

KONSTRUKCIJA ISPITNOG STOLA S AKTIVNIM MAGNETSKIM LEŽAJEVIMA ZA ISTRAŽIVANJE DINAMIKE ROTORA DESIGN OF THE ROTORDYNAMIC TESTBED WITH ACTIVE MAGNETIC BEARINGS

Neven BANDERA – Sanjin BRAUT – Roberto ŽIGULIĆ

Sažetak: U ovom radu prikazan je postupak konstrukcije ispitnog stola s aktivnim magnetskim ležajevima za istraživanje dinamike rotora. Poseban naglasak dan je ostvarenju optimalnih modalnih karakteristika ispitnog stola u cilju ostvarivanja povoljnih uvjeta za projektiranje regulacijskog sustava aktivnih magnetskih ležajeva. U radu su prikazani rezultati analiza slobodnih vibracija elastičnih elemenata ispitnog stola metodom konačnih elemenata kao i rezultati eksperimentalnih ispitivanja karakteristika krutosti elastomernih izolatora vibracija i odgovarajući oblici vibriranja ispitnog stola kao krutog tijela.

Ključne riječi: – aktivni magnetski ležaj
– analiza metodom konačnih elemenata
– mjerenje krutosti izolatora vibracija

Abstract: In this paper, the design procedure of the rotordynamic testbed with active magnetic bearings is presented. Special emphasis is given to the realization of testbed optimal modal characteristics with the goal of achieving favorable conditions for active magnetic bearings control system design. In the paper are presented results of the testbed free vibration finite element analyses as well as the results of experimental tests of elastomeric vibration isolators stiffness characteristics and corresponding testbed rigid body modes.

Keywords: – active magnetic bearing
– finite element analysis
– vibration isolator stiffness measurement

1. UVOD

Prednosti su aktivnih magnetskih ležajeva (AML) nad uobičajenim ležajevima (klizni, kuglični) u vrlo malom odnosno zanemarivom trenju, sposobnosti rada bez podmazivanja i u uvjetima vakuuma. Magnetski se ležajevi danas sve više koriste u strojevima kao što su kompresori, turbomolekularne pumpe, mali generatori, a također se koriste i u visokopreciznim instrumentima.

Rotor općenito može biti postavljen horizontalno ili vertikalno: klasična se izvedba, slično kao i uležištenje s kliznim ležajevima, sastoji od dvaju radijalnih i jednog aksijalnog (odrivnog) magnetskog ležaja [1].

S dinamičkog aspekta, pri konstruiranju ispitnog stola treba predvidjeti vlastite frekvencije svih elastičnih elemenata [2] kao i tzv. vlastite frekvencije tzv. oblika vibriranja krutog tijela [3, 4].

U ovom je radu za konstruiranje korišten 3D CAD program *SolidWorks*, a za analizu vlastitih frekvencija ispitnog stola metodom konačnih elemenata upotrijebljen je *MSC Visual Nastran* [5]. Poseban naglasak dan je izboru adekvatnog izolatora vibracija [6].

1. INTRODUCTION

The advantages of the Active magnetic bearings (AMBs) over conventional bearings (journal, roller) include a very small, i.e. negligible friction, in operation without lubrication even in a vacuum. Nowadays there are many magnetic bearing applications in machinery such as compressors, turbo molecular pumps, small generators as well as in high precision instruments.

The rotor can be generally installed horizontally or vertically and as in the case of the journal bearing application, the classical support system consists of two radial and one axial (thrust) magnetic bearings [1].

During the design phase of the testbed, from the dynamics point of view, natural frequencies of all flexible elements [2] as well as natural frequencies of the so called rigid body modes [3, 4] must be predicted.

In this paper, the 3D CAD software *SolidWorks* is used in the design of the testbed and *MSC Visual Nastran* [5] is used for finite element analysis of the testbed natural frequencies. Special emphasis is given to the selection of the appropriate vibration isolator [6].

2. KONSTRUKCIJA ISPITNOG STOLA

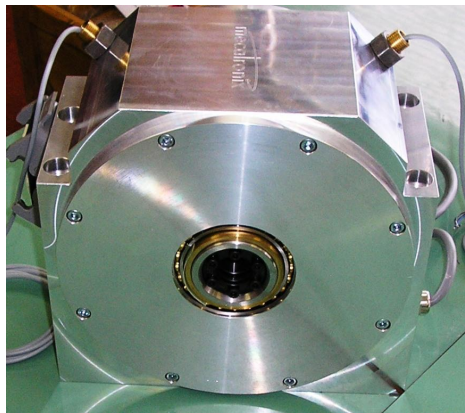
2.1. Osnovne pretpostavke pri konstruiranju ispitnog stola

Predmet razmatranja u ovome članku je konstrukcija ispitnog stola s aktivnim magnetskim ležajevima za istraživanje dinamike rotora. Ispitni stol sastojat će se od horizontalno postavljenog rotora uležištenog pomoću dva aktivna magnetska ležaja, pogonjenog sinkronim elektromotorom preko elastične spojke i temeljne ploče. Upotrijebit će se aktivni magnetski ležajevi radijalnog tipa, dok će vrlo malo aksijalno opterećenje preuzeti kuglični ležajevi elektromotora.

2. DESIGN OF THE TESTBED

2.1. Basic assumptions in the testbed design

The subject of consideration of this paper is the design of the rotor-dynamics testbed with active magnetic bearings. The testbed will consist of a horizontally positioned rotor supported with two active magnetic bearings driven by a synchronous motor via flexible coupling and a mounting plate. The radial type of active magnetic bearing will be used while the eventual axial load will be supported by roller bearings of the electromotor.

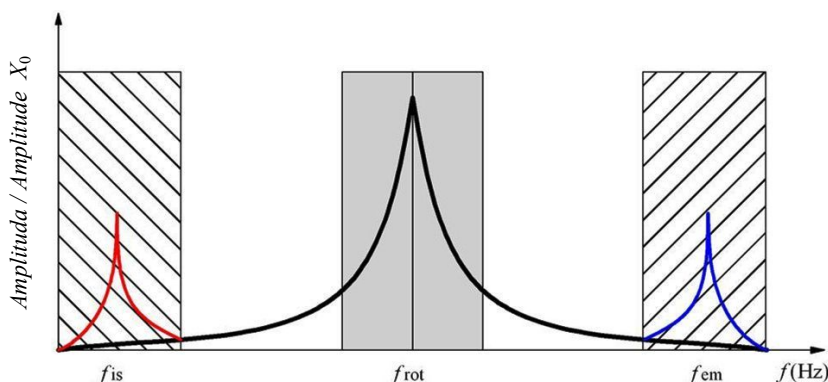


Slika 1. Radijalni aktivni magnetski ležaj – osnovni element ispitnog stola
Figure 1. Radial active magnetic bearing – basic element of the testbed

Glavni ciljevi konstruiranja ispitnog stola u prvoj fazi bili su da se na zadanoj montažnoj ploči osigura optimalni raspored osnovnih elemenata ispitnog stola (aktivni magnetski ležajevi, elektromotor) i da se pri tome izvrši dimenzioniranje preostalih elemenata (ispitni model rotora i nosača elektromotora). Druga faza konstruiranja podrazumijevala je provjeru modalnih karakteristika pojedinih elastičnih elemenata ispitnog stola, kao i konačno cijelog sklopa ispitnog stola. Pod posljednjim podrazumijevao se također i izbor optimalnih izolatora vibracija na poziciji između montažne ploče i postolja. U drugoj fazi cilj je bio dobiti čisto frekventijsko područje oko prve vlastite frekvencije rotora (kritične brzine), tako da vlastite frekvencije ispitnog stola (krute forme vibriranja) budu znatno niže, a vlastite frekvencije podsklopa elektromotor / nosač elektromotora budu znatno više od prve vlastite frekvencije rotora (slika 2). Razlog tome je ostvarivanje što boljih uvjeta za projektiranje regulacijskog sustava aktivnih magnetskih ležajeva (AML).

The main goals in the first phase of testbed design were optimal disposition of the basic elements of the testbed (active magnetic bearings and electromotor) on a mounting plate and dimensioning of the remaining elements (test rotor model and electromotor support). The second phase of the design involved verification of the modal characteristics of the testbed flexible elements as well as finally of the whole testbed assembly. Involved in the last stage was the selection of the optimal vibration isolator at the position between the mounting plate and the pedestal. In the second phase, the goal was to obtain clean frequency range around the first rotor natural frequency (critical speed), so that the natural frequencies of the testbed rigid body modes are considerably lower and natural frequencies of the sub-assembly electromotor/ electromotor support some considerably higher natural frequencies than the first natural frequency of the rotor (Figure 2).

The reason for this was to achieve good conditions for active magnetic bearing control system design.



Slika 2. Planirani frekvencijski spektar ispitnog stola: f_{is} – vlastite frekvencije ispitnog stola, f_{rot} – prva vlastita frekvencija rotora, f_{em} – prva vlastita frekvencija sklopa nosača elektromotora i elektromotora
 Figure 2. Planned frequency spectrum of the testbed: f_{is} – testbed natural frequencies, f_{rot} – rotor first natural frequency, f_{em} – first natural frequency of the electro motor / electro motor support sub-assembly

2.2. Elastično temeljenje ispitnog stola

Da bi se postigli što bolji uvjeti za projektiranje regulacijskog sustava (frekvencijski spektar sustava ispitnog stola čist od rezonancija pojedinih elemenata u predviđenom području brzina vrtnje), ispitni stol je oslonjen na izolatore vibracija.

Postoji više vrsta izolatora vibracija: metalni, elastomerni i pneumatski. Predmet razmatranja u ovome radu su elastomerni (gumeni) izolatori, koje je jednostavno nabaviti na tržištu, i to po povoljnoj cijeni.

Izolatori su komercijalno dostupni u više različitih elastomernih materijala, u mnogo oblika i veličina i sa širokim spektrom karakteristika. Svojstva danog izolatora ovisna su stoga ne samo o materijalu od kojeg je proizveden već i o njegovoj konfiguraciji s obzirom na strukturu materijala korištenog unutar tijela izolatora.

2.2. Vibration isolation of the testbed

To achieve the best possible conditions for control system design (frequency spectrum of the testbed system free from resonant frequencies of the respective elements in the specified rotor speed range), the testbed is supported by vibration isolators.

There are several types of vibration isolators: metallic, elastomeric and pneumatic. In this paper elastomeric (rubber) isolators are considered, which could be easily obtained on the market at low cost.

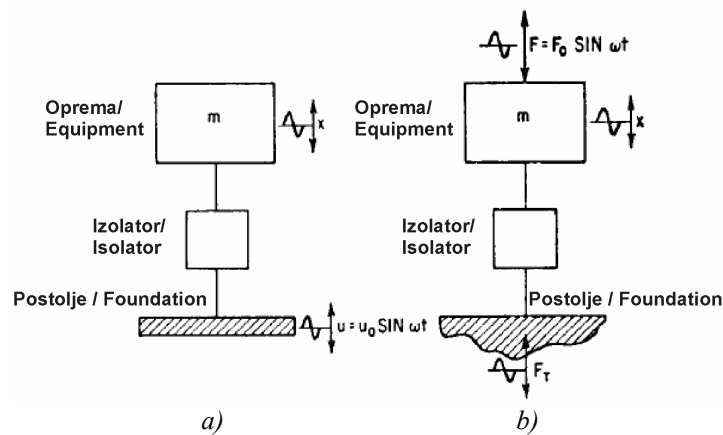
Isolators are commercially available in several different elastomeric materials, in many shapes, sizes and with a wide range of characteristics. The properties of a particular isolator are therefore dependent not solely upon the material that it is made of, but also upon its configuration regarding the structure of the material used inside the isolator body.



Slika 3. Gumeni izolatori vibracija korišteni u ispitivanjima krutosti
 Figure 3. Rubber vibration isolators used in stiffness tests

Koncept izolacije vibracija prikazan je razmatranjem sustava s jednim stupnjem slobode (slika 4). Taj se sustav sastoji od krutog tijela koji prikazuje opremu spojenu s podlogom preko izolatora. Tijelo je ograničeno na gibanje samo u vertikalnom smjeru.

The concept of vibration isolation is illustrated through consideration of the single-degree freedom system (Figure 4). This system consists of a rigid body composed of the equipment connected to a foundation by an isolator. The body is restricted to unidirectional movement in a vertical direction.

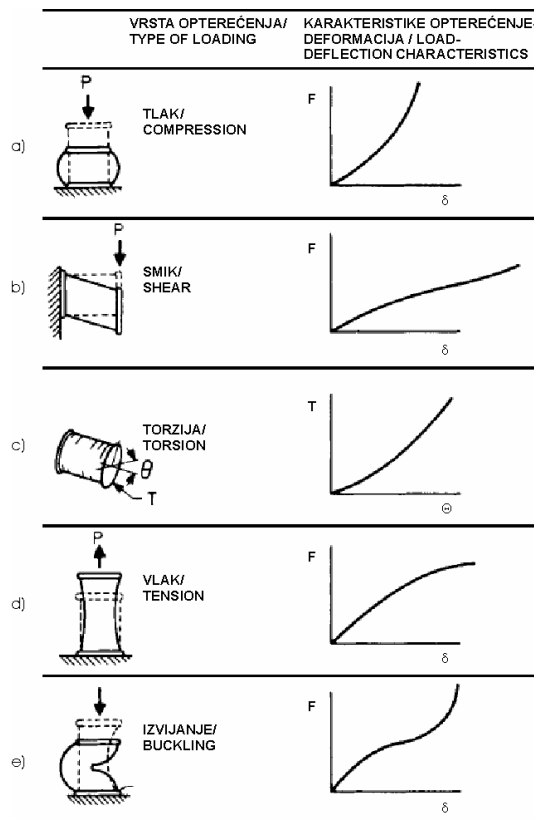


Slika 4. Shema sustava izolatora vibracija [3]: a) izolator vibracija sprečava prenošenje gibanja postolja na opremu, b) izolator vibracija sprečava prenošenje uzbudne sile F s opreme na podlogu.

Figure 4. Schematic diagrams of vibration isolation systems [3], a) vibration isolator suppresses the transmission of the foundation motion to the equipment, b) vibration isolator suppresses the transmission of the force applied by the equipment to the foundation

Elastomerni izolatori mogu se koristiti kod različitih vrsta opterećenja: na tlak, posmično opterećenje, na vlak, torziju, izvijanje i na bilo koju kombinaciju tih vrsta opterećenja. U ovome radu razmatrana su samo opterećenja na tlak, slika 5.

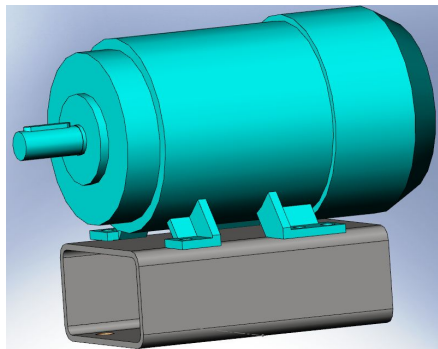
Elastomeric isolators may be used with different types of loading: compression, shear, tension, buckling or any combination of these types. In this paper only compression loading is considered, Figure 5.



Slika 5. Karakteristike opterećenje-deformacija uobičajenih elastomernih izolatora [3]
Figure 5. Load – deflection characteristics of typical elastomeric isolators [3]

2.3. Izvedba kućišta elektromotora

Spoj horizontalno postavljenog elektromotora s temeljnom pločom ispitnog stola može se izvesti spojem preko nogu (slika 6) ili preko prirubnice (slika 7). U ovome radu upotrijebljen je nosač elektromotora u obliku prirubnice.



Slika 6. Elektromotor spojen s nosačem preko nogu
Figure 6. Foot mounting motor

3. NUMERIČKA ANALIZA VLASTITIH FREKVENCIJA ELASTIČNIH ELEMENATA ISPITNOG STOLA

Za numeričko rješavanje vlastitih frekvencija elemenata primijenili smo metodu konačnih elemenata. U tu je svrhu korišten softver *Visual Nastran for Windows 2003* i *Normal Mode Dynamics* rješavač (solver) tog softvera.

3.1. Rotor

U analizi slobodnih vibracija rotora korištene su dvije vrste umreženja:

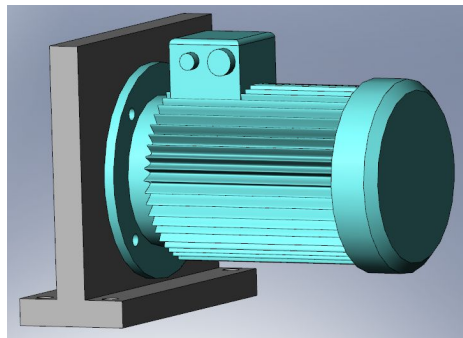
- slobodno (automatsko) umreženje importirane 3D-geometrije rotora, definirane u softveru *CATIA*, s tetraedarskim konačnim elementima, slika 8,
- umrežavanje rotacijom polovine presjeka rotora umreženog s 2D-pravokutnim konačnim elementima oko njegove osi simetrije, da bi se konačno dobila 3D-mreža s prizmatičnim konačnim elementima, slika 9.

U slučaju automatskog umreženja rotor je imao 621 linearni (osnovni) tetraedarski konačni element, dok je u drugom slučaju imao 2352 osnovna prizmatična konačna elementa.

Vlastite frekvencije dobivene dvama različitim načinima umreženja rotora pokazuju određeno odstupanje za iste forme vibriranja. Zbog činjenice da model konačnih elemenata dobiven drugim načinom umreženja ima jednolikiju mrežu i više konačnih elemenata po radijusu osovine, on bi trebao dati točnije vrijednosti vlastitih frekvencija. Ta će se činjenica po izradi ispitnog stola i njegova puštanja u rad eksperimentalno verificirati.

2.3. Mechanical design of the electromotor

The connection between horizontally positioned electromotor and mounting plate may be arranged with foot (Figure 6) or flange mounting (Figure 7). In this paper, flange mounting electromotor support is considered.



Slika 7. Elektromotor spojen preko prirubnice
Figure 7. Flange mounting motor

3. NUMERICAL ANALYSIS OF NATURAL FREQUENCIES OF TESTBED FLEXIBLE ELEMENTS

For numerical calculation of the natural frequencies, the finite element method is used. For this purpose, *Visual Nastran for Windows 2003* is applied with its solver *Normal Mode Dynamics*.

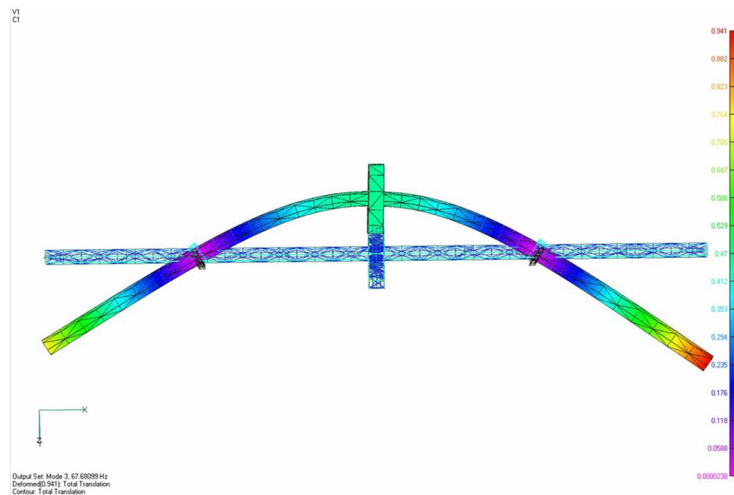
3.1. Rotor

In a rotor free vibration analysis, two different meshing techniques were used:

- Free (automatic) meshing of the imported 3D rotor geometry from software *CATIA*, with tetrahedral finite elements, Figure 8.
- Meshing technique by rotating the meshed rotor midway intersection with 2D quadrilateral finite elements around the axis of symmetry to obtain finally a 3D mesh with hexahedral finite elements, Figure 9.

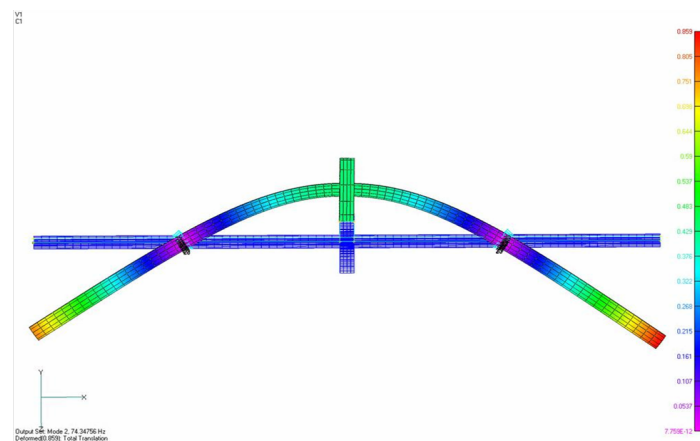
In the case of automatic meshing, the rotor had 621 linear (basic) tetrahedron finite elements, while in the other case it had 2352 basic hexahedral finite elements.

Natural frequencies obtained by two different meshing techniques show somewhat different values for the same mode shapes. Regarding the fact that the numerical model obtained with the second meshing technique obtained a more uniform mesh and more finite elements along the shaft radius, it should therefore yield more accurate values of natural frequencies. This fact will be experimentally verified upon completion of the testbed and putting it into operation.



Slika 8. Rezultat analize slobodnih vibracija modela rotora u MSC Visual Nastranu, automatsko umreženje s tetraedarskim konačnim elementima, 1. vlastita forma vibriranja pri frekvenciji 67,7 Hz

Figure 8. Results of eigenvalue analysis of the automatically meshed rotor model with tetrahedron finite elements, 1. normal mode at frequency 67,7 Hz



Slika 9. Rezultat analize slobodnih vibracija modela rotora u MSC Visual Nastranu, drugi način umreženja s prizmatičnim konačnim elementima, 1. vlastita forma vibriranja pri frekvenciji 74,35 Hz

Figure 9. Results of eigenvalue analysis of the rotor model meshed with tetrahedron finite elements, 1. normal mode at frequency 74,35 Hz

3.2. Sklop elektromotora i nosača elektromotora

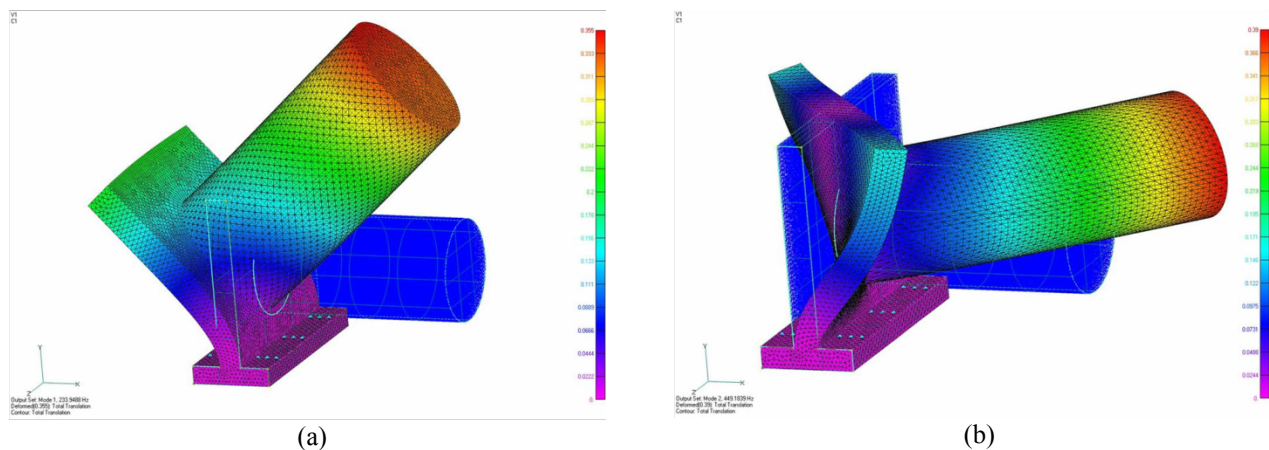
U analizi slobodnih vibracija sklopa elektromotora i nosača korištena je 3D-geometrija napravljena u softveru *SolidWorks* i eksportirana u „stp“ formatu. Razmatrani model umrežen je automatski s tetraedarskim konačnim elementima u *MSC Visual Nastran for Windows 2003*. Korištena su tri stupnja gustoće tetraedarske mreže ručno podešene da spoj nosača i elektromotora ima jednak broj elemenata i da čvorovi mreže nosača i elektromotora na tim mjestima budu spojeni.

U prvom slučaju korištena je mreža s 1207 konačnih elemenata, u drugome s njih 23215, dok je u trećem slučaju korištena mreža imala 161268 konačnih elemenata.

3.2. Assembly of the electro motor and support

In the free vibration analysis of the electromotor / support assembly, a 3D geometry, made in *SolidWorks* and exported in “stp” file format, was used. The model under consideration was meshed with tetrahedron finite elements automatically in *MSC Visual Nastran for Windows 2003*. Three different levels of mesh discretization were used and arranged to have the same number of elements at the connection of support and electromotor as well as to satisfy the required condition of the connection of the corresponding nodes of support with the electromotor meshes.

In the first case, the mesh had 1207 finite elements, and in the second, it had 23215 finite elements, while in the third case the mesh had 161268 finite elements.



Slika 10. Rezultati analize slobodnih vibracija sklopa elektromotora i nosača u MSC Visual Nastran s mrežom od 161268 konačnih elemenata, a) 1. oblik vibriranja pri $f = 233,95$ Hz, b) 2. oblik vibriranja pri $f = 449,18$ Hz
 Figure 10. Results of eigenvalue analysis of the Assembly of the electro motor and support in MSC Visual Nastran meshed with 161268 finite elements, a) 1. normal mode at $f = 233,95$ Hz, b) 2. normal mode at $f = 449,18$ Hz

Zbog činjenice da je treći model konačnih elemenata imao najgušću mrežu (najveći broj konačnih elemenata), trebao bi dati točnije vrijednosti vlastitih frekvencija, što će se nakon izrade fizičkog modela eksperimentalno verificirati.

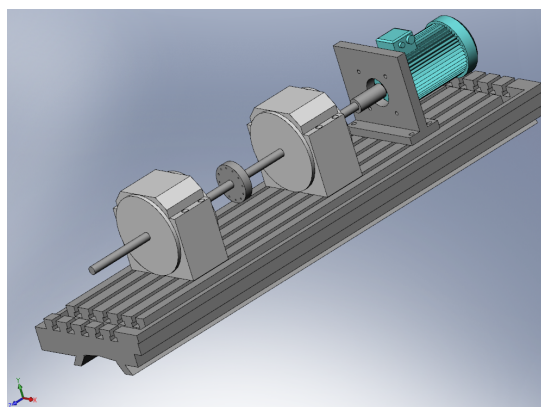
4. ANALIZA OBLIKA VIBRIRANJA CIJELOGA ISPITNOG STOLA KAO KRUTOG TIJELA

Za konstrukciju ispitnog stola koristili smo 3D CAD program *SolidWorks*. To je program kojim možemo konstruirati 3D-model (slika 11), proračunati karakteristike poput mase i momenata inercije te izvoditi razne simulacije. U ovom radu taj je program korišten za konstruiranje 3D-modela ispitnog stola i određivanje težišta, mase i momenata inercije.

Because of the fact that the third finite element model had the finest mesh (the largest number of finite elements), it should give more accurate values of natural frequencies, which will be experimentally verified upon completion of the physical model.

4. RIGID BODY MODES ANALYSIS OF THE WHOLE TESTBED

SolidWorks 3D CAD software was used for design of the testbed. This software can be used for designing a 3D model, (Figure 11), for estimation of characteristics such as mass and moments of inertia as well as for performing different simulations. In this paper, it is used for the designing of the testbed 3D model and for estimation of mass and moments of inertia.



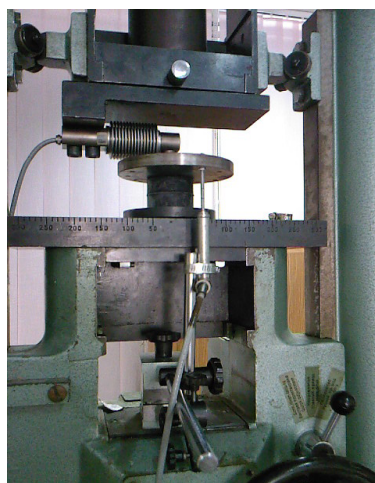
Slika 11. 3D-model ispitnog stola prikazan u SolidWorksu
 Figure 11. Testbed 3D model displayed in SolidWorks

4.1. Eksperimentalno određivanje krutosti elastomernih izolatora

Ispitivanje je izvedeno u *Laboratoriju za ispitivanje čvrstoće konstrukcija Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci*. Ispitivanje karakteristike krutosti elastičnih izolatora vibracija provedeno je na preši sa senzorom sile i kontaktnim osjetnikom pomaka, slika 12. Korišteni senzor sile imao je maksimalnu dopuštenu silu od 5000 N.

4.1. Experimental testing of elastomeric isolators

Testing is performed in the *Laboratory investigation of construction strength at the Faculty of Engineering, University of Rijeka*. Tensile/compression testing machine with force sensor and linear variable displacements transducer are used for testing of stiffness characteristics of vibration isolators, Figure 12. Applied force sensor had an upper limit of 5000 N.



Slika 12. Preša sa senzorom sile, senzorom pomaka i ispitnim uzorkom (elastomernim izolatorom vibracija)
Figure 12. Tensile/compression testing machine with force sensor, linear variable displacements transducer and test specimen (elastomeric vibration isolator)

Kao rezultat ispitivanja dobivene su krivulje elastičnih (gumenih) izolatora, tj. njihove krutosti, koje su prikazane na slici 13. Za potrebe daljnje analize uzete su prosječne vrijednosti krutosti elastičnih izolatora. Krutost za prvi element bila je $k = 219690 \text{ N/m}$, a za drugi $k = 471540 \text{ N/m}$.

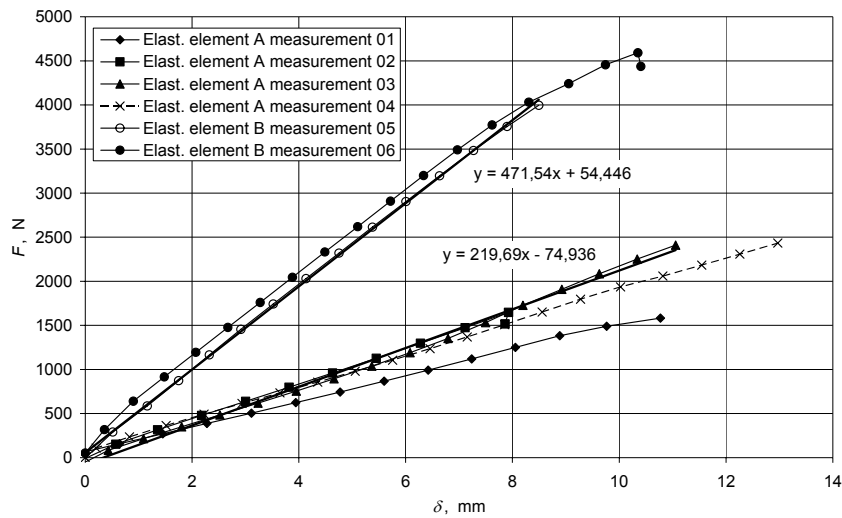
As a result of testing, the load deflection curve of elastomeric isolators are obtained, i.e. their stiffness characteristics, Figure 13. In further analysis of this testing, the average values of stiffnesses are taken. Stiffness for the first element was $k = 219690 \text{ N/m}$ and for the second, $k = 471540 \text{ N/m}$.

4.2. Vlastite frekvencije oblika vibriranja ispitnog stola kao krutog tijela

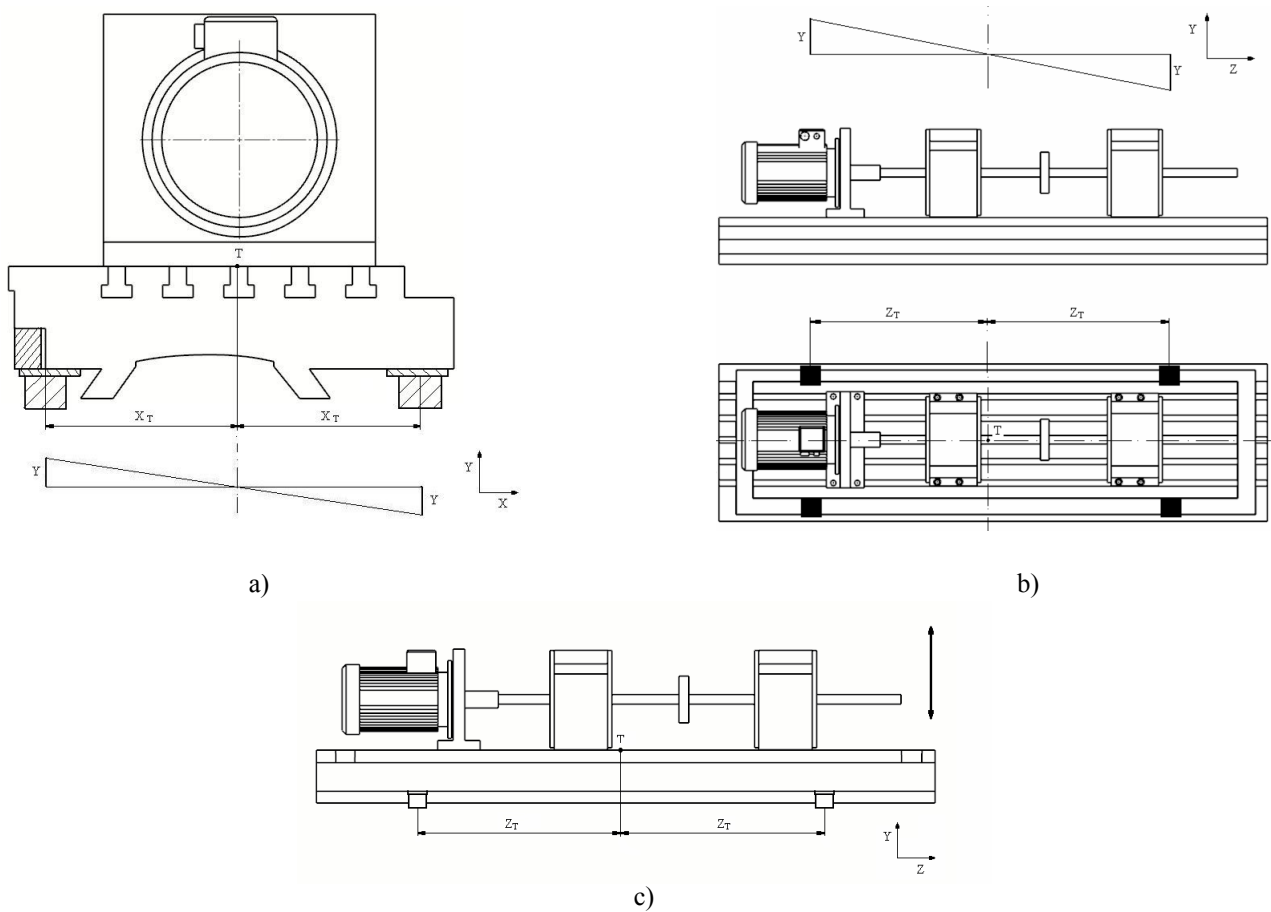
Kako je predviđeno da se montažna ploča ispitnog stola oslanja na 4 ravnomjerno raspoređena izolatora vibracija, treba očekivati pojavu oblika vibriranja kao krutog tijela, slika 14. S obzirom na opaženi početak nestabilnosti elemenata tipa A (mekši elastični element), tj. izlazak iz linearnog područja karakteristika krutosti kod vrijednosti statičkog opterećenja između 1500 do 2500 N i činjenicu da je očekivano statičko opterećenje cijeloga ispitnog stola po jednom gumenom elementu približno 1500 N, zaključujemo da je bolje upotrijebiti gumene elemente tipa B, kod kojeg izlazak iz linearnog područja nastupa iznad opterećenja od 4000 N. Gumene elemente tipa B, iako znatno krući od elastičnog elementa tipa A, osigurava dovoljno niske frekvencije uz zadovoljavajući kapacitet nošenja, tablica 1.

4.2. Natural frequencies of the testbed rigid body modes

As it was assumed that the mounting plate is supported by four equally spaced vibration isolators, the appearance of rigid body modes can be expected, Figure 14. Regarding the noticed onset of the instability of element type A (softer vibration isolator), i.e. the upper limit from the elastic range of stiffness characteristics at values of static loading between 1500 and 2500 N and the fact that the expected static loading per each element is about 1500 N, it is concluded that it is better to apply the elastic element type B, of which the departure from the linear region occurs at an upper limit above 4000 N. The rubber element type B, although considerably stiffer than element type A, provides a low enough frequency with an acceptable carrying capacity, Table 1.



Slika 13. Krivulje krutosti dviju vrsta elastomernih izolatora
 Figure 13. Stiffness characteristics of two analyzed types of elastomeric isolators



Slika 14. Oblici vibriranja ispitnog stola kao krutog tijela; a) njihanje oko uzdužne osi, b) njihanje oko poprečne osi, c) vertikalne vibracije
 Figure 14. Test bed rigid body modes; swinging about longitudinal axis, b) swinging about transversal axis, c) vertical rigid mode

Tablica 1. Vlastite frekvencije oblika vibriranja ispitnog stola kao krutog tijela za dva analizirana izolatora vibracija
Table 1. Natural frequencies of a test bed rigid body modes for the two analyzed vibration isolators

Izolator vibracija / Vibration isolator	Vlastite frekvencije oblika vibriranja kao krutog tijela, Hz / Natural frequencies of rigid body modes, Hz		
	Oko uzdužne osi / About longitudinal axis	Oko poprečne osi / About transversal axis	Vertikalne vibracije / Vertical mode
A	8,6	7,2	6,4
B	12,6	10,5	9,4

5. ZAKLJUČAK

U ovom radu prikazan je postupak konstrukcije ispitnog stola s aktivnim magnetskim ležajevima za istraživanje dinamike rotora. Poseban naglasak dan je ostvarenju optimalnih modalnih karakteristika ispitnog stola kao cjeline, a i svih pojedinih elastičnih elemenata, i to u cilju ostvarivanja povoljnih uvjeta za projektiranje regulacijskog sustava aktivnih magnetskih ležajeva.

Konstruirani nosač elektromotora tako osigurava dovoljno visoke vlastite frekvencije sklopa elektromotor/nosač, a izabrani elastomerni izolator vibracija tipa B osigurava dovoljno niske vlastite frekvencije oblika vibriranja cijeloga ispitnog stola kao krutog tijela uz zadovoljavajući kapacitet nošenja. Analizirani izolator vibracija tipa A pružao bi još povoljnije modalne karakteristike, no nije pokazao zadovoljavajući kapacitet nošenja te je odbačen kao moguće rješenje.

LITERATURA REFERENCES

- [1] Chiba, A., Fukao, T., Ichikawa, O., Oshima, M., Takemoto, M. i Dorrell, D. G.: *Magnetic Bearings and Bearingless Drives*, Elsevier, Tokyo, 2005.
- [2] Krämer, E.: *Dynamics of Rotors and Foundations*, Springer - Verlag, Berlin, 1993.
- [3] Harris, C. M., Piersol, A. G., *Harris Shock and Vibration Handbook*, McGraw - Hill, New York, 2002.
- [4] Braut, S., Žigulić, R., Skoblar, A., Butković, M.: *Modal testing of rotordynamic test rig for rotor-*

5. CONCLUSION

In this paper, the design procedure of the rotordynamic testbed with active magnetic bearings is presented. Special emphasis is given to the realization of testbed optimal modal characteristics as a whole as well as of every single flexible element with the goal of achieving favorable conditions for active magnetic bearings control system design.

The design of the electromotor support thus provides sufficiently high natural frequencies of electromotor/support assembly, and selected elastomeric vibration isolator type B provides a low enough natural frequency of the testbed rigid body modes with a satisfactory carrying capacity. The analyzed vibration isolator type A will give even better modal characteristics but unfortunately it did not show acceptable carrying capacity and it was therefore discarded as a possible solution.

- stator rub investigation*, 22nd Danubia-Adria Symposium on Experimental Methods in Solid , Parma, Italy, 2005. pp. 246-247.
- [5] Blakely, K.: *MSC/Nastran Basic Dynamic Analysis*, The MacNeal-Schwendler Corporation, Los Angeles, CA, U.S.A. 1995.
- [6] Bandera, N., *Konstrukcija ispitnog stola sa aktivnim magnetskim ležajevima za istraživanje dinamike rotora*, Diplomski rad, Tehnički fakultet, Rijeka, 2008.

Primljeno / Received: 2.2.2009

Prihvaćeno / Accepted: 19.5.2009

Prethodno priopćenje

Preliminary note

Adresa autora / Authors' address
Neven Bandera, dipl. ing.
Doc. dr. sc. Sanjin Braut
Izv. prof. dr. sc. Roberto Žigulić
Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci
Vukovarska 58
HR 51000 Rijeka
HRVATSKA
sbraut@riteh.hr, Roberto.Zigulic@riteh.hr