کارگاه آموزشی

نکات آنالیز ارتعاشات توربوژنراتورهای بزرگ

شرکت مهندسی توانا ترسپاهان
tavator
Vibration Analysis
www.tavator.com

علی اکبر وکیلی

1. مقدمه
2. استانداردهای مرتبط.
3. عیوب معمول.
4. سیستم های اندازه گیری حفاظتی / پایشی.
5. روش های تحلیل و عیب یابی.
6. مطالعات موردی.

در این کارگاه آموزشی سعی می شود حضار محترم با معمول ترین کلیات در رابطه با پایش وضعیت توربوژنراتورهای بزرگ بیشتر آشنا شوند. اگر چه نمی توان کلیه موارد مرتبط با این نوع ماشین ها را در این فرصت کوتاه بازگو کرد اما سعی براین است سرفصل های مرتبط از جمله استانداردها، تکنیک های اندازه گیری، حفاظت، پایش وضعیت و عیب یابی و بالانس مورد اشاره قرار گیرد. در پایان چندین مورد مطالعه موردی بررسی خواهد شد.

- استانداردهای مورد استفاده در ارزیابی توربوماشین ها

Power 15 KW 3 MW 40 MW			
Gas Turbine	ISO 10816-3 ISO 7919-3	ISO 20816-4	ISO 20812-2
Steam Turbine	ISO 10816-3 ISO 7919-3		
Generator			
Pumps	ISO 10816-7		
Gear Boxes	ISO 10816-3 ISO 7919-3		SO 20812-2
Compressors, Fans	ISO 10816-3 ISO 7919-3		

- توربوژنراتور های بالای 40 MW

01 Evaluation Criteria

According to ISO 20816-2:
Mechanical vibration — Measurement and evaluation of machine vibration
Part 2:
Land-based gas turbines, steam turbines and generators in excess of 40 MW, with fluid-film bearings and rated speeds of 1500, 1800, 3000 and 3600 r/min

- Zone A: Newly commissioned machines.
- Zone B: Acceptable for unrestricted long-term operation.
- Zone C: Unsatisfactory for long term continuous operation. machine may be operated for a limited period until a suitable opportunity arises for remedial action.
- Zone D: Vibration normally is of sufficient severity to cause damage to the machine.

Table A.1 — Values for bearing housing or pedestal r.m.s. vibration velocity at zone boundaries

	Shaft rotational speed r/min	Bearing housing or pedestal r.m.s. vibration velocity at zone boundaries mm/s		
		Zone boundary		
		A/B	B/C	C/D
Steam turbine and generator	1 500 or 1 800	2,8	5,3	8,5
	3 000 or 3 600			
Gas turbine	3 000 or 3 600	4,5	9,3	14,7
NOTE Since it is not common practice to run gas turbines at 1 500 r/min or 1 800 r/min, no values are given.				

Table B.1 — Values for shaft relative vibration peak-to-peak displacement at zone boundaries

	Shaft rotational speed r/min	Shaft *relative* vibration peak-to-peak displacement at zone boundaries µm		
		Zone boundary		
		A/B	B/C	C/D
Steam turbine and generator	1 500	100	200	320
	1 800	95	185	290
	3 000	90	165	240
	3 600	80	150	220
Gas turbine	3 000	90	165	240
	3 600	80	150	220
NOTE Since it is not common practice to run gas turbines at 1 500 r/min or 1 800 r/min, no values are given.				

- توربوژنراتور های بالای 40 MW

01 Evaluation Criteria

According to ISO 20816-2:

Scope:
evaluating the severity of the following in-situ, broad-band vibration:

a) Radial structural vibration at all main bearing housings or pedestals
b) Axial structural vibration at thrust bearing housings.
c) Radial vibration of rotating shafts.

Conditions:

- vibration under normal steady-state operating conditions;
- vibration during other (non-steady-state) conditions when transient changes are taking place, including run up or run down, initial loading and load changes; changes in vibration which can occur during normal steady-state operation.

Excluded:

- electromagnetic excited vibration with twice line frequency at the generator stator windings, core and housing;
- aero-derivative gas turbines (NOTE ISO 3977-3 defines aero-derivatives)
- steam turbines and/or generators with outputs less than or equal to 40 MW or with rated speeds other than 1 500 r/min, 3 000 r/min or (see ISO 7919-3 and ISO 10816-3);
- gas turbines with outputs less than or equal to 40 MW or with rated speeds other than
- 1 500 r/min, 3 000 r/min (see ISO 7919-3 or ISO 7919-4 and ISO 10816-3or ISO 10816-4);
- the evaluation of combustion vibration but does not preclude monitoring of combustion vibration.

- توربین گازی از 3 MW تا 40 MW

01 Evaluation Criteria

According to ISO 20816-4:
Mechanical vibration — Measurement and evaluation of machine vibration
Part 4:
Gas turbine in excess of 3 MW, with fluid film bearings.

- Zone A: Newly commissioned machines.
- Zone B: Acceptable for unrestricted long-term operation.
- Zone C: Unsatisfactory for long term continuous operation. machine may be operated for a limited period until a suitable opportunity arises for remedial action.
- Zone D: Vibration normally is of sufficient severity to cause damage to the machine.

Table A.1 — Recommended values for bearing housing or pedestal vibration velocity at zone boundaries for gas turbines

Zone boundary	r.m.s. vibration velocity at zone boundaries mm/s
A/B	4,5
B/C	9,3
C/D	14,7

Figure B.1 — Recommended values for shaft relative vibration displacement at zone boundaries as a function of the maximum normal operating speed for gas turbines with power outputs greater than 3 MW

Zone boundary A/B

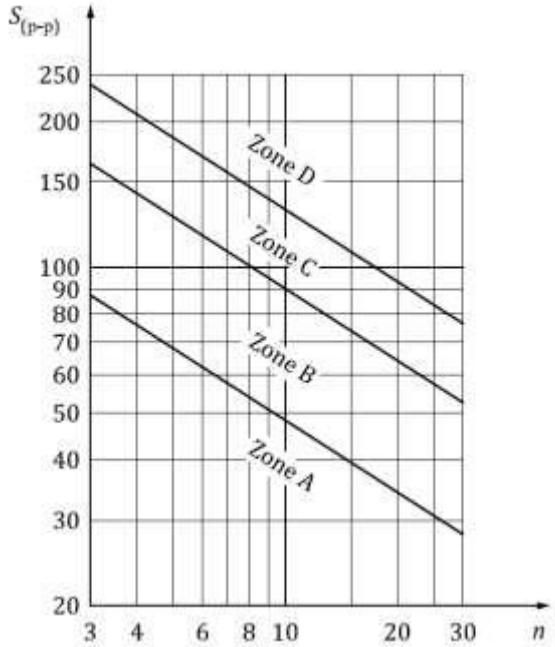
$$S_{(p-p)} = \frac{4\,800}{\sqrt{n}}$$

Zone boundary B/C

$$S_{(p-p)} = \frac{9\,000}{\sqrt{n}}$$

Zone boundary C/D

$$S_{(p-p)} = \frac{13\,200}{\sqrt{n}}$$



- توربوژنراتور های بخار زیر 40 MW

01 Evaluation Criteria

According to ISO 10816-3, (7919-3): Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts —
Part 3:
Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ

Table A.1 — Classification of vibration severity zones for machines of Group 1: Large machines with rated power above 300 kW and not more than 50 MW; electrical machines with shaft height $H \geq 315$ mm

Support class	Zone boundary	r.m.s. displacement μm	r.m.s. velocity mm/s
Rigid	A/B	29	2,3
	B/C	57	4,5
	C/D	90	7,1
Flexible	A/B	45	3,5
	B/C	90	7,1
	C/D	140	11,0

Zone A/B boundary limit, in micrometres

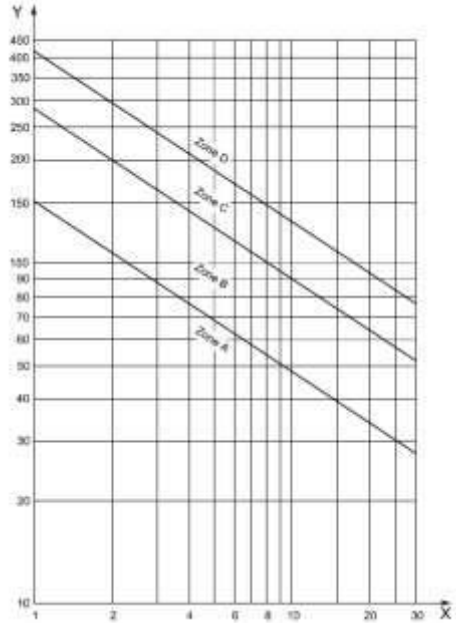
$$S_{(p-p)} = 4\,800/\sqrt{n}\ \mu m$$

Zone B/C boundary limit, in micrometres

$$S_{(p-p)} = 9\,000/\sqrt{n}\ \mu m$$

Zone C/D boundary limit, in micrometres

$$S_{(p-p)} = 13\,200/\sqrt{n}\ \mu m$$



نکات آنالیز ارتعاشات توربوژنراتورهای بزرگ

02 Condition Monitoring

ISO 13373-3-2015
Condition monitoring and diagnostics of machines –Vibration condition monitoring
Part 3:
Guidelines for vibration diagnosis

- Measurements
- Structured diagnostic approach
- Additional analysis and testing
  - Trend analysis
  - Phase analysis
  - Resonance test
  - Measurement of operational deflection shape
  - Long-time waveform capture
  - Complete experimental modal analysis

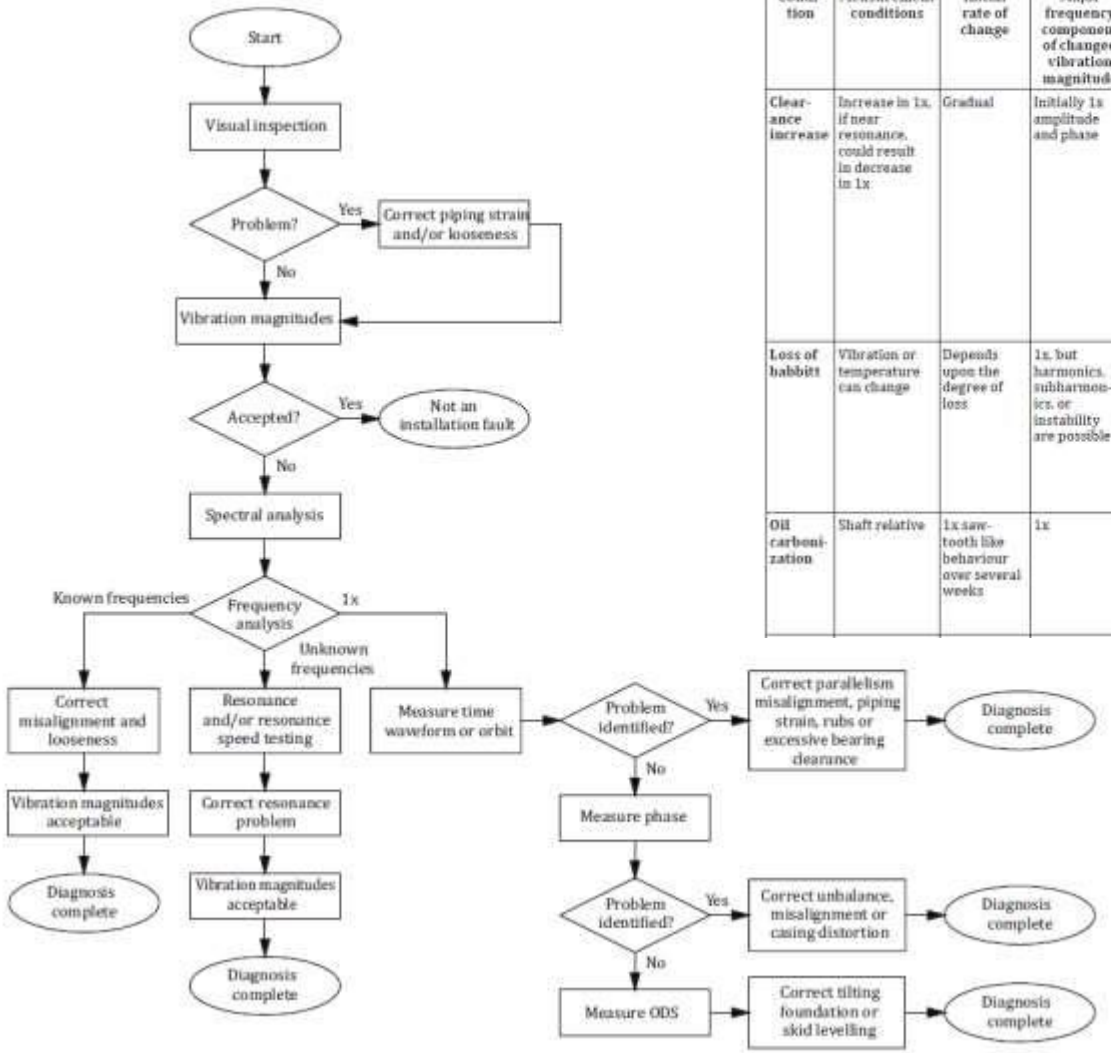


Table C.1 — Fluid-film bearing fault table

Condition	Measurement conditions	Initial rate of change	Major frequency component of changed vibration magnitude	Subsequent behaviour of vibration with time	Effect on resonance speed	Repeatability	Comments
Clearance increase	Increase in 1x, if near resonance, could result in decrease in 1x	Gradual	Initially 1x amplitude and phase	If clearance opens greatly, harmonics or subharmonics can appear; instability (whirl or whip) is possible depending upon the rotor system	Lowers if perceptible	Yes, depending upon mechanism: clearance can open for a variety of reasons, even on turning gear	Generally, causes a decrease in stiffness, which affects vibration; effective damping can increase, might not notice
Loss of babbitt	Vibration or temperature can change	Depends upon the degree of loss	1x, but harmonics, subharmonics, or instability are possible	Increase in symptoms	Can reduce		Babbitt deterioration can interfere with oil flow and can lead to catastrophic failure of the bearing
Oil carbonization	Shaft relative	1x saw-tooth like behaviour over several weeks	1x	Cyclic		Repeatable	It can increase vibration due to rubbing of bearing seals

فرآیند سیستماتیک آنالیز ارتعاشات یک ماشین

جمع آوری اطلاعات
- اطلاعات ماشین
- اطلاعات ماهیت و میزان ارتعاش

پاسخ به سئولات
- علایم عیوب محتمل
- نابالانسی، ناهمراستایی،خمش، مالش ...

ارزیابی ریسک
- اطمینان از صحت اندازه گیری های
- مسائل ایمنی و محیط زیستی و ..

جمع آوری اطلاعات

- نوع ماشین و المانهایش؟
- اهمیت دائم بکار بودن ماشین؟
- آیا ارتعاش غیر نرمال است؟
- غیر نرمال بودن چطور شناسایی شده (آلارم، تغییرات دامنه، اطلاع اپراتور، سروصدا...)
- ارتعاش اعلام شده معتبر است؟
- آیا فقط همین نقطه ارتعاش غیر نرمال دارد؟
- آیا شدت ارتعاش در مقابل دامنه های استاندارد قابل قبول است؟
- مشخصات سیگنال ارتعاشی چگونه است (شکل موج، طیف، اروبیت، دامنه فاز، مرکز شافت...)
- آیا این نوع غیر نرمالی قبلا مشاهده شده؟
- سابقه زمانی و زمان پیدایش این غیر نرمالی چگونه است.
- شرایط کاری ماشین زمان پیدایش غیر نرمالی و الان چگونه است؟
- اگر تغییری در شرایط کاری داشتیم آیا این تغییرات عادی است؟
- آیا ماشین نسبت به این غیر نرمالی واکنشی هم داشته؟
- آیا پارامتر غیر ارتعاشی دیگری در ماشین وجود دارد که مرتبط با این غیر نرمالی باشد؟
- آیا کار تعمیراتی روی ماشین انجام شده؟

سئوالات عیب یابی

- آیا ارتعاش و سیگنال اندازه گیری شده با شرایط قبلی قابل مقایسه است؟(ارتعاش کل، طیف، ... ,1X)
- آیا ارتعاش عمدتا 1X و 2X است؟ (با ۱۰ درصد خطا)
- اگر تغییرات 1X وجود دارد و جهات و نقاط دیگر هم این تغییرات را نشان میدهند، احتمال نابالانسی، حرکت قطعات، ناهمراستایی، خمش شافت و .. وجود دارد.
- اگر تغییرات 2X وجود دارد تحقیقات فازی بیشتری انجام دهید. احتمال ترک در شافت، ناهمراستایی، خمش شافت و .. وجود دارد.
- اگر ارتعاش 1X, 2X نیست، وجود هارمونیک ها می تواند نشانه لقی ها، مالش، ناهمراستایی، ترک در شافت . .. باشد. باید از تکنیک های دیگر مانند RunUp, CastDown, Time, استفاده کنید.
- اگر فرکانس غالب روی 0.4X – 0.47X باشد ناپایداری روغن وجود دارد.
- اگر حین راه اندازی بعد از عبور از فرکانس طبیعی ارتعاش روی فرکانس طبیعی باقی ماند احتمال شلاق روغن وجود دارد.
- اگر در طیف فرکانسی خطای اسکی اسلوپ مشاهده شود، اندازه گیری خطا دارد.
- آیا فرکانس گذر پره فرکانس ارتعاش غالب است؟
- آیا فرکانس های بالا مربوط به مشکلات الکتریکی وجود دارد؟

ملاحظاتی که هنگام پیشنهاد اقدامات اصلاحی باید در نظر داشت.

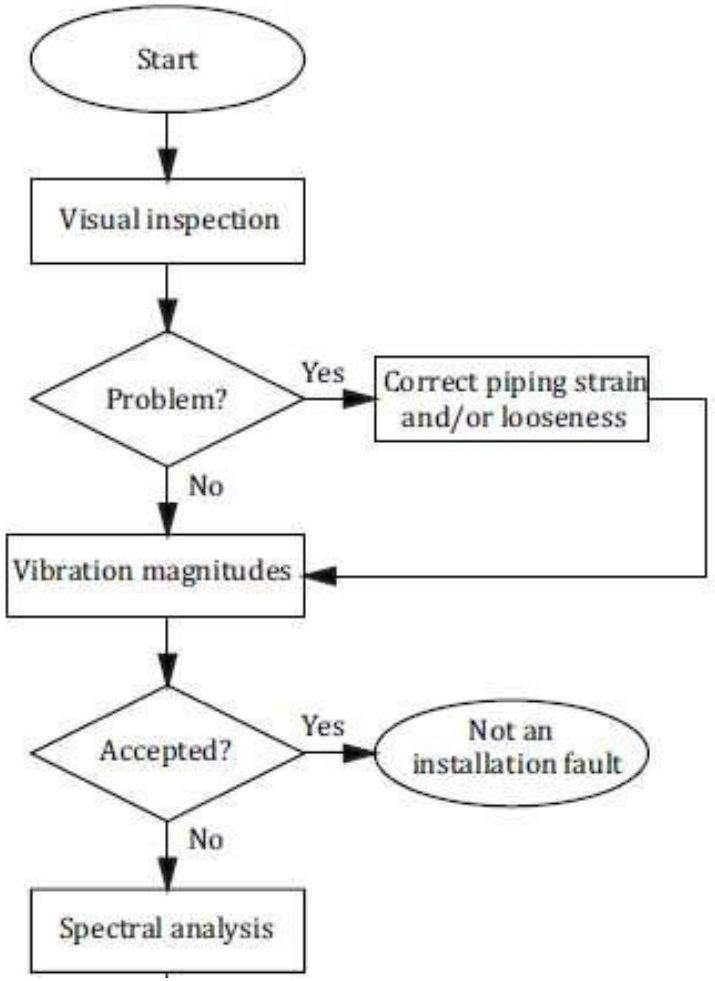
- خطای تجهیزات اندازه گیری
  - وقتی ماشین در سرویس است امکان تعمیر یا تعویض تجهیزات اندازه گیری وجود دارد؟
  - امکان اضافه کردن ابزار دقیق اضافی روی ماشین وجود دارد؟
  - آیا سیگنال های سالم باقی مانده می توانند وضعیت ماشین را با قابلیت کافی شناسایی کنند؟
  - آیا برای تعویض یا تعمیر ابزار دقیق می توان تا توقف بعدی صبر کرد یا ریسک نمی توان کرد؟
- عدم شناسایی خرابی ها یا کم اهمیت شناسایی شدن آنها
- خطا در شناسایی خرابی ها. خرابی بیش از حد یا خرابی با شدت بیش از شدت واقعی.
- ویژگی های ایمنی، محیط زیستی و اقتصادی ماشین چیست؟
- ماشین کمکی دارد؟ هنگام اورهال ماشین ماشین دیگری وجود دارد بجای آن کار کند؟
- آیا می توان با تغییر شرایط کاری (سرعت، بار، حرارت و ..) وضعیت را بهبود داد؟
- زمان توقف بعدی چه زمانی است؟ آیا می توان ماشین را تا آن زمان بکار گرفت؟
- آیا تجربه قبلی از این عیب برای این ماشین موجود است؟
- آیا می توان از تکنیک های پیشرفته تر پایش وضعیت برای این ماشین استفاده کرد تا بهتر تحت مراقبت باشد؟
- آیا می توان ماشین را تا توقف بعدی بکار گرفت بدون اینکه خطری متوجه ماشین و محیط شود؟
- ....

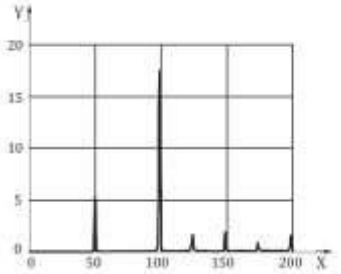
فرآیند تشخیص عیب های نصب

بازرسی چشمی

ارتعاش کل

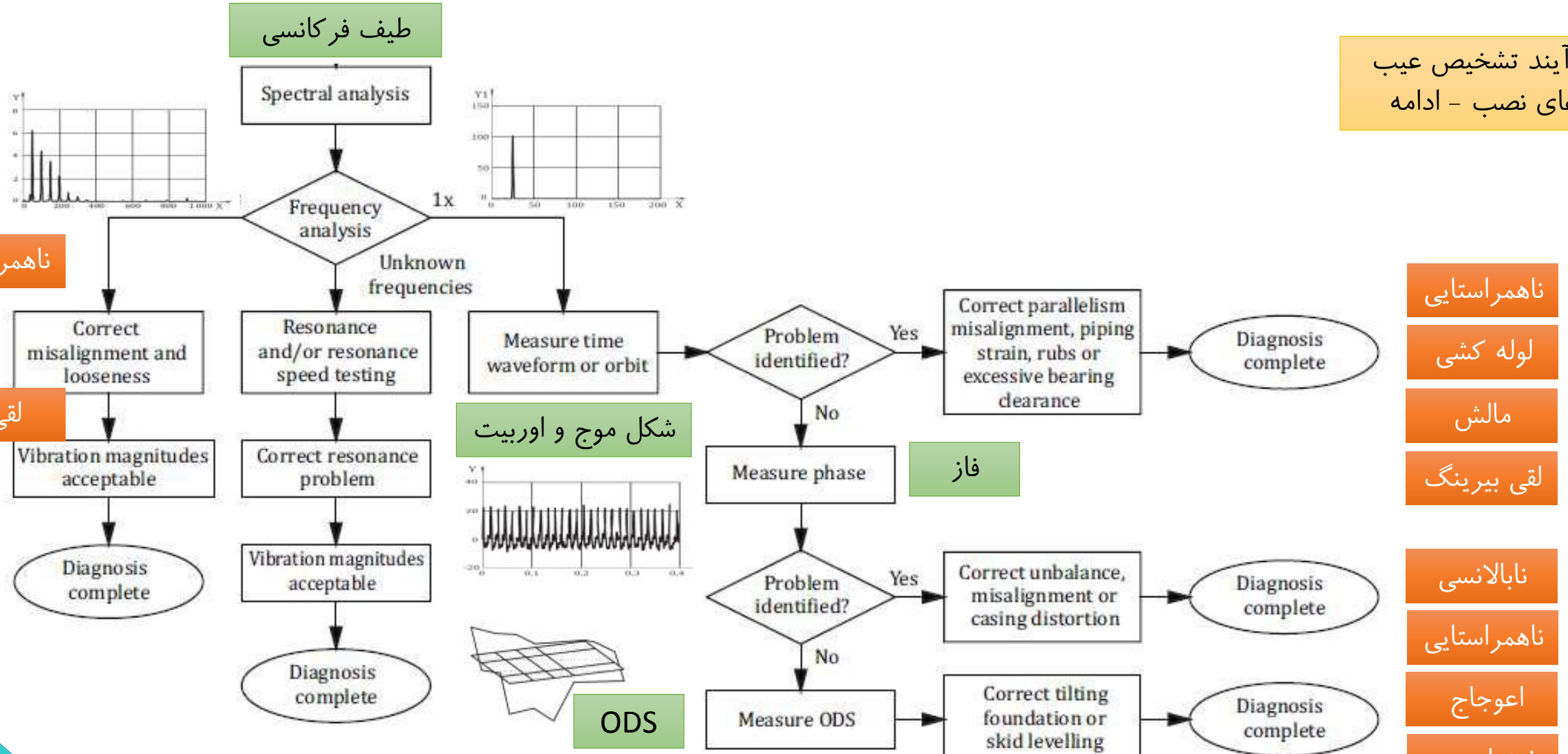
طیف فرکانسی





نکات آنالیز ارتعاشات توربوژنراتورهای بزرگ

فرآیند تشخیص عیب های نصب - ادامه



جدول عیب های نصب

Fault	Vibration characteristics	Other descriptors	Comments
Misalignment/ concentricity errors	1x or 1x and 2x, sometimes 3x	Directional force 180° phase shift across coupling	Align machine
Looseness	Usually decreasing harmonics of running speed	Looseness can be at bearings or skid, or anchor bolts. Use phase to discern position of looseness	Tighten machine bolts
Bearing clearance	1x, with small harmonics	Directional	Repair or replace bearing
Piping strain	1x	Directional, wave clipping in time waveform	Piping flanges should match without jacking
Soft foot	1x, plus 2x supply frequency	Soft foot test	Relieve soft foot
Rubbing	Clipping in time waveform, rotating vectors (spiral vibration)	Can produce backward whirl	Relieve rubbing
Unbalance	1x	0° phase shift across coupling	Balance machine
Bent shaft	1x particularly at low speed	Can cancel with unbalance at particular speeds	Call manufacturer
Casing distortion	1x, sometimes 2x	180° phase shift from end to end	Relieve distortion
Resonance	High vibration at a particular frequency	Resonance testing indicates natural frequency	Change speed, stiffen machine or add mass. Sometimes damping can be needed
Tilting foundation	ODS usually at 1x	Rocking motion in ODS	Need civil engineer to resolve issue
Skid levelling	ODS usually at 1x	Slight slope in ODS, can exhibit a node	Level skid

ناهمراستایی

لقی بیرینگ

لوله کشی

مالش

نابالانسی

خمش شافت

ناهمراستایی

اعوجاج

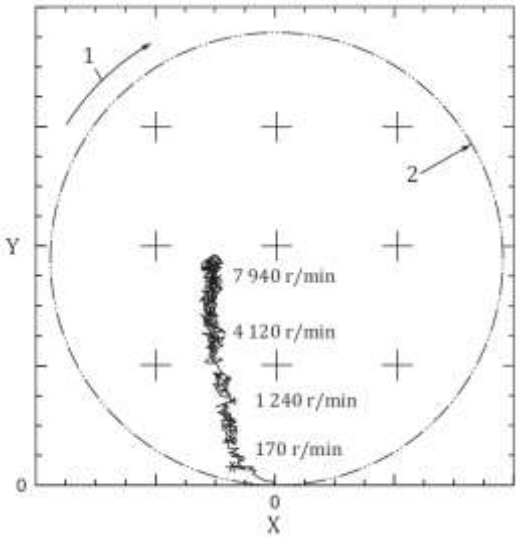
شاسی

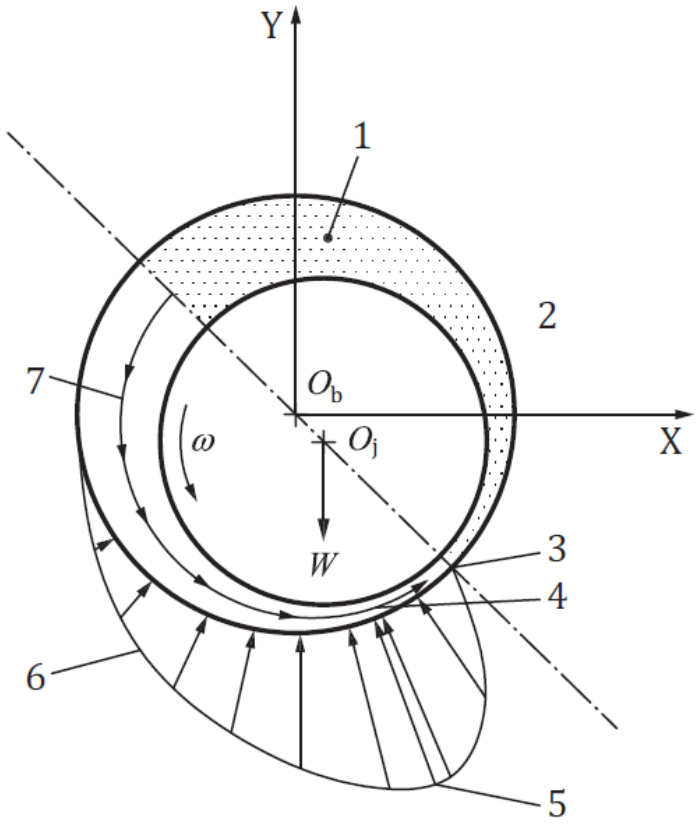
اندازه گیری های
یاتاقان های ژرنال

Spectrum

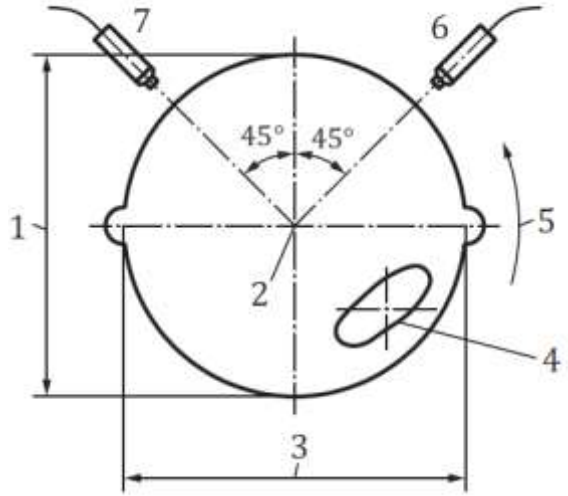
Time wave form

Shaft centerline position

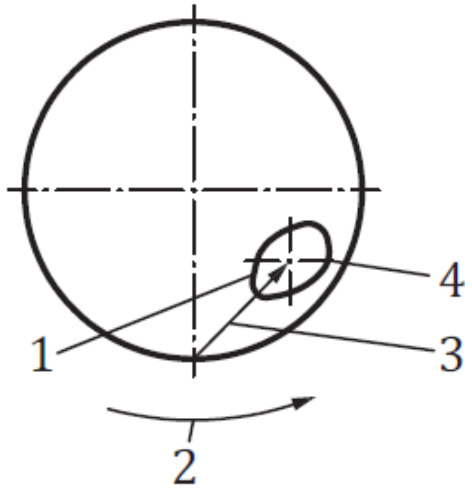




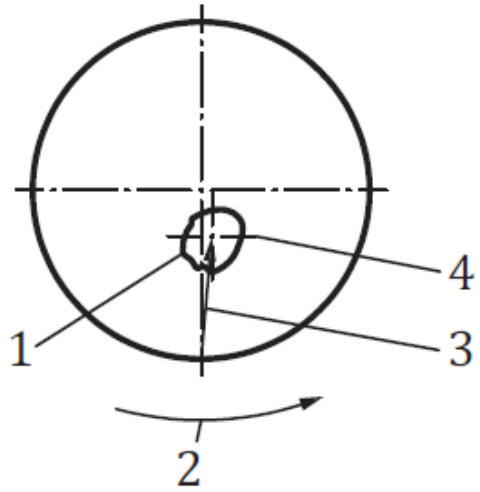
Orbit



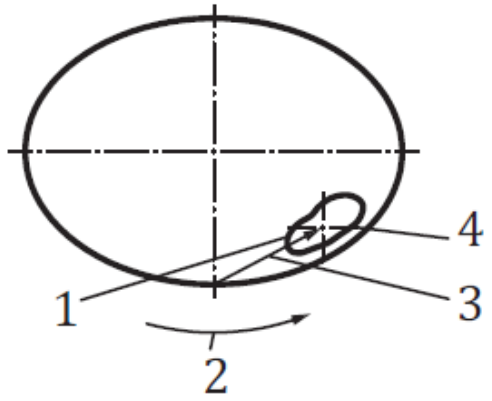
تاثیر نوع یاتاقان در اوربیت



a) Plain journal bearing



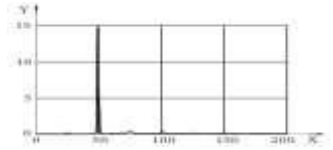
b) Tilting pad bearing — Load on pad

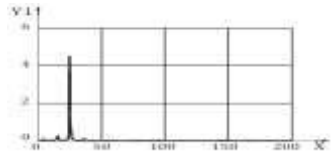


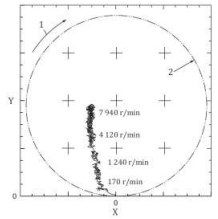
c) Elliptical bearing

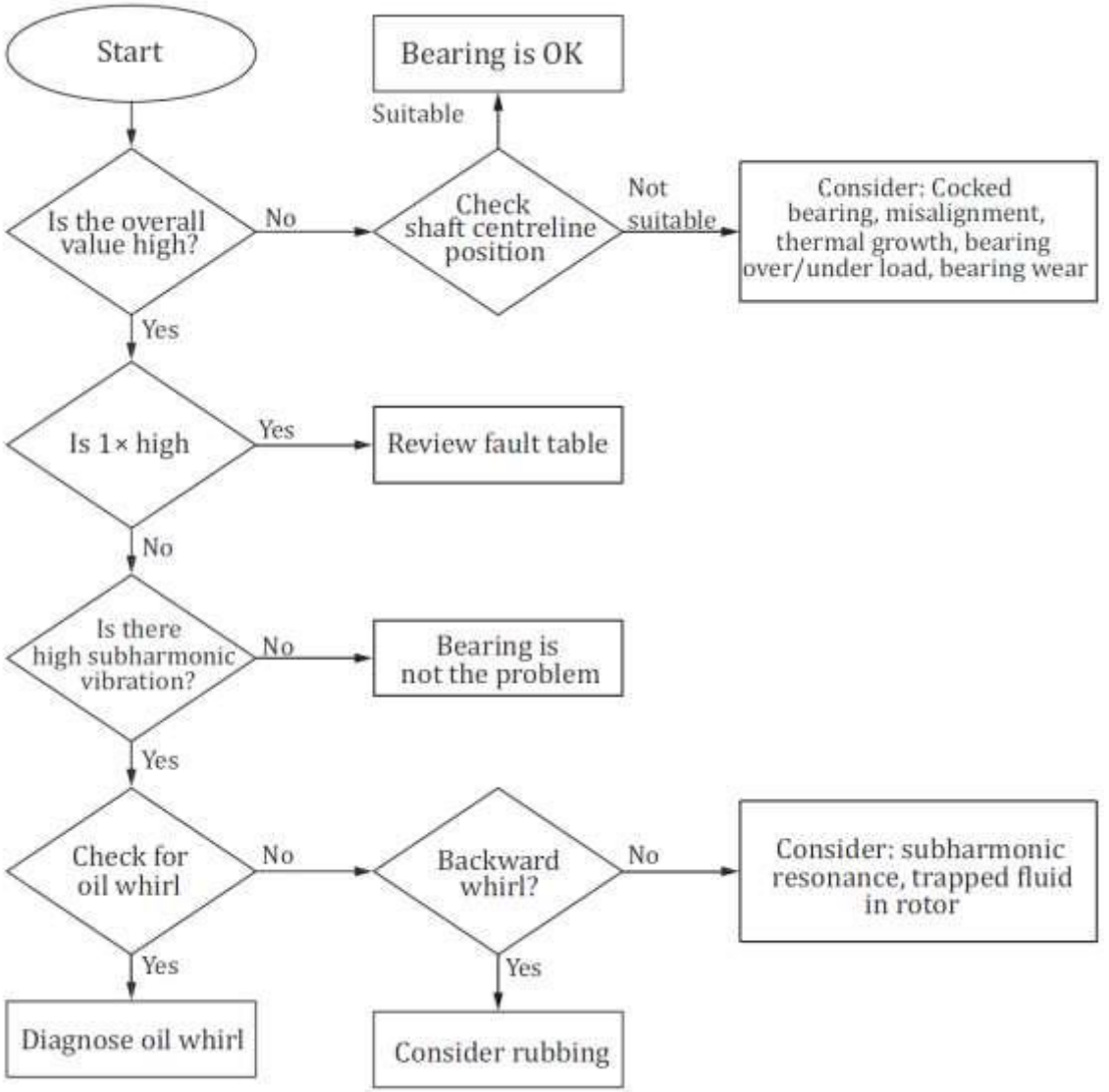
فرآیند تشخیص عیب یاتاقان های ژرنال

ارتعاش کل









جدول عیب های
یاتاقان های ژرنال

Condition	Measurement conditions	Initial rate of change	Major frequency component of changed vibration magnitude	Subsequent behaviour of vibration with time	Effect on resonance speed	Repeatability	Comments
Clearance increase	Increase in 1x, if near resonance, could result in decrease in 1x	Gradual	Initially 1x amplitude and phase	If clearance opens greatly, harmonics or subharmonics can appear; instability (whirl or whip) is possible depending upon the rotor system	Lowers if perceptible	Yes, depending upon mechanism; clearance can open for a variety of reasons, even on turning gear	Generally, causes a decrease in stiffness, which affects vibration; effective damping can increase, might not notice
Loss of babbitt	Vibration or temperature can change	Depends upon the degree of loss	1x, but harmonics, subharmonics, or instability are possible	Increase in symptoms	Can reduce		Babbitt deterioration can interfere with oil flow and can lead to catastrophic failure of the bearing

جدول عیب های یاتاقان های ژرنال

Condition	Measurement conditions	Initial rate of change	Major frequency component of changed vibration magnitude	Subsequent behaviour of vibration with time	Effect on resonance speed	Repeatability	Comments
Oil carbonization	Shaft relative	1x saw-tooth like behaviour over several weeks	1x	Cyclic		Repeatable	It can increase vibration due to rubbing of bearing seals
Bearing loose in housing	Shaft relative and shaft absolute measurements applicable	Probably results from installation or maintenance issues	1x or harmonics/ subharmonics Can lead to instability or rubbing Directionality can be present		Response level significantly changed		Affects overall support dynamic stiffness, which can result in instability or rubbing
Cocked bearing	Vibration sensors, temperature	Results from installation or maintenance	Directionality can be present				Clearance is uneven across the bearing; can result in rubbing

جدول عیب های
یاتاقان های ژرنال

Condition	Measurement conditions	Initial rate of change	Major frequency component of changed vibration magnitude	Subsequent behaviour of vibration with time	Effect on resonance speed	Repeatability	Comments
Morton effect/ rubbing in bearing seals	Shaft relative, particularly also casing	Steady changes to 1x with eventual steady increase to 1x (produces circles in polar plot)	1x, 2x	Vibration can exceed set points	If above resonance, large response during coast-down with possibility of rubbing	Not always	Often thought of as a bearing issue, but the rotor system involved does affect this
Alignment	Shaft relative, temperature, shaft position, casing	1x, shaft centreline position or change of position while coming to thermal equilibrium Elongated or flattened orbit 2x, possibly other harmonics	1x	Temperature can trend across bearings in opposite directions as might shaft positions. Shaft can ride at an unusual attitude angle or eccentricity Can result in unloading bearing and instability	Can increase or decrease	Yes Operating conditions that affect component temperatures can correlate	Couplings and shaft asymmetric features like keyways can introduce 2x vibration. Non-linearities can result in 2x or other harmonics. Can take large misalignment Can lead to bearing failure

جدول عیب های
یاتاقان های ژرنال

Condition	Measurement conditions	Initial rate of change	Major frequency component of changed vibration magnitude	Subsequent behaviour of vibration with time	Effect on resonance speed	Repeatability	Comments
Bearing installed backwards	Vibration, temperature	Unusual vibration, could result in instability, 1x, or rubbing Pad operation in a tilting pad bearing can be impaired for offset pad designs Can run hot; oil flow can be disturbed					Mechanical design should eliminate this possibility but does not always Many bearings will not operate correctly if installed backwards or rotated from the correct orientation

03 Rotordynamic

API 684 - Standard Paragraphs

Rotordynamic Tutorial: Lateral Critical Speeds, Unbalance Response, Stability, Train Torsionals, and Rotor Balancing.

Lateral Rotordynamics

- Rotor-bearing System Modeling
- Support Stiffness Effects
- Journal Bearings
- Seal Types and Modeling

Balancing of Machinery

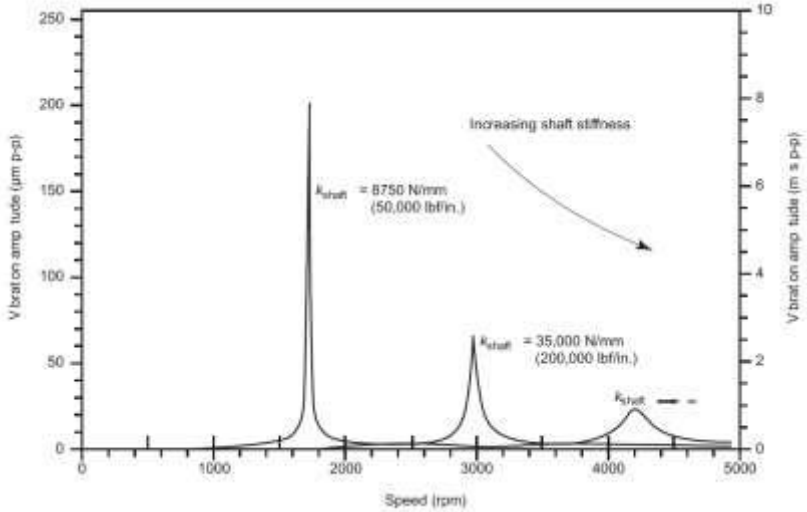
- Fundamentals of Low-speed Balancing
- Low-speed Balancing Machines
- Operating-speed Balance
- Field Balancing

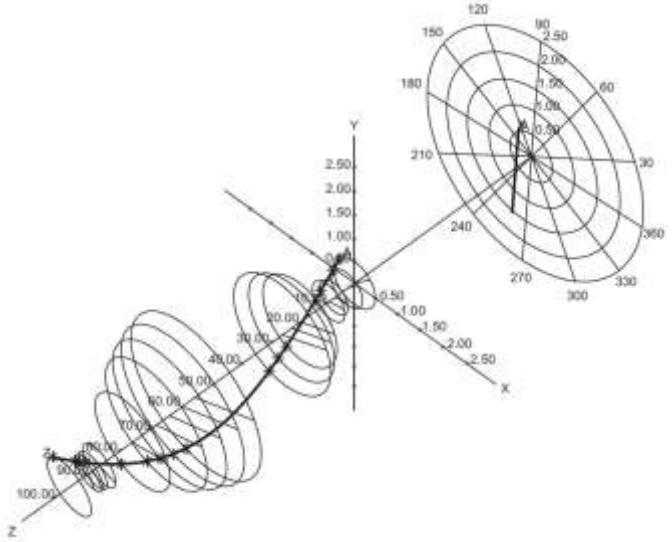
Stability Analysis

- Rotor/Bearing System Modeling
- Journal Bearings
- Seals
- Excitation Sources
- Support Stiffness Effects on Stability
- Solving Stability Problems
- Identifying Fluid Induced Instabilities
- Active Magnetic Bearings and Stability

Torsional Analysis

- Reciprocating Machinery
- Torsional Analysis
- Torsional Excitation Sources in Rotating Machinery
- Fatigue Analysis
- Testing to Determine Torsional Response
- Torsional–Lateral Vibration Coupling
- Variable Frequency Drives

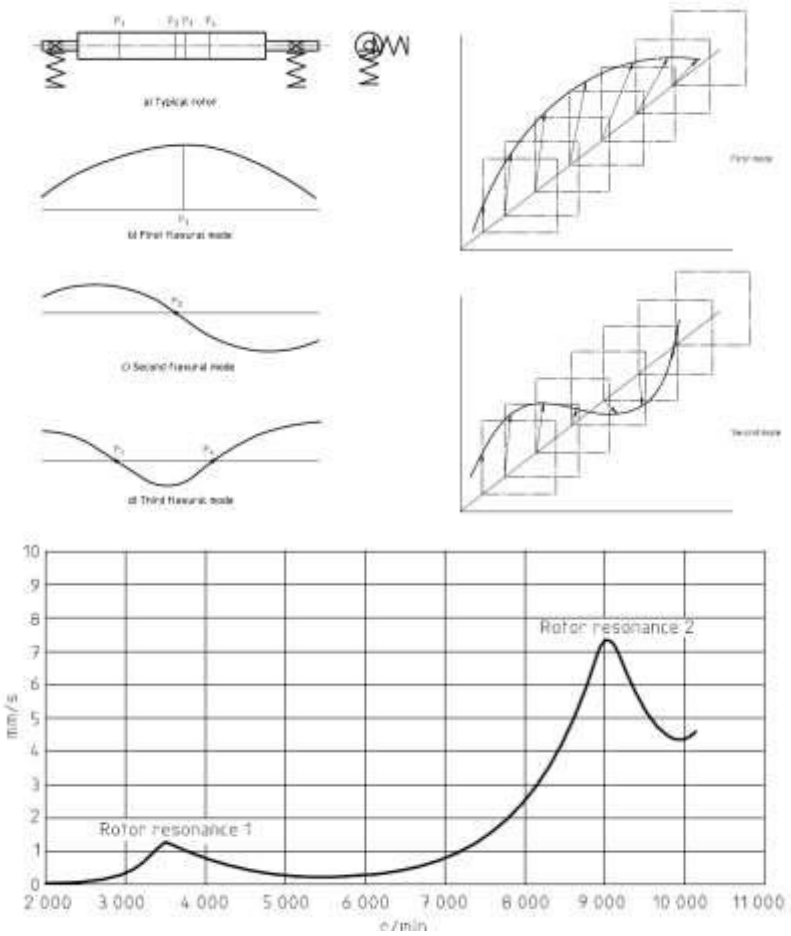




04 Balancing

ISO 11342 - Mechanical vibration
Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors

- Fundamentals of flexible rotor dynamics and balancing
- Rotor configurations
- Procedures for balancing flexible rotors at low speed
- Procedures for balancing flexible rotors at high speed
- Evaluation criteria
- Evaluation procedures



Configuration	Rotor characteristics	Recommended balancing procedure (see table 2) (see next page for key to A-G)
1.1 Discs	Elastic shaft without unbalance, rigid disc(s)	
	Single disc - perpendicular to shaft axis - with axial runout	A; C B; C
	Two discs - perpendicular to shaft axis - with axial runout • at least one removable • integral	B; C B + C; E G
	More than two discs - all (but one) removable - integral	B + C; D; E G
1.2 Rigid sections	Elastic shafts without unbalances, rigid sections	
	Single rigid section - removable - integral	B; C; E B
	Two rigid sections - at least one removable - integral	B + C; E G
	More (than two) rigid section - all (but one) removable - integral	B + C; E G

ISO 13373-1 – Measurements:

Machine type	Evaluation parameters	Transducer type	Measurement locations	Direction	Standard reference
Large steam turbine generator sets with fluid-film bearings Power generation	relative displacement or absolute displacement	non-contacting transducer non-contacting and seismic transducer combination	shaft at each bearing each bearing housing	radial ± 45° or X and Y	ISO 7919-2
	velocity or acceleration	velocity transducer or accelerometer	each bearing housing	radial X and Y	ISO 10816-2
	shaft axial displacement	non-contacting transducer or axial probe	thrust collar	axial Z	
	phase reference and speed	eddy current/inductive/ optical transducer	shaft	radial	

ISO 13373-1 – Measurements:

Machine type	Evaluation parameters	Transducer type	Measurement locations	Direction	Standard reference
Large and medium industrial gas turbines with fluid-film bearings	relative displacement	non-contacting transducer	shaft at each bearing	radial ± 45°	ISO 7919-4
	velocity or acceleration	velocity transducer or accelerometer	each bearing	radial X and Y	ISO 10816-4
	shaft axial displacement	non-contacting transducer or axial probe	thrust collar	axial Z	
	phase reference and speed	eddy current/inductive/ optical transducer	shaft	radial	

ISO 13373-1 – common causes of large machinery lateral vibration and resulting vibration characteristics:

Cause	Characteristic vibration frequencies	Remarks (Phase measurements can give additional information for many causes.)
Unbalance	1X	Changes in balance will give changes in the 1X vector. Vibration will be highest when running speed coincides with a rotor system critical speed. Significant vibration phase change will occur when passing through critical speeds. At a fixed speed vibration magnitudes are constant.
Bearing misalignment	1X or higher harmonics	Parallel or angular bearing misalignment is generally caused by foundation movements. Bearing misalignment is not a direct cause of vibration excitation but changes the dynamic characteristics of the support system.
Shaft misalignment	1X, 2X or higher harmonics	Angular/parallel misalignment due to coupling geometric inaccuracies. It introduces vibration excitation due to shaft bending. In some cases, the axial vibration component may be of similar magnitude to the radial components.
Journal bearing operating condition/ Geometry	Subsynchronous or 1X, 2X, 3X	Changes in the bearing operating conditions or geometry can cause changes in the steady-state vibration at 1X and higher harmonics, or cause subsynchronous instability (oil or steam whirl). In the latter case the vibration is usually unsteady and can increase with time, often rapidly.

ISO 13373-1 – common causes of large machinery lateral vibration and resulting vibration characteristics:

Cause	**Characteristic vibration frequencies**	**Remarks** (Phase measurements can give additional information for many causes.)
Stiffness dissymmetry (e.g. axial winding slots in generator/ motor rotors)	2X	Vibration peaks when a 2¥ stimulus is coincident with a rotor critical speed. At a fixed rotor speed vibration magnitudes are constant. Compensating grooves are used on large machines to minimize this stimulus.
Bent rotor (see also thermal dissymmetry)	1X, 2X or higher Harmonics	Change of 1X is most common. If the rotor is bent near the coupling, a high 2X axial vibration is frequently observed. At a fixed speed the rotor vibration values are constant.
Cracked rotor	1X, 2X or higher harmonics	A growth in the 2X vector is an indication that the growth of a transverse crack is getting critical. Changes in the 1X or higher harmonic vectors can also occur.
Component looseness in rotor	1X and harmonics	Vibration values may be erratic and inconsistent between successive startstop cycles. Sometimes subharmonic frequencies are also observed

ISO 13373-1 – common causes of large machinery lateral vibration and resulting vibration characteristics:

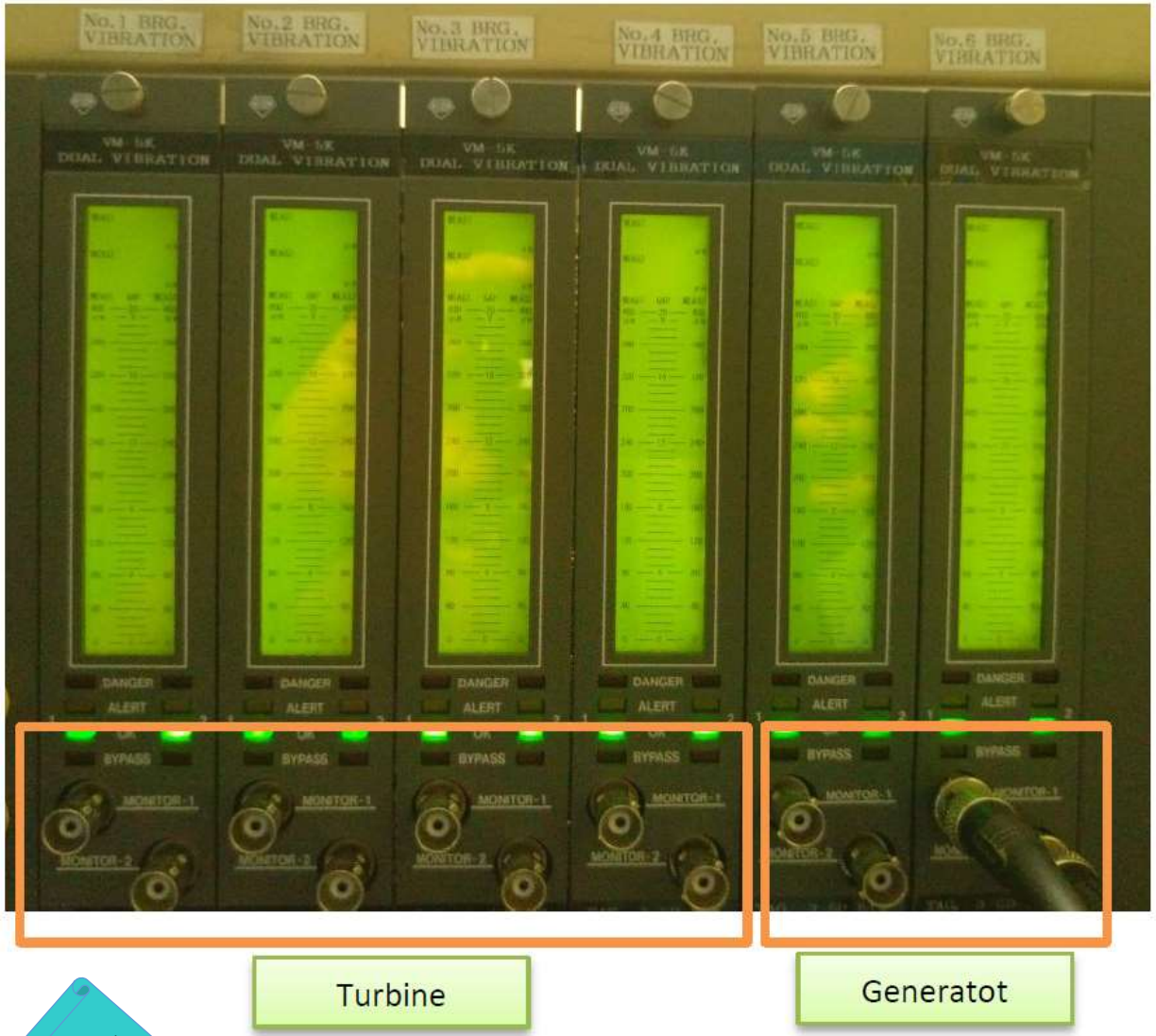
Cause	Characteristic vibration frequencies	Remarks (Phase measurements can give additional information for many causes.)
Eccentric or noncircular Journals	1X and for non-circular journals at harmonics of running speed	Vibration values can be abnormal or excessive at low rotor speeds as well as at rotor critical speeds. At a fixed rotor speed the vibration values are constant.
Thermal dissymmetry	1X	Can be caused by non-uniform rotor ventilation or shorted electrical windings or non-uniform tightness of parts. Causes rotor to bow with the same vibration characteristics as for unbalance.
Gear defects	High frequencies corresponding to harmonics of gear mesh/ rotational frequency and associated Sidebands	Detection requires transducers with high-frequency responses. For defect in one tooth: 1¥ and multiples. For worn teeth: Gear mesh frequencies with sidebands and multiples.
Resonance	At excitation frequencies such as when rotor speed equals a natural frequency of the rotor/support system	Vibration magnification occurs at each machine resonant speed and large phase angle changes are evident in the 1X response as the rotor passes through critical speeds. Rotor unbalance is also the most common stimulus which can produce resonant responses of the machine in its non-rotating systems. On electric machines, the other major stimulus is at 2X which results from electromagnetic forces that the rotor induces on the stator.

نمونه اول – اندازه گیری توربوژنراتور میتسوبیشی

- توربین MHI 218 MW واحد سوم یک نیروگاه بخار در سوریه
- اندازه گیری های قبل از اورهال

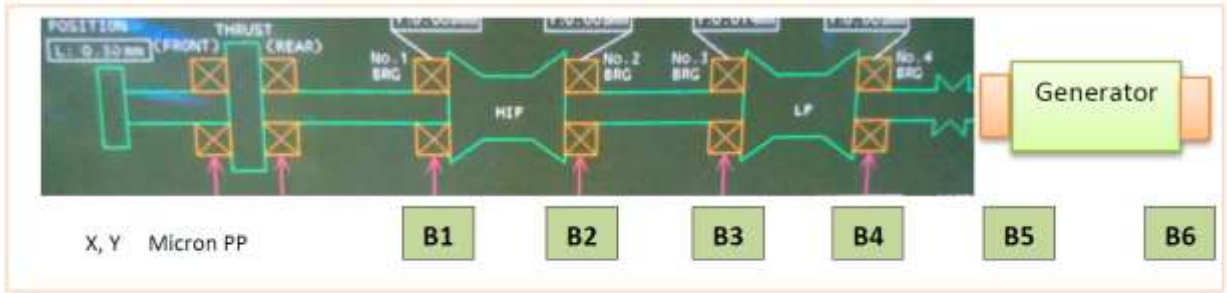
مانیتورینگ حفاظت دائم

- سیستم مانیتورینگ حفاظتی شینکاوا
- استفاده از پروب های پروکسی برای کلیه یاتاقان ها



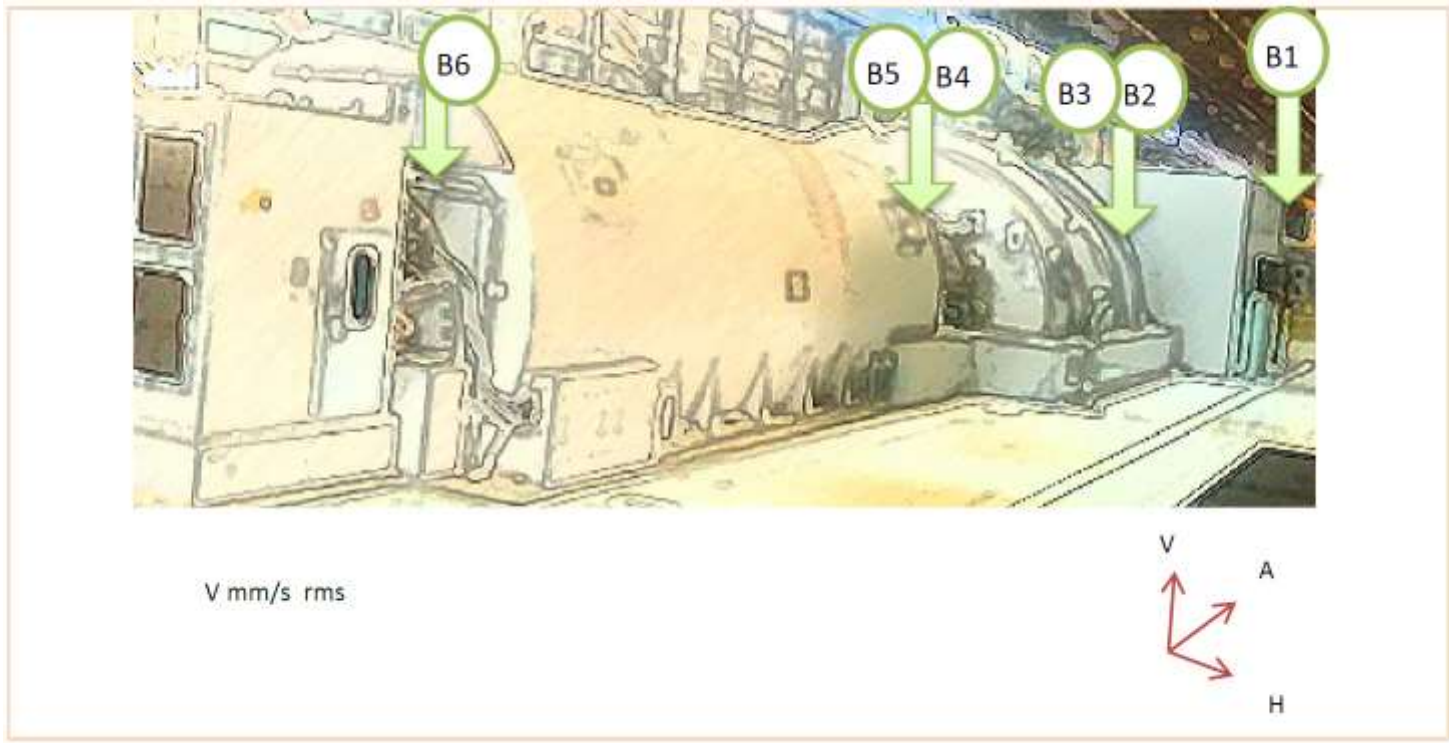
Turbine

Generatot



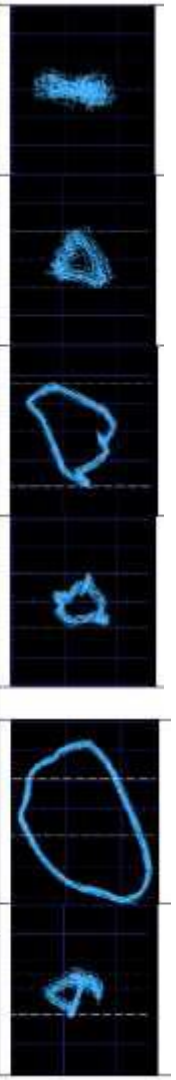
اندازه گیری های روی بدنه یاتاقان

- اندازه گیری از روی پوسته کلیه یاتاقان ها
- دستگاه آنالایز پرتابل VB95
- شکل موج، طیف، اوربیت پارامترهای سرعت و جابجایی



اندازه گیری های اوربیت شافت

Point	PP mV	PP micron (8 mv/mic)	Control Room
1X	125	15	4
1Y	75	9	9
2X	100	12	8
2Y	100	12	8
3X	143	18	20
3Y	187	23	14
4X	89	11	8
4Y	96	12	8
5X	206	25	
5Y	280	35	
6X	93	8	
6Y	85	10	

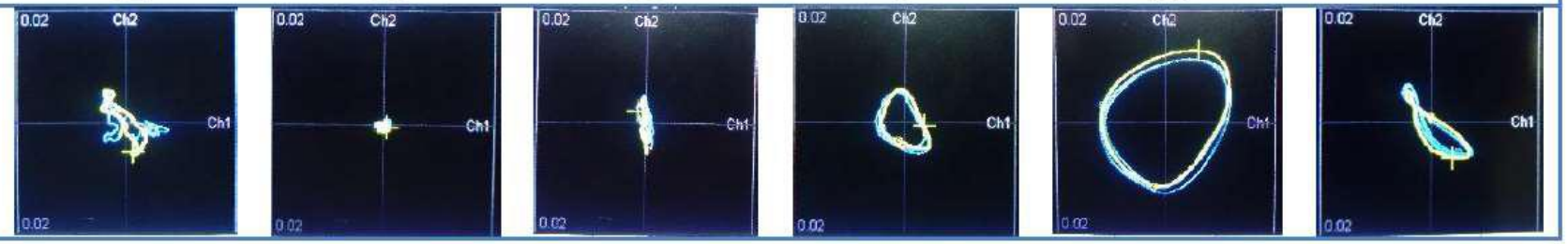


- استفاده از اسیلسکوپ دیجیتال برای اندازه گیری و ذخیره سازی اوربیت.
- برای مقایسه از مقیاس یکسان استفاده شود. هم برای X,Y و هم برای یاتاقان های مختلف.
- ممکن است مقدار خروجی بافر شده با مقدار نمایش در پانل مانیتور یکسان نباشد! بدلایل:
  - کالیبره نبودن سنسور.
  - اشتباه وارد کردن حساسیت سنسور در مانیتور با اهداف مختلف.
  - حتماً باید با دستگاه کالیبراتور TK3 یا مشابه آن، کل حلقه اندازه گیری چک و بازرسی شود.

اندازه گیری های بدنه یاتاقان

- برای ارزیابی شدت ارتعاش از سرعت استفاده شود.
- برای تشخیص نوع حرکت یاتاقان حتماً از اوربیت جابجایی استفاده شود.
- برای اندازه گیری محوری نیز از دو سنسور و دو کانال اندازه گیری استفاده شود.

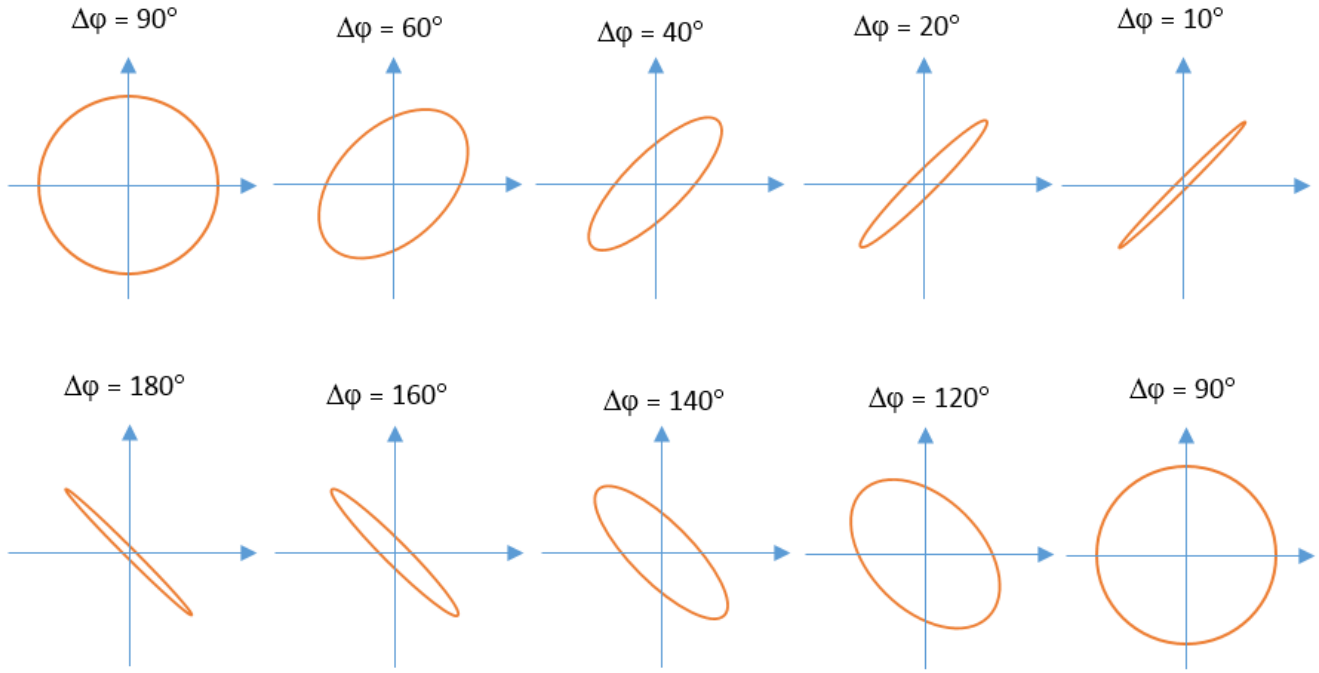
Dir	Points					
	B1	B2	B3	B4	5B	**B6**
H	23	5	5	12	32	**17**
V	26	3	15	14	37	**17**
A	11	11	30	9	33	



اندازه گیری های بدنه یاتاقان

وقتی آنالایزر دو کاناله در اختیار دارید.

- برای اندازه گیری محوری از دو سنسور استفاده شود.
- هر یک از سنسورها را در یکی از موقعیت های ساعت ۱۲و ۳و ۶و ۹ قرار دهید.
- معمول ترین انتخاب ساعت ۱۲ و ساعت ۳ است.
- شکل اوربیت تعیین کننده اختلاف فاز محوری بین دو نقطه است که در تحلیل عیب کمک خوبی خواهد داشت.
- این اختلاف فاز هم در اوربیت سرعت و هم در اوربیت جابجایی قابل استفاده است.



- ابتدا قرار بر این بود تنها توربین اورهال شود اما با توجه به وجود علائم نابالانسی سر ژنراتور، مشتری راضی شد ژنراتور نیز بازرسی و نهایتا تصمیم به اورهال ژنراتور گرفتند.
- چک کالیبراسیون سنسورها در دستور کار قرار گرفت.

5 Results

1- In respect of vibration condition, there is no problem in the machine.
2- There is some unbalance condition in coupled end of generator.
3- Monitoring system readings are not accurate.

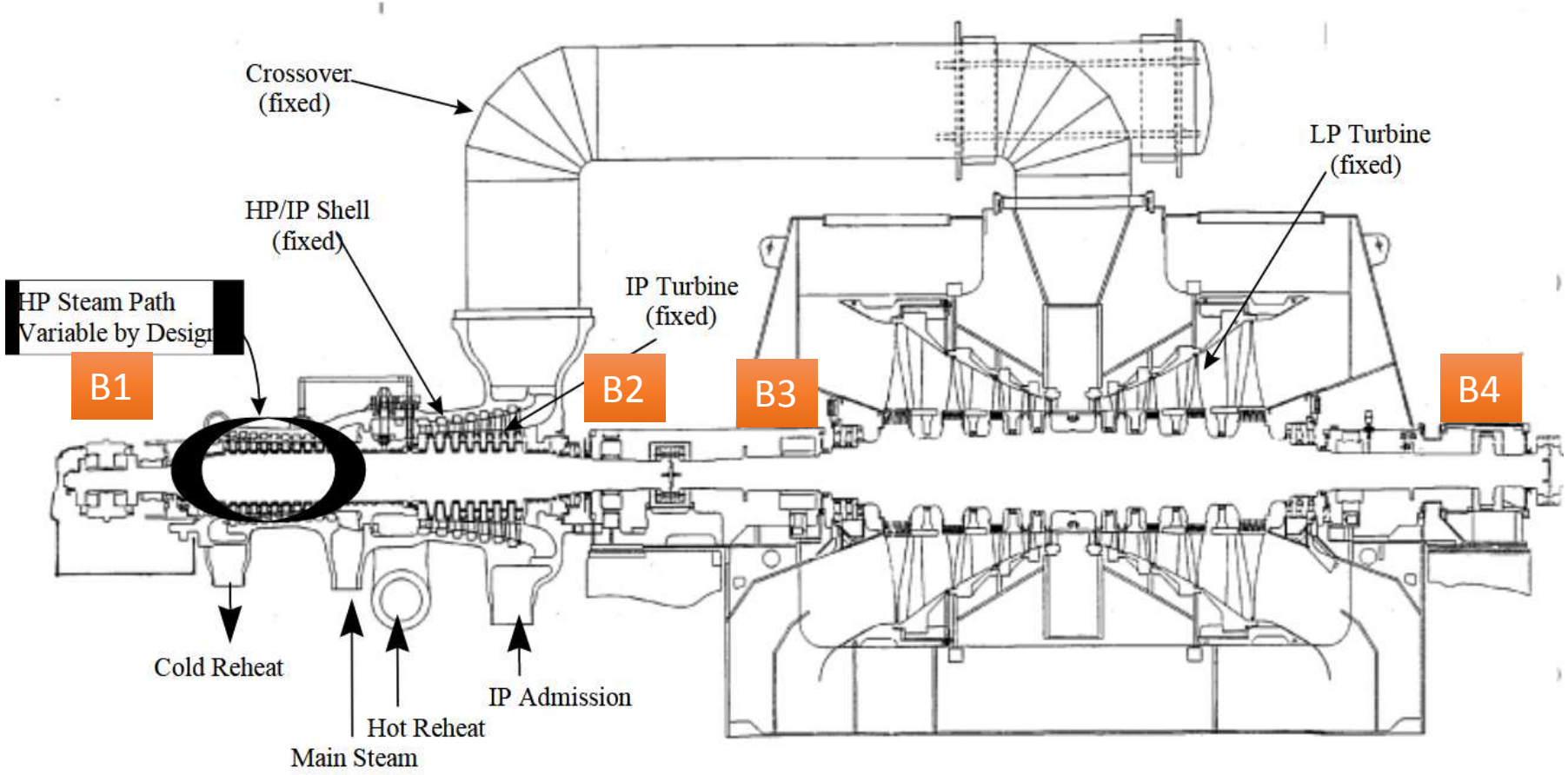
6 Recommended actions

1- Check any root causes unbalance development in the generator rotor (Coupled side).
2- Check entire measurement loop of monitoring system dynamically with TK3 Calibrator and calibrate the monitors.

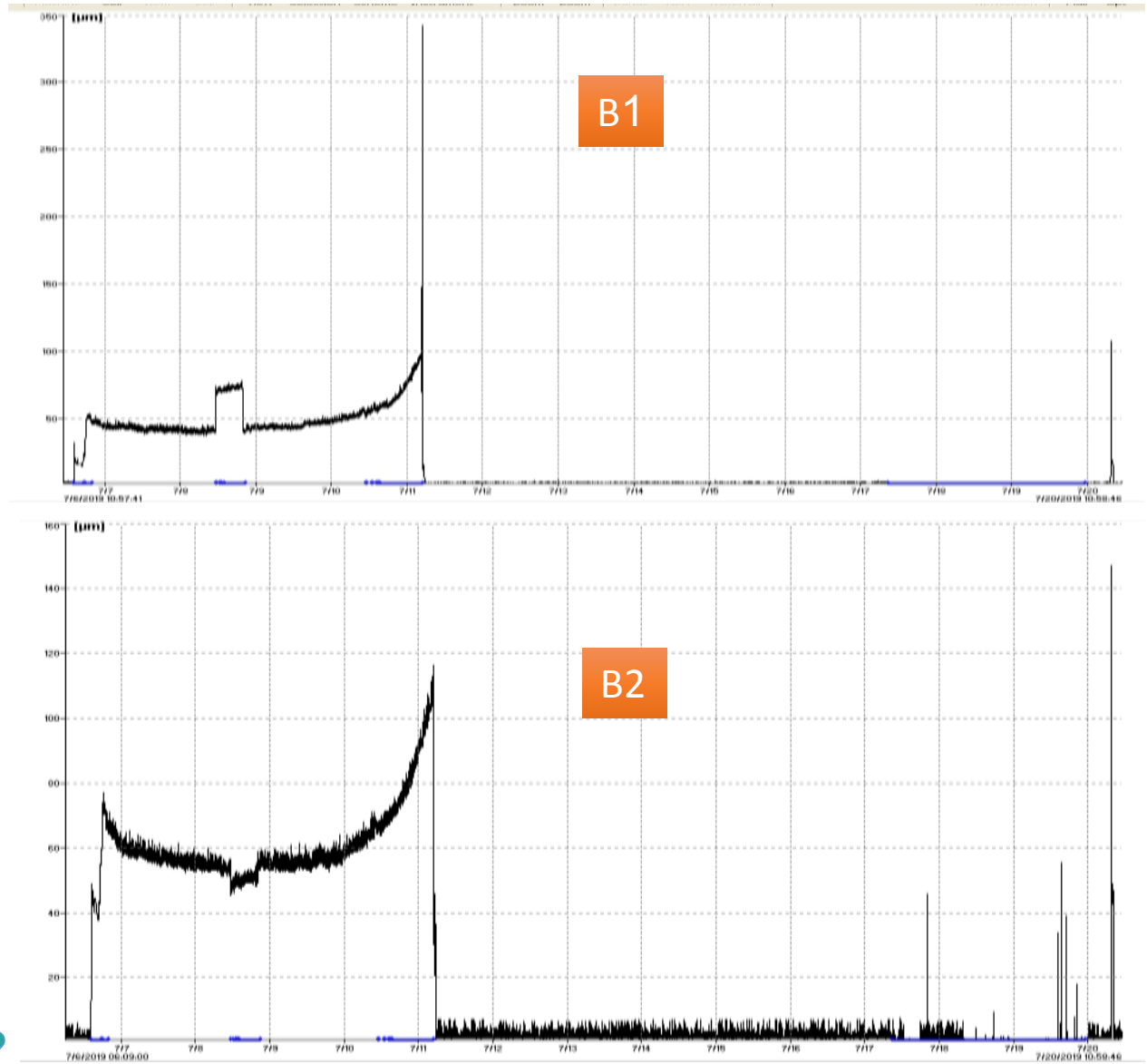
نمونه دوم – اندازه گیری توربین بخار – اهمیت مانیتورینگ آنلاین

- توربین 120MW واحد سوم یک نیروگاه بخار
- مشکل افزایش دامنه ارتعاش

- سیستم مانیتورینگ آنلاین
- سنسورهای پروکسی x-y و سنسورهای بدنی سرعت

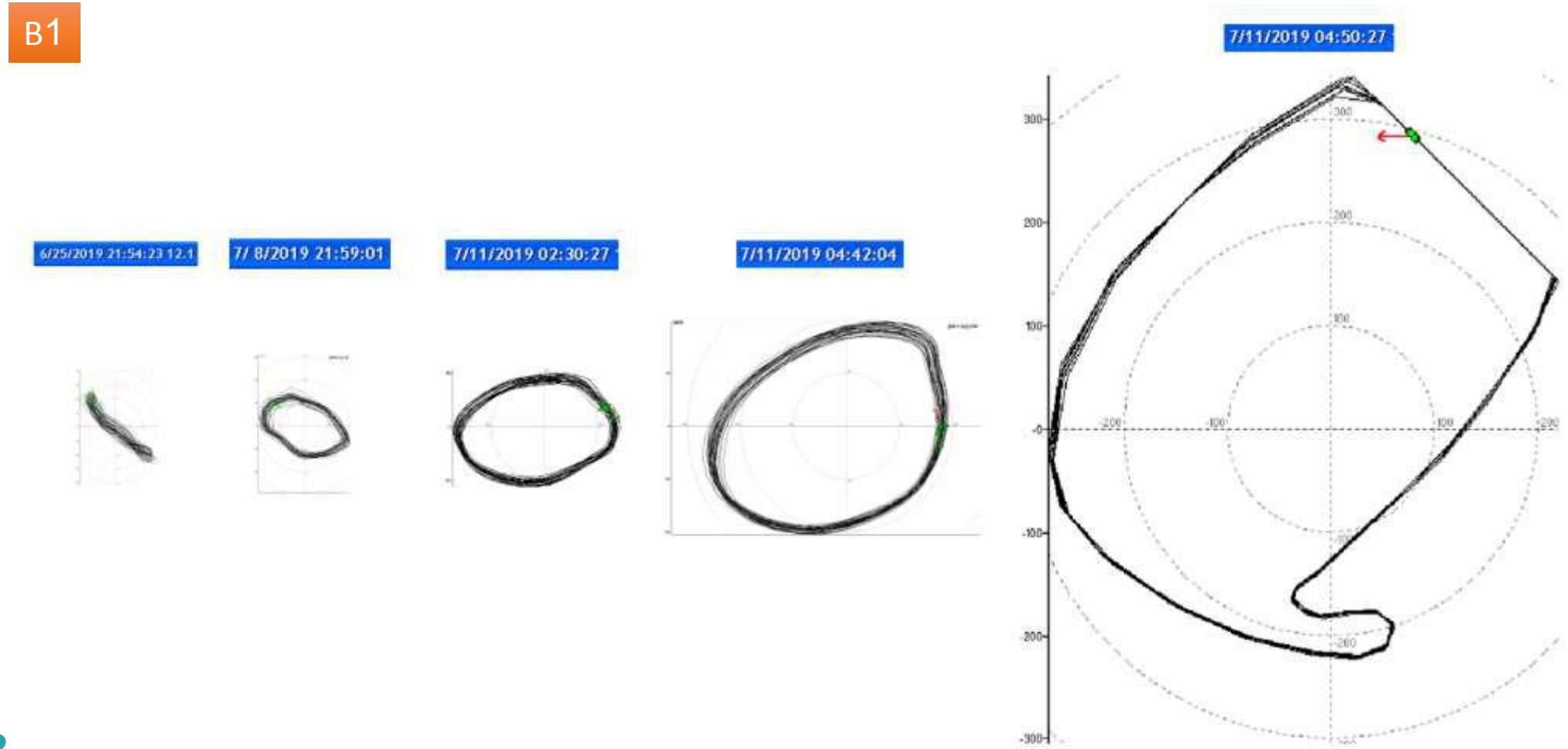


نمونه اندازه گیری توربین بخار



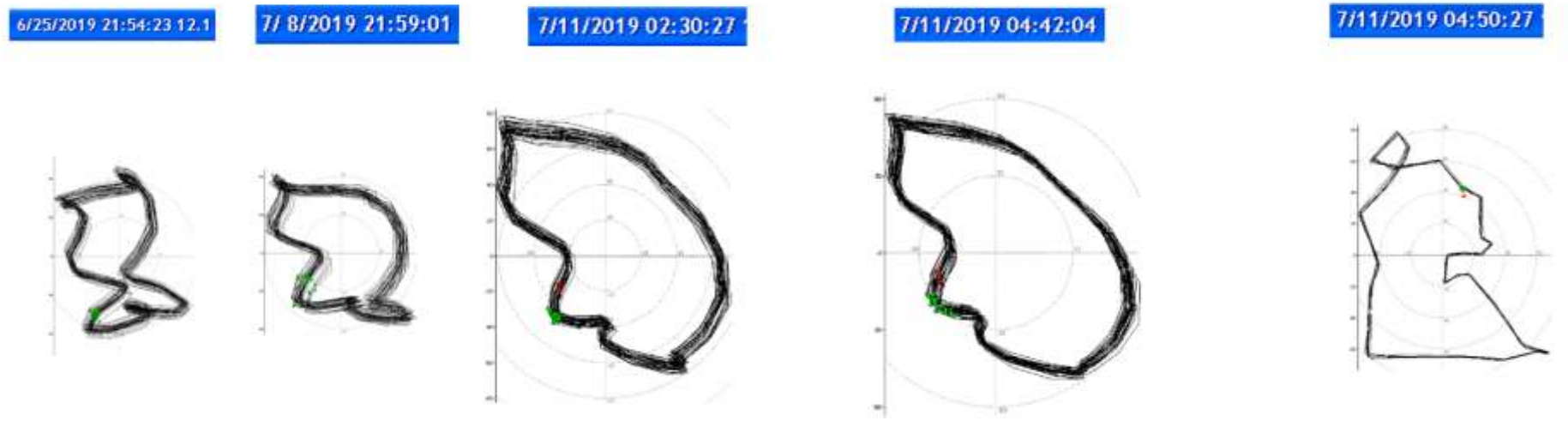
- تغییر ناگهانی دامنه ارتعاش در 7/8.
- برگشت دامنه تغییر یافته بعد از ۱۰ ساعت.
- افزایش تدریجی دامنه در طول ۲۴ ساعت.
- رشد دامنه ارتعاش با نرخ شدید تر.
- رشد بسیار سریع و تریپ واحد.
- این فرآیند فقط در یاتاقان ۱ و ۲ مشاهده شد و سایر یاتاقان ها تغییرات محسوسی نداشتند.

- اوربیت یاتاقان ۱ افزایش تدریجی نابالانسی را تا جایی که باعث تماس روتور (یا شافت) با بدنه را به خوبی نمایش می دهد.



- اوربیت یاتاقان ۲ افزایش بسیار کمتری نسبت به یاتاقان ۱ نمایش میدهد.

B2

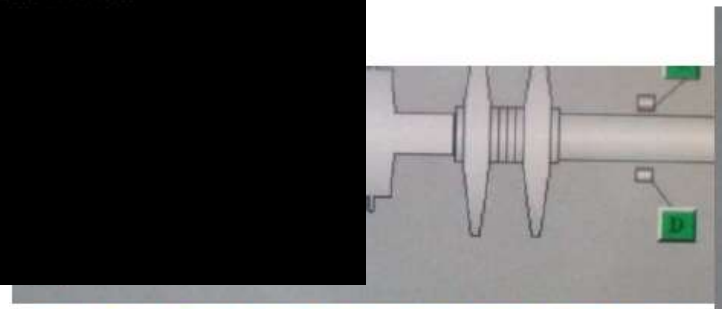


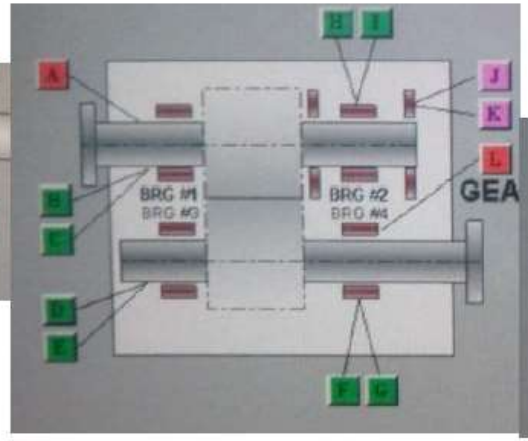
نمونه اندازه گیری توربین بخار

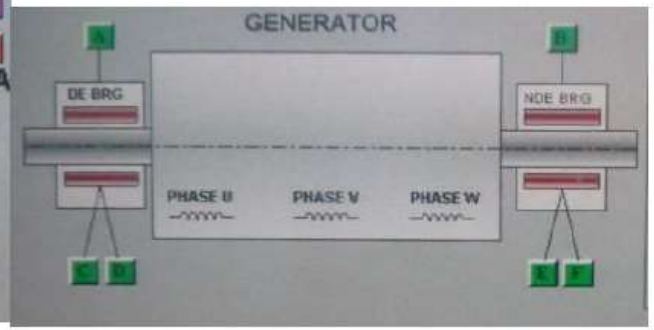
- یاتاقان ها بازدید شد و مشکلی مشاهده نشد.
- مشتری راضی شد که پوسته توربین را باز کند و بعد از باز شدن مشخص شد تکه ای از پره کنده شده و به سایر قسمت ها نیز آسیب رسانده است.

نمونه سوم- ناپایداری یاتاقان جعبه دنده توربین

- توربین GE Frame 5
- توربین5200 rpm و 25 MW قدرت از طریق جعبه دنده کاهنده فلندر یک ژنراتور 1500 rpm را میچرخاند.
- مشکل ارتعاش غیر مجاز یاتاقان جعبه دنده

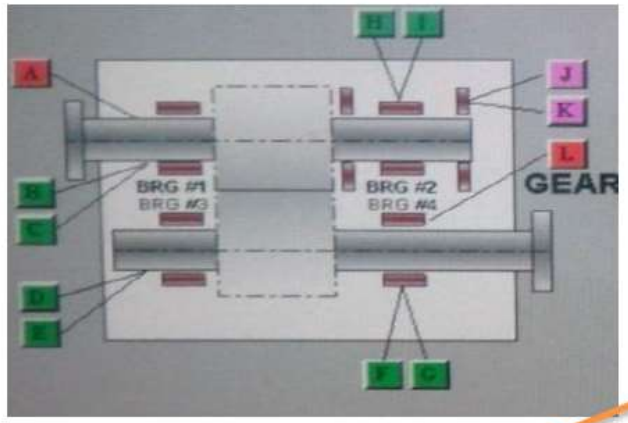


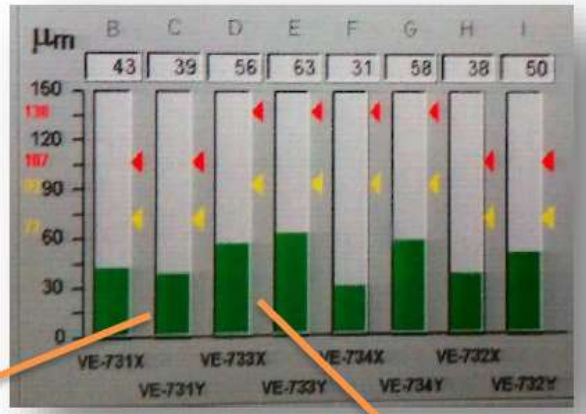


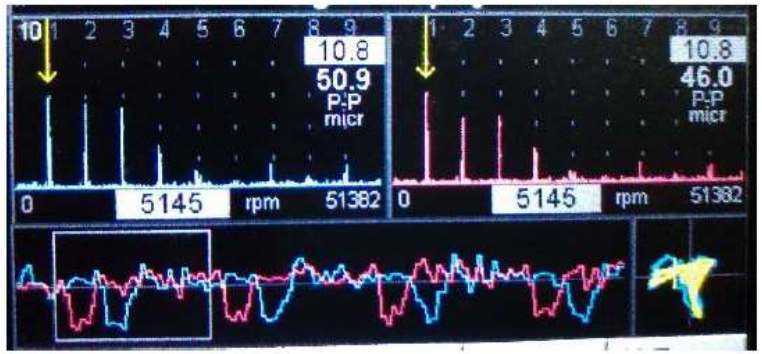


اندازه گیری ها

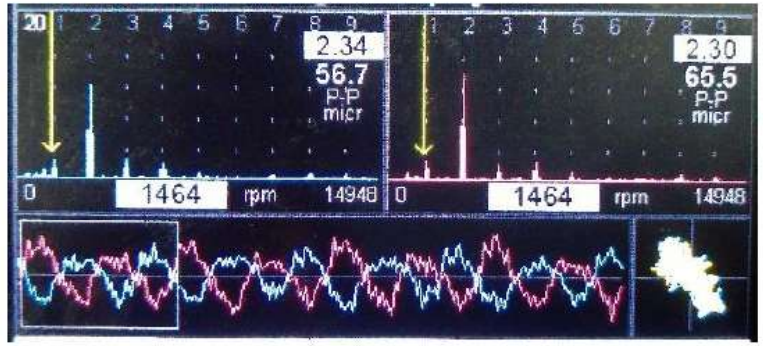
اندازه گیری های ارتعاش در حالت بدون بار در حد نرمال است و مشکلی ندارد:







شافت پر سرعت سمت کوپل

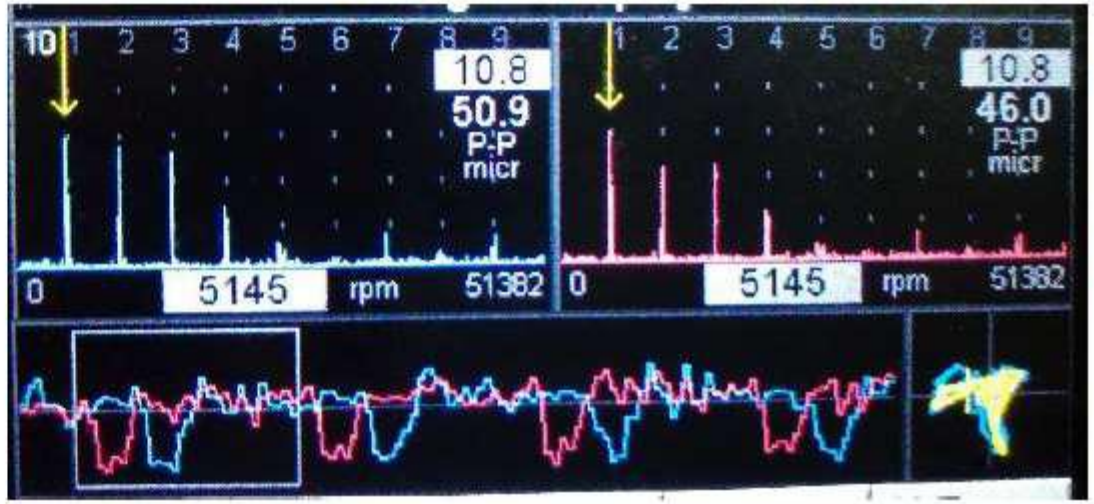


شافت کم سرعت سمت آزاد

در این وضعیت وجود خش روی شافت عامل اصلی این سیگنال ارتعاش است.

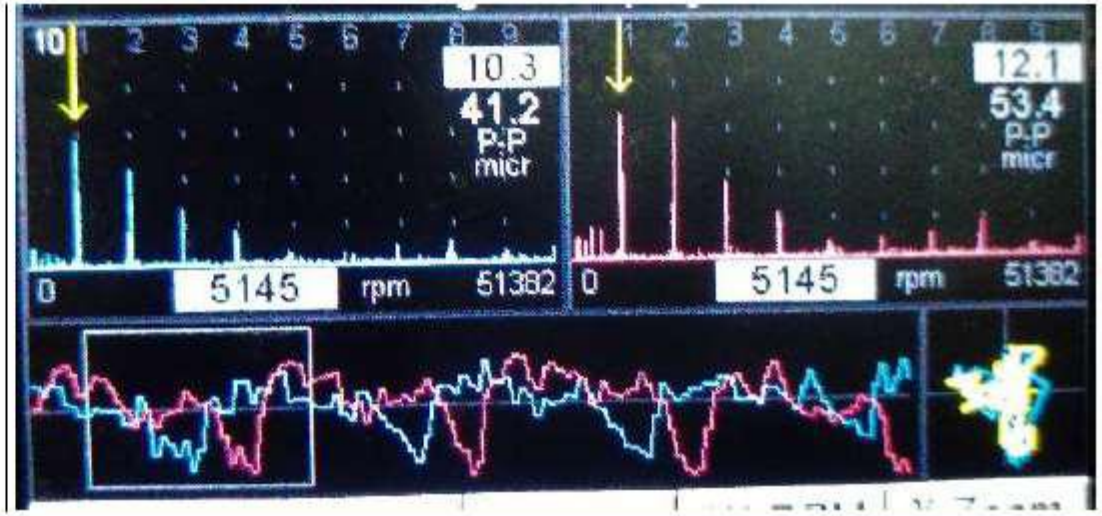
G1

HS-IB



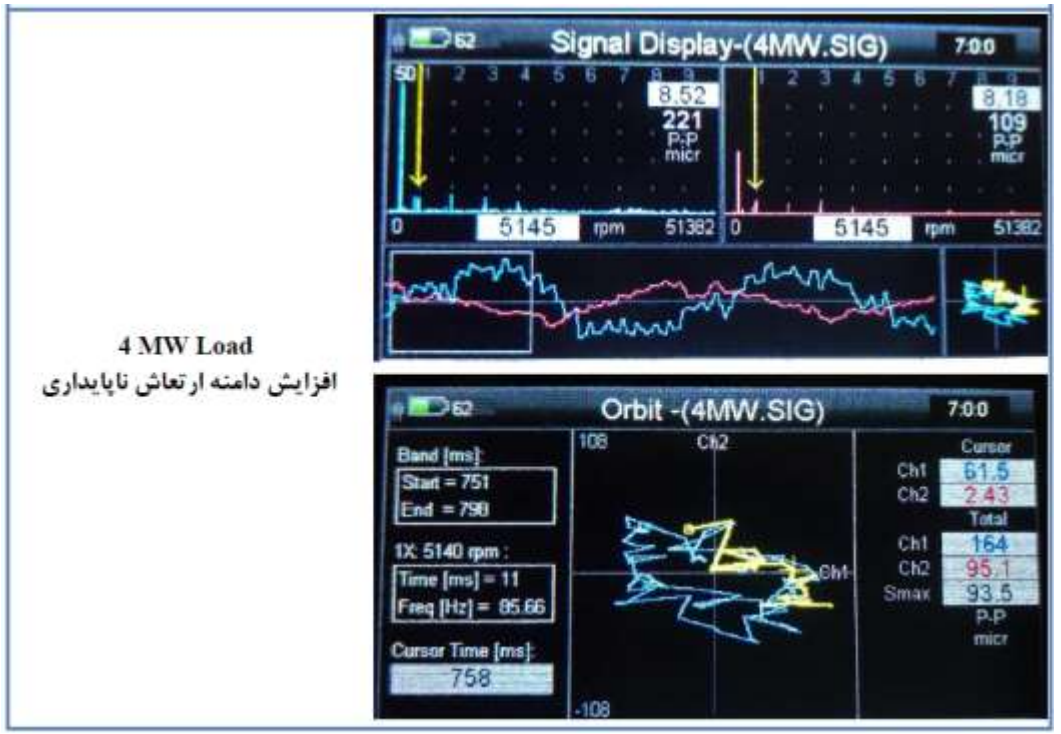
G2

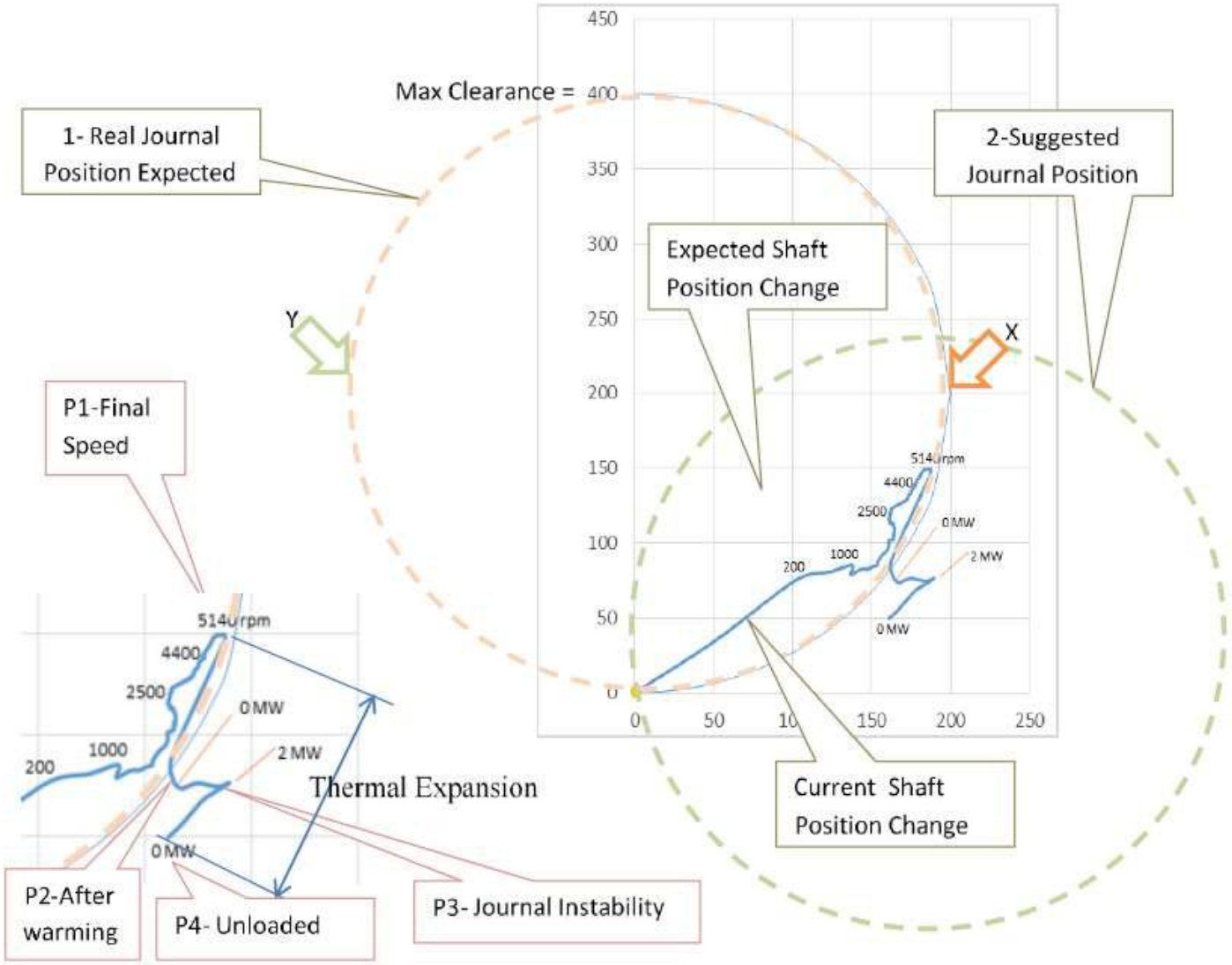
HS-OB



باردهی توربین

- هنگام بارگذاری ژنراتور، یاتاقان ورودی جعبه دنده به حالت ناپایداری رفته و فرکانس ناپایداری روغن مشاهده می شود:





موقعیت شافت در ژرنال

- هنگام راه اندازی و بار دهی موقعیت مرکز شافت نیز اندازه گیری و ترسیم شد.
- حرکت شافت بصورتی غیر نرمال مشاهده می شود. اثر انبساط حرارتی در تغییر موقعیت شافت نیز مشاهده می شود. بارگذاری
- باعث میشود که شافت به سمتی که باعث ایجاد ناپایداری یاتاقان است حرکت کند.

تجزیه و تحلیل

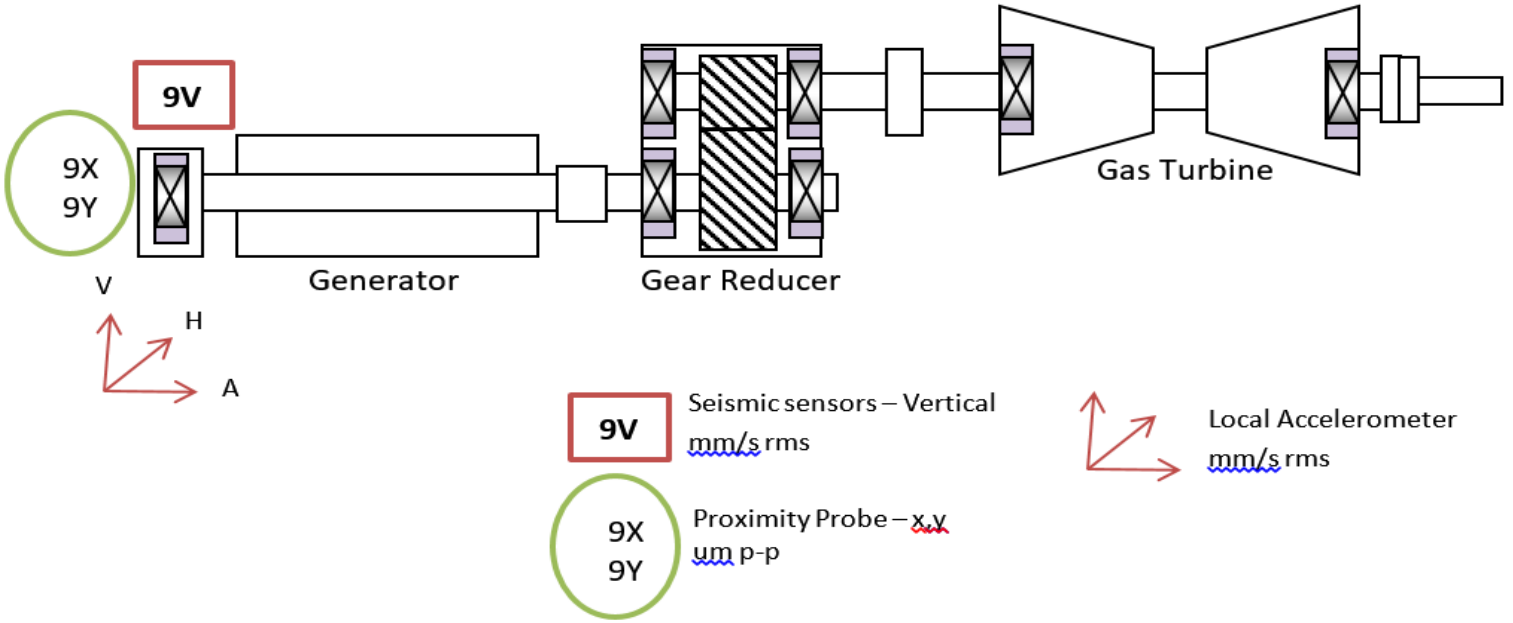
۱ - از آنجایی که کوپلینگ از نوع فلکسیبل است نمی تواند در بارگذاری و ایجاد پیش بار اعمال نیرو کند بنابراین مشکل ناهمراستایی در ایجاد این پدیده تاثیر گذار نیست.
۲ - یاتاقان ها تعمیری بوده و بعد از بابیت ریزی ماشین کاری شده است. در ماشین کاری به نوع اولیه یاتاقان که از احتمالاً از نوع offset halves است توجه نشده و تلرانس های لازم در نظر گرفته نشده است.
۳ - دراین گونه موارد باید از یاتاقان های فابریک سازنده استفاده نمود. جنس بابیت و نوع ماشین کاری آن از نوع خاصی است که در اختیار سازنده است. یا باید به دقت از یک یاتاقان نو نقشه برداری کرد و پروفیل آن را به دقت بدست آورد سپس با دقت بالا این یاتاقان را ماشین کاری کرد و یا از یاتاقان اصلی سازنده استفاده کرد.

۲ موضوع

GE MODEL: PG 6561B-

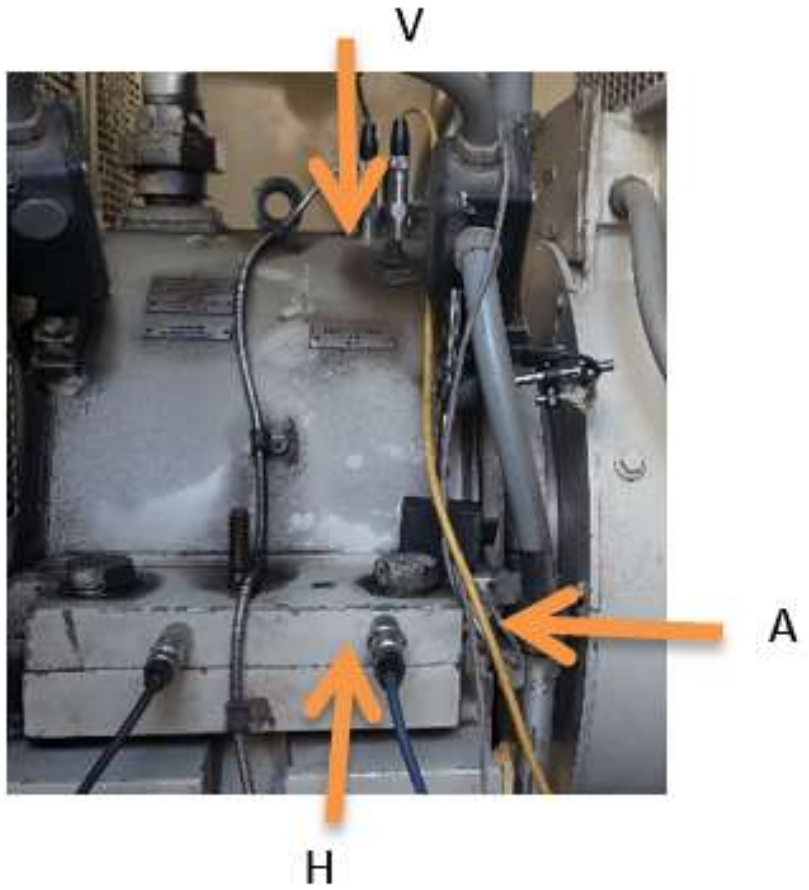
Generator: BRUSH MODE BDAX7.26 SPR

(Frame 5 gas turbine).



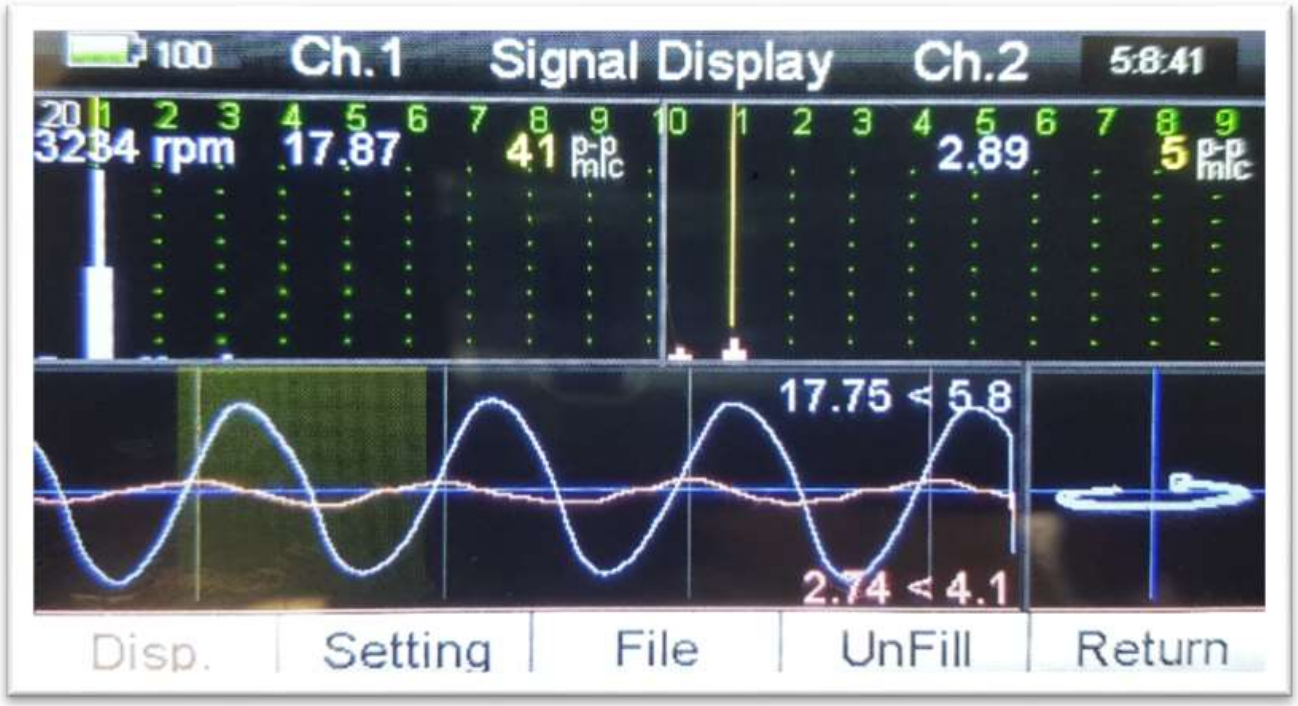
۵۰

سیستم اندازه گیری



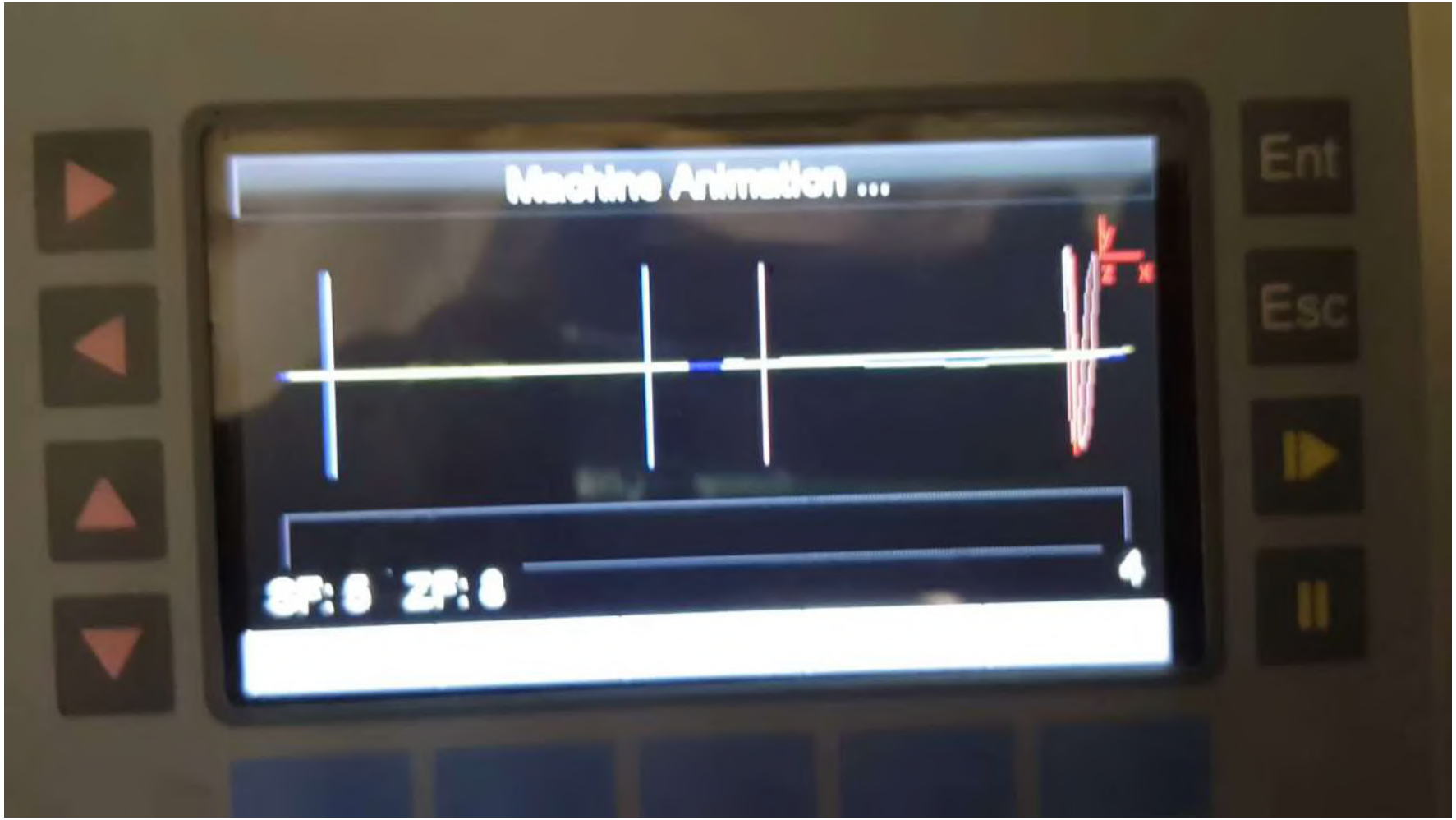
VB92
TSC Vibration Analyzer Balancer

طیف فرکانسی و اوربیت یاتاقان



هارمونیک غالب فرکانس 1X و شکل حرکت کاملاً سینوسی ولی اوربیت بیضی شکل بصورت کاملاً افقی مشاهده می شود. جهت چرخش اوربیت هم جهت با دور Forward می باشد.

انیمیشن ارتعاش یاتاقان اکسایتر



نکات:

۱- حرکت افقی یاتاقان مشهود است.

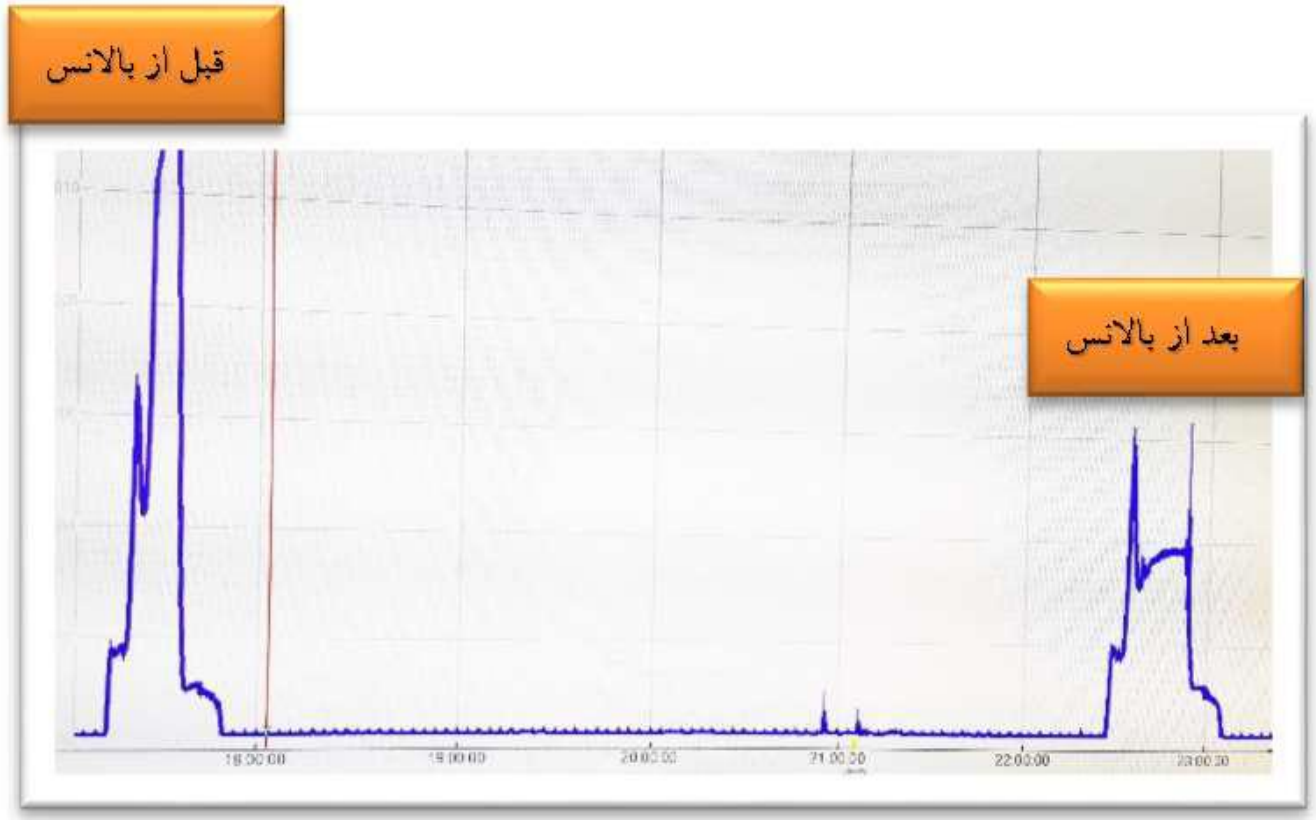
۲- حرکت محوری در اطراف یاتاقان هم فاز است.

۳- حرکت محوری بصورت غیر یکنواخت و با وقفه صورت می گیرد.

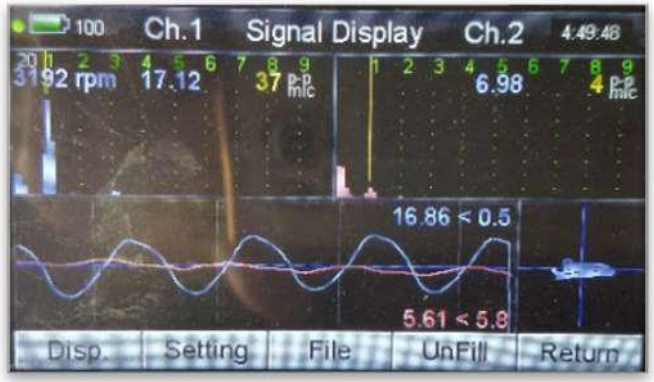
۴- با توجه به اینکه فقط حرکت یاتاقان ۹ (آخرین یاتاقان) اندازه گیری شده و سایر یاتاقان ها در تصویر فاقد اندازه گیری حرکت می باشند، انحنای نشان داده شده برای شافت در تصاویر فوق واقعی نیست و نباید آنها را مورد توجه قرار داد.

نابالانسی

بالانس اکسایتر



اعمال بار بعد از بالانس:

بار	سیگنال	دامنه و فاز
بدون بار		
7 MW		
15 MW		

اعمال بار بعد از بالانس: