



**Δυναμικός Ακουστικός Μετατροπέας με  
Ελατήριο Αρνητικής Στιβαρότητας για  
Ενεργητικό Έλεγχο Χαμηλόσυχνου  
Θορύβου**

Τομέας: Μηχανολογικών Κατασκευών & Αυτόματου Ελέγχου

Επιβλέποντες: Ιωάννης Αντωνιάδης, Καθηγητής ΕΜΠ

Ανδρέας Παραδεισιώτης, Επιστημονικός Συνεργάτης

Αθήνα 2022

--- κενή σελίδα ---

Υπεύθυνη δήλωση για λογοκλοπή και για κλοπή πνευματικής ιδιοκτησίας:

Έχω διαβάσει και κατανοήσει τους κανόνες για τη λογοκλοπή και τον τρόπο σωστής αναφοράς των πηγών που περιέχονται στον οδηγό συγγραφής Διπλωματικών Εργασιών. Δηλώνω ότι, από όσα γνωρίζω, το περιεχόμενο της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας είναι προϊόν δικής μου εργασίας και υπάρχουν αναφορές σε όλες τις πηγές που χρησιμοποίησα.

Οι απόψεις και τα συμπεράσματα που περιέχονται σε αυτή τη Διπλωματική εργασία είναι του συγγραφέα και δεν πρέπει να ερμηνευθεί ότι αντιπροσωπεύουν τις επίσημες θέσεις της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ή του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

Αθανάσιος Φώτος

## Ευχαριστίες

Με την ολοκλήρωση της εκπόνησης της διπλωματικής μου εργασίας, θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους τους ανθρώπους που στάθηκαν αρωγοί στην προσπάθεια μου αυτή.

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα Καθηγητή κ. Ιωάννη Αντωνιάδη τόσο για την ευκαιρία που μου έδωσε να ασχοληθώ με ένα θέμα που κέντρισε το ενδιαφέρον μου αλλά όσο και για την άψογη συνεργασία που είχαμε.

Ιδιαίτερα, ευχαριστώ πολύ τον διδάκτορα κ. Ανδρέα Παραδεισιιώτη καθώς αφιέρωσε πολύτιμο χρόνο για την παροχή οδηγιών και την επίλυση τεχνικών ζητημάτων στην ανάπτυξη και τη διασύνδεση του λογισμικού. Οι συμβουλές και η καθοδήγηση του διευκόλυναν σε πολύ μεγάλο βαθμό την ολοκλήρωση της εργασίας.

Δεν θα μπορούσα βεβαίως να παραλείψω τους φίλους, συμφοιτητές και μη, που με ενθάρρυναν κατά την εκπόνηση της εργασίας και έδειξαν πλήρη κατανόηση όταν δεν είχα χρόνο για αυτούς.

Τέλος, το θερμότερο ευχαριστώ το οφείλω στην οικογένεια μου, που δεν επάψε ποτέ να με στηρίζει ψυχικά και υλικά, κάνοντας θυσίες για να πετύχω τα όνειρα μου.

## Περιεχόμενα

1.	Active Noise Control .....	6
1.1	Active Noise Cancellation .....	6
2.	Ηχεία .....	9
2.1	Περιγραφή ενός ηλεκτροδυναμικού ακουστικού μετατροπέα .....	9
2.2	Μοντέλο χαμηλής συχνότητας .....	10
2.3	Απόδοση σε χαμηλές συχνότητες .....	12
2.4	Εναλλακτικές υλοποιήσεις .....	15
3.	Το μοντέλο KDamper .....	21
3.1	Βασικές Αρχές Λειτουργίας .....	21
3.2	Αδιαστατοποιημένες παράμετροι .....	23
3.3	Εξισώσεις Κίνησης και Συναρτήσεις Μεταφοράς .....	25
3.4	Modal Analysis .....	27
3.5	Βελτιστοποίηση του KDamper .....	30
4.	Υλοποιήσεις Στοιχείων Στιβαρότητας .....	36
4.1	Στοιχεία Θετικής Στιβαρότητας .....	36
4.1.1	Υλοποίηση των στοιχείων στιβαρότητας $kP$ .....	36
4.1.2	Υλοποίηση των στοιχείων στιβαρότητας $kS$ .....	41
4.2	Στοιχείο Αρνητικής Στιβαρότητας .....	43
5.	Προσομοιώσεις .....	46
5.1	Μοντέλο Πεπερασμένων Στοιχείων .....	46
5.2	Συγκρίσεις .....	49
5.3	Συμπεράσματα .....	52
6.	Βιβλιογραφία .....	54

## 1. Active Noise Control

Ο θόρυβος μέσα στα διαμερίσματα των επιβατών στα επίγεια και εναέρια μέσα μεταφοράς όπως αυτοκίνητα, αεροσκάφη, λεωφορεία, τρένα κτλ., παράγεται από διάφορες πηγές στις οποίες περιλαμβάνονται οι κινητήρες, οι διεπαφές των τροχών ή των σιδηροτροχιών με το έδαφος, αεροδυναμικά φορτία και πληθώρα άλλων. Η πλειοψηφία αυτών των πηγών εκπέμπουν θόρυβο μεταβλητής συχνότητας, όπως στην περίπτωση του θορύβου του κινητήρα λόγω των διαφοροποιήσεων της ταχύτητας περιστροφής. Κάποιες από αυτές τις πηγές μπορεί να παράγουν τυχαίο θόρυβο ή θόρυβο ευρέος φάσματος, όπως για παράδειγμα τα αεροδυναμικά φορτία, ενώ άλλες πηγές μπορεί να είναι μόνιμες ή παροδικές.

Στα σύγχρονα μέσα μεταφοράς, η τάση της συνεχής αύξησης της ισχύος του κινητήρα έχει οδηγήσει σε αντίστοιχη αύξηση στα επίπεδα του εκπεμπόμενου θορύβου. Παράλληλα, η μόνιμη επιθυμία για μείωση του βάρους των δομικών στοιχείων, περιορίζει τη χρήση συμβατικών μέσων παθητικής ηχομόνωσης εξαιτίας της βασικής συσχέτισης της αποδοτικότητας τους με την αύξηση της μάζας ή του όγκου τους, ειδικά στις χαμηλές συχνότητες πχ μικρότερες των 500Hz, όπου ήδη παρουσιάζουν περιορισμένες δυνατότητες. Επιπροσθέτως, άλλες λύσεις όπως οι συμβατικοί αποσβεστήρες παθητικής ταλάντωσης έχουν την δυνατότητα να απορροφούν σε πολύ συγκεκριμένες συχνότητες, ενώ γενικώς απαιτούν επιπρόσθετες μάζες.

### 1.1 Active Noise Cancellation

Προκειμένου να αντιμετωπίσουμε αυτούς τους θορύβους, επινοήθηκε η προσέγγιση ενεργητικής ακύρωσης θορύβου, Active Noise Cancellation (ANC), η οποία έχει βελτιωθεί σημαντικότερα τα τελευταία χρόνια. Αξίζει να σημειωθεί ότι ο όρος «ακύρωση» είναι λίγο αισιόδοξος καθώς ο θόρυβος ποτέ δεν εξαλείφεται εντελώς. Για τον λόγο αυτό, κάποιες φορές προτιμάται ο όρος «ενεργητική μείωση θορύβου» ή Active Noise Reduction (ANR).

Σκοπός της προσέγγισης αυτής είναι η ύπαρξη ενός ενσωματωμένου βοηθητικού συστήματος το οποίο προσθέτει ελάχιστα στο κόστος, το βάρος και την κατανάλωση ισχύος, ενώ αντισταθμίζει οποιοδήποτε ανεπιθύμητο περιβάλλοντα ακουστικό θόρυβο που επηρεάζει την ικανότητα ακοής επιθυμητών ήχων ή προκαλεί εκνευρισμό στον χρήστη. Θα πρέπει να ξεκαθαριστεί ότι η προσέγγιση αυτή δεν είναι ίδια με την μείωση θορύβου στην πηγή, που είναι πολλές φορές αδύνατη ή καθόλου πρακτική. Αντιθέτως, η πρόθεση είναι η μείωση του θορύβου που γίνεται αντιληπτός από τον

παρατηρητή. Η αντιστάθμιση αυτή μπορεί να γίνει είτε απευθείας μέσω ενός ακουστικού ή μέσω ηχείων σε ένα ευρύτερο περιβάλλον (δωμάτιο, αυτοκίνητο, καμπίνα αεροσκάφους).

Η βασική αρχή της Active Noise Cancellation είναι η χρήση ενός μικροφώνου που θα καταγράφει τον εξωτερικό θόρυβο, θα αντιστρέφει το σήμα αυτό του θορύβου (αντιθόρυβος), παράγει δηλαδή σήμα αντίθετης φάσης και υπολογίζει το πλάτος του αντιθορύβου. και θα το προσθέτει στο συνολικό ηχητικό σήμα (**Εικόνα 1.1**). Επομένως, θεωρητικά, ο αρχικός θόρυβος και ο αντιθόρυβος εν τέλει θα αλληλοεξουδετερωθούν. Στην περίπτωση ενός ακουστικού, ο αντιθόρυβος απλά προστίθεται ηλεκτρονικά (με χρήση ενός ενισχυτή op-amp) στο εισερχόμενο σήμα. Αν ο θόρυβος είναι μέρος ενός περιβάλλοντος όπου οι άνθρωποι δεν φορούν ακουστικά, όπως για παράδειγμα οι επιβάτες ενός αεροσκάφους, τότε ο αντιθόρυβος χρησιμοποιείται ως οδηγός για τα ηχεία. Η τελευταία περίπτωση είναι αυτή που θα μελετηθεί σε αυτήν την διπλωματική εργασία.



**Εικόνα 1.1:** Βασική αρχή του noise cancellation: καταγραφή του θορύβου με χρήση μικροφώνου, αντιστροφή του και πρόσθεσή του στο αρχικό ηχητικό σήμα για αλληλοεξουδετέρωση. (Πηγή εικόνας: David Clark Company)

Η διαδικασία αυτή προφανώς, όταν καλείται να εφαρμοστεί στην πράξη, θα πρέπει να αντιμετωπίσει και να επιλύσει τα εξής ζητήματα:

- Το μικρόφωνο καταγραφής του θορύβου και τα ακουστικά ή τα ηχεία που αναπαράγουν τον ήχο δεν είναι στο ίδιο σημείο, επομένως αυτό που καταγράφει το μικρόφωνο δεν είναι αυτό ακριβώς που χρειάζονται οι ηχητικοί μετατροπείς για να παράγουν τον αντιθόρυβο. Ακόμα και μια πολύ μικρή

διαφορά θέσης μεταξύ των δύο μπορεί να έχει μεγάλη διαφορά στην αποτελεσματικότητα.

- Εάν το σύστημα ANC έχει μία καθυστέρηση σήματος ακόμα και μερικών χιλιοστών του δευτερολέπτου, θα προσπαθεί να ακυρώσει προηγούμενα σήματα και όχι αυτά του τρέχοντος θορύβου, με αποτέλεσμα όχι μόνο να μην διορθώνει τον θόρυβο αλλά να τον επιδεινώνει.
- Στην περίπτωση που το σύστημα ANC χρησιμοποιεί ηχεία για την παραγωγή του αντιθορύβου, υπάρχουν ζητήματα ως προς την ισοστάθμιση της έντασης θορύβου και αντιθορύβου, την θέση των ηχείων και τις διαδρομές της ακουστικής ενέργειας του αντιθορύβου καθώς είναι ένα λιγότερο άμεσο περιβάλλον σε σχέση με την περίπτωση των ακουστικών. Αυτό βεβαίως επιβαρύνει το σύστημα σε κόστος, βάρος και μέγεθος αλλά παρόλα αυτά μπορεί να επιτευχθεί. Επιπλέον, οποιαδήποτε κίνηση στο χώρο, είτε ανθρώπων είτε εξοπλισμού, σημαίνει ένα μη σταθερό ηχητικό περιβάλλον, οπότε η διαδικασία παραγωγής του αντιθορύβου περιπλέκεται περισσότερο.



## 2. Ηχεία

### 2.1 Περιγραφή ενός ηλεκτροδυναμικού ακουστικού μετατροπέα

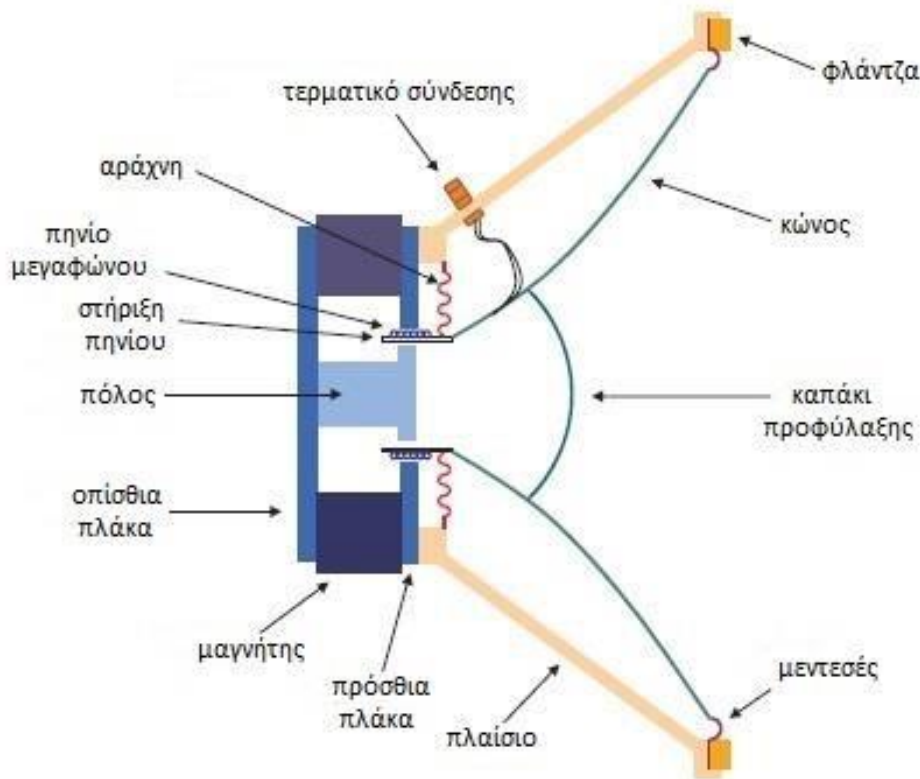
Ο σκοπός ενός ακουστικού μετατροπέα είναι να διαδίδει ήχο, μετατρέποντας ηλεκτρική ενέργεια σε ακουστικά κύματα, πρακτικά μέσω μιας ηλεκτρο-μηχανικής μεταγωγής [1]. Οι ηλεκτροδυναμικοί μετατροπείς επιτυγχάνουν αυτή τη διαδικασία χρησιμοποιώντας ένα διάφραγμα (συνήθως κωνικού σχήματος) το οποίο τίθεται σε κίνηση από έναν ηλεκτροδυναμικό κινητήρα. Στην **Εικόνα 2.1** φαίνεται η διατομή ενός τυπικού τέτοιου μηχανισμού μέσης εμβέλειας.

Όπως φαίνεται στο σχήμα, ένας συμβατικός ηλεκτροδυναμικός ακουστικός μετατροπέας αποτελείται από τέσσερα (4) τμήματα όσον αφορά τις λειτουργίες τους:

1. Ένας κώνος (cone) και ένα καπάκι προφύλαξης (dust cap), το διάφραγμα (diaphragm) είναι το στοιχείο ηχητικής διάδοσης. Το καπάκι προφύλαξης, σε σχήμα θόλου ή ανεστραμμένου θόλου χρησιμοποιείται για την αποφυγή διεύθυνσης σκόνης ή ξένων σωματιδίων στον κινητήρα.
2. Οι αναρτήσεις (suspensions) είναι η «αράχνη» (εσωτερικό τμήμα) και το περιβάλλον ή μεντεσές (εξωτερικό τμήμα). Παίζουν καθοριστικό ρόλο στην ομαλή λειτουργία του συστήματος καθώς είναι το βασικό στοιχείο μηχανικής στιβαρότητας που καθορίζει σε μεγάλο βαθμό την ιδιοσυχνότητα του. Εδώ είναι που επεμβαίνει η πρόταση της παρούσας διπλωματικής εργασίας. Ο βασικός ρόλος τους είναι να συγκρατούν το διάφραγμα καθώς το οδηγούν αξονικά, καθώς και να ασκούν μια δύναμη αποκατάστασης στο πηνίο μεγάφωνου ώστε να διατηρηθεί στο κενό αέρος.
3. Ο ηλεκτροδυναμικός κινητήρας αποτελείται από το πηνίο μεγάφωνου (voice coil) και το μαγνητικό κύκλωμα (πόλος, οπίσθια και πρόσθια πλάκα και μαγνήτης). Το πηνίο μεγάφωνου είναι τοποθετημένο στο κενό αέρος μεταξύ του πόλου και της πρόσθιας πλάκας.
4. Το πλαίσιο, συχνά αποκαλούμενο και κουτί ή σασί, εγγυάται την ακριβή ευθυγράμμιση όλων των στοιχείων του μηχανισμού ενώ κατέχει σημαντικό ρόλο στην απόκριση συχνότητας και την ποιότητα του παραγόμενου ήχου. Σε ορισμένες περιπτώσεις, μπορεί να συμβάλλει στην θερμική εκτόνωση του κινητήρα. Μία προαιρετική φλάντζα μπορεί να προστεθεί στην

περίμετρο του κώνου για να αποφευχθούν συμπληρωματικές διαρροές και να διευκολυνθεί η σύζευξη του μηχανισμού με το πλαίσιο ή το κουτί.

Το κινούμενο σύστημα αποτελείται από το διάφραγμα, τις αναρτήσεις και το πηνίο μεγάφωνου και αποτελεί ένα μηχανικό συντονιστή.



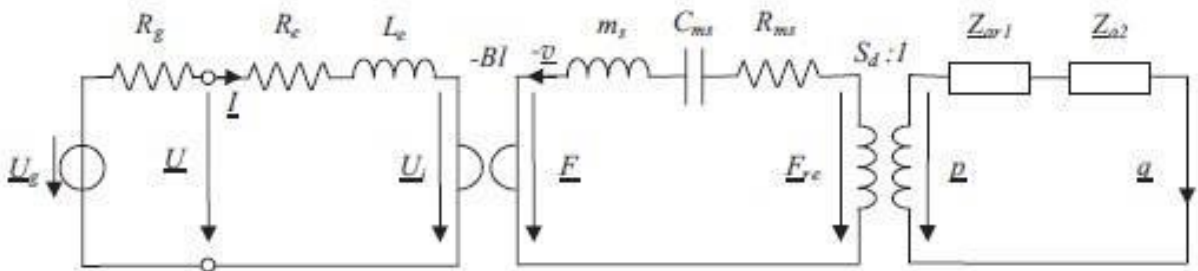
**Εικόνα 2.1:** Αναπαράσταση ενός ηλεκτροδυναμικού ακουστικού μετατροπέα (mid-range woofer)

## 2.2 Μοντέλο χαμηλής συχνότητας

Όταν το μέγεθος του ακουστικού μετατροπέα είναι μικρό σε σχέση με το μήκος κύματος στον αέρα, θεωρούμε ότι το διάφραγμα συμπεριφέρεται και μπορεί να μοντελοποιηθεί καλύτερα ως ένα επίπεδο άκαμπτο έμβολο ακτίνας  $a$  ( $ka < \sqrt{2}$ ). Τοποθετημένο σε ένα υποθετικό πλαίσιο απείρους μήκους για σκοπούς μοντελοποίησης διαχωρίζονται η προς τα εμπρός από την προς τα πίσω ηχητική

διάδοση, ο ακουστικός μετατροπέας μπορεί πλέον να περιγραφεί από ένα αθροιστικό σταθερό κύκλωμα που περιλαμβάνει ηλεκτρικά, μηχανικά και ακουστικά στοιχεία [2] (Εικόνα 2.2)

Η χρήση του γυράτορα για την ηλεκτρομηχανική σύζευξη προτιμάται ώστε να είναι ανάλογος μίας σύνθετης αντίστασης. Προκειμένου να διατηρήσουμε αυτήν την ευθεία αναλογία, η μηχανικο-ακουστική σύζευξη αναπαρίσταται ως ένας μετατροπέας ώστε να έχουμε την παροχή όγκου ως βαθμωτή ποσότητα.



**Εικόνα 2.2:** Αθροιστικό σταθερό μοντέλο ενός ηλεκτροδυναμικού ακουστικού μετατροπέα τοποθετημένο σε υποθετικό πλαίσιο απείρους μήκους

Οι δύο συντελεστές σύζευξης είναι ο ηλεκτροδυναμικός  $Bl$ , όπου  $B$  είναι η ακτινική επαγωγή στο κενό και  $l$  το μήκος του αγωγού (πηνίο μεγάφωνου) και η ενεργή προβολή της επιφάνειας του διαφράγματος  $S_d = \pi a^2$ .

Το ηλεκτρικό κομμάτι περιλαμβάνει έναν ενισχυτή, τα συνδετικά καλώδια και το πηνίο μεγάφωνου. Το πρώτο αναπαρίσταται ως μια τάση χωρίς φορτίο  $\bar{U}_g$  μίας πραγματικής πηγής τάσης και την εσωτερική της αντίσταση  $R_g$ . Το πηνίο μεγάφωνου αναπαρίσταται με μια αυτεπαγωγή  $L_e$  και την αντίσταση  $R_e$  που αντιστοιχούν στις ηλεκτρικές και μαγνητικές απώλειες στον κινητήρα. Οι ποσότητες είναι η τάση στα τερματικά του ακουστικού μετατροπέα  $\bar{U}$ , η ένταση του ρεύματος στον ακουστικό μετατροπέα  $\bar{I}$ , η επαγόμενη τάση  $\bar{E} = -\bar{U} = -(Bl)\bar{v}$  ενώ η πέδηση εισόδου  $\bar{Z}$  είναι ο λόγος  $\bar{U}/\bar{I}$ .

Το κινούμενο σύστημα αποτελεί το μηχανικό κομμάτι. Αποτελείται από μία κινούμενη μάζα

$m_s$ , μια μηχανική απόσβεση  $C_{ms}$  που αντιστοιχεί στις αναρτήσεις και μία μηχανική αντίσταση  $R_{ms}$  για τις απώλειες λόγω εσωτερικών τριβών στις αναρτήσεις. Οι ποσότητες είναι η μαγνητική δύναμη  $\bar{F} = (Bl)\bar{I}$ , η δύναμη αντίδρασης του μέσου  $\bar{F}_{re}$ , που

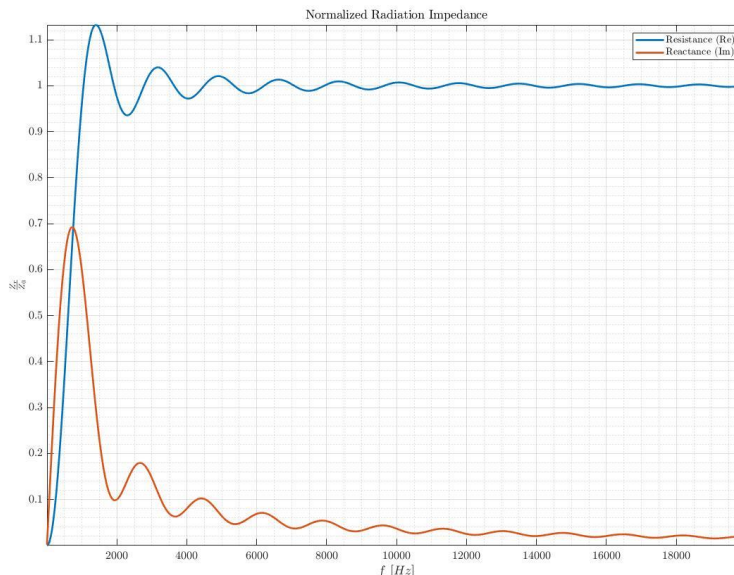
αντιπροσωπεύει την ηχητική πίεση στην επιφάνεια του διαφράγματος και η ταχύτητα του κινούμενου συστήματος  $\bar{v}$ .

Το ακουστικό κομμάτι αποτελείται από δύο είδη ακουστικής πέδησης: αυτήν της προς τα εμπρός διάδοσης  $\bar{Z}_{ar1}$  και αυτήν της προς τα πίσω διάδοσης  $\bar{Z}_{a2}$ . Η τελευταία αντιστοιχεί στην πέδηση διάδοσης  $\bar{Z}_{ar2}$  στην περίπτωση της τοποθέτησης του ακουστικού μετατροπέα σε πλαίσιο και στην πέδηση κουτιού  $\bar{Z}_{ab}$  στην περίπτωση τοποθέτησής του σε κουτί. Οι ποσότητες είναι η ηχητική πίεση  $\bar{p} = \bar{F}_{re}/S_d$  και η παροχή όγκου  $\bar{q}$ .

### 2.3 Απόδοση σε χαμηλές συχνότητες

Παραδοσιακά, η αναπαραγωγή ήχου χαμηλής συχνότητας ήταν δύσκολη: οι ενισχυτές επαρκούς ισχύος δεν ήταν διαθέσιμοι ή ήταν ακριβοί, τα μαγνητικά υλικά υψηλής απόδοσης δεν ήταν διαθέσιμα και τα υλικά υψηλής αντοχής σε βάρος για διαφράγματα ήταν ακριβά.

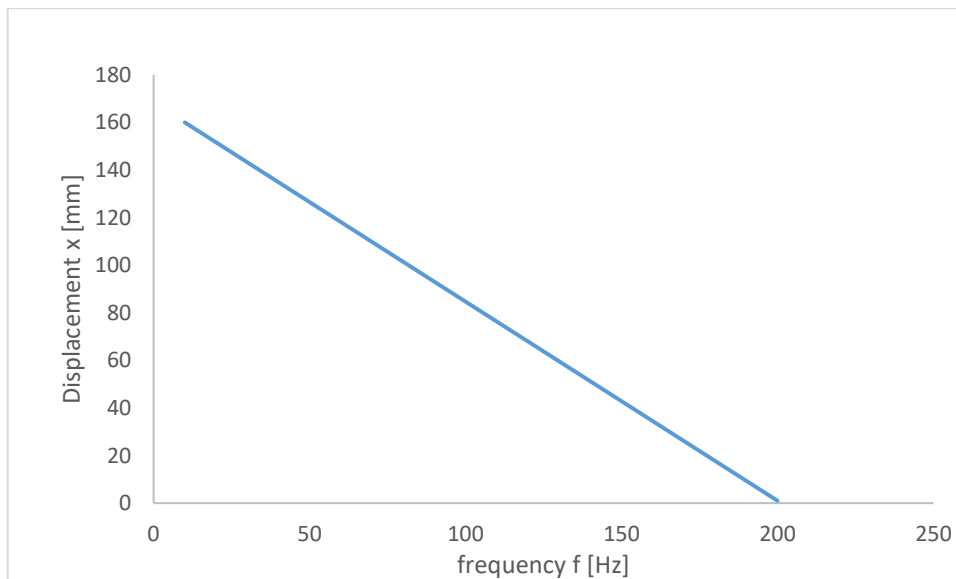
Τα ηλεκτροδυναμικά ηχεία χαμηλών συχνοτήτων παρουσιάζουν εξαιρετικά χαμηλή απόδοση στην μετατροπή της ηλεκτρικής ενέργειας σε ακουστική ισχύ (ένα τυπικό ηχείο μπορεί να έχει μια απόδοση της τάξης του 0.3%) [3] καθώς η ακουστική πέδηση στις χαμηλές συχνότητες παρουσιάζει τις μέγιστες τιμές της (**Εικόνα 2.3**).



**Εικόνα 2.3:** Κανονικοποιημένη πέδηση διάδοσης στο πεδίο συχνοτήτων

Ο πρώτος παράγοντας της χαμηλής αυτής απόδοσης είναι η ανάγκη για χαμηλή ηχητική παραμόρφωση. Η διαρκής κίνηση του περιβάλλοντος αέρα σημαίνει ότι στην αρχική θέση, μισή από τη μάζα θα υποστηρίζεται από το πλαίσιο και μισή από το διάφραγμα. Καθώς το διάφραγμα κινείται προς το εμπρός, περισσότερη μάζα θα υποστηρίζεται από το πλαίσιο, ενώ όταν το διάφραγμα κινείται προς τα πίσω θα συμβαίνει το αντίθετο. Ως αποτέλεσμα, το διάφραγμα θα έχει μεταβλητή μάζα, το οποίο θα μπορούσε να είναι μια πηγή ηχητικής παραμόρφωσης.

Η κύρια αιτία, ωστόσο, της χαμηλής απόδοσης ενός ηχείου είναι ότι για την παραγωγή ήχου χαμηλών συχνοτήτων, θα πρέπει να δημιουργηθεί μία επαρκής παροχή όγκου από ένα διάφραγμα που έχει κατάλληλο συνδυασμό εμβαδού και μετατόπισης. Η **Εικόνα 2.4** δείχνει ότι η μετατόπιση αυξάνεται όσο η συχνότητα μειώνεται, κάτι που συνεπάγεται σχετικά μεγάλες συσκευές. Ωστόσο η μεγαλύτερη μετατόπιση δεν μπορεί να φτάσει στα άκρα, επηρεάζοντας έτσι την αποδοτικότητα των ηχείων χαμηλής συχνότητας, για τον λόγο ότι ένα μόνο μικρό κομμάτι του πηνίου βρίσκεται πάνω στο διάστημα του μαγνήτη, αλλά και γιατί το πλαίσιο συγκράτησης της άκρης του διαφράγματος περιορίζει τις μεγάλες διαδρομές των κινούμενων μερών.



**Εικόνα 2.4:** Διάγραμμα μετατόπισης-συχνότητας για ένα κωνικό διάφραγμα 200mm ακουστικής ισχύος 1 Watt

Τέλος, ένα ηχείο με επαρκή παροχή όγκου δεν είναι από μόνο του αρκετό αλλά θα πρέπει να τοποθετηθεί με τέτοιο τρόπο ώστε η παροχή όγκου να οδηγεί σε ηχητική

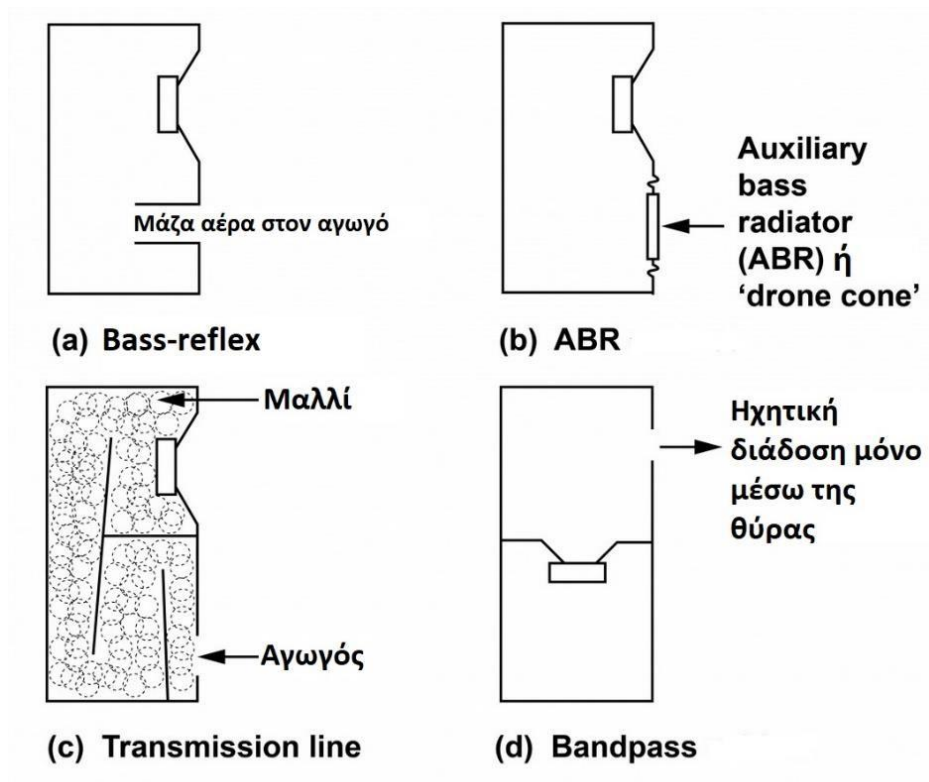
ακτινοβολία. Τα ηχεία χαμηλής συχνότητας είναι πάντα μικρά σε σύγκριση με το μήκος κύματος του ήχου, το οποίο σημαίνει πως η οπίσθια παροχή όγκου θα ακυρώνει την εμπρόσθια εάν δεν διαχωριστούν. Αυτός είναι και ο σκοπός του κουτιού: η αποτροπή της αλληλοεξουδετέρωσης των δύο ηχητικών διαδόσεων. Ως αποτέλεσμα, έχει κατασκευαστεί ένας μεγάλος αριθμός τύπων κουτιών για την βελτίωση της απόδοσης ή της απόκρισης συχνότητας, τα οποία στοχεύουν στην χρησιμοποίηση της ακτινοβολίας και από το πίσω μέρος του διαφράγματος.

Η **Εικόνα 2.5 (a)** δείχνει την πιο δημοφιλή λύση, η οποία είναι το ηχείο ανάκλασης μπάσων (bass-reflex speaker). Στην περίπτωση αυτή εγκαθίσταται ένας αγωγός στο τοίχωμα του κουτιού που περιέχει αέρια μάζα. Ο αέρας μέσα στο κουτί συμπεριφέρεται σαν ένα ελατήριο με το οποίο η μάζα του αέρα στον αγωγό θα συντονιστεί. Θα πρέπει φυσικά να επιλεγεί μια κατάλληλη συχνότητα συντονισμού που θα αυξάνει την απόκριση.

Η **Εικόνα 2.5 (b)** δείχνει μια παραλλαγή της ίδιας ιδέας όπου η μάζα του αέρα έχει αντικατασταθεί από ένα μη οδηγούμενο διάφραγμα που ονομάζεται auxiliary bass radiator (ABR) ή drone cone.

Η ιδέα του transmission line speaker στην **Εικόνα 2.5 (c)** είναι μία άλλη προσπάθεια χρήσης του οπίσθιου κύματος της κινούμενης μονάδος: περνάει μια ακουστική καθυστέρηση μέχρις ότου καθυστερήσει για μισό κύκλο σε κάποια συχνότητα.

Μία άλλη παραλλαγή είναι αυτή της **Εικόνα 2.5 (d)** όπου το ηχείο είναι τοποθετημένο μεταξύ των τοιχωμάτων του κουτιού και η ηχητική διάδοση γίνεται μόνο μέσω μια θύρας. Η ιδέα αυτή είναι γνωστή ως band-pass enclosure.



**Εικόνα 2.5:** Παραδείγματα διάφορων προσπαθειών για τον έλεγχο της απόκρισης ηχείων χαμηλών συχνοτήτων: (a) Το bass-reflex ηχείο έχει μια θύρα συντονισμού, (b) παραλλαγή της ιδέας bass-reflex όπου η θύρα αντικαθίσταται από ένα παθητικό διάφραγμα, (c) το οπίσθιο κύμα

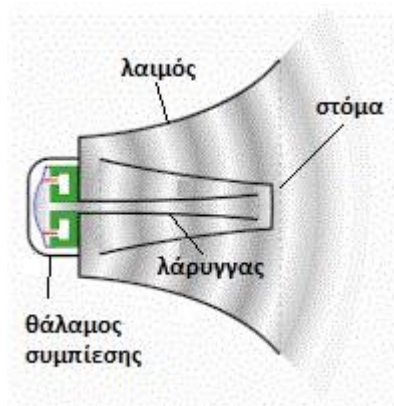
## 2.4 Εναλλακτικές υλοποιήσεις

Υπάρχουν αρκετές σχεδιαστικές προσεγγίσεις που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή ηχείων. Κατά συνέπεια, υπάρχουν διάφοροι τύποι ηχείων που διατίθενται στην αγορά σήμερα. Εκτός λοιπόν από την πιο διαδεδομένη σχεδιαστική προσέγγιση σήμερα, αυτή των συμβατικών μαγνητικών ηχείων κινούμενου πηνίου, η οποία αναλύθηκε παραπάνω, αναφέρονται παρακάτω οι άλλοι κύριοι τύποι ηχείων που διατίθενται σήμερα:

- Ηχεία κόρνας (Horn Loudspeakers)

Ένα ηχείο κόρνας περιλαμβάνει τον λάρυγγα (throat), το λαιμό (neck) και το στόμα (mouth). Ο λάρυγγας είναι το εσωτερικό και στενό μέρος του ηχείου, ο λαιμός είναι το μήκος του ηχείου και το στόμα είναι το ευρύτερο εξωτερικό άνοιγμα του ηχείου [4].

Ένα ηχείο κόρνας λειτουργεί ακουστικά μεταμορφώνοντας τον ήχο. Ως εκ τούτου, τα ηχεία κόρνας μετατρέπουν βασικά την υψηλή πίεση στην εσωτερική περιοχή ακτινοβολίας που μοιάζει με κώνο στο μεγαλύτερο εξωτερικό άνοιγμα που έχει χαμηλή πίεση. Το τμήμα του λαιμού μιας κόρνας είναι μικρό σε μέγεθος και αυτό είναι το τμήμα που λειτουργεί ως οδηγός συμπίεσης. Το σχήμα ενός ηχείου κόρνας επεκτείνεται προς τα έξω σε διάμετρο, μετατρέποντας έτσι την υψηλή πίεση στο λαιμό έτσι ώστε να δημιουργεί κραδασμούς σωματιδίων λόγω της υψηλής ταχύτητας στο μικρότερο άκρο. Τα σωματίδια δονούνται σε χαμηλότερη πίεση καθώς κατευθύνονται προς το στόμα για να παράγουν ήχο. Ο θάλαμος συμπίεσης των ηχείων κόρνας μπορεί να είναι πίσω ή εμπρός ενώ άλλοι δεν έχουν καθόλου θάλαμο. Ο θάλαμος συνήθως αλλάζει τη συχνότητα που παράγει το ηχείο.



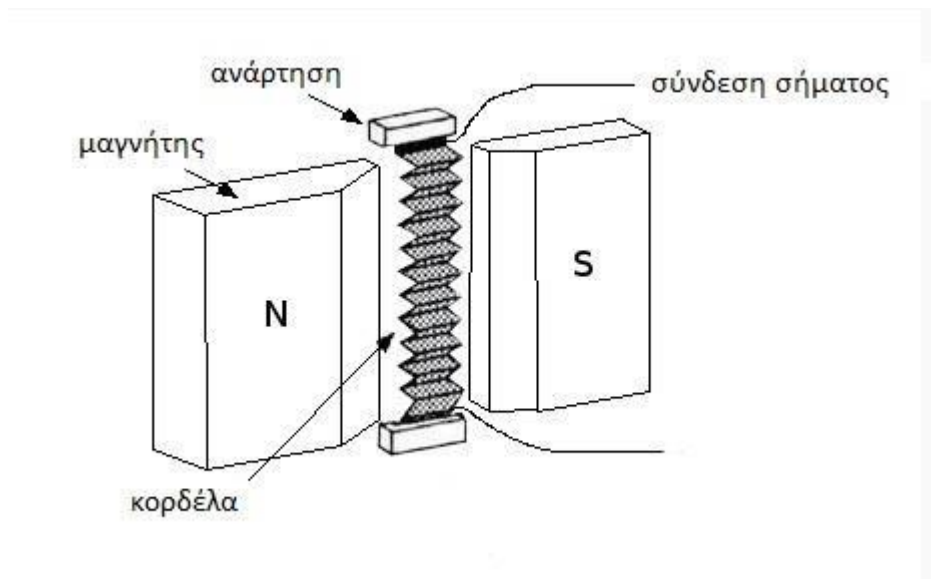
**Εικόνα 2.6:** Απεικόνιση ενός ηχείου κόρνας

Τα ηχεία κόρνας έχουν υψηλή ακουστική ισχύ και το εύρος συχνοτήτων τους είναι αρκετά μεγάλο. Έτσι, είναι ιδανικά για εξωτερική χρήση όπου η κατεύθυνση του ήχου έχει μεγαλύτερη σημασία. Ωστόσο, δεν είναι ιδανικά για χαμηλή συχνότητα.



- Επίπεδα μαγνητικά ηχεία κορδέλας (Ribbon-type Planar Magnetic Loudspeakers)

Τα επίπεδα μαγνητικά ηχεία κορδέλας λειτουργούν με τη χρήση μίας λωρίδας ως κώνου. Η λωρίδα, συνήθως κατασκευασμένη από αλουμίνιο, κρέμεται μεταξύ δύο μαγνητών. [5] Η λωρίδα αυτή αναφέρεται ως κορδέλα. Η κορδέλα μπορεί να είναι πτυχωτή για να γίνει πιο δυνατή. Καθώς το ρεύμα ήχου περνά μέσα από την κορδέλα, δημιουργείται γύρω της μαγνητικό πεδίο, το οποίο αντιδρά με το υπάρχον μαγνητικό πεδίο των δύο μόνιμων μαγνητών. Ως αποτέλεσμα, η κορδέλα τραβιέται και ωθείται ανάλογα, δημιουργώντας έτσι ήχο. Έτσι, σε ένα ηχείο κορδέλας, η κορδέλα λειτουργεί ως κώνος και πηνίο φωνής.



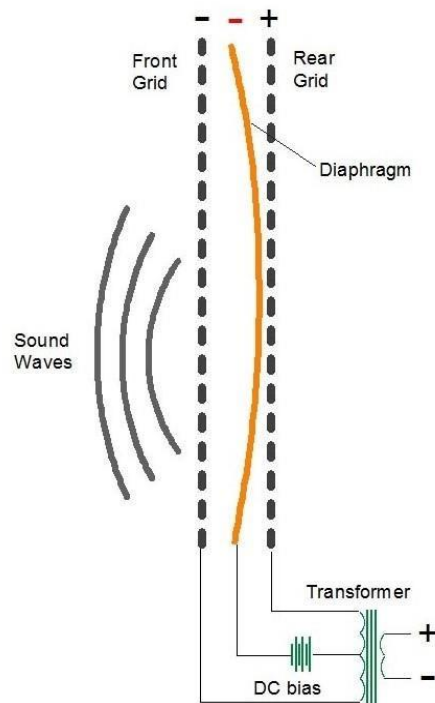
**Εικόνα 2.7:** Σχηματική απεικόνιση ενός επίπεδου μαγνητικού ηχείου κορδέλας

Γενικά, ο κώνος και το πηνίο φωνής των συμβατικών ηχείων κινούμενου πηνίου είναι βαρύτερα από τις λεπτές λωρίδες κορδέλας που χρησιμοποιούνται στα επίπεδα μαγνητικά ηχεία κορδέλας. Ο ελαφρύς χαρακτήρας των κορδελών τους, τα κάνει να ανταποκρίνονται πιο αποτελεσματικά στο ρεύμα που διέρχεται από αυτές. Οι κορδέλες επίσης σταματούν να δονούνται μόλις σταματήσει να ρέει το ηχητικό ρεύμα. Αυτά τα μεγάφωνα συνήθως παράγουν μια γρήγορη και καθαρή μετάβαση στη συχνότητα.

Παρόλο που αυτά τα μεγάφωνα προσφέρουν υπέροχο ήχο, έχουν ορισμένες μειονεκτήματα. Για παράδειγμα, η ευαισθησία τους είναι αρκετά μεγάλη με αποτέλεσμα να απαιτούν περισσότερη ισχύ από έναν ενισχυτή. Επίσης, η σύνθετη αντίσταση των κορδελών είναι αρκετά χαμηλή. Είναι πολύ δύσκολο να τοποθετηθούν σε ένα δωμάτιο αφού ακόμη και η παραμικρή παραλλαγή στην διάταξη του δωματίου μπορεί να αλλάξει σημαντικά την ποιότητα του ήχου.

- Ηλεκτροστατικά ηχεία (Electrostatic Loudspeakers)

Ένα ηλεκτροστατικό ηχείο λειτουργεί με ηλεκτροστατική αλληλεπίδραση. Περιλαμβάνει μία λεπτή μεμβράνη που κάνει τον αέρα να κινείται για να παράγει ήχο [6].



**Εικόνα 2.8:** Σχηματική αναπαράσταση ενός ηλεκτροστατικού ηχείου

Αυτοί οι τύποι ηχείων είναι κατασκευασμένοι από λεπτή μεμβράνη η οποία είναι τοποθετημένη και τεντωμένη ανάμεσα σε δύο στάτορες. Οι στάτορες φορτίζουν τη μεμβράνη υπό υψηλό ρεύμα. Καθώς ένα ρεύμα ήχου ρέει στους στάτορες, δημιουργούν ένα ηλεκτροστατικό πεδίο. Το ηλεκτροστατικό πεδίο είναι συνήθως

ποικίλης φύσης, έτσι ώστε να τραβά και να ωθεί τη μεμβράνη, δημιουργώντας έτσι ήχο.

Αυτός ο τύπος ηχείων συνήθως κινείται στη συνολική επιφάνεια της μεμβράνης, σε αντίθεση με τα συμβατικά ηχεία κινούμενου όπου ένα μικρό πηνίο κινεί τον κώνο του ηχείου, μειώνοντας σημαντικά το βάρος και το μέγεθος τους.

Μια αξιοσημείωτη κατηγορία αυτών των ηχείων είναι τα πιεζοηλεκτρικά ηχεία:

- Πιεζοηλεκτρικά ηχεία

Το πιεζοηλεκτρικό φαινόμενο μπορεί να χρησιμοποιηθεί στην κατασκευή ηχείων λεπτού προφίλ που αποτελούν πολύτιμες εναλλακτικές λύσεις σε σχέση με τα παραδοσιακά ηλεκτροδυναμικά ηχεία σε εφαρμογές περιορισμένου χώρου [7]. Αυτές οι συσκευές αναφέρονται τόσο ως πιεζοηλεκτρικά ηχεία όσο και ως κεραμικά ηχεία καθώς χρησιμοποιούν ένα πιεζοηλεκτρικό κεραμικό δίσκο για την παραγωγή ήχου.

Η βασική αρχή του μοντέλου αυτού είναι απλή: εφαρμόζοντας ένα ηλεκτρικό πεδίο σε ένα πιεζοηλεκτρικό υλικό, αυτό θα αλλάξει σε μέγεθος. Το πιεζοηλεκτρικό υλικό θα συρρικνωθεί ή θα διογκωθεί καθώς εισάγονται ή αφαιρούνται ηλεκτρικά φορτία, αλλά το βασικό υλικό του διαφράγματος όχι (**Εικόνα 2.9**). Αυτό προκαλεί την ελαστική παραμόρφωση του διαφράγματος από και προς την κατεύθυνση που είναι κάθετη στην επιφάνεια του ηχείου. Μόλις το ηλεκτρικό πεδίο αφαιρεθεί από το πιεζοηλεκτρικό υλικό, το διάφραγμα θα επιστρέψει στην αρχική του μορφή.



**Εικόνα 2.9:** Σχηματική απεικόνιση της λειτουργίας ενός πιεζοηλεκτρικού ηχείου. Με κόκκινο χρώμα είναι το πιεζοηλεκτρικό υλικό στο οποίο εφαρμόζεται ένα ηλεκτρικό πεδίο και με πορτοκαλί το υλικό του διαφράγματος του ηχείου

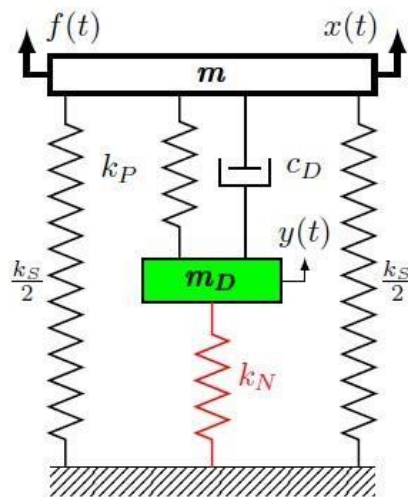
Μια παραλλαγή αυτών των ηχείων που θα περιλαμβάνει μια διηλεκτρική πολυμερή μεμβράνη κινούμενη από ένα πιεζοηλεκτρικό επενεργητή και έναν δισταθή μηχανισμό αρνητικής δυσκαμψίας θα μελετηθεί σε αυτήν την διπλωματική εργασία.

### 3. Το μοντέλο KDamper

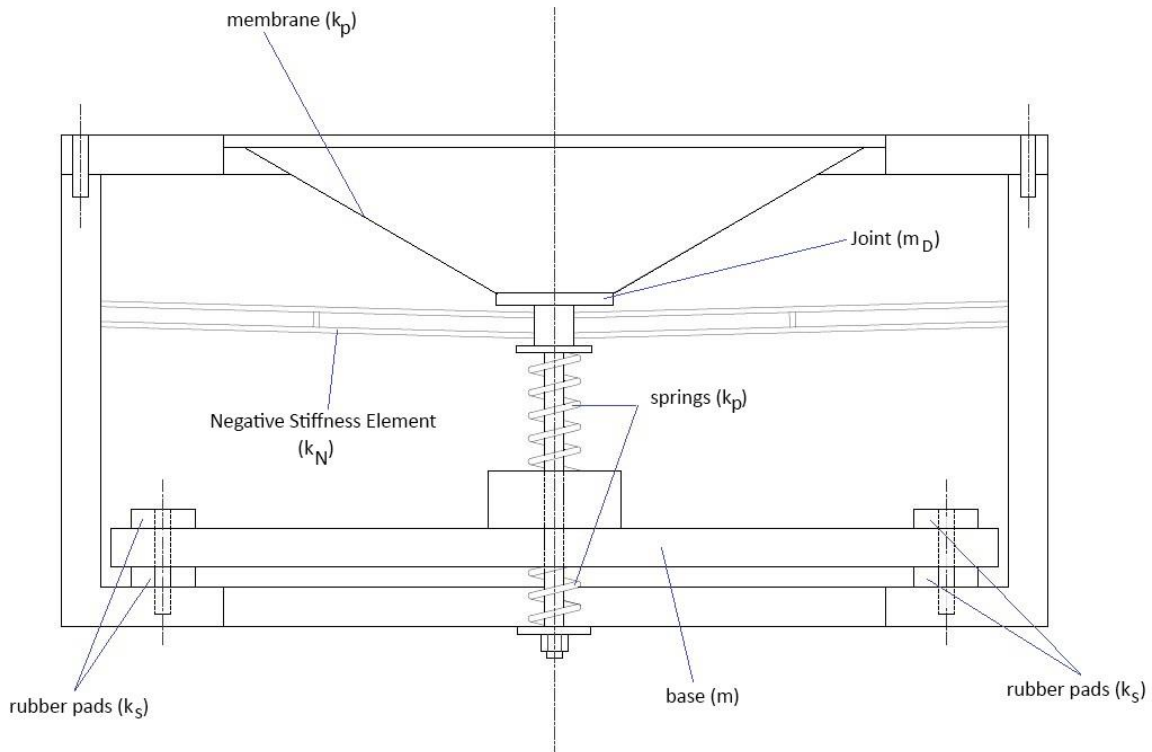
Η προτεινόμενη ιδέα για το ηχείο με στοιχείο αρνητικής στιβαρότητας βασίζεται στην ιδέα του KDamper (**Εικόνα 3.2**). Για τον λόγο αυτό στο κεφάλαιο αυτό θα παρουσιαστεί η βασική θεωρία της ιδέας αυτής.

#### 3.1 Βασικές Αρχές Λειτουργίας

Η ιδέα του KDamper, η οποία θεωρείται μια προέκταση της Tuned Mass Damper (TMD), είναι μια καινοτόμα παθητική απομόνωση κραδασμών και απόσβεσης, βασισμένη ουσιαστικά στο βέλτιστο συνδυασμό κατάλληλων στοιχείων δυσκαμψίας, συμπεριλαμβανομένου ενός αρνητικού στοιχείου δυσκαμψίας [8]. Ο KDamper συμπληρώνει τις εσωτερικές δυνάμεις της πρόσθετης μάζας TMD με τη δύναμη που ασκεί το αρνητικό στοιχείο δυσκαμψίας. Αυτό το αρνητικό στοιχείο δυσκαμψίας μπορεί αν πραγματοποιηθεί με αρκετούς τρόπους, πχ ελατήρια Belleville [9], προσυμπιεσμένα ελατήρια σε κατάλληλες διατάξεις [10] ή ένα δισταθές στοιχείο (bistable) [11], παραδείγματος χάριν ένα σετ λυγισμένων λεπτών δοκών, τοποθετημένες σε κατάλληλη διάταξη. Μεταξύ άλλων, αυτό μπορεί να παρέχει σημαντικά συγκριτικά πλεονεκτήματα, ειδικά σε εύρος πολύ χαμηλών συχνοτήτων, όπως καλύτερα χαρακτηριστικά απόσβεσης χωρίς την ανάγκη μεγάλων επιπρόσθετων μαζών.



**Εικόνα 3.1:** Σχηματική απεικόνιση του μοντέλου του KDamper



**Εικόνα 3.2:** Ιδέα ηχείου βασισμένη στη θεωρία του KDamper

Ο υπολογισμός των στοιχείων του KDamper ξεκινά από μία επιλεγμένη συχνότητα σχεδιασμού  $f_0$  ή  $\omega_0 = 2\pi f_0$ . Η συνολική στατική δυσκαμψία προκύπτει ως  $k_0 = m\omega_0^2$  η οποία επίσης ισούται με:

$$k_0 = k_s + \frac{k_p k_N}{k_p + k_N} \quad (3.1)$$

Η συνολική στατική δυσκαμψία του συστήματος  $k_0$  παραμένει σταθερή.

### 3.2 Αδιαστατοποιημένες παράμετροι

Οι βασικοί παράμετροι της ιδέας του KDamper  $\mu$ ,  $\kappa$  και  $\rho$  ορίζονται ως:

$$\mu = \frac{m_D}{m} \quad (3.2)$$

$$\rho = \frac{\omega_D}{\omega_0} \quad (3.3)$$

$$\kappa = -\frac{k_N}{k_P + k_N} \quad (3.4)$$

Η βέλτιστη τιμή του  $\rho$  όπου η συνάρτηση μεταφοράς του πλάτους της μετατόπισης  $x(t)$ , όπως φαίνεται στην **Εικόνα 3.1**, ως προς το πλάτος της διέγερσης ελαχιστοποιείται σε μία επιλεγμένη συχνότητα και ορίζεται ως:

$$\rho_{opt} = \sqrt{\frac{1}{(1 + \mu + \kappa\mu)(1 + \mu) - \kappa^2\mu}} \quad (3.5)$$

ως προς τις παραμέτρους  $\mu$  και  $\kappa$ . Θέτοντας τον παρανομαστή του  $\rho_{opt}$  ίσο με μηδέν, η μέγιστη τιμή της παραμέτρου  $\kappa$  ορίζεται ως:

$$\kappa_{max} = \frac{(1 + \mu)(1 + \sqrt{1 + 4/\mu})}{2} \quad (3.6)$$

Επομένως, η τιμή του  $\kappa$  επιλέγεται ως ποσοστό του  $\kappa_{max}$ , ουσιαστικά  $\kappa = (0: 1)\kappa_{max}$ . Ο ταλαντωτής παρουσιάζει καλύτερη απορρόφηση κραδασμών όταν  $\kappa \rightarrow \kappa_{max}$  αλλά ταυτόχρονα θα πρέπει να ληφθεί υπόψιν ότι για  $\kappa \rightarrow \kappa_{max}$ , το περιθώριο στατικής ισορροπίας του ταλαντωτή  $\varepsilon \rightarrow 0$ , επειδή η συνολική δυσκαμψία  $k_0$  του συστήματος γίνεται αρνητική [12]. Τέλος, οι αδιαστατοποιημένες βέλτιστες παράμετροι για τον KDamper ορίζονται ως:

$$\kappa_S = \frac{k_S}{k_0} = 1 + \kappa(1 + \kappa)\mu\rho^2 \quad (3.7)$$

$$\kappa_P = \frac{k_P}{k_0} = (1 + \kappa)\mu\rho^2 \quad (3.8)$$

$$\kappa_N = \frac{k_N}{k_0} = -\kappa\mu\rho^2 \quad (3.9)$$

και οδηγούν στον υπολογισμό των στοιχείων δυσκαμψίας ( $k_S, k_P, k_N$ ) του ταλαντωτή. Επιπλέον ορίζεται ως  $k_d = k_P + k_N$  ώστε για ένα συγκεκριμένο λόγο απόσβεσης  $\zeta_D$ , η σταθερά απόσβεσης να υπολογίζεται ως:

$$c_D = 2\zeta_D\sqrt{k_D m_D} \quad (3.10)$$

Η παραμετρική διαστασιολόγηση του KDamper, το καθιστά πολύ ευέλικτο προς εφαρμογή για διάφορους τομείς όπως για μόνωση χαμηλόσυχων κραδασμών, μόνωση χαμηλόσυχων θορύβων, αντισεισμική προστασία κτλ. Αυτός είναι και ο λόγος για τον οποίο θα χρησιμοποιηθεί στο μοντέλο που παρουσιάζεται παρακάτω, καθώς μπορεί να χρησιμοποιηθεί και να βελτιστοποιηθεί για τη μεγιστοποίηση της ταχύτητας του εσωτερικού bistable element (B.E).



### 3.3 Εξισώσεις Κίνησης και Συναρτήσεις Μεταφοράς

Οι εξισώσεις κίνησης του KDamper είναι:

$$m\ddot{x} + c_D(\dot{x} - \dot{y}) + k_S x + k_P(x - y) = f(t) \quad (3.11)$$

$$m_D \ddot{y} - c_D(\dot{x} - \dot{y}) - k_P(x - y) + k_N y = 0 \quad (3.12)$$

Θεωρούμε μια αρμονική διέγερση της μορφής

$$f(t) = \tilde{F} e^{j\omega t} = k_0 X_{ST} e^{j\omega t} \quad (3.13)$$

και μία σύνθετη απόκριση μόνιμης κατάστασης

$$x(t) = \tilde{X} e^{j\omega t} \quad (3.14)$$

$$y(t) = \tilde{Y} e^{j\omega t} \quad (3.15)$$

Η συνάρτηση μεταφοράς του πλάτους  $\tilde{X}$  της απόκρισης  $x(t)$  προς το πλάτος  $\tilde{F}$  της διέγερσης  $f(t)$  για τον ταλαντωτή KDamper προκύπτει ως:

$$\tilde{T}_{XF} = \frac{m_D s^2 + c_D s + k_D}{m m_D s^4 + (m + m_D) c_D s^3 + (m k_D + m_D k_S + m_D k_P) s^2 + c_D (k_S + k_N) s + k_S k_D + k_P k_N} \quad (3.16)$$

όπου  $s = j\omega$ . Στη συνέχεια, η συνάρτηση μεταφοράς του συντελεστή δυναμικής μεγέθυνσης μπορεί να εκφραστεί ως

$$\tilde{H}(s) = \frac{\tilde{X}}{X_{ST}} = k_0 \tilde{T}_{XF} \quad (3.17)$$

ενώ η συνάρτηση μεταφοράς του συντελεστή μεταδοτικότητας στην περίπτωση διέγερσης βάσης υπολογίζεται ως

$$\tilde{R} = \frac{m_D k_S s^2 + c_D (k_S + k_N) s + k_S k_D + k_P k_N}{m m_D s^4 + (m + m_D) c_D s^3 + (m k_D + m_D k_S + m_D k_P) s^2 + c_D (k_S + k_N) s + k_S k_D + k_P k_N} \quad (3.18)$$

Με αντικατάσταση της μεταβλητής  $s$  και εισαγωγή των αδιαστατοποιημένων παραμέτρων του KDamper  $\mu$ ,  $\rho$ ,  $\kappa$  και  $\zeta_D$  μαζί με τον λόγο  $q = \omega/\omega_0$ , οι συναρτήσεις μεταφοράς μπορούν να εκφραστούν ως:

$$\tilde{T}_{XK} = \frac{\tilde{X}}{X_{ST}} = \frac{A + (j2\zeta_D)B}{C + (j2\zeta_D)D} \quad (3.19)$$

$$\tilde{T}_{YX} = \frac{\tilde{Y}}{\tilde{X}} = \frac{E + (j2\zeta_D)B}{A + (j2\zeta_D)D} \quad (3.20)$$

$$\tilde{T}_{YK} = \frac{\tilde{Y}}{X_{ST}} = \frac{E + (j2\zeta_D)B}{C + (j2\zeta_D)D} \quad (3.21)$$

Και τα αντίστοιχα μεγέθη

$$|\tilde{T}_{XK}| = \frac{|\tilde{X}|}{X_{ST}} = \frac{X}{X_{ST}} = \sqrt{\frac{A^2 + (2\zeta_D)^2 B^2}{C^2 + (2\zeta_D)^2 D^2}} = H(q, \rho, \zeta_D) \quad (3.22)$$

$$|\tilde{T}_{YX}| = \frac{Y}{\tilde{X}} = \sqrt{\frac{E^2 + (2\zeta_D)^2 B^2}{A^2 + (2\zeta_D)^2 D^2}} \quad (3.23)$$

$$|\tilde{T}_{YK}| = \frac{Y}{X_{ST}} = \frac{Y}{X} \frac{X}{X_{ST}} = \sqrt{\frac{E^2 + (2\zeta_D)^2 B^2}{C^2 + (2\zeta_D)^2 D^2}} \quad (3.24)$$

όπου

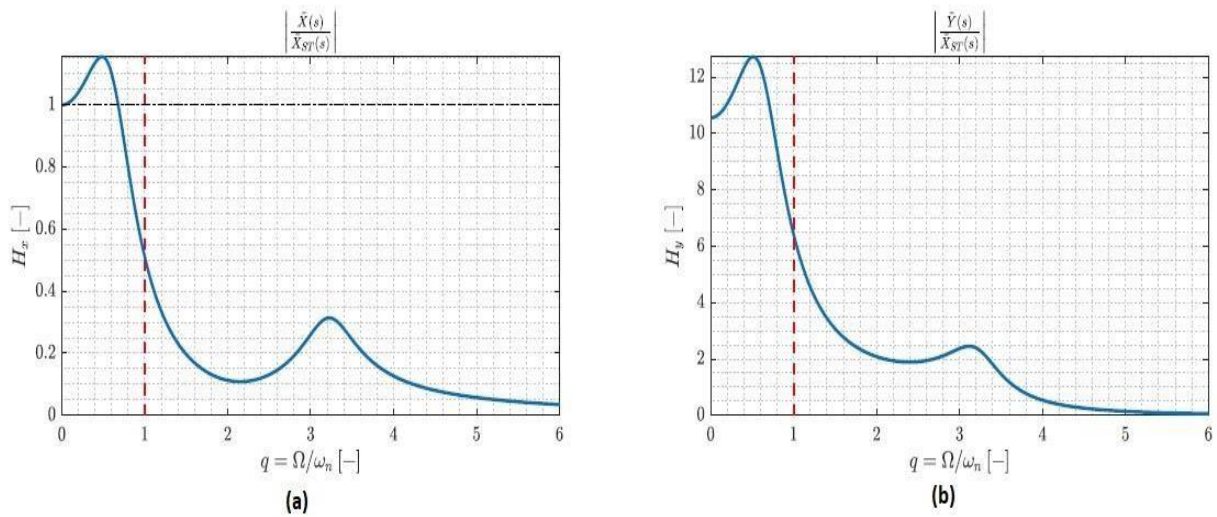
$$A = \rho^2 - q^2$$

$$B = \rho q$$

$$C = q^4 - q^2(1 + \rho^2 + \mu\rho^2) + \rho^2 \quad (3.25)$$

$$D = \rho q[1 - q^2(1 + \mu)]$$

$$E = (1 + \kappa)\rho^2$$



**Εικόνα 3.3:** Τυπική μορφή της απόκρισης συχνότητας των συναρτήσεων μεταφοράς του KDamper: (a) Απόκριση συχνότητας της  $|\tilde{T}_{XK}|$  και (b) Απόκριση συχνότητας της  $|\tilde{T}_{YK}|$

Ενδεικτικές αποκρίσεις συχνότητας των εξισώσεων (3.23) και (3.24) παρουσιάζονται στην **Εικόνα 3.33**. Όπως γίνεται αντιληπτό, η απόκριση του εσωτερικού Β.Ε. είναι πολλαπλάσια της μετατόπισης  $x$ . Αυτή ακριβώς την ιδιότητα του KDamper θέλει να εκμεταλλευτεί και να βελτιστοποιήσει η παρούσα προτεινόμενη ιδέα για την ενίσχυση της έντασης του ήχου στο ηχείο.

Εξετάζοντας τον συντελεστή  $H(q, \rho, \zeta_D)$  για τις οριακές περιπτώσεις του λόγου απόσβεσης προκύπτει ότι:

### 3.4 Modal Analysis

Η δυναμική εξίσωση κίνησης του μοντέλου του KDamper σε μητρική γραφή είναι:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m_D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_S + c_D & -c_D \\ -c_D & c_D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_S + k_P & -k_P \\ -k_P & k_P + k_N \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \end{Bmatrix} f(t) \quad (3.26)$$

Θεωρώντας το σύστημα χωρίς τα στοιχεία διάχυσης ενέργειας ( $C = 0$ ) με  $N = 2$  βαθμούς ελευθερίας, η λύση του ομογενούς συστήματος εξισώσεων  $|\omega^2 M + K = 0|$  οδηγεί στον υπολογισμό των ιδιοσυχνοτήτων  $\lambda_i = -\omega_i^2$ .

Θέτοντας  $k_D = k_P + k_N$  και ορίζοντας τις συχνότητες

$$\begin{aligned}\omega_0^2 &= \frac{k_0}{m} \\ \omega_S^2 &= \frac{k_S}{m} \\ \omega_D^2 &= \frac{k_D}{m}\end{aligned}\tag{3.27}$$

εξάγονται οι αναλυτικές εκφράσεις των ιδιοσυχνοτήτων  $\omega_i = \sqrt{-\lambda_i}$  όπου:

$$\lambda = \frac{-\alpha_1 \pm \Delta}{2\alpha_2}\tag{3.28}$$

με

$$\Delta = \sqrt{-\alpha_1^2 - 4\alpha_2\alpha_0}\tag{3.29}$$

$$\alpha_0 = \omega_0^2\omega_D^2\tag{3.30}$$

$$\alpha_1 = \omega_S^2 + \omega_D^2[1 + (1 + \kappa)\mu]\tag{3.31}$$

$$\alpha_2 = 1\tag{3.32}$$

Τότε τα ιδιοδιανύσματα του συστήματος υπολογίζονται ως  $(\omega^2 M + K)\Phi = 0$  και το  $2 \times 2$  μητρώο των ιδιοδιανυσμάτων

$$\Phi = [\Phi_1 \quad \Phi_2]\tag{3.33}$$

όπου

$$\Phi_i^T = \{\Phi_{1i} \quad \Phi_{2i}\}\tag{3.34}$$

Για κανονικοποιημένα ιδιοδιανύσματα ( $\Phi_{1i} = 1$ ) τα υπόλοιπα στοιχεία υπολογίζονται από την αναλυτική έκφραση:

$$\Phi_{2i} = \frac{\omega_S^2 - \omega_i^2}{\omega_D^2(1 + \kappa)\mu} + 1\tag{3.35}$$

Εν συνεχεία, υπολογίζονται τα γενικευμένα μεγέθη ως

$$m_i = \Phi_i^T M \Phi_i \quad c_i = \Phi_i^T C \Phi_i \quad k_i = \Phi_i^T K \Phi_i \quad f_i = \Phi_i^T F\tag{3.36}$$

ενώ οι ιδιοσυχνότητες ως  $\omega_i^2 = k_i/m_i$ .

Αντικαθιστώντας τις αναλυτικές εκφράσεις των ιδιοδιανυσμάτων, τα γενικευμένα μεγέθη προκύπτουν ως:

$$m_i = m + m_D \Phi_{2i}^2 = m(1 + \mu \Phi_{2i}^2) \quad (3.37)$$

$$k_i = m_i \omega_i^2 \quad (3.38)$$

$$c_i = c_S + c_D (\Phi_{2i} - 1)^2 = c_S [1 + \mu \rho (\Phi_{2i} - 1)^2] \quad (3.39)$$

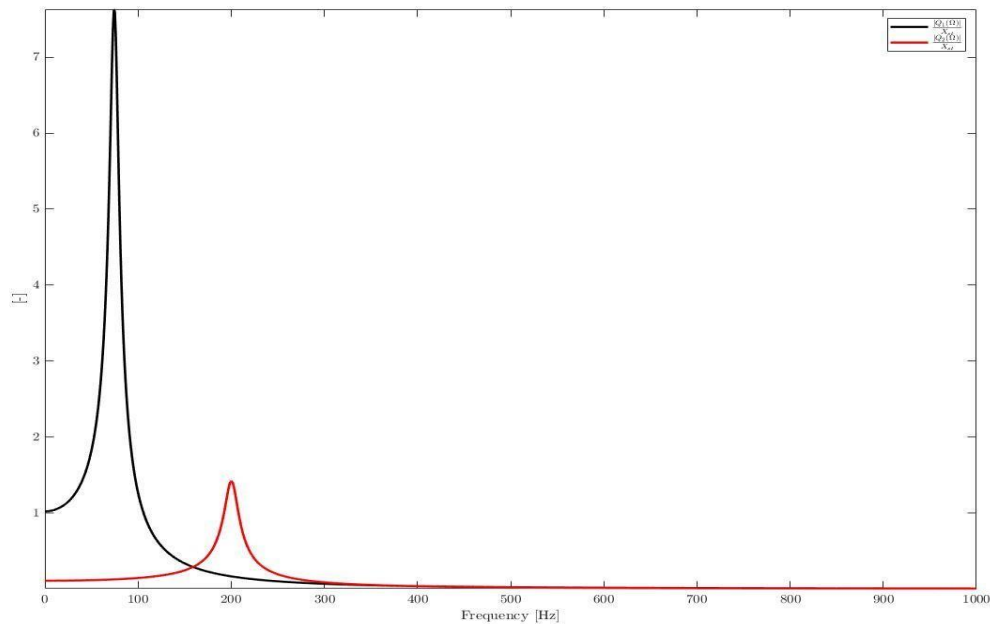
$$f_i = F \quad (3.40)$$

υποθέτοντας αρμονική διέγερση της μορφής  $f(t) = F e^{j\omega t}$ . Σε αυτήν την περίπτωση, η υπόθεση λύσης για τους γενικευμένους βαθμούς ελευθερίας είναι  $q_i(t) = Q_i e^{j\omega t}$ . Οι αποσυζευγμένες γενικευμένες εξισώσεις κίνησης είναι:

$$\ddot{q}_i(t) + \frac{c_i}{m_i} \dot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = \frac{f_i}{m_i} \quad (3.41)$$

όπου αντικαθιστώντας την υπόθεση λύσης, τα μιγαδικά πλάτη υπολογίζονται ως:

$$\tilde{Q}_i = \frac{f_i}{m_i(\omega_i^2 - \Omega^2) + j c_i \Omega} \quad (3.42)$$



**Εικόνα 3.4:** Απόκριση συχνότητας των μιγαδικών πλατών  $\tilde{Q}_1$  και  $\tilde{Q}_2$ .

Για τον σκοπό διεξαγωγής άμεσων συγκρίσεων των θεωρητικών προβλέψεων με τις πειραματικές μετρήσεις, καταστρώθηκε υπολογιστικό μοντέλο το οποίο προσομοιώνει την πειραματική διάταξη, περιλαμβανομένης και της τράπεζας εξαναγκασμένων ταλαντώσεων.

Οι τελικές τιμές των ζητούμενων στοιχείων σιβαρότητας μετά την βελτιστοποίηση είναι:

$k_N$ [N/m]	$k_P$ [N/m]	$k_S$ [N/m]
-34990	69969	267380

### 3.5 Βελτιστοποίηση του KDamper

Σκοπός της βελτιστοποίησης αυτής είναι η μεγιστοποίηση της ταχύτητας  $\dot{y}$  του δισταθούς στοιχείου του KDamper καθώς η ταχύτητα παίζει καθοριστικό ρόλο στο επίπεδο του παραγόμενου ήχου (μοντέλο άκαμπτου εμβόλου – rigid piston model) [1].

Για να το πετύχουμε αυτό, χρησιμοποιούμε τις γενικευμένες εξισώσεις κίνησης του KDamper για να βρούμε την έκφραση του πλάτους αυτής της ταχύτητας συναρτήσει της συχνότητας διέγερσης ( $\Omega$ ). Το πλάτος της ταχύτητας  $\dot{y}$  από τις γενικευμένες εξισώσεις κίνησης προκύπτει ως:

$$\begin{aligned}
 u_2 = |\dot{q}_2(t)| = \Omega |\tilde{Q}_2| &= \frac{\Omega f_2}{\sqrt{m_2^2(\omega_2^2 - \Omega^2)^2 + c_2^2 \Omega^2}} & (3.43) \\
 &= \frac{f_2}{m_2} \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\omega_2^2 - \Omega^2}{\Omega^2}\right)^2 + \left(\frac{c_2}{m_2}\right)^2}} \\
 &= \frac{f_2}{m_2} \frac{1}{\sqrt{\left[\left(\frac{\omega_2}{\Omega}\right)^2 - 1\right]^2 + \left(\frac{c_2}{m_2}\right)^2}} \\
 &= \frac{f_2}{m_2} \frac{1}{\sqrt{[\bar{\omega}_2^{-2} - 1]^2 + \left(\frac{c_2}{m_2}\right)^2}} = F(\bar{\omega}_2)
 \end{aligned}$$

όπου  $\bar{\omega}_2 = \Omega/\omega_2$  (κανονικοποιημένη συχνότητα).

Τα  $f_i, m_i, c_i$  και  $q_i$  είναι γενικευμένα μεγέθη που αντιστοιχούν στις 2 ιδιομορφές του KDamper, με ιδιοσυχνότητες  $\omega_i$  και υπολογίζονται μέσω του modal analysis που θα αναλύθηκε παραπάνω.

Επομένως στόχος είναι η μεγιστοποίηση του εμβαδού που περιέχει η  $F(\bar{\omega}_2)$ :

$$E = \int_{\alpha}^{\beta} F(\bar{\omega}_2) d\bar{\omega}_2 \Rightarrow \max(E) \quad (3.44)$$

Θα πρέπει συνεπώς να επιλεχθούν οι συχνότητες μεταξύ των οποίων θα μεγιστοποιηθεί το εμβαδό:

$$a: \Omega = \omega_1 \Rightarrow \bar{\omega}_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad \text{και} \quad \beta: \Omega = \omega_2 \Rightarrow \bar{\omega}_2 = 1 \quad (3.45)$$

Ως μεταβλητές βελτιστοποίησης λαμβάνονται οι αδιάστατες παράμετροι του KDamper  $\kappa, \mu, \rho$  των εξισώσεων (3.2), (3.3) και (3.4).

Θεωρούμε ως δεδομένα μεγέθη τα  $f_0, m_D$  με τη λογική ότι σχεδιάζουμε το ηχείο ώστε να έχει ελάχιστη cut-off συχνότητα γύρω από το  $f_0 = 100\text{Hz}$  και ώστε η μάζα του συνδέσμου του κώνου  $m_D$  (μαζί με τη φαινόμενη μάζα το αέρα και του bistable element για την υλοποίηση του  $k_N$ ) να είναι γύρω στα 50g ώστε να έχει συγκριτικό πλεονέκτημα ως προς το βάρος του σε σχέση με τα συμβατικά ηχεία.

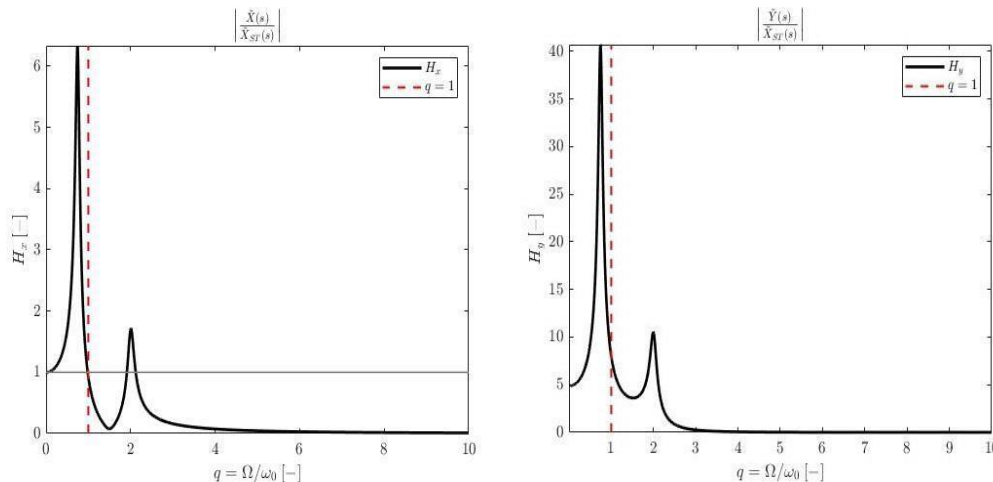
Επομένως, πλέον, μέσω της εξίσωσης (3.2) προκύπτουν τα  $m = \frac{m_D}{\mu}$  και  $k_0 = \omega_0^2 m$  κι εν συνεχεία μέσω των εξισώσεων (3.7), (3.8) και (3.9) προκύπτουν τα ζητούμενα στοιχεία δυσκαμψίας  $k_S, k_P$  και  $k_N$ .

$\kappa$ [-]	$\mu$ [-]	$\rho$ [-]	$\zeta$ [-]
1.000	0.100	1.331	0.051
$m$ [kg]	$m_D$ [kg]	$c_S$ [Ns/m]	$c_D$ [Ns/m]
0.500	0.05	32.06	4.27
$f_1$ [Hz]	$f_2$ [Hz]	$\omega_0$ [rad/s]	$\omega_D$ [rad/s]
78.68	169.17	628.32	836.42

$k_N$ [N/m]	$k_S$ [N/m]	$k_P$ [N/m]
-34990	267380	69969

Όσον αφορά τους περιορισμούς στους οποίους υπόκειται αυτή η διαδικασία βελτιστοποίησης, αυτοί είναι οι εξής:

- Ο πρώτος και ο δεύτερος περιορισμός έχουν να κάνουν με τη στατική ευστάθεια του KDamper:
  - i)  $\kappa \leq 80\% \kappa_{max}$  όπου  $\kappa_{max} = \frac{-k_{N,lim}}{k_P + k_{N,lim}}$  και  $-k_{N,lim} = \frac{-k_S k_P}{k_P + k_S}$
  - ii)  $\varepsilon \geq 10\%$ :  $\varepsilon = 1 - \frac{k_N}{k_{N,lim}}$ : περιθώριο ευστάθειας
- Ο τρίτος περιορισμός αφορά την τιμή του  $k_N < 4 \times 10^5$  N/m . Η τιμή αυτή δεν θα πρέπει να είναι πολύ μεγάλη καθώς σχετίζεται άμεσα με την πρακτική υλοποίηση του στοιχείου.
- Ο τέταρτος και τελευταίος περιορισμός αφορά την μεγάλη μάζα  $m$  του συστήματος. Αν δεν περιοριστεί, ο αλγόριθμος της δίνει πολύ μεγάλες τιμές, γεγονός που αναιρεί το συγκριτικό πλεονέκτημα του εναλλακτικού ηχείου που προτείνεται ως προς τα συμβατικά μαγνητικά ηχεία. Επομένως αυτή η μάζα θα πρέπει να είναι τουλάχιστον μικρότερη από ένα εν λόγω πηνίο και άρα  $m < 0.4$  kg.



**Εικόνα 3.5:** Απόκριση συχνότητας των συναρτήσεων μεταφοράς του KDamper



Μετά τον υπολογισμό της ταχύτητα  $\dot{y}$  και εν συνεχεία μέσω της προσέγγισης του rigid disk, με το on-axis approximation, υπολογίζουμε το αναμενόμενο SPL [dB] σε απόσταση  $r = 1m$ .

Η εκπεμπόμενη ηχητική πίεση από την on-axis προσέγγιση του κυκλικού εμβόλου σε θεωρητικό πλαίσιο απείρου μήκους, δίνεται από τον τύπο:

$$p(x, t) = Z_d(x)qe^{j\omega t} \quad (3.46)$$

όπου  $q = uS$  είναι ο παροχή όγκου του εμβόλου και

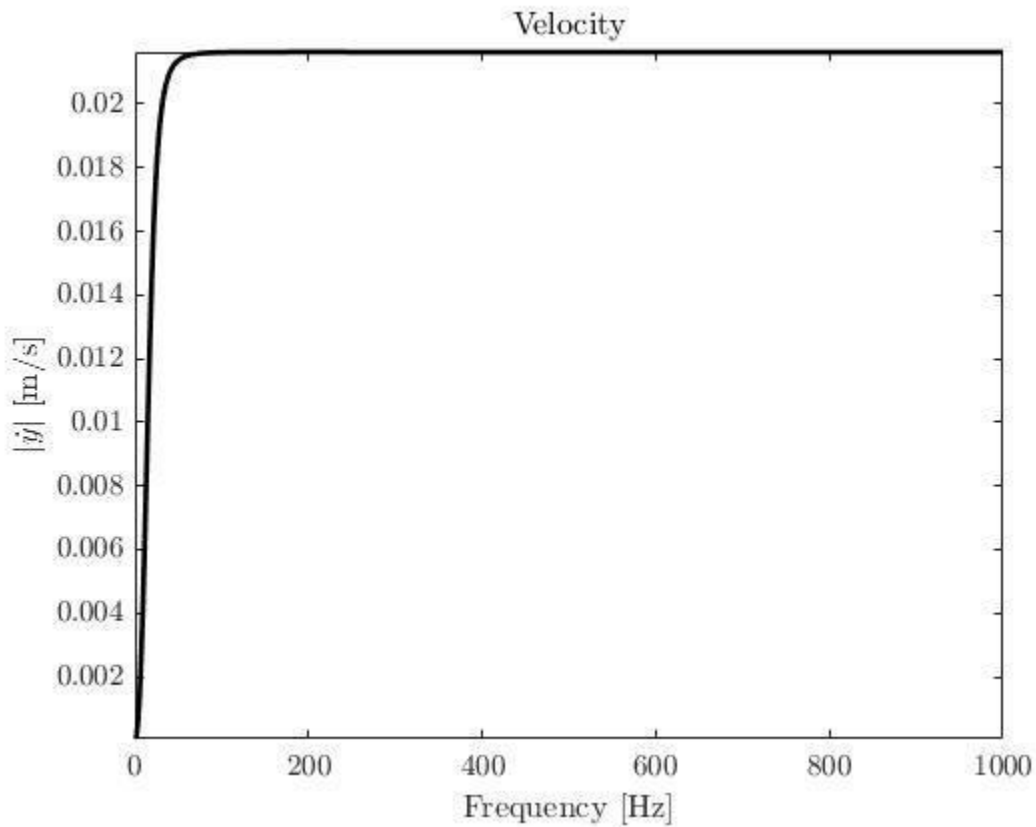
$$Z_d(r) = \frac{\rho_0 c_0}{S} \left[ e^{-jkx} - e^{jk\sqrt{x^2 - R^2}} \right] \quad (3.47)$$

είναι η πέδηση μεταφοράς ελεύθερου χώρου, ενώ  $S = \pi R$  είναι η επιφάνεια του εμβόλου (ηχείο),  $R$  είναι η ακτίνα του εμβόλου ( $R = 0.0075 m$ ) και  $x$  είναι η απόσταση από το κέντρο του κυκλικού εμβόλου. Αυτή η προσέγγιση ισχύει για τις χαμηλές συχνότητες, ουσιαστικά όταν  $kR \ll 1$ , όπου  $k$  είναι ο αριθμός κύματος. Για την συχνότητα των 100Hz και τις παραμέτρους του ηχητικού πεδίου όπως παρουσιάζονται στον

**Πίνακας 3.1**, προκύπτει  $kR = 0.014 \ll 1$ .

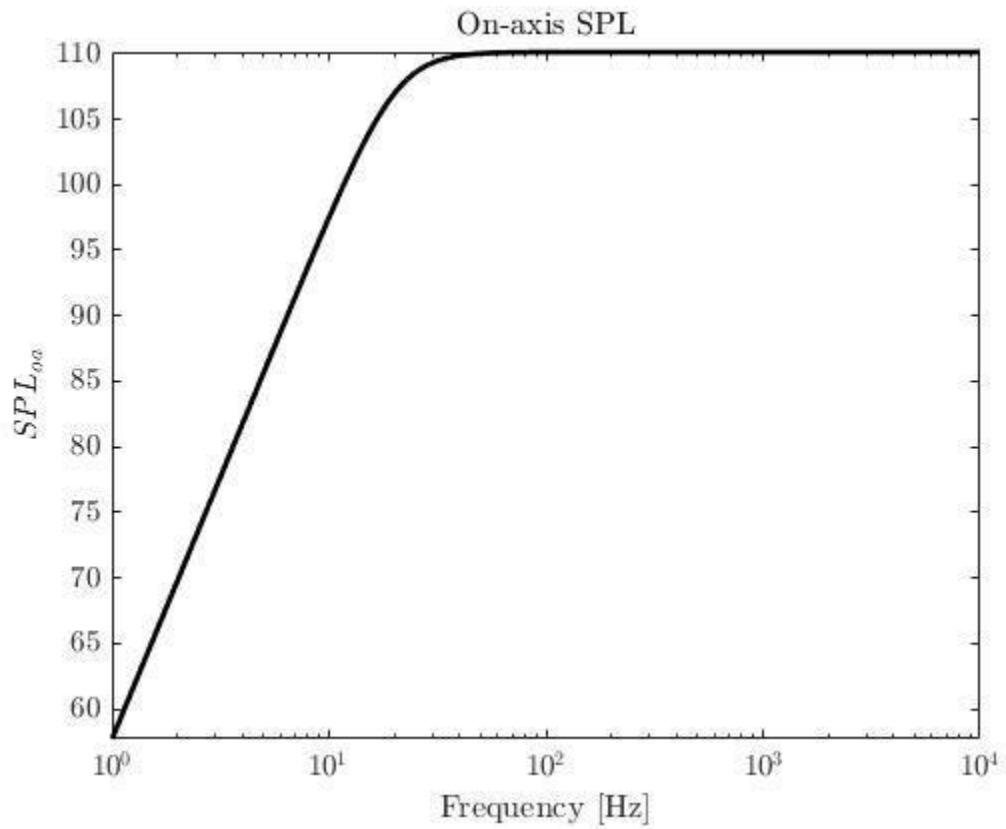
$\rho_0$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$c_0$ [m/s]	$\lambda$ [m]	$\kappa$ [-]
1.225	340.29	3.403	1.846

**Πίνακας 3.1:** Παράμετροι ηχητικού πεδίου για  $f = 100 Hz$



**Εικόνα 3.6:** Διάγραμμα ταχύτητας-συχνότητας του για το δισταθές στοιχείο του Kdamper

Από το διάγραμμα της **Εικόνα 3.7:** Διάγραμμα ηχητικής πίεσης-συχνότητας του ηχείου σε απόσταση 1m μέσω της προσέγγισης rigid disk. παρατηρούμε ότι το μοντέλο παρουσιάζει πολύ καλή απόδοση για συχνότητες μεγαλύτερες των 20Hz (cutoff συχνότητα), ενώ κάτω από την συχνότητα αυτή η απόδοση πέφτει πολύ γρήγορα.



**Εικόνα 3.7:** Διάγραμμα ηχητικής πίεσης-συχνότητας του ηχείου σε απόσταση 1m μέσω της προσέγγισης rigid disk.

## 4. Υλοποιήσεις Στοιχείων Στιβαρότητας

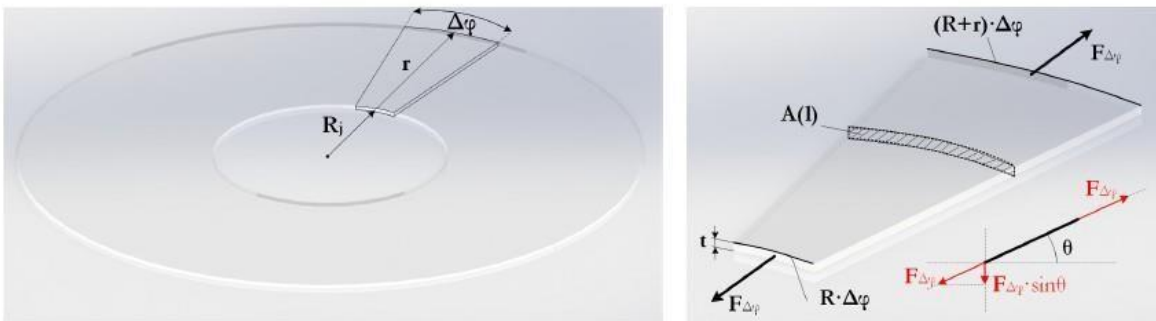
### 4.1 Στοιχεία Θετικής Στιβαρότητας

#### 4.1.1 Υλοποίηση των στοιχείων στιβαρότητας $k_p$

Τα δύο στοιχεία που υλοποιούν το  $k_p$  είναι η ελαστομερής μεμβράνη και το πλαστικό ελατήριο, συνεπώς  $k_p = k_{p, memb} + k_{p, spr}$

##### ❖ Διαστασιολόγηση της μεμβράνης

Για τον υπολογισμό της ισοδύναμης στιβαρότητας της ελαστομερούς μεμβράνης, θεωρείται ένα αναλυτικό μοντέλο [13],[14]. Στην **Εικόνα 4.1** φαίνονται οι γεωμετρικές παράμετροι για το αναλυτικό μοντέλο παραμόρφωσης της μεμβράνης:



**Εικόνα 4.1:** Μοντέλο παραμόρφωσης της ελαστομερούς μεμβράνης

Η σημειογραφία της Εικόνας 4.1 είναι:

- $\Delta\varphi$ : η κεντρική γωνία της απειροελάχιστης λωρίδας μετρημένη στο κέντρο του διαφράγματος
- $t$ : το πάχος της μεμβράνης

- $l$ : το μήκος στην ακτινική κατεύθυνση του διαφράγματος
- $F_{\Delta\varphi}$ : η ένταση της μεμβράνης
- $A(l) = (R_j + l) \Delta\varphi t$ : η διατομή στο μήκος  $L$

Η έκταση της μεμβράνης στην ακτινική κατεύθυνση του διαφράγματος είναι

$$\Delta r = r \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) \quad (4.1)$$

Η έκταση της μεμβράνης ανά μονάδα μήκους  $(\Delta r)'$  είναι:

$$(\Delta r)' = \frac{F_{\Delta\varphi}}{EA(l)} \Delta l \quad (4.2)$$

Συνεπώς:

$$\Delta r = \int_0^r (\Delta r)' dl = \int_0^r \frac{F_{\Delta\varphi}}{EA(l)} dl = \frac{F_{\Delta\varphi}}{E \Delta\varphi t} \log_{10} \left( \frac{R_j + r}{R_j} \right) \quad (4.3)$$

από το οποίο προκύπτει:

$$F_{\Delta\varphi} = \frac{E \Delta\varphi t}{\log_{10} \left( \frac{R_j + r}{R_j} \right)} \quad (4.4)$$

Η συνολική δύναμη  $F$  στη διεύθυνση του κύριου άξονα του μετατροπέα, η οποία είναι ουσιαστικά η συνιστώσα  $\sin \theta$  του αθροίσματος  $F_{\Delta\varphi}$  για ένα κύκλο, προκύπτει ως:

$$\bar{F} = \int_0^{2\pi} F_{\Delta\varphi} \sin \theta d\varphi = \frac{2\pi E t}{\log_{10} \left( \frac{R_j + r}{R_j} \right)} r (\tan \theta - \sin \theta) \quad (4.5)$$

Θεωρώντας ότι η κάθετη μετατόπιση του συνδέσμου είναι:

$$Y_0 = r \tan \theta \quad (4.6)$$

η έκφραση της κάθετης δύναμης  $F$  γίνεται:

$$\bar{F} = \frac{2\pi E t}{\log_{10} \left( \frac{R_j + r}{R_j} \right)} (1 - \cos \theta) Y_0 \quad (4.7)$$

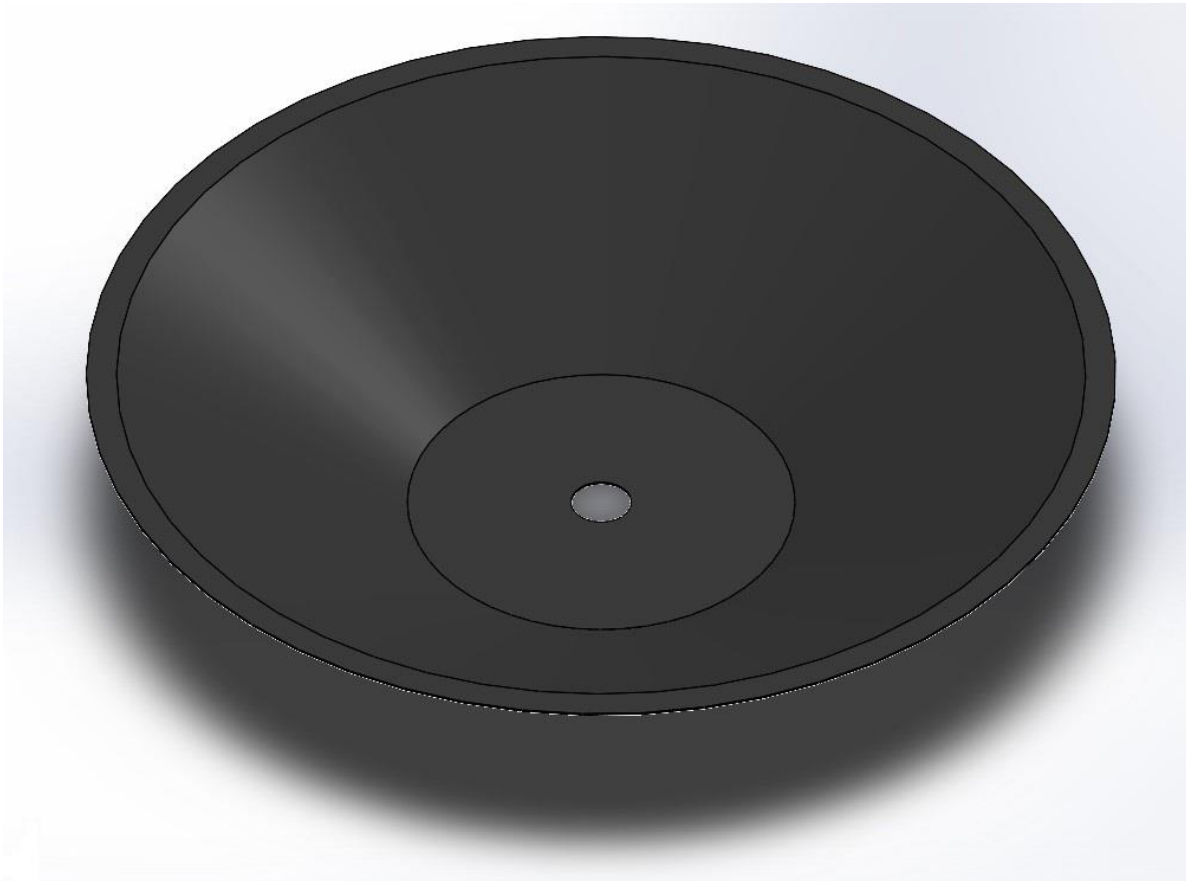
Τέλος, η στιβαρότητα της μεμβράνης, η οποία είναι πολύ μικρότερη από αυτή του ελατηρίου, προκύπτει ως εξής:

$$k_{P, memb} = \frac{d\bar{F}}{dY_0} = \frac{2\pi Et}{\log_{10}\left(\frac{R_j + r}{R_j}\right)} (1 - \cos \theta) \quad (4.8)$$

Οι τελικές διαστάσεις της μεμβράνης φαίνονται στον **Πίνακας 4.1**:

	$R_j$ [mm]	$r$ [mm]	$\vartheta$ [deg]	$t$ [mm]
<b>μεμβράνη</b>	7.5	65	15	0.3

**Πίνακας 4.1:** Διαστάσεις της ελαστομερούς μεμβράνης για την υλοποίηση των στοιχείων θετικής στιβαρότητας  $k_P$

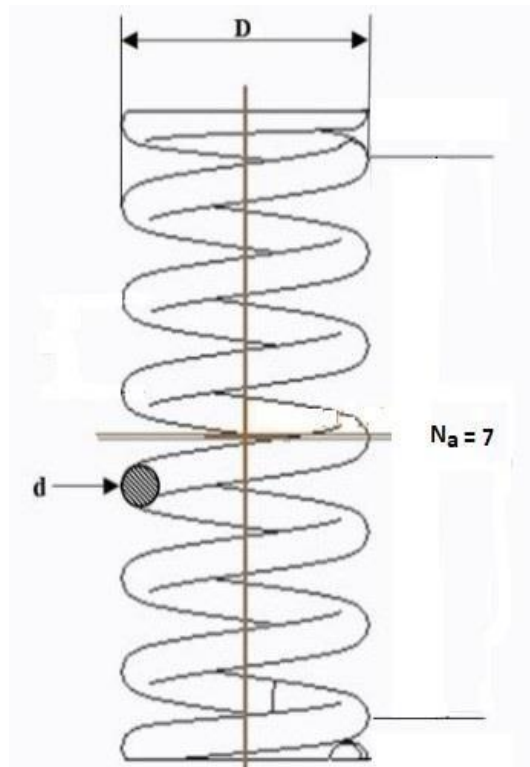


**Εικόνα 4.2:** Απεικόνιση της μεμβράνης με τη χρήση του λογισμικού Solidworks

### ❖ Διαστασιολόγηση των ελατηρίων

Το δεύτερο στοιχείο θετικής στιβαρότητας  $k_p$  της κατασκευής είναι δύο (2) κοινά ελατήρια (**Εικόνα 4.3**), τα οποία φέρουν τροχισμένα άκρα (plain and ground springs) για σταθερή επαφή με την βάση και το στοιχείο αρνητικής στιβαρότητας. Ως υλικό κατασκευής τους έχει επιλεχθεί χάλυβας υψηλής περιεκτικότητας σε άνθρακα και συγκεκριμένα μουσικό σύρμα (music wire), το οποίο είναι ιδανικό για εφαρμογές μεγάλων τάσεων.

Οι παράμετροι που επηρεάζουν την σταθερά ενός ελατηρίου όπως αυτό της είναι η διάμετρος  $d$  του σύρματος του ελατηρίου, η διάμετρος  $D$  της κάθε σπείρας του ελατηρίου, ο αριθμός των ενεργών σπειρών του ελατηρίου  $N_a$  και το μέτρο διάτμησης  $G = 79.3 \times 10^3$  MPa του υλικού.



**Εικόνα 4.3:** Σχέδιο ελατηρίων για την υλοποίηση των στοιχείων θετικής στιβαρότητας  $k_p$

Ο βασικός περιορισμός κατασκευής των ελατηρίων αφορά την αναλογία  $C$  των δύο διαμέτρων

$$C = \frac{D}{d} \quad (4.9)$$

όπου πρακτικά, είναι αδύνατο να κατασκευαστεί ελατήριο όταν  $C < 4$ .

Η σταθερά ελατηρίου υπολογίζεται από τον τύπο:

$$k_{P,spr} = \frac{Gd^4}{8N_a D^3} \quad (4.10)$$

Οι τελικές διαστάσεις των δύο ελατηρίων, βάσει του επιθυμητού  $k_{P,spr}$ , συνοψίζονται στον **Πίνακα 4.2**, όπου  $H_f$  είναι το ελεύθερο μήκος του ελατηρίου.

	$D$ [mm]	$d$ [mm]	$N_a$ [-]	$H_f$ [mm]
<i>ελατήριο</i>	10.5	2	4	30

**Πίνακας 4.2:** Διαστάσεις των δύο ελατηρίων για την υλοποίηση των στοιχείων θετικής σιβαρότητας  $k_p$  (Υλικό: μουσικό σύρμα – music wire)



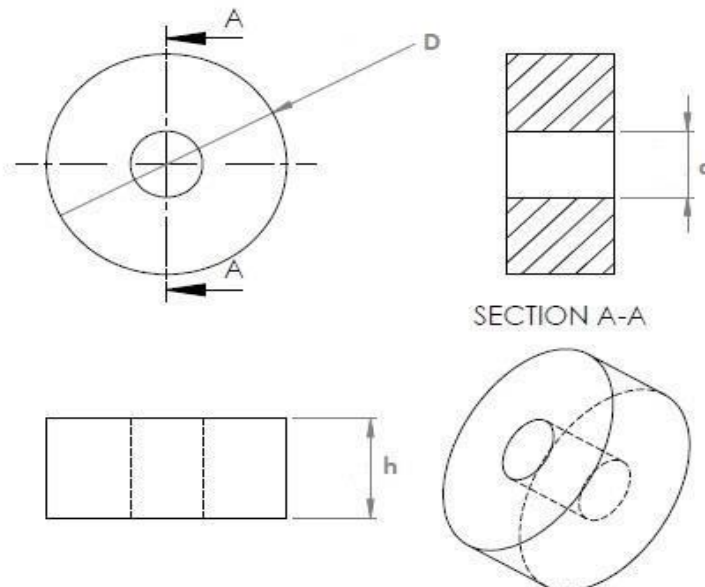
**Εικόνα 4.4:** Απεικόνιση του ελατηρίου με τη χρήση του λογισμικού Solidworks



#### 4.1.2 Υλοποίηση των στοιχείων στιβαρότητας $k_s$

Για τα στοιχεία θετικής στιβαρότητας της βάσης, δηλαδή τα στοιχεία  $k_s$  του KDamper, το υλικό επιλογής είναι ελαστικό υλικό. Δεδομένου ότι ορισμένες κατηγορίες ελαστικών παρουσιάζουν επίσης ιδιότητες απόσβεσης, που ορίζονται από τον παράγοντα απώλειας λόγω της υστερικής, ιξωδοελαστικής συμπεριφοράς τους, αποτελούν προφανή επιλογή συνδυασμού των στοιχείων απόσβεσης  $c_s$  και  $c_D$  μαζί με τα προαναφερθέντα στοιχεία στιβαρότητας με τη μορφή ελαστικών μαξιλαριών.

Τα κοινά ελαστικά υλικά όπως τα λάστιχα χλωροπρενίου με πρόσθετα αιθάλης, παρουσιάζουν τα επιθυμητά αποτελέσματα απόσβεσης λόγω εσωτερικής τριβής. Στην πραγματικότητα, όσο υψηλότερο είναι το ποσοστό αιθάλης τόσο μεγαλύτερος είναι ο συντελεστής απώλειας. Οι τυπικές τιμές κυμαίνονται από  $\eta = 0.05$  έως  $\eta = 0.7$  ανάλογα με τη σύνθεση και την ποιότητα του υλικού. Η σχέση μεταξύ συντελεστή απώλειας και αναλογίας απόσβεσης, είναι περίπου  $\eta = 2\zeta$ . Επομένως, για τα επιλεγμένα  $\zeta$  και  $\zeta_D$ , απαιτείται συντελεστής απώλειας περίπου  $\eta = 0.4$ . Ωστόσο, η σκληρότητα του υλικού πρέπει επίσης να ληφθεί υπόψη με τη μορφή των απαιτούμενων διαστάσεων του ελαστικού, ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή ακαμψία των  $k_s$  στοιχείων. Έτσι, το επιλεγμένο υλικό για τις ακόλουθες προσομοιώσεις είναι το CR07 (καουτσούκ χλωροπρενίου με 7% αιθάλη).



**Εικόνα 4.5:** Σχέδιο των ελαστικών μαξιλαριών για την υλοποίηση του θετικού στοιχείου στιβαρότητας  $k_s$

Είναι σύνηθες φαινόμενο τα υπερελαστικά υλικά όπως αυτά να συμπεριφέρονται ελαφρώς διαφορετικά μεταξύ της επέκτασης και της συμπίεσης όσον αφορά την ακαμψία τους. Ένας δείκτης της συμπίεστικής αντοχής ενός ελαστικού μαξιλαριού είναι ο συντελεστής μορφής  $S$  που ορίζεται ως ο λόγος της φορτισμένης περιοχής επιφάνειας  $A$  προς την περιοχή που είναι ελεύθερη να διογκωθεί. Συγκεκριμένα, για κυκλικά μαξιλαράκια με τρύπα στη μέση όπως στην **Εικόνα 4.5**, ο συντελεστής μορφής υπολογίζεται ως:

$$S = \frac{(D^2 - d^2)}{4(D + d)h} \quad (4.11)$$

όπου  $D$  και  $d$  είναι η εξωτερική και εσωτερική διάμετρος αντίστοιχα και  $h$  το πάχος του μαξιλαριού.

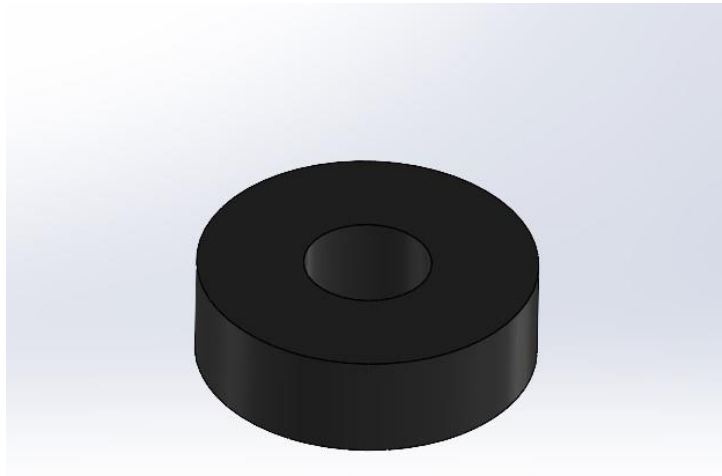
Το μέτρο συμπίεσης του ελαστικού μαξιλαριού υπολογίζεται ως:

$$k_{comp} = \frac{E_{corr}A}{h} \quad (4.12)$$

όπου

$$E_{corr} = E_0(1 + S^2) \quad (4.13)$$

είναι το διορθωμένο μέτρο ελαστικότητας κατά Young του υλικού με τη χρήση του συντελεστή μορφής. Προφανώς, αυτό απαιτεί την γνώση του αρχικού  $E_0$  το οποίο παρέχεται από σχετικά τεστ αντοχής του υλικού. Ωστόσο, το γεγονός ότι αυτό είναι ένα υπερελαστικό υλικό σημαίνει ότι το μέτρο ελαστικότητας κατά Young δεν είναι σταθερό και συνεπώς η υπολογισμένη τιμή από την εξίσωση (5.13) θα είναι μια εκτίμηση, ισχυρά εξαρτώμενη από την επιλογή του  $E_0$ . Βεβαίως, η τιμή αυτή χρησιμοποιείται ως μια αρχική τιμή της διαστασιολόγησης των ελαστικών μαξιλαριών, τα οποία στη συνέχεια εξετάζονται μέσω FEM προσομοιώσεων στο Abaqus, για συμπίεση και εκτόνωση με χρήση υπερελαστικών μοντέλων.



**Εικόνα 4.6:** Απεικόνιση των ελαστικών μαξιλαριών με τη χρήση του λογισμικού Solidworks

Οι τελικές διαστάσεις των 8 ελαστικών μαξιλαριών συνοψίζονται στον **Πίνακα 4.3**.

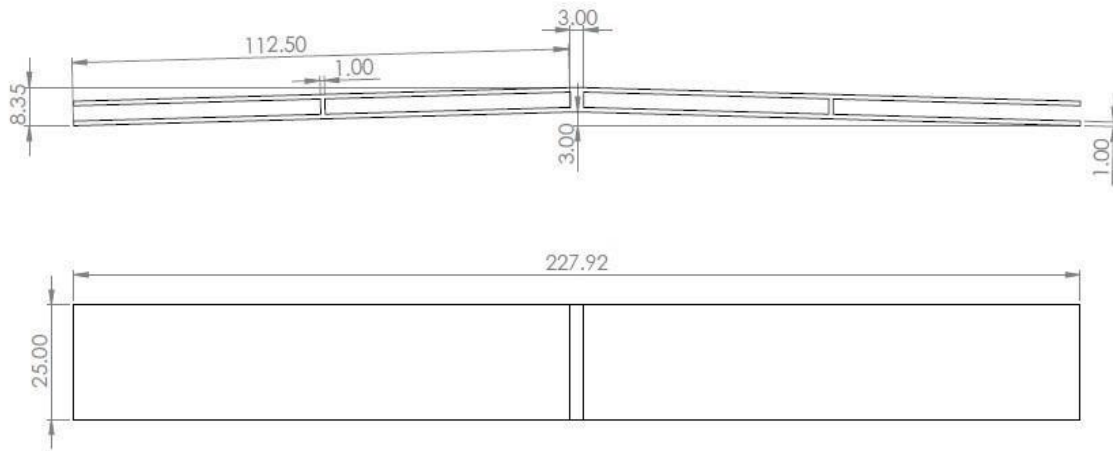
	$D$ [mm]	$d$ [mm]	$h$ [mm]
$k_s$	8	3	5

**Πίνακας 4.3:** Διαστάσεις των ελαστικών μαξιλαριών για την υλοποίηση των στοιχείων θετικής στιβαρότητας  $k_s$  (Υλικό: ελαστικό χλωροπρενίου με 7% αιθάλη – CR07)

## 4.2 Στοιχείο Αρνητικής Στιβαρότητας

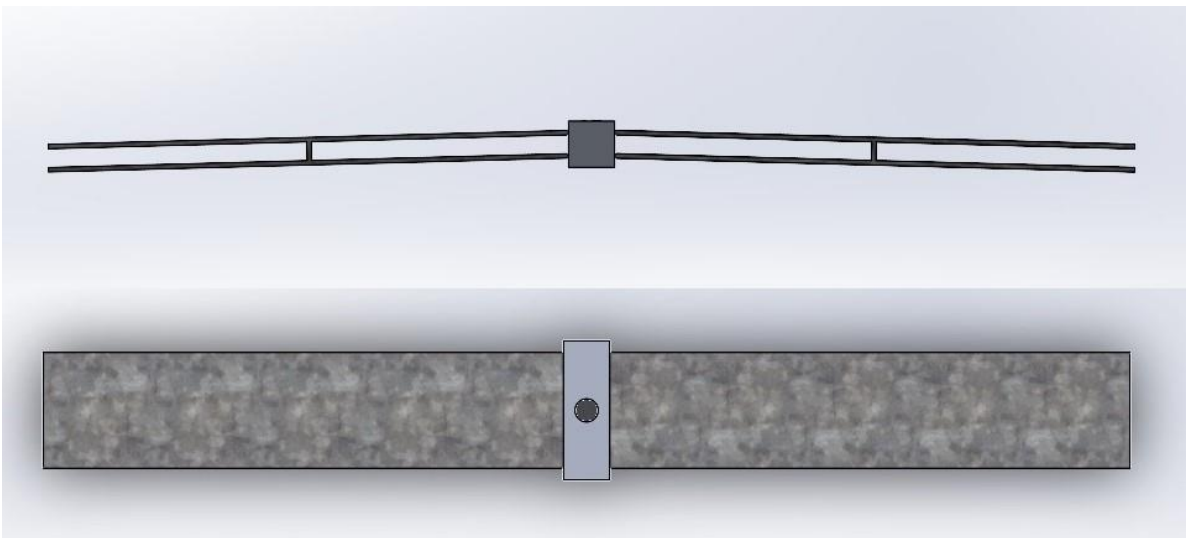
Στην εφαρμογή αυτή, το στοιχείο αρνητικής στιβαρότητας υλοποιείται με κεκλιμένες προεντεταμένες δοκούς. Οι διαστάσεις των επιλεγμένων δοκών φαίνονται στην **Εικόνα 4.7** όπου τρεις (3) πλαστικοί αποστάτες (υλικό: ABS) ενώνουν τις δύο (2) χαλύβδινες πλάκες και αναγκάζουν τις δοκούς να λυγίσουν στις απαιτούμενες θέσεις. Όπως και προηγουμένως εφαρμόζεται μια FE Rik ανάλυση για να γίνει αντιληπτή η

δισταθής συμπεριφορά και να αποκτηθούν οι καμπύλες δύναμης-μετατόπισης όπως φαίνονται στην **Εικόνα 4.9**.

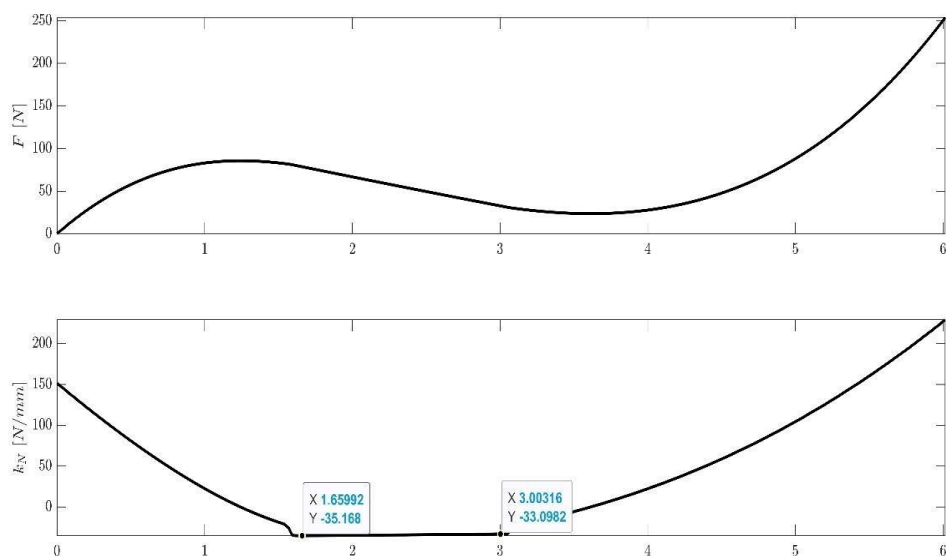


**Εικόνα 4.7:** Γεωμετρία του στοιχείου αρνητικής στιβαρότητας

Το εύρος της κάθετης μετατόπισης  $s$  όπου η κατασκευή παρουσιάζει τα επιθυμητά χαρακτηριστικά αρνητικής στιβαρότητας είναι γύρω από την επίπεδη θέση των δοκών όπου η επαγόμενη δύναμη και η στιβαρότητα έχουν την μέγιστη αρνητική τιμή τους.



**Εικόνα 4.8:** Απεικόνιση του στοιχείου αρνητικής στιβαρότητας με τη χρήση του λογισμικού Solidworks



**Εικόνα 4.9:** Καμπύλες δύναμης-μετατόπισης και μέτρου στιβαρότητας-μετατόπισης του αρνητικού στοιχείου στιβαρότητας

## 5. Προσομοιώσεις

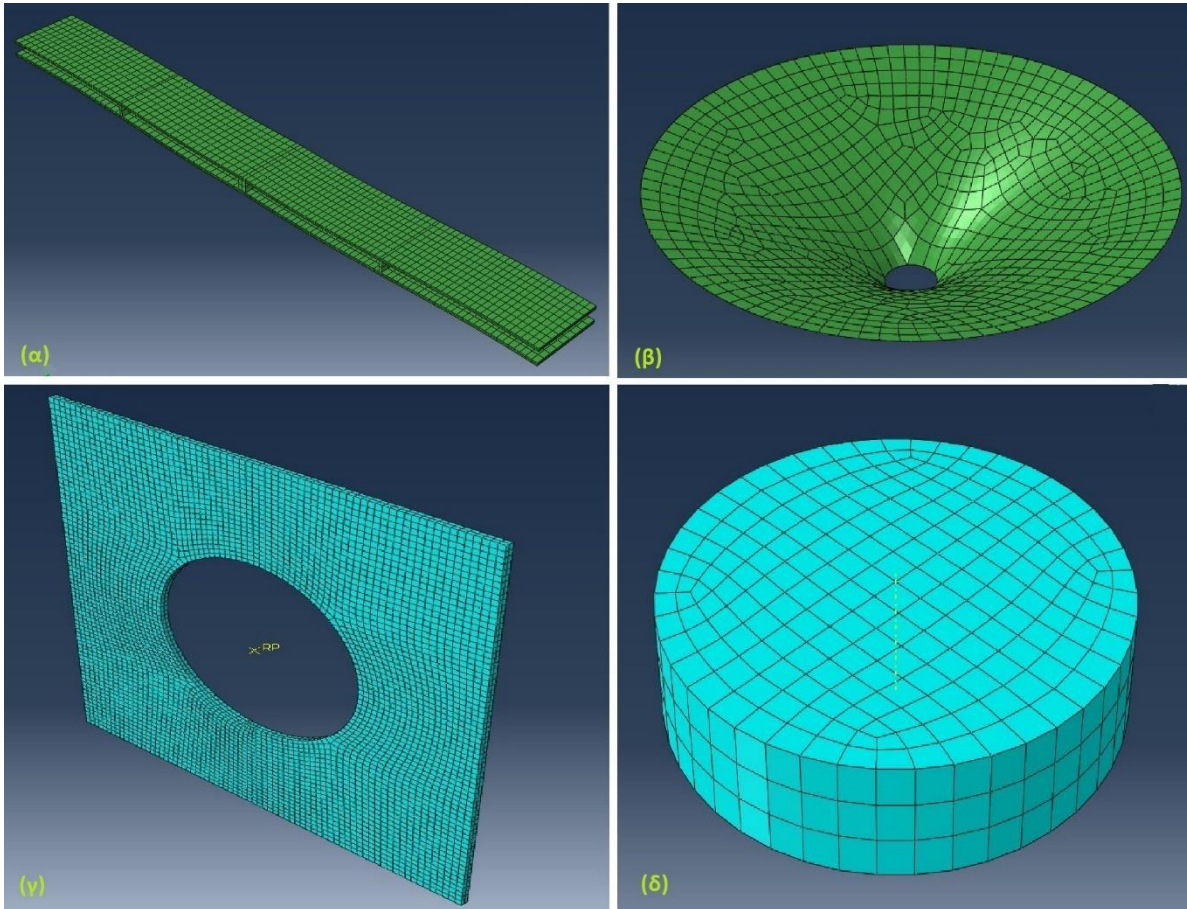
Μετά την αναλυτική εξέταση και το σχεδιασμό της συναρμολογημένης κατασκευής και των ξεχωριστών κομματιών της, ακολουθούν οι προσομοιώσεις της κατασκευής με τη χρήση του λογισμικού ABAQUS<sup>®</sup> ώστε να διαπιστωθεί η επίδραση των στοιχείων στιβαρότητας στην ακουστική απόδοση του ηχείου. Αυτό είναι ιδιαίτερα σημαντικό για την επαλήθευση των αναλυτικών αποτελεσμάτων και για να διαπιστωθεί αν η ιδέα μπορεί να υλοποιηθεί επιτυχώς για περισσότερες πειραματικές μετρήσεις. Για τις συγκρίσεις αυτές, όσον αφορά το μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων (FE model), τα στοιχεία απόσβεσης μοντελοποιούνται ως ιξώδεις αποσβεστήρες σε αυτό το στάδιο. Οι ιδιότητες απόσβεσης των ελαστικών μαξιλαριών αναπαρίστανται με αυτό τον τρόπο, προκειμένου το FE μοντέλο να έχει ακριβώς τις ίδιες ιδιότητες με το μη-γραμμικό αναλυτικό μοντέλο.

### 5.1 Μοντέλο Πεπερασμένων Στοιχείων

Τα διάφορα τμήματα της συναρμολόγησης παρουσιάζουν διαφορετικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά, συνεπώς χρησιμοποιούνται διαφορετικά είδη στοιχείων για την διακριτοποίηση τους στο λογισμικό ABAQUS. Αναλυτικά, το στοιχείο αρνητικής στιβαρότητας και το εξωτερικό πλαίσιο διακριτοποιούνται από τετραγωνικά συμπαγή εξαεδρικά στοιχεία 20 κόμβων (C3D20R), η μεμβράνη από τετραγωνικά και τριγωνικά στοιχεία μεμβράνης 8 κόμβων (M3D8R και M3D6) και ο σύνδεσμος με γραμμικά συμπαγή εξαεδρικά στοιχεία 8 κόμβων (C3D8R). Η διακριτοποίηση αυτή των στοιχείων φαίνεται στην **Εικόνα 5.1**.

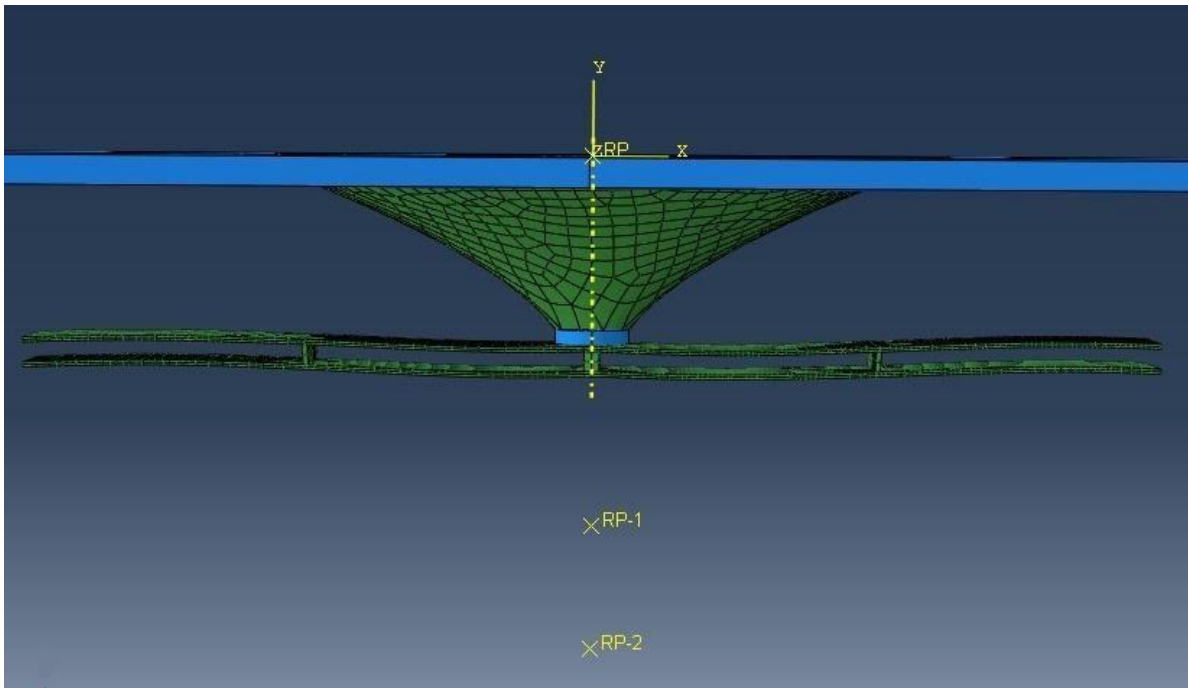
Η προσομοίωση πεπερασμένων στοιχείων διαιρείται σε τρία βήματα. Αρχικά, τόσο το στοιχείο αρνητικής στιβαρότητας όσο και η μεμβράνη προσομοιώνονται ξεχωριστά. Στο στοιχείο αρνητικής στιβαρότητας εφαρμόζεται στο μέσο της κάτω πλευράς του κατάλληλη μετατόπιση ( $\Delta y = h_0$ ) μέχρις ότου αυτό έρθει στην επίπεδη θέση, όπου η αρνητική στιβαρότητα παρουσιάζει την μέγιστη τιμή της. Στη μεμβράνη, εφαρμόζεται επίσης μια κατάλληλη μετατόπιση ( $\Delta y = \frac{\sin \theta}{r}$ ) στην εσωτερική της διάμετρο, δηλαδή μέχρι την τελική θέση της μεμβράνης στη συναρμολογημένη κατασκευή. Στη συνέχεια, το προεντεταμένο στοιχείο αρνητικής στιβαρότητας και η προεντεταμένη μεμβράνη εισάγονται σε ένα νέο μοντέλο μαζί με τα υπόλοιπα στοιχεία του σχεδιασμού. Το δεύτερο βήμα είναι ένα βήμα χαλάρωσης, όπου εκτός από τις κατάλληλες οριακές συνθήκες, τους περιορισμούς και τις αλληλεπιδράσεις των στοιχείων, δεν ασκείται κανένα φορτίο και δεν εφαρμόζεται καμία αρχική συνθήκη. Ο σκοπός αυτού του βήματος είναι ο υπολογισμός της θέσης ισορροπίας της συναρμολόγησης, από τη

στιγμή που το στοιχείο αρνητικής στιβαρότητας και η μεμβράνη αλληλεπιδράσουν με την κατασκευή. Τέλος, μπορεί να εφαρμοστεί μια οποιαδήποτε μορφής διέγερση στην κάτω πλευρά του αρνητικού στοιχείου στιβαρότητας ώστε να αποκτηθεί η απόκριση της συναρμολόγησης.



**Εικόνα 5.1:** Διακριτοποίηση των τμημάτων της συναρμολόγησης: (α) στοιχείο αρνητικής στιβαρότητας (β) μεμβράνη (γ) εξωτερικό πλαίσιο (δ) σύνδεσμος

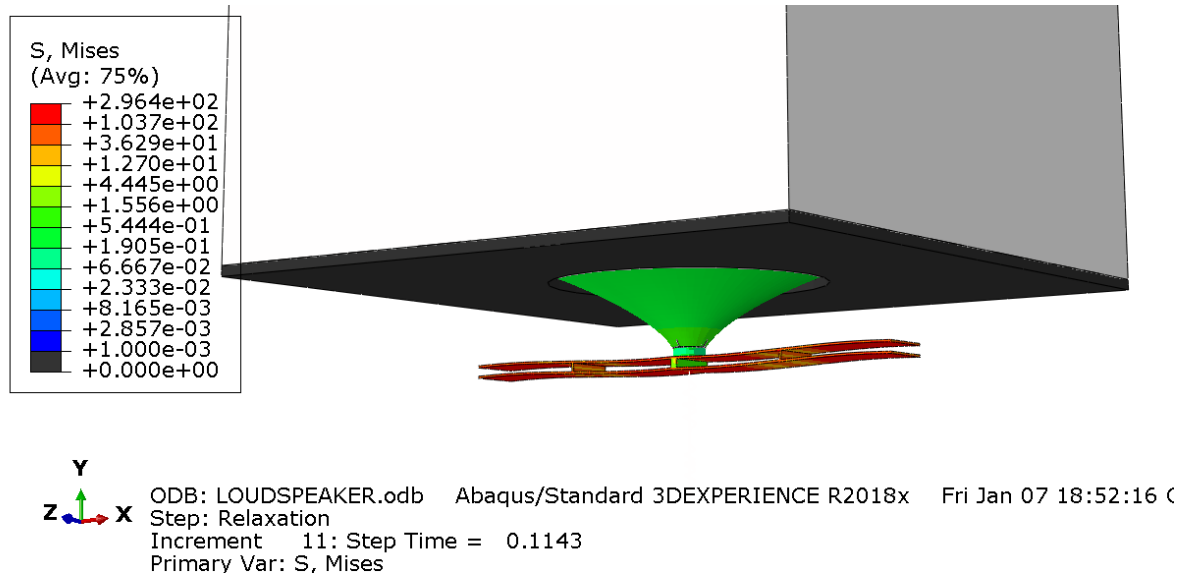
Η διάταξη όπως αυτή μοντελοποιήθηκε στο ABAQUS παρουσιάζεται στην **Εικόνα 5.2**.



**Εικόνα 5.2:** Διάταξη του μοντέλου

Το βήμα χαλάρωσης είναι ιδιαίτερης σημασίας για τον επιπρόσθετο λόγο ότι αναλυτικά είναι πολύ δύσκολο να υπολογιστεί το ακριβές σημείο της θέσης ισορροπίας της συναρμολόγησης μέσω των εξισώσεων στατικής ισορροπίας. Κάτι τέτοιο υφίσταται λόγω της ύπαρξης του στοιχείου αρνητικής μετατόπισης. Αυτό σημαίνει, δεδομένης της αρχικής κατάστασης του, είτε η επίπεδη θέση όπου  $y = 0$  ή μια μικρή απόκλιση από τη θέση αυτή θα είναι η θέση ισορροπίας. Ωστόσο, η δυναμική προσομοίωση της συναρμολόγησης θεωρεί στιγμιαίες αντιδράσεις από τα ελατήρια  $k_P$  καθώς και πιθανή παραμόρφωση της προεντεταμένης μεμβράνης, παρέχοντας με τον τρόπο αυτό ένα ρεαλιστικό σενάριο όπου η κατάσταση ισορροπίας της συναρμολόγησης, όπου οι πλάκες του στοιχείου αρνητικής μετατόπισης δεν είναι ακριβώς στην επίπεδη θέση όπως ήταν αρχικά (**Εικόνα 5.3**).



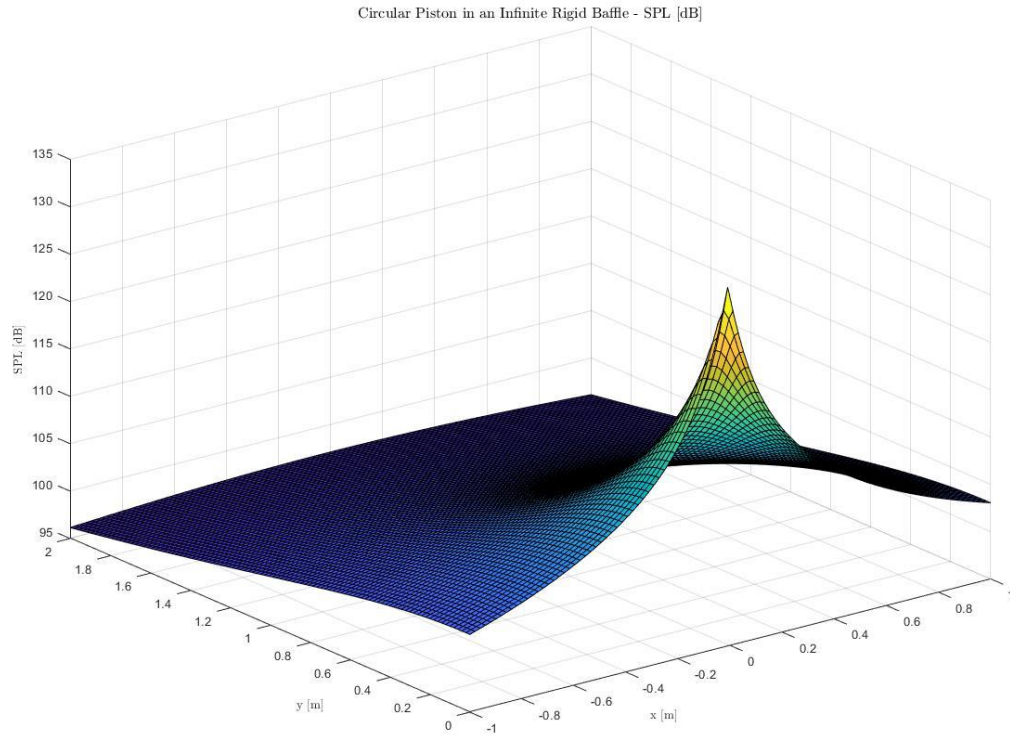


**Εικόνα 5.3:** Διάταξη του μοντέλου μετά το βήμα χαλάρωσης

Συνεπώς, η αρνητική σιβαρότητα δεν έχει πλέον τη μέγιστη τιμή της, αλλά μία ελαφρώς χαμηλότερη.

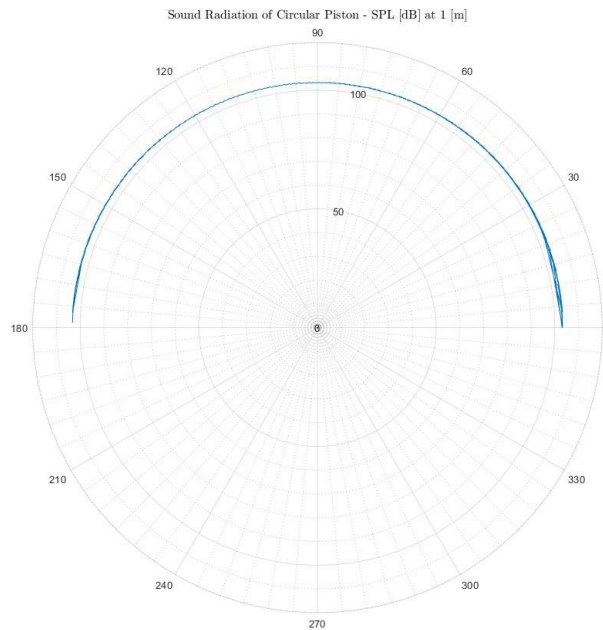
## 5.2 Συγκρίσεις

Τελικά, μία σύγκριση μεταξύ των μη-γραμμικών αναλυτικών αποτελεσμάτων και των αποτελεσμάτων από το μοντέλο πεπεραμένων στοιχείων του ABAQUS παρουσιάζεται για την περίπτωση την αρμονικής διέγερσης στη συχνότητα σχεδιασμού των 100Hz, ώστε να διαπιστώσουμε αν η διαστασιοποίηση του ηχείου που είναι βασισμένη στους θεωρητικούς υπολογισμούς, ανταποκρίνεται επαρκώς στην πράξη για την συχνότητα σχεδιασμού.



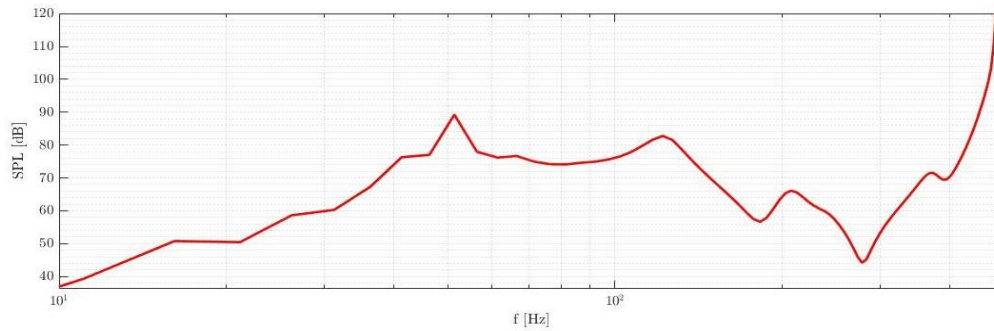
**Εικόνα 5.4:** SPL [dB] σε ένα ενδεικτικό x-y-z πεδίο

Το επίπεδο ηχητικής πίεσης SPL που προκύπτει από την αναλυτική αξιολόγηση του μοντέλου φαίνεται στην **Εικόνα 5.4** ενώ το αντίστοιχο SPL σε απόσταση 1 m σε πολικές συντεταγμένες φαίνεται στην **Εικόνα 5.5**. Σύμφωνα λοιπόν με τη μέθοδο μοντελοποίησης της  $\theta$ -axis προσέγγισης του κυκλικού εμβόλου σε θεωρητικό πλαίσιο απείρου μήκους, προκύπτει ότι το ηχείο θα παράγει περίπου 115 dB σε απόσταση 1 m καθιστώντας το ιδανικό για τις απαιτήσεις μίας διάταξης Active Noise Control.



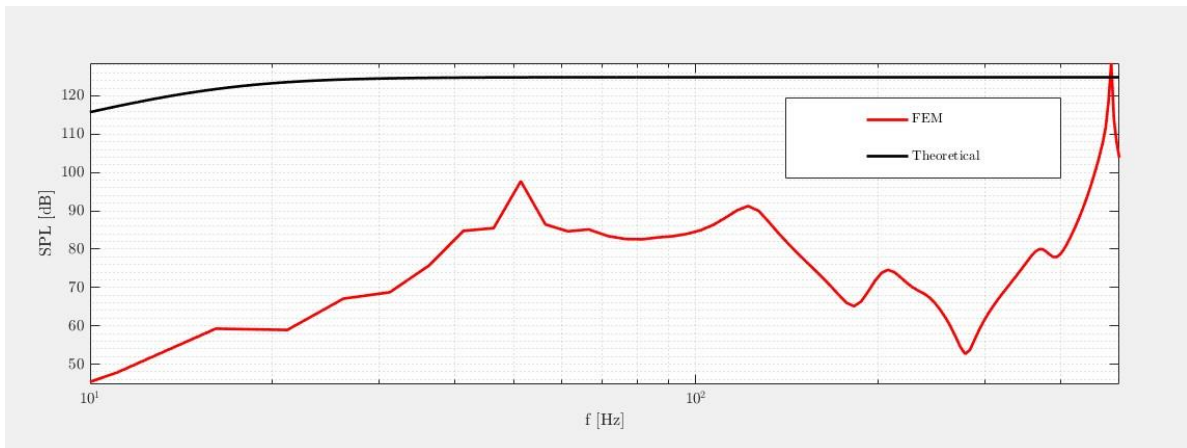
**Εικόνα 5.5:** SPL [dB] σε απόσταση 1 m, σε πολικές συντεταγμένες

Αντίστοιχα το επίπεδο ηχητικής πίεσης SPL που προέκυψε από την προσομοίωση πεπερασμένων στοιχείων παρουσιάζεται στην **Εικόνα 5.6**. Οι απότομες κορυφές στην απόκριση συχνότητας στις διάφορες ιδιοσυχνότητες του μοντέλου οφείλονται στην μη μοντελοποίηση αποσβέσεων.



**Εικόνα 5.6:** Επίπεδο ηχητικής πίεσης σε απόσταση 1 m όπως αυτό προκύπτει από την προσομείωση πεπερασμένων στοιχείων

Από τα αποτελέσματα των δύο αναλύσεων, προκύπτουν διαφορές, οι οποίες γίνονται καλύτερα αντιληπτές στην **Εικόνα 5.7**. Η ύπαρξη διαφοράς μεταξύ των δύο καμπυλών είναι αρχικά αναμενόμενη από την στιγμή που γίνεται σύγκριση με ένα ιδεατό μοντέλο το οποίο έχει μόνο δύο βαθμούς ελευθερίας. Ο λόγος όμως που η διαφορά φαίνεται να είναι τόσο μεγάλη είναι η απουσία κουτιού για το ηχείο στην προσομοίωση. Αυτό οδηγεί σε απώλεια της μισής ακουστικής πίεσης στο πίσω μισό του ηχείου και συνεπώς το SPL είναι αναμενόμενα χαμηλότερο.



**Εικόνα 5.7:** Σύγκριση θεωρητικών αποτελεσμάτων και αποτελέσματος προσομοίωσης FEM για το επίπεδο ηχητικής πίεσης SPL

### 5.3 Συμπεράσματα

Σε αυτή την διπλωματική εργασία, παρουσιάστηκε η ιδέα ενός εναλλακτικού ηχείου για ενεργητικό έλεγχο χαμηλόσυχνου θορύβου. Η προτεινόμενη ιδέα είναι βασισμένη στην ιδέα του KDamper. Αρχικά, έγινε παρουσίαση της θεωρίας του Active Noise Control καθώς και των συμβατικών ηχείων και των προβλημάτων που αυτά αντιμετωπίζουν στην παραγωγή ποιοτικού ήχου στις χαμηλές συχνότητες. Στη συνέχεια, μέσω μια τυπικής μελέτης για τις εφαρμογές ακουστικής, αποδείχθηκε ότι είναι δυνατή η παραγωγή ήχου υψηλής ποιότητας στο φάσμα των χαμηλών συχνοτήτων. Συνεπώς, η προτεινόμενη ιδέα του ηχείου που βασίζεται στον KDamper είναι εξαιρετικά ικανή στην ακουστική μόνωση χαμηλόσυχνου θορύβου χωρίς την χρήση των μεγάλων μαζών των συμβατικών ηχείων και χωρίς καμία επιπρόσθετη πολυπλοκότητα που θα την καθιστούσε δύσκολη προς εφαρμογή. Τέλος, προκειμένου να καταστεί σαφές πως η ιδέα αυτή είναι επιτεύξιμη, παρέχονται προκαταρκτικά σχέδια των ουσιαστικών τμημάτων του ηχείου. Κατάλληλες

τεχνολογικές εφαρμογές αυτής της ιδέας μπορούν να οδηγήσουν σε σημαντικές βελτιώσεις όλων των τύπων εφαρμογών χαμηλής συχνότητας, με έμφαση στον ενεργητικό έλεγχο χαμηλόσυχνου θορύβου.

## 6. Βιβλιογραφία

- [1] M. G. Silk. "Electromagnetic Acoustic Transducers", Ultrasonic Transducers for Nondestructive Testing., pp. 111-119. Adam Hilger Ltd, Bristol, 1984.
- [2] I. M. Rossi. Electroacoustique, volume XXI, Traité d'électricité de l'EPFL, ISBN 2-88074-061-4. PPUR, CH-1015 Lausanne, Switzerland, 1986.
- [3] Robert H. Munnig Stewart, Low Frequency Sound Generation by Loudspeaker Drivers, RMS Acoustics & Mechatronics and Grimm Audio, 2017.
- [4] Kolbrek, Bjørn, "Horn Theory: An Introduction". Part 1, Part2, AudioXpress magazine, May 19, 2017.
- [5] Takashi Ohyaba, Yoichi Suzuki, "Dv RIBBON-TYPE LOUDSPEAKER", Rectangular magnetic circuit for speaker, Japan, 1983.
- [6] A. A. Janszen, An electrostatic loudspeaker development, Journal of the Audio Engineering Society, 1955
- [7] Pierrick Lotton, Michel Bruneau, Zdenek Škvor, Anne-Marie Bruneau, Applied Acoustics Volume 58, Issue 4, pages 419-442, December 1999.
- [8] Ioannis A Antoniadis, Stratis A Kanarachos, Konstantinos Gryllias, Ioannis E Sapountzakis, KDamping: A stiffness based vibration absorption concept, Journal of Vibration and Control, 1–19, 2016.
- [9] Dan B. Marghitu, Nicolae Craciunu, "Magnetic loudspeakers", Mechanical Engineer's Handbook Academic Press, 2001.
- [10] Alexander Jones Manuel Paredes, Prestressing of Compression Springs Part 1: theoretical study, Toulouse, 2009.
- [11] Jin Qiu, Jeffrey H. Lang, Alexander H. Slocum, "Curved-Beam Bistable Mechanism", Journal of Microelectromechanical Systems, Volume 13, April 2004.
- [12] A. Paradeisiotis, "Applications of oscillators in energy conversion", NTUA, Athens, 2019.
- [13] Sugimoto, T., Ando, A., Ono, K., Morita, Y., Hosoda, K., Ishii, D., Nakamura, K., "A lightweight push-pull acoustic transducer composed of a pair of dielectric elastomer lms.", The Journal of the Acoustical Society of America 134(5), pages 432-437, 2013.
- [14] Zhu, J., Cai, S., Z., S., "Resonant behavior of a membrane of a dielectric elastomer", International Journal of Solids and Structures 47(24), pages 3254-3262, 2010

## ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

Οι βασικοί κώδικες που αναπτύχθηκαν σε Matlab και χρησιμοποιήθηκαν για την συγκεκριμένη διπλωματική είναι οι ακόλουθοι:

- Για την Modal Analysis του KDamper όπως αυτή αναπτύχθηκε στο Κεφάλαιο 3.4 χρησιμοποιήθηκε ο κώδικας MODAL\_KD.m:

```
function [f1,f2,mi,ki,ci,zi,F,PHI,kS,kP,kN] = MODAL_KD(us,up,un)

% KDAMPER MODAL ANALYSIS

global g KAPA MI RHO FREQ0 mD ZET

OM0 = 2*pi*FREQ0;    OMD = RHO*OM0;
m = mD/MI;    k0 = m*OM0^2;

kS = us*k0; % [N/m]
kP = up*k0; % [N/m]
kN = un*k0; % [N/m]
kD = kP+kN;

cR = ZET*(2*sqrt(k0*m));
cD = ZET*(2*sqrt(kD*mD));

Xst = m*g/kS;    F = k0*Xst;

KM = 1+(1+KAPA)*MI;
OMS = sqrt(kS/m);

a2 = 1;    a1 = OMS^2+KM*OMD^2;    a0 = OM0^2*OMD^2;    DIAK = a1^2-4*a2*a0;

lambda1 = (-a1+sqrt(DIAK))/(2*a2);    lambda2 = (-a1-sqrt(DIAK))/(2*a2);
om1 = sqrt(-lambda1);    om2 = sqrt(-lambda2);
f1 = om1/2/pi;    f2 = om2/2/pi;

omi = [om1 ; om2];
PHI = zeros(2); PHI(1,:) = 1;

for i = 1:2
    PHI(2,i) = ( OMS^2-omi(i)^2 ) / ( OMD^2*(1+KAPA)*MI + 1 );
    mi(i) = m + mD*PHI(2,i)^2;
    ki(i) = omi(i)^2*mi(i);
    ci(i) = cR + cD*(PHI(2,i)-1)^2;
    zi(i) = ci(i)/(2*sqrt(ki(i)*mi(i)));
end

end
```



- Για την βελτιστοποίηση του KDamper σύμφωνα με το Κεφάλαιο 3.5 αναπτύχθηκε ο κώδικας OPT\_KD\_TR.m:

```

% OPTIMIZE KDAMPER INTERNAL VELOCITY

clear all      % clear memory
clc           % clear screen

global g KAPA MI RHO FREQ0 mD ZET

g = 9.81;
% Data for air
[c0, rho0] = deal(343, 1.225);      Z0=c0*rho0;

% Global standard parameters
[FREQ0, mD] = deal(100,0.05);

% lx = 1.2; ly =2.4;
% S = lx*ly;h=0.0125;

%% OPTIMIZATION OF KDAMPER
% Matrices for fmincon
A=[];   b=[];   Aeq=[]; beq=[];

% OPTIMIZATION VARIABLES (KDAMPER NON-DIMENSIONAL PARAMETERS)
% [KAPA MI RHO ZET]
lb=[ 1; 1e-5; 1.331; 0.05]; % Lower bounds
ub=[ 100; 1e-1; 10; 0.7]; % Upper bounds
x0=[ 3; 1e-2; 2; 0.1]; % Initialize

% Call fmincon ('OBJ': objective function , 'CONSTR': Constraints)
[xmin]=fmincon('OBJ',x0,A,b,Aeq,beq,lb,ub,'CONSTR');

% OPTIMAL PARAMETERS
[KAPA,MI,RHO,ZET,us,up,un]=OPTPAR(xmin)
[f1,f2,mi,ki,ci,zi,F,PHI,kS,kP,kN] = MODAL_KD(us,up,un);

omi = 2*pi*[f1 ; f2];
OM0 = 2*pi*FREQ0;   OMD = RHO*OM0;
m = mD/MI;   k0 = m*OM0^2;
kD = kP+kN;
kNL = -kS*kP/(kS+kP);
Kmax=-kNL/(kP+kNL);
KmaxCF = KAPA/Kmax*100;
EPS = 1-kN/kNL;

cS = ZET*(2*sqrt(k0*m));
cD = ZET*(2*sqrt(kD*mD));

```

```

Xst = m*g/kS;    F = k0*Xst;

OMEGA = linspace(0,10*OM0,1000);

for ii = 1:length(OMEGA)
    Q1(ii) = F / (mi(1)*(omi(1)^2-OMEGA(ii)^2) + 1i*ci(1)*OMEGA(ii));
    Q2(ii) = F / (mi(2)*(omi(2)^2-OMEGA(ii)^2) + 1i*ci(2)*OMEGA(ii));
end

figure(); plot(OMEGA./(2*pi),abs(Q1)./Xst,'k','LineWidth',2);
hold on; plot(OMEGA./(2*pi),abs(Q2)./Xst,'r','LineWidth',2);
TTL = []; XLAB = 'Frequency [Hz]'; YLAB = '[-]';
LEG1 = '$\frac{|Q_1(\Omega)|}{X_{st}}$'; LEG2 =
'$\frac{|Q_2(\Omega)|}{X_{st}}$';
[~] = fig_temp2(TTL,XLAB,YLAB,LEG1,LEG2);

%% On-axis approximation
n = 1e+4;
FRi = linspace(1,500,n);
TFV = zeros(n,1);
kapi = zeros(n,1);
ri=1; % Position on axis of symmetry
a = 0.065; % Disk radius
pref = 2e-5; % Reference sound pressure for logarithmic SPL
Aj = pi*(0.0075)^2; % joint area
%pin = 1e+5; % Input pressure
pin = 20/(pi*0.013^2);
% Fin = pin*Aj; % input force
Fin = 20; % input force
for i = 1:n
    OMi(i) = 2*pi*FRi(i);
    kapi(i) = OMi(i)/c0;
    OM2(i) = FRi(i)/f2;
    TFV(i) = Fin * 1/mi(2) * 1/sqrt( (1/OM2(i)^2-1)^2 + (ci(2)/mi(2))^2 );
    % On-axis impedance and sound pressure
    Zr_oa(i) = Z0 * exp(-1i*kapi(i)*ri) - exp(-1i*kapi(i)*sqrt(ri^2+a^2));
    p_oa(i) = Zr_oa(i) * TFV(i);
    % Expressed as logarithmic Sound Pressure Level (SPL)
    SPL_oa(i) = 20*log10(sqrt(2)/2 * abs(p_oa(i))/pref);
end

%% PLOTS
% Velocity Frequency Response
figure()
plot(FRi,TFV,'k','LineWidth',2)
TTL = 'Velocity'; XLAB = 'Frequency [Hz]'; YLAB = '$|\dot{y}|$ [m/s]';
[~] = fig_temp(TTL,XLAB,YLAB); xlim([0 1000])

% On-axis SPL
figure()
semilogx(FRi,SPL_oa,'k','LineWidth',2)
TTL = 'On-axis SPL'; XLAB = 'Frequency [Hz]'; YLAB = '$SPL_{oa}$';
    
```

```
[~] = fig_temp(TTL,XLAB,YLAB);

% KDamper Transfer Functions
[TF,X,Y] = KD_TFs(m,mD,kS,kP,kN,cS,cD,k0);
```

- Για τον υπολογισμό του επιπέδου ηχητικής πίεσης SPL του αναλυτικού μοντέλου, αναπτύχθηκε ο κώδικας LOUDSPEAKER.m:

```
clc
clear all

global k w T p_0rms ro c0 Z0 S radius

f = 0.05e+3; %Frequency [Hz]
[w,k,T,lambda,ro,c0,p_0rms] = INPUT(f);
t = [0:T/16:T]; %Simulation Time

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% (M x N) Grid on y-x plane
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%Inputs: Length xx',Length yy',Points on Ox, Points on Oy
Lx = 2; Ly = 2; M = 100; N = 100;

[x0,y0,Dx,Dy] = GRID(Lx,Ly,M,N);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% MODEL OF CIRCULAR PISTONS SECONDARY SOURCES
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Circular piston parameters %%%%%%%%%
pst_cnt = [ round(M/2) 1]; %Position of center
src_x = pst_cnt(1); src_y = pst_cnt(2);
radius = 0.065; %Piston radius
S = pi*radius^2; %Piston Surface
Z0 = ro*c0; %Free space field impedance [Ns/m^3]

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Volume Velocity
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
u_rms = 1;
q = u_rms*S; %[10^-6 m^3/s]

%Intensity and Power generated by each loudspeaker at 1m considering
spherical propagation
Iref = p_0rms^2/(ro*c0);
Pref = 1e-12;
```

```
[ PSEC,SPsL,p1m,pmic,I1m,P1m,theta ] = RIGID_PISTON( q,pst_cnt,x0,y0,M,N,t
);

% Pressure(iter).fld(h,1) = p1m;
% Pr_mic(iter).fld(h,1) = pmic;
% Intensity(iter).fld(h,1)=I1m;
% Power(iter).fld(h,1)=P1m;
%
Pr_dB = 20*log10(p1m/p_0rms)
Pr_mic_dB = 20*log10(pmic/p_0rms)
Int_dB = 10*log10(I1m/Iref)
Pow_dB = 10*log10(P1m/Pref)

figure(1)
surf(x0,y0,SPsL')

title('Circular Piston in an Infinite Rigid Baffle - SPL
[dB]','FontSize',12,'Interpreter','latex')
axonasx=xlabel('x [m]');
set(axonasx,'FontSize',10,'Interpreter','latex')
axonasy=ylabel('y [m]');
set(axonasy,'FontSize',10,'Interpreter','latex')
axonasz=zlabel('SPL [dB]');
set(axonasz,'FontSize',10,'Interpreter','latex')
grid on

i=1;
for m = 1:M
    for n = 1:N
        r = sqrt((x0(m)-x0(src_x))^2 + (y0(n)-y0(src_y))^2);
%         if and(le(r,(1+0.002)),ge(r,(1-0.002)))
            if and(le(r,(1+sqrt(Dx^2+Dy^2))),ge(r,(1-sqrt(Dx^2+Dy^2))))
                th_vec(i) = theta(m,n);
                SPsL_vec(i) = SPsL(m,n);
                metro(i) = r;
                xc(i) = r*cos(th_vec(i));
                yc(i) = r*sin(th_vec(i));
                i = i+1;
            end
        end
    end
end

no = numel(th_vec);

figure(2)
polarplot(th_vec(2:no),SPsL_vec(2:no))
title('Sound Radiation of Circular Piston - SPL [dB] at 1
[m]','FontSize',12,'Interpreter','latex')
grid minor

p = polyfit(xc,yc,4);
xxc = x0;
```

```

yyc = polyval(p,xxc);

figure(3)
scatter(xc,yc)
hold on
plot(xxc,yyc)
title('Grid Points at 1 [m] radius -
Approximation','FontSize',12,'Interpreter','latex')
grid minor
axis tight

% for i = 1:numel(yyc)
%   if and(ge(xxc(m),0),ge(yyc(n),0))
%       ang(i) = atan(yyc(i)/xxc(i));
%   elseif and(lt(xxc(m),0),gt(yyc(n),0))
%       ang(i) = atan(yyc(i)/xxc(i))+pi;
%   elseif and(lt(xxc(m),0),lt(yyc(n),0))
%       ang(i) = atan(yyc(i)/xxc(i))+pi;
%   elseif and(gt(xxc(m),0),lt(yyc(n),0))
%       ang(i) = atan(yyc(i)/xxc(i))+2*pi;
%   end
%   magn(i) = sqrt(xxc(i)^2+yyc(i)^2);
% end
%
% figure(4)
% polarplot(ang,magn)

```

- Για την παρουσίαση των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από την προσομειώση πεπερασμένων στοιχείων αναπτύχθηκε ο κώδικας SPL.m:

```

% clc
% clear all

% Read .txt files
PORfldRe = dlmread('POR_Re.txt');
PORfldIm = dlmread('POR_Im.txt');
freq = dlmread('freq.txt');

NFR = length(freq);
ni = size(PORfldRe);
row = ni(1);
col = ni(2);

rho = 668; h = 0.125; S = 1.2*2.4; P0 = 1; p0rms = 20e-6;
pin = 20/(pi*0.013^2);
%pin = 1e+05;
Z0 = 415; ZF=2*Z0; rair = 1.125; I0 = P0^2/Z0;

```

```

POR = zeros(row,col);
% ACIN = zeros(row,col);
TRF = zeros(row,1);
SPrL = zeros(row,1);

for ifr=1:NFR
    ff=freq(ifr);
    om=2*pi*ff;

    for k = 1:col
        POR(ifr,k) = abs(PORfldRe(ifr,k) + 1i*PORfldIm(ifr,k));
    end

    TRF(ifr)= mean(POR(ifr,:));
    SPrL(ifr)=20*log10( pin*abs(TRF(ifr)/p0rms) );
end

figure()
subplot(2,1,1)
loglog(freq,TRF,'r','LineWidth',2);hold on;
TTL = []; XLAB = ''; YLAB = '$\frac{\tilde{p}_{out}}{\tilde{p}_{in}} \sim [-] $';
[~] = fig_temp(TTL,XLAB,YLAB); xlim([10 500]); grid minor

subplot(2,1,2)
semilogx(freq,SPrL,'r','LineWidth',2);hold on;
XLAB = 'f [Hz]'; YLAB = 'SPL [dB]';
[~] = fig_temp(TTL,XLAB,YLAB); xlim([10 500]); grid minor

```

- Για τον υπολογισμό των διαστάσεων του ελατηρίου  $k_s$  βάσει του Κεφαλαίου

#### 4.1.1 αναπτύχθηκε ο κώδικας HEL\_SPR.m:

```

clc
clear all

G = 79.3e+3; %Shear Modulus of elasticity [MPa] - Music Wire
E = 207e+3; %Young's Modulus [MPa] - Music Wire

G = 875; %Shear Modulus of elasticity [MPa] - ABS
E = 2588; %Young's Modulus [MPa] - ABS

Na = 4; %Number of active coils
D = 10.5; %Mean diameter [mm]
d = 2; %Wire diameter [mm]
Hf = 30; %Free Height [mm]

TYPE = 2;

```

```

% 1 : Plain (Ne=0)
% 2 : Plain and Ground (Ne=1)
% 3 : Squared (Ne=2)
% 4 : Squared and Ground (Ne=2)
% Ne: Number of end coils

%%
C = D/d; %Spring Index
if lt(C,4)
    'Warning: Impractical to manufacture'
end

if TYPE == 1
    N = Na; %Total No of coils
    P = (Hf-d)/Na; %Coil Pitch [mm]
    Hs = d*(N+1); %Solid Height
elseif TYPE == 2
    N = Na+1; %Total No of coils
    P = Hf/(Na+1); %Coil Pitch [mm]
    Hs = d*N; %Solid Height
elseif TYPE == 3
    N = Na+2; %Total No of coils
    P = (Hf-3*d)/Na; %Coil Pitch [mm]
    Hs = d*(Nt+1); %Solid Height
elseif TYPE == 4
    N = Na+2; %Total No of coils
    P = (Hf-2*d)/Na; %Coil Pitch [mm]
    Hs = d*N; %Solid Height
end

if ge(Hs,Hf)
    'Error: Solid height >= Free Height'
end
Pang = atan(P/(pi*D)) * 180/pi;

%Spring Rate
K = G*d^4/(8*D^3*Na);

%% Investigation
ks = 1997646.3245e-3; kp = 144035.5952e-3;

Ci = [3:0.1:5];
for Di = 10:5:30
    for i = 1:numel(Ci)
        di(i) = Di/Ci(i);
        Ki(i) = (G/(8*Na))*Ci(i)^(-3)*di(i);
    end
    plot(Ci,Ki); hold on
end
plot([min(Ci) max(Ci)], [ks ks], 'k--'); hold on;
plot([min(Ci) max(Ci)], [kp kp], 'r--'); hold on;
plot([min(Ci) max(Ci)], [K K], 'b-.'); hold off

```

```
TITLE = '\textbf{Spring Rate}'; XLAB = '$\mathbf{C}$'; YLAB =  
'$\mathbf{K \ : \ [N/mm]}$';  
LGND = char('$D = 10 mm$', '$D = 15 mm$', '$D = 20 mm$', '$D = 25 mm$', '$D =  
30 mm$', '$k_s$', '$k_p$', 'K');  
%PLOT_PRPTS (TITLE, XLAB, YLAB, LGND);
```

--- Τέλος εγγράφου ---