



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών

Τομέας Μηχανολογικών Κατασκευών και Αυτομάτου Ελέγχου

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

*Σχεδιασμός και έλεγχος σερβοϋδραυλικής
τράπεζας ταλαντώσεων δύο βαθμών ελευθερίας
για δοκιμές σε κατασκευές*

*Design and control of a two degree of freedom
servohydraulic shake table for structural testing*

Του Φοιτητή

Τουλιάτου Βασιλείου

Επιβλέπων

Σπιτάς Βασίλειος, Επίκουρος Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Οκτώβριος 2019

Ευχαριστίες

Ολοκληρώνοντας τις σπουδές μου με την παρούσα διπλωματική εργασία θα ήθελα να ευχαριστήσω εκείνους που κατά τη διάρκεια της εκπόνησης της αλλά και καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου στη σχολή Μηχανολόγων στάθηκαν δίπλα μου.

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή μου, κύριο Βασίλειο Σπιτά, για την πολύτιμη καθοδήγησή του και τον πολύ χρόνο που μου αφιέρωσε για την επίλυση αποριών καθώς ήταν πάντοτε πρόθυμος να βοηθήσει ανεξαρτήτως ώρας και ημέρας. Φυσικά, ο κύριος Σπιτάς διέθετε πάντα μέρος του χρόνου του για να με βοηθήσει σε κάθε έτος σε παλαιότερες εργασίες του. Ο τρόπος εργασίας του και η αφοσίωση του στο αντικείμενο του είναι δύο αξιοζήλευτα στοιχεία του. Τέλος, θα ήθελα να αναφέρω ότι η βοήθεια που μου έχει προσφέρει δεν σταματά στο τεχνικό αντικείμενο, καθώς με τις συμβουλές του με έχει βοηθήσει να αποφασίσω ποιο θα είναι το επόμενο βήμα της καριέρας μου.

Επιπλέον, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κύριο Ευστράτιο Τσολάκη, διδακτορικό φοιτητή του εργαστηρίου. Λόγω των γνώσεων και της εμπειρίας που έχει, είχε καταλυτικό ρόλο στην αντιμετώπιση κάποιων τεχνικών προβλημάτων κατά τη διάρκεια της διπλωματικής μου εργασίας.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματεύεται την ανάπτυξη μίας υδραυλικά επενεργούμενης σεισμικής τράπεζας δύο βαθμών ελευθερίας. Αφού γίνει στο 1^ο κεφάλαιο μια περιγραφή της λειτουργίας της τράπεζας καθώς και των σειсмоγραφημάτων που χρησιμοποιήθηκαν για το σχεδιασμό της ώστε να προκύψουν οι κατασκευαστικές προδιαγραφές, η ανάλυση προχωρά σε 4 επιπλέον κεφάλαια. Πρώτα μελετούνται οι δυναμικές εξισώσεις της κάθε κίνησης για τον υπολογισμό των μέγιστων φορτίων. Έπειτα, ολοκληρώνεται ο σχεδιασμός του μηχανικού υποσυστήματος, έπειτα του υδραυλικού και τέλος γίνεται η μαθηματική μοντελοποίηση της κατασκευής και προτείνεται νόμος ελέγχου. Στο 3^ο κεφάλαιο μελετούνται ένα προς ένα τα επιμέρους στοιχεία μηχανών που απαρτίζουν την κατασκευή, δηλαδή η πλατφόρμα τοποθέτησης του φορτίου, οι υδραυλικοί κύλινδροι καθώς και τα στοιχεία σύνδεσης αυτών με την πλατφόρμα, οι γραμμικοί οδηγοί και ο σκελετός της μηχανής. Για κάθε ένα στοιχείο αναπτύσσονται προσομοιώσεις αντοχής, ενώ για τα μέρη της κατασκευής που κρίνονται μεγάλου μήκους γίνεται και ανάλυση ιδιοσυχνοτήτων για την αποφυγή φαινομένου συντονισμού. Στο επόμενο κεφάλαιο αναλύεται σε βάθος το υδραυλικό υποσύστημα. Πρώτο βήμα είναι η περιγραφή του υδραυλικού κύκλωματος. Το κύκλωμα διαιρείται σε δύο μέρη, ένα υπεύθυνο για τη φόρτιση του συσσωρευτή και ένα για τη διαξαγωγή του πειράματος. Έπειτα, με χρήση των βασικών προδιαγραφών αλλά και των σημαντικών διαστάσεων του μηχανικού συστήματος επιλέγονται τα κατάλληλα υδραυλικά εξαρτήματα όπως οι σερβοβαλβίδες, ο συσσωρευτής και άλλα σημαντικά στοιχεία όπως οι βαλβίδες κατεύθυνσης της ροής και το ασφαλιστικό πίεσης. Τέλος, το υδραυλικό κύκλωμα υλοποιείται μέσω υδραυλικών τάκων. Το 5^ο και τελευταίο κεφάλαιο πραγματεύεται τη μαθηματική μοντελοποίηση της δυναμικής της κατασκευής και την εύρεση νόμου ελέγχου. Αυτό γίνεται τόσο με τη βοήθεια διαγραμμάτων κατασκευαστικών εταιρειών αλλά και μέσω προσομοιώσεων. Αφού ολοκληρωθεί η διαδικασία αυτή, αναλύονται οι βασικές μεθόδου κλασικού ελέγχου για την τράπεζα και εκλέγεται η μορφή του τελικού κατευθυντή. Τέλος, υπολογίζονται τα κέρδη του ελεγκτή σε διακριτό χρόνο και υπολογίζεται η εξίσωση ελέγχου.

ABSTRACT

The present diploma thesis concerns the development of a hydraulic actuated 2 degree of freedom shake table. After the description of the operation of the table and the use of seismograms for the design in the first chapter, the structure is analyzed in 4 chapters. First of all, the equations of motion are derived in order to calculate the maximum load. Then, the analysis proceeds to the design of the mechanical subsystem, the hydraulic subsystem and at the final chapter the mathematical modeling is made so that a control law is recommended. In the third chapter all the machine elements and components of the structure like the platform, the hydraulic cylinders, the connecting elements between the cylinders and the platform, the linear guides and the frame of the machine are analyzed thoroughly. For each element, static failure tests are performed and for the largest parts of the structure, a modal analysis is performed in order to avoid resonance. In the next chapter the hydraulic subsystem is examined in depth. Firstly, the hydraulic circuit is described. The circuit is divided in two parts, one concerning the charge phase and the other concerning the discharge. Given the dimensions calculated from the previous chapter, hydraulic components are selected such as the accumulator, the servo valves, the directional flow control valves and pressure relief valves. The final part of the second chapter is about the implementation and the construction of the hydraulic subsystem. The third and final chapter concerns the mathematical modeling of the dynamics of the shake table, and the application of a control law. This is achieved through provided diagrams and various simulations. By the end of this procedure, some types of classical control laws are tested and the best one is selected among them. Finally, the calculation of the controller gains are performed in the discrete domain.

Περιεχόμενα

Ευχαριστίες.....	3
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	5
ABSTRACT.....	7
Κατάλογος εικόνων.....	11
Κατάλογος Πινάκων.....	14
1. Περιγραφή της μηχανής.....	15
1.1. Γενική περιγραφή και προδιαγραφές ασφαλούς λειτουργίας.....	15
1.2. Αρχή λειτουργίας.....	15
1.3. Σεισμογραφήματα.....	16
2. Δυναμική Στερεού σώματος.....	20
2.1. Οριζόντια κίνηση.....	20
2.2. Κατακόρυφη κίνηση.....	22
3. Σχεδιασμός μηχανικού υποσυστήματος.....	24
3.1. Σχεδιασμός επίπεδης πλατφόρμας.....	24
3.2. Στοιχείο σύνδεσης κυλίνδρου πλατφόρμας.....	29
3.3. Οριζόντιος κύλινδρος.....	33
3.4. Ευθύγραμμοι οδηγοί.....	37
3.5. Σχεδιασμός επίπεδου δικτυώματος.....	41
3.6. Κατακόρυφος κύλινδρος.....	45
3.7. Σχεδιασμός σκελετού μηχανής.....	50
4. Σχεδιασμός υδραυλικού υποσυστήματος.....	54
4.1. Εισαγωγή.....	54
4.2. Υδραυλικό κύκλωμα.....	54
4.3. Σερβοβαλβίδες.....	55
4.3.1. Λόγος χρήσης.....	55
4.3.2. Τρόπος λειτουργίας.....	56
4.3.3. Τοποθέτηση στο σύστημα.....	56
4.3.4. Επιλογή σερβοβαλβίδας.....	59
4.4. Συσσωρευτής.....	64
4.4.1. Τοποθέτηση συσσωρευτή.....	64
4.4.2. Στάδια λειτουργίας.....	65

4.4.3.	Τελική επιλογή συσσωρευτή	69
4.5.	Λοιπές Βαλβίδες	70
4.5.1.	Βαλβίδες Κατεύθυνσης της ροής.....	70
4.5.2.	Ασφαλιστικό πίεσης.....	72
4.5.3.	Υλοποίηση του υδραυλικού συστήματος.....	73
5.	Μοντελοποίηση και αυτόματος έλεγχος.....	75
5.1.	Μοντελοποίηση	75
5.1.1.	Μοντελοποίηση σερβοβαλβίδας.....	75
5.1.2.	Μοντελοποίηση λαδιού.....	77
5.1.3.	Μοντελοποίηση σεισμικής τράπεζας	78
5.2.	Αυτόματος έλεγχος	84
5.2.1.	Προδιαγραφές συστήματος κλειστού βρόχου	84
5.2.2.	Διάφοροι νόμοι ελέγχου.....	85
5.2.3.	Κατευθυντής τύπου P	85
5.2.4.	Κατευθυντής τύπου PD.....	90
5.2.5.	Κατευθυντής τύπου PID.....	90
5.2.6.	Κατευθυντής τύπου PI	92
5.2.7.	Ψηφιακός κατευθυντής.....	94
	Βιβλιογραφία	97
I.	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ	98
I.1	Κύριοι κώδικες	98
I.1.1.	Κώδικας υπολογισμού χαρακτηριστικής συσσωρευτή	98
I.1.2.	Κώδικας υπολογισμού κερδών PID, PI controllers σε συνεχή και διακριτό χρόνο	99
I.2.	Βασικές προσομοιώσεις	100

Κατάλογος εικόνων

Εικόνα 1. Προετοιμασία και διαξαγωγή του πειράματος	16
Εικόνα 2. Σεισμική Τράπεζα 2 βαθμών ελευθερίας	16
Εικόνα 3. Διάγραμμα θέσης - χρόνου οριζόντιας κίνησης	17
Εικόνα 4. Διάγραμμα ταχύτητας - χρόνου οριζόντιας κίνησης	17
Εικόνα 5. Διάγραμμα επιτάχυνσης - χρόνου οριζόντιας κίνησης	18
Εικόνα 6. Διάγραμμα θέσης - χρόνου κατακόρυφης κίνησης.....	18
Εικόνα 7. Διάγραμμα ταχύτητας - χρόνου κατακόρυφης κίνησης.....	19
Εικόνα 8. Διάγραμμα επιτάχυνσης - χρόνου κατακόρυφης κίνησης	19
Εικόνα 9. Διάγραμμα δύναμης στο μέγιστο φορτίο - χρόνου οριζόντιας κίνησης	22
Εικόνα 10. Υπολογισμός ιδιοσυχνοτήτων με στηρίξεις της 1ης περίπτωσης	25
Εικόνα 11. Υπολογισμός ιδιοσυχνοτήτων με στηρίξεις της 2ης περίπτωσης	25
Εικόνα 12. Υπολογισμός ιδιοσυχνοτήτων με στηρίξεις της 3ης περίπτωσης	26
Εικόνα 13. Βέλος κάμψης υπό το μέγιστο φορτίο	27
Εικόνα 14. Οριζόντια πλατφόρμα (εξωτερική όψη).....	29
Εικόνα 15. Οριζόντια πλατφόρμα (εσωτερική διαμόρφωση)	29
Εικόνα 16. Αρχικός σχεδιασμός στοιχείου σύνδεσης κυλίνδρου και πλατφόρμας	30
Εικόνα 17. Σκαρίφημα φόρτισης και διαστάσεων στοιχείου σύνδεσης.....	30
Εικόνα 18. Ενδιάμεσος σχεδιασμός στοιχείου σύνδεσης κυλίνδρου και πλατφόρμας.....	31
Εικόνα 19. Τελικός σχεδιασμός στοιχείου σύνδεσης κυλίνδρου και πλατφόρμας	31
Εικόνα 20. Σκαρίφημα φόρτισης τελικού σχεδιασμού στοιχείου σύνδεσης	32
Εικόνα 21 Προσομοίωση στατικού φορτίου στοιχείου σύνδεσης.....	32
Εικόνα 22. Συναρμολόγημα πλατφόρμας - κυλίνδρου και στοιχείου σύνδεσης.....	33
Εικόνα 23. Προσομοίωση λυγισμού οριζόντιου κυλίνδρου (στηρίξεις και φορτία).....	34
Εικόνα 24. Αποτελέσματα προσομοίωσης λυγισμού οριζόντιου κυλίνδρου	34
Εικόνα 25. Προσομοίωση εφελκυσμού οριζόντιου κυλίνδρου.....	35
Εικόνα 26. Προσομοίωση θλίψης οριζόντιου κυλίνδρου	35
Εικόνα 27. Αποτελέσματα προσομοίωσης εφελκυσμού οριζόντιου κυλίνδρου	35
Εικόνα 28. Αποτελέσματα προσομοίωσης θλίψης οριζόντιου κυλίνδρου	36
Εικόνα 29. Οριζόντιος κύλινδρος.....	37
Εικόνα 30. Αρχική θέση οδηγών	37
Εικόνα 31. Τελική θέση οδηγών	38
Εικόνα 32. Έδρανο LUCT	38
Εικόνα 33. Διαστάσεις γραμμικού έσφαιρου εδράνου	39
Εικόνα 34. Συναρμολόγημα εδράνου(1)	40
Εικόνα 35. Συναρμολόγημα εδράνου(2)	40
Εικόνα 36. Συναρμολόγημα επίπεδου δικτυώματος - στάδιο 1	42
Εικόνα 37. Συναρμολόγημα επίπεδου δικτυώματος - στάδιο 2	42
Εικόνα 38. Συναρμολόγημα επίπεδου δικτυώματος - στάδιο 3	43
Εικόνα 39. Υπολογισμός ιδιοσυχνοτήτων επίπεδου δικτυώματος	43
Εικόνα 40. Προσομοίωση υπολογισμού μέγιστης ισοδύναμης τάσης	44
Εικόνα 41. Αποτέλεσμα προσομοίωσης στατικού φορτίου	44
Εικόνα 42. Προσομοίωση λυγισμού κατακόρυφου κυλίνδρου	46
Εικόνα 43. Αποτελέσματα προσομοίωσης λυγισμού κατακόρυφου κυλίνδρου	46

Εικόνα 44. Προσομοίωση εφελκυσμού κατακόρυφου κυλίνδρου	47
Εικόνα 45. Προσομοίωση εφελκυσμού κατακόρυφου κυλίνδρου	47
Εικόνα 46. Αποτελέσματα προσομοίωσης εφελκυσμού κατακόρυφου κυλίνδρου	48
Εικόνα 47. Αποτελέσματα προσομοίωσης θλίψης κατακόρυφου κυλίνδρου	48
Εικόνα 48. Κατακόρυφος κύλινδρος.....	49
Εικόνα 49. Αρχικός σχεδιασμός σκελετού μηχανής	50
Εικόνα 50. Εύρεση ιδιοσυχνοτήτων σκελετού μηχανής.....	51
Εικόνα 51. Εναλλακτικοί σχεδιασμοί σκελετού μηχανής.....	51
Εικόνα 52. Υπολογισός ιδιοσυχνοτήτων τελικού σχεδιασμού σκελετού μηχανής	52
Εικόνα 53. Τελικός σχεδιασμός σκελετού μηχανής	52
Εικόνα 54. Συναρμολόγημα σεισμικής τράπεζας	53
Εικόνα 55. Συναρμολόγημα σεισμικής τράπεζας (σε τομή)	53
Εικόνα 56. Υδραυλικό κύκλωμα.....	54
Εικόνα 57. Υποσυστήματα υδραυλικού κυκλώματος	55
Εικόνα 58. Λειτουργία σερβοβαλβίδας.....	56
Εικόνα 59. Συναρμολόγημα κυλίνδρου σερβοβαλβίδας (1)	58
Εικόνα 60. Συναρμολόγημα κυλίνδρου σερβοβαλβίδας (2)	58
Εικόνα 61. Συναρμολόγημα κυλίνδρου σερβοβαλβίδας (3)	59
Εικόνα 62. Διάγραμμα παροχής - χρόνου	60
Εικόνα 63. Διάγραμμα πίεσης - χρόνου	60
Εικόνα 64. Σερβοβαλβίδα	62
Εικόνα 65. Διάγραμμα πτώσης πίεσης σερβοβαλβίδας.....	62
Εικόνα 66. Πίεση εισόδου στη σερβοβαλβίδα	63
Εικόνα 67. Συσσωρευτής με κύστη και αέριο	64
Εικόνα 68. Συσσωρευτής και βάση συσσωρευτή.....	65
Εικόνα 69. Θέση συσσωρευτή στη συνολική κατασκευή	65
Εικόνα 70. Διακριτές καταστάσεις συσσωρευτή (state 1 - state 3)	66
Εικόνα 71. Χαρακτηριστική καμπύλη πίεσης-όγκου ρευστού συσσωρευτή	68
Εικόνα 72. Διαστάσεις συσσωρευτή (Parker).....	69
Εικόνα 73. Βαλβίδα κατεύθυνσης της ροής	70
Εικόνα 74. Πτώση πίεσης σερβοβαλβίδας κατεύθυνσης της ροής.....	71
Εικόνα 75. Διάγραμμα πτώσης πίεσης.....	72
Εικόνα 76. Ασφαλιστικό πίεσης.....	73
Εικόνα 77. Συναρμολόγημα τάκου - σερβοβαλβίδας.....	74
Εικόνα 78. Συναρμολόγημα τάκου, ασφαλιστικού πίεσης και βαλβίδας κατεύθυνσης της ροής	74
Εικόνα 79. Ροή ισχύος.....	75
Εικόνα 80. Διάγραμμα παρακολούθησης εισόδου βαθμίδας	76
Εικόνα 81. Διάγραμμα Bode σερβοβαλβίδας.....	76
Εικόνα 82. Μοντελοποίηση εργαζόμενου μέσου.....	77
Εικόνα 83. Διάγραμμα ροής υπολογισμού των παραμέτρων του δυναμικού μοντέλου ενός Β.Ε. της σεισμικής τράπεζας	79
Εικόνα 84. Προσομοίωση εισόδου ταχύτητας στο έμβολο.....	80
Εικόνα 85. Απόκριση ταχύτητας πλατφόρμας(1)	80
Εικόνα 86. Απόκριση ταχύτητας πλατφόρμας(2)	81

Εικόνα 87. Υπολογισμός περιόδου ταλάντωσης τράπεζας	81
Εικόνα 88. Διάγραμμα Bode κατασκευής.....	82
Εικόνα 89. Συνάρτηση μεταφοράς ανοικτού βρόχου	84
Εικόνα 90. Δομικό διάγραμμα ελέγχου	85
Εικόνα 91. Διάγραμμα τόπου ριζών κατευθυντή P	86
Εικόνα 92. Διάγραμμα θέσης - χρόνου κατευθυντή P	87
Εικόνα 93. Διάγραμμα θέσης - χρόνου κατευθυντή P (περιοχή A του παραπάνω σχήματος).....	87
Εικόνα 94. Είσοδος παλμού διαταραχής στο σύστημα.....	88
Εικόνα 95. Διάγραμμα θέσης - χρόνου κατευθυντή P με διαταραχή	89
Εικόνα 96. Διάγραμμα θέσης - χρόνου κατευθυντή P με διαταραχή (περιοχή B του παραπάνω σχήματος).....	89
Εικόνα 97. Διάγραμμα θέσης - χρόνου κατευθυντή PID	91
Εικόνα 98. Διάγραμμα θέσης - χρόνου ψηφιακού κατευθυντή	95
Εικόνα 99. Διάγραμμα θέσης - χρόνου ψηφιακού κατευθυντή (περιοχή C του παραπάνω σχήματος) ...	96

Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 1. Προδιαγραφές οριζόντιας και κατακόρυφης κίνησης	15
Πίνακας 2. Πρώτη ιδιοσυχνότητα συναρτήσει των στηρίξεων	26
Πίνακας 3. Μέγιστη τάση και βέλος κάμψης πλατφόρμας.....	27
Πίνακας 4. Πρώτη ιδιοσυχνότητα συναρτήσει του ύψους φορτίου.....	28
Πίνακας 5. Μέγιστη τάση εφελκυσμού και θλίψης στο βάκτρο του οριζόντιου κυλίνδρου	36
Πίνακας 6. Υπολογισμός εξωτερικής διαμέτρου εμβόλου οριζόντιου κυλίνδρου	36
Πίνακας 7. Διαστάσεις εδράνου	39
Πίνακας 8. Μέγιστη τάση εφελκυσμού και θλίψης στο βάκτρο του κατακόρυφου κυλίνδρου	48
Πίνακας 9. Υπολογισμός εξωτερικής διαμέτρου εμβόλου κατακόρυφου κυλίνδρου	49
Πίνακας 10. Μέγιστη παροχή και πίεση σε κάθε κίνηση	61
Πίνακας 11. Μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση και παροχή της σερβοβαλβίδας	62
Πίνακας 12. Πίεση και όγκος εργαζόμενου μέσου σε κάθε στάδιο του συσσωρευτή	68
Πίνακας 13. Διστάσεις συσσωρευτή	69
Πίνακας 14. Μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση και παροχή βαλβίδας κατεύθυνσης της ροής	70
Πίνακας 15. Μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση και παροχή ασφαλιστικού πίεσης	73
Πίνακας 16. Χαρακτηριστικά μεγέθη απόκρισης σερβοβαλβίδας.....	77
Πίνακας 17. Κέρδη κατευθυντή τύπου P.....	86
Πίνακας 18. Κέρδη κατευθυντή τύπου PID	92
Πίνακας 19. Κέρδη κατευθυντή τύπου PI.....	93
Πίνακας 20. Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα νόμων ελέγχου	94
Πίνακας 21. Κέρδη ψηφιακού κατευθυντή τύπου PI.....	95

1. Περιγραφή της μηχανής

1.1. Γενική περιγραφή και προδιαγραφές ασφαλούς λειτουργίας

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματεύεται το σχεδιασμό, τη μελέτη και την κατασκευή μίας σεισμικής τράπεζας δύο βαθμών ελευθερίας (κατακόρυφη και οριζόντια κίνηση). Η μηχανή αυτή δημιουργήθηκε για να γίνουν δοκιμές και να μελετηθεί η δυναμική συμπεριφορά τόσο απλών φορτίων όσο και διαφόρων αντισεισμικών τεχνολογιών. Η έρευνα και ανάπτυξη αντισεισμικών τεχνολογιών είναι καθοριστικής σημασίας για την Ελλάδα καθώς και για άλλες σεισμογενείς χώρες για την ασφάλεια των ανθρωπίνων ζωών και κτηρίων αλλά και για την ακεραιότητα ακριβών μηχανημάτων. Επομένως, κρίνεται αναγκαίο να δημιουργηθούν πλατφόρμες προσομοίωσης σεισμών.

Η τράπεζα έχει σχεδιασθεί με χρήση σειсмоγραφημάτων που έχουν προκύψει από πραγματικούς σεισμούς. Η πλατφόρμα στην οποία τοποθετείται η κατασκευή που μελετάται έχει διαστάσεις $1,2 \times 1,2 \text{ m}$, δέχεται μέγιστη μάζα ενός τόνου ενώ ο παρακάτω πίνακας δείχνει τις προδιαγραφές για τη μέγιστη απομάκρυνση από τη θέση ισορροπίας, ταχύτητα και τέλος την επιτάχυνση των δύο κινήσεων. Οι προδιαγραφές αυτές πρέπει να πληρούνται αυστηρά για την ασφάλεια της μηχανής.

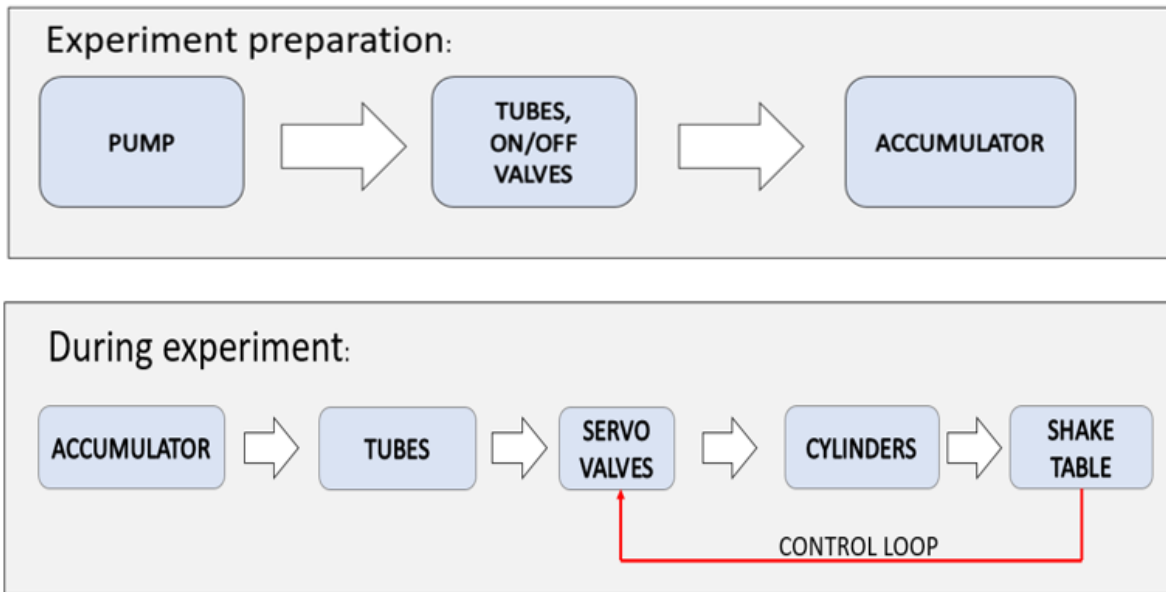
	Horizontal Motion	Vertical Motion
Position (m)	$\pm 0,2$	$\pm 0,05$
Velocity (m/s)	0,8	0,18
Acceleration (m/s²)	1,5	1,5

Πίνακας 1. Προδιαγραφές οριζόντιας και κατακόρυφης κίνησης

1.2. Αρχή λειτουργίας

Το σύστημα μπορεί να χωριστεί σε τρεις περιοχές ως προς τη ροή και διαχείριση της ενέργειας. Το υδραυλικό σύστημα, το μηχανικό σύστημα καθώς και το ηλεκτρικό σύστημα. Το πρώτο λειτουργεί ως πηγή ισχύος, το δεύτερο είναι υπεύθυνο για τον μετασχηματισμό αυτής της ισχύος στην επιθυμητή κίνηση ενώ με το τελευταίο εξασφαλίζεται η ακρίβεια της κίνησης μέσω των αισθητήρων και των νόμων ελέγχου. Αναλυτικότερα, μία αντλία θετικής μετατόπισης αναρροφά λάδι από τη δεξαμενή και φορτίζει έναν συσσωρευτή λαδιού που περιέχει αέριο σε μια αρχική πίεση. Αφού ολοκληρωθεί η διαδικασία αυτή, το πείραμα ξεκινά. Ο συσσωρευτής τροφοδοτεί με λάδι δύο σερβοβαλβίδες που είναι τοποθετημένες πάνω σε δύο υδραυλικούς κυλίνδρους που μετασχηματίζουν την υδραυλική ισχύ σε μηχανική. Ένας αισθητήρας θέσης βρίσκεται πάνω σε κάθε κύλινδρο. Η καταγραφή της πραγματικής κίνησης συγκρίνεται με την επιθυμητή και το σύστημα ελέγχου δίνει κατάλληλο σήμα στην κάθε σερβοβαλβίδα ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή τροχιά.

Παρακάτω, φαίνεται σχηματικά η ροή της ισχύος του κύριου συστήματος, όσο και του συστήματος φόρτισης του συσσωρευτή (Εικόνα 1. - Εικόνα 2.):



Εικόνα 1. Προετοιμασία και διαξαγωγή του πειράματος



Εικόνα 2. Σεισμική Τράπεζα 2 βαθμών ελευθερίας

1.3. Σεισμογραφήματα

Προκειμένου να σχεδιαστεί μια σεισμική τράπεζα είναι απαραίτητο ο μηχανικός να έχει εκτός από τις βασικές προδιαγραφές κατάλληλα σεισμογραφήματα για τη διαστασιολόγηση του μηχανικού μέρους, την ανάπτυξη του υδραυλικού κυκλώματος αλλά και τη μελέτη του νόμου ελέγχου. Για την παρούσα μελέτη παρέχονται τα σεισμογραφήματα τόσο της οριζόντιας όσο και της κατακόρυφης κίνησης. Με τον όρο σεισμογραφήματα εννοούμε τη μέτρηση της θέσης, της ταχύτητας και της επιταχύνσεως του εδάφους στον κάθε άξονα. Φυσικά, καθώς έχουν τεθεί προδιαγραφές για τη μέγιστη απομάκρυνση από

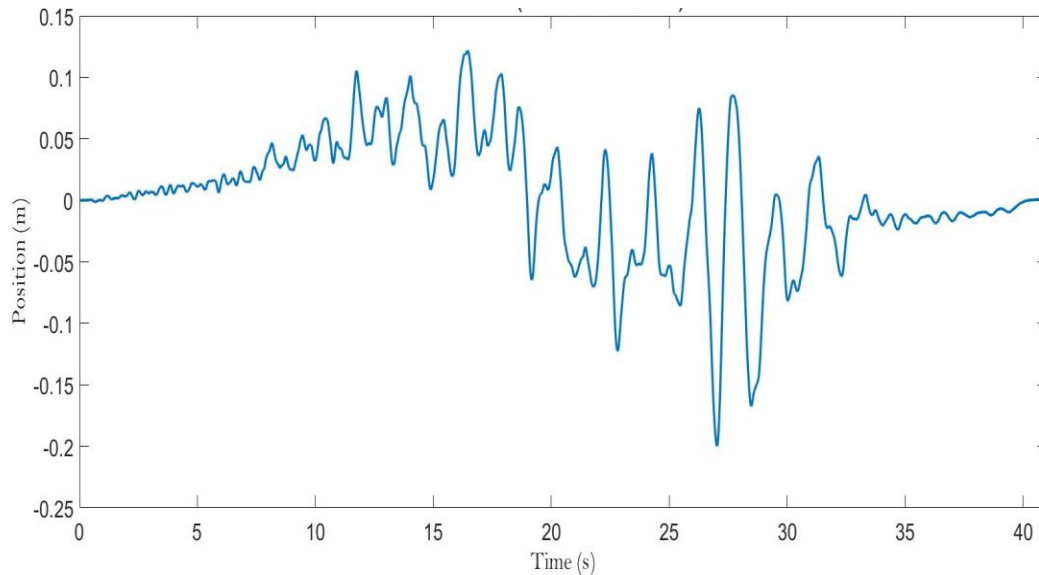
τη θέση ισορροπίας οι οποίες έχουν αναφερθεί σε προηγούμενη ενότητα, τα γραφήματα της θέσης πρέπει να πολλαπλασιαστούν με έναν παράγοντα τέτοιο ώστε η μέγιστη θέση να είναι ίση με την προδιαγραφόμενη. Έπειτα, τα διαγράμματα ταχύτητας και επιταχύνσεως προκύπτουν με απλή παραγωγή.

Για την κίνηση του οριζόντιου άξονα συμβολίζεται με:

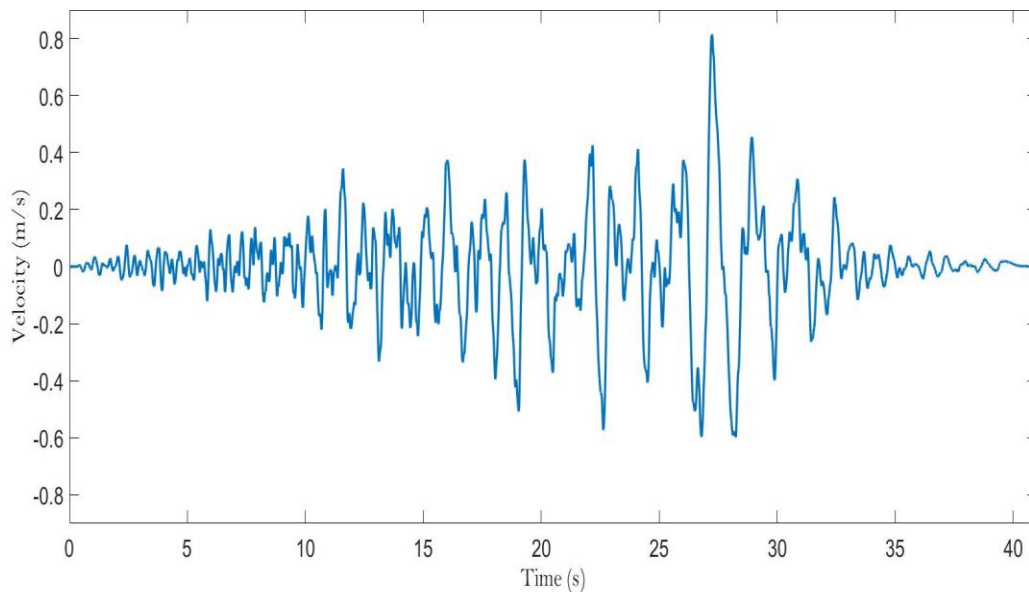
x τη θέση,

$u_x = \dot{x}$ την ταχύτητα,

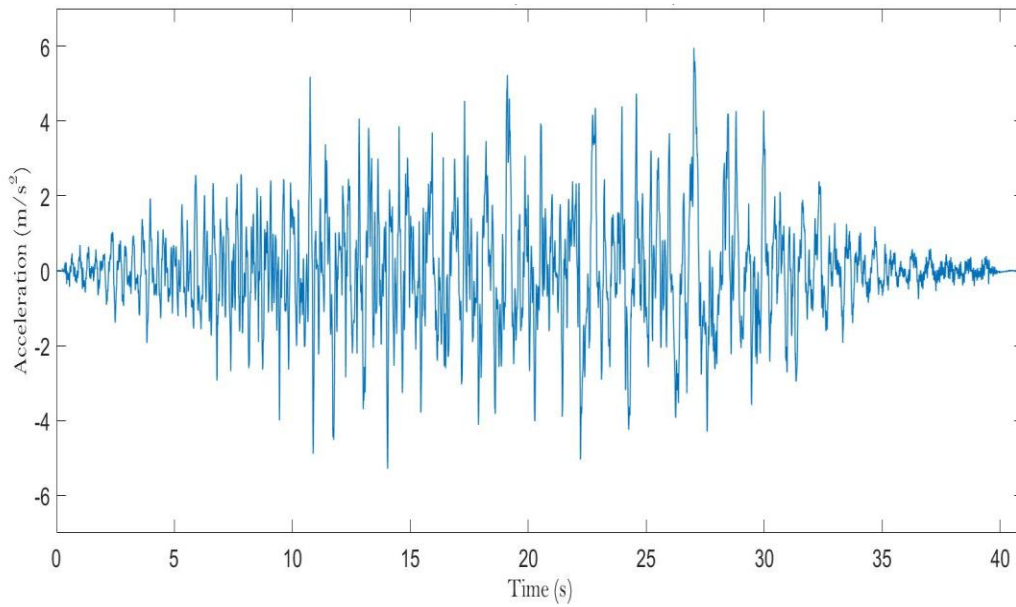
$a_x = \ddot{x}$ την επιτάχυνση.



Εικόνα 3. Διάγραμμα θέσης - χρόνου οριζόντιας κίνησης



Εικόνα 4. Διάγραμμα ταχύτητας - χρόνου οριζόντιας κίνησης



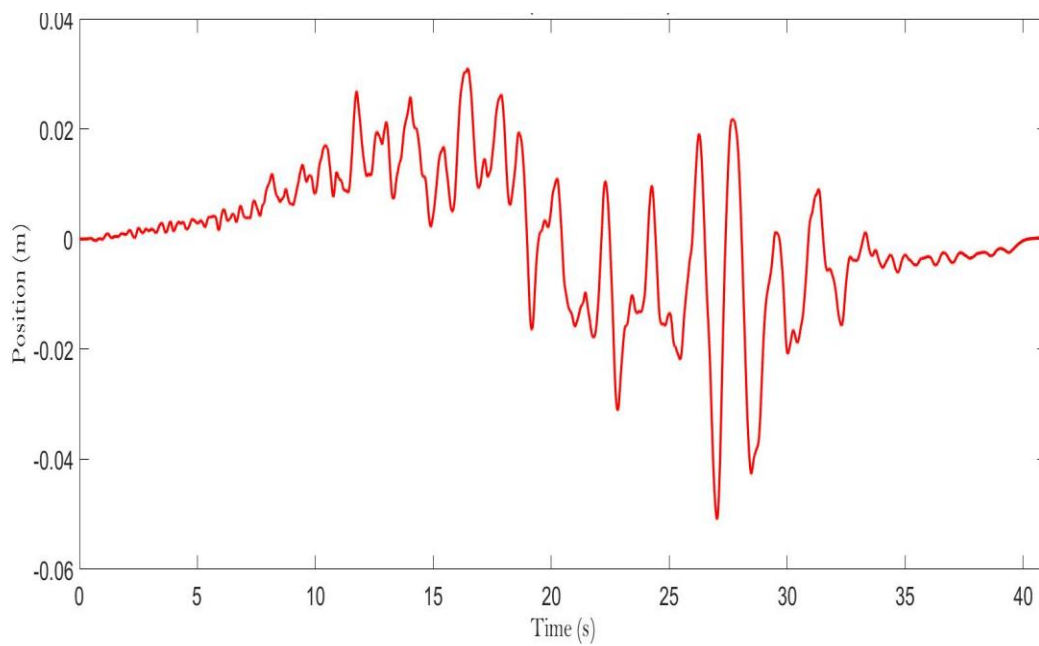
Εικόνα 5. Διάγραμμα επιτάχυνσης - χρόνου οριζόντιας κίνησης

Για την κίνηση του κατακόρυφου άξονα συμβολίζεται με:

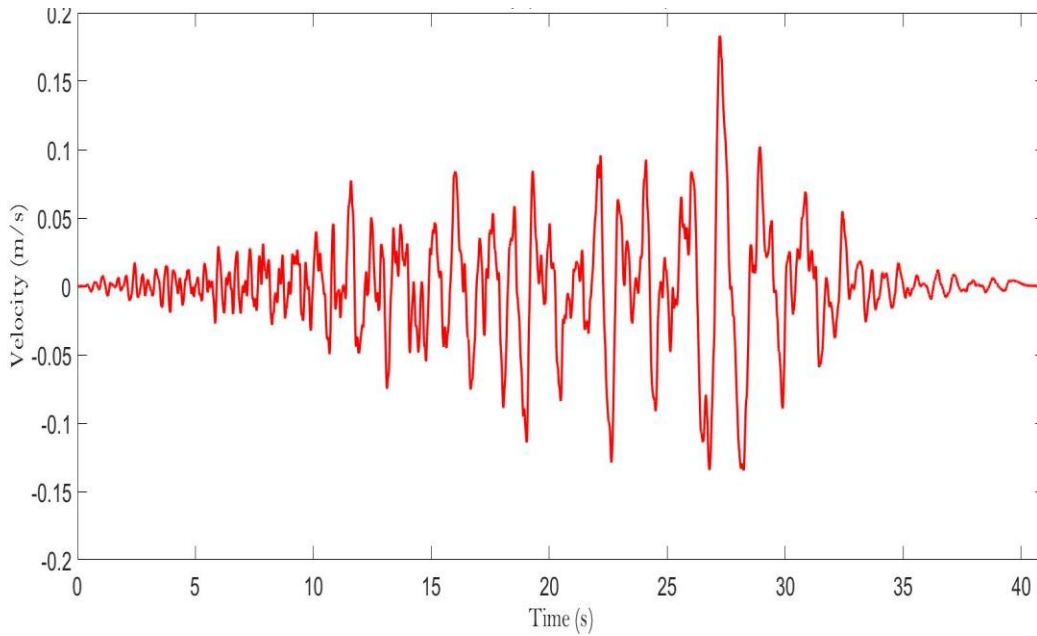
z τη θέση,

$u_z = \dot{z}$ την ταχύτητα,

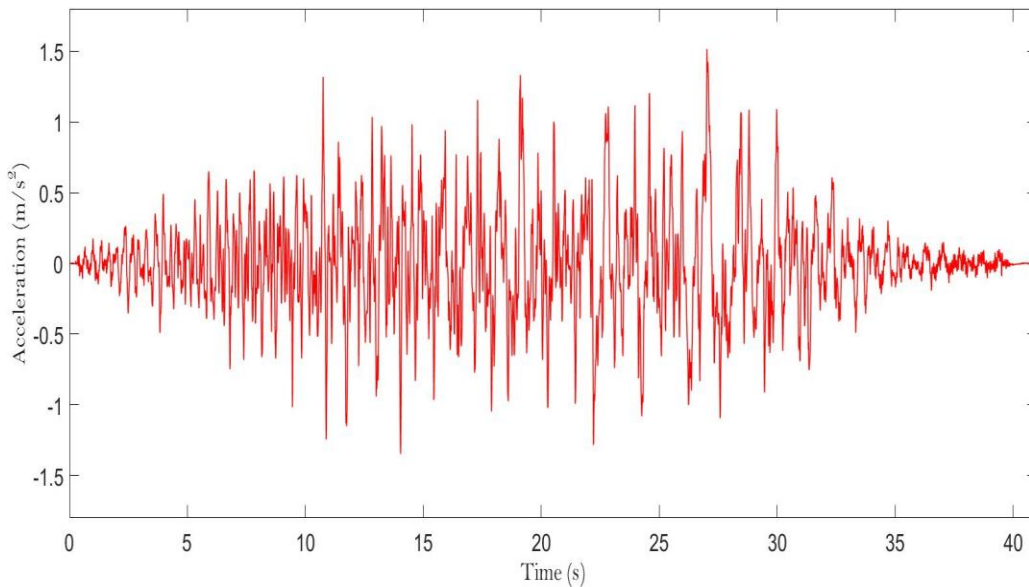
$a_z = \ddot{z}$ την επιτάχυνση.



Εικόνα 6. Διάγραμμα θέσης - χρόνου κατακόρυφης κίνησης



Εικόνα 7. Διάγραμμα ταχύτητας - χρόνου κατακόρυφης κίνησης



Εικόνα 8. Διάγραμμα επιτάχυνσης - χρόνου κατακόρυφης κίνησης

Όπως αναφέρθηκε, τα σειсмоγραφήματα λειτουργούν ως οδηγός για τη διαστασιολόγηση των βασικών μηχανικών μερών της κατασκευής. Αναλυτικότερα, το διάγραμμα θέσης αξιοποιείται ιδιαίτερα για τις διαδρομές των δύο υδραυλικών κυλίνδρων και των έξι οδηγών. Το διάγραμμα ταχύτητας αντίστοιχα χρησιμοποιείται ιδιαίτερα για διαστασιολόγηση των διατομών των κυλίνδρων. Το διάγραμμα επιτάχυνσης είναι ιδιαίτερης σημασίας καθώς η συνολική μάζα της κατασκευής σε συνδυασμό με την επιτάχυνση παίζουν καθοριστικό ρόλο στον υπολογισμό του μέγιστου φορτίου. Από το μέτρο αυτού, εξαρτώνται φυσικά και όλες οι διαστάσεις των επιμέρους μερών της κατασκευής όπως θα φανεί σε

επόμενες ενότητες. Επιπλέον, από το διάγραμμα αυτό προκύπτει και η ανάλυση δυναμικής καταπόνησης. Τέλος με τη μετατροπή των σημάτων αυτών στο πεδίο της συχνότητας μέσω του μετασχηματισμού Fourier είναι εφικτό να ευρεθούν οι αρμονικές συχνότητες διέγερσης του σεισμού. Με βάση αυτές το σύστημα σχεδιάζεται μέσω ιδιοανυσματικών αναλύσεων να έχει ιδιοσυχνότητες πολύ υψηλότερες από αυτές της διέγερσης ώστε να λειτουργεί σε υποκρίσιμη περιοχή.

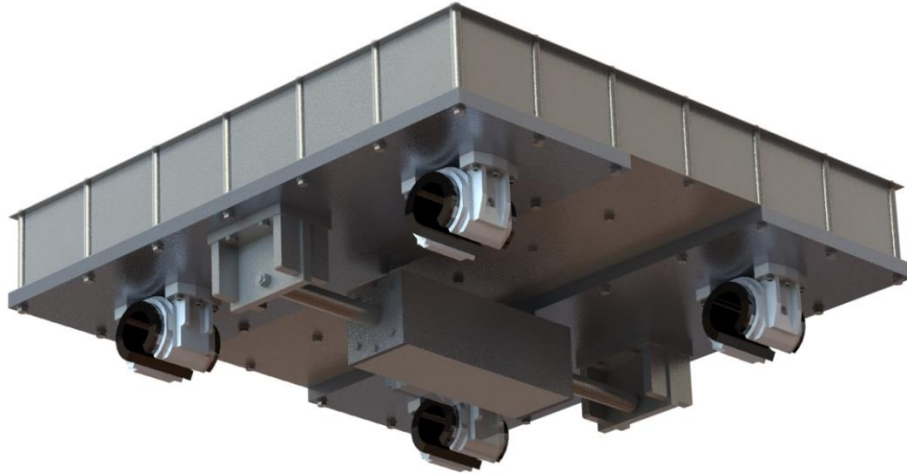
Η σημασία των διαγραμμάτων αυτών δε σταματά στο κατασκευαστικό κομμάτι της μελέτης αυτής. Ο υπολογισμός όλων των κύριων υδραυλικών στοιχείων εξαρτάται από τις βασικές προδιαγραφές και τις μέγιστες τιμές των σειсмоγραφημάτων. Ειδικότερα, η πίεση και η παροχή που παρέχονται από το υδραυλικό κύκλωμα στον κάθε κύλινδρο πρέπει να είναι τέτοιες ώστε η τράπεζα να κινείται με την επιθυμητή ταχύτητα και επιτάχυνση μέχρι το τέλος του πειράματος. Η αντλία πρέπει να είναι τέτοια ώστε να παρέχει την αντίστοιχη πίεση, ενώ ο συσσωρευτής πρέπει να έχει χωρητικότητα τέτοια ώστε να τροφοδοτεί και τις δύο σερβοβαλβίδες με την απαιτούμενη παροχή ανά πάσα στιγμή. Τέλος, οι ίδιες οι σερβοβαλβίδες πρέπει να επιλεγούν ειδικά ώστε να διακινούν την απαιτούμενη παροχή χωρίς να προκαλούν πτώση πίεσης μεγαλύτερη από κάποια όρια.

Το τελευταίο μέρος της διπλωματικής αυτής αναφέρεται στο σχεδιασμό του νόμου ελέγχου. Για την κάθε μία από τις δύο κινήσεις χρησιμοποιούνται ελεγκτές τέτοιοι ώστε να εξασφαλίζουν ότι η κατασκευή θα εκτελεί την προδιαγεγραμμένη κίνηση εισόδου, η οποία δε θα μπορούσε να είναι άλλη από το γράφημα της θέσης. Αυτό φυσικά σημαίνει πως πρέπει να υπάρχει επίγνωση των συχνοτήτων διέγερσης προκειμένου να γίνει η κατάλληλη σχεδίαση στο πεδίο της συχνότητας.

2. Δυναμική Στερεού σώματος

2.1. Οριζόντια κίνηση

Προκειμένου να διαστασιοποιηθούν σωστά οι υδραυλικοί κύλινδροι πρέπει να γίνει μελέτη για την εύρεση του μέγιστου φορτίου στην κάθε κίνηση το οποίο προσαυξάνεται κατά ένα συντελεστή ασφαλείας. Έτσι εξασφαλίζεται ότι το σύστημα δε θα στερέψει ποτέ από ισχύ. Πρέπει να αναφερθεί ότι τόσο για την οριζόντια κίνηση όσο και για την κατακόρυφη οι εξισώσεις που θα γραφούν δεν σχετίζονται με το νόμο ελέγχου και τη μοντελοποίηση του συστήματος. Αυτό συμβαίνει καθώς οι επενεργητές, οι σερβοβαλβίδες δηλαδή δεν κάνουν έλεγχο πίεσης-άρα δύναμης- αλλά έλεγχο παροχής και άρα ταχύτητας. Οι παρακάτω εξισώσεις χρησιμοποιούνται μόνο από σκοπιάς επάρκειας ισχύος για να εκτελέσει το σύστημα την απαιτούμενη κίνηση του πειράματος. Παρακάτω φαίνεται το σχήμα της πλατφόρμας και των κινούμενων μερών της κατά τον οριζόντιο άξονα. Το μόνο ακίνητο μέρος κατά την οριζόντια κίνηση είναι το σώμα του κυλίνδρου.



Καθώς η δύναμη του βάρους είναι κάθετη στην κίνηση που μελετάται φυσικά και δε λαμβάνεται υπόψη. Σημαντική δύναμη είναι η απώλεια ισχύος λόγω τριβής στους γραμμικούς οδηγούς. Η τριβή αυτή μοντελοποιείται ως τριβή Coulomb. Η σημαντικότερη δύναμη στην οποία πρέπει να μπορεί να ανθίσταται ο υδραυλικός κύλινδρος είναι η αδρανειακή δύναμη του φορτίου αλλά και των κινούμενων μερών της πλατφόρμας. Για την παρακάτω ανάλυση με το δείκτη load σημαίνεται το φορτίο που τοποθετείται πάνω στην πλατφόρμα ενώ με το δείκτη platform σημαίνονται τα κινούμενα μέρη της τράπεζας κατά την οριζόντια διεύθυνση. Η εξίσωση κίνησης τελικά γράφεται ως:

$$F_c = m_{load}\ddot{x} + m_{platform}\ddot{x} + 4T \quad (2.1.1)$$

όπου T η δύναμη που ασκείται σε κάθε στήριγμα του κάθε οδηγού, ενώ F_c είναι η δύναμη που ασκεί ο κύλινδρος με την υπόθεση της ισοκατανομής του φορτίου σε κάθε έδραση.

Ισχύει

$$T = \mu N = \frac{\mu(m_{load} + m_{platform})g}{4} \quad (2.2.2)$$

Ο συντελεστής τριβής μεταξύ χάλυβα και χάλυβα με παρουσία λιπαντικού λαμβάνεται

$$\mu = 0,16 \quad (2.3.3)$$

Τελικά,

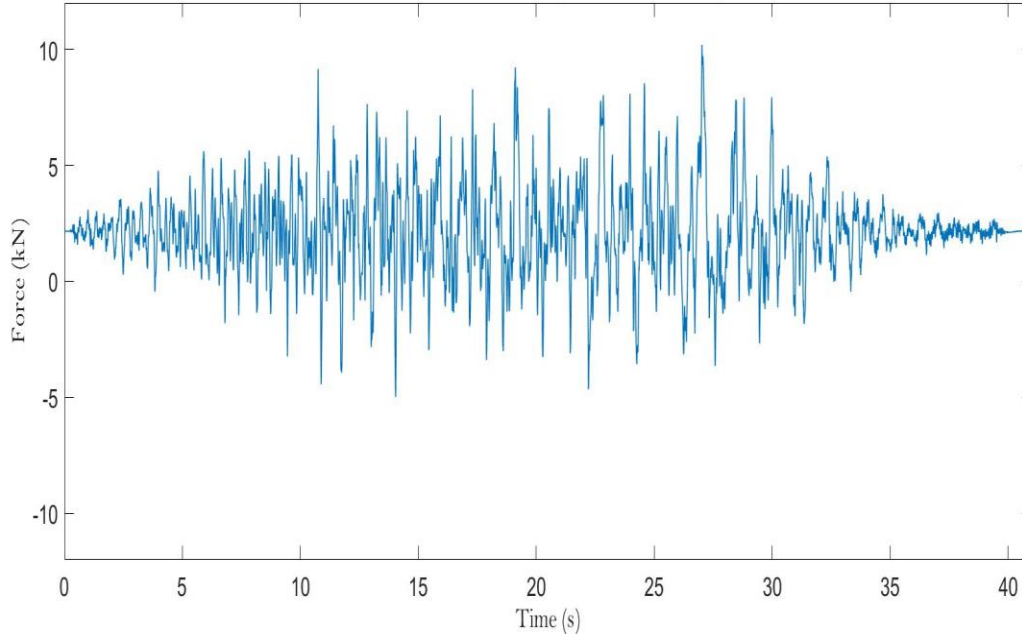
$$F_c = (m_{load} + m_{platform})\ddot{x} + \mu(m_{load} + m_{platform})g \quad (2.4.4)$$

Όπως φαίνεται από την παραπάνω εξίσωση η μόνη μεταβλητή είναι η επιτάχυνση των κινούμενων μερών και άρα η δύναμη του κυλίνδρου είναι συνάρτηση μίας και μόνο μεταβλητής.

Άρα:

$$F_c^{max} = (m_{load}^{max} + m_{platform})\ddot{x}^{max} + \mu(m_{load}^{max} + m_{platform})g = 10,26 \text{ kN} \quad (2.5.5)$$

Παρακάτω παρατίθεται το διάγραμμα δύναμης της οριζόντιας κίνησης για το μέγιστο φορτίο (Εικόνα 9.).



Εικόνα 9. Διάγραμμα δύναμης στο μέγιστο φορτίο - χρόνου οριζόντιας κίνησης

Έτσι προκύπτει η μέγιστη δύναμη που πρέπει να παρέχει ο κύλινδρος.

Προκειμένου να αποφευχθούν λάθη από την παράλειψη άλλων σημαντικών παραγόντων απαίτησης ισχύος λαμβάνεται ένας συντελεστής ασφαλείας

$$SF = 1.2 \quad (2.6.6)$$

Έτσι, ο κύλινδρος θα σχεδιαστεί για δύναμη

$$F_x = SF F_c^{max} = 12,3 \text{ kN} \quad (2.7.7)$$

Η μέγιστη ισχύς που απαιτείται για την επίτευξη της οριζόντιας κίνησης είναι

$$P_x = (F_x u_x)_{max} = 4,3 \text{ kW} \quad (2.8.8)$$

2.2. Κατακόρυφη κίνηση

Προκειμένου να διαστασιολογηθούν σωστά οι υδραυλικοί κύλινδροι πρέπει να γίνει μελέτη για την εύρεση του μέγιστου φορτίου στην κάθε κίνηση. Έπειτα, ο κύλινδρος διαστασιολογείται έτσι ώστε να παρέχει δύναμη έως και μεγαλύτερη κατά ένα συντελεστή ασφαλείας από το μέγιστο φορτίο. Με τον τρόπο αυτό εξασφαλίζεται ότι το σύστημα δε θα στερέψει ποτέ από ισχύ. Πρέπει να αναφερθεί ότι τόσο για την οριζόντια κίνηση όσο και για την κατακόρυφη οι εξισώσεις που θα γραφούν δεν σχετίζονται με το νόμο ελέγχου και τη μοντελοποίηση του συστήματος. Αυτό συμβαίνει καθώς οι επενεργητές, οι σερβοβαλβίδες δηλαδή δεν κάνουν έλεγχο πίεσης-άρα δύναμης- αλλά έλεγχο παροχής και άρα

ταχύτητας. Οι παρακάτω εξισώσεις χρησιμοποιούνται μόνο από σκοπιάς επάρκειας ισχύος για να εκτελέσει το σύστημα την απαιτούμενη κίνηση του πειράματος.

Σε αντίθεση με την οριζόντια κίνηση η δύναμη του βάρους είναι ιδιαίτερα σημαντικός παράγοντας στην κίνηση αυτή, καθώς ο κύλινδρος καλείται να την αντισταθμίσει. Άλλη μια διαφοροποίηση με τη δυναμική της οριζόντιας κίνησης είναι η αμελητέα τριβή στους οδηγούς. Αυτό συμβαίνει επειδή το φορτίο του βάρους πλέον παραλαμβάνεται από τον κύλινδρο και όχι από τους οδηγούς. Για την παρακάτω ανάλυση με το δείκτη *load* σημαίνεται το φορτίο που τοποθετείται πάνω στην πλατφόρμα ενώ με το δείκτη *table* σημαίνονται τα κινούμενα μέρη της τράπεζας κατά την κατακόρυφη διεύθυνση. Η εξίσωση κίνησης τελικά γράφεται ως:

$$F_c = m_{load}\ddot{z} + m_{table}\ddot{z} + m_{load}g + m_{table}g \quad (2.2.1)$$

$$F_c = (m_{load} + m_{table})\ddot{z} + (m_{load} + m_{table})g \quad (2.2.2)$$

Όπως φαίνεται από την παραπάνω εξίσωση η μόνη μεταβλητή είναι η επιτάχυνση των κινούμενων μερών και άρα η δύναμη του κυλίνδρου είναι συνάρτηση μίας και μόνο μεταβλητής.

$$F_c^{max} = (m_{load}^{max} + m_{table})\ddot{z}^{max} + (m_{load}^{max} + m_{table})g = 19,12 \text{ kN} \quad (2.2.3)$$

Λαμβάνεται η μέγιστη τιμή του παραπάνω διαγράμματος και τοποθετείται στην προηγούμενη εξίσωση. Έτσι προκύπτει η μέγιστη δύναμη που πρέπει να παρέχει ο κύλινδρος.

Προκειμένου να εξισορροπηθούν τυχόν αστάθμητοι παράγοντες, λαμβάνεται ένας συντελεστής ασφαλείας

$$SF = 1,2 \quad (2.2.5)$$

Έτσι, ο κύλινδρος θα σχεδιαστεί για δύναμη

$$F_z = SF F_c^{max} = 23 \text{ kN} \quad (2.2.6)$$

Η μέγιστη ισχύς που απαιτείται για την επίτευξη της οριζόντιας κίνησης είναι

$$P_z = (F_z u_z)_{max} = 2,9 \text{ kW} \quad (2.2.7)$$

Τέλος, πρέπει να αναφερθεί ότι η ονομαστική ισχύς του συστήματος είναι

$$P = P_z + P_x = 7,2 \text{ kW} \quad (2.2.8)$$

3. Σχεδιασμός μηχανικού υποσυστήματος

3.1. Σχεδιασμός επίπεδης πλατφόρμας

Με δεδομένο ότι ο σχεδιασμός και η μελέτη της κατασκευής πρέπει να ξεκινήσει από τα υψηλότερα προς τα χαμηλότερα εξαρτήματα, πρώτο βήμα είναι η ανάπτυξη της πλατφόρμας που θα τοποθετείται το φορτίο.

Η πλατφόρμα αυτή λειτουργεί ως εξής. Στην ανώτερη επιφάνεια αυτής βιδώνεται η κατασκευή με τέτοιο τρόπο ώστε να προσομοιώσει τη θεμελίωση της κατασκευής. Κάτω από την πλατφόρμα βρίσκεται ένας υδραυλικός κύλινδρος ο οποίος παρέχει τη μηχανική ισχύ στο σύστημα. Ο κύλινδρος αυτός έχει συνδεδεμένα και τα δύο βάκτρα του με την πλατφόρμα σε δύο σημεία της. Τέλος, για την ομαλή οδήγηση της πλατφόρμας χωρίς να υπάρχει μεγάλη απώλεια ισχύος λόγω τριβής χρησιμοποιούνται δύο γραμμικοί οδηγοί εκατέρωθεν του κυλίνδρου ενώ ο καθένας από αυτούς έχει δύο στηρίγματα. Έτσι το συνολικό φορτίο μοιράζεται ισομερώς σε τέσσερα στηρίγματα.

Όπως έχει ήδη αναφερθεί βασική προδιαγραφή της τράπεζας είναι να αντέχει μέχρι και φορτίο ενός τόνου. Αυτό καθιστά προφανές ότι η πλατφόρμα θα πρέπει να έχει σημαντικό πάχος – άρα και βάρος – ώστε να αποφευχθούν οι μεγάλες παραμορφώσεις. Παρόλ' αυτά η μάζα αυτής, δε θα πρέπει να υπερβεί κάποια όρια τέτοια ώστε να μειώνουν τις ιδιοσυχνότητες της να πλησιάσει τα 5 Hz , καθώς η συχνότητα αυτή είναι η μέγιστη αρμονική της διέγερσης. Για να ικανοποιηθούν οι δύο αυτές βασικές προδιαγραφές παρατίθεται η παρακάτω μεθοδολογία σχεδιασμού.

Η πλατφόρμα αποτελείται από 3 τμήματα:

- Άνω χαλύβδινη επιφάνεια $1200 \text{ mm} \times 1200 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$
- Ενδιάμεσο δικτύωμα ορθογωνικών οπών
- Κάτω χαλύβδινη επιφάνεια $1200 \text{ mm} \times 1200 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$ με οπές $\Phi 12$ για τις κοχλιοσυνδέσεις της με την άνω πλάκα και τους γραμμικούς οδηγούς.

Η κάτω χαλύβδινη πλάκα έχει σημαντικό ρόλο στη στατική αντοχή. Καθώς η συνολική κατασκευή παρουσιάζει ένα βέλος κάμψης κατά την τοποθέτηση του φορτίου, η επιφάνεια αυτή εφελκύεται καθώς βρίσκεται κάτω από την ουδέτερη επιφάνεια της κατασκευής. Η μεγάλη όμως δυσκαμψία της συνεισφέρει στην ελαχιστοποίηση του συνολικού βέλους.

Η άνω χαλύβδινη πλάκα έχει σημαντικό ρόλο στη δυναμική αντοχή. Η τοποθέτηση της εξασφαλίζει συμμετρία ως προς τον ουδέτερο άξονα και συνεπώς η δυσκαμψία της είναι ίδια και στις δύο φορές κίνησης, πάνω και κάτω. Αυτό διευκολύνει το πρόβλημα της μετέπειτα μοντελοποίησης για την εύρεση νόμου ελέγχου καθώς ο συντελεστής δυσκαμψίας k θα είναι σταθερός και ανεξάρτητος του προσήμου της ταχύτητας και δεν απαιτείται παράστασή του με κλαδική συνάρτηση. Εκτός του λόγου αυτού, είναι προφανές ότι απαιτείται μια επιφάνεια ώστε να τοποθετηθεί επάνω το φορτίο.

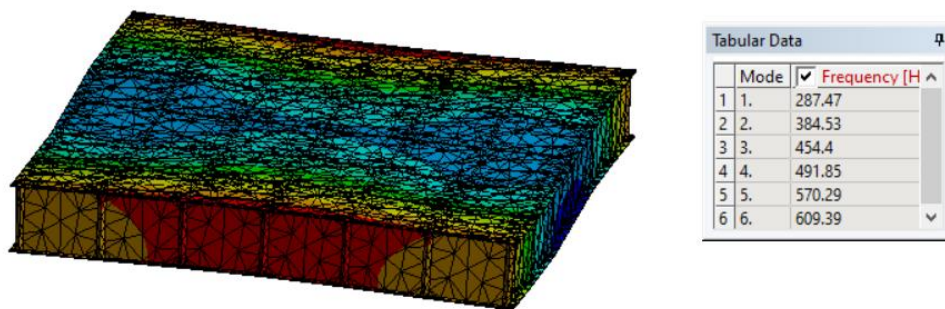
Το δικτύωμα που βρίσκεται στο ενδιάμεσο τμήμα έχει πάχος 160 mm προκειμένου να συμβάλλει δραστικά στην δυσκαμψία όλης της κατασκευής. Επιλέγεται δικτύωμα έναντι μίας απλής πλάκας για ελαχιστοποίηση της μάζας, αύξηση των ιδιοσυχνοτήτων του συστήματος και βελτίωση των δυναμικών χαρακτηριστικών το συστήματος.

Όπως είναι γνωστό από τη δυναμική μηχανών η δυσκαμψία μιας κατασκευής εξαρτάται από το υλικό της, τις βασικές τις διαστάσεις και τέλος τις στηρίξεις της. Δεδομένου ότι οι βασικές διαστάσεις αποτελούν

Βασική προδιαγραφή του σχεδιασμού δε μπορούν να μεταβληθούν πολύ. Έτσι, καλούμαστε να βελτιστοποιήσουμε τη συμπεριφορά της κατασκευής ως προς τις στηρίξεις της. Η διαδικασία αυτή περιείχε τα παρακάτω βήματα:

- Εύρεση πρώτης ιδιοσυχνότητας με παράμετρο τις στηρίξεις.
Αρχικά γίνεται αρίθμηση των οπών της κάτω χαλύβδινης πλάκας που αποτελούν υποψήφιες θέσεις της βέλτιστης στήριξης. Ορίζοντας τις οριζόντιες σειρές με αρίθμηση i και τις κατακόρυφες στήλες με αρίθμηση j , οι οπές ορίζονται μονοσήμαντα ως (i, j) . Η θέση της αρχής συστήματος συντεταγμένων δεν χρειάζεται να οριστεί καθώς οι στηρίξεις είναι συμμετρικές.

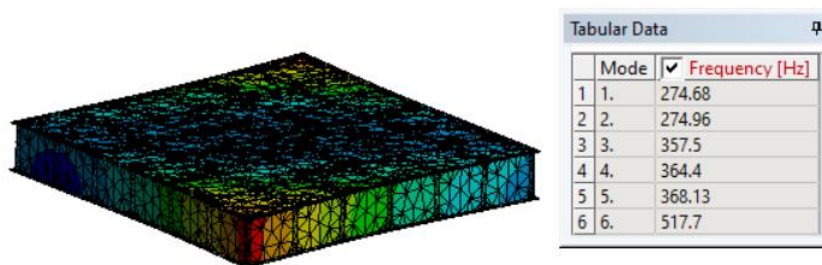
1^η περίπτωση: Οι γραμμικοί οδηγοί τοποθετούνται ομόρροποι στις στήλες 2 και 6 αντίστοιχα. Το άνω στήριγμα κάθε οδηγού τοποθετείται στην 3^η σειρά ενώ το κάτω στη 5^η. Εφαρμόζοντας λοιπόν τις αντίστοιχες στηρίξεις βρίσκονται οι παρακάτω ιδιοσυχνότητες (Εικόνα 10.).



Εικόνα 10. Υπολογισμός ιδιοσυχνοτήτων με στηρίξεις της 1ης περίπτωσης

Η πρώτη ιδιοσυχνότητα είναι $f_{n1} = 287,5 \text{ Hz}$.

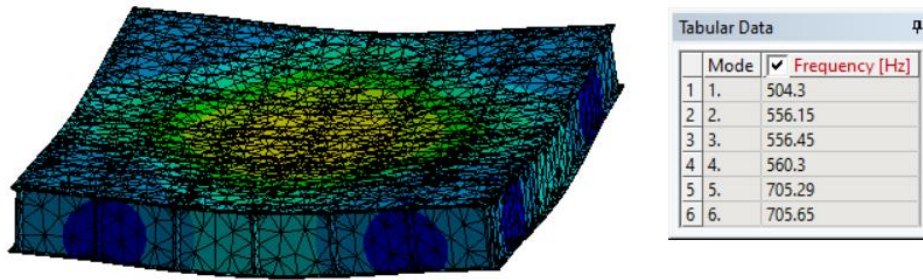
2^η περίπτωση: Οι γραμμικοί οδηγοί τοποθετούνται ομόρροποι στις στήλες 3 και 5 αντίστοιχα. Το άνω στήριγμα κάθε οδηγού τοποθετείται στην 3^η σειρά ενώ το κάτω στη 5^η. Εφαρμόζοντας λοιπόν τις αντίστοιχες στηρίξεις βρίσκονται οι παρακάτω ιδιοσυχνότητες (Εικόνα 11.).



Εικόνα 11. Υπολογισμός ιδιοσυχνοτήτων με στηρίξεις της 2ης περίπτωσης

Η πρώτη ιδιοσυχνότητα είναι $f_{n1} = 274,7 \text{ Hz}$.

3^η περίπτωση: Οι γραμμικοί οδηγοί τοποθετούνται ομόρροποι στις στήλες 2 και 6 αντίστοιχα. Το άνω στήριγμα κάθε οδηγού τοποθετείται στην 2^η σειρά ενώ το κάτω στη 6^η. Εφαρμόζοντας λοιπόν τις αντίστοιχες στηρίξεις βρίσκονται οι παρακάτω ιδιοσυχνότητες (Εικόνα 12.).



Εικόνα 12. Υπολογισμός ιδιοσυχνοτήτων με στηρίξεις της 3ης περίπτωσης

Η πρώτη ιδιοσυχνότητα είναι $f_n = 504,3 \text{ Hz}$.

Φυσικά επιλέγεται η τελευταία στήριξη για την υπόλοιπη διαδικασία της ανάλυσης.

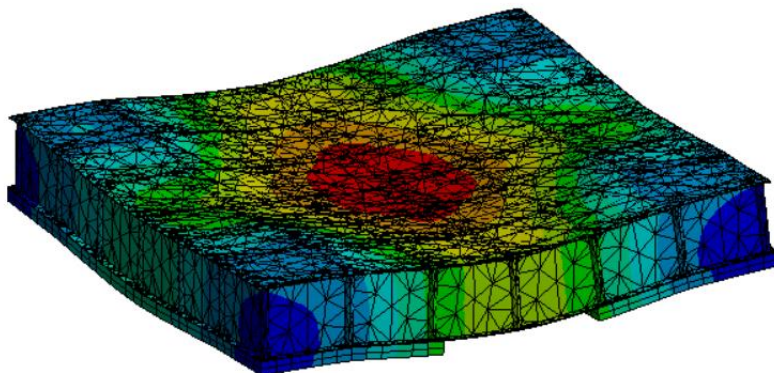
1 st Support	2 nd Support	3 rd Support	4 th Support	1 st Natural Frequency (Hz)
(3,2)	(3,6)	(5,2)	(5,6)	287
(3,3)	(3,5)	(5,3)	(5,5)	274
(2,2)	(2,6)	(6,2)	(6,6)	504

Πίνακας 2. Πρώτη ιδιοσυχνότητα συναρτήσει των στηρίξεων

Ανακεφαλαιώνοντας, οι γραμμικοί οδηγοί τοποθετούνται στις στήλες 2 και 6 ενώ τα στηρίγματα κάθε οδηγού στις σειρές 2 και 6 αντίστοιχα.

- Επιλογή βέλτιστου συνδυασμού στηρίξεων και έλεγχος στατικού φορτίου.

Επόμενο βήμα της ανάλυσης είναι η διεξαγωγή ενός στατικού ελέγχου για να υπολογιστεί το μέγιστο βέλος κάμψης υπό το φορτίο ενός τόνου που αντιστοιχεί στη μέγιστη μάζα της κατασκευής της οποίας μελετάται τη συμπεριφορά. Η μάζα αυτή προσομοιώνεται με μία συγκεντρωμένη δύναμη 10 kN στο κέντρο της πλατφόρμας και κάθετα σε αυτή. Στην πραγματικότητα, η δύναμη προκύπτει από ένα καταναμημένο φορτίο που ασκείται σε όλη τη διεπιφάνεια της πλατφόρμας και του κτηρίου υπό κλίμακα. Παρόλ' αυτά επιλέγεται η χρήση συγκεντρωμένου φορτίου καθώς προκαλεί μεγαλύτερο βέλος κάμψης όπως είναι γνωστό από τη θεωρία της ελαστικής γραμμής. Τα αποτελέσματα παραμόρφωσης και ισοδύναμης τάσης φαίνονται παρακάτω (Εικόνα 13.).



Εικόνα 13. Βέλος κάμψης υπό το μέγιστο φορτίο

Τα αποτελέσματα παραμόρφωσης και ισοδύναμης τάσης στον φαίνονται παρακάτω πίνακα.

Max Equivalent Stress (<i>MPa</i>)	Maximum deformation (<i>μm</i>)
14,5	9

Πίνακας 3. Μέγιστη τάση και βέλος κάμψης πλατφόρμας

Καθώς η παραμόρφωση είναι πολύ μικρή και η μέγιστη τάση πολύ μικρότερη από το όριο διαρροής του χάλυβα, η ανάλυση προχωράει στον έλεγχό της.

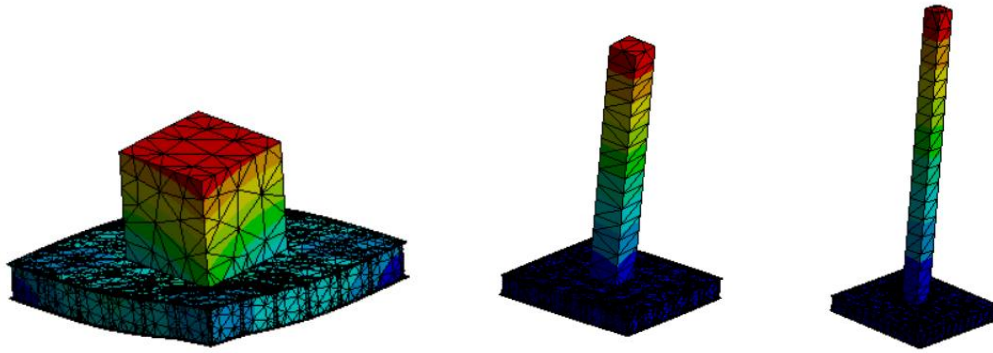
Τέλος, ελέγχεται η πρώτη ιδιοσυχνότητα τοποθετώντας διαφορετικά φορτία στην πλατφόρμα. Η συνολική μάζα είναι $m = 1000 \text{ kg}$ ενώ η πυκνότητα $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$. Η βάση του φορτίου θεωρείται πάντα τετράγωνη πλευράς α . Έτσι, προκύπτει:

$$m = \rho \alpha^2 h \quad (3.1.1)$$

όπου h το αντίστοιχο ύψος του φορτίου.

Έτσι, η βάση του φορτίου υπολογίζεται ως

$$\alpha = \sqrt{\frac{m}{\rho h}} \quad (3.2.2)$$



Τα αποτελέσματα της πρώτης ιδιοσυχνότητας του συστήματος πλατφόρμα – φορτίο φαίνονται παρακάτω.

Load height (m)	1 st Natural Frequency (Hz)
0,5	123
1	57
2	21
3,2	10

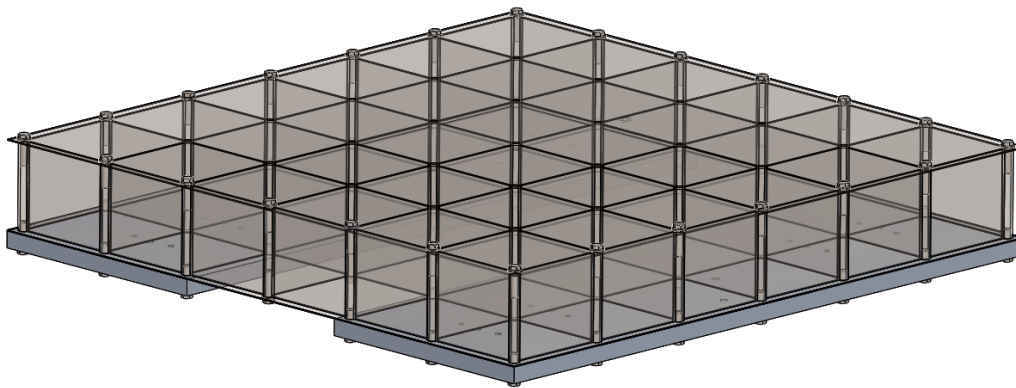
Πίνακας 4. Πρώτη ιδιοσυχνότητα συναρτήσει του ύψους φορτίου

Φυσικά, παρατηρείται πολύ σημαντική πτώση της ιδιοσυχνότητας με την αύξηση του ύψους. Αυτό συμβαίνει πάντοτε σε κατασκευές με μεγάλα ελεύθερα μήκη. Παρόλ' αυτά το μόνο απειλητικό σενάριο για την κατασκευή φαίνεται να αποτελεί η περίπτωση φορτίου ύψους μεγαλύτερου των τριών μέτρων. Δεδομένου ότι τα πειράματα θα διεξάγονται στο εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών, το ύψος αυτό είναι απαγορευτικό λόγω χωροταξίας.

Έχοντας ολοκληρώσει το σχεδιασμό της πλατφόρμας το επόμενο πρόβλημα προς αντιμετώπιση, είναι η σύνδεση των οδηγών και των στοιχείων σύνδεσης του οριζόντιου κυλίνδρου με την πλατφόρμα. Για το λόγο αυτό προτείνεται η χρήση δύο πλακών από αλουμίνιο ορισμένου πάχους. Φυσικά, το υλικό αυτών επιλέγεται ώστε να είναι ελαφρύ καθώς πρωτεύουσας σημασίας είναι όπως αναφέρθηκε η σύνδεση των ανωτέρω στοιχείων και όχι η αντοχή. Οι δύο πλάκες αυτές φέρουν σπές στις θέσεις που μελετήθηκαν προηγουμένως ως προς τη δυναμική για την κοχλιοσύνδεση των στηρίξεων των οδηγών.



Εικόνα 14. Οριζόντια πλατφόρμα (εξωτερική όψη)



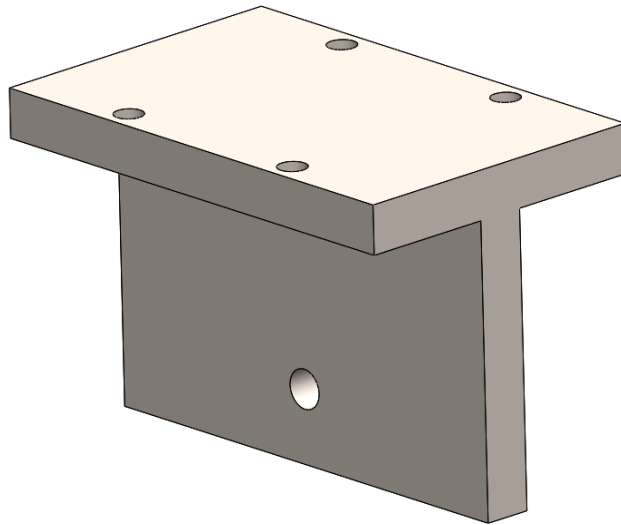
Εικόνα 15. Οριζόντια πλατφόρμα (εσωτερική διαμόρφωση)

3.2. Στοιχείο σύνδεσης κυλίνδρου πλατφόρμας

Προκειμένου να μην υπάρχει σχετική μετατόπιση μεταξύ του κάτω μέρους της πλατφόρμας και του βάρου του κυλίνδρου πρέπει να σχεδιασθεί ένα αρκετά συμπαγές σώμα για τη σύνδεσή τους. Το σώμα αυτό δε θα μπορεί να συγκολληθεί στην ανωτέρω πλάκα αλουμινίου και επομένως η κοχλιοσύνδεση είναι η μοναδική επιλογή. Για να βιδωθεί σωστά όμως στην ανωτέρω πλάκα πρέπει να έχει τουλάχιστον τρία σημεία σύνδεσης δηλαδή να φέρει κατ' ελάχιστο τρεις κοχλίες, καθώς τρία σημεία ορίζουν μονοσήμαντα τον προσανατολισμό ενός επιπέδου, ενώ από δύο ή ένα σημεία διέρχονται άπειρα επίπεδα. Για συμμετρία επιλέγονται τέσσερις κοχλίες σύνδεσης. Ταυτόχρονα, στο στοιχείο αυτό πρέπει να μπορεί να βιδωθεί και το βάρου του κυλίνδρου στο οποίο θα τοποθετηθεί περικόχλιο.

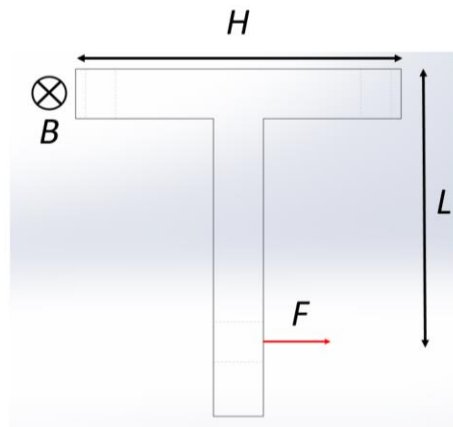
Είναι φανερό από τα παραπάνω ότι με πέντε κοχλιοσυνδέσεις, ένα περικόχλιο και τα κλειδιά τοποθέτησης των κοχλιών πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη προσοχή στις διαστάσεις ώστε να παρέχεται ο απαραίτητος χώρος για τη συναρμολόγηση. Φυσικά, εκτός από αυτήν την προδιαγραφή προστίθενται

και οι συνήθειες, όπως η στατική αντοχή και η μικρή παραμόρφωση. Το αρχικό σχήμα που προτείνεται είναι το παρακάτω (Εικόνα 16.).



Εικόνα 16. Αρχικός σχεδιασμός στοιχείου σύνδεσης κυλίνδρου και πλατφόρμας

Στη συνέχεια, εκτελείται μια προσομοίωση στατικής αντοχής για να ελεγχθεί η μέγιστη παραμόρφωση. Αν αυτή είναι μεγάλη, επαναδιασιοιολογούμε τις βασικές διαστάσεις του εξαρτήματος. Στο παρακάτω σχήμα φαίνεται το εξάρτημα μαζί με τις βασικές του διαστάσεις.



Εικόνα 17. Σκαρίφημα φόρτισης και διαστάσεων στοιχείου σύνδεσης

Για τη κάμψη, που είναι το κύριο αίτιο καταπόνησης αυτής της κατασκευής, ισχύει για μία δοκό:

$$\sigma_{max} = \frac{FLz}{I} \quad (3.3.3)$$

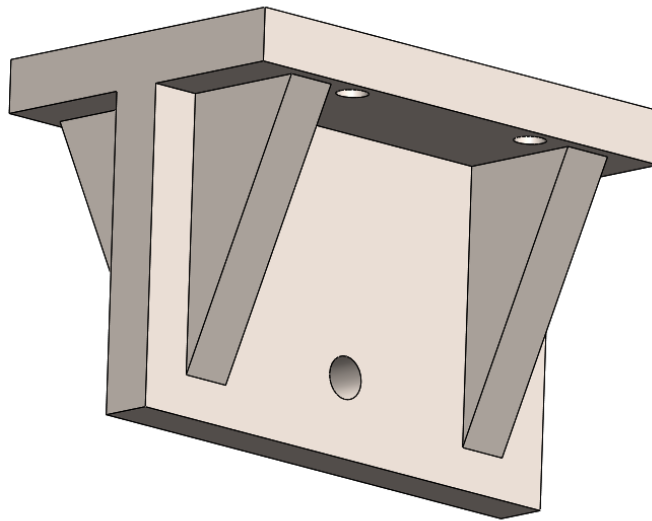
Στη συγκεκριμένη κατασκευή ισχύει προσεγγιστικά:

$$\sigma_{max} = \frac{FLH}{2I} \quad (3.4.3)$$

Όπου,

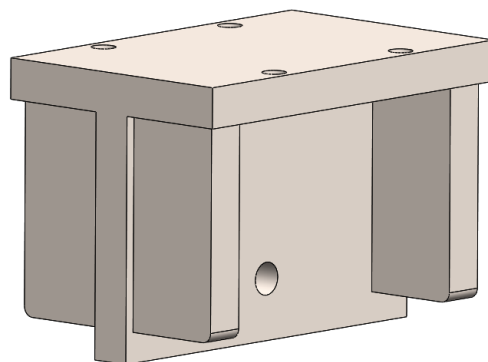
$$I = \frac{1}{12}BH^3 \quad (3.5.3)$$

Από τα παραπάνω είναι εμφανές ότι η αύξηση του μεγέθους h και του b μειώνουν τις τάσεις ενώ το I το αντίθετο. Επειδή αυτό δεν είναι εύκολο χωρίς να περιοριστεί ο χώρος στον οποίο θα μπουν τα κλειδιά και τα περικόχλιο, επιλέγεται να τοποθετηθούν τριγωνικά νεύρα κατά τον άξονα της διάστασης H . Η κατασκευή λαμβάνει το παρακάτω σχήμα (Εικόνα 18.).

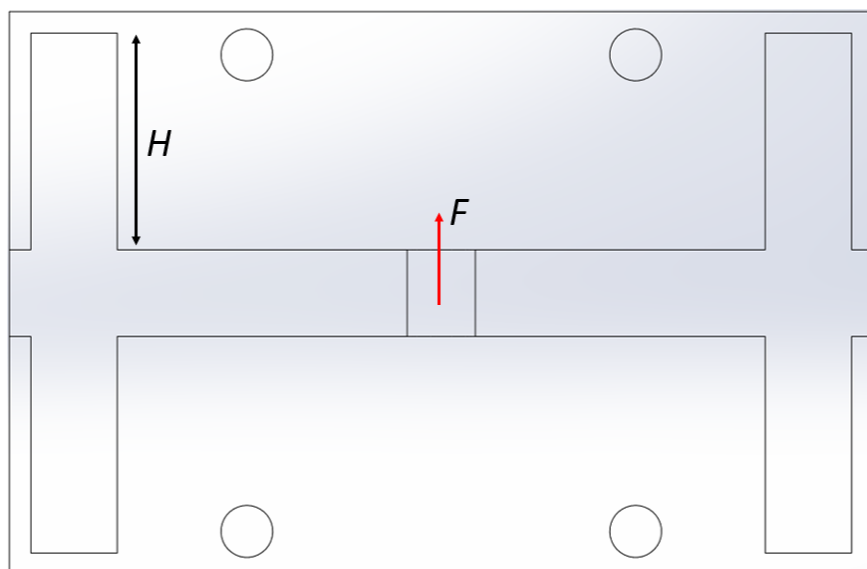


Εικόνα 18. Ενδιάμεσος σχεδιασμός στοιχείου σύνδεσης κυλίνδρου και πλατφόρμας

Όπως φαίνεται, η τοποθέτηση των κοχλιών θα είναι δύσκολη έως και αδύνατη. Για αυτό προτείνεται η λύση των ορθογώνιων νεύρων. Παρακάτω φαίνεται το στοιχείο σύνδεσης καθώς και η τομή του κάθετα στον κατακόρυφο άξονα της μηχανής (Εικόνα 19. – Εικόνα 20.).

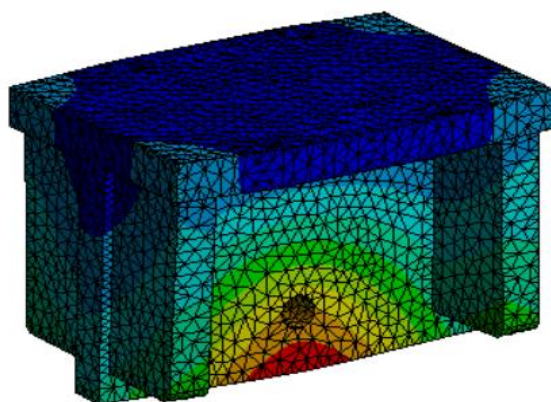


Εικόνα 19. Τελικός σχεδιασμός στοιχείου σύνδεσης κυλίνδρου και πλατφόρμας



Εικόνα 20. Σκαρίφημα φόρτισης τελικού σχεδιασμού στοιχείου σύνδεσης

Έτσι μπορεί να αυξηθεί το μήκος H που μειώνει τις ορθές τάσεις χωρίς να δημιουργηθεί πρόβλημα στις κοχλιοσυνδέσεις. Αναπτύσσεται προσομοίωση πεπερασμένων στοιχείων για τη μελέτη της στατικής αντοχής. Η δύναμη που δημιουργεί το έμβολο προσομοιώνεται με συγκεντρωμένο φορτίο στην οπή που βιδώνεται το βάκτρο. Οι στηρίξεις τοποθετούνται στις πάνω ακμές των κοχλιοσυνδέσεων.



Εικόνα 21 Προσομοίωση στατικού φορτίου στοιχείου σύνδεσης

Η μέγιστη ολική παραμόρφωση που παρατηρείται είναι $100 \mu m$. Τέλος, το συναρμολόγημα βάκτρου, στοιχείου σύνδεσης και πλατφόρμας φαίνεται παρακάτω (Εικόνα 22.).



Εικόνα 22. Συναρμολόγημα πλατφόρμας - κυλίνδρου και στοιχείου σύνδεσης

3.3. Οριζόντιος κύλινδρος

Όπως έχει αναφερθεί σε προηγούμενα κεφάλαια το μέσο μετασχηματισμού της υδραυλικής ενέργειας σε μηχανική είναι ο υδραυλικός κύλινδρος. Εντός του επενεργητή αυτού εισέρχεται λάδι σε υψηλή πίεση το οποίο ασκεί δύναμη στο έμβολο που είναι συνδεδεμένο με τα δύο βάκτρα. Εκείνα με τη σειρά τους μεταφέρουν τη δύναμη αυτή στην πλατφόρμα της τράπεζας και δημιουργείται η επιθυμητή κίνηση. Δεδομένου ότι τα βάκτρα έχουν κυκλική διατομή, η ενεργός διατομή του εμβόλου είναι δακτυλοειδής. Επιπλέον είναι γνωστό ότι η δύναμη που δημιουργείται στο βάκτρο εξαρτάται από την πίεση και την διατομή ενώ η ταχύτητα αυτού από τη παροχή και την διατομή με βάση τις παρακάτω εξισώσεις.

$$F = PA \quad (3.3.1)$$

$$Q = Au \quad (3.3.2)$$

Όπου $A = \frac{\pi}{4}(d_b^2 - d_r^2)$, με d_b η εξωτερική διάμετρος (*bore*) ενώ d_r η εσωτερική διάμετρος (*rod*).

Για τη διαδικασία σχεδιασμού υδραυλικού κυλίνδρου ακολουθούνται τα παρακάτω βήματα.

- Υπολογισμός της διαδρομής και θαλάμου του κυλίνδρου βάσει προδιαγραφών μέγιστης απομάκρυνσης της τράπεζας από τη θέση ισορροπίας.

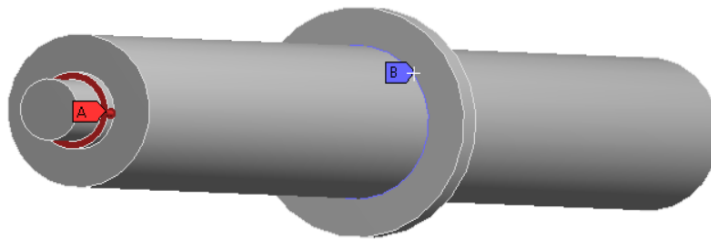
Για την οριζόντια κίνηση έχει διατυπωθεί ήδη ότι η μέγιστη απομάκρυνση από τη θέση ισορροπίας είναι $x = 200 \text{ mm}$. Έτσι, το μήκος του βάκτρου και του θαλάμου πρέπει να είναι μεγαλύτερο από το διπλάσιο της μέγιστης απομάκρυνσης, καθώς σε αυτό το μήκος πρέπει να περιέχεται και ο νεκρός όγκος (*dead volume*). Άρα:

$$l_r \geq 2stroke \quad (3.3.3)$$

Εν τέλει, επιλέγεται

$$l_r = 470 \text{ mm}$$

- Υπολογισμός διατομής βάρικρου με βάση την αντοχή του σε λυγισμό.
Μια τυπική περίπτωση αστοχίας λεπτών φορέων μεγάλου μήκους που καταπονούνται σε θλίψη είναι ο λυγισμός. Ο τρόπος σχεδίασης ενός φορέα να αντέχει αυτού του είδους τη φόρτιση είναι ο υπολογισμός του κρίσιμου φορτίου λυγισμού για κάθε διατομή λαμβάνοντας ως δεδομένο το μήκος ή αντίστροφα. Αν το φορτίο της κατασκευής είναι μεγαλύτερο από το κρίσιμο φορτίο λυγισμού τότε η δοκός αστοχεί, ενώ αν είναι μικρότερο η δοκός αντέχει.
Έτσι σχεδιάζεται επαναληπτικά ένας φορέας μήκους l_r κυκλικής διατομής πολλών ακτίνων.
Έπειτα, αναπτύσσεται μία προσομοίωση πεπερασμένων στοιχείων όπου ο φορέας πακτώνεται στο ένα άκρο και στο άλλο φορτίζεται με το θλιπτικό φορτίο που έχει προκύψει από τους παραπάνω υπολογισμούς των δυναμικών εξισώσεων. Το μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε για την προσομοίωση φαίνεται παρακάτω (Εικόνα 23.).



Εικόνα 23. Προσομοίωση λυγισμού οριζόντιου κυλίνδρου (στηρίξεις και φορτία)



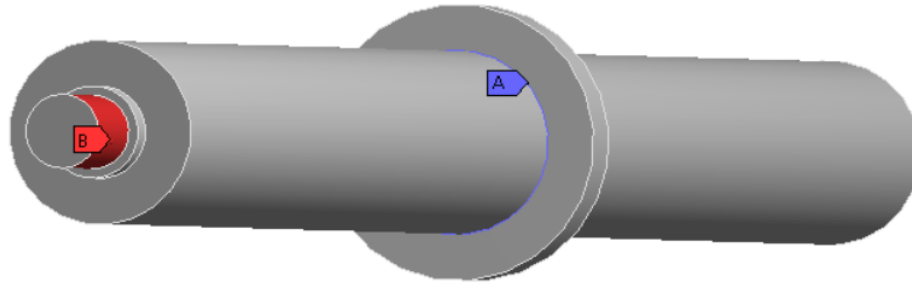
Εικόνα 24. Αποτελέσματα προσομοίωσης λυγισμού οριζόντιου κυλίνδρου

Προφανώς όσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος, τόσο πιο ασφαλές είναι το βάρικτρο στο λυγισμό αφού $\frac{P_{cr}}{P} \geq 1$ ή $P_{cr} \geq P$.

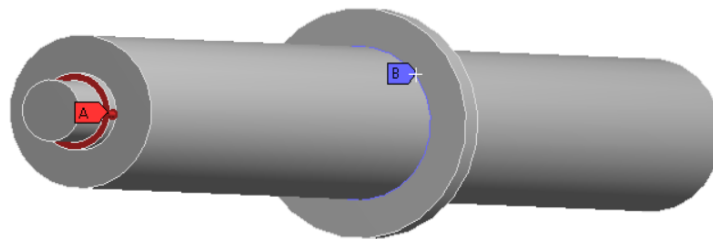
Συνεπώς επιλέγεται διατομή βάρικρου $d_r = 40 \text{ mm}$ καθώς αντέχει σε λυγισμό και ταυτόχρονα δεν απαιτεί ύπαρξη μεγάλου χώρου για να τοποθετηθεί ο κύλινδρος στην υπόλοιπη διάταξη.

- Υπολογισμός διατομής σπειρώματος βάρικρου με βάση την αντοχή του σε εφελκυσμό και θλίψη κατά την παλινδρομική κίνηση της τράπεζας.

Ο έλεγχος αντοχής του βάρτρου σε λυγισμό δεν είναι αρκετός. Πρέπει να ελεγχθεί και η αντοχή του κυλίνδρου σε εφελκυσμό και θλίψη. Για να γίνει αυτό, γίνεται μια αρχική εκτίμηση των διαστάσεων του σπειρώματος. Έπειτα, αναπτύσσεται προσομοίωση πεπερασμένων στοιχείων στην οποία τόσο στη δοκιμή εφελκυσμού όσο και στην θλίψη πακτώνεται το έμβολο. Έπειτα, τοποθετούνται τα φορτία στις περιοχές της κάθε καταπόνησης όπως φαίνεται παρακάτω (Εικόνα 25.).

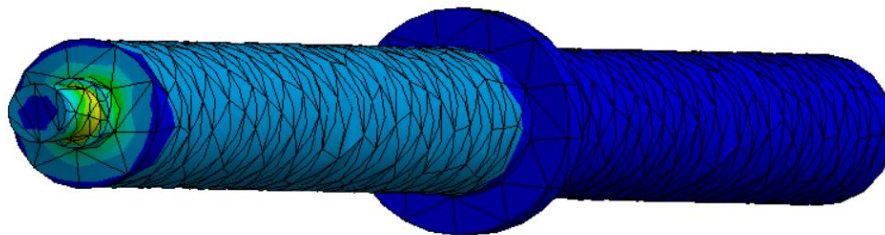


Εικόνα 25. Προσομοίωση εφελκυσμού οριζόντιου κυλίνδρου

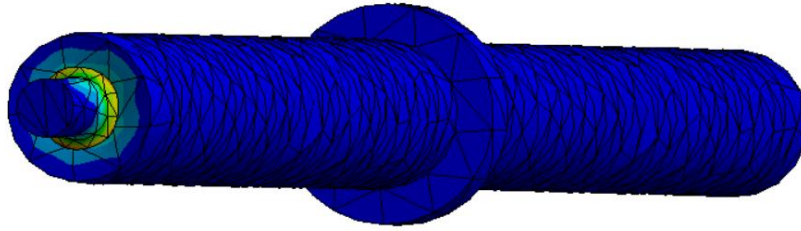


Εικόνα 26. Προσομοίωση θλίψης οριζόντιου κυλίνδρου

Εκτελώντας τις προσομοιώσεις υπολογίζονται οι μέγιστες τάσεις και συγκρίνονται με τη μέγιστη επιτρεπόμενη (τάση διαρροής) του χάλυβα.



Εικόνα 27. Αποτελέσματα προσομοίωσης εφελκυσμού οριζόντιου κυλίνδρου



Εικόνα 28. Αποτελέσματα προσομοίωσης θλίψης οριζόντιου κυλίνδρου

	Max Equivalent Stress (MPa)
Tension	63,5
Compression	15

Πίνακας 5. Μέγιστη τάση εφελκυσμού και θλίψης στο βάκτρο του οριζόντιου κυλίνδρου

- Υπολογισμός εξωτερικής διαμέτρου (bore) του κυλίνδρου με χρήση των παραπάνω σχέσεων προκειμένου να επιτυγχάνονται οι επιθυμητές μέγιστες δυνάμεις και ταχύτητες χωρίς υπερβολικές πιέσεις και παροχές.

Ο υπολογισμός της διαμέτρου αυτής είναι πολύ σημαντικός καθώς ουσιαστικά εξασφαλίζει ότι η τράπεζα μπορεί να επιτύχει τις προδιαγραφές ταχύτητας και επιτάχυνσης που έχουν τεθεί. Επαναλαμβάνοντας την τεχνική των επαναλήψεων και ξεκινώντας από μια βολική τιμή της εξωτερικής διαμέτρου υπολογίζεται η ενεργός επιφάνεια του εμβόλου ως:

$$A = \frac{\pi}{4} (d_b^2 - d_r^2)$$

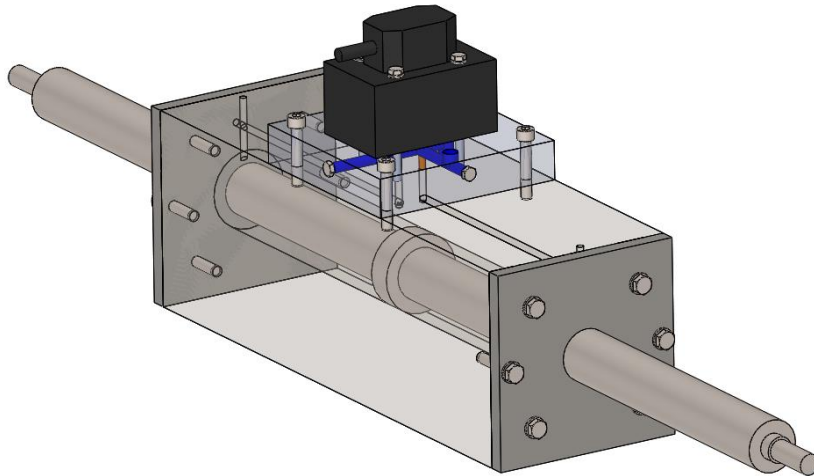
Έπειτα, υπολογίζεται το πηλίκο $p = \frac{F_x}{A(d_b)}$ και το γινόμενο $Q = A(d_b)u_x$ για διάφορες τιμές της εξωτερικής διαμέτρου. Στον παρακάτω πίνακα φαίνονται μερικές τιμές που καταλήγουν σε λογικά αποτελέσματα πιέσεων και παροχών.

Bore d_b (mm)	Mean pressure p (bar)	Flow rate Q (l/min)
50	174	40
60	60	67
70	42	124

Πίνακας 6. Υπολογισμός εξωτερικής διαμέτρου εμβόλου οριζόντιου κυλίνδρου

Επιλέγεται η τιμή διαμέτρου $d_b = 60 \text{ mm}$

Από τη μέχρι τώρα σχεδίαση ο κύλινδρος έχει την παρακάτω μορφή. Προτιμάται έναντι της κυκλικής περιφέρειας η τετραγωνική διατομή καθώς όπως θα αναλυθεί παρακάτω πάνω στον κάθε κύλινδρο θα βιδωθεί η αντίστοιχη σερβοβαλβίδα. Για τη συναρμολόγηση του αρχικά τοποθετείται το έμβολο διπλού βάκτρου εντός του σώματος του κυλίνδρου και έπειτα βιδώνονται τα καπάκια με κοχλίες τυφλής οπής.

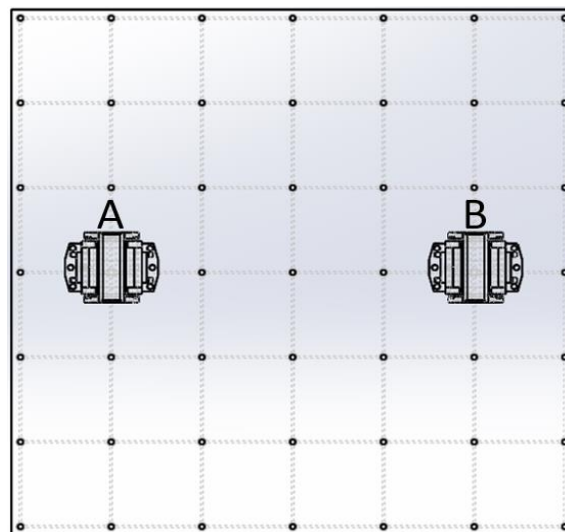


Εικόνα 29. Οριζόντιος κύλινδρος

3.4. Ευθύγραμμοι οδηγοί

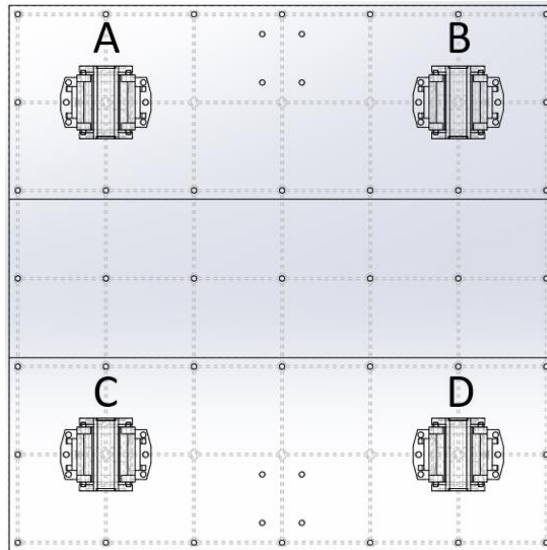
Εκτός από την ύπαρξη των κυλίνδρων που έχουν ως κύρια λειτουργία την επίτευξη της κίνησης της τράπεζας στους δύο άξονες, πρέπει να υπάρχουν και τα απαραίτητα στοιχεία για να υποβοηθούν την ομαλή κίνηση σε κάθε μία από τις δύο κατευθύνσεις. Αυτό επιτυγχάνεται μέσω των ευθύγραμμων οδηγών. Επιπλέον, τα στοιχεία αυτά έχουν επιπλέον χρησιμότητα καθώς με την κατάλληλη χωροθέτηση τους επιτυγχάνεται η καθετότητα της πλατφόρμας ως προς τον άξονα της βαρύτητας, κάτι που αποτελεί πολύ σημαντική προδιαγραφή για την άρτια λειτουργία της μηχανής.

Αρχικά, τοποθετήθηκαν δύο στηρίγματα κάτω από την οριζόντια πλατφόρμα στα σημεία *A* και *B* (Εικόνα 30.).



Εικόνα 30. Αρχική θέση οδηγών

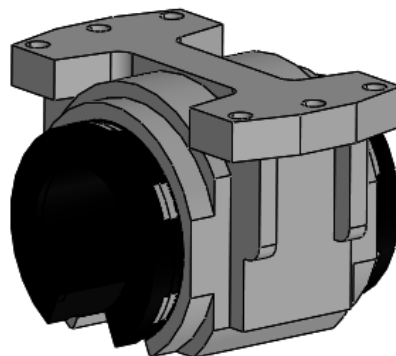
Φυσικά, η ύπαρξη μόνο δύο και όχι περισσότερων σημείων στήριξης δημιούργησε το πρόβλημα του αμφισήμαντου προσανατολισμού της πλατφόρμας. Αυτό συμβαίνει επειδή, όπως αποδεικνύεται μαθηματικά, από το ευθύγραμμο τμήμα AB διέρχονται άπειρα επίπεδα και όχι ένα μοναδικό όπως θα ήταν το επιθυμητό αποτέλεσμα. Έναντι λοιπόν αυτού του σχεδιασμού, προτείνεται η χρήση τεσσάρων στηριγμάτων στα σημεία A, B, C, D (Εικόνα 31.).



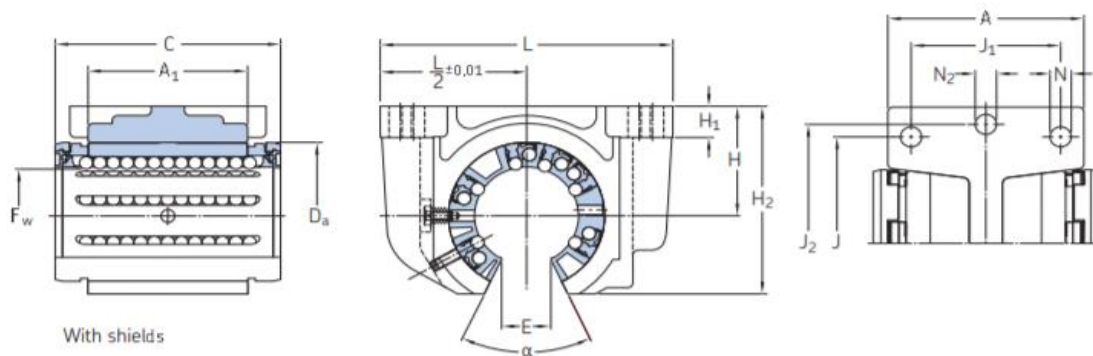
Εικόνα 31. Τελική θέση οδηγών

Η ύπαρξη περισσότερων από τρία μη συνευθειακά σημεία εξασφαλίζει ότι η πλατφόρμα θα έχει ανά πάσα στιγμή μονοσήμαντο προσανατολισμό και μάλιστα κάθετο στα σημεία αυτά, δηλαδή το επίπεδο θα είναι κάθετο στο διάνυσμα της βαρύτητας. Επιπλέον, η ύπαρξη περισσότερων στηρίξεων εξασφαλίζει τον καταμερισμό του συνολικού φορτίου σε τέσσερα έναντι δύο στοιχείων μηχανών.

Επιλέγεται το ένσφαιρο γραμμικό έδρανο LUCT 80-2LS/HV6 της SKF με τις παρακάτω διαστάσεις (Πίνακας 7.):



Εικόνα 32. Έδρανο LUCT



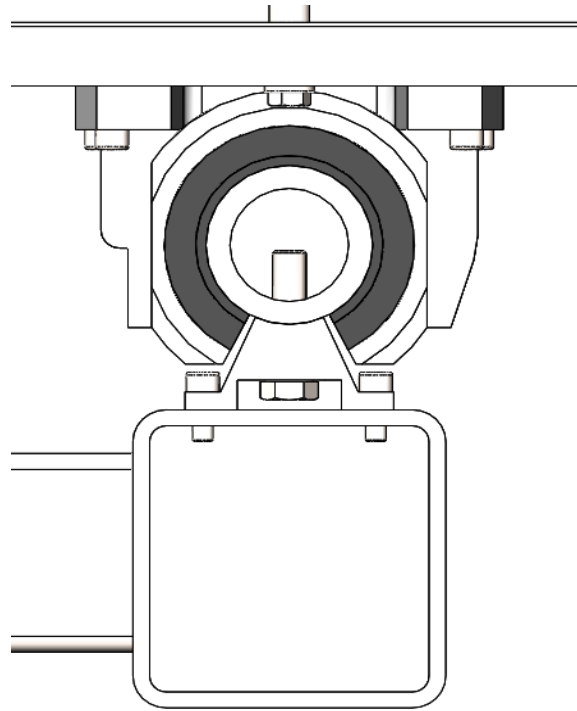
Εικόνα 33. Διαστάσεις γραμμικού ένσφαιρου εδράνου

Dimensions	
F_w	80
A	113
A_1	125
C	165
D_a	120
H	80
H_1	22
H_2	140
J	170
J_1	90
J_2	180
L	205
N	13
N_2	13
E	38,4
α	54°

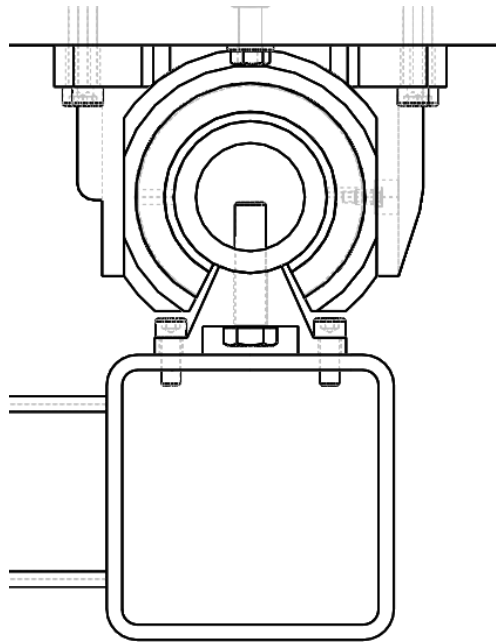
Πίνακας 7. Διαστάσεις εδράνου

Τέλος, στις προδιαγραφές της εταιρείας, αναφέρεται ότι το μέγιστο στατικό φορτίο που αντέχει το εξάρτημα είναι ίσο με 32 kN ενώ το αντίστοιχο δυναμικό είναι $37,5 \text{ kN}$.

Η συναρμολόγηση των εδράνων με τους οδηγούς γίνεται με κοχλιοσυνδέσεις ως εξής (Εικόνα 34.):



Εικόνα 34. Συναρμολόγημα εδράνου(1)



Εικόνα 35. Συναρμολόγημα εδράνου(2)

3.5. Σχεδιασμός επίπεδου δικτυώματος

Έχοντας σχεδιάσει την πλατφόρμα τοποθέτησης του φορτίου, τους οριζόντιους οδηγούς, τον οριζόντιο κύλινδρο και τα στοιχεία σύνδεσης της πλατφόρμας και του κυλίνδρου η ανάλυση προχωρά στο σχεδιασμό του επίπεδου δικτυώματος στο οποίο θα εδράζονται οι οδηγοί και ο οριζόντιος κύλινδρος. Το δικτύωμα αυτό έχει πολλαπλή χρησιμότητα. Αρχικά, πρέπει σε αυτό να υπάρχει επαρκής χώρος έτσι ώστε να εδράζονται οι οδηγοί και ο κύλινδρος. Δεύτερον, πρέπει να υπάρχει αρκετός χώρος στην κάτω επιφάνεια για να τοποθετηθεί μία πλάκα που να έχει επαρκές πάχος, τέτοιο ώστε να παραλαμβάνει και να μεταφέρει επιτυχώς το φορτίο του κατακόρυφου κυλίνδρου. Επιπλέον, το δικτύωμα αυτό μαζί με την πλατφόρμα είναι τα δύο κινούμενα-και άρα επιταχυνόμενα-στοιχεία της τράπεζας με τη μεγαλύτερη μάζα καθώς οι κύλινδροι και οι οδηγοί είναι σχεδόν αμελητέας μάζας. Έτσι, το δικτύωμα αυτό πρέπει να έχει την ελάχιστη δυνατή μάζα προκειμένου να μην απαιτείται επιπλέον ισχύς για την κίνηση αυτού. Τέλος, είναι επιθυμητό, η κατασκευή αυτή να μην ενισχύει τις ταλαντώσεις όταν διεγείρεται, δηλαδή να μη συντονίζεται. Έτσι, πρέπει να σχεδιαστεί κατάλληλα έτσι ώστε η πρώτη ιδιοσυχνότητα του δικτυώματος να είναι αρκετά μεγαλύτερη από τη συχνότητα διέγερσης.

Το βασικό δομικό στοιχείο του δικτυώματος είναι η κοιλοδοκός. Η κοιλοδοκός είναι μία δοκός ορθογώνιας (ή και τετράγωνης) κοίλης διατομής. Κατασκευάζεται από ένα απλό χαλύβδινο έλασμα ορισμένου πάχους που έχει στραντζαριστεί και συγκολληθεί στην κάτω του επιφάνεια.

Επιλέγεται αυτό το δομικό στοιχείο γιατί δεν έχει μεγάλη μάζα σε σχέση με τη συμπαγή δοκό, καθώς δεν είναι συμπαγές ενώ παράλληλα μπορεί να βρεθεί σε διάφορα πάχη, κάτι που δίνει τη δυνατότητα ρύθμισης της δυσκαμψίας του. Τέλος, είναι ένα στοιχείο που βρίσκεται εύκολα και σε χαμηλή τιμή στην αγορά. Παρακάτω διατυπώνονται οι βασικές εξισώσεις της κοιλοδοκού και μία προσεγγιστική εξίσωση για την εύρεση της καμπτικής ιδιοσυχνότητας.

$$A = bh - (b - 2t)(h - 2t) = 2t(b + h - 2t) \quad (3.5.1)$$

$$I = \int z^2 dA = \frac{1}{12} [bh^3 - (b - 2t)(h - 2t)^3] \quad (3.5.2)$$

Φυσικά έχουμε για τη μάζα της κοιλοδοκού ότι

$$m = \rho A l \quad (3.5.3)$$

ενώ για τη δυσκαμψία της

$$k = \frac{EI}{l^3} \quad (3.5.4)$$

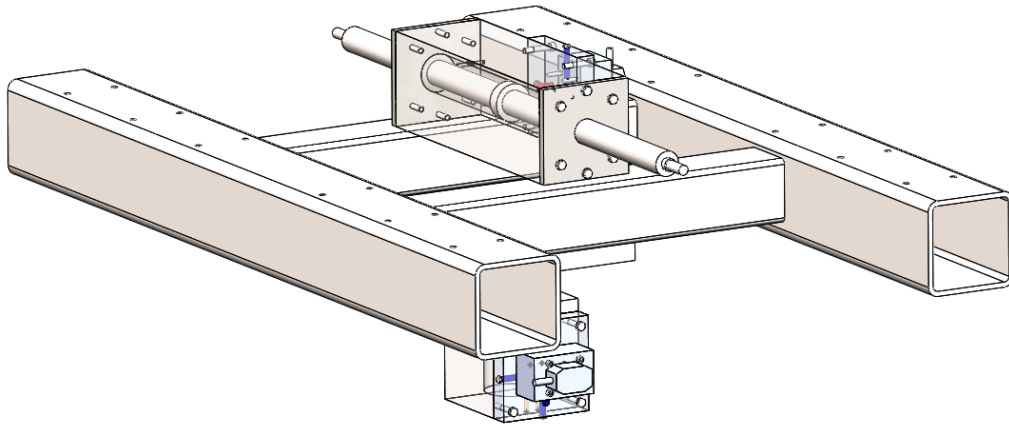
όπου E το μέτρο ελαστικότητας του χάλυβα.

Τέλος από την εξίσωση του απλού αρμονικού ταλαντωτή γνωρίζουμε ότι

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.5.5)$$

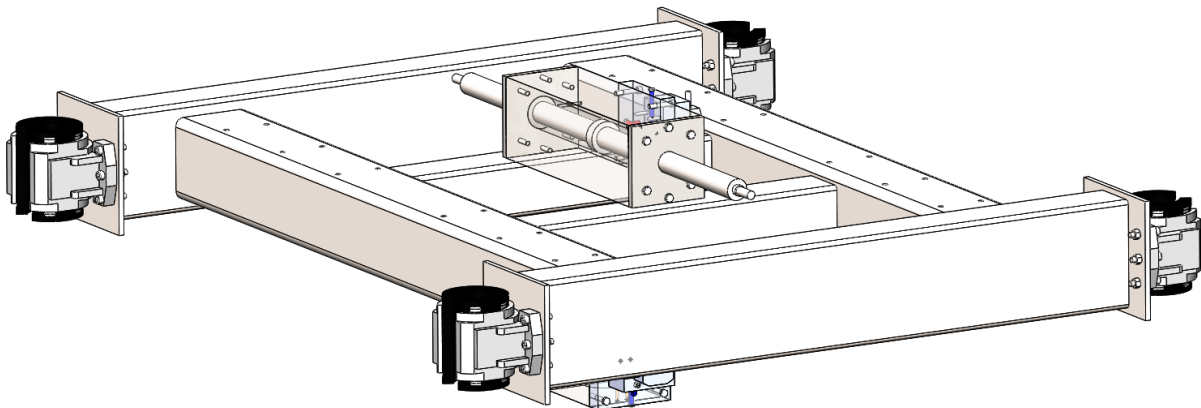
Είναι εμφανές ότι αυξάνοντας το μέγεθος t αυξάνεται η δυσκαμψία της δοκού. Επιπλέον λόγω της τρίτης δύναμης στο ύψος h η ιδιοσυχνότητα της κοιλοδοκού αυξάνεται. Έτσι, σε περίπτωση ορθογωνίας και όχι τετράγωνης διατομής επιλέγεται η μεγαλύτερη πλευρά της κοιλοδοκού να είναι παράλληλη στον άξονα z προκειμένου να αυξηθεί η δυσκαμψία σε αυτό τον άξονα.

Αρχικά, επιλέγονται κοιλοδοκοί που αποτελούν τα στηρίγματα των οδηγών. Φυσικά αυτές πρέπει να έχουν πλάτος μεγαλύτερο από τις βάσεις των οδηγών. Έπειτα, τοποθετούνται οι κοιλοδοκοί στήριξης του κυλίνδρου ο οποίος προβλέπεται να στηρίζεται μόνο στα άκρα μέσω συγκόλλησης στην περιφέρειά του.



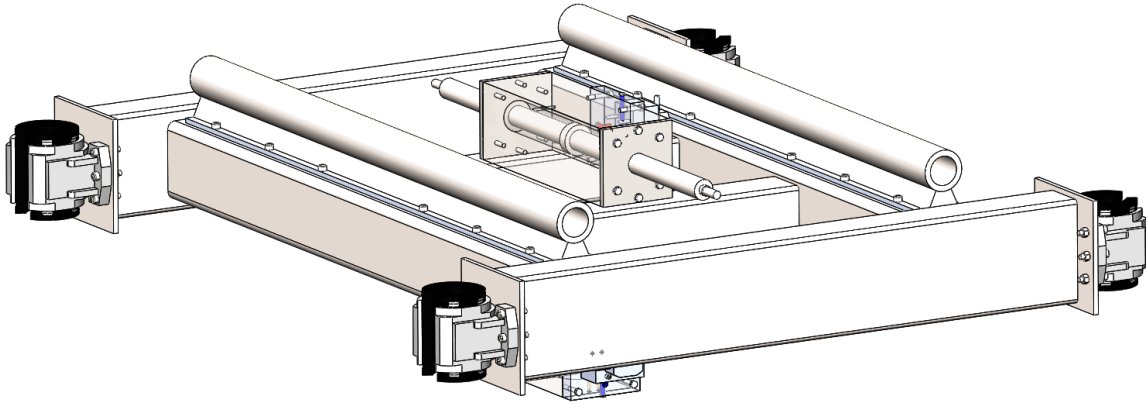
Εικόνα 36. Συναρμολόγημα επίπεδου δικτύματος - στάδιο 1

Επόμενο βήμα είναι η τοποθέτηση κοιλοδοκών που συνδέουν το δικτύωμα με τον σκελετό της μηχανής, που θα αναλυθεί σε επόμενη ενότητα. Στην άκρη αυτών, τοποθετούνται 4 τετραγωνικής διατομής φύλλα χάλυβα προκειμένου να βιδωθούν πάνω τα τέσσερα στηρίγματα των οδηγών.



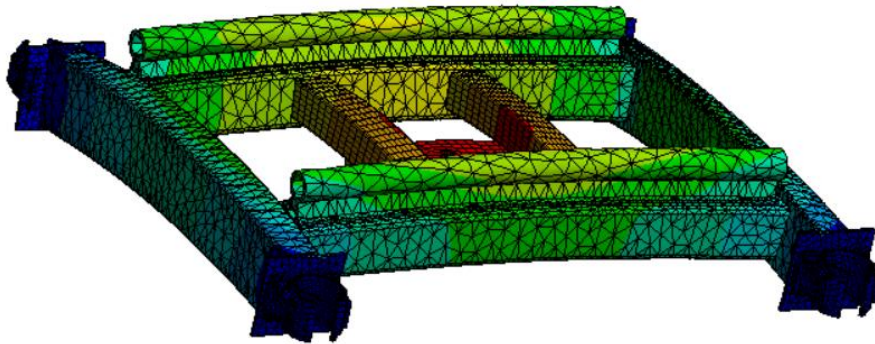
Εικόνα 37. Συναρμολόγημα επίπεδου δικτύματος - στάδιο 2

Τοποθετούνται οι κατακόρυφοι οδηγοί πάνω στους οποίους θα εδράζεται η κατασκευή.



Εικόνα 38. Συναρμολόγημα επίπεδου δικτύωματος - στάδιο 3

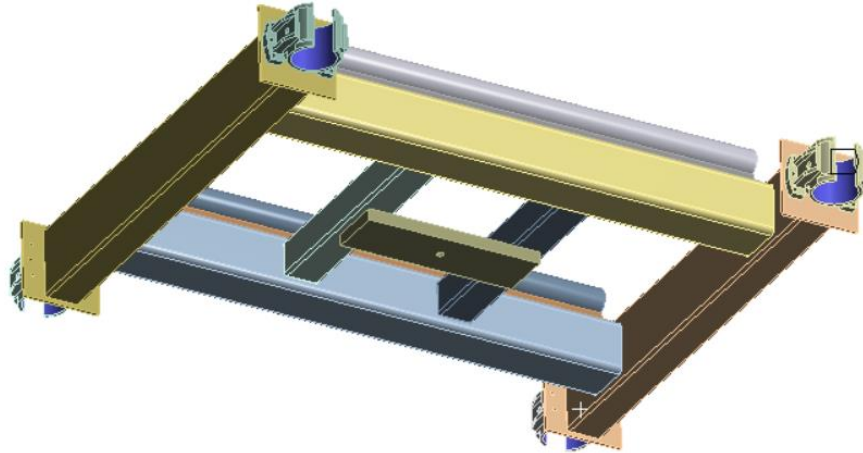
Έχοντας σχεδιάσει χωρικά το δίκτυωμα, τώρα πρέπει να ελεγχθεί αν η δυσκαμψία του είναι τέτοια ώστε να μην προκαλούνται ιδιοταλαντώσεις. Αναπτύσσεται προσομοίωση πεπερασμένων στοιχείων για έλεγχο των ιδιοσυχνοτήτων με ορισμένα πάχη t των κοιλοδοκών. Παρακάτω φαίνεται η προσομοίωση και τα αποτελέσματά της (Εικόνα 40.).



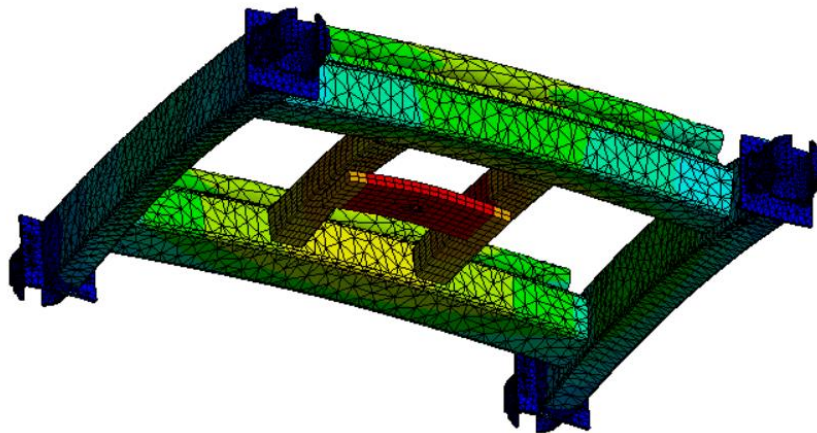
Εικόνα 39. Υπολογισμός ιδιοσυχνοτήτων επίπεδου δικτύωματος

Αν η πρώτη ιδιοσυχνότητα είναι κοντά στην μέγιστη αρμονική συχνότητα διέγερσης πρέπει να αυξηθεί η πρώτη ιδιοσυχνότητα του δικτύωματος. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί αρχικά με την αύξηση του πάχους των κοιλοδοκών. Παρ' όλα αυτά επειδή αυτός ο τρόπος αυξάνει κατά ένα μικρό ποσοστό τις ιδιοσυχνότητες δοκιμάζεται μία άλλη μέθοδος. Ο πιο αποτελεσματικός τρόπος είναι η σύνδεση των διαφόρων μερών του δικτύωματος με κοιλοδοκούς που να το χωρίζουν σε περαιτέρω τριγωνικά και όχι ορθογωνικά τμήματα. Στην προκειμένη περίπτωση δεν απαιτείται τέτοιος σχεδιασμός καθώς οι ιδιοσυχνότητες είναι ήδη ικανοποιητικά υψηλές ($f_{n1} = 81,5 \text{ Hz}$)

Τέλος, πρέπει να γίνει ένα test στατικής αντοχής για να διπαιστωθεί αν όλα τα μέλη μπορούν να αντέξουν τη δύναμη του κατακόρυφου κυλίνδρου που θα τοποθετηθεί από κάτω. Προτού γίνει ο έλεγχος αυτός πρέπει να δημιουργηθεί μια επιφάνεια κατάλληλη για να δέχεται το φορτίο αυτό. Έτσι, σχεδιάζεται μια επίπεδη πλάκα με διαμετρική οπή. Στη συνέχεια, αναπτύσσεται προσομοίωση πεπερασμένων στοιχείων. Οι στηρίξεις τοποθετούνται όπως και προηγουμένως στους οδηγούς. Το μέγιστο φορτίο τοποθετείται στην οπή της πλάκας. Λαμβάνουμε τη μέγιστη ισοδύναμη τάση και παραμόρφωση ως αποτελέσματα. Αν η μέγιστη επιτρεπόμενη τάση είναι μεγαλύτερης τιμής από την μέγιστη ασκούμενη και η μέγιστη παραμόρφωση είναι εντός λογικών ορίων δε χρειάζεται να γίνουν αλλαγές στο σχεδιασμό. Παρακάτω φαίνεται η προσομοίωση και τα αποτελέσματά της (Εικόνα 41. – Εικόνα 42.).



Εικόνα 40. Προσομοίωση υπολογισμού μέγιστης ισοδύναμης τάσης



Εικόνα 41. Αποτέλεσμα προσομοίωσης στατικού φορτίου

Η μέγιστη τάση προκύπτει 120 MPa που φυσικά είναι μία αποδεκτή τιμή για χαλύβδινες κατασκευές.

3.6. Κατακόρυφος κύλινδρος

Όπως έχει αναφερθεί σε προηγούμενα κεφάλαια το μέσο μετασχηματισμού της υδραυλικής ενέργειας σε μηχανική είναι ο υδραυλικός κύλινδρος. Εντός του επενεργητή αυτού εισέρχεται λάδι σε υψηλή πίεση το οποίο ασκεί δύναμη στο πιστόνι που είναι συνδεδεμένο με το βάκτρο. Εκείνο, με τη σειρά τους μεταφέρει τη δύναμη αυτή στο δικτύωμα της τράπεζας και δημιουργείται η επιθυμητή κίνηση. Επιλέγεται για την κατακόρυφη κίνηση κύλινδρος διπλής ενέργειας μονού βάκτρου. Επιπλέον είναι γνωστό ότι η δύναμη που δημιουργείται στο βάκτρο εξαρτάται από την πίεση και την διατομή ενώ η ταχύτητα αυτού από τη παροχή και την διατομή με βάση τις παρακάτω εξισώσεις.

$$F = PA$$

$$Q = Au$$

Όπου

$$A_d = \frac{\pi}{4}(d_b^2 - d_r^2) \quad (3.6.1)$$

με d_b η εξωτερική διάμετρος (*bore*) ενώ d_r η εσωτερική διάμετρος (*rod*) για την κίνηση προς τα κάτω ενώ για την κίνηση προς τα πάνω είναι:

$$A_{up} = \frac{\pi}{4}d_b^2 \quad (3.6.2)$$

Οι δείκτες d , up συμβολίζουν την κίνηση προς τα κάτω και πάνω αντίστοιχα.

Για τη διαδικασία σχεδιασμού υδραυλικού κυλίνδρου ακολουθούνται τα παρακάτω βήματα.

- Υπολογισμός του stroke και θαλάμου κυλίνδρου βάσει προδιαγραφών μέγιστης απομάκρυνσης της τράπεζας από τη θέση ισορροπίας.
Για την κατακόρυφη κίνηση έχει διατυπωθεί ήδη ότι η μέγιστη απομάκρυνση από τη θέση ισορροπίας είναι $z = 50 \text{ mm}$. Έτσι, το μήκος του βάκτρου και του θαλάμου πρέπει να είναι μεγαλύτερο από το διπλάσιο της μέγιστης απομάκρυνσης, καθώς σε αυτό το μήκος πρέπει να περιέχεται και ο νεκρός όγκος (*dead volume*). Άρα:

$$l_r \geq 2stroke$$

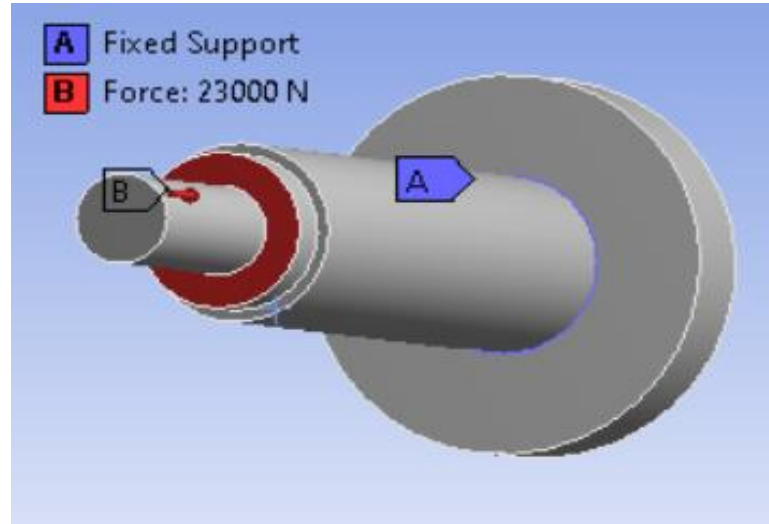
Εν τέλει, επιλέγεται

$$l_r = 130 \text{ mm}$$

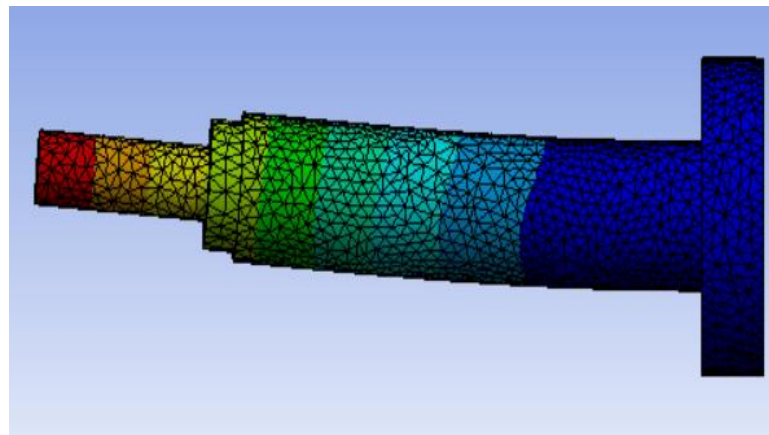
- Υπολογισμός διατομής βάκτρου με βάση την αντοχή του σε λυγισμό.
Μια τυπική περίπτωση αστοχίας λεπτών φορέων μεγάλου μήκους που καταπονούνται σε θλίψη είναι ο λυγισμός. Ο τρόπος σχεδίασης ενός φορέα να αντέχει αυτού του είδους τη φόρτιση είναι ο υπολογισμός του κρίσιμου φορτίου λυγισμού για κάθε διατομή λαμβάνοντας ως δεδομένο το μήκος ή αντίστροφα. Αν το φορτίο της κατασκευής είναι μεγαλύτερο από το κρίσιμο φορτίο λυγισμού τότε ο φορέας αστοχεί, ενώ αν είναι μικρότερο, αντέχει.
Έτσι σχεδιάζουμε επαναληπτικά έναν φορέα μήκους l_r κυκλικής διατομής πολλών ακτίνων.

Έπειτα, αναπτύσσεται μία προσομοίωση πεπερασμένων στοιχείων όπου ο φορέας πακτώνεται στο ένα άκρο και στο άλλο φορτίζεται με το θλιπτικό φορτίο που έχει προκύψει από τους παραπάνω υπολογισμούς των δυναμικών εξισώσεων.

Η διάταξη και τα αποτελέσματα της προσομοίωσης φαίνονται παρακάτω (Εικόνα 43. – Εικόνα 44.).



Εικόνα 42. Προσομοίωση λυγισμού κατακόρυφου κυλίνδρου



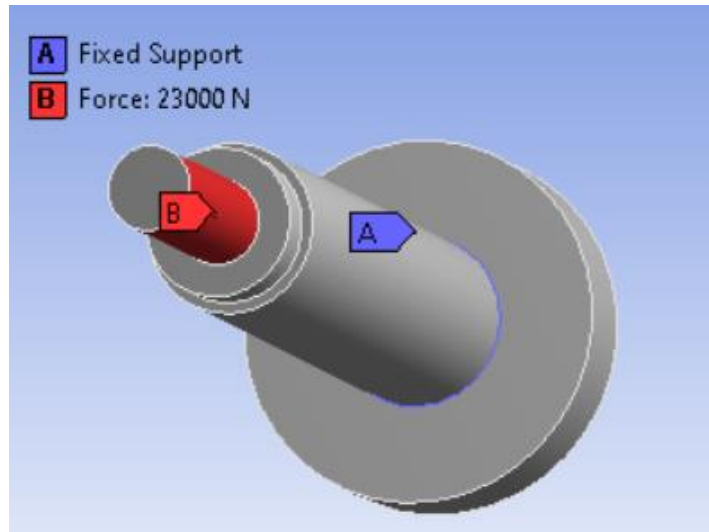
Εικόνα 43. Αποτελέσματα προσομοίωσης λυγισμού κατακόρυφου κυλίνδρου

Προφανώς όσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος, τόσο πιο ασφαλές είναι το βάκτρο στο λυγισμό αφού $\frac{P_{cr}}{P} \geq 1$ ή $P_{cr} \geq P$.

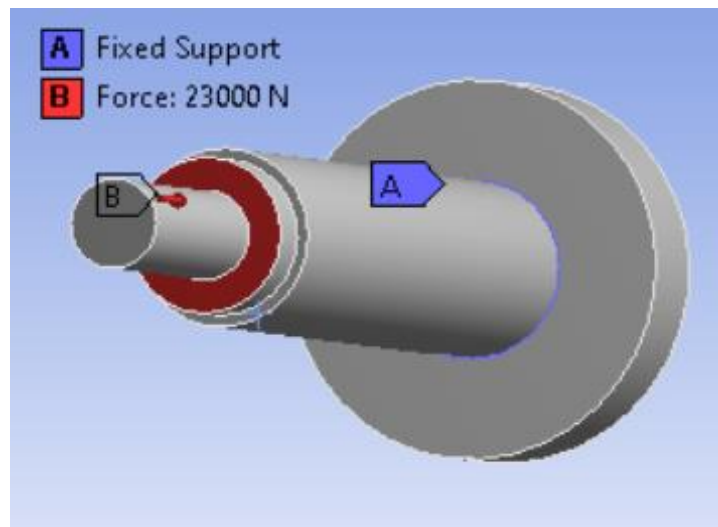
Συνεπώς επιλέγεται διατομή βάκτρου $d_r = 40 \text{ mm}$ καθώς αντέχει και ταυτόχρονα δεν απαιτεί ύπαρξη μεγάλου χώρου για να τοποθετηθεί ο κύλινδρος στην υπόλοιπη διάταξη.

- Υπολογισμός διατομής σπειρώματος βάκτρου με βάση την αντοχή του σε εφελκυσμό και θλίψη κατά την παλινδρομική κίνηση της τράπεζας.

Ο έλεγχος αντοχής του βάρου σε λυγισμό δεν είναι αρκετός. Πρέπει να ελεγχθεί και η αντοχή του κυλίνδρου σε εφελκυσμό και θλίψη. Για να γίνει αυτό, σχεδιάζονται εμπειρικά οι διαστάσεις του σπειρώματος. Έπειτα, αναπτύσσεται προσομοίωση πεπερασμένων στοιχείων στην οποία τόσο στη δοκιμή εφελκυσμού όσο και στην θλίψη πακτώνεται το έμβολο. Έπειτα, τοποθετούνται τα φορτία στις περιοχές της κάθε καταπόνησης όπως φαίνεται παρακάτω (Εικόνα 45. – Εικόνα 46.).

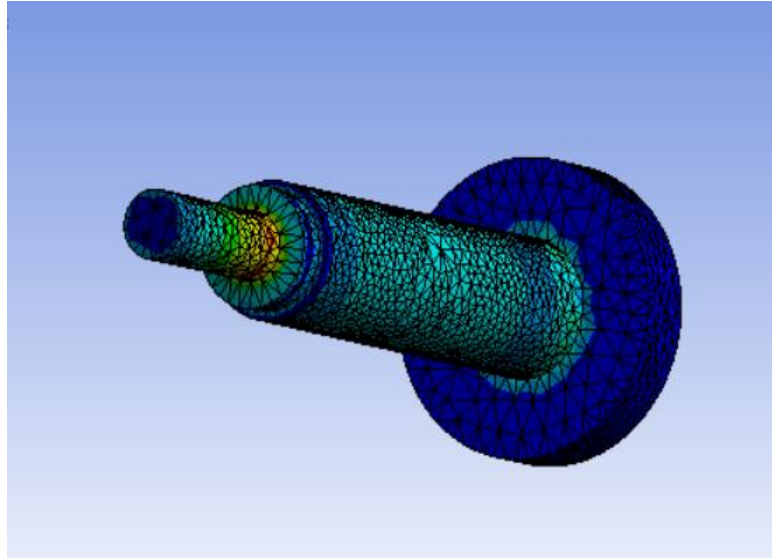


Εικόνα 44. Προσομοίωση εφελκυσμού κατακόρυφου κυλίνδρου

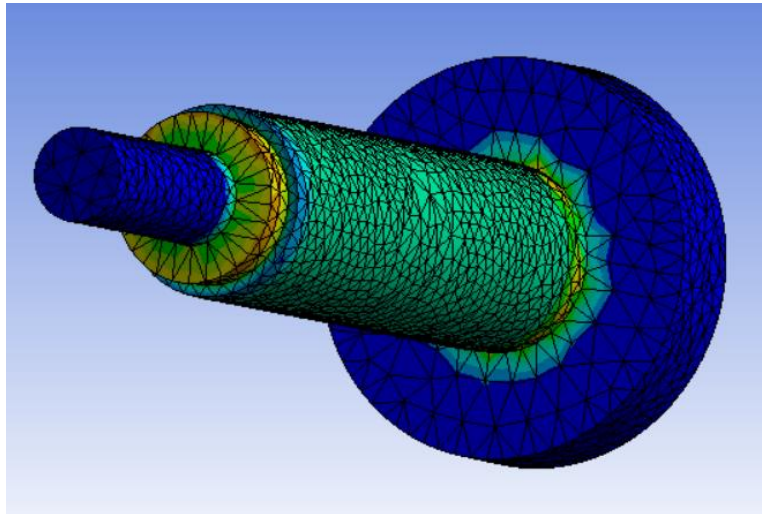


Εικόνα 45. Προσομοίωση εφελκυσμού κατακόρυφου κυλίνδρου

Εκτελώντας τις προσομοιώσεις υπολογίζονται οι μέγιστες τάσεις και συγκρίνονται με τη μέγιστη επιτρεπόμενη (τάση διαρροής) του χάλυβα.



Εικόνα 46. Αποτελέσματα προσομοίωσης εφελκυσμού κατακόρυφου κυλίνδρου



Εικόνα 47. Αποτελέσματα προσομοίωσης θλίψης κατακόρυφου κυλίνδρου

	Max Equivalent Stress (MPa)
Tension	81,5
Compression	44,5

Πίνακας 8. Μέγιστη τάση εφελκυσμού και θλίψης στο βάκτρο του κατακόρυφου κυλίνδρου

- Ακολουθεί ο υπολογισμός της εξωτερικής διαμέτρου (bore) του κυλίνδρου με χρήση των παραπάνω σχέσεων προκειμένου να επιτυγχάνονται οι επιθυμητές μέγιστες δυνάμεις και ταχύτητες χωρίς υπερβολικές πιέσεις και παροχές.

Ο υπολογισμός της διαμέτρου αυτής είναι πολύ σημαντικός καθώς ουσιαστικά εξασφαλίζει ότι η τράπεζα μπορεί να επιτύχει τις προδιαγραφές ταχύτητας και επιτάχυνσης που έχουν τεθεί. Επαναλαμβάνοντας την τεχνική των επαναλήψεων και ξεκινώντας από μια βολική τιμή της εξωτερικής διαμέτρου υπολογίζεται η ενεργός επιφάνεια του πιστονιού ως

$$A = \frac{\pi}{4}(d_b^2 - d_r^2)$$

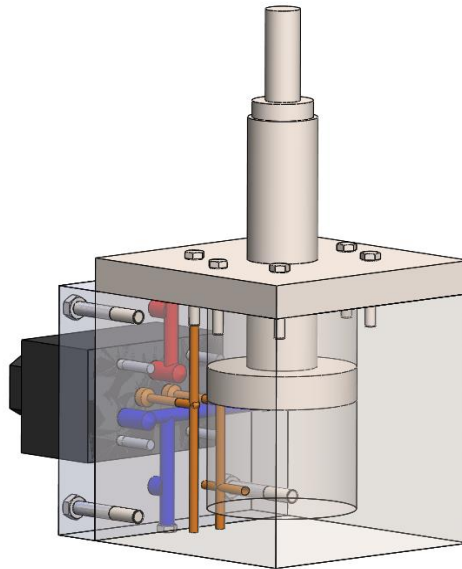
Έπειτα, υπολογίζεται το πηλίκο $p = \frac{F_z}{A(d_b)}$ και το γινόμενο $Q = A_a(d_b)u_x$ για διάφορες τιμές της εξωτερικής διαμέτρου. Στον παρακάτω πίνακα φαίνονται μερικές τιμές που καταλήγουν σε λογικά αποτελέσματα πιέσεων και παροχών (Πίνακας 9.).

Bore d_b (mm)	Mean Pressure p (bar)	Flow Rate Q ($\frac{l}{min}$)
70	89	27
85	52	48
100	35	71

Πίνακας 9. Υπολογισμός εξωτερικής διαμέτρου εμβόλου κατακόρυφου κυλίνδρου

Επιλέγεται η τιμή διαμέτρου $d_b = 85 \text{ mm}$.

Από τη μέχρι τώρα σχεδίαση ο κύλινδρος έχει την παρακάτω μορφή (Εικόνα 49.). Προτιμάται έναντι της κυκλικής περιφέρειας η ορθογωνική, καθώς όπως θα αναλυθεί παρακάτω πάνω στον κάθε κύλινδρο θα βιδωθεί η αντίστοιχη σερβοβαλβίδα. Για τη συναρμολόγηση του αρχικά τοποθετείται το έμβολο με τα δύο βάκτρα εντός του σώματος του κυλίνδρου και έπειτα βιδώνονται τα καπάκια με κοχλίες τυφλής οπής.



Εικόνα 48. Κατακόρυφος κύλινδρος

3.7. Σχεδιασμός σκελετού μηχανής

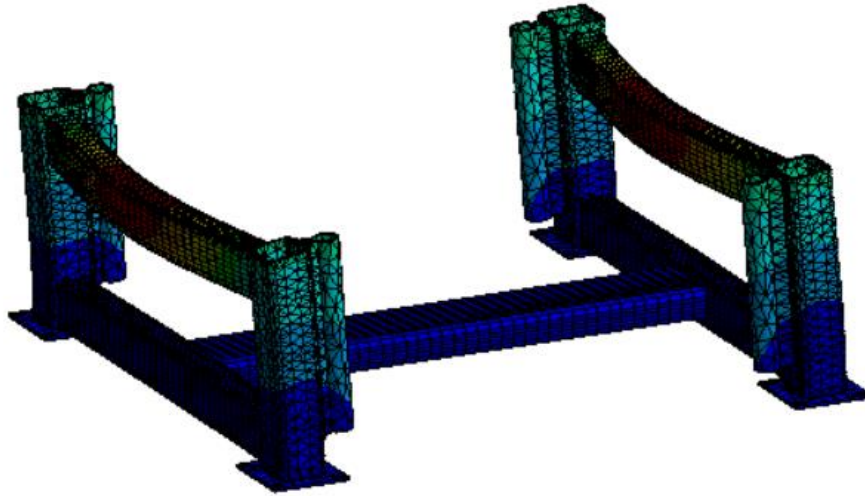
Ολοκληρώνοντας το σχεδιασμό των κινούμενων μερών της μηχανής η ανάλυση προχωρά στο σχεδιασμό του σκελετού της. Ο ρόλος αυτού, είναι πολλαπλός. Πρέπει πρωτίστως να παραλαμβάνει με ασφάλεια κάποια φορτία τα οποία θα αναλυθούν στη συνέχεια. Επιπλέον πρέπει να μην ενισχύει τις ταλαντώσεις του συστήματος στις συχνότητες διέγερσης. Έτσι, ο σκελετός της μηχανής σχεδιάζεται με τις βασικές προδιαγραφές της πλατφόρμας και του δικτύωματος, δηλαδή να έχει υψηλές ιδιοσυχνότητες και δυσκαμψία τέτοια ώστε να δημιουργείται μικρό βέλος κάμψης κατά την φόρτισή του. Το βασικό στοιχείο του είναι η κοιλοδοκός όπως και στο επίπεδο δικτύωμα. Επιλέγεται πάλι αυτό το στοιχείο για την ελαχιστοποίηση τόσο του κόστους όσο και της μάζας. Ο σκελετός αυτός πρέπει να μπορεί να μεταφερθεί ανά πάσα στιγμή σε διαφορετική τοποθεσία και συνεπώς η μέγιστη μάζα αποτελεί σημαντικό περιορισμό.

Η πρώτη ιδέα είναι ο σχεδιασμός δύο παράλληλων ορθογωνικών πλαισίων τα οποία συνδέονται με μία οριζόντια κοιλοδοκό στο κάτω μέρος του σκελετού. Εκεί θα εδράζεται ο κατακόρυφος κύλινδρος. Στις κατακόρυφες κοιλοδοκούς πάνω συνδέονται οι ευθύγραμμοι οδηγοί. Ο σχεδιασμός αυτός φαίνεται παρακάτω (Εικόνα 50).



Εικόνα 49. Αρχικός σχεδιασμός σκελετού μηχανής

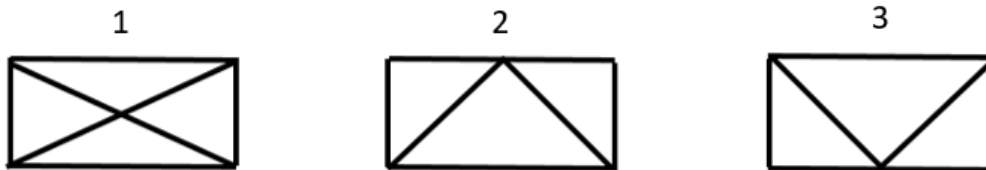
Επόμενο βήμα είναι να γίνουν οι κατάλληλες προσομοιώσεις. Ξεκινώντας από ένα τεστ ιδιοσυχνοτήτων αναπτύσσεται μία προσομοίωση πεπερασμένων στοιχείων. Οι εδράσεις τοποθετούνται κάτω από τις τέσσερις κατακόρυφες κοιλοδοκούς. Η ανάπτυξη της προσομοίωσης και τα αποτελέσματά της φαίνονται παρακάτω (Εικόνα 51).



Εικόνα 50. Εύρεση ιδιοσυχνοτήτων σκελετού μηχανής

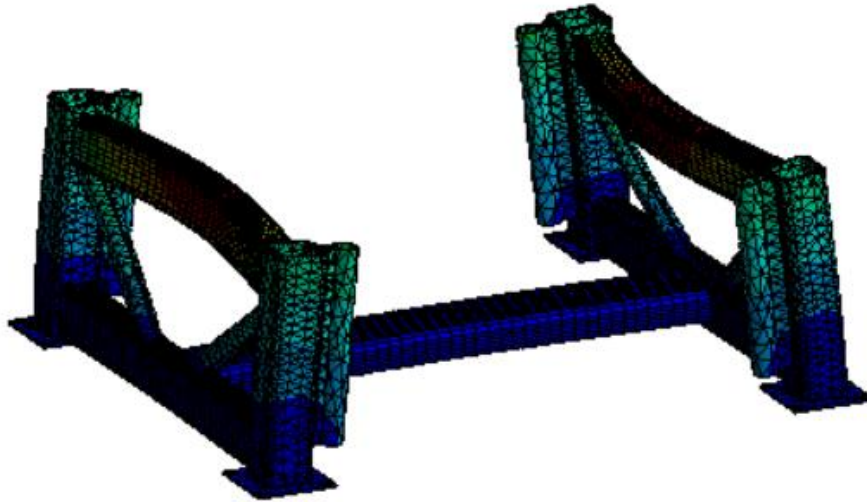
Πρέπει να αναφερθεί ότι δε χρειάζεται όλες οι ιδιοσυχνότητες να είναι υψηλές. Μείζονος σημασίας είναι να είναι υψηλές εκείνες των οποίων οι ιδιομορφές τείνουν να δημιουργηθούν από τις κινήσεις της τράπεζας. Για παράδειγμα η στρεπτική ιδιοσυχνότητα δεν είναι μεγάλης σημασίας σε αντίθεση με τις καμπτικές που δημιουργούνται τόσο από την κατακόρυφη όσο και από την οριζόντια κίνηση.

Καθώς οι ιδιοσυχνότητες της παραπάνω προσομοίωσης κρίνονται χαμηλές ($f_{n1} = 90 \text{ Hz}$) πρέπει να μελετηθεί ένας εναλλακτικός τρόπος σχεδιασμού. Όπως σε γέφυρες και άλλες μεγάλες κατασκευές η λύση που προτείνεται για αύξηση της δυσκαμψίας είναι να χωριστούν τα κατακόρυφα παραλληλόγραμμα σε επιμέρους τρίγωνα για αύξηση της δυσκαμψίας. Παρακάτω παρατίθενται οι τρεις δυνατές λύσεις (Εικόνα 52).



Εικόνα 51. Εναλλακτικοί σχεδιασμοί σκελετού μηχανής

Για την καθεμία δυνατή λύση αναπτύσσεται μια προσομοίωση εύρεσης ιδιοσυχνοτήτων και τα αποτελέσματα συγκρίνονται μεταξύ τους. Επιλέγεται η 3^η λύση καθώς παρουσιάζει υψηλές ιδιοσυχνότητες και έχει ταυτόχρονα αποδεκτή συνολική μάζα. Παρακάτω φαίνεται ο σχεδιασμός και το αποτέλεσμα της αντίστοιχης προσομοίωσης (Εικόνα 53.).



Εικόνα 52. Υπολογισός ιδιοσυχνοτήτων τελικού σχεδιασμού σκελετού μηχανής

Η πρώτη ιδιοσυχνότητα αυξάνεται μέχρι την τιμή ($f_{n1} = 112 \text{ Hz}$) και αντιστοιχεί σε καμπτική ιδιομορφή.

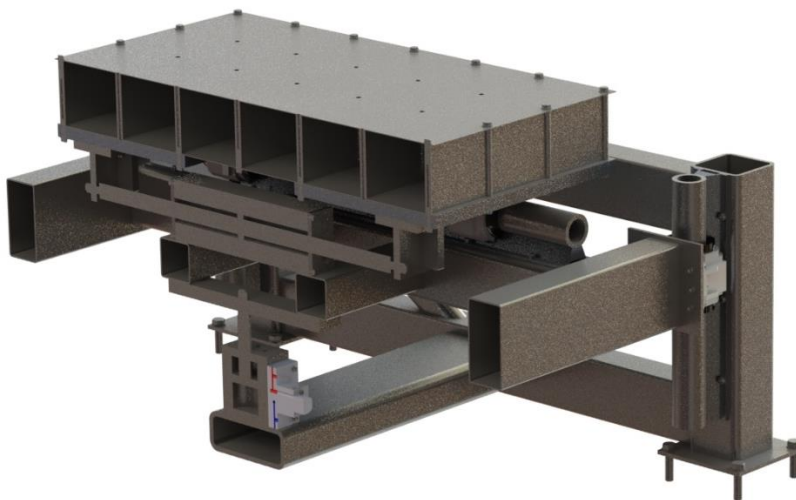


Εικόνα 53. Τελικός σχεδιασμός σκελετού μηχανής

Τοποθετώντας τα υπόλοιπα κινούμενα μέρη της τράπεζας στο σκελετό προκύπτει η συνολική διάταξη της τράπεζας.



Εικόνα 54. Συναρμολόγημα σεισμικής τράπεζας



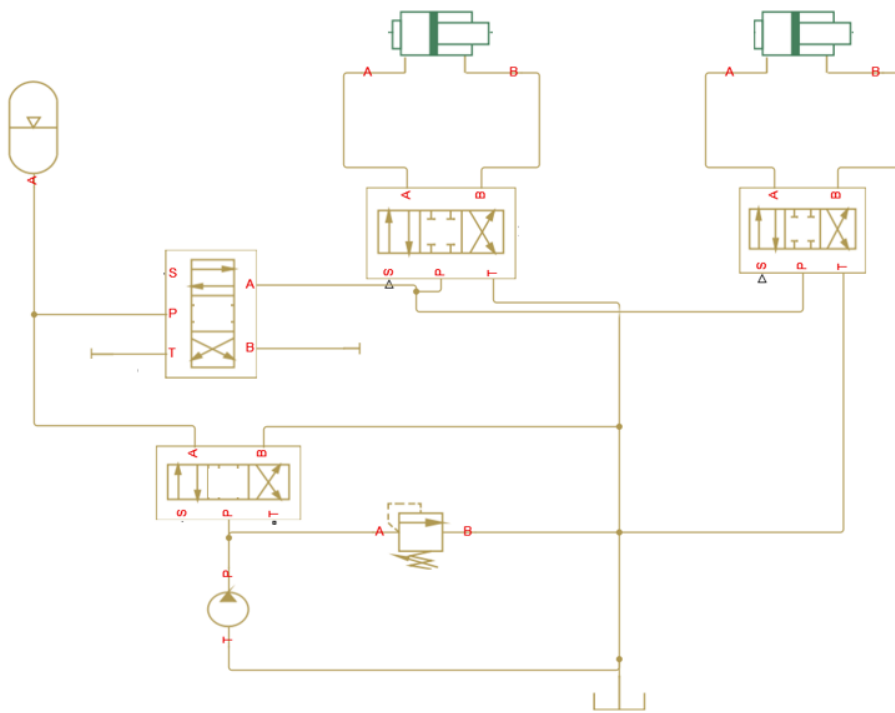
Εικόνα 55. Συναρμολόγημα σεισμικής τράπεζας (σε τομή)

4. Σχεδιασμός υδραυλικού υποσυστήματος

4.1. Εισαγωγή

Ένα υδραυλικό σύστημα επιτρέπει τη μετατροπή της μηχανικής ισχύος σε υδραυλική ή και το αντίθετο. Το βασικό στοιχείο που μετατρέπει την υδραυλική ισχύ σε μηχανικό έργο για τη μεταφορική κίνηση είναι ο υδραυλικός κύλινδρος. Καθώς η υδραυλική ενέργεια μεταδίδεται και ελέγχεται, μπορεί και η ισχύς να ελεγχθεί από βαλβίδες οι οποίες οδηγούνται από ηλεκτρική ισχύ. Το υδραυλικό υποσύστημα επιλέγεται έναντι του ηλεκτρικού λόγω των υψηλών απαιτήσεων του υπό μελέτη συστήματος σε ισχύ. Επιπλέον, τα υπεύθυνα για τον έλεγχο στοιχεία του υδραυλικού συστήματος προσδίδουν μεγάλη ακρίβεια. Καθώς η τράπεζα πρέπει με πολύ μικρά σφάλματα να ακολουθεί την εντολή εισόδου που αντιστοιχεί σε σειсмоγράφμα, η ακρίβεια είναι μείζωνος σημασίας. Τέλος, εκτός των γραμμικών υδραυλικών επενεργητών και των βαλβίδων ελέγχου, φυσικά απαιτείται η ύπαρξη μίας αντλίας καθώς και κάποιες λοιπές βαλβίδες για τον έλεγχο της πίεσης και της κατεύθυνσης της ροής.

4.2. Υδραυλικό κύκλωμα



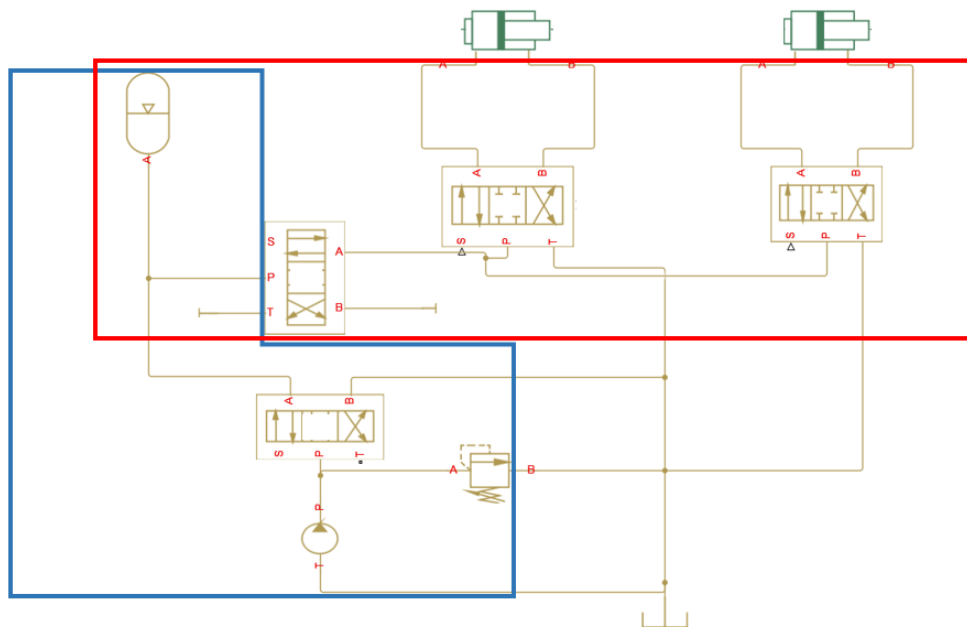
Εικόνα 56. Υδραυλικό κύκλωμα

Το υδραυλικό υποσύστημα μπορεί να χωριστεί σε δύο μέρη με βάση τη λειτουργία του.

Το πρώτο μέρος συνίσταται από τα στοιχεία που χρησιμοποιούνται για την προετοιμασία του πειράματος. Αρχικά, η αντλία αναρροφά το εργαζόμενο μέσο από τη δεξαμενή. Το ρευστό, έχοντας πλέον υψηλή πίεση, διέρχεται μέσω μίας βαλβίδας κατεύθυνσης της ροής δύο θέσεων. Αν η βαλβίδα αυτή είναι στην πρώτη θέση, τότε το ρευστό καταλήγει στον συσσωρευτή και το πείραμα του σεισμού είναι έτοιμο να ξεκινήσει. Αντίθετα, αν η βαλβίδα είναι στη δεύτερη θέση το ρευστό επιστρέφει στη δεξαμενή

εκτελώντας ξανά και ξανά την ίδια διαδρομή. Η θέση αυτή, έχει σκοπιμότητα την αύξηση της θερμοκρασίας του ρευστού για την ασφαλέστερη διεξαγωγή του πειράματος. Φυσικά, αν η πίεση εξόδου της αντλίας είναι μεγαλύτερη από ένα όριο που καθορίζεται από το χρήστη, το ασφαλιστικό πίεσης ανοίγει, και το ρευστό επανέρχεται στη δεξαμενή.

Η λειτουργία του δεύτερου μέρους του υδραυλικού συστήματος αρχίζει αφού το λάδι έχει αποθηκευτεί στον αποταμιευτή. Στην είσοδο του συσσωρευτή υπάρχει μία δεύτερη βαλβίδα κατεύθυνσης της ροής 2 θέσεων. Αν η βαλβίδα αυτή είναι στην πρώτη θέση, τότε το ρευστό καταλήγει στην είσοδο των σερβοβαλβίδων και από εκεί στους υδραυλικούς κυλίνδρους για να μετατραπεί η υδραυλική ενέργεια σε μηχανικό έργο. Αν αυτή είναι στη δεύτερη θέση, το ρευστό παραμένει παγιδευμένο μέσα στο συσσωρευτή για να ξεκινήσει το πείραμα κάποια άλλη στιγμή που θα επιλέξει ο χρήστης.



Εικόνα 57. Υποσυστήματα υδραυλικού κυκλώματος

Προκειμένου να γίνει η ανάλυση και η επιλογή των παραπάνω στοιχείων θα ακολουθηθεί πορεία αντίθετη από αυτή της ροής της ισχύος. Έτσι, θα επιλεγούν πρώτα σερβοβαλβίδες και έπειτα ο συσσωρευτής. Τέλος, θα επιλεγούν οι λοιπές βαλβίδες. Αφού ολοκληρωθεί η διαδικασία αυτή, τα στοιχεία αυτά θα ομαδοποιηθούν σε υδραυλικούς τάκους προκειμένου να ολοκληρωθεί η υλοποίηση του κυκλώματος.

4.3. Σερβοβαλβίδες

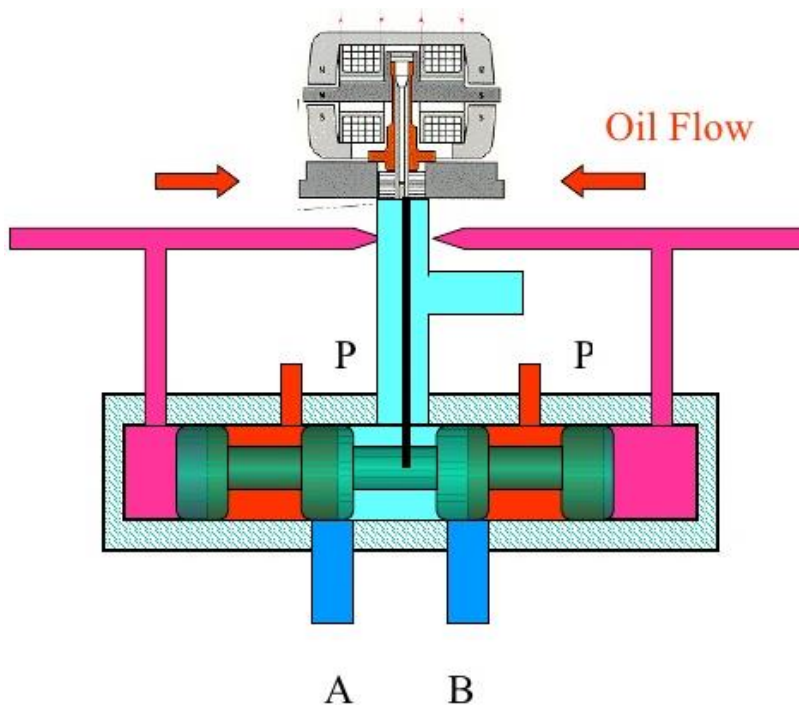
4.3.1. Λόγος χρήσης

Οι απαιτήσεις του υδραυλικού συστήματος πολλές φορές επιβάλλουν τη μεταβολή της παροχής του εργαζομένου μέσα στις διάφορες θέσεις εργασίας, όπως είναι οι θέσεις των υδραυλικών κυλίνδρων. Για μια θέση εργασίας αυτό θα μπορούσε να γίνει με τη χρησιμοποίηση αντλίας μεταβαλλόμενης παροχής. Όμως, για συνήθεις εφαρμογές το κόστος μίας τέτοιας αντλίας είναι απαγορευτικό, ενώ η εν λόγω

ρύθμιση της παροχής μπορεί να γίνει οικονομικότερα εάν χρησιμοποιηθεί μία βαλβίδα για τη ρύθμιση της παροχής (*flow control valve*).

4.3.2. Τρόπος λειτουργίας

Για να ρυθμιστεί η κατεύθυνση της ροής χρησιμοποιείται σερβοβαλβίδα ή οποία φέρει ένα βάκτρο με τρία έμβολα. Όταν το βάκτρο έχει κινηθεί προς τη μία ακραία θέση, το ρευστό από τη σωλήνωση καταθλίψεως διέρχεται διά της βαλβίδας ακολουθώντας τη δίοδο $P \rightarrow B$ και φθάνει στο άνοιγμα B του κυλίνδρου, ενώ εξερχόμενο του κυλίνδρου μέσω του ανοίγματος A διέρχεται διά της βαλβίδας ακολουθώντας τη δίοδο $A \rightarrow T$ και έτσι επιστρέφει στη δεξαμενή. Με αυτό τον τρόπο κινήσεως το έμβολο του κυλίνδρου κινείται εκτείνεται. Όταν το βάκτρο βρεθεί στην άλλη ακραία θέση το ρευστό της καταθλίψεως ακολουθεί το δρόμο $P \rightarrow A$ και φθάνει στο άνοιγμα A του κυλίνδρου ενώ το ρευστό που επιστρέφει εξέρχεται του κυλίνδρου από το άνοιγμα B και ακολουθώντας το δρόμο $B \rightarrow T$ φθάνει στη γραμμή επιστροφής. Το έμβολο επιστρέφει κινούμενο υποχωρεί [3] [4].



Εικόνα 58. Λειτουργία σερβοβαλβίδας

4.3.3. Τοποθέτηση στο σύστημα

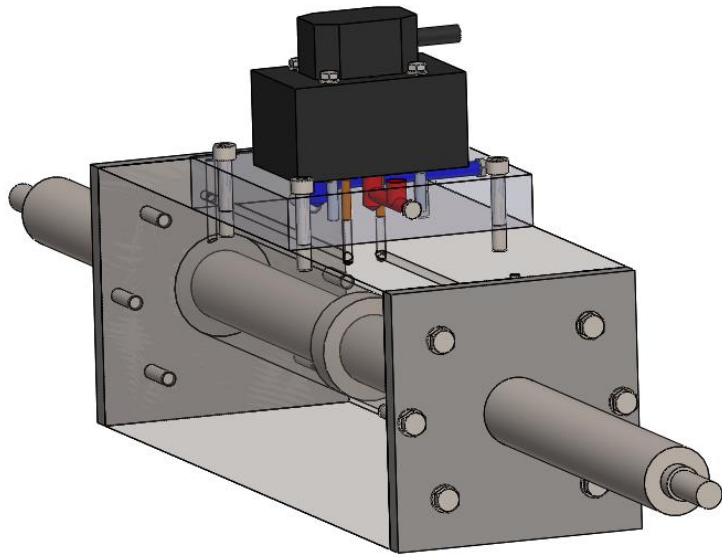
Μία από τις πιο κρίσιμες επιλογές για τη σωστή λειτουργία ενός υδραυλικού συστήματος είναι η επιλογή της χωροταξίας των επιμέρους στοιχείων που το απαρτίζουν. Πιο συγκεκριμένα, στοιχεία που σχετίζονται με τον έλεγχο της διάταξης, όπως οι βαλβίδες ελέγχου παροχής είναι καλύτερο να τοποθετούνται κοντά στους επενεργητές. Από την άλλη πλευρά επίσης σημαντικό είναι τα εξαρτήματα αυτά που ευθύνονται για την ακρίβεια του συστήματος να βρίσκονται σε ασφαλές περιβάλλον καθώς είναι ιδιαίτερα

ευαίσθητα. Τέλος, υψηλής σημασίας είναι να βρίσκονται σε θέση και προσανατολισμό τέτοιο ώστε να αποφεύγεται η δημιουργία παλμών πίεσης (*pressure ripples*).

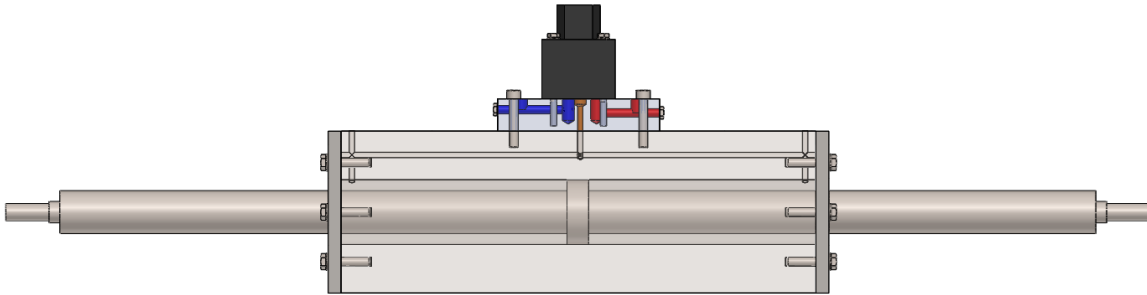
Για το εν λόγω σύστημα αποφασίστηκε, τόσο για την οριζόντια όσο και για την κατακόρυφη κίνηση, οι σερβοβαλβίδες να τοποθετηθούν πάνω στους υδραυλικούς κύλινδρους αλλά με προσανατολισμό τέτοιο έτσι ώστε η κίνηση του εμβόλου της σερβοβαλβίδας να είναι εγκάρσια σε εκείνη του εμβόλου του υδραυλικού επενεργητή. Η επιλογή αυτή έγινε για τους εξής τρεις λόγους:

- Καταρχάς, η τοποθέτηση της σερβοβαλβίδας πάνω στον υδραυλικό κύλινδρο απαλλάσσει το σύστημα από περαιτέρω αγωγούς. Αυτό σημαίνει ότι η συνολική πτώση πίεσης περιορίζεται σε εκείνη που ευθύνεται από τα στοιχεία ανάντι αυτής αλλά και από την ίδια τη βαλβίδα όπως θα αναλυθεί παρακάτω.
- Σημαντικό πλεονέκτημα προσθέτει το γεγονός ότι με την απαλλαγή από τους αγωγούς, επέρχεται απαλλαγή και από επιπλέον αδρανειακά στοιχεία τα οποία θα προσέθεταν επιπλέον ιδιοσυχνότητες στην υπό μελέτη δυναμική. Οι ιδιοσυχνότητες αυτές μάλιστα θα δημιουργούσαν μεγάλο πρόβλημα στο σύστημα καθώς δεν απέχουν πολύ στο φάσμα από εκείνες της διέγερσης. Παρολ' αυτά, με την επιλογή αυτής της τοποθέτησης το πρόβλημα αυτό αποφεύγεται επιτυχώς.
- Τέλος, καθώς είναι ζωτικής σημασίας η ακρίβεια της κίνησης της τράπεζας το έμβολο της εκάστοτε σερβοβαλβίδας δεν πρέπει να έχει την ίδια διεύθυνση κίνησης με εκείνη του υδραυλικού επενεργητή που ελέγχει. Αυτό αποφεύγεται γιατί οι αδρανειακές δυνάμεις που δημιουργούνται λόγω της κίνησης του εμβόλου επηρεάζουν το πολύ μικρότερης μάζας έμβολο της βαλβίδας. Έτσι, ο βέλτιστος προσανατολισμός προκύπτει με την τοποθέτηση της σε εγκάρσιο άξονα από εκείνον του κυλίνδρου.

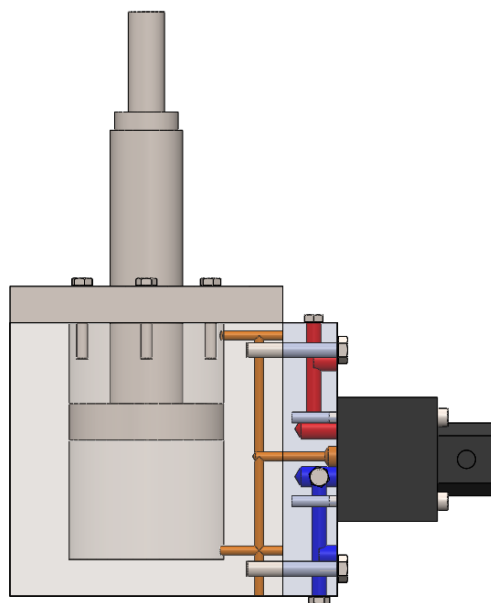
Με την παραπάνω συναρμολόγηση δημιουργείται ένα σημαντικό πρόβλημα χωροταξίας. Το πρόβλημα αυτό είναι η σύνδεση των εξόδων της σερβοβαλβίδας (*ports A, B*) με τις εισόδους του εργαζόμενου μέσου του κυλίνδρου. Για τη λύση αυτού, τόσο στην οριζόντια όσο και στην κατακόρυφη κίνηση επιλέχθηκε να μη χρησιμοποιηθούν οι εισοδοί του υδραυλικού κυλίνδρου, αλλά να γίνουν σε αυτόν τρύπες ώστε το λάδι να καταλήγει στη εσωτερικό του θαλάμου του εμβόλου. Αναλυτικότερα, με κόκκινο χρώμα φαίνεται η είσοδος του λαδιού από το συσσωρευτή. Το ρευστό από εκεί οδηγείται μέσω καναλιού εντός της σερβοβαλβίδας (*port P*). Αυτή με τη σειρά της επιτρέπει μετά από μία πτώση πίεσης την έξοδο του ρευστού στα κανάλια *A* και *B*. Τέλος, το ρευστό που δε χρησιμεύει στην κίνηση καταλήγει στη δεξαμενή μέσω του αντίστοιχου καναλιού (*port T*).



Εικόνα 59. Συναρμολόγημα κυλίνδρου σερβοβαλβίδας (1)



Εικόνα 60. Συναρμολόγημα κυλίνδρου σερβοβαλβίδας (2)

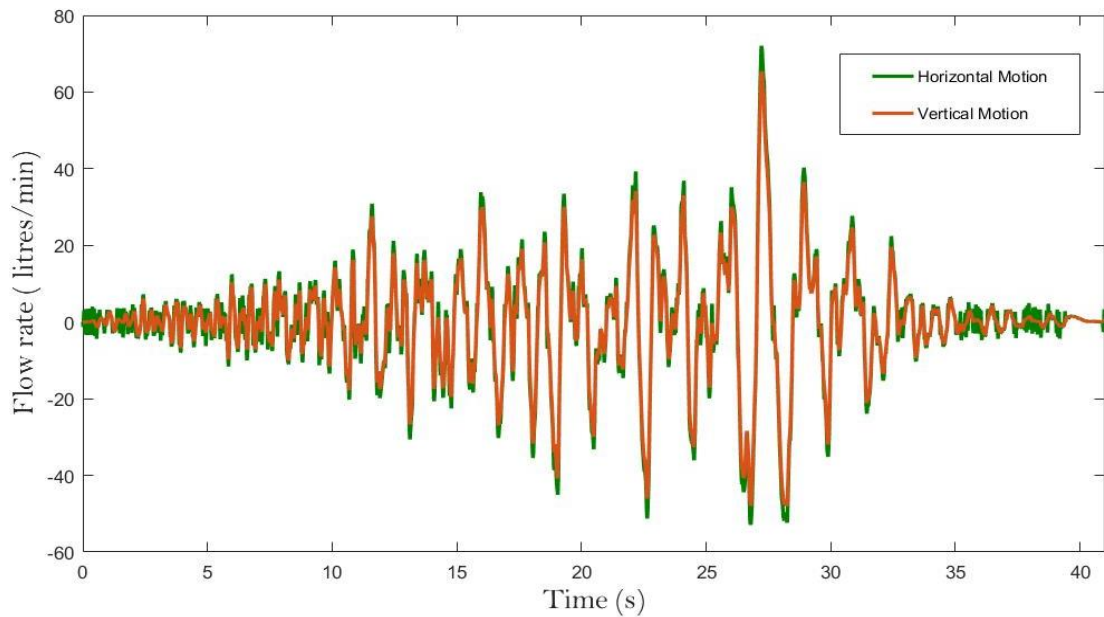


Εικόνα 61. Συναρμολόγημα κυλίνδρου σερβοβαλβίδας (3)

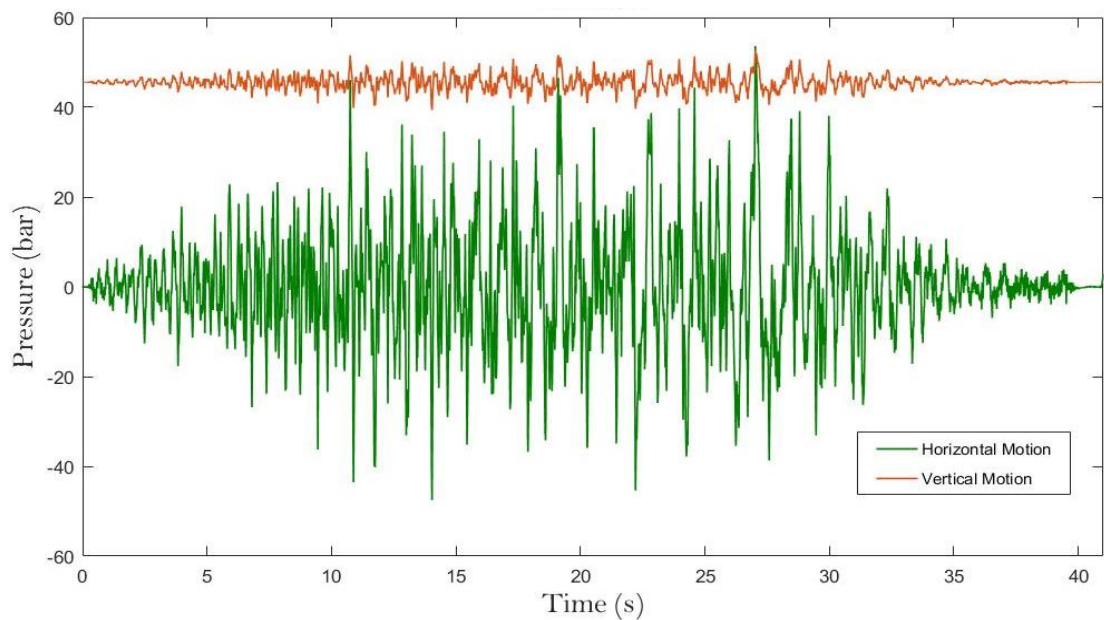
4.3.4. Επιλογή σερβοβαλβίδας

Η επιλογή της σωστής σερβοβαλβίδας είναι προφανώς ένα από τα σημαντικότερα ζητήματα που πρέπει να επιλυθούν έτσι ώστε η λειτουργία του συστήματος να είναι άρτια. Αυτές, όπως και όλες οι υπόλοιπες βαλβίδες ελέγχου παροχής, επιλέγονται με βάση τις απαιτήσεις του συστήματος σε υδραυλική ισχύ, πίεση και παροχή.

Στο σημείο αυτό υπενθυμίζεται ότι η επιλογή των διατομών των κυλίνδρων έχει γίνει με τέτοιο τρόπο έτσι ώστε τόσο η πίεση όσο και η παροχή να βρίσκονται εντός λογικών ορίων, ώστε να μπορεί να τα παρέχει το υδραυλικό σύστημα με επιτυχία.



Εικόνα 62. Διάγραμμα παροχής - χρόνου



Εικόνα 63. Διάγραμμα πίεσης - χρόνου

Παρατηρώντας τα παραπάνω διαγράμματα συνάγονται τα παρακάτω συμπεράσματα. Το υπό έλεγχο μέγεθος, δηλαδή η παροχή δεν παρουσιάζει μεγάλες διαφορές. Αυτό συμβαίνει επειδή η ταχύτητα της τράπεζας είναι ανάλογη της παροχής

$$Q = Au$$

Και φυσικά καθώς ο απώτερος σκοπός είναι ο έλεγχος θέσης είναι αναμενόμενο τόσο οι ταχύτητες όσο και οι παροχές να μην παρουσιάζουν μεγάλη διαφορά στη μορφή. Παρολ' αυτά, οι μικρές διαφορές αποδίδονται σε δύο λόγους ο πρώτος εκ των οποίων είναι η διαφορετική διατομή των εμβόλων των

επενεργητών. Ο δεύτερος λόγος είναι φυσικά ότι όπως έχει αναφερθεί οι προδιαγραφές θέσης της κάθε κίνησης δεν είναι ίδιες τόσο στην ταχύτητα όσο και στη θέση της τράπεζας.

Αναφορικά, με το 2^ο διάγραμμα, φαίνεται πως οι απαιτήσεις πίεσης είναι αρκετά διαφορετικές για την κάθε κατεύθυνση και πιο συγκεκριμένα παρατηρούνται διαφορές τόσο στη μέση τιμή όσο και στο εύρος της. Αυτό οφείλεται στη διαφορετική εξίσωση κίνησης όπως έχει αναλυθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο. Αναλυτικότερα, για την οριζόντια κίνηση η επιτάχυνση έχει μέση τιμή 0 κυμαίνεται από $-6 \sim 6 \text{ m/s}^2$. Αντίθετα, στον κατακόρυφο άξονα προστίθεται και η βαρυτική επιτάχυνση η οποία φυσικά δεν αλλάζει φορά. Έτσι, η μέση τιμή της επιτάχυνσης είναι 0 ενώ οι τιμές της κυμαίνονται μεταξύ $-1,5 \sim 1,5 \text{ m/s}^2$. Φυσικά, δεδομένου ότι η πίεση σχετίζεται αναλογικά με την επιτάχυνση, είναι αναμενόμενο τα συμπεράσματα αυτά να ισχύουν και για την πίεση.

Motion	Max Pressure (bar)	Max Flow rate (l/min)
Horizontal	52,5	70
Vertical	50	65

Πίνακας 10. Μέγιστη παροχή και πίεση σε κάθε κίνηση

Γνωρίζοντας τις μέγιστες τιμές των μεταβλητών ισχύος, επόμενο βήμα είναι η επιλογή κατάλληλη σερβοβαλβίδας. Η επιλογή αυτή γίνεται με τρεις εμπειρικούς κανόνες. Καταρχάς, η βαλβίδα που θα επιλεγεί πρέπει να αντέχει την πίεση που απαιτεί το σύστημα για την κίνηση της τράπεζας. Έτσι, ελέγχεται για κάθε μία από τις δύο κινήσεις η ανισοτική σχέση:

$$p_{max}^{system} \leq p_{max}^{servovalve} \quad (4.3.4.1)$$

όπου στο 2^ο μέλος έχει γραφεί η μέγιστη πίεση λειτουργίας της σερβοβαλβίδας (*max operating pressure*)

Επιπλέον, η βαλβίδα που θα επιλεγεί πρέπει να διαρρέεται από παροχή μικρότερη από τη μέγιστη δυνατή. Ελέγχεται λοιπόν για κάθε μία από τις δύο κινήσεις την ανισοτική σχέση:

$$Q_{max}^{system} \leq Q_{max}^{servovalve} \quad (4.3.4.2)$$

Ο τρίτος κανόνας αφορά την πτώση πίεσης στη βαλβίδα. Ως γνωστόν, αυτή εξαρτάται από την παροχή. Έτσι, επιλέγεται σερβοβαλβίδα της οποίας η παροχή *rated flow* να είναι περίπου ίση με τη μέγιστη παροχή. Στην τιμή αυτής της παροχής, η πτώση πίεσης στη σερβοβαλβίδα είναι ακριβώς 70 bar. Αν η παροχή που απαιτεί το φορτίο είναι μεγαλύτερη από την ονομαστική παροχή τότε η πτώση πίεσης στη σερβοβαλβίδα αυξάνεται σημαντικά οδηγώντας έτσι στην επιλογή πιο ακριβών αντλιών για να επιτευχθούν υψηλότερες πιέσεις. Συνεπώς, είναι επιθυμητό να ισχύει:

$$Q_{max}^{system} \approx Q_{rated\ flow} \quad (4.3.4.3)$$

για την κάθε μία από τις δύο κινήσεις.

Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα, τόσο η μέγιστη πίεση όσο και η μέγιστη παροχή έχουν πολύ μικρή διαφορά μεταξύ της κατακόρυφης και της οριζόντιας κίνησης. Αυτό οδηγεί στην επιλογή ίδιας βαλβίδας και για τις δύο κινήσεις.

Επιλέγεται σερβοβαλβίδα της *Bosch-Rexroth*, size 10 (Πίνακας 11.).



Εικόνα 64. Σερβοβαλβίδα

Maximum Operating Pressure (<i>bar</i>)	Maximum Flow (<i>l/min</i>)
313	184

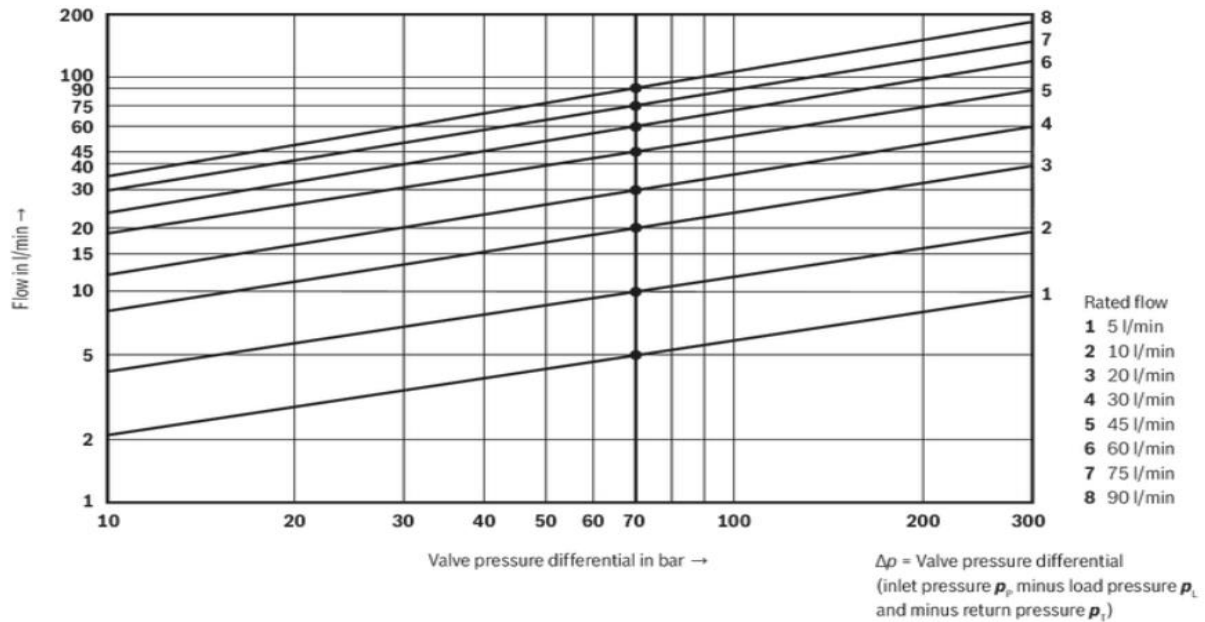
Πίνακας 11. Μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση και παροχή της σερβοβαλβίδας

Είναι προφανές ότι η ανισοτική σχέση

$$Q_{max}^{system} \leq Q_{max}^{servo}$$

ισχύει.

Έπειτα πρέπει να γίνει διαλογή αριθμού σερβοβαλβίδας της κατηγορίας αυτής, ανάλογα με την ονομαστική παροχή.



Εικόνα 65. Διάγραμμα πτώσης πίεσης σερβοβαλβίδας

Επιλέγεται το μέγεθος 7, λόγω του 3^{ου} κανόνα. Αυτό σημαίνει ότι για παροχή 75 l/min η πτώση πίεσης είναι 70 bar. Φυσικά, η πτώση πίεσης ακολουθεί παραβολική κατανομή:

$$\Delta p = kQ^2 \quad (4.3.4.4)$$

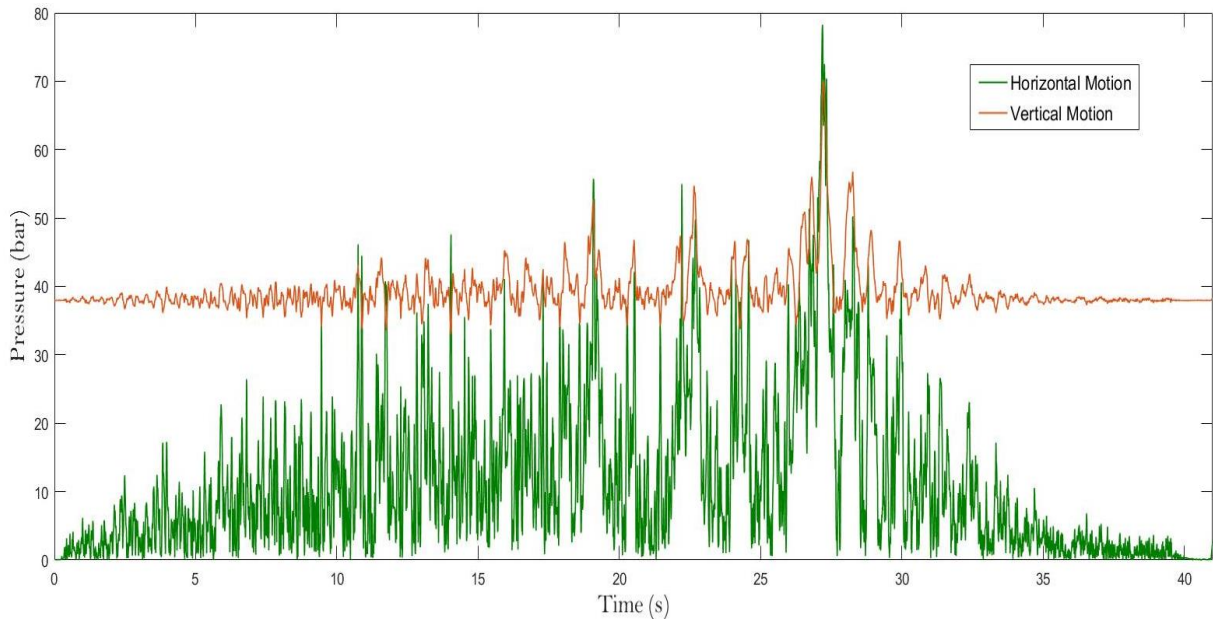
Ο υπολογισμός του συντελεστή k γίνεται με την αντικατάσταση $\Delta p = 70 \text{ bar}$ και $Q = 75 \text{ l/min}$. Έτσι, προκύπτει:

$$\Delta p = 0,012Q^2 \quad (4.3.4.5)$$

Τέλος, πρέπει να ελεγχθεί η ικανοποίηση της ανίσωσης $p_{max}^{system} \leq p_{max}^{servo}$. Για τις θέσεις A, B είναι προφανές ότι ισχύει (με βάση τους παραπάνω πίνακες). Παρολ' αυτά, πρέπει να μελετηθεί και η ισχύς της για τη θέση P , δηλαδή πρώτου το ρευστό υποστεί την πτώση πίεσης. Ακολουθεί λοιπόν ο υπολογισμός της μέγιστης πίεσης ανάντι της σερβοβαλβίδας για κάθε έναν από τους δύο άξονες κίνησης.

$$p_{max}^{inlet} = (p^{outlet} + 0,012Q^2)_{max} \quad (4.3.4.6)$$

Παρατίθεται το διαγράμμα πίεσης εισόδου στις σερβοβαλβίδες (Εικόνα 67.):



Εικόνα 66. Πίεση εισόδου στη σερβοβαλβίδα

Έτσι, η μέγιστη πίεση κατά την οριζόντια κίνηση είναι 78 bar ενώ κατά την κατακόρυφη 70 bar. Φυσικά, η μέγιστη πίεση σε όλη τη διάρκεια του πειράματος είναι

$$p_{max}^{system} = \max(p_{max}^{horizontal}, p_{max}^{vertical}) = 78 \text{ bar} < p_{max}^{servovalve} = 313 \text{ bar} \quad (4.3.4.7)$$

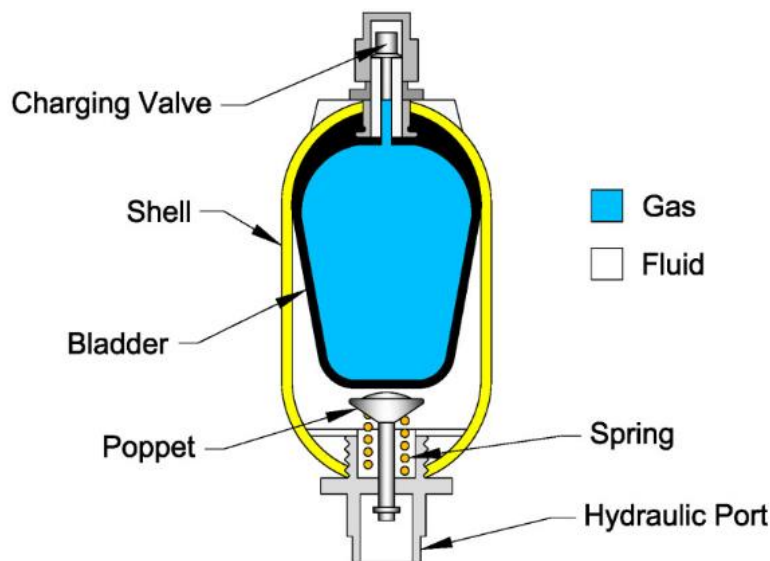
Άρα ικανοποιείται και ο περιορισμός πίεσης.

4.4. Συσσωρευτής

Το βασικό στοιχείο αποθήκευσης υδραυλικής ισχύος είναι ο συσσωρευτής ή αποταμιευτής ενέργειας (accumulator). Οι δύο βασικοί τύποι που χρησιμοποιούνται ευρέως σε εφαρμογές είναι οι συσσωρευτές που λειτουργούν με ελατήριο, ή με κύστη περιέχουσα αέριο. Στις περισσότερες περιπτώσεις, ο αποταμιευτής ισχύος χρησιμοποιείται για την απορρόφηση των μεταβατικών φαινομένων των υδραυλικών συστημάτων ή ακόμα και για την ελάττωση των παλμών των υδραυλικών αντλιών. Παρόλ' αυτά, στην παρούσα εφαρμογή ο συσσωρευτής έχει πρωτεύοντα ρόλο την τροφοδότηση του συστήματος με υδραυλική ισχύ.

Αναφορικά με τον τρόπο λειτουργίας τους, στην πρώτη κατηγορία συσσωρευτών το προεντεταμένο ελατήριο πιέζει το αποθηκευμένο ρευστό μέσα στο σύστημα, όταν αυτό έχει ανάγκη επιπλέον ισχύ. Οι αποταμιευτές με ελατήριο, λόγω του μικρού τους όγκου, χρησιμοποιούνται σε χαμηλές πιέσεις αλλά μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε μεγάλο εύρος θερμοκρασιών [4].

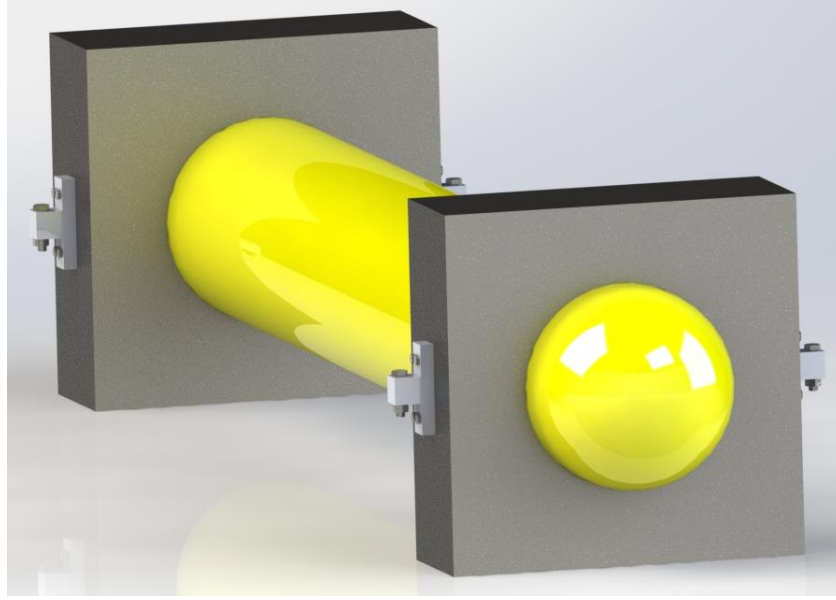
Οι συσσωρευτές με αέριο- το οποίο είναι συνήθως άζωτο-, αποθηκεύουν την υδραυλική ενέργεια πιέζοντας την κύστη του συμπιεστού αερίου, και είναι οι πιο διαδεδομένοι. Για την υπο μελέτη εφαρμογή αποφασίστηκε να χρησιμοποιηθεί αποταμιευτής με αέριο καθώς μόνονό τους μειονέκτημα είναι η μη γραμμική συμπεριφορά τους, που κάνει την ανάλυση τους πιο δύσκολη.



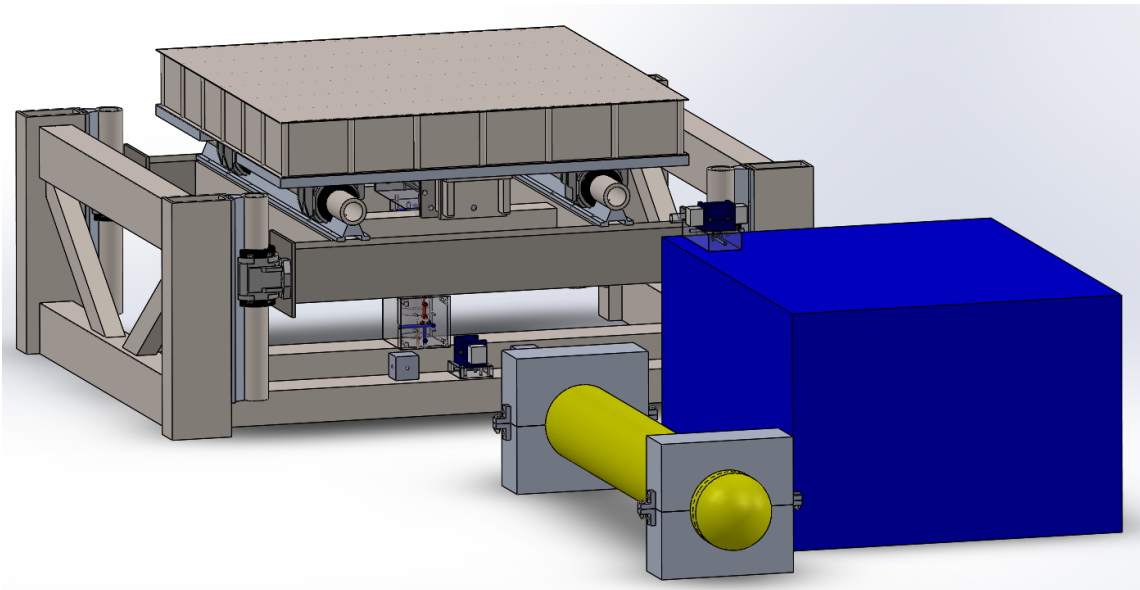
Εικόνα 67. Συσσωρευτής με κύστη και αέριο

4.4.1. Τοποθέτηση συσσωρευτή

Το βασικότερο δίλημμα για την θέση στην οποία θα τοποθετηθεί ο συσσωρευτής είναι αν θα τοποθετηθεί πάνω στο σκελετό της μηχανής ή δίπλα από αυτόν. Αναμφίβολα, η πρώτη λύση έχει το πλεονέκτημα ότι η μηχανή δεν καταλαμβάνει πολύ χώρο. Επιπλέον, οι σωληνώσεις του εργαζόμενου μέσου έχουν φυσικά μικρότερο μήκος, το οποίο μεταφράζεται σε λιγότερες γραμμικές απώλειες πίεσης. Από την άλλη πλευρά, με τη λύση αυτή ελλοχεύει ο κίνδυνος της ταλάντωσης του κελύφους που φυσικά οδηγεί στη δημιουργία κυμάτων πίεσης στο αποθηκευμένο ρευστό. Καθώς η εξάλειψη αυτών είναι ένας από τους αρχικούς λόγους που προτάθηκε η χρήση συσσωρευτή έναντι της αντλίας, η τοποθέτηση του συσσωρευτή γίνεται δίπλα ακριβώς από τη μηχανή.



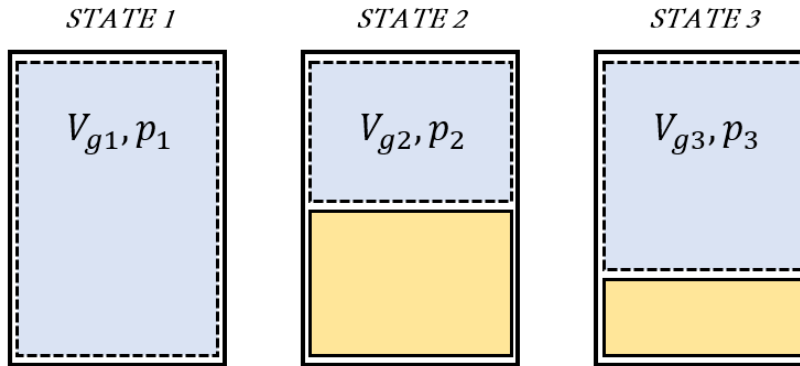
Εικόνα 68. Συσσωρευτής και βάση συσσωρευτή



Εικόνα 69. Θέση συσσωρευτή στη συνολική κατασκευή

4.4.2. Στάδια λειτουργίας

Όπως υποδεικνύει το παρακάτω σχήμα ο συσσωρευτής αυτού του τύπου έχει τρεις διακριτές καταστάσεις, στις οποίες σημειώνεται ο όγκος του αερίου με V_{g1}, V_{g2}, V_{g3} ενώ η πίεση του είναι p_1, p_2, p_3 αντίστοιχα. Στην πρώτη κατάσταση το εσωτερικό του συσσωρευτή είναι γεμάτο από το αέριο λειτουργίας σε πίεση προκαθορισμένη από το χρήστη. Έπειτα, η αντλία τροφοδοτεί τον αποταμιευτή με λάδι έως ότου η πίεση του αερίου αυξηθεί μέχρι την τιμή p_2 . Όταν το πείραμα αρχίσει, ο συσσωρευτής τροφοδοτεί τους δύο υδραυλικούς κυλίνδρους με το συμπιεσμένο ρευστό μέχρι η πίεση να κατέβει στην τιμή p_3 .



Εικόνα 70. Διακριτές καταστάσεις συσσωρευτή (state 1 - state 3)

Φυσικά, για κάθε μία από τις καταστάσεις ισχύει

$$pV_g^\gamma = C \quad (4.4.2.1)$$

Διαφορίζοντας την παραπάνω σχέση προκύπτει

$$\gamma p V_g^{\gamma-1} dV_g + V_g^\gamma dp = 0 \quad (4.4.2.2)$$

Ο όγκος του αερίου αντικαθίσταται αφαιρώντας τον όγκο του ρευστού από το συνολικό του αποταμιευτή:

$$V_g = V_o - V_l \quad (4.4.2.3)$$

Ή

$$dV_g = -dV_l \quad (4.4.2.4)$$

Τελικά,

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\gamma p V_g^{\gamma-1}}{V_g^\gamma} \frac{dV_l}{dt} \quad (4.4.2.5)$$

Ή

$$\frac{dp}{dt} = f(V_l)Q \quad (4.4.2.6)$$

Η τελευταία μορφή της διαφορικής εξίσωσης που περιγράφει τον αποταμιευτή, δείχνει την έντονη μη-γραμμικότητα του στοιχείου.

Όπως αναφέρθηκε, στην κατάσταση 2 το πείραμα αρχίζει με όγκο ρευστού $V_o - V_{g2}$, ενώ κατά το πέρας του πειράματος, ο όγκος λαδιού που έχει παραμείνει στο συσσωρευτή είναι $V_o - V_{g3}$. Συνεπώς ο όγκος ρευστού που χρησιμοποιείται για το πείραμα είναι

$$\Delta V = (V_o - V_{g2}) - (V_o - V_{g3}) = V_{g3} - V_{g2} \quad (4.4.2.7)$$

Βέβαια, η διαφορά όγκου αυτή είναι ακριβώς ίση με τον όγκο που χάνεται λόγω της παροχής των δύο κινήσεων. Άρα

$$\Delta V = V_{g3} - V_{g2} = \int_{t_{start}}^{t_{end}} |q_x| dt + \int_{t_{start}}^{t_{end}} |q_z| dt = 11 \text{ lt} \quad (4.4.2.8)$$

Προκειμένου να βρεθούν τα μεγέθη πίεσης και όγκου σε κάθε μία από τις 3 καταστάσεις του αποταμιευτή, θεωρείται αρχικά ότι ο συσσωρευτής έχει συνολικό όγκο

$$V_o = 50 \text{ lt} \quad (4.4.2.9)$$

Επίσης, η τελική πίεση p_3 τίθεται ίση με τη μέγιστη που ζητάει το σύστημα. Αυτό γίνεται για να μη στερέψει το σύστημα από ισχύ και να μπορεί να εκτελεστεί το πείραμα μέχρι τέλους με επιτυχία. Έτσι, σύμφωνα με προηγούμενη ενότητα προκύπτει

$$p_3 = \max(p_{max}^{horizontal}, p_{max}^{vertical}) = 78 \text{ bar} \quad (4.4.2.10)$$

Καθώς δε θεωρείται καλή τακτική να αδειάζει πλήρως ο συσσωρευτής κατά το πείραμα επιλέγεται ο τελικός όγκος του ρευστού να είναι

$$V_{l3} = 15 \text{ lt} \quad (4.4.2.11)$$

Ή

$$V_{g3} = V_o - V_{l3} = 35 \text{ lt} \quad (4.4.2.12)$$

Όπως αναφέρθηκε, η εξίσωση του συσσωρευτή είναι

$$pV_g^\gamma = C \quad (4.4.2.13)$$

Αντικαθιστώντας την κατάσταση 1 προκύπτει

$$C = p_1 V_{g1}^\gamma = p_1 50^\gamma \quad (4.4.2.14)$$

Άρα τελικά η εξίσωση του συσσωρευτή μπορεί να γραφτεί παραμετρικά

$$pV_g^\gamma = p_1 50^\gamma \quad (4.4.2.15)$$

Ή

$$p(V_l) = \frac{p_1 50^\gamma}{(50 - V_l)^\gamma} \quad (4.4.2.16)$$

Αντικαθιστώντας στην παραπάνω συνάρτηση την κατάσταση 3

$$(p_3, V_{l3}) = (78 \text{ bar}, 15 \text{ lt})$$

Υπολογίζεται η πίεση της κατάστασης 1:

$$p_1 = 47,3 \text{ bar} \quad (4.4.2.17)$$

Έτσι υπολογίζεται η τελική εξίσωση του συσσωρευτή:

$$p(V_l) = \frac{11308,8}{V_l^\gamma} \quad (4.4.2.18)$$

Για την κατάσταση 2 ισχύει:

$$V_{g2} = V_{g3} - \Delta V = 24 \text{ litres} \quad (4.4.2.19)$$

Και

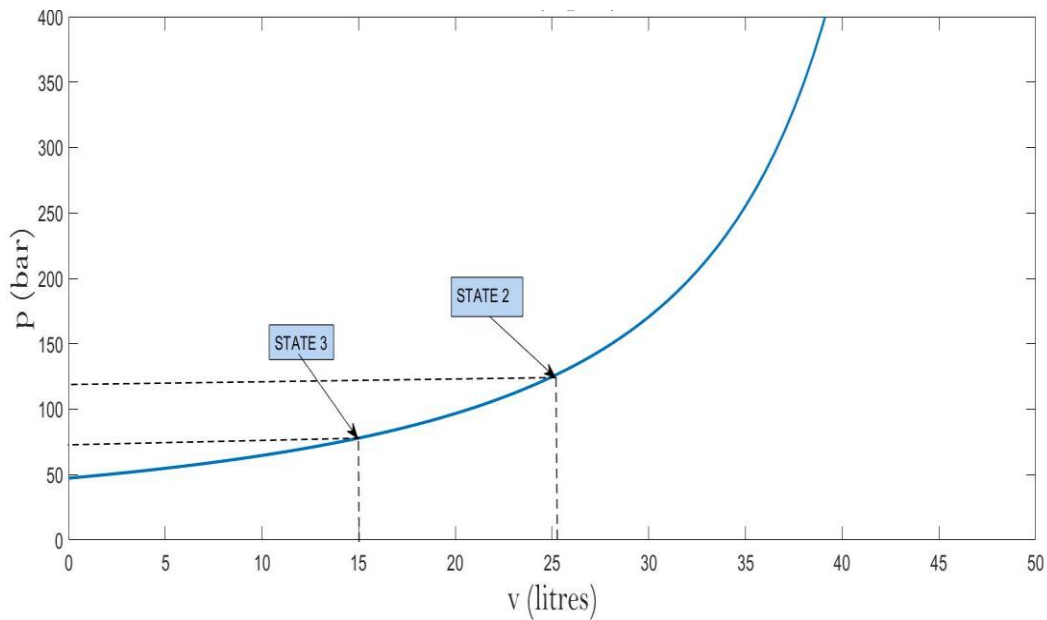
$$V_{l2} = V_o - V_{g2} = 26 \text{ litres} \quad (4.4.2.20)$$

Ενώ

$$p_2 = 118,15 \text{ bar} \quad (4.4.2.21)$$

State	Pressure (bar)	V_g (lt)	V_l (lt)
1	47,3	50	0
2	118,15	24	26
3	78	35	15

Πίνακας 12. Πίεση και όγκος εργαζόμενου μέσου σε κάθε στάδιο του συσσωρευτή



Εικόνα 71. Χαρακτηριστική καμπύλη πίεσης-όγκου ρευστού συσσωρευτή

4.4.3. Τελική επιλογή συσσωρευτή

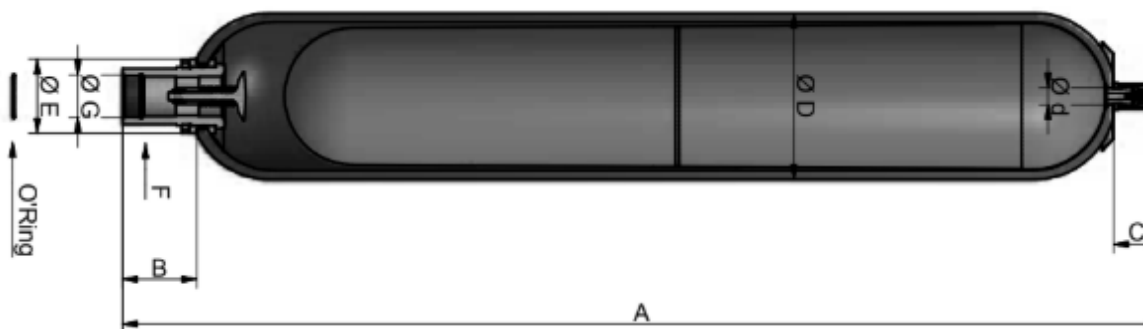
Με γνώμονα την παραπάνω ανάλυση, ο συσσωρευτής που θα επιλεγεί πρέπει να έχει όγκο

$$V_o = 50 \text{ litres}$$

Και μέγιστη δυνατή πίεση λειτουργίας μεγαλύτερη από τη μέγιστη που παρατηρείται στο πείραμα. Έτσι,

$$p_{max}^{accumulator} \geq \max(p_1, p_2, p_3) = 118 \text{ bar} \quad (4.4.3.1)$$

Επιλέγεται λοιπόν συσσωρευτής EHV (High Pressure Bladder) 50 (Volume in litres) 330 (Maximum Operating Pressure) του οποίου οι διαστάσεις φαίνονται αναλυτικά (Εικόνα 73. , Πίνακας 13.).



Εικόνα 72. Διαστάσεις συσσωρευτή (Parker)

PARKER EHV 50-330/90-A25GB	
Maximum Working Pressure (bar)	330
Maximum Flow Rate (litres/min)	900
Weight (kg)	110
Gas connection	7/8" 14 UNF
A	1936
B	103
C	66
D	226
D	22,5
E	101
F on flats	70
G connection	G2"

Πίνακας 13. Διαστάσεις συσσωρευτή

4.5. Λοιπές Βαλβίδες

Έχοντας επιλέξει τις σερβοβαλβίδες και τον συσσωρευτή, τις αντίστοιχες περιοχές λειτουργίας τους αλλά και τον τρόπο που θα τοποθετηθούν στη συνολική κατασκευή, επόμενο βήμα είναι η επιλογή των βαλβίδων κατεύθυνσης της ροής (flow directional valves) αλλά και του ασφαλιστικού πίεσης (pressure relief valve).

4.5.1. Βαλβίδες Κατεύθυνσης της ροής

Οι βαλβίδες αυτές δεν επηρεάζουν τη δυναμική του συστήματος. Η επιρροή τους ως προς την ισχύ είναι μικρή, αλλά παρ' αυτά όχι μηδενική, καθώς δημιουργούν μια μικρή πτώση πίεσης. Συνεπώς, η διαδικασία επιλογής τους έχει ως βασική προδιαγραφή η πτώση αυτή να είναι όντως πολύ μικρή. Φυσικά, δεν πρέπει να παραβλέπονται και οι υπόλοιποι περιορισμοί που δίνονται από τις κατασκευαστικές εταιρίες, κυρίως για τη μέγιστη πίεση και παροχή λειτουργίας.

Όπως έχει δειχθεί σε προηγούμενη ενότητα, η μέγιστη παροχή του συστήματος είναι

$$Q_{max}^{system} = 70 \text{ lt} \quad (4.5.1.1)$$

Ενώ η μέγιστη πίεση λειτουργίας

$$p_{max}^{system} = 52,5 \text{ bar} \quad (4.5.1.2)$$

Επιλέγεται η βαλβίδα κατεύθυνσης της ροής της *Bosch-Rexroth, size 5* (Εικόνα 74.):



Εικόνα 73. Βαλβίδα κατεύθυνσης της ροής

Maximum Operating Pressure (bar)	Maximum Flow (l/min)
351	160

Πίνακας 14. Μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση και παροχή βαλβίδας κατεύθυνσης της ροής

Είναι προφανές ότι η ανισοτική σχέση

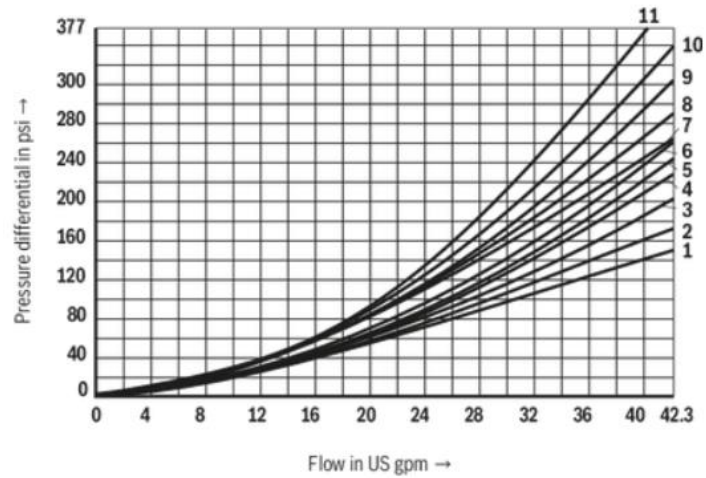
$$Q_{max}^{system} \leq Q_{max}^{directional \text{ valve}} \quad (4.5.1.3)$$

ισχύει.

Επίσης

$$p_{max}^{system} < p_{max}^{directional \text{ valve}} \quad (4.5.1.4)$$

Έπειτα, ελέγχεται η πτώση πίεσης.



Εικόνα 74. Πτώση πίεσης σερβοβαλβίδας κατεύθυνσης της ροής

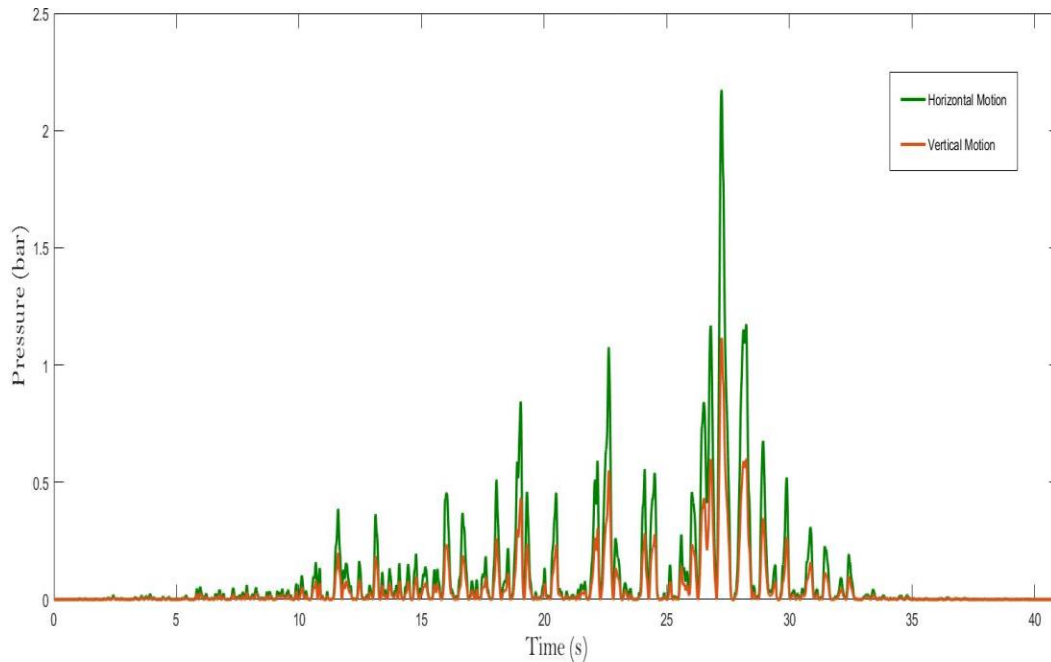
Φυσικά, η πτώση πίεσης ακολουθεί παραβολική κατανομή

$$\Delta p = kQ^2$$

Ο υπολογισμός του συντελεστή k γίνεται με την αντικατάσταση $\Delta p = 11 \text{ bar}$ και $Q = 160 \text{ l/min}$. Έτσι, προκύπτει:

$$\Delta p = (4,3 \cdot 10^{-4})Q^2 \quad (4.5.1.5)$$

Παρακάτω, υπολογίζεται η πτώση πίεσης για το προφίλ της παροχής της κάθε κίνησης



Εικόνα 75. Διάγραμμα πτώσης πίεσης

Όπως ήταν αναμενόμενο, η πτώση πίεσης είναι μεγαλύτερη στην οριζόντια κίνηση καθώς και η παροχή είναι μεγαλύτερη στην κίνηση αυτή. Παρολ' αυτά, η μέγιστη πτώση πίεσης είναι 2,3 bar δηλαδή μόλις 4,3% της μέγιστης παρατηρούμενης.

4.5.2. Ασφαλιστικό πίεσης

Όπως και οι προηγούμενες βαλβίδες, έτσι και αυτές έχουν μικρή επιρροή στη δυναμική του συστήματος. Το ασφαλιστικό πίεσης δε λείπει ποτέ από υδραυλικά συστήματα υψηλής πίεσης. Ο λόγος για τον οποίο συμβαίνει αυτό είναι επειδή εκτονώνει την πίεση του κυκλώματος αν αυτή υπερβεί κάποιο όριο. Συνήθως τοποθετείται κοντά στην αντλία έτσι ώστε όταν αυτή λειτουργεί σε πιέσεις άνω αυτού του ορίου, τότε το ασφαλιστικό επιτρέπει το ρευστό να περάσει από μέσα του και το λάδι καταλήγει πάλι στη δεξαμενή. Έτσι, προστατεύονται όλα τα υπόλοιπα στοιχεία του υδραυλικού συστήματος.

Η βασική παράμετρος της μελέτης μιας τέτοιας βαλβίδας είναι η πίεση λειτουργίας, δηλαδή η πίεση στην οποία το λάδι περνά από τον κλάδο του ασφαλιστικού. Στη μελετούμενη διάταξη το ασφαλιστικό πίεσης βρίσκεται στο πρώτο τμήμα του κυκλώματος, μαζί με την αντλία, και μία από τις δύο βαλβίδες κατεύθυνσης της ροής. Συνεπώς, η πίεση στην οποία θα λειτουργεί αυτό δε μπορεί παρά να είναι

$$p_{operating}^{pressure\ relief} = \max(p_{max}^{pump}, p_{max}^{directional}, p_{max}^{accumulator}) \quad (4.5.2.1)$$

Η αντλία που θα χρησιμοποιηθεί για τα πειράματα διατίθεται από το Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών και έχει μέγιστη πίεση συνεχούς λειτουργίας 350 bar. Όπως αναφέρθηκε παραπάνω η αντίστοιχη πίεση για τη βαλβίδα κατεύθυνσης της ροής είναι 350 bar και τέλος για το συσσωρευτή 330 bar. Έτσι, η πίεση λειτουργίας του ασφαλιστικού ρυθμίζεται ως

$$p_{operating}^{pressure\ relief} = 330\ bar$$

Επιλέγεται η βαλβίδα Bosch-Rexroth, size 6 (Εικόνα 77.):



Εικόνα 76. Ασφαλιστικό πίεσης

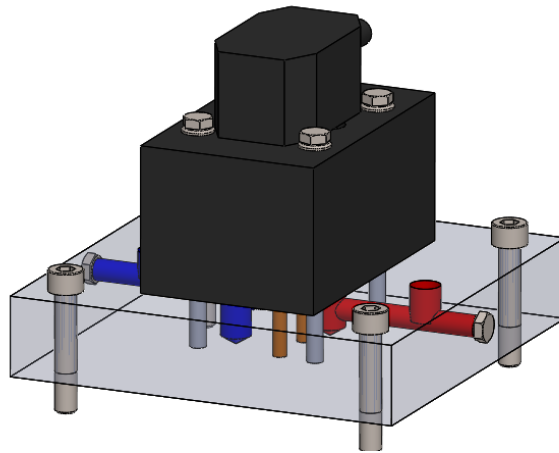
Maximum Operating Pressure (bar)	Maximum Flow (l/min)
350	60

Πίνακας 15. Μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση και παροχή ασφαλιστικού πίεσης

4.5.3. Υλοποίηση του υδραυλικού συστήματος

Η ανάλυση των βασικών πιέσεων και παροχών στα σημεία του κυκλώματος, καθώς και η σωστή επιλογή των στοιχείων που το απαρτίζουν είναι ζωτικής σημασίας. Αφού ολοκληρωθούν τα πρώτα βήματα, πρέπει να μελετηθεί η υλοποίηση του υδραυλικού συστήματος. Ένας ευρέως διαδεδομένος τρόπος να επιτευχθεί αυτό, είναι η χρήση τάκων. Ο τάκος αποτελεί ένα συμπαγές κομμάτι μετάλλου στο οποίο πάνω συνδέεται μέσω κοχλιών όλες οι βαλβίδες που έχουν μελετηθεί. Στο συμπαγές αυτό μεταλλικό κομμάτι γίνονται αυλάκια έτσι ώστε να υλοποιηθούν οι αγωγοί τα οποία προβλέπει το διάγραμμα.

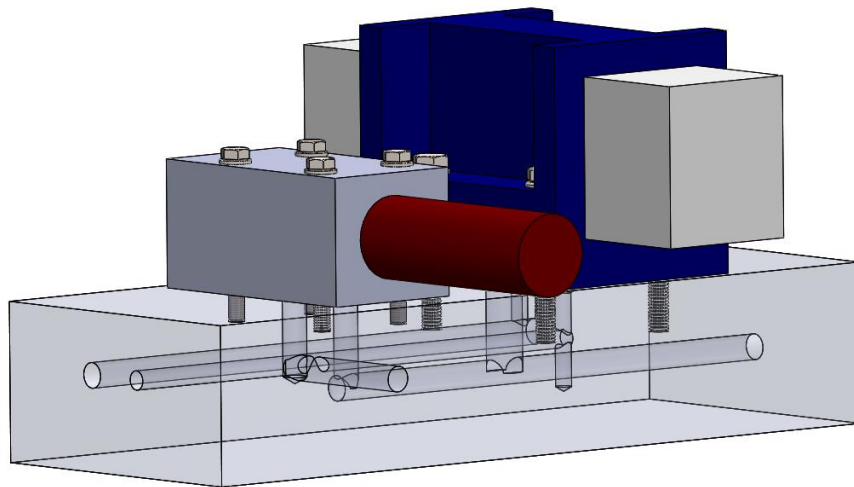
Μεγάλο ζήτημα αποτελεί η ομαδοποίηση των στοιχείων που θα τοποθετηθούν μαζί σε τάκους. Αρχικά, οι δύο σερβοβαλβίδες τοποθετούνται σε τάκους πάνω στους υδραυλικούς κυλίνδρους. Με τον τρόπο αυτό μειώνεται το μήκος των αγωγών και συνεπώς φαινόμενα πτώσης πίεσης και χαμηλών ιδιοσυχνοτήτων.



Εικόνα 77. Συναρμολόγημα τάκου - σερβοβαλβίδας

Το ρευστό εισέρχεται στην σερβοβαλβίδα με τη μέγιστη πίεση (κόκκινο αυλάκι port P) ενώ βγαίνει σε μικρότερη πίεση (πορτοκαλί αυλάκια Ports A B) για να καταλήξει στον υδραυλικό κύλινδρο. Τέλος, οι υπόλοιποι αγωγοί περιέχουν το ρευστό που επιστρέφει στη δεξαμενή σε πολύ χαμηλή πίεση (μπλε αυλάκια, port T).

Η βαλβίδα κατεύθυνσης της ροής του 1^{ου} τμήματος του υδραυλικού συστήματος ομαδοποιείται σε ένα τάκο μαζί με το ασφαλιστικό πίεσης καθώς σύμφωνα με το διάγραμμα τα κανάλια τους είναι συνδεδεμένα.



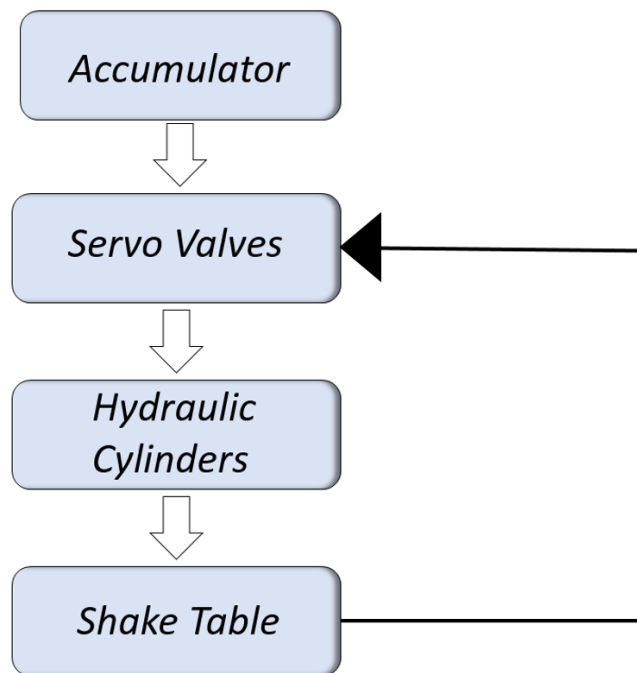
Εικόνα 78. Συναρμολόγημα τάκου, ασφαλιστικού πίεσης και βαλβίδας κατεύθυνσης της ροής

5. Μοντελοποίηση και αυτόματος έλεγχος

5.1. Μοντελοποίηση

Όπως αναλύθηκε σε προηγούμενα κεφάλαια, η ισχύς στο σύστημα έχει την εξής ροή.

Αρχικά το συμπιεσμένο λάδι μεταφέρεται από τον συσσωρευτή στους αγωγούς. Έπειτα, περνά από τις σερβοβαλβίδες που είναι το στοιχείο ελέγχου που καθορίζει την ποσότητα της παροχής που περνά στους υδραυλικούς κυλίνδρους. Αυτοί, με τη σειρά τους δημιουργούν την κίνηση στους δύο άξονες κίνησης. Έτσι, η ισχύς μετατρέπεται σε μηχανική και το σύστημα κινείται. Η ροή της ισχύος φαίνεται στο διάγραμμα παρακάτω (Εικόνα 80.).



Εικόνα 79. Ροή ισχύος

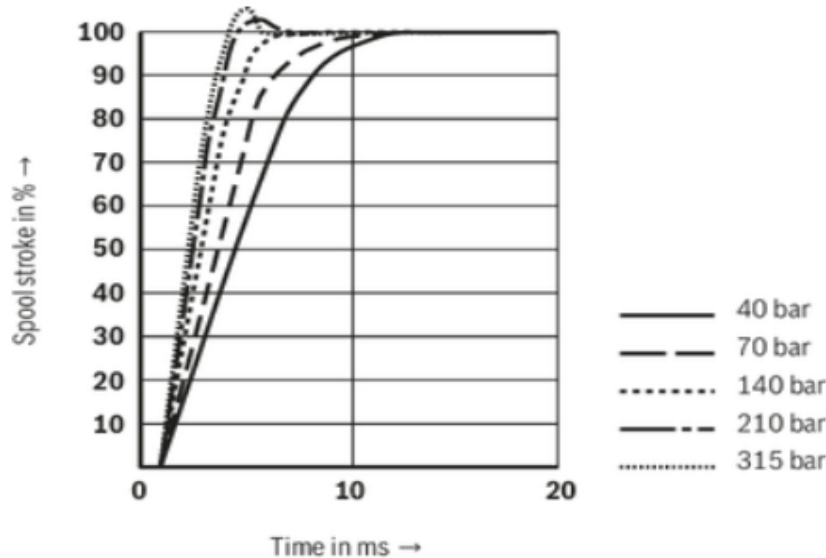
Όπως φαίνεται παραπάνω ο βρόχος ελέγχου κλείνει στην εκάστοτε σερβοβαλβίδα. Αυτό σημαίνει πως οποιοδήποτε στοιχείο βρίσκεται ανάντι αυτής δε μοντελοποιείται δυναμικά αλλά λαμβάνεται ως μία πηγή ισχύος. Αντίθετα, τα στοιχεία που βρίσκονται κατάντι της βαλβίδας δε μπορούν να αγνοηθούν και πρέπει να μελετηθεί η δυναμική τους. Για το λόγο αυτό μελετώνται η δυναμική της σερβοβαλβίδας, της στήλης λαδιού που βρίσκεται μέσα στον κύλινδρο και τέλος της τράπεζας στον κάθε άξονα.

5.1.1. Μοντελοποίηση σερβοβαλβίδας

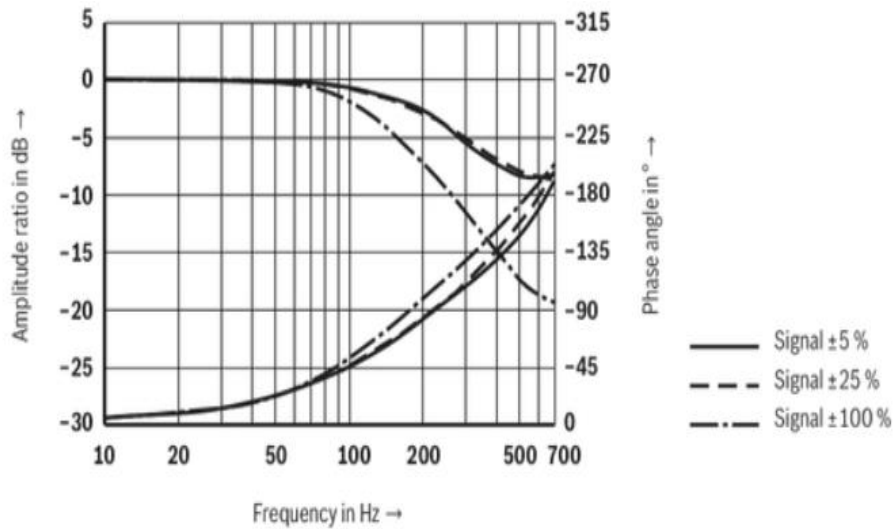
Οι σερβοβαλβίδες είναι στοιχεία των οποίων η δυναμική εξαρτάται από πολλές παραμέτρους όπως το μήκος και οι διατομές των υδραυλικών τους αγωγών. Επίσης, αποτελούνται από πλήθος μηχανικών στοιχείων όπως μικρά έμβολα και ελατήρια. Συνεπώς, ο υπολογισμός της διαφορικής εξίσωσης που διέπει τη συμπεριφορά τους συναρτήσει των παραμέτρων αυτών είναι πολύ δυσχερές. Για το λόγο αυτό, οι κατασκευαστικές εταιρίες μαζί με τα λοιπά τεχνικά χαρακτηριστικά, διαθέτουν και διαγράμματα που έχουν προκύψει πειραματικά, έτσι ώστε να είναι εφικτή στο σχεδιαστή η εξαγωγή της συνάρτησης μεταφοράς από αυτά τα διαγράμματα.

Έχοντας επιλέξει τις διατομές των κυλίνδρων ώστε να επιτυγχάνονται οι ταχύτητες και δυνάμεις που απαιτούνται από τις βασικές προδιαγραφές προέκυψε ότι η μέγιστη παροχή επέρχεται στην οριζόντια κίνηση και είναι 78 l/min . Για το λόγο αυτό επιλέχθηκαν σερβοβαλβίδες ονομαστικής παροχής (rated flow) των 75 l/min .

Παρακάτω φαίνονται τα διαγράμματα βηματικής απόκρισης και Bode για διάφορες πιέσεις λειτουργίας από δεδομένα του κατασκευαστή Bosch – Rexroth (Εικόνα 81. – Εικόνα 82.).



Εικόνα 80. Διάγραμμα παρακολούθησης εισόδου βαθμίδας



Εικόνα 81. Διάγραμμα Bode σερβοβαλβίδας

Από τα παραπάνω διαγράμματα, για πίεση λειτουργίας 70 bar προκύπτουν οι παρακάτω παρατηρήσεις.

- Πτώση 20 dB ανά πολλαπλασιασμό της συχνότητας με παράγοντα 10. Ένδειξη συστήματος 1^{ης} τάξης.

- Συχνότητα θλάσης κοντά στα 65 Hz.
- Χρόνος αποκατάστασης (settling time) βηματικής εισόδου $t_s = 10 \text{ ms}$ που μεταφράζεται σε πόλο στη θέση $s = -400$. Το αποτέλεσμα αυτό με τη σειρά του υποδεικνύει συχνότητα θλάσης στα 64 Hz, επαληθεύοντας την προηγούμενη παρατήρηση.

Settling Time (ms)	Frequency (Hz)	Rate of Amplitude decrease (dB)
10	65	20

Πίνακας 16. Χαρακτηριστικά μεγέθη απόκρισης σερβοβαλβίδας

Έτσι, γίνεται η παραδοχή ότι η συνάρτηση μεταφοράς είναι 1^{ης} τάξης με χρονική σταθερά

$$\tau = \frac{1}{|s|} = 2,5 \text{ ms} \quad (5.1.1.1)$$

Συνεπώς η συνάρτηση μεταφοράς της σερβοβαλβίδας μπορεί να γραφεί ως

$$G_{servo}(s) = \frac{q(s)}{q_{des}(s)} = \frac{1}{\tau s + 1} \quad (5.2.1.2)$$

Όπου q_{des} η επιθυμητή παροχή και q η παροχή που τροφοδοτεί το σύστημα η σερβοβαλβίδα.

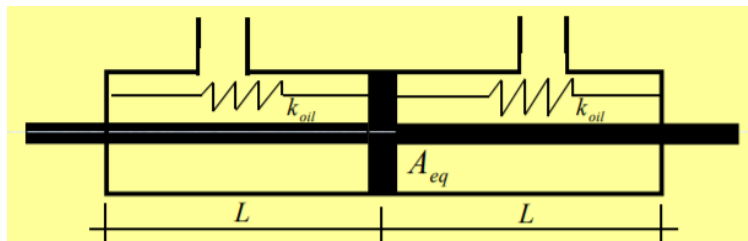
5.1.2. Μοντελοποίηση λαδιού

Το ρευστό εντός του κυλίνδρου προσθέτει και αυτό τον δικό του βαθμό ελευθερίας στο συνολικό σύστημα. Η ιδιοσυχνότητα αυτού εξαρτάται από ένα συνδυασμό μεταβλητών, οι κυριότερες από τις οποίες είναι το μήκος και η διατομή του κυλίνδρου, η μάζα του τραπεζιού και η συμπιεστότητα του λαδιού.

Πιο συγκεκριμένα η συχνότητα αυτή υπολογίζεται ως:

$$f_{oil} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2A_{eq}\beta}{mL}} \quad (5.3.2.1)$$

Όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (Εικόνα 83.).



Εικόνα 82. Μοντελοποίηση εργαζόμενου μέσου

Όπου m η μάζα του τραπεζιού, L και A το μήκος και η διατομή του κυλίνδρου αντίστοιχα και β (*effective bulk modulus*) η ενεργή συμπίεστικότητα του ρευστού. Τελικά οι συχνότητες υπολογίζονται για την κάθε κίνηση:

- $f_{oil}^{hor} = 25 \text{ Hz}$ για την οριζόντια κίνηση
- $f_{oil}^{vert} = 49.8 \text{ Hz}$ για την κατακόρυφη κίνηση

Η μεγάλη διαφορά των συχνοτήτων αυτών έγκειται στα διαφορετικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά των κυλίνδρων. Τόσο η μία όσο και η άλλη ιδιοσυχνότητα είναι τουλάχιστον 5 φορές μεγαλύτερες από τη μέγιστη συχνότητα διέγερσης. Σύμφωνα με εμπειρικό κανόνα αν ισχύει η σχέση

$$f_{res} \geq 2f_{exc} \quad (5.4.2.2)$$

τότε ο αντίστοιχος βαθμός ελευθερίας μπορεί να παραληφθεί στη συνολική μοντελοποίηση. Έτσι, για την περιγραφή της λειτουργίας του κυλίνδρου χρησιμοποιείται απλά η σχέση

$$Q = Au_p$$

ή ισοδύναμα στο πεδίο *Laplace*

$$G_{cyl}(s) = \frac{u_p(s)}{Q(s)} = \frac{1}{A} \quad (5.5.2.3)$$

Όπου u_p η ταχύτητα του εμβόλου.

5.1.3. Μοντελοποίηση σεισμικής τράπεζας

Τελικό βήμα της μοντελοποίησης του συστήματος είναι η εύρεση μίας μαθηματικής σχέσης μεταξύ της ταχύτητας του εμβόλου και της άνω πλατφόρμας. Φυσικά, η πολυπλοκότητα του συστήματος δεν επιτρέπει τη χρήση προσεγγίσεων με μοντέλα ελατήρια-μάζας. Για το λόγο αυτό αναπτύσσεται προσομοίωση για τον υπολογισμό της δυναμικής. Υπενθυμίζεται, ότι όταν ένα δυναμικό σύστημα διεγείρεται από μία είσοδο βηματικής ή κρουστικής συνάρτησης, τότε η απόκριση του συστήματος αποτελείται από μία επαλληλία αρμονικών συναρτήσεων (με απόσβεση) των οποίων το πλάτος μειώνεται στις υψηλότερες αρμονικές. Έτσι, αν η πρώτη ιδιοσυχνότητα του συστήματος είναι αρκετά μεγαλύτερη από αυτή της διέγερσης, τότε οι υπόλοιπες υψηλότερες συχνότητες μπορούν να παραλειφθούν δημιουργώντας έτσι ένα μοντέλο 2^{ης} τάξης με χαρακτηριστική εξίσωση

$$s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2 = 0 \quad (5.6.3.1)$$

Έτσι, επιλέγεται να χρησιμοποιηθεί για την ταχύτητα του εμβόλου η συνάρτηση:

$$u_p = 0,1 \text{ m/s} \quad (5.7.3.2)$$

ή ισοδύναμα στο πεδίο *Laplace*

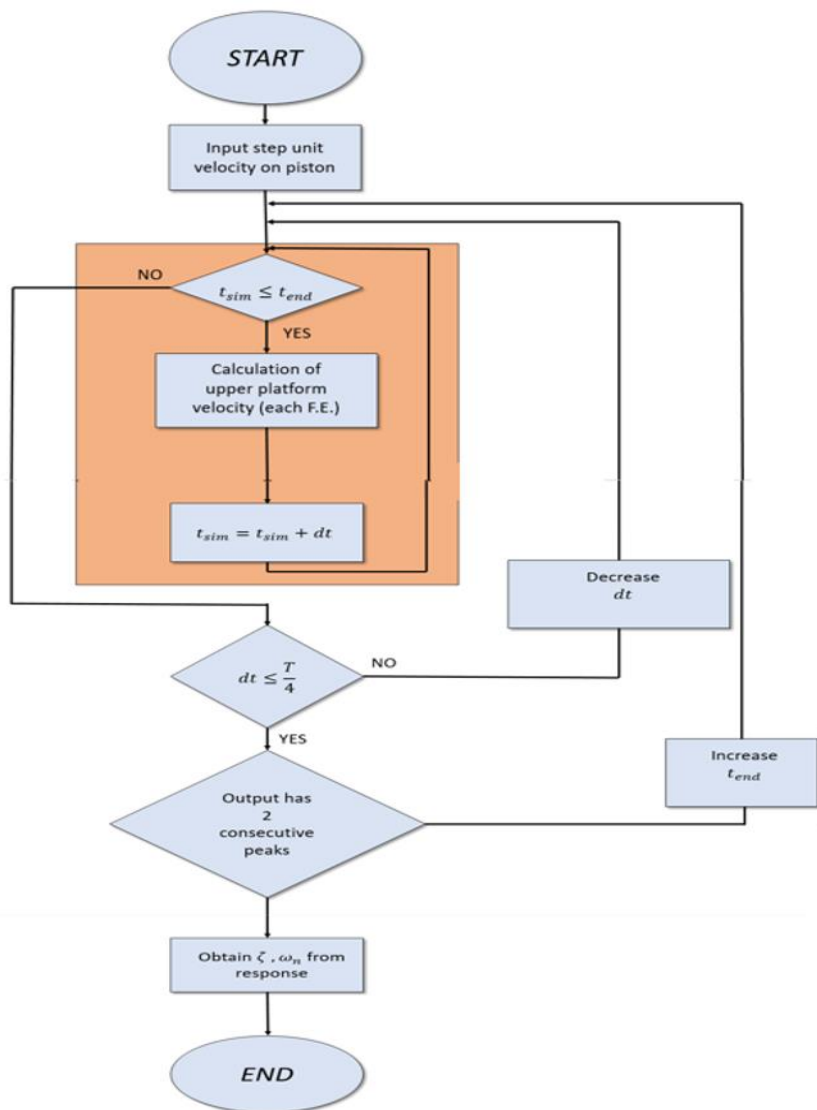
$$u_p(s) = \frac{0,1}{s} \quad (5.8.3.3)$$

Έπειτα επιλέγεται η παράμετρος του χρονικού βήματος dt . Καθώς αυτό που επιδιώκεται είναι να εξαχθούν οι ποσότητες ζ, ω_n πρέπει η απόκριση που θα μελετηθεί από την προσομοίωση να είναι

λεπτομερής ως προς τη μορφή της. Πιο συγκεκριμένα, πρέπει να επιλεγθεί η παράμετρος του χρονικού βήματος dt έτσι ώστε να περιέχονται στο αποτέλεσμα δύο διαδοχικές κορυφές της απόκρισης προκειμένου να υπολογιστεί με ακρίβεια η περίοδος T και μέσω αυτής η αντίστοιχη ιδιοσυχνότητα ω_n . Μετά από ένα πλήθος προσομοιώσεων προέκυψε ότι για να έχει η απόκριση αξιόπιστα αποτελέσματα πρέπει να ισχύει η σχέση

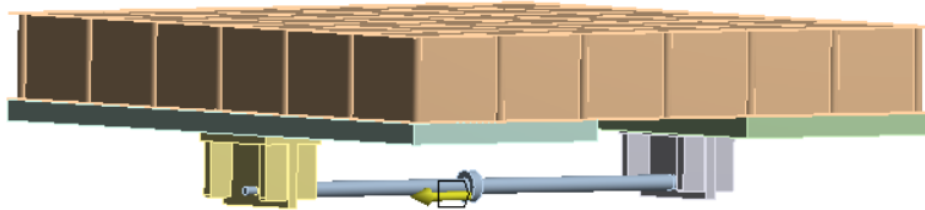
$$dt < \frac{T}{4} \quad (5.9.3.4)$$

Τέλος, θα πρέπει ο χρόνος ολοκλήρωσης της προσομοίωσης t_{end} να είναι μεγαλύτερος από την περίοδο ταλάντωσης έτσι ώστε να εμπεριέχονται στην απόκριση δύο συνεχόμενες κορυφές για τον υπολογισμό του λόγου απόσβεσης ζ . Παρατίθεται το δομικό διάγραμμα της διαδικασίας, ενώ σε έγχρωμο πλαίσιο φαίνονται τα βήματα που εκτελεί αυτόματα ο υπολογιστής (Εικόνα 84.).



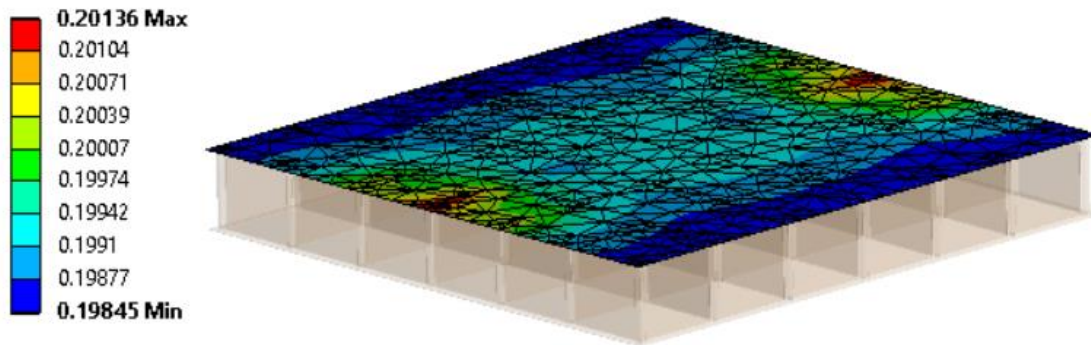
Εικόνα 83. Διάγραμμα ροής υπολογισμού των παραμέτρων του δυναμικού μοντέλου ενός Β.Ε. της σεισμικής τράπεζας

Παρακάτω, παρατίθεται η προσομοίωση της τράπεζας στο *Transient Structural* του ANSYS με είσοδο ταχύτητας στο έμβολο και έξοδο ταχύτητας στην πλατφόρμα (Εικόνα 85.).



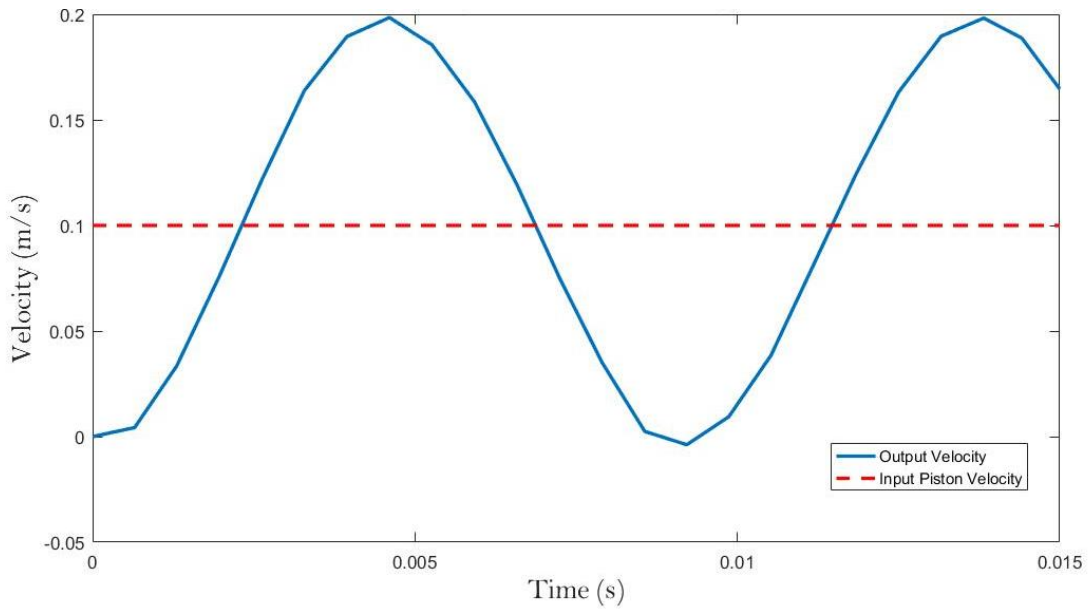
Εικόνα 84. Προσομοίωση εισόδου ταχύτητας στο έμβολο

Παρακάτω φαίνονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης για την οριζόντια ταχύτητα της άνω πλατφόρμας (Εικόνα 86.).



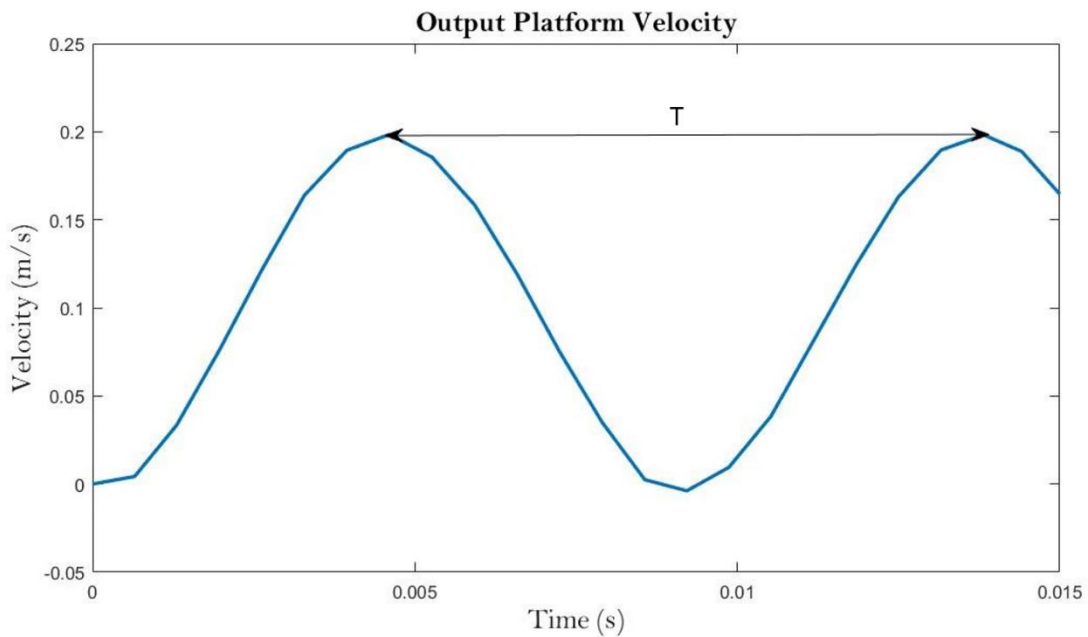
Εικόνα 85. Απόκριση ταχύτητας πλατφόρμας(1)

Τέλος, στο παρακάτω διάγραμμα φαίνεται η μεταβολή της μέγιστης και ελάχιστης ταχύτητας της πλατφόρμας συναρτήσει του χρόνου (Εικόνα 87.).



Εικόνα 86. Απόκριση ταχύτητας πλατφόρμας(2)

Τελικό βήμα της ανάλυσης, σύμφωνα με το διάγραμμα ροής είναι να εξαχθούν μέσω της απόκρισης τα μεγέθη ζ , ω_n του ισοδύναμου μοντέλου 2^{ης} τάξης. Αρχικά, υπολογίζεται η χρονική απόσταση μεταξύ των δύο κορυφών που αντιστοιχεί στην περίοδο της ταλάντωσης.



Εικόνα 87. Υπολογισμός περιόδου ταλάντωσης τράπεζας

Έτσι,

$$T = 9,22 \text{ ms} \quad (5.10.3.5)$$

Ενώ η συχνότητα της αποσβενόμενης ταλάντωσης προκύπτει

$$\omega_d = \frac{2\pi}{T} = 681 \text{ rad/s} \quad (5.11.3.6)$$

Για το μέτρο απόσβεσης ισχύει

$$Z = \ln\left(\frac{x(t)}{x(t+T)}\right) = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (5.12.3.7)$$

Από την παραπάνω προκύπτει η τιμή του λόγου απόσβεσης

$$\zeta = 0,08 \quad (5.13.3.8)$$

Τέλος, υπολογίζεται η ιδιοσυχνότητα ω_n καθώς και η τελική συνάρτηση μεταφοράς $G_{table}(s)$.

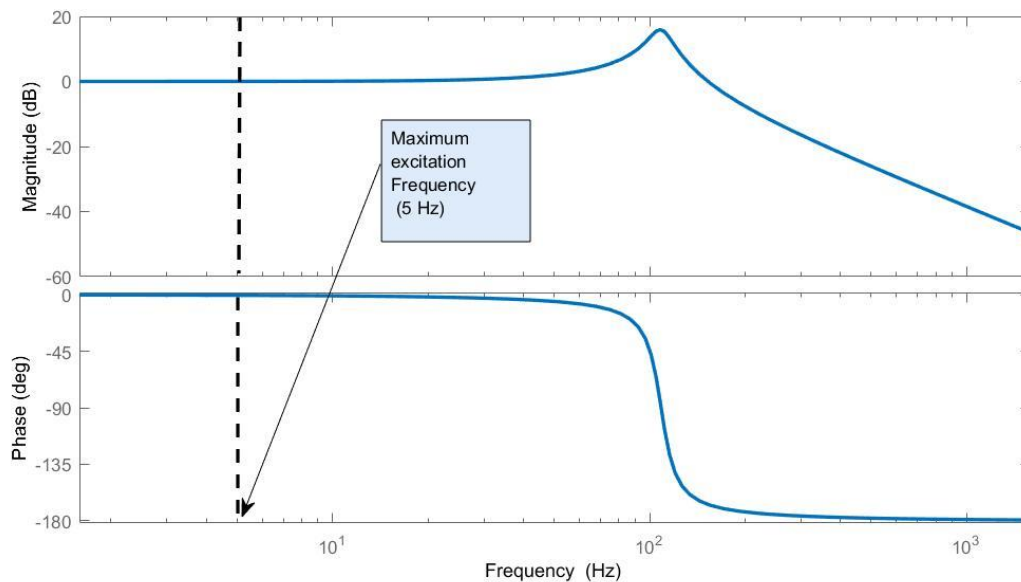
$$\omega_n = \frac{\omega_d}{\sqrt{1-\zeta^2}} = 683 \text{ rad/s} \quad (5.14.3.9)$$

$$\frac{u_{platf}(s)}{u_p(s)} = G_{table}(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} = \frac{466489}{s^2 + 109,3s + 466489} \quad (5.15.3.10)$$

Η παραπάνω συνάρτηση μεταφοράς γράφεται ισοδύναμα

$$\ddot{u}_{platf} + 109,3\dot{u}_{platf} + 466489u_{platf} = 466489u_p \quad (5.16.3.11)$$

Ως επόμενο βήμα εξετάζεται πως οι δύο αυτές ταχύτητες διαφέρουν για τη συχνοτική περιοχή του πειράματος. Για το λόγο αυτό παρουσιάζεται το διάγραμμα Bode του συστήματος ανοικτού βρόχου (Εικόνα 89.).



Εικόνα 88. Διάγραμμα Bode κατασκευής

Παρατηρώντας το διάγραμμα πλάτους προκύπτει ότι μέχρι τη μέγιστη συχνότητα διέγερσης

$$20 \log \left(\frac{u_{platf}(s)}{u_p(s)} \right) = 0 \quad (5.17.3.12)$$

ή

$$\frac{u_{platf}(s)}{u_p(s)} = 1 \quad (5.18.3.13)$$

$$u_{platf} = u_p \quad (5.19.3.14)$$

Όπως φαίνεται, μέχρι τη συχνότητα των 5 Hz, η ταχύτητα εισόδου στο έμβολο έχει μηδενική διαφορά φάσης με την ταχύτητα εξόδου στην πλατφόρμα.

Τα παραπάνω συμπεράσματα υποδεικνύουν ότι η μοντελοποίηση της τράπεζας ως σύστημα 2^{ης} τάξης θα ήταν περιττή. Άλλωστε, όπως αναπτύχθηκε και σε προηγούμενα κεφάλαια, η απλοποίηση της δυναμικής ήταν ένας από τους βασικούς στόχους του σχεδιασμού μέσω της αύξησης των ιδιοσυχνοτήτων. Τέλος, για την περιγραφή της θέσης της τράπεζας χρησιμοποιείται μόνο ένας ολοκληρωτής του σήματος της ταχύτητας του εμβόλου.

$$Y(s) = \frac{u_{platf}(s)}{s} \quad (5.20.3.15)$$

Όμως, για την περιοχή συχνοτήτων που αφορά το πείραμα ισχύει

$$u_{platf}(s) = u_p(s) \quad (5.21.3.16)$$

Άρα,

$$Y(s) = \frac{u_p(s)}{s} \quad (5.22.3.17)$$

Ή

$$y(t) = \int u_p dt \quad (5.23.3.18)$$

Συνεπώς η επιμέρους συνάρτηση μεταφοράς του μηχανικού μέρους της τράπεζας είναι

$$G_{table}(s) = \frac{1}{s} \quad (5.24.3.19)$$

Φυσικά η συνάρτηση μεταφοράς του συνολικού συστήματος G_p δίνεται από το γινόμενο των επιμέρους συναρτήσεων μεταφοράς.

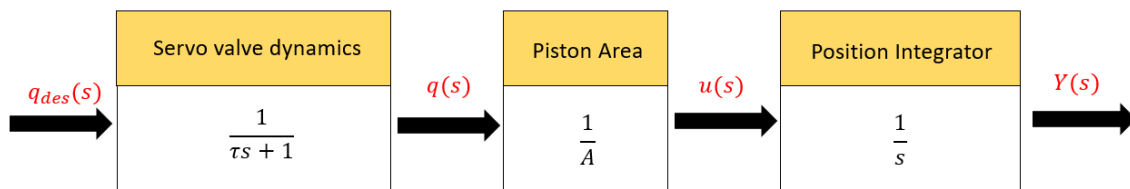
$$G_p(s) = G_{table}(s)G_{cyl}(s)G_{servo}(s) = \frac{1}{As(\tau s + 1)} \quad (5.25.3.20)$$

Τέλος, αξίζει να σημειωθεί ότι αντίστοιχα είναι και τα αποτελέσματα για τη δυναμική της κατακόρυφης κίνησης με μοναδική διαφορά την επιφάνεια του εμβόλου στη συνάρτηση μεταφοράς.

5.2. Αυτόματος έλεγχος

Έχοντας θεωρήσει τη δυναμική της τράπεζας και του λαδιού αμελητέες για τη συχνοτική περιοχή του πειράματος του σεισμού, η μόνη δυναμική που λαμβάνεται υπόψη είναι εκείνη της σερβοβαλβίδας. Έχοντας τη συνάρτηση μεταφοράς με είσοδο την επιθυμητή παροχή-που συμβολίζεται με q_{des} - και έξοδο την πραγματική παροχή, η τελευταία διαιρείται με το έμβολο του κυλίνδρου για τον υπολογισμό της ταχύτητας. Έπειτα, με έναν ολοκληρωτή βρίσκεται η θέση του εμβόλου και άρα και της τράπεζας, που συμβολίζεται με Y . Η παραπάνω συνάρτηση μεταφοράς ανοικτού βρόχου υπολογίζεται ως:

$$G_p(s) = \frac{Y(s)}{q_{des}(s)} = \frac{1}{As(\tau s + 1)} \text{ απεικονίζεται παρακάτω σχηματικά (Εικόνα 90).}$$



Εικόνα 89. Συνάρτηση μεταφοράς ανοικτού βρόχου

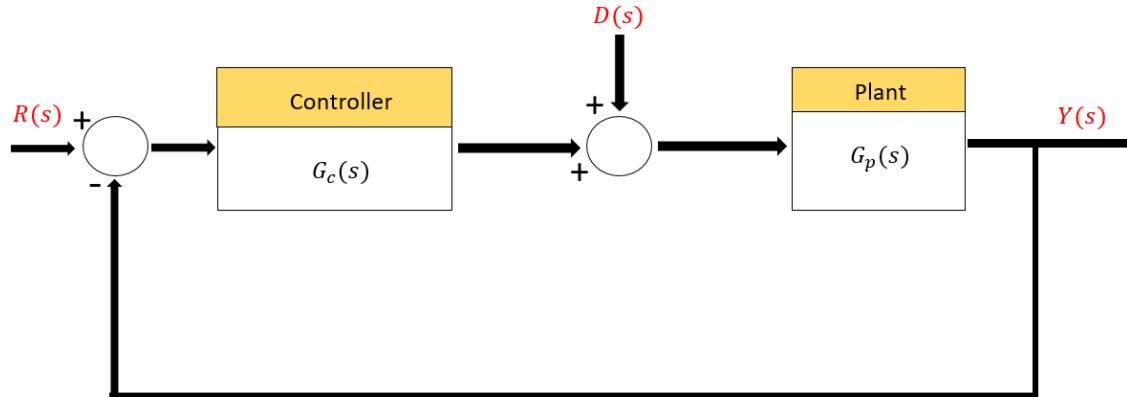
Φυσικά οι δύο πόλοι ανοικτού βρόχου βρίσκονται στις θέσεις $s_1 = 0$, για τον ελεύθερο ολοκληρωτή και $s_1 = -400$, για τη σερβοβαλβίδα.

5.2.1. Προδιαγραφές συστήματος κλειστού βρόχου

Έχοντας ολοκληρώσει τη μοντελοποίηση του συστήματος, τίθεται το πρόβλημα εύρεσης νόμου ελέγχου τέτοιου ώστε να τοποθετεί τους πόλους στις επιθυμητές θέσεις. Όπως έχει αναφερθεί, η μέγιστη παρατηρούμενη συχνότητα στο σειсмоγράφημα είναι $f_{max} = 5 \text{ Hz}$. Έτσι, και οι δύο πόλοι θα πρέπει να έχουν συχνότητες $\omega_n \geq 2\pi f_{max} = 31,5 \text{ rad/s}$. Φυσικά, το σύστημα πρέπει να έχει τη μικρότερη δυνατή υπερακόντιση, οπότε προκαθορίζεται ο λόγος απόσβεσης $\zeta = 1$. Τέλος, πρέπει το σύστημα κλειστού βρόχου να έχει τέτοια συμπεριφορά ώστε να απορρίπτει τις διαταραχές παροχής που δημιουργούνται στη σερβοβαλβίδα.

5.2.2. Διάφοροι νόμοι ελέγχου

Το μόνο μετρητικό που έχει αποφασιστεί να χρησιμοποιηθεί είναι ένας αισθητήρας θέσης τύπου LVDT. Το γεγονός αυτό αμέσως αποκλείει τη χρήση της μεθόδου ανάδρασης καταστάσεων (state feedback control). Επιπλέον, η ανάδραση εκτιμήσεων των καταστάσεων μέσω ενός παρατηρητή (estimated state feedback control & observer) αποκλείεται καθώς χρησιμοποιείται σε προβλήματα με διαφορικές εξισώσεις υψηλότερης τάξης. Απορρίπτοντας λοιπόν τις τεχνικές μοντέρνου ελέγχου, αναλύονται αυτές του κλασικού. Έτσι, το δομικό διάγραμμα λαμβάνει την παρακάτω μορφή (Εικόνα 91.).



Εικόνα 90. Δομικό διάγραμμα ελέγχου

5.2.3. Κατευθυντής τύπου P

Ο έλεγχος P είναι η απλούστερη μορφή ελέγχου. Με χρήση του τύπου ριζών παρατηρείται ότι μπορεί να επιλεγεί τέτοιο κέρδος K_p έτσι ώστε το σύστημα να έχει πόλους στις θέσεις $s_{1,2} = -200$. Έτσι, το σύστημα μπορεί να είναι πολύ γρηγορότερο από την αντίστοιχη προδιαγραφή που έχει τεθεί ενώ τηρείται ταυτόχρονα η προδιαγραφή μηδενικής υπερακόντισης. Υπολογίζεται η συνάρτηση μεταφοράς κλειστού βρόχου του συστήματος.

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{\frac{K_p}{\tau A}}{s^2 + \frac{1}{\tau}s + \frac{K_p}{\tau A}} \quad (5.2.3.1)$$

Από τα παραπάνω συνάγεται ότι η χαρακτηριστική εξίσωση του συστήματος είναι

$$s^2 + \frac{1}{\tau}s + \frac{K_p}{\tau A} = 0 \quad (5.2.3.2)$$

ενώ η εξίσωση πολωνύμου 2^{ης} τάξης είναι

$$s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2 = 0 \quad (5.2.3.3)$$

Εξισώνοντας τους συντελεστές των δύο παραπάνω πολωνύμων και επιλέγοντας

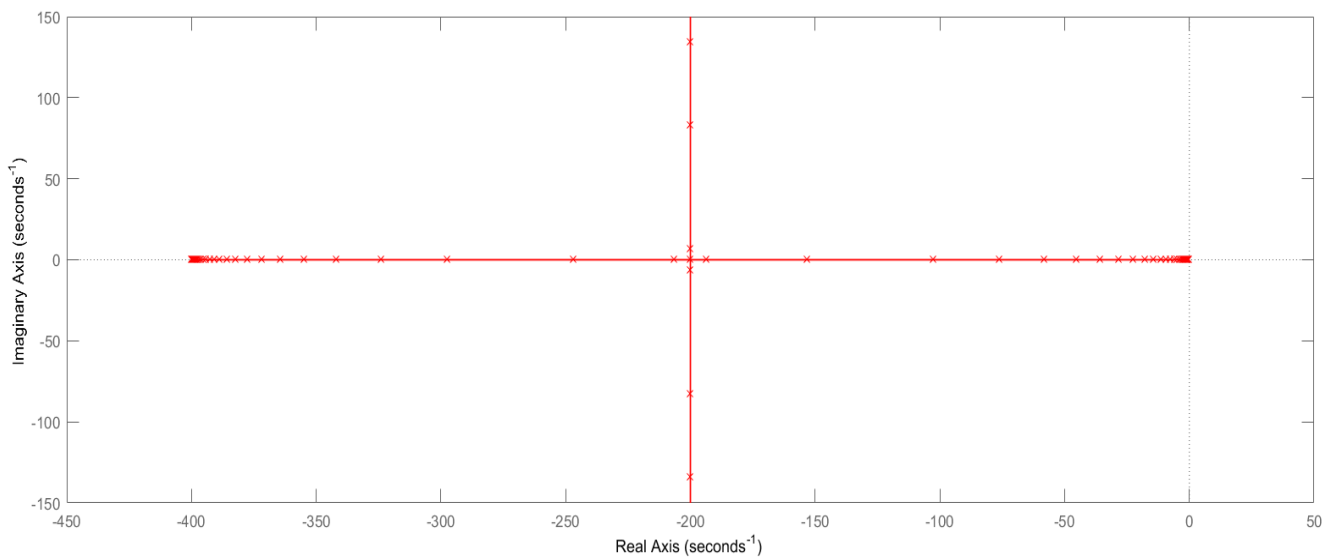
$\zeta = 1$ και $\omega_n = 200 \text{ r/s}$

υπολογίζεται κέρδος $K_p = 0,16$.

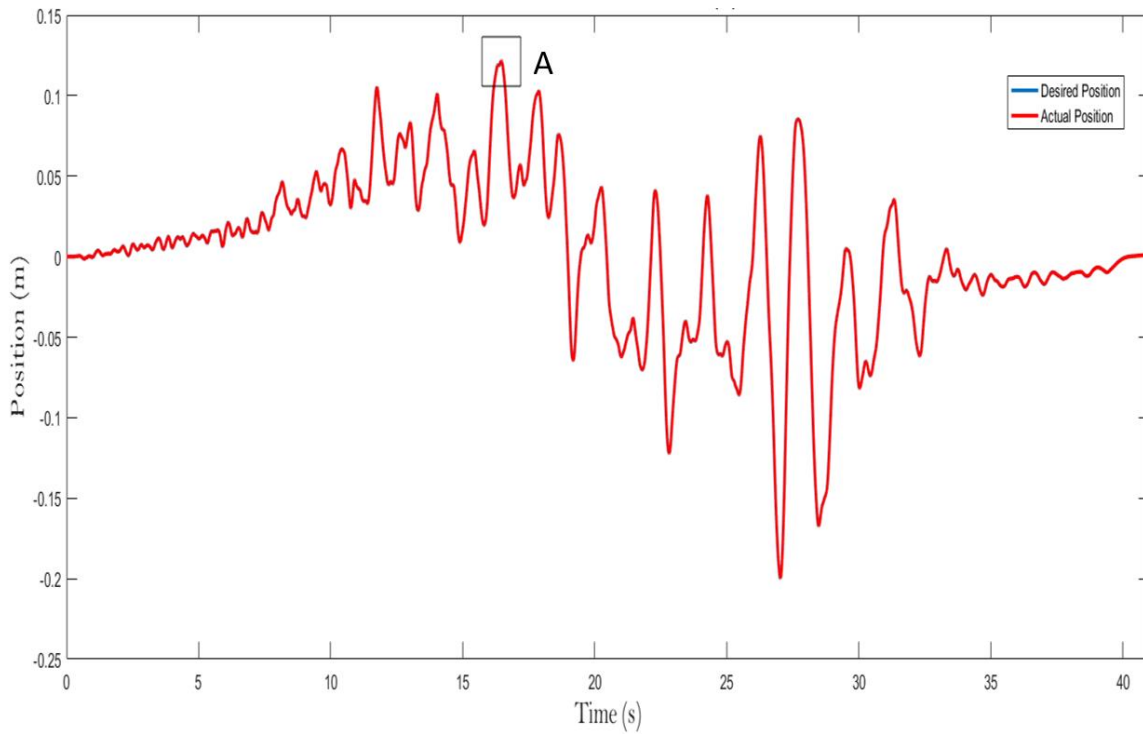
	P	I	D
Κέρδη ελεγκτή	0,16	0	0

Πίνακας 17. Κέρδη κατευθυντή τύπου P

Παρακάτω φαίνονται ο αντίστοιχος τόπος ριζών καθώς και η επιθυμητή και η πραγματική θέση της τράπεζας (Εικόνα 92. – Εικόνα 93.).

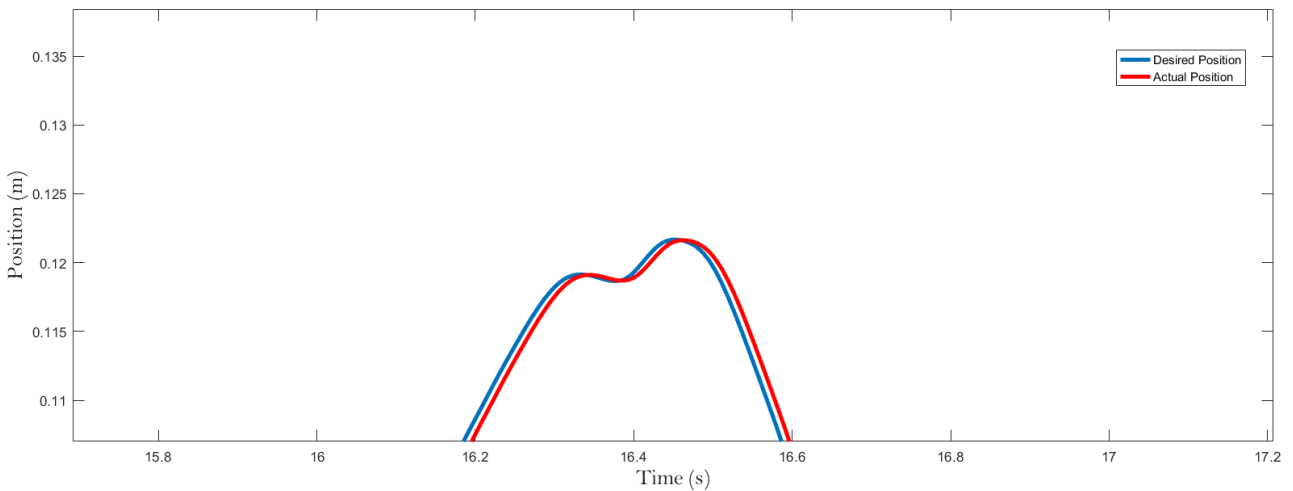


Εικόνα 91. Διάγραμμα τόπου ριζών κατευθυντή P



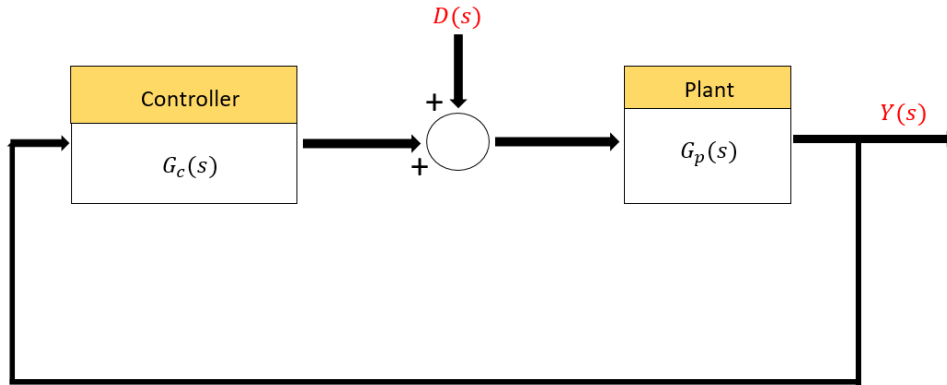
Εικόνα 92. Διάγραμμα θέσης - χρόνου κατευθυντή P

Μεγεθύνοντας σε μια περιοχή ενδιαφέροντος που απεικονίζεται στο ανωτέρω σχήμα φαίνεται η απειροελάχιστη διαφορά μεταξύ των αποκρίσεων (Εικόνα 94.).



Εικόνα 93. Διάγραμμα θέσης - χρόνου κατευθυντή P (περιοχή A του παραπάνω σχήματος)

Επόμενο βήμα της ανάλυσης είναι να μελετηθεί η συμπεριφορά του νόμου ελέγχου ως προς την απόρριψη διαταραχής. Το δομικό διάγραμμα λαμβάνει την παρακάτω μορφή ενώ η είσοδος από το σειсмоγράφημα θεωρείται μηδενική, $R(s) = 0$ (Εικόνα 95.).



Εικόνα 94. Είσοδος παλμού διαταραχής στο σύστημα

Η αντίστοιχη συνάρτηση μεταφοράς εξόδου (θέσης) προς την είσοδο των παλμών παροχής υπολογίζεται ως

$$\frac{Y(s)}{D(s)} = \frac{\frac{s}{A} + \frac{1}{\tau A}}{s^2 + \frac{1}{\tau}s + \frac{K_p}{\tau A}} \quad (5.2.3.4)$$

Έπειτα, ελέγχεται η απόκριση μόνιμης κατάστασης στην περίπτωση που ο παλμός να αντιστοιχεί σε βηματική συνάρτηση πλάτους q_d . Έτσι, προκύπτει

$$D(s) = \frac{q_d}{s} \quad (5.2.3.5)$$

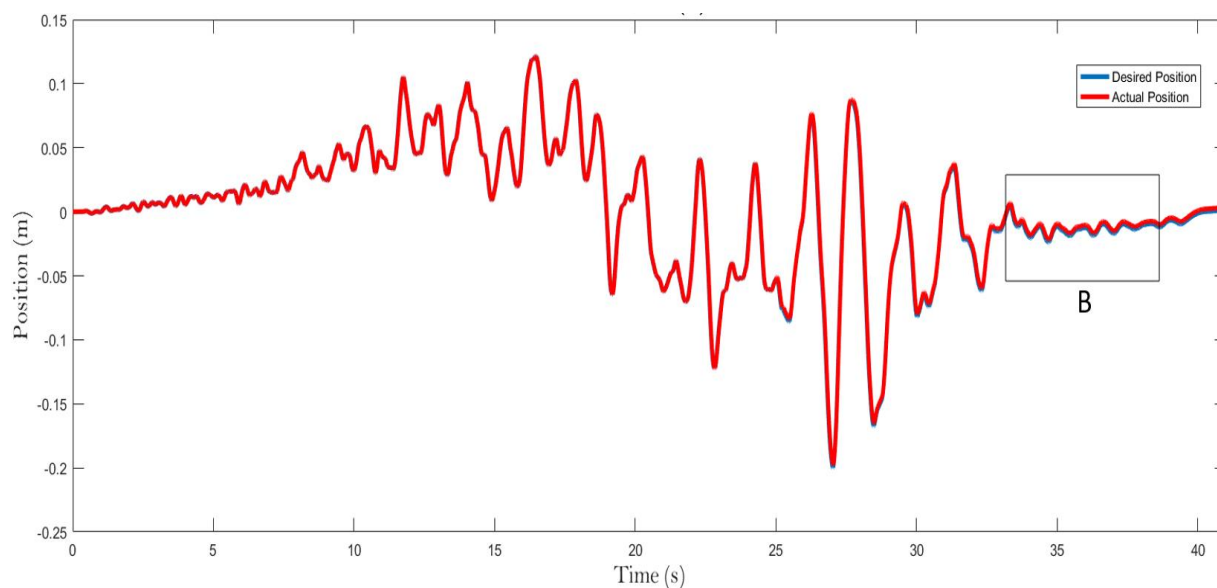
Υπολογίζεται η έξοδος του συστήματος,

$$Y(s) = \frac{\frac{q_d}{s} \left(\frac{s}{A} + \frac{1}{\tau A} \right)}{s^2 + \frac{1}{\tau}s + \frac{K_p}{\tau A}} \quad (5.2.3.6)$$

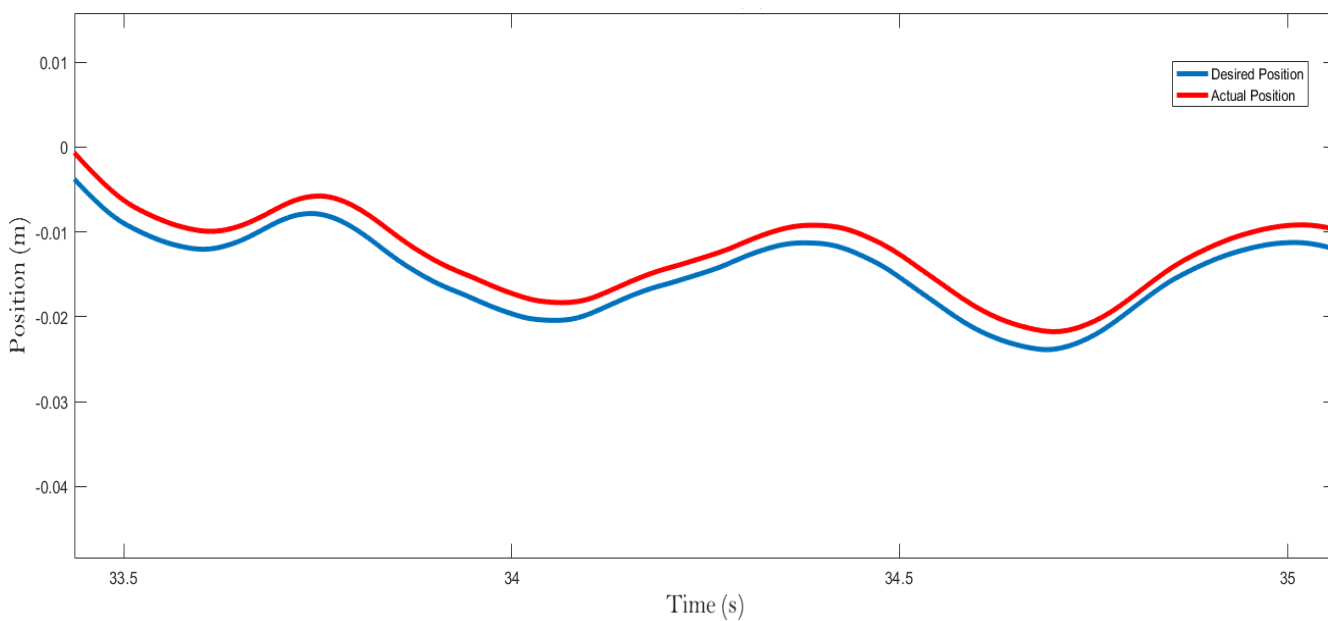
και με χρήση του θεωρήματος τελικής τιμής υπολογίζεται η θέση της τράπεζας στη μόνιμη κατάσταση.

$$y_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} (s Y(s)) = \frac{q_d}{K_p} \quad (5.2.3.7)$$

Το αποτέλεσμα αν και λογικό δεν είναι καθόλου ικανοποιητικό. Έναντι της επιθυμητής μηδενικής τιμής έχουμε μια σταθερή τιμή – και άρα σταθερή τιμή μόνιμου σφάλματος – η οποία μεγαλώνει με το μέγεθος του παλμού και φυσικά μειώνεται με την αύξηση του κέρδους ελέγχου. Επιλέγοντας τον παλμό διαταραχής να υφίσταται από το 25^ο δευτερόλεπτο του πειράματος και έπειτα, έχοντας πλάτος το 10% της ονομαστικής παροχής (rated flow), προκύπτει $q_d = 7,5 \text{ litres/min}$ ενώ υπενθυμίζεται ότι το κέρδος είναι $K_p = 0.16$. Συνεπώς, προκύπτει $y_{ss} = 20 \mu\text{m}$ το οποίο θεωρείται εκτός προδιαγραφών. Παρακάτω φαίνεται το διάγραμμα σύγκρισης της επιθυμητής εισόδου με την πραγματική υπό την εφαρμογή διαταραχής (Εικόνα 96.).



Εικόνα 95. Διάγραμμα θέσης - χρόνου κατευθυντή P με διαταραχή



Εικόνα 96. Διάγραμμα θέσης - χρόνου κατευθυντή P με διαταραχή (περιοχή B του παραπάνω σχήματος)

Για το λόγο αυτό, ο P-έλεγχος απορρίπτεται.

5.2.4. Κατευθυντής τύπου PD

Η νέα συνάρτηση μεταφοράς κλειστού βρόχου υπολογίζεται ως

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{\frac{K_p}{\tau A} + \frac{K_d}{\tau A} s}{s^2 + \frac{(A + K_d)}{\tau A} s + \frac{K_p}{\tau A}} \quad (5.2.4.1)$$

Φυσικά προκειμένου να έχει το σύστημα καλύτερη απόκριση από εκείνη με τον προηγούμενο νόμο ελέγχου θα πρέπει ο μηδενιστής να βρίσκεται αριστερά από τη θέση $s = -200$ και οι πόλοι κλειστού βρόχου αριστερότερα αυτού στο μιγαδικό επίπεδο. Με το επιπλέον κέρδος επιτυγχάνεται καλύτερη παρακολούθηση της εισόδου αναφοράς, παρολ' αυτά όπως και στην προηγούμενη περίπτωση, έτσι και τώρα το σφάλμα λόγω διαταραχής δεν είναι μηδενικό. Έτσι και αυτή η μορφή ελέγχου απορρίπτεται.

5.2.5. Κατευθυντής τύπου PID

Ο έλεγκτής PID είναι ένας ελεγκτής τριών κερδών ο οποίος με κατάλληλη ρύθμιση αυτών μπορεί να προκαλέσει την επιθυμητή συμπεριφορά στο υπό εξέταση σύστημα. Η βασική συνεισφορά του ελεγκτή αυτού έναντι πιο απλών τεχνικών ελέγχου (PD, P) είναι ότι παρέχει στη συνάρτηση ανοικτού βρόχου έναν επιπλέον ελευθερο ολοκληρωτή ο οποίος μηδενίζει το σφάλμα λόγω βηματικής διαταραχής όπως θα δειχθεί παρακάτω [2] [5].

Αρχικά υπολογίζεται η συνάρτηση κλειστού βρόχου.

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{\frac{K_d}{\tau A} s^2 + \frac{K_p}{\tau A} s + \frac{K_I}{\tau A}}{s^3 + \frac{(A + K_d)}{\tau A} s^2 + \frac{K_p}{\tau A} s + \frac{K_I}{\tau A}} \quad (5.2.5.1)$$

Το σύστημα είναι 3^{ης} τάξης. Έτσι, καθώς οι προδιαγραφές του συστήματος κλειστού βρόχου (χρόνος αποκατάστασης, υπερακόντιση, χρόνος ανύψωσης) δε συνδέονται με τους πόλους με γνωστές κλειστές διατυπώσεις, χρησιμοποιείται μία μέθοδος δοκιμής λάθους για την τοποθέτηση των πόλων. Θέτοντας τον ένα πόλο στη θέση α και τους άλλους δύο στη θέση β το επιθυμητό χαρακτηριστικό πολυώνυμο μπορεί να γραφεί ως

$$(s + \beta)^2(s + \alpha) \text{ ή } s^3 + (2\beta + \alpha)s^2 + (\beta^2 + 2\alpha\beta)s + \alpha\beta^2 \text{ όπου φυσικά } |\beta| < |\alpha|.$$

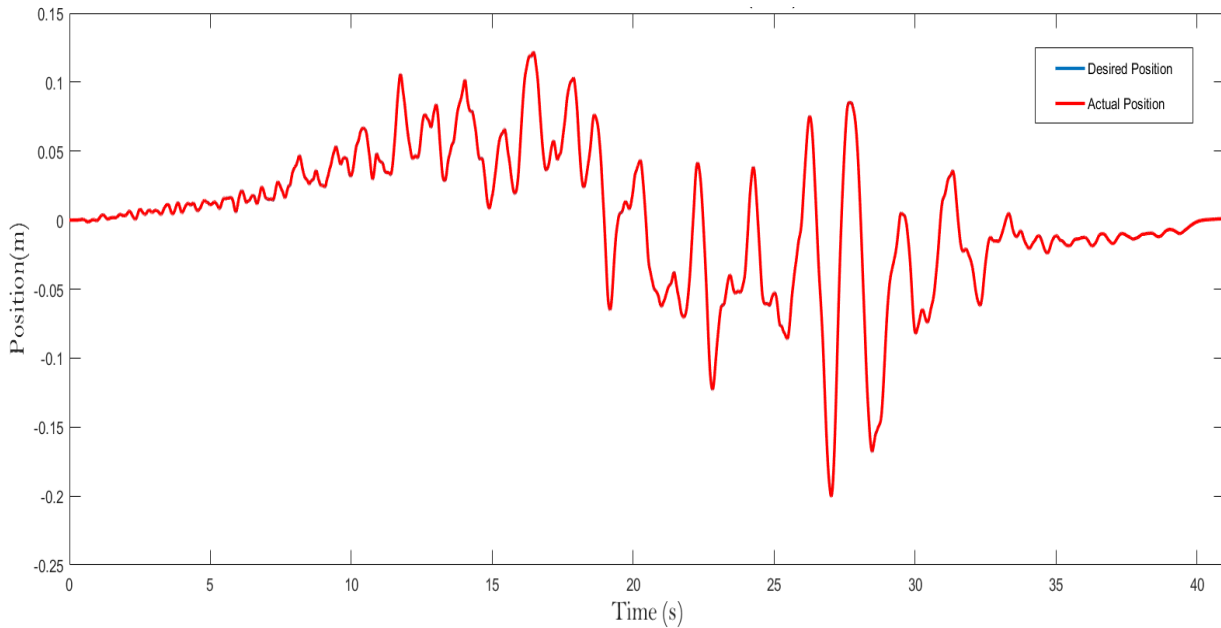
Εξισώνοντας κατά τα γνωστά τα 2 πολυώνυμα προκύπτουν οι παρακάτω εκφράσεις για τα 3 κέρδη ελέγχου:

$$K_I = \alpha\beta^2\tau A \quad (5.2.5.2)$$

$$K_p = (\beta^2 + 2\alpha\beta)\tau A \quad (5.2.5.3)$$

$$K_d = (2\beta + \alpha)\tau A - A \quad (5.2.5.4)$$

Οι τιμές των α, β φυσικά εκτιμώνται με τη μέθοδο δοκιμής-λάθους. Μετά από προσομοιώσεις προκύπτουν οι ικανοποιητικές τιμές $\alpha = 200$, $\beta = 150$. Η απόκριση φαίνεται παρακάτω (Εικόνα 98.).



Εικόνα 97. Διάγραμμα θέσης - χρόνου κατευθυντή PID

Τέλος, μελετάται για μία ακόμα φορά η συμπεριφορά κατά την ύπαρξη διαταραχής παροχής. Η συνάρτηση μεταφοράς είναι

$$\frac{Y(s)}{D(s)} = \frac{\frac{1}{\tau A} s(\tau s + 1)}{s^3 + \frac{(A + K_d)}{\tau A} s^2 + \frac{K_p}{\tau A} s + \frac{K_I}{\tau A}} \quad (5.2.5.5)$$

και με παλμό παροχής

$$D(s) = \frac{q_d}{s} \quad (5.2.5.6)$$

από το θεώρημα τελικής τιμής προκύπτει

$$y_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} (s Y(s)) = 0 \quad (5.2.5.7)$$

Δηλαδή το σφάλμα καταλήγει να είναι πάντοτε μηδενικό και ανεξάρτητο των κερδών, τα οποία ρυθμίζουν μόνο τη μεταβατική απόκριση.

Τα κέρδη που προκύπτουν είναι:

$$K_I = 15,68$$

$$K_p = 0,3024$$

$$K_d = 3,2 \cdot 10^{-4}$$

	P	I	D
Κέρδη ελεγκτή	0,3	15,7	3,2 10 ⁻⁴

Πίνακας 18. Κέρδη κατευθυντή τύπου PID

Παρατηρείται ότι το κέρδος του διαφοριστή είναι σημαντικά μικρότερο από τα άλλα δύο. Τίθεται λοιπόν το ερώτημα, αν το μέρος αυτού στο συνολικό νόμο ελέγχου είναι περιττό, και αν μπορεί να χρησιμοποιηθεί κάποιος πιο απλός νόμος όπως ο PI.

5.2.6. Κατευθυντής τύπου PI

Όπως και η προηγούμενη μορφή ελέγχου, έτσι και αυτή διαθέτει στο σύστημα έναν επιπλέον ολοκληρωτή οπού εξασφαλίζει το μηδενισμό του σφάλματος μόνιμης κατάστασης ενώ ταυτόχρονα απορρίπτει τις διαταραχές παροχής. Υπολογίζεται η νέα συνάρτηση μεταφοράς κλειστού βρόχου:

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{\frac{K_p}{\tau A} s + \frac{K_I}{\tau A}}{s^3 + \frac{1}{\tau} s^2 + \frac{K_p}{\tau A} s + \frac{K_I}{\tau A}} \quad (5.2.6.1)$$

Χρησιμοποιώντας την ίδια μεθοδολογία με πριν, το επιθυμητό χαρακτηριστικό πολυώνυμο έχει μορφή

$$(s + \beta)^2(s + \alpha) \text{ ή } s^3 + (2\beta + \alpha)s^2 + (\beta^2 + 2\alpha\beta)s + \alpha\beta^2$$

Εξισώνοντας τους συντελεστές του επιθυμητού με του πραγματικού πολυωνύμου προκύπτει:

$$\frac{1}{\tau} = 2\beta + \alpha \quad (5.2.6.2)$$

$$K_I = \alpha\beta^2\tau A \quad (5.2.6.3)$$

$$K_p = (\beta^2 + 2\alpha\beta)\tau A \quad (5.2.6.4)$$

Η τελευταία εκ των τριών εξισώσεων έχει δύο ελεύθερες μεταβλητές καθώς μόνο η χρονική σταθερά της σερβοβαλβίδας είναι ορισμένη. Επομένως, αρκεί να επιλεχθεί μια αποδεκτή λύση για τον πόλο α έτσι ώστε $\alpha > 31,5 \text{ rad/s}$ έτσι ώστε να ικανοποιείται ο ίδιος περιορισμός και για τη μεταβλητή β .

$$\frac{1}{\tau} = 2\beta + \alpha \xrightarrow{\alpha=133 \text{ rad/s}} \beta = 133 \text{ rad/s}$$

$$K_I = 9,4$$

$$K_p = 0,21$$

	P	I	D
Κέρδη ελεγκτή	0,21	9,4	0

Πίνακας 19. Κέρδη κατευθυντή τύπου PI

Τα αποτελέσματα αυτής της μορφής ελέγχου έχουν πανομοιότυπα μεταβατικά χαρακτηριστικά με εκείνα του PID όπως φαίνεται παρακάτω.

Επόμενο βήμα της ανάλυσης είναι ο έλεγχος απόρριψης διαταραχής. Λαμβάνεται η αντίστοιχη συνάρτηση μεταφοράς εξόδου προς είσοδο διαταραχής:

$$\frac{Y(s)}{D(s)} = \frac{s(\tau s + 1)}{s^3 + \frac{1}{\tau} s^2 + \frac{K_p}{\tau A} s + \frac{K_I}{\tau A}} \quad (5.2.6.5)$$

Με χρήση του θεωρήματος τελικής τιμής για βηματική είσοδο προκύπτει

$$y_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} (s Y(s)) = 0$$

Τέλος, επιλέγεται να χρησιμοποιηθεί ο αναλογικο-ολοκληρωτικός έλεγχος για δύο πολύ βασικούς λόγους. Καταρχάς, ο διαφοριστής στον PID ενισχύει το θόρυβο του σήματος, κάτι το οποίο πρέπει να αποφεύγεται. Για το λόγο αυτό τοποθετείται ένας επιπλέον μαθηματικός όρος ο οποίος λειτουργεί σα φίλτρο αποκοπής των υψηλών συχνοτήτων. Η ύπαρξη του διαφοριστή και του φίλτρου οδηγούν στο δεύτερο λόγο απόρριψης του εν λόγω ελεγκτή καθώς κάνουν αρκετά πιο σύνθετη τη μετατροπή του κατευθυντή στο διακριτό χρόνο.

CONTROL LAW	TRANSIENT RESPONSE	ROBUSTNESS TO DISTURBANCE	ROBUSTNESS TO NOISE
P	✓	✗	✓
PD	✓	✗	✗
PI	✓	✓	✓
PID	✓	✓	✗

Από τον παραπάνω πίνακα είναι εμφανής η υπεροχή του αναλογικό-ολοκληρωτικού ελέγχου για το υπό μελέτη σύστημα.

Τέλος, σημειώνεται ότι οι τιμές των παραμέτρων α, β μπορούν να ληφθούν ίδιες και για τις δύο κινήσεις του συστήματος καθώς η μόνη διαφορά μεταξύ των συναρτήσεων μεταφοράς βρίσκεται στην επιφάνεια των εμβόλων αλλά κρίνεται πολύ μικρή ώστε να αλλάξει σημαντικά την απόδοση του συστήματος για τα ίδια κέρδη ελέγχου.

5.2.7. Ψηφιακός κατευθυντής

Μέχρι στιγμής μελετήθηκε η συμπεριφορά του συστήματος σε συνεχή χρόνο. Τώρα, πρέπει να μελετηθεί και σε διακριτό χρόνο, καθώς η υλοποίηση ενός οποιουδήποτε νόμου ελέγχου γίνεται μέσω ηλεκτρονικών. Στο κεφάλαιο αυτό μελετάται η μέγιστη συχνότητα δειγματοληψίας που επιτρέπεται να έχει ο αισθητήρας θέσης των δύο κινήσεων, η συμπεριφορά του συστήματος υπό την επιρροή του PI controller σε διακριτό χρόνο και τέλος εξάγεται η τελική εξίσωση που θα τοποθετηθεί σε PLC για την πραγματοποίηση του ελέγχου.

Όπως είναι γνωστό, η ελάχιστη συχνότητας δειγματοληψίας υπολογίζεται από το Θεώρημα Δειγματοληψίας Shannon – Nyquist. Με βάση αυτό, για την περίοδο δειγματοληψίας πρέπει να ισχύει $T_s \leq \frac{\pi}{\omega_c}$ [6], όπου ω_c η μέγιστη καταγραφόμενη συχνότητα στο σήμα. Για το υπό μελέτη σύστημα, όλοι οι πόλοι έχουν τοποθετηθεί στη θέση $s_{1,2,3} = -133 \text{ rad/s}$. Έτσι, η μέγιστη περίοδος δειγματοληψίας είναι $T_s = 22 \text{ ms}$. Η ανάλυση θα προχωρήσει με την τιμή αυτή. Αν τα αποτελέσματα δείξουν αστάθεια ή ανεπιθύμητη μεταβατική συμπεριφορά, η περίοδος αυτή οφείλει να μειωθεί περαιτέρω.

Πρώτο βήμα της ανάλυσης σε διακριτό χρόνο είναι να υπολογιστεί η συνάρτηση μεταφοράς του δυναμικού μοντέλου σε διακριτό χρόνο. Αυτό επιτυγχάνεται με χρήση του μετασχηματισμού Z. Αναλυτικότερα, για τη συνάρτηση μεταφοράς ανοικτού βρόχου βρίσκεται ως:

$$G_p(z) = (1 - z^{-1})Z \left\{ \frac{G_p(s)}{s} \right\} = \frac{12,81z + 1,56}{z^2 - z + 0,0001} \quad (5.2.7.1)$$

Αντίστοιχα, ο ελεγχτής στο πεδίο Z έχει την παρακάτω μορφή:

$$G_c(z) = K_p + \frac{K_I T_s}{z - 1} = \frac{K_p z + 0,023K_I - K_p}{z - 1} \quad (5.2.7.2)$$

Φυσικά, η συνάρτηση μεταφοράς κλειστού βρόχου υπολογίζεται ως:

$$G_{cl}(z) = \frac{G_p(z)G_c(z)}{1 + G_p(z)G_c(z)} \quad (5.2.7.3)$$

της οποίας το χαρακτηριστικό πολυώνυμο είναι:

$$z^3 + (12,81K_p - 2)z^2 + (1,561K_p + 0,28K_I - 12,81K_p + 1)z + (0,034K_I - 1,561K_p - 0,0001)$$

Ομοίως με την ανάλυση στον συνεχή χρόνο, έτσι και τώρα υπολογίζονται οι πόλοι του επιθυμητού πολυώνυμου. Έτσι, βρίσκουμε τον πόλο που αντιστοιχεί στη θέση $s_{1,2,3} = -133 \text{ rad/s}$ στο επίπεδο z .

$$z = e^{-sT_s} = 0,054 \quad (5.2.7.4)$$

Φυσικά η τιμή αυτή είναι αποδεκτή καθώς βρίσκεται στο εσωτερικό του μοναδιαίου κύκλου και άρα δεν υπάρχει κίνδυνος αστάθειας. Έτσι το επιθυμητό πολυώνυμο είναι:

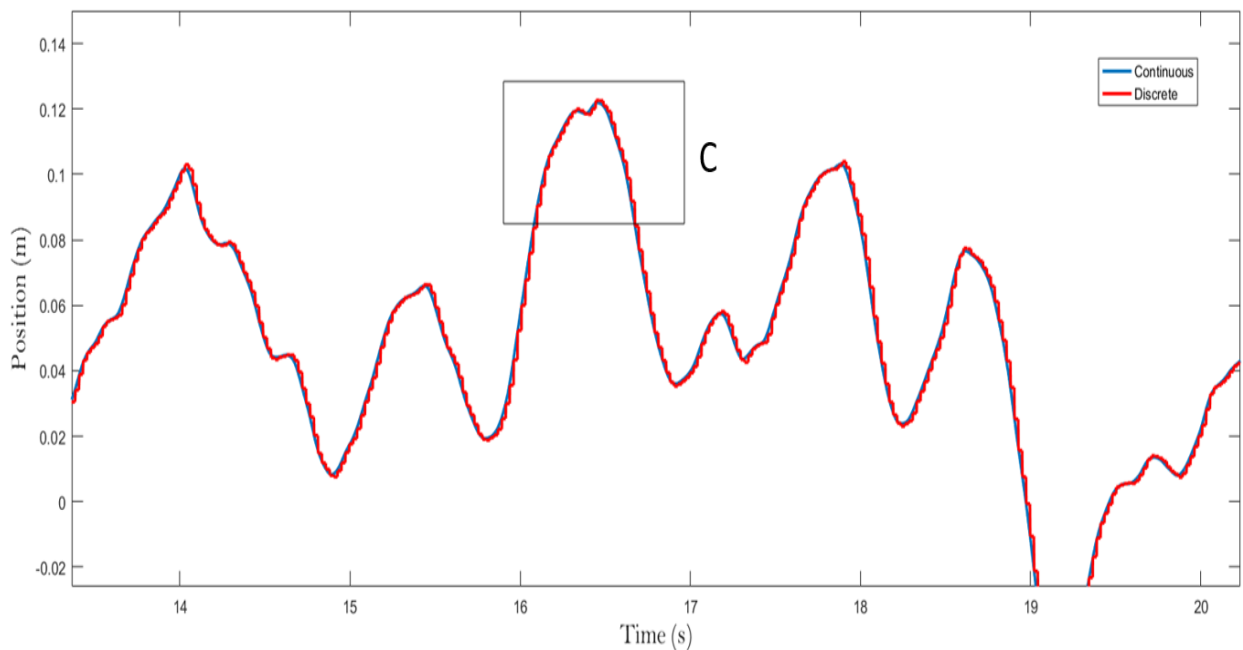
$$(z - 0,054)^3 \text{ ή } z^3 + 0,162z^2 + 0,0087z + 0,0007$$

Εξισώνοντας πραγματικό και επιθυμητό πολυώνυμο, προκύπτει $K_p = 0,1687$ και $K_I = 4$. Τα αποτελέσματα του ψηφιακού ελεγκτή φαίνονται παρακάτω.

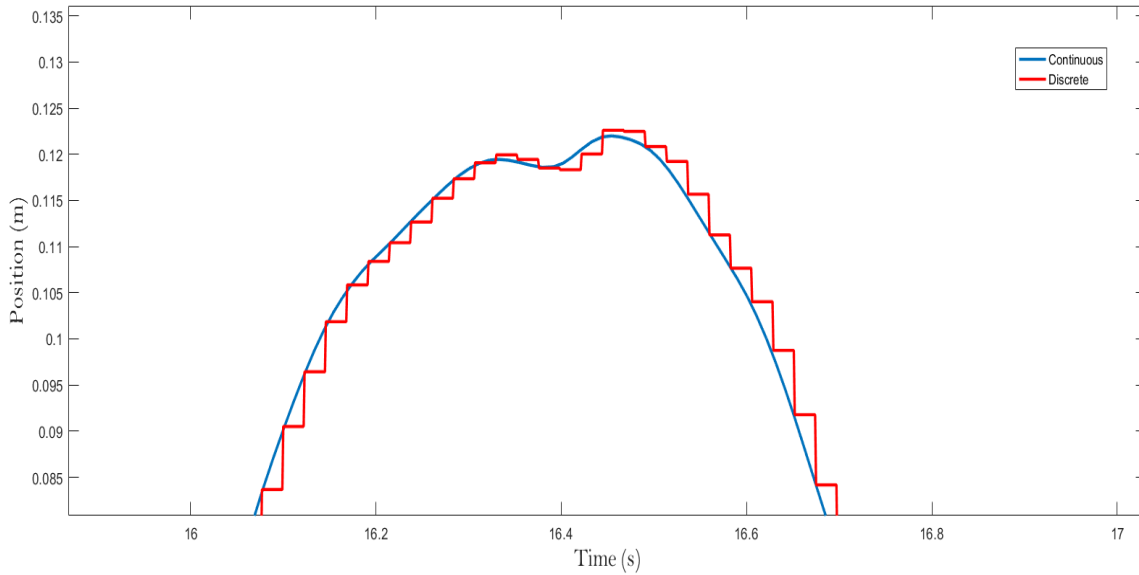
	P	I	D
Κέρδη ελεγκτή	<i>0,1687</i>	<i>4</i>	<i>0</i>

Πίνακας 21. Κέρδη ψηφιακού κατευθυντή τύπου PI

Παρακάτω φαίνεται η σύγκριση μεταξύ της απόκρισης συνεχούς και διακριτού χρόνου (Εικόνα 99. – Εικόνα 100.).



Εικόνα 98. Διάγραμμα θέσης - χρόνου ψηφιακού κατευθυντή



Εικόνα 99. Διάγραμμα θέσης - χρόνου ψηφιακού κατευθυντή (περιοχή C του παραπάνω σχήματος)

Φυσικά, η μικρή διαφορά των καμπυλών έγκειται στην ύπαρξη της βαθμίδας συγκράτησης μηδενικής τάξης (*zero-order hold* ή *zoh*).

Τέλος, υπολογίζεται η εξίσωση που θα τοποθετηθεί στο διαμεσολαβητή για τον έλεγχο με χρήση αντιστροφου μετασχηματισμού Z. Αντικαθιστώντας τα παραπάνω κέρδη και την περίοδο δειγματοληψίας στη γενική μορφή του PI ελεγκτή προκύπτει:

$$G_c(z) = \frac{0,1687z - 0,0767}{z - 1} \quad (5.2.7.5)$$

Φυσικά, η παραπάνω συνάρτηση μεταφοράς εκφράζει το πηλίκο της εισόδου ελέγχου $U(z)$ προς το σφάλμα παρακολούθησης $E(z)$. Ισοδύναμα λοιπόν μπορεί να γραφτεί ως:

$$U(z)(z - 1) = E(z)(0,1687z - 0,0767) \quad (5.2.7.6)$$

Με εφαρμογή του αντίστροφου μετασχηματισμού Z η εξίσωση ελέγχου λαμβάνει την τελική μορφή

$$u(k) = u(k - 1) + 0,1687e(k) - 0,0767e(k - 1) \quad (5.2.7.7)$$

Βιβλιογραφία

[1] ΠΑΠΑΔΟΠΟΥΛΟΣ Χ.Α., *ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΗΧΑΝΩΝ*, 2^η Έκδοση, αθηνα 2005

[2] ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΥΤΟΜΑΤΟΥ ΕΛΕΓΧΟΥ 5^η ΕΚΔΟΣΗ Ogata, Εκδόσεις Φούντας

[3] HYDRAULIC CONTROL SYSTEMS Konami Nishiumi

[4] Υδραυλικά και Πνευματικά Συστήματα ΘΕΟΔΩΡΟΣ Ν. ΚΟΣΤΟΠΟΥΛΟΣ

[5] ΣΥΓΧΡΟΝΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΥΤΟΜΑΤΟΥ ΕΛΕΓΧΟΥ DORF BISHOP

[6] ΨΗΦΙΑΚΟΣ ΕΛΕΓΧΟΣ Π.Β. Μαλατέστας

[7] MACHINE DESIGN An Integrated Approach Robert L. Norton

I. ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

I.1 Κύριοι κώδικες

I.1.1. Κώδικας υπολογισμού χαρακτηριστικής συσσωρευτή

```
k=1.4;
v0=50;
% phase 1:gas precharge state pg1-vg1
vg1=v0; %lt
pg1=47.3; %bar preload pressure
C=pg1*vg1^k;
% phase 2: liquid flows in./initial state/gas compresses
(have to specify fluid volume)
%pg1vg1^k=pg2vg2^k
vl2=26;
vg2=v0-vl2;
pg2=C/(vg2^k);
% phase 3:liquid characteristic p-vl curve
s=0;
for i=[1:0.5:80]
    s=s+1;
    vg(s)=i;
    vl(s)=v0-vg(s);
    p(s)=C/(vg(s)^k);
end
plot(vl,p)
title('liquid p-v curve') ;
axis([ 0 v0 0 400]);
xlabel('vl (lt)');
ylabel('pl (bar)')
```

1.1.2. Κώδικας υπολογισμού κερδών PID, PI controllers σε συνεχή και διακριτό χρόνο

```
time_con=1/400;
servoden=[time_con 1];
Areax=0.0016;
integratororden=[Areax 0];
num=1;
%open loop function
ol_num=num;
ol_den=conv(servoden,integratororden);
Gol=tf(ol_num,ol_den);
rlocus(Gol)
% pid controller
a=200;
b=140;
Ki_pid=a*b^2*time_con*Areax
Kp_pid=(b^2+2*a*b)*time_con*Areax
Kd_pid=(2*b+a)*time_con*Areax-Areax
%pi controller
a=133;
b=133;
Kp=(b^2+2*a*b)*time_con*Areax;
Ki=(b^2)*a*time_con*Areax;
%continuous to discrete conversion
Ts=0.023;
%controller
gcc=tf([Kp Ki],[1 0]);
gcd=c2d(gcc,Ts)
[numgcd,dengcd] = tfdata(gcd,'v')
%plant
gp_d=c2d(Gol,Ts)
[numgpd,dengpd] = tfdata(gp_d,'v')
%dicrete domain PI gains (obtained from Simulink &
theoretical approach)
kpz=0.1687;
kiz=4;
```

1.2. Βασικές προσομοιώσεις

