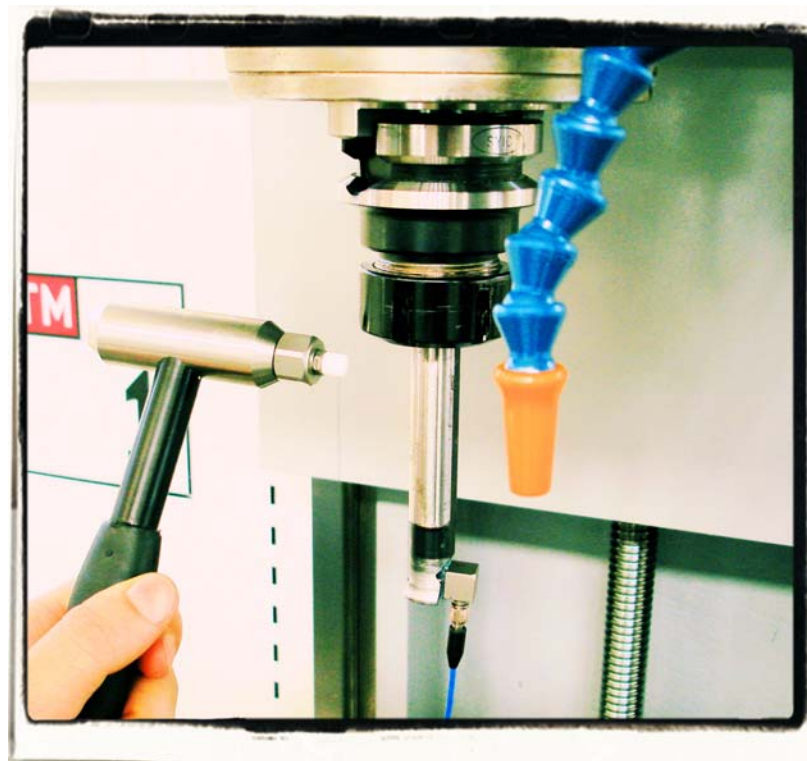




ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
Σχολή ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
Τομέας Τεχνολογίας των Κατεργασιών

Διπλωματική εργασία: Πειραματικός προσδιορισμός της
συνάρτησης απόκρισης συχνότητας σε κέντρο
κατεργασιών CNC



Φοιτητής: Καραμπολάι Σοκόλ
Επιβλέπων καθηγητής: Βοσνιάκος Γεώργιος

ΑΘΗΝΑ 2010

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή μου κ. Γ. Βοσνιάκο που με εμπιστεύτηκε με την ανάθεση αυτής της εργασίας και για την πολύτιμη στήριξή του όποτε χρειάστηκε παρά τις δυσκολίες και τα λάθη μου προέκυψαν κατά τη διάρκεια της διεκπεραίωσης.

Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω τους υπεύθυνους του Τομέα Τεχνολογίας των Κατεργασιών για την πολύτιμη βοήθειά τους όταν ζητούσα τη γνώμη τους για τα διάφορα προβλήματα που είχα να αντιμετωπίσω κατά τη διάρκεια αυτής της εργασίας καθώς και τη συνεισφορά του εργαστηρίου Δυναμικής των Κατασκευών και του κ. Ι. Αντωνιάδη που μεσολάβησε για τη χρήση των επιταχυνσιόμετρων, διευκολύνοντας έτσι σημαντικά τη διεξαγωγή μετρήσεων.

Τέλος, ευχαριστώ την οικογένειά μου και τους φίλους μου που μου παρείχαν την απαραίτητη στήριξη για να προχωρήσω μέχρι εδώ.

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

Πρόλογος.....	4
Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή	5
1.1 Οι αιτίες και οι επιπτώσεις των δονήσεων στις εργαλειομηχανές.....	6
1.2 Έλεγχος και εξασθένηση των ταλαντώσεων στις εργαλειομηχανές	8
1.3 Δυναμική ανάλυση μηχανολογικών κατασκευών	11
1.3.1 Μαθηματικό μοντέλο (Βήμα 1)	12
1.3.2 Εξισώσεις κίνησης του μαθηματικού μοντέλου (Βήμα 2).....	14
1.3.3 Απόκριση και αξιολόγηση της κατασκευής (Βήμα 3).....	14
1.4 Εισαγωγή στις πειραματικές μετρήσεις δυναμικής ανάλυσης κατασκευών	15
1.4.1 Εφαρμογές πειραματικών μετρήσεων δυναμικής ανάλυσης.....	16
Κεφάλαιο 2. Βασικές αρχές ελεύθερης και εξαναγκασμένης ταλάντωσης.....	22
2.1 Συνάρτηση Μεταφοράς (FRF = Frequency Response Function)	25
2.2. Αναλυτική δυναμική ανάλυση πολυβάθμιου δυναμικού συστήματος (MDOF) ...	27
2.3. Αυτοδιεγερόμενες ταλαντώσεις εργαλειομηχανών (Chattering).....	32
2.3.1. Μηχανισμός αυτοδιεγερόμενης ταλάντωσης κατά την κοπή.....	33
2.3.2. Η συνθήκη για το όριο σταθερότητας της αυτοδιεγερόμενης ταλάντωσης ..	36
Κεφάλαιο 3. Πειραματική δυναμική ανάλυση	40
3.1. Είδη μηχανισμού διεγέρσεων και μέτρησης απόκρισης.....	42
3.1.1. Κρουστικό σφυρί (impact hammer).....	42
3.1.2 Επιταχυνσιόμετρα	44
Κεφάλαιο 4. Ανάλυση δυναμικών σημάτων	47
4.1 Επεξεργασία σήματος	49
4.2 Περιορισμοί του Μετασχηματισμού Fourier	50
4.2.1 Εμφάνιση “Ψευδοσυχνοτήτων”	50
4.2.2 Διαρροή (Leakage).....	51
4.2.3 Ευκρίνεια	53
Κεφάλαιο 5. Εξοπλισμός πειραματικής διάταξης.....	54
5.1 Hardware.....	54
5.1.1 Κρουστικό σφυρί	54
5.1.2 Επιταχυνσιόμετρο	55
5.1.3 Αναλυτής σήματος (κάρτα Η/Υ λήψης δεδομένων).....	57

5.2. Λογισμικό πρόγραμμα επεξεργασίας σήματος (LabVIEW).....	58
5.3. Επεξεργασία σήματος με εικονικούς αναλυτές	62
Κεφάλαιο 6. Πειραματικές μετρήσεις και παρατηρήσεις	68
6.1. Μετρήσεις FRF στο άκρο του κοπτικού εργαλείου.....	69
6.1.1. Επίδραση του είδους του κοπτικού εργαλείου	69
6.1.2. Επίδραση του μήκους συγκράτησης.....	72
6.1.3. Επίδραση της σύσφιξης συγκράτησης.....	75
6.1.4. Επίδραση της κατακόρυφης θέσης της κύριας ατράκτου.....	77
6.2. Μετρήσεις FRF στο άκρο της κύριας ατράκτου.....	79
6.3. Μετρήσεις FRF στο τραπέζι συγκράτησης τεμαχίων.....	80
6.4. Αξιολόγηση των αποτελεσμάτων	81
6.4.1. Επίδραση του είδους του κοπτικού εργαλείου	81
6.4.2. Επίδραση του μήκους συγκράτησης.....	82
6.4.3. Επίδραση της σύσφιξης συγκράτησης.....	82
6.4.4. Επίδραση της κατακόρυφης θέσης της κύριας ατράκτου	83
6.4.5. Μετρήσεις στο άκρο της κύριας ατράκτου.....	83
6.4.6. Μετρήσεις στο τραπέζι συγκράτησης τεμαχίων.....	84
6.5. Χρήση των FRF	84
Κεφάλαιο 7. Συμπεράσματα.....	87
Βιβλιογραφία	89
Παράρτημα - Προδιαγραφές HAAS TM-1.....	91

Πρόλογος

Σε πολλές βιομηχανίες η χρήση αυτοματοποιημένων εργαλειομηχανών γίνεται πλέον διαδεδομένη. Οι νέες τεχνολογικές εξελίξεις βρίσκουν εφαρμογή σε όλο και περισσότερους κλάδους επιστημών. Όλα αυτά με την κατάλληλη εμπειρία και τη τεχνογνωσία αποτελούν απαραίτητα εφόδια για έναν μηχανικό για να μελετήσει αλλά και να παρακολουθεί την παραγωγικότητα με αποτελεσματικό τρόπο.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία κύριο στόχο αποτελεί, πρώτο, η μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς των εργαλειομηχανών, με απώτερο σκοπό τη διευκόλυνση της ροής εργασίας, και, δεύτερο, η ανασκόπηση των φαινομένων ταλάντωσης που παρατηρούνται αρκετά συχνά στις κατεργασίες. Η εργασία επικεντρώνεται στον πειραματικό προσδιορισμό της συνάρτησης μεταφοράς στο άκρο του κοπτικού εργαλείου σε ένα κέντρο κατεργασιών CNC, για διάφορα κοπτικά εργαλεία, για τα άκρα της διαδρομής του άξονα Z και για διαφορετικές συνθήκες συγκράτησης εργαλείου στον εργαλειοδέτη. Επιπλέον, μετρήσεις έγιναν και για τη μελέτη απόκρισης του τραπεζιού συγκράτησης του τεμαχίου.

Η προσέγγιση που ακολουθήθηκε ήταν αυτή της κρουστικής διέγερσης. Έγινε καταρχήν βιβλιογραφική ανασκόπηση της μελέτης συμπεριφοράς των μηχανολογικών κατασκευών και παρουσίαση αντίστοιχων μετρήσεων με κρουστικό σφυρί.

Με τη βοήθεια ενός κρουστικού σφυριού με ενσωματωμένο αισθητήρα δύναμης διεγέρθηκε η εργαλειομηχανή σε συγκεκριμένα επιλεγμένα σημεία και μετρήθηκε η απόκριση στα επιθυμητά σημεία και στις επιθυμητές διευθύνσεις μέσω κατάλληλων επιταχυνσιόμετρων. Στη συνέχεια με τη βοήθεια κατάλληλα προγραμματισμένης εφαρμογής σε λογισμικό πακέτο έγινε επεξεργασία των μετρήσεων για να ληφθούν οι τελικές μορφές μέτρου-φάσης και πραγματικού-φανταστικού μέρους της συνάρτησης απόκρισης. Σε αυτό το πλαίσιο, έγινε επίσης εκτενής παρουσίαση του πειραματικού μοντέλου επεξεργασίας σήματος με εικονικούς αναλυτές του προγράμματος LabView.

Με βάση τις γραφικές παραστάσεις της συνάρτησης απόκρισης συχνότητας πιθανολογείται η αναμενόμενη συμπεριφορά της εργαλειομηχανής κατά την κοπή και δίνονται κατευθύνσεις για την αξιοποίησή τους στην πράξη.

Αθήνα, Φεβρουάριος 2010

Καραμπολάι Σοκόλ

Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή

Οποιαδήποτε μηχανολογική κατασκευή απαρτίζεται από διάφορα μικρότερα μηχανικά μέρη, τα οποία συναρμολογούνται έτσι ώστε να σχηματίσουν ένα ενιαίο σύνολο, που αποτελεί το πλαίσιο, για παράδειγμα, μιας εργαλειομηχανής, ενός πλοίου, ενός αυτοκινήτου ή οποιουδήποτε άλλου μηχανήματος.

Πριν την έναρξη της Βιομηχανικής Επανάστασης, οι μηχανολογικές κατασκευές είχαν συνήθως μεγάλο όγκο και επίσης ήταν ιδιαίτερα βαριές. Αυτό οφείλονταν στην άγνοια της βελτιστοποίησης, αλλά και στην έλλειψη επιμέρους υποσυνόλων – εξαρτημάτων που θα μπορούσαν να χρησιμοποιούνται για την κατασκευή τους. Στις τότε μηχανολογικές κατασκευές, λόγω της μεγάλης τους μάζας, τα επίπεδα δονήσεων ήταν αρκετά χαμηλά, δηλαδή η *δυναμική απόκριση* των κατασκευών αυτών ήταν χαμηλή. Επιπλέον, οι τότε μέθοδοι παραγωγής, παρήγαγαν συνήθως κατασκευές με αρκετά έντονα χαρακτηριστικά απόσβεσης, η οποία περιορίζει περαιτέρω την απόκριση. Με το πέρασμα των χρόνων, όμως, και την έλευση της βιομηχανίας στη χρήση υλικών κατασκευής όπως χυτοσίδηρος, χάλυβας και αλουμίνιο, καθώς και με την εξελισσόμενη τεχνογνωσία στη μεταλλοτεχνία, αλλά και με τη μελέτη της δυναμικής φόρτισης των κατασκευών, η μάζα των νέων μηχανολογικών κατασκευών ελαττώθηκε σε σημαντικό βαθμό.

Όλες αυτές οι εξελίξεις συνέβαλαν στην αύξηση της παραγωγής εφόσον ο βαθμός απόδοσης των μηχανών αυξήθηκε. Από την άλλη πλευρά όμως, τα επίπεδα δονήσεων των κατασκευών αυξήθηκαν επίσης μιας και οι νέες μηχανολογικές κατασκευές ήταν ελαφριές και πολλά μηχανήματα λειτουργούσαν σε υψηλό αριθμό στροφών. Η διαδικασία της ελάττωσης της μάζας οδήγησε στην ανάπτυξη της βελτιστοποίησης, η οποία εφαρμόζεται και εξελίσσεται συνεχώς μέχρι και σήμερα. Οποιαδήποτε μηχανολογική κατασκευή σχεδιάζεται αφού πρώτα γίνει η αναγκαία ανάλυση των ταλαντώσεων και στη συνέχεια ελέγχεται αν οι δυναμικές επιδόσεις της βρίσκονται εντός αποδεκτών ορίων. Παρόλα αυτά, η ελάττωση της μάζας στις κατασκευές με οποιοδήποτε τρόπο, συνοδεύεται και από τις αντίστοιχες αρνητικές επιπτώσεις.

Οι δονήσεις που εμφανίζονται στις περισσότερες περιστρεφόμενες μηχανές αλλά και σε πολλές άλλες μηχανολογικές κατασκευές είναι ανεπιθύμητες όχι μόνο επειδή προκαλούν δυσάρεστες κινήσεις, θόρυβο και δυναμική καταπόνηση που μπορεί να οδηγήσει σε κόπωση και στη συνέχεια σε αστοχία, αλλά και επειδή οδηγούν σε απώλεια ενέργειας υπό μορφή ταλάντωσης και άρα σε μείωση του βαθμού απόδοσης. Συνεπώς, η ανάλυσή τους πραγματοποιείται ως αναπόσπαστο μέρος της σχεδίασης μιας μηχανολογικής κατασκευής, αφού μπορεί στη φάση σχεδίασης να προτείνονται τροποποιήσεις με απώτερο στόχο την ελάττωση ή κατά το δυνατόν στην εξάλειψή τους.

Είναι προτιμότερο και αρκετά πιο εύκολο να αναλυθεί και να τροποποιηθεί μια κατασκευή στη φάση σχεδίασης, παρά να τροποποιηθεί αφού έχει κατασκευαστεί με ελαττώματα σχεδίασης που προκαλούν ανεπιθύμητες δονήσεις.

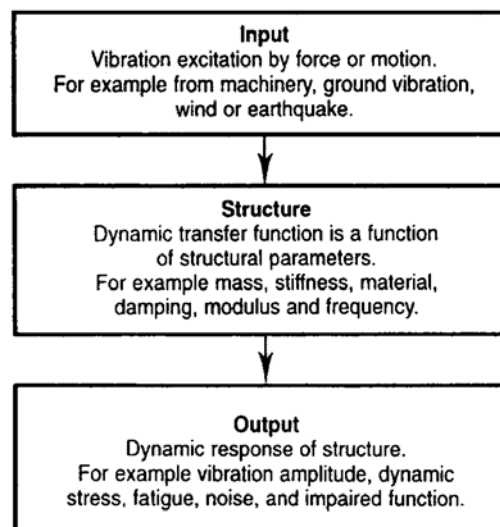
Στις υπάρχουσες κατασκευές η μείωση των κραδασμών μπορεί να γίνει με επανασχεδιασμό τους, με αλλαγή του τρόπου λειτουργίας και του περιβάλλοντος στο οποίο είναι εγκαταστημένες και τέλος με τεχνικές μελέτης κραδασμών όπως εφαρμόστηκαν στο στάδιο σχεδιασμού.

1.1 Οι αιτίες και οι επιπτώσεις των δονήσεων στις εργαλειομηχανές

Οι παράγοντες που επηρεάζουν το πλάτος και τη συχνότητα των ταλαντώσεων σε μια κατασκευή είναι η διέγερση και τα δυναμικά χαρακτηριστικά της [1]. Αλλάζοντας είτε τη διέγερση είτε τα δυναμικά χαρακτηριστικά της κατασκευής (απόσβεση, ενδοτικότητα-στιβαρότητα, μάζα), αλλάζουν και τα χαρακτηριστικά μεγέθη της προκύπτουσας ταλάντωσης.

Οι διεγέρσεις σε μια κατασκευή μπορεί να προέρχονται είτε από εξωτερικές πηγές όπως επίγειες σεισμικές δονήσεις ή ισχυροί άνεμοι, είτε από εσωτερικές πηγές, όπως μεταβαλλόμενες φορτίσεις που προκύπτουν από περιστροφή ή παλινδρόμηση κινούμενων μαζών της ίδιας της κατασκευής. Οι διεγείρουσες δυνάμεις μπορεί να μεταβάλλονται περιοδικά ή αρμονικά ή ακόμη και τυχαία.

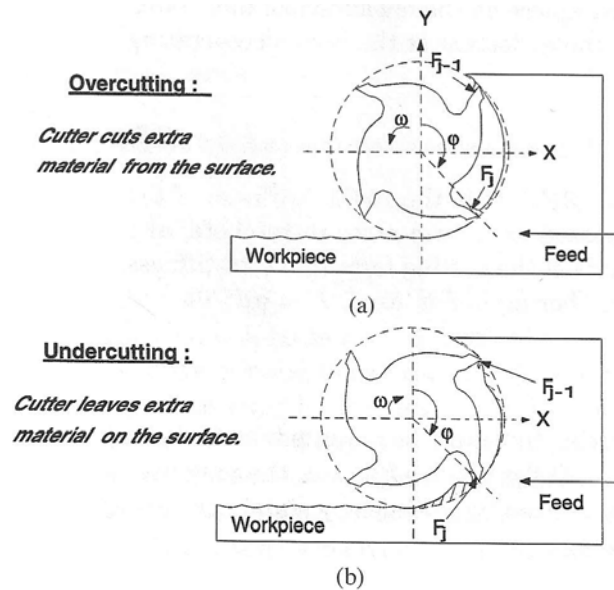
Από την άλλη, η απόκριση της κατασκευής στις παραπάνω διεγέρσεις εξαρτάται από τον τρόπο και τη θέση εφαρμογής της διεγείρουσας δύναμης αλλά και από δυναμικά χαρακτηριστικά όπως η φυσική συχνότητα και τα επίπεδα απόσβεσης που αυτή παρουσιάζει.



Σχήμα 1.1: Αιτίες και επιπτώσεις των κραδασμών στις κατασκευές.

Σε κάποιες μηχανές, όπως οι δονητικές κυλιόμενες ταινίες, οι δονήσεις έχουν κάποιο ευεργετικό ρόλο και για αυτό στις περιπτώσεις αυτές οι επιπλέον δονήσεις δεν προκαλούν ιδιαίτερα προβλήματα. Οι περιπτώσεις αυτές, όμως, είναι αρκετά ειδικές και γενικά στις περισσότερες μηχανές οι δονήσεις είναι ανεπιθύμητες γιατί προκαλούν δυναμικές φορτίσεις στη μηχανή και έτσι μπορεί να φθείρουν ή ακόμα και να καταστρέψουν τα εξαρτήματά της. Επίσης εξαρτήματα που έρχονται σε επαφή μεταξύ τους λόγω των δονήσεων προκαλούν συχνά ισχυρό θόρυβο, επηρεάζοντας έτσι τον ρόλο λειτουργίας τους αλλά και το περιβάλλον εργασίας.

Οι επιπτώσεις στις εργαλειομηχανές σχετίζονται κυρίως με το αποτέλεσμα της κατεργασίας [2]. Πολλές φορές όταν το πάχος αποβλήτου σε μια κατεργασία μεταβάλλεται, όπως λόγω χαλαρότητας συγκράτησης στο κοπτικό εργαλείο, ανεπαρκούς στιβαρότητας του τραπέζιου συγκράτησης του τεμαχίου, παρατηρούνται κυματώσεις στην επιφάνεια που δημιουργεί το κοπτικό εργαλείο. Τα χαρακτηριστικά σημάδια κυματώσεων είναι αποτελέσματα σε περιπτώσεις μεταβαλλόμενων δυνάμεων κοπής που έτσι φέρουν σε ταλάντωση το σύστημα κοπτικό εργαλείο – τραπέζι συγκράτησης. Το φαινόμενο αυτό γίνεται αντιληπτό και από τον χαρακτηριστικό θόρυβο που παρατηρείται στη διάρκεια της κατεργασίας. Επιπτώσεις παρατηρούνται και στο ίδιο το κοπτικό εργαλείο. Το κοπτικό εργαλείο λόγω των ισχυρών μεταβαλλόμενων κοπτικών δυνάμεων και της ταλάντωσης του, καταπονείται και μειώνεται έτσι η διάρκεια ζωής.



Εικόνα 1.2: a) υπερκοπές και b) υποκοπές στο φρεζάρισμα.

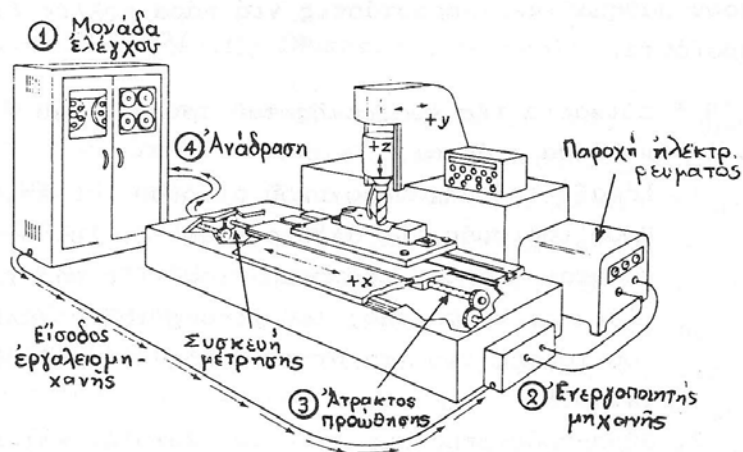
Στην εικόνα 1.2 παρουσιάζεται ένα σοβαρό πρόβλημα που συναντάται στο φρεζάρισμα το οποίο προκαλείται είτε από ταλαντώσεις του κοπτικού εργαλείου, είτε από ταλαντώσεις του τραπέζιου. Στην εικόνα 1.2(a) απεικονίζεται η περίπτωση της υπερκοπής. Στην περίπτωση αυτή η φορά περιστροφής των δοντιών του κοπτικού

εργαλείου καθώς και η πρόωση συμβάλλουν στην κοπή περισσότερου υλικού αν υπάρχουν ταλαντώσεις στον άξονα xz' . Αντίστοιχα στην δεύτερη εικόνα απεικονίζεται η υποκοπή, όπου η πρόωση και η φορά περιστροφής του κοπτικού εργαλείου συμβάλλουν στη δημιουργία μεταβαλλόμενου πάχους αποβλήτου από ταλαντώσεις στον άξονα yy' αφαιρώντας έτσι υλικό σε μεμονωμένα μόνο σημεία της επιθυμητής τροχιάς.

1.2 Έλεγχος και εξασθένηση των ταλαντώσεων στις εργαλειομηχανές

Ο αυτόματος έλεγχος έχει συμβάλει αποφασιστικά στην ανάπτυξη της σύγχρονης βιομηχανίας παραγωγής και γενικά στην εξέλιξη των εκσυγχρονισμένων βιομηχανικών εγκαταστάσεων [14]. Η σημαντική πρόοδος της θεωρίας και της τεχνολογίας του αυτόματου ελέγχου παρέχει σήμερα τις δυνατότητες για την επίτευξη γενικά βέλτιστων χαρακτηριστικών σε δυναμικά συστήματα, τη μείωση του κόστους και την ένταση του ρυθμού παραγωγής καθώς και για την εξάλειψη της επίπονης και μονότονης ανθρώπινης χειρωνακτικής εργασίας.

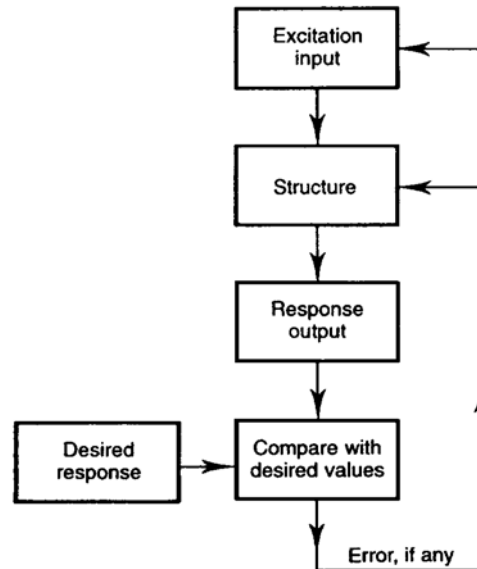
Σκοπός των συστημάτων ελέγχου είναι ο έλεγχος των μεταβλητών εξόδου (απόκριση) που συνήθως είναι το αποτέλεσμα της κατεργασίας στις εργαλειομηχανές, σύμφωνα με κάποιο προκαθορισμένο τρόπο, με τη χρήση ενός σήματος ελέγχου που λέγεται είσοδος (control input) π.χ. τα επιθυμητά επίπεδα ακρίβειας ή βάθη κοπής, εξασφαλίζοντας έτσι ομαλότερη λειτουργία τους.



Εικόνα 1.3: Σχηματικό διάγραμμα αριθμητικού ελέγχου κλειστού βρόχου μιας εργαλειομηχανής.

Τα συστήματα ελέγχου είναι πολλών ειδών και η επιλογή τους κάθε φορά καθορίζεται με την εφαρμογή αλλά και τους διαθέσιμους οικονομικούς πόρους. Υπάρχουν απλά συστήματα που δεν έχουν την ιδιότητα της ανάδρασης (feedback), η χρήση των οποίων περιορίζεται στους απλούστερους τύπους εφαρμογών λόγω του ότι στερούνται ακρίβειας και ευελιξίας, αλλά και άλλα πιο σύνθετα που είναι τα λεγόμενα συστήματα κλειστού βρόχου, διότι έχουν έναν ή περισσότερους βρόχους ανάδρασης. Η

εικόνα 1.3 παρουσιάζει διαγραμματικά ένα τέτοιο σύστημα σε εργαλειομηχανή CNC, όπου το σύστημα κλειστού βρόχου ελέγχει τις θέσεις x, y και z.



Εικόνα 1.4: Δομικό διάγραμμα ελέγχου διαταραχών που προκαλούνται σε μια εργαλειομηχανή.

Τα επίπεδα δονήσεων σε μια μηχανολογική κατασκευή μπορούν να μετριάσθουν μειώνοντας είτε τη διέγερση είτε την απόκριση της κατασκευής ή και τα δύο αυτά μεγέθη ταυτόχρονα [1]. Στην εικόνα 1.4 δίνεται ένα απλό δομικό διάγραμμα που μπορεί να ακολουθεί η μονάδα ελέγχου μιας εργαλειομηχανής.

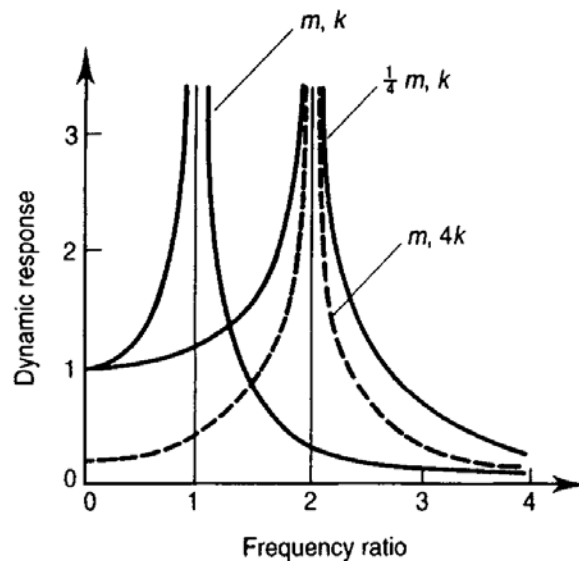
Γενικά η απόκριση μιας κατασκευής μπορεί να μεταβληθεί με αλλαγές της μάζας ή της στιβαρότητάς της, μετακινώντας τις πηγές διεγέρσεων σε περιβάλλον όπου η επιρροή τους είναι περιορισμένη, ή διαφορετικά αυξάνοντας κατά το δυνατόν τα επίπεδα απόσβεσης.

Ας υποθέσουμε, για παράδειγμα, ότι σε ένα απλό δυναμικό σύστημα, που περιλαμβάνει μηχανολογικές κατασκευές, επιθυμούμε να αυξήσουμε την φυσική της συχνότητα με τροποποίηση δυο παραμέτρων. Ήδη είναι γνωστό ότι η φυσική συχνότητα ενός σώματος μάζας m και δυσκαμψίας k δίνεται από τη σχέση:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ σε Hz,}$$

οπότε ο διπλασιασμός της μπορεί να επιτευχθεί με δυο τρόπους, είτε με τη μείωση της μάζας στη τιμή $\frac{1}{4}m$, είτε με την αύξηση της δυσκαμψίας στη τιμή $4k$. Η εικόνα 1.5 παρουσιάζει τις επιρροές των μεταβολών αυτών των μεγεθών στη φυσική συχνότητα του συστήματος. Οι αλλαγές στις παραμέτρους αυτές επιφέρουν το επιθυμητό αποτέλεσμα

στη φυσική συχνότητα, ωστόσο η αλλαγή της έχει επίδραση στη δυναμική απόκριση του συστήματος που διαφέρει ανάλογα.



Εικόνα 1.5: Επίδραση της μάζας και δυσκαμψίας στη φυσική συχνότητα.

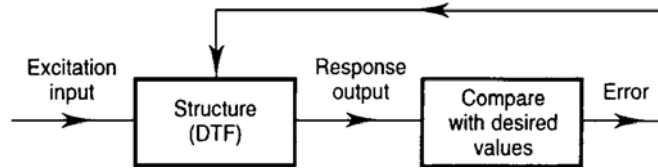
Βέβαια, οι παραπάνω μέθοδοι δεν είναι πάντα εφικτές διότι, για παράδειγμα, σε μια εργαλειομηχανή που ήδη χρησιμοποιείται, για την οποία πρέπει να αποφεύγονται περιπτώσεις συντονισμού, είναι δύσκολο, έως και ακατόρθωτο πολλές φορές, να μεταβληθεί η συνολική της μάζα. Σε τέτοιες περιπτώσεις κρίνεται αναγκαία η αντιμετώπιση του προβλήματος με έμμεσο τρόπο, για παράδειγμα με χρήση συστημάτων ελέγχου τα οποία απλά “προειδοποιούν” τότε η μηχανή κινδυνεύει από ταλαντώσεις στις εκάστοτε συνθήκες κοπής.

Επιπλέον ένας άλλος σοβαρός λόγος που η παραπάνω τεχνική αντιμετώπισης των δονήσεων είναι δύσχρηστη, αποτελεί το γεγονός ότι ένα δυναμικό σύστημα όπου συμπεριλαμβάνονται όλες οι πηγές απόσβεσης και οι αντίστοιχες μη γραμμικότητες καθίσταται αδύνατο να τροποποιηθεί.

Η δυναμική συνάρτηση μεταφοράς (*DTF*)¹, που αποτελεί μέρος της δυναμικής ανάλυσης ενός συστήματος, είναι πλέον το κυριότερο αντικείμενο επέμβασης με κύριο στόχο την εξάλειψη των κραδασμών. Σήμερα με την υψηλή επεξεργαστική ισχύ των Η/Υ επιδιώκεται εκτενής χρήση της συνάρτησης μεταφοράς για την αντιμετώπιση των προβλημάτων που προκαλούν οι ανεπιθύμητες δονήσεις, εισάγοντας νέα κριτήρια ελέγχου. Για παράδειγμα, σε μια εργαλειομηχανή στην οποία γνωρίζουμε τη συνάρτηση μεταφοράς μπορούμε να προβλέψουμε τις συχνότητες στις οποίες αυτό είναι ευαίσθητο σε εξωτερικές διεγέρσεις.

¹ Dynamic Transfer Function [1]

Οι περισσότερες σημερινές μελέτες ανάλυσης μηχανολογικών κατασκευών, συνήθως, περιορίζουν το πεδίο εφαρμογής και κατά συνέπεια το μέγεθος της συνάρτησης μεταφοράς σε ένα συγκεκριμένο εύρος συχνοτήτων, αμελώντας τη μη γραμμικότητα των δυναμικών συστημάτων αλλά και άλλους κατασκευαστικούς – σχεδιαστικούς λόγους για τους οποίους είναι αδύνατη η επέμβαση με τεχνικές διαφοροποίησης της δυναμικής συμπεριφοράς.



Εικόνα 1.6: Δομικό διάγραμμα ελέγχου κατεργασίας εργαλειομηχανής.

Η εικόνα 1.6 παρουσιάζει το δομικό διάγραμμα ελέγχου με ανάδραση μιας εργαλειομηχανής που κάνει χρήση της συνάρτησης μεταφοράς. Ανάλογα με τις τιμές εισόδου, που συνήθως είναι οι εξωτερικές διεγέρσεις, εξάγεται μια απόκριση. Αν τα όρια των ταλαντώσεων που προκαλεί η απόκριση δεν επηρεάζουν την κατεργασία, τότε το σύστημα ελέγχου δίνει εντολή να συνεχιστεί η κατεργασία. Αν όμως τα όρια ταλαντώσεων επιδρούν στη κατεργασία με φαινόμενα συντονισμού του κοπτικού εργαλείου ή του τραπεζιού, τότε το σύστημα δίνει εντολή για καταρχήν διακοπή της κατεργασίας.

1.3 Δυναμική ανάλυση μηχανολογικών κατασκευών

Η δυναμική ανάλυση των μηχανολογικών κατασκευών είναι κρίσιμη για τον προσδιορισμό των ιδιοσυχνοτήτων και των αντίστοιχων αποκρίσεων σε εξωτερικές διεγέρσεις. Οι φυσικές συχνότητες είναι απαραίτητο να προσδιοριστούν διότι σε περιπτώσεις που η κατασκευή διεγείρεται σε μια από αυτές τότε είναι πολύ πιθανό να εμφανιστούν φαινόμενα συντονισμού με αποτέλεσμα υψηλό επίπεδο δονήσεων, δυναμικής φόρτισης της κατασκευής και υψηλά επίπεδα θορύβου. Αυτό σημαίνει ότι η κατασκευή θα πρέπει να αναλυθεί δυναμικά στο εύρος εκείνων των συχνοτήτων που προκαλούν οι υπάρχουσες πηγές διεγέρσεων για λόγους κόστους-χρόνου.

Ακόμη και αν ήταν εφικτό να πραγματοποιηθεί εκτενής μελέτη της κατασκευής, αυτή συχνά περιλαμβάνει πολλά στάδια και το τελικό αποτέλεσμα μπορεί να περιέχει αρκετά ανεκμετάλλευτα δεδομένα. Η εύρεση ενός απλού μαθηματικού μοντέλου που έχει τη δυνατότητα να περιγράψει με σχετική ακρίβεια τη συμπεριφορά της κατασκευής είναι προτιμότερη και οικονομικότερη. Βέβαια υπάρχουν σύνθετες κατασκευές όπου η εύρεση του μαθηματικού μοντέλου είναι αρκετά επίπονη διαδικασία. Γενικά το μαθηματικό μοντέλο είναι δύσκολο να περιγράψει πιστά την πραγματική δυναμική συμπεριφορά της κατασκευής. Πολλές φορές για την εξαγωγή του μοντέλου και γενικότερα για την

δυναμική ανάλυση είναι επιθυμητό να καθορισθούν οι θέσεις κόμβων, δηλαδή σημείων, όπου τα επίπεδα δονήσεων είναι αμελητέα και στα οποία μπορεί να εγκατασταθεί ευαίσθητος εξοπλισμός μελέτης.

Η γενική διαδικασία που πρέπει να λάβουμε υπόψη μας για την δυναμική ανάλυση μιας κατασκευής μπορεί να πραγματοποιηθεί με τα τρία παρακάτω βήματα:

- Κατάστρωση του μαθηματικού ή φυσικού μοντέλου
- Υλοποίηση του μοντέλου και εύρεση των εξισώσεων κίνησης
- Αξιολόγηση της απόκρισης της κατασκευής σε μια δεδομένη διέγερση

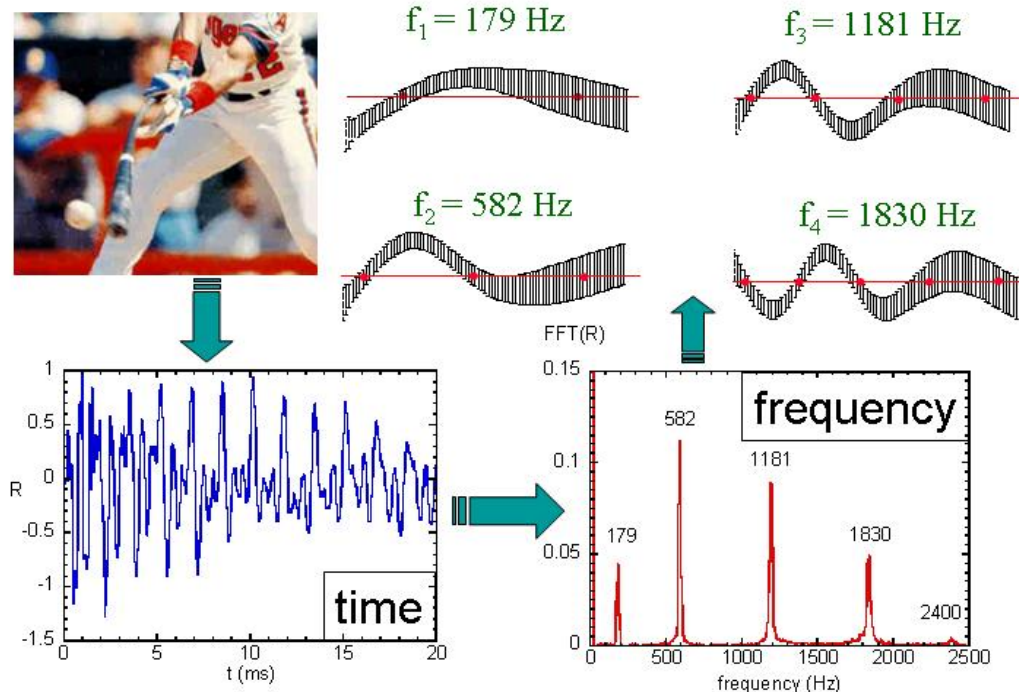
Παρακάτω αναλύονται τα τρία αυτά βήματα [1].

1.3.1 Μαθηματικό μοντέλο (Βήμα 1)

Στη πραγματικότητα, μια μηχανολογική κατασκευή περιέχει άπειρους βαθμούς ελευθερίας, επομένως χρειάζονται άπειρα συστήματα συντεταγμένων για την περιγραφή όλων των πιθανών κινήσεων που αυτή πραγματοποιεί κάθε φορά. Επιπλέον, η κατασκευή περιλαμβάνει αρκετές φυσικές συχνότητες λόγω των βαθμών ελευθερίας, και αν αυτή διεγερθεί σε μια από αυτές πιθανόν να παρατηρηθούν φαινόμενα συντονισμού. Για κάθε φυσική συχνότητα η κατασκευή έχει έναν χαρακτηριστικό τρόπο ταλάντωσης, μια ειδική *ιδιομορφή* [15].

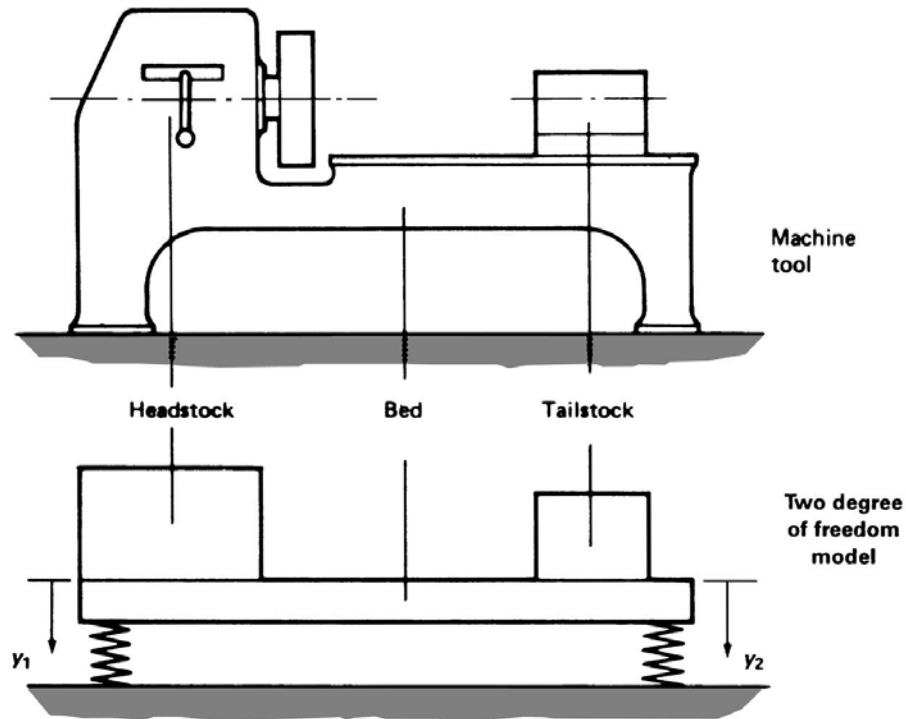
Ιδιομορφή (*modal shape*) είναι η χαρακτηριστική μορφή που λαμβάνει το σώμα προς εξέταση ανάλογα με την συχνότητα με την οποία διεγείρεται. Χαρακτηριστική περίπτωση αποτελεί το μπαστούνι του baseball που απεικονίζεται στην εικόνα 1.7 καθώς διεγείρεται από το χτύπημα της μπάλας. Οι τέσσερις εμφανιζόμενες συχνότητες στην ανάλυση του χρονικού σήματος στο πεδίο συχνοτήτων, υποδηλώνουν τις χαρακτηριστικές ιδιομορφές που αυτό λαμβάνει μετά από ένα χτύπημα της μπάλας.

Επομένως εισάγονται αρκετές παράμετροι που καλούμαστε να αντιμετωπίσουμε για να προβούμε στην κατάστρωση ενός μαθηματικού μοντέλου. Για αυτό λοιπόν, δεν είναι απαραίτητη η μελέτη της κατασκευής σε όλες τις φυσικές της συχνότητες, διότι πολλές από αυτές μπορεί να μην διεγείρονται στις υπάρχουσες συνθήκες λειτουργίας ή να επιφέρουν αμελητέα επίπεδα απόκρισης συντονισμού λόγω π.χ. της υψηλής απόσβεσης που έχει ήδη η κατασκευή. Επιπλέον, η δυναμική ανάλυση μπορεί να περιοριστεί στη χρήση ορισμένων βαθμών ελευθερίας της κατασκευής αφού γίνει τεκμηρίωση για την επιλογή τους και για το επιθυμητό εύρος συχνοτήτων προς μελέτη.



Εικόνα 1.7: Ιδιομορφές μαστουπιού του baseball που διεγείρεται από το χτύπημα της μπάλας.

Στην εικόνα 1.8 παρουσιάζεται μια απλοποίηση που μπορεί να γίνει στην επιλογή των βαθμών ελευθερίας για την μελέτη των ταλαντώσεων μιας εργαλειομηχανής.



Εικόνα 1.8: Απλοποίηση των βαθμών ελευθερίας μιας εργαλειομηχανής.

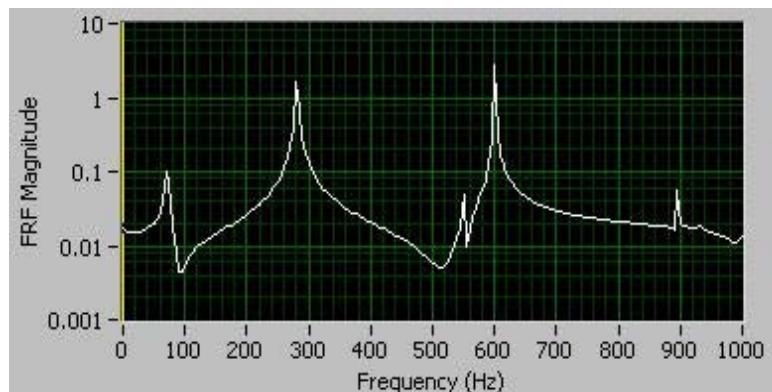
Τελικά, η εύρεση ενός απλοποιημένου μαθηματικού μοντέλου με τις κατάλληλες προσεγγίσεις είναι ο κύριος στόχος αυτού του βήματος.

1.3.2 Εξισώσεις κίνησης του μαθηματικού μοντέλου (Βήμα 2)

Υπάρχουν αρκετές μέθοδοι για να καθοριστούν οι εξισώσεις κίνησης του μαθηματικού μοντέλου και η επιλογή τους συνήθως εξαρτάται από το συγκεκριμένο μοντέλο και τις προσωπικές εκτιμήσεις του μελετητή. Για παράδειγμα, το ελεύθερο διάγραμμα των εξαρτημάτων που απαρτίζουν όλη τη μηχανή οδηγεί συχνά σε γρηγορότερα αποτελέσματα, αλλά υπάρχουν και περιπτώσεις στις οποίες πλεονεκτεί η ενεργειακή μέθοδος, όπως οι εξισώσεις Lagrange. Από τη μελέτη των εξισώσεων κίνησης αντλούνται πληροφορίες για τις φυσικές της συχνότητες και τις ιδιομορφές της.

1.3.3 Απόκριση και αξιολόγηση της κατασκευής (Βήμα 3)

Παρόλο που το 2^ο βήμα δίνει αρκετές χρήσιμες πληροφορίες για τις φυσικές συχνότητες, τα επίπεδα συντονισμού και τη στιβαρότητα της κατασκευής, δεν δίνει τη συμπεριφορά της σε εξωτερικές διεγέρσεις. Είναι απαραίτητο να γνωρίζουμε την πραγματική απόκριση της κατασκευής με σκοπό να καθορίσουμε επίπεδα δυναμικής φόρτισης ή θορύβου για συγκεκριμένα εύρη διεγέρσεων. Επομένως στο βήμα αυτό έχουμε καταφέρει να προσδιορίσουμε τα “αδύνατα” σημεία της μηχανολογικής μας κατασκευής. Άρα, είμαστε, πλέον, σε θέση να αξιολογήσουμε αν οι επιρροές του εξωτερικού περιβάλλοντος αποτελούν πρόβλημα για την ομαλή της λειτουργία και υπό ποιες συνθήκες αυτή επηρεάζεται από αυτό.



Εικόνα 1.9: Διάγραμμα συνάρτησης μεταφοράς μιας κατασκευής.

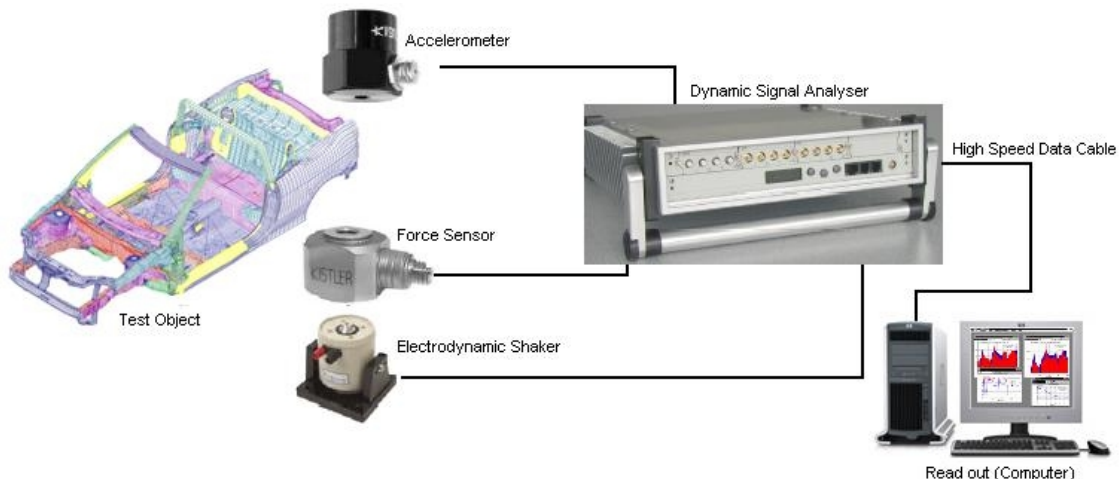
Για παράδειγμα, έστω ότι μετά τις πειραματικές μετρήσεις προκύπτει η συνάρτηση μεταφοράς που φαίνεται στην εικόνα 1.9 από την απόκριση της μηχανής σε δεδομένες διεγέρσεις [17]. Από αυτό το διάγραμμα μπορούμε πλέον να εκτιμήσουμε τις κρίσιμες συχνότητες εξωτερικών διεγέρσεων στις οποίες η κατασκευή είναι ευαίσθητη.

1.4 Εισαγωγή στις πειραματικές μετρήσεις δυναμικής ανάλυσης κατασκευών

Οι πειραματικές μελέτες για την ανασκόπηση της δυναμικής συμπεριφοράς των κατασκευών έχουν σημαντική συμβολή στην προσπάθεια να κατανοηθούν και να ελεγχθούν φαινόμενα ταλαντώσεων στην πράξη [3]. Η μεγάλη υπολογιστική ισχύς των Η/Υ αντιμετωπίζει επιτυχώς αρκετά προβλήματα που οφείλονται στη μεγάλη ταχύτητα μεταβολής των μετρούμενων φαινομένων. Παράλληλα, νέες τεχνικές μελέτης έχουν επινοηθεί για να απλουστεύσουν τα πράγματα για το μέσο χρήστη.

Από τις πρώτες μελέτες δυναμικής ανάλυσης χρειάστηκε η επαλήθευση των θεωρημάτων από πειραματικές μετρήσεις που ερμήνευαν τη φύση και την έκταση των ταλαντώσεων. Επιπλέον οι πειραματικές μετρήσεις με τη μακροχρόνια συμβολή των Η/Υ απέκτησαν την δυνατότητα να επαληθεύουν θεωρητικά μοντέλα δυναμικής ανάλυσης αλλά και να προβλέπουν δυσάρεστα φαινόμενα ταλαντώσεων.

Τυπική διάταξη πειραματικής δυναμικής ανάλυσης μηχανολογικών κατασκευών φαίνεται στην εικόνα 1.10.



Εικόνα 1.10: Γενικές πειραματικές διατάξεις μετρήσεων δυναμικής ανάλυσης.

Υπάρχουν δυο είδη τεχνικών μελέτης ταλαντώσεων που χρησιμοποιούνται ευρέως. Η πρώτη περιλαμβάνει απευθείας μετρήσεις αποκρίσεων στη μηχανή, δηλαδή, στη φάση λειτουργίας της. Η δεύτερη τεχνική περιλαμβάνει μετρήσεις αποκρίσεων όταν η μηχανή βρίσκεται εκτός λειτουργίας και διεγείρεται από ένα γνωστό σήμα διέγερσης. Η δεύτερη τεχνική πραγματοποιείται σε περισσότερο ελεγχόμενο περιβάλλον, απομονωμένο από εξωτερικούς παράγοντες που επηρεάζουν τις μετρήσεις, αποφέροντας έτσι χρήσιμα και ακριβέστερα αποτελέσματα από ότι η πρώτη τεχνική.

Η δεύτερη τεχνική είναι αυτή που θα απασχολήσει την παρούσα εργασία, δεδομένου ότι η μελέτη της δυναμικής ανάλυσης της εργαλειομηχανής (κέντρο κατεργασιών CNC) που αποτελεί αντικείμενο της, επικεντρώνεται στη μέτρηση της συνάρτησης μεταφοράς.

1.4.1 Εφαρμογές πειραματικών μετρήσεων δυναμικής ανάλυσης

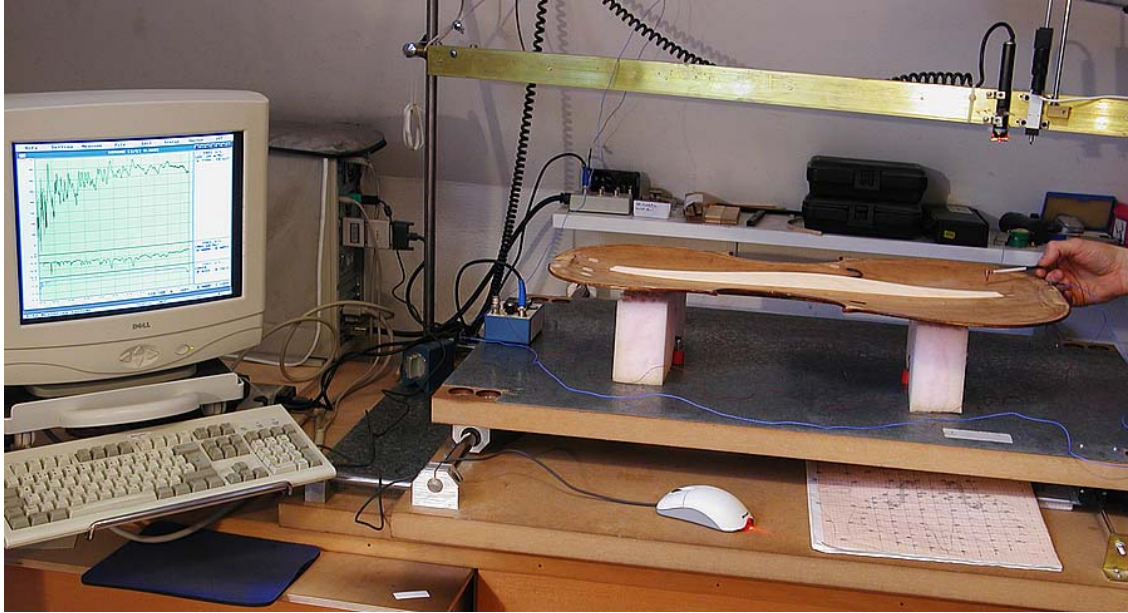
Υπάρχουν αρκετές περιπτώσεις μετρήσεων που μπορούν να καλύψουν ένα σημαντικό μέρος της δυναμικής ανάλυσης παραπλήσιων μηχανολογικών κατασκευών. Ωστόσο, μια απλή μέτρηση ή οποιαδήποτε διαδικασία ανάλυσης από μόνη της δεν είναι επαρκής για μελέτη πολλών ξεχωριστών περιπτώσεων. Κάθε περίπτωση έχει τις αντίστοιχες ιδιαιτερότητες της που υποχρεώνουν σε κατάλληλη αναπροσαρμογή της μεθόδου με την οποία θα επιτευχθούν τα καλύτερα αποτελέσματα. Ακολουθεί σύντομη περιήγηση σε συνθήκες που δίνει την ευκαιρία να κατανοηθεί επαρκώς η χρησιμότητα τους.

Η πιο κοινή εφαρμογή είναι οι μετρήσεις που εκφράζουν τη συμπεριφορά των δομικών ιδιοτήτων μιας μηχανολογικής κατασκευής με σκοπό τη σύγκριση των αποτελεσμάτων με δεδομένα που προέρχονται από μελέτη πεπερασμένων στοιχείων ή από άλλα θεωρητικά μοντέλα. Για παράδειγμα, σε πολλές αυτοκινητοβιομηχανίες εξετάζονται τα πλαίσια των αυτοκινήτων ή ακόμα και ανεξάρτητα μέρη, όπως ζάντες, σε διάφορα τεστ δυναμικής καταπόνησης για να επιβεβαιώσουν με τις μετρήσεις αντίστοιχα θεωρητικά μοντέλα. Αυτό, βέβαια, γίνεται και με σκοπό την πιστοποίηση των προϊόντων. Οι εικόνες 1.10 και 1.11 παρουσιάζουν διατάξεις τέτοιων πειραματικών μετρήσεων.



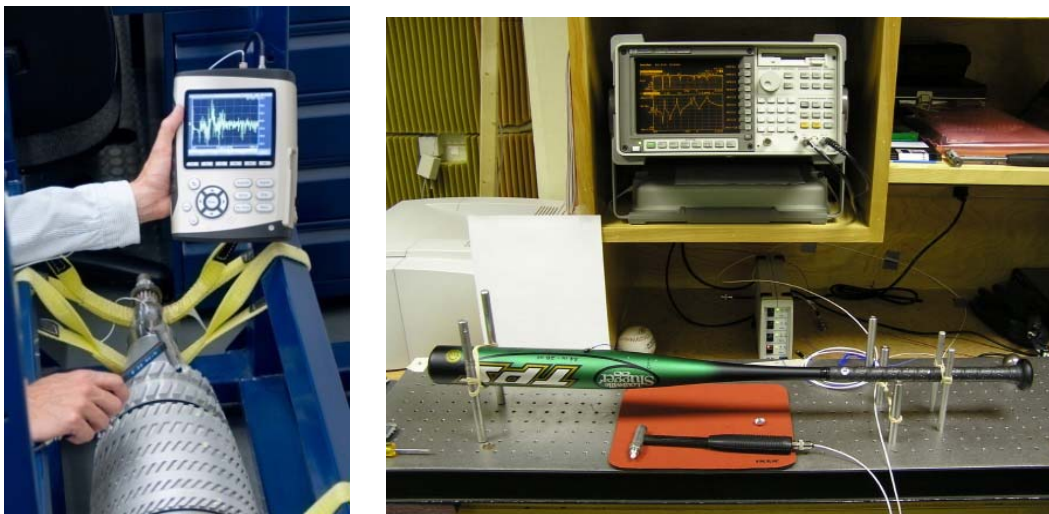
Εικόνα 1.11: Δυναμική ανάλυση σε ζάντα αυτοκινήτου.

Μια άλλη εφαρμογή πειραμάτων δυναμικής ανάλυσης είναι η χρήση των μετρήσεων στην προσπάθεια επίτευξης προκαθορισμένων στόχων με χαμηλότερο κόστος. Για παράδειγμα, σε μια βιομηχανία παραγωγής προφίλ αλουμινίου, προκειμένου να ελαχιστοποιηθεί το υλικό αλλά και να εξασφαλίζεται αντοχή στις συνηθισμένες καταπονήσεις, προτείνονται μελέτες δυναμικής ανάλυσης του συγκεκριμένου προφίλ για διάφορες διατομές. Παλιά η προσπάθεια αυτή γινόταν με την μέθοδο “δοκιμής – λάθους”, κάτι που είναι ιδιαίτερα αντικοινωνικό.



Εικόνα 1.12: Πειραματική δυναμική ανάλυση σε σώμα βιολιού για αποφυγή συντονισμού του πλαισίου του από το μεγάλο εύρος των μουσικών συχνοτήτων.

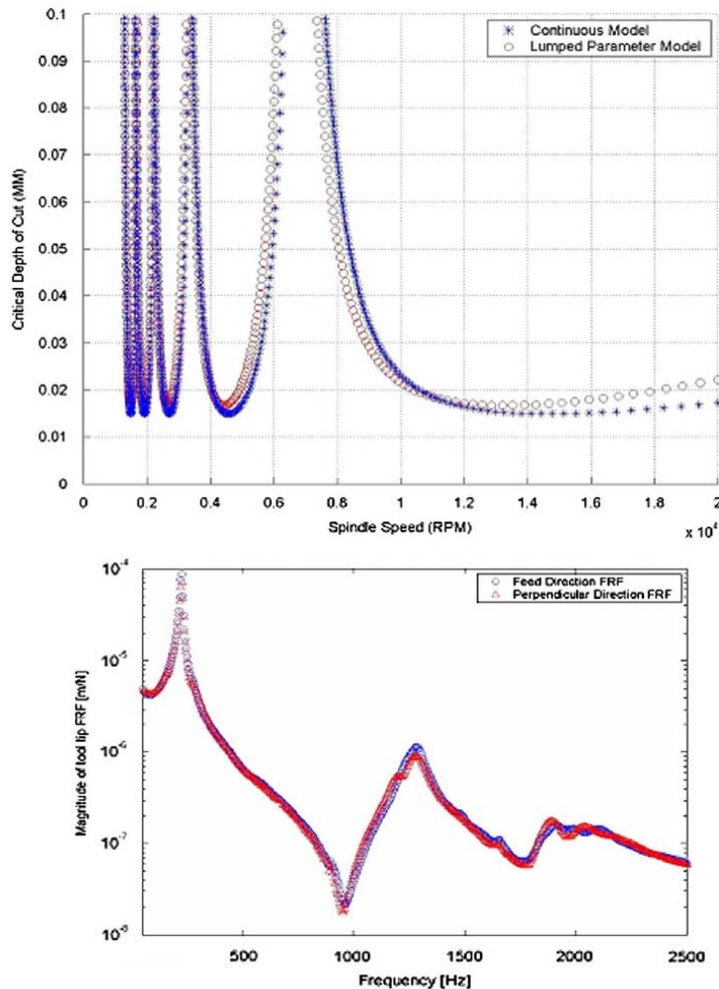
Άλλες εφαρμογές αναφέρονται στην εξαγωγή ενός μαθηματικού μοντέλου από τις πειραματικές μετρήσεις ώστε στη συνέχεια να είναι δυνατή μέσω προσομοίωσης η μελέτη της κατασκευής σε ακραίες συνθήκες χωρίς φυσική παρέμβαση, οι οποίες θα μπορούσαν να την καταστρέψουν.



Εικόνα 1.12: Πειραματικές μετρήσεις σε ρότορα αεροστρόβιλου (αριστερά) και μπατσούνι του baseball (δεξιά).

Η πιο συνηθισμένη εφαρμογή πειραμάτων δυναμικής ανάλυσης είναι ο προσδιορισμός της επιρροής των εξωτερικών δυνάμεων που επιδρούν στην κατασκευή, έχοντας ως εφόδιο τη συνάρτηση μεταφοράς και την παρακολούθηση της απόκρισης της μηχανής. Η συνάρτηση μεταφοράς προκύπτει από μετρήσεις δυναμικής ανάλυσης όταν αυτή διεγείρεται από “γνωστές” εξωτερικές δυνάμεις.

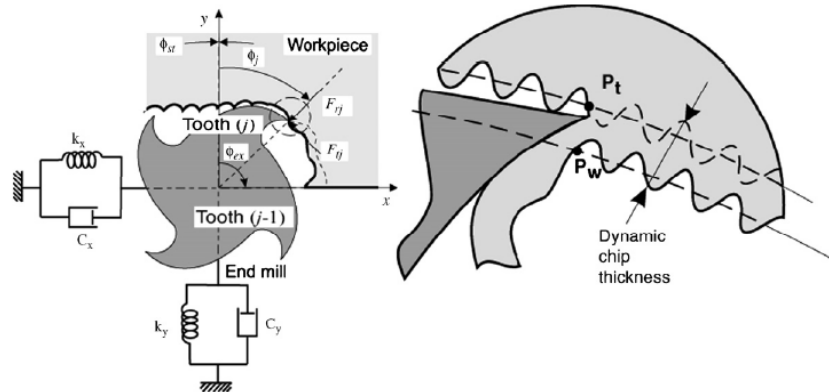
Μια άλλη εφαρμογή πειραματικών μετρήσεων δυναμικής ανάλυσης, που στην ουσία συμπυκνώνεται στη μέτρηση συνάρτησης μεταφοράς του κοπτικού εργαλείου, αποτελούν οι μελέτες διερεύνησης του κρίσιμου βάθους κοπής στις εργαλειομηχανές. Το κρίσιμο βάθος κοπής είναι η μέγιστη τιμή βάθους κοπής του τεμαχίου που η εργαλειομηχανή έχει τη δυνατότητα να κόψει χωρίς να υποστεί σε δυσάρεστα φαινόμενα κραδασμών (chattering). Όπως θα αναλυθεί στο επόμενο κεφάλαιο, η συνάρτηση μεταφοράς Φ έχει μιγαδική έκφραση που περιλαμβάνει τα χαρακτηριστικά μεγέθη της κατασκευής: $\Phi = G + jH$. Το βάθος κοπής συνδέεται με το πραγματικό μέρος της συνάρτησης μεταφοράς με μια μαθηματική σχέση, με την οποία είναι δυνατή στη συνέχεια η προβολή της πραγματικής εξάρτησης του βάθους κοπής από τη γωνιακή ταχύτητα περιστροφής.



Εικόνα 1.13: Κρίσιμο βάθος κοπής σε φρέζα (πάνω) και συνάρτηση μεταφοράς σε x και y διευθύνσεις (κάτω).

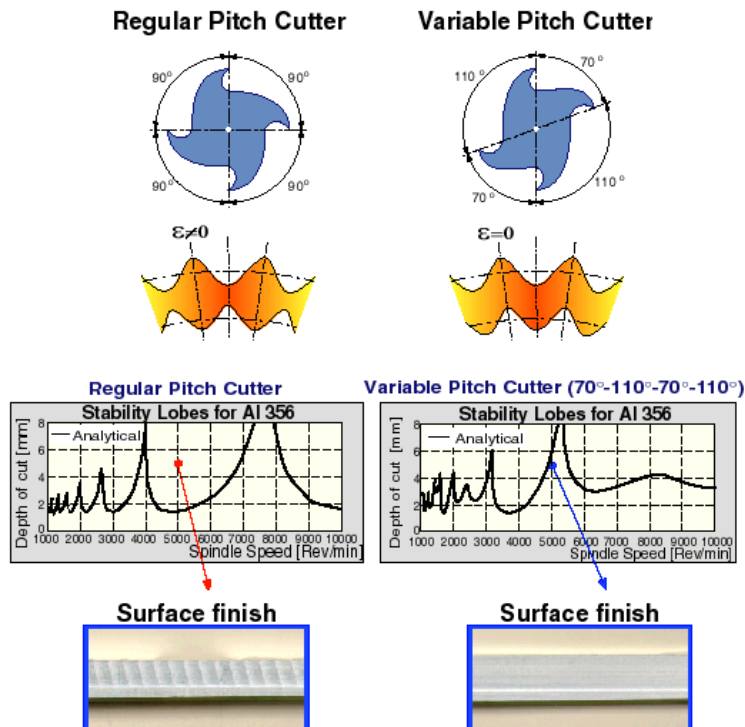
Στην εικόνα 1.13 φαίνεται μια τέτοια περίπτωση, όπου στο επάνω διάγραμμα παρουσιάζεται το οριακό βάθος κοπής συναρτήσει της γωνιακής ταχύτητας περιστροφής,

και στο κάτω η αντίστοιχη συνάρτηση μεταφοράς στις διευθύνσεις x και y μιας φρεζομηχανής. Οι γραφικές αυτές παραστάσεις προέρχονται από μελέτη [7], που μοντελοποιεί το κοπτικό εργαλείο με δυο βαθμούς ελευθερίας βλ. εικόνα 1.14.



Εικόνα 1.14: Μοντελοποίηση κοπτικού εργαλείου φρέζας με δυο βαθμούς ελευθερίας.

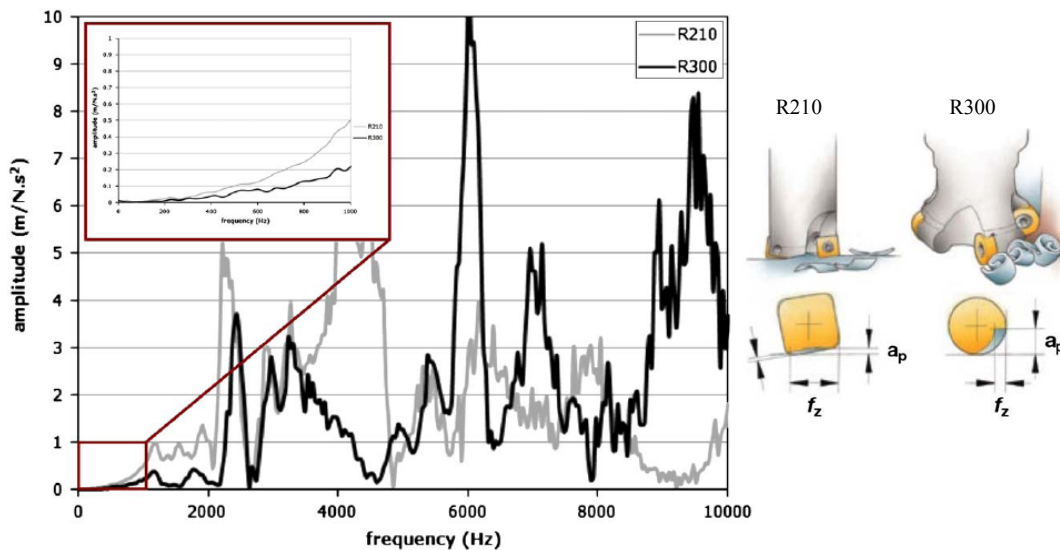
Αντίστοιχες μελέτες έχουν γίνει με σκοπό την αύξηση του κρίσιμου βάθους κοπής, με χρήση της συνάρτησης μεταφοράς του κοπτικού εργαλείου [20]. Στην εικόνα 1.15 παρατηρείται η τροποποίηση της μετωπικής μορφής του κοπτικού εργαλείου, εισάγοντας μεταβλητό βήμα, με απώτερο στόχο την εξάλειψη των φαινομένων chattering και παράλληλα την αύξηση του οριακού βάθους κοπής.



Εικόνα 1.15: Διαφορετικές μορφές κοπτικών εργαλείων με τα αντίστοιχα βάθη κοπής σε αλουμίνιο Al356.

Επίσης άλλες μελέτες διερεύνησης της συνάρτησης μεταφοράς σε εργαλειομηχανές, που έχουν ως κύριο στόχο την αποφυγή των φαινομένων chattering, έχουν γίνει από αρκετούς μελετητές, διαμορφώνοντας κατάλληλες συνθήκες ώστε να καλύψουν μεγάλο εύρος δυνατών περιπτώσεων.

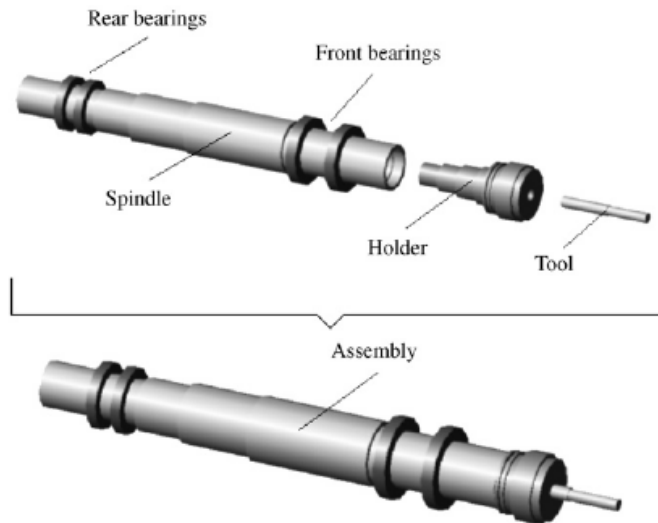
Στην εικόνα 1.16 παρατηρούνται οι συναρτήσεις μεταφοράς δυο κοπτικών εργαλείων μιας φρέζας με διαφορετική ακτίνα καμπυλότητας. Οι μετρήσεις αυτές αποτελούν απόσπασμα μελέτης [8] της συμπεριφοράς των δύο αυτών κοπτικών εργαλείων στη κοπή τιτανίου. Όπως διαπιστώθηκε, το κοπτικό εργαλείο με μικρή ακτίνα καμπυλότητας (R210) είναι αρκετά ευαίσθητο σε φαινόμενα κραδασμών με αύξηση του βάθους κοπής, κάτι που αποδεικνύεται και από τα αποτελέσματα μέτρησης της συνάρτησης μεταφοράς κοπτικού εργαλείου – τεμαχίου. Συγκεκριμένα, οι αιχμές της εμφανίζονται σε μικρότερες συχνότητες διέγερσης σε σχέση με το κοπτικό εργαλείο με μεγάλη ακτίνα καμπυλότητας (R300). Από την άλλη πλευρά, το κοπτικό εργαλείο R300 είναι μεν πιο στιβαρό αλλά κόβει περισσότερο πλευρικά παρά μετωπικά, παρουσιάζει έτσι μικρότερη αντοχή στη φθορά λόγω της μεγάλης επιφάνειας επαφής με το τεμάχιο.



Εικόνα 1.16: Συνάρτηση μεταφοράς δυο κοπτικών εργαλείων μιας φρέζας (αριστερά) και μορφή αποβλήτου τους (δεξιά).

Σύγχρονες μελέτες που κάνουν χρήση της συνάρτησης μεταφοράς κοπτικών εργαλείων, εστιάζουν στη διερεύνηση της δυναμικής συμπεριφοράς των σημείων επαφής-συγκράτησης του κοπτικού εργαλείου στον εργαλειοδέτη και από εκεί στα σημεία επαφής-συγκράτησης στην κύρια άτρακτο. Στις μελέτες αυτές μοντελοποιείται η κύρια άτρακτος στο σημείο σύνδεσης με τον εργαλειοδέτη για να αναλυθεί στη συνέχεια η συνάρτηση μεταφοράς της διεπιφάνειας. Επίσης με τον τρόπο αυτό αποφεύγεται η μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς για το κάθε κοπτικό εργαλείο ξεχωριστά, εφόσον με τη μοντελοποίηση ουσιαστικά παραμετροποιείται η δυναμική συμπεριφορά.

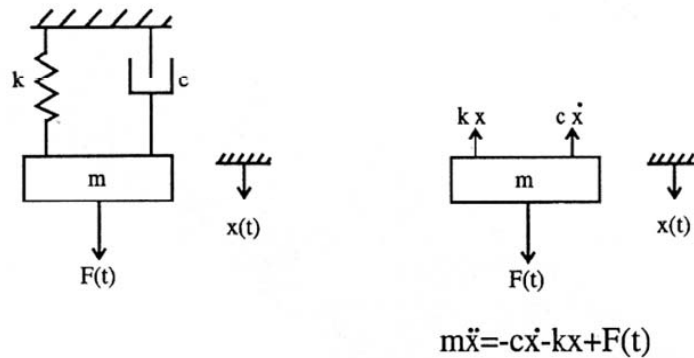
Στην εικόνα 1.17 παρουσιάζεται μοντελοποίηση της κύριας ατράκτου και του εργαλειοδέτη μιας εργαλειομηχανής για να μελετηθεί η συνάρτηση μεταφοράς στα σημεία σύνδεσής τους[12]. Στη μελέτη αυτή χρησιμοποιήθηκε η θεωρία δοκών Timoshenko για την εύρεση της συνάρτησης μεταφοράς στα σημεία επαφής εργαλείου-εργαλειοδέτη-ατράκτου. Μέσω λογισμικού πακέτου (ANSYS) μελετάται θεωρητικά η δυναμική του μοντέλου και στη συνέχεια με μετρήσεις με κρουστικό σφυρί στην άτρακτο της εργαλειομηχανής γίνεται επιβεβαίωση του θεωρητικού μοντέλου.



Εικόνα 1.17: Μοντελοποίηση κύριας ατράκτου για μελέτη της συνάρτησης μεταφοράς του στα σημεία επαφής με τον εργαλειοδέτη.

Κεφάλαιο 2. Βασικές αρχές ελεύθερης και εξαναγκασμένης ταλάντωσης

Η δυναμική απόκριση των εργαλειομηχανών κοπής παίζει σημαντικό ρόλο στην εξέλιξη της παραγωγικότητας κατά τη διάρκεια της κατεργασίας. Οι έντονες δονήσεις που παρατηρούνται αυξάνουν την φθορά του κοπτικού εργαλείου και τον ρυθμό αποβολής του απόβλητου και μπορεί να προκαλέσουν φθορά κυρίως στα ρουλεμάν της κύριας ατράκτου. Μια σύντομη αναφορά στη θεωρία ταλαντώσεων κρίνεται σκόπιμη ώστε να κατανοήσουμε πλήρως τα σχετικά φαινόμενα [2][13].



Εικόνα 2.1: Μοντέλο μονοβάθμιου δυναμικού συστήματος.

Ένα δυναμικό σύστημα με ένα βαθμό ελευθερίας μπορεί να μοντελοποιηθεί με τον κατάλληλο συνδυασμό μάζας (m), ελατηρίου (k) και απόσβεσης (c), βλ. εικόνα 2.1.

Όταν μια εξωτερική δύναμη $F(t)$ ασκείται στο σύστημα, η κίνηση που ακολουθεί ο παραπάνω συνδυασμός m , k και c περιγράφεται από την ακόλουθη διαφορική εξίσωση:

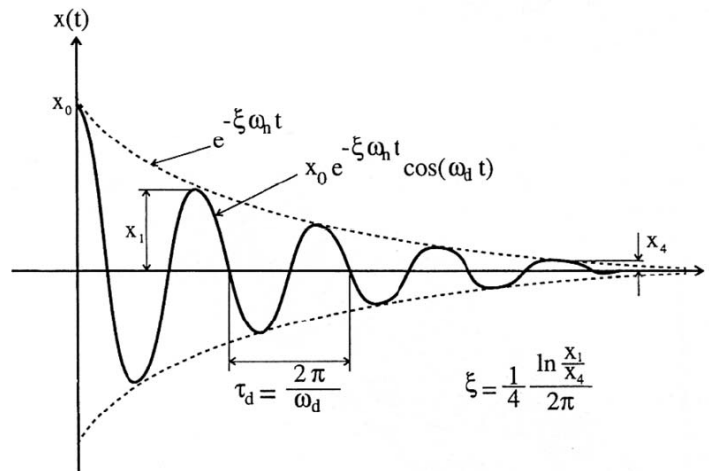
$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t)$$

Επομένως όταν το σύστημα δέχεται ένα χτύπημα για πολύ μικρή διάρκεια, ή γενικότερα όταν διαταράσσεται το σημείο στατικής ισορροπίας, τότε στο σύστημα αυτό παρατηρείται **ελεύθερη** ταλάντωση. Το πλάτος ταλάντωσης φθίνει με ρυθμό που εξαρτάται από τη σταθερά απόσβεσης του συστήματος. Η συχνότητα με την οποία παρατηρείται η ταλάντωση καθορίζεται κυρίως από τη δυσκαμψία και τη μάζα του συστήματος και επηρεάζεται ελαφρώς από το ιξώδες της σταθεράς απόσβεσης. Όταν η σταθερά απόσβεσης είναι μηδέν ($c=0$), το σύστημα ταλαντώνεται στη **φυσική**

συχνότητα του (**ιδιοσυχνότητα**) $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$

Ο **συντελεστής απόσβεσης** καθορίζεται από τη σχέση $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}}$, και είναι πάντα μικρότερος της μονάδας στα μηχανικά συστήματα. Ενδεικτικά στις περισσότερες μεταλλικές κατασκευές είναι $\zeta < 0.05$ ή και μικρότερος. Η **φυσική συχνότητα της απόσβεσης** του συστήματος καθορίζεται από τη σχέση $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$

Αν υποθέσουμε ότι στη μάζα δεν ασκούνται εξωτερικές δυνάμεις και η θέση ισορροπίας του συστήματος καθορίζεται από το x_0 , τότε η κίνηση της ελεύθερης ταλάντωσης περιγράφεται από τη σχέση $x(t) = x_0 e^{-\zeta \omega_n t} \cos(\omega_d t)$



Εικόνα 2.2: Ελεύθερη ταλάντωση μονοβάθμιου δυναμικού συστήματος.

Η περίοδος ανάμεσα στα κύματα της ταλάντωσης είναι $\tau_d = 2\pi / \omega_d$, βλ. εικόνα 2.2, από όπου μπορούμε εύκολα να εντοπίσουμε την φυσική συχνότητα της απόσβεσης του συστήματος σε μετρήσεις ταλαντώσεων. Ο συντελεστής απόσβεσης μπορεί να καθορισθεί από το λόγο μείωσης των μέγιστων πλατών του πρώτου και του ν-στου πλάτους με τον τύπο :

$$\zeta = \frac{1}{n} \frac{\ln \frac{x_1}{x_n}}{2\pi}$$

Στην περίπτωση που στο σύστημα ασκείται μια εξωτερική δύναμη $F(t)$, τότε αυτό εκτελεί **εξαναγκασμένη** ταλάντωση. Για παράδειγμα όταν στο σύστημα ασκείται μια σταθερή δύναμη $F(t) = F_0$ τότε αυτό διεγείρεται και προκαλεί μια παροδική ταλάντωση και στη συνέχεια σταθεροποιείται στη θέση, πλέον, της στατικής παραμόρφωσης $x_{st} = F_0/k$. Υποθέτοντας ότι οι εξωτερικές δυνάμεις είναι αρμονικές (π.χ. μπορούν εκπροσωπούνται από συναρτήσεις ημιτόνου, συνημιτόνου ή και συνδυασμό αυτών) μπορούμε να εκφράσουμε την απόκριση ενός δυναμικού μονοβάθμιου συστήματος που διεγείρεται αρμονικά με την διαφορική εξίσωση:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) = F_S \sin \omega t + F_C \cos \omega t \quad (1.1)$$

ή

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = \frac{F_S \sin \omega t + F_C \cos \omega t}{m}$$

Η περιοδική διέγερση μπορεί να γραφεί επίσης στη μορφή μίας αρμονικής συνάρτησης με εύρος “ F_0 ” και διαφορά φάσης “ α ”

$$F(t) = F_0 \cos(\omega t + \alpha) = (F_0 \cos \alpha) \cos \omega t + (-F_0 \sin \alpha) \sin \omega t$$

Από τη σύγκριση των δύο μαθηματικών εκφράσεων υπολογίζονται τα μεγέθη F_S και F_C :

$$F_S = -F_0 \sin \alpha$$

$$F_C = F_0 \cos \alpha$$

$$\text{και στη συνέχεια } F_0 = \sqrt{F_C^2 + F_S^2} \text{ και } \tan \alpha = \frac{-F_S}{F_C}.$$

Στην περίπτωση $\zeta < 1$ η εξίσωση 1.1 έχει την εξής “ομογενή” (x_h) και “μερική” (x_p) λύση:

$$x_h = e^{-\zeta\omega t} (A_1 \cos \omega_n t + A_2 \sin \omega t)$$

$$x_p = P_C \cos \omega t + P_S \sin \omega t$$

Η συνάρτηση $x_h(t)$, αντιστοιχεί σε μια αποσβενόμενη ταλάντωση. Δηλαδή ύστερα από ένα χρονικό διάστημα T_h θα είναι $x_h(t) \rightarrow 0$ και συνεπώς θα παραμείνει μόνο η μόνιμη απόκριση του συστήματος $x_p(t)$. Οι συντελεστές της μόνιμης απόκρισης P_S και P_C υπολογίζονται με ικανοποίηση της διαφορικής εξίσωσης, οπότε προκύπτει:

$$\begin{aligned} & -\omega^2 (P_C \cos \omega t + P_S \sin \omega t) + 2\zeta\omega_n \omega (-P_C \sin \omega t + P_S \cos \omega t) + \omega_n^2 (P_C \cos \omega t + P_S \sin \omega t) \\ & = \frac{1}{m} (F_S \sin \omega t + F_C \cos \omega t) \end{aligned}$$

Από τη σύγκριση των όρων με κοινό παράγοντα το ημίτονο και συνημίτονο, έχουμε:

$$(\omega_n^2 - \omega^2)P_C + 2\zeta\omega_n\omega P_S = \frac{1}{m} F_C$$

$$-2\zeta\omega_n\omega P_C + (\omega_n^2 - \omega^2)P_S = \frac{1}{m} F_S$$

και μετά με διαίρεση των εξισώσεων με ω_n^2 και εισαγωγή των συναρτήσεων $\kappa(\omega)$ και $\lambda(\omega)$ έχουμε:

$$\kappa(\omega) = 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 \quad \lambda(\omega) = 2\zeta \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2$$

τα μεγέθη P_S και P_C προκύπτουν ίσα με:

$$P_C = \frac{1}{k} \frac{F_C \kappa(\omega) - F_S \lambda(\omega)}{\kappa(\omega)^2 + \lambda(\omega)^2} \quad P_S = \frac{1}{k} \frac{F_C \lambda(\omega) + F_S \kappa(\omega)}{\kappa(\omega)^2 + \lambda(\omega)^2}$$

2.1 Συνάρτηση Μεταφοράς (FRF = Frequency Response Function)

Η μερική λύση $x_p(t) = P_C \cos \omega t + P_S \sin \omega t$ μπορεί να γραφεί και στη μορφή:

$$x_p(t) = P_0 \cos(\omega t + \phi)$$

όπου

$$P_0 = \sqrt{P_C^2 + P_S^2} = \sqrt{\frac{F_C^2 + F_S^2}{\kappa(\omega)^2 + \lambda(\omega)^2}} = \frac{F_0 / k}{\sqrt{\kappa(\omega)^2 + \lambda(\omega)^2}}$$

$$\tan \phi = \frac{-P_S}{P_C} = -\frac{F_C \lambda(\omega) + F_S \kappa(\omega)}{F_C \kappa(\omega) - F_S \lambda(\omega)}$$

Στις παραπάνω εξισώσεις P είναι το εύρος και ϕ η διαφορά φάσης. Τα μεγέθη P και ϕ είναι συναρτήσεις της συχνότητας διέγερσης ω του δυναμικού συστήματος. Δυναμικό σύστημα ονομάζεται το σύστημα στο οποίο οι τιμές τις εξόδου σε κάθε χρονική στιγμή t , εξαρτώνται όχι από τις τιμές εισόδου στην ίδια στιγμή, αλλά από μερικές τουλάχιστον προηγούμενες τιμές εισόδου. [14]

Ο λόγος “εύρος απόκρισης P προς εύρος διέγερσης F ” αποκαλείται “**Συνάρτηση Μεταφοράς $\Phi(\omega)$** ”. Πιο συγκεκριμένα έχουμε:

$$|\Phi(\omega)| = \left| \frac{P_0}{F_0} \right| = \frac{1}{k} \frac{1}{\sqrt{\kappa(\omega)^2 + \lambda(\omega)^2}} = \frac{1}{k} \frac{1}{\sqrt{\left[1 - (\omega / \omega_n)^2\right]^2 + (2\zeta \omega / \omega_n)^2}} \xrightarrow{r=\omega / \omega_n}$$

$$|\Phi(\omega)| = \frac{1}{k} \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (1.2)$$

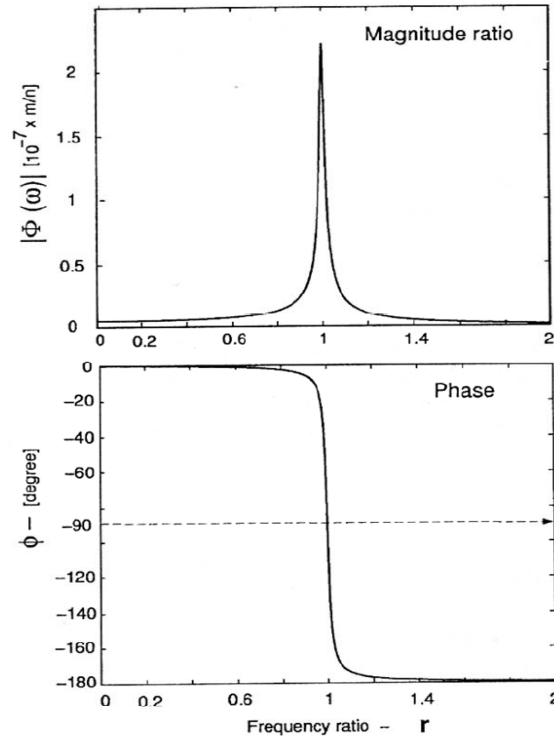
$$\phi = \tan^{-1} \frac{-2\zeta r}{1-r^2} + a$$

Στην εικόνα 2.3 παρουσιάζεται η γραφική παράσταση της συνάρτησης μεταφοράς ενός μονοβάθμιου δυναμικού συστήματος.

Η συνάρτηση μεταφοράς μπορεί να γραφτεί και σε μιγαδική μορφή, με πραγματικό μέρος $G(\omega)$ και φανταστικό μέρος $H(\omega)$. Πιο συγκεκριμένα:

$$\Phi(\omega) = G(\omega) + jH(\omega) \text{ όπου}$$

$$G(\omega) = \frac{1-r^2}{k[(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2]} \quad H(\omega) = \frac{-2\zeta r}{k[(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2]}$$



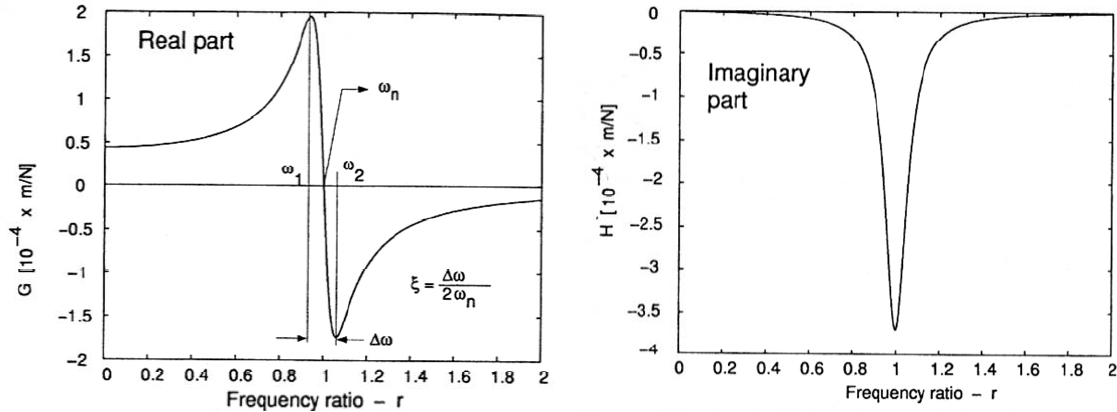
Εικόνα 2.3: Συνάρτηση μεταφοράς μονοβάθμιου δυναμικού συστήματος.

Στην περίπτωση *συντονισμού*, στην περίπτωση δηλαδή όπου η συχνότητα διέγερσης ισούται με τα την ιδιοσυχνότητα του συστήματος ($\omega=\omega_n$, $r=1$), προκύπτει $G(\omega)=0$ και $H(\omega)= - 1/2k\zeta$.

Στην περίπτωση αυτή το πλάτος ταλάντωσης παίρνει τη μέγιστη τιμή, και η γωνία φάσης προσεγγίζει τη τιμή -90 μοίρες. Αν η συχνότητα διέγερσης (ω) συνεχίζει να αυξάνεται, το πλάτος ταλάντωσης μειώνεται γιατί η φυσική δομή του συστήματος μετά τη κατάσταση του συντονισμού παύει να ανταποκρίνεται σε υψηλές συχνότητες διαταραχών.

Επομένως, ο συντελεστής απόσβεσης, η ακαμψία και η φυσική συχνότητα ενός συστήματος μπορούν να προσδιοριστούν από την συνάρτηση μεταφοράς με τη βοήθεια ενός αναλυτή Fourier.

Οι γραφικές παραστάσεις του πραγματικού και του φανταστικού μέρους των συναρτήσεων $G(\omega)$ και $H(\omega)$ απεικονίζονται στην εικόνα 2.4.



Εικόνα 2.4: Πραγματικό και φανταστικό μέρος συνάρτησης μεταφοράς ενός μονοβάθμιου δυναμικού συστήματος.

2.2. Αναλυτική δυναμική ανάλυση πολυβάθμιου δυναμικού συστήματος (MDOF)

Οι περισσότερες μηχανικές κατασκευές έχουν πολλαπλούς βαθμούς ελευθερίας σε διαφορετικές διευθύνεις. Στη συνέχεια προβάλλουμε τις βασικές αρχές της δυναμικής ανάλυσης με την ανάλυση ενός διβάθμιου δυναμικού συστήματος [2] όπως φαίνεται και στην εικόνα 2.5.

Από τον 2^ο νόμο του Νεύτωνα η εξίσωση κίνησης για τις μάζες m_1 και m_2 δίνεται από τις αντίστοιχες εξισώσεις:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= F_1 - c_1 \dot{x}_1 - c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1 x_1 - k_2 (x_1 - x_2) \\ m_2 \ddot{x}_2 &= F_2 - c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_2 (x_2 - x_1) - k_3 x_2 - c_3 \dot{x}_2 \end{aligned}$$

ή αλλιώς σε μορφή πινάκων: $[M_x] \{\ddot{x}\} + [C_x] \{\dot{x}\} + [K_x] \{x\} = \{F\}$ (2.1)

όπου η μάζα, η δυσκαμψία και η απόσβεση είναι αντίστοιχα:

$$[M_x] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}, [K_x] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix}, [C_x] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 + c_3 \end{bmatrix}$$

Τα διανύσματα μετατόπισης και δύναμης ορίζονται ως εξής:

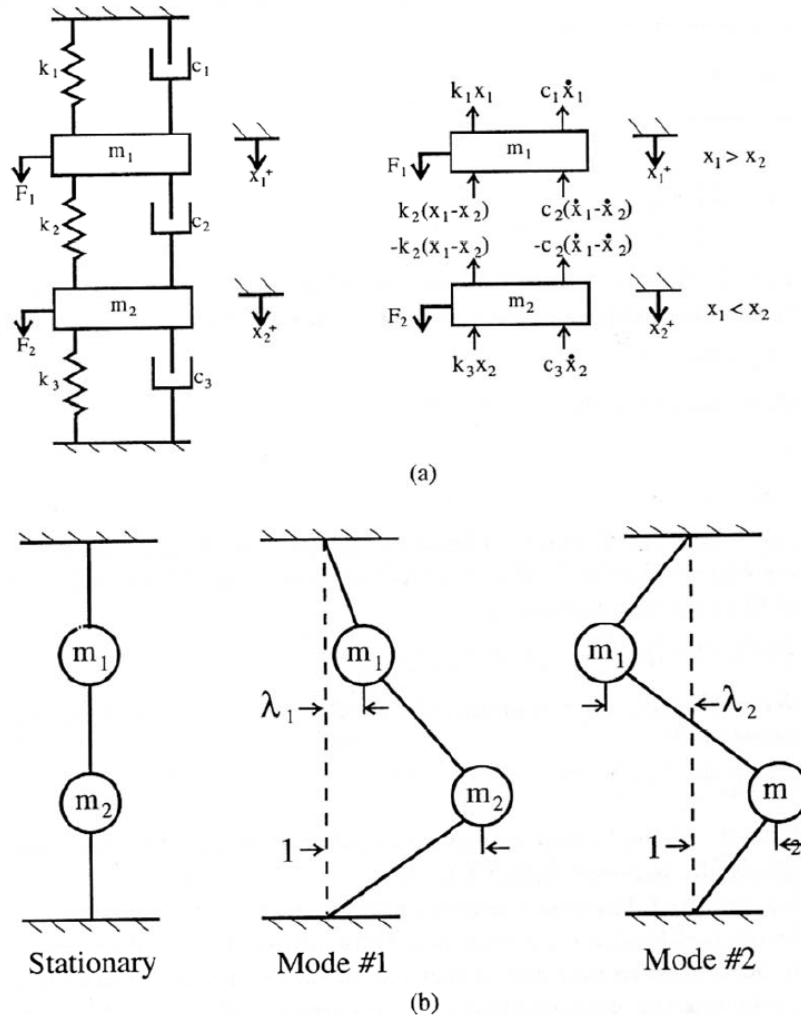
$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{Bmatrix} \text{ και } \{F\} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \end{Bmatrix}.$$

Αρχικά λύνουμε την διαφορική εξίσωση στη περίπτωση μιας ελεύθερης ταλάντωσης χωρίς απόσβεση (για καλύτερη κατανόηση του προβλήματος, έστω π.χ. $c_1=c_2=c_3=0$ και $\{F\}=\{0\}$):

$$[M_x] \{\ddot{x}\} + [K_x] \{x\} = \{0\} \quad (2.2)$$

Η γενική λύση της (2.2) είναι:

$\{x(t)\} = \{X\} \sin(\omega t + \psi)$, όπου $\{X\}$ και ψ είναι σταθερές και ω η φυσική συχνότητα του συστήματος.



Εικόνα 2.5: α) Μαθηματικό μοντέλο ενός 2-DOF συστήματος, β) ιδιομορφές του 2-DOF συστήματος.

Αντικαθιστώντας το διάνυσμα μετατόπισης και τη 2^η παράγωγό της με $\{\ddot{x}\} = -\omega^2 \{X\} \sin(\omega t + \psi)$ στην εξίσωση (2.2), έχουμε:

$$([K_x] - \omega^2 [M_x]) \{X\} = \{0\} \quad (2.3)$$

ή

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_2 - \omega^2 m_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 - \omega^2 m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

η λύση του συστήματος, αν αντικαθιστούμε όπου $\omega^2 = s$, δίνεται από την σχέση:

$$\begin{vmatrix} k_1 + k_2 - sm_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 - sm_2 \end{vmatrix} = 0$$

ή γενικά $s^n + \alpha_1 s^{n-1} + \dots + \alpha_n = 0$ όπου n είναι ο βαθμός του συστήματος. Για ένα διβάθμιο σύστημα είναι:

$$s^2 - \left(\frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_2 + k_3}{m_2} \right) s + \frac{k_1 k_2 + k_2 k_3 + k_1 k_3}{m_1 m_2} = 0.$$

Το πολυώνυμο αυτό έχει δύο πραγματικές ρίζες: $s_1 = \omega_{n1}^2$ και $s_2 = \omega_{n2}^2$ όπου ω_{n1} και ω_{n2} είναι φυσικές συχνότητες του συστήματος. Οπότε αν τις λάβουμε υπόψη στη γενική λύση θα έχουμε:

$$\begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{Bmatrix}_1 = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix}_1 \sin(\omega_{n1} t + \psi_1) + \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix}_2 \sin(\omega_{n2} t + \psi_2) \quad (2.4)$$

όπου ο παράγοντας $\{P\}_{1,2} = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix}_{1,2}$ εκφράζει τις ιδιομορφές του συστήματος στις αντίστοιχες συχνότητες ω_{n1}, ω_{n2} . Πιο αναλυτικά έχουμε: X_{ik} που είναι η μετατόπιση του κόμβου i και ψ_k η φάση που προκύπτει από την κάθε ιδιομορφή.

Η λύση της (2.3) δίνει το λόγο πλατών σε κάθε κόμβο. Αυτό γίνεται αντιληπτό αν στη σχέση (2.3) αντικαταστήσουμε ω_{n1} και ω_{n2} και μετά από πράξεις προκύπτουν:

$$\left(\frac{X_1}{X_2} \right)_1 = \lambda_1 = \frac{k_2}{k_1 + k_2 - \omega_{n1}^2 m_1} = \frac{k_2 + k_3 - \omega_{n1}^2 m_2}{k_2}$$

$$\left(\frac{X_1}{X_2} \right)_2 = \lambda_2 = \frac{k_2}{k_1 + k_2 - \omega_{n2}^2 m_1} = \frac{k_2 + k_3 - \omega_{n2}^2 m_2}{k_2}$$

Αντικαθιστώντας $\lambda_{1,2} = (X_1 / X_2)_{1,2}$ και αν θέσουμε $X_{21} = Q_1$, $X_{22} = Q_2$ στην (2.3) προκύπτει:

$$\begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_1 & \lambda_2 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Q_1 \sin(\omega_{n1} t + \psi_1) \\ Q_2 \sin(\omega_{n2} t + \psi_2) \end{Bmatrix} \text{ ή σε διανυσματική μορφή}$$

$$\{x(t)\} = [\{P\}_1 \{P\}_2] \begin{Bmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \end{Bmatrix} = [P] \{q(t)\} \quad (2.5)$$

όπου $\{P\}_i = \{ \lambda_i \quad I \}^T$ και q_i είναι η πρώτη ιδιομορφή και η αντίστοιχη τροποποιημένη μετατόπιση. Η φυσική ερμηνεία της ιδιομορφής αυτής φαίνεται στην εικόνα 2.5(b), όπου στη μάζα m_2 προκαλείται μία μονάδα μετατόπισης ενώ στη μάζα m_1 προκαλούνται λ_i μονάδες. Άρα, γενικά ο πίνακας $[P]$ είναι ο πίνακας που εκφράζει όλες τις υπάρχουσες ιδιομορφές και μπορεί να πάρει διαστάσεις $[n \times n]$ για ένα n -βάθμιο δυναμικό σύστημα.

Λόγω του ότι οι πίνακες αυτοί είναι ορθογώνιοι μπορούμε να έχουμε τις παρακάτω χρήσιμες ιδιότητες:

$$\{P\}_1^T [M_x] \{P\}_2 = 0 \quad \{P\}_1^T [M_x] \{P\}_1 = m_{q1}$$

όπου m_{q1} είναι η τροποποιημένη μάζα στην πρώτη ιδιομορφή. Με τη βοήθεια των τύπων αυτών μπορούμε να μετασχηματίσουμε τη μάζα και τη δυσκαμψία από το τοπικό σύστημα συντεταγμένων στο τροποποιημένο ως εξής:

$$\begin{cases} [M_q] = [P]^T [M_x] [P] \\ [K_q] = [P]^T [K_x] [P] \end{cases} \quad (2.6)$$

Οι τροποποιημένοι πίνακες μάζας και δυσκαμψίας είναι διαγώνιοι και κάθε στοιχείο της διαγωνίου τους αντιπροσωπεύει την τροποποιημένη μάζα ή την τροποποιημένη δυσκαμψία που αντιστοιχεί στην κατάλληλη ιδιομορφή. Αξίζει να σημειωθεί ότι όταν το σύστημα έχει και μια ανάλογη απόσβεση (π.χ. $[C_x] = \alpha_1 [M_x] + \alpha_2 [K_x]$, όπου α_1 και α_2 εμπειρικές σταθερές) τότε και ο τροποποιημένος πίνακας απόσβεσης είναι διαγώνιος και ισχύει:

$$[C_q] = [P]^T [C_x] [P] \quad (2.7)$$

Αν εισάγουμε τους παραπάνω μετασχηματισμούς στην εξίσωση (2.1) προκύπτει η εξίσωση κίνησης στο τροποποιημένο σύστημα συντεταγμένων. Πιο αναλυτικά:

$$\begin{bmatrix} m_{q1} & 0 \\ 0 & m_{q2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_1(t) \\ \ddot{q}_2(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{q1} & 0 \\ 0 & c_{q2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_1(t) \\ \dot{q}_2(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{q1} & 0 \\ 0 & k_{q2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

ή αλλιώς

$$[M_q] \{\ddot{q}\} + [C_q] \{\dot{q}\} + [K_q] \{q\} = \{0\} \quad (2.8)$$

Στην εξίσωση κίνησης στο τροποποιημένο σύστημα συντεταγμένων οι μεταβλητές είναι ανεξάρτητες και έτσι μπορούν να λυθούν με παρόμοιο τρόπο με αυτή του απλού δυναμικού συστήματος. Για παράδειγμα αν θέλουμε να μελετήσουμε την πρώτη ιδιομορφή του διβάθμιου δυναμικού συστήματος, αρκεί να λύσουμε την διαφορική εξίσωση:

$$m_{q1} \ddot{q}_1 + c_{q1} \dot{q}_1 + k_{q1} q_1 = 0$$

η οποία έχει λύση:

$$q_1(t) = Q_1 e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} t + \psi_1),$$

όπου ο τροποποιημένος συντελεστής απόσβεσης είναι $\zeta_1 = c_{q1} / (2\sqrt{k_{q1} m_{q1}})$ και Q_1 σταθερά που έχει καθοριστεί από τις αρχικές συνθήκες.

Αφού λυθούν όλες οι τροποποιημένες μετατοπίσεις μπορούμε μέσω του μετασχηματισμού της σχέσης (2.5) να “περάσουμε” τα αποτελέσματα στο αρχικό σύστημα συντεταγμένων. Στο παράδειγμα μας είναι:

$$\begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_1 & \lambda_2 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{Bmatrix}.$$

Οι τροποποιημένες δυνάμεις μπορούν να εκφραστούν από τη σχέση:

$$\{R\} = [P]^T \{F\} \quad (2.9)$$

Οπότε σε μια εξαναγκασμένη ταλάντωση η εξίσωση κίνησης στο τροποποιημένο σύστημα συντεταγμένων είναι:

$$[M_q]\{\ddot{q}\} + [C_q]\{\dot{q}\} + [K_q]\{q\} = \{R\} \quad (2.10)$$

Άρα σε ένα διβάθμιο δυναμικό σύστημα σύμφωνα με το παράδειγμα θα είναι:

$$m_{q1}\ddot{q}_1 + c_{q1}\dot{q}_1 + k_{q1}q_1 = R_1$$

$$m_{q2}\ddot{q}_2 + c_{q2}\dot{q}_2 + k_{q2}q_2 = R_2$$

οι οποίες λύνονται ομοίως με την περίπτωση του μονοβάθμιου δυναμικού συστήματος. Οι συναρτήσεις μεταφοράς στο τροποποιημένο σύστημα συντεταγμένων υπολογίζονται με βάση αυτή του μονοβάθμιου δυναμικού συστήματος (σχέση 1.2) για την κάθε ιδιομορφή k . Πιο αναλυτικά έχουμε:

$$|\Phi_{q,k}(\omega)| = \left| \frac{q_k}{R_k} \right| = \frac{1}{k_{qk}} \frac{1}{\sqrt{(1-r_k^2)^2 + (2\zeta_k r_k)^2}} \quad (2.11)$$

και

$$\phi_k = \tan^{-1} \frac{-2\zeta_k r_k}{1-r_k^2}, \text{ όπου } r_k = \omega/\omega_{nk}.$$

Άρα για το διβάθμιο δυναμικό σύστημα η τροποποιημένη εξίσωση κίνησης μπορεί να γραφτεί ως εξής:

$$\begin{Bmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{q1} & 0 \\ 0 & \Phi_{q2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \end{Bmatrix}.$$

Γενικά μπορούμε να γράψουμε σε μια πιο απλοποιημένη μορφή

$$\{q\} = [\Phi_q]\{R\} \quad (2.12)$$

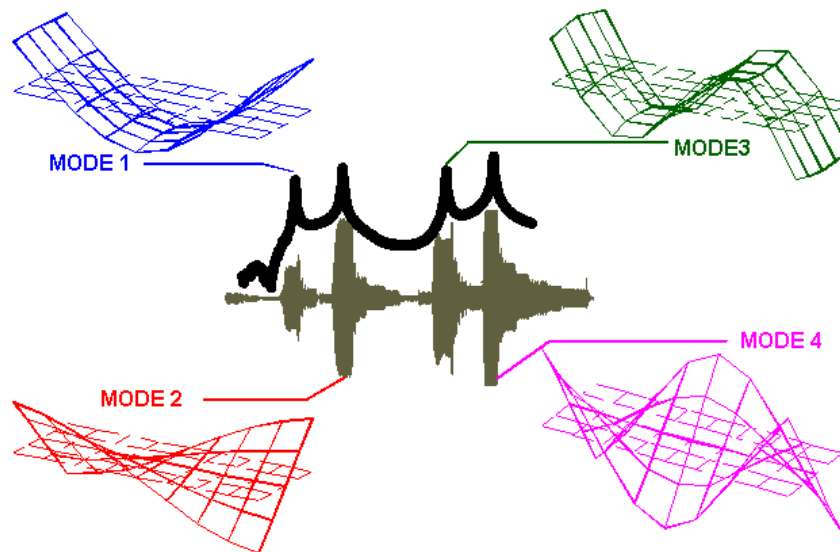
όπου Φ_q είναι ο διαγώνιος πίνακας που περιέχει τις συναρτήσεις μεταφοράς του συστήματος. Αντικαθιστώντας $\{R\} = [P]^T \{F\}$ και $\{x\} = [P]\{q\}$ στη σχέση (2.12), προκύπτει η εξίσωση ταλάντωσης στο αρχικό σύστημα συντεταγμένων:

$$\{x\} = [P][\Phi_q][P]^T \{F\} \quad (2.13)$$

ή αλλιώς

$$\{x\} = \left(\sum_{k=1}^n \{P\}_k \{P\}_k^T \Phi_{q,k} \right) \{F\} \quad (2.14)$$

όπου $\{P\}_k$ είναι οι ιδιομορφές του δυναμικού συστήματος και n ο βαθμός του. Επομένως οι εξαναγκασμένες ταλαντώσεις για οποιοδήποτε σύστημα συντεταγμένων μπορούν να υπολογιστούν κάνοντας χρήση των ιδιομορφών του δυναμικού συστήματος $\{P\}_k$, της τροποποιημένης συνάρτησης μεταφοράς Φ_{qk} και της εξωτερικής διεγείρουσας δύναμης σύμφωνα με τα παραπάνω.



Εικόνα 2.6: Ιδιομορφές μιας επίπεδης πλάκας.

Στην εικόνα 2.6 παρατηρούμε τις τέσσερις χαρακτηριστικές ιδιομορφές μια επίπεδης πλάκας [6][16]. Στο κέντρο διακρίνουμε χρονικό σήμα (απόκριση της πλάκας σε μια δεδομένη διέγερση) και την συνάρτηση μεταφοράς αυτού του σήματος, με μαύρο χρώμα. Από τις κορυφές των συχνοτήτων που εμφανίζονται στη συνάρτηση μεταφοράς, η κάθε μια αντιπροσωπεύει μια χαρακτηριστική ιδιομορφή της επίπεδης πλάκας.

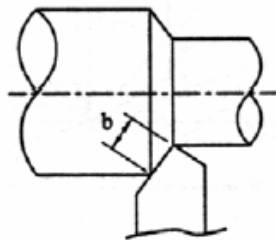
2.3. Αυτοδιεγερόμενες ταλαντώσεις εργαλειομηχανών (Chattering)

Πρόκειται για τύπο ταλάντωσης που στην περίπτωση εργαλειομηχανών κοπής συμβαίνει αν το πλάτος αποβλήτου είναι πολύ μεγάλο για τη στιβαρότητα του δεδομένου συστήματος εργαλειομηχανή-τεμάχιο-εργαλείο. Στις περιπτώσεις αυτές οι ταλαντώσεις ξεκινούν και αναπτύσσονται γρήγορα. Η δύναμη κοπής μεταβάλλεται περιοδικά, φτάνοντας σε σημαντικά πλάτη, η κατεργασμένη επιφάνεια γίνεται κυματοειδής και το πλάτος αποβλήτου μεταβάλλεται στο όριο τόσο πολύ, που σπάει. Η αυτοδιεγερόμενη

ταλάντωση είναι εύκολα αναγνωρίσιμη από τον χαρακτηριστικό θόρυβο που συνδέεται με αυτή, από τα σημάδια στην κατεργασμένη επιφάνεια και από την εμφάνιση του αποβλήτου. Η κατεργασία παρουσία αυτοδιεγερόμενων ταλαντώσεων –ασταθής κοπή– είναι μη αποδεκτή λόγω των σημαδιών στην κατεργασμένη επιφάνεια και επειδή τα μεγάλα τοπικά μέγιστα της μεταβλητής δύναμης κοπής μπορούν να προκαλέσουν θραύση του εργαλείου ή άλλων εξαρτημάτων της μηχανής. Αντίστοιχα, το πλάτος αποβλήτου και ο ρυθμός αποβολής υλικού πρέπει να κρατηθούν κάτω από το όριο που σηματοδοτεί την αυτοδιεγερόμενη ταλάντωση. Έτσι, η αυτοδιεγερόμενη ταλάντωση αποτελεί τον παράγοντα περιορισμού του ρυθμού αποβολής υλικού, το οποίο πρέπει να βρίσκεται κάτω από το όριο που θέτει η διαθέσιμη ισχύς και η ροπή της κύριας ατράκτου της εργαλειομηχανής. Στη συνέχεια παρουσιάζουμε τον μηχανισμό αυτοδιεγερόμενης ταλάντωσης στη τόννευση, μιας και η εποπτεία του φαινομένου αυτού στην περίπτωση αυτή είναι απλούστερη και γίνεται πιο εύκολα αντιληπτή συγκριτικά με αυτή στο φρεζάρισμα, όπου εμπλέκονται σύνθετες μαθηματικές εκφράσεις.

2.3.1. Μηχανισμός αυτοδιεγερόμενης ταλάντωσης κατά την κοπή

Καθώς το τεμάχιο περιστρέφεται το κοπτικό εργαλείο αφαιρεί από αυτό υλικό με ρυθμό που καθορίζεται από τη μορφή του απόβλητου, επομένως αν από περιστροφή σε περιστροφή υπάρχει διαφορετικός ρυθμός αποβολής υλικού για κάποιο λόγο, τότε στο επόμενο πέρασμα (πάσο), το κοπτικό εργαλείο καλείται να αντιμετωπίσει διαφορετικά πάχη αποβλήτου. Αυτό εν συνέχεια προκαλεί χαλάρωση στο σύστημα κοπτικό εργαλείο – τεμάχιο, σε ορισμένες περιπτώσεις όπου το κοπτικό συναντά μικρά πάχη και σύσφιξη σε περιπτώσεις μεγάλων παχών σε σχέση με τα προηγούμενα. Οι αλλαγές αυτές καταστάσεων προκαλούν τις αυτοδιεγερόμενες ταλαντώσεις, εφόσον η ίδια διαδικασία θα επαναλαμβάνεται και σε επόμενα πάσα εάν δεν ληφθούν κάποια μέτρα.



Εικόνα 2.7: Πλάτος αποβλήτου.

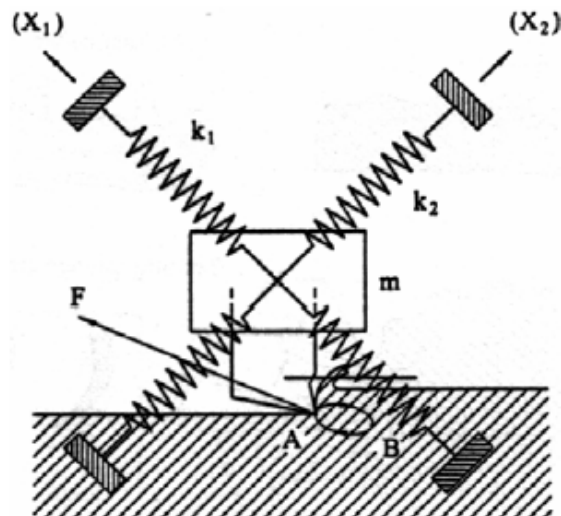
Ο πιο σημαντικός παράγοντας κοπής, ο οποίος είναι κρίσιμος για την πρόκληση αυτοδιεγερόμενης ταλάντωσης είναι το πλάτος αποβλήτου b (άμεσα συνδεδεμένο με το βάθος κοπής a), βλ. εικόνα 2.7.

Για αρκετά μικρά πλάτη αποβλήτου b , η κοπή είναι σταθερή, χωρίς αυτοδιεγερόμενη ταλάντωση. Αυξάνοντας το b ξεκινά η αυτοδιεγερόμενη ταλάντωση μόλις ξεπεραστεί

ορισμένο βάθος κοπής, a_{lim} , και γίνεται πιο έντονη για όλες τις τιμές $a > a_{lim}$. Η τιμή a_{lim} γενικά εξαρτάται από τα δυναμικά χαρακτηριστικά της εργαλειομηχανής, από το υλικό τεμαχίου κατεργασίας, από την ταχύτητα κοπής, την πρόωση και από την γεωμετρία του κοπτικού εργαλείου.

Υπάρχουν δύο κυρίως πηγές αυτοδιέγερσης στην κοπή: σύζευξη τρόπων ταλάντωσης (Mode coupling) και αναγέννηση κυμάτωσης επιφάνειας.

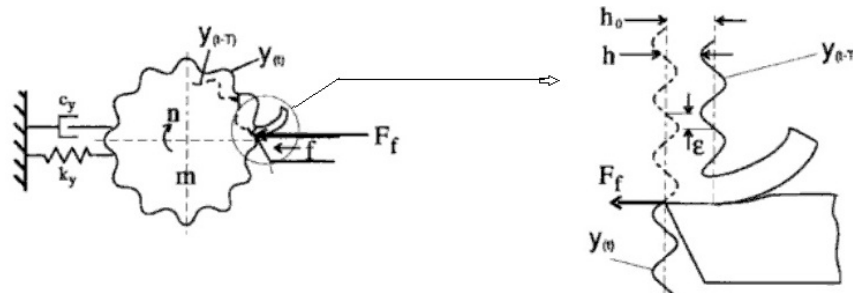
Σύζευξη τρόπων ταλάντωσης είναι ο μηχανισμός αυτοδιέγερσης που μπορεί να συνδεθεί με περιπτώσεις όπου η σχετική ταλάντωση μεταξύ εργαλείου και τεμαχίου μπορεί να υπάρξει ταυτόχρονα σε δύο τουλάχιστον διευθύνσεις στο επίπεδο της ορθογωνικής κοπής. Αυτό παριστάνεται συμβολικά στην εικόνα 2.8, όπου το εργαλείο φαίνεται να συνδέεται με μια μάζα αναρτημένη σε δύο σετ ελατηρίων σε διευθύνσεις κάθετες μεταξύ τους.



Εικόνα 2.8: Μηχανισμός της σύζευξης τρόπων ταλάντωσης σε ένα σύστημα με δύο βαθμούς ελευθερίας.

Σύγχρονη ταλάντωση στις δύο διευθύνσεις X_1 και X_2 με την ίδια συχνότητα και διαφορά φάσης μεταξύ των δύο, οδηγεί σε ελλειπτική κίνηση. Το τεμάχιο μπορεί να κινείται με μια σταθερή ταχύτητα κοπής v . Ας υποθέσουμε ότι το εργαλείο κινείται επάνω στην έλλειψη στην διεύθυνση των βελών του σχήματος. Η δύναμη κοπής F έχει την διεύθυνση που φαίνεται. Για το κομμάτι της περιοδικής κίνησης του εργαλείου AB η δύναμη ενεργεί ενάντια στην κίνηση και απορροφά ενέργεια. Κατά την κίνηση BA η δύναμη οδηγεί το εργαλείο και δίνει ενέργεια στην κίνησή του. Επειδή η κίνηση BA αντιστοιχεί σε σημείο βαθύτερα στη ζώνη κοπής, η δύναμη F είναι μεγαλύτερη από ότι σε σύγκριση με την κίνηση AB και η ενέργεια που προσδίδεται από την δύναμη F στην περιοδική κίνηση στο τμήμα BA είναι μεγαλύτερη από την ενέργεια που απορροφάται στο τμήμα AB . Περιοδικά, υπάρχει περίσσεια ενέργειας που συντηρεί τις ταλαντώσεις

ενάντια στις απώλειες απόσβεσης. Για διάφορους προσανατολισμούς διευθύνσεων του συστήματος, η ικανότητά του να αντλεί ενέργεια με τον τρόπο αυτό ποικίλει.



Εικόνα 2.9: Απεικόνιση τεμαχίου και κυμάτωση αποβλήτου στην τόνρευση.

Αναγέννηση κυμάτωσης είναι δυνατή επειδή σε όλες σχεδόν τις κατεργασίες κοπής το εργαλείο αφαιρεί απόβλητο από μια επιφάνεια που δημιουργήθηκε από το εργαλείο σε προηγούμενο πάσο. Αν υπάρχει σχετική ταλάντωση μεταξύ του εργαλείου και του τεμαχίου προκαλείται κυμάτωση στην κατεργασμένη επιφάνεια. Το εργαλείο στο επόμενο πάσο συναντά μια κυματοειδή επιφάνεια και αφαιρεί απόβλητο με μεταβλητό πάχος, πιθανά με ακόμη μεγαλύτερη μεταβλητότητα από πριν. Η δύναμη κοπής είναι περιοδικά μεταβαλλόμενη. Αυτό προκαλεί ταλαντώσεις και ανάλογα με τις συνθήκες που θα αναπτυχθούν παρακάτω, οι ταλαντώσεις αυτές μπορεί να είναι τουλάχιστον ίσες σε πλάτος με αυτές του προηγούμενου πάσου. Η καινούρια επιφάνεια είναι επίσης κυματοειδής και με τον τρόπο αυτό η κυμάτωση συνεχώς αναγεννιέται. Η αναγέννηση κυμάτωσης επηρεάζεται από την γεωμετρία της κατεργασίας, η οποία επιβάλλει έναν περιορισμό στην φάση μεταξύ κυματώσεων που παράγονται σε επόμενα πάσα. Στην τόνρευση, μεταξύ διαδοχικών πάσων, το εργαλείο ανάλογα με την κυμάτωση της προηγούμενης επιφάνειας μπορεί να απομακρύνεται από το τεμάχιο με αποτέλεσμα οι ταλαντώσεις να εξασθενούν ή να το πλησιάζει και οι ταλαντώσεις να αυξηθούν. Στην τόνρευση, η φάση ϵ μεταξύ διαδοχικών κυματώσεων καθορίζεται από μια σχέση μεταξύ της ταχύτητας περιστροφής της ατράκτου n και της συχνότητας f_c της αυτοδιεγειρόμενης ταλάντωσης. Ο αριθμός κυμάτων μεταξύ διαδοχικών κοπών είναι [2]:

$$\frac{f_c}{n} = k + \frac{\epsilon}{2\pi} \quad (3.1)$$

όπου f_c η συχνότητα σε Hz και n η ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου σε *rev/sec*. Ο αριθμός k είναι ο μεγαλύτερος δυνατός ακέραιος έτσι ώστε $\epsilon/2\pi < 1$. Με άλλα λόγια, στην περιφέρεια του κομματιού υπάρχουν k πλήρη κύματα και το κλάσμα $\epsilon/2\pi$ ενός κύματος. Η απόκλιση του πάχους του αποβλήτου (h_0-h) σύμφωνα με εικόνα 2.9, που είναι συναρτήσε της φάσης ϵ μπορεί να πάρει τιμές μηδέν όταν $\epsilon=0$ ή μέγιστη τιμή όταν $\epsilon=\pi$. Προφανώς, δεν υπάρχει αυτοδιεγειρόμενη ταλάντωση για $\epsilon=0$ επειδή δεν υπάρχει περιοδική αυτοδιεγειρόμενη δύναμη. Αν ο γεωμετρικός περιορισμός που μόλις περιγράφηκε οδήγησε σε μια μεγάλη διαφορά ϵ , το σύστημα θα προσάρμοζε την

συχνότητα για να πετύχει την πιο ευνοϊκή ε . Στην τόννευση ακόμα και μια μικρή μεταβολή της συχνότητας οδηγεί σε μεγάλη μεταβολή της φάσης ε – η μεταβολή του k κατά 1 προκαλεί μια πλήρη (2π) μεταβολή στο ε . Αν για παράδειγμα υπάρχουν $k=50$ κύματα στην περιφέρεια του κομματιού, μια μεταβολή κατά 2% στην συχνότητα προκαλεί μια μεταβολή 2π στην φάση ε . Αντίστοιχα, ο γεωμετρικός περιορισμός στην φάση ε έχει μικρή επίδραση στο όριο σταθερότητας της τόννευσης.

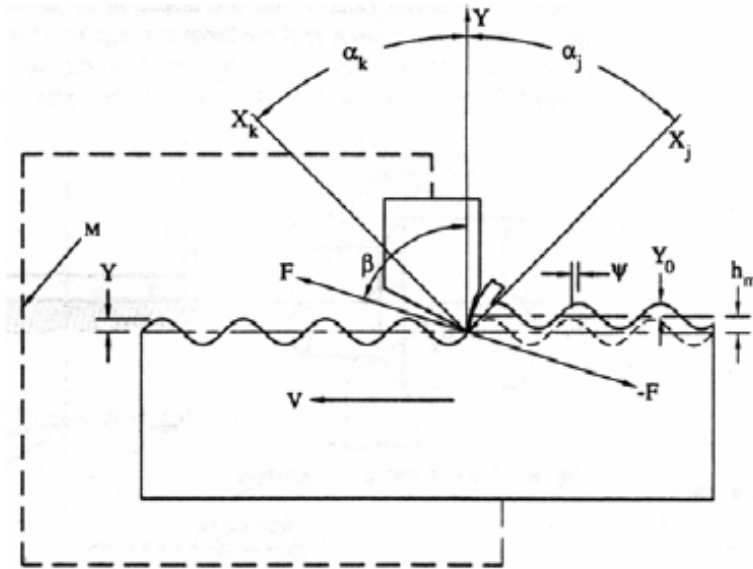
2.3.2. Η συνθήκη για το όριο σταθερότητας της αυτοδιεγερόμενης ταλάντωσης

Η θεωρία της αυτοδιεγερόμενης ταλάντωσης που παρουσιάζεται εδώ βασίζεται σε έναν αριθμό απλοποιήσεων, οι οποίες, ωστόσο, αποδείχθηκε ότι δεν μεταβάλλουν ουσιαστικά τους σημαντικότερους παράγοντες του ορίου σταθερότητας όπως αυτοί βρίσκονται πειραματικά. Αυτοί είναι:

1. Το σύστημα ταλάντωσης της μηχανής είναι γραμμικό
2. Η διεύθυνση της μεταβλητής συνιστώσας της δύναμης κοπής είναι σταθερή
3. Η μεταβλητή συνιστώσα της δύναμης κοπής εξαρτάται μόνο από την ταλάντωση στην διεύθυνση την κάθετη στην επιφάνεια κοπής
4. Η τιμή της μεταβλητής συνιστώσας της δύναμης κοπής μεταβάλλεται ακαριαία και ανάλογα με την μεταβολή του πάχους αποβλήτου
5. Η συχνότητα της ταλάντωσης και η αμοιβαία μετατόπιση φάσης των κυματώσεων σε διαδοχικές επικαλυπτόμενες κοπές δεν επηρεάζονται από την σχέση του μήκους κύματος και του μήκους κοπής.

Αυτή η υπόθεση παραπέμπει σε άπειρο μήκος κοπής και είναι πρακτικά έγκυρη κατά την τόννευση και την κατεργασία boring.

Η συζήτηση γίνεται με αναφορά στην εικόνα 2.10. Η δομή της εργαλειομηχανής απεικονίζεται ως ένα πλαίσιο με το τεμάχιο στην μία άκρη και το εργαλείο κοπής στην απέναντι άκρη. Υπάρχει η σχετική κίνηση κοπής μεταξύ των δύο κατά την διεύθυνση της ταχύτητας κοπής v . Η δομή αποτελεί ένα σύστημα ταλάντωσης που χαρακτηρίζεται από τρόπους ταλάντωσης, κάθε ένας εκ των οποίων αντιπροσωπεύεται κυρίως από έναν βαθμό ελευθερίας της σχετικής κίνησης μεταξύ εργαλείου – τεμαχίου και συγκεκριμένη διεύθυνση. Οι διευθύνσεις X_k και X_j είναι δύο τέτοιες διευθύνσεις. Η συνιστώσα ταλάντωσης που είναι κάθετη στην επιφάνεια κοπής παράγει κυματώσεις με πλάτος Y_0 σε μια κοπή και στην επόμενη κοπή έχει πλάτος Y . Τα πλάτη αυτά εκφράζουν τόσο το μέγεθος και την μετατόπιση φάσης των ταλαντώσεων, όσο και τις κυματώσεις σε δύο διαδοχικά πάσα κοπής. Η διεύθυνση της δύναμης κοπής είναι κεκλιμένη κατά την γωνία β ως προς την Y και οι διευθύνσεις των διακεκριμένων τρόπων της ταλάντωσης μετρούνται από την Y με αντίστοιχες γωνίες α_i .



Εικόνα 2.10: Το διάγραμμα αναγέννησης το οποίο συσχετίζει την δύναμη, την κυμάτωση επιφάνειας, και τον κραδασμό.

Η διαδικασία της αυτοδιέγερσης είναι κλειστός βρόγχος όπου οι ταλαντώσεις προκαλούν μεταβολή δύναμης και η μεταβλητή δύναμη με την σειρά της προκαλεί ταλαντώσεις. Η δύναμη εξαρτάται από ταλαντώσεις σε δύο τουλάχιστον διαδοχικά πάσα:

$$F = k_s a h \quad (3.2)$$

όπου a βάθος κοπής, k_s είναι ο συντελεστής δύναμης κοπής (δύναμη κοπής για μοναδιαίο εμβαδόν αποβλήτου) και h είναι το πάχος αποβλήτου που αποτελείται :

από μια σταθερή τιμή h_m (το μέσο πάχος αποβλήτου), το οποίο είναι ίσο με το θεωρητικό πάσο από τις μεταβολές Y_0 στην κορυφή, την κυμάτωση της επιφάνειας από το προηγούμενο πάσο από τις μεταβολές Y στον πάτο λόγω της ταλάντωσης στο τρέχον πάσο:

$$h = h_m + (Y_0 - Y)e^{j\omega x} \quad (3.3)$$

Αντίστοιχα, η δύναμη έχει επίσης μια μέση τιμή F_m και μια μεταβλητή συνιστώσα. Επειδή έχουμε θεωρήσει γραμμικό σύστημα μπορούμε να αγνοήσουμε τις μέσες συνιστώσες και να γράψουμε την σχέση μεταξύ του πλάτους F της μεταβλητής δύναμης και του πλάτους του μεταβλητού πάχους αποβλήτου:

$$F = k_s a (Y_0 - Y) \quad (3.4)$$

όπου a το βάθος κοπής και $(Y_0 - Y)$ η μεταβολή του πάχους αποβλήτου.

Η σχέση ανάδρασης των ταλαντώσεων που προκαλούνται από την δύναμη αυτή είναι γενικά:

$$Y = FG(\omega) \quad (3.5)$$

Όπου $G(\omega)$ είναι η συνάρτηση διαπόκρισης του συστήματος, δηλαδή ο λόγος του μιγαδικού πλάτους της συνιστώσας Y όλων των X ταλαντώσεων προς το μιγαδικό πλάτος μιας δύναμης που δρα κατά την διεύθυνση F συναρτήσει της συχνότητας ω . Η συνάρτηση διαπόκρισης λαμβάνεται ως το άθροισμα όλων των συναρτήσεων μεταφοράς των τρόπων G_i επί των συντελεστών διεύθυνσης u_i :

$$U_i = \cos(a_i) \cos(a_i - \beta) \quad (3.6)$$

$$G = \sum_1^i u_i g_i \quad (3.7)$$

$$\text{Αν συνδυάσουμε τις (3.4) και (3.5) προκύπτει: } Y = k_s a G(Y_0 - Y) \quad (3.8)$$

$$\text{και μετά από τροποποίηση: } \frac{Y_0}{Y} = \frac{\frac{1}{k_s a} + G}{G} \quad (3.9)$$

Η συνθήκη για το όριο σταθερότητας μπορεί να διατυπωθεί ώστε οι ταλαντώσεις να μην φθίνουν ούτε να αυξάνονται από πάσο σε πάσο, ή αλλιώς, τα μεγέθη $|Y_0|$ και $|Y|$ να είναι ίσα:

$$\frac{Y_0}{Y} = 1 \quad (3.10)$$

$$\text{Συνδυάζοντας τις σχέσεις (3.9) και (3.10) παίρνουμε: } \left| \frac{1}{k_s a} + G \right| = |G| \quad (3.11)$$

Η σχέση (3.11) εκφράζει την ισότητα των απόλυτων τιμών δύο μιγαδικών αριθμών. Η ισότητα των φανταστικών μερών τους είναι προφανής ενώ η ισότητα των πραγματικών μερών τους είναι:

$$\frac{1}{k_s a} + \text{Re}(G) = \pm \text{Re}(G) \quad (3.12)$$

Το θετικό πρόσημο οδηγεί σε $a = \infty$, ενώ το αρνητικό πρόσημο δίνει την ζητούμενη συνθήκη για το όριο σταθερότητας. Επομένως μπορούμε να εκφράσουμε την οριακή τιμή για το βάθος κοπής (που είναι σε άμεση εξάρτηση με το πάχος αποβλήτου) ως εξής:

$$a_{\text{lim}} = \frac{-1}{2k_s \text{Re}(G)} \quad (3.13)$$

Το βάθος κοπής a είναι θετικός αριθμός, επομένως η συνθήκη (3.13) μπορεί να ικανοποιηθεί μόνο για το αρνητικό μέρος της συνάρτησης $\text{Re}[G(\omega)]$. Επιπλέον, από όλες τις τιμές του a που ικανοποιούν την συνθήκη αυτή υπάρχει μια ελάχιστη, το *ελάχιστο βάθος κοπής* στο οποίο μπορεί να προκληθεί αυτοδιεγερόμενη ταλάντωση. Αυτό είναι το

κρίσιμο όριο σταθερότητας [2] και αντιστοιχεί στην ελάχιστη τιμή της συνάρτησης $Re[G(\omega)]$.

$$a_{lim,cr} = \frac{-1}{2k_s Re(G)_{min}} \quad (3.14)$$

Για βάθη κοπής μικρότερα του $a_{lim,cr}$ η κοπή είναι σταθερή, αφού δεν υπάρχει αυτοδιεγχειρόμενη ταλάντωση. Στην πράξη, λόγω μη γραμμικότητας των φαινομένων (απόσβεση από τριβή κλπ), το πλάτος της ταλάντωσης θα σταθεροποιηθεί σε έναν πεπερασμένο αριθμό. Η συνθήκη αυτή έχει μεγάλη πρακτική σημασία καθώς χρησιμοποιείται για την ανάλυση και τον σχεδιασμό κατασκευών με μέγιστη σταθερότητα και ελάχιστο βάρος. Προσφέρει ένα σαφώς ορισμένο κριτήριο για τις δυναμικές ιδιότητες των εργαλειομηχανών. Ουσιαστικά, δείχνει ότι το βάθος κοπής είναι ανάλογο της στιβαρότητας της εργαλειομηχανής και αντιστρόφως ανάλογο της σταθεράς κοπής του υλικού του τεμαχίου.

Κεφάλαιο 3. Πειραματική δυναμική ανάλυση

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζεται μια περιγραφή των πειραματικών διατάξεων που αφορούν στην πειραματική δυναμική ανάλυση μιας μηχανολογικής κατασκευής.

Αρχικά, κρίνεται σκόπιμο να αναφερθούν οι μέθοδοι μετρήσεων ταλαντώσεων για να εντοπισθούν οι παράμετροι που εμπλέκονται σε αυτές ώστε να επιλεγούν αυτές που απαιτεί η κάθε περίπτωση. Υπάρχουν δύο βασικές κατηγορίες μετρήσεων ταλαντώσεων [3]: μετρήσεις ενός μόνο παράγοντα (συνήθως τα επίπεδα της απόκρισης) και μετρήσεις και της εισόδου (διέγερσης) αλλά και της εξόδου (απόκρισης). Σύμφωνα με τη βασική σχέση που συνδέει είσοδο – έξοδο:

$$\text{ΑΠΟΚΡΙΣΗ} = \text{ΣΥΝΑΡΤΗΣΗ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ} \times \text{ΔΙΕΓΕΡΣΗ}$$

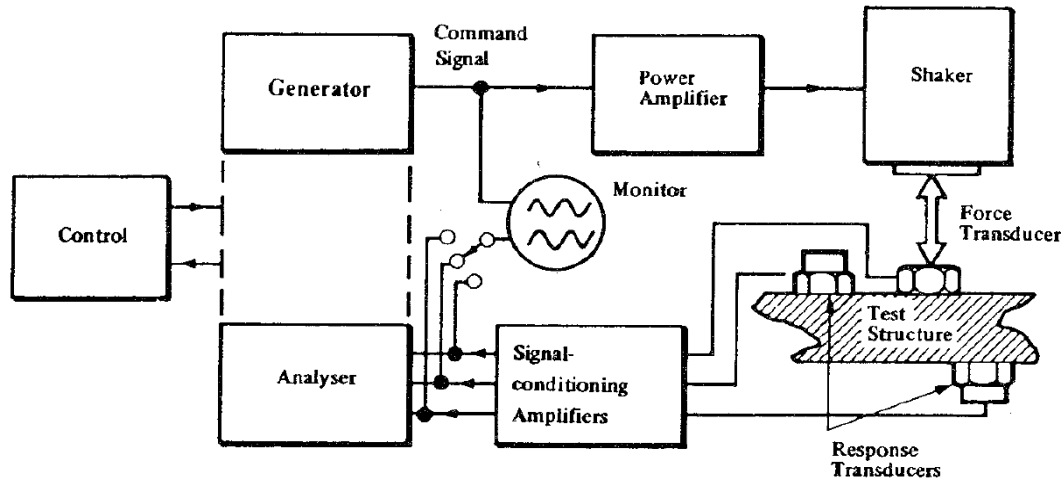
είναι δυνατός ο καθορισμός των αιτιών που προκαλούν ταλάντωση σε μια μηχανολογική κατασκευή μετρώντας κάθε φορά δύο από τις παραμέτρους που εμπριέχονται στην εξίσωση. Ωστόσο, όταν, για παράδειγμα, μετράται μόνο η απόκριση δεν είναι κανείς σε θέση να προσδιορίσει ότι αυτή προκαλείται από έναν εξωτερικό παράγοντα (μια έντονη διέγερση) ή από συντονισμό της κατασκευής. Παρόλα αυτά η κάθε μέθοδος μέτρησης ταλαντώσεων έχει τη δική της χρησιμότητα και εφαρμογή που καθορίζεται από τον μελετητή ανάλογα με το σκοπό της μέτρησης.

Στην παρούσα εργασία μετρώνται ταυτόχρονα διέγερση και απόκριση με τη βοήθεια κατάλληλου εξοπλισμού και μέσω της βασικής τους σχέσης προσδιορίζεται η συνάρτηση μεταφοράς. Στη μέθοδο αυτή υπάρχουν αρκετές προσεγγίσεις που αφορούν το είδος της διέγερσης αλλά προς το παρόν θα επικεντρωθούμε στη *σημειακή* διέγερση. Στην απλή αυτή προσέγγιση η διέγερση εφαρμόζεται σε ένα επιλεγμένο σημείο της κατασκευής το οποίο καθορίζεται από τον μελετητή. Συνήθως τέτοιου είδους μετρήσεις καλούνται *μετρήσεις κινητικότητας* (mobility measurements) ή μετρήσεις *συνάρτησης μεταφοράς* (FRF measurements).

Στη συνέχεια παρουσιάζεται ένα βασικό μετρητικό σύστημα, γενικά απλής μορφής, αλλά που μπορεί, ανάλογα με την περίπτωση, να τροποποιηθεί ώστε να καλύψει πλήρως τις ανάγκες της εκάστοτε μέτρησης. Τα βασικά του μέρη είναι:

- *ο μηχανισμός διέγερσης*
- *το σύστημα μετατροπής σήματος*, όπου οι μηχανικές διεγέρσεις και ταλαντώσεις μετατρέπονται σε ηλεκτρικό σήμα
- *ο αναλυτής σήματος*, που δημιουργεί την απαραίτητη δευτερογενή πληροφορία αναλύοντας το σήμα

Η εικόνα 3.1 παρουσιάζει μια τέτοια τυπική πειραματική διάταξη. Τα στοιχεία τα οποία έχουν καθοριστικό ρόλο περιγράφονται στη συνέχεια για καλύτερη κατανόηση της διάταξης.



Εικόνα 3.1: Βασικό πειραματικό μοντέλο μέτρησης συνάρτησης μεταφοράς.

Τα κυριότερα εξαρτήματα που απαρτίζουν το πειραματικό μοντέλο είναι:

1. *Πηγή σήματος της διέγερσης.* Το σήμα της διέγερσης εξαρτάται από το είδος του πειράματος και έχει τις παρακάτω μορφές:
 - ημιτονοειδές (από έναν ταλαντωτή)
 - περιοδικό (από μια ειδική γεννήτρια σήματος)
 - τυχαίο (από γεννήτρια τυχαίας διαταραχής)
 - κρουστικό-παροδικό (από γεννήτρια παλμού ή από ειδικό κρουστικό σφυρί)
2. *Ενισχυτής σήματος διέγερσης.* Το εξάρτημα αυτό είναι απαραίτητο για να ενισχύσει την προεπιλεγμένη μορφή σήματος (μια από τις παραπάνω μορφές) που θα διεγείρει την κατασκευή. Επίσης είναι απαραίτητο να επιλέξουμε τον κατάλληλο ενισχυτή σήματος ανάλογα με τη είδος του σήματος διέγερσης.
3. *Διεγέρτης.* Η κατασκευή μας μπορεί να διεγείρεται με διάφορους τρόπους, ωστόσο οι πιο διαδεδομένοι διεγέρτες είναι οι ταλαντωτές και τα σφυριά παλμού.
4. *Μετατροπέας σήματος.* Το εξάρτημα αυτό είναι απαραίτητο για να γίνει η μετατροπή του μηχανικού σήματος, το οποίο απελευθερώνει η κατασκευή μας αφού διεγερθεί, σε ηλεκτρικό σήμα. Τέτοιου είδους εξαρτήματα είναι τα πιεζοηλεκτρικά, τα ηλεκτρομηκυνσιόμετρα (strain gauges), τα επιταχυνσιόμετρα, τα μετρητικά αισθητήρια (probes) μετατόπισης – ταλάντωσης κ.ά.
5. *Ενισχυτής απελευθερωμένου σήματος.* Ο ενισχυτής αυτός ενισχύει το σήμα του μετατροπέα πριν αυτό προβεί σε επεξεργασία.

6. *Αναλυτής σήματος*. Πρόκειται συνήθως για ένα πακέτο λογισμικού, το οποίο έχει σκοπό να επεξεργαστεί το ενισχυμένο απελευθερωμένο σήμα και να προβάλει ανάλογα με τις επιλογές του χρήστη της πληροφορίες για την κατάσταση της κατασκευής. Επιπλέον έχει τη δυνατότητα να προβάλει χαρακτηριστικά του σήματος διέγερσης.

3.1. Είδη μηχανισμού διεγέρσεων και μέτρησης απόκρισης

Όπως προαναφέρθηκε, τα σήματα που πρόκειται να διεγείρουν την κατασκευή μας μπορούν να έχουν τις εξής μορφές: ημιτονοειδές, περιοδικό, τυχαίο και παροδικό. Οι μορφές αυτές σημάτων προέρχονται από ειδικές κατασκευές που χρησιμοποιούν ανάλογα με το είδος τους: μηχανική, ηλεκτρομαγνητική ή ηλεκτροϋδραυλική δύναμη ταλάντωσης. Στην περίπτωση μας, το *κρουστικό σφυρί* αποτελεί μια από αυτές τις κατασκευές. Γενικά, υπάρχει ευρεία γκάμα μηχανισμών διεγέρσεως που διαχωρίζονται: στους μηχανισμούς επαφής και τους μηχανισμούς αποστάσεως. Ένα άλλο βασικό εξάρτημα μέτρησης των κραδασμών αποτελεί το επιταχυνσιόμετρο και η επιλογή λαμβάνει υπόψη το εύρος συχνοτήτων και το το βάρος του.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται μερικά χαρακτηριστικά στοιχεία για τον κρουστικό σφυρί και το επιταχυνσιόμετρο, με τα οποία υλοποιήθηκε η πειραματική μελέτη.

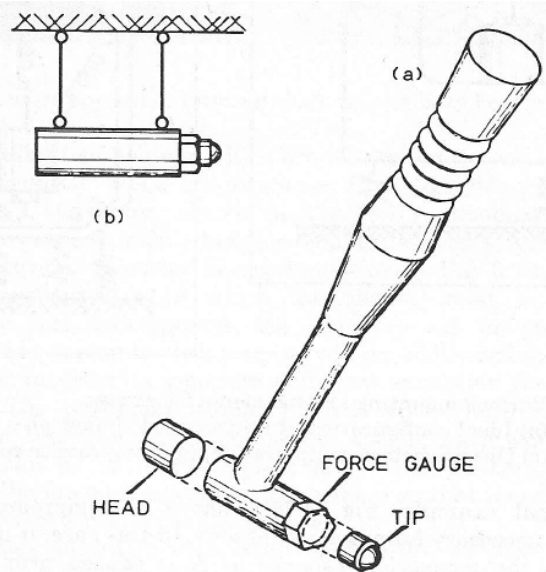
3.1.1. Κρουστικό σφυρί (*impact hammer*)

Το κρουστικό σφυρί αποτελεί ένα απλό, αλλά και αρκετά δημοφιλές, μηχανισμό κρουστικής διέγερσης. Ο μηχανισμός του είναι απλοϊκός και η αρχή λειτουργίας του στηρίζεται στην κρουστική δύναμη ταλάντωσης. Το εξάρτημά του είναι έτσι σχεδιασμένο ώστε να μπορεί ο χρήστης να αλλάζει τις κεφαλές, που στην ουσία είναι αντίβαρα, και το κάθε ένα σχετίζεται με τη συχνότητα διέγερσης καθώς και το εύρος δυνάμεων που μπορεί να δεχτεί η διεγερόμενη κατασκευή [3].

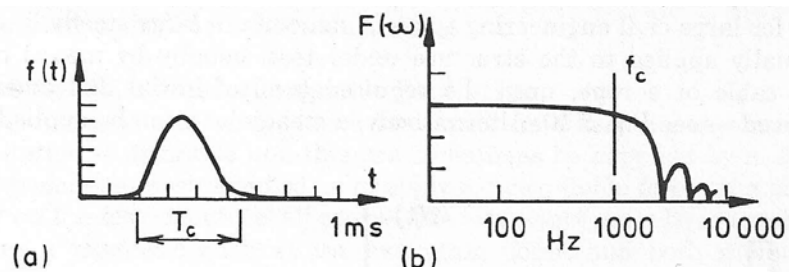
Το άκρο του σφυριού, που έρχεται σε κρουστική επαφή με την κατασκευή ή δοκίμιο προς εξέταση, έχει τέτοια διαμόρφωση ώστε να δέχεται ένα επιπλέον εξάρτημα με επιταχυνσιόμετρο για τη μέτρηση του μεγέθους της δύναμης πρόσκρουσης. Τα εξαρτήματα αυτά είναι τα λεγόμενα άκρα-tips, τα οποία ανάλογα με το δοκίμιο – κατασκευή προς μελέτη, και το εύρος της κρουστικής δύναμης, κατηγοριοποιούνται σε μαλακά, μέτρια και σκληρά. Το μέγεθος της κρουστικής δύναμης καθορίζεται από τη μάζα της κεφαλής του σφυριού αλλά και από την ταχύτητα με την οποία αυτό προσκρούει στο δοκίμιο.

Το εύρος συχνοτήτων που διεγείρονται με την πρόσκρουση, εξαρτάται από τη δυσκαμψία της επιφάνειας του άκρου του σφυριού και του δοκιμίου καθώς και από τη

μάζα της κεφαλής. Η σχέση που εκφράζει αυτή την εξάρτηση είναι της μορφής: $(\text{δυσκαμψία επιφανειών άκρου} - \text{δοκίμιο} / \text{κρουστική μάζα})^{1/2}$, και πρακτικά ερμηνεύει το γεγονός ότι το δοκίμιο παρουσιάζει απόκριση στη παραπάνω συχνότητα και πέρα από τη τιμή αυτή είναι δύσκολο να μεταφερθεί επιπλέον ενέργεια. Όταν, λοιπόν, το σφυρί προσκρούει στο δοκίμιο τότε αυτό υφίσταται παλμική δύναμη όπως αυτή της εικόνας 3.3 στο πεδίο του χρόνου. Ο παλμός αυτός στο πεδίο συχνοτήτων έχει αρχικά μια σταθερή τιμή μέχρι μια καθορισμένη συχνότητα (f_c) από την οποία και πέρα αρχίζει να μειώνεται.



Εικόνα 3.2: a) Κρουστικό σφυρί σε απλή μορφή b) κρουστικός μηχανισμός σε σύνθετη περίπτωση.

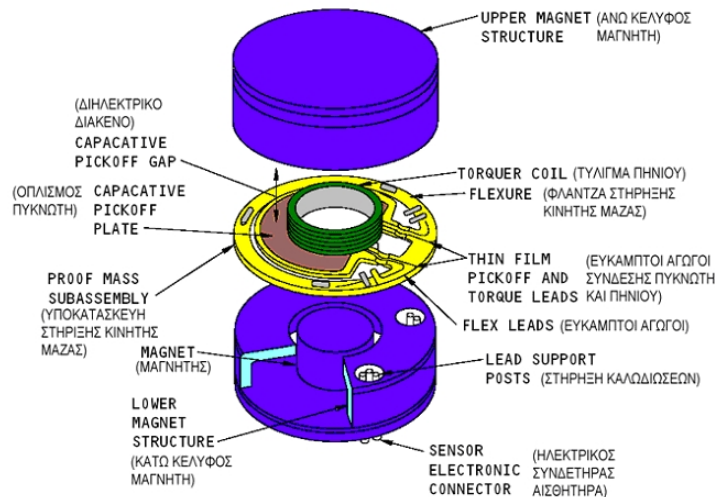


Εικόνα 3.3: a) παλμός στο πεδίο του χρόνου b) παλμός στο πεδίο συχνοτήτων.

Από την εικόνα 3.3 γίνεται σαφές ότι σε ταλαντώσεις με εύρος συχνοτήτων πέρα από τη συχνότητα f_c ο παλμός δεν μπορεί να γίνει αντιληπτός από το δοκίμιο, επομένως θα πρέπει να ελέγχεται η παράμετρος αυτή με κάποιο τρόπο. Υπάρχει συσχέτιση της διάρκειας του παλμού T_c και του εύρους συχνοτήτων όπου η τιμή του παραμένει σταθερή (f_c), συνεπώς για να αυξηθεί το εύρος συχνοτήτων είναι προτιμότερο να ελαττωθεί η διάρκεια του παλμού. Με τον ίδιο τρόπο συσχετίζονται στενά η δυσκαμψία του άκρου και η μάζα της κεφαλής του σφυριού. Συνεπώς, για να εξασφαλισθεί μεγάλο εύρος συχνοτήτων επιδιώκεται να συνδυάζονται σκληρότερα άκρα και μεγαλύτερες μάζες κεφαλής του σφυριού

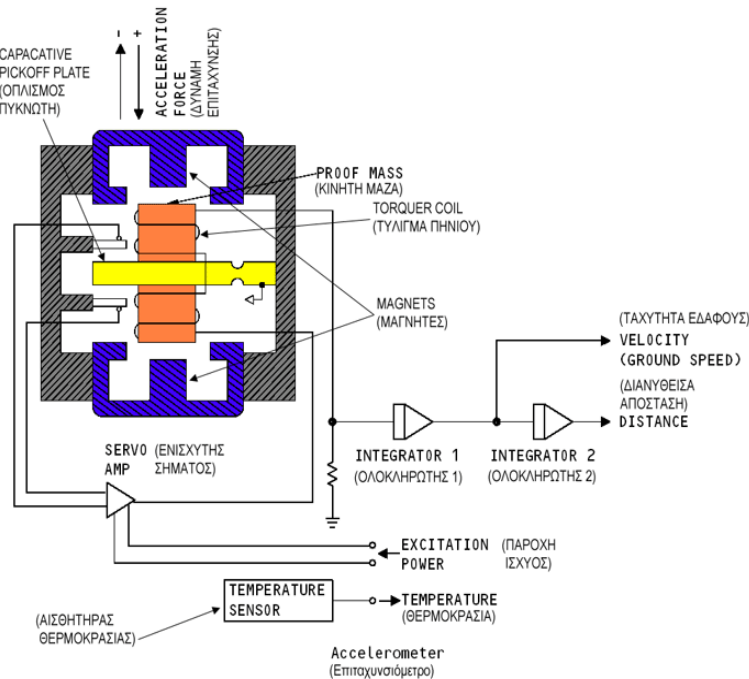
3.1.2 Επιταχυνσιόμετρα

Το επιταχυνσιόμετρο είναι μια ηλεκτρομηχανική συσκευή που έχει την ικανότητα να μετρά επιτάχυνση. Οι αντίστοιχες δυνάμεις μπορεί να είναι στατικές, όπως είναι η επιτάχυνση της βαρύτητας, ή δυναμικές όταν προκαλούνται – προέρχονται από αλλαγές στην ταχύτητα ή στην διεύθυνση της κίνησης (επιταχύνσεις, επιβραδύνσεις, στροφές). Χρησιμοποιείται κυρίως σε αδρανειακά συστήματα πλοήγησης αεροπλάνων και πλοίων, για την ενεργοποίηση του αερόσακου στα αυτοκίνητα, και σε οποιαδήποτε άλλη εφαρμογή απαιτείται η μέτρηση της επιτάχυνσης. Στην περίπτωση μας χρησιμοποιείται για να μετρά την απόκριση της εργαλειομηχανής που προκαλείται από την διέγερση με το κρουστικό σφυρί [18]. Υπάρχουν διάφοροι τρόποι να υλοποιηθεί ένα επιταχυνσιόμετρο. Ένας τρόπος είναι η αξιοποίηση του πιεζοηλεκτρικού φαινομένου. Χρησιμοποιείται πιεζοκρύσταλλος ο οποίος πιέζεται από μάζα με δύναμη ανάλογη της επιτάχυνσης που δέχεται αυτή και παράγει τάση λόγω πιεζοηλεκτρικού φαινομένου. Η οποία είναι ανάλογη της επιτάχυνσης. Ένας άλλος τρόπος είναι η μέτρηση αλλαγών στην χωρητικότητα ενός πυκνωτή. Ο πυκνωτής αποτελεί μέρος της ανάρτησης μάζας και η τιμή του μεταβάλλεται με την κίνηση αυτής της μάζας. Η αξιοποίηση της μεταβολής της χωρητικότητας του πυκνωτή παρέχει μέτρηση επιτάχυνσης, βλ. εικόνα 3.4. Υπάρχουν και άλλοι τρόποι όπως η χρήση της αλλαγής της αντίστασης κάποιου υλικού ανάλογη της πίεσης που δέχεται, η χρήση φυσαλίδας ζεστού αέρα, και η χρήση των ιδιοτήτων του φωτός.



Εικόνα 3.4: Δομή επιταχυνσιόμετρου.

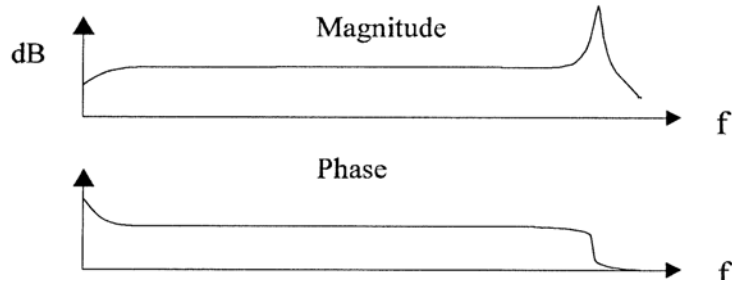
Στη συνέχεια θα περιγραφεί η λειτουργία του επιταχυνσιόμετρου διάταξης πυκνωτή και μάζας αδράνειας, βλ. εικόνα 3.5.



Εικόνα 3.5: Αρχή λειτουργίας

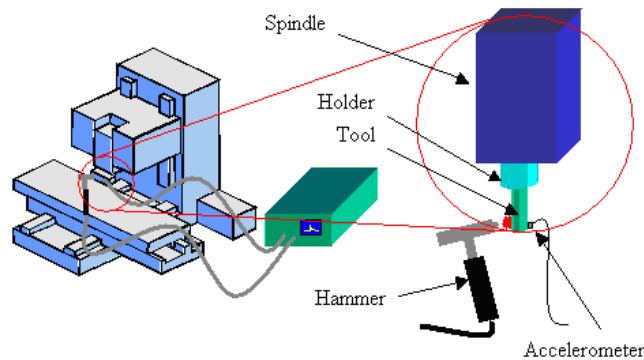
Παρατηρώντας το σχηματικό διάγραμμα βλέπουμε ότι υπάρχει αναρτημένη μάζα ανάμεσα στους πόλους δυο μαγνητών, (άνω – κάτω). Γύρω από την μεταλλική μάζα υπάρχει τύλιγμα πηνίου. Το έλασμα ανάρτησης της μεταλλικής μάζας σε συνδυασμό με δυο αγώγιμες πλάκες άνω και κάτω, σχηματίζει πυκνωτές. Επιτάχυνση κατά τον διαμήκη άξονα της μάζας, μετακινεί την μάζα υπερνικώντας την αντίσταση του ελατηρίου της ανάρτησης, μετακινώντας τη από το σημείο μηδέν ή το σημείο ισορροπίας. Η μετακίνηση αυτή προκαλεί αλλαγή στις χωρητικότητες των δυο πυκνωτών που στο σημείο ισορροπίας της μάζας είναι ίσες. Ο ενισχυτής σήματος αντιλαμβάνεται την διαφοροποίηση αυτή σαν σφάλμα και στέλνει κατάλληλο ηλεκτρικό ρεύμα στο πηνίο που περιβάλλει την μάζα με σκοπό να την επαναφέρει στο σημείο ισορροπίας και να ακυρώσει το σήμα σφάλματος. Η τιμή του ρεύματος που στέλνεται στο πηνίο για να ακυρώσει το σήμα σφάλματος και να επαναφέρει την μάζα στο σημείο ισορροπίας είναι η αναλογική έξοδος της συσκευής που αντιστοιχεί στην επιτάχυνση. Το αναλογικό αυτό σήμα ολοκληρώνεται συναρτήσει του χρόνου μια φορά για να δώσει ταχύτητα, και μια δεύτερη φορά για να μας δώσει απόσταση.

Ένας αισθητήρας θερμοκρασίας είναι εγκατεστημένος μαζί με το επιταχυνσιόμετρο με σκοπό την βελτίωση της ακρίβειας του. Το σήμα από τον αισθητήρα θερμοκρασίας χρησιμοποιείται για την διόρθωση του σφάλματος θερμοκρασίας του επιταχυνσιομέτρου. Με παρόμοιο τρόπο λειτουργούν και τα επιταχυνσιόμετρα που στηρίζονται στο πιεζοηλεκτρικό φαινόμενο.



Εικόνα 3.6: Διάγραμμα σήματος απόκρισης επιταχυνσιόμετρον στο πεδίο συχνότητων.

Τα διαγράμματα που απεικονίζουν το σήμα και την αντίστοιχη φάση του επιταχυνσιόμετρον, στο πεδίο συχνότητων, φαίνονται στην εικόνα 3.6, όταν αυτό διεγείρεται από μια κρουστική δύναμη.



Εικόνα 3.7: Πειραματικό μοντέλο μέτρησης FRF με κρουστικό σφυρί.

Η πειραματική διάταξη μέτρησης συνάρτησης μεταφοράς με κρουστικό σφυρί έχει την μορφή που φαίνεται στην εικόνα 3.7, όπου περιλαμβάνεται κρουστικό σφυρί και ένα επιταχυνσιόμετρο. Το κρουστικό σφυρί προκαλεί την διέγερση, όπου με το ενσωματωμένο επιταχυνσιόμετρο σε αυτό ελέγχουμε τη μορφή της διέγερσης μέσω της ανάλυσης του σήματος που προκαλεί. Από την άλλη μεριά το επιταχυνσιόμετρο που είναι προσκολλημένο στο υπό μελέτη στοιχείο της μηχανής δέχεται τους κραδασμούς που προκαλεί το σφυρί και εξάγει στη συνέχεια μέσω του αναλυτή την απόκριση της κατασκευής. Ο τρόπος λειτουργίας της μονάδας λήψης και επεξεργασίας σημάτων παρουσιάζεται στο επόμενο κεφάλαιο.

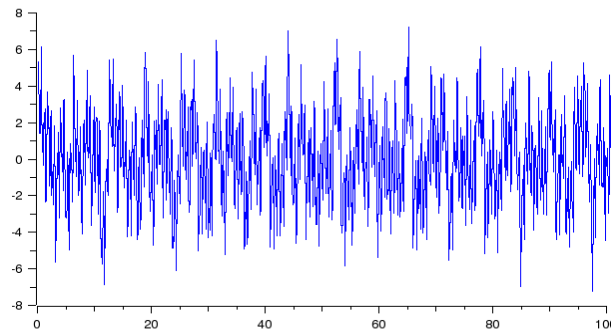
Κεφάλαιο 4. Ανάλυση δυναμικών σημάτων

Δυναμικό σήμα ορίζεται σαν μια οποιαδήποτε φυσική ποσότητα η οποία μεταβάλλεται σαν συνάρτηση μιας ή περισσότερων ανεξάρτητων μεταβλητών. Στις περισσότερες πρακτικές εφαρμογές, αυτή η ανεξάρτητη μεταβλητή είναι ο χρόνος. Κατά συνέπεια, τόσο οι διάφορες μορφές διεγέρσεων, όσο και οι λαμβανόμενες αποκρίσεις των μηχανολογικών κατασκευών αποτελούν δυναμικά σήματα. Για παράδειγμα, τόσο οι συναρτήσεις

$$x_1(t) = 5t$$

$$x_2(t) = 3 \cos(2t) + 6 \sin(3t)$$

όσο και η κυματομορφή που φαίνεται στην εικόνα 4.1 αποτελούν μορφές δυναμικού σήματος [13].



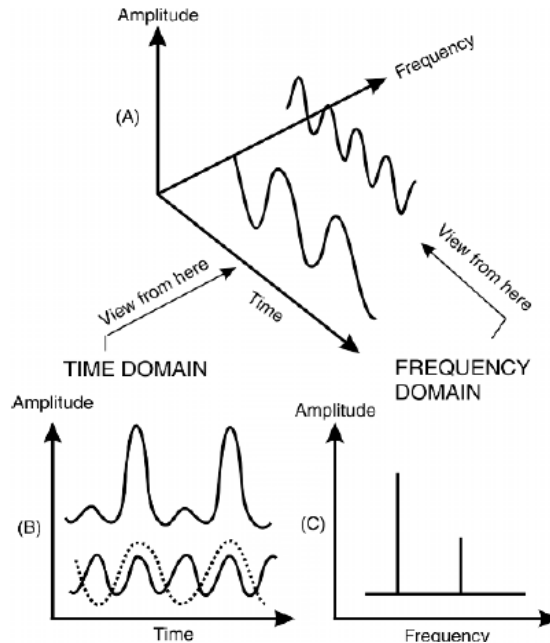
Εικόνα 4.1: Απόκριση κατασκευής λόγω κραδασμών.

Το ψηφιακό σήμα είναι διακριτή μορφή δυναμικού σήματος, το οποίο επιτυγχάνεται μέσω ψηφιακών μετατροπών (digital converter). Στην περίπτωση μας η μετατροπή γίνεται μέσω της κάρτας λήψης σήματος.

Σκοπός της ανάλυσης των δυναμικών σημάτων είναι ο προσδιορισμός κατάλληλων μαθηματικών εκφράσεων, οι οποίες περιγράφουν κατά το γενικότερο δυνατό τρόπο όλους τους τύπους των σημάτων, περιλαμβάνοντας όμως παράλληλα το σύνολο των φυσικών πληροφοριών που περιέχονται στο αρχικό σήμα. Η πλέον γενική διαδεδομένη μέθοδος ανάλυσης ενός δυναμικού σήματος, είναι η ανάπτυξη του σήματος σε ένα σύνολο αρμονικών συνιστωσών με διάφορες συχνότητες. Κεντρικό εργαλείο της αποτελεί η ανάλυση Fourier, με τον *Μετασχηματισμό Fourier*.

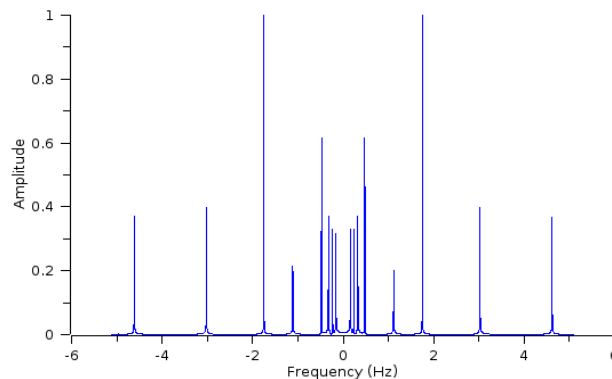
Ο μετασχηματισμός Fourier, στην ουσία είναι μια μαθηματική “επεξήγηση” του δυναμικού σήματος. Δηλαδή είναι η απεικόνιση του δυναμικού χρονικού σήματος στο πεδίο συχνοτήτων με την γραφική παράσταση του φάσματος. Η γραφική παράσταση του φάσματος παριστάνει με ενιαίο και εποπτικό τρόπο στο πεδίο συχνοτήτων, όλες τις φυσικές πληροφορίες που περιέχει το αρχικό δυναμικό σήμα του χρόνου. Το φάσμα ενός

σήματος περιλαμβάνει συνιστώσες σε διακριτά σημεία του άξονα συχνοτήτων, σε ακέραια πολλαπλάσια της βασικής ή θεμελιώδους συχνότητας f_0 . Παράλληλα, το τμήμα του φάσματος που αντιστοιχεί στις αρνητικές τιμές συχνότητας, είναι το μιγαδικό συζυγές του αντίστοιχου τμήματος που αντιστοιχεί στις θετικές τιμές της συχνότητας. Η τιμή του φάσματος για συχνότητα $f=0$ έχει διαφορά φάσης 0° ή $\pm 180^\circ$ και κατά συνέπεια είναι πάντα πραγματικός αριθμός. Η εικόνα 4.2 παριστάνει μια απλουστευμένη μορφή του μετασχηματισμού Fourier ενός τυχαίου θεωρητικού σήματος [5], αντίστοιχα, στο πεδίο του χρόνου και στο πεδίο συχνοτήτων.



Εικόνα 4.2: Μετασχηματισμός Fourier.

Για παράδειγμα, ο μετασχηματισμός Fourier του σήματος που απεικονίζεται στην εικόνα 4.1 παριστάνεται στην εικόνα 4.3. Διακρίνονται οι συνιστώσες των συχνοτήτων διέγερσης σε διακριτά σημεία του άξονα συχνοτήτων.

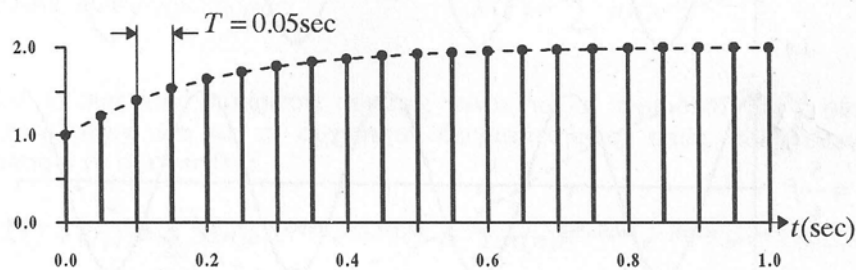


Εικόνα 4.3: Μετασχηματισμός Fourier του σήματος στην εικόνα 4.1.

4.1 Επεξεργασία σήματος

Τα δυναμικά σήματα που λαμβάνουμε απευθείας από τα όργανα μετρήσεων, ορίζονται σαν συνεχείς συναρτήσεις του χρόνου. Αποτελούν δηλαδή συνεχή δυναμικά σήματα. Στην μετατροπή του σήματος από αναλογικό σε ψηφιακό σήμα μέσω των μετατροπέων τα αρχικά σήματα μετατρέπονται πλέον σε διακριτά σήματα. Στην πράξη προκύπτουν από τη λήψη “δειγμάτων” συνεχών σημάτων σε συγκεκριμένες χρονικές στιγμές.

Παρόλο που οι στιγμές αυτές στην γενική περίπτωση μπορεί να είναι τυχαίες, για την διευκόλυνση της επεξεργασίας των διακριτών σημάτων συνήθως επιλέγονται ισαπέχουσες μεταξύ τους. Ο χρόνος T μεταξύ δύο διαδοχικών χρονικών στιγμών δειγματοληψίας ονομάζεται *Διάστημα Δειγματοληψίας* ή *Περίοδος Δειγματοληψίας* [13]. Στην εικόνα 4.4 φαίνεται το συνεχές σήμα και το αντίστοιχο διακριτό.



Εικόνα 4.4: Συνεχές δυναμικό σήμα και το αντίστοιχο διακριτό.

Έτσι, ένα διακριτό σήμα μπορεί να ορισθεί σα σειρά συγκεκριμένων τιμών του αντίστοιχου συνεχούς σήματος $x_c(t)$ σε διαδοχικές χρονικές στιγμές, ή σα γινόμενο του $x_c(t)$ με μια σειρά κρουστικών συναρτήσεων με περίοδο επανάληψης ίση με την περίοδο δειγματοληψίας.

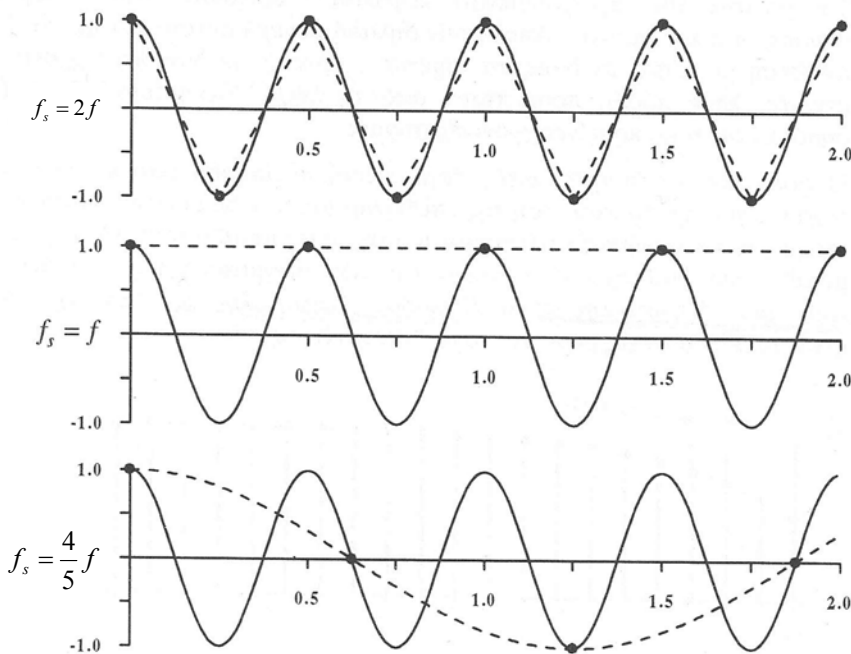
$$x_n = x(n) = x_c(t_n) = x_c(nT) = x_c(t)\delta(t - nT)$$

Το αντίστροφο του περιόδου δειγματοληψίας T ονομάζεται *Συχνότητα Δειγματοληψίας*:

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

Το μεγάλο πλεονέκτημα της μετατροπής των συνεχών σημάτων σε διακριτά, βρίσκεται στο ότι επειδή τα διακριτά σήματα αποτελούν στην πράξη ακολουθία αριθμών, η επεξεργασία τους μπορεί να γίνει με κατάλληλες ψηφιακές μεθόδους – δηλαδή υπολογιστικούς αλγορίθμους – σε αντίθεση με τα συνεχή σήματα, οι μέθοδοι επεξεργασίας των οποίων προσφέρουν περιορισμένες δυνατότητες.

Σαν αντιστάθμισμα αυτού του σημαντικού πλεονεκτήματος, η διαδικασία δειγματοληψίας εισάγει ένα σημαντικό περιορισμό στις δυνατότητες επεξεργασίας, βλ. εικόνα 4.5, δηλαδή η ελάχιστη τιμή της συχνότητας δειγματοληψίας πρέπει να είναι διπλάσια από τη συχνότητα του αρμονικού σήματος. Λαμβάνοντας υπόψη ότι ένα δυναμικό σήμα μπορεί να αναλυθεί σε ένα σύνολο αρμονικών συνιστωσών με τη βοήθεια του μετασχηματισμού Fourier, η παραπάνω παρατήρηση οδηγεί στη διατύπωση του *Θεμελιώδους Θεωρήματος Δειγματοληψίας*: « Η συχνότητα δειγματοληψίας πρέπει να είναι τουλάχιστον διπλάσια από τη μέγιστη συχνότητα που εμφανίζεται στο φάσμα του δυναμικού σήματος » : $f_s \geq 2f_{\max}$.



Εικόνα 4.5: Δείγματα ενός αρμονικού σήματος με διάφορες συχνότητες δειγματοληψίας.

Εάν κάποια από τις συχνότητες του φάσματος του συνεχούς σήματος δεν ικανοποιεί το θεώρημα της δειγματοληψίας, τότε η εμφάνισή της στο διακριτό σήμα είναι ταυτόσημη με κάποια υποαρμονική της, όπως φαίνεται και στην εικόνα 4.5. Το φαινόμενο αυτό ονομάζεται “εμφάνιση ψευδοσυχνοτήτων” (aliasing).

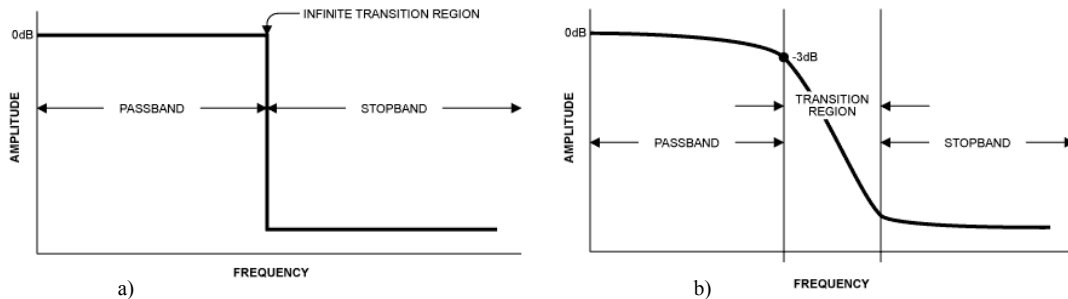
4.2 Περιορισμοί του Μετασχηματισμού Fourier

4.2.1 Εμφάνιση “Ψευδοσυχνοτήτων”

Σύμφωνα με το θεώρημα της δειγματοληψίας, συχνότητες του αρχικού σήματος που υπερβαίνουν το μισό της συχνότητας δειγματοληψίας, εμφανίζονται στο φάσμα του διακριτού – ψηφιακού σήματος σαν “ψευδοσυχνότητες”. Συνεπώς θα πρέπει να ληφθεί

υπόψη πριν τη λήψη των μετρήσεων το αναμενόμενο εύρος συχνοτήτων στο φάσμα, όπως γαίνεται καταρχήν από τη σχετική δυνατότητα του χρησιμοποιούμενου μετρητικού εξοπλισμού. Για παράδειγμα, το εύρος συχνοτήτων που μπορεί να μετρήσει το κρουστικό σφυρί είναι από 0 – 6900Hz, για ατσάλινη άκρο. Κάτι τέτοιο βέβαια μπορεί να ρυθμιστεί από το λογισμικό πακέτο που χρησιμοποιείται για τη λήψη των δεδομένων. Κατάλληλες ρυθμίσεις στην κάρτα λήψης αποτρέπουν αυτό το φαινόμενο.

Στην περίπτωση που δεν είναι δυνατόν να επιτευχθεί υψηλή συχνότητα δειγματοληψίας λόγω τεχνικών περιορισμών στη διαδικασία της δειγματοληψίας (π.χ. μεγάλες απαιτήσεις μνήμης ή ταχύτητας Η/Υ), ο μόνος τρόπος αποφυγής της εμφάνισης ψευδοσυχνοτήτων είναι η διέλευση του συνεχούς σήματος πριν την μετατροπή του σε ψηφιακή μορφή, από κατάλληλες διατάξεις βαθυπερατών φίλτρων (*antialiasing filters*) αποκοπής όσων συχνοτήτων υπερβαίνουν το μισό της συχνότητας δειγματοληψίας [19], βλ. εικόνα 4.6.



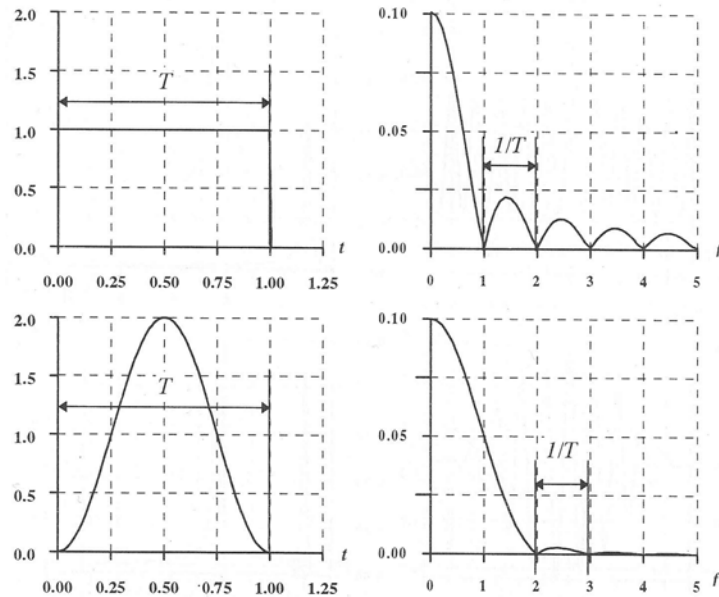
Εικόνα 4.6: Διάγραμμα έλευσης συχνοτήτων α) θεωρητικού χαμηλοπερατού φίλτρου και β) πραγματικού χαμηλοπερατού φίλτρου.

4.2.2 Διαρροή (Leakage)

Η διαρροή προκαλείται από το γεγονός ότι ο μετασχηματισμός Fourier δεν αντιλαμβάνεται όλο το σήμα, αλλά μια χρονικά περιορισμένη εικόνα του μέσα από ένα “τετραγωνικό παράθυρο”, το φάσμα του οποίου είναι υπεύθυνο για τη “μεταφορά” της ισχύος των αρμονικών συνιστωσών από μια συγκεκριμένη περιοχή σε όλο το εύρος συχνοτήτων [13]. Το φάσμα του τετραγωνικού παράθυρου φαίνεται στην εικόνα 4.7. Περιλαμβάνει ένα κεντρικό λοβό και πολλούς παράπλευρους, περιοδικά εμφανιζόμενους σε συχνότητες πολλαπλάσιες του αντίστροφου της διάρκειας του παλμού T .

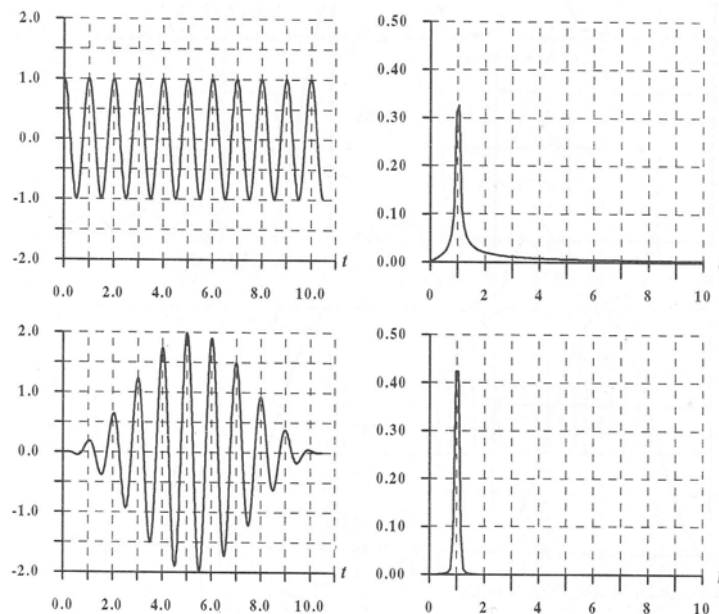
Κατά συνέπεια, για την αποφυγή της διαρροής, το αρχικό σήμα πρέπει να πολλαπλασιαστεί, αντί με το τετραγωνικό παλμό, με ένα άλλο σήμα ίσης διάρκειας, με αρκετά ομαλότερο όμως φάσμα. Τέτοια σήματα ονομάζονται “Χρονικά Παράθυρα”. Στην εικόνα 4.7 φαίνεται το παράθυρο Hanning πολλαπλασιασμένο επί δυο, ώστε το σήμα να διατηρεί την ισχύ του. Το φάσμα του παράθυρου Hanning, σε σύγκριση με το αντίστοιχο του τετραγωνικού παράθυρου, περιλαμβάνει ένα κεντρικό λοβό διπλάσιου

εύρους. Οι πλευρικοί λοβοί του όμως έχουν τώρα σημαντικά μειωμένο πλάτος, περιορίζοντας έτσι τη διαρροή. Ανάλογη συμπεριφορά παρουσιάζουν και τα υπόλοιπα χρονικά παράθυρα.



Εικόνα 4.7: Τετραγωνικό παράθυρο και παράθυρο Hanning. Αντίστοιχα σήματα και φάσματα.

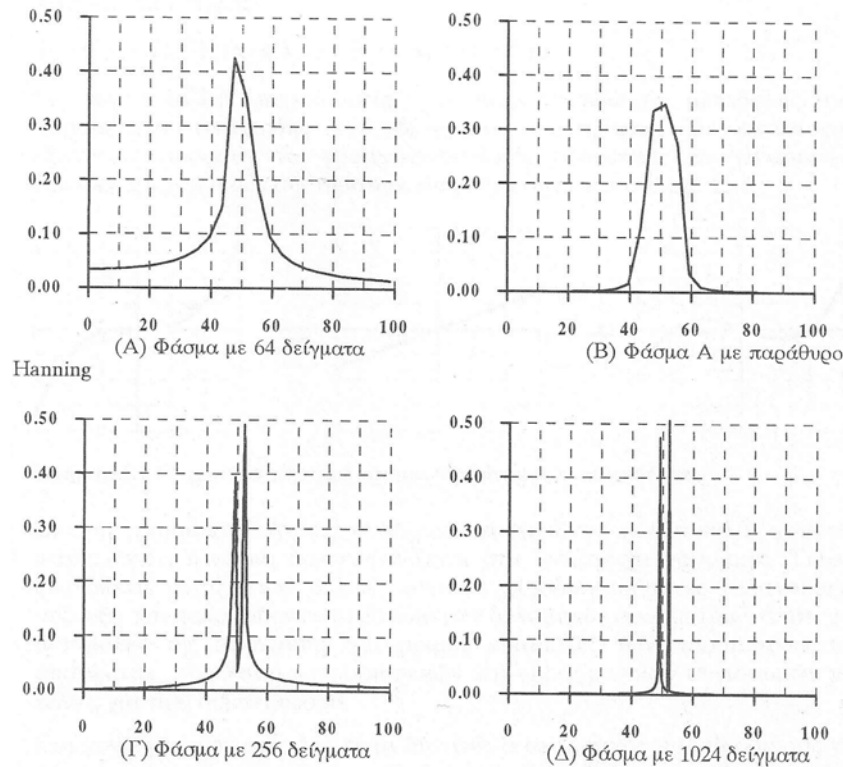
Στην εικόνα 4.8 φαίνεται ένα αρμονικό σήμα και το αντίστοιχο φάσμα στην αρχική του μορφή (πολλαπλασιασμένο με τετραγωνικό παράθυρο). Η διαρροή είναι σημαντική. Το παράθυρο Hanning εξομαλύνει τη διαρροή, περιορίζοντας τις ανωμαλίες του σήματος στην αρχή και στο τέλος του χρόνου, χωρίς όμως να την απαλείφει εντελώς.



Εικόνα 4.8: Σήμα και αμφίπλευρο φάσμα ισχύος πριν και μετά την επεξεργασία με παράθυρο Hanning.

4.2.3 Ευκρίνεια

Επειδή το σήμα έχει περιορισμένη χρονική διάρκεια, θεωρείται κατ' ανάγκη περιοδικό. Το συμπέρασμα αυτής της θεώρησης είναι ότι το φάσμα περιλαμβάνει τώρα μόνο διακριτές συχνότητες, στα πολλαπλάσια της βασικής συχνότητας f_0 . Έτσι, μια συχνότητα του αρχικού σήματος που δεν είναι πολλαπλάσια της f_0 , ή συχνότητες που έχουν διαφορά μικρότερη από f_0 , δεν “ξεχωρίζουν” καθαρά στο φάσμα, εμφανιζόμενες στα πλησιέστερα πολλαπλάσια της f_0 . Η συχνότητα f_0 καθορίζει τη μέγιστη ευκρίνεια, με την οποία διακρίνονται και διαφοροποιούνται οι συχνότητες στο φάσμα [13].

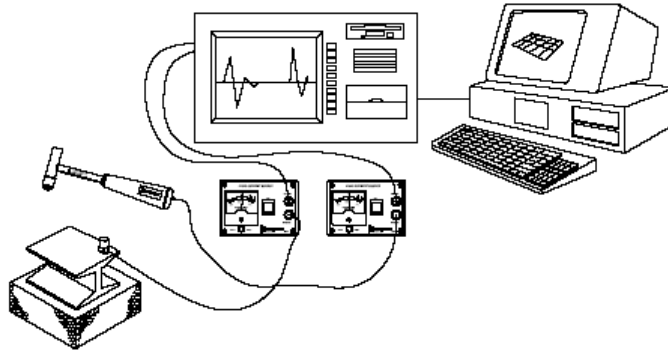


Εικόνα 4.9: Αύξηση ευκρίνειας σήματος δυο αρμονικών συχνοτήτων 49Hz και 52Hz. Το παράθυρο Hanning απλώς περιορίζει τη διαρροή.

Αύξηση της ευκρίνειας του φάσματος, μείωση δηλαδή της f_0 , επιτυγχάνεται αυξάνοντας το συνολικό χρόνο δειγματοληψίας, είτε με τη μείωση της συχνότητας δειγματοληψίας, εφόσον το θεώρημα της δειγματοληψίας το επιτρέπει, είτε αλλιώς, με την αύξηση του πλήθους των δειγμάτων. Η δεύτερη περίπτωση φαίνεται στην εικόνα 4.9.

Κεφάλαιο 5. Εξοπλισμός πειραματικής διάταξης

Η μορφή της βασικής διάταξης μέτρησης συνάρτησης μεταφοράς, που περιγράψαμε και στο κεφάλαιο 3 γαίνεται στην εικόνα 5.1.



Εικόνα 5.1: Διάταξη μέτρησης συνάρτησης μεταφοράς με κρουστικό σφυρί.

5.1 Hardware

Τα βασικότερα εξαρτήματα είναι το κρουστικό σφυρί, το επιταχυνσιόμετρο και ο αναλυτής σήματος. Ωστόσο, στην πράξη η διάταξη, περιλαμβάνει επιπρόσθετα εξαρτήματα, όπως ενισχυτές, τροφοδοτικά και άλλα βοηθητικά εξαρτήματα.

5.1.1 Κρουστικό σφυρί

Το κρουστικό σφυρί που χρησιμοποιήσαμε για την μελέτη, είναι ένα σφυρί της εταιρείας KISTLER τύπος 9724A5000, με εύρος δύναμης διέγερσης έως και 5000 N. Συνοδεύεται από κατάλληλο εξοπλισμό, όπως ενισχυτής, καλώδια μεταφοράς σήματος, κεφαλές με εύρος συχνοτήτων διέγερσης από 0 έως 6900Hz ανάλογα με τη σκληρότητά τους, αντίβαρο 125gf και κλειδί για αλλαγή των άκρων-κεφαλών [21].

Στην εικόνα 5.2 φαίνονται όλα τα γενικά χαρακτηριστικά του. Αυτό που ενδιαφέρει κυρίως από τα τεχνικά χαρακτηριστικά του είναι η μέγιστη συχνότητα που μπορεί να διεγείρει, γιατί, όπως θα δούμε στη συνέχεια, χρειάζεται για να καθορίσουμε τη συχνότητα δειγματοληψίας στον αναλυτή σήματος. Η συχνότητα αυτή είναι 6900 Hz.

Ο ενισχυτής του σφυριού είναι επίσης της ίδιας εταιρείας μοντέλο 5108A, με τεχνικά χαρακτηριστικά που φαίνονται στην εικόνα 5.3.

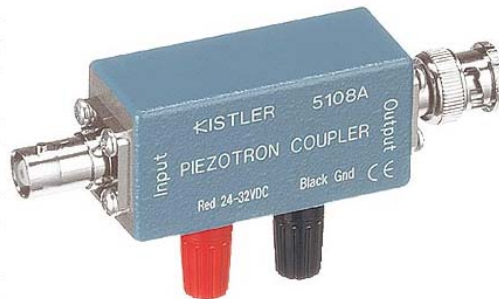
Για την τροφοδοσία του ενισχυτή χρησιμοποιήσαμε ρυθμιζόμενο τροφοδοτικό σταθερής τάσης 24V.

Specification	Unit	Type 9724A5000
Force range	N	0 ... 5 000
Maximum force	N	10 000
Sensitivity, nom.	mV/N	1
Resonant frequency	kHz	27
Frequency range with steel impact tip (-10 dB)	Hz	6 900
Time constant nom.	s	500
Rigidity	kN/μm	0,8
Temperature range operating	°C	-20 ... 70
Output		
Voltage, full scale	V	±5
Bias nom.	VDC	11
Impedance	Ω	<100
Source		
Voltage	V	20 ... 30
Constant current	mA	2 ... 20
Hammer head dimensions		
Diameter	mm	23
Length	mm	89
Weight	grams	250
Length of handle	mm	231
Connector	Type	BNC neg.



Εικόνα 5.2: Τεχνικά χαρακτηριστικά κρουστικού σφυριού (Type 9724A5000).

Specification	Unit	Type 5108A
Input characteristics		
Sensor current supply	mA	4
Sensor signal voltage	V _{pp}	20
Transfer characteristics		
Gain		1
Frequency response, min. (-3dB with 1 meg load)	Hz	0,02 ⁽¹⁾
Output characteristics		
Coupling capacitor	μF	47
Full scale signal	V _{pp}	20
Current, max.		see note ⁽²⁾
Environmental		
Temperature range operating	°C	0 ... 50
Temperature range storage	°C	-40 ... 85
Vibration (5 ... 2000 Hz)	g	±10
Shock, 1ms duration	gpk	100
Power:		
Supply voltage	VDC	22...30
Physical:		
Size with connector (L x H x W)	mm	58 x 22 x 22
Weight	grams	65
Connectors:		
Input	Type	BNC neg.
Output	Type	BNC pos.
Power	Type	banana jacks polarity (+ red, - black)



Εικόνα 5.3: Ενισχυτής σήματος σφυριού.

5.1.2 Επιταχυνσιόμετρο

Τα επιταχυνσιόμετρα που χρησιμοποιήθηκαν είναι κατάλληλα για δυναμική ανάλυση κατασκευών και είναι της εταιρείας PCB Piezotronics [23]. Το μοντέλο του ενός είναι 333B30 με τεχνικά χαρακτηριστικά που φαίνονται στην εικόνα 5.4.

Performance	ENGLISH	Electrical	ENGLISH
Sensitivity ($\pm 10\%$)	100 mV/g	Excitation Voltage	18 to 30 VDC
Measurement Range	± 50 g pk	Constant Current Excitation	2 to 20 mA
Frequency Range ($\pm 5\%$)	0.5 to 3000 Hz	Output Impedance	≤ 300 ohm
Resonant Frequency	≥ 40 kHz	Output Bias Voltage	7 to 12 VDC
Phase Response ($\pm 5^\circ$) (at 70°F [21°C])	2 to 3000 Hz	Discharge Time Constant	1.0 to 3.0 sec
Broadband Resolution (1 to 10000 Hz)	0.00015 g rms	Settling Time (within 10% of bias)	<12 sec
Non-Linearity	$\leq 1\%$	Spectral Noise (1 Hz)	39 $\mu\text{g}/\text{Hz}$
Transverse Sensitivity	$\leq 5\%$	Spectral Noise (10 Hz)	11 $\mu\text{g}/\text{Hz}$
Environmental		Spectral Noise (100 Hz)	3.4 $\mu\text{g}/\text{Hz}$
Overload Limit (Shock)	± 5000 g pk	Spectral Noise (1 kHz)	1.4 $\mu\text{g}/\text{Hz}$
Temperature Range (Operating)	0 to +150 °F	Physical	
Temperature Response	See Graph	Sensing Element	Ceramic
Base Strain Sensitivity	0.01 g/ μe	Sensing Geometry	Shear
		Housing Material	Titanium
		Sealing	Hermetic
		Size (Height x Length x Width)	0.40 in x 0.63 in x 0.40 in
		Weight	0.14 oz
		Electrical Connector	10-32 Coaxial Jack
		Electrical Connection Position	Side
		Mounting Thread	5-40 Female
		Mounting Torque	4 to 5 in-lb



Εικόνα 5.4: Τεχνικά χαρακτηριστικά επιταχυνσιόμετρου PCB 333B30.

Από τα τεχνικά χαρακτηριστικά του επιταχυνσιόμετρου αυτό που θα μας χρειαστεί κυρίως, είναι το εύρος συχνοτήτων που αυτό είναι δυνατό να μετρήσει. Όπως φαίνεται στην εικόνα 5.4 το εύρος μετρήσιμων συχνοτήτων είναι από 0.5 – 3000Hz. Η μέγιστη συχνότητα που το επιταχυνσιόμετρό μπορεί να μετρήσει (3000Hz), χρησιμεύει για να υπολογισθεί η συχνότητα δειγματοληψίας στον αναλυτή σήματος, τηρώντας έτσι το *Θεώρημα Δειγματοληψίας*. Το επιταχυνσιόμετρο αυτό χρησιμοποιήθηκε για την αποτύπωση της συνάρτησης μεταφοράς του κοπτικού εργαλείου, δεδομένου ότι η μάζα του είναι αμελητέα συγκριτικά με αυτή του εργαλείου. Η συγκράτησή του επάνω στο κοπτικό εργαλείο έγινε με ειδικό μείγμα κεριού, που προτείνεται σε τέτοιες περιπτώσεις.

Το άλλο επιταχυνσιόμετρο είναι επίσης της ίδιας εταιρείας (μοντέλο 351B03), και χρησιμοποιήθηκε για τις αντίστοιχες μετρήσεις στο τραπέζι της εργαλειομηχανής, δεδομένου ότι η μάζα του δεν επηρεάζει την ήδη μεγάλη μάζα του τραπεζιού. Η συγκράτησή του έγινε με ειδική μαγνητική βάση την οποία προτείνει ο κατασκευαστής του. Στην εικόνα 5.5 φαίνονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά του μοντέλου αυτού. Το μέγεθος που είναι καταρχήν απαραίτητο είναι το εύρος συχνοτήτων μέτρησης. Υπάρχουν τρία εύρη μετρήσεων, ανάλογα με την αποδεκτή απόκλιση σε ποσοστό επί της εκατό. Επιλέγουμε το πρώτο εύρος από 1 – 6000 Hz, εφόσον το ενδιαφέρον μας περιορίζεται σε χαμηλές τιμές συχνοτήτων. Αυτό προκύπτει από το γεγονός ότι η μέγιστη συχνότητα που είναι δυνατό να παρουσιαστεί στη δοκιμή είναι αυτή του σφυριού με ατσάλινη κεφαλή, δηλαδή η τιμή 6900 Hz.

Για την ενίσχυση του σήματος των επιταχυνσιόμετρων χρησιμοποιήσαμε έναν κατάλληλο ενισχυτή της KISTLER. Το μοντέλο του ενισχυτή αυτού είναι 5118B2 με τεχνικά χαρακτηριστικά που φαίνονται στην εικόνα 5.6. Η τροφοδοσία του μπορεί να

γίνει με δυο εναλλακτικούς τρόπους: με δικό του τροφοδοτικό ή με 4 μπαταρίες τύπου AA.

Performance	ENGLISH	Electrical	ENGLISH
Sensitivity ($\pm 10\%$)	10 mV/g	Excitation Voltage	20 to 30 VDC
Measurement Range	± 150 g pk	Constant Current Excitation	2 to 20 mA
Frequency Range ($\pm 5\%$)	1 to 6000 Hz	Output Impedance	≤ 100 ohm
Frequency Range ($\pm 10\%$)	0.7 to 9000 Hz	Output Bias Voltage	3 to 10 VDC
Frequency Range (± 3 dB)	0.35 to 15000 Hz	Discharge Time Constant	> 0.5 sec
Resonant Frequency	≥ 35 kHz	Spectral Noise (10 Hz)	220 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$
Broadband Resolution	0.01 g rms	Spectral Noise (100 Hz)	62 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$
Non-Linearity	$\leq 1\%$	Spectral Noise (1 kHz)	16 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$
Transverse Sensitivity	$\leq 5\%$	Physical	
Environmental		Sensing Element	Quartz
Overload Limit	± 5000 g pk	Sensing Geometry	Shear
Temperature Range	-320 to +250 °F	Housing Material	Titanium
Temperature Response	See Graph	Sealing	Welded Hermetic
Base Strain Sensitivity	< 0.0005 g/ $\mu\epsilon$	Weight	0.38 oz
		Electrical Connector	10-32 Coaxial Jack
		Electrical Connection Position	Side
		Mounting Thread	10-32 Female



Εικόνα 5.5: Τεχνικά χαρακτηριστικά επιταχυνσιόμετρον PCB 351B03.

INPUT		
Sensor Supply Current	mA	2(1)
Signal Voltage	V	± 5
Gain		1x, 10x, 100x
Bandwidth		
High Pass (switch selectable)		
Frequency -3 db	Hz	0.03, 0.006
Frequency -5 db	Hz	0.10, 0.02
Time Constant	s	5, 25
Low Pass (no filter; @ ± 5 V out)		
Gain 1x -3 db	kHz	> 100
Gain 1x -5%	kHz	> 40
Gain 10x -3 db	kHz	> 100
Gain 10x -5%	kHz	> 20
Gain 100x -3 db	kHz	> 30
Gain 100x -5%	kHz	> 12
Noise (without low pass-filter)		
Gain 1x, 10x	mV _{rms}	< 2
Gain 100x	mV _{rms}	< 5
Output Impedance max.	Ω	100
Voltage Swing max.	V	± 10
Connectors input/output	type	BNC neg.
Connector power	type	2.1 x 5.5mm concentric
Internal Battery (4 each)	type	1.5V AA, alkaline
Temperature Range Operating (alkaline batteries)	°F	-5 ... 125
	°C	-20 ... 50
Storage (w/o batteries)	°F	-20 ... 140
	°C	-30 ... 60
External Voltage Source (2)	VDC	6 ... 28
Weight	lb	1.1



Εικόνα 5.6: Τεχνικά χαρακτηριστικά ενισχυτή 5118B2 σήματος επιταχυνσιόμετρον.

5.1.3 Αναλυτής σήματος (κάρτα H/Y λήψης δεδομένων)

Για την ανάλυση του σήματος χρησιμοποιήθηκε κάρτα H/Y λήψης δεδομένων της εταιρείας National Instruments [22]. Το μοντέλο της κάρτας είναι PCI – 6229 και συνοδεύεται από κατάλληλο λογισμικό πακέτο με την εμπορική ονομασία LabView 7.1.

Η κάρτα έχει 32 κανάλια εισόδου εκ των οποίων μόνα τα 2 χρησιμοποιήθηκαν στην παρούσα εργασία, ένα για το κρουστικό σφυρί (*Διεγέρτης – Exciter*) και ένα για το επιταχυνσιόμετρο (*Απόκριση – Response*). Επιπλέον, μαζί με την κάρτα καταγραφής σήματος δίνεται και ένα πλακίδιο σύνδεσης των μετρητικών οργάνων με την κάρτα, μέσω κατάλληλων υποδοχών. Το λογισμικό πακέτο που χρησιμοποιήθηκε διαθέτει κατάλληλο γραφικό περιβάλλον το οποίο θα παρουσιαστεί στη συνέχεια.

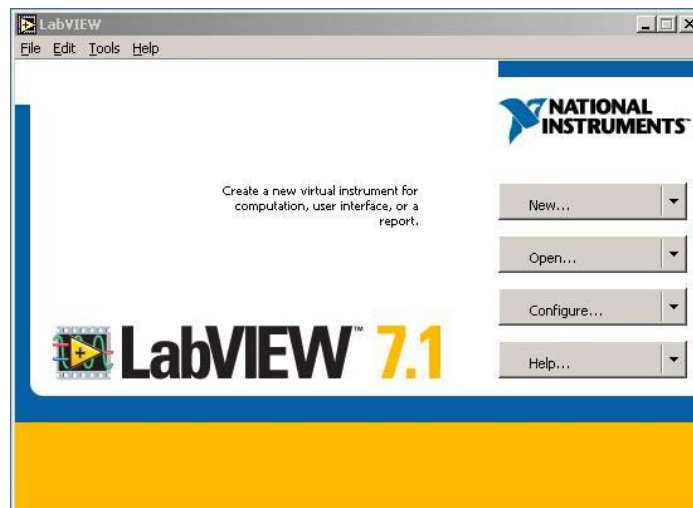


Εικόνα 5.7: Κάρτα Η/Υ λήψης δεδομένων (αριστερά) και πλακίδιο σύνδεσης μετρητικών οργάνων με την κάρτα καταγραφής (δεξιά).

5.2. Λογισμικό πρόγραμμα επεξεργασίας σήματος (LabVIEW)

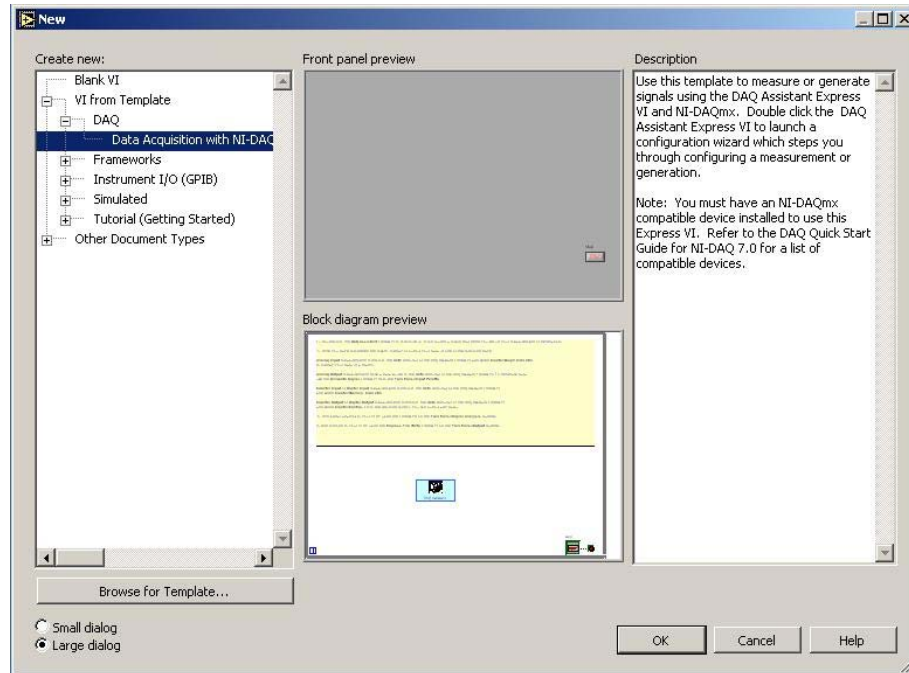
Στη συνέχεια παρουσιάζονται αναλυτικά τα βήματα που ακολουθήθηκαν για την καταγραφή και επεξεργασία του σήματος του κρουστικού σφυριού και του επιταχυνσιόμετρου.

Αρχικά, εκτελούμε το λογισμικό πρόγραμμα LabView 7.1 στον Η/Υ. Η διεπιφάνεια χρήστη του προγράμματος φαίνεται στην εικόνα 5.8.



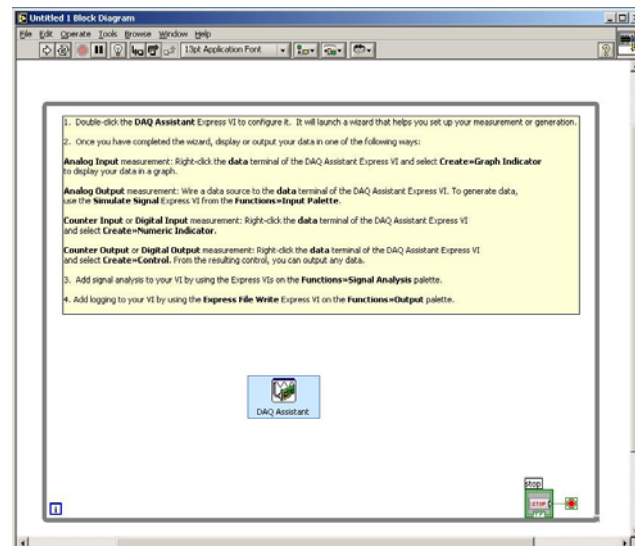
Εικόνα 5.8: Interface του προγράμματος LabVIEW.

Στη συνέχεια επιλέγεται ένα νέο εικονικό μετρητικό όργανο (Virtual Instrument) και ακολουθεί ο πίνακας επιλογών που φαίνεται στην εικόνα 5.9.



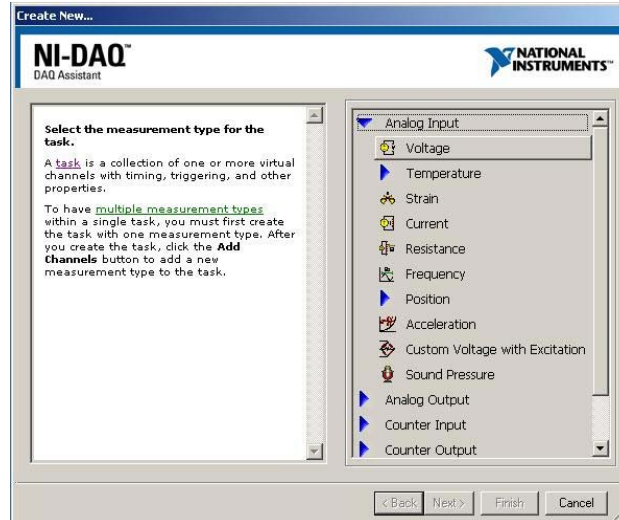
Εικόνα 5.9: Επιλογές εικονικών μετρητικών οργάνων ανάλογα με τη λειτουργία και το είδος τους.

Εδώ επιλέγονται μετρητικά όργανα για τα οποία η μεταφορά δεδομένων γίνεται μέσω της κάρτας καταγραφής. Η επιλογή αυτή φαίνεται με το μπλε φόντο στην εικόνα 5.9: **Data Acquisition with NI-DAQ**. Αφού επιλεγεί η μεταφορά δεδομένων μέσω της κάρτας καταγραφής, εμφανίζεται το γραφικό περιβάλλον επεξεργασίας των σημάτων μαζί με το παράθυρο προεπισκόπησης. Το γραφικό περιβάλλον φαίνεται στην εικόνα 5.10 και στην ουσία αποτελεί το δομικό διάγραμμα ανάλυσης και επεξεργασίας σημάτων.



Εικόνα 5.10: Γραφικό περιβάλλον επεξεργασίας σημάτων και μετρητικών οργάνων.

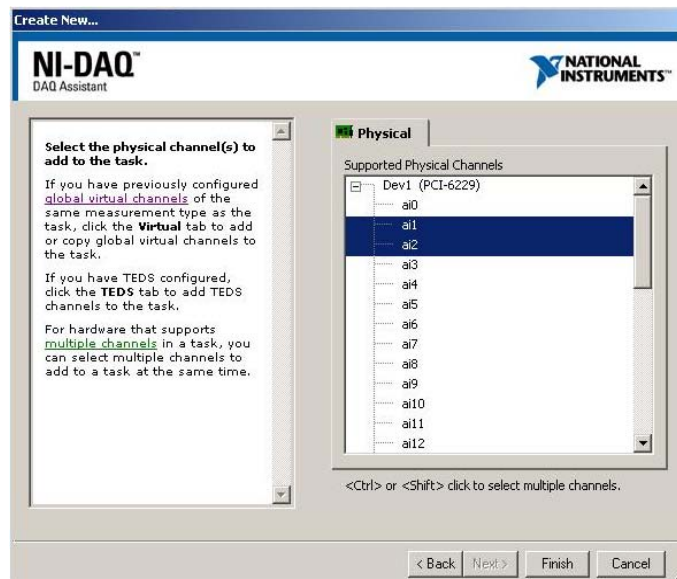
Στο δομικό διάγραμμα παρατηρούμε το εικονίδιο της κάρτας καταγραφής (DAQ Assistant) μέσω του οποίου θα γίνονται οι εισοδοί των σημάτων για περαιτέρω επεξεργασία. Πατώντας διπλό κλικ στο εικονίδιο αυτό για να ρυθμιστούν οι επιλογές καταγραφής, εμφανίζεται το παράθυρο που φαίνεται στην εικόνα 5.11.



Εικόνα 5.11: Επιλογή είδους καναλιών εισόδου σήματος.

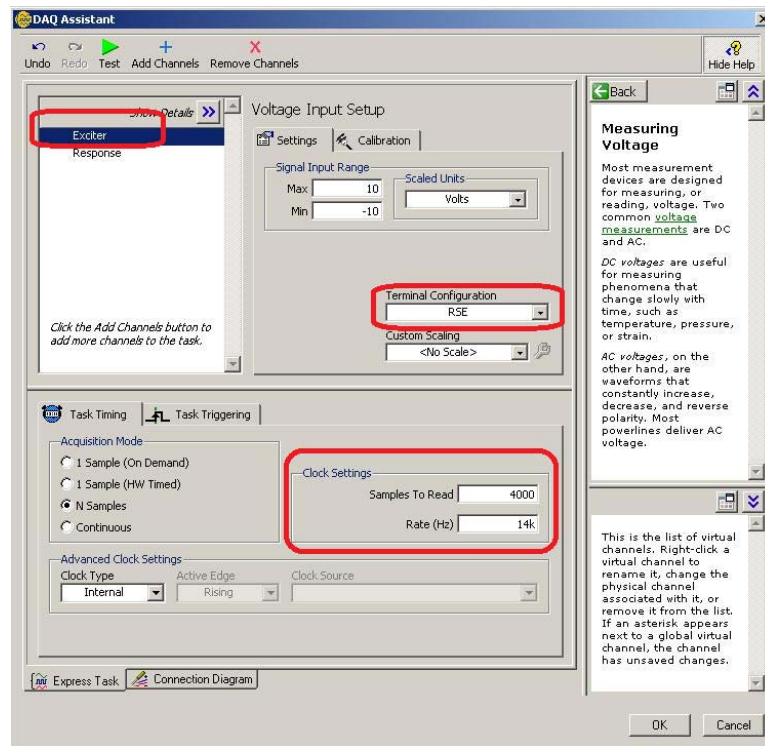
Στο παράθυρο αυτό καλείται ο χρήστης να επιλέξει το είδος των καναλιών εισόδου σήματος αλλά και το είδος του σήματος. Στην προκειμένη περίπτωση τα κανάλια εισόδου είναι δύο αναλογικά κανάλια εισόδου τάσης (Voltage).

Επόμενο βήμα είναι η επιλογή των καναλιών μέσω των οποίων θα πραγματοποιείται η μεταφορά σήματος. Από τα 32 κανάλια επιλέγονται τα 2 που αντιστοιχούν στο κρουστικό σφυρί και στο επιταχυνσιόμετρο. Η επιλογή αυτή φαίνεται στην εικόνα 5.12.

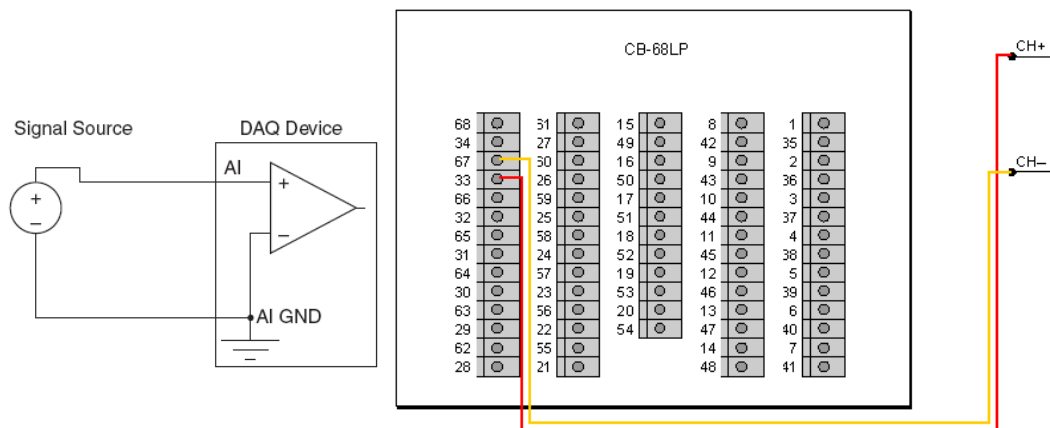


Εικόνα 5.12: Επιλογή καναλιών εισόδου σήματος.

Εύκολα διακρίνεται το μοντέλο της κάρτας (PCI – 6229) και τα αντίστοιχα 32 κανάλια, εκ των οποίων έχουν επιλεγεί το ai1 και το ai2. Ακολουθεί κατάλληλο παράθυρο ρύθμισης λειτουργίας των επιλεγμένων καναλιών.



Εικόνα 5.13: Ρυθμίσεις του πρώτου καναλιού, Διεγέρτης-Exciter.

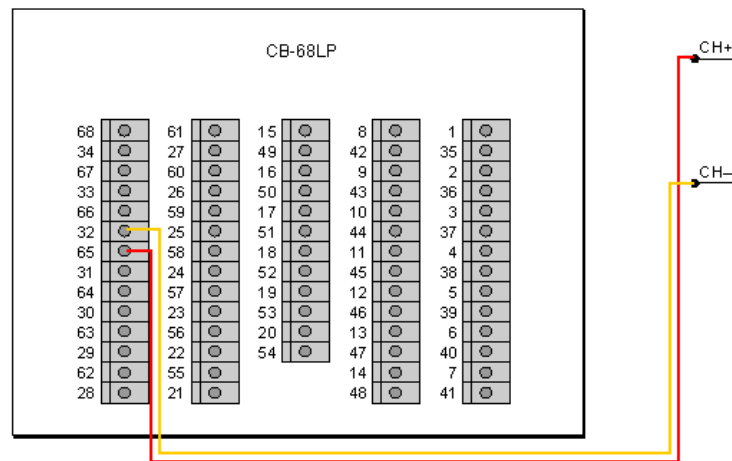


Εικόνα 5.14: Επιλογή γείωσης RSE, μέσω της κάρτας (αριστερά) και συνδεσμολογία πρώτου καναλιού στο πλακίδιο (δεξιά).

Για τον διεγέρτη επιλέχτηκε το κανάλι ai1, του οποίου η συνδεσμολογία με το πλακίδιο φαίνεται στην εικόνα 5.14. Οι βασικότερες ρυθμίσεις του καναλιού αυτού αφορούν τις παρακάτω παραμέτρους βλ. εικόνα 5.13. Η επιλογή της συχνότητας δειγματοληψίας είναι $f_s = 14kHz \geq 2f_{max}$, επειδή για το σφυρί έχουμε μέγιστη συχνότητα

διέγερσης $f_{\max} = 6900\text{Hz}$, τηρώντας έτσι το θεώρημα δειγματοληψίας. Το πλήθος δειγμάτων είναι 4000 δείγματα. Το είδος της γείωσης του σήματος που αποτελεί ακόμη μια σημαντική παράμετρο, και είναι ‘γείωση μέσω της κάρτας’, RSE(*Referenced Single-Ended*), βλ. εικόνα 5.14.

Παρόμοιες ρυθμίσεις ακολουθούνται και για το δεύτερο κανάλι (*Απόκριση – Response*), που είναι το κανάλι του επιταχυνσιόμετρου. Μόνο που στη ρύθμιση του εύρους συχνότητας δειγματοληψίας επιλέγεται $f_s = 6\text{kHz} \geq 2f_{\max}$, όπου η μέγιστη συχνότητα μέτρησης του επιταχυνσιόμετρου τύπου 333B30 είναι 3000Hz. Για το επιταχυνσιόμετρο τύπου 351B03 με μέγιστη συχνότητα 6000 Hz επιλέγεται $f_s = 12\text{kHz}$. Η συνδεσμολογία του καναλιού των επιταχυνσιόμετρων με τη κάρτα καταγραφής μέσω του πλακιδίου φαίνεται στην εικόνα 5.15.



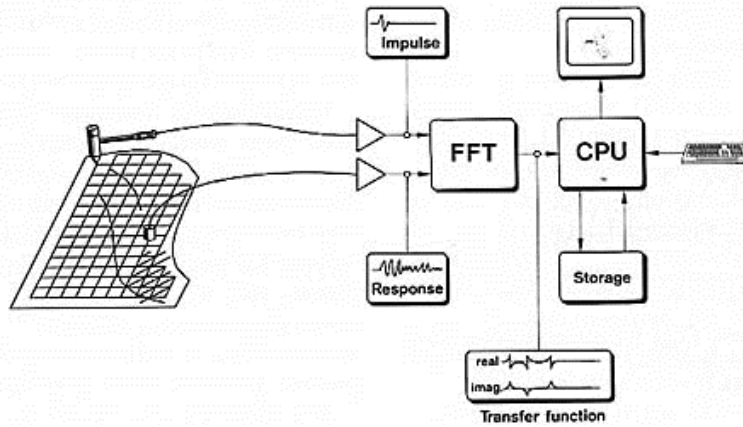
Εικόνα 5.15: Συνδεσμολογία δεύτερου καναλιού (*Απόκριση – Response*).

5.3. Επεξεργασία σήματος με εικονικούς αναλυτές

Εδώ θα παρουσιάσουμε το δομικό διάγραμμα με το οποίο υλοποιήσαμε τη μελέτη μας, εξάγοντας από τις μετρήσεις τη συνάρτηση μεταφοράς σε κάθε περίπτωση.

Ένα πρόχειρο διάγραμμα με τις μορφές των αντίστοιχων γραφικών παραστάσεων που αναμένεται να προκύψουν κατά τη μέτρηση συνάρτησης μεταφοράς με κρουστικό σφυρί, δείχνει η εικόνα 5.16.

Έχοντας ρυθμίσει την κάρτα όπως περιγράψαμε στην προηγούμενη ενότητα, μπορούμε πλέον να καταστρώσουμε το δομικό διάγραμμα με το οποίο θα επεξεργαστούμε τα σήματα από το κρουστικό σφυρί και το επιταχυνσιόμετρο.



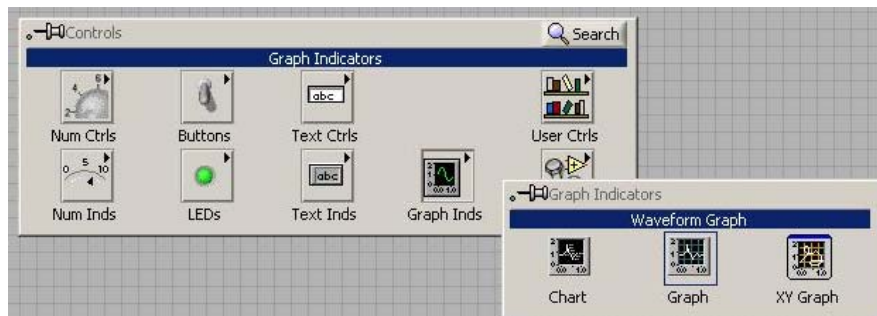
Εικόνα 5.16: Διάγραμμα συνδεσμολογίας μετρητικών οργάνων και οι αντίστοιχες γραφικές παραστάσεις τους σε μέτρηση συνάρτησης μεταφοράς με κρουστικό σφουρί.

Στο γραφικό περιβάλλον του προγράμματος LabView έχει ετοιμασθεί η συσκευή (DAQ Assistant) με σήματα εισόδου από την κάρτα καταγραφής. Η μορφή της συσκευής πριν και μετά την προετοιμασία φαίνονται στην εικόνα 5.17.



Εικόνα 5.17: Συσκευή DAQ πριν (αριστερά) και μετά (δεξιά) τις ρυθμίσεις του.

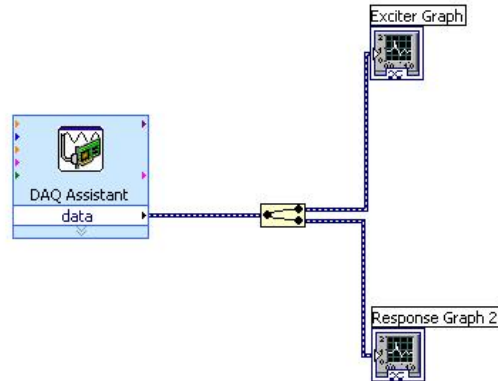
Η έξοδος της συσκευής περιλαμβάνει δεδομένα και από τα δύο κανάλια βλ. εικόνα 5.17. Η συσκευή όμως, απαιτεί έναν τελεστή διαχωρισμού σήματος, από πρώτο και δεύτερο κανάλι. Ο τελεστής αυτός επιλέγεται πατώντας δεξί κλικ στο περιβάλλον του δομικού διαγράμματος, επιλέγοντας Signal Manipulation και στη συνέχεια Split Signals.



Εικόνα 5.18: Επιλογή προβολής γραφικών παραστάσεων.

Στη συνέχεια για να προβάλει κανείς τα χρονικά σήματα και των δύο καναλιών επιλέγονται γραφικές παραστάσεις στο παράθυρο προεπισκόπησης πατώντας δεξί κλικ και επιλέγοντας Graph Indicators και στη συνέχεια Waveform Graph, βλ. εικόνα 5.18.

Στη φάση αυτή μένει να συνδεθούν οι γραφικές απεικονίσεις του χρονικού σήματος με τα σήματα εξόδου από της συσκευή DAQ. Η συνδεσμολογία γίνεται απλά πατώντας κλικ στην έξοδο του τελεστή διαχωρισμού σήματος με το εικονίδιο της γραφικής παράστασης, αντίστοιχα και για τα δυο κανάλια.



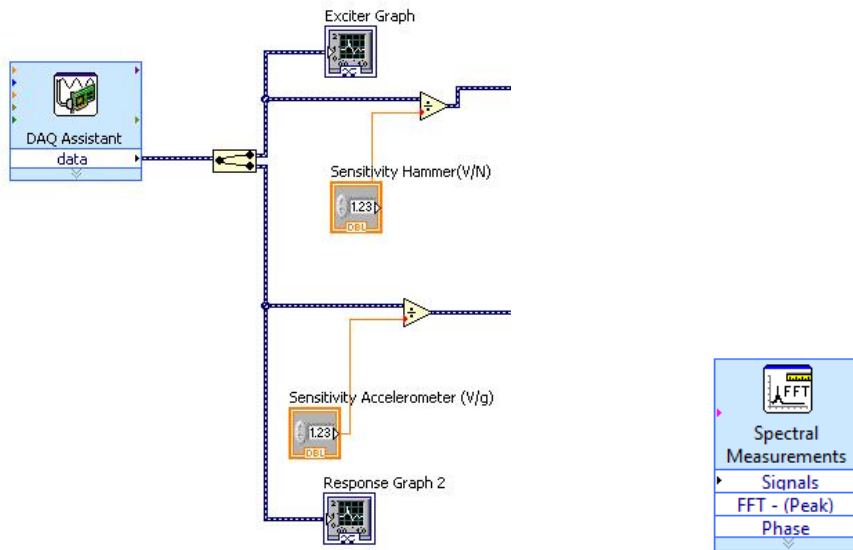
Εικόνα 5.19: Δομικό διάγραμμα προβολής χρονικών σημάτων των δυο καναλιών.

Πριν την εισαγωγή των σημάτων στο εικονίδιο του μετασχηματισμού Fourier, θα πρέπει να γίνει μετατροπή στις σωστές μονάδες. Τα σήματα μετά την έξοδο της συσκευής DAQ είναι σε μονάδες τάσης – χρόνου ($V - t$). Άρα θα πρέπει να εισαχθεί η ευαισθησία των μετρητικών οργάνων για να μετατραπούν τα σήματα αυτά από τάσεις σε μονάδες επιτάχυνσης για το επιταχυνσιόμετρο και σε μονάδες δύναμης για το κρουστικό σφυρί. Το επιταχυνσιόμετρο μοντέλο 333B30 έχει ευαισθησία 100mV/g ενώ το μοντέλο 351B03 έχει 10mV/g και το κρουστικό σφυρί έχει ευαισθησία 1mV/N. Επομένως, για να μετατραπούν οι μονάδες αρκεί να διαιρεθούν τα σήματα εξόδου των δυο καναλιών της συσκευής DAQ με τις αντίστοιχες ευαισθησίες. Αυτό επιτυγχάνεται αν στο παράθυρο προεπισκόπησης επιλεγεί με δεξί κλικ Numeric Controls και στη συνέχεια το εικονίδιο Numeric Controls. Στο δομικό διάγραμμα θα πρέπει να συνδεθούν αυτά τα εικονίδια με το σήμα. Αυτό θα γίνει με τη βοήθεια του τελεστή διαίρεσης, που επιλέγεται πατώντας δεξί κλικ στο περιβάλλον επεξεργασίας και επιλέγοντας Arithmetic & Comparison στη συνέχεια Numeric και τέλος Divide. Τελικά το δομικό διάγραμμα παίρνει τη μορφή που φαίνεται στην εικόνα 5.20.

Επόμενο βήμα είναι η υλοποίηση του μετασχηματισμού Fourier και η προβολή των αντίστοιχων γραφικών παραστάσεων. Ο μετασχηματισμός Fourier υλοποιείται με ειδική εντολή στο λογισμικό αυτό πρόγραμμα, πατώντας δεξί κλικ στο περιβάλλον επεξεργασίας, επιλέγοντας Signal Analysis και στη συνέχεια Spectral Measurements. Το εικονίδιο του μετασχηματισμού Fourier είναι αυτό που φαίνεται στην εικόνα 5.21.

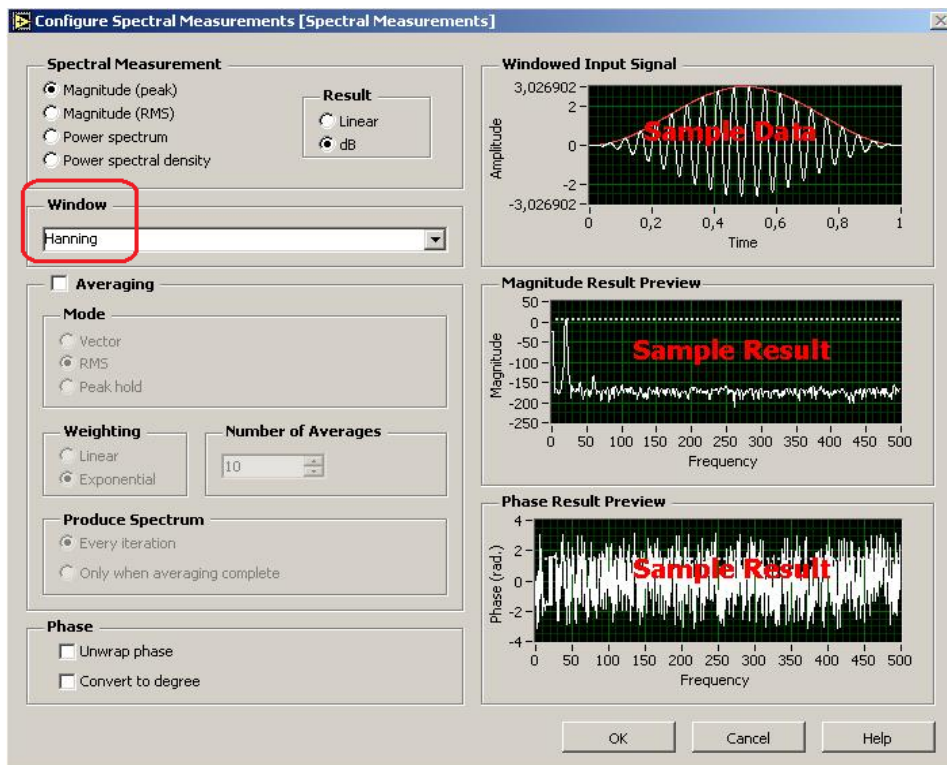
Παρατηρούμε την είσοδο του εικονιδίου αυτού που αναφέρεται με τη λέξη Signals. Οι εξοδοί του είναι: ο μετασχηματισμός Fourier και η αντίστοιχη φάση του. Οι ρυθμίσεις

του μετασχηματισμού Fourier φαίνονται στην εικόνα 5.22. Έχει επιλεγεί Χρονικό Παράθυρο τύπου Hanning.



Εικόνα 5.20: Μετατροπή της τάσης σε μονάδες g και N.

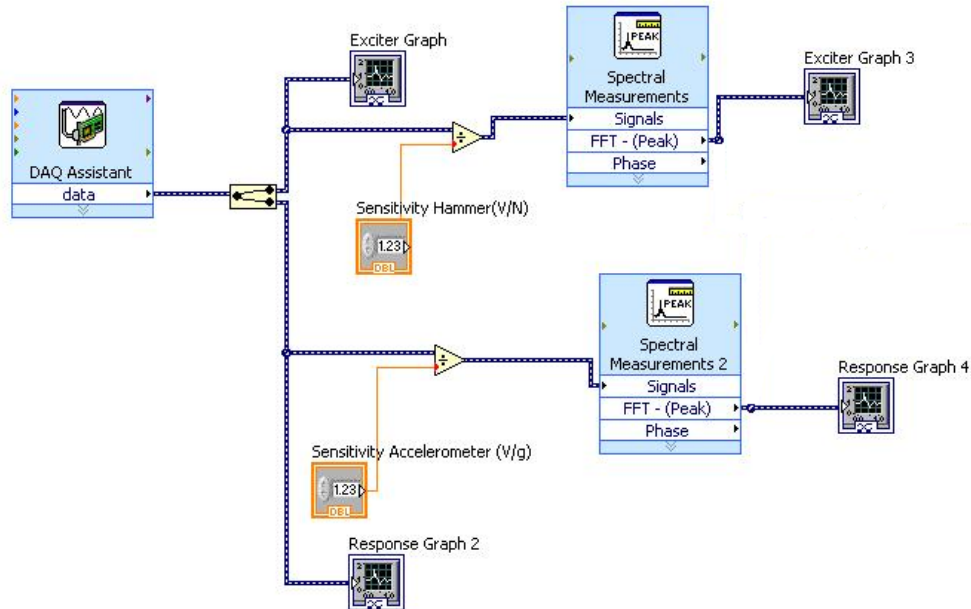
Εικόνα 5.21: Εικονίδιο μετασχηματισμού Fourier.



Εικόνα 5.22: Ρυθμίσεις του μετασχηματισμού Fourier.

Στη συνέχεια επιλέγονται γραφικές παραστάσεις για την προβολή του μετασχηματισμού Fourier με παρόμοιο τρόπο με αυτές της προβολής του χρονικού

σήματος. Οι γραφικές αυτές παραστάσεις παίρνουν σαν είσοδο την έξοδο του μετασχηματισμού Fourier [4]. Το δομικό διάγραμμα πλέον παίρνει τη μορφή που φαίνεται στην εικόνα 5.23.



Εικόνα 5.23: Δομικό διάγραμμα με μετασχηματισμό Fourier και τις αντίστοιχες γραφικές παραστάσεις.

Για να ολοκληρωθεί η διαδικασία εύρεσης της συνάρτησης μεταφοράς θα πρέπει σε αυτό το στάδιο να γίνει μια “διαίρεση” των σημάτων των δυο μετασχηματισμών Fourier με ένα τελεστή διαίρεσης.

Στο σημείο αυτό έχει μεγάλη σημασία το πώς θα συνδεθούν τα σήματα εξόδου του μετασχηματισμού Fourier στον τελεστή διαίρεσης ώστε να προκύψει η γνωστή σχέση [3]:

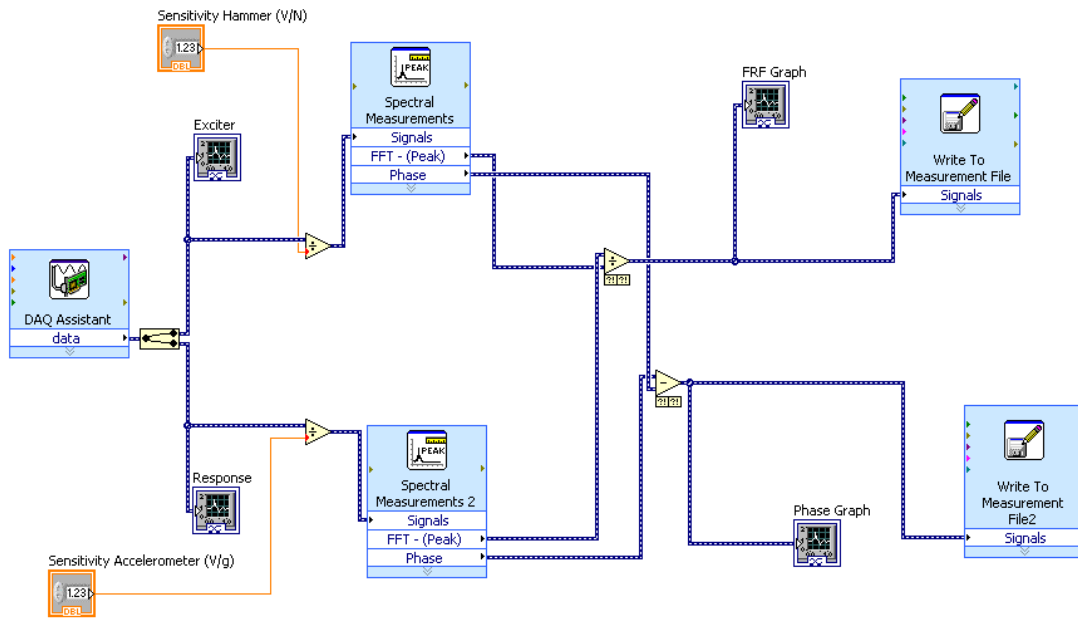
$$FRF = \frac{RESPONSE}{EXCITATION}$$

Συνδέεται, συνεπώς, το σήμα εξόδου του μετασχηματισμού Fourier του διεγέρτη (Exciter) στον παρανομαστή του τελεστή διαίρεσης και η έξοδος του μετασχηματισμού Fourier του επιταχυνσιόμετρου στον αριθμητή του τελεστή. Στη συνέχεια με μια γραφική απεικόνιση προβάλεται η μορφή της συνάρτησης μεταφοράς συνδέοντας το αποτέλεσμα της παραπάνω διαίρεσης με το αντίστοιχο εικονίδιο.

Το επόμενο βήμα είναι η εύρεση της διαφοράς φάσης των δύο σημάτων και η αποθήκευση των δεδομένων αυτών. Η διαφορά φάσης είναι στην ουσία η αφαίρεση της φάσης του επιταχυνσιόμετρου από τη φάση του κρουστικού σφυριού, χρησιμοποιώντας ένα τελεστή αφαίρεσης.

Τέλος μένει να αποθηκευθούν τα δεδομένα που θα προκύψουν ώστε να είναι δυνατή η επεξεργασία τους στη συνέχεια. Η αποθήκευση επιτυγχάνεται με τη δεξιά κλικ στο περιβάλλον επεξεργασίας και επιλέγοντας Output και στη συνέχεια Write LabView Measurements file.

Πλέον το δομικό διάγραμμα έχει πάρει την ολοκληρωμένη του μορφή που φαίνεται στην εικόνα 5.24.



Εικόνα 5.24: Δομικό διάγραμμα μέτρησης συνάρτησης μεταφοράς με κρουστικό σφύρι.

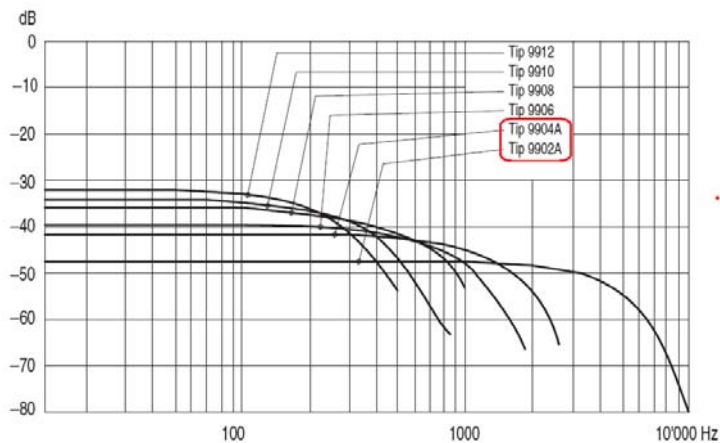
Κεφάλαιο 6. Πειραματικές μετρήσεις και παρατηρήσεις

Στο κεφάλαιο αυτό θα παρουσιάσουμε τις μετρήσεις που πραγματοποιήσαμε στο κέντρο κατεργασιών Haas TM-1, που διαθέτει το εργαστήριο του Τομέα Τεχνολογίας των Κατεργασιών, βλ. Παράρτημα.

Η εργαλειομηχανή αποτελείται από κινούμενο τραπέζι κατά τους άξονες xx, yy και κατακόρυφη κύρια άτρακτο που έχει τη δυνατότητα κίνησης και zz, βλ. εικόνα 6.0.



Εικόνα 6.0: Το κέντρο κατεργασιών CNC στο οποίο έγιναν οι μετρήσεις



Εικόνα 6.1: Κεφαλές κρουστικού σφυριού και οι αντίστοιχες συχνότητες διέγερσης.

Οι μετρήσεις έγιναν σε επιλεγμένα σημεία με κύριο στόχο τη προβολή των συναρτήσεων μεταφοράς σε εκείνες τις θέσεις για διάφορες συνθήκες που αφορούν τη συγκράτηση του εργαλείου και την κατακόρυφη θέση της κύριας ατράκτου συγκρίνοντας τις μορφές τους. Σημειώνεται ότι για τις μετρήσεις στο τραπέζι χρησιμοποιήθηκε η ατσάλινη κεφαλή που έχει το μεγαλύτερο εύρος διεγερόμενων συχνοτήτων, ενώ για τις μετρήσεις στο κοπτικό εργαλείο χρησιμοποιήθηκε η ατσάλινη κεφαλή καλυμμένη με pvc. Τα εύρη συχνοτήτων που οι δυο αυτές κεφαλές μπορούν να διεγείρουν φαίνονται στην εικόνα 6.1.

6.1. Μετρήσεις FRF στο άκρο του κοπτικού εργαλείου

Στην ενότητα αυτή παρουσιάζονται περιπτώσεις που αφορούν το είδος του κοπτικού εργαλείου, την επίδραση του μήκους συγκράτησής του, την επίδραση της σύσφιξης του κοπτικού εργαλείου στον εργαλειοδέτη αλλά και την κατακόρυφη θέση της κύριας ατράκτου που φέρει τον εργαλειοδέτη.



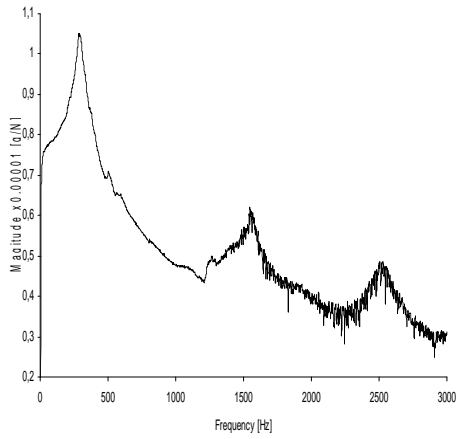
Εικόνα 6.1: Κοπτικά εργαλεία. Κοπτικό εργαλείο για boring με $d=16\text{mm}$ (αριστερά), κοπτικό εργαλείο με $d=20\text{mm}$ (κέντρο) και $d=10\text{mm}$ (δεξιά).

6.1.1. Επίδραση του είδους του κοπτικού εργαλείου

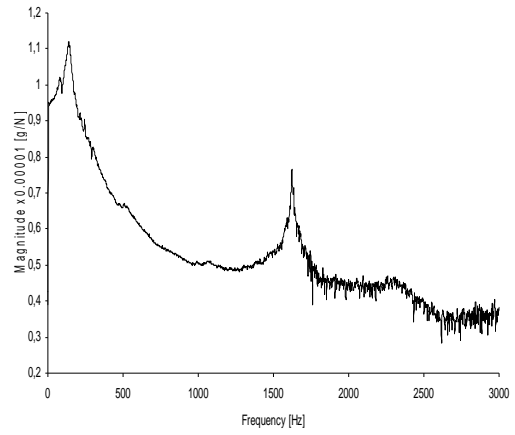
Στην περίπτωση αυτή δοκιμάζουμε τρία διαφορετικά εργαλεία κοπής για να μετρήσουμε τη συνάρτηση μεταφοράς τους. Οι διαφοροποίησή τους γίνεται ως προς την ενεργό διάμετρο αλλά και ως προς το μήκος τους, που είναι για το καθένα αντίστοιχα: $d=10\text{mm}$ – κοντό, $d=16\text{mm}$ – μακρύ και $d=20\text{mm}$ – μεσαίο με μήκος αντίστοιχα 72mm, 115mm και 84mm και ελεύθερο μήκος αντίστοιχα 44mm, 62mm και 57mm.

Ακολουθούν οι γραφικές παραστάσεις συναρτήσεων μεταφοράς με τις αντίστοιχες φάσεις για το κάθε κοπτικό εργαλείο. Οι μετρήσεις έγιναν κατά τους άξονες xx και yy .

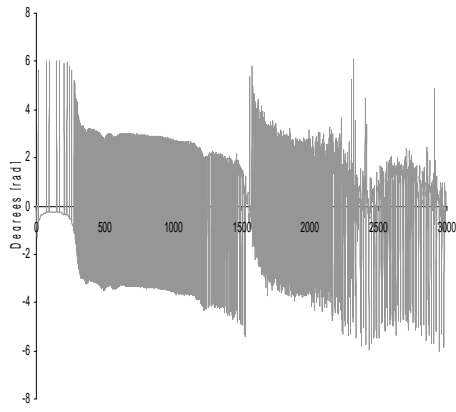
Συνάρτηση μεταφοράς ΚΕ με $d=10\text{mm}$ κατά τον xx άξονα



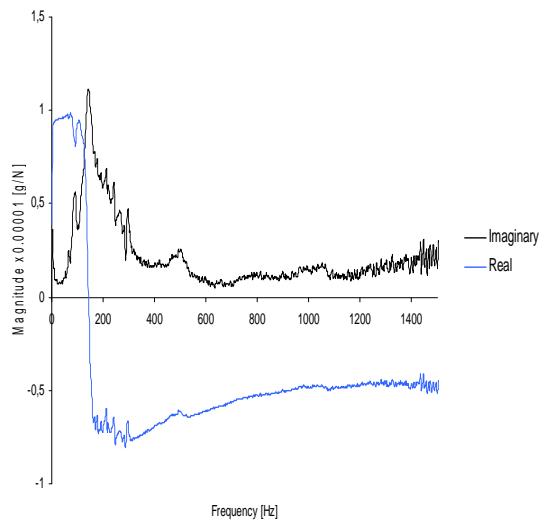
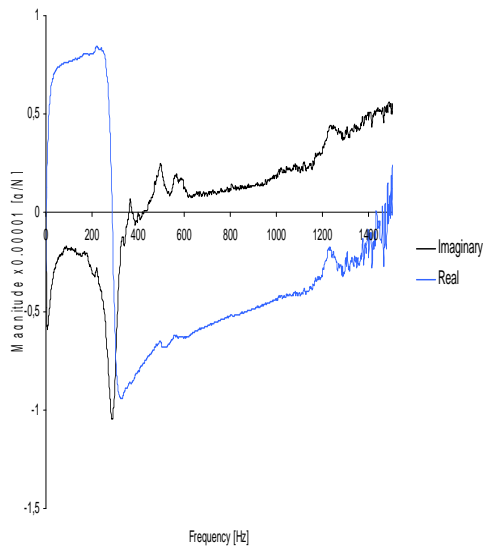
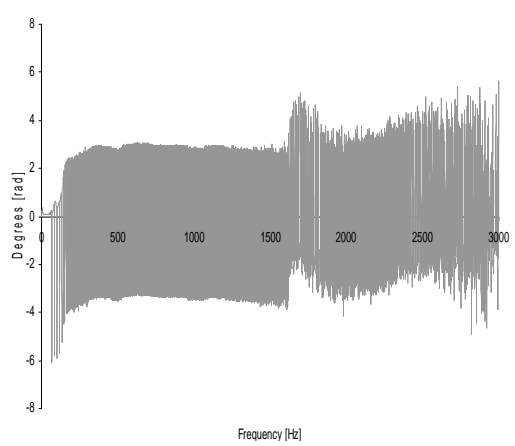
Συνάρτηση μεταφοράς ΚΕ με $d=10\text{mm}$ κατά τον yy άξονα



Φάση ΚΕ με $d=10\text{mm}$ κατά xx άξονα

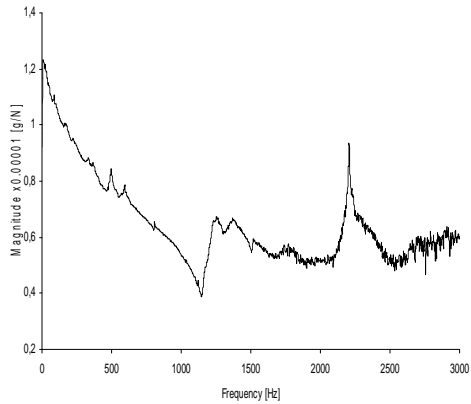


Φάση ΚΕ με $d=10\text{mm}$ κατά yy

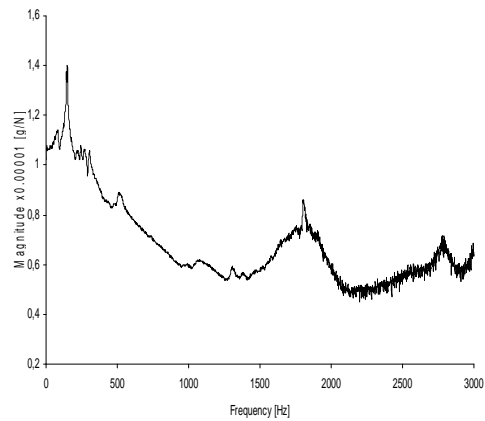


Ακολουθούν οι γραφικές παραστάσεις για το κοπτικό εργαλείο με διάμετρο $d=16\text{mm}$ στις αντίστοιχες διευθύνσεις.

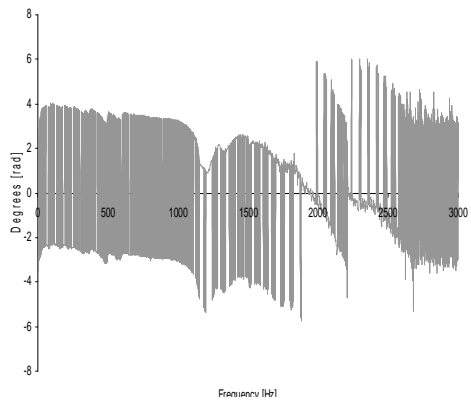
Συνάρτηση μεταφοράς ΚΕ με d=16mm κατά τον xx άξονα



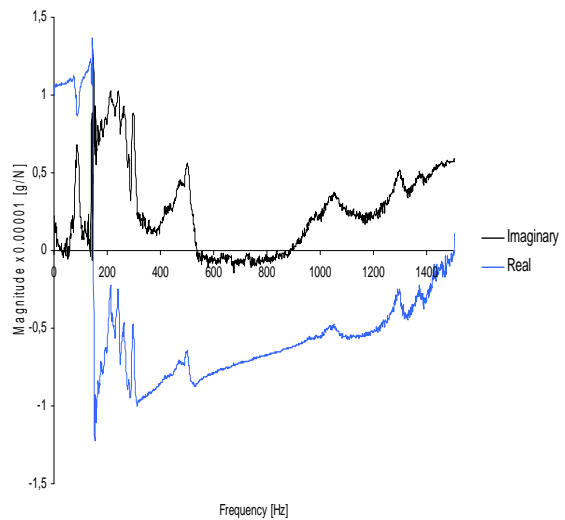
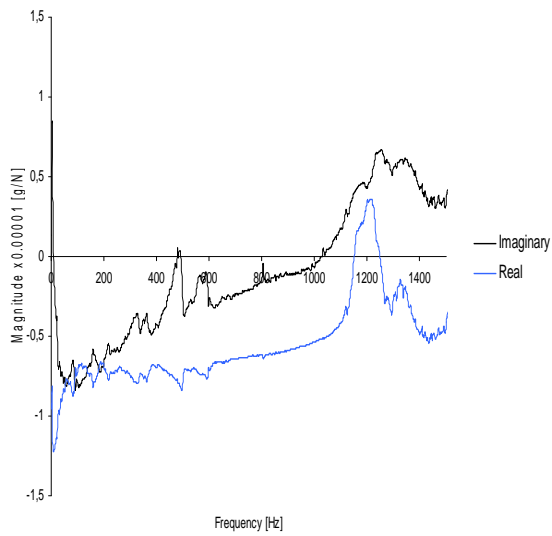
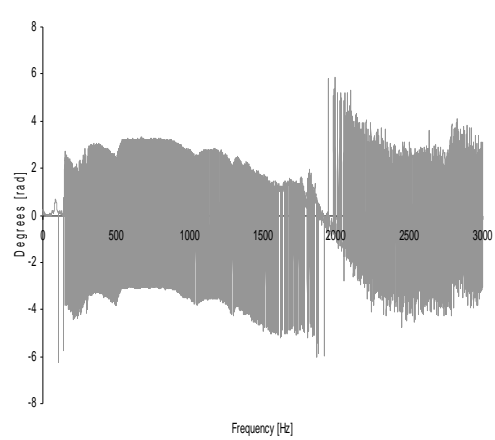
Συνάρτηση μεταφοράς ΚΕ με d=16mm κατά τον yy άξονα



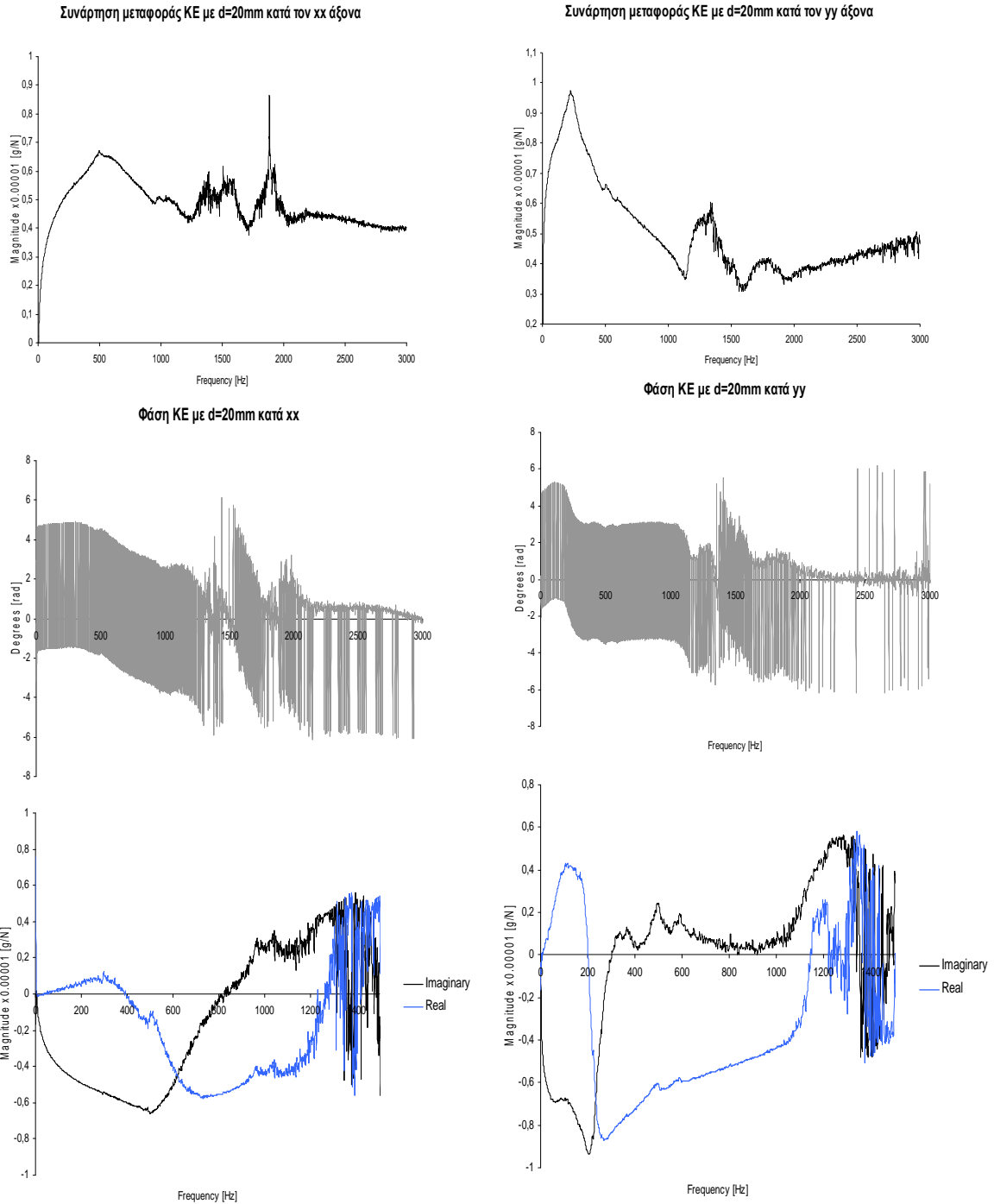
Φάση ΚΕ με d=16mm κατά xx



Φάση ΚΕ με d=16mm κατά yy



Ακολουθούν οι γραφικές παραστάσεις για το κοπτικό εργαλείο με διάμετρο d=20mm.

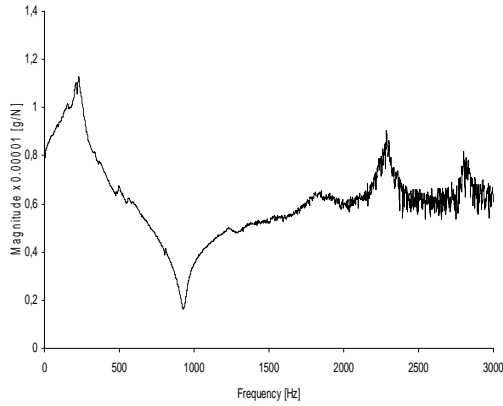


6.1.2. Επίδραση του μήκους συγκράτησης

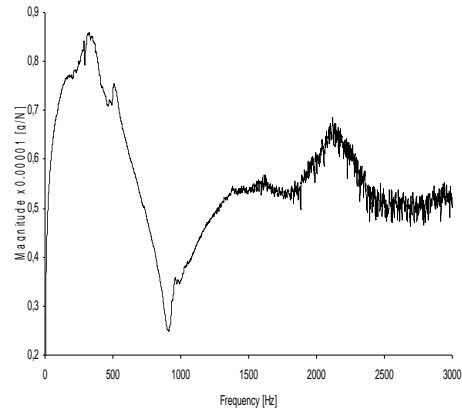
Προβάλλουμε στις γραφικές παραστάσεις δυο περιπτώσεις: μια όταν το κοπτικό εργαλείο έχει μεγάλο ελεύθερο μήκος (96mm) και η άλλη περίπτωση όταν αυτό το ελεύθερο μήκος είναι μικρό (42mm). Οι μετρήσεις αυτές έγιναν με το κοπτικό εργαλείο

με διάμετρο $d=16\text{mm}$ (boring), που μπορούμε να μεταβάλουμε σχετικά εύκολα το ελεύθερο μήκος του.

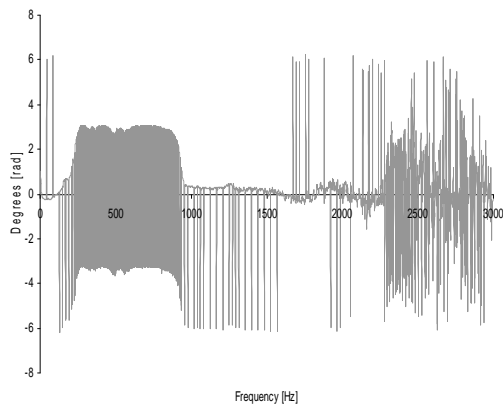
Συνάρτηση μεταφοράς ΚΕ κατά xx, με μεγάλο ενεργό μήκος



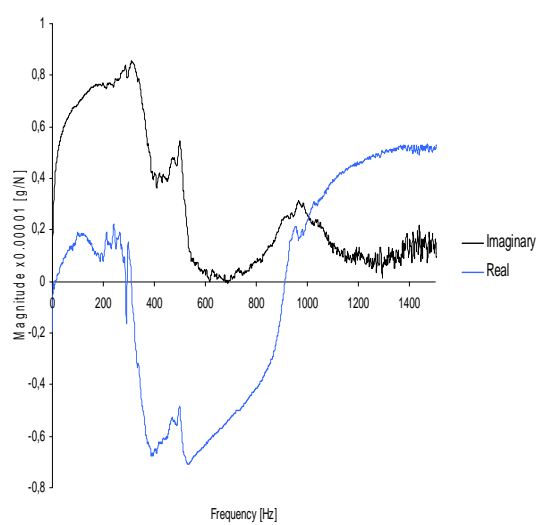
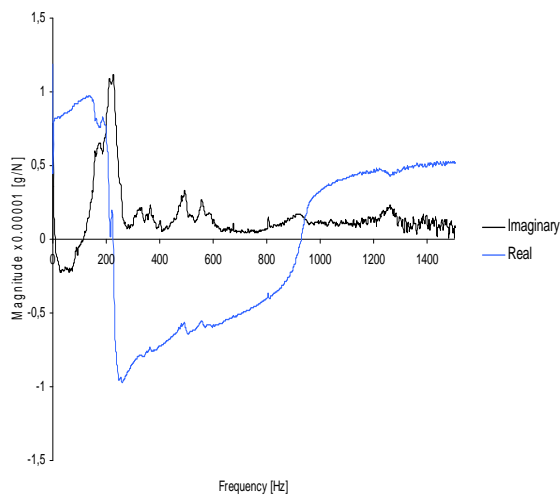
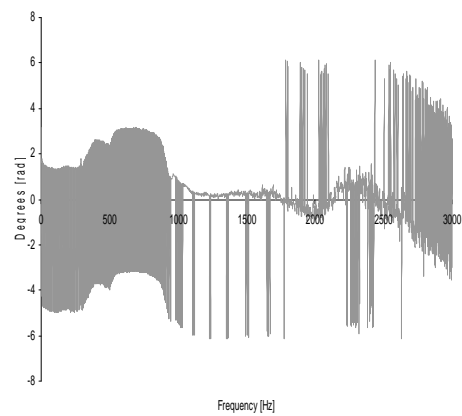
Συνάρτηση μεταφοράς ΚΕ κατά yy, με μεγάλο ενεργό μήκος



Φάση ΚΕ κατά xx, με μεγάλο ενεργό μήκος

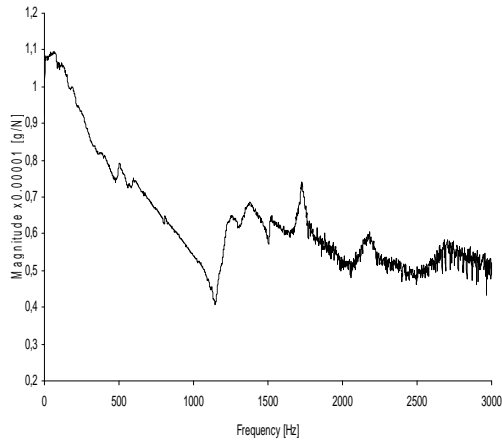


Φάση ΚΕ κατά yy, με μεγάλο ενεργό μήκος

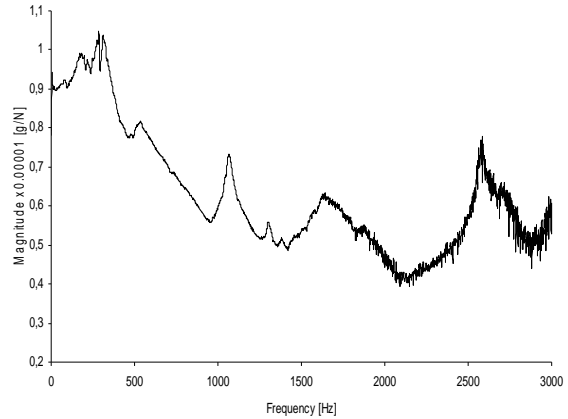


Ακολουθούν οι γραφικές παραστάσεις με μικρό ενεργό μήκος του κοπτικού εργαλείου στις αντίστοιχες διευθύνσεις.

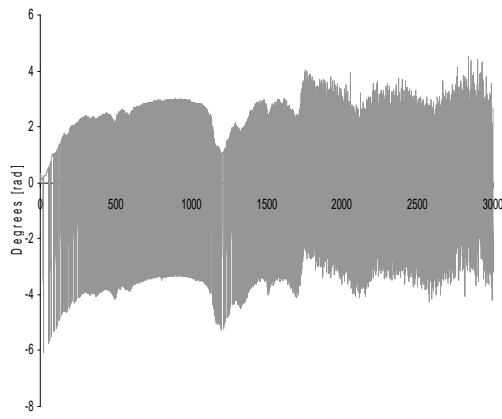
Συνάρτηση μεταφοράς ΚΕ κατά xx, με μικρό ενεργό μήκος



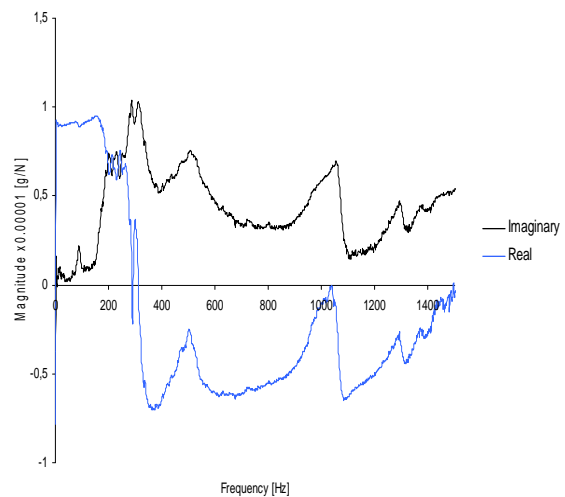
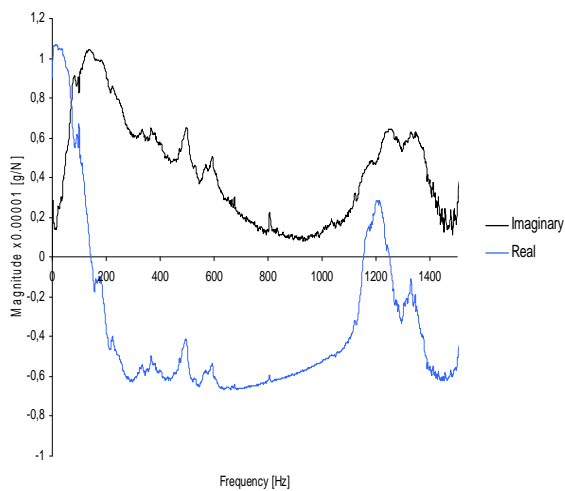
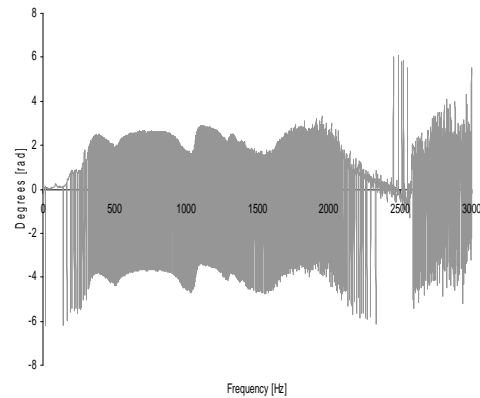
Συνάρτηση μεταφοράς ΚΕ κατά yy, με μικρό ενεργό μήκος



Φάση ΚΕ κατά xx, με μικρό ενεργό μήκος

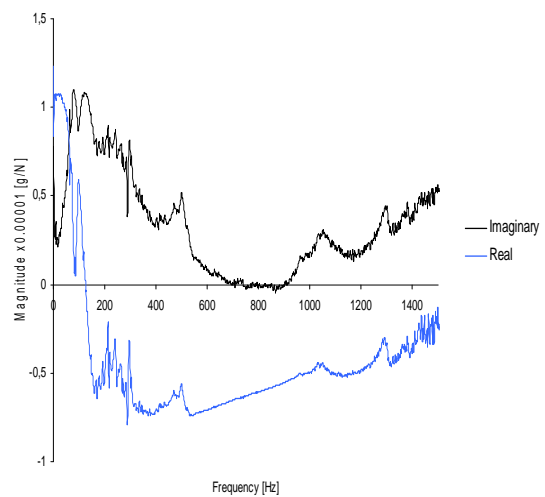
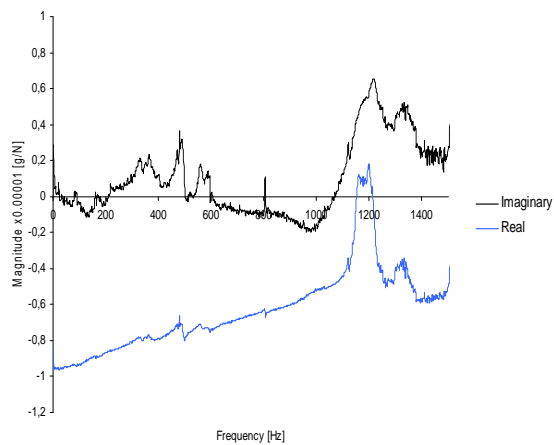
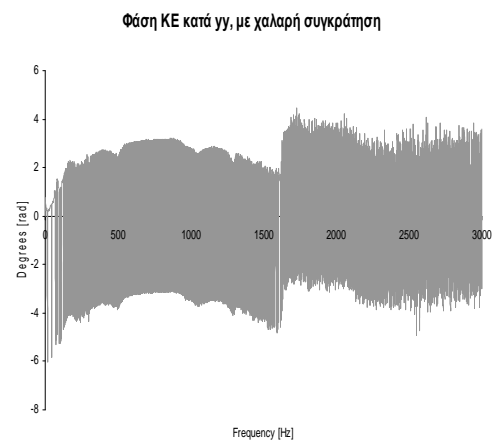
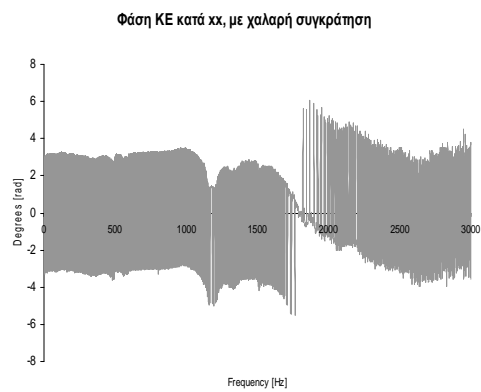
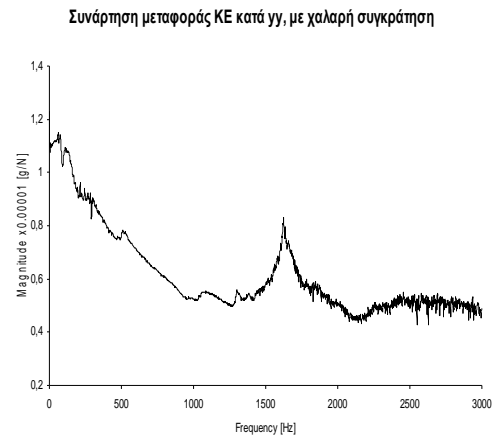


Φάση ΚΕ κατά yy, με μικρό ενεργό μήκος



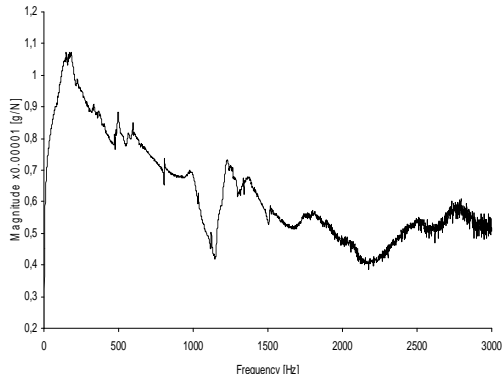
6.1.3. Επίδραση της σύσφιξης συγκράτησης

Γίνονται μετρήσεις της συνάρτησης μεταφοράς στο κοπτικό εργαλείο με διάμετρο $d=16\text{mm}$ όταν αυτό συγκρατείται σχετικά χαλαρά και αρκετά σφιχτά.

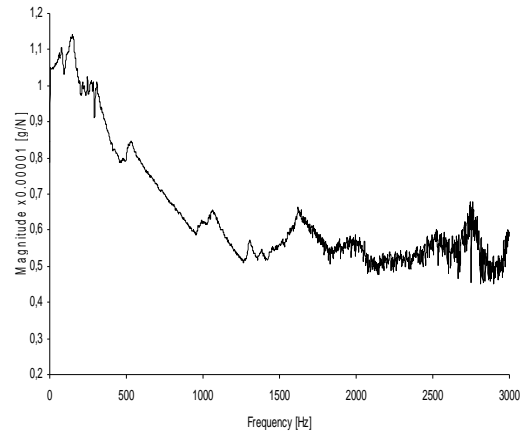


Ακολουθούν οι γραφικές παραστάσεις με αρκετά σφιχτό το κοπτικό εργαλείο στον εργαλειοδέτη στις αντίστοιχες διευθύνσεις.

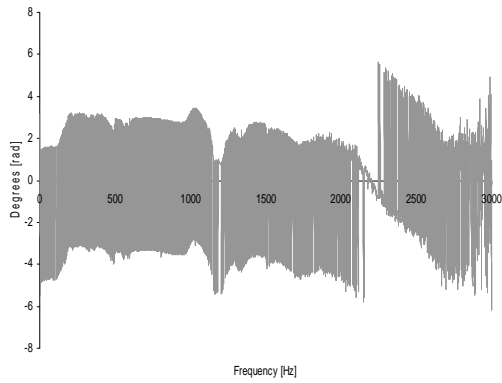
Συνάρτηση μεταφοράς ΚΕ κατά xx, με σφιχτή συγκράτηση



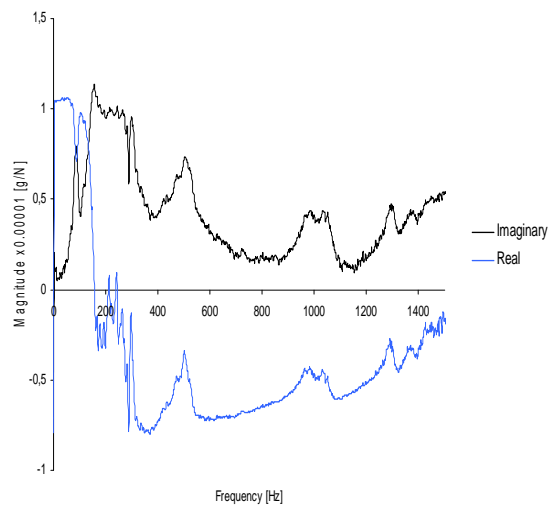
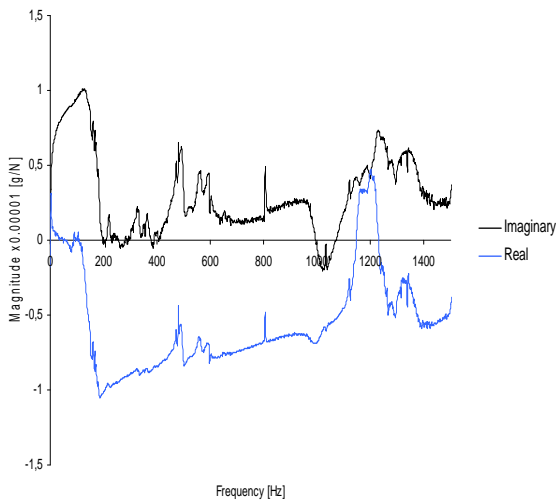
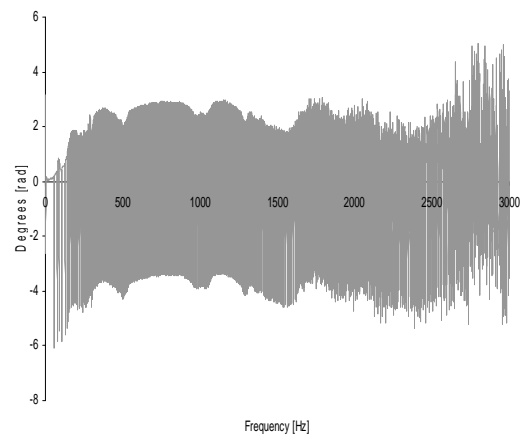
Συνάρτηση μεταφοράς ΚΕ κατά yy, με σφιχτή συγκράτηση



Φάση ΚΕ κατά xx, με σφιχτή συγκράτηση

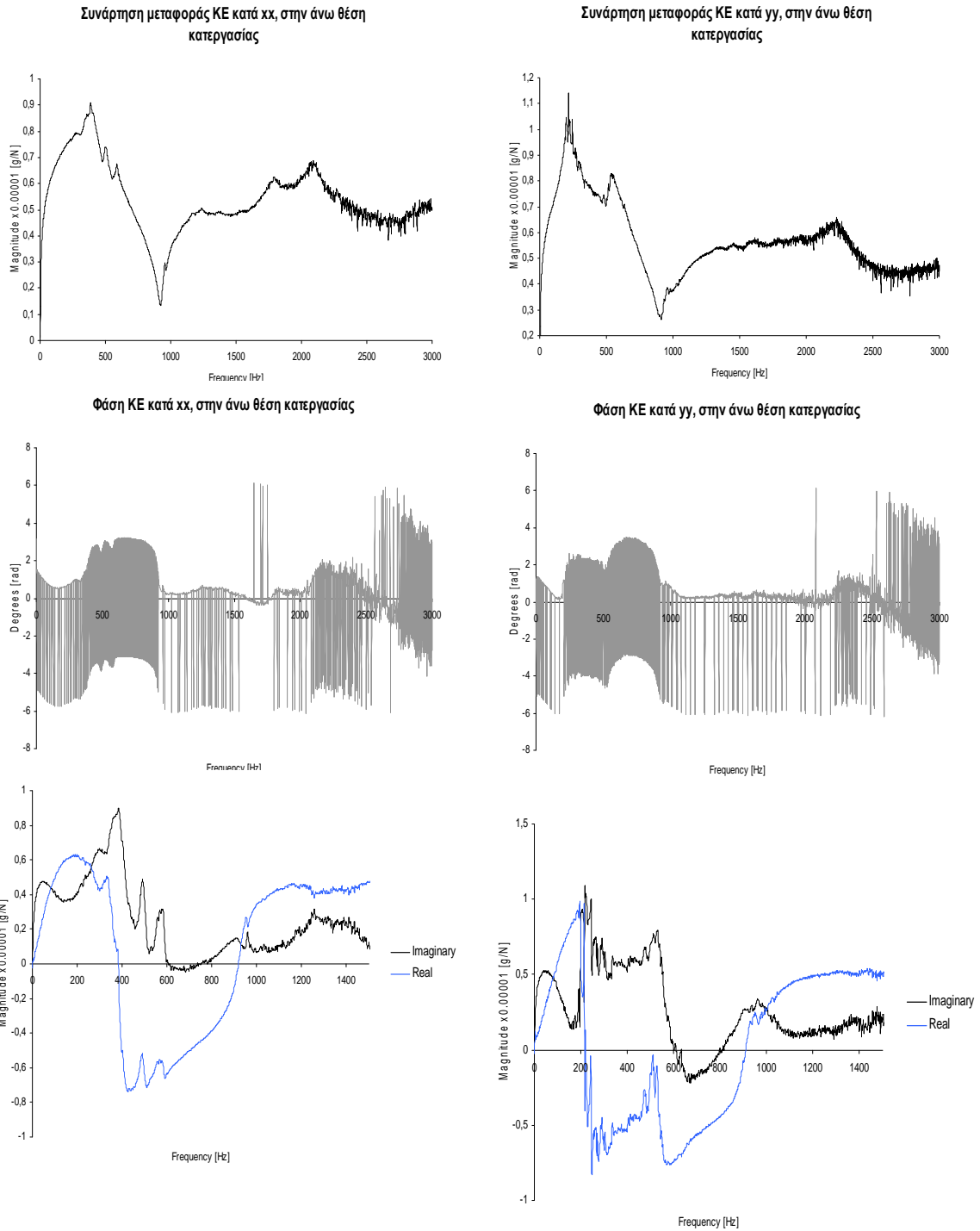


Φάση ΚΕ κατά yy, με σφιχτή συγκράτηση



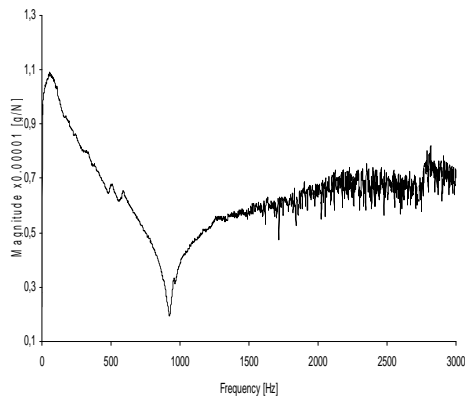
6.1.4. Επίδραση της κατακόρυφης θέσης της κύριας ατράκτου

Στην περίπτωση αυτή μελετάμε τη συνάρτηση μεταφοράς του κοπτικού εργαλείου με διάμετρο $d=16\text{mm}$ στην ανώτατη και στην κατώτατη θέση κατεργασίας με διαφορά 406 mm .

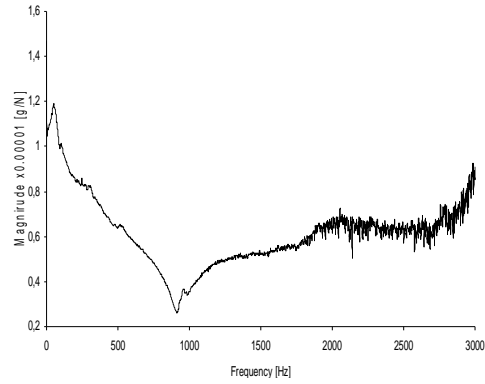


Ακολουθούν οι γραφικές παραστάσεις του κοπτικού εργαλείου όταν η κατακόρυφη θέση της κύριας ατράκτου βρίσκεται στην κατώτερη θέση καταργασίας.

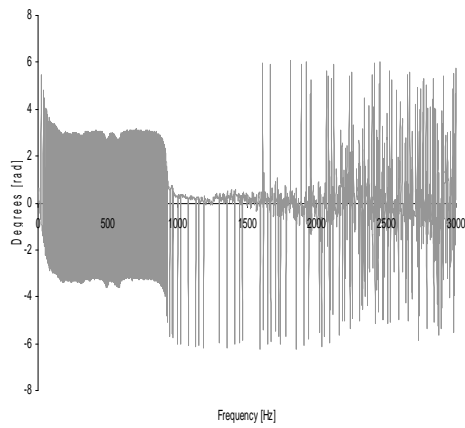
Συνάρτηση μεταφοράς ΚΕ κατά xx, στην κάτω θέση καταργασίας



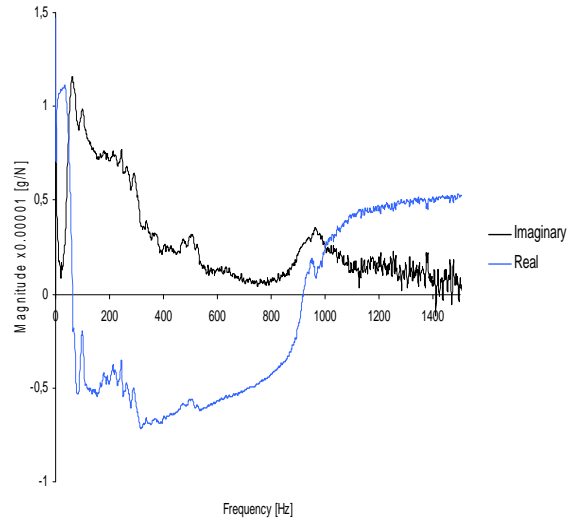
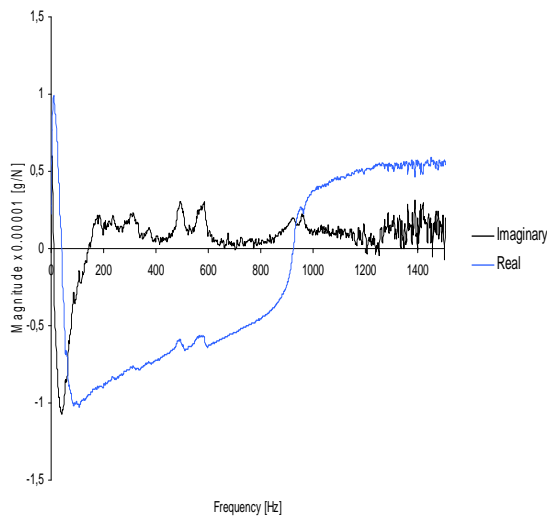
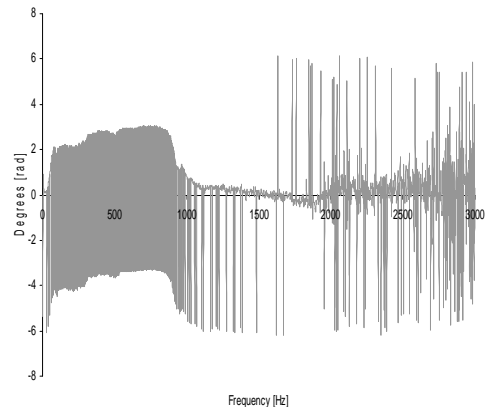
Συνάρτηση μεταφοράς ΚΕ κατά yy, στην κάτω θέση καταργασίας



Φάση ΚΕ κατά xx, στην κάτω θέση καταργασίας

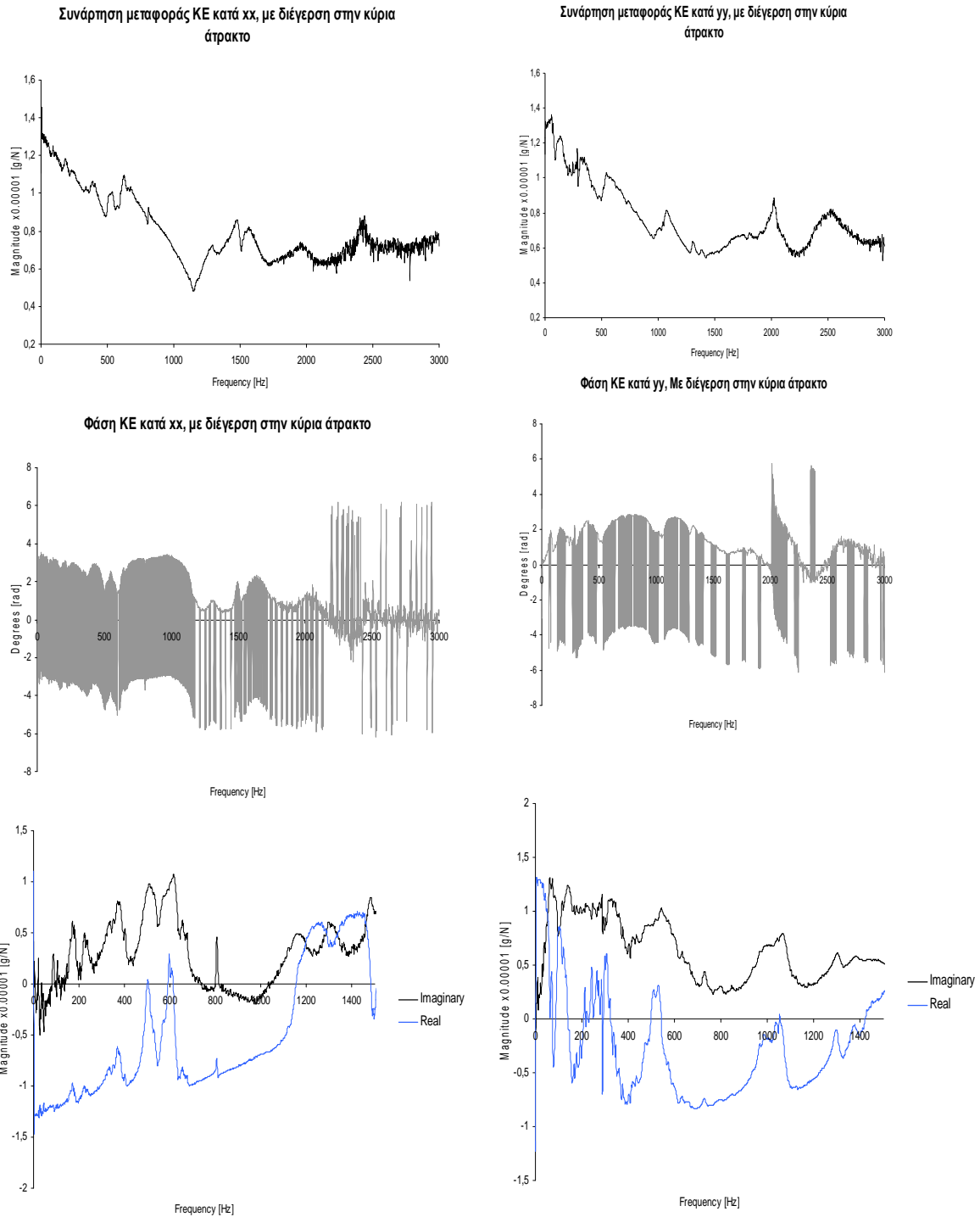


Φάση ΚΕ κατά yy, στην κάτω θέση καταργασίας



6.2. Μετρήσεις FRF στο άκρο της κύριας ατράκτου

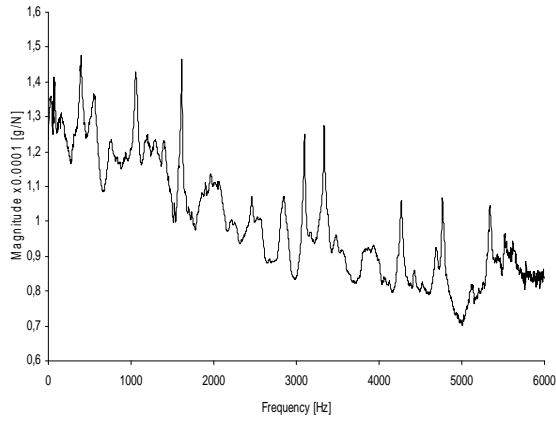
Στην περίπτωση αυτή μελετάμε την συνάρτηση μεταφοράς του κοπτικού εργαλείου με διάμετρο $d=16\text{mm}$, διεγείροντας την κύρια άτρακτο που φέρει τον εργαλειοδέτη μαζί με το κοπτικό εργαλείο.



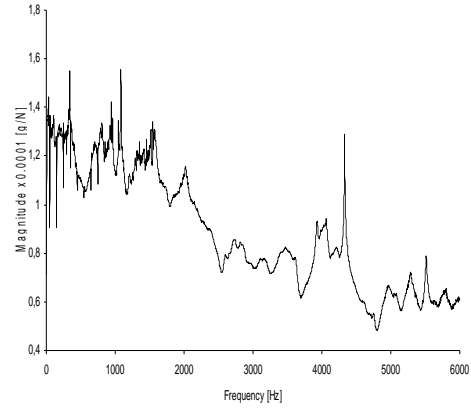
6.3. Μετρήσεις FRF στο τραπέζι συγκράτησης τεμαχίων

Καταγράφεται η συνάρτηση μεταφοράς του τραπεζιού στις διευθύνσεις xx και yy.

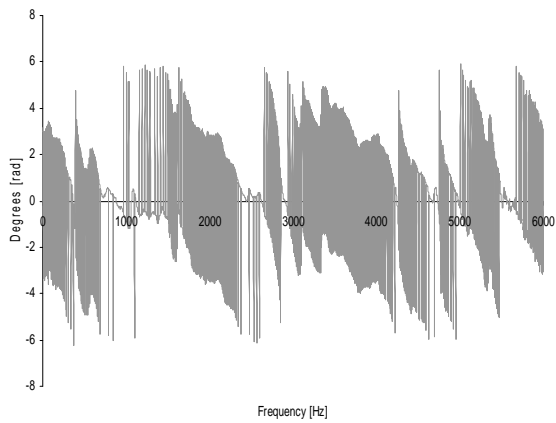
Συνάρτηση μεταφοράς τραπεζιού κατά xx



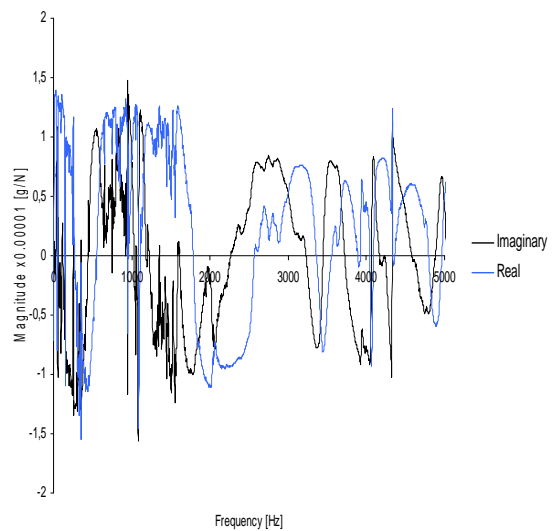
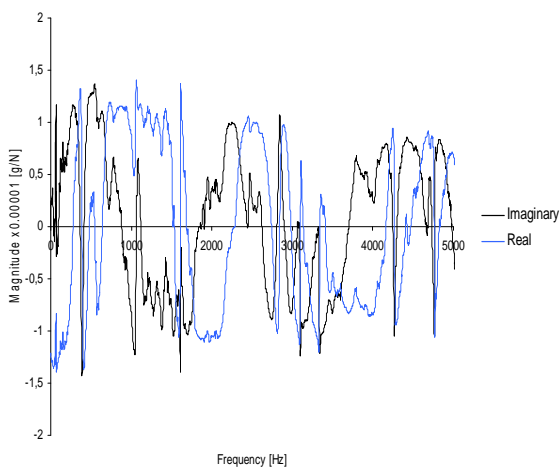
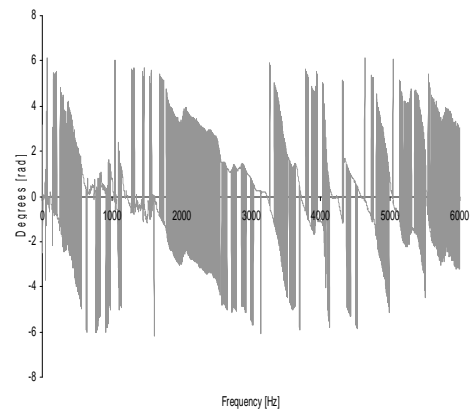
Συνάρτηση μεταφοράς τραπεζιού κατά yy



Φάση τραπεζιού κατά xx



Φάση τραπεζιού κατά yy



6.4. Αξιολόγηση των αποτελεσμάτων

Καταρχάς θα πρέπει να αναφερθεί η μέθοδος με την οποία εντοπίζονται οι φυσικές συχνότητες που διεγείρονται σε κάθε περίπτωση. Η μέθοδος αυτή είναι αρκετά απλή και φαίνεται από τη τομή της γραφικής παράστασης του πραγματικού μέρους της συνάρτησης μεταφοράς με την οριζόντιο, βλ. ενότητα 2.1. Η κλίμακα της προβολής του πραγματικού και φανταστικού μέρους της συνάρτησης μεταφοράς του κοπτικού εργαλείου έχει ξεκάθαρη απεικόνιση ως τη τιμή 1500 Hz. Πέρα από τη τιμή αυτή το επιταχυνσιόμετρο λαμβάνει σήματα διέγερσης με έντονα μεταβλητό πλάτος διέγερσης από τη μια τιμή στην επόμενη της, με αποτέλεσμα να παρατηρούμε έντονες αλλαγές στη φάση και κατ' επέκταση στη προβολή του πραγματικού και του φανταστικού μέρους. Το ίδιο παρατηρείται και από τη προβολή του μέτρου της συνάρτησης μεταφοράς, στην οποία έχουμε συνεχή απλή γραμμή έως τη τιμή συχνότητας 1500 Hz.

Όσον αφορά τις ομοιότητες και τις διαφορές των γραφικών παραστάσεων κύριο ρόλο σε αυτό παίζει το μέγεθος του χτυπήματος του κρουστικού σφυριού. Αυτό γιατί υπάρχουν περιπτώσεις όπου τα χτυπήματα για τη μελέτη του ίδιου κοπτικού εργαλείου διαφέρουν μεταξύ τους διεγείροντας έτσι άλλες συχνότητες από τις αναμενόμενες. Βέβαια, οι συχνότητες που εμφανίζονται σε κάθε περίπτωση έχουν μια φυσική εξάρτηση μεταξύ τους, για το ίδιο κοπτικό εργαλείο, π.χ. μπορεί να είναι κάποιο πολλαπλάσιο ή ισοδύναμα κάποια αρμονική.

6.4.1. Επίδραση του είδους του κοπτικού εργαλείου

Η μορφή των γραφικών παραστάσεων της συνάρτησης μεταφοράς του κοπτικού εργαλείου με διάμετρο **d=10mm** στις διευθύνσεις *xx* και *yy* δεν διαφέρουν σημαντικά μεταξύ τους. Στη διεύθυνση *xx* οι φυσικές συχνότητες που διεγείρονται είναι $f_{1xx}=297$ Hz και $f_{2xx}=1541$ Hz ενώ στη διεύθυνση *yy* όπου αναμένεται να εμφανίζονται οι ίδιες φυσικές συχνότητες παρατηρούμε αιχμές στις τιμές συχνοτήτων $f_{1yy}=148$ Hz και $f_{2yy}=1594$ Hz. Άρα οι συχνότητες $f_{1xx}=297$ Hz και $f_{1yy}=148$ Hz αποτελούν φυσικές συχνότητες του κοπτικού αυτού εργαλείου και μάλιστα η μια από αυτές είναι η φυσική συχνότητα και η άλλη είναι η πρώτη αρμονική της. Αυτή η διαφοροποίηση μπορεί να οφείλεται στο ότι τα χτυπήματα με το κρουστικό σφυρί διαφέρουν μεταξύ τους ως προς το μέγεθος της δύναμης ή ίσως και στην ίδια τη γεωμετρία του εργαλειοδέτη. Οι f_{2xx} και f_{2yy} είναι σχεδόν ίδιες.

Ομοίως, στις γραφικές παραστάσεις του κοπτικού εργαλείου με διάμετρο **d=16mm** οι αιχμές εμφανίζονται στις τιμές συχνοτήτων $f_{1xx}=1152$ Hz και $f_{2xx}=1246$ Hz ενώ στη διεύθυνση *yy* στις τιμές $f_{1yy}=151$ Hz. Η επιβεβαίωσή τους γίνεται και από τη γραφική παράσταση του πραγματικού μέρους της συνάρτησης μεταφοράς. Εδώ παρατηρούμε μια μεγάλη διαφοροποίηση στις φυσικές συχνότητες που διεγείρονται.

Αντίστοιχα, στο κοπτικό εργαλείο με ενεργό διάμετρο $d=20\text{mm}$ παρατηρούνται αιχμές συχνοτήτων σε διαφορετικές τιμές. Πιο συγκεκριμένα έχουμε $f_{1xx}=403\text{ Hz}$, $f_{2xx}=1279\text{ Hz}$ και $f_{1yy}=201\text{ Hz}$, $f_{2yy}=1149\text{ Hz}$. Φαίνεται ότι η f_{1yy} αυτές αποτελεί φυσική συχνότητα και η f_{1xx} αποτελεί την πρώτη αρμονική της.

6.4.2. Επίδραση του μήκους συγκράτησης

Στην περίπτωση όπου το ενεργό μήκος είναι μεγάλο εμφανίζονται οι φυσικές συχνότητες με τιμές, αντίστοιχα στις δυο διευθύνσεις $f_{1xx}=216\text{ Hz}$, $f_{2xx}=931\text{ Hz}$ και $f_{1yy}=310\text{ Hz}$, $f_{2yy}=913\text{ Hz}$. Η f_{1yy} αποτελεί φυσική συχνότητα και η f_{2xx} αποτελεί την 3^η αρμονική της.

Αντίστοιχα για μικρό ενεργό μήκος του κοπτικού εργαλείου εμφανίζονται οι εξής φυσικές συχνότητες: $f_{1xx}=142\text{ Hz}$, $f_{2xx}=1153\text{ Hz}$, $f_{3xx}=1249\text{ Hz}$ και $f_{1yy}=312\text{ Hz}$, $f_{2yy}=1038\text{ Hz}$. Στην περίπτωση αυτή, αξιοσημείωτη είναι η σύγκριση των τιμών αυτών με τις αντίστοιχες τιμές του κοπτικού εργαλείου με διάμετρο $d=16\text{mm}$. (Υπενθυμίζεται ότι οι μετρήσεις για την μελέτη της επίδρασης του μήκους συγκράτησης έγιναν με το κοπτικό εργαλείο με διάμετρο $d=16\text{mm}$). Εμφανίζονται σχεδόν οι ίδιες συχνότητες $f_{1xx}=1152\text{ Hz}$ και $f_{2xx}=1246\text{ Hz}$ στη μελέτη της επίδρασης του εργαλείου, και $f_{2xx}=1153\text{ Hz}$, $f_{3xx}=1249\text{ Hz}$ στη μελέτη επίδρασης του μήκους συγκράτησης. Αυτό είναι αναμενόμενο γιατί στην περίπτωση μελέτης της επίδρασης του κοπτικού αυτού εργαλείου το μήκος συγκράτησης από τον εργαλειοδέτη ήταν παραπλήσιο με το μήκος συγκράτησης για τη μελέτη επίδρασης του μικρού μήκους συγκράτησης. Επίσης οι μορφές των συναρτήσεων μεταφοράς των δύο παραπλήσιων περιπτώσεων παρουσιάζουν ομοιότητα μεταξύ τους.

6.4.3. Επίδραση της σφικτής συγκράτησης

Στην μελέτη αυτή έχουμε δυο περιπτώσεις μετρήσεων, μια για σφιχτή συγκράτηση και μια με χαλαρή συγκράτηση του κοπτικού εργαλείου στον εργαλειοδέτη.

Στη **σφιχτή συγκράτηση** παρατηρούμε τις εξής φυσικές συχνότητες: $f_{1xx}=1146\text{ Hz}$, $f_{2xx}=1228\text{ Hz}$ και $f_{1yy}=157\text{ Hz}$, $f_{2yy}=238\text{ Hz}$. Στην περίπτωση αυτή αξίζει να αναφερθεί η ομοιότητα των τιμών αυτών με τις αντίστοιχες τιμές που παρατηρήσαμε στη μελέτη επίδρασης του κοπτικού εργαλείου με $d=16\text{mm}$. Εκεί παρατηρήθηκαν τιμές συχνοτήτων ίσες με $f_{1xx}=1152\text{ Hz}$ και $f_{2xx}=1246\text{ Hz}$ που είναι αρκετά κοντά στις τιμές που παρατηρούμε στην περίπτωση με σφιχτή συγκράτηση. Αυτό είναι εύλογο διότι ο βαθμός σύσφιξης στις δύο περιπτώσεις ήταν παρόμοιος.

Στη **χαλαρή συγκράτηση** παρατηρούμε τις εξής φυσικές συχνότητες: $f_{1xx}=1153\text{ Hz}$, $f_{2xx}=1215\text{ Hz}$ και $f_{1yy}=124\text{ Hz}$. Οι τιμές στη διεύθυνση xx δεν έχουν μεταβληθεί σημαντικά ως προς την περίπτωση με σφιχτή συγκράτηση. Επιπλέον οι τιμές

παρουσιάζουν ομοιότητα μεταξύ των δυο περιπτώσεων μελέτης αλλά και με τη μελέτη αυτού του κοπτικού εργαλείου, βλ. 6.4.1. Οι μορφές των γραφικών παραστάσεων των συναρτήσεων μεταφοράς στις δύο αυτές περιπτώσεις δεν διαφέρουν μεταξύ τους κυρίως στα πλάτη των αιχμών που εμφανίζονται σε αυτές. Αυτό μπορεί να οφείλεται στο μέγεθος της δύναμης πρόσκρουσης του σφυριού, που διαφέρει από χτύπημα σε χτύπημα. Επίσης ομοιότητα παρατηρούμε και στις γραφικές παραστάσεις του κοπτικού εργαλείου με $d=16\text{mm}$ δεδομένου ότι η μελέτη εκείνη έγινε με το ίδιο κοπτικό εργαλείο.

6.4.4. Επίδραση της κατακόρυφης θέσης της κύριας ατράκτου

Στην περίπτωση μελέτης που αφορά την επίδραση της κατακόρυφης θέσης της κύριας ατράκτου μελετώνται δυο ακραίες περιπτώσεις κατεργασίας: η ανώτερη και η κατώτερη δυνατή θέση κατεργασίας με το κοπτικό εργαλείο με διάμετρο $d=16\text{mm}$.

Στην **άνω θέση κατεργασίας** παρατηρούμε τις εξής φυσικές συχνότητες: $f_{1xx}=384\text{ Hz}$, $f_{2xx}=919\text{ Hz}$ και $f_{1yy}=216\text{ Hz}$, $f_{2yy}=912\text{ Hz}$.

Στην **κάτω θέση κατεργασίας** παρατηρούμε τις εξής τιμές φυσικών συχνοτήτων: $f_{1xx}=41\text{ Hz}$, $f_{2xx}=925\text{ Hz}$ και $f_{1yy}=63\text{ Hz}$, $f_{2yy}=922\text{ Hz}$.

Στις δυο αυτές περιπτώσεις έχουμε διαφοροποίηση στις χαμηλές συχνότητες ανάλογα με τη θέση της κύριας ατράκτου. Αυτό σημαίνει ότι η επιρροή της θέσης της κύριας ατράκτου είναι αισθητή αλλά σε πολύ χαμηλό επίπεδο συχνοτήτων.

Οι μορφές των γραφικών παραστάσεων παρουσιάζουν ομοιότητα μεταξύ τους αλλά όχι και με την περίπτωση μελέτης του κοπτικού εργαλείου με διάμετρο $d=16\text{mm}$.

6.4.5. Μετρήσεις στο άκρο της κύριας ατράκτου

Διαπιστώνουμε ένα μεγάλο πλήθος φυσικών συχνοτήτων εμφανίζονται. Αυτό μπορεί να οφείλεται στο γεγονός ότι με τη διέγερση της κύριας ατράκτου και με καταγραφή των δονήσεων στο κοπτικό εργαλείο, ενδεχομένως διεγείρονται και άλλες ιδιοσυχνότητες άλλων εξαρτημάτων της φρέζας, κάτι που παρατηρούμε και στις μετρήσεις στο τραπέζι. Επομένως η περίπτωση αυτή δεν δίνει ξεκάθαρη εικόνα για την επιρροή της συνάρτησης μεταφοράς του κοπτικού εργαλείου από διεγέρσεις που προκαλούνται στην κύρια άτρακτο.

Σε κάθε περίπτωση κατά την κατεργασία δεν αναμένονται διεγέρσεις στην άτρακτο, αλλά μόνο στο κοπτικό εργαλείο, δεδομένου ότι στο άκρο του ασκούνται οι δυνάμεις κοπής. Παρόλα αυτά, οι γραφικές παραστάσεις των διευθύνσεων xx και yy μοιάζουν μεταξύ τους.

6.4.6. Μετρήσεις στο τραπέζι συγκράτησης τεμαχίων

Οι μετρήσεις στην περίπτωση αυτή έγιναν με τη κεφαλή του κρουστικού σφυριού που έχει εύρος συχνοτήτων διέγερσης από 0 – 6900 Hz, για αυτό και η κλίμακα των συχνοτήτων των γραφικών παραστάσεων έχει εύρος από 0 – 6000 Hz.

Και στην περίπτωση αυτή παρατηρούμε αρκετές φυσικές συχνότητες που διεγείρονται με αποτέλεσμα να μην έχουμε ξεκάθαρη εικόνα για την επιρροή της συνάρτησης μεταφοράς.

Ωστόσο οι μορφές των γραφικών παραστάσεων και στις δυο διευθύνσεις μοιάζουν μεταξύ τους, πράγμα που επιβεβαιώνει το είδος της μέτρησης.

6.5. Χρήση των FRF

Έχοντας πλέον ως εργαλείο τη συμπεριφορά τη εργαλειομηχανής σε εξωτερικές αλλά και εσωτερικές διεγέρσεις που προκαλούνται κατά την κατεργασία, είμαστε σε θέση να εντοπίσουμε πιθανό κίνδυνο από φαινόμενα ταλαντώσεων. Αυτό βέβαια, προϋποθέτει συνεχή παρακολούθηση με κατάλληλες μετρητικές διατάξεις, βλ. Κεφάλαιο 1.

Αναλυτικότερα, έστω ότι απαιτείται να προσδιορισθεί το οριακό βάθος κοπής για αποφυγή φαινομένων chattering, με βάση τη συνάρτηση μεταφοράς του συγκεκριμένου εργαλείου. Η μελέτη αυτή επικεντρώνεται στο πραγματικό μέρος της συνάρτησης μεταφοράς. Όπως είδαμε στο κεφάλαιο 2.3.2 για τον προσδιορισμό του οριακού βάθους κοπής υπάρχει μαθηματική έκφραση στην οποία συμμετέχει το πραγματικό μέρος της συνάρτησης μεταφοράς. Στο φρεζάρισμα αποδεικνύεται [9][10] ότι το οριακό βάθος κοπής δίνεται από τον ακόλουθο τύπο:

$$a_{\text{lim}} = -\frac{2\pi\Lambda_R}{NK_t}(1 + \kappa^2) \quad (6.1)$$

όπου το μέγεθος Λ_R αποτελεί μια σύνθετη έκφραση του πραγματικού μέρους της συνάρτησης μεταφοράς του κοπτικού εργαλείου στις διευθύνσεις xx και yy . Οι άλλες μεταβλητές είναι N : αριθμός δοντιών κοπτικού εργαλείου, K_t : σταθερά κοπής και κ : σταθερά που προκύπτει από το λόγο του φανταστικού προς το πραγματικό μέρος της

λύσης του συστήματος των δυνάμεων κοπής ($\kappa = \frac{\Lambda_I}{\Lambda_R}$). Επομένως έτσι μπορούμε να

ελέγξουμε καταρχήν αν οι επιλεγμένες συνθήκες κοπής επιτρέπουν ευσταθή κατεργασία.

Άλλη χρησιμότητα του τύπου αυτού είναι ο προσδιορισμός των λοβών ευστάθειας. Οι λοβοί ευστάθειας είναι ζώνες στις οποίες ο συνδυασμός στροφών ατράκτου και βάθους κοπής οδηγεί σε ευστάθεια της κοπής, ενώ εκτός αυτών η κοπή είναι ασταθής

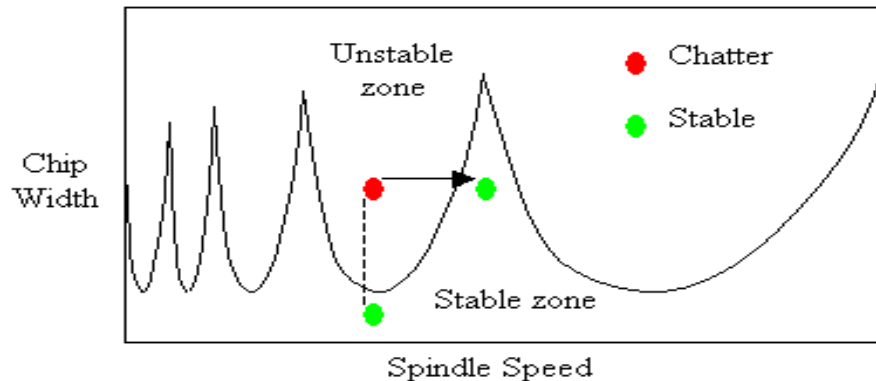
(chattering), βλ. Εικόνα 6.3. Πιο αναλυτικά, αποδεικνύεται [10] ότι η επίλυση του συστήματος δυνάμεων κοπής δίνει:

$$\Lambda = -\frac{1}{2\alpha_0}(\alpha_1 \pm \sqrt{\alpha_1^2 - 4\alpha_0}) \text{ ή αλλιώς } \Lambda = \Lambda_R + j\Lambda_I \quad (6.2)$$

όπου οι σταθερές α_0 και α_1 αποτελούν σύνθετες εκφράσεις του πραγματικού μέρους της συνάρτησης μεταφοράς.

Τα βήματα με τα οποία προσδιορίζουμε τους λοβούς αστάθειας είναι τα εξής [10]:

1. επιλέγουμε μια συχνότητα συντονισμού από τη συνάρτηση μεταφοράς του κοπτικού εργαλείου (συνήθως αντιστοιχεί σε κάποια από τις αιχμές που παρατηρούμε)
2. προσδιορίζουμε το μέγεθος Λ από την εξίσωση 6.2 άρα γνωρίζουμε και τα μεγέθη Λ_R και Λ_I
3. υπολογίζουμε το οριακό βάθος κοπής από τη σχέση 6.1 για τη συγκριμένη συχνότητα
4. υπολογίζουμε την ταχύτητα περιστροφής από τον τύπο $T = \frac{1}{\omega_c}(\varepsilon + 2k\pi) \Rightarrow n = \frac{60}{NT}$, όπου T είναι η περίοδος έλευσης του δοντιού του κοπτικού εργαλείου από το ίδιο σημείο.
5. επαναλαμβάνουμε τα προηγούμενα βήματα και για άλλες συχνότητες συντονισμού που παρατηρούμε στη συνάρτηση μεταφοράς.



Εικόνα 6.3: Λοβοί ευστάθειας και αστάθειας.

Τελικά με την ολοκλήρωση των παραπάνω βημάτων έχουμε μια γραφική παράσταση που φανερώνει τα σημεία αστάθειας και ευστάθειας της κατεργασίας με το συγκεκριμένο κοπτικό εργαλείο. Μια σχετική γραφική παράσταση φαίνεται και στην εικόνα 6.3.

Μια άλλη σημαντική εφαρμογή της μελέτης συναρτήσεων μεταφοράς αποτελεί και η χρήση τους για ανάλυση θεωρητικών μοντέλων που εκφράζουν τη διεπιφάνεια

εργαλειοδέτη και κοπτικού εργαλείου [11]. Το μοντέλο αυτό μελέτης αναπτύχθηκε με απώτερο στόχο την χαρτογράφηση της δυναμικής συμπεριφοράς της κύριας ατράκτου και εργαλειοδέτη, όταν χρησιμοποιούνται διαφορετικά κοπτικά εργαλεία. Η μέθοδος απαιτεί μετρήσεις FRF σε αντιπροσωπευτικά κοπτικά εργαλεία, μειώνοντας έτσι τη προσπάθεια μελέτης που θα αντιστοιχούσε στην επανάληψη της μελέτης για κάθε νέο κοπτικό εργαλείο.

Κεφάλαιο 7. Συμπεράσματα

Με τους εικονικούς αναλυτές προβάλλουμε μόνο το μέτρο της συνάρτησης μεταφοράς και την αντίστοιχη φάση της, ενώ για την αξιοποίηση της σε υπολογισμούς ευστάθειας της κοπής αλλά και προσδιορισμού των τιμών των χαρακτηριστικών του δυναμικού συστήματος (ταυτοποίησης), απαιτείται κυρίως το πραγματικό μέρος. Το πραγματικό και το φανταστικό μέρος της συνάρτησης μεταφοράς $\Phi=G+jH$ υπολογίστηκαν από τα δεδομένα που εξάγει το πρόγραμμα δηλαδή το μέτρο $|\Phi|$ και τη φάση ϕ , ως [4]:

$$G = |\Phi| \cos(\phi) \text{ και } H = |\Phi| \sin(\phi).$$

Ο προσδιορισμός των φυσικών συχνοτήτων στο διάγραμμα της συνάρτησης απόκρισης είναι απλός και γίνεται χωρίς να υπάρχει ανάγκη ιδιαίτερης εκπαίδευσης, παρέχει δε μια καλή βάση για πιθανολόγηση κινδύνων από αυτοδιεγειρόμενες ταλαντώσεις ή και από συντονισμούς του συστήματος. Δεν είναι όμως ιδιαίτερα πρακτικό να γίνεται μια νέα μέτρηση FRF του συστήματος εργαλειομηχανή-εργαλείο-τεμάχιο για κάθε κοπτικό εργαλείο και εργαλειοδέτη που θα χρησιμοποιηθεί. Θα ήταν καλύτερα να υπολογίζονταν η FRF αριθμητικά με τη βοήθεια πεπερασμένων στοιχείων για παράδειγμα. Σε αυτή την περίπτωση θα ήταν απαραίτητη η μοντελοποίηση της δομής της εργαλειομηχανής με πειραματική εξασφάλιση της ορθότητας του μοντέλου ώστε οι μετρήσεις FRF να αφορούσαν πλέον μόνο εργαλεία και εργαλειοδέτες και να γίνονταν εκτός μηχανής σε νεκρό χρόνο. Προϋπόθεση βέβαια για μια τέτοια προσέγγιση αποτελεί μια μέθοδος μοντελοποίησης των δυναμικών χαρακτηριστικών της διεπιφάνειας (σύνδεσης) εργαλειοδέτη-εργαλειομηχανής.

Το βασικότερο τμήμα της εγκατάστασης της πειραματικής διάταξης αποτελεί η συνδεσμολογία των μετρητικών οργάνων. Κάθε φορά πρέπει πριν προχωρήσουμε στις μετρήσεις, να ελέγξουμε αν έχουν επιλεγεί τα σωστά κανάλια εισόδου για το κάθε μετρητικό όργανο και αν η συνδεσμολογία συμβαδίζει με την ενδεικνυόμενη από το πρόγραμμα. Αυτό το σημείο είναι αρκετά απλό αλλά και πολύ σημαντικό διότι μια παράληψη μπορεί να μας οδηγήσει σε εσφαλμένα αποτελέσματα, κάτι το οποίο δύσκολα θα γίνει αντιληπτό από τα αποτελέσματα των μετρήσεων, με τάση ενοχοποίησης του είδους του χτυπήματος του κρουστικού σφυριού.

Όπως παρατηρείται στα διαγράμματα των συναρτήσεων μεταφοράς για το ίδιο κοπτικό εργαλείο εμφανίζονται διαφορετικές αιχμές συχνοτήτων διέγερσης από χτύπημα σε χτύπημα. Αυτό συνδέεται με την ενέργεια πρόσκρουσης του σφυριού στο κοπτικό εργαλείο λόγω της δυσκολίας να εφαρμοσθεί κάθε φορά η ίδια δύναμη κατά το χτύπημα. Παρόλα αυτά έγινε προσπάθεια τα χτυπήματα να μοιάζουν μεταξύ τους κατά το δυνατόν. Στο σημείο αυτό γίνεται σαφής η διευκόλυνση των γεννητριών πρόκλησης δονήσεων

(shakers), που εξασφαλίζουν ένα σταθερό σήμα εξόδου διέγερσης (ημιτονικό ή συνημιτονικό).

Αξιοσημείωτη δυσκολία αποτελεί και η συγκράτηση του επιταχυνσιόμετρου στο κοπτικό εργαλείο. Παρόλο που για το συγκεκριμένο επιταχυνσιόμετρο (333B30) διαθέταμε ειδικό μείγμα από κερί, παρατηρήσαμε ότι σε κοπτικά εργαλεία με μικρή διάμετρο είναι αρκετά δύσκολη διαδικασία η στερέωση του επιταχυνσιόμετρου στην άκρη του εργαλείου. Αυτό το γεγονός αποτελεί περιορισμό στην επιλογή περισσότερων κοπτικών εργαλείων με μικρότερη διάμετρο, παρότι για αυτά θεωρείται πιο χρήσιμη η διερεύνηση της συνάρτησης μεταφοράς.

Μια ενδιαφέρουσα κατεύθυνση συνέχισης της εργασίας θα ήταν ο υπολογισμός με βάση τα διαγράμματα FRF των λοβών ευστάθειας για μια ή περισσότερες περιπτώσεις εργαλείων και η πειραματική αξιολόγηση τους με εκτέλεση κοπής στην πράξη.

Μια δεύτερη κατεύθυνση περαιτέρω έρευνας θα μπορούσε να είναι η ανάλυση της καμπύλης FRF στις επιμέρους καμπύλες FRF που αντιστοιχούν στα υποσυστήματα της εργαλειομηχανής και των οποίων η μετρούμενη FRF αποτελεί υπέρθεση.

Βιβλιογραφία

- [1] C. F. Beards, Beards, C. Beards, Structural Vibration: Analysis and Damping, Butterworth-Heinemann Press, 1996
- [2] Yusuf Altintas, Manufacturing Automation, Cambridge University Press, 2000
- [3] D. J. Ewins, Modal Testing: Theory, Practice and Application, Research Studies Press LTD, Second Edition 2000
- [4] Steve Goldman, Vibration spectrum analysis, Industrial Press, Second Edition 1999
- [5] Paresh Girdhar, Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance, C. Scheffer, 2004
- [6] Peter Avitabile, Experimental Modal Analysis A Simple Non-Mathematical Presentation, Sound & Vibration magazine, 2001
- [7] M. Salahshoor, Hamid Ahmadian, Continuous model for analytical prediction of chatter in milling, International Journal of Machine Tools & Manufacture 49, 2009, 1136–1143
- [8] Armando Italo Sette Antonialli, Anselmo Eduardo Diniz, Robson Pederiva, Vibration analysis of cutting force in titanium alloy milling, International Journal of Machine Tools & Manufacture 50, 2009, 65–74
- [9] E. Abele, U. Fiedler, Creating Stability Lobe Diagrams during Milling, Institute of Production Management, Technology and Machine Tools – Darmstadt
- [10] Y. Altintas, E. Budak, Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling, Manufacturing Automation Laboratory, Dept. of Mechanical Engineering, The University of British Columbia, Vancouver, BC, Canada Received on January 9, 1995
- [11] Simon S. Park, Yusuf Altintas, Mohammad Movahhedy, Receptance coupling for end mills, International Journal of Machine Tools & Manufacture 43, 2003, 889–896
- [12] A. Erturk, H.N. Ozguven, E. Budak, Analytical modeling of spindle–tool dynamics on machine tools using Timoshenko beam model and receptance coupling for the prediction of tool point FRF, International Journal of Machine Tools & Manufacture 46, 2006, 1901–1912
- [13] Α. Κανάραχος , Ι. Αντωνιάδης, Δυναμική Μηχανών, Εκδόσεις Παπασωτηρίου, 1998
- [14] Ν. Ι. Κρικέλης, Εισαγωγή στον Αυτόματο Έλεγχο, Εκδόσεις Συμμετρία, 2000

- [15] Ι. Αντωνιάδης, Χ. Προβατίδης, Υπολογιστικές Μέθοδοι Στις Κατασκευές, Εκδόσεις Ε.Μ.Π., 2004
- [16] <http://macl.caeds.eng.uml.edu/macl-pa/modes/modal2.html>
- [17] <http://zone.ni.com/devzone/cda/tut/p/id/8276>
- [18] http://www.k-makris.gr/AircraftComponents/Accelometer/accel_gr.htm
- [19] <http://www.maxim-ic.com/app-notes/index.mvp/id/928>
- [20] <http://www.malinc.com/popups/VariablePitchCutter.html>
- [21] <http://www.kistler.com/>
- [22] <http://www.ni.com/>
- [23] <http://www.pcb.com/>

Παράρτημα - Προδιαγραφές HAAS TM-1

TRAVELS	
X Axis	762 mm
Y Axis	305 mm
Z Axis	406 mm
Spindle Nose to Table (~ min)	102 mm
Spindle Nose to Table (~ max)	508 mm
TABLE	
Length	1213 mm
Width	267 mm
T-Slot Width	16 mm
T-Slot Center Distance	101.6 mm
Number of Std T-Slots	
Max Weight on Table (evenly distributed)	454 kg
SPINDLE	
Max Rating	5.6 kW
Max Speed	4000 rpm
Max Torque	45 Nm @ 1200 rpm
Taper	CT or BT 40
Bearing Lubrication	
Cooling	
FEEDRATES	
Rapids on X	5.1 m/min
Rapids on Y	5.1 m/min
Rapids on Z	5.1 m/min
Max Cutting	5.1 m/min
AXIS MOTORS	
Max Thrust X	8896 N
Max Thrust Y	8896 N
Max Thrust Z	8896 N
TOOL CHANGER (OPT)	
Type	Carousel
Capacity	10
Max Tool Diameter (full)	89 mm
Max Tool Weight	5.4 kg
Tool-to-Tool (avg)	5.7 sec
Chip-to-Chip (avg)	6.5 sec
ACCURACY	
Positioning (±)	0.010 mm
Repeatability (±)	0.005 mm
GENERAL	
Air Required	113 L/min, 6.9 bar
Power (options may increase requirement)	195-250 VAC/50 A
Machine Weight	1315 kg