



**ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ  
ΚΡΗΤΗΣ**

**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΚΑΙ ΔΙΟΙΚΗΣΗΣ**

***ΡΑΦΑΗΛ ΜΠΑΧΤΣΗΣ***

***Α.Μ. : 2012010122***

***ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΣΤΑΥΡΟΥΛΑΚΗΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ***

***ΠΡΩΤΟ ΜΕΛΟΣ : ΣΤΑΥΡΟΥΛΑΚΗ ΜΑΡΙΑ***

***ΔΕΥΤΕΡΟ ΜΕΛΟΣ : ΜΠΑΚΑΤΣΑΚΗ ΜΑΡΙΑ***

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ:**

**«ΠΑΡΑΚΟΛΟΥΘΗΣΗ ΔΟΜΙΚΗΣ ΑΚΕΡΑΙΟΤΗΤΑΣ  
ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ ΜΕ ΤΗ ΧΡΗΣΗ ΙΔΙΟΜΟΡΦΙΚΗΣ  
ΑΝΑΛΥΣΗΣ»**

Σεπτέμβριος, 2018

**Ευχαριστίες**

Αρχικά θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή μου κύριο Γεώργιο Σταυρουλάκη για την ευκαιρία και την εμπιστοσύνη που μου έδειξε μέσω της ανάθεσης της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Επιπλέον ένα μεγάλο ευχαριστώ οφείλω στον Δρ. Γεώργιο Ταϊρίδη για τη βοήθεια και τις πολύτιμες συμβουλές του καθ' όλη τη διάρκεια συγγραφής της εργασίας μου.

Τέλος, ένα θερμό ευχαριστώ στην οικογένεια μου και τους δικούς μου ανθρώπους για την ψυχολογική και οικονομική υποστήριξη, την υπομονή και την αγάπη τους σε όλο το διάστημα εκπόνησης της διπλωματικής μου εργασίας, αλλά και καθ' όλη την πορεία μου στο Πολυτεχνείο Κρήτης.

## Περιεχόμενα

Ευρετήριο εικόνων.....	5
Ευρετήριο πινάκων .....	6
Εισαγωγή .....	7
Κεφάλαιο 1 <sup>ο</sup> – Ταλάντωση μηχανής .....	9
1.1 Η ταλάντωση .....	9
1.2 Πρόκληση ταλαντώσεων στις μηχανές.....	10
1.2.1 Επαναλαμβανόμενες δυνάμεις.....	10
1.2.2 Χαλαρότητα μερών της μηχανής.....	10
1.2.3 Αύξηση του εύρους ταλάντωσης της μηχανής εξαιτίας του συντονισμού	11
1.3 Ανίχνευση ταλαντώσεων στις μηχανές.....	11
1.4 Περιγραφή των ταλαντώσεων στις μηχανές.....	12
1.4.1 Πλάτος ταλάντωσης.....	13
1.4.2 Συχνότητα ταλάντωσης.....	13
1.4.3 Μήκος κύματος .....	14
1.4.4 Το εύρος του κύματος.....	14
1.4.5 Κυματομορφή ταλάντωσης .....	14
1.4.6 Αρμονική ταλάντωσης.....	14
1.4.7 Φάσμα ταλάντωσης .....	15
1.5 Μέτρηση ταλάντωσης .....	16
Κεφάλαιο 2 <sup>ο</sup> – Κραδασμοί και διάγνωση βλαβών .....	17
2.1 Ιδιομορφική ανάλυση.....	17
2.2 Ιδιοσυχνότητες.....	18
2.3 Ιδιομορφές.....	19
2.4 Βιβλιογραφική επισκόπηση στην ιδιομορφική ανάλυση .....	20
2.5 Αισθητήρια κραδασμών .....	22
2.6 Μέθοδοι ελέγχου με υπέρηχους .....	24
2.7 Μέθοδος ακουστικών εκπομπών.....	25
2.8 Μέθοδος πτώσης δυναμικού.....	26
2.9 Μέτρηση κραδασμών .....	26

2.10 Διάγνωση βλαβών .....	27
Κεφάλαιο 3 <sup>ο</sup> – Επεξεργασία σήματος, εφαρμογές και αναπαραστάσεις	29
3.1 Η έννοια του σήματος .....	29
3.2 Ανάλυση ταχέως μετασχηματισμού Fourier (FFT) .....	29
3.3 Ανάλυση κυματομορφής χρόνου.....	32
3.4 Ανάλυση του σήματος φάσης .....	35
3.5 Ειδικές διαδικασίες σήματος.....	36
Κεφάλαιο 4 <sup>ο</sup> – Ταλαντώσεις σε περιστρεφόμενες μηχανές .....	38
4.1 Ταλάντωση σε οδοντωτούς τροχούς.....	38
4.1.1 Φθορά .....	39
4.1.2 Σπασμένο δόντι .....	40
4.1.3 Οδοντωτός τροχός με ρωγμή σε δόντι .....	41
4.2 Ταλαντώσεις σε έδρανα κύλισης.....	43
4.2.1 Βλάβες στον εσωτερικό και εξωτερικό δακτύλιο .....	45
4.2.2 Βλάβες στις σφαίρες του εδράνου κύλισης .....	46
4.3 Ταλαντώσεις σε δρομείς και άξονες.....	47
4.3.1 Κακή ζυγοστάθμιση.....	48
4.3.2 Κακή ευθυγράμμιση .....	49
4.3.3 Λυγισμός άξονα.....	51
4.3.4 Ραγισμένος άξονας .....	51
4.3.5 Χαλαρότητα άξονα.....	53
Κεφάλαιο 5ο - Συμπεράσματα .....	55
Βιβλιογραφία .....	57
Ελληνική Βιβλιογραφία .....	57
Ξενόγλωσση Βιβλιογραφία .....	58

## Ευρετήριο εικόνων

Εικόνα 1: Κίνηση της μάζας σε σχέση με το χρόνο. ....	9
Εικόνα 2: Σύγκριση διαφορετικών κυμάτων ταλάντωσης. ....	13
Εικόνα 3: Κυματομορφή της ταλάντωσης. ....	14
Εικόνα 4: Κυματομορφές ταλάντωσης. ....	15
Εικόνα 5: 1 <sup>η</sup> και 2 <sup>η</sup> ιδιομορφή μιας δοκού ....	20
Εικόνα 6: Η γέφυρα Jindo στην Νότια Κορέα. ....	21
Εικόνα 7: . Μηχανισμός δημιουργίας και διάδοσης των κραδασμών. ....	27
Εικόνα 8: Σήμα κραδασμών από έδρανο αντλίας πλοίου. ....	29
Εικόνα 9: Κυματομορφή του χρόνου. ....	33
Εικόνα 10: Κυματομορφή αντλίας με 1 κύκλο το λεπτό. ....	34
Εικόνα 11: . Ενδεικτικό διάγραμμα συχνότητας/επιτάχυνσης για οδοντωτό τροχό με φθορά. ....	40
Εικόνα 12: Φαγωμένο δόντι (α) και σπασμένο δόντι (β) οδοντωτού τροχού. ....	40
Εικόνα 13: Κυματομορφή που απεικονίζει οδοντωτό τροχό με σπασμένο δόντι. ....	41
Εικόνα 14: Ρωγμή σε ρίζα δοντιού που εξαπλώνεται κατά μήκος του δοντιού (α) και προς το δακτύλιο του οδοντωτού τροχού (β). ....	42
Εικόνα 15: . Διάγραμμα συχνότητας/εύρους για υγιές οδοντωτό τροχό (α) και οδοντωτό τροχό με ρωγμή βάθους 25% του πλάτους της ρίζας (β). ....	43
Εικόνα 16: . Διάγραμμα συχνότητας εύρους για έδρανο κύλισης με βλάβη στον εσωτερικό δακτύλιο. ....	45
Εικόνα 17: Διάγραμμα συχνότητας/εύρους από έδρανο κύλισης με βλάβη στις σφαίρες. ....	47
Εικόνα 18: Παράδειγμα κακής ζυγοστάθμισης σε άξονα. ....	48
Εικόνα 19: Παρουσία κακής ευθυγράμμισης σε άξονες και κεκλιμένους άξονες. ....	50
Εικόνα 20: Μείωση στην κρίσιμη ταχύτητα σε σχέση με το βάθος της ρωγμής για αναπνέουσα ρωγμή (μπλε) και ανοιχτή ρωγμή (ροζ). ....	52
Εικόνα 21: Διαμόρφωση εύρους ταλαντωτικού σήματος ανάλογα με το βάθος της ρωγμής. ....	53
Εικόνα 22: Απεικόνιση κίνησης συνδέσεων με μηχανική χαλαρότητα. ....	53

Εικόνα 23: Χρονική κυματομορφή (α) και φάσμα απόκρισης (β) με μηχανική χαλαρότητα. ....	54
---	----

## **Ευρετήριο πινάκων**

Πίνακας 1: Οι πρώτες 4 ιδιοσυχνότητες του συστήματος πρόβολου δοκού .....	19
Πίνακας 2. Φθορές και χαρακτηριστικά των συνηθέστερων φθορών στους οδοντωτούς τροχούς. ....	39
Πίνακας 3. Χαρακτηριστικά γνωρίσματα βλαβών των εδράνων κύλισης. ....	45

## Εισαγωγή

Κατά τη διαδικασία κατασκευής ή χρήσης ενός αντικειμένου ή ενός σύνθετου εξαρτήματος ή διάταξης υπάρχει αβεβαιότητα σχετικά με την αντοχή του, τη γενικότερη κατάσταση του και την τυχόν αστοχία του. Ο στόχος της παρούσης εργασίας είναι η ανάλυση των λόγων για τους οποίους μπορεί μια μηχανή να παρουσιάσει αστοχία. Οι λόγοι αυτοί μπορεί να είναι οι ταλαντώσεις, οι κραδασμοί ή η εμφάνιση ρωγμών στα μέρη της μηχανής. Υπάρχουν αρκετές αιτίες για τις οποίες οι μηχανές μπορούν να εμφανίσουν ταλαντώσεις, κραδασμούς ή ρωγμές. Μερικές από τις αιτίες αυτές είναι η παρουσία σφάλματος στο υλικό, υπολογιστικού σφάλματος κατά το σχεδιασμό της μηχανής ή σφάλματος κατά την κατασκευή ή τη συναρμολόγηση της μηχανής.

Ταλάντωση ονομάζεται εκείνο το φαινόμενο κατά το οποίο η μηχανή ή ένα μέρος αυτής κινείται παλινδρομικά προς διάφορες κατευθύνσεις. Η «μηχανική ταλάντωση» ποικίλει και συναντάται με πολλούς τρόπους και μορφές.

Σκοπός της παρούσης εργασίας είναι να παρουσιαστούν οι αιτίες που προκαλούν τις ταλαντώσεις και τους κραδασμούς. Στη συνέχεια ακολουθεί η παρουσίαση της διάγνωσης των βλαβών αυτών μέσω της ιδιομορφικής ανάλυσης με τη βοήθεια της επεξεργασίας του σήματος και την ανάλυση ταχέως μετασχηματισμού Fourier, ενώ θα αναφερθούν όλες οι πιθανές βλάβες που μπορεί να προκύψουν στις μηχανές και οι μέθοδοι διάγνωσης και εύρεσης των βλαβών αυτών.

Η μεθοδολογία που χρησιμοποιήθηκε για τη συγγραφή της εργασίας είναι η βιβλιογραφική ανασκόπηση μέσα από βιβλία και δημοσιεύσεις από την Ελλάδα και το εξωτερικό πάνω στο θέμα της ιδιομορφικής ανάλυσης ως μέθοδος πρόγνωσης και διάγνωσης των βλαβών στις μηχανές και στο μηχανολογικό εξοπλισμό.

Είναι πολύ σημαντικό να αναφερθεί πως η αναγνώριση, η θέση και η ανάλυση των αστοχιών κρίσιμων στοιχείων του εξοπλισμού είναι ζωτικής σημασίας για την υψηλού επιπέδου αξιοπιστία της λειτουργίας του εξοπλισμού.

Η δομή της εργασίας είναι η ακόλουθη:

Στο πρώτο κεφάλαιο παρουσιάζονται αναλυτικά οι ταλαντώσεις των μηχανών, οι αιτίες πρόκλησης αυτών, καθώς και τα χαρακτηριστικά των ταλαντώσεων όπως είναι το πλάτος, η συχνότητα, το φάσμα και η κυματομορφή της ταλάντωσης.

Στο δεύτερο κεφάλαιο επισημαίνονται οι μέθοδοι διάγνωσης των βλαβών μέσω μη καταστροφικών ελέγχων ή μέσω τοποθέτησης αισθητηρίων κραδασμών στις μηχανές. Το τρίτο κεφάλαιο πραγματεύεται τις μεθόδους της ιδιομορφικής ανάλυσης και της ανάλυσης του σήματος που εκπέμπουν τα αισθητήρια κραδασμών και πραγματοποιείται μια εκτενής αναφορά στον ταχύ μετασχηματισμό Fourier ο οποίος αποτελεί ένα κρίσιμο και σημαντικό εργαλείο στην ανάλυση του σήματος.

Στο τέταρτο κεφάλαιο παρουσιάζονται οι συνηθέστερες και συχνότερες βλάβες που εμφανίζονται στις περιστροφικές μηχανές και οι οποίες περιλαμβάνουν φθορές στους άξονες και στους δρομείς, βλάβες και ρωγμές στους οδοντωτούς τροχούς, καθώς επίσης και βλάβες και φθορές στα έδρανα κύλισης. Ακόμη, αναλύονται οι τρόποι διάγνωσης των βλαβών αυτών, καθώς και τα αίτια που τις προκαλούν και πραγματοποιείται παρουσίαση των κυματομορφών της ταλάντωσης και των κραδασμών που βοηθούν στον εντοπισμό και στη διάγνωση των βλαβών αυτών.

Τέλος, στο τελευταίο κεφάλαιο εξάγονται τα συμπεράσματα της εργασίας μέσα από τη βιβλιογραφική ανασκόπηση της ιδιομορφικής ανάλυσης ως εργαλείο διάγνωσης και εντοπισμού των βλαβών στις μηχανές.



## Κεφάλαιο 1<sup>ο</sup> – Ταλάντωση μηχανής

### 1.1 Η ταλάντωση

Σε αυτήν την παράγραφο παρουσιάζονται τα γενικά χαρακτηριστικά που χαρακτηρίζουν ένα σήμα ταλάντωσης μελετώντας ένα απλό σύστημα μιας μάζας και ενός ελατηρίου. Στην Εικόνα 1 μπορούμε να παρατηρήσουμε την κίνηση της μάζας σε σχέση με τον χρόνο από την οποία είναι δυνατόν να αναλυθούν τα χαρακτηριστικά των ταλαντώσεων (Νικολακάκης, 2012).

Ένας κύκλος κίνησης είναι η κίνηση της μάζας από μια ουδέτερη θέση, στο ανώτατο και στο κατώτατο όριο της διαδρομής που μπορεί να διαγράψει. Ο κύκλος κίνησης που μόλις περιγράφηκε περιλαμβάνει όλες τις απαραίτητες πληροφορίες για τη μέτρηση των ταλαντώσεων του συστήματος. Η συνεχής κίνηση της μάζας απλά επαναλαμβάνει τον ίδιο κύκλο και η κίνηση αυτή ονομάζεται αρμονική και περιοδική, ενώ η ημιτονοειδής εξίσωση που περιγράφει τη σχέση της μετατόπισης της μάζας σε σχέση με το χρόνο είναι η ακόλουθη:

$$X = X_0 \sin \omega t$$

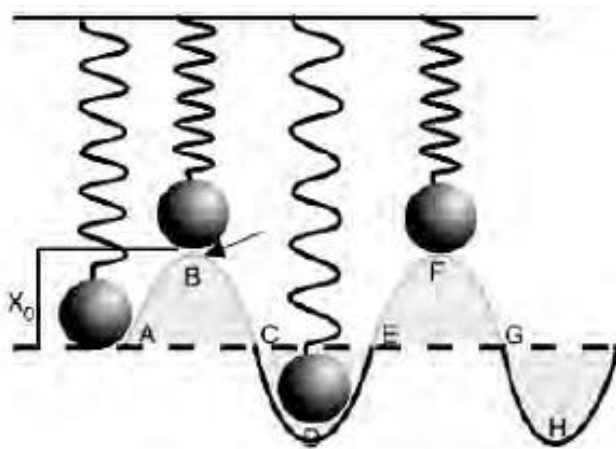
Όπου  $X$  είναι η μετατόπιση σε οποιαδήποτε δεδομένη στιγμή  $t$

$X_0 = H$  μέγιστη μετατόπιση

$\omega = 2\pi f$

$f = H$  συχνότητα σε Hz

$t = 0$  χρόνος σε δευτερόλεπτα



Εικόνα 1: Κίνηση της μάζας σε σχέση με το χρόνο.

## **1.2 Πρόκληση ταλαντώσεων στις μηχανές**

Η πρόκληση των ταλαντώσεων στις μηχανές δημιουργείται κατά κύριο λόγο από τις ακόλουθες 3 αιτίες σύμφωνα και με τον Shreve (1994):

- Τις επαναλαμβανόμενες δυνάμεις
- Τη χαλαρότητα μερών της μηχανής
- Την αύξηση του εύρους ταλάντωσης της μηχανής εξαιτίας του συντονισμού.

Στις επόμενες 3 παραγράφους περιγράφονται συνοπτικά οι 3 παραπάνω αιτίες που προκαλούν ταλάντωση στις μηχανές.

### **1.2.1 Επαναλαμβανόμενες δυνάμεις**

Οι κακές ευθυγραμμίσεις, οι φθορές των εξαρτημάτων της μηχανής, αλλά και η κακή τοποθέτηση των μερών της μηχανής προκαλούν τις επαναλαμβανόμενες δυνάμεις. Οι επαναλαμβανόμενες αυτές δυνάμεις κατά τη διάρκεια της λειτουργίας της μηχανής ασκούνται ξανά και ξανά στα διάφορα μηχανικά μέρη της μηχανής με αποτέλεσμα το συντονισμό και την πρόκληση της ταλάντωσης της μηχανής.

Η κακή ευθυγράμμιση με τη σειρά της μπορεί να προκαλέσει φθορά και λυγισμό στον άξονα ο οποίος στη συνέχεια θα ασκεί μια επαναλαμβανόμενη δύναμη στη μηχανή. Η κακή ευθυγράμμιση μπορεί να προκληθεί από διάφορες αιτίες όπως είναι η θερμική διαστολή, η κακή συναρμολόγηση της μηχανής αλλά και η αυξομείωση του ύψους τοποθεσίας της μηχανής (Καϊσέφ κ.α., 2015).

Τα κατασκευαστικά ελαττώματα τα οποία δεν ανιχνεύτηκαν έγκαιρα, η μη σωστή και μη επαρκής λίπανση των μηχανικών μερών της μηχανής, αλλά και η λανθασμένη τοποθέτηση ως αποτέλεσμα της κακής συναρμολόγησης δημιουργούν τη φθορά των μηχανικών μερών, τα οποία με τη σειρά τους, εξαιτίας ακριβώς αυτής της φθοράς, δημιουργούν επαναλαμβανόμενες δυνάμεις στη μηχανή και προκαλούν ταλάντωση.

### **1.2.2 Χαλαρότητα μερών της μηχανής**

Από τις κυριότερες αιτίες της παρουσίας του φαινομένου της ταλάντωσης της μηχανής είναι η χαλαρότητα των μερών της μηχανής. Η ταλάντωση εξαιτίας της χαλαρότητας των μερών της μηχανής προκαλείται αρχικά στα ίδια τα μηχανικά μέρη αλλά στη συνέχεια αυτή μεταδίδεται σε ολόκληρη τη μηχανή.

Ο Shreve (1994) αναφέρει πως η χαλάρωση των μηχανικών μερών της μηχανής προκαλείται από την παρουσία μεγάλων ανοχών και κενών μεταξύ των εδράνων

κύλισης, από τη διάβρωση και τις ρωγμές που μπορεί να παρουσιάσουν τα μηχανικά μέρη της μηχανής. Η τάση χαλάρωσης που παρουσιάζουν οι κοχλίες στερέωσης κατά τη λειτουργία της μηχανής αποτελεί έναν ακόμη σημαντικό λόγο για την εμφάνιση του φαινομένου αυτού.

### **1.2.3 Αύξηση του εύρους ταλάντωσης της μηχανής εξαιτίας του συντονισμού**

Όλες οι μηχανές ταλαντώνονται εξαιτίας της λειτουργίας τους με ρυθμό που ονομάζεται «φυσιολογικός ρυθμός ταλάντωσης». Κάθε μηχανή, ανάλογα με το πόσα συνεργαζόμενα μηχανικά μέρη έχει, παρουσιάζει και τους αντίστοιχους «φυσιολογικούς ρυθμούς ταλάντωσης» και αυτό συνεπάγεται πως όσο περισσότερα συνεργαζόμενα μηχανολογικά μέρη έχει μια μηχανή, δηλαδή όσο πιο πολύπλοκη είναι, τόσο περισσότερους «φυσιολογικούς ρυθμούς ταλάντωσης» θα παρουσιάσει. Οι επαναλαμβανόμενες δυνάμεις που παρουσιάστηκαν στις προηγούμενες παραγράφους τείνουν να προκαλούν ταλάντωση στη μηχανή με ρυθμό ίδιο με τον «φυσιολογικό ρυθμό ταλάντωσης» της μηχανής. Ωστόσο, αυτή η επιπλέον ταλάντωση πέραν της «φυσιολογικής» δημιουργεί το συντονισμό της μηχανής και αυξάνει το εύρος ταλάντωσης πέραν του «φυσιολογικού ρυθμού» με αποτέλεσμα να προκαλείται ζημιά στην μηχανή (Shreve, 1994).

## **1.3 Ανίχνευση ταλαντώσεων στις μηχανές**

Οι περισσότερες μηχανές έχουν συνήθως εξαιρετικά μεγάλο κόστος και αυτός είναι ο λόγος που θα πρέπει να πραγματοποιείται συνεχής έλεγχος και ανίχνευση των πιθανών βλαβών προκειμένου να μην καταστεί η μηχανή μη λειτουργική και να επισκευάζονται άμεσα οι βλάβες και οι φθορές που αυτή παρουσιάζει. Τα χαρακτηριστικά που παρουσιάζουν οι ταλαντώσεις είναι ένας τρόπος για την εξαγωγή συμπερασμάτων σχετικά με τη λειτουργικότητα της μηχανής και την παρουσία ή μη κάποιας βλάβης (Καϊσέφ κ.α., 2015).

Ο συνεχής έλεγχος και η συνεχής προσπάθεια ανίχνευσης βλαβών βοηθά στον έγκαιρο εντοπισμό κάποιας βλάβης και στην άμεση επισκευή της μηχανής τη στιγμή που παρουσιάζεται το πρόβλημα πριν αυτή καταστεί μη λειτουργική. Οποιαδήποτε επισκευή πραγματοποιηθεί αφού η μηχανή χαλάσει θα κοστίσει σε χρόνο και χρήμα πολύ περισσότερο απ' ό,τι εάν εντοπιστεί και διορθωθεί η βλάβη έγκαιρα.

Με την παρακολούθηση των ταλαντώσεων και εάν αυτή ταλαντώνεται με το «φυσιολογικό ρυθμό ταλάντωσης» που παρουσιάστηκε στην προηγούμενη

παράγραφο, μπορούν να εντοπιστούν προβλήματα και βλάβες οι οποίες μπορούν να προκαλέσουν σύμφωνα και με τον Randall (2010):

- Άμεση ζημιά στη μηχανή και δύσκολα επισκευάσιμες βλάβες
- Υψηλή κατανάλωση ενέργειας
- Διακοπή λειτουργίας της μηχανής
- Προβλήματα στην κατασκευή των παραγόμενων προϊόντων

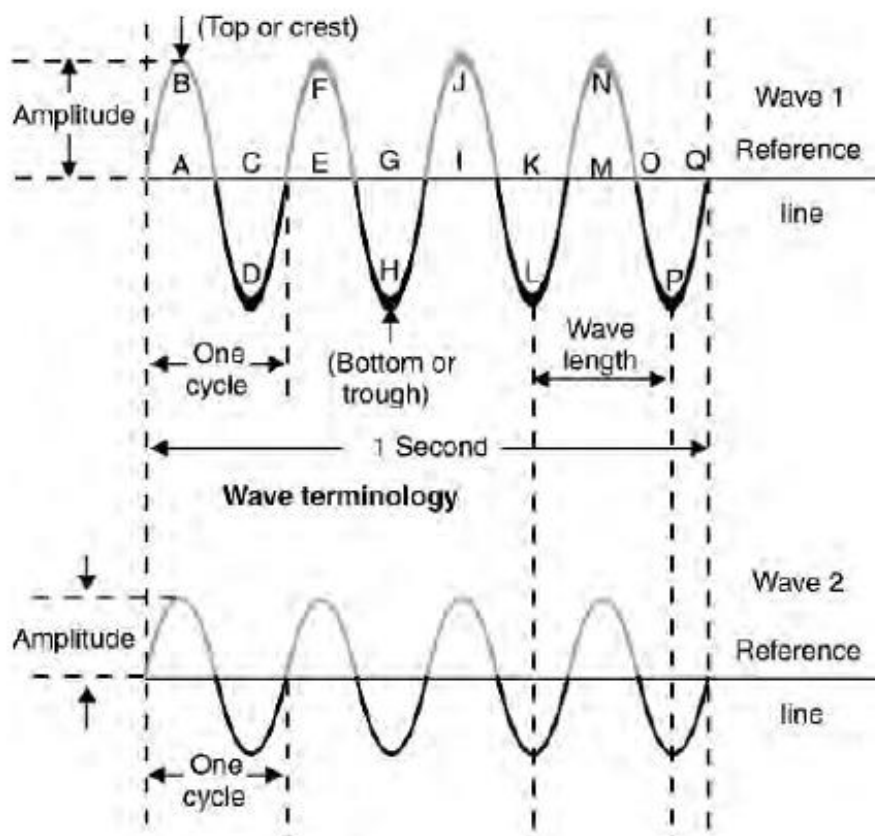
#### **1.4 Περιγραφή των ταλαντώσεων στις μηχανές**

Οι ταλαντώσεις εξαρτώνται από πολλές παραμέτρους και αυτή ακριβώς η ιδιότητα τους τις καθιστά δύσκολες στην περιγραφή τους. Μια ταλάντωση μπορεί να ανιχνευθεί είτε οπτικά με την παρατήρηση της μηχανής, είτε ακουστικά ανάλογα με τον ήχο που αυτή παράγει είτε από την ενδεχόμενη εκπομπή θερμότητας που παράγεται εξαιτίας της τριβής στο σημείο της μηχανής που ταλαντώνεται. Όπως είναι κατανοητό και οι τρεις παραπάνω τρόποι ανίχνευσης των ταλαντώσεων εξαρτώνται σε πολύ μεγάλο βαθμό από τον ανθρώπινο παράγοντα και την υποκειμενικότητα του κάθε παρατηρητή προκειμένου να διαγνώσει τη σοβαρότητα του προβλήματος. Για αυτόν το λόγο η μοναδική αντικειμενική και αξιόπιστη περιγραφή μιας ταλάντωσης είναι η χρήση των οργάνων μέτρησης και τα αριθμητικά αποτελέσματα.

Η συχνότητα και το πλάτος ταλάντωσης είναι τα σημαντικότερα αριθμητικά μεγέθη που χρησιμοποιούνται για την περιγραφή της ταλάντωσης. Η συχνότητα και το πλάτος της ταλάντωσης χρησιμοποιούνται μαζί και αποτελούν τα σημεία στα οποία στηρίζεται η ανίχνευση και αναγνώριση της ταλάντωσης και των αιτιών που την προκαλούν (Commtest, 2006).

Άλλοι όροι που χρησιμοποιούνται για την περιγραφή της ταλάντωσης είναι ο κύκλος, το μήκος κύματος, το εύρος και η φάση.

Στην ακόλουθη Εικόνα 2 περιγράφονται τα κύματα της ταλάντωσης με διαφορετικά εύρη αλλά με ίδιο μήκος κύματος.



Εικόνα 2: Σύγκριση διαφορετικών κυμάτων ταλάντωσης.

Στη συνέχεια περιγράφονται τα βασικά αριθμητικά μεγέθη της ταλάντωσης.

#### 1.4.1 Πλάτος ταλάντωσης

Το πλάτος της ταλάντωσης αντικατοπτρίζει την ένταση και τη δύναμη που ασκείται στη μηχανή. Ο κίνδυνος να παρουσιάσει βλάβη μια μηχανή είναι ανάλογος του πλάτους της ταλάντωσης καθώς όσο μεγαλύτερο είναι το πλάτος της ταλάντωσης τόσο αυξάνεται αυτός ο κίνδυνος.

#### 1.4.2 Συχνότητα ταλάντωσης

Η συχνότητα της ταλάντωσης είναι ο ρυθμός με τον οποίο ταλαντώνεται μια μηχανή και εξαρτάται από το μέγεθος της δύναμης που προκαλεί την ταλάντωση, ενώ από το μέγεθος της δύναμης εξαρτάται και ο κύκλος της ταλάντωσης και η επανάληψη αυτών. Όσο μεγαλύτερη είναι η συχνότητα της ταλάντωσης, τόσο πιο γρήγορη και επαναλαμβανόμενη είναι η ταλάντωση.

Η συχνότητα μετριέται σε Hz και αποτελεί τους κύκλους ταλάντωσης ανά δευτερόλεπτο, ενώ η μέτρηση της αποτελεί ένα πολύ καλό εργαλείο για την ανίχνευση και τον έλεγχο της κατάστασης μιας μηχανής (Commtest, 2006).

### 1.4.3 Μήκος κύματος

Το μήκος κύματος είναι η απόσταση στο χώρο που καταλαμβάνεται από έναν κύκλο ενός εγκάρσιου μήκους κύματος σε μια οποιαδήποτε χρονική στιγμή. Η απόσταση από το εμπρός άκρο ενός κύκλου μέχρι το επόμενο εμπρός άκρο του επόμενου κύκλου είναι το μήκος κύματος.

Στην Εικόνα 2 που παρουσιάστηκε πριν, η απόσταση από το Α μέχρι το Ε και από το Β μέχρι το F είναι το μετρούμενο μήκος κύματος και συμβολίζεται με το ελληνικό γράμμα  $\lambda$  (Νικολακάκης, 2012).

### 1.4.4 Το εύρος του κύματος

Στην Εικόνα 2 παρουσιάζονται 2 διαφορετικά κύματα τα οποία έχουν το ίδιο μήκος κύματος αλλά διαφέρουν ως προς το εύρος τους, καθώς όπως φαίνεται η κορυφή του ενός κύματος είναι ψηλότερη από εκείνη του άλλου. Εύρος ενός κύματος ονομάζεται το ύψος του κύματος πάνω από τη γραμμή αναφοράς και αποτελεί ένδειξη για την ποσότητα της ενέργειας που εκπέμπει το κύμα.

### 1.4.5 Κυματομορφή ταλάντωσης

Η κυματομορφή της ταλάντωσης είναι η γραφική παρουσίαση της ταλάντωσης και των μεταβολών της σε σχέση με το χρόνο. Στην ακόλουθη Εικόνα 3 παρουσιάζεται η μορφή της κυματομορφής της ταλάντωσης.



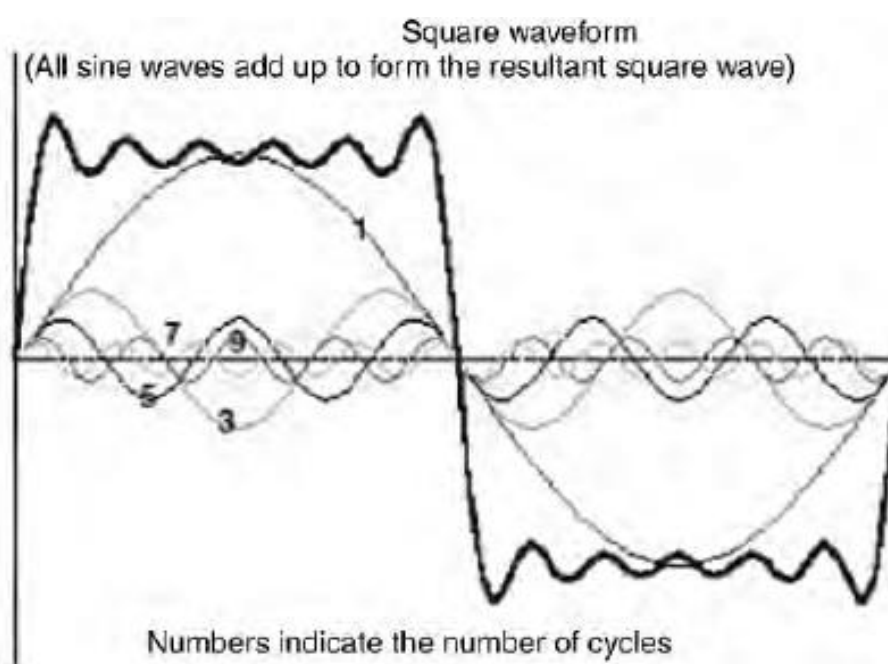
Εικόνα 3: Κυματομορφή της ταλάντωσης.

### 1.4.6 Αρμονική ταλάντωσης

Στην ακόλουθη Εικόνα 4 παρουσιάζονται διάφορες κυματομορφές ταλάντωσης όπου ο άξονας Y αντιστοιχεί στη μετατόπιση ενώ ο άξονας X στο χρόνο σε κλίμακα του ενός δευτερολέπτου.

Στην Εικόνα 4 παρατηρείται μια σειρά που αντικατοπτρίζεται από τα νούμερα (1,3,5,7,9) των κυματομορφών που παρουσιάζονται. Η σειρά αυτή ονομάζεται αρμονική της θεμελιώδους συχνότητας και εάν είχαμε μια σειρά κυματομορφών με συχνότητες 1,2,3,4,5 τότε αυτή θα ήταν η αρμονική του πρώτου κύματος και αυτό θα ήταν το κύμα με τη θεμελιώδη συχνότητα (Καϊσέφ κ.α., 2015).

Οι θεμελιώδεις κυματομορφές με τη σειρά (1,3,5,7,9) σχηματίζουν μια τετράγωνη κυματομορφή, η οποία με τον ταχύ μετασχηματισμό Fourier, που παρουσιάζεται αναλυτικά σε επόμενο κεφάλαιο, μετατρέπεται η κυματομορφή από το πεδίο του χρόνου στο πεδίο των συχνοτήτων και αντίστροφα.



Εικόνα 4: Κυματομορφές ταλάντωσης.

#### 1.4.7 Φάσμα ταλάντωσης

Το φάσμα της ταλάντωσης είναι ένα ακόμη χαρακτηριστικό της ταλάντωσης που αποτυπώνει τη συχνότητα σε κάποια συγκεκριμένη ταλάντωση και επί της ουσίας παρουσιάζει το σύνολο των ταλαντώσεων της μηχανής από όλες τις αιτίες. Το φάσμα της ταλάντωσης παρουσιάζει εκείνο το εύρος των συχνοτήτων μέσα στις οποίες μια μηχανή ταλαντώνεται. Το ποιες πληροφορίες δίνει το φάσμα ταλάντωσης εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την ανάλυση του αλλά και από το εύρος των συχνοτήτων που περιέχει (Commtest, 2006).

## 1.5 Μέτρηση ταλάντωσης

Η μέτρηση των ταλαντώσεων πραγματοποιείται με τη χρήση διάφορων οργάνων. Το κυριότερο από αυτά τα όργανα είναι οι αισθητήρες οι οποίοι τοποθετούνται πάνω στις μηχανές.

Ανάμεσα στα είδη των αισθητήρων που υπάρχουν και χρησιμοποιούνται για τη μέτρηση των ταλαντώσεων, ο πιο δημοφιλής είναι το επιταχυνσιόμετρο. Το επιταχυνσιόμετρο παράγει ένα ηλεκτρικό σήμα που εξαρτάται και είναι ανάλογο της επιτάχυνσης του μέρους της μηχανής που είναι τοποθετημένο. Το ηλεκτρικό σήμα που παράγει το επιταχυνσιόμετρο μετατρέπεται και δίνει το σήμα της ταχύτητας της ταλάντωσης η οποία απεικονίζεται είτε με τη μορφή κυματομορφής, όπως αυτή της Εικόνας 4 που παρουσιάστηκε προηγούμενως, είτε με τη μορφή ενός φάσματος συχνοτήτων.

Η μετατροπή της κυματομορφής σε φάσμα συχνοτήτων πραγματοποιείται μέσω του μαθηματικού υπολογισμού που είναι γνωστός ως ανάλυση ταχύ μετασχηματισμού Fourier (FFT) και θα παρουσιαστεί σε επόμενο κεφάλαιο (Bruel & Kjaer).



## Κεφάλαιο 2<sup>ο</sup> – Κραδασμοί και διάγνωση βλαβών

### 2.1 Ιδιομορφική ανάλυση

Η ιδιομορφική ανάλυση, μέσω των χαρακτηριστικών στοιχείων του υπό μελέτη συστήματος, μπορεί να μας παρέχει πολύ χρήσιμες πληροφορίες για τη συμπεριφορά και τη λειτουργία μιας μηχανής ή μιας κατασκευής και για αυτό χρησιμοποιείται εκτενώς τόσο κατά το στάδιο του σχεδιασμού, όσο και για τη διάγνωση βλαβών.

Τα χαρακτηριστικά που μελετώνται στην ιδιομορφική ανάλυση είναι οι ιδιοτιμές και οι ιδιομορφές και δεν εξαρτώνται από εξωτερικούς παράγοντες του συστήματος όπως είναι τα φορτία και οι δυνάμεις αλλά μόνο από κατασκευαστικά χαρακτηριστικά του συστήματος ή του μηχανήματος όπως είναι η μάζα, η δυσκαμψία και άλλα.

Οι ιδιομορφές ουσιαστικά περιγράφουν τον χαρακτηριστικό τρόπο με τον οποίο ταλαντώνεται ένα σύστημα στις διάφορες ιδιοσυχνότητες ενώ οι βαθμοί ελευθερίας είναι μια επαλληλία στοιχειωδών ταλαντώσεων στις ιδιοσυχνότητες.

Η διάγνωση των βλαβών μέσω της ιδιομορφικής ανάλυσης πραγματοποιείται με την μέτρηση των ιδιοτιμών και των ιδιομορφών όταν το μηχανήμα δεν έχει κανένα πρόβλημα και λειτουργεί κανονικά. Στην περίπτωση που κατά την τακτική συντήρηση του μηχανήματος ξανά μετρηθούν οι ιδιοτιμές και οι ιδιομορφές, και βρεθούν διαφορετικές, αυτό σημαίνει πως κάτι δεν λειτουργεί καλά στο μηχανήμα είτε γιατί άλλαξε η μάζα του εξαιτίας μιας θραύσης είτε γιατί άλλαξε η δυσκαμψία του μηχανήματος εξαιτίας της εμφάνισης μιας ρωγμής στο μηχανήμα.

Εάν θέλαμε να δώσουμε έναν ορισμό για τις ιδιομορφές τότε θα λέγαμε πως αν ο  $A$  είναι ένας  $n \times n$  πίνακας, τότε ένα μη μηδενικό διάνυσμα  $x$  στον  $R^n$  ονομάζεται ιδιοδιάνυσμα του  $A$  αν το  $Ax$  είναι βαθμωτό πολλαπλάσιο του  $x$ , δηλαδή αν  $Ax = \lambda x$  για κάποιο βαθμωτό  $\lambda$ . Το βαθμωτό  $\lambda$  ονομάζεται ιδιοτιμή του  $A$  και λέμε ότι το  $x$  είναι ένα ιδιοδιάνυσμα του  $A$  που αντιστοιχεί στην  $\lambda$ .

Εστω ο  $n \times n$  πίνακας  $A$ . Υποθέτουμε ότι οι  $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_\mu$  είναι οι  $\mu$  διαφορετικές ιδιοτιμές του  $A$ . Τότε τα αντιστοιχούντα σε αυτές ιδιοδιανύσματα  $x_i$  είναι γραμμικά ανεξάρτητα.

Συνεπώς, αν οι διαφορετικές ιδιοτιμές είναι όσες και η διάσταση του χώρου, τότε αν ένα ιδιοδιάνυσμα έχει την ίδια ιδιοτιμή με κάποιο άλλο, τα δύο αυτά ιδιοδιανύσματα θα πρέπει να είναι το ένα ανάλογο του άλλου.

Αλλά ισχύει και το αντίστροφο: οι ιδιοκαταστάσεις του πίνακα συμμετρίας είναι και ιδιοκαταστάσεις του φυσικού συστήματος υπό τη προϋπόθεση ότι οι ιδιοτιμές του  $S$  είναι διαφορετικές. Με τον τρόπο αυτό καταλαβαίνουμε ότι οι ιδιοκαταστάσεις του συστήματος δεν εξαρτώνται από τη συγκεκριμένη μορφή του πίνακα  $K$ , και ότι όλες οι αλληλεπιδράσεις που έχουν ως συμμετρία την  $S$ , έχουν τις ίδιες ιδιοκαταστάσεις. Μόνον οι χαρακτηριστικές συχνότητες εξαρτώνται από το νόμο της αλληλεπίδρασης. Οι Σταυρουλάκης και Ταϊρίδης (2014) αναφέρουν τα χαρακτηριστικά της ιδιομορφικής ανάλυσης όπου:

- Όταν τα μητρώα  $[K]$  και  $[M]$  είναι μεγέθους  $n \times n$  υπάρχουν  $n$  ιδιοτιμές και  $n$  ιδιοδιανύσματα
- Όταν τα μητρώα  $[K]$  και  $[M]$  είναι θετικά ορισμένα οι ιδιοτιμές είναι όλες θετικές
- $M_{ii} = 0$  άπειρες ιδιοτιμές
- $M_{ii} < 0$  αρνητικές ιδιοτιμές - φανταστικές συχνότητες
- Χρήση συμπίκνωσης για αφαίρεση της  $i$ -οστής εξίσωσης αν  $M_{ii} = 0$

Σε πολλά προβλήματα δυναμικής κατασκευών, οι περισσότερες ιδιομορφές συμμετέχουν στην οιονεί στατική απόκριση παρά στην δυναμική απόκριση του συστήματος.

Για μικρές τιμές του  $m$ , η μέθοδος ιδιομορφικών μετακινήσεων ενδέχεται να αντιμετωπίσει δυσκολίες στην πρόβλεψη της οιονεί στατικής απόκρισης. (Σταυρουλάκης και Ταϊρίδης, 2014)

## 2.2 Ιδιοσυχνότητες

Η απόκριση ενός συστήματος επηρεάζεται άμεσα από τις ιδιοσυχνότητες και τις ιδιομορφές. Σε ένα δυναμικό σύστημα όσοι είναι οι βαθμοί ελευθερίας τόσες είναι και οι ιδιομορφές και οι ιδιοσυχνότητες.

Κυκλική ιδιοσυχνότητα του δυναμικού συστήματος είναι η ποσότητα  $\omega$  η οποία αντικατοπτρίζει το σημείο της μέγιστης απορρόφησης της ενέργειας συστήματος, δηλαδή τον συντονισμό του συστήματος.

Επειδή η κυκλική ιδιοσυχνότητα του συστήματος χαρακτηρίζει την συχνότητα ταλάντωσης του συστήματος, όταν δεν ασκούνται εξωτερικές διεγέρσεις, ονομάζεται και ιδιοσυχνότητα. (Κουτσιανίτης, 2014)

Η ιδιοσυχνότητα υπολογίζεται από την σχέση:

$$\omega^2 = k/m$$

και η μονάδα μέτρησης της είναι (rad/sec). Ισχύει επίσης ότι:

$$f = (\omega/2\pi)$$

όπου η μονάδα μέτρησης της ιδιοσυχνότητας είναι τα Hz.

Σε ένα πολυβάθμιο σύστημα οι ιδιοσυχνότητες υπολογίζονται από την σχέση:

$$\det (-\lambda M + K) = 0$$

$$\text{όπου } \omega^2 = \lambda$$

Στο δυναμικό σύστημα πρόβολου δοκού υπάρχουν 8 βαθμοί ελευθερίας και για αυτό τον λόγο υπολογίζονται 8 διαφορετικές ιδιοσυχνότητες. Οι τιμές αυτές των ιδιοσυχνοτήτων παρουσιάζονται στον ακόλουθο πίνακα 1 από τον Κουτσιανίτη (2014) με την χρήση του προγράμματος Matlab.

**Πίνακας 1: Οι πρώτες 4 ιδιοσυχνότητες του συστήματος πρόβολου δοκού**

$\omega_1$	$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_4$
3,259	20,427	57,200	112,109

Από τον πίνακα 1 εξάγεται το συμπέρασμα πως οι ιδιοσυχνότητες που μπορούν να προσφέρουν ουσιαστικά στην δυναμική απόκριση του συστήματος είναι οι 2 πρώτες καθώς οι υπόλοιπες είναι αρκετά υψηλές και ως εκ τούτου δεν θα επηρεάζουν σημαντικά την δυναμική απόκριση του συστήματος. (Κουτσιανίτης, 2014)

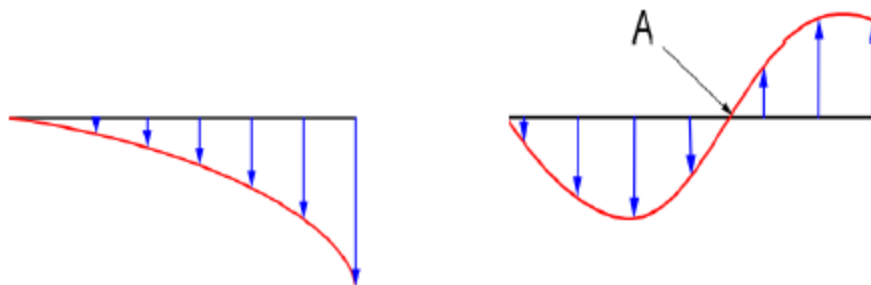
### 2.3 Ιδιομορφές

Οι ιδιομορφές συναντώνται σε πολυβάθμια δυναμικά συστήματα, εκφράζουν τον φυσικό τρόπο ταλάντωσης του συστήματος και συμβολίζονται με το γράμμα  $\Phi$ . Οι ιδιομορφές δεν έχουν σταθερό μέτρο και επί της ουσίας συσχετίζουν την παραμόρφωση του μηχανολογικού εξαρτήματος με την χωρική κατανομή της διεγείρουσας δύναμης για συγκεκριμένη ταλάντωση και συγκεκριμένο πλάτος διέγερσης.

Ο υπολογισμός των ιδιομορφών πραγματοποιείται με την ακόλουθη εξίσωση:

$$(-\omega^2 M + K)\Phi = 0$$

Οι ιδιομορφές αντικατοπτρίζουν ποσοτικά και ποιοτικά χαρακτηριστικά της κατασκευής που είναι χρήσιμα στον σχεδιασμό ενός κατάλληλου συστήματος ελέγχου. (Κουτσιανίτης, 2014)



Εικόνα 5: 1<sup>η</sup> και 2<sup>η</sup> ιδιομορφή μιας δοκού

Συνήθως υπολογίζονται οι πρώτες 5-20 ιδιομορφές και αυτό πραγματοποιείται για τους ακόλουθους λόγους σύμφωνα και με τον Κουτσιανίτη (2014):

- Επειδή οι συχνότητες των δυνάμεων διέγερσης στην φύση έχουν περιορισμένο εύρος συχνοτήτων με αποτέλεσμα να διεγείρουν μόνο τις χαμηλές ιδιοσυχνότητες της κατασκευής
- Επιπροσθέτως, όσο μεγαλύτερη είναι η συχνότητα διέγερσης, τόσο μικρότερες είναι οι αδρανειακές δυνάμεις με αποτέλεσμα να μην επηρεάζουν καθόλου την δυναμική συμπεριφορά του συστήματος.

## 2.4 Βιβλιογραφική επισκόπηση στην ιδιομορφική ανάλυση

Η ιδιομορφική ανάλυση χρησιμοποιείται για την διάγνωση και πρόγνωση των βλαβών στον μηχανολογικό εξοπλισμό και στα μηχανήματα γενικότερα. Οι Ferrar & Lieven (2007) σημειώνουν πως με την ιδιομορφική ανάλυση μπορεί να γίνει η πρόγνωση των βλαβών μέσω της πρόγνωσης των φορτίων που θα δεχθεί η μηχανή. Η πρόγνωση αυτή βοηθάει στον υπολογισμό του υπόλοιπου χρόνου ζωής της μηχανής. Η επιτυχής εφαρμογή της ιδιομορφικής ανάλυσης στην πρόγνωση των βλαβών απαιτεί την ανάπτυξη και συνεργασία και άλλων επιστημονικών πεδίων όπως είναι αυτό των μετρήσεων και της τηλεμετρίας καθώς και η ανάπτυξη και υιοθέτηση διάφορων μοντέλων προβλέψεων.

Οι Kim & Lee (2014) σημειώνουν πως οι μέθοδοι ιδιομορφικής ανάλυσης μέσω αισθητήρων είναι πολύ χρήσιμες στην διάγνωση και πρόβλεψη των βλαβών σε σημεία που η πρόσβαση των τεχνικών είναι δύσκολη, όπως είναι τα πλοία και οι

πλατφόρμες εξόρυξης πετρελαίου και φυσικού αερίου στην μέση της θάλασσας. Όπως θα αναφερθεί και παρακάτω, για τον σκοπό αυτό τοποθετούνται αισθητήρες όπως επιταχυνσιόμετρα, αλλά και αισθητήρες μέτρησης της πίεσης. Για την τοποθέτηση των αισθητήρων στα πλοία αναπτύσσονται τεχνολογίες όπως είναι οι αισθητήρες οπτικών ινών και αισθητήρες μέτρησης των ρωγμών. Οι Kim & Lee (2014) αναφέρουν πως σε τέτοια περιβάλλοντα εργασίας θα πρέπει οι αισθητήρες και άρα ο εμπλεκόμενος εξοπλισμός να μπορεί να παρέχει αξιόπιστες μετρήσεις σε πολύ κρύο περιβάλλον και σε χαμηλές θερμοκρασίες.

Σε παρόμοιες τεχνολογίες για την εφαρμογή της ιδιομορφικής ανάλυσης κατέληξαν και οι Li & Ou (2010) όπου αναφέρουν την εφαρμογή ασύρματων αισθητήρων και πιεζοηλεκτρικών κεραμικών αισθητήρων όπου μπορούν να διαγνώσουν την οξείδωση του οπλισμού σε κατασκευές οπλισμένου σκυροδέματος με αρκετά μεγάλη επιτυχία.

Οι Rice et.al (2010) αναφέρουν στην δική τους μελέτη την ανάπτυξη ασύρματων αισθητήρων όπου με αυτό τον τρόπο βελτιώνεται κατά πολύ η μέθοδος της ιδιομορφικής ανάλυσης στην διάγνωση των βλαβών. Οι ασύρματοι αισθητήρες αν και είχαν αναπτυχθεί εδώ και αρκετά χρόνια, δεν είχαν ποτέ εφαρμοστεί σε πειράματα μεγάλης κλίμακας ενώ η εφαρμογή αυτών των αισθητήρων απαιτεί και την ταυτόχρονη ανάπτυξη του κατάλληλου λογισμικού. Οι ασύρματοι αισθητήρες σύμφωνα με τους Rice et.al (2010) χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο σε οικοδομικές κατασκευές και σε έργα πολιτικού μηχανικού και η μέθοδος αυτή εφαρμόστηκε με επιτυχία σε μια γέφυρα στην Νότια Κορέα, όπου εξετάστηκαν για φθορές τα καλώδια και οι τένοντες της γέφυρας.



**Εικόνα 6: Η γέφυρα Jindo στην Νότια Κορέα**

Συνολικά εγκαταστάθηκαν 70 ασύρματοι αισθητήρες στην γέφυρα Jindo για 4 μήνες, ενώ αυτή ήταν σε λειτουργία, καταγράφοντας τα φορτία που δέχεται η γέφυρα καθώς και τις δονήσεις. Τα αποτελέσματα έδειξαν πως 10 καλώδια της γέφυρας δέχονται ισχυρές τάσεις και φορτίσεις και αυτό οδήγησε τους ιθύνοντες να τα ενισχύσουν ανάλογα.

## 2.5 Αισθητήρια κραδασμών

Ο κραδασμός της μηχανής παράγει ένα μηχανικό φυσικό μέγεθος το οποίο μετατρέπεται σε ηλεκτρικό μέγεθος όπως τάση ή ρεύμα. Η μετατροπή αυτή είναι η βασική αρχή λειτουργίας των σύγχρονων αισθητηρίων μέτρησης των κραδασμών της μηχανής.

Μια ηλεκτρονική διάταξη επεξεργάζεται στη συνέχεια αυτό το ηλεκτρικό μέγεθος και μετατρέπει το συνεχές ηλεκτρικό μέγεθος σε διακριτό (Παπαμητούκας, 2013).

Τα σήματα αυτά μπορούν να επεξεργαστούν ψηφιακά, ενώ παράλληλα μπορούν να αναλυθούν από ηλεκτρονικούς υπολογιστές. Η μέτρηση των κραδασμών μπορεί να πραγματοποιηθεί με τη μέτρηση της ταχύτητας, της επιτάχυνσης και της μετατόπισης της μηχανής. Η μετατροπή των μετρήσεων από τα αισθητήρια κραδασμών μπορεί να πραγματοποιηθεί με την παραγωγή και την ολοκλήρωση στο πεδίο του χρόνου, ενώ στο πεδίο της συχνότητας με τη διαίρεση και τον πολλαπλασιασμό (Νικολακάκης, 2012).

Υπάρχουν διαφορετικές τεχνολογίες που χρησιμοποιούνται στα αισθητήρια κραδασμών και επηρεάζουν την ικανότητα μέτρησης.

Ο κ. Νικολακάκης (2012) παρουσίασε τις τεχνολογίες των αισθητηρίων κραδασμών και τις βασικές αρχές μέτρησης στις οποίες στηρίζονται. Αυτές είναι:

- **Γραμμικοί μετασχηματιστές μεταβλητού διαφορικού** των οποίων τα πλεονεκτήματα είναι πως παρέχουν μεγάλη ακρίβεια στη μέτρηση της μετατόπισης και μπορούν να μετρήσουν και τις στατικές συνιστώσες της μετατόπισης. Τα μειονεκτήματα των γραμμικών μετασχηματιστών μεταβλητού διαφορικού είναι πως δεν μπορούν να παρακολουθήσουν υψίσυχνες ταλαντώσεις βάσης, έχουν περίπλοκο ηλεκτρονικό κύκλωμα, έχουν περιορισμένη δυναμική περιοχή, μετρούν μόνο τη σχετική μετατόπιση του κελύφους της μηχανής από τους κραδασμούς και μακροχρόνια υπόκεινται σε φθορές.

- **Αισθητήρια προσέγγισης δινορευμάτων** των οποίων τα πλεονεκτήματα είναι ότι δεν φθείρονται, καθώς δεν έχουν κινούμενα μέρη, μπορούν να μετρήσουν την στατική συνιστώσα της μετατόπισης και δεν έρχονται σε επαφή με τη δονούμενη επιφάνεια. Τα μειονεκτήματα τους είναι ότι και αυτά έχουν περιορισμένη δυναμική περιοχή, επηρεάζονται από τις μαγνητικές ιδιότητες των μαγνητικών επιφανειών, ενώ χρειάζονται και βαθμονόμηση πριν από τη χρήση. Τα αισθητήρια προσέγγισης δινορευμάτων είναι τα ιδανικά αισθητήρια για χρήση σε μη καταστροφικούς ελέγχους, αλλά αποτελούν συμπληρωματικό εργαλείο μέτρησης των κραδασμών.
- **Αισθητήρια ταχύτητας μεταβλητής επαγωγής** των οποίων τα πλεονεκτήματα είναι ότι δεν χρειάζονται εξωτερική διέγερση για την δημιουργία τάσης και εμφανίζουν την ένδειξη κατευθείαν σε ταχύτητα, ενώ τα μειονεκτήματα τους είναι ότι έχουν περιορισμένη δυναμική περιοχή, δεν μπορούν να μετρήσουν τις χαμηλόσυχνες ταλαντώσεις αλλά και ούτε τις πολύ υψίσυχνες ταλαντώσεις. Επίσης, επειδή διαθέτουν κινούμενα μέρη παρουσιάζουν φθορές σε μακροχρόνια χρήση, ενώ είναι πολύ ευαίσθητα στην αλλαγή προσανατολισμού της ταλάντωσης. Τέλος, ένα ακόμα μειονέκτημα τους είναι πως είναι πολύ μεγάλα σε μέγεθος. Τα αισθητήρια ταχύτητας μεταβλητής επαγωγής αποτέλεσαν ένα από τα πρώτα αισθητήρια μέτρησης κραδασμών εξαιτίας της ιδιότητας που αυτά είχαν, να μη χρειάζονται εξωτερική διέγερση.
- **Επιταχυνσιόμετρα επιμηκυνσιόμετρων** των οποίων τα πλεονεκτήματα είναι πως μπορούν να μετρήσουν την στατική συνιστώσα της επιτάχυνσης, έχουν μικρό μέγεθος και βάρος και παρέχουν κατευθείαν την ένδειξη της επιτάχυνσης. Στα μειονεκτήματα τους συγκαταλέγονται ότι έχουν μικρή δυναμική περιοχή και είναι ιδιαίτερα ευαίσθητα στις αλλαγές της θερμοκρασίας την ίδια στιγμή που παρουσιάζουν χαμηλή ευαισθησία στις διακυμάνσεις της επιτάχυνσης.
- **Χωρητικά επιταχυνσιόμετρα** των οποίων τα πλεονεκτήματα είναι ότι μπορούν να μετρήσουν την στατική συνιστώσα της επιτάχυνσης όπως κάνουν και τα επιταχυνσιόμετρα των επιμηκυνσιόμετρων, ενώ έχουν μικρό βάρος και μέγεθος την ίδια στιγμή που παρέχουν κατευθείαν την ένδειξη της επιτάχυνσης. Τα μειονεκτήματα των χωρητικών επιταχυνσιόμετρων είναι

παρόμοια με των επιταχυνσιόμετρων των επιμηκυνσιόμετρων, καθώς δεν μπορούν να μετρήσουν τις υψίσυχνες ταλαντώσεις, έχουν περιορισμένη δυναμική περιοχή και παρουσιάζουν χαμηλή ευαισθησία στις διακυμάνσεις της επιτάχυνσης. Επειδή, όπως είναι κατανοητό, παρουσιάζουν όμοια χαρακτηριστικά, μειονεκτήματα και πλεονεκτήματα με τα επιταχυνσιόμετα των επιμηκυνσιόμετρων το κριτήριο επιλογής μεταξύ των 2 παραπάνω αισθητηρίων είναι το κόστος λειτουργίας και το περιβάλλον λειτουργίας κάτω από το οποίο θα τοποθετηθούν.

- **Πιεζοηλεκτρικά επιταχυνσιόμετρα** των οποίων τα πλεονεκτήματα είναι ότι μετράνε τις υψίσυχνες ταλαντώσεις, έχουν μικρό βάρος και μέγεθος, παρέχουν κατευθείαν την ένδειξη της επιτάχυνσης και δεν έχουν κινούμενα μέρη. Αυτό τα καθιστά αξιόπιστα σε μακροχρόνια χρήση, ενώ το μοναδικό τους μειονέκτημα είναι ότι δεν μπορούν να μετρήσουν την στατική συνιστώσα της επιτάχυνσης.

## 2.6 Μέθοδοι ελέγχου με υπέρηχους

Ένας μη καταστροφικός έλεγχος των ασυνεχειών και των ρωγμών των μετάλλων μπορεί να πραγματοποιηθεί με τον έλεγχο με υπέρηχους. Στη μέθοδο αυτή παράγεται μια δέσμη ήχου υψηλής συχνότητας η οποία κατευθύνεται προς το υπό εξέταση μέταλλο. Η δέσμη, ανακλάται πίσω σε περίπτωση παρουσίας κάποιας ασυνέχειας στο μέταλλο και η ασυνέχεια αυτή εμφανίζεται σε μια CRT οθόνη με τη μορφή μιας κάθετης γραμμής.

Ο μετατροπέας υπερήχων απορροφά ένα πολύ μικρό ποσοστό της ανακλώμενης ηχητικής ενέργειας όταν αυτός τοποθετηθεί σε μια επιφάνεια σταθερού πάχους με αποτέλεσμα το υπολειπόμενο ποσοστό της ηχητικής ενέργειας να επιστρέφει πίσω στο υπό εξέταση μέταλλο δημιουργώντας μια επιπλέον ένδειξη στην οθόνη απεικόνισης, καθώς αυτή η ηχητική ενέργεια θα αντηχεί μέσα στις παράλληλες επιφάνειες του υπό εξέταση μετάλλου. Γενικότερα, οι ήχοι υψηλών συχνοτήτων χάνουν την ενέργειά τους όταν ταξιδεύουν στον αέρα αλλά διέρχονται ελεύθερα μέσα σε συμπαγείς επιφάνειες, ακόμα και στο νερό. Για να είναι αποτελεσματική η μέθοδος ελέγχου των φθορών με υπερήχους θα πρέπει μεταξύ της μηχανής παραγωγής υπερήχων και της επιφάνειας του υπό εξέταση μετάλλου να μην υπάρχει αέρας (Γιακόπουλος & Αντωνιάδης, 2010).



## 2.7 Μέθοδος ακουστικών εκπομπών

Μια ακόμα μέθοδος μη καταστροφικού ελέγχου των ασυνεχειών και των ρωγμών των μετάλλων μπορεί να πραγματοποιηθεί με τη μέθοδο ακουστικών εκπομπών η οποία αποτελεί μια βοηθητική μέθοδο για τον εντοπισμό των ασυνεχειών και των ρωγμών των μετάλλων και των μηχανών.

Η παραγωγή των ακουστικών εκπομπών πραγματοποιείται με τη δημιουργία ελαστικών ηχητικών κυμάτων τα οποία δημιουργούνται με την αλλαγή της πίεσης στο υπό εξέταση μέταλλο (Toutounzakis κ.α., 2005).

Οι αισθητήρες καταγράφουν στην επιφάνεια του υπό εξέταση μετάλλου τα κύματα πίεσης που παράγονται, όταν ένα μέταλλο δέχεται εξωτερικά αλλαγή πίεσης ή θερμοκρασίας. Τα κύματα πίεσης αυτά δημιουργούνται από την ενέργεια που παράγεται στο μέταλλο εξαιτίας αυτής της εξωτερικής αλλαγής και διαδίδονται με τη σειρά τους στην επιφάνεια του μετάλλου (Παπαμητούκας, 2013).

Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιείται κατά κύριο λόγο για τον έλεγχο των μηχανών όταν αυτές είναι σε λειτουργία, ενώ η ανάλυση και η ανίχνευση των ακουστικών εκπομπών μπορούν να δώσουν σημαντικές πληροφορίες για την προέλευση των ρωγμών και των ασυνεχειών.

Η μέθοδος των ακουστικών εκπομπών χρησιμοποιείται πρωτίστως στην ανίχνευση βλαβών και ρωγμών σε γρανάζια και οδοντωτούς τροχούς, ενώ η κύρια διαφοροποίηση της από τις άλλες μη καταστροφικές μεθόδους ανίχνευσης και εντοπισμού βλαβών είναι ότι το σήμα που παράγεται από τις μηχανές σε λειτουργία έχει αρκετή φόρτιση και τα ακουστικά σήματα διαδίδονται ευκολότερα από τις διάφορες ασυνέχειες και ρωγμές που υπάρχουν στο υπό εξέταση μέταλλο (Νικολακάκης, 2012).

Παράλληλα με τη μέθοδο των ακουστικών εκπομπών μπορούν να ανιχνευθούν οι αλλαγές που πραγματοποιούνται σε μια μηχανή δυναμικά όπως είναι η αύξηση μιας ρωγμής. Αυτή η δυνατότητα της διάκρισης μεταξύ των δυναμικών και στάσιμων ασυνεχειών αποτελεί το σημαντικότερο πλεονέκτημα της μεθόδου. Ένα ακόμα πλεονέκτημα της συγκεκριμένης μεθόδου είναι ότι δεν απαιτείται η τοποθέτηση αισθητήρων στο υπό εξέταση μέταλλο.

## **2.8 Μέθοδος πτώσης δυναμικού**

Η έναρξη και η διάδοση των ρωγμών μπορεί να ανιχνευθεί με μια μέθοδο που έχει καθιερωθεί τα τελευταία 20 χρόνια και είναι η μέθοδος πτώσης ηλεκτρικού δυναμικού (Muhlstein & Saxena, 2000).

Όταν μια ρωγή δημιουργείται και αυξάνεται, τότε αυξάνεται και η ηλεκτρική αντίσταση του μετάλλου και αυτή είναι η αρχή λειτουργίας της μεθόδου, καθώς εφαρμόζοντας ρεύμα σε μια μηχανή που έχει ήδη ρωγή, η διαφορά δυναμικού αλλάζει με την αύξηση του μήκους της ρωγμής (Spitas κ.α., 2008).

Με τη μέθοδο της πτώσης δυναμικού μπορεί να μετρηθεί σε πραγματικό χρόνο το μήκος μιας ρωγμής που δημιουργείται εξαιτίας της υψηλής θερμοκρασίας ή της κόπωσης του μετάλλου (Νικολακάκης, 2012).

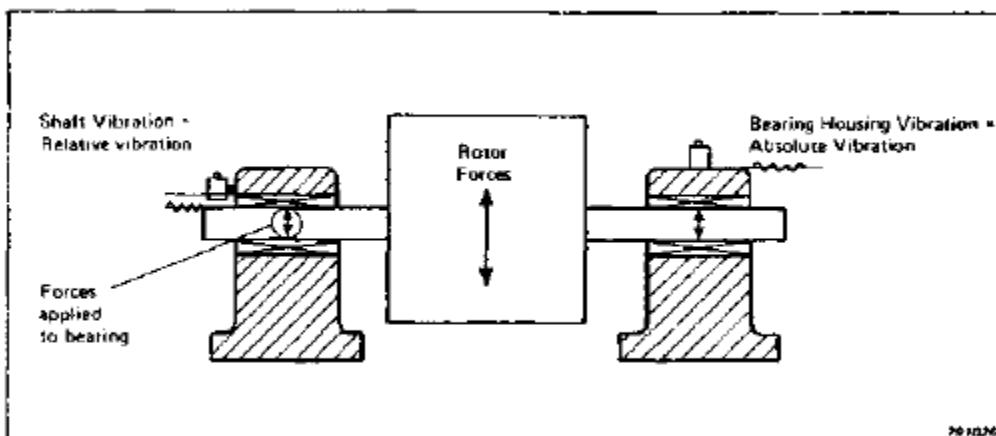
## **2.9 Μέτρηση κραδασμών**

Στο πρώτο κεφάλαιο παρουσιάστηκαν οι λόγοι και οι αιτίες που δημιουργούνται οι κραδασμοί στη μηχανή, εξαιτίας των κινητών της μερών, τα οποία κατά τη λειτουργία της μηχανής παράγουν δυνάμεις που διεγείρουν τον άξονα της. Στην ακόλουθη Εικόνα 7 παρουσιάζεται σχηματικά ο μηχανισμός δημιουργίας και διάδοσης των κραδασμών σε μια μηχανή.

Οι κραδασμοί της μηχανής μεταφέρονται στα μοναδικά σταθερά σημεία της που είναι οι βάσεις έδρασής της και το κέλυφος της και στα σημεία αυτά είναι που τοποθετούνται οι αισθητήρες μέτρησης των κραδασμών.

Τα στοιχεία που συλλέγονται από τους αισθητήρες δίνουν πληροφορίες για τις δυνάμεις που αναπτύσσονται στα κινούμενα μέρη της μηχανής. Οι πληροφορίες αυτές επηρεάζονται από μια σειρά παραγόντων όπως είναι οι κραδασμοί του περιβάλλοντος λειτουργίας της μηχανής, αλλά και οι δίοδοι διέλευσης των κραδασμών προς τα σταθερά αυτά σημεία (Παπαμητούκας, 2013).

Για να γίνει σωστά και αξιόπιστα η μέτρηση των κραδασμών σε μια μηχανή θα πρέπει καταρχήν να βρεθούν τα σωστά σημεία τοποθέτησης των αισθητηρίων στη μηχανή, ενώ τα αισθητήρια θα πρέπει να τοποθετούνται όσο το δυνατόν εγγύτερα στα σημεία εμπλοκής και επαφής των κινούμενων μερών με τα ακίνητα και σταθερά μέρη της μηχανής ώστε να μην υπάρχει παραμόρφωση. Παράλληλα θα πρέπει οι πληροφορίες που έχουν να κάνουν με τα κινούμενα μέρη της μηχανής να αφορούν αυτά και μόνο αυτά και να μην συγχέονται με τις υπόλοιπες πληροφορίες που αφορούν τα υπόλοιπα μέρη της μηχανής (Νικολακάκης, 2012).



Εικόνα 7: . Μηχανισμός δημιουργίας και διάδοσης των κραδασμών.

Για να είναι αξιόπιστες οι μετρήσεις, θα πρέπει τα αισθητήρια να τοποθετούνται σε όσο το δυνατόν περισσότερα σημεία πάνω στη μηχανή και να απομονώνονται οι κραδασμοί που μπορεί να οφείλονται σε γειτονικές μηχανές και δονούν το έδαφος. Ο βασικότερος δείκτης που χρησιμοποιείται για τη μέτρηση των κραδασμών είναι η μέση τετραγωνική τιμή της επιτάχυνσης ή της ταχύτητας. Σε πρώτο βαθμό, λοιπόν, και με βάση αυτόν το δείκτη, είναι εφικτό να πραγματοποιηθεί η διάγνωση της κατάστασης της μηχανής (Γιακόπουλος & Αντωνιάδης, 2010).

Οι αισθητήρες κραδασμών θα πρέπει να τοποθετούνται κατά την οριζόντια, την κάθετη και την αξονική διεύθυνση σε σχέση με τον άξονα κίνησης και κατ'ελάχιστον θα πρέπει να είναι 3 αισθητήρες μέτρησης κραδασμών.

## 2.10 Διάγνωση βλαβών

Η διάγνωση των βλαβών από το συνολικό επίπεδο των κραδασμών δίνει πολύ σημαντικές πληροφορίες για την κατάσταση της μηχανής. Οι πληροφορίες για την κατάσταση της μηχανής αντλούνται από την ανάλυση της κυματομορφής των κραδασμών που παράγονται από τους αισθητήρες, ενώ από τις κυματομορφές των κραδασμών μπορεί να γίνει και διάγνωση της βλάβης, δηλαδή σε ποιο δομικό στοιχείο εμφανίζεται η βλάβη, πόσο εκτεταμένη είναι κλπ.

Η ανάλυση του φάσματος των κραδασμών είναι αυτή που δίνει τη διάγνωση των βλαβών, καθώς οι αιχμές που παρουσιάζονται στις συχνότητες αντιστοιχούν στις περιοδικές κινήσεις που κάνουν τα κινούμενα μέρη των μηχανών. Τα κινούμενα μέρη των μηχανών εκτελούν περιοδικές κινήσεις με μια σταθερή συχνότητα που σχετίζεται με την ταχύτητα περιστροφής (Παπαμητούκας, 2013).

Αυτή η παρακολούθηση των αιχμών που παρουσιάζονται στις κυματομορφές των κραδασμών μπορεί να σχετισθεί με την ύπαρξη ή όχι μιας βλάβης στη μηχανή ή ακόμα και με την ανάπτυξη μιας ήδη προϋπάρχουσας ρωγμής που μπορεί να υπάρχει σε ένα συγκεκριμένο σημείο ή κινούμενο μέρος της μηχανής.

Η ανάλυση της ίδιας της κυματομορφής, ο συνδυασμός φασμάτων πολλών σημείων ή η ανάλυση απόκρισης της μηχανής είναι μερικές από τις συμπληρωματικές μετρήσεις οι οποίες θα πρέπει να συνοδεύουν την ανάλυση του φάσματος προκειμένου να γίνεται ακριβής και αξιόπιστη η διάγνωση των βλαβών σε μια μηχανή εξαιτίας των κραδασμών (Randall, 2010).

Σε κάθε μηχανή οι αιχμές μπορεί να εκδηλώνονται σε διαφορετικά σημεία του φάσματος, οι οποίες να υποδηλώνουν τις ίδιες βλάβες (Νικολακάκης, 2012). Με άλλα λόγια, η ίδια βλάβη σε διαφορετικές μηχανές μπορεί να εκδηλώνεται σαν αιχμές σε διαφορετικά σημεία του φάσματος.

Χρησιμοποιώντας την ανάλυση των κραδασμών μπορεί να γίνει διάγνωση για τις ακόλουθες βλάβες (Παπαμητούκας, 2013):

- Φθορά ρότορα
- Μεγάλο βέλος κάμψης στον άξονα
- Ανισορροπία και κακή ευθυγράμμιση
- Φθορές στα γρανάζια και στους οδοντωτούς τροχούς
- Χαλάρωση των κινούμενων μερών της μηχανής
- Εκκεντρότητα
- Διαρροή λαδιού με τη μορφή ριπών και δινών λαδιού
- Σπηλαιώση
- Φθορές στα έδρανα κύλισης
- Φθορές στους ιμάντες
- Ρωγμές στα κινούμενα μέρη ακόμα και στο κέλυφος της μηχανής
- Συντονισμός
- Ηλεκτρολογικά σφάλματα

## Κεφάλαιο 3<sup>ο</sup> – Επεξεργασία σήματος, εφαρμογές και αναπαραστάσεις

### 3.1 Η έννοια του σήματος

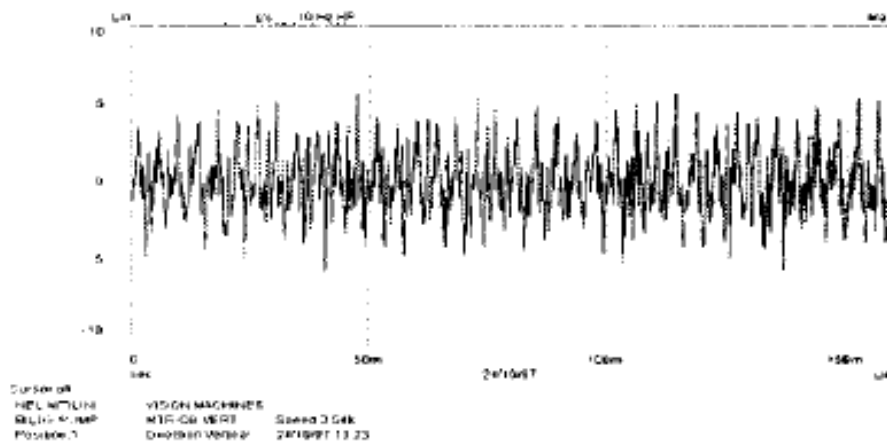
Μια φυσική ποσότητα η οποία μεταβάλλεται εξαιτίας μίας ή περισσότερων ανεξάρτητων μεταβλητών ονομάζεται δυναμικό σήμα. Μια από τις ανεξάρτητες μεταβλητές είναι ο χρόνος. Δυναμικά σήματα αποτελούν όλες οι διάφορες μορφές διεγέρσεων, αλλά και οι λαμβανόμενες αποκρίσεις των μηχανών.

Οι παρακάτω συναρτήσεις όπως και η ακόλουθη κυματομορφή της Εικόνας 8 αποτελεί δυναμικό σήμα (Παπαμητούκας, 2013).

$$x_1(t) = 5t^2$$

$$x_2(t) = 3t^2$$

$$x_3(t) = 3\cos(2t) + 6\sin(3t)$$



Εικόνα 8: Σήμα κραδασμών από έδρανο αντλίας πλοίου.

Ο στόχος της ανάλυσης των δυναμικών σημάτων είναι ο προσδιορισμός εκείνων των μαθηματικών εξισώσεων οι οποίες θα περιγράφουν με ακρίβεια και αξιοπιστία όλους τους τύπους των σημάτων και θα περιλαμβάνουν παράλληλα και όλες εκείνες τις πληροφορίες που περιλαμβάνονται στο αρχικό σήμα.

### 3.2 Ανάλυση ταχέως μετασχηματισμού Fourier (FFT)

Ο διακριτός μετασχηματισμός Fourier είναι ο συνηθέστερος μαθηματικός αλγόριθμος ο οποίος χρησιμοποιείται για την αναπαράσταση των δεδομένων σε πάρα πολλές τεχνικές εφαρμογές.

Η ανάλυση αυτή οδηγεί δηλαδή στη συχνοτική περιγραφή των σημάτων μέσω της πολύ χρήσιμης συνάρτησης μεταφοράς (transfer function). Η τελευταία περιγράφει τη λειτουργία του συστήματος στο πεδίο των συχνοτήτων (frequency domain) και δίνει πληροφορίες για το πώς επιδρά στις διάφορες συχνοτικές συνιστώσες που απαρτίζουν το σήμα εισόδου.

Η ταχεία διεκπεραίωση του διακριτού μετασχηματισμού Fourier είναι ζωτικής σημασίας και οι σχετικοί αλγόριθμοι που έχουν σχηματιστεί για την ταχεία περιγραφή του μετασχηματισμού Fourier ονομάζονται «Ταχύς Μετασχηματισμός Fourier» (FastFourierTransform/FFT).

Οι σειρές Fourier στα μαθηματικά, λαμβάνουν περιοδικά σήματα που ικανοποιούν ορισμένες συνθήκες (συνθήκες Dirichlet) και τα αναλύουν σε αθροίσματα συναρτήσεων ημιτόνων και συνημιτόνων διαφορετικών συχνοτήτων. Η διαδικασία αυτή εκφράζεται μέσω του τριγωνομετρικού αναπτύγματος των σειρών το οποίο είναι δυνατόν, μέσω μιας απλής αντικατάστασης, να απεικονισθεί και με εκθετική μορφή. Αναλυτικότερα το τριγωνομετρικό ανάπτυγμα ενός σήματος  $x(t)$  γράφεται:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=0}^n \sum_{m=1}^{\infty} a_m \cos(2\pi m f_0 t) + \sum_{m=1}^{\infty} b_m \sin(2\pi m f_0 t)$$

Οι συχνότητες των ημιτονοειδών όρων είναι πολλαπλάσιες της θεμελιώδους συχνότητας. Το  $m$ -οστό πολλαπλάσιο της θεμελιώδους συχνότητας (για θετικές τιμές του  $m$ ) καλείται  $m$ -οστή αρμονική. Το πρόβλημα έγκειται στον υπολογισμό των συντελεστών  $a_0$ ,  $a_m$ , και  $b_m$ . Ο όρος  $a_0$  ισούται με τη μέση χρονική τιμή του:

$$\frac{a_0}{2} = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt$$

Οι όροι  $a_m$  και  $b_m$  προκύπτουν από κατάλληλους αλγεβρικούς υπολογισμούς και την ολοκλήρωση της σχέσης  $x(t)$  με ημιτονοειδείς και συνημιτονοειδείς όρους αντίστοιχα. Η τιμή τους είναι ίση προς:

$$a_m = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \cos(2\pi m f_0 t) dt$$

$$b_m = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \sin(2\pi m f_0 t) dt$$

Η εκθετική μορφή των σειρών Fourier, προκύπτει με τη χρήση θεωρίας μιγαδικών αριθμών. Πρόκειται για μια γενικευμένη μορφή, η οποία είναι ιδιαίτερα χρήσιμη κατά το μετασχηματισμό του Fourier που δίνεται στη συνέχεια.

Έτσι, λοιπόν, από την τριγωνομετρική μορφή, αν αντικατασταθούν οι συναρτήσεις των ημιτόνων και συνημιτόνων με τις σχέσεις (ταυτότητες Euler):

$$\cos(2\pi m f_0 t) = \frac{1}{2}(e^{i2\pi f_0 m t} + e^{-i2\pi f_0 m t})$$

και

$$\sin(2\pi m f_0 t) = \frac{1}{2i}(e^{i2\pi f_0 m t} - e^{-i2\pi f_0 m t})$$

η εκθετική μορφή των σειρών Fourier προκύπτει ως εξής:

$$x(t) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} c_m e^{i2\pi f_0 m t}$$

Οι συντελεστές  $c_m$  του παραπάνω αναπτύγματος είναι γενικά μιγαδικοί αριθμοί οι οποίοι υπολογίζονται από τη σχέση:

$$C_m = \frac{1}{2} (a_m - i b_m)$$

Οι ημιτονοειδείς συναρτήσεις παρουσιάζουν αρκετά πλεονεκτήματα σε σχέση με τις εκθετικές όσον αφορά την απευθείας σύνδεση τους με την έννοια της φυσικής συχνότητας. Σε εφαρμογές μηχανικού το πλήθος των όρων (συχνότητες) μιας σειράς Fourier καθορίζεται από τη φύση του προβλήματος και την επιδιωκόμενη ακρίβεια (αναπαράσταση φυσικού φαινομένου). Ο Ταχύς Μετασχηματισμός Fourier προσδιορίζεται από την σχέση:

$$F_k = F\left(\frac{k}{NT}\right) = \sum_{n=0}^{N-1} f(nTs) e^{-2\pi i n k / N}, \quad k=0,1,\dots,N-1$$

Όπου

- $F_k$  το νέο σήμα που προκύπτει από το μετασχηματισμό μιας χρονοσειράς που αποτελείται από  $N$  διακριτές τιμές,
- $N$  το πλήθος των διακριτών τιμών της χρονοσειράς που μετασχηματίζεται και
- $T_s$  το χρονικό διάστημα μεταξύ δύο τιμών της χρονοσειράς.

Με το FFT προκύπτει ένα νέο σήμα  $N$  τιμών όπου κάθε τιμή αντιστοιχεί σε μία συχνότητα, δηλαδή όσο και το πλήθος των διακριτών τιμών της χρονοσειράς, οι οποίες απέχουν μεταξύ τους κατά μία συχνότητα ίση με:

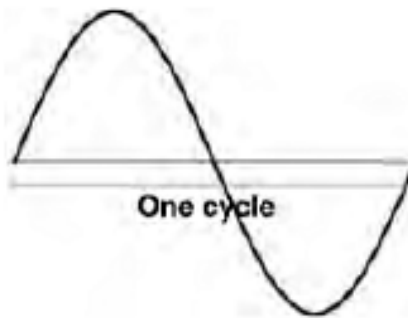
$$f_s = \frac{1}{NT_s}$$

Το πιο ουσιαστικό πλεονέκτημα του FFT είναι η σχετικά μικρή υπολογιστική πολυπλοκότητα με άμεση συνέπεια το κέρδος τόσο σε πράξεις όσο και σε χρόνο υπολογισμού. Ωστόσο το γεγονός ότι το πλήθος των δειγμάτων που απαιτείται πρέπει να είναι δύναμη του δύο, σε αντίθεση με τον DFT (τυχαίο πλήθος σημείων), αποτελεί ένα σημαντικό περιοριστικό παράγοντα. Ένα μειονέκτημα του ταχέως μετασχηματισμού Fourier είναι ότι κύρια απαίτησή του είναι τα διακριτά σημεία της χρονοσειράς να είναι χρονικά ισαπέχοντα.

### 3.3 Ανάλυση κυματομορφής χρόνου

Η ανάλυση της κυματομορφής του χρόνου είναι ένα γράφημα μετατόπισης της επιτάχυνσης ή της ταχύτητας σε σχέση με το χρόνο και στην ουσία, η κυματομορφή χρόνου απεικονίζει το σήμα στην κλίμακα του χρόνου όπως φαίνεται στην ακόλουθη Εικόνα 9.





**Εικόνα 9: Κυματομορφή του χρόνου.**

Εάν και οι κυματομορφές χρόνου δεν είναι τόσο ευέλικτες όσο ο ταχύς μετασχηματισμός Fourier, παρόλα αυτά παρέχουν κάποιες ενδείξεις για την κατάσταση της μηχανής που μπορεί στο φάσμα των συχνοτήτων να μην είναι εμφανείς.

Η μαθηματική σχέση που δίνει τη συσχέτιση μεταξύ του χρόνου και της συχνότητας είναι:

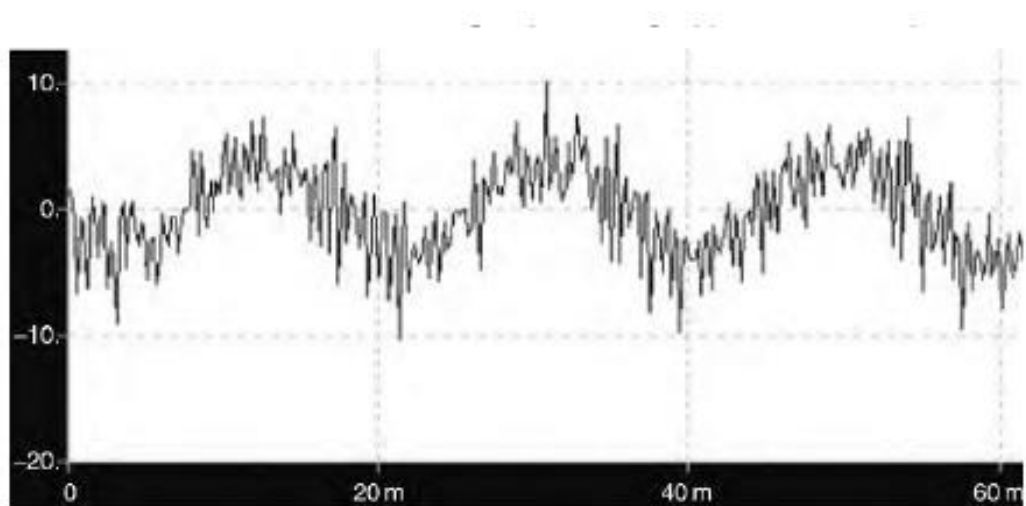
$$f = \frac{1}{T}$$

Όπου

- $f$  η συχνότητα σε Hz
- $T$  το χρονικό διάστημα που απαιτείται για να ολοκληρωθεί ένας κύκλος κύματος σε δευτερόλεπτα.

Με αυτόν τον τρόπο οι κύκλοι ενός χρονικού διαστήματος  $T$  μπορούν να υπολογιστούν προκειμένου να εκτιμηθεί η συχνότητα που θα ληφθεί. Θα πρέπει ασφαλώς να αναφερθεί πως η κυματομορφή χρόνου δεν προορίζεται για υπολογισμούς συχνότητας και σε αυτή την περίπτωση είναι προτιμότερο να πραγματοποιηθεί ένας υπολογισμός ταχύ μετασχηματισμού Fourier. Οι κυματομορφές χρόνου χρησιμοποιούνται προκειμένου να συγκρίνονται με τις κυματομορφές άλλων μηχανημάτων με παρόμοια προβλήματα, καθώς επίσης και με τις πρότυπες κυματομορφές του μηχανήματος.

Στην Εικόνα 10 παρουσιάζεται μια κυματομορφή που απεικονίζει μια αντλία με κυματομορφή 1 κύκλο το λεπτό (1 rpm) επί της οποίας τοποθετείται ένα κύμα υψηλών συχνοτήτων.



**Εικόνα 10: Κυματομορφή αντλίας με 1 κύκλο το λεπτό.**

Η κυματομορφή του χρόνου υπερισχύει και παρέχει περισσότερες πληροφορίες σε σχέση με τις πληροφορίες που λαμβάνονται από τον ταχύ μετασχηματισμό Fourier στα ακόλουθα πεδία (Παπαμητούκας, 2013):

- Χαλάρωση των κινούμενων μερών
- Τριβές
- Χτυπήματα
- Σε χαμηλές ταχύτητες, δηλαδή σε λιγότερες από 100 κύκλους το λεπτό
- Εκτίμηση της σοβαρότητας των βλαβών σε έδρανα κύλισης και εργαλεία.

Η διάγνωση με τη χρήση της κυματομορφής χρόνου δεν ενδείκνυται σε περίπτωση φθορών όπως η κακή ευθυγράμμιση και η ανισορροπία. Σε αυτές τις περιπτώσεις ο ταχύς μετασχηματισμός Fourier είναι η καλύτερη τεχνική για τη διάγνωση των βλαβών. Οι παράμετροι που θα πρέπει να λαμβάνονται υπόψη και να ρυθμίζονται προκειμένου να έχουμε ένα καλό εύρος ταλάντωσης και κραδασμών (Νικολακάκης, 2012) είναι οι ακόλουθοι:

- Η Μονάδα μέτρησης
- Η χρονική περίοδος δειγματοληψίας
- Ο Μέσος όρος
- Η ανάλυση
- Τα πλαίσια

### 3.4 Ανάλυση του σήματος φάσης

Προκειμένου να γίνει ασφαλής διάγνωση για τη βλάβη της μηχανής, απαιτείται η λήψη πληροφοριών σχετικά με την κατάσταση της. Εκτός από τα στοιχεία που παρέχονται από τον ταχύ μετασχηματισμό Fourier, η ανάλυση του σήματος φάσης παρέχει επίσης σημαντικές πληροφορίες.

Η ανάλυση της φάσης χρησιμοποιείται όταν τα φάσματα του ταχέως μετασχηματισμού Fourier είναι όμοια, όπως συμβαίνει στις περιπτώσεις του λυγισμένου άξονα και της ανισοροπίας. Σε αυτές τις περιπτώσεις, η ανάλυση της φάσης χρησιμοποιείται για τη μέτρηση της ταχύτητας και της εξισορρόπησης του ρότορα, ενώ βοηθάει ακόμη και στις περιπτώσεις μεταβλητής ταχύτητας της μηχανής (Παπαμητούκας, 2013).

Οι μέθοδοι που ακολουθούνται στην ανάλυση φάσης προκειμένου η διάγνωση να γίνει με περισσότερη ακρίβεια και αξιοπιστία είναι οι ακόλουθες (Νατσιάβας, 2001):

- Αναγνώριση συντονισμού
- Ανάλυση σειράς και λειτουργία εντοπισμού
- Ιδιομορφική ανάλυση
- Ανάλυση τροχιών
- Ανάλυση λειτουργικού σχήματος εκτροπής

Στην ανάλυση σειράς και τη λειτουργία εντοπισμού, η φάση και το εύρος λαμβάνονται υπόψη. Οι περισσότερες αναλύσεις σειράς πραγματοποιούνται στη φάση 1x rpm, αλλά αυτό δεν είναι περιοριστικό, καθώς οι αναλύσεις μπορούν να πραγματοποιηθούν και σε συχνότητες 2x rpm και 3x rpm. Χρειάζεται πάντα ένα εξωτερικό ερέθισμα προκειμένου το δείγμα να συγχρονιστεί και το υπό εξέταση εξάρτημα να είναι πρώτο στη σειρά.

Έτσι, λοιπόν, η ανάλυση φάσης είναι επί της ουσίας η παρακολούθηση της σχετικής κίνησης διάφορων κινούμενων μηχανικών μερών της μηχανής σε μια συγκεκριμένη συχνότητα, όμως, αυτή η παρακολούθηση μπορεί να μην περιορίζεται σε αυτήν την συχνότητα (Νικολακάκης, 2012).

Το ζητούμενο είναι η εξασφάλιση ότι η ταχύτητα περιστροφής θα «κλειδώσει» στην οθόνη, προκειμένου εάν αλλάξει η ταχύτητα περιστροφής τα μηχανικά μέρη να παραμένουν στην ίδια θέση επί της οθόνης. Η ανάλυση σειράς και λειτουργίας

εντοπισμού στην ανάλυση του σήματος φάσης χρησιμοποιείται κυρίως στην ανάλυση των κραδασμών σε μηχανές μεταβαλλόμενης ταχύτητας.

Στη γραφική παράσταση του συνολικού κραδασμού, ο άξονας X είναι το εύρος της ταλάντωσης σε σχέση με τις σειρές των rpm και όχι σε σχέση με το χρόνο.

Τα σήματα που είναι περιοδικά με την περιστροφή του άξονα, εμφανίζονται ως κορυφές στην αρμονική των στροφών του κελύφους της μηχανής και παραμένουν σταθερές, ακόμα και εάν η ταχύτητα μεταβληθεί. Με αυτόν τον τρόπο ακόμα και εάν μεταβάλλεται η ταχύτητα, η ανάλυση του φάσματος είναι δυνατόν να πραγματοποιηθεί με την παρακολούθηση των σειρών (Randall, 2010).

Θα πρέπει να σημειωθεί, όμως, όπως προαναφέρθηκε, πως χρειάζεται ένα εξωτερικό ερέθισμα, όπως είναι για παράδειγμα ένα φωτοκύτταρο.

### **3.5 Ειδικές διαδικασίες σήματος**

Στις ειδικές διαδικασίες ανάλυσης του σήματος περιλαμβάνεται μια μέθοδος η οποία εντοπίζει τις πηγές που είναι υπεύθυνες για τους παρακίνητικούς κραδασμούς και ταλαντώσεις και αποτελεί το μέσο όρο σύγχρονου χρόνου. Με την τεχνική αυτή, παρακολουθούνται και αναλύονται οι κυματομορφές χρόνου που είναι συγχρονισμένες με έναν δείκτη 1x.

Το φάσμα συχνοτήτων που προκύπτει είναι το αποτέλεσμα του μέσου όρου των κυματομορφών σύγχρονου χρόνου στο πεδίο του σύγχρονου χρόνου. Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιείται για τη μέτρηση των κραδασμών και των ταλαντώσεων που έχουν να κάνουν με την ταχύτητα περιστροφής ενός συγκεκριμένου μηχανικού μέρους μιας μηχανής. Η συσχέτιση μεταξύ της ταχύτητας περιστροφής και της μέτρησης των κραδασμών είναι άμεση και αρμονική (Παπαμητούκας, 2013).

Η συγκεκριμένη μέθοδος είναι κατάλληλη για τη μέτρηση των κραδασμών και των ταλαντώσεων σε μηχανές που περιστρέφονται με διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής, καθώς επίσης και σε μηχανές που βρίσκονται πολύ κοντά η μία στην άλλη και είναι πιθανόν ο κραδασμός της μίας να επηρεάσει την άλλη.

Για να εφαρμοστεί η τεχνική θα πρέπει να υπάρχει ένα στροφόμετρο το οποίο παρέχει τον παλμό 1x. Στη συνέχεια, οι παλμοί αυτοί χρησιμεύουν στο συγχρονισμό με την περιστροφή της ατράκτου αναφοράς και την απόκτηση των αναγκαίων δεδομένων. Κατά τη διάρκεια της συλλογής των δεδομένων, καταγράφονται όλες οι ταλαντώσεις

και οι κραδασμοί της μηχανής, εκτός από αυτές που δεν είναι συγχρονισμένες με την ταχύτητα αναφοράς και απομακρύνονται με τη μέθοδο των μέσων όρων.

Τα προβλήματα που μπορούν να διαγνωστούν με τη μέθοδο αυτή είναι φθορές που έχουν να κάνουν με την κακή ευθυγράμμιση, τη χαλαρότητα και την ανισορροπία του ρότορα (Πανολιάς & Γκίζας, 2015).

Η μέθοδος των μέσων όρων σύγχρονου χρόνου ενδείκνυται για τη διάγνωση συγκεκριμένων σφαλμάτων, καθώς εμφανίζει εκείνες τις κορυφές της κυματομορφής που συγχρονίζονται με την άτρακτο αναφοράς. Για την απομάκρυνση των μη σύγχρονων κορυφών, απαιτούνται αρκετοί μέσοι όροι, από 100-1000, προκειμένου να αναγνωριστούν οι μέσοι όροι που είναι συγχρονισμένοι με την άτρακτο αναφοράς (Randall, 2010).

## Κεφάλαιο 4<sup>ο</sup> – Ταλαντώσεις σε περιστρεφόμενες μηχανές

### 4.1 Ταλάντωση σε οδοντωτούς τροχούς

Στις περιστροφικές μηχανές και γενικότερα στις μηχανές, ένα από τα βασικότερα εξαρτήματα για τη μεταφορά ισχύος από τον ένα άξονα στον άλλο αποτελούν οι οδοντωτοί τροχοί, οι οποίοι εξαιτίας της σύμπλεξης των δοντιών δύο οδοντωτών τροχών παράγουν ισχυρές ταλαντώσεις που είναι ικανές να προκαλέσουν ζημιά στην μηχανή (Aherwar, 2014).

Οι ταλαντώσεις που παράγονται από τη σύμπλεξη των οδοντωτών τροχών είναι υπεύθυνες για το 65% των φθορών στα κιβώτια ταχυτήτων (Randall, 2010).

Η συχνότητα εμπλοκής των οδοντωτών τροχών είναι αυτή που είναι υπεύθυνη για τα περισσότερα σφάλματα που παρουσιάζονται στις περιστροφικές μηχανές και ονομάζεται «Gearmesh Frequency ή GMF», ενώ υπολογίζεται από το μαθηματικό τύπο:

$$GMF = f_s * TG$$

Όπου

- $f_s$  η συχνότητα περιστροφής του άξονα στον οποίο έχει εφαρμοστεί ο οδοντωτός τροχός
- $TG$  ο αριθμός των δοντιών του οδοντωτού τροχού.

Στον Πίνακα 2 παρουσιάζονται οι κυριότερες φθορές που εμφανίζονται στους οδοντωτούς τροχούς εξαιτίας της συχνότητας σύμπλεξης.

Επιπροσθέτως και η θεμελιώδης συχνότητα του πλανητικού κιβωτίου (Fundamental Gearmesh Frequency ή  $F_m$ ) παίζει σημαντικό ρόλο στις φθορές που προκαλούνται στις περιστροφικές μηχανές και υπολογίζεται από τον ακόλουθο τύπο:

$$F_m = n_p * T_p$$

Όπου

- $n_p$  ο αριθμός των πλανητών του πλανητικού κιβωτίου
- $T_p$  ο αριθμός των δοντιών του οδοντωτού τροχού ενός πλανήτη

Οι φθορές στους οδοντωτούς τροχούς επηρεάζουν τη συχνότητα εμπλοκής των οδοντωτών τροχών και τις αρμονικές της. Με την ιδιομορφική ανάλυση του σήματος τα σφάλματα αυτά είναι ευδιάκριτα (Καϊσέφ κ.α., 2015).

Οι Bartelmus και Zimron (2013) παρουσίασαν τις συνηθέστερες φθορές που εμφανίζονται στους οδοντωτούς τροχούς, καθώς επίσης και τα χαρακτηριστικά τους γνωρίσματα.

**Πίνακας 2. Φθορές και χαρακτηριστικά των συνηθέστερων φθορών στους οδοντωτούς τροχούς.**

<b>Σφάλμα</b>	<b>Χαρακτηριστικό γνώρισμα</b>
Σπασμένο δόντι	Μείωση του εύρους της συχνότητας εμπλοκής και ενίσχυση των πλευρικών συχνοτήτων
Εκκεντρότητα	Εμφάνιση ισχυρών πλευρικών συχνοτήτων οι οποίες είναι μεγαλύτερες από τη συχνότητα εμπλοκής
Φθορά	Διαφοροποίηση του εύρους επιτάχυνσης σε όλο το φάσμα συχνοτήτων
Κακή ευθυγράμμιση	Σημαντική αύξηση του εύρους της 2 <sup>ης</sup> και 3 <sup>ης</sup> αρμονικής της συχνότητας εμπλοκής
Ρωγμή στη ρίζα δοντιού	Μείωση του εύρους της συχνότητας εμπλοκής και ενίσχυση των πλευρικών συχνοτήτων
Χαλαρότητα	Εμφάνιση ισχυρών πλευρικών συχνοτήτων μικρότερων, όμως, της συχνότητας εμπλοκής

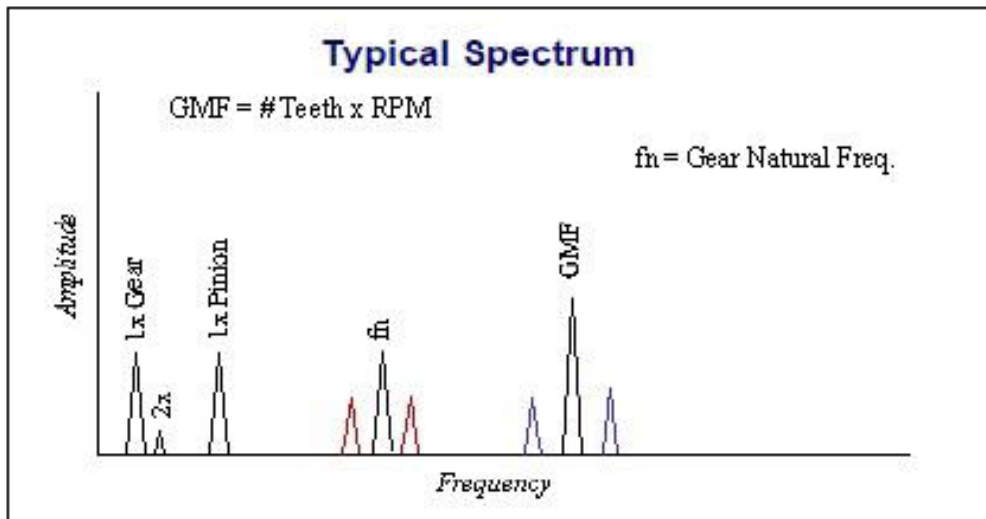
#### **4.1.1 Φθορά**

Η συνεχόμενη λειτουργία των οδοντωτών τροχών προκαλεί τη φθορά τους και τον εκφυλισμό της επιφάνειάς τους (Rao, 1996).

Οι φθορές των οδοντωτών τροχών είναι ένα πολύ σημαντικό σφάλμα στις μηχανές, καθώς από τους οδοντωτούς τροχούς εξαρτάται σε πολύ μεγάλο βαθμό και η λειτουργικότητα των μηχανών.

Η παρατήρηση των διαγραμμάτων στην ανάλυση σήματος, δίνει την παρουσία της φθοράς του οδοντωτού τροχού, καθώς οι φθορές αυτές προκαλούν την απώλεια ενέργειας όταν αυτοί εμπλέκονται με τα άλλα μέρη της μηχανής και ιδιαίτερα στα έδρανα κύλισης, όπου μεταφέρεται αυτή η απώλεια ενέργειας (Irwin, 2011).

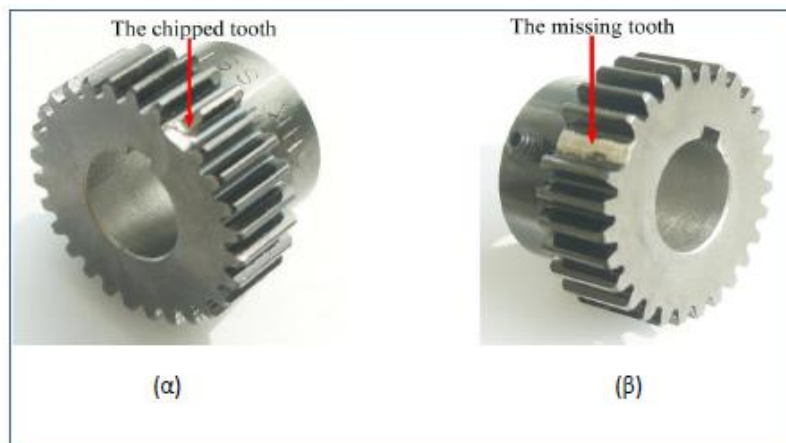
Στην Εικόνα 11 παρουσιάζεται η απώλεια ενέργειας, η οποία αποτυπώνεται ως αύξηση της επιτάχυνσης, ενώ σε σοβαρότερες φθορές αποτυπώνεται και η φυσική συχνότητα του οδοντωτού τροχού (Scherer, 2010).



Εικόνα 11: . Ενδεικτικό διάγραμμα συχνότητας/επιτάχυνσης για οδοντωτό τροχό με φθορά.

#### 4.1.2 Σπασμένο δόντι

Στους οδοντωτούς τροχούς, εκτός από τις φθορές, πολλές φορές μπορεί να σπάσει κάποιο από τα δόντια του οδοντωτού τροχού ή να έχει φαγωθεί, όπως φαίνεται και στις ακόλουθες Εικόνες 12α και 12β.



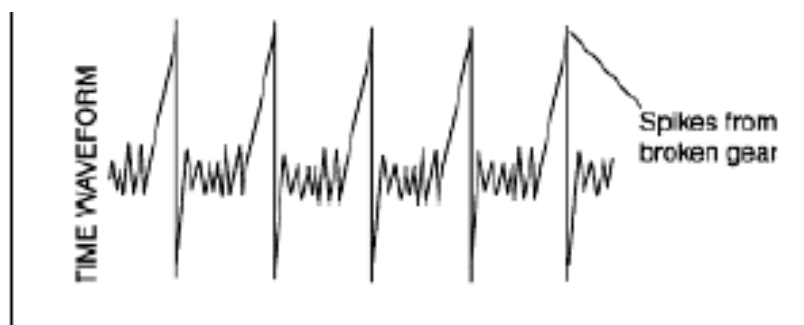
Εικόνα 12: Φαγωμένο δόντι (α) και σπασμένο δόντι (β) οδοντωτού τροχού.

Το σφάλμα από το σπάσιμο του δοντιού του οδοντωτού τροχού γίνεται αντιληπτό όταν ο οδοντωτός τροχός εμπλέκεται με άλλον οδοντωτό τροχό που δεν παρουσιάζει κάποια φθορά. Η ταλάντωση που δημιουργείται από την εμπλοκή του οδοντωτού τροχού με το σπασμένο δόντι με τον οδοντωτό τροχό που δεν έχει σπασμένο δόντι, σταματάει μόλις γίνει η σύμπλεξη αυτή (Shreve, 1994).

Η ταλάντωση που προκαλείται από το σπασμένο δόντι δημιουργεί αξονικές και εγκάρσιες δυνάμεις και γίνεται αντιληπτή στα διαγράμματα συχνότητας-επιτάχυνσης



ως εμφάνιση πλευρικών συχνοτήτων. Διαφορετικά, στην κυματομορφή της χρονο-ιστορίας, το σπασμένο δόντι απεικονίζεται ως κορυφή κάθε φορά που γίνεται εμπλοκή ενός οδοντωτού τροχού που έχει σπασμένο δόντι και ενός οδοντωτού τροχού που δεν έχει σπασμένο δόντι, όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 13 (Scheffer & Girdhar, 2004).



Εικόνα 13: Κυματομορφή που απεικονίζει οδοντωτό τροχό με σπασμένο δόντι.

Η κορυφή αυτή που παρουσιάστηκε στην Εικόνα 13 προκαλείται από την απώλεια της στρεπτικής ροπής που θα προκαλούσε η σύμπλεξη δυο οδοντωτών τροχών χωρίς σπασμένα δόντια και οι φθορές αυτές απεικονίζονται καλύτερα στις φασματικές απεικονίσεις ως προς το χρόνο. Ο εκπεμπόμενος θόρυβος, ο οποίος απεικονίζεται με τη μορφή αυξημένου πλάτους στη φασματική απεικόνιση του χρόνου, αυξάνεται όσο αυξάνεται και η τριβή στους οδοντωτούς τροχούς, η οποία επηρεάζεται από τη σύμπλεξη των οδοντωτών τροχών. Η έναρξη της ανάπτυξης των ρωγμών στους οδοντωτούς τροχούς αποτελεί την πρώτη ένδειξη ότι μπορεί οι οδοντωτοί τροχοί να οδηγηθούν σε μια σημαντική βλάβη, αλλά αυτό θα αναλυθεί στην επόμενη παράγραφο.

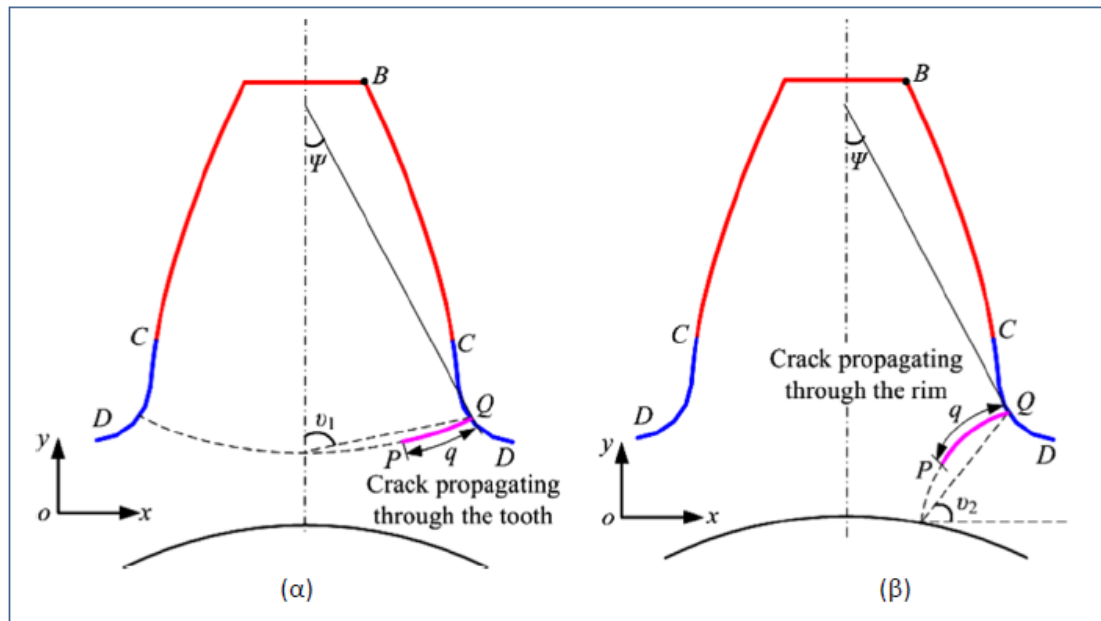
Η αύξηση του πλάτους των συχνοτήτων των οδοντωτών τροχών προκαλείται από τη φυσιολογική φθορά και με βάση την εμπειρία μπορεί να προβλεφθεί το σημείο αστοχίας του οδοντωτού τροχού, καθώς μια αλλαγή στην ανάλυση του φάσματος συχνοτήτων είναι πολύ ενδεικτική.

#### 4.1.3 Οδοντωτός τροχός με ρωγμή σε δόντι

Οι ρωγμές στους οδοντωτούς τροχούς εμφανίζονται συνήθως στη βάση τους αλλά στη συνέχεια, η ρωγμή αυτή «προχωράει» προς το ίδιο το δόντι και σε πολύ μικρό

χρονικό διάστημα και εξαιτίας των δυνάμεων που ασκούνται μπορεί να οδηγήσει στην αποκοπή του δοντιού από τον οδοντωτό τροχό (Ma et al. 2015).

Θα πρέπει να σημειωθεί πως αρκετές φορές η ρωγμή μπορεί να επεκταθεί όχι μόνο κατά μήκος του δοντιού, αλλά και στο δακτύλιο του οδοντωτού τροχού, όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 14.



Εικόνα 14: Ρωγμή σε ρίζα δοντιού που εξαπλώνεται κατά μήκος του δοντιού (α) και προς το δακτύλιο του οδοντωτού τροχού (β).

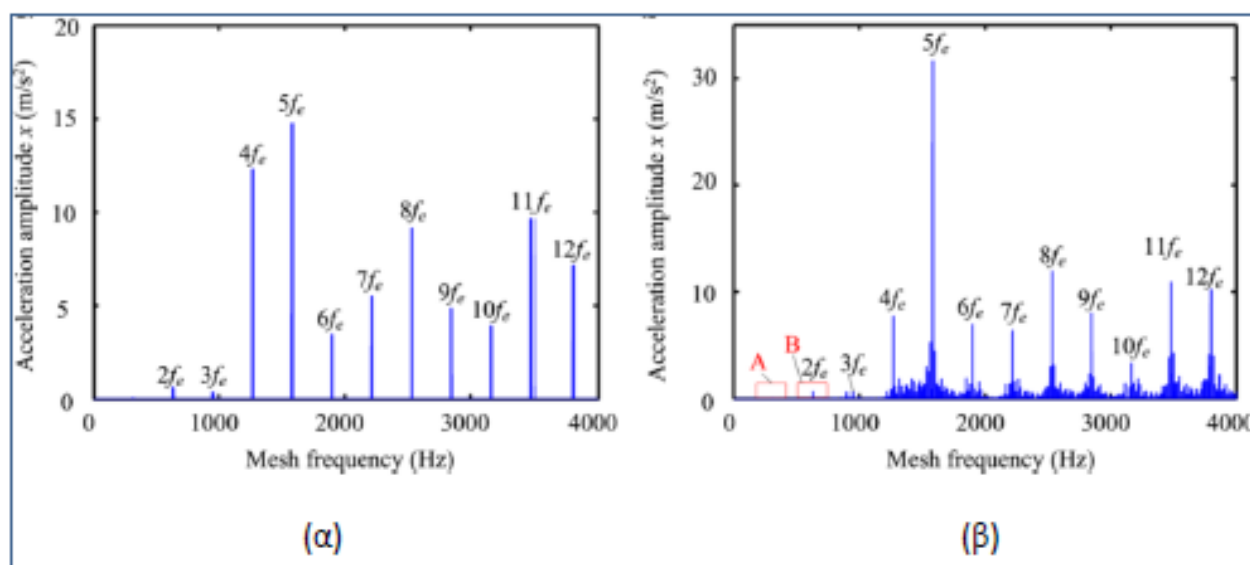
Ο εντοπισμός της ρωγμής στους οδοντωτούς τροχούς είναι πολύ σημαντικός, διότι η ρωγμή μπορεί να οδηγήσει σε σημαντική φθορά και βλάβη της μηχανής, ενώ είναι πολύ κρίσιμο τα θραύσματα από το ενδεχόμενο σπάσιμο του δοντιού να μην εμπλακούν μεταξύ των οδοντωτών τροχών κατά τη λειτουργία της μηχανής. Κάτι τέτοιο μπορεί να αποβεί πολύ καταστροφικό για την ίδια την μηχανή. Γι' αυτόν το λόγο είναι ιδιαίτερα σημαντικός ο εντοπισμός των ρωγμών στους οδοντωτούς τροχούς και η αποφυγή της θραύσης του δοντιού των οδοντωτών τροχών (Ma et al. 2015).

Ο εντοπισμός της ρωγμής με την ανάλυση σήματος δεν είναι εύκολη διαδικασία, καθώς από το βάθος της ρωγμής εμφανίζεται και η απόκριση στα διαγράμματα. Μια ρωγμή είτε προς τον δακτύλιο του οδοντωτού τροχού είτε προς το ίδιο το δόντι προκαλεί μια ταλάντωση κατά τη σύμπλεξη των οδοντωτών τροχών. Η ανίχνευση της

ρωγμής μπορεί να γίνει με την εμφάνιση πλευρικών συχνοτήτων στα διαγράμματα, όπως αυτά παρουσιάζονται στην Εικόνα 15.

Η ανάλυση σήματος βοηθάει στη διάγνωση και στον εντοπισμό μιας ρωγμής στο δόντι του οδοντωτού τροχού, αν και αυτό είναι αρκετά δύσκολο (Ma et al. 2015).

Το βάθος της ρωγμής είναι το κρίσιμο στοιχείο για την εμφάνιση της απόκρισης στο διάγραμμα, καθώς όταν οι οδοντωτοί τροχοί συμπλέκονται, τότε δημιουργείται η ταλάντωση, η οποία δημιουργεί και την απόκριση στο διάγραμμα.



Εικόνα 15: . Διάγραμμα συχνότητας/εύρους για υγιές οδοντωτό τροχό (α) και οδοντωτό τροχό με ρωγμή βάθους 25% του πλάτους της ρίζας (β).

## 4.2 Ταλαντώσεις σε έδρανα κύλισης

Οι ταλαντώσεις στα έδρανα κύλισης αποτελούν ένα από τα κυριότερα προβλήματα και λόγους για τους οποίους τα έδρανα κύλισης παρουσιάζουν φθορές. Μία από τις ενδείξεις μέσω των οποίων μπορεί κάποιος να καταλάβει ότι τα έδρανα κύλισης παρουσιάζουν πρόβλημα με τη μέθοδο της ιδιομορφικής ανάλυσης είναι η αύξηση του πλάτους της βασικής συχνότητας τους (Fundamental Train Frequency).

Οι συχνότητες που λαμβάνονται υπόψη στα σφάλματα στα έδρανα κύλισης είναι οι ακόλουθες (Πανολιάς, 2015):

- BPF<sub>I</sub> (Ball Pass Frequency of Inner Race)

Η συχνότητα αυτή αντικατοπτρίζει τη συχνότητα με την οποία οι σφαίρες του εδράνου κύλισης περνούν από ένα συγκεκριμένο σημείο του εσωτερικού περιβλήματος και υπολογίζεται από τον ακόλουθο τύπο:

$$BPFI = \frac{n*fr}{2} * [ 1 + (\frac{d}{D} * cosf)]$$

- BPFO (Ball Pass Frequency of Outer Race)

Είναι περίπου το αντίθετο από την BFPI καθώς αυτή αντικατοπτρίζει τη συχνότητα με την οποία οι σφαίρες του εδράνου κύλισης περνούν από ένα συγκεκριμένο σημείο του εξωτερικού περιβλήματος και υπολογίζεται από τον ακόλουθο τύπο:

$$BPFO = \frac{n*fr}{2} * [ 1 - (\frac{d}{D} * cosf)]$$

- FTF (Fundamental Train Frequency)

Η συχνότητα αυτή αντικατοπτρίζει τη γωνιακή ταχύτητα των κέντρων των σφαιρών, η οποία είναι η συχνότητα κλωβού και υπολογίζεται από τον ακόλουθο τύπο:

$$FTF = \frac{fr}{2} * [ 1 - (\frac{d}{D} * cosf)]$$

- BSF (Ball Spin Frequency)

Η συγκεκριμένη συχνότητα αντικατοπτρίζει τη συχνότητα περιστροφής των σφαιρών του εδράνου κύλισης και υπολογίζεται από τον ακόλουθο τύπο.

$$BSF = \frac{D}{2d} * [ 1 - (\frac{d}{D} * cosf)^2]$$

Για όλους τους παραπάνω τύπους ισχύει όπου

- d η διάμετρος του εσωτερικού δακτυλίου
- D η διάμετρος του εξωτερικού δακτυλίου
- f η γωνία επαφής
- n ο αριθμός των σφαιρών του εδράνου κύλισης

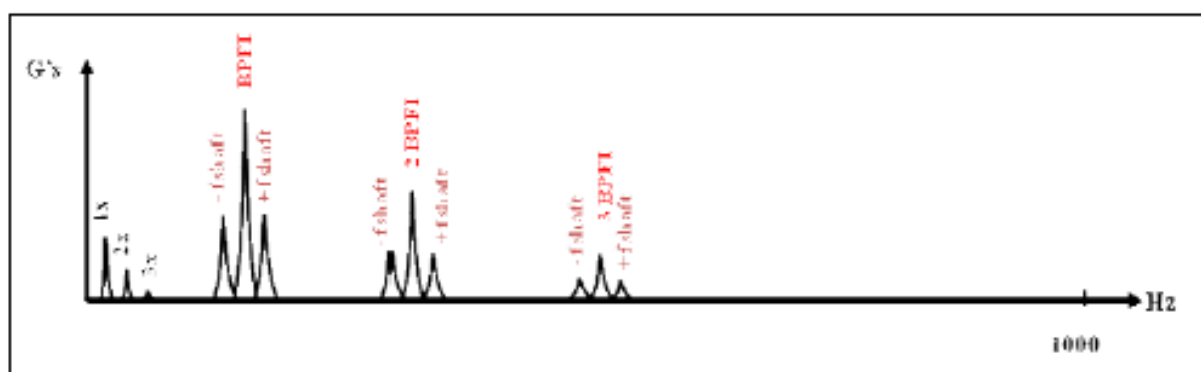
Στον Πίνακα 3 παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά κάθε σφάλματος στα έδρανα κύλισης (Aherwar, 2013).

**Πίνακας 3. Χαρακτηριστικά γνωρίσματα βλαβών των εδράνων κύλισης.**

Σφάλμα	Χαρακτηριστικό γνώρισμα
Εξωτερικού δακτυλίου	Διαφοροποίηση του εύρους της BPFO και των αρμονικών της
Εσωτερικού δακτυλίου	Διαφοροποίηση του εύρους της BPFI και των αρμονικών της
Σφαιρών των εδράνων κύλισης	Διαφοροποίηση του εύρους της 2*BSF και των αρμονικών της και της FTF
Εκτεταμένη βλάβη του εδράνου κύλισης	Αύξηση του εύρους της FTF και των αρμονικών της

#### 4.2.1 Βλάβες στον εσωτερικό και εξωτερικό δακτύλιο

Η αύξηση του πλάτους της BPFI και των αρμονικών της που παρουσιάζεται είναι το αποτέλεσμα της φθοράς στον εσωτερικό δακτύλιο ενός εδράνου κύλισης. Αυτή η αύξηση του πλάτους της BPFI οφείλεται κατά κύριο λόγο στο ότι η περιστροφή του εσωτερικού δακτυλίου μαζί με το φθαρμένο σημείο αυξομειώνει τη δύναμη που αναπτύσσεται λόγω της επαφής των σφαιρών με τον εσωτερικό δακτύλιο. Σχηματικά αυτό απεικονίζεται στην Εικόνα 16, όπου παρουσιάζεται το διάγραμμα της συχνότητας του εύρους για ένα έδρανο κύλισης με βλάβη στον εσωτερικό δακτύλιο.



**Εικόνα 16: . Διάγραμμα συχνότητας εύρους για έδρανο κύλισης με βλάβη στον εσωτερικό δακτύλιο.**

Το πλάτος της έντασης των BPF<sub>I</sub> όσο βρίσκεται στη ζώνη της φόρτισης παρουσιάζεται υψηλό αλλά στη συνέχεια μειώνεται και αυτό συνεπάγεται στο να υπάρχει ένα σήμα το οποίο θα διαμορφώνεται με βάση την BPF<sub>I</sub>.

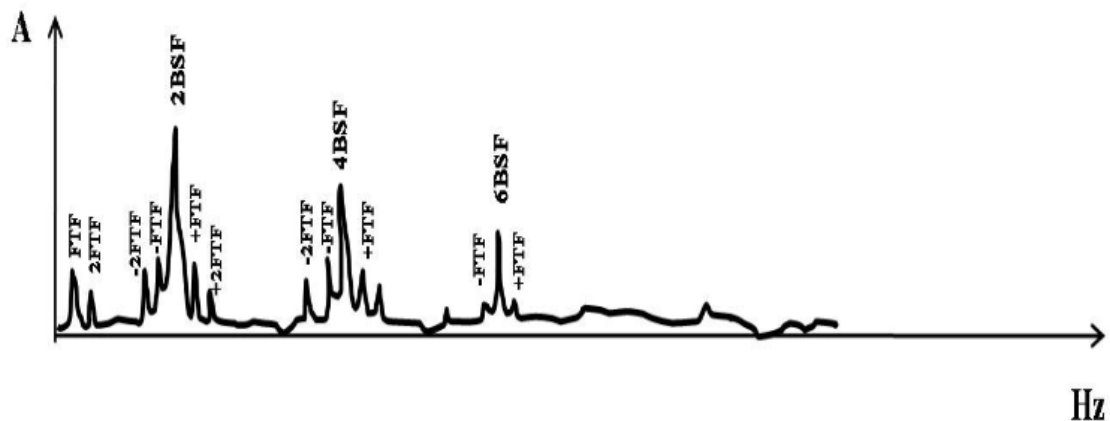
Επιπροσθέτως, εμφανίζονται και οι πλευρικές συχνότητες γύρω από τις αρμονικές της BPF<sub>I</sub>, οι οποίες βρίσκονται στην περιστροφική συχνότητα του εσωτερικού δακτυλίου (Καϊσέφ κ.α., 2015).

Όσο αυξάνεται η φθορά του εσωτερικού δακτυλίου τόσο περισσότερες πλευρικές συχνότητες εμφανίζονται με αποτέλεσμα από ένα σημείο και μετά να μην παράγεται η BPF<sub>I</sub> αλλά μια αλληλουχία κορυφών που βασίζονται στην περιστροφική ταχύτητα του εσωτερικού δακτυλίου (Aherwar, 2013).

Όταν υπάρχει φθορά στον εξωτερικό δακτύλιο του εδράνου κύλισης, η ανίχνευση της βλάβης είναι ευκολότερη. Αυτό συμβαίνει επειδή ο εξωτερικός δακτύλιος είναι στο εξωτερικό μέρος του εδράνου κύλισης και δε δέχεται πολλές παρεμβολές ως προς το σήμα που παράγει. Η BPF<sub>O</sub> που παράγεται σε περίπτωση φθοράς είναι περίπου ίδια με την BPF<sub>O</sub> που παράγεται από το μη φθαρμένο κομμάτι, αλλά θα υπάρχει η διαφορά της παρουσίας πολύ διακριτών κορυφών σε κάποια σημεία. Αυτό το χαρακτηριστικό καθιστά τον εντοπισμό των βλαβών στον εξωτερικό δακτύλιο ευκολότερο από ότι εάν υπάρχουν φθορές στον εσωτερικό δακτύλιο.

#### **4.2.2 Βλάβες στις σφαίρες του εδράνου κύλισης**

Αρκετά συχνό είναι και το φαινόμενο της εμφάνισης βλαβών και φθορών στις σφαίρες των εδράνων κύλισης. Οι βλάβες στις σφαίρες των εδράνων κύλισης εμφανίζεται με την παρουσία διπλάσιας τιμής των συχνοτήτων BSF καθώς και των αρμονικών. Η Εικόνα 17 παρουσιάζει την απόκριση των συχνοτήτων των αρμονικών (Γιακόπουλος & Αντωνιάδης, 2010).



Εικόνα 17: Διάγραμμα συχνότητας/εύρους από έδρανο κύλισης με βλάβη στις σφαίρες.

Η συχνότητα της BSF διπλασιάζεται όταν οι φθορές στις σφαίρες των εδράνων κύλισης παρουσιάζονται την ίδια στιγμή και στον εσωτερικό και στον εξωτερικό δακτύλιο. Θα πρέπει, όμως, να σημειωθεί πως οι φθορές στον εσωτερικό δακτύλιο του εδράνου κύλισης πολλές φορές δεν αντικατοπτρίζονται στις συχνότητες της BSF, διότι το σήμα θα πρέπει να διασχίσει αρκετά δομικά στοιχεία του εδράνου κύλισης (Lacey, 2008).

Το συμπέρασμα που εξάγεται είναι ότι οι βλάβες και οι φθορές στις σφαίρες των εδράνων κύλισης εντοπίζονται πολύ δυσκολότερα από τις φθορές και τις βλάβες στον εξωτερικό και εσωτερικό δακτύλιο των εδράνων κύλισης.

### 4.3 Ταλαντώσεις σε δρομείς και άξονες

Τα σήματα που εμφανίζονται στην περίπτωση των ταλαντώσεων στις περιστρεφόμενες μηχανές στους άξονες και στους δρομείς είναι πολλαπλάσια της ταχύτητας περιστροφής και η ανίχνευση των σημάτων αυτών εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την ταχύτητα περιστροφής.

Προκειμένου να υπάρχουν αξιόπιστα αποτελέσματα θα πρέπει και αυτές οι συνθήκες λειτουργίας, δηλαδή η ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο να παραμένουν σταθερά καθ' όλη τη διάρκεια της ανίχνευσης των ταλαντώσεων και των κραδασμών (Γιακόπουλος & Αντωνιάδης, 2010).

Τα πιο συνηθισμένα σφάλματα που παρουσιάζονται στους δρομείς και στους άξονες των περιστρεφόμενων μηχανών είναι (Πανολιά & Γκίζα, 2015):

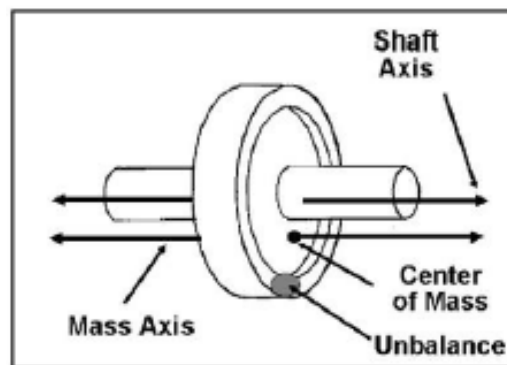
- Η κακή ζυγοστάθμιση

- Η κακή ευθυγράμμιση των αξόνων
- Ο λυγισμός
- Οι ρωγματώσεις
- Οι χαλαρές συνδέσεις

#### 4.3.1 Κακή ζυγοστάθμιση

Η κακή ζυγοστάθμιση συμβαίνει όταν το κέντρο βάρους της μάζας των δυνάμεων που περιστρέφονται με την ταχύτητα περιστροφής του άξονα δεν είναι ίδιο με το κέντρο βάρους της περιστροφής. Οι δυνάμεις αυτές παρουσιάζονται στην ταχύτητα περιστροφής του άξονα, αλλά λόγω της μη γραμμικότητας των εδράνων κύλισης το σήμα που δίνει τις αποκρίσεις των αρμονικών αλλοιώνεται (Aherwar, 2013).

Οι αλλοιώσεις αυτές εξαρτώνται από το είδος της κακής ζυγοστάθμισης και κατά κύριο λόγο από το εάν αυτή εμφανίζεται τοπικά στον άξονα ή σε όλο το μήκος του. Σχηματικά, η κακή ζυγοστάθμιση παρουσιάζεται στην Εικόνα 18.



Εικόνα 18: Παράδειγμα κακής ζυγοστάθμισης σε άξονα.

Οι ταλαντώσεις στις περιστροφικές μηχανές, στους άξονες και στους δρομείς εμφανίζονται στην ταχύτητα περιστροφής του άξονα και όχι κατά μήκος αυτού, ιδιαίτερα όταν αυτός είναι μικρού μήκους και ταυτόχρονα έχει και κακή ζυγοστάθμιση, με αποτέλεσμα να εμφανίζονται και γωνιακές δυνάμεις με την ίδια ταχύτητα με την ταχύτητα περιστροφής. Όταν τα έδρανα κύλισης και οι άξονες έχουν μεγάλο βάρος, το πλάτος της ταλάντωσης που εμφανίζεται εξαρτάται σε πολύ μεγάλο βαθμό από το βάρος αυτό και κατ' επέκταση από τις δυνάμεις που προκαλούν την κακή ζυγοστάθμιση (Sherer, 2010).



Θα πρέπει να σημειωθεί πως όταν ο δρομέας φορτίζεται αξονικά, το κέντρο βάρους της μάζας είναι μεταβλητό και αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να αλλάζει η διεύθυνση της γωνιακής δύναμης που ασκείται και προκαλεί την ταλάντωση.

Η ταυτόχρονη σύνδεση αξόνων, εδράνων κύλισης και οδοντωτών τροχών περιπλέκει το παραγόμενο σήμα, καθώς το κάθε ένα από αυτά τα συστήματα κινείται με μια μερική αυτονομία (Νικολακάκης, 2012).

Παρόλ' αυτά οι σημαντικότερες δυνάμεις που προκαλούν τις ταλαντώσεις και τους κραδασμούς στους δρομείς και τους άξονες, με συνέπεια την πρόκληση της κακής ζυγοστάθμισης, είναι οι κάθετες στο μήκος του άξονα δυνάμεις.

#### **4.3.2 Κακή ευθυγράμμιση**

Μια άλλη σημαντική αιτία πρόκλησης ανεπιθύμητων ταλαντώσεων στους δρομείς και τους άξονες είναι η κακή ευθυγράμμιση των αξόνων όπου στηρίζονται σε έδρανα κύλισης και υπάρχει η απαίτηση για όσο το δυνατόν ομόκεντρη ευθυγράμμιση.

Αυτή η απαίτηση για ομόκεντρη ευθυγράμμιση υπάρχει και στη περίπτωση που έχουμε πολλούς άξονες σε σειρά ή σε ζεύγη μέσα σε κινητήριες μηχανές (Irwin, 2011).

Η ομόκεντρη ευθυγράμμιση είναι δύσκολο να επιτευχθεί ιδιαίτερα όταν οι άξονες έχουν κλίσεις και αυτό έχει σαν συνέπεια την κακή ευθυγράμμιση και την παραγωγή ταλαντώσεων. Μια μεγάλη διαφορά με την κακή ζυγοστάθμιση είναι πως η ευθυγράμμιση των αξόνων θα πρέπει να επιτυγχάνεται σε μεταβλητές και όχι σε σταθερές συνθήκες (Πανόλιας & Γκίζας, 2015).

Η ευθυγράμμιση των άκρων των αξόνων μπορεί να αλλοιωθεί και να επηρεαστεί από τις ακόλουθες αιτίες:

- Θερμική διαστολή των στηριγμάτων
- Παραμόρφωση των κατασκευών
- Τροποποιήσεις στο κρέμασμα του ρότορα με την αύξηση της θερμοκρασίας.

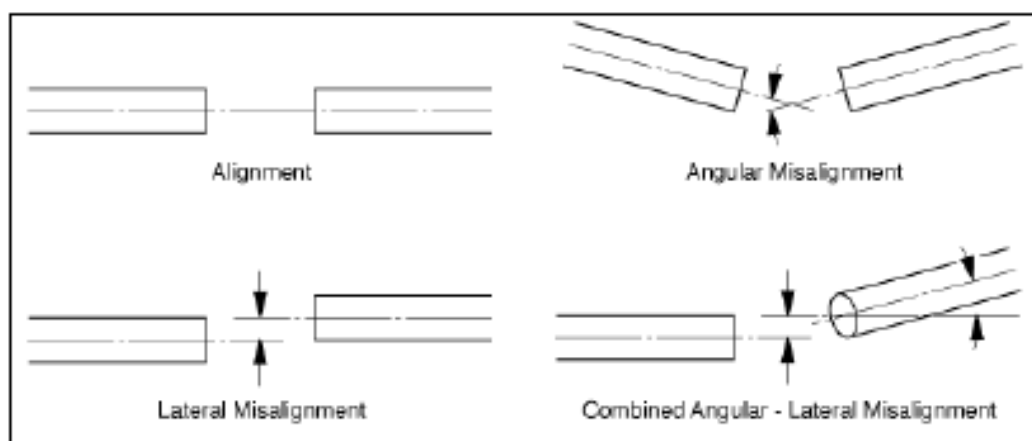
Σε μερικές από τις παραπάνω περιπτώσεις αλλοίωσης της ευθυγράμμισης των αξόνων η κίνηση τους μπορεί να υπολογιστεί αλλά θα πρέπει να ισχύουν διάφορες συνθήκες για αυτή την ενσωμάτωση των υπολογισμών.

Για παράδειγμα, οι άξονες των μηχανών όταν η μηχανή είναι σβηστή και κρύα, θα πρέπει να μην είναι ευθυγραμμισμένοι έτσι ώστε όταν λειτουργήσει η μηχανή και

αυξηθούν οι θερμοκρασίες, δηλαδή όταν η μηχανή δουλέψει σε κανονικές συνθήκες, να ευθυγραμμιστούν οι άξονες λόγω της θερμικής διαστολής.

Η κακή ευθυγράμμιση των αξόνων της μηχανής προκαλεί δυνάμεις τριβής και κάμψης και αυτό με τη σειρά του προκαλεί καταπονήσεις στα έδρανα κύλισης, ενώ προκαλούνται φθορές και παρουσία υψηλών θερμοκρασιών στα σημεία σύζευξης.

Η κακή ευθυγράμμιση παρουσιάζεται σχηματικά στην Εικόνα 19.



Εικόνα 19: Παρουσία κακής ευθυγράμμισης σε άξονες και κεκλιμένους άξονες.

Η κακή ευθυγράμμιση ενός άξονα συμβαίνει κατά κύριο λόγο στα σημεία που εδράζονται τα έδρανα κύλισης και ιδιαίτερα σε πολλαπλούς άξονες που περιλαμβάνουν πάνω από 3 έδρανα κύλισης.

Ο κ. Νικολακάκης (2012) δίνει έναν ορισμό για την κακή ευθυγράμμιση σύμφωνα με την οποία «κακή ευθυγράμμιση είναι οι κεντρικοί άξονες δύο συνδεδεμένων ατράκτων να μην είναι συνευθειακοί, δηλαδή ένας εκ των δύο ή και οι δύο να είναι μετατοπισμένοι παράλληλα μεταξύ τους ή να μην συμπίπτουν με τον άξονα περιστροφής τους, δηλαδή να είναι τοποθετημένοι σε γωνία μεταξύ τους».

Η χαλαρή σύνδεση των αξόνων με τα έδρανα κύλισης είναι ο κυριότερος λόγος που προκύπτει κακή ευθυγράμμιση και παρουσιάζονται σήματα στις δυο αξονικές διευθύνσεις και στη γωνιακή διεύθυνση (Γιακόπουλος & Αντωνιάδης, 2010).

Προκειμένου να εξακριβωθεί η διεύθυνση της ταλάντωσης, θα πρέπει να υπάρχει δείγμα σήματος από όλες τις διευθύνσεις έτσι ώστε να γίνει σωστά και αξιόπιστα η αναγνώριση του σήματος της ταλάντωσης και η προέλευση αυτής. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί με τη χρήση ενός τριαξονικού επιταχυνσιόμετρου (Γιακόπουλος & Αντωνιάδης, 2010).

Ένα γενικό συμπέρασμα που εξάγεται, σύμφωνα και με τον Aherwar (2013) είναι πως όταν υπάρχει απόκριση σφάλματος στις τρεις πρώτες αρμονικές είναι σχεδόν σίγουρο πως οι άξονες της μηχανής έχουν κακή ευθυγράμμιση.

#### **4.3.3 Λυγισμός άξονα**

Η κακή ζυγοστάθμιση που παρουσιάστηκε σε προηγούμενη παράγραφο, εφόσον δεν εντοπιστεί έγκαιρα, μπορεί να προκαλέσει το λυγισμό του άξονα. Αυτού του είδους η φθορά είναι πολύ δύσκολα αντιμετωπίσιμη, καθώς ακόμα και εάν αναγνωριστεί ο λυγισμένος άξονας είναι πολύ δύσκολα αυτός να επανέλθει στη φυσιολογική του κατάσταση και λειτουργία.

Όπως αναφέρθηκε, ο λυγισμένος άξονας προκαλείται από την κακή ζυγοστάθμιση αλλά ο λυγισμένος άξονας προκαλεί και την κακή ευθυγράμμιση και το σήμα που παράγεται από το συνδυασμό κακής ζυγοστάθμισης και κακής ευθυγράμμισης παρουσιάζεται στις δυο πρώτες αρμονικές της ταχύτητας περιστροφής (Γιακόπουλος & Αντωνιάδης, 2010).

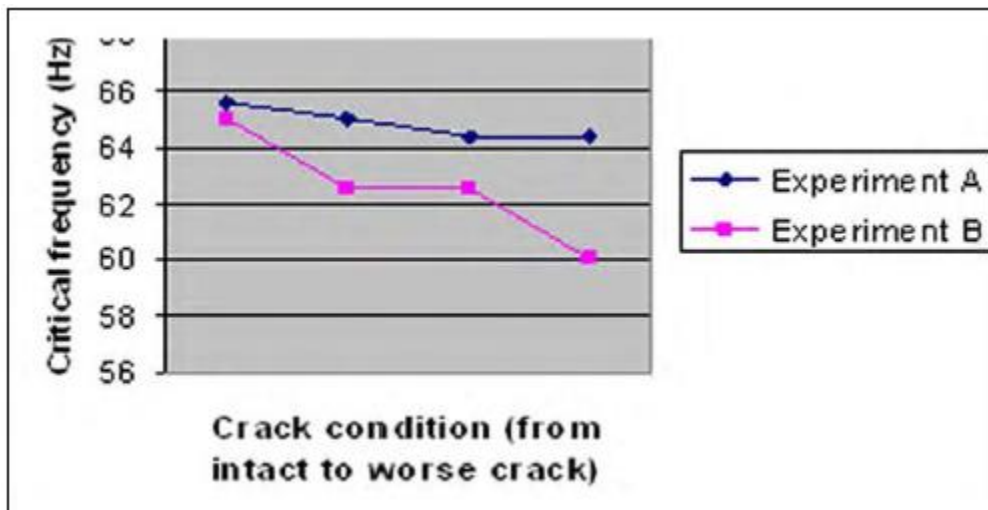
#### **4.3.4 Ρωγισμένος άξονας**

Ένα από τα σημαντικότερα προβλήματα που μπορούν να παρουσιαστούν στις μηχανές με περιστροφικές διατάξεις είναι η εμφάνιση ρηγματώσεων στους άξονες που προκύπτουν από την καταπόνηση που δέχονται οι άξονες και οι δρομείς κατά τη διάρκεια της λειτουργίας.

Οι εγκάρσιες ρωγμές που εμφανίζονται στους άξονες και τους δρομείς μπορούν να «ανοιγοκλείνουν» κατά τη διάρκεια της περιστροφής και αυτό δημιουργεί πρόβλημα στην διάγνωση του σφάλματος καθώς δίνει μικρή απόκριση (Sherer, 2010).

Το είδος της ρωγμής είναι επίσης πολύ σημαντικό στη διάγνωση αυτής της φθοράς κατά τη διάρκεια της περιστροφής του άξονα, καθώς από το είδος της ρωγμής εξαρτάται και το ταλαντωτικό σήμα που παράγεται. Οι ανοιχτές ρωγμές που δεν «ανοιγοκλείνουν» δίνουν συχνότητες σφάλματος στις πρώτες δυο αρμονικές ενώ οι ρωγμές που «ανοιγοκλείνουν» δίνουν συχνότητα σφάλματος στην τρίτη αρμονική. Ένα άλλο στοιχείο αναγνώρισης αυτού του είδους του σφάλματος στους άξονες περιστροφής, είναι πως οι ρωγματώσεις επηρεάζουν πάρα πολύ την ταχύτητα περιστροφής (Irwin, 2011).

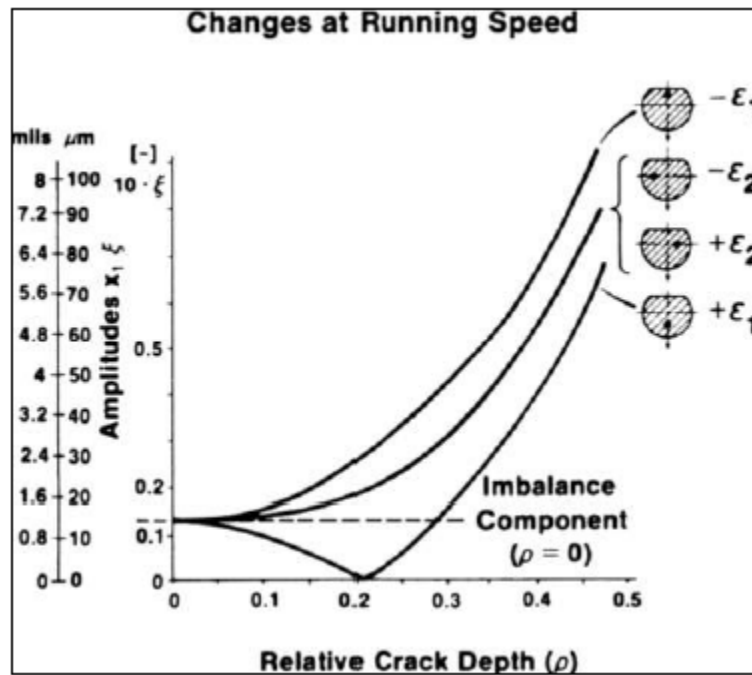
Σχηματικά αυτό απεικονίζεται στην Εικόνα 20 όπου παρουσιάζεται η μείωση της ταχύτητας περιστροφής με την παρουσία ρωγμής.



**Εικόνα 20:** Μείωση στην κρίσιμη ταχύτητα σε σχέση με το βάθος της ρωγμής για αναπνέουσα ρωγμή (μπλε) και ανοιχτή ρωγμή (ροζ).

Στον άξονα που έχει ρωγμή, δημιουργείται μια ευλυγισία, το μέτρο της οποίας εξαρτάται από το βάθος της ρωγμής στο σημείο εκείνο που δημιουργείται η ευλυγισία.

Στο ακόλουθο σχήμα της Εικόνας 21 παρουσιάζεται το εύρος της ταλάντωσης και το πώς επηρεάζεται αυτό από το βάθος της ρωγμής. Τα χαρακτηριστικά μεγέθη που επηρεάζονται από την παρουσία της ρωγμής στον άξονα είναι η φυσική συχνότητα, η φάση και το εύρος της ταλάντωσης, καθώς επίσης και η ιδιομορφή της ταλάντωσης (Randall, 2010). Το εύρος της ταλάντωσης αρχικά μειώνεται αλλά μετά αυξάνεται, όπως φαίνεται από το παρακάτω σχήμα, εξαιτίας της παρουσίας της ρωγμής.

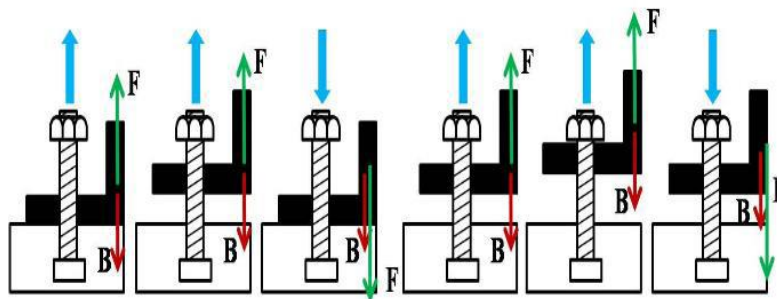


Εικόνα 21: Διαμόρφωση εύρους ταλαντωτικού σήματος ανάλογα με το βάθος της ρωγμής.

#### 4.3.5 Χαλαρότητα άξονα

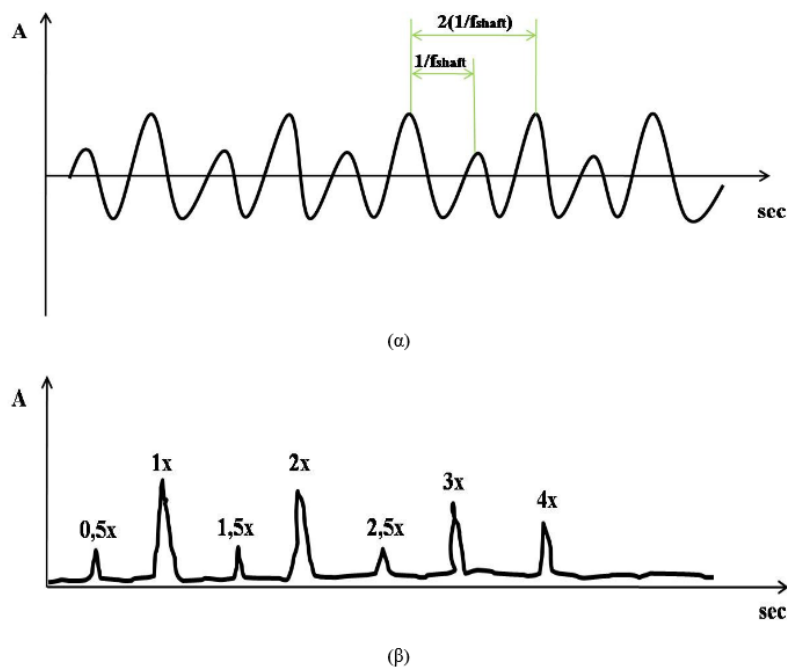
Ένας από τους συχνότερους λόγους για τους οποίους παρουσιάζονται φθορές και βλάβες στις περιστροφικές μηχανές είναι η χαλαρότητα του άξονα που οφείλεται κατά κύριο λόγο στη χαλαρότητα μεταξύ των συνδέσεων του άξονα με τους οδοντωτούς τροχούς και τα έδρανα κύλισης. Η χαλαρότητα των συνδέσεων και των αξόνων συνεπάγεται τις μικρομετακινήσεις των εξαρτημάτων και τη σύγκρουση μεταξύ τους όταν δουλεύει η μηχανή. (Γιακόπουλος & Αντωνιάδης, 2010)

Στην Εικόνα 22 παρουσιάζεται σχηματικά η κίνηση των εξαρτημάτων εξαιτίας της χαλαρότητας των συνδέσεων (Νικολακάκης, 2012).



Εικόνα 22: Απεικόνιση κίνησης συνδέσεων με μηχανική χαλαρότητα.

Ενώ η αντιμετώπιση του προβλήματος της χαλαρότητας των συνδέσεων είναι σχετικά απλή, η διάγνωση του προβλήματος της χαλαρότητας με τη χρήση του φάσματος της συχνότητας δεν είναι τόσο εύκολη και απλή. Η ανίχνευση των βλαβών στις περιστροφικές μηχανές εξαιτίας της χαλαρότητας του άξονα είναι δύσκολο να διαγνωστεί επειδή το εύρος της ταλάντωσης είναι πολύ μικρό (Randal, 2010). Στην Εικόνα 23 παρουσιάζεται η κυματομορφή με φάσμα απόκρισης εξαιτίας της χαλαρότητας των συνδέσεων.



**Εικόνα 23: Χρονική κυματομορφή (α) και φάσμα απόκρισης (β) με μηχανική χαλαρότητα.**

## Κεφάλαιο 5ο - Συμπεράσματα

Οι μηχανές και ο μηχανολογικός εξοπλισμός που χρησιμοποιείται σε όλες τις εφαρμογές καταπονούνται δυναμικά με τη χρήση και αυτό είναι κάτι που δεν μπορεί να αποφευχθεί. Η φυσιολογική καταπόνηση και φθορά, όμως, μπορεί να προβλεφθεί μέσω της συστηματικής συντήρησης των μηχανών, ενώ με τις μεθόδους της ιδιομορφικής ανάλυσης και την ανάλυση των σημάτων μπορεί να γίνει η πρόβλεψη και η διάγνωση των βλαβών στις μηχανές.

Πολύ σημαντικός παράγοντας στην αποφυγή βλαβών και φθορών είναι ο σχεδιασμός και η κατασκευή των μηχανών όπου θα πρέπει να αποφεύγονται όσο είναι δυνατόν οι συνθήκες συντονισμού. Να αποφεύγεται, δηλαδή, η συχνότητα της μηχανής να είναι ίση ή μεγαλύτερη από τη συχνότητα περιστροφής του άξονα της μηχανής ή τη συχνότητα περιστροφής των οδοντωτών τροχών.

Όσον αφορά την εξέταση των βλαβών και των φθορών στις περιστροφικές μηχανές, με την εφαρμογή της ιδιομορφικής ανάλυσης, η ανίχνευση και η διάγνωση των βλαβών πραγματοποιούνται με ευκολία και σχετικά μεγάλη επιτυχία με εξαίρεση φθορές που είναι δυσκολότερο να ανιχνευθούν, όπως οι φθορές στις σφαίρες των εδράνων κύλισης που βρίσκονται στον εσωτερικό δακτύλιο ή τις ταλαντώσεις που οφείλονται στη χαλαρότητα του άξονα περιστροφής και στη χαλαρότητα των συνδέσεων.

Η μέθοδος της ιδιομορφικής ανάλυσης εφαρμόζεται με τη χρήση συσκευών λήψης και καταγραφής σημάτων ταλαντώσεων και κραδασμών από όργανα που συνήθως είναι κατάλληλα επιταχυνσιόμετρα (τα οποία μετρούν επιτάχυνση, ταχύτητα ή μετατόπιση) και την περαιτέρω ανάλυσή τους με μετασχηματισμό Fourier (FFT).

Ο αλγόριθμος FFT αποτελεί ένα εξαιρετικά χρήσιμο εργαλείο για την μετάβαση από το πεδίο του χρόνου στο πεδίο των συχνοτήτων και αντίστροφα. Γνωρίζοντας την ενέργεια κραδασμών σε κανονικές συνθήκες λειτουργίας της μηχανής και παρακολουθώντας τις δονήσεις αυτές σε συγκεκριμένα σημεία που ορίζονται για κάθε μηχανή και με τη μετέπειτα ανάλυση του φάσματος που προκύπτει από τις μετρήσεις, εξασφαλίζεται μεγαλύτερη αξιοπιστία στην ανίχνευση και στη διάγνωση των βλαβών πριν η λειτουργία τους καταστεί κρίσιμη.

Οι μετρήσεις με τα επιταχυνσιόμετρα γίνονται σε τρεις διευθύνσεις:

- Οριζόντια στο επίπεδο περιστροφής: ιδιαίτερα αντιπροσωπευτική μέτρηση για προβλήματα κακής ζυγοστάθμισης.
- Κατακόρυφα στο επίπεδο περιστροφής: φανερώνει αδυναμίες στην κατασκευή και τη συναρμολόγηση.
- Αξονικά στη διεύθυνση του άξονα: δείχνει περιπτώσεις κακής ευθυγράμμισης και λυγισμένου άξονα.

Όπως διαπιστώθηκε από τη βιβλιογραφική ανασκόπηση που πραγματοποιήθηκε στην συγκεκριμένη εργασία, η ύπαρξη και των πλευρικών συχνотήτων φανερώνει ότι η συγκεκριμένη βλάβη έχει άμεση σχέση με την ταχύτητα περιστροφής ή διαφορετικά ότι η ταλάντωση σε μία συχνότητα έχει άμεση επίδραση στην ταλάντωση στην άλλη συχνότητα.

Η εμφάνιση αρμονικών της χαρακτηριστικής συχνότητας σφάλματος φανερώνει μια μη γραμμικότητα στην απόκριση της μηχανής.

Η παρακολούθηση των κραδασμών και των ταλαντώσεων που παράγουν κατά τη λειτουργία τους τα στοιχεία μηχανών είναι μια αρκετά αξιόπιστη και ευρέως εφαρμοζόμενη μέθοδος για τη διάγνωση βλαβών σε μηχανολογικές κατασκευές. Στηρίζεται στο γεγονός ότι κάθε στοιχείο μηχανής ταλαντώνεται σε συγκεκριμένες, χαρακτηριστικές συχνότητες. Η ανάλυση του φάσματος των κραδασμών και των ταλαντώσεων παρέχει ποσοτικά στοιχεία που επιτρέπουν την αξιολόγηση της κατάστασης της μηχανής.

Η παρακολούθηση των κραδασμών και των ταλαντώσεων των μηχανών μπορεί να πραγματοποιείται συχνά και σε τακτά χρονικά διαστήματα στα πλαίσια των τακτικών συντηρήσεων. Με τη λήψη μετρήσεων σε τακτές χρονικές περιόδους καθίσταται δυνατή η παρακολούθηση της εξέλιξης της κατάστασης των μηχανών.

Συμπερασματικά, με την ιδιομορφική ανάλυση μπορεί να γίνει έγκαιρα και αξιόπιστα η πρόγνωση και η διάγνωση μιας φθοράς σε κάποιο σημείο ή εξάρτημα της μηχανής, πριν αυτή η βλάβη ή φθορά τη μετατρέψει σε μη λειτουργική και αυτό θα έχει σημαντικά αποτελέσματα και σε οικονομικό επίπεδο καθώς η αντικατάσταση ενός εξαρτήματος ή η επιδιόρθωση μιας βλάβης κοστίζει λιγότερο από ότι η αντικατάσταση ολόκληρης της μηχανής.



# Βιβλιογραφία

## Ελληνική Βιβλιογραφία

- 1) Μπουζάκης Κ.Δ.,(1997) Ταλαντώσεις και δυναμική μηχανών», Εκδόσεις Ζήτη, Αθήνα
- 2) Α. Καναράχος, Ι. Αντωνιάδης (1998) Δυναμική μηχανών, Εκδόσεις Παπασωτηρίου, Αθήνα
- 3) Νατσιάβας Σ. (2001) Ταλαντώσεις Μηχανικών Συστημάτων, Εκδόσεις Ζήτη, Αθήνα
- 4) Γραϊκούσης Ρ. (1983) Στοιχεία μηχανών ΙΙ», Εκδόσεις Γιαχούδης, Αθήνα
- 5) Παπαμητούκας Π.,(2013) Σχεδιομέλετη και κατασκευή μειωτήρα για έλεγχο δυναμικής συμπεριφοράς οδοντώσεων, ΑΠΘ, Θεσσαλονίκη
- 6) Καϊσέφ Σ., Τηλιόπουλος Θ., Τσιρώνας Σ. (2015) Διάγνωση και πρόγνωση βλαβών σε συστήματα μετάδοσης κίνησης, Πανεπιστήμιο Δυτικής Μακεδονίας, Κοζάνη
- 7) Νικολακάκης Α. (2012) Ανάλυση και σχεδιασμός ηλεκτρικού αισθητήρα ρωγμών οδοντωτών τροχών με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων, ΕΜΠ, Αθήνα
- 8) Πανολιάς Ν., Γκίζας Δ. (2015) Διάγνωση Βλαβών μηχανών μέσω ανάλυσης δονήσεων, ΑΤΕΙ Πάτρας, Πάτρα
- 9) Στεργίου Ι., Στεργίου Κ. (2003) Στοιχεία Μηχανών Ι, Σύγχρονη Εκδοτική, Αθήνα
- 10) Χ. Γιακόπουλος, Ι. Αντωνιάδης (2010) “Διαγνωστική βλαβών στρεφόμενου ηλεκτρομηχανολογικού εξοπλισμού”, Εργαστήριο Δυναμικής και κατασκευών, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ, Αθήνα
- 11) Ταϊρίδης Γ., Σταυρουλάκης Γ. (2014) Δυναμική, ταλαντώσεις και έλεγχος κατασκευών, Ανοιχτά Ακαδημαϊκά Μαθήματα, Πολυτεχνείο Κρήτης, Χανιά
- 12) Κουτσιανίτης Π. (2014) Ιδιομορφική ανάλυση και έλεγχος κατασκευών με χρήση ασαφούς λογικής και βελτιστοποίηση με χρήση γενετικών αλγορίθμων, Διπλωματική Εργασία, Πολυτεχνείο Κρήτης, Χανιά

## Ξενόγλωσση Βιβλιογραφία

- 1) Randall R. (2010) *Vibration - Based Condition Monitoring: Industrial, aerospace and automotive application*, Willey, New Jersey
- 2) T. Toutountzakis, C. Keong Tan (2005) Application of acoustic emission to seeded gear fault detection, *NDT&E International*, 38(1): 27-36
- 3) Saxena, C.L. Muhlstein (2000) Fatigue crack growth testing, *ASM Handbook*, vol. 8, ASM International, Materials Park, Ohio
- 4) Bruel & Kjaer, *Measuring Vibration*, ιστοσελίδα που προσπελάστηκε στις 21 Σεπτεμβρίου 2018: <https://www.bksv.com/en/products/transducers/vibration>
- 5) Commtest: *The Revolution* (2006) *Beginner's Guide to Machine Vibration*, Commtest Instruments Ltd., Christchurch, New Zealand
- 6) Dennis H. Shreve (1994) *Introduction to Vibration Technology*, IRD Mechanalysis, Inc., Ohio
- 7) James I. Taylor (2003) *The Vibration Analysis Handbook* 2<sup>nd</sup> ed., Vibration Consultants, Bayonet Point
- 8) Aherwar A. (2013) An investigation on gearbox fault detection using vibration analysis techniques: A review, *Australian Journal of Mechanical Engineering*, 10(2): 169-183
- 9) B. K. N. Rao (1996) *Handbook of Condition Monitoring*, Elsevier Advanced Technology, Oxford
- 10) Timothy S. Irwin (2011) Παρουσίαση: *Gearbox Spectral Components and Monitoring Methods*, Machinery Diagnostics Group, Bently Nevada
- 11) M. Scherer (2010) *Vibration Health Monitoring of Gears*, Master thesis, Faculty of California Polytechnic State University, San Luis Obispo, and Faculty of Karlsruhe University of Applied Sciences
- 12) Cornelius Scheffer & Paresh Girdhar (2004) *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*, Newnes - Elsevier, Boston

- 13) Hui Ma, Xu Pang, Jin Zeng, Qibin Wang, Bangchun Wen (2015) Effects of gear crack propagation paths on vibration responses of the perforated gear system, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 62–63: 113-128
- 14) S.J. Lacey (2008) An Overview of Bearing Vibration Analysis, *Maintenance & Asset Management*, 23(6): 32-42
- 15) Farrar C, Lieven N. (2007) Damage prognosis: the future of structural health monitoring, Published 15 February 2007. DOI: 10.1098/rsta.2006.1927
- 16) Kim H, Lee J.M. (2014) Sensing solutions for assessing and monitoring offshore structures, *Sensor Technologies for Civil Infrastructures, Applications in Structural Health Monitoring*, Volume 2 in Woodhead Publishing Series in Electronic and Optical Materials, Pages 550-564
- 17) Ou J, Li H. (2010) Structural Health Monitoring in mainland China: Review and Future Trends, *Structural Health Monitoring*, First Published March 16, 2010, Review Article, DOI: <https://doi.org/10.1177/1475921710365269>
- 18) Rice J, Mechitov K, Sim S.H, Nagayama T, Jang S, Kim R, Spencer B, Agha G, Fujino Y. (2010) Flexible smart sensor framework for autonomous structural health monitoring, *Smart Structures and Systems*, 6(5-6): 423-438