

UTICAJ TEMPERATURNOG POLJA NA DINAMIČKO PONAŠANJE ROTORA TURBOGENERATORA

TEMPERATURE FIELD INFLUENCE ON DYNAMIC BEHAVIOUR OF THE TURBOGENERATOR'S ROTOR

Ranko Antunović, Saša Prodanović, *Mašinski fakultet Istočno Sarajevo*

Sadržaj - Pri eksploataciji sinhronih generatora veliki dio energije se gubi i pretvara u toplotu. Gubici se sastoje od gubitaka u namotajima statora i rotora, zatim u jezgru i od gubitaka u ležištima i zaptivačima gdje se kinetička energija pretvara u toplotnu. Pri promjeni režima rada generatora, zatim pri neravnomjernom hlađenju po obimu rotora usled različitih mogućih uzroka (greške u obradi, nesimetričnosti i nejednakosti otvora za hlađenje i žljebova za namotaje, prašina, pukotine i dr.) dolazi do formiranja nesimetričnih i nestacionarnih temperaturnih polja po lokaciji i vremenu rada. Usled vrlo malih razlika temperature zbog velike elastičnosti rotora i velikog raspona između ležišta formira se ugib neutralne linije rotora što dovodi do značajnih promjena neuravnoteženosti sistema. Ovakvo izazvana neuravnoteženost proizvodi dodatnu inercijalnu silu koja u senzorskom odzivu sa sistema značajno mijenja amplitudu i fazu 1X komponente mehaničkih vibracija pri stacionarnom radu sistema. Pošto ove simptome mogu imati i neke druge neispravnosti u sistemu, potrebno je izvršiti i dopunska ispitivanja, kako bi se odredila veličina i uticaj ove pojave na ukupno dinamičko stanje sistema i tako blagovremeno spriječili njeni neželjeni efekti.

Ključne riječi: turbogenerator, temperaturno polje, dinamika rotora, neuravnoteženost, nadzor, dijagnostika

Abstract – During exploitation of synchronic generators a large part of energy is losing and converting into heat. Leakages contain leakages in coils of stator and rotor, then in the nucleus and from leakages in bearings and sealants where kinetic energy is converting into heat. During changes of the generator's work regime, then unequal cooling over rotor's perimeter due to various possible causes (mistakes in machining, unsymmetrical and unequal hole for cooling and grooves for coils, dust, cracks etc.). we have appearing unsymmetrical and non – steady temperature field according to its location and work time. Due to very small differences in temperature because of big rotor elasticity and long distance between bearings we have deflection of the neutral line of rotor which leads to important changes in system unbalancity. This caused unbalancity produce extra inertial force which substantially changes amplitude and phase of the 1X component of mechanical vibration in system sensor response during its stationary operation. Since these symptoms can be present even in other system errors, it is necessary carry out additional research, in order to determine size and influence of this phenomenon on the entire system dynamic state and thus timely prevent its undesirable effects.

Key words: turbogenerator, temperature field, rotor dynamic, unbalancity, monitoring, diagnostic

1. UVOD

Pojava neravnomjernog temperaturnog polja u 2-polnom rotoru turbogeneratora nastaje usled neravnomjernog zagrijavanja, odnosno hlađenja i usled nesimetrične raspodjele u strukturi masa rotora. Kao posledica neravnomjerne raspodjele temperaturnog polja u rotoru nastaju njegove deformacije koje za posledicu imaju promjenu nivoa vibracija i nestabilan rad sistema. Ove deformacije se manifestuju kao dodatni progibi rotora, tako da se značajno mijenja stanje uravnoteženosti sistema. Vibraciona analiza i monitoring su jedan od najpouzdanijih načina dijagnosticiranja postojanja termalnog progiba. Nadzorom trenda 1X vibracijske komponente (koja je

svakako predstavnik postojanja neuravnoteženosti), upoređujući sa trendom procesnih parametara (prvenstveno reaktivnom snagom) može se dijagnosticirati postojanje ovog defekta. Pa tako, termička neuravnoteženost pri stacionarnom radu agregata izaziva promjenu amplitude i faze 1X vibracijske komponente.

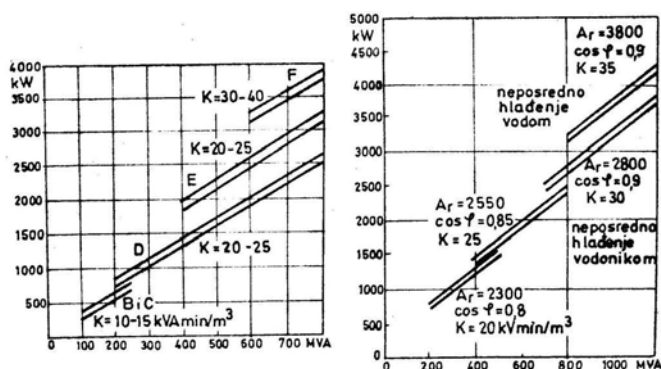
U radu su obrađeni fenomeni nastajanja termalnog progiba, dat je odgovarajući matematički model, a akcenat je dat na dijagnosticiranju ovog defekta vibracionom analizom. Ispravnost ovakvog dijagnosticiranja je potvrđena na jednom realnom objektu. Naime, nadziran je sinhroni generator TE Gacko (tip TBB-320-2).

Treba napomenuti da se postupak termičkog uravnoteženja sprovodi promjenom intenziteta i mjesta hlađenja na rotoru, a

što se postiže prigušenjem protoka rashladnog fluida. Te intervencije je moguće izvesti na osnovu detaljnih analiza uzroka u složenom sistemu zagrijavanja i hlađenja u turbogeneratorima.

2. TEMPERATURNI POLJE ROTORA TURBOGENERATORA

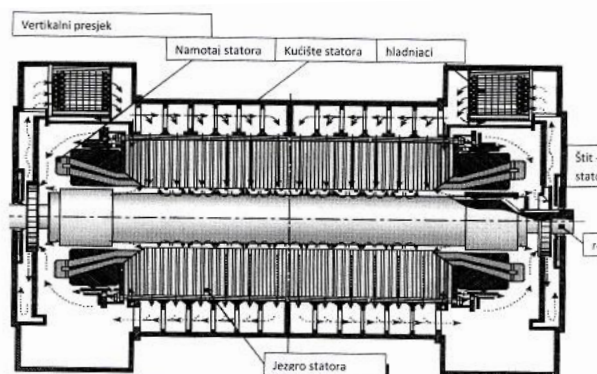
Pri eksploataciji sinhronih generatora veliki dio energije se gubi i pretvara u toplotu. Gubici se sastoje od gubitaka u namotajima statora i rotora, zatim u jezgri i od gubitaka u ležištima i zaptivačima, gdje se kinetička energija pretvara u toplotu. Ispitivanjem se došlo do empirijskih zavisnosti izgubljene energije pretvorene u toplotu i druge vrste energija i snage sinhronih generatora (sl.1).



Sl. 1. Gubici: a) u statorskom namotaju, b) u rotoru sinhronih generatora u zavisnosti od snage, vrste hlađenja i faktora iskorišćenja K.

Ovim gubicima treba dodati još 25% gubitaka u gvožđu i 20% gubitaka usled trenja u ležištima i zaptivačima u odnosu na gubitke sa slike 1a. Kako se najveći dio izgubljene energije pretvara u toplotu koja se hlađenjem mora odvesti van generatora, to je neophodno još 25% energije (prema dijagramu 1a) za hlađenje generatora [5]. U tabeli 1. dat je prikaz vrsta hlađenja i uticaj vrste hlađenja na faktor iskorišćenja K.

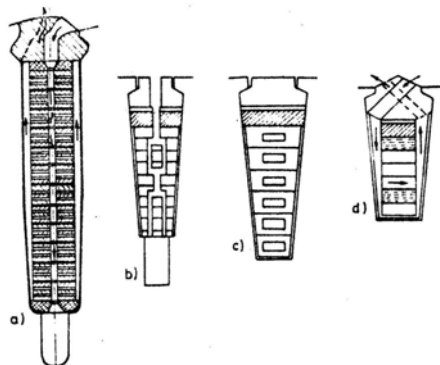
Na sl.2 dat je šematski prikaz presjeka sinhronog generatora sa sistemom za hlađenje. Hlađenje žljebova rotora i statora sa namotajima se izvodi sa rashladnim fluidom prema tabeli 1, a prikaz izgleda žljebova rotora i mogućih načina hlađenja dat je na slici 3.



Sl. 2. Šematski prikaz turbogeneratora sa sistemom za hlađenje

Tabela 1.

Hlađenje		Rashladno sredstvo			Snaga [MW]	Faktor iskorišćenja K [kVA min/m ³]
statora	rotora	za namotaje statora	za namotaje rotora	za gvožđe statora		
posredno	posredno	vazduh	vazduh	vazduh	100	-
posredno	posredno	vodonik	vodonik	vodonik	320	11
posredno	neposredno	vodonik	vodonik	vodonik	500	17,5
neposredno	neposredno	vodonik	vodonik	vodonik	800	28
neposredno	neposredno	voda	vodonik	vodonik	800	28
neposredno	neposredno	voda	voda	voda, vazduh	1200	42



Sl.3. Šematski prikaz oblika žljebova i načina hlađenja

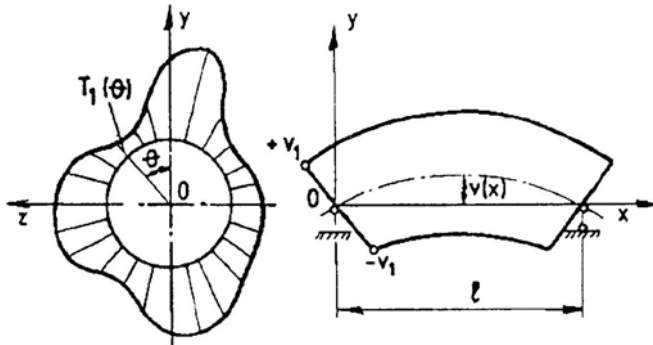
Treba napomenuti da pri promjeni režima rada generatora i neravnomjernom hlađenju po obimu rotora usled različitih mogućih uzroka (greške u obradi, nesimetričnosti i nejednakosti otvora za hlađenje i žljebova za namotaje, prašina, pukotine i dr.) dolazi do formiranja nesimetričnih i nestacionarnih temperaturnih polja po lokaciji i vremenu

rada. Usled ovakvih, čak i vrlo malih razlika temperature zbog velike elastičnosti rotora i velikog raspona između ležišta formira se ugib neutralne linije rotora, koji ima za direktnu posledicu pojavu manjih ili većih vibracija na ležištima generatora. Treba napomenuti da temperaturna razlika od samo 1,5 °C može izazvati ugib elastične linije rotora od 0,1 mm. U preduzećima gdje se proizvode generatori u ovakvim slučajevima se izvodi empirijski postupak korekcije protoka rashladnog fluida u pojedinim zonama rotora.

3. MATEMATIČKI MODEL ROTORA PRI POSTOJANJU TERMIČKOG PROGIBA

Matematički model je orjentisan na otkrivanje ovog defekta pomoću analize senzorskog odziva koje daju senzori postavljeni u ležajevima turboagregata. Model je prikazan kao elastični rotor sa koncentričnim masama. Dodatni debalans usled toplotnog progiba u model unosi dodatnu

inercijalnu silu kao spoljnu silu u sistem. Posmatrajmo model elastičnog rotora sa nesimetričnim temperaturnim poljem.



Sl. 4. Šematski prikaz nesimetričnih temperaturnih polja i deformabilni oblik rotora

Na osnovu jednačina matematičke fizike, za slučaj realnog modela turbogeneratorskog analitički model obrtnog temperaturnog polja se može opisati diferencijalnom jednačinom (1):

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\lambda \partial^2 T}{r^2 \partial \theta^2} + \frac{\partial T}{\partial \theta} \omega \lambda + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} + q(r, \theta, x, t) \quad (1)$$

uz granični uslov (sl.3):

$$T = T_1(\theta) \quad \text{za} \quad r = R, \quad T(r, \theta) = \sum_{n=0}^{\infty} \left(\frac{r}{R} \right)^n (a_n \cos(n\theta) + b_n \sin(n\theta)) \quad (2)$$

gdje je $T = f(r, \theta, x, t)$ temperaturno polje za slučaj sistema u cilindričnim koordinatama. U cilju definisanja ugiba neutralne linije savijenog rotora korištena je Bernulli-Eulerova hipoteza koja definiše termoelastične momente i ugib rotora.

Za slučaj stacionarnog režima rada temperature ugiba možemo opisati diferencijalnim jednačinama:

$$\frac{d^2 V}{dx^2} = -\frac{\alpha a_1}{R}, \quad \frac{d^2 W}{dx^2} = -\frac{\alpha b_1}{R} \quad (3)$$

gdje su a_1 i b_1 koeficijenti.

Uvrštavanjem graničnih uslova da su ugibi na osloncima jednaki nuli (sl.3), i integracijom diferencijalnih jednačina (3) dobijamo izraz za ugib neutralne linije usled toplotnog progiba:

$$e = \frac{\alpha x}{d} \left(1 - \frac{x}{l} \right) \sqrt{a_1^2 + b_1^2} \quad (4)$$

Maksimalni ugib neutralne linije rotora je na sredini rotora, i ima formu:

$$e_{\max} = \frac{l(1 + \alpha \Delta T)}{2d \arcsin \frac{l \alpha \Delta T}{2}} \left(d - \sqrt{d^2 - (l \alpha \Delta T)^2} \right) \quad (5)$$

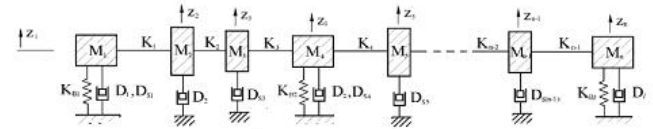
Sada se na osnovu poznate zavisnosti $e = f(x, T)$ može dobiti vrijednost za nastale inercijalne sile usled toplotnog debalansa.

Rješavanjem diferencijalne jednačine (1) dobijaju se vrijednosti temperatura pri okretanju rotora, koje utiču na

intenzitet inercijalnih sila. Pa tako, inercijalna sila usled toplotnog debalansa može se analitički izraziti kao:

$$F_m = \int m e(r, \theta, x, t, \omega, \Delta T) \omega^2 dx \quad (6)$$

Ukupni matematički model višemodalnog rotora u fluidnom okruženju možemo predstaviti i opisati na sledeći način:



Sl. 5. Model višemodalnog rotora sa kliznim ležajevima

Diferencijalne jednačine kretanja višemodalnog rotora sa kliznim ležajevima, kod koga pored mehaničkog debalansa postoji i termalni debalans možemo napisati u obliku:

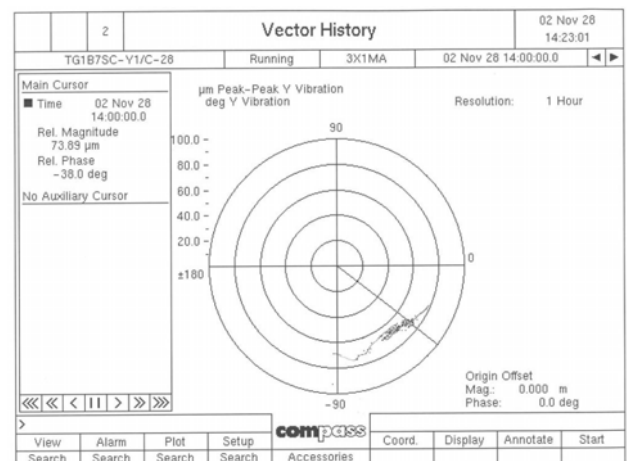
$$M_i \ddot{z}_i + D_{si} \dot{z}_i + K_i (z_i - z_{i+1}) + K_{i-1} (z_i - z_{i-1}) + F_{\beta i} = m_i r_{mi} \omega^2 e^{j(\omega t + \epsilon_i)} + F_{im}^T \quad (7)$$

$$i = 1, \dots, n; \quad z_1 - z_0 = 0; \quad z_n - z_{n+1} = 0$$

Jasno se uočava da postojanje termalnog progiba u matematičkom smislu stvara dodatni debalans koji se fazno razlikuje od mehaničkog, stim da je amplitudno i fazno promjenjiv zavisno od razlike temperatura u strukturi rotora. Logično slijedi zaključak da će se u vibracionom odzivu mijenjati slika balansiranošći rotora (promjena 1X komponente amplitudno i fazno).

4. DIJAGNOSTICIRANJE POSTOJANJA TERMIČKOG PROGIBA NA ROTORU TURBOGENERATORA

Postupak dijagnosticiranja i utvrđivanja uticaja termičkog polja na dinamičko ponašanje rotora biće prikazan na primjeru praćenja i ispitivanja turbogeneratorskog u TE Gacko. Nadzorom stanja turboagregata u realnom vremenu uočilo se da dolazi do promjene 1X vibracijske komponente (amplitudno i fazno) rotornih vibracija mjerenih u blizini generatorskih ležajeva (sl.6), što značajno utiče na dinamičko ponašanje turboagregata u cjelini.



Sl. 6. Trend 1X vibracijske komponente rotornih vibracija u blizini ležaja L7

U tom smislu izvršeno je ispitivanje uticaja asimetričnosti magnetnog polja i postojanje termalnog progiba na dijelu rotora turbogeneratora. Izvršen je sledeći program ispitivanja:

- Na praznom hodu, pri radnom broju obrtaja, bez struje pobude napraviti vibracionu analizu ležajeva generatora a po mogućnosti i vratila rotora na kontaktnim prstenovima. Vrijeme stabilizacije režima treba biti ne manje od 10-15 min.
- Na praznom hodu dati struju uzbude na namotaje rotora generatora i snimiti vibraciono stanje ležajeva generatora (utvrditi uticaj asimetrije magnetnog polja)

- Izvršiti sinhronizaciju i uključiti generator u mrežu. Opterećenje podizati postepeno zadržavajući se bar na 3 stabilna režima rada do punog opterećenja. Vrijeme stabilizacije pojedinog režima treba biti minimalno 45 min. Za svaki režim snimiti vibracione karakteristike ležajeva.
- Isključiti pobudu i na radnom broju obrtaja snimiti vibracione karakteristike ležajeva

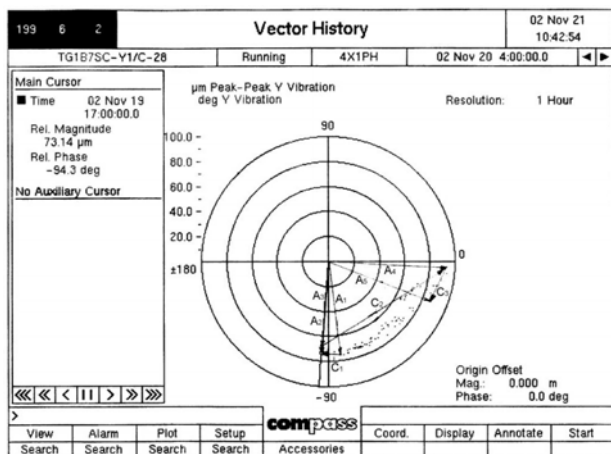
Napomenimo, da je u svrhu ispitivanja korišćen instalisani on-line dijagnostički sistem „COMPASS“ verzije 6, koji služi za monitoring rada agregata.

Tabela 2.

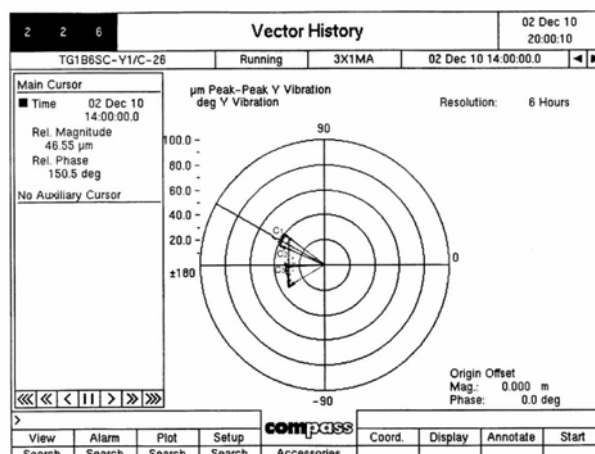
Analiza rotornih vibracija mjenjenih u rejonu ležaja 6 i 7 [μm]																
	Vrijeme (19.11.02.)	Broj obrtaja	Aktiv. snaga [MW]	Reaktiv. snaga [Mvar]	Ležaj 6						Ležaj 7					
					V			H			V			H		
					1X	faza 1X	2X	1X	faza 1X	2X	1X	faza 1X	2X	1X	faza 1X	2X
1	17:03	3000	-	-	49,6	-95	22,4	32,9	153	14	28,9	132	29,6	75,9	-84	37,9
2	17:47	3000	data pobuda		55,2	-103	22,5	37,8	144	13,9	37,5	116	30,9	75,7	-94	39,6
3	18:42	3000	73	17,7	57,8	-108	26,2	37,8	148	18,3	28,8	113	30	73,1	-94	39,6
4	20:00	3000	274	86	49	-99	25,4	34,8	158	21,2	29,3	118	30,4	72,7	-86,6	36,1
5	21:10	3000	282	91	56	-71	32	32	198	25	29	222	36	89	-10	41
6	21:30	3000	isključena pobuda		59	-82	31	35	179	25	21	191	34	75	-40	41

Rezultati ispitivanja su prikazani u tabeli 2. Na sl. 7 i 8 dati su polarni prikazi trenda 1X vektora rotornih vibracija rotora mjenjenih u blizini ležajeva generatora tokom vremena. Analizom rezultata sa polarnih dijagrama jasno se uočava postojanje toplotnog debalansa, kao i uticaj asimetrije magnetnog polja na dinamičko ponašanje agregata u cjelini. Prikazani su vektori 1X rotornih vibracija u različitim režimima rada agregata: A1- vektor 1X rotornih vibracija izlaskom na radni broj obrtaja, A2- vektor 1X sa datom pobudom, A3- vektor 1X poslije sinhronizacije, A4- vektor 1X nakon povećanja struje pobude, odnosno reaktivne snaga sa 17,7 na 91 Mvar i stabilizacije sistema (45 min), A5- vektor 1X nakon izlaska sa mreže.

Sada se može utvrditi uticaj toplotnog debalansa i asimetrije magnetnog polja na ukupno dinamičko ponašanje rotora. Utvrđene vrijednosti ispitivanja su: C1- vektor asimetričnosti magnetnog polja pri hladnom stanju rotora, C2- vektor toplotnog debalansa sa 17,7 do 91 MVar, C3- vektor toplotnog debalansa pri zagrijanom rotoru. Vidljivo je da je toplotni debalans pri reaktivnoj snazi od 91 MVar, po intenzitetu isti kao zaostali mehanički debalans na rotoru ali da se fazno razlikuje za 45°. Praćenjem trenda dalje promjene vektora toplotnog debalansa može se zaključiti da bi daljim povećanjem reaktivne snage ukupni vektor debalansa (vektor 1X rotornih vibracija) bio nedopustiv za dalji rad turboagregata (posebno izraženo na ležaju 7). Tako da u procesu dalje eksploatacije bloka treba limitirati reaktivnu snagu.



Sl. 7. Polarni dijagram 1X vibracijske komponente u ležaju 7



Sl. 8. Polarni dijagram 1X vibracijske komponente u ležaju 6

5. ZAKLJUČAK

U ovom radu je obrađena problematika termičke neuravnoteženosti sinhronih generatora. Akcenat je dat na blagovremenom dijagnosticiranju ovog defekta pomoću analize vibracija i utvrđivanju njegovog uticaja na dinamičko pomašanje sistema u cjelini. Pokazalo se da je najbolji pokazatelj postojanja termalnog progiba praćenje 1X vektora vibracije u procesu proizvodnje. Postojanje termalnog progiba izaziva promjenu amplitude i faze ovog vektora. Međutim ovakva promjena 1X vektora vibracije može biti posledica i drugih defekata u sistemu (labavost rotacionih dijelova, dodiri rotora o stator usled povećanog mehaničkog progiba, propagiranje pukotine u rotoru ili temeljima, itd). Tako da za utvrđivanje postojanja ovog defekta treba izvršiti određeni program ispitivanja (poglavlje 3). Posle utvrđivanja postojanja termalnog progiba vibrodijagnostičkom analizom se može utvrditi njegovo dejstvo na ukupno dinamičko ponašanje sistema i jasno predvidjeti neželjeni efekti. Ako se utvrdi da će u procesu proizvodnje, procesni parametri biti u zoni gdje će izazvati nesimetričnost temperaturnog polja rotora koja izaziva nedopustiv progib, mora se pribjeći njegovom otklanjanju. Napomenimo da se otklanjanje ovog problema ne može riješiti mehaničkom korekcijom obrtnih masa rotora, već se mora pribjeći intervenciji termičkog uravnoteženja.

6. SIMBOLI I NOTACIJA

T - temperatura,
 t - vrijeme,
 r, θ, x - cilindrične koordinate,
 λ - koeficijent toplotne provodljivosti,
 ω - ugaona brzina,
 ρ - gustina,
 c - specifična toplota,
 q - količina toplote,
 e - ekscentricitet centra masa rotora od ose obrtanja,
 $z_i = x_i + jy_i$ - radijalno pomjeranje rotora u fiksnim koordinatama,
 α - koeficijent linearnog širenja,

l - dužina rotora,
 M_i - modalna masa,
 K_i - modalna krutost,
 D_{si} - modalno prigušenje okoline rotora,
 m_i - debalansna masa,
 r_{mi} - radijus debalansa,
 ε_i - ugao debalansne mase,
 F_{in}^T - inerciona sila usled toplotnog debalansa,
V,W- ugibi neutralne linije rotora u horizontalnom odnosno vertikalnom pravcu,
R,d- poluprečnik odnosno prečnik rotora.

7. LITERATURA

- [1] A. Muszynska, „*Vibrational Diagnostics of Rotating Machinery Malfunctions*“, International Journal of Rotating Machinery, 1995., Vol. 1, No. 3-4, pp. 237-266,
- [2] M.B.Jevtić, B.Gligorić, D.Vukelja “*Thermal Influence of Dynamic behaviour Turbogenerator Rotor*”, Eight World Congress in the Theory Machines and Mechanisms, IFTOMM, Proceedings, Prague, 1991., pp. 743/747,
- [3] Bently Nevada CO. USA: „*Advanced Machinery Dynamics Reference Manual*“, SELECTED PUBLICATIONS 1982-1998, Minden, USA, 1998.,
- [4] Milenko B. Jevtić, „*ISTRAŽIVANJE UTICAJA TEMPERATURA U STRUKTURI ROTORA NA DINAMIČKO PONAŠANJE TURBOGENERATORA*“, Peta međunarodna konferencija, Beograd 1996.,
- [5] M. Jevtić, „*TERMIČKA NEURAVNOTEŽENOST ROTORA SINHRONIH GENERATORA*“, Sedmo stručno savjetovanje o termoelektranama Jugoslavije, Ohrid, oktobra 1985.,
- [6] R. Antunović, „*IMPLEMENTACIJA CDS (KOMPJUTERSKO DIJAGNOSTIČKOG SISTEMA) U TE GACKO*“, 8 Kongres JISA, Herceg Novi, jun 2003.