



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ & ΑΥΤΟΜΑΤΟΥ ΕΛΕΓΧΟΥ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ & ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ

ΔΠΜΣ – ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΥΤΟΜΑΤΙΣΜΟΥ

ΘΕΜΑ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΕΩΝ (2019 -20)

**ΤΑΞΙΝΟΜΗΣΗ ΒΛΑΒΩΝ ΕΝΣΦΑΙΡΩΝ ΤΡΙΒΕΩΝ ΜΕ
ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΜΗΧΑΝΙΚΗΣ ΜΑΘΗΣΗΣ**



Επιβλέποντες εργασίας - μέλη Εργαστηρίου Δυναμικής & Κατασκευών

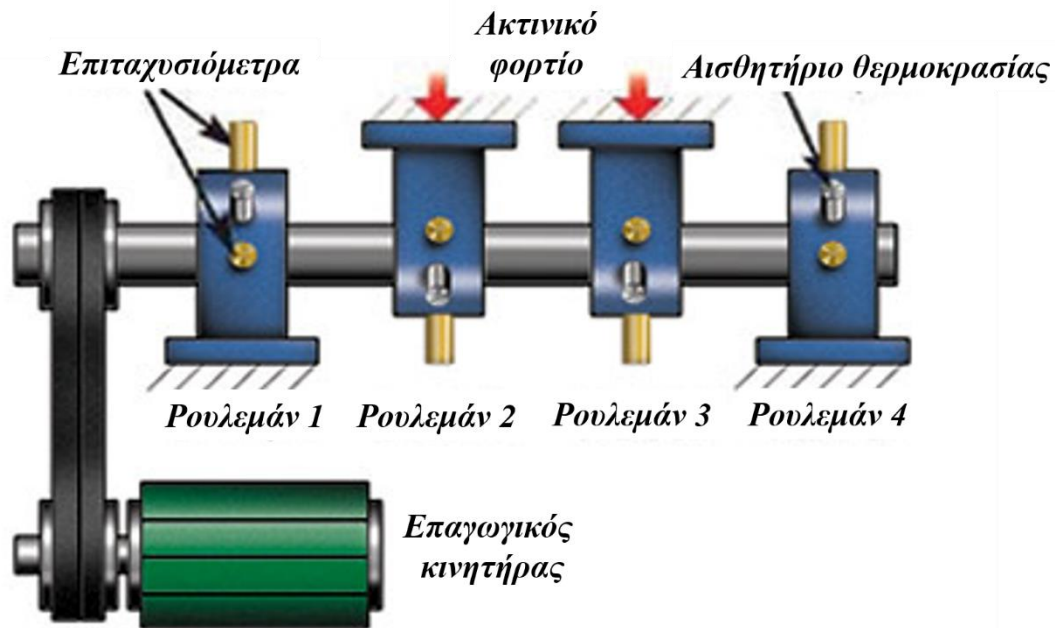
- Δρ. Αντωνιάδης Ιωάννης, Καθηγητής, Δ/ντης ΕΔΚ (antogian@central.ntua.gr)
- Δρ. Γιακόπουλος Χρήστος, ΕΔΙΠ (chryiako@central.ntua.gr, 210-7722332)

ΑΘΗΝΑ 2019-20

Ταξινόμηση βλαβών με καταγραφή & ανάλυση κραδασμών

Τεχνική σύνοψη - Εισαγωγή

Επαγωγικός Η/Υ στρέφεται με σταθερή ταχύτητα $U_{\text{shaft}}=2000$ rpm. Με χρήση ιμάντα και σχέση μετάδοσης 1:1 κινεί στρεφόμενο τμήμα. Στον άξονα του στρεφόμενου τμήματος εδράζονται 4 ρουλεμάν ίδιου τύπου Rexnord ZA-2115 διπλής σειράς με $n=16$ σφαιρικά στοιχεία κύλισης ανά σειρά, διάμετρο βήματος (pitch diameter) $PD=2,815$ in, διάμετρο στοιχείων κύλισης $BD=0,331$ in και γωνία επαφής $\beta=15,17^\circ$. Η μηχανή δέχεται σταθερό ακτινικό φορτίο 6000 lbs, το οποίο εφαρμόζεται στα ρουλεμάν 2 και 3 με έναν μηχανισμό ελατηρίου. Σε κάθε ρουλεμάν έχουν εγκατασταθεί περιφερειακά (X: οριζόντια χωρική κατεύθυνση και Y: κατακόρυφη χωρική κατεύθυνση) δύο επιταχυνσιόμετρα τύπου PCB 353B33 για την καταγραφή των κραδασμών με συχνότητα δειγματοληψίας $f_s=20$ KHz. Στο σχήμα 1 παρουσιάζεται η μηχανή και τα σημεία μέτρησης των κραδασμών.



Σχήμα 1: Σημεία μέτρησης κραδασμών.

Πραγματοποιήθηκαν 2 σειρές μετρήσεων (SET 1 και SET 2) στην μηχανή. Η περιοδικότητα των μετρήσεων παρέμεινε σταθερή σε όλη τη διάρκεια αυτών. Το SET 1 περιλαμβάνει συνολικά 62 μετρήσεις, ενώ το SET 2 αποτελείται συνολικά από 60 μετρήσεις. Στο SET 1 οι πρώτες 40 μετρήσεις καταγράφηκαν όταν η λειτουργική κατάσταση της μηχανής ήταν καλή και οι υπόλοιπες 22 μετρήσεις καταγράφηκαν όταν η μηχανή εμφάνισε φθορά στον εσωτερικό δακτύλιο του ρουλεμάν 3 και η οποία εξελίχθηκε από την 41^η μέτρηση προς την 62^η μέτρηση. Αντίστοιχα, οι πρώτες 44 μετρήσεις στο SET 2 καταγράφηκαν όταν η μηχανή παρουσίαζε καλή κατάσταση 'υγείας', ενώ οι υπόλοιπες 16 μετρήσεις καταγράφηκαν αφού η μηχανή παρουσίασε φθορά στον εξωτερικό δακτύλιο του ρουλεμάν 1. Η βλάβη εξελίχθηκε από την 45^η μέτρηση προς την 60^η μέτρηση.

Σενάριο εφαρμογής

Θα μελετηθεί το ακόλουθο σενάριο με στόχο την ανάπτυξη ‘συστήματος αυτοματοποιημένου εντοπισμού’ βλαβών στα ρουλεμάν του στρεφόμενου τμήματος της μηχανής.

Οι 30 πρώτες καταγραφές από το SET 1 και οι πρώτες 30 καταγραφές από το SET 2 θα θεωρηθούν ιστορικά δεδομένα καλής λειτουργίας της μηχανής που θα χρησιμοποιηθούν για να εκπαιδεύσουν το ‘σύστημα’. Επίσης, 8 καταγραφές (συγκεκριμένα οι ακόλουθες: 43^η, 45^η, 46^η, 50^η, 53^η, 56^η, 58^η και 60^η) από το SET 1 κατά τις οποίες η μηχανή παρουσίαζε φθορά θα χρησιμοποιηθούν για να εκπαιδεύσουν το σύστημα. Επιπλέον, 6 μετρήσεις (συγκεκριμένα οι ακόλουθες: 47^η, 49^η, 51^η, 54^η, 55^η και 57^η) από το SET 2 κατά τις οποίες η μηχανή παρουσίαζε φθορά θα χρησιμοποιηθούν για να εκπαιδεύσουν το σύστημα. Έτσι, συνολικά υπάρχουν 74 καταγραφές που θα χρησιμοποιηθούν ως ιστορικά δεδομένα για την εκπαίδευση του ‘συστήματος’, από τις οποίες 60 καταγραφές υπό καλή λειτουργία της μηχανής και 14 καταγραφές κατά τις οποίες η μηχανή εμφάνισε βλάβη (8 μετρήσεις με φθορά στον εσωτερικό δακτύλιο του ρουλεμάν 3 και 6 μετρήσεις με φθορά στον εξωτερικό δακτύλιο του ρουλεμάν 1).

Επομένως, το ‘σύστημα’ μετά την εκπαίδευση θα δημιουργήσει 3 διαφορετικά όρια που θα αναγνωρίζουν και θα διαχωρίζουν τη λειτουργική κατάσταση της μηχανής (α) σε καλή/δίχως βλάβη, (β) με βλάβη στον εσωτερικό δακτύλιο του ρουλεμάν και (γ) με βλάβη στον εξωτερικό δακτύλιο του ρουλεμάν. Εάν τα ιστορικά δεδομένα υπό συνθήκες βλάβης δεν επαρκούν για να έχει το ‘σύστημα’ ικανοποιητική απόδοση, τότε μπορούν να χρησιμοποιηθούν προσομοιωμένα δεδομένα βλάβης.

Τα υπόλοιπα δεδομένα θα χρησιμοποιηθούν για να ελέγξουν την απόδοση του ‘συστήματος’. Οπότε, από το SET1 θα χρησιμοποιηθούν προς έλεγχο οι υπόλοιπες 10 μετρήσεις υπό καλή λειτουργία της μηχανής και 14 μετρήσεις που καταγράφηκαν όταν η μηχανή παρουσίασε φθορά στον εσωτερικό δακτύλιο του ρουλεμάν 3. Ομοίως, από το SET 2 θα χρησιμοποιηθούν προς έλεγχο οι υπόλοιπες 14 μετρήσεις υπό καλή λειτουργική κατάσταση της μηχανής και 10 μετρήσεις που καταγράφηκαν αφού η μηχανή ανέπτυξε φθορά στον εξωτερικό δακτύλιο του ρουλεμάν 1.

Στόχοι

Ανάπτυξη ‘συστήματος αυτοματοποιημένου εντοπισμού’ της λειτουργικής κατάστασης της μηχανής βάσει του σεναρίου. Τα βασικά στάδια ανάπτυξης της διαδικασίας είναι τα ακόλουθα:

1. Προ-επεξεργασία ή όχι των ιστορικών δεδομένων με χρονικά παράθυρα (time windows), αποθορυβοποίηση με χρήση κυματιδιακού μετασχηματισμού (Wavelet denoising), απομόνωση συχνοτικών περιοχών με χρήση φίλτρων (filtering), εξομάλυνση χρονοσειράς (smoothing) με εφαρμογή φίλτρου Savitzki-Golay, κλπ. Εάν τα ιστορικά δεδομένα υπό συνθήκες βλάβης δεν επαρκούν για να έχει το ‘σύστημα’ ικανοποιητική απόδοση, τότε μπορούν να χρησιμοποιηθούν και προσομοιωμένα δεδομένα με OR (outer race bearing fault) και IR (inner race bearing fault) βλάβες.
2. Εξαγωγή κοινών χαρακτηριστικών από τα μετασχηματισμένα (Ανάλυση στο πεδίο της συχνότητας με εφαρμογή του μετασχηματισμού Fourier, Μορφολογική ανάλυση - morphological analysis, Αποδιαμόρφωση με εφαρμογή του μετασχηματισμού Hilbert - envelope analysis, ανάλυση με κυματιδιακό μετασχηματισμό - Wavelet transform, κλπ) ή

- όχι (Ανάλυση στο πεδίο του χρόνου - time domain analysis) χρονικά σήματα (α) καλής λειτουργίας της μηχανής, (β) με βλάβη OR και (γ) με βλάβη IR.
- Επιλογή ή περιορισμός ή τίποτα από αυτά των εξαγόμενων χαρακτηριστικών (CDET, PCA, κλπ).
 - Εισαγωγή τελικών χαρακτηριστικών από (α) καλή λειτουργία της μηχανής, (β) βλάβη OR των ρουλεμάν και (γ) βλάβη IR των ρουλεμάν σε αλγόριθμους πολλαπλής ταξινόμησης (Kmeans, SVM, ANN, κλπ) για την εκπαίδευση του συστήματος και τη δημιουργία ορίων διαχωρισμού της λειτουργικής κατάστασης της μηχανής σε (α) καλή, (β) OR βλάβη και (γ) IR βλάβη.
 - Τα βήματα από 1 έως 4 επαναλαμβάνονται για τα σήματα ελέγχου
 - Μέτρηση της απόδοσης του 'συστήματος' με τη χρήση των σημάτων ελέγχου.

Δεν είναι υποχρεωτική η εφαρμογή όλων των διαγνωστικών και μηχανικής μάθησης εργαλείων για να επιτευχθεί το επιθυμητό αποτέλεσμα. Κάθε ομάδα επιλέγει και χρησιμοποιεί τα καταλληλότερα 'εργαλεία' που επιτυγχάνουν την καλύτερη απόδοση του 'συστήματος'. Όμως, θα πρέπει να αιτιολογηθεί η τελική επιλογή των μεθόδων.

Ονοματολογία αρχείων

Οι μετρήσεις των κραδασμών δίνονται σε txt αρχεία.

Στα αρχεία του SET 1 υπάρχουν 7 στήλες που αφορούν τη θέση μέτρησης (ρουλεμάν) και τη χωρική κατεύθυνση (βλ. πίνακα I).

Πίνακας I

στήλη C	1	2	3	4	5	6	7	8
σημείο μέτρησης (ρουλεμάν)	1	1	2	2	3	3	4	4
χωρική κατεύθυνση	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y

Στα αρχεία του SET 2 υπάρχουν 4 στήλες που αφορούν τη θέση μέτρησης (ρουλεμάν) και τη χωρική κατεύθυνση (βλ. πίνακα II).

Πίνακας II

στήλη C	1	2	3	4
σημείο μέτρησης (ρουλεμάν)	1	2	3	4
χωρική κατεύθυνση	X	X	X	X

Οι γραμμές κάθε στήλης των αρχείων αφορούν το πλάτος των δειγμάτων σε μονάδες επιτάχυνσης ($g \sim 10 \text{ m/sec}^2$) σε διαφορετικές χρονικές στιγμές και σύμφωνα με τη συχνότητα δειγματοληψίας. Στους πίνακες I και II παρουσιάζονται με κόκκινο χρώμα οι στήλες που χρησιμοποιούνται στο θέμα. Η ονοματολογία των txt αρχείων περιγράφει πληροφορίες, όπως: το SET των μετρήσεων, την τελική φθορά της μηχανής για τη συγκεκριμένη σειρά μετρήσεων, το χρόνο της μέτρησης, τη στήλη των προς επεξεργασία δεδομένων και τη λειτουργική κατάσταση της μηχανής (καλή ή με βλάβη).

SET	Τελική βλάβη στο SET	Ημ/νία καταγραφής	Χρόνος καταγραφής	στήλη	Βλάβη ή όχι
S1 ή S2	BPFI ή BPFO	mmdd	hhmm	C1 ή C5	N (καλή λειτουργ.) ή F (βλάβη)

Ακολουθούν σχετικά παραδείγματα.

Παράδειγμα: S1_BPFI_1022_1944_C5_N

Μέτρηση/χρονικό σήμα κραδασμών του SET 1, όπου η σειρά των μετρήσεων από καλή κατάσταση λειτουργίας καταλήγει σε φθορά στον εσωτερικό δακτύλιο (BPFI) του ρουλεμάν. Η ημ/νία καταγραφής είναι 22/10 και η ώρα καταγραφής 19:44. Τα δεδομένα προς ανάλυση προέρχονται από τη στήλη 5 (C5) και καταγράφηκαν υπό καλή κατάσταση λειτουργίας της μηχανής (N).

Παράδειγμα: S2_BPFO_1022_1944_C1_F

Μέτρηση/χρονικό σήμα κραδασμών του SET 2, όπου η σειρά των μετρήσεων από καλή κατάσταση λειτουργίας καταλήγει σε φθορά στον εξωτερικό δακτύλιο (BPFO) του ρουλεμάν. Η ημ/νία καταγραφής είναι 22/10 και η ώρα καταγραφής 19:44. Τα δεδομένα προς ανάλυση προέρχονται από τη στήλη 1 (C1) και καταγράφηκαν όταν η μηχανή είχε αναπτύξει φθορά (F).

Προτεινόμενες εντολές προγραμματισμού σε Matlab (διαφόρων εκδόσεων)

Οι εντολές που προτείνονται για την ανάπτυξη των μεθόδων που θα υποστηρίξουν την ανάπτυξη του 'συστήματος' είναι οι ακόλουθες. Οι εντολές αυτές περιλαμβάνονται σε διάφορες εκδόσεις από το Matlab R2006a και έπειτα.

Παράλληλα, δίνονται και διάφοροι κώδικες ως υπόδειγμα (Feature_Evaluation_CDET_R2013b.m, Spectrum_Analysis.m, Envelope_Analysis.m, OR_model_noise_slip.m, IR_model_noise_slip.m, One_class_Novelty_Detection_R2013b.m, κλπ) που έχουν αναπτυχθεί στο υπολογιστικό περιβάλλον του Matlab R2013b.

1. **FREQUENCY DOMAIN ANALYSIS** (από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις)

1.1 **fft** - Discrete Fourier Transform

fft(X) is the discrete Fourier transform (DFT) of vector X

<https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/fft.html>

2. **ENVELOPE ANALYSIS - SIGNAL DEMODULATION**

2.1 **hilbert** - Discrete-time analytic signal using Hilbert transform

(από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις)

$X = \text{hilbert}(X_r)$ computes the so-called discrete-time analytic signal

$X = X_r + i \cdot X_i$ such that X_i is the Hilbert transform of real vector X_r

<https://www.mathworks.com/help/signal/ref/hilbert.html>

2.2 envelope - Signal envelope

(από R2015b και μεταγενέστερες εκδόσεις)

<https://www.mathworks.com/help/signal/ref/envelope.html>

2.3 envspectrum - Envelope spectrum for machinery diagnosis

(από R2017b και μεταγενέστερες εκδόσεις)

https://www.mathworks.com/help/signal/ref/envspectrum.html?searchHighlight=envspectrum&s_tid=doc_srchtile#mw_f67ce4d6-153f-47a1-bd39-c18fba4cc8ce

2.4 kurtogram - Visualize spectral kurtosis

(από R2018a και μεταγενέστερες εκδόσεις)

<https://www.mathworks.com/help/signal/ref/kurtogram.html>

(από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις)

https://github.com/amaggi/seismokurt/blob/master/originals/matlab/Fast_Kurtogram.m

<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/48912-fast-kurtogram>

3. **DATA PRE-PROCESSING**

3.1 **sgolayfilt** - Smooth noisy data (από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις)

$\text{sgolayfilt}(X,K,F)$ smoothes the signal X using a Savitzky-Golay (polynomial) smoothing filter

https://www.mathworks.com/help/signal/ref/sgolayfilt.html?searchHighlight=sgolayfilt&s_tid=doc_srchtile

3.2 **smoothdata** - Smooth noisy data (από R2017a και μεταγενέστερες εκδόσεις)

<https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/smoothdata.html>

3.3 **detrend** - Remove linear trends (από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις)

$Y = \text{detrend}(X)$ removes the best straight-line fit linear trend from the data

<https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/detrend.html>

3.5 Time windows (από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις)

window(@WNAME,N) returns an N-point window of type specified by the function handle @WNAME in a column vector.

https://www.mathworks.com/help/signal/ref/window.html?searchHighlight=window&s_tid=doc_srchtile

@WNAME can be any valid window function name, for example:

@bartlett - Bartlett window.

@barthannwin - Modified Bartlett-Hanning window.

@blackman - Blackman window.

@blackmanharris - Minimum 4-term Blackman-Harris window.
@bohmanwin - Bohman window.
@chebwin - Chebyshev window.
@flattopwin - Flat Top window.
@gausswin - Gaussian window.
@hamming - Hamming window.
@hann - Hann window.
@kaiser - Kaiser window.
@nuttallwin - Nuttall defined minimum 4-term Blackman-Harris window.
@parzenwin - Parzen (de la Valle-Poussin) window.
@rectwin - Rectangular window.
@taylorwin - Taylor window.
@tukeywin - Tukey window.
@triang - Triangular window.

4. **DATA FILTERING** (από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις)

4.1 **butter** - Butterworth filter design

Butterworth digital and analog filter design

https://www.mathworks.com/help/signal/ref/butter.html?searchHighlight=butter&s_tid=doc_srchtile

5. **WAVELET ANALYSIS/DENOISING**

5.1 **wden** - Wavelet Denoising (από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις)

automatic 1-D de-noising using wavelets

https://www.mathworks.com/help/wavelet/ref/wden.html?searchHighlight=wden&s_tid=doc_srchtile

5.2. **wdenoise** - Wavelet signal denoising (από R2017b και μεταγενέστερες εκδόσεις)

denoises the data in X using an empirical Bayesian method with a Cauchy prior. By default, the sym4 wavelet is used with a posterior median threshold rule.

<https://www.mathworks.com/help/wavelet/ref/wdenoise.html>

5.3. **mdwtdec** - Multisignal 1-D wavelet decomposition (από R2007a και μεταγενέστερες εκδόσεις)

<https://www.mathworks.com/help/wavelet/ref/mdwtdec.html>

5.4. **wavedec** - 1-D wavelet decomposition (από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις)

<https://www.mathworks.com/help/wavelet/ref/wavedec.html>

5.5. **dwt** - Single-level 1-D discrete wavelet transform (από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις)

<https://www.mathworks.com/help/wavelet/ref/dwt.html>

5.6 **appcoef** - 1-D approximation coefficients (από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις)

<https://www.mathworks.com/help/wavelet/ref/appcoef.html>

5.7 **detcoef** - 1-D detail coefficients (*από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις*)

<https://www.mathworks.com/help/wavelet/ref/detcoef.html>

5.8 **waverec** - 1-D wavelet reconstruction (*από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις*)

<https://www.mathworks.com/help/wavelet/ref/waverec.html>

6. ***MORPHOLOGICAL ANALYSIS*** (*από R2011b και μεταγενέστερες εκδόσεις*)

6.1 Morphological Analysis for Bearing Fault detection

<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/37154-morphological-analysis-for-bearing-fault-detection>

7. ***STATISTICAL/TIME DOMAIN INDICES***

7.1 Kurtosis (*από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις*)

K=kurtosis(X) returns the sample kurtosis of the values in X

https://www.mathworks.com/help/stats/kurtosis.html?searchHighlight=kurtosis&s_tid=doc_srchtile

7.2 skewness (*από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις*)

S = skewness(X) returns the sample skewness of the values in X

<https://www.mathworks.com/help/stats/skewness.html>

7.3 standard deviation (*από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις*)

Y = std(X) returns the standard deviation

<https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/std.html>

7.4 variance (*από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις*)

Y = var(X) returns the variance of the values in X

<https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/var.html>

7.5 mean (*από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις*)

mean(X) is the mean value of the elements in X

<https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/mean.html>

7.6 median value (*από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις*)

<https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/median.html>

7.7 central moments (*από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις*)

<https://www.mathworks.com/help/stats/moment.html>

7.8 others

v=data; % *time-domain measurement*

data.Peak2Peak = peak2peak(v);


```
data.RMS = rms(v);  
data.CrestFactor = max(v)/data.RMS;  
data.ShapeFactor = data.RMS/mean(abs(v));  
data.ImpulseFactor = max(v)/mean(abs(v));  
datas.MarginFactor = max(v)/mean(abs(v))^2;  
data.Energy = sum(v.^2);
```

8. **MULTI-CLASS CLASSIFICATION ALGORITHMS**

8.1 K-means *(από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις)*

<https://www.mathworks.com/help/stats/k-means-clustering.html>

<https://www.mathworks.com/help/stats/kmeans.html#buefthh-2>

<https://www.mathworks.com/help/stats/kmeans.html>

idx = kmeans(X,k) performs k-means clustering to partition the observations of the n-by-p data matrix X into k clusters, and returns an n-by-1 vector (idx) containing cluster indices of each observation.

8.2 Support Vector Machines *(από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις)*

<https://www.mathworks.com/help/stats/support-vector-machines-for-binary-classification.html>

<https://www.mathworks.com/discovery/support-vector-machine.html>

<https://www.mathworks.com/help/stats/support-vector-machines-for-binary-classification.html#bsr5o1q>

8.2.1 **fitsvm** - Train binary support vector machine (SVM) classifier *(από R2014a και μεταγενέστερες εκδόσεις)*

<https://www.mathworks.com/help/stats/fitsvm.html>

8.3 Neural Networks

<https://www.mathworks.com/discovery/neural-network.html>

8.3.1 Neural Network Training Code

<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/59362-neural-network-training-code>

8.3.2 Classify Patterns with a Shallow Neural Network

<https://www.mathworks.com/help/deeplearning/gs/classify-patterns-with-a-neural-network.html>

9. **FEATURE EXTRACTION**

9.1 Statistical features

<https://ubi-s13.naist.jp/ubistpage/akpa/tutorials/matlab-tutorial-ubi-lab-seminar-3/step-by-step-features/>

9.2 Using Multi-signal Wavelet Transform Decomposition

<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/37950-feature-extraction-using-multisignal-wavelet-transform-decomposition>

9.3 Using Multisignal Wavelet Packet (WP) Decomposition

<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/33146-feature-extraction-using-multisignal-wavelet-packet-decomposition>

9.4 Entropy

9.4.1 Multiscale Permutation Entropy (MPE)

<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/37288-multiscale-permutation-entropy--mpe->

9.4.2 Permutation entropy

<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/37289-permutation-entropy>

9.4.3 PETROPY - Permutation Entropy

<http://tocsy.pik-potsdam.de/petropy.php>

<https://www.mathworks.com/help/signal/ref/pentropy.html> (από R2018a και μεταγενέστερες εκδόσεις)

9.4.4 Approximate entropy

<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/26546-approximate-entropy>

9.4.5 Shannon entropy

<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/18133-shannon-and-non-extensive-entropy>

10. **FEATURE REDUCTION**

10.1 PCA (principal component analysis)

10.1.1 `coeff = pca(X)` returns the principal component coefficients (από R2012b και μεταγενέστερες εκδόσεις)

https://www.mathworks.com/help/stats/pca.html?searchHighlight=pca&s_tid=doc_srchtile

10.1.2 `COEFF = princomp(X)` performs principal components analysis (PCA) on the n -by- p data matrix X , and returns the principal component coefficients, also known as loadings. (από R2006a και μεταγενέστερες εκδόσεις)

https://www.mathworks.com/help/stats/princomp.html?searchHighlight=pca&s_tid=doc_srchtile

10.2 Locality Preserving Projection (LPP) Based Facial Feature Detection

<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/38604-locality-preserving-projection-lpp-based-facial-feature-detection>

11. **GENERAL INFORMATION**

11.1 Rolling Element Bearing Fault Diagnosis

<https://www.mathworks.com/help/predmaint/ug/Rolling-Element-Bearing-Fault-Diagnosis.html>

11.2 Machine learning in matlab

<https://www.mathworks.com/help/stats/machine-learning-in-matlab.html>

<https://www.mathworks.com/solutions/machine-learning/getting-started.html>

11.3 Neural Networks

11.3.1 Perceptron Neural Networks

https://www.mathworks.com/help/deeplearning/ug/perceptron-neural-networks.html?searchHighlight=neural%20networks&s_tid=doc_srchttitle

11.3.2 Radial Basis Neural Networks

https://www.mathworks.com/help/deeplearning/ug/radial-basis-neural-networks.html?searchHighlight=neural%20networks&s_tid=doc_srchttitle

11.3.3 Linear Neural Networks\

https://www.mathworks.com/help/deeplearning/ug/linear-neural-networks.html?searchHighlight=neural%20networks&s_tid=doc_srchttitle

Βιβλιογραφία

Δίνεται βιβλιογραφία με βασικές πληροφορίες που αφορούν:

- μορφολογική ανάλυση (morphological analysis) των καταγραφών,
- εξαγωγή – επιλογή (π.χ. με την μέθοδο CDET)- περιορισμό χαρακτηριστικών (π.χ. PCA)
- αποθορυβοποίηση με εφαρμογή κυματιδιακού μετασχηματισμού (Wavelet Transform)
- μοντελοποίηση απόκρισης φθαρμένων ρουλεμάν
- διάγνωση βλαβών – γενικά
- μεθόδους Μηχανικής μάθησης (π.χ. Kmeans, ANN)
- μεθόδους ταξινόμησης βλαβών μονής κλάσης (π.χ. SVDD) και πολλαπλών κλάσεων (π.χ. SVM)

Παραδοτέα

Με την ολοκλήρωση της επεξεργασίας των δεδομένων και των αποτελεσμάτων θα πρέπει να παραδοθούν:

- Τεχνική έκθεση με την επεξεργασία και τα αποτελέσματα. Σε παράρτημα της έκθεσης θα αναγράφονται οι κώδικες που χρησιμοποιήθηκαν. Η Τεχνική Έκθεση θα είναι γραμμένη σε Η/Υ και θα είναι τυπωμένη σε λευκό χαρτί Α4 με εκτύπωση και στις δύο όψεις κάθε φύλλου με

μαύρο μελάνι (εκτός από έγχρωμες φωτογραφίες, σχήματα, διαγράμματα, κλπ). Όλες οι σελίδες θα είναι αριθμημένες εκτός του εξώφυλλου. Η γραμματοσειρά θα είναι Times New Roman 11pts. Οι παράγραφοι δεν θα έχουν αριστερά εσοχή, οι λέξεις θα είναι πλήρως στοιχισμένες (full justification) με μονό διάστιχο. Η αρίθμηση των σελίδων θα γίνεται στο υποσέλιδο. Από την τυποποίηση του μεγέθους της γραμματοσειράς εξαιρείται μόνο το εξώφυλλο στο οποίο θα πρέπει να γράφεται ο τίτλος του Θέματος, ο α/α της ομάδας, τα ονοματεπώνυμα των μελών της και οι κωδικοί τους στη Σχολή, το ακαδημαϊκό έτος και όποια άλλη πληροφορία οι φοιτητές κρίνουν απαραίτητη. Η βιβλιοδεσία θα είναι με ελάσματα.

- Η παρουσίαση της εργασίας θα πραγματοποιηθεί σε έως 40 διαφάνειες του λογισμικού power point. Η μέγιστη διάρκεια της παρουσίασης θα είναι 45 λεπτά. Κάθε μέλος της ομάδας θα πρέπει να παρουσιάσει ένα τμήμα αυτής. Μετά τη λήξη της παρουσίασης θα ακολουθήσουν ερωτήσεις. Όλα τα παραδοτέα θα παραδοθούν σε έντυπη και ηλεκτρονική μορφή.

Παράδοση έκθεσης και παρουσίαση εργασίας

Η έκθεση σε έντυπη και ηλεκτρονική μορφή θα παραδοθεί στο εργαστήριο (αιθ. M002, κτ. M) 10 ημέρες περίπου μετά την ολοκλήρωση της χειμερινής εξεταστικής 2018-19, ενώ η παρουσίαση της εργασίας από τις ομάδες θα ξεκινήσει 15 ημέρες περίπου μετά την ολοκλήρωση της χειμερινής εξεταστικής 2018-19. Οι ακριβείς ημερομηνίες και ο χώρος της παρουσίασης θα ανακοινωθούν όταν γίνει γνωστό το πρόγραμμα της χειμερινής εξεταστικής.

Κριτήρια αξιολόγησης

Ο βαθμός της εργασίας αποτελεί το 100% του συνολικού βαθμού στο μάθημα 'Βιομηχανικές Εγκαταστάσεις'. Ο βαθμός της εργασίας λαμβάνεται σύμφωνα με τα ακόλουθα ομαδικά και ατομικά κριτήρια αξιολόγησης. Ο συντελεστής βαρύτητας του συνόλου των ομαδικών κριτηρίων είναι 0,5, ενώ ο συντελεστής βαρύτητας του συνόλου των ατομικών κριτηρίων είναι 0,5.

Όποιος φοιτητής δεν παρουσιασθεί στην παρουσίαση θα λάβει μηδενικό βαθμό στο σύνολο των κριτηρίων της ατομικής αξιολόγησης, ενώ όποιος φοιτητής με φυσική παρουσία στην παρουσίαση δεν λάβει μέρος στην παρουσίαση της εργασίας με power point θα λάβει μηδενικό βαθμό στο 3^ο κριτήριο της ομαδικής αξιολόγησης.

(Α) Τα κριτήρια αξιολόγησης της ομαδικής/συνολικής απόδοσης στην εργασία είναι τα ακόλουθα (συντελεστής βαρύτητας = 0,5):

α/α	Κριτήριο	Ποσοστό επί του συνολικού βαθμού (%)
1	Έκθεση ανάλυσης δεδομένων και αποτελεσμάτων	15
2	Προγραμματισμός σε Matlab	10
3	Προφορική παρουσίαση εργασίας	25
4	Κατάταξη ομάδας	15
5	Αποτέλεσμα/εντοπισμός βλαβών	
	(Γνώση διαγνωστικής βλαβών, Εφαρμογή διαγνωστικών εργαλείων/μεθόδων)	35

(B) Τα κριτήρια αξιολόγησης της ατομικής απόδοσης στην εργασία είναι τα ακόλουθα (συντελεστής βαρύτητας = 0,5):

α/α	Κριτήριο	Ποσοστό επί του συνολικού βαθμού (%)
1	Απάντηση ερωτήσεων	25
2	Παρουσίαση εργασίας Συνεργασία	25
3	(Συμμετοχή σε προγραμματισμό, Συμμετοχή στην ανάλυση)	40
4	Φυσική παρουσία στο εργαστήριο	10

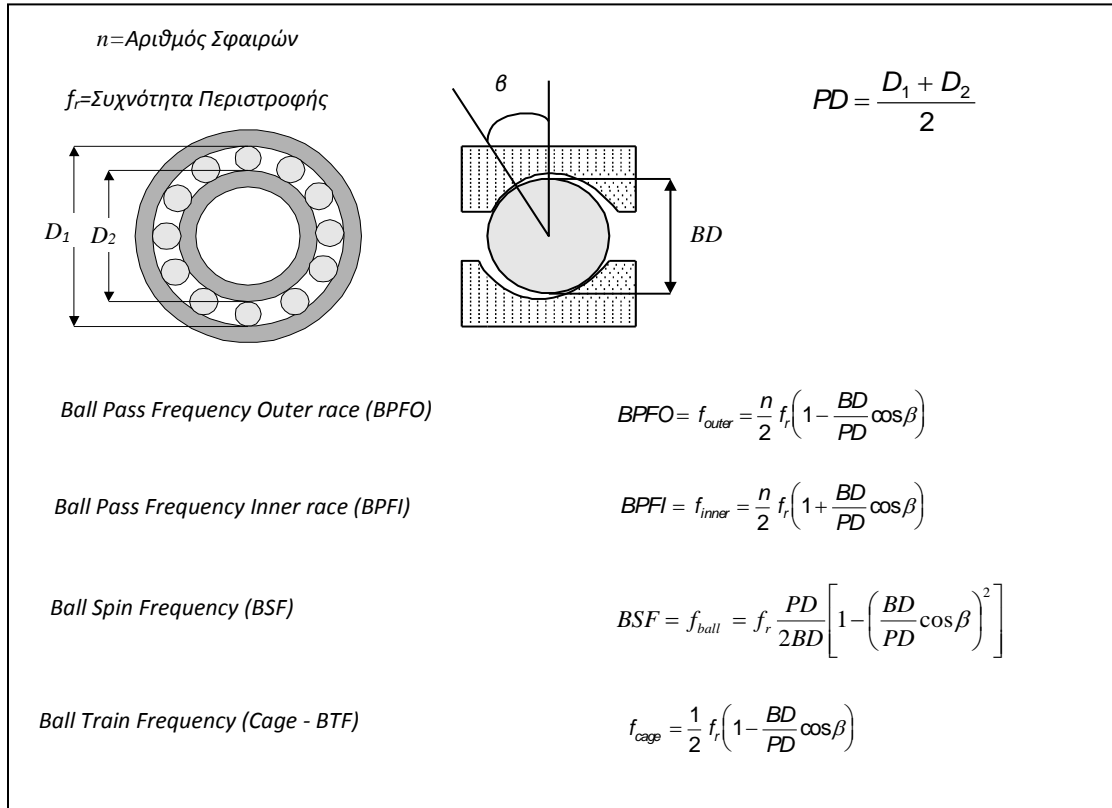
Απορίες

Μέλος/μέλη των ομάδων εργασίας θα έχουν την ευκαιρία να συζητούν τις απορίες/παρατηρήσεις/προβληματισμούς τους με τον διδάσκοντα/υπεύθυνο του εργαστηρίου σε ημερομηνίες και ώρες που θα προκύψουν μετά από συνεννόηση (chryiako@central.ntua.gr, 210-7722332) στον εργαστηριακό χώρο M002 του κτ. Μ ή στην αίθουσα Z.102 στις προγραμματισμένες ώρες διδασκαλίας.

Παράρτημα Α

Υπολογισμός χαρακτηριστικών συχνοτήτων ένσφαιρων τριβέων

Οι χαρακτηριστικές συχνότητες, στις οποίες εκδηλώνονται οι βλάβες ενός ένσφαιρου τριβέα, φαίνονται στο σχήμα Α.1.



Σχήμα Α.1: Χαρακτηριστικές συχνότητες εκδήλωσης σφαλμάτων συνιστωσών ένσφαιρου τριβέα.

Παράρτημα Β

VIDEOS AND WEBINARS

Signal processing for machine learning in Matlab

<https://www.mathworks.com/videos/signal-processing-for-machine-learning-99887.html>

<https://www.mathworks.com/videos/machine-learning-with-matlab-87051.html>

Code for Webinar "Signal Processing for Machine Learning"

<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/49893-code-for-webinar-signal-processing-for-machine-learning>

Deep learning toolbox

<https://www.mathworks.com/products/deep-learning.html>

Data Science - Part VII - Cluster Analysis

<https://www.youtube.com/watch?v=9UNbDIOSS7I>

Data Science - Part IX - Support Vector Machine

<https://www.youtube.com/watch?v=fMWjhQ2UcNs>

Data Science - Part VIII - Artificial Neural Network

<https://www.youtube.com/watch?v=9EYgJPXo1hs>

Data Science - Part XVI - Fourier Analysis

https://www.youtube.com/watch?v=DTOWsoM_HI

Παράρτημα Γ

Τυπικές βλάβες ηλεκτρομηχανολογικού εξοπλισμού

TABLE I ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART			
PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	PHASE RELATIONSHIP	REMARKS
MASS UNBALANCE			
A. FORCE UNBALANCE	1X RADIAL		Force Unbalance will be in-phase and steady. Amplitude due to unbalance will increase by the square of speed below first rotor critical (a 3X speed increase = 9X higher vibration). 1X RPM always present and normally dominates spectrum. Can be corrected by placement of only one balance correction weight in one plane at Rotor center of gravity (CG). Approx. 0° phase difference should exist between OB & IB horizontals, as well as between OB & IB verticals. Also, approx. 90° phase difference between horizontal & vertical readings usually occurs on each bearing of unbalanced rotor (±30°).
B. COUPLE UNBALANCE	1X RADIAL		Couple Unbalance results in 180° out-of-phase motion on same shaft. 1X RPM always present and normally dominates spectrum. Amplitude varies with square of increasing speed below first rotor critical speed. May cause high axial vibration as well as radial. Correction requires placement of balance weights in at least 2 planes. Note that approx. 180° phase difference should exist between OB & IB horizontals, as well as between OB & IB verticals. Also, approx. a 90° difference between the horizontal & vertical phase readings on each bearing usually occurs (±30°).
C. DYNAMIC UNBALANCE	1X RADIAL		Dynamic Unbalance is the dominant type of unbalance found and is a combination of both force and couple unbalance. 1X RPM dominates the spectrum, and truly requires 2 plane correction. Here, the radial phase difference between outboard and inboard bearings can range anywhere from 0° to 180°. However, the horizontal phase difference should closely match the vertical phase difference, when comparing outboard and inboard bearing measurements (±30°). Secondly, if unbalance predominates, roughly a 90° phase difference usually results between the horizontal and vertical readings on each bearing (±40°).
D. OVERHUNG ROTOR UNBALANCE	1X AXIAL & RADIAL		Overhung Rotor Unbalance causes high 1X RPM in both Axial and Radial directions. Axial readings tend to be in-phase whereas radial phase differences will usually match the vertical phase differences on the unbalanced rotor (±30°). Overhung rotors have both force and couple unbalance, each of which will likely require correction. Thus, correction weights will most always have to be placed in 2 planes to counteract both force and couple unbalance.
ECCENTRIC ROTOR	1X FAN 1X MOTOR RADIAL		Eccentricity occurs when center of rotation is offset from geometric centerline of a pulley, gear, bearing, motor armature, etc. Largest vibration occurs at 1X RPM of eccentric component in a direction thru centerlines of the two rotors. Comparative horizontal and vertical phase readings usually differ either by 0° or by 180° (each of which indicate straight-line motion). Attempts to balance eccentric rotors often result in reducing vibration in one radial direction, but increasing it in the other radial direction (depending on amount of eccentricity).
BENT SHAFT	1X AXIAL 2X		Bent shaft problems cause high axial vibration with axial phase differences tending towards 180° on the same machine component. Dominant vibration normally occurs at 1X if bent near shaft center, but at 2X if bent near the coupling. (Be careful to account for transducer orientation for each axial measurement if you reverse probe direction.) Use dial indicators to confirm bent shaft.
MISALIGNMENT			
A. ANGULAR MISALIGNMENT	1X 2X 3X		Angular Misalignment is characterized by high axial vibration, 180° out-of-phase across the coupling. Typically will have high axial vibration with both 1X and 2X RPM. However, not unusual for either 1X, 2X or 3X to dominate. These symptoms may also indicate coupling problems as well. Severe angular misalignment may excite many 1X RPM harmonics. Unlike Mechanical Looseness Type 3, these multiple harmonics do not typically have a raised noise floor on the spectra.
B. PARALLEL MISALIGNMENT	1X 2X 3X		Offset Misalignment has similar vibration symptoms to Angular, but shows high radial vibration which approaches 180° out-of-phase across coupling. 2X often larger than 1X, but its height relative to 1X is often dictated by coupling type and construction. When either Angular or Radial Misalignment becomes severe, they can generate either high amplitude peaks at much higher harmonics (4X-8X), or even a whole series of high frequency harmonics similar in appearance to mechanical looseness. Coupling type and material will often greatly influence the entire spectrum when misalignment is severe. Does not typically have raised noise floor.
C. MISALIGNED BEARING COCKED ON SHAFT	1X 2X 3X		Cocked Bearing will generate considerable axial vibration. Will cause Twisting Motion with approximately 180° phase shift top to bottom and/or side to side as measured in axial direction on same bearing housing. Attempts to align coupling or balance the rotor will not alleviate problem. Bearing usually must be removed and correctly installed.
RESONANCE			Resonance occurs when a Forcing Frequency coincides with a System Natural Frequency, and can cause dramatic amplitude amplification, which might result in premature, or even catastrophic failure. This may be a natural frequency of the rotor, but can often originate from support frame, foundation, gearbox or even drive belts. If a rotor is at or near resonance, it can be almost impossible to balance due to the great phase shift it experiences (90° at resonance; nearly 180° when passes thru). Often requires changing natural frequency to a higher or lower frequency. Natural Frequencies do not generally change with a change in speed which helps facilitate their identification (unless on a large plain bearing machine or on a rotor which has significant overhang).

TABLE I
ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	PHASE RELATIONSHIP	REMARKS
MECHANICAL LOOSENESS	<p>NOTE RAISED NOISE FLOOR INDICATING LOOSENESS</p>		<p>Mechanical Looseness is indicated by either Type A, B or C vibration spectra.</p> <p>Type A is caused by Structural looseness/weakness of machine feet, baseplate or foundation; also by deteriorated grouting, loose hold-down bolts at the base; and distortion of the frame or base (i.e., soft foot). Phase analysis may reveal approx. 90° to 180° phase difference between vertical measurements on bolt, machine foot, baseplate or base itself.</p> <p>Type B is generally caused by loose pillowblock bolts, cracks in frame structure or in bearing pedestal.</p> <p>Type C is normally generated by improper fit between component parts which will cause many harmonics due to nonlinear response of loose parts to dynamic forces from rotor. Causes a truncation of time waveform and a raised noise floor in the spectrum. Type C is often caused by a bearing liner loose in its cap, a bearing loose and turning on its shaft, excessive clearance in either a sleeve or rolling element bearing, a loose impeller on a shaft, etc. Type C Phase is often unstable and may vary widely from one measurement to next, particularly if rotor shifts position on shaft from one startup to next. Mechanical Looseness is often highly directional and may cause very different readings when comparing levels at 30° increments in radial direction all the way around one bearing housing. Also, note that looseness will often cause subharmonic multiples at exactly 1/2 or 1/3X RPM (0.5X, 1.5X, 2.5X, etc.).</p>
ROTOR RUB	<p>TRUNCATED FLATTENED WAVEFORM</p>		<p>Rotor Rub produces similar spectra to Mechanical Looseness when rotating parts contact stationary components. Rub may be either partial or throughout the entire shaft revolution. Usually generates a series of frequencies, often exciting one or more resonances. Often excites integer fraction subharmonics of running speed (1/2, 1/3, 1/4, 1/5, ... 1/n), depending on location of rotor natural frequencies. Rotor rub can excite many high frequencies (similar to wide-band noise when chalk is dragged along a blackboard). It can be very serious and of short duration if caused by shaft contacting bearing babbit. A full annular rub throughout an entire shaft revolution can induce "reverse precession" with the rotor whirling at critical speed in a direction opposite shaft rotation (inherently unstable which can lead to catastrophic failure).</p>
JOURNAL BEARINGS			
A. WEAR/CLEARANCE PROBLEMS	<p>NOTE RAISED NOISE FLOOR INDICATING CLEARANCE/LOOSENESS.</p>		<p>Latter stages of journal bearing wear are normally evidenced by presence of whole series of running speed harmonics (up to 10 or 20). Wiped journal bearings often will show high vertical amplitudes compared to horizontal, but, may show only one pronounced peak at 1X RPM. Journal bearings with excessive clearance may allow a minor unbalance and/or misalignment to cause high vibration which would be much lower if bearing clearances were set to spec.</p>
B. OIL WHIRL INSTABILITY	<p>(.40 - .48 X RPM)</p>		<p>Oil Whirl instability occurs at .40 - .48X RPM and is often quite severe. Considered excessive when amplitude exceeds 40% of bearing clearances. Oil Whirl is an oil film excited vibration where deviations in normal operating conditions (attitude angle and eccentricity ratio) cause oil wedge to "push" shaft around within bearing. Destabilizing force in direction of rotation results in a whirl (or forwards precession). Oil Whirl is unstable since it increases centrifugal forces which increase whirl forces. Can cause oil to no longer support shaft and can become unstable when whirl frequency coincides with a rotor natural frequency. Changes in oil viscosity, lube pressure and external preloads can affect oil whirl.</p>
C. OIL WHIP INSTABILITY	<p>(.40 - .48 X RPM)</p>		<p>Oil Whip may occur if machine operated at or above 2X rotor critical frequency. When rotor brought up to twice critical speed, whirl will be very close to rotor critical and may cause excessive vibration that oil film may no longer be capable of supporting. Whirl speed will actually "lock onto" rotor critical and this peak will not pass through it even if machine is brought to higher and higher speeds. Produces a lateral forward precessional subharmonic vibration at rotor critical frequency. Inherently unstable which can lead to catastrophic failure.</p>
ROLLING ELEMENT BEARINGS			
(4 Failure Stages)	<p>(.40 - .48 X RPM)</p>		<p>4 ROLLING ELEMENT BEARING FAILURE STAGES</p> <p>STAGE 1: Earliest indications of bearing problems appear in ultrasonic frequencies ranging from about 250,000 - 350,000 Hz; later, as wear increases, usually drops to approximately 20,000 - 60,000 Hz (1,200,000 - 3,600,000 CPM). These are frequencies evaluated by Spike Energy (gSE), HFD(g) and Shock Pulse (dB). For example, spike energy may first appear at about .25 gSE in Stage 1 (actual value depending on measurement location and machine speed). Acquiring high frequency enveloped spectra confirms whether or not bearing is in Failure Stage 1.</p> <p>STAGE 2: Slight bearing defects begin to "ring" bearing component natural frequencies (f_n) which predominantly occur in 30K - 120K CPM range. Such natural frequencies may also be resonances of bearing support structures. Sideband frequencies appear above and below natural frequency peak at end of Stage 2. Overall spike energy grows (for example, from .25 to .50 gSE).</p> <p>STAGE 3: Bearing defect frequencies and harmonics appear. When wear progresses, more defect frequency harmonics appear and number of sidebands grow, both around these and bearing component natural frequencies. Overall spike energy continues to increase (for example, from .5 to over 1 gSE). Wear is now usually visible and may extend throughout periphery of bearing, particularly when many well formed sidebands accompany bearing defect frequency harmonics. High frequency demodulated and enveloped spectra help confirm Stage III. Replace bearings now! (Independent of bearing defect frequency amplitudes in vibration spectra).</p> <p>STAGE 4: Towards the end, amplitude of 1X RPM is even affected. It grows, and normally causes growth of many running speed harmonics. Discrete bearing defect and component natural frequencies actually begin to "disappear" and are replaced by random, broadband high frequency "noise floor". In addition, amplitudes of both high frequency noise floor and spike energy may in fact decrease; but just prior to failure, spike energy and HFD will usually grow to excessive amplitudes.</p>

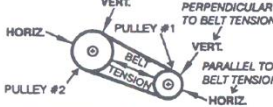
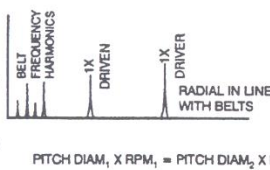


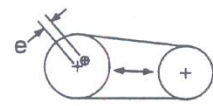
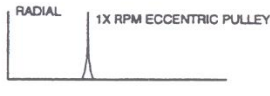

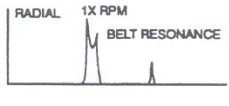
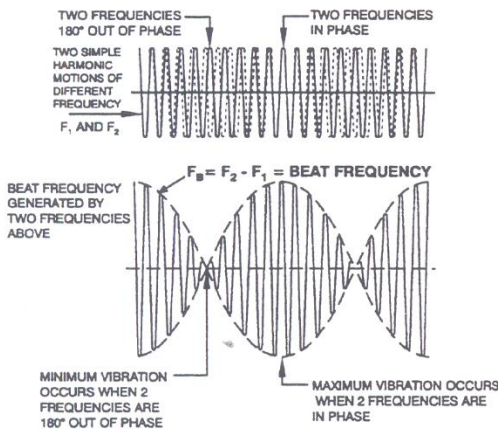
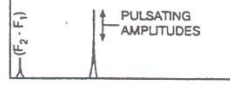
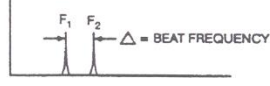
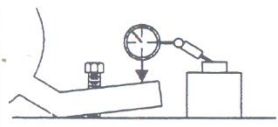
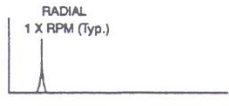
TABLE I
ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	REMARKS
HYDRAULIC AND AERODYNAMIC FORCES $BPF = \# \text{ BLADES} \times \text{RPM}$		
A. BLADE PASS & VANE PASS		<p>Blade Pass Frequency (BPF) = No. of Blades (or Vanes) X RPM. This frequency is inherent in pumps, fans and compressors, and normally does not present a problem. However, large amplitude BPF (and harmonics) can be generated in pump if gap between rotating vanes and stationary diffusers is not equal all the way around. Also, BPF (or harmonic) sometimes can coincide with a system natural frequency causing high vibration. High BPF can be generated if impeller wear ring seizes on shaft, or if welds fastening diffuser vanes fail. Also, high BPF can be caused by abrupt bends in pipe (or duct), obstructions which disturb flow, damper settings or if pump or fan rotor is positioned eccentrically within housing.</p>
B. FLOW TURBULENCE		<p>Flow Turbulence often occurs in blowers due to variations in pressure or velocity of the air passing thru the fan or connected ductwork. This flow disruption causes turbulence which will generate random, low frequency vibration, typically in the range of 50 to 2000 CPM. If surging occurs within a compressor, random broadband high frequency vibration can occur. Excessive turbulence can also excite broadband high frequency.</p>
C. CAVITATION		<p>Cavitation normally generates random, higher frequency broadband energy which is sometimes superimposed with blade pass frequency harmonics. Normally indicates insufficient suction pressure (starvation). Cavitation can be quite destructive to pump internals if left uncorrected. It can particularly erode impeller vanes. When present, it often sounds as if "gravel" is passing thru pump. Cavitation is usually caused by insufficient inlet flow. Can occur during one survey, and be absent the next survey (if changes in suction valve settings are made).</p>
GEARS $GMF = \#T_G \times \text{RPM}_G = \#T_P \times \text{RPM}_P$		
A. NORMAL SPECTRUM		<p>Normal Spectrum shows Gear & Pinion Speeds, along with Gear Mesh Frequency (GMF) and very small GMF harmonics. GMF harmonics commonly will have running speed sidebands around them. All peaks are of low amplitude, and no natural frequencies of gears are excited. F_{MAX} recommended at 3.25X GMF (minimum) when # teeth are known. If tooth count is not known, set F_{MAX} at 200X RPM on each shaft.</p>
B. TOOTH WEAR		<p>Key indicator of Tooth Wear is excitation of Gear Natural Frequency (f_n), along with sidebands around it spaced at the running speed of the bad gear. Gear Mesh Frequency (GMF) may or may not change in amplitude, although high amplitude sidebands and number of sidebands surrounding GMF usually occur when wear is noticeable. Sidebands may be better wear indicator than GMF frequencies themselves. Also, high amplitudes commonly occur at either 2XGMF or at 3XGMF (esp. 3XGMF), even when GMF amplitude is acceptable.</p>
C. TOOTH LOAD		<p>Gear Mesh Frequencies are often very sensitive to load. High GMF amplitudes do not necessarily indicate a problem, particularly if sideband frequencies remain low level, and no gear natural frequencies are excited. Each Analysis should be performed with system at maximum operating load for meaningful spectral comparisons.</p>
D. GEAR ECCENTRICITY AND BACKLASH		<p>Fairly high amplitude sidebands around GMF harmonics often suggest gear eccentricity, backlash, or non-parallel shafts which allow the rotation of one gear to "modulate" either the GMF amplitude or the running speed of the other gear. The gear with the problem is indicated by the spacing of the sideband frequencies. Also, 1X RPM level of eccentric gear will normally be high if eccentricity is the dominant problem. Improper backlash normally excites GMF harmonics and Gear Natural Frequency, both of which will be sidebanded at 1X RPM. GMF amplitudes will often decrease with increasing load if backlash is the problem.</p>
E. GEAR MISALIGNMENT		<p>Gear Misalignment almost always excites second order or higher GMF harmonics which are sidebanded at running speed. Often will show only small amplitude 1X GMF, but much higher levels at 2X or 3X GMF. Important to set F_{MAX} high enough to capture at least 3 GMF harmonics. Also, sidebands around 2XGMF will often be spaced at 2X RPM. Note that sideband amplitudes often are not equal on left and right side of GMF and GMF harmonics due to the tooth misalignment. Causes uneven wear pattern.</p>
F. CRACKED/BROKEN TOOTH		<p>A Cracked or Broken Tooth will generate a high amplitude at 1X RPM of this gear <u>only in the time waveform</u>, plus it will excite gear natural frequency (f_n) sidebanded at its running speed. It is best detected in Time Waveform which will show a pronounced spike every time the problem tooth tries to mesh with teeth on the mating gear. Time between impacts (Δ) will correspond to 1/RPM of gear with the problem. Amplitudes of Impact Spikes in Time Waveform often will be 10X to 20X higher than that at 1X RPM in the FFT!</p>
G. GEAR ASSEMBLY PHASE PROBLEMS		<p>Gear Assembly Phase Freq. (GAPF) can result in Fractional Gear Mesh Frequencies (if $N_A > 1$). It literally means (T_G/N_A) gear teeth will contact (T_P/N_A) pinion teeth and will generate N_A wear patterns, where N_A in a given tooth combination equals the product of prime factors common to the number of teeth on the gear and pinion (N_A = Assembly Phase Factor). GAPF (or harmonics) can show up right from the beginning if there were manufacturing problems. Also, its sudden appearance in a periodic survey spectrum can indicate damage if contaminate particles pass through the mesh, resulting in damage to the teeth in mesh at the time of ingestion just as they enter and leave meshing or that gears have been realigned.</p>
H. HUNTING TOOTH PROBLEMS		<p>Hunting Tooth Frequency (f_{HT}) occurs when faults are present on both the gear and pinion which might have occurred during the manufacturing process, due to mishandling, or in the field. It can cause quite high vibration, but since it occurs at low frequencies predominantly less than 600 CPM, it is often missed. A gear set with this tooth repeat problem normally emits a "growling" sound from the drive. The maximum effect occurs when the faulty pinion and gear teeth both enter mesh at the same time (on some drives, this may occur only 1 of every 10 to 20 revolutions, depending on the f_{HT} formula). Note that T_{GEAR} and T_{PINION} refer to number of teeth on the gear and pinion, respectively. N_A is the Assembly Phase Factor defined above. Will often modulate both GMF and Gear RPM peaks.</p>

TABLE I
ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	REMARKS
GEARS (CONTINUED)		
I. LOOSE BEARING FIT		Excessive Clearance of bearings supporting the gears can not only excite many running speed harmonics, but will often cause high amplitude response at GMF, 2GMF and/or 3GMF. These high GMF amplitudes are actually a response to, and not the cause of, looseness within the bearings supporting the gearing. Such excessive clearance can be caused either by extensive bearing wear or by improper bearing fit onto the journal during installation. Left uncorrected, it can cause excessive gear wear and damage to other components.
AC INDUCTION MOTORS		
A. STATOR ECCENTRICITY, SHORTED LAMINATIONS OR LOOSE IRON		Stator problems generate high vibration at 2X line frequency (2FL). Stator eccentricity produces uneven stationary air gap between rotor and stator which produces very directional vibration. Differential Air Gap should not exceed 5% for induction motors and 10% for synchronous motors. Soft foot and warped bases can produce an eccentric stator. Loose iron is due to stator support weakness or looseness. Shorted stator laminations can cause uneven, localized heating which can distort the stator itself. This produces thermally-induced vibration which can significantly grow with operating time causing stator distortion and static air gap problems.
B. ECCENTRIC ROTOR (Variable Air Gap) F_L = Electrical Line Freq. N_s = Synch. Speed = $\frac{120F_L}{P}$ F_s = Slip Freq. = N_s - RPM F_p = Pole Pass Freq. = $F_s \times P$ P = #Poles		Eccentric Rotors produce a rotating variable air gap between the rotor and stator which induces pulsating vibration (normally between 2FL and closest running speed harmonic). Often requires "zoom" spectrum to separate 2FL and running speed harmonic. Eccentric rotors generate 2FL, surrounded by Pole Pass frequency sidebands (F_p), as well as F_s sidebands around running speed. F_s appears itself at low frequency (Pole Pass Frequency = Slip Frequency X #Poles). Common values of F_s range from about 20 to 120 CPM (0.3 - 2.0 Hz). Soft foot or misalignment often induces a variable air gap due to distortion (actually a mechanical problem; not electrical).
C. ROTOR PROBLEMS		Broken or Cracked rotor bars or shorting rings; bad joints between rotor bars and shorting rings; or shorted rotor laminations will produce high 1X running speed vibration with pole pass frequency sidebands (F_p). In addition, these problems will often generate F_s sidebands around the second, third, fourth and fifth running speed harmonics. Loose or open rotor bars are indicated by 2X line freq. (2FL) sidebands surrounding Rotor Bar Pass Frequency (RBPF) and/or its harmonics (RBPF = Number of Bars X RPM). Often will cause high levels at 2X RBPF, with only a small amplitude at 1X RBPF. Electrically induced arcing between loose rotor bars and end rings will often show high levels at 2X RBPF (with 2FL sidebands); but little or no increase in amplitudes at 1X RBPF.
D. PHASING PROBLEM (Loose Connector)		Phasing problems due to loose or broken connectors can cause excessive vibration at 2X Line Freq. (2FL) which will have sidebands around it spaced at 1/3 Line Freq. (1/3 FL). Levels at 2FL can exceed 1.0 in/sec if left uncorrected. This is particularly a problem if the defective connector is only sporadically making contact. Loose or broken connectors must be repaired to prevent catastrophic failure.
AC SYNCHRONOUS MOTORS (Loose Stator Coils)		Loose stator coils in synchronous motors will generate fairly high vibration at Coil Pass Freq. (CPF) which equals the number of stator coils X RPM (#Stator Coils = #Poles X #Coils/Pole). The Coil Pass Frequency will be surrounded by 1X RPM sidebands. Synchronous motor problems may also be indicated by high amplitude peaks at approx. 60,000 to 90,000 CPM, accompanied by 2FL sidebands. Take at least one spectrum up to 90,000 CPM on each motor bearing housing.
DC MOTORS AND CONTROLS		
A. NORMAL SPECTRUM		Many DC Motor and Control Problems can be detected by vibration analysis. Full-wave rectified, motors (6 SCR's) generate a signal at 6X Line Frequency ($6F_L$ = 360 Hz = 21,600 CPM); while half-wave rectified DC motors (3 SCR's) generate 3X Line Freq. ($3F_L$ = 180 Hz = 10,800 CPM). The SCR firing Frequency is normally present in a DC Motor Spectrum, but at low amplitude. Note the absence of other peaks at multiples of F_L .
B. BROKEN ARMATURE WINDINGS, GROUNDING PROBLEMS OR FAULTY SYSTEM TUNING		When DC Motor spectra are dominated by high levels at SCR or 2X SCR, this normally indicates either Broken Motor Windings or Faulty Tuning of the Electrical Control System. Proper tuning alone can lower vibration at SCR and 2X SCR significantly if control problems predominate. High amplitudes at these frequencies would normally be above approximately .10 in/sec, peak at 1 X SCR and about .04 in/sec at 2 X SCR Firing Freq.
C. FAULTY FIRING CARD OR BLOWN FUSE		When one firing card fails to fire, then 1/3 of power is lost, and can cause repeated momentary speed changes in the motor. This can lead to high amplitudes at 1/3X and 2/3X SCR Frequency (1/3X SCR Freq. = 1X FL for half-wave rectified, but 2X FL for a full-wave rectified SCR). Caution: Card/SCR configuration should be known before troubleshooting motor (#SCR's, #Firing Cards, etc.).
D. FAULTY SCR, SHORTED CONTROL CARD, LOOSE CONNECTIONS AND/OR BLOWN FUSE		Faulty SCR's, Shorted Control Cards and/or Loose Connections can generate noticeable amplitude peaks at many combinations of line frequency (F_L) and SCR firing frequency. Normally, 1 bad SCR can cause high levels at F_L and/or 5FL in 6 SCR motors. The point to be made is that neither F_L , 2FL, 4FL nor 5FL should be present in DC Motor spectra.
E. FAULTY COMPARATOR CARD		Faulty Comparator Cards cause problems with RPM fluctuation or "hunting". This causes a constant collapsing and regenerating of the magnetic field. These sidebands often approximate the RPM fluctuation and require a high resolution FFT to even detect them. Such sidebands could also be due to generation and regeneration of the magnetic field.
F. ELECTRICAL CURRENT PASSAGE THRU DC MOTOR BEARINGS		Electrically-induced Fluting is normally detected by a series of difference frequencies with the spacing most often at the outer race defect frequency (BPFO), even if such fluting is present on both the outer and inner races. They most often show up in a range centered at about 100,000 to 150,000 CPM. A 180K CPM spectrum with 1600 lines is recommended for detection with measurements on both the OB and IB DC motor bearings.

TABLE I
ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	REMARKS
BELT DRIVE PROBLEMS A. WORN, LOOSE OR MISMATCHED BELTS  <p style="text-align: center;">$PITCH\ DIAM_1 \times RPM_1 = PITCH\ DIAM_2 \times RPM_2$</p>		
		<p>BELT FREQ. = $\frac{3.142 \times PULLEY\ RPM \times PITCH\ DIAM.}{BELT\ LENGTH}$</p> <p>TIMING BELT FREQ. = BELT FREQ. \times #BELT TEETH = PULLEY RPM \times #PULLEY TEETH</p> <p>Belt frequencies are below the RPM of either the motor or the driven machine. When they are worn, loose or mismatched, they normally cause 3 to 4 multiples of belt frequency. Often 2X belt freq. is the dominant peak. Amplitudes are normally unsteady, sometimes pulsing with either driver or driven RPM. On timing belt drives, wear or pulley misalignment is indicated by high amplitudes at the Timing Belt Frequency. Chain drives will indicate problems at Chain Pass Frequency which equals #Sprocket Teeth \times RPM.</p>
B. BELT/PULLEY MISALIGNMENT 		<p>Misalignment of pulley produces high vibration at 1X RPM predominantly in the axial direction. The ratio of amplitudes of driver to driven RPM depends on where the data is taken, as well as on relative mass and frame stiffness. Often with pulley misalignment, the highest axial vibration on the motor will be at fan RPM, or vice versa. Can be confirmed by phase measurements by setting Phase Filter at RPM of pulley with highest axial amplitude; then compare phase at this particular frequency on each rotor in the axial direction.</p>
C. ECCENTRIC PULLEYS 		<p>Eccentric pulleys cause high vibration at 1X RPM of the eccentric pulley. The amplitude is normally highest in line with the belts, and should show up on both driver and driven bearings. It is sometimes possible to balance eccentric pulleys by attaching washers to taper-lock bolts. However, even if balanced, the eccentricity will still induce vibration and reversible fatigue stresses in the belt. Pulley eccentricity can be confirmed by phase analysis showing horizontal & vertical phase differences of nearly 0° or 180°.</p>
D. BELT RESONANCE 		<p>Belt Resonance can cause high amplitudes if the belt natural frequency should happen to approach, or coincide with, either the motor or driven RPM. Belt natural frequency can be altered by changing either the belt tension, belt length or cross section. Can be detected by tensioning and then releasing belt while measuring the response on pulleys or bearings. However, when operating, belt natural frequencies will tend to be slightly higher on the tight side and lower on the slack side.</p>
BEAT VIBRATION  <p style="text-align: center;">$F_B = F_2 - F_1 = \text{BEAT FREQUENCY}$</p> <p>MINIMUM VIBRATION OCCURS WHEN 2 FREQUENCIES ARE 180° OUT OF PHASE</p> <p>MAXIMUM VIBRATION OCCURS WHEN 2 FREQUENCIES ARE IN PHASE</p>		
	 <p style="text-align: center;">WIDEBAND SPECTRUM</p>	<p>A Beat Frequency is the result of two closely spaced frequencies going into and out of synchronization with one another. The wideband spectrum normally will show one peak pulsating up and down. When you zoom into this peak (lower spectrum below), it actually shows two closely spaced peaks. The difference in these two peaks ($F_2 - F_1$) is the beat frequency which appears itself in the wideband spectrum. The beat frequency is not commonly seen in normal frequency range measurements since it is inherently low frequency, usually ranging from only approximately 5 to 100 CPM.</p>
	 <p style="text-align: center;">ZOOM SPECTRUM</p>	<p>Maximum vibration will result when the time waveform of one frequency (F_1) comes into phase with the waveform of the other frequency (F_2). Minimum vibration occurs when waveforms of these two frequencies line up 180° out of phase.</p>
SOFT FOOT, SPRUNG FOOT AND FOOT-RELATED RESONANCE 		
		<p>"Soft Foot" occurs when a machine's foot or frame deflects greatly when a hold-down bolt is loosened to hand tightness, causing the foot to rise more than approximately .002 - .003 inch. This does not always cause a great vibration increase. However, it can do so if the soft foot affects alignment or motor air gap concentricity.</p> <p>"Sprung Foot" can cause great frame distortion, resulting in increased vibration, force and stress in the frame, bearing housing, etc. This can occur when a hold-down bolt is forcefully torqued down on the sprung foot in an attempt to level the foot.</p> <p>"Foot-Related Resonance" can cause dramatic amplitude increases from 5X to 15X or more, as compared with that when the bolt (or combination of bolts) is loosened to hand tightness. When tight, this bolt can notably change the natural frequency of the foot or machine frame itself.</p> <p>Soft Foot, Sprung Foot or Foot-Related Resonance most often affects vibration at 1X RPM, but can also do so at 2X RPM, 3X RPM, 2X line frequency, blade pass frequency, etc. (particularly Foot-Related Resonance).</p>