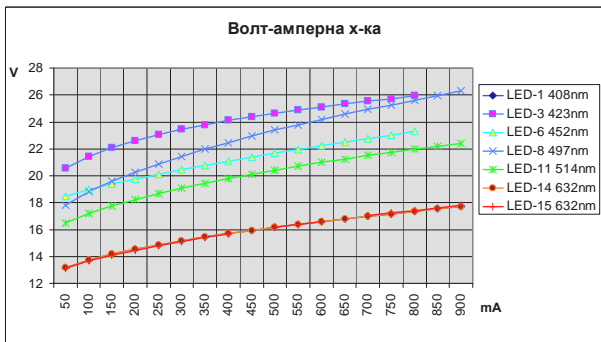
Фиг. 10. Зависимост на мощността на осветителите, излъчващи светлина с различна дължина на вълната.

На фиг. 10 е показана измерената волт-амперна характеристика на отделните осветители, излъчващи при различна дължина на вълната. На фигури 11, 12 и 13 за прегледност са показани резултатите само на 7 от 18-те осветителя, като са подбрани такива с характерна дължина на вълната на излъчената светлина (т.е. от различни части на спектъра).

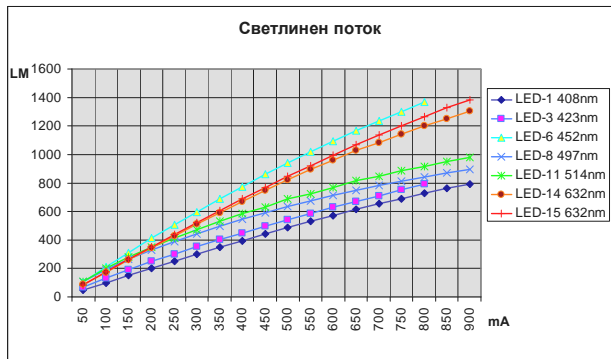
Таблица 1

LED №:	Светодиод тип	nm
1.	INDIGO BLUE	402 +/-3
2.	INDIGO BLUE	407 +/-3
3.	DEEP BLUE	422 +/-2
4.	DEEP BLUE	427 +/-2
5.	ROYAL BLUE	452 +/-2
6.	ROYAL BLUE	457 +/-2
7.	BLUE 1	462 +/-2
8.	BLUE 2	472 +/-2
9.	CYAN 1	497 +/-2
10.	CYAN 2	502 +/-2
11.	GREEN 1	522 +/-2
12.	GREEN 2	527 +/-2
13.	AMBER	592 +/-2
14.	RED 1	616 +/-3
15.	RED 2	625 +/-5
16.	TRUTH RED 1	652 +/-2
17.	TRUTH RED 2	663 +/-2
18.	DEEP RED	730 +/-10

За да има сравнимост на резултатите от различните лампи от фиг. 10, се отчита с какъв ток трябва да се захранят отделните светодиодни модули, така че мощността подавана към тях да бъде една и съща. Различията в мощностите се получават от различието на волт-амперните характеристики за диодите, излъчващи в различна част на спектъра (фиг. 11).

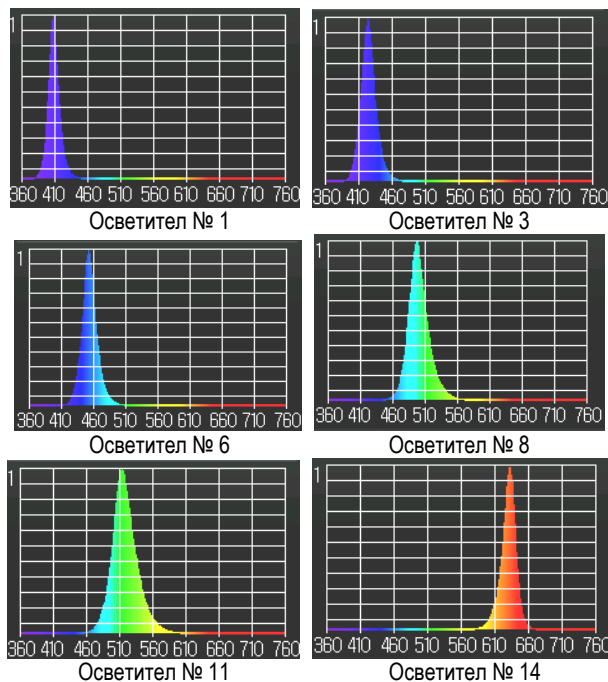


Фиг. 11. Волт-амперна характеристика на осветители, излъчващи светлина с различна дължина на вълната.



Фиг. 12. Зависимост на светлинния поток на осветители с различна дължина на вълната.

На фиг. 12 е заснета характеристиката на промяна на светлинния поток на модулите, излъчващи в различна част от спектъра. В случая интерес представлява фото-синтетично активната радиация, изчислена по (1) или (2).



Фиг. 13. Спектър на излъчване на осветителите.

Осветителите, показани на фиг. 8, са монтирани на стойки на височина около 30cm над контейнерите с растения. Под всеки осветител могат да се разположат по две кофички с посадени около 10–20 растения. Като контролни проби ще се заложат още две опитни постановки: едната от 4 контейнера, осветявани с лампата за ефективна фотосинтеза, спектърът на която е показан на фиг. 7; втората – също от 4 контейнера ще се осветява от естествена светлина. Измерването на нивото на фотосинтетично активната радиация се извършва със спектрометри Specbos 1201, включен в режим за измерване на осветеност.

С помощта на тази уредба се цели да се изследва влиянието на отделни части от спектъра на светлината върху количествените и качествените характеристики на фотосинтезата при различни видове растения, като същевременно се проследяват техните растеж и развитие. Като обекти за изследване са избрани следните видове: салата (*Lactuca sativa*), босилек (*Ocimum basilicum*), карамфил (*Dianthus caryophyllus*), домати (*Solanum lycopersicum*). Предвижда се да се проследяват и измерват следните показатели:

- свежо и сухо тегло на надземната част на растенията;
- морфологични показатели: височина на растенията; развитие на листната маса; брой развити листа; дължина на стъблото; дължина и ширина на листата;
- съдържание на фотосинтетично активни пигменти.

След провеждането на проучвания върху влиянието на отделните части на светлинния спектър върху растежа и развитието на растенията е целесъобразно да се проведат и проучвания върху такива при комбинация от съвместното осветяване със светлина с различни спектри, както и проучване на светлинните режими по време и честота на редуване на светла и тъмна фаза.

Литература

- Илиева М.О., В. Илиева, LED-облъчвателни уреди за растениевъдството, XV Нац. конференция с международно участие BullLight, България, 2014, с. 184-187.
- Раданова С., Физиология на растенията, <http://www.silvia-radanova.com/wp-content/uploads/2012/08/fiziologia-na-rasteniata-lecii.pdf>
- Машков П., Б. Гьоч и др., Спектрални характеристики и термични изследвания на светодиодна лампа, XV Нац. конференция с международно участие BullLight, България, 2014, с. 53-57.
- Илиева И., Й. Найденов и др., Влияние на съотношението зелена/синя светлина върху физиологията на листна цикория при RGB осветление, Eighth Scientific Conference with International Participation Space, Ecology, Safety, 4-6,12,2012, Sofia, Bulgaria, pp. 239-243
- Найденов Й., Т. Иванова и др., Растеж на растения в космическа оранжерия "СВЕТ" при флуоресцентни и светодиодни източници на светлина, Fourth Scientific Conference with International Participation Space, Ecology, Nanotechnology, Safety, 4-7, 06, 2008, Varna, Bulgaria, pp. 58-63.
- DIN 5031-10, Deutsche norm, 03, 2000, pp. 16-18
- Operating instructions: Spectroradiometer specbos.1xx1 JET1 LiVal, pp. 49-50.
- Olle M., A. Virsile, The effects of light-emitting diode lighting on greenhouse plant growth and quality, Agricultural and food science, 22, 2013, pp. 223-234.
- Cary A. Mitchell, Arend-Jan Both et al., LEDs: The Future of Greenhouse Lighting!, *Chronica horticultrae*, vol 52, numb 1, 2012, pp. 6-12
- Singh D., C. Basu et al., LEDs for Energy Efficient Greenhouse Lighting.
<http://arxiv.org/ftp/arxiv/papers/1406/1406.3016.pdf>
- Light-emitting diode sole-source lighting effective in bedding plant seedling production,
<http://www.sciencedaily.com/releases/2015/07/150729142020.htm>
- Абаровна С., Фотоиндуцирани структурни и спектрални промени в свойствата на растителни пигменти – автореферат, Физически факултет към СУ "Св. Климент Охридски", София, 2014, ИБФБМИ, БАН.
- Илиева И., Й. Найденов и др., Морфометрични характеристики и фотосинтетична активност на листна цикория при RGB LED осветление, Seven Scientific Conference with International Participation, SES, Sofia, Bulgaria, 29.11-01.12, 2011, pp. 119-124.
- Massa, G. D., J. Emmerich et al., Plant-growth lighting for space life support: a review, *Gravitational and Space Biology* 19(2), 08, 2006, pp. 19-29.
- Bula, R. J., D. Tennessen et al., Light emitting diodes as a plant lightning source, Intern. Lightning in Controlled Environments Workshop, NASA-CP-95-3309, pp. 225-267, 1994.
<http://biology.mcgill.ca/Phytotron/LightWkshp1994/5.11%20Bula/Bula%20text.htm>
- Folta, K., L. Koss et al., Design and fabrication of adjustable red-green-blue LED lights arrays for plant research, *BMC Plant Biology* 5, doi: 10.1186/1471-2229-5-17, 2005
<http://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC1198233/>

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Електрификация на минното производство“.

ИДЕАЛНИЯТ ОТРАЗЯВАЩ РАЗСЕЙВАТЕЛ В КОЛОРИМЕТРИЯТА И ФОТОМЕТРИЯТА – ПРЕДИЗВИКАТЕЛСТВО И РЕАЛИЗАЦИЯ

Божана Ханджиева-Флориан, Гергана Блъскова

Български институт по метрология (БИМ), 1125 София
E-mail: b.florian@bim.government.bg; g.blaskova@bim.government.bg

РЕЗЮМЕ: Представени са актуалните препоръки на CIE относно еталон за коефициент на отражение, приет като идеален отразяващ разсейвател. Показана е историческата перспектива на практическата му реализация, както и използването му за покритие на фотометрични интегриращи сфери. Представени и анализирани са резултати от изследване и измерване в БИМ на налични бели еталони и високоотразяващи материали. Предложени са материали за еталони и покрития в колориметрията и фотометрията съгласно съвременното ниво на технологиите.

Ключови думи: коефициент на отражение, идеален отразяващ разсейвател, фотометрична интегрирана сфера, бял еталон

THE PERFECT REFLECTING DIFFUSER IN THE COLORIMETRY AND PHOTOMETRY – CHALLENGE AND REALIZATION

Bojana Handjieva-Florian, Gergana Blaskova

Bulgarian Institute of Metrology (BIM), 1125 Sofia,
E-mail: b.florian@bim.government.bg; g.blaskova@bim.government.bg

ABSTRACT: The current CIE recommendations on standard of reflectance factor adopted as the perfect reflecting diffuser are presented. A historical perspective of its practical implementation and use to the photometric integrating sphere coating is made. The results of the study and measurement of available white standards and highly reflective materials in BIM are presented and analyzed. Materials and coatings standards in photometry and colorimetry, according to the current level of technology are proposed.

Key words: reflectance factor, perfect reflecting diffuser, photometric integrating sphere, white standard

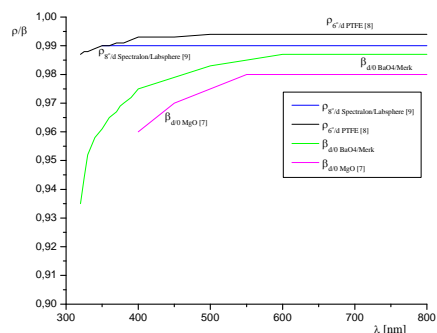
Въведение

Стандартът за бяла повърхнина или еталон за коефициент на отражение (БДС 8.822-81; CIE Publ. 15:2004; IEC 60050; ISO 80000-7:2008), за който се препоръчва идеален отразяващ разсейвател (CIE, 1986) е основен елемент в колориметрията и фотометрията. Той се дефинира като разсейвател с коефициент на отражение единица (CIE Publ. 15:2004).

Идеалният разсейвател е материал, който равномерно отразява целия паднал върху него светлинен поток. Трудността на практика, с която се сблъскват в спектрофотометрията, е, че такива материали в природата не съществуват. Затова идеалният разсейвател в спектрофотометричните измервания се заменя с материал, приближаващ се до него по своите физични свойства. В качеството на така наречени *бели еталони* се използват пресован прах от магнезиев оксид MgO или от бариев сулфат BaSO₄, чийто коефициент на отражение е почти равен на единица и лежи в границите на 0,970 – 0,985, а също и образци за бяла повърхност, за които се използват изготвени по специален начин млечни стъкла.

Опушеният /smoked/ магнезиев оксид е отменен от януари 1969г. (CIE 15.2-1986).

За практически цели еталоните (вторични) за коефициент на отражение, такива като пресован бариев сулфат или PTFE/polytetrafluoroetylen/политетрафлуоро-етилен (известен също с търговските имена Algoflon, Halon, Spectralon) (синтерован политетрафлуороетилен с ниска плътност), трябва да се калибрират като идеален отразяващ разсейвател (CIE, 1979a; CIE, 1979b) за съответната геометрия (CIE Publ. 15:2004).



Фиг. 1. Спектрален коефициент на дифузно отражение /якост/ на високоотразяващи материали.

На фиг. 1 са представени спектралните коефициенти на отражение на известни високоотразяващи материали, като традиционалните - магнезиев оксид MgO и бариев сулфат BaSO₄, така и актуалните от PTFE (CIE Publ. 15:2004; CIE 15.2-1986; Knowles et al., 1951; Weidner et al., 1981; DRA-900/1800/2500, 2009) във видимата част на спектъра.

Определението за идеалния отразяващ разсейвател (CIE Publ.15:2004) почти съвпада с изискванията към "идеалното" покритие на интегриращата сфера или фотометрично кълбо на Улбрихт, широко използвани във фотометрията, които са дефинирани като:

- висока дифузност (ламбертов, т.е. проявява свойства близки до повърхнина на Ламберт (IEC 60050) - създаваща изотропно разсейване, което е еднакво във всички посоки);
- високо отразяващ за всички дължини на вълната;
- с голяма стабилност;
- лесно се нанася;
- лесно се отстранява.

Съгласно Hardy Perrin, Principles of Optics 1934г. важно е боята, с която вътрешността на сфера е покрита, да бъде не само идеално разсейваща, но също така и неселективна, така че многократните отражения вътре в сферата да не променят значително "цвета" на светлината. Боята, която се използва в Bureau of Standards USA /Бюро по стандартизация САЩ/, съдържа цинков оксид за пигмента (Springsteen, 2009).

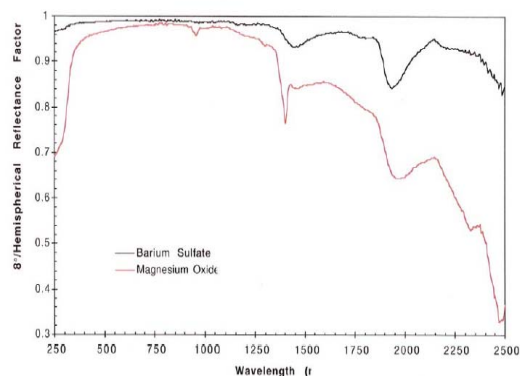
Препоръчва се процедура стената да се боядиса бяла и след това да се "опуши" с магнезиев оксид. Опушването се извършва чрез поставяне на малка купчина от магнезиеви стружки върху огнеупорна подложка, които се възпламеняват с горелка. Повърхността ще бъде покрита, ако се държи на няколко сантиметра над купчината. Тази операция се повтаря, докато повърхността се покрие добре. Купчината стърготини не трябва да бъде голяма заради опасността от формиране на магнезиев нитрид, който е жълт.

Първото търговско покритие с бариев сулфат BaSO₄ е от Grum и Luckey на Eastman Kodak в средата на 1970-те години. Известно е като "Eastman 6080 бяло отражателно покритие". То е в основата на повечето търговски покрития от BaSO₄ на пазара и е композиция: BaSO₄ прах, PVA свързващо вещество, вода, алкохол.

Предимствата на покритието с BaSO₄ са: висока отражателност, силно ламбертов (при правилно нанасяне), нанася се и се отстранява лесно, нетоксичен. Недостатъците му са: водоразтворимост, лесно се поврежда, ограничен спектрален диапазон до UV-Vis-NIR. Това е доскоро общоприетото покритие за интегриращи фотометрични сфери.

На фиг. 2 са представени спектралните коефициенти на отражение на известните отразяващи материали за покритие на фотометрични сфери - MgO и BaSO₄ (Springsteen, 2009; Андрейчин и др., 1977). Отражателната способност на тези материали намалява при дължини на вълната, по-малки от 500nm, което ги прави неизползваеми при фотометриране на новите LED/светодиодни

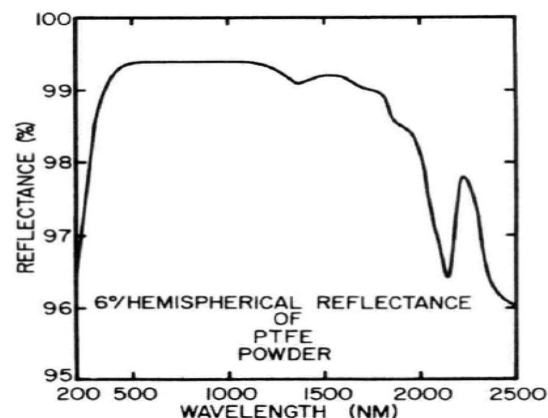
източници (масовите са базирани на "blue" LED/InGaN и пик на излъчване между 450 и 500nm).



Фиг. 2. Спектрален коефициент на отражение на отразяващи материали за покритие на фотометрични сфери.

Пресованият политетрафлуороетилен (PTFE) е въведен, предложен за стандарт за отражение през 1976г. (Grum et al., 1976). Поради изключителните си отражателни свойства PTFE материалът се използва масово в оптична индустрия, известен като Halon /Халон/ PTFE, тип G-80, наричан по-нататък Halon. Когато е пресован според съответното предписание (ситно раздробен тефлон (PTFE) до прах върху "основа" от високо-вакуумна силиконова смазка до постоянна плътност около 1,0g.cm⁻³ с дебелина от 1 до 10mm), неговият полусферичен коефициент на отражение, измерен в геометрия 6°/d (за ъгли между 5° и 75°) е по-добър от 0,960 за дължини на вълната в диапазона от 200 до 2500nm и е 0,993-0,994 за 400-1250nm. Освен това неговият коефициент на отражение се доближава до този на повърхнина на Ламберт (Weidner et al., 1981).

На фиг. 3 е представен спектралния коефициент на отражение на пресован (с плътност 1,0g.cm⁻³ и дебелина 10mm) PTFE прах, измерен в геометрия 6°/d (Weidner et al., 1981).



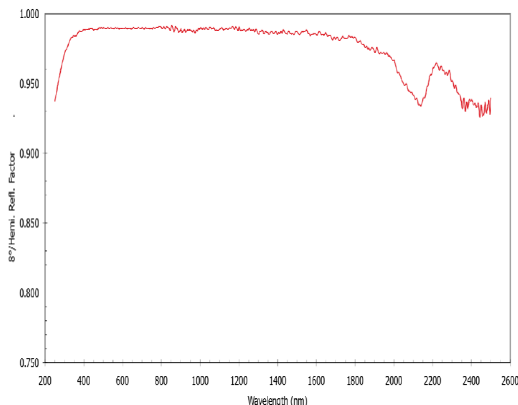
Фиг. 3. Спектрален 6°/d коефициент на отражение на PTFE.

Предимствата на PTFE покритията са: висок коефициент на отражение, силно ламбертови. Недостатъците им са: деликатни, крехки, трошливи, трудно производство, термично нестабилни (за големи системи), лесно замърсяващи се.

Синтированите PTFE материали са известни с търговски наименования: Spectralon (Labsphere), Fluorilon (Avian

Technologies)), Op-Di-Ma (Giga Hertz), Зенит (SphereOptics) по реда на създаване и развитие .

На фиг. 4 са представени спектралния $8^\circ/d$ коефициент на отражение на Fluorilon FW99 (Springsteen, 2009).

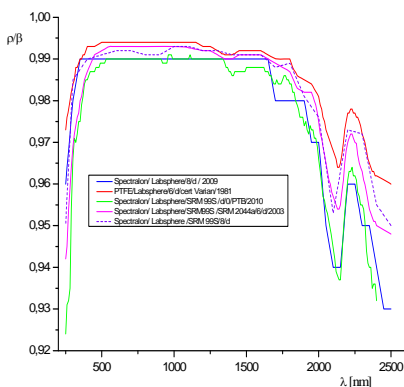


Фиг. 4. Спектрален $8^\circ/d$ коефициент на отражение на Fluorilon FW99.

Spectralon е разработен и регистриран като търговска марка на Labsphere, Inc. от 1986г. (DRA-900/1800/2500, 2009). Това е флуорополимер, който има най-висок коефициент на дифузно отражение от всички познати материали или покрития в UV, Vis и NIR област на спектъра. Той показва силно ламбертово поведение и може да бъде изработен в голямо разнообразие от форми за изграждане на оптични компоненти, такива като стандарти за калибриране, интегриращи сфери и отразителни камери за оптично възбуждане на лазери.

Spectralon е термопластичен материал от пресован Polytetrafluoroethylene (PTFE) – дълготраен, надежден, изпитан, дифузно отразяващ. Неговият коефициент на отражение е над 99% за спектралния диапазон (400 ÷ 1500)nm и по-голям от 95% за обхвата (250 ÷ 2500)nm. Spectralon е “високо ламбертов”, т.е. идеален разсейвател - за спектралния обхват от 257nm до 10,6 μ m (Labsphere, techn.guide).

На фиг. 5 са представени спектралните $8^\circ/d$ коефициенти на отражение на SRM 99S еталони (Labsphere, techn.guide), еталонни Spectralon плочки (DRA-900/1800/2500, 2009, Техн. док. UV/Vis/NIR “Cary 5000”) и еталонен диск от Halon (PTFE) (Weidner et al., 1981; Техн. док. UV/Vis/NIR “Cary 5000”).



Фиг. 5. Спектрален $8^\circ/d$ коефициент на отражение на Halon и Spectralon еталони.

Предимствата на синтированите PTFE материали са: висок коефициент на отражение, силно ламбертови, стабилност. Недостатъците им са: тежки (за големи системи) и скъпи.

Опитна постановка

От 2006г. в БИМ, ГД “НЦМ” функционират три средства за измерване (СИ) на отражение, с включени в състава им интегриращи сфери:

- external DRA 2500;
- internal DRA 2500;
- спектрофотометър “Color-Eye 2180”.

Първата приставка External DRA 2500 е част от референтния еталон на единицата за спектрален коефициент на дифузно отражение $\rho(\lambda)$, а останалите две СИ – от референтния еталон на единицата за спектрален коефициент на яркост $\beta(\lambda)$.

Еталоните са референтни съгласно регистъра на еталоните на ГД “НЦМ” и основните общи термини и определения по метрология на СД (ISO/IEC Ръководство 99:2014). Разработени са на база на налични спектрофотометрични уредби, които включват спектрофотометър UV/Vis/NIR “Cary 5000” на фирмата “VARIAN”, Австралия и external DRA 2500 приставка за дифузно отражение $0/d$ за еталона за $\rho(\lambda)$, и internal DRA 2500 преработена приставка за дифузно отражение $d/0$ за еталона за $\beta(\lambda)$.

“Cary 5000” е високоточен двулъчев спектрофотометър със следните основни технически и метрологични характеристики:

- двоен монохроматор, тип Литров, с обхват от 175nm до 3300nm;
- източници на светлина – деутериева, халогенна и живачна лампи;
- детектори: фотоелектронен умножител (ФЕУ) за ултравиолетовата (UV) и видимата (Vis) области на оптичния спектър и PbS – фото-клетка с охлаждане за близката инфра-червена (NIR) област на оптичния спектър;
- точност на скалата за дължина на вълната: ± 0.1 nm за UV/ Vis; ± 0.4 nm за NIR;
- точност на фотометричната скала 0.0003 Abs.

В състава на еталона за $\beta(\lambda)$ е включен и спектрофотометър “Color-Eye 2180” на фирмата “Gretag Macbeth”, Швейцария - компактен стационарен уред тип спектрофотометър за измерване на отразена светлина в спектралния обхват от 360nm до 750nm със спектрален интервал 10nm и геометрия $d/8^\circ$.

Техническите данни за еталонната апаратура на БИМ за измерване на отражение отговарят на препоръките на CIE за идеалния отразяващ разсейвател и геометриите на измерване и са дадени в таблица 1.

Използваните материали и покрития за отражение в СИ на БИМ показват еволюцията в областта на идеалния отразяващ разсейвател (CIE Publ. 15:2004; Springsteen, 2009).

В комплектовката на приставката external DRA 2500 влизат три бели, еталонни Spectralon плочки, а в тази на internal DRA 2500 - бял еталонен диск от Halon (PTFE) (6mm слой от пресован PTFE на прах с плътност 1 g/cm^3 оптимална дебелина и плътност на PTFE за постигане на максимално отражение и следователно възможно най-голяма точност).

Таблица 1.

Спецификация на използваните СИ

Спектрофотометър (колориметър)	Тип	Спектрален диапазон [nm]	Геометрия на измерване / диаметър на интегриращата сфера [mm]	Измерително поле [mm]
UV/Vis/NIR Cary 5000 VARIAN, Австралия приставка за дифузно отражение 0/d external DRA 2500 Labsphere, САЩ	Cary 5000 external DRA2500	175 ÷ 3300 200 ÷ 2500	технически изпълнена $d/0$ $\varnothing 150$ / Spectralon	$\varnothing 38$
UV/Vis/NIR Cary 5000 VARIAN, Австралия приставка за дифузно отражение 0/d internal DRA 2500	Cary 5000 internal DRA 2500	175 ÷ 3300 200 ÷ 2500	преработена и технически изпълнена $d/0$ $\varnothing 110$ / polytetrafluoroethylene (PTFE) (пресован PTFE, 1 g/cm^3 , 4 mm)	19 x 17
Color-Eye 2180 "GretagMacbeth", Швейцария – САЩ	CE 2180	360 ÷ 750	$d/8^\circ$ $\varnothing 50$ / BaSO ₄	$\varnothing 10$

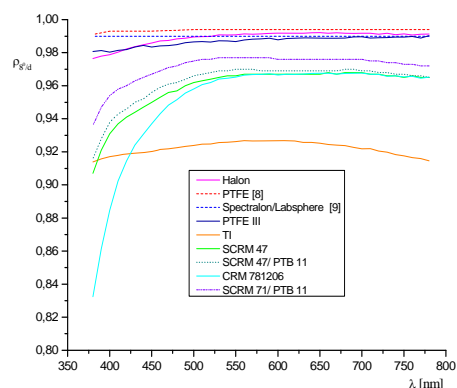
Резултати

Представени са резултатите от проведени изследвания на еталона за $\rho(\lambda)$ с приставката external DRA 2500 от Spectralon. Проведени са измервания на спектралните коефициенти на дифузно отражение на налични еталонни референтни материали (PM), сертифицирани референтни материали (CRM) и комерсиални високо-отразяващи материали, като тефлон (PTFE). На фиг. 6. са представени резултатите от измерванията във видимата част на спектъра (380÷780)nm, а на фиг. 7 за целия спектрален диапазон на еталона от 250nm до 2500nm.

В областта (380÷780)nm за предаване на единицата за $\rho(\lambda)$ и корекция на базовата линия е използван еталонен CPM № 71-10-69 (Изготвен от млечно стъкло с матова повърхност, тип MC-20 (97%) и произведен в Русия. Той се използва при предаване на единицата за $\rho(\lambda)$ от еталона на Националния институт по метрология (PTB) в Германия. Измерени са: еталонен CPM № 47-10-69 (също от млечно стъкло с матова повърхност, тип MC-20 и калибриран в PTB), CPM 781206 (стандарт от млечно стъкло за 95% отражение от окомплектовката на рефлектометър тип LEUKOMETER, произведени в Carl Zeiss – Jena), еталонен Halon диск, еталонна Spectralon плочка (PTFE III) и тефлон (PTFE) плочка (TI) - фиг. 6.

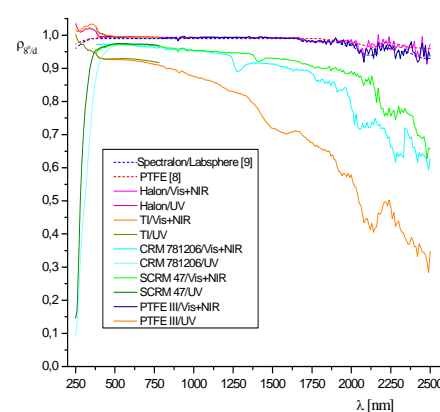
Графиките за CPM № 47-10-69 показват добро, коректно възпроизвеждане и предаване на единицата за спектра-

лен коефициент на дифузно отражение. Наблюдава се постоянство на $\rho(\lambda)$ от 500nm за еталоните от млечно стъкло, докато материалите от PTFE имат равномерна линейност в целия видим диапазон на спектъра. Дори търговският тефлон (PTFE) проявява свойства като еталонния Halon диск – подобна крива при дифузно отражение около 91% до 600-700nm и рязко отличаваща се от спада на $\rho(\lambda)$ на млечните стъкла под 50nm.



Фиг. 6. Спектрален 8°/d коефициент на отражение на изследвани еталони и материали във Vis област на спектъра.

При измерване в спектрален диапазон от 250nm до 2500 nm за предаване на единицата за $\rho(\lambda)$ и корекция на базовата линия е използвана произволно избрана една от трите Spectralon плочки, като стойностите на $\rho(\lambda)$ са взети от документацията на external DRA 2500 (DRA-900/1800/ 2500, 2009; Техн. док. UV/Vis/NIR “Cary 5000), (табл. 1). Измервания са проведени с третата Spectralon плочка (PTFE III), както и с бял еталонен диск от Halon (Техн. док. UV/Vis/NIR “Cary 5000), еталонен CPM № 47-10-69 (SCRM 47), CPM 781206 (CRM 781206) и тефлон плочка (TI) - фиг.7.



Фиг. 7. Спектрален 8°/d коефициент на отражение на изследвани еталони и материали в UV, Vis и NIR области на спектъра

Графиките на фиг. 7 показват коректно възпроизвеждане и предаване на единицата за спектрален коефициент на дифузно отражение за видимата (Vis) и близката инфрачервена област (NIR) на спектъра и не особено добро за ултравиолетовата област (UV). Основните тенденции от измерванията във видимата част на спектъра се потвърждават:

- млечното стъкло (еталонните CPM № 47-10-69 и CPM № 71-10-69 и CPM 781206) е

- разработено за видимата (Vis) област на спектъра и $\rho(\lambda)$ рязко намалява в UV областта, както и след 1000nm;
- пресованият PTFE (еталонен диск от Halon) и Spectralon (еталонна Spectralon плочка (PTFE III)) показва постоянство на $\rho(\lambda)$ в почти целия изследван спектрален обхват;
 - комерсиалният тефлон (PTFE) се проявява като еталонните PTFE за UV, Vis до около 1000 nm, а след това $\rho(\lambda)$ спада както при млечните стъкла;
 - колебанията на кривите в областта (2000 ÷ 2500)nm са в двете посоки, като средната им линия следва регламентирания от Varian / Labsphere спектър за Spectralon (Weidner et al., 1981; DRA-900/1800/2500, 2009).

Изводи

За коректно измерване с еталонната система в близката инфрачервена област на спектъра (780 ÷ 2500)nm са необходими еталонни СРМ със съответните свидетелства за калибриране и проследимост до първичен еталон на единицата на спектрален коефициент на дифузно отражение в посочения спектрален диапазон.

В заключение следва да се подчертае, че съвременното ниво на технологиите и пазара предлага достатъчно много и достъпни високоотразяващи, базирани на PTFE материали, както за бели еталони, така и за покрития на фотометрични сфери, отговарящи на изискванията за отразяващ ламбертов разсейвател.

Литература

Андрейчин Р. Е., К.И. Богатев, Н. И. Василев и др., *Наръчник по осветителна техника, том I*, Държавно издателство "Техника", С, 1977.

- БДС 8.822-81 *Колориметрия. Основни методи за измерване на цвета.*
Colorimetry, CIE Publ. 5:2004 3rd Edition, ISBN 3 901 906 33 9.
Colorimetry, CIE 15.2-1986 2nd Edition 1986 – corrected reprint 1996, ISBN 3 900 734 00 3.
 DRA - 900/1800/2500 *Diffuse Reflectance Accessories, Instruction Manual new series Labsphere DRA, pdf, 2009*
 Grum, F., M. Satzman, "New standard of reflectance", *Cie Publ. 36, 1976.*
 IEC 60050, *International electrotechnical vocabulary; chapter 845: lighting.*
 ISO 80000-7:2008(en) *Quantities and units - Part 7: Light.*
 Knowles, W. E., Middleton and C. L. Sanders, *The Absolute Spectral Diffuse Reflectance of Magnesium Oxide, JOSA, Vol. 41, Issue 6, 419-424, 1951.*
Labsphere, Reflectance materials and coating, Technical guide.
LEUKOMETER Gebrauchsanleitung (инструкция за работа) на фирмата "Carl Zeiss JENA", Германия.
 СД ISO/IEC Ръководство 99:2014 *Международен речник по метрология. Основни и общи понятия и свързани термини (VIM).*
 Springsteen A., *Integrating Sphere Coatings – A Historical Perspective, CORM_2009_SphCoat_Springsteen.pdf, www.aviantechnologies.com*
Техническа документация и инструкция за работа със спектрофотометър UV/Vis/NIR "Cary 5000", external DRA 2500 и internal DRA 2500 приставки на фирмата "VARIAN", Австралия.
Техническа документация и инструкция за работа със спектрофотометър-колориметър тип Color-Eye 2180 на фирмата "GretagMacbeth", Швейцария – САЩ
 Weidner, V. R., J.J. Hsia, "Reflection properties of pressed polytetrafluoroethylene powder", *Appl. Opt. vol. 71, no. 7, 1981*

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Електрификация на минното производство“.

ПРИЛОЖЕНИЕ НА БЕЗПИЛОТНИТЕ ЛЕТАТЕЛНИ АПАРАТИ В МИННО-ДОБИВНАТА ПРОМИШЛЕНОСТ

Здравко Илиев¹, Диана Дечева²

¹ Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: iliev@mgu.bg

² Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: decheva@mgu.bg

РЕЗЮМЕ: През следващите няколко години най-значително въздействие върху развитието на минната индустрия ще имат: мобилният интернет, интернет на нещата, M2M комуникациите, изкуственият интелект, въвеждането на облачните технологии, високоскоростните мрежи за пренос на данни, роботиката и др. Използването им ще позволи изграждането на модерни и високоефективни управляващи и диагностични системи. В тяхната конфигурация все по-широко приложение ще намират безпилотните летателни апарати. В статията са представени характеристиките на няколко безпилотни летателни апарата (дронове): Air Hogs RC Helix X4 Stunt, H107D FPV X4 5.8G 4CH 6 Axis RC Quadcopter, Sky Agent Pro, Parrot AR.Drone 2.0, Parrot Bebop Drone, Walkera TALI H500 Hexacopter, Iris+, Walkera QR и Phantom3. Обърнато е внимание на някои дронове със специфична конструкция и функционалност. Посочени са основните проблеми при използването им: малкото време за полет, липсата на First Person View система в повечето модели, лошите метеорологични условия, работата в затворени пространства, ограниченият обхват на радио комуникация, законодателните ограничения върху използването на дроновете. В статията са представени някои от първите приложения на дроновете в минно-добивната промишленост и перспективни направления за тяхното използване при диагностика на минни машини.

Ключови думи: квадрокоптери, минно-добивна промишленост.

APPLICATION OF UNMANNED AERIAL VEHICLES IN MINING

Zdravko Iliev¹, Diana Decheva²

¹ University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, e-mail: iliev@mgu.bg

² University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, e-mail: Decheva@mgu.bg

ABSTRACT. The most significant impact on the development of the mining industry over the next few years will have: the mobile internet, internet of things, M2M communications, artificial intelligence, introduction of cloud computing and high-speed networks for data transmission, robotics and others. Their use will allow construction of modern and highly efficient systems for control and diagnostic. UAVs will find increasingly wider application in their configuration. The article gives the characteristics of several UAVs: Air Hogs RC Helix X4 Stunt, H107D FPV X4 5.8G 4CH 6 Axis RC Quadcopter, Sky Agent Pro, Parrot AR.Drone 2.0, Parrot Bebop Drone, Walkera TALI H500 Hexacopter, Iris+, Walkera QR and Phantom3. Attention is paid to some UAVs with special design and functionality. Indicated are the main problems using UAVs: little time to fly, lack of First Person View in the majority of models, bad weather conditions, work in confined spaces, limited range of radio communication, legislative restrictions on the use of drones. The article presents some of the first successful applications of drones in the mining industry and perspective directions for their use in the diagnosis of mining machinery.

Key words: quadcopters, mining industry

ПЕРСПЕКТИВИ ЗА ПРИЛОЖЕНИЕ НА НОВИ ТЕХНОЛОГИИ В МИННО - ДОБИВНИЯ ОТРАСЪЛ

Развитието на новите технологии създава реални възможности за коренна промяна на миннодобивната промишленост. Най-съществено въздействие върху технологичните процеси и управлението на добивните и преработвателни комплекси се очаква да окажат:

- мобилният интернет, интернет на нещата и M2M комуникациите;
- изкуственият интелект, машинното самообучение и работата с големи масиви от данни;
- изграждането на нискобюджетни сензорни мрежи за събиране и обработка на данни, наблюдение и оптимизация на процесите;

- въвеждането на облачните технологии и високоскоростните мрежи за пренос на данни;
- робототизацията и въвеждането на автономни превозни средства и системи;
- използването на възобновяеми източници на енергия и модерни средства за съхраняването ѝ;
- въвеждането на нови материали, нанотехнологии и 3D принтиране;
- новите методи за добив на горива.

Според McKinsey Global Institute тези технологии имат потенциално въздействие, позволяващо реализация към 2025 година на няколко стотин милиарда долара годишно (<http://www.miningaustralia.com.au>).

След извършен анализ, специалистите от агенция Блумбърг (<http://www.bloomberg.com>) достигат до

заклучение, че въвеждането на автоматизацията, диагностичните, информационно-измервателните и роботизираните системи в минната промишленост е от съществено значение за развитието на този отрасъл, като отбелязват, че основните причини за това са:

- наличие на конкурентна среда и стремеж за намаляване на разходите за производство;
- все по-засилващата се тенденция автоматизацията да бъде проста, на ниска цена и с висока ефективност;
- необходимостта от осигуряване на висока гъвкавост на производствените системи и методите за управлението им;
- отдаване на все по-голямо значение на простите разсредоточени информационни системи;
- реализирането на реални икономии чрез диагностика в реално време и своевременното предотвратяване на повреди, които в противен случай биха довели до значително намаляване на чистото работно време;
- необходимостта от непрекъснато следене и отчитане на параметрите на околната среда.

Един от пътищата за изграждане на диагностични и информационни системи от качествено нов тип е свързан с използването на безпилотните летателни апарати (UAV), носещи популярното наименование дроне.

ХАРАКТЕРИСТИКИ НА БАЗОВИ МОДЕЛИ БЕЗПИЛОТНИ ЛЕТАТЕЛНИ АПАРАТИ

Безпилотните летателни апарати предлагат големи възможности за събиране и предоставяне на данни на относително ниска цена, варираща от 100 до няколко десетки хиляди долара. Предлагат се дроне с адаптируеми и програмируеми функции, снабдени с камери с висока разрешаваща способност и възможности да бъдат управлявани освен пряко, така и чрез предварително задаване на маршрута чрез GPS координати. Някои модели излъчват непрекъснато видеосигнал, който може да бъде наблюдаван както с помощта на специални очила, така и на таблет, лаптоп или мобилен телефон. Враждат се и функции за следене на обект, възможности за запомняне на маршрута на движение с опция за автоматично връщане при загуба на сигнал или при изчерпване на батерията. Времето за автономен режим на полет е от няколко до няколко десетки минути в зависимост от вида на летателния апарат, параметрите на хранящия източник и товара, който носи летателният апарат. Някои дроне развиват и значителни скорости, достигащи 30–40km/h, при което могат да изминат разстояния от порядъка на 10-15km.

По-долу, без да се претендира за изчерпателност, е направен опит да се представят особеностите на някои базови модели автономни летателни апарати, предлагани от производителите към края на първото полугодие на 2015 г. При интерпретация на представената информация трябва да се има предвид динамиката на пазара както в ценово отношение така и като продуктова гама.

От класа на миниатюрните дроне понастоящем за

най-добър се счита **Air Hogs RC Helix X4 Stunt** (<http://www.airhogs.com>). Той е с цена около 70 долара. Съоръжен е с канални вентилатори и гумено-пенно покритие, за по-голяма безопасност. Осигурява 5 до 7 min полет в зависимост от използваните батерии и пренасян товар. Възможен е полет на няколко дрона в паралел.

От гамата микро дроне интерес представлява **Hubsan H107D FPV X4 5.8G 4CH 6 Axis RC Quadcopter** (фиг. 1) (<http://www.hubsan.com>). Той е на цена от около 140 долара и е най-малкият дрон с FPV (First Person View) система (<http://www.helipal.com>). Камерата му предава в реално време видеосигнал, който при желание може да бъде записан на микро SD карта.



Фиг. 1. Hubsan H107D FPV X4 5.8G 4CH 6 Axis RC Quadcopter.

Основните му технически параметри са: разстояние на видеовръзката - 50-100m; време за полет около 7min; 6-осна система за управление на полета с регулируем жirosкоп; време за зареждане на батерията - 45min, което може да се извърши и от компютър.

Sky Agent Pro (фиг. 2) също е от типа на нискобюджетните квадрокоптери (<http://www.zigifly.com>) със сравнително добри параметри. Той е много устойчив, тъй като витлата му са защитени чрез допълнителна рамка. Вграденият жirosкоп и акселерометър му осигуряват по всяко време безопасно и контролируемо положение в пространството. Разполага с вградена камера, а на 13,5-сантиметровия монитор, който е прикрепен към дистанционното управление, може да се наблюдава в реално време изображението, предавано от камерата. Позволява заснемане на клипове в HD резолюция. Обхватът му е около 200 метра.



Фиг. 2. Квадрокоптер Sky Agent Pro.

Функционално близък до него, но от по-висок ценови клас, е дронът **Parrot AR.Drone 2.0**. Той представлява квадрокоптер с HD камера и управление чрез iPhone, iPad или iPod Android (<http://ardrone2.parrot.com/>). Разполага с HD камера 720p 30fps. Осъществява видео запис на полета. Може да прави снимки във формат JPEG. Освен пряко управление може да осъществи движение по предварително зададен маршрут, както и летене в режим на автопилот.

Parrot Bebop Drone (<http://www.zigifly.com/>) притежава система за управление чрез смартфон или таблет посредством WiFi. Дистанцията му на управление е до 2km. Осъществява запис на видео в реално време с помощта на 14 мегапикселова "Fisheye" широкоъгълна камера и прави снимки във Full HD качество, които се получават директно на устройството, с което се управлява. Управлението е чрез безплатното приложение AR.FreeFlight 2.0. Включената Full-digital image stabilization технология позволява да се правят изключително стабилни въздушни снимки без значение от извършваните движения. Дронът разполага с удобно управление, усъвършенстван автопилот и множество сензори, които позволяват при загуба на връзка автоматично връщане в изходната позиция и кацане. Развива скорост от 13m/s и има ресурс за полет до 22min с 2 батерии.

Подобен модел е и **Walkera TALI H500 Hexacopter** (фиг. 3). Той разполага с 3D Brushless Gimbal, Devo F12 FPV дистанционно управление, HD ILOOK камера - 13 мегапиксела / HD 1080p 30fps видео, GPS позициониране, HPER MOK функция (срещу загуба на ориентация), както и функциите One Key Go Home и FailSafe за завръщане обратно в изходната точка. Максималното време за полет е 20-25min. Покриваният обхват е около 200m.



Фиг. 3. Walkera TALI H500 Hexacopter.

Един от най популярните дронове, предлаган от 3D Robotics за професионалисти е **Iris+** (фиг. 4) (<http://www.tomsguide.com>). Той е с възможности за лесно преконфигуриране и притежава USB компютърен интерфейс и софтуер с отворен код за създаване на GPS-управляеми полетни планове, следене на обект, автоматично компенсирание на вятъра и управление на външни устройства. Към момента Iris+ предлага най-добри възможности и гъвкавост за работа в автономен режим за цена около 2000 долара (<https://store.3drobotics.com>).



Фиг. 4. Iris+ на 3D Robotics.

Основните му технически параметри са: 16-22min време за полет, полезен капацитет 400g, дистанционно управление с екранна телеметрия, Follow Me технология да

следва всяко Android GPS устройство с OTG съвместимост и автоматично планиране на мисии с използване на безплатното приложение DroidPlanner с практически неограничен брой опорни точки. IRIS+ може да се приземи автоматично, или да се върне към началната точка, ако излезе извън радиообхват.

Куадрокоптерът **Walkera QR X350** (фиг. 5) притежава GPS позициониране и функция GO HOME.



Фиг. 5. Куадрокоптер Walkera QR X350.

Вграденият GPS модул запамятава стартовата позиция и при загуба на сигнал или с натискане на бутон дронът се завръща сам и каца в точката на излитане. Дронът разполага със система за задържане на определена зададена височина и възможност да „оглежда“ пространството чрез въртене или наклоняване настрани. Обхватът му е между 600 и 1000m в зависимост от радио средата. Възможно е да носи товар от 400 грама при полетно време около 10-15min. Заедно с **Phantom3** серията на DJI (<http://copter.bg>), който е със сходен товарен капацитет, 4K UHD Video Camera, кардан, GPS, Altimeter, FPV и телеметрия, той може би е най-добрият пакет в момента от типа на дроните от среден клас.

Интерес за целите на приложението им в минно-добивната промишленост представляват и някои дронове, характеризиращи се с особености на конструкцията, които не се срещат в масовите модели.

Известно е, че повечето от дроните не са създадени да маневрират в тесни пространства или около живи същества. Разработката на Flyability **Gimball** (<http://www.designboom.com>) притежава въртяща се около тялото на дрона клетка (фиг. 6), която го предпазва от счупване, когато се удари в стени, или други препятствия. Този дрон е много лек и не може да навреди на човек дори при докосване. Създаден е с възможност за движение в тунели или сгради, които са разрушени или потенциално заплашени от саморазрушаване.

Дронът **Lily** (<https://www.lily.camera/>) притежава заложена функция да следва всяко движение на подвижен GPS модул, който в повечето случаи се носи на китката на ръката.



Фиг. 6. Flyability Gimball (<http://www.flyability.com/>).

Дронът **3DR Solo** (<http://www.bhphotovideo.com>), предлага пълен контрол на настройките на GoPro фотоапарата по време на полет, като по този начин се избягва необходимостта от приземяване всеки път, когато те трябва да бъдат променяни.

ПРОБЛЕМИ ПРИ ИЗПОЛЗАНЕ НА БЕЗПИЛОТНИТЕ ЛЕТАТЕЛНИ АПАРАТИ

Основните проблеми при използване на безпилотните летателни апарати са свързани с:

- малкото време за полет, което най-често е между 5 и 15 минути;
- липсата на FPV при голяма част от моделите, което не позволява извършване на наблюдение в реално време;
- опасностите при ползване при лоши метеорологични условия и в затворени пространства;
- ограничаваният обхват на радиовръзката, който според производителите е над 100m, но изследванията, представени в <http://www.pcadvisor.co.uk> доказват, че това разстояние трябва да се редуцира;
- наличието на ограничения за използване на дроневе, въведени в много страни. Те включват изисквания дронът да се намира в условията на пряка видимост, да не се вдига на височина над 400 метра от земната повърхност, да не лети в „натоварени зони“, камерата да не бъде с висока разрешаваща способност, да не се навлиза в личното пространство на хората, да не се нарушават законите за поверителност и др. За момента в България няма ограничения относно използването на дроневе, но е вероятно в близко бъдеще такива да бъдат въведени.

ПРИЛОЖЕНИЕ НА БЕЗПИЛОТНИТЕ ЛЕТАТЕЛНИ АПАРАТИ В МИННО-ДОБИВНАТА ПРОМИШЛЕНОСТ

Въпреки представените проблеми според <http://www.coreresources.com.au> въвеждането на безпилотните летателни апарати в мините вече е започнало. В момента по литературни данни (<http://www.miningandexploration.ca>, [\[tralia.com.au\]\(http://tralia.com.au\)\) една от страните с водеща роля в използването на дроневе в минната промишленост е Австралия. Основните области за приложение на UAV там включват: картографиране, проучване и осигуряване на безопасност при воденето на минните работи. Често безпилотни летателни устройства се използват за обследване за наличие на фрактури в скалните повърхности и промяната им в течение на времето чрез последователно заснемане на района от едно и също местоположение. С това се намалява рискът от възникване на проблеми, свързани със свличане на откоси и земни маси и се извършват изследвания без да се поставят хора в риск.](http://www.miningaus</p>
</div>
<div data-bbox=)

ПЕРСПЕКТИВИ ЗА ПРИЛОЖЕНИЕ НА UAV В МИННО-ДОБИВНАТА ПРОМИШЛЕНОСТ

Според <https://www.sensefly.com> безпилотните летателни апарати, квадрокоптерите и другите видове миниатюрни автономни летателни апарати с успех могат да се използват и за:

- оценка и контрола на щетите, получени в резултат от природни бедствия;
- мониторинг на стабилността на повърхностните слоеве на почвата (<http://www.itnews.com.au>);
- контрол на добива в труднодостъпни райони;
- оценка на ситуацията след извършване на взривни дейности;
- управление на запасите;
- предпроектни проучвания;
- мониторинг на напредването на добивните работи;
- следене на ерозията и др.

Представените възможни приложения на UAV в минната промишленост са ориентирани преди всичко към оценка на геоложката и производствена обстановка в рудника. Наред с тях дроневе успешно могат да бъдат използвани и при:

- визуална диагностика на труднодостъпни или отдалечени механизми на големи минни машини, каквито са роторните багери, насипообразувателите и др.;
- наблюдение на устройства, машини и механизми достъпът до които създава рискове за хората;
- сканиране в среда, в която не може да се проникне по друг начин;
- събиране на информация от разпръснати наземни сензори и автономни информационни системи;
- паралелно сканиране в голям обем на параметрите на въздушните маси над минно-добивни обекти с цел създаване на модели в реално време на замърсяванията от производствената дейност;
- създаване на диагностични системи, съчетаващи възможностите на инфрачервеното сканиране и FPV системите с цел диагностика на отдалечени и труднодостъпни обекти – например дистанционно инфрачервено сканиране на гумено-транспортни ленти
- създаване на гъвкави мобилни информационни системи.

На фона на изброените множество възможни прило-

жения на дроновете е важно да се отбележи, че дори обикновеното отдалечено наблюдение в реално време на работата в дадена кариера или на местоположението на минното оборудване също води до възможно увеличаване на производителността, имайки предвид, че управленският персонал не винаги може да се намира на място, за да следи отблизо производствените процеси.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Налице са първите опити за използване на автономни летателни средства в минната промишленост. Тяхното приложение ще се разширява, тъй като дроновете предоставят възможности, недостъпни за други технически средства.

Основното предимство на съвременните дронове е че те могат бързо и относително лесно да бъдат преконфигурирани както в техническо отношение (чрез замяна на камерите и сензорите, които носят), така и функционално (чрез препрограмиране на летателния им режим и изпълняваните задачи). По този начин се създава възможност те да бъдат използвани за целите на множество различни изследвания. В близко бъдеще се очаква те да намерят приложение при изследването на устойчивостта на земни маси, диагностиката на минното оборудване; анализа на рисковете в откритите и подземни рудници; оценката на замърсеността на въздуха във вертикален и хоризонтален разрез над производствени обекти и др.

Литература

<http://www.miningaustralia.com.au/features/12-technologies-set-to-transform-mining>

<http://www.bloomberg.com/news/articles/2014-04-03/drones-join-robots-in-high-tech-future-for-risky-mines>
<http://www.coreresources.com.au/drones-commencing-work-in-the-mining-sector/>
http://www.miningandexploration.ca/technology/article/drones_are_ready_for_takeoff_in_the_mining_industry/
<http://www.miningaustralia.com.au/news/drone-tech-investment-takes-off>
<https://www.sensefly.com/applications/mining.html>
<http://www.itnews.com.au/News/302240,australian-miners-send-drones-to-work.aspx>
<http://www.airhogs.com/site/product/helix-x4-stunt>
<http://www.hubsan.com/product/index413.html>
<http://www.helipal.com/hubsan-h107d-x4-fpv-drone-2-4ghz-edition.html?osCsid=hp43l6fsu6uqom3ol421rep05>
<http://www.zigify.com/igrachki/kvadrokopteri-ufo-dron/kvadrokopter-s-kamera-sky-agent-pro-24-ghz-fpv-58-ghz/>
<http://ardrone2.parrot.com/>
<http://www.zigify.com/>
<http://www.tomsguide.com/us/best-drones,review-2412.html>
<https://store.3drobotics.com/products/iris>
<http://copter.bg/en/ready-to-fly/233-dji-phantom-3-advanced.html>
<http://www.designboom.com/technology/flyability-gimbal-drone-resistant-collisions-02-10-2015/>
<https://www.lily.camera/>
http://www.bhphotovideo.com/c/product/1133723-REG/3d_robotics_solo.html/
<http://www.pcadvisor.co.uk/test-centre/gadget/best-quadcopter-2015-drone-buying-guide-may-3601312/>

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Автоматизация на минното производство“.

ПЛАТФОРМА ЗА ИЗГРАЖДАНЕ НА УПРАВЛЯВАЩИ СИСТЕМИ, БАЗИРАНИ НА БЕЗЖИЧНИ КОМУНИКАЦИИ

Здравко Илиев¹, Диана Дечева²

¹ Минно-геоложки университет “Св. Иван Рилски”, 1700 София, E-mail: iliev@mgu.bg

² Минно-геоложки университет “Св. Иван Рилски”, 1700 София, E-mail: decheva@mgu.bg

РЕЗЮМЕ: Особеностите на минно-добивния отрасъл налагат използване на съвременни и ефективни системи за контрол и управление. Те често включват вградени системи и безжични средства за комуникация. В разработката е представена хардуерна платформа за изграждане на такива системи. Те могат да работят самостоятелно или съвместно. Стендът „Мрежови и безжични комуникации“ предоставя комуникационните възможности на Ethernet, RS 485, WiFi, Bluetooth, IQRF и ZigBee. Управлението се осъществява от микроконтролер Arduino Uno. Предвидени са две бредборд платки. Чрез тях могат да се направят необходимите връзки между компонентите на стенда и външни устройства като например сензори, преобразователи и др. Това позволява да се проектират различни модули за диагностични и управляващи системи. Стендът „Мехатроника и вградени системи“ е базиран на Grove-Starter Kit for Arduino. Той включва: Arduino съвместим базов шийлд; реле; сензори за звук, докосване, ъгъл на завъртане; сирена; температурен сензор; бутон; сензор за осветеност; светодиоди; мини сервозадвижване; LCD индикатор; клавиатура и два джойстика. Вградена е 840 пинова бредборд платка. Тя позволява допълнително надграждане и прави възможно създаване на достатъчно сложни системи. Стендът е окомплектован с роботизираната ръка OWI - 535 на Omnitron Electronics, която има 5 степени на свобода. Манипулаторът може да се управлява директно (с помощта на бутоните и превключвателите или джойстика) или от разстояние, с използване на жични или безжични комуникационни технологии. Разработената хардуерна платформа се основава изцяло на системи с отворен код. Позволява бързо и лесно конфигуриране и реконфигуриране на техническите решения. Подходящ е за използване както при обучение, така и в научно-изследователската дейност.

Ключови думи: лабораторни стендове, Ардуино, безжични комуникации

PLATFORM FOR BUILDING CONTROL SYSTEM USING WIRELESS COMMUNICATION UNITS

Zdravko Iliev¹, Diana Datcheva²,

¹ University of Mining and Geology “St. Ivan Rilski”, 1700 Sofia, e-mail: iliev@mgu.bg

² University of Mining and Geology “St. Ivan Rilski”, 1700 Sofia, e-mail: decheva@mgu.bg

ABSTRACT: The peculiarities of mining industry require the use of modern and effective systems for monitoring and control. They often include embedded systems and wireless communication tools. The paper presents hardware platform for building such systems. The platform includes two laboratory stands: "Networking and Wireless Communications" and "Mechatronics and embedded systems". They may be used independently or jointly. The stand "Networking and Wireless Communications" provides the communication capabilities of Ethernet, RS 485, Wi-Fi, Bluetooth, IQRF and ZigBee. Control is carried out by a microcontroller Arduino. There are two breadboards. Through them can be made the necessary connections between the components of the stand and external devices such as sensors, converters and others. Various modules of diagnostic and control systems can be designed in this way. Stand "Mechatronics and embedded systems" is based on the Grove-Starter Kit for Arduino. It includes: compatible with Arduino basic Shield; relay; sensors for sound, touch, rotation angle; busser; temperature sensor; a button; a light sensor; LED, mini servo drive, LCD indicator, keyboard and two joysticks. Breadboard with 840 pins is integrated. It allows additional upgrading and enables the creation of enough complex systems. The stand is equipped with a robotic arm OWI - 535 of Omnitron Electronics, with 5 degrees of freedom. The manipulator can be operated directly (using the buttons and switches or joystick) or remotely, using wire or wireless communication technologies. The hardware platform that has been developed, is entirely based on open source systems. It allows quick and easy configuration and reconfiguration of the technical solutions. It is suitable for use in the learning and research.

Key words: laboratory stands, Arduino, wireless communications

Цел на разработката

Минно-добивният отрасъл се характеризира както със значителна сложност, разсредоточеност и мобилност на машините и механизмите, реализиращи основните технологични процеси, така и с невъзможността, в голяма част от случаите, да се изграждат управляващи системи, използващи проводникова връзка между отделните компоненти. Поради това изграждането на съвременна и ефективна система за контрол и управление, която да не включва вградени системи и средства за безжична

комуникация, на практика е немислимо. Използването им позволява интегриране на нови функционалности в измервателните системи, изграждане на сензорни мрежи, осъществяващи измерване на множество различни по физическата си същност величини и лесна концентрация на голям обем информация, явяваща се база за реализиране на интелигентно управление.

Проектирането, разработването и внедряването на съвременни информационно-измервателни и управляващи системи е невъзможно без наличие на адекватна развойна среда. Тя е необходима предпоставка както за ефективна

научно-изследователска дейност, така и за провеждане на учебен процес, отговарящ на съвременните тенденции в областта на техническите средства за автоматизация.

Целта на разработката е изграждане на хардуерна платформа, която да отговаря на следните изисквания:

- да включва съвременни и същевременно леснодостъпни технически средства от областта на вградените системи, мехатрониката, жичните и безжични комуникации;
- да позволява лесна и бърза конфигурация и реконфигурация на техническите решения;
- да е базирана на системи с отворен код, гарантиращи гъвкавост, свободно използване на съвременните постижения и избягване на лицензионни такси;
- да е подходяща за използване както за научно-изследователска и развойна дейност, така и в учебния процес.

Конфигурация на платформата

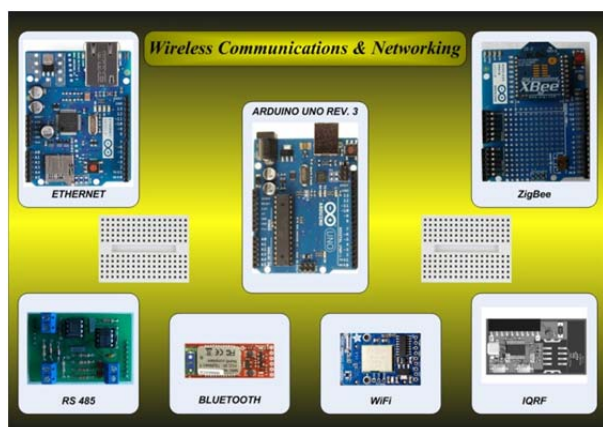
Платформата е изградена чрез два стенда: „Мрежови и безжични комуникации” и „Мехатроника и вградени системи”. Те могат да се използват самостоятелно или съвместно. В тях са включени базовите компоненти за изграждане на вградени системи и най-популярните съвременни технологии за осъществяване на мрежови и безжични комуникации.

При проектирането на сендовете бяха заложили следните критерии: широка функционалност, възможност за реализация на съвременни технически решения и гъвкавост.

Стенд „Мрежови и безжични комуникации”

Стендът предоставя комуникационните възможности, заложили в Ethernet, RS 485, Wi-Fi, Bluetooth, IQRF и ZigBee. Управляващият микроконтролер е Arduino Uno (www.arduino.cc). Чрез предвидените две бредборд платки могат да се осъществят необходимите връзки между компонентите на стенда и външни устройства, което дава възможност за реализация на информационно-диагностични и управляващи системи, чрез включване на допълнителни сензори, преобразуватели и силови модули.

Лицевият панел на стенда е показан на фигура 1.



Фиг. 1. Стенд „Мрежови и безжични комуникации”.

Комуникационните канали, позволяващи изграждането на мрежи, използващи проводна връзка, са представени от следните устройства:

- **Ардуино Ethernet шийлд** (фигура 2) - позволява Ардуино платката да се свърже към Интернет или LAN мрежа посредством Ethernet библиотека (<http://www.arduino.cc/en/Reference/Ethernet>). Шийлдът използва W5100 Ethernet чипа на Wiznet (<http://www.wiznet.co.kr/>) и може да комуникира под TCP или UDP. Разполага със слот за micro-SD карта, която може да се използва за съхранение на файлове, които се изпращат по Интернет. Платката може да служи като сървър или клиент. Микроконтролерът Arduino комуникира с шийлда чрез SPI интерфейс.



Фиг. 2. Ардуино Ethernet шийлд

- **Преобразувател на интерфейс TTL RS 232 – RS 485** (фигура 3). Платката позволява изграждането на мрежа от до 32 устройства по интерфейса RS 485 с възможност за обмен на информация на разстояние до 1200 метра.



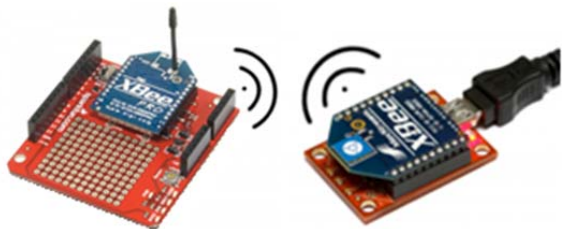
Фиг. 3. Модул TTL RS 232 – RS 485.

Възможно е да бъде конфигурирана едновременна работа по двата канала за проводна връзка (Ethernet и RS 485). По този начин се създава възможност резултати от измервания, реализирани с използване на преобразуватели, разполагащи с интерфейс RS 485, да бъдат предавани по Ethernet през Arduino Uno до произволен обработващ информацията компютър.

Безжичните технологии в стенда са представени от модулите:

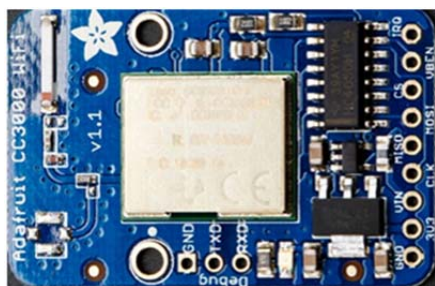
- **Xbee Proto шийлд** - позволява на Arduino Uno да комуникира безжично посредством радио модул. Създаден е за серията Xbee XB24-Z7CIT-004 на Digi (<http://www.digi.com/products/>) и позволява изграждането на по-сложни мрежи чрез Xbee ZB ZigBee протокола. Този модул прави комуникацията между микроконтролери, компютри и всякакви други устройства със сериен порт лесна и сигурна. Поддържа мрежи с два или повече модула. Може да се използва като заместител на USB

кабела за връзка между Arduino и компютър или в сложна mesh мрежа. Преко̀нфигурирането на Xbee модула, използването му за комуникация с Arduino, както и препрограмирането на Arduino контролера се осъществява без да се сваля шийлда. Възможно е съвместна работа на шийлда с Xbee Експлорър USB модул, притежаващ лесен за употреба USB към Serial интерфейс за серията модули за безжична комуникация Xbee. Това позволява изграждане на връзка между контролера и персонален компютър както е показано на фигура 4. (<https://learn.sparkfun.com/>)



Фиг.4. Xbee Proto шийлд и Xbee Експлорър USB модул.

- **WiFi модул CC3000** (фигура 5) - поддържа 802.11b/g стандарти, както и следните криптирания на безжичната връзка open/WEP/WPA/WPA2 с TKIP & AES (<http://www.adafruit.com/products/1469>). Поддържа TCP/IP стека с "BSD socket" интерфейс. С TCP и UDP протокол може да работи в клиентски или сървърен режим. Използва SPI интерфейс за комуникация с Arduino платката. Производителността на антената, въпреки че е вградена, е много добра и постига обхват сравним с този на WiFi модулите използвани в модерните смартфони.

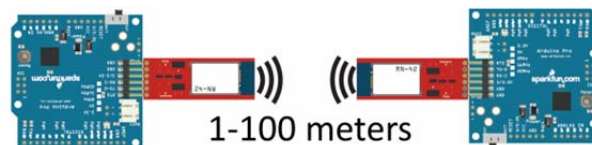


Фиг. 5. Wi-Fi модул CC3000.

- **Bluetooth модем BlueSMiRF Gold**. Представеният на фигура 6 модул BlueSMiRF е последното поколение Bluetooth безжичен заместител на серийния кабел от SparkFun Electronics. Модемът може да се използва като серийна (RX/TX) тръба (<https://learn.sparkfun.com/tutorials>) (фигура 7) между два контролера Arduino Uno или между контролер Arduino Uno и персонален компютър при скорост на комуникация от 2400 до 115200bps). Изпробван е успешно в открити пространства с обхват на връзката около 100 метра.



Фиг. 6. Bluetooth модем BlueSMiRF Gold.



Фиг. 7. Серийна (RX/TX) тръба с BlueSMiRF Gold.

- **IQRF модул** (фигура 8) представлява радиомодул, поддържащ MESH мрежова топология, разработена от фирмата Microgisc. IQRF радиомодулите намират приложение при изграждане на безжични мрежи, използващи отворен IQMESH протокол. Имат вградена операционна система, която обезпечава софтуерната поддръжка на радиокомуникацията и предоставя набор от стандартни функции, които могат да се използват от потребителската програма. Това изключително опростява разработването на приложен сафтуер. Предлага се с безплатна развойна среда и C компилатор. Модулът разполага с цифрови и аналогови входове и изходи, SPI, UART, I2C, PWM. Също така са налични „Gateway“ модули, реализиращи интерфейс от IQRF към USB, Ethernet, GSM и модул за контрол чрез сензорен екран. Мрежата поддържа до 65 000 уникални адреса и до 240 препредавания в MESH топология с разстояние на радиовръзката между два модула до 700m с миниатюрна антена и изходна мощност само 3.5mW. Изключително ниската консумация в режим на приемане - до 35uA позволява дълъг период на експлоатация при батерийно захранване.

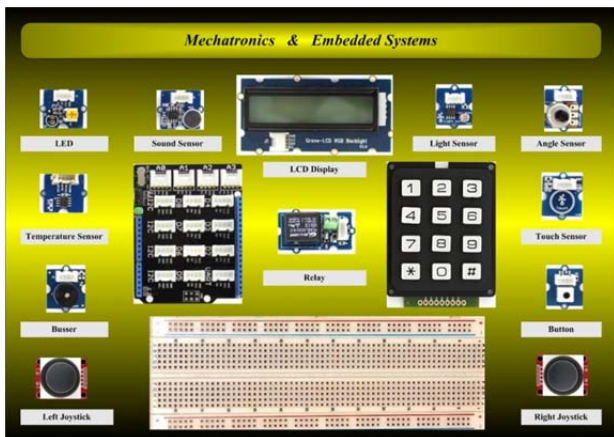


Фиг. 8. IQRF модул.

Разположението на представените модули дава възможност да се конфигурират различни по структура и възможности системи, да се осъществява връзка както между отделните стендове, така и между стендовете и персонални компютри или програмируеми контролери, използвани в качеството си на диагностични или управляващи системи.

Стенд „Мехатроника и вградени системи“

В основата си стендът (фигура 9) е изграден от модула Grove-Starter Kit for Arduino (<https://solarbotics.com/catalog/>). Той включва Arduino съвместим базов шийлд, реле, сензори за звук, докосване, ъгъл на завъртане, сирена, температурен сензор, бутон, сензор за осветеност, светодиода и мини сервозадвижване. Допълнително са включени LCD индикатор, клавиатура и два джойстика. Вградената 840-пинова бредборд платка позволява допълнително надграждане на възможностите за създаване на достатъчно сложни системи.



Фиг. 9. Стенд „Мехатроника и вградени системи“.

Стендът е комплектован с роботизираната ръка OWI - 535 на Omnitron Electronics (фигура 10).

Комплектът OWI-535 Robotic Arm Edge Kit (<http://www.owirobots.com/store/index.php>) е роботизирана ръка с дистанционно управление с пет степени на свобода и 100 грама товароподемност. В него са използвани пет двигателя с редуктори, защитени от претоварване.

Параметрите на движенията са:

- ъгъл на завъртане на китките - 120°;
- ъгъл на завъртане на лактите - 300°;
- ъгъл на завъртане на рамото - 180° ;
- ъгъл на завъртане на основата - 270° ;
- преместване на захващания механизъм от 0 до 4.5cm.



Фиг. 10. OWI-535 Robotic Arm Edge Kit

Манипулаторът може да бъде управляван:

- директно, с помощта на бутони и превключватели;
- програмно, с използване на двата джойстика и възможностите, заложи в стенда „Мехатроника и вградени системи“;
- дистанционно, с използване на мрежовите технологии по RS 485 или Ethernet;
- дистанционно, с използване на безжични комуникационни модули.

Използването на ZigBee, IQRF или Wi-Fi позволява да бъдат управлявани и няколко манипулатора едновременно с помощта на персонален компютър.

Заклучение

Разработените стендове представляват една комплексна, свободно конфигурируема система, даваща възможност за реализация на разнообразни задачи в областта на проектирането и разработването на разпределени информационни, диагностични и управляващи системи. Съчетаването на съвременни комуникационни средства с възможностите на системите с отворен код Arduino и мехатронните системи на Omnitron Electronics позволяват да се реализират проекти с различно ниво на сложност в областта на събиране и обработка на данни, предаване на информацията чрез различни видове комуникационни системи, както и изграждане на безжични системи за управление на роботизирани системи.

Предоставената от стенда развойна среда може да се използва при проектирането на мобилни системи за мониторинг на параметрите на околната среда, следене на местоположението на машините в минно-добивната промишленост, изграждане на отдалечени системи за диагностика и др.

Перспективни направления за развитие са:

- изграждане на комуникационни мрежи с повишена надеждност, осъществяващи автоматична промяна на трасето на използвания канал в зависимост от особеностите и моментното състояние на околната среда;
- изграждане на мониторингови или диагностични системи, захранвани с енергия от околната среда, с което се избягва необходимостта от наличието на енергийни източници и се постига автономност на работа за много големи интервали от време;
- изграждане на препрограмируеми по радиоканал измервателни и диагностични системи, което позволява лесна промяна на параметрите на измерванията, методите за обработката на информацията и алгоритмите на работа, без да е необходимо съответното устройство да бъде демонтирано.

Всички компоненти на платформата - хардуер, софтуер и документация са свободно достъпни и с отворен код. Те са подходящи за използване както в учебния процес така и при реализация на научно-изследователски задачи, ориентирани към системи за измерване, комуникация, диагностика и управление.

Литература

- <http://www.arduino.cc/en/Reference/Ethernet>
- <http://www.owirobots.com/store/index.php>
- <http://www.wiznet.co.kr/>
- <http://www.digi.com/products/>
- <https://learn.sparkfun.com/tutorials/xbee-shield-hookup-guide>
- <http://www.adafruit.com/products/1469>
- <https://learn.sparkfun.com/tutorials/>
- <https://solarbotics.com/catalog/grove/2/>

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Автоматизация на минното производство“.

ЕДНА ЗАДАЧА ЗА ДВИЖЕНИЕ НА ТВЪРДО ТЯЛО С НЕПОДВИЖНА ТОЧКА

Асен Стоянов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ: Компютърните технологии могат визуално да представят кинематиката на движение на точки или тела. Тяхното прилагане е свързано с избора на форми за представяне на кинематичните параметри и по този начин скоростите и ускоренията могат да се определят за произволен момент от време. Представено е изследване със системата MathCAD върху сложното движение на твърдо тяло, извършващо ротации около две пресичащи се в неподвижна точка оси. Всички кинематични параметри са представени във векторна форма, а крайните резултати са изобразени графично в подвижната и неподвижната координатни системи.

A TASK FOR THE MOVEMENT OF A RIGID BODY WITH THE FIXED POINT

ASEN STOYANOV

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, E-mail: asen_dragomirov@mail.bg

ABSTRACT: Computer technologies can visually represent the kinematics of movement points or bodies. Their application is related to the choice to forms for presentation of the kinematic parameters and thus the speeds and accelerations may be laid down for any point of time. It is presented a study on the complicated motion of a solid body, which carries out rotations around two intersecting axes in fixed point, with the system MathCAD. All kinematic parameters are presented in vector form and the final results are displayed graphically in the mobile and fixed coordinate systems.

Въведение

Решена е конкретна задача, свързана с търкаляне без плъзгане на прав кръгов конус A с една неподвижна точка върху равнината B - фиг. 1.

Използването на векторна форма за представяне на кинематичните параметри, на трансформационната матрица, както и реализацията на решението с помощта на системата MathCAD водят до съществено опростяване и съкращаване на пътя до крайния резултат.

Определяне на ъгловите за тяло A и линейните за точка M скорости с пакета MathCAD

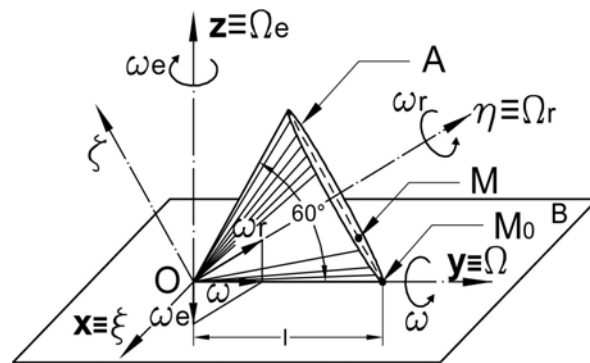
За показаното на фиг. 1. твърдо тяло A , участващо в две въртеливи движения около пресичащите се в неподвижната точка O оси, да се определят за произволен момент от време:

- траекторията на движение на точка M в неподвижната координатна система;
- ъгловата скорост и ъгловото ускорение на тялото в подвижната и неподвижната координатни системи;
- скоростта и ускорението на точка M ,

ако оста на симетрия на тялото η се върти с постоянна ъглова скорост ω_e около неподвижната ос z .

Зададени са:

$$l = 40 \text{ cm}; \quad 2 \cdot \gamma = 60^\circ; \quad M_0M = 12 \text{ cm}.$$

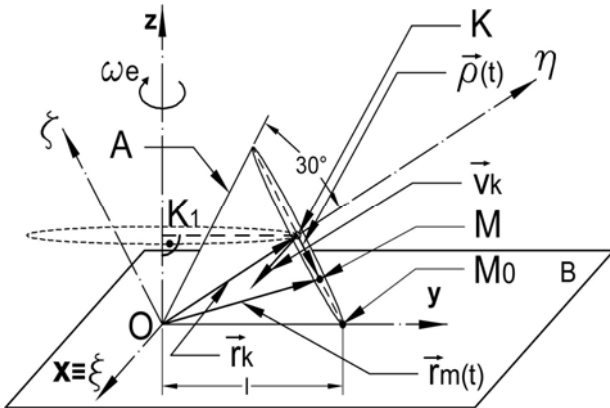


Фиг. 1. За текущия момент от движението на тяло A : положенията на неподвижните точки M_0 и M ; $Oxyz$ – неподвижна координатна система; $O\xi\eta\zeta$ – подвижна координатна система; $O\Omega$ – моментно неподвижна ос на ротация; $O\eta$ – подвижна ос на конуса, съвпадаща с оста $O\Omega$, около която той извършва относително въртене; z – неподвижна ос на конуса, съвпадаща с оста $O\Omega$, около която той извършва преносно движение.

Решение:

Първоначално се присвояват дадените физични величини както и тези, необходими за по-нататъшните изчисления. Определят се във векторна форма преносната и релативната ъглови скорости за осите на подвижната координатна система $O\xi\eta\zeta$. В същата се изразяват и:

- ъгловата скорост на конуса;
- ъглите на относително и преносно завъртане;
- радиус-векторите на т. K и на т. M по отношение на т. K – фиг. 2 и фиг. 3. (Стоянов А., Сердега Ю. П. и др. 2013г.)



Фиг. 2. Траектория на т. K , скорост и геометрични параметри, определящи положението на т. M

$$OM_0 := 1 \quad l := 40 \quad \omega_e := \frac{\pi}{3} \quad M_0M := 12 \quad \gamma := \frac{30}{180} \cdot \pi$$

$$OK := 1 \cdot \cos(\gamma) \quad KM_0 := 1 \cdot \sin(\gamma)$$

$$\omega_{2e} := \omega_e \cdot (0 \quad -\cos(2 \cdot \gamma) \quad -\cos(\gamma))^T \quad KK_1 := OK \cdot \sin(2\gamma)$$

$$\omega_r := \frac{KK_1 \cdot \omega_e}{KM_0} \quad \varphi(t) := \omega_r \cdot t \quad \omega_{2r} := (0 \quad \omega_r \quad 0)^T$$

$$\alpha(t) := -\omega_e \cdot t \quad \omega_2 := \omega_{2e} + \omega_{2r} \quad r_k := (0 \quad 1 \cdot \cos(\gamma) \quad 0)^T$$

$$\rho(t) := (1 \cdot \sin(\gamma) - M_0M) \cdot (\cos(\varphi(t)) \quad 0 \quad -\sin(\varphi(t)))^T$$

Фиг. 3. Присвоени стойности и аналитични зависимости.

За да се изрази радиус-векторът на т. M , както и нейните скорости в неподвижната координатна система, е необходимо използването на матрица за линейно преобразуване на координатите $s_1(t)$ фиг. 4. (Сердега Ю. П. и др. 2013г.)

$$rm_1(t) := (rm(t)^T \cdot s_1(t))^T$$

$$V_{rm}(t) := \omega_{2r} \times \rho(t) \quad V_{rm_1}(t) := (V_{rm}(t)^T \cdot s_1(t))^T$$

$$V_{em}(t) := \omega_{2e} \times rm(t) \quad V_{em_1}(t) := (V_{em}(t)^T \cdot s_1(t))^T$$

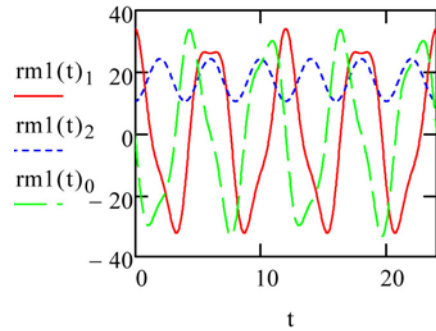
$$V_m(t) := V_{rm}(t) + V_{em}(t) \quad V_{m_1}(t) := (V_m(t)^T \cdot s_1(t))^T$$

Фиг. 4. Проекции на:

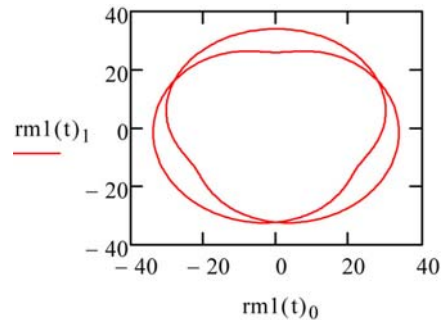
- а) радиус-вектора на т. M върху $Oxyz$;
- б) релативната, преносната и абсолютната скорост на т. M върху $O\xi\eta\zeta$ и $Oxyz$;

Графичният редактор на MathCAD позволява нагледното изобразяване на траекторията на т. M (Стоянов А.).

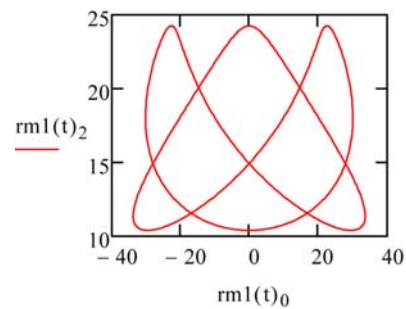
На фигурите с номера 5÷8 са показани както измененията на проекциите на радиус-вектора върху осите на $Oxyz$, така и траекторията на т. M , проектирана върху трите координатни равнини.



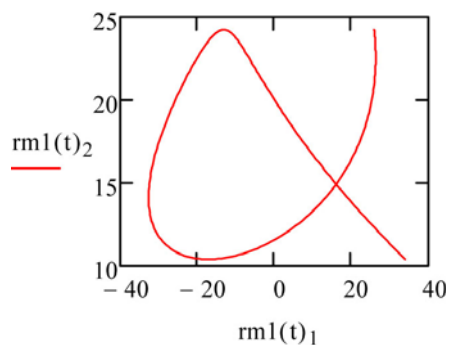
Фиг. 5. Изменение проекциите на радиус – вектора \vec{r}_m по трите оси на $Oxyz$



Фиг. 6. Проекция на траекторията на т. M върху равнината Oxy

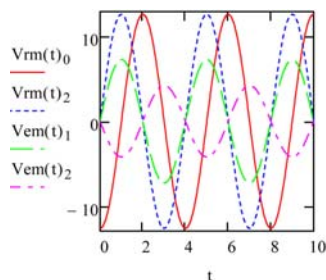


Фиг. 7. Проекция на траекторията на т. M върху равнината Oxz



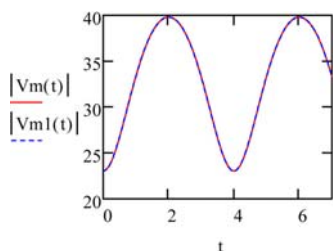
Фиг. 8. Проекция на траекторията на т. M върху равнината Oyz

Закономерностите в измененията на относителната и преносната скорости са представени графично на фиг. 9.



Фиг. 9. Изменение проекциите на относителната и преносна скорости на т. M .

Хармоничният закон на изменение в големината на абсолютната скорост на т. M е показан на фиг. 10.



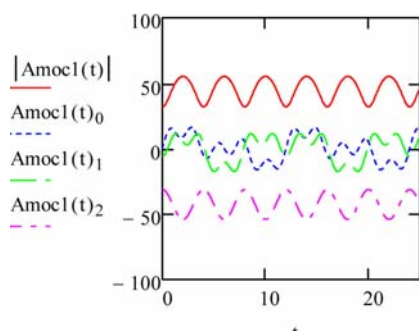
Фиг. 10. Функционална зависимост на абсолютната скорост от t , графично изразена в двете координатни системи – $O\xi\eta\zeta$ и $Oxyz$.

Определяне на ъгловите ускорения за тяло A и линейните за точка M с пакета MathCAD

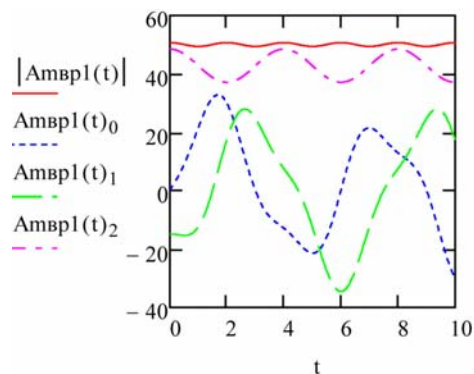
За конкретния случай преносното и релативното ъглови ускорения на тяло A са равни на нула. Абсолютното ъглово ускорение на конуса е с направление, перпендикулярно на равнината, определена от ω_e и ω_r , и е удобно да бъде определено в $Oxyz$ фиг. 11.

$$\begin{aligned} \epsilon_{2a} &:= \omega_{2e} \times \omega_{2r} \quad \epsilon_{1a}(t) := (\epsilon_{1a}(t)^T \cdot s_1(t))^T \\ A_{\text{moc}2}(t) &:= \omega_2 \times V_m(t) \quad A_{\text{moc}1}(t) := (A_{\text{moc}2}(t)^T \cdot s_1(t))^T \\ A_{\text{mвр}2}(t) &:= \epsilon_{2a} \times r_m(t) \quad A_{\text{mвр}1}(t) := (A_{\text{mвр}2}(t)^T \cdot s_1(t))^T \\ A_{m2}(t) &:= A_{\text{mвр}2}(t) + A_{\text{moc}2}(t) \quad A_{m1}(t) := (A_{m2}(t)^T \cdot s_1(t))^T \end{aligned}$$

Фиг. 11. Абсолютни – ъглово и линейно ускорения на т. M .



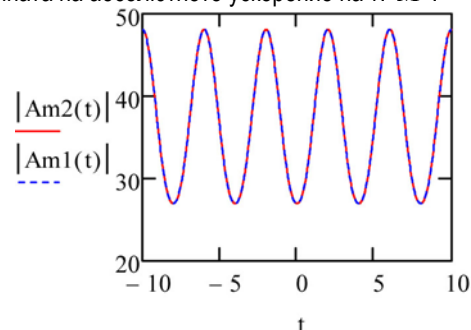
Фиг. 12. Големината и три проекции на осостремителното ускорение върху осите на $Oxyz$.



Фиг. 13. Изменения в зависимост от t на големината и проекциите на въртеливото ускорение на т. M .

Закономерността в измененията при осостремителното и въртеливото ускорения е показана на фигури 12 и 13, а на абсолютната скорост \vec{V}_m – на фиг. 10.

На фиг. 14 е показано периодичното изменение на големината на абсолютното ускорение на т. M .



Фиг. 14. Абсолютното ускорение на т. M , представено в $O\xi\eta\zeta$ и $Oxyz$.

Заклучение

Представеното изследване със системата MathCAD върху сложното движение на твърдо тяло, извършващо ротации около неподвижна точка, демонстрира бързина, простота и възможност за контрол в хода на решението (виж фигури 10 и 14).

Прилагането на матричните методи при решаване на инженерни задачи позволява изследването на величините в пълен обем, както това беше показано в статията.

Възможността за интеграция между MathCAD, MATLAB и Excel, например, предоставя незаменим инструмент за автоматизация на изчислителния процес при решаването на сложни системи от инженерната практика.

Литература

- Стоянов, А. Комплексно изследване на криволинейно движеща се точка, International Conference on Engineering, Technologies and Systems TECHSYS 2015, Пловдив.
- Сердега Ю. П., Некрутов В.Г., 2013. Решение задач механики с применением компьютерных технологий, 34-41 стр., Челябинск.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Техническа механика“.

ИЗСЛЕДВАНЕ СЪСТАВНОТО ДВИЖЕНИЕ НА ТОЧКА С MATHCAD

Асен Стоянов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ: Прилагането на компютърни технологии при изследване движението на точка помага за нагледното представяне кинематиката на нейното движение и предоставя възможност за определяне на кинематичните параметри за произволен момент от време, като се избягват трудоемките аналитични изчисления. Изследването на сложното движение на материална точка с пакета MathCAD демонстрира своята изчерпателност, бързина, простота при получаване, както и възможността за анализ на крайните резултати.

EXPLORE THE COMPLEX MOVEMENT OF A POINT WITH MATHCAD

Asen Stoyanov

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, E-mail: asen_dragomirov@mail.bg

ABSTRACT: The application of computer technology in the research of the point movement, helps to visualize the kinematics of her movement and provides an opportunity for the determination of kinematic parameters for random point of time, avoiding the laborious analytical calculations.

Study the complex movement of a material point package MathCAD, demonstrates its comprehensiveness, speed, simplicity in getting and the opportunity for analysis of final results.

Въведение

Решението на задачи за съставно движение на точка по класическия начин е свързано с извършване на трудоемки и еднообразни математически операции. Представява проблем и визуализирането на изменението на скоростите и ускоренията при „ръчно решение“.

Всичко това се преодолява при:

- представяне на движението във векторна форма;
- използване на квадратна матрица 3×3 за линейно преобразуване координатите на точката;
- използване на системата MathCAD.

Формулиране на задачата, определяне траекторията, преносната, релативната и абсолютната скорост на точката

В кораво свързания канал към оста AB се движи точка M . Оста AB е подпряна шарнирно в точките A и B (фиг. 1).

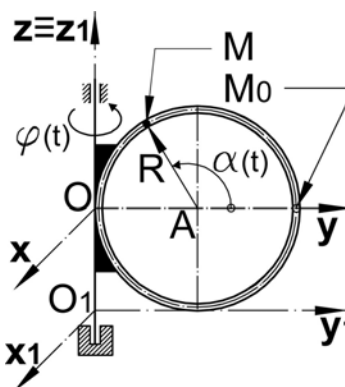
Избраните координатни системи на фиг. 1. са както следва: $Oxyz$ – неинерциална и $Ox_1y_1z_1$ – инерциална.

Зададени са:

- радиусът на оста на канала – $R = 10\text{ cm}$;
- законът за преносно движение на канала – $\varphi(t) = 4 \cdot t - 0,2 \cdot t^2 \text{ rad}$;
- законът за относително движение на т. M спрямо

$$\text{канала} - S(t) = R \cdot \frac{\pi}{7} \cdot t^2, \text{ cm}$$

Да се изобразят графично закономерностите в измененията на скоростите и ускоренията на точката, а крайните резултати от изследването да се проверят.



Фиг. 1. Изчислителна схема

Решение:

Алгоритъмът на решението включва следните етапи:

- I. Построяване траекторията на сложното движение на точката и контура на оста на канала;
- II. Визуализиране закономерностите в изменението на ъгловите скорости и ускорения;
- III. Визуализиране закономерностите в изменението на скоростите и ускоренията на точката;
- IV. Съпоставка на получените резултати.

Eman I^{bu}

Системата MathCAD и векторната форма за представяне движението на т. *M* дават възможност нагледно да се изобразят:

- нейното положение за началния и произволен момент от време;
- описаната от нея траектория;
- контурът на оста на канала и неговия център.

Линейното преобразуване на координатите на т. *M* се извършва чрез квадратната матрица $L1(t)$ 3×3 , фиг. 2.

Изчислителните и графични резултати от I^{виз} етап на решението са показани на фигури 2 и 3.

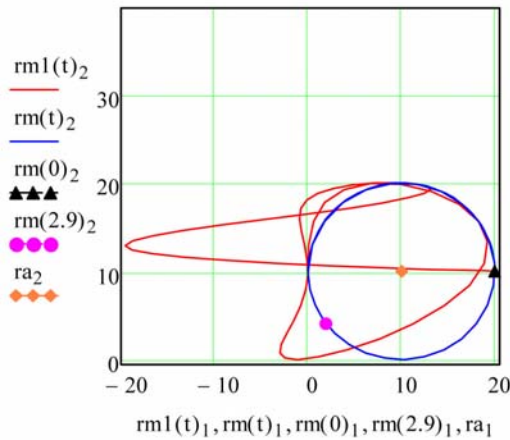
$$R := 10 \quad S(t) := R \cdot \frac{\pi}{7} \cdot t^2 \quad \varphi(t) := 4 \cdot t - 0.2 \cdot t^2 \quad \alpha(t) := \frac{S(t)}{R}$$

$$t0 := 4.6 \quad t := 0, \frac{t0}{72} + 0.01 \dots t0 + 0.01 \quad ra := (0 \ R \ R)^T$$

$$\rho(t) := R \cdot (0 \ \cos(\alpha(t)) \ \sin(\alpha(t)))^T \quad rm(t) := ra + \rho(t)$$

$$rm1(t) := (rm(t)^T \cdot L1(t))^T$$

Фиг. 2. Присвояване стойности на геометричните параметри; Формиране на изследвания интервал от време и неговата стъпка; Формиране радиус-векторите на точката.



Фиг. 3. Графично представяне на оста на канала върху Oy_z , траекторията на т. *M* върху Oy_1z_1 , началното положение на т. *M*, центъра на канала, положението на т. *M* за $t = 2,9s$

Eman II^{pu}

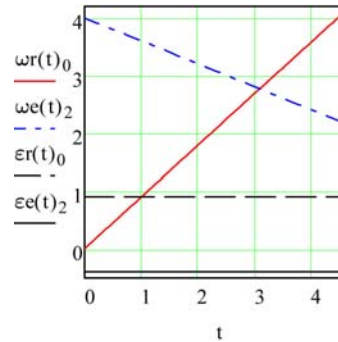
Вторият етап е показан на фигури 4 и 5.

$$\omega x(t) := \frac{d}{dt} \alpha(t) \quad \omega r(t) := (\omega x(t) \ 0 \ 0)^T$$

$$\omega z(t) := \frac{d}{dt} \varphi(t) \quad \omega e(t) := (0 \ 0 \ \omega z(t))^T$$

$$\epsilon r(t) := \left(\frac{d^2}{dt^2} \alpha(t) \ 0 \ 0 \right)^T \quad \epsilon e(t) := \left(0 \ 0 \ \frac{d^2}{dt^2} \varphi(t) \right)^T$$

Фиг. 4. Формиране векторите на релативната и преносната ъглова скорост, и релативното и преносното ъглово ускорение;



Фиг. 5. Графично представяне на релативната и преносната ъглова скорост и релативното и преносно ъглово ускорение.

Eman III^{mu}

Определянето и визуалното представяне на изменението на преносната, релативната и абсолютната скорост на т. *M* в зависимост от времето, както и техните големина са показани на фигури от 6 до 10.

$$Vr(t) := \omega r(t) \times \rho(t)$$

$$Ve(t) := \omega e(t) \times rm(t)$$

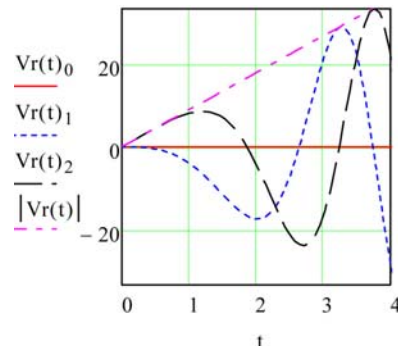
$$Ve1(t) := (Ve(t)^T \cdot L1(t))^T$$

$$Vr1(t) := (Vr(t)^T \cdot L1(t))^T$$

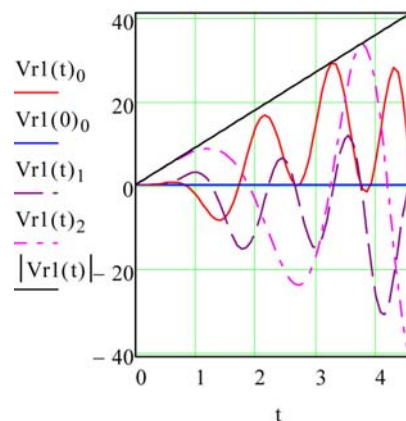
$$V(t) := Ve(t) + Vr(t)$$

$$V1(t) := Ve1(t) + Vr1(t)$$

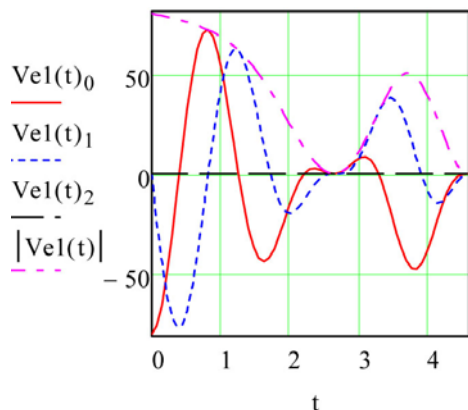
Фиг. 6. Релативната, преносната и абсолютната линейна скорост на т. *M*



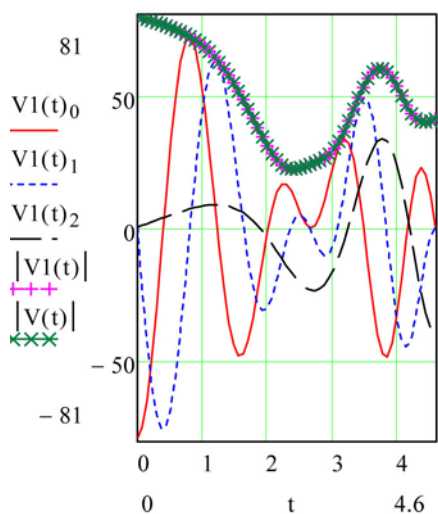
Фиг. 7. Закономерности в изменението на големината и проекциите на релативната скорост върху осите на $Ox_1y_1z_1$;



Фиг. 8. Закономерности в изменението на големината и проекциите на релативната скорост върху осите на $Ox_1y_1z_1$;



Фиг. 9. Закономерности в изменението на големината и проекциите на преносната скорост върху осите на $Ox_i y_i z_i$;



Фиг. 10. Закономерности в изменението на големината и проекциите на абсолютната скорост върху осите на $Ox_i y_i z_i$;
Извършена е и графична проверка (съпоставка) за верността на крайния резултат – съвпадение на големините на абсолютните скорости в $Ox_i y_i z_i$ и $Oxyz$;

Определянето и графичното представяне на измененията при преносното, релативното, кориолисовото и абсолютното ускорения на т. M , както и техните големина са представени на фигури от 11 до 14.

$$Ar(t) := \omega r(t) \times Vr(t) + \epsilon r(t) \times \rho(t)$$

$$Ar1(t) := (Ar(t)^T \cdot L1(t))^T$$

$$Ae(t) := \omega e(t) \times Ve(t) + \epsilon e(t) \times rm(t)$$

$$Ac(t) := 2 \cdot (\omega e(t) \times Vr(t))$$

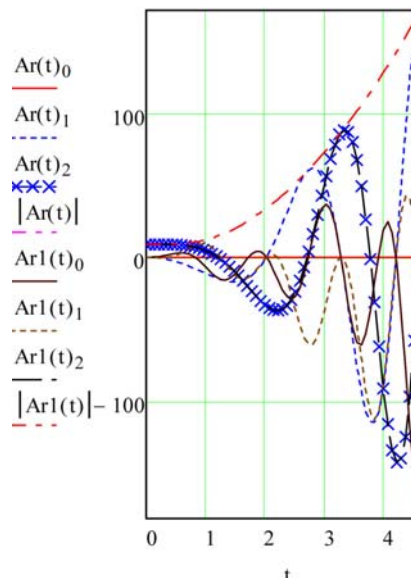
$$Ae1(t) := \omega e(t) \times Ve1(t) + \epsilon e(t) \times rm1(t)$$

$$Ac1(t) := 2 \cdot (\omega e(t) \times Vr1(t))$$

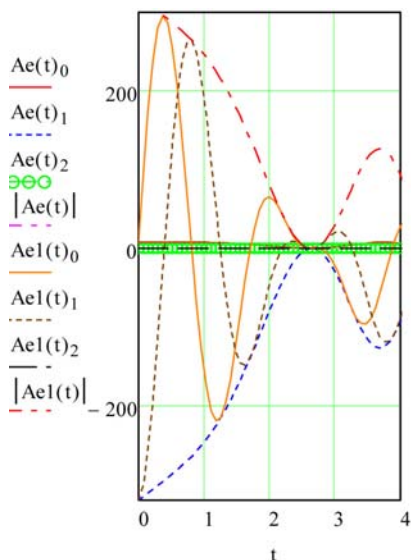
$$A(t) := Ar(t) + Ae(t) + Ac(t)$$

$$A1(t) := Ar1(t) + Ae1(t) + Ac1(t)$$

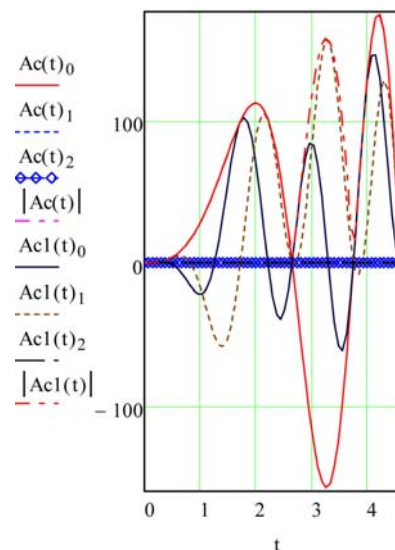
Фиг. 11. Формиране на вектори.



Фиг. 12. Графично представяне изменението на големината и проекциите на $Ar(t)$ и $Ar1(t)$;

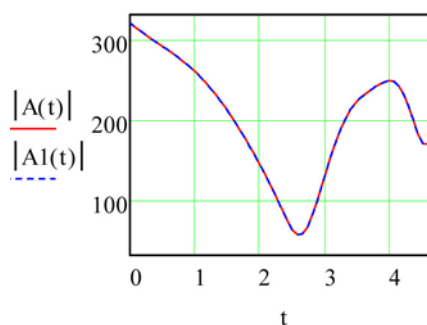


Фиг. 13. Графично представяне изменението на големината и проекциите на $Ae(t)$ и $Ae1(t)$;



Фиг. 14. Графично представяне изменението на големината и проекциите на $Ac(t)$ и $Ac1(t)$;

На фигура 15 са съпоставени двете изменения на модулите на абсолютните линейни ускорения във функция на времето "t" в пространствата на $Oxyz$ и $Ox_1y_1z_1$.



Фиг. 15. Графична проверка за големините на $A(t)$ и $A1(t)$;

Заклучение

Трудностите при „ръчното изследване“, свързани с изобразяване на траекторията на сложното движение на т. M в проекция върху Oy_1z_1 , изчезват при използване на пакета MathCAD.

Автоматизираният изчислителен процес и графичният

редактор на MathCAD позволяват да се проследява изменението както на компонентите така и на големините на изследваните величини, което от своя страна дава възможност за извършване на корекции в изходните данни с цел постигане на оптимални кинематични параметри.

Литература

- Бертяев В., 2005, Теоретическая механика на базе Mathcad - практикум, „БХВ-Петербург“, Санкт-Петербург, стр. 739
- Goranov P., V. Stancheva, G. Dinev, M. Jancheva, A conceptual model of internet oriented system for tolerance analysis of mechanical assemblies, Proc. Of Int. Conference, 2005, Sozopol, pp. 64-67.
- Стоянов А., 2014г. Изследване равновесието на тяло, натоварено с равнинна система сили, посредством Mathcad, XVI-та международна научна конференция „Управление и устойчиво развитие“ 21-23/03/2014г., Юндола.
- Стоянов А., 2014г. Изследване равновесието на равнинна система от две тела с Mathcad, XIV Международна научна конференция ВСУ'2014г., 5-6/06/2014г. С, стр. 39-43.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Техническа механика“.

ИЗСЛЕДВАНЕ ВЪРХУ НАПРЕЖЕНИЯТА И ДЕФОРМАЦИИТЕ В РАЗНОМОДУЛНА ГРЕДА

Симеон Сезонов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София, sezonov_si@abv.bg

РЕЗЮМЕ: В работата са изследвани напрегнатото и деформирано състояние в стъпаловидна греда, натоварена на огъване. Материалът е приет за изотропен с различни модули на опън и на натиск. Напреженията и преместванията са получени числено в гредата, запъната в единия край с напречно сечение, състоящо се от правоъгълник с правоъгълен отвор.

Ключови думи: теория на еластичността, напрежения, деформации, разномодулна греда

RESEARCH ON STRESS AND DEFORMATION IN MULTIMODULUS BEAM

Simeon Sezonov

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, sezonov_si@abv.bg

ABSTRACT: The paper studied stress and strain state in a stepped beam bending loads. The material is approved for isotropic with different modulus of tension compression. Stresses and displacements are obtained numerically in beam fixed to one end of a cross section consisting of a rectangle with a rectangular opening.

Key words: theory of elasticity, stress and displacements, field with different modulus of tension-compression

Въведение

Изследването е в областта на съпротивление на материалите и е съсредоточено върху изучаването на разномодулна греда, на която са намерени геометричните характеристики на напречното сечение. За нея са определени линейните деформации и напрежение.

В работата е представен анализ на напреженията и деформациите в разномодулна греда, подложена на чисто огъване. Основните уравнения на равнинната теория на разномодулно анизотропни тела е получена в монографията (Амбарцумян С. А). С теорията на напреженията и деформациите са се занимавали редица автори (Иванчев 1972, Трифонова-Генова 2014, Сезонов 2014 и др.).

Цел на работата е да се получат:

- аналитични изрази за преместванията в стъпаловидна греда, подложена на чисто огъване;
- числени решения в разномодулна и равномодулна греда със съставено от правоъгълници напречно сечение и сравняването им;
- уравнения на еластичната линия на гредата, както и зависимости за пресмятане на напреженията.

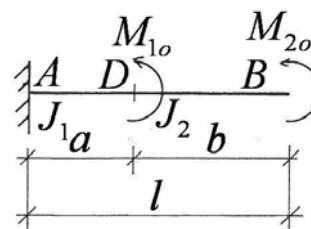
Резултатите са илюстрирани с числен пример.

Изложение

Постановка на задачата

Разглежда се греда, натоварена с огъващи моменти, успоредни на x_2 , лежащи на равнината Ax_1x_3 (фиг. 1). В рамките на първи и втори участък натоварването е постоянно:

$$M_{2,1}(x) = M_{1o}; \quad M_{2,2}(x) = M_{1o} + M_{2o}. \quad (1)$$



Фиг. 1. Схема на стъпаловидна греда, натоварена на огъване

Материалът на гредата има различни характеристики на опън ($i = 1$) и на натиск ($i = 2$). При това коефициентите на деформации във всеки участък ($j = 1, 2$) са:

$$a_{11,j}^i = \frac{1}{E_{11,j}^i}; \quad a_{12,j}^i = a_{13,j}^i = \frac{\mu_j^i}{E_{11,j}^i}, \quad (2)$$

където:

$E_{11,j}^i$ и μ_j^i са модули на Юнг и коефициенти на Поасон на опън и натиск.

Напречното сечение във всеки участък е различно с коравини:

$$EJ_{red,j} = E_{11}^1 J_{2,j}^1 + E_{11}^2 J_{2,j}^2, \quad (3)$$

където:

$J_{2,j}^i$ са инерционни моменти за двете зони (на опън и натиск).

Напрежения в разномодулна греда

Напреженията в разномодулна стъпаловидна греда имат вида:

$$\sigma_{11,j}^i = k_{i,j} \cdot x_3^i, \quad (4)$$

където

$$k_{i,j} = \frac{M_j}{a_{11,j}^i EJ_{red,j}}.$$

Когато напречното сечение на гредата е постоянно във всеки участък, то и коравината е постоянна, а коефициентът има вида:

$$k_i = \frac{M_j}{a_{11}^i EJ_{red}}. \quad (5)$$

В случай че участъкът е един, изразът (4) съвпада с получения в (Иванчев 1972).

Еластични премествания в разномодулна греда

Като се използва алгоритъмът за получаване на преместванията в цитирания източник, за компонентите на преместванията за двата участъка имаме изразите:

$$\begin{aligned} u_{1,1}^i &= a_{1,j} + C_{1,j}^i x_2 + C_{3,j}^i x_3 + C_{5,j}^i; \\ u_{2,j}^i &= a_{2,j} - C_{1,j}^i x_1 + C_{2,j}^i x_3 + C_{4,j}^i; \\ u_{3,j}^i &= a_{3,j} - C_{2,j}^i x_2 - C_{3,j}^i x_1 + C_{6,j}^i, \end{aligned} \quad (6)$$

където:

$$\begin{aligned} a_{1,j} &= a_{11}^i k_{i,j} x_3 x_1; \quad a_{2,j} = a_{12}^i k_{i,j} x_2 x_3; \\ a_{3,j} &= a_{11}^i k_{i,j} \frac{x_3^2}{2} - a_{12}^i k_{i,j} \frac{x_2^2}{2} - a_{11}^i k_{i,j} \frac{x_1^2}{2}. \end{aligned}$$

Освен функциите на преместванията са необходими и функциите на завъртанята. Те се определят от:

$$\theta_{1,j}^i = \frac{\partial u_{1,j}^i}{\partial x_1} = a_{11,j}^i \cdot k_{i,j} x_3; \quad \theta_{2,j}^i = \frac{\partial u_{2,j}^i}{\partial x_1} = -C_{1,j}^i;$$

$$\theta_{3,j}^i = \frac{\partial u_{3,j}^i}{\partial x_1} = -a_{11,j}^i \cdot k_{i,j} \cdot x_1 - C_{3,j}^i. \quad (7)$$

Интеграционните константи C_l^i , $l = 1, \dots, 6$ в уравнения (6) и (7) се определят от геометричните условия в конзолно запъната опора A :

$$\begin{aligned} u_{1,1}^i &= 0; \quad u_{2,1}^i = 0; \quad u_{3,1}^i = 0; \\ \frac{\partial u_{1,1}^i}{\partial x_3} &= 0; \quad \frac{\partial u_{1,1}^i}{\partial x_1} = 0; \quad \frac{\partial u_{2,1}^i}{\partial x_3} = 0; \end{aligned} \quad (8)$$

и на границата D между двата участъка:

$$\begin{aligned} x_1 &= a; \quad x_2 = 0; \quad x_3 = 0; \\ u_{1,1}^i &= u_{1,2}^i; \quad u_{2,1}^i = u_{2,2}^i; \quad u_{3,1}^i = u_{3,2}^i; \\ \frac{\partial u_{3,1}^i}{\partial x_1} &= \frac{\partial u_{3,2}^i}{\partial x_1}; \quad \frac{\partial u_{2,1}^i}{\partial x_1} = \frac{\partial u_{2,2}^i}{\partial x_1}. \end{aligned} \quad (9)$$

След заместване на (6), (7) в (8) и (9) се получават следните стойности на интеграционните константи:

$$\begin{aligned} C_{\ell,1}^i &= 0; \quad \ell = 1, 2, \dots, 6; \\ C_{1,2}^i &= 0; \quad C_{2,2}^i = -a_{11}^i k_{i,2} a l; \quad C_{3,2}^i = a_{11}^i k_{i,1} a; \\ C_{4,2}^i &= 0; \quad C_{5,2}^i = 0; \quad C_{6,2}^i = -a_{11}^i k_{i,2} \frac{a^2}{2}. \end{aligned} \quad (10)$$

Окончателните изрази за еластичните премествания за двата участъка имат вида:

$$\begin{aligned} u_{1,j}^i &= a_{1,j}; \quad u_{2,j}^i = a_{2,j}; \quad u_{3,j}^i = a_{3,j}; \\ u_{1,2}^i &= a_{1,j} + a_{11}^i k_{i,1} a x_3; \quad u_{2,2}^i = a_{2,j} - a_{11}^i k_{i,2} a l x_3; \\ u_{3,2}^i &= a_{3,j} + a_{11}^i k_{i,2} a l x_2 - a_{11}^i k_{i,1} a x_1 - 0,5 a_{11}^i k_{i,2} a^2. \end{aligned} \quad (11)$$

Еластични премествания в равномодулна греда

Ако модулите на Юнг и коефициентите на Поасон са еднакви при опън и натиск, имаме равномодулна греда. За нея компонентите на еластичните премествания са:

$$\begin{aligned} u_1 &= \frac{M}{EJ_2} x_1 x_3; \quad u_2 = -\frac{\mu M}{2EJ_2} x_2 x_3; \\ u_3 &= \frac{\mu M}{EJ_2} (x_2^2 - x_3^2) - \frac{M}{2EJ_2} x_1^2. \end{aligned} \quad (12)$$

Ако се положи $x_2 = 0$ и $x_3 = 0$, се получава известното решение от съпротивление на материалите за уравнението на еластичното преместване:

$$u_3 = -\frac{M}{2EJ_2} x_1^2. \quad (13)$$

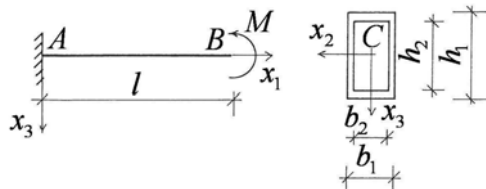
Този израз (13) показва, че решението, получено по методите на съпротивление на материалите, е приблизително.

Числен пример

Разглежда се разномодулна гредата с дължината $l = 1\text{ m}$, натоварена с огъващ момент $M = 48 \cdot 10^3 \text{ Nm}$ и размери на напречното сечение $h_1 = 24 \text{ [cm]}$, $h_2 = 22 \text{ [cm]}$, $b_1 = 12 \text{ [cm]}$ и $b_2 = 11,4 \text{ [cm]}$ (фиг. 2). Материалът на гредата има следните физико-механични характеристики при опън и натиск

$$E_{11}^1 = 9,327 \cdot 10^4 \text{ MPa}, E_{11}^2 = 12,436 \cdot 10^4 \text{ MPa},$$

$$\mu^{(1)} = 0,22, \mu^{(2)} = 0,27.$$



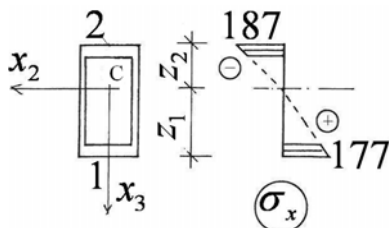
Фиг. 2. Схема на разномодулна гредата

Положението на неутралната ос е определено от изискването за непрекъснатост на преместванията по нея (Сезонов 2014). То съвпада с координатата на едната ръбова точка (фиг. 3). Изчислени са още инерционните моменти за двете зони и коравината на гредата:

$$J_2^1 = 1998,12 \cdot 10^{-8} \text{ [m}^4\text{]}, J_2^2 = 1225,32 \cdot 10^{-8} \text{ [m}^4\text{]},$$

$$EJ_{red} = 33874,55 \cdot 10^2 \text{ [N.m}^2\text{]}.$$

Напреженията σ_x в напречното сечение в свободния край на гредата B се определят от израза (4) ($j = 1$) (Иванчев 1972). За ръбови точки 1 и 2 с координати $z_1 = 13,4 \cdot 10^{-2} \text{ m}$ и $z_2 = 10,6 \cdot 10^{-2} \text{ m}$ е дадена диаграмата на нормалните напрежения на фигура 3. Получените стойности в MPa се различават от тези за равномодулна гредата ($\sigma_x = 144,54 \text{ MPa}$) с 22,7%.



Фиг. 3. Диаграма на нормалните напрежения в разномодулна гредата.

Напречното сечение е симетрично спрямо вертикалната ос, поради което се изследват преместванията в точки от лявата част на гредата. Резултатите от изчислението

според (11) и при $j = 1$ са дадени в таблици 1 и 2. В първата са преместванията в свободния край на гредата, а във втората са преместванията на горните и долни нишки на гредата, минаващи през точки 7 и 9 от сечение B.

Таблица 1.

Премествания в точки от сечение B в разномодулна гредата

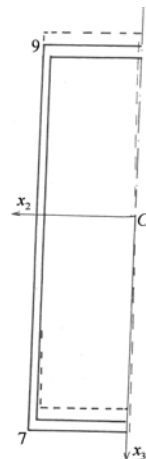
точка	u_1	u_2	u_3
Множител	10^{-2}	10^{-4}	10^{-2}
дименсия	[m]	[m]	[m]
1	0,19	0	-0,7055
2	-0,15	0	-0,7064
3	0,176	0	-0,7061
4	-0,136	0	-0,7067
5	0	0	-0,709
6	0	0	-0,709
7	0,19	-0,25	-0,7063
9	-0,15	-0,243	-0,711

Таблица 2.

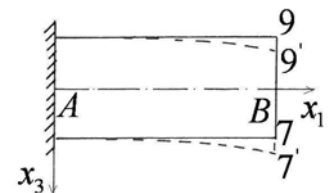
Премествания по дължината на гредата на горните и долни нишки в разномодулна гредата

точки	A			B
x_1 [m]	0,25	0,5	0,75	1,0
Точка 7 $u_3 \cdot 10^{-2}$ [m]	-0,0420	-0,175	-0,397	-0,706
Точка 9 $u_3 \cdot 10^{-2}$ [m]	-0,047	-0,18	-0,401	-0,711

По данни от горните таблици са построени диаграми на преместванията (фиг. 4 и фиг. 5).



Фиг. 4. Диаграма на преместванията в точки от напречно сечение B



Фиг. 5. Диаграма на преместванията на горни и долни нишки на гредата

За сравняване на тези резултати се разглежда равномодулна гредата със същите размери, но с модул на Юнг $E = 10,885 \cdot 10^4 \text{ MPa}$ и коефициент на Поасон $\mu = 0,245$. За тази гредата е характерна симетрия спрямо

хоризонталната и вертикална ос на симетрия, поради което се изчисляват преместванията от (11) за точки от първи квадрант, а резултатите са дадени в таблица 3.

Таблица 3.

Премествания в точки от сечение В в равномодулна греда

точка	u_1	u_2	u_3
Множител	10^{-2}	10^{-4}	10^{-2}
дименсия	[m]	[m]	[m]
1	0,153	0	-0,5945
7	0,143	-0,117	-0,599
5	0	0	-0,5977

Преместванията в лявата страна на напречното сечение са означени с плътна линия, когато гредата е разномодулна, и с пунктир, когато тя е равномодулна (фиг. 4). Най-голямата разлика между стойностите на преместванията u_3 е 15,9 %.

От таблиците се забелязва, че преместването u_3 за точка 7 от сечение В в двете греди се различава с 15,2%. За преместването в точките 7 и 9 в разномодулната греда разликата е 0,66%. В точка 1 преместването в разномодулната греда е завишено с 15,7% спрямо същото в равномодулна греда.

Заклучение

Получените общи изрази на еластичните премествания се отнасят за стъпаловидни греди, чиито материал е разномодулен и изотропен. Сравнявайки числените резултати забелязваме, че неотчитането на разномодулността може да доведе до съществени грешки при оразмеряването на тези греди.

Описаното решение може да се доразвие за греди с променливо по дължината им напречно сечение.

Литература

- Амбарцумян С. А., Разномодульная теория упругости, М. Наука, 1982, 320с.
- Иванчев З., Чисто огъване на греди от разномодулен ортогонално анизотропен материал, *Известия на ВМЕИ*, С. , 1972, стр. 97-101.
- Сезонов С. Й., Напрежения в разномодулни греди, изпълнени със съставни сечения, *Доклади на научна конференция „Актуални проблеми на сигурността” НВУ „Васил Левски”*, 13-14.11.2014.
- Трифенова-Генова В. М., Еластични премествания в разномодулна греда с променливо сечение, *Доклади на научна конференция „Актуални проблеми на сигурността” НВУ „Васил Левски”*, 13-14.11.2014.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Техническа механика”.