

**SAMOPOBUDNE VIBRACIJE USLIJED TOKA FLUIDA KOD
ROTACIJSKIH MAŠINA**

**ROTATING MACHINES SELF – EXCITED VIBRATIONS INDUCED BY
FLUID FLOW**

Mr. Viktor Baričak,
Mašinski fakultet u Tuzli
Univerzitetska 8, 75000 Tuzla, BiH

Ivan Majstrović, dipl.ing.
Turbomehanika d.o.o. Kutina
Kutina, Hrvatska

Salahudin Nezirović, doc. dr. sci.
Mašinski fakultet u Tuzli
Univerzitetska 8, 75000 Tuzla, BiH

Ključne riječi: samopobudne vibracije, dinamička krutost, fluidni vrtlog, fluidni bič

REZIME:

Rotacijsko kretanje fluida u ležaju i/ili brtvenici pod djelovanjem rotacije rotora generira uzbudne sile koje dovode do razvoja samouzbudni vibracija vrlo visokih amplituda. Prikazan je model nastanka ovih vibracija te njihove karakteristike.

Key words: self - excited vibration, dynamic stiffness, fluid whirl, fluid whip

SUMMARY:

Due to rotor rotation fluid in bearing and/or seal is forced to rotate and rotating fluid force is generated. This force induce self-excited vibrations having very high amplitudes. Fluid induced self-excited vibrations model and their characteristics are discussed.

1. UVOD

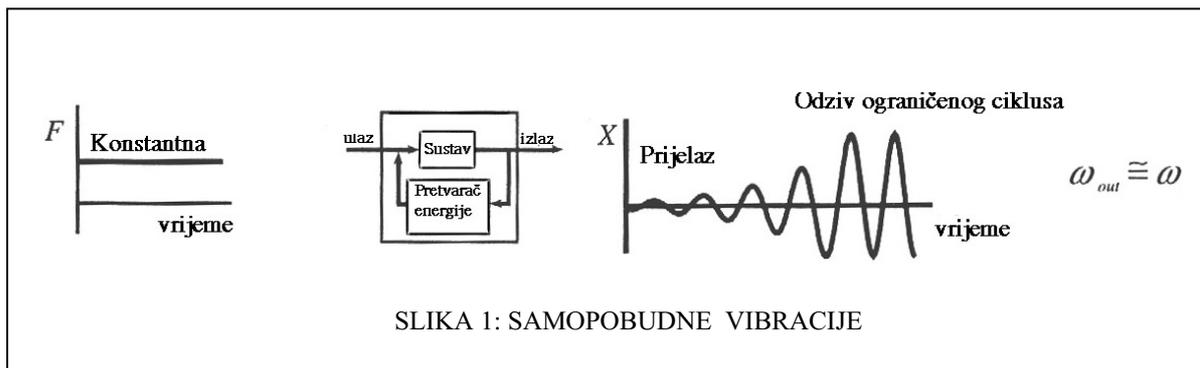
Rad obrađuje pojavu samopobudnih vibracija izazvanih tokom fluida (fluidnim silama) u ležajevima i/ili brtvenicama rotacijskih strojeva (svi strojevi koji imaju klizne ležajeve: parne i plinske turbine, rotacijski kompresori, centrifugalne pumpe, generatori, zupčasti prijenosnici). Prikazan je opis fenomena te prikaz vibracijskih karakteristika.

2. SAMOPOBUDNE VIBRACIJE

Samouzbudne vibracije (slika 1) se razvijaju kada u mehaničkom sustavu postoji unutarnji ili vanjski izvor energije koji daje energiju jednaku ili veću od gubitaka iste [4]. Taj izvor energije, koji održava vibracije, je konstantan. Sustav osigurava dotok energije od stalnog

izvora preko unutarnjeg pretvarača (konvertera) energije, koji predstavlja dio povratne veze. Frekvencija dotoka energije odgovara jednoj od prirodnih (vlastitih) frekvencija sustava.

Matematički model samouzbudnih vibracija su nelinearne, ordinarne diferencijalne jednačbe. Nelinearni model obično predstavlja nastavak linearnog, autonomnog sustava koji je potencijalno nestabilan. Nelinearni član (članovi) ispravlja pogrešku linearnih modela koji kažu da prelaskom praga nestabilnosti Ω_{TH} amplitude rastu u beskonačnost. U stvarnosti, porastom amplituda vibracija nelinearni članovi (npr. krutost uljnog filma u ležaju) postaju dominantni i usporavaju te na kraju ograničavaju rast amplituda samouzbudnih vibracija. Vibracijska amplituda raste sve dok ne dosegne granični ciklus samouzbudnih vibracija. Granični ciklus se održava stalnim dotokom energije, te je refleksija ravnoteže linearnih i nelinearnih elemenata u sustavu.



Karakteristike samouzbudnih vibracija:

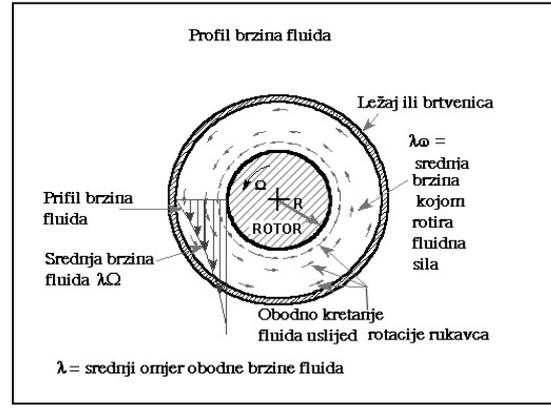
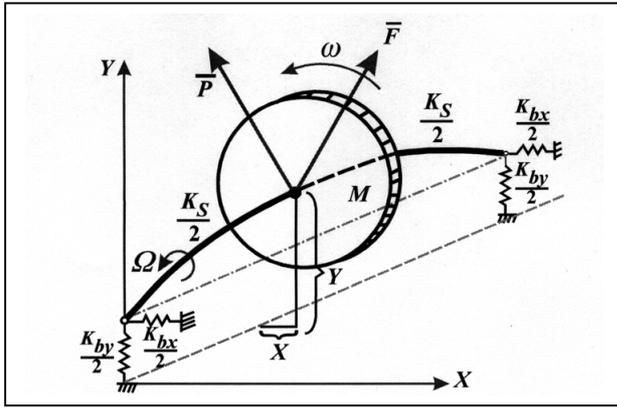
1. Energiju osigurava stalni izvor koji može biti vanjski u odnosu na sustav, ili prijenos energije može biti iz drugog moda
2. Odziv: a) Prijelazni način: periodički s rastućim amplitudama
b) Ustaljeni način: periodički ograničeni ciklus
3. Frekvencija odziva: Vrlo blizu jednoj od vlastitih frekvencija sustava
4. Glavno svojstvo: Potrebne su nelinearnosti u sustavu. Mora postojati ciklus povratne veze.
5. Matematički model: nelinearne, ordinarne diferencijalne jednačbe

Budući frekvencija samouzbudnih vibracija odgovara jednoj od vlastitih frekvencija, rad stroja uz postojanje takvih vibracija znači rad na rezonanciji uz vrlo visoke amplitude vibracija koje lako mogu premašiti zračnosti u stroju te dovesti do dodira rotora sa statorom. Ujedno, generiraju se vrlo velika ciklička naprezanja u vratilu rotora.

3. SAMOPOBUDNE VIBRACIJE IZAZVANE TOKOM FLUIDA

Svaki dinamički sustav, pa tako i sustav rotor-ležajevi/brtvenice ima određeni prag stabilnosti (broj okretaja) iznad kojeg postaje nestabilan. Pojam stabilnosti i praga stabilnosti će se objasniti na primjeru izotropnog rotorskog sustava s jednim radijalnim modom i pozitivnom precesijom (slika 2). Matematički model (diferencijalna jednačba) kretanja takvog rotora je [2]:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{D}_s\dot{\mathbf{z}} + \mathbf{K}\mathbf{z} + \mathbf{D}(\dot{\mathbf{z}} - \mathbf{j}\lambda\Omega\mathbf{z}) = \mathbf{F}e^{j(\omega t + \delta)} + \mathbf{P}e^{j\gamma} \dots\dots\dots(1)$$



Slika 2

gdje su:

M = modalna masa
 K = modalna krutost
 Ω = obodna rotora
 δ = fazni kut uzbudne sile

D = fluidno prigušenje (npr. u ležajevima, brtvenicama,..)
 D_s = prigušenje okoline rotora
 λ = omjer srednje obodne brzine fluida (npr. u ležajevima, brtvenicama,..) - slika 3

F = nesinkrona rotirajuća uzbudna sila P = statička sila
 z = x + jy = radijalna koordinata pomaka rotora. Sastoji se od pomaka u smjeru osi X i Y.

Slika 3

“ j “ predstavlja u fizikalnom obliku gibanje u smjeru osi y okomito na ono u smjeru osi X. Inače, j fizikalno predstavlja svaku akciju okomitu na neku drugu.

Model (1) je neautonomna, linearna diferencijalna jednačnja s kompleksnom koordinatom z(t). Ovaj model opisuje prisilne vibracije. Ako uzbudna sila ne postoji, tj.F=0 i P=0, model postaje autonoman i opisuje slobodne vibracije :

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{D}_s \dot{\mathbf{z}} + \mathbf{K} \mathbf{z} + \mathbf{D} (\dot{\mathbf{z}} - j\lambda\Omega \mathbf{z}) = \mathbf{0} \dots\dots\dots(2)$$

Rješenja su u obliku $\mathbf{z} = \mathbf{A}e^{st}$. Korijeni se mogu prikazati u obliku $\mathbf{s}_{1,2} = \mathbf{a}_{1,2} \pm j\mathbf{b}_{1,2}$. Realni dijelovi korijena $\mathbf{a}_{1,2}$ definiraju brzinu smanjivanja (opadanja) vibracijskih amplituda, a imaginarni $\mathbf{b}_{1,2}$ vlastite frekvencije sustava. Ako su $\mathbf{a}_{1,2}$ veći od 0, amplituda raste eksponencijalno. To znači da je uvjet za stabilnost da uvijek bude $\mathbf{a}_{1,2} < 0$.

Autonomni model predviđa prag nestabilnosti, koji se izvodi iz uvjeta da drugi realni dio korijena bude jednak nuli (budući je jedan uvijek manji od nule). Prag nestabilnosti je rotacijska brzina kod koje slobodne vibracije postaju harmoničke s vlastitom frekvencijom

$\sqrt{\frac{\mathbf{K}}{\mathbf{M}}}$ i konstantne amplitude C, a zbog poništavanja sile prigušenja djelovanjem

tangencijalne sile $-j\lambda\omega D\dot{\mathbf{z}}$. Određen je izrazom:

$$\Omega_{TH} = \frac{1}{\lambda} \frac{\mathbf{D}_s + \mathbf{D}}{\mathbf{D}} \sqrt{\frac{\mathbf{K}}{\mathbf{M}}} \dots\dots\dots(3)$$

Za rotacijske brzine iznad Ω_{TH} linearni model predviđa eksponencijalni rast amplituda vibracija, pa više nije adekvatan, jer u praksi ne dolazi do beskonačnog rasta amplituda. Nelinearnosti u sustavu ograničavaju taj rast, pa se model mora nadopuniti nelinearnim članovima.

Odziv rotora na rotirajuću, periodičku uzбудnu silu su prisilne vibracije frekvencije koja odgovara frekvenciji uzbudne sile, a u obliku

$$\mathbf{z}(t) = \mathbf{B}e^{j(\omega t + \beta)} \dots\dots\dots(4)$$

Odziv kasni za uzbudnom silom za neki kut, a može se izraziti u obliku

$$\mathbf{B}e^{j\beta} = \frac{\mathbf{F}e^{j\delta}}{\mathbf{K} - \mathbf{M}\omega^2 + j[(\mathbf{D}_s + \mathbf{D})\omega - \mathbf{D}\lambda\Omega]} \dots\dots\dots(5)$$

Gornji izraz (5) predstavlja temeljni izraz ove analize, jer definira da promjena odziva može biti izazvana promjenom uzbudne sile ili promjenom složene dinamičke krutosti. Naime, izraz u nazivniku jednadžbe (5) predstavlja **složenu dinamičku krutost**, tj. skup svojstava mehaničkog sustava kojima se isti opire (suprotstavlja) djelovanju uzbudne sile. Složena dinamička krutost

$$\mathbf{SDK} = \mathbf{K} - \mathbf{M}\omega^2 + j [(\mathbf{D} + \mathbf{D}_s)\omega - \lambda \mathbf{\Omega D}] \dots\dots\dots(6)$$

se sastoji od izravnog (direktnog) člana- izravne dinamičke krutosti **IDK**

$$\mathbf{IDK} = \mathbf{K} - \mathbf{M}\omega^2 \dots\dots\dots(7)$$

i kvadrature dinamičke krutosti **KDK**

$$\mathbf{KDK} = j [(\mathbf{D} + \mathbf{D}_s)\omega - \lambda \mathbf{\Omega D}] \dots\dots\dots(8)$$

Složena dinamička krutost je opružna krutost (**K**) mehaničkog sustava nadopunjena dinamičkim djelovanjem mase i prigušenja. Složena dinamička krutost je svojstvo sustava kojim se isti opire djelovanju dinamičke sile (sila) te ograničava vibracijski odziv sustava.

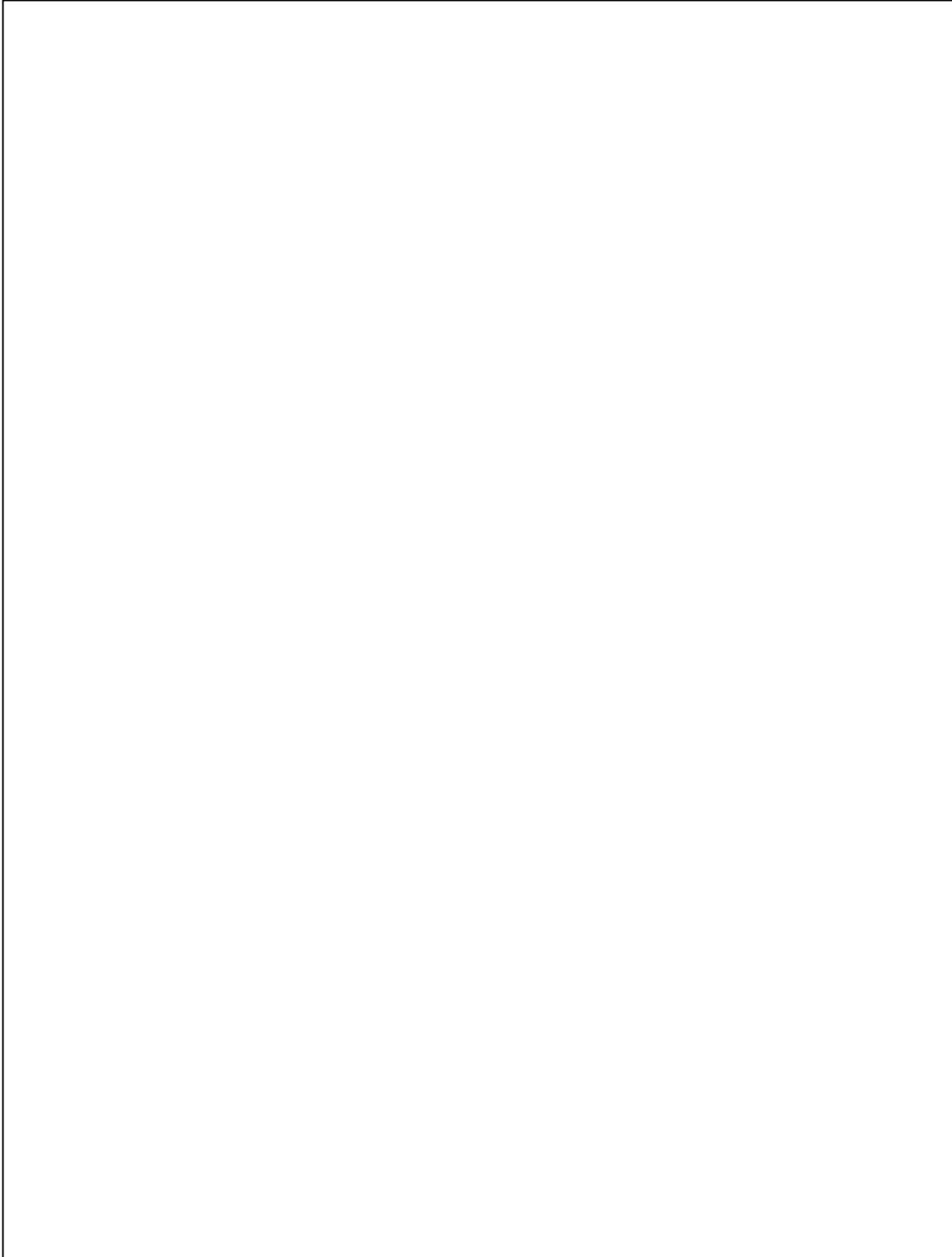
Izravna (direktna) dinamička krutost je komponenta složene dinamičke krutosti sustava koja se kolinearno opire (suprotstavlja) djelovanju sile (sila), a sastoji se od opružne krutosti, modalne mase i poprečno vezanog prigušnog člana.

Kvadratura dinamička krutost je komponenta složene dinamičke krutosti rotacijskog sustava, obično u fluidnom okruženju, a sastoji se od viskoznog prigušenja (**D+D_s**) ω koje predstavlja reakciju fluida kada osovina pritišće na njega i nosivog člana fluidnog klina **$\lambda\Omega D$** koji predstavlja reakciju rotirajuće osovine uslijed djelovanja fluida na nju. Kvadratura dinamička krutost generira reakcijsku silu okomitu na silu koja djeluje na rotor. Član **$\lambda\Omega D$** proizlazi iz rotacijskog karaktera fluidne dinamičke sile u ležaju i/ili brtvenici te predstavlja ključ za stabilnost rotorskog sustava.

U trenutku kada je prijeđen prag stabilnosti, tj. kada istovremeno i izravni i kvadrature dio složene dinamičke krutosti budu jednaki nuli, sustav postaje nestabilan [3]. Dolazi do pojave samouzbudnih vibracija. U radu rotacijskih strojeva najčešće su samouzbudne vibracije izazvane fluidnim silama zbog toka fluida sadržanog između dvaju cilindara, od kojih je jedan stacionaran, a drugi rotira rotacijskom brzinom Ω i precesira, u općem slučaju, nekom precesijskom brzinom ω . Fluid biva, uslijed rotacije rotora, doveden u obodno gibanje nekom srednjom obodnom brzinom $\lambda\Omega$ (slika 3). Rezultat je generiranje rotirajućih fluidnih sila, od kojih tangencijalna djeluje u smjeru rotacije i izrazito destabilizirajuće.

Najčešće i najpoznatije fluidnim tokom izazvane samouzbudne vibracije su poznate pod nazivom **fluidni vrtlog** (fluid whirl) i **fluidni bič** (fluid whip). Javljaju se uslijed obodnog toka ulja u kliznom ležaju, medija u kompresorima i pumpama, pare u parnim brtvenicama parnih turbina, a generiraju vibracije vrlo velikih amplituda. Vibracijske karakteristike navedenih dinamičkih fenomena će se prikazati na slijedećem primjeru, u kojem je na dinamičkom modelu rotacijskog stroja “ **Rotor kit** “ proizvođača **Bently Nevada** izvršena simulacija samouzbudnih vibracija. Rotor kit se sastoji od elektromotora, jednog hidrodinamičkog i jednog podmazivanog ležaja i rotora (vratilo + diskovi). Broj okretaja se može varirati od 0 do 10.000 1/min. Ugrađena vibracijska osjetila (proximity probe) su spojene na interface **DAIU-208P**, s kojeg podaci odlaze u kompjutor. Software **ADRE for Windows** (**Bently Nevada**) omogućuje razlaganje

vibracijskih signala u odgovarajuće formate. Software podržava 16 kanala, a kompletan dijagnostički uređaj je on-line, tj. omogućava promatranje dinamičkog ponašanja stroja u realnom vremenu.



Rotorski sistem u normalnom stanju i položaju (rukavci su u stanju mirovanja leže u donjem dijelu ležaja) ima 1. kritični broj okretaja na 1.650 1/min. Prilikom “ snimanja “ vibracijskog ponašanja modela od 0 do 8.000 1/min nije bilo pojave fluidnm silama izazvanih samouzbudnih vibracija. Pomoću okvira s oprugama rukavac je doveden u srednji položaj unutar ležaja, tj. osi ležaja i osi rukavca su se približno poklapale. To znači da je