

Българско списание за Инженерно Проектиране

брой №24, октомври 2014г.

ЦЕЛ И ОБХВАТ

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

РЕДАКЦИОННА КОЛЕГИЯ

Председател

Б. Григоров, ТУ-София, България

М.Т.Георгиев	ТУ-София, България	К.Деметрашвили	ТУ, Тбилиси, Грузия
Г.Дюкенджиев	ТУ-София, България	С.Симеонов	ТУ, Бърно, Чехия
М.Денчев	ТУ-София, България	В.Николич	Университет в Ниш, Сърбия
И.Малаков	ТУ-София, България	А.Янакиев	Nottingham Trent University, UK
П.П.Петров	ТУ-София, България	Н.Чернев	University of Auvergne, France
В.Панов	ТУ-София, България	B.Lepadatescu	Transilvania University of Brashov, Romania
М.З.Георгиев	ТУ-София, България	N.Zrnic	University of Belgrad, Serbia
Н.Л.Николов	ТУ-София, България	M.Jovanovic	University of Nish, Serbia
М.Георгиев	МГТУ Станкин, Москва, Россия	D.Michalopoulos	University of Patras, Greece
В.Христов	ЮЗУ „Н.Рилски“ Благоевград, България	N.Kubota	Tokyo Metropolitan Univer- sity, Japan
Ch.Apostolopoulos	University of Patras, Greece	С.Емельянов	Юго-Западный гос. уни- верситет, Курск, Россия
Л.Червяков	Юго-Западный гос. уни- верситет, Курск, Россия	В.Спасов	ВТУ „Т.Каблешков“, Со- фия, България
О.Лисовиченко	Национален технически университет, Украйна	В.Кирилович	Житомирски държавен технологичен университет, Украйна

Редактор

Р.Митрев, ТУ-София, България

Издател: Машиностроителен факултет, Технически университет-София. ISSN 1313-7530; **Адрес на редакцията:** София, бул.Климент Охридски №8, Технически Университет-София, бл.4, Машиностроителен факултет; **Електронна версия:** bjed.tu-sofia.bg.

Списанието се индексира в Index Copernicus: www.indexcopernicus.com

Bulgarian journal for Engineering Design

issue №24, October 2014

AIM AND SCOPE

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

EDITORIAL BOARD

Chairman

B.Grigorov, TU-Sofia, Bulgaria

M.T.Georgiev	TU-Sofia, Bulgaria	K.Demetrashvili	TU, Tbilisi, Georgia
G.Diukendzhiev	TU-Sofia, Bulgaria	S.Simeonov	TU, Brno, Czech Republic
M.Denchev	TU-Sofia, Bulgaria	V.Nikolich	Nish university, Serbia
I.Malakov	TU-Sofia, Bulgaria	A.Ianakiev	Nottingham Trent University, UK
P.P.Petrov	TU-Sofia, Bulgaria	N.Chernev	University of Auvergne, France
V.Panov	TU-Sofia, Bulgaria	B.Lepadatescu	Transilvania University of Brasov, Romania
M.Z.Georgiev	TU-Sofia, Bulgaria	N.Zrnic	University of Belgrad, Serbia
N.L.Nikolov	TU-Sofia, Bulgaria	M.Jovanovic	University of Nish, Serbia
M.Georgiev	MGTU Stankin, Moscow, Russia	D.Michalopoulos	University of Patras, Greece
V.Hristov	SWU „N.Rilski“ Blagoevgrad, Bulgaria	N.Kubota	Tokyo Metropolitan University, Japan
Ch.Apostolopoulos	University of Patras, Greece	S.Emelianov	South West State University, Kursk, Russia
L.Cherviakov	South West State University, Kursk, Russia	V.Spassov	VTU „T.Kableshkov“, Sofia, Bulgaria
O.Lisovychenko	National technical university, Ukraine	V.Kirilovich	Zhytomyr state technological university, Ukraine

Editor

R.Mitrev, TU-Sofia, Bulgaria

Publisher: Mechanical Engineering Faculty, Technical University-Sofia. ISSN 1313-7530; **Publisher Address:** Bulgaria, Sofia, Kliment Ohridski blvd. №8, Technical University-Sofia, Mechanical engineering faculty; **Electronic version:** bjed.tu-sofia.bg.

The journal is indexed in Index Copernicus: www.indexcopernicus.com

СЪДЪРЖАНИЕ

Dynamic analysis of a drive train of a wind turbine with fault caused by tooth cracking.....	5
M.Todorov	
Методика за оптимизация на автомобилна джанта с метода на крайните елементи – част II	11
П.Недялков	
Особенности концепции управления конструкторской подготовки производства электронных аппаратов.....	19
В.Смолий	
Динамично моделиране и симулационно изследване на пространствени принудени трептения на конусна инерционна трошка.....	31
С.Савов, П.Недялков	
Сравнителен анализ по товароносимост между зъбен и фрикционен предавателен механизъм	39
K.Стоичков, Я.Софронов	
Анализ на собствените честоти на коша на специализиран вагон за превозване на насипни товари серия Fails.....	45
C.Славчев	
Design and simulation of Op-AMP-RC sine wave oscillator.....	51
K.Humood, A.Saleh, W.Mohammed	
Study the effect of adding nanoparticles on the mechanical properties for coolant fluids.....	57
S.ALazzawi	
Fully homomorphic encryption testing and comparison to RSA.....	65
A.Voloktya, V.Thinh, S.Kurilo, V.Shyika, O.Redko, V.Rakovtsii	
Analysis of flux cored arc welding process parameters by hybrid Taguchi Approach.....	69
P.Sreeraj, T.Kannan, S.Maji	

DYNAMIC ANALYSIS OF A DRIVE TRAIN OF A WIND TURBINE WITH FAULT CAUSED BY TOOTH CRACKING

Michael TODOROV

Department of Aeronautics, Technical University of Sofia, Bulgaria
e-mail: michael.todorov@tu-sofia.bg

Abstract: Planetary gear systems are widely used in wind power systems because of the advantages of compact design, large carrying capacity, and high transmission efficiency. Despite these advantages, the several conditions under which such gears are typically used may lead to failure. Tooth cracking is frequently encountered failure mode. The damage of teeth (tooth crack) is modeled for a wind turbine drive train. The drive train has got a three-stage gearbox that contains two high-speed parallel gear stages and a low-speed planetary gear stage. The proposed dynamic model of a wind turbine also includes a rotor and an electric generator. The model consists of 10 bodies and has got 11 degrees of freedom. The aerodynamic and generator torques are applied as external loads. The influence of tooth crack on the gear mesh stiffness is scrutinized. Healthy drive train dynamic response and response of drive train containing tooth crack are compared.

Keywords: crack, gear mesh stiffness, drive train, wind turbine, dynamic analysis

1. INTRODUCTION

The wind energy application has been growing rapidly for the last few years. In the last ten years the global installed capacity of wind energy has increased 20 times. This trend is expected to continue in Europe. However, the increase of the wind turbine sizes leads to component failures and an increase of operation and maintenance costs and subsequently, the cost of energy. Therefore, there is a need for the industry to reduce the wind turbine downtime and to increase its reliability. An investigation of dynamic behavior of wind turbine can potentially help for detecting incipient failures early, thereby reducing the reasons for catastrophic failures.

Figures 1 and 2 illustrate the failure statistics published by Wissenschaftliches Mess- und Evaluierungs- programm (WMEP) database from 1993 to 2006 [22, 23, 36].

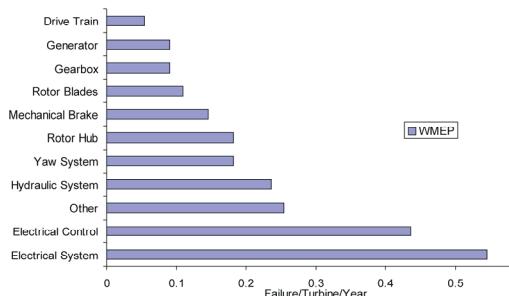


fig. 1 Reliability of turbine subsystems [22]

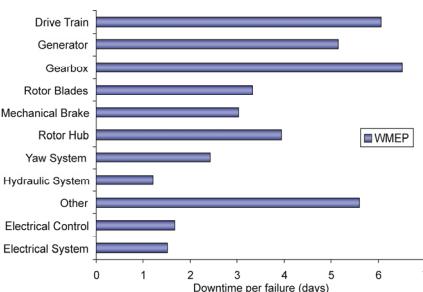


fig. 2 Downtime of turbine subsystems [22]

Figure 3 illustrates the gearbox damage distribution published by NREL database [22, 23, 36].

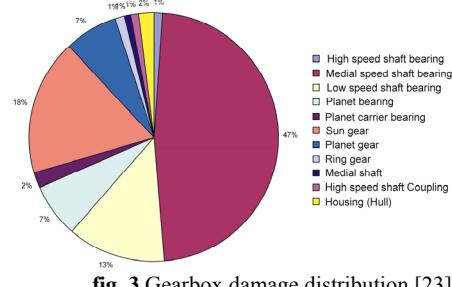


fig. 3 Gearbox damage distribution [23]

From the figures it can be seen that the electrical systems had highest failure rate, but the gearboxes caused longest downtime per failure. The gearbox damage distributions show that both bearing and gear faults are concentrated in the parallel section.

Design calculations for a wind turbine are based on simulation of mechanical loads on the turbine components caused by external forces. The external forces are the wind, the electricity grid and sea waves for offshore applications.

The multi-body simulation techniques are used to analyse the loads on internal components of drive trains. All drive train components are treated as rigid bodies. The linkages in the multi-body model, representing the bearing and tooth flexibilities, are modelled with a springs acting in the plane of action [7, 9, 12, 13, 24-26].

It is also used a flexible model in which the drive train components are modelled as finite element models instead of rigid bodies. This model adds a possibility of calculating stress and deformation in the drive train components at the same time. Any addition to the model leads to additional information about dynamics of the drive train but makes the modelling and the simulation more complicated [1, 11, 18].

The modern wind turbines have a planetary gearbox. Studies on the vibrations in a planetary gear system have been done in [1, 3, 5, 15, 16]. The tooth meshes are modelled as a linear spring with stiffness that is a time function. For this reason the vibration equations of a planetary gear system are differential equations with periodic coefficients, [15, 16, 28].

The applications of these modelling techniques on different drive trains of wind turbines are presented in [1, 9-12, 18-21, 24-26]. References [29, 30] present the numerical investigations for the given wind turbine in this paper, where the meshes stiffness are modelled as constant springs. In this case the differential equations, which describe the torsional vibrations of the wind turbine, have constant coefficients. In [31, 32, 34], a dynamic model of wind turbine is proposed, where the mesh stiffness is modelled as a time function, and the aerodynamic and electromagnetic torques are constants. In Ref. [33], the same dynamical model is proposed, but the aerodynamic and electromagnetic torques are modelled as time functions.

References [2, 4, 28, 35, 37, 38] present the effects of tooth damages and the wearing on the gear dynamics. Typical gear failures are: broken tooth, cracked tooth, worn tooth, pitting, spalling and chipping. Several approaches are proposed in these ref-

erences to understand the influence of local damages on the dynamic behaviour of gearbox.

2. DYNAMIC MODEL OF WIND TURBINE

The wind turbine consists of a rotor, a drive train and a generator (Fig.4).

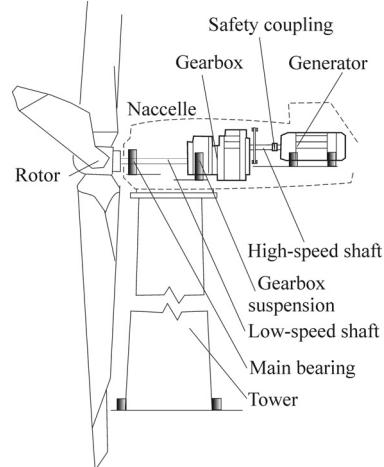


fig.4 Schematic sketch of wind turbine

The drive train has a gearbox with three stages. The gear stages include two high-speed parallel gear stages and a low-speed planetary gear stage (three identical planets with spur teeth, sun and fixed ring wheel) (Fig.5).

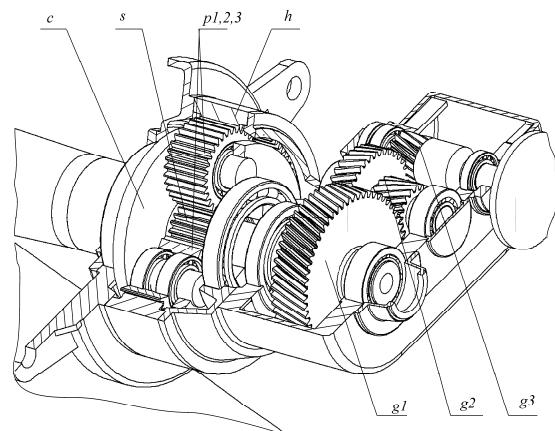


fig. 5 Sketch of gearbox: h-hull, c-carrier, p1,2,3-planets, s-sun, g1,2,3-gears

The dynamic multi-body model is shown in Fig.6. It consists of a rotor with 3 rigid blades, a low-speed elastic shaft, a gearbox with 3 gear stages, a high-speed elastic shaft and a generator rotor. Thus, the model consists of 10 bodies and 11 DOF's.

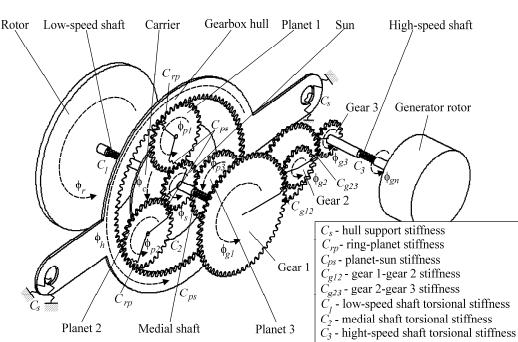


Fig. 6 Dynamical model of wind turbine

The differential equations, describing the torsional vibrations of the wind turbine, are

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + [\mathbf{C} - \omega^2\mathbf{C}_\omega]\mathbf{q} = \mathbf{T}$$

where \mathbf{q} is the degrees of freedom vector

$\mathbf{q} = [\phi_h \ \phi_c \ \phi_r \ \phi_{p1} \ \phi_{p2} \ \phi_{p3} \ \phi_s \ \phi_{g1} \ \phi_{g2} \ \phi_{g3} \ \phi_{gn}]^T$ and \mathbf{M} is the inertia matrix, \mathbf{C} is the stiffness matrix, and \mathbf{C}_ω is the centripetal stiffness matrix. The angles ϕ_i ($i=h,c,r,p1,p2,p3,s,g1,g2,g3,gn$) are the rotational angles of the ring (gearbox hull), carrier, rotor (hub), planet 1, planet 2, planet 3, sun, gear 1, gear 2, gear 3 and the generator rotor (Fig. 6). The vector of the external forces, \mathbf{T} , caused by the wind and the electricity grid, is

The non-zero numbers of inertia matrix \mathbf{M} , stiffness matrix \mathbf{C} , and \mathbf{C}_m can be seen in [31, 32].

Gear Mesh Stiffness

- #### • Healthy (perfect) gears

The gear contact forces between wheels are modelled by linear spring acting in the plane of action along the contact line (normal to the tooth surface), [3-5, 15, 16]. The stiffness gear is defined as a normal distributed tooth force in a normal plane causing the deformation of one or more engaging tooth pairs, over a distance of $1 \mu\text{m}$, normal to an involute profile in a normal plane, [6]. This deformation is a result from the bending of the teeth in contact between the

two gear wheels, the first of which is fixed and the other is loaded. The stiffness varies in the time and can be expressed in a time Fourier series form, [14, 15]. Each mesh stiffness is presented by

$$C_{g_i}(t) = C_{g_i} + C_{g_{i_v}}(t)$$

where C_{g_i} and $C_{g_i v}$ are mean and time-varying components of the stiffness. The variation part is periodic with frequency $\Omega_i = z_i \omega_i$ (z_i is the number of teeth on the gears, ω_i is mean angular velocity of the gear shafts) and it is expressed in Fourier series as

$$C_{g_{i_v}} = 2C_{g_{v_s}} \sum_{s=1}^{\infty} (a_s \sin s\Omega_i t + b_s \cos s\Omega_i t)$$

where

$$b_s = -\frac{2}{s\pi} \cos[s\pi(\varepsilon - 2p)] \sin(s\pi\varepsilon)$$

Without loss of generality, it can be accepted that $p=0$ (p is the phasing between planets) [15]. In practice, three or four Fourier terms reasonably approximate the stiffness variation.

The rectangular waves are often used to approximate the mesh stiffness between 2 pairs of teeth in contact [3, 5, 16]. In this study, the $C_{g_{i_v}}$ are specified as rectangular waves with variational amplitudes and periods.

The rotating frequency of the carrier, sun, planets, and mesh frequency for the planetary gear stage can be calculated by

$$\begin{aligned}\Omega_c &= \omega_c / 2\pi \\ \Omega_s &= \omega_c(z_s + z_r) / z_s \\ \Omega_p &= (\omega_s z_s - \omega_c(z_s + z_p)) / z_p \\ \Omega_{mesh} &= \Omega_c z_r\end{aligned}$$

- **Tooth Crack Defect Modelling**

It has been established [4] that gear tooth failure will induce amplitude and phase changes in vibration, which in turn can be represented by magnitude and phase changes in gear mesh stiffness. The tooth-crack-induced variations of mesh stiffness used for this simulation is shown in Fig.7.

An amplitude modulation of the gear mesh signal is excepted from this crack-induced change. The new

mesh signal, resulting from crack defect modelling can be expressed by

$$C_{g_i_d}(t) = C_{g_i}(t)d(t)$$

where $d(t)$ is the modulating function.

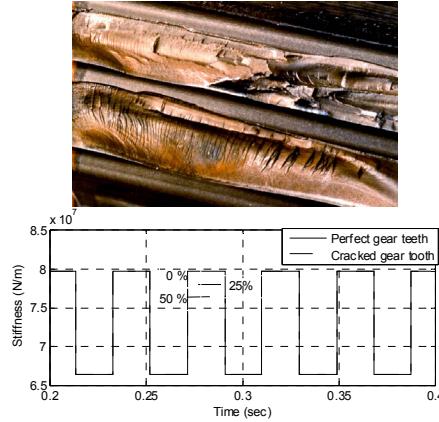


fig.7 Photo of tooth cracking and effect on mesh stiffness

As a result of this amplitude modulation, an exciting force is appeared, and the frequency content of the response is also affected [4, 5].

Assuming a localized tooth crack on only one sun tooth, the defect frequency is written as

$$\Omega_d = 3(\Omega_s - \Omega_c)$$

3. RESULTS

All calculations are accomplished by using the codes of MATLAB.

The drive train data can be seen in [30, 31]. It is assumed that the aerodynamic torque and electromagnetic torque are $T_{aero} = -T_{gen} = 15000$ Nm. The rotor is turned with angular velocity $\omega = 18$ tr/min. It is also assumed that there is a cracked tooth of the sun of the planetary gear stage. The rates of degradation of stiffness are 25% and 50% respectively. Figure 8 presents the time series of torsional vibrations of the wind drive train hull. The vibration signal of the gearbox hull can be easily measured, and thus to be made some conclusions about the state of the gearbox.

In Fig. 8b and c, the influence of cracked tooth of the sun of the planetary gear stage on the vibration signals is shown for the both degradation values. It is seen that the greater is the degradation of the stiff-

ness, the obvious periodical impulses caused by the cracked tooth are appeared. This carries diagnostic information that is important for extracting features of tooth defects.

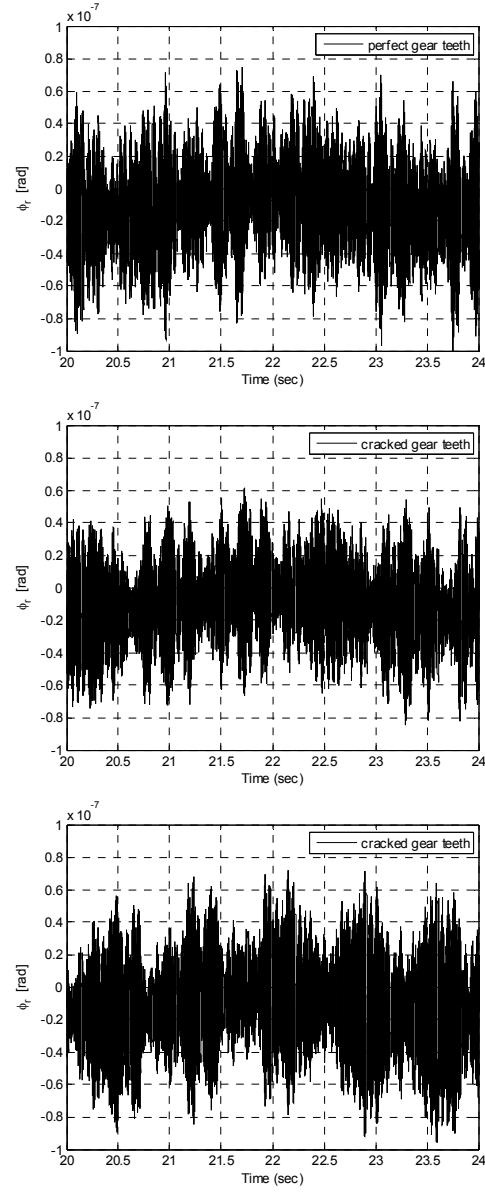


fig. 8 Hull torsional vibration. From top: healthy case; sun cracked tooth with degradation of stiffness are 25% and 50% respectively

4. CONCLUSION

In this paper, a detailed multi-body model of the wind turbine with a complex drive train was developed to examining the gearbox dynamics in the presence of defect such tooth cracking. This defect was modelled by an amplitude fall of the sun-planet gear mesh stiffness. The time series of rotation angle of the drive train hull was presented. The teeth crack effect on the gear mesh stiffness leads to an increase of impulses corresponding to the mesh of defected tooth. This information is very useful in a condition-monitoring system and can detect defect during early stage of failure in wind turbine gearbox.

References

1. Ambarisha V., Parker R., Nonlinear Dynamics of Planetary Gears Using Analytical and Finite Element Models, J. Sound and Vibration, 302, 2007, pp.577-595.
2. Fakhfakh T., Chaari F., Haddar M., Numerical and Experimental Analysis of a Gear System with Teeth Defects, Int. J. Adv. Technol., 25, pp.542-550, 2005
3. Chaari F., Fakhfakh T., Haddar M., Dynamic Analysis of a Planetary Gear Failure Caused by Tooth Pitting and Cracking, J. of Failure Analysis and Prevention, V.6 (2), pp.73-78, 2006.
4. Chaari F., Baccar W., Abbes M. S., Haddar M., Effect of Spalling or Tooth Breakage on Garmesh Stiffness and Dynamic Response of a One-Stage Spur Gear Transmission, European Journal of Mechanics A/Solids, 27, pp.691-705, 2008.
5. Chaari F., Zimroz R., Bartelmus W., Fakhfakh T., Haddar M., Modeling of Planetary Gearbox for Fault Detection, The 8th International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies, 20–22 June 2011, Cardiff, United Kingdom.
6. Deutsches Institut für Normung, Calculation of Load Capacity of Cylindrical Gears, DIN 3990, 1987.
7. Dresig H., Schreiber U., Vibration Analysis for Planetary Gears. Modeling and Multibody Simulation, Proceedings of ICMEM2005, October 26-28, 2005, China.
8. Gui Y., Han Q.K., Li Z., Chu F.L., Detection and Localization of Tooth Breakage Fault on Wind Turbine Planetary Gear System Considering Gear Manufacturing Errors, Hindawi J. Shock and Vibration, ID 692347, 13 pages, 2014.
9. Gold P. et al., Simulation of The Three-Dimensional Vibration Behavior of a Wind Energy Plant, SIMPACK Users Meeting 2004, Wartburg-Eisenach, 09-10.11.2004.
10. Heege A., Computation of Dynamic Loads in Wind Turbine Power Trains – DEWI Magazin, Nr.23, August 2003.
11. Heege A., Bertran J., Radovic Y., Fatigue Load Computation of Wind Turbine Gearboxes by Coupled Finite Element, Multi-Body System and Aerodynamic Analysis, Wind Energy, John Wiley & Sons, 2007.
12. Helsen J., Heirman G., Vandepitte D., Desmet W., The Influence of Flexibility within Multibody Modeling of Multi-Megawatt Wind Turbine Gearboxes, Proc. ISMA 2008 International Conference on Noise and Vibration Engineering, September 15-17, 2008, Leuven, Belgium, pp. 2045-2071.
13. Kahraman A., Effect of Axial Vibrations on the Dynamics of a Helical Gear Pair, J. Vibration and Acoustics, 115, pp.33-39, 1993.
14. Lin J., Parker R., Mesh Stiffness Variation Instabilities in Two-Stage Gear Systems, Transaction of ASME, vol.124, January 2002, pp.68-76.
15. Lin J., Parker R., Planetary Gear Parametric Instability Caused by Mesh Stiffness Variation, J. Sound and Vibrations, 249, pp.129-145, 2002.
16. Litak G., Friswell M., Dynamics of a Gear System with Faults in Meshing Stiffness, J. Nonlinear Dynamics, 41, pp. 415-421, 2005.
17. Parker R., Lin J., Modeling, Modal Proprties, and Mesh Stffness Variation Instabilities of Planetary Gears, NASA/CR-2001-210939, May 2001.
18. Peeters J., Vandepitte D., Sas P., Lammens S., Comparison of Analysis Techniques for The Dynamic Behavior of An Integrated Drive Train in A Wind Turbine, Proc. of ISMA, vol.III, pp.1397-1405, 2002.
19. Peeters J., Vandepitte D., Sas P., Analysis of Internal Train Dynamics in a Wind Turbine, Wind Energy, vol.9, pp.141-161, 2006.
20. Peeters J., Vandepitte D., Sas P., Flexible Multibody Model of A Three-Stage Planetary Gearbox in A Wind Turbine, Proc. ISMA, pp.3923-3941, 2004.
21. Peeters J., Simulation of Dynamic Drive Train Loads in a Wind Turbine, Katholieke Universiteit Leuven, Juni 2006.
22. Sheng S., Yang W., Wind Turbine Drivetrain Condition Monitoring - An Overview, ASME Turbo Expo 2013, NREL/PR-5000-58774, June 5, 2013.
23. Sheng S., Report on Wind Turbine Subsystem Reliability — A Survey of Various Databases, NREL/PR-5000-59111, June 5, 2013.
24. Shlecht B., Shulze T., Simulation of Drive trains in Wind Turbine with SIMPACK, SIMPACK Users Meeting 2003, Freiburg im Breisgau, 08-09.04.2003.

25. **Shlecht B., Shulze T., Hähnel T.**, Multi-body-System-Simulation of Wind Turbines for Determination of Additional Dynamic Loads, SIMPACK Users Meeting 2004, Wartburg-Eisenach, 09-10.11.2004.
26. **Shlecht B., Shulze T., Rosenlocher T.**, Simulation of Heavy Drive Trains with Multimegawatt Transmission Power in SimPACK, SIMPACK Users Meeting 2006, Kurhaus in Baden-Baden, 21-22.03.2006.
27. **Tian Z., Zuo M.J., Wu S.**, Crack Propagation Assessment for Spur Gear Using Model-Based Analysis and Simulation, J. Intelligent Manufacturing, 23, pp.239-253, 2012.
28. **Theodossiades S., Natsiavas S.**, Periodic and Chaotic Dynamics of Motor-Driven Gear-Pair Systems with Backlash, J. Chaos, Solutions and Fractals, 12 (2001), pp.2427-2440.
29. **Todorov M., Vukov G., Dobrev I.**, A Dynamic Multibody Model for Determination of the Torsional Vibration of the Wind Turbine, J. Machine Mechanics, v.2, pp.32-35, 2007.
30. **Todorov M., Dobrev I., Massouh F.**, Analysis of Torsional Oscillation of the Drive Train in Horizontal Axis Wind Turbine, Electromotion-2009, EPE Chapter Electric Drives, 2-3 July 2009, Lille, France, pp.1-7.
31. **Todorov M., Vukov G.**, Parametric Torsional Vibrations of a Drive Train in Horizontal Axis Wind Turbine, Proc. of CFSER-2010, Damas, 24-28 Octobre 2010.
32. **Todorov M., G. Vukov**, Modal Properties of Drive Train in Horizontal Axis Wind Turbine, Journal: Romanian Review Precision Mechanics, Optics & Mechatronics, vol.40, pp.267-275, 2011.
33. **Todorov M., G. Vukov**, Investigation of The Parametric Torsional Vibration of A Drive Train in Horizontal Axis Wind Turbine, Proc. 4th International Scientific Conference – Woodworking Technique, September 7-10. 2011, Prague, Czech Republic, pp.328-336, 2011.
34. **Todorov M., Vukov G., Genov J.**, Parametric Torsional Vibration of A Drive Train of A Wind Turbine with Faults in Meshing Stiffness, Sixième édition du Colloque Francophonie sur L'Energie-Enviroment- Economie et thermodynamique COFRET 2012, pp.360-365.
35. **Walha L., Fakhfakh T., Haddar M.**, Nonlinear Dynamics of A Two-Stage Gear System with Mesh Stiffness Fluctuation, Bearing Flexibility and Backlash, J. Mechanism and Machine Theory", 44, pp.1058-1069, 2009.
36. Wind Stats Newsletter, 2003–2009, Vol. 16, No. 1 to Vol. 22, No. 4, Haymarket Business Media, London, UK.
37. **Wojnarowski, Onishchenko V.**, Tooth Wear Effects on Spur Gear Dynamics, J. Mechanism and Machine Theory, 38, pp.161-178, 2003.
38. **Wu S., Zuo M.J., Parey A.**, Simulation of Spur Gear Dynamics and Estimation of Fault Growth, J. Sound and Vibrations, 317, pp.608-624, 2008.

МЕТОДИКА ЗА ОПТИМИЗАЦИЯ НА АВТОМОБИЛНА ДЖАНТА С МЕТОДА НА КРАЙНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ - ЧАСТ II

Петко НЕДЯЛКОВ

катедра „Машинни елементи и неметални конструкции”, Машиностроителен факултет,
Технически Университет – София, България
e-mail: nedpetko@tu-sofia.bg

Резюме: В работата е описана методика за изследване и оптимизиране на параметри на автомобилна джанта чрез числен експеримент и синтезиране на математичен модел. Математичният модел е създаден на базата на резултатите от симулационен модел и числен експеримент с този модел. Симулационният модел е създаден в MKE (CAE/FEM) софтуерно приложение и моделира изменението на конструктивни параметри на изделието - автомобилна джанта, избрани като управляващи фактори за оптимизационната задача. Численият експеримент е избран като непълно факторен експеримент поради съществуващите конструктивни ограничения и големият брой опити отговарящи на конструктивните варианти. Математичният модел е целево насочен за търсене на оптимални масово - инерционни показатели на изделието, при зададени условия за якостно - деформационните и модалните характеристики на изделието. Определени са факторните и функционалните ограничения и съответно спрямо тях са определени ограничителните области и областите на съществуване на изделието. На базата на числения експеримент и математичният модел е дефинирана оптимална конфигурация от конструктивните критерии, като оптималната конфигурация е развита допълнително и физически изпълнена. Оптимизираната автомобилна джанта е използвана в състезание за енергийна ефективност на автомобили Shell ECO Marathon Europe в спечелилия две втори места отбор на Технически Университет - София.

Ключови думи: математическо моделиране, метод на крайните елементи, методика за конструктивна оптимизация

1. УВОД

В предишна разработка [1] описано създаването на симулационния модел и крайните четири конструктивни варианта на избраното изделие - автомобилната джанта за което се търси оптимален вариант в посока на минимизиране на масово - инерционните му показатели при запазване на определени нива на якостно - деформационните такива. В тази задача са комбинирани няколко конструктивни конфигурационни параметри, които са избрани като управляващи фактори на математичното моделиране за, които са валидни, както конструктивни области на ограничение, така и конструктивни области на съществуване. Материалът изграждащ изделието със своите характеристики оказва съществено влияние върху показателите му, като за целите на настоящото изследване което е фокусирано върху конструктивна оптимизация, този фактор е фиксиран като постоянен, т.е. материалът изграждащ изделието няма да бъде изменян.

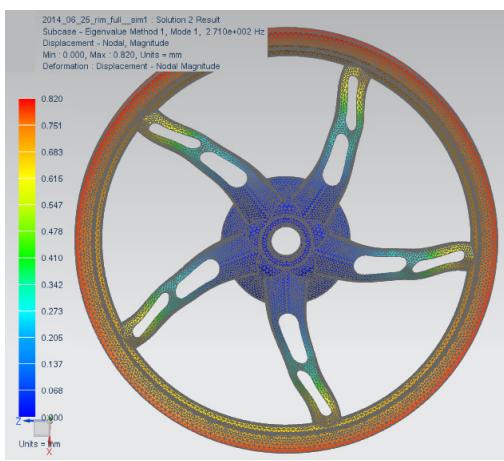
Масата и инерционните показатели са интегрални характеристики определени от коли-

чество на материала използван в изделието, които са функционално зависими една от друга. Якостно - деформационните показатели също са интегрални характеристики на изделието и също са зависими от количеството на материала изграждащ изделието, като се очаква да съществува функционална зависимост между маса и якостно - деформационни показатели, но в тази зависимост не може да бъде разкрита в аналитичен или теоретичен аспект поради сложната конфигурация и сложното натоварване на изделието [1]. Поради тези причини е използван симулационен модел за изследване на якостно - деформационните показатели на изделието, чиито резултати са анализирани и използвани за създаване на математически оптимизационен модел.

Симулационният модел е използван за анализ на показателите на изделието при максимални стойности на натоварванията. Като по този начин се сравняват стойностите на показателите за максимално работно напрежение за фиксирано силово и моментово въздействие.

Взаимовръзките и зависимостите формирани математичен модел, между целева функция (по-

казатели) и фактори (конфигурационни параметри), в първо приближение се очаква да бъдат линейни, поради естеството на разглежданото изделие - механично изделие, от което се отнемат области и сектори. Фиг. 1 представя първа мода на олекотеното изделие получена при модалния анализ с Метода на крайните елементи, референции към резултатите от структурното изследване служещо за основа на оптимизационната методика [1].



Фиг. 1 Джанта с олекотявания – модален анализ

Разгledаните съвременни методи за конструктивна оптимизация [4,5,6,7] използват различни хибридни методи за съставяне на математични методи или математизиране на алгоритмите за структурна и конструктивна отимизация, което кореспондира с представения в настоящата разработка авторски алгоритъм. Бъдещото развитието на разгледаната методика изисква прехвърлянето на алгоритъма и методиката върху различни изделия и сравняване на резултатите.

2. ЦЕЛ И УПРАВЛЯВАЩИ ФАКТОРИ

Целта на изследването е минимизиране на масово - инерционните показатели на автомобилна джанта при запазване на определени нива на якостно - деформационните такива.

$$\min(m); \min(J); \min(m; J) \quad (1)$$

Тъй зависимостта между масата и инерционният момент и конструктивно - конфигурационните параметри не е разкрита, то за изпълнение на посочената цел е необходимо да се разкрие тази зависимост, т.е. първа задача е разкриването и синтезирането на математичен модел между маса " m , kg", инерционен момент " J , kg·m²", коравина " c , N/m" и конфигурационни параметри:

$$m = m(X_i); \quad J = J(X_i) \quad (2)$$

Управляващите фактори за настоящото изследване могат да бъдат изброени както следва:

- материал за изработка на изделието - тъй като настоящата задача е ориентирана към олекотяване на съществуващо изделие при което не може да се променя материала изграждащ изделието, този фактор се приема за постоянен;

- схема на натоварване - тъй като изделието е сложно натоварено и изпитването се провежда за най - тежкия случай на натоварване с комбиниране на максималните стойности на натоварващите сили, моменти и налягания, този фактор (комбинация от фактори) е приет за постоянно и изпитването е проведено при една и съща схема на натоварване [1];

Схемата на разполагане на олекотявящите разрези и профилите на изрязване (конструктивни - конфигурационни параметри) са разгледани в предишна разработка [1], като в нея са показани ефектите от комбинирането им. В настоящата разработка тези фактори са отделени и са разгледани резултатите както за отделното им въздействие върху целевите функции, така и кумулативното им такова. За постигане на целите на настоящата разработка тези фактори са разделени както следва:

- олекотяващ отвор върху спицата на джантата - единичен отвор с размери:

$$\text{Ø}12 \times \text{Ø}19 \times L 87.8, \text{ mm},$$

като ефекта от отнемането на материала върху петте спици е намаляване на масата на джантата с 92 g, а инерционния момент с $1365 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 (X_1)$;

- олекотяващ отвор върху спицата на джантата - единичен отвор с размери:

$$\text{Ø}16 \times \text{Ø}19 \times L 30.5, \text{ mm}, \text{ разположен в близост до главината, като ефекта от отнемането на материала върху петте спици е намаляване на}$$

масата на джантата с 55 g, а инерционния момент с $535.7 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 (X_2)$;

➤ олекотяващ отвор върху спицата на джантата - единичен отвор с размери:

$\varnothing 12 \times \varnothing 14 \times L 28.1, \text{ mm}$, разположен до външния ринг, като ефекта от отнемането на материала върху петте спици е намаляване на масата на джантата с 22 g, а инерционния момент с $563.3 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 (X_3)$;

➤ отнемане на ребра от главината, в главината има шест ребра, от които за закрепване на фланците на спирачните дискове са необходими три, а останалите три могат да бъдат отнети чрез стружкоотнемане (X_4);

➤ отнемане на материал от външните стени на външния ринг на джантата (X_5);

➤ отнемане на материал от дъното на външния ринг на джантата (X_6);

Профилите за отнемане на материал и ограничителните размери са разгледани в [1], като за всички изрязвания важи условието да не се нарушава функционалността и физическата цялост на джантата и да се запази функционалност на обработката.

Факторното изменение на гореизброените параметри е определено на две дискретни нива - изрязване на отвор или канал и липсата му. В този аспект факторите са дефинирани в табл. 1 с (X_i) на две нива - нула и едно [0,1].

3. ОГРАНИЧИТЕЛНИ УСЛОВИЯ

Ограничителните условия за олекотяването на джантата произтичат от няколко критерия, като следва:

✓ функционални ограничения - това са изисквания за запазване на функционалността на изделието. В случая всички профили за изрязване и отнемане на материал са съобразени с това изискване. Математически изразено тези ограничения не са дефинирани като факторни ограничения, а са заложени в дефинирането на самите фактори;

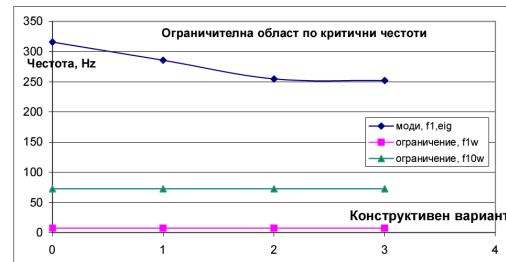
✓ технологични ограничения - заложени са в дефинирането на самите фактори и в позициите за обработване;

✓ якостно - деформационни и модални ограничения, разгледани са както следва:

3.1. Модални ограничения или несъвпадане между собствените честоти и принудените честоти при функционалното използване на джантата. Модалния анализ на джантата [1] е използван като отсяващ експеримент за конфигуриране на факторите и за отхвърляне на фактори, които не постигат желания ефект, като основният критерии в този случай е:

$$f_{i,eig} \gg f_w, \text{ Hz} \quad (3)$$

Модалният анализ е предпочетен за отсяващ експеримент заради по-лесната и бърза конфигурация. Основен недостатък на модалния анализ са ограниченията на единствения критерий за оценка - собствените честоти.



Фиг. 2 Ограничение (отдолу) по критични честоти - модален анализ

Резултатите от проведенния модален анализ, на крайните конструктивни варианти е показан на фиг. 2. (Вар. №1,2,3 от [1])

Работните моди на крайните конструктивни варианти са разположени над критичната зона. Фиг. 2 ясно показва десетки пъти преосигуряване по критична област от първа до десета критична честота. При такава разлика ограничението от критичните области е трудно да бъде използвано като обективен и адекватен оптимизационен критерий.

3.2. Деформационни ограничения или осигуряване на изделието по деформационни показатели. При функционирането на джантата

няма строги деформационни изисквания, което изисква въвеждане на косвени такива.

Един от косвените критерии е запазване на геометрията на управлението и окачването с цел запазване на минимално съпротивление при заливане и максимална управляемост на автомобила. За този критерий е пресметнато за съществуващата геометрия на автомобила странични измествания по-големи от 0.2 mm в точките на окачване на колелетата влияят негативно на посочените два показателя. Това условие може да бъде дефинирано като:

$$\min(\delta_{\max}) \cap \delta_{\max} < \delta_{\max \text{ all}} \quad (4)$$

Втори косвен критерий за оценка на деформационните ограничения е коравината "c, N/m" на изследвания детайл, като тук е възприета идеологията за изследване с едно и също натоварване - близко до максималното работно натоварване. За разлика от деформационния критерий, при този критерий може да се търси чист максимум, без да се определя допустима стойност, поради факта, че деформациите са в знаменател:

$$c = \frac{F_Z}{\delta_Z}, \quad \frac{kN}{m} \quad (5)$$

и тогава критерият е:

$$\max(c) \quad (6)$$

3.3. Якостни ограничения или осигуряване на работоспособността на изделието по характеристики на използвания материал.

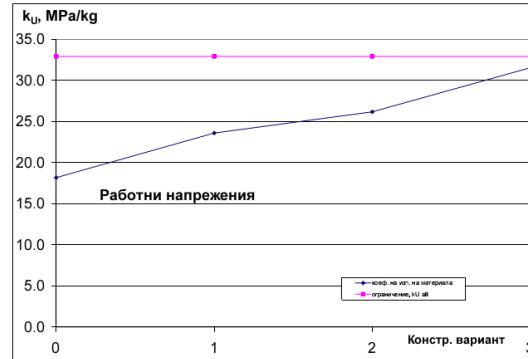
Използвани са два обективни якостни показателя - оценка на максималните напрежения " σ_{\max} , MPa" изчислени по Von Misses критерии (4-та якостна теория) и пресмятане на коефициент на сигурност "v" по допустими напрежения, като за граница на коефициента на сигурност е избрана стойността от $v_{\min} = 1.3$, при която конструктивните варианти се отхвърлят като неработоспособни.

При този критерий условието за оптималност може да бъде определено като търсene на максимални напрежения, но по - ниски от допустимите или:

$$\max(\sigma_{\max}) \cap \sigma_{\max} < \sigma_{\text{all}} \quad (7)$$

В [1] е въведен и още един критерий - коефициент на използваемост на материала " k_U , MPa/kg" който е определен като отношение на максималните напрежения върху масата на изделието, който може да се определи чрез:

$$\max(k_u) \cap k_u < k_{u \text{ all}} \quad (8)$$



Фиг.3 Коефициент на използване на материала като ограничителна функция

Фиг. 2 показва графиката на движението на коефициента на използване на материала при различните конструктивни варианти изчислени в [1].

4. РЕЗУЛТАТИ И ВЗАИМОВРЪЗКИ МЕЖДУ ФАКТОРИ И ЦЕЛЕВИ ФУНКЦИИ

В резултат на така формирани фактори и ограничаващи изисквания са проведени група изследвания резултатите от които са показани в [1] и в табл. 1.

Относителните параметри в последните две колони на табл. 1 са изчислени по следните формули:

$$m' = \frac{m_i}{m_1} \quad (8)$$

където индексът "i" показва номера на реда от табл. 1:

$$J' = \frac{J_i}{J_1} \quad (9)$$

Таблица 1. Фактори и резултати от изследването.

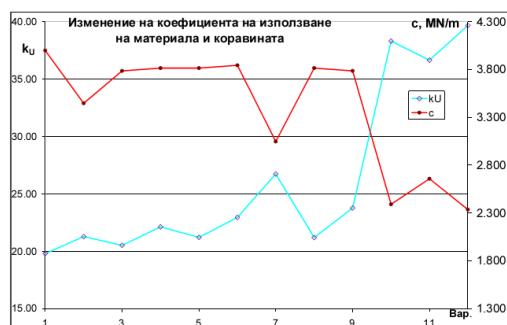
						m	J	J'	δ_{max}	σ_{max}	c	v	k_U	m'	J'
X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	X ₆	kg	kg.mm ²	kg.m ²	mm	MPa	MN/m	-	MPa/kg	-	-
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	14	15	16	19	20
1	0	0	0	0	0	3.327	80875.6	0.0809	0.142	65.90	4.000	2.134	19.81	1.000	1.000
2	1	0	0	0	0	3.235	79510.1	0.0795	0.152	68.87	3.448	2.042	21.29	0.972	0.983
3	0	1	0	0	0	3.272	80339.9	0.0803	0.145	67.16	3.788	2.094	20.52	0.984	0.993
4	0	0	1	0	0	3.305	80312.3	0.0803	0.143	73.16	3.817	1.922	22.13	0.993	0.993
5	0	0	0	1	0	3.155	80465.4	0.0805	0.151	66.94	3.817	2.101	21.22	0.948	0.995
6	0	0	0	0	1	3.146	73394.1	0.0734	0.146	72.23	3.846	1.947	22.96	0.946	0.907
7	0	0	0	0	0	2.865	62831.2	0.0628	0.210	76.61	3.049	1.836	26.74	0.861	0.777
8	0	1	1	0	0	3.253	79778.1	0.0798	0.163	68.98	3.817	2.039	21.21	0.978	0.986
9	0	0	0	1	1	2.974	72983.8	0.0730	0.149	70.71	3.788	1.989	23.78	0.894	0.902
10	1	0	0	1	1	2.419	53573.9	0.0536	0.251	92.71	2.392	1.517	38.33	0.727	0.662
11	0	1	1	1	1	2.435	53848.6	0.0538	0.237	89.25	2.660	1.576	36.66	0.732	0.666
12	0	1	1	1	1	2.378	51935.3	0.0519	0.260	94.37	2.336	1.490	39.68	0.715	0.642
13	min					2.378	51935.3	0.0519	0.142	65.900	2336.4	1.490	19.806	0.715	0.642
14	max					3.327	80875.6	0.0809	0.260	94.370	4000.0	2.134	39.683	1.000	1.000
15	average					2.980	70820.7	0.0708	0.179	75.574	3396.5	1.890	26.194	0.896	0.876
16	stdev					0.369	11862.3	0.0119	0.046	10.458	618.0	0.235	7.499	0.111	0.147

Съответно m_1, J_1 са показателите на оригиналното изделие.



Фиг.4 Изменение на показателите " m', J' " в зависимост от конструктивните варианти. (Абсцисата на графиката отговаря на номера на реда от табл. 1)

Както се вижда от фиг. 4 и фиг. 5, а също и от табл. 1 очакваните връзки между вариантите и неговите показатели са налице, но е налице и разминаване - например между маса и инерционен момент. Също така графиките на два от интегралните критерии - коефициента на използване на материала и коравината са практически огледални.



Фиг.5 Изменение на показателите " k_U, c " в зависимост от конструктивните варианти.

При изследване на подобни функции чисто графично или по таблична стойност, то биха се отчели само минималните или максималните стойности - например за редове от №1 до №11 максимални напрежения има в ред №10, а следващия го ред има по-ниски показатели - фиг. 6. При такава постановка, биха се отчели оптимални показатели за вариант №10 без да се подхodi към по-нататъшно изследване. Като вариант 10 е съчетание между олекотяването на спицата с един дълъг отвор (Вар. №2 от [1]) с останалите варианти.

анти. А вариант 11 е олекотяване с два отвора по дължина на спицата (Var. №3 от [1]).



Фиг.6 Изменение на показателите "δ_{max}, σ_{max}" в зависимост от конструктивните варианти.

От конструктивна гледна точка варианта с два отвора (№11 табл. 1) би имал по-добри показатели, поради което изследването се насочи на тях, като се търси конструктивна оптимизация на изделието. За да се обоснове математически подобен подход е необходимо да се дефинира оптимизационна изследователска функция или обобщена функция.

Въз основа на разгледаните характеристики в настоящата разработка е възприето оценката на изделието да се извърши по три параметра - инерционен момент, максимални напрежения и коравина, като оптимизационната задача може да бъде описана като:

$$\begin{cases} \min(J) \\ \max(\sigma_{\max}) \\ \max(c) \end{cases} \quad (9)$$

5. ОБОБЩЕНИ ИЗСЛЕДОВАТЕЛСКИ ФУНКЦИИ И ОПТИМИЗАЦИЯ

Поради посочените по горе противоречия и несъвместимост на изследователските функции, а също така заради ограничната област която се изследва, не е възможно да се приеме една от функциите за основна и оптимизационната задача да се разгледа във вида:

$$\min(J) \cap \max(\sigma_{\max}) \cap \max(c) \quad (10)$$

Търсенето на оптимална комбинация от фактори при тази постановка може да протече по няколко начина, като в случая е избрано търсенето на оптимум чрез обобщена изследователска функция (обобщена функция на полезност според [2])

За да се реши подобна задача е необходимо избраните целеви функции – „J; σ_{max}; c“ да бъдат нормирани чрез:

$$\eta_J = k_J \cdot \frac{J_i - J_{\max}}{J_{\max} - J_{\min}} \quad (11)$$

където коефициента $k_i = -1; 1$ задава знак на полезност на нормираната функция "+" показва полезност на повишаването на стойността на функцията, а "-" показва намаляване на полезността с повишаване на стойността на функцията;

$$\eta_{\sigma} = k_{\sigma} \cdot \frac{\sigma_i - \sigma_{\min}}{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}} \quad (12)$$

$$\eta_c = k_c \cdot \frac{c_i - c_{\min}}{c_{\max} - c_{\min}} \quad (13)$$

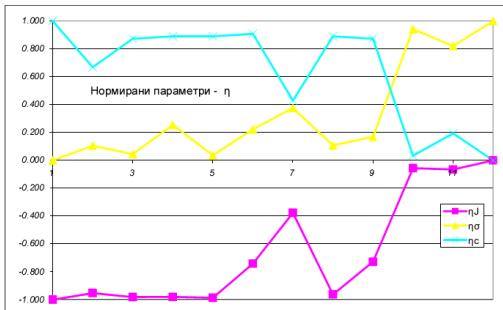
табл.2 Нормирани изследователски функции и обобщена целева функция

					k _i	-1	1	1		
X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	X ₆	η _J	η _σ	η _c	Φ	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1	0	0	0	0	0	-1.000	0.000	1.000	0.000	
2	1	0	0	0	0	-0.953	0.104	0.668	-0.060	
3	0	1	0	0	0	-0.981	0.044	0.872	-0.022	
4	0	0	1	0	0	-0.981	0.255	0.890	0.055	
5	0	0	0	1	0	-0.986	0.037	0.890	-0.020	
6	0	0	0	0	1	-0.741	0.222	0.908	0.129	
7	0	0	0	0	0	-0.376	0.376	0.428	0.143	
8	0	1	1	0	0	-0.962	0.108	0.890	0.012	
9	0	0	0	1	1	-0.727	0.169	0.872	0.105	
10	1	0	0	1	1	1	-0.057	0.942	0.034	0.306
11	0	1	1	1	1	1	-0.066	0.820	0.194	0.316
12	0	1	1	1	1	1	0.000	1.000	0.000	0.333
13						min	-1.000	0.000	0.000	-0.060
14						max	0.000	1.000	1.000	0.333
15						average	-0.653	0.340	0.637	0.108
16						stdev	0.410	0.367	0.372	0.141
17						(max-min)/2	0.500	0.500	0.500	0.197
18						(max-min)	1	1	1	0.393

При така нормирани фактори е определена средноаритметична обобщена изследователска функция като:

$$\Phi = \frac{1}{3}(\eta_J + \eta_\sigma + \eta_c). \quad (14)$$

Стойностите на нормираните фактори и обобщената изследователска функция са дадени в табл. 2, като в долната част са посочени минимални, максимални, средни и др. стойности за разглежданата област. Стойностите на параметрите са показани графично на фиг. 7 и 8.



Фиг.7 Изменение на нормирани параметри " η_J , η_c , η_σ " в зависимост от конструктивните варианти

При така определените нормирани параметри и обобщена изследователска функция оптимизационната задача се свежда до търсене на максимум:

$$opt[\min(J) \cap \max(\sigma_{\max}) \cap \max(c)] \equiv \max(\Phi) \quad (15)$$

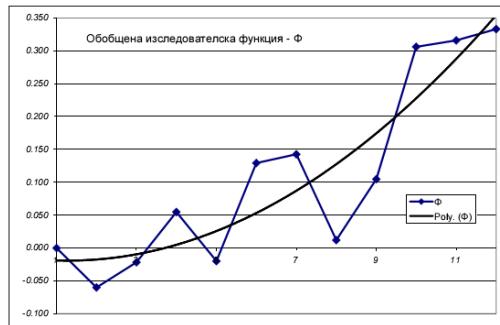
От табл. 2 и фиг. 7 може да се отчете оптимален вариант от ред №11, като този вариант е доразработен и е постигнат вариант от ред № 12 (Вар. №3 от [1]), като конструктивното разработване използва за основа вариант от ред №11 и със конструктивни средства без промяна на конфигурацията се достига до вариант от ред № 12 (поради което този ред е отбелян с жълт фон).

6. ИЗВОДИ

Резултатите от изследването показват, че оптималният вариант е варианта от ред №12 на табл. 1 и 2 и фиг. 7, което покрива субективната конструктивна обосновка описана в [1].

Предложената методика в [1] и точки 1 до 5 от настоящата разработка включва оригинален подход за използване на якостно - деформацио-

чен анализ с Метода на крайните елементи и статистически оптимизационни методи за достигане на оптимални показатели на разработвано конструктивно изделие.



Фиг.8 Изменение на обобщената изследователска функция " Φ " в зависимост от конструктивните варианти.

Разгледаната методика за оценка и подбор на фактори, критерии, параметри и функции за оптимизация е възможно да се прилага за конструктивна оптимизация на прости и сложни изделия.

Разгледаните резултати са валидни за изследвания интервал на изменение на факторите и описаните конструктивни ограничения при анализ на изделието без да се променя използваният материал и неговите характеристики.

Литература

1. Недялков П. Методика за оптимизация на автомобилна джанта с МКЕ, Българско списание за инженерно проектиране, ISSN 1313-7530, брой 22, месец Април, София, 2014г.
2. Стоянов С. К. Оптимизация на технологични процеси, И "Техника", София, 1993 г.
3. Божанов, Е., Вучков И. Статистически методи за моделиране и оптимизиране на многофакторни обекти, ДИ „Техника“, София, 1973 г.
4. Ahmed, F.; B. Bhattacharya; K. Deb Solid Geometry Based Topology Optimization Using Evolutionary Algorithm Proceedings of Seventh International Conference on Bio-Inspired Computing: Theories and Applications (BIC-TA 2012), Advances in Intelligent Systems and Computing Volume 201, 2013, pp 227-238, Springer India 2013.
5. Ahmed, F., K. Deb, B. Bhattacharya. Structural Topology Optimization using Multi-objective Genetic Algo-

- rithm with Constructive Solid Geometry Representation, Kanpur Genetic Algorithms Laboratory Reports, India, 2012
6. Zhou J., P. Ed. Love, X. Wang, K. L. Teo , Z. Irani, A review of methods and algorithms for optimizing construction scheduling, Journal of the Operational Research Society (2013)64, 1091–1105, Operational Research Society Ltd., www.springerlink.com/jors/, 2013
7. Mieghem, L. Van ,P. Duysinx, “3D Shape Optimization with X-FEM and a Level Set Constructive Geometry Approach” 8th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization June 1-5, Lisbon, Portugal 2009

ONE AUTOMOBILE WHEEL RIM OPTIMIZATION METHOD USING FEM - PART II

Petko NEDYALKOV

Department “Machine elements and non-metallic constructions”, Mechanical Engineering Faculty, Technical University of Sofia, Bulgaria
e-mail: nedpetko@tu-sofia.bg

Abstract: This paper describes methodic for research and optimization of automobile wheel rim parameters using numerical experiment in finite element method and synthesised mathematical model. The mathematical model is formed over the results from simulation (CAE/FEM) model and numerical experiment with this model. Simulation model is developed in CAE/FEM software application and models parameters of the automobile wheel rim according to variation in constructive features of it, used for ruling factor in optimization problem. Used numerical experiment is partial factor experiment according to the constructive limitations and large amount of attempts corresponding with constructive variants. The purpose of mathematical model is finding of optimal mass - inertial parameters while conditions of strength - deformation and modal indicators are covered. There is described factorial and functional limitations and respectively limitation fields and fields of existence of the product. According to the numerical experiment and mathematical model is defined optimal configuration of constructive criteria and this optimal configuration is developed constructively and native implemented in energy efficient competition Shell ECO Marathon Europe two times vice champion automobile of Technical University of Sofia.

Keywords: mathematical modelling, finite element method, methodic for constructive optimization

ОСОБЕННОСТИ КОНЦЕПЦИИ УПРАВЛЕНИЯ КОНСТРУКТОРСКОЙ ПОДГОТОВКОЙ ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОННЫХ АППАРАТОВ

Виктория СМОЛИЙ

Технологический институт Восточноукраинского национального университета им.В.Даля
(г.Северодонецк)
e-mail: vsmolij@mail.ru

Аннотация: Предложена концепция управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов, опирающаяся на единое информационное пространство компоновки электронного аппарата, оперативного управления конструкторской подготовкой производства и системы управления ресурсами предприятия, позволяющая повысить эффективность управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов

Ключевые слова: управление, концепция управления, электронный аппарат, эффективность управления, стохастическая модель, процесс производства, система поддержки принятия решений.

ВВЕДЕНИЕ

Предлагаемая концепция управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов охватывает следующие этапы создания электронного аппарата: компоновка, конструирование, подготовка производства, испытание и непосредственно производство опытного образца изделия. Особенностью предлагаемой концепции управления конструкторской подготовки производства электронных аппаратов является то, что, опираясь на единое информационное пространство компоновки электронного аппарата, оперативного управления конструкторской подготовкой производства и системы управления ресурсами предприятия, достигается снижение затрат и себестоимости опытного образца электронного аппарата; сокращение сроков выпуска новых электронных аппаратов; повышается конкурентоспособность предприятия при повышении качества электронных аппаратов, надежности, вибрационной и резонансной устойчивости [3,4 - 6]. Достижение такого рода результатов возможно посредством применения разрабатываемой системы поддержки принятия решений, реализующей управление системами компоновки и конструкторской подготовки производства и их взаимодействие в едином информационном пространстве, что в корне изменяет содержание конструкторской подготовки производства, ориентирует управление компоновкой

электронного аппарата на ресурсы предприятия, обеспечивая эффективность управления конструкторской подготовкой производства в целом [4].

УСЛОЖНЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ

Не разработано единое информационное пространство компоновки электронного аппарата, оперативного управления конструкторской подготовкой производства и системы управления ресурсами предприятия, обеспечивающее эффективность управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов, путем снижения затрат и себестоимости опытного образца электронного аппарата; сокращения сроков выпуска новых электронных аппаратов; повышения конкурентоспособности предприятия при повышении качества электронных аппаратов, надежности, вибрационной и резонансной устойчивости

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью исследований является разработка новой концепции управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов, опирающейся на единое информационное пространство компоновки электронного аппарата, оперативного управления конструкторской подготовкой производства и системы управления

ресурсами предприятия, позволяющей повысить эффективность управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Для реализации концепции управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов необходимо без изменений технической оснащенности производства в целом модернизировать лишь систему управления. Необходимо разработать систему поддержки принятия решений, снабжающую управляющий персонал средствами, способами и инструментами, обеспечивающими возможность реализовать предлагаемую концепцию управления [13]. Для предприятия – производителя электронных аппаратов обеспечение эффективности управления, включающей минимизацию материальных затрат на производство нового изделия или изделия с параметрами качества и надежности, превосходящими аналоги, сокращение длительности процесса производства и т.д., возможно путем решения задачи управления именно конструкторской подготовкой производства посредством выбора компоновки, параметров и свойств производимого блока электронного аппарата (именно как завершенного конструктивно оформленного изделия).

Концептуальная модель автоматизированного управления конструкторской подготовки производства электронных аппаратов имеет вид, приведенный на рис. 1. Конструкторская подготовка производства подразумевает выпуск опытного образца изделия с параметрами качества, превосходящими аналоги при условии снижения затрат и себестоимости продукции и сокращении сроков выпуска изделия.

По аналогии с существующей классификацией автоматизированных систем проектирования, изготовления, испытаний и др., функции компонент разрабатываемой системы поддержки принятия решений конструкторской подготовки производства электронных аппаратов аналогичны функциям ERP –, MES –, PDM – систем, применяемым на предприятиях приборостроительной отрасли. Применение функций, реализован-

ных в разрабатываемой системе поддержки принятия решений аналогичных функциям выполняемым PDM – системой, обеспечивает интегрирование данных об компоновке электронного аппарата, полученных в результате проектирования и моделирования.

Составляющая разрабатываемой системы поддержки принятия решений конструкторской подготовки производства, реализующая функции PDM – системы, выполняет управление данными об электронных аппаратах, включая моделирование электронного аппарата как объекта конструкторской подготовки производства и управление компоновкой электронного аппарата.

Функции MES – системы в разрабатываемой системе поддержки принятия решений конструкторской подготовки производства электронных аппаратов предполагают выполнение оперативного управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов на основании генерируемых системой поддержки принятия решений сценариев управления, реализующих оптимальные содержание и последовательности операций компоновки при условии соблюдения условия эффективности управления конструкторской подготовкой производства в целом.

Составляющая разрабатываемой системы поддержки принятия решений конструкторской подготовки производства, реализующая функции ERP – системы, организует взаимоотношения с заказчиком компании-производителя электронных аппаратов, управление разрабатываемыми проектами и определяет допустимую величину эффективности управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов, которая позволит компании выпустить конкурентоспособное изделие, сохранить рынки сбыта и получить прибыль при минимальных материальных затратах на производство опытного образца изделия.

Разрабатываемая система поддержки принятия решений конструкторской подготовки производства электронных аппаратов предполагает объединение и активное взаимодействие функций рассматриваемых систем с целью достижения требуемых свойств, качества, надежности, резонансной и вибрационной устойчивости электронных аппаратов при условии минимизации материально-технических затрат на производ-

ство, достижение экономии средств, затрачивающихся на переподготовку и повышение квалифи-

кации персонала, затрат на консультационные услуги экспертов и т.д.



рис.1 Концептуальная модель автоматизированного управления конструкторской подготовки производства электронных аппаратов

Система поддержки принятия решений конструкторской подготовки производства электронных аппаратов предполагает выполнение функций моделирования электронного аппарата с учетом назначения и предполагаемых условий эксплуатации с целью получения множества эффективных решений по управлению компоновкой электронного аппарата для достижения требуемых параметров качества, надежности, вибрационной и резонансной устойчивости электронных аппаратов. Реализация подобной компоновки возможна путем управляющих воздействий конструкторской подготовки производства, обеспечивающих достижение экономической целесообразности производства опытного образца изделия, исключение испытаний, возвратов на доработку изделия, сокращение времени, материальных затрат на производство и фор-

мализации знаний и опыта экспертов.

В концептуальной модели автоматизированного управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов выделены следующие основные сущности: эффективность управления конструкторской подготовкой производства, электронный аппарат, типовой элемент замены. Каждый тип сущности при построении концептуальной модели представляется в виде отдельного прямоугольника с именем внутри, причем зависимые типы сущностей изображаются в двойной рамке. Атрибуты сущностей представляются в виде эллипсов с названием атрибутов, соединенных сплошной линией с соответствующей сущностью (или отношением). Каждый тип отношения показан в виде ромба с названием отношения внутри. Причем ромб окружается двойной линией, если отношение за-

дано между зависимым типом сущности, от существования которой он находится в зависимости. Отдельные элементы диаграммы соединяются сплошными линиями (детерминированная постановка задачи управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов) или пунктирными линиями (стохастическая постановка задачи управления). Так как связи (отношения) соответствующих типов сущностей не являются бинарными, поэтому они соединены ненаправленными ребрами.

Концептуальная модель эффективности управления конструкторской подготовкой про-

изводства электронного аппарата приведена на рис. 2. На рис. 2 не показаны атрибуты сущностей, так как имеем дело с управлением конструкторской подготовкой производства электронного аппарата, в котором выделено несколько уровней организаций, каждый из которых включает элементы из разных уровней, поэтому детально отношения пояснены в описании концептуальной модели системы поддержки принятия решений.



рис.2 Концептуальная модель эффективности управления конструкторской подготовкой производства электронного аппарата

Здесь следует отметить, что для управления конструкторской подготовкой производства электронного аппарата рассматриваются технико-экономические показатели управления (эффективность управления) и стохастически распределенные выборки управляемых воздействий, поделенные на обучающую и проверочную для формализации процесса управления.

Процесс управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов подразумевает выполнение определенной последовательности и содержания управляемых воздействий, направленных как на компоновку электронного аппарата, так и оперативное управление персоналом и ресурсами предприятия. Причем, как для современных фирм-

производителей бытовой электронной техники, так и для научно-производственных предприятий самолето- и ракетостроения, процесс управления конструкторской подготовкой производства опытного образца изделия имеет одинаковую процедуру, опирающуюся на субъективные представления и навыки персонала в данной области.

С помощью разрабатываемой системы поддержки принятия решений конструкторской подготовки производства электронных аппаратов решаются неструктурированные и слабоструктурированные многоокритериальные задачи. Решение рассматриваемых многоокритериальных задач позволит не только повысить качество, надежность, резонансную и вибрационную устойчивость электронных аппаратов, но и обеспечить экономическую целесообразность производства опытного образца изделия, исключить испыта-

ния, возвраты на доработку изделия, сократить время, материальные затраты на производство и формализовать знания и опыт экспертов.

Схема интеграции разрабатываемой системы поддержки принятия решений в единое информационное пространство конструкторской подготовки производства электронных аппаратов приведена на рис. 3.

Интеграция разрабатываемой системы поддержки принятия решений достигается выполнением ряда функций систем производства электронных аппаратов, представляющих результаты модулирования, компоновки и управления конструкторской подготовкой производства в виде данных, механизмов обработки данных и получения знаний, составляющих базу знаний системы поддержки принятия решений.

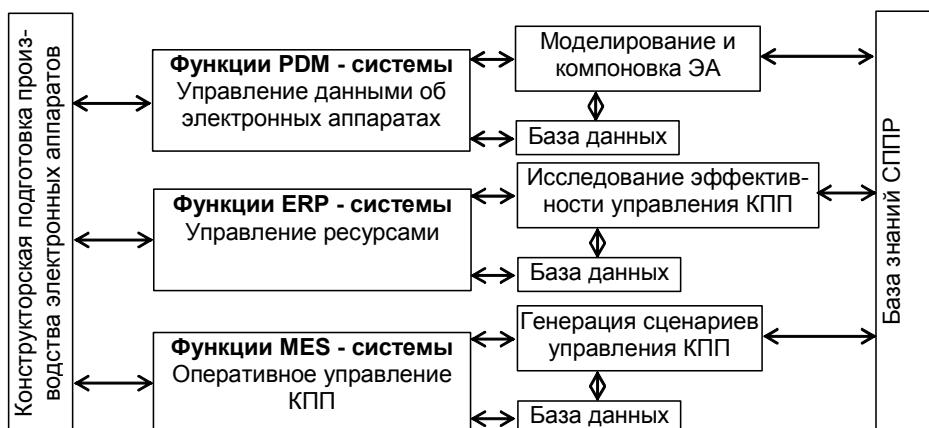


рис.3 Схема интеграции системы поддержки принятия решений конструкторской подготовки производства электронных аппаратов

Принципиальная схема разрабатываемой системы поддержки принятия решений конструкторской подготовки производства электронных аппаратов, отражающая управление компоновкой электронных аппаратов и достижение эффективности управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов приведена в работе [5, 26]. Управляющее воздействие на процесс конструкторской подготовки производства поступает извне, в частности от лица принимающего решение, для утверждения предлагаемых сценариев управляющих воздей-

ствий компоновки электронного аппарата, соответствующих условию эффективности управления конструкторской подготовкой производства. В принципиальной схеме предусмотрен также вариант использования разрабатываемой системы поддержки принятия решений для моделирования электронных аппаратов различного назначения и условий эксплуатации с использованием экспериментальной установки для исследования недостающих параметров или дополнительного исследования электронного аппарата и составляющих.

Существует множество характеристик конструкторской подготовки производства с одной стороны, с другой стороны существует множество понятий, характеризующих эффективность управления конструкторской подготовкой производства, например, рентабельность, прибыль, рациональность [33] и т.д. Условно, с точки зрения системного подхода, в эффективности любого процесса управления выделяют экономическую и управленческую составляющие, их оценивают различными методами и определяют различными методиками. Для рассматриваемой задачи управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов наибольший интерес представляет допустимая величина эффективности управления, благодаря которой можно оценить в каких случаях имеет смысл (выигрыш, преимущество) применять вносимые изменения в существующий процесс управления, а в каких следовать существующей проверенной схеме (методике) управления. Эффективность управления дифференцируется в зависимости от назначения и условий эксплуатации объектов конструкторской подготовки производства.

Существует множество критериев оценки эффективности управления, построенных на основании методов анализа ситуаций [40-44], определения приоритетности событий и оптимизации их последовательности [18, 22 - 30], опроса экспертов и обработки статистических данных [19, 26]. Рассматривая с точки зрения теории вероятности, возможные приоритеты рассматриваемых альтернатив, отождествляем последние с вероятностями выбора альтернатив [33, 35]. Приоритеты факторов, влияющих на рейтинг альтернатив, считаем вероятностями гипотез. При таком подходе способ вычисления приоритетов альтернатив аналогичен применению формулы полной вероятности. При работе с моделями, учитывающими наличие обратных связей, устанавливаем многочисленные терминологические и идеологические соответствия между методом анализа иерархий [32 - 37] и марковскими случайными процессами с дискретным набором состояний и дискретным временем (марковскими цепями).

Структура ситуации принятия решения представляется в методе анализа иерархий в виде направленного графа [9, 15-24]. Узлами графа

служат: альтернативы, главный критерий установления рейтингов исследуемых альтернатив, факторы, влияющие на рейтинг альтернатив [39]. Направленными дугами графа являются связи, указывающие на влияния одних узлов, на приоритеты других узлов. Расчеты рейтингов, проводимые в методе анализа иерархий [6-17, 22], математически основываются на методах расчетов собственных векторов для неотрицательных (и в частности, для стохастических) матриц [2, 35, 40]. Технологии принятия решения с помощью экспертных систем, основанных на байесовском способе логического вывода, являются частным случаем применения метода анализа иерархий. Руководствуясь идеологией искусственных нейронных сетей [2 -14, 31], в частности решая обратную задачу, в методе анализа иерархий, именно по способу решения и проведение процедуры согласования суждений, именно эти задачи аналогичны обучению нейронной сети [29].

Модели, строящиеся в методе анализа иерархий, имеют кластерную структуру [16-20]. Кластеры, являются элементарными иерархическими структурами. В пределах кластеров метод оперирует понятием вектора приоритетов. При соединении кластеров в систему рейтинг альтернатив конструируется на основе векторов приоритетов в отдельных кластерах [34]. Сложные модели часто демонстрируют «голографический» эффект [16, 42]. Даже при удалении части структуры итоговый рейтинг в целом сохраняется.

В рамках метода анализа иерархий осуществляется формализация правил для формирования структуры модели принятия решения. Это является отражением реальной ситуации принятия решения, поскольку всегда для одной и той же проблемы имеется целый спектр мнений. Метод позволяет учесть это обстоятельство с помощью построения дополнительной модели для согласования различных мнений, посредством определения их приоритетов [3, 18-32]. Таким образом, метод позволяет учитывать «человеческий фактор» при подготовке принятия решения. Это одно из важных достоинств данного метода перед другими методами принятия решений.

Формирование структуры модели принятия решения в методе анализа иерархий достаточно трудоемкий процесс. Однако в итоге удается по-

лучить детальное представление о том, как именно взаимодействуют факторы, влияющие на приоритеты альтернативных решений, и сами решения. Формирование рейтингов возможных решений и рейтингов, отражающих важность факторов, приведено в [24]. Процедуры расчетов рейтингов в методе анализа иерархий достаточно просты, что выгодно отличает данный метод от других методов принятия решений.

Сбор данных для поддержки принятия решения осуществляется с помощью процедуры парных сравнений. При этом возникает необходимость пересмотра данных для минимизации противоречий. Процедура парных сравнений и процесс пересмотра результатов сравнений для минимизации противоречий являются трудоемкими. Однако в итоге лицо, принимающее решение, приобретает уверенность, что использующиеся данные являются вполне адекватными и согласованными.

Обоснованием применения метода анализа иерархий для исследования эффективности управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов служит тот факт, что не может быть объективных данных в рассматриваемой ситуации выбора альтернативы управления из возможных стратегий, а ведущими мотивами для принятия решения являются предпочтения людей. При этом процедура парных сравнений для сбора данных практически не имеет достойных альтернатив. Если для решения рассматриваемой задачи сбор данных был проведен с помощью опытных экспертов и в данных нет существенных противоречий, то качество таких данных признаем удовлетворительным. Схема применения метода анализа иерархий не зависит от сферы деятельности, в которой принимается решение, поэтому метод является универсальным, его применение позволяет разработать систему поддержки принятия решений.

Работа по подготовке принятия решений является достаточно трудоемкой, поэтому модель, составленная с помощью метода анализа иерархий, всегда имеет кластерную структуру. Применение метода позволяет разбить большую задачу, на ряд малых самостоятельных задач. Благодаря этому для подготовки принятия решения были привлечены эксперты, работающие независимо друг от друга над локальными зада-

чами. Эксперты ничего не знали о характере принимаемого решения, что отчасти способствует достижению объективности суждений. В частности, благодаря этому удается сохранить в тайне информацию о подготовке решения.

Метод дает способ рейтингования альтернатив, т.е. считается, что человек, принимающий решение, зная рейтинг возможных решений, должен в зависимости от ситуации сам сделать вывод. Данный метод служит надстройкой для других методов, призванных решить рассматриваемую недостаточно формализованную задачу, где более адекватно подходят человеческие опыт и интуиция, нежели сложные математические расчеты. Метод дает необходимые средства учета экспертной информации для решения поставленной задачи. Метод отражает естественный ход человеческого мышления и дает более общий подход, чем метод логических цепей. Он дает не только способ выявления наиболее предпочтительного решения, но и позволяет количественно выразить степень предпочтительности посредством рейтингования. Это способствует полному и адекватному выявлению предпочтений лица, принимающего решение. Кроме того, оценка меры противоречивости использованных данных позволяет установить степень доверия к полученному результату.

Применение метода анализа иерархий для исследования в неявном виде, в виде оценок или приоритетов возможных альтернатив для процесса управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов, базирующееся на представлениях экспертов, позволяет для каждого типа электронного аппарата оценить эффективность управления, состоящую из экономических и управлеченских прибылей и издержек

Выбираем в качестве элементов критерия компоновки типового элемента замены электронного аппарата параметры и функции, определенные с помощью разработанного программно-технического комплекса для моделирования механических нагрузок типового элемента замены электронного аппарата и выявленные в ходе экспериментальных исследований [5]. К ним отнесены: амплитудно-частотные характеристики и формы колебаний электрорадиоэлементов, печатных плат и типовых элементов замены, нали-

чие и параметры эффекта резонансного взаимодействия электрорадиоэлементов с печатной платой, амплитудно-частотные характеристики и формы колебаний типового элемента замены для различных вариантов закрепления печатной платы в типовом элементе замены (см. рис. 1 - 4). Дополнительно по варианту компоновки типового элемента замены необходимо рассчитать коэффициенты: активной площади элемента, соответствия физических и установочных параметров друг другу, автономности активного параметра, использования площади платы, конструктивного совершенства изделия [5].

Для получения критерия компоновки блока электронного аппарата [5], получаем систему весовых коэффициентов W_i и проранжируем по ней множество решений из области Парето, позволяющее получить компромиссный вариант, сбалансированный по противоречивости относительно совокупности частных критериев Φ_i показателей свойств исследуемого объекта. Точками Парето являются точки пространства решений $x_n \in X$, для которых выполняется условие

$$\Phi(x_n) = \sum_{i=1}^m W_i \Phi_i(x_n) \leq \Phi(X). \quad (1)$$

Таким образом, точки области Парето представляют собой перспективные варианты решения. Для существования области Парето, т.е. для $x_n \in X$, необходимо, чтобы существовало также множество весов $W = (W_1, \dots, W_m)$, $W_i > 0$:

$$\sum_{i=1}^m W_i \frac{\partial \Phi_i}{\partial x_n} = 0, \quad (2)$$

$$\text{т.е. } \text{grad}(\sum W_i \Phi_i) = 0, \quad (3)$$

что позволяет сформулировать комплексную целевую функцию

$$\Phi = \sum_{i=1}^m W_i \Phi_i \quad (4)$$

и максимизировать ее в процессе поиска решений для получения точек множества Парето $x_n \in X$.

Задачу максимизации (4) сформулируем как задачу минимизации функционала в пространстве частных критериев $\Phi \in Q$

$$\pi = W' \Phi, \quad (5)$$

где Q – область допустимых или реализуемых решений.

При этом определяется точка $\Phi \in Q$ так, что ее проекция на W является наибольшей среди всех $\Phi \in Q$. В этом случае $\Phi(x_n)$ лежит на границе Q и функционал π определяет плоскость касательную в точке Парето x_n и поддерживающую область Q .

Для рассматриваемого случая, когда частные критерии не могут быть оптимизированы по одним и тем же параметрам объекта, вводим в рассмотрение аддитивный комплексный показатель

$$W(\Phi) = \sum_{k=1}^m W_k \Phi'_k, \quad W_k > 1, \quad \sum_{k=1}^m W_k = 1, \quad (6)$$

где Φ'_k – нормированный показатель, определяемый выражениями

$$\Phi'_k = \frac{\Phi_{k \max} - \Phi_k}{\Phi_{k \max} - \Phi_{k \min}}, \quad (7)$$

или

$$\Phi'_k = \frac{\Phi_k - \Phi_{k \min}}{\Phi_{k \max} - \Phi_{k \min}}. \quad (8)$$

С целью устранения возможности компенсации снижения качества по одному частному критерию повышением качества по другому (при выполнении функции разностороннего анализа) для сравнения вариантов решения используем следующий комплексный критерий

$$W(\Phi) = \sqrt{\sum_{k=1}^m W_k^2 \left(\frac{\Phi_{k \max}}{\Phi_k} - 1 \right)^2}, \quad (9)$$

если $\Phi_k \rightarrow \max$.

Применение (9) обеспечивает предпочтительный выбор таких вариантов компоновки электронного аппарата, при которых значения частных критериев располагаются ближе к некоторому идеальному вектору $(\Phi_{1\max}, \dots, \Phi_{k\max})$ при $\Phi_k \rightarrow \max$. При этом отклонение от идеального решения определяется как относительное извешенное.

Выбор критерия компоновки блока электронного аппарата повлечет за собой изменения в программах управления: станками сверловки; станками с числовым программным управлением для установки электрорадиоэлементов и печатных плат на типовой элемент замены для ген-

монтажных плат; станками штамповки заготовок печатных плат; гибких производственных модулей автоматизированной складской системы; станками штамповки деталей корпуса; картами прокладки шлейфовых соединений сборщиками; подбором виброизоляторов; участком выполнения сборочных операций.

По результатам создания и исследования критерия компоновки электронного аппарата методом Парето получены сценарии достижения оптимальных параметров и компоновки производимого изделия. Составленные функционалы и их ограничения являются элементами баз знаний по получению набора рекомендаций и множества правил системы поддержки принятия решений.

Предложенные критерии компоновки электронного аппарата и его составляющих позволяют систематизировать решение задачи обеспечения устойчивости объекта к внешним воздействиям и включить анализ поведения блока в условиях эксплуатации в управление конструкторской подготовкой производства электронного аппарата.

Для решения задачи исследования эффективности управления процессом производства электронных аппаратов была применена декомпозиция решаемых задач по иерархии [5]. В вершине иерархии был установлен единственный элемент – центр – и сформулирована проблема, как необходимость исследования рассматриваемой системы управления процессом производства электронных аппаратов. Второй уровень иерархии включает экономические и управленические факторы, анализируемые в процессе исследования эффективности управления. Элементы последующих уровней – признаки, политики и цели, включают объекты и механизмы влияния на ситуацию путём манипулирования этими признаками.

ВЫВОДЫ

Систематизированы знания экспертов по определению приоритетности исследуемых факторов для набора электронных аппаратов различного назначения, опирающиеся на методологию взвешенной оценки параметра при отсеивании заведомо неправдоподобных гипотез с последующим определением интенсивностей про-

явления элементов иерархии относительно друг друга. По результатам исследований определены векторы приоритетов, иллюстрирующие степень важности того или фактора, учитывающие специфику производства выпускаемого изделия и позволяющие оценить согласованность суждений и подтверждающие отсутствие необходимости пересмотра.

В данной работе на основании метода анализа иерархий предложена модель экономических и управленических показателей выгод и издержек управления конструкторской подготовкой производства электронных аппаратов, которая позволяет исследовать эффективность управления для электронных аппаратов различного назначения и условий эксплуатации и определить граничные условия допустимости применения подобного рода новшества для конструкторской подготовки производства

Систематизированы знания экспертов по определению приоритетности исследуемых факторов для набора электронных аппаратов различного назначения, опирающиеся на методологию взвешенной оценки параметра при отсеивании заведомо неправдоподобных гипотез с последующим определением интенсивностей проявления элементов иерархии относительно друг друга. По результатам исследований определены векторы приоритетов, иллюстрирующие степень важности того или фактора, учитывающие специфику производства выпускаемого изделия и позволяющие оценить согласованность суждений и подтверждающие отсутствие необходимости пересмотра.

Литература

1. Ивахненко А.Г. Метод группового учета аргументов – конкурент метода стохастической аппроксимации // Автоматика. – 1968. – № 3. – С. 58-72.
2. Ивахненко А.Г. Самообучающиеся системы распознавания и автоматического управления. – К.: «Техника», 1969. – 392 с.
3. Ивахненко А.Г. Системы эвристической самоорганизации в технической кибернетике. – К.: «Техника», 1971. – 372 с.
4. Петров А.П. О возможностях персептрона // Известия АН СССР, Техническая кибернетика. – 1964. – №6
5. Смолий В.Н. Нейросетевая технология обучения системы поддержки принятия решений для электронных аппаратов// Българско списание за ин-

- женерно проектиране, брой 23, юли 2014г. – С. 125 – 139.
6. Ямпольский Л.С. Автоматизированные системы технологической подготовки робототехнического производства / Ямпольский Л.С., Калин О.М., Ткач М.М. – К.: Вища шк., 1987. – 271 с.
 7. Ямпольский Л.С. Нечёткая метаидентификация в задачах автоматизированного выбора искусственных нейросетей / Ямпольский Л.С., Лисовиченко О.И. // Стратегия качества в промышленности и образовании / Материалы IX Международной конференции (в 3-х томах), 31 мая – 7 июня 2013.– Варна, Болгария: Технический университет. – 2013. – Т1 – С. 414 – 417
 8. Ямпольский Л.С. Системы искусственного интеллекта в планировании, моделировании и управлении (на укр. яз.) / Ямпольский Л.С., Ткач Б.П., Лисовиченко О.И. – К.: ДП «Вид. Дім «Персонал», 2011. – 544 с.
 9. Ackley D.H., Hinton G.E. and Sejnowski T.J. A Learning Algorithm for Boatman Machines // Cognitive Science. – 1985. – 9. – P. 147-169
 10. Almeida L.B. A Learning Rule for Asynchronous Perceptrons with Feedback in a Combinatorial Environment // Proc. of the First IEEE International Conference on Neural Networks, USA, SanDiego, 1987. – Vol. 2. – P. 609-618
 11. Bartsev S.I., Okhomin V.A. The algorithm of dual functioning (back-propagation): general approach, versions and applications. Krasnoyarsk: Biophysics Institute SB AS USSR of, 1989. Preprint, №107B. – 16 p.
 12. Bellifemine F.L., Caire G. and Greenwood D. Developing Multi-Agent Systems with JADE. – Wiley, 2007.
 13. Carpenter G.A. and Grossberg S. The ART of Adaptive Pattern Recognition by a Self-Organizing Neural Networks // Computer. – 1988. – March. – P. 77-88
 14. Carpenter G.A., Grossberg S. and Rosen D.B. Fuzzy ART: Fast Stable Learning and Categorization of Analog Input Patterns by an Adaptive Resonance System // Neural Networks. – 1991. – 4. – P. 759-771
 15. Elman J.L. Finding Structure in Time // Cognitive Science. – 1990. – 14. – P. 179-211
 16. Fahlman S.E. and Lebiere C. The Cascade-Correlation Learning Architecture / Carnegi Mellon Report. Nr. CMU-CS-88-162, 1990
 17. Fukushima K. Neocognitron: A Self-organizing Neural Network for a Mechanism of Pattern Recognition Unaffected by Shift in Position // Biological Cybernetics. – 1980. – 36. – P. 193-202
 18. Grossberg S. Competitive Learning: From Interactive Activation do Adaptive Resonance // Cognitive Science. – 1987. – 11. – P. 23-63
 19. Grossberg S. Nonlinear Neural Networks: Principles, Mechanism and Architectures // Neural Networks, 1988. – V.1. – № 1. – P. 17-62.
 20. Haken H., Fuchs A., Banzhaff W. Mustererkennung durch synergetische Computer. Teil 1. Und 2 // Design and Elektronik, 1989
 21. Harp S. and Samad T. Genetic Optimization of Neural Networks Architectures for Electric Utility Applications / Final Report. Electric Power Research Institute, Research Project № 8016-04, Palo Alto, CA. March. – 1994
 22. Hecht-Nielsen R. Theory of the Backpropagation Neural Network / Proc. of Int. Joint. Conf. on Neural Networks. – Washington: D. C., 1989. – 1. – P. 593-606
 23. Hinton G.E. Connectionist Learning Procedures // Artificial Intelligence. – 1989. – 40. – P. 185-234
 24. Hopfield J.J. Neural Networks and Physical Systems with Emergent Collective Computational Abilities // Proc. of the National Academy of Science. – 1982. – 79. – P. 2554-2558
 25. Hopfield J.J. Neurons with Graded Response Have Collective Computational Properties Like Those of Two-State Neurons // Proc. of the National Academy of Science. – 1982. – 81. – P. 3088-3092
 26. Jordan M.I. Attractor Dynamics and Parallelism in a Connectionist Sequential Machine // Proc. of the Eight Annual Conference of the Cognitive Science Society, Erlbaum, Hillsdale NJ, 1986. – P. 531-546
 27. Kohonen T. Associative Memory: A System Theoretic Approach. – Berlin: Springer, 1977
 28. Kohonen T. Self-Organized Formation of Topologically Correct Feature Maps // Biological Cybernetics. – 1982. – 43. – P. 59-69
 29. Kosko B. Adaptive Bidirectional Associative Memories // Appl. Optics. – 1987. – 26. – № 33. – P. 4947-4960
 30. Koza J.P. Genetic Programming: On the Programming of Computers by Means of Natural Selection. – Cambridge, MA, MIT Press, 1992
 31. Lang K.J., Waibel A.H. and Hinton G.E. A Time-Delay Neural Network Architecture for Isolated Word Recognition // Neural Network. – 1990. – 3. – № 1. – P. 23-43
 32. Lippman R.P. An Introduction to Computing with Neural Nets // IEEE ASSP Magazine. – 1987. – № 4. – P. 4-22
 33. Nelles O., Ernst S. and Isermann R. Neuronale Netze zur Identifikation nichtlinearer dynamischer Systeme: Ein berblick // Automatisierungstechnik. – 1997. – 45. – № 6. – S. 251-262
 34. Patterson D. Artificial Neural Networks: Theory and Application. – Singapore: Prentice Hall Inc., 1996
 35. Pham D.T. and Liu X. Modelling and Prediction using GMDH Networks of Adalines with Nonlinear Pre-

- processors // Intern. Jurnal System Science. 1994. – 25. – № 11. – P. 1743-1759
36. Pineda F.J. Dynamic and Architectures for Neural Computation // Journal of Complexity. – 1988. – 4. – P 216-245
37. Powell V.J.D. Radial Basis Functions for Multi-variable Interpolation: A review / Proc. of IMA Conf. on Algorithms for the Approximation of Functions and Data, Shrivenham, UK. – 1985. – P. 143-167
38. Rumelhart D.E., Hilton G.E. and Williams R.J. Learning Internal Representations by Error Propagation / In Parallel Distributed Processing: Explorations in the Microstructure of Cognition. D.E. Rumelhart, J.L. Mc Clelland (Eds). – Cambridge: MitPress, 1986. – Vol. 1. – Chapt. 8. – P. 318-364
39. Waibel A., Hanazawa T., Hinton G., Shikano K. And Lang K.J. Phoneme Recognition using Time-Delay Neural Network // IEEE Trans. on Acoustics, Speech and Signal Processing, 1989. – 37. – № 3. – P. 328-339
40. Werbos P.J. Beyond regression: New Tools for Prediction and Analysis in the Behavioral Sciences. Ph.D thesis. – Cambridge, MA, Harvard University, 1974
41. Widrow B. and Hoff M.E. Adaptive Switching Circuits / IRE WESCON Convention Record – New York, IRE, 1960. – P. 96-104
42. Whitley D., Dominic S. and Das R. Genetic Reinforcement Learning with Multilayer Neural Networks / In Belew and Booker. – 1991. – P. 562-570
43. Yoh-han Pao. Adaptive Pattern Recognition and Neural Networks. – Reading Massachusetts: Addison – Wesley. – 1989. – 309 p.
44. Yoh-han Pao. Adaptive Pattern Recognition and Neural Networks. – Reading Massachusetts: Addison – Wesley. – 1989. – 309 p.

FEATURES OF MANAGEMENT CONCEPTION DESIGNER PREPRODUCTION OF ELECTRONIC VEHICLES

Victoria SMOLIY

Technological institute Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University
e-mail: vsmoliy@mail.ru

Abstract: Management conception offers designer preproduction of electronic vehicles, leaning against single informative space of arrangement of electronic vehicle, operative management designer preproduction and control system by the resources of enterprise, allowing to promote management efficiency designer preproduction of electronic vehicles.

Keywords: management, management conception, electronic vehicle, management efficiency, stochastic model, process of production, system of support of making decision.

ДИНАМИЧНО МОДЕЛИРАНЕ И СИМУЛАЦИОННО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ПРОСТРАНСТВЕНИ ПРИНУДЕНИ ТРЕПТЕНИЯ НА КОНУСНА ИНЕРЦИОННА ТРОШАЧКА

Симеон САВОВ¹ Петко НЕДЯЛКОВ²

¹категра „Механизация на мините”, Минно-геологки университет „Св. Иван Рилски” - София, България
e-mail: ss.ss@abv.bg

²категра „Машинни елементи и неметални конструкции”, Технически университет - София, България
e-mail: nedpetko@tu-sofia.bg

Резюме: В настоящата разработка е представена методиката на създаването на динамичен пространствен модел на конусна инерционна трошачка с използване на конкретен пример – трошачка тип КИД-300. За целите на симулационното пространствено изследване на динамиката на системата е синтезиран пространствен модел с шест степени на свобода на системата корпус–окачване на машината–вътрешни взаимодействия. Този модел представлява теоретично приближение към натуния модел на системата корпус–окачване на трошачката и същевременно описва динамиката на тази едномасова система в пространството. За създаването на динамичния модел са направени нужните идеализации и постановки, но е отредено подобаващо място на параметризирането и изясняването на взаимовръзките между телата представени в модела. Представени са резултатите за – амплитудно-честотната характеристика на системата при единично въздействие, а също така и резултати за – вибропреместването (трептенията) на корпуса на машината в пространството при различни настройки на трошачката. Методиката и модела са сериозна постановка за изясняване на взаимодействията в реалната машина и съпоставката между теоретичното моделиране и експериментална проверка.

Ключови думи: динамично моделиране, вибропреместване, конусна инерционна трошачка

1. УВОД

Конусните инерционни трошачки тип КИД (фиг.1) са вибрационни машини, корпусът на които може да се разглежда, като тяло с шест степени на свобода осигурени от еластичните елементи, върху които е монтиран. По време на работа машината извършва три трансляционни движения по направление на трите оси x , y и z (фиг.2) и три ротационни завъртания спрямо същите оси. Динамичното моделиране представлява етап от създаването на теоретична основа за определянето на работните параметри на КИД-300. Целта на създаването на динамичен модел е изследване на вибрационните параметри на машината. На тази база е създаден пространствен едномасов динамичен модел на машината с шест степени на свобода.

2. ИДЕАЛИЗАЦИИ И ПРИЕМАНИЯ

За пълното изследване на вибрационните параметри на КИД-300, както и поради невъзможността да се отчетат някои от вибрационните па-

раметри с равнинен модел (вибропреместване по ос z (фиг.2)) [4], е необходимо да се създаде пространствен опростен динамичен модел. За тази цел се разглежда движението на едномасова пространствена система с еластични и демпфиращи връзки към фундамента на машината описваща динамичното поведение на КИД-300 в работни условия.

Основа за анализа на пространствените трептения на едномасовата система са следните приемания:

- разглеждат се само малки трептения (премествания и завъртания) по и спрямо осите x , y , z (фиг.2);
- системата се разглежда като едномасова и е представена като едно тримерно тяло с масовите си и инерционни характеристики;
- активната външна сила, която въздейства на системата (силата създавана от дебалансния вибратор на машината) е приложена в масовия център на трошачката;
- ротацията на направлението на активната външна сила е около ос z и то само в равнината xy (фиг.2);

- разглеждат се само линейни съпротивителни сили представени чрез дисипативната функция на Релей, пренебрегват се силите на Кулоново триене и съпротивленията от по-висока от първа степен на скоростта;
- при наклоняването на тампоните се приема, че компонентите на еластичната сила не дават допълнителни силови и моментови реакции освен тези по главните оси на тампона, и че няма промяна в еластичният коефициент характеризиращ тампоните;
- еластичните елементи имат пренебрежимо малко вътрешно триене;
- разсейването на енергията е по линеен закон.

Всяко сложно движение на твърдо тяло може да се представи като сума от транслационно движение на масовият му център и последващо въртене спрямо същата точка [5,6], а всяко крайно завъртане около определена точка е еквивалентно на въртене около ос преминаваща през тази точка (Теорема на Даламбер-Ойлер). Ъгловата скорост на тялото е равна на векторната сума от ъгловите скорости спрямо трите оси на крайни завъртания:

$$\vec{\omega} = \vec{\phi} + \vec{\psi} + \vec{\theta} \quad (1)$$

За ъгловата скорост съгласно [1,2,3,5,6] се получават Ойлеровите зависимости (кинематични уравнения на Ойлер):

$$\omega = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\psi} \cdot \cos \theta \cdot \cos \varphi - \dot{\theta} \cdot \sin \varphi \\ \dot{\psi} \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi + \dot{\theta} \cdot \cos \varphi \\ -\dot{\psi} \cdot \sin \theta + \dot{\varphi} \end{bmatrix} \quad (2)$$

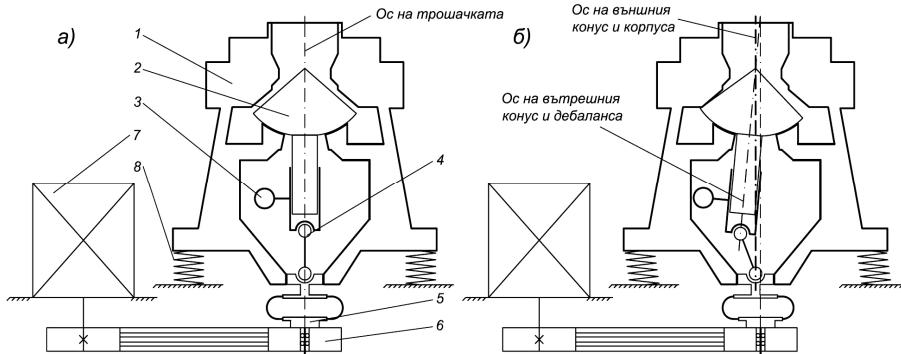
За малки трептения при ъглови завъртания под 5 deg механичната система може да се приеме за напълно линеаризуема [1,2,3]. Следователно, като се използва, че синусовата стойност от малък ъгъл е равна на стойността на ъгъла (в радиани) и косинусовата стойност от малък ъгъл е равна на единица за ротационната матрица и ъгловата скорост може да се запише:

$$\omega = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\psi} - \dot{\theta} \cdot \varphi \\ \dot{\psi} \cdot \varphi + \dot{\theta} \\ -\dot{\psi} \cdot \theta + \dot{\varphi} \end{bmatrix} \quad (3)$$

При втората стъпка на линеаризирането се използва това, че от функционалните дефиниции на ъгловите скорости отпадат всички членове от втори и по-висок порядък, поради умножението на малка по малка величина (получава се величина близка до нула), тогава за ротационната матрица се получава:

$$\omega = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} \quad (4)$$

3. ПОСТАНОВКА НА ДИНАМИЧНОТО МОДЕЛИРАНЕ



Фиг.1 Кинематична схема на задвижващата система на КИД-300

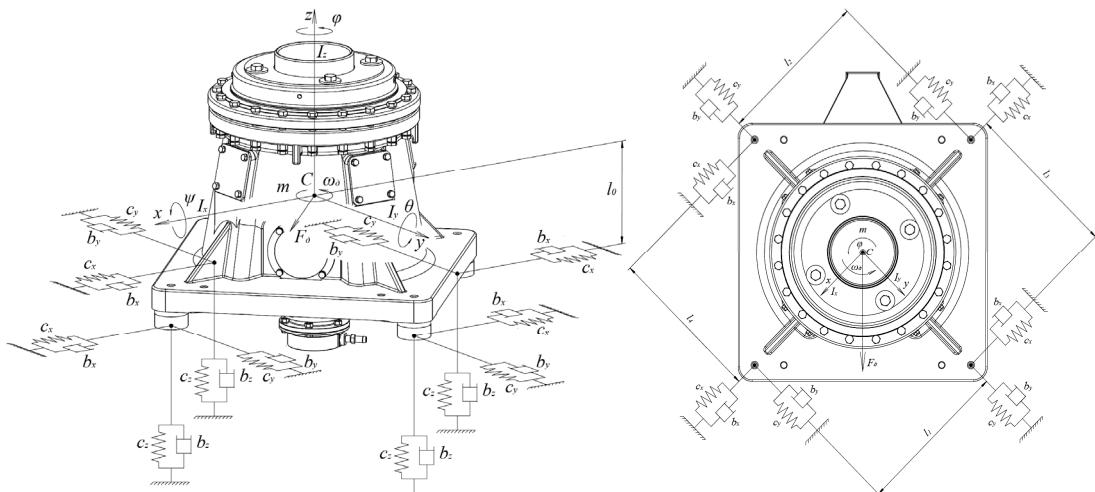
На фигура 1 е представена кинематичната схема на задвижването на конусната инерционна

трошачка КИД-300, като на фиг.1а) трошачката е в статично положение, а на фиг.1б) е в динамично (работно) състояние.

Задвижването на вътрешния конус (поз.2) става посредством задвижващ асинхронен електродвигател (поз.7), клиноремъчна предавка (поз.6), еластичен гumen съединител (поз.5), карданен вал (поз.4) и регулируем дебалансен вибратор (поз.3). Външният конус е монтиран неподвижно в корпуса на машината (поз.1), който е поставен върху четири гумени тампона (поз.8).

В статично състояние на машината осите на симетрия на трошачката, на външния конус и корпуса и на вътрешния конус и дебаланса съвпадат, докато в работен режим това не е така.

При така направените идеализации и приемания единомасовият пространствен динамичен модел с шест степени на свобода на КИД-300, представен на фиг.2 може да се приеме за напълно линеаризиран. За отправна координатна система е приета к.с. $Oxyz$, която е разположена неподвижно в масовия център на трошачката.



фиг.2 Линеаризиран единомасов пространствен динамичен модел на КИД-300

Означенията на фиг.2 представляват съответно:

m – маса на трошачката;

I_x, I_y, I_z – инерционни моменти на трошачката спрямо оси x, y, z ;

c_x, c_y, c_z – еластични връзки между корпуса на машината и нейния фундамент (кофициенти на статична коравина на гумените виброизолатори по направление на осите x, y, z);

b_x, b_y, b_z – дисипативни връзки между корпуса на машината и нейния фундамент, моделиращи дисипативните свойства на виброизолаторите (кофициенти на демпфирание на гумените виброизолатори по направление на осите x, y, z);

F_d – сила създавана от дебалансния вибратор на машината;

ω_d – ъглова скорост на дебалансния вибратор;

C – масов център на трошачката;

C_{xyz} – подвижна координатна система;

l_0, l_1, l_2, l_3, l_4 – разстояния определящи координатите на точките на окачване на виброизолаторите спрямо отправната (неподвижна) координатна система, съответно $l_0=0,3$ м; $l_1=l_2=l_3=l_4=0,486$ м – определени от 3D CAD модела на машината.

В положение на статично равновесие на машината, координатните начало и осите на координатните системи $Oxyz$ и C_{xyz} съвпадат.

4. СЪЗДАВАНЕ НА ДИНАМИЧНИЯ МОДЕЛ

Динамичният пространствен единомасов модел е изграден на база диференциалните уравнения на Лагранж от втори род при използване на следните формулировки:

Диференциални уравнения на Лагранж от втори род:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial(E_k - E_p)}{\partial \dot{\phi}_i} - \frac{\partial(E_k - E_p)}{\partial \phi_i} = Q_i - \frac{\partial E_d}{\partial \dot{\phi}_i}, \quad i = 1 \div s \quad (5)$$

където:

$E_k = E_k(\dot{\phi}_1, \dot{\phi}_2, \dots, \dot{\phi}_s)$ – кинетична енергия на системата;

$E_p = E_p(\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_s)$ – потенциална енергия на системата;

$E_d = E_d(\dot{\phi}_1, \dot{\phi}_2, \dots, \dot{\phi}_s)$ – дисипативна енергия на системата.

Линеаризираната система диференциални уравнения се опростява до:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} + \frac{\partial E_d}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad i = 1 \div s \quad (6)$$

От приетите в предходната точка линеаризации и от получените уравнения са изведени следните зависимости за преход между обобщени координати и локални координати, които зависят от координатите на трошачката.

Потенциалната енергия на системата е равна на работата на еластичните сили. Поради факта, че се разглеждат малки трептения на системата може да се приеме, че работата на гравитационните сили е пренебрежимо малка в сравнение с работата на еластичните сили. Силата въздействаща на системата (силата на дебалансния вибратор) формира дясната част на уравненията за движение и няма да бъде добавяна към потенциалните сили. Потенциалната енергия на системата е:

$$E_p = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (c_{x_i} \delta_{x_i}^2 + c_{y_i} \delta_{y_i}^2 + c_{z_i} \delta_{z_i}^2) \quad (10)$$

където:

$\delta_x, \delta_y, \delta_z$ – деформации в еластичните елементи по оси x, y, z .

Деформациите на еластичните елементи спрямо глобалната неподвижна координатна система при така приетите линеаризации на ъгловите скорости, се дават от следните зависимости:

$$\delta = \begin{bmatrix} \delta_{x_i} \\ \delta_{y_i} \\ \delta_{z_i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x + \theta \cdot z_i - \varphi \cdot y_i \\ y - \psi \cdot z_i + \varphi \cdot x_i \\ z + \psi \cdot y_i - \theta \cdot x_i \end{bmatrix}, \quad (11)$$

където x_i, y_i, z_i са координатите на центровете на отделните еластро-демпфиращи елементи.

Съответно за потенциалната енергия на системата се получава:

$$E_p = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n c_{x_i} (x + \theta \cdot z_i - \varphi \cdot y_i)^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n c_{y_i} (y - \psi \cdot z_i + \varphi \cdot x_i)^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n c_{z_i} (z + \psi \cdot y_i - \theta \cdot x_i)^2 \quad (12)$$

В съответствие с направените приемания и допускания дисипативната енергия на системата е:

$$E_d = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (b_{x_i} \dot{\delta}_{x_i}^2 + b_{y_i} \dot{\delta}_{y_i}^2 + b_{z_i} \dot{\delta}_{z_i}^2) \quad (13)$$

При така приетите линеаризации на модела аналогията между дисипативната енергия и потенциалната енергия на системата е пълна. Съответно за дисипативната енергия на системата се получава:

Кинетичната енергия на системата е:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot [v_x^2, v_y^2, v_z^2]^T + \frac{1}{2} \cdot [I_x \cdot \omega_x^2, I_y \cdot \omega_y^2, I_z \cdot \omega_z^2]^T \quad (7)$$

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (v_x^2 + v_y^2 + v_z^2) + \frac{1}{2} \cdot (I_x \cdot \omega_x^2 + I_y \cdot \omega_y^2 + I_z \cdot \omega_z^2) \quad (8)$$

където:

v_x, v_y, v_z – линейни скорости на трошачката по оси x, y, z ;

$\omega_x, \omega_y, \omega_z$ – ъглови скорости на трошачката около оси x, y, z .

Съответно, като се отчетат приетите по-горе означения и линеаризации се получава:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) + \frac{1}{2} \cdot (I_x \cdot \dot{\psi}^2 + I_y \cdot \dot{\theta}^2 + I_z \cdot \dot{\varphi}^2) \quad (9)$$

$$E_d = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n b_{x_i} (\dot{x} + \dot{\theta} z_i - \dot{\phi} y_i)^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n b_{y_i} (\dot{y} - \dot{\psi} z_i + \dot{\phi} x_i)^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n b_{z_i} (\dot{z} + \dot{\psi} y_i - \dot{\theta} x_i)^2 \quad (14)$$

Векторът характеризиращ външните сили има следния вид:

$$\mathbf{Q} = [F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z]^T \quad (15)$$

където:

F_x, F_y, F_z – сили по оси x, y, z ;

M_x, M_y, M_z – въртящи моменти спрямо съответните оси.

Съгласно гореизложеното се получава следното матрично уравнение:

$$A\ddot{\mathbf{q}} + B\dot{\mathbf{q}} + C\mathbf{q} = \mathbf{Q}(t) \quad (16)$$

където:

A – матрица на инерционните коефициенти;

B – матрица на дисипативните коефициенти;

C – матрица на квазиеластичните коефициенти.

Съгласно ориентирането на координатната система $Cxyz$ (фиг.2) разстоянията определящи координатите на точките на окачване на опорните тампони съответно са: $l_0 = -z_i$; $l_1 = x_i$; $l_2 = -x_i$; $l_3 = y_i$; $l_4 = -y_i$, от където за ур-е 16 се получава:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \ddot{\psi} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 4b_x & 0 & 0 & 0 & -4b_x z_i & 0 \\ 0 & 4b_y & 0 & 4b_y z_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 4b_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4b_y z_i & 0 & 2b_z y_i^2 + 4b_y z_i^2 & 0 & 0 \\ -4b_x z_i & 0 & 0 & 0 & 2b_z x_i^2 + 4b_x z_i^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2b_y x_i^2 + 2b_x y_i^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \\ \dot{\psi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$\begin{bmatrix} 4c_x & 0 & 0 & 0 & -4c_x z_i & 0 \\ 0 & 4c_y & 0 & 4c_y z_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 4c_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4c_y z_i & 0 & 2c_z y_i^2 + 4c_y z_i^2 & 0 & 0 \\ -4c_x z_i & 0 & 0 & 0 & 2c_z x_i^2 + 4c_x z_i^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2c_y x_i^2 + 2c_x y_i^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ \psi \\ \theta \\ \phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}$$

Съответно за системата диференциални уравнения за движението на едномасовия пространствен модел се получава:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + 4b_x(\dot{x} - \dot{\theta}z_i) + 4c_x(x - \theta z_i) &= F_x \\ m\ddot{y} + 4b_y(\dot{y} + \dot{\psi}z_i) + 4c_y(y + \psi z_i) &= F_y \\ m\ddot{z} + 4b_z(\dot{z} + \dot{\psi}x_i) &= F_z \\ I_x\ddot{\psi} + 4b_y z_i \dot{y} + (2b_z y_i^2 + 4b_y z_i^2)\dot{\psi} + 4c_y z_i y + & \\ + (2c_z y_i^2 + 4c_y z_i^2)\psi &= M_x \\ I_y\ddot{\theta} - 4b_x z_i \dot{x} + (2b_z x_i^2 + 4b_x z_i^2)\dot{\theta} - 4c_x z_i x + & \\ + (2c_z x_i^2 + 4c_x z_i^2)\theta &= M_y \\ I_z\ddot{\phi} + (2b_y x_i^2 + 2b_x y_i^2)\dot{\phi} + & \\ + (2c_y x_i^2 + 2c_x y_i^2)\phi &= M_z \end{aligned} \quad (18)$$

5. ПАРАМЕТРИРАНЕ НА ДИНАМИЧНИЯ МОДЕЛ

табл.2 Параметри на динамичния модел

Инерционни параметри на модела		
Параметър	Стойност	Размерност
m	838,6	kg
I_x	61,44	kg.m ²
I_y	61,44	kg.m ²
I_z	51,516	kg.m ²
Дисипативни параметри на модела		
Параметър	Стойност	Размерност
b_x	2931,38	N.s/m
b_y	2931,38	N.s/m
b_z	4205,66	N.s/m
x_i	0,486	m
y_i	0,486	m
z_i	0,3	m
Параметри на еластичните елементи		
Параметър	Стойност	Размерност
c_x	26410,5	N/m
c_y	26410,5	N/m
c_z	197766,1	N/m
x_i	0,486	m
y_i	0,486	m
z_i	0,3	m

Инерционните и дисипативните параметри на модела, както и параметрите на еластичните елементи са представени в таблица 2 заедно с техните размерности.

6. РЕЗУЛТАТИ ОТ СИМУЛАЦИОННОТО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ПРОСТРАНСТВЕНИТЕ ПРИНУДЕНИ ТРЕПТЕНИЯ НА КИД-300

Пространственият едномасов модел се използва за симулационно изследване на пространствени принудени трептения на машината. С помощта на така създадения динамичен модел е направено симулационно изследване (в програмна среда на MatLab) на пространствените принудени трептения на корпуса на КИД-300, като е променяна само честотата на въртене на дебалансния вибратор (в диапазон $f=18\div31$ Hz), а стойностите на останалите параметри (статичен инерционен момент на дебалансния вибратор и широчина на статичния разтоварен отвор на машината) са постоянни. Използваните настройки за симулационното изследване са:

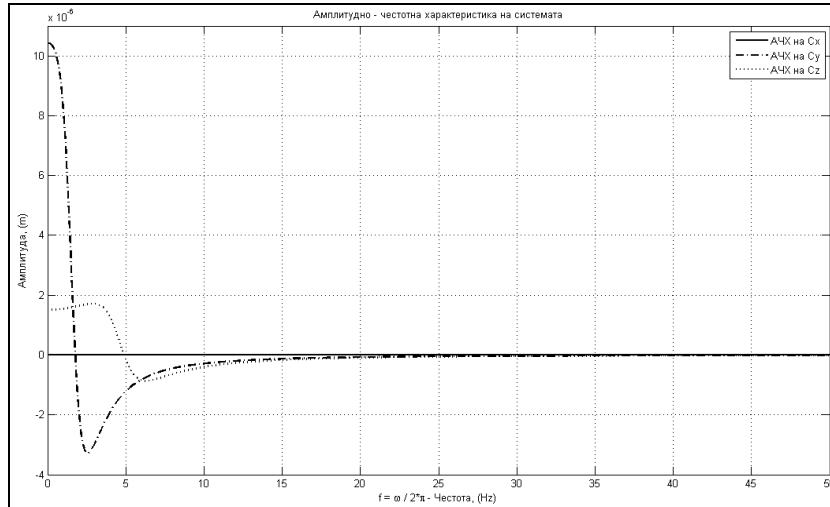
- 1) $f=18$ Hz, $\omega_o=113,10$ rad/s, $S_d=0,09441$ kg.m и $b=6$ mm;
- 2) $f=25$ Hz, $\omega_o=157,08$ rad/s, $S_d=0,09441$ kg.m и $b=6$ mm;
- 3) $f=31$ Hz, $\omega_o=194,78$ rad/s, $S_d=0,09441$ kg.m и $b=6$ mm.

Стойността на активната външна сила, която въздейства на системата е определена експериментално при съответните настройки на машината. В системата не са налични активни външни моменти за разгледаните идеализации и съответно техните стойности, като е посочено по-долу са нули. За дясната част на уравнение 16 се получава следната матрица $Q(t)=[F_x^v.\sin(\omega_o.t); F_y^v.\cos(\omega_o.t); F_z^v.\sin(\omega_o.t+0,25.\pi); 0; 0; 0]^T$. В таблица 3 са представени стойностите на активната външна сила F^v , както и на нейните компоненти, определени за различни честоти на въздействие. Компонентите на силата по ос x и ос y са дефазирани на 90 deg, което е отразено с използване на синусова и косинусова функция. Компонентата на силата по ос z е дефазирана на 45 deg от останалите две компоненти.

табл.3 Стойности на активната външна сила и на нейните компоненти

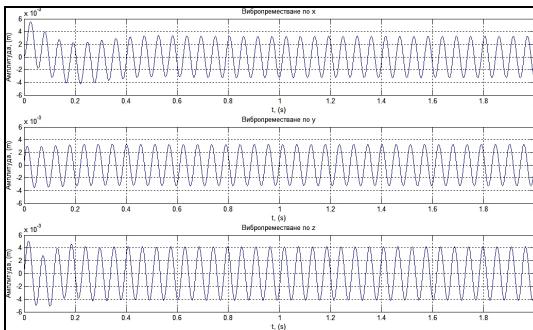
№	f , Hz	ω_o , rad/s	F_x^v , N	F_y^v , N	F_z^v , N	F^v , N
1	18	113,10	312,32	312,32	372,21	485,88
2	25	157,08	585,00	585,00	697,18	910,10
3	31	194,78	1168,3	1168,30	1392,33	1817,55

На фигура 3 е представена амплитудно-честотната характеристика на пространствената едномасова система при движение на машината, която е получена при единично въздействие, представено със следния вектор $[0;1;1,192;0;0;0]$ в програмна среда на MatLab.

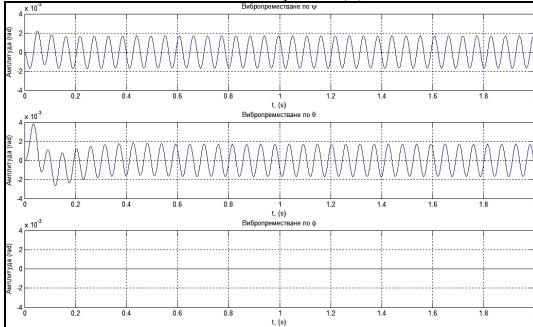


фиг.3 Амплитудно-честотна характеристика на пространствения едномасов модел

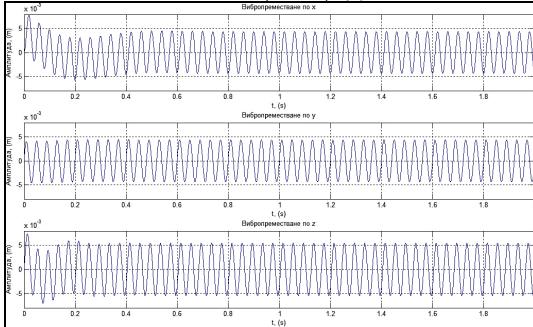
От фиг.4 до фиг.9 са представени получените резултати за амплитудата на вибропреместването (трептенията) на корпуса на КИД-300 (при съответните настройки на машината), които са получени от симулационното изследване на пространствения едномасов модел в програмна среда на MatLab. Стойностите на амплитудата на вибропреместването (трептенията) на машината са систематизирани и представени в таблица 4.



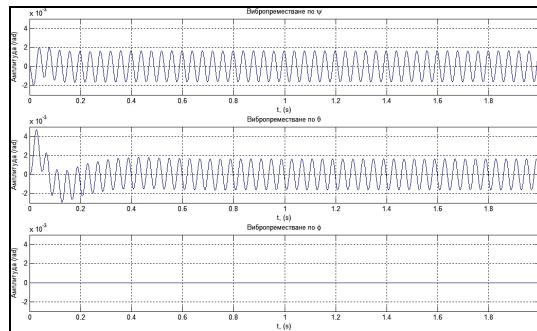
фиг.4 Трептения на корпуса на машината по направление на x , y , и z (1)



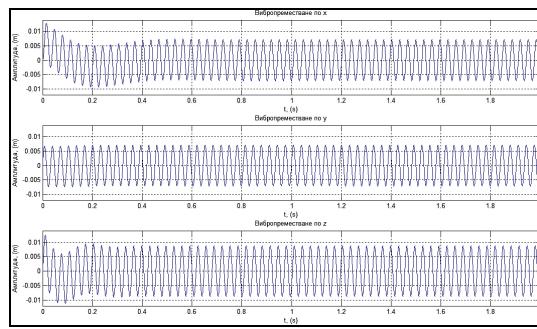
фиг.5 Трептения на корпуса на машината по направление на ψ , θ и ϕ (1)



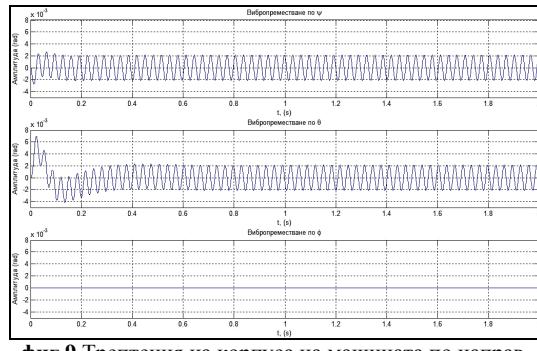
фиг.6 Трептения на корпуса на машината по направление на x , y , и z (2)



фиг.7 Трептения на корпуса на машината по направление на ψ , θ и ϕ (2)



фиг.8 Трептения на корпуса на машината по направление на x , y , и z (3)



фиг.9 Трептения на корпуса на машината по направление на ψ , θ и ϕ (3)

табл.4 Резултати за вибропреместването на корпуса на КИД-300

№	x , м	y , м	z , м	ψ , rad	θ , rad	ϕ , rad
1	0,00324	0,00324	0,00416	0,00169	0,00169	0
2	0,00440	0,00440	0,00545	0,00163	0,00163	0
3	0,00710	0,00710	0,00869	0,00211	0,00211	0

7. ИЗВОДИ

- Пространственият едномасов динамичен модел с шест степени на свобода на конусно инерционна трошачка предоставя възможности за изследване на движението на корпуса на трошачката в пространството, като могат да се променят настройките на машината и да се задават различни параметри на опорните тампони.
- Динамичният едномасов модел на трошачката дава информация за амплитудата на вибропреместването, виброскоростта и виброускорението на корпуса на машината в пространството при различни работни режими на трошачката.
- Моделът може да се използва за симулиране и изследване на принудените пространствени трептения на трошачката предизвикани от действието на вътрешния конус и предавани през слоя натрошаван материал към корпуса на машината, както и на принудените пространствени трептения предизвикани от въртенето на дебалансния вибратор.
- Моделът може да се използва при проектиране и конструиране на конусно инерционни трошачки и подобни на тях машини за синтез на параметрите на опорните тампони с цел оптимален избор на виброзолатори.

• Методиката и модела позволяват да се изследват единични въздействия, принудени трептения и събирателни взаимодействия върху външните елементи на трошачката, което отваря врати за експериментална проверка и съпоставка на въздействията и взаимодействията в машината.

Литература

1. Вражилски Др. Изследване на работния процес и параметри на вибрационен сепаратор. Дисертация, ТУ-София, 2009 г.
2. Лазов Л. Изследване на работния процес и параметри на ударно-отражателна трошачка. Дисертация, ТУ-София, 2008.
3. Недялков П. Динамично моделиране и изследване на работния процес и параметри на вертикална вибро-импулсна мелница. Дисертация, ТУ-София, 2009.
4. Недялков П., Савов С. Динамично моделиране на системата вътрешен конус-корпус на конусна инерционна трошачка тип КИД-300. Българско списание за инженерно проектиране, юли 2014, брой 23, стр. 65÷70, ISSN 1313-7530.
5. Craig J. Introduction to robotics, mechanics and control. Addison-Wesley Longman, Boston, Second edition, USA 1989.
6. De Silva C. Vibration: fundamentals and practice. CRC Press Boca Raton, London New York Washington, USA 2000.

DYNAMICAL MODELING AND RESEARCH SIMULATION OF SPATIAL MOVEMENT FOR ONE CONE INERTIAL CRUSHER

Simeon SAVOV¹ Petko NEDYALKOV²

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

²Department of Machine Elements and Non-metallic Constructions, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: nedpetko@tu-sofia.bg

Abstract: This paper presents a methodology of dynamical model synthesis for one cone inertial crusher using a particular example – KID 300. Simulation research of spatial movement of examined machine dynamical model with six degrees of freedom. The model is a theoretical approximation to real system – corpus – support pads and represents the spatial movement of this single mass – six degrees of freedom system. It is described the idealizations and settings as well as the parameterizations and clarifying of connections between the bodies in the model. Results for amplitude – frequency characteristics and for vibration movements in different regimes for the crusher are presented and discussed. Presented methodology and model are earnestly setting for elucidation of interactions in the real machine and comparison between theoretical modeling and experimental verification.

Keywords: dynamical modeling, vibration, cone – inertial crusher

СРАВНИТЕЛЕН АНАЛИЗ ПО ТОВАРОНОСИМОСТ МЕЖДУ ЗЪБЕН И ФРИКЦИОНЕН ПРЕДАВАТЕЛЕН МЕХАНИЗЪМ

Костадин СТОИЧКОВ¹ Явор СОФРОНОВ²

¹кatedra „Теория на механизмите и машините”, Технически университет - София, България
e-mail: kks@tu-sofia.bg

²кatedra „Теория на механизмите и машините”, Технически университет - София, България
e-mail: vsoftronov@tu-sofia.bg

Резюме: В настоящата работа авторите правят сравнителен анализ на товароносимостта на зъбна и фрикционна предавка. Разглеждат се цилиндрична зъбна предавка с прости зъби и фрикционен предавателен механизъм с цилиндрични фрикционни колела. Анализът е направен при следните условия: предавателното отношение както и междуосевото разстояние на двете предавки са еднакви; натоварването и при двете предавки е статично т.е. не е функция на времето; машинните елементи (зъбни колела, фрикционни колела, валове, лагери) и при двете предавки се разглеждат като идеално твърди тела; коефициентите на сигурност за двете предавки са еднакви. Също така се приема, че елементите на двете предавки са изработени от висококачествена легирана конструкционна стомана след извършена съответна термична обработка - в случая цементация и закаляване. Определянето на якостните параметри на зъбната предавка е направено по методика регламентирана от съответния действащ стандарт. Контактните напрежения са определени по формулата на Нерц-Беляев.

Ключови думи: зъбна предавка, фрикционна предавка, товароносимост.

1.УВОД

Както е добре известно от множество източници специализирана литература товароносимостта на зъбните предавки е значително по-голяма от тази на фрикционните. Това, разбира се е и практически доказано от огромният опит натрупан при разнообразните приложения на горепосочените предавателни механизми.

От друга страна фрикционните механизми имат някои качества, които зъбните предавки не притежават. Като най-сериозно преимущество на фрикционните предавателни механизми се явява тяхната възможност да реализират безстепенно изменение на предавателното отношение в достатъчен за практиката диапазон. Зъбните механизми не могат да реализират напълно безстепенно изменение на предавателното отношение въпреки че някои от тях са наречени „дискретни вариатори“ защото реализират краен брой близки по стойност предавателни отношения. Тези механизми са със сложна и проблемна за експлоатация конструкция, поради което не са се наложили в практиката. Освен безстепенното изменение на предавателното отношение, като конструктивна възможност, фрикционните предавки имат и технологични предимства, като по-проста технология за изработка и по-ниска себестой-

ност. Това се дължи на факта, че нарязването на зъбния венец при зъбните колела е скъпа и сложна операция, която изиска и значително технологично време. Както е известно в производството, постигането на рационален технологичен процес при нарязване на зъбните венци, е възможно само с използване на специални зъбообработващи машини. В зависимост от метода по който нарязват зъбите тези машини условно се делят на два класа – зъбофрезови и зъбодълбачни и са едни от най сложните и скъпи машини в машиностроенето. Зъбонарязващите машини са създадени специално за технологичната операция зъбонарязване и не могат да се прилагат за други такива, което ги прави още по-утежняващи и осъществявани производството.

Описвайки технологичните особености при изработка на зъбни колела, трябва да се отбележи, че в съвременните машини голяма част от използваните зъбни колела, са с шлифовани работни повърхности на зъбите, а при други, които са елементи от трансмисии с променливо предавателно отношение члената на зъбите, са „затилованi“, което е необходимо за превключване на различни предавки, например в главният превод на повечето универсални металорежещи маши-

ни. За технологичните операции зъбошлифоване и затиловане също са необходими специални машини и технологична екипировка за които с още по-голяма сила важи казаното за зъбонарезните машини. За осъществяване на технологичните операции по зъбообработване също така се изискват специални инструменти – зъбодълбачни гребени, зъбодълбачни колела, зъбонарезни глави, червячни, дискови или палцови модулни фрези, което също осъществява и усложнява производството.

След извършване на всички операции по зъбообработването трябва да се проконтролират геометричните параметри на зъбния венец, за което са необходими специализирани измерителни инструменти – нормаломери, високомери, шлифовани размерни ролки и др. За изработката и контрола на зъбни колела са необходими висококвалифицирани и съответно скъпо платени работници.

За изработката и контролът на фрикционните колела са напълно достатъчни универсални машини за механична обработка без каквато и да е специална инструментална и технологична екипировка. На практика са необходими две машини за ротационно-симетрична обработка (струг и кръглошлифовъчна машина) и комплект измерителни инструменти за измерване на линейни размери (шублер и микрометър). Технологичният процес по изработката и контрола на фрикционните колела се отличава с простота, висока производителност и ниска себестойност, заради което отпада нуждата от ангажиране на висококвалифициран персонал.

От казаното до тук е видно, че в технологично отношение фрикционните предавани са определено за предпочитане. Също така имайки предвид възможността за осъществяване на функцията „вариатор“ може да се заключи, че фрикционните предавки отстъпват на зъбните само по товароносимост, което означава, че работата в областта на фрикционните предавки може да доведе до перспективни технически решения с определен икономически ефект.

При сравняване на товароносимостта между зъбните и фрикционните предавки обикновено се казва, че първите превъзхождат вторите „значително“ или „многократно“ [1, 5, 6], като не се конкретизира съотношението между товароно-

симостите на двете предавки. В настоящата работа, като част от изследванията в областта на фрикционните предавки и търсene на начини за повишаване на тяхната товароносимост, авторите си поставят задачата да дадат по точно сравнение между товароносимостта на зъбните и фрикционните предавки.

2. ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ЛИМИТИРАЩОТО НАПРЕЖЕНИЕ ЗА ЗЪБИТЕ НА ЗЪБНИТЕ ПРЕДАВКИ.

Както е известно [1] в условията на работно натоварване критичното обемно напрежение е напрежението в основата на зъба. Напрежението на огъване е в следствие огъващият момент, създаден от силата, действаща в точката на контакта и лежаща върху общата нормала между два взаимно работещи зъба. Същата сила създава и контактно напрежение в точката на контакт на двойката взаимно работещи зъби. При увеличаване на натоварването върху предавката ще се увеличат и напреженията върху зъбите, като при достигане на определена стойност на натоварването ще започне разрушаване на зъба. Напрежението, (в основата на зъба или в точката на контакта), което първо доведе до разрушаване на нормалната работа ще наричаме лимитиращо.

Методиката за якостни пресмятания на цилиндрични еволвентни предавки [1,2] (настоящата работа касае само еволвентни зъбни колела) с външно зацепване е определена от БДС-1708-89 [4].

Според тази методика напрежението на огъване в основата на зъба- σ_F и контактното напрежение- σ_H се получават от изразите:

$$\sigma_F = Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon \frac{F_t}{b.m_n} K_A K_{F_V} K_{F_\alpha} K_{F_\beta} \quad (1)$$

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{b.d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} K_A K_{H_V} K_{H_\alpha} K_{H_\beta} \quad (2)$$

От тези изрази посредством съответните преобразувания и полагания се получават два основни параметъра на зъбната предавка, определящи нейната товароносимост: нормалният модулът- m_n гарантиращ якостта срещу огъване и междуосевото разстояние - a , гарантиращ дос-

татъчна контактна якост. Изразите за определяне на тези параметри са:

$$m_n = \sqrt[3]{Y_{FS1} Y_\beta \frac{2T_1 \cos^2 \beta}{z_1^2 \psi_{d1} \sigma_{FP1}} K_A K_{Fv} K_{F\beta}} \quad (3)$$

$$a = (u+1) \sqrt[3]{Z_E^2 Z_H^2 \frac{T_1}{4\psi_{d1} \sigma_{HP1}^2} \cdot \frac{u+1}{u} K_A K_{Hv} K_{H\beta}} \quad (4)$$

Участващите в горните равенства означения имат следния смисъл: T_1 -въртящ момент на входящото колело на предавката; u -предавателно число; z_1 -брой на зъбите на задвижващото зъбно колело; σ_{FP1} -допустимото напрежение на огъване за зъбите на задвижващото колело; σ_{HP1} -допустимо контактно напрежение за работната повърхнина на зъбите. Всички останали означения са коефициенти дадени в таблици и диаграми от методиката за изчисляване. Като се има предвид, че разглеждането се правят за цилиндрична зъбна предавка с прости зъби и нулева височинна корекция на зъбните колела, се определят стойностите на коефициентите участващи в (3) и (4). Избира се подходящ материал и термообработка за зъбните, в случая стомана 18ХГТ подложена на цементация и закаляване от което се определят допустимите напрежения: $\sigma_{FP1} = 680 \text{ MPa}$ и $\sigma_{HP1} = 1300 \text{ MPa}$.

Поради това, че в изразите (3) и (4) участват допустимите напрежения, ако бъде изразен от тях моментът T_1 ще получим максимално възможната стойност на входящият момент, при който би работила предавка с дадените модул и междуосево разстояние. В следващите извеждания тези въртящи моменти ще бъдат означени по следният начин: T_{FP1} – въртящ момент, при който се достига допустимото напрежение на огъване в основата на зъба; T_{HP1} – въртящ момент, при който се достига допустимото контактно напрежение в работната повърхност на зъба. За тези моменти получени от (3) и (4) са в сила изразите:

$$T_{FP1} = \frac{m_n^3 z_1^2 \psi \cdot \sigma_{FP1}}{Y_{FS} Y_\beta K_A K_{Fv} K_{F\beta} \cdot \cos^2 \beta} \quad (5)$$

$$T_{HP1} = \frac{4a^3 \psi \cdot \sigma_{HP1}^2 \cdot u}{(u+1)^4 Z_E^2 Z_H^2 K_A K_{Hv} K_{H\beta}} \quad (6)$$

Също така от теорията на зъбните предавки са известни релации:

$$m_n = \frac{d_1}{z_1}, \quad \psi = \frac{b_1}{d_1}, \quad d_1 = \frac{a}{u+1}. \quad (7)$$

След заместване на (7) в (5) и (6) се стига до следните равенства:

$$T_{FP1} = \frac{a^2 b \cdot \sigma_{FP1}}{(u+1)^2 z_1 Y_\beta Y_{FS} K_A K_{Fv} K_{F\beta}} \quad (8)$$

$$T_{HP1} = \frac{4a^2 \sigma_{HP1}^2 \cdot u}{(u+1)^3 Z_E^2 Z_H^2 K_A K_{Hv} K_{H\beta}} \quad (9)$$

Между параметрите, участващи в (8) и (9) съществуват следните връзки $K_A K_{Fv} K_{F\beta} \approx K_A K_{Hv} K_{H\beta}$, $\sigma_{HP1} \approx 1,9 \cdot \sigma_{FP1}$ [3].

Също така както е видно от (8) броят на зъбите на задвижващото колело – z_1 участва в знаменателя на израза следователно малките стойности на z_1 водят до повишаване на T_{FP1} . От друга страна най-малката стойност на z_1 , не изискваща височинна корекция е 17 [1,2] следователно, за да получим възможно най-голямата стойност на въртящия момент в знаменателя на (8) трябва да се положи $z_1 = 17$. Стойностите на коефициентите $Z_E, Z_H, Y_\beta, Y_{FS}$ се определят от таблиците и диаграмите [3] от методиката за изчисляване на зъбните предавки. След полагане на определените стойности на коефициентите в (8) и (9) се получават релации:

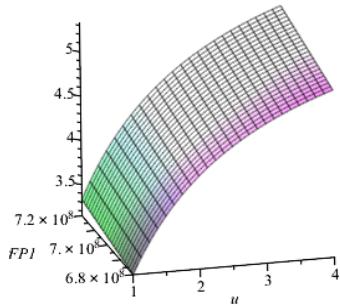
$$T_{FP1} = \frac{6,9 \cdot 10^{-3} a^2 b \cdot \sigma_{FP1}}{(u+1)^2} \quad (10)$$

$$T_{HP1} = \frac{6,4 \cdot 10^{-11} a^2 b \cdot \sigma_{FP1}^2}{(u+1)^3} \quad (11)$$

, в които допустимите натоварвания са изразени като функции на един и същи параметри, следователно дават възможност за сравняване на величините T_{FP1} и T_{IH} . Съставянето на отношението между двете величини води до изразът

$$\frac{T_{HP1}}{T_{FP1}} = 9,248 \cdot 10^{-9} \cdot \sigma_{FP1} \frac{u}{u+1} \quad (12)$$

Изразът (12) дава отношението на граничните моменти като функция на допустимото напрежение на огъване в основата на зъба - σ_{FPI} и предавателното число - u . От теоретичните работи и практическите изследвания на зъбни предавки са установени границите на изменение на тези два параметра : $\sigma_{FPI} = 680 \div 720 \text{ MPa}$; $u = 1 \div 4$, което ни дава възможност да построим повърхнината $\frac{T_{HPI}}{T_{FPI}} = \frac{T_{HPI}}{TFPI}(\sigma_{FPI}, u)$ дадена на фиг.1.



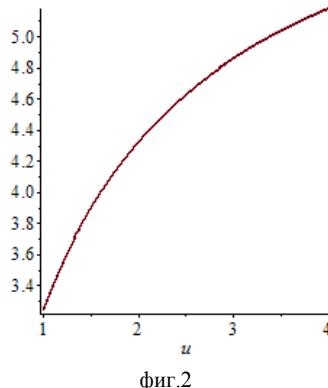
фиг.1

При фиксирана стойност на допустимото напрежение, например $\sigma_{FPI} = 700 \text{ MPa}$ се получава за

отношението $\frac{T_{HPI}}{T_{FPI}}$ се получава изразът:

$$\frac{T_{HPI}}{T_{FPI}} = 6,474 \frac{u}{u + 1} \quad (13)$$

чиято графика е дадена на фиг. 2



фиг.2

От изображенията на фиг.1 и фиг.2 е видно, че въртящият момент T_{FPI} , при който ще бъде достигната допустимата стойност на напрежението в основата на зъба е от 3,2 до 5,2 пъти по-ниска от този, при който се достига допустимото контактно напрежение.

От направените до тук разглеждания може да се направи изводът, че лимитиращото напрежение е това в основата на зъба, следователно при сравнение на зъбните и фрикционните предавки този показател ще бъде считан за, определящ товароносимостта на зъбната предавка.

3.СРАВНЕНИЕ ПО ТОВАРОНОСИМОСТ МЕЖДУ ЗЪБЕН И ФРИКЦИОНЕН ПРЕДАВАТЕЛЕН МЕХАНИЗЪМ

В настоящата точка ще бъде направен сравнителен анализ по товароносимост между зъбна и цилиндрична фрикционна предавка при следните условия: вида на натоварването е еднакъв за двете предавки – въртящ момент с постоянна стойност; междуосевото разстояние и предавателното отношение на двете предавки е еднакво; работната ширина - b на колелата от двете предавки е с една и съща стойност; колелата да двете предавки са изработени от еднакъв материал. Сравняваните напрежения ще бъдат: напрежението на огъване в основата на зъба, което е лимитиращо за зъбната предавка и нормалното напрежение в зоната на контакта на фрикционните колела.

Нормалната сила F_n , която е необходима за осигуряване на момент на триене T_{f1} върху входящо колело на цилиндрична фрикционна предавка с диаметър d_1 се дава от изразът

$$F_n = \frac{2T_{f1}}{\mu d_1} \quad (14)$$

където с μ е описан коефициентът на триене при плъзгане за фрикционната двойка колела. Максималното контактно напрежение- $\sigma_{H \max}$, което тази сила ще създаде в зоната на контакта между фрикционните колела според формулата на Herz-Беляев ще бъде:

$$\sigma_{H \max} = 0,916 \sqrt{\frac{T_{f1}}{b \mu d_1} \frac{E_1 E_2 (\rho_1 + \rho_2)}{\rho_1 \rho_2 (E_1 + E_2)}}. \quad (15)$$

С E_1, E_2, ρ_1, ρ_2 са означени съответно коефициентите на еластичност и радиусите на кривина в точката на контакта за колелата от фрикционната предавка. Поради това, че фрикционните колела са цилиндрични, радиусите на кривина са константи и са равни на контактните радиуси т.е.:

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2}; \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2}. \quad (16)$$

След заместване на (16) в (15) се стига до изразът

$$\sigma_{H \max} = 0,916 \sqrt{\frac{2Tf_1}{b\mu} \frac{E_1 E_2 (d_1 + d_2)}{d_1^2 d_2 (E_1 + E_2)}}. \quad (17)$$

Както е известно между диаметрите d_1, d_2 , междуосовото разстояние - a и предавателното число - u на цилиндрична предавка са в сила връзките:

$$\begin{cases} d_1 = \frac{a}{u+1} \\ d_2 = \frac{a}{u+1} u. \end{cases} \quad (18)$$

След полагане на (18) в (17) и имайки предвид, че двете колела са от еднакъв материал (с модул на еластичност E) се получава връзката

$$\sigma_{H \max} = 0,916 \sqrt{\frac{ETf_1}{a^2 b \mu} \frac{(u+1)^3}{u}}, \quad (19)$$

от която можем да изразим максимално допустимият въртящ момент на входа на разглежданата предавка:

$$T_{f1} = 1,192 \mu \frac{ua^2 b}{(u+1)^3} \frac{\sigma_{H \max}^2}{E}. \quad (20)$$

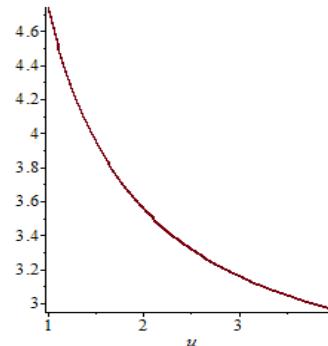
Като се имат предвид, че в случаите са валидни равенствата

$$\sigma_{H \max} = \sigma_{HP1}, \quad \sigma_{FP1} = 700 \cdot 10^6, \quad E = 2,1 \cdot 10^{11}, \quad \mu = 0,12 [5]$$

(коefficient на триене при пълзгане на закалена стомана по закалена стомана) можем да съставим отношението на максималните моменти, които могат да понесат зъбна предавка и фрикционна такава при едни и същи условия. След разделяне на (10) с (20) се получава равенството

$$\frac{T_{FP1}}{T_{f1}} = \frac{2,37(u+1)}{u}. \quad (21)$$

Въз основата на (21) може да се начертава графика (фиг.3) на функцията $\frac{T_{FP1}}{T_{f1}} = \frac{T_{FP1}}{T_{f1}}(u)$ при изменение на предавателното число $1 \leq u \leq 4$, която дава нагледна представа за съотношението между товароносимостите на



фиг.3

зъбните и фрикционните предавки при еднакви габарити и предавателни числа.

4.ИЗВОДИ

От направеният в работата сравнителен анализ по отношение товароносимостта на зъбните и фрикционните предавки може да се направи извода, че при еднакви междуосеви разстояния и предавателни числа отношението между максималните моменти предавани от зъбния и фрикционния механизъм е в границите от 3 до 4,6. Големите стойности на това отношение са при малките предавателни числа, като намаляват монотонно с увеличаване на предавателното число, т.е. фрикционните предавки са подходящи за реализиране на по-високи редукции.

Литература

- Арнаудов К., Димитров И., Йорданов П., Лефтеров Л. Машинни елементи. София, Техника, 1980.
- Генова П., Аспарухов А. Машинни елементи и механизми. Технически Университет –София, 1991.
- Андонов А., Живков В., Стоичков К. Ръководство за курсово проектиране и лабораторни упражнения по машинни елементи и механизми. София, Софтрейд, 2011.

4. Комитет по качеството. Предавки зъбни цилиндрични еволвентни с външно зацепване. Якостно изчисляване на зъбни предавки БДС 17108-89. София, 1990.

5. Пронин Б., Ревков Г., Безступенчатие клиновременние и фрикционные передачи. Москва Машиностроение, 1980

6. Кожевников С.Н., Есипенко Я.И., Механизмы Москва, Машиностроение, 1976.

COMPARATIVE ANALYSIS ABOUT LOAD CAPACITY BETWEEN GEAR AND FRICTIONAL PAIR

Kostadin STOICHKOV¹ Yavor Sofronov²

¹Theory of mechanisms and machine department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: kks@tu-sofia.bg

²Theory of mechanisms and machine department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: ysofronov@tu-sofia.bg

Abstract: In the following article authors make comparative analysis about load capacity of gear and frictional pair. Only spur gear and frictional mechanism with cylindrical friction wheel are considered. The analysis is performed under the following conditions: transmission ratio and wheelbase distance of both pairs is equal; load on both pairs is static i.e. it's not time dependent; machine elements (spur gears, frictional wheels, shafts, bearings) on both pairs are regarded as rigid bodies; safety factors for both pairs are the same. It was also assumed that the elements of the two pairs were made of high quality alloy structural steel after an appropriate heat treatment - in this case carburizing and hardening. The strength parameters of the gear were made according to methodology regulated by the relevant standard. The contact stresses are determined using Herz-Belyaev formula.

Keywords: gear pair, frictional pair, load capacity

АНАЛИЗ НА СОБСТВЕНИТЕ ЧЕСТОТИ НА КОША НА СПЕЦИАЛИЗИРАН ВАГОН ЗА ПРЕВОЗВАНЕ НА НАСИПНИ ТОВАРИ СЕРИЯ FALNS

Светослав СЛАВЧЕВ

катедра „Железопътна техника”, Технически университет - София, България
e-mail: slavchev_s@tu-sofia.bg

Резюме: Докладът съдържа резултати от проведените теоретични изчисления на собствените честоти на коша на вагон за превоз на насипни товари серия Falns за повишено осево натоварване 25,0 t/ос. Разработени са пространствени изчислителни модели, описващи много точно геометрията на вагона с помощта на програмния продукт *SolidWorks*. Собствените честоти на коша на вагона са определени с помощта на метода на крайните елементи, като е използван модулът “frequency” на програмния продукт. За да бъде допусната новопроектираната вагонна конструкция до провеждане на реални пътни изпитвания, собствените честоти на коша на вагона трябва да се отличават от тези на целия вагон, т.е. да не настъпят резонансни явления.

Ключови думи: МКЕ, собствени честоти, вагон

1.УВОД

В статията са представени резултати от проведените теоретични изчисления на собствените честоти на коша на вагона за превоз на насипни товари серия *Falns* за осево натоварване 25,0 t/ос проектиран от фирма ТРАНСВАГОН АД, гр. Бургас и анализ на получените резултати с оглед на честотите на ресорното окачване на вагона. Теоретичните изследвания са направени по метода на крайните елементи. Използван е програмният продукт *SolidWorks Simulation*. Разработени са сложни пространствени изчислителни модели, описващи много точно геометрията на вагона [4]. В процеса на създаване на моделите е изследвана сходимостта на решението. Това позволява да се разработят възможно най-подходящите схеми по отношение на: геометричното представяне на обекта, въвеждането на действащите натоварвания и реакции и получаване на достатъчно точни резултати за изследвани величини.

2. ОБЕКТ НА ИЗСЛЕДВАНЕТО

Обектът на изследването е вагон за превоз на насипни товари серия *Falns* фиг. 1 за осево натоварване 25,0 t/ос.

Основни параметри на вагона са дадени в таблица 1.

За извършване на якостния и честотния анализ е разработен пространствен изчислителен модел,

изграден от крайни елементи тип 3D (solids). Моделът е оптимизиран като е изследвана сходимостта на решението.



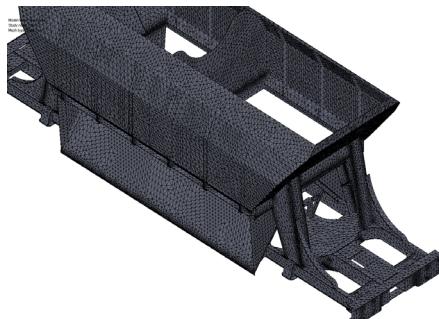
фиг.1 Вагон Falns

табл.1 Основни параметри на изследвания вагон

Габарит	G1
Брой на осите	4
Товароносимост, t	78,5
Тара, t	21,5
Натоварване на ос, t	25
База на вагона, mm	6 500
Конструктивна скорост, km/h	120
	празен
	натоварен
	100

Оптимизираният модел е изграден от 697 047 възела и 349 371 крайни елемента – фиг.2.

Максималният размер на крайните елементи е 42,6 mm. Спазени са всички теоретично изискващи се съотношения между параметрите на крайните елементи, позволяващи моделиране на конструкцията на коша с помощта на solids.



фиг.2 Оптимизираният модел на коша на вагона

3. МЕТОДИКА НА ИЗСЛЕДВАНЕТО

За изпълнение на поставената задача е използван програмният продукт *SolidWorks Simulation*, динамичен модул, предназначен за определяне на честотите на собствените трептения на анализирания обект. Изследването е направено като е използвана работната документация от [3]. Въведени са необходимите гранични условия и са получени данни за собствените честоти на първите 5 форми на трептене.

Изследват се следните 2 случая:

- Празен вагон;
- Пълен вагон до достигане на осево натоварване 25 t/ос.

В специализираната литература обикновено се изследват първите 2 форми на трептене. В конкретния случай анализът е разширен до първите 5 форми на трептене. Причините за това са традиционните при изследване на вагонни конструкции и настояването на производителя на вагона. За нуждите на изследванията е използван базов изчислителен модел, напълно идентичен с този от т. 2, разработен за провеждане на статичния якостно-деформационен анализ. За симулация на натоварването допълнително са

създадени елементи с подходящи характеристики, моделиращи полезния товар.

В съответствие с [3], в изчислителните модели са зададени реалните параметри на използваната от конструкторите стомана S355J2, EN 10025), чито основни показатели са дадени в таблица 2:

табл.2 Параметри на използвания материал

Стомана	S355J2
Дебелина на ламарината в mm	3 до 16
Мин. граница на провлачане Re - MPa	355
Мин. якост на опън Rm - MPa	470

Материалът е моделиран като линейно-еластичен и изотропен. Характеризира се с параметрите:

- модул на Юнг – $E=210\ 000\ MPa$;
- коефициент на Поасон – $\mu=0,3$.

Границните условия са въведени в зоните на двата централни лагера както следва:

В единия лагер – според таблица 3:

табл.3 Граничните условия за първия лагер

Глобална координатна ос	Преместване	Завъртане
x	$Ux=R$	$\phi x=R$
y	$Uy=R$	$\phi y=F$
z	$Uz=R$	$\phi z=F$

Във втория лагер – според таблица 4:

табл.4 Граничните условия за втория лагер

Глобална координатна ос	Преместване	Завъртане
x	$Ux=F$	$\phi x=R$
y	$Uy=R$	$\phi y=F$
z	$Uz=R$	$\phi z=F$

В таблици 3 и 4 са използвани следните означения:

- R - преместването/завъртането е ограничено;
- F - преместването/завъртането не е ограничено.

При модалния анализ натоварването включва:

- За състоянието „празен вагон“ – собствената маса на коша;
- За състоянието „пълен вагон“ – собствената маса и масата на полезния товар.

Натоварен вагон	22,5	11 885	2664033	2,3852
-----------------	------	--------	---------	--------

5. РЕЗУЛТАТИ ОТ МОДАЛНИЯ (ЧЕСТОТНИЯ) АНАЛИЗ НА КОША И ТЯХНАТА ОЦЕНКА

Резултатите от проведените с програмата модален (честотен) анализ са дадени в таблици 6 и 7 и на фигурите 3 и 4 и кореспондират с резултатите публикувани в [2, 6 и 7].

4. ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ЧЕСТОТИТЕ НА СОБСТВЕНО ТРЕПТЕНЕ НА ОКАЧВАНЕТО НА ВАГОНА

Честотите на собствените трептения на ресорното окачване на празния и пълният вагон се определят по формулата [1, 5]:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_z}{m_a}} \quad (1)$$

където:

- c_z е еластична константа на окачването за една букса (колело);
- m_a – обресорена маса на една букса (колело).

Като се има предвид, че вагонът *Fals* е оборудван с талиги Y25Ls1-(K) със стандартни UIC пружини и параметри, то при собствена маса на вагона $T = 21 500 \text{ kg}$ втората пружина ще започне да се натоварва при маса на полезния товар 1155 kg , която е незначителна спрямо максималната товароносимост – $78 500 \text{ kg}$. Това е причината да бъдат изследвани двете основни състояния – празен и пълен.

Данните за изчисленията и резултатите за собствените честоти на трептение са дадени в таблица 5.

табл.5 Резултатите за собствените честоти

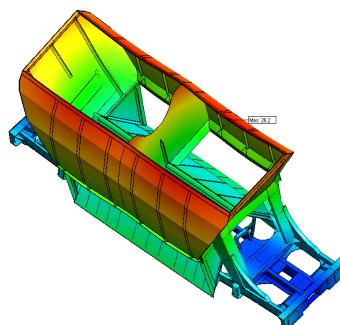
Състояние на вагона	Осево натоварване [t]	Обресорена маса на една букса [kg]	Еластична константа на една букса [N/m]	Честота f_0 [Hz]
Празен вагон	6,5	2072,5	1015228	3,4978

табл.6 Получените честоти за празен вагон

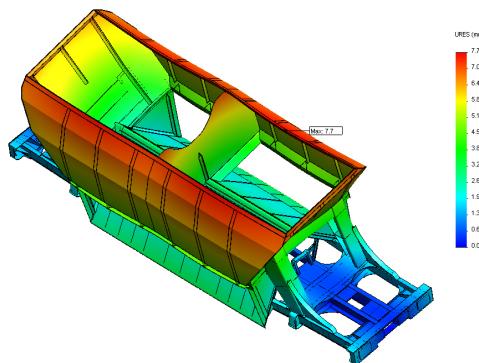
Собствена форма на трептение на коша	Състояние	Честота, Hz
Първа	празен	16,05
Втора	празен	26,67
Трета	празен	28,38
Четвърта	празен	30,24
Пета	празен	30,89

табл.7 Получените честоти за натоварен вагон

Собствена форма на трептение на коша	Състояние	Честота, Hz
Първа	натоварен	4,71
Втора	натоварен	7,82
Трета	натоварен	8,32
Четвърта	натоварен	8,87
Пета	натоварен	9,06



фиг.3 Първа собствена форма на трептение на коша за празен вагон



фиг.4 Първа собствена форма на трептене на коша за натоварен вагон

Оценката на резултатите от проведенния модален анализ е направена с помощта на данните от таблица 8. В нея са обобщени резултатите за първите пет форми на трептене на пълния и празния вагонен кош и са съпоставени със собствените честоти на трептене на ресорното окачване.

табл.8 Сравнителен анализ на получените собствени честоти

Собствена форма на трептене на коша	Състояние	Изчислена стойност на честотата на собствени трептения, Hz	Честота на собствени трептения на окачването, Hz
Първа	празен	16,05	3,49
Втора	празен	26,67	
Трета	празен	28,38	
Четвърт	празен	30,24	
Пета	празен	30,89	
Първа	пълен	4,71	2,38
Втора	пълен	7,82	
Трета	пълен	8,32	
Четвърт	пълен	8,87	
Пета	пълен	9,06	

Анализът на данните от таблица 8 позволява да се направят следните основни изводи:

1. Собствените честоти на трептене на коша, както в натоварено, така и в ненатоварено състояние са съществено по-големи (от 1,97 за до 8,83 пъти) от собствените честоти на вагона с отчитане на ресорното окачване. Това превишава считаната за критична стойност $\pm \sqrt{2}$.

2. Изпълнено е условието собствените честоти на трептене на коша (в натоварено и в ненатоварено състояние) да се различават от собствените честоти на вагона с отчитане на ресорното окачване с повече от 0,5 Hz.

6. ОБОЩЕНИЯ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Обобщавайки горното следва, че е изпълнено изискването на TSI-WAG „Якост на основната конструкция на превозното средство – видове трептения“: По време на проектирането /конструирането/ трябва да се вземе предвид, че честотата на собствените трептения на коша на вагона трябва да се разграничават достатъчно добре от тези на окачването.

Следователно в новопроектираната конструкция не се очаква да настъпят резонансни явления и вагонът може да бъде допуснат до провеждане на реални пътни изпитвания.

Литература

- БДС EN 12663-2:2010, Железопътна техника. Изисквания към конструкцията на кошовете на железопътното превозно средство. Част 2: Товарни вагони, 2010.
- Кралов И., П. Синапов, К. Неделчев, И. Игнатов, Фрикционни самовъзбуджащи се трептения на плоча, София, BulTrans, 2013.
- Работни чертежи на вагон Falns 273-00.00.00.00.00.
- Славчев С., В. Стоилов. Методика за оценка на напреженията при прилагане на „статичния метод на UIC“ за изследване на умора на материала при използване на числени методи. Созопол, BULTRANS-2011
- TCSC, Подвижен състав - товарни вагони, 2006
- Kralov I.; P. Sinapov, I. Ignatov, K. Nedelchev, Friction-induced vibrations of a railway wheel considering different damping in the system, JBTA, Vol 18, No 4, 2012
- Kralov I.; P. Sinapov, I. Ignatov, K. Nedelchev, Non-stationary friction-induced vibrations of a railway rail, JBTA, Vol 19, No 3, 2013

ANALYSIS OF EIGENFREQUENCIES OF WAGON BODY OF SPECIALIZED WAGON FOR CARRIAGE OF BULK GOODS SERIES FALNS

Svetoslav SLAVCHEV

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

Abstract: This paper contains results from the conducted theoretical calculations of eigenfrequencies of the wagon body for transporting bulk, series Falns, for increased axle load 25,0 t/axle. Using the software SolidWorks three-dimensional computational models were developed describing precisely the geometry of the wagon. Eigenfrequencies of the wagon body are determined using the finite element method, with the module "frequency" of the software. In order the newly wagon design to be admitted to conducting real tests, the eigenfrequencies of the wagon body must differ from those of the entire vehicle, so that resonance phenomena not occurs.

Keywords: FEM, Eigenfrequencies, railway wagon.

DESIGN AND SIMULATION OF OP-AMP-RC SINE WAVE OSCILLATOR

Khalid Awaad Humood Adham Hadi Saleh Wurod Qasim Mohammed

Electronic Department, Engineering College, Diyala University, Iraq

email: humoodkhalid@yahoo.com

Abstract: The frequency oscillator can be considered as a one of basic circuits, which must be existing in most electrical, electronic, communication circuits and systems. In this paper, a proposed design of sine wave oscillator type RC phase shift has been performed using three approaches. The first approach proposed design is done theoretically using the basic theorems used to generate oscillations, such as the condition of oscillation criteria. Secondly it is done using simulation technique (multisim11).. All the obtained results from the above two approaches (3.800 kHz and 3.510 kHz respectively) are seems to be equal approximately. These obtained results from the designed oscillator were very encouraging.

Key Word: RC,OP-AMP, Oscillator

1. INTRODUCTION

Oscillators are circuits that produce specific, periodic waveforms such as square, triangular, saw tooth, and sinusoidal. There are two main classes of oscillator relaxation and sinusoidal. Relaxation oscillator generates the triangular, saw tooth and other non-sinusoidal waveforms. Sinusoidal oscillators consist of amplifiers with external components used to generate oscillation, or crystals that internally generate the oscillation (1). The focus here is on sine wave oscillators, created using the operational amplifiers (Op-Amps).

Sine wave oscillators are used as references or test waveforms by many circuits. A pure sine wave has only a single or fundamental frequency ideally no harmonics are present. (Thus, a sine wave may be the input to a device or circuit, with the output harmonics measured to determine the amount of distortion). The waveforms in relaxation oscillators are generated from sine waves that are summed to provide a specified shape [1,2]. A small signal voltage amplifier is shown in Figure (1a).

The operational amplifier has an extremely high gain under these circumstances and this leads to saturation within the amplifier. As saturation implies working in the non-linear section of the characteristics, harmonics are produced and a ringing pattern may appear inside the chip. Because of this, a square wave output is produced for a sinusoidal input. The amplifier has ceased to amplify and it has become unstable. There are many reasons why an amplifier may become unstable, such as temperature changes or power supply variations, but in this case, the

problem is the very high gain of the operational amplifier [3,4].

Figure (1b) shows how this may be overcome by introducing a feedback network between the output and the input. When feedback is applied to an amplifier, the overall gain can be reduced and controlled so that the operational amplifier can function as a linear amplifier. Note also that the signal feedback has a phase angle, due to the inverting input, which is in opposition to the input signal (V_i). Negative feedback can therefore be defined as the process whereby a part of the output voltage of an amplifier is fed to the input with a phase angle that opposes the input signal [5,6].

Negative feedback is used in amplifier circuits in order to give stability and reduced gain. Bandwidth is generally increased, noise reduced and input and output resistances altered. These are all desirable parameters for an amplifier, but if the feedback is overdone then the amplifier becomes unstable and will produce a ringing effect [7].

In order to understand stability, instability and its causes must be considered. From the above discussion, as long as the feedback is negative, the amplifier is stable, but when the signal feedback is in phase with the input signal then positive feedback exists. Hence, positive feedback occurs when the total phase shift through the operational amplifier (Op-Amp) and the feedback network is 360° (0°). The feedback signal is now in phase with the input signal (V_i) and oscillations take place [8]. There are many types of oscillator circuits depending on the component used in the circuit. These oscillator circuits are RC oscillator, LC oscillator , Colpitts oscillator , Hartley

oscillator, Wien bridge oscillator and Crystal oscillator [9].

The simplest form of a negative feedback system is used to demonstrate the requirements for oscillation to occur. Figure (2) shows the block diagram for this system in which V_{IN} is the input voltage, V_{OUT} is the output voltage from the amplifier gain block (A), and β is the signal, called the feedback factor, that is feed back to the summing junction. E represents the error term that is equal to the summation of the feedback factor and the input voltage [10,11].

2. GAIN IN THE OSCILLATOR

The oscillator gain must be unity ($A\beta = 1 \angle -180^\circ$) at the oscillation frequency. Under normal conditions, the circuit becomes stable when the gain exceeds unity, and oscillations cease. However, when the gain exceeds unity with a phase shift of -180° , the nonlinearity of the active device reduces the gain to unity and the circuit oscillates. The nonlinearity becomes significant when the amplifier swings close to either power rail because cutoff or saturation reduces the active device (transistor) gain. The paradox is that worst-case design practice requires nominal gains exceeding unity for manufacturability, but excess gain causes increased distortion of the output sine wave.

When the gain is too low, oscillations cease under worst-case conditions, and when the gain is too high, the output waveform looks more like a square wave than a sine wave. Distortion is a direct result of excessive gain overdriving the amplifier; thus, gain must be carefully controlled in low-distortion oscillators. Phase-shift oscillators have distortion, but they achieve low-distortion output voltages because cascaded RC sections act as distortion filters. In addition, buffered phase-shift oscillators have low distortion because the gain is controlled and distributed among the buffers.

Most circuit configurations require an auxiliary circuit for gain adjustment when low-distortion outputs are desired. Auxiliary circuits range from inserting a nonlinear component in the feedback loop, to automatic gain control (AGC) loops, to limiting by external components such as resistors and diodes. Consideration must also be given to the change in gain resulting from temperature variations and component tolerances, and the level of circuit com-

plexity is determined based on the required stability of the gain. The more stable the gain, the better the purity of the sine wave output [12].

3. THEORY OF THE PROPOSED DESIGN

Op-Amp oscillators are circuits that are unstable but not all types, that are sometimes unintentionally designed or created in the lab but ones that are intentionally designed to remain in an unstable or oscillatory state. Oscillators are useful for generating uniform signals that are used as a reference in such applications as audio, function generators, digital systems, and communication system [12].

Op-Amp sine-wave oscillators operate without an externally applied input signal. Instead, some combination of positive and negative feedback is used to drive the op-Amp into an unstable state, causing the output to cycle back and forth between the supply rails at a continuous rate. The frequency and amplitude of oscillation are set by the arrangement of passive and active components around a central Op-Amp [13].

Op-Amp oscillators are restricted to the lower end of the frequency spectrum because op-Amps do not have the required bandwidth to achieve low phase shift at high frequencies. Voltage-feedback Op-Amps are limited to a low kHz range because their dominant, open-loop pole may be as low as 10 Hz. The new current-feedback op-Amps have a much wider bandwidth, but they are very hard to use in oscillator circuits because they are sensitive to feedback capacitance [14].

In this paper, for the proposed design, RC of feedback components are rearranged as shown in Figure (3) shows the use of an Op-Amp version of this type of oscillator apply in this design. It is clear that the feedback type is voltage series and to obtain the output voltage and the phase shift oscillator the analysis was done as follows:

From Figure (4), it is clear that the feedback type is voltage series and to obtain the output voltage and the phase shift oscillator the analysis is as follows:-

Loop 1

$$\left(R + \frac{1}{j\omega C} \right) I_1 - \frac{1}{j\omega C} I_2 + 0I_3 = V_{out} \quad (1)$$

Loop 2

$$-\frac{1}{j\omega C} I_1 + \left(R + \frac{2}{j\omega C} \right) I_2 - \frac{1}{j\omega C} I_3 = 0 \quad (2)$$

Loop 3

$$0I_1 - \frac{1}{j\omega c} I_2 + \left(R + \frac{2}{j\omega c} \right) I_2 = 0 \quad (3)$$

$$\Delta = \begin{vmatrix} R + \frac{1}{j\omega c} & -\frac{1}{j\omega c} & 0 \\ -\frac{1}{j\omega c} & R + \frac{2}{j\omega c} & -\frac{1}{j\omega c} \\ 0 & -\frac{1}{j\omega c} & R + \frac{2}{j\omega c} \end{vmatrix}$$

$$\Delta = \left(R + \frac{1}{j\omega c} \right) \left[\left(R + \frac{2}{j\omega c} \right) \left(R + \frac{1}{j\omega c} \right) + \frac{1}{W^2 C^2} \right] + \frac{1}{j\omega c} \left[-\frac{1}{j\omega c} \left(R + \frac{2}{j\omega c} \right) \right]$$

$$\Delta = \left(R + \frac{1}{j\omega c} \right) \left[R^2 + \frac{4R}{j\omega c} - \frac{4}{W^2 C^2} + \frac{1}{W^2 C^2} \right] + j\omega c \left(-\frac{R}{j\omega c} + \frac{1}{W^2 C^2} \right)$$

$$\Delta = R^2 + \frac{4R^2}{j\omega c} - \frac{4R}{W^2 C^2} + \frac{R}{W^2 C^2} + \frac{R^2}{j\omega c} - \frac{4R}{W^2 C^2} + \frac{1}{W^2 C^2} + \frac{R}{W^2 C^2} + \frac{2}{jW^2 C^2}$$

$$\Delta = R^2 + \frac{5R^2}{j\omega c} - \frac{6R}{W^2 C^2} - \frac{1}{jW^2 C^2}$$

$$\Delta_{32} = \begin{vmatrix} R + \frac{1}{j\omega c} & -\frac{1}{j\omega c} & V_{out} \\ -\frac{1}{j\omega c} & R + \frac{2}{j\omega c} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{j\omega c} & 0 \end{vmatrix} W^2 C^2$$

$$\Delta_{32} = -\frac{V_{out}}{W^2 C^2}$$

$$I_3 = \frac{\Delta_{32}}{\Delta}$$

$$I_3 = \frac{\frac{V_{out}}{W^2 C^2}}{R^2 + \frac{5R^2}{j\omega c} - \frac{6R}{W^2 C^2} - \frac{1}{jW^2 C^2}} \quad (5)$$

From the circuit shown in Figure (4) it can be obtain:

$$\beta = \frac{V_f}{V_{out}} \quad (6)$$

$$V_f = \frac{I_3}{j\omega c} \quad (7)$$

$$\beta = \frac{I_3}{j\omega c V_{out}} \quad (8)$$

By substituting Equation (5) in Equation (8), getting that:

$$\beta = \frac{-V_{out}}{W^2 C^2 \left(R^2 + \frac{5R^2}{j\omega c} - \frac{6R}{W^2 C^2} - \frac{1}{jW^2 C^2} \right)} \quad (9)$$

$$\beta = \frac{-1}{jW^2 C^2 \left(R^2 + \frac{5R^2}{j\omega c} - \frac{6R}{W^2 C^2} - \frac{1}{jW^2 C^2} \right)}$$

$$\beta = \frac{-1}{jW^2 C^2 R^2 + 5R^2 W^2 C^2 - j6WC R - 1}$$

$$\beta = \frac{-1}{(5R^2 W^2 C^2 - 1) + j(W^2 C^2 R^2 - 6WC R)}$$

Imaginary part = 0

$$W^2 C^2 R^2 - 6WC R = 0$$

$$\beta = \frac{-1}{5R^2 W^2 C^2 - 1}$$

(11)

Substitute for

$$W^2 = \frac{6}{R^2 C^2}$$

in Equation (11)

$$\beta = \frac{-1}{5R^2 \frac{6}{R^2 C^2} C^2 - 1} = \frac{-1}{30 - 1} = -\frac{1}{29}$$

Oscillator condition:

$$1 - A\beta = 0$$

The voltage gain of the circuit must have negative gain.

4. SIMULATION OF PROPOSED DESIGN

In this paper proposed design of Op-Amp Sine wave oscillator is simulated using multisim technique. The circuit diagram of this design is shown in Figure (5). The output signal which obtained from the operation of this proposed circuit is shown in Figure (6). It obvious that the output of frequency 3.51KH.

As shown in the Figure (5), there are two types of feedback : negative and positive. The first type is a technique that used to improve the performance of the operated amplifier to obtain high bandwidth, however this reduce the gain . Also it has the following advantages,make the circuit stable , operates without noise and could be able to obtain matching. The positive feedback which has a very important characteristic which make the circuit introduces the oscillation.

6. RESULTS AND CONCLUSIONS

This paper presented the design of op-amp sine wave oscillator, which is achieved by three approaches. Firstly, using theory and analysis of basic circuits of oscillation as shown: in Figures (3) and

(4). Secondly the design was achieved using multisim 11(electronic simulation technique) as shown in. shown in Figures (5) and (6) .The output frequencies for the two approaches are ; 3.8 kHz and 3.51 kHz respectively. These obtained results approximately seem to be constant so that it is very encouraging.

Op-Amp oscillators are restricted to the lower end of the frequency spectrum because they do not have the required bandwidth to achieve low phase shift at high frequencies.

The performance results of the proposed design can be extended as future work for the facts that the bandwidth is an important factor and this was restricted using Op-Amp. So that it can be improved using trans-conductance (gm) instead of Op-Amp. All of the presented output results can be improved using current mode technique.

References

1. **Sherr ,S. ,** "Generalized Equations for RC Phase Shift Oscillators " ,Journal: Proceedings of the IRE ISSN: 00968390 : Volume :42 Issue :7 Pages :1169-1172 Provider :IEEE Publisher , 1954.
2. **Ron Mancini and Richard Plamer ,** Book "Sine Wave Oscillator " , Applied Report ,Texas Instruments Literature Number SLOA060 ,March 2001 .
3. **Graf ,Rudolf F. ,** " Oscillator Circuits " , Newnes ,1997
4. **R. Rhea ,** " Oscillator Design and computer simulations " , Prentice Hall,1990 .
5. **G. K. Montress ,T. E. Parker, D. Andress ,** " Review of SAW Oscillator Performance " , Ultrasonic's Symposium Pages:43-54, Year 1994 .
6. **Terrel ,David L. ,** " OP AMPS ,Design ,Application and Troubleshooting " , Elsevier Science (USA) ,1996 .
7. **George Clayton, Steve Winder ,** " Operational Amplifier " , Linacre House, Jordan Hill ,Oxford ,2nd edition ,1997.
8. **Jung, Water G. ,** "OP AMP Applications Handbook " , Linacre House, Jordan Hill ,Oxford UK ,2005.
9. **Rhea, Randallw.,**"Oscillator Design and Computer Simulation " , Noble Publishing Corporation Atlanta ,2nd edition,1995.
10. **Ron Mancini ,**"Design of OP AMP Sine Wave Oscillations " , Application Note , Texas Instruments, Analog and Mixed Signal Products ,August ,2000.
11. **Guillermo Gonzalez ,**"Foundations of Oscillator Circuit Design " , Artech House ,Inc.2007.
12. **Reza Navid,Thomas H. L, Robert W.Dutton "** Minimum Achievable Phase Noise of RC Oscillators" , IEEE Journal of Solid State Circuit , Vol.40, No.3, pages 630-637,March 2005.
13. **Taylor,J.Clarke,C**"Improved Harmonic Analysis of RC Active Phase Shift Oscillators" IEEE International Symposium on Circuit and Systems, pages1272-1275,2008.
14. **Taylor,J,**"Harmonic Analysis of RC Active Phase Shift Oscillators" IEEE International Conference on Electronics, Circuits and Systems, pages1131-1134,2008.

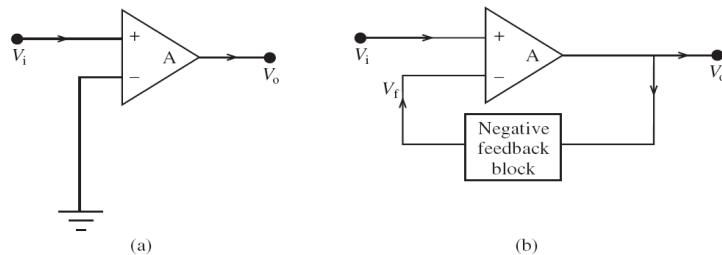


fig.1 Operational Amplifier

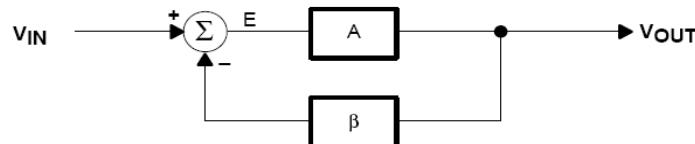


fig.2 Simplest Form of a Feedback System with Positive or Negative Feedback

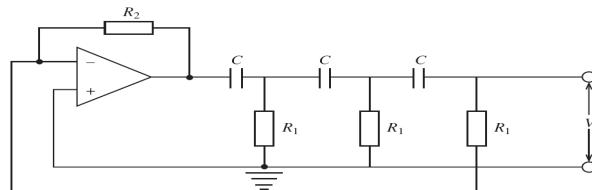


fig.3 Phase-shift oscillator using an op-Amp

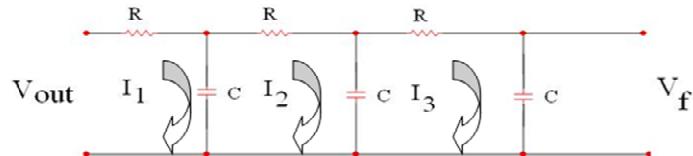


fig.4 the Analysis of the Circuit

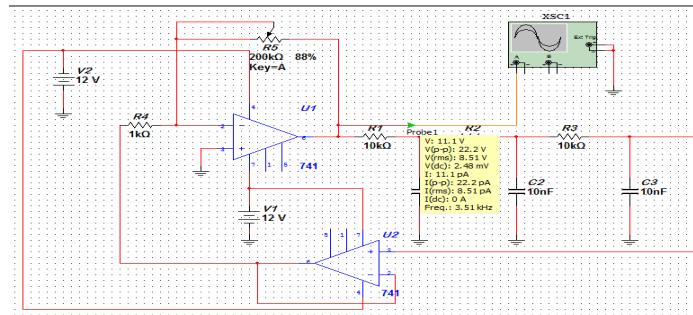


fig.5 Op-Amp Sine wave Oscillator

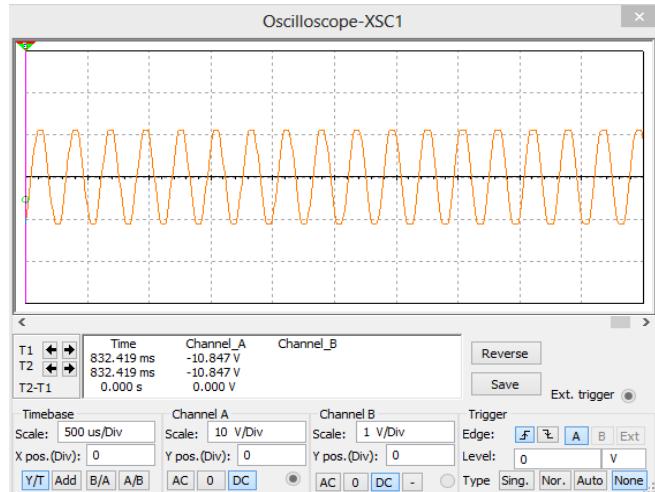


fig.6 Output signal of the Circuit in Figure (5)

STUDY THE EFFECT OF ADDING NANOPARTICLES ON THE MECHANICAL PROPERTIES FOR COOLANT FLUIDS

Sami Ali Nawi ALazzawi

College of Engineering / Diyala University, Iraq

email: Samialazawi64@yahoo.com

Abstract: Study the impact of adding nano materials on the mechanical properties of the cooling liquids. The objective of this research is to investigate the effect of adding nano materials on cooling liquids performance for vehicles engines. CuO and Al₂O₃ have been added to the cooling liquids in vehicles cooling systems (radiator). The results show that there was increasing in the convection heat transfer coefficient. Therefore the cooling liquids properties improved in comparison to the cooling liquid without these nano materials. Moreover, this improving in the cooling liquid properties may contribute on decreasing cooling system size and cost for vehicles engines, and decreasing environment pollution

Design/methodology/approach: - The performance of automotive radiator using nanofluids as coolants has been done to study its performance improvement; - The using of nanofluid as a coolant in radiator improves the effectiveness, cooling capacity with the reduction in pumping power; - The using of nanofluids for thermal management in radiator improves fuel economy by reducing radiator weight, size and shape; - saving the environment (Reducing air pollution); The suspended nano-particles remarkably increase the convective heat transfer coefficient of the base fluid.

Keywords :Erosion Corrosion, Solid particles, Nanofluid, Heat transfer, Nanoparticles

INTRODUCTION

Nanotechnology is a new approach that refers to understanding and mastering the properties of matter at the Nano-scale: one Nano-meter (one billionth of meter) is the length of a small molecule [8]. At this level, matter exhibits different and often amazing properties. Hence the strong interdisciplinary character that is associated with nanotechnology. The addition of nanoparticles to fluids improves the mechanical properties of these fluids, which is named Nanofluids.

A Nanofluid is a fluid containing nanometre-sized particles, called nanoparticles. These fluids are engineered colloidal suspensions of nanoparticles in a base fluid [14]. The nanoparticles used in nanofluids are typically made of metals, oxides, carbides, or carbon nanotubes. The basic concept of dispersing solid particles in fluids to enhance thermal conductivity can be traced back to Maxwell in the 19th Century. Since Choi conceived the novel concept of nanofluids in the spring of 1993, talented and studious thermal scientists and engineers in the rapidly growing nanofluids community have made scientific breakthrough not only in discovering unexpected thermal properties of nanofluids, but also in proposing new mechanisms behind enhanced thermal properties of nanofluids, developing unconventional

models of nanofluids, and identifying unusual opportunities to develop next-generation coolants such as smart coolants for computers and safe coolants for nuclear reactors. In 1995 [5,17] described this new class of nanotechnology-based heat transfer fluids that exhibit thermal properties superior to those of their host fluids or conventional particle fluid suspensions. From 1995 to 1999 the nanofluids community has published more than 150 nanofluid related research articles. In 2005 alone, 71 research articles were published in Science Citation Index (SCI) journals such as Nature Materials Physical Review Letters, and Applied Physics Letters.

LITERATURE REVIEW

Numerous theoretical and experimental studies of suspensions containing solid particles. [Xuan and Roetzel 2000] considered two approaches to illustrate the heat transfer enhancement by nanofluids, the first approach was the single phase model in which both the fluid phase and the particles are in thermal equilibrium state and flow with the same velocity, in the second analysis they adopted dispersion model to interpret nanofluid heat transfer enhancement resulting from chaotic movement of nanoparticles in the main flow [14, 15] and [16]. The radiator is the main component as it was designed to remove heat

from an engine block with circulated coolants. In fact, the coolants have poor heat transfer properties in nature. Generally, the coolant in the radiator is water or water with additional liquid of ethylene glycol (anti-freezing fluid), which flows inside the tubes. By introducing nanofluids with high heat transfer properties, the radiator size can be reduced but offering same heat transfer rate. The frontal area of a car can be redesigned to reduce aerodynamic drag so that less fuel consumption is required. Therefore, it is important to investigate the nanofluids thermal physical properties.

Argonne researchers proved that despite nanofluids thermal conductivity depends on temperature and particle volume fraction [16], it showed high thermal conductivity than conventional radiator coolants [11]. Measured the pressure drop, erosion-corrosion effect and convective heat transfer coefficient of water – based Al₂O₃ nanofluids flowing through a uniformly heated circular tube in the fully developed laminar flow regime, the experimental results showed that the nanofluid friction factor can be analytically predicted by the Darcy's equation for single-phase flow. [3] Focus on developing a new model by combining the single particle erosion model developed previously with additional information about the nature of the abrasive particles, target material and the liquid flow based on the turbulent flow theory. The new model shows that erosion rate mainly depends on slurry mean velocity. The exponent of flow velocity for pure erosion is 2–3.575. The model also demonstrates the effects of particle shape, size, density, liquid viscosity, pipe size and its properties on erosion rate.

NANOFLUIDS APPLICATION FIELDS

Nanofluids can be used to improve heat transfer and energy efficiency in a variety of thermal systems. Much of the work in the field of nanofluids is being done in national laboratories and academia and at a stage beyond discovery research. Recently, the number of companies that see the potential of nanofluid technology and are in active development work for specific industrial applications, is increasing.

Table (1) some applications of fields of nanofluids [7].

table 1

Field	Application
Electronics	Cooling of high performance computer and servers, high power lasers diodes, chip.
Power generation and transmission	Transformer cooling.
Nuclear	Primary coolant in pressurized water reactors (PWR) and emergency safety system.
Renewable energy	To enhance heat transfer and energy density from solar collectors.
HVAC	Energy efficient cooling, heating of building without increased pumping power in heating, ventilation and air conditioning (HVAC)
Production and Fabrication	Cooling and lubrication of drill bits grinding wheel, cooling of welding equipment.
Defense	Cooling of power electronics, directed energy weapons, military vehicles, submarines.
Space	Requires simplifying an lighter cooling systems which are feasible with nanofluid due to their low fluid inventory
Medical	Biomedical industry. For example, traditional cancer treatment method, kill cancers cells, drugs radiation without damaging, cool the brain, safer surgery.

PROJECT OBJECTIVES

- The suspended Nano-particles remarkably increase the thermal properties of the base fluid.
- Eliminating or decreasing the erosion corrosion by reducing the pumping power by using nanoparticles with the base fluid.
- Minimizing the engine size (Stay away from large engine and complex design).
- Decreasing pumping power and saving the energy by using efficient heat transfer and smaller heat exchangers.
- Minimizing the cost (reducing energy consumption (fuel), maintenance, and spear parts).
- Saving the environment (reducing air pollution).

METHODOLOGY

1- Coolant System Fluids

Fluids heating and cooling play important roles in many industries including power stations, production processes, transportation and electronics. Fluids, such as water, ethylene glycol and engine oil have poor heat transfer performance and therefore high compactness and effectiveness of heat transfer systems are necessary to achieve the required heat transfer. Among the efforts for enhancement of heat transfer the application of additives to liquids is noticeable [1].

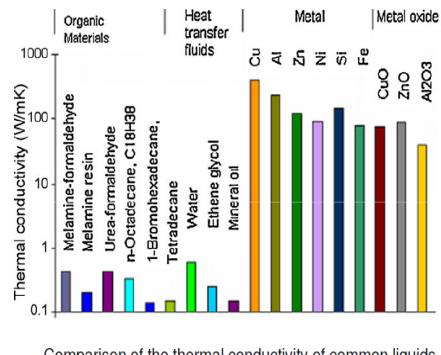


fig.1 A comparison of the thermal conductivity for different materials

Nanofluids are engineered by suspending nanoparticles with average sizes below 100 nm in tradition-

tional heat transfer fluids such as water, oil, and ethylene glycol. A very small amount of guest nanoparticles, when dispersed uniformly and suspended stably in host fluids, can provide dramatic improvements in the thermal properties of host fluids. Figure (1) shows the thermal conductivity for different materials [2].

2 - Cars Cooling System

Although gasoline engines have improved a lot, they are still not very efficient at turning chemical energy into mechanical power. Most of the energy in the gasoline (perhaps 70%) is converted into heat, and it is the job of the cooling system to take care of that heat.

The primary job of the cooling system is to keep the engine from overheating by transferring this heat to the air, but the cooling system also has several other important jobs.

The engine in the car runs best at a specific range of temperature. When the engine is working out of this range, it is less efficient and emits more pollution. So another important job of the cooling system is to allow the engine to heat up as quickly as possible, and then to keep the engine at a constant temperature.

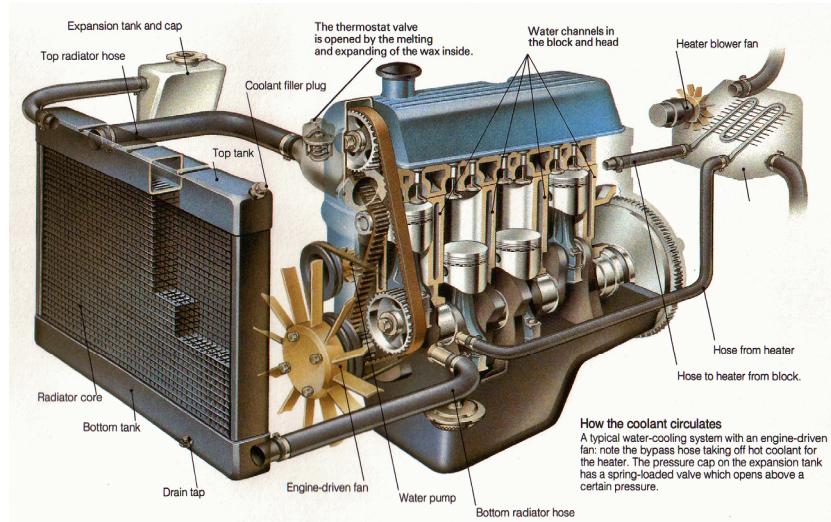


fig.2 Car engine (internal combustion engine)

3- Nano vs Micro Particles

Many applications used suspensions of millimeter and micrometer sized particles, which showed some enhancement of heat transfer, experienced problems such as poor suspension stability and channel clogging, extra pressure drop, and cavitation phenomena which happen by high pressure at that point in flow, this phenomenon leads to a significant damage to structural material due to erosion – corrosion effect [5, 17]. Table (2) shows a comparison between the Microparticles and Nanoparticles behavior in the base fluids.

table 2 Comparison between the Microparticles and Nanoparticles behavior in the base fluids

Criteria	Microparticles	Nanoparticles
Stability	Settle	Satble (remain in suspension almost indefinitely)
Surface/ volume ratio	1	1000 times larger than that of micro-

		particles
Conductivity	Low	High
Clog in microchannel	Yes	No
Erosion	Yes	No
Pumping Power	Large	Small

The major goal of nanoparticles to achieve good mechanical properties at a smallest possible concentration (preferably < 1%) in the base fluid (coolant fluid). In addition, the presence of nanoparticles is to reduce or eliminate the erosion which its interaction with corrosion can result damage in system. The erosion is a result various mechanical forces produced by fluid, on the other hand, the corrosion produced by the chemical reaction. In contrast, erosion –corrosion is a result between chemical reaction and mechanical processes by fluids.

Why Nanoparticles Are Better Than Microparticles

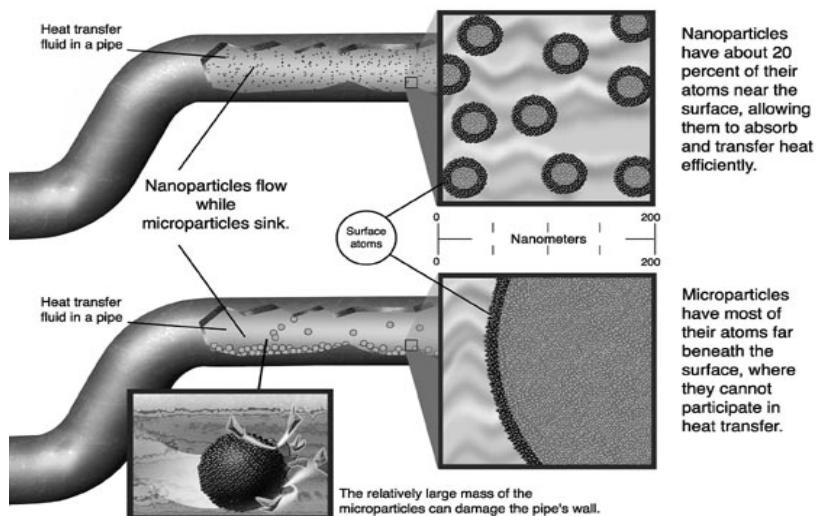


fig.3 The behaviour of nanoparticles and micro particles inside the pipes [10]

4- Erosion-Corrosion behaviour

Erosion-corrosion produces a distinctive surface finish: Grooves, waves, gullies, holes, etc., all oriented with respect to the fluid flow pattern. Most metals/alloys are susceptible to erosion-corrosion. Metals that rely on protective surface

film for corrosion protection are particularly vulnerable. Attack occurs when film cannot form because of erosion caused by suspended particles (for example), or when rate of film formation is less than rate of dissolution and transfer to bulk fluid.[13]

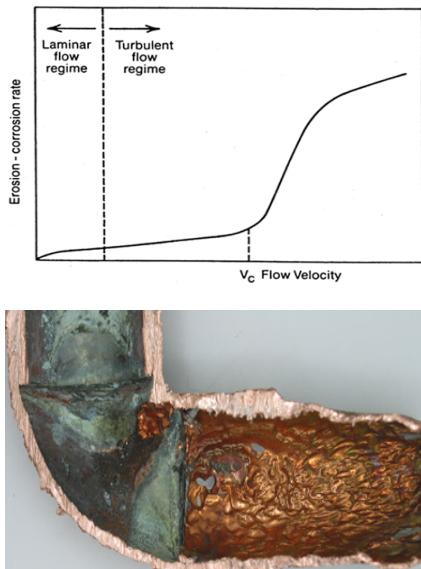


fig.4 The effect of flow velocity on erosion-corrosion rate[13]

Erosion-Corrosion found in aqueous solutions, gases, organic liquids, liquid metal. If fluid contains suspended solids, erosion-corrosion may be aggravated. Vulnerable equipment is that subjected to high-velocity fluid, to rapid change in direction of fluid, to excessive turbulence as shown in the table below [4].

-pipes (bends, elbows, tees);	-flow-measuring orifices, venturis;
- valves;	- turbine blades;
- pumps;	- nozzles;
- blowers;	- baffles;
- propellers, impellers;	- metal-working equipment (scrapers, cutters, grinders, mills);
- stirrers;	- spray impingement components;
- stirred vessels;	- etc.
- HX tubing (heaters, condensers)	

5- Thermal Property Enhancement

- The present work explores the nanofluid effects produced by the addition of (Al_2O_3) and (CuO) nanoparticles to water and compares the performance with the base fluid without nanoparticles.

- The suspended nano-particles remarkably increase the convective heat transfer coefficient of the base fluid.

- The performance of automotive radiator using nanofluids as coolants has been done to study its performance improvement.

- The using of nanofluid as a coolant in radiator improves the effectiveness, cooling capacity with the reduction in pumping power.

- The using of nanofluids for thermal management in radiator improves fuel economy by reducing radiator weight, size and shape.

- saving the environment (Reducing air pollution).

QUALITY CONTROL OF COOLANT SYSTEM

In light of all the mentioned nanofluid property trends, development of a heat transfer nanofluid requires a complex approach that accounts for changes in all important thermophysical and mechanical properties caused by introduction of nanomaterials to the fluid.

Understanding the correlations between nanofluid composition and thermo-physical properties is the key for engineering nanofluids with desired properties. The complexity of correlations between nanofluid parameters and properties presented on Figure (5) indicates that manipulation of the system performance requires prioritizing and identification of critical parameters and properties of nanofluids[6].

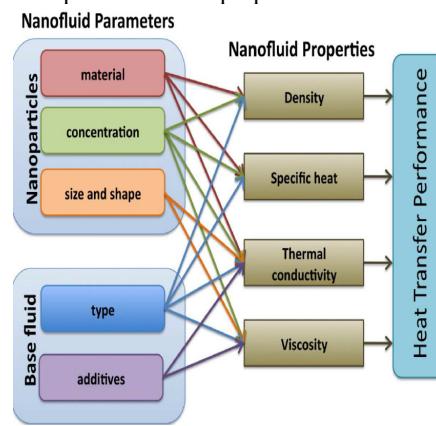


fig.5 Complexity and multi – variability of nanoparticle suspensions

MANUFACTURING - NANOFUIDS PREPARATION

Two nanofuid production methods have been developed to allow selection of the most appropriate nanoparticle material for a particular application.

1. Two-step process for oxide nanoparticles ("Kool-Aid" method), nanoparticles are produced by evaporation and inert-gas condensation processing, and then dispersed (mixed, including mechanical agitation and Sinfication) in base fluid.

- Good for oxides nanoparticles (Pros)
 - Not suitable for metallic nanoparticles (Cons)
2. A patented one-step process (see schematic) simultaneously makes and disperses nanoparticles directly into base fluid; best for metallic nanofuids.
- Nanoparticles agglomeration is minimized (Pros)
 - Only suitable for low vapor pressure fluid (Cons)

MATERIAL SELECTION AND APPROXIMATE COST ANALYSES

Materials content

In the present work, the study investigated thermal and mechanical properties for CuO and Al₂O₃ oxide nanoparticles in distilled water at different concentrations (1-3% vol.).

Approximate cost

The approximate cost of producing nanofuid coolant system is as following: the total quantity of water in the cooling system for internal combustion engine which is used in the cars is (5-7 liters), this required nanoparticles (1-3% vol.) then the approximate cost is shown in the table (3) [9]:

table3 Approximate cost

Material Type	Volume fraction 1%	Volume fraction 2%	Volume fraction 3%
CuO	(50 gr)= 89 EUR	(100 gr)= 178 EUR	(150 gr)= 267 EUR
Al ₂ O ₃	(50 gr)= 68 EUR	(100 gr)= 99 EUR	(150 gr)= 167 EUR

NOVELTY OF THE APPLICATION AND THE RESULTS

The novelty of this project is to increasing the thermal and mechanical properties of the water which is used in the radiator (coolant system) of the internal combustion engine by adding nanoparticles (CuO or Al₂O₃ for example) to the water (coolant fluid), which is used in these engines. Also, to reduce or eliminate the erosion corrosion in such systems by reducing the pumping power. Therefore, the above factors lead to minimizing the size of the coolant system (reducing energy consumption in the engine) and saving the environment.

These results show noticeable enhancement in the thermal conductivity especially for the CuO / distilled water nanofuid which reaches to (2.07%), while reaches to (1.05%) for the Al₂O₃/ distilled water nanofuid at the concentration of (3 % vol.)

THE FUTURE APPLICATIONS

Future engines (Figure (6)) that are designed using nanofuids cooling properties would be able to run at more optimal temperatures allowing for increased power output. With a nanofuids engine, components would be smaller and weigh less allowing for better gas mileage, saving consumers money and resulting in fewer emissions for a cleaner environment.

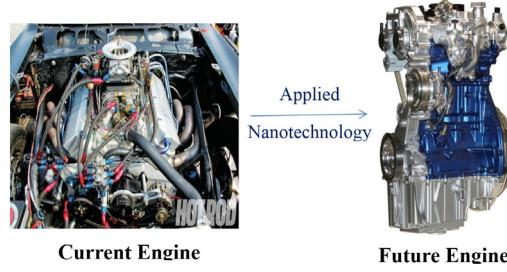


fig.6 Current and Future Engine

References

1. Saritk. Das, Stephen U.S.Chi," Nanofuids science and technology ".John Wiely& Sons. T. Pradeep. (2008), Td853.
2. Taylor, R.A., et al., Small particles, big impacts: A review of the diverse applications of nanofuids, Journal of Applied Physics, Volume 113, Issue 1, Pages 011301-011301-19.
3. Das, S.K., Putra, N., Roetzel, W., 2003, "a. Pool boiling characteristics of nano-fluids", International Journal of Heat and Mass transfer 46 (5),851–862.

4. **M.Chandrasekar**, "Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of AL₂O₃ – water nanofluid in a circular pipe under laminar flow with wire coil inserts", Experimental Thermal and Fluid Science .(2010), 34122 – 130.
5. **K.Y. Leong, R. Saidur , S.N. Kazi, A.H Mamun**, Performance Investigation of an Automotive Car Radiator Operated with Nanofluid-based Coolants (Nanofluid as a Coolant in a radiator), Applied Thermal Engineering 30 (2010) 2685– 2692.
6. **Wong, K.V., & Leon, O.D.**, Review article- Applications of nanofluids: Current and future, Advances in Mechanical Engineering (2010) doi: 10.1155/2010/519659
7. **S.U.S. Choi**, "Enhancing thermal conductivity of fluid with nanoparticles", in: D.A. Signer, H.P.Wang (Eds.), Developments and Applications of Non-Newtonian Flows, FED-V. 231/MD-V. 66, ASME, New York, 1995, pp. 99–105.
8. **Cunkui Huang**," A phenomenological model for erosion of material in a horizontal slurry".University of Strathclyde, 2011.
9. **A.E. Bergles**, "Recent development in convective heat transfer augmentation", Appl. Mech. Rev. 26 (1973) 675–682.
10. **Amin Behzadmehr**, "An Introduction to the NanoFluid". University of Sistan and Baluchestan.
11. **Choi S.** Nanofluids for improved efficiency in cooling systems, Retrieved Dec 2, 2011 from
12. **SawantAnuja Ashok**, "Nanofluid technology". Lecture notes.
13. **S.M. Abdelrahman**," A CFD model of particle concentration effects on erosion–corrosion of Fe in aqueous conditions".Department of Mathematical Sciences, University of Alberta.
14. **Derek H. Lister** "corrosion of engineers".
15. **Elena V. Timofeeva** "Nanofluids for Heat Transfer - Potential and Engineering Strategies". Energy Systems Division, Argonne National Laboratory, Argonne, IL. USA.
16. Plasma Chem GmbH, RudowerChaussee 29, 12489-Berlin, Germany.
17. **Choi S.** Nanofluids for improved efficiency in cooling systems, Retrieved Dec2, 2011 from
- 18.http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pfs/hvso_2006/13- choi.

FULLY HOMOMORPHIC ENCRYPTION TESTING AND COMPARISON TO RSA

A. Voloktya, Vu Duc Thinh, S. Kurilo, V. Shyika, O. Redko, V. Rakovtsii
National technical university of Ukraine “Kyiv polytechnic institute”, Ukraine, Kyiv

Abstract: New digital cryptographical solutions are required to provide secure calculations of sensitive data in cloud systems. This article describes how Homomorphic encryption can be used in cloud computing, its efficacy and compares it to RSA.

Keywords: homomorphic encryption, RSA, encryption, decryption.

1. INTRODUCTION

A fully homomorphic public key encryption scheme has been something everyone wanted to achieve in cryptography for a long time. Couple of years before this problem has been solved by Gentry who was studying properties of ideal lattices. Various cryptographic schemes make use of lattices, sometimes just to argue about their security (e.g. NTRU), in other cases lattices are vital to understand the workings of the scheme algorithms. Gentry's fully homomorphic scheme falls into the latter category. In this article we present a fully homomorphic scheme which can be described using the elementary theory of algebraic number fields, and hence we do not require lattices to understand its encryption and decryption operations. However, this scheme does fall into the category of schemes whose best known attack is based on lattices. At a high level this scheme is very simple, and is mainly parametrized by an integer N . The public key consists of a prime p and an integer α modulo p . The private key consists of either an integer z (if we are encrypting bits), or an integer polynomial $Z(x)$ of degree $N - 1$ (if we are encrypting general binary polynomials of degree $N - 1$). To encrypt a message one encodes the message as a binary polynomial, then one randomizes the message by adding on two times a small random polynomial. To obtain the ciphertext, the resulting polynomial is evaluated at α modulo p . As such, the ciphertext is simply an integer modulo p (irrespective of whether we are encrypting bits or binary polynomials of degree $N - 1$). To decrypt in the case where we know the message is a single bit, we multiply the ciphertext by z and divide by p . We then round this rational number to the nearest integer value, and subtract the result from the ciphertext. The

plaintext is then recovered by reducing this intermediate result modulo 2. When we are decrypting a binary polynomial we follow the same procedure, but this time we multiply by the polynomial $Z(x)$ and divide by p , to obtain a rational polynomial. Rounding the coefficients of this polynomial to the nearest integer, subtracting from the original ciphertext, and reducing modulo two will result again in recovering the plaintext.

2. SOMEWHAT HOMOMORPHIC SCHEME

In this section we present somewhat homomorphic scheme and analyze for which parameter sets decryption works. To simplify the presentation we present the scheme at this point as one which just encrypts elements in $P = \{0, 1\}$.

2.1 The Scheme

A somewhat homomorphic encryption scheme consists of five algorithms: {KeyGen, Encrypt, Decrypt, Add, Mult}. We shall describe each in turn; notice that the most complex phase is that of KeyGen. The scheme is parametrized by three values (N, η, μ) . A typical set of parameters would be $(N, 2^{\sqrt{N}}, \sqrt{N})$. Later we shall return to discussing the effects of the sizes of these values on the security level λ and performance of the scheme.

KeyGen():

- Set the plaintext space to be $P = \{0, 1\}$.
- Choose a monic irreducible polynomial $F(x) \in \mathbb{Z}[x]$ of degree N .
- Repeat:
 - $S(x) \leftarrow_R B_\infty, N(\eta/2)$.

- $G(x) \leftarrow 1 + 2 \cdot S(x)$.
- $p \leftarrow \text{result}(G(x), F(x))$.
- Until p is prime.
- $D(x) \leftarrow \gcd(G(x), F(x)) \text{ over } F_p[x]$.
- Let $\alpha \in F_p$ denote the unique root of $D(x)$.
- Apply the XGCD-algorithm over $Q[x]$ to obtain $Z(x) = \sum_{i=0}^{N-1} z_i x^i \in Z[x]$ such that $Z(x) \cdot G(x) = p \pmod{F(x)}$
- $B \leftarrow z_0 \pmod{2p}$.
- The public key is $\text{PK} = (p, \alpha)$, whilst the private key is $\text{SK} = (p, B)$.

Encrypt(M, PK):

- Parse PK as (p, α) .
- If $M \notin \{0, 1\}$ then abort.
- $R(x) \leftarrow_R B_\infty, N(\mu/2)$.
- $C(x) \leftarrow M + 2 \cdot R(x)$.
- $c \leftarrow C(\alpha) \pmod{p}$.
- Output c .

Add(c_1, c_2, PK):

- Parse PK as (p, α) .
- $c_3 \leftarrow (c_1 + c_2) \pmod{p}$.
- Output c_3 .

Decrypt(c, SK):

- Parse SK as (p, B) .
- $M \leftarrow (c - [c \cdot B/p]) \pmod{2}$.
- Output M .

Mult(c_1, c_2, PK):

- Parse PK as (p, α) .
- $c_3 \leftarrow (c_1 \cdot c_2) \pmod{p}$.
- Output c_3 .

2.2 Analysis

In this section we analyze for which parameter sets this scheme is correct and also determine how many homomorphic operations can be performed before decryption will fail.

KeyGen algorithm. We can see that KeyGen generates an element $\gamma = G(\theta)$ of prime norm p in the number field K defined by $F(x)$. As such we have constructed a small generator of the degree one prime ideal $p = \gamma \cdot Z[\theta]$. To find the two element representation of p , we need to select the correct root α of $F(x)$ modulo p . Since $\gamma = G(\theta) \in p$, we have that $G(\alpha) \equiv 0$

mod p , so $G(x)$ and $F(x)$ have at least one common root modulo p . Furthermore, there will be precisely one root in common, since otherwise γ would generate two different prime ideals, which clearly is impossible. This explains the fact that $D(x)$ has degree one; we are using $D(x)$ to select the precise root of $F(x)$ which corresponds to the ideal p generated by γ . The two element representation of the ideal p then simply is $p = p \cdot Z[\theta] + (\theta - \alpha)Z[\theta]$.

Encrypt algorithm. The message M is added to twice a small random polynomial $R(x)$ resulting in a polynomial $C(x)$. The ∞ -norm of the polynomial $R(x)$ is controlled by the parameter μ . Encryption then simply equals reduction of $C(\theta)$ modulo p using the public two element representation $(p, \theta - \alpha)$. As explained before, this simply corresponds to evaluating $C(x)$ in α modulo p . Furthermore, note that this precisely implies that $C(\theta) - c \in p$.

Decrypt algorithm. By definition of encryption, we have that $C(\theta) - c \in p$ and p is principal and generated by $\gamma = G(\theta)$. Hence, we can write $C(\theta) - c = q(\theta) \cdot \gamma$, with $q(\theta) \in Z[\theta]$. It is clear that if we recover the element $C(\theta)$, then decryption will work since $C(\theta) = M + 2R(\theta)$. Note that γ^{-1} is precisely given by $Z(\theta)/p$, where Z was computed in KeyGen. Dividing by γ therefore leads to the following equality

$$-c \cdot \frac{Z(\theta)}{p} = q(\theta) - \frac{(C(\theta) - Z(\theta))}{p}$$

The above equation shows that if $\| -c \cdot \frac{Z(\theta)}{p} \|_\infty < 1/2$, then simply rounding the coefficients of $-c \cdot \frac{Z(\theta)}{p}$ will result in the correct quotient $q(\theta)$. This will allow for correct decryption by computing $C(\theta) = c + q(\theta) \cdot \gamma$. The crucial part therefore is to obtain a bound on $\|Z(x)\|_\infty$ [1, p. 15].

Add and Mult algorithms. It is clear that both algorithms are correct. However, we need to consider how the error values propagate as we apply Add and Mult. In particular, decryption of $c = C(\alpha)$ will work for a polynomial $C(x)$ if $C(x) \in B_{\infty, N}(r_{\text{dec}})$. However, as we apply Add and Mult to a ciphertext the value of $C(x)$ starts to lie in balls of larger and larger

radius. As soon as $C(x) \notin B_{\infty, N}(r_{Dec})$, we are no longer guaranteed to be able to decrypt correctly. This is why this basic scheme is only somewhat homomorphic, since we are only able to apply Add and Mult a limited number of times.

Let c_1 and c_2 denote two ciphertexts, corresponding to two randomizations $C_1(x) = M_1 + N_1(x)$ and $C_2(x) = M_2 + N_2(x)$; where $M_i \in \{0, 1\}$ are the messages and $N_i(x) \in B_{\infty, N}(r_i - 1)$ is the randomness, i.e. $C_i(x) \in B_{\infty, N}(r_i)$.

We let

$$C_3(x) = M_3 + N_3(x) = (M_1 + N_1(x)) \cdot (M_2 + N_2(x))$$

$$C_4(x) = M_4 + N_4(x) = (M_1 + N_1(x)) \cdot (M_2 + N_2(x))$$

where $M_3, M_4 \in \{0, 1\}$. Then

$$C_3(x) \in B_{\infty, N}(r_1 + r_2)$$

and

$$C_4(x) \in B_{\infty, N}(\delta_\infty \cdot r_1 \cdot r_2)$$

Initially we start with a ciphertext with $C(x)$ lying in $B_{\infty, N}(\mu + 1)$. After executing a circuit with multiplicative depth d , we expect the ciphertext to correspond to a polynomial $C(x)$ lying in a ball $B_{\infty, N}(r)$ with

$$r \approx (\delta_\infty \cdot \mu)^{2^d}$$

Thus we can only decrypt the output of such a circuit if $r \leq r_{Dec}$, i.e.

$$d \log 2 \leq \log \log r_{Dec} - \log \log(\delta_\infty \cdot \mu) \approx$$

$$\approx \log \log \left(\frac{\sqrt{N} \cdot \eta}{2 \cdot \delta_\infty} \right) - \log \log(\delta_\infty \cdot \mu)$$

3. PRACTICAL TESTS AND COMPARISON TO RSA

We now examine a practical instantiation of this scheme.

We compare fully homomorphic scheme with RSA encryption (with 1024 bits key length). All tests were run on the following machine:

Processor: Intel(R) Core(TM) i7-4790T CPU @ 2.70GHz, 4 Core(s), 8 Logical Processor(s)
Installed Physical Memory (RAM): 16.00 GB

System Type: x64-based PC

OS Name: Microsoft Windows 7 Professional

OS Version: 6.1.7601 Service Pack 1 Build 7601.

3.1 Setup configuration

Tests were run both locally and via network connection. Though, results are presented for local tests in order to exclude network time affectations. It does not matter what kind of message we are working with, the only thing that matters is the length of the message.

While using fully homomorphic scheme, client is assigned to perform encryption and decryption by himself so that before sending any information to server it will encrypt its data and after the result is received from the server, it must be decrypted back in order to get plain text.

3.1.1 Client-side operations

3.1.2 Server-side operations

Server in this setup is only required to perform only three basic operations:

- Adding
- Multiplying
- Modulo

3.2 Test results

3.2.1 Key pair generation time

On fig 3.1 we see that for RSA it takes around a second to generate public-secret key pair, but for FHE it may took up to 3.5 seconds to do the same.

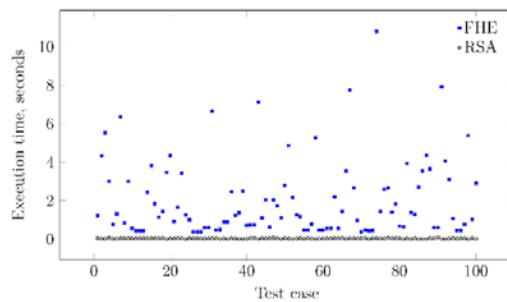


fig. 3.1 Key pair generation times

3.2.2 Message payload length

On fig. 3.2 you can see typical increasing of a message payload for RSA encryption is in about 30 times while for FHE this number depends on selected

parameters in these tests resulting in 40 times increase.

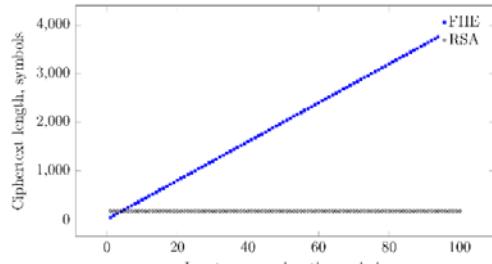


fig.3.2 Message payload size

3.2.3 Encryption time

As we see on fig. 3.3, encryption time drastically differs between RSA and FHE. Encryption times for RSA is nearly zero, but for FHE it may take dozens of seconds to encrypt a very small message.

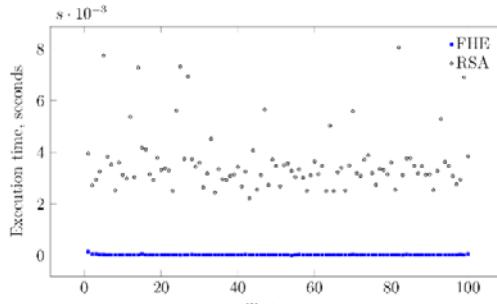


fig. 3.3 Encryption times

3.2.4 Decryption time

Same as for encryption, in fig.3.4 decryption time drastically differs between RSA and FHE.

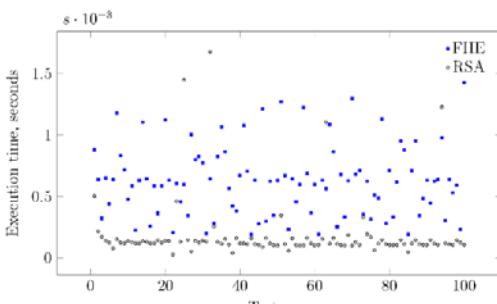


fig. 3.4 Decryption times

4. CONCLUSIONS

While [10] gave some hints to implementing a fully homomorphic scheme, no source code was published and as was shown above there are significant implementation and parameter issues. Presenting and discussion these details is vital to the development of cryptographic systems. This implementation is a step towards making fully homomorphic encryption available for a broad audience of practitioners.

In this article we summarized analysis, shed light on basic principles of homomorphic scheme. Discovered advantages and disadvantages comparing to RSA. Long key pair generation time, key encryption time, key decryption time, but high level security.

References

1. Nigel P. Smart, Frederik Vercauteren, Fully Homomorphic Encryption with Relatively Small Key and Ciphertext Sizes, Public Key Cryptography 2010, Springer 10.1007/978-3-642-13013-7
2. Z. Brakerski, C. Gentry, V. Vaikuntanathan, Fully homomorphic encryption without bootstrapping, Cryptology ePrint Archive, Report 2011/277, 2011, <http://eprint.iacr.org/2011/277.pdf>.
3. Buchmann, J.: An Accelerated Buchmann Algorithm for Regulator Computation in Real Quadratic Fields, pp. 148–162, 2002 - ISBN 978-3-540-43863-2
4. Buchmann, J., Maurer, M., MÈoller, B.: Cryptography based on number fields with large regulator. Journal de Thorie des Nombres de Bordeaux 12, pp. 293–307, 2000
5. Cohen, H.: A Course in Computational Algebraic Number Theory. Springer GTM 138, Chapter 6, 1993 – pp. 536 – ISBN 978-3-662-02945-9
6. Lenstra, A.K., Lenstra Jr., H.W., Lovasz, L.: Factoring polynomials with rational coefficients. Mathematische Ann. 261, pp. 513–534, 1982
7. Nguyen, P.Q., Stern, J.: The two faces of lattices in cryptology. In: Silverman, J.H. (ed.) CaLC 2001. LNCS, vol. 2146, pp. 146–180. Springer, Heidelberg, 2001
8. de Weger, B.M.M.: Algorithms for Diophantine Equations. PhD thesis, University of Leiden (1987)
9. C. Gentry, A fully homomorphic encryption scheme, Standford, 2009. <http://crypto.stanford.edu/craig/>
10. Craig Gentry, Fully Homomorphic Encryption Using Ideal Lattices, STOC '09: Proceedings of the 41st annual ACM symposium on Theory of computing, DOI:10.1145/1536414.1536440

ANALYSIS OF FLUX CORED ARC WELDING PROCESS PARAMETERS BY HYBRID TAGUCHI APPROACH

P. Sreeraj¹ T.Kannan² S. Maji³

¹Department of Mechanical Engineering, YOUNUS College of Engineering and Technology, Kerala, India.
email: pathiyasseril@yahoo.com

²SVS College of Engineering, Coimbatore, Tamilnadu, India.
email: kannan_kct@yahoo.com

³Department of Mechanical Engineering IGNOU, Delhi, India.
email: subhmaji@rediffmail.com

Abstract: This paper presents calculation of the welding process parameters for obtaining optimal weld bead geometry in Flux Cored arc welding (FCAW) process. Bead on plate welding was carried as per L₁₆ orthogonal array. In this paper weld bead geometry such as penetration, bead width, reinforcement and percentage of dilution of IS 2062 structural steel plates investigated. Two hybrid techniques firstly Taguchi method coupled with Grey relational analysis and secondly Taguchi method in combination with desirability function (DF) approach has been applied in this paper. Comparison made between two hybrid optimization techniques are made to analyze to choose the best method. Optimal results have been confirmed by confirmatory experiment which showed satisfactory results.

Key words: FCAW, weld bead geometry, Taguchi's concept, Grey-based Taguchi method, Desirability approach.

1. INTRODUCTION

Flux cored arc welding is a multi-factor, multi-objective manufacturing process. Because of easy control of process variables, high quality, deep penetration and smooth finish, it is widely preferred in fabrication industry [1]. In the present work, the effect of voltage, current, wire speed and stick out on bead geometry has been studied. Mechanical and chemical properties of good weld depend on bead geometry. Bead geometry has a direct effect on process parameters. So it is necessary to study the relationship between process parameters and weld bead geometry.

Fig. 1 shows the weld bead geometry. Mechanical strength of weld metal is highly influenced by the composition of metal but also by weld bead shape. This is an indication of bead geometry. It mainly depends on wire speed, welding current, arc voltage etc [2]. Therefore it is necessary to study the relationship between process parameters and bead parameters to study weld bead geometry. This paper highlights the study carried out to develop mathematical models to optimize weld bead geometry, on bead on plate welding by FCAW.

In this study Taguchi method and grey relational analysis coupled with desirability approach known as hybrid Taguchi approach is used for solving the optimization problem. This method utilizes a well bal-

anced experimental design with limited number of experimental runs called orthogonal array (OA) and signal to noise ratio (S/N ratio) which serve the objective function to be optimized, within experimental domain. The traditional Taguchi method cannot solve multi-objective optimization problems. In order to overcome this difficulty, the Taguchi method coupled with grey relational analysis and desirability approach is used to solve the optimization problem in this study.

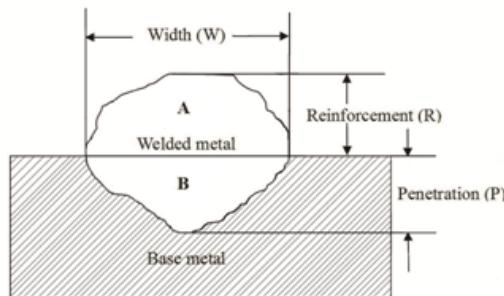


fig.1 Weld bead geometry. Percentage dilution (D) = [B/(A+B)] X 100

2. TAGUCHI METHOD

Taguchi method uses a special type of design of orthogonal arrays (OA) to study the entire parameter

space with smaller number of experiments. The experimental results are then transferred to signal-to-noise (S/N) ratio [3]. This ratio can be used to measure the quality characteristics deviating from desired values. Usually there are three categories of in the analysis of the signal-to-noise ratio, that is the lower-the-better, higher-the-better and nominal-the-better. Regardless of category of quality characteristics larger signal-to-noise ratio corresponds to the better quality characteristics. The optimal process parameters are the levels with highest signal-to-noise ratio. ANOVA tests are performed to see the process parameters are statically significant. Finally a confirmation experiment is conducted to verify the optimal process parameters.

3. GREY RELATIONAL ANALYSIS

3.1 Data processing

In Grey relational analysis, experimental data are first normalized from zero to one. This process is known as Grey relational generation. Based on the normalized data, Grey relational coefficient is calculated to represent the correlation between the desired and actual experimental data. Overall Grey relational grade is determined by averaging the Grey relational coefficient corresponding to selected responses [4]. The overall performance characteristics of the multiple responses process depends on the calculated Grey relational grade. This process converts a multiple response process optimization problem with objective function as Grey relational grade. The optimal parametric combination is then evaluated which would result highest grey relational grade.

In Grey relational generation, Normalized bead width and reinforcement, corresponding to lower-the-better (LB) criterion can be termed as:

$$x_i(k) = \frac{\max y_i(k) - y_i(k)}{\max y_i(k) - \min y_i(k)} \quad (1)$$

Bead penetration and dilution should be the larger the better and is expressed as:

$$x_i(k) = \frac{y_i(k) - \min y_i(k)}{\max y_i(k) - \min y_i(k)} \quad (2)$$

where $x_i(k)$ is the value after the grey relation generation, $\min y_i(k)$ is the smallest value of $y_i(k)$ for k th response, and $\max y_i(k)$ is the largest value of $y_i(k)$ for k -th response. An ideal sequence is $x_0(k)$ where $k=1, 2, 3, \dots, 16$, for the responses. The definition of Grey relational grade in the course of grey relational analysis is to reveal the degree of relation between the 16

sequences $[x_0(k) \text{ and } x_i(k), i=1, 2, 3, \dots, 16]$. The grey relational coefficient shown in equation (3)

$$\epsilon_i(k) = \frac{\Delta_{\min} + \psi \Delta_{\max}}{\Delta_{0i(k)} + \psi \Delta_{\max}} \quad (3)$$

where $\Delta_{0i} = \|x_0(k) - x_i(k)\|$ is the difference of the absolute value $x_0(k)$ and $x_i(k)$; ψ is the diminishing coefficient $0 \leq \psi \leq 1$; $\Delta_{\min} = \forall j^{\min} \epsilon_j \forall k^{\min} \|x_0(k) - x_i(k)\|$ is the smallest value of Δ_{0i} ; and $\Delta_{\max} = \forall j^{\max} \epsilon_j \forall k^{\max} \|x_0(k) - x_i(k)\|$ = largest value of Δ_{0i} . After averaging the Grey relational coefficients, the grey relational grade γ_i can be calculated as:

$$\gamma_i = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \xi_i(k) \quad (4)$$

where n is the number of process responses. The higher value of grey relational grade corresponds to intense relational degree between sequence $x_0(k)$ and the given sequence $x_i(k)$. It means that higher grey relational grade it is closer to the optimal point.

4. DESIRABILITY FUNCTION APPROACH

The desirability function approach to optimize multiple equations simultaneously was proposed by Derringer and Suich [5]. For bead width and reinforcement lower-the-better and for depth of penetration and dilution (HB) criterion has been selected.

The desirability function of lower the better can be written as:

For smaller-the-better:

If $\hat{y} \leq y_{\min}$, $d_i = 1$;

If $y_{\min} \leq \hat{y} \leq y_{\max}$,

$$d_i = (\hat{y} - y_{\min}) / (y_{\max} - y_{\min})^r \quad (5)$$

If $\hat{y} \geq y_{\max}$, $d_i = 0$.

The value of y_i is expected is the smaller the better. When the y is less than the particular criteria value. The desirability value equals to 1: if the y exceeds a particular criteria value the desirability value equals to 0.

For larger-the-better:

If $\hat{y} \leq y_{\min}$, $d_i = 0$;

If $y_{\min} \leq \hat{y} \leq y_{\max}$,

$$d_i = (\hat{y} - y_{\min}) / (y_{\max} - y_{\min})^r \quad (6)$$

If $\hat{y} \geq y_{\max}$, $d_i = 1$.

The value of Y_1 is expected be larger the better. When y exceeds a particular criteria value. Which can be viewed as the requirement, the desirability value equals to 1: if the y is less than a particular criteria value, which is unacceptable. The desirability value equals to 0.

The value of y_1 is required to achieve a particular target, when y equals T , the desirability equals to 1; if the departure of y exceeds a particular range from the target, the desirability values equals to 0, and such situation represents worst case.

Then compute the composite desirability (d_G). The individual desirability index of all can be combined to form a single value called composite desirability (d_G), calculated using following equation:

$$d_G = (d_1^{n-1} \times d_2^{n-2} \times \dots \times d_i^{n-i})^{\frac{1}{n}} \quad (7)$$

Then determine the optimal parameter and level of combination. The higher composite desirability value indicates better product quality. Therefore, on the basis of composite desirability (d_G), the parameter effect and optimum level for each controllable parameter are estimated. Then ANOVA test is performed for identifying significant parameters.

Test plates of size 300 x 200 x 6 mm were cut from mild steel plate of grade IS – 2062 and one of the surfaces is cleaned to remove oxide and dirt before welding. E7 IT-1C wire of 1.2 mm diameter was used for depositing bead on plate welding. The properties of base metal and filler wire are shown in Table 1, which is taken from manufacturers manual.

The selection of the welding electrode wire based on the matching the mechanical properties and physical characteristics of the base metal, weld size and existing electrode inventory. A candidate material for cladding which has excellent corrosion resistance and weld ability is stainless steel [6]. These have chloride stress corrosion cracking resistance and strength significantly greater than other materials. These have good surface appearance, good radiographic standard quality and minimum electrode wastage.

5. EXPERIMENTATION

table 1: Chemical Composition of Base Metal and Filler Wire

Materials	Elements, Weight %								
	C	Si	Mn	P	S	Al	Cr	Mo	Ni
IS 2062	0.150	0.160	0.870	0.015	0.016	0.031	-	-	-
E7 IT-1C	0.12	0.90	1.75	0.030	0.030	-		0.30	0.50

6. PLAN OF INVESTIGATION

The research work is carried out in the following steps.

- Identifying the quality characteristics and process parameters to be evaluated.
- Select appropriate orthogonal array and assign process parameters.
- Determine the number of levels for the process parameters and possible
- Orthogonal array.
- Conduct experiment as per arrangement of orthogonal array.
- Analyze the experiments through Grey –based Taguchi approach.
- Conduction of confirmation experiment.
- Select the optimum level of process parameters.
- Conduct desirability approach.

6.1 Identification of factors and responses

The percentage of dilution has got a very dominating effect in welding. The properties of the welding is significantly influenced by dilution obtained. Hence control of dilution is important in welding where a high dilution is highly desirable [6]. When dilution is quite low, the final deposit composition will be closer to that of filler material and hence corrosion resistant properties of welding will be greatly improved. The chosen factors have been selected on the basis to get optimal dilution and optimal weld bead geometry [1]. These are wire speed (T), welding voltage (V), welding current (I) and stick out (N). The responses chosen were weld bead width (W), height of reinforcement (R), depth of Penetration (P) and percentage of dilution (D). The responses were chosen based on the impact of parameters on final composite model.

6.2 Finding the limits of process variables

Working ranges of all selected factors are fixed by conducting trial run. This was carried out by varying one of factors while keeping the rest of them as constant values [7]. Working range of each process parameters was decided upon by inspecting the bead for smooth appearance without any visible defects. The chosen level of the parameters with their units and notation are given in Table 2.

table 2: Welding Parameters and their Levels

Parameters	Factor Levels					
	Unit	No- ta- tion	1	2	3	4
Welding Voltage	V	V	20	22	24	25
Welding Current	A	I	87	123	138	155
Stick out	mm	N	15	20	25	30
Wire speed	mm/ min	T	25	40	50	53

6.3 Development of Orthogonal array

Design matrix chosen to conduct the experiments was Taguchi's robust design. The design matrix comprises of $L_{16}(4^4)$ designs. This is shown in Table 3.

table 3: Design Matrix

Trial Number	Design Matrix			
	V	I	N	T
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	1	4	4	4
5	2	1	2	3
6	2	2	1	4
7	2	3	4	1
8	2	4	3	2
9	3	1	3	4
10	3	2	4	3

11	3	3	1	2
12	3	4	2	1
13	4	1	4	2
14	4	2	3	1
15	4	3	2	4
16	4	4	1	3

V - Welding voltage; I - Welding current; N –Stick out; T –Wire speed.

6.4 Conducting experiments as per orthogonal array

In this work sixteen experimental run were allowed for the estimation of each treatment combination of parameters on bead geometry as shown Table 3 at random. At each run settings for all parameters were disturbed and reset for next deposit. This is very essential to introduce variability caused by errors in experimental set up. The experiments were conducted at Younus College of Engineering and technology, Kollam, 649010, India.

6.5 Recording of Responses

For measuring the clad bead geometry, the transverse section of each weld overlays was cut using band saw from mid length. Position of the weld and end faces were machined and grinded. The specimen and faces were polished and etched using a 5% nital solution to display bead dimensions. The clad bead profiles were traced using a reflective type optical profile projector at a magnification of X10, in YCET Kollam [8]. Then the bead dimension such as depth of penetration height of reinforcement and weld bead width were measured [6]. The profiles traced using AUTO CAD software. This is shown in Fig 3. This represents profile of the specimen (front side). The welded specimen is shown in Fig. 4. The measured weld bead dimensions and percentage of dilution is shown in Table 4. Fig 5 shows scanned specimen.

7. FLUX CORED ARC WELDING

In flux cored arc welding the electrode is flux cored. That is the flux contained within the electrode which is hollow. In addition to flux mineral and Ferro alloys in the core can provide additional protection and composite control. Schematic diagram is shown in Fig 2.

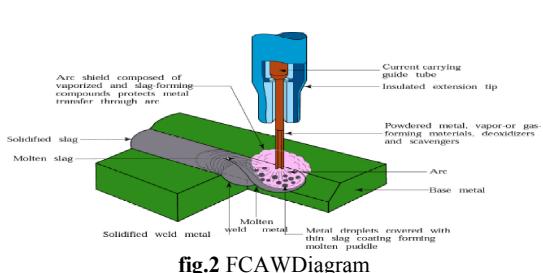


fig.4 Bead on plate welding specimen

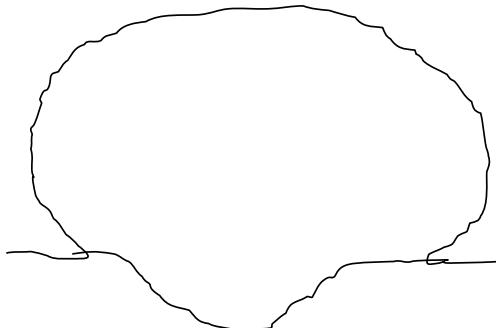


fig.3 Traced Profile of bead geometry

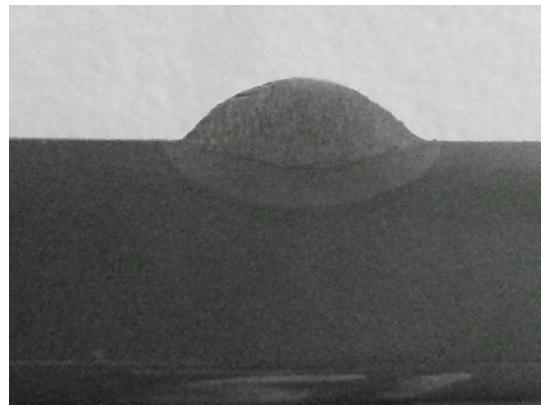


fig.5 Scanned specimen

table 4: Design Matrix and Observed Values of weld Bead Geometry

Trial No.	Design Matrix				Bead Parameters			
	I	S	N	T	W (mm)	P (mm)	R (mm)	D (%)
1	1	1	1	1	8.306	1.235	2.815	17.623
2	1	2	2	2	8.243	1.347	2.543	17.462
3	1	3	3	3	8.731	1.388	2.675	17.842
4	1	4	4	4	8.925	1.425	2.931	17.442
5	2	1	2	3	9.792	1.657	2.449	18.332
6	2	2	1	4	10.415	1.586	2.779	16.692
7	2	3	4	1	8.869	1.456	2.863	17.823
8	2	4	3	2	8.614	1.738	2.597	20.424
9	3	1	3	4	8.908	1.416	2.538	17.912
10	3	2	4	3	9.371	1.537	2.397	18.182

11	3	3	1	2	9.087	1.465	2.432	18.218
12	3	4	2	1	8.853	1.368	2.672	17.512
13	4	1	4	2	9.125	1.487	2.423	18.221
14	4	2	3	1	8.753	1.398	2.567	17.943
15	4	3	2	4	8.971	1.457	2.697	17.841
16	4	4	1	3	9.807	1.868	2.243	21.512

W-Width; R – Reinforcement; P - Penetration; D - Dilution %

8. OPTIMIZATION OF FCAW PROCESS

8.1 Evaluation of optimal process condition

Experimental data have been normalized first, that is Grey relational generation. Table 5 shows experimental data. For bead width and reinforcement lower-the-better (LB) and for depth of penetration and dilution higher-the-better (HB) criterion has been selected. Normalized data is shown in Table 6. This is known as Grey relation calculated using Equation (1) and (2).The quality loss estimation (Δ_{0i}) related to individual features of bead geometry is furnished in Table 7. Here ψ is taken as 0.5 and grey relational coefficients of each characteristics calculated by Equation (3), which is the overall representative of all features of weld quality.This is shown in Table8. Then overall grey relational grade is calculated by using Equation (4).Thus using a combination of Taguchi approach and grey relational analysis multi criteria optimization problem has been transformed in to a single

equivalent objective function. Higher the value of Grey relational grade, the corresponding factor combination is said to be close to optimal. The mean response Table for the overall Grey relational grade is shown in Table 9 and is represented graphically in Fig 6.The overall Grey relational grade is calculated using larger-the-better criterion using Equation (8).

$$S/N \text{ (Larger-the-better)} = -10 \log \left| \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i} \right| \quad (8)$$

where n is the number of measurements and y_i is the measured characteristic value. For orthogonal experimental design, it is possible to separate out the effect of each welding parameter at different levels. Total mean Grey relational grade is the average of all entries shown in Table 9. With the help of Fig 6, the optimal parametric combination has been determined as $V_1I_4N_1T_1$. Table 10 shows response table for mean for grey relational grade.

table 5: Experimental Data

W (mm)	P (mm)	R (mm)	D (%)
8.306	1.235	2.815	17.623
8.243	1.347	2.543	17.462
8.731	1.388	2.675	17.842
8.925	1.425	2.931	17.442
9.792	1.657	2.449	18.332
10.415	1.586	2.779	16.692
8.869	1.456	2.863	17.823
8.614	1.738	2.597	20.424

8.908	1.416	2.538	17.912
9.371	1.537	2.397	18.182
9.087	1.465	2.432	18.218
8.853	1.368	2.672	17.512
9.125	1.487	2.423	18.221
8.753	1.398	2.567	17.943
8.971	1.457	2.697	17.841
9.807	1.868	2.243	21.512

W-Width; R- Reinforcement W - Width; P - Penetration; D - Dilution %

table 6: Grey relational generation

Bead Parameters			
W	R	P	D
1(Ideal)	1(Ideal)	1(Ideal)	1(Ideal)
1	0	1	0.193154
0.9129	0.176935	0.8230	0.159751
0.7078	0.241706	0.7582	0.238589
0.6263	0.300158	0.6999	0.155602
0.2618	0.666667	0.3333	0.340249
0	0.554502	0.4454	0
0.6498	0.349131	0.6508	0.234647
0.7570	0.794629	0.2053	0.774274
0.6326	0.28594	0.7140	0.253112
0.2875	0.477093	0.5229	0.309129
0.5582	0.363349	0.6287	0.316598
0.6565	0.210111	0.7898	0.170124
0.5422	0.398104	0.6018	0.31722
0.6986	0.257504	0.7429	0.259544
0.6069	0.350711	0.6429	0.238382
0.2543	1	0	1

table 7: Evaluation of Δ_{0i} for each response

Bead Parameters			
W	P	R	D
1	1	1	1
0	1	0	0.806846
0.0871	0.823065	0.177	0.840249
0.2922	0.758294	0.2418	0.761411
0.3737	0.699842	0.3001	0.844398
0.7382	0.333333	0.6667	0.659751
1	0.445498	0.5546	1
0.3502	0.650869	0.3492	0.765353
0.243	0.205371	0.7947	0.225726
0.3674	0.71406	0.286	0.746888
0.7125	0.522907	0.4771	0.690871
0.4418	0.636651	0.3713	0.683402
0.3435	0.789889	0.2102	0.829876
0.4578	0.601896	0.3982	0.68278
0.3014	0.742496	0.2571	0.740456
0.3931	0.649289	0.3571	0.761618
0.7457	0	1	0

table 8: Grey relational coefficient of each performance characteristics (with $\psi=.5$)

Bead Parameters			
W	P	R	D
1	1	1	1
1	0.333333	1	0.382601
0.851644	0.37791	0.738552	0.373065
0.631154	0.397363	0.674036	0.396382
0.572279	0.416722	0.624922	0.371914
0.403812	0.6	0.428559	0.431127
0.333333	0.528822	0.474113	0.333333

0.588097	0.434454	0.588789	0.395147
0.672948	0.708847	0.38619	0.688965
0.576435	0.411841	0.636132	0.400998
0.412371	0.488803	0.511718	0.419861
0.530898	0.439889	0.573855	0.422511
0.592768	0.38763	0.704027	0.375975
0.52203	0.453763	0.556669	0.422733
0.623908	0.402416	0.660415	0.403078
0.559848	0.435052	0.583363	0.396316
0.41666	1	0.3333	1

table 9: Overall Grey relational grade

Experiment No	Grey relational grade
1	0.678984
2	0.585293
3	0.524734
4	0.496459
5	0.465875
6	0.4174
7	0.501622
8	0.614238
9	0.506352
10	0.458188
11	0.491788
12	0.5151
13	0.488799
14	0.522454
15	0.493645
16	0.68749

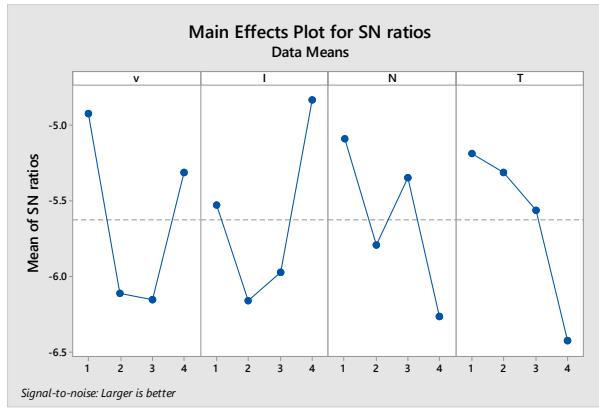


fig.6 Main effects plot forS/N ratios

table 10: Response Table (mean) for overall Grey relational grade

Level	V	I	N	T
1	-4.925	-5.531	-5.093	-5.189
2	-6.112	-6.165	-5.795	-5.317
3	-6.154	-5.972	-5.346	-5.567
4	-5.311	-4.833	-6.268	-6.428
Delta	1.229	1.332	1.175	1.239
Rank	3	1	4	2

9. ANALYSIS OF VARIANCE (ANOVA)

Analysis of variance (ANOVA) technique was used to test the adequacy of the model. This method is very useful to reveal the level of significance of influence of factors or interaction factors on particular response. It separates the total variability of responses into contributions rendered by each of parameter and error.

$$SS_T = SS_F + SS_e \quad (9)$$

where

$$SS_T = \sum_{j=1}^p (\gamma_j - \gamma_m)^2 \quad (10)$$

SS_T = Total sum of squared deviations about the mean; SS_F = Sum of squared deviations due to each other;

SS_e = Sum of squared deviations due to error; γ_j = Mean response for j th experiment; γ_m = Grand mean of responses.

In ANOVA table mean square deviation is defined as:

$$MS = \frac{SS \text{ (sumof squareddeviation)}}{DF \text{ (Degreeoffreedom)}} \quad (11)$$

F-value of Fishers F ratio (variance ratio) is defined as:

$$F = \frac{MS \text{ foraterm}}{MS \text{ fortheerrorterm}} \quad (12)$$

Depending on F-value, P- value (probability of significance) is calculated. If P value of a term is less than .05 (95% confidence level) it can be concluded that effect of factors is significant.

table 11:Analysis of Variance for SN ratios

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
V	1	0.001178	0.001178	0.22		0.652
I	1	0.003758	0.003758	0.69		0.425
N	1	0.009766	0.009766	1.79		0.208
T	1	0.011442	0.011442	2.09		0.176
Error	11	0.060170	0.005470			

Total	15	0.086314
-------	----	----------

ANOVA for overall Grey relational grade is shown in Table 11. It can be shown that P value for welding current is about 0.652. It can be evident that welding current is the most significant factor.

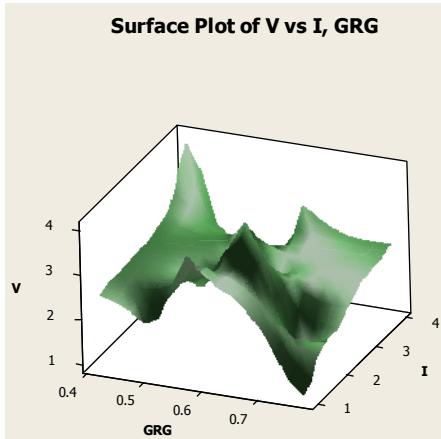


fig.7 Interaction effects of Voltage and Current on Grey relational grade

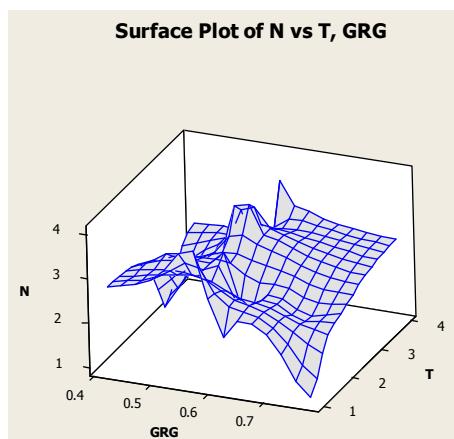


fig. 8 Surface plots for Stick out and Wire speed and Grey relational grade

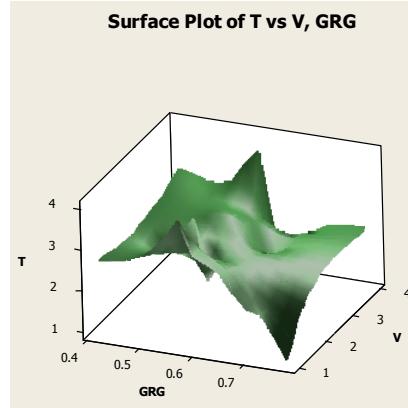


fig.9 Interaction effects of Wire speed and Voltage on Grey relational grade

10. VALIDATION OF MODELS

The estimated Grey relational grade $\hat{\gamma}$ using the optimal level of design parameters can be calculated as:

$$\hat{\gamma} = \gamma_m + \sum_{i=1}^o (\hat{\gamma}_i - \gamma_m) \quad (13)$$

where γ_m is the total mean Grey relational grade, $\hat{\gamma}_i$ is the mean Grey relational grade at the optimal level and o is the number of the main design parameters that affect the quality characteristics. This means that the predicted Grey relational grade is equal to the mean grey relational grade plus the summation of the difference between overall mean Grey relational grades for each of the factors at optimum level. Table 12 represents the comparison of the predicted bead geometry parameters with that of actual by using optimal welding conditions; good agreement between the two has been observed and improvement of overall Grey relational grade is the result. This proves the utility of the proposed approach in relation to process optimization, where more than one objective has to be fulfilled simultaneously.

table 12: Results of conformity experiment

Parameters	Initial factor setting	Prediction	Experiment

Level of factors	$V_1 I_1 N_1 T_1$	$V_1 I_4 N_1 T_1$	$V_1 I_4 N_1 T_1$
Bead width	8.306		8.325
Reinforcement	1.235		1.247
Penetration	2.815		2.985
Dilution (%)	17.235		16.957
S/N ratio for overall Grey relational grade	4.5214	1.67032	3.2597
Overall grey relational grade	0.76473	0.640	0.8908
<u>Improvement in grey relational grade = 0.13</u>			

11. OPTIMIZATION USING DESIRABILITY FUNCTION

In this part individual desirability values have been calculated using equations (5) and (6). For bead width and reinforcement lower-the better (LB) criteria and for dilution and penetration higher-the-better (HB) criteria is used. The individual desirability values of these responses have been accumulated to convert overall desirability value. In this study the desirability function index has been assumed as $r = 1$. After calculating composite desirability value, the next step is to maximize it. From Table 13, it has been

found that some factor combinations of overall desirability are zero. In this case Taguchi's S/N ratio cannot be calculate it. To overcome this, analysis has been made use of mean of all overall desirability value.

11.1 Results of desirability optimization

Fig. 10 shows the main effect plots for overall desirability .Optimum value is $V_1 I_4 N_3 T_2$.From Table 10 voltage is significant factor than others. Table 15 shows confirmatory experiment. This shows good agreement.

table 13: Calculation of desirability value ($r=1$)

Bead Parameters				
W	R	P	D	OD
1	0	1	0.193154	0
0.9129	0.176935	0.8230	0.159751	0.381742
0.7078	0.241706	0.7582	0.238589	0.419429
0.6263	0.300158	0.6999	0.155602	0.378265
0.2618	0.666667	0.3333	0.340249	0.375083
0	0.554502	0.4454	0	0
0.6498	0.349131	0.6508	0.234647	0.431427
0.7570	0.794629	0.2053	0.774274	0.556078
0.6326	0.28594	0.7140	0.253112	0.42521

0.2875	0.477093	0.5229	0.309129	0.385878
0.5582	0.363349	0.6287	0.316598	0.448246
0.6565	0.210111	0.7898	0.170124	0.36897
0.5422	0.398104	0.6018	0.31722	0.450549
0.6986	0.257504	0.7429	0.259544	0.431557
0.6069	0.350711	0.6429	0.238382	0.424982
0.2543	1	0	1	0

OD = Overall desirability

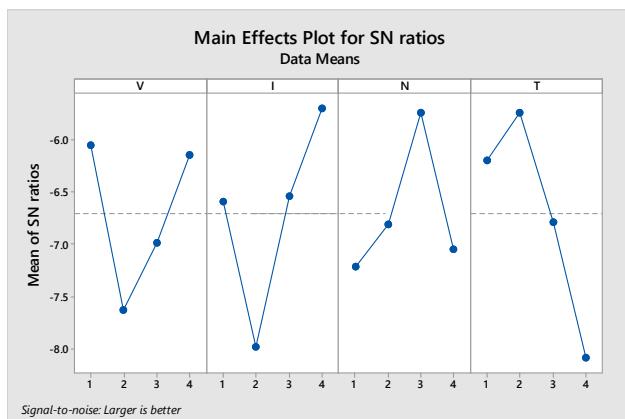


fig. 10 Mean plot for overall desirability

table 14 Analysis of variance (ANOVA) of overall desirability

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
V	1	0.000006	0.000006	0.00	0.976
I	1	0.009409	0.009409	1.39	0.263
N	1	0.000129	0.000129	0.02	0.893
T	1	0.019526	0.019526	2.88	0.118
Error	11	0.074482	0.006771		
Total	15	0.103552			

table 15 Results of conformity experiment

Parameters	Initial factor setting	Prediction	Experiment
Level of factors	V ₁ I ₁ N ₁ T ₁	V ₁ I ₄ N ₃ T ₂	V ₁ I ₄ N ₃ T ₂

Bead width	8.306	9.425
Reinforcement	1.235	2.347
Penetration	2.815	3.985
Dilution (%)	17.235	18.657

12. EFFECTS OF THE DESIRABILITY FUNCTION

The choice of the desirability function index depends on the optimization solver. Change in index changes individual desirability values and overall desirability. In this part different indexes have been selected to study the effect of function index on optimal setting. Tables 11-12 represent this approach.

12.1 Effect of individual response weightages

In this study it is assumed that all bead geometry parameters are equally important. Therefore same weightages are given to all responses. But when dealing with responses having different weightages, the equation of overall desirability changes to [5]:

$$d_G = (d_1^{w1} \times d_2^{w2} \times \dots \times d_n^{wn})^{\frac{1}{\sum w}} \quad (14)$$

In order to investigate whether the optimal setting is sensitive to response weightage, Different weightages have been assigned to different responses. Then overall desirability values have been calculated using Equation (14).

table 16: Calculation of desirability value ($r=0.1$)

Individual desirability and overall desirability				
W	R	P	D	OD
1	0	1	0.84838	0
0.990929	0.840972	0.980709	0.832424	0.908191
0.966031	0.867618	0.972699	0.866493	0.916781
0.954285	0.886615	0.964947	0.830236	0.90736
0.874575	0.960265	0.895949	0.8978	0.906594
0	0.942736	0.922306	0	0
0.957807	0.900117	0.957954	0.865051	0.919371
0.972545	0.977274	0.85357	0.974742	0.943004
0.955241	0.882323	0.966874	0.871628	0.918037
0.882803	0.928668	0.937221	0.88923	0.90917
0.943363	0.903717	0.95465	0.891355	0.922893
0.95879	0.855549	0.976679	0.837677	0.905106
0.940624	0.91201	0.950485	0.89153	0.923367
0.964768	0.873129	0.970718	0.873818	0.919399

0.951287	0.900523	0.956785	0.866418	0.917988
0.872036	1	0	1	0

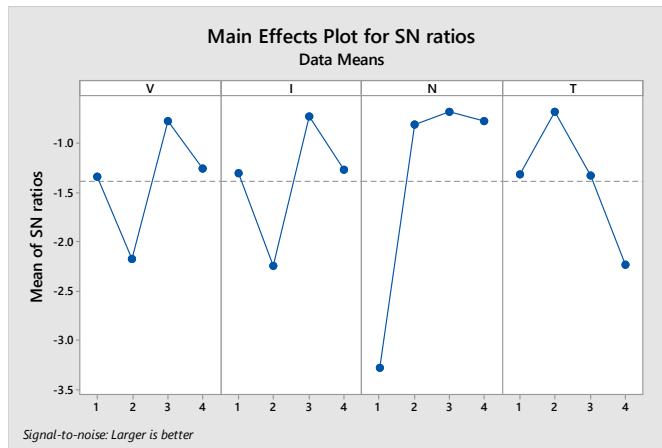


fig.11 Main effect plot with $r=0.1$

table 17: Calculation of desirability value ($r=0.3$)

Individual desirability and overall desirability				
W	R	P	D	OD
1	0	1	0.61062	0
0.973032	0.594763	0.943235	0.57681	0.749085
0.901515	0.65311	0.920312	0.650572	0.770544
0.86903	0.696955	0.898485	0.572275	0.747031
0.668946	0.885468	0.719202	0.723667	0.745141
0	0.837859	0.784558	0	0
0.878686	0.729284	0.879092	0.647328	0.777092
0.919875	0.93336	0.621894	0.926122	0.838573
0.871643	0.686883	0.903877	0.662207	0.773715
0.688005	0.800905	0.823238	0.70314	0.75151
0.839531	0.738069	0.870028	0.708194	0.786059
0.881395	0.626231	0.931655	0.5878	0.741477
0.832239	0.758576	0.858689	0.708611	0.787268
0.897984	0.665634	0.914701	0.667211	0.777162

0.860865	0.730272	0.875877	0.650402	0.773591
0.663138	1	0	1	0

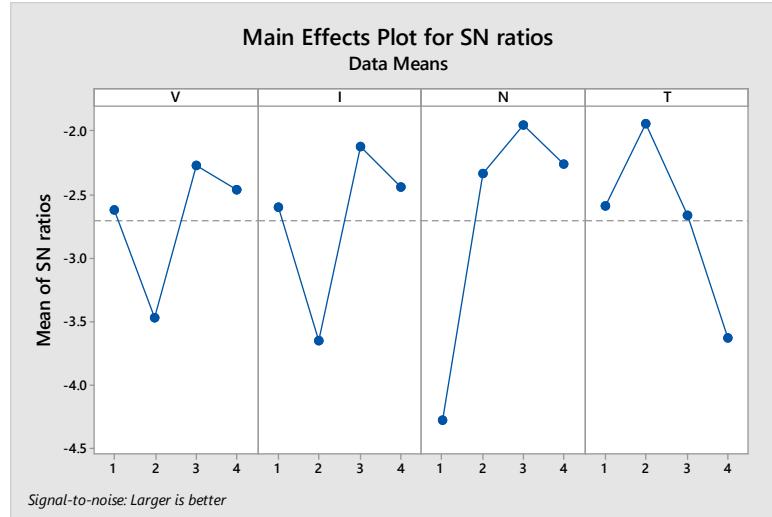


fig.12 Mean plot of overall desirability with $r=0.3$

table 18: Calculation of desirability value ($r=3$)

Individual desirability and overall desirability				
W	R	P	D	OD
1	0	1	0.007206	0
0.760798	0.005539	0.557442	0.004077	0.05563
0.354594	0.014121	0.435864	0.013582	0.073786
0.245667	0.027043	0.342853	0.003767	0.054124
0.017944	0.296297	0.037026	0.03939	0.05277
0	0.170494	0.088359	0	0
0.274372	0.042556	0.27564	0.012919	0.080301
0.4333798	0.501757	0.008653	0.464177	0.171952
0.253156	0.023379	0.363994	0.016216	0.07688
0.023764	0.108595	0.142974	0.029541	0.057458
0.173928	0.04797	0.248502	0.031734	0.090064
0.282946	0.009276	0.492665	0.004924	0.050231

0.159396	0.063094	0.21795	0.031921	0.091459
0.340946	0.017075	0.410007	0.017484	0.080374
0.223538	0.043137	0.265724	0.013546	0.076756
0.016445	1	0	1	0

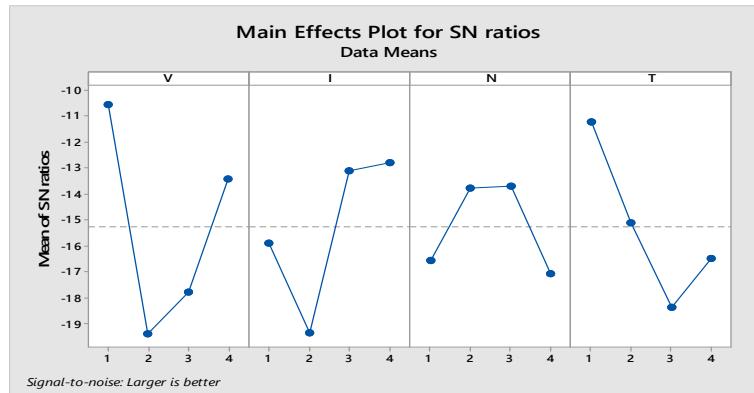


fig.13 Mean plot of overall desirability with r=3

13. RESULTS AND DISCUSSIONS

In this study the detailed methodology of hybrid Taguchi optimization technique coupled with Grey relational analysis and desirability analysis has been adapted and applied for evaluating the optimal parameters that is deeper penetration maximum dilution, minimum bead width and reinforcement produced by flux cored arc welding. This study has intended to prove the application feasibility and merit of Grey relational Taguchi method and desirability analysis for

solving multi objective optimization technique in the field of flux cored arc welding process. Figures 7, 8 and 9 show the various interaction effects on grey relational grade by process parameters. Fig 11, 12 and 13 shows main effects plot with different desirability indexes. Fig 14 and 15 shows microstructure of HAZ. Table 16, 17 and 18 shows composite desirability with different indexes. Table 19 shows the optimum values of flux cored arc welding parameters with different desirability indexes. With different desirability indexes the optimum values change.

table 19: Results of analysis of the desirability function index

	Case 1	case 2	Case 3
Desirability function index	0.1	0.3	3
Optimal setting	$V_3I_3N_3T_2$	$V_3I_3N_3T_2$	$V_1I_4N_3T_1$

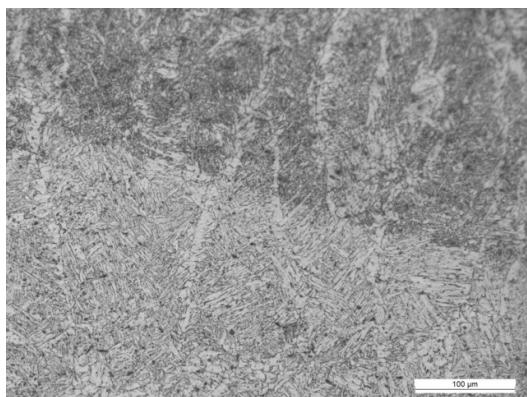


fig.14 Fusion line of weld zone

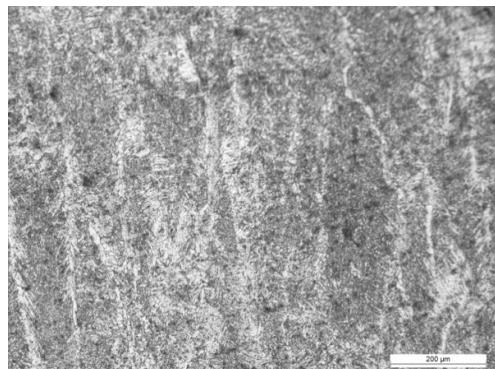


fig.15 Microstructure of weld zone

14. CONCLUSIONS

1. Grey –Taguchi method and desirability approach are two important hybrid techniques that can be used to sole multi criteria optimization problems in welding. Both approaches first evaluate a composite quality indicator which is finally optimized to search optimal combination of process parameters. In Grey Taguchi method composite quality indicator is the overall grey relational grade where as in desirability approach it is overall desirability index.

2. The optimization of flux cored arc welding carried out by using Grey based Taguchi approach and desirability approach. Two methods have the same purpose but the way they derive composite quality indicator differs. Grey based Taguchi is based on quality loss function. Grey relational coefficient is determined taking inverse function of quality loss.

3. In this study, a detailed methodology of Taguchi optimization technique coupled with Grey relational analysis and desirability approach has been presented for evaluating the bead geometry, and parametric combinations in Flux cored arc welding process. For achieving optimal parametric combination in order to get deeper penetration and maximum dilution, minimum reinforcement, bead width of the weldment produced by flux cored arc welding. Taguchi method is very popular and efficient method for optimization that can be performed with limited number of runs. The study has intended to prove the efficient of Grey based Taguchi method and desirability approach for solving multi objective optimization problem in the field of submerged arc welding. Based on the study following points were noticed.

4. The optimization of submerged arc welding by calculating Grey relational analysis and desirability approach and using the recommendation of design for determining welding parameters was successful and optimal parameter combination achieves is $V_1I_4N_3T_4$ for desirability approach and for grey relational analysis it is $V_1I_4N_1T_1$.

5. Based on ANOVA results of grey relational analysis error is 4% and is more accurate than desirability approach in order to obtain good bead geometry.

6. In this analysis welding current has the most significant effect in grey based Taguchi method and welding voltage in desirability approach.

7. Predicted result confirmed higher penetration and dilution, lower reinforcement and bead width.

Acknowledgment

The authors sincerely acknowledge the help and facilities extended to them by the department of mechanical engineering YOUNUS college of Engineering and Technology, Kollam, India.

References

1. Kannan,T.,Murugan,N.(2006).Effect of flux cored arc welding process parameters on duplex stainless steel clad quality .journal of Material Processing Technology vol.176,pp 230-239.
2. Kannan,T.; Murugan,N.(2006).Prediction of ferrite number of duplex stainless steel clad metals using RSM, Welding Journal. pp. 91 - 99.
3. Jagannatha,N., Hiremath, S.S,Sadashivappa,K (2012).Analysis and parametric optimization of abrasive hot air jet machining for glass using Taguchi method and

- utility concept, International Journal of Mechanical and materials engineering. Vol. 7, pp. 9 – 15, No.1.9.15.
4. **Norasiah Muhammed; Yupiter HP Manurung; MuhammedHafidzi** (2012) Optimization and modelling of spot welding parameters with simultaneous response consideration using multi objective Taguchi method and utility concept. Journal of Mechanical science and Technology . Vol.26 (8), pp. 2365 - 2370.
5. **Gautam Nandi, Saurav Datta, Ashish Banyopadhyay, Pradip Kumar Pal**, Analysis of hybrid Taguchi methods for optimization of submerged arc weld, Joining process: challenges for quality ,design and development, NIT, Agrathala, India ,March 5-6,2010
6. **Cochran, W.G.; Coxz, G.M.** (1987). Experimental Design. pp.370, New York, John Wiley & Sons.
7. **Tarng,Y.S; Yang;W.H** (1998) Optimization of weld bead geometry in gas tungsten arc welding by the Taguchi method , International Journal of Advanced Manufacturing Technology. Vol-14, pp 549-554.
8. **Saurav Datta; Ashish Bandyopadhyay; Pradip Kumar Pal** (2008). Grey based Taguchi method for optimization of bead geometry in submerged arc bead on plate welding, International Journal of Advanced Manufacturing Technology. Vol-39, pp 1136-1143.