

**PROJEKTIRANJE OPTIMALNOG SUSTAVA VIBROIZOLATORA U  
CILJU POBOLJŠANJA KVALITETE ROTACIJSKOG STROJA I  
ZAŠTITE NA RADU**

**DESIGNING THE OPTIMUM PERFORMANCE SYSTEM OF  
VIBROISOLATORS WITH THE AIM TO INCREASE QUALITY OF  
ROTATING MACHINES AND WORK SAFETY**

**Davorka Šaravanja, doc. dr. sc.  
Fakultet strojarstva i računarstva, Sveučilišta u Mostaru  
Mostar, B&H**

**REZIME**

*U ovom radu cilj je pokazati kolika je važnost istražiti efikasan i optimalan sustav za otkrivanje, praćenje i kontrolu parametara vibracijskog procesa u rotacijskim strojevima u radnim uvjetima koji se, kao takav, može implementirati u fazi projektiranja postupka izolacije.*

*Primjena takvih sustava, koja mogu vršiti procjenu vibracijskog stanja stroja bez rastavljanja, predstavlja važno sredstvo u projektiranju optimalnog sustava vibroizolatora koji mogu utjecati na poboljšanje kvalitete, sigurnosti i zaštitu na radu.*

*U tu svrhu vršeno je eksperimentalno modeliranje eventualnih izvora vibracija rotacijskog stroja, njihovo simuliranje i primjena xms (eXtended Monitoring Software)-softvera sa VIBRORAPORT modulom za prikaz vibracijskih spektara.*

*Rezultati istraživanja koristili su se u postupku formiranja matrice vibroizolatora i traženja najoptimalnijeg rješenja za poboljšanje kvaliteta eksploatiranja rotacijskog stroja i zaštite na radu djelatnika u njegovoj neposrednoj blizini.*

**Ključne riječi:** eksperimentalno modeliranje, rotacijski stroj, sustav vibroizolatora

**SUMMARY**

*The goal of this paper is to demonstrate how important it is to explore efficient and optimum system of tracking, monitoring and control of vibration process parameters on rotating machines under working conditions, which can be implemented, as such, into designing phase of isolation procedures.*

*Application of such systems, able to evaluate the state of vibrations without disassembling, represents an important tool in designing an optimum system of vibroisolators, which can influence the increase of quality, protection and work safety.*

*Thereof, the experimental modelling of potential vibration sources, their simulation and application of xms-software with VIBRORAPORT module were conducted to display vibration spectres.*

*Research results were used to form vibroisolators matrix and to obtain the optimum solution for enhancement of exploitation quality on rotating machines and work safety of people working close to it.*

**Key words:** experimental modelling, rotating machine, system of vibroisolators

## 1. UVOD

Problem vibroizolacije rotacijskih strojeva prilikom njihove eksploatacije, koja može biti popraćena i pojavom određenih nepravilnosti, često je prisutan u postupku njihovog projektiranja. Stoga se u posljednje vrijeme, za rješavanje ovog problema umjesto principa, tzv. modificiranja postupka projektiranja koji se odnosi na sustav pri čemu se mijenja ili rekonstruira čitav mehanički sustav tako da se pri istoj pobudi vibracije dovode u prihvatljive granice, vrši projektiranje postupka izolacije vibracija koji se primarno odnosi na pobudu, odnosno na sprječavanje prenošenja pobude vibracija.

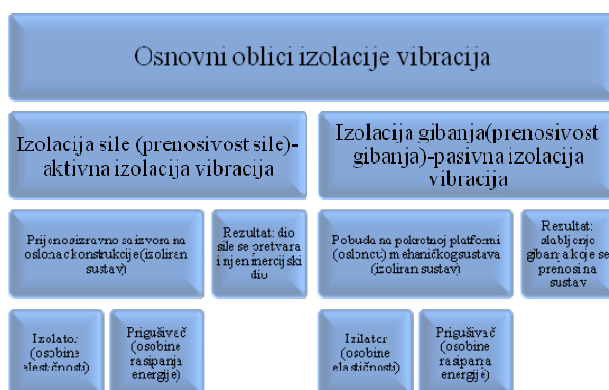
Dakle, dok kategorija *modificiranje projektiranja* podrazumijeva izmjenu komponenata i same konstrukcije mehaničkog sustava prema određenim specificiranim i konstrukcijskim pravilima, kao što su uravnoteženje rotacijskih strojeva i modificiranje konstrukcija primjenom modalne analize, dotle kategorija *izolacija vibracija* predstavlja "izolaciju" mehaničkog sustava (S) od vibracijske pobude  $F_0f(t)$  tako što se pobudni signali "filtriraju" ili rasporede po konstrukciji stroja prije nego zahvate cijeli sustav, što ima za cilj poboljšanje njegove kvalitete, sigurnosti i zaštite djelatnika u njegovom okruženju. [1]

## 2. PRINCIPI IZOLACIJE VIBRACIJA

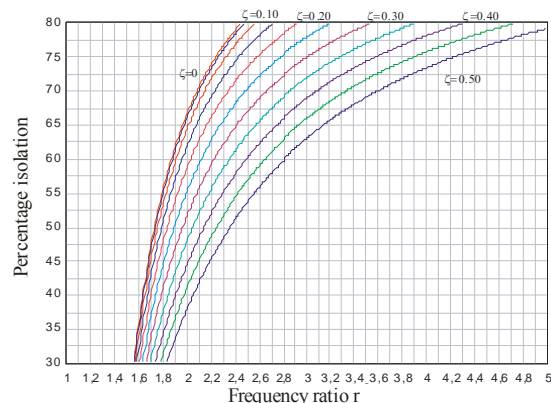
Vibracije konstrukcija u industriji obično su povezane sa mehaničkim izvorima pobude i javljaju se kao posljedica konstrukcijskih specifičnih karakteristika tih izvora. Mogu se pojaviti i kao posljedica djelovanja slučajnih nepredviđenih faktora u fazi projektiranja opreme. U većini literaturnih izvora rijetko se spominju slučajni faktori, koji su posljedica promjene parametara u postupcima efikasne zaštite od vibracija još u fazi projektiranja čemu se u ovom radu posvetila posebna pažnja. Prema dosadašnjim istraživanjima i iskustvima, vibracije rotacijskih strojeva je vrlo teško upotpunosti eliminirati. Reduciranje razine amplitude vibracija može se ostvariti na više načina kroz postupke izolacije vibracija. Analizirajući vibracije rotacijskih strojeva obično se imaju u vidu dva tipična slučaja pojave vibracija:

- *Stroj je sam izvor vibracija i kao takvog ga je neophodno izolirati od okolnih strojeva i konstrukcija u cilju zaštite od vibracija;*
- *Stroj od kojeg se zahtijeva određeni stupanj preciznosti i kvaliteta izrade neophodno je zaštititi od djelovanja vibracija koje nastaju u susjednim strojevima i konstrukcijama.*

U cilju zaštite od vibracija, u oba slučaja, kao posrednik između stroja i konstrukcije oslonaca postavljaju se *elastični elementi ili vibroizolatori* kao efikasna sredstva smanjenja vibracija i njihovog utjecaja na okolinu. [1,2]



Slika 1. Osnovni oblici izolacije vibracija sa karakteristikama



Slika 2. Postotak izolacije vs. odnos frekvencija

Prema tome, izolacija vibracija je način smanjenja dinamičkih sila koje se prenose sa vibroaktivnog sustava na drugi sustav, koji treba zaštititi od vibracija. Postoje dvije osnovne vrste izolacije, što je slikovito predstavljeno shemom na Sl.1.

## 2.1. Analiza postupka izolacije vibracija

Sa znanstvenog aspekta treba analizirati i teorijski pristup postupku izolacije vibracija što će pružiti mogućnosti pronalaženja rješenja zaštite vibracija, upravo u fazi projektiranja.

Kod aktivne izolacije prenosivost sile ostvaruje izolator, pri čemu je vibracijska sila od izvora  $F(t)$ , a izvor vibracija giba se istom brzinom kao i izolator, što ukazuje na paralelnu povezanost između njih. Zbog toga se sila  $F(t)$  razlaže na dio koji se prenosi na inerciju i na dio ( $F_{os}$ ) koji se prenosi na oslonac konstrukcije koji predstavlja izoliran sustav. Dakle prenosivost sile dana je u obliku odnosa:

$$T_F = \frac{F}{F_0 f(t)} \quad (1)$$

Pasivna izolacija se ostvaruje u vidu prenosivosti gibanja preko izolatora, pri čemu se vibracijsko gibanje  $v(t)$  izvora (mobilnost  $M_{os}$ ) prenosi preko izolatora na izolirani sustav (mobilnost  $M_m$ ). Rezultantna sila prenosi se izravno sa izolatora na izolirani sustav, pa se radi o serijskoj vezi. Prema tome, prenosivost gibanja dana je u obliku odnosa:

$$T_m = \frac{v_m}{v} = \frac{M_m}{M_m + M_{os}} \quad (2)$$

Ove vrijednosti su iste, pa se prenosivost predstavlja kao jedinstvena funkcija prijenosa  $T$ , a njen intenzitet se izražava u obliku:

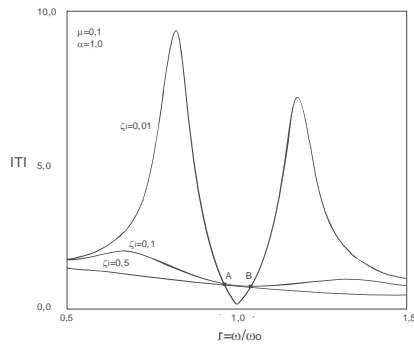
$$|T| = \sqrt{\frac{1 + 4\zeta^2 r^2}{(1 - r^2)^2 + 4\zeta^2 r^2}} \quad (3)$$

gdje je  $r$  - odnos pobudne i vlastite frekvencije (koeficijent poremećaja),  $\zeta$  - relativno prigušenje sustava u funkciji od prigušenja izolatora. Kod rješavanja problema u tijeku projektiranja, najbolje je postupak izolacije predstaviti postotkom prenosivosti, tj. (Sl. 2.):

$$I = \left[ 1 - \sqrt{\frac{1 + 4\zeta^2 r^2}{(r^2 - 1)^2 + 4\zeta^2 r^2}} \right] \times 100 \quad (4)$$

## 2.2. Projektiranje optimalnog postupka izolacije vibracija

Osnovni cilj je izvršiti optimalizaciju postupka izolacije vibracija na rotacijskim strojevima koji generiraju neprihvatljivu razinu vibracija i koji, ne samo ugrožavaju karakteristike strojeva, nego, također utječu i na ugrožavanje opreme u svojoj okolini. Polazna osnova za izbor optimalnog izolatora je uspostaviti optimalnu vezu među veličinama kao što su  $\omega_n$ -vlastita frekvencija (Hz);  $\omega$ -frekvencija pobude (Hz); T-prenosivost sile (%) i d-statički progib (mm). Dakle, pri projektiranju optimalnog postupka vibroizolacije vanjske pobudne sile, moraju se slijediti osnovni koraci koji se odnose na izračunavanje prijenosne funkcije koja ovisi o modificiranju vibracijskih karakteristika (frekvencijama, koeficijentima krutosti i prigušenja). Prema tome, izolacija je postupak pri kojem izolator prima vibracijsku energiju od osnovnog sustava (i u povratku koristi silu na sustav koja je jednaka i suprotna vibracijskoj pobudi) i sprječava vibracijsko gibanje, a energija koju prima, rasipa se postupno, pa je poželjno i određeno prigušenje u izolatoru. U protivnom bi dvije rezonancije koje se javljaju pri izolaciji, imale beskonačne vrijednosti, a prigušivači imaju ulogu sniženja rezonancijskih maksimalnih vrijednosti (Sl.3.). [3]



Slika 3. Prijenosna funkcija kod vibracijskog prigušenog izolatora ( $\mu=0,1$  i  $\alpha=1$ )

Optimalni vibracijski izolator odgovara točkama presjeka (tj. ima ordinate u točkama A i B), a rezonancije, koje se javljaju na ovim točkama su takve da se postiže određena ravnoteža oko optimalne frekvencije izolatora. Uvjeti projektiranja ovise, dakle o relacijama između parametara  $\alpha$ ,  $\mu$  i  $\zeta_i$  koje odgovaraju *optimalnom izolatoru*. [4,5]

### 3.VIBROAKUSTIČKO DIJAGNOSTICIRANJE ROTACIJSKIH SUSTAVA

Pri rješavanju dijagnostičkog problema važno je odabrati, ne samo informativne točke za postavljanje davača, već i ocijeniti karakter pobude vibracija pri nastanku defekata, zadati režim dijagnosticiranja, odrediti frekvencijsko područje mjerenja i način obrade vibroakustičnih informacija radi dobivanja karakterističnih dijagnostičkih pokazatelja.

#### 3.1.Vibroakustički model sustava vibroizolatora

Modeliranje sustava vibroizolatora vršeno je u cilju vibroakustičke dijagnostike i pri tom su se koristile dvije metode [6]:

- izbor pogodne fiksne pozicije, npr. kutovi čeličnog okvira postolja, a zatim se biraju odgovarajući vibroizolatori u proračunu za razna opterećenja;
- izbor pozicija za razmještaj vibroizolatora tako da svi vibroizolatori imaju isto opterećenje. Sustav sa četiri vibroizolatora predstavlja najjednostavniju varijantu vezivanja za mehaničke sustave. U slučaju kada se središte masa sustava poklapa s geometrijskim središtem sustava vibroizolatora, tada opterećenje na svaki izolator iznosi  $\frac{1}{4}$  ukupnog opterećenja. Ali ako je, mehanički sustav nesimetričan, a opterećenje neravnomjerno, tada se proračun vrši metodom momenata. Primjenom te metode za ploču koja se koristila u eksperimentalnom dijelu rada dobivena je matrica opterećenja. Kod složenijih sustava (sa većim brojem vibroizolatora) neophodno je poštovati dva osnovna principa:
  - po mogućnosti, ravnomjernu raspodjelu opterećenja na ugrađene vibroizolatore;
  - izbor jednostavnijeg sustava raspodjele, koje će u postupku izolacije vibracija predstavljati optimalnije rješenje.

Shema raspodjele opterećenja po montiranim vibroizolatorima uslijed sile pobude po površini temeljne ploče razrađena je na način da se svakoj izabranoj poziciji, koja je nastala podjelom temeljne ploče sa montiranim rotacijskim strojem na  $n$  redova i  $m$  kolona, pridodaje se matrica čiji članovi predstavljaju označena mjesta postavljanja vibroizolatora, ali i vrijednosti postotka opterećenja na osloncima.

Pri istraživanju zakonomjernosti pobude i prostiranja vibroakustičnih vibracija kod složenih rotacijskih strojeva važno je uzeti u obzir konačan cilj istraživanja. Zbog toga se pri rješavanju dijagnostičkog problema pravilno biraju, ne samo informativne točke za postavljanje davača, nego i ocjenjuje karakter pobude vibracija pri nastanku defekata, zadaje režim dijagnosticiranja, određuje frekvencijsko područje mjerenja i način obrade vibroakustičnih informacija radi dobivanja karakterističnih dijagnostičkih pokazatelja.

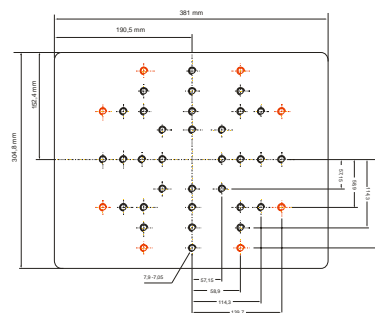
Oprema za istraživanje vibracija, a to su promjene amplitude pomjeranja i pobudne frekvencije vibracijske platforme u frekvencijskom području, odgovarala je potrebama eksperimenta, tj. stvoreni su uvjeti za simuliranje pasivne i aktivne vibroizolacije.

#### 4. EKSPERIMENTALNO MODELIRANJE U CILJU OPTIMALNE IZOLACIJE VIBRACIJA

U eksperimentalnom modelu određeni su i identificirani izvori vibracija i uspostavljena funkcionalnu vezu sa pratećim nepravilnostima. Osnovni cilj bio je da se informacije, do kojih se došlo, iskoriste i efikasno ugrade u sustav otkrivanja i praćenja vibracija i prije njihovog funkcionalnog realiziranja, još u fazi projektiranja i izrade objekata koji čine neki rotacijski stroj. Međutim, mora se uzeti u obzir i činjenica da se vibracije mogu javljati i kao rezultat pogrešaka, i u fazi izrade, i u fazi montaže.

Nakon toga, potrebno je svakom izvoru vibracija definirati poziciju i mjesto, odnosno odrediti težište njegove aktivnosti, frekvenciju pojedinog izvora vibracija i dinamičku silu na određenom mjestu zbog njenog rasporeda po izabranim mjestima, koja će biti nositelji elemenata izolacije vibracija, tj. rasporeda sustava vibroizolatora.

Nakon utvrđivanja i opisa svake nepravilnosti koja može izazvati vibracije prema rezultatima mjerenja koja će se izvršiti na temelju odabranih određenih parametara mehaničkog sustava i odgovarajućih parametara uređaja za istraživanje vibracija, utvrđen je i poredak nepravilnosti po svom negativnom učinku i po svojoj frekventnosti, tj. koeficijent utjecaja nepravilnosti ( $k_N$ ), koji će utjecati na intenzitet dinamičke sile. Postavljanje sustava matrica vibroizolatora sa mogućnošću utvrđivanja rasporeda opterećenja po pojedinom izolatoru, korigiranom sa  $k_N$ , predstavljeno je u mehaničkom modelu postavkom vibroizolatora u određenoj kombinaciji između radne ploče vibracijske platforme (VP) i dodatne ploče (DP) sa raspoređenim elementima modela rotacijskog stroja (Sl.4).

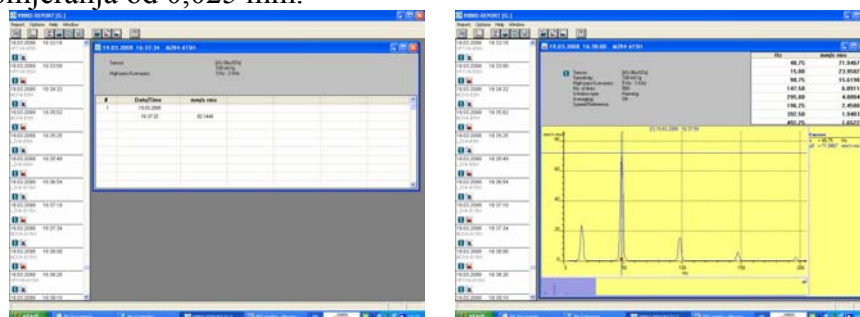


Slika 4. Exp. model (oprema za ispitivanje i shema rasporeda vibroizolatora)

Model pri eksperimentalnom istraživanju se ispitivao u frekvencijskom području od 5-45 Hz u kojem je forma vibriranja platforme sinusoidna, a veličina amplitude i frekvencije VP provjeravana je i odgovarajućim instrumentima za mjerenje vibracija VIBROTEST 60 sa njemu pripadajućim sensorima tip AC 065 (AS -06X/07X) i xms-softverom. [7,8]

Za potrebe istraživanja na modelima u četiri različita slučaja aktivne i pasivne izolacije, koristile su se slijedeće vrijednosti vibracijskih karakteristika:

- pobudna frekvencija od 5 Hz, 15 Hz, 30 Hz i 45 Hz za VP;
- pobudna frekvencija od 49,2 Hz (2950 ob/min) kod elemenata na DP;
- amplituda pomjeranja od 0,025 mm.



Slika 5. Rezultati mjerenja i FFT spektar

Rezultati mjerenja, dobiveni opcijom na instrumentu *Overall Vibration/BCU*, analizirali su se primjenom opcije Spectrum/Cepstrum, tj. metodom na temelju koje su dobiveni odgovarajući FFT spektri za svako mjerenje posebno (Sl.5). Obradu rezultata mjerenja omogućio je XMS software sa VIBRO-REPORT modulom za prikaz analiziranih rezultata. Svaki FFT spektar predstavljao se kao odnos amplitude vibracijske brzine [mm/s] u odnosu na frekvencijsko područje [Hz]. Frekvencijsko područje moglo se podešavati pomoću funkcije *Diagram configuration* koja omogućuje utvrđivanje amplitude vibracijske brzine i određivanje značajnijih harmonika, na temelju kojih se može odrediti frekvencijska karakteristika i povezati sa frekvencijom pobude koja ju izaziva.

## 5. ZAKLJUČAK

Uspoređivanjem izmjerenih vrijednosti potvrđuje se pretpostavka o povećanom stupnju izolacije vibracije primjenom sustava SVI8 pri nižim frekvencijama pobude.

Dakle, izborom varijanti eksperimentalnog modela, utvrđivanjem prioriteta i koeficijentom utjecaja nepravilnosti, izborom i rasporedom sustava vibroizolatora dokazalo se kako se najbolje može utjecati na rezultate vibracijskog odziva mehaničkog sustava u funkciji poboljšanja kvalitete i zaštite na radu. Svaka pojedina nepravilnost sa svojim karakteristikama, ali i njihov međusobni utjecaj diktira izbor tipa izolacije vibracija, a zadatak projektanta je ukazati na onaj koji je najoptimalniji u toj ulozi.

S obzirom da su se eksperimentalna istraživanja temeljila na teorijskom pojašnjenju rezonancijskih dijagrama koji predstavljaju funkcije prenosivosti u ovisnosti od odnosa pobudne i vlastite frekvencije, ali i drugih karakteristika, na prenosivost se može utjecati i promjenom distribucijskih parametara mehaničkog sustava, tj. promjenom elastičnih osobina, mase sustava ili prigušenjem.

Analizom rezultata mjerenja amplituda vibracijske brzine kao vibracijskog odziva konstrukcije dokazalo se da funkcija prijenosa, odnosno prenosivost mijenja svoju ulogu u eksperimentalnom dijelu istraživanja, što znači da ona postaje zadani cilj koji se bira i koji se ugrađuje u postupak optimalnog izoliranja i zaštite od vibracija još u fazi projektiranja s konačnim zadatkom smanjenja prenosivosti do minimalnih 10%.

Dakle, postupak optimiranja izolacije vibracija ne može izbjeći korekciju distribucijskih parametara rotacijskog stroja kao mehaničkog sustava i postizanja odgovarajućeg kompromisa pri njihovom pravilnom izboru, što će imati za rezultat smanjenje postotka, odnosno razine prenosivosti, bilo kao funkcije pomjeranje/pomjeranje, pomjeranje/sila ili sila/sila, što jeste konačni cilj koji poboljšava uvjete rada i opsluživanja rotacijskih strojeva.

Postupak projektiranja optimalnog sustava vibroizolatora u funkciji smanjenja prenosivosti vibracija najviše ovisi o umješnosti konstruktora da projektira sustav čija bi vlastita frekvencija bila što manja, a da se, pri tome, zadovolje uvjeti čvrstoće, zahtjevi konstruktora i ne naruši sigurnost konstrukcije.

## 6. LITERATURA

- [1] Clarence W. de Silva: *Vibration Fundamentals and Practice*, Taylor & Francis Group, London-New York (dopunjeno izdanje), 2006.,
- [2] Wahab, M.A.: *Dynamics and Vibration*, John Wiley & Sons, Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex, England, 2008.,
- [3] C. M. Harris, C. E. Crede: *Shock and Vibration Handbook*, McGraw-Hill Book Company, 1976.
- [4] J. Den Hartog: *Mechanical Vibrations*, McGraw-Hill Book Company, 1972.
- [5] D. J. Inman: *Engineering Vibration*, Pearson Prentice Hall, New Jersey, 2007.
- [6] J. D. Webb: *Noise Control in Industry*, Holbrook Hall Sudbury Suffolk, 1976.
- [7] Brüel & Kjær, Vibro: *VIBROTEST 60 Handbook*
- [8] Brüel & Kjær, Vibro: *eXtended Monitoring Software Handbook*