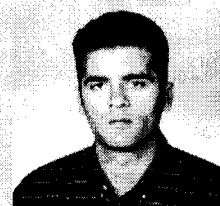


ISPITIVANJE DINAMIČKOG PONAŠANJA I OPTIMIZACIJA KONSTRUKCIJE TURBINE U VAZDUŠNOM TUNELU MERENJEM I ANALIZOM NESTACIONARNIH VIBRACIJA – STUDIJA SLUČAJA

INVESTIGATION AND OPTIMIZATION OF WIND TURBINE'S DYNAMIC BEHAVIOUR USING NONSTATIONARY VIBRATION ANALYSIS – CASE STUDY

Dr Hotimir Ličen, redovni profesor, dipl. inž. maš.
Mr Ninoslav Zuber, asistent, dipl. inž. maš.
Aleksandar grbić, dipl. Ing. Maš.



APSTRAKT

Radom se daje pregled rezultata dinamičkog ispitivanja vazdušne turbine za proizvodnju električne energije. Dinamičko ispitivanje je izvršeno primenom analize vibracija u nestacionarnom režimu tj. pri uslovima promenljivog broja obrtaja kao i klasičnim udarnim metodima. Rezultati dinamičkog ispitivanja su poslužili kao osnova optimizacije konstrukcije same turbine.

1. UVOD

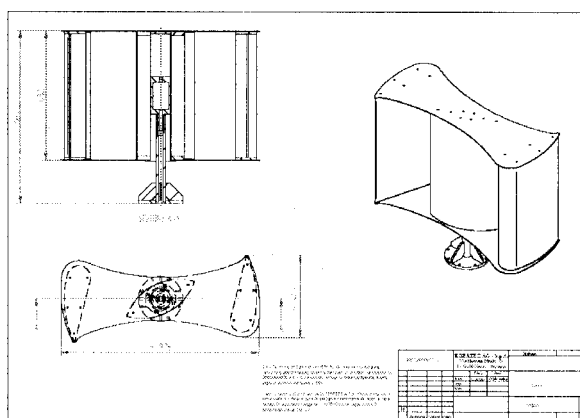
Objekat ispitivanja prikazan ovim radom su turbine italijanskog proizvođača Ropatec SPA AG, za konverziju energije vetra u električnu energiju. Samim ispitivanjem je obuhvaćeno nekoliko različitih tipova turbina, zavisno od njihove snage i konstrukcije. Sve ispitivane turbine imaju vertikalnu osu obrtanja, što je i karakteristično za ovog proizvođača.

Šta je smisao dinamičkog ispitivanja opisanih turbina? Kao i kod svakog mašinskog sistema, a naročito kod rotirajućih mašina, od in-

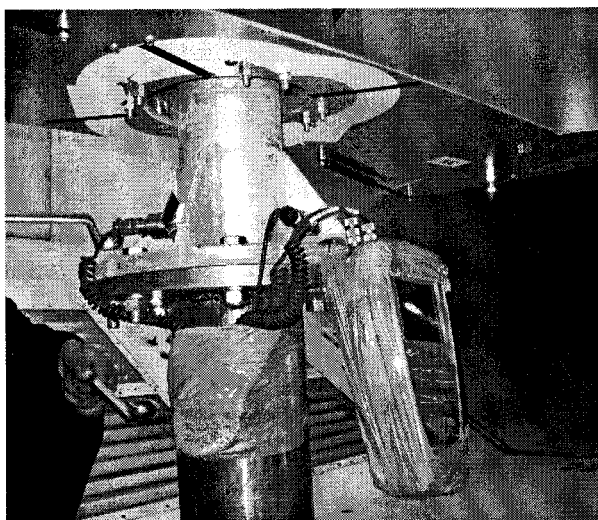
ABSTRACT

The paper presents some of the results of a dynamic testing of a wind turbine used for electrical energy generation. Dynamic testing has been performed by measurement and analysis of turbine's vibrations in non-stationary conditions – in the conditions of variable rotational speed as well as by classical bump tests. Results of this tests were the basis of turbine's optimization.

teresa je poznavati strukturne dinamičke karakteristike sistema, pre svega sopstvene (rezonantne) frekvencije i pridružene modove oscilovanja, kako bi se osigurao pouzdan rad sistema u opsegu mogućih brojeva obrtaja sistema. Takođe, sa obzirom da se ovde radi o sistemu koji generiše električnu energiju na osnovu energije vetra, smisao izvedenih ispitivanja je bio i da se dobije karakteristika sistema koja govori o tome koliko se električne energije dobija pri odgovarajućim brojevima obrtanja.



Slika 1. Twister turbina 100W, Ropatec SPA AG, Tehnički crtež



Slika 2. Movipack analizator montiran na stubu turbine. Akcelerometri za merenje odziva i laserski zrak za registrovanje broja obrtaja rotora.

2. ISPITIVANJE ROTIRAJUĆIH SISTEMA MERENJEM I ANALIZOM VIBRACIJA U NESTACIONARNOM REŽIMU

Do informacije o sopstvenim frekvencijama i pridruženim modovima oscilovanja se dolazi **klasičnim metodama modalne analize**, koja se pak može izvesti računski (na primer numeričkim metodama kao što je metod konačnih elemenata) ili eksperimentalno. Modalna analiza (bilo račun-ska ili eksperimentalna), ukoliko se izvede na pravilan način, rezultuje u tzv. modalnom modelu koji predstavlja kompletan matematički opis modalnih parametara (sopstvena frekvencija, modalno prigušenje, mod tj. slika oscilovanja itd.). Iako modalna analiza daje kompletan opis rezonantnih stanja u definisanom frekventnom pojasu, njena primena nije jednostavna (merna oprema nije jednostavna, zahteva se specijalni softver za ekstrakciju modalnih parametara...). Vrlo često je i samo informacija o rezonantnoj frekvenciji podatak koji je dovoljan za sticanje uvida u strukturnu dinamiku konstrukcije. U takvim slučajevima se pribegava alternativnim, i pre svega jednostavnijim metodama. Prva od tih metoda je tzv. **udarna metoda (engl.: bump test)**. Pri udarnim testovima, se konstrukcija koja se ispituje pobuđuje udarnim signalima. Smisao upotrebe udarnih signala je sledeći: impuls kao pobudna funkcija ima, do neke odsečne frekvencije, ravan spektar u frekventnom domenu, drugim rečima, sadrži energiju u kompletnom frekventnom

domenu (do odsečne frekvencije) odnosno može da pobudi sve oscilacije u tom frekventnom domenu. Prenosna funkcija sistema je njegova karakteristika koja, između ostalog, govori o nivou odziva sistema na pobude u različitim delovima frekventnog spektra pobude. Ako pobudni signal ima isti nivo pobuđivanja u analiziranom frekventnom opsegu, a što je slučaj kod udarca, tada lokalni maksimumi u frekventnom spektru odziva (snimljene vibracije) tj. prenosne funkcije (odnos frekventnih spektara odziva i pobude) govore o frekvencijama na kojima sistem reaguje "burnije" u odnosu na ostale delove analiziranog frekventnog opsega. To su kandidati za rezonantne frekvencije. U stanju rezonancije je relativna faza između pobude i odziva -90 stepeni. To je definitivna potvrda rezonantne frekvencije. Konfiguracija mernog lanca kod udarnih testova: prvi kanal je pobuda (signal sa udarnog čekića), dok je drugi kanal vibracija. Merno pojačalo i pridruženi softver mora posedovati mogućnost sračunavanja prenosne funkcije između dva kanala.

Kad se radi o rotirajućim mašinama, druga alternativa klasičnoj modalnoj analizi, je analiza vibracija u nestacionarnom režimu tj. u uslovima promenljivog broja obrtaja. U tom se slučaju mašina "samopobuđuje" – ne koristi se eksterna pobuda već se mašina pobuđuje sopstvenom inercijom. Sa obzirom da se ponašanje mašine mora snimiti u odgovarajućem frekventnom opsegu, pobuda tj. broj obrtaja rotora mora biti promenljiv – iz tog je razloga ovaj tip analize vibracije poznat kao "**snimanje zaletanja ili usporenja mašine**". Kod sistema sa regulisanim pogonima je izvodljiva takozvana "run-up" analiza, dok je

kod ostalih rotirajućih sistema lakše izvesti snimanje nestacionarnih vibracija u toku zaustavljanja mašine sa obzirom da ono traje duže nego samo zaletanje mašine. Ovakva analiza nestacionarnih vibracija je u svojoj osnovi kvazistacionarna analiza sa obzirom da ona podrazumeva snimanje frekventnih spektara vibracija u momentima kada broj obrtaja rotora padne (kod snimanja usporenja) ili pak poraste (kod snimanja zaleta) za definisani inkrement, a da se u toku samog snimanja pretpostavlja da se broj obrtaja unutar snimljenog signala ne menja. Kao rezultat ovakve analize se dobija kriva harmonijskih redova (harmonici vibracija na datom broju obrtaja) u funkciji broja obrtaja odnosno Waterfall dijagram (dijagram vodopada), koji predstavlja 3D dijagram frekventnih spektara vibracija poređanih po osi broja obrtaja. Na taj način, waterfall dijagram je odličan alat za:

- analizu snimljenih vibracija pri različitim brojevima obrtaja,
- analizu sopstvenih frekvencija sistema (rezonancije su stanja koja su karakteristika sistema, samim tim ne zavise od pobude tj. broja obrtaja, što znači da se one javljaju kao komponente koje su uvek prisutne na istim frekvencijama, za svaki snimljeni i analizirani broj obrtaja)
- sticanje uvida u to koja komponenta u frekventnom spektru pobuđuje sopstvene frekvencije sistema.

3. ISPITIVANJE ROPATEC VAZDUŠNIH TURBINA

Kao što je već napomenuto, ispitivanjem je obuhvaćeno nekoliko različitih turbina snage 100W i 750W. Dalje u tekstu se daju neki od rezultata ispitivanja samo jedne od njih i to Twister turbine od 100W sa tri krila. Prva dinamička ispitivanja turbine u nestacionarnom režimu su odrađena u podzvučnom vazдушnom tunelu Vojno Tehničkog Instituta u Žarkovu, Beograd. Za tu namenu, konstruisan je poseban stub turbine kako bi se ona u tunelu pozicionirala na način da celokupnu površinu turbine deluje laminarna struja vetra. Nestacionarnost broja obrtaja se postiže promenljivom brzinom vazdušne struje u tunelu. Odziv sistema se meri kroz apsolutne

radijalne vibracije stuba na mestu "flanšne" u dva ortogonalna pravca (u pravcu strujanja vetra i normalno na taj pravac). Za samo ispitivanje turbine u nestacionarnom režimu korišćena je sledeća merna oprema: dvokanalni prenosivi analizator vibracija – MoviPack, francuskog proizvođača 01dB*, akcelerometri: ASH201 proizvođača 01dB i SA6200A, američkog proizvođača Metrix†, za snimanje broja obrtaja korišćen je laserski tahometar integrisan u samom MoviPack analizatoru, softver za praćenje harmonijskih redova (01dB), softver za vizuelizaciju merenja i postprocesnu analizu – VibGraph (01dB).

Rezultati ispitivanja iz vazdušnog tunelu dati su na slikama koje slede. Sa slike 3 se da zapaziti da porast vibracija koja pripadaju prvom redu (tj. osnovnom harmoniku pri datom broju obrtaja) odgovara kvadratnoj funkciji, što je i očekivano kod rotirajuće mašine u normalnom radu – gde je rotor rotirajuće mašine nije kriv, niti nesaosan, niti su ležajevi mašine pohabani... Kod normalnog stanja rotirajuće mašine porast vibracija pri prvom redu može poticati samo od rezidualnog debalansa na rotoru. Kako je centrifugalna sila debalansa proporcionalna kvadratu broja obrtaja ($F = m \cdot r \cdot \omega^2$), prvi red, sa linearnim porastom broja obrtaja raste kvadratno. Zabrinjavajući je karakter promene trećeg harmonijskog reda sa slike 4. Zašto je treći red interesantan kod ove turbine? Treći red vibracija predstavlja komponente vibracija koje se tri puta javljaju u jednom obrtaju rotora pri datom broju obrtaja. Sa obzirom da turbina ima tri krila, treći red oslikava vibracije prouzrokovane udarcima vazdušne struje od krila turbine i samim tim se intenzitet vibracija na trećem redu može povezati sa aerodinamičkim profilom krila. Ipak njegov eksponencijalni rast na frekvenciji od $35.3/3 = 11.7\text{Hz} = 702\text{ min}^{-1}$ nije očekivan. Amplituda vibracije od 0.8g ($1g = 9.81\text{ m/s}^2$) predstavlja izuzetno visok nivo vibracije te se stoga zahteva detaljnije objašnjenje ovog naglog porasta amplitude. Waterfall dijagram predstavlja 3D grafik dobijen slažanjem frekventnih spektara, jedan iza drugog, po trećoj osi – osi broja obrtaja pri kome je taj frekventni spektar vibracije i snimljen. Sa obzirom da se broj obrtaja menja menja se i položaj harmonika na osi frekvencije (i stoga je i uveden pojam reda) dok su komponente koje se uvek javljaju na istom položaju ose frekvencije nezavisno od toga koliki je trenutni

* TRCpro je ekskluzivni distributer 01dB-a, francuskog proizvođača opreme za merenje i analizu buke i vibracija.

† TRCpro je ekskluzivni distributer Metrix-a, američkog proizvođača opreme za merenje i analizu vibracija i sistema za zaštitu mašina od visokih vibracija.

broj obrtaja rotora odlični kandidati za rezonantne frekvencije. Ukoliko se Waterfall dijagrami sa slika 5 i 6 detaljnije pogledaju vidi se da se na dotičnoj frekvenciji komponenta koja se konstantno ponavlja u svim frekventnim spektrima a koja se naglo povećava na 702 min^{-1} tj. na onom delu Waterfall dijagrama gde se greben trećeg harmonika sudara sa rezonantnom frekvencijom.

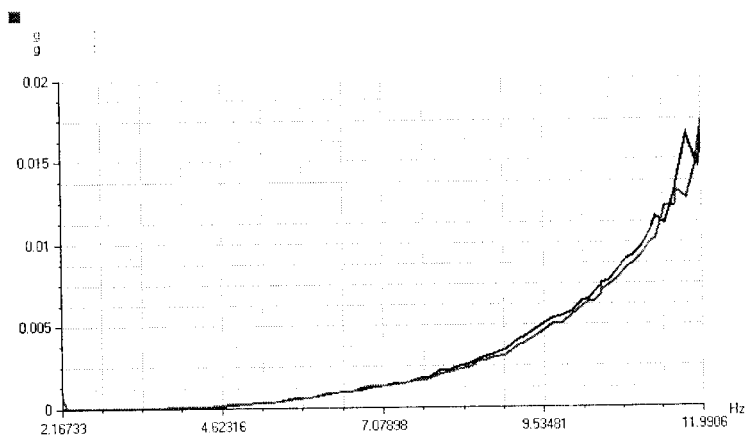
Rezonantna frekvencija mehaničkog sistema zavisi od njegove mase, krutosti i prigušenja. Turbina je pri ispitivanju montirana na, za to namenski konstruisan stub, što znači da se izvedeni zaključci ne mogu jednoznačno preslikati i na istu tu turbinu ali na nekom drugom stubu. Kao što se sa slike 5 vidi, odziv sistema na linearan porast brzine vetra je prilično buran - kvadratni. Pri većim brojevima obrtaja (na primer pri iznenadnoj oluji) centrifugalne sile na krilima dovode do havarija na turbinama – pri čemu čitava krila otpadaju sa turbine. U pokušaju da se izbegne ovaj problem i u iznalaženju mogućnosti da se kupcima da garancija do 200 km/h brzine vetra, predložen je prototip ove turbine sa zakretnim krilima. Ideja korišćenja zakretnih krila je sledeća: do nekog definisanog broja obrtaja sa porastom vazdušne struje, raste i broj obrtaja rotora. Nakon dostizanja tog definisanog broja obrtaja krila turbine se zakreću, postavljaju se u novi položaj u odnosu na smer strujanja vetra, na taj način dovodeći da se pri daljem rastu brzine vetra, turbina ne zaleće, već drži konstantan broj

obrtaja (fenomen poznat kao „zatvaranje turbine“). Krila treba da se zakrenu pri odgovarajućem broju obrtaja tj. pri odgovarajućoj centrifugalnoj sili. Stoga je predloženo da se sila prednaprezanja uvede gasnom oprugom čiji je jedan kraj fiksiran za horizontalnu vezivnu ploču a drugi kraj rotira sa krilom.

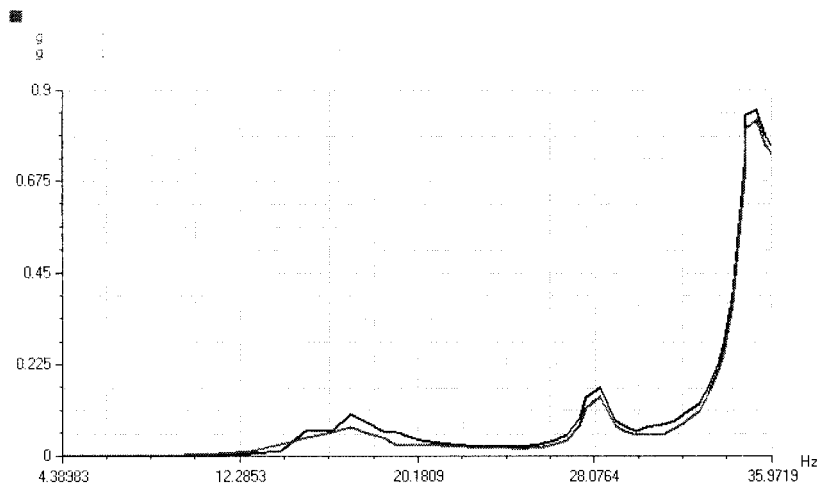
Prototip sa zakretnim krilima je konstruisan i podvrgnut ispitivanju. Za razliku od verzije turbine sa fiksnim krilima koja je ispitivana u vazdušnom tunelu, nestacionarne vibracije turbine sa tri zakretna krila su ispitivane montiranjem turbine na krov putničkog automobila. Sam test je odrađen na test stazi Fiat-a u mestu Nardo, Italija.

Rezultati pri ispitivanju na krovu kola dati su na slikama koje slede. Na slici 7 se jasno vidi „zatvaranje turbine“: pri konstantnom ubrzavanju kola od 0 do 140 km/h broj obrtaja, nakon zakretanja krila, ostaje konstantan.

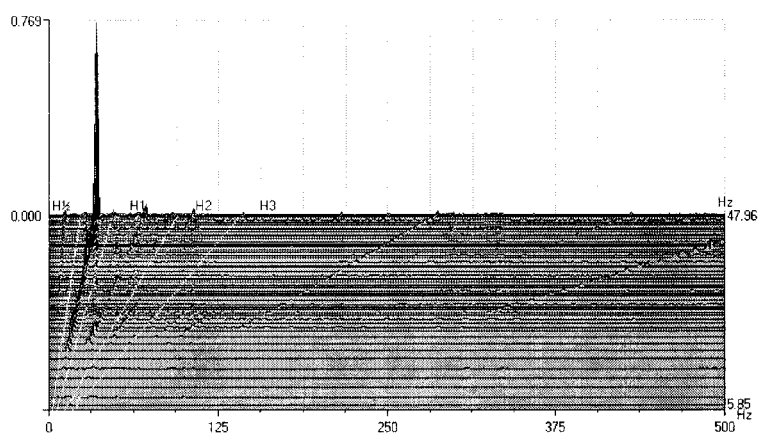
Sa slike 8 se da zapaziti da sada prvi harmonijski red raste kvadratno samo do momenta dok se krila ne zakrenu. Nakon zakretanja krila nivo vibracija na turbini jako raste. Slična je situacija i na trećem redu sa tom razlikom da su nivo vibracija višestruko viši. Takođe analizom Waterfall dijagrama se zaključuje da do naglog porasta vibracija na broju obrtaja na kome se krila zakreću ne dolazi usled pobuđivanja neke od sopstvenih frekvencija (kao što je to na primer slučaj). Naime usled zakretanja, krila dolaze u direktniji „sudar“ sa vazdušnom strujom usled čega naglo rastu vibracije. To se da zapaziti i sa sadržaja frekventnog spektra.



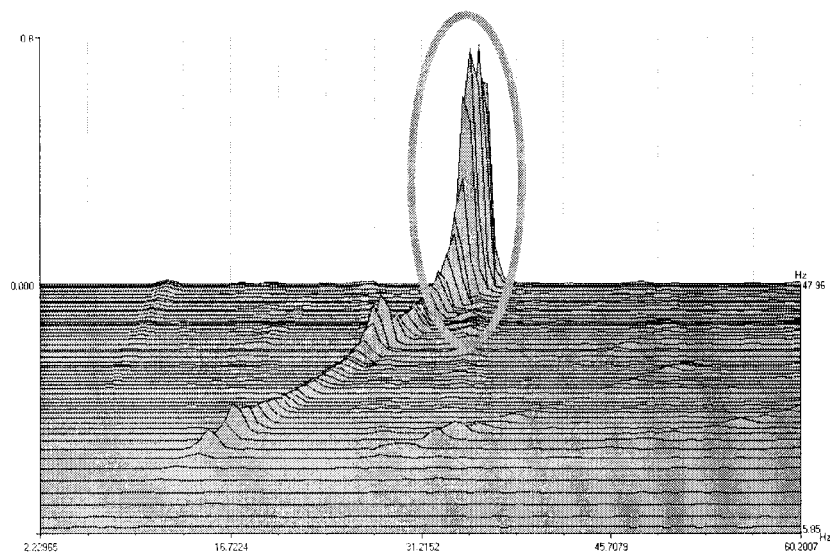
Slika 3. Prvi harmonijski red za prvu (crvena) i drugu (plava) radijalnu vibraciju



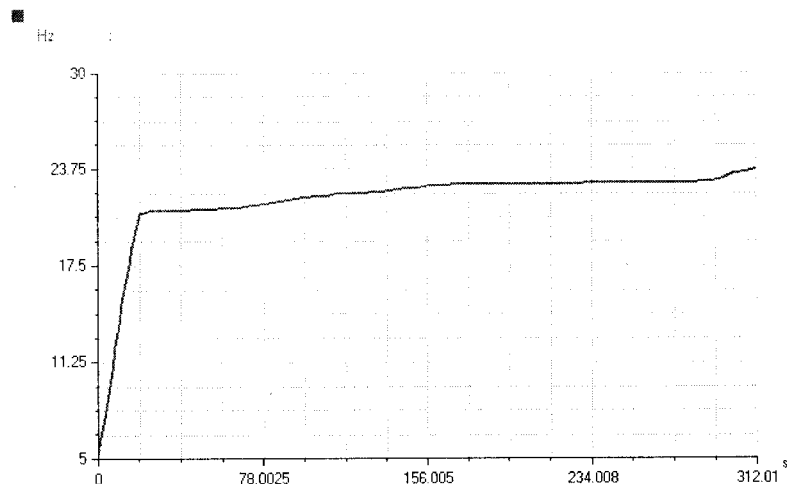
Slika 4. Treći harmonijski red za prvu (crvena) i drugu (plava) radijalnu vibraciju



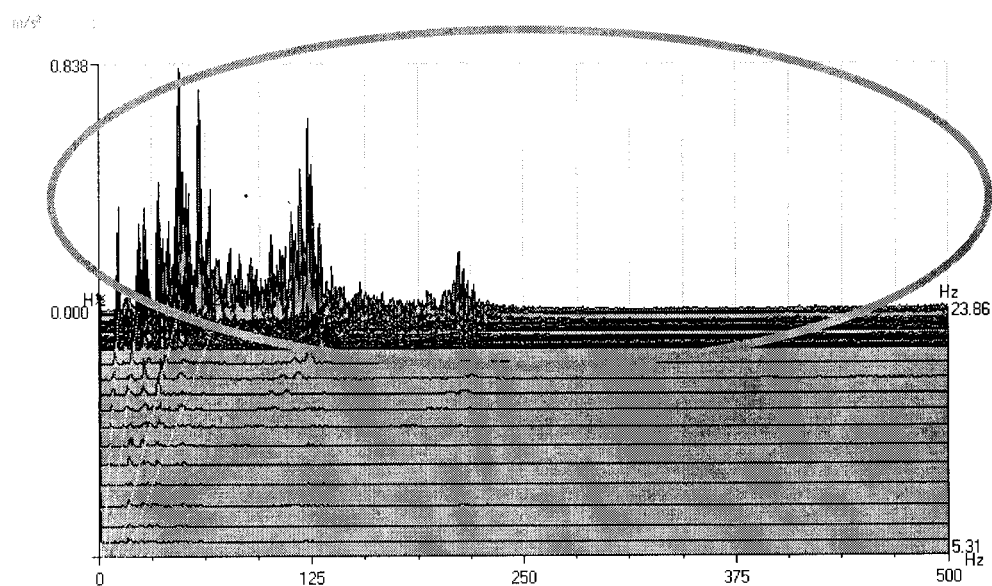
Slika 5. Waterfall dijagram za prvu radijalnu vibraciju



Slika 6.: Waterfall dijagram druge radijalne vibracije. Treći red pobuđuje rezonantnu frekvenciju što dovodi do naglog povećanja amplitude.



Slika 7.. Vremenski prikaz promene broja obrtaja



Slika 8. Waterfall dijagram za prvu radijalnu vibraciju.

4. ZAKLJUČAK

Uvođenjem zakretnih krila dobijena je konstrukcija sa regulisanim brojem obrtaja. Sa druge strane pri zakretanju krila nivo vibracija značajno raste. Sa obzirom da je ovaj porast vibracija naročito uočljiv na trećem redu, može se zaključiti da je aerodinamička forma krila dosta nepovoljna i da je potrebno analizirati i alternativne oblike krila. Sa druge strane, testovi su rađeni u različitim uslovima: u vazдушnom tunelu i na krovu kola, tako da se u cilju potpunije uporedne analize moraju obezbediti identični uslovi ispitivanja. Analiza vibracija u

nestacionarnom režimu je tip analize koji, u poređenju sa klasičnom analizom stacionarnih vibracija, daje mnogo detaljniju uvid u stanje mašine naročito kad je identifikacija sopstvenih frekvencija u pitanju.

5. LITERATURA

- R.B. Randall: Frequency analysis, 1987
- J.T. Broch: Mechanical vibrations and shock measurements, 1984