ГОДИШНИК
НА
МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ
«СВ. ИВАН РИЛСКИ» - СОФИЯ

Том 50
СВИТЪК III: МЕХАНИЗАЦИЯ, ЕЛЕКТРИФИКАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ НА МИНИТЕ

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

Volume 50
PART IV: MECHANIZATION, ELECTRIFICATION AND AUTOMATION IN MINES

Издателска къща "Св. Иван Рилски"
Publishing House "St. Ivan Rilski"
София, 2007
Sofia, 2007

ISSN 1312-1820

РЕДАКЦИОННА КОЛЕГИЯ

доц. д-р Венцислав Иванов – главен редактор
доц. д-р Страшимир Страшимиров – зам. главен редактор
доц. д-р Вяра Пожидаева – председател на редакционен съвет
доц. д-р Руслан Костов - председател на редакционен съвет
доц. д-р Кръстю Дерменджиев - председател на редакционен съвет
доц. д-р Десислава Костова - председател на редакционен съвет
инж. Зоя Велева
инж. Теодора Христова

РЕДАКЦИОНЕН СЪВЕТ
на Свитък III: МЕХАНИЗАЦИЯ, ЕЛЕКТРИФИКАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ НА МИНИТЕ”

доц. д-р Вяра Пожидаева – председател
проф. д-р Георги Фетваджиев
доц. д-р Цветан Дамянов
доц. д-р Величка Ангелова
доц. д-р Евтим Кърцелин
доц. д-р Константин Тричков
доц. д-р Петко Лалов

Пред нас е **юбилейното 50-то издание на Годишника** на нашата минна и геоложка Алма Матер.

В годините, с развитието на нашето висше училище, с развитието на геологопроучвателното дело и минната промишленост, се развива и Годишникът на Минно-геоложкия университет "Св. Иван Рилски".

От времето, когато излиза първото издание, съдържащо 12 публикации на учените, основатели на Университета, Годишникът претърпява съществени промени. Нараства броят на участниците, нараства броят и качеството на научните изследвания и публикации. Появяват се първите чуждестранни участници, за да се достигне до днешния му вид, състоящ се от четири свитъка, покриващи научното и информационното обслужване на отрасъла, съдържащи средно 125 публикации на 200 автора.

С чест и гордост отбелязваме, че в тези 50 издания са публикувани над 3500 научни труда, представящи изследванията на над 6000 наши автора - учени и производственици. В 450 от тези труда са представени над 590 колеги от чужбина. Публикувани са статии за изпълнени над 5500 национални и международни научноизследователски проекти, от които 2700 са внедрени в производството. Отпечатани са публикации, свързани с успешното защитаване на 530 дисертации на доктори и дтн.

Днес, чествайки този юбилеен Годишник, се прекланяме с почит и признателност пред делото на учените, творили и изследвали преди нас, пред техните приноси и активна професионална дейност, създали условията за превръщане на нашия Университет в съвременен комплексен учебен и изследователски център с авторитет у нас, в региона и света.

Доц. д-р Венцислав Иванов

Зам. Ректор

This is the **jubilee 50th edition of the Annual** of our Mining Alma Mater in front of us.

During the years, with the development of our higher school, of the geological exploration and mining industry, the Annual of the University of Mining and Geology ST. IVAN RILSKI has developed as well.

Since the moment, when the first issue containing 12 publications of the scientists - founders of the University has been printed, the Annual undergoes significant changes. There is a growth in the number of participants and in the quality of the scientific researches and publications, the first foreign participants appear, so its current description consisting four scrolls covering the scientific and informational service, comprising 125 papers by 200 authors on average is obtained.

With honor and pride, we record that over 3500 scientific papers, representing the researches of more than 6000 authors of ours - scientists and engineers have been published in these 50 issues.

Publications about the implementation of more than 5500 national and international scientific and research projects, 2700 of which have been introduced in practice, are published. Publications, connected with the successful defenses of 530 PhD and DSc dissertations have been printed.

Today, celebrating this jubilee Annual, with respect and gratitude, we bow down to the contributions and active professional activity, to the life-work of the scientists, who have created and researched before us creating the conditions for the transformation of our University into a modern complex educational and research centre, prestigious in Bulgaria, the region and the world.

Assoc. Prof. Dr. Ventzislav Ivanov

Vice-rector

С Ъ Д Ъ Р Ж А Н И Е

Ан-Мари Стоян **Емил Поп**	РАЗВИТИЕ И СЪВРЕМЕНЕН ЕТАП НА СТРАТЕГИИ ЗА УПРАВЛЕНИЕ АРХИТЕКТУРАТА НА ПОДВИЖЕН РОБОТ В МИННИТЕ ДЕЙНОСТИ	9
Хайнек Пречек **Зденек Йонча** **Мирослав Твърди**	ИНОВАЦИЯ НА СПИРАЧНАТА СИСТЕМА НА ПОДЕМНА МАШИНА РЕПУБЛИКА ЧЕХИЯ	15
Георге Гаманечи **Роксана Габриела Попа** **Андрей Попеску** **Луминица Попеску**	АЛТЕРНАТИВНИ ИЗТОЧНИЦИ НА ЕНЕРГИЯ – ЗЕЛЕНИ ЕНЕРГИИ	19
	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЕН МОДЕЛ НА КОМПЛЕКСНА АВТОМАТИЗАЦИЯ И ВОДОТЛИВЕН ПОМПЕН АГРЕГАТ, ИЗПОЛЗВАН ПРИ ОТВОДНЯВАНЕ НА МИНА „РОША”	23
Василе Козма **Даниела Барбу** **М.И. Фрич Транка** **Евтим Кърцелин**	СИСТЕМА ЗА МОНИТОРИНГ НА СЪОРЪЖЕНИЯТА В ОТКРИТ РУДНИК	29
Илия Йочев	ИЗБОР НА ЕФЕКТИВЕН НАЧИН ЗА РЯЗАНЕ ПРИ ОБРАБОТВАНЕ НА БЛОКОВЕ ОТ МРАМОРЕН БРЕКЧОКОНГЛОМЕРАТ ОТ НАХОДИЩЕ „ДЪЛГА УСОЙКА”	33
Илия Йочев	ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ И ОПТИМИЗИРАНЕ НА МЕТОДИКА ЗА ПРОЕКТИРАНЕ НА ХИДРОЕЛЕВАТОР ЗА ВОДООТЛИВНИ УРЕДБИ НА ПОДЗЕМНИ РУДНИЦИ	39
Цветан Дамянов	ВЕРИФИКАЦИЯ НА РАБОТНАТА ОБЛАСТ НА НЯКОИ СПЕЦИАЛНИ ТЕНЗОМЕТРИЧНИ УСТРОЙСТВА ЗА НИСКОЧЕСТОТНИ ВИБРО-ИЗМЕРВАНИЯ	45
Цветан Дамянов **Петко Недялков** **Лъчезар Лазов**	СПЕЦИАЛНИ ПРИЛОЖЕНИЯ НА ТЕНЗОМЕТРИЯТА ЗА НИСКОЧЕСТОТНА ВИБРОДИАГНОСТИКА В ОБЛАСТТА НА МИННАТА ТЕХНИКА	51
Нели Стефанова **Матей Матеев**	МОДИФИКАЦИЯ НА РЕДУКТОРНИЯ КОРПУС НА ТЯГОВИТЕ ПРЕДАВКИ НА ЛОКОМОТИВИТЕ EL-2	55
Петко Недялков	МЕТОДИКА ЗА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ И АНАЛИЗ НА ВИБРАЦИОННИТЕ ПАРАМЕТРИ НА ВЕРТИКАЛНА ВИБРО-ИМПУЛСНА МЕЛНИЦА	61
Кристиян Цветков	ДВИЖЕНИЕ НА МАТЕРИАЛНА ЧАСТИЧКА ВЪВ ВЪРТЯЩ СЕ ЦИЛИНДРИЧЕН БАРАБАН	67
Кристиян Цветков	ДВИЖЕНИЕ НА МАТЕРИАЛНА ЧАСТИЧКА В НАКЛОНЕН ЦИЛИНДРИЧЕН БАРАБАН	71
Симеон Савов	ТЕОРЕТИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА МАКСИМАЛНАТА ТЕГЛИТЕЛНА СИЛА И ВЪЗМОЖНОСТИ ЗА ОПТИМИЗИРАНЕ НА ТЯГОВИТЕ И ЕЛЕКТРОМЕХАНИЧНИ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА РУДНИЧЕН ЕЛЕКТРОЛОКОМОТИВ ТИП „3300-2А”	77
Симеон Савов	ТЕОРЕТИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДЕФОРМАЦИОННО-НАПРЕГНАТОТО СЪСТОЯНИЕ НА НАЙ-НАТОВАРЕНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ НА СИЛОВИЯ ПРЕДАВАТЕЛЕН МЕХАНИЗЪМ НА РУДНИЧЕН ЕЛЕКТРОЛОКОМОТИВ ТИП „3300-2А”	83
Вяра Пожидаева **Драган Живкович** **Милорад Ранчич**	КОРЕЛАЦИОНЕН МЕТОД ЗА КОНТРОЛ НА ХЕРМЕТИЧНОСТ НА ТРЪБОПРОВОДИ ПОД НАЛЯГАНЕ	89
Вяра Пожидаева **Драган Живкович** **Милорад Ранчич**	МЕТОДИКА ЗА ОПРЕДЕЛЯНЕ НА СВОБОДНИТЕ КОЛЕБАНИЯ НА МЕТАЛНИ ТРЪБОПРОВОДИ	91
Райна Вучева	ВЛИЯНИЕ НА ЪГЛОВАТА СКОРОСТ НА ДИСКА ВЪРХУ ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ ПРИ СМИЛАНЕ ВЪРХУ ДИСКОВЕ	95
Захари Динчев **Александър Крилчев** **Елена Власева** **Михаил Михайлов**	УПРАВЛЕНИЕ НА ПРАХОВИТЕ ОПАСНОСТИ В ГАЛЕРИЯ ПОД ПРИЕМНИ БУНКЕРИ НА ТЕЦ	99

Стефан Чобанов **Менто Ментешев**	ЕФЕКТИВНА КОМПЕНСАЦИЯ НА РЕАКТИВНИ ТОВАРИ СЪС СИНХРОННИ ДВИГАТЕЛИ	107
Стефан Чобанов	ОБСЛЕДВАНЕТО НА ЕНЕРГИЙНАТА ЕФЕКТИВНОСТ ГЕНЕРИРА ИДЕИ ЗА ПЕСТЕНЕ НА ЕЛЕКТРИЧЕСКА ЕНЕРГИЯ	111
Милен Дренков	ОТНОСНО ЗАЩИТНОТО ЗАЗЕМЯВАНЕ НА ПОДВИЖНИ МИННИ МАШИНИ В II СИСТЕМИ	115
Велизар Багаров	ОПТИМАЛНО РАЗПРЕДЕЛЯНЕ НА КОНДЕНЗАТОРНИ БАТЕРИИ В ПРОМИШЛЕНИ МРЕЖИ	121
Велизар Багаров **Ивайло Вълев**	КОМПЕНСИРАНЕ И СИМЕТРИРАНЕ НА ЕЛЕКТРИЧЕСКИ ТОВАРИ НА ИНДУКЦИОННИ ТИГЕЛНИ ПЕЩИ	123
Евтим Кърцелин	ОПРЕДЕЛЯНЕ НА НЯКОЙ ПАРАМЕТРИ НА СИГНАЛИТЕ ЗА УПРАВЛЕНИЕ НА РУДНИЧНИ ПОДЕМНИ УРЕДБИ	127
Евтим Кърцелин **Ангел Зъбчев** **Румен Исталиянов** **Петър Петров**	ОПРЕДЕЛЯНЕ ПЕРИОДИЧНОСТТА НА ПРОВЕРКА НА АПАРАТИ ЗА ЗАЩИТА ОТ УТЕЧКИ В ПОДЗЕМНИ ВЪГЛИЩНИ РУДНИЦИ	131
Иван Стоилов **Диана Ташева**	ОЦЕНКА НА ЕФЕКТИВНОСТТА НА РЕЛЕЙНИТЕ ЗАЩИТИ В ЕЛЕКТРИЧЕСКИТЕ УРЕДБИ 6 KV НА ОТКРИТИТЕ РУДНИЦИ	135
Кирил Джустров	КОНТРОЛ НА ИЗОЛАЦИОННОТО СЪПРОТИВЛЕНИЕ НА АКУМУЛАТОРНИ БАТЕРИИ ЗА РУДНИЧНИ АКУМУЛАТОРНИ ЛОКОМОТИВИ	141
Кирил Джустров	МОДЕРНИЗАЦИЯ НА СДВОЕНИ РУДНИЧНИ АКУМУЛАТОРНИ ЛОКОМОТИВИ	147
Красимир Велинов **Христо Василев**	ПРОЕКТИРАНЕ НА УЛИЧНИ ОСВЕТИТЕЛНИ УРЕДБИ ПО МИНИМАЛНИ ГОДИШНИ РАЗХОДИ	151
Стефан Стефанов **Иван Милев** **Теодора Христова**	ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ПОТЕНЦИАЛНАТА РАЗЛИКА „СЪОРЪЖЕНИЕ – ЗЕМЯ” В ПОЧВИ С ВИСОКО СПЕЦИФИЧНО СЪПРОТИВЛЕНИЕ	155
Константин Костов **Константин Тричков**	МАГНИТНО ПОЛЕ НА ВИХРОВА МАШИНА СЪС СФЕРИЧЕН ИНДУКТОР	159
Константин Костов **Константин Тричков**	СКАЛАРЕН МАГНИТЕН ПОТЕНЦИАЛ НА ЕДНА ФАЗА НА СФЕРИЧЕН ИНДУКТОР	163
Константин Тричков **Константин Костов**	ИЗСЛЕДВАНЕ ЕЛЕКТРИЧЕСКИТЕ СЪПРОТИВЛЕНИЯТА НА ГЛАВНА ИЗОЛАЦИЯ ОТ CONDUCTOFOL 2159	167
Ангел Зъбчев **Константин Костов**	ЕЛЕКТРОННА ЗАЩИТА СРЕЩУ ПОПАДАНЕ ПОД НАПРЕЖЕНИЕ ПРИ ЗАВАРЯВАНЕ В ОСОБЕНО ОПАСНИ УСЛОВИЯ	171
Здравко Илиев **Диана Ташева** **Николай Дичев** **Ангел Кинов**	ПРОГРАМНА СИСТЕМА ЗА ОПРЕДЕЛЯНЕ НАТОВАРВАНЕТО НА ОПОРНИЯ ЛАГЕР НА ВЪРТЕНЕТО НА ГОРНИЯ СТРОЕЖ ПРИ РОТОРНИ БАГЕРИ SRS 2000.28.3 (2X500 KW)+VR	175
Георги Радулов	ЗА НЕОБХОДИМОСТТА ОТ ПРОМЕНИ В ТЕХНИЧЕСКОТО ОБРАЗОВАНИЕ	179
Ромео Александров	ПРЕТОВАРВАЩА СПОСОБНОСТ НА АСИНХРОНЕН ДВИГАТЕЛ ЗАХРАНВАН ОТ ЧЕСТОТЕН ПРЕОБРАЗУВАТЕЛ	185
Петко Лалов **Стефан Димитров**	ОПТИМАЛНИ ПОТОЦИ В ИНЖЕНЕРНИ МРЕЖИ	189
Станислав Димов	СЪЗДАВАНЕ НА WEB – БАЗИРАНИ БАЗИ ОТ ДАННИ ЗА АРХИВИРАНЕ НА МАРКШАЙДЕРСКА ФОТОГРАМЕТРИЧНА ИНФОРМАЦИЯ ПРИ ОТКРИТИЯ ДОБИВ	195

C O N T E N T S

Stoian Anne-Marie **Pop Emil**	DEVELOPMENT AND PRESENT STAGE OF CONTROL STRATEGIES COMPUTING ARCHITECTURES FOR A MOBILE ROBOT IN MINING PROCESSES	9
Hynek Přeček **Zdeněk Jonšta** **Miroslav Tvrdý**	BREAKING SYSTEM INNOVATION OF HOISTING MACHINE IN CZECH REPUBLIC	15
Gamaneci Gheorghe **Popa Roxana Gabriela** **Popescu Andrei**	ALTERNATIVE SOLUTIONS TO OIL USE – GREEN ENERGIES	19
Luminiţa Popescu	EXPERIMENTAL MODEL FOR COMPLEX AUTOMATION AND DISPATCH OF A PUMPING AGGREGATE USED FOR WATER DRAIN IN ROŞIA MINING PIT	23
Cozma Vasile **Barbu Daniela** **Fritsch-Trancău M.I.** **Evtim Kărtzelin**	MONITORING SYSTEM FOR OPEN PIT EQUIPMENTS	29
Ilia Iochev	CHOICE OF AN EFFECTIVE WAY CUTTING AT PROCESSING BLOCKS OF A MARBLE BRECCHA CONGLOMERATE FROM THE “DALGA USOIKA” DEPOSIT	33
Ilia Iochev	EXPERIMENTAL RESEARHC AND OPTIMIZATION OF THE TECHNIQUES ABOUT DESIGNING THE JET PUMP FOR WATERTIDE INSTALLATION OF UNDERGROUND MINES	39
Tsvetan Damyanov	WORKING ZONE VERIFICATION FOR SOME SPECIAL TENSOMETRICAL LOW – FREQUENCY VIBRATION MEASUREMNT DEVICES	45
Tsvetan Damyanov **Petko Nedyalkov** **Lachezar Lazov**	TENSOMETRICAL MEASUREMENT PARTICULAR APPLICATIONS FOR LOW – FREQUENCY VIBRODIAGNOSTICS IN MINING TECHNICS	51
Nely Stefanova **Matei Mateev**	MODIFICATION OF THE GEAR BOX CASING OF THE LOCOMOTIVES EL-2 TRACTION TRANSMISSIONS	55
Petko Nedyalkov	EXPERIMENTAL STUDY METODICS AND ANALYSIS OF THE VIBRATION PARAMETERS OF VERTICAL VIBRO – IMPULSE COMMINUTION MILL	61
Kristian Tsvetkov	MOTION OF A MATERIAL PARTICLE IN A ROTATING CYLINDRICAL DRUM	67
Kristian Tsvetkov	MOTION OF A MATERIAL PARTICLE IN AN INCLINED CYLINDRICAL DRUM	71
Simeon Savov	THEORETICAL DETERMINATION OF THE MAXIMUM TRACTION FORCE AND POSSIBILITIES FOR IMPROVEMENT OF THE TRACTION AND ELECTRO-MECHANICAL CHARACTERISTICS OF A MINE ELECTRICAL LOCOMOTIVE OF THE TYPE “3300-2A”	77
Simeon Savov	THEORETICAL RESEARCH OF THE DEFORMATION-STRESS CONDITION OF THE MOST LOADED DETAILS OF THE POWER TRANSMISSION MECHANISM OF A MINE ELECTRICAL LOCOMOTIVE OF THE TYPE “3300-2A”	83
Vyara Pozhidaeva **Dragan Zhivkovich** **Milorad Ranchich**	CORRELATION METHOD OF CONTROL OF AIRTIGHTNESS OF PIPE LINES	89
Vyara Pozhidaeva **Dragan Zhivkovich** **Milorad Ranchich**	A METHOD FOR DETERMINATION OF THE FREE FLUCTUATIONS OF METAL PIPELINE	91
Raina Vucheva	INFLUENCE OF THE DISK’S ANGULAR VELOCITY ON MAIN PARAMETERS DURING MILLING ON DISKS	95
Zahari Dinchev **Elena Vlasseva** **Alexandar Krilchev** **Michael Michaylov**	DUST RISK MANAGEMENT IN UNDERGROUND GALLERY UNDER RECEPTION SILO OF THERMAL POWER PLANT	99

Stefan Chobanov **Mento Menteshev**	EFFECTIVE COMPENSATION OF REACTIVE LOADS BY SYNCHRONOUS MOTORS	107
Stefan Chobanov	THE INVESTIGATION OF ENERGY EFFICIENCY GENERATES IDEAS FOR SAVING ELECTRICAL ENERGY	111
Milen Drenkov	REFERRING TO PROTECTIVE GROUNDING OF PORTABLE MINING MACHINES IN IT SYSTEMS	115
Velizar Bagarov	OPTIMAL DELIVERY OF CAPACITOR BANKS IN INDUSTRIAL ELECTRICAL NETWORKS.	121
Velizar Bagarov **Ivailo Valev**	COMPENSATING AND BALANCING OF THE ELECTRIC CHARGES OF AN INDUCTION CRUCIBLE FURNACES	123
Evtim Kartrcelin	DETERMINING SOME SIGNAL PARAMETERS FOR THE MANAGEMENT OF THE MINE HOISTING INSTALLATIONS	127
Evtim Kartcelin **Angel Zubchev** **Rumen Istalijanov** **Petar Petrov**	DETERMINING THE PERIODICITY OF APPARATUSES CONTROL FOR PROTECT FROM LEAKS IN COAL UNDERGROUND MINE	131
Ivan Stoilov **Diana Tasheva**	ASSESSMENT OF THE EFFICIENCY OF RELAY PROTECTIONS OF THE ELECTRIC INSTALLATIONS 6 kV OF THE OPENCAST MINES	135
Kiril Dzhustrov	CONTROL OF INSULATING RESISTANCE OF ACCUMULATOR BATTERIES FOR MINE ACCUMULATOR LOCOMOTIVES	141
Kiril Dzhustrov	ECONOMIC EFFECT AT CONTACTLESS REMOTE CONTROL OF MINE ACCUMULATOR LOCOMOTIVES	147
Krasimir Velinov **Hristo Vasilev**	STREETLIGHTING DESIGN BY MINIMIZING THE ANNUAL OUTLAYS	151
Stefan Stefanov **Ivan Milev** **Teodora Hristova**	ASSESSMENT THE POTENTIAL DIFFERENCE “FACILITY-GROUND” IN SOILS WITH HIGH SPECIFIC RESISTANCE	155
Konstantin Kostov **Konstantin Trichkov**	MAGNETIC FIELD OF VORTEX MACHINE WITH SPHERICAL STATOR	159
Konstantin Kostov **Konstantin Trichkov**	SCALAR MAGNETIC POTENTIAL PRODUCED BY A PHASE COIL OF SPHERICAL STATOR	163
Konstantin Trichkov **Konstantin Kostov**	INVESTIGATION OF ELECTRICAL RESISTANCES OF MAIN INSULATION MADE OF CONDUCTOFOL 2159	167
Angel Zabchev **Konstantin Kostov**	ELECTRONIC PROTECTION AGAINST FALLING INTO VOLTAGE FOR WELDING UNDER CONDITIONS OF EXTREMELY DANGER	171
Zdravko Iliev **Diana Tasheva** **Nikolay Dichev** **Angel Kinov**	PROGRAM SYSTEM FOR CALCULATION OF SLEWING BEARING LOAD OF BUCKET WHEEL EXCAVATORS SRS 2000.28.3 (2X500 KW)+VR	175
Georgi Radulov	FOR THE NECESSITY OF CHANGING TECHNICAL EDUCATION	179
Romeo Alexandrov	OVERLOAD CAPABILITY OF INDUCTION MOTOR DURING THE FIELD-ORIENTED CONTROL AT ELECTROMAGNETIC TORQUE	185
Petko Lalov **Stefan Dimitrov**	OPTIMAL FLOWS IN ENGINEERING NETWORKS	189
Stanislav Dimov	DESIGN OF WEB-BASED DATA BASE FOR STORAGE OF PHOTOGRAMETRIC INFORMATION USED BY OPEN ORE MINING FACILITIES	195

DEVELOPMENT AND PRESENT STAGE OF CONTROL STRATEGIES COMPUTING ARCHITECTURES FOR A MOBILE ROBOT IN MINING PROCESSES

Stoian Anne-Marie, Pop Emil,

University of Petrosani, Petrosani, Romania

ABSTRACT: In this domain more and more researches from all over the world, especially in universities, brings new proves of mobile robot's importance.
The paper present the most important aspects of control computing architectures of wheeled mobile robots and the possible applications in mining industry for exploration of dangerous zones, where people haven't access.

РАЗВИТИЕ И СЪВРЕМЕНЕН ЕТАП НА СТРАТЕГИИ ЗА УПРАВЛЕНИЕ АРХИТЕКТУРАТА НА ПОДВИЖЕН РОБОТ В МИННИТЕ ДЕЙНОСТИ

Анна-Мари Стоян, Емил Поп
Петрошански университет, Петрошани, Румъния

РЕЗЮМЕ: В тази област се извършват все повече и повече научни изследвания по целия свят и особено в университетите, което е доказателство за значението на подвижния робот.
В статията са разгледани най-важните аспекти, свързани с компютърно управление на движещи се на колела, роботи, както и възможните негови приложения в минната индустрия при проучване на опасни, трудно достъпни за хората, зони.

1. GENERALITIES

Mobile robots represent an incited field because of the different parts involved: software, electronics and mechanics. The study presents some special models of computing control architectures for mobile robots, holding count about few requirements which the architecture have to satisfy: modularization, sustenance, adaptability and generalization. This means that it has to be compounded from some independent modules, capable to incorporate easily new characteristics. Because of these characteristics, the mobile robots necessitate special architectures, capable to convert the low level signals, generated of sensors in high level information, which is processing on her base making decision and executing specific actions.

In sense of definition, a mobile robot is an embedded real-time system which has sensors for the perception of environment, execution elements for the actions about environment and a control system for the perception in action. The perception, the action and application between them are most important aspects which define a robot mobile.

The most known type of mobile robot is Automated Guided Vehicle, being used by large scale in industry, even mining industry for material transports. Because such kind of mobile vehicle operate in pre-programated environments, its are inflexible and fragile in operating, any unforeseen modification of route being able to run at compromising of entire mission. Alternative represent the build of mobile robots with autonomy in movement. The autonomy means ability of mobile robot to move in environment for complete different tasks, ability to adapt to modifications of environment, ability to learn from experience and to change his behavior (the way to action). Also, autonomy means ability to built internal representations of environment able to be used for making decisions processes. These characteristics allow the use of these structures as applications for transport, supervision, orientation, evolution in heavy environments or hostile human operators like robots from mining industry.

2.THE STRUCTURE OF A MOBILE ROBOT

The structure of mobile robots correspond to general architecture of robots, having two parts:

- Mechanical structure which determine the technical performances.
- Electronical structure, (command and control) which conditions the qualitie of performances.

The mobile robot interaction with environment through by his mecanical structure, assuring the gripper movement, position and orientation. The mechanical structure contains:

- Locomotion system (with caterpillars or wheels)which assure the locomotion of robot on a working surface.
- Manipulation system which assure gripper position and orintation.

The locomotion system with caterpillars (fig.1) allow onwards and backwards movement, a rotation on horizontal plan and allow to robot to effect the left and right yaws.

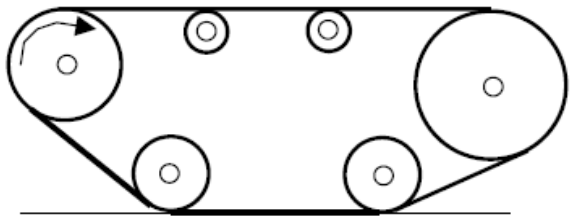


Fig.1.The locomotion system with caterpillar

The locomotion system with wheels allows the greater locomotion speed than the locomotion system with caterpillar, having movement possibilities over smaller obstacle than the other case. Both of them are used in mining applications in function of demands and circumstances.

The kinematic of mobile robot is defined by the number, type and arranging wheels of mobile platform.

The mobile robots can have different type of wheels:

-conventional wheels, which can be ne-orientable,centrated orientable or orientable(fig.2).

-wheels with caterpillar;

-spherical wheels (Maxwheel wheels).

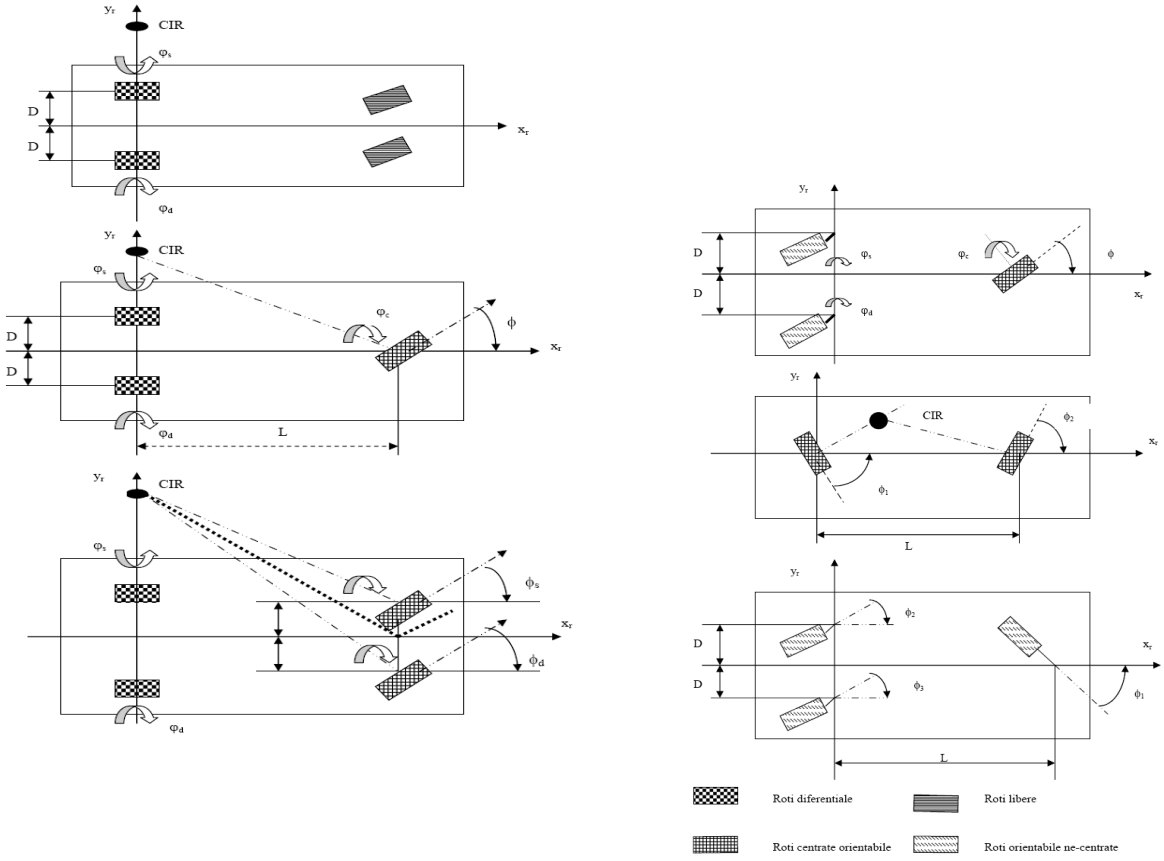


Fig.2. Locomotion system with neorientable and orientable wheels.

The selection of the most appropriate locomotion technique for a robot system was carried out by evaluating the most promising techniques by comparing certain criteria e.g. reliability, rough terrain performance, suitability for purpose, etc. Eight techniques were evaluated; Tracked, Purely wheeled, Articulated and Cartesian walking robot, Frame walker, Hybrid “legs with wheels”, Flying (Fixed wing and rotary) and a Wheeled rover with High adaptive chassis. The initial selection was based on performance criteria derived from the user requirements, from this the most suitable concepts were under further review. The final contenders for the locomotion system were: Wheeled Rover with High Adaptive Chassis, Hybrid “leg with wheels” and Tracked Robot. These techniques have the potential to meet the requirements. Walking systems are, in fact, best suited for rough terrain but are too slow and difficult to control. Flying robots need complicated control systems and the high payload requirement to carry all the scientific instruments would make the flying robot solution very expensive.

Hybrid systems are very promising, since they should have both the advantages of wheeled and legged machines. Though some successful results were obtained, in some situations the drawbacks of wheeled systems (low traction) and of walking systems (unstable and difficult to control) were apparent. The final selection of the most suitable concept was achieved by a qualitative assessment against key criteria. The criteria being that the solution be; able to achieve the user requirements and specifications; robust and reliable; easy to use and maintain; and have exploitation potential (cost effective). The favoured vehicle concept was a six wheeled chassis with a large range active or passive suspension. It is expected that differential steering will be adequate for the specified requirements and improve robustness and reliability.

3. BASE CONCEPT OF CONTROL AND DYNAMIC MODELLING OF ROBOTS MOBILE MOVEMENT

From functional point of view, classical control scheme of a mobile robot h3ave a appellation of „sense-think-act cycle”, which the control system is decomposed in 5 functional blocs:

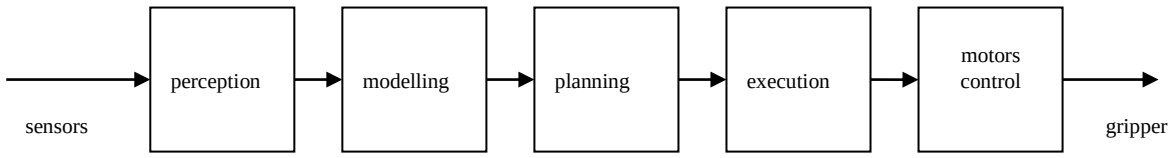


Fig.3. Control scheme of a mobile robot

Perception bloc is seeing about the dates processing from robot sensors, dates which are used for the implement some environment models where robot works (modelling bloc).Planning bloc uses the environment model for decide an action plan of robot in function of the robot tasks. The execution and control will execute the proposal actions.

For realise a model environment where robot works we have to find the matrix equation of the real-time robot control, which can be written in this way:

$$\overline{V}(t) = \overline{\Gamma}(t) = \overline{Q}(t) = \overline{X}(t)$$

Such a model can be applied to mobile robots which are to perform simple operations while the parameters which expresses the functional accuracy exhibits low values.

The real structure of a robot demans a severe analysis of the matriceal equations resulting from above, as it follows:

- $\overline{\Gamma}(t) = f(\overline{V}(t))$ - represents the dynamic matrix equation of the driving system;
- $\overline{Q}(t) = f(\overline{\Gamma}(t))$ - characterizes the dynamic matrix equation of transmission;
- $\overline{\theta}(t) = f(\overline{Q}(t))$ - the dynamic matrix equation of the robot mechanical structure.
- $\overline{X} = f(\overline{\theta})$ - represents the matrix equation defining the robot geometrical model, influenced by the elasticity and mass distribution corresponding to the mechanical structure links.

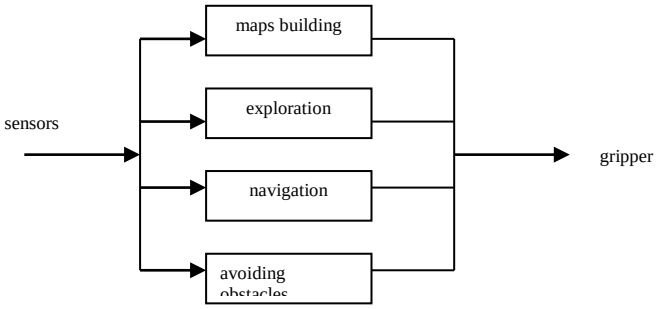


Fig.4.A behavior-based control architecture.

A control architecture completely different was proposed by Rodney Brooks and then Ronald Arkin. This architecture (behavior-based) (fig.4) proposes the usage of levels set, each level containing a control program able to work in speed which may produce changes in environment.

4.DEVELOPMENT OF CONTROL ARCHITECTURES FOR MOBILE ROBOTS.

The major purpose of fundamental research in elaboration of control architecture for a robot represent the development of a control for the command in real-time of robot's movement having the locomotion system compound from wheels actuated of electric motors, so that the robots to be capable to realize tasks of navigation in different type of working spaces, under the action of different control and operate modes: teleoperating, quasi-autonomous and autonomous.

For the realization of this objectives, will be scanning the following research stages:

1. Cinematic and dynamic modulation of mobile robots class having the locomotion system compound from combinations of wheels.
2. Specification of internal sensors and external multiple sensors with ultrasound and visual of type video camera and a method and algorithm of acquisition and purveyance of information.
3.Comparative studies of description method of working space, concordant of structure level and nature of obstacle (parking mobile), the choice and implementation of general normalization of unknown zone's description.
4. Elaboration the method and localization algorithm based on odometrics principle: the specification kind of map based on the breaking down in spatial cells, their maintenance and updating with information help from external sensors.
5.Formulating problem of desired purposes. The design of system in real-time, with the avoiding of dynamic obstacles and mainlining global cost functions.

6.The define of behavior classes of robot system:

-principle;

-security;

-preventive.

7. The choice of control architectures and elaboration of algorithm and implementation programs of elementary behavior modules.

A classification of control architectures may be done after following criterions:

1.Criterion “control system complexity”: mobile robots by Alpha type (simple reflexive structure), Beta (with storage locomotion vector), Gama (with anticipation capacity).

2.Criterion “control philosophy” :hierarchical architectures, reactive architectures and hybrid architectures based on behaviors.

Among hierarchical architectures, the most representative is NASREM (NASA Standard Reference Model) suggested by James Albus for manipulator control from spatial stations. Reactive control architectures have affiliated the reflexive process concept, which means that a learnt trajectory may be executed in reflex mode, in similar conditions.

Control architectures based on behaviors appeared like solutions at problems by lack of precision. Its combine the qualities of two preceding structures: the classic hierarchical architectures precision and reaction capacity of reactive architectures, by deliberately judgment mechanisms.

Analyzing these two proposals of methodologies, it can finish a global proposal of design and implementation of one control architecture for a mobile robot:

- The defining of movement command problem and principal purpose: autonomous navigations with adaptation at environment dynamic (mobile obstacles, identification and interest objects localization).
- The specification of functional conditions and demands for control system.
- Analyze of command problem and method determination which it have to be solved by system by decomposition in elementary tasks and specifying necessary hardware and software mechanisms.
- Define software components in real-time of control system.

Base concepts for movement control of mobile robots chose methodology will be used for design a control software architecture for mobile robots which move in non-stationary environments.

The following figure presents the control system scheme, with user interface and mobile robot environment.

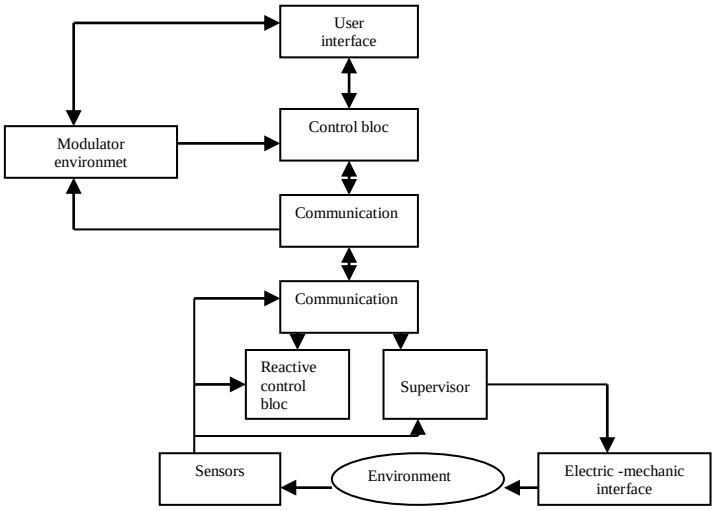


Fig.5.Control system scheme

The function of user interface consists in robot movement supervisor. In this purpose, interface have to receive and type following informations:

a). all previous parameters and confirmed by each task execution.

b). current translation and rotation speed, current position and orientation robot relating to reference system defined by user;

c). dates caused from sensors;

d). current stage of battery charge from mobile robot platform.

Control bloc will contain following specialized modules:

-environment modulator;

-control unit;

-communication modules;

-supervisor;

reactive control unit.

The advantage of dual reactive control scheme, in comparison to developed solutions means that exists situations which global system hasn’t free necessary time for estimate in real time, on base of sensor’s information, next command actions.

Such cases are determinate by situations of imminent crash danger, which for the immediate protection of robot is important in comparison to standard actions of navigation regime.

In return, if system is in a safe zone, control bloc will select and apply a determine action through by control unit.

Deliberate action base on environment knowledge, will help of one map which model it.

Modulator of environment: analyzing the different proposes for last years in present, in mobile robotics for modulation of environment (typology map and on-line methods) and will adopt in current researches, the quad trees environment map.

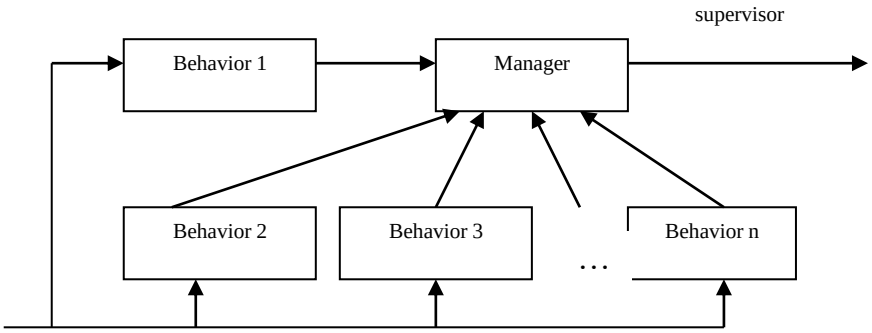


Fig.6.Reactive control architecture

In last years, in Robotics has appeared the concept "Behavioral Engineering" which major purpose is the ensemble of methodic and technical solutions for development adaptation and intelligence level of autonomous mobile robots.

Because of limitations in applications determined by established routes and the risk in dangerous spaces like a mine, dynamic mobile robots, these going to minor ameliorations of function autonomy. From these reasons the entire world researches have regarded creation some control and perception more efficient systems which give intelligence robot mobiles behavior, in their principal function navigation, with generation in real-time of self-routes.

One of the most important tasks of a mobile robot control system is the trajectory planning (fig.7). The main goal for such a control algorithm is a collision free trajectory that leads to the desired target point. In achieving this goal, the quality of the robot - environment interaction, especially the environment model accuracy is the key.

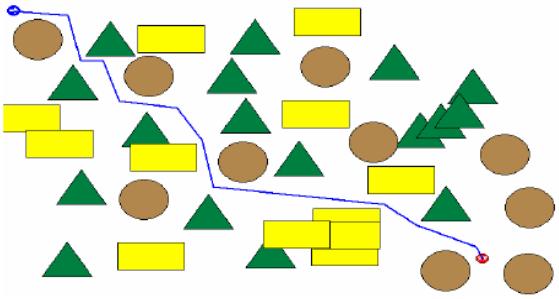


Fig.7.The determination of a mobile robot trajectory

For the obstacle avoidance behavior, a classification engine is to be created, one that can recognize either simple or more complex shapes. For this purpose a competitive neural network is chosen. Its output units are formally divided in classes. The first class comprises the simple competitive units that become active with one only neuron of the correlation layer active, meaning there is only one reflection source present in the investigated environment.

The surrounding environment features are strongly related to the brain activity patterns, and a correlation between this two can be created. In other words, it is possible to cluster the incoming sensorial patterns in classes, because there is a univocal relation between the fired class and the spatial position. Having in mind this biological example, the proposed structure for the *obstacle avoidance behavior* is distributed on three different levels.

The first level processes the ultrasonic sensorial information recorded by a biaural transducer system. The first level processor is a simple perceptron. It correlates the incoming ultrasonic field levels with known patterns stored as the perceptron weights. The perceptron neurons are spread over the inspected area, in front of the mobile robot. As already previously mentioned the second level achieves a clustering job. A simple competitive neural network is used to recognize the mobile robot spatial position based on the images generated by the first level. The last level, the third, decides the mobile robot azimuth correction as a function of the recognized situation and a set of empirical inferred rules.

From a historic perspective, the mobile robot control systems started with the hierarchical architecture, based on the *sense-plan-action* control cycle. Specialized literature provides several other names for this control paradigm: *high level control systems, coded behavior or analytical method*.

The most defining characteristic of these systems is the serial style processing cycle. First the robot acquires information from the environment and updates the internal environment model. Then the robot is reasoning about the necessary steps that should be taken in order to achieve the goal. And, in the last stage the robot executes one by one the tasks in the list resulted from the second phase.

The three steps described above form the *sense-plan-action cycle* which is repeated indefinitely, and is invoked each time the current action set stops matching the reality. Another main characteristic of the hierarchical control system is their *global environment* model. Unfortunately, such a model which should represent as many environmental details as possible, is very hard to conceive and maintain up to date. Even if idealy such a global model would be available, it is impossible to use an enormous data quantity for real time control.

These totally disappointing results moved the mobile robot field researchers to other new directions, to develop new and faster robot control algorithms. Thus, in the second half of the '80 the behavioral control theory is born.

The one that first proposed the new idea was Brooks (1986) who proposed to assign a specific motor action to a specific stimulus for satisfying the present demand. In the new emerged theory the connection between stimulus and its action is called *behavior*. By means of using behaviors the robot is able to respond quickly to the environmental conditions, in a reflex manner. If multiple behavioral connection coexists, an apparent intelligent robot behavior may merge. In the new control approach the environment model is avoided by purpose. It is advocated the idea that the environment is the best model for itself .

The behavioral mobile robot control has gained a lot of interest in the last years. Nowadays, behavior such desire, intention and emotion are studied. The most important features of an efficient mobile robot control system are:

• Reliability;
• It should be easily adapted, or even better to adapt itself, to the environmental and sensorial system performances changes;
• It should be able to learn from it past experiences, and even to generalize from its already gained knowledge;
• It should react quickly in order to work in real time.

Recommended for publication by the Editorial board

5.CONCLUSIONS

The control and command of a mobile robot in an incert and unknown environment like a mine represent a priorital orientation in robotics.First of all, using real mobile robot in mining experiments imply not only high expenses but also long experimenting time periods. In contrast, if a sufficiently reliable environment model could be conceived, then substantial amount of time and money can be saved with the simulations.

A mathematical model could be used to generate such data. Performing simulation in such cases could even contribute to a better understanding of the environment. In a real case some other features could be added to the robot action and behavior in order to obtain a more intelligent control system.

References:

1.Negrean I.,s.a- *Robotics-Kinematic and dynamic modelling*, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1998.
2.Ulrich Nehmzow. *Mobile Robotics: A Practical Introduction*. Springer-Verlag 2000
3.M.D.Adams. "*Sensor Modelling, Design and Data Processing for Autonomous Navigation*". Word Scientific 1999
4.Choi, W. and J.C. Latombe: "Reactive Architecture for Planning and Executing Robot Motions with Incomplete Knowledge", IEEE RSJ Int. Workshop Intelligent Robot Systems, 1999.

BREAKING SYSTEM INNOVATION OF HOISTING MACHINE IN CZECH REPUBLIC

Hynek Přeček[1], Zdeněk Jonšta[2], Miroslav Tvrdý[2]

[1]VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering
[2]VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Metallurgy and Material Engineering
17. Listopadu 15, 708 33 Ostrava – Poruba, CZECH REPUBLIC

ABSTRACT. Underground mining of minerals and the consecutive vertical transport are high level Czech Republic. The up-to-date pieces of knowledge of the science and research for technical innovations including the operation use are utilized.

ИНОВАЦИЯ НА СПИРАЧНАТА СИСТЕМА НА ПОДЕМНА МАШИНА В РЕПУБЛИКА ЧЕХИЯ

Хайнек Пречек,[1] Зденек Йонча[2], Мирослав Твърди[2]
[1]Технически университет, Острава, Факултет по машинно инженерство
[2]Технически университет, Острава, Факултет по металургия на материалите
17., Листопаду 15, 708 33 Острава – Поруба, Република Чехия

РЕЗЮМЕ: Подземният добив на минерални суровини и свързания с него вертикален транспорт са на високо равнище в Република Чехия. Научно-техническия прогрес изисква прилагане на иновационни решения в установената практика от дейности.

1. Introduction

On OKD, a.s., mine Darkov, plant No. 3 (formerly the plant 9. mai) is operating the hoisting machine, marked Su-Sto III (formerly PG III). This installation is working under the following parameters:

a) double-acting cage
b) mining depth … 783 m (9th floor)
c) hoisting machine type … 2B4516
d) drive … power tyristors
e) power … 1000 kW
f) loading mining = 5t 40 passengers from 40 to 87.5 kg = 3.5 t
g) speed of mining and of transport 6 m/s
h) mining cables … 2x ø40mm PN 22-286.57
i) 2x shoe brakes and 2x braking machines BV48 (ŠKODA Plzeň)

2. Innovation requirements

2.1. The hoisting machine has passed the former modernization, i. e. the exchange of asynchronous drive (ŠKODA Plzeň). The present innovation has been carried out by INCO engineering, Ltd., i.e. double drum hoisting engine with drum of 4.5 m diameter and of width 1.6 m, which is drived by electric engine of 1MW power, supplied by the

2.2 With regards to the necessity to preserve the safe operation of hoisting machine for next 20 years, it has been decided to modernize the breaking system. In addition to that on the jaw´s breaks (the delivery of Škoda Plzeň) the fatigue crack has been revieled (on the front jaw), which has been immediately repaired by stiffening of the jaw (the repair has been done by company Hudeczek, Ltd.) Leadership of Darkov mine has organized the selection treatment (draft) for the innovation of break system, and this project has been won by the company BASTRO, J. S. C. In the year 2006 has been signed the agreement. The modernization consisted of following points (from the drawing No. 8209 0360.00)

a) Manufacture of 4 pcs jaw´s – Drowing No. 8209 0361.00
b) Manufacture of the wooden brake lining – Dr. No. 8209 0369.00
c) Manufacture of 18 pcs pins
d) Manufacture of 10 pcs of casings
e) Delivery of 4 pcs of Teflon casings for the lower pins
f) Delivery of brake lining – Dr. No. 8209 370.00
g) Transregulation of stands and pull rods
h) Dismounting the present brake jaws
i) Mounting the wooden brake lining
j) Finishing the flanges
k) Mounting the jaws
l) Fitting the wooden brake lining
m) Mounting the brake lining and brakes
n) Adjustment, the partial tests with the graphical storage, the pilot operation

For all the new pins, casings and the pull rods of jaws we have used the steel 14220.3 (55SiCr6.4) and in final state

tyrristor transducer with the controller ČKD 2300.

The continuous operation of hoisting machine was agreed by the director of mine on the 20 May 1991, the permanent operation of container for long products on the 20. 11. 1992. Passenger transport has started on 28. 5. 1991 by the decision OBU No.3253/1991. Further, three-years revisions of hoisting machines have been organized according to ČBÚ No.12/1982.

and the brake has to show at the highest static strength the 7 section (16). It is valid that the safety measures are strong times higher tensile strength value.
In the previous Digest No. 12/1982 the safety has been quoted as at least 5. To hold the specific strength and weight parameters, it has been necessary to use the imported steel material StE 690V (according to DIN) or S690QL (according to EU Standards).

Table I Mechanical properties of the steel materials

Plate thickness (mm)	Yield stress (MPa)	Tensile strength (MPa)	Ductility A5 (%)
<63	>690	760 – 940	>15
>63	>620	690 – 900	>14

The delivered 20 and 40 mm plates were always provided by the atest of the producer. At the manufacture we have verified the strength values by measuring the hardness by the Equotip 2 device (measuring the hardness and calculation of tensile strength).

the steel 14220.4 (Q+T) with the resulting values Re = 600 MPa and Rm = (750 – 900 MPa).

To keep the values of static and dynamic friction parameters on the same level we have designed the change from up to now used lining YU555 to the lining COSID C190 (see Table II).

The welding has been carried out in the workshop OKD BASTRO, a.s. in the protection atmosphere at the accuracy according to EN ISO 13920 using the welding rod material OK AUTROD 13 – 19 (12 – 64). After the welding the whole steel structure was stress relieved. The list in the Table III summarizes the disassembly and assembly works.
o) Transport of deliveries
p) Technical documentation

In the cooperation with OKD BASTRO, a.s. we have worked out the complete technical documentation, respecting already the Czech Law (Public notice No. 415/2003 of the Digest). From this title it has been necessary to accept the new measures in the production of new jaws (4 pcs).

For the construction and the production of new brake jaws we were not able to use the material 11523 (St52) and 11453 (St45) regarding the new Digest § 22 – brakes,

Table II + Material list

Product	No asbest brake lining
Material	Special textile of fibrous character, resisting the see water
Use	At the ship construction, in the logistic, also in underground mining
Properties	Material with the flexibility useable with no regards to radius and angle of lining

Dependence of the coefficient of friction on the pressure on the lining, velocity and temperature

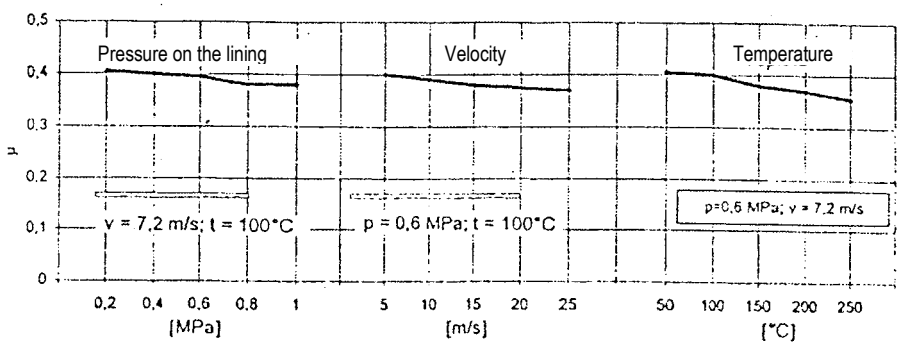


Table III – The exchange of breaking jaws in the Unit No. 3, Mine Darkov

Activity	1.day,			2.day			3.day			4.day			5.day		
Disassembly of the present breaking system	X	X													
Assembly of the new break jaws		X	X												
Tuning of breaking mechanism			X	X											
Welding the rasps on the left and the right breaking ring to rasp the back jaws				X											
Rasping the left back jaws				X	X										
Grinding down the rasps					X										
Welding the rasps on the left and the right breaking ring rings to rasp the front jaws					X										
Rasping the left front faws					X	X									
Disassembly of jaws						X	X								
Grinding down the rasps						X									
Co-drilling the ferrodo and the wooden lining							X	X							
Sticking the ferrodo and srewing it by screws								X	X						
Assembly of the jaws and the breaking mechanism, bringing the system to breaked state									X	X					
Age hardening of the epoxy resin										X	X	X			
Cleaning the breaking ring of the sticking stuff													X		
Adjustment of the breaking mechanism													X		
Proof testing of breaks														X	

References:

Vyhláška Českého báňského úřadu č. 415/2003 Sb.

Folta Z., Přeček H., *The Pit Equipment Working Life Prolongation*. In Proceedings the 14th internationam conference on automation in mining ICAMC2001, Helsinki university of technology, 2001, Finsko, s. 341 ... 346, ISBN 951-22-5615-0.

Přeček H., Folta Z. *The risks at shaft hoist in Czech Republic*. In Proceedings of the international scientific session „Management of natural and technogenic risks“, University of mining and geology „St. Ivan Rilski“, 2001, Bulharsko, str. 307 ... 308, ISBN 954-9748-33-2.

Přeček, H., Folta, Z. *Analýza napětí na jámové výstroji*. In Sborník mezinárodního semináře Nejnovější poznatky z výstavby, údržby, provozu a následné dopravy ve svislých jámách hlubinných dolů, ISBN 80-7225-007-8, 3. a 4. 12 1998 VŠB-TU Ostrava, s. 48…50 - dotisk.

Přeček, H., Folta, Z. *The limiting terms of the traffic subsystem mine hosting vessel - shaft steel equipment*. In Sborník mezinárodní vědecké konference k 50. založení FS, září 2000, Publikace vydána na CD - ROM, Vydal VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2000.

Boroška,J., Fedorko,G.: Modelovanie namáhania drotov ocelových lán. In.XXV. NAUKOVO-DYDAKTICZNE FORUM EUROPEJSKICJ KATEDR MASZYN GÓRNICZYCH I LOGISTYKI, Gliwicw-Usrtň 23.-24.października 2003

Recommended for publication by the Editorial board

ALTERNATIVE SOLUTIONS TO OIL USE – GREEN ENERGIES

Gamaneci Gheorghe [1], Popa Roxana Gabriela[2], Drd. Popescu Andrei[3]

[1]„Constantin Brâncuşi" University, Tg – Jiu, ing@utgjiu.ro
[2]„Constantin Brâncuşi" University, Tg – Jiu, ing@utgjiu.ro
[3] Petrosani Universty, Petrosani,

ABSTRACT: The increase in oil price, together with estimates according to which the existing know oil reserves will be reduced by half in the next 15 years, forces the developed country to consider the regenerative energy resources. Almost the whole world depends on oil for the energy production. It's a prejudice to believe that we can not live without oil.
Using of a large scale power generators based on aeolian power or photovoltaic cell, fields, ulterior directly linked with the energetic net work or indirectly used to produce hydrogen for cars, world do the something. Using only some y these solutions, the level of gas emissions that produce the greenhouse effect could stabilize by 2050.
The main solution to limit the environmental factors pollution is decreasing oil dependence by replacing it with regenerative energy sources with no or very low pollution effects – green energies.

АЛТЕРНАТИВНИ ИЗТОЧНИЦИ НА ЕНЕРГИЯ – ЗЕЛЕНИ ЕНЕРГИИ

Георге Гаманечи[1], Роксана Габриела Попа[2], Андрей Попеску[3]
[1]Университет „Константи Бранкуши", Търгу Жил, Румъния, ing@utgjiu.ro
[2]Университет „Константи Бранкуши", Търгу Жил, Румъния, ing@utgjiu.ro
[3]Петрошански Университет, Петрошани, Румъния

РЕЗЮМЕ: Нарастването на цените на петрола, както и предвижданията относно съществуващите петролни ресурси, ще намали неговото потребление почти наполовина през следващите 15 години. Това обстоятелство принуждава развитите страни да помислят за алтернативни енергийни източници. Почти целият свят разчита на петрола като енергиен източник и това води до убеждението, че ние не можем да живеем без него.
Светът, обаче прави нещо, като използва мощни енергийни генератори на базата на вятърни мощности или слънчеви батерии, област, която в бъдеще пряко ще бъде свързана с енергийната мрежа или индиректно, използвана за производство на водород за автомобилите. Прилагането само на някои от тези приложения ще намали нивото на газовите емисии, които са причина за парниковия ефект, и който може да бъде стабилизиран до 2050 г..
Основното решение за ограничаване факторите, замърсяващи околната среда е намаляване зависимостта от петрола чрез замяната му с алтернативни енергийни източници, които са с по-малко замърсяващ ефект – т.н. зелени енергии.

Introduction

The oil is a non-regenerative resource whose quantity will be higher and higher until it reaches a maximum point, called the oil peak, followed by an inevitable decrease in extraction.

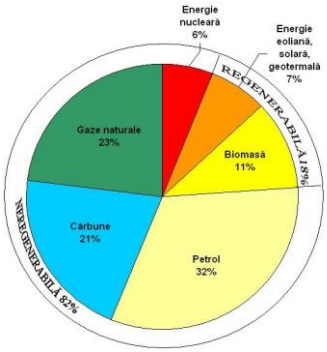


Fig. 1. Percentage between non-regenerative and regenerative energy

The increase in oil price, together with estimates according to which the existing know oil reserves will be reduced by half in the next 15 years, forces the developed country to consider the regenerative energy resources. Romania wants the electric energy consumption to reach a value of 33%, of the interval aprox. 28% and exclusively relying on the energy produced in hydroelectric power stations. Almost the whole world depends on oil for the energy production. It's a prejudice to believe that we can not live without oil.

The advantages are huge: no more massive expenses for prospecting and extraction, no more oil dependence in the ''hot'' areas lower pollution; avoiding some climate changes.

The simple, correct heating, cooling or illuminating the buildings or the application of a large scale of the euro procedures that can double the efficiency of fuels in cars could dramatically reduce oil consumption. Using of a large scale power generators based on aeolian power or photovoltaic cell, fields, ulterior directly linked with the energetic net work or indirectly used to produce hydrogen for cars, world do the something. Using only some y these solutions, the level of gas emissions that produce the greenhouse effect could stabilize by 2050.

The costs are high, but it is essential that these technologies already exist. It has been demonstrated that such methods, used in an organized way, can produce high quantities of regenerative and non-polluting energy and can bring at the some time an immense stimulus for economy, being efficient in long-term costs.

Similarly, the main solution to limit the environmental factors pollution is decreasing oil dependence by replacing it with regenerative energy sources with no or very low pollution effects – green energies.

Alternative solution that can be applicable in order to replace oil.

''Synthetic'' oil obtained from coal.

Coal can be used to produce synthetic oil by a process called ''gasification''. But synthetic oil will only attenuate the close energetic crash resulting from: insufficient resources (coal reserves are not very high, according to some estimation for only 250 years more this prediction means the utilization of all types of coal from lignite to anthracite; the use of coal to produce other fuels will rapidly reduce this estimate to a few years; we lose an important part of the cool to produce synthetic oil , coal production will reach it maximum in 20 year at the most); twice more energy will be needed to extract coal than the one given by the coal; to use coal on such a large scale will lead to a dramatic global warning.

Thermal depolymerization

This intriguing solution implies the obtaining of oil from waste materials, but as most of the raw materials (rubber, plastic objects) need important oil quantities to be produce, it's more like an in high tech'oil recycling, than a solution to its permanent crisis.

Solar energy

Solar energy is the most natural, abundant, and inexhaustible on a time scale, the most available, the cleanest, being the only type of non – pollutant, waste less energy.

Solar energy results from solar radiation which produces eclectic energy based on photovoltaic technology or thermo energy through thermo-solar conversion methods. This, it can be used on a large scale to the as thermo energy and electric energy.

Thermo solar energy can be exclusively used for worming the homes and the running water. The deviant for a termic capitation of solar energy is placed on south – oriented roofs, the ideal inclining of the solar captators varying, between 45^0 to 60^0 (aprox. equal to the place's geographic latitude. The simplest thermo solar captators are made of a black plastic carpet (''solar carpet'') which transfer the heat absorbed from the sun (usually water and antifreeze).The thermo agent continuously circulates through blackened copper pipes displayed wader the carpet and protected on the superior part by a glass board which creates the greenhouse effect. (fig.2.)

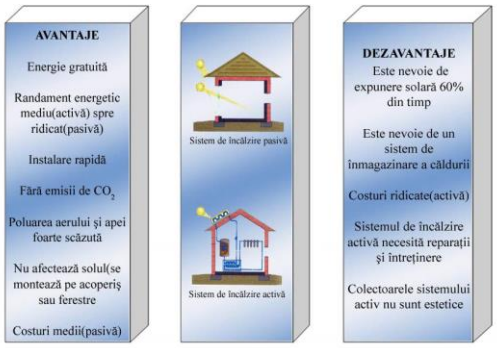


Fig. 2. Advantages and disadvantages for using active and passive solar energy for room-heating.

The conversion of solar energy in to electric energy can be done through direct conversion (when solar radiation incident on a certain material-silicon-produces through photovoltaic or thermoelectric effect , the release of valence electrons from it's and makes it's participation to electric conduction.

Photovoltaic cells are lees efficient: all solar bands in the world results in (the) (an) the energy of a coal thermoelectric station (500MW). In every photovoltaic cell, a lot of technology is invested(rare metals extraction, silicon), a technology that used oil. Reality shows that more energy is needed for creating a photovoltaic cell (fig.3,4)

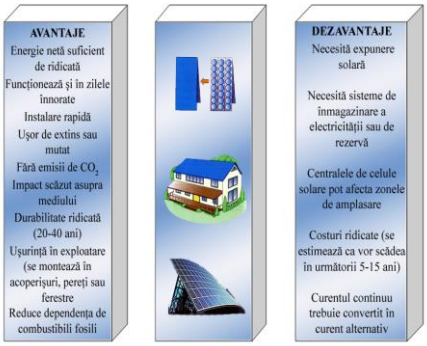


Fig. 3. Advantages and disadvantages of using photovoltaic cells to obtain electric energy

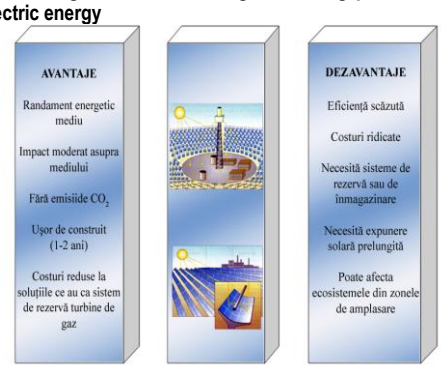


Fig. 4. Advantages and disadvantages of using solar panels to obtain electric energy and heat

Aeolian energy

It results from transformation and delivery into the energetic system or directly from local consumers of electric energy that comes from the energetic potential of wind.

Geographically speaking Aeolian energy world have a strong impact because the wind is free and inexhaustible.

But, the energy produced by Aeolian energy does not generate the some electric energy as a thermoelectric PowerStation (13000 Aeolian turbines are needed to generate the some electric energy a thermoelectric PowerStation of 500MW).Moreover, Aeolian and solar energy in not a type of transportable energy like the one given by oil and under no circumstances can it ensure the present transport network: trucks, ships, planes (fig. 5)

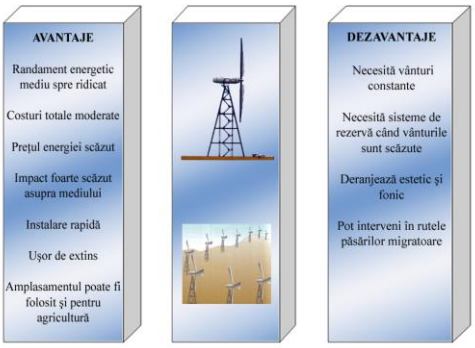


Fig. 5. Advantages and disadvantages of using wind to produce electric energy

Biomass

It represents the bio fraction of products, forestry or linked industrial sectors, including vegetarian and non-vegetarian matter, as well as the industrial and urban waste. (fig. 6.)

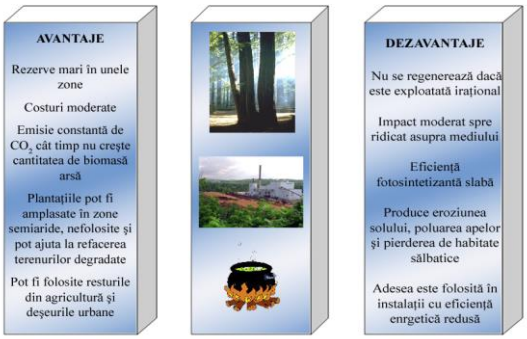


Fig. 6. Advantages and disadvantages of using biomass

Bio fuels (bio diesel, ethanol, and methanol) are obtained from agricultural waste, technical plants.

Drained oil, burnt kitchen oils the ethanol obtained from cereals , sugar cane or fruit fermentation can gradually replace oil as a source of energy for the world's energy.

Bio diesel(produced from rapeseed) is considered to be better than the Ethanol, but with a rate of returned energy of 3 to 1 which cannot compare to oil which has a rate of 30 to 1.These fuels from plants don't ask for a change in the technology auto engines production(like the hydrogen or the solar energy).

Agricultural waste available for the conversion of ethanol include waste such as wheat straws, maize, rice etc – which contain significant quantities of sugars, especially amidon - while whole waste include recovered wood, wood waste.

Using this agricultural waste(wooden)as well as the ones from the household for the ethanol production led to a higher decrease than other fuels of greenhouse gas emissions.

Hydrogen

Auto vehicles are the main pollutant factor of the air. Oil resources, auto fuels are based on, are limited (fig.7.)

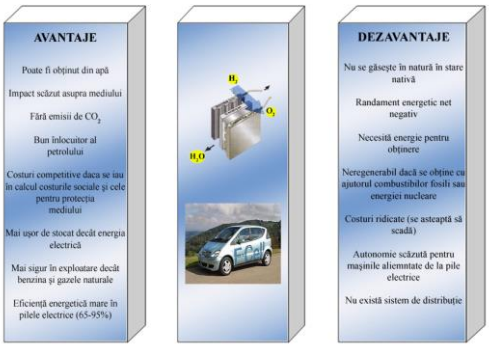


Fig. 7. Advantages and disadvantages of using hydrogen as fuel for vehicles and heat and electric energy production

Because of some inconvenience regarding the lack of the necessary resources for the proper functioning of internal internal combustion engines, as well as because of the environmental pollution, auto vehicles propelled by electric engines powered by lead batteries appeared. Even if the battery is a convenient source of electricity used in multiple purposes, it is consumable end has to be changed after a relatively reduced number of charge-recharge cycles.

An electric engine based on lead batteries has the advantage that the pollution level is low, easy to use and maintain while battery charging doesn't need sophisticated devices.

The drawbacks of electric storage in batteries electrically propelled vehicles can be diminished by generating electricity from fuel cells. Further research led to the idea that vehicles with hydrogen based fuel cells can be a pertinent alternative. Fuel cells work by combining hydrogen and oxygen in a chemical reaction to generate electricity not needing conventional pollutant engines. Vehicles with fuel cells have the following characteristics:

- Fuel cells don't have mobile components to need lubricants.
- Noise is lower while functioning being determined only by the air compressor and the cooling ventilator.
- They are much more comfortable than conventional vehicles as they lack gears.
- Energy production is no longer limited in the Carnot cycle.

This new direction of car industry was followed by big car manufacturers such as General Motors. Honda , Toyota, Ford, Opal .

The main drawback of this propulsion for vehicles is storing hydrogen which can only be done in pressurized recipients. Creating a distribution of hydrogen of the air.

Geothermal energy

It results from the energy stored in subterranean hydro geothermal deposits, exploitable in conditions of economic efficiency (fig. 8)

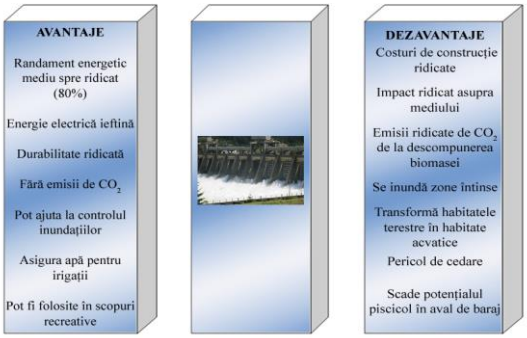


Fig. 8. Advantages and disadvantages of using geothermal energy to produce electric energy

It can be obtained in powerful hydro energetic stations (>10MV / unit hydro) a less powerful (<10 MV / unit hydro) as follows :

- Powerful hydro energetic stations (34.000 W / year)
- Less powerful hydro energetic stations (6000 GW / year).

Conclusions

Using oil has to main disadvantages:

1) It is a limited natural resource
2) It is polluting

Because the industry is mainly based on oil it is difficult to replace it in s short time. But the practice has proven that there are many alternatives just waiting to be put in use.

Not all the alternative sources of energy are 100% non polluting because somewhere energy is needed to produce the equipment that produces the energy.

Solar energy is the most natural, abundant, and inexhaustible on a time scale, the most available, the cleanest, being the only type of non – pollutant, waste less energy. Unfortunately solar panels are very expensive equipments.

Aeolian energy results from transformation and delivery into the energetic system or directly from local consumers of electric energy that comes from the energetic potential of wind.

Bio fuels (bio diesel, ethanol, and methanol) are obtained from agricultural waste, technical plants.

Fuel cells work by combining hydrogen and oxygen in a chemical reaction to generate electricity not needing conventional pollutant engines.

These “green” energies are not at all 100% ecological but they represent strong alternatives to be considered when thinking of reducing the use of oil.

References

Popa R. G. 2004, Poluarea Aerului, Editura Sitech, Craiova, 200 p

Revisata. 2005., Monitorul de petrol si gaze, Editura Sipg, 30p

I.C.P.T. 2003., Revista Romana de Petrol, Capmina, 25 p

I.C.P.T. 2004 - 2005 Studiul de fezabilitate a exploatarii si evaluare a potentialului tehnologiilor alternative de exploatare pentru zacamantul comercial (Structura Colibasi Est-Calugareasa), Campina, 112 p

Recommended for publication by the Editorial board

EXPERIMENTAL MODEL FOR COMPLEX AUTOMATION AND DISPATCH OF A PUMPING AGGREGATE USED FOR WATER DRAIN IN ROŞIA MINING PIT

Luminiţa Popescu

Automation Department, Faculty of Engineering, „Constantin Brâncuşi” University, Târgu-Jiu

ABSTRACT*:* In this paper is presented an experimental model for automatization and dispatch of water’s evacuation from open mining pit. Proposed model:
- Pump’s automatically working regime depends of necessary water quantity that will be evacuated;
- Supervision of energetically working regime of electrical motors for pumps driving;
- Control of technical state of pump aggregates.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЕН МОДЕЛ НА КОМПЛЕКСНА АВТОМАТИЗАЦИЯ И ВОДООТЛИВЕН ПОМПЕН АГРЕГАТ, ИЗПОЛЗВАН ПРИ ОТВОДНЯВАНЕ НА РУДНИК „РОША”

Луминица Попеску
Университет „Константин Бранкуши”, инженерен факултет, катедра „Автоматизация”, Търгу Жил, Румъния

РЕЗЮМЕ: В доклада е представен експериментален модел на автоматизация и водоотливна уредба за отводняване на открит рудник. Предлагания модел включва:
- Автоматизираният режим на работа на помпения агрегат зависи от количество вода, което е необходимо да бъде изтеглено;
- Контрол върху работата на помпените електродвигатели при активен режим на работа;
- Контрол на техническото състояние на помпените агрегати.

1. Introduction

As I showed in other articles, in lignite mining pits from Oltenia’s coal basin appear different problems because of the high amount of water resulted from infiltrations and rain. These water quantities are collected in jomps and then evacuated into a guard channel and then sloped into the river Jiu (figure 1). To evacuate the amount of water there are used pumping aggregates whose number depends on the area of the pit and of the estimated quantity of water from that pit. The electrical energy consumption of the aggregates is very high, almost 10% of the total electrical energy in Rosia Mining Pit.

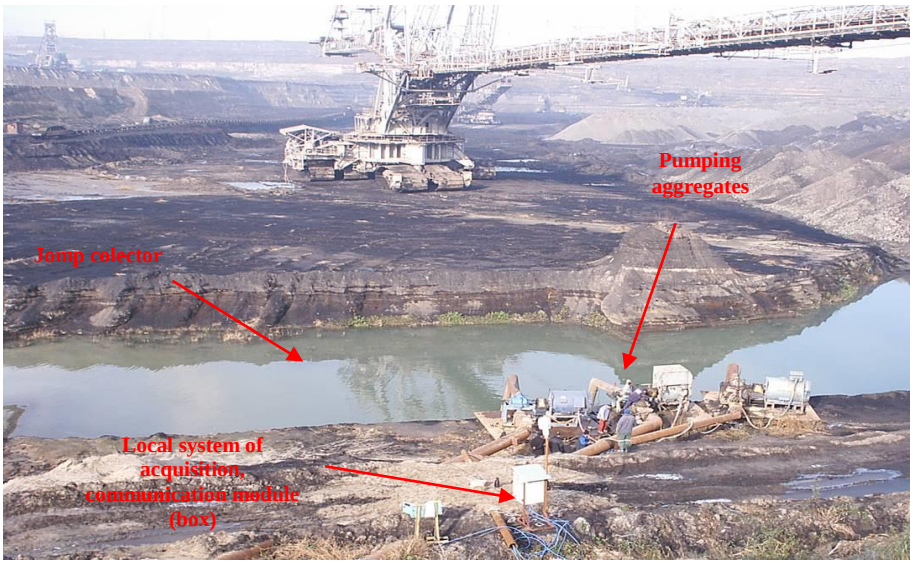


Figure 1. Mining pit - general view

Major objectives of this application are:

1. Pumps working in automated regime function of the necessary water quantity to be evacuated;
2. Monitoring the energetic working regime of the electric engines which command the pumps;
3. The control of the technical state of the pumping aggregates.

2.1. Performance of the pumps in automated regime

At this point it has been followed the correlation between the performance of the pumps with the water level in the collector basin. For this, we measured:

1. water level in the basin – **h_1[m]**;
2. clogging level in the basin – **h_2[m]**;
3. warning level (defined as minimal level of the water in the basin at the breathe in of each pump) **h_3 [m]**
4. depressurization in the breathe in column of the pump 1 **p_{11}[bar]**;
5. depressurization in the breathe in column of the pump 2 **p_{12}[bar]**;
6. pressure in the breathe out column of pump 1 **p_{21} [bar]**;
7. pressure in the breathe out column of pump 2 **p_{21} [bar]**;
8. evacuated volume measured on the breathe out column of pump 1 **Q_1[mc/h]**;
9. evacuated volume measured on the breathe out column of pump 2 **Q_2[mc/h]**.

In figures 2a, 2b and 2c is presented the way that are mounted the sensors used for measuring the quantities mentioned above.

a) *b)*

c)

Figure 2. Mounting of the sensors: a) Mounting the volume and pressure transducer on the breathe out pipe; b) Mounting the level sensor with ultrasounds and which also warns at the pump's breathe in; c) Mounting the depressurization sensor.

2.2. Monitoring the functioning regime

At this point we try to obtain a maximum energetic effective power at the pumping aggregates. For this, we measured:

1. absorbed current of the engines which operate the pumps, **i_1 [A]**, **i_2 [A]**.
2. supply voltage of the operating engines **U [V]**.
3. phase difference between current and tension, **cos φ**.

These parameters are measured, administrated and transmitted to the process computer by the acquisition and protection module SEPAM 1000.

Also, we identified the state of the switching equipments: switches, separators, fuses, contractors:

- separators:
  - general separator **SG**
  - interrupt separator **S_{IO}**
  - motive separators **S_{m1}**, **S_{m2}**
- station general interrupt **IO**
- meltable fuses: **Sig_{m1}**, **Sig_{m2}** (at both operating engines)
- void contactor: **C_{m1}**, **C_{m2}** (at both operating engines).

For off position we have logical „1”. For on position we have logical „0”.

- contact – tension presence, with logical „1” for presence and logical „0” for absence;
- state of protections.

Also there are monitored the environmental conditions with the following sensors:

1. temperature sensors inside box
2. temperature sensor for exterior temperature- initializes the anti freezing regime
3. sensor level for precipitations.

Also, close to the pumping aggregates was installed a box destined to the installation of the field point and of the data acquisition board for vibrations.

2.3. Control of the technical state of the pumping aggregate

At this point we followed the identification of the working

state of the pumping aggregate through the evaluation of the frequency specter and of the vibrations amplitude, vibrations which exist in the roll-over bearings at the pump and at the engine. For this, the vibrations were measured with some vibration sensors mounted on the engines and on pumps also, to deduce the following frequency specters:

- frequency specter Δ**fp1 (kHz)** - at pump 1;
- frequency specter Δ**fp2 (kHz)** - at pump 2;
- frequency specter Δ**fm1 (kHz)** - at engine of pump 1;
- frequency specter Δ**fm2 (kHz)** - at engine of pump 2;
- amplitude of the spectral components at the pumps, $\Delta\xi_{p1}$, $\Delta\xi_{p2}$ and at the engines., $\Delta\xi_{m1}$, $\Delta\xi_{m2}$.

3. Data acquisition system

The general presentation of the data acquisition system and the module in which the informatics application is structured is presented in figure 3.

The system for acquisition and control is based upon three levels:

Hierarchy level 1

This is at the level of th pumping aggregates (box) with the role to take over signals from the sensor for level, breathe out pressure, depressurization, breath in, evacuated volume. These signals are converted into digital information by the FP2015 module and sent to the process computer from the electrical house. At this level we can also find the acquisition board for vibrations which takes over the signals from the 4 vibration sensors and sends them as digital information through the RS485 interface towards the process computer.

At this level there are the field equipments responsible with the acquisition of the main analogical signals. So Real-Time Field point (RT FP2015) will take over the analogical signals (4..20mA) for flow, pressure, depressurization, level, signals which will be numerically converted on 12 bits and transmitted to the process computer from the electric house. Also, it has 16 digital output channels and 16 digital input channels used for different operations at the level of the pumping group. For example, a lamp mounted on the hood of the box will lit intermittent, which indicates the fact that the communication part of all distributed equipments is ok. In box the lamp remains in a state, on or off, it means that there are problems with the communication and the system is possible not to work anymore. The other digital inputs read the state of the off, on and other buttons, which will be used after in the data base to see the working profile of that pump.

In this panel is also positioned the vibration board, which takes over 4 signals of vibrations (2 pumps and 2 engines) in a buffer, with a frequency till 50kHz. These signals are memorized in the board memory and after that are transmitted at the process computer's (which is in the electric house) demand for processing. It was decided that the board to be placed close to the vibration sensors, because the vibration signal can be easily be perturbed through its analogical transmission at distance.

Hierarchy level 2

At this level (electrical house), the process computer is positioned. It will communicate with the computer at the dispatcher through radio communication system, using the TCP/IP protocol.

The process computer from the electrical house is configured as master, which means that it must function continuously for process administration. In the situation that the computer does not work from various reasons, the process functions are realized manually. The master configuration was choosed because the process must be treated with priority compared to other operations which will be made at distance (e.g. communication with the dispatcher).

At this computer there are connected through a 5 channel switch the following equipments: the SEPAM, the radio antenna and the Fieldpoint (FP 2015 which is placed in the box near the pumps). At this computer is also connected through a RS485 port the 4 channel acquisition board of the vibrations which is placed in the box near the pumps.

The process computer NI PXI RT8187 is a product of the National Instruments, built especially for real time applications and so, besides the hardware configuration for the industrial environment it disposed of an operating systems with powerful real time facilities. At this computer there is another acquisition and control board, made with microcontroller, placed in the electrical house, and connected through a RS485 port which takes over the digital signals from the states of the fuses, states of the contactors, and also it controls the on and off states of the two engines of the pumps.

The role of the process computer is:

1) to take over and administrate the information from all the systems at level 1;

2) to create a data base which contains information regarding:

- state of the pumps: function/stop;
- number of functioning hours for the pumps at a day, a month, a year;
- consumed energy by the pumping aggregates for a day, a month, a year;
- evacuated water quantities for a day, a month, a year by each pumping aggregate;
- faults which appear in functioning of the pumping aggregates;
- effective power of the pumping aggregates;
- water quantities evacuated function of where it came from.

Observations: The kept values in the data base are cumulated.

3) to elaborate the following commands:

3.a. command to work for the pumping aggregates so that:

- to ensure a balanced use of the pumping groups;
- to ensure the work of a number of groups function of the quantity of precipitations and the water level from the collecting basin;
- taking over the tasks of an out of order pumping aggregates group by the other available ones;
- start of anti freezing program if temperature decreases below – 30C and adaptation of this regime with outside temperature;

3.b. elaboration of warning signals in the following situations:

- protection start;
- mechanical fault appearing (resulted through processing information from the vibration transducers) at the engines and pumps;
- appearance of precipitations;
- exceed of the clogging level of the basin;
- touch of the warning level of the water in the basin;
- appearance of hydrodynamic faults at the pumps

4) transmitting the information to the dispatcher in two ways:

- usual (consumed energy, instant power, information about availability for work of the aggregates, number of pumps which work, level of water in the collecting basins, number of worked hours for the pumps);
- at demand (any other information from the data base).

Hierarchy level 3

The role of this system is:

1) It takes over the information from the process computers (hierarchy level 2) placed in all the electrical houses;

2) makes a global data base at the level of the whole mining pit;

3) informs the human operator about the abnormal situations transmitted through warning signals from the inferior level;

4) keeping a list with all the hours of working on each pumping aggregates group, the dispatcher must elaborate warnings for the maintenance cycles and inform upon the faults which appear;

5) makes decisions to force the function or stop.

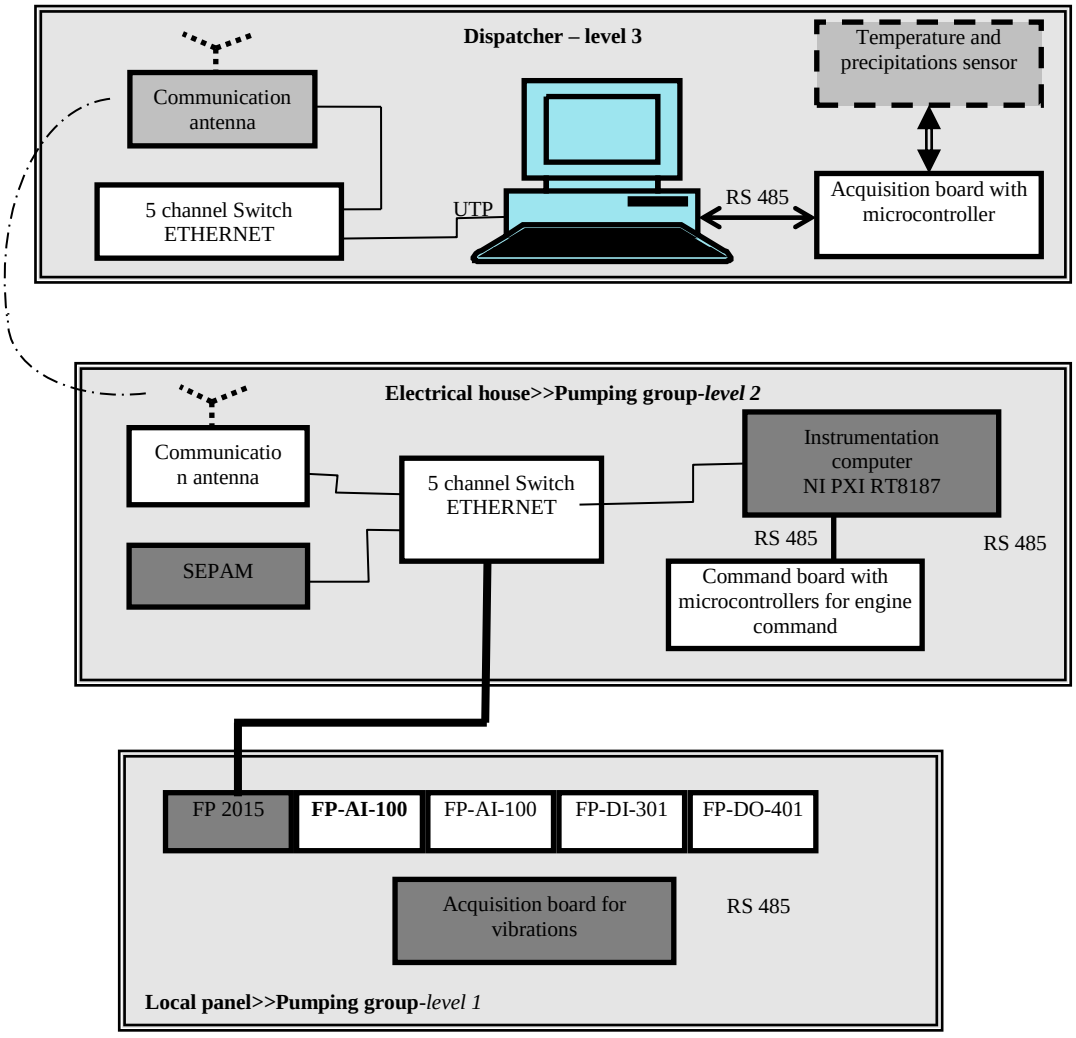


Figure 3. The structure of the acquisition and control system

This level is represented by the computer in the dispatcher room, the computer which is connected through radio communication system with the equipments in the electrical house of the pumps (level 2). At this computer are also connected directly through the RS232 serial port the acquisition board built as a core with microcontroller which takes over the signals from the precipitation transducer and the environment temperature transducer. These transducers have been placed at the dispatcher level to have valid global information in the whole pit.

4. Informatic application

The application is organized like a distributed and hierarchical system. The distribution refers to the spatial positioning of the acquisition and command systems, and the hierarchy refers to the vertical organization of the circulation and presentation of the acquisitioned data.

5. Conclusions

1.The main interaction of the operators with the automated process is through the computer from the dispatcher. There is

a graphical interface organized under a very intuitive synoptic scheme. With the help of the interface is presented the whole information received from the sensors.

2.Through monitoring the value for the water flow for a pump by the dispatcher, conclusions may emerge about the increase of the pump's usage, or that pump 2 on the same column was started. Also, the decrease of water flow can be caused by the clogging in the pump.

3.The level information is used by the operator to periodically calibrate. This thing is used because of the fact that the position of the level transducer isn't fixed (the architecture of the jomp is modified, the height of the breathe in is modified, the pumping system is moved into another jomp) and the initial calibration is invalid. In this way, the dispatcher can periodically introduce a zero reference (reference valid only at that time) and after that to follow the increases and decreases of level comparing to that reference.

4.Using the information from the precipitation transducer, more pumps can be started with anticipation so that the increase of the level isn't waited and after that the pumps to start.

5.Using the information given by the temperature sensor from the box, the heating installation is started to maintain the temperature in the box at low values, for the components to function.

6. Using the information given by the environment temperature sensor from the dispatcher, the anti freezing regime for work can be started and it assumes starting the pumps at some time intervals, function of the temperature of the environment to avoid their freezing.

In the following numbers there will be presented details about the way the application was conceived.

Recommended for publication by the Editorial board

References:

1. *The automation and dispatching of the water evacuation process from the lignite mining pit EM Rosia. Research Contract no. 276/C/2002, National Lignite Company of Oltenia*
2. *Luminiţa Popescu***,** Racoceanu Cristinel, Grofu Florin**,** *Numeric system of energetic dispatch with applicability in National Society of Lignite Oltenia mining pits*, Mining Magazine, nr.5/2006, pag. 15-18, ISSN 1220-2053,
3. *Luminiţa Popescu***,** Zeno Lupoian**,** *A new concept of energetic and technologic dispatch in National Society of Lignite Oltenia,* Revista Minelor, nr.4/2006, ISSN 1220-2053, pag.20-22,
4. *Luminiţa Popescu***,** Olaru Onisifor, Grofu Florin, *Modernizing an electrical house in Rosia Mining Pit in order to make a complex automation of the water evacuation system***,** Revista Minelor, nr.3/2006, pag. 12-15, ISSN 1220-2053

MONITORING SYSTEM FOR OPEN PIT EQUIPMENTS

Cozma Vasile[1], Barbu Daniela[2], Fritsch-Trancău M.I.[3], Evtim Kărtzelin[4]

[1]Universitiy „Constantin Brâncuşi" Târgu-Jiu, România
[2]Ministry of Economy and Finances – General Direction for Mineral Resources Bucharest,România
[3]S.C. I.C.M. S.A. Târgu-Jiu,România
[4]University of Mines and Geology „Sf.Ivan Rilski" Sofia

ABSTRACT: The functioning of open pit equipments is very difficult to be monitored considering the complexity of equipments and their spreading area. For the efficiency of this process it was designed and implemented a monitoring system SCADA of type.
In the same time with the designing and implementing of monitoring system for the functioning of open pit equipment, can be also monitored and controlled the technological operations, and the system is offering information about the profit maximization and for the minimization of losses and by this it can become a decision center. At the issuing of this, we had in view the obtaining of a maximum flexibility, in the sense of modulation, and the programmability of monitoring system.

СИСТЕМА ЗА МОНИТОРИНГ НА СЪОРЪЖЕНИЯТА В ОТКРИТ РУДНИК

Васile Козма[1], Даниела Барбу[2], Мануела-Ивоне Фрич Транка[3], Евтим Кърцелин[4]
[1]Университет „Констатнит Бранкуши", Търгу-Жил, Румъния
[2]Министерство на икономиката и финансите – Сектор "Минерални ресурси" – Генерален директор, Букурещ, Румъния
[3]S.C. I.C.M. S.A. Търгу Жил, Румъния
[4]Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски", София, България

РЕЗЮМЕ: Работата на съоръженията в един открит рудник е много трудно да бъде проследена, като се има предвид сложността на машините, както и широкия обхват на тяхното действие в района на рудника. За изпълнението на този процес беше проектирана и осъществена система за мониторинг от типа SCADA.
Чрез осъществяването на мониторинговата система за работата на съоръженията в открития рудник, технологичните операции също могат да бъдат проследени и контролирани, като системата предоставя информация относно увеличаване на добива и намаляване на загубите. В този смисъл предлаганата система наподобява т.н. команден център. Като следствие от всичко това съществува възможността за максимална гъвкавост на процеса, и възможност за програмиране на мониторинговата система.

1. MOTIVATION FOR CREATING THE MONITORING SYSTEM OF EQUIPMENTS

The open pit production activity is very difficult to be monitored and administrated.

In a classical approach, the monitoring of open pit equipments was made by placing in key points of technological chain, of some measurement instruments and by forming field teams that had the role to read the values displayed by instruments or to make measurements with portable measurements equipments, to communicate the values to responsible persons and to execute the operations requested by them.

The communication of read values towards the open pit leadership, and reverse sense was made by phone, or by sending receiving stations, a proceeding that was very slow and that needed supplementary personnel due to the necessity of going to different measurement points, respective execution elements (bucket-wheel excavator, belt conveyors, spreaders).

For the efficiency of values reading and for making of some operation from distance, there were introduced tele-measuring technologies, respective remote controlling

This thing is possible due to development and to the decreasing of numerical instruments prices, due to the availability of modern means of communication and of calculation equipments, that became more and more performant and cheaper, allowing the development of such a system.

In the same time with the issuing and implementing of such a monitoring system of open pit equipments, the operations can be monitored and controlled and the system is offering information that can be used for increasing the profit and reducing losses, by this is becoming a decision center.

Because the monitoring system allows the receiving and transmitting of information, all the persons that are using it can beneficiate a view of entire ensembly, for instaliing and functions of system.

Such a system can lead to the reducing of personnel number and decreasing of physical effort.

The monitoring system was designed as an architecture of SCADA type, being considered a pilot application, used a base for all measuring, acquisition, testing and monitoring systems, that can be implemented in all open pits were is necessary the monitoring of equipment functioning.

When drawing up this system, one of the targets was the obtaining of maximum flexibility from modulation point of view and the programmability of monitoring system.

2. GENERAL ARCHITECTURE OF MONITORING SYSTEM – EQUIPMENTS

The *functions* of monitoring system of equipments driving (Picture 1), system that is containing components of different nature, connected between them and conceived as a monitoring and administrating system of equipments driving, are:

- taking over the parameters that are characterizing the functioning of monitored equipments: power supply, absorbed current by the equipment driving motors, status of relay contacts, stretching force of the belt, stretching force of the mechanic cable, temperatures in the bearings of gear boxes of belt conveyors, temperatures in the bearing of gear box of bucket wheel, instant flow of the excavated material and optionally active and reactive power for each equipment;
- permanent visualizing and in real time of the parameters took over from the equipments driving systems;
- visual and sound alarming in the case of surpassing the normal functioning values for the monitored parameters;
- information registration in a data base, ensuring by this way the possibility of processing them any time is necessary;
- statistical analysis of the data for the issuing of prognosis and strategies on long and average term;
- interconnection with energetic controller for completing the information referring to power consumption for each driving system;
- interconnection in a computer net;
- data transmitting to a central controller that can monitor the entire assembly of equipments driving from the monitored open pits;

The component for extracting the information are represented by *translators* for electrical and non-electrical parameter, that together with the conditioning circuits have the role to translate the measured parameter in a unified signal.

The subsystem is designed for data collecting and is represented by data collecting equipments (ECD) that have the role to:

- take over all parameters (currents, voltages, contacts status, stretching forces, temperatures) from the monitored driving systems;
- primary processing of collected data;
- information transmitting from the local equipment level to superior level (controller) using a main data communication line or a radio modem.

Controller subsystem with the following main functions:

- visualizing of technological chain at the level of open pit operations;
- monitoring a set of electrical parameters for each equipment that is at the base of the diagnosis for equipment defect;
- monitoring the causes of equipment functioning interruptions;
- selecting an equipment an respective of electrical or mechanical parameters;
- obtaining of specific reports, momentary or on specified periods of time;
- monitoring the power consumption for each equipment (optionally).

Hardware components will offer the processing, storing, introducing, displaying, graphical and printing support for data, using different equipments and the role of each one is well determined. From safety reasons, there is optionally the possibility of doubling of some elements for preventing the data loss or the interruption of functioning.

Software components are offering on one side the support for processing (operating systems, program running environment) and on the other side are ensuring the monitoring, visualizing, processing means of the data.

he communication components are ensuring the connection means between different components, that can be radio, but considering the complexity and costs, there are used physical channels of connections. In the central processing system, that contains interconnected equipments by a local net (LAN – Local Area Network), in situation that these are placed in a central headquarter and the connection between the central processing system and the remote elements (measuring components, local decisional equipments) is made by other communication means: serial communication lines type RS 485 or radio modems.

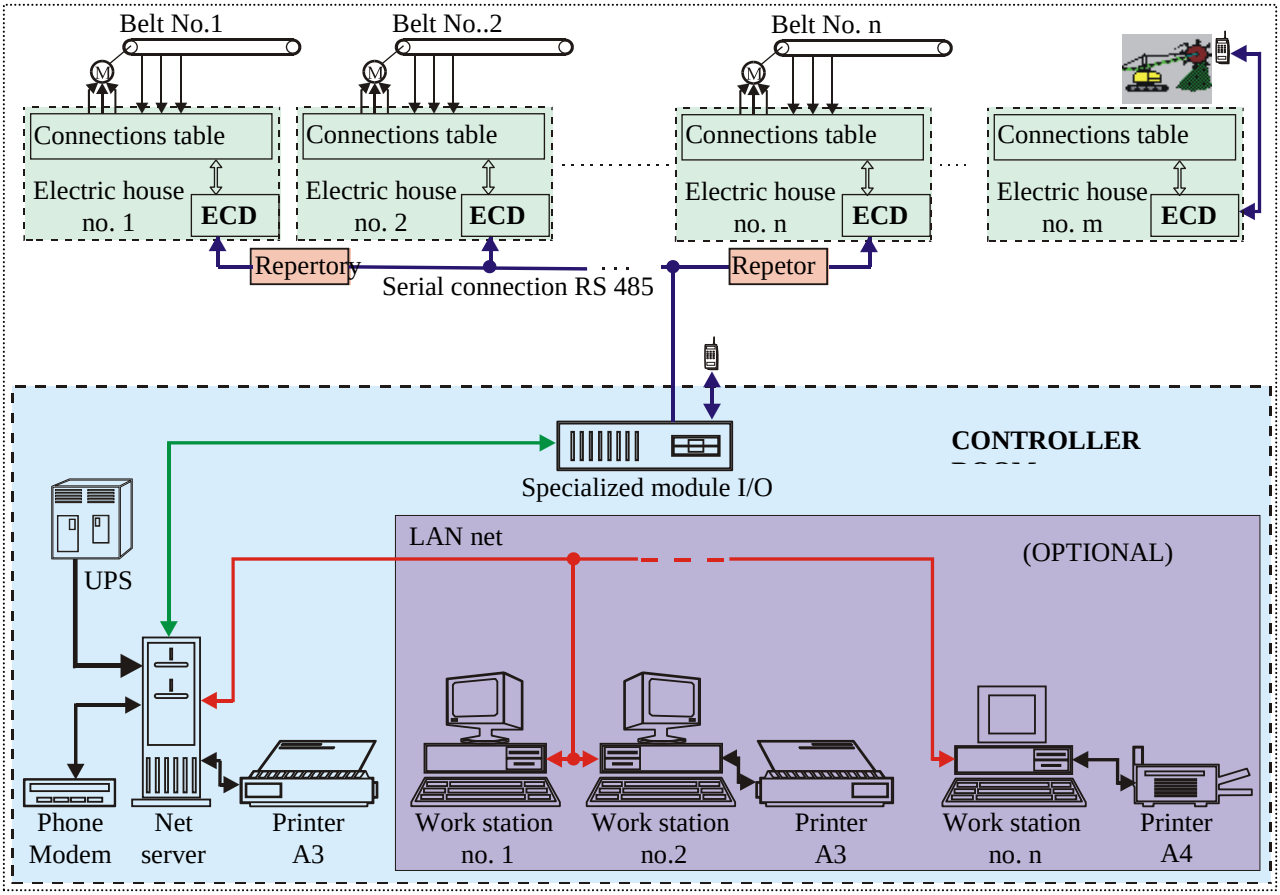
3. BASIC REQUIREMENTS FOR THE MONITORING SYSTEM

From the basic requirements of monitoring system we can mention:

Opening that consists in the possibility of cooperation with other systems as enterprise informantic system, the system of engineering programs, invoicing system for consumption, distribution and command system, management system, modeling system of processes, optimizing system, etc. and the possibility of functionality extension. The opening have to presented from hardware point of view (different hardware platforms), software (different operating systems) communications, (international standards), but also fro the point of view of data administration (standards respecting) and of applications (different possibilities for interface and the support offered for other programs).

Adaptability meaning the possibility to configure the components according to concrete requirements, even in the case when these requirements are changing during the system life, the possibility of connecting new equipments or programs to the existing system.

Putting at disposal the necessary data in a useful time is another important requirement, by which, can be taken useful



Picture 1 Scheme of the equipment monitoring system

measures and in time, for avoiding the eventual accidents or unpredicted situations.

Security and safety of data consists in preventing the entrance of unwanted information in the systems, which can lead to the revealing of highly confidential information. Also, is necessary the setting into functioning an archiving system, that will allow the consulting of data and the issuing of reports. Hence, the data that were archived can be erased and will be obtained a new space for the data system.

The collected data will have to be necessary ones and most reduced possible, by this way the system will not overloaded with useless data. In the same tome, the collected data will have to be able to offer a most complete image over the status and events from the system.

The possibility of rapid identification of defects and also their most precisely localization, that represents another requirement for the monitoring system. Also, have to be able to offer all the necessary data about the possible elements involved in the fixing of defect.

Simple and comfortable interface with operators, and the elements with similar functions or that are referring to similar thing to be grouped.

References:

Calin S., Regulatoare automate, Ed.Didactica si Pedagogica, 1996

Carabulea A., Sisteme informatice pentru managementul energiei, Institutul Politehnic Bucuresti,1994

Carr J.J., Sensors and circuits, Pretince Hall,New Jersey,1993

Dumitrache I, Automatizari elecronice, Ed.Didactica si Pedagogica Bucuresti, 1993

Ionescu G., Traductoare pentru automatizari industriale, Ed.Tehnica Bucuresti, 1996

Held Gilbert, Comunicatii de date, Ed.Teora, 1999

Houpis H.C., Digital Control Sistems – theory ,hardware, software, McGraw Hill,New York,1992

Popa I., Inginerie software pentru conducerea proceselor industriale, Ed. All, 1998

Recommended for publication by the Editorial board

ИЗБОР НА ЕФЕКТИВЕН НАЧИН ЗА РЯЗАНЕ ПРИ ОБРАБОТВАНЕ НА БЛОКОВЕ ОТ МРАМОРЕН БРЕКЧОКОНГЛОМЕРАТ ОТ НАХОДИЩЕ „ДЪЛГА УСОЙКА"

Илия Йочев

"Рудметал" АД , 4960 гр. Рудозем

РЕЗЮМЕ: В доклада са съпоставени два основни начина на рязане – с дискова резачка и гатер. За тези варианти са сравнени най - важните технически и технологични параметри като рандеман, производителност, специфичен разход на диамант и специфичен разход на електроенергия. На база на получените резултати е направен извод за икономически по-ефективния начин за рязане при обработване на мраморните блокове от конкретното находище.

CHOICE OF AN EFFECTIVE WAY CUTTING AT PROCESSING BLOCKS OF A MARBLE BRECCHA CONGLOMERATE FROM THE "DALGA USOIKA" DEPOSIT

Ilia Iochev

„Rudmetal" AD, 4960 Rudozem, Bulgaria

ABSRACT. In the report two of the basic of a way cutting - by means of disk the cutting machine and the gang saw are compared. These parameters are efficiency, productivity, the specific charge of diamond and the specific charge electric energy. On the basis of half-scientific results the conclusion about more effective a method cutting blocks of a marble is made.

Въведение

Във връзка с изграждане на цех за обработване на материала добит от находище за мраморен брекчоконгломерат „Дълга усойка", възниква проблем свързан с избора на необходимото машинно оборудване.

Рязането на скални блокове на плочи е най-скъпата технологична операция при обработване на мраморни материали. Извършените разходи при тази операция са основният фактор, който определя общата себестойност на произведените плочи и са свързани с режещата машина, диамантения инструмент, вложените енергия и труд. Поради тази причина изборът на начин и машина за рязането е необходимо да се разгледа по-подробно и специално за блоковете добити от находище „Дълга усойка".

Необходимо е да се подчертае, че изборът на най-подходящи метод и машина за рязането на въпросните блокове е сложна задача, зависеща от много фактори -технически, технологични, икономически и фактори свързани с експлоатацията на машината, поради което е необходимо подробно анализиране на този проблем. Прецизният анализ на гореспоменатите фактори се налага и от обстоятелството, че всяко решение различно от оптималното е свързано най-общо с неоправдана еднократна инвестиция за закупуване на машината и постоянно неоправдани пропуснати ползи при експлоатацията й, при неоптимален процес на рязане на скалните блокове.

Известно е, че рязането на скални блокове от средно твърди скални материали, към които спадат и брекчоконгломератните блокове от находище „Дълга усойка", в настоящия момент става основно чрез гатери с ножове с диамантени сегменти или с ортогонални дискови резачки, като дисковете също са с диамантени сегменти.

Предимствата при използване на ортогоналната дискова резачка в сравнение с гатер при рязане на блокове за плочи са следните:

- възможност за рязане на блокове с много големи размери - дължина до 3 m, височина до 2,2 m и широчина до 2,4 m;
- постоянна и висока скорост на рязане (периферна скорост на диска);
- диамантените зърна от сегментите на диска се оголват едностранно, докато при гатерите се оголват и от двете страни, което спомага за по-лесното им откъртване. Това обстоятелство определя по-малкия разход на диамант на дисковата резачка в сравнение с гатера, само при условие, че широчината на прорезите на двете машини са еднакви, което е възможно при дискове с диаметър до 500 mm;
- динамиката на дисковата резачка е постоянна и много по-благоприятна в сравнение с тази на

гатера, която се характеризира с възвратно-постъпателно движение на ножовете;
- масата на конструкцията на ортогоналната дискова резачка е значително по-малка, което обстоятелство определя и по-малката й цена в сравнение с гатера;
- обслужването през време на работа, поддържането и ремонта на дисковата резачка е значително по-лесно в сравнение с тези дейности на гатера.

В настоящия доклад е изложен сравнителен анализ на технико-технологичните показатели на двата основни начина на рязане – с гатер (с 50 – 60 ножа) и с ортогонална дискова резачка „Струма 1200". Тези две машини са намерили най – широка приложение у нас.

Приема се, че блока с размери 250cm x 160cm x 140 cm (съответно дължина x височина x широчина) ще бъде разрязан за производство на плочи с дебелина 20 mm.

Технико - технологична оценка на рязането на блок с гатер

За по-голяма нагледност блокът е представен схематично на фиг. 1, като са отразени линиите на прорезите. Приема се, че страните на блока имат неравности, достигащи до 40mm, така че идеалният блок, който ще бъде разрязан ще има „чисти", дължина L_1, широчина B_1 и височина H_1 изразени чрез следните три зависимости.

$$L_1 = L - 2b_H, m \quad (1)$$

където L е номиналната дължина на блока, *m*;

b_H - дебелината на неравния слой на стените,*m*.

$$B_1 = B - 2b_H, m \quad (2)$$

$$H_1 = H - 2b_H, m \quad (3)$$

Определяне на рандемана при рязане на блока с гатер

При рязането на блока посредством гатер с ножове с диамантени сегменти, максималната широчина на прорезите $b_{ПР}$ достига до 5 mm.

Тогава броят на слабовете, които се получават от срязването на блока се определя по формулата:

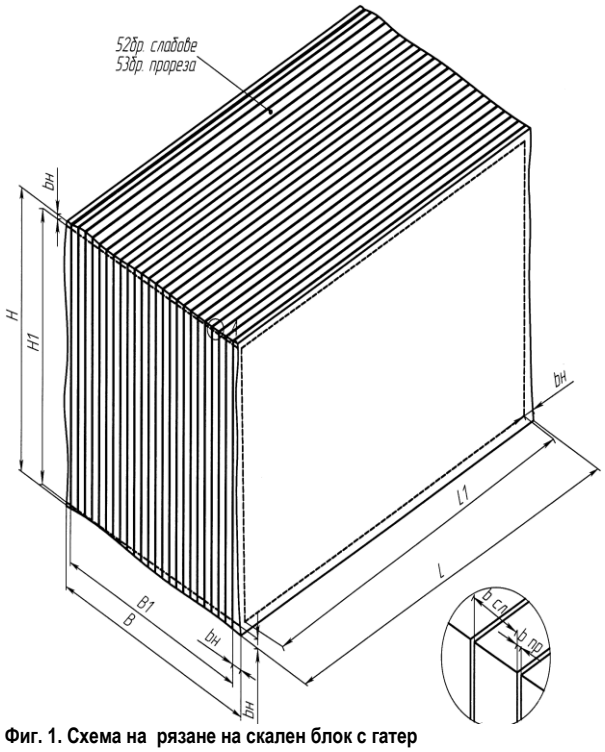
$$N_{СЛ} = \frac{B_1 - b_{ПР}}{b_{СЛ} + b_{ПР}}, бр. \quad (4)$$

където $b_{СЛ}$ е дебелината на слабовете, m;

$b_{ПР}$ - широчината на прорезите, m.

Грубата площ на един слаб се определя по формулата:

$$S_{СЛ.ГР.} = H.L, m^2 \quad (5)$$



Фиг. 1. Схема на рязане на скален блок с гатер

Чистата площ на един слаб $S_{СЛ.Ч}$ е :

$$S_{СЛ.Ч} = H_1.L_1, m^2 \quad (6)$$

Общата груба площ на броя слабове $N_{СЛ}$ получени от рязането на блока ще бъде:

$$S_{ОБЩ.СЛ.ГР.} = S_{СЛ.ГР}.N_{СЛ.}, m^2 \quad (7)$$

Общата чиста площ на броя слабове $N_{СЛ}$ получени от рязането на блока ще бъде:

$$S_{ОБЩ.СЛ.Ч.} = S_{СЛ.Ч}.N_{СЛ.}, m^2 \quad (8)$$

Рандеманът при грубо обрязаните слабове $R_{ГР.СЛ.}$ е:

$$R_{ГР.СЛ.} = \frac{S_{ОБЩ.СЛ.ГР.}}{Q_{БЛ}}, m^2/m^3 \quad (9)$$

където $Q_{БЛ}$ е обемът на блока,m^3.

Рандеманът при чисто обрязаните слабове $R_{Ч.СЛ.}$ е:

$$R_{Ч.СЛ.} = \frac{S_{ОБЩ.СЛ.Ч}}{Q_{БЛ}}, m^2/m^3 \quad (10)$$

Определяне на производителността на гатера

Експлоатационната производителност на гатера се определя от следните технически показатели на машината и режимни показатели на процеса на рязане на блока:

- брой на ножовете;

- средната скорост на рязане, изменяща се за всеки ход на подвижната рама с ножовете от 0-3 m/s;
- ход на подвижната рама (500 – 700mm);
- брой на двойните ходове на подвижната рама вариращ от 90 до 120min^{-1};
- оптимална скорост на подаване на рамата или блока (250 – 350mm/h за средно твърди скални материали);
- геометрични размери на блока.

Трябва да се има предвид, че разрязването на блока по височина става с различна скорост на подаване, а именно: скорост на подаване при зарязване на блока (за време t_1), скорост на подаване при основното рязане на блока (за време t_2) и скорост на подаване при отрязването на долнището на блока (за време t_3).

Зарязването на блока започва с намалена скорост на подаване(50 % от оптималната), докато ножовете (с широчина 180 mm) не се врежат напълно в блока. Това се налага с цел предотвратяване на изкривяването на прорезите и повреждането на ножовете.

Когато до окончателното разрязване на блока остане участък с височина около 300 mm, скоростта на подаване също се намалява до 50 % от номиналната.

Тогава блокът ще бъде разрязан за времето Т:

$$T = t_1 + t_2 + t_3, s \qquad (11)$$

Експлоатационната производителност на гатера П се определя съгласно израза:

$$П = \frac{S_{ОБЩ.СЛ.Г}}{T}, m^2 / h \qquad (12)$$

Специфичен разход на диамант

Този показател дава информация, колко диамант от сегментите на ножа се изразходва за срязването на 1 m^2 плоча. Количествената оценка на този показател изисква определен обем експериментални изследвания, но за случая може да се използва сравнителна (относителна) информация.

Както бе отбелязано при определянето на рандемана при рязането на блока, прорезите, които се образуват от сегментите на ножа са с широчина Ьпр. = 5 mm. Тогава за срязването на 1 m^2 слаб (плоча) от блока при широчина на прозореца Ьпр = 5 mm, количеството материал от блока, който ще се изтрие (от диамантените зърна) е $q_{м.пр.} = 500\ cm^3$. Ако се приеме, че за срязването на обем от 1000 cm^3 от скалния блок се изразходва около 1 ct диамант (което количество е реално за среднотвърди мраморни материали), тогава следва, че специфичния разход на диамант за срязването на 1 m^2 слаб е $D_е = 0,5\ ct/m^2$.

Специфичен разход на електроенергия

Този показател може да се изчисли с достатъчна за случая точност при следните условия и данни:

- изразходвана мощност от главния двигател $M_{ДВ}$ е около 90 Kw (за съвременните гатери, с подвижна рама съоръжена с 50-60 ножа);
- време на срязването на блока Т = 7,23 h.

Специфичният разход на електроенергия *Er* се определя по формулата:

$$E_r = \frac{M_{ДВ}.T}{S_{ОБЩ.СЛ.ГР}}, kW.h / m^2 \qquad (13)$$

Технико - технологична оценка на рязането на блок с ортогонална дискова резачка

За оценката се има предвид ортогоналната дискова резачка „Струма 1200", с два вертикални диска с диаметър 1200 mm и един хоризонтален диск с диаметър 450 mm. Приема се, че блокът ще се реже на ивици с широчина 30 cm и дебелина 20 mm.

Известно е, че рязането на блок с ортогонална дискова резачка се извършва на няколко технологични етапа, а именно:

- подравняването на горната хоризонтална страна на блока т.е. отстраняване на нейната неравност;
- същинско рязане на блока, което се извършва на няколко прохода. Проходът е операция по отрязването на ивици от височината на блока на определено равнище по цялата му равнина, като широчината на ивиците се явява височина на прохода. Когато по височината на блока се извършат възможният брой прохода завършва разрязването му.

Размерите на блока за случая са аналогични на тези на блока рязан с гатер и за по-голяма прегледност разрязването е показано схематично на фиг. 2.

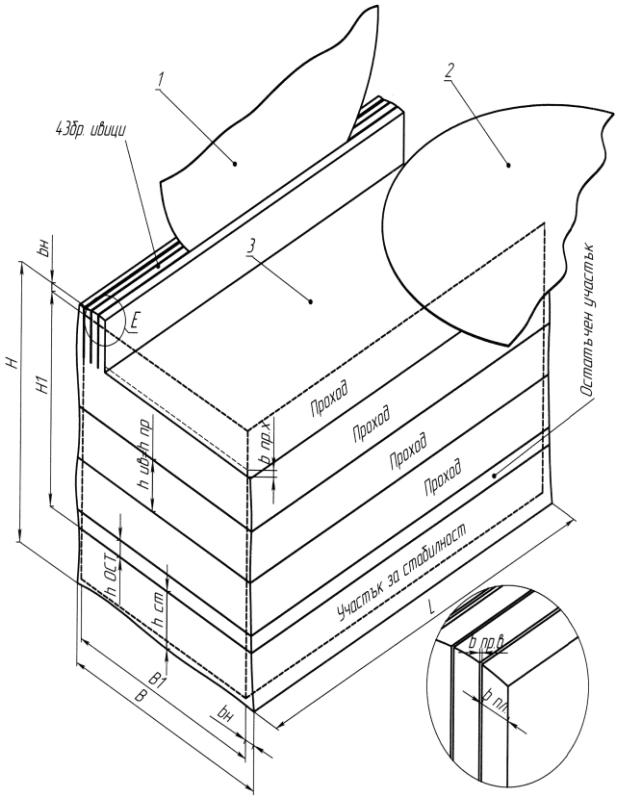
Рязането на блока с тази машина притежава една специфична особеност. При рязането на ивиците от последния проход, трябва да остане част от основата на блока с височина около 15 cm, която трябва да осигури при рязането стабилност на тази останала част от блока. Ако не се осигури необходимата стабилност, рязането може да се осъществи при наличие на големи вибрации на диска, респ. на диамантените сегменти, което рязко увеличава разхода на диамант.

По тази причина чистата височина на рязане на блока трябва да се намали с 15 cm, колкото е височината на участъка от блока, осигуряващ стабилност при рязането на ивици от последния проход. Тогава чистата височина на блока H_1 е:

$$H_1 = H - b_H - h_{CT}, m \qquad (14)$$

където h_{CT} е височината на участъка от блока осигуряващ стабилност при рязане,*m* .

Останалите размери L_1 и B_1 са еднакви с тези при рязане на блока с гатер.



Фиг. 2. Схема на рязане на скален блок чрез ортогонална дискова резачка : 1 - вертикален диск, 2 – хоризонтален диск, 3- мраморен блок

Определяне на рандемана при рязане на блока с ортогонална дискова резачка

Рязането на блока с резачката се извършва с вертикални и хоризонтални прорези. Дебелината на сегментите на вертикалните дискове е 8 mm, но поради вибрациите от еластичните деформации на стоманения корпус на диска се получава разширение на прореза с около 1 mm от двете му страни, така че реалната широчина на прореза $b_{ПР.В.} = 10mm$.

Дебелината на сегментите на хоризонталния диск е 4 mm, но при рязане се получава странично разширение по 0,5 mm, така че общата реална широчина на прореза $b_{ПР.Х.}$ достига до 5 mm.

Броят на проходите $N_{ПР.}$ се определя по формулата:

$$N_{ПР.} = \frac{H_1 - b_{ПР..Х.}}{h_{ИВ.} + b_{ПР.Х.}}, бр \qquad (15)$$

където $h_{ИВ.}$ = *30cm* е височината на прохода (височината на ивицата).

От горната формула следва извода, че при рязането на блока по чистата му височина ще се реализират цяло число проходи и ще остане остатъчен участък с височина $h_{ОСТ.}$, който остава неизползваем. Това се дължи на обстоятелството, че височината на проходите не е кратна (пропорционална) на чистата височина на блока.

Освен това неизползваем с височина (дебелина) около 15 cm е и участъка, който осигурява стабилност на блока при рязането на последния проход. Тези обстоятелства намаляват значително рандемана при рязането на блока с ортогонални дискови резачки, но това са технологичните възможности на този метод на рязане на блокове.

Очевидно е, че от остатъчния участък могат да се получат ивици, напр. с широчина 15 и 10 cm, но те не могат да бъдат обработени след това. Има се предвид, че тези ивици не могат да бъдат шлифовани или полирани поради това, че ще се счупят при натиска на шлифовъчния инструмент. Необходимо е да се отбележи, че стандартните ивици (30 и 40cm) отрязани от дисковите резачки се шлифоват на специални машини с лимитирана широчина на работната площ от 30 или 40 cm .

Броят на срязаните ивици от един проход $N_{ПВ.ПР.}$ е:

$$N_{ПВ.ПР.} = \frac{B_1 - b_{ПР.В.}}{b_{ПЛ.} + b_{ПР.В.}}, бр \qquad (16)$$

където $b_{ПЛ.}$ е широчината на плочата (ивицата),cm.

Общият брой срязани ивици от блока ще бъде:

$$N_{ПВ.ОБ.} = N_{ПР.ПВ.}.N_{ПР.}, бр \qquad (17)$$

Грубата площ на една ивица се определя по израза:

$$S_{ИВ.ГР.} = L.h_{ИВ.}, m^2 \qquad (18)$$

Чистата площ на ивицата е:

$$S_{ИВ.Ч.} = L_1.h_{ИВ}, m^2 \qquad (19)$$

Общата груба площ на ивиците получени от срязването на блока е:

$$S_{ОБЩ.ИВ.ГР.} = S_{ИВ.ГР.}.N_{ИВ.ОБ.}, m^2 \qquad (20)$$

Общата чиста площ на ивиците получени от срязването на блока е:

$$S_{ОБЩ.ИВ.Ч} = S_{ИВ.Ч.}.N_{ИВ.ОБ.}, m^2 \qquad (21)$$

Рандеманът при грубо обрязаните ивици е:

$$R_{ГР.ИВ.} = \frac{S_{ОБЩ.ИВ.ГР.}}{Q_{БЛ}}, m^2 / m^3 \qquad (22)$$

Рандеманът при чисто обрязаните ивици е:

$$R_{Ч.ИВ.} = \frac{S_{ОБЩ.ИВ.Ч.}}{Q_{БЛ.}}, m^2 / m^3 \qquad (23)$$

Определяне на производителността на дисковата резачка

Най-общо производителността $П_Д$ на ортогоналните дискови резачки зависи от много фактори, но преди всичко от броя на вертикалните дискове. Известно е, че има машини и с повече дискове, но в случая „Струма 1200" има два вертикални диска. Определянето на производителността на тези машини е затруднено, поради това, че при срязването на дадена порция ивици, рязането се спира за да бъдат свалени ивиците от блока. Поради тази причина за случая се приема експлоатационната производителност, която се дава от фирмата производител на машината и е 8,5m^2/h, при рязане на мраморни материали.

Специфичен разход на диамант

По аналогия с определянето на този показател при гатерното рязане се приема, че специфичния разход на диамант за срязването на плоча с площ 1 m^2 се определя от обема на срязания (отработения) материал от широчината на прореза при дисковото рязане т.е. $q_{м.пр.} = 1000\ cm^3$.

Тогава специфичният разход на диамант за срязването на *1* m^2 слаб е $D_г = 1.0\ ct/m^2$.

Специфичен разход на електроенергия

Този показател се определя въз основа на следните данни:

- консумирана мощност на двигателите $M_Д$ задвижващи дисковете - 90 kW (инсталираната мощност на машината е 96 kW;
- време за разрязването на блока T, което може да се определи по формулата:

$$T = \frac{S_{ОБЩ.ИВ.ГР.}}{П_Д}, h \qquad (24)$$

Тогава специфичният разход на енергия е:

$$E_Д = \frac{M_Д.T}{S_{ОБЩ.ИВ.ГР.}}, kW.h/m^2 \qquad (25)$$

Нормално е в този случай да се получи по - голям специфичен разход на енергия, което се дължи на обстоятелството, че за разрязване на блока се разрушава по-дебела ивица материал от тази при гатерното рязане. Освен това супорта заедно с дисковете извършва работен и празен ход и през време на снемането на срязаните ивици от резачката дисковете се въртят, тъй като непрекъснатото им въртене се препоръчва вместо честото им спиране и пускане.

Резултати и изводи

С цел по-добро изучаване на техническите и технологичните показатели на процеса на рязане на скалните блокове по двата разглеждани способа, са извършени опити в производствени условия в „Бумар" АД - с.Струмяни и „Родопи Мармекс" ЕООД гр. Кърджали.

Резултатите от изчисленията съгласно изложените зависимости в настоящия доклад и извършените опити за рязане на мраморни блокове от конкретното находище не се различават съществено и са обобщени в табл. 1.

Таблица 1.

Технико - технологични показатели при рязане на скални блокове с гатер и ортогонална дискова резачка

Начин на рязане	Технико – технологични показатели			
	Рандеман, m^2/m^3	Производителност, m^2/h	Специфичен разход на диамант, ct/m^2	Специфичен разход на енергия, $kW.h/m^2$
Гатер със средно брой голям ножове (50-60)	37.8	28.8	0.5	3.08
Ортогонална дискова резачка „Струма1200"	22.8	8.5	1.0	10.6

Ниският рандеман при дисковото рязане, достигащ до 60 % от гатерното рязане се дължи, както на широките прорези на вертикалните дискове, така и на получаването на остатъчен участък при непропорционалност на проходите спрямо чистата височина на блока и задължителното оставяне на участък от основата на блока, осигуряващ стабилност при рязането на последния проход.

Необходимо е да се отбележи, че производителността на дисковото рязане чрез „Струма 1200" се отнася за работа с вертикални дискове с диаметър 1200 mm и ако се използват дискове с диаметър 1600 mm производителността им ще се увеличи, но не много съществено. Ако обаче за рязането на блоковете се използват ортогонални дискови резачки производство на реномирани фирми от чужбина, които са конструирани с по-голям брой дискове (но със същите диаметри 1200 и 1600 mm), производителността ще бъде по-голяма. За сега тези ортогонални дискови резачки се произвеждат обикновено с четири вертикални диска, най-често с диаметър на дисковете 1200 mm и по-рядко с 1600 mm.

От табл. 1. е видно, че разходът за диамант за срязване на 1 m^2 плоча при дисковото рязане е два пъти по-голям в сравнение с гатерното рязане, което е съществено и лесно обяснимо. Този показател е основен за формирането разходите за работен инструмент отнесени също за 1 m^2 плоча. За определяне на

разходите за инструмент трябва да се има предвид и средния технически ресурс на гатерния нож и на вертикалните дискове и хоризонталния такъв. Съвременните инструменти с диамантени сегменти при рязане на блокове от среднотвърди скални материали имат технически ресурс както следва:

- гатерен нож с диамантени сегменти при нормална експлоатация срязва от 600 до 800 m^2 плочи, като след износването на сегментите е възможно неколкократно (до 5-6 пъти) запояване на нови сегменти;
- диск с диаметър 1200 mm при нормална експлоатация срязва около 2000 m^2 плочи, като след износването на сегментите е възможно до 2-3 пъти запояването на нови сегменти. Необходимо е да се отбележи, че дискове с диаметър над 1000 mm, стоманената част на диска е около 30 % от общата им цена, което е значително повече в сравнение със стоманената част на гатерния нож;
- диск с диаметър 450 mm (какъвто е хоризонталния диск) има технически ресурс около 500 m^2 срязана повърхнина.

Големият специфичен разход на енергия при дисковото рязане се дължи на обстоятелството, че рязането на средно твърди скални материали става при висока скорост на рязане (от 35 до 50 m/s), осъществявана с голяма мощност на двигателя, който е в режим на работа не само през работния ход на вертикалните дискове, но и при обратния ход, както и през времето на снемането на ивиците (плочите) от блока и при други спомагателни операции.

При гатерния начин разрязването на блока се осъществява с непрекъснато рязане и в двата хода на подвижната рама и веднъж пуснат в работа, гатерът работи непрекъснато до разрязването на блока, което определя висок процент на времето на операцията същинско рязане в общата продължителност на технологичната операция разрязване на блока.

При цени за дисковата резачка „Струма 1200" – 62 000€ и за гатер с 50 ножа на фирмата „Barsanti" -200 000€, и като приемем, че машините напълно ще се амортизират за 10год., се получава, че покупната цена оскъпява всеки кв. метър продукция с 0.181 € при дисковата резачка и 0.17 € при гатера (при 16 часово дневно натоварване). Вижда се, че тези параметри са приблизително равни, независимо от значително по-високата цена на гатера. Този факт се обяснява със значително по-високата производителност на същия.

След извършване на обстоен анализ на резултатите за технико – технологичните показатели при гатерното рязане и на рязането с ортогонална дискова резачка следва, категоричния извод, че гатерното рязане превъзхожда значително по всички показатели конкурентния метод. Гатерното рязане на блокове за производство на плочи с дебелина от 15 до 50 mm, както и на дебелостенни изделия (масиви) трябва да се счита за безалтернативно решение за скалните блокове от находище „Дълга усойка".

Литература

Мърхов Н. Б. 2003. Обработка на декоративните скални материали. С. , Техника.
http://www.pellegrinispa.it
http://www.tyrolit.com
http://www.barsantimacchine.it

Препоръчана за публикуване
от катедра "Механизация на мините" , МЕМФ

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ И ОПТИМИЗИРАНЕ НА МЕТОДИКА ЗА ПРОЕКТИРАНЕ НА ХИДРОЕЛЕВАТОР ЗА ВОДООТЛИВНИ УРЕДБИ НА ПОДЗЕМНИ РУДНИЦИ

Илия Йочев

"Рудметал" АД , 4960 гр. Рудозем

РЕЗЮМЕ: В доклада е изложена и анализирана съществуваща методика за проектиране на хидроелеваторни устройства (наричани още струйни помпи). Проектиран и изработен е хидроелеватор за конкретни данни. Извършени са изпитания в реални производствени условия. Установени са зависимости между основни геометрични параметри на устройството и работните му характеристики. На база на получените резултати са направени препоръки за отстраняване на недостатъците на съществуващата методика за проектиране. Направени са изводи за ефективното приложение на хидроелеваторите във водоотливните уредби на подземните рудници.

EXPERIMENTAL RESEARHC AND OPTIMIZATION OF THE TECHNIQUES ABOUT DESIGNING THE JET PUMP FOR WATERTIDE INSTALLATION OF UNDERGROUND MINES

Ilia Iochev

„Rudmetal" AD, 4960 Rudozem, Bulgaria

ABSRACT. In the report the method for designing jet pumps is rearranged. Then it has been analysed. The project is made and the pump is then made jet is appointed for concrete conditions. Tests in real industrial conditions are lead. It is established that some geometrical parameters of the jet pump, very much strongly influence its performance data. On the basis of the received results, are made conclusions about improvement of a method designing. Are made conclusions about effective application of jet pumps on watertide installation of underground mines.

Въведение

Хидроелеваторите, наричани още струйни помпи, намират приложение в подземните рудници в качеството на забойни помпи, помпи за зумпфов водоотлив или при отводняване на наводнени хоризонти. Едно безспорно тяхно предимство е качеството им да увеличават смукателната височина на турбопомпи. По този начин при нормални стойности около 6 m, е възможно да бъдат постигнати стойности на този параметър 80 – 100m.

Действието на струйните помпи се основава на преобразуването на потенциалната енергия в кинетична и обратно при преминаването на водата последователно през свиващи се и разширяващи се дюзи.

В хидроелеваторите водата се подава под голямо налягане по тръбата 1 (фиг. 1) , след това през стесняващото сопло 2 с дюза и с висока скорост постъпва в смесителната камера 3.

Съгласно уравнението на Бернули за идеалната течност, (Пак и др., 1959), сборът от специфичната потенциална енергия и специфичната кинетична енергия е постоянен и равен на пълния напор – зависимост (1).

Поради рязкото увеличаване на скоростта v в дюзата при постоянен пълен напор H, налягането p в смесителната камера намалява и става по – малко от

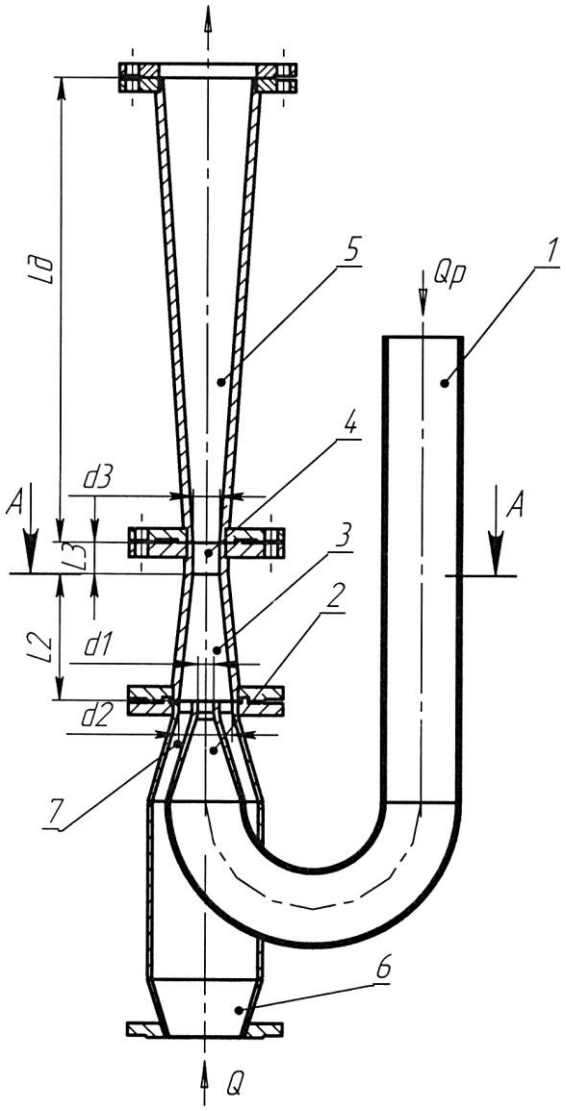
$$H = \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = const. \qquad (1)$$

атмосферното. При това водата от кладенеца посредством смукателната тръба 6 се засмуква в смесителната камера, където се извършва смесването на потоците. Работният поток отдава част от енергията си на водата постъпваща от кладенеца. По-нататък смесения поток през гърловината 4 постъпва в дифузора 5.

Соплото 2 с дюзата служи за преобразуване на енергията на налягане в скоростен напор. В смесителната камера енергията на работния поток се предава на засмуканата вода. Гърловината 4 играе важна роля за равномерното запълване на дифузора. Нейните форма, геометрични размери и разположение спрямо соплото оказват силно влияние върху работата на хидроелеватора. Дифузорът служи за преобразуване на кинетичната енергия на течността в потенциална енергия на налягане.

Освен споменатите предимства на хидроелеваторите трябва да добавим факта, че липсват движещи се и следователно бързоизносващи се части.

Тези устройства са в състояние да работят надеждно дори при силно замърсени течности и често се прилагат



Фиг. 1. Хидроелеватор: 1- нагнетателна тръба на работния поток, 2-сопло с дюза, 3 – смесителна камера, 4 – гърловина, 5-дифузор,6 -смукателен тръбопровод, 7- приемна камера

като съоръжения за почистване на зумпфове от ситен скален и руден материал с размери на частиците до 2 - 3 mm.

Засмукването на въздух при изчерпване на водата в смукателния кладенец по никакъв начин не може да повреди устройството.

Основен недостатък, който ограничава широкото приложение на струйните помпи, е техният нисък КПД. Според един литературен източник (Пак и др., 1959) стойностите на КПД са в границите 0.17 – 0.2, а според друг (Веселов 1956) – 0.2 – 0.35.

Очевидно тези стойности са ниски и си заслужава да бъде решена една задача свързана с изясняване на условията, при които те са максимални.

На база на съществуваща методика за проектиране (Веселов 1956) е проектиран и изработен хидроелеватор с възможност за вариране с площта на сечението на смесителната камера (респ. сечението на гърловината) в сечение А – А . По този начин съществува възможност за промяна на отношението на площта на това сечение и площта на напречното сечение на дюзата. Опитно ще бъде потърсена връзка между това отношение и КПД на хидроелеватора.

Методиката за проектиране на хидроелеватор

Същност на методиката

Зависимостите 2 – 17 по същество представляват методика за проектиране на хидроелеваторно устройство, която е изложена във Веселов 1956.

Пълният напор на хидроелеватора се определя със зависимостта (фиг. 1):

$$H = H_г + h_1 + h_2, m \quad (2)$$

където $H_г$ е геодезичната височина, m;

h_1 - загубите в нагнетателния тръбопровод, m;

h_2 - загубите в дифузора,m .

По експериментални данни $h_2 = (0.2 \div 0.3)H_г$, а h_1 може да се изчисли по известни зависимости за определяне на загуби в нагнетателен тръбопровод или да се приеме: $h_1 = (0.06 \div 0.10)H_г$.

Необходимият работен напор в соплото с дюзата се определя по зависимостта:

$$H_P = (3 \div 3.5)(H - h_2), m \quad (3)$$

Необходимият работен дебит изтичащ от дюзата се определя съгласно следното уравнение:

$$Q_p = (1.7 \div 2)Q, m^3/h \quad (4)$$

където Q е производителността на хидроелеватора, *m³/h.*

Скоростта на работната вода на изхода на дюзата ще бъде:

$$v_1 = 4.43\sqrt{H_p}, m/s \quad (5)$$

За диаметъра на дюзата се получава:

$$d_1 = 0.019\sqrt{\frac{Q_P}{v_1}}, m \quad (6)$$

Скоростта на водата в гърловината ще бъде:

$$v_г = 4.43\sqrt{H}, m/s \quad (7)$$

Диаметърът на гърловината се определя по зависимостта :

$$d_3 = 0.019\sqrt{\frac{Q_3}{v_г}}, m \quad (8)$$

където Q_3 е разходът на вода през гърловината и се определя по уравнението:

$$Q_3 = Q + Q_P, m^3/h \quad (9)$$

Зависимостта между диаметъра на гърловината и този на дюзата трябва да удовлетворява условието:

$$d_3 \cong 1{,}8.d_1, m \quad (10)$$

Дължината на гърловината се определя съгласно зависимостта:

$$l_3 = 1{,}2.d_3, m \quad (11)$$

Малкият диаметър на дифузора е равен на диаметъра на гърловината, а големият – на диаметъра на нагнетателния тръбопровод D_3. Скоростта на водата в този тръбопровод $v_Д$ трябва да е границите 1,5 – 2,5 *m/s*, а с цел намаляване на загубите, ъгълът на разкриване на дуфузора $\alpha_Д$ (ъгъл на конуса) се приема в границите 6 - 10^0.

Дължината на дифузора се определя съгласно зависимостта:

$$l_d = \frac{D_3 - d_3}{2tg\frac{\alpha_Д}{2}}, m \quad (12)$$

Скоростта на засмукваната вода в кръговото пространство на смесителната камера се приема в границите $v_2 \le 3m/s$.

Площта на пръстеновидното пространство около дюзата (площта, през която преминава засмуканото количество вода Q) ще се определи като:

$$f_2 = \frac{Q}{v_2}, m^2 \quad (13)$$

Площта на напречното сечение на дюзата (площта, от която изтича работното количество вода Q_P) се определя съгласно израза:

$$f_1 = \frac{\pi.d_1^2}{4}, m^2 \quad (14)$$

За нискоразположения диаметър d_2 на смесителната камера получаваме:

$$d_2 = 1.13\sqrt{f_1 + f_2}, m \quad (15)$$

Другият диаметър на смесителната камера е равен на диаметъра на гърловината d_3.

Дължината на смесителната камера се определя съгласно зависимостта:

$$l_2 = 4.75(d_2 - d_3), m \quad (16)$$

Коефициентът на полезно действие на хидроелеватора е отношение между полезната енергия на течността към вложената такава :

$$\eta = \frac{(H_г + h_1)Q}{Q_P.H_P} \quad (17)$$

Анализ на методиката

Както вече беше споменато, формата и геометричните размери на гърловината, както и разположението й спрямо соплото оказват силно влияние върху работата на хидроелеватора.

Зависимостите (5) и (7) са получени като е преобразувано уравнението на Торичели (Генчев и др., 1971)за скорост на изтичане от съдове:

$$v = \varphi\sqrt{2.g.H}, m/s \quad (18)$$

Като изнесем 2 . g пред квадратния корен получаваме:

$$v = \varphi.4{,}43\sqrt{H}, m/s \quad (19)$$

където g е земното ускорение, *m/s²* ;

φ - скоростният коефициент.

Според (Генчев и др., 1971):

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}} \quad (20)$$

където α е коефициентът на кинетичната енергия;

ξ - коефициентът на местното съпротивление на отвора, през който изтича течността.

Също според (Генчев и др., 1971) стойностите на скоростния коефициент φ варират в сравнително широки граници - $\varphi = 0{,}80 \div 0.97$ и зависят от доста фактори като характера на течението (ламинарно или турбуленто), формата на отвора на изтичане, начина на скосяване на ръбовете на отвора,число на Рейнолдс и др.

Следователно авторът на методиката за проектиране на хидроелеватор с голямо приближение е приел стойността на коефициента $\varphi = 1$.

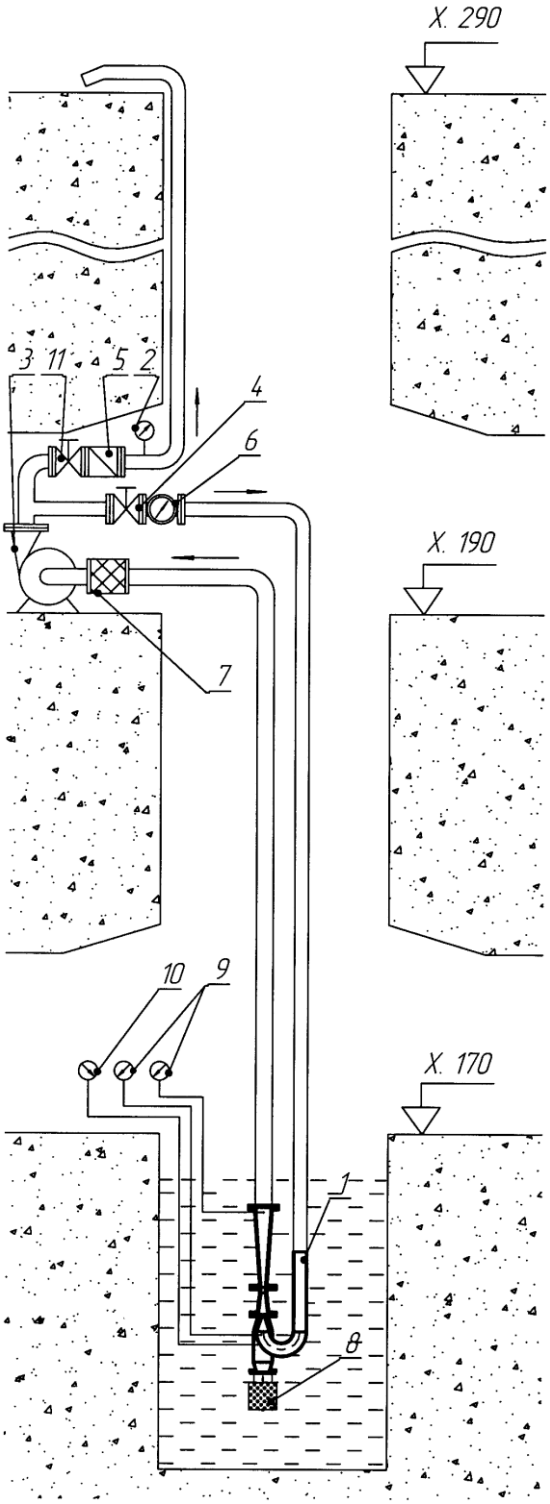
Освен това от зависимостите (3) – (6) се вижда, че стойностите за диаметъра на дюзата се получават в широк диапазон в зависимост от приетите стойности на Q_P и H_P. Дебитите на изтичащата през отворите вода зависят още от коефициентите на дебита μ, на контракция ε и скоростния коефициент и само в идеалния случай имат вида като съответните зависимости от методиката.

Всички изброени обстоятелства до тук показват, че за два основни елемента – гърловината и дюзата, се получават доста неточни резултати. Това от своя страна влияе върху ефективността на работа на хидроелеватора. Опитно ще търсим влиянието на отношението „*f*" между

площите на напречните сечения на тези два елемента върху КПД на устройството.

Опитна постановка и резултати от експеримента

На фиг. 2 е показан начина на свързване на помпа и хидроелеватор, техническите характеристики на които са обобщени в табл. 1.



Фиг. 2. Съвместна работа на хидроелеватор и помпа:
1-хидроелеватор , 2- манометър, 3- помпа „ЦНС 180/170, 4 – кран, 5 – обратен клапан, 6 - разходомер, 7- филтър, 8- смукателен кош с клапан, 9- манометри, 10 – вакууммер, 11 – кран.

Таблица 1.
Техническа характеристика на хидроелеватор и помпа предназначени за съвместна работа

Параметър / Устройство	Производителност , m³/h		Напор,m в.ст.	
	Работен дебит	Производи-телност	Геодез височина	Работен напор
Хирое-леватор	70	35	35	134
Помпа	180		170	

Трябва да бъде уточнено, че съоръженията са монтирани в шахта „Голям палас" гр. Рудозем. Целта е да се реши проблема, възникнал във връзка с честите аварии на помпите тип „11 ПВ 25Х5" използвани за зумпфов водоотлив. Причините за честите аварии е съставът на изчерпваната вода, а именно голямото съдържание на скални и рудни късове. С предложената схема са постигнати следните предимства:

- Възможност за работа с вода с високо съдържание на абразивни частици;
- Запазване на голям водосборен обем(целия обем до хор. 190), поради възможността за засмукване на вода от помпата от голяма дълбочина, равна на геодезичния напор на хидроелеватора;
- Висока експлоатационна сигурност.

Изпитванията са извършени съгласно методика изложена в Грозев и Обретенов (1985).

Фиг. 2 отразява нормалната работа на съоръженията в режим на водоотлив. Специално за експеримента са извършени промени, при които помпата „ЦНС 180/170" засмуква вода от шахтата, а не от хидроелеватора.

Работният дебит се измерва посредством разходомер 6 (водомер), а производителността на хидроелеватора се измерва посредством изпомпване на предварително оразмерен обем за единица време.

За измерване на наляганията в характерни сечения са монтирани следните уреди:

- Манометър – на входа на дюзата;
- Манометър – на изхода от дифузора;
- Вакууммер - на входа на приемната камера.

Параметрите на помпата (ЦНС 180/170) се регулират чрез шибъри 4 и 11.

Хидроелеваторът е изработен с диаметър на дюзата 22mm и четири различни смесителни камери с гърловини и дифузори комплект, които се различават по диаметъра на гърловините (ф31, ф38, ф44, ф49), като изчислителната стойност по методиката е ф38mm.

По този начин осигуряваме отношения „*f*" на площите на напречните сечения на гърловините към това на дюзата на съответно 2, 3, 4, 5.

В израза (17) сумата $H_г + h_1$ представлява полезния напор, който се определя като разлика между специфичната енергия на течението на изхода на дифузора и входа на приемната камера. Определя се съгласно зависимостта:

$$H_П = M_Д + V + H_{СК}, m \qquad (21)$$

където $M_Д$,*m* е показанието на манометъра на изхода

от дифизора;

V ,m - показанието на вакуумера на входа на приемната камера ;

$H_{СК} = \frac{v_Д^2 - v_2^2}{2g}$,*m* - скоростният полезен напор ;

$v_Д = \frac{Q_3}{S_{Д.Г}}$, *m/s* – средната скорост на течението на изхода на дифузора;

$S_{Д.Г}, m^2$ - площта на напречното сечение на изхода на дифузора(при диаметър D_3);

$v_2 = \frac{Q}{f_2}$ *m/s*- средната скорост на течението на входа на приемната камера.

Работният напор е разликата между специфичната енергия на входа на дюзата и изхода от дифузора. Необходимите стойности се определят съгласно израза:

$$H_P = M_{ДЗ} - M_Д + H_{СК2}, m \qquad (22)$$

където $M_{ДЗ}$,m е показанието на манометъра на входа на дюзата;

$M_Д$,*m* е показанието на манометъра на изхода от дифузора;

$H_{СК2} = \frac{v_{ДЗ}^2 - v_Д^2}{2g}$,*m*-скоростният (динамичният) напор;

$v_{ДЗ} = \frac{Q_P}{f_{ДЗ}}$ *m/s*- средната скорост на течението на входа на дюзата;

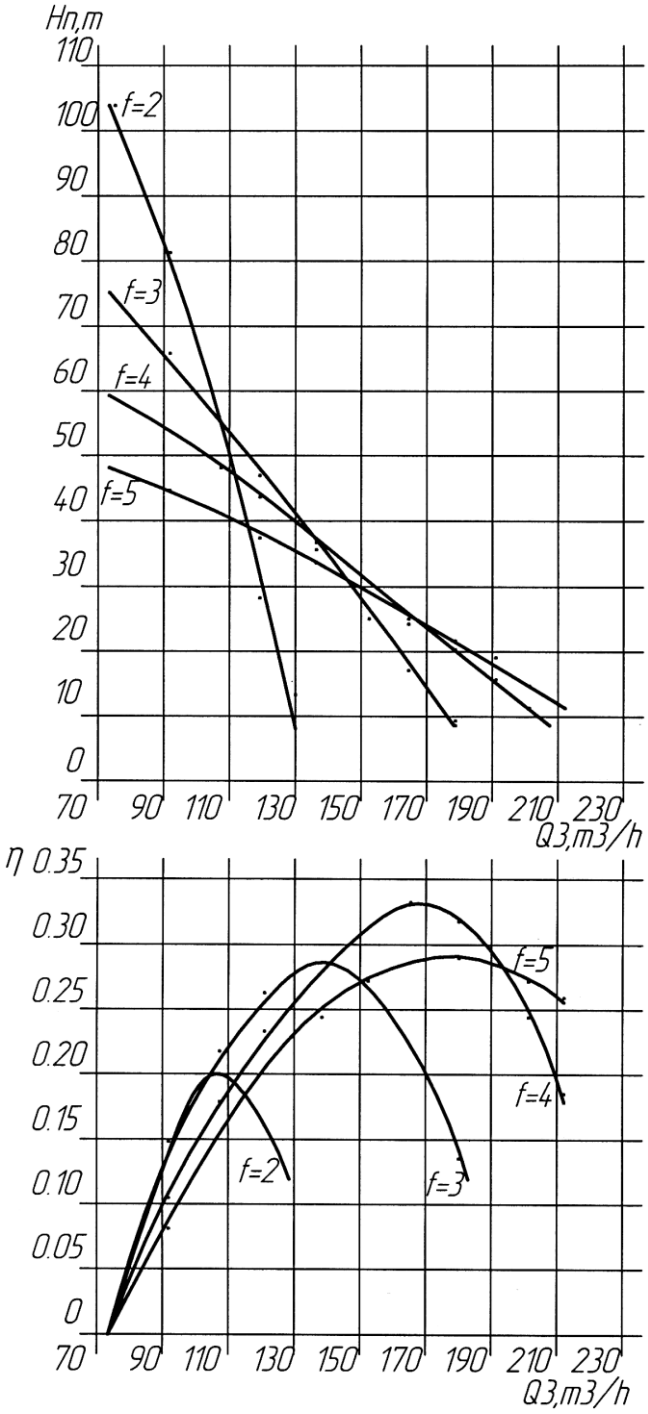
$f_{ДЗ}, m^2$ - площта на напречното сечение на входа на дюзата (в случая площта на сечението на тръбопровода на работния поток)

След извършените измервания и определянето на стойностите на работния дебит, полезния дебит (производителността) , работния напор и полезния напор са построени работните характеристики изразяващи в графичен вид зависимостите - $\eta = f(Q_3)$ и $H_П = f(Q_3)$ - фиг. 3.

От графиките се вижда, че с увеличаване на отношението „*f*" на площите на напречните сечения на гърловините към това на дюзата се намалява полезния напор, но се увеличава сумарния дебит Q3 за сметка на увеличаване на производителността Q на хидроелеватора.

С увеличаване на отношението „*f*" от 2 до 4, нараства КПД на хидроелеватора. При увеличаване на този параметър от 4 на 5 КПД спада, при значително намаляване на полезния напор.

Най-висока стойност на КПД – 0.33 на хидроелеватора се получава при „*f*" =4.



Фиг. 3. Работни характеристики на хидроелеватор

Изводи

Поради ниския КПД на хидроелеваторите, тяхното приложение в минната промишленост е целесъобразно след изчерпване на възможностите на другите технически средства.

Поради своите предимства – просто устройство, лесно изработване и възможност за работа с абразивни течности, хидроелеваторите намират приложение основно в следните случаи:

- при отводняване на наводнени рудници и хоризонти;
- при зумпфов водоотлив;
- при необходимост от увеличаване до 80 – 100m на смукателната височина на турбопомпи.

Проектирането на хидроелеватор може да се извърши въз основа на методиката изложена в настоящия доклад, като максимален КПД се получава при отношение на площта на напречното сечения на гърловината към това на дюзата четири.

Също с цел постигане на максимален КПД на хидроелеватора, в зависимостите (3) и (4) е необходимо да се използват ниските стойности на числовите коефициенти.

Препоръчана за публикуване
от катедра "Механизация на мините" , МЕМФ

Литература

Веселов А. И. 1956.
Рудничный водооттлив. Свердловск, Государственное научно-техническое издательство литературы по черной и цветной металлургии, Свердловское отделение.

Генчев Г., Г. Влайковски, К. Варсамов, К. Кузов, Т. Чакъров. 1971.
Ръководство за упражнения по хидравлика, хидравлични машини и хидродинамика. С., Техника, 239-247с.

Грозев Г., В. Обретенов. 1985.
Ръководство за лабораторни упражнения, по водни турбини , помпи и вентилатори. С., Техника, 137-143с.

Пак В. С. , В. Г. Гейер. 1959.
Руднични вентилаторни и водоотливни уредби. С., Техника, 12, 329 с.

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ “СВ.ИВАН РИЛСКИ”,Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY “ST. IVAN RILSKI”, Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ВЕРИФИКАЦИЯ НА РАБОТНАТА ОБЛАСТ НА НЯКОИ СПЕЦИАЛНИ ТЕНЗОМЕТРИЧНИ УСТРОЙСТВА ЗА НИСКОЧЕСТОТНИ ВИБРО-ИЗМЕРВАНИЯ

Цветан Дамянов

Минно-Геоложки Университет “Св.Иван Рилски” ,1700 София

РЕЗЮМЕ: В работата е извършено изследвания на кинематичните параметри на измерителна система , базирана на конзолен тензометричен динамометър. Създаден е двумасов механо-математичен модел на измерителна система, адаптирана към конкретна приложна задача – изследване механичните колебания на багер Rs 2000 . С инструментите на програмата ITI Sim 2,2 е решена примерна задача при възбуждане на принудени трептения на роторната стрела чрез силово смущение от съпротивлението на копаене. Получените резултати прецизират областта на използване на такъв тип измерителни системи за нискочестотния диапазон (0 - 10 Hz) на вибрационно натоварване на тежките минни машини.

WORKING ZONE VERIFICATION FOR SOME SPECIAL TENSOMETRICAL LOW – FREQUENCY VIBRATION MEASUREMNT DEVICES

Tsvetan Damyanov[1],
[1]University of Mining and Geology – Sofia, Dep. Mining Mechanization, E-mail, zld47@mgu.bg

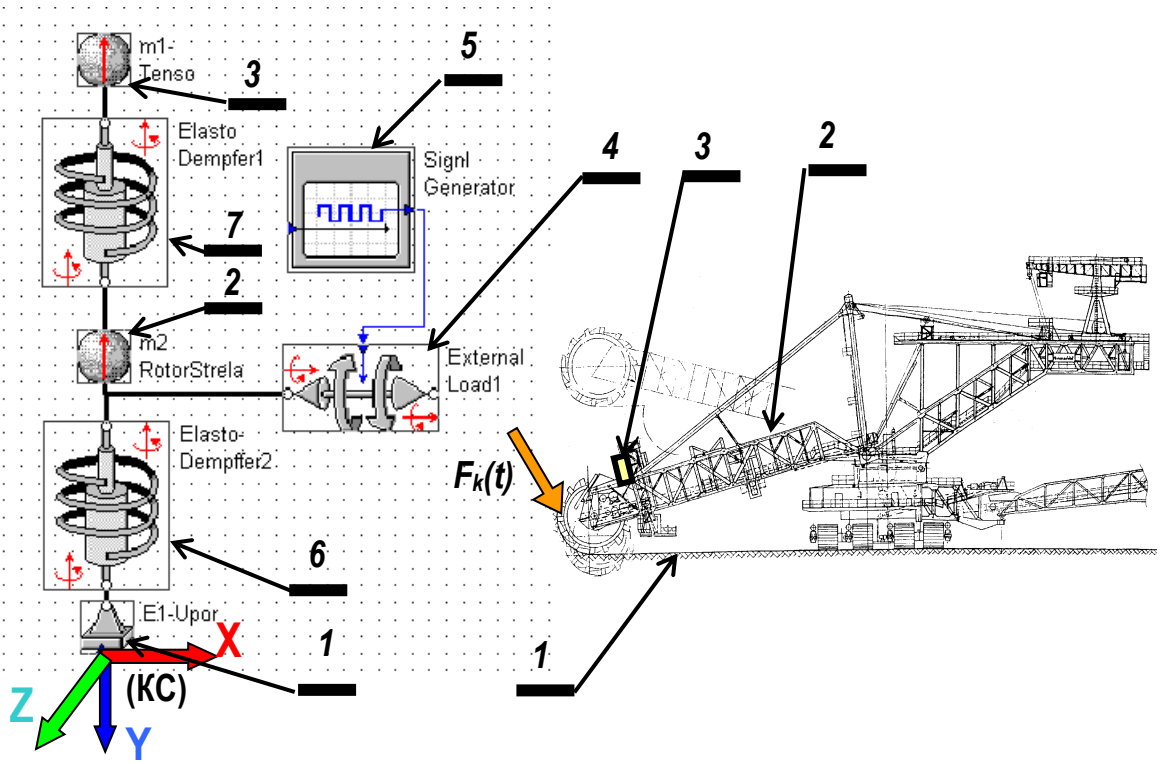
ABSTRACT: This work represents a research of the kinematical parameters of measurement system based on the console strain gage dynamometer. The system is modeled like a two point mass system and it is adapted for examination of the mechanical oscillations in excavator Rs 2000. One example of the forced oscillations is solved with the tools of the computer program ITI – SIM 2.2 using the force excitation in the rotor – wheel outrigger. The results precise the field of usage of tensometrical measurement systems for low – frequency (0 – 10 Hz) vibration phenomena examination in the heavy mining machines.

1. Предпоставки

Тензоизмерителните устройства се прилагат успешно в много области на техническите измервания. Преобладаващо е тяхното приложение в системите за измерване и контрол на деформации и напрежения , а много често и за усилия на опъване или натиск. Такива елементи все по широко се разпространяват и прилагат в различни измерителни устройства във вид на тензометрични модули с много високи и гарантирани качества, като точност, топлинна стабилност на параметрите, добра защита срещу механични и други въздействия и др. На такава база са осъществени успешни опити (Дамянов и др.) за измерването на механични колебания на различни тежки машини предимно от минната механизация. Това се дължи на възможността чрез такива измерителни устройства да се осъществяват измервания на механични колебателни процеси в нискочестотната област от 0 до 4-:-5 Хц, която не се покрива от пиезоелектронните акселерометри. В цитираната по-горе работа бяха доказани чрез теоретично и експериментално изследване възможностите за успешно приложение на тези измерителни системи в описаните случай, предимно от минната практика. Апробацията на резултатите беше осъществена чрез използване на различни методи, като обектите на изследване бяха както математически и компютърни модели на механичната система, така и реален физически образец на такъв измерителен елемент – конзолен тензодатчик. Общо за всички математически и симулационни изследвания е, че механо-математическият модел беше създаден като приведен едномасов, а смущаващото външно въздействие беше прието за кинематично, Това принудено кинематично смущение е приложено към базовото звеното на модела , което е свързано с релативната координатна система. Този случай е верен, но по-общ.

В изследването, което ще бъде извършено, се прецизира моделът с цел да се отрази по-добре съответствието му с конретна машина, на която в по-късен етап, ще бъдат извършени промишлени експериментални изследвания на механичните колебания. Отнася се до динамичното натоварване на елементите от механичната конструкция на роторната стрела на багер Rs 2000, работещ в условията на Мини „Марица – изток” ЕАД. Тази машина представлява многомасова механична система, която създават трептения, както в авариен (недопустимо претоварване поради голямо нарастване на съпротивленията при копаене) така и в нормален работен режим. Най-често тези колебания имат голяма амплитуда и ниска честота, поради което не могат да се измерват с инструменти базирани на интегрални пиезометрични акселеромтри.

На фиг.1 е показана структурно функционалната блок диаграма на механичната част от роторен многокофов багер Rs 2000 с измерителната система , моделирана с инструментите на програмата ITI Sim 2,2, която е предназначена за изследване на динамичните и кинематични параметри на механични системи със



Фиг. 1

съсредоточени маси . Градивните елементи, връзките между тях и някои характерни параметри са дадени по-долу както следва:

1 – твърда базова опора, свързана с координатната система КС;

2 – роторна стрела, m_2 = 100 000 кг.;

3 – точка на измерване и тензодатчик с маса m_1 = (0.075 – 1.39 кг);

4 – външна сила на копаене, силово смущение, F_k= (0 – 200 000 Н);

5 – сигнал генератор на функцията $F_k(t)$ със случаен характер ;

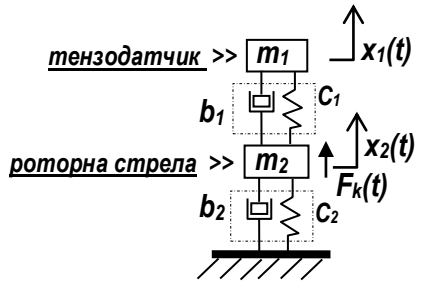
6 – еластично – демпфериращ буфер на роторната стрела с параметри :

C= 1400 000 Н/м и B= 5.5 Н.с/м ;

7 – еластично – демпфериращ буфер на тензодатчика с параметри :

C= 140 000 Н/м и B= 5.5 Н.с/м ;

Показаната на фигурата блок-диаграма е на двумасов механо-математичен модел с една степен на свобода и линейно преместване(Фиг.2), където масите m_1 и m_2 са свързани в отворена кинематична верига чрез еластично-демпфериращи



Фиг. 2

възли с коефициенти на еластичност *C* и - на демпфериране *b.* (Иванов)

Принудената смущаваща сила е приложена към възела m_2 – роторната стрела.

Принудените колебания на системата, възникващи под действие на смущаващата сила $F_k(t)$ могат да се опишат чрез диференциалните уравнения в матрична форма както следва:

$$M.\ddot{\vec{x}} + B.\dot{\vec{x}} + C.\vec{x} = \vec{F}_k(t) \quad (1)$$

където

$\vec{x} = [\ x_1(t) \quad x_2(t)\ ]^T$ (2) е вектора на обобщените координати

(3) M, B и C са матриците на масите, демпферирането и коравината ;

$\vec{F}_k(t)$ е вектора на смущаващата сила на съпротивленията при копаене.

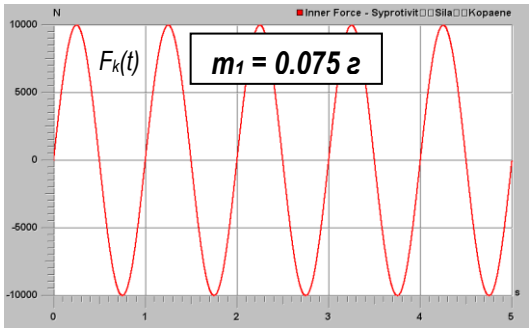
Численото решение ще бъде получен с инструментите на програмата ITI Sim 2,2, която позволява да бъдат представени и сравнени функциите на амплитудата, скоростите и ускоренията - s(t) , v(t) и a(t) в общ графичен прозорец.

Дефинираната по такъв начин задача ще бъде решена за няколко характерни случая .

2. Хармонична смущаваща сила

За да се изследва влиянието на честотата на периодичните колебания върху функциите на кинематичните параметри на масовите възли от системата, в тази част от работата ще бъде генерирана смущаваща синусоидална периодична сила на копаене, на която може да се променя

честотата на колебанията в диапазона от 0 до 10 Хц След активирането и като принудена смущаваща сила приложена към роторната стрела, ще бъдат измерени стойностите на най-големите отклонения Δ_a между амплитудите на ускорението на роторната стрела в точката на измерване – $a_2(t)$ и тази на тензоизмерителния елемент – $a_1(t)$ за различни по големина инерционни маси (m_1) на същия елемент.

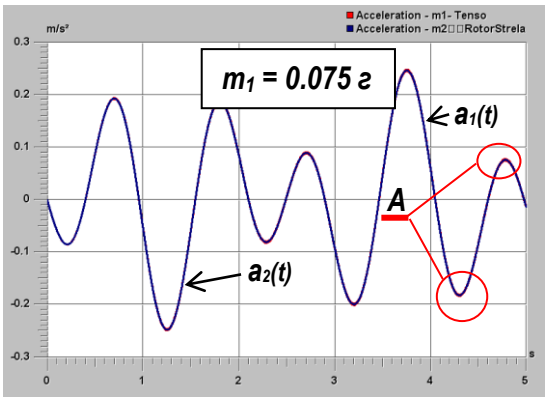


Фиг. 3

. Анализът на резултатите ще бъде направен на базата на функцията $\Delta_a = (m_1, f)$, която е функция от две независисми променливи .

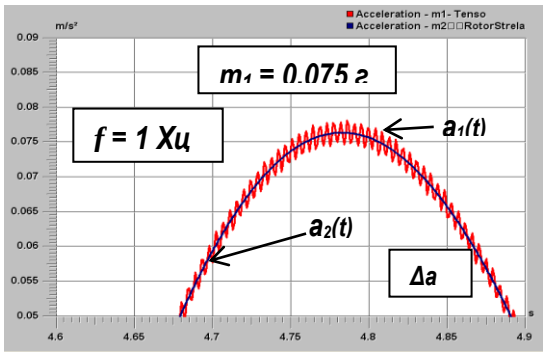
$M_{1,kg}$ / f,Hz	0,075	0,690	1,390
	Δ_a, m/s²		
1	0,6	3	1,5
2	0,6	2	3,2
3	0,7	4	4
4	0,7	6	6
5	0,8	5,8	10
6	0,8	5,9	11
7	0,9	6	13
8	0,9	6,5	16
9	1	7	13
10	1,1	8,5	12

На фиг. 3 е представена графично силата на копаене $F_k(t)$ за период от 5 с. при маса на тензоелемента $m_1 = 0.075$ г. , а на фиг.4 в общ графичен прозорец функциите на ускорението на точката на измерване върху роторната стрела - $a_2(t)$



Фиг. 4

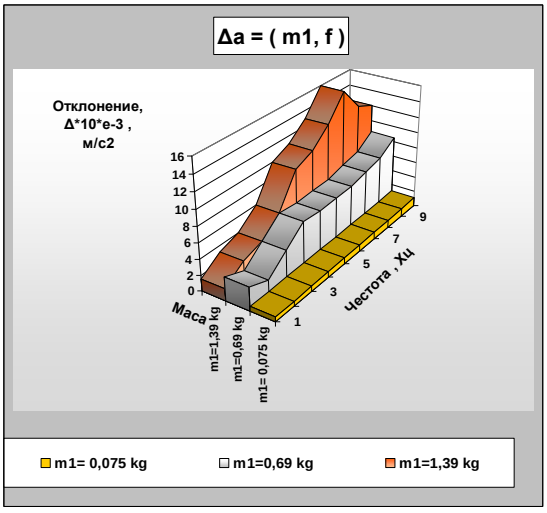
и това на тензоизмерителния елемент - $a_1(t)$. Вижда се , че двете графични линии съвпадат напълно, а след увеличение със лупа в областите **А** могат да станат видими съвсем малките различия (не повече от ± 0.0015 м/с²) между функциите на измерителния елемент и на ускорението в точката на измерване от роторната стрела. (виж Фиг.5) .



Фиг. 5

В таблица 1 са обобщени и систематизирани резултатите от измерването на максималните стойности на отклонението $\Delta_a = |a_1(t) - a_2(t)|$, които се получават в екстремумите на функцията на ускорението на роторната стрела. Както беше уточнено по-горе, масата е варирана с три стойности, а честотата на трептенията през 1 Хц от 1 до 10 Хц. По-високи стойности за f от 10 Хц не са приемливи, тъй като е установено (Дамянов и др.) , че предавателната функция от диаграмата на Боде изчерпва линейното си поведение до честота около 12 Хц. Ясно изразено е малкото отклонение Δ_a което измерителният тензоелемент има при измерване на ускорение с най-малката собствена инерционна маса – 0.075 г. Това означава, че измерителната система ще работи най-точно в тази конфигурация, и тя трябва да се предпочита винаги когато чувствителността на тензопреобразувателя позволява.

Таблица 1



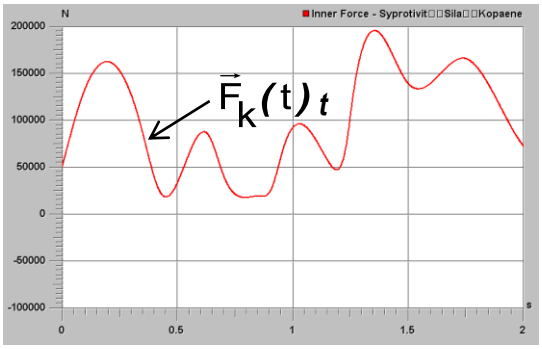
Фиг.6

Направените изводи са визуализирани по-ясно на фиг.6, където изследваната функция е представена графично в тримерна координатна система.

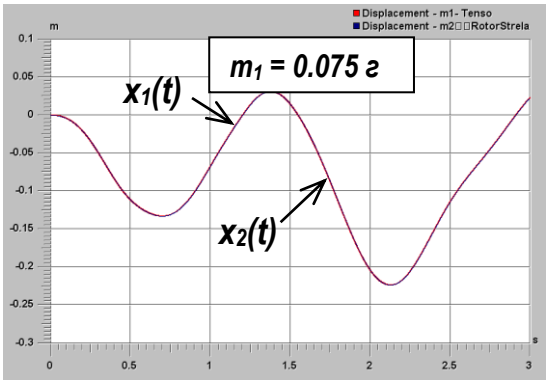
3. Ударно променяща се сила на принудените смущения

Тази част от изследването представлява симулация на ударно нарастване на силата на копаене , което може да възникне при работа на багера в среда с твърди включения. Такъв режим се характеризира с много бързо (мигновено) нарастване на силата $F_k(t)$ и има случаен характер на възникване, като претоварването на цялата механична система много често надхвърля допустимите якостни норми. В това изследване ударното претоварване ще бъде симулирано като еднократен пик в началото на процеса чрез мигновено нарастване на стойността на силата $F_k(t)$ от 0 до 50 000 Н. Самата функция е получена чрез генериране на случайни стоиности за $F_k(t)$ в диапазона до 200000 Н, след което е приложена сплайн апроксимирани .

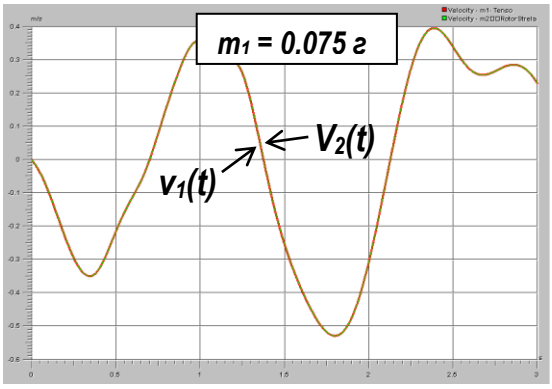
На Фиг.7 е изобразена тази функция, която по амплитуда и честота на колебанията отразява правдоподобно натоварването на механичната система в действителни работни условия.



Фиг. 7

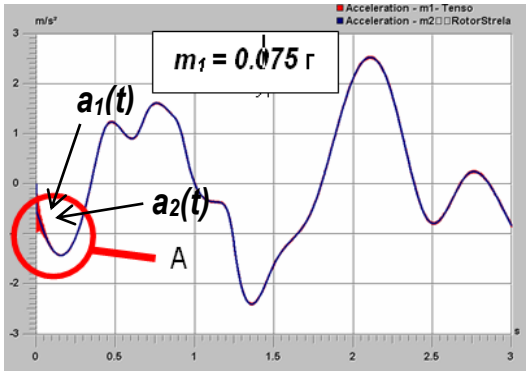


Фиг. 8

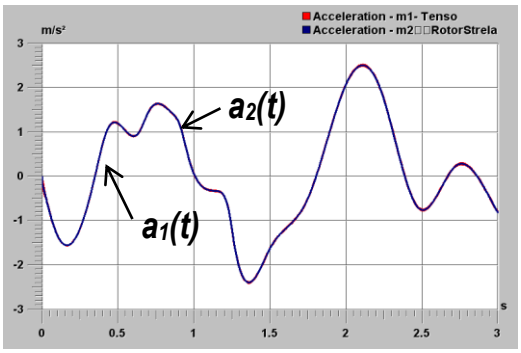


Фиг. 9

На фиг.8 са показани функциите на линейно преместване на точката на измерване от роторната стрела и това на масовия център на тензоелемента, на фиг.9 – функциите на скоростите, а на фиг.10 – функциите на ускоренията за същите точки. Може да се установи, че при тези условия за преместванията и скоростите съответствието на функциите за двете точки е абсолютно задоволително, а за ускоренията има значително отклонение в областта **А** – (виж фиг.10). На фиг.11

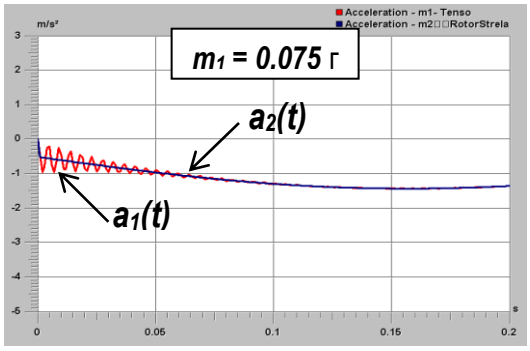


Фиг. 10



Фиг.11

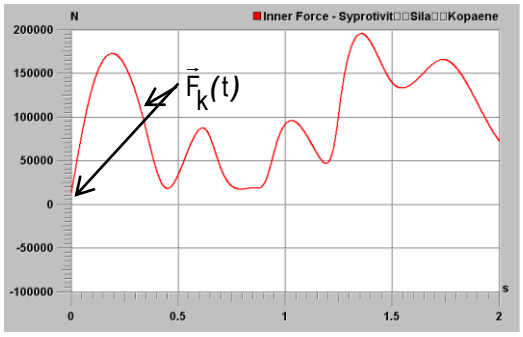
се виждат добре след увеличение с лупа затихващите хармонични колебания на ускорението, което придобива инерционната маса на тензоизмерителния елемент. Тази особеност се дължи на мигновеното скокообразно нарастване на ускоренията от 0 до 0,55 м/с^2, но тъй като функцията $a_1(t)$ има симетричен характер спрямо тази от принудените колебания $a_2(t)$, тя може да се филтрира .



Фиг. 12

Когато принуденото силово смущение няма силно изразен ударен характер на проявление, както е на фиг. 12, тогава не съществуват условия за възникване на описаните по-горе колебателни процеси в измерителната система (виж фиг.13).

В този случай силата на копаене нараства плавно от нулеви стойности в началото на симулацията, което е предпоставка за такъв характер на изменение и на функциите на ускоренията $a_1(t)$ и $a_2(t)$



Фиг.13

Заключение

Резултатите от научното изследване потвърждават приложимостта на измерителната система, базирана на конзолен тензометричен елемент за измерване на параметрите на колебателни процеси в нискочестотната област от 0 до 5 Хц. С направената компютърна верификация чрез симулационно изследване на двумасов механо математичен модел на механична система за конкретна машина са потвърдени резултатите от предходни изследвания. С инструментите на специализираната програмата ITI Sim 2.2 е потвърдена приемлия за такива измервания точност, което позволява на тази база да се конфигурират измерителни системи за измерване на ускорение в нискочестотната област от 0 до 5 Хц, Тъй като такива устройства не се предлагат от специализираните в тази област фирми производители, може да се отбележи, че работата притежава силно изразен приложен характер.

Литература

Дамянов Цв.Д.,"Специални приложения на тензометрията за нискочестотна вибродиагностика в областта на минната техника", Годишник на МГУ, София, 2007г

Иванов А.., Моделиране на динамични задачи с Матлаб, Издателство „Арте Ново", София 2001

Костов. Ж, Електрически измервания , И. Техника, София, 1977 г.

Препоръчана за публикуване
от катедра "Механизация на мините" , МЕМФ

СПЕЦИАЛНИ ПРИЛОЖЕНИЯ НА ТЕНЗОМЕТРИЯТА ЗА НИСКОЧЕСТОТНА ВИБРОДИАГНОСТИКА В ОБЛАСТТА НА МИННАТА ТЕХНИКА

Цветан Дамянов, Петко Недялков, Лъчезар Лазов

Минно-Геоложки Университет "Св.Иван Рилски" ,1700 София

РЕЗЮМЕ: Извършен е анализ на вибрационното натоварване на някой мощни добивни и транспортни машини, използвани в миннодобивната промишленост. Чрез използване на конзолни тензометрични динамометри са извършени теоретични и експериментални лабораторни изследвания на кинематичните параметри на измерителната система при работа в нискочестотния диапазон (0 - 10 Hz) на вибрационно натоварване. Експерименталните изследвания са реализирани с цел апробация на теоретичните изводи. Получените резултати ще позволят да се уточнят възможностите за използване на такъв тип измерителни системи за изследване на колебателните процеси при работа на мощни минни и други машини.

TENSOMETRICAL MEASUREMENT PARTICULAR APPLICATIONS FOR LOW – FREQUENCY VIBRODIAGNOSTICS IN MINING TECHNICS

Tsvetan Damyanov[1], Petko Nedyalkov[2],Lachezar Lazov[2]
[1]University of Mining and Geology – Sofia, Dep. Mining Mechanization, E-mail, zld47@mgu.bg
[2]Technical University – Sofia, Faculty of Mechanical Engineering, E-mail, nedpetko@tu-sofia.bg

ABSTRACT: This study analyses the vibration loading in some powerful mining and transporting machines used in mining industry. It was designed and built a measurement system containing console tensometrical dynamometers. The measurement system kinematical and dynamical parameters were theoretically and experimentally laboratory examined in a low – frequency (1 – 10 Hz) operation. Experimental research follows and probates the theoretical research. The study results will allow measurement systems of this kind to be specified into particular applications for research of powerful mining machines oscillations processes.

1.Увод

Измерването на механичните колебания в характерни точки на машините, е много важна предпоставка за аналитичното и експериментално изследване на параметрите на динамичното вибрационно натоварване, което възниква при тяхната работа. Най разпространеният начин за осъществяване на такива измервания е използването на вибро измерителни системи изградени на базата на електронни интегрални акселерометри с работна област която има долна граница на измерваната честота на механичните колебания по-голяма от 2 до 3 Хц.

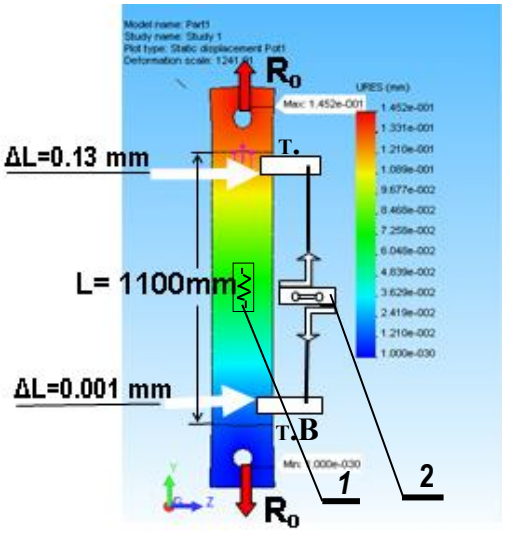
Механичните многомасови системи каквито са тежките добивни и транспортни машини, които се използват в минната промишленост работят като създават трептения, както в авариен така и в нормален работен режим. Често пъти тези колебания са нискочестотни (с честота по-малка от 10 Хц) и с голяма амплитуда. Когато се отнася до измерване на кинематичните параметри това не може да се осъществи с интегрирани модулни електронни акселерометри , тъй като действител-ната функция на измерваната величина от времето ще бъде отрязана или силно изкривена в голяма част от нискочестотната област (0 до 2 – 3) Хц

2.Състояние на проблема

Съществуват множество минни машини, при които в процеса на експериментално изследване се налага да се регистрират параметрите на различни механични величини като премествания, скорости, ускорения или сили, относителни деформации и напрежения. В повечето случаи се прилагат тензометрични методи за директно измерване на деформациите в определените точки , а на тази база ако е необходимо косвено могат да се определят чрез изчисление другите величини, като сили, скорости, ускорения и т.н.. Възможни са два варианта за тензоизмервания:

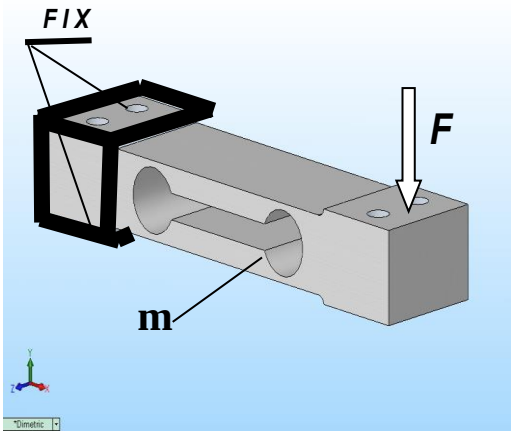
- Залепване на тензорезисторните датчици в определените точки на измерване (Фиг.1, поз. 1);
- Използване на фабрични тензоизмерителни модули (Фиг.1,поз. 2);

фабричен датчик (Фиг.2) от типовия ред на фирма „Бимко" за измерване на сили от 0 до 60 Н е конфигуриран и датчикът за измерване на нискочестотни механични колебания в честотния диапазон от 0 до 3 Хц.- (виж Фиг. 3)



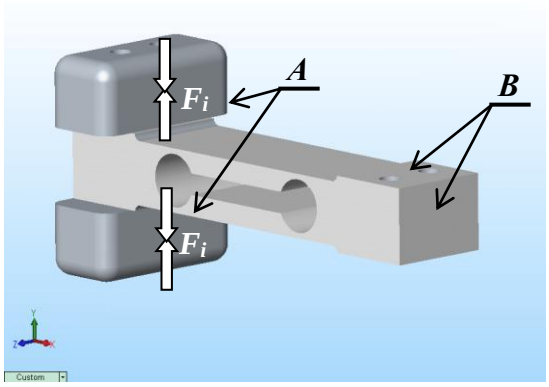
Фиг. 1

Тъй като в много случаи практически е невъзможно или изключително трудно да се залепват тензо резистори, използването на втория вариант е единствено възможен. Такъв е случаят от фиг.1 в който е възможно, както измерване на сили например силата на опъване $\mathbf{R_o}$ в щангата (между точките **A** и **B**), така и големината на удължаването на базовото разстояние **L.** При това се осигурява много по-високо качество на носещия сигнал по отношение на чувствителност на датчика и точност на измерването.
На базата на същия конзолен тензорезисторен



Фиг. 2

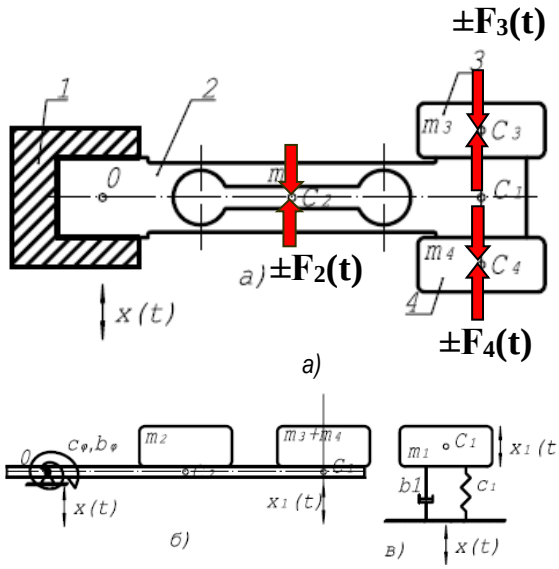
Показаният на тази фигура измерителен елемент може да се монтира в точката на измерване чрез неподвижно болтово съединение на повърхнините ***B*** към детайла, който е обект на изследване. Чрез измерване и записване на деформацията при огъване, породено от инерционните сили $\mathbf{F_i(t)}$ и доказване на честотно и амплитудно съответствие на функцията на тензосигнала от времето и тази на приложеното кинематично смущение, могат да се определят областите на рационално използване на разглежданата измерителна система (Фиг. 4,а) . На фиг.3 се виждат инерционните маси **A,** които са монтирани симетрично и позволяват да се регулира чувствителността при необходимост, като се работи с едната от двете или с двете.



Фиг. 3

3.Механо-математичен модел на измерителната система

Използваният датчик за измерване на нискочестотни вибрации е изграден на базата на тензометрична греда. Гредата е фиксирана в точката на измерване като конзолна опора – фиг. 4а), а на свободният край са закрепени допълнителни тежести за увеличаване на чувствителността на системата. Разгледаната по този начин система може да се приведе към модела показан на фиг. 4б) – едностранно закрепена греда с ъглова коравина и демпфериране в конзолно закрепения край. Този модел е на условно недеформируема греда, а масите са разпределени в характерни за гредата точки, като
тези на фиксиране, масовият център на гредата и



Фиг. 4. Динамични модели на тензометрична виброизмерителна система.

приложната точка на инерционната сила . За точка на привеждане се избира т.C_1 поради удобството за добавяне на допълнителните инерционни маси без да се усложнява уравнението за движение на системата. Ако се приемат ъгловите деформации запренебрежимо малки, то траекторията на т.C_1 е чисто праволинейна. Това допускане дава основание за опростяване на модела до

показания вид на фиг. 4в) на базата на енергетичното и модалното съответствие между условния модел и изследвания образец на измерителният датчик .(Бидерман)

Динамиката на показаната на фиг. 4в) механична система се описва със следното диференциално уравнение:

(1) $m_1\ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}) + c_1(x_1 - x) = 0$, където:

индексът „1" показва привеждането на параметрите на системата към т.C_1.

Конкретните стойности на параметрите са следните:

- приведена маса на системата:

(2) $m_1 = m_3 + m_4 + 0.5 * m_2 = 0.618 + 0.689 + 0.5*0.150 = 1.382\ kg$

- приведена пружинна константа на системата:

(3) $c_1 = 139553$ N/m, приведената константа е получена при измерване на преместването на т.C_1 (т-ка на привеждане) при натоварване на гредата с различни по големина сили.

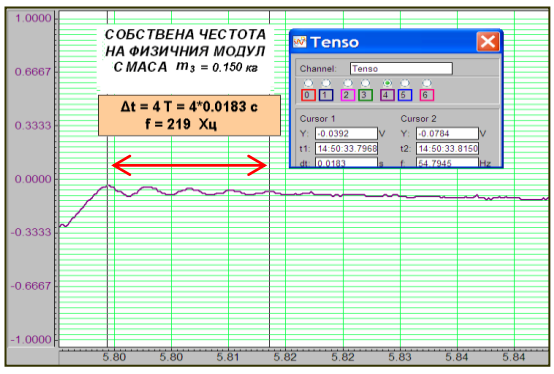
- приведен коефициент на демпфериране на системата:

(4) $b_1 = 2 * \xi * \sqrt{m_1 * c_1}$, приведеното демпфиране е получено чрез пресмятане на логаритмичния декремент на затихване при свободни трептения на гредата (de Silva) формулата по-долу:

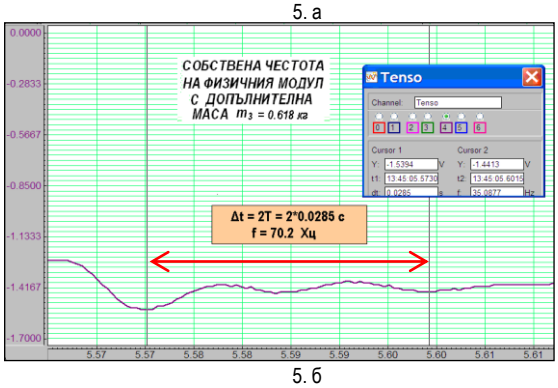
(5) $\xi = \dfrac{\ln \dfrac{A(t)}{A(t + n*T)}}{\sqrt{c_1/m_1} * n * T}$, където :

A(t) и A(t + n*T) са две амплитуди отместени с "n" периода съгласно фигура 5, като изчислената стойност за системата е: за $\xi = 0.0106$, а за $b_1 = 5.38\ Ns/m$

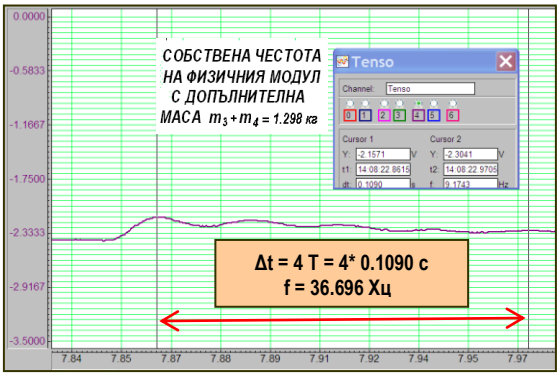
На фиг. 5. са показани собствените затихващи трептения на системата за три варианта: без закрепена маса; със закрепена маса $m_3 = 0.618\ kg$; със закрепена маса $m_3 + m_4$.



5. а



5. б



5. в

Фиг. 5. Експериментално измерени собствени затихващи трептения на измерителната система.

В табл. 1 са дадени стойностите за сравнение между пресметнатите и експериментално получените стойности на собствените честоти. В първа колона са стойности от експерименталното измерване, - втора колона от CAD модела с FEA модален анализ и трета колона от изследване с MatLab .(Иванов)

Таблица 1.

Сравнителни стойности на собствените честоти, получени при различните методи на изследване

Вид опит	Експеримент (Hz)	COSMOSWorks (Hz)	MatLab (Hz)
m_2	219.2	215	**216.94**
m_3	70.2	67.14	**71.46**
$m_3 + m_4$	36.7	37.67	**50.63**

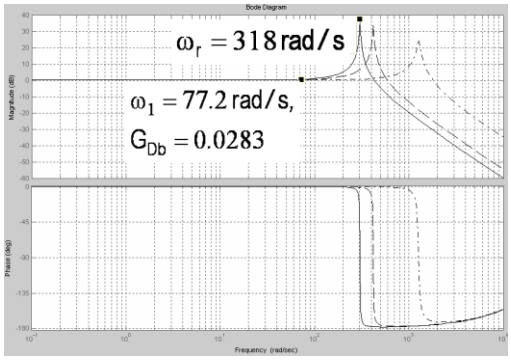
За нуждите на измерването на нискочестотни вибрации е необходимо да се познават честотните характеристики на системата. Един от подходите е да се определи предавателната функция на системата.

От математичния модел на системата - диференциалното уравнение (1) може да се изведе:

(6) $W(s) = \dfrac{X_1(s)}{X(s)} = \dfrac{b_1 * s + c}{m * s^2 + b_1 * s + c}$, където главните букви и независимата променлива (s) указват Лапласово преобразуваните функции на времето. Честотното поведение на системата е дадено на фиг. 6 с диаграмата на Боде, която представя в един графичен прозорец амплитудно-честотните и фазово-честотните характеристики. От диаграмата на Боде се вижда линейното поведение на системата до ъглова честота (влизането в областта около резонанса) -

$\omega_1 = 77.2\ rad/s$ - $f_1 = 12.21\ Hz$.

Конкретните усилване и дефазиране между входа и изхода на системата могат да се пресметнат след известни преобразувания на предавателната функция в честотната област.



Фиг. 6. Диаграма на Боде за предавателната функция на системата.

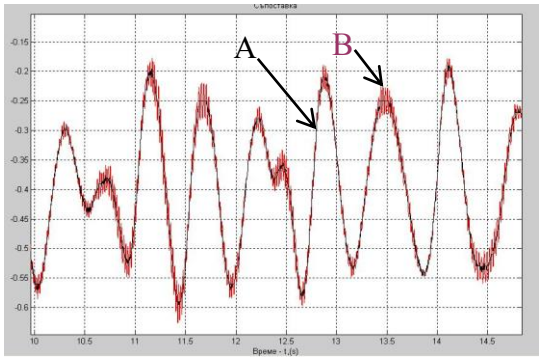
Разгледаната по този начин система има за вход кинематичното въздействие върху опората (точката на измерване), а изход - измервателният сигнал. Така представената задача може да бъде определена като права. Практически по-голямо значение има използването на системата в инвертиран вид, т.е. по измерен изходен сигнал да се определи кинематичното възбуждане на опората на датчика.

За да се разграничи напълно използваемият линеен участък от характеристиката на системата максималната измервателна честота трябва да е по-малка от f_1.

За този измерителен обхват ъгълът на фазово отместване е съвсем малък и практически равен на 0 (виж фиг. 6). Следователно фазовото отместване може да се пренебрегне, а амплитудата на входния сигнал се коригира съгласно:

(7) $x = x_1 * e^{-G_{Db}(\omega)}$, където G_{Db} е логаритмичното усилване отчетено от амплитудно честотната характеристика на фиг. 6. За поставените цели на научното изследване предавателната функция на системата е линейна . Това позволява да бъде използвана в случаите, които са описани в уводната част.

Описаната методика е проверена чрез сравнение на запис на случаен нискочестотен вибрационен сигнал със сигнала, получен аналитично с програма-та Simulink на MatLab.



Фиг. 8. Сравнение между записан действителен (A) и аналитично получен (B) сигнал

На фиг.8 се вижда сравнението между симулирания сигнал на кинематично смущение със случаен характер в областта (1 до 2 Хц) (A) и изходния сигнал (B), което показва напълно приемливо съвпадение . Известно разсейване се наблюдава във областите на локални екстремуми, което след филтриране също може да се избегне.

В заключение може да се потвърди, че резултатите от сравнителните аналитични и експериментални изследвания доказват безспорно възможността да се използва такъв тип тензометричен датчик за измерване с достатъчна точност на кинематичните параметри на нискочестотни механични колебания, каквито се срещат много често в практиката при изпитване на тежки минни добивни и транспортни машини.

Литература

Бидерман В.Л.,*“Прикладная теория механических колебаний”*,И “Высшая школа” Москва 1972.

Иванов А.., Моделиране на динамични задачи с Матлаб, Издателство „Арте Ново”, София 2001

de Silva Clarence W., *“VIBRATION: fundamentals and practice”*, ISBN 0-8493-1808-4, pp. 957 CRC Press Boca-Raton-London-New York-Washington D.C., USA (2000)

Препоръчана за публикуване
от катедра “Механизация на мините”, МЕМФ

МОДИФИКАЦИЯ НА РЕДУКТОРНИЯ КОРПУС НА ТЯГОВИТЕ ПРЕДАВКИ НА ЛОКОМОТИВИТЕ EL-2

Нели Стефанова [1], Матей Матеев[2]
[1, 2] МГУ "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ. Статията разглежда модификация на редукторния корпус на тяговите предавки, направена с цел подобряване на експлоатационните качества и ремонтопригодността, и намаляване на разходите при експлоатацията на локомотивите EL-2.

MODIFICATION OF THE GEAR BOX CASING OF THE LOCOMOTIVES EL-2 TRACTION TRANSMISSIONS

Nely Stefanova [1], Matei Mateev [2]
[1, 2] UMG ST. IVAN RILSKI, 1700 Sofia

ABSTRACT. The paper treats a modification of the gear box casing of the traction transmissions, made in order to improve the exploitation properties and maintainability, and decrease in the expenditures at the exploitation of the locomotives EL-2.

Until recently, the 100 t direct current contact electric locomotives EL-2 were the basic tractive unit for the haulage realization of the mine body on the stripping and production horizons of the opencast mines TROYANOVO-SEVER and TROYANOVO-1 of MARITSA-IZTOK MINES.

At the present moment, they serve only the coal haulage of the mentioned opencast mines from the transfer points of the sections to BRIKEL and TERMO-ELECTRIC POWER STATION-2.

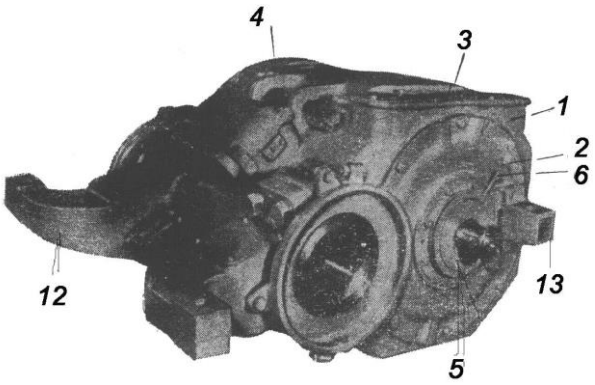
EL-2 assigns to the category of the industrial locomotives and, as it is known, can be described with the fact that their power (1400kW) is mainly used for the creation of considerable tractive forces (including up to the restricted by the cohesion condition maximum value) at comparatively low speed of movement (the average speed for EL-2 is 25 km/h and the design – 65 km/h).

This peculiarity of the industrial locomotives, complicated by the necessity of safe and trouble-free movement on the mine railroads (especially on the temporary) lays down special requirements to the drive and the design of the running gear. The design solutions are generally depicted by the so called locomotive wheel formula, which is B_0+B_0 for EL-2, and the individual drive of the four driving wheelsets is realized by the respective number of direct current tractive motors type GBM-350/1500 (for voltage U=1500 V at hour duty parameters N_{hour} = 350kW; I_{hour} =250 A; n_{hour} = 820 tr/min).

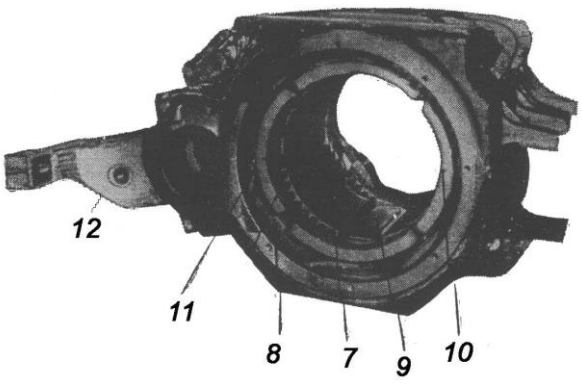
Every driving wheelset of the locomotive EL-2 is individually driven by the GBM-350/1500motor - directly suspended to it and to the bogie's frame (fig.1). The motor shaft is connected with that of the wheelset by a double-side gear transmission. Because of the hard operating conditions, the gear wheels are made from chrome-nickel steel and are subjected to a heat treatment. The small gear wheel has a coning opening. It is packed to the shaft of the tractive motor and fixed by a nut. The big gear wheel is shrunk to the extended hub of the traveling wheel.

The gear ratio of the tractive transmission is i = 5.58, the driving and driven gear wheels have 12 and 67 skew cogs respectively and diameters of the base circles 144 and 804 mm. The cogs module m = 12mm and width b = 100mm.

The original transmission is closed in a two-part welded case from steel sheet thick 4 mm. Its lower part is reinforced by an additionally welded steel strip, which thickness is 3 mm. The gear wheels are lubricated by an oil bath, where the lower part of the driven wheel is flooded. Both the half-cases (for left and right mounting) of the tractive transmission can be fitted by two bolts and two pairs of eyes (welded to the half-cases). The mentioned elements also provide the connection of the case to the Г- shaped arm (12, fig. 1), consolidated with the external bearing liner on one hand, and on another hand to the to the prism (13, fig. 1), mounted to the front shield (2, fig. 1) of the tractive motor. Apart from that, the two case halves (upper and lower) are mounted to the front shield and adjusted towards the motor shaft by two, welded to them, half rings, comprising the projecting cylindrical part of the respective (left or right) bearing cap (5, fig. 1) of the motor. At the original gear box, the shafts of the motor and the wheelset are sealed with strips of felt and leather collars respectively. The dynamically changing in wide range motor and brake torques passing through the transmission and its operation in dusty, humid medium with considerable temperature changes are the factors jeopardizing the normal work not only of the separate driving group but of the whole locomotive drive as well.



a) General view



b) Stator

Fig. 1.

The design of an original, single drive of the locomotive EL-2 is presented in fig. 2, where A, B, C, and D are respectively: the tractive motor, case of the tractive transmission, traveling wheels and the motor shaft. No 12 and 13 correspond to the numbers in fig.1. The necessity of development of Bulgarian case for the tractive transmissions of EL-2 as a modification of the original one practically emerges after 1987 when the import of the locomotives EL-2, units and spare parts for them from German Democratic Republic has been stopped.

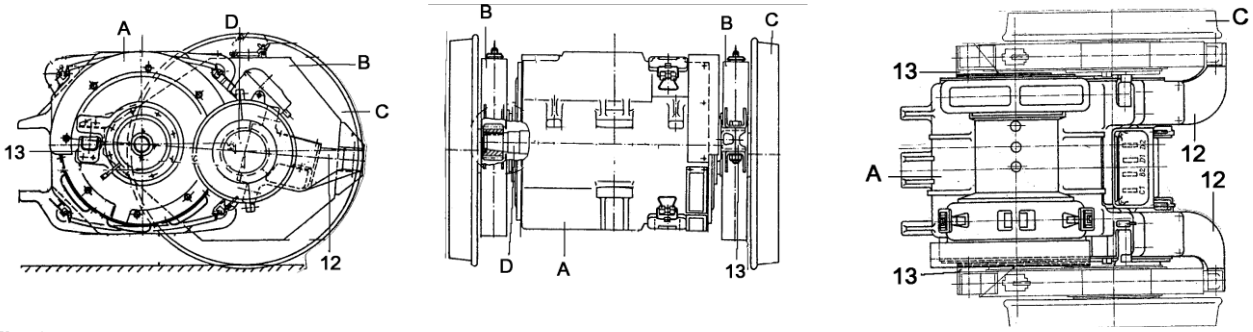


Fig. 2

In fact, the gear box, which peculiarities are treated in the present paper, is the second Bulgarian modification of the German prototype and has been designed by the MINE HAULAGE LABORATORY at the Scientific Research Sector of the University of Mining and Geology ST. IVAN RILSKI – Sofia under a contract with MARITSA-IZTOK MINES.

The design solutions in the new gear box are in accordance with the general requirements to this type equipment and with the results from the critical analysis of the problems, connected with the service and maintenance of the tractive transmissions of the locomotive EL-2, operating in opencast mine.

The results from the analysis show that:

a. The sets of gear wheels and protective cases produced by REMOTEX-RADNEVO are interchangeable with the German prototypes, which allows the Bulgarian sets to be substitute (fully or partially) for them at the repairs of the tractive transmissions;

b. A process of fast (breakdown) wear of the transmission's gear wheels can start in case of:

- Two different in origin gear wheels with differences in the cogs angle or non-axial keyslots have been combined for joint work;
- The lubrication of the gear wheels has been fully stopped because of punctured case or seal failures at irregular control and correction of the oil level. At late determination of this emergency operation, the boundary allowable wear of the gear wheels could be obtained just in few working hours.

c. The designed during 1985-1986 by the CENTRAL REPAIR BASE – RADNEVO two-part case for the tractive transmission of EL-2, which is still in production, represents a moderately simplified (in order higher manufacturing and lower net cost to be obtained) modification of the original German case. On one hand, the former excels the latter in that the leather cup seals are changed with more contemporary rubber, but on the other hand in comparison with the prototype it has the following disadvantages:

- Lower rigidity of the oil case, which has no a strengthening steel strip;
- Lower accuracy at the mounting of the two cases (stamped eyes are substituted for the welded design of the prototype).
- The substitution of slide sheet gate for the socket-jointed cover (as it is at the German version) of the filler and the withdraw from the mounting steel strips of enough length to the internal walls of the upper case in the zone of its jointing to the lower one are the probable reasons for more frequent, bigger in volume leaks of oil at the Bulgarian cases.

d. At the equal, for both types of cases (German and Bulgarian), way of the transmission lubrication by flooding the driven gear in an oil bath, the strictly filling up oil above the

minimum allowable level can prolong the lifetime of the gear wheels up to ten years;

e. The absence of an air escape hole, as well as that of control devices (holes equipped with drain plugs or oil dipsticks) at the both types of cases are their common design disadvantages and the second one forces the maintenance personnel to asses the oil quantity (which at the check inspections planned, has to be filled up in the oil case in order the level of the oil bath to be normalized) "by sense", i. e. subjectively;

f. Another disadvantage, common for the both types of cases is the absence of a bleed hole on the bottom of the lower case for the oil running off in case of necessity;

g. A considerable and unavoidable disadvantage of the cases is their two-part design, due to the mechanical diagram of the electro-mechanical group "driving wheelset". The design leads not only to the hardly obtainable sealing of the half-cases joint, which has to be made in the restricted space between the tractive motor and respective (left or right) traveling wheel, but to the impossibility of using modern and more effective seals – labyrinth or shaft seals, helical rings and bushes, etc.

The listed technical means for sealing the working space of the tractive transmission are broad and successfully applied in the main line locomotives and the metro motorailers. Due to the high-speed motors (with smaller overall dimensions) used in these cases there are spaces large enough for gear boxes with more complicated and voluminous design to be mounted.

The inconveniences connected with the with the change of a shaft seal, mounted on the driving wheelset of the abovementioned tractive units even in cases of two – part gear box, i. e. the necessity of consecutive dismantling and mounting the traveling wheel from and to wheelset, which on its part imposes the realization of all the technological operations attending the liquidation and recreation of a force fit.

h. The half-cup seals used in the protective cases could be assessed as an acceptable technical mean, however it is obsolete and works more as a cleaner (i.e. an element protecting from dust and moisture entering from the environment in the gear space) than as a seal (i. e. an element preventing the oil running out of the gear box).

On the basis of the assessments and conclusions, the following approaches, directed to the case design improvement and respectively to the improvement of the lubrication of the gear tractive transmissions of the locomotives EL-2 have been formulated:

1. Without any changes are kept:

- The mounting of the half-cases as well as their fixing to the body of the tractive motor;
- The oil feeding to the friction surfaces of the transmission's cogs by flooding of the driven gear wheel in an oil bath (in the oil case).

2. Realized are:

2.1 Selection and tests of combined elastic elements, which to be able to play the part of a cleaner as well as that of a seal;

2.2 Changes in the design in order around the two through holes of the gear box to be realized grooves, where the sealing elements to be placed;

2.3 Changes in the design of the upper half-case, which could be described by:

- Reconstruction of the feed hole;
- Mounting of an air-escape hole;
- Bilateral welding of external and internal protective strips along the separating plane of the half-case.

2.4 Changes in the design of the case's lower part in connection with its strengthening and creating a possibility for operative control and correction in the quantity and condition of the oil;

2.5 Mounting and testing of all the eight cases to one locomotive EL-2, determined and prepared by the staff of the opencast mine;

2.6 Marking, completing with seals and lubricant supply of the cases in accordance with the requirements presented in Table 1, which shows that the tests comprise 8 gear boxes, 4 types rotating and 2 types static seals, 3 types of oils and a semi-liquid grease.

The design peculiarities of the modified gear box case (for left mounting, in this case) are presented by the drawing, shown in fig. 3 and the general view - in fig 4 (assembled) and fig. 5 (dismantled).

The cross sections of the cords, rods, strips and special profiles extruded from oil-resistant rubber, Teflon and ERDM material are shown in fig. 6. The combined from them 25 seals (all fit for mounting in a groove with sizes 14x10,5 mm) – in fig. 7. The numbers of the most appropriate seals are underlined.

Fig. 8 represents a photo of the stages of the modified cases mounting to the tractive motor, taken in the depot of the opencast mine TROYANOVO – 1.

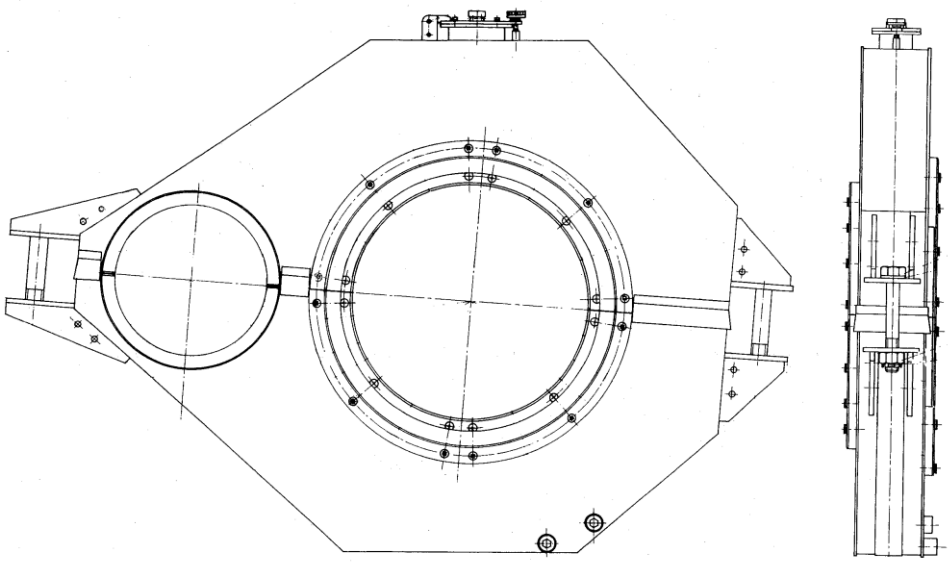


Fig. 3

Table 1

No of the driving wheelset	No of the gear box	Identification mark	Type of the mounting		Seals						Lubricants				Quantity	
					Rotation (d = 420 mm)				Static condition (D= 515 mm)		Oils		Greases		Oils [kg]	Greases [% of the free volume]
			Right	Left	A	B	C	D	E	F	M_1	M_2	M_3	G	2.5	20
I	1	KD-I-1	■		■				■		■				■	
	2	KL-I-2		■		■			■		■				■	
II	3	KD-II-3	■				■		■			■			■	
	4	KL-II-4		■				■	■			■			■	
III	5	KD-III-5	■					■	■				■		■	
	6	KL-III-6		■			■		■				■		■	
IV	7	KD-IV-7	■			■				■				■		■
	8	KL-Iv-8		■	■					■				■		■

NOTE: A, B, C and D – combined seals with cross sections corresponding to 3, 5, 12 and 23 in fig. 2; E – rubber hose (h, fig. 1); F – combined seal (13, fig. 2); M_1 – automobile transmission oil Mobilube HD 80W – 90; M_2 - automobile transmission oil Mobilube HD 80W – 140; M_3 – special synthetic gear box oil Mobilgear SHC XMP 460; G – semi-liquid lithium grease Mobilux EP 0004.

Fig. 4

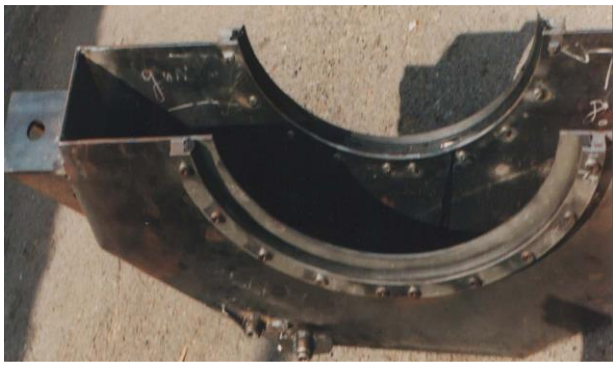


Fig. 5

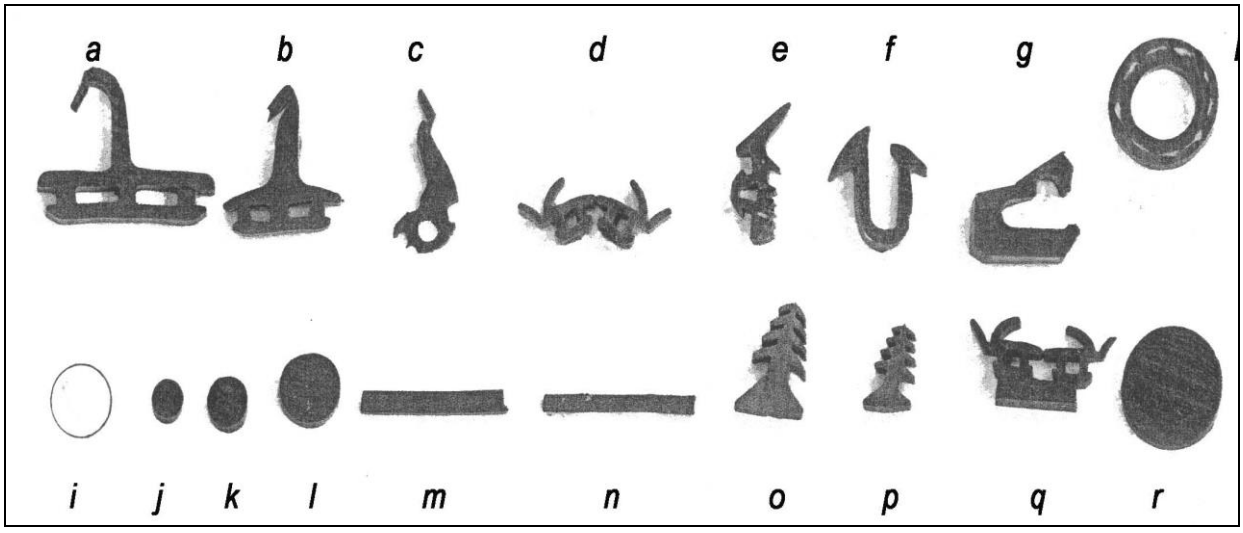

a
b
c
d
e
f
g
i
j
k
l
m
n
o
p
q
r

Fig. 6

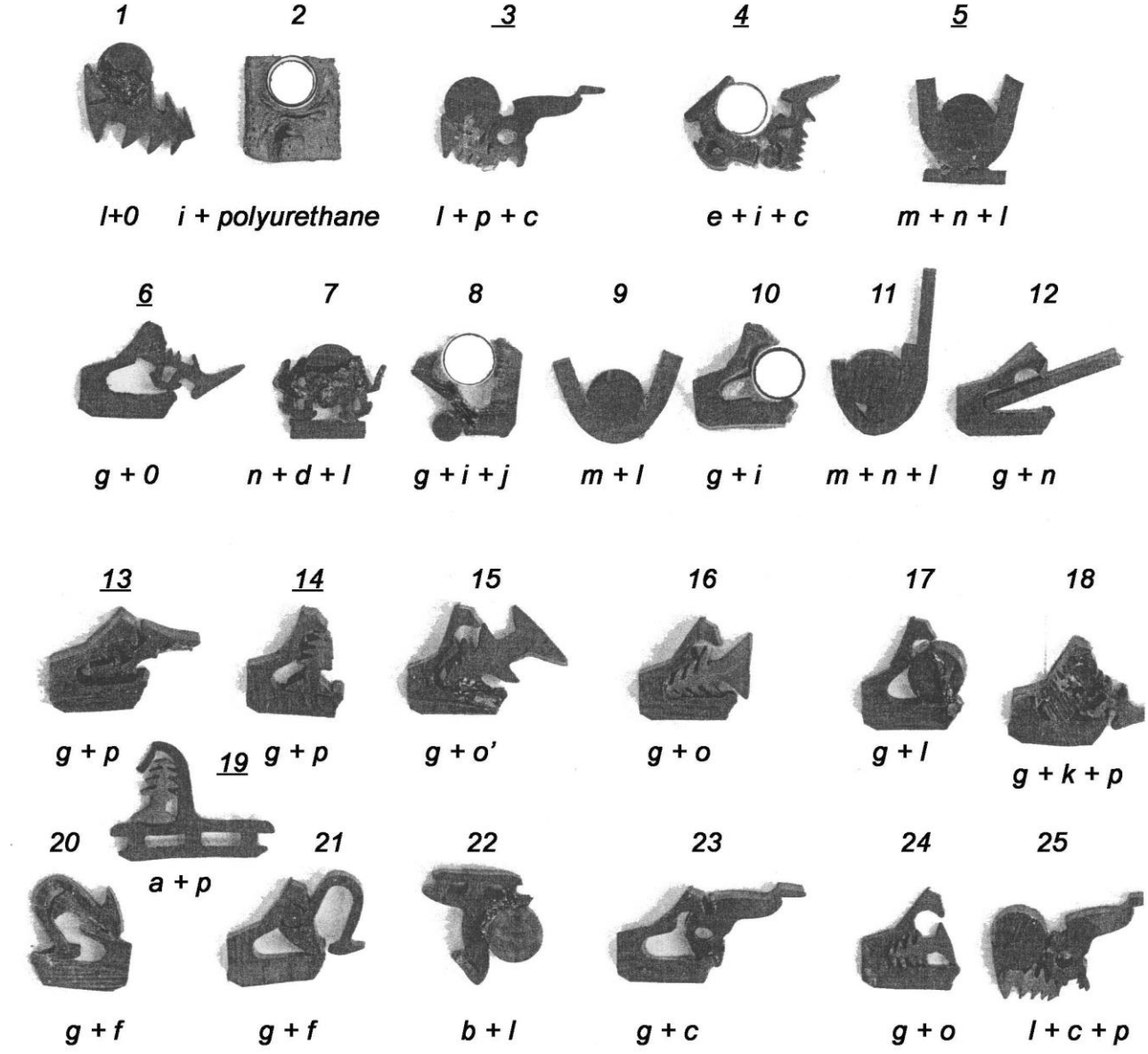

1
2
3
4
5
l+0
i + polyurethane
l + p + c
e + i + c
m + n + l
6
7
8
9
10
11
12
g + 0
n + d + l
g + i + j
m + l
g + i
m + n + l
g + n
13
14
15
16
17
18
g + p
g + p
g + o'
g + o
g + l
g + k + p
19
a + p
20
21
22
23
24
25
g + f
g + f
b + l
g + c
g + o
l + c + p

Fig. 7

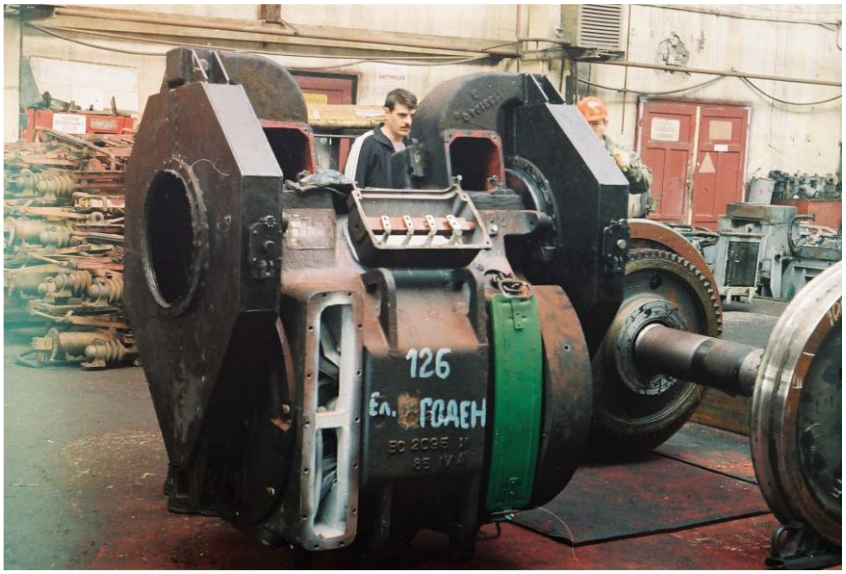


Fig. 8

CONCLUSION

The tests of the eight modified cases have been successively completed and the locomotive El-2 (with number 91), equipped with them operates in the opencast mine TROJANOVO- 1 since 28.02.2006. As a result, the production of twelve additional cases has been ordered.

Препоръчана за публикуване
Рецензент: доц. дтн. Св. Токмакчиев

REFERENCES:

Бошнаков, Б. С., Михайлов, М. Я., Матеев, М. Н., Андонов, М. Ф. *Експлоатация и поддържане на електролокомотива EL-2.* С. Техника. 1967.

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

МЕТОДИКА НА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОТО ИЗСЛЕДВАНЕ И АНАЛИЗ НА ВИБРАЦИОННИТЕ ПАРАМЕТРИ НА ВЕРТИКАЛНА ВИБРО – ИМПУЛСНА МЕЛНИЦА

Петко Недялков

Технически Университет – София, Машиностроителен Факултет, e-mail: nedpetko@tu-sofia.bg

РЕЗЮМЕ: В работата се дава обзор на използваната методика и техническите средства за измерване на вибрационни параметри на Вертикална Вибро – Импулсна Мелница /ВВИМ/. Създадената методика и алгоритъмът за анализ на резултатите са имплементирани в компютърна програма. Компютърният анализ е базиран на Бързото Преобразуване на Фурие /БПФ, FFT/. Получените резултати служат за оптимизация и пренастройване на ВВИМ. Резултатите от разработката ще послужат също така и за усъвършенстване на измерителната система и методологията на работа по изследване на пространствени вибрационни параметри.

КЛЮЧОВИ ДУМИ: *вибрационни параметри, вибро - измерване, Бързо Преобразуване на Фурие, амплитудно – честотен спектър, спектрален анализ*

EXPERIMENTAL STUDY METODICS AND ANALYSIS OF THE VIBRATION PARAMETERS OF VERTICAL VIBRO – IMPULSE COMMINUTION MILL

Petko Nedyalkov

Technical University – Sofia, Faculty of Mechanical Engineering, E-mail, nedpetko@tu-sofia.bg

ABSTRACT: This feature study analyses and surveys the methodic and technical equipment used for vibration parameters measurement of one Vertical Vibro – Impulse Comminution Mill /VVIM/. The methodic and analysis algorithm are implemented into a computer program code. The computer analysis uses Fast Fourier Transform /FFT/ algorithms. The achieved results are used for optimization and adjustments of the VVIM. Also the results are used to improve measurement system and methodology of the spatial vibration parameters research.

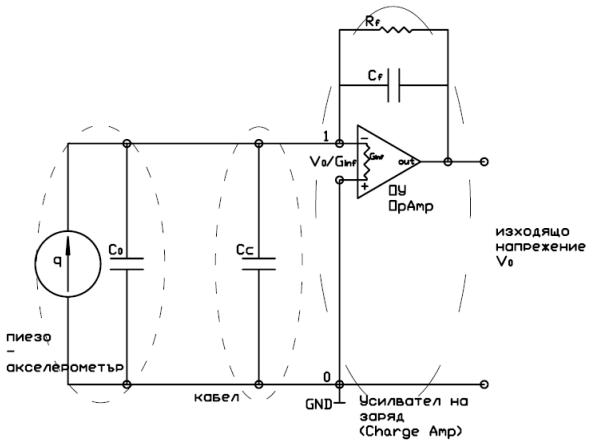
KEYWORDS: *vibration parameters, vibration measurements, Fast Fourier Transform, amplitude – frequency spectrum, spectrum analysis.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Изследването на вибрационни параметри на пространствен обект е комплексна задача съдържаща в себе си проблеми свързани с измерването на кинематични параметри на трептенията, записване, обработка на данните и анализ на резултатите. Измерителната система за вибросигнали в конкретния случаи е изградена от пиезо – електрични акселерометри, предусилвател – усилвател на заряд и усилвателно стъпало. Записът на данни от измерителната система се извършва чрез аналого – цифров преобразувател /АЦП/ свързан със записващ персонален компютър. Основното удобство на компютърните записи е улеснената обработка на данните и възможността за решаване на нетипични изследователски задачи, каквито възможности не са вградени в повечето универсални виброизмерителни апаратури. Предизвикателството идва от отнасянето на измерените параметри към конкретната машина обект на изследването – Вертикална Вибро – Импулсна Мелница /ВВИМ/. Устройството и принципа на действие на ВВИМ са описани в предхождащи разработки (Недялков и Асенов – 2003, 2004, 2005). Накратко ВВИМ се състои от вертикален корпус свързан с еластични елементи към рамата, вертикален вибровъзбудител свързан с еластични елементи към корпуса и електромагнитни възбудители въздействащи между корпуса и вибровъзбудителя. В пространството между корпуса и вибровъзбудителя е оформена мелнична камера в която се поставят смилащи тела и материал.

ИЗМЕРИТЕЛНА СИСТЕМА ЗА ВИБРОСИГНАЛИ

Измерителната система за вибро сигнали е изградена по класическата схема със пиезо – електрични преобразуватели, предусилвател – в конкретния случай заряден усилвател /Charge Amp/ и усилвателно стъпало от инструментални усилватели /Inst Amp/. В литературните източници, (de Silva) и (Минчев), са разгледани подобни схеми за изграждане на виброизмерителни системи и са описани основните им характеристики. Показаната на фиг.1, предусилвателна група е нелинейно звено, чиито характеристики зависят от честотата на измерваното ускорение. За да се определи поведението на групата предусилвател – датчик се съставя предавателна функция.



Фиг. 1. Предусилвателна група - схема на пиезо – акселерометър, свързан с усилвател на заряд.

Математичният модел на групата предусилвател – датчик е диференциалното уравнение за сумата от токовете за възела 1, произтичащо от свойствата операционния усилвател, и имащо следния вид:

$$(1)\quad \dot{q} + C\frac{\dot{V}_0}{G_{\text{inf}}} + C_f\left(\dot{V}_0 + \frac{\dot{V}_0}{G_{\text{inf}}}\right) + \frac{1}{R_f}\left(V_0 + \frac{V_0}{G_{\text{inf}}}\right) = 0$$

, където

$V_0 = V_0(t),\ (V)$ – изходящо напрежение на системата датчик предусилвател;

$q(t),\ (C)$ – променлив заряд на датчика;

$\dot{q}(t) = i(t),\ (A)$ – ток протичащ през датчика;

$C_0,\ (pF)$ – собствен капацитет на датчика;

$C_c,\ (pF)$ – собствен капацитет на свързващия кабел;

$C = C_0 + C_c,\ (pF)$ – сумарен капацитет на датчика и кабела;

G_{inf} – вътрешен коефициент на усилване на ОУ;

$C_f,\ (pF)$ – кондензатор на обратната връзка;

$R_f,\ (M\Omega)$ – съпротивление на обратната връзка;

Основното допускане за съставяне на гореописания математичен модел е, че входното напрежение на ОУ е V_0/G_{inf} , откъдето идва ограничението за използваният тип на ОУ. Препоръчва се използваният тип на ОУ да бъде с чисто полеви транзистори на входа, големи входни съпротивления $10^{12} \div 10^{13}\ \Omega$ и пренебрежимо малък входен ток $1 \div 5\ pA$.

От свойствата на пиезо - електричния акселерометър се знае:

$(2)\quad q(t) = k_a * a(t),\ (C)$, където:

$k_a,\ \left(pC/m\,s^{-2}\right)$ – коефициент на предаване на заряда (чувствителност по заряд) на пиезо – датчика;

$a, \left(m\,s^{-2}\right)$ – ускорение на датчика (измервано ускорение)

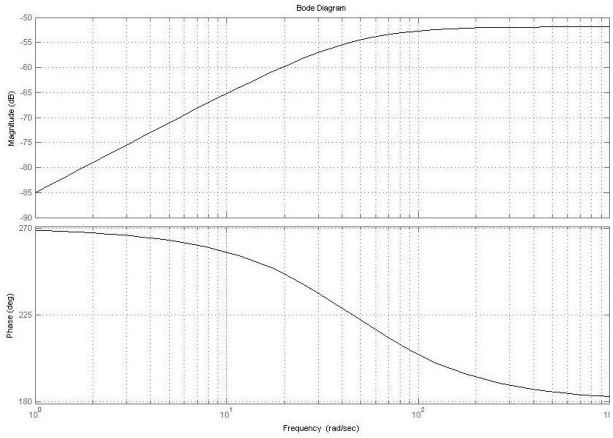
Прилагайки трансформацията на Лаплас към математичният модел на системата - ур. (1), при нулеви начални условия, и замествайки (2) в (1) се получава:

$$(3)\quad k_a.p.q(p) + \left[\left(\frac{C}{G_{\text{inf}}} + C_f\left(1 + \frac{1}{G_{\text{inf}}}\right)\right)p + \frac{1}{R_f}\left(1 + \frac{1}{G_{\text{inf}}}\right)\right]V_0(p) = 0$$

Съответната предавателна функция за системата е:

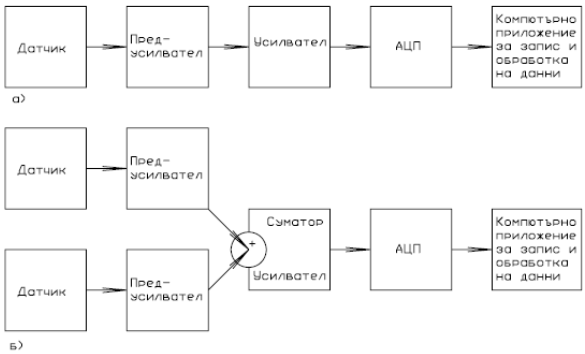
$$(4)\quad W(p) = \frac{V_0(p)}{a(p)} = \frac{-k_a * p}{\left[\frac{C}{G_{\text{inf}}} + C_f\left(1 + \frac{1}{G_{\text{inf}}}\right)\right] * p + \frac{1}{R_f}\left(1 + \frac{1}{G_{\text{inf}}}\right)}$$

Също така предавателната функция на групата е използвана за синтез на основните параметри на предусилвателното звено. Основните елементи с които може да се влияе върху системата са елементите от обратната връзка на усилвателя на заряд. Съпротивителната обратна връзка е линейно звено, т.е. върху параметрите на системата може да се влияе само с големината на кондензатора в обратната връзка. Критериите, спрямо които е оптимизирана предусилвателната група са линейност на характеристиката при ниски честоти и коефициент на усилване в границите $G_{PA} = -60 \div -50\ \ dB$. Симулацията на поведението на системата в MATLAB® или GNU Octave с вградената функция (MATLAB® Help) за разпечатване графиката Боде /Bode diagram/, показани на фиг. 2, дава необходимата информация за коефициента на усилване на системата. От формата на кривата на усилване отчитаме началото на линейната зона, а може да се отчете и фазовото отместване.



Фиг. 2. Диаграма на Боде – големина и фаза, в зависимост от честотата на ускорението измервано с пиезо - акселерометъра.

Така конфигурираните предусилвателни стъпала се свързват като електронна схема в подходящи блокове.



Фиг. 3. Блок схема на свързване на измервателната система към компютър за запис и обработка на данните.

На фиг. 3. са показани двете възможни конфигурации на системата за измерване на вибрационни параметри. Фиг. 3.а) е с проста конфигурация и всеки единичен канал на измерителната система се записва с компютърната програма. Фиг. 3.б) е с усложнена конструкция на електронната система, но сдвоените суматор – усилватели упростяват системата за обработка на данните.

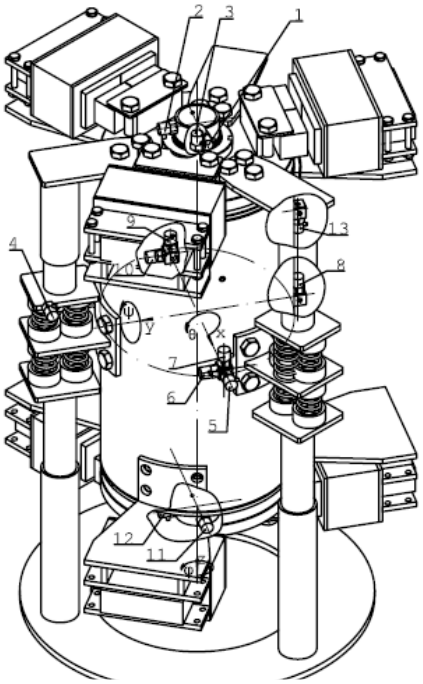
ИЗМЕРВАНЕ НА ПРОСТРАНСТВЕНИ ВИБРАЦИОННИ ПАРАМЕТРИ

Пространствените вибрационни параметри на ВВИМ се представят чрез разделяне на движението на съставните му компоненти – три премествания x,y,z по съответните три оси на Декартовата координатна система Oxyz и съответстващите им три завъртания спрямо осите $Ox \to \theta, Oy \to \psi, Oz \to \varphi$. Ъгловите координати са приети като „Фиксирани ъгли" на завъртане на Декартовата координатна система (Craig) спрямо трите си оси. Това представяне е идеологически най – близко до реалната работа на ВВИМ.

Проблем при пространственото измерване на вибрации е измерването на ъглите на завъртане в системата. Пиезо – акселерометрите са датчици за линейно преместване, като измервателният сигнал се взима от надлъжната им ос. Чувствителността в напречната ос е каталожен параметър и за целите на инженерните изследвания може да се пренебрегне.

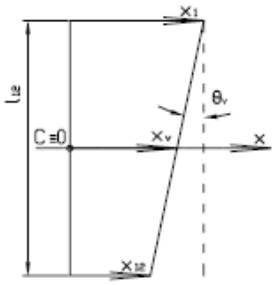
Системата на свързване на датчиците използвана за настоящото изследване е тази от фиг. 3а. По този начин се записва по системата – датчик канал. Подобно свързване е подходящо за изследване на самостоятелните вибрации на отдалечени точки и бе счетено за подходящо при предварителното изследване.

Схема на разположение на датчиците върху ВВИМ е показана на фиг. 4.



Фиг. 4. Схема на разложение на пиезо – акселерометрите върху корпуса и вибровъзбудителя на ВВИМ.

Сигналите на датчиците поставени по тази схема /фиг.4/ са смесени – в сигнала от един датчик има компонента от линейното преместване и компонента от ъгловото завъртане на точката на окачване на датчика, както е показано на фиг. 5.



Фиг. 5. Компоненти на вибросигнала за преместването по оста Ox на вибровъзбудителя.

От фиг. 5 са изведени следните зависимости:

(5) $x_v = \frac{x_1 + x_{11}}{2}, m$ и $\theta_v = \frac{y_2 - y_{12}}{l_{1-12}}, rad$,

Условието, за да се приемат тези зависимости за верни е да имаме ъглови завъртания в границите до 6 deg. Тогава зависимостта:

(6) $\theta_v = arctg\left(\frac{y_2 - y_{12}}{l_{1-12}}\right), rad$ се свежда до $\theta_v = \frac{y_2 - y_{12}}{l_{1-12}}, rad$

Аналогично за останалите точки на разположение на вибродатчиците по корпуса и вибровъзбудителя на ВВИМ са изведени следните зависимости:

(7) $y_v = \frac{y_2 + y_{12}}{2}, m$ и $\psi_v = \frac{x_1 - x_{11}}{l_{1-12}}, rad$;

(8) $z_v = z_3, m$ и $\varphi_v = \frac{x_4 - x_v}{l_{0-4}}, rad$;

(9) $x_k = x_5, m$ и $\theta_k = \frac{z_8 - z_k}{l_{0-8}}, rad$;

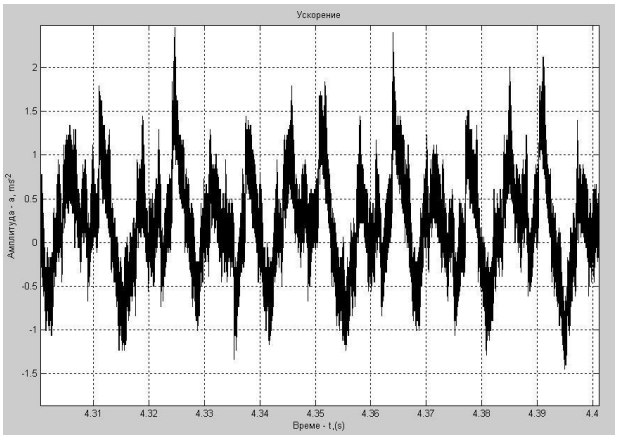
(10) $y_k = \frac{y_6 + y_{10}}{2}, m$ и $\psi_k = \frac{z_7 - z_9}{l_{11-8}}, rad$;

(11) $z_v = \frac{z_7 + z_9}{2}, m$ и $\varphi_v = \frac{y_6 - y_{10}}{l_{6-10}}, rad$;

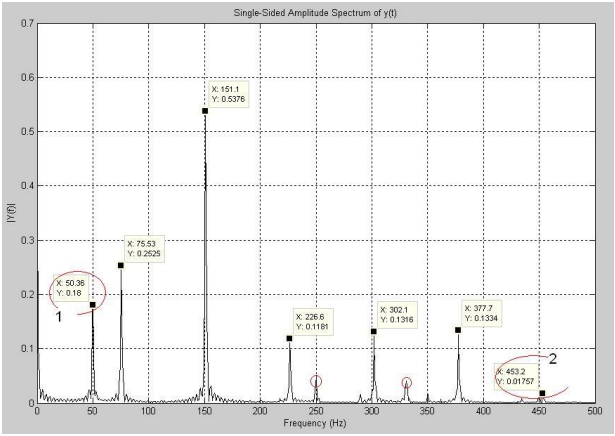
Геометричните пропорции изведени по – горе са използвани и за скоростите и за ускоренията на тялото, на базата на основното допускане за пренебрежимо малката стойност на ъгловите компоненти на преместването.

ОБРАБОТКА НА ДАННИТЕ

Компютърно записаният сигнал се нуждае от обработка за извличане на необходимата информация. На фиг. 6 е показан записан сигнал от един измервателните канали при възбуждаща честота на електромагнитите 76 Hz, а на фиг. 7 – амплитудният му спектър.



Фиг. 6. Запис на виброускорения от 3-ти канал.



Фиг. 7. Амплитуден спектър на виброускоренията (фиг. 6а).

Амплитудният спектър /фиг. 7/ на виброускоренията /фиг.6/ е получен при използване на Бързото Преобразуване на Фурие /БПФ/ за записания сигнал. Спектърът на ускоренията е показан до 500 Hz поради факта, че трептенията с по – високи честоти са с много малки амплитуди на вибропреместването, т.е. това са звукови трептения а не механични.

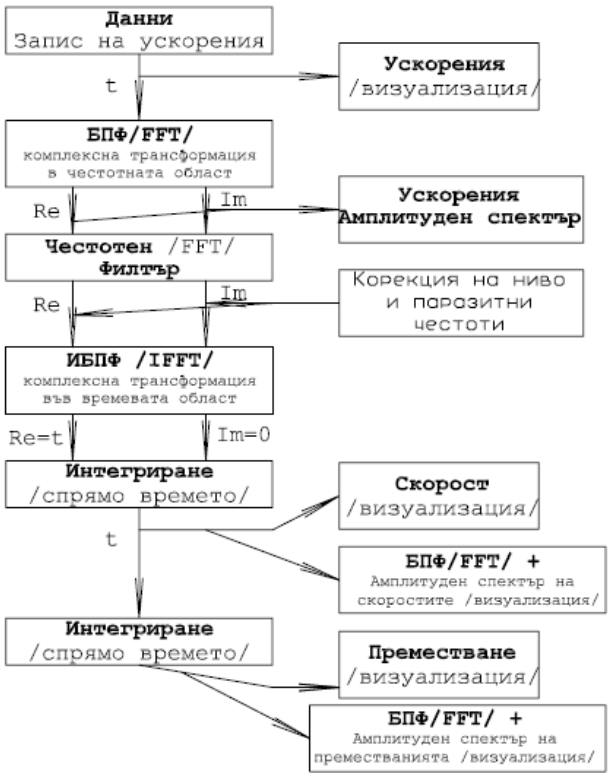
За целите на анализа на вибрационни параметри е необходимо да се познават и другите две кинематични характеристики – виброскорост и вибропреместване. Може да се приеме, че във ВВИМ материалът се задвижва и размества от директното действие на ускоренията, но дистанцията на която се премества средата има решаващо значение за пропускателната способност и производителността на машината.

Ускоренията имат завишени амплитудни стойности на спектралните линии във високите честоти. От спектралният анализ на ускоренията може да се съди за действащите сили заради връзката – сила – ускорение. Пример за това е посоченият с овал 2 /фиг. 7/ прекалено нисък и потиснат спектрален пик – на това място е логично присъствието на 6 кратната компонента от действието на електромагнитните вибровъзбудители, т. е. в работата на посоченият електромагнит има съществен проблем. Другите указани с овали спектрални линии са паразитни шумове.

Обработка на сигналите се налага и заради необходимостта от филтриране и корекция на паразитни нива и шумове. При интегрирането на съставните шумове и началното отместване се интегрират като постоянно ниво на ускорението и създават невярна картина на виброскоростите и вибропреместванията.

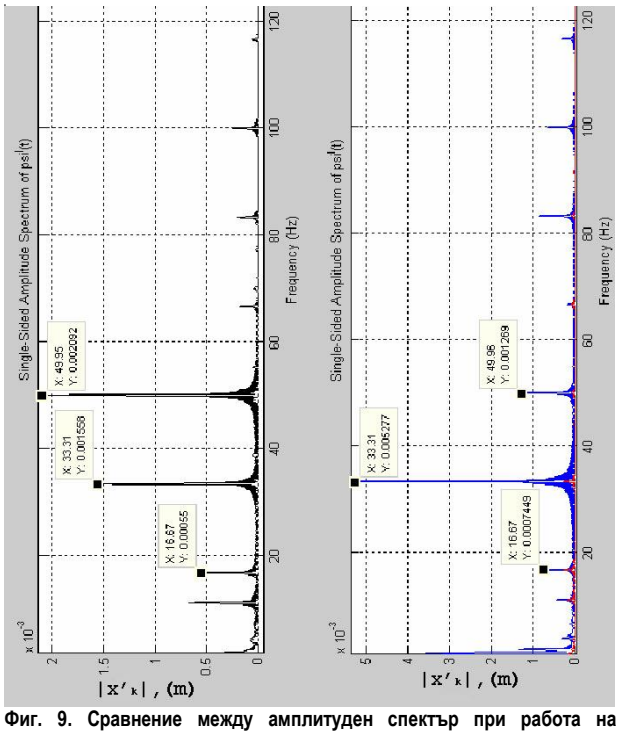
Алгоритъмът за обработка на записаните сигнали е изграден по последователността на блок схемата от фиг. 8. Създаден е и съответният програмен код за използване на гореописаният алгоритъм в компютърно приложение на MatLab или GNU Octave.

Изграденият програмен алгоритъм позволява индивидуална филтрация за всеки от единичните измерителни канали. При ВВИМ трептенията са смесени, тъй като мелницата е многомерна и многомасова система и не е възможно измерването и изследването на единично съставени трептения. Чрез тясно лентовото филтриране на сигнала е възможно изследването на конкретна собствена честота, която е очаквана или предварително теоретично изчислена.



Фиг. 8. Блок схема на методиката за обработка на сигнали и визуализация на резултати .

АНАЛИЗ НА ВИБРАЦИОННИТЕ ПАРАМЕТРИ НА ВВИМ



Фиг. 9. Сравнение между амплитуден спектър при работа на мелницата на празен ход и с 5kg материал+1kg смилащи тела (топки)

Разгледаните в предходната точка методика и програмен алгоритъм са използвани за анализ на вибрационните параметри на ВВИМ. От посочената на фиг. 9. диаграма за амплитудният спектър на виброскоростите по обобщената координата x_k при наличие на материал (черен цвят) и при липса на материал в мелничната камера се виждат следните взаимовръзки:

- използваното високочестотно електромагнитно възбуждане няма достатъчна принуждаваща сила за да причини чисто принудени трептения на системата – за сравнение виж спектърът на ускоренията /фиг.7/ и спектърът на скоростите /фиг. 9/, при тази разлика в изявените спектрални честоти принуждаващата сила само възбужда свободни трептения по обобщените координати;

- наличието на материал не измества изявените спектрални линии – показателно е за доказателство на основното допускане за преобладаващо линейния характер на механичната система на ВВИМ;

- наличието на материал е причинило намаляването на амплитудите – материалът внесен в камерата има изявено дисипативно действие – оказва съпротивление на движението изразяващо се в намаляване на амплитудите на движение.

На базата на тези разсъждения се дефинират основните изследователски задачи за експерименталното изследване на вибрационните параметри на ВВИМ:

- изследване на собствените и принудените честоти на ВВИМ при:

  * различни по големина и честота възбуждащи сили;

  * различни запълвания с материал и смилащи тела на мелничната камера;

- изследване на коефициентите на демпфиране при различно запълване на мелничната камера;

- изследване на мощността за задвижване на ВВИМ при различни възбуждащи честоти.

За целите на анализа на вибрационни параметри е много важно да се познават коефициентите на демпфиране на системата. При малки коефициенти на демпфиране разликата между реалната честота на трептене на системата и собствената и честота е много малка и може да се пренебрегне. С увеличаване на коефициента на демпфиране тази идеализация не може да се използва. Поради тази причина и поради зависимостта между демпфериране и консумирана мощност познаването на коефициента на демпфиране е от особена важност.

За целите на първичния анализ на поведението на системата коефициента на демпфиране може да се изведе от логаритмичния декремент на затихване:

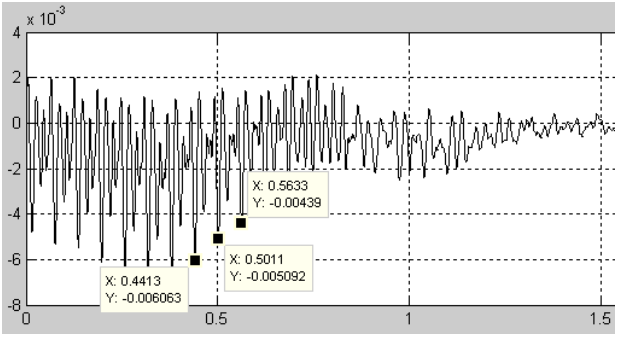
(12) $\delta = \frac{1}{n} * \ln \frac{A(t)}{A(t+n*T)}$ - където A(t) и A(t+n*T) са последователни амплитуди от сигнала разделени от "n" периода. От следната зависимост може да се пресметне (de Silva) относителният коефициент на демпфиране за изследваната обобщена координата на движение:

(13) $\xi = \frac{1}{\sqrt{1+\left(\frac{2*\pi}{\delta}\right)^2}}$, където ξ е относителният коефициент на демпфиране заложен в закона за движение на системата:

(14) $q(t) = q_0 * e^{-\xi * \omega_n * t} * \sin(\omega_d * t + \varphi_0)$, и използван за връзката между „демпферирана собствена честота" ω_d и „недемпферирана" собствена честота ω_n:

(15) $\omega_d = \omega_n * \sqrt{1-\xi^2}$.

Разглеждайки движението на системата с наличие на материал в мелничната камера и без наличие на такъв по описаните по – горе зависимости и съгласно фигура 10 са пресметнати следните стойности за относителния коефициент на демпфериране на системата показани в таблица 1.



Фиг. 10. Визуализация на амплитудни стойности за пресмятане на относителния коефициент на демпфиране на системата.

Таблица 1.

Пресметнати стойности за относителния коефициент на демпфиране по изследваната обобщена координата.

Опит	**Относителен коефициент на демпфиране**
Без материал	$\xi = 1.564\ \%$
4 kg пясък	$\xi = 2.1\ \%$
5 kg пясък + 1 kg стоманени топки	$\xi = 2.684\ \%$

ИЗВОДИ

1. Предложена е методика за изследване и анализ на пространствени вибрационни параметри на сложен многомерен обект.

2. На базата на създадената методика е синтезиран програмен алгоритъм за анализ на динамични параметри характеризиращи работата на ВВИМ.

3. От първоначалното експериментално изследване са получени стойности за относителните коефициенти на демпфиране и собствените честоти на ВВИМ.

ЛИТЕРАТУРА

Craig John J. "Introduction to robotics: mechanics and control" 2nd ed. ISBN 0-201-09528-9 (pp. 462) Addison Wisley Longman (1989)

de Silva Clarence W., *"VIBRATION: fundamentals and practice"*, ISBN 0-8493-1808-4, pp. 957 CRC Press Boca-Raton-London-New York-Washington D.C., USA (2000)

MATLAB® Help

Минчев Н. и В. Григоров. *„Вибродиагностика на ротационни и бутални машини"*. ДИ „Техника", София (1988)

Недялков П. и Е. Асенов, *"Изследване на кинематичните характеристики на Вибро - Импулсна Мелница"*. НТС по Машиностроене – Научни Известия - Автоматизация на Дискретното Производство "АДП 2003", София 2003г.

Асенов Е. & П. Недялков, *"Кинематичен и динамичен анализ на параметрите на Вибро - Импулсна мелница"*. Сборник на научна конференция "50 години Катедра Машинни елементи – Ноември 2004", ТУ - София 2004г.

Nedyalkov P. & E. Assenov, *"Dynamics of the multi-mass three dimensional model of the Vibro-Impulse Comminution Mill /VIM/"* pp. 146 -149. Proceedings of the third international conference on "Challenges in Higher Education and Research in the XXI Century". Sozopol Bulgaria 2005.

Препоръчана за публикуване
Рецензент: доц. д-р Цв. Дамянов

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ДВИЖЕНИЕ НА МАТЕРИАЛНА ЧАСТИЧКА ВЪВ ВЪРТЯЩ СЕ ЦИЛИНДРИЧЕН БАРАБАН

Кристиян Цветков

МГУ "Св. Иван Рилски", 1700 София

Р Е З Ю М Е : В работата се изследва движението на материална частичка (точкова маса) в хоризонтален цилиндричен барабан. Изследва се относителното движение на частичката спрямо вътрешната цилиндрична повърхнина на барабана под действие на собственото й тегло, центробежната сила и силата на триене. Получени са аналитични зависимости за определяне на ъгъла на завъртане и ъгловата скорост на частичката. На базата на получените аналитични зависимости е изследвано влиянието на основни геометрични, физични и кинематични параметри върху относителното движение между барабана и материалната частичка. Влиянието на отделните параметри върху това движение е представено в графична форма. Извършен е анализ на получените резултати, който позволява да се направи качествена и количествена оценка на влиянието на отделните параметри върху изследвания механичен процес.

MOTION OF A MATERIAL PARTICLE IN A ROTATING CYLINDRICAL DRUM

Kristian Tsvetkov

[1, 2] UMG ST. IVAN RILSKI, 1700 Sofia

ABSTRACT: This paper discusses the motion of a material particle (a point mass) in a horizontal cylindrical drum. The particle movement is studied relative to the inner cylindrical drum surface under the action of its own weight, centrifugal force and force of friction. Analytical dependencies have been obtained for determining the rotational angle and the particle angular velocity. The effect of basic geometric, physical and kinematic parameters on the relative movement between the drum and the material particle is investigated on the basis of the analytical dependencies derived. The influence of each parameter on that movement is represented graphically. The results obtained are analyzed thus allowing a qualitative and quantitative assessment of the effect of the individual parameters on the mechanical process under study.

I. ВЪВЕДЕНИЕ

Различни промишлени процеси, отнасящи се до технологична обработка и преработка на насипни (зърнести) продукти, се осъществяват в апарати, чийто работен орган е въртящ се цилиндричен барабан.

Такива машини са: барабанните зърночистачни и сортиращи машини (триори) в селското стопанство; много смесители и гранулатори в химическата и хранително-вкусовата промишленост; различните барабанни, промивни и пресевни машини в обогатяването, строителството и миннодобивната промишленост.

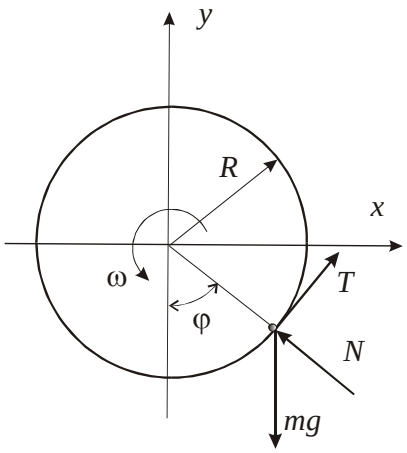
Основна характеристика на работния процес при тези машини е, че той се осъществява вътре във въртящ се цилиндричен (или леко коничен) барабан. Взаимодействието между вътрешната повърхнина на барабана и материалните частички под действие на гравитационните и центробежните сили и породените от тях сили на триене осигурява относителното движение (плъзгане) между частичките и барабана. Това относително движение позволява да се осъществяват технологични процеси като пресяване, промиване, смесване, гранулиране, зърноочистка и др. Стеснените условия на разполагане и движение на материалните частички вътре в барабана позволяват само тяхното относително плъзгане по цилиндричната повърхност.

В настоящата работа се разглежда движението на отделна материална частичка (точка) по вътрешната повърхност на хоризонтален цилиндричен барабан под действие на собственото й тегло, действащата върху нея центробежна сила и силите на триене. Получените резултати ще позволят да се направи както качествена, така и количествена оценка на изследвания процес; ще дадат възможност за формулиране и решаване на оптимизационни задачи. Това ще открие възможности за подходящ избор на конструктивни и технилогични параметри, водещи до най-добри решения.

II. ТЕОРЕТИЧНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

В цилиндричен барабан с хоризонтална ос е поставена частичка (материална точка). В началния момент точката се намира в най-ниското положение в барабана. Последният се върти с постоянна ъглова скорост ω. Поради триенето точката започва да се движи заедно с барабана (фиг.1). Уравненията на движение на точката имат вида:

$$\begin{aligned} 0 &= T - mg\sin\varphi, \\ mR\omega^2 &= N - mg\cos\varphi, \end{aligned} \qquad (1)$$



Фиг. 1.

където N е нормалната реакция, T е силата на триене, R е радиусът на барабана, m е масата на точката, g е земното ускорение, а ъгълът φ определя положението на точката спрямо неподвижната координатна система Oxy. Ще приемем, че

(2) $$T = \mu N,$$

където μ е коефициентът на триене при плъзгане. Точката ще се движи заедно с барабана, докато силата на триене T е по-голяма от силата $mg\sin\varphi$. При равенство на тези две сили точката е в положение на равновесие φ_0, което се определя от уравнението

(3) $$sin\varphi_0 = \mu\left(cos\varphi_0 + \frac{R\omega^2}{g}\right).$$

Ще изследваме движението на точката след достигане на равновесното положение. Съответните уравнения на движение са:

(4) $$\begin{aligned} mR\ddot{\varphi} &= T - mg\,sin\varphi; \\ mR\dot{\varphi}^2 &= N - mg\,cos\varphi; \\ T &= \mu N, \end{aligned}$$

които водят до

(5) $$\ddot{\varphi} = \mu\left(\dot{\varphi}^2 + \frac{g}{R}cos\varphi\right) - \frac{g}{R}sin\varphi,$$

при начални условия:

(6) $$\varphi(0) = \varphi_0, \dot{\varphi}(0) = \omega.$$

Уравнението (5) може да се запише като

(7) $$\frac{1}{2}\frac{d\dot{\varphi}^2}{d\varphi} = \mu\left(\dot{\varphi}^2 + \frac{g}{R}\cos\varphi\right) - \frac{g}{R}\sin\varphi,$$

което притежава интеграла

(8) $$\dot{\varphi}^2 = Ce^{2\mu\varphi} + \frac{2g}{R\left(1+4\mu^2\right)}\left[3\mu\sin\varphi + \left(1-2\mu^2\right)\cos\varphi\right],$$

където интеграционната константа C в съответствие с уравнения (6) ще се определи от

(9) $$C = e^{-2\mu\varphi_0}\left\{\omega^2 - \frac{2g}{R\left(1+4\mu^2\right)}\left[3\mu\sin\varphi_0 + \left(1-2\mu^2\right)\cos\varphi_0\right]\right\}.$$

Понеже ω е свързана с φ_0 чрез равенството (3), то за C се получава:

(10) $$C = e^{-2\mu\varphi_0}\left\{\frac{g}{R\mu}\left(\sin\varphi_0 - \mu\cos\varphi_0\right) - \frac{2g}{R\left(1+4\mu^2\right)}\left[3\mu\sin\varphi_0 + \left(1-2\mu^2\right)\cos\varphi_0\right]\right\}.$$

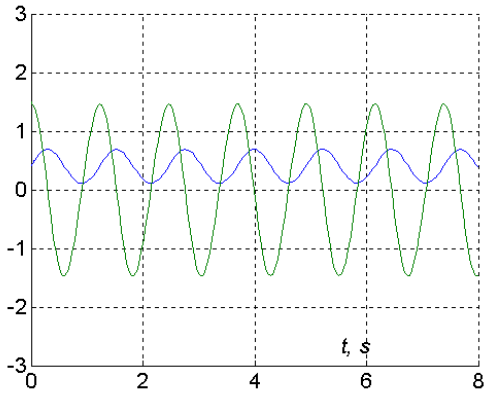
Като заместим в (8) $\dot{\varphi} = 0$ и C с израза (10), се получава уравнение за определяне на минималната и максималната стойност на ъгъла φ: $\varphi_{\min}$ и $\varphi_{\max}$. Периодът на това движение T_P се определя след още едно интегриране:

(11) $$T_P = 2\int_{\varphi_{\min}}^{\varphi_{\max}} \frac{d\varphi}{\sqrt{\Phi(\varphi)}},$$

където функцията $\Phi(\varphi)$ се представя от израза

(12) $$\Phi(\varphi) = Ce^{2\mu\varphi} + \frac{2g}{R\left(1+4\mu^2\right)}\left[3\mu\sin\varphi + \left(1-2\mu^2\right)\cos\varphi\right],$$

при което константата C е определена от равенство (10).



Фиг. 2.

Движението на точката, определено от решението на уравнение (5), т.е. графиките на $\varphi(t)$ и $\dot{\varphi}(t)$, е показано на Фиг. 2.

В уравнение (5) са приети стойностите: μ = *0,4; R = 0,4 m;* ω = *1,5 rad/s*.

Ако в уравнение (3) положим:

$$tg\frac{\varphi_0}{2} = u, \sin\varphi_0 = \frac{2u}{1+u^2}, \cos\varphi_0 = \frac{1-u^2}{1+u^2},$$

се получава квадратното уравнение

$$\mu\left(\frac{R\omega^2}{g}-1\right)u^2 - 2u + \mu\left(\frac{R\omega^2}{g}+1\right) = 0.$$

Условието за съществуване на реални корени на това уравнение е

$$1+\mu^2 \geq \mu^2\frac{R^2\omega^4}{g^2}. \quad (13)$$

Уравнение (13) определя и условието за съществуване на равновесното положение φ_0. Но това не е единственото ограничение за изследваното движение. Ще разглеждаме само такива движения на точката, при които тя не напуска вътрешната страна на барабана. Това означава, че $\varphi_{max} \leq \pi/2$. Като използваме отново уравнение (8) (за $\dot{\varphi} = 0$ и $\varphi = \varphi_{\max} = \pi/2$), ще намерим съответните стойности на константата *C* и на ъгъла φ_0, както и граничната стойност на ъгловата скорост, която ще бъде по-малка от тази, определена от (13).

Естествено е да търсим корена φ_0 на уравнението (3) в интервала $\left[0, \pi/2\right]$. Тогава вместо условието (13), ще бъде в сила условието

$$1 \geq \mu\frac{R\omega^2}{g}. \quad (13a)$$

От последната зависимост, (която гарантира, че точката няма да напусне вътрешната повърхнина на барабана) може да се определи граничната стойност на ъгловата скорост на барабана ω_{UB}. Въртеливото движение на барабанната машина в реални условия ще се определя от условието $\omega \leq \omega_{UB}$.

III. АНАЛИЗ НА ТЕОРЕТИЧНИТЕ ИЗСЛЕДВАНИЯ

На фиг. 2 са показани ъгловата скорост $\dot{\varphi}(t)$ и ъгловото преместване $\varphi(t)$ на материалната частичка в равнина, перпендикулярна на оста на барабана. Величината на тези параметри определя големината и интензивността на преместването на частичката по вътрешната повърхнина на барабанната машина. Характерът и големината на параметрите $\varphi(t)$ и $\dot{\varphi}(t)$ са от значение за осъществяване на технологичните процеси пресяване, смесване, гранулиране и др. в съответните барабанни машини. Колкото динамичността в изменението на $\varphi(t)$ и $\dot{\varphi}(t)$ е по-голяма, толкова по-добре се реализира съответния технологичен процес. Очевидно е, почти синусоидалното изменение на величините $\varphi(t)$ и $\dot{\varphi}(t)$, представени на фиг. 2, както и строгата им периодичност, определена от формула (11).

IV. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Извършените теоретични изследвания се отнасят до взаимодействието на отделна материална частичка и въртящ се цилиндричен барабан в условията на триене при плъзгане. Подобен работен процес се среща в изпълнителните органи на различни технологични машини в обогатяването, миннодобивната, химическата, хранително-вкусовата, селскостопанската и др. промишлености. Такива машини са различните барабанни пресеватели, смесители, гранулатори, зърночистачни и сортиращи машини (триори) и др.

Аналитичните изрази и графичната интерпретация на функционалната връзка между кинематичните, геометричните и физическите параметри на процеса на относително движение между материалната частичка и барабанния изпълнителен орган потвърждават качествено явленията, наблюдавани при реалните технологични машини. Провеждането на разширен обем изчисления с вариране на отделните параметри в широки граници, както и наблюдения на технологичните показатели на реални производствени машини при различни работни режими ще позволи да се прецизират получените аналитични резултати.

Литература

1. Андреев, С.Е., В.В. Зверевич, В.А. Перов. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. Недра, М., 1980.
2. Барабанные вращающиеся грохоты. Справочник по обогащению руд, т.I, с. 33-35, Недра, М. 1982.
3. Цветков, Х.К. Барабанни пресевни уредби. Учебник по обогатителни машини, с. 44-53. Техника, 1988.
4. Гришаев, И.Г. Переработка пульп фосфатов аммония различной влажности в промышленных барабанных грануляторах-сушилках. Химическая

промышленность, 2002, 5, 34-36, ISSN 0023-110X. УДК 661, МСНТИ: 61.13.
5. Селиванов, Ю.Т. К вопросу повышения эффективности работы барабанных смесителей сыпучих материалов. Химическая промышленность, 2002, 7, 52-54, ISSN 0023-110X. УДК 661, МСНТИ: 61.13.
6. Семененко, Д.В. Влияние вида обкатки помольных барабанов планетарных мельниц на основные динамические характеристики. Химическая промышленность, 2004, LXXXI, 3, 126-130, ISSN 0023-110X. УДК 661, МСНТИ: 61.13.
7. Цветков, Х.К., А.И. Янева. Основни силови и технологични показатели на барабанен пресевател. Сп. Геология и минерални ресурси, с. 16-20, кн. 5, 2006.

Препоръчана за публикуване
Рецензент: доц. д-р В. Пожидаева

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ДВИЖЕНИЕ НА МАТЕРИАЛНА ЧАСТИЧКА В НАКЛОНЕН ЦИЛИНДРИЧЕН БАРАБАН

Кристиян Цветков

Р Е З Ю М Е : В работата се изследва движението на материална частичка (точкова маса) във въртящ се наклонен цилиндричен барабан. Изследва се относителното движение на частичката спрямо вътрешната цилиндрична повърхнина на барабана под действие на собственото й тегло, центробежната сила и силата на триене. Получени са аналитични зависимости за определяне на ъгъла на завъртане и ъгловата скорост на частичката, както и на скоростта и пътя на надлъжното й преместване спрямо оста на барабана. На базата на получените аналитични зависимости е изследвано влиянието на основни геометрични, физични и кинематични параметри върху скоростта на надлъжно преместване на материалната частичка. Влиянието на отделните параметри върху тази скорост е представено в графична форма. Извършен е анализ на получените резултати, който позволява да се направи качествена и количествена оценка на влиянието на отделните параметри върху основни технологични показатели на машините.

MOTION OF A MATERIAL PARTICLE IN AN INCLINED CYLINDRICAL DRUM

Kristian Tsvetkov
University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski"

ABSTRACT: This paper discusses the motion of a material particle (a point mass) in a rotating inclined cylindrical drum. The particle movement is studied relative to the inner cylindrical drum surface under the action of its own weight, centrifugal force and force of friction. Analytical dependencies have been obtained for determining the rotational angle and the particle angular velocity as well as the velocity and distance of longitudinal displacement in relation to the drum axis. The effect of basic geometric, physical and kinematic parameters on the velocity of longitudinal movement of the material particle is investigated on the basis of the analytical dependencies derived. The influence of each parameter on that movement is represented graphically. The results obtained are analyzed thus allowing a qualitative and quantitative assessment of the effect of the individual parameters on basic technological indices of the machines concerned.

I. ВЪВЕДЕНИЕ

Различни промишлени процеси, отнасящи се до технологична обработка и преработка на насипни (зърнести) продукти, се осъществяват в апарати, чийто работен орган е въртящ се цилиндричен барабан.

Такива машини са: барабанните зърночистачни и сортиращи машини (триори) в селското стопанство; много смесители и гранулатори в химическата и хранително-вкусовата промишленост; различните барабанни, промивни и пресевни машини в обогатяването, строителството и миннодобивната промишленост.

Основна характеристика на работния процес при тези машини е, че той се осъществява вътре във въртящ се цилиндричен (или леко коничен) барабан. Взаимодействието между вътрешната повърхнина на барабана и материалните частички под действие на гравитационните и центробежните сили и породените от тях сили на триене осигурява относителното движение (плъзгане) между частичките и барабана. Това относително движение позволява да се осъществяват технологични процеси като пресяване, промиване, смесване, гранулиране, зърноочистка и др. Непрекъснатостта на технологичните процеси при цилиндричните барабанни машини се осигурява от надлъжното преместване на материала по оста на барабана, дължащо се на наклоненото монтиране на цилиндричната повърнина. Стеснените условия на разполагане и движение на материалните частички вътре в барабана позволяват само тяхното относително плъзгане по цилиндричната повърхност.

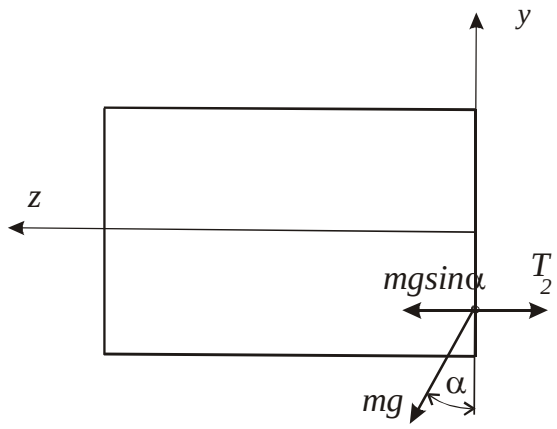
В настоящата работа се разглежда движението на отделна материална частичка (точка) по вътрешната повърхност на цилиндричен барабан под действие на собственото й тегло, действащата върху нея центробежна сила и силите на триене. Получените резултати ще позволят да се направи както качествена, така и количествена оценка на изследвания процес; ще дадат възможност за формулиране и решаване на оптимизационни задачи. Това ще открие възможности за подходящ избор на конструктивни и технилогични параметри, водещи до най-добри решения.

II. ТЕОРЕТИЧНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

В цилиндричен барабан с наклонена ос е поставена частичка (материална точка). В началния момент точката се намира в най-ниското положение в барабана. Последният се върти с постоянна ъглова скорост ω. Поради триенето точката започва да се движи заедно с барабана. Наклоненото монтиране на барабана под ъгъл α осигурява надлъжното преместване на частичката по оста на барабана.

В настоящото разглеждане вместо да наклоним оста на барабана, ще приемем, че силата на теглото на частичката не е вертикална, а сключва ъгъл α с вертикалата (фиг. 1). В този случай уравненията на движение на материалната точка ще имат вида:

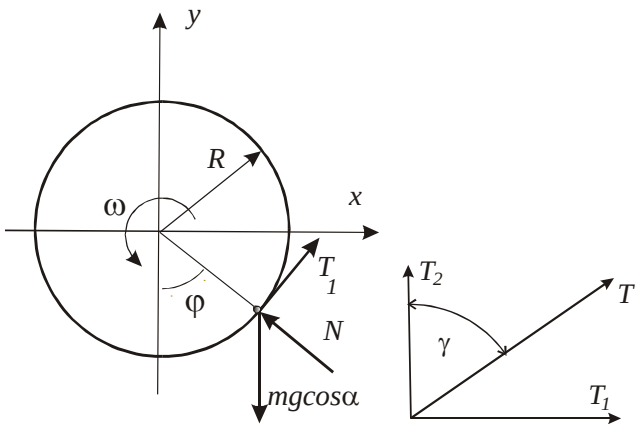
(1)
$$0 = T_1 - mg\cos\alpha\sin\varphi;$$
$$mR\omega^2 = N - mg\cos\alpha\cos\varphi;$$
$$0 = mg\sin\alpha - T_2,$$



Фиг. 1.

където T_1 лежи във вертикалната равнина, а T_2 е успоредна на оста *Oz*, и още

(2)
$$\overline{T} = \mu N, \overline{T} = \sqrt{T_1^2 + T_2^2}.$$



Фиг. 1а.

Нормалната реакция *N* в (2) се различава с един множител ($\cos\alpha$) от нормалната реакция *N* при хоризонтален барабан, но ще запазим същото означение. Тогава положението на относително равновесие, разглеждано в равнината *Oxy*, ще се определи от уравнението

(3)
$$\sqrt{1-\cos^2\alpha\cos^2\varphi_0} = \mu\left(\cos\alpha\cos\varphi_0 + \frac{R\omega^2}{g}\right).$$

Като въведем променливата $\cos\overline{\varphi}_0 = \cos\alpha\cos\varphi_0$, уравнение (3) ще добие вида $\sin\overline{\varphi}_0 = \mu\left(\cos\overline{\varphi}_0 + \frac{R\omega^2}{g}\right)$. Вижда се, че тази нова променлива $\overline{\varphi}_0$ се получава от същото уравнение (3) [8]. Оттук следва, че условията за съществуване на това относително равновесно положение остават непроменени, като само стойността на ъгъла φ_0 ще се промени по съответен начин. Но има и нещо различно. При уравнението (3) [8] за съществуване на равновесното положение няма долна граница на ъгловата скорост. Изследването на (3) сега показва, че ако $tg\alpha \le \mu$, няма долна граница на ъгловата скорост, но ако $tg\alpha > \mu$, долната граница на ъгловата скорост е

(4)
$$\omega_{LB} = \sqrt{(\sin\alpha - \mu\cos\alpha)\frac{g}{\mu R}}.$$

Това означава, че при $0 < \omega < \omega_{LB}$, разглежданата точка само ще се спуска по наклонения барабан, без да се завърта в равнината *Oxy*.

Уравненията на движение сега имат вида:

(5)
$$mR\ddot{\varphi} = T_1 - mg\cos\alpha\sin\varphi;$$
$$mR\dot{\varphi}^2 = N - mg\cos\alpha\cos\varphi;$$
$$m\ddot{z} = mg\sin\alpha - T_2,$$

където $\overline{T} = \mu N, \overline{T} = \sqrt{T_1^2 + T_2^2}$. Тъй като силата на триене е насочена противно на относителната скорост *v*, то следва

(6)
$$\vec{T} = -\mu N\frac{\vec{v}}{v},$$

при което

(7)
$$v = \sqrt{R^2(\dot{\varphi}-\omega)^2 + \dot{z}^2}, \quad T_1 = -\mu N\frac{R(\dot{\varphi}-\omega)}{v}, \quad T_2 = -\mu N\frac{\dot{z}}{v}$$

Тогава уравненията (5) добиват вида:

(8)
$$\ddot{\varphi} = \mu\,\mathrm{sgn}(\omega-\dot{\varphi})\left(\dot{\varphi}^2 + \frac{g}{R}\cos\alpha\cos\varphi\right)\frac{R(\omega-\dot{\varphi})}{v} - \frac{g}{R}\cos\alpha\sin\varphi,$$
$$\ddot{z} = g\sin\alpha - \mu\,\mathrm{sgn}(\dot{z})\left(R\dot{\varphi}^2 + g\cos\alpha\cos\varphi\right)\frac{\dot{z}}{v},$$

при началните условия:

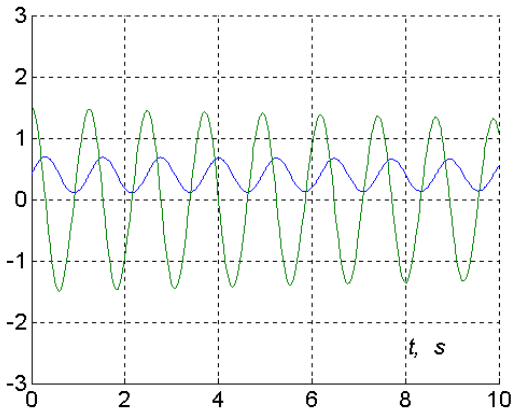
(9)
$$\varphi(0) = \varphi_0,\ \dot{\varphi}(0) = \omega,\ z(0) = 0,\ \dot{z}(0) = 0.$$

Като се отчете, че при разглежданите движения е изпълнено винаги $\omega - \dot{\varphi} \geq 0$, което означава, че множителят $\operatorname{sgn}(\omega - \dot{\varphi})$ винаги има стойност +1, системата (8) може да се запише като

(10)

$$\ddot{\varphi} = \mu\left(\dot{\varphi}^2 + \frac{g}{R}\cos\alpha\cos\varphi\right)\frac{R(\omega - \dot{\varphi})}{v} - \frac{g}{R}\cos\alpha\sin\varphi,$$

$$\ddot{z} = g\sin\alpha - \mu\operatorname{sgn}(\dot{z})\left(R\dot{\varphi}^2 + g\cos\alpha\cos\varphi\right)\frac{\dot{z}}{v}.$$



Фиг. 2.

Вижда се, че движението е непериодично, но има някакъв елемент на периодичност. За определянето на този условно наречен период T_{P1} ще използваме следния подход. Системата (10) и системата (8) могат да се запишат като:

(11)

$$\ddot{\varphi} = \mu\left(\dot{\varphi}^2 + \frac{g}{R}\cos\alpha\cos\varphi\right)\sin\gamma - \frac{g}{R}\cos\alpha\sin\varphi,$$

$$\ddot{z} = g\sin\alpha - \mu\operatorname{sgn}(\dot{z})\left(R\dot{\varphi}^2 + g\cos\alpha\cos\varphi\right)\cos\gamma,$$

където γ е ъгълът, който се сключва между силите на триене T и T_2 (фиг. 1а):

$$\gamma = arctg\,\frac{R(\omega - \dot{\varphi})}{\dot{z}}.$$

Графиката на изменението на този ъгъл е показана на фиг.4.

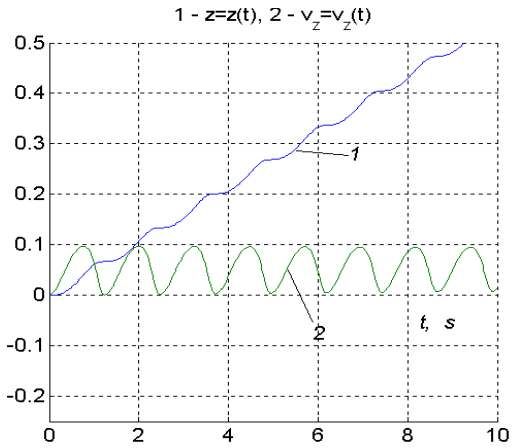
В тази графика се появява отново споменатият елемент на периодичност. Нека да вземем средната стойност на този ъгъл - $\tilde{\gamma}$ за относително дълъг интервал от време. Тогава системата (11) ще се запише като:

(12)

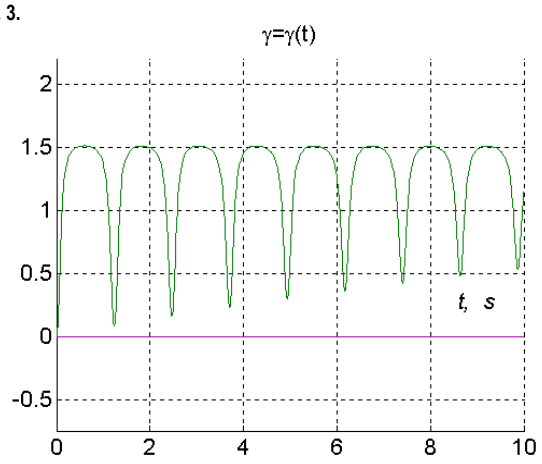
$$\ddot{\varphi} = \mu\left(\dot{\varphi}^2 + \frac{g}{R}\cos\alpha\cos\varphi\right)\sin\tilde{\gamma} - \frac{g}{R}\cos\alpha\sin\varphi,$$

$$\ddot{z} = g\sin\alpha - \mu\operatorname{sgn}(\dot{z})\left(R\dot{\varphi}^2 + g\cos\alpha\cos\varphi\right)\cos\tilde{\gamma}.$$

Решения на системата (8) за $\varphi(t)$ и $\dot{\varphi}(t)$ са показани на фиг. 2, а за $z(t)$ и $\dot{z}(t)$ - на фиг. 3, където за параметрите в системата (8) са приети стойностите μ = 0,4; *R* = 0,4 *m;* ω = *1,5 rad/s* и α = 0,055 *rad*.



Фиг. 3.



Фиг. 4

Вижда се, че първото уравнение е независимо от второто. Тук съществува пръв интеграл, който е:

(13)

$$\dot{\varphi}^2 = Ce^{2\mu\varphi} + \frac{2g\cos\alpha}{R(1+4\mu^2)}\left[\mu(2+\sin\tilde{\gamma})\sin\varphi + (1-2\mu^2\sin\tilde{\gamma})\cos\varphi\right]$$

Интеграционната константа *C* ще бъде

(14)

$$C = e^{-2\mu\varphi_0}\left\{\omega^2 - \frac{2g\cos\alpha}{R(1+4\mu^2)}\left[\mu(2+\sin\tilde{\gamma})\sin\varphi_0 + (1-2\mu^2\sin\tilde{\gamma})\cos\varphi_0\right]\right\}$$

При съвместно решаване на уравнения (14) и (3) получаваме:

(15) $$C = e^{-2\mu\varphi_0}\left\{\frac{g}{R\mu}\left(\sin\bar{\varphi}_0 - \mu\cos\bar{\varphi}_0\right) - \frac{2g\cos\alpha}{R\left(1+4\mu^2\right)}\left[\mu(2+\sin\tilde{\gamma})\sin\varphi_0 + \left(1-2\mu^2\sin\tilde{\gamma}\right)\cos\varphi_0\right]\right\}.$$

Очевидно е, че условният период T_{P1} се определя напълно аналогично на опростения равнинен случай. Нека въведем функцията

(16)

$$\Phi_1(\varphi_0,\varphi,\tilde{\gamma}) = Ce^{2\mu\varphi} + \frac{2g\cos\alpha}{R\left(1+4\mu^2\right)}\left[\mu(2+\sin\tilde{\gamma})\sin\varphi + \left(1-2\mu^2\sin\tilde{\gamma}\right)\cos\varphi\right],$$

където C се определя от (15) (трябва да се отбележи, че в зависимостите (15) и (16) $\tilde{\gamma}$ зависи от φ_0, т.е. това означава, че сме проинтегрирали системата (10) при данни, които отговарят на фиксирано φ_0 и сме намерили средната стойност на ъгъла γ - $\tilde{\gamma}$). От уравнението

(17) $$\Phi_1(\varphi_0,\varphi,\tilde{\gamma}) = 0$$

се получават стойностите $\varphi_{\min}$ и $\varphi_{\max}$. "Периодът" T_{P1} на изменението на φ може да се определя от:

(18) $$T_{P1} = 2\int_{\varphi_{\min}}^{\varphi_{\max}} \frac{d\varphi}{\sqrt{\Phi_1(\varphi_0,\varphi,\tilde{\gamma})}}.$$

Проведените числени експерименти показват много добро съвпадение на пресметнатия по този начин "период" T_{P1} и неговата действителна стойност, която се получава при интегрирането на уравненията (10) (фиг. 2 и фиг. 3).

Граничната стойност на φ_0 - $\bar{\varphi}_{0UB}$, която съответства на максималната стойност $\varphi_{\max} = \pi/2$, може да се получи след итерационна процедура (което означава при някаква стойност $\tilde{\gamma}$ да се получи приближена стойност на $\bar{\varphi}_{0UB}$, след което $\tilde{\gamma}$ да се коригира и т.н.) от уравнението

(19) $$\Phi_1(\bar{\varphi}_{0UB}, \pi/2, \tilde{\gamma}) = 0.$$

По-нататък, като се използва уравнението (3), може да се получи и граничната стойност на ъгловата скорост ω_{UB}.

Възможност за избягване на тази итерационна процедура е следният приближен подход. Тъй като амплитудите на изменението на ъгъла φ намаляват, от значение ще бъде да постигнем ограничаване на първата такава амплитуда. Някои съображения по отношение на максималната стойност на ъгъла γ дават основание да приемем за ъгъла $\tilde{\gamma}$ израза

$$tg\tilde{\gamma} = \frac{\sin\varphi_0}{tg\alpha},$$

след което уравнението (19) може да се представи като

(20) $$\Phi_1(\varphi_{0UB}, \pi/2, \tilde{\gamma}) = \Phi_1\left(\varphi_{0UB}, \pi/2\right) = Ce^{\mu\pi} + \frac{2g\mu\cos\alpha}{R\left(1+4\mu^2\right)}\left(2 + \frac{\sin\varphi_{0UB}}{\sqrt{tg^2\alpha + \sin^2\varphi_{0UB}}}\right),$$

където C ще се определя от

$$C = e^{-2\mu\varphi_{0UB}}\left\{\frac{g}{R\mu}\left(\sqrt{1-\cos^2\alpha\cos^2\varphi_{0UB}} - \mu\cos\alpha\cos\varphi_{0UB}\right) - \right.$$

$$\left. - \frac{2g\cos\alpha}{R\left(1+4\mu^2\right)}\left[\mu\left(2 + \frac{\sin\varphi_{0UB}}{\sqrt{tg^2\alpha+\sin^2\varphi_{0UB}}}\right)\sin\varphi_{0UB} + \left(1 - 2\mu^2\frac{\sin\varphi_{0UB}}{\sqrt{tg^2\alpha+\sin^2\varphi_{0UB}}}\right)\cos\varphi_{0UB}\right]\right\}.$$

Проведените числени експерименти показват, че уравнението (19) се влияе съвсем несъществено от малки изменения на $\tilde{\gamma}$. Затова предложеното приближено определяне на граничната стойност на $\bar{\varphi}_{0UB}$ (и на ω_{UB}) е съвсем приемливо.

III. АНАЛИЗ НА ТЕОРЕТИЧНИТЕ ИЗСЛЕДВАНИЯ

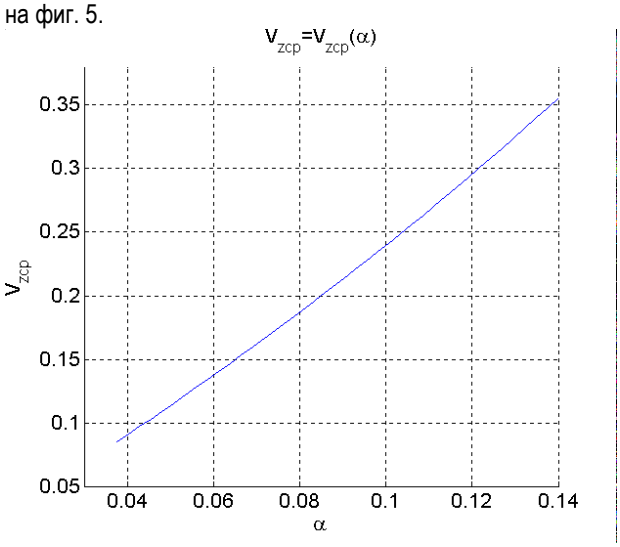
На фиг. 2 са показани ъгловата скорост $\dot{\varphi}(t)$ и ъгловото преместване $\varphi(t)$ на материалната частичка в равнина, перпендикулярна на оста на барабана. Величината на тези параметри определя големината и интензивността на преместването на частичката по вътрешната повърхнина на барабанната машина. Характерът и големината на параметрите $\varphi(t)$ и $\dot{\varphi}(t)$

са от значение за осъществяване на технологичните процеси пресяване, смесване, гранулиране и др. в съответните барабанни машини. Колкото динамичността в изменението на $\varphi(t)$ и $\dot{\varphi}(t)$ е по-голяма, толкова по-добре се реализира съответния технологичен процес. Очевидно е, почти синусоидалното изменение на величините $\varphi(t)$ и $\dot{\varphi}(t)$, представени на фиг. 2, както и строгата им периодичност, определена от формула (18).

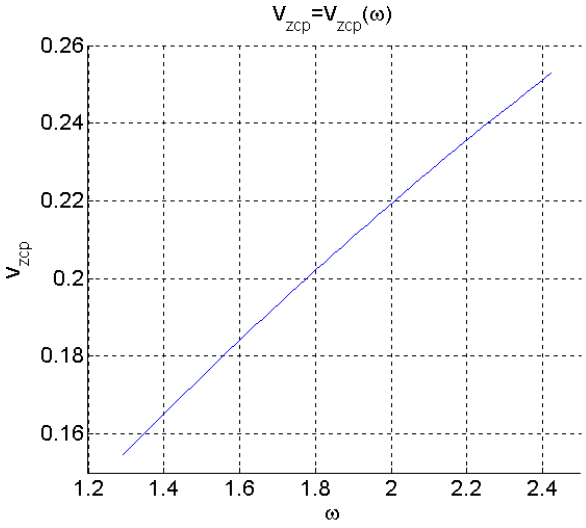
Наклоненото монтиране на барабана под ъгъл α и въртеливото движение спрямо оста му с ъглова скорост ω осигуряват осевото преместване на материалната частичка. Графиките на осевата скорост $v_z = \dot{z}(t)$ и изминатия път *z(t)* от частичката по оста на барабана са представени на фиг. 3. Преместването на частичката по оста на барабана се осъществява на периодични тласъци, при което скоростта v_z се мени от 0 до v_z^{max} с период T_{p1}, определен от формула (18). Скоростта v_z осигурява непрекъснат технологичен процес на барабанната машина и е основна компонента при формирането на производителността ѝ.

Най-важният технологичен показател на различните видове барабанни машини е производителността им. Чрез съгласуване на производителностите си отделните машини формират общата технологична линия на даден производствен процес. Този факт определя особеното значение на осевата скорост v_z за барабанната машина, още повече, че чрез изменението на v_z може да се регулира, както производителността, така и други технологични показатели на машината. Поради тази причина представлява интерес изследването на влиянието на отделните параметри върху осевата скорост v_z.

Основните параметри, определящи скоростта v_z, са радиусът на барабана *R*, ъгловата му скорост ω, ъгълът на наклона α и коефициентът на триене μ. Функционалната връзка между $v_z = \dot{z}(t)$ и тези параметри се дава от системата (8), а графиката на $v_z = \dot{z}(t)$ е представена на фиг. 5.



Фиг. 5.



Фиг. 6.

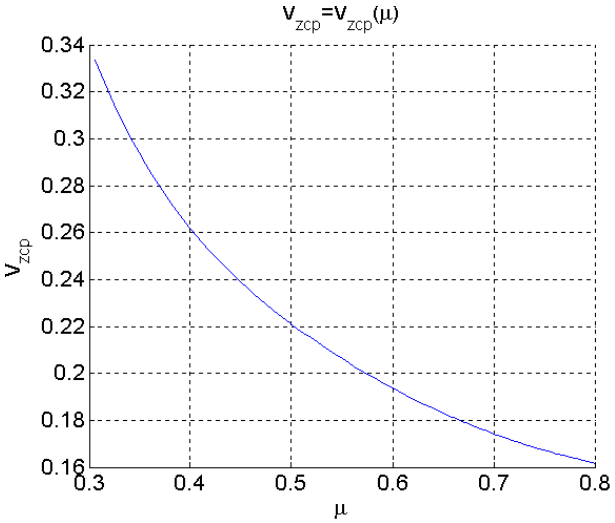
Както се вижда от фиг. 3, скоростта v_z се мени около някаква средна стойност v_{zcp}. Интерес представлява изменението на v_{zcp} във функция от отделните параметри. Това изменение е показано на фиг. фиг. 5, 6, 7 и 8 по ординатната ос на графиката е нанесена скоростта v_{zcp}, m/s. На фиг. 5 променлив параметър е ъгълът на наклона на барабана α, на фиг. 6 – ъгловата скорост на барабана ω, на фиг. 7 – коефициентът на триене μ и на фиг. 8 – радиусът на барабана – *R*. В съответните графики параметрите, които не са променливи величини, имат следните стойности: α = 0,055 rad; ω = 1,85 rad/s; μ = 0,55 и *R* = 0,75 m.

От фиг. 5 се вижда, че средната скорост v_{zcp} зависи почти линейно от ъгъла на наклона α и расте с увеличаването на този ъгъл. Този параметър влияе и най-съществено върху големината на осевата скорост v_{zcp}.

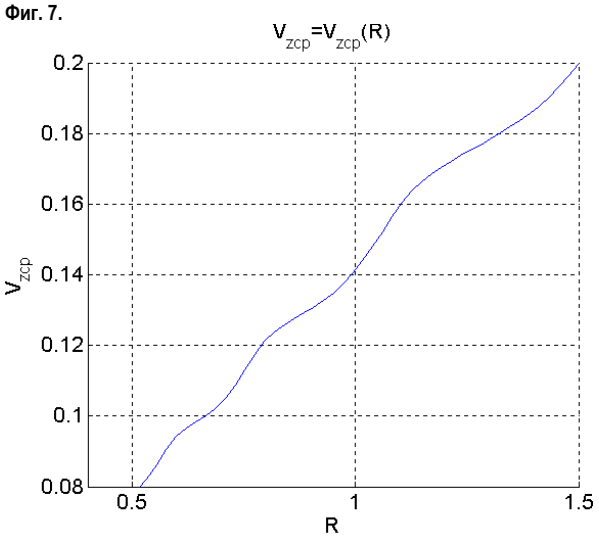
Изменението на ъгловата скорост ω влияе също така почти линейно върху изменението на v_{zcp}, като с увеличаването на ω, расте и v_{zcp} (фиг. 6). Увеличаването на ω води до по-висока интензивност на процеса на относително движение между частичката и барабана, а в резултат на това – и до по-голяма осева скорост.

Графиката на изменението на v_{zcp} от коефициента на триене μ наподобява хипербола (фиг. 7). С увеличаването на μ осевата скорост v_{zcp} намалява. По-големите стойности на μ водят до намаляване на относителното движение между частичката и барабана, а от там – и до намаляване на v_{zcp}.

С увеличаването на радиуса на барабана *R* расте и скоростта v_{zcp} (фиг. 8). По-големите стойности на *R* водят до по-голяма интензивност на относителното движение между частичката и барабана, а в резултат на това – и до увеличаване на осевата скорост v_{zcp}



Фиг. 7.



Фиг. 8.

IV. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Извършените теоретични изследвания се отнасят до взаимодействието на отделна материална частичка и въртящ се цилиндричен барабан в условията на триене при плъзгане. Подобен работен процес се среща в изпълнителните органи на различни технологични машини в обогатяването, миннодобивната, химическата, хранително-вкусовата, селскостопанската и др. промишленост. Такива машини са различните барабанни пресеватели, смесители, гранулатори, зърночистачни и сортиращи машини (триори) и др.

Аналитичните изрази и графичната интерпретация на функционалната връзка между кинематичните, геометричните и физическите параметри на процеса на относително движение между материалната частичка и барабанния изпълнителен орган потвърждават качествено явленията, наблюдавани при реалните технологични машини. Провеждането на разширен обем изчисления с вариране на отделните параметри в широки граници, както и наблюдения на технологичните показатели на реални производствени машини при различни работни режими ще позволи да се прецизират получените аналитични резултати.

Препоръчана за публикуване
Рецензент: доц. д-р В. Пожидаева

Литература

1. Андреев, С.Е., В.В. Зверевич, В.А. Перов. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. Недра, М., 1980.
2. Барабанные вращающиеся грохоты. Справочник по обогащению руд, т.I, с. 33-35, Недра, М. 1982.
3. Цветков, Х.К. Барабанни пресевни уредби. Учебник по обогатителни машини, с. 44-53. Техника, 1988.
4. Гришаев, И.Г. Переработка пульп фосфатов аммония различной влажности в промышленных барабанных грануляторах-сушилках. Химическая промышленность, 2002, 5, 34-36, ISSN 0023-110X. УДК 661, МСНТИ: 61.13.
5. Селиванов, Ю.Т. К вопросу повышения эффективности работы барабанных смесителей сыпучих материалов. Химическая промышленность, 2002, 7, 52-54, ISSN 0023-110X. УДК 661, МСНТИ: 61.13.
6. Семененко, Д.В. Влияние вида обкатки помольных барабанов планетарных мельниц на основные динамические характеристики. Химическая промышленность, 2004, LXXXI, 3, 126-130, ISSN 0023-110X. УДК 661, МСНТИ: 61.13.
7. Цветков, Х.К., А.И. Янева. Основни силови и технологични показатели на барабанен пресевател. Сп. Геология и минерални ресурси, с. 16-20, кн. 5, 2006.
8. Цветков, Х.К. Движение на материална частичка във въртящ се цилиндричен барабан.

ТЕОРЕТИЧНО ОПРЕДЕЛЯНЕ НА МАКСИМАЛНАТА ТЕГЛИТЕЛНА СИЛА И ВЪЗМОЖНОСТИ ЗА ПОДОБРЯВАНЕ НА ТЯГОВИТЕ И ЕЛЕКТРОМЕХАНИЧНИ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА РУДНИЧЕН ЕЛЕКТРОЛОКОМОТИВ ТИП "3300-2А"

Симеон Савов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ. Обект на настоящата публикация е теоретичното определяне на максималната теглителна сила на рудничен електролокомотив тип "3300-2А". Построени са електромеханичните и тягови характеристики на електролокомотива на базата на електромеханичните характеристики на двата тягови постояннотокови електродвигателя, получени по експериментален път. Определена е максималната възможна теглителна сила на локомотива въз основа на условието за сцепление при различни режими на потегляне и въз основа на условието за реализиране на максимална мощност на двигателите при съответната схема на свързване.
В доклада е извършено аналитично изследване на ограниченията по сцепление и мощност и анализ на резултатите от това изследване. Представени са изводи и препоръки относно възможностите за подобряване на електромеханичните и тягови характеристики с цел постигане на по-добри показатели.

THEORETICAL DETERMINATION OF THE MAXIMUM TRACTION FORCE AND POSSIBILITIES FOR IMPROVEMENT OF THE TRACTION AND ELECTRO-MECHANICAL CHARACTERISTICS OF A MINE ELECTRICAL LOCOMOTIVE OF THE TYPE "3300-2A"

Simeon Savov

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia

ABSTRACT. The object of the present publication is a theoretical determination of the maximum traction force of a mine electrical locomotive of the type "3300-2A". The electro-mechanical and traction characteristics of the electrical locomotive have been built on the base of the electro-mechanical characteristics of the two traction direct current motors, received through experiments. The maximum possible traction force of the locomotive has been defined on the base of the conditions of adhesion at different regimes of moving off and on the base of the condition for realizing the maximum power of the motors at the correspondent connection circuit.
An analytical research of the limits of adhesion and power and analysis of the results of this research have been done in this paper. Deductions and recommendations related to the possibilities of improving the electro-mechanical and traction characteristics have been presented in order for better parameters to be achieved.

Въведение

Рудничният акумулаторно-контактен електролокомотив тип: "3300-2А" е предназначен за работа в минните и геолого-проучвателни дейности, за прокарване на хоризонтални минни и проучвателни изработки със сечение 4,5,m^2. Локомотивът може да бъде използван като маневрен или извозен локомотив в добивните участъци на рудниците. Електролокомотивът осъществява движение по релсов път с ширина 600,mm. Машината е нормално руднично изпълнение с възможност за захранване, както от акумулаторните батерии, така и от електроконтактната мрежа със захранващо напрежение 80,V. Машината притежава еднакви характеристики и параметри при работа и в двете посоки на движение, т.е. тя е напълно реверсивна.

Анализ и оценка на система за управление

Тъй като системата за управление е непосредствено свързана и определяща спрямо теглителните възможности и тягови характеристики на локомотива, по-надолу ще бъдат разгледани особеностите на тази система.

Схемата на системата за управление на тяговите електродвигатели на локомотива е изградена на базата на тиристорна система за импулсно регулиране. Тази система има редица съществени предимства пред класическата за реостатно-контролерно управление. Реостатно- контролерната схема води до значителна загуба на електроенергия в пусковите съпротивления. Също така контролерите притежават редица експлоатационни неудобства. Тежките подземни руднични условия (наличие на влага, рудничен прах, агресивни води и др.) са причина за чести повреди в пусково-контактната апаратура. Дадената широчинно-импулсна система отстранява гореспоменатите недостатъци и позволява:
- Плавно беззагубно ускоряване на подвижния влакосъстав.
- Безстепенно регулиране на скоростта на влакосъстава.
- Електрическа защита от претоварване и неизправности в системата на управление.
- Защита от неправилни манипулации на машиниста.

Електрическата уредба на акумулаторния локомотив е разработена за напрежение на тягови двигатели U = 80,V и напрежение на всички оперативни и спомагателни вериги 12,V (Джонгов, Матеев и Дамянов, 1985). Системата за управление на тяговите двигатели (които са свързани по схема - възбудителните им намотки паралелно, а котвените им последователно) е изпълнена с импулсен регулатор тип ИР 80/160,А. Този импулсен регулатор позволява управлението както на единия, така и на двата тягови двигателя, но при условие, че сумарният им часов ток не надвишава 160,А. Безстепенното и беззагубното регулиране на скоростта на локомотива увеличава междузарядния пробег и удължава живота на тяговите батерии. От друга страна, системата осигурява:

- Пусков процес при най-благоприятен пусков въртящ момент на тяговите двигатели, което увеличава производителността на локомотива.
- Облекчава поддръжката на електроапаратурата, тъй като се намалява броя на контакторите.
- Ограничена скорост на нарастване на напрежението върху товара при рязко задвижване на командния орган.
- Автоматично шунтиране на импулсния регулатор определено време след задействането на командния орган до крайно положение.
- Защита от претоварване в зависимост от тока на тяговите двигатели и температурата на основните силови полупроводникови елементи.
- Защита от изключване на захранващото напрежение при загуба на комутационната способност на импулсния регулатор.
- Електрическо спиране на локомотива при реверсиране по време на движение.

Посочените качества определят широчинно-импулсната система, използвана в локомотива, като целесъобразно техническо решение относно управлението на локомотива за съответните условия на работа.

Предимства и недостатъци на системата за управление

Могат да се посочат следните съществени и обобщаващи предимства на избраната система на управление спрямо класическата реостатно-контролерна система за управление:

- Безстепенното регулиране на тяговите двигатели, осъществявано чрез системата на управление, дава благоприятно отражение върху работата на силовите предавателни механизми. По този начин значително се намаляват динамичните сили и натоварвания, най-вече през времето на преходните процеси от работния цикъл на локомотива. Облекчава се работата на най-натоварените детайли от задвижващите групи. По този начин се постига по-висока експлоатационна сигурност на елементите от веригата и на локомотива като цяло. От друга страна се увеличават междуремонтните периоди, което е от голямо значение при работа в подземни условия.
- Друг резултат от използването на системата на управление е беззагубното регулиране на скоростта на локомотива, което увеличава междузарядния пробег и удължава живота на тяговите батерии. Най-голям ефект от беззагубното регулиране се наблюдава през време на пусковия процес. Както е известно, реостатно-контролерната схема води до значителна загуба на електроенергия в пусковите съпротивления. За двудвигателно задвижване загубите на енергия през време на пусковия процес представляват около 21% от консумираната енергия. Чрез настоящата система на управление се постига икономия на енергия и се създават предпоставки за увеличаване на производителността на локомотива като цяло.
- Друго съществено качество на системата на управление е възможността за доближаване на граничните стойности на максималната теглителна сила. Отнася се до ограничението на максималната теглителна сила по мощност и сцепление. Това от своя страна ще подобри или увеличи реалната теглителна сила на машината при същите технически параметри (мощност, сцепно тегло и др.).
- Предимство също така е възможността за захранване на системата централизирано (от ел.мрежа) или автономно (от тяговите батерии), което е от съществено значение при работа в добивни и геолого-проучвателни изработки.

От друга страна, системата има недостатъчна влагозащита. След продължителна експлоатация се появяват увеличени съпротивления в електрическите кабелни съединения (разглобяемите). Също така проникването на влага през защитния корпус (който е метален), въздейства неблагоприятно върху електронните елементи и техните съединения (спойки), поради агресивното действие на влагата.

Електромеханични и тягови характеристики на локомотива

Теоретически най-правилно избрани тягови двигатели и най-подходящо оразмерена кинематична схема на локомотивното задвижване имаме, когато съвпадат ограниченията по условието за сцепление и по условието за реализиране на максимална мощност на локомотива. Ограничение по условието за сцепление представлява онази максимална стойност на теглителната сила, при която няма буксуване на ходовите колела. Ограничението по мощност е максималната стойност на теглителната сила, при която тяговите двигатели реализират най-висок въртящ момент, такъв момент, при който токът, протичащ през котвените им намотки, е максимално допустим. В действителност е трудно и най-често нецелесъобразно да се осъществи такова съвпадение на двете ограничения, а и това не е задължително. Желателно е двете ограничения да са възможно най-близки по стойност.

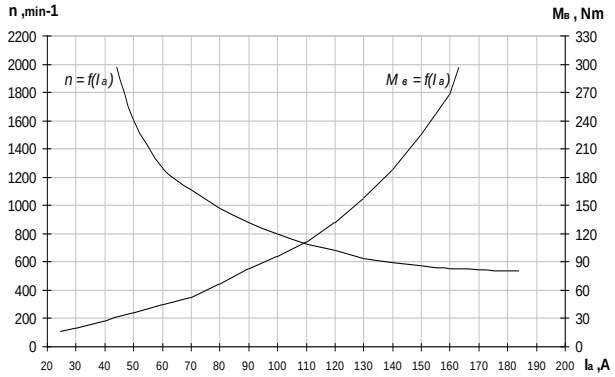
Построяването на електромеханичните и тягови характеристики на локомотива се налага поради това, че формирането им се различава съществено от тези на класическата реостатно-контролерна система за управление. При тази система на управление чрез един преобразовател се управляват и двата тягови двигателя, включени чрез смесено свързване на котвените и възбудителните им намотки. Това е постигнато чрез широчинноимпулсно регулиране на захранващото напрежение с тиристорен преобразовател.

За построяването на електромеханичната характеристика на локомотива (фиг. 2.) се използва получената по експериментален път електромеханична характеристика на двата двигателя (фиг. 1.) (Дамянов и Матеев, 1983-1984). Двигателите са монтирани на стенд на общ вал и възбудителните и котвените им намотки са свързани по схемата котва-серия възбуждане-паралел. Като за различни стойности на I_a са отчетени стойностите на общия момент $M_B = f(I_a)$ и стойностите на честотата на въртене $n = f(I_a)$. За построяването на кривата $F_T = f(Ia)$ (фиг. 2.) е необходимо да се използва формулата:

$$F_T = \frac{2.\mu.M_B.\eta_{np}}{D_к}, N \qquad (1)$$

където:
F_T ,N - стойност на теглителната сила на локомотива.
μ = 15,589 - предавателно число на силовата предавка.
M_B ,Nm – моментна стойност на въртящия момент на локомотива (общия момент на двата тягови двигателя).
$\eta_{пр}$ = 0,94 - к.п.д. на силовата предавка.
D_k = 0,43 ,m - диаметър на ходовите колела.

За произволни стойности на тока I_a се взимат от фиг. 1. съответните стойности на въртящия момент. Резултатите са представени с помощта на инструментите за графично изображение на програмата Microsoft Excel.



Фиг. 1. Електромеханична характеристика при котва серия възбуждане паралел

С тези стойности на M_B се замества във формула (1):

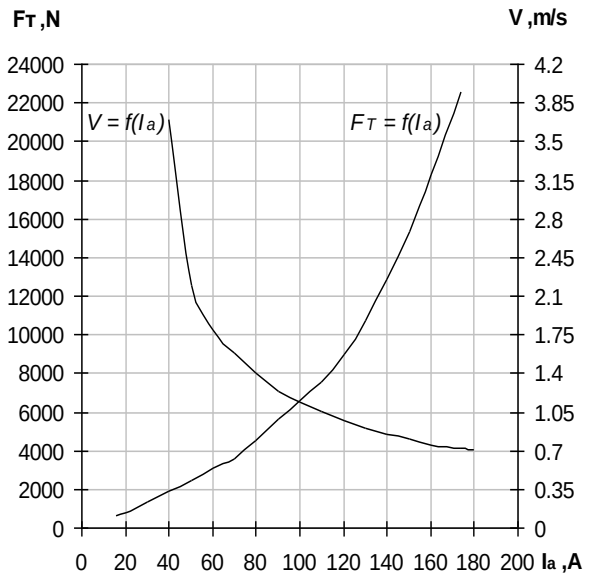
$$F_T = \frac{2.15{,}589.M_B.0{,}94}{0{,}43}, N$$

от където се получават стойности на теглителната сила F_T, които стойности съответстват на избраните произволни стойности на тока I_a. Резултатите са представени в таблица 1.

Таблица 1.

I_a ,A	30	40	50	60	70	80	90
M_B,Nm	20	27,5	36,25	45	52.5	66,25	82,5
F_T ,N	1363	1874	2470	3067	3578	4515	5623
I_a ,A	100	110	120	130	140	150	160
M_B,Nm	96,25	111,25	131,25	157,5	188,75	225	268
F_T ,N	6560	7582	8946	10735	12864	15335	18266

По този начин се изчертава на фиг. 2. кривата $F_T = f(I_a)$.



Фиг. 2. Електромеханична характеристика на електролокомотив тип: "3300-2А"

За построяването на кривата $V = f(I_a)$ (фиг. 2.) е необходимо да се използва формулата:

$$V = \frac{\pi.n.D_k}{60.\mu}, m/s \qquad (2)$$

където:
V , m/s-текуща стойност на скоростта на локомотива.
n ,min^{-1} - моментна стойност на честотата на въртене на електродвигателите.

За произволни стойности на тока I_a се взимат от фиг. 1. съответните стойности на честотата на въртене n. С тези стойности се замества във формула (2):

$$V = \frac{3{,}14.n.0{,}43}{60.15{,}589}, m/s$$

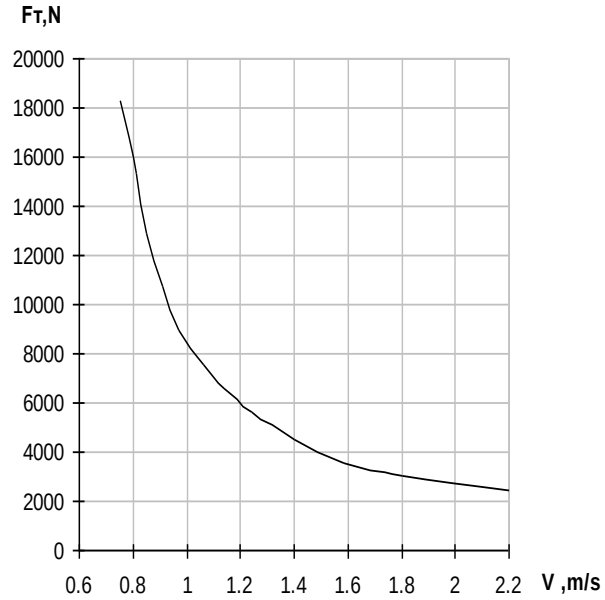
от където се получават стойности за скоростта на локомотива V, които стойности съответстват на избраните произволни стойности на тока I_a. Резултатите са представени в таблица 2.

Таблица 2.

I_a ,A	50	60	70	80	90	100
n ,min^{-1}	1583	1250	1100	975	858	792
V ,m/s	2,2	1,8	1,587	1,4	1,24	1,14
I_a ,A	110	120	130	140	150	160
n ,min^{-1}	733	675	633	592	567	517
V ,m/s	1,06	0,97	0,91	0,85	0,81	0,75

По този начин се изчертава на фиг. 2 кривата $V = f(I_a)$.

За построяването на тяговата характеристика на локомотива $F_T = f(V)$ (фиг.3.), е необходимо да се изберат произволни стойности на тока I_a и на базата на този избор от фиг. 2. да се отчетат съответните стойности на F_T и V, които си съответстват при зададената стойност на тока I_a.



Фиг. 3. Тягова характеристика на електролокомотив тип: "3300-2А"

Резултатите са представени в таблица 3.

Таблица 3.

I_a ,A	50	60	70	80	90	100
$F_т$,N	2470	3067	3578	4515	5623	6560
V ,m/s	2,2	1,8	1,587	1,4	1,24	1,14
I_a ,A	110	120	130	140	150	160
$F_т$,N	7582	8946	10735	12864	15335	18266
V ,m/s	1,06	0,97	0,91	0,85	0,81	0,75

Определяне на максималната стойност на теглителна сила на локомотива.

Максималната действителна теглителна сила на локомотива ще се определи от условието за ограничение по сцепление. При опит да се реализира по-голяма теглителна сила от тази, то съответно ходовите колела на локомотива ще пробуксуват и няма да има движение. Ограничението по мощност позволява получаването на по-голяма теглителна сила. Това е винаги така, като по този начин се предпазват тяговите двигатели от претоварване. По този начин се удължава експлоатационният им срок и се постига по-висока експлоатационна сигурност на машината като цяло. Допустимо е стойността на теглителната сила, определена от ограничението по мощност, да е по-голяма с 30 ÷ 50 ,% от стойността на теглителната сила, определена от ограничението по условие за сцепление.

Максималната теглителна сила по ограничението по мощност може да се определи по следния начин:

$$F_T^N = \frac{2.\mu.M_{B\max}.\eta_{пр}}{D_к}, N \qquad (3)$$

където:
F_T^N ,N - максималната теглителна сила на локомотива.
M_{Bmax} ,Nm - максимален въртящ момент. Това е общият момент на двата двигателя при схема на свързване котва - серия възбуждане - паралел.

Този момент може да се вземе от графиката $M_B = f(I_a)$ на фиг.1., при максимална стойност на тока I_a = 160 ,A. Това е максималния работен ток, чиято стойност е ограничена от импулсния регулатор, т.е. това е максималният допустим ток, при който регулатора може да работи. M_{Bmax} = 268 ,Nm

$$F_T^N = \frac{2.15,589.268.0.94}{0,43} = 18266, N$$

Максималната теглителна сила се получава през време на пусковия процес на локомотива. Тогава съпротивленията са най-големи. Потеглянето на локомотива може да стане нормално или чрез подсипване на пясък. Чрез подсипването на пясък се увеличава реалният коефициент на триене между ходовите колела и релсовия път, а от там се увеличава и действителната теглителна сила.

Определяне на теглителната сила на локомотива по условие за сцепление:

$$F_T^{Cц} = P_{Cц}.\psi, N \qquad (4)$$

където:
$F_T^{Cц}$,N - теглителна сила на локомотива, определена по ограничението за сцепление.
$P_{Cц}$,N - сцепно тегло на локомотива.

$$P_{Cц} = M_л.g, N \qquad (5)$$

където:
$M_л$ = 3300 ,kg - маса на локомотива.
g = 9,81 ,m/s^2 - земно ускорение.

$$P_{Cц} = 3300.9,81 = 32373, N$$

ψ - действителен коефициент на сцепление на локомотива. Ψ = 0,20 - при потегляне без подсипване на пясък. Ψ = 0,25 - при потегляне с подсипване на пясък.

Теглителната сила при потегляне без подсипване на пясък е:

$$F_T^{Cц} = 32373 .0,20 = 6474 ,6, N$$

Теглителната сила при потегляне с подсипване на пясък е:

$$F_T^{Cц} = 32373 .0,25 = 8093 ,25, N$$

Максималната действителна теглителна сила на локомотива е по-голямата от двете сили, получени по условието за сцепление при различни режими на потегляне, т. е. $F_{т\,max}$ = 8093,25 ,N.

Изводи и препоръки относно възможностите за подобряване на тяговите и електромеханичните характеристики.

Както се вижда от получените резултати, теглителната сила, получена от ограничението по мощност F_T^N = 18266 ,N, е над два пъти по-голяма от максималната теглителна сила, получена от ограничението по условие за сцепление $F_T^{Cц}$ = 8093,25 ,N, което е над допустимото. Разликата е доста по-голяма от допустимите 30 ÷ 50 ,% в полза на ограничението по мощност. Голямата разлика между стойностите на ограниченията води до непълно натоварване на тяговите двигатели, т.е. невъзможност за използване на тяхната пълна мощност, поради наложеното ограничение по условие за сцепление. Поради това се намалява общият коефициент на полезно действие на машината. Принципно възможностите за подобряване на тяговите и електромеханични характеристики са основно две:

Увеличаване на стойността на ограничението по сцепление, т.е. увеличаване на стойността на максимално допустимата теглителна сила на локомотива

Единственият начин да стане това е чрез увеличаване на сцепното тегло на локомотива – формула (4), което от своя срана ще доведе до увеличаване на масата, респективно размерите на локомотива. Откъдето следва, че локомотивът вече няма да отговаря на поставените работни условия, т.е. работа в ограничени работни места и др. От друга страна, дори увеличаването на масата да не доведе до увеличаване на размерите на машината, този начин за корекция на характеристиките не е удачен, рационален и икономически изгоден.

Намаляване на стойността на ограничението по максимална мощност

Съществуват няколко възможностти за това – формула (3):

Увеличаване на диаметъра на ходовите колела

Това обаче не може да се осъществи в широки граници, тъй като компактността на конструкцията не го позволява. От друга страна, ще настъпят изменения в рамата на локомотива, в спирачната му система и др., което не е благоприятно. Поради възможността за малко увеличаване на диаметрите на ходовите колела не може ограничението по мощност да се намали в голяма степен, което не решава изцяло проблема. Иначе самото увеличаване на диаметъра на ходовите колела може да се осъществи сравнително лесно.

Намаляване на предавателното число на силовите предавки

По този начин проблемът в голяма степен ще бъде решен. Този вариант ще доведе до преизчисляване и реконструкция на целия предавателен механизъм. При наличие на серийно произвеждани такива локомотиви този вариант не е най-удачният.

Замяна на тяговите електродвигатели с по-малко мощни такива, респективно с по-малък въртящ момент

Вариантът е рационален, ако серийно се произвеждат по-малки като типоразмер електродвигатели.

Увеличаване на номиналната скорост на движение на локомотива за сметка на теглителната сила на локомотива, респективно въртящия момент на двигателите

Този вариант е може би най-удачният, ако разбира се работният цикъл на влакосъстава го позволява. Най-удачен е този вариант, защото по този начин не се налагат конструктивни изменения в локомотива.

В заключение на изложеното дотук относно този проблем, може да се препоръча следното:

Като най-рационално решение на проблема може да се посочи вариантът за работа при по-висока средна работна скорост, ако е възможно. По този начин не се налагат конструктивни изменения в локомотива. Също така се облекчава автономното захранване с електрическа енергия. Работата се осъществява при по-ниска стойност на работния ток, съответно се реализира и по-малка теглителна сила на локомотива. Възможно е реализиране на по-висока производителност на локомотива поради по-високата работна скорост. От друга страна, теглителните възможности на машината при по-висока скорост намаляват. Така че се транспортира по-малко количество отбита минна маса или полезно изкопаемо, което от своя страна влияе неблагоприятно върху производителността на локомотива. Това е при положение, че локомотивът се използва като извозен. Разбира се, вариантът с по-високата работна скорост може да се осъществи, ако състоянието на релсовия път го позволява. Също така ако геометричните размери на минните изработки го позволяват и ако са удовлетворени изискванията, поставени от съответния работен цикъл на локомотива и тези от правилника за техническа безопасност.

При невъзможност да се реализира гореизложеният вариант в конкретния случай, може да се премине към варианта със замяна на тяговите електродвигатели. Този вариант е по-малко удачен от икономическа гледна точка от горния, но е по-добър от останалите изложени по-горе варианти. По-малко мощните електродвигатели ще бъдат вероятно по-евтини и с по-малки габаритни размери от избраните вече двигатели. Също така ще се облекчи автономното захранване на локомотива. Двигателите ще се използват по-пълноценно, като по този начин ще се увеличи коефициентът на полезно действие на цялата машина. Разликата в масите между новите и старите двигатели лесно може да бъде компенсирана, за да не се намали сцепното тегло на локомотива. От друга страна, сегашните електродвигатели са нормално общо-промишлено изпълнение, а това едва ли е най- удачно за работа в руднична агресивна среда от гледна точка на влаго-, прахо- и взривозащита.

Заключение

В заключение може да се обобщи, че чрез извършеното детайлно изследване на тяговите и електромеханичните характеристики на системата на задвижване се цели прецизното установяване и избягване на възможните причини водещи до претоварване на електрическата и механична система на локомотива. Извършеният анализ относно изменението на някои технически параметри показва възможностите и начините за подобряване на тяговите и електромеханичните характеристики на електролокомотива, с цел повишаване на технико-експлоатационните качества на цялата машина.

Препоръчана за публикуване от
Катедра "Механизация на мините", МЕМФ

Литература

Дамянов, Цв., М. Матеев. 1983-1984. Стенд за изпитване на руднични тягови електродвигатели с импулсно управление. - *Год. ВМГИ,* т. 30, св. I, 27-33.

Джонгов, Г., М. Матеев, Цв. Дамянов. 1985. Рудничен акумулаторен локомотив 3300-2А. – *Минно дело,* 1, 22-24.

Матеев, М. 1971. *Руднична локомотивна тяга.* С., Техника.

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ТЕОРЕТИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДЕФОРМАЦИОННО-НАПРЕГНАТОТО СЪСТОЯНИЕ НА НАЙ-НАТОВАРЕНИТЕ ДЕТАЙЛИ НА СИЛОВИЯ ПРЕДАВАТЕЛЕН МЕХАНИЗЪМ НА РУДНИЧЕН ЕЛЕКТРОЛОКОМОТИВ ТИП "3300-2А"

Симеон Савов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ. Докладът представя теоретико-аналитично изследване на деформационно-напрегнатото състояние на крайните най-натоварени детайли от кинематичната верига на силовия задвижващ механизъм на рудничен акумулаторно-контактен електролокомотив тип "3300-2А".
Направено е аналитично изследване и е определено натоварването на детайлите от задвижващата група, съответно преди и след наложилата се тяхна реконструкция чрез класическите методи от теорията за съпротивление на материалите, както и чрез методите за конструиране на машинни елементи. Извършен е статичен компютърен анализ на деформационно-напрегнатото състояние на същите елементи осъществен чрез програми за компютърно моделиране. Представен е анализ на резултатите от изследванията.

THEORETICAL RESEARCH OF THE DEFORMATION-STRESS CONDITION OF THE MOST LOADED DETAILS OF THE POWER TRANSMISSION MECHANISM OF A MINE ELECTRICAL LOCOMOTIVE OF THE TYPE "3300-2A"

Simeon Savov
University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia

ABSTRACT. This paper presents the theoretically-analytical research of the deformation-stress condition of the last, most loaded details in the kinematic chain of the power-driving mechanism of a mine battery-trolley electrical locomotive of the type "3300-2A".
An analytical research has been done and the load of the driving group details has been defined, respectively before and after their necessary reconstruction through the classic methods of the theory about the resistance of materials and the methods of constructing machine elements.
A static computer analysis of the deformation-stress condition of the same elements has been done with computer modeling programs. An analysis of the results of the researches has been presented.

Въведение

Рудничният акумулаторно-контактен електролокомотив тип "3300-2А е с централно разположена покрита кабина, с която се постига удобство и безопасност на машиниста. Симетричността на машината в надлъжно направление осигурява еднакво натоварване на колоосите. Машината е компактна и добре уравновесена. Рамата лежи върху две еднакви и взаимозаменяеми двигателни групи.

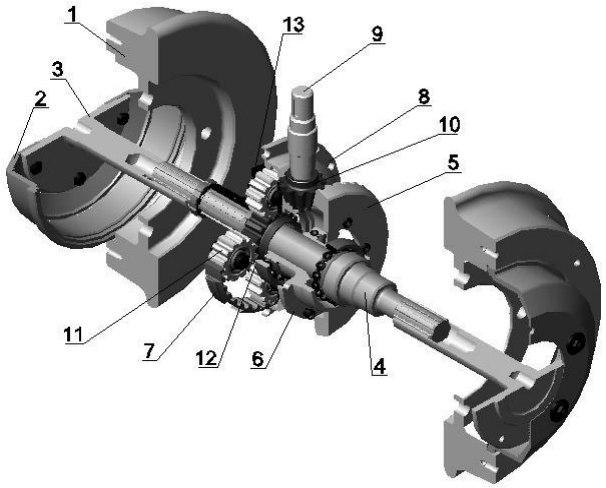
Всяка двигателна група се състои от един сериен постояннотоков двигател и един конусно-планетарен нерегулируем редуктор. Въртящият момент от редукторите се предава посредством полуоси, свързани със спирачни барабани, а оттам се предава чрез фрикционни и гуменопалцови съединители към свободно лагеруваните ходови колела. По този начин се осигурява висока степен на еластичност на механичната система и ограничение на стойността на предаваните въртящ и спирачен момент в случай на претоварване. Също така се намалява неблагоприятното влияние на ударните натоварвания върху цялата предавка. Локомотивът е снабден с две двигателно-спирачни колооси, всяка от които е свързана с основната рама чрез индивидуално окачване върху четири цилиндрични стоманени пружини и съответните направляващи букси. Индивидуалното окачване на всяка колоос създава добри условия за запазване на сцепните сили между колелата и релсовия път, а оттам се постига и висока стойност на реалния коефициент на сцепление на машината.

Устройство на силовия предавателен механизъм

Основните елементи на силовия предавателен механизъм, заедно с колооста и ходовите колела, са показани на Фиг. 1. Елементите на схемата са следните: ходови колела /1/, спирачни барабани /2/, полуоси /3/, вал /4/, зъбна корона /5/, проходен вал /6/, зъбен венец /7/, лагерна чаша /8/, задвижващ вал /9/, конусно зъбно колело /10/, сателитни зъбни колела /11/, централно зъбно колело /12/ и сателитна каса /13/.

Най-натоварените детайли от кинематичната верига на силовия задвижващ механизъм се явяват вала /6/ и полуосите /3/, при които са наблюдавани и установени случаи на механични повреди в областите на шлицевите им краища. Отнася се до пластична деформация на шлиците и късане на вала и полуоста в най-слабите им

сечения. Тези елементи представляват колоосите на електролокомотива.



Фиг. 1. Силов предавателен механизъм на рудничен електролокомотив тип "3300-2А"

Определяне на натоварването на изследваните детайли от кинематичната верига на силовото задвижване

Поради симетричността на машината в надлъжно направление и тъй като тя е добре уравновесена, се осигурява еднакво натоварване на двете водещи колооси. Независимото окачване на колоосите осигурява добро сцепление и равномерно разпределение на теглото на машината върху ходовите колела. Въртящият момент от редукторите се предава на ходовите колела посредством предпазни триещи съединители, с които се осигурява възможност за приплъзване при възможно претоварване, на което и да е от ходовите колела, при ненормални работни условия.

Натоварването на детайлите може да се определи от максималния въртящ момент, респективно максималната теглителна сила на локомотива, определена от условието за сцепление. Максималната теглителна сила се разпределя равномерно между двете колооси.

$$F_T^{кол.\max} = \frac{F_T^{лок.\max}}{2}, N \qquad (1)$$

където:
$F_T^{кол.max}$,N - максимална теглителна сила създавана от една колоос.
$F_T^{лок.max}$ = 8093,25 ,N - максимална теглителна сила на локомотива ограничена по условието за сцепление.

$$F_T^{кол.\max} = \frac{8093,25}{2} = 4046,625, N$$

$$M_B^{кол.\max} = F_T^{кол.\max}.\frac{D_к}{2}, Nm \qquad (2)$$

където:
$M_в^{кол.max}$,Nm - максимален въртящ момент на една колоос.
D_k = 0,43 ,m - диаметър на ходовите колела.

$$M_B^{кол.\max} = 4046,625.\frac{0,43}{2} = 870,025, Nm$$

Максималният въртящ момент на колооста се разпределя равномерно между двете полуоси, респективно между двете ходови колела.

$$M_B^{пол.\max} = \frac{M_B^{кол.\max}}{2}, Nm \qquad (3)$$

където:
$M_в^{пол.max}$,Nm - максимален въртящ момент на една полуос.

$$M_B^{пол.\max} = \frac{870,025}{2} = 435,0125, Nm$$

Поради окачването на ходовите колела, изследваните детайли вал и полуоси са натоварени само на усукване. Максималният усукващ момент на полуоста е равен на максималния въртящ момент на полуоста. Респективно максималният усукващ момент на колооста е равен на максималния въртящ момент на колооста.

$$M_B^{кол.\max} = M_{ус}^{кол.\max} = 870,025, Nm$$

$$M_B^{пол.\max} = M_{ус}^{пол.\max} = 435,0125, Nm$$

Якостно пресмятане на деформационно-напрегнатото състояние на изследваните детайли от кинематичната верига на силовото задвижване

Детайлите (вал и полуоси) са изработени от стомана 40Х. Механичните характеристики на стомана 40Х са взети от справочни данни. Средните стойности на напреженията, които са използвани са:
$\sigma_в$ = 900 ,MPa - граница на якост на материала.
σ_s = 690 ,MPa ; τ_s = 420 ,MPa - граници на провлачване на материала при нормално и тангециално напрежение.
σ_{-1} = 400 ,MPa ; τ_{-1} = 240 ,MPa - граници на умора на материала при нормално и тангециално напрежение.
Тези стойности са съобразени и със съответната термообработка на детайлите, в случая "подобрение". Извършени са следните изчисления, както за вала, така и за полуосите:

Статична проверка на най-слабото сечение

$$\tau_{ус} = \frac{M_{ус}^{пол.\max}}{W_{ус}} \le [\tau_{ус}], MPa \qquad (4)$$

където:
$\tau_{ус}$,MPa - максимално напрежение на усукване в даденото сечение.
$W_{ус}$,m^3 - съпротивителен момент на напречното сечение при усукване.
$[\tau_{ус}]$,MPa - допустимо тангенциално напрежение на усукване.

Проверка на най-слабото сечение на умора на материала

Детайлите се натоварват по симетричен цикъл, защото възможностите за движение на машината са еднакви и в двете посоки на движение, т.е. машината е напълно реверсивна. При динамично натоварване на детайла по симетричен цикъл, както е в случая:

$$\tau_{ус} \le \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D.[n]} = [\tau_{-1}], MPa \quad (5)$$

където:

$[\tau_{-1}]$,MPa - допустимо тангенциално напрежение на умора на материала.

[n] - необходим коефициент на сигурност.

$$[n] = n_1.n_2.n_3 \quad (6)$$

където:

n_1 - коефициент, отчитащ неточността при определяне на натоварванията и напреженията.

n_2 - коефициент, отчитащ влиянието на механичните свойства и неоднородността на материала, както и на технологичните методи за изработването му.

n_3 - коефициент, отчитащ важността на детайла в конструкцията, последствията от неговото разрушаване и неговата дълготрайност.

$(K\tau)_D$ - обобщен коефициент.

$$(K_\tau)_D = \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau.\beta_\tau} \quad (7)$$

където:

$K\tau$ - ефективен коефициент на концентрация на напреженията.

$\beta\tau$ - коефициент на качество на повърхнините.

ε_τ - коефициент на абсолютните размери при тангенциални напрежения.

Деформационна проверка на най-слабото сечение

$$\varphi = \frac{M_{ус}^{пол.\max}}{G.J_{ус}}.\frac{180^o}{\pi} \le [\varphi], {}^o/_m \quad (8)$$

където:

φ ,$^o/_m$ - относителен ъгъл на усукване.

G ,N/m^2 - модул на ъглова деформация.

$J_{ус}$,m^4 - полярен инерционен момент на сечението.

$[\varphi]$,$^o/_m$ - допустим относителен ъгъл на усукване.

Проверка на издръжливостта на заваръчните шевове

Шевовете на полуоста са натоварени на срязване. И двата шева са абсолютно еднакви.

$$\tau_{ср} = \frac{F}{a.0.707.s.l} \le [\tau_{ср}], MPa \quad (9)$$

където:

$\tau_{ср}$,MPa - напрежение на срязване в заваръчния шев.

F ,N - сила, действаща в заваръчните шевове.

a - брой на заваръчните шевове.

s ,m - катет на шева.

L ,m - дължина на шева.

$[\tau_{ср}]$,MPa - допустимо тангенциално напрежение на срязване при заваръчните шевове.

Проверка на шлиците

Шлиците са проверени дали ще издържат на смачкване и срязване, а средните шлици на вала, поемащи въртящия момент на колооста, са проверени и на огъване.

$$\sigma_{см} = \frac{2.M_{ус}^{пол.\max}.K_H}{z.d_{ср}.h.l} \le [\sigma_{см}], MPa \quad (10)$$

$$\tau_{ср} = \frac{2.M_{ус}^{пол.\max}.K_H}{z.d_{ср}.b.l} \le [\tau_{ср}], MPa \quad (11)$$

$$\sigma_{ог} = \frac{2.M_{ус}^{кол.\max}.K_H.6.h}{z.d_{ср}.b^2.l} \le [\sigma_{ог}], MPa \quad (12)$$

където:

$\sigma_{см}$,MPa - нормално напрежение на смачкване.

$\tau_{ср}$,MPa - тангенциално напрежение на срязване.

$\sigma_{ог}$,MPa - нормално напрежение на огъване.

K_H - коефициент, отчитащ неравномерното натоварване върху шлиците.

z - брой на шлиците.

$d_{ср}$,m - среден диаметър на шлицевото съединение.

h ,m - работна височина на шлиците.

l ,m - дължина на шлиците.

b ,m - ширина на шлиците.

$[\sigma_{см}]$,MPa - допустимо максимално напрежение на смачкване.

$[\tau_{ср}]$,MPa - допустимо тангенциално напрежение на срязване.

$[\sigma_{ог}]$,MPa - допустимо максимално напрежение на огъване, което се изчислява по абсолютно същия начин както $[\sigma_{см}]$.

Резултатите от аналитичното изследване на най-натоварените детайли от силовия предавателен механизъм са представени съответно за полуоста в таблица 1., а за вала в таблица 2.

Таблица 1.

Резултати от аналитичното изследване на полуоста

Полуос		Допустима стойност	Получена стойност	n	[n]
Най-слабо сечение		$[\tau_{ус}]$ = 71,71 ,MPa	$\tau_{ус}$ = 37,476 ,MPa	7,8	4,1
		$[\tau_{-1}]$ = 37,665 ,MPa	$\tau_{ус}$ = 37,476 ,MPa	3,62	3,6
		$[\varphi]$ = 0,25 ,^{o}/m	φ = 1,053 ,^{o}/m	-	-
Заваръчни шевове		$[\tau_{ср}]$ = 27,66 ,MPa	$\tau_{ср}$ = 8,9987 ,MPa	42	4,1
Шлици	8 бр.	$[\sigma_{см}]$ = 143,05 ,MPa	$\sigma_{см}$ = 73,4 ,MPa	8	4,1
		$[\tau_{ср}]$ = 73,756 ,MPa	$\tau_{ср}$ = 9,7863 ,MPa	30,9	4,1
	14 бр.	$[\sigma_{см}]$ = 143,05 ,MPa	$\sigma_{см}$ = 25,165 ,MPa	23,3	4,1
		$[\tau_{ср}]$ = 73,756 ,MPa	$\tau_{ср}$ = 10,066 ,MPa	30	4,1

Таблица 2.
Резултати от аналитичното изследване на вала

Вал		Допустима стойност	Получена стойност	n	[n]
Най-слабо сечение	Ø35	$[\tau_{ус}]$ = 74,78 ,MPa	$\tau_{ус}$ = 51,71 ,MPa	5,93	4,1
		$[\tau_{-1}]$ = 39,683 ,MPa	$\tau_{ус}$ = 51,71 ,MPa	2,76	3,6
		$[\varphi]$ = 0,25 ,°/m	φ = 2,12 ,°/m	-	-
	Ø40	$[\tau_{ус}]$ = 74,78 ,MPa	$\tau_{ус}$ = 34,642 ,MPa	8,8	4,1
		$[\tau_{-1}]$ = 39,683 ,MPa	$\tau_{ус}$ = 34,642 ,MPa	4,13	3,6
		$[\varphi]$ = 0,25 ,°/m	φ = 1,24 ,°/m	-	-
Шлици крайни	8 бр.	$[\sigma_{см}]$ = 143,05 ,MPa	$\sigma_{см}$ = 73,4 ,MPa	8	4,1
		$[\tau_{ср}]$ = 73,756 ,MPa	$\tau_{ср}$ = 12,583 ,MPa	24	4,1
	14 бр.	$[\sigma_{см}]$ = 143,05 ,MPa	$\sigma_{см}$ = 25,165 ,MPa	23,3	4,1
		$[\tau_{ср}]$ = 73,756 ,MPa	$\tau_{ср}$ = 11,185 ,MPa	27	4,1
Шлици средни	8 бр.	$[\sigma_{см}]$ = 143,05 ,MPa	$\sigma_{см}$ = 70,432 ,MPa	8,3	4,1
		$[\tau_{ср}]$ = 73,756 ,MPa	$\tau_{ср}$ = 22,136 ,MPa	13,7	4,1
		$[\sigma_{ог}]$ = 143,05 ,MPa	$\sigma_{ог}$ = 41,742 ,MPa	14	4,1
	14 бр.	$[\sigma_{см}]$ = 143,05 ,MPa	$\sigma_{см}$ = 43,165 ,MPa	13,6	4,1
		$[\tau_{ср}]$ = 73,756 ,MPa	$\tau_{ср}$ = 17,266 ,MPa	17,5	4,1
		$[\sigma_{ог}]$ = 143,05 ,MPa	$\sigma_{ог}$ = 41,438 ,MPa	14,2	4,1

При всяка една проверка е необходимо да бъде изпълнено условието:

$$n \geq [n] \tag{13}$$

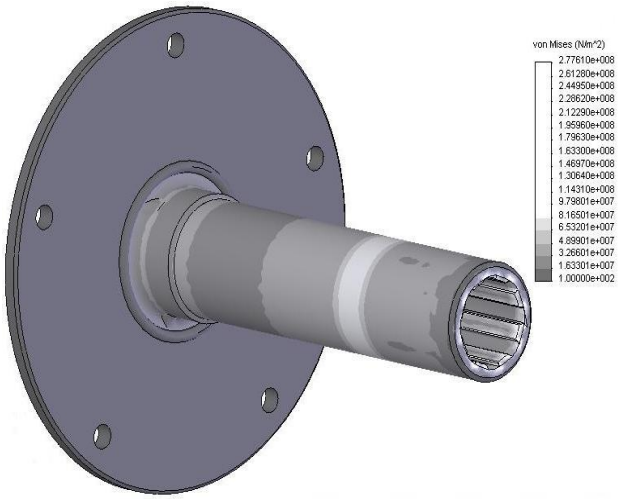
където:
n - действителен коефициент на сигурност. Определя се като отношение на граничното към действителното напрежение, за всеки конкретен случай.

Статичен компютърен анализ на деформационно-напрегнатото състояние на най-натоварените детайли от кинематичната верига

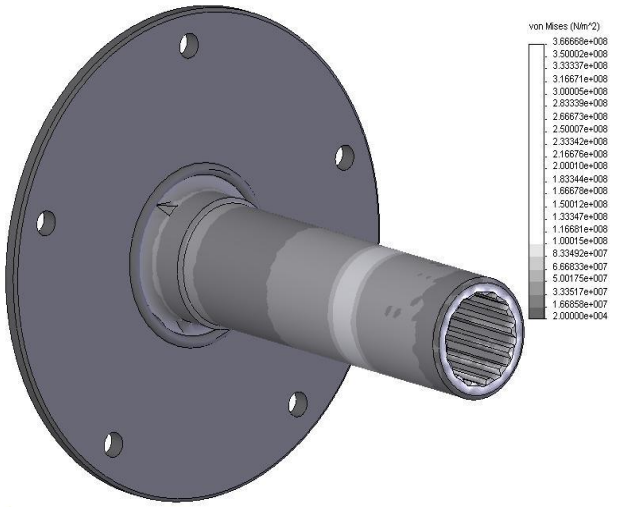
Методиката на изследване, която е използвана, е базирана на програмите COSMOSWorks и SolidWorks. Те са проектирани за съвместна работа и позволяват симулационно тридименсионно моделно изследване, чрез метода на крайните елементи. Изследвано е деформационно-напрегнатото състояние на вала и една от полуосите (двете полуоси са абсолютно еднакви), като изследването е извършено върху сглобена единица (Assebly), която включва: двете полуоси (3), вала (6) и сателитна каса (13) показани на фиг. 1. По този начин се избягва неестественото деформиране на шлицевите краища на детайлите, при прилагане на силите директно върху шлиците, което се получава в случай на самостоятелно изследване на интересуващите ни детайли. Също така се постига коректно задаване на силите, които са приложени в отворите на сателитната каса, в които влизат осите на сателитните зъбни колела (11). Фиксирането на модела е извършено, като съпротивленията са приложени в отворите на двете полуоси, които са предназначени за монтажните болтове на полуосите. Изследването на детайлите в сглобено състояние ни позволява да постигнем по-прецизни крайни резултати.

Този метод на изследване ни дава възможност да получим разпределението на еквивалентното напрежение по von Mises, разпределението на фактора на сигурност FOS по Mises-Henky, разпределението на тангенциалните τ_{yz} и нормалните напрежения σ_z в изследваните детайли. Можем да получим и картина на разпределението на големината на абсолютната деформация (u), също така и разпределението на големината на относителната деформация (ε) в интересуващите ни сечения от изследваните детайли, вал и полуос.

Както резултатите от картината на разпределение на напреженията, така и числените стойности на фактора на сигурност показват, че най-натоварените области за полуоската са тези около радиалния технологичен канал в края на вътрешните шлици, там, където сечението на полуоската е най-малко. Стойностите на еквивалентното напрежение както за полуоската с осем шлица (фиг. 2.), така и за тази с четиринадесет шлица (фиг 3.) достига средно до σ_{von} = 72,88 ,MPa.



Фиг. 2. Разпределение на напреженията по von Mises за полуоста преди реконструкцията

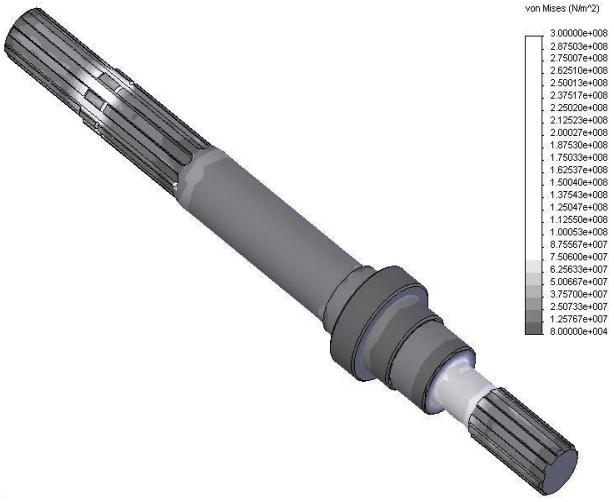


Фиг. 3. Разпределение на напреженията по von Mises за полуоста след реконструкцията

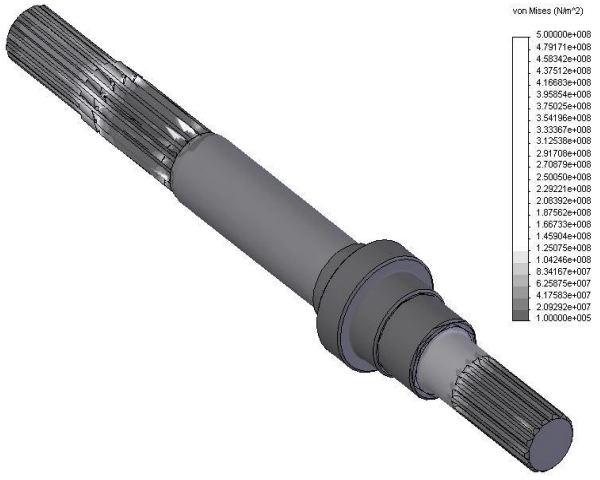
Еквивалентните напреженията в шлиците и областите около тях достигат средно до σ_{von} = 31,2 ,MPa при първия вариант, а при втория σ_{von} = 27,15 ,MPa. Това показва, че след реконструкцията на полуоската има понижаване на напреженията в областта на шлиците. Максималните

еквивалентни напрежения се локализират в областта на шлицевите краища, където се намират най-големите концентратори на напрежение. При реконструирания вариант еквивалентните напрежения в тези области достигат по-високи стойности поради това, че шлиците при втория вариант са с по-сложна форма и създават повече зони с концентрация на напрежение.

Фигурите 4. и 5. позволяват да се направят подобни изводи за разпределението на еквивалентните напрежения върху крайните шлици. Тук се забелязва локализиране на най-големите стойности на напреженията в областите на цилиндричното изтъняване в краищата на вала, както и в прехода от средни към крайни шлици.



Фиг. 4. Разпределение на напреженията по von Mises за вала преди реконструкцията



Фиг. 5. Разпределение на напреженията по von Mises за вала след реконструкцията

Стойността на еквивалентното напрежение в най-слабото сечение на вала преди реконструкцията е σ_{von} = 54,33 ,MPa, а след това е σ_{von} = 46,15 ,MPa. Наблюдава се понижаване на напрежението в тази област, за разлика от областта на средните шлици, поради увеличения брой концентратори на напрежение в тази област.

Резултатите от статичният компютърен анализ са изложени съответно за полуоста в таблица 3., а за вала в таблица 4. Представени са стойностите на напреженията по von Mises, факторът на сигурност FOS по Mises-Henky, тангенциалните τ_{yz} и нормалните напрежения σ_z, както и абсолютната (u) и относителна (ε) деформация в съответните зони на изследваните детайли.

Таблица 3.
Резултати от статичният компютърен анализ на полуоста

Полуос		σ_{von} ,MPa	σ_z ,MPa	τ_{yz} ,MPa	FOS	u ,mm	ε
Най-слабо сечение		72,88	-	39,46	9,55	0,0445	$2,94.10^{-4}$
Заваръчни шевове		5,14	-	8,25	70,13	0,1100	$3,19.10^{-5}$
Шлици	8 бр.	31,20	71,58	9,387	22,82	0,0441	$1,18.10^{-4}$
	14 бр.	27,15	22,74	10,493	19,20	0,0451	$1,56.10^{-4}$

Таблица 4.
Резултати от статичният компютърен анализ на вала

Вал		σ_{von} ,MPa	σ_z ,MPa	τ_{yz} ,MPa	FOS	u ,mm	ε
Най-слабо сечение	Ø35	54,33	-	52,83	11,45	0,0347	$2,12.10^{-4}$
	Ø40	46,15	-	35,48	15,60	0,0410	$1,77.10^{-4}$
Шлици крайни	8 бр.	32,26	71,32	13,15	39,91	0,0298	$6,14.10^{-5}$
	14 бр.	20,32	25,16	12,47	38,37	0,0353	$5,39.10^{-5}$
Шлици средни	8 бр.	20,23	70,81	21,82	41,33	0,0757	$7,10.10^{-5}$
	14 бр.	28,73	45,03	15,16	46,58	0,0823	$5,99.10^{-5}$

Верификация на резултатите

Относно полуоста може да се обобщи следното:

За най-слабото сечение на полуоста (радиалния задшлицев технологичен канал) може да се отбележи, че издържа максималното статично натоварване от τ_{yc} =37,476 ,MPa. Този извод се потвърждава и от резултатите от структурния моделен анализ, при който се получава τ_{yz}=39,46 ,MPa. От извършеното аналитично изследване на умора при динамично натоварване по симетричен цикъл, какъвто е случаят, за същото сечение на този детайл е установено, че сечението издържа натоварването, но с много малък запас от якост n=3,62 при допустим [n]=3,6. Деформационната проверка на полуоста за същото сечение показва, че полученият относителен ъгъл на усукване φ=1,053 ,°/m е доста по-голям от допустимия такъв при променливо натоварване [φ]=0,25 ,°/m. Относно заваръчните шевове на полуоста аналитичната проверка показва, че те издържат натоварването от τ_{cp}=8,9987 ,MPa. При изчисленията са отчетени и динамичните натоварвания. При компютърният моделен анализ се получава τ_{yz}=8,25 ,MPa. Относно шлиците на полуоста

аналитичната проверка показва, че при първоначалния вариант с осем шлици с правоъгълно напречно сечение $\sigma_{см}$=73,4, MPa; $\tau_{ср}$=9,7863, MPa, както и при реконструирания вариант с четиринадесет шлици с трапецовидно напречно сечение $\sigma_{см}$=25,165 ,MPa ; $\tau_{ср}$=10,066 ,MPa, същите издържат натоварването както на смачкване, така и на срязване. Напреженията получени от симулационното изследване са съответно σ_z=71,58 ,MPa ; τ_{yz}=9,387, MPa за първоначалния вариант, а за реконструирания σ_z=22,74, MPa; τ_{yz}=10,493 ,MPa. Промяната на броя на шлиците, както и формата на напречното им сечение, води до значително намаляване напрежението им на смачкване, за сметка на лекото повишаване на напрежението на срязване, но не и над допустимите напрежения на срязване.

Относно вала може да се обобщи следното:

От направения анализ на деформационно-напрегнатото състояние на детайла за най-слабото сечение на вала може да се каже, че преди реконструкцията (шийка Ø 35) $\tau_{ус}$=51,71 ,MPa, както и след нея (шийка Ø 40) $\tau_{ус}$=34,642 ,MPa, шийката издържа максималното статично натоварване. Този извод се потвърждава и от резултатите от структурния моделен анализ, при който се получава τ_{yz}=52,83 ,MPa и τ_{yz}=35,48 ,MPa. От извършеното аналитично изследване на умора при динамично натоварване по симетричен цикъл за същото сечение на този детайл може да се отбележи, че преди реконструкцията шийката не издържа напрежението на умора. След реконструкцията шийката издържа същото това напрежение. Деформационната проверка на вала за същото сечение показва, че преди реконструкцията, както и след нея, полученият относителен ъгъл на усукване φ=2,12 ,^{o}/m и φ=1,24 ,^{o}/m е доста по-голям от допустимия такъв при променливо натоварване [φ]=0,25 ,^{o}/m. Относно шлиците на вала, предаващи въртящия момент на полуосите (крайните шлици), аналитичната проверка показва, че при първоначалния вариант на вала с осем шлици с правоъгълно напречно сечение, както и при реконструирания вариант на вала с четиринадесет шлици с трапецовидно напречно сечение, същите издържат натоварването както на смачкване $\sigma_{см}$=73,4 ,MPa и $\sigma_{см}$=25,165 ,MPa, така и на срязване $\tau_{ср}$=12,583 ,MPa и $\tau_{ср}$=11,185 ,MPa. При компютърният моделен анализ се получава σ_z=71,32 ,MPa ; σ_z=25,16 ,MPa и τ_{yz}=12,15 ,MPa ; τ_{yz}=12,47 ,MPa. Относно шлиците на вала, поемащи целия въртящ момент на колооста (средните шлици), аналитичната проверка показва, че при първоначалния вариант на вала, както и при реконструирания вариант, същите издържат натоварването на смачкване $\sigma_{см}$=70,432 ,MPa ; $\sigma_{см}$=43,165 ,MPa, срязване $\tau_{ср}$=22,136 ,MPa ; $\tau_{ср}$=17,266 ,MPa и на огъване $\sigma_{ог}$=70,432 ,MPa ; $\sigma_{ог}$=43,165 ,MPa. Напреженията получени от симулационното изследване са съответно σ_z=70,81 ,MPa ; σ_z=45,03 ,MPa и τ_{yz}=21,82 ,MPa ; τ_{yz}=15,16 ,MPa. Промяната в броя на шлиците, както и формата на тяхното напречно сечение, води до намаляване натоварването на шлиците (средните и крайните шлици) и до понижаване напреженията на смачкване, срязване и огъване в тях.

Заключение

Резултатите от компютърното симулационно изследване потвърждават резултатите получени от аналитичното изследване. Извършената реконструкция решава в много голяма степен описания проблем (разрушаване на изходящия вал на силовата предавка). Независимо от това, и в двата детайла (вал и полуос) съществуват зони, представляващи концентратори на напрежение, където, както показва структурният линеен анализ, стойностите на напреженията са доста високи. Проблемите, свързани с деформационните проверки и тези на умора на материала, в съчетание с възможни неточности при изработката на детайлите и неправилна термообработка, както и под въздействието на многобройните концентратори на напрежение, могат да доведат с течение на времето до по-големи деформации и напрежения и дори до повреди в детайла. От друга страна, в случай на увеличаване на осовия натиск върху дадено ходово колело, поради неравномерно разпределение на сцепното тегло на машината, породено от несъвършенствата на релсовия път, и в случай на отказ на предпазните съединители, в следствие на продължителна работа при тежки работни условия, може да доведе до значително увеличаване на натоварването на изследваните детайли. В резултат на извършената работа може да се направи заключение, че реконструкцията почти напълно решава проблемите свързани със статичната и динамична якост на детайлите.

Литература

Дамянов, Цв., З. Михалков. и др. 2001. *Симулационно моделиране на минни транспортни машини и системи.* Отчет по тема № 13/2001 на МЕМФ, София, МГУ.

Николов, Н., Г. Димчев. и др. 1992. *Ръководство за конструктивни упражнения по машинни елементи.* С., Техника.

Обрешков, Д. 1989. *Теория на механизмите и машините и машинни елементи.* С., Техника.

Стойчев, Г. 2000. *Метод на крайните елементи. София.*

ТехноЛогика ЕООД. 2004. *SolidWorks – Основен курс. София.*

Христов, Д., Г. Петков. и др. 1967. *Пресмятане и конструиране на машинни елементи.* С., Техника.

Препоръчана за публикуване от
Катедра “Механизация на мините”, МЕМФ

CORRELATION METHOD OF CONTROL OF AIRTIGHTNESS OF PIPE LINES

V. Pozhidaeva[1], Dr. Zhivkovich[2], M. Ranchich[2]

[1] Mining-and-geological University "St.Ivan Rilski", 1700 Sofia, Republic of Bulgaria
[2] Higher Technical School, 23000 Zrenyanin, Serbia

ABSTRACT: The methods existing for control of airtightness are based on the laws of hydrodynamics and hydrostatics, as the gas or liquid consumption is most important characteristics of the process. Main defects at the places of the welds of the pipelines and of the pipes themselves, as cuts, knots, etc., is the reason for the leakage of working substance from the pipeline. The article considers a vibro acoustic control method and treatment to the signal by correlation method.

КОРЕЛАЦИОНЕН МЕТОД ЗА КОНТРОЛ НА ХЕРМЕТИЧНОСТ НА ТРЪБОПРОВОДИ ПОД НАЛЯГАНЕ
РЕЗЮМЕ: Съществуващите методи за контрол на херметичност се основават на законите на хидродинамиката и хидростатиката, като най.важната характеристика на процеса е разходът на газ или течност. Основни дефекти в местата на заварките на тръбопроводите а също и в самите тръби, като прорези, шупли и др. са причина за изтичане на работно вещество от тръбопровода. В настоящата статия се разглежда възможността за приложение на вибро-акустични методи за контрол, с последваща статистическа обработка на вибро-акустичния сигнал.

INTRODUCTION

The methods existing for control of airtightness are based on the laws of hydrodynamics and hydrostatics, as the gas or liquid consumption is most important characteristics of the process. Main defects at the places of the welds of the pipe lines and of the pipes themselves, as cuts, knots, etc., is the reason for the leakage of working substance from the pipeline. Most oftenly, the control is executed at two stages, namely: firstly, control is being executed according to a method of lower level of sensitivity and, after eliminating the defect welds, there is a test is being performed with a method of higher level of sensitivity. The methods of control usually include the use of the so-called experimental or test substances (others than the working fluid), as their type is specified in the technical requirements for control of the article

NATURE OF THE METHOD

The correlation method in its essence is a method for statistical processing of vibro-acoustic signal. It finds application in the apparatuses for airtightness testing and localization of the place of leakage in underground pressurized pipe lines.

The correlation method of finding and localization of leakages, described by Smirnoff V. A. (2005), is based on the measurement of a vibro-acoustic signal generated by a leaking pressurized fluid, with the help of two piezo-electric transducers situated just next to the pipeline from both sides of the section under control. A and B (Fig. 1) vibro-acoustic signals measured in both channels are being increased by preintensifiers and passed to a two-channel analogous digital analyzer where the same undergo synchronous processing with the help of the fast Furie transformation for obtaining a number of temporary functions, including a mutual-correlation function. The processing of the signals is made on a program basis by using suitable software, as the graphics of the various types of temporary and spectrum functions (Fig. 3 and Fig. 4) are visualized on the analyzer (computer) screen. The maximum of the mutual-correlation function determines the difference in time (retaining) for the distribution of the signals from the leakage to each one of the two gauges.

It is possible, when we know the speed of signal distribution along the pipe and the distance between the gauges, to be able to exactly determine the place of the leakage by using the following formula 1:

$$l_{1,2}=1/2\ (l \pm v*t), \qquad (1)$$

where: l – the distance between the gauges, m;
v – the speed of signal distribution in the pipe, m/s;
t – retaining by time determined by the maximum of the mutual correlation function, s;
$l_{1,2}$ –distance from the leakage to gauges 1 and 2, m.

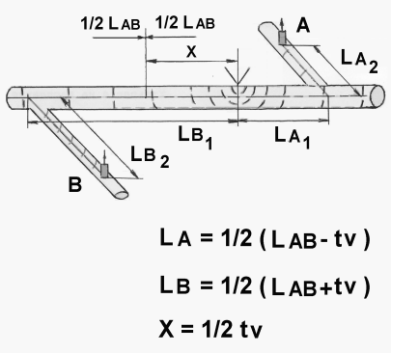


Fig. 1. Correlation and acoustic method for determining the place of the leakage in pipelines

L_{AB}, L_A, L_B – respective distances in the measuring scheme;
t – delay time of the signal from point A compared to the signal from point B;
v – speed of the signal distribution along the pipe.

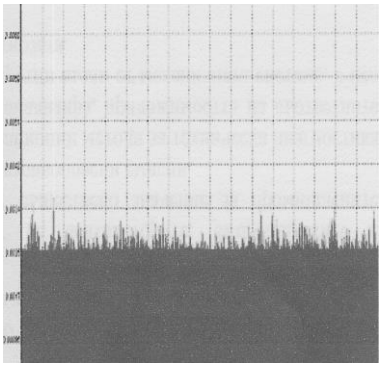


Fig. 2. Mutual correlation function when there is no leakage.

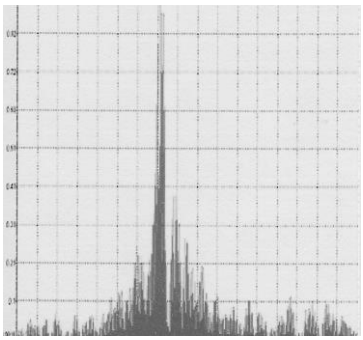


Fig. 3. Mutual correlation function when there is a leakage

The exactness of determining the place of the leakage depends on the exactness of the time of delay, the distance set between the gauges and the speed of signal distribution from the leakage along the pipeline. The last parameter itself depends on the material and the construction of the pipeline, the temperature, the pressure, the type of fluid transported, the soil structure, etc. Table 1 presents tentative data for the speed of sound distribution along the pipes.

Table 1. Speed of sound distribution along the pipes

Diameter of the pipeline, mm	Grey cast iron, m/s	High compressive cast iron, m/s	Steel, m/s	Asbestos-cement, m/s	PVH, m/s
60	1386	1346	1298	1168	468
80	1328	1322	1279	1110	460
100	1287	1302	1268	1107	376
150	1247	1255	1234	1098	370
200	1219	1212	1225	1057	294
250	1196	1134	1208	1049	268
300	1176	1160	1199	987	-
350	1162	1143	1192	976	-
400	1149	1126	1153	953	-

Lead - 1100 m/s, Polyethylene - 230-300 m/s.

Препоръчана за публикуване от
Катедра “Машинознание”, МЕМФ

The signal of the leakage is distributed along the pipe length in two directions from the point of measurement A and B. The time of the signal distribution to these two points will vary depending on their remoteness from the leakage. As a result of this, the signals registered at point A and point B will be removed one toward another at a distance equal to the difference in the time for reaching the signal from the leakage to these two points. After calculating and visualizing the mutual correlation function of these two signals, it is then clear on the graphics obtained a maximum specified that corresponds to the delay of time.

In order to obtain the exact localization of the place of the leakage, it is necessary that the following are precisely selected and determined, namely: the frequency range for measuring and analysis, the level of result averaging, the duration of measuring and the possibility allowing for visualization of the function.

Based on the so described correlation acoustic method, T2001 apparatuses have been developed in Russian specially intended for control of the airtightness of underground pressurized pipelines. The advantages of the apparatuses in question compared to the standard sound-level measuring devices are as follows: higher level of sensitivity upon determining small leakages; high level of precision upon llocalization leakages, and, last but not least, possibility for application for pipelines located at a deep level of depth.

CONCLUSIONS

The correlation and acoustic technology for airtightness control of underground pipelines is a high sensitive and reliable method. The reliability of results is not influenced by the depth of placing of the pipeline. As for the apparatuses used, the correlation acoustic method is thriftier compared to the other highly sensitive methods known in the practice for airtightness testing. The high level of sensitivity of this method and the exact determination of the place of leakage decrease to a significant extent the excavations works accompanying the removal of the leakages registered.

REFERENCES

Smirnoff V. A., Correlyacion method of searching for drain liquids from pipe line under pressure, Scientifically-practical seminar "Using correlation flow-searcher T-2001 and TKR-4102 for searching for drain in water and heat set" 30.05-2.06 2005, Nizhny Novgorod

Bendat J., Piersol A., Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis, A Wiley Interscience Publication Jhon Wileey & Sons, New York, 1980

A METHOD FOR DETERMINATION OF THE FREE FLUCTUATIONS OF METAL PIPELINE

V. Pozhidaeva[1], Dr. Zhivkovich[2], M. Ranchich[2]

[1] Mining-and-geological University "St.Ivan Rilski", 1700 Sofia, Republic of Bulgaria
[2] Higher Technical School, 23000 Zrenyanin, Serbia

Abstract: The present methods refer to the determination of free fluctuations in technological pipelines from steel alloy and carbonic steel under working pressure of up to 10 MPa and temperature of 70 to 700°C. Various constructions of pipelines are presented, as the methods of approach are illustrated for determining the own frequencies in specific case.

МЕТОДИКА ЗА ОПРЕДЕЛЯНЕ НА СВОБОДНИТЕ КОЛЕБАНИЯ НА МЕТАЛНИ ТРЪБОПРОВОДИ

[1] Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски", 1700, Република България
[2] Висше техническо училище, 23000 Зренянин, Република Сърбия

РЕЗЮМЕ: Настоящата методика се отнася за определянето на свободните колебания в технологични тръбопроводи от легирана и въглеродна стомана с работно налягане до 10 MPa и температура от 70 до 700°C. Разгледани са различни конструкции тръбопроводи и са илюстрирани подходите за определянето на собствените честоти за конкретните случаи.

INTRODUCTION

The present methods according to the Instructions on calculation on toughness and vibration technological steel pipe line RTM 38-001-94, refer to the determination of the free variations in technological pipelines from steel alloy and carbonic steel under working pressure of up to 10 MPa and temperature of 70 to 700°C. The vibro acoustic stability of the pipeline systems is important characteristics referring to the reliable and flawless exploitation of the pipelines. The resistance of vibro acoustic disturbances of a specific pipeline is determined and set as a parameter back in the process of its designing. One of the main requirements for these calculations is the elimination of the possibility for the appearance of resonance phenomena that are the result of the matching of the frequencies of the hydro-dynamic disturbances and the frequencies of the own variations of the fluid in the pipe section. In connection with the above, one of the most basic tasks of the vibro acoustic calculations is the precise determination of the own ffrequencies and forms of acoustic variations in the pipe line.

METHODS FOR DETERMINATION OF THE FREE FLUCTUATIONS OF PIPELINES

In connection with the determination of the vibration stability, the pipeline is being divided into sections according to constructive characteristics and is being presented as a system of bars. As for the rectilinear sections of the pipeline, the own frequencies of the acoustic variations are determined according to the following formulae:

- for pipes with acoustically opened or closed ends:

$$f_{ip} = \frac{0{,}5ic}{L} \qquad (1)$$

- for pipes with one open acoustic end:

$$f_{ip} = \frac{0{,}25(2i-1)c}{L} \qquad (2)$$

where: i =1, 2, 3 ... ,
c - speed sound, m/s,
L - pipe length, m.

The evaluation of the vibro-acoustic stability of the pipeline is made for all own frequencies within a range of up to 100 Hz. Their calculation is made according to the scheme of rods by rendering the mass of the working fluid and the insulation. The reinforcement is presented as a concentrated mass. The reports also render the increased pliability of the system in the curvilinear pipeline sections. Upon approximation of the form of the own variations, the number of the sections of account where the mass of the section under consideration is being concentrated, is to be chosen in a way which exactly described the number of forms of the variations. The sections with mass adjusted are being selected in the copper of the vibration loading applied. In cases of complex branched pipeline schemes, approximate methods may be used for analysis of the forms of the own variations. The own frequencies are determined by the numerical determination of the following linear algebra problem:

$$[\Phi] = \lfloor \varpi_i^2 \rfloor [\Lambda][M][\Phi] \qquad (3)$$

where: $\varpi_i = 2\pi f_i$ - circular frequency of the i form of own variations,

$[\Phi] = [(\varphi)_1, (\varphi)_2 ..... (\varphi)_k]$ - matrix of won form of bending variations,

$[\Lambda] = [K]^{-1}$ - matrix of dynamic pliability,

$[M]$ - diagonal matrix of masses.

Dampening is not being taken into account when calculating the own frequencies.

As for pipelines presented as a rod of two bearings, with a constant cross section, the own frequency f_i, corresponding to the i form of the own variations is being determined according to the following formula:

$$f_i = \frac{10^{-3}}{2\pi} \frac{k_i^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}} \qquad (4)$$

where: k_i - the i root of the frequency equation;

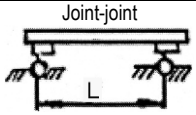
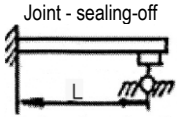
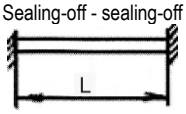
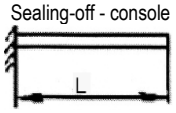
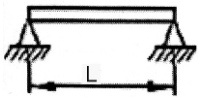
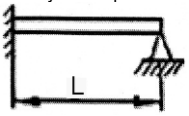
L - length of the pipeline between the supports, m;

$I = \pi(D^4 - D_i^4)/64$, mm^4;

m - linear mass of the pipeline with a report of the insulation and the working fluid, kg/m.

Table 1 presents the main schemes of account for a pipeline of one section and the respective quantities of the frequency coefficients k_i.

Table 1. Frequency coefficients for the calculation of the own frequencies of variations of pipelines of one section.

Type of the project of the pipe line	Formulas calculation	k_i, Hz	
		First	second
Joint-joint 	πm Where: m =1, 2, 3, ..	3,14	6,28
Joint - sealing-off 	$\pi(4m+1)/4$	3,93	7,07
Sealing-off - sealing-off 	$\pi(2m+1)/2$	4,71	7,85
Sealing-off - console 	$\pi(2m+1)/2$	1,57	4,71
Liberally resting upon full tilt pipe 	πm	3,14	6,28
One end sealing-off, but other liberally rests upon full tilt 		3,87	7,07
L-shaped U-shaped Z-shaped		3,14 / 1,93 1,76 / 1,41 1,67 / 1,5	

The tension axis effort increases the own frequency, and decreases it with respect to the pressure. This fact is of significant importance for the determination of the first form of the variations. As for pipes of two knuckle bearings, the importance of the first own frequency with reporting of the axis strength N is being determined according to the following formula:

$$f_i = 10^{-3} \frac{\pi}{2L^2} \sqrt{\frac{EI(1 + N/N_{st})}{m}} \qquad (5)$$

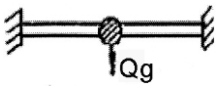
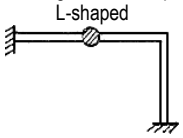
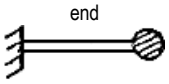
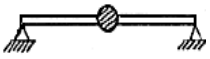
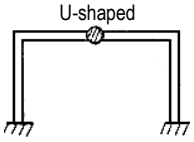
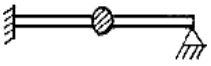
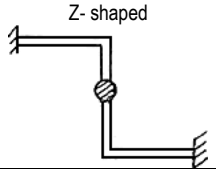
where: $N_{st} = 10^{-\sigma} \pi^2 \frac{EI}{L^2}$ - critical loading of the rod upon pressure, N;

As for pipelines of two bearings of constant cross section but with additional concentrated mass, the own frequency is being calculated according to the following formula:

$$f_i = \frac{10^{-3}}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{m(1 + k_q Q/mL)}} \qquad (6)$$

where: Q - concentrated mass [kg], k_q - repairing coefficient, the importance of which is presented in Table 2.

Table 2. Repairing coefficient k_q for reporting the concentrated mass from an equation (6)

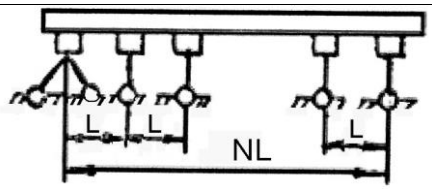
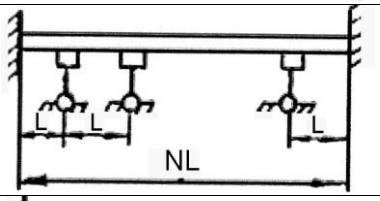
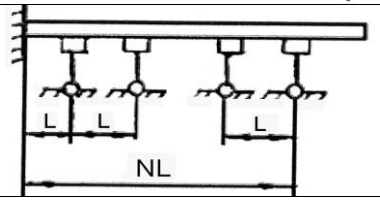
Type of the project of the pipe line	k_q	Type of the project of the pipe line	k_q
Sealing-off - sealing-off 	2,7	Tumbling, shoulder equal L-shaped 	0,28
Console with load on the end 	3,9		
Liberally resting upon full tilt pipe 	-	U-shaped 	0,6 / 0,7
One end sealing-off, but other liberally rests upon full tilt 	2,3	Z- shaped 	0,66 / 0,68

As for pipelines with a great number of sections of equal lengths, the own frequency is being calculated according to the following formula: ,

$$f_i = \frac{10^{-3}}{2\pi} \frac{k_{in}^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}} \qquad (7)$$

where: k_{in} - the i root of the characteristic equation determined in Table 3.

Table 3. Frequency coefficients k_{in} for a pipeline with sections of same lengths

Scheme of the fastening the pipe line	Number stair well	Number of the harmonics				
		1	2	3	4	5
	1	3,14	6,28	9,42	12,57	15,70
	2	3,14	3,93	6,30	7,06	9,42
	3	3,14	3,55	4,30	4,30	6,70
	4	3,14	3,39	3,92	4,46	6,28
	5	3,14	3,30	3,70	4,15	4,55
	10	3,14	3,20	3,30	3,48	3,70
	1	4,73	7,85	10,99	14,14	17,28
	2	3,93	4,74	7,07	7,86	10,21
	3	3,55	4,30	4,74	6,69	7,45
	4	3,39	3,93	4,46	4,74	6,53
	5	3,30	3,71	4,15	4,55	4,74
	10	3,20	3,30	3,49	3,70	3,93
	1	3,93	7,97	10,21	11,35	16,49
	2	3,39	4,46	6,53	7,60	9,68
	3	3,27	3,93	4,59	6,41	7,07
	4	3,20	3,64	4,21	4,65	6,35
	5	3,20	3,49	3,93	4,37	4,68
	10	3,14	3,24	3,46	3,58	3,80

The own low frequencies of a pipeline with many sections of different lengths are calculated along the section of the biggest length. If this section is located in the pipeline, the own frequency of the longest internal sections for a specific pipeline is being additionally calculated, as the lower one of the two quantities obtained is being selected.

CONCLUSIONS

The determination of the free fluctuations is a basic task for the dimensioning of the pipeline systems for avoiding resonance phenomena and determination of the vibration stability of the pipelines. The last mentioned is directly connected to the reliable exploitation and durability of the systems.

Препоръчана за публикуване от
Катедра “Машинознание”, МЕМФ

REFERENCES

VNIPIneft, RTM 38-001-94, The Instructions on calculation on toughness and vibration technological steel pipe line, Approved by Gosgortechnadzor RF 1994, http://dwg.ru/dnl/2059.

NTP Truboprovod Ltd.,STP 09-04-02 (001-STP/A), Calculation on toughness and vibration steel technological pipe line, 2005.

Goncharov I.B., Matangin K.M., Defectoscopy of the coal-mining equipment, Moscow, Nedra, 1990.

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ВЛИЯНИЕ НА ЪГЛОВАТА СКОРОСТ НА ДИСКА ВЪРХУ ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ ПРИ СМИЛАНЕ ВЪРХУ ДИСКОВЕ

Райна Вучева

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

РЕЗЮМЕ. С помощта на изготвени компютърни програми са извършени изследвания на някои от произведените за сега типоразмери конусно-валцови мелници. Програмата даде възможност да се изследва влиянието на ъгловата скорост на диска върху движението на материала върху диска изразено чрез негови характерни параметри. С изменението на ъгловата скорост бяха променяни и входните параметри на процеса, като типоразмер мелница, вид смилан материал, скорост и място на попадане на материала.
Създаденият математичен модел на конусно-валцовите мелници и направеното изследване може да служи за оптимизиране на процеса в тях и за определяне на компромисни оптимуми, което да доведе до значително подобряване на производителността и енергопоглъщаемостта на тези мелници.

INFLUENCE OF THE DISK'S ANGULAR VELOCITY ON MAIN PARAMETERS DURING MILLING ON DISKS

Raina Vucheva

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

ABSTRACT. The program offers an opportunity for investigation on the impact of the speed of rotation of the disc on the movement of the material on the disc, expressed by some of its characteristic parameters. Subject of investigation were various speeds of rotation, types and sizes of mills, type of material to be milled, rate and place of material feeding. The model of cone-roll mills created mathematically as result and the investigation made can be used for optimization of the process of milling and specification of compromise optimums, which would lead to considerable augmentation of productivity and lower energy consumption of aforesaid machines.

Смилането в конусно-валцовите мелници /КВМ/ е сложен процес, в който крайните резултати зависят от множество фактори, изменящи се в значително широки граници.

С помощта на изготвени програми [3] са извършени изследвания на някои от произвежданите за сега типоразмери конусно-валцови мелници. Програмата даде възможност да се изследва влиянието на ъгловата скорост ω_o върху движението на материала върху диска изразено чрез:

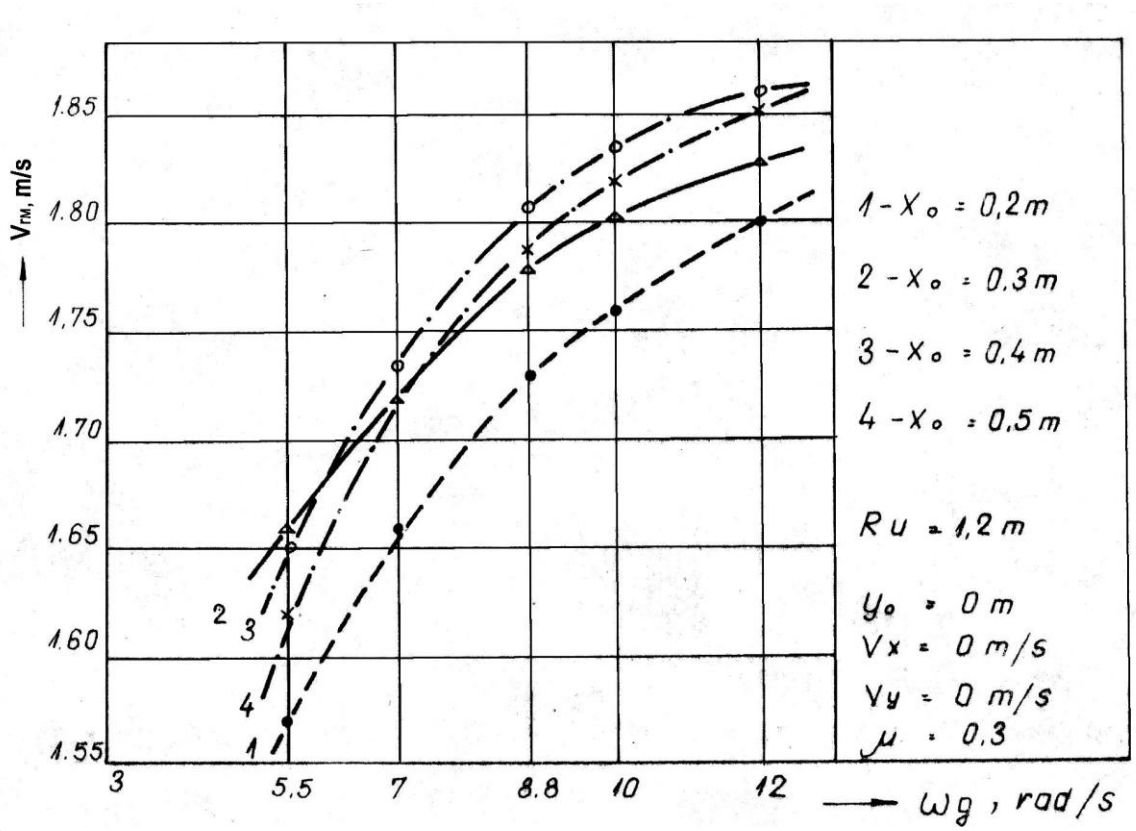
1. φ, rad - централен описан ъгъл от материала;
2. $v_{rм}$, m/s - скорост на материала по радиуса при напускането му на диска;
3. $v_{tм}$, m/s - скорост на материала по тангентата при напускането му на диска;
4. $y_{x=0}$, m - стойността на координатата по **y** при **x =** 0;
5. t, s - време на престой на материала върху диска при еднократен процес;
6. R_o, m - радиус на зоната на покой.

Наред с изменението на ъгловата скорост беше държана сметка за промяната на:

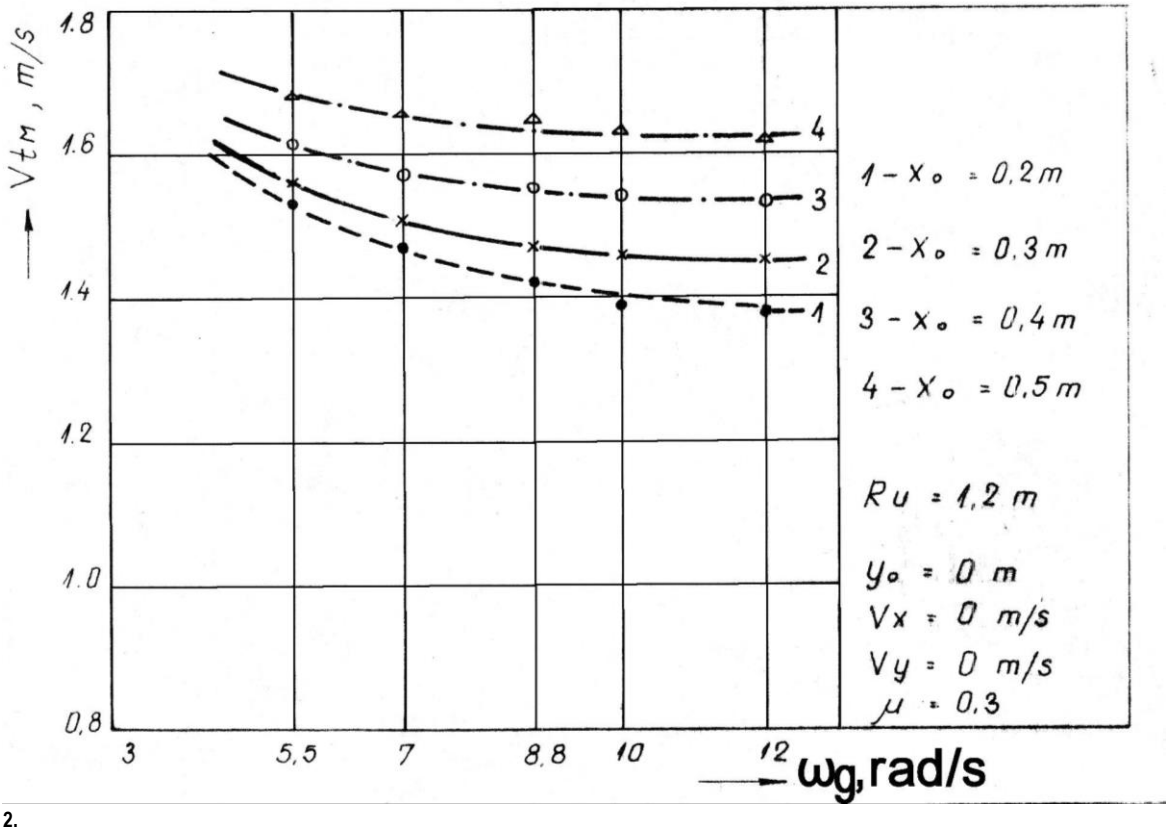
1. R_∂, m - радиус на диска на мелницата;
2. μ, -коефициент на триене между смилания материал и диска;
3. x_o, m - координата по **x** на точката на попадане на материала;
4. y_o, m - координата по **y** на точката на попадане на материала;
5. v_x, m/s - компонента по **x** на скоростта на попадане на материала;
6. v_y, m/s - компонента по **y** на скоростта на попадане на материала.

Ъгловата скорост на диска ω_o оказва много голямо влияние върху движението на материала при смилането му, а оттам и върху ефекта от смилането и другите технико-икономически показатели на процеса. Проведените изследвания показват, че с изменението на ъгловата скорост, ъгълът на престой на материала върху диска φ /централният ъгъл описан от смилания материал/ се изменя почти линейно. Изменението при различните режими е различно и е в границите от 0,09 rad за rad/s при $\mu = 0{,}3$; $R_u = 1{,}2$ m; $x_o = 0{,}2$ m; $y_o = 0$; $v_x = v_y = 0$ до 0,31 rad за rad/s при $\mu = 0{,}6$; $R_u = 1{,}2$ m; $x_o = 0{,}3$ m; $y_o = 0$; $v_x = v_y = 0$ m/s.

С помощта на програмата беше изследвано и влиянието на ъгловата скорост върху скоростта на смилания


Vтм, m/s
1.85
1.80
1,75
1.70
1.65
1.60
1.55
3
5,5
7
8.8
10
12
ωg , rad/s
1 - Xo = 0,2m
2 - Xo = 0,3m
3 - Xo = 0,4m
4 - Xo = 0,5m
Ru = 1,2 m
yo = 0 m
Vx = 0 m/s
Vy = 0 m/s
μ = 0,3

Фиг. 1.


Vtm , m/s
1.8
1.6
1.4
1.2
1.0
0,8
3
5,5
7
8,8
10
12
ωg, rad/s
1 - Xo = 0,2m
2 - Xo = 0,3m
3 - Xo = 0,4m
4 - Xo = 0,5m
Ru = 1,2 m
yo = 0 m
Vx = 0 m/s
Vy = 0 m/s
μ = 0,3

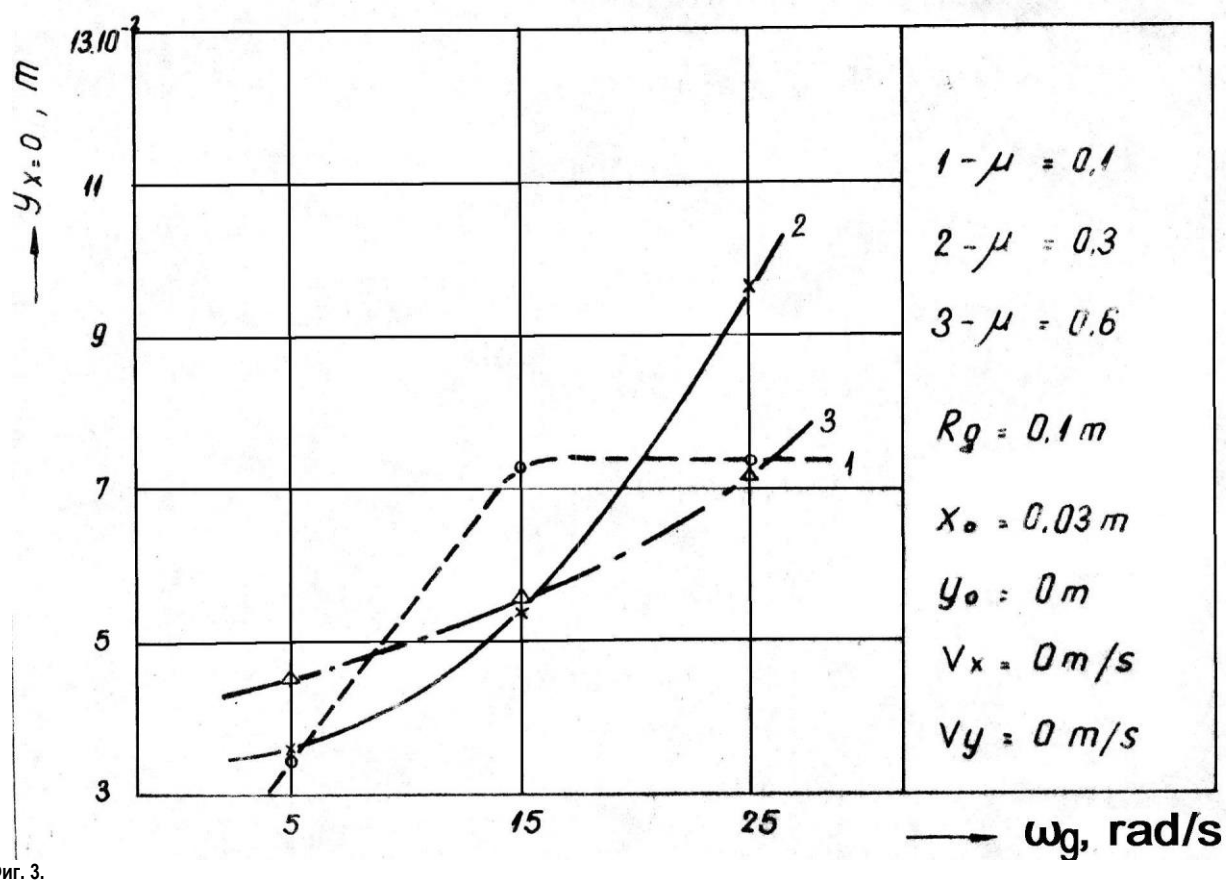
Фиг. 2.

материал $v_м$ при напускане на диска, която е определена чрез компонентите си v_x и v_y.

Изменението при различните режими е различно, като характерът му в общи линии се запазва. За илюстрация на фиг.1 и фиг.2 са показани тези изменения при една стандартна мелница, произвеждана в SKET/Dessau. Ясно е изразено нарастването на скоростта на материала по радиуса $v_{rм}$ с нарастване на ъгловата скорост на диска – фиг.1. Така например това нарастване е 0,026 m/s за rad/s при $x_o = 0{,}3$ m и 0,037 m/s за rad/s при $x_o = 0{,}2$ m. С увеличаване на ъгловата скорост, скоростта на материала по тангентата /фиг.2/ слабо намалява, като това намаление е 0,0215 m/s за rad/s при $x_o = 0{,}2$ m, а при $x_o = 0{,}5$ m то е само 0,0108 m/s за rad/s. Всички останали параметри на режима са посочени върху фигурите.

С изменение на ъгловата скорост на диска се изменя и координатата по **y** при **x** = 0 - $y_{x=0}$, или радиуса на диска, където смиланата частичка се очаква да достигне до следващия смилащ валяк. При всички изследвани режими се забелязва слабо увеличаване на $y_{x=0}$ с нарастване на ъгловата скорост. Така например това нарастване при една лабораторна конусно-валцова мелница с диаметър на диска 200 mm е $0{,}2.10^{-2}$ m за rad/s при $\mu = 0{,}1$ и е $0{,}3.10^{-2}$ m за rad/s при $\mu = 0{,}3$ /фиг.3/. При една промишлена КВМ – типоразмер 25 /диаметър на диска 2,5 m/ нарастването се движи в границите от 2,7. 10^{-2} m за rad/s при $\mu = 0{,}6$; $x_o = 0{,}2$ m; $y_o = 0$; $v_x = v_y = 0$ m/s до $0{,}9.10^{-2}$ m за rad/s при $\mu = 0{,}3$; $x_o = 0{,}5$ m; $y_o = 0$; $v_x = v_y = 0$ m/s.

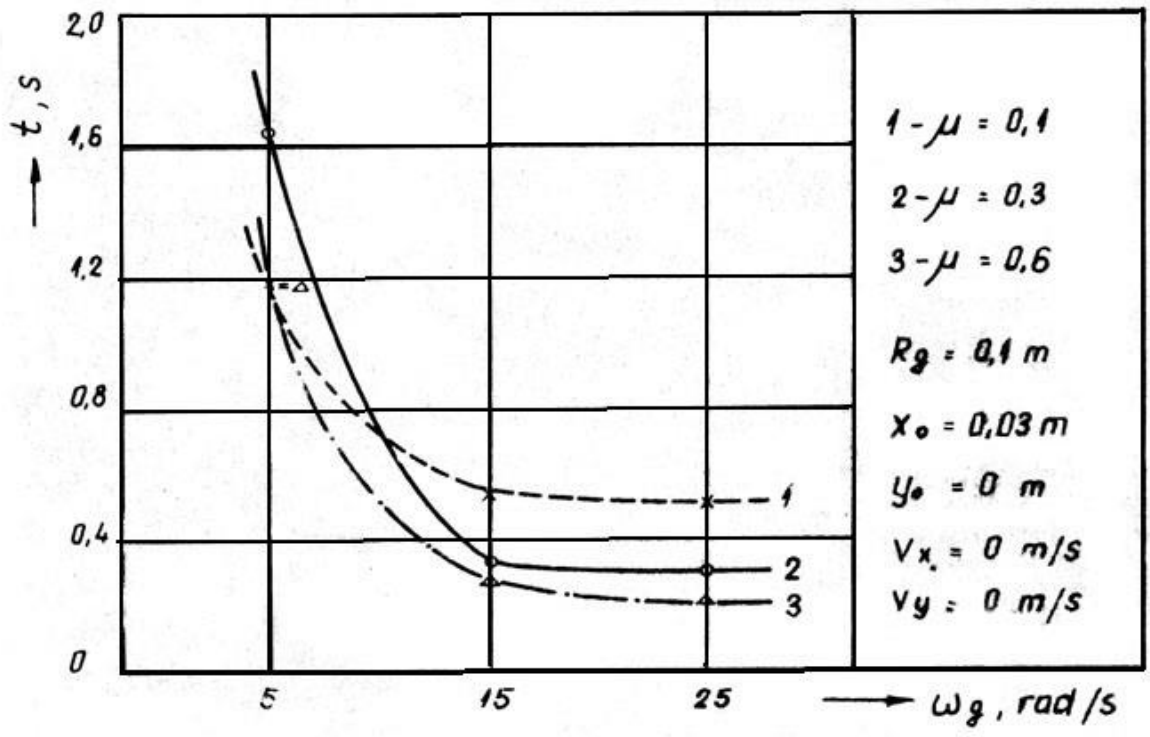
Изготвената програма даде възможност да се установи влиянието на ъгловата скорост върху времето на престой на материала върху диска t при еднократен процес. Изследванията показаха, че с нарастване на



Фиг. 3.

ъгловата скорост намалява времето на престой /фиг.4/. Така например това намаляване е от порядъка на 0,035 s за rad/s при $\mu = 0{,}1$ и 0,066s за rad/s при $\mu = 0{,}3$. Останалите параметри на режима са показани на фигурата. Тука ясно се вижда влиянието на ъгловата скорост върху производителността на мелницата, а именно с увеличаване на ъгловата скорост на диска расте и производителността. В случая непременно трябва да се държи сметка и за изменение качеството на готовия продукт.

Изменението на радиуса на зоната на покой R_o с ъгловата скорост на диска $\omega_д$ е очевидно. Изготвената програма дава възможност да се намери оптималния радиус R_o при съответна ъглова скорост $\omega_д$, което ще доведе до избягване на задръстване на машината.



Фиг. 4.

От изложените резултати се вижда сложното влияние на ъгловата скорост на диска върху параметрите на процеса. Направеното изследване може да служи за оптимизиране на процеса в конусно-валцовите мелници и за определяне на компромисния оптимум, което ще доведе до значително подобряване на производителността и енергопоглъщаемостта на тези мелници.

Литература:

Божанов, Е., Вучков И. 1983. Статистически методи за моделиране и оптимизиране на многофакторни обекти. С. Техника

Irmer, K., Folgner Th., Hoeffel K. 1983. Untersuchungen zur Klinkermahlung auf Waelzmuehlen, Freiberger Forschungshefte, H.A.685.

Vucheva R., Trifonova M. 2004. Investigation of the motion of mineral to be milled on the discs by means of mathematical models, Manufacturing and management in 21st century .p.272-274.

Препоръчана за публикуване от
Катедра “Машинознание”, МЕМФ

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

УПРАВЛЕНИЕ НА ПРАХОВИТЕ ОПАСНОСТИ В ГАЛЕРИЯ ПОД ПРИЕМНИ БУНКЕРИ НА ТЕЦ

Захари Динчев, Елена Власева, Александър Крилчев, Михаил Михайлов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ: Техническите решения за намаляване на праховата опасност, предлагани в тази статия, се базират на измерванията и изводите за източниците на прах, начина на разпространение, количествени параметри на отложен и витаещ прах, техническите и експлозивни характеристики на праха, в [1]. Предлаганият комплекс от взаимно допълващи се мероприятия за управление на праховата опасност включва - намаляване на интензивността на прахоотделяне, улавяне на праха при източника, намаляване на експозицията върху операторите в галерията и безопасно събиране на отложения прах.

DUST RISK MANAGEMENT IN UNDERGROUND GALLERY UNDER RECEPTION SILO OF THERMAL POWER PLANT.

Zahari Dinchev, Elena Vlasseva, Alexandar Krilchev, Michael Michaylov

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia

ABSTRACT: First part of this paper presented dust sources, distribution mechanics, quantitative characteristics for settled and dispersed dust, other characteristics (particle size distribution, exclusivity). Technical measures to combat dust hazard, object to this part of paper, are based on measurements and analysis, presented in [1]. They include complex of mutually complementary solutions which lead toward control of dust hazard – dust intensity decreasing; capture of dust at source of liberation, personnel exposure reduction during operation and rest, safety collection of settled dust.

Въведение

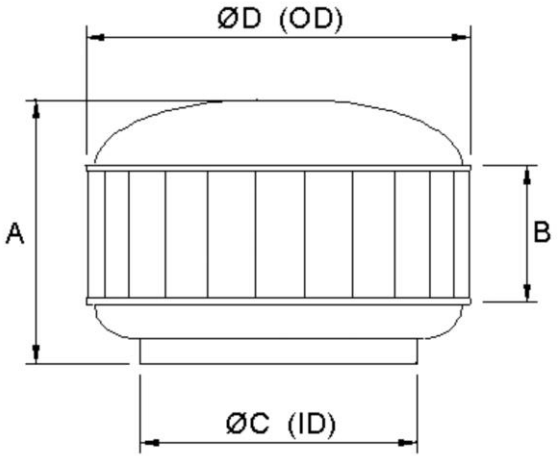
Подземната галерия под приемни бункери за въглища [1] е сложно за проветряване съоръжение, поради наличието на източници на прах с различни динамика във времето и пространството, променлива интензивност и начин на разпространение на праха. Аспирационна система, която да се справи с осигуряване на здравословна и безопасна работна среда се сблъсква с противоречиви изисквания. От една страна изнасянето на залпово отделени прахови емисии при питателите предполага по-високи скорости на въздушния поток. Те обаче от своя страна вдигат утаения прах и увеличават емисията на прах във въздушната среда. Ефективното намаляване на праховата опасност изисква комплекс от технически решения, съобразени с изследванията на запрашеността и прахоотлагането [1] в галерия под приемни бункери, който включва:

- *Постъпване на чист атмосферен въздух в галерията;*
- *Улавяне на праха в зоната на източниците;*
- *Почистване на отложения прах в галерията и от съоръженията в нея;*
- *Осигуряване на очистен от прах въздух при управление на питателите и отдих на операторите в галерията.*

Доставка на чист атмосферен въздух в галерията. Положението на галерията под приемни бункери определя неблагоприятни условия за нейното естествено проветряване. Проектно предвидената механична смукателна вентилация е била изключена, поради високото ниво на шума, който се експонира както върху персонала по разтоварване на вагони, така и върху операторите на питателите. Вентилаторите на системата са демонтирани, а смукателните им канали се нуждаят от ремонт за ефективно използване.

Отсъствието на механична вентилация в една подземна транспортна галерия по която се доставят въглища в централата поставя въпроса за нейната категоризация – като помещение с повишена прахова опасност или като подземна минна изработка. Независимо от начина на категоризиране обаче, галерията трябва да има осигурени възможности за:

- аварийна вентилация и вентилационно секциониране, които не позволяват проникване на пожарни газове при пожар към свързаните с нея помещения и
- автоматични уредби [2,3] за гасене на пожар на двата транспортьора.



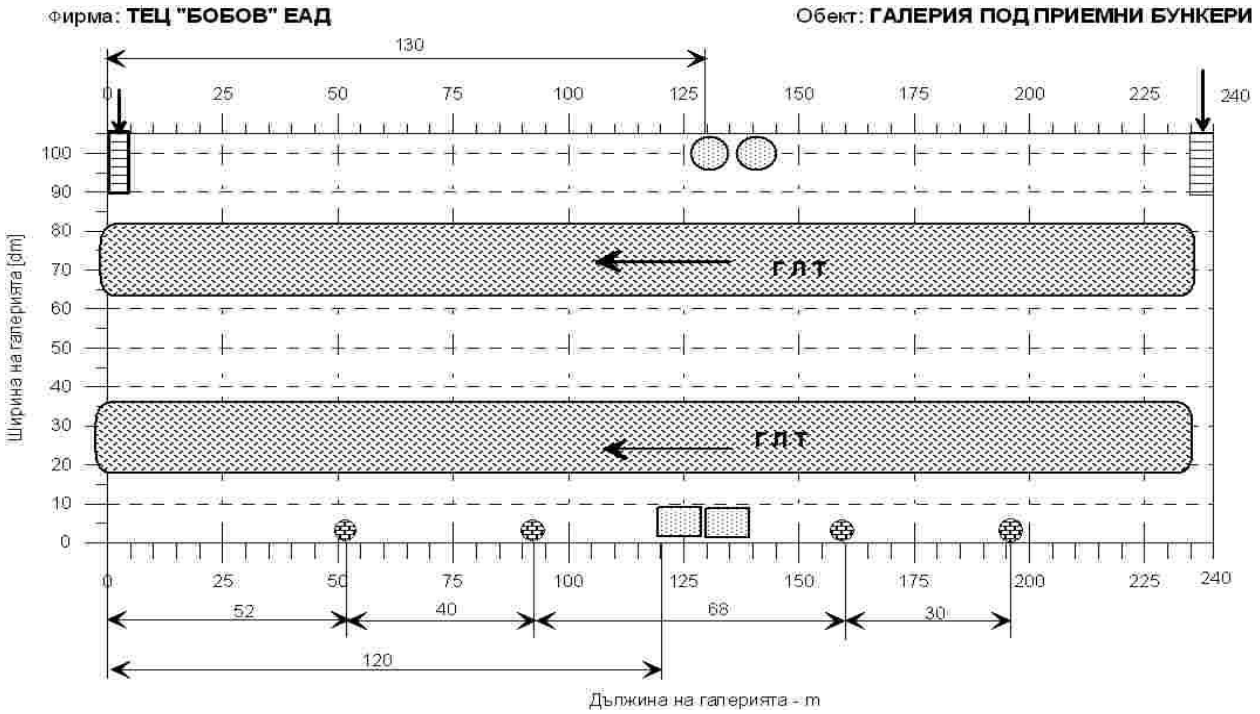
Фиг. 1

Непрекъсната доставка на чист въздух в галерията може да бъде осигурена с помощта на ветровентилатори (ветрови вентилатори), общият вид на които е показан на фиг.1.

От технологични съображения, с отчитане на положението на съществуващите отвори в тавана на галерията и на склада на въглища (фиг.2) се предвижда монтирането на 8 ветровентилатора, както е показано на фиг..3. Инсталирането на вентилаторите ще се извърши на два етапа. Най-напред ще се монтират четири вентилатора на съществуващите отвори в галерията (фиг.2), а по-късно при благоприятни атмосферни условия ще се направят допълнителни пробиви за инсталирането на останалите 4 ветровентилатори, както е показано на фиг. 3.

Техническите характеристики на вентилаторите са показани в табл.1. Осемте проектни вентилатора ще осигуряват обмен на въздуха в галерията за 49 - 24 min, и кратност на въздухообмена от 1.2 h^{-1} до 2.5 h^{-1}, при скорост

вентилационни тръби
2 x Φ410 mm



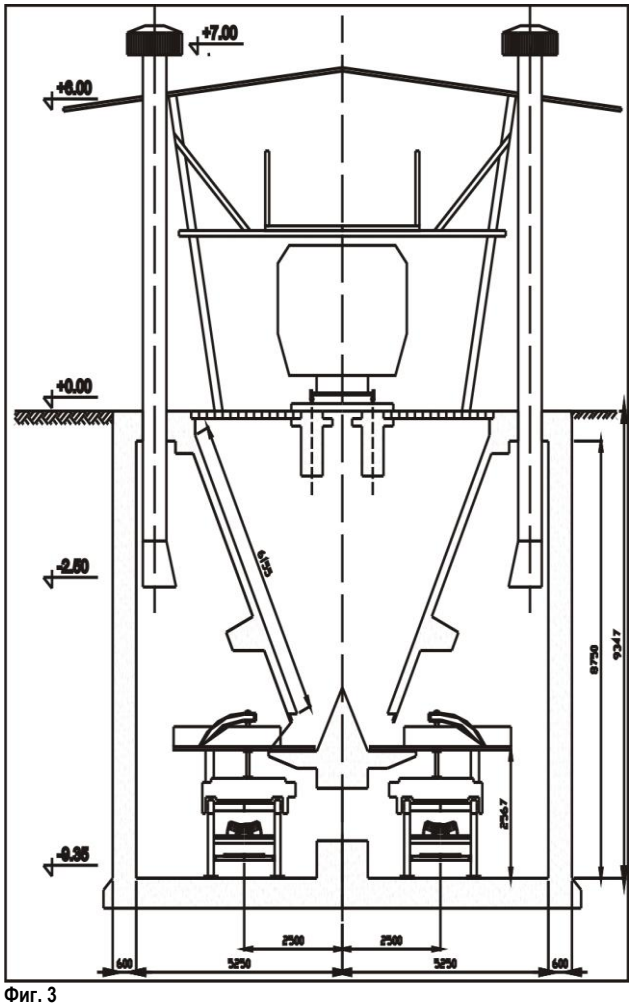
вентилационни отвори
2 x ф810 mm

Фиг. 2

Таблица 1

ХАРАКТЕРИСТИКА		Димензия	Стойност		Пояснение
			тип А	тип Б	
Диаметър на смукателя		*mm*	602	705	ID на фиг. 1
Външен (габаритен) диаметър на турбината		*mm*	766	876	OD на фиг. 1
Височина на вентилатора		*mm*	724	796	A на фиг. 1
Тегло		*kg*	12.8	15.8	на вентилатора
Дебит на вентилатора при скорост W_a на вятъра	6 km/h	*m³/min*	37.2	56.64	W_{wind} = 1.6 m/s
	12 km/h	*m³/min*	66.24	97.8	W_{wind} = 3.3 m/s
	16 km/h	*m³/min*	85.2	125.4	W_{wind} = 4.4 m/s

.



Фиг. 3

на вятъра от 1.6 m/s до 4.5 m/s и височина на монтирането им над билото на покрива на навеса над бункерите в границите от 0.8 до 1.2 m. Важен момент във форсиране на естественото проветряване на галерията е посоката на движение на постъпващия в нея чист въздух. При предлаганата схема на монтиране на вентилаторите (фиг.2 и фиг.3) въздушните потоци ще се движат от крайните по дължината на галерията отвори към средата ѝ, и по точно към устието на тръбопроводите на вентилаторите (фиг. 3). При тази схема разпространението на праха в галерията вече няма да се определя само от движението на питателите и транспортната лента.

Въздуховодите на ветровентилаторите са спуснати до кота –2,5 m (фиг.3), което осигурява ефективно изсмукване на витаещия прах от запрашения въздух над зоната на разпрашаването. Вентилаторите се монтират на кота +7,0 m на 1 m над билото на покрива. Скоростта на движение на въздуха в галерията остава достатъчно ниска под границата от 1 m/s, за да не предизвиква допълнително запрашаване, изсмукване и вдигане на отложен прах. При предвидената височина на засмукване само фин витаещ прах с аеродинамичен диаметър под 15-10 μm може да попадне в смукателния тръбопровод на вентилатора и да бъде изнесен в атмосферата в незначително от екологични съображения количество.

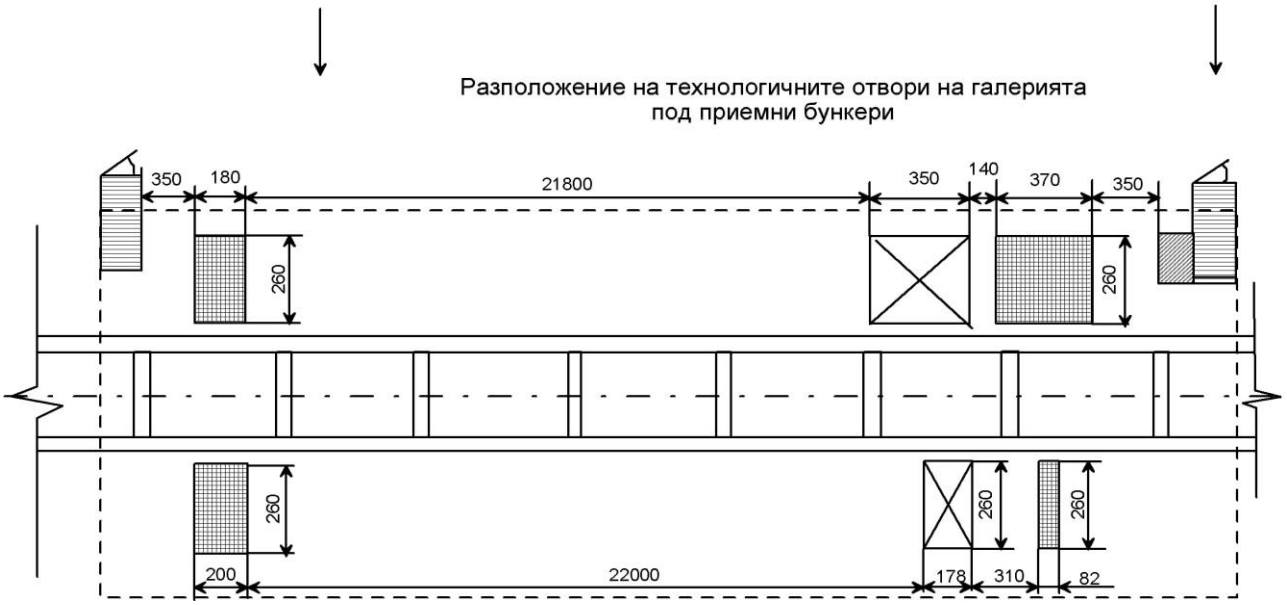
Ефективността на проветряването с ветровентилаторите се влияе и от наличните отвори в тавана на галерията,

Фиг. 4

представа за които дават снимките на фиг.4. Някои от тях не могат да бъдат затворени от технологични съображения, но за други - това е възможно. На фиг. 5 е показана схема на отворите и са маркирани с кръст тези от тях, които следва да бъдат изолирани.

Отворите, които останат отворени, защриховани на фиг.5, трябва да се осигурят срещу ветрово навяване на прах от склада за въглища и ръсене на прах през тях от кота терен в галерията.

Прахоулавяне в зоната на перковите питатели. При изтичане на въглища от разтоварвания вагон в бункера те ежектират въздух, който се увлича от течението на въглищата. Количеството на ежектирания въздух зависи от непроменяеми конструктивни параметри на приемните



Фиг. 5

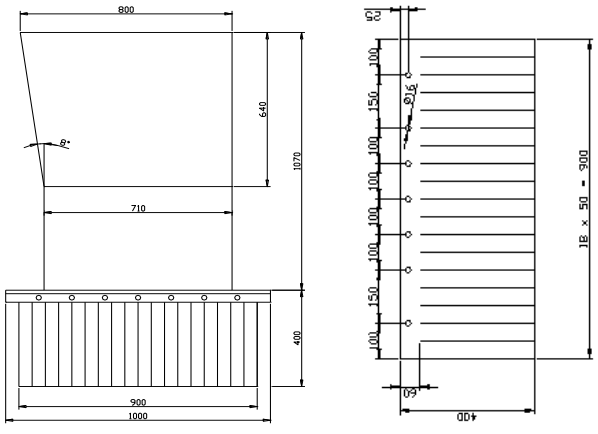
бункери и от височината на свободно падане на въглищата, мерена до дънната плоча на бункера.

При удар в дънната плоча на бункера съществена част от ежектирания въздух напуска бункера през дънния захранващ отвор и изнася съществено ъглшчиствж прах в галерията. Този механизъм на издухване на прах може да бъде затормозен по три начина:

- с намаляване на скоростта с която въглищата срещат дънната плоча. Технически това предполага инсталиране на отклонители на потока, които да намалят скоростта на движението му. Зърнометричния състав на въглищата и наличието на значителни количества глини в минералния им остатък правят такова решение опасно по отношение режима на разтоварване на приемния бункер;
- с промяна на посоката на движение на запрашения ежектиран въздух, чрез създаване на подналягане над бункерите. Подобно решение се прилага с успех при единично разтоварване на вагони, когато е възможно оформянето на помещение от което се изсмуква запрашения въздух само в момента на разтоварването – дънно или с обращател. За приемните бункери на ТЕЦ “Бобов дол” такова решение е технологично и мащабно неприложимо;
- с капсуловане на изхода на бункера и пресипката на транспортна лента. Нашето предложение е най-близко до този подход, който ние считаме за частично приложим към изградените съоръжения и технология за разтоварване на вагоните и претоварване на лентовия транспортьор.

За намаляване на запрашеността при източниците са възможни четири конструктивни решения:

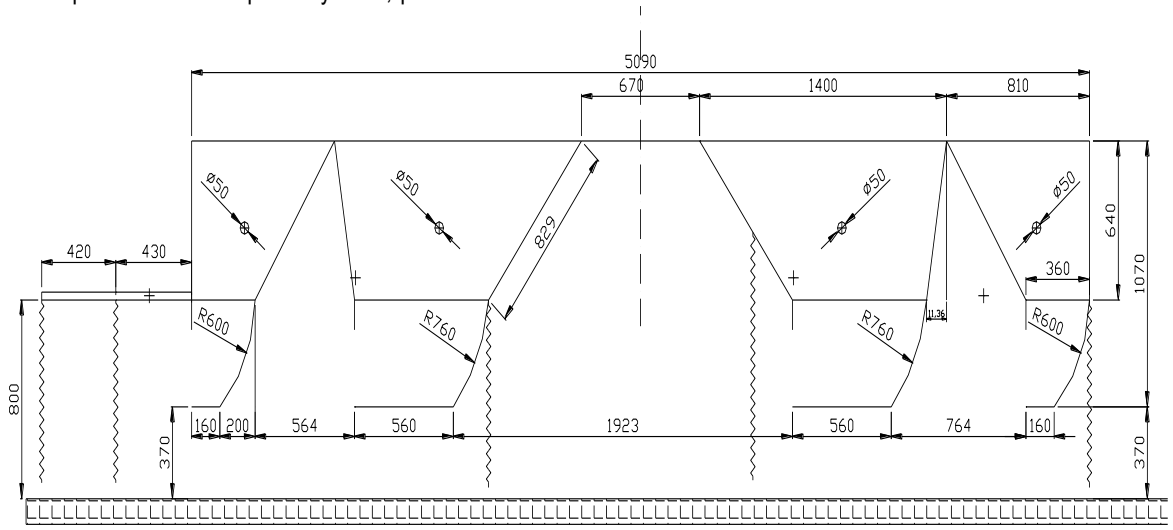
- Ограничаване издухването на прах през дънния отвор на приемен бункер, чрез монтиране на еластични гумени клапи, които в нормално затворено положение следват ъгъла на естествения откос на въглищата. Клапите се повдигат от транспортната количка на перковия питател с помощта на неподвижен водач по цялата дължина на количката и се затварят след нейното преминаване.
- Подобрено капсуловане на течките на перковия питател. Необходимо е да се монтират еластични ресновидно срязани пердета (фиг.6) в двата края на питателя, които да следват натоварения на нея материал, без да променят формата на купа, като затрудняват издухването на запрашен въздух по посока на движение на лентата при падане на материала върху нейната повърхност.



Фиг. 6

➢ Промяна на посоката и скоростта на падане на материала от течките, чрез завъртане на потока по посока на движение на лентата (фиг.7).

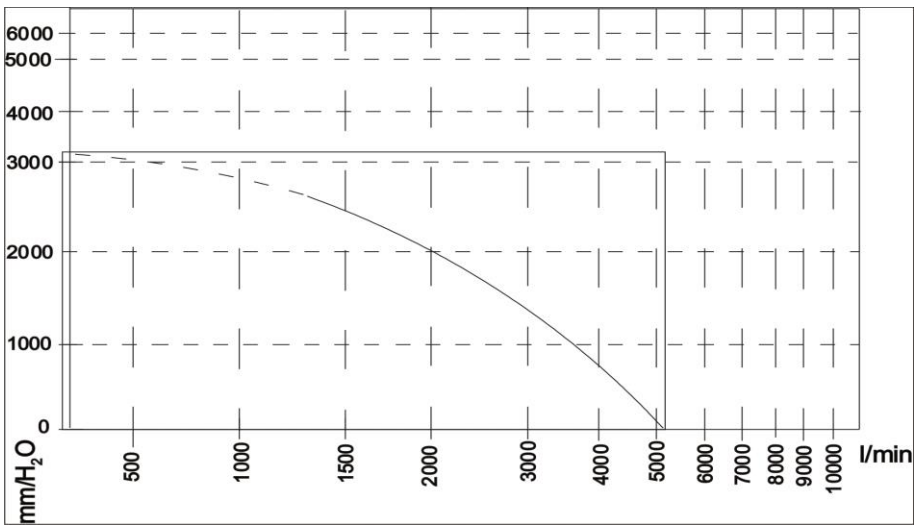
➢ Изсмукване и очистване на запрашен въздух от зоната на течките. Реализацията на това решение изисква по-добро капсуловане на работната зона на питателя и изхода на течките. Запрашеният въздух ще се засмуква от две точки с взривобезопасна прахосмукачка, разположена на транспортната количка на лентовия питател и захранвана от него. На фиг.8 е показан вида на такава промишлена прахосмукачка, а на фиг. 9 – нейната работна характеристика. Прахосмукачката може да работи в зони на прахова опасност 21 и 22, съгласно стандарта [4]. Измерванията в [1] показват, че при нормална работа и с отчитане на възможността за аварийно вдигане на отложен прах прахосмукачката ще работи в зона 21.



Фиг. 7

а) б) *в)*

Фигура 8. Взривобезопасна прахосмукачка



Фиг.9. Работна характеристика на прахосмукачката

Останалите технически характеристики на прахосмукачката [5], които имат значение за избора и експлоатацията й, са дадени в таблица 2.

Таблица 2

#	Характеристика	Димензия	Стойност
1.	Работно напрежение	V	230/400
2	Мощност	kW	2,2
3	Максимален вакум (фиг. 9)	hPa mmH_2O	314 3 200
4	Максимален дебит на засмуквания запрашен въздух (фиг.9)	m^3/min	5,1
5	Площ на филтъра	cm^2	19 500
6	Капацитет на съда за прах	dm^3	100
7	Смукателен шланг	mm ∅	70
8	Тегло	kg	115
9	Размери – дължина L - ширина W - височина H	mm mm mm	1 160 680 1 520
10	Ниво на шума	dB	71
11	Степен на влаго- и прахозащита експлозивна защита	IP Ex	55

Една близо два пъти по-лека конструкция с пневматично задвижване (фиг.8б) може да се прилага при наличие на сгъстен въздух. Ежесменното почистване на прахосмукачката, чрез връщане на уловения прах в процеса, може да осигури нормалната й работа, дори и при максимално натоварване. Прахосмукачката може да бъде модифицирана да събира уловения прах в найлонова торба поставена в резервоара за прах. Разтоварването се осъществява, като се освобождава съда за прах от основната носеща конструкция. Цилиндричния съд пада върху собствени колела, както е показано на фиг. 8в.

Почистване на отложения прах. Почистването на отложения върху пода, съоръженията, тръбопроводите и стените на галерията прах ще се извършва с промишлена прахосмукачка [5], показана на фиг.8. Следвайки получените данни за отложения прах и прогнозното моделиране в [1], почистването трябва да се извършва всяка смяна - при голямо натоварване на бункерите и до един път в денонощие – при малко натоварване. Безопасността изисква да се приеме режим на почистване два пъти в денонощието – т.е. всяка смяна за установения сменен режим.

Прахова защита при работа и почивка на операторите. Праховата защита на операторите на перковите питатели обхваща двата технологични етапа от тяхната ангажираност през 12-часовата работна смяна :

- работа в зоната на питателите – с ползване на прахови маски за дихателна защита с минимален дискомфорт;
- пребиваване в кабината за отдих – с апарат очистващ от прах въздуха в помещението.

Подходящи противопрахови маски. Изборът на противопрахова маска за защита на дихателните органи на операторите в подобни условия следва последователността:

- избор на ефективен по вида, размера на замърсителя и големината на замърсяването на въздуха апарат;
- оценка на допълнителните фактори, свързани с режима и микроклиматичните условия на използване на вече подбраните алтернативни апарати

За операторите на питателите в галерията най-значимото допълнително условие е технологично определената голяма продължителност на работа с апарата за дихателна защита през време на работната смяна. За конкретните условия на приложение избрания апарат за дихателна защита трябва да създава в оператора усещане за комфорт при ползване. Такъв експлоатационен комфорт осигуряват противопрахови филтриращи апарати с принудително подаване на въздух под маската на апарата. Режима на движение на оператора изключва възможността за ползване на обичайните шлангови апарати, поради ограничената им област на действие, свързана с положението на източника на въздух под налягане.

Изискването за повишен комфорт и режима на движение на оператора свежда възможностите за избор до апаратите със собствен източник на въздух под налягане по-високо от атмосферното. Два апарата от серията OptimAir на фирмата MSA (Mine Safety Appliances) са подходящи за защита на операторите в галерията на приемни бункери - MM2kPARP(фиг.10) и 6APARP(фиг.11). Апаратите от този вид осигуряват под маската дебит на въздух по-голям от необходимостите на белодробната вентилация. По този начин през евентуалните неплътности на контакта на маската с лицето на оператора изтича в заобикалящата го атмосфера пречистен въздух. При продължителна работа този ефект създава допълнително усещане за комфорт и избягване на изпотяване в зоната на контакта, което обикновено е причина за сваляне на маската. Безспорно най-голям комфорт и при двете конструкции се постига за сметка на вдишване без съпротивление, зависещо от замърсяването на филтъра.

Фиг. 10. OptimAir® MM 2K PAPR

OptimAir® MM 2K PAPR с **HE OptiFilter** е малка, по-лека и по-евтина от стандартните апарати от този вид, благодарение на новия тип NiMH батерия и двойно зареждащо устройство. Ниско профилната NiMH (никелова хибридна батерия) е лека (около 345 g), приляга добре до тялото и е достатъчно малка, за да се побере в джоб.

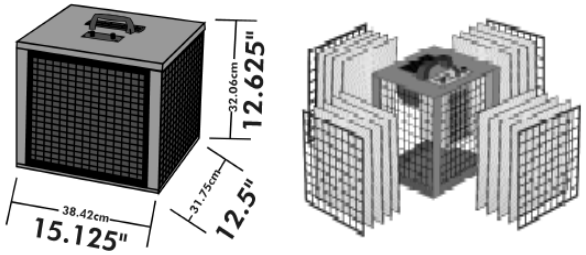
Батерията осигурява 8 часова непрекъсната употреба на маската. Друго предимство е, че NiMH батерии могат да се дозареждат, без да се разреждат напълно, каквото е изискването на NiCd батерии.. Двойно зареждащото устройство зарежда батерията за по-малко от три часа. Индикатор показва състоянието на батерията: бързо зареждане; напълно заредена, грешка.

Олекотения дизайн на **OptimAir® MM 2K PAPR** [6] е подходящ за използване в опасни производства с вредна работна среда, тъй като водно-устойчивия филтър имо опция за включване на пред-филтър и обвивка. Пълната конфигурация включва: мотор-въздуходувка, NiMH батерия, двойно зареждащо устройство, HE OptiFilter® XL патрон, промазани найлонови ленти за задържане към тила и по желание – предпазен шлем против лъчения.
Устройството филтрира замърсения въздух и подава чист въздух директно до предпазния шлем. Тъй като съоръжението няма дихателна тръба, то е по-компактно от другите маски и осигурява по-голяма подвижност на работника и по-лесно почистване

Фиг. 11 **.OptimAir 6A PAPR с OptiFilter**

OptimAir 6A въздухоочистващ дихателен апарат с мотор (PAPR) може да се използва с комбинация от филтри за прахови частици с различен състав, токсични газове, пари. Изисква два еднакви филтъра. Въздуходувката на апарата има високо ефективен 4.6 волтов мотор с продължително действие. Филтрите на апарат се сменят когато въздушния дебит стане по-малък от 115 dm^3/min при плътно прилепваща маска или когато оператора усети вкуса на замърсителите.

Пречистване на въздуха в кабината на операторите. Въздухът в кабината (с обем 24 m^3) на операторите ще се пречиства до хигиенните норми чрез показаното на фиг.12. въздухоочистващ апарат. Замърсеният въздух преминава през през страничните 4 стени на въздухоочистващия апарат. На тях са монтирани филтърни конфигурации, които се сменят лесно и бързо Най-съществоното предимство на апарата е, че той работи независимо от другите вентилационни системи, за проветряване и аспирация в галерията.



Фигура 12

Филтрите могат да очистват от частици с размер до 1 микрон, да отстраняват неприятни миризми и други вредности. Апарата има възможност да се конфигурира с антибактериална лампа, чрез която се унищожават вируси и бактерии. Параметрите на устройството са показани в таблица 3.

Таблица 3

Характеристика	Димeнсия	Стойност
Максимален дебит на пречиствания въздух	m^3/min	5,7
Регулиране на дебита	безстепенно	
Мощност при максимален дебит	W	180
Работно напрежение - мотор	V	220
Размери – дължина L - ширина W - височина H	mm mm mm	384 317 320
Тегло	kg	12,25

Ефективността на защита на филтрите на предлаганите в тази част решения се движи от 95% до 99%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Галериите под приемни бункери на ТЕЦ представляват подземни съоръжения с всички опасности на транспортна минна изработка с лентов извоз и те трябва да бъдат нормативно третирани като такива по отношение на пожарната, взривна и хигиенни опасности.

Едно тотално решение на минимизиране на двете прахови опасности в галериите под приемни бункери на ТЕЦ все още не е намерено. Това изисква конкретни изследвания за характеризиране на източниците на прах във всеки отделен обект. Характеристиките на витаещия и отложения прах зависят от въглишата, които постъпват в централите, което определя изменчивост на тези характеристики, както при постъпването им от различни басейни, така и при смяна на доставчика. Тази изменчивост предполага по-регулярни изследвания на определящите опасностите характеристики на праха. На основата на тези изследвания трябва да се определят и зоните по експлозивна прахова опасност [4] за да се изясни изпълнението на електрическите машини и апарати е адекватно на риска от прахови експлозии.

Липсата на универсално решение налага прилагането на комплекс от технически решения за управление на праховите опасности. Този комплекс може да бъде ефективное избран на основата на достатъчно изследвания за характеризиране на източниците и на праха за конкретния обект. Съществуват нескъпи

конструктивни решения, които могат да намалят прахоотделянето в галериите под приемни бункери.

Проветряването и аспирацията в галерията могат да ползват богатия минен опит в борбата с праха при подземния добив на въглища, както при проектирането на нови, така и в реконструкцията на съществуващите обекти от този вид.

Когато в една подземна изработка, каквато е галерията под приемни бункери, се търси постигане на граничните съдържания на прах само за двама оператори в работна смяна, съвременните високо ефективни лични предпазни средства могат да бъдат достатъчно добро решение, което е икономически поносимо за незабавно приложение.

Съществуващата практика за измиване на праха в галериите не е ефективна, особено през студения период. Почистването с експлозивно безопасни прахосмукачки с достатъчен капацитет ще се наложи в ТЕЦ, когато риска от прахови експлозии в галериите бъде оценен, осъзнат и управляван.

Пожарната опасност на лентовите транспортьори в подземните галерии под приемни бункери на ТЕЦ не е оценненна и не са предприети адекватни мерки за управление на риска. Огромния поток въглища, който преминава през галерията предполага, при организирана вентилация, подходяща пожарна сигнализация, включително и за откриване на огнища на самозапалаване във въглищния поток. Най-подходящи за тази цел, както и за ранно откриване на запалаване на лентовите платна са локални сигнализатори на въглероден оксид. Защитата от запалвания на лентовите платна може да се осигури с автоматични инсталации за пожарогасене с разпръснати водни струи на двигателната и обръщателната станция на всеки транспортьор или с дренчерни системи по трасето на транспортьорите.

Препоръчана за публикуване от катедра
„Руднична вентилация и техническа безопасност”, МТФ

Литература

[1] Крилчев А., З.Динчев, Е.Власева, М.Михайлов. Оценка на праховите опасности в галия под приемни бункери на ТЕЦ. Годишник на МГУ, т. 50, 2007. Св.II: Добив и преработка на минерални суровини.

[2] М.Михайлов. Автоматична пожарогасителна система УПА-1м. Минно дело 4,1985, стр.24-27.

[3] М.Михайлов. Изпитвания на автоматична пожарогасителна система УПА-1м. Минно дело 5,1985, стр.25-28.

[4] EN - 61241. Electrical apparatus for use in the presence of combustible dust. Part 10 Classification of areas where combustible dust are or may be present.

[5] CFM Industrial Vacuums UK - part of the Nilfisk-Advance group. www.cfm-ivac.co.uk/sez_aspiratori_lista.html

[6] **MSA** OptimAir 6A Instruction Manual – 490883.

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ЕФЕКТИВНА КОМПЕНСАЦИЯ НА РЕАКТИВНИТЕ ТОВАРИ СЪС СИНХРОННИ ДВИГАТЕЛИ

Стефан Чобанов, Менто Ментешев

СМС-С ЕООД, 2070 Пирдоп

РЕЗЮМЕ: В обогатителните фабрики, например Асарел Медет, Елаците Мед, има значителен брой инсталирани синхронни двигатели (СД), чиято единична мощност достига до 2,5MW. Използват се за задвижване на мелници с автогенно и с топково смилане, на помпи, компресори и въздуходувки.
Доказва се, че при определени условия, въпреки значително по-големите загуби на активната мощност за генериране на 1 kVAr реактивна (капацитивна) мощност спрямо кондензаторните батерии, СД могат да се използват ефективно за подобряване на фактора на мощноста. Поддържането на консумация на реактивна енергия, лимитирана от неутралната стойност ($\cos\varphi$=0.9), води до осезателно намаляване на консумираната активна мощност за компенсация и до спестяване на значителни парични средства. Разработена методика, позволява да се определят икономиите при оптимизиране на компенсацията.

EFFECTIVE COMPENSATION OF REACTIVE LOADS BY SYNCHRONOUS MOTORS

Stefan Chobanov, Mento Menteshev
CMC-C Ltd., 2070 Pirdop, Bulgaria

ABSTRACT: In the enrichment plant such as Asarel Medet, Elacite Med, there are considerable number of synchronous motors installed (SM), whose unit power is up to 2,5MW. They are used for driving mills having autogenous or ball milling, for pumps, compressors and air blowers.
It is proved that under defined conditions despite considerably bigger loss of active power for generating 1kVAr reactive (capacitive) power in relation to capacitor banks, SM could be used effectively for improvement of power factor. Supporting the consumption of reactive energy limited by the neutral rate ($\cos\varphi$=0.9) leads to significant decrease of consumed active power for compensation as well as saving of considerable funds. Developed methodology allows defining of the economies by optimizing the compensation.

Синхронните двигатели са със забележимо присъствие в минните предприятия. Те са основни задвижвания на мелниците в обогатителните фабрики , чиято мощност достига 2,5MW. Намират приложение за задвижване на мощни помпи, вентилатори, компресори и др. Синхронните двигатели са използвани като мрежови в багери с постояннотокови задвижвания.

Освен основното си предназначение – задвижването на машини те се използват и като генератори на реактивна мощност с капацитивен характер за подобряването на фактора на мощност $\cos\varphi$. Веднага трябва да се подчертае, че произвежданата реактивна мощност е на няколкократно по-висока цена спрямо тази произвеждана от кондензаторните батерии. Това се определя от многократно по-голямата загуба на активна мощност в синхронните двигатели достигащи до 5%, за генериране на 1kVAr капацитивна мощност.

Логично е, а в повечето случаи и икономично обосновано е при наличие на синхронни двигатели, при това с осезаема мощност 10^2-10^3kW, в електрическите уредби те да се използват и за подобряване на $\cos\varphi$.

Предвид на значителната загуба на активна мощност 0,009 до 0,05kW / kVAr, усилията трябва да се насочат към генерация на минималната необходима реактивна мощност. Този минимум трябва да се лимитира от нормираната като минимална средномесечна стойност на $\cos\varphi_н$=0.90, определен по отделно за върховата и за дневната зони.

При съществуващите две форми на заплащане на електрическа енергия – по регулирани цени или по пазарни (договорени)цени, при стойности на $\cos\varphi$ под 0,9, или при консумация на реактивна енергия над лимита (изчислен при $\cos\varphi$=0.9)потребителите се санкционират чрез повишаване на цената на консумираната активна енергия. Съществено е да се подчертае, че поддържането на $\cos\varphi$>0,9 не води до опции, така както беше в по-далечното минало.

Основният извод, който трябва да се направи, е че от пазарна гледна точка, постигането на $\cos\varphi > \cos\varphi_н$, което става с цената на допълнителни разходи от потребителя, е не само безсмислено, но води и до допълнителни загуби. Това в особено висока степен води, когато компенсирането на реактивните товари става със превъзбуждане на синхронните двигатели.

Тази констатация е с противоположен знак за производителя и дистрибутора на ел.енергия, тъй като по-

високите от 0,9 стойности на фактора на мощността облекчават режима на работа на генераторите и намаляват загубите при преноса на електрическа енергия. Ето защо те приемат с мълчаливо благоразположение консумацията на ел.енергия при $\cos\varphi$>0,9, но безкомпромисно санкционират потребителите при $\cos\varphi$<0,9.

На фона на резултатите, че при компенсиране на реактивната мощност със синхронните двигатели, поддържането на $\cos\varphi$>0,9 е свързано със значителни загуби на ел.енергия и средства за нейното заплащане. Тези загуби са свързани пряко с нарастването на $\cos\varphi$ спрямо $\cos\varphi_н$=0,9 и косвено с консумираната активна мощност.

Критерият за ефективността на компенсацията, особено ако е осъществена от синхронни двигатели, е генерираната реактивна (капацитивна) мощност довеждаща до прекомпенсацията ΔQ да бъде близка до нула:

$$\Delta Q = P\left(tg\varphi_d - tg\varphi_н\right) \to 0 \qquad (1)$$

където:

P е консумираната активна мощност

φ_d -действителната достигната стойност на фазовия ъгъл между напрежението и тока

$\varphi_н$ - нормираната или възприетата за гранично допустима стойност на фазовия ъгъл

Тъй като в енергетиката като фактор на мощността се използва косинуса от ъгъл между векторите на напрежението и пълният ток, по удобна за използване е модифицираната зависимост:

$$\Delta Q = P\left[tg\left(\arccos\varphi_d\right) - tg\left(\arccos\varphi_н\right)\right] \qquad (2)$$

Тази форма е по-удобна и за изчисление, тъй като в повечето съвременни калкулатори са въведени клавиши и с обратните тригонометрични функции.

Тъй като представляват интерес средните стойности за $\Delta Q, P, \cos\varphi_d$, за определен интервал от време (месеци, седмици и т.н.), а информационният източник най-често са електромерите, (2) може да се представи във вида:

$$\Delta Q = \frac{W}{T}\left[tg\left(\arccos\varphi_d\right) - \mathrm{K}\varphi_н\right], kVAr \qquad (3)$$

където

W е консумираната енергия, kWh, за период от време T, часове

$\mathrm{K}\varphi_н$ -детерминирано число, отразяващо нормираната или възприетата стойност $\cos\varphi_н$.

$$\mathrm{K}\varphi_н = tg\left(\arccos\varphi_н\right) \qquad (4)$$

Стойностите на този коефициент, изчислен по (4) са дадени на таблица 1

Таблица 1

$\cos\varphi_н$	0,900	0,905	0,910	0,915
$\mathrm{K}\varphi_н$	0,484	0,470	0,456	0,441

Базираната стойност е неутралния $\cos\varphi - \cos\varphi_н = 0.900$. Ако се изпадне в режим на консумация под 0,900 следват санкции, които зависят от отдалечеността спрямо тази стойност. Ето защо е целесъобразно като гранична допустима стойност да се приеме близка, по-голяма стойност, например 0,905, но според нас не повече от 0,910.

От така изчислената ненужна прекомпенсираща мощност ΔQ, може да се определи преразхода на активна мощност за нейната генерация от синхронните двигатели.

$$\Delta P = a\Delta Q \text{, kW} \qquad (5)$$

където:

a е коефициент , характеризиращ необходимата активна мощност от СД за генерация на 1kVAr, kW / kVAr.

В литературата се посочва диапазон от стойности за a в диапазон от 0,09 до 0005kW / kVAr [1]. В Асарел Медет бе проведено експериментално определение на този параметър на синхронни двигатели с мощност 1,6MW и 2,5MW. Като резултат бе получена средна стойност за $a = 0.03KW / kVAr$.

Спестената (или ненужно консумирана) активна енергия за година е:

$$\Delta W = \Delta P_{год}.T_{год} = a\Delta Q_{год}.T_{год} \qquad (6)$$

където

$\Delta Q_{год}$ е изчислената средна за годината прекомпенсиращи мощности, на базата на средния за годината $\cos\varphi_d$.

$T_{год}$ - времето за работа в часове за годината

$\Delta P_{год}$ - изразходваната средна за годината активна мощност за генериране на прекомпенсиращата реактивна мощност $\Delta Q_{год}$.

За практически изчисления уравнение (3) може да се представи във вида:

$$\Delta Q = \frac{W}{T}A$$

където

$$A = \left[tgare\cos\varphi_d - tgare\cos\varphi_н\right] = \left[tgare\cos\varphi_d - K\varphi_н\right] \qquad (7)$$

Изчисленията за параметъра A са дадени на табл. 2, в която са въведени диапазони за $\cos\varphi_d \in$ (0,92÷0,96) и $\cos\varphi_н \in$ (0,90÷0,92).

Таблица 2

$\cos\varphi_н$	A, при $\cos\varphi_d$				
	0,920	0,925	0,930	0,935	0,940
0,900	0,058	0,073	0,089	0,105	0,121
0,905	0,044	0,059	0,075	0,091	0,107
0,910	0,030	0,045	0,061	0,077	0,093
0,915	0,015	0,030	0,046	0,062	0,078
0,920	0	0,015	0,031	0,047	0,063

$\cos\varphi_н$	A, при $\cos\varphi_d$			
	0,945	0,950	0,955	0,960
0,900	0,138	0,155	0,174	0,192
0,905	0,124	0,141	0,160	0,178
0,910	0,110	0,127	0,146	0,164
0,915	0,095	0,112	0,131	0,149
0,920	0,080	0,097	0,116	0,134

Пример: да се определи, с колко може да се намали компенсиращата мощност ΔQ в kVAr, както и спестената активна мощност и ел.енергия за годината за минно предприятие с годишна консумация на енергия $W = 280 GWh$ и среден за годината $\cos\varphi_d = 0.94$, при непрекъсната работа в годината $(T = 8760\ часа/год)$.

Приемаме за гранична стойност $\cos\varphi_н = 0.905$. От таблица 1 и 2 се определят параметрите

$$K\varphi_н = 0.470; \quad A = 0.107$$

Изчислява се излишната реактивна компенсираща мощност

$$\Delta Q = \frac{W_a}{T_{год.}}.A = \frac{280.10^6}{8760}0.107 = 3420\,kVAr$$

Спестената активна мощност е

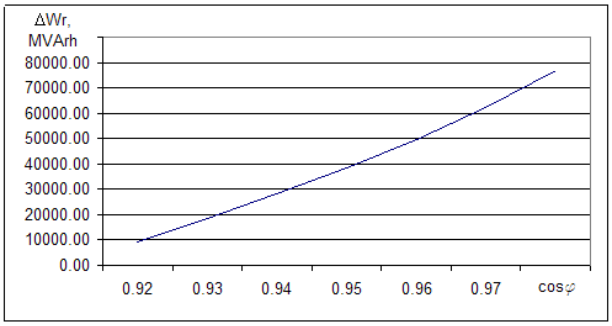
$$\Delta P = a\Delta Q = 0.03.3420 = 102.6kW$$

А спестената годишна енергия е

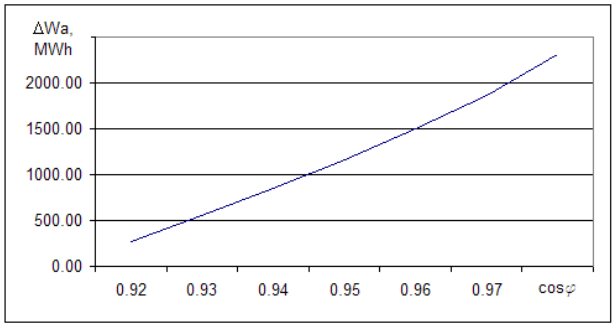
$$\Delta W = \Delta P.8760 = 102,6.8760 = 898\ 800\,kWh$$

Левовата равностойност при пазарни цени на спестената ел.енергия е приблизително 56 000лв., а при регулирани цени – приблизително 70 000лв.

По Методиката, приложена за Асарел Медет, са построени кривите за определяне на годишната прекомпенсиращата реактивна енергия ΔWr (фиг.1) и на необходимата активна енергия ΔWa за нейното създаване (фиг.2), във функция от средната стойност на $\cos\varphi_d$.

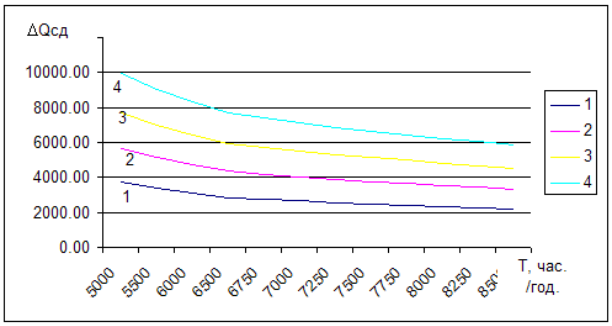


Фиг.1



Фиг.2

От фиг. 3 може да се определи прекомпенсиращата реактивна мощност ΔQ, която може да се спести в зависимост от средната стойност на $\cos\varphi_d$ и работните часове за година *T*.



Фиг.3

Предложената методика може да представлява основа на алгоритъм за програма, която прогнозира и предлага (съветва) необходимата корекция в генерацията на реактивна мощност насочена към осигуряване на $\cos\varphi_d \approx \cos\varphi_н$.

Основните принципи, които трябва да се заложат в този алгоритъм са:

- Определяне на средните стойности на $\cos\varphi_d$ по зони: във върховата и в дневната, почасово, за деня, за седмицата, за месеца.
- Определяне на интегралната моментна стойност на $\cos\varphi$ – от началото на месеца, до момента, също по зони.
- Определяне на интегрално необходимата компенсираща мощност kVAr: с положителен знак, когато трябва да се произведе допълнително, по критерия $\cos\varphi_d^{cp} \approx \cos\varphi_н^{cp}$, и с отрицателен знак, когато трябва да се намали

- Въвеждане и прогнозираща функция за $\cos\varphi_d$, свързана с консумираната мощност, респективно енергия, която може да стесни диапазона на регулиране и намали амплитудните стойности на компенсиращата мощност.
- Определяне приоритета в промените по отношение на синхронните машини. Основен критерии естествено е условията за устойчива работа като задвижване. Трябва да отчетат възможностите и удобствата за реализация на стъпално или плавно регулиране на възбуждането. И не на последно място показателят *a*, т.е необходимата мощност kW / kWAr, който е различен за различните конструкции и параметри на синхронните машини.

И накрая сравнително лесно може да се получи информация за ефекта от оптимизацията на компенсацията, както по отношение на активната ел.енергия (спестена или консумирана)така и на левовата и равностойност.

„Решенията" на системата трябва да придобият вид на съвети към диспечера за активни действия. Тези препоръки се променят във времето и момента на въздействие (промяна). Трябва да се съобрази с практическата възможност да се изпълни необходимата корекция. Това може да се прецени и без и с участие на човека.

При компенсиране на реактивните товари с кондензаторни батерии, годишните икономии ще бъдат по-малки, но биха довели до ограничени инвестиции и по-малък брой дефектирали кондензатори, ако приемем, че той е пропорционален на броя на работещите.

Предложената методика е приложима за всички предприятия, където компенсацията на реактивните товари се осъществява с капацитивна енергия от работещи синхронни двигатели.

Тя може да бъде и елемент при оптимизацията на компенсацията на реактивните товари с хибридни системи от синхронни двигатели и кондензаторни батерии.

Литература

Данков, Е.Е., Електроснабдяване на минните предприятия. С., Техника, 1991.

Федоров, А.А., В.В.Каменева. Основы электроснабжения промышленных предприятий М., Энергоатомиздат, 1984

Доклад за обследване на енергийната ефективност на Асарел Медет АД. Реф.№ М462. Архив на СМС-С ЕООД, 2007.

Препоръчана за публикуване от
Катедра "Електрификация на минното производство", МЕМФ

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ОБСЛЕДВАНЕТО НА ЕНЕРГИЙНА ЕФЕКТИВНОСТ ГЕНЕРИРА ИДЕИ ЗА ПЕСТЕНЕ НА ЕЛЕКТРИЧЕСКА ЕНЕРГИЯ

Стефан Чобанов

СМС-С ЕООД, 2070 Пирдоп

РЕЗЮМЕ: Електроинженеринговата фирма „СМС-С" ЕООД, съвместно с „Термоконсулт" ООД от 2006г. са лицензирани да обследват енергийната ефективност в промишлените предприятия, съгласно Закона за енергийната ефективност и Наредба 21 / 12.11.2004г.
Във всички обследвани предприятия се доказаха възможности за подобряване на енергийните показатели: намаляване на специфичният разход на ел.енергия, количеството консумирана енергия и разходите за заплащането и.
В статията са обобщени основните практически проблеми, свързани с намаляване на специфичния разход на ел.енергия и са посочени предложените технически и организационни мерки, както и очакваните резултати от тяхното внедряване.

THE INVESTIGATION OF ENERGY EFFICIENCY GENERATES IDEAS FOR SAVING ELECTRICAL ENERGY

Stefan Chobanov
CMC-C Ltd., 2070 Pirdop, Bulgaria

ABSTRACT: Electrical engineering company "CMC-C" EOOD together with "Thermoconsult" OOD have been licensed since 2006 to investigate energy efficiency in industrial plants according to the Energy Efficiency Law and Regulation 21/ 12.11.2004.
Possibilities for improvement of the energy indicators in all investigated plants have been proved: reducing the specific energy consumption, quantity of the consumed energy as well as the expenses for it.
The main practical problems related to reducing the specific energy consumption have been generalized in the article and also the suggested technical and organizational measures and the expected results of their implementation have been pointed.

В съответствие със Закона за енергийната ефективност и Наредбата за неговото приложение всички промишлени предприятия с годишна консумация над 3GWh подлежат на обследване до края на 2008г. за оценка на енергийната ефективност. Топлотехническата фирма "ТЕРМО-КОНСУЛТ", в сътрудничество със СМС-С Електро-инженеринг, е сертифицирана да провежда обследвания за енергийна ефективност. От началото на годината сме приключили обследванията на три търговски дружества : "Асарал Медет" АД, "Кула Ринг" и "XELLA BG", които принадлежат към различни отрасли, съответно към минната промишленост, каучуковата промишленост и производството на газобетонни изделия за строи-телството. Първите резултати потвърдиха необходимостта и ползата от подобни анализи и произтичащите от тях препоръки от странични, спрямо дружествата, компетентни специалисти.

Макар и със съществено различни мащаби на месечно електропотребление от 410^0 до 3.10^2 GWh, оказа се, че част от проблемите свързани с енергийната ефективност на използваните технологии, машини и съоръжения са близки и повтарящи се. В доклада се коментират някои от тях.

●неефективно преобразуване на електрическата енергия в механична от слабо натоварени, често и под 50% от номиналната си мощност, електрически задвижвания;

●неефективно промишлено осветление, осъществено с масово използване на живачни лампи с практически непрекъснат режим на работа в денонощието;

●неефективна, далеч от оптималната, компенсация на реактивните товари.

Натоварване на електрозадвижванията

При недостатъчно натоварване на електрическите машини спрямо номиналната им мощност, коефициента на полезно действие намалява. Това намаление на кпд е осезаемо при Кн<0,8 и значително при Кн<0,5. Когато кпд намалява до 0,6-0,7, при номинални стойности 0,90-0,95. това означава, че загубите в двигателите достигат 30-40% спрямо преобразуваната мощност.

За да се приеме подобна ситуация за смущаваща, изискваща радикално решение, трябва да се прецени:

●за необходимостта от по-голяма мощност при пускане или при кратковременни технологични възможни прето-варвания;

●за необходимата мощност при технологично възможно увеличение на производителността на задвижваната машина (съоръжение).

Ако посочените предпоставки не съществуват трябва да се пристъпи към технико-икономически анализ за подмяна на инсталираните двигатели, с такива с по-малка мощност.

В литературата се лансира мнението, че при Кн<0,5 е целесъобразна подмяна на двигатетя [1,2,3].

Сполучлив пример е електрозадвижването на Дезинтеграторите, машини за автогенно натрошаване, покриващо стадия "средно трошене" в ОФ Асарел Медет. За задвижване са използвани синхронни двигатели с мощност 1,6MW. Направените записи на мощността, която консумират двигателите показват, че те работят със сравнително малко и слабо изменящо се във времето натоварване, в границите от 26 до 41% спрямо номиналната мощност.

От гледна точка на нормалното протичане на процеса натрошаване, увеличаването на товара (рудата) е недопустимо. Това означава, че задвижванията са преоразмерени (почти с два пъти по-голяма мощност от необходимата).

Изчисленията показват, че ако при близо до номиналното натоварване на СД загубата на мощност е 93KW, (η=0,936) при натоварване <0,4Рн, загубите нарастват на 25% от полезната мощност и достигат до 133KW, т.е. превишението им е 40,7 KW. При реално годишно средно часово използване 6628 часа, допълнителната загуба на мощност предизвиква годишна консумация около 270000 kWh за един дезинтегратор. За петте дезинтегратора потреблението е нараснало приблизително с 1350000 kWh. При условно приета, но реалистична пазарна цена за 1 kWh, годишните загуби са примерно 81000 лв. Оценявайки финансовата страна, към този разход трябва да се прибави цената на предстоящия основен ремонт, за подмяна на всички секции (324 бр.) на намотката.

Радикалното решение очевидно е замяната на двигателите.

Отчитайки ежегодните допълнителни загуби на ел.енергия и средствата за ремонт, при подмяна на двигателите с нови, с по-малка мощност, например 0,8MW или 1MW, инвестицията би се откупила до 4-5 години.

За съжаление в режим на малко натоварване работят и значителен брой двигатели, задвижващи машини и съоръжения в Кула Ринг АД и XELLA BG. Двигателите са с малка мощност от няколко до десетки киловати, при които ефектът не е в такава степен значим, но разгледан тотално в мащабите на цялото предприятие той не губи своето значение.

Интересно е да се отбележи, че измерванията на помпи и компресори с малки изключения доказаха коефициенти на натоварване 0,82-0,96, т.е. те са правилно подбрани двигатели.

Осветителни уредби

Осветителните уредби се оказаха източници на значителни загуби на електрическа енергия във всички обследвани дружества и това е резултат на :

●Масовото използавне нанеикономичните живачни лампи;

●Повсеместно и денонощно светещи лампи в промишлените сгради. Обясненията на този феномен са различни : лампите се оставят да работят непрекъснато за да не изгарят и де не се налага често подмяна (XELLA BG); защото не се забелязват, че светят през деня и изключването им е неудобно (Асарел Медет, Кула Ринг);

●Отсъствието на осветителни инсталации с автоматично управление (включване и изключване) в зависимост от действителната осветеност.

Реално загубите на ел.енергия за осветление не са забележими, тъй като средният брой на светещите лампи е сравнително малък : в Асарел Медет – 18,6%; в Кула Ринг – 48%, в XELLA BG достигат до 86,6%. При това съвсем естествено, нормалното осветление през вечерните часове е силно нарушено и е далеч от изискванията от националните и европейски норми.

Нашите предложения са в два аспекта:

●замяна на живачните лампи с метал-халогенни и натриеви лампи, които имат почти два пъти по-голямо светлинно отдаване (Lm/W) и срок на служба;

●въвеждане на автоматично управление на осветлението, като лампите се включват само при спадане на осветеността под нормите.

Анализите показват, че 56% от спестената електрическа енергия е резултат на замяната на живачните лампи, а 44% - от въвеждането на автоматичното управление на осветлението, което ще работи основно през нощта.

Трябва да се отбележи още едно важно обстоятелство. Съгласно приета Директива на ЕС живачните лампи се изключват от употреба и от екологични съображения. Така ще отпаднат изцяло проблемите със събирането и съхраняването на изгорелите живачни лампи. В близко време подмяната на живачните лампи ще се окаже задължително, но това трябва да стане технически целесъобразно за да се осъществи и максимална икономия на ел.енергия.

Резултатите от предложените подобрения на осветлението са систематизирани в таблица 1.

Таблица 1

№	Показател	Предприятие		
		Асарел Медет	Кула Ринг	XELLA BG
1	Спестена ел.енергия за година, KWh	1958430	253900	45670
2	Спестени средства от ел.енергия и намалени експлоатационни разходи, лв.	121431	22857	4800
3	Необходими инвестиции за реализация, лв.	304900	15800	12000
4	Срок за компенсиране на инвестициите	2,5 месеца	8,3 месеца	2,5 години

Резултатигте показват, че подобренията на осветлението имат положителен както енергиен, така и икономически ефект.

Фактор на мощността (cos φ)

Факторът на мощността cos φ) е показател, който синтезира ефективното използване на електрическата енергия. Пряко или косвено той отразява ефективността на електрозадвижванията, като преобразуватели на енергия, загубите при генериране, трансформиране и канализиране на електрическата енергия. Не е тайна, че производителите и дистрибуторите на ел.енергия не само следят, но и санкционират, за стойности нарушаващи енергийната ефективност, чрез корегиране цената та консумиранат активна енергия. Граничната стойност, под която следват санкции е cos φ=0,9, изчислен по консумираната активна и реактивна енергия във върховата и дневната зона, за календарния месец.

Техническите решения за компенсиране на реактивните товари са много добре известни на специалистите енергетици, но нека подчертаем те имат цена.

В обследваните предприятия се потвърди фактът, че много рядко се допускат поводи за санкции от производителя (дистрибутора) на ел.енергия. Обикновено това са инцидентно възникнали, незабелязани или ненавреме отстранени, технически проблеми в управлението или в самите устройства, генериращи компенсираща (капацитивна) енергия.

Но неочаквано се оказа, че съществува друг проблем : проблемът с ненужната и неефективна прекомпенсация на реактивните товари[6].

Изчисленията показаха, че има месеци, в които средният cos φ достига 0,92 дори 0,95. естествено това не се санкционира от производителя (дистрибутора). Но това е станало с цената на консумирана активна енергия от потребителя. Тази активна енергия е особено забележима, когато компенсиращата (с капацитивен характер) енергия се генерира от синхронни двигатели. По литературните данни необходимата активна мощност за генериране на компенсираща мощност от синхронните двигатели е в границите 0,009 до 0,05 kW/KVAr. При проведените от нас измервания на електрически машини в Асарел Медет и направените изчисления, констатирахме стойности от 0,023 до 0,031 kW/KVAr за синхронни двигатели с мощност 2,5MW (мелница и помпа) и 1,6 MW (дезинтегратор) [6].

Компенсацията на реактивните товари в Асарел Медет се осъществява чрез регулиране на възбуждането на синхронните двигатели, чиято мощност достига 2,5MW [6].

Нашите изчисления показаха, че при средномесечен cos φ=0,93, (при стойности за 2006г. и 2007г. вариращи от 0,920 до 0,948), ненужно е потребена активна енергия 847,97 MWh, за която е заплатено примерно над 50000 лв.

При компенсацията на реактивните товари с кондензаторни батерии, такива впечатляващи числа не се получават, като се има предвид, че загубите на активна мощност в тях kW/KVAr са 8-10 пъти по-малки. Но към този сравнително малък ефект се прибавя ефектът от дефектиралите кондензаторни батерии, пропорционален на техния брой.

Вторият, доказан с обследването проблем, е свързан с оптимизацията на компенсацията, която за сега се извършва единствено по критерия cos φ≥0,9. не случайно компенсацията в обследваните XELLA BG и Кула Ринг се извършва в подстанциите, където са разположени кондензаторните батерии на страна 0,4 KV [4,5].

Очевидно е, че техническите решения трябва да се оптимизират, отчитайки намаляването та загубите при канализацията и трансформацията на електрическа енергия с подобряване на cos φ, а не само санкциите при cos φ<0,9. Много е вероятно оптималното решение да представлява една хибридна система от индивидуално и централизирано разположени кондензаторни батерии.

Направените анализи за условията на Асарел Медет, показаха, че хипотетичната индивидуална компенсация при асинхронните задвижвания и трансформаторите 6/0,4KV с КРУ НН не е достатъчно ефективна. Намаленитe загуби в кабелите и трансформаторите, поради малкия си относителен дял спрямо пренасяната (преобразуваната) мощност, проблематично компенсират инвестициите за кондензаторните уредби. Това заключение е валидно и за други промишлени предприятия със синхронни двигатели или компенсатори, използвани за корекции на фактора на мощността cos φ.

Направените анализи, макар и само в някои аспекти на обследванията за енергийна ефективност достатъчно убедително показват, че извършени компетентно и възприети от специалистите в промишлените предприятия, те са основа за действителни икономии на ел.енергия и за пестене на средства.

Литература

Данков, Е.Е., Електроснабдяване на минните предприятия. С., Техника, 1991.

Данаилов, Д., Рационално използване на електро-енергията в минните предприятия. С., Техника, 1985.

Федоров, А.А., В.В.Каменева. Основы электроснабжения промышленных предприятий М., Энергоатомиздат, 1984

Доклад за обследване на енергийната ефективност на Кула Ринг АД, реф.№М531, Архив СМС-С ЕООД, 2006г.

Доклад за обследване на енергийната ефективност. На XELLA BG (ITONG), реф.№М551, Архив СМС-С ЕООД, 2007г.

Доклад за обследване на енергийната ефективност. Част I. Енергийна ефективност на Асарел Медет АД, реф.№ М462. Архив на СМС-С ЕООД, 2007.

Препоръчана за публикуване от
Катедра "Електрификация на минното производство", МЕМФ

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ОТНОСНО ЗАЩИТНОТО ЗАЗЕМЯВАНЕ НА ПОДВИЖНИ МИННИ МАШИНИ В IT СИСТЕМИ

Милен Дренков

СМС-С ЕООД, 2070 Пирдоп

РЕЗЮМЕ: Заземяването на електрифицираните минни машини е задължителна мярка за безопасност. Подвижните или периодично преместващите се минни машини не могат да бъдат локално заземени поради практическа невъзможност. Те се заземяват чрез предпазния (PE) проводник в захранващия кабел, който се присъединява към рудничната заземителна мрежа.
Изследвани са условията за безопасност – допустими напрежения при директен и индиректен допир и параметрите на заземителния контур. Анализирано е влиянието на естественото заземяване на машините. Обосновани са нови нормативи за минимално допустимото съпротивление на заземителния контур, гарантиращ безопасна работа с подвижните минни машини.

REFERRING TO PROTECTIVE GROUNDING OF PORTABLE MINING MACHINES IN IT SYSTEMS

Milen Drenkov, MSC
CMC-C Ltd., 2070 Pirdop, Bulgaria

ABSTRACT: Grounding of electrified mining machines is a compulsory safety measure. Portable or periodically shifting mining machines could not be locally grounded as it is practically impossible. They could be grounded by the protective (PE) conductor in the feeding cable, which should be connected to the mining grounding system.
Safety conditions have been studied – acceptable voltages at direct and indirect contact as well as the parameters of the grounding circuit. The influence of the natural grounding of the machines has been analyzed. New rates of the minimum acceptable resistance of grounding circuit have been substantiated, guaranteeing safety work with the portable mining machines.

Във всички подземни рудници в света с много малки изключения за електроснабдяване на потребителите с Ниско напрежение се прилагат изолирани спрямо земя (IT) системи [2, 3]. Тези системи се прилагат, но вече не еднозначно и в откритите рудници и в геолого-проучвателните обекти [4].

С допълнителни изисквания по отношение на електробезопасността, се допуска използване и на заземените (TN) системи [4, 5]

Характерна особеност за мините е, че електро-безопасността се гарантира с едновременно и задъл-жително прилагане на защитното заземяване и защитното изключване с контрол на изолацията. В откритите рудници и геологопроучвателните обекти, когато се прилага TN система се прилага защитно зануляване, комбинирано със защитно изключване [2, 3, 4]. В електрическите уредби с общопромишлено приложение защитното заземяване и (или) защитното зануляване са задължителни мерки, докато защитното изключване е с препоръчителен характер [1].

Голямото специфично съпротивление на вместващите скали и на преобладаващата част от полезните изкопаеми, както и значителната им твърдост затрудняват или правят почти невъзможно ефективното заземяване на машините и съоръженията със локални (собствени) заземители. Изгражда се заземителна мрежа, с централен заземител изпълнен в водосборници на помпи, зумпфове за шахти или в зони, където лесно може да е положат необходимия брой хоризонтални и вертикални заземители за постигане на необходимото (нормирано) съпротивление.

Ако за стационарните машини изграждането на локални заземители с необходимите параметри е трудно, за подвижните минни машини това е невъзможно. Към тях спадат сонди, комбайни, товаръчни машини, пробивни карети и др. Заземяването им е необходимо дори в още по-голяма степен, при повишения риск от токов удар на работещите, които са в непрекъснат физически контакт с машината

Осъществява се посредством защитния (PE) проводник в захранващия кабел. На естественото самозаземяване на машините не се разчита, а използването на местни (локални) заземители е практически невъзможно при непрекъснато или периодично преместващите се минни машини. Така PE проводникът в кабела, съединяващ корпуса на машината с общорудничната (участъкова) заземителна мрежа, трябва единствен да осъществи защитните функции при индиректен допир. Ефективността на защитата се определя от съпротивлението на заземителния контур. А това означава, че целостта на заземителния проводник, неговата непрекъснатост, е необходимо, но не и достатъчно условие за ограничаване

на напрежението (потенциалът) на корпуса на машината до безопасни стойности при дефект в изолацията й спрямо земя.

От това следва, че апаратите, които контролират заземителния контур трябва да реагират не само при прекъсване, а и когато съпротивлението му нарасне над стойности, които вече не гарантират необходимата безопасност. При подобни ситуации тези апарати не позволяват работа на машината, прекъсвайки веригата за управление [6, 7, 8].

В БДС 11623-83[4] са регламентирани две гранични стойности за съпротивлението на заземителния контур на подвижните машини до 100Ω за напрежение до 1000V и до 50Ω - за напрежение до 1200V.

Ще анализираме условията за безопасна работа на електрифицираните подвижни минни машини и ще защитим сериозните си съмнения относно безопасността, гарантирана при спазване на посочените стойности за съпротивлението на заземителната верига.

Максималните допустими стойности на съпротивлението на заземяване, гарантиращи безопасна работа, зависят от безусловно или условно детерминирани параметри: напрежение на мрежата; максимално допустими, безопасни стойности на напрежението при директен или индиректен допир; от тока през човека, от минималната мощност на тока на утечка, предизвикваща пожар или от минималната енергия, която може да инициира експлозия на метано-въздушна смес. Съпротивлението на заземителния контур се ограничава и от динамично променящи се, случайни стойности на параметри като: активна и капацитивна проводимост на изолацията; съпротивление на утечката (дефекти в изолацията), тока на утечка, съпротивление на човека, което от своя страна зависи от много фактори.

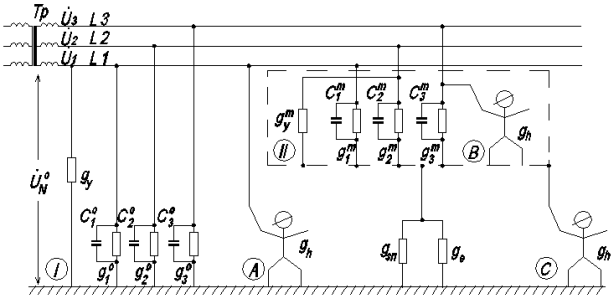
Необходимо условие да се стигне до конкретни заключения и препоръки е да се анализират влиянието на тези параметри, като се приемат обосновани стойности или диапазон от стойности.

Безопасното напрежение при индиректен допир е регламентирано в препоръките на IEC60364-4-41 и от европейските и българските норми [1,5] на 50V AC. В нашите правилници за безопасна работа в мините, то не е определено [2, 3, 4]. В условията на мините, където съпротивлението на човека се приема по-малко от 1000Ω, цитираното напрежение лимитира ток през човека > 50mA, който при продължително действие е безусловно опасен и продължителността му задължително трябва да се ограничи, чрез защитното изключване. В минните правилници в Република България и [2, 3, 4] е лимитирана максимална безопасна стойност на променливото напрежение – 42V. При това и по-малко напрежение, ел.съоръжения не се заземяват, не се прилага и защитно изключване. Тази стойност приемана априорно от десетки години, трябва да се актуализира, да се намали. В препоръките на IEC, EN [5] и в нашата Наредба за устройството на ел.уредби от 2004г. [1] при особено описани условия на труд, каквито безусловно са условията в подземните и открити рудници, безопасното напрежение е 24V, а при работа в котли и резервоари – 12V. Като горна граница за безопасно напрежение с честота 50Hz в мините трябва да се регламентира поне 24V. Респективно това трябва да бъде и максималното допирно напрежение, на базата на което да се реализират и защитите в случая на подвижните машини.

Ако пристъпим максималистично към проблема, безопасното напрежение трябва да бъде и по-малко, защото известни изследователи в областта на минната електробезопасност, твърдят, че съпротивленията на човека трябва да се приемат в границите от 600-800Ω, което предопределя ток през човека над 25mA и при напрежение 24V AC.

Ще се анализира руднична мрежа, с типична структура и параметри, при възприетия подход за предоставяне активна и капацитивна проводимост на изолацията със съсредоточени параметри, пренебрегване на импеданса на тоководещите жила и асиметрията на капацитета им спрямо земя.

Електрическата схема моделираща постановката в анализа е дадена на фиг.1, където:



Фиг.1

$g_1^0, g_2^0, g_3^0, c_1^0, c_2^0, c_3^0$ - активните съставки на общата проводимост Y_1^0, Y_2^0, Y_3^0 и капацитетите на мрежата спрямо земя;

$g_1^м, g_2^м, g_3^м, c_1^м, c_2^м, c_3^м$ - активните съставки на общата проводимост $Y_1^м, Y_2^м, Y_3^м$ и капацитетите на подвижната машина (в осевата линия) спрямо нейния корпус;

T_p - силов трансформатор;

g_e - проводимост на естественото заземяване;

$g_{зп}$ - проводимост на заземителната верига на машината;

g_h проводимост на човешкото тяло;

g_y - проводимост на утечка към земя;

$g_y^м$ - проводимост на утечка в ел.уредба в машината (към корпуса);

$\dot{U}_1, \dot{U}_2, \dot{U}_3$ - комплекси на фазните напрежения;

U_N^o - напрежение на звездния център на захранващия трансформатор спрямо земя;

U_N^M - напрежение на звездния център на двигателя спрямо корпуса на машината.

Прецизното изследване предполага към съпротивлението на предпазния проводник да се включи последователно и съпротивлението на общорудничната заземителна мрежа, към която се присъединява защитния проводник. Допускайки, че изискванията на ПТБ за минитe са спазени, съпротивлението на заземителната мрежа, във всяка нейна точка трябва да бъде $\leq 2\Omega$ (0,5S). При минимална грешка, (под 4%), тази стойност може да се пренебрегне, т.е. $R_з \approx 0$, тъй като както ще бъде доказано, $R_{зп}$ може да има стойности в една-две степени по-големи.

Анализират се следните възможности за утечка в резултат на еднополюсен допир или (и) на дефект в изолацията:

- Утечка към земя при дефект в изолацията на мрежата **I**
- Утечка към корпуса на машината при дефект в изолацията на ел.уредба в самата машина **II**
- Директен допир на човек, стъпил на земя, към проводник, например L_1 **A**
- Директен допир на човек, който се намира на машината към проводник **B**
- Индиректен допир на човек до корпуса на машината, получил потенциал вследствие дефект в изолацията **C**

Анализът ще бъде направен, допускайки симетрия в захранващото напрежение, т.е. $\left|\dot{U}_1\right| = \left|\dot{U}_2\right| = \left|\dot{U}_3\right| = U$

<u>За случая I</u> (при еднофазна утечка в мрежата), токът на утечка се определя от зависимостта

$$\dot{I}_y^I = \left(\dot{U}_1' - \dot{U}_N^{'oI}\right) g_y \qquad (1)$$

Където напрежението на звездния център спрямо земя след възникване на утечката g_y ще бъде:

$$\dot{U}_N^{0I} = U \frac{\left(Y_I^0 + g_y + \frac{Y_1^M.3g_{ек}}{Y_1^M + g_y + 3g_{ек}}\right) + a^2\left(Y_2^0 + \frac{Y_2^M.3g_{ек}}{Y_2^M + 3\partial_{ек}}\right) + a\left(Y_3^0 + \frac{Y_3^M.3g_{ек}}{Y_3^M + 3g_{ек}}\right)}{Y_1^0 + g_y + Y_2^0 + Y_3^0 + 3g_{ек}\left(\frac{Y_1^M}{Y_1^M + 3g_{ек}} + \frac{Y_2^M}{Y_2^M + 3g_{ек}} + \frac{Y_3^M}{Y_3^M + 3g_{ек}}\right)} \qquad (2)$$

В уравнение (2) Y_i^i са общите проводимости на общата мрежа спрямо земя:

$$\begin{aligned} Y_1^0 &= g_1^0 + jwC_1^0 \\ Y_2^0 &= g_2^0 + jwC_2^0 \\ Y_3^0 &= g_3^0 + jwC_3^0 \end{aligned} \qquad (3)$$

И на изолацията на подвижната машина спрямо нейният корпус.

$$\begin{aligned} Y_1^M &= g_1^M + jwC_1^M \\ Y_2^M &= g_2^M + jwC_2^M \\ Y_3^M &= g_3^M + jwC_3^M \end{aligned} \qquad (4)$$

А еквивалентната проводимост $g_{ек}$, представлява сумата от проводимата на естественото заземяване на машината g_e и проводимостта на заземителния контур представена с проводимостта на защитния проводник $g_{зп}$:

$$g_{ек} = g_e + g_{зп} \qquad (5)$$

Мощността, която се разсейва в зоната на дефекта в изолацията е:

$$P_y^I = \left|\dot{U}_1 - \dot{U}_N^{oI}\right|^2 g_y \qquad (6)$$

<u>За случай A</u> (при еднополюсен допир на човек

$$\dot{I}_h^A = \left|\dot{U}_1 - \dot{U}_N^{oA}\right| g_h \qquad (7)$$

В случая напрежението на звездния център $\dot{U}_N^{oA}$ ще се определи по уравнението:

$$\dot{U}_N^{0A} = U \frac{\left(Y_I^0 + g_h + \frac{Y_1^M.3g_{ек}}{Y_1^0 + g_h + 3g_{ек}}\right) + a^2\left(Y_2^0 + \frac{Y_2^M.g_{ек}}{Y_2^M + \partial_{ек}}\right) + a\left(Y_3^0 + \frac{Y_3^M.g_{ек}}{Y_3^M + \partial_{ек}}\right)}{Y_1^0 + Y_2^0 + Y_3^0 + g_h + 3g_{ек}\left(\frac{Y_1^M}{Y_1^M + g_{ек}} + \frac{Y_2^M}{Y_2^M + g_{ек}} + \frac{Y_3^M}{Y_3^M + g_{ек}}\right)} \qquad (8)$$

Зависимостите (2), (6), (7) и (8) показват, че параметрите на токовете на утечка, тяхната мощност и тока през човека ще зависят и от проводимостта на заземяване на подвижната машина. Това влияние обаче ще се определи от съотношението на проводимостите на мрежата Y_i^0 спрямо земя, на проводимостта на изолацията на машината спрямо корпусът и Y_i^M и еквивалентната проводимост на нейното заземяване $g_{ек}$, т.е. от естественото заземяване g_e и от заземителния контур, включващ съпротивлението на предпазния проводник $g_{зп}$

Интересен е случаят, при възникване на дефект в изолацията в електрическата уредба на подвижната машина, например във фаза L_2.

<u>За случая II</u> (еднофазна утечка към корпуса на машината) от фаза L_2

Токът на утечка

$$\overset{\bullet}{I}_y^{II} = \left(\overset{\bullet}{U}_2 - \overset{\bullet}{U}_N^{oII}\right)\frac{g_y^{м}\left(g_e + g_{зп.}\right)}{g_y^{м} + g_e + g_{зп.}} \qquad (9)$$

Където напрежението на звездния център ще бъде:

$$U_N^{0II} = U\frac{\left[Y_1^0 + \frac{Y_1^{м}.3(g_e+g_{зп})}{Y_1^{м}+3(g_e+g_{зп})}\right] + a^2\left[Y_2^0 + \frac{(Y_2^{м}+g_y^{м})3(g_e+g_{зп})}{Y_2^{м}+3(g_e+g_{зп})+g_y^{м}}\right] + a\left[Y_3^0 + \frac{Y_3^{м}.3(g_e+g_{зп})}{Y_3^{м}+3(g_e+g_{зп})}\right]}{Y_1^0+Y_2^0+Y_3^0+3(g_e+g_{зп})\left[\frac{Y_1^{м}}{Y_1^{м}+3(g_e+g_{зп})} + \frac{Y_2^{м}+g_y^{м}}{Y_2^{м}+g_y^{м}+3(g_e+g_{зп})} + \frac{Y_3^{м}}{Y_3^{м}+3(g_e+g_{зп})}\right]} \qquad (10)$$

Където с $g_y^{м}$ е означена проводимостта на утечката възникнала в машината (в случая от L_2)

А мощността, разсейвана в дефектиралата зона на изолацията

$$P_y^{II} = \frac{\left|\overset{\bullet}{I}_y^{II}\right|^2}{g_y^{м}} = \left|\left(\overset{\bullet}{U}_1 - \overset{\bullet}{U}_N^{oII}\right)\left(\frac{g_y^{м}\left(g_e+g_{зп.}\right)}{g_y^{м}+g_e+g_{зп.}}\right)\right|^2 .\frac{1}{g_y^{м}} \qquad (11)$$

Интересен е случаят при възникване на повреда в изолацията в две от фазите, например към L_1 и L_2 . Проводимостите им получават стойности g_y^1 и g_y^2 при $\left(g_y^1 \neq g_y^2\right) > \left(g^3, g_0^1, g_0^2, g_0^3, g_1^{м}, g_2^{м}, g_3^{м}\right)$, с което потенциалът на звездния център ще се промени и се определя по уравнението:

$$U_{N(2)}^{0II} = U\frac{\left[Y_1^0 + \frac{(Y_1^{м}+g_y^1)3(g_e+g_{зп})}{Y_1^{м}+g_y^1+3(g_e+g_{зп})}\right] + a^2\left[Y_2^0 + \frac{(Y_2^{м}+g_y^2)3(g_e+g_{зп})}{Y_2^{м}+g_y^2+3(g_e+g_{зп})}\right] + a\left[Y_3^0 + \frac{Y_3^{м}.3(g_e+g_{зп})}{Y_3^{м}+3(g_e+g_{зп})}\right]}{Y_1^0+Y_2^0+Y_3^0+3(g_e+g_{зп})\left[\frac{Y_1^{м}+g_y^1}{Y_1^{м}+g_y^1+3(g_e+g_{зп})} + \frac{Y_2^{м}+g_y^2}{Y_2^{м}+g_y^2+3(g_e+g_{зп})} + \frac{Y_3^{м}}{Y_3^{м}+3(g_e+g_{зп})}\right]} \qquad (12)$$

А токове на утечка от L_1 към земя ще бъде

$$\overset{\bullet}{I}_y^{II1} = \left(\overset{\bullet}{U}_1 - \overset{\bullet}{U}_{N(2)}^{0II}\right)\frac{g_y^{м1}.3\left(g_e+g_{зп}\right)}{g_y^{м1}+3\left(g_e+g_{зп}\right)} \qquad (13)$$

А от L2:

$$\overset{\bullet}{I}_y^{II2} = \left(\overset{\bullet}{U}_1 - \overset{\bullet}{U}_{N(2)}^{0II}\right)\frac{g_y^{м2}.3\left(g_e+g_{зп}\right)}{g_y^{м2}+3\left(g_e+g_{зп}\right)} \qquad (14)$$

А мощностите, които ще се разсеят от токовете на утечка, предизвикващи загряване в дефектна зона са:

$$P_y^{II1} = \left|\overset{\bullet}{I}_y^{II1}\right|^2 \frac{1}{g_y^{м2}} = \left|\left(\overset{\bullet}{U} - \overset{\bullet}{U}_{N(2)}^{0II}\right)\frac{g_y^{м2}3\left(g_e+g_{зп}\right)}{g_y^{м2}+3\left(g_e+g_{зп}\right)}\right|\frac{1}{g_y^2} \qquad (15)$$

И

$$P_y^{II2} = \left|\overset{\bullet}{I}_y^{II2}\right|^2 \frac{1}{g_y^{м2}} = \left|\left(\overset{\bullet}{U} - \overset{\bullet}{U}_{N(2)}^{0II}\right)\frac{g_y^{м2}3\left(g_e+g_{зп}\right)}{g_y^{м2}+3\left(g_e+g_{зп}\right)}\right|\frac{1}{g_y^2} \qquad (16)$$

При директен еднополюсен допир на човек, например към фаза L3 (фиг.1), когато той е в (на) машината.

Случай В

Токът през човека е:

$$\overset{\bullet}{I}_h^{B} = \left(\overset{\bullet}{U}_3 - \overset{\bullet}{U}_N^{0I}\right)\frac{g_h\left(g_e+g_{зп.}\right)}{g_h+g_e+g_{зп.}} \qquad (17)$$

А когато човек се намира на земята и се докосне до корпуса на машината за случая **С** (индиректен допир на човек, към корпуса на машината).

В случая корпусът е получил висок потенциал при дефект в изолацията на ел.уредба на подвижната машина.

Токът, който ще протече през човека ще зависи от допирното напрежение т.е. от потенциала на корпуса на машината, числено равен на напрежението спрямо земя, като човекът ще се окаже шунтиран от проводимостите на естественото заземяване g_e и защитния проводник $g_{зп}$.

$$U_{don}^{C} = U_h = \frac{\left|\overset{\bullet}{I}_y^{c}\right|}{g_e + g_{зп} + g_h} \quad 0 \qquad (18)$$

Токът на утечка е функция от напрежението на звездния център спрямо земя, който от своя страна зависи от симетрията в проводимостите на отделните фази. При еднофазен дефект:

$$\overset{\bullet}{I}_y^{C} = \left(\overset{\bullet}{U}_1 - \overset{\bullet}{U}_N^{м}\right)\frac{g_y^{м}.\left(g_e+g_{зп}+g_h\right)}{g_y^{м}+g_e+g_{зп}+g_h} \qquad (19)$$

Заместваики (19) в (18) за допирното напрежение се получава:

$$U_{don} = \left|\overset{\bullet}{U}_1 - \overset{\bullet}{U}_N^{м}\right|\frac{g_y^{м}}{g_y^{м}+g_e+g_{зп}+g_h} \qquad (20)$$

При двуфазна утечка в машината, допирното напрежение, т.е. напрежението на корпуса спрямо земя ще бъде пропорционално на модула от геометрична сума на двата тока на утечка.

$$U_{don}^{C} = \frac{\left|\overset{\bullet}{I}_y^{1} + \overset{\bullet}{I}_y^{2}\right|}{g_e + g_{зп} + g_h} \qquad (21)$$

Получените зависимости (18) и (21) потвърждават количествено известното обстоятелство, че допирното напрежение (при индиректен допир) е функция от големината на тока на утечка, от параметрите на

проводимостта на човека, на естественото заземяване на машината g_e и на заземителния предпазен контур $g_{зп}$.

Решението на (18) спрямо проводимостта на заземителния контур е:

$$g_{зп} = \frac{\left|\dot{I}_y\right| - U_{доп}(g_e + g_h)}{U_{доп}} \quad (22)$$

Ако се въведат съпротивленията на елементите спрямо техните проводимости (22) придобива вида

$$R_{зп} = \frac{U_{доп}}{\left|\dot{I}_y\right| - U_{доп}\left(\frac{R_h + R_e}{R_e R_h}\right)} \quad (23)$$

За да се гарантира минималния ефект, т.е. висока степен на безопасност, параметрите на заземителния контур трябва да се определят пренебрегвайки естественото заземяване. При тази постановка трябва да се приеме, че $g_e = 0$. Тогава (22) придобива по-опростен вид:

$$g_{зп} = \frac{\left|\dot{I}_y\right| - U_{доп} g_h}{U_{доп}} \quad (24)$$

А замествайки проводимостите със съпротивленията

$$R_{зп} = \frac{R_h U_{доп}}{\left|\dot{I}_y\right| - R_h U_{доп}} \quad (25)$$

За определяне на допустимите максимални стойности на съпротивлението на защитния контур е необходимо дефиниране на тока на утечка, който е функция от проводимостите на изолацията. Този ток може да се определи на базата на експериментални изследвания на рудничните мрежи, за които има данни. Вторият подход, по-правилният е токовете на утечки да се определят на базата на гранично допустимите стойности на изолационните съпротивления определени в стандартите за руднични релета от токови утечки, при които задействат. Те трябва да се съобразяват и с граничните забранителни стойности на изолационните съпротивления на машините, при които те се блокират от устройствата за предварителен контрол на изолацията (БРУ) и не могат да бъдат включени.

Като пример може да се изчислят максимално допустимите съпротивления на заземителния контур при следните условия: съпротивление на човешкото тяло $R_h = 600\Omega$; ток на утечка $T_y = 0.5A$ (за мрежи с напрежение 380V) и допустими допирни напрежения 50V; 24V и 12V.

Резултатите от изчисленията по (25), без да се отчита естественото заземяване на машините са следните:

При допирно напрежение ограничено до 50V $R_{зп} \le 130\Omega$

При допирно напрежение ограничено до 24V $R_{зп} \le 52\Omega$

При допирно напрежение ограничено до 12V $R_{зп} \le 25\Omega$

Сравнение с нормираните параметри в [6], изчислените гранични (максимални) стойности за съпротивлението на заземителния контур са приблизително два пъти по-малки при възприетото напрежение при индиректен допир 24V и четири пъти по-малко при 12V

Заключение

1. Необходимо е определяне на безопасното напрежение в руднични условия до 24V AC, което да се отрази в правилниците за безопасност на труда в миите.
2. Резултатите от експериментални изследвания за естественото заземяване на подвижните машини са база за оценка на влиянието им върху безопасните стойности на заземителните контури.
3. Цитираните в [6] стойности за съпротивлението на защитните проводници не гарантират необходимата степен на безопасност.

Литература:

Наредба №3 за Устройство на електрическите уредби и електропроводните линии, 2004г.

Правилник за безопасност на труда при разработване на въглищни находища по подземен начин, С., Техника, 1986.

Правилник за безопасност на труда при разработване на рудни и нерудни находища по подземен начин, С., Техника, 1971.

Правилник за безопасност на труда при разработване на находища по открит начин, С., Техника, 1992.

Hofheint, W., Protective Measures with insulation mounting, Berlin., VDE VERLAG, 2000

БДС 11623-83

Neuhouser Donald E. Mine power system. Ground continuity check circuit. GE. Pat. cl.317 18C H02 3/16 – USA. 1972

Koichi Y. Crounding detecting apparatus, JP. 2004138434, 2004

Милев, Ив. Изследване на електробезопасността и параметри на електрохимичното. заздравяване за условията на рудниците в Р.България, Хабил.труд, С., 2007г.

Препоръчана за публикуване от
Катедра "Електрификация на минното производство", МЕМФ

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ОПТИМАЛНО РАЗПРЕДЕЛЯНЕ НА КОНДЕНЗАТОРНИ БАТЕРИИ В ПРОМИШЛЕНИ МРЕЖИ

Велизар Багаров

Минно-геоложки университет"Св.Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ: Предлага се метод за оптимално разпределяне на кондензаторни батерии в промишлени мрежи по критерий "максимална нетна настояща стойност". Прекъснатият характер на зависимостта на капиталовложенията от мощността на батериите се отразява чрез глобяващи функции. Методът е реализиран с помощта на MATLAB.

OPTIMAL DELIVERY OF CAPACITOR BANKS IN INDUSTRIAL ELECTRICAL NETWORKS.

Velizar Bagarov
University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski"

ABSTRACT :A method for optimal delivery of capacitor banks in industrial electrical networks on the criteria of 'maximum net present value' is proposed**.** The interrupted character of the capacity power investments is described by penalty functions. The method was realized by MATLAB.

Компенсацията на реактивните товари е един от съществените въпроси , които трябва да се решават ,както и в процеса на проектиране ,така и по време на експлоатацията на електроснабдителните системи на промишлените предприятия(ЕСПП). Известно е , че оптималният фактор на мощността за промишленото предприятие е равен на предписания от електроразпределителното предприятие в съответния район. Не е икономически оправдано да се влагат допълнителни капиталовложения за допълнителни компенсиращи мощности , след като това не се отразява в съответно намаляване на цената на потребената електрическа енергия (Наредба за образуване и …).

След като се определи необходимата компенсираща мощност за едно промишлено предприятие ,тя трябва да бъде разпределена в ЕСПП. Известни са различни критерии за оптимално разпределение на тази компенсираща мощност (Ковалев, 1990). При проектиране на ЕСПП, най-често се използува критерия за постигане на минимални загуби на електрическа енергия. При този критерий не се отчита влиянието на необходимите капиталовложения. Общоприет икономически критерий в енергетиката е постигането на максимална нетна настояща стойност. За да се приложи този критерий трябва да се изчислят очакваните парични потоци по години за разглеждания период , които да се дисконтират към нулевата година в която се влагат капиталовложенията. Паричният поток за всяка година се формира от разходи за експлоатация и заплащане на зегуби на електрическа енергия и амортизационни отчисления. Най-често не се отчита очакваната печалба , тъй като тя е отчетена при изчисляване на необходимата компенсираща мощност.

Обикновено формулата за изчисляване на показателя нетна настояща стойност се представя по следния начин:

$$HHC = -K_0 + \frac{C_1}{1+d} + \frac{C_2}{(1+d)^2} + ... + \frac{C_N}{(1+d)^N} \quad (1)$$

където:

K_0 са първоначалните инвестиции, които се осъществяват в нулевата година в лв.;

C_1 , … C_N - парични потоци по години, лв. ;

d – коефициент на дисконтиране през годините ;

N – брой години за които се прави изследването.

Ако се приеме, че икономическите условия за разглеждания период не се променят и паричните потоци по години и коефициентът на дисконтиране не се променят , целевата функция за оптималното решение ще съдържа един паричен поток умножен по сумата на дисконтовите фактори за разглеждания период.

Управляемите променливи в тази целева функция ще бъдат компенсиращите мощности в отделните възли на разглеждана схема, а ограничителните условия:

$$\sum_{i=1}^{n} q_{ki} = Q_k \quad (2)$$

$$q_{ki} \geq 0 \quad (3)$$

където $q_{k\,i}$ са компенсиращите мощности във възел "i "в kVAr;

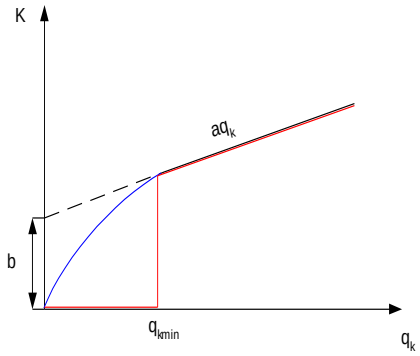
Q_k – общата необходима компенсираща мощност за предприятието, kVAr.

Най-често компенсиращите мощности в предприятията са кондензаторни батерии. Капиталовложенията за кондензаторни батерии за всеки възел се изразяват със следната зависимост:

$$K_i = b + a.q_{ki} \quad \text{ако} \quad q_{ki} \geq q_{k\min}$$
$$K_i = 0 \quad \text{ако} \quad q_{ki} < q_{k\min} \qquad (4)$$

където b и a са постоянната и променлива част на капиталовложенията в лв. и лв/kVAr;

$q_{k\ min}$ - минималната произвеждана мощност на кондензаторна уредба от избран тип, kVAr.



фиг. 1 Зависимост на капиталовложенията от мощността на к.б.

Прекъснатият характер на зависимостта (4) води до значителни усложнения в процеса на търсене на оптималното решение. Предлага се замяната на (4) с непрекъсната функция имаща следния вид:

$$K_i = (b + a.q_{k\min}).(1 - e^{-\frac{3.q_{ki}}{q_{k\min}}}) + a.q_{ki} \qquad (5)$$

Първата част на формула (5) има роля на глобяваща функция.

Загубите на електрическа енергия в kWh за всеки клон се изчисляват по известната формула:

$$\Delta W_i = \frac{p_i^{\,2} + q_i^{\,2}}{U_{Hi}}.r_i.\tau 10^{-3} \qquad (6)$$

където p_i и q_i са преминаващите през съответния клон активни и реактивни мощности (като са отчетени и кондензаторните батерии) в kW и kVAR ;

U_H - номиналното напрежение , kV;

R – съпротивлението на съответния клон приведено към номиналното напрежение на по-далечния възел спрямо захранващия възел, □;

τ- времетраени на максималните загуби, h.

Тъй като при конкретно промишлено предприятие потребявана активна електрическа енергия, необходима за реализирането на производствената програма е постоянна, тя може да бъде изключено при технико – икономическите сравнения, тъй като не влияе върху оптималното решение. Целевата функция , чийто максимум се търси добива следния вид:

$$f = -K_0.\left(1 - (p_e - p_a).\sum_{g=1}^{N}\frac{1}{(1+d)^g}\right) - \Delta W.\beta.\sum_{g=1}^{N}\frac{1}{(1+d)^g} \qquad (7)$$

където p_e **и** p_a са съответно коефициентите на експлоатационните разходи и на амортизационните отчисления ;

↕ - цена на електрическата енергия, лв/ kWh.

Капиталовложенията и загубите на електрическа енергия зависят от разпределението на кондензаторните батерии.

Поставената задача е решена с помощта на програмния пакет MATLAB като се използува функцията за нелинейна оптимизация **fmincon**. Тъй като тази функция търси минимум на оптимизационната задача , целевата функция (7) е умножена с минус 1. Особеното в алгоритъма е че на всяка итерация се намира потокоразпределението на реактивните мощности като се отчитат текущите стойности на разпределените к.б.

Създадената програма решава отворени мрежи, като се използува рационален метод за описване на мрежата. При този метод се изисква по-малко количество входна информация в сравнение със случая на задаване на матрицата на съединенията на мрежата.

Решени са значителен брой задачи с цел изследване на чувствителността на оптималното решение към различните фактори участвуващи в оптимизационната задача. Установени са следните по-съществени зависимости:

1. При високи стойности на постоянните **b** и променливите **a** стойности на началните капиталовложения за к.б. на страна средно напрежение, на страна ниско напрежение се получава прекомпенсиране на реактивните товари.
2. При определена стойност на **b** и **a**, но при различна цена на електрическата енергия ↕и коефициент на дисконтиране **d**, разликата в получените резултати е в границите от (10 ÷ 30) %.
3. Основно влияние върху резултатите оказва изменението на товарите.
4. От направените изчисления следва, че с увеличаване на коефициента на дисконтиране, стойностите на $\mathbf{q_k}$ за средно напрежение намаляват. Противоположно е изменението им за страна ниско напрежение.
5. Изчисленията показват, че с увеличаване цената на електрическата енергия, стойностите на $\mathbf{q_k}$ за средно напрежение също се увеличават.

Целевата функция не е строго изпъкнала. Търсена е начална точка при която се получава най-добро решение. Като правило това са стойности близки до реактивните мощности на товарите.

Литература

1. Наредба за образуване и прелагане на цените и тарифите на електрическата енергия.
2. Ковалев И.Н. 1990. Выбор компенсирующих устройств при проектировании электрических сетей. М., Энергоатомиздат, 197 с.

Препоръчана за публикуване от
Катедра "Електрификация на минното производство", МЕМФ

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

КОМПЕНСИРАНЕ И СИМЕТРИРАНЕ НА ЕЛЕКТРИЧЕСКИ ТОВАРИ НА ИНДУКЦИОННИ ТИГЕЛНИ ПЕЩИ

Велизар Багаров, Ивайло Вълев

Минно-геоложки университет"Св.Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ: Едни от най-мощните промишлени еднофазни потребители ,работещи на линейно нопрежение са индукционните тигелни пещи. Монтираните в нашите чугунолеярни предприятия пещи ИЧТ 10/2.5 , в някои режими потребяват до 1800 kW при фактор на мощноста около 0.2. Пещите се захранват от трифазни пещни трансформатори по схемата но Щайнметц.
В доклада е формулирана и решена оптимизационна задача за постигане на оптимално симетриране на електрическите товари при различни режими и електротехнически ограничения. Задачата е решена за конкретна пещ с помощта на MATLAB.

COMPENSATING AND BALANCING OF THE ELECTRIC CHARGES OF AN INDUCTION CRUCIBLE FURNACES

Velizar Bagarov, Ivailo Valev

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski"

ABSTRACT. One of the most powerful industrial two-phase consumers are the induction crucible furnaces. In the Bulgarian's iron-foundry industry furnaces mounted are type ИЧТ 10/2,5 Their power demands attainment 1800 kW in some regimes at power's factor about 0.2 . The supply of the furnaces coming of a three-phase special transformer, on Shtainmetz's circuitry. In the report is formulated and completed objective function, connected to achievement of minimal supply voltage unbalance at different regimes and technical constrains. The problem is completed to particular cupola with help of the MATLAB.

Индукционните тигелни пещи с капацитет по-голям от 2 тона и мощност повече от 1000kW се захранват от трифазни понижаващи трансформатори с регулируемо под товар напрежение на вторичната намотка. Еднофазният индуктор се захранва на линейно напрежение. За обезпечаване на равномерно натоварване на трите фази, във веригата на вторичната намотка на трансформатора се включва симетриращо устройство състоящо се от реактор и регулируем кондензатор, свързани с индуктора в триъгълник(схема на Щейнметц)(Минеев и др.,1986).

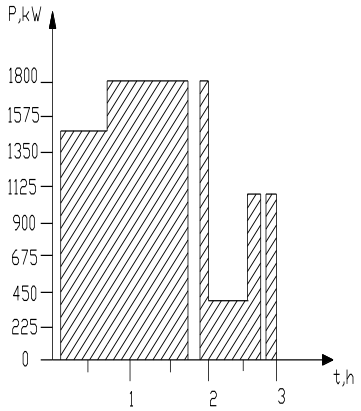
Компенсирането на реактивната мощност на индуктора е задължително, поради ниския естествен фактор на мощността. Кондензаторната батерия $C_{сим}$ и индуктивността (реактора $L_{Сим}$) служат като симетриращ товар за намаляване на несиметрията в захранващата мрежа. Кондензаторната батерия $C_{сим}$ е с управляема мощност, тъй като консумираната от мрежата активна мощност е силно променлива през време на процеса на топене (фиг №1). Това налага и симетриращата мощност да се изменя по сходен график. Още по-голямо удобство би създало използването на индуктивност, която дава възможност за регулиране. Този тип реактори обаче са скъпи, капризни при работа и рядко се използват в подобни схеми.

Сред преимуществата на схемата на Щайнметц са нейната простота и доказана успешна дългогодишна работа. Елементите в схемата, макар и от специален клас – електропещни, са в серийно производство, което значително снижава цената им.

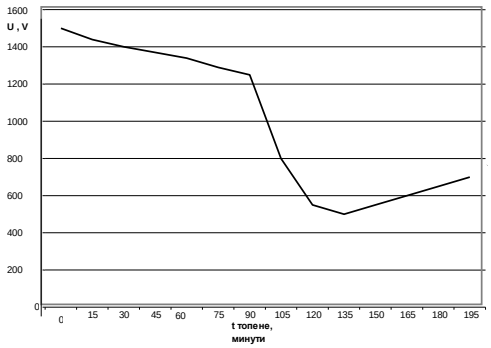
Един от главните недостатъци на схемата на Щайнметц е трудното автоматизиране на управлението на процеса. Трудностите се пораждат най-вече от тежките преходни процеси свързани с работата в схемата на елементи с изцяло индуктивен или капацитивен характер. Персоналът обслужващ индукционните пещи е принуден да прави ръчни корекции в заданията, без да има предварително изведен алгоритъм за това.

Извеждането на подобен алгоритъм за ръчно управление на процеса, в който да са определени оптималните мощности (капацитети) на кондензаторните батерии за симетриране и компенсиране (управляемите параметри в схемата) едва ли би решило напълно проблемите с електрозахранването на индукционните пещи, но би било в помощ на обслужващият персонал.

Основни проблеми при електроснабдяване на индукционни пещи са изразено ниския им естествен фактор на мощността и несиметричността им като товар в мрежата. Освен това в процеса на работа се променя захранващото напрежение, което от своя страна силно влияе на мощността на кондензаторните батерии .



Фиг.1 Товаров график на пещ ИТЧ 10



Фиг.2 Промяна на захранващото напрежение

От товаровия график на индукционната пещ ИТЧ-10 (фиг.1), и графика на захаранващото напрежение(фиг.2) могат да се направят следните основни изводи:

1.Консумираното от захранващата мрежа количество активна електрическа енергия е изразено неравномерно през времетраенето на процеса. Същото важи и за големината на захранващото напрежение.

2.Графикът може да бъде разделен условно на три отделни части – първи етап(разтопяване на късовете метал поставени в тигела), следва нулева консумация на ел. енергия (вземане на проба от метала), втори етап (рафиниране на метала), отново нулева консумация на ел. енергия (вземане на проба от метала след рафинирането), трети етап (подгряване и изливане на метала от тигела).

Най-голямата консумация на ел. енергия е през първия етап на работа (около 70÷75%). През този етап на работа захранващото напрежение се променя сравнително слабо (варира в диапазона 1500-1300 волта). Това създава благоприятна възможност за изпълнение на задачата по компенсиране и симетриране на товара.

Основни проблеми при симетрирането на товара са:

* промяната на захранващото напрежение. В процеса на работа захранващото напрежение намалява от 1500 волта до 500 волта. Това води до намаляване на мощността отделяна от кондензаторните батерии около 9 пъти.

* непрекъснато протичащи преходни процеси – с намаляване на захранващото напрежение се налага включването на нови кондензаторни батерии, което веднага води до протичане на тежки преходни процеси.

* при ръчно управление на процеса е необходимо за всеки етап да се изчисли необходимата оптимална кондензаторна мощност за симетриране и компенсиране, като в същото време се гарантира устойчивата работа на електропещния трансформатор. Особено внимание трябва да се обърне на първия етап от топилиния процес, които се характеризира с най-големи мощности и най-голяма продължителност.

* при последните два етапа – вземане на повторна проба от стопилката и изливане на метала от тигела е характерна кратковременността на етапите при сравнително високата мощност - 1116kW и малко количество консумирана електроенергия. Тези параметри са комбинирани с най-ниското ниво на захранващото напрежение през време на целия процес. Напрежението се променя в диапазона 500 – 600 V. Това води до включване на кондензаторни батерии с много голяма мощност, които ще останат неизползвани през останалите етапи на процеса.

За да се направи опит за извеждане на модел за оптимизиране на електрозахранването на сложен промишлен агрегат, какъвто представлява сама по себе си една индукционна пещ, е необходимо да се разгледат в детайли всички елементи от електроснабдяването на пеща, да се изчислят загубите на активна електроенергия в отделните елементи на системата за електроснабдяване, да се анализират причините за тези загуби и възможностите за ограничаването им. Необходимо е на първо място да се изчислят необходимите кондензаторни капацитети и съответно мощности за симетрична работа и в същото време гарантиращи компенсиране на индуктивната мощност на индуктора на пеща.

От характера на товарите включени на различните линейни напрежения, могат да се направят следните изводи и опростявания с цел да се облекчи задачата за оптимизация:

1.Токът протичащ през индуктора на товара има както активна, така и реактивна съставни, поради голямата си индуктивност (естествен фактор на мощността – 0,2) и включените в схемата кондензаторни батерии за компенсиране.

2.Може да се пренебрегнат активните съпротивления в клоновете на $C_{Сим}$ и $L_{Сим}$, като там токовете могат да се приемат за изцяло реактивни – капацитивен ток изпреварващ съответното напрежение и индуктивен, изоставащ от съответното напрежение.

3.За да се намерят оптималните параметри за работа на схемата на електрозахранване на пеща е необходимо да бъде намерен показател за симетриране на товарите. Много удачен за тази цел показател са загубите на енергия в активното съпротивление на трансформаторните намотки. Тези загуби са пропорционални на средноквадратичната сума на трите фазни тока. Сумата на трите фазни тока е постоянна – тя винаги е нула. Известно е, че средноквадратичната сума на няколко променливи, чиято сума е константа, е най-малка когато променливите са равни помежду си. Следователно може да се направи извода, че загубите на енергия в активното съпротивление на трансформаторните намотки ще бъдат най-малки при пълна симетрия на трите фазни тока.

4.При изчисляване на оптималните параметри задължително трябва да се вземат под внимание три ограничителни условия:

- Номиналната мощност на пещния трансформатор
- Общия капацитет на кондензаторните батерии с които е окомплектована индукционната пещ
- Фактора на мощност който е предписан от електроразпределителното предприятие – доставчик на електрическа енергия.

Линейните токове през елементите в схемата на Щайнметц са определени със следните формули(прието е ,че напрежението между фази А и В съвпада с положителната посока на имагенерната ос):

$$I_{ab} = -U\omega C_{Сим} + j*0$$
$$\varphi(U_{AB} \wedge I_{AB}) = \frac{\pi}{2} \quad (1)$$

$$I_{bc} = \frac{U}{\omega L_{Сим}}\cos(\pi + \frac{\pi}{3}) + j\frac{U}{\omega L_{Сим}}\sin(\pi + \frac{\pi}{3}) =$$
$$= -0.5\frac{U}{\omega L_{Сим}} - j*0.866\frac{U}{\omega L_{Сим}} \quad (2)$$

$$\varphi(U_{BC} \wedge I_{BC}) = \frac{\pi}{2}$$
$$I_{ca} = \frac{P}{U}\cos(\pi + \frac{\pi}{6}) + j\frac{P}{U}\sin(\pi + \frac{\pi}{6}) +$$
$$\frac{P\sin(\varphi)}{U}\cos(\frac{\pi}{6} + \frac{\pi}{2}) + j*\frac{P\sin(\varphi)}{U}\sin(\frac{\pi}{6} + \frac{\pi}{2}) +$$
$$+ U\omega C_{ком}\cos(2\pi - \frac{\pi}{3}) + j*U\omega C_{ком}\sin(2\pi - \frac{\pi}{3}) =$$
$$= -0.866\frac{P}{U} - 0.5*\frac{P\sin(\varphi)}{U} + 0.5U\omega C_{ком} -$$
$$j*0.5*\frac{P}{U} + j*0.866*\frac{P\sin(\varphi)}{U} -$$
$$- j*0.866*U\omega C_{ком}; \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

Трите фазни тока ,като комплексни величини имат вида:

$$I_a = I_{ab} - I_{ca} \quad (4)$$
$$I_b = I_{bc} - I_{ab} \quad (5)$$
$$I_c = I_{ca} - I_{bc} \quad (6)$$

Тъй като при симетрична работа на пеща загубите в активното съпротивление на трансформатора ще бъдат минимални, целевата функция ще има вида:

$$(I_a^2 + I_b^2 + I_c^2)r_T \to \min \quad (7)$$

където r_T е активното съпротивление на пещния трансформатор.

За намиране на загубите на активна енергия в съпротивлението на трансформаторните намотки е достатъчно да знаем модулите на токовете протичащи през тези намотки, т.е. само големината на векторите. Във целевата функция квадратите на токовете са заместени със сумата от квадратите на техните реални и имагенерни части. Към така формулираната целева функция са добавени и споменатите по-горе ограничителни условия.

За минимизиране на функцията са използвани методите на квадратичното програмиране. Като помощно средство е използван програмен продукт MATLAB 7.1.

В таблица 1 са дадени изчислените оптимални стойности за капацитетите на симетриращите и компенсиращите кондензатори при трите режима.

Таблица 1. Оптимални стойности

Режим на работа	Симетриращи кондензаторни батерии, mF	Компенсиращи кондензаторни батерии, mF
Начален	1,3	10,2
Основен	1,7	15,6
Краен	1,7	15,0

От таблица №1 е видно че при трите режима на работа на пеща се използва в различна степен капацитета на инсталираните кондензаторни батерии.. Като цяло най-малка е използваемостта на батериите в началния режим на работа, когато захранващото напрежение е най-високо. В другите два режима макар и да са коренно различни по между си, използваемостта на батериите е почти еднаква. Това е възможно благодарение на значителното снижаване на консумираната активна мощност по време на крайния режим, съпътствано от понижаване на захранващото напрежение. За да се получат минимални загуби, системата сама се стреми към максимално висок фактор на мощността. Видно е ,че и при трите режима компенсиращите кондензаторни батерии достигат най-високата стойност, която им позволява ограничителното условие по максимално ниво на компенсиране (при трите режима cosφ =1). В таблица 2 е дадена получената несиметрия на токовете при оптималното решение.

Таблица №2

Режим	Ia, %	Ib, %	Ic, %	Средно кв.
Начален	3%	12%	9%	8,81%
Основен	12%	19%	7%	13,76%
Краен	3%	8%	5%	5,88%

За всеки ток е посочена несиметрията спрямо средноаритметичния на трите тока. В последната колонка е показана средноквадратичната сума на несиметриите на трите тока за дадения режим.

Най-удачно е разделянето на кондензаторната батерия за симетриране на три степени, със стойности съответно 1, 0,3 и 0,4 mF. През началния режим на работа работят първите две, а през основния и довършителния режим на работа се включва и третата.

При кондензаторната батерия за компенсиране се налага разделяне на четири степени със стойности съответно 10, 5 ,0,4 и 0,2 mF, за да се осигури необходимия капацитет при трите режима на работа. През началния режим на работа работят едновременно 10 и 0,2 mF, през основния – всички степени и през крайния 10 и 5 mF.

Литература

1. Минеев Р., А.Михеев, Ю.Рыжнев. 1986. Повышение эффективности электроснабжения электропечей. М.,Энергоатомиздат201 с.
2. А.Д.Свенчански и др.,1982.Електро – технологические промышленные установки,М.,Энергоиздат 392 с.

Препоръчана за публикуване от
катедра "Електрификация на минното производство", МЕМФ

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ “СВ.ИВАН РИЛСКИ”,Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY “ST. IVAN RILSKI”, Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА НЯКОЙ ПАРАМЕТРИ НА СИГНАЛИТЕ ЗА УПРАВЛЕНИЕ НА РУДНИЧНИ ПОДЕМНИ УРЕДБИ

Евтим Кърцелин

МГУ “Св. Иван Рилски” 1700, София, E-mail: el_emp@mgu.bg

РЕЗЮМЕ: С използване теорията на спектралния анализ е обоснован и определен един от параметрите на сигнал в дискретна форма за управление на руднични подемни уредби.
Ключови думи: руднична подемна уредба, управление и защита, квант на дискретни сигнали.

DETERMINING SOME SIGNAL PARAMETERS FOR THE MANAGEMENT OF THE MINE HOISTING INSTALLATIONS

Evtim Kartrcelin
University of Mining and Geology “St. Ivan Rilski”, 1700 Sofia, email: el_emp@mgu.bg

ABSTRACT: One of the parameters of a signal in a discreet management system of the mine housing installation is grounded and determined to using the theory on the spectral analysis.

Key words: mine hoisting installation, management and protection, quantum of discreet signals

Въведение.

Получаването и преобразуването на информация за движението на подемните съдове по дълбочината на шахтата се явява основно съдържание на процеса за управление на една руднична подемна уредба (РПУ).

Вида на получавания сигнал за местоположението и скоростта на движение на подемния съд може да бъде в дискретна или в аналогова форма. В първия случай сигналът представлява последователност от импулси (по правило електрически), следващи един след друг през определен интервал от време, зависещи от скоростта на движението на подемния съд и приетия квант.

Под квант в разглеждания случай ще се приема пътя, който изминава подемния съд между два съседни импулса.

Във втория получавания сигналът има аналогова (непрекъсната) форма.

За осигуряване на нормално и безопасно протичане на технологичните операции (товарно-разтоварни процеси), нормативните документи регламентира строго изискване към точността на спиране на РПУ, респективно на подемния съд [1].

Изследванията показват [4], че висока точност на спиране на РПУ може да се осигури само при използването на сигнали за управление в дискретна форма.

Една от основните задачи при проектирането на технически средства с използването на сигнали в дискретна форма е свързана с научното обосноваване на стойността на кванта. Намаляването стойността на кванта води до усложняване на датчиците за формиране на импулсите, отчитащи изменение на местоположението на подемния съд в шахтата, а също така и до нарастване броят на елементите в техническите устройства за преобразуване и формиране на управляващите сигнали [4], което пък води до ниска надеждност [5].

За всяко устройство за управление и защита съществува една гранична стойност на кванта, определена от допустимата грешка на неговия изходен сигнал. Стойността на кванта и параметрите на елементите на системата трябва да бъдат така избрани, че да се изключи загубата на информация при нейното формиране и преобразуване, което да бъде причина за изкривяване на изходния сигнал и като резултат, проектиране и използване на технически средства с ниско качество във високоотговорни технологични системи и процеси.

В доклада е показана възможността за използване теорията за спектралния за обосноваване и определяне параметрите на кванта при формирането на дискретни сигнали за целите на управлението и защитата на РПУ.

Известно е, че всяка функция е възможно да бъде представена като сума на тригонометричен ред, т.е. като сума от безкраен брой хармонични колебания [2,3]. Ето защо за теоретично обоснован критерии за определяне на кванта при формирането на дискретна информация за местоположението на подемния съд по дълбочината на шахтата е възможно да се получи при разглеждане на скоростните диаграми на ПУ като сума от безкраен брой хармонични съставящи. В този случай скоростната диаграма се представя като една непериодична функция $f(t)$. Анализирайки честотния спектър на тази функция $S(\omega)$ е възможно да се определи граничната стойност на честотата на хармоничния състав, осигуряващи достатъчна точност на апроксимация на тахограмата и на тази основа да се избере кванта за формиране на

информация за местоположението и движението на подемния съд.

Спектрален анализ на типови скоростни диаграми на руднични подемни уредби.
Симетрична триъгълна скоростна диаграма

За функцията $f(t)$, имаща формата на равнобедрен триъгълник в литературата [2,3] се привежда следния израз за модула на функцията на спектралната плътност,

$$S(\omega)=\frac{4A}{\omega^2\tau}\left(1-\cos\omega\frac{\tau}{2}\right) \quad (1)$$

За симетрична триъгълна форма на скоростната диаграма са общоприети следните означения:

$f(t)=V(t)$ - функция за изменение на скоростта;
$A=V_m$ - максимална стойност на скоростта;
$\tau=\frac{V_m}{d}.2$ - време за един цикъл;
d - зададена стойност на ускорението.

След заместване на тези общоприети означения във формула (1) се получава следния израз:

$$S(\omega)=\frac{2d}{\omega^2}\left(1-\cos\frac{\omega V_m}{d}\right) \quad (2)$$

Общоизвестна е следната тригонометрична зависимост

$$\frac{1-\cos\alpha}{2}=\sin^2\frac{\alpha}{2} \quad (3)$$

С отчитане на (3) формула (2) се преобразува в следния вид:

$$S(\omega)=\frac{2d}{\omega^2}\sin^2\frac{\omega V_m}{2d}$$

където: Vm - максимална скорост за движение на подемния съд $м/сек$;
d - ускорение, $м/сек^2$.

Максималната стойност на $S(\omega)$ се получава при $\omega=0$. Директното заместване на $\omega=0$ във формула (2) дава неопределеност. За разрешаване на неопределеността се използва правилото на Логитал за израза (2)

$$S(o)=\lim_{\omega\to 0}[S(\omega)]''=\frac{V_m^2}{d}=H$$

където: H - стойност на пътя при изменение на скоростта по триъгълна скоростна диаграма, $м$.

Функцията (2) преминава през нулата при следните стойности на аргумента

$$\cos\frac{V_m}{d}.\omega=1,0; \qquad \frac{V_m}{d}.\omega=0+i.2\pi.$$

Следователно, стойностите на честотата, за които $S(\omega)=0$ се определят с израза

$$\omega_{oi}=\frac{2\pi d}{V_m}.i \quad (4)$$

където: $i=1,2,3,.....$ - номер на точките при преминаване през нулата.

Между точките с абциса ω_{oi} върху кривата на спектралната плътност ще се намират точките, в които $S(\omega)$ в екстремалните точки, т.е.

$$S(\omega)_{екстр}=\frac{4d}{\omega^2} \quad (5)$$

Въвежда се коефициент K по следното условие

$$\frac{4d}{\omega^2}=KH \quad (6)$$

За определяне ширината на спектъра $(\omega=0...\omega_{гр})$ се приема, че при $K\le K_{доп}$ стойностите на спектралната плътност е възможно да се пренебрегнат. С отчитане на това условие, изразът за граничната честота $\omega_{гр}$ се получава от (7) и има следното аналитично представяне

$$\omega_{гр}=\sqrt{\frac{4d}{K_{доп}H}}=2\sqrt{\frac{d}{K_{доп}H}}$$

Ако се приемат следните числени стойности:

$d=0,75\ м/сек^2$;
$H=30\ м$;
$K_{доп}=0,01$,
за $\omega_{гр}$ се получава следната стойност

$$\omega_{гр}=2\sqrt{\frac{0,75}{0,01.30}}=3,16\ рад/сек.$$

$$f_{гр} = \frac{\omega_{гр}}{2\pi} = 0{,}5\ Hz \qquad (8)$$

Следователно, при симетрична триъгълна скоростна диаграма с параметри: $d = 0{,}75\ м/сек^2$ и $H = 30\ м$, граничната честота на спектъра е по-малка от $0{,}5\ Hz$.

Симетрична трапецовидна скоростна диаграма на руднична подемна уредба

За функцията $f(t)$, имаща симетрична трапецовидна форма в литературата [2,3] се привежда следния израз за функцията на спектралната плътност

$$S(\omega) = \frac{2A}{в - d} \cdot \frac{\cos d\omega - \cos в\omega}{\omega^2} \qquad (9)$$

За симетрична трапецовидна форма на скоростната диаграма на РПУ са приети следните означения и изрази:

$$A = V_m; \qquad в - d = \frac{V_m}{\alpha}$$

$$в = \frac{H}{2V_m} + \frac{V_m}{2d}$$

$$d = \frac{H}{2V_m} + \frac{V_m}{2d} - \frac{V_m}{d} = \frac{H}{2V_m} - \frac{V_m}{2d}.$$

След заместване на тези общоприети означения за симетрична трапецовидна форма на скоростната диаграма на РПУ в (9) се получава следния израз за функцията на спектралната плътност

$$S(\omega) = \frac{2d}{\omega^2}\left(\cos\frac{Hd - V_m^2}{2V_m d}\cdot\omega - \cos\frac{Hd + V_m^2}{2V_m d}\omega\right) \qquad (10)$$

където: H - пътя, който изминава подемния съд при изменение на скоростта му по трапецовидна скоростна диаграма.

Максималната стойност на $S(\omega)$ се получава по $\omega = 0$ при израза:

$$S(0) = \lim_{\omega \to 0}[S(\omega)]'' = H$$

Стойностите на спектралната плътност в експерименталните точки (когато стойността на израза в скобите на 10 е ~2) се изчисляват по формулата

$$S(\omega)_{еккст} \cong \frac{4d}{\omega^2}$$

Получената формула съвпада с формулата за симетрична триъгълна скоростна диаграма на РПУ. Следователно и при симетрична трапецовидна форма на скоростната диаграма за определяне на граничната честота е допустимо използването на израза (8). Анализът показва, че за трапецовидна скоростна диаграма $\omega_{гр}$ е винаги по-малка в сравнение с граничната честота при триъгълна форма на скоростната диаграма при едни и същи параметри на d и V_m, тъй като височината на подем ще бъде винаги по-голяма.

Изводи:

1. Основен технически показател на системата за формиране и преобразуване на информацията за местоположението на подемания съд по дълбочината на шахтата се явява стойността на кванта за измерване на пътя.
2. Спектралният анализ на типови скоростни диаграми на РПУ показва, че тези диаграми имат гранична честота на спектъра, по-малка от $0{,}5\ Hz$.

Литература

1. Правилник по безопасността на труда в подземните въглищни рудници (В-01-01-01), Том 1 и 2, София, 1992.
2. Харкевич А.А. Спектры и анализ. М., Физматлит, 1962.
3. Лахти Б.П. Системы передачи информации, М., Связь, 1971.
4. Катомеков В.Е. и др. Применение микро-ЭВМ для управления автоматизированными электроприводами шахтного подъема. Обзор, ЦНИЭИУГОЛЬ, М., 1985.
5. Макаров М.И., Кърцелин Е.Р. Надежность шахтных подъемных установок, ДОНГТУ, Донецк, 1996.
6. Динкель А.Д. и др. Тиристорный электропривод рудничного подъема. М., Недра, 1977.

Препоръчана за публикуване от
катедра "Електрификация на минното производство", МЕМФ

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ОПРЕДЕЛЯНЕ ПЕРИОДИЧНОСТТА НА ПРОВЕРКА НА АПАРАТИ ЗА ЗАЩИТА ОТ УТЕЧКИ В ПОДЗЕМНИ ВЪГЛИЩНИ РУДНИЦИ

Евтим Кърцелин, Ангел Зъбчев, Румен Исталиянов, Петър Петров

МГУ "Св. Иван Рилски" 1700, София E-mail: el_emp@mgu.bg

РЕЗЮМЕ: В доклада е обоснован и предложен метод за оценка и предложен метод за оценка и повишаване на безопасността при използване на електрическата енергия в подземни въглищни рудници чрез оптимизиране периодичността на проверка на апаратите за защита от утечки.

DETERMINING THE PERIODICITY OF APPARATUSES CONTROL FOR PROTECT FROM LEAKS IN COAL UNDERGROUND MINE

Evtim Kartcelin, Angel Zubchev, Rumen Istalijanov, Petar Petrov
University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, email: el_emp@mgu.bg

ABSTRACT: A method of an assessment and improving of safety by electrical energy using is grounded and offered through the optimization periodicity of the apparatuses control from leaks in a coal underground mine.

Развитието и усъвършенстването на техниката и технологиите е съпроводено с увеличаване на броя на потенциално опасните производства. Доказателство за тази неблагоприятна тенденция е абсолютното нарастване на броя и тежестта на авариите и катастрофите. Размера на загубите и пораженията в резултат на техногенни аварии и катастрофите са вече съизмерими с природните бедствия и катастрофи: наводнения, земетресения, тайфуни и др.

Тази тенденция се наблюдава не само в глобален мащаб в областта на техносферата като цяло, но е присъща и на отделни промишлени отрасли в развитите страни.

Използването на електрическата енергия при подземния добив на въглища се явява изключително голяма потенциална опасност за възникване на пожари и експлозии в подземния рудник, а също така и за поражение от електрически ток на подземните работници, обслужващи електрообзавеждането или работещи с електрифицирани машини.

Използваните понастоящем организационни мероприятия за осигуряване на безопасност и надеждност на технологични обекти при тяхната експлоатация се оказват недостатъчни. За рязко намаляване броя на авариите във въглищната промишленост по причина на електрическия ток е необходим нов качествен скок в разработването на научните основи, методи и технически решения, с използването на които е възможно да се предотврати в процеса на експлоатация на рудничното електрообзавеждане такива случайни събития, каквито са експлозията, пожара, продължителното прекъсване на електроснабдяването и случаите на поражение на хора от електрически ток.

При проектиране на електроснабдителните системи на подземни въглищни рудници не се извършва количествена оценка за надеждността и безопасността и целенасочено не се разработват необходимите решения за тяхното повишаване още през етапа на проектирането. Такъв подход не позволяват да се проектират надеждни и безопасни енергийни обекти.

Анализът на опита и решения в различни промишлено развити страни за повишаване надеждността и безопасността на технически изделия и системи показва, че само с отделни решения е невъзможно на съвременния етап да се създават безопасни и високонадеждни обекти. Необходим е принципно нов, системен (комплексен) подход към проблема за създаването на обекти с нормирана надеждност и безопасност. Основната концепция на системния подход за осигуряването на висока надеждност и безопасност на енергийни обекти гласи: нивото на надеждност и безопасност се определя при проектирането, осигурява се при изготвянето (монтажа) на обекта и се поддържа в процеса на експлоатация.

На всеки етап са присъщи и специфични методи и средства за осигуряване на нормативната надеждност и безопасност.

Ето защо твърде актуална се явява задачата за разработване на практически приложими методи за количествено определяне (прогнозиране) на надеждността и безопасността на енергийни обекти за отделните етапи на жизнения им цикъл.

В доклада е разгледан въпроса за повишаване безопасността (намаляване на риска) при експлоатация на рудничното електрообзавеждане чрез оптимизация на периода за проверка на апаратите за защита от утечки.

За построяване на математичен модел за определяне периодичността на проверка t_{np} на апарати за защита от утечки се приемат следните допускания:

- защитата през времето на профилактиката е безотказна;
- времето, през което защитата се намира в неработоспособно състояние може да се определи само в резултат на проверка;
- проверките са абсолютно надеждни;
- продължителността на проверката θ на РУ е много малко в сравнение с интервала от време между две проверки t_{np}, т.е. $\theta << t_{np}$.

Процесът на изменение състоянието на схемата за защита се означава с $x(t)$. Приема се, че $x(t)$ приема само две стойности: 0 и 1. При $x(t)=0$ се приема, че схемата се намира в работоспособно състояние, а при $x(t)=1$ - в неработоспособно състояние.

Функцията $x(t)$ се разглежда като случайна функция, която във времето се изменя по следния начин. Съществуват редуващи се интервали от време с различна (случайна) продължителност $\xi_o^{(o)}, \xi_1^{(o)}, \xi_2^{(o)} - .. \xi_i^{(o)} ..... \xi_n^{(o)}$, в които $x(t)=0$, и $\xi_o^{(1)}, \xi_1^{(1)}, \xi_2^{(1)} - .. \xi_i^{(1)} ..... \xi_m^{(1)}$, в които $x(t)=1$. В интервалите от време ξ_i^o схемите за защита са безопасни, а при ξ_j^1 - в опасно състояние.

Приема се, че ξ_i^o имат едно и също разпределение

$$F(t) = P\left(\xi_i^{(o)} < t\right) = 1 - e^{-\lambda_o t} \quad (1)$$

където: λ_o - параметър на експоненциалното разпределение.

Параметърът λ_o се определя без основа на експериментални данни по формулата

$$\lambda_o = \frac{n}{N.t}, \quad (2)$$

където: N - брой на еднотипните защити (РУ), подложени под наблюдение; n - брой на отказалите защити за времето на наблюдение t. Всички стойности на ξ_i^o и ξ_j^1 са взаимно независими.

Поставя се следната задача: при известни стойности на параметъра λ_o и на продължителността на една проверка θ, да се определи такава периодичност на проверките на схемите за защита, t_{np}, при която средното време, през което защитата ще се намира в неработоспособно състояние ще бъде минимално.

Разглежда се работата на защита между две проверки. С вероятност

$$P(t) = e^{-\lambda_o t} \quad (3)$$

в момента t схемата на защитата ще се намира в безопасно състояние, а с вероятност

$$F(t) = 1 - e^{-\lambda_o t} \quad (4)$$

в момента t - в опасно състояние.

Средното време за безотказна работа на защитата в интервала от $t=0$ до $t=t_{np}$ се определя с израза

$$T = \int_o^{t_{np}} [1 - F(t)]dt \quad (5)$$

След подходящо математическо преобразуване на (5) за t_{np} се получава следния израз

$$t_{np} \cong \sqrt{\frac{2\theta}{\lambda_o}} \cong \sqrt{2\theta \bar{d}} \quad (6)$$

Формула (6) може да се представи и в следния вид

$$t_{np} \cong \sqrt{\frac{2\theta\, Nt}{n}} \quad (7)$$

За условията на рудник "Бабино" на "Мини Бобов дол" ЕАД, гр. Бобов дол t_{np} ще се определи при следните условия: за една година $t=8760$ в експлоатация (под наблюдение) се намират 35 броя апарати за защита от утечки [4]. Средното време за една проверка на защитата е $\theta = 0{,}034$ ч. За една година са регистрирани $n=11$ отказа.

По формула (7) се определя

$$t_{np} = \sqrt{\frac{2.0{,}034.35.8760}{11}} = 43{,}5 \text{ часа}$$

Максималния интервал от време между проверките на апарата за защита от утечки на подземен въглищен участък при зададена степен на риск се определя по формулата

$$t_{np} = \frac{2\bar{d}_2.\bar{d}_3}{t_{np}} \sqrt{\frac{H\bar{d}_1.\bar{d}_4}{d_1}} \quad (8)$$

Определяне на максималния интервал от време между проверките на апарат за защита от утечки, при който се осигурява зададена степен на риска от поражение на човек от електрически ток при случайно допиране до корпуса на комутационен апарат за напрежение до 1000 в при следните изходни данни:

$\bar{d}_1 = 58$ часа - средна стойност на интервала от време при допиране на човек без индивидуални средства за защита до комутационен апарат;

$d_1 = 0{,}36$ часа - средна продължителност на допиране на човек до корпуса на комутационен апарат;

$\bar{d}_2 = 2980$ часа - средна стойност на интервала между откази на защитното заземяване;

$t_{пр2} = 2160$ часа - максимален интервал от време за проверка на защитното заземяване на комутационен апарат;

$\bar{d}_3 = 10000$ часа - средна стойност на интервала от време между два отказа на апарата за защита от утечки;

$\bar{d}_4 = 2693$ часа - средна стойност на интервала от време за възникване

корпусно съединение в комутационния апарат с напрежение до 1000 **в**;

$d_4 = 5{,}56.10^{-6}$ часа средна продължителност на съществуването на опасен източник;

$$H = 7{,}2.10^{-8}\ \frac{1}{год.} = 8{,}22.10^{-12}\ \frac{1}{час}$$

Заместваики изходните данни във формула (8) за $t_{пр.риск}$ се получава:

$$t_{пр.риск} = \frac{2.2980.10000}{2160}\sqrt{\frac{8{,}22.10^{-12}.58.2693}{0{,}364}} = 59\ часа$$

Изводи:

1. Теоретичната основа за оценка на електробезопасността в подземните въглищни руднични е свързана с представянето на пораженията от електрически ток като случаен процес на съвпадане на редица опасни състояния на електрообзавеждането и от опасното поведение на хората.
2. Подлежат на отчитане и използване в изчисляване нивото на електробезопасност (степен на риска) на следните опасни фактори: възникване на земни съединения; отваряне на комутационни и електрически апарати под напрежение; оголване жила на кабели; отказ на апаратите за защита; допиране на човек до металния корпус на електрически апарати, допиране до тоководещи части.
3. Съгласно действащите нормативи [1] изправността на апаратите за защита от утечки трябва да се проверява в началото на всяка смяна т.е. през 8 часа.

Този режим на периодична проверка е съпроводен със следните съществени недостатъци:

По отношение на опасността от газ метан и въглищен прах рудник "Бабино" е "свръхкатегория". Всяко изключване на електрозахранването като резултат от проверката работоспособността на апаратите за защита от утечки води до нарушаване на вентилационния режим на подземния рудник.

"Нормативно планираното" нарушаване вентилационния режим на рудник "свръхкатегория" по газ метан и въглищен прах, и то всяка смяна до 35 пъти е недопустимо.

4. Провеждане целенасочено изследване и определяне на редица показатели за надеждност на апаратите за защита от утечка при експлоатационни условия в рудник "Бабино" ще осигури информация за определяне на интервал за проверка на работоспособността на апаратите за защита от утечки, например един път седмично, и то в почивни дни.

Литература

1. Правилник по безопасността на труда в подземните въглищни рудници. (В-01-01-01). Том 1 и 2. Комитет по енергетика, София, 1992.
2. Аппараты защиты от токов утечки рудничные для сегей напрежением до 1200 в. Общие технические условия. ГОСТ 22929-70.
3. Аппарат защиты от токов утечки унифицированный рудничный АЗУР. ПАСПОРТ.
4. Кърцелин Е.Р. и др. Електроснабдяване на подземни въглищни рудници за механизиран добив на въглища. Год. на МГУ "св.Иван Рилски", Том 46, 2003.

Препоръчана за публикуване от
катедра "Електрификация на минното производство", МЕМФ

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ОЦЕНКА НА ЕФЕКТИВНОСТТА НА РЕЛЕЙНИТЕ ЗАЩИТИ В ЕЛЕКТРИЧЕСКИТЕ УРЕДБИ 6 kV НА ОТКРИТИТЕ РУДНИЦИ

Иван Стоилов, Диана Ташева

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

РЕЗЮМЕ: Конфигурацията на вътрешните разпределителни мрежи в откритите рудници много често се променя и съществува реална опасност част от тях да остане извън зоната на действие на релейната защита от къси съединения. В статията е предложена методика за оценка на ефективността на релейните защити на изводите на рудничните подстанции. Същността и се състои в определяне на съответствието между дължината на стационарния и максималната дължина временния електропровод, за които действието на максималнотоковите защити е ефективно. Методиката е реализирана програмно в средата на MATLAB 6.0. Чрез разработения програмен продукт е решена конкретна задача за извод „Рудник -1 „ от ГПП 110/6 на РК „Елаците-мед" АД.

ASSESSMENT OF THE EFFICIENCY OF RELAY PROTECTIONS OF THE ELECTRIC INSTALLATIONS 6 kV OF THE OPENCAST MINES

Ivan Stoilov, Diana Tasheva
University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, E-mail: ivan_stoilov@abv.bg

ABSTRACT: The configuration of internal distribution networks in opencast mines changes very often and an actual hazard exists that some of the networks remain outside the zone of action of the relay protection from short circuits. A method for assessment of the efficiency of relay protection of the outlets of mine substations is suggested in the paper. The core of the method consists in determination of the compliance between the length of the stationary and the maximum length of the temporary power supply line, for which the maximum current protection is effective. The method has been implemented as a software in MATLAB 6.0. A specific task has been solved for the outlet of "Mine -1" of Main substation 110/6 kV of the "Elatsite – Med" JSCo.

I. Постановка на проблема

Вътрешното електроснабдяване на откритите рудници се реализира с въздушни и кабелни линии. Захранването им се осъществява от руднични подстанции, построени на територията на рудника. Въздушните линии се делят на постоянни и временни. Постоянните или стационарните електропроводи се изграждат по борда на рудника или по неработните хоризонти, а временните – по работните хоризонти. Захранването на подвижните консуматори в рудника (еднокофови, многокофови багери, насипо-образувателии др.) става чрез превключвателни пунктове и гъвкави кабели за 6 kV. Като правило у нас релейни защити в тях няма. За захранване на консуматорите ниско напрежение (сонди и др.), към въздушните електропроводи се присъединяват трансформаторни постове. За защита от къси съединения обикновено в тях са монтирани предпазители на страна 6 kV.

Релейната защита на рудничните електропроводи е организирана в КРУ на изводите от рудничната подстанция. С напредване на минните работи, конфигурацията на електрическата мрежа се променя и съществува реална опасност част от нея да попадне извън зоната на действие на максималнотоковата защита (МТЗ). Изчислителна проверка за чувствителността на МТЗ при всяко преместване на съоръженията на практика не се прави, което създава опасност от значителни поражения на електрическите съоръжения при възникване на къси съединения. Причина за това е, че изчислителните проверки трябва да се извършват често (при всяка промяна в конфигурацията на мрежата), те са относително трудоемки и в много случаи информацията за извършването им е непълна. Този проблем може да бъде разрешен чрез разработване и използване на програмен продукт, който да позволи определяне на зоната на ефективно действие на максималнотоковите защити.

II. Описание на програмния продукт МТЗ_1

Целта на разработения програмен продукт е за всеки конкретно въведен обект да формира база от данни, която да дава съответствието: дължини на стационарния електропровод – максималната дължина на временния електропровод за която действието на МТЗ е ефективно.

Необходимата входна информация е представена в Таблица 1.

Таблица 1.

Физическа величина	Условно означение	Димeнсия
Номинално напрежение на уредбата	$U_н$	kV
Напреженов фактор	*c*	
Импеданс на късо съединение с права последователност на шини В.Н. на рудничната подстанция в минимален режим на захранване	Z_1	Ω
Импеданс на трансформатора В.Н./С.Н.	Z_T	Ω
Максимална дължина на стационарния електропровод	L_{1max}	km
Специфично активно и индуктивно съпротивление на стационарния електропровод	$r_{ос},x_{ос}$	Ω
Специфично активно и индуктивно съпротивление на временния електропровод	$r_{ов},x_{ов}$	Ω
Специфично активно и индуктивно съпротивление на гъвкавия кабел	r_{ok},x_{ok}	Ω
Дължина на гъвкавия кабел	L_k	km
Ток на задействане на МТЗ	$I_{З1},I_{З2},I_{З3}$	kA
Нормативен коефициент на чувствителност на МТЗ	$K_{ч_н}$	

Програмата реализира следния алгоритъм, базиран на методика за изчисляване на токовете на късо съединение (International standard IEC 909):

1. Определя се импеданса на гъвкавия кабел

$$Z_k = r_{ok}.L_k + j.x_{ok}.L_k,\ \Omega \qquad (1)$$

2. Дължината L_1 на стационарния електропровод се изменя в зададените граници със стъпка, която по подразбиране е 0,01 km, но може да бъде променена от потребителя. За всяка стойност на L_1 се извършва следния набор от операции:

2.1. Определя се импеданса на стационарния електропровод

$$Z_c = r_{ос}.L_1 + j.x_{ос}.L_1\ ,\ \Omega\ . \qquad (2)$$

2.2. Числово се симулира присъединяване на временен електропровод с дължина L_2, като началната стойност на $L_2 = 0{,}01km.$

2.3. Изчисляват се:

- импедансите на временния електропровод

$$Z_в = r_{ов}.L_2 + j.x_{ов}.L_2\ ,\ \Omega; \qquad (3)$$

- общият импеданс до точката на присъединяване на консуматора

$$Z = Z_1 + Z_T + Z_c + Z_в + Z_k\ ,\ \Omega\ . \qquad (4)$$

2.4.Определят се минималният ток на двуфазно късо съединение в точката на присъединяване на консуматора

$$I_k^{(2)} = \frac{c.U_н}{2.|Z|}\ ,\ \text{kA} \qquad (5)$$

и коефициентът на чувствителност

$$K_ч = \frac{I_k^{(2)}}{I_з}\ . \qquad (6)$$

2.5. При $K_ч > K_{ч_н}$, текущата дължината на временния електропровод не е критична, дава се нарастък на L_2 (по подразбиране $\Delta L_2 = 0{,}01$ km) и изпълнението на алгоритъма продължава от т. 2.3. В противен случай последната некритична стойност за L_2 се съхранява в базата данни.

3. Намерените максимални допустими дължини на временните електропроводи за всяка разглеждана дължина на стационарния, се представят в графичен вид.

Програмният продукт за определяне на максималнотоковите защити е разработен в средата на MATLAB 6.0.

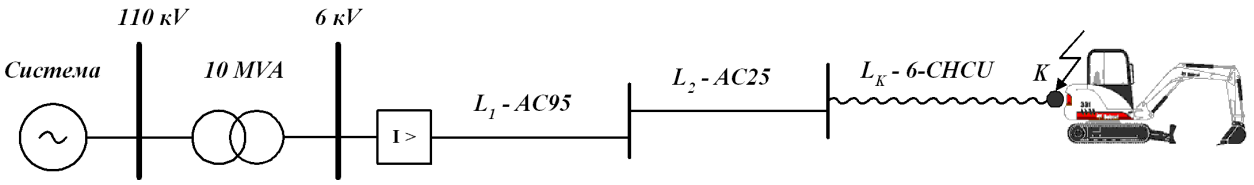
III. Резултати от използване на програмния продукт.

Изчисляване на дължините на електропроводите за които релейните защити са ефективни, беше направено за извод „Рудник 1" от ГПП 110/6 на РК „Елаците – мед" АД.

Характерно за изводите към рудника е, че към сравнително дълъг стационарен въздушен електропровод са присъединени голям брой временни въздушни отклонения, които захранват главно багери и сонди.

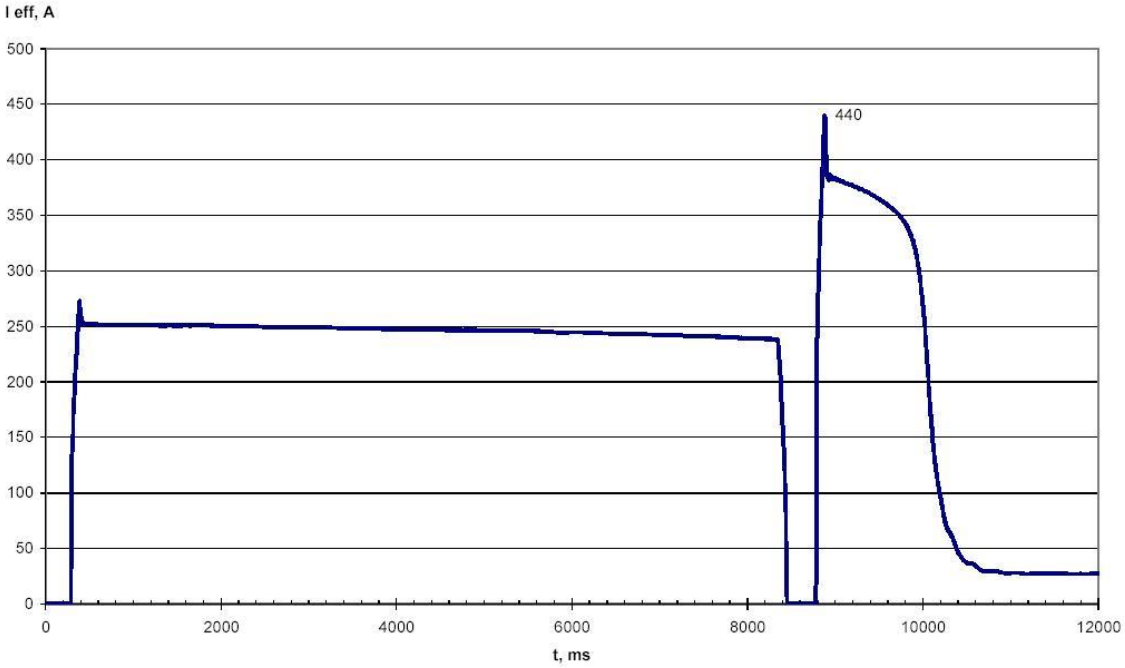
Конфигурацията на временните отклонения, както и броят на захранваните съоръжения се променят. За защита на тези изводи са предвидени токови защити с независимо от тока закъснение.

Опростена схема на извод „Рудник1" е представена на фиг. 1.



Фиг. 1. Опростена схема на електрозахранването на багер ОК-9.

Към този извод е включен и електрохидравличен багер ОК-9 с мощност на електродвигателя 1000 кW. Двигателят се пуска трансформаторно и пусковият му процес е много продължителен (фиг. 2), с което е съобразена настройката на релейната защита на извода от подстанцията. Съществуващата защита е цифрова, тип SIPROTEC 7SJ602.



Фиг. 2. Преходен процес на тока при пускане на багер ОК-9.

По утвърдена в практиката методика (Стоилов и др., 2004), бе изчислена и реализирана оптимална настройка на релейните защити в подстанциите на РК „Елаците-мед". За целта електрическата уредба 6 кV бе моделирана и на тази база бяха изчислени токовете на късо съединение.

Проведени бяха и експериментални изследвания за определяне на параметрите на пусковите процеси на двигателите, захранвани с напрежение 6 кV. (Дог. И-47 МГУ Инженеринг ЕООД).

На извод "Рудник-1" бяха въведени следните стойности на максималнотоковите защити:

- Токова отсечка (ТО) - $I_З = 800A; \quad t_З = 0$.
- Токова отсечка с времезакъснение (ТО/t) - $I_З = 420A; \quad t_З = 2{,}0s$.
- Максималнотокова защита (МТЗ) - $I_З = 270A; \quad t_З = 10{,}5s$.

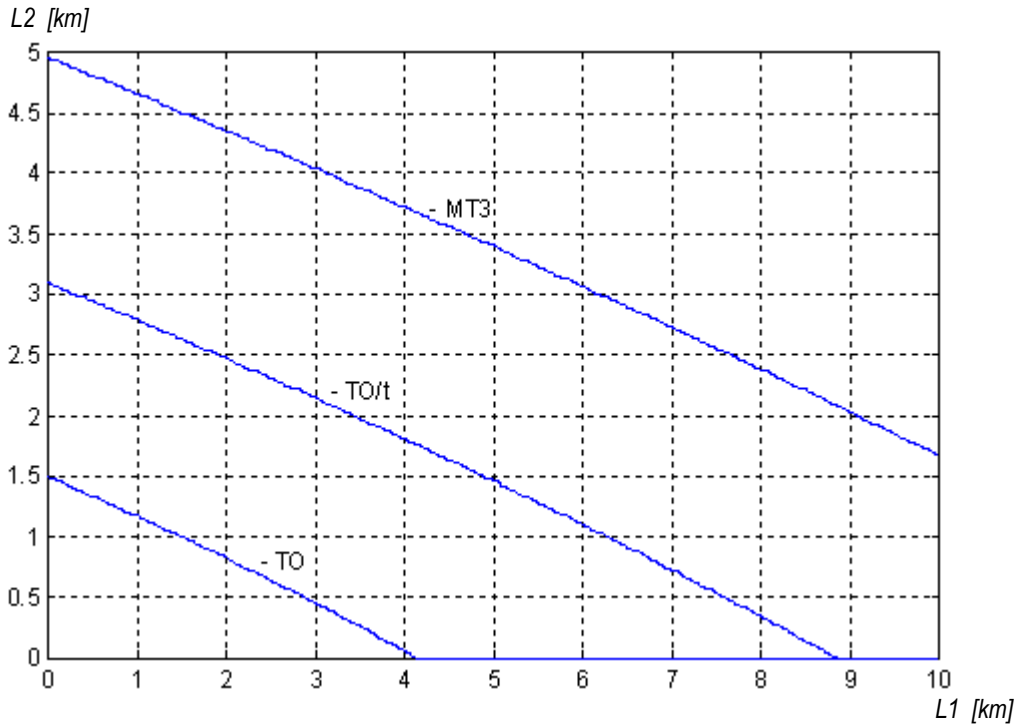
Токовата отсечка с времезакъснение е въведена за да се намали времето за изключване на късо съединение през преходно съпротивление, съпроводено с токове между настройките на ТО и МТЗ. Тя е отстроена само от тока , протичащ през първата част на преходния процес при пускане на багера ОК-9.

Данните от модела на електрическата мрежа 6 кV и настройките на максималнотоковата защита на извод „Рудник 1" бяха използвани като входни данни за програмния продукт МТЗ_1. Те са представени в таблица 2.

Графична интерпретация на получените резултати е представена на фиг.3. Те се отнасят за минималния ток на двуфазно късо съединение, определен в точка К (фиг. 1). От нея могат да се определят дължините на стационарния и времения електропровод, за които действието на максималнотоковите защити е ефективно. Това са всички точки, заключени между координатните оси и кривата на съответната защита.

Таблица 2.

Физическа величина	Стойност	Димeнсия
Номинално напрежение на уредбата	$U_н = 6$	kV
Напреженов фактор	*c= 1*	
Импеданс на късо съединение с права последователност на шини В.Н. на рудничната подстанция в минимален режим на захранване	$Z_1 = 4{,}8 + j14{,}44$	Ω
Импеданс на трансформатора	$Z_T = 0{,}021 + j0{,}4035$	Ω
Максимална дължина на стационарния електропровод	$L_{1_{max}} = 10$	km
Специфично активно и индуктивно съпротивление на стационарния електропровод	$r_{ос} = 0{,}33 \quad x_{ос} = 0{,}35$	Ω
Специфично активно и индуктивно съпротивление на временния електропровод	$r_{ов} = 1{,}38 \quad x_{ов} = 0{,}36$	Ω
Специфично активно и индуктивно съпротивление на багерния кабел	$r_{ok} = 0{,}565 \quad x_{ос} = 0{,}108$	Ω
Дължина на багерния кабел	$L_k = 0{,}3$	km
Ток на задействане на МТЗ	$I_{3TO} = 0{,}8$ $I_{3TO/t} = 0{,}42$ $I_{3МТЗ} = 0{,}27$	kA
Нормативен коефициент на чувствителност на МТЗ	$K_{ч_н} = 1{,}5$	



Фиг. 3. Зони на ефективност на максималнотоковите защити на извод „Рудник-1".

Проблем при ползване на програмата е факта, че не винаги потребителят разполага с информация за импеданса на системата високо напрежение в точката на присъединяване. Процедурата за получаването и е относително тежка и продължителна и е свързана с писмено искане до предприятие „Мрежи високо напрежение". Поради това бяха възприети следните допускания:

- електроенергийната системата е с неограничена мощност - $Z_1 = 0$;
- активното съпротивление на трансформатора е пренебрежимо малко и се прима за 0. Импедансът на трансформатора се определя по формулата:

$$Z_T \approx X_T = \frac{u_k}{100} . \frac{U^2_{H.T.}}{S_{H.T.}} \quad , \qquad (7)$$

където:

u_k е напрежение на късо съединение на транформатора *[%],*

$S_{H.T.} = 10MVA$ - номинална мощност на трансформатора;

$U_{H.T.} = 6{,}3kV$ - номинално напрежение на вторичната страна на трансформатора.

Данни за максималната и средна грешка в резултат на възприетите по-горе опростявания са представени в Таблица 3.

Таблица 3

Тип защита	Максимална грешка		Средна грешка *[km]*
	Стойност *[km]*	Получена при L_1 по-голяма от *[km]*	
МТЗ	0,05	9,271	0,0393
ТО/t	0,05	3,63	0,0377
ТО	0,06	3,85	0,0180

От получените резултати се вижда, че максималната неточност при възприетите опростявания е 60 m, а средната е в границите 18-40 m, което е напълно допустимо за практиката.

Препоръчана за публикуване от
катедра "Електрификация на минното производство", МЕМФ

IV. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложен е прост, но нагледен способ за определяне на дължините на стационарните и временните електропроводи в откритите рудници, за които максималнотоковите защити в рудничните подстанции действат ефективно.

ЛИТЕРАТУРА

Стоилов, Ив., К Джустров, М. Ментешев. 2004. Оптимизация на релейните защити в електрическите уредби 6 kV на Челопеч Майнинг АД. *Годишник на МГУ "Св. Иван Рилски"*, том 47, свитък III, 81-85.

Повишаване ефективността на защититие и ликвидиране на престоите от неселективни и погрешни изключвания в електрическите уредби 6 kV на РК "Елаците" . 2006. Дог. И-47 МГУ Инженеринг ЕООД.

International standard IEC 909. Short- circuir current calculation in three-phase a.c. systems.

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

КОНТРОЛ НА ИЗОЛАЦИОННОТО СЪПРОТИВЛЕНИЕ НА АКУМУЛАТОРНИ БАТЕРИИ ЗА РУДНИЧНИ АКУМУЛАТОРНИ ЛОКОМОТИВИ

Кирил Джустров

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", София 1700,България, E-mail: justrov@mgu.bg

РЕЗЮМЕ: Разглеждат се проблемите, свързани с изолационно съпротивление на акумулаторни батерии за руднични акумулаторни локомотиви. Направен е анализ на причините за ниското изолационно съпротивление в акумулаторните батерии и произтичащите от това опасности за работещите, загуби на електроенергия и трудности при измерването. Разработено е и е внедрено устройство за автоматичен непрекъснат контрол на изолационното съпротивление при заряд на акумулаторни батерии.

CONTROL OF INSULATING RESISTANCE OF ACCUMULATOR BATTERIES FOR MINE ACCUMULATOR LOCOMOTIVES

Kiril Dzhustrov

University of Mining and Geology "St Iv. Rilski", 1700 Sofia, E-mail: justrov@mgu.bg

ABSTRACT: Problems have been examined, considering the insulating resistance of accumulator batteries for mine accumulator locomotives. There has been made an analyse of the reasons for the low insulating resistance of accumulator batteries and therefore following dangers for the working people, losses of electricity and difficulties with the measurements. There has been developed and introduced a device for automatic permanent control of insulating resistance at charge of accumulator batteries.

Най-често акумулаторни локомотиви се използуват в рудници, опасни по газ и прах, геолого-проучвателни обекти и тунели с временна предназначеност и др. Електрическата енергия за заряд на акумулаторните батерии се преобразува от руднични зарядни станции. В зависимост от типа на акумулаторните батерии напрежението е различно по големина: от 40V при двутонния електровоз АК2У до 185V при четиринадесет тонния АРП14.

Акумулаторните елементи са подредени в метални сандъци, покрити от вътрешната страна с полиетилен. Корпуса на елементите на железо-никеловите акумулатори са също метални, като всеки елемент по отделно е поснавен в гумен чохъл. Батерийният сандък е поктит с капак, имащ вентилационни отвори. Като цяло акумулаторната батерия е подложена на агресивната руднична атмосфера и на прякото въздействие от излят електролит (NaOH, KOH, H_2SO_4). Това обстоятелство, съчетано с факта, че практически батирийния сандък е заземен (чрез локомотива и релсовия път или чрез зарядната маса), определят и значителните по големина утечни токове. Нормално изолационното съпротивление спрямо земя варира в границите от няколко килоома до десетки килоома. Промяната на изолационното съпротивление във функция от времето е доста динамична. Утечките, които могат да възпламенят взривоопасната атмосфера или да доведат до пожароопасни загрявания, са резултат на въглищния или рудничен прах, разлят електролит по елементите или в повреда на изолацията на сандъка и отделните елементи. При батериите с напрежение над 100V има опасност и от поражение от електрически ток при допир на човек до тоководеща част.

Съществуващата асиметрията в напреженията спрямо земя се определя от асиметрията на съответните изолационни съпротивления спрямо земя:

$$A = \left| \frac{U^+ - U^-}{U^+ + U^-} \right| .100,\% \qquad (1)$$

Трябва да се подчертае, че асиметрията A носи информация за разликата в изолационните съпротивления R^- и R^+ , но не и за техните абсолютни стойности, които лимитират тока на утечка.

$$I_y = \frac{U}{R^+ + R^-} = \frac{U^+ + U^-}{R^+ + R^-} \qquad (2)$$

Ниските стойности на изолационните съпротивления и лимитираните от тях утечни токове към земя създават проблеми в три аспекта:

- Опасност от експлозии и пожари;
- Опасност за обслужващия персонал при еднополюсен допир;
- Значителни загуби на ел. енергия, която не е свързана пряко със заряда на батериите;

Количествена оценка на тези три проблема може да се направи по схемата на фиг. 1

При директно земно съединение на единия полюс (напр. "-") към земя токът на утечка ще бъде:

$$I_y = \frac{U}{R^+}$$

Ако приемем, че $R^+ = R^-$, то е видно, че токът на утечка ще се увеличи два пъти. Големината му може да достигне няколко десетки mA, което е предпоставка за възпламеняване на взривоопасната руднична атмосфера.

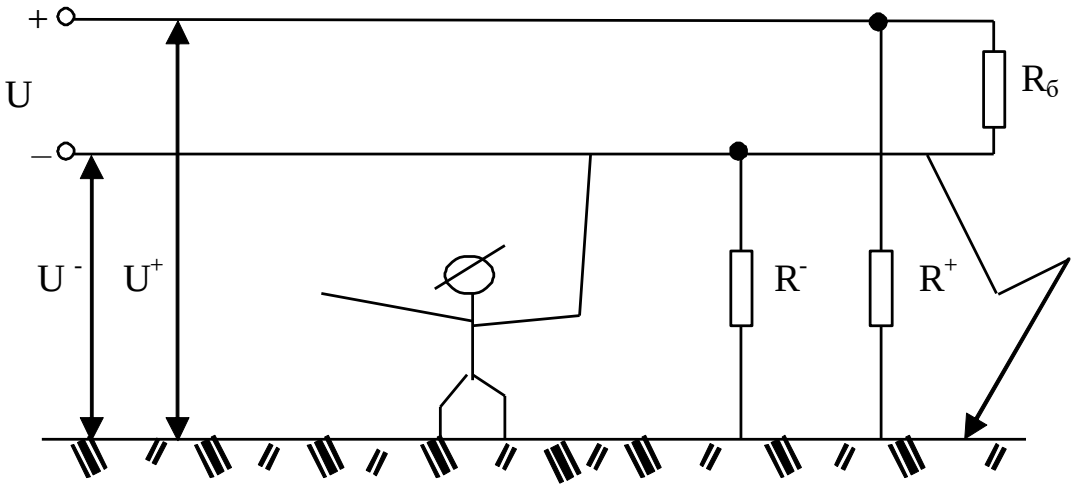
Опасностите за обслужващия персонал са свързани с реално съществуващата възможност за еднополюсен директен допир – чрез докосване на тоководещите шини.

1.Напрежението на допир към шина "+" е:

$$U_h^+ = \frac{R_h.R^+.U}{R^+.R_h + R^-.(R^+ + R_h)} \quad (3)$$

а при докосване на шина "-", човекът попада под напрежение:

$$U_h^- = \frac{R_h.R^-.U}{R^-.R_h + R^+.(R^- + R_h)} \quad (4)$$



Фиг. 1.

Максималните допирни напрежения се получават както следва:

- При допир към шина "+ " и $R^- \approx 0$;

$$U_h = U$$

- При допир към шина "– " и $R^+ \approx 0$;

$$U_h = U$$

Съгласно Наредба № 3 от 9 юни 2004 (чл. 136 ал.1) в мрежи за променливо напрежение до 1000 V с изолирана неутрала и мрежи за постоянно напрежение с изолирани полюси или с изолирана средна точка се предвижда автоматичен контрол на изолацията. Чл. 32 ал. 2 в Наредба № 4 от 14 август 2003г. лимитира като безопасно напрежение в мрежите за постоянен ток 120V.

На практика захранващото напрежение в много акумулаторни локомотиви превишава тази стойност, тъй като се определя от броя на единичните елементи и от степента на зареденост на батерията, което означава, че при еднополюсен директен допир и директно земно съединение на другия полюс са налице реални опастности за човека.

Третият аспект е свързан със загубите на енергия от утечните токове, които са със паразитен характер. От схемата на фиг.1 не е трудно да се определи израза за тока на утечка:

$$I_y = \frac{U}{R^+ + R^-} \quad (5)$$

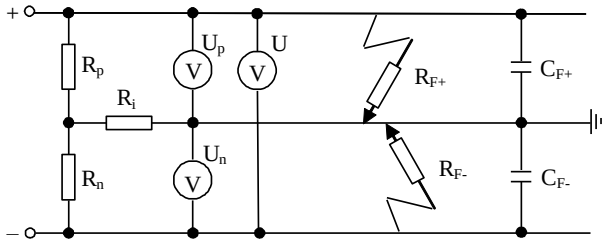
и за мощността

$$P_y = \frac{U^2}{R^+ + R^-} \quad (6)$$

При съпротивление на изолацията $10^3 \div 10^4 \Omega$, считано като характерно, мощността на тока на утечка е от порядъка на няколко W. Поради непрекъснатия характер на технологичния процес на заряд и разряд, годишната загуба на ел. енергия е в границите от $10^2 \div 10^3$ kWh т. е. в порядъка $10^{-4} \div 10^{-3}$ % от енергията, консумирана за

осъществяване на технологичния процес. Явно последният проблем няма практически интерес.

За напрежения до 320V често се използуват контролиращи устройство, които подават сигнал при откриване на неизправност в контролираната мрежа.



Фиг. 2.

Много от тези устройства се основават на мостови измервателни схеми (фиг. 2), като за големината на изолационните съпротивления R_{F+} или R_{F-} се съди по измерените напрежения:

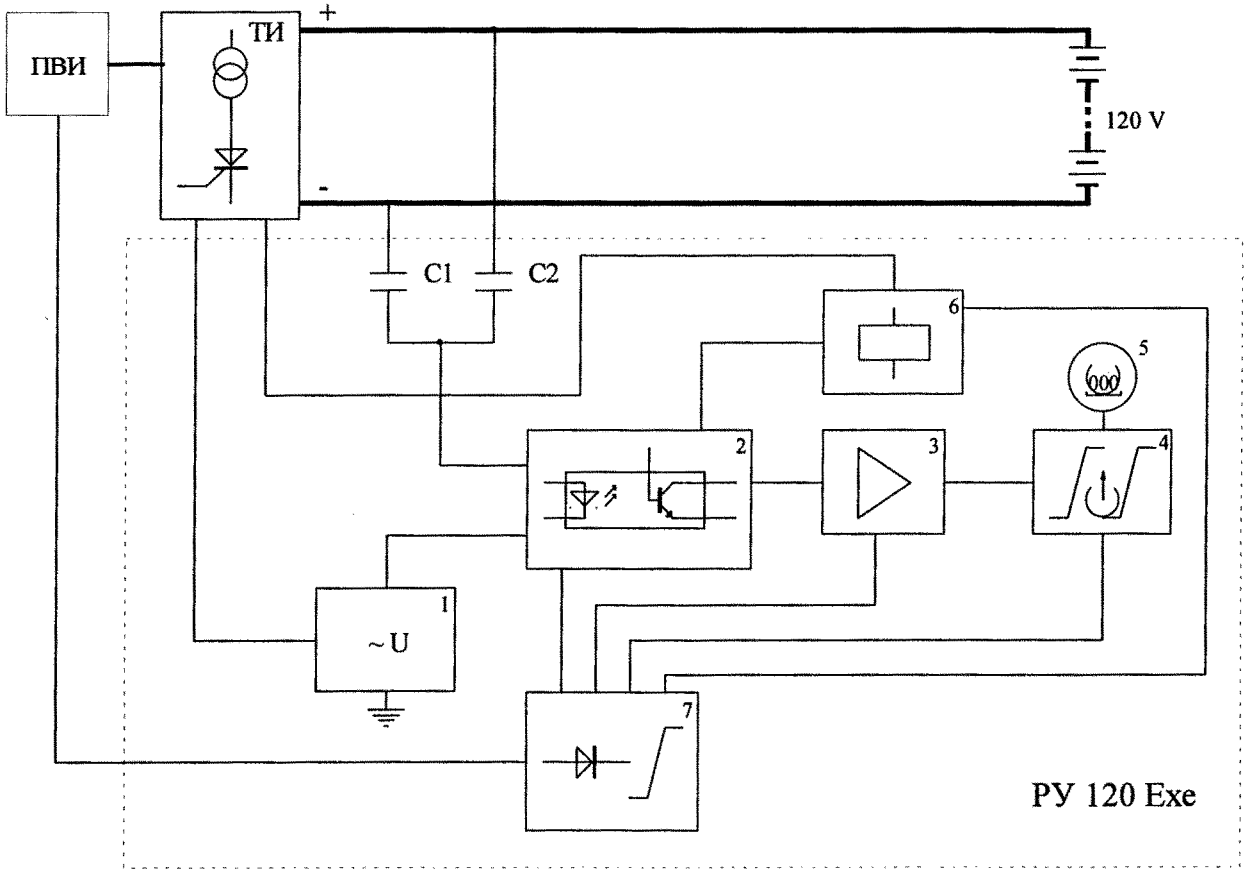
$$R_{F+} = R_i \frac{U - (U_p + U_n)}{U_n}$$

$$R_{F-} = R_i \frac{U - (U_p + U_n)}{U_p}$$

Очевидно е обаче, че този вид измервателни схеми имат съществен недостатък – не реагират на симетрично изменение на изолационното съпротивление.

Разработеното устройството за контрол на изолацията РУ120Exe е предназначено за вграждане в токоизправителни устройства за руднични акумулаторни локомотиви. Заедно с тикоизправителя ЕКЗ 120/77 получава от МакНИИ сертификат за взривозащита и разрешение за използване в подземните въглищни рудници на Украйна. Основните параметри на разработения апарат са:

- напрежение на защитаваната мрежа, V — 120 DC
- съпротивление на задействане при еднофазна утечка, кΩ — 3,5
- време на задействане на устройството, s — ≤ 0,1
- режим на работа – продължителен — R1
- изход превключващ контак — 6 A, 380V AC; 1 A, 30V DC
- маса, kg — 0,7
- температура на околната среда, ^{0}C — - 20 ÷ + 55
- относителна влажност при 20^{0}C, % — до 80
- височина надморско ниво, m — до 2000
- работно положение в пространството — произволно



Фиг. 3.

Релето от утечки РУ120Exe контролира изолационното състояние спрямо земя в контура зарядно устройство - кабел - тягова батерия посредством променливо оперативно напрежение 36 V с честота 50 Hz, което позволява да реагира както на асиметрично изолационно съпротивление на един от двата полюса, така и при симетричното му изменение.

Блоковата схема на релето е показана на фиг. 3. Захранването на активните елементи на устройството се осъществява от понижаващия трансформатор 380/36 V на включващия зарядното устройство взривозащитен пускател, например ПВИ (фиг. 4). Първичната намотка на този трансформатор е присъединена след разединителя и преди главните контакти на пускателя. Следователно изключването на захранването на РУ120Exe може да се осъществи само от разединителя на пускателя.

Оперативното напрежение 36 V се получава от самостоятелна намотка на силовия трансформатор на зарядното устройство.

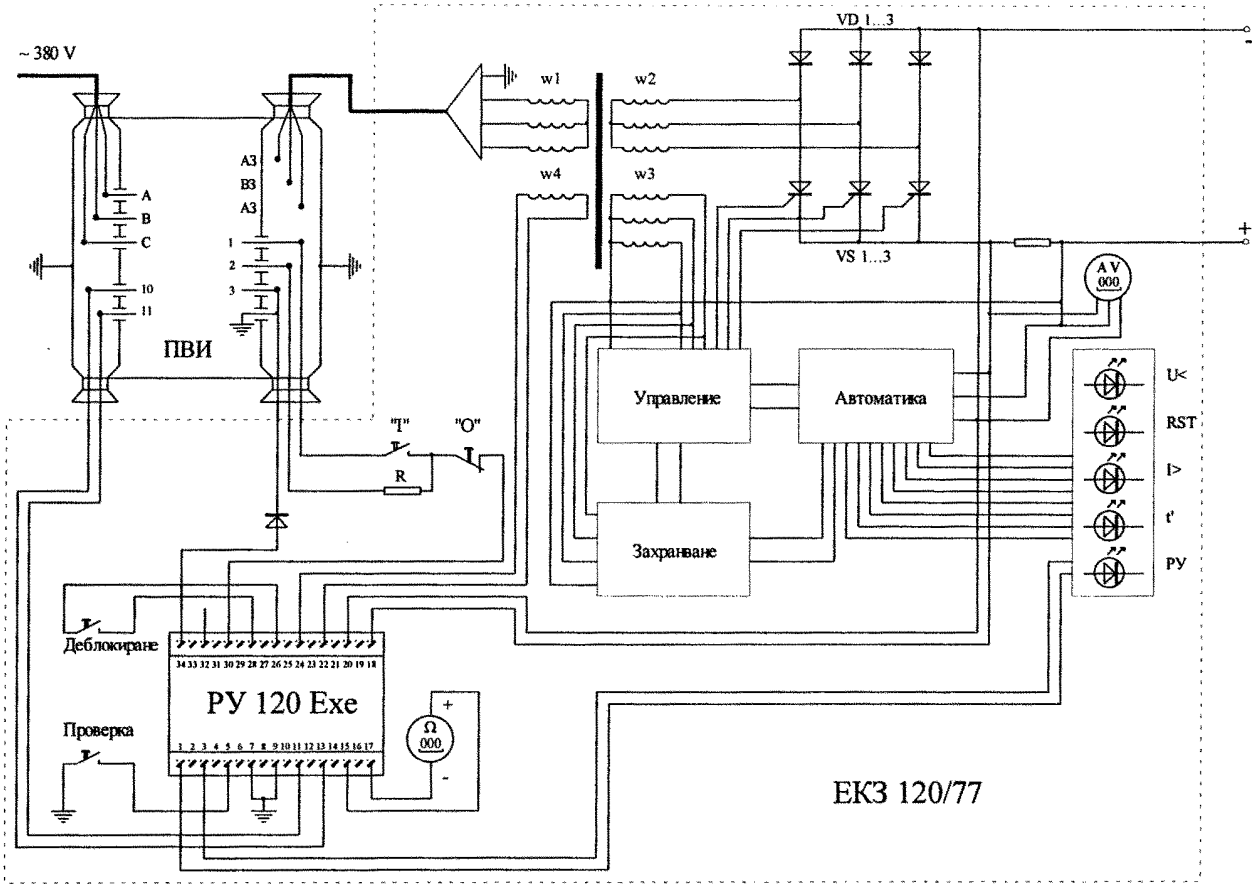
Измерителната верига се присъединява към двата полюса на контролираната мрежа посредством кондензаторите С1 и С2. Последните препятстват постоянната съставка на утечния ток, протичащ под действие на напрежението 120 V. Оперативният ток, зависещ от изолационното съпротивление спрямо земя на контролирания контур, се подава към входа на оптронния блок 2, сигналите от който галванично разделят контролираната верига от последващата част от схемата. От оптронния блок сигналът се подава към блок 3, който съдържа интегриращи и усилващи елементи. За линеаризация на изходния сигнал се използва блокът 4, който го логаритмува. От него сигналът се подава към цифровия измерителен уред 5, показващ общото изолационното съпротивление спрямо земя в обхват от 10 до 200 kΩ.

Друг сигнал от оптронния блок 2 се подава към блока 6, който включва компаратор и усилвател с релеен изход. Контактите на изходящото реле, които са затворени при нормално изолационно съпротивление, се отварят при задействие на релето и прекъсват веригата за управление на пускателя.

При проектиране на устройството за контрол на изолацията са взети в предвид действащите в България, Русия и Украйна стандарти за взривозащита.

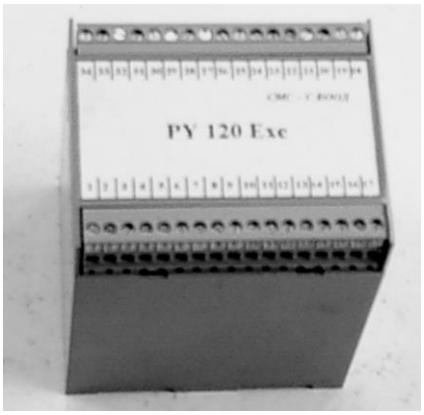
Грешката на задействие на релейния блок е под 2 %, а на измервателния – под 5 %. Обхватът на настройка е от 2 kΩ до 10 kΩ.

На фиг. 4 е показана схема присъединяване на РУ120Exe със зарядното устройство и рудничен взривозащитен пускател от серията ПВИ.



Фиг. 4.

На фиг. 5 е показан външният вид на апарата, намерил приложение в серийно произвежданите зарядни устройства ЕКЗ 120/77.



Фиг. 5.

Препоръчана за публикуване от
катедра "Електрификация на минното производство", МЕМФ

Литература

Анев Г., Ментешев М., 1987. Електробезопасност в минните предприятия (Основи на електрообезопасяването). София, Висш Минно-геоложки институт, 30-63

Джустров К., Др. Костов, М. Ментешев, 2003. Контрол на изолоционното съпротивление на постояннотоковата мрежа в електролизни цехове. София, Годишник на МГУ "Св. Иван Рилски", том 46, 95-99

Hofheinz, W., 2000. Protective Measures with Insulation Monitoring, VDE VERLAG, Berlin

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ИКОНОМИЧЕСКИ ЕФЕКТ ПРИ БЕЗКОНТАКТНО УПРАВЛЕНИЕ НА РУДНИЧНИ АКУМУЛАТОРНИ ЛОКОМОТИВИ

Кирил Джустров

Минно-геоложки университет "Св. Ив. Рилски", 1700 София, E-mail: justrov@mgu.bg

РЕЗЮМЕ: В серийно произвежданите акумулаторни локомотиви за подземните рудници най-често за регулиране на скоростта на движение на подвижния състав се използуват съпротивления. Загубите на електроенергия в съпротивленията може да достигне до 50% от консумираната от батерията. Направен е анализ на разхода на електроенергия в случаите на резисторно управление и на управление чрез електронен регулатор.

ECONOMIC EFFECT AT CONTACTLESS REMOTE CONTROL OF MINE ACCUMULATOR LOCOMOTIVES

Kiril Dzhustrov
University of Mining and Geology "St Iv. Rilski", 1700 Sofia, E-mail: justrov@mgu.bg

ABSTRACT: In the serial produced accumulator locomotives for underground mines, most often for regulation of speed of movement of the movable composition, resistances are used. Losses of electricity in the resistances may reach 50% of the consumed electricity from the battery. There has been made an analyse of expenditure of electricity in cases of resistor operation and operation by electronic regulator.

Ако в някакъв момент от време електровозът получава от мрежата (батерията) ток $I_{ел}$ при напрежение U, то мощността, която той консумира е както е известно равна на $UI_{ел}$. Изразходваната енергия за безкрайно малък промеждутък от време dt ще бъде $UIdt$. Енергията A (Wh) за времето от t_1 до t_2 ще бъде:

$$A = \int_{t_1}^{t_2} UI_{ел}\,dt$$

При неизменно напрежение разхода на електроенергия за движението на подвижния състав се свежда до определянето на площа на кривата на тока $I_{ел}=f(t)$.

За сравнителна оценка на разхода на електроенергия е удобно да се използува специфичния разход на енергия, отнесен към 1 t маса на състава и 1 km изминат път. Този специфичен разход на електроенергия a' е:

$$a' = \frac{A}{(P+Q)L}\ , \text{Wh}$$

където P и Q са съответно масите на електровоза и на вагоните.

Пълният разход на електроенергията получена от мрежата (батерията) ще бъде:

$$A = \frac{k_н}{\eta_1\eta_2}\int_{t_1}^{t_2} UI_{ел}\,dt\ , \text{Wh}$$

където η_1 – кпд на мрежата или батерията
η_2 – кпд на преобразувателните (управляващите) устройства
$k_н$ – коефициент отчитащ загубите на енергия за собствени нужди на влака (осветление и др.); за рудничните електровози може ориентировъчно да бъде приет за 1,05

Загубите на енергия при управлението на акумулаторни електровози се дължат най-вече на загубите в пусковите съпротивления. При акумулаторния локомотив АМ8Д те са две със стойности R_1=0,306Ω и R_2=0,204Ω. R_1 се използува и във двигателния (позиция 1 на командоконтролера) и в спирачния режим (позиции Т1 и Т2), а R_2 – само в спирачния режим. При двигателен режим в позиция 1 на командоконтролера, т.е. при потегляне, маневриране и преодоляване на криви с малък радиус, загубата на електроенергия в R1 ще бъде:

$$A_{R_1} = 0{,}306\int_{t_1}^{t_2} I_{ел}^2\,dt\ , \text{Wh.}$$

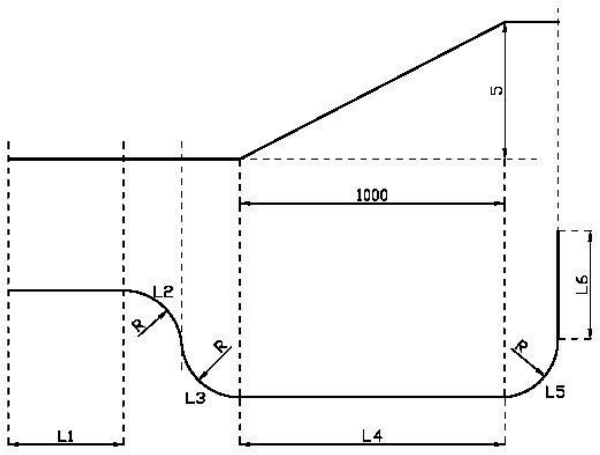
Очевидно загубите ще зависят от съпротивлението при движението на състава w и продължителността на маневриране. По данни от изследвания в рудници в Русия, тези загуби се равняват приблизително на 40% при

дължина на пътя до 1 km; от 1 до 2 km – 25%; над 2 km – 15%.

За да се направи сравнителна оценка на изразходваната електрическа енергия от акумулаторен локомотив с реостатно управление и модернизиран с безконтактно транзисторно (тиристорно) управление ще бъде взет за пример електровоз АМ8Д и релсов път с обща дължина на един цикъл за извозване на материала – 2km (фиг. 1). За просота е избрано сравнително просто трасе, но долуописаната методика може да бъде прилагана за реални трасета със сложна конфигурация. Приема се, че по време на курса на влаковия състав ще има по едно потегляне и по едно спиране в посока.

Изчисленията ще бъдат направени за влаков състав от немодернизиран електровоз и осем вагона със вместимост от 2,5m^3 и такъв, на който управлението на електровоза е заменено с два броя регулатори 1221-74 на Curtis-Balkan. Режимът на работа е пълния състав да изкачва наклон от 5‰, а празния – да спуска.

Приетите дължини на участъците от пътя и на радиусите на закръгление са:
-първи участък: L1=80m
-втори участък: L2=25m и радиус R=15m
-трети участък: L3=25m и радиус R=15m
-четвърти участък: L4=1725m
-пети участък: L5=25m и радиус R=15m
-шести участък: L1=120m



Фиг. 1. Път на подвижният състав

Абсолютният разход на електроенергия зависи от масата на влаковия състав в натоварено и пълно състояние.

$$M_{пр} = P + nQ = 8000 + 8.1300 = 18400kg$$

$$M_{нат} = P + n(Q + Q_m) = 37120\ kg$$

$$Q_m = \frac{k_н}{k_p} v_0 \rho = 2340\ kg$$

където: n – броя на вагоните
Q_m – масата на товара
$k_н$ = 0,9÷1,15 – коефициент на напълване на влака
k_p = 1,4 – коефициент на разбухване на транспортния материал в насипно състояние
ρ=1300 kg/m^3 – плътност на транспортирания материал
v_0= 2,5m^3 – полезна вместимост на вагона

В табл. 1 са дадени данни на влаковия състав.

Таблица 1

Сцепна маса на локомотива (P), t	8
Маса на празен вагон ($Q_в$), t	1,3
Полезен товар на 1 вагон ($Q_т$), t	2,34
Маса на пълния състав ($M_{нат}$), t	37,12
Маса на празния състав ($M_{пр}$), t	18,4
Широчина на релсовия път (B), m	0,9
Твърда база на локомотива (S), m	1,2

При определянето на относителните съпротивления, действащи на влаковия състав са използвани както коефициенти, намерили практическо приложение, така и изчислени в зависимост от конкретните условия на задачата. В таблица 2 са дадени относителните съпротивления при движението на влаковия състав.

Таблица 2

относително съпротивление		**Пълен състав**	**Празен състав**
основно	w_o	0,010	0,010
на наклона	w_i	±0,005	±0,005
инерционно	w_j	±0,022	±0,033
при потегляне	$w_п$	0,002	0,002
на кривата	$w_{кр}$	0,018	0,018

От фиг. 1 се вижда, че в различните участъци ще действат различни съпротивления на пътя. Така например в първоначалния участък с дължина L1 при потегляне (пълен влак) ще действуват съпротивителни сили на потегляне, основно съпротивление на пътя и инерционно съпротивление, а при връщане на празния влак – само основното съпротивление на пътя и инерционното съпротивление. Поради малката дължина на участъка се допуска, че спирането ще започне още след излизане от кривата поради което иинерционната сила ще бъде с отрицателен знак. Отрицателен знак на резултантното относително съпротивление w означава, че се използува спирачен режим и не се консумира енергия от батерията.

В таблица 3 са дадени изчислителните формули и стойностите на резултантните относителни съпротивления при "изкачване" (с товар) и "спускане" (без товар) на състава за различните участъци от трасето.

Изразходваната енергия за движението на влаковия състав е:

$$A' = \frac{g}{\eta_л}\left[M_{нат} \sum_{i=1}^{n} w_i' L_i + M_{пр} \sum_{i=1}^{n} w_i'' L_i \right] =$$

$$= 21674661J = 6{,}02kWh$$

Към нея трябва да се добави и загубите на електрическа енергия в пусковото съпротивление (*A"*), както и загубата на енергия в батерията, маневриране, собствени нужди и т.н. (*A"'*).

Таблица 3

	Режим на работа	**Изчислителна формула**	***w***
L1	"изкачване"	$w_1^{'} = w_o + w_j + w_n$	0,034
	"спускане"	$w_1^{''} = w_o - w_j$	-0,023
L2	"изкачване"	$w_2^{'} = w_o + w_j + w_{кр}$	0,050
	"спускане"	$w_2^{''} = w_o + w_j + w_{кр}$	0,061
L3	"изкачване"	$w_3^{'} = w_o + w_j + w_{кр}$	0,050
	"спускане"	$w_3^{''} = w_o + w_j + w_{кр}$	0,061
L4	"изкачване"	$w_4^{'} = w_o + w_j + w_i$	0,037
	"спускане"	$w_4^{''} = w_o - w_j - w_i$	-0,028
L5	"изкачване"	$w_5^{'} = w_o + w_j + w_{кр}$	0,050
	"спускане"	$w_5^{''} = w_o + w_j + w_{кр}$	0,061
L6	"изкачване"	$w_6^{'} = w_o - w_j$	-0,022
	"спускане"	$w_6^{''} = w_o + w_j + w_n$	0,034

За дадения пример ако средната скорост при потегляне, маневриране и движение по криви е 2km/h със средно консумиран ток от батерията 250A (по данни от изследвания на автора и електромеханичните характеристики на двигателя) и 6km/h по наклон от 5‰, то средното време за изминаване на пътя (275m) изискващ първа позиция на командоконтролера (последователно включено съпротивление 0,306Ω на двата двигателя) ще бъде около 8 min, при което загубата в пусковото съпротивление ще бъде:

$$A^{''} = \frac{I_{cp}^2 Rt}{60} = \frac{250^2.0{,}306.8}{60} = 2{,}55kWh$$

а загубата в батерията, маневриране, собствени нужди и т.н.

$$A^{'''} = 0{,}25 \div 0{,}40\left(A^{'} + A^{''}\right) =$$
$$= 0{,}3\left(6{,}02 + 2{,}55\right) = 2{,}57kWh$$

Пълният разход на енергия ще бъде равен на 11,14kWh за рейс. Това определя специфичен разход от 0,298kWh/tkm.

Очевидно е, че загубите (*A"+A"'*) са съизмерими (в разглеждания случай превъзхождат) с полезната енергия (*A'*) за движението на влака.

Явно е, че минимизиране на разходите за електроенергия може да се търси в няколко направления: безреостатно управление; замяна на железо-никеловите батерии с оловни, имащи по-малко вътрешно съпротивление; намаляване на съпротивлението на релсовия път и т.н.

Горните изчисления показват, че при безреостатно управление разходите на електроенергия от батерията могат да бъдат намалени с до около 23%. При замяна на управлението с регулатори 1221-74 на Curtis, загубите в електронните регулатори ще се определят от пада на напрежение U_0 в изходните транзистори на регулаторите и протичащия ток към двигателите.

$$A^{'} = 2\int U_0 I_{дв} dt$$

Ако допуснем, че средно 8 min влаковия състав ще се движи със среден ток на всеки двигател $I_{ср1}$=300A, а през останалия път (1725m) ще се движи 17 min със средна скорост 6km/h, ток на всеки от двигателите $I_{ср2}=I_н$=113A, то загубите на енергия в регулаторите са:

$$A^{'} = \frac{2.0{,}5.(8.300 + 17.113)}{60} = 72Wh = 0{,}072kWh$$

Пълният разход на електроенергия ще е равен на 8,66kWh, а специфичния разход – 0,235kWh/tkm.

Изводи:

- Чрез замяна на командоконтролера и пусковите съпротивления с безконтактен регулатор, абсолютния разход на електроенергия може да се намали с 20÷40 % в зависимост от конкретните условия. Това пред-полага по-дълъг живот на батерията и снижаване на експлоатационните разходи.
- При безконтактното управление с регулатор 1221-74 практически липсва комутация под товар, с което се снижават до минимум ремонтните разходи и щетите от престой за ремонти на електромеханичните контакти

Литература:

Волотковский С.А., Рудничная электровозная тяга, М., Недра, 1981

Матеев М. Руднична локомотивна тяга, С., Техника, 1971

Curtis Instruments, Inc. 1204X/1205X and 1209/1221 motor controllers, 1991

Menteshev M., I. Stoilov, K. Djustrov, H. Georgiev. Modernized electrical equipment for mining storage battery locomotives. Sesiune jubiliara 1948-1998. Petrosani, 1998

Препоръчана за публикуване от
катедра "Електрификация на минното производство", МЕМФ

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ПРОЕКТИРАНЕ НА УЛИЧНИ ОСВЕТИТЕЛНИ УРЕДБИ ПО МИНИМАЛНИ ГОДИШНИ РАЗХОДИ

Красимир Велинов[1], Христо Василев[2]

1 - Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски" , 1700 София
2 - Технически университет - София

РЕЗЮМЕ :В доклада е описан програмен продукт за проектиране на улични осветителни уредби по критериий минимум на годишните разходи.

STREETLIGHTING DESIGN BY MINIMIZING THE ANNUAL OUTLAYS

Krasimir Velinov, Hristo Vasolev
University of Mining and Geology "St Iv. Rilski", 1700 Sofia, Technical University - Sofia

ABSTRACT: The paper presents a software for streetlighting design, according to minimizing the annual outlays.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

При проектиране на улични осветителни уредби трябва да се съблюдават следните две главни условия:

- да бъдат спазени изискванията в стандартите нормени стойности на светлотехническите показатели на улични осветителните уредби (УОУ) [1, 2, 3];
- ефективността на УОУ да бъде максимална. По своя характер проектирането на УОУ представлява решаване на оптимизационна задача.

Върху ефективността на полученото решение много голямо влияние оказва светлоразпределението на осветителя. От него зависи до каква степен светлинния поток излъчен от осветителя ще се използва пълноценно.

С хармонизирането на новите европейски норми [3] като български стандарт се вмени по никое време реализираната яркост да не спада под нормената. Това се контролира по време на проектирането с експлоатационният фактор (MF)

В процеса на експлоатация на уличните осветителни уредби средната яркост на уличното платно непрекъснато намалява. Степента на снижение на яркостта е функция от няколко параметъра, основни от които са следните:

- степен на защита на осветителните тела (ОТ),
- тип на светлинния източник,
- степен на замърсяване на околната среда
- експлоатационни параметри на УОУ – време за почистванена осветителите и време за подмяна на лампите, както и начина им на подмяна.

Експлоатационният фактор MF отчита почистване на оптичните системи на ОТ и намаляването на средната яркост върху подмяна на изгорелите лампи, следствие на което началната яркост на уличното платно в процеса на експлоатация на УОУ се намалява с MF

Едновременното отчитане на горните фактори от проектанта на УОУ е сложна задача. При използване на стандартен софтуер за компютърно проектиране [4] горните фактори не се отчитаха. Досегашната практика в проектирането обръщаше внимание предимно на получаване на светлотехническо решение отговарящо на нормените изисквания. В същото време уличното осветление вече е собственост на общините, които заплащат експлоатационните разходи. Спрямо общите им разходи – тези за улично осветление възлизат на около 3%. За финасовото обезпечение на реконструкцията на УОУ общините получават от банковите институции специализирани дългосрочни нисколихвени кредити. Поради това възникна необходимост от създаване на подходящ софтуер за проектиране на УОУ и оценка на годишните разходи при горната постановка.

2. Последователност на решаване на задачата

Задачата за проектиране на УОУ по минимални годишни разходи се разклонява на няколко подзадачи:

- проектиране на нова осветителна уредба; (1)
- реконструкция на съществуваща уредба; (2)
- оценка на офертни предложения; (3)
- предварителна оценка на разходите за отдаване на концесия; (4)
- избор на стратегия за експлоатация на осветителната уредба. (5)

Всяка от горните задачи има своята свобода предоставена на проектаната. Така например първата задача предоставя най-много възможности за избор: тип на осветителя, междустълбие, височина на стълба, наклон на рогатката, време за подмяна на лампите и почистване на осветителя. Изборът на решение в дадения случай представлява оптимизационна задача при критерий

минимални годишни разходи. Намирането на оптимума на тази задача може да се извърши чрез класическите приложни пакети за нелинейно оптимиране [5]. В дадения случай по-подходящ е метода на обхождане на вариантите и последваща подходяща визуализация, тъй като проектантът може да се ориентира в коя посока може да се отклони от оптималното решение.

Задача (2) може да се реши с конвенционален продукт за проектиране на УОУ [4], какъвто е предоставен и на студентите от МГУ. В случая, когато се търси минимум на годишните разходи при промяна на параметрите на експлоатация броят на възможните варианти се увеличава значително.

Задачи (3), (4) и (5) могат да се причислят към първата или втората задача в зависимост от конкретните условия.

3. Резултати

За решаване на горните задачи бяха създадени два програмни продукта, които по същество по зададени входни данни извършват многократно изчисляване на реализираната яркост на пътното платно подбират подходящите варианти и ги визуализират. Продуктите са офрмени като потребителски програми и са написани на програмния език DELPHI-7. Първият продукт позволява да се определят годишните разходи на осветителната уредба за 1км дължина при следните входни данни:

- зададена експлоатационна яркост;
- зададена обща равномерност н а яркостта;
- зададена надлъжна равномерност н а яркостта;
- избран тип на осветителя;
- наклон на рогатката;
- годишна използваемост на уредбата;
- време за подмяна на лампите;
- време за почистване на осветителите;
- степен на замърсяване;

Отделно в базата данни на програмата са вкарани данни за цени на осветителя, цени на лампите, цени за подмяна на лампи и почистване на осветителя, цени на стълбове в зависимост от тяхната височина, цена на електроенергия и тенденция за покачването и, лихвен процент за погасяване на заема и др.

На фиг. 1 е показан екрана с редактора на входните данни за решаване на тази задача. Изборът на осветител се извършва от списък в каталог на осветителите, за всеки от който са съхранени необходимите данни. С горните данни от програмата се генерират варианти с промяна на междустълбието от 10 до 50м със стъпка 1м и височината на стълба със стъпка 0.25м. Общо се генерират 960 варианта. За всеки вариант се определя експлоатационният фактор. От тези варианти се отсяват тези, които отговарят на зададената нормена яркост и равномерност на яркостта.

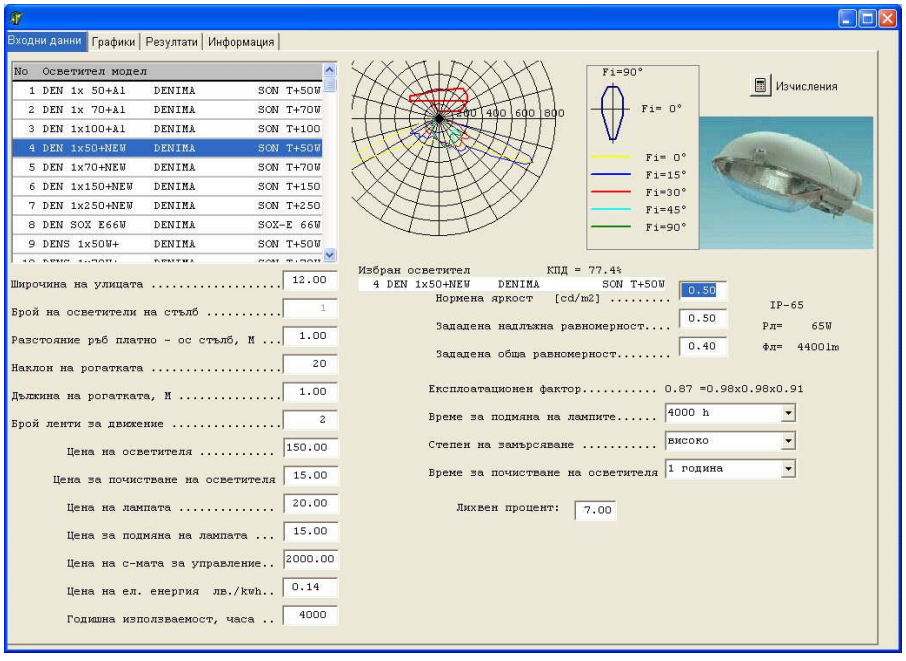
На фиг. 2. са показани резултатите от изчисленията при зададените входни данни. Визуализират се реализираните годишни разходи на осветителната уредба в зависимост от междустълбието и при параметър височина на стълба.

Вторият програмен продукт се използва за оценка на годишните разходи за 1км УОУ. Той е създаден на базата на първия като се променят автоматично времето за подмяна на лампите и времето за почистване на осветителя. Последователността на работа е същата като при първия продукт, само че за всеки от горните 960 варианта се намира оптималното решение. В зависимост от времето за почистване на осветителя и времето за подмяна на лампите се определя експлоатационния фактор.

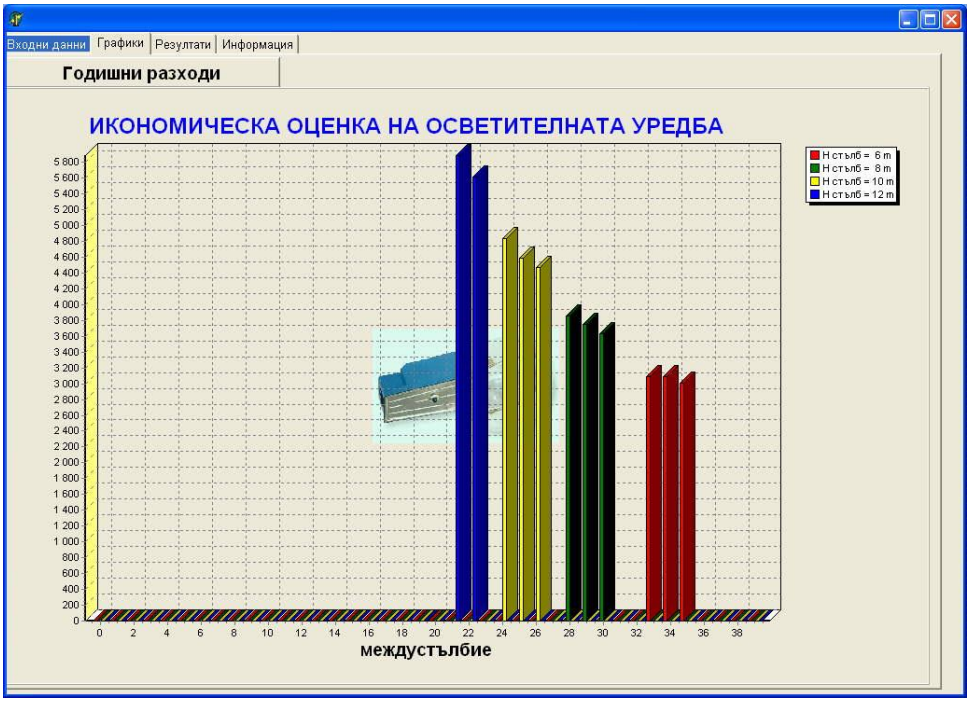
На фиг. 3 е показан екрана с редактора на входните данни за решаване на тази задача.

На фиг. 4. са показани резултатите от изчисленията Резултатите се визуализират при параметър ъгъл на наклона на рогатката.

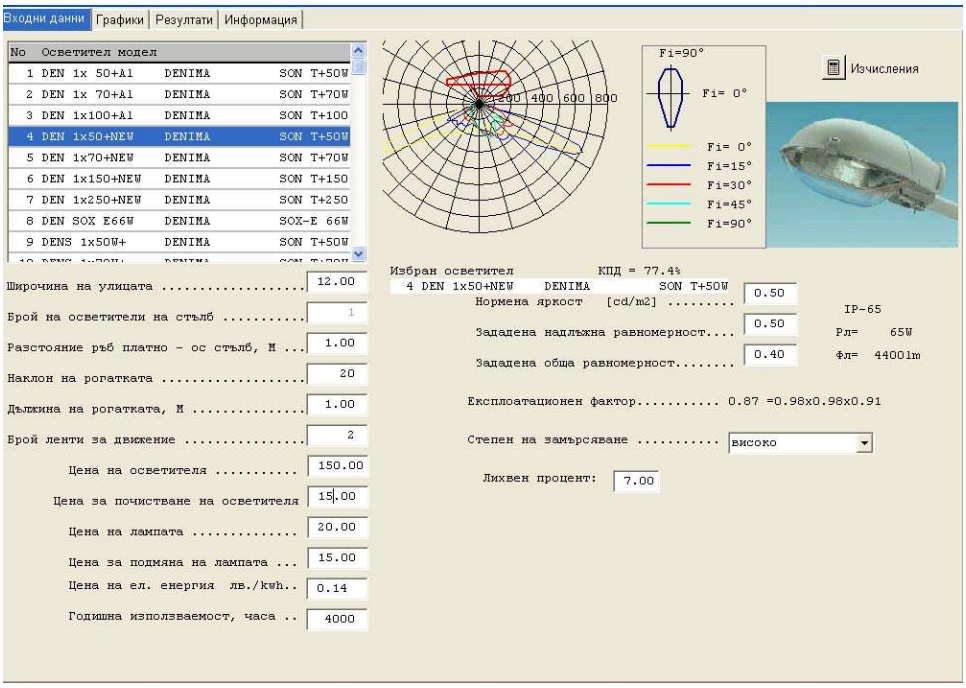
При оценка на резултатите се вижда, че при един и същи осветител в зависимост от параметрите на експлоатация или проектното решение разликите в годишните разходи могат да варират няколко пъти. Това показва големите възможности за намаляване на разходите.



Фиг. 1. Входни данни за програмен продукт №1

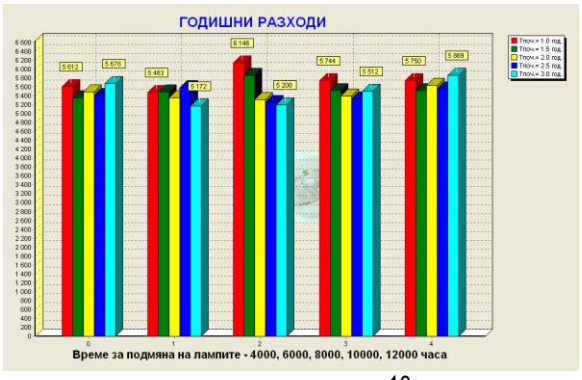


Фиг. 2. Резултати от изчисленията за програмен продукт №1

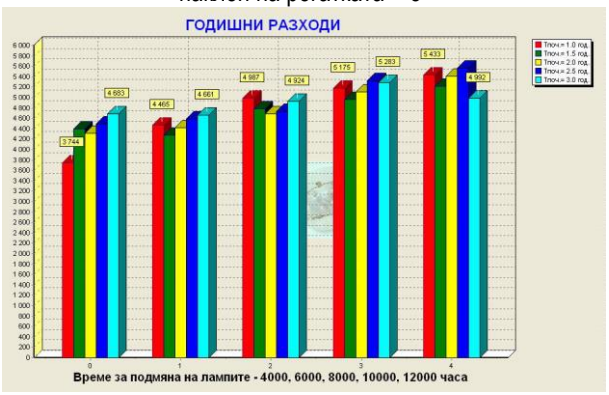


Фиг. 3. Входни данни за програмен продукт №2

наклон на рогатката = 5°



наклон на рогатката = 10°



наклон на рогатката = 15°

наклон на рогатката = 20°

Фиг. 4. Входни данни за програмен продукт №2

ЛИТЕРАТУРА

1. БДС 5504-82. Осветление на улици и пешеходни зони. Технически изисквания. София 1983.
2. DIN 5044-82. Beleuchtung von Strassen fur den Kraftfarhzeugverker
3. EUROPAISCHEN NORMEN, Strassenbeleuchtung, Teil 3: Berechnung der Gutemerkmale, prEN 13201: Strassenbeleuchtung 06/1998
4. Велинов К., EPS 1.4.2 – Програмен продукт за проектиране на улични осветителни уредби. Техническо описание. СД “ЕЛЕКТРОПРОГРАМА”, София 1996 г.
5. MATLAB 6.5.1 Програмен продукт

Препоръчана за публикуване от
катедра “Електрификация на минното производство”, МЕМФ

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ПОТЕНЦИАЛНАТА РАЗЛИКА "СЪОРЪЖЕНИЕ – ЗЕМЯ" В ПОЧВИ С ВИСОКО СПЕЦИФИЧНО СЪПРОТИВЛЕНИЕ

Стефан Стефанов, Иван Милев, Теодора Христова

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ. Предложен е нов метод за определяне на потенциалната разлика "съоръжение – земя" чрез волтметър. Така отпада необходимостта от прилагането на специален измервателен уред. Методът може да се използва и за измерване на съпротивлението на почвата.

ASSESSMENT THE POTENTIAL DIFFERENCE "FACILITY-GROUND" IN SOILS WITH HIGH SPECIFIC RESISTANCE

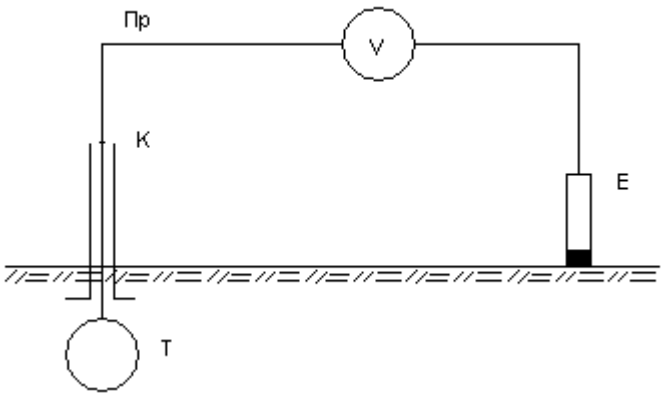
Stefan Stefanov, Ivan Milev, Teodora Hristova
University of Mining and Geology "St Iv. Rilski", 1700 Sofia,

ABSTRACT. The report presents a new method for determining through voltmeter the potential difference "facility-ground". In this way the use of special measuring apparatus is escaped. The method can be applied also for measurement of soil resistance.

За степента на защитеност на подземните стоманени комуникации от корозия при наличие на електрохимична защита се съди по потенциалната разлика "съоръжение-земя". В качеството на измервателен уред най-често се използва комбиниран апарат (мултицет) с високо входно съпротивление (20 kΩ/V), а в качеството на заземител – медносулфатен електрод за сравнение.

Точността на измерването зависи от съпротивлението на измервателната верига, особено от преходното съпротивление на границата на медносулфатния електрод за сравнение и земя, от специфичното съпротивление на почвата и от съпротивлението на изолацията на подземното съоръжение.

Установено е, че интензивна корозия на металите се наблюдава в почви не само с ниско, но и с високо специфично съпротивление. В този случай преходното съпротивление "медносулфатен електрод – земя" достига големи стойности и води до чувствителна разлика между действителните стойности на потенциалната разлика и тези, получени чрез измерване. Интерес представлява влиянието на преходното съпротивление "електрод-земя" върху стойността на отчетената от измервателния уред (волтметъра) разлика на потенциалите "съоръжение-земя" (фиг. 1).



фиг. 1. схема за измерване на потенциалната разлика "съоръжение-земя"

Т- тръбоповод; Пр –съединителни проводници; V - волтметър; Е – медносулфатен електрод; К – контролно-измервателна колонка

Общото съпротивление на измервателната верига е:

$$R_{об} = R_{т-з} + R_{пр} + R_{вхV} + R_{ел} + R_{прех\ е-з}, \quad (1)$$

където $R_{об}$ е общо съпротивление на веригата;

$R_{т-з}$ – съпротивлението “тръбопровод – земя” ;

$R_{пр}$ – съпротивлението на съединителните проводници;

$R_{вхV}$ - вътрешно съпротивление на волтметъра;

$R_{ел}$ – съпротивлението на електрода;

$R_{прех.\ ел-з}$ – преходно съпротивление “медносулфатен електрод-земя” ;

Когато $R_{т-з}$, $R_{пр}$ и $R_{ел}$ са значително по-малки от $R_{вхV}$, то:

$$R_{об} \approx R_{вхV} + R_{прех\ е-з} \qquad (2)$$

Ако разликата на потенциалите “съоръжение-земя” е $U_{т-з}$, големината на тока в измервателната верига се определя с израза:

$$I = \frac{U_{т-з}}{R_{об}} = \frac{U_v}{R_v}, \qquad (3)$$

откъдето отчитайки (2) получава се:

$$U_{т-з} = I.R_{об} \approx I.R_v + I.R_{прехе-з} = U_v + I.R_{прех.е-з} \quad (4)$$

От (4) следва, че разликата на потенциалите “съоръжение – земя” е сума от показанието на измервателния уред и падът на напрежение върху медносулфатния електрод, обусловен от преходното съпротивление “електрод-земя”.

Ако се проведе измерване на напрежението $U_{т-з}$ в една точка с два уреда с известни входни съпротивления или с един уред в два обхвата на измервания с различни входни съпротивления, може да се определи стойността на $R_{прех.е-з}$ и $U_{т-з}$.

Ако с U', I', R' и U", I", R" се означат съответно стойностите на разликата на потенциалите отчетени от уреда, силата на тока във веригата и входното съпротивление на волтметъра при двата случая на измерване, то:

$$U_{т-з} = U' + I'.R_{прех.е-з}, \text{ а} \qquad (5)$$

$$I' = \frac{U'}{R'} \text{ и}$$

$$U_{т-з} = U'' + I''.R_{прех.е-з}, \text{ а} \qquad (6)$$

$$I'' = \frac{U''}{R''}.$$

Напрежението $U_{т-з}$ от (5) и (6) е една и съща величина, т.е.

$$U' + I'.R_{прех.е-з} = U'' + I''.R_{прех.е-з}, \text{ или} \qquad (7)$$

$$U'' - U' = (I' - I'').R_{прех.е-з},$$

откъдето

$$R_{прех.е-з} = \frac{U'' - U'}{I' - I''} = \frac{U'' - U'}{\frac{U'}{R'} - \frac{U''}{R''}} = \frac{(U'' - U').R'.R''}{R''U' - R'.U''} \quad (8)$$

След заместване на (8) в (5), или на (8) в (6), за напрежението $U_{т-з}$ се получава израза:

$$U_{т-з} = U' + I'.R_{прех.е-з} = U'' + I'\frac{(U'' - U').R'.R''}{R''.U' - R'.U''} = \frac{U'.U''\left(1 - \frac{R'}{R''}\right)}{U' - \frac{R'}{R''}U''} \qquad (9)$$

Посредством двете измервания на $U_{т-з}$ може да се определи стойността на специфичното съпротивление на почвата в мястото на поставянето на медносулфатния електрод за сравнение. Преносимите медносулфатни електроди за сравнение са с различна форма: полусферична, конична, цилиндрична. Съпротивлението на разтичане на електрод с пореста керамична чашка с форма на полусфера е:

$$R = \frac{\rho}{\pi.d}, \qquad (10)$$

а на цилиндричен медносулфатен електрод с престо керамично дъно с формата на диск е:

$$R = \frac{\rho}{2.d}, \qquad (11)$$

където ρ - специфично съпротивление на почвата, Ω.см;

d – диаметър на полусферата или на диска, см.

Обикновено на практика d=2-3 см, при което $R_{прех.е-з}$=0.15ρ÷0.11ρ [Ω.см]= 15ρ÷11ρ [Ω.м] при полусферична форма на чашката на електрода и $R_{прех.е-з}$=0.25ρ÷0.17ρ [Ω.см]= 25ρ÷17ρ [Ω.м] при чашка (дъното) на цилиндричния електрод във формата на диск.

Следователно в първия случай

$$\rho = R_{прех.е-з}\pi d = \frac{(U'' - U').R'.R''}{R''.U' - R'.U''}.\pi d, \qquad (12)$$

а във втория

$$\rho = R_{прех.е-з}2d = \frac{(U'' - U').R'.R''}{R''.U' - R'.U''}.2d, \qquad (13)$$

На практика по предложената методика, ако за измерване на потенциалната разлика “съоръжение – земя” се използва волтметър с входно съпротивление 20 kΩ/V, т.е. при обхвати 1V и 5V, входното съпротивление съответно е R'=20 kΩ и R"=100 kΩ, то изразите (9) и (10) при посочените обхвати съответно приемат вида:

$$U_{т-з} = \frac{U_{(1)}U_{(5)}\left(1 - \frac{20}{100}\right)}{U_{(1)} - \frac{20}{100}U_{(5)}} = \frac{4U_{(1)}U_{(5)}}{5U_{(1)} - U_{(5)}}, \text{ V и}$$

$$R_{прех.е-з} = \frac{(U_{(5)} - U_{(1)}).R'.R''}{R''.U_{(1)} - R'.U_{(5)}} = \frac{\left|U_{(5)} - U_{(1)}\right|20.100}{5.U_{(1)} - U_{(5)}}, \text{ kΩ}$$

Относителната грешка при измерване на $U_{т-з}$ в зависимост от $R_{прех.е-з}$ е:

$$\frac{U_{m-з} - U_{(1)}}{U_{m-з}}.100\% \text{ и } \frac{U_{m-з} - U_{(5)}}{U_{m-з}}.100\%.$$

Грешката при измерване на потенциалната разлика "съоръжение – земя" в почви с голямо специфично съпротивление и голямо преходно съпротивление на медносулфатния електрод за сравнение, при използване на волтметър с малко входно съпротивление, е твърде голяма.

Изводи

1. Предлага се опростен метод за измерване на потенциала $U_{m-з}$ и преходното съпротивление на електрода за сравнение в почви с голямо специфично електрическо съпротивление, без използване на потенциометър. Резултатите от прилагането му са съкращаване на периода и цената за извмерване.
2. Методът позволява определянето на специфичното електрическо съпротивление без използването на специален за целта измервателен уред.
3. За получаване на по-малка грешка при измерване на потенциалната разлика "съоръжение – земя" при почви с високо специфично съпротивление и голямо преходно съпротивление на медносулфатния електрод за сравнение, трябва да се използва измервателен уред с голямо вътрешно съпротивление.

Препоръчана за публикуване от
катедра "Електротехника", МЕМФ

Литература

Глазов Н. П., Стрижевский И. В. И др., Методы контроля и измерений при защите подземных сооружении от коррозии, Москва, недра 1978г.

Зобов Е. В., В. В. Красноярский Электрохимическая защита сооружений и оборудования от коррозии, кишинев, Картя Молдованяскэ, 1981г.

Стрижевский И. В., М. А. Сурис Защита подземных теплопроводов от коррозии, Москва, Энергоатомиздат, 1983г.

МАГНИТНО ПОЛЕ НА ВИХРОВА МАШИНА СЪС СФЕРИЧЕН ИНДУКТОР

Константин Костов, Константин Тричков

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

РЕЗЮМЕ. Изчислява се първо полето, създадено от една фаза на сферичен индуктор на вихрова машина, използвана за обработване на вещества чрез въртящо се магнитно поле. Последният има три фазни намотки, чиито оси съвпадат с координатните. След това се изчислява резултантното въртящо се магнитно поле, което във всеки момент се получава от сумирането на полетата на две от фазните намотки. Резултатът е представен в ред от сферични хармоници.

MAGNETIC FIELD OF VORTEX MACHINE WITH SPHERICAL STATOR

Konstantin Kostov, Konstantin Trichkov

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, E-mail: costovs@yahoo.com

ABSTRACT. First is calculated the field, produced by a phase coil of spherical inductor of vortex machine. That machine is used for treatment of materials by means of rotating magnetic field. There are three phase coil in the inductor. Their axes coincide with the three Cartesian coordinates. Then the resultant rotating magnetic field is obtained by summation of the fields of two of the phase coils. Results obtained are expressed as a series of spherical harmonics.

Вихровите машини се използват за интензифициране на някои технологични процеси, като смилане, емулгиране, смесване и др., чрез въртящо се поле, действащо върху феромагнитни работни частици. В (Костов и Тричков, 2007) се предлага машина със сферичен индуктор и се определя скаларният магнитен потенциал за една фаза $u_{\mu\phi}$:

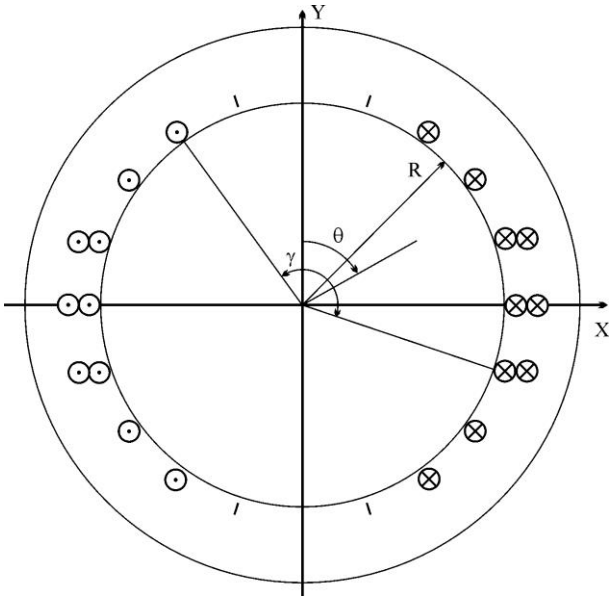
$$u_{\mu\phi}(r,\theta)=\frac{-F_{\phi 1\max}+0{,}6F_{\phi 3\max}}{R}r\cos\theta- \\ -\frac{0{,}8F_{\phi 3\max}}{R^3}r^3\left(5\cos^3\theta-3\cos\theta\right). \quad (1)$$

Да намерим компонентите на магнитния интензитет за една фаза:

$$H_{\phi r}=-\frac{\partial u_{\mu\phi}}{\partial r}=\frac{F_{\phi 1\max}-0{,}6F_{\phi 3\max}}{R}\cos\theta+ \\ +\frac{2{,}4F_{\phi 3\max}}{R^3}r^2\cos\theta\left(5\cos^2\theta-3\right), \\ H_{\phi\theta}=-\frac{\partial u_{\mu\phi}}{r\partial\theta}=\frac{-F_{\phi 1\max}+0{,}6F_{\phi 3\max}}{R}\sin\theta- \\ -\frac{2{,}4F_{\phi 3\max}}{R^3}r^2\sin\theta\left(5\cos^2\theta-1\right). \quad (2)$$

Можем да разложим полето на сума от две съставни части. Първата е с компоненти

$$H'_{\phi r}=\frac{F_{\phi 1\max}-0{,}6F_{\phi 3\max}}{R}\cos\theta=H'_{\phi}\cos\theta, \\ H'_{\phi\theta}=\frac{-F_{\phi 1\max}+0{,}6F_{\phi 3\max}}{R}\sin\theta=-H'_{\phi}\sin\theta.$$



Фиг. 1. Схема на една фаза от намотката

Както се вижда, това поле не зависи от текущия радиус и в разглеждания момент $\omega t = \pi/2$, когато фазовият ток е максимален, за всяка точка е вектор с модул

$$H'_\phi = \frac{F_{\phi 1\max} - 0{,}6F_{\phi 3\max}}{R} \qquad (3)$$

и посока по оста на намотката, съвпадаща с положителната посока на оста Y, Фиг. 1. Полето е пулсиращо във времето, с амплитуда H'_ϕ. Във формирането му участва и третият пространствен Фуриеров хармоник на магнитния потенциал. Да оценим влиянието му върху амплитудата H'_ϕ на хомогенната съставка на полето. Заместваме

$$F_{\phi 1\max} = 2\sqrt{2}\,\frac{wk_{w1}}{\pi} I, \quad F_{\phi 3\max} = 2\sqrt{2}\,\frac{wk_{w3}}{3\pi} I.$$

Коефициентите на намотката са съответно

$$k_{w1} = k_{q1}k_{y1}, \quad k_{w3} = k_{q3}k_{y3}.$$

Както ще видим, тук се предлага създаването на въртящото поле чрез двуфазна намотка. В такъв случай съществуват третият и кратните на три хармоници в резултантното м.д.н. Ако фазната зона е 120^0, те се елиминират, но така се намалява значително коефициентът на разпределение за основния хармоник. Компромисният вариант е фазна зона $\alpha = 90^0$. Ако приемем, че намотката е равномерно разпределена (броят на каналите за полюс и фаза е безкраен), коефициентите на разпределение за двата хармоника са съответно

$$k_{q1\infty} = \frac{\sin\frac{\alpha}{2}}{\alpha/2} = \frac{\sin\frac{\pi}{4}}{\pi/4} = 0{,}900,$$

$$k_{q3\infty} = \frac{\sin 3\frac{\alpha}{2}}{3\alpha/2} = \frac{\sin 3\frac{\pi}{4}}{3\pi/4} = 0{,}300.$$

За намаляване на влиянието на висшите хармоници е логично да се приеме относителна стъпка $\beta = 3/4$. Това обаче води до значително намаляване на k_{y1} и твърде голям коефициент на скъсяване за седмия хармоник, така че $k_{y1} = k_{y7}$. Ето защо се приема $\beta = 4/5$, при което петият хармоник на м.д.н. изчезва. Тогава коефициентите на скъсяване са

$$k_{y1} = \sin\beta\frac{\pi}{2} = \sin\frac{4}{5}\frac{\pi}{2} = 0{,}951,$$

$$k_{y3} = \sin 3\beta\frac{\pi}{2} = \sin 3\frac{4}{5}\frac{\pi}{2} = -0{,}588.$$

Следователно

$$k_{w1} = k_{q1}k_{y1} = 0{,}900.0{,}951 = 0{,}856,$$

$$k_{w3} = k_{q3}k_{y3} = -0{,}300.0{,}588 = -0{,}176.$$

Заместваме в (3) $F_{\phi 1\max}$, $F_{\phi 3\max}$ и получените стойности за k_{w1} и k_{w3}:

$$H'_\phi = 2\sqrt{2}\,\frac{w}{\pi R} I\left(k_{w1} - 0{,}2k_{w3}\right) = \qquad (4)$$

$$= 2\sqrt{2}\,\frac{w}{\pi R} I\left(0{,}856 + 0{,}2.0{,}176\right) = 1{,}782\sqrt{2}\,\frac{w}{\pi R} I.$$

Вижда се, че влиянието на третия Фуриеров хармоник в разпределението на магнитния потенциал по граничната окръжност е слабо върху амплитудата на хомогенното поле H'_ϕ. В конкретния случай на поле на една фаза, то е положително.

Втората съставна част на полето е

$$H''_{\phi r} = \frac{2{,}4F_{\phi 3\max}}{R^3} r^2\cos\theta\left(5\cos^2\theta - 3\right) = G_\phi r^2\cos\theta\left(5\cos^2\theta - 3\right),$$

$$H''_{\phi\theta} = -\frac{2{,}4F_{\phi 3\max}}{R^3} r^2\sin\theta\left(5\cos^2\theta - 1\right) = -G_\phi r^2\sin\theta\left(5\cos^2\theta - 1\right),$$

където

$$G_\phi = \frac{2{,}4F_{\phi 3\max}}{R^3}.$$

За да оценим нехомогенността, която внася тази съставка на полето, да намерим модула на вектора ѝ за разглеждания момент $\omega t = \pi/2$:

$$\left|H''_\phi\right| = \left|G_\phi\right| r^2\sqrt{\cos^2\theta\left(5\cos^2\theta - 3\right)^2 + \sin^2\theta\left(5\cos^2\theta - 1\right)^2}.$$

За $r = const.$ максимумът на $\left|H''_\phi\right|$ зависи само от израза под корена

$$s = \cos^2\theta\left(5\cos^2\theta - 3\right)^2 + \sin^2\theta\left(5\cos^2\theta - 1\right)^2 =$$

$$= 25\cos^4\theta\left(\sin^2\theta + \cos^2\theta\right) - 30\cos^4\theta + 9\cos^2\theta - \qquad (5)$$

$$-10\sin^2\theta\cos^2\theta + \sin^2\theta = 5\cos^4\theta - 2\cos^2\theta + 1.$$

Намираме производната $ds/d\theta$ и я приравняваме на нула:

$$\sin\theta\cos\theta\left(-5\cos^2\theta + 1\right) = 0.$$

В израза за s неизвестното θ участва чрез $\cos^2\theta$. Затова ще определим само $\cos^2\theta$:

$$\sin\theta = 0 \Rightarrow \cos^2\theta = 1; \;\; \cos^2\theta = 0; \;\; \cos^2\theta = 1/5.$$

Заместваме получените стойности за $\cos^2\theta$ в (5) и получаваме за s съответно:

$$s_1 = 5.1 - 2.1 + 1 = 4;\ s_2 = 5.0 - 2.0 + 1 = 1;$$

$$s_3 = 5.1/25 - 2.1/5 + 1 = 4/5.$$

Максималната му възможна стойност е $s = s_1 = 4$. Следователно

$$\left|H''_{\phi\max}\right| = \left|G_\phi\right| r^2 \sqrt{s_1} = \left|\frac{2,4}{R^3} 2\sqrt{2}\,\frac{wk_{w3}}{3\pi} I\right| r^2 \sqrt{4}. \qquad (6)$$

След заместване на $\left|k_{w3}\right| = 0,176$ се получава

$$\left|H''_{\phi\max}\right| = \frac{3,2\sqrt{2}w0,176}{\pi R}\left(\frac{r}{R}\right)^2 I = 0,563\sqrt{2}\,\frac{w}{\pi R}\left(\frac{r}{R}\right)^2 I.$$

Вижда се,че $\left|H''_{\phi\max}\right|$ бързо намалява при отдалечаване от обвода на индуктора. Да сравним хомогенната и нехомогенната съставка при $r = 0,8R$. От (4) и последния израз за $\left|H''_{\phi\max}\right|$ се получава

$$\frac{\left|H''_{\phi\max}\right|}{H'_\phi} = \frac{0,563\sqrt{2}\,\frac{w}{\pi R}0,8^2 I}{1,782\sqrt{2}\,\frac{w}{\pi R} I} = 0,202.$$

На пръв поглед нехомогенната съставка е значителна. Трябва обаче да се вземе предвид, че се разглежда най-неблагоприятният случай – полето в точка с такава стойност на θ, при която H''_ϕ има максимум.

Да сравним сега магнитните интензитети, създадени от първия и третия хармоници на една фазна намотка при цилиндрична неявнополюсна и при сферична вихрова машина. За тази цел първо определяме амплитудата на м.д.н. $F_{\phi\nu}$ на една фазна намотка на цилиндрична машина (Вольдек, 1966):

$$F_{\phi\nu} = 2\sqrt{2}\,\frac{wk_{w\nu}}{\nu\pi} I = \frac{2\sqrt{2}}{\nu} k_{w\nu}\,\frac{A_ц}{m} R,$$

където

$A_ц = \dfrac{mwI}{\pi R}$ е линейно токово натоварване на цилиндричната вихрова машина; създава се от m -те фазни намотки.

В цилиндрична вихрова машина модулът на ν -тия хармоник на интензитета на резултантното поле на всички фази е (Костов, 1987)

$$H_\nu = \sqrt{2}\,k_{w\nu} A_ц \left(\frac{r}{R}\right)^{\nu-1}.$$

Линейното токово натоварване от една фаза на намотката е $A_{цф} = A_ц / m$. Следователно амплитудата на ν -тия хармоник на интензитета на полето, създадено от една фазна намотка, е

$$\left|H_{\phi\nu}\right| = \frac{2}{m}\left|H_\nu\right| = 2\sqrt{2}\left|k_{w\nu}\right| A_{цф}\left(\frac{r}{R}\right)^{\nu-1}.$$

Амплитудите на първия и на третия хармоник са съответно

$$\left|H_{\phi1}\right| = 2\sqrt{2}\,k_{w1}A_{цф} \quad \text{и} \quad \left|H_{\phi3}\right| = 2\sqrt{2}\left|k_{w3}\right| A_{цф}\left(\frac{r}{R}\right)^2.$$

Съгласно (3) първият хармоник на м.д.н. на една фазна намотка на сферична вихрова машина създава магнитен интензитет с амплитуда

$$\left|H_{\phi1}\right| = \frac{F_{\phi1\max}}{R} = \frac{2\sqrt{2}\,wk_{w1}}{\pi R} I.$$

Като вземем под внимание, че при сферичната вихрова машина линейното токово натоварване от една фаза е $A_{сфф} = \dfrac{wI}{\pi R}$, намираме

$$\left|H_{\phi1}\right| = 2\sqrt{2}\,k_{w1}A_{сфф}.$$

От (6), като държим сметка за гореспоменатата формула за $A_{сфф}$, получаваме друга формула за максимума на $\left|H''_\phi\right|$ при изменение на t и θ:

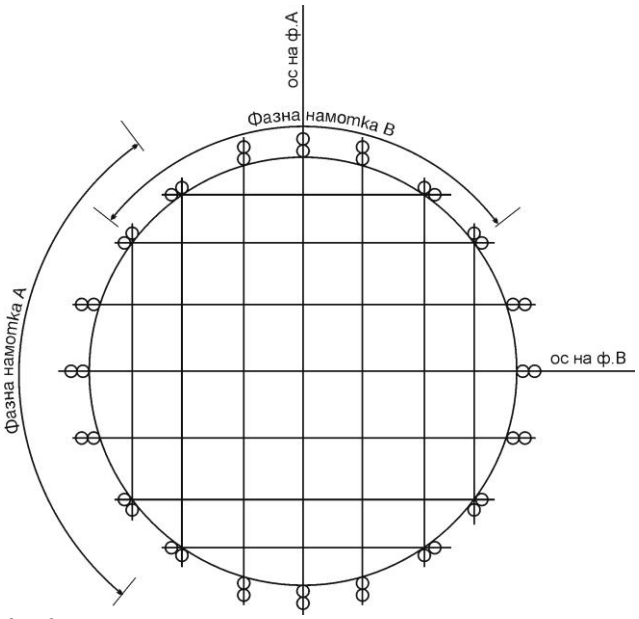
$$\left|H''_{\phi\max}\right| = \left|\frac{4,8}{R^3}\sqrt{2}\,\frac{wk_{w3}}{3\pi} I\right| r^2 2 = 3,2\sqrt{2}\left|k_{w3}\right| A_{сфф}\left(\frac{r}{R}\right)^2.$$

Да направим сега сравнение между полетата, възбудени от една фазна намотка, за двата случая. Виждаме, че при еднакви коефициенти на намотките за първия хармоник и еднакво линейно натоварване от една фазна намотка, амплитудите на основните хармоници на полето за двете машини са еднакви. Същевременно полетата, създадени от третите хармоници на м.д.н. се различават – максималната стойност на $\left|H''_\phi\right|$ е 1,6 пъти по-голяма от съответната величина $\left|H_{\phi3}\right|$ при цилиндричната машина. Разбира се, и тук трябва да се има предвид, че при цилиндрична вихрова машина $\left|H_{\phi3}\right|$ за $r = const.$ не се променя, докато при сферичната $\left|H''_\phi\right|$ зависи и от θ, като тук е приведена максималната му стойност. Ето защо може да се направи извод, че полето, възбудено от една

фаза на сферична машина, е хомогенно в почти същата степен, в която е и полето на една фаза на цилиндричната.

Както доказахме, полето, създадено от първия Фуриеров хармоник на м.д.н. е хомогенно. То е по направление на оста на фазната намотка и е пулсиращо. Три еднакви намотки, чиито оси са разположени в една равнина, сключват помежду си ъгъл 120^0 и са захранени със симетрична трифазна система от напрежения, осъществяват въртящо се магнитно поле. Такова поле предизвиква въртене само в равнини, успоредни на равнината на фазните оси, точно както е при цилиндричната вихрова машина. В сферичната вихрова машина е удачно използването на три фазни намотки, чиито оси са разположени като осите на Декартова координатна система XYZ с начало в центъра на сферата. Намотките са еднакви, положени са в пръстеновидни канали и са с фазна зона 90^0. Секциите представляват окръжности и са без челни съединения. За да е скъсена намотката в електромагнитно отношение, в средните канали на фазната група се полагат секции с удвоен брой навивки. На Фиг. 2 са показани схематично две от фазните намотки. Оста на третата е перпендикулярна на равнината на чертежа. Както ще видим, винаги работят две фазни намотки. Следователно за даден момент това е действащата намотка на машината. Тук

$$z = 20,\ 2p = 2,\ \tau = 10,\ y = 8,\ \beta = 4/5 .$$



Фиг. 2

Ще разгледаме полето, възбудено от първия хармоник на м.д.н. Във всеки момент се захранват само две от намотките с двуфазна симетрична система напрежения. Както е известно, това са две напрежения с еднакви честоти и амплитуди, дефазирани на 90^0. Всяка от намотките създава хомогенно поле. Векторите на двете полета са взаимно перпендикулярни в пространството, пулсират с равни честоти и амплитуди и са дефазирани на 90^0. Следователно тяхното резултантно поле е кръгово въртящо се, като модулът H_1 на вектора му е равен на амплитудата на всяко от двете полета:

$$H_1 = \frac{F_{\phi 1\max}}{R} = \frac{2\sqrt{2}\, wk_{w1}}{\pi R} I = \sqrt{2}\, k_{w1} A_{c\phi} ,$$

където

$$A_{c\phi} = \frac{2wI}{\pi R}$$

е линейното токово натоварване на сферичната вихрова машина (създава се от две фазни намотки). През определен период от време се сменят двойките захранвани фазни намотки, така че всяка от намотките има два работни периода и един – пауза. По този начин се осъществява основното предимство на сферичната вихрова машина – въртене на работните частици в различни равнини. Това позволява по-добро смесване на обработваемия материал от различни слоеве, съответстващи на равнините на въртенето им.

Сечението на проводника на фазните намотки се изчислява, като се взема под внимание, че работят в прекъснат режим. Намотката е с минимална дължина на проводника по отношение на обхванатия от нея активен обем. Поради това са минимални вложената мед и загубите в нея. Трябва също да се отбележи липсата на разсейване на челните съединения.

Възможно е да се конструира и явнополюсен индуктор. Всяка от трите фазни намотки се разполага на двойка срещулежащи (с обща ос) полюси. Всеки накрайник представлява част от сферична повърхнина, ограничена чрез пресичането си с четири равнини, минаващи през центъра на една сфера. Две от равнините са успоредни на осите на едната двойка полюси, две – на другата. Разбира се, яремът е също сферичен.

Направеното тук разглеждане е само принципно, без да се отчитат на този етап многобройните проблеми, произтичащи главно от това, че машината е затворена отвсякъде. По-важните от тях са:

1. Технологията на полагане на намотката.
2. Видът и технологията за подходящо шихтоване на магнитопровода.
3. Охлаждането.
4. Начинът на зареждане на обработваемия материал.

Целта на изследването е да се обоснове от електромагнитна гледна точка възможността за реализиране на сферична вихрова машина.

Литература

Вольдек, А. И. 1966, *Электрические машины*. М., Энергия, 782 с.

Костов, К. 1987, Многополюсно въртящо се магнитно поле при отсъствие на вторична среда. – *Научна сесия "ВМЕИ "Ленин" '87"*, С.

Костов, К., К. Тричков 2007, Скаларен магнитен потенциал на една фаза на сферичен индуктор. – Год. МГУ "Св. Иван Рилски", т. 50, св.III, Мех., електр. и автом.

Препоръчана за публикуване от катедра "Електротехника , МЕМФ

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

СКАЛАРЕН МАГНИТЕН ПОТЕНЦИАЛ НА ЕДНА ФАЗА НА СФЕРИЧЕН ИНДУКТОР

Константин Костов, Константин Тричков

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

РЕЗЮМЕ. При вихровата машина с цилиндричен активен обем технологичният процес се осъществява чрез поле, въртящо се около надлъжната й ос. Предлага се конструкция на вихрова машина със сферичен активен обем, в която магнитното поле се върти последователно около трите координатни оси. По този начин се подобряват параметрите на технологичния процес. Изчислява се скаларният магнитен потенциал, създаден от една фаза на индуктора. Резултатът е представен в ред от сферични хармоници.

SCALAR MAGNETIC POTENTIAL PRODUCED BY A PHASE COIL OF SPHERICAL STATOR

Konstantin Kostov, Konstantin Trichkov

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, E-mail: costovs@yahoo.com

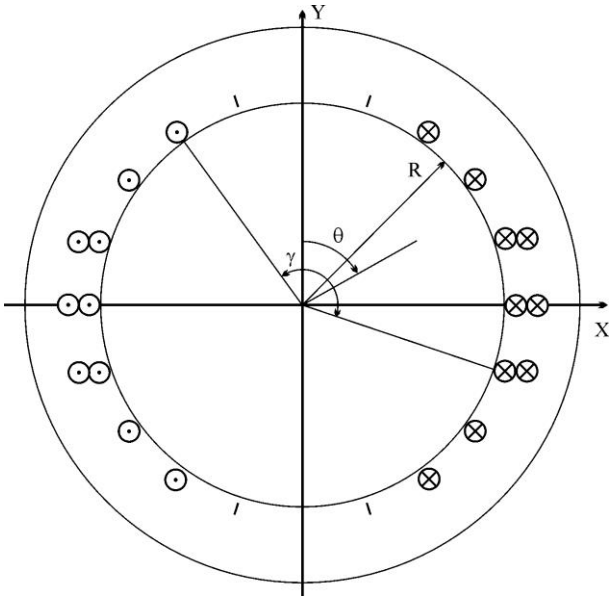
ABSTRACT. In the vortex machine which is with cylindrical active volume the technological process is realized by a field rotating around its longitudinal axis. It is proposed a structure of vortex machine with spherical active volume where magnetic field rotates consecutively round the three Cartesian coordinates. Thus the operating parameters are improved. The scalar magnetic potential produced by a phase coil of the inductor is calculated. Results obtained are expressed as a series of spherical harmonics.

Във вихровите машини се използват въртящи се магнитни полета за задвижване на феромагнитни работни частици, които осъществяват технологичен ефект. С цел подобряване на параметрите му, се предлага вихрова машина със сферичен индуктор. Той представлява сферична повърхнина, която от вътрешната страна е с пръстеновидни канали, разположени като паралелите в географския глобус, в които се полага фазната намотка. Вътрешният радиус на повърхнината е R, а дебелината – подходяща за осигуряване на ярем на магнитопровода. Независимо от начина на изпълнение на намотката (равносекционна или неравносекционна), в средните канали на фазната група се поставят секции с удвоен брой навивки. Така се получава намотка, еквивалентна на двуслойна. Тя е скъсена в електромагнитно отношение и е с относителна стъпка $\beta = \gamma/\pi$, Фиг. 1.

Изследването се извършва при допълнителното допускане, че се пренебрегва напречното сечение на проводниците на намотката. Секциите представляват окръжности върху гладката сферична повърхнина.

Нека първо разгледаме полето, създадено от една фазна намотка. Разпределението на магнитния потенциал по повърхнината на сферата е еднакво във всички равнини, минаващи през оста на фазната намотка. Поради съществуващата симетрия, полето няма компонента, перпендикулярна на тези равнини. Всички силови линии лежат в тях. Това обосновава съществуването на поле с осева симетрия, по-точно плоско-меридианно поле. Тъй като възбудителят е сферичен, се прилага сферична координатна система (r,θ,φ), като полярният ъгъл θ се отчита от оста на разглежданата фаза. В уравнението на Лаплас в сферични координати отчитаме факта, че полето не зависи от ъгъла φ и уравнението добива вида

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2\frac{\partial u_{\mu\phi}}{\partial r}\right)+\frac{1}{\sin\theta}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\sin\theta\frac{\partial u_{\mu\phi}}{\partial\theta}\right)=0. \qquad (1)$$



Фиг. 1. Схема на една фаза от намотката

Представяме магнитния потенциал като произведение:

$$u_{\mu\phi}(r,\theta)=S(r)\Phi(\theta).$$

Замествaме в (1) и получаваме

$$\frac{1}{S}\frac{d}{dr}\left(r^2\frac{dS}{dr}\right)=-\frac{1}{\Phi}\frac{1}{\sin\theta}\frac{d}{d\theta}\left(\sin\theta\frac{d\Phi}{d\theta}\right).$$

Тъй като лявата част зависи само от r, а дясната – само от θ, следва, че двете части на уравнението могат да са само постоянни. Получават се две обикновени диференциални уравнения:

$$\begin{aligned}&\frac{1}{S}\frac{d}{dr}\left(r^2\frac{dS}{dr}\right)=k,\\&\frac{1}{\Phi\sin\theta}\frac{d}{d\theta}\left(\sin\theta\frac{d\Phi}{d\theta}\right)=-k.\end{aligned}\qquad(2)$$

Първото е Ойлерово линейно хомогенно диференциално уравнение. Полага се частното му решение $S=r^m$ и след заместване получаваме последователно:

$$\begin{aligned}&r^{-m}\left[r^2m(m-1)r^{m-2}+2rmr^{m-1}\right]=k,\\&m(m+1)=k.\end{aligned}$$

Характеристичното уравнение е $m^2+m-k=0$. Между корените му съществуват зависимостите:

$$\begin{vmatrix}m_1+m_2=-1\\m_1.m_2=-k\end{vmatrix}.$$

Да приемем, че $m_1=m$. Тогава от първото уравнение следва, че $m_2=-m-1$. Общото решение на Ойлеровото диференциално уравнение е

$$S=Ar^m+\frac{B}{r^{m+1}}.$$

Замествaме установената по-горе връзка $k=m(m+1)$ във второто уравнение на (2):

$$\frac{1}{\Phi\sin\theta}\frac{d}{d\theta}\left(\sin\theta\frac{d\Phi}{d\theta}\right)+m(m+1)=0.$$

Това е диференциално уравнение на Льожандр. Както ще бъде показано по-долу, интересуваме се само от решението му за m = цяло число. Едно негово частно решение за конкретно m =цяло число се дава чрез полиномите на Льожандр (Шимони, 1964):

$$P_m(\cos\theta)=\frac{1}{2^m m!}\left[\frac{d^m}{d(\cos\theta)^m}\left(\cos^2\theta-1\right)^m\right].\qquad(3)$$

Съществуват и частни решения от друг вид, които клонят към безкрайност при $\theta\to 0$ и затова се изключват при изследване на поле, съдържащо ос на симетрия, (за която $\theta=0$). Функциите $P_m(\cos\theta)$ се наричат също зонални сферични хармоници.

Интересуваме се от полето вътре в сферата, където $r<R$. За да се избегне безкрайна стойност на потенциала при $r=0$, се приема интеграционната константа $B=0$. За конкретно m общото решение на уравнението на Лаплас е

$$u_{\mu\phi}(r,\theta)=Ar^mP_m(\cos\theta).$$

Тъй като m по принцип взема всички цели стойности, по-големи от нула, то общото решение на уравнението на Лаплас е

$$u_{\mu\phi}(r,\theta)=\sum_{m=0}^{\infty}A_mr^mP_m(\cos\theta).\qquad(4)$$

Сечението на сферичния индуктор с коя да е равнина $\varphi=const.$, минаваща през оста на фазата, е окръжност, по която токовите проводници имат разположение, аналогично на това при напречното сечение на цилиндрична неявнополюсна вихрова машина с външен индуктор. Ето защо разпределението на м.д.н. по сечението $\varphi=const.$ се определя по формулите за променливотоковите електрически машини (Вольдек, 1966) при брой на полюсите $2p=2$. За разглежданата фаза в произволен момент се получава

$$F_\phi(\theta,t)=\sum_{\nu=1}^{\infty}F_{\phi\nu}(t)\cos\nu\theta,$$

където

$$\nu=1,3,5,7,...;$$

$$F_{\phi\nu}(t)=\frac{2\sqrt{2}}{\pi}\frac{wk_{w\nu}}{\nu}I\sin\omega t=F_{\phi\nu\max}\sin\omega t;$$

$$F_{\phi\nu\max}=2\sqrt{2}\,\frac{wk_{w\nu}}{\nu\pi}I.$$

Знаците тук са съобразени така, че положителната посока на м.д.н. на фазата и фазовият ток образуват десен винт.

Ще изследваме полето в момента $\omega t=\frac{\pi}{2}$, когато фазовият ток е максимален. Тъй като силовите линии не напускат равнината $\varphi=const.$, намираме аналогично на (Костов, 1987) магнитния потенциал по разглежданата окръжност, създаден от фазната намотка:

$$\begin{aligned}&u_{\mu\phi}(R,\theta)=-\sum_{\nu=1}^{\infty}F_{\phi\nu\max}\sin\frac{\pi}{2}\cos\nu\theta=\\&=-\sum_{\nu=1}^{\infty}F_{\phi\nu\max}\cos\nu\theta.\end{aligned}\qquad(5)$$

Известно е (Шимони, 1964), че ако една функция и нейната производна са по части непрекъснати, тя може да се представи в ред от сферични хармоници, т.е. чрез сумиране на функции от вида (4) при m = цяло число. От друга страна, граничното условие (5) трябва да е равно на (4) за $r = R$. Следователно наистина m трябва да е цяло число, което използвахме по-горе за представяне на решението на уравнението на Льожандр чрез полиномите (3).

Хармониците за една фаза са нечетни: $\nu = 1,3,5,7,9,...$ Да разложим в ред от сферични хармоници първите два пространствени хармоника на Фуриеровия ред на магнитния потенциал по окръжността. Не се интересуваме от нулевия сферичен хармоник, защото е постоянен, (тъй като $P_0(\cos\theta) = 1 = const.$) и следователно е с нулев принос при определянето на магнитния интензитет. Първият Фуриеров хармоник на потенциала е $u_{\mu\phi 1} = -F_{\phi 1\max}\cos\theta$ и създава сферични хармоници с коефициенти, (Шимони, 1964)

$$a_m^{(1)} = \frac{2m+1}{2}\int_0^{\pi}\left(-F_{\phi 1\max}\cos\theta\right)P_m(\cos\theta)\sin\theta\, d\theta .$$

Заместваме $x = \cos\theta,\ \ dx = -\sin\theta.d\theta$ и получаваме

$$a_m^{(1)} = \frac{2m+1}{2}F_{\phi 1\max}\int_1^{-1} xP_m(x)dx . \qquad (6)$$

Ако вземем под внимание, че съгласно (3) за $m = 1$, в (6) x е равно на $P_1(x)$, интегралът добива вида

$$\int_1^{-1} P_1(x).P_m(x)dx .$$

Както е известно, полиномите на Льожандр образуват ортогонална система в интервала (-1, 1). Следователно интегралът е равен на нула за всяко $m \neq 1$. Изводът е, че първият пространствен Фуриеров хармоник на магнитния потенциал се представя само чрез първия си сферичен хармоник. Тогава

$$a_m^{(1)} = a_1^{(1)} = \frac{2.1+1}{2}F_{\phi 1\max}\int_1^{-1} x.P_1(x)dx =$$

$$= \frac{3}{2}\int_1^{-1} x^2 dx = -F_{\phi 1\max} .$$

Да разложим третия пространствен Фуриеров хармоник $u_{\mu\phi 3} = -F_{\phi 3\max}\cos 3\theta$ в ред от сферични хармоници с коефициенти

$$a_m^{(3)} = \frac{2m+1}{2}\int_0^{\pi}\left(-F_{\phi 3\max}\cos 3\theta\right)P_m(\cos\theta)\sin\theta\, d\theta .$$

Заместваме

$\cos\theta = x,\ \ \cos 3\theta = 4\cos^3\theta - 3\cos\theta = 4x^3 - 3x$

и получаваме

$$a_m^{(3)} = \frac{2m+1}{2}F_{\phi 3\max}\int_1^{-1}\left(4x^3 - 3x\right)P_m(x)dx . \qquad (7)$$

Известно е, че $P_m(x)$ е полином от m -та степен, като степените му са или само четни и нула, или само нечетни. За $m =$ четно ч. и нула подинтегралната функция в (7) е полином само с нечетни степени, поради което интегралът при симетрични спрямо нулата граници е равен на нула. Следователно за $m = 0,\ 2,\ 4,\ 6,...$ се получава, че $a_m^{(3)} = 0$. За $m = 1$:

$$a_1^{(3)} = \frac{2.1+1}{2}F_{\phi 3\max}\int_1^{-1}\left(4x^3 - 3x\right)P_1(x)dx =$$

$$= \frac{3}{2}F_{\phi 3\max}\int_1^{-1}\left(4x^3 - 3x\right)x\,dx = \frac{3}{5}F_{\phi 3\max} .$$

За $m = 3$

$$a_3^{(3)} = \frac{2.3+1}{2}F_{\phi 3\max}\int_1^{-1}\left(4x^3 - 3x\right)P_3(x)dx =$$

$$= \frac{7}{4}F_{\phi 3\max}\int_1^{-1}\left(4x^3 - 3x\right)\left(5x^3 - 3x\right)dx = -\frac{8}{5}F_{\phi 3\max} .$$

За $m > 3$ получаваме от (7)

$$a_m^{(3)} = \frac{2m+1}{2}F_{\phi 3\max}\left[\int_1^{-1}\left(5x^3 - 3x\right)P_m(x)dx - \int_1^{-1} x^3\, P_m(x)dx\right].$$

Отчитаме, че $\frac{1}{2}\left(5x^3 - 3x\right) = P_3(x)$ и заместваме $x^3 = \frac{2}{5}P_3(x) + \frac{3}{5}P_1(x)$:

$$a_m^{(3)} = (2m+1)F_{\phi 3\max}\left[\int_1^{-1} P_3(x)P_m(x)dx - \right.$$

$$\left. -\frac{1}{5}\int_1^{-1} P_3(x)P_m(x)dx - \frac{3}{10}\int_1^{-1} P_1(x)P_m(x)dx\right].$$

Поради свойството ортогоналност, трите интеграла са равни на нула. Следователно за всяко естествено число $m > 3$ коефициентът $a_m^{(3)}$ на m -тия сферичен хармоник в развитието на третия Фуриеров хармоник е нула. Вижда се, че при разлагането на третия Фуриеров хармоник на потенциала по граничната окръжност се получават първи и трети сферични хармоници.

И така, първите два Фуриерови хармоници на скаларния магнитен потенциал по окръжността, получена от сечението на сферичната повърхнина с коя да е равнина $\varphi = const.$, се разлагат в ред от сферични хармоници, (Шимони, 1964), както следва:

$$u_{\mu\phi}(R,\theta) = -F_{\phi 1\max}\cos\theta - F_{\phi 3\max}\cos 3\theta = \\ = \left[a_1^{(1)} + a_1^{(3)}\right]P_1(\cos\theta) + a_3^{(3)}P_3(\cos\theta). \quad (8)$$

Приравняваме последния израз от (8) на $u_{\mu\phi}(r,\theta)$ от (4) за $r = R$. Намираме:

$$A_1 = \frac{a_1^{(1)} + a_1^{(3)}}{R} = \frac{-F_{\phi 1\max} + 0{,}6F_{\phi 3\max}}{R}$$

$$A_3 = \frac{a_3^{(3)}}{R^3} = -\frac{1{,}6F_{\phi 3\max}}{R^3}.$$

Препоръчана за публикуване от
катедра "Електротехника , МЕМФ

Скаларният магнитен потенциал за всяка точка, съгласно (4) е

$$u_{\mu\phi}(r,\theta) = \frac{-F_{\phi 1\max} + 0{,}6F_{\phi 3\max}}{R} r\cos\theta - \\ - \frac{0{,}8F_{\phi 3\max}}{R^3} r^3\left(5\cos^3\theta - 3\cos\theta\right). \quad (9)$$

Получената формула за потенциала за една фаза от намотката позволява да се изчисли магнитният интензитет във всяка точка. След прилагане на суперпозицията може да се определи полето на многофазна намотка.

Литература

Вольдек, А. И. 1966, *Электрические машины*. М., Энергия, 782 с.

Костов, К. 1987, Многополюсно въртящо се магнитно поле при отсъствие на вторична среда. – *Научна сесия "ВМЕИ "Ленин" '87"*, С.

Шимони, К. 1964, *Теоретическая электротехника*. М., Мир, 773 с.

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЕЛЕКТРИЧЕСКИТЕ СЪПРОТИВЛЕНИЯ НА ГЛАВНА ИЗОЛАЦИЯ ОТ CONDUCTOFOL 2159

Константин Тричков, Константин Костов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски" 1700 София

Резюме. Извършено е експериментално изследване за определяне на специфичното обемно и повърхностно съпротивление на главна изолация от Conductofol 2159, производство на фирмата ISOVOLTA – Австрия, използван при производство и ремонт на секции за високоволтови асинхронни двигатели. Изпитанията на активните части на 8 броя образци са проведени във високоволтова изпитвателна лаборатория на ЕЛПРОМ – ЗЕМ, гр. София.

INVESTIGATION OF ELECTRICAL RESISTANCES OF MAIN INSULATION MADE OF CONDUCTOFOL 2159

Konstantin Trichkov, Konstantin Kostov
University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia

Abstract. An experimental investigation is performed to determine the volume and surface resistively of main insulation, made of Conductofol 2159, manufactured by ISOVOLTA, Austria. This material is used in the production and repair of high-voltage induction motor coils. The tests of the active parts of eight samples were conducted in the high-voltage testing laboratory of ELPROM – ZEM, Sofia.

Проведени са експериментални изследвания за определяне на обемните и повърхностни съпротивления на главна изолация от Conductofol 2159 [1, 2] на 8 броя образци. Образците представляват сноп изолирани проводници тип ПСД – F с размери (18 x 50) mm. По височина на сечението има 11 проводника, а по ширина – 2 проводника (фиг. 1). Всички образци са с еднакви размери, но с различна дебелина на изолацията и различна температура на обработка (табл. 1).

Таблица 1
Дебелина на изолацията на образците [mm]

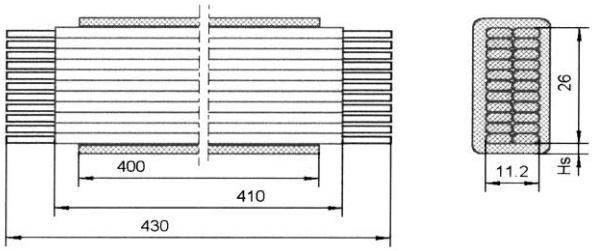
№ на образеца	1	2	3	4	5	6	7	8
Дебел.на изолацията d [mm]	1,0	1,0	1,5	1,5	2,0	2,0	2,5	2,5
Брой навивки Conductofol	12	12	18	18	25	25	31	31
Температура на обработка [°C]	120	160	120	160	120	160	120	160

Измерване на специфичното обемно съпротивление на главна изолация от Conductofol 2159

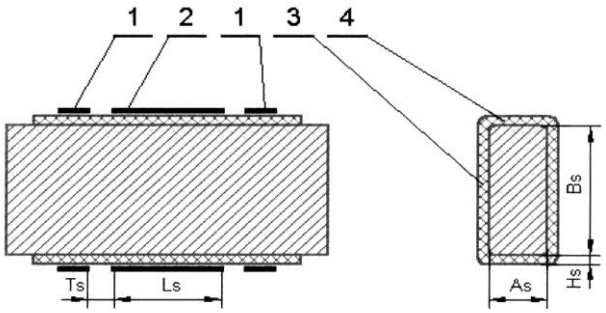
Съгласно БДС 6728/82 [3], специфичното обемно съпротивление ρ_V на образците е измерено посредством опитна постановка, показана на фиг. 2, където 1 – екраниращи едектроди от алуминиево фолио; 2 – измерителен електрод; 3 – слюденитова изолация от Conductofol 2159 – производство на фирма ISOVOLTA – Австрия; 4 – съставно електропроводящо жило.

Означените с букви размери са следните:

$L_s = 80\,mm; T_s = 3\,mm; A_s = 11{,}2\,mm;$
$B_s = 25{,}8\,mm; H_s = d = 1{,}00 \div 2{,}5\,mm$



Фиг. 1. Размери на опитния образец



Фиг. 2. Подготовка на образеца за измерване на специфичното обемно съпротивление

За елиминиране на тока от повърхностната електропроводимост, екраниращите електроди се свързват към маса.

В таблица 2 са показани резултатите от измерване на обемно съпротивление R_V и изчисленото специфично обемно съпротивление ρ_V.

$$\rho_V = \frac{R_V S_r}{H_s},$$

където: S_r - площ на обемното съпротивление;

$$S_r = L_s(2A_s + 2B_s + \pi H_s)$$

Таблица 2
Резултати от измерването на специфичното съпротивление

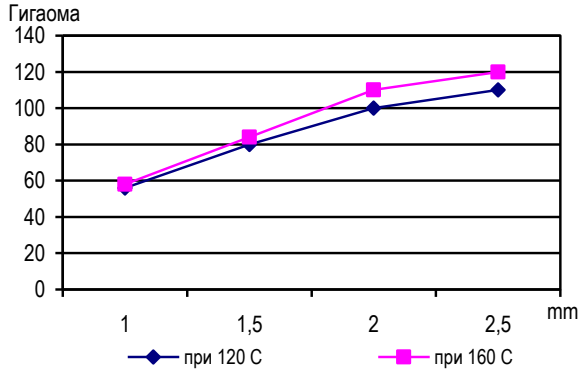
Образец №	1	2	3	4	5	6	7	8
$S_r\ [cm^2]$	61,7	61,7	63	63	64,2	64,2	65,5	65,5
$R_V\ [G\Omega]$	56	58	80	84	100	110	110	120
$\rho_V\ [G\Omega.m]$	346	358	336	353	321	353	288	314

За анализ на получените резултати, на фиг. 3 и фиг. 4 са показани стойностите на R_V и ρ_V, при различна дебелина на изолацията и различна температура на обработка.

От графиката на фиг. 3 се вижда, че двете криви са близки, като R_V на образците с изолация обработена при 160°C е с малко по-висока стойност. Това е в резултат на по-доброто формоване на главната изолация при по-висока температура. Както може да се очаква, R_V нараства пропорционално с нарастване на дебелината на изолацията. Леко отклонение се забелязва, при по-големите дебелини на изолацията, което може да се обясни с недостатъчното време за топлинна обработка и недоброто пресоване.

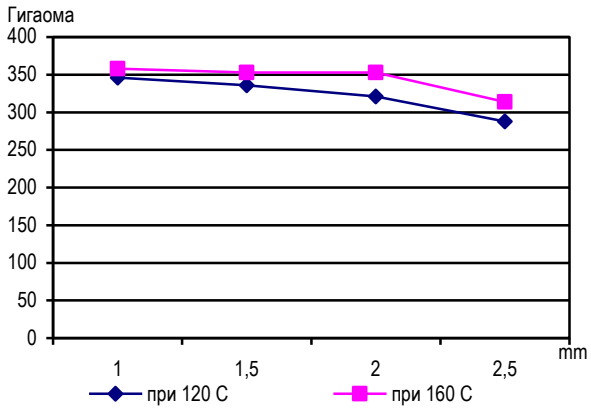
Анализът на резултатите за специфичните обемни съпротивления (фиг. 4), са аналогични с тези, получени при измерване на обемните съпротивления.

Дебелина на изолацията d [mm]	1	1,5	2	2,5
$R_V\ [G\Omega]$ при 120 °C	56	80	100	110
$R_V\ [G\Omega]$ при 160°C	58	84	110	120



Фиг. 3. Измерено обемно съпротивление при различна дебелина на изолацията

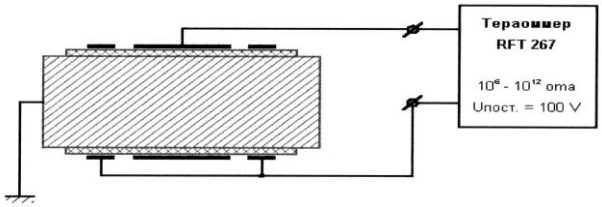
Дебелина на изолацията d [mm]	1	1,5	2	2,5
$\rho_V\ [G\Omega.m]$ при 120 °C	346	336	321	288
$\rho_V\ [G\Omega.m]$ при 160°C	358	353	353	314



Фиг. 4. Специфично обемно съпротивление при различни дебелини на изолацията

Измерване на специфичните повърхностни съпротивления на главна изолация от Conductofol 2159

За определяне на специфичните повърхностни съпротивления ρ_S съгласно БДС 6728/82[3] е използвана опитна постановка, показана на фиг. 5. Предварителната подготовка на образците е извършена с алуминиево фолио, съгласно фиг. 2.



Фиг. 5. Опитна постановка за измерване на специфичното повърхностно съпротивление

За елиминиране на тока на обемната праводимост, тоководящото жило се свързва към маса, а съпротивлението се измерва между измерителния електрод и екраниращите електроди. Резултатите от проведеното измерване са показани в Таблица 3

Специфичното повърхностно съпротивление ρ_S е изчислено по формулата

$$\rho_S = \frac{R_S L_r}{T_s},$$

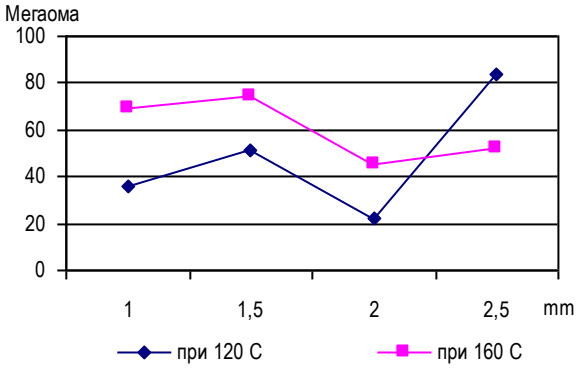
където: $L_r = 2(A_s + B_s + \pi H_s)$ - ефективна ширина на проводимостта

Таблица 3
Резултати от измерването на специфично повърхностно съпротивление

Образец №	1	2	3	4	5	6	7	8
$L_r\ [mm]$	80	80	83	83	86,2	86,2	89,3	89,3
$R_S\ [M\Omega]$	36	69	51	74	22	45	84	52
$\rho_S\ [M\Omega]$	960	1840	1410	2050	632	1290	2500	1550

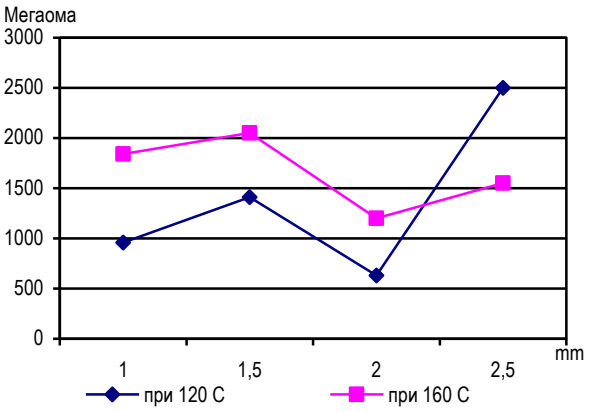
На фиг. 6 и фиг. 7 са показани стойностите и графичното представяне на измереното специфично съпротивление R_S и специфичното повърхностно съпротивление ρ_S при различна дебелина на изолацията и различна температура на обработка.

Дебелина на изолацията d [mm]	1	1,5	2	2,5
$R_S\,[M\Omega]$ при 120 °C	36	51	22	84
$R_S\,[M\Omega]$ при 160°C	69	74	45	52



Фиг. 6. Измерено повърхностно съпротивление при различни дебелини на изолацията

Дебелина на изолацията d [mm]	1	1,5	2	2,5
$\rho_S\,[M\Omega]$ при 120 °C	960	1410	632	2500
$\rho_S\,[M\Omega]$ при 160°C	1840	2050	1200	1550

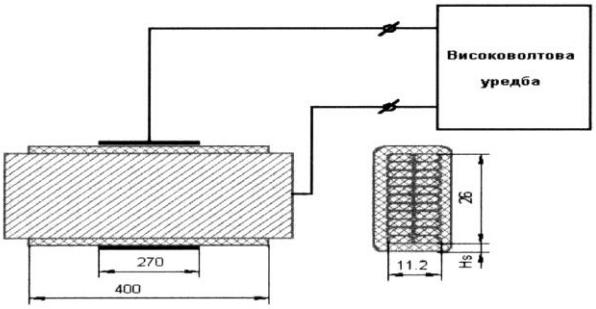


Фиг.7. Специфично повърхностно съпротивление при различни дебелини на изолацията

Прави впечатление твърде големите отклонения при отделните измервания. Това може да се дължи на силната зависимост на R_S от моментното състояние и чистотата на изследваните повърхности. Получените данни обаче са достатъчно достоверни за оценка на областта в която се разполагат стойностите на R_S .

Анализирайки формата на кривите може да се заключи, че няма явно изразена зависимост на R_S от дебелината на изолацията и температурата на обработка. Изводите направени за измереното R_S са в сила и за специфичното повърхностно съпротивление ρ_S .

За сравнение на двата вида съпротивления R_V и R_S , е извършено изчисление на обемния ток I_V и повърхностния ток - I_S , при приложено постоянно изпитвателно напрежение на изолацията – 20 000 V (фиг. 8). При направеното изследване, размерите A_S и B_S се запазват, съгласно фиг. 2, а са променени размерите на електродите, както следва: $L_S = 270\ mm\ u\ T_S = 65\ mm$.



Фиг. 8. Опитна постановка за изчисляване на обемния и повърхностен ток през изолацията

- Обемен ток $I_V = \dfrac{U_{изп}}{R_V} = 0{,}81.10^{-6}\ A$,

където: $R_V = \dfrac{\rho_V H_S}{S_r} = 24{,}1.10^9\ \Omega$

$\rho_V = 350.10^9\ \Omega m$ - усреднена стойност на ρ_V .

- Повърхностен ток $I_S = \dfrac{U_{изп}}{R_S} = 25{,}7.10^{-6}\ A$,

където: $R_S = \dfrac{\rho_S T_S}{L_r} = 0{,}778.10^9\ \Omega$

$\rho_S = 2000.10^6\ \Omega m$ - усреднена стойност на ρ_S .

Видно е, че получената стойност на повърхностният ток I_S е с повече от един порядък по-голям от този на обемния ток I_V . Обяснението на този факт се крие в конструкцията на материала Conductofol 2159, който се състои от слой слюденитова хартия, облепена от двете страни с фолио от полиетилентерафталат (PET-фолио). Независимо от многото предимства, фолиите от полиетилентерафталат имат и недостатъка да са склонни към повърхностен разряд. Поради тази причина токът I_S при тази изолационна система е значително по-голям от тока I_V .

По-големия повърхностен ток I_S не представлява недостатък, а само факт с който трябва да бъде съобразена конструкцията на изолационната система. В тази връзка получената стойност на R_S е с един порядък по-висока от нормативите за този клас електрически машини.

Литература

1. Каталожни данни и разработки на фирмата ISOVOLTA, Австрия.
2. Каталожни данни за Conductofol 2159.
3. Стандарт за изпитване на съпротивления БДС 6728/82.

Препоръчана за публикуване от катедра “Електротехника , МЕМФ

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ “СВ.ИВАН РИЛСКИ”,Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY “ST. IVAN RILSKI”, Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ЕЛЕКТРОННА ЗАЩИТА СРЕЩУ ПОПАДАНЕ ПОД НАПРЕЖЕНИЕ ПРИ ЗАВАРЯВАНЕ В ОСОБЕНО ОПАСНИ УСЛОВИЯ

Ангел Зъбчев, Константин Костов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски" 1700 София, България

РЕЗЮМЕ. В доклада е разгледана една възможност за реализиране на защитна електронна система при заваряване в особено опасни условия вътре в метални резервоари, котли и подобни. Системата позволява изключване на захранващото напрежение при работа на празен ход и мигновено включване при контакт на заваръчния електрод със заварката.

ELECTRONIC PROTECTION AGAINST FALLING INTO VOLTAGE FOR WELDING UNDER CONDITIONS OF EXTREMELY DANGER

Angel Zabchev, Konstantin Kostov
University of Mining and Geology “St. Ivan Rilski”, 1700 Sofia

ABSTRACT. The present paper considers a possibility to realize a protective electronic system for welding under conditions of extremely danger within metallic tanks, boilers etc. The system allows switching the supply voltage off in no-load running and switching on momentary when the arc-welding electrode has touched the place of welding.

При електрошлаково заваряване на отговорни места, където се изисква високо качество на заварката, обикновено се използват електрозаваръчни уредби с постоянно захранващо напрежение. Независимо от типа на уредбата типичните стойности на това напрежение са между 40 V и 80 V. Както в по-старите правилници, така и в сега действащата Наредба № 3 за устройство на електрическите уредби и електропроводните линии (09.06.2004.), са зададени изискванията по електробезопасност при извършване на електрозаваръчни работи в особено опасни условия. Такива условия възникват при заваряване вътре в метални котли, резервоари и подобни.

Според Наредба № 3, глава 7 (Заземяване и защита срещу поражения от електрически ток), раздел IV, член 181 (2) за условия с особена опасност от поражения от електрически ток се определят по-ниски от посочените в ал. 1 допустими напрежения, както следва:

1. в среда с особена опасност и на открито – 25 V променливо и до 60 V постоянно напрежение;
2. при работа в котли, резервоари кладенци и др. подобни – до 12 V променливо и до 25 V постоянно напрежение.

Както е известно, пораженията вследствие на преминаване на електрически ток през човешкото тяло зависят от големината на този ток и неговата продължителност, както и от пътя през който преминава. Ако човек е стъпил с крака върху проводяща повърхност с потенциал V_0 и се допре с ръка до метална част с потенциал V_1, разликата между двата потенциала $U_{доп} = V_0 - V_1$ представлява допирното напрежение, което води до преминаване на ток през тялото между двете точки на допиране на ръката и краката. Токът през тялото се определя по формулата

$$I_ч = \frac{U_{доп}}{R_ч + R_p + R_k},$$

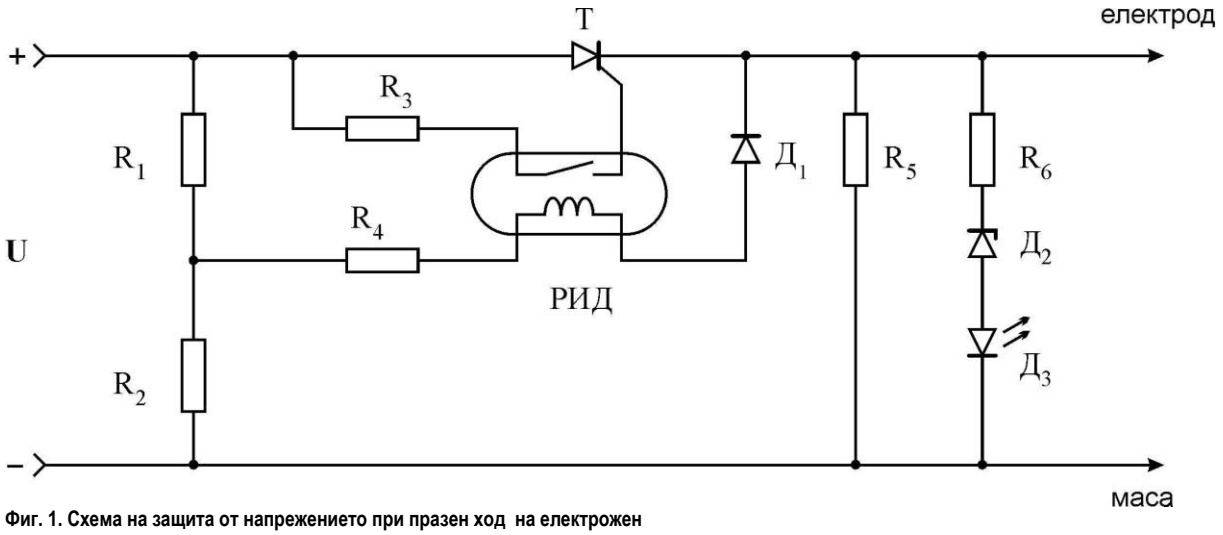
където

$R_ч$ – съпротивление на тялото (около 1000 ома);

R_p – контактно съпротивление между ръката и металната част с потенциал V_1;

R_k – контактно съпротивление между краката и проводящата повърхност с потенциал V_0.

Най-голямо влияние върху големината на тока $I_ч$ оказват контактните съпротивления R_p и R_k. Съпроти-



Фиг. 1. Схема на защита от напрежението при празен ход на електрожен

влението R_p зависи от това дали ръката е в диелектрична ръкавица или не. В случай на гола ръка, от основно значение е дали ръката е суха или влажна (мокра), от големината на контактната повърхност и от натиска. Съпротивлението R_k обикновено е по-голямо от R_p, тъй като обувките осигуряват изолация на краката чрез подметките. В нашия случай под "особено опасни условия" трябва да се разбира, че двете съпротивления R_p и R_k са минимални или с голяма вероятност могат да станат минимални, близки до нула. В тези случаи токът през тялото рязко нараства и единствената възможност да бъде ограничен е да се ограничи големината на допирното напрежение $U_{доп}$. Именно затова в член 181 (2) т. 1 са зададени толкова ниски стойности на допустимите напрежения – 12 V постоянно и 25V променливо напрежение.

При заваряване в метален резервоар цялата метална повърхност е свързана с масата на заваръчната уредба и е с потенциал V_0, а електродът е с потенциал V_1. За нормално заваряване този потенциал е 60 V, което прави недопустимо директното използване на заваръчната уредба при тези условия, според член 181 на Наредба № 3. Известни са автоматични блокировки, които изключват заваръчното напрежение при работа на празен ход или го редуцират за време по-малко от 0,5 s. Така ако измерим с волтметър напрежението между заваръчния електрод и маса, то трябва да бъде по-малко от максимално допустимото постоянно напрежение от 25 V. Вътрешното съпротивление на волтметъра не е регламентирано. Подаването на заваръчното напрежение става при контакт между електрода и маса, който се осъществява чрез леко чукване с електрода върху заварката. При това чукване не може да се запали волтова дъга и е необходимо още едно чукване, за да започне заваряването. При прекъсване на дъгата след едно малко закъснение заваръчното напрежение отново се изключва.

В настоящата работа са изследвани възможностите на един бързодействащ ключ, който позволява почти мигновено подаване на заваръчно напрежение към електрода, така че заваряването да започне още при първото чукване.

Изследването започва с експериментално установяване на най-малката възможна продължителност на електрическия контакт на заваръчния електрод с масата при една стандартна манипулация. С помощта на електронен честотомер/таймер сме установили, че тази продължителност е по-голяма от 100 ms в болшинството от случаите. По-нататък сме експериментирали различни способи и схемни решения за бързо отпушване на един тиристор за 300 A при осъществяване на електрически контакт на заваръчния електрод с маса. Идеята е тиристорът да се отпуши с възможно най-голямо бързодействие и да подаде напрежение към заваръчния електрод преди да се е прекъснал електрическият му контакт с маса.

На фиг. 1 е предложена схема, която е експериментирана. За управляващ елемент е използвано миниатюрно рид-реле с бобина и магнитоуправляем контакт в корпус на интегрална схема тип omronLAD1, 5VDC. Релето е екранирано срещу въздействие на външни магнитни полета. Схемата е изчислена за постоянно входно напрежение от 40 V до 80 V. Делителят $R_1 - R_2$ е реализиран от резистори: $R_1 = 2k\Omega,\ 10W$, и $R_2 = 430\Omega,\ 1W$. При празен ход на електрожена тиристорът T е запушен. Потенциалът на електрода спрямо маса е равен на потенциала на средната точка на делителя: от 7 V до 14 V. При чукване на електрода върху заварката, по веригата R_4 – бобина – $Д_1$ – електрод – маса протича ток, който задейства рид-релето. Контактът на релето се затваря и през резистора R_3 се подава сигнал на управляващия електрод на тиристора, който го отпушва.

Стойностите на съпротивленията са: $R_3 = 330\Omega,\ 1W$; $R_4 = 240\Omega,\ 0{,}5W$; $R_5 = 100k\Omega,\ 0{,}5W$; $R_6 = 50k\Omega,\ 0{,}5W$. Общото бързодействие на схемата е от 10 ms до 30 ms. Групата $R_6, Д_2, Д_3$ е предназначена за аварийна индикация. Светодиодът $Д_3$

свети при пробив на тиристора и подаване на напрежение към електрода, по-високо от допустимото. Ценеровият диод $Д_2$ е за 10 V. След като схемата е многократно изпитвана за надеждност, бързодействие и нормална работа, остава въпросът за охлаждането на тиристора. Той е тип ТБ 320-8-454 за ток 300 А, монтиран върху съответния радиатор. Според характеристиките на този тиристор, при постоянно максимално натоварване той се нуждае от принудителна вентилация. Тъй като повечето електрожени работят при повторно-кратковременен режим, с максимални токове на заваряване от 120 А до 180 А, тя може да се избегне.

Препоръчана за публикуване от
катедра "Електротехника , МЕМФ

Литература

Анев, Г., М. Ментешев. 1987. *Електробезопасност в минните предприятия.* С., Печатна база на МНП, 160 с.

Кърцелин Е. Р., Р. Г. Исталиянов. 2005. Електроснабдяване на взривоопасни производства. *VIII конф. по открит и подводен добив на полезни изкопаеми. к. к. Слънчев бряг.*

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ПРОГРАМНА СИСТЕМА ЗА ОПРЕДЕЛЯНЕ НАТОВАРВАНЕТО НА ОПОРНИЯ ЛАГЕР НА ВЪРТЕНЕТО НА ГОРНИЯ СТРОЕЖ ПРИ РОТОРНИ БАГЕРИ SRS 2000.28.3 (2X500 KW)+VR

Здравко Илиев, Диана Ташева, Николай Дичев, Ангел Кинов

Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски", 1700 София, E-mail: Iliev@mgu.bg

РЕЗЮМЕ: Разработен е програмен продукт за изчисляване на координатите на центъра на тежестта на горния строеж на роторните багери от тип SRs 2000. Работоспособността му е доказана чрез сравняване на резултатите с експериментално получени.

PROGRAM SYSTEM FOR CALCULATION OF SLEWING BEARING LOAD OF BUCKET WHEEL EXCAVATORS SRS 2000.28.3 (2X500 KW)+VR

Z. Iliev, D. Tasheva, N. Dichev, A. Kinov
University of Mining and eology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia E-mail: Iliev@mgu.bg

ABSTRACT: A program product has been elaborated for calculation of the center of gravity force coordinates of bucket wheel excavator SRs 2000 upperstructure. Its feasibility has been proven through comparison of data with the ones derived from experiments.

УВОД

Стоманената носеща конструкция на роторните багери, както и основните им възли, се проектират да работят за срок от около 30 години. Този срок по принцип е приблизителен, тъй като зависи от много фактори свързани с използваните материали, със съответствието на условията на експлоатация с проектните, с обслужването, ремонта и др.

Съществува възможност този срок да бъде удължен за сметка на частична или пълна подмяна на част от носещите устройства, възли или агрегати (Russinski, Smolnicki und Kanczewski, 1997; Wocka, 1994). Ето защо в Мини „Марица-изток" ЕАД започна поетапна рехабилитация на роторните багери от тип SRs 2000.28.3 (2x500 kW)+VR. Успоредно с рехабилитацията се извършват и дейности по модернизация и реконструкция, като например: пълна подмяна на ел.частта, замяна на двудвигателното задвижване на роторното колело с еднодвигателно, подмяна на редуктори и др.

Рехабилитацията, модернизацията и реконструкцията на багерите е свързана с демонтаж и монтаж на конструктивни елементи и агрегати със значително тегло. Това води до промяна в местоположението на центъра на тежестта на горния строеж и създава предпоставки за нарушаване на стабилитета на багера.

Експлоатационната сигурност и дълготрайност на роторните багери зависи в голяма степен от уравновесяването на горния и долния им строеж (Rasper 1975). Пълно уравновесяване не е възможно поради влиянието на силите от копаене и теглото на изкопания материал, придвижван по гумено-лентовата транспортна система на багера. Тези сили съществуват само когато багерът работи и при това са променливи. Влияние оказват и положението на роторната стрела, наклона на площадката, силата на вятъра и други фактори.

Оценката на равновесното състояние на багерите може да се извърши експериментално и теоретично. Прилагането на първия подход налага провеждане на серия от относително тежки експерименти и е свързан с престой на багера. В много случаи се налага и разглеждане на множество варианти, което не може да се осъществи експериментално.

Тези проблеми не съществуват при теоретичния подход, но използването му изисква:

- отлично познаване на конструкцията на багера и неговото текущо състояние;
- познаване на предстоящите ремонтни дейности;
- извършване на значителни по обем изчислителни операции.

С цел улесняване на приложението на теоретичния подход беше разработена програмна система, работеща в интерактивен режим, която позволява динамично и

многовариантно извършване на изчисления за определяне на центъра на тежестта на горния строеж на роторните багери от тип SRs 2000.28.3.

ПРОГРАМНА СИСТЕМА ЗА ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА ЦЕНТЪРА НА ТЕЖЕСТТА НА ГОРНИЯ СТРОЕЖ НА БАГЕР SRs 2000.28.3 (2x500 kW)+VR

Разработеният програмен продукт "ST_Rs2000" е предназначен за изчисляване на центъра на тежестта на горния строеж на роторните багери от тип SRs 2000 при ремонти и преустройства. В организационно отношение той включва четири работни листа, обособени по функционален признак.

Първите три са предназначени за задаване на информация и изчисляване на базови параметри съответно на роторната стрела, балансовата стрела и платформата на горния строеж. Работен лист четири отразява намерените резултати за центъра на тежестта на целия горен строеж.

Всеки един от първите три работни листа дава възможност за динамична промяна на зададените „по подразбиране" параметри за тегло, надлъжни и напречни размери на всеки конструктивен елемент от съответния възел. След всяка корекция се извършва автоматично преизчисляване на теглото и центъра на тежестта, както на дадения възел, така и на целия горен строеж на багера. Координатите на центъра на тежестта на горния строеж се определят многовариантно като се отчита:

a/ влиянието само на собственото тегло;

b/ собственото тегло със замърсяване и полепване;

c/ влиянието на работата с нормално натоварване;

d/ работата с 30% претоварване.

Изчисленията се извършват при следните характерни положения на роторната стрела, приети като "изчислителни" (фиг. 1):

I. Роторната стрела е хоризонтална.

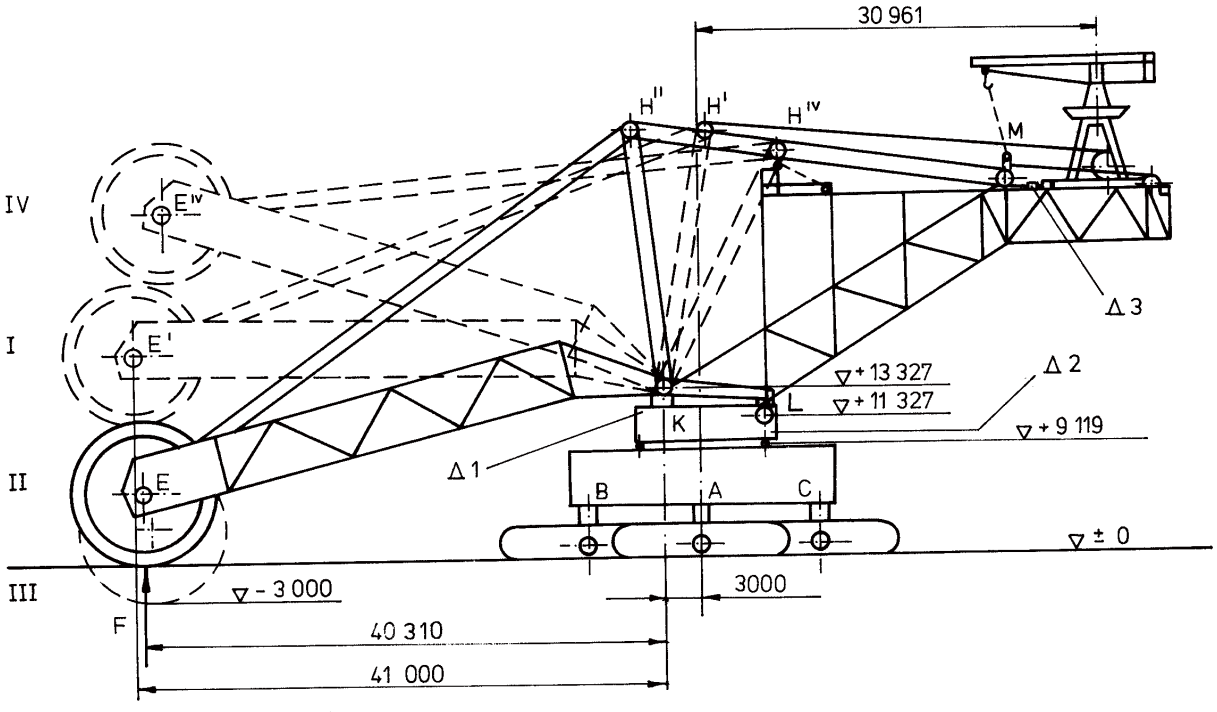
II. Роторната стрела е спусната за работа на долно стъпало.

III. Роторната стрела е долу за работа до ниво – 3m под площадката на багера.

IV. Роторната стрела е горе и е окачена на шините от помощното окачване.

Резултатите се представят в табличен вид.

Програмната система е разработена в средата на Microsoft Excel и работи под управлението на операционната система Windows.



Фиг.1. Схема на „изчислителните" положения на роторната стрела

ИЗСЛЕДВАНЕ НА РАБОТОСПОСОБНОСТТА И ИЗПОЛЗВАНЕ НА ПРОГРАМНАТА СИСТЕМА

Чрез използване на програмната система за багер тип SRs 2000.28.3.0, инв. № 244, строителен № 604, работещ в рудник "Трояново-север" на мини "Марица-изток" ЕАД беше определена вертикалната сила, натоварваща рамите и опорния лагер. Получените резултати са представени в таблица 1, като в изчислителен вариант IVa е взето предвид замърсяването на платформата.

Таблица 1

№ по ред	Вид на натоварването	Вертикална сила, натоварваща рамите и опорния лагер и нейните координати	Изчислително положение (фиг. 1)							
			Табл. №	I Хоризонтална роторна стрела	Табл. №	II На долно стъпало	Табл. №	III Работи на 3 m под нивото на площадката	Табл. №	IV Окачена стрела
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
a	От собствено тегло	Сила , *kN*	12	9940,18	16	9940,18			21	9957,15
		Координата надлъжна, **x** , *m*		+1,26		+1,59				+1,92
		Координата напречна, **y**, *m*		- 0,04		- 0,04				- 0,04
в	От собствено тегло + замърсяване и полепване	Сила , *kN*	13	10015,03	17	10015,03				
		Координата надлъжна, **x** , *m*		+1,03		+1,37				
		Координата напречна, **y**, *m*		- 0,04		- 0,04				
C	От собствено тегло + замърсяване и полепване+ натоварване от работа с номинална производителност	Сила , *kN*	14	10523,31	18	10523,31	20	10523,31		
		Координата надлъжна, **x** , *m*		- 0,90		- 0,53		- 0,25		
		Координата напречна, **y**, *m*		- 0,02		- 0,02		- 0,02		
d	От собствено тегло + замърсяване и полепване+ натоварване от работа с 30% увеличена производителност спямо номиналната	Сила , *kN*	15	10780,21	19	10780,21				
		Координата надлъжна, **x** , *m*		- 1,91		-1,52				
		Координата напречна, **y**, *m*		- 0,01		- 0,01				

Анализът на резултатите от изчисленията показва, че приложната точка на резултантната сила от теглото на горния строеж, теглото на изкопания материал в роторното колело и роторната лента, както и от вертикалната компонента на силата на копаене, не излиза от ядрото и е разположена откъм страната на роторната стрела (случай на натоварване "c").

От данните за случаи "b" и "c" се вижда, че приложната точка на резултантната сила се премества от **~ +1 *m*** при покой до **~ -1 *m*** при работа с номинална производителност и номинално натоварване на задвижването на роторното колело. Като се прибави и динамичната компонента, е вероятно натоварването на предната част от опорния лагер да доведе до по-бързото му износване.

От таблицата се вижда, че в случаите "I d" и "IV a" приложната точка на равнодействащата излиза извън ядрото на сечението.

Освен координатите на центъра на тежестта на горния строеж на багера, бяха изчислени и реакциите в опорните точки K и L (фиг.1), които характеризират натоварването на опорния лагер. Беше установено, че при подемна сила под роторното колело F , изменяща се в границите от 0 до $805{,}90\ kN$, реакцията в точка K се изменя от 4539,93 *kN* до нула, а в шарнирните опори – от 7992,42 *kN* до 4259,64 *kN*.

Използването на програмната система позволи да бъде извършена оценка и на други параметри, като:

- натоварването на горния строеж на багера;
- силата, при която започва отваряне на разпадащата се шайба;
- натоварването на подемния полиспаст .

За багер тип SRs 2000.28.3.0, инв. № 244 те бяха определени и експериментално (Отчет по договор № 1836 „Изследване на носещата стоманена конструкция на багер SRs 2000 за определяне на остатъчния и ресурс", 2004).

Резултатите са представени в таблица 2.

Таблица 2

Параметър	Стойност, определена		Грешка [%]
	експериментално	числено	
Тегло на горния строеж *[t]*	1016,269	1013,25	0,297
Сила, при която започва отваряне на разпадащата се шайба *[kN]*.	818,62	805,90	1,554
Натоварване на подемния въжен 40-кратен полиспаст *[kN].*	4499,24	4610,32	2,469

Разликите в намерените стойности при използване на двата подхода не надхвърлят 2,5%, което дава основание да се приеме, че разработената програмна система може ефективно да бъде използвана в практиката при извършване на ремонти, преустройства и модернизации на роторните багери от тип SRs 2000.28.3 (2x500 kW)+VR.

Програмният продукт е предаден за ползване в мини „Марица-изток" ЕАД.

ЛИТЕРАТУРА

Отчет по договор № 1836 „Изследване на носещата стоманена конструкция на багер SRs 2000 за определяне на остатъчния и ресурс", НИС при МГУ „Св. Иван Рилски", 2004.

Rasper L.*, The Bucket Wheel Exkavator,* Trans. Tech. Publication,Clansthal, Germany, 1975.

Russinski E., Smolnicki T. und Kanczewski, *Gesichtspunkte zur sanierung der Stahlkonstruction von Schufelradbaggern*, Trans Tech Publication №5, 1997.

Wocka *N.,Tagebaugrossgerate nach langem Betrieb – Verlangerung der Lebensdauer oder Abschaffung*, Gornictwo Odkriwkowe XXXVI4/1994.

Стандарт TGL 13500.

Стандарт DIN 22261.

Препоръчана за публикуване от
катедра "Автоматизация на минното производство", МЕМФ

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ЗА НЕОБХОДИМОСТТА ОТ ПРОМЕНИ В ТЕХНИЧЕСКОТО ОБРАЗОВАНИЕ

Георги Радулов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски" – София

РЕЗЮМЕ: Висшето техническо образование, като всяка сложна система може да бъде разгледано от различни гледни точки: като система за подбор на висши инженерни кадри; като пазарен механизъм целящ снабдяването на индустрията с квалифицирани кадри; като система за усъвършенстване на студенти и преподаватели; като обществена институция, която отчитайки податливостта на човека към формиране, се стреми да формира подходящи индивиди, които добре да пасват на нуждите на обществото или на управляващите; като среда за научно-изследователска дейност; като възможност за решаване моментни социално-политически проблеми – намаляване броя на безработните младежи, опасност за управляващите.
Считаме за целесъобразно да се разгледа като процес даващ знания (информация), умения (сръчности в най-общ смисъл на думата) и заряд (импулс) за творчество в областта на техносферата.
Образованието, като информационен процес, силно зависи от това къде се намират знанията и как се предават.
От особена важност са и промените на изучавания обект. В това отношение в технико-технологичния комплекс настъпиха сериозни промени, които засягат и теоретичния фундамент на инженерното образование.
Именно на тези проблеми е посветен предлаганият доклад.

FOR THE NECESSITY OF CHANGING TECHNICAL EDUCATION

Georgi Radulov

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski"

ABSTRACT: The higher technical education, like every complex system may be examined in different points of view. We consider that the most advisable way to examine it is as a process providing knowledge (information), skills (dexterity, in the large sense) and charge (impulse) for creativity in the technical sphere.
Education as an information process depends to a great extends on where the knowledge is and how it is transmitted.
The changes of the object of study are also very important. In this respect serious changes which concern the theoretical basement of the engineer education occurred in the technico-technological complex.
Presented paper is dedicated namely to these problems.

Висшето техническо образование, като всяка сложна система може да бъде разгледано от различни гледни точки. Целесъобразно е да го разгледаме като процес даващ знания (информация), умения (сръчности в най-общ смисъл на думата) и заряд (импулс) за творчество в областта на техносферата. Ще отчитаме, че образованието, като информационен процес, силно зависи от това къде се намират знанията и как те се предават. От особена важност са и промените на изучавания обект.

Един исторически поглед на развитието на техническото образование вярваме, че ще покаже идеи за решения.

Техническото образование през периода на аграрните общества.

В продължение на хилядолетия стартови технически знания и умения се получават в семейството или чрез чиракуване при майстор. Този начин на подготовка удовлетворявал изискванията на времето, защото развитието на техниката било бавно, почти незабележимо. Знанията и уменията от вчера били достатъчни за днес, а също и за утре. Технологичните знания се състоят в запомняне на емпирично получени рецепти, които много често са (семейна) тайна и се предават от поколение на поколение. Техниката тогава се състои изключително от ръчни инструменти, които изискват знания и умения да се изготвят и да се работи с тях. Значителна част от по-сложните технически съоръжения (каруци, лодки, кораби, грънчарски колела, чекръци, тъкачни станове, тепавици, мелници (ръчни, водни, вятърни), мадани, дъскорезници и др.), са изобретени в зората на човешката цивилизация и слабо са еволюирали с времето. Знанията по изработването и експлоатацията им са почти константни и могат да се получат само от утвърдени майстори. Те са в тяхната черепна кутия. Предават се от човек на човек устно, а уменията чрез подражание. В началото техническа литература няма, а по-късно е оскъдна. Тя представлява рецептурници. Липсват идеи за усъвършенстване, за развитие. Тя е труднодостъпна поради високата й стойност и ниската грамотност.

Описаният начин на подготовка добре хармонирал и на организацията на производството. Продукцията се произвеждала в дома, на нивата или в работилницата и подрастващите от малки наблюдавали, а и участвали в производствените процеси. Трупали знания и умения.

Техническото образование през периода на индустриалната цивилизация.

Индустриалната цивилизация разбива всичко това. Налага нов ритъм на развитие. Техническите знания започват да остаряват по-бързо. Енергопреобразуващите и материалообработващите машини, новите технологии, изискват сериозни теоретични знания в областта на физиката, ме-

ханиката, химията, за да бъдат конструирани, монтирани, обслужвани, която семейството и чиракуването не могат вече да дадат. Новата организация на производство разделя децата от родителите по време на производствената дейност. Родителите отиват във фабриките, а децата остават в къщи, на улицата, в училище или детски заведения, където не могат да усвояват производствен опит и знания. Това налага промени в образователната система. Откриват се различни технически учебни заведения - от школи за квалификация, през средните технически училища, до висшите технически училища (ВТУ).

Индустриалната ера, с характерните си белези - стандартизация; специализация; синхронизация; концентрация; централизация - даде отражение върху образователната система. Техническите училища приличат на фабрики, които произвеждат стандартна продукция ("конфекция"). Липсва индивидуализация, нещо, което чиракуването давало. Науката е разделена в дисциплини със строги граници. Недостатък има в критериите, по които се приемат кандидатите в техническите учебни заведения. Добрият успех по математика не означава добър бъдещ инженер. Общият успех от средните училища с хуманитарна насоченост също не дава представа за технически интереси и заложби у кандидатите за инженерно образование. Цифровите оценки от изпити не дават винаги конкретна представа за качествата на бъдещия специалист. Малка представа дават за уменията и творческите заложби.

Техническото образование [9] обръща повече внимание на теоретичната подготовка и по-малко на уменията, на практическата подготовка.

Историята ни дава възможност да проследим резултатите от двата начина на обучение - чиракуването и университетското през 19 в.

Франция създава класическото висше техническо образование (ВТО) с откриването (1794 г.) на Политехниката. Тя дава теоретичния фундамент – математика, физика, химия, а специализираните висши училища (Училището за Мостове и пътища, Минното училище, Училището в Мезир), открити по-рано – специалната подготовка. Резултатите са добри. Преподаватели и възпитаници на Политехниката (Лагранж, Лаплас, Карно, Поасон, Поансо, Монж, Г. Кориолис, Дюпен, Навие, Ампер, Понселе, Ж. Фурие, Ламе, Поанкаре, Клапейрон) разработват много инженерни методи за оразмеряване, полагат основи на инженерни курсове по математика, физика, механика, дескриптивна геометрия, проектиране на машини и строителни конструкции и т.н.

Англия, не отваря висши технически училища почти до края на 19 в. (в 1841 г. към Лондонския университетски колеж са открити три технически катедри: гражданско строителство; машиностроене и механика). Нейните специалисти израстват във: фабриката на Хенри Модзли (там работят: Джеймз Несмит – изобретателят на парния чук; Джоузеф Уитуърд изобретил винтонарезната дъска, типизирал резбите и така обезсмъртил името си (Витвордова резба); Джозеф Клемънт – прибавил към струга самоцентриращият се затегателен патронник); фабриката на Боултън и Уат за парни машини; локомотиво-строителния завод на Стефансон в Нюкасъл, предприятията за текстилна техника и др. Тя продължава старата форма на подготовка на специалисти - чиракуването, но при нови условия – в екип от специалисти и при наличие на научно-техническа литература и грамотни хора. Печатната техника е вече развита и специализираните книги са достъпни. Значима част от знанията се намират в литературата. Израсналите технически специалисти са добре подготвени практици и творци. По-малко познават теоретичните основи на техниката, защото са се самообразовали. Разбира се историята ни дава примери за добре теоретично подготвени личности без университетско образование (Бул и др.). Освен това нуждата задейства компенсационни механизми. Теоретични проблеми на техносферата се разработват от физици, химици и др. (Максуел, Раус и т.н.).

И двете страни са водещи в техниката почти до края на 19 в.

В края на 19 в. и първата половина на 20 в. водеща роля започва да играе Германия. Бурното развитие на производителните сили и науката в края на 19 век изискват нов подход - сращване на науката с производството, преди всичко в новите отрасли на промишлеността (електротехническа, химическа и по-нататък авиационна и електроника). Това сращване е характерно за много страни, но най-ясно и мащабно е изразено в Германия. Висши учебни заведения откриват научно-изследователски лаборатории, работещи по поръчка на фирми. Много от тях постепенно се превръщат във филиали на тези фирми. Самите фирми ("Карл Цайс", "И.Г.Фарбениндустри", "Сименс-Халске", "Сименс-Шукерт" и др.) организират научно-изследователска работа.

В Берлин е организиран (1887 г.) Физико-технически институт, финанасиран 50% от правителството и 50% от крупния индустриалец и известен електротехник и физик Вернер фон Сименс (1816-1892). Институтът има отдели - за фундаментални и приложни изследвания. Първи негов президент е Хелмхолц. (В този институт Херц открива радиовълните).

Така в резултат на системната изследователска и развойна дейност израстват специалисти-творци. Процесите на развитие на техносферата са сложни и не бива да се обясняват просто и еднозначно.

Но друг пример за обединение на науката с образованието, дал добър резултат, са САЩ. Там израстват водещи ВТУ. Масачусетският технологичен институт (МТИ) основан от Вилям Бартон Роджерс 1861 г., до края на Първата световна война е училище, както много други в САЩ. Негови ръководители, като Ричард Маклорин, авторитетен учен и амбициозен ръководител [2], Ернест Никълз – ученфизик, Карл Т. Комптон, професор по физика, Венивар Буш – водещ специалист в областта на теория на електрическите вериги и аналоговите изчислителни машини, все енергични мъже, с ясни и далеч напред насочени погледи, го превръщат във водещ център на научно-изследователска дейност и генератор на технологични идеи. Те са убедени, че за да се готвят добри инженери, учебното заведение трябва да бъде и крупен научно-изследователски център. Засилват ролята на катедрите по физика, химия, математика.

Друг авторитетен американски ВУЗ, Калифорнийският технологичен институт, в търсенето на ефективен начин за обучение по физика, разработи учебна програма, по която лекциите прочита (1961-63 г.) крупния американски физик Ричард Фейнман. Те стават образец за другите учебни заведения.

Днес двата цитирани ВУЗ-а заемат пето и шесто място, според престижното академично градиране на висшите училища в света, направено от университета Jiao Tong

(Сингапур) и първо и второ място измежду ВУЗ-овете подготвящи инженерни кадри [11]. Випускници и преподаватели на МТИ са основали 4000 компании, които разглеждани като самостоятелно икономическо формирование биха представлявали двадесет и четвъртата икономика на земята [10, с.313].

В България висшето техническо образование се появява късно (1941 г. или 15.10.1945 г.). При това сравнването на техническото образование с изследванията не се насърчава от държавата. По едно и също време се създават, и висши училища по отрасли, и научно-изследователски институти по отрасли. В първите години от създаването си ВТУ не провеждат организирана и регламентирана научно-изследователска работа Повече от десетилетие по-късно се създават научно-изследователските сектори (НИС) към тях.

Отрасловите научно-изследователски институти бяха и ковачница на висококвалифицирани инженерни кадри, получили стартова подготовка в ВТУ. Целесъобразно е да се оцени как ще се отрази разпадането на старата научно-технологична база. Структури, които да ги заместят трябва да се изградят. Дали държавата не трябва да се намеси в този процес?

Проблеми на техническото образование днес.

С навлизането на човечеството в "постиндустриалното" ("информационото", "технотронното", или както и да го наречем) общество, настъпиха и настъпват много промени в технико-технологичния комплекс (технокомплекса), а като следствие и в други сфери. Въгледобива, металургията, машиностроенето, ж.п. транспорта отстъпиха водещото си место на електрониката, компютъростроенето, комуникационната техника, биотехнологиите и др. Промени се техниката за предаване (телефон, телеграф, радио, телевизия) и обработка (компютрите) на информацията. Съществено значение получиха системите обединяващи тези технологии – интернет и др., т.е. промениха се каналите за получаване на знания. Днес голяма част от знанията се намират извън главата на отделния човек. Тези промени засягат цялата система за висше образование, но не всички специалности еднакво. Някои хуманитарни специалности (право, филологии, история и др.) са засегнати най-вече от промяната на каналите за получаване на знания. На други, като биомедицинските, се промени значимо и теоретичния фундамент. При техническите специалности промените са най-съществени. Защото освен каналите за получаване на информация променя се обектът за който се подготвят кадрите, променя се теоретичния фундамент на който е стъпил този обект. Това налага преразглеждане на системата за техническо образование за да бъде тя в синхрон с изискванията на времето.

Поради ускореното развитие техниката и технологиите, както и организацията на производството, няма да бъдат същите в утрешния ден. Но какви ще бъдат, може само да се предполага. Следователно сега, повече от когато и да било, за образованието е необходимо да се създават алтернативни представи за техниката с която ще работят и за организационните структури, в които ще се включат бъдещите специалисти. "Само чрез създаването на хипотези ще сме в състояние да правим изводи за знанията и уменията, които утрешните специалисти трябва да притежават, за да издържат на ускорителния тласък в развитието на техниката" (А. Тофлър) [6].

Прогнозите за развитие на техниката ще ни ориентират какви (като специалности) и колко (като нужди) специалисти да се готвят. Когато става дума за специалисти в областта на нова техника и технологии не може да се разчита на пазара, т.е. на привличане на кадри чрез по-добро възнаграждение, както се постъпва с неквалифицирани работници.

Прогнозите ще ни отговорят на въпроса какво да се учи. Да се замислим над следното: Тези които се пенсионират на 63 г. днес (2007 г.) са влезли във висшите училища - 1962 г. Завършили са висшето си образование 1967 г., т.е. точно преди 40 г. Какво е трябвало да изучават по електроника, автоматика, изчислителна, измерителна, комуникационна, звуко- и образозаписваща и възпроизвеждаща техника и т.н., за да бъдат добре подготвени специалисти по време на тяхната инженерна дейност? Знае се, че 90% от знанията на човечеството към 2007 г. са били натрупани за по-малко от 30-35 години, което означава, че през 1967 г. повече от 90% от сегашните знания не са били известни. Този факт налага сериозна размисъл. Възможно ли е прогнозиране с голяма вероятност за такъв дълъг период?! Явно прогнозирането е необходимо но недостатъчно условие. Необходимо е и непрекъснато обучение. Но тогава необходимо ли е учащите да ходят всекидневно и целодневно на училище? До каква възраст да ходят? Какво и колко задълбочено да изучават? Каква технология на обучение да се възприеме?

Образованието трябва да отчита факта, че основната част от знанията се намират извън мозъка на отделния човек. В миналото възрастните преподаватели, натрупали опит и знание, бяха едни от малкото, източници на специализирани знания. Учащите се можеха да ги научат (понякога) само от тях. Днес новата хипотеза, теория, откритие, изобретение още същия ден става известна чрез медиите на всички, които следят новостите. В интернет, библиотеките, медиите всеки интересуващ се може да получи допълнителна информация. Нещо повече, поради ангажираност, професорът може да получава тази информация от своите студенти. Стойността на знанията и опитът на възрастните преподаватели остават, но възможностите за самостоятелна подготовка нараснаха.

На фона на бързото изменение на техническия комплекс по-ясно изпъква проблемът свързан с консерватизма на човека. Преподавателят преподава елементи от времето, когато той е бил студент. Но днес, често в работата си инженерът използва активни чужди знания. Последните години този проблем се прояви при чертането (Инженерната графика). Преподавателите са чертали с молив и туш. Компютрите и мощните програмни продукти за проектиране измениха технологията за изготвяне на техническа документация. Но инженерът трябва да знае да чертае. Той трябва да може да скицира каквото и да е даже на път, върху цигарена кутия. Чертането е мощно средство за комуникация. Къде е компромисът? Как да се разпредели времето за обучение между старите методи и усвояване на съответните програмни продукти?

Проблем като посочения се явява все по-често. Когато пишем и сме включили програма за корекция на правописа и пренасяне, творбата не е вече чисто авторова.

Консервативни са учебниците. Новопоявилата се техника не се описва веднага, защото тя трябва да се наложи в практиката, възприеме, осмисли, опише, учебните помагала да бъдат отпечатани. Набирането на лекционния курс

на компютър, непрекъснатото му осъвременяване и пускането му по интернет е решение. Университетските ръководства трябва да намерят методи за подходящо финансово стимулиране и запазване на авторски права.

Бързото изменение на технокомплекса поставя и въпроса какво да се изучава по-настойчиво? Дисциплините, чието изграждане е в основни линии завършено (машинни елементи, теория на машините и механизмите, конструкция на двигателите с вътрешно горене, електрически машини, голяма част от дисциплините за инженер-геолозите, минните инженери, строителните инженери и др.) и не се очакват сериозни промени в разглеждания учебен материал трябва да се изучават с подробности, да се изисква запаметяване. При дисциплините в етап на бързо развитие трябва да се изисква усвояване на фундаменталното, това което е по-устойчиво във времето. За всеки преподаван материал трябва да се доказва неговата бъдеща полезност.

Съществува противоречие между произвежданите кадри "конфекция" и нуждата от кадри за конкретно работно място. Така се губи време за адаптация на младия специалист. Многообразието от работни места, динамиката в техносферата усложняват задачата на образованието в тази насока.

Трябва да се подчертае, че като част от образователната система на страната, висшето техническо образование трябва да отговори на проблемите предизвикани от масовизирането на висшето образование [8]. Увеличеният брой студенти води до по-голяма хетерогенност, като подготовка, амбиции, интереси, при влизането им в ВТУ. Процентът на първокурсниците избрали някои от ВТУ в страната, с мотив "защото тук успях да се запиша" или "това желаеха родителите ми", достига 50% [9]. При такъв входен контингент, запазването на качеството на образованието налага промени в организацията на учебния процес и държавната образователна политика.

Едно от възможните решения е въвеждане на курсове по основни дисциплини за доизравняване на подготовката от средното образование. Проблемът би се опростил със създаването на елитни висши училища. Така по естествен път ще се селекционират кандидатстудентите по степен на подготовка. Но това поражда други проблеми – по какъв път да бъдат създадени елитните ВУЗ-ове? Създаването им чрез държавна намеса, което се иска от някои ректори и като че такъв процес се забелязва, е несправедливо спрямо другите висши училища. За формирането на елитни висши училища по естествен път пречи сегашната система на финансиране на висшето образование.

Проблемът с качеството на входния контингент за България вероятно ще се задълбочи. Намалява броят на завършващите средно образование. Расте числото на следващите в чужбина и дистанционно обучавани в чужди ВУ. Отварят се филиали на авторитетни ВУ у нас.

Подготовката на кадри е двустранен процес. Тя зависи съществено от качеството на обучаващите. У нас формулираният още от А. Смит принцип, че всяка стока се заплаща според количеството и **качеството** на вложения труд не се разбира от управляващите. В епохата на информационното общество те считат, че се труди този, който копае с кирка, а преподавателят само говори!? Достатъчно е да се е нахранил и да има на гърба си протрити дрехи. Вероятно малко от тях се замислят, че за да бъде на ниво той има нужда от: компютър със съответната конфигурация; от интернет; от книги и научни списания и вестници, които колкото са по-качествени, толкова са по-скъпи; да участва в научни симпозиуми по света – неща непосилни за българския преподавател. Когато те се кажат на управляващите, някои от тях, непознаващи проблема в дълбочина, отговарят като умници от селска кръчма: "В духа на А. Смит, продавайте си скъпо качествената стока". Продуктът на висшето образование е нещо много специфично. А и пазарът му (таксите за обучение) в държавните ВУ не се определя от преподавателите.

Отговорът на други е: "Имате много свободно време. Заработвайте допълнително от научни продукти, от иновации. Ако знаете и можете ще бъдете оценени от обществото. Ето! Това е в духа на А. Смит"!?

Добре подготвеният преподавател по математика, теория на автоматичното управление, теоретична механика, теоретична електротехника, термодинамика и т.н. може да напише учебник, монография, статия. И какво ще получи? Читателю, не знам дали този материал го оценявате положително?! Но аз много съм мислил върху изложения проблем. Подготвил съм го като статия (доклад). Имам покана да го изнеса на международен симпозиум. Ако участвам като поканен (*Invited Speakers*) трябва да си платя превода на английски, 100 евро такса и пътните. Като участник по общия ред разходите са над 1000 евро. В духа на А.Смит представяте си каква вреда нанасям на обществото, която трябва да компенсирам парично от скромната си заплата. Неразбирането на проблема от управляващите вече нанася вреди на висшето образование. По-нататък те ще станат трудно поправими.

Изложените проблеми са много и от различно естество. Решенията им зависят от различни институции. Разумно е да се спрем само на промени, които са в ръцете на висшите училища. Те могат да предложат набор от образователни технологии в диапазона от класическото редовно обучение до изцяло дистанционно обучение.

Класическото редовно обучение днес има много недостатъци. Известно подобряване може да се реализира чрез продължителни стажове в предприятията и избор на изучаваните дисциплини последните два или три курса. Това е практика и в нашите висши технически училища, но не винаги добре организирана. В редица европейски страни (напр. Франция), през петгодишния период на обучение бъдещите инженери изкарват (сумарно) около 1 календарна година стаж на различни (като ниво в йерархията) работни места.

Образованието може да бъда само във висшето учебно заведение, но съчетано с научни паркове и технологични центрове, в които да се включват студентите (от горните курсове). Това е особено перспективно за наукоемките производства. За съжаление такова образование предполага много условия, които трудно се намират на едно място. Но си заслужава добре да се обмисли.

Друг вариант на тази технология е редовно обучение и целенасочена специализация след дипломирането.

Дългите години редовно обучение не хармонират нито с подготовката на кадри за конкретно място, нито с финансовия интерес на младите хора. Интензивното разходване на средства в продължение на 6 години за магистър плюс още 3 години за доктор, трудно се компенсира след това. От друга страна откроващите се изяви на отделната личност са ставали в млада възраст. Следователно, интензивно обучение на младежта е необходимост. Знанията

са нужни, както за експлоатация на технокомплекса, така и за творчество. От друга страна процесът на обучение е внушаване на чужди виждания, т.е. канализира мисленето. Съчетан с психическо претоварване на студентите влияе разрушително на творчеството. От това следват два извода: преподаваният материал не трябва да парализира мисленето, а да възбужда любопитството; обучаваните трябва да виждат проблемите – условие за творческа изява. В голяма степен на тези изисквания отговаря технологията два или три курса редовно обучение и продължаване задочно (дистанционно), с възможност за избор на дисциплини, според нуждите по месторабота. Вариант е бакалавърска степен редовно обучение, а магистърската степен да обхваща работещи студенти. Магистърската степен може да се организира и по индивидуални учебни планове. Тези технологии създават условия инженерите да получат системна подготовка в областта на инженерния фундамент (математиката, физиката, химията, биологията, теоретичната механика, термодинамика, съпротивление на материалите, теоретични основи на електротехниката, теория на информацията, теория на машините и механизмите, теория на автоматичното управление и др.) според избраната специалност. При това катедрите по фундаменталните дисциплини трябва да бъдат истински научно-изследователски центрове. Историята ни дава добри примери – Парижката политехника, Масачусетският технологичен институт (МТИ) и др.

Специализиращите дисциплини е целесъобразно да се изучават в среда свързана с практическото им приложение. Изследванията показват, че 2/3 от информацията от професионален характер специалистите получават при общуване с колегите си в производството. Тази образователна технология изисква близко сътрудничество между ВУЗ и фирмите консуматорки на инженерни кадри.

Изцяло дистанционно-задочно обучение, наред с предимства има и сериозни недостатъци. Лишава студентите от непосредствен контакт с преподавателите и помежду им. При такава форма на обучение ще пострада фундаменталната подготовка.

Афоризмът на Гибонс "обучението не дава плод на кой дае, освен на тези, които са предразположени към него, но те почти нямат нужда от него" съдържа доза истина. В този смисъл не е ли разумно, при завършено бакалавърско ниво, да се получава магистърска степен само след оценка на знанията от оторизирани комисии?!

Някои от дадените образователни технологии изискват много работа от преподавателите и вузовската администрация. Тяхно предимство е, че се доближават до най-ефективната образователна философия – непосредствената връзка между обучавания и обучаващия.

В заключение може да се каже, че въпреки подчертаните недостатъци на сегашната образователна система, тя е подготвяла добри инженери. Бързите, не добре обосновани реформи в образованието вероятно носят повече вреда отколкото полза. Българският опит потвърждава това. Реформите трябва да са добре обмислени. Поголямата академична автономия допуска и стимулира различни образователни технологии. Така студентите ще имат възможност да избират образователна институция, със съответна образователна философия (образователни ценности). Ще се получат инженери от различни школи, с различна подготовка, с различен творчески заряд, необходимо условие за ускоряване ритъма на развитие на технокомплекса в страната.

Литература:

1. Марев, Ив. Кр. Спиров. Компютаризацията на образованието – стратегическо направление на неговата интензификация. София, ВМЕИ "В.И.Ленин", 1985.
2. Радулов, Г. История на техниката - еволюция на техническите идеи. София, Издателска къща "Св. Иван Рилски", 2003.
3. Суханов, Вл. Творчество и система образования. http://n-t.ru/tp/ob/tso.htm
4. Черновский, Дмитрий, Нина Черновская. Проблемы творчества с точки зрения синергетики. http://n-t.ru/tp/ns/pt.htm
5. Израйлит, Сергей. ИТ-образование: адекватных предложений нет. http://n-t.ru/tp/ob/it.htm.
6. Тофлър, Алвин. Третата вълна. София, издателска къща "Пейо К. Яворов", 1991. (Toffler, Alvin. The third wafe. 1980.).
7. Цонев, Младен. Методи за техническо творчество. София, Техника, 1986.
8. Бояджиева, Пепка. Масово висше образование и качество на обучението: може ли да има "умствен пролетариат" в едно общество на знанието? Сборник доклади от юбилейна научна сесия "Общество на знанието и образование за всички", 21-22 февруари, 2003, София.
9. Караманска, Д., П. Карамански, М. Симова. Инженерното обучение – поглед отвътре. Сборник доклади от юбилейна научна сесия "Общество на знанието и образование за всички", 21-22 февруари, 2003, София.
10. Търроу, Лестър. Изграждане на благосъстояние. Нови правила за хората, компаниите и нациите в икономиката, основаваща се на познанието. София Издателство Весела Люцканова, 2000. (Thurow, Lester.Building Wealth … 1999).
11. Ненов, Димитър. Образованието – къде е заровено кучето. http://www.oshte.info/004/000105/02/0902.htm#_ftnrefI.

Препоръчана за публикуване от
катедра "Автоматизация на минното производство", МЕМФ

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ПРЕТОВАРВАЩА СПОСОБНОСТ НА АСИНХРОНЕН ДВИГАТЕЛ ПРИ УПРАВЛЕНИЕ НА ЕЛЕКТРОМАГНИТНИЯ МОМЕНТ С ОРИЕНТИРАНЕ ПО ПОЛЕТО

Ромео Александров

Минно-Геоложки Университет "Св. Иван Рилски" – София 1700 България

РЕЗЮМЕ. В този доклад се разглеждат ограниченията, влияещи върху претоварващата способност на асинхронен двигател захранван от инвертор при един от вариантите на управление с ориентиране по полето. Механичната характеристика се използва за оценка и изводи по отношение на претоварващата способност при този вид управление.

OVERLOAD CAPABILITY OF INDUCTION MOTOR DURING THE FIELD-ORIENTED CONTROL AT ELECTROMAGNETIC TORQUE

Romeo Alexandrov

University of Mining and Geology "st. Ivan Rilski" – Sofia 1700 Bulgaria

ABSTRACT: In the following document we will review one of the variants for field-oriented control, and the restrictions that are influencing on the overload capability of induction motor supplied by an inverter. The mechanical characteristics are used in order to estimate and make conclusions about the overload capability using this control mode.

Въведение

При управление на асинхронен двигател по статични закони на стойностите на напрежението и честотата - механичната характеристика има екстремални стойности. В двигателен режим този екстремум съответства на критичното хлъзгане и критичния момент. От условието за съхраняване на претоварващата способност се извежда статичният закон за честотно управление. Най-често се изхожда от следната зависимост (Сандлер и Сарбатов 1966), известна като закон на Костенко, установен 1925 г.

$$\frac{U_1}{U_n} = \frac{f_1}{f_n}\sqrt{\frac{M_{em}}{M_n}} \qquad (1)$$

където: U_1, f_1 - са напрежението и честотата му подавани към статора, а U_n f_n - са номиналните им стойности, M_{em}, M_n - са електромагнитните моменти на двигателя.

Претоварващата способност може да се оцени чрез съпоставяне или на критичния с номиналния момент или на критичните моменти при различни условия на управление.

$$\lambda_1 = M_{k1}/M_n\ ,\ \lambda_2 = M_{k2}/M_n\ ,\ \frac{\lambda_1}{\lambda_2} = \frac{M_{k1}}{M_{k2}} \qquad (2)$$

Претоварващата способност при различни статични закони за честотно управление е дадена в споменатата по-горе литература (Сандлер и Сарбатов 1966). Там се вижда, че претоварващата способност при управление с пълна компенсация т.е. при неизменен магнитен поток равен на поток при номинално захранване и идеален празен ход може да достигне стойности около 5,5 или около 3 пъти повече в сравнение с претоварващата способност при номинално захранване. Подобни данни, $\lambda = 5$, са дадени и в литература (Вешеневский 1977)

В някои случаи, обаче оценката по (2) на претоварващата способност не може да се приложи. Например при управление чрез ориентиране на управляемите величини, представени във векторна форма, в координатна система ориентирана по направлението на магнитното поле. Метод успешно използван и широко застъпен в съвременните променливо токови задвижвания. Това е така защото тук механичната характеристика е различна от добре познатата класическа механична характеристика спомената по-горе.

В този документ ще се спрем на един от вариантите за управление с ориентиране по полето и ограниченията влияещи върху претоварващата способност на асинхронен двигател захранван от инвертор.

Претоварваща способност при управление на електромагнитния момент с ориентиране по полето

Осигуряването на управление на електромагнитния момент на двигателя може да се представи в следния вид. Избор на уравнения за построяване на системата за управление и използване на правоъгълна координатна система със ос ориентирана, във всеки един момент от време, по направлението на един от векторите определящ електромагнитния момент. Тогава проекцията на този вектор върху другата ос от координатната система и неговото произведение, като събираемо в израза за електромагнитния момент ще бъдат равни на нула. При модел на асинхронен двигател с взаимно неподвижни намотки коефициентите на взаимна индукция са независими от избора на координатна система. Движението на намотките и въртенето на координатна система се отчита в уравненията на статора и ротора, чрез въвеждане на е.д.н. на въртенето (Ключев 1989).

В общ вид електромагнитния момент може да се представи със следната зависимост:

$$|M| = \frac{m_{ph}}{2} z_p K.\mathrm{Im}(a \cdot b) \qquad (3)$$

Където: m_{ph} - брой на фазите на статора, z_p - чифтове полюси на машината, K - коефициент зависещ от избора на векторите a и b , векторите a и b могат да бъдат потокосцеплението на статора, потокосцеплението на ротора, тока на статора и тока на ротора

Изборът на вектор по направлението на който се ориентира координатната система е произволен, но се определя от съображения за простота на системата за управление и възможност за реализация. Желателно е величините представени във векторна форма в уравнението на момента да се поддават на измерване и въздействие. Представянето на електромагнитния момент чрез потокосцеплението на ротора и тока на статора удовлетворява тези изисквания.

$$M = \frac{3}{2} z_p \frac{L_{sr}}{L_r} \left(\Psi_{rx} + j\Psi_{ry}\right) \times \left(i_{sx} + j i_{sy}\right) \qquad (4)$$

Където: L_{sr} - коефициент на взаимна индукция между статорна и роторна намотка, L_r - индуктивност на ротора, $\Psi_{rx} + j\Psi_{ry}$ - потокосцеплението на ротора, $i_{sx} + j i_{sy}$ - тока на статора, x, y - произволна координатна система

Векторите Ψ_r и i_s се въртят в пространството с ъглова честота $\omega_0 = 2\pi f_1 / z_p$.Следователно ако се избере за управление на електромагнитния момент с координатна система d,q въртяща се заедно с вектора Ψ_r ,а надлъжната ос d е по направлението му, уравнението има вида:

$$M = \frac{3}{2} z_p \frac{L_{sr}}{L_r} \Psi_{rd} i_{sq} \qquad (5)$$

Като се вземе предвид и уравнението за електричното равновесие в ротора:

$$0 = i_r r_r + \frac{d\Psi_r}{dt} + j\omega_r \Psi_r \qquad (6)$$

където: ω_r - ъглова честота на тока ротора

В това уравнение трябва да се изключи роторният ток i_r , като неподдаващ се на измерване и да се замести със статорния i_s , като се използва зависимостта: $i_r = (\Psi_r - L_{sr} i_s)/L_r$ за статорния ток се получава:

$$i_s = \frac{1}{L_{sr}} \left(\Psi_r + \frac{L_r}{r_r} \cdot \frac{d\Psi_r}{dt} + j \frac{L_r}{r_r} \omega_r \Psi_r \right) \qquad (8)$$

в операторен вид:

$$i_s = \frac{\Psi_r}{L_{sr}} \left(1 + T_r p + j T_r \omega_r\right) \qquad (9)$$

където: $T_r = L_r / r_r$

При отделяне на проекциите по осите d,q на статорния ток i_s , съответно реалната част по надлъжната ос d, а имагинерната по q, се получават уравненията:

$$i_{sd} = \frac{\Psi_{rd}}{L_{sr}} \left(1 + T_r p\right), \qquad i_{sq} = \frac{\Psi_{rd}}{L_{sr}} T_r \omega_r \qquad (10)$$

В уравнение (5) заместваме i_{sq}

$$M = \frac{3}{2} z_p \frac{\Psi_{rd}^2}{r_r} \omega_r \qquad (11)$$

Като се има предвид, че $\omega_r = \omega_0 - \omega$. Получаваме зависимости от които се извеждат електромеханичната и механичната характеристики. Тези характеристики могат да се използват за оценка и изводи по отношение на претоварващата способност на асинхронен двигател захранван от инвертор при този вид управление.

За механичната характеристика се получава:

$$\omega = \omega_0 - \frac{M}{\beta} \qquad (12)$$

където: $\beta = \frac{3}{2} z_p \frac{\Psi_{rd}^2}{r_r}$ е твърдост на характеристиката

Заключение

От израза на механичната характеристика се вижда, че при константно потокосцепление на ротора тя има линеен характер, а претоварващата способност се определя от максимално токовите възможности на двигателя и силовата част на захранващия го инвертор.

Ако се приеме аналогия с котвения ток на задвижване с постояннотоков двигател с независимо възбуждане, където най-често се приема ограничение 2,5In. Може да се каже, съставката по оста q на статорния ток трябва да е 2,5 пъти по-голяма отколкото при номинално натоварване, а тази по оста d да остане неизменна. Тук също е необходимо да се отчита изменението в топлинния режим на двигателя, особено при двигатели със собствено охлаждане.

Ако се има предвид, че за кратко време двигателя може да понесе сравнително големи токове (например пусковият ток е 5-7 пъти номиналния) проблема за претоварващата способност се прехвърля върху захранващия го преобразувател. Силовите полупроводникови елементи на инвертора са особено чувствителни към всякакви претоварвания. За това в преобразувателя са предвидени различни видове защити, такива като, защита от късо съединение между изходните фази, между входните фази и фаза – корпус, защита от недопустимо спадане на мрежовото напрежение, освен това е предвидена топлинна защита. Последната непрекъснато отчита топлинния еквивалент, а времето за сработване на защитата зависи и от скоростта на въртене на двигателя, когато той е със собствено охлаждане. Тази защита е едновременно за двигателя и преобразувателя. Въпреки това в преобразувателя обикновено е предвидена и топлинна защита отчитаща температурата на силовите полупроводникови елементи на инвертора. Очевидно изборът на преобразувател силно ще зависи от желаната претоварваща способност на задвижването и параметрите на вградените защити.

Препоръчана за публикуване от
катедра “Автоматизация на минното производство”, МЕМФ

Литература

Сандлер, А., Р. Сарбатов 1966, *Частотное управление асинхронными двигателями,* Энергия, 61-86с.

Вешеневский, С. Н. 1977. *Характеристики двигателей в электроприводе*, Энергия, 304-305с.

Ключев, В. 1989, *Теория не електрозадвижването*, Техника, С, 145-149, 415-418

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

ОПТИМАЛНИ ПОТОЦИ В ИНЖЕНЕРНИ МРЕЖИ

Петко Лалов[1], Стефан Димитров[2]

[1]Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700-София, e-mail: petko@mgu.bg
[2]Софийски университет "Св. Кл. Охридски", УИЦ, 1164-София, e-mail: stefan@ucc.uni-sofia.bg

РЕЗЮМЕ: Едни от най- важните задачи в инженерни мрежи са потоковите задачи. Редица реални ситуации в инженерната практика се свеждат до изследването на потоците от вход до изход в свързан граф, с приписана пропусквателна способност на дъгите. Като примери могат да се посочат транспортния трафик, преноса на газ, въздух, вода и т.н. В тази връзка най- важната задача е намирането на максимален поток при ограничена пропусквателна способност, която се решава с известният алгоритъм на Форд-Фалкерсон.
В тази работа сме си поставили за цел да дадем алгоритъм за генериране на минимален поток, при ограничения отдолу и двустранни ограничения, който може да се приложи при преносни мрежи.

OPTIMAL FLOWS IN ENGINEERING NETWORKS

Petko Lalov[1], Stefan Dimitrov[2]

[1]University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700-Sofia, e-mail: petko@mgu.bg
[2]University of Sofia "St. Kl. Ohridski", UCC, 1164-Sofia, e-mail: stefan@ucc.uni-sofia.bg

ABSTRACT. Among the major tasks in engineering networks are the flow tasks. A number of real situations in engineering practice are reduced to the study of flows from input till output of a connected graph, with assigned throughput to the arcs. As instances can be pointed out transport traffic, transfer of gas, air, water, etc. In this respect, the most important task is to find out the maximum flow at limited throughput. The well known Ford-Fulkerson algorithm is applied in solving the latter.
Constructing an algorithm to generate a minimum flow with limitations from below and with bilateral limitations which can be applied in transfer networks is the target set in the present work.

I. Въведение

Една от най- важните задачи от теорията на графите е намирането на максимален поток от вход до изход. При това на всяка дъга (x_i,x_j) е приписана пропусквателна способност q_{ij}, която ограничава отгоре потока, протичащ по тази дъга. Така може да бъде оптимизирана интензивността на транспортния трафик между два пункта и редица още приложения могат да се намерят. За решаването на тази задача е известен алгоритъма на Форд-Фалкерсон.

В тази работа формулираме подобна задача: да се намери минималния поток от вход до изход в ориентиран граф, ако пропусквателната способност на част от дъгите е ограничена отдолу, а на друга част е фиксирана. Такава задача възниква при регулиране на въздухоразпределението в РВМ. В този случай в някои клони на мрежата са зададени необходимите количества въздух(наложени дебити) и изисквания за минимални количества въздух в останалите клони. Търси се минималното общо количество въздух, което постъпвайки в мрежата ще удовлетвори поставените ограничения. Разбира се този проблем може да бъде третиран при всички преносни мрежи.

II. Математичен модел

Преносната мрежа е зададена чрез свързан ориентиран граф G(V,B) с вход s и изход t. С D означаваме множеството клони с фиксиран поток. В останалите клони (множество B-D) потока е ограничен отдолу. Ако клонът $(x,y) \in$ B-D и f(x,y) е потокът, протичащ по него, а c(x,y) е ограничението на потока отдолу, то търсим минималния поток от s в t при ограничения $f(x,y) \geq c(x,y)$, при $(x,y) \in$ B-D и $f(x,y)=const$ при $(x,y) \in$ D.

Решаването на този проблем ще направим на два етапа: генерирането на начален поток, както и минимизиране на общия поток при зададен начален поток.

Нека имаме начален поток $f_0(x,y)$. За $(x,y) \in$ B-D $f_0(x,y)>c(x,y)$, а $f_0(x,y)=const$ при $(x,y) \in$ D. Общият поток, постъпващ в s е Q_0. Целта е да намалим, доколкото е възможно Q_0. Ще въведем някои означения:

- дъга $(x,y) \in$ D ще причислим към тип N, ако в тази дъга потокът нито може да се увеличава, нито намалява;
- дъга $(x,y) \in$ B-D е от тип I, ако потокът в нея може да се увеличава(*увеличаваща се дъга*);
- дъга $(x,y) \in$ B-D е от тип R, ако потокът в нея може да се намали (*намаляваща дъга*).

Очевидно има дъги, които принадлежат и на двата типа I и R.

За да намалим общия поток Q_0 е необходимо да намерим верига от s до t, която да отговаря на едно от условията:

1. Веригата включва само дъги от тип R.

R R R R
s ------> a ------> b ------> c ------> t

Ако i(x,y) е максималната величина, с която може да бъде намален потока в дъгата (x,y) от пътя, то min{ i(x,y) }

дава количеството единици, с което може да бъде намален потока във всяка дъга от пътя, а оттам и Q_0.

2. Веригата включва дъги,както от I, така и от R, но дъгите от тип I са обратно ориентирани на дъгите от R.

R I R R
s ------> a <------ b ------> c ------> t

Потока в дъгите от R се намалява с min{ i(x,y) }, а в дъгите от I се увеличава с тази величина. С толкова се намалява и Q_0.

Проблемът е намирането на такива вериги. Потокът може да бъде намаляван, докато има в мрежата такива вериги. Затова ще дадем алгоритъм за тяхното търсене. В основата на този алгоритъм е построяване на дърво, състоящо се само от дъги от вида R и I.

Най-напред се определят множествата N, R и I. Дъгите от N се изключват от разглеждане. По нататък следват следните операции:

1. Оцветява се върха s.

2. Дъгата (x,y) или (y,x) и върха y,при вече оцветен връх x се оцветяват по следните правила:

- ако $(x,y) \in R$ оцветява се y и дъгата (x,y);
- ако $(y,x) \in I$ оцветява се y и дъгата (y,x);
- в останалите случаи оцветяване не се извършва;

В резултат на тази процедура върха t се оцветява, т.е. построили сме дърво, покриващо s и t и част от върховете. Следователно има верига от s до t, която може да намали общия поток. Тази верига ще наричаме *намаляща*. Ако не успеем да оцветим върха t, то такава верига не съществува. Изложения алгоритъм ще илюстрираме на следния пример(фиг.1):

1. оцветяваме върха s;

2. на оцветяване подлежат дъгите с начало s (s,a) и (s,b). Но $(s,a) \in I$ и не се оцветява. $(s,b) \in R$ и се оцветяват върха b и дъгата (s,b);

3. разглеждат се дъгите с начало или край b. Това са (a,b), (c,b) и (b,d); $(a,b) \in N$ и се изключва, $(c,b) \in I$ и се оцветява заедно с върха c. (b,d) и d също се оцветяват;

4. ако изберем за начало върха d, то инцидентните с него дъги (c,d) и (d,t) не могат да се оцветят и затова избираме върха c. От него може да се оцвети дъгата (c,t) и върха t, т.е. крайната цел е достигната;

В графа съществува верига (s,b), (c,b), (c,t), която може да намали общия поток.

Изложения алгоритъм е аналогичен на алгоритъма за търсене на увеличаваща верига(*аугментална*) на Форд-Фалкерсон и ще го наричаме FFR.

Сега можем накратко да опишем алгоритъма за минимален поток при ограничения отдолу:

1. избираме произволен начален поток, който отговаря на ограниченията. Той може да бъде получен в резултат на решението на някоя задача в мрежа, както и определен самостоятелно;

2. определяме множествата R, I и N. За всяка дъга $(x,y) \in B\text{-}D$ за която $f(x,y)>c(x,y)$ изчисляваме $i(x,y)=f(x,y)-c(x,y)$;

3. прилагаме алгоритъм FFR;

4. ако се намери намаляща верига от s до t, то общия поток се намалява с min{ i(x,y) }, където (x,y) е дъга от веригата. След това отново се изпълнява точка 2.

Ако при прилагане на алгоритъм FFR върха t не може да се оцвети, съществуващият поток е оптимален.

Остава да дадем алгоритъм за формиране на начален поток. Ще дефинираме някои понятия. В реалния случай преносната мрежа се представя посредством свързан ацикличен граф с един вход и един изход. Както е известно върховете на този граф могат да бъдат номерирани по такъв начин, че за всяка дъга (x,y), $N(x)<N(y)$, където N(x) означава номера на върха x.

За всеки връх, различен от s и t имаме входящ и изходящ поток. В началото входящия поток за върха x е

$P_x^+ = \Sigma\, c(i,x)$, а изходящия е $P_x^- = \Sigma\, c(x,j)$

Върховете на графа разделяме на следните типове:

1. тип вход/изход-> s и t;
2. върхът x е от тип (+), ако $P_x^+ < P_x^-$;
3. върхът x е от тип (-), ако $P_x^+ > P_x^-$;
4. върхът x е от тип (=), ако $P_x^+ = P_x^-$.

Очевидно ние се стремим всички върхове без s и t да станат от вида (=). За всеки връх (+) трябва да се увеличи количеството единици, постъпващи в него, а за връх (-) трябва да се увеличат количеството единици, излизащи от него. При изравняването на потока в даден връх x, евентуално се променя типа на върховете y от дъгите (x,y) или (y,x). Очевидно, ако всички върхове са (=) и (-),то започвайки изравняването от връх (-) с най-малък номер, последователно изравняваме върховете (-) по нарастване на техните номера. Не е трудно да се прецени, че изравняването на връх x(-) води евентуално до промяна на типа само на върховете y с по-големи номера. При това, ако y е от тип (-) той ще запази типа си при изравняването на върха x. На фиг.2 се демонстрират тези постановки.

При изравняването на върха x ще се увеличи потока по дъгите (x,y_1) и (x,y_2). Очевидно върхът y_1 ще остане от тип (-), а върхът y_2 от (=) ще стане (-).

Изравняването на върхове от тип (+) води до промяна само на върхове, техни предшественици. Затова в предлагания алгоритъм всички върхове от тип (+) изравняваме по низходящ ред на техните номера. Ето и описанието на този алгоритъм:

1.номерираме върховете на графа G по правилото, ако (x,y) е дъга то $N(x)<N(y)$.

2. определяме типа на върховете;

3. изравняваме върховете от тип (+), започвайки от този с най-голям номер и движейки се в низходящ ред. Изравняване се извършва така:ако x е изравнявания връх, то количеството $P_x^+ - P_x^-$ се прибавя към c(y,x) на дъгата (y,x), като при няколко върха y, се избира този с най-малък номер;

4. след прилагане на точка 3, върховете на G ще станат само от тип (-) и (=).Изравняването на връх x(-) започва от min N(x) и продължава във възходящ ред. За да се изравни потока в x, то към c(x,y) на дъгата (x,y) се прибавя количеството $P_x^+ - P_x^-$, като при няколко върха y се избира този с най-голям номер.

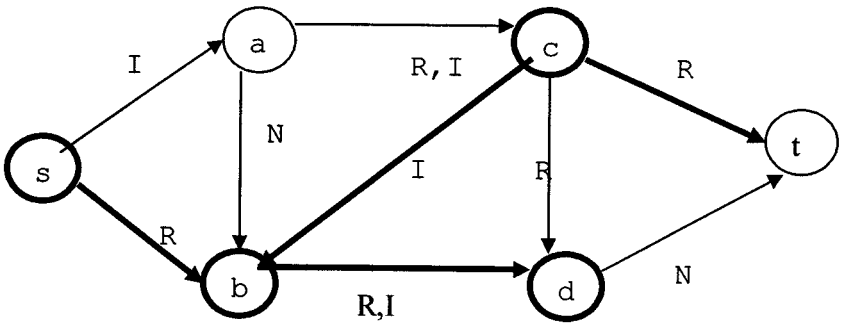
Ще илюстрираме алгоритъма с един пример(фиг.3).

Върховете от тип (+) са a, c и e. Започваме изравняването на тези върхове в ред e, c, a.

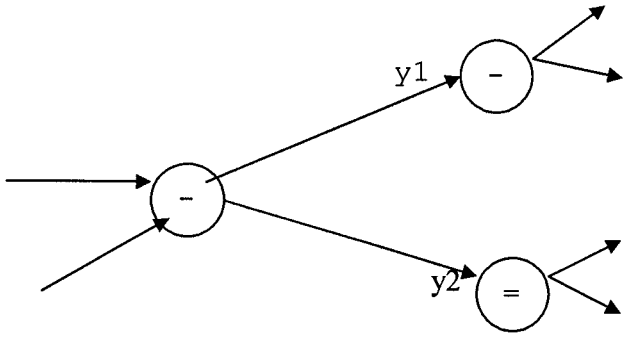
Изравняваме върховете (-) по растене на техните номера, т.е. в реда b, d, f.

По нататък прилагайки алгоритъма за търсене на намалящи вериги можем да намалим началния поток. Това може да стане по веригата s - a - c - e - t с количество 5.

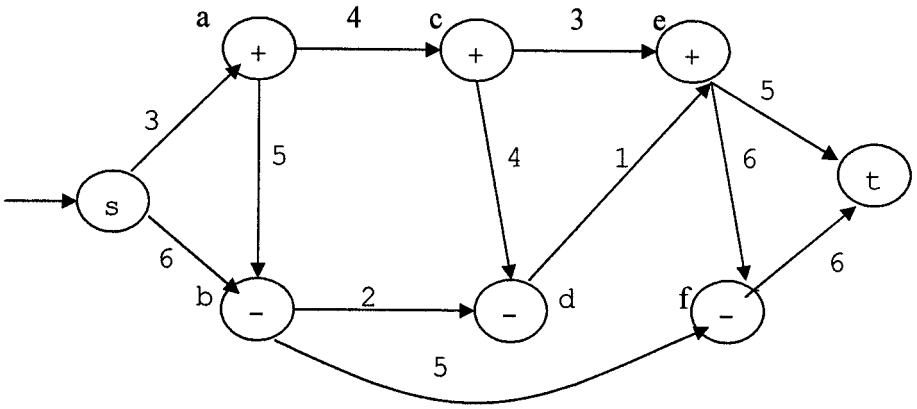
В този граф намаляща верига вече не съществува и това е оптималния поток.



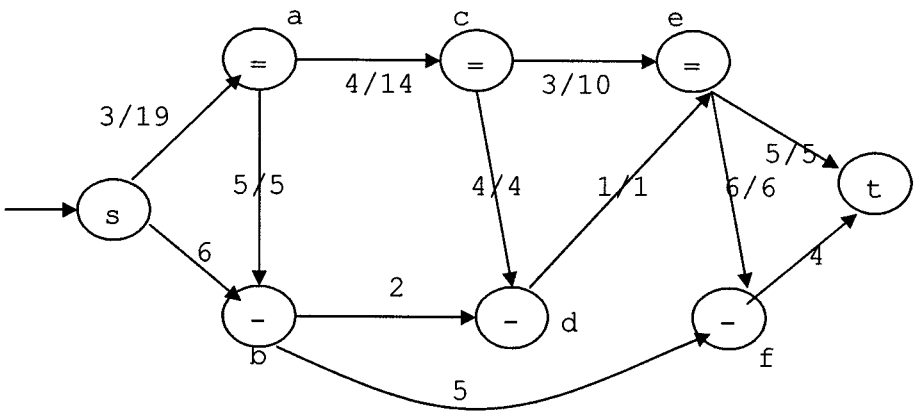
фиг.1



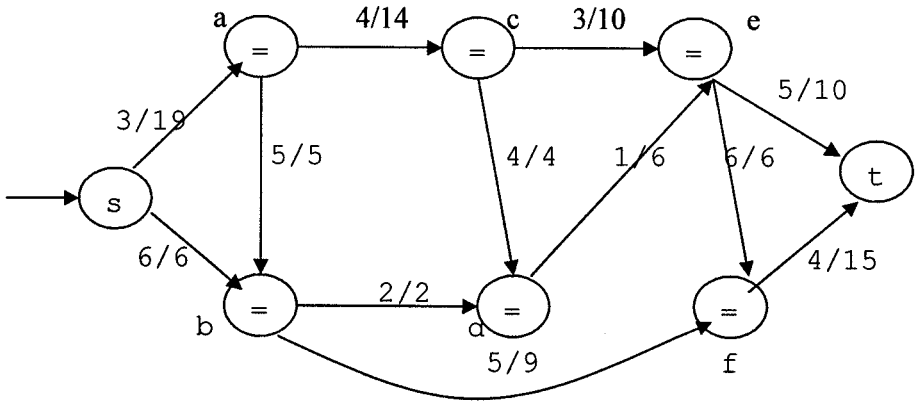
фиг.2



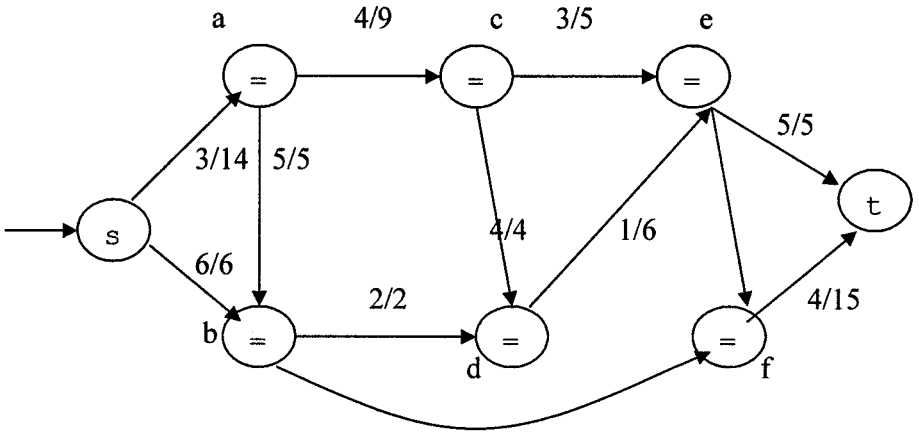
фиг.3



фиг.4



фиг.5



фиг.6

III. Заключение

Претенциите ни в тази работа са в създаването на алгоритъм за търсене на минимален поток с ограничения отдолу. Основна роля в изложения алгоритъм играе ефективна процедура за генериране на начален допустим поток. В минно-руднична интерпретация този принос дава възможност да се определи минималното общо количество въздух, което трябва да постъпи в РВМ и удовлетвори поставени ограничения. Алгоритъмът е приложим за всички преносни мрежи.

Препоръчана за публикуване от
катедра “Информатика”, МЕМФ

ЛИТЕРАТУРА

1. Р.Басакер, Т.Саати Конечыe графы и сети, Moscow, 1974, (in Russian).
2. Н. Кристофидес Теория графов Moscow, 1978, (in Russian).
3. Л. Форд, Д. Фалкерсон Потоки в сетях Moscow, 1966, (in Russian).

ГОДИШНИК НА МИННО-ГЕОЛОЖКИЯ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ",Том 50,Св. III, Механизация,електрификация и автоматизация на мините, 2007
ANNUAL OF THE UNIVERSITY OF MINING AND GEOLOGY "ST. IVAN RILSKI", Vol. 50, Part III, Mechanization, electrification and automation in mines, 2007

СЪЗДАВАНЕ НА WEB – БАЗИРАНИ БАЗИ ОТ ДАННИ ЗА АРХИВИРАНЕ НА МАРКШАЙДЕРСКА ФОТОГРАМЕТРИЧНА ИНФОРМАЦИЯ ПРИ ОТКРИТИЯ ДОБИВ

Станислав Димов

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София,
e-mail:stani66@mail.bg

РЕЗЮМЕ.В настоящата статия се разглежда структурата на Web-базирана база от данни, съдържаща фотограметрична информация.Разгледани са възможностите за внедряване на бази данни /БД/ с фотограметрична информация в автоматизираните системи за организационно управление /АСОУ/ и информационните потоци между отделните йерархични нива в АСОУ, както и възможностите за оптимизация на бази данни с подобно информационно съдържание.Оптимизацията може да се извърши по следните критерии: намаляване на броя на таблиците в базата данни, намаляване на броя на полетата в БД или оптимизация на кода на заявките към БД.

DESIGN OF WEB-BASED DATA BASE FOR STORAGE OF PHOTOGRAMETRIC INFORMATION USED BY OPEN ORE MINING FACILITIES

Stanislav Dimov
University of Mining and Geology " St. Ivan Rilski", 1700 Sofia, e-mail:stani66@mail.bg

ABSTRACT. In the article is considered a design of Web – based data base with photogrametric information as images, text files, reports and it use for management of open ore mining facilities. In the article are described the information flows between the management levels of the automatic management systems. There are described some possibilities of optimization of data base system (DB) with photogrametric information. The optimization process could be done by following criteria: minimization of the number of the tables into the DB, minimization of the number of tables fields or optimization of the programming code of the queries to the DB.

I. **Основни информационни дейности свързани със земната фотограметрия при открития добив.**

Внедряването на фотограметрията и фотограметричните уреди в минното дело разкрива големи възможности за осигуряване на информация управление на обектите в открития добив: забои в откритите рудници, фронтовете на откривните и добивни работи, багери, самосвалит и др. Поради тази причина от няколко години в управлението на минните предприятия се използват йерархични системи за управление известни като автоматизирани системи за организационно управление /АСОУ/ [1]. При автоматизираните системи за организационно управление /АСОУ/ фотограметричните процеси трябва да се разглеждат като част от АСОУ на добива на полезни изкопаеми. АСОУ системите за открит добив на полезни изкопаеми имат йерархична структура със следните основни нива:

- ниво рудник (базово ниво) /Н1/;
- ниво минно предприятие /Н2/;
- ниво акционерно дружество – АД - или – ООД /Н3/;
- ниво министерство /Н4/

Фотограметричните задачи и информационните дейности свързани с тях на отделните нива на АСОУ могат да се формулират най-общо като:

1. На ниво Н1 – а/ заснемане на фотограметрична снимка б/ фотолабораторна обработка на снимките в/ дешифриране на снимките г/ създване на геодезична основа на снимките.
2. На ниво Н2 – а/ планиране качеството на промишлените запаси б/ изчисляване на обемите на добиваните полезни изкопаеми и на откривката в/ попълване на графична документация г/ управление на технологичните процеси д/ фотограметрично сгъстяване на точките от снимачната основа.
3. На ниво Н3 – а/ изследване на надеждността на данните от оперативното отчитане б/ определяне на зърнометричния състав на добитата минна маса в/ лабораторни фотограметрични изследвания при моделиране на деформациите на съоръженията, на свлачищни процеси и движения на скалите.

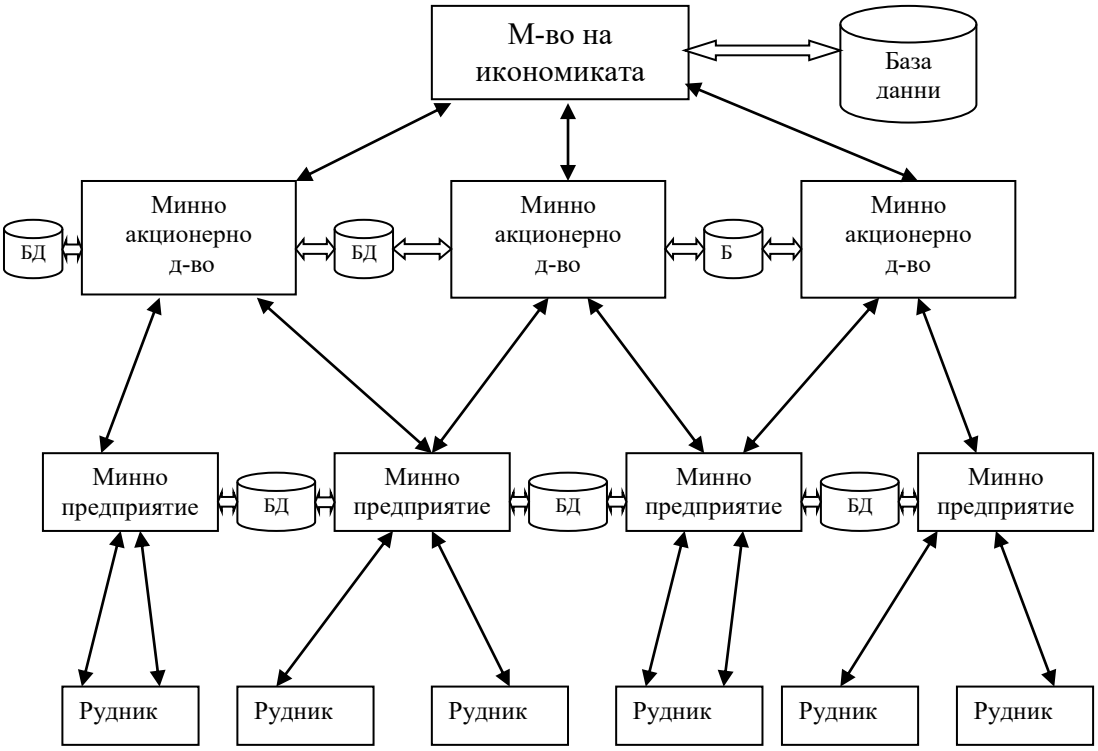
4. На ниво Н4 – а/ създаване на цифрови топографски, геоложки и други модели свързани с дългосрочно планирането и управлението на промишлените запаси, както и дългосрочното планиране на минните работи / от 1 до 5 години/.

Взаимодействието между отделните нива се осъществява посредством обмен на информационни потоци посредством локална компютърна мрежа свързана вътре в минното предприятие (*Intranet)* или посредством глобалната мрежа (*Internet)* [2], както е описано в следващата точка.

II. Информационни потоци между отделните йерархични нива при земната фотограметрия в открития добив.

На фиг.1 са показани отделните йерархични нива и информациоинните потоци между тях. От фиг.1 се вижда, че между отделните йерархични нива съществува постоянен обмен на фотограметрична информация. На най-високото ниво (H4) - Министерство на икономика респ. Минералните ресурси - филтрираната фотограметрична информация се съхранява в WEB – базирана база данни /БД/ съдържаща архивирани фотограметрични снимки в графичен формат, файлове с данни от геоложки проучвания, нормативни документи свързани с дългосрочното планиране на минните работи и други нормативни документи, които се намират на HTTP или FTP сървер[3],[4].

На по-долните нива (H1,H2,H3) фотограметричната информация може да се съхранява в локални бази данни, които са свързани посредством Internet връзка към глобалната база данни – (Client Server архитектура)- посредством протокол TCP/IP или са интегрирани само към локалната Intranet мрежа.



Фиг.1 Йерархични нива на информационните потоци в земната фотограметрия

III. Тридименсионален модел на фотограметричната снимка, която се съхранява в базата данни /БД/ при организационно управление на рудниците за открит добив.

Тридименсионалният модел на фотограметрична снимка е показан във вид на структурна диаграма от геометрични елементи /примитиви/ на фиг.2.

За точно анализиране на фотограметричните снимки е необходимо графично и/или математическо моделиране на основните геометрични примитиви /елементи/ включени във фотограметричната снимка, както и цветовите компоненти в снимката /точка, права линия, дъга, решетка, цвят, контраст/.

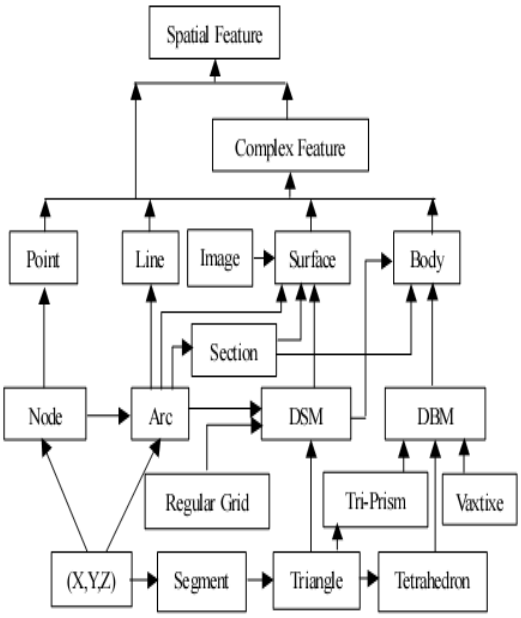
В модела показан на фиг. 2 се включват основните геометрични примитиви като точка, линия, възел, дъга, решетка във фотограметричната снимка както и композиционните елементи получени на базата на тези примитиви като триизмерна призма, триизмерен триъгълник, шестоъгълник и др.

При програмна реализация на този модел с помоща на обектно ориентиран език като C/C++ или Java отделните групи геометрични елементи могат да се дефинират като производни класове на базов клас /примерно “модел на фотограметрична снимка”/.

Примерен програмен модул за програмиране на триизмерния модел на фотограметрична снимка на C/C++ с производни класове на геометричните елементи полигон, триъгълник, точка, права линия е следния [5],[6]:

```
# include <iostream.h>
Class Model
{ public:
int w,h,z;   //dalgina, shirozina,wisochina na obekta
short m;  //nomer na obekta ili fotogrametriznata snimka
virtual float area(int w,int h,int z);          //deklaracija
na funczija sa iszisljawane  na plosta na obekta
virtual void PrintElement();
};
Class Polygon:public Model
{  Public:
 Int w,h; //  dalgina i wisochina na polygona;
Short n; // nomer na fotomerizna snimka
  Void setv (int a,int b)
{w=a;h=b;}
   virtual void PrintElement()
```

```
{ Cout <<"Towa e polygon ot linni ot snimka „<<n<<endl;
Cout <<" Polygona e s dalgina „<<w<< „ visozina „<<h<< endl;
};
Class Rectangle : public Polygon
 { Public:
 Int area (void)
{return (w*h);};
// definicija na lize na pravoagalnik
};
Class triangle : public Polygon
{ Public:
 Int area (void)
{return (w*h/2);};
// definicija na lize na triagalnik
virtual void PrintElement();
};
```



Фиг. 2 Тридименсионален модел на фотограметрична снимка на рудни тела в откритите рудници

При програмиране на по-сложни геометрични фигури или части от фотограметрична снимка може да се използва принципа на множественото наследяване (*multiple inheritance)* в езика C++, като един клас кодиращ определена геометрична фигура наследява геометрични елементи или атрибути от два или повече базови класа: например първи базов клас от геометрични елементи, втори базов клас от цветови атрибути на снимката и т.н. По този начин се постига по-добро структуриране на отделните геометрични елементи от фотограметричната свимка и на нейните атрибути като цветова гама, контраст, яркост и др.

IV. Видове цифрови формати за съхраняване на фотограметрични снимки в БД.

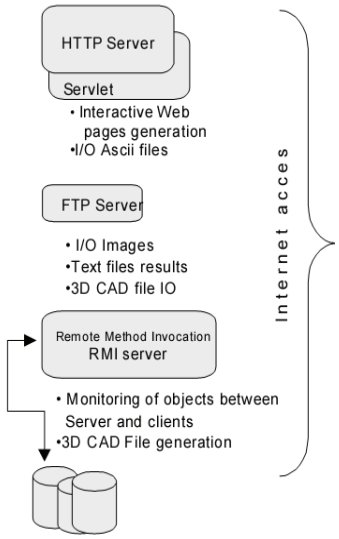
Основните цифрови формати на фотограметрични снички, които могат да се съхраняват в WEB – базираната база данни са показани в таблица 1 , като те варират взависимост от използваните фотограметрични уреди : например *LR200 Laser radar Scanner* на фирмата «Leica".

- Arc/Info and Space Imaging
  - o BIP
  - o BIL
  - o BSQ
- ASTER EOS HDF
- AVHRR
- AVIRIS
- BMP
- CADRG (Compressed Arc Digitized Raster Graphics)
- CIB (Controlled Image Base)
- Compressed files including:
  - o JPEG
  - o LZW
  - o Packbits
  - o RLE
- DOQ (USGS Digital Ortho Quads)
- DPPDB
- ENVI
- ER Mapper
- GeoTIFF
- GeoJP2
- GIF
- IKONOS
- IMAGINE Raster
- Intergraph CCITT Group 4 and COT
- IRS/1C/1D EOSAT
  - o Euromap
  - o Super structured format
- IRS-P4 OCM
- JFIF (JPEG)
- JP2
- LANDSAT and LANDSAT-7
- MrSID
- MSS LANDSAT
- NASDA CEOS
- NITF 2.0 ands 2.1
- PCIDSK
- PCX
- PNG
- RAW
- RADARSAT
- RPF
- SDE Raster
- SOCET SET® support file
- SPOT
  - o CAP/SPIM
  - o CCRS
  - o DIMAP
  - o Fast Format
  - o GeoSPOT
  - o NASDA CAP
  - o SICORP MetroView
  - o SPOT5
- SeaWIFS HDF
  - o L1b
  - o L2b (Orbview)
- Sun Raster
- TIFF
- TM LANDSAT Fast and Standard Formats
  - o ACRES
  - o EOSAT
  - o ESA
  - o IRS
  - o LANDSAT-7
  - o RADARSAT
  - o Vitec
  - o View (.vue)

Таблица 1 / Основни цифрови формати на фотограметрични снимки /По каталог на фирмата "Leica"/

Посредством графичен софтуер като *Microsoft Photo Editor, Adope Photoshop* и други програми тези цифрови формати могат да се преобразуват от един формат в друг, да се обработват тяхни атрибути като контраст, яркост, големина и други параметри, както и да се архивират в базата данни.

V.Структура и програмно осигуряване на web – базирана БД за маркшайдерска фотограметрична информация и възможности за нейното развитие.



Фиг.3 Структура на системното програмно осигуряване на WEB – базирана база данни с фотограметрична информация

Програмното осигуряване на WEB - базирана БД за маркшайдерска фотограметрична информация се състои от следните основни компоненти:

- HTTP Server за съхраняване на фотограметричните снимки на отделните клиенти в цифров формат в базата от данни
- Програми за обработка и конвертиране на съхранените фотограметричните снимки /примерно конвертиране от jpeg формат в bmp,wmf формати
- Програми – генератори на интерактивни WEB страници като Java server pages
- FTP сървер за трансфер на графични файлове към клиентската машина, текстови файлове от и към клиента и др.
- RMI сървер (Remote Invokation Server) за дистанционно стартиране на клиентски подпрограми върху клиентската машина

Освен тези основни програми върху HTTP сървера могат да бъдат инстралирани допълнителни програми като *Microsoft Photo Editor, Adope Photoshop* за обработка на дигитализираните фотограметрични снимки.

Литература:

1. Microsoft Photo Editor, User guide, 2005
2. Adope Photoshop,User guide,2006
3. Справочник по маркшайдерство, Държавно издателство „Техника”,София 1979 г.
4. G.Koch, ORACLE: The Complete Reference ,Osborne McGraw Hill, New Jork, 1990
5. Microsoft Access 2003,Manual, 2003
6. В. Георгиев и колектив, Ръководство по програмиране и използване на компютри език C++, и-во “ Сиела “, София 2005

Препоръчана за публикуване от
катедра “Информатика”, МЕМФ