



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΜΑΚΕΔΟΝΙΑΣ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΚΑΙ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΔΙΑΓΝΩΣΗ ΒΛΑΒΩΝ ΣΕ ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΜΕΣΩ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ
ΤΗΣ ΤΑΛΑΝΤΩΤΙΚΗΣ ΤΟΥ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ**

ΓΙΑΝΝΑΚΗΣ ΜΙΧΑΗΛ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ:

ΛΕΚΤΟΡΑΣ ΓΙΑΓΚΟΠΟΥΛΟΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ

ΚΟΖΑΝΗ (ΝΟΕΜΒΡΙΟΣ, 2013)

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ
ΔΙΑΓΝΩΣΗ ΒΛΑΒΩΝ ΣΕ ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΜΕΣΩ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ ΤΗΣ
ΤΑΛΑΝΤΩΤΙΚΗΣ ΤΟΥ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ

ΓΙΑΝΝΑΚΗΣ ΜΙΧΑΗΛ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ:
ΛΕΚΤΟΡΑΣ ΓΙΑΓΚΟΠΟΥΛΟΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ

Αφιερώνεται στους γονείς μου,
Δημήτριο και Σοφία,
αλλά και στον αδελφό μου,
Γεώργιο.

Περίληψη

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η ανάπτυξη και παρουσίαση μιας μεθόδου διάγνωσης βλαβών σε κιβώτια ταχυτήτων μέσω της εξέτασης της ταλαντωτικής του συμπεριφοράς. Η ανάλυση αυτή επετεύχθη με τη βοήθεια της πειραματικής διάταξης και την ανάλυση των ταλαντωτικών σημάτων μέσω του υπολογιστή. Η δομή της εργασίας έχει ως εξής:

Αρχικά, στην εισαγωγή γίνεται μια σύντομη αναδρομή στις τεχνολογίες διάγνωσης των βλαβών σε μηχανολογικές εγκαταστάσεις. Παρατίθενται οι σχετικές φιλοσοφίες που κυριαρχούσαν για τη συντήρηση των μηχανημάτων έως σήμερα, που σκοπό είχαν την λειτουργία τους χωρίς προβλήματα.

Στην αρχή του κεφαλαίου 1 της εργασίας δίνονται οι βασικές έννοιες των σημάτων, ενώ στη συνέχεια αναλύεται ο τρόπος μείωσης των θορύβων σε αυτά. Έπειτα, περιγράφονται οι μέθοδοι επεξεργασίας και ανάλυσης των σημάτων στο πεδίο του χρόνου και στο πεδίο της συχνότητας.

Στο κεφάλαιο 2 γίνεται περιγραφή της πειραματικής διάταξης και τα σημαντικότερα εργαλεία που χρησιμοποιήθηκαν για την επίτευξη της ανάλυσης των ταλαντωτικών σημάτων. Πιο συγκεκριμένα, δίνεται ο τρόπος λειτουργίας των αντιστροφένων και τα ειδικά υπολογιστικά προγράμματα που βοήθησαν στην εκτέλεση της ανάλυσης.

Στο κεφάλαιο 3 αναλύονται τα ταλαντωτικά σήματα σε συστήματα παρόμοια με την πειραματική διάταξη που χρησιμοποιήθηκε. Επιπλέον, περιγράφεται ο τρόπος εντοπισμού των χαρακτηριστικών συχνοτήτων του βασικού εξοπλισμού της εγκατάστασης, άρα συγχρόνως των πιθανών συχνοτήτων εντοπισμού των βλαβών.

Στο κεφάλαιο 4 δίνονται τα αποτελέσματα από τα ταλαντωτικά σήματα που καταγράφηκαν κατά την εκτέλεση των πειραμάτων. Αρχικά, έγιναν δύο πειράματα χωρίς την ύπαρξη φορτίου, το πρώτο καθώς το σύστημα λειτουργούσε σε χαμηλές στροφές και το δεύτερο σε υψηλές. Αντίστοιχα δυο επιπλέον πειράματα έγιναν αφού τοποθετήθηκε φορτίο στο τέλος της πειραματικής διάταξης.

Τέλος, στο κεφάλαιο 5 αναλύονται κάποια από τα αποτελέσματα που καταγράφηκαν καθώς και τα βασικά συμπεράσματα που προέκυψαν κατά την ανάλυσή τους. Στον επίλογο της εργασίας γίνονται προτάσεις για μελλοντική έρευνα πάνω στο αντικείμενο.

Ευχαριστίες

Για την εκπόνηση αυτής της Διπλωματικής Εργασίας απαιτήθηκαν σκληρή δουλειά και πολλές θυσίες σε προσωπικό επίπεδο, κατά τη διάρκεια του τελευταίου χρόνου. Ωστόσο, δεν θα είχε ποτέ ολοκληρωθεί, χωρίς τη συμβολή των ακόλουθων ατόμων, τα οποία, νιώθω την ανάγκη να ευχαριστήσω από καρδιάς.

Ένα μεγάλο ευχαριστώ πρέπει να δώσω στον επιβλέποντα της διπλωματικής μου εργασίας κ. Γιαγκόπουλο Δημήτριο, Λέκτορα του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών (Τ.Μ.Μ.) του Πανεπιστημίου Δυτικής Μακεδονίας (Π.Δ.Μ.), γιατί με το θέμα που μου πρότεινε, μου έδωσε τη δυνατότητα να συνδυάσω την βιβλιογραφική μελέτη με την δημιουργία, τον προγραμματισμό και την κατασκευή. Επίσης, θα ήθελα να τον ευχαριστήσω για την υπομονή, την συνεχή βοήθεια ακόμη και όταν ο ελεύθερος χρόνος του ήταν περιορισμένος, την καθοδήγηση και τις γνώσεις που μου μεταλαμπάδευε όλο αυτό τον καιρό.

Ακόμα, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους φίλους και συμφοιτητές μου που ήταν κοντά μου κατά τη διάρκεια της εκπόνησης της διπλωματικής εργασίας, αλλά και συνολικά στη φοιτητική μου ζωή. Τέλος, δεν θα μπορούσα να μην πω το μεγαλύτερο ευχαριστώ στους γονείς μου Δημήτριο και Σοφία Γιαννάκη και στον αδελφό μου Γιώργο, για την στήριξη και τις πολύτιμες συμβουλές τους καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου.

Πίνακας Περιεχομένων

Περίληψη	ii
Ευχαριστίες.....	iv
Πίνακας Περιεχομένων	v
Ευρετήριο Σχημάτων	vii
Ευρετήριο Πινάκων.....	ix
Κατάσταση Ακρωνυμίων, Συμβολισμών.....	x
Εισαγωγή.....	xi

Κεφάλαιο 1.....1

1 Βασικές αρχές σημάτων	1
1.1 Έννοια του σήματος.....	1
1.2 Αποθορυβοποίηση σημάτων	1
1.2.1 Αποθορυβοποίηση εξαρτημένου διαστήματος	2
1.2.2 Φίλτρο Savitzky – Golay	4
1.3 Βασικές τεχνικές επεξεργασίας σήματος	6
1.3.1 Ανάλυση στο πεδίο του χρόνου	6
1.3.2 Ανάλυση στο πεδίο της συχνότητας - Ανάλυση Fourier.....	7
1.3.3 Πυκνότητα φάσματος ισχύος	9
1.3.4 Διαρροή πληροφορίας σήματος και επιλογή παραθύρου	10
1.3.5 Η μέθοδος του Welch – Επικάλυψη δεδομένων	11

Κεφάλαιο 2.....13

2 Περιγραφή της πειραματικής διάταξης	13
2.1 Εισαγωγή.....	13
2.2 Περιγραφή της πειραματικής διάταξης.....	13
2.3 Ρύθμιση αντιστροφών	16
2.4 Διαθέσιμα λογισμικά	16

Κεφάλαιο 3.....18

3 Ταλαντωτικά σήματα από κιβώτια ταχυτήτων	18
3.1 Εισαγωγή.....	18
3.2 Ταλαντώσεις σε δρομείς και άξονες.....	18
3.2.1 Αζυγοσταθμία, κακή ευθυγράμμιση, στραβωμένος άξονας	19
3.2.2 Ραγισμένος άξονας.....	20
3.3 Ταλαντώσεις σε οδοντωτούς τροχούς	21

3.4	Ταλαντώσεις σε κινούμενα μέρη εδράνων κύλισης	21
3.5	Ταλαντώσεις σε ηλεκτρικές μηχανές.....	22
3.6	Ταλαντώσεις από λοιπά στοιχεία της πειραματικής διάταξης	23
<u>Κεφάλαιο 4</u>		<u>24</u>
4	Διάγνωση χαρακτηριστικών συχνοτήτων του συστήματος.....	24
4.1	Εισαγωγή.....	24
4.2	Αξιολόγηση φίλτρων αποθορυβοποίησης	24
4.2.1	Φίλτρο με τη βοήθεια κυματιδίων.....	24
4.2.2	Φίλτρο Savitzky – Golay	26
4.3	Πείραμα σε χαμηλή ταχύτητα περιστροφής χωρίς φορτίο	28
4.4	Πείραμα σε υψηλή ταχύτητα περιστροφής χωρίς φορτίο.....	32
4.5	Πείραμα σε χαμηλή ταχύτητα περιστροφής με φορτίο.....	36
4.6	Πείραμα σε υψηλή ταχύτητα περιστροφής με φορτίο	40
4.7	Χάρτες περιστροφικών ταχυτήτων.....	44
4.7.1	Διαγράμματα καταρράκτη	45
4.7.2	Χρωματικό διάγραμμα ταχύτητας	47
<u>Κεφάλαιο 5</u>		<u>50</u>
5	Ανάλυση αποτελεσμάτων – Συμπεράσματα	50
5.1	Τελική σύνοψη	50
5.2	Προτάσεις για μελλοντική μελέτη	51
Βιβλιογραφία.....		52

Ευρετήριο Σχημάτων

Σχήμα 1-1: Τύποι σημάτων [2].....	1
Σχήμα 1-2: Ταλαντωτικό σήμα πριν (μπλε γραμμή) και μετά (μαύρη γραμμή) την αποθορυβοποίηση.....	2
Σχήμα 1-3: Σύγκριση ημιτονοειδούς σήματος με κυματίδιο Daubechies 10 (db10).....	3
Σχήμα 1-4: Απεικόνιση αρχικού σήματος πριν και μετά την εφαρμογή φίλτρου Savitzky - Golay [4].....	5
Σχήμα 1-5: Διάγραμμα πλάτους ταλάντωσης - χρόνου δύο περιοδικών σημάτων από κιβώτια ταχυτήτων [6].....	7
Σχήμα 1-6: Διάγραμμα φάσματος - συχνότητας δύο περιοδικών σημάτων από κιβώτια ταχυτήτων [6].....	9
Σχήμα 1-7: Παράθυρο Hanning και η απόκριση της συχνότητάς του 45 στοιχείων.....	11
Σχήμα 1-8: Το περιοδόγραμμα όπως το περιέγραψε ο Welch [18].....	12
Σχήμα 2-1: Απεικόνιση της πειραματικής διάταξης.....	13
Σχήμα 2-2: Φωτογραφίες που εμφανίζουν τις θέσεις των επιταχυνσιόμετρων όπου (α) είναι η αριστερή, (β) είναι η πάνω και (γ) είναι η δεξιά όψη του κιβωτίου ταχυτήτων.....	15
Σχήμα 2-3: Οι τέσσερις ομάδες παραμέτρων που είναι υπεύθυνες για την ρύθμιση των αντιστροφών [21].....	16
Σχήμα 3-1: Απεικόνιση αζυγοσταθμισμένου άξονα (α), άξονα με κακή ευθυγράμμιση (β) και στραβωμένου άξονα (γ) [24].....	19
Σχήμα 3-2: Επίδραση αζυγοστάθμητου σημείου στην απόκριση ραγισμένου δρομέα [26].....	20
Σχήμα 3-3: Τυπικά σήματα από τοπικά σφάλματα κινούμενων στοιχείων εδράνου κυλίσεως [23].....	22
Σχήμα 4-1: Σύγκριση αρχικού σήματος (α) με το σήμα έχοντας υποστεί φιλτράρισμα με τη βοήθεια κυματιδίου τύπου db2(β), db8(γ) και db15(δ).....	25
Σχήμα 4-2: Σύγκριση αρχικού σήματος (α) με το σήμα έχοντας υποστεί φιλτράρισμα με τη βοήθεια του αλγορίθμου των Savitzky-Golay με εύρος φίλτρου 11(β), 21(γ) και 31(δ).....	27
Σχήμα 4-3: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιόμετρων για τον άξονα των x για ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο ίση με 228.3 rpm.....	29
Σχήμα 4-4: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιόμετρων για τον άξονα των y καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 228.3 rpm.....	30
Σχήμα 4-5: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιόμετρων για τον άξονα των z καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 228.3 rpm.....	31
Σχήμα 4-6: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιόμετρων για τον άξονα των x καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 790.2 rpm.....	33

Σχήμα 4-7: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα των y καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 790.2 rpm.....	34
Σχήμα 4-8: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα των z καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 790.2 rpm.....	35
Σχήμα 4-9: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα των x καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 212.4 rpm.....	37
Σχήμα 4-10: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα των y καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 212.4 rpm.....	38
Σχήμα 4-11: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα των z καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 212.4 rpm.....	39
Σχήμα 4-12: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα των x καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 781.8 rpm.....	41
Σχήμα 4-13: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα των y καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 781.8 rpm.....	42
Σχήμα 4-14: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα των z καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 781.8 rpm.....	43
Σχήμα 4-15: Διαγράμματα καταρράκτη των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα x	46
Σχήμα 4-16: Διαγράμματα καταρράκτη των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα y	46
Σχήμα 4-17: Διαγράμματα καταρράκτη των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα z	47
Σχήμα 4-18: Χρωματικά διαγράμματα ταχυτήτας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα x	48
Σχήμα 4-19: Χρωματικά διαγράμματα ταχυτήτας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα y	48
Σχήμα 4-20: Χρωματικά διαγράμματα ταχυτήτας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα z	49

Ευρετήριο Πινάκων

Πίνακας 2-1: Τεχνικά χαρακτηριστικά των κινητήρων της πειραματικής διάταξης [19].....	14
Πίνακας 2-2: Τεχνικά χαρακτηριστικά των αντιστροφών της πειραματικής διάταξης [20]	14
Πίνακας 3-1: Συνηθισμένα σφάλματα εξαρτημάτων συστήματος [22].....	18
Πίνακας 4-1: Συνοπτικός πίνακας διαφορών των ιδανικών χαρακτηριστικών συχνοτήτων με τις τιμές που υπολογίστηκαν πειραματικά καθώς ο κινητήρας Α λειτουργούσε στα 228.3 rpm.....	32
Πίνακας 4-2: Συνοπτικός πίνακας διαφορών των ιδανικών χαρακτηριστικών συχνοτήτων με τις τιμές που υπολογίστηκαν πειραματικά για ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο ίση με 790.2 rpm.....	36
Πίνακας 4-3: Συνοπτικός πίνακας διαφορών των ιδανικών χαρακτηριστικών συχνοτήτων με τις τιμές που υπολογίστηκαν πειραματικά για ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο ίση με 212.4 rpm.....	40
Πίνακας 4-4: Συνοπτικός πίνακας διαφορών των ιδανικών χαρακτηριστικών συχνοτήτων με τις τιμές που υπολογίστηκαν πειραματικά για ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο ίση με 781.8 rpm.....	44
Πίνακας 4-5: Τιμές της περιστροφικής ταχύτητας [rpm] για τις οποίες έγιναν μετρήσεις ταλαντωτικών φαινομένων.....	45

Κατάσταση Ακρωνυμίων, Συμβολισμών

$x(t)$	Συνάρτηση του σήματος
t	Χρόνος
T	Περίοδος σήματος
f_r	Συχνότητα άξονα
ω	Κυκλική συχνότητα ή γωνιακή ταχύτητα
A, B	Πλάτος σήματος
θ	Γωνία φάσης ή απλά φάση
$\varphi_{j,k}(t)$	Συνάρτηση των κυματιδίων
$\psi_{j,k}(t)$	Συνάρτηση αλλαγής της κλίμακας
GMF	Συχνότητα σύμπλεξης γραναζιών
BPFO	Συχνότητα διέλευσης σφαιρών στον εξωτερικό δακτύλιο (Ball Pass Frequency Outer Race)
BPMI	Συχνότητα διέλευσης σφαιρών στον εσωτερικό δακτύλιο (Ball Pass Frequency Inner Race)
FTF	Συχνότητα περιστροφής κλωβού (Fundamental Train Frequency)
BSF	Συχνότητα περιστροφής σφαιρών (Ball Spin Frequency)
n	Αριθμός σφαιρών εδράνου
d	Διάμετρος σφαίρας εδράνου
D	Διάμετρος διαδρομής σφαιρών του εδράνου
φ	Γωνία του φορτίου από το ακτινικό επίπεδο
$S(n)$	Συνάρτηση του φάσματος του σήματος
f_{stator}	Χαρακτηριστική συχνότητα του στάτη
f_{mains}	Συχνότητα του δικτύου
f_{rotor}	Χαρακτηριστική συχνότητα του δρομέα
N_p	Αριθμός των πόλων
f_{slip}	Συχνότητα ολίσθησης

Εισαγωγή

Με το πέρασμα των χρόνων, η τεχνολογία αναπτύσσεται ραγδαία και ο βιομηχανικός εξοπλισμός αποκτά μεγάλο κόστος κτήσης, αλλά και συντήρησης. Η αποδοτική λειτουργία αυτού του εξοπλισμού εξαρτάται από την συντήρηση των μηχανημάτων και γι' αυτόν τον λόγο γίνεται προσπάθεια με οποιοδήποτε τρόπο, το κόστος συντήρησης να κρατηθεί σε χαμηλά επίπεδα. Η συμμόρφωση με αυτή την απαίτηση αποτελεί μεγάλη πρόκληση για τους μηχανικούς που ασχολούνται με την συντήρηση μηχανών. Έτσι, στο σημερινό πλαίσιο παγκοσμιοποίησης των αγορών, διασφαλίζεται η αναπτυξιακή πορεία της επιχείρησης, βελτιώνεται και καινοτομεί σε ρυθμούς ταχύτερους από τον ανταγωνισμό, σε όλο το φάσμα των δραστηριοτήτων της.

Η έννοια της συντήρησης περιλαμβάνει μία διαδικασία που ακολουθείται για την φροντίδα και την προστασία του μηχανολογικού εξοπλισμού. Ανάλογα με τις ανάγκες της κάθε περιόδου η συντήρηση είχε και διαφορετικές φιλοσοφίες. Η πρώτη χρονικά θεωρία που χρησιμοποιήθηκε σε μηχανές ήταν η διορθωτική συντήρηση. Η λογική αυτής της φιλοσοφία είναι ότι ο εξοπλισμός λειτουργεί συνέχεια και συντηρείται μόνο όταν παρουσιασθεί βλάβη. Όπως είναι εμφανές, δεν λαμβάνεται κανενός είδους χρονικός προγραμματισμός καθώς η στιγμή που δημιουργηθεί η βλάβη είναι άγνωστη και δεν έχουμε συνήθως είδους προειδοποίηση. Πολλές φορές αυτή η διαδικασία δεν επαναφέρει την μηχανή στην αρχική της κατάσταση, αλλά σε κατάσταση απλά αποδεκτή [1]. Αν το σφάλμα είναι η αστοχία ενός εξαρτήματος του εξοπλισμού πολλές φορές έχει σαν αποτέλεσμα την καταστροφή του.

Γίνεται αντιληπτό ότι η παραπάνω φιλοσοφία χαρακτηρίζεται ανεπαρκής, οικονομικά ασύμφορη και ίσως επικίνδυνη και για την μηχανή, αλλά και τους εργαζόμενους που χρησιμοποιούν τον εξοπλισμό αυτόν. Συνήθως αυτή χρησιμοποιείται σε εξοπλισμό που η καθυστέρηση επισκευής της μηχανής δεν έχει σημαντικό αντίκτυπο στην παραγωγή και αστοχία του εξοπλισμού δεν θέτει θέματα ασφαλείας.

Το αρνητικό στοιχείο αυτής της φιλοσοφίας είναι ότι ο ιδιοκτήτης του εξοπλισμού θα πρέπει να έχει απόθεμα ανταλλακτικών για την πιθανότητα εμφάνισης βλάβης, αφού αν αυτός σταματήσει απρόβλεπτα θα πρέπει να επισκευάσει την βλάβη σε κλίμα χρονικής πίεσης. Έτσι πολύ πιθανό να μην βρεθεί η πραγματική αιτία βλάβης ή, ακόμα και αν βρεθεί, δεν θα υπάρχει ο χρόνος εύρεσης της ιδανικότερης λύσης ώστε να αποφευχθεί μία μελλοντική επανεμφάνιση της συγκεκριμένης βλάβης. Άρα, γίνεται γενικά φανερό ότι η φυσική κατάληξη της εφαρμογής αυτής της θεωρίας δεν είναι οικονομικά συμφέρουσα και δημιουργεί έλλειψη εμπιστοσύνης για την κατάσταση του εξοπλισμού.

Ένα βήμα για την βελτίωση της κατάστασης είναι η φιλοσοφία της προληπτικής συντήρησης. Αυτή η μέθοδος βασίζεται στον χρονικό προγραμματισμό των εργασιών συντήρησης. Δηλαδή μετά από κάθε συγκεκριμένο αριθμό ωρών λειτουργίας η μηχανή σταματά την λειτουργία της για γενική συντήρηση. Εδώ δεν λαμβάνονται υπόψη η κατάσταση των ανταλλακτικών που αντικαθίστανται. Τα διαστήματα συντήρησης συνήθως υπολογίζονται στατιστικώς, ως το διάστημα μετά το οποίο αποτυγχάνει το 2% των επισκευασμένων μηχανών [1]. Αυτή η μέθοδος οδηγεί στην περιοδική συντήρηση των εξαρτημάτων του εξοπλισμού που λειτουργούν ακόμη ικανοποιητικά.

Στην πράξη, όμως, η εφαρμογή αυτής της πρακτικής συναντά πολλά προβλήματα. Σε πολλές περιπτώσεις, η διαφοροποίηση των συνθηκών λειτουργίας του εξοπλισμού από

τις προδιαγεγραμμένες συνθήκες, οδηγεί σε πρόωρες αστοχίες του μηχανολογικού εξοπλισμού. Σε πολλές κατηγορίες εξοπλισμού δεν υπάρχουν δεδομένα για τις σχετικές επιτρεπτές ώρες λειτουργίας του εξοπλισμού από τους κατασκευαστές, ενώ το κόστος συντήρησης αυξάνεται αναίτια. Τα επιβαλλόμενα διαστήματα επισκευής δεν συμπίπτουν ή καθυστερούν αδικαιολόγητα το συνολικό προγραμματισμό της παραγωγής.

Η τελευταία διεθνής τάση που εφαρμόζεται για την συντήρηση εξοπλισμού είναι η προβλεπτική συντήρηση. Αυτή βασίζεται στη λειτουργική κατάσταση των μηχανών και όχι σε χρονικά διαστήματα όπως παλιότερα. Κάθε εξάρτημα παρακολουθείται ξεχωριστά μέσω μετρήσεων από ειδικά όργανα, ώστε να εξετάζεται η λειτουργική τους κατάσταση ενώ βρίσκονται σε λειτουργία. Υπάρχει μεγάλη ποικιλία τεχνικών που χρησιμοποιούνται για την παρακολούθηση της κατάστασης των μηχανών. Η κυριότερη τεχνική είναι η παρακολούθηση του επιπέδου των δονήσεων, ή όπως είναι στα αγγλικά ο επίσημος όρος "Vibration Monitoring". Μάλιστα, είναι αυτή που χρησιμοποιήθηκε και στην παρούσα διπλωματική εργασία.

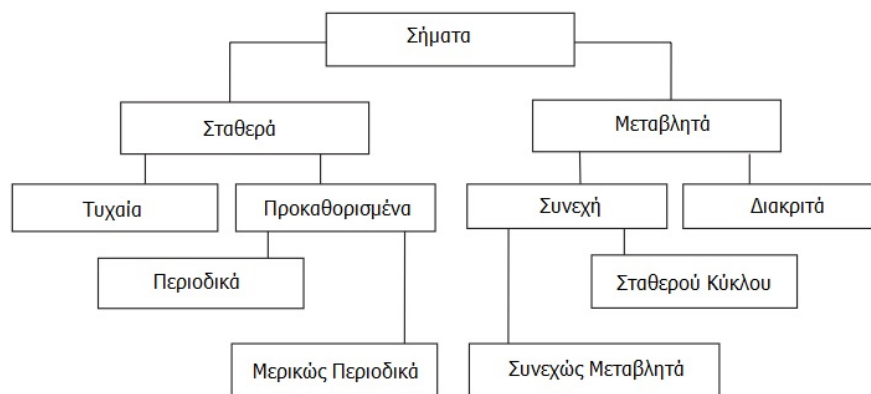
Η μέθοδος αυτή είναι αρκετά αξιόπιστη για τη διάγνωση βλαβών σε μηχανουργικό εξοπλισμό. Στηρίζεται στο γεγονός ότι κάθε εξάρτημα της μηχανής παράγει συγκεκριμένες δονήσεις σε χαρακτηριστικές συχνότητες. Με την ανάλυση του φάσματος των κραδασμών λαμβάνονται ποσοτικά στοιχεία που επιτρέπουν την αξιολόγηση της κατάστασης των εξαρτημάτων.

Κεφάλαιο 1

1 Βασικές αρχές σημάτων

1.1 Έννοια του σήματος

Με τον όρο σήμα ορίζουμε το σύνολο των τιμών που μπορεί να λάβει μια φυσική ποσότητα καθώς μεταβάλλεται, συνήθως ως προς τον χρόνο ή ως προς μια οποιαδήποτε άλλη ανεξάρτητη μεταβλητή. Τα σήματα χρόνου χωρίζονται σε δύο βασικές κατηγορίες: στα σήματα συνεχούς χρόνου (continuous time) και στα σήματα διακριτού χρόνου (discrete time). Ένα σήμα $x(t)$ το οποίο ορίζεται για κάθε τιμή του t στο διάστημα (α, β) ονομάζεται σήμα συνεχούς χρόνου. Αν ορίζεται, όμως, μόνο για κάποιες συγκεκριμένες στιγμές του χρόνου τότε ονομάζεται διακριτό σήμα ή σήμα διακριτού χρόνου. Τα διακριτά σήματα συμβολίζονται από ακολουθίες $\{x(n)\}$. Η τιμή της ακολουθίας $\{x(n)\}$ τη χρονική στιγμή n_0 είναι το βαθμωτό μέγεθος $x(n_0)$. Αν ένα σήμα παίρνει όλες τις δυνατές τιμές σε ένα διάστημα τιμών τότε καλείται σήμα συνεχούς τιμής ή αναλογικό σήμα, ενώ αν παίρνει τιμές από ένα πεπερασμένο σύνολο τιμών τότε καλείται διακριτής τιμής ή αλλιώς ψηφιακό σήμα. Ένα αναλογικό σήμα $x(t)$ λέγεται περιοδικό αν υπάρχει ένας θετικός αριθμός T έτσι ώστε να ισχύει $x(t) = x(t + T)$ για κάθε t . Τα πιο συνηθισμένα περιοδικά σήματα είναι τα ημιτονοειδή και τα συνημιτονοειδή, δηλαδή αυτά που περιγράφονται από μια σχέση της μορφής $x(t) = A \sin(\omega_0 t + \theta)$ ή $x(t) = A \cos(\omega_0 t + \theta)$, αντίστοιχα [2]. Επιπλέον, ένα σήμα $x(t)$ ονομάζεται τυχαίο όταν οι τιμές της συνάρτησης $x(t)$ και $x(t + \tau)$, είναι ανεξάρτητες μεταξύ τους. Στο σχήμα 1-1 απεικονίζεται ένας συγκεντρωτικό διάγραμμα με τα είδη και την κατηγοριοποίηση των σημάτων.

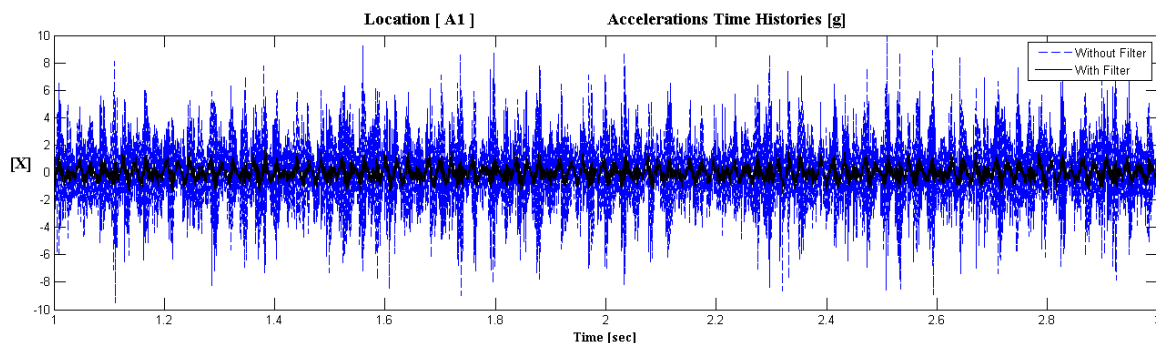


Σχήμα 1-1: Τύποι σημάτων [2]

1.2 Αποθορυβοποίηση σημάτων

Όπως είναι γνωστό για όλους τους επιστήμονες και μηχανικούς που εργάζονται με πραγματικά δεδομένα, δεν υπάρχουν σήματα χωρίς την ύπαρξη θορύβου. Τα παραγόμενα ταλαντωτικά σήματα περιέχουν πληροφορία αναμεμιγμένη με θόρυβο. Βέβαια, κάτω από ορισμένες συνθήκες ο θόρυβος μπορεί να είναι αμελητέος, ωστόσο, υπάρχουν πολλές περιπτώσεις που αυτός αλλάζει το σήμα σε μεγάλο βαθμό [3]. Βασικό βήμα, πριν από οποιαδήποτε επεξεργασία, είναι να προσδιοριστούν χαρακτηριστικές

συχνότητες που περιμένει κανείς να παρατηρήσει, οι οποίες περιγράφονται αναλυτικά σε επόμενο κεφάλαιο, προκειμένου στη συνέχεια, στηριζόμενοι στις διαφορές που θα προκύψουν, να απομακρυνθεί ο θόρυβος. Η απομάκρυνση αυτή γίνεται με τη χρήση απλών γραμμικών, χρονικά σταθερών συστημάτων που καλούνται φίλτρα. Η μέθοδος που ακολουθείται ονομάζεται φιλτράρισμα και η ειδική κατηγορία φιλτραρίσματος που πρέπει να χρησιμοποιηθεί λέγεται αποθορυβοποίηση. Παράδειγμα ενός σήματος με θόρυβο (μπλε καμπύλη) και το αντίστοιχο μετά την αποθορυβοποίησή του (μαύρη καμπύλη) εμφανίζεται στο σχήμα 1-2.



Σχήμα 1-2: Ταλαντωτικό σήμα πριν (μπλε γραμμή) και μετά (μαύρη γραμμή) την αποθορυβοποίηση

Για την πραγματοποίηση των πειραμάτων της διπλωματικής αυτής εργασίας εξετάστηκαν δύο τύποι τεχνικών που χρησιμοποιούνται συχνά για την αποθορυβοποίηση των σημάτων. Η πρώτη τεχνική που θα εξεταστεί είναι η τεχνική εξαρτημένου διαστήματος που πραγματοποιείται με την βοήθεια κυματιδίων. Τέλος, θα εξεταστεί και η χρήση του φίλτρου Savitzky – Golay για την αποθορυβοποίηση σήματος. Οι δύο αυτές τεχνικές περιγράφονται στις παρακάτω ενότητες πιο αναλυτικά.

1.2.1 Αποθορυβοποίηση εξαρτημένου διαστήματος

Η μέθοδος της αποθορυβοποίησης εξαρτημένου διαστήματος (Interval dependent denoising) προκαλεί την μείωση του θορύβου στο σήμα με την βοήθεια των κυματιδίων (wavelets). Ο μετασχηματισμός κυματιδίου μιας χρονοσειράς αναφέρεται στην ανάπτυξη του σήματος πάνω σε μια οικογένεια συναρτήσεων οι οποίες είναι «συγκεντρωμένες» τόσο στον χρόνο όσο και στη συχνότητα. Ένα κυματίδιο είναι μια κυματομορφή πεπερασμένης διάρκειας που έχει μηδενική μέση τιμή. Πολλές οικογένειες wavelet, σαν αυτή που παρουσιάζεται στο σχήμα 1-3 έχουν αποδειχθεί ιδιαίτερα χρήσιμες για την ανάλυση με την βοήθεια των κυματιδίων. Οι σημαντικότερες από αυτές τις οικογένειες αυτές είναι η οικογένεια των κυματιδίων “Haar”, που είναι τα πρώτα κυματίδια που χρησιμοποιήθηκαν και είναι το πιο απλά, και τα κυματίδια “Daubechies”, τα οποία είναι τα πιο εύχρηστα. Επίσης, διατίθενται και η οικογένεια των διορθωγώνιων κυματιδίων, η οποία χρησιμοποιείται για την ανακατασκευή του σήματος, καθώς και μια πληθώρα άλλων κυματιδίων (Coiflets, Symlets, Morlet, Mexican Hat κ.α.). Μέσα σε κάθε οικογένεια κυματιδίων, υπάρχουν υποκατηγορίες των κυματιδίων που διακρίνονται από τον αριθμό των συντελεστών και από το επίπεδο επανάληψης. Τα κυματίδια ταξινομούνται συχνότερα μέσα σε μια οικογένεια από τον αριθμό εξαφανιζόμενων ή μηδενικών ροπών. Αυτό είναι

ένα πρόσθετο σύνολο μαθηματικών σχέσεων για τους συντελεστές που θα πρέπει να ικανοποιούνται και σχετίζεται άμεσα με τον αριθμό των συντελεστών.

Στην πραγματικότητα τα κυματίδια βοηθούν στην αναπαράσταση ενός σήματος με τη βοήθεια κάποιων συναρτήσεων που ικανοποιούν ορισμένες απαιτήσεις. Η τεχνική αυτή αναφέρεται και ως μετασχηματισμός wavelet. Ο διακριτός μετασχηματισμός wavelet (discrete wavelet transform) είναι μια πανίσχυρη τεχνική που χρησιμοποιεί τις συναρτήσεις των κυματιδίων και της αλλαγής κλίμακας, για την ανάλυση των σημάτων. Στον διακριτό μετασχηματισμό wavelet, το παραγόμενο σήμα $x(t)$ αναλύεται ως εξής:

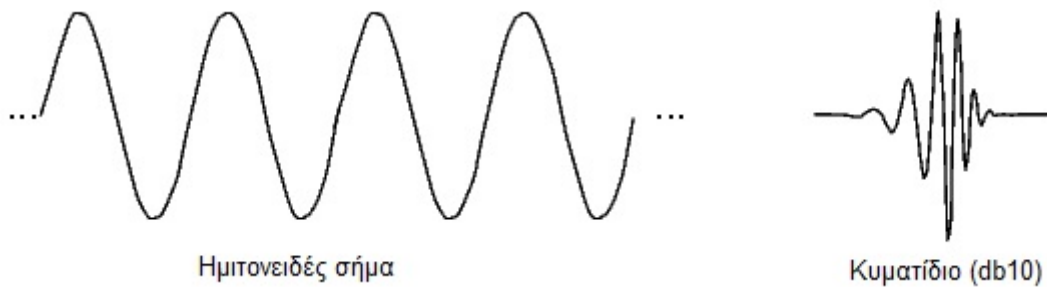
$$x(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} c_j(k)\varphi_{j,k}(t) + \sum_{j=1}^J \sum_{k=-\infty}^{\infty} d_j(k)\psi_{j,k}(t) \quad (1.1)$$

Οι συναρτήσεις των κυματιδίων και της αλλαγής κλίμακας μπορούν να περιγραφούν με τις με τις παρακάτω εξισώσεις:

$$\varphi_{j,k}(t) = 2^{j/2}\varphi(2^j t - k) \quad (1.2)$$

$$\psi_{j,k}(t) = 2^{j/2}\psi(2^j t - k) \quad (1.3)$$

Η ανάλυση ενός σήματος με χρήση wavelets ακολουθεί τη λογική της ανάλυσης Fourier. Συγκρίνοντας τα κυματίδια με το ημιτονοειδές κύμα (σχήμα 1-3), το οποίο είναι η βάση της ανάλυσης Fourier, παρατηρείται ότι οι ημιτονοειδείς κυματομορφές δεν έχουν περιορισμένη διάρκεια καθώς εκτείνονται από το μείον άπειρο έως το συν άπειρο. Επιπλέον, όταν οι ημιτονοειδείς κυματομορφές είναι ομαλές και προβλέψιμες, τα κυματίδια τείνουν να είναι ανομοιόμορφα και ασύμμετρα.



Σχήμα 1-3: Σύγκριση ημιτονοειδούς σήματος με κυματίδιο Daubechies 10 (db10)

Η ανάλυση Fourier αποτελείται από τη διάσπαση ενός σήματος σε ημιτονοειδή κύματα διαφόρων συχνοτήτων. Ομοίως, η ανάλυση με την βοήθεια των κυματιδίων είναι η διάσπαση ενός σήματος σε μετατοπισμένες και κλιμακούμενες εκδόσεις του αρχικού (ή μητρικού) κυματιδίου. Η ανάλυση αυτή αντιπροσωπεύει μια τεχνική που χρησιμοποιεί παράθυρο με εύρος μεταβλητού μεγέθους. Αυτό σημαίνει ότι επιτρέπει τη χρήση μακροχρόνιων διαστημάτων εκεί όπου είναι επιθυμητή η ακριβέστερη χαμηλής-συχνότητας πληροφορία, καθώς και μικρότερων χρονικών κλιμάκων εκεί όπου είναι επιθυμητή η υψηλής-συχνότητας πληροφορία.

Παρατηρώντας τη κυματομορφή του κυματιδίου και του ημιτονοειδούς κύματος παραπάνω, μπορεί να διαπιστωθεί ότι τα κυματίδια μπορούν να εκτελούν τοπική

ανάλυση. Δηλαδή, μπορεί να αναλύει καλύτερα μια μικρή περιοχή ενός μεγάλου σήματος που περιέχει απότομες αλλαγές, σε σχέση με την ομαλή ημιτονοειδή κυματομορφή. Με αυτόν τον τρόπο η ανάλυση με τη βοήθεια του κυματιδίου μπορεί να ανακαλύψει πτυχές των δεδομένων που άλλες τεχνικές ανάλυσης σήματος παραλείπουν, όπως σημεία καμπής, ασυνέχειες σε υψηλότερης τάξης παράγωγα και αυτοσυσχετισμό. Για παράδειγμα, οι συναρτήσεις με ασυνέχειες και οι συναρτήσεις με αιχμηρά μέγιστα κυματομορφής απαιτούν συνήθως λιγότερες συναρτήσεις βάσης των κυματιδίων σε σχέση με συναρτήσεις βάσης ημιτόνων και συνημιτόνων για να πετύχουν μια συγκρίσιμη προσέγγιση.

1.2.2 Φίλτρο Savitzky – Golay

Η απλούστερη τεχνική εξομάλυνσης σημάτων που αποτελούνται από ισαπέχοντα σημεία είναι ο κινούμενος μέσος όρος (moving average). Ο κινούμενος μέσος όρος είναι μια μαθηματική τεχνική που κυρίως χρησιμοποιείται για την μείωση της απόκλισης και την ανάδειξη της τάσης σε μια συλλογή από σημεία δεδομένων. Η μέθοδος του κινούμενου μέσου όρου επιτρέπει μεγάλη ευελιξία σε εφαρμογές φιλτραρίσματος κυματομορφών, καθώς μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως βαθυπερατό φίλτρο για να εξασθενήσει το θόρυβο σε μία κυματομορφή. Από μια αλληλουχία ακατέργαστων δεδομένων (raw data) $[y_1, y_2, y_3 \dots y_N]$. Από μια τέτοια ακολουθία μέσω του φίλτρου μπορεί να δημιουργηθεί μια αντίστοιχη αλληλουχία εξομαλυμένων δεδομένων (smoothed data). Το εξομαλυμένο σημείο $(y_k)_s$ αποτελεί τη μέση τιμή περιττού αριθμού διαδοχικών σημείων ακατέργαστων δεδομένων $y_{k-n}, y_{k-n-1}, \dots, y_{k-1}, y_k, y_{k+1}, \dots, y_{k+n-1}, y_{k+n}$, δηλαδή θα είναι:

$$(y_k)_s = \frac{\sum_{i=-n}^n y_{k+i}}{2n + 1} \quad (1.4)$$

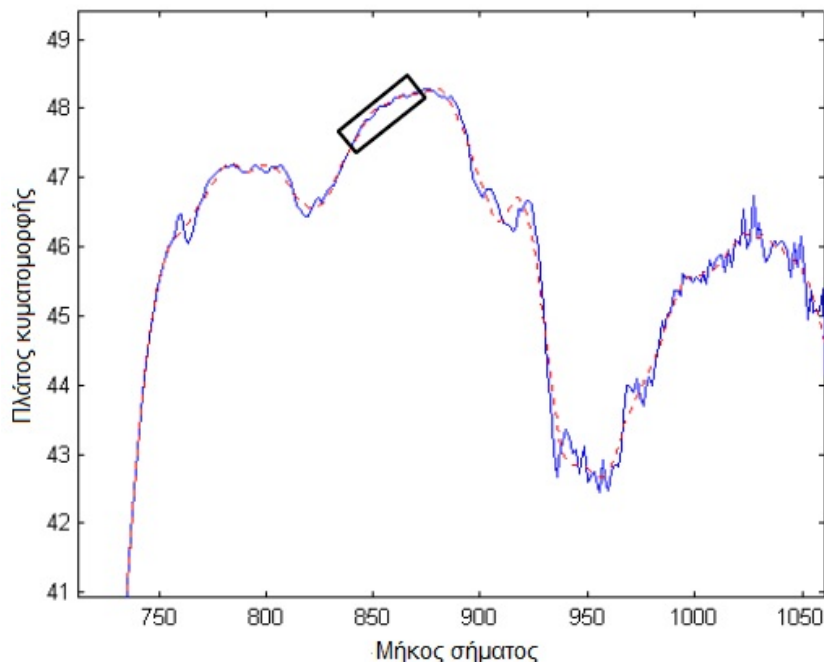
Ο περιττός αριθμός $2n + 1$ συχνά ονομάζεται εύρος φίλτρου (filter width). Τα αποτελέσματα της τεχνικής αυτής είναι εντυπωσιακά και συγχρόνως παραπλανητικά, λόγω του υπερβολικού φιλτραρίσματος του θορύβου. Στην πραγματικότητα χάνεται ή αλλοιώνεται πληροφορία, επειδή δίνεται υπερβολικό στατιστικό βάρος σε σημεία αρκετά μακριά από το κεντρικό σημείο.

Οι Savitzky και Golay πρότειναν μία παρόμοια μέθοδο εξομάλυνσης των δεδομένων, η οποία ανήκει σε μια υποκατηγορία του φίλτρου κινούμενου μέσου όρου και βασίζεται στην πολυωνυμική προσέγγιση των τοπικών ελαχίστων τετραγώνων [4]. Το φίλτρο Savitzky-Golay είναι ένα ψηφιακό φίλτρο που μπορεί να εφαρμοστεί σε μία σειρά από ψηφιακά δεδομένα με σκοπό την εξομάλυνση της πληροφορίας, δηλαδή την αύξηση του λόγου σήματος προς θόρυβο (signal-to-noise ratio – SNR) χωρίς την παραμόρφωση του σήματος. Αυτό επιτυγχάνεται με χρήση μιας διαδικασίας, που ονομάζεται συνέλιξη. Οι δύο αυτοί επιστήμονες έδειξαν ότι μπορεί να υπολογισθεί μια ομάδα ακέραιων αριθμών $(A_{-n}, A_{-(n+1)}, \dots, A_{n-1}, A_n)$ που μπορούν να χρησιμεύσουν ως συντελεστές στατιστικού βάρους κατά τη διαδικασία εξομάλυνσης. Η χρήση αυτών των συγκεκριμένων συντελεστών στατιστικού βάρους, που αναφέρονται και ως ακέραιοι συνέλιξης (convolution integers), αποδεικνύεται ότι παρέχει αποτελέσματα ισοδύναμα με εκείνα της προσαρμογής σε πολυώνυμο που προαναφέρθηκε. Η μέθοδος των Savitzky - Golay από υπολογιστική άποψη είναι πιο αποτελεσματική, απλούστερη και ταχύτερη σε σχέση

με τις διαδοχικές πολυωνυμικές προσαρμογές κατά ομάδες σημείων. Επομένως, το εξομαλυμένο σημείο $(y_k)_s$ με τον αλγόριθμο των Savitzky-Golay θα παρέχεται απλά από την ακόλουθη εξίσωση:

$$(y_k)_s = \frac{\sum_{i=-n}^n A_i y_{k+1}}{\sum_{i=-n}^n A_i} \quad (1.5)$$

Μπορούν να χρησιμοποιηθούν αρκετές ομάδες ακεραίων συνέλιξης ανάλογα με το ζητούμενο εύρος φίλτρου ως και τον βαθμό του πολυωνύμου που προσαρμόζεται στα δεδομένα. Όσο μεγαλύτερο είναι το εύρος του φίλτρου, τόσο πιο έντονη είναι η εξομάλυνση. Ο SNR μπορεί να βελτιωθεί ακόμη περισσότερο με πολλαπλά περάσματα του φίλτρου ή με αύξηση του εύρους φίλτρου. Όλη η φασματική πληροφορία εντός του εύρους αυτού χρησιμοποιείται για την προσαρμογή με τη μέθοδο πολυωνύμων ελαχίστων τετραγώνων, αλλά μόνο το κεντρικό του σημείο εξομαλύνεται. Τα υπόλοιπα σημεία του φάσματος εξομαλύνονται μετακινώντας το παράθυρο κατά μήκος του φάσματος σημείο-προς-σημείο, εφαρμόζοντας τη μέθοδο για καθεμία θέση του φάσματος ξεχωριστά. Για την παραπάνω προσέγγιση χρησιμοποιείται πολυώνυμου μικρού βαθμού, ώστε τα χαρακτηριστικά των χαμηλών συχνοτήτων του φάσματος να προσεγγίζονται όσο το δυνατόν καλύτερα από το πολυώνυμο, ενώ παράλληλα να εξαλείφεται ο θόρυβος υψηλών συχνοτήτων. Στο σχήμα 1-4, με μπλε συνεχόμενη γραμμή εμφανίζεται ένα σήμα πριν την επεξεργασία του με φίλτρο Savitzky – Golay, ενώ με κόκκινη διακεκομμένη γραμμή είναι το ίδιο σήμα μετά την αποθρομβοποίησή του. Με ορθογώνιο δείχνεται το εύρος τιμών που το φίλτρο προσπαθεί να εξομαλύνει με την χρήση του πολυωνύμου.



Σχήμα 1-4: Απεικόνιση αρχικού σήματος πριν και μετά την εφαρμογή φίλτρου Savitzky - Golay [5]

Η εξομάλυνση με τον αλγόριθμο των Savitzky – Golay δεν είναι τόσο έντονη, όσο και εκείνη της κινούμενης μέσης τιμής, αλλά και η απώλεια ή αλλοίωση της πληροφορίας είναι περιορισμένη. Θα πρέπει να τονισθεί ότι και οι δύο αλγόριθμοι είναι "απωλεστικοί",

δηλαδή όχι μόνο δεν προσθέτουν επιπλέον πληροφορία, αλλά αντίθετα συμβάλλουν στην απώλεια πληροφορίας από το αρχικό σήμα. Θα μπορούσε κανείς να δεχθεί ότι περισσότερο χρησιμεύουν για να κάνουν το αρχικό σήμα πιο "εμφανίσιμο".

1.3 Βασικές τεχνικές επεξεργασίας σήματος

Κατά τη διάρκεια της ανάλυσης των ταλαντωτικών σημάτων από κιβώτια ταχυτήτων το πεδίο του χρόνου, αλλά και το πεδίο της συχνότητας είναι πολύ σημαντικά, με τη διαφορά ότι το καθένα από αυτά χρειάζονται διαφορετικές τεχνικές για να επεξεργαστούν. Η ανάλυση στο πεδίο του χρόνου γίνεται με την παρουσίαση του σήματος σε συνάρτηση με τον χρόνο, ενώ η ανάλυση στο πεδίο της συχνότητας γίνεται κάνοντας την γραφική παράσταση του φάσματος του σήματος σε συνάρτηση με τη συχνότητα. Παρακάτω παρουσιάζονται αναλυτικά οι δύο αυτές τεχνικές.

1.3.1 Ανάλυση στο πεδίο του χρόνου

Η ανάλυση στο πεδίου του χρόνου ενός ταλαντωτικού σήματος είναι μια από τις πιο απλές και φτηνές τεχνικές εντοπισμού βλαβών. Η συμβατική αυτή τεχνική προσπαθεί να χρησιμοποιήσει τα πλάτη της δόνησης και τις χρονικές πληροφορίες που περιέχονται σε ένα σήμα ταλάντωσης κιβωτίου ταχυτήτων για τον εντοπισμό βλαβών στο σύστημα. Το πλάτος της ταλάντωσης και η περιοδικότητα μιας ταλάντωσης μαρτυρά την ύπαρξη πηγής βλάβης. Η τεχνική της ανάλυσης του πεδίου του χρόνου είναι κατάλληλη για να χρησιμοποιηθεί όταν παρατηρείται μια περιοδική ταλάντωση και οι βλάβες προκαλούν αύξηση του πλάτους της ταλάντωσης στις πλευρικές ζώνες λόγω των περιοδικών διεγέρσεων [6].

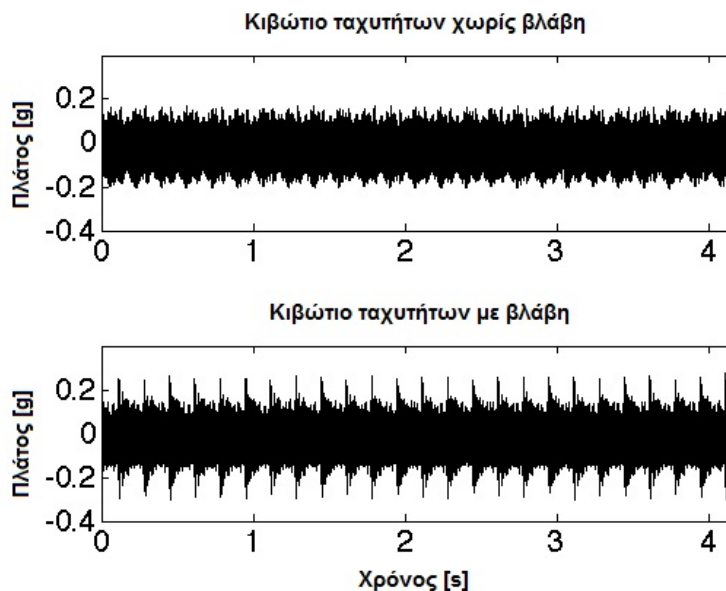
Ο πιο ευθύς τρόπος για την ανάλυση του σήματος γίνεται απλά με τη δημιουργία μιας γραφικής παράστασης του σήματος σε συνάρτηση με τον χρόνο. Στην ανάλυση ταλαντωτικών σημάτων σε μηχανές, πιο συχνά, συναντιούνται περιοδικά σήματα που δημιουργούνται σε σταθερή ταχύτητα. Για παράδειγμα, για ένα περιοδικό σήμα $x(t)$ μπορεί να αποδειχτεί ότι:

$$x(t) = \frac{A_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(n\omega_0 t) + \sum_{n=1}^{\infty} B_n \sin(n\omega_0 t) \quad (1.6)$$

όπου n είναι ένας θετικός ακέραιος αριθμός.

Σε μερικές περιπτώσεις μια απλή παρατήρηση σε διαγράμματα τέτοιων σημάτων στο πεδίο του χρόνου μπορούν να εμφανίσουν αν υπάρχει ένα περιοδικό σφάλμα, όπως εμφανίζεται και στο σχήμα 1-5. Η ύπαρξη βλαβών προκαλεί αλλαγή στην κυματομορφή, αλλά είναι δύσκολο να διαγνωστεί η πηγή της. Μερικά μηχανικά συστήματα παράγουν σήματα υψηλής ταλάντωσης κατά την λειτουργία τους. Όταν αυτά τα συστήματα αναπτύσσουν ένα περιοδικό σφάλμα, τα επίπεδα της ταλάντωσης αυξάνονται με τον χρόνο αλλά αυτή η αύξηση μπορεί να είναι μικρή και δύσκολη για να εντοπιστεί. Εάν ο βαθμός ανάπτυξης του ταλαντωτικού σφάλματος είναι μικρός, τότε δεν είναι πολύ πιθανό να εντοπιστεί καθαρά μια βλάβη από τις διακυμάνσεις της παραγόμενης κυματομορφής. Έτσι δεν μπορεί κάποιος να βγάλει ασφαλή συμπεράσματα για την φύση της βλάβης.

Δηλαδή με την ανάλυση του σήματος στο πεδίο του χρόνου, χωρίς να υπάρχει μια προεπεξεργασία, μπορεί να εντοπιστεί μια βλάβη χωρίς όμως να μπορεί να προσδιοριστεί το είδος της [7].



Σχήμα 1-5: Διάγραμμα πλάτους ταλάντωσης - χρόνου δύο περιοδικών σημάτων από κιβώτια ταχυτήτων [7]

Μηχανικά συστήματα ονομάζονται προκαθορισμένα όταν οι ιδιότητές τους, όπως είναι η μετατόπιση, η επιτάχυνση και άλλα, μπορούν να προβλεφτούν στον χρόνο. Μηχανικά συστήματα, όπως είναι ένα κιβώτιο ταχυτήτων με τοπικές βλάβες, εμφανίζουν χαρακτηριστικά που δεν μπορούν να εκτιμηθούν με τον χρόνο. Τα χαρακτηριστικά τέτοιων συστημάτων ονομάζονται τυχαία ή μη προκαθορισμένα, και δεν μπορούν να προβλεφθούν με ακρίβεια, όμως μπορούν να εκτιμηθούν με την χρήση κάποιων στατιστικών παραμέτρων. Οι παράμετροι αυτοί μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την πρόβλεψη ή την ύπαρξη μιας βλάβης [8].

Στατιστικοί παράγοντες που χρησιμοποιούνται πιο συχνά για τον εντοπισμό βλαβών και βασίζονται στην χρονική κυματομορφή είναι: η τιμή κορυφής (peak value), η μέση τετραγωνική ρίζα (root mean square), η κύρτωση (kurtosis) και ο συντελεστής κορυφής (crest factor) [9], [10]. Το ταλαντωτικό σήμα από το κιβώτιο ταχυτήτων επεξεργάζεται και το αποτέλεσμα είναι μια τιμή η οποία προσδιορίζει την κατάσταση του συστήματος.

Οι παραπάνω δείκτες συνθήκης μεγαλώνουν με την ύπαρξη βλάβης, αποδεικνύοντας την επιδείνωση της κατάστασης του κιβωτίου. Μερικές φορές αυτή η τεχνική μπορεί να εφαρμοστεί οπτικοποιώντας την κυματομορφή της ταλάντωσης στο χρόνο, αλλά είναι πιο πιθανό το σήμα αυτό να επεξεργαστεί με την χρήση των στατιστικών παραμέτρων για να φανερωθεί αν υπάρχει βλάβη.

1.3.2 Ανάλυση στο πεδίο της συχνότητας - Ανάλυση Fourier

Η ανάλυση στο πεδίο της συχνότητας είναι μια πανίσχυρη συμβατική τεχνική για την ανάλυση ταλαντώσεων και έχει αποδειχθεί ότι είναι ένα χρήσιμο εργαλείο για τον

εντοπισμό και την διάγνωση βλαβών σε περιστρεφόμενες μηχανές [11], [12]. Με την ανάλυση αυτή περιγράφεται και αναλύεται ένα σήμα διακριτού χρόνου, μεταφέροντάς το από το πεδίο του χρόνου σε ένα ισοδύναμο σήμα στο πεδίο της συχνότητας.

Οι συχνότητες των αρμονικών ταλαντώσεων που υπάρχουν σε ένα σήμα εντοπίζονται μέσω της ανάλυσης Fourier. Η βασική αρχή της ανάλυσης του Fourier είναι η αποσύνθεση του σήματος και η αναπαράστασή του από μια ατέρμονη σειρά ορθοκανονικών συναρτήσεων βάσης διαφορετικής συχνότητας. Ο μετασχηματισμός Fourier όμως παίζει σημαντικό ρόλο και στην μελέτη τυχαίων διαδικασιών. Όπως είναι γνωστό, μία τυχαία διαδικασία αποτελείται από ένα σύνολο σημάτων διακριτού χρόνου. Άρα δεν μπορεί να υπολογιστεί ο μετασχηματισμός Fourier της διαδικασίας [13]. Γι' αυτόν το λόγο η πιο συνηθισμένη τεχνική που χρησιμοποιείται είναι ο διακριτός μετασχηματισμός Fourier N-σημείων (Discrete Fourier Transform ή εν συντομία DFT) ενός τέτοιου σήματος, ο οποίος δίνεται από την σχέση:

$$X(e^{j\omega}) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} e^{-j\omega n} x_n \quad (1.7)$$

Ένας πιο αποδοτικός τρόπος υπολογισμού του διακριτού μετασχηματισμού Fourier είναι ο ταχύς μετασχηματισμός Fourier (Fast Fourier Transform ή εν συντομία FFT). Αυτή η μέθοδος παράγει ακριβώς τα ίδια αποτελέσματα με τον διακριτό μετασχηματισμό Fourier, αλλά με πολύ πιο σύντομο τρόπο. Ουσιαστικά, ο ταχύς μετασχηματισμός Fourier επιτρέπει τη διαίρεση μιας ακολουθίας μήκους N σε μικρότερου μήκους ακολουθίες, στις οποίες εφαρμόζεται ο διακριτός μετασχηματισμός Fourier. Η διαίρεση μπορεί να γίνει είτε στο πεδίο του χρόνου είτε στο πεδίο της συχνότητας. Μέσω αυτής της διαδικασίας μειώνεται δραστικά η πολυπλοκότητα και ο χρόνος εκτέλεσης των υπολογισμών. Αυτή η προσέγγιση είναι απόλυτα αποδεκτή εάν το φασματικό περιεχόμενο του μετρούμενου σήματος δεν αλλάζει με τον χρόνο (π.χ. δεν αλλάζει η ταχύτητα περιστροφής του συστήματος με τον χρόνο).

Έχει αποδειχθεί ότι το φασματικό περιεχόμενο ενός μετρούμενου σήματος είναι πολλές φορές πιο χρήσιμο από το πλάτος της δόνησης για την διάγνωση της κατάστασης ενός κιβωτίου, αφού η σύνθετη κυματομορφή του χρόνου μπορεί να αναλυθεί σε διάφορες συχνότητες. Είναι, επομένως, πιο εύκολο να εντοπιστούν αυτές οι συχνότητες που είναι χρήσιμες για τη διάγνωση βλαβών [12], λαμβάνοντας υπόψη την συνολική ταλάντωση. Το σήμα με τη τεχνική αυτή εξετάζεται μέσω του συχνοτικού περιεχομένου του, αφού μέσω των συντελεστών που προκύπτουν από την ανάλυση γίνεται αντιληπτή η συνεισφορά κάθε συχνότητας. Έτσι, εξασφαλίζεται ένας ανεξάρτητος του χρόνου τελεστής, ο οποίος δίνει απαντήσεις σε πολλά προβλήματα και μπορεί να εφαρμοστεί σε πληθώρα εφαρμογών, όπως για παράδειγμα στην παρακολούθηση των μεγεθών των ταλαντώσεων για τη συντήρηση περιστρεφόμενων συστημάτων [14]. Ωστόσο, η ανάλυση Fourier, παρόλο που ισχύει κάτω από εξαιρετικά γενικές συνθήκες, έχει κάποιους κρίσιμους περιορισμούς: το σύστημα πρέπει να είναι γραμμικό και τα δεδομένα πρέπει να είναι περιοδικά ή στατικά, αλλιώς το φάσμα που προκύπτει από την ανάλυση έχει μικρό φυσικό νόημα. Το κυριότερο αρνητικό στοιχείο είναι ότι η διακριτική ικανότητα του σήματος περιορίζεται στη συχνότητα, ενώ χάνει οποιαδήποτε πληροφορία στο πεδίο του χρόνου.

1.3.3 Πυκνότητα φάσματος ισχύος

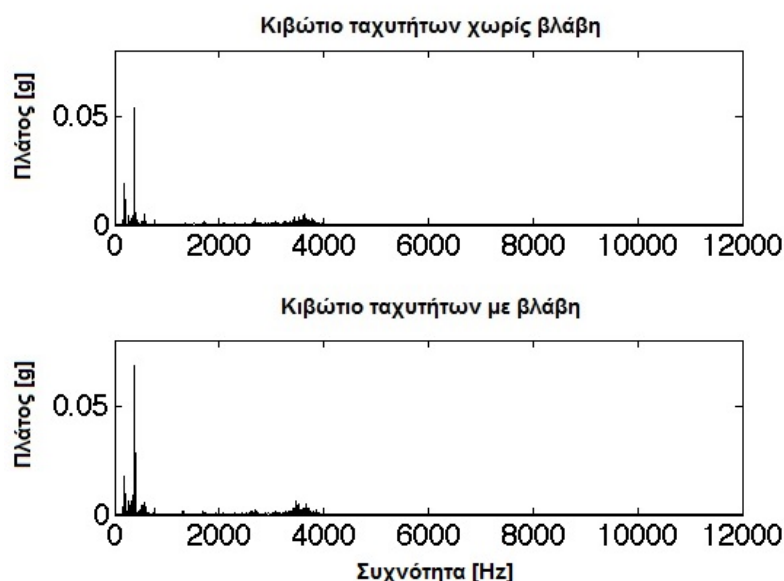
Η ανάλυση του φάσματος εμφανίζει τον τρόπο με τον οποίο το σήμα μεταβάλλεται στο πεδίο της συχνότητας. Από τη στιγμή που τα δεδομένα της ταλάντωσης καταγράφονται στο πεδίο του χρόνου, θα πρέπει αρχικά να γίνει η ανάλυση Fourier των δεδομένων αυτών πριν δημιουργηθεί το διάγραμμα φάσης του σήματος. Η χρήση της τεχνικής αυτής στοχεύει στον προσδιορισμό των συχνοτήτων που εμφανίζονται και στον προσδιορισμό αυτών που κυριαρχούν, στοιχεία πολύ χρήσιμα για το φαινόμενο της ταλάντωσης. Σε κιβώτια ταχυτήτων μερικές συχνότητες είναι ιδιαίτερα σημαντικές, όπως είναι η συχνότητα εμπλοκής των οδοντωτών τροχών και οι αρμονικές της, αφού δίνουν πληροφορίες για την κατάσταση του κιβωτίου και τα είδη των βλαβών.

Η ψηφιακή επεξεργασία σήματος χρησιμοποιεί τον ταχύ μετασχηματισμό Fourier, όπως περιγράφηκε και προηγουμένως, η οποία είναι πολύ αποτελεσματική μέθοδος. Ο αλγόριθμος του FFT μειώνει τον αριθμό της διαδικασίας υπολογισμού του διακριτού μετασχηματισμού Fourier. Εάν $X(e^{j\omega})$ είναι ο μετασχηματισμός Fourier του διακριτού σήματος x_n , τότε το $|X(e^{j\omega})|^2$ εκφράζει την ενέργεια του σήματος στη συχνότητα ω .

Μια θεμελιώδης υπόθεση για τον ταχύ μετασχηματισμό Fourier είναι ότι το σήμα κατά την ανάλυση παραμένει σταθερό. Στην πράξη είναι πολύ σπάνιο να καταγραφεί ένα τελείως σταθερό σήμα από ένα σύστημα κιβωτίου ταχυτήτων. Πολλές φορές, όμως, γίνεται η παραδοχή της ύπαρξης σταθερού σήματος σε τέτοιες περιπτώσεις. Το φάσμα του σήματος του σχήματος 1-5, υπολογίζεται από το τετράγωνο της απόλυτης τιμής του μετασχηματισμού Fourier, δηλαδή:

$$S_{xx}(f) = |fft(x(t))|^2 \quad (1.8)$$

Το διάγραμμα του φάσματος ως προς τη συχνότητα παρουσιάζεται στο σχήμα 1-6, για συχνότητες από 0 Hz έως την συχνότητα Nyquist, δηλαδή το μισό της συχνότητας δειγματοληψίας.



Σχήμα 1-6: Διάγραμμα φάσματος - συχνότητας δύο περιοδικών σημάτων από κιβώτια ταχυτήτων [7]

Κατά συνέπεια, οι αλλαγές του πλάτους συγκεκριμένων χαρακτηριστικών συχνοτήτων και πλευρικών ζωνών ενός σήματος μπορούν και δίνουν καλές ενδείξεις για τη πιθανότητα ύπαρξης βλάβης σε σύστημα γραναζιών. Στην πράξη, το μέγεθος των πλευρικών ζωνών εξαρτάται από τις περιοδικές ιδιότητες του φορτίου και του μηχανισμού μετάδοσης κίνησης. Επομένως είναι αρκετά δύσκολο να εξαχθούν χρήσιμες πληροφορίες από το φάσμα της ταλάντωσης που προέρχεται αποκλειστικά από τον ταχύ μετασχηματισμό Fourier. Όταν ο θόρυβος του σήματος είναι μικρός και το φάσμα της ταλάντωσης έχει έναν μεγάλο αριθμό χαρακτηριστικών συχνοτήτων που αντιστοιχούν σε βλάβες, λόγω της πολυπλοκότητας του συστήματος, καθίσταται σχεδόν αδύνατο να διαχωριστούν όλες οι συχνότητες αυτές από εκείνες που παράγονται από άλλες πηγές. Αυτό είναι και το πιο σημαντικό πρόβλημα της ανάλυσης σήματος με χρήση αποκλειστικά του ταχύ μετασχηματισμό Fourier.

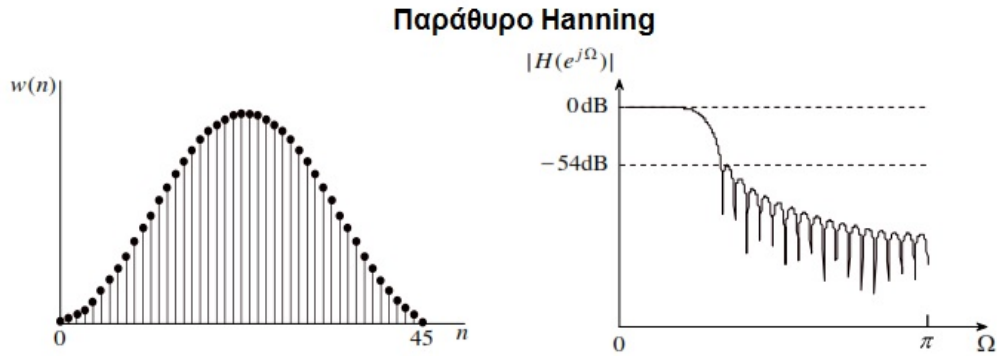
1.3.4 Διαρροή πληροφορίας σήματος και επιλογή παραθύρου

Με βάση τις προηγούμενες παραγράφους γίνεται αντιληπτό ότι ένα περιοδικό σήμα είναι εύκολο να αναλυθεί. Το πρόβλημα είναι ότι τις περισσότερες φορές το παραγόμενο σήμα ταλάντωσης δεν είναι πάντα περιοδικό. Σε αυτή τη περίπτωση, κατά τον υπολογισμό του FFT το διάγραμμα φασματικής πυκνότητας ισχύος πάσχει από διαρροή πληροφορίας [15]. Το αναλογικό σήμα που έχει καταγραφεί δειγματοληπτείται σε συγκεκριμένα χρονικά διαστήματα. Τα χρονικά διαστήματα δειγματοληψίας μπορεί να προκαλέσουν απώλεια πληροφορίας στην αρχή ή στο τέλος. Τα αποτελέσματα που θα προκύψουν εξαρτώνται από τη θέση του δείγματος και την περίοδο του. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να δημιουργηθούν ασυνέχειες κατά τη εφαρμογή του αλγόριθμου FFT στο σήμα και απώλειες από το αρχικά συνεχές σήμα.

Η διαδικασία της παραθυροποίησης (windowing), καλύπτει αυτές τις ασυνέχειες στην πληροφορία, αναγκάζοντας το σήμα να μηδενιστεί στην αρχή και στο τέλος της περιόδου δειγματοληψίας. Έτσι, η περίοδος του σήματος μοιάζει να είναι συνεχής. Τα παράθυρα, στην πραγματικότητα, μειώνουν το φαινόμενο της διαρροής πληροφορίας, αλλά δεν το εξαφανίζουν πλήρως, απλά αλλάζουν τη μορφή της [16]. Πολλοί διαφορετικοί τύποι παραθύρων έχουν προταθεί κατά καιρούς, καθένας από αυτούς έχει συγκεκριμένα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα σε σχέση με τους άλλους. Μερικά παράθυρα είναι πιο αποτελεσματικά για τυχαία ή ημιτονοειδή σήματα, ενώ μερικά άλλα μπορούν να βελτιώσουν την ανάλυση του σήματος καθιστώντας πιο εύκολο τον εντοπισμό των συχνοτήτων που υπάρχουν στο σήμα, κατ' επέκταση και τις πιθανές βλάβες στο σύστημα. Γι' αυτόν τον λόγο, στη παρούσα εργασία επιλέχτηκε να χρησιμοποιηθεί παράθυρο Hanning. Το παράθυρο Hanning δίνει πολύ καλά αποτελέσματα διότι περιέχει ικανοποιητικά πλάτη στις αιχμές με ελάχιστη διαπλάτυνση. Για τον υπολογισμό του παραθύρου Hanning χρησιμοποιείται το τύπος:

$$w(n) = \begin{cases} 0.5 \left[1 - \cos \frac{2\pi n}{N-1} \right] & , 0 \leq n \leq N-1 \\ 0 & , \text{σε διαφορετική περίπτωση} \end{cases} \quad (1.9)$$

Ένα παράθυρο εφαρμογής του παραθύρου Hanning παρουσιάζεται στο σχήμα 1-7.



Σχήμα 1-7: Παράθυρο Hanning και η απόκριση της συχνότητάς του 45 στοιχείων

1.3.5 Η μέθοδος του Welch – Επικάλυψη δεδομένων

Έστω ένα σήμα που περιέχει ένα πεπερασμένο αριθμό δεδομένων, μήκους N . Η μέθοδος που πρότεινε ο Welch εισάγει την καινοτομία του διαχωρισμού του σήματος $x(n)$ σε K τμήματα, όπου το καθένα έχει μήκος L , τα οποία μπορούν να επικαλύπτονται μεταξύ τους (overlapping) [17]. Έτσι, τα τμήματα των δεδομένων μπορούν να συμβολιστούν ως εξής:

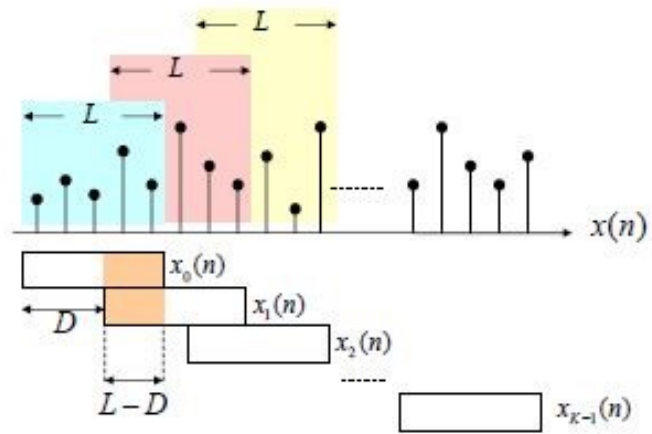
$$x_m(n) = x(n + mD) \quad \begin{cases} n = 0, 1, \dots, L - 1 \\ m = 0, 1, \dots, K - 1 \end{cases} \quad (1.10)$$

όπου mD είναι το σημείο έναρξης για την m ακολουθία.

Το ποσοστό επικάλυψης μεταξύ διαδοχικών τμημάτων ποικίλει και χρησιμοποιείται ανάλογα με τις υπολογιστικές ανάγκες. Μετά από αυτή τη διαδικασία, ένα παράθυρο εφαρμόζεται σε κάθε ακολουθία, οπότε δημιουργείται ένα σύνολο από τροποποιημένα περιοδογράμματα, όπως φαίνεται στο σχήμα 1-8. Η εφαρμογή των παραθύρων στο πεδίο του χρόνου έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση της στάθμης των πλευρικών λοβών (sidelobes) ανάμεσα στα διαμορφωμένα τμήματα. Στο τέλος εξάγεται ο μέσος όρος [18]. Ο εκτιμητής του φάσματος του Welch δίνεται από τον τύπο:

$$P_{xx, Welch}(e^{j\omega}) = \frac{1}{KLU} \sum_{m=0}^{K-1} \sum_{n=0}^{L-1} |w(n)x(n + mD)e^{-j\omega n}|^2 \quad (1.11)$$

Για το συγκεκριμένο πείραμα, κατά την ανάλυση του ταλαντωτικού σήματος, χρησιμοποιήθηκε, όπως περιγράφηκε, παράθυρο Hanning μήκους τέσσερις φορές μικρότερο από συνολικό αριθμό των πειραματικών δεδομένων που εξήχθησαν. Το ποσοστό επικάλυψης των παραθύρων αυτών είναι αντίστοιχα 90%.



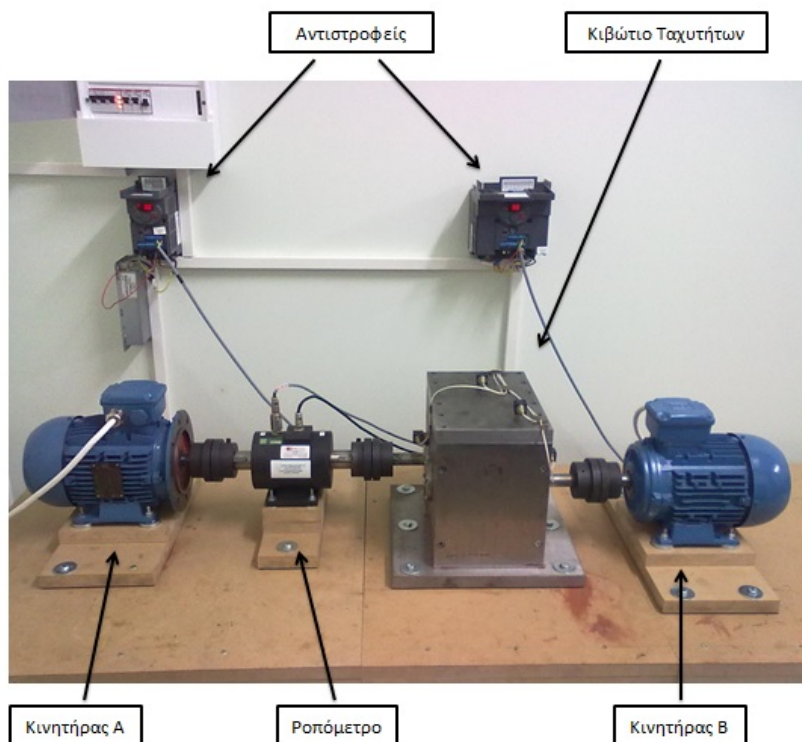
Σχήμα 1-8: Το περιοδόγραμμα όπως το περιέγραψε ο Welch [19]

Κεφάλαιο 2

2 Περιγραφή της πειραματικής διάταξης

2.1 Εισαγωγή

Για την πραγματοποίηση των πειραμάτων χρησιμοποιήθηκε μια ειδική πειραματική διάταξη που βρίσκεται στο εργαστήριο μηχανολογικών συστημάτων του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών. Όπως φαίνεται στο σχήμα 2-1, η πειραματική διάταξη περιέχει δύο αντιστροφείς που ελέγχουν δύο κινητήρες αντίστοιχα. Μεταξύ του κινητήρα Α, που δίνει την κίνηση και του κιβωτίου των γραναζιών έχει τοποθετηθεί ένα ροτόμετρο. Όλα αυτά ελέγχονται από έναν υπολογιστή μέσω ειδικών προγραμμάτων. Το κάθε μέρος του πειράματος περιγράφεται αναλυτικότερα στις επόμενες ενότητες.



Σχήμα 2-1: Απεικόνιση της πειραματικής διάταξης

2.2 Περιγραφή της πειραματικής διάταξης

Αναλυτικότερα, χρησιμοποιήθηκε ένα ξύλινο έδρανο, το οποίο έχει στιβαρή κατασκευή. Ο λόγος που χρησιμοποιήθηκε τραπέζι μεγάλου πάχους ήταν για να στηρίξει τον αρκετά βαρύ εξοπλισμό, αλλά και για να μην επηρεάζονται οι μετρήσεις από την ταλάντωση. Πάνω σε αυτό τοποθετήθηκαν δύο ηλεκτρικοί κινητήρες. Οι δύο κινητήρες είναι ίδιου τύπου WEG AL 90 S αλλά με διαφορετικό αριθμό πόλων και ισχύος. Τα κύρια χαρακτηριστικά τους εμφανίζονται στον πίνακα 2-1.

Οι δύο αυτοί κινητήρες τροφοδοτούνται με τριφασικό ηλεκτρικό ρεύμα, το οποίο περνάει από αντιστροφείς ρεύματος (inverters). Ο αντιστροφέας που είναι συνδεδεμένος

με τον κινητήρα A είναι τύπου Elettronica Santerno Sinus N 2S 0001 X1K2, ενώ εκείνος που συνδέεται με τον κινητήρα B είναι τύπου Sinus N 2S 0003 X1K2 της ίδιας εταιρίας κατασκευής.

Πίνακας 2-1: Τεχνικά χαρακτηριστικά των κινητήρων της πειραματικής διάταξης [20]

WEG	Αριθμός Πόλων	Ισχύς [kW]	Απόδοση [%]	cosφ	Ονομαστική Ροπή [Nm]	Ροπή Αδράνειας [Jkgm ²]
Κινητήρας A	6	0.75	70	0.68	7.8	0.0025
Κινητήρας B	2	1.5	78.4	0.87	5.16	0.0014

Κάποια βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά των δύο παραπάνω αντιστροφέν εμφανίζονται στον πίνακα 2-2. Στη παράγραφο 1.3.1 παρουσιάζεται αναλυτικότερα ο τρόπος ρύθμισης και λειτουργίας αυτού του εξοπλισμού, που είναι πολύ σημαντικός για τις μετρήσεις.

Πίνακας 2-2: Τεχνικά χαρακτηριστικά των αντιστροφέν της πειραματικής διάταξης [21]

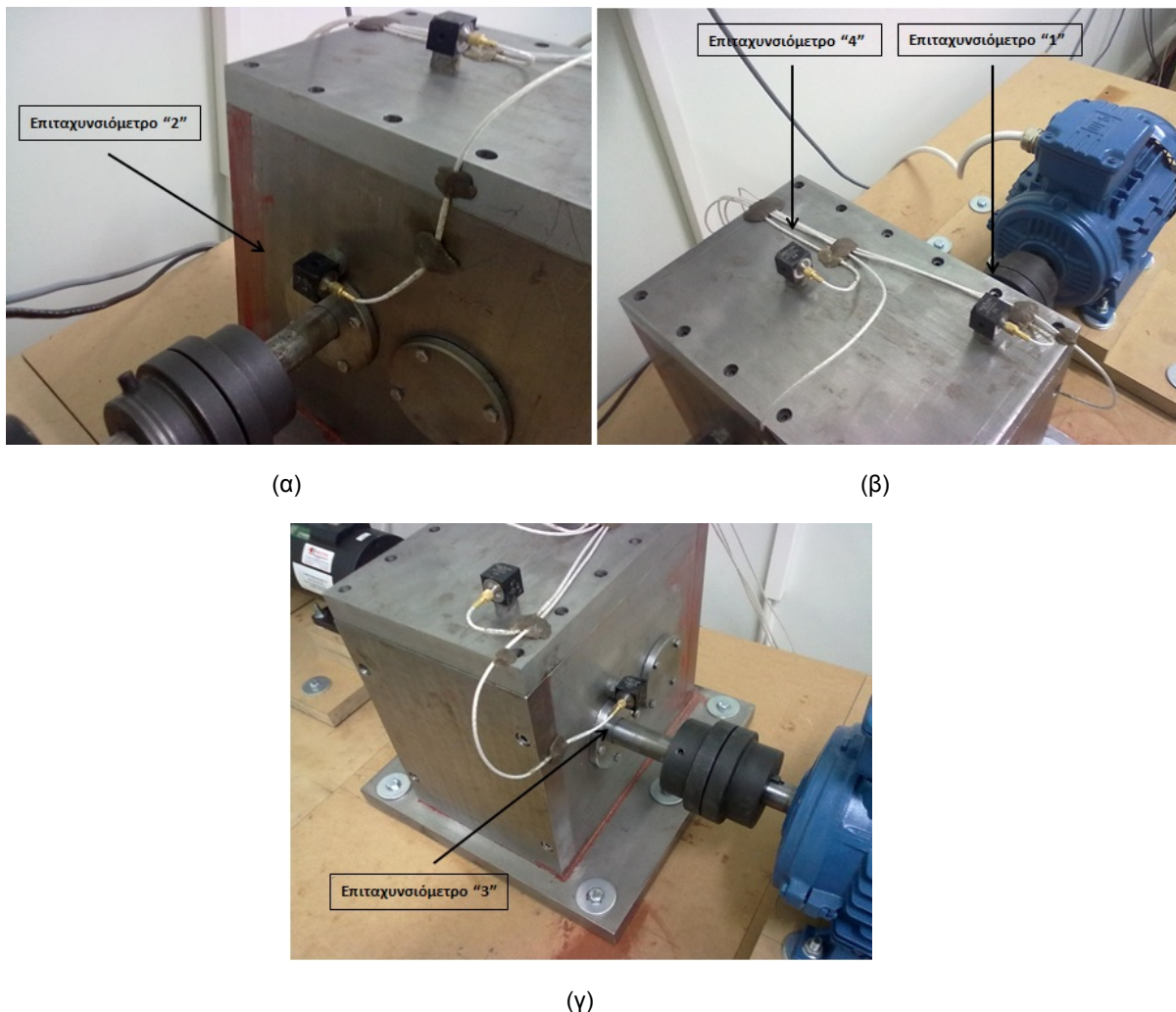
Elettronica Santerno	Τάση Εισόδου ανά φάση [Vac]	Ισχύς Κινητήρα [kW]	Ονομαστική Ένταση Εξόδου [A]
Sinus N 2S 0001 X1K2	200 – 300	0.4	2.5
Sinus N 2S 0003 X1K2	200 – 300	1.5 – 1.8	8

Ο κινητήρας A συνδέεται απευθείας με ένα ροτόμετρο της Applied Measurements LTD και συγκεκριμένα το μοντέλο Rotary Torque Transducer YDR. Το εν λόγω όργανο, εκτός από τον αισθητήρα μέτρησης της ροπής, περιέχει και έναν αισθητήρα μέτρησης της περιστροφικής ταχύτητας. Για τον λόγο αυτό τοποθετήθηκε να υπολογίζει την ταχύτητα του δρομέα του κινητήρα, η οποία μεταδίδεται στο υπόλοιπο σύστημα με μεγάλη ακρίβεια (99.01%). Βέβαια, για την μέτρηση της ταχύτητας εισόδου και εξόδου του κιβωτίου χρησιμοποιήθηκε και ένα φορητό ταχύμετρο.

Το βασικό αντικείμενο της πειραματικής διάταξης είναι το κιβώτιο ταχυτήτων το οποίο είναι μια μεταλλική κατασκευή. Μέσα σε αυτό το κιβώτιο περιέχονται δύο γρανάζια διαφορετικού μεγέθους. Ο μικρός τροχός έχει 16 δόντια και είναι διαμέτρου 72 mm, ενώ ο μεγάλος έχει 24 δόντια με διάμετρο 108 mm. Η εσωτερική διάμετρος και των δύο δοντιών είναι 25 mm. Οι άξονες, που είναι συνδεδεμένοι με τα γρανάζια, στηρίζονται πάνω σε έδρανα κύλισης τύπου SKF 6205 – 2RSH. Πάνω στο κιβώτιο ταχυτήτων τοποθετήθηκαν επίσης τέσσερα επιταχυνσιόμετρα με σκοπό την λήψη των ταλαντωτικών σημάτων του. Οι θέσεις τους αποφασίστηκαν έτσι ώστε να λαμβάνουν με τον καλύτερο και πιο ξεκάθαρο τρόπο το σύνολο των σημάτων από το κάθε εξάρτημα του κιβωτίου. Στο σχήμα 2-2 φαίνονται οι θέσεις των τεσσάρων αυτών επιταχυνσιόμετρων. Πιο συγκεκριμένα, το επιταχυνσιόμετρο A, τοποθετήθηκε ασύμμετρα πάνω από τον άξονα που βρίσκονται τα δύο γρανάζια του κιβωτίου, ενώ το επιταχυνσιόμετρο D βρίσκεται πάνω από το σημείο που συνδέονται τα δύο γρανάζια. Τα επιταχυνσιόμετρα B και C τοποθετήθηκαν πάνω από

τον άξονα εισόδου και τον άξονα εξόδου του κιβωτίου ταχυτήτων αντίστοιχα και κοντά στις θέσεις των εδράνων.

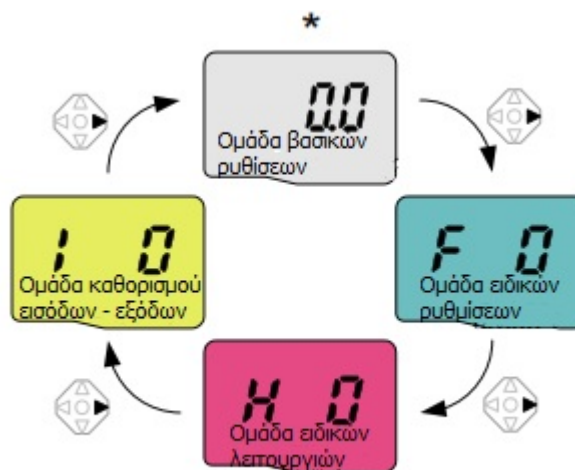
Οι αντιστροφείς συνδέονται με μια κάρτα συλλογής δεδομένων της National Instruments (μοντέλο NI USB-6211) και έχει δεκαέξι (16) αναλογικές εισόδους, τέσσερις (4) ψηφιακές εισόδους, δύο (2) αναλογικές εξόδους και τέσσερις (4) ψηφιακές εξόδους. Ο τρόπος τροφοδοσίας της κάρτας γίνεται μέσω ενός καλωδίου USB, το οποίο είναι και υπεύθυνο να μεταφέρει τα δεδομένα σε έναν ηλεκτρονικό υπολογιστή. Η συλλογή των αποτελεσμάτων από τα μετρητικά όργανα πραγματοποιείται με διαφορετική κάρτα συλλογής δεδομένων (NI 9234), η οποία έχει τέσσερα (4) κανάλια, ανάλυσης 24bit με ενσωματωμένο φίλτρο παραμόρφωσης (antialiasing). Εκείνη με την σειρά της, μέσω του υπολογιστή και του ειδικού λογισμικού της National Instruments, LabVIEW System Design Software, μπορεί και εξάγει τα δεδομένα σε μορφή που μπορεί να επεξεργαστεί από ένα άλλο λειτουργικό πρόγραμμα, το Matlab της Mathworks. Σε επόμενα κεφάλαια της παρούσας διπλωματικής εργασίας θα αναλυθούν επαρκώς οι τρόποι λειτουργίας των δύο προγραμμάτων.



Σχήμα 2-2: Φωτογραφίες που εμφανίζουν τις θέσεις των επιταχυνσιόμετρων όπου (α) είναι η αριστερή, (β) είναι η πάνω και (γ) είναι η δεξιά όψη του κιβωτίου ταχυτήτων

2.3 Ρύθμιση αντιστροφών

Οι αντιστροφείς παίζουν πολύ σημαντικό ρόλο στον έλεγχο των στροφών των κινητήρων. Για να λειτουργήσουν σωστά θα πρέπει να ρυθμιστούν να λαμβάνουν τις εντολές από τον ηλεκτρονικό υπολογιστή. Για την ρύθμιση των αντιστροφών υπάρχουν τέσσερις διαφορετικές ομάδες παραμέτρων, όπως φαίνονται στο σχήμα 2-3. Πιο αναλυτικά, στην ομάδα βασικών ρυθμίσεων περιέχονται βασικές απαραίτητες παράμετροι ώστε να λειτουργήσει ο αντιστροφέας, όπως για παράδειγμα είναι η συχνότητα. Στη συνέχεια, η ομάδα ειδικών ρυθμίσεων είναι υπεύθυνη για τον σωστό προσδιορισμό της συχνότητας, της τάσης εξόδου και άλλων παραμέτρων, ενώ η ομάδα ειδικών λειτουργιών δίνει την δυνατότητα ρύθμισης προηγμένων παραμέτρων, όπως για παράδειγμα έναν ελεγκτή τριών όρων P.I.D. Τέλος η ομάδα καθορισμού εισόδων – εξόδων περιέχει εντολές που δίνει στον χρήστη τη δυνατότητα ρύθμισης περισσότερων του ενός παραμέτρων εισόδου ή εξόδου στο σύστημα.



Σχήμα 2-3: Οι τέσσερις ομάδες παραμέτρων που είναι υπεύθυνες για την ρύθμιση των αντιστροφών [22]

Ο αντιστροφέας περιέχει ένα ποτενσιόμετρο, μέσω του οποίου μπορεί να ελεγχθεί χειροκίνητα η λειτουργία του αντιστροφέα. Αν η επιλογή "Frq", που βρίσκεται στην ομάδα βασικών ρυθμίσεων, έχει την τιμή "0", τότε ο χειριστής έχει τη δυνατότητα να ελέγξει την συχνότητα του αντιστροφέα, κατά συνέπεια και τις στρόφες του κινητήρα. Βέβαια, υπάρχει η δυνατότητα ο αντιστροφέας να ελεγχθεί και μέσω υπολογιστή. Για να μπορέσει να γίνει αυτό, θα πρέπει η επιλογή "Frq" να πάρει την τιμή "3". Με αυτόν τον τρόπο δημιουργείται ένα εικονικό ποτενσιόμετρο. Το σήμα της τάσης που εισέρχεται στον ακροδέκτη V1 δημιουργείται από τον υπολογιστή και με αυτόν τον τρόπο μπορούν να ελεγχθούν οι στρόφες του κινητήρα.

2.4 Διαθέσιμα λογισμικά

Για την παραγωγή, την αποθήκευση και την επεξεργασία των πειραματικών δεδομένων χρησιμοποιήθηκαν δύο προγράμματα: το LabView της National Instruments, το οποίο χρειάστηκε για την αποθήκευση των αποτελεσμάτων, αλλά και το Matlab της Mathworks που βοήθησε στην επεξεργασία του παραγόμενου ταλαντωτικού σήματος.

Το LabView είναι ένα πακέτο λογισμικού, με τη βοήθεια του οποίου μπορούν να αναπαρασταθούν με τη μορφή μπλοκ διαγραμμάτων (block diagrams) τα επιπρόσθετα στοιχεία του πειράματος που είναι απαραίτητα για τον έλεγχο των στροφών του κινητήρα. Το ιδιαίτερο χαρακτηριστικό του Labview είναι η χρήση μιας γραφικής γλώσσας προγραμματισμού μέσω της οποίας είναι δυνατή η δόμηση του προγράμματος με χρήση ανεξάρτητων μπλοκ διαγραμμάτων αντί αυτή να γίνεται σειριακά, με τη μορφή εντολών. Υπάρχει, λοιπόν, μια ροή δεδομένων με τη χρήση των μπλοκ διαγραμμάτων, που καθορίζει την εκτέλεση και απεικονίζει τα τμήματα του πειράματος. Το Labview αποτελεί μία ξεχωριστή γλώσσα προγραμματισμού, αφού χρησιμοποιεί εικονίδια για την δημιουργία του προγράμματος. Τα εικονίδια αυτά εκπροσωπούν υποπρογράμματα που συνδυάζονται μεταξύ τους με εικονικά καλώδια. Το Labview διαθέτει βιβλιοθήκη με βοηθητικά προγράμματα και υπορουτίνες χρήσιμες για διάφορες εργασίες προγραμματισμού. Επίσης, διαθέτει εικονικά εργαλεία ειδικά σχεδιασμένα για έλεγχο του προγράμματος. Τα προγράμματα του Labview ονομάζονται “εικονικά όργανα” (virtual instruments – VI), επειδή ο τρόπος λειτουργίας τους προσομοιάζει τα πραγματικά όργανα. Τα VI παίρνουν εντολές από τα μπλοκ διαγράμματα, ενώ μπορούν να ενσωματώσουν κι άλλα VI, τα οποία δημιουργούνται από τον χρήστη είτε αντλούνται από τη βιβλιοθήκη του Labview.

Για το πείραμα σχεδιάστηκε ένα πρόγραμμα το οποίο αρχικά δημιουργεί την εντολή κίνησης του κινητήρα και μέσω της διασύνδεσής του με την κάρτα δεδομένων, όπως περιγράφηκε στην ενότητα 2.2. Η εντολή αυτή αποστέλλεται στον αντιστροφέα και εκείνος με την σειρά του βάζει σε λειτουργία τους κινητήρες. Τα τέσσερα τριαξονικά επιταχυνσιόμετρα, που είναι συνδεδεμένα με την κάρτα δεδομένων, είναι υπεύθυνα να καταγράφουν τις πληροφορίες από την ταλάντωση των στοιχείων της διάταξης. Έπειτα, οι πληροφορίες αυτές λαμβάνονται στην κάρτα δεδομένων, στη συνέχεια, αναλύονται (data analysis), παρουσιάζονται τα ταλαντωτικά σήματα (data presentation) και τελικά αποθηκεύονται (data storage) σε μορφή που μπορούν να επεξεργαστούν από το πρόγραμμα Matlab.

Το Matlab είναι ένα υπολογιστικό πακέτο που χρησιμοποιείται σε ένα μεγάλο εύρος εφαρμογών. Επιτρέπει τον εύκολο χειρισμό πινάκων, την υλοποίηση προγραμμάτων και αλγορίθμων και τη γραφική απεικόνιση συναρτήσεων και δεδομένων. Το Matlab περιέχει ένα πλήθος έτοιμων πακέτων εργαλείων (toolboxes). Για τις ανάγκες της παρούσας εργασίας χρησιμοποιήθηκε το “signal processing” toolbox, που αφορά επεξεργασία σήματος.

Κεφάλαιο 3

3 Ταλαντωτικά σήματα από κιβώτια ταχυτήτων

3.1 Εισαγωγή

Όπως αναλύθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, τα περισσότερα εξαρτήματα των μηχανών δίνουν συγκεκριμένα ταλαντωτικά σήματα που τα χαρακτηρίζουν και έτσι είναι εύκολο να διαχωριστούν μεταξύ τους και να αξιολογηθούν αν η κατάσταση των εξαρτημάτων αυτών είναι φυσιολογική.

Στη βιβλιογραφία, γενικά, αναφέρεται πως ο πιο συνηθισμένος τρόπος συντήρησης των μηχανών είναι η παρακολούθηση δονήσεων των εξαρτημάτων του εξοπλισμού. Στην πραγματικότητα, η παρακολούθηση των δονήσεων είναι ένα είδος συμπτωματολογίας, ώστε ο μηχανικός να μπορεί να αναγνωρίζει από το φάσμα της συχνότητας αν πρόκειται για βλάβη της μηχανής. Ο μηχανικός θα πρέπει να είναι σε θέση να γνωρίζει από το φάσμα πυκνότητας ισχύος πού η μηχανή θα εμφανίσει τις φυσικές συχνότητες, τις συχνότητες αναμενόμενης βλάβης και, ταυτόχρονα, τότε το πλάτος των συχνοτήτων υποδεικνύει βλάβη. Στον πίνακα 3-1 παρουσιάζονται μερικά από τα σφάλματα που περιμένει κανείς να συναντήσει βλάβη. Καθένα από αυτά αναλύεται ξεχωριστά στις επόμενες ενότητες.

Πίνακας 3-1: Συνηθισμένα σφάλματα εξαρτημάτων συστήματος [23]

Εξαρτήματα συστήματος	Σφάλμα
Δρομείς και άξονες	<ul style="list-style-type: none"> • Αζυγοσταθμία • Στραβωμένοι άξονες • Κακή ευθυγράμμιση • Χαλαρωμένα εξαρτήματα • Τριβές • Οριακές ταχύτητες • Ραγισμένος άξονας
Οδοντωτοί τροχοί	<ul style="list-style-type: none"> • Μπέρδεμα δοντιών • Κακή ευθυγράμμιση • Σπασμένα ή/και «φαγωμένα» δόντια • Έκκεντρα γρανάζια
Κινούμενα μέρη – έδρανα κύλισης	<ul style="list-style-type: none"> • Δημιουργημένα κοιλώματα ή ουλές κατά τη διαδρομή των μπίλιων • Θρυμματισμός • Άλλες ατέλειες από τα κινούμενα μέρη
Ηλεκτρικές μηχανές	<ul style="list-style-type: none"> • Αζυγοστάθμητες ηλεκτρικές έλξεις • Σπασμένες μπάρες δρομέα • Απόκλιση κενού αέρα • Κατασκευαστικά λάθη • Κακή ευθυγράμμιση με το σύστημα

3.2 Ταλαντώσεις σε δρομείς και άξονες

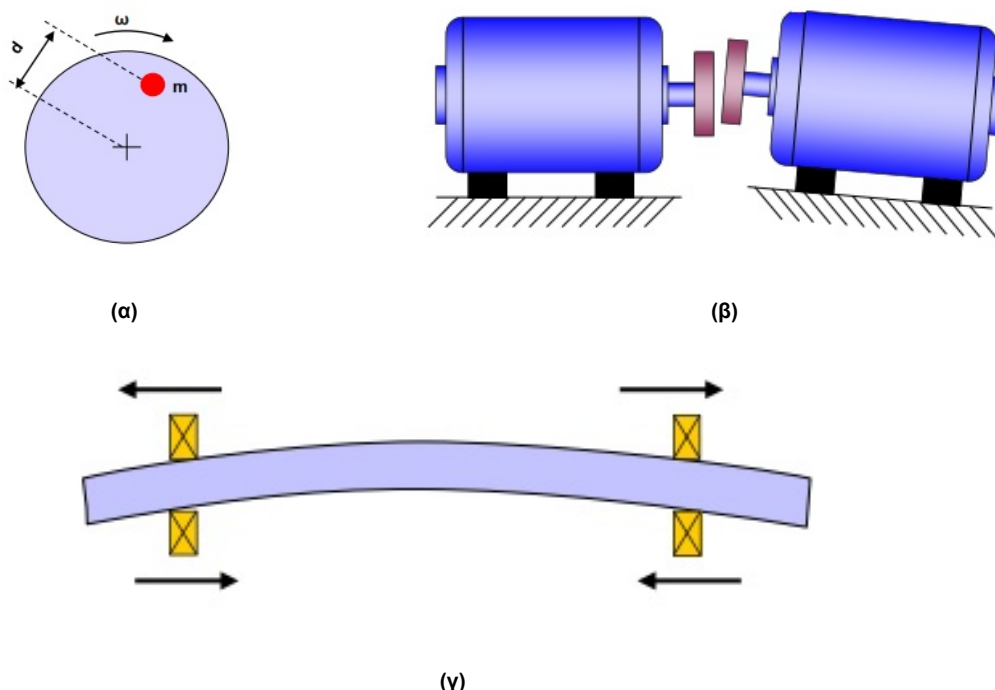
Οι άξονες σε συστήματα παρόμοια με αυτό της πειραματικής διάταξης παρουσιάζουν συνήθως σφάλμα αζυγοσταθμίας, κακής ευθυγράμμισης, χαλαρωμένων ελαστικών

συνδέσμων, τριβών, οριακών ταχυτήτων και άλλα. Οι ταλαντώσεις που προκύπτουν από αυτές έχουν την τάση να μεταβάλλονται με την αλλαγή της ταχύτητας στροφών ή του φορτίου των μηχανών [24].

3.2.1 Αζυγοσταθμία, κακή ευθυγράμμιση, στραβωμένος άξονας

Τρία συνηθισμένα σφάλματα που εκδηλώνονται στη γωνιακή συχνότητα του άξονα είναι η αζυγοσταθμία, η κακή ευθυγράμμιση και το φαινόμενο του στραβωμένου άξονα. Τα σφάλματα αυτά παράγουν μερικές αρμονικές ταλαντώσεις σε συχνότητες πολλαπλάσιες της αρχικής συχνότητας, με μειωμένο πλάτος.

Η αζυγοσταθμία της μάζας του άξονα είναι η πιο κοινή αιτία δόνησης. Εμφανίζεται όταν το κέντρο μάζας του δεν ταυτίζεται με το κέντρο περιστροφής, όπως φαίνεται στο σχήμα 3-1(α). Όταν ο άξονας έχει μικρό μήκος και η αδράνεια είναι τοπική, τότε δημιουργείται μια γωνιακή δύναμη που γυρίζει με ταχύτητα ίση με την γωνιακή ταχύτητα του άξονα. Η γωνιακή δύναμη αυτή δημιουργεί ταλάντωση και στις τρεις διαστάσεις, αλλά με αισθητά μικρότερη τιμή στον κύριο κεντρικό άξονα [24]. Ένα τέτοιο σφάλμα σε περιστρεφόμενους άξονες προκαλεί μεγάλο πλάτος ταλάντωσης στη συχνότητα περιστροφής και πολύ μικρές αρμονικές [25]. Για να διορθωθεί ένα τέτοιο πρόβλημα, θα πρέπει να τοποθετηθεί κάποιο βάρος, αντιδιαμετρικά του έκκεντρου βάρους, έτσι ώστε το σύστημα να ισορροπήσει. Με αυτόν τον τρόπο το κέντρο μάζας ταυτίζεται με το κέντρο περιστροφής του άξονα.



Σχήμα 3-1: Απεικόνιση αζυγοσταθμισμένου άξονα (α), άξονα με κακή ευθυγράμμιση (β) και στραβωμένου άξονα (γ) [25]

Κακή ευθυγράμμιση είναι η συνθήκη στην οποία οι γεωμετρικοί κεντρικοί άξονες δύο συνδεδεμένων ατράκτων δεν είναι συνευθειακοί και διαφέρουν από τον άξονα

περιστροφής τους, όπως φαίνεται στο σχήμα 3-1(β). Αυτό το σφάλμα μπορεί να προκύψει από διάφορες αιτίες. Μια από αυτές είναι και οι χαλαρωμένοι ελαστικοί σύνδεσμοι (κόμπλερ). Αναλύοντας το πεδίο του φάσματος σε τέτοια ταλάντωση, διαπιστώνεται ότι σε συχνότητες $1x$ και $2x$ της γωνιακής ταχύτητας το πλάτος της ταλάντωσης είναι πολύ μεγαλύτερο σε σχέση με τις υπόλοιπες αρμονικές [25].

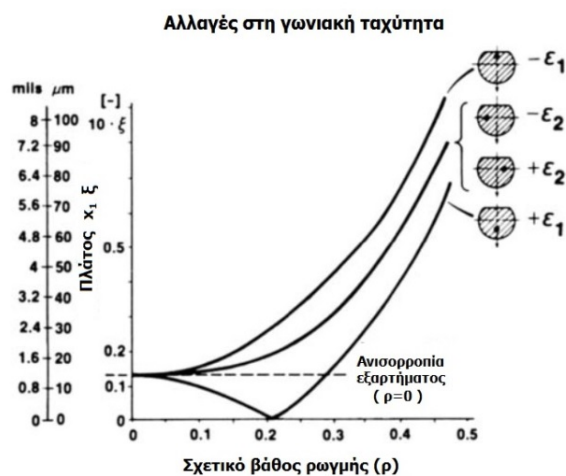
Η κακή ευθυγράμμιση των ατράκτων έχει ως αποτέλεσμα τη δημιουργία στραβωμένων αξόνων μετά από αρκετή χρήση (σχήμα 3-1(γ)). Τέτοιοι άξονες προκαλούν δυνάμεις τριβής πάνω στα έδρανα που στηρίζονται με αποτέλεσμα την δημιουργία ταλαντώσεων που εντοπίζονται σε συχνότητα ίση με την γωνιακή τους ταχύτητα [25].

3.2.2 Ραγισμένος άξονας

Η ανάπτυξη μιας ρωγμής σε άξονα είναι ένα από τα πιο σοβαρά σφάλματα που μπορεί να διαπιστώσει κανείς με την ανάλυση ταλαντώσεων. Ένα άμεσο πρόβλημα είναι ότι ακόμα και μια μεγάλη ρωγμή έχει μικρή επίδραση στις φυσικές συχνότητες του άξονα. Υπάρχουν περιπτώσεις που αναφέρονται στη βιβλιογραφία, όπου μια εγκάρσια ρωγμή σε δρομέα κινητήρα, μεγέθους 25% της διαμέτρου, άλλαξε την κρίσιμη ταχύτητα κατά μόνο 2.6% [26].

Μια τυπική ρωγμή αυξάνει την ταλάντωση αρχικά στην πρώτη και την δεύτερη αρμονική της ταχύτητας του άξονα, ενώ μια “ελαστική” ρωγμή, που ανοίγει και κλείνει σε κάθε στροφή (π.χ. λόγω της χαλάρωσης που δημιουργεί η βαρύτητα καθώς γυρίζει ο άξονας), δίνει αύξηση στην τρίτη αρμονική. Έτσι μπορεί εύκολα να διαχωριστεί από την περίπτωση που υπάρχει αζυγοσταθμία ή κακή ευθυγράμμιση [24].

Οι επιπτώσεις των ρωγμών έχουν διαφορετική συμπεριφορά από αυτές της αζυγοσταθμίας, επομένως η ανάπτυξή τους συχνά αλλάζει το πλάτος και την φάση της συχνότητας σε χαμηλές αρμονικές της ταχύτητας περιστροφής. Μερικές φορές, το πλάτος αρχικά μειώνεται λόγω των αντίθετων φάσεων και έτσι δημιουργείται η ένδειξη ότι υπάρχει ανάπτυξη ρωγμής, όπως εμφανίζεται και στο σχήμα 3-2 [27].



Σχήμα 3-2: Επίδραση αζυγοστάθμητου σημείου στην απόκριση ραγισμένου δρομέα [28]

3.3 Ταλαντώσεις σε οδοντωτούς τροχούς

Οι οδοντωτοί τροχοί ή αλλιώς γρανάζια, χρησιμοποιούνται για την μεταφορά της κίνησης από έναν άξονα σε κάποιον άλλον. Οι ταλαντώσεις σε οδοντωτούς τροχούς μπορούν να προκληθούν από βλάβες που έχουν παρουσιαστεί εξαιτίας:

- A. Φθοράς οδόντων, δηλαδή να είναι ραγισμένοι ή ακόμα και σπασμένοι
- B. Κακής ευθυγράμμισης οδοντωτών τροχών

Για να προσδιοριστεί ακριβώς η αιτία της βλάβης στα γρανάζια μέσω την ανάλυσης του ταλαντωτικού σήματος, είναι απαραίτητο να υπολογιστεί η συχνότητα σύμπλεξης (Gear Meshing Frequency ή GMF). Η συχνότητα αυτή υπολογίζεται ως το γινόμενο του αριθμού των δοντιών του γραναζιού επί την συχνότητα περιστροφής του άξονα που είναι συνδεδεμένο το γρανάζι. Δηλαδή:

$$GMF = (\text{Αριθμός δοντιών}) \times f_r \quad (3.1)$$

Δύο γρανάζια που είναι συνδεδεμένα μεταξύ τους, έχουν την ίδια συχνότητα σύμπλεξης [29], κάτι που συμβαίνει και στο πείραμα. Η συχνότητα σύμπλεξης θα εμφανίζει πλευρικές συχνότητες ανάλογες με την ταχύτητα περιστροφής του άξονα στον οποίο ανήκει το γρανάζι Όπως προηγουμένως περιγράφηκε, ο Randall υποστήριξε ότι οι τρεις πρώτες αρμονικές της συχνότητας εμπλοκής και οι πλευρικές τους ζώνες προσδίδουν επαρκείς πληροφορίες για την σωστή αναγνώριση βλαβών σε γρανάζια [11].

Ένα φθαρμένο δόντι θα παράγει ταλάντωση με υψηλό πλάτος στο $1x$ της συχνότητας περιστροφής του και επιπλέον θα διεγείρει τη φυσική συχνότητα της περιστροφής του τροχού σε απόσταση της ταχύτητας περιστροφής. Στο πεδίο του χρόνου, το φαινόμενο αυτό είναι πολύ εμφανές αφού παράγεται περιοδικός παλμός στο σήμα κάθε φορά που το φθαρμένο δόντι συνδέεται με το άλλο γρανάζι. Ο χρόνος μεταξύ των παλμών αντιστοιχεί στην τιμή $1/\{\text{ταχύτητα του τροχού με το σπασμένο δόντι}\}$.

Η κακή ευθυγράμμιση των οδοντωτών τροχών σχεδόν πάντα διεγείρει τη δεύτερη σε σειρά και άνω αρμονικές της συχνότητας σύμπλεξης, οι οποίες θα έχουν και πλευρικές ζώνες συχνοτήτων. Συχνά οι πλευρικές συχνότητες έχουν χαμηλά πλάτη στο $1x$ της GMF και υψηλότερα πλάτη στις αρμονικές της $2x$ και $3x$ της GMF.

3.4 Ταλαντώσεις σε κινούμενα μέρη εδράνων κύλισης

Τα έδρανα κύλισης ή αλλιώς κυλισιοτριβείς, ύστερα από πολλές μελέτες που έχουν γίνει σε συστήματα, σπανίως βγαίνουν προβληματικά. Αυτό συμβαίνει γιατί ο ποιοτικός τους έλεγχος στα εργοστάσια παραγωγής τους είναι ο καλύτερος δυνατός. Αν, όμως βρεθεί κάποιο ελαττωματικό έδρανο κύλισης θα είναι για τους παρακάτω λόγους:

- A. Έλλειψη επαρκούς λίπανσης
- B. Κακή τοποθέτηση στο σύστημα
- Γ. Δημιουργία σκουριάς από υγρασία ή άλλων παραγόντων.

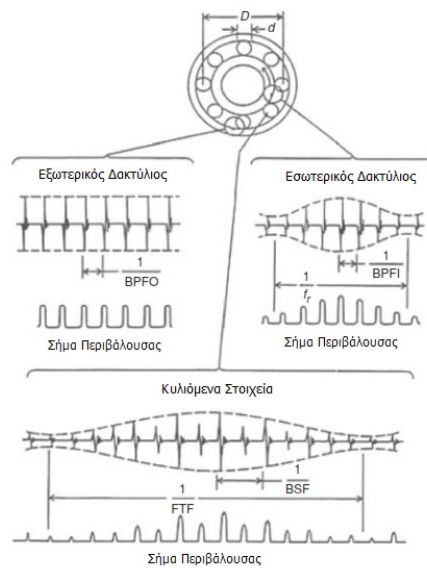
Το σχήμα 3-3 παρουσιάζει τυπικά σήματα επιτάχυνσης που παράγονται από τοπικά σφάλματα σε διάφορα εξαρτήματα του ρουλεμάν¹. Το διάγραμμα απεικονίζει ότι καθώς τα κινούμενα μέρη κτυπούν πάνω στο σφάλμα στον εσωτερικό ή στον εξωτερικό δακτύλιο, δημιουργείται ένας κραδασμός που διεγείρει μεγάλες συχνότητες συντονισμού, όπως επεξηγείται αναλυτικότερα στο [24]. Επίσης στο σχήμα εμφανίζονται τυπικά πρότυπα συντονισμού για διάφορα φορτία: σε συχνότητα περιστροφής άξονα για σφάλματα εσωτερικού δακτυλίου και σε συχνότητα περιστροφής κλωβού για σφάλματα κινούμενων στοιχείων. Οι τύποι για τις διάφορες συχνότητες που παρουσιάζονται είναι οι παρακάτω:

$$BPFO = \frac{nf_r}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \varphi \right) \quad (3.2)$$

$$BPFI = \frac{nf_r}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \varphi \right) \quad (3.3)$$

$$FTF = \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \varphi \right) \quad (3.4)$$

$$BSF(RSF) = \frac{D}{2d} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \cos \varphi \right)^2 \right) \quad (3.5)$$



Σχήμα 3-3: Τυπικά σήματα από τοπικά σφάλματα κινούμενων στοιχείων εδράνου κυλίσεως [24]

3.5 Ταλαντώσεις σε ηλεκτρικές μηχανές

Οι ηλεκτρικές μηχανές, κινητήρες και γεννήτριες, δημιουργούν ταλαντώσεις που παράγονται κυρίως από ηλεκτρομαγνητικές δυνάμεις, καθώς επίσης και από δυνάμεις μηχανικής φύσης που προκαλούνται από αζυγοσταθμία, κακή ευθυγράμμιση με το υπόλοιπο σύστημα ή και χαλαρότητα συνδέσεων με τη βάση.

¹ Το “ρουλεμάν” είναι η γαλλική ορολογία που χρησιμοποιείται συχνά αντί για την ελληνική λέξη κυλισιοτριβέας.

Σε επαγωγικούς κινητήρες, οι βλάβες που αφορούν τον στάτη εμφανίζονται σε συχνότητα ίση με τη συχνότητα που το μαγνητικό πεδίο περνάει από κάθε πόλο (διπλάσιο της συχνότητας δικτύου) και είναι ανεξάρτητες από τις μηχανικές βλάβες, αφού ο δρομέας κινείται πιο αργά από την σύγχρονη ταχύτητα λόγω της ολίσθησης που υπάρχει. Οι βλάβες στον δρομέα εμφανίζονται στην συχνότητα περιστροφής του. Ωστόσο, οι αποκρίσεις της ταλάντωσης του δρομέα μπορούν να διαχωριστούν από αυτές που προκαλούνται από αζυγοσταθμία, λόγω του δυνατού συντονισμού που συνοδεύουν οι βλάβες του δρομέα [30]. Αυτό προκαλείται όταν το μαγνητικό πεδίο των πόλων διέρχεται από την ανωμαλία (βλάβη) του δρομέα. Η χαρακτηριστική συχνότητα του δρομέα, f_{frotor} , είναι ίση με την συχνότητα ολίσθησης πολλαπλασιασμένη με τον αριθμό των πόλων, N_p . Οι τύποι που υπολογίζουν τις συχνότητες των βλαβών που περιγράφηκαν παραπάνω είναι οι εξής:

$$f_{fstator} = 2f_{mains} \quad (3.6)$$

$$f_{frotor} = N_p f_{slip} \quad (3.7)$$

3.6 Ταλαντώσεις από λοιπά στοιχεία της πειραματικής διάταξης

Κατά τη λειτουργία ενός πειράματος το οποίο περιέχει περιστρεφόμενους κινητήρες, παρατηρείται ότι όλα τα εξαρτήματα παράγουν ταλαντωτικά σήματα. Όπως περιγράφηκε προηγουμένως, κάποιες χαρακτηριστικές συχνότητες μπορούν είτε να εξαχθούν εμπειρικά, είτε να περιγραφθούν μέσω εξισώσεων. Οι παραπάνω ταλαντώσεις παράγουν χαμηλές χαρακτηριστικές συχνότητες αλλά υπάρχουν και άλλα στοιχεία στην πειραματική διάταξη που παράγουν υψηλές χαρακτηριστικές συχνότητες. Κάποια από αυτά τα στοιχεία είναι το περίβλημα του κιβωτίου των γραναζιών ή το έδρανο στο οποίο στηρίζεται το πείραμα. Οι δύο παραπάνω περιπτώσεις παράγουν υψηλές συχνότητες ταλάντωσης που στο συγκεκριμένο πείραμα δεν μελετώνται.

Κεφάλαιο 4

4 Διάγνωση χαρακτηριστικών συχνοτήτων του συστήματος

4.1 Εισαγωγή

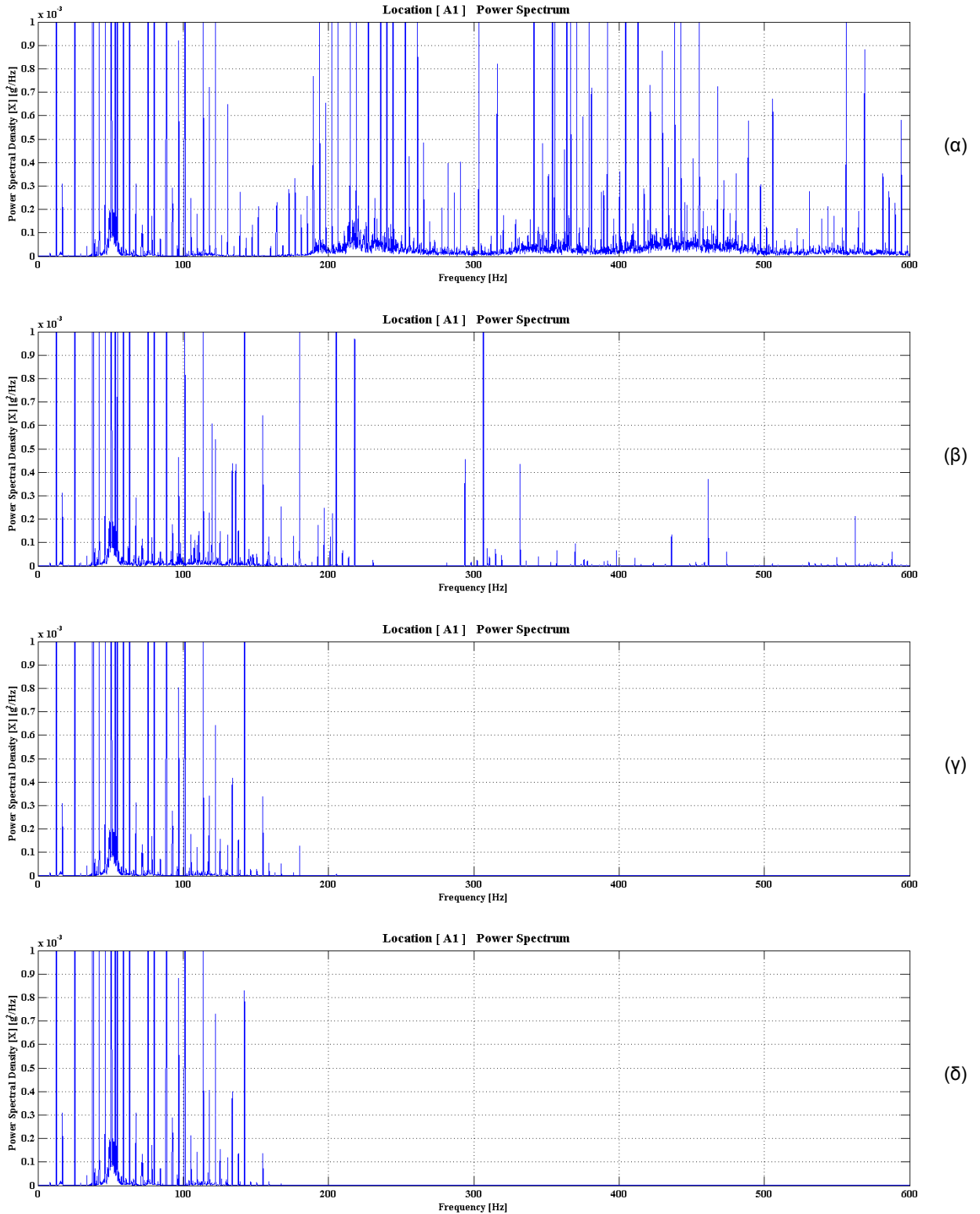
Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται, αρχικά, οι δοκιμές που έγιναν για την αξιολόγηση των φίλτρων αποθορυβοποίησης. Για την διάγνωση των χαρακτηριστικών συχνοτήτων του συστήματος πραγματοποιήθηκαν τέσσερα διαφορετικά πειράματα. Το πρώτο πείραμα αναφέρεται στην λειτουργία του κινητήρα A σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής, ενώ το δεύτερο σε υψηλές. Και στις δύο αυτές περιπτώσεις ο κινητήρας B δεν λειτουργεί ως φορτίο για τον πρώτο κινητήρα. Στη συνέχεια αυτού του κεφαλαίου παρουσιάζονται τα αποτελέσματα από τα τέσσερα τριαξονικά επιταχυνσιόμετρα για κάθε περίπτωση, αντίστοιχα. Για κάθε πείραμα γίνεται η σύγκριση των χαρακτηριστικών συχνοτήτων που εντοπίστηκαν με την ιδανική περίπτωση. Ιδανική περίπτωση θεωρήθηκε αυτή που υπολογίζεται εμπειρικά, μέσω των μαθηματικών τύπων που παρουσιάστηκαν στο κεφάλαιο 3. Τέλος, πραγματοποιήθηκαν δύο ακόμα πειράματα με τις ίδιες συνθήκες λειτουργίας για τον κινητήρα A, αλλά με παράλληλη λειτουργία και του κινητήρα B.

4.2 Αξιολόγηση φίλτρων αποθορυβοποίησης

Η χρήση κατάλληλου φίλτρου αποθορυβοποίησης για την σωστή διάγνωση των χαρακτηριστικών συχνοτήτων είναι κρίσιμη. Γι' αυτόν το λόγο πριν από οποιαδήποτε ανάλυση του σήματος πραγματοποιήθηκαν ορισμένες δοκιμές για την αξιολόγηση των φίλτρων αυτών. Στην ενότητα αυτή εμφανίζονται συγκριτικά διαγράμματα των φίλτρων αυτών και επεξηγούνται οι λόγοι που επιλέχτηκε το συγκεκριμένο φίλτρο.

4.2.1 Φίλτρο με τη βοήθεια κυματιδίων

Για τις συγκεκριμένες δοκιμές προτιμήθηκαν κυματίδια από την οικογένεια των "Daubechies". Η οικογένεια αυτών των κυματιδίων έχουν τις παρακάτω σημαντικές ιδιότητες: Τα κυματίδια Daubechies είναι ορθογωνικά και συμπαγώς υποστηριζόμενα ("compactly supported"), στοιχείο το οποίο είναι και το βασικό τους πλεονέκτημα σε σχέση με τα υπόλοιπα κυματίδια. Αυτό σημαίνει ότι έχουν πεπερασμένο μήκος στο χώρο. Με βάση αυτές τις ιδιότητες τα κυματίδια Daubechies μπορούν να θεωρηθούν τα πιο κατάλληλα για την επιθυμητή μεθοδολογία. Οι οικογένεια των κυματιδίων Daubechies περιέχει αρκετές παραλλαγές. Το ερώτημα, λοιπόν, που προκύπτει είναι ποιο κυματίδιο από την οικογένεια θα πρέπει να χρησιμοποιηθεί. Στις δοκιμές που πραγματοποιήθηκαν επιλέχτηκαν τυχαία κάποιες μορφές κυματιδίων από την οικογένεια κυματιδίων Daubechies, η σύγκριση των οποίων εμφανίζεται στο παρακάτω σχήμα 4-1.



Σχήμα 4-1: Σύγκριση αρχικού σήματος (α) με το σήμα έχοντας υποστεί φιλτράρισμα με τη βοήθεια κυματιδίου τύπου db2(β), db8(γ) και db15(δ)

Στο σχήμα 4-1(α) παρουσιάζεται το αρχικό σήμα στο πεδίο της συχνότητας, έτσι όπως καταγράφηκε από το επιταχυνσιόμετρο A για τον άξονα των x. Στο ίδιο σχήμα τα (β), (γ) και (δ) παρουσιάζουν το ίδιο σήμα ύστερα από την αποθρομβοποίηση που έχει υποστεί με τη βοήθεια κυματιδίων. Για τη περίπτωση (β) έχει χρησιμοποιηθεί ένα κυματίδιο db2,

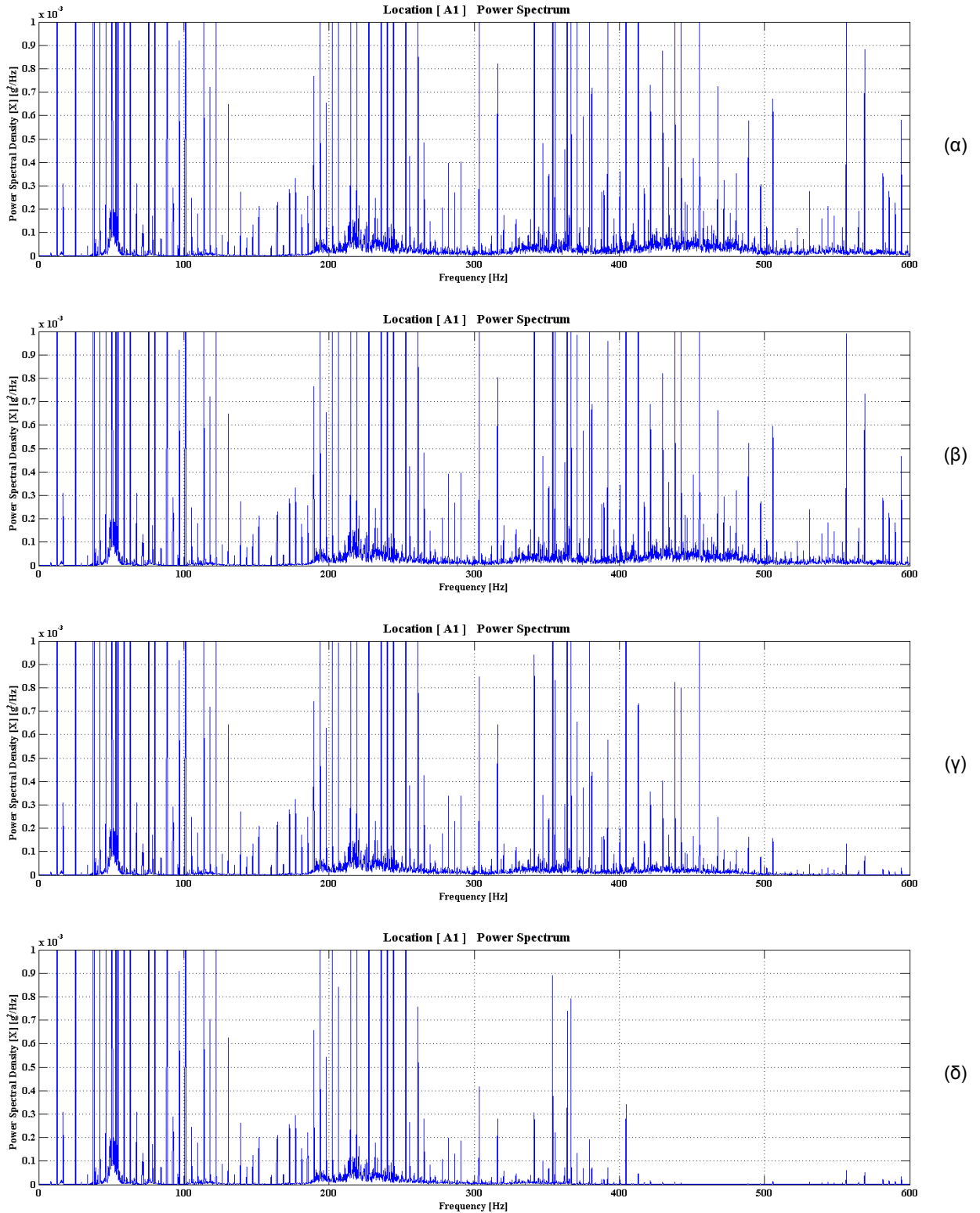
για την περίπτωση (γ) ένα κυματίδιο db8 και τέλος για αυτή της (δ) ένα κυματίδιο db15. Εξετάζοντας τα διαγράμματα, παρατηρείται έντονη διαφοροποίηση του σήματος σε σχέση με το αρχικό. Τα κυματίδια κατάφεραν να μειώσουν τον θόρυβο, αλλά με αυτόν τον τρόπο αφαιρέθηκαν και σημαντικές πληροφορίες από το αρχικό σήμα. Η τεχνική αυτή, στην περίπτωση που εξετάστηκε, προσφέρει μια διαφορετική άποψη των δεδομένων, αφού μπορεί να αφαιρέσει τον θόρυβο αποτελεσματικά, αλλά με αισθητή υποβάθμιση της ποιότητας του σήματος.

4.2.2 Φίλτρο Savitzky – Golay

Για την συγκεκριμένη ομάδα δοκιμών χρησιμοποιήθηκαν το φίλτρο που πρότειναν οι Savitzky και Golay. Η τεχνική αυτή που χρησιμοποιεί το φίλτρο Savitzky – Golay, που θεωρείται μια διαδομένη μέθοδος για την αποθορυβοποίηση των ταλαντωτικών σημάτων. Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιείται λόγω της ικανότητάς της να διατηρεί τα ακρότατα με ελάχιστη διαταραχή των χαρακτηριστικών του αρχικού σήματος. Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα, δηλαδή, αυτού του φίλτρου είναι ότι τείνει να διατηρεί συγκεκριμένα σημαντικά χαρακτηριστικά του σήματος, όπως είναι τα τοπικά μέγιστα και ελάχιστα [31]. Αναγνωρίζοντας αυτή την ικανότητα της μεθόδου, αναμένεται οι μεταβολές στον αριθμό των παραγόμενων ταλαντώσεων να είναι σχετικά μικρές.

Όπως τονίστηκε και στο κεφάλαιο 2 της διπλωματικής εργασίας, το φίλτρο Savitzky – Golay χρησιμοποιεί ένα εύρος φίλτρου μέσα στο οποίο με την βοήθεια ενός πολυωνύμου εξομαλύνεται το αρχικό σήμα. Όσο μικρότερος είναι ο βαθμός του πολυωνύμου, τόσο περισσότερο προσεγγίζονται τα χαρακτηριστικά των συχνοτήτων με μειωμένο πλάτος ταλάντωσης, ενώ όσο μεγαλύτερο είναι το μέγεθος της ομάδας δεδομένων, τόσο εντονότερη είναι η εξομάλυνση. Για τις συγκεκριμένες δοκιμές που εκτελέστηκαν, χρησιμοποιήθηκε πολυώνυμο τρίτου βαθμού, αφού για την περίπτωση που εξετάζεται υπάρχουν συχνότητες με χαμηλό πλάτος ταλάντωσης. Στο σχήμα 4-2(α), παρουσιάζεται το αρχικό σήμα που καταγράφηκε από το επιταχυνσιόμετρο A του πειράματος, για τον άξονα των x. Για την αξιολόγηση του φίλτρου, πραγματοποιήθηκαν τρεις δοκιμές. Για την περίπτωση (β) του σχήματος το εύρος φίλτρου που χρησιμοποιήθηκε έχει τιμή 11, ενώ για την (γ) και (δ) το εύρος φίλτρου είναι 21 και 31 αντίστοιχα. Εξετάζοντας τα παρακάτω διαγράμματα, συμπεραίνει κανείς ότι με την αύξηση του εύρους του φίλτρου, ο θόρυβος του αρχικού σήματος μειώνεται. Βέβαια, μαζί με τον θόρυβο χάνεται και αρκετή πληροφορία από το αρχικό ταλαντωτικό σήμα.

Με το πέρας των παραπάνω δοκιμών κρίθηκε ακατάλληλη η χρήση της μεθόδου αποθορυβοποίησης με την βοήθεια των κυματιδίων, γιατί παρόλο που μειώθηκε επιτυχώς ο θόρυβος του συστήματος, παράλληλα χάθηκαν και σημαντικές πληροφορίες του σήματος. Έτσι, για την περίπτωση του πειράματος προτιμήθηκε να χρησιμοποιηθεί φίλτρο Savitzky – Golay, με εύρος φάσματος ίσο με 21 και τρίτου βαθμού πολυώνυμο. Με αυτόν τον τρόπο η τεχνική αυτή μπορεί να δώσει ασφαλή μείωση του θορύβου, χωρίς να απομακρυνθούν οι βασικές πληροφορίες του αρχικού ταλαντωτικού σήματος.



Σχήμα 4-2: Σύγκριση αρχικού σήματος (α) με το σήμα έχοντας υποστεί φιλτράρισμα με τη βοήθεια του αλγορίθμου των Savitzky-Golay με εύρος φίλτρου 11(β), 21(γ) και 31(δ)

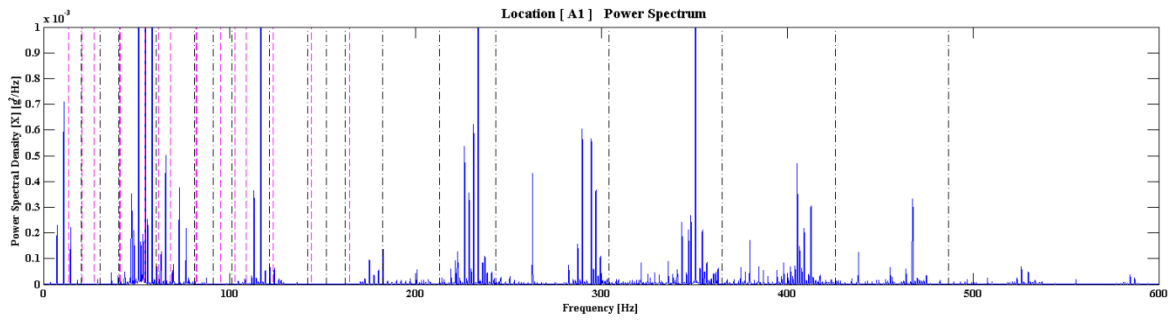
4.3 Πείραμα σε χαμηλή ταχύτητα περιστροφής χωρίς φορτίο

Στην ενότητα αυτή θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα των σημάτων, μετά την μεταφορά τους από το πεδίο του χρόνου σε αυτό της συχνότητας, που καταγράφηκαν από τα τέσσερα επιταχυνσιόμετρα. Για το πείραμα αυτό ο κινητήρας A λειτούργησε στα 228.3 rpm. Για τον κινητήρα B δεν δόθηκε εντολή λειτουργίας και έτσι ο δρομέας του γυρίζει ελεύθερα χωρίς να εμποδίζει την κίνηση του κινητήρα A.

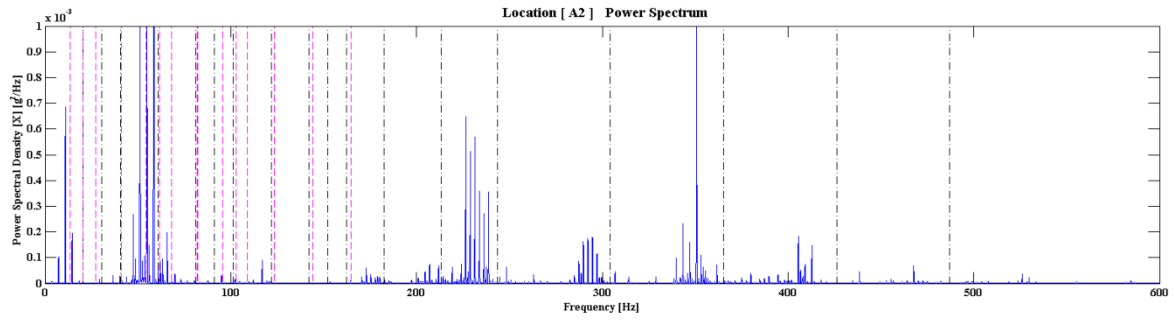
Τα διαγράμματα που παρουσιάζονται περιγράφουν τα παραγόμενα ταλαντωτικά σήματα στο πεδίο της συχνότητας. Ο κάθετος άξονας δείχνει την φασματική πυκνότητα σε μονάδες g^2/Hz , ενώ ο οριζόντιος άξονας είναι ο άξονας των συχνοτήτων [0,600] Hz. Στο σχήμα 4-3 με μπλε καμπύλη εμφανίζεται η φασματική πυκνότητα ισχύος του σήματος που καταγράφηκε από τα τέσσερα επιταχυνσιόμετρα για τον άξονα των x. Όμοια στα σχήματα 4-4 και 4-5 παρουσιάζονται τα αντίστοιχα σήματα για τους άξονες y (πράσινη καμπύλη) και z (κόκκινη καμπύλη). Στο (α) είναι το σήμα που κατέγραψε το επιταχυνσιόμετρο A, στο (β) το επιταχυνσιόμετρο B και στο (γ) και (δ) το C και D επιταχυνσιόμετρο, αντίστοιχα. Επίσης, στα παρακάτω σχήματα με μαύρη κάθετη διακεκομμένη γραμμή εμφανίζεται η ιδανική τιμή της χαρακτηριστικής συχνότητας από τη σύμπλεξη των γριναζιών, όπως επίσης και οι υποαρμονικές και οι αρμονικές αυτής. Επιπλέον, με κάθετη διακεκομμένη γραμμή χρώματος μαγνητιανό κόκκινο, αναπαριστούνται οι αρμονικές των χαρακτηριστικών συχνοτήτων των ρουλεμάν μαζί με τις αρμονικές τους.

Για την ανάλυση των σημάτων και τη διάγνωση των χαρακτηριστικών συχνοτήτων του συστήματος στα παραγόμενα διαγράμματα, εξετάστηκαν τα σήματα όλων των επιταχυνσιομέτρων για όλες τις διευθύνσεις. Λόγω των θέσεων των επιταχυνσιομέτρων ορισμένες ταλαντώσεις καταγράφηκαν πιο έντονες σε σύγκριση με τις υπόλοιπες. Πιο συγκεκριμένα οι χαρακτηριστικές συχνότητες από την ταλάντωση του δρομέα στο σύστημα φαίνονται πιο έντονες στα επιταχυνσιόμετρα B και C. Όμοια και για αυτές από την ταλάντωση των ρουλεμάν. Αντίθετα, οι συχνότητες σύμπλεξης των γριναζιών εντοπίστηκαν ευκολότερα από τα σήματα που κατέγραψαν τα επιταχυνσιόμετρα A και D.

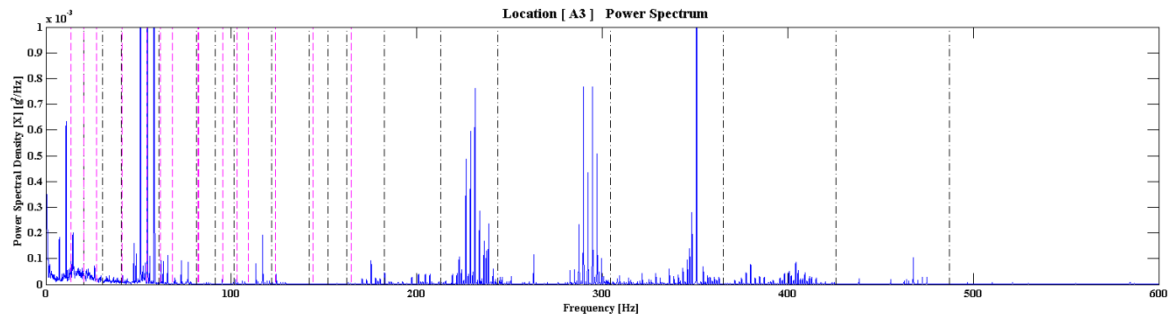
Ο δρομέας γυρίζει στα 228.3 rpm, άρα η χαρακτηριστική συχνότητα (f_{rotor}) που αφορά αυτόν θα πρέπει να είναι κοντά στα 3.805 Hz. Οι κύριες αρμονικές της συχνότητας 2x (δεύτερη), 3x (τρίτη), 4x (τέταρτη) κτλ θα πρέπει να βρίσκονται στις θέσεις 7.61 Hz, 11.415 Hz και 15.22 Hz αντίστοιχα. Η συχνότητα σύμπλεξης των γριναζιών (GMF), σύμφωνα με τον τύπο 3.1, υπολογίζεται ίση με 60.88 Hz. Αντίστοιχα οι κύριες αρμονικές της (2x, 3x και 4x) παίρνουν τις τιμές 121.76 Hz, 182.6 Hz και 243.5 Hz. Η κύρια συχνότητα διέλευσης των σφαιριδίων του ρουλεμάν στον εσωτερικό του δακτύλιο (BPFI) και οι αντίστοιχες αρμονικές συχνότητές της υπολογίζονται μέσω του μαθηματικού τύπου 3.3 και είναι ίσες με 20.61 Hz, 41.2 Hz, 61.81 Hz και 82.41 Hz αντίστοιχα. Όμοια συμβαίνει και για την κύρια συχνότητα διέλευσης των σφαιριδίων στον εξωτερικό δακτύλιο (BPFO) και τις τρεις πρώτες αρμονικές της που υπολογίζονται από τον τύπο 3.2 και παίρνουν τιμές 13.64 Hz, 27.28 Hz, 40.93 Hz και 54.5 Hz αντιστοίχως.



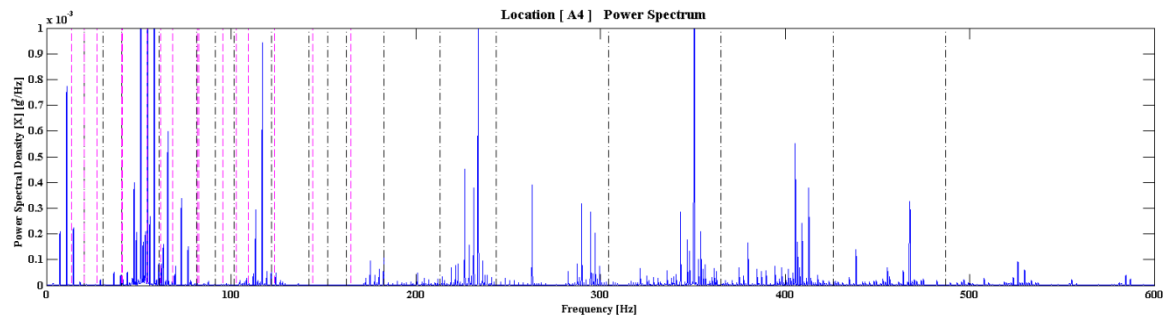
(α)



(β)



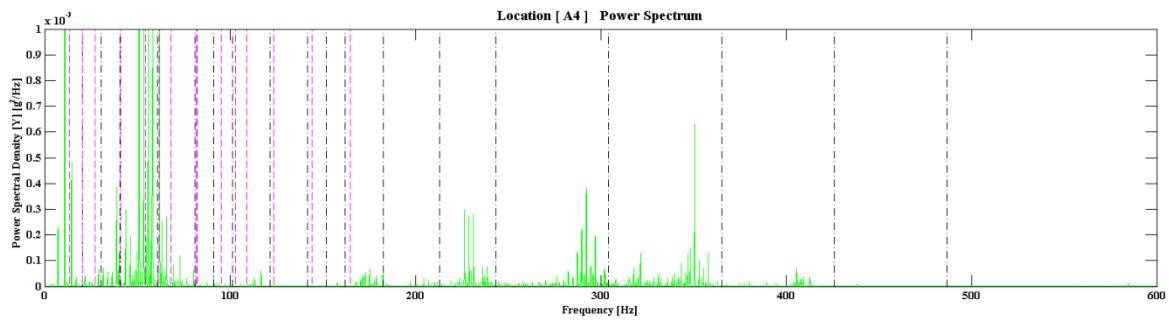
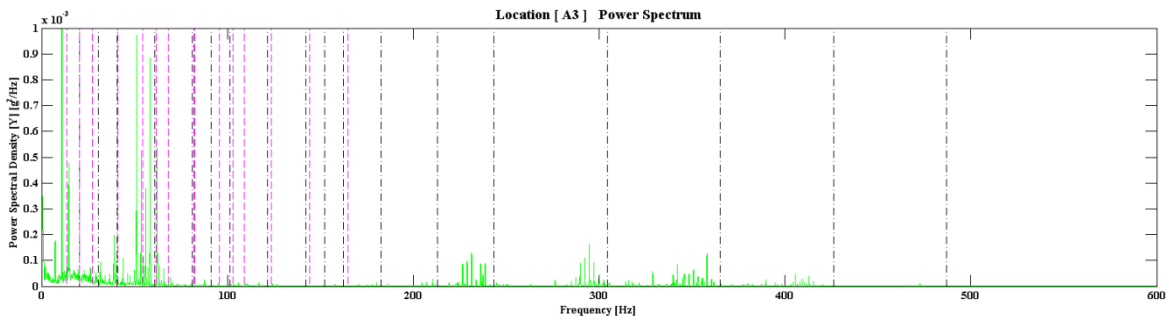
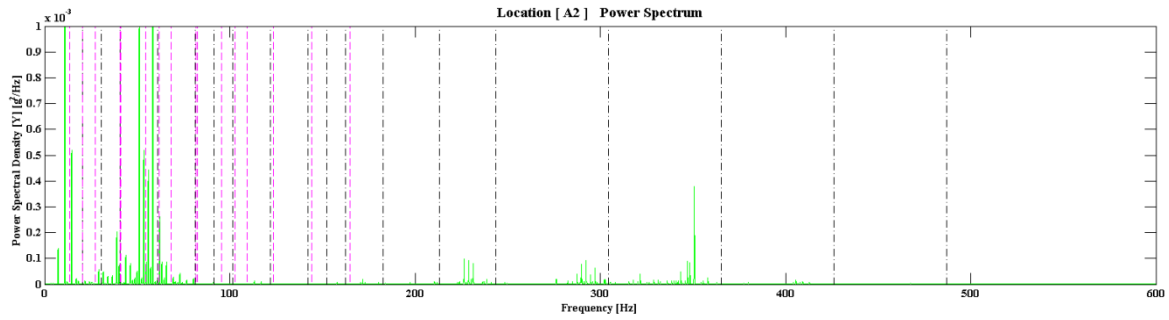
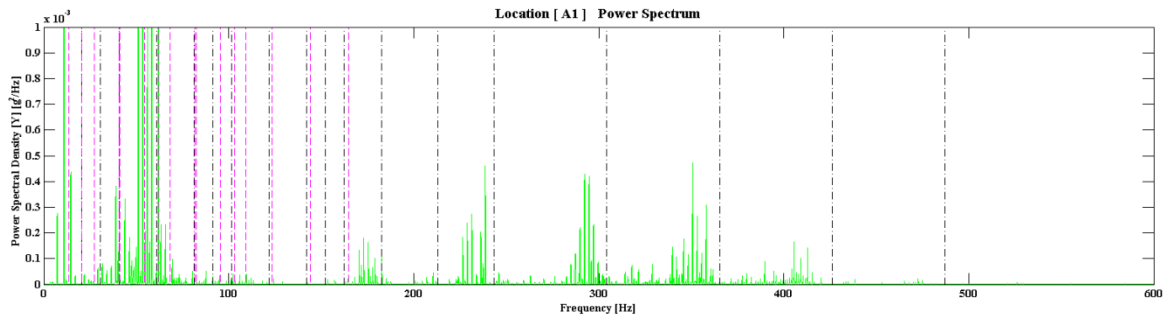
(γ)



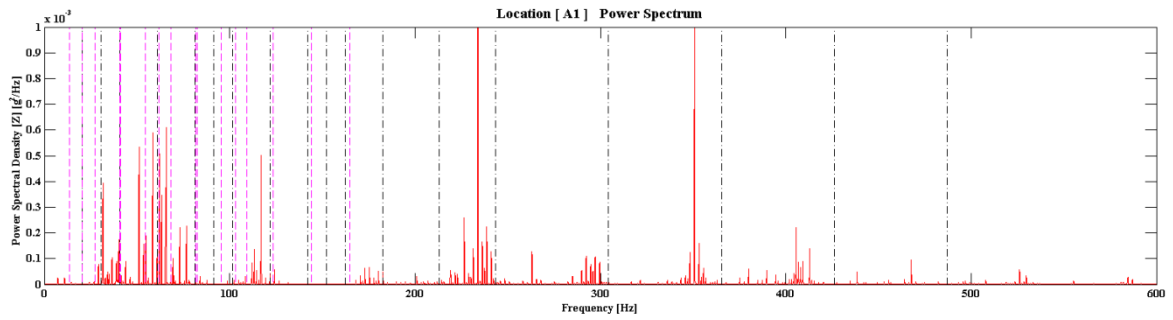
(δ)

Σχήμα 4-3: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιμέτρων για τον άξονα των x για ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο ίση με 228.3 rpm

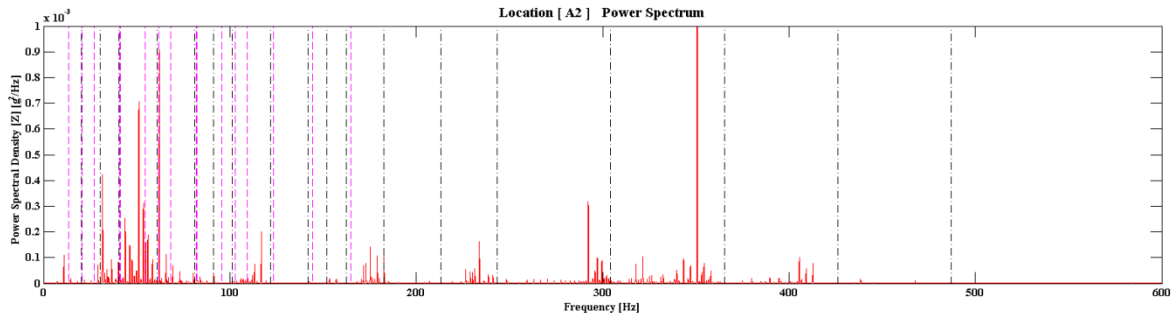
Κεφάλαιο 4: Διάγνωση χαρακτηριστικών συχνοτήτων του συστήματος



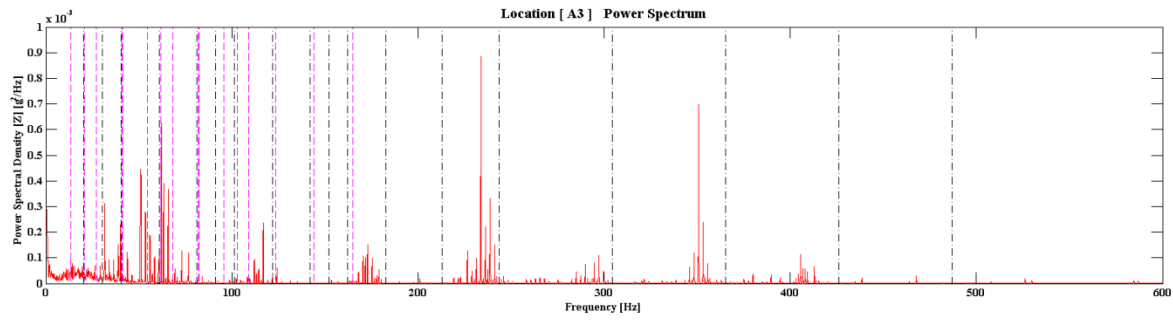
Σχήμα 4-4: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα των y καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 228.3 rpm



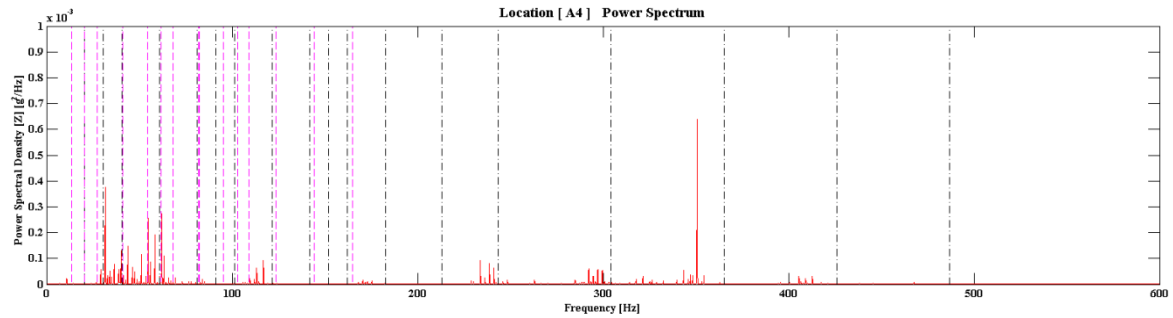
(α)



(β)



(γ)



(δ)

Σχήμα 4-5: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιμέτρων για τον άξονα των z καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 228.3 rpm

Εξετάζοντας τις τιμές που περιμένει κανείς να συναντήσει τις ιδανικές τιμές των χαρακτηριστικών συχνοτήτων και συγκρίνοντας αυτές με τις τιμές που εξήχθησαν από τα διαγράμματα, διαπιστώνεται ότι υπάρχει μεταξύ τους μικρή απόκλιση. Οι τιμές αυτές συγκεντρώθηκαν και εμφανίζονται στον πίνακα 4-1. Η απόκλιση που παρατηρήθηκε είναι της τάξης του 2.5% κατά μέσο όρο. Η απόκλιση αυτή φανερώνει ότι το πείραμα έρχεται αρκετά κοντά στις ιδανικές τιμές που υπολογίστηκαν με τη χρήση των μαθηματικών τύπων.

Πίνακας 4-1: Συνοπτικός πίνακας διαφορών των ιδανικών χαρακτηριστικών συχνοτήτων με τις τιμές που υπολογίστηκαν πειραματικά καθώς ο κινητήρας A λειτουργούσε στα 228.3 rpm

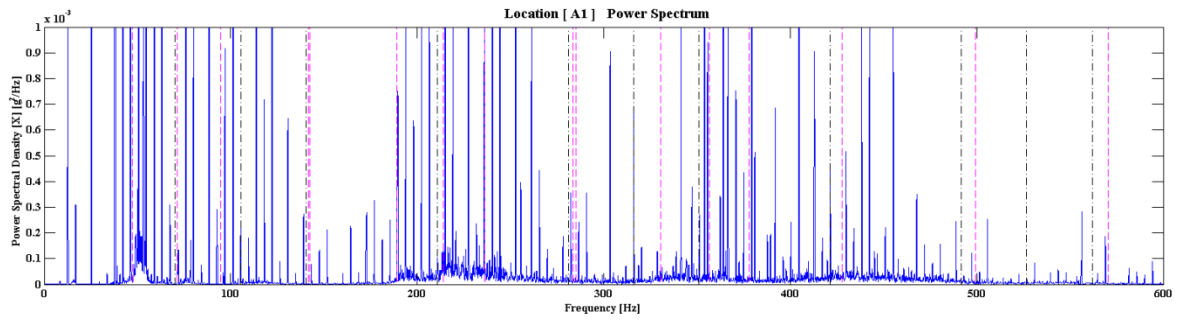
Είδος συχνότητας		Τιμή συχνότητας [Hz]					
		x1	x2	x3	x4	x5	x6
f_{rotor}	Ιδανική	3.805	7.61	11.415	15.22	19.025	22.83
	πειραματική	3.657	7.315	11.97	14.63	17.92	21.03
GMF	Ιδανική	60.88	121.76	182.6	243.5	304.4	365.3
	πειραματική	60.9	121.8	182.7	243.6	303.5	365.4
BPFI	Ιδανική	20.61	41.2	61.81	82.41	103.01	123.61
	πειραματική	21.73	40.42	62.13	83.52	105.9	126.7
BPFO	Ιδανική	13.64	27.28	40.93	54.5	68.22	81.86
	πειραματική	13.89	26.29	40.18	53.58	67.79	81.6

4.4 Πείραμα σε υψηλή ταχύτητα περιστροφής χωρίς φορτίο

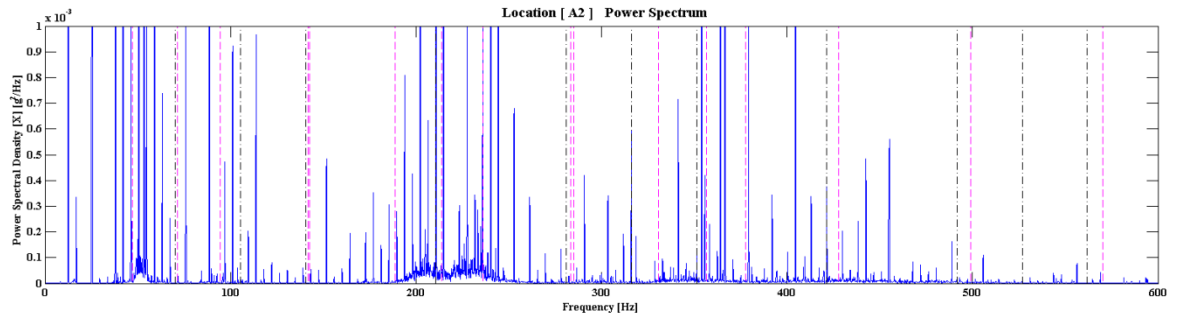
Στην ενότητα αυτή εμφανίζονται, όπως και στο πρώτο πείραμα, τα διαγράμματα των σημάτων στο πεδίο της συχνότητας που καταγράφηκαν από τα τέσσερα επιταχυνσιόμετρα. Για το πείραμα αυτό ο κινητήρας A λειτουργήσε στα 790.2 rpm. Ο κινητήρας B δεν λειτουργεί και με αυτόν τον τρόπο δεν δημιουργεί φορτίο στον κινητήρα A.

Όμοια με την προηγούμενη ενότητα, το σχήμα 4-6, εμφανίζει το παραγόμενο σήμα ταλάντωσης που κατέγραψαν τα επιταχυνσιόμετρα για τον άξονα των x. Αντίστοιχα, στα σχήματα 4-7 και 4-8 είναι αυτά που καταγράφηκαν για τους άξονες y και z.

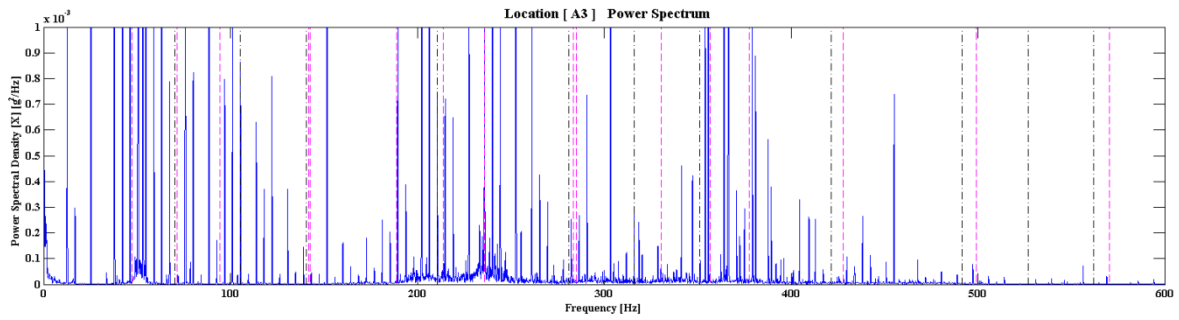
Ο κινητήρας λειτουργεί με μεγαλύτερη ταχύτητα περιστροφής και έτσι οι ταλαντώσεις που προκαλούνται είναι πολύ πιο έντονες από αυτές που πραγματοποιήθηκαν από το πρώτο πείραμα. Οι χαρακτηριστικές συχνότητες των εξαρτημάτων εντοπίστηκαν ευκολότερα, από όλα τα μετρητικά όργανα.



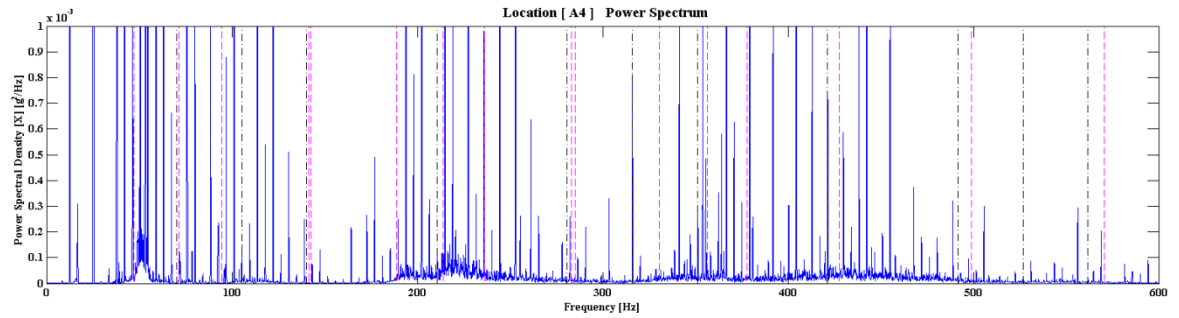
(α)



(β)



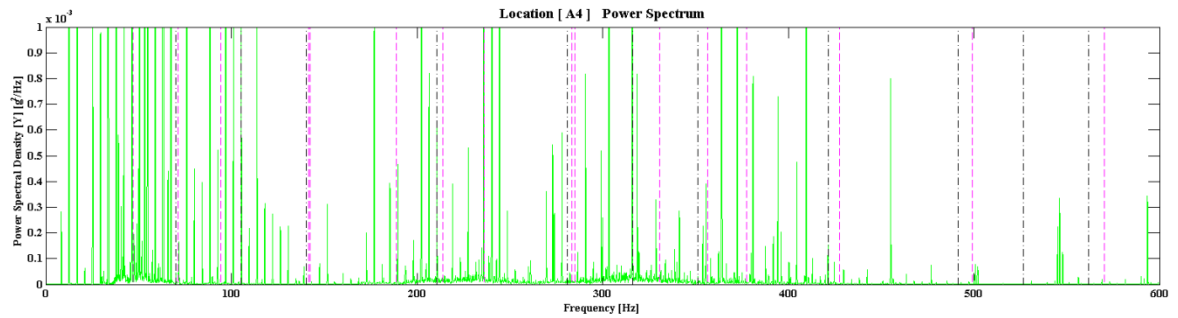
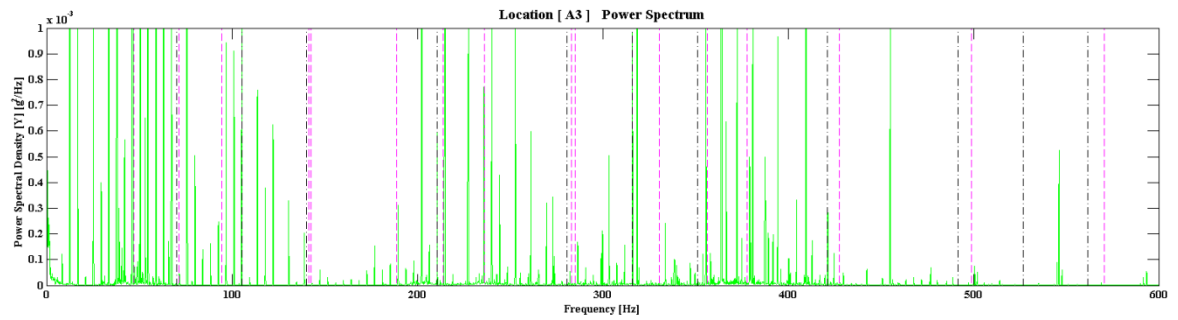
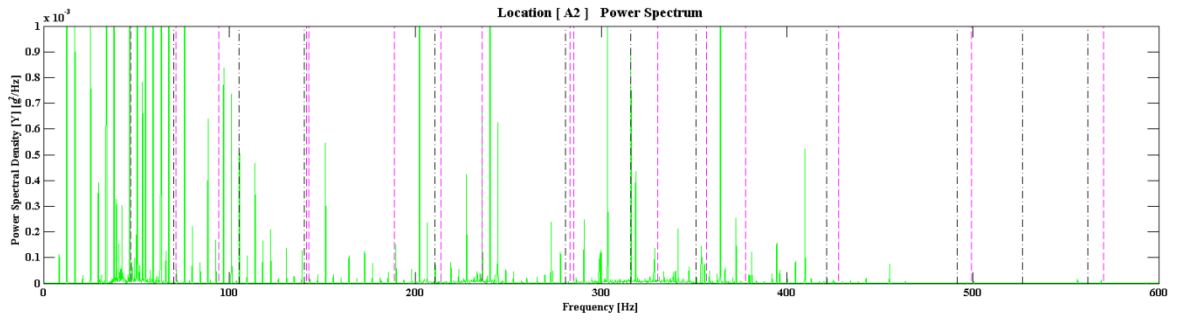
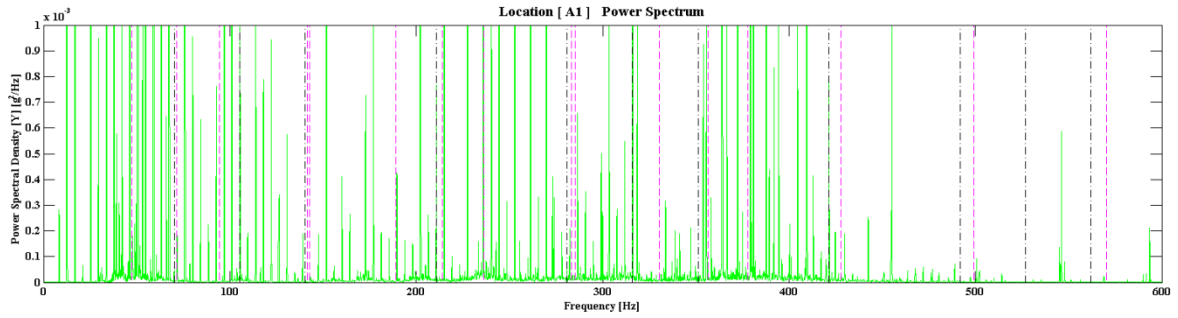
(γ)



(δ)

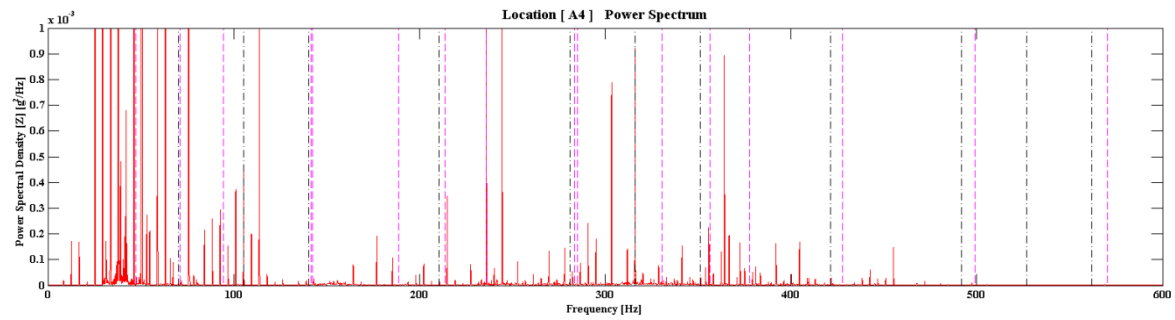
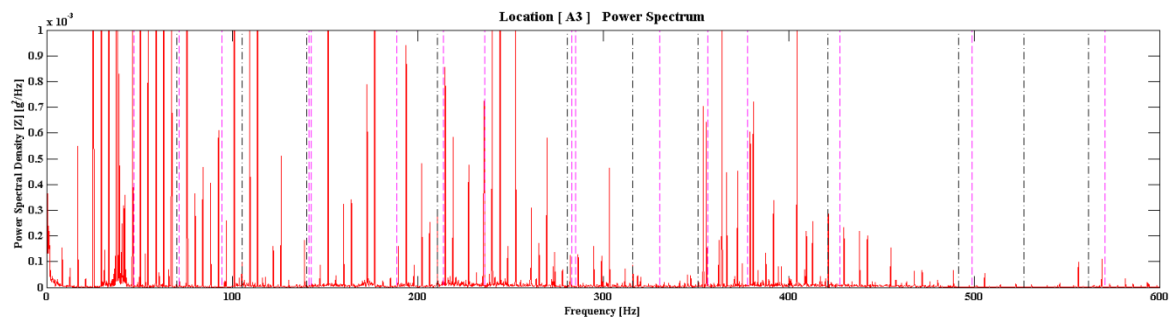
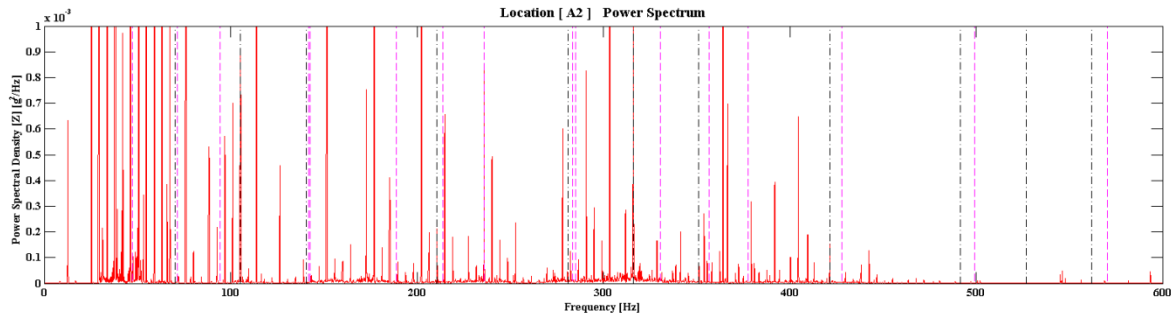
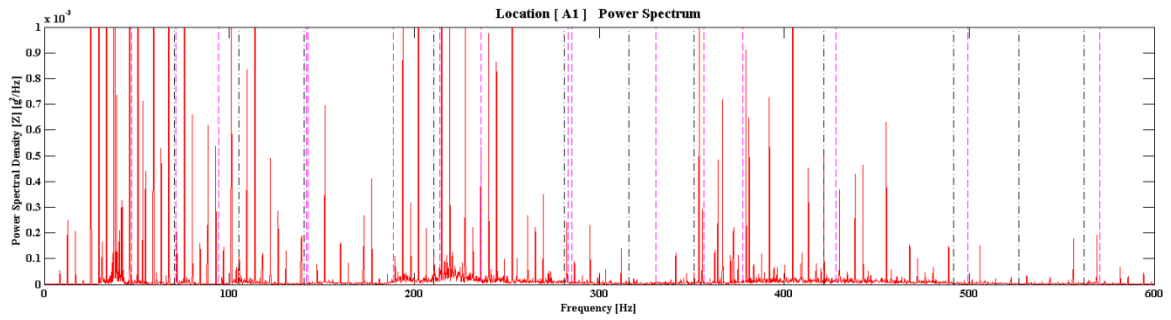
Σχήμα 4-6: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα των x καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 790.2 rpm

Κεφάλαιο 4: Διάγνωση χαρακτηριστικών συχνοτήτων του συστήματος



Σχήμα 4-7: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιμέτρων για τον άξονα των y καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 790.2 rpm

Κεφάλαιο 4: Διάγνωση χαρακτηριστικών συχνότητων του συστήματος



Σχήμα 4-8: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα των z καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 790.2 rpm

Για την περίπτωση αυτή, καθώς ο δρομέας του κινητήρα περιστρέφεται με ταχύτητα ίση με 790.2 rpm, η κύρια περιστροφική συχνότητα (f_{rotor}) είναι ίση με 13.17 Hz. Οι τρεις κύριες αρμονικές της παίρνουν τις τιμές 26.34 Hz, 39.51 Hz και 52.66 Hz αντίστοιχα. Η συχνότητα σύμπλεξης των γραναζιών (GMF), σε αυτό το πείραμα, υπολογίζεται ίση με 210.72 Hz. Οι αντίστοιχες κύριες αρμονικές της παίρνουν τις τιμές 421.44 Hz, 632.16 Hz και 842.88 Hz. Τέλος, για τα ρουλεμάν, η κύρια συχνότητα διέλευσης των σφαιριδίων στον εσωτερικό του δακτύλιο (BPFI) και οι αντίστοιχες αρμονικές συχνοτήτες της είναι ίσες με 71.31 Hz, 142.62 Hz, 213.92 Hz και 285.23 Hz αντιστοίχως. Επίσης, η κύρια συχνότητα διέλευσης των σφαιριδίων στον εξωτερικό δακτύλιο του ρουλεμάν (BPFO) είναι ίση με 47.22 Hz, σύμφωνα με τους μαθηματικούς τύπους στην ιδανική περίπτωση. Η πρώτη αρμονική της συναντάται στα 94.44 Hz, η δεύτερη στα 141.67 Hz και τέλος η τρίτη στα 188.89 Hz.

Οι παραπάνω τιμές των συχνοτήτων συναντώνται στην περίπτωση που το πείραμα εκτελούνταν κάτω από ιδανικές συνθήκες. Στην πραγματικότητα αυτό δεν μπορεί να επιτευχθεί με απόλυτη ακρίβεια και γι' αυτό τον λόγο οι πραγματικές τιμές των συχνοτήτων αυτών, που εμφανίζονται στον πίνακα 4-2, δεν είναι ίσες με αυτές της ιδανικής περίπτωσης. Η απόκλιση που συναντήθηκε σε αυτή την περίπτωση υπολογίζεται περίπου στο 1.5% κατά μέσο όρο.

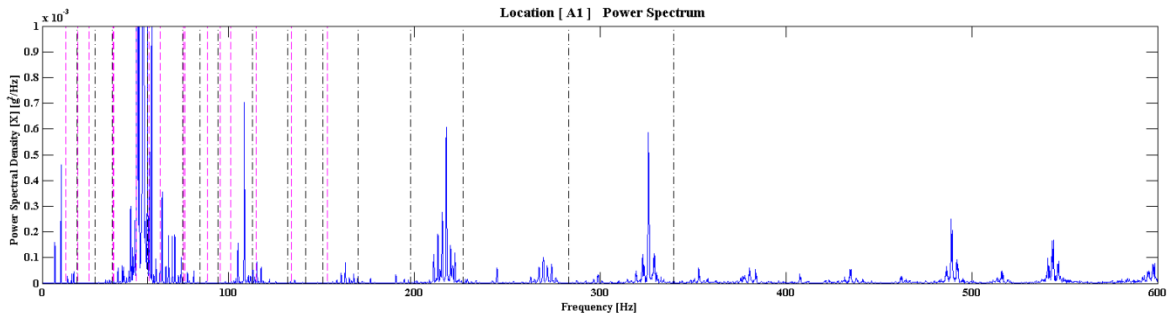
Πίνακας 4-2: Συνοπτικός πίνακας διαφορών των ιδανικών χαρακτηριστικών συχνοτήτων με τις τιμές που υπολογίστηκαν πειραματικά για ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο ίση με 790.2 rpm

Είδος συχνότητας		Τιμή συχνότητας [Hz]					
		x1	x2	x3	x4	x5	x6
f_{rotor}	Ιδανική	13.17	26.34	39.51	52.68	65.85	79.02
	πειραματική	12.7	25.4	38.1	50.6	63.2	75.9
GMF	Ιδανική	210.72	421.44	632.16	842.88	1053.6	1264.32
	πειραματική	210.7	421.5	632.6	843.02	1054.01	1264.02
BPFI	Ιδανική	71.31	142.62	213.92	285.23	356.54	427.85
	πειραματική	71.6	142.2	214.8	286.6	358.3	429.9
BPFO	Ιδανική	47.22	94.44	141.67	188.89	236.11	283.33
	πειραματική	46.4	92.8	139.1	185.5	233.3	278.2

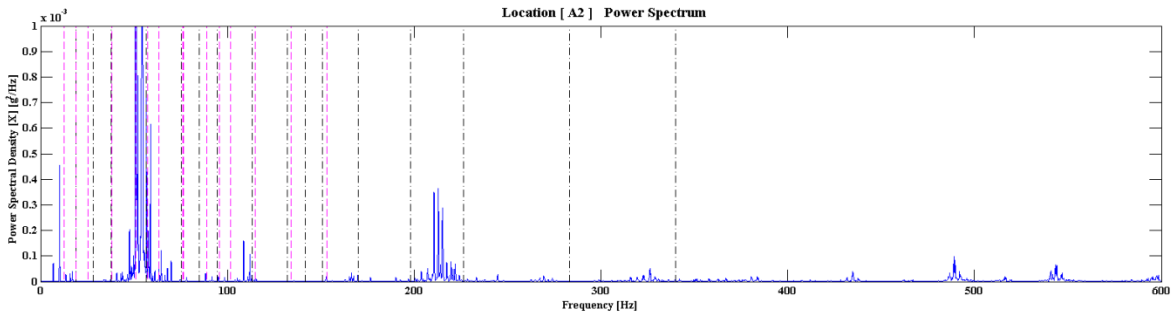
4.5 Πείραμα σε χαμηλή ταχύτητα περιστροφής με φορτίο

Στο πείραμα αυτό, όπως και στο πρώτο που περιγράφηκε στην ενότητα 4.3, για τον κινητήρα A δόθηκε εντολή να λειτουργήσει στα 228.3 rpm. Στην περίπτωση αυτή, όμως, λειτουργούσε και ο κινητήρας B. Ο δεύτερος κινητήρας λειτουργεί ως φορτίο καθώς ο δρομέας του γυρίζει αντίστροφα από τον πρώτο. Η συνολική ταχύτητα του συστήματος μετρήθηκε από το ταχύμετρο ίση με 212.4 rpm. Οι στροφές των δρομέων του συστήματος είναι μικρότερες από αυτές για πρώτη περίπτωση, αφού ουσιαστικά ο κινητήρας B φρενάρει τη λειτουργία του κινητήρα A. Τα σχήματα 4-9 έως 4-11 παρουσιάζουν τα

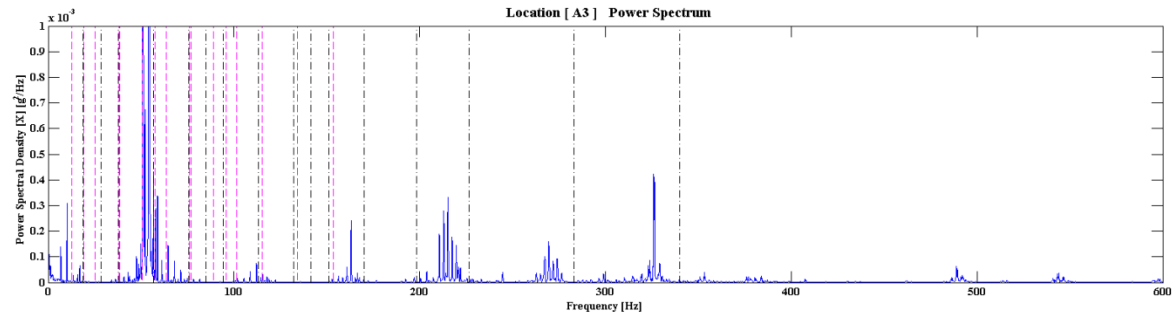
σήματα ταλάντωσης στο πεδίο της συχνότητας , ύστερα από την επεξεργασία που υπέστησαν για το τριαξονικό σύστημα.



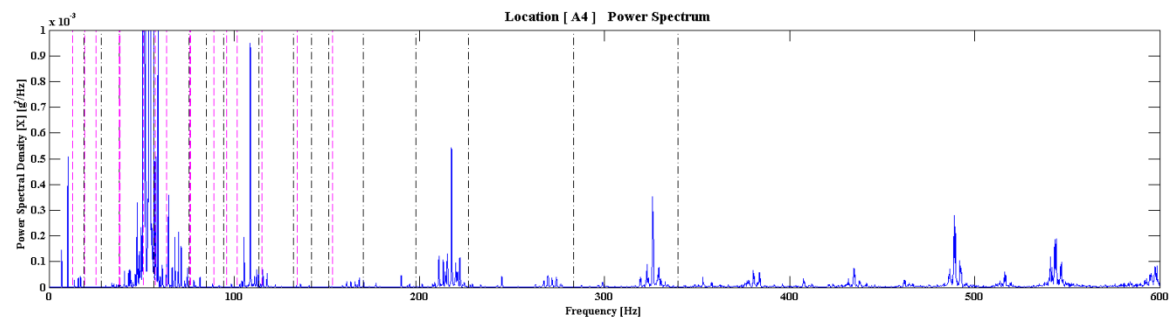
(α)



(β)



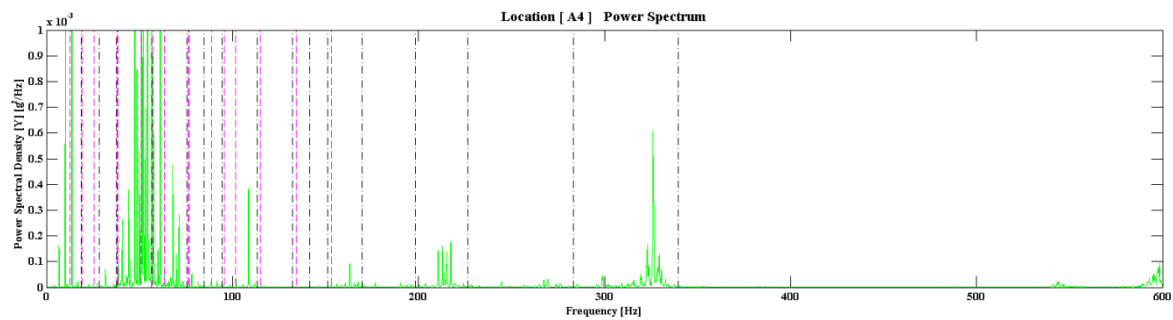
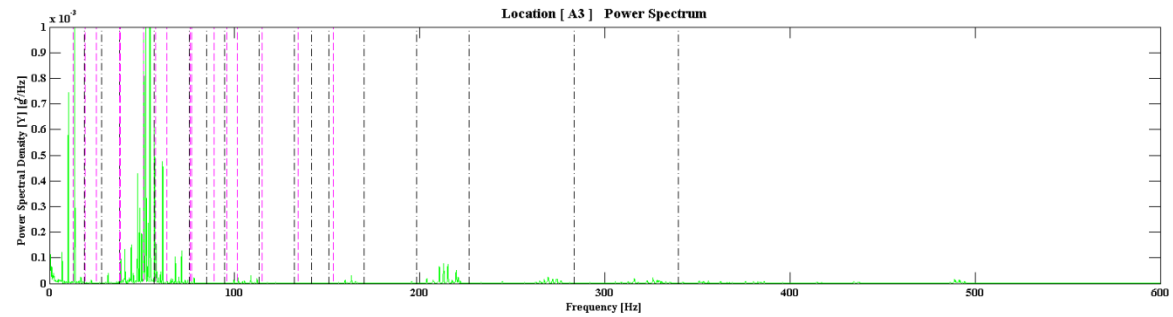
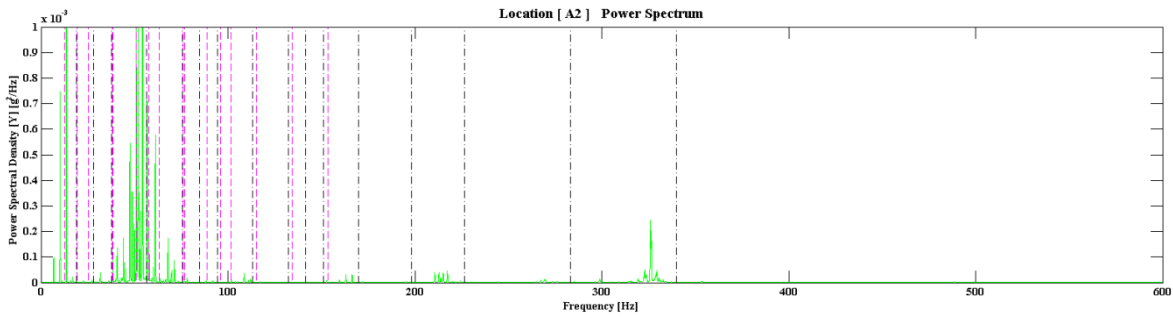
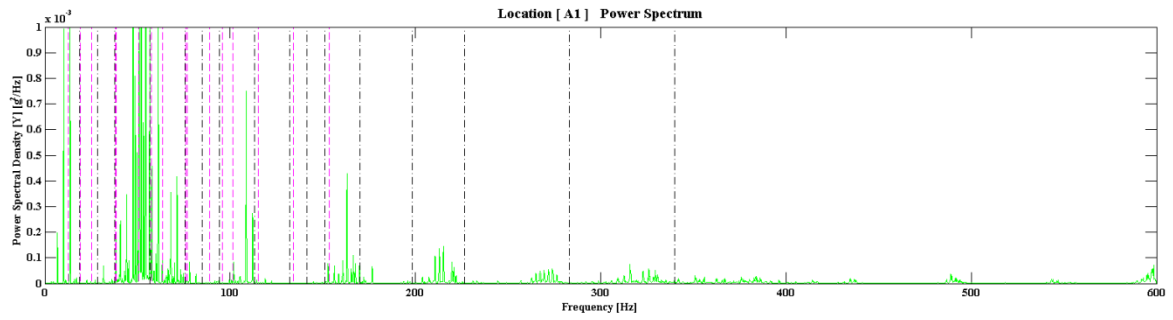
(γ)



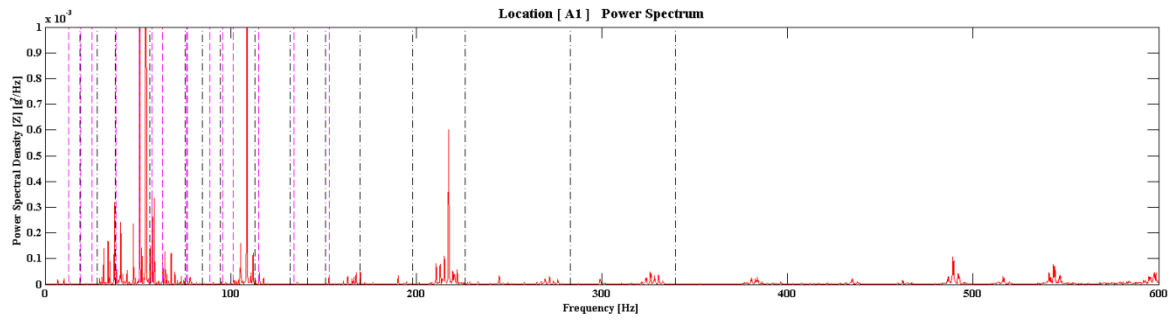
(δ)

Σχήμα 4-9: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιόμετρων για τον άξονα των x καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 212.4 rpm

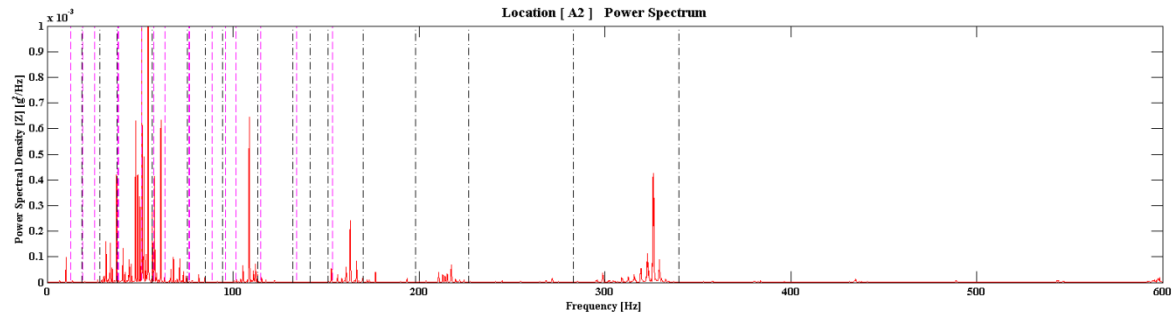
Κεφάλαιο 4: Διάγνωση χαρακτηριστικών συχνοτήτων του συστήματος



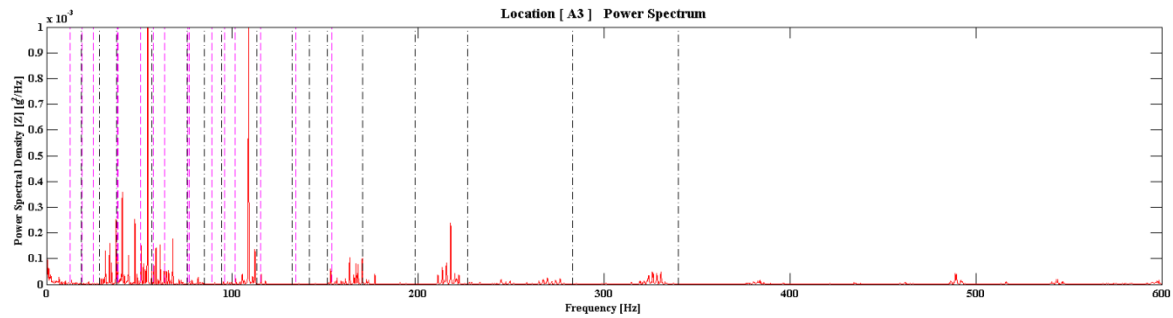
Σχήμα 4-10: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιμέτρων για τον άξονα των y καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 212.4 rpm



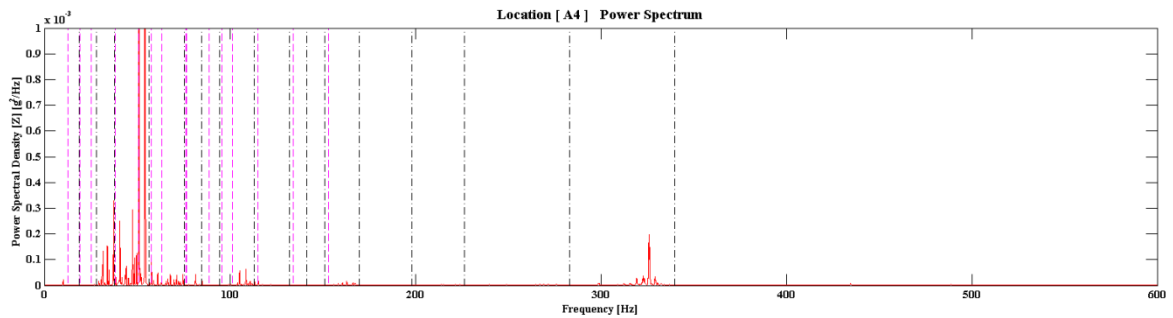
(α)



(β)



(γ)



(δ)

Σχήμα 4-11: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα των z καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 212.4 rpm

Στο συγκεκριμένο πείραμα ο δρομέας περιστρέφεται με ταχύτητα ίση με 212.4 rpm, οπότε η συχνότητά του (f_{rotor}) είναι ίση με 3.54 Hz. Οι βασικές αρμονικές της συχνότητας αυτής παίρνουν τις τιμές 7.08 Hz που αντιστοιχεί στην πρώτη αρμονική, 10.62 Hz που αντιστοιχεί στην δεύτερη και 14.16 Hz στην τρίτη αρμονική αντίστοιχα. Για τον λόγο αυτό η συχνότητα σύμπλεξης των γραναζιών (GMF) στη περίπτωση αυτή και σύμφωνα με τον μαθηματικό τύπο είναι ίση με 56.64 Hz. Οι κύριες αρμονικές της παίρνουν τις τιμές 113.28 Hz (πρώτη αρμονική), 1169.92 Hz (δεύτερη αρμονική) και 226.56 Hz (τρίτη αρμονική). Η συχνότητα BPFI των ρουλεμάν υπολογίζεται ίση με 19.16 Hz, ενώ η BPFO ίση με 12.69 Hz. Οι κύριες αρμονικές των δύο αυτών συχνοτήτων εμφανίζονται στον πίνακα 4-3. Στον πίνακα επίσης παρουσιάζονται και οι τιμές των συχνοτήτων που εντοπίστηκαν αναλύοντας τα ταλαντωτικά σήματα που κατέγραψαν τα τέσσερα επιταχυνσιόμετρα. Συγκρίνοντας αυτές τις τιμές διαπιστώνεται πως και για αυτήν την περίπτωση υπάρχει απόκλιση των τιμών.

Πίνακας 4-3: Συνοπτικός πίνακας διαφορών των ιδανικών χαρακτηριστικών συχνοτήτων με τις τιμές που υπολογίστηκαν πειραματικά για ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο ίση με 212.4 rpm

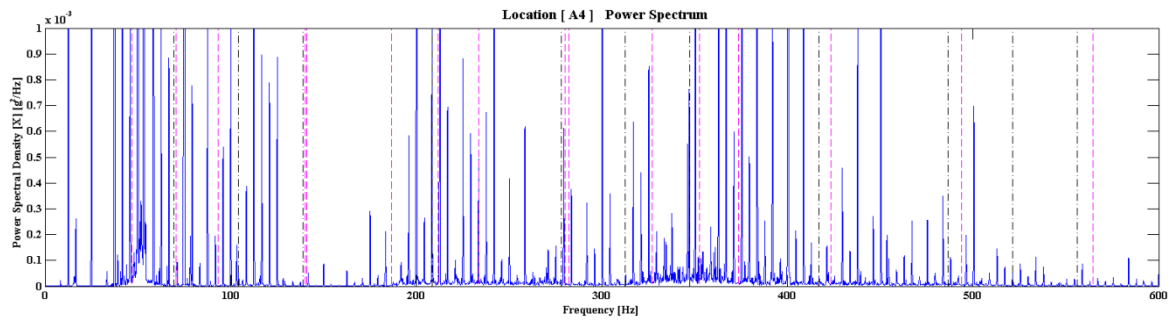
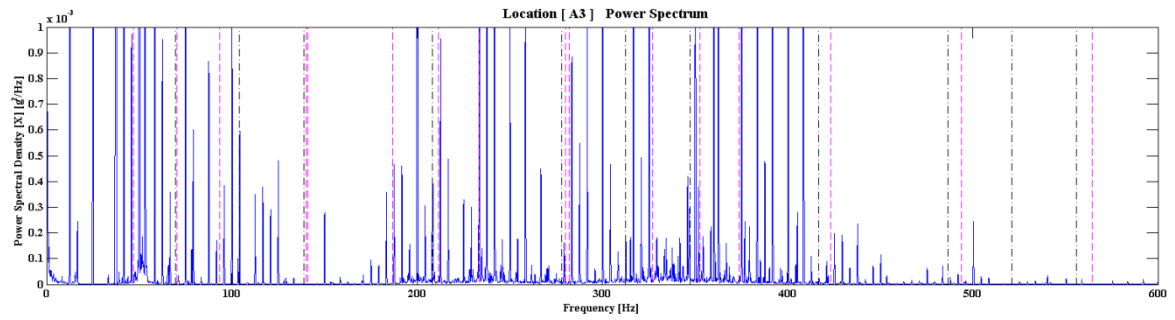
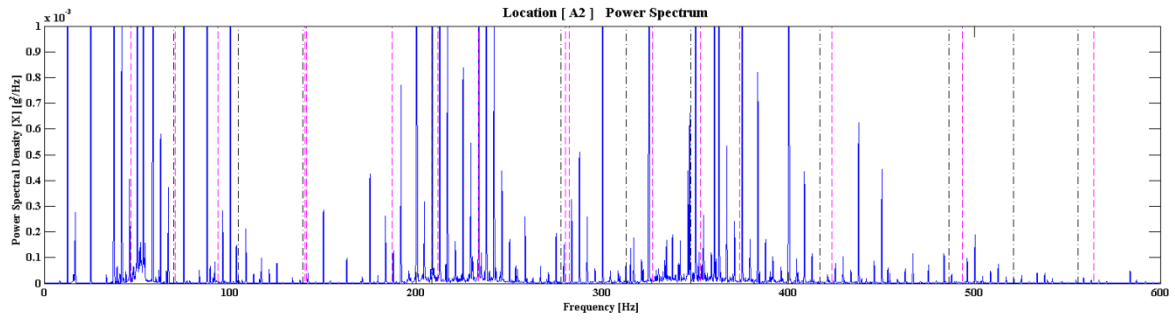
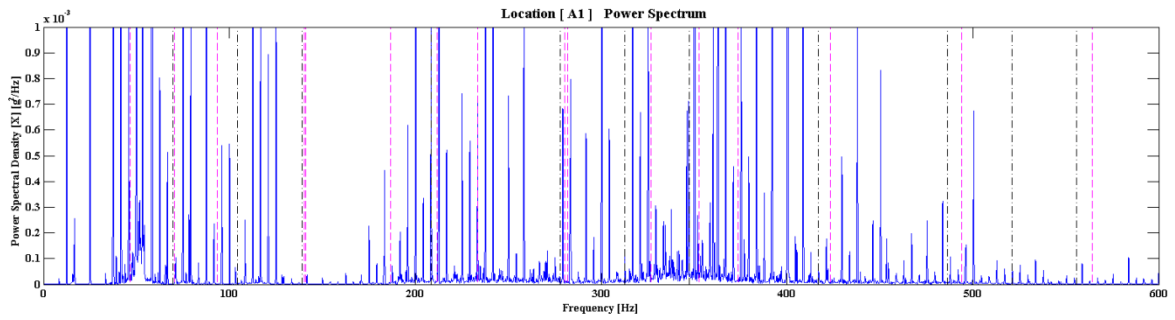
Είδος συχνότητας		Τιμή συχνότητας [Hz]					
		x1	x2	x3	x4	x5	x6
f_{rotor}	Ιδανική	3.54	7.08	10.62	14.16	17.7	21.24
	πειραματική	3.406	6.812	10.19	13.58	16.69	20.85
GMF	Ιδανική	56.64	113.28	169.92	226.56	283.2	339.84
	πειραματική	56.65	113.3	169.98	226.58	283.27	339.89
BPFI	Ιδανική	19.16	38.33	57.5	76.67	95.83	115.01
	πειραματική	19.28	38.49	57.79	77.83	96.3	116.02
BPFO	Ιδανική	12.69	25.38	38.08	50.77	63.18	76.16
	πειραματική	12.51	25.04	37.51	50.05	62.56	75.01

4.6 Πείραμα σε υψηλή ταχύτητα περιστροφής με φορτίο

Στο πείραμα αυτό, όπως και στο προηγούμενο, ο κινητήρας A λειτουργεί παράλληλα με τον κινητήρα B. Ο δεύτερος κινητήρα λειτουργεί επίσης ως φορτίο στον πρώτο. Γι' αυτόν τον λόγο, παρόλο που για τον κινητήρα A δόθηκε εντολή να λειτουργήσει στα 790.2 rpm, αυτό δεν γίνεται. Η τιμή της περιστροφικής ταχύτητας που καταγράφηκε από το ταχύμετρο ήταν ίση με 781.8 rpm.

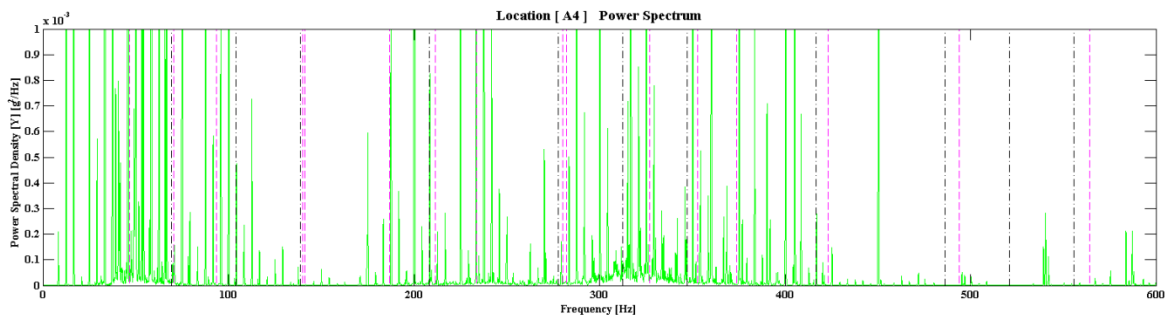
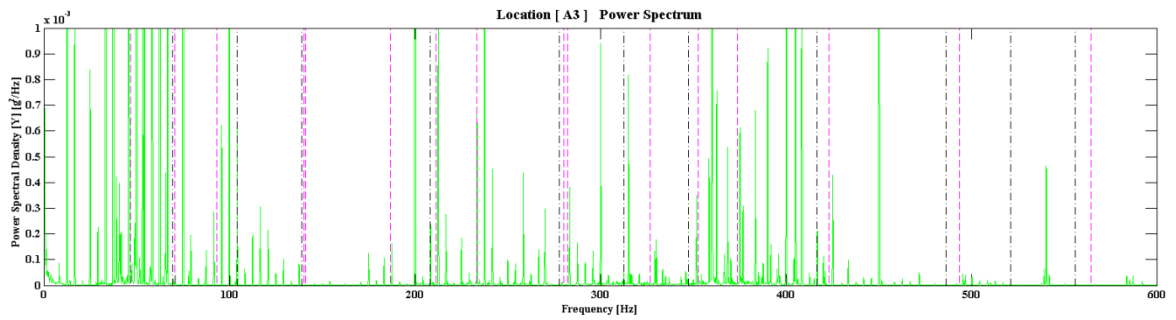
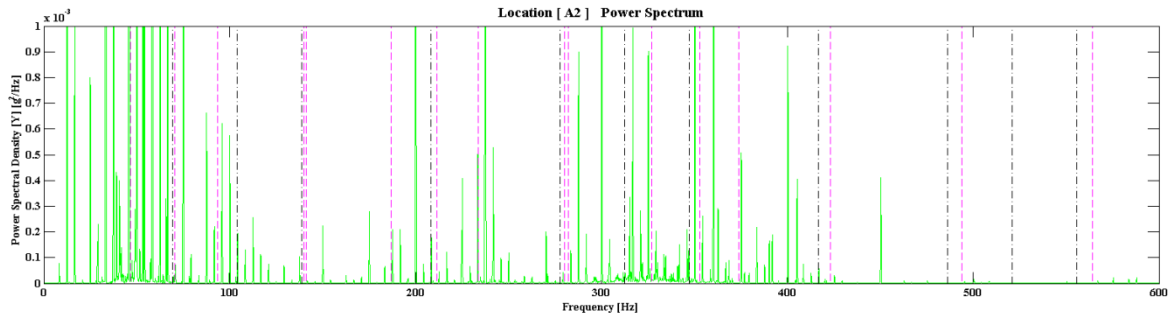
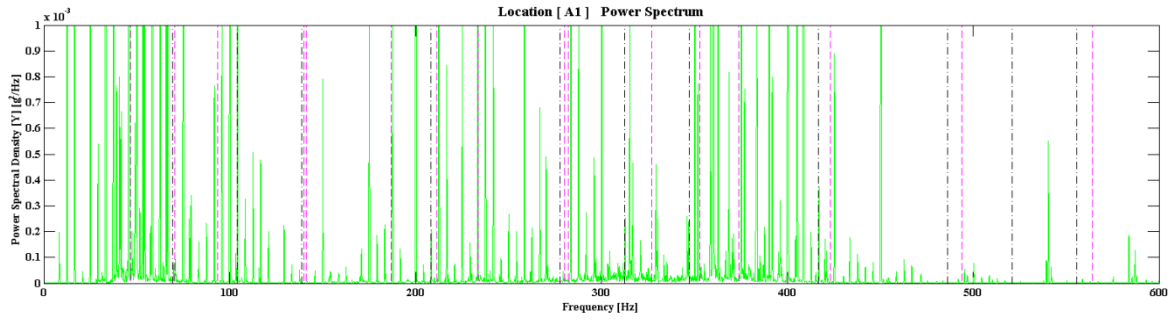
Στη συνέχεια του κεφαλαίου παρουσιάζονται τα σήματα στο πεδίο της συχνότητας για την περίπτωση αυτή. Συγκεκριμένα στο σχήμα 4-12 παρουσιάζεται το φάσμα πυκνότητας ισχύος για τον άξονα των x. Όμοια συμβαίνει και στα σχήματα 4-13 και 4-14, όπου εμφανίζονται τα αντίστοιχα διαγράμματα για τον άξονα y και z αντίστοιχα.

Κεφάλαιο 4: Διάγνωση χαρακτηριστικών συχνότητων του συστήματος

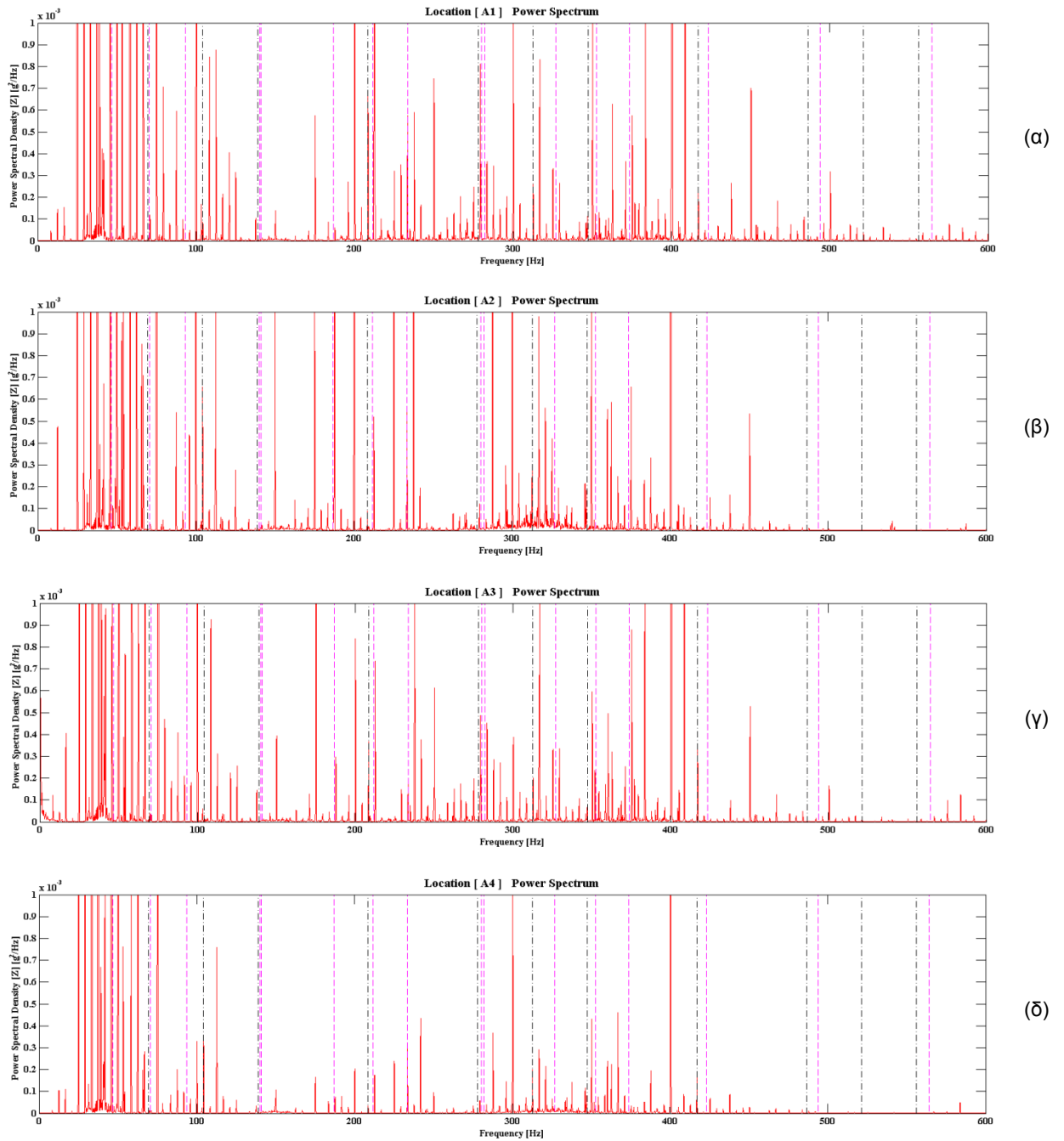


Σχήμα 4-12: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιόμετρων για τον άξονα των x καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 781.8 rpm

Κεφάλαιο 4: Διάγνωση χαρακτηριστικών συχνοτήτων του συστήματος



Σχήμα 4-13: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιόμετρων για τον άξονα των y καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 781.8 rpm



Σχήμα 4-14: Σύγκριση κυματομορφών στο πεδίο της συχνότητας των τεσσάρων επιταχυνσιμέτρων για τον άξονα των z καθώς η ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο είναι ίση με 781.8 rpm

Ο δρομέας έχει περιστροφική ταχύτητα 781,8 rpm, άρα στην ιδανική περίπτωση, η συχνότητα f_{rotor} έχει τιμή 13.03 Hz. Οι κύριες αρμονικές της παραπάνω συχνότητας είναι οι 26.06 Hz, 39.09 Hz και 52.12 Hz. Η συχνότητα σύμπλεξης των γραναζιών (GMF), για αυτήν την περίπτωση θα πρέπει να είναι ίση με 208.48 Hz, ενώ οι αρμονικές της θα έχουν τις τιμές 416.96 Hz, 625.44 Hz και 833.92 Hz. Η συχνότητα διέλευσης των σφαιριδίων του ρουλεμάν στον εσωτερικό του δακτύλιο (BPFI) και οι αντίστοιχες αρμονικές συχνότητες έχουν τιμές ίσες με 70.55 Hz, 141.1 Hz, 211.65 Hz και 282.2 Hz αντίστοιχα. Όμοια συμβαίνει και για την κύρια συχνότητα διέλευσης των σφαιριδίων στον εξωτερικό δακτύλιο (BPFO) και τις τρεις πρώτες αρμονικές της που παίρνουν τιμές ίσες με 46.72 Hz, 93.44 Hz, 140.16 Hz και 186.88 Hz αντιστοίχως.

Ο πίνακας 4-4 είναι ένας συγκριτικός πίνακας των διαφορών των ιδανικών χαρακτηριστικών συχνοτήτων με τις τιμές που υπολογίστηκαν πειραματικά μέσω των παραπάνω διαγραμμάτων. Διαπιστώνεται πως οι τιμές αυτές αποκλίνουν με μικρό ποσοστό.

Πίνακας 4-4: Συνοπτικός πίνακας διαφορών των ιδανικών χαρακτηριστικών συχνοτήτων με τις τιμές που υπολογίστηκαν πειραματικά για ταχύτητα εισόδου στο κιβώτιο ίση με 781.8 rpm

Είδος συχνότητας		Τιμή συχνότητας [Hz]					
		x1	x2	x3	x4	x5	x6
f_{rotor}	Ιδανική	13.03	26.06	39.09	52.12	65.15	78.18
	πειραματική	12.53	25.01	37.6	50.14	65.65	75.16
GMF	Ιδανική	208.48	416.96	625.44	833.92	1042.4	1250.88
	πειραματική	208.5	417	625.5	834	1043	1251
BPFI	Ιδανική	70.55	141.1	211.65	282.2	352.75	423.3
	πειραματική	70.88	141.8	212.7	283.6	354.5	425.3
BPFO	Ιδανική	46.72	93.44	140.16	186.88	233.6	280.32
	πειραματική	45.95	91.95	137.6	183.5	229.3	278.4

4.7 Χάρτες περιστροφικών ταχυτήτων

Μια πειραματική διάταξη, όπως αυτή που μελετήθηκε, περιέχει περιστρεφόμενους κινητήρες, σημαντικό κομμάτι της ανάλυσης είναι και η μελέτη των ταλαντώσεων καθώς η ταχύτητα αυξάνεται. Αυτό συμβαίνει γιατί οι ταλαντώσεις αυτές μπορεί να προκαλούνται σε συχνότητα όπου το σύστημα έχει συντονισμό, όπου προκαλούνται υψηλά επίπεδα ταλάντωσης που συχνά είναι καταστροφικά [32]. Για αυτόν τον τύπο της ανάλυσης πραγματοποιήθηκαν μετρήσεις όπου ο κινητήρας B λειτουργούσε με σταθερή ταχύτητα περιστροφής και με φορά αντίθετη από αυτή του κινητήρα A. Η τιμή της ταχύτητας του συστήματος αυξανόταν σταδιακά από 120 rpm έως 1200 rpm περίπου. Σε συστήματα που περιέχουν ηλεκτρικούς κινητήρες, είναι συχνά δύσκολο να αυξηθεί η ταχύτητα ομαλά. Για τον λόγο επιλέχτηκαν τυχαία κάποιες τιμές από το παραπάνω εύρος. Οι τιμές αυτές για τις οποίες έγιναν οι μετρήσεις για την ταλάντωση του συστήματος παρουσιάζονται στον πίνακα 4-5.

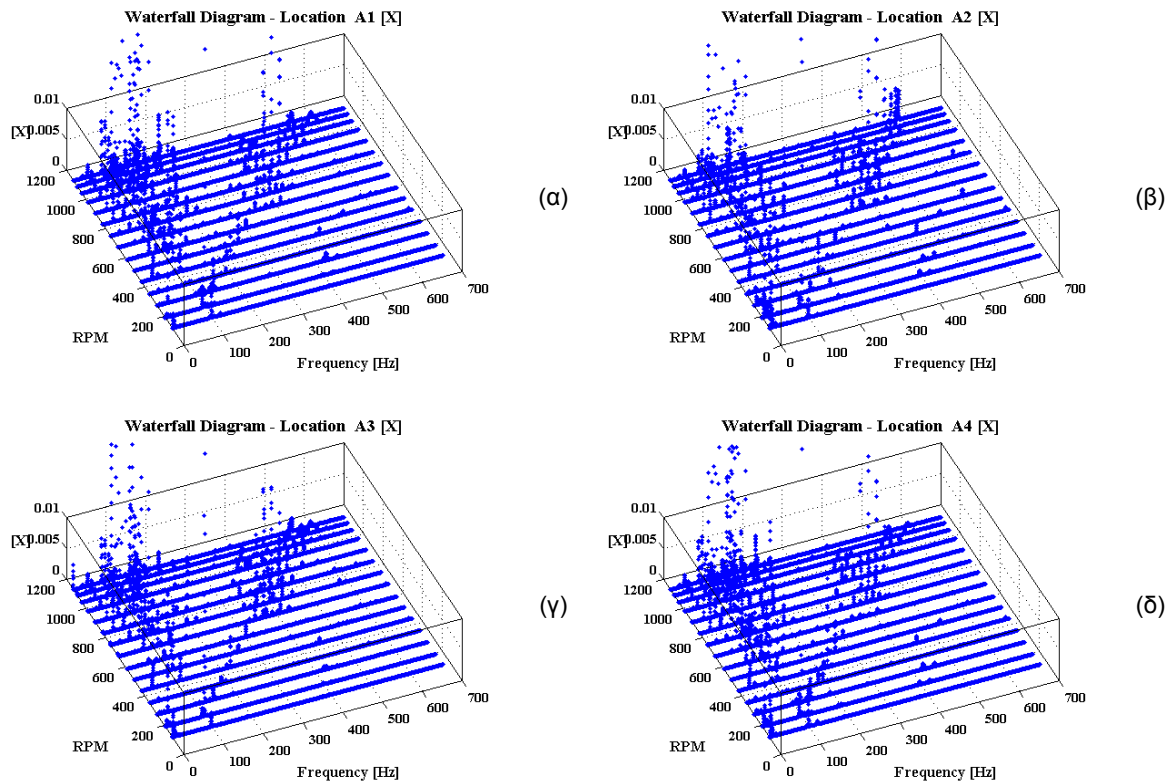
Πίνακας 4-5: Τιμές της περιστροφικής ταχύτητας [rpm] για τις οποίες έγιναν μετρήσεις ταλαντωτικών φαινομένων

Αριθμός μέτρησης	Τιμή της ταχύτητας [rpm]	Αριθμός μέτρησης	Τιμή της ταχύτητας [rpm]
1 ^η	122	9 ^η	752
2 ^η	193	10 ^η	830
3 ^η	276	11 ^η	907
4 ^η	355	12 ^η	982
5 ^η	438	13 ^η	1043
6 ^η	514	14 ^η	1090
7 ^η	588	15 ^η	1126
8 ^η	674		

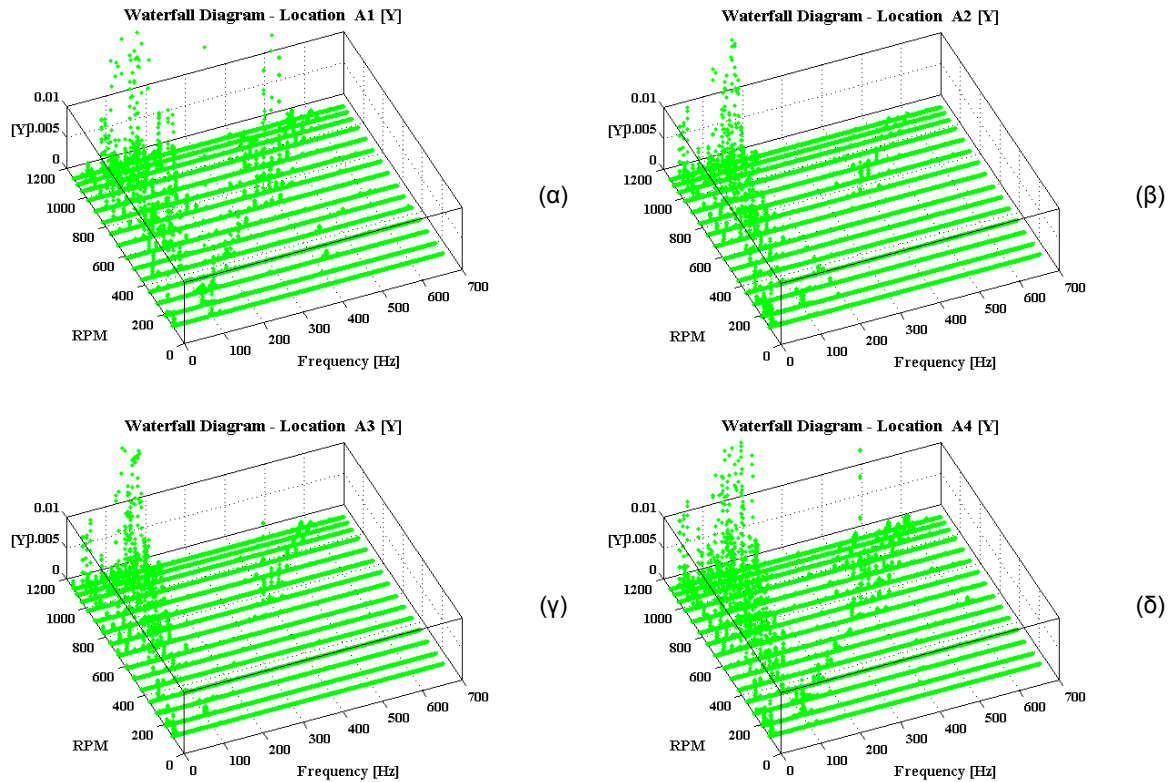
4.7.1 Διαγράμματα καταρράκτη

Ο πιο συνηθισμένος τρόπος απεικόνισης ενός χάρτη ταχύτητας είναι τα διαγράμματα καταρράκτη (Waterfall plots). Τα διαγράμματα καταρράκτη που απεικονίζουν τη μεταβολή της συχνότητας στον άξονα x, το πλάτος της ταλάντωσης στον άξονα y και την ταχύτητα περιστροφής στον άξονα z. Σε διαγράμματα αυτής της μορφής εμφανίζονται τα φασματικά περιεχόμενα, ανάλογα με την τάξη της ταχύτητας περιστροφής. Έτσι, μπορούν να παρατηρηθούν ποιες κορυφές είναι υψηλότερες, τα σημεία, δηλαδή, που παρατηρείται μέγιστη ταχύτητα περιστροφής, αλλά και αν αυτές προκαλούνται από συντονισμό ή απλά από φαινόμενα που εξαρτούνται από τη περιστροφική ταχύτητα [32].

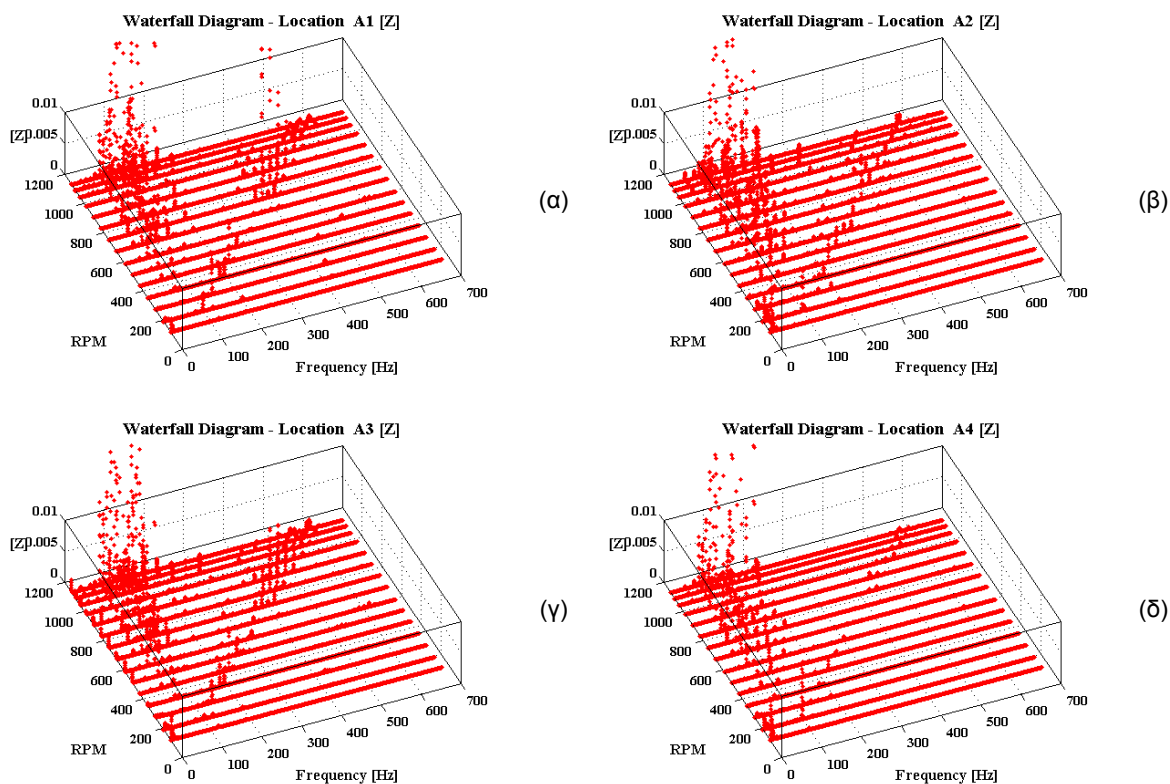
Το σχήμα 4-15 εμφανίζει το διάγραμμα καταρράκτη για τις ταλαντώσεις που προκληθήκαν κατά τη διάρκεια της ανάλυσης στον άξονα των x. Στα σχήματα 4-16 και 4-17 παρουσιάζονται τα αντίστοιχα διαγράμματα για τις ταλαντώσεις στους άξονες y και z. Εξετάζοντας τα παρακάτω διαγράμματα παρατηρείται ότι καθώς αυξάνεται η ταχύτητα δημιουργούνται δύο κρίσιμες ζώνες λειτουργίας. Οι ζώνες αυτές αναπτύσσονται πάνω σε δύο ευθείες γραμμές που ξεκινούν από την αρχή των τριών αξόνων με διαφορετική κλίση. Πάνω στις κρίσιμες ζώνες και καθώς η ταχύτητα περιστροφής στο σύστημα αυξάνεται παρατηρούνται εντονότερες ταλαντώσεις. Για παράδειγμα, καθώς η ταχύτητα περιστροφής του συστήματος είχε τιμή ίση με 355 rpm παρατηρείται έντονη ταλάντωση στις συχνότητες 22.72 Hz και 182.1 Hz, ενώ για ταχύτητα 1043 rpm στις συχνότητες 67.51 Hz και 534.2 Hz, όπως φαίνονται και στα παρακάτω σχήματα. Πρέπει να δίνεται ιδιαίτερη σημασία σε αυτές τις κρίσιμες ζώνες, αφού κατά μήκος αυτών παρατηρούνται αυξημένες ταλαντώσεις που μπορούν να αποβούν επιζήμιες για τη λειτουργία του συστήματος.



Σχήμα 4-15: Διαγράμματα καταρράκτη των τεσσάρων επιταχυνσιμέτρων για τον άξονα x



Σχήμα 4-16: Διαγράμματα καταρράκτη των τεσσάρων επιταχυνσιμέτρων για τον άξονα y

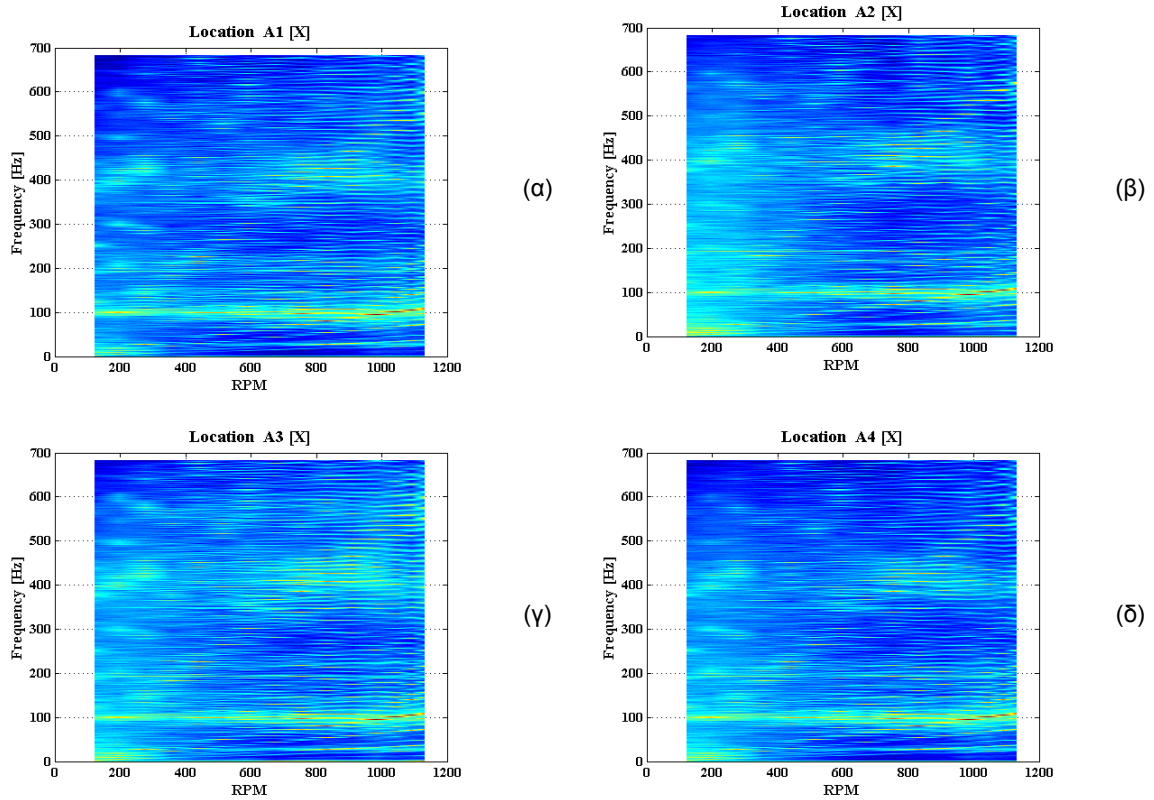


Σχήμα 4-17: Διαγράμματα καταρράκτη των τεσσάρων επιταχυνσιόμετρων για τον άξονα z

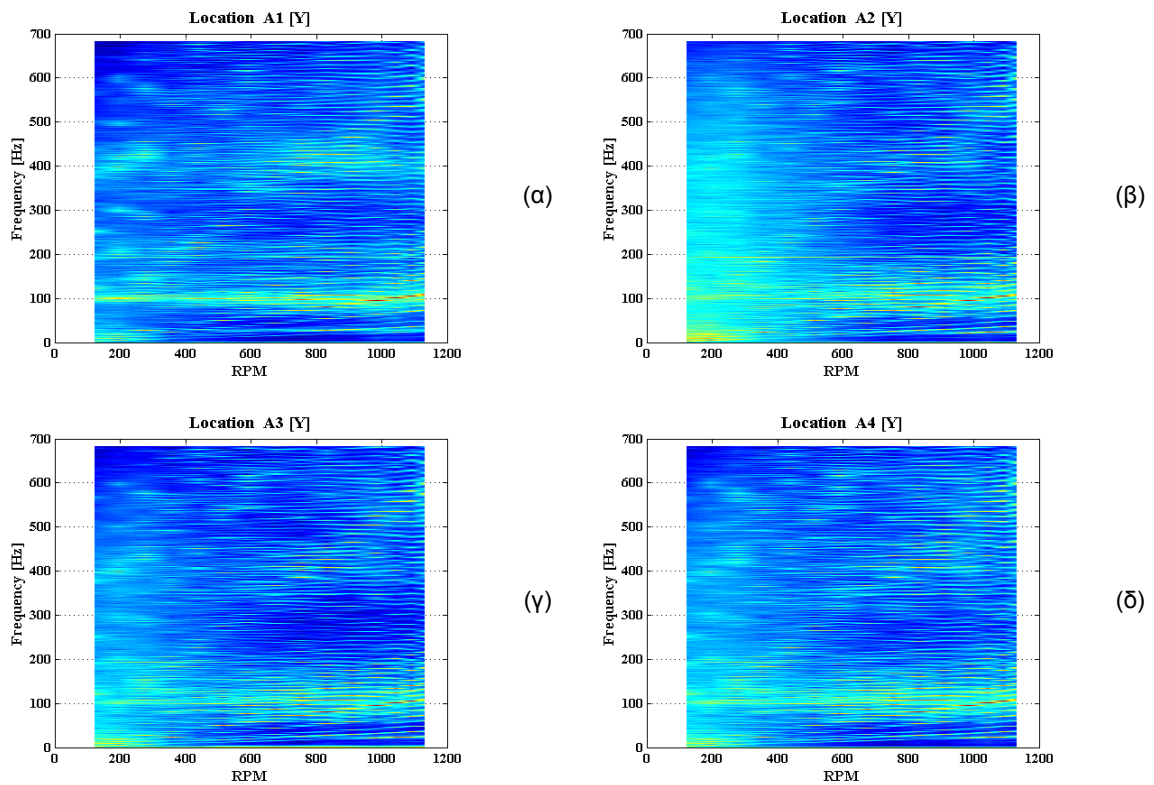
4.7.2 Χρωματικό διάγραμμα ταχύτητας

Το διάγραμμα καταρράκτη έχει το μειονέκτημα ότι μερικές φορές είναι δύσκολο να ξεχωρίσουν οι μικρότερες κορυφές. Ένας εναλλακτικός τρόπος παρουσίασης των αποτελεσμάτων είναι το χρωματικό διάγραμμα ταχύτητας. Με χρήση του χρωματικού διαγράμματος, κάθε κορυφή είναι ευκολότερο να ξεχωρίσει μεταξύ των άλλων κορυφών, ειδικά όταν η κρίσιμη ζώνη συναντά τη συχνότητα συντονισμού [32].

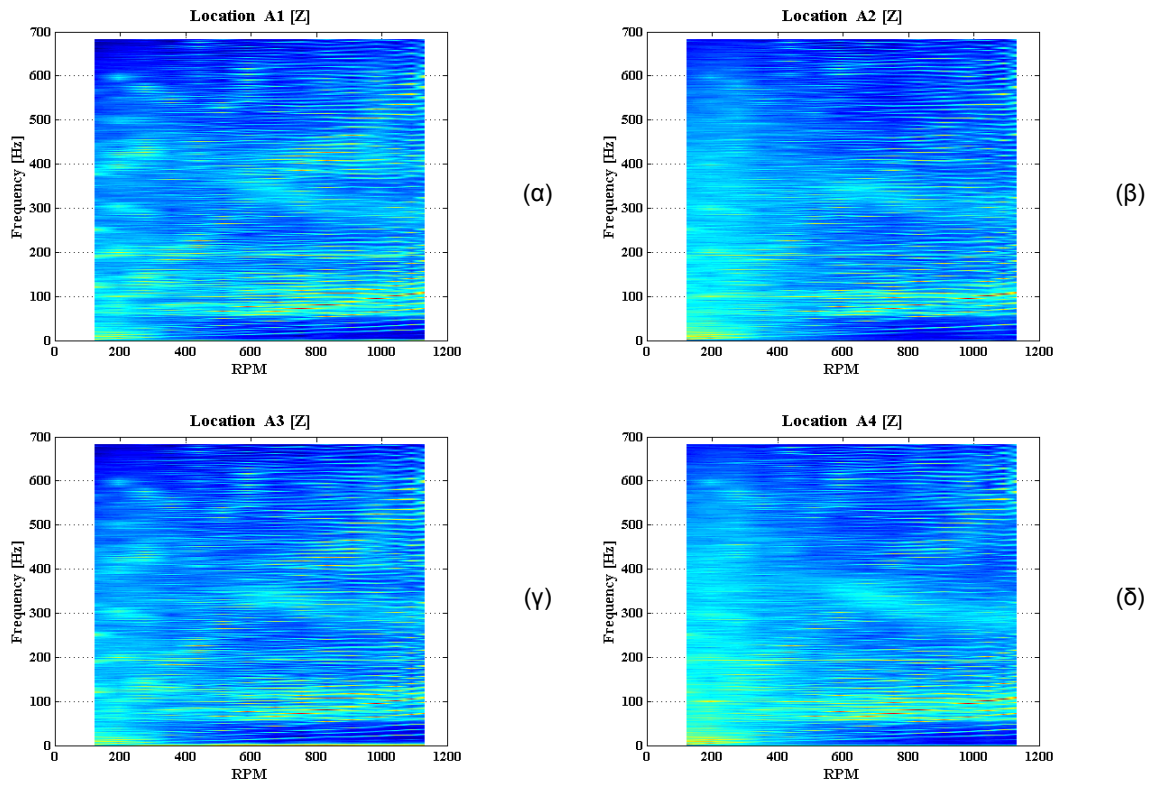
Τα παρακάτω σχήματα παρουσιάζουν χρωματικά διαγράμματα ταχύτητα, όπου στον οριζόντιο άξονα απεικονίζεται η περιστροφική ταχύτητα στο σύστημα σε rpm, ενώ στον κάθετο η συχνότητα σε Hz. Στο σχήμα 4-18 φαίνονται τα τέσσερα χρωματικά διαγράμματα των ταχυτήτων για τις ταλαντώσεις που προκαλούνται στον άξονα του x και καταγράφονται από τα επιταχυνσιόμετρα. Τέλος στα σχήματα 4-19 και 4-20 εμφανίζονται τα ίδια διαγράμματα για ταλαντώσεις που προκαλούνται στον άξονα των y και z αντίστοιχα. Όσο πιο ανοιχτό είναι το χρώμα του διαγράμματος τόσο πιο υψηλή είναι η κορυφή, άρα και η ταλάντωση. Μελετώντας τις απεικονίσεις αυτές παρατηρούνται οι δύο κρίσιμες ζώνες, όπως ακριβώς συνέβη και στην περίπτωση των διαγραμμάτων καταρράκτη. Βέβαια, το σημαντικότερο στοιχείο στα σχήματα αυτά δεν είναι ο καθορισμός των κρίσιμων ζωνών. Στα χρωματικά διαγράμματα καταγράφονται οι φυσικές συχνότητες όπου προκαλούνται από δευτερογενείς ταλαντώσεις. Ειδικότερα, η πρώτη ανοιχτόχρωμη γραμμή παρατηρείται στην συχνότητα 26.88 Hz, η δεύτερη στην συχνότητα 99.58 Hz κ.ο.κ.



Σχήμα 4-18: Χρωματικά διαγράμματα ταχυτήτας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα x



Σχήμα 4-19: Χρωματικά διαγράμματα ταχυτήτας των τεσσάρων επιταχυνσιομέτρων για τον άξονα y



Σχήμα 4-20: Χρωματικά διαγράμματα ταχυτήτας των τεσσάρων επιταχυνσιόμετρων για τον άξονα z

Κεφάλαιο 5

5 Ανάλυση αποτελεσμάτων – Συμπεράσματα

5.1 Τελική σύνοψη

Στην παρούσα διπλωματική εργασία εξετάστηκαν κάποιες από τις μεθόδους διάγνωσης βλαβών σε συστήματα που περιέχουν κινητήρες και κιβώτια ταχυτήτων. Πιο συγκεκριμένα, έγινε προσπάθεια εντοπισμού των χαρακτηριστικών συχνοτήτων των εξαρτημάτων της πειραματικής διάταξης που είναι πιο επιρρεπή σε βλάβες. Προκειμένου να επιτευχθεί κάτι τέτοιο, πραγματοποιήθηκαν τέσσερις σειρές πειραμάτων με απώτερο σκοπό τον εντοπισμό των χαρακτηριστικών συχνοτήτων με όσο το δυνατό καλύτερο και αξιόπιστο τρόπο. Η πρώτη σειρά πειραμάτων αφορούσε την λειτουργία ενός μόνο κινητήρα του συστήματος με μικρή περιστροφική ταχύτητα, ενώ το δεύτερο πείραμα με υψηλή περιστροφική ταχύτητα. Το τρίτο σε σειρά πείραμα απαιτούσε την ταυτόχρονη λειτουργία των δύο κινητήρων της πειραματικής διάταξης, αντίστροφα μεταξύ τους για χαμηλές ταχύτητες περιστροφής. Την ίδια λογική είχε και το τέταρτο πείραμα με διαφορά ότι η συνολική ταχύτητα περιστροφής τους είχε υψηλή τιμή.

Κατά την καταγραφή των παραγόμενων ταλαντωτικών σημάτων στη διάρκεια των πειραμάτων διαπιστώθηκε πως τα σήματα αυτά περιείχαν ένα αρκετά μεγάλο ποσοστό θορύβου σε συνδυασμό με την πληροφορία της ταλάντωσης. Γι' αυτό εφαρμόστηκαν τεχνικές αποθρομβοποίησης του σήματος μέσω χρήσης κατάλληλων φίλτρων. Το πρώτο φίλτρο αποθρομβοποίησης που δοκιμάστηκε ήταν ένα φίλτρο που κάνει χρήση των κυματιδίων, ενώ το δεύτερο είναι το φίλτρο Savitzky – Golay. Τα κυματίδια κρίθηκαν ακατάλληλα για το είδος των σημάτων που παρήχθησαν. Ο θόρυβος που περιείχαν τα σήματα μειώθηκε δραστικά. Παράλληλα, βέβαια, χάθηκαν και αρκετές χρήσιμες πληροφορίες της ταλάντωσης. Αντίθετα, το φίλτρο Savitzky – Golay λειτούργησε αρκετά αποτελεσματικά. Οι βασικές ιδιότητες της ταλάντωσης διατηρήθηκαν, ενώ ταυτόχρονα μειώθηκε αρκετά αποτελεσματικά ο θόρυβος. Αυτός ήταν και ο κύριος λόγος χρήσης του συγκεκριμένου φίλτρου.

Αφού επιλέχτηκε με επιτυχία το φίλτρο με το οποίο θα πετύχαινε η μείωση του ποσοστού του θορύβου στο σήμα, η διαδικασία προχώρησε στην ανάλυση των παραπάνω σημάτων. Για αυτή επιλέχτηκε το υπολογιστικό πρόγραμμα Matlab, το οποίο δίνει την δυνατότητα ανάλυσης σήματος στο πεδίο της συχνότητας. Τα αποτελέσματα του πειράματος προσεγγίζουν σε μεγάλο βαθμό τις ιδανικές τιμές των χαρακτηριστικών συχνοτήτων που υπολογίστηκαν με τη χρήση του λογισμικού. Οι τιμές που υπολογίστηκαν μέσω των μαθηματικών τύπων και αυτών που πραγματικά διαγνώστηκαν μέσω των διαγραμμάτων δεν ταυτίζονται πλήρως, αλλά αποκλίνουν ελάχιστα μεταξύ τους. Κάτι τέτοιο κρίνεται φυσιολογικό, μιας και σε ένα πραγματικό πείραμα υπάρχουν περιπτώσεις που όλα τα εξαρτήματα δεν λειτουργούν με τον ιδανικό τρόπο. Για παράδειγμα, τα γρανάζια κατασκευάστηκαν σε συγκεκριμένο μηχανουργείο με συγκεκριμένες ανοχές. Οπότε, ένα τόσο σύνθετο εξάρτημα όπως είναι και αυτό υπάρχει περίπτωση να περιέχει ατέλειες. Μια μικρή ατέλεια στον σχεδιασμό του γραναζιού μπορεί να προκαλέσει δυσλειτουργία με αποτέλεσμα την απόκλιση από την ιδανική περίπτωση.

Σημαντικό κομμάτι της διάγνωσης των βλαβών ήταν η εκτέλεση ενός ακόμα πειράματος. Σε διατάξεις, όπως αυτή που μελετήθηκε, που περιέχουν ηλεκτρικούς κινητήρες αποτελεί βασικό στοιχείο ο εντοπισμός των κρίσιμων ζωνών λειτουργίας του

συστήματος. Κατά την ανάλυση των χαρτών ταχύτητας, είτε δηλαδή των διαγραμμάτων καταρράκτη, είτε τα χρωματικά διαγράμματα ταχύτητας, παρατηρήθηκαν δύο κρίσιμες ζώνες. Οι ζώνες περιέχουν υψηλά πλάτη ταλάντωσης για συγκεκριμένες τιμές της ταχύτητας. Όσο η περιστροφική ταχύτητα, το εύρος των τιμών της συχνότητας που παρατηρήθηκε αυξημένο το πλάτος της ταλάντωσης μεγάλωνε. Τα γρανάζια συγκρούονταν μεταξύ τους με μεγάλη δριμύτητα και για αυτόν τον λόγο τα πλάτη των ταλαντώσεων ήταν αυξημένα. Οι κρίσιμες χαρακτηριστικές συχνότητες επιβεβαιώθηκαν και με αυτόν τον τρόπο, δηλαδή μέσω των τρισδιάστατων διαγραμμάτων απεικόνισης.

Λαμβάνοντας υπόψη όλα τα αποτελέσματα και τα συμπεράσματα που προέκυψαν κατά την εκτέλεση των πειραμάτων γίνεται αντιληπτό ότι η διάγνωση βλαβών σε τέτοιου είδους συστήματα είναι υψηλούς σημασίας. Με τη χρήση αυτής της τεχνικής μπορεί πιο εύκολα να διασφαλιστεί η ομαλή λειτουργία των μηχανημάτων και ο έγκαιρος εντοπισμός των βλαβών. Συνεπώς, η διάρκεια ζωής του μηχανολογικού εξοπλισμού παρατείνεται και μειώνονται οι οικονομικές απώλειες γύρω από θέματα συντήρησης και συχνής αντικατάστασης των εξαρτημάτων.

5.2 Προτάσεις για μελλοντική μελέτη

Στόχος της διπλωματικής εργασίας ήταν η διεξαγωγή της πειραματικής μελέτης των ταλαντωτικών φαινομένων και η διαδικασία εύρεσης πιθανών σφαλμάτων και δυσλειτουργιών που μπορεί να προκύψουν σε συστήματα με περιστρεφόμενους κινητήρες. Στα πλαίσια αυτά, η έρευνα που πραγματοποιήθηκε ανέλυσε και παρουσίασε αποτελέσματα από πειράματα που έγιναν σε δεδομένο σύστημα, κάτω από συγκεκριμένες περιπτώσεις λειτουργίας των κινητήρων τόσο σε χαμηλές όσο και σε υψηλές στροφές, με ύπαρξη φορτίου ή χωρίς.

Καθίσταται σαφές ότι στη συγκεκριμένη μελέτη υπάρχουν πολλά περιθώρια περαιτέρω εξέλιξης και εμπλουτισμού. Ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα είναι η διαδικασία εφαρμογής σφαλμάτων πάνω στο ίδιο πείραμα από τον χρήστη, ώστε να γίνει μέσω του εργαλείου που αναπτύχθηκε ο προσδιορισμός και η τυποποίηση των ομάδων σφαλμάτων που μπορεί να προκύψουν σε τέτοιου είδους συστήματα. Έτσι, μελλοντικά θα μπορεί να γίνει πειραματική δοκιμή βλαβών, όπως η αζυγοσταθμία και η κακή ευθυγράμμιση των αξόνων των δρομέων και η περίπτωση του σπασμένου δοντιού γραναζιού του κιβωτίου. Συνοψίζοντας, η υπολογιστή πλατφόρμα που δημιουργήθηκε αποτελεί βάση για μελλοντική έρευνα γύρω από παρεμφερή επιστημονικά ζητήματα.

Βιβλιογραφία

- [1] R. Dibble, «Trends in the maintenance of IT systems,» *Information Age*, τόμ. 6, αρ. 1, pp. 39-34, January 1984.
- [2] Μ. Παρασκευάς, «Σήματα και Συστήματα Συνεχούς Χρόνου,» Πάτρα, Σεπτέμβριος 2013.
- [3] R. Cohen, «Signal Denoising Using Wavelets,» Department of Electrical Engineering, Technion Israel Institute of Technology, February 2012.
- [4] A. Savitzky και M. Golay, «Smoothing and Differentiation of Data by Simplified Least Squares Procedures,» *Analytical Chemistry*, τόμ. 36, pp. 1627-1639, 1964.
- [5] C. Ruffin και R. L. King, «The analysis of hyperspectral data using Savitzky-Golay filtering - Theoretical Basis (Part 1),» Mississippi State University, U.S.A, 2003.
- [6] P. Stevens, D. Hall και E. Smith, «A Multidisciplinary Research Approach To Rotocraft Health And Usage Monitoring,» *American Helicopter Society 5second Annual Forum*, pp. 1732-1751, 1996.
- [7] A. Meisingseth, «Demodulation Techniques in Gearbox Diagnostics,» Uppsala Universitet, Uppsala, Ιούλιος 2012.
- [8] H. R. Martin, «Detection of gear damage by statistical vibration analysis,» *Proceeding of the Institute of Mechanical Engineers*, Τόμ. %1 από %2Part-C, pp. 395-401, 1992.
- [9] A. Barbar, *Handbook of Noise and Vibration Control*, UK: Elsevier Science Publisher Ltd., 1992.
- [10] Mitchell, L. et al., «Review of Vibration Analysis Methods for Gearbox Diagnostics and Prognostics,» *Proc. 54th Meeting of the Society of Machinery Failure Prevention Technology*, pp. 623-634, 1-4 May 2000.
- [11] R. B. Randall, «A New Method of Modelling Gear Faults,» *ASME Journal of Mechanical Design*, τόμ. 102, pp. 259-267, 1982.
- [12] B. D. Forrester, «Advanced Vibration Analysis Techniques for Fault Detection and Diagnosis in Geared Transmission Systems,» Swinburne University of Technology, Melbourne, 1996.
- [13] P. Stoica και R. Moses, *Introduction to spectral analysis*, Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall, 1997.
- [14] S. Mallat, «A Wavelet Tour of Signal Processing,» *Academic Press*, 1998.
- [15] F. J. Harris, «On the use of windows for harmonic analysis with the discrete fourier

transform».

- [16] LDS Group, «Understanding FFT Windows,» 2003.
- [17] P. Welch, «The Use of Fast Fourier transform for the Estimation of Power Spectra: A Method Bases on Time Averaging Over Short, Modified Periodograms,» *IEE Trans. Audio & Electroacoust*, pp. 70-73, 15 Αύγουστος 1967.
- [18] M. Hayes, «Statistical digital signal processing and modeling,» John Wiley & Sons, New York, 1996.
- [19] Ν. Παπανδρέου, «Στοχαστικά Σήματα και Εφαρμογές,» Πανεπιστήμιο Πάτρας - Τμήμα Μηχανικών Ηλεκτρονικών Υπολογιστών & Πληροφορικής, Πάτρα.
- [20] WEG Motors, «W22 Three-Phase Electric Motor Technical Catalogue European Market,» 2012. [Ηλεκτρονικό]. Available: <http://ecatalog.weg.net>.
- [21] Elettronica Santerno, «Industrial Automation,» 2013. [Ηλεκτρονικό]. Available: <http://www.santerno.com>.
- [22] Elettronica Santerno, Inverters Sinus N - User Manual, Casalfiumanese (Bo) Italia, 2005.
- [23] A. Aherwar και S. Khalid, «Vibration analysis techniques for gearbox diagnostic: a review,» *International Journal of Advanced Engineering Technology*, τόμ. III, αρ. II, Απρίλιος - Ιούνιος 2012.
- [24] R. B. Randall, Vibration-based Condition Monitoring - Industrial, Aerospace and Automotive Applications, John Wiley & Sons, Ltd, 2011.
- [25] PRÜFTECHNIK, «PRÜFTECHNIK Condition Monitoring - Machinery Fault Diagnosis,» Ludeca, 2011.
- [26] A. Sanderson, «The vibration behaviour of a large steam turbine generator during crack propagation through the generator rotor,» σε *IMEchE International Conference on Vibrations in Rotating Machinery*, Bath, UK, 1992, pp. 263-273.
- [27] R. Baumgartner και H. Ziebarth, «Vibration monitoring criteria for early discernment of turbine rotor cracks,» σε *Proceedings of the EPRI 1982 Conference and Workshop (25-27 August)*, Hartford, CT, USA, 1982, pp. 3.1-3.18.
- [28] Brüel & Kjær, «Machine-condition monitoring using vibration analysis – permanent monitoring of an Austrian paper mill,» Denmark, 1988.
- [29] J. G. Grinn, «Vibration frequencues generated by paper machine differential gearbox drives,» *Tappi Journal*, Αύγουστος 1995.
- [30] J. H. Maxwell, «Induction motor magnetic vibration,» *Proceedings of the Vibration Institute Meeting*, Houston, USA, 19 - 21 April 1983.

- [31] R. W. Schafer, «What Is a Savitzky - Golay Filter?,» *IEEE Signal Processing Magazine*, pp. 111-117, July 2011.
- [32] A. Brandt, *Noise and Vibration Analysis - Signal analysis and experimental procedures*, Chichester, UK.: John Wiley & Sons, Ltd, 2011.