

**Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας**  
**Πολυτεχνική Σχολή**  
**Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας**



*Ανάπτυξη παντού. Ανάπτυξη για όλους.*

**ΥΠΟΥΡΓΕΙΟ ΕΘΝΙΚΗΣ ΠΑΙΔΕΙΑΣ ΚΑΙ ΘΡΗΣΚΕΥΜΑΤΩΝ**  
**ΕΙΔΙΚΗ ΥΠΗΡΕΣΙΑ ΔΙΑΧΕΙΡΙΣΗΣ ΕΠΕΑΕΚ**  
**ΕΥΡΩΠΑΪΚΗ ΕΝΩΣΗ**  
**ΣΥΓΧΡΗΜΑΤΟΔΟΤΗΣΗ**  
**ΕΥΡΩΠΑΪΚΟ ΚΟΙΝΩΝΙΚΟ ΤΑΜΕΙΟ**  
**ΕΥΡΩΠΑΪΚΟ ΤΑΜΕΙΟ ΠΕΡΙΦΕΡΕΙΑΚΗΣ ΑΝΑΠΤΥΞΗΣ**



**Η ΠΑΙΔΕΙΑ ΣΤΗΝ ΚΟΡΥΦΗ**  
Επιχειρησιακό Πρόγραμμα  
Εκπαίδευσης και Αρχικής  
Επαγγελματικής Κατάρτισης

**ΑΝΑΜΟΡΦΩΣΗ ΠΡΟΠΤΥΧΙΑΚΟΥ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ**  
**ΣΠΟΥΔΩΝ**

**ΠΕ9 ΔΗΜΙΟΥΡΓΙΑ ΓΡΑΦΕΙΟΥ ΔΙΑΣΦΑΛΙΣΗΣ ΠΟΙΟΤΗΤΑΣ**  
**ΣΠΟΥΔΩΝ ΚΑΙ ΕΡΕΥΝΑΣ**

**Β΄ Φάση**

**II**

**ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΚΑΙ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΠΡΩΤΟΤΥΠΗΣ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΑΚΗΣ ΑΣΚΗΣΗΣ**  
**ΣΤΟ ΠΡΟΠΤΥΧΙΑΚΟ ΜΑΘΗΜΑ**

**‘ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΙΣ ΚΑΙ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΜΗΧΑΝΩΝ’**

**ΜΕ ΤΙΤΛΟ**

**‘ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΩΝ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΠΙΔΑΚΑ ΝΕΡΟΥ**  
**ΑΠΟ ΣΤΕΝΟ ΑΝΟΙΓΜΑ (WATER JET)’**

**Συντάκτης**  
**Καραϊσκος Γρηγόριος**

**Βόλος, Ιούλιος 2008**

## Περίληψη

---

Η παρούσα αναφορά εστιάζεται στην ανάπτυξη καινοτόμων συστημάτων παθητικού και ενεργού ελέγχου ταλαντώσεων των κατασκευών. Σκοπός της είναι η μελέτη, ανάπτυξη και πειραματική πιστοποίηση συστημάτων ελέγχου ταλαντώσεων με χρήση αποσβεστήρων ελεγχόμενης μάζας (tuned mass dampers) και πιδάκων ρευστού από στενό άνοιγμα (air/water jets). Οι αρχές λειτουργίας και οι δυνατότητες των προτεινόμενων συστημάτων ελέγχου ταλαντώσεων θα κατανοηθούν με εφαρμογή τους σε απλές κατασκευές (συστήματα ενός βαθμού ελευθερίας) οι οποίες περιέχουν τα βασικά δυναμικά χαρακτηριστικά των πραγματικών κατασκευών. Η πειραματική πιστοποίηση τους επιτυγχάνεται με την εφαρμογή τους σε διάφορα σενάρια φόρτισης όπως είναι η αρμονική φόρτιση σε συχνότητα ίση με τη συχνότητα συντονισμού της κύριας κατασκευής αλλά και σεισμικής διέγερσης, σενάριο πιο κοντά σε ρεαλιστική φόρτιση μιας σύγχρονης κατασκευής.

Στην παρούσα εργασία, σχεδιάζουμε και κατασκευάζουμε τις πειραματικές διατάξεις και για τα δυο συστήματα ελέγχου ταλαντώσεων. Στην περίπτωση του παθητικού συστήματος ελέγχου, κάνουμε πειραματική ιδιομορφική ανάλυση του συστήματος και πειραματική πιστοποίηση της αποτελεσματικότητας του παθητικού συστήματος ελέγχου υπό δυο διαφορετικά σενάρια φόρτισης. Στην περίπτωση του ενεργού συστήματος ελέγχου παρουσιάζεται ο σχεδιασμός και κατασκευή της πειραματικής διάταξης καθώς επίσης και video το οποίο δείχνει την ενεργό δράση των πιδάκων αέρα. Η ανάπτυξη του αλγορίθμου ενεργού ελέγχου του συστήματος, έτσι ώστε να πιστοποιηθεί πειραματικά το εν λόγω σύστημα ελέγχου, αποτελεί ιδιαίτερη πρόκληση και αναμένεται να ολοκληρωθεί κατά τη διάρκεια της εκπόνησης της διδακτορικής διατριβής του συγγραφέα.

## Περιεχόμενα

---

Ενότητα	1	Εισαγωγή	5
Ενότητα	2	Εξισώσεις κίνησης απλού Μηχανικού Συστήματος με Παθητικό Έλεγχο Ταλαντώσεων	7
Ενότητα	3	Εξισώσεις κίνησης απλού Μηχανικού Συστήματος με Ενεργό Έλεγχο Ταλαντώσεων	13
Ενότητα	4	Σχεδιασμός και κατασκευή πειραματικής διάταξης	17
Ενότητα	5	Αποτελέσματα	42
Ενότητα	6	Επίλογος	48

## 1. Εισαγωγή

Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι η περιγραφή και επίδειξη, με εργαστηριακές κατασκευές μικρής κλίμακας, δύο συστημάτων ελέγχου ταλαντώσεων κατασκευών: (α) συστήματος παθητικού ελέγχου ταλαντώσεων κατασκευών και (β) συστήματος ενεργού ελέγχου ταλαντώσεων κατασκευών. Η επίδειξη γίνεται σε απλά μηχανικά συστήματα τα οποία συμπεριφέροντε ως απλοί ταλαντωτές, ενώ οι εφαρμογές είναι δυνατές και σε πιο σύνθετες κατασκευές.

Έτσι λοιπόν, οι αρχές λειτουργίας και οι δυνατότητες των προτεινόμενων συστημάτων ελέγχου ταλαντώσεων θα κατανοηθούν πρώτα με εφαρμογή τους σε απλές κατασκευές οι οποίες περιέχουν τα βασικά δυναμικά χαρακτηριστικά των πραγματικών κατασκευών. Σε μελλοντικές εργασίες θα επεκταθεί η εφαρμογή των συστημάτων ελέγχου ταλαντώσεων σε πιο σύνθετες κατασκευές, όπως καλώδια ανάρτησης τα οποία παρουσιάζουν πλούσια δυναμική και μη-γραμμικά φαινόμενα.

Η έρευνα στην περιοχή του παθητικού και ενεργού ελέγχου ταλαντώσεων των κατασκευών θεωρείται πρωτοποριακή και συνδυάζει θεωρητική και υπολογιστική συνιστώσα με πειραματική πιστοποίηση των προτεινόμενων συστημάτων ελέγχου ταλαντώσεων σε απλές και σύνθετες κατασκευές. Επιδίωξη των μελετών είναι η ανάπτυξη πρωτοποριακών μεθόδων ελέγχου ταλαντώσεων των κατασκευών και η πειραματική πιστοποίηση των δυνατοτήτων των προτεινόμενων μεθόδων ελέγχου. Τα προτεινόμενα συστήματα ελέγχου βρίσκουν εφαρμογή σε κατασκευές πολιτικού, μηχανολόγου και αεροναυπηγού μηχανικού. Συγκεκριμένα, τα προτεινόμενα συστήματα ελέγχου βρίσκουν εφαρμογή σε κατασκευές όπως έλεγχο ταλαντώσεων ψηλών και ευλύγιστων κατασκευών (ψηλά κτίρια, ανεμοκινητήρες κλπ), καλωδίων σε κρεμαστές ή καλωδιοστές γέφυρες, σε υποθαλάσσιους αγωγούς μεταφοράς νερού ή πετρελαιοειδών που αιωρούνται και διεγείρονται από κυματισμούς και εσωτερικά κύματα λόγω πυκνομετρικών διαφορών, καθώς επίσης και σε παράκτιες κατασκευές οι οποίες στερεώνονται στο βυθό μέσω καλωδίων. Επίσης, οι βασικές αρχές του συστήματος και της μεθοδολογίας ελέγχου αναμένεται να φανούν χρήσιμες και σε άλλες εφαρμογές μηχανολόγου, πολιτικού, και αεροναυπηγού μηχανικού. Οι ταλαντώσεις στις οποίες υποβάλλονται οι κατασκευές αυτές είναι γενικά τυχαίες και προέρχονται από φορτία ανέμου, σεισμικά φορτία, κυματικά φορτία αλλά και από την ανθρώπινη δραστηριότητα.

Τα καλώδια ανάρτησης τα οποία χρησιμοποιούνται ως δομικά στοιχεία παρουσιάζουν μεγάλες ταλαντώσεις οι οποίες είναι γενικά ανεπιθύμητες διότι επηρεάζουν την διάρκεια ζωής λόγω κόπωσης των κατασκευών. Επομένως ο έλεγχος των ταλαντώσεων είναι σημαντικός για την παράταση της διάρκειας ζωής των κατασκευών και την ελαχιστοποίηση του κόστους αντικατάστασης φθαρμένων δομικών στοιχείων.

Επίσης, αξίζει να σημειωθεί ότι οι πίδακες ρευστού μπορούν να εφαρμοστούν για την έξυπνη διέγερση κατασκευών με στόχο την αξιοποίηση των πληροφοριών που περιέχονται στις ταλαντώσεις και στον έλεγχο της δομικής ακεραιότητας των κατασκευών (Structural Health Monitoring). Επομένως, τα αποτελέσματα της προτεινόμενης έρευνας αναμένεται να συμβάλλουν στον τομέα ελέγχου δομικής ακεραιότητας των κατασκευών βάσει δεδομένων που προέρχονται από ταλαντώσεις.

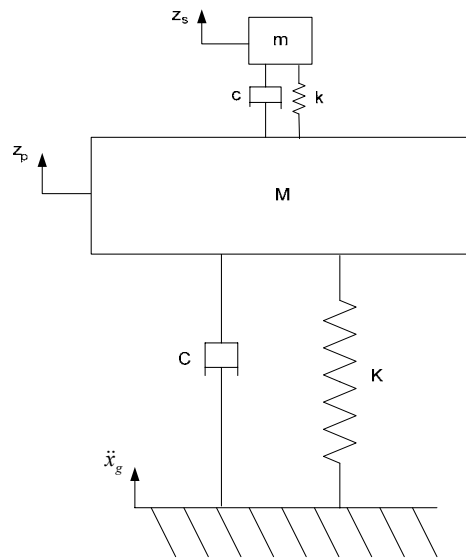
Το αξιοσημείωτο της όλης ερευνητικής δραστηριότητας είναι το γεγονός ότι συνδυάζει αρχές μηχανικής των κατασκευών και μηχανικής των ρευστών. Για το λόγο αυτό η ερευνητική δραστηριότητα διεξάγεται στο Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας με συνεργασία δύο εργαστηρίων: το Εργαστήριο Δυναμικής Συστημάτων του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας και το Εργαστήριο Υδρομηχανικής και Περιβαλλοντικής Τεχνικής του Τμήματος Πολιτικών Μηχανικών.

Η συγκεκριμένη εργασία εστιάζεται στην ανάπτυξη καινοτόμων συστημάτων παθητικού και ενεργού ελέγχου ταλαντώσεων κατασκευών. Στην Ενότητα 2, παρουσιάζονται οι εξισώσεις κίνησης για τον παθητικό έλεγχο ταλαντώσεων μηχανικών συστημάτων μέσω προσάρτησης απλών ταλαντωτών ορίζοντας ως πρωτεύον σύστημα ένα απλό μηχανικό σύστημα και ως δευτερεύον σύστημα τον αποσβεστήρα ελεγχόμενης μάζας. Στην Ενότητα 3 παρουσιάζονται οι εξισώσεις κίνησης για τον ενεργό έλεγχο ταλαντώσεων μηχανικών συστημάτων με χρήση πίδακα ρευστού (αέρας ή νερό) από στενό άνοιγμα (jet). Στην Ενότητα 4, ακολουθεί ο σχεδιασμός και ανάπτυξη των εν λόγω πειραματικών διατάξεων τόσο των παθητικών συστημάτων όσο και των ενεργών συστημάτων ελέγχου. Τελειώνοντας, στην τελευταία Ενότητα 6 παρουσιάζονται αποτελέσματα εφαρμογής των παθητικών συστημάτων ελέγχου υπό διάφορα σενάρια φόρτισης του συζευγμένου πλέον συστήματος. Για την περίπτωση των ενεργών συστημάτων ελέγχου απαιτείται η ανάπτυξη κατάλληλου αλγορίθμου ελέγχου της πειραματικής εφαρμογής. Η ανάπτυξη του αλγορίθμου αυτού είναι αντικείμενο έρευνας

και αναμένεται να ολοκληρωθεί και να πιστοποιηθεί πειραματικά κατά τη διάρκεια εκπόνησης της διδακτορικής διατριβής του συγγραφέα.

## 2. Εξισώσεις κίνησης απλού Μηχανικού Συστήματος με Παθητικό Έλεγχο Ταλαντώσεων

Στο Σχήμα 1 φαίνεται ένα απλό μηχανικό μοντέλο δύο βαθμών ελευθερίας και αποτελείται από δύο συστήματα μάζας-ελατηρίου-αποσβεστήρα ενός βαθμού ελευθερίας το καθένα.



Σχήμα 1: Κατασκευή με παθητικό Σύστημα Ελέγχου – Μοντέλο δύο βαθμών ελευθερίας

Θα μελετηθεί η δυνατότητα ελέγχου των ταλαντώσεων του πρωτεύοντος μηχανικού συστήματος μάζας  $M$ , ελατηρίου με σταθερά δυσκαμψίας  $K$  και αποσβεστήρα με σταθερά ιξώδους απόσβεσης  $C$  χρησιμοποιώντας το δευτερεύον σύστημα ταλαντωτή μάζας  $m$ , ελατηρίου με σταθερά δυσκαμψίας  $k$  και αποσβεστήρα με σταθερά ιξώδους απόσβεσης  $c$ , το οποίο προσαρτάται κατάλληλα στο πρωτεύων μηχανικό σύστημα.

Η απόκριση του συζευγμένου συστήματος περιγράφεται από τις απόλυτες μετατοπίσεις  $z_p$  και  $z_s$  των μαζών  $M$  και  $m$  αντίστοιχα όπως φαίνεται και στο Σχήμα 1. Η μάζα  $m$  είναι πολύ μικρότερη από τη μάζα  $M$  και είναι αυτή που θα παίζει το παθητικό ρόλο στον έλεγχο της απόκρισης της δεύτερης. Το έδαφος δέχεται εξωτερική διέγερση με τη μορφή επιτάχυνσης βάσης  $\ddot{x}_g$ .

Για ευκολία, οι σχετικές μετατοπίσεις  $x_p$  και  $x_s$  των  $M$  και  $m$  αντίστοιχα σε σχέση με τη μετατόπιση του εδάφους  $x_g$  είναι

$$x_p = z_p - x_g \quad (2.1\alpha)$$

$$x_s = z_s - x_g \quad (2.1\beta)$$

Υπολογίζοντας την πρώτη και δεύτερη χρονική παράγωγο των εξισώσεων (2.1α) και (2.1β) καταλήγουμε στις σχετικές ταχύτητες και επιταχύνσεις των μαζών του συστήματος

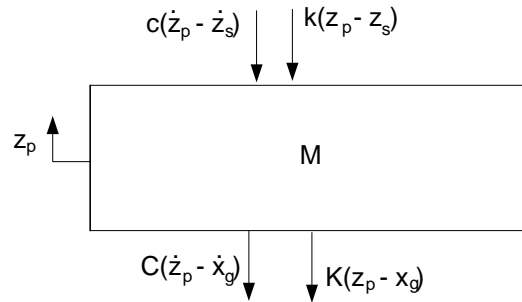
$$\dot{x}_p = \dot{z}_p - \dot{x}_g \quad (2.2\alpha)$$

$$\dot{x}_s = \dot{z}_s - \dot{x}_g \quad (2.2\beta)$$

$$\ddot{x}_p = \ddot{z}_p - \ddot{x}_g \quad (2.2\gamma)$$

$$\ddot{x}_s = \ddot{z}_s - \ddot{x}_g \quad (2.2\delta)$$

Για τη δημιουργία των εξισώσεων κίνησης είναι αναγκαίος ο σχεδιασμός των διαγραμμάτων ελευθέρου σώματος των δύο μαζών του συστήματος. Το διάγραμμα ελευθέρου σώματος της κύριας μάζας  $M$  του πρωτεύοντος συστήματος φαίνεται στο Σχήμα 2



Σχήμα 2: Διάγραμμα ελευθέρου σώματος κύριας μάζας  $M$  του πρωτεύοντος συστήματος

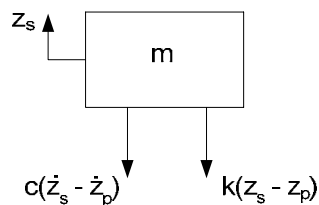
Εφαρμόζοντας το νόμο του Νεύτωνα εξάγουμε την εξίσωση κίνησης στη μορφή

$$M \cdot \ddot{z}_p = -k \cdot (z_p - z_s) - c \cdot (\dot{z}_p - \dot{z}_s) - K \cdot (z_p - x_g) - C \cdot (\dot{z}_p - \dot{x}_g) \quad (2.3)$$

Αντικαθιστώντας τις εξισώσεις (2.1) και (2.2) των σχετικών μετατοπίσεων, ταχυτήτων και επιταχύνσεων στην εξίσωση (2.3), καταλήγουμε στην ακόλουθη εξίσωση κίνησης

$$M \cdot \ddot{x}_p + (C + c) \cdot \dot{x}_p + (K + k) \cdot x_p - c \cdot \dot{x}_s - k \cdot x_s = -M \cdot \ddot{x}_g \quad (2.4)$$

Το διάγραμμα ελευθέρου σώματος της κύριας μάζας  $m$  του δευτερεύοντος συστήματος φαίνεται στο Σχήμα 3



Σχήμα 3: Διάγραμμα ελευθέρου σώματος κύριας μάζας  $m$  του δευτερεύοντος συστήματος

Εφαρμόζοντας το νόμο του Νεύτωνα εξάγουμε την εξίσωση κίνησης στη μορφή



$$m \cdot \ddot{z}_s = -k \cdot (z_s - z_p) - c \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_p) \quad (2.5)$$

Αντικαθιστώντας τις εξισώσεις (2.1) και (2.2) των σχετικών μετατοπίσεων, ταχυτήτων και επιταχύνσεων στην εξίσωση (2.5), καταλήγουμε στην ακόλουθη εξίσωση κίνησης

$$m \cdot \ddot{x}_s + c \cdot \dot{x}_s + k \cdot x_s - c \cdot \dot{x}_p - k \cdot x_p = -m \cdot \ddot{x}_g \quad (2.6)$$

Έτσι, οι εξισώσεις κίνησης (2.4) και (2.6) οι οποίες περιγράφουν πλήρως το συζευγμένο σύστημα μπορούν να γραφούν στην ακόλουθη μητρική μορφή

$$\begin{pmatrix} M & 0 \\ 0 & m \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \ddot{x}_p \\ \ddot{x}_s \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} C+c & -c \\ -c & c \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{x}_p \\ \dot{x}_s \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K+k & -k \\ -k & k \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_p \\ x_s \end{pmatrix} = -\begin{pmatrix} M \\ m \end{pmatrix} \cdot \ddot{x}_g \quad (2.7)$$

Εισάγοντας τα διανύσματα σχετικής μετατόπισης, ταχύτητας και επιτάχυνσης του συστήματος

$$\underline{x} = \begin{pmatrix} x_p \\ x_s \end{pmatrix}, \quad \underline{\dot{x}} = \begin{pmatrix} \dot{x}_p \\ \dot{x}_s \end{pmatrix}, \quad \underline{\ddot{x}} = \begin{pmatrix} \ddot{x}_p \\ \ddot{x}_s \end{pmatrix}$$

και τα μητρώα μάζας, απόσβεσης και δυσκαμψίας

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} M & 0 \\ 0 & m \end{pmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{pmatrix} C+c & -c \\ -c & c \end{pmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{pmatrix} K+k & -k \\ -k & k \end{pmatrix}$$

καθώς και το διάνυσμα  $\underline{L}$

$$\underline{L} = \mathbf{M} \cdot \underline{\Gamma} = \begin{pmatrix} M & 0 \\ 0 & m \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix}$$

Το σύστημα των εξισώσεων κίνησης συνοψίζεται στην παρακάτω μορφή

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\underline{x}} + \mathbf{C} \cdot \dot{\underline{x}} + \mathbf{K} \cdot \underline{x} = -\mathbf{M} \cdot \underline{\Gamma} \cdot \ddot{x}_g \quad (2.8)$$

Το τελευταίο σύστημα είναι ένα σύστημα διαφορικών εξισώσεων δεύτερης τάξης και για την επίλυσή του με χρήση της μεθόδου του Χώρου των Καταστάσεων (State Space Method) θα πρέπει να μετατραπεί σε σύστημα διαφορικών εξισώσεων πρώτης τάξης ως ακολούθως

$$\dot{\underline{y}} = \mathbf{A} \cdot \underline{y} + \mathbf{B} \cdot \underline{u} \quad (2.9\alpha)$$

$$\underline{z} = \mathbf{C} \cdot \underline{y} + \mathbf{D} \cdot \underline{u} \quad (2.9\beta)$$

Αυτό επιτυγχάνεται με την εισαγωγή του διανύσματος στο χώρο κατάστασης

$$\underline{y} = \begin{pmatrix} \underline{x} \\ \dot{\underline{x}} \end{pmatrix} \quad (2.10)$$

και το διάνυσμα εξόδου

$$\underline{z} = \begin{pmatrix} \underline{x} \\ \dot{\underline{x}} \\ \ddot{\underline{x}} \end{pmatrix} \quad (2.11)$$

το οποίο περιλαμβάνει τις επιθυμητές μεταβλητές του προβλήματος. Το διάνυσμα εξόδου έχει κατάλληλα επιλεγεί για το συγκεκριμένο πρόβλημα έτσι ώστε οποιαδήποτε στιγμή να υπολογίζουμε τα διανύσματα μετατόπισης, ταχύτητας και επιτάχυνσης των δύο μαζών του συστήματος. Επιπροσθέτως,  $\underline{u}$  είναι το διάνυσμα της διέγερσης και οι πίνακες  $\mathbf{A}$ ,  $\mathbf{B}$ ,  $\mathbf{C}$  και  $\mathbf{D}$  εξαρτώνται από το σύστημα διαφορικών εξισώσεων δεύτερης τάξης και το διάνυσμα εξόδου  $\underline{z}$ .

Τα μητρώα  $\mathbf{A}$ ,  $\mathbf{B}$ ,  $\mathbf{C}$  και  $\mathbf{D}$  υπολογίζονται ως εξής. Ξεκινώντας από το αρχικό σύστημα εξισώσεων (2.8) έχουμε

$$\ddot{\underline{x}} = -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C} \cdot \dot{\underline{x}} - \mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{K} \cdot \underline{x} - \underline{\Gamma} \cdot \ddot{x}_g \quad (2.12)$$

Παραγωγίζοντας το διάνυσμα του χώρου κατάστασης το οποίο δίνεται από την εξίσωση (2.10) και χρησιμοποιώντας την εξίσωση (2.12) καταλήγουμε

$$\underline{\dot{y}} = \begin{pmatrix} \underline{\dot{x}} \\ \underline{\ddot{x}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{\dot{x}} \\ -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C} \cdot \underline{\dot{x}} - \mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{K} \cdot \underline{x} - \underline{\Gamma} \cdot \underline{\ddot{x}}_g \end{pmatrix}$$

ή ισοδύναμα

$$\underline{\dot{y}} = \begin{pmatrix} \mathbf{0} & I \\ -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C} \end{pmatrix} \cdot \underline{\dot{x}} + \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ -\underline{\Gamma} \end{pmatrix} \cdot \underline{\ddot{x}}_g \quad (2.13)$$

Στη συνέχεια, παίρνοντας το διάνυσμα εξόδου το οποίο δίνεται από την εξίσωση (2.11) και με τη βοήθεια της εξίσωσης (2.12) καταλήγουμε

$$\underline{z} = \begin{pmatrix} \underline{x} \\ \underline{\dot{x}} \\ \underline{\ddot{x}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{x} \\ \underline{\dot{x}} \\ -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C} \cdot \underline{\dot{x}} - \mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{K} \cdot \underline{x} - \underline{\Gamma} \cdot \underline{\ddot{x}}_g \end{pmatrix}$$

ή ισοδύναμα

$$\underline{z} = \begin{pmatrix} I & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & I \\ -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \underline{x} \\ \underline{\dot{x}} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ -\underline{\Gamma} \end{pmatrix} \cdot \underline{\ddot{x}}_g \quad (2.14)$$

Συγκρίνοντας τις εξισώσεις (2.9), (2.13) και (2.14) καταλήγουμε στα μητρώα  $\mathbf{A}$ ,  $\mathbf{B}$ ,  $\mathbf{C}$  και  $\mathbf{D}$

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} \mathbf{0} & I \\ -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} \underline{\mathbf{0}} \\ \underline{\mathbf{\Gamma}} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} I & \underline{\mathbf{0}} \\ \underline{\mathbf{0}} & I \\ -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C} \end{pmatrix}$$

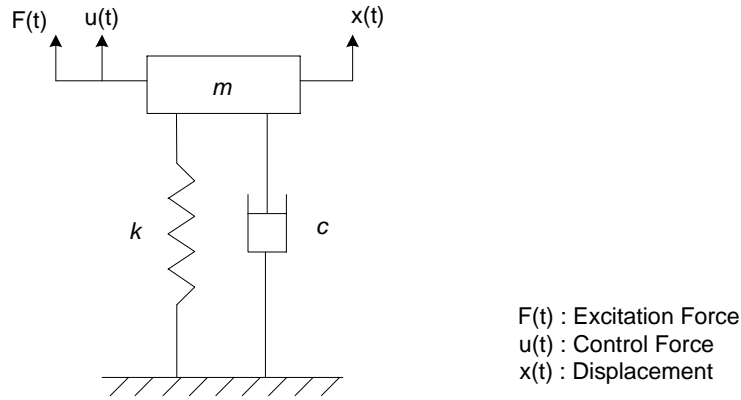
$$\mathbf{D} = \begin{pmatrix} \underline{\mathbf{0}} \\ \underline{\mathbf{0}} \\ \underline{\mathbf{\Gamma}} \end{pmatrix}$$

Ενώ το διάνυσμα της διέγερσης δίνεται από το  $\underline{\mathbf{u}} = \ddot{x}_g$ .

Η επίλυση του συστήματος (2.8) γίνεται αριθμητικά στη MATLAB χρησιμοποιώντας το σύστημα διαφορικών εξισώσεων πρώτης τάξης (2.9).

### 3. Εξισώσεις κίνησης απλού Μηχανικού Συστήματος με Ενεργό Έλεγχο Ταλαντώσεων

Στο Σχήμα 4 φαίνεται ένα απλό μηχανικό σύστημα ενός βαθμού ελευθερίας με μάζα  $m$ , ελατήριο με σταθερά δυσκαμψίας  $k$  και απόσβεστήρα με συντελεστή ιξώδους απόσβεσης  $c$ , υπό εξωτερική διέγερση  $F(t)$  και δύναμη ελέγχου  $u(t)$ .



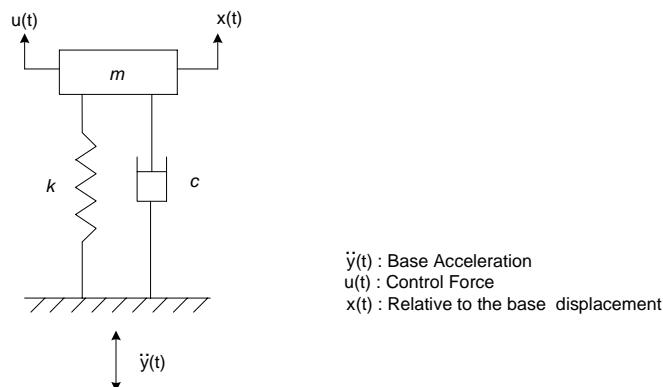
Σχήμα 4: Σύστημα ενός β.ε. υπό εξωτερική διέγερση  $F(t)$  (excitation force) και κατάλληλη δύναμη ελέγχου  $u(t)$  (control force)

Η εξίσωση κίνησης του ανωτέρω συστήματος είναι:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) + u(t) \quad (3.1)$$

με  $u(t) = -R(t)$  τη δύναμη ελέγχου (Control Force) του συστήματος και  $F(t)$  τη δύναμη διέγερσης (Excitation Force) του συστήματος.

Εκτός από την παραπάνω τύπου διέγερση του συστήματος είναι δυνατόν αυτή να επιτευχθεί με κατάλληλη διέγερση βάσης, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 5.



Σχήμα 5: Σύστημα ενός β.ε. υπό εξωτερική διέγερση βάσης (διέγερση επιτάχυνσης)  $\ddot{y}(t)$  και κατάλληλη δύναμη ελέγχου  $u(t)$

Τώρα, η εξίσωση κίνησης του συστήματος είναι:

$$m(\ddot{x} + \ddot{y}) + c\dot{x} + kx = u(t) \rightarrow m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = -m\ddot{y} + u(t) \quad (3.2)$$

με  $\ddot{y}(t)$  είναι η επιτάχυνση της βάσης του συστήματος.

Εφόσον η διέγερση της βάσης είναι διέγερση μετατόπισης και χαρακτηρίζεται από την εξίσωση (3.3):

$$y = A \sin(\Omega t) \quad (3.3)$$

με  $A$  είναι το μέτρο της μετατόπισης και  $\Omega$  είναι η συχνότητα διέγερσης. Άρα, η αντίστοιχη επιτάχυνση της βάσης είναι το αποτέλεσμα της διπλής χρονικής παραγώγισης της εξίσωσης (3.3)

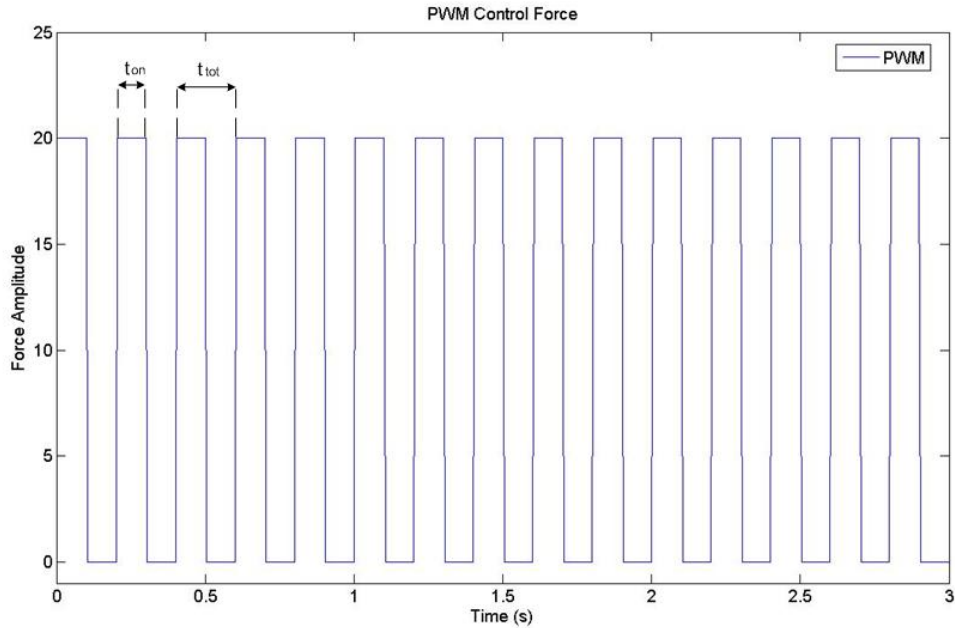
$$\ddot{y}(t) = A\Omega^2 \sin(\Omega t) \quad (3.4)$$

Έτσι, σύμφωνα με τα ανωτέρω, η αντίστοιχη δύναμη διέγερσης της βάσης δίνεται από την εξίσωση (3.5)

$$F(t) = -mA\Omega^2 \sin(\Omega t) = -F_o \sin(\Omega t) \quad (3.5)$$

Ως δύναμη ελέγχου του συστήματος  $u(t)$  έχουμε αποφασίσει στον αλγόριθμο ελέγχου που θα αναπτύξουμε να εφαρμόσουμε τη μέθοδο Διαμόρφωσης Εύρους Παλμού (Pulse Width Modulation). Σύμφωνα με τη μέθοδο, εναλλάσσουμε διαστήματα πλήρους και σταθερής τροφοδοσίας κατάλληλης δύναμης με διαστήματα μηδενικής τροφοδοσίας στο Σύστημα Ελέγχου, όπως φαίνεται χαρακτηριστικά στο Σχήμα 6. Η εναλλαγή αυτών των καταστάσεων γίνεται με συγκεκριμένη συχνότητα η οποία καλείται συχνότητα τροφοδοσίας του PWM. Το χρονικό ποσοστό επί της περιόδου κατά το οποίο τροφοδοτούμε το Σύστημα Ελέγχου με την πλήρη-ονομαστική τάση λειτουργίας του ονομάζεται Κύκλος Παλμού (Duty Cycle). Αξίζει να σημειωθεί ότι η μέθοδος Διαμόρφωσης Εύρους Παλμού χρησιμοποιείται ευρέως στην τροφοδοσία

ηλεκτροκινητήρων (H/K) συνεχούς ρεύματος (DC) για τον περιορισμό των απωλειών ισχύος όταν η τάση τροφοδοσίας του κινητήρα δεν είναι η ονομαστική.



Σχήμα 6: Δύναμη ελέγχου του συστήματος (square type control force)

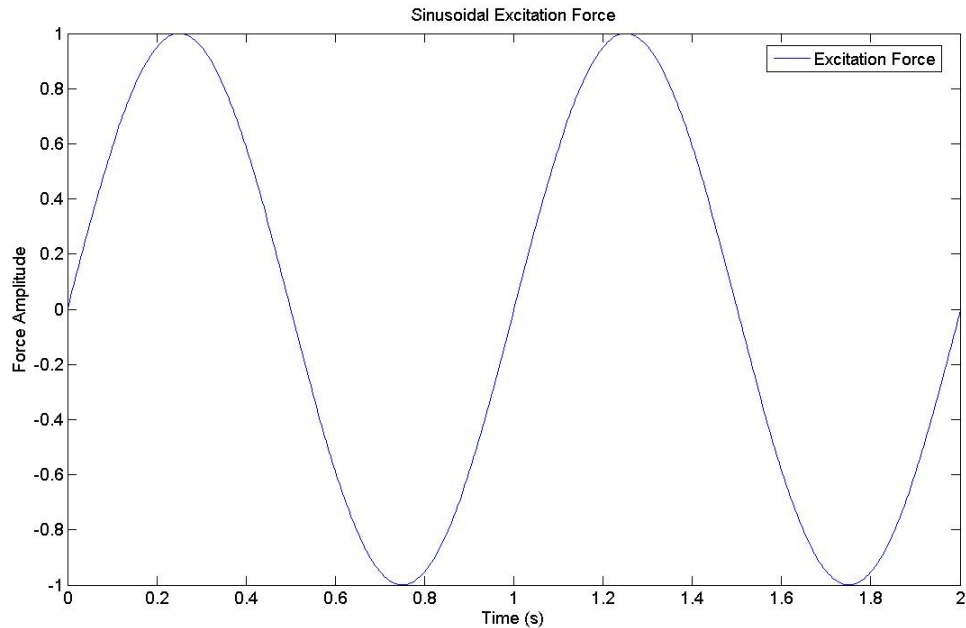
Με βάση το Σχήμα 6, ορίζονται ο κύκλος παλμού και η συχνότητα τροφοδοσίας αντίστοιχα, ως εξής:

$$duty\ cycle = \frac{t_{on}}{t_{tot}} \quad (3.6)$$

και

$$f = \frac{1}{t_{tot}} \quad (3.7)$$

Συνήθως ο κύκλος παλμού εκφράζεται ως επί τοις εκατό ποσοστό, δηλαδή για παράδειγμα κύκλος παλμού 0.3 εκφράζεται και ως κύκλος παλμού 30%. Σε πρώτη φάση θα εφαρμόσουμε την ανωτέρω μέθοδο ελέγχου όταν το σύστημά μας είναι υπό αρμονική διέγερση  $F(t) = A \sin(\Omega t)$ , όπως φαίνεται στο Σχήμα 7.



Σχήμα 7: Αρμονική διέγερση βάσης του συστήματος

#### 4. Σχεδιασμός και κατασκευή πειραματικής διάταξης

- Πειραματική διάταξη για την περίπτωση του Παθητικού Συστήματος Ελέγχου

Ο αποσβεστήρας ελεγχόμενης μάζας προσαρμόζεται παράλληλα με τη μάζα  $M$  του πρωτεύοντος συστήματος. Η πειραματική κατασκευή που χρησιμοποιείται για την προσομοίωση του πρωτεύοντος συστήματος ενός βαθμού ελευθερίας αποτελείται από τη μάζα  $M$  σχήματος ορθογώνιου παραλληλεπιπέδου η οποία προσαρμόζεται στο ένα άκρο λεπτότοιχης δοκού ορθογωνικής διατομής και μήκους  $L$ . Εφόσον το άλλο άκρο της δοκού στερεώνεται σε σταθερό σημείο, τότε το συνολικό σύστημα συμπεριφέρεται σαν ταλαντωτής ενός βαθμού ελευθερίας για διεγέρσεις χαμηλού συχνοτικού εύρους.

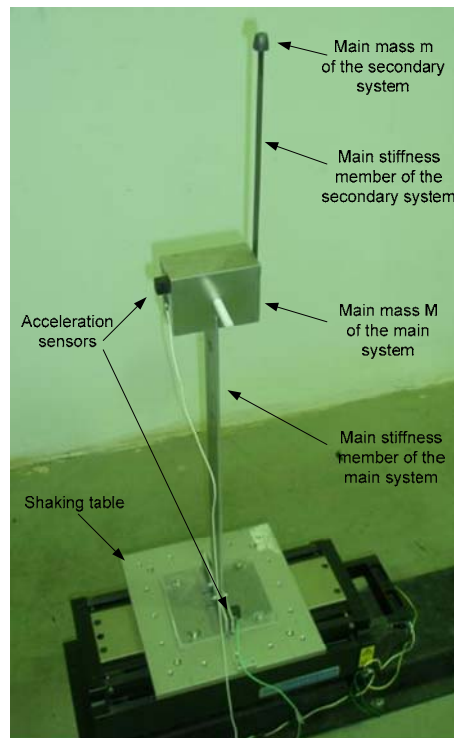
Η μάζα προβάλλει την αδράνεια του αδράνεια του συστήματος και η λεπτότοιχη δοκός τη δυσκαμψία και την απόσβεσή του. Ομοίως είναι κατασκευασμένο και το παθητικό σύστημα ελέγχου (δευτερεύον σύστημα) το οποίο είναι προσαρμοσμένο στη μάζα  $M$  του πρωτεύοντος συστήματος.



Η μείωση στο εύρος της απόκρισης της κύριας μάζας  $M$  μπορεί να επιτευχθεί με τους εξής τρόπους

- Για τις μάζες  $M$  και  $m$  του πρωτεύοντος και δευτερεύοντος συστήματος να ισχύει  $m = 0.02M$
- Επιλέγοντας την ιδιοσυχνότητα του δευτερεύοντος συστήματος κοντά στην ιδιοσυχνότητα του πρωτεύοντος συστήματος.
- Αυξάνοντας το μέτρο απόσβεσης  $\zeta_s$  του δευτερεύοντος συστήματος
- Αυξάνοντας τον λόγο των μαζών  $\mu = \frac{m}{M}$  όταν αυτό είναι τεχνικά εφικτό.

Το συζευγμένο σύστημα πρωτεύοντος – δευτερεύοντος συστήματος φαίνεται στο Σχήμα 8. Όπως φαίνεται χαρακτηριστικά, επιταχυνσιόμετρα έχουν τοποθετηθεί τόσο στη βάση του συστήματος όσο και στο ψηλότερο σημείο αυτού. Το μεν πρώτο καταγράφει την επιτάχυνση εδάφους του συστήματος, το δε δεύτερο καταγράφει την απόκριση της κύριας μάζας  $M$ .



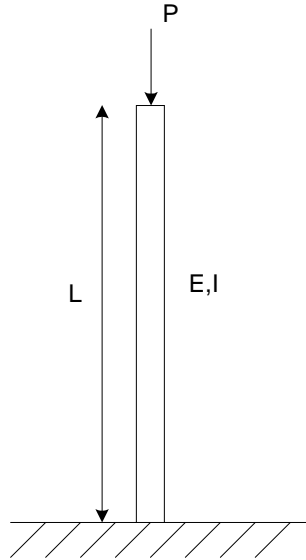
Σχήμα 8: Πειραματική διάταξη συζευγμένου πρωτεύοντος-δευτερεύοντος συστήματος

Σκοπός μας είναι ο σχεδιασμός της μάζας  $M$  και της λεπτότοιχης δοκού του πρωτεύοντος συστήματος έτσι ώστε κατά την κίνηση του από τη διέγερση βάσης να συμπεριφέρεται σαν γραμμικό σύστημα ενός βαθμού ελευθερίας. Όμως προϋποθέτει έλεγχο ως προς το λυγισμό της ορθογωνικής διατομής λεπτότοιχης δοκού καθώς επίσης και ως προς πλαστικότητα στη βάση του συστήματος λόγω των υψηλών αναπτυχθέντων τάσεων σε εκείνη την περιοχή εξαιτίας της οριζόντιας κίνησης του πρωτεύοντος συστήματος υπό αρμονική διέγερση και συχνότητα ίση με τη συχνότητα συντονισμού του πρωτεύοντος συστήματος. Ακόμη, η κύρια μάζα και η λεπτότοιχη δοκός πρέπει να σχεδιαστούν έτσι ώστε η συχνότητα συντονισμού του πρωτεύοντος συστήματος να είναι σε εύρος μετρήσιμο από τα εργαστηριακά όργανα. Έτσι, αποφασίστηκε το εν λόγω εύρος να είναι από 1 έως 5 Hz.

Τα προαναφερθέντα κριτήρια σχεδιασμού για το σχεδιασμό του πρωτεύοντος συστήματος αναπτύσσονται αναλυτικότερα ως εξής:

#### 1<sup>ο</sup> Κριτήριο σχεδιασμού: Ασφαλής λειτουργία έναντι στο λυγισμό

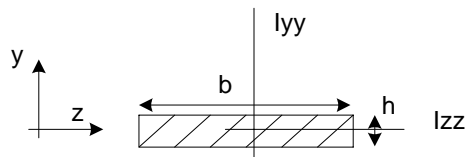
Κατά το σχεδιασμό της δοκού του συστήματος λήφθηκε σοβαρά υπόψη το βάρος της κύριας μάζας  $M$  του πρωτεύοντος συστήματος. Η κρίσιμη μορφή αστοχίας εξαιτίας της λεπτότητας της δοκού είναι ο λυγισμός κατά μήκος του μικρότερου άξονα της διατομής της. Με βάση τη θεωρία λυγισμού, το κρίσιμο φορτίο λυγισμού  $P_{cr}$  μιας κατακόρυφα πακτωμένης δοκού όπως φαίνεται στο Σχήμα 9.



Σχήμα 9: Κατακόρυφα πακτωμένη δοκός υπό ομοαξονική θλιπτική φόρτιση.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2} \quad (4.1)$$

με  $E$  το μέτρο ελαστικότητας του υλικού της δοκού,  $I$  η δευτεροβάθμια ροπή αδρανείας της δοκού και  $L$  το μήκος της δοκού. Στο παρόν σύστημα, η διατομή της δοκού είναι ορθογωνική, όπως φαίνεται στο Σχήμα 10 όπου  $I_{zz} = \frac{bh^3}{12}$  είναι η δευτεροβάθμια ροπή αδρανείας ως προς τον άξονα  $z$  και  $I_{yy} = \frac{hb^3}{12}$  είναι η δευτεροβάθμια ροπή αδρανείας ως προς τον άξονα  $y$ . Στην παρούσα κατάσταση, ο λυγισμός του συστήματος εξαρτάται από την μικρότερη δευτεροβάθμια ροπή αδρανείας και αυτή είναι η  $I_{zz}$  ως προς τον άξονα  $z$ .



Σχήμα 10: Προφίλ της δοκού του συστήματος

Έτσι, για να αποφευχθεί πιθανός λυγισμός του συστήματος, η δοκός σχεδιάζεται έτσι ώστε το φορτίο λυγισμού το οποίο θα πρέπει να αντέξει θα πρέπει να είναι  $a$  φορές το συνολικό φορτίο που φέρει, δηλαδή

$$P_{cr} = a(M + m) \cdot g \quad (4.2)$$

όπου ο συντελεστής  $a$  θα πρέπει να είναι τουλάχιστον  $a \geq 2$ . Αντικαθιστώντας την εξίσωση (4.1) στην (4.2) έχουμε

$$\frac{\pi^2 EI_{zz}}{4L^2} = a(M + m)g \quad (4.3)$$

Δεδομένου ότι  $I_{zz} = \frac{bh^3}{12}$ , επιλύουμε την εξίσωση (4.3) ως προς  $bh^3$

$$bh^3 = \frac{48a(M + m)gL^2}{\pi^2 E} \quad (4.4)$$

## 2<sup>ο</sup> Κριτήριο σχεδιασμού: Συχνотικό εύρος λειτουργίας

Αμελώντας το βάρος της δοκού, η αναλυτική εξίσωση της συχνότητας συντονισμού  $\omega_p$  του πρωτεύοντος συστήματος δίνεται από την εξίσωση

$$\omega_p = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (4.5)$$

Είναι γνωστό ότι σε πρόβολο δοκό ο συντελεστής δυσκαμψίας δίνεται από την εξίσωση

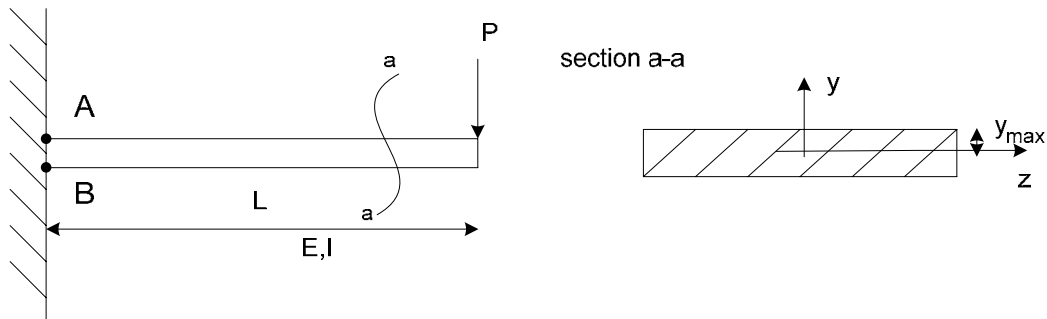
$$K = \frac{3EI}{L^3} \quad (4.6)$$

Αντικαθιστώντας την εξίσωση (4.6) στην (4.5) καταλήγουμε στην εξίσωση

$$\frac{3EI}{L^3} = \omega_p^2 M \quad (4.7)$$

3<sup>ο</sup> Κριτήριο σχεδιασμού: Ασφαλής λειτουργία έναντι στην πλαστική παραμόρφωση της βάσης του συστήματος

Ένας επιπλέον περιορισμός που θα πρέπει να ελεγχθεί είναι η πιθανή αστοχία λόγω πλαστικής παραμόρφωσης στη βάση του πρωτεύοντος συστήματος όπου είναι και το κρισιμότερο σημείο για αυτού του είδους την αστοχία στη συγκεκριμένη κατασκευή. Συγκεκριμένα, όταν το φορτίο  $P$  έχει την κατεύθυνση που φαίνεται στο Σχήμα 11, τότε οι μέγιστες εφελκυστικές τάσεις αναπτύσσονται στο σημείο A και οι αντίστοιχες μέγιστες θλιπτικές τάσεις αναπτύσσονται στο σημείο B.



Σχήμα 11: Πρόβολος δοκός υπό φορτίο  $P$  στο ελεύθερο της άκρο

Η μέγιστη καμπτική τάση πρέπει να είναι χαμηλότερη της κρίσιμης τάσης διαρροής έτσι ώστε

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{I_{zz}} y_{\max} \leq \frac{\sigma_y}{n} \quad (4.8)$$

όπου  $M_{\max} = PL$  είναι η καμπτική ροπή στη βάση της δοκού,  $y_{\max}$  είναι η απόσταση από τον ουδέτερο άξονα του προφίλ της δοκού μέχρι την εξωτερική της επιφάνεια,  $\sigma_y$  είναι το όριο διαρροής του υλικού της δοκού και  $n$  είναι ο συντελεστής ασφαλείας του συστήματος έναντι σε αυτού του είδους φόρτιση και το μέγιστο αδρανειακό φορτίο  $P$

που δημιουργείται από την ταλάντωση της μάζας  $M$ . Υποθέτοντας ότι το σύστημα ταλαντώνεται υπό αρμονική διέγερση και συχνότητα ίση με τη συχνότητα συντονισμού του πρωτεύοντος συστήματος  $\Omega \approx \omega_p$  και μέτρο αρμονικής διέγερσης  $F_o$ , τότε η δύναμη αδρανείας είναι

$$P = \frac{MF_o\Omega^2}{2\zeta K} = \frac{F_o\Omega^2}{2\zeta\omega_p^2} \approx \frac{F_o}{2\zeta} \quad (4.9)$$

όπου  $\zeta$  είναι ο λόγος απόσβεσης του πρωτεύοντος συστήματος.

Καθ'όλη τη διάρκεια του σχεδιασμού η μάζα της λεπτότοιχης δοκού του πρωτεύοντος συστήματος δεν λήφθηκε καθόλου υπόψη συγκρινόμενη με τη κύρια μάζα  $M$  του πρωτεύοντος συστήματος με σκοπό την απλοποίηση του σχεδιασμού του συστήματος. Τα πρώτα δυο κριτήρια σχεδιασμού χρησιμοποιήθηκαν για την επιλογή του μήκους της δοκού έχοντας υπόψη ότι  $m \ll M$  και από τις εξισώσεις (4.3) και (4.7) καταλήγουμε

$$\frac{\frac{\pi^2 EI}{4L^2}}{\frac{3EI}{L^3}} = \frac{a((M+m)g)}{\omega_p^2 M} \Rightarrow L = \frac{12ag}{\pi^2 \omega_p^2} \quad (4.10)$$

Σύμφωνα με την εξίσωση (4.10), το μήκος  $L$  της δοκού του πρωτεύοντος συστήματος εξαρτάται από τη σταθερά  $a$  και τη συχνότητα συντονισμού  $\omega_p$  του πρωτεύοντος συστήματος. Αμφότερες οι παράμετροι εξαρτώνται από την κρίση του σχεδιαστή του συστήματος.

Θέτοντας διάφορες τιμές στα  $a$  και  $\omega_p$  στην εξίσωση (4.10), καταλήγουμε στις αντίστοιχες τιμές του μήκους  $L$  της δοκού και τα αποτελέσματα είναι συγκεντρωμένα στον Πίνακα 4.1.

Πίνακας 4.1: Μήκος δοκού  $L$  για διάφορες τιμές των  $a$  και  $\omega_p$

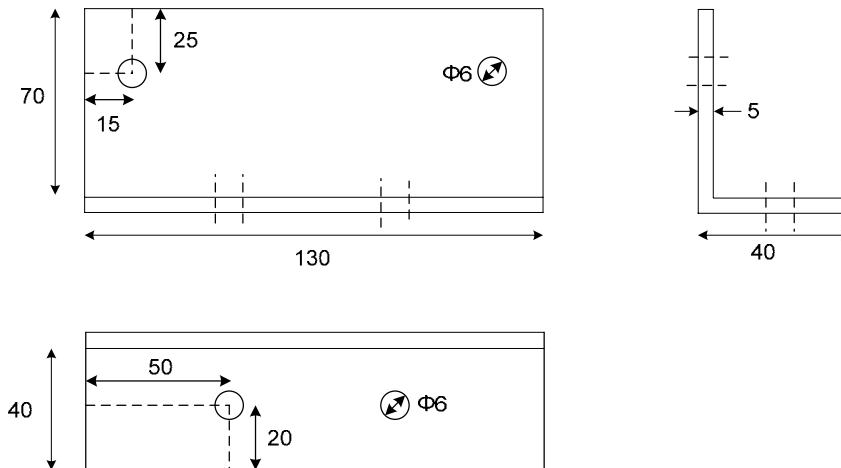
$a$	$\omega_p$ (Hz)	$L$ (m)
2	1	0.6160
	2	0.1540
	2.5	0.0986
5	1	1.5399
	2	0.3850
	2.5	0.2464
10	1	3.0798
	2	0.7699
	2.5	<b>0.4928</b>

Από τα αποτελέσματα του Πίνακα 4.1, επιλέξαμε μήκος δοκού το οποίο είναι και μια λογική διάσταση για μικρής κλίμακας πειραματική κατασκευή. Το πρώτο κριτήριο σχεδιασμού που δίνεται από την εξίσωση (4.4) και το τρίτο κριτήριο σχεδιασμού που δίνεται από την εξίσωση (4.8) χρησιμοποιήθηκαν στο σχεδιασμό των πλευρών  $b$  και  $h$  του προφίλ της διατομής της δοκού καθώς και στο σχεδιασμό της μάζας  $M$ , έτσι ώστε η συχνότητα συντονισμού  $\omega_p$  του πρωτεύοντος συστήματος να είναι στην περιοχή από 1 έως 5 Hz. Δεδομένου ότι οι επιλογές δεν είναι μοναδικές, οι τιμές των παραμέτρων που επιλέχθηκαν φαίνονται στον Πίνακα 4.2 έχοντας υπόψη ότι η δοκός θα κατασκευαστεί από αλουμίνιο, υλικό το οποίο είναι όχι μόνο ελαφρύ κατασκευαστικό υλικό με πυκνότητα  $\rho_{Al} = 2700 \text{ kg/m}^3$  αλλά και ευλύγιστο και ανθεκτικό συνάμα υλικό.

Πίνακας 4.2: Επιλογή των σχεδιαστικών παραμέτρων του πρωτεύοντος συστήματος

Type	Symbol	Values
Length of beam	$L$	$0.5\ m$
Modulus of elasticity	$E$	$70e9\ Pa$
Density	$\rho$	$2700\ kg / m^3$
Width of beam	$b$	$0.05\ m$
Thickness of beam	$h$	$0.004\ m$
Mass of Primary System	$M$	$1\ kg$

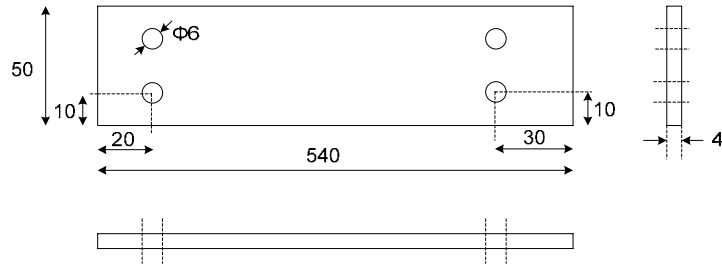
Ακολουθούν τα κατασκευαστικά σχέδια όλων των μερών του πρωτεύοντος συστήματος. Αρχικά, όλη η πειραματική διάταξη βασίζεται σε μια κατάλληλη αλουμινένια βάση η οποία αποτελείται από δυο τμήματα και το κατασκευαστικό τους σχέδιο φαίνεται στο Σχήμα 12.



Σχήμα 12: Μηχανολογικό σχέδιο της βάσης της πειραματικής διάταξης

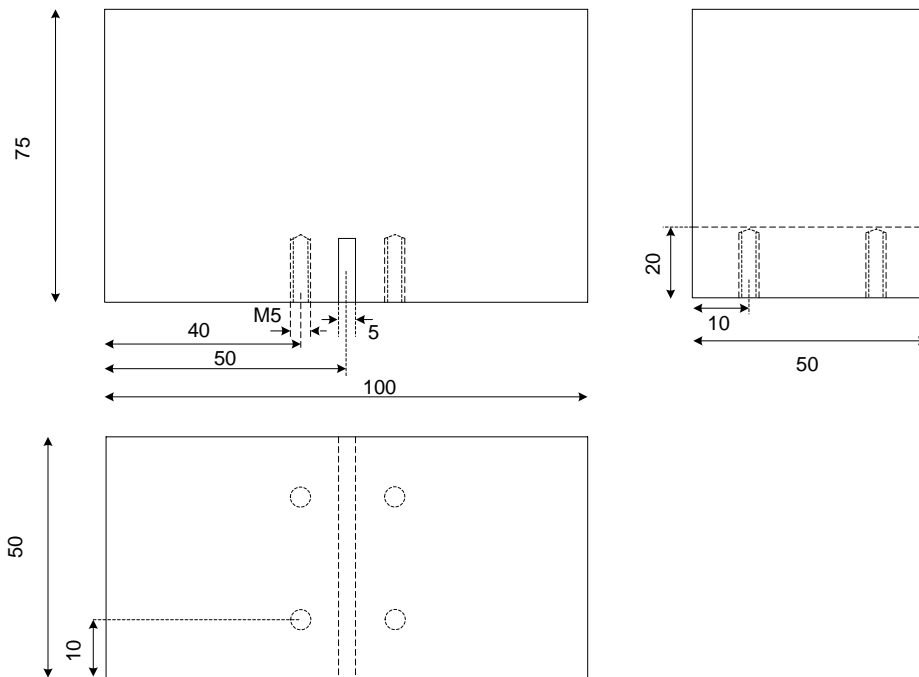
Η λεπτότοιχη δοκός του πρωτεύοντος συστήματος που αποτελεί και το κύριο μέλος δυσκαμψίας του είναι μονοκόμματη και κατασκευασμένη από αλουμίνιο και το κατασκευαστικό της σχέδιο φαίνεται στο Σχήμα 13.





Σχήμα 13: Μηχανολογικό σχέδιο της λεπτότοιχης δοκού του πρωτεύοντος συστήματος

Στο ψηλότερο σημείο του πρωτεύοντος συστήματος είναι εγκατεστημένη η κύρια μάζα  $M$  του πρωτεύοντος συστήματος που είναι κατασκευασμένη και αυτή από αλουμίνιο και το κατασκευαστικό της σχέδιο φαίνεται στο Σχήμα 14.



Σχήμα 14: Μηχανολογικό σχέδιο της κύριας μάζας  $M$  του πρωτεύοντος συστήματος

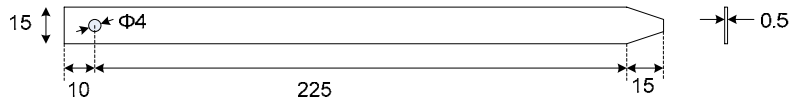
Είναι φανερό ότι στην πρώτη ιδιομορφή του πρωτεύοντος συστήματος το ψηλότερο σημείο αυτού υπόκεινται στη μεγαλύτερη απόκριση από όλη την υπόλοιπη κατασκευή υπό αρμονική διέγερση. Έτσι, ο αποσβεστήρας ελεγχόμενης μάζας (δευτερεύον σύστημα) τοποθετήθηκε σε εκείνο το σημείο του πρωτεύοντος συστήματος όπως εξάλλου φαίνεται και στο Σχήμα 8 για τον καλύτερο δυνατό έλεγχο της απόκρισης. Ακόμη, το δευτερεύον σύστημα που χρησιμοποιείται στα πειράματα αποτελείται από τη μάζα  $m$  η οποία ομοίως εγκαθίσταται στο άκρο λεπτότοιχης δοκού η οποία λειτουργεί με τον ίδιο τρόπο που λειτουργεί η λεπτότοιχη δοκός του πρωτεύοντος συστήματος. Με βάση τις απαραίτητες προϋποθέσεις για τη μείωση του εύρους της απόκρισης της κύριας μάζας  $M$ , η συχνότητα συντονισμού του δευτερεύοντος συστήματος είναι πολύ κοντά στη συχνότητα συντονισμού του πρωτεύοντος συστήματος και δεδομένου ότι η μάζα  $M$  του πρωτεύοντος συστήματος έχει επιλεγεί  $M = 1\text{kg}$ , τότε  $m = 20\text{g}$ . Η μάζα του δευτερεύοντος συστήματος είναι κατασκευασμένη από μόλυβδο λόγω της μεγάλης πυκνότητας υλικού και δασύτητάς του και τοποθετήθηκε με σφιχτή συναρμογή στην άκρη της λεπτότοιχης δοκού του δευτερεύοντος συστήματος. Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 15, η μάζα  $m$  είναι κυλινδρικού σχήματος.



Σχήμα 15: Μάζα  $m$  δευτερεύοντος συστήματος

Η λεπτότοιχη δοκός του δευτερεύοντος συστήματος σχεδιάστηκε να είναι ευλύγιστη και συνάμα ανθεκτική ενάντια στις αναπτυχθείσες τάσεις κατά την λειτουργία του συζευγμένου συστήματος. Επιλέχθηκε χάλυβας υψηλής αντοχής για την κατασκευή της και το κατασκευαστικό της σχέδιο φαίνεται στο Σχήμα 16.

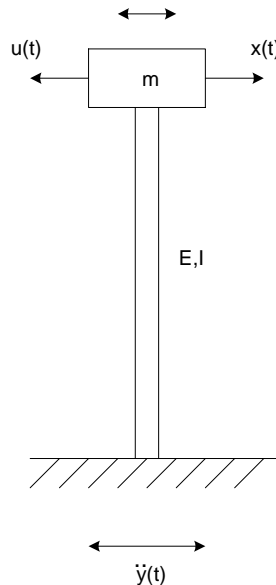
Το μήκος της δοκού επιλέχθηκε τέτοιο ώστε θεωρώντας τη δοκό ως πρόβολο δοκό η συχνότητα συντονισμού του δευτερεύοντος συστήματος να αντιστοιχεί στην εξίσωση  $k = \omega_s^2 m$  υπολογισμού του συντελεστή δυσκαμψίας



Σχήμα 16: Μηχανολογικό σχέδιο της λεπτότοιχης δοκού του δευτερεύοντος συστήματος

- Πειραματική διάταξη για την περίπτωση του Ενεργού Συστήματος Ελέγχου

Σκοπός μας είναι να εξετάσουμε τόσο θεωρητικά όσο και πειραματικά ένα απλό μηχανικό σύστημα υπό εξωτερική διέγερση (διέγερση βάσης) και εν συνεχεία με επιβολή κατάλληλων δυνάμεων ελέγχου να πετύχουμε τη βέλτιστη απόσβεση των ταλαντώσεων του συστήματος.



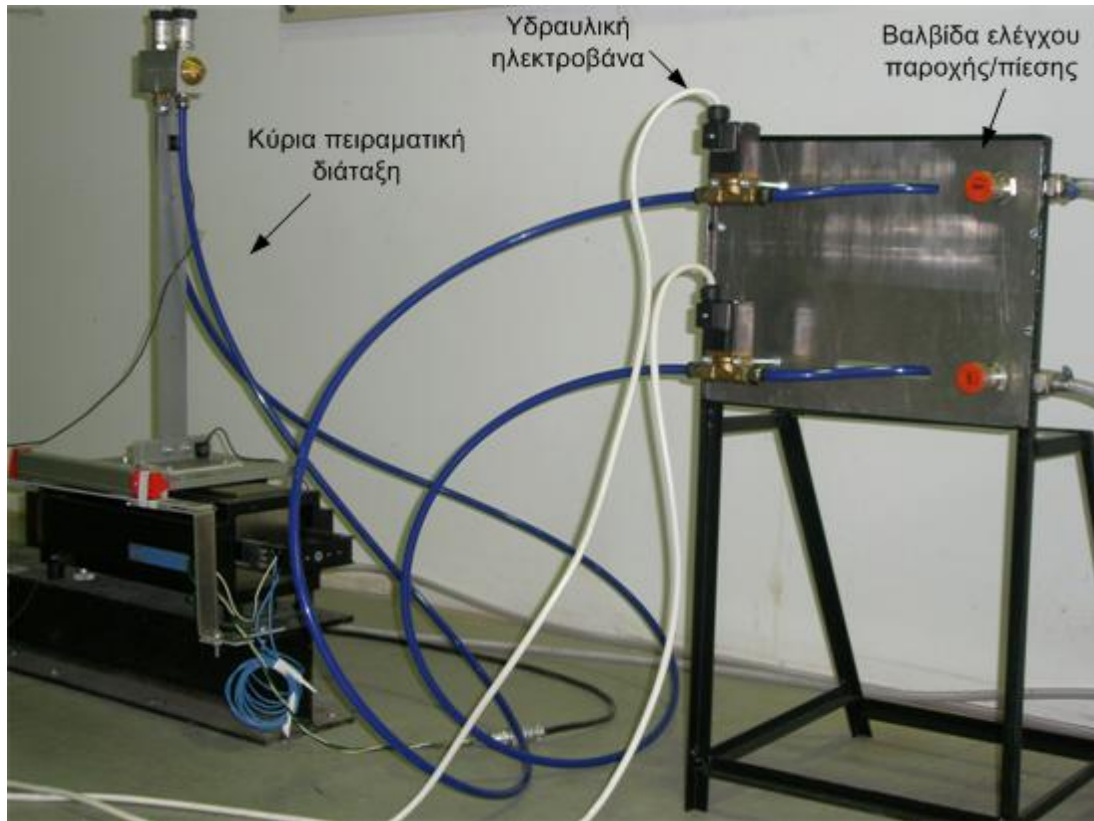
Σχήμα 17: Απλό μηχανικό σύστημα υπό εξωτερική διέγερση βάσης  $\ddot{y}(t)$  (επιτάχυνση βάσης) και κατάλληλη δύναμη ελέγχου ( $u(t)=\text{jet force}$ ).

Η εξίσωση κίνησης που χαρακτηρίζει το σύστημα είναι

$$m(\ddot{x} + \ddot{y}) + c\dot{x} + kx = u(t) \rightarrow m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = -m\ddot{y} + u(t) \quad (4.11)$$

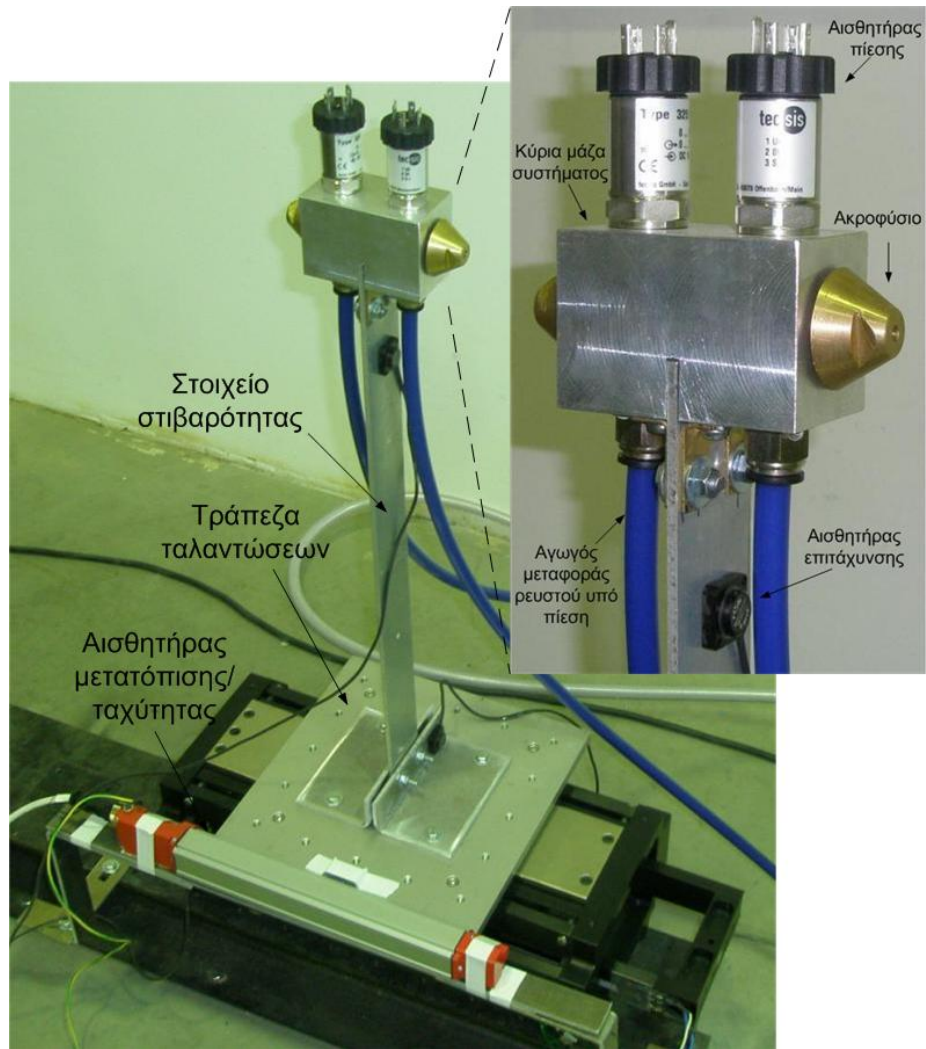
Η κύρια πειραματική διάταξη απεικονίζεται στα Σχήματα 18, 19 και 20. Στο Σχήμα 18 απεικονίζεται η κύρια πειραματική διάταξη, στο Σχήμα 19 απεικονίζεται το

μηχανικό σύστημα που υπόκειται σε ταλαντώσεις μέσω της τράπεζας διέγερσης και στο Σχήμα 20 απεικονίζεται το δοχείο πίεσης όπου αποθηκεύεται το ρευστό υπό πίεση.



Σχήμα 18: Κύρια πειραματική διάταξη ενεργού συστήματος ελέγχου

Το μηχανικό σύστημα του Σχήματος 19 συμπεριφέρεται ως ταλαντωτής και είναι σχεδιαστικά όμοιο με το πρωτεύον σύστημα που περιγράψαμε παραπάνω. Αποτελείται από το κύριο σώμα δεδομένης μάζας  $m$  το οποίο στερεώνεται στην τράπεζα ταλαντώσεων μέσω λεπτότοιχης δοκού που ενεργεί ως το κύριο στοιχείο στιβαρότητας του μηχανικού συστήματος. Το μηχανικό σύστημα υποβάλλεται σε εξωτερική διέγερση βάσης μέσω της τράπεζας ταλαντώσεων η οποία έχει δυνατότητες επιβολής αρμονικών, περιοδικών και τυχαίων κινήσεων με προεπιλεγμένο συχνοτικό περιεχόμενο.



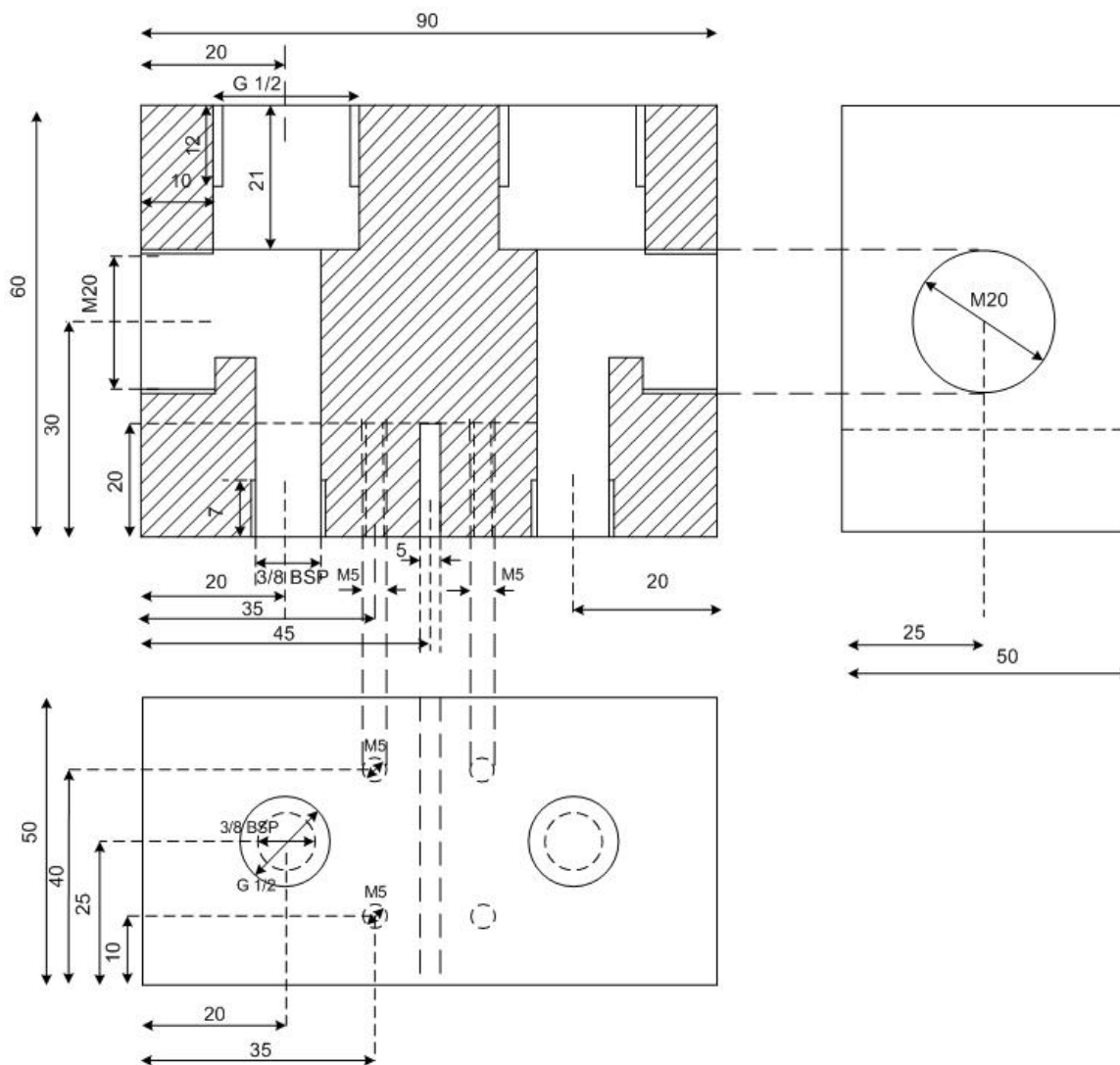
Σχήμα 19: Ταλαντούμενο μηχανικό σύστημα

Στο Σχήμα 19 παρουσιάζεται επίσης οπτική εστίαση στην κεφαλή του μηχανικού συστήματος με τα ακροφύσια μέσω των οποίων αναπτύσσονται οι δυνάμεις ελέγχου. Ο έλεγχος των ταλαντώσεων επιτυγχάνεται με κατάλληλες δυνάμεις οι οποίες προέρχονται από την εκτόξευση μάζας ρευστού υπό πίεση από τα δύο ακροφύσια του Σχήματος 19. Η διάταξη περιέχει επίσης αισθητήρες πιέσεων, επιταχύνσεων και μετατοπίσεων για μέτρηση των χαρακτηριστικών που απαιτούνται στον έλεγχο των ταλαντώσεων. Οι επιλογές των χαρακτηριστικών του μηχανικού συστήματος και των υδραυλικών συστημάτων ελέγχου έχουν ολοκληρωθεί και έγιναν μετά από λεπτομερή θεωρητική ανάλυση και πιστοποίηση στον υπολογιστή με μηχανικά και υδραυλικά μοντέλα έτσι ώστε το σύστημα να έχει τις απαιτούμενες προδιαγραφές. Το ρευστό που χρησιμοποιείται είναι αποθηκευμένο υπό πίεση στο πιεστικό δοχείο του Σχήματος 20.



Σχήμα 20: Δοχείο πίεσης

Είναι εμφανές από το Σχήμα 19 ότι η κύρια μάζα  $m$  του συστήματος έχει υποστεί σχεδιαστικές τροποποιήσεις συγκρινόμενη με τη κύρια μάζα  $M$  του πρωτεύοντος συστήματος στην περίπτωση του παθητικού ελέγχου του συστήματος. Είναι ομοίως κατασκευασμένη από αλουμίνιο (Al) και στο Σχήμα 21 είναι το πλήρες κατασκευαστικό της σχέδιο.



Υλικό : Κατασκευαστικό Αλουμίνιο (Al)

Σχήμα 21: Μηχανολογικό σχέδιο κύριας μάζας  $m$  του συστήματος

Να σημειωθεί επίσης ότι η λεπτότοιχη δοκός και η βάση του συστήματος στην τράπεζα ταλαντώσεων είναι ίδιες με τις αντίστοιχες του πρωτεύοντος συστήματος στην περίπτωση του παθητικού συστήματος ελέγχου των ταλαντώσεων.

- Εργαστηριακός πειραματικός εξοπλισμός

Η τράπεζα ταλαντώσεων Model 113 ELECTRO-SEIS Shaker, που απεικονίζεται στο Σχήμα 22, είναι ένας μεγάλης διαδρομής ηλεκτροδυναμικός διεγέρτης σχεδιασμένος

να λειτουργεί είτε μόνος του είτε σε συνδυασμό με άλλους με σκοπό τη διέγερση και κατόπιν τη μελέτη της δυναμικής απόκρισης των κατασκευών σε ευρύ συχνοτικό περιεχόμενο διέγερσης. Έχει δυνατότητες επιβολής αρμονικών, περιοδικών και τυχαίων κινήσεων έτσι ώστε να είναι εφικτή οποιασδήποτε μορφής προσομοίωσης φυσικών διεγέρσεων σε εργαστηριακή κλίμακα. Ακόμη, είναι σχεδιασμένη έτσι ώστε να οδηγεί τις υπό μελέτη κατασκευές, που της αναρτώνται, στις φυσικές τους ιδιοσυχνότητες προσδίδοντας τους μεγάλα ποσά ισχύος με χαμηλά αδρανειακά φορτία της τράπεζας ανάρτησης.



Σχήμα 22: Τράπεζα ταλαντώσεων Model 113 ELECTRO-SEIS

Στον Πίνακα 4.3 είναι καταγεγραμμένα τα βασικά τεχνικά της χαρακτηριστικά.

Πίνακας 4.3: Τεχνικά χαρακτηριστικά της τράπεζας ταλαντώσεων

Τεχνικό χαρακτηριστικό	Μονάδα μέτρησης	Τιμή
Συχνοτικό Περιεχόμενο	<i>Hz</i>	0...200
Μέγιστη Δύναμη	<i>N</i>	133
Μέγιστο εύρος, p-p	<i>mm</i>	158
Βάρος οπλισμού	<i>kg</i>	2.2
Συνολικό βάρος	<i>kg</i>	38

Ο ενισχυτής APS 124-EP Dual-Mode, που απεικονίζεται στο Σχήμα 23, είναι σχεδιασμένος ειδικά για να παρέχει την απαιτούμενη ισχύς για την ομαλή λειτουργία του



ηλεκτροδυναμικού ταλαντωτή. Μπορεί να παρέχει στον ταλαντωτή είτε ηλεκτρική τάση είτε ρεύμα και μπορεί να ανταπεξέλθει ικανοποιητικά σε στοχαστικές διεγέρσεις του.



Σχήμα 23: Ενισχυτής APS 124-EP Dual-Mode

Στον Πίνακα 4.4 είναι καταγεγραμμένα τα βασικά τεχνικά του χαρακτηριστικά.

Πίνακας 4.4: Τεχνικά χαρακτηριστικά του ενισχυτή

<b>Τεχνικό χαρακτηριστικό</b>	<b>Μονάδα μέτρησης</b>	<b>Τιμή</b>
Ισχύς εξόδου (RMS)	$V - A$	250
Ισχύς εξόδου (Peak)	$V - A$	750
Ένταση εξόδου (RMS)	$A$	8
Ένταση εξόδου (Peak)	$A$	18
Συχνοτικό περιεχόμενο	$Hz$	0...2000
Θόρυβος	$dB$	-90
Ισχύς εισόδου	$W$	600

Ο αισθητήρας PCR-A-1-0200-A-V1-N-N-N-P DS-Europe, που απεικονίζεται στο Σχήμα 24, είναι ένας γραμμικός μαγνητικός αισθητήρας μέτρησης μήκους και ταχύτητας σε πραγματικό χρόνο. Μεγάλο πλεονέκτημα του συγκεκριμένου αισθητήρα είναι ότι δεν υπάρχει επαφή του κέρσορα-μαγνήτη με τον κανόνα του αισθητήρα και συνεπώς δεν έχουμε την παρουσία τριβής.



Σχήμα 24: Μαγνητικός αισθητήρας μέτρησης μετατόπισης και ταχύτητας

Στον Πίνακα 4.5 είναι καταγεγραμμένα τα βασικά τεχνικά του χαρακτηριστικά.

Πίνακας 4.5: Τεχνικά χαρακτηριστικά του αισθητήρα μέτρησης μετατόπισης και ταχύτητας

Τεχνικό χαρακτηριστικό	Μονάδα μέτρησης	Τιμή
Εύρος μέτρησης	<i>mm</i>	0...200
Αναλογική Έξοδος	<i>V</i>	0...10
Κανάλια Εξόδου		2

Ο αισθητήρας μέτρησης πίεσης, που απεικονίζεται στο Σχήμα 25, είναι οι γενικής χρήσης αισθητήρας πίεσης type 3251 Tesis τύπου διαφράγματος και ικανοί να μετρήσουν είτε απόλυτη είτε σχετική πίεση. Η ακρίβειά τους και η μεγάλη αντίσταση στη φθορά από τα μηχανικά φορτία τους κάνει κατάλληλους για μέτρηση πίεσης είτε στη γραμμή παραγωγής είτε σε εργαστηριακό επίπεδο.



Σχήμα 25: Αισθητήρας μέτρησης πίεσης τύπου διαφράγματος

Στον Πίνακα 4.6 είναι καταγεγραμμένα τα βασικά τεχνικά του χαρακτηριστικά.

Πίνακας 4.6: Τεχνικά χαρακτηριστικά του αισθητήρα μέτρησης πίεσης

Τεχνικό χαρακτηριστικό	Μονάδα μέτρησης	Τιμή
Τροφοδοσία	<i>VDC</i>	10...30
Εύρος μέτρησης	<i>bar</i>	0...10
Έξοδος	<i>VDC</i>	0...10
Κλάση ακρίβειας	%	0.5
Θερμοκρασία (μέσου)	$^{\circ}C$	-30...+100
Θερμοκρασία (περιβάλλοντος)	$^{\circ}C$	-20...+80

Οι αισθητήρες μέτρησης επιτάχυνσης, που απεικονίζεται στο Σχήμα 26, είναι τα πυκνωτικού τύπου επιταχυνσιόμετρα 8305A10M2SP5M Kistler τα οποία σε μόνιμη κατάσταση μετρούν σε μονοαξονική φόρτιση αλλά και με χαμηλό εύρος συχνοτήτων, όπως εξάλλου είναι και το αντίστοιχο της εφαρμογής μας. Η υψηλή τους ακρίβεια στη μέτρηση και η άμεση απόκρισή τους αποτελούν τα βασικά τους πλεονεκτήματα.



Σχήμα 26: Επιταχυνσιόμετρο πυκνωτικού τύπου

Στον Πίνακα 4.7 είναι καταγεγραμμένα τα βασικά τεχνικά του χαρακτηριστικά.

Πίνακας 4.7: Τεχνικά χαρακτηριστικά του επιταχυνσιομέτρου πυκνωτικού τύπου

Τεχνικό χαρακτηριστικό	Μονάδα μέτρησης	Τιμή
Εύρος συχνοτήτων	<i>Hz</i>	0...250
Εύρος επιταχύνσεων	<i>g</i>	±10
Συχνότητα συντονισμού	<i>kHz</i>	2.7
Ευαισθησία	<i>mV / g</i>	200
Τροφοδοσία	<i>VDC</i>	7...16
Θερμοκρασία λειτουργίας	<i>°C</i>	-40...+85

Οι ηλεκτροβαλβίδες, που απεικονίζεται στο Σχήμα 27, είναι μονόδρομες βαλβίδες τύπου 0256 2/2-way solenoid valves Burkert και έχουν ευρεία χρήση, από τη βιομηχανία μέχρι και σε εργαστηριακό επίπεδο. Σκοπός τους είναι να εφαρμόσουν το εκάστοτε πρότυπο της μεθόδου Διαμόρφωσης Εύρους Παλμού έτσι ώστε να ελαχιστοποιηθούν οι εκάστοτε μορφής ταλάντωση του συστήματος. Βασικό τους χαρακτηριστικό είναι η μεγάλη ταχύτητα απόκρισής τους στο άνοιγμα και στο κλείσιμό τους.



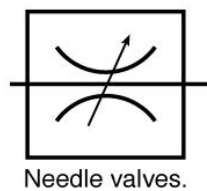
Σχήμα 27: Μονόδρομη ηλεκτροβαλβίδα

Στον Πίνακα 4.8 είναι καταγεγραμμένα τα βασικά τεχνικά της χαρακτηριστικά.

Πίνακας 4.8: Τεχνικά χαρακτηριστικά της μονόδρομης ηλεκτροβαλβίδας

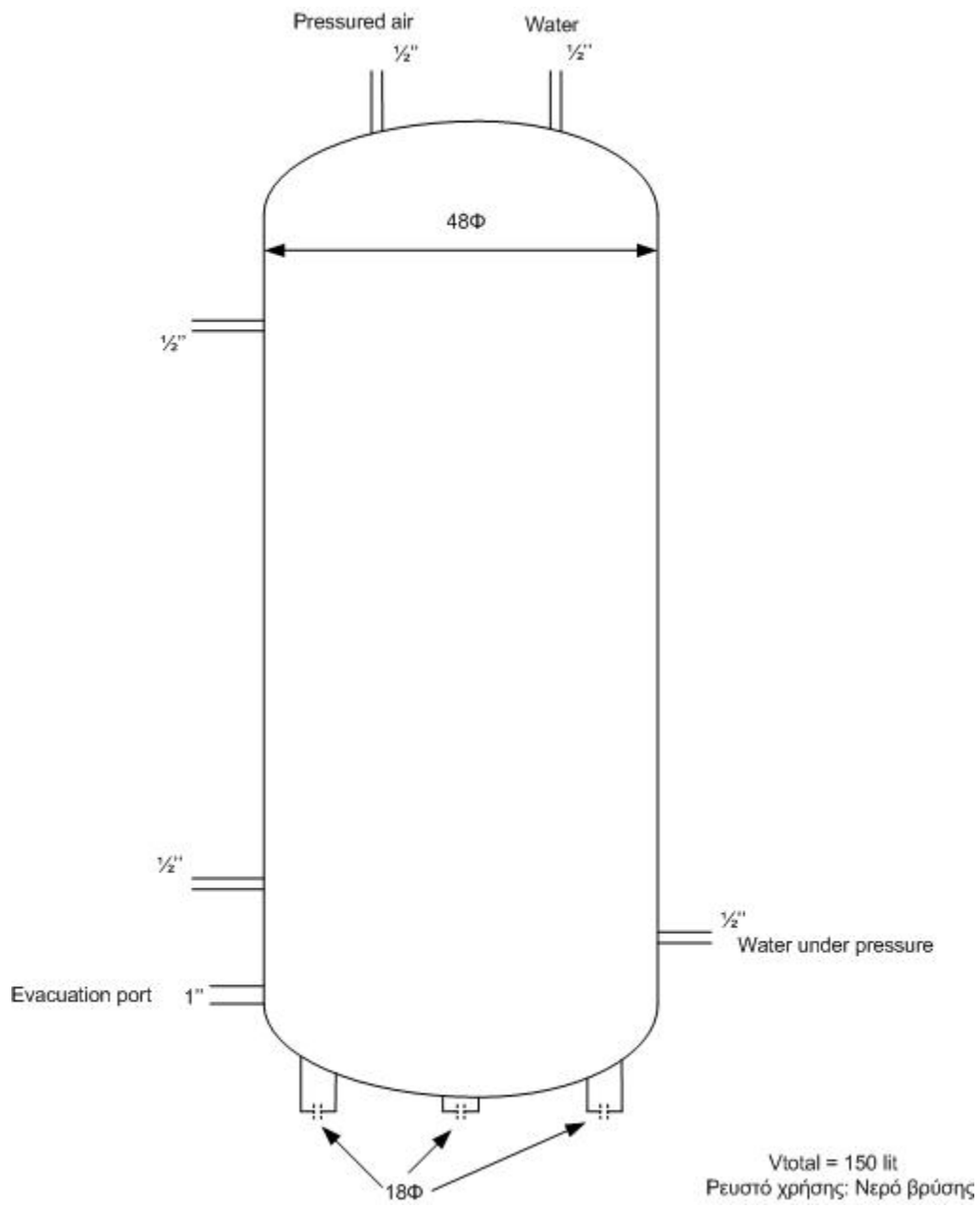
Τεχνικό χαρακτηριστικό	Μονάδα μέτρησης	Τιμή
Τροφοδοσία	VAC / Hz	24 / 50
Άνοιγμα βαλβίδας	mm	4
Πίεση λειτουργίας	bar	0...12
Θερμοκρασία (μέσου)	°C	-10...+80
Θερμοκρασία (περιβάλλοντος)	°C	55 max

Οι χειροκίνητες βαλβίδες, που απεικονίζεται στο Σχήμα 28, είναι τύπου βελόνας και χρησιμοποιούνται στη ρύθμιση της πίεσης του ρευστού στο υδραυλικό κύκλωμα της πειραματικής διάταξης. Ρυθμίζοντας την πίεση κυκλοφορίας του ρευστού μέσα στο υδραυλικό κύκλωμα πετυχαίνουμε και την κατάλληλη πίεση εξόδου από το ακροφύσιο του συστήματος και συνεπώς την κατάλληλη αδρανειακή δύναμη ελέγχου του.



Σχήμα 28: Χειροκίνητη βαλβίδα ρύθμισης πίεσης

Το δοχείο πίεσης της πειραματικής διάταξης έχει το ρόλο της αποθήκευσης του ρευστού ελέγχου του συστήματος. Είναι κατασκευασμένο από χάλυβα υψηλής αντοχής με μέγιστη πίεση λειτουργίας τα 10 bar που είναι μέσα στα πλαίσια της πίεσης λειτουργίας του συστήματος. Στο Σχήμα 29 είναι το πλήρες κατασκευαστικό του σχέδιο και στο Σχήμα 30 είναι φωτογραφία της πραγματικής κατασκευής.

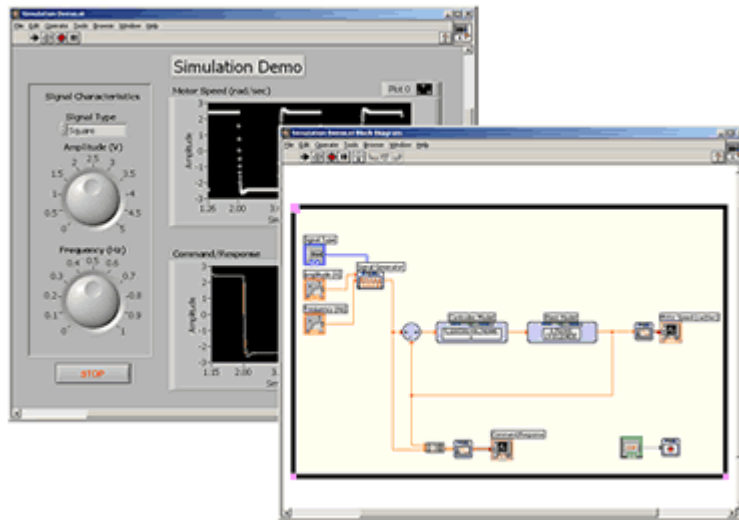


Σχήμα 29: Μηχανολογικό σχέδιο δοχείου πίεσης του συστήματος



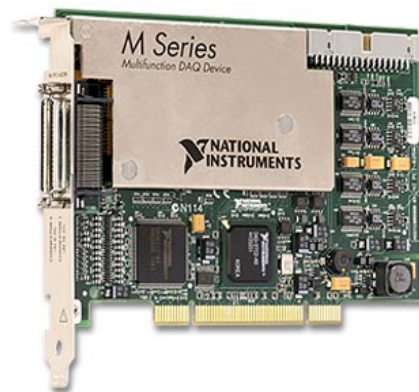
Σχήμα 30: Δοχείο πίεσης του συστήματος

Κλείνοντας τη σύντομη παρουσίαση του απαραίτητου πειραματικού εξοπλισμού, το πακέτο λογισμικού Labview 8.5 της National Instruments είναι ένα από τα δημοφιλέστερα πακέτα λήψης και επεξεργασίας σήματος σε παγκόσμια κλίμακα. Το γραφικό του περιβάλλον είναι αρκετά φιλικό προς τον χρήστη ο οποίος μπορεί εύκολα, γρήγορα και αποδοτικά να προσομοιώσει πραγματικές διεργασίες και συστήματα είτε είναι γραμμικά είτε όχι εξοικονομώντας έτσι χρόνο και χρήμα σε περίπτωση που κατασκεύαζε την πραγματική κατασκευή. Επίσης, στην προκειμένη εφαρμογή με την επιπλέον βοήθεια του Control Design & Simulation module ο χρήστης μπορεί να προσομοιώσει ολόκληρο το σύστημα με τους ελεγκτές του χρησιμοποιώντας διάφορες μεθόδους όπως, συνάρτηση μεταφοράς, εξισώσεις στο χώρο κατάστασης και χώρος πόλων-μηδενιστών-κέρδους. Ακόμη αναλύει τη συμπεριφορά των συστημάτων σε διαφόρων ειδών διεγέρσεις όπως απόκριση βηματικής συνάρτησης και απόκριση παλμού ενώ αναλύει τα αποτελέσματα των αποκρίσεων με τη βοήθεια διαφόρων εργαλείων όπως τα διαγράμματα Bode.



Σχήμα 31: Γραφικό περιβάλλον Labview

Εγκέφαλος της πειραματικής διάταξης για την επιτυχή και ομαλή διεξαγωγή των εκάστοτε πειραμάτων είτε παθητικού είτε ενεργού ελέγχου ταλαντώσεων μιας κατασκευής αποτελεί η κάρτα συλλογής και επεξεργασίας δεδομένων του συστήματος. Πιο συγκεκριμένα, αυτή είναι η πολύ αξιόπιστη και μοντέρνα κάρτα PCI 6289 της National Instruments (NI) που απεικονίζεται στο Σχήμα 32. Έχει τη δυνατότητα ταυτόχρονης λήψης και αποστολής σημάτων είτε αυτά είναι αναλογικά είτε είναι ψηφιακά.



Σχήμα 32: Κάρτα συλλογής και επεξεργασίας δεδομένων NI PCI 6289



Στον Πίνακα 4.9 είναι καταγεγραμμένα τα βασικά τεχνικά της χαρακτηριστικά.

Πίνακας 4.9: Τεχνικά χαρακτηριστικά της κάρτας συλλογής και επεξεργασίας δεδομένων

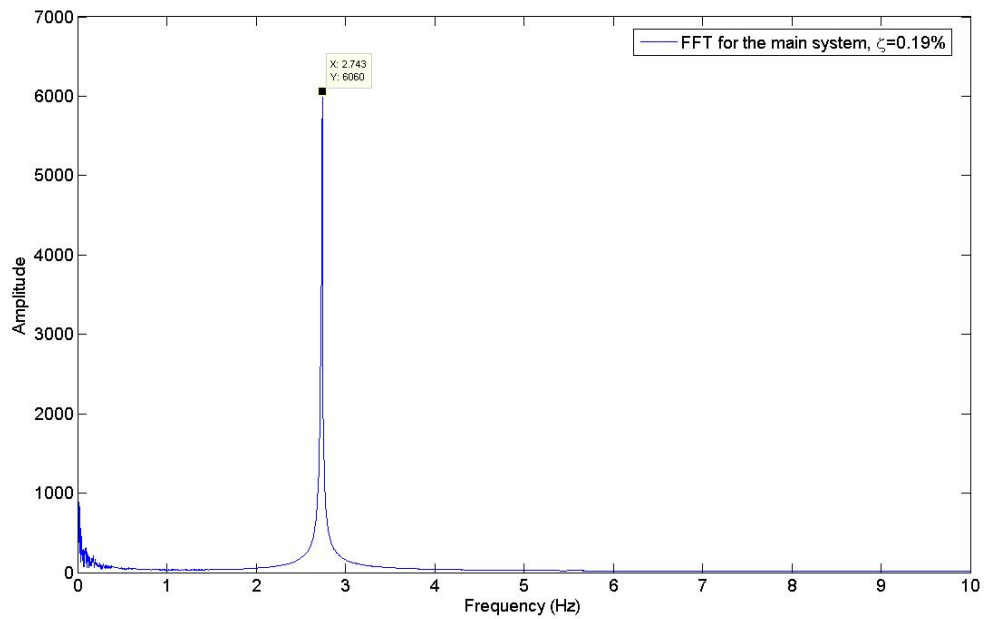
Τεχνικό χαρακτηριστικό	Μονάδα μέτρησης	Τιμή
<i>Αναλογική είσοδος</i>		
Αριθμός καναλιών	32 Single ended / 16 Differential	
Ρυθμός δειγματοληψίας σήματος	<i>kS / s</i>	625
Ανάλυση	<i>bits</i>	18
Μέγιστο εύρος σήματος	<i>V</i>	-10...10
Ελάχιστο εύρος σήματος	<i>mV</i>	-100...100
<i>Αναλογική έξοδος</i>		
Αριθμός καναλιών	4	
Ρυθμός ανανέωσης σήματος	<i>MS / s</i>	2.86
Ανάλυση	<i>bits</i>	16
Μέγιστο εύρος σήματος	<i>V</i>	-10...10
Ελάχιστο εύρος σήματος	<i>V</i>	-1...1
<i>Ψηφιακή είσοδος/έξοδος</i>		
Αριθμός καναλιών	48 DIO	
Ανάλυση	<i>bits</i>	32
Μέγιστο εύρος σήματος	<i>V</i>	0...5

## 5. Αποτελέσματα

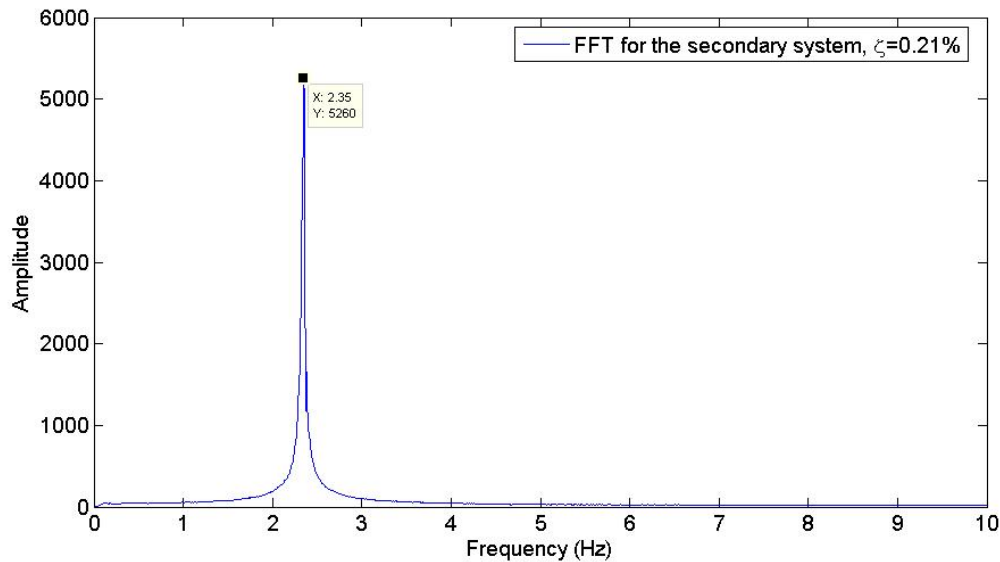
Παρακάτω παρουσιάζονται αποτελέσματα πειραματικής πιστοποίησης της αποτελεσματικότητας του παθητικού συστήματος ελέγχου το οποίο κατασκευάστηκε στο εργαστήριο.

Κάνοντας ιδιομορφική ανάλυση στο πρωτεύον και στο δευτερεύον σύστημα καταλήγουμε στα παρακάτω φάσματα επιταχύνσεων στο πεδίο συχνοτήτων για τα δύο μηχανικά συστήματα, όπου και φαίνεται χαρακτηριστικά ότι η ιδιοσυχνότητα του

δευτερεύοντος συστήματος βρίσκεται κοντά στην ιδιοσυχνότητα του πρωτεύοντος. Στα Σχήματα 33 και 34, απεικονίζεται ο μετασχηματισμός Fourier των καταγεγραμμένων από τα επιταχυνσιόμετρα επιταχύνσεων του πρωτεύοντος και δευτερεύοντος συστήματος αντίστοιχα.



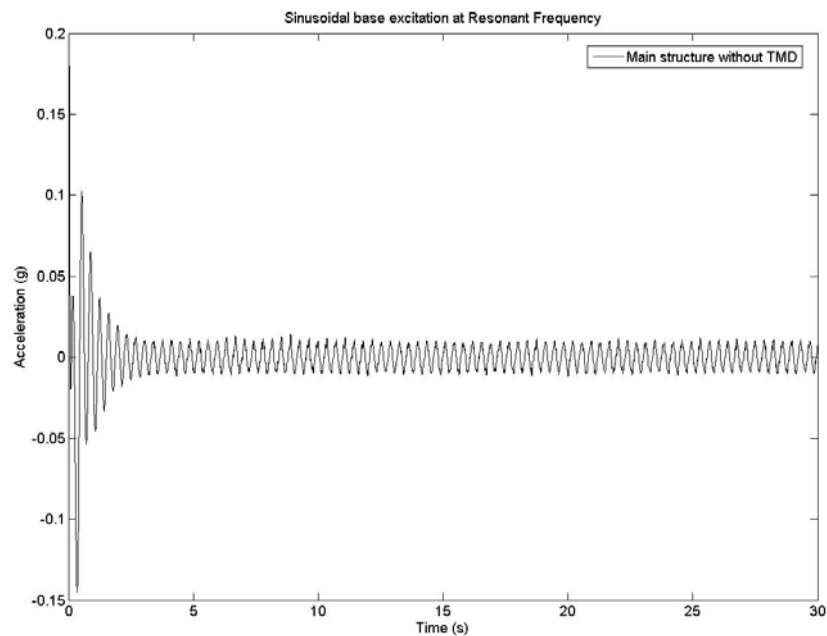
Σχήμα 33: Μετασχηματισμός Fourier της επιτάχυνσης του πρωτεύοντος συστήματος



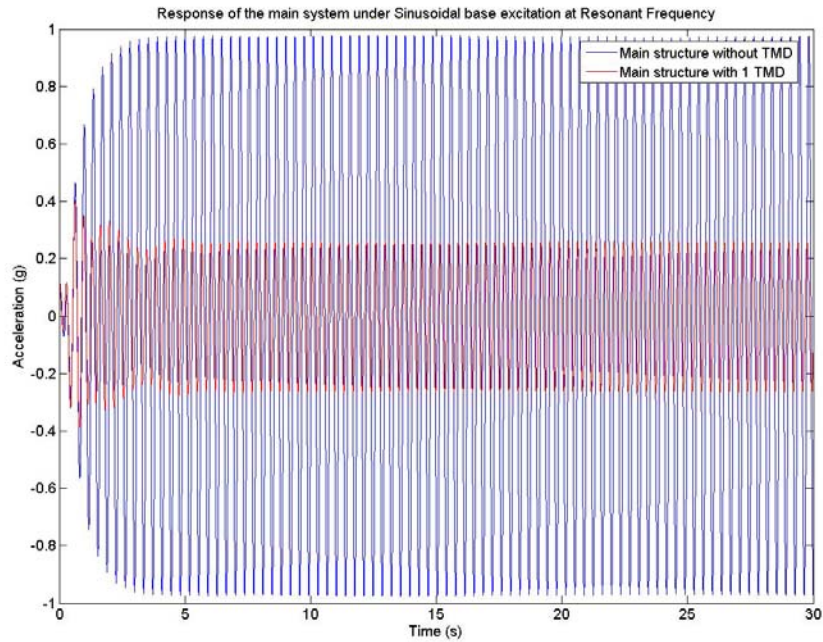
Σχήμα 34: Μετασχηματισμός Fourier της επιτάχυνσης του δευτερεύοντος συστήματος

Η αποτελεσματικότητα του αποσβεστήρα ελεγχόμενης μάζας φαίνεται στα παρακάτω σχήματα όπου το συζευγμένο πρωτεύον-δευτερεύον σύστημα υποβάλλεται σε δυο διαφορετικά σενάρια διέγερσης. Αρχικά σε αρμονική διέγερση με συχνότητα ίση με τη συχνότητα συντονισμού του πρωτεύοντος συστήματος και έπειτα σε διέγερση σεισμού ίση με μια συνιστώσα του καταστροφικού σεισμού El Centro.

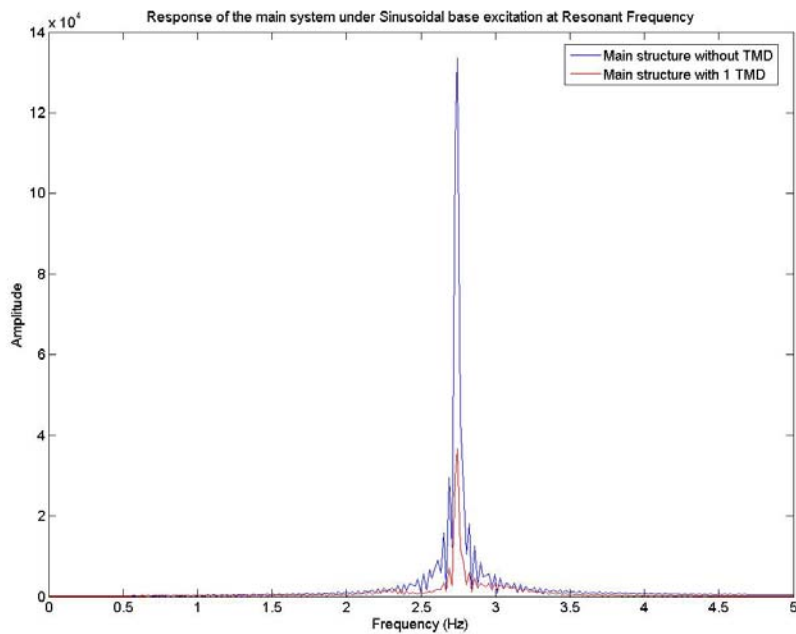
Η αρμονική διέγερση βάσης του συζευγμένου πρωτεύοντος-δευτερεύοντος συστήματος φαίνεται στο Σχήμα 35 και η απόκριση του πρωτεύοντος συστήματος με και χωρίς την παρουσία του αποσβεστήρα ελεγχόμενης μάζας παρουσιάζεται στο Σχήμα 36 καθώς και ο αντίστοιχος μετασχηματισμός Fourier απεικονίζεται στο Σχήμα 37.



Σχήμα 35: Αρμονική διέγερση βάσης



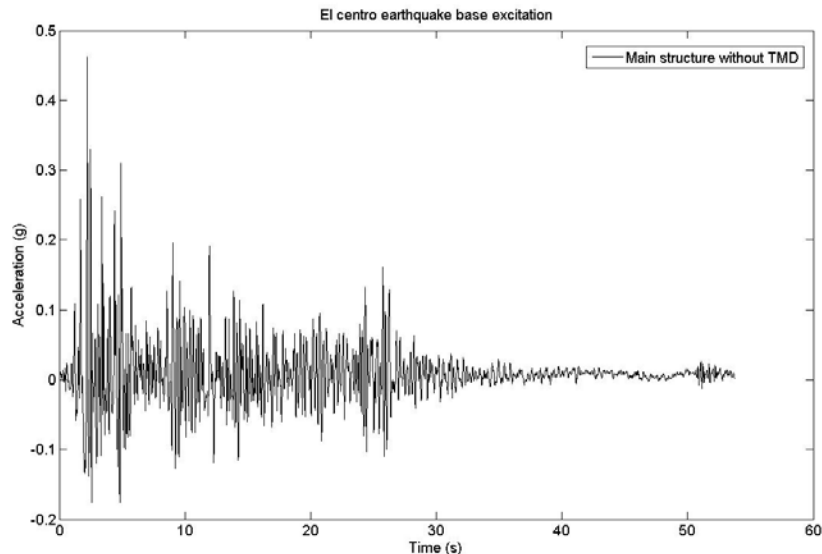
Σχήμα 36: Απόκριση πρωτεύοντος συστήματος υπό αρμονική διέγερση βάσης με και χωρίς αποσβεστήρα ελεγχόμενης μάζας



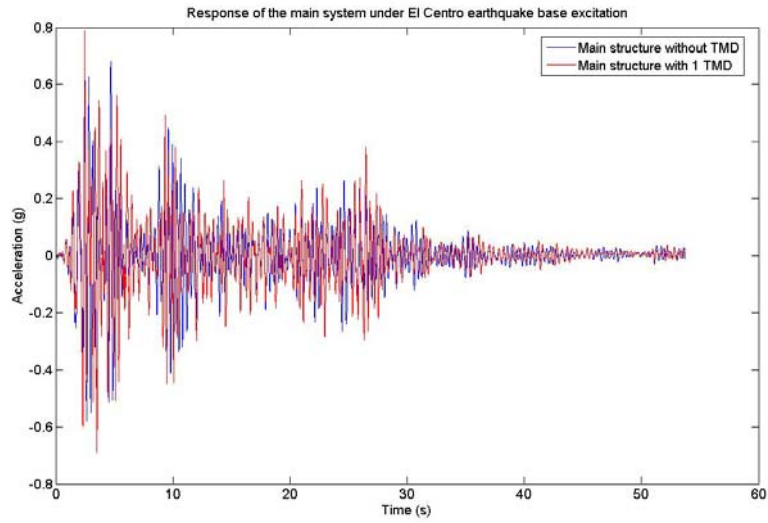
Σχήμα 37: Μετασχηματισμός Fourier πρωτεύοντος συστήματος υπό αρμονική διέγερση βάσης με και χωρίς αποσβεστήρα ελεγχόμενης μάζας

Από τα Σχήματα 36 και 37 είναι εμφανής η μείωση της απόκρισης του πρωτεύοντος συστήματος εξαιτίας της παρουσίας και δράσης του αποσβεστήρα ελεγχόμενης μάζας σε σύγκριση με την περίπτωση που δεν υπάρχει το δευτερεύον σύστημα και πιο συγκεκριμένα αυτή η μείωση είναι της τάξης του 72%.

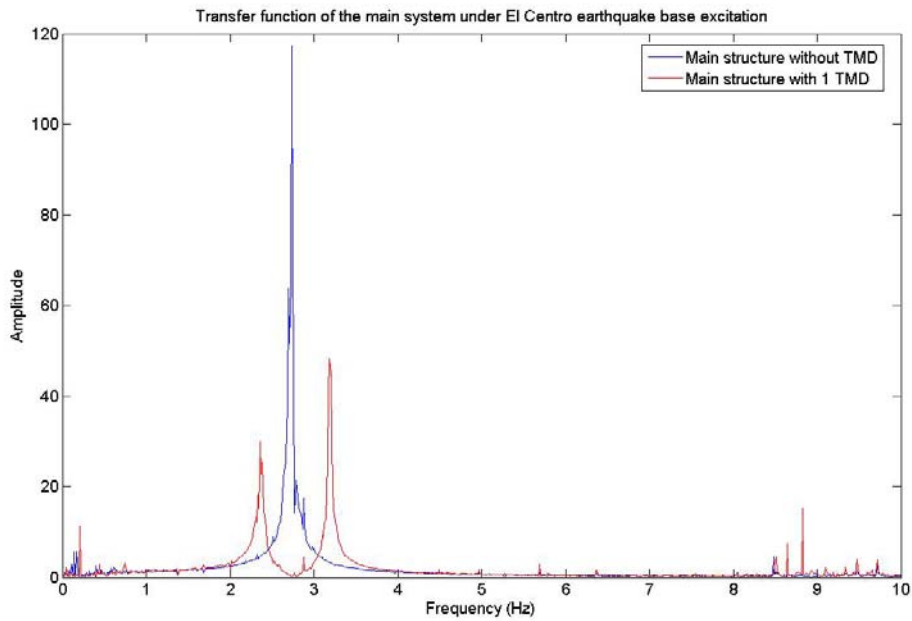
Ακολουθεί αντίστοιχη παρουσίαση αποτελεσμάτων για την περίπτωση σεισμικής διέγερσης βάσης. Η σεισμική διέγερση βάσης του συζευγμένου πρωτεύοντος-δευτερεύοντος συστήματος φαίνεται στο Σχήμα 38 και η απόκριση του πρωτεύοντος συστήματος με και χωρίς την παρουσία του αποσβεστήρα ελεγχόμενης μάζας παρουσιάζεται στο Σχήμα 39 καθώς και η πειραματική συνάρτηση μεταφοράς απεικονίζεται στο Σχήμα 40.



Σχήμα 38: Σεισμική διέγερση βάσης



Σχήμα 39: Απόκριση πρωτεύοντος συστήματος υπό σεισμική διέγερση βάσης με και χωρίς αποσβεστήρα ελεγχόμενης μάζας



Σχήμα 40: Πειραματική συνάρτηση μεταφοράς πρωτεύοντος συστήματος υπό σεισμική διέγερση βάσης με και χωρίς αποσβεστήρα ελεγχόμενης μάζας

Από το Σχήμα 40 είναι εμφανής η μείωση της απόκρισης του πρωτεύοντος συστήματος εξαιτίας της παρουσίας και δράσης του αποσβεστήρα ελεγχόμενης μάζας σε σύγκριση με την περίπτωση που δεν υπάρχει το δευτερεύον σύστημα και πιο συγκεκριμένα αυτή η μείωση είναι της τάξης του 59%.

Για περισσότερες πληροφορίες σχετικά με τα παθητικά συστήματα ελέγχου, ο αναγνώστης μπορεί να ανατρέξει στη μεταπτυχιακή εργασία του συγγραφέα με τίτλο: *‘Παθητικός Έλεγχος των Κατασκευών: Πειραματική Πιστοποίηση Αποσβεστήρων Ελεγχόμενης Μάζας’*, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, 2008.

## 6. Επίλογος

Όπως έχουμε ήδη αναφέρει, για την περίπτωση του ενεργού συστήματος ελέγχου ταλαντώσεων με πίδακες ρευστού βρισκόμαστε στη φάση ανάπτυξης του κατάλληλου αλγορίθμου ελέγχου. Η ανάπτυξη και υλοποίηση του αλγορίθμου ελέγχου είναι προκλητικά ανταγωνιστική και ενδιαφέρον και αποτελεί αντικείμενο της διδακτορικής διατριβής του συγγραφέα.

Τελειώνοντας την παρούσα αναφορά, στο συνοδευτικό CD μπορεί κανείς να παρακολουθήσει και κάποια videos με εφαρμογή της πειραματικής διάταξης στα Παθητικά Συστήματα Ελέγχου καθώς και παρουσίαση της πειραματικής διάταξης για το πείραμα με τα Ενεργά Συστήματα Ελέγχου.

Προφανώς, η κατανόηση των δυνατοτήτων των προτεινόμενων συστημάτων ελέγχου στο απλό μηχανικό σύστημα (ταλαντωτή) θα βοηθήσει στην ανάπτυξη και πειραματική πιστοποίηση των προτεινόμενων μεθόδων σε καλώδια ανάρτησης τα οποία παρουσιάζουν πιο πολύπλοκη δυναμική. Η ανάπτυξη αυτών αποτελεί αντικείμενο έρευνας η οποία και θα διεξαχθεί αμέσως μετά την επιτυχή ολοκλήρωση του πειράματος του Ενεργού Ελέγχου Ταλαντώσεων.