



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

**Σχεδιασμός και προσομοίωση δυναμικής λειτουργίας διάταξης
στήριξης υδραυλικών εμβολοφόρων αντλιών δοκιμαστηρίου της
εταιρίας Bosch Rexroth Hellas A.E. (Περιβάλλον Ansys)**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΤΟΥ

Τζανέτου Κωνσταντίνου

Επιβλέπων: Βασίλειος Σπιτάς
Αναπληρωτής Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Μάρτιος 2020

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει θέμα τον σχεδιασμό και ανάλυση μίας βάσης υδραυλικών δοκιμών για την εταιρία Bosch Rexroth Hellas S.A., όπου δοκιμάζεται πειραματικά και πιστοποιείται η σωστή λειτουργία εμβολοφόρων αντλιών. Ο σχεδιασμός του συστήματος επιτρέπει την ακριβή δοκιμή πολλών διαφορετικών αντλιών με διαφορετικές ογκομετρικές παροχές. Η ανάλυση της βάσης περιλαμβάνει στατική και δυναμική ανάλυση με χρήση πεπερασμένων στοιχείων, και πραγματοποιήθηκε με τη χρήση του λογισμικού ANSYS Workbench R16.0. Συγκεκριμένα οι στατικές τάσεις που αναπτύσσονται στα διάφορα μέρη της βάσης υπολογίστηκαν κατόπιν των απαραίτητων παραδοχών προκειμένου η ακρίβεια στα αποτελέσματα να συνδυαστεί με ένα ελαφρύ υπολογιστικά μοντέλο. Επίσης πραγματοποιήθηκε ανάλυση εύρεσης ιδιοσυχνοτήτων από την οποία προέκυψε πως δεν συμπίπτουν με κάποια από τις συχνότητες διέγερσης. Επιπλέον πραγματοποιήθηκε ανάλυση αρμονικής απόκρισης, με τα αποτελέσματα να επιβεβαιώνουν την ομαλή λειτουργία της βάσης δοκιμών.

Τέλος τα απαραίτητα στοιχεία και ο βοηθητικός εξοπλισμός για τη βάση υπολογίστηκαν και επιλέχθηκαν μέσα από τους τεχνικούς καταλόγους των κατασκευαστών τους.

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the design and analysis of a hydraulic test bench for Bosch Rexroth Hellas S.A., where the performance of piston pumps is experimentally tested and verified. The design of the system allows the accurate positioning of the components to be tested and it can accommodate different sizes of pumps with different volumetric displacements. The analysis performed involved static and dynamic FEA simulations that were carried out on ANSYS Workbench R16.0. More specifically the static stresses generated on various components were calculated admitting lightweight solutions after a number of model simplifications. A full eigenvector analysis was also carried out in ANSYS environment, illustrating that the eigenfrequencies of the system did not coincide with existing excitation frequencies. Moreover a frequency harmonic response spectrum was elaborated, again showing good compliance with the expected smooth performance of the test bench.

Finally, a number of standard parts and ancillary equipment for the bench were calculated and selected from manufacturer's catalogues.

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Η διπλωματική αυτή μπορεί να φέρει το όνομά μου, αλλά χωρίς την βοήθεια και τη συνδρομή συγκεκριμένων ανθρώπων δεν θα είχε καταστεί δυνατή η ολοκλήρωσή της. Τους ανθρώπους αυτούς ευχαριστώ παρακάτω.

Αρχικά θέλω να ευχαριστήσω τον κ. Σπιτά για την βοήθειά του καθ' όλη τη διάρκεια της φοιτήσεώς μου στη σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, καθώς και για την εμπιστοσύνη που έδειξε στο πρόσωπό μου, βοηθώντας με να εξασφαλίσω την πρακτική άσκηση στη Bosch Rexroth Hellas S.A., μέσω της οποίας γεννήθηκε και αυτή η διπλωματική.

Ευχαριστώ επίσης όλο το προσωπικό του εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών για την βοήθειά του σε οτιδήποτε χρειάστηκα. Οφείλω να κάνω ειδική μνεία στο Στράτο Τσολάκη για κάθε βοήθεια που μου παρείχε όποτε τον χρειάστηκα, και στον Ανδρέα Μαυρίδη για την υπερπολύτιμη βοήθειά του στο Ansys Workbench.

Ευχαριστώ τον προϊστάμενό μου στην Bosch Rexroth, κ. Στέλιο Ψαλτίδη για τη συνεργασία και την καθοδήγηση, καθώς και όλους τους συναδέλφους μου (Μιχάλη, Αντώνη, Μάκη & Βάνη) που ήταν οι καλύτεροι συνάδελφοι που θα μπορούσε κανείς να ελπίζει να έχει.

Εν συνεχεία θέλω να ευχαριστήσω την οικογένειά μου για όλη τη στήριξη και την ώθηση που μου έδωσαν, καθώς και τη μητέρα μου ξεχωριστά για την βοήθεια στην επεξεργασία του παρόντος κειμένου. Μαζί πρέπει σίγουρα να ευχαριστήσω και όλους τους φίλους και φίλες μου που τόσα χρόνια είναι σαν δεύτερη οικογένεια και μου έχουν χαρίσει απίστευτες στιγμές.

Κλείνοντας οφείλω να ευχαριστήσω κάθε συμφοιτήτρια και συμφοιτητή μου που με βοήθησε στην ολοκλήρωση των σπουδών μου με οποιονδήποτε τρόπο (Αθηνά, Γωγώ, Ματίνα και Αλεξία είστε οι καλύτερες).

Τέλος θέλω να ευχαριστήσω τους Μήτσο, Δήμο, Λευτέρη, Ανδρέα, Νίκο, Πέτρο, Μιχάλη, Αντώνη, Πάνο & Μονό για όλα.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1	Εισαγωγή	8
2	Περιγραφή Χαρακτηριστικών και Προδιαγραφών της Βάσης	9
2.1	Περιγραφή Εγκατάστασης και Λειτουργίας της	9
2.2	Καθορισμός Τεχνικών Προδιαγραφών της Νέας Βάσης	11
2.3	Καθορισμός Εργονομικών Απαιτήσεων της Νέας Βάσης	12
2.4	Σύνδεσμοι (Couplings).....	13
3	Πορεία Σχεδιασμού Βάσης.....	15
3.1	Παρουσίαση Τελικού Μοντέλου της Βάσης	15
3.2	Πλαίσιο Στήριξης Αντλίας.....	16
3.2.1	Μοντελοποίηση.....	16
3.2.1.1	Άσκηση φορτίων.....	17
3.2.2	Έλεγχος Νεύρων	17
3.2.3.	Έλεγχος Ύψους.....	19
3.3	Πλαίσιο Στήριξης Υ/Κ.....	21
3.3.1	Επιλογή Μοντέλου Γραμμικών Οδηγών	21
3.3.2	Βάση Ροπόμετρου	24
3.3.3	Επιλογή και Υπολογισμός Μήκους Γραμμικών Οδηγών	24
3.4	Σχεδιασμός Πλαισίου Βάσης & Ποδιών Βάσης.....	26
4	Στατική Ανάλυση (Static Structural Analysis)	28
4.1	Μοντελοποίηση Συγκολλήσεων.....	28
4.1.1	Αυχενικές Συγκολλήσεις (Fillet Welds).....	28
4.1.2	Αντικριστές Συγκολλήσεις (Butt Welds).....	33
4.2	Κοχλιώσεις.....	35
4.3	Σύνδεσμοι.....	36
4.4	Σύστημα Γραμμικής Οδήγησης	37
4.5	Φρένα Γραμμικών Οδηγών	39
4.6	Ένσφαιροι Τριβείς	40
4.7	Ροπόμετρο	41
4.8	Φορτία Αντλίας – Υ/Κ	42
4.8.1	Βάρος Εμβολοφόρων Υδραυλικών Μηχανών	42
4.8.2	Ροπή.....	44
4.8.3	Περιστροφική Ταχύτητα.....	44
4.9	Δημιουργία Πλέγματος (Mesh).....	45

4.9.1	Δείκτες Ποιότητας Πλέγματος.....	45
4.9.2	Δημιουργία Πλέγματος.....	48
4.10	Παρουσίαση Αποτελεσμάτων.....	50
4.10.1	Σχετικές Μετατοπίσεις Συνδέσμων.....	50
4.10.2	Γραμμικοί Φορείς και Φρένα.....	51
4.10.2.2	Φρένα Γραμμικών Φορέων.....	51
4.10.3	Συγκολλήσεις.....	52
4.10.4	Κοχλιώσεις.....	52
4.11	Συντελεστής Ασφαλείας Κατασκευής.....	53
5	Δυναμική Ανάλυση.....	54
5.1	Μοντελοποίηση.....	54
5.2	Εύρεση Ιδιοσυχνοτήτων Κατασκευής (Modal Analysis).....	54
5.3	Ανάλυση Αρμονικής Απόκρισης (Harmonic Response Analysis).....	56
5.3.1	Μελέτη Απόκρισης Λόγω Διαφοράς Φάσης Ταχύτητας και Ροπής.....	56
5.3.2	Μελέτη Απόκρισης Λόγω Διαφοράς Φάσης Διέγερσης Αντλίας και Υ/Κ.....	57
Παράρτημα Τεχνικών Φυλλαδίων.....		59
Σύνδεσμοι.....		59
Αντλία A4VSO500.....		61
Υ/Κ A6VM500.....		62
Σύστημα Γραμμικής Οδήγησης.....		63
Φορείς.....		63
Φρένα.....		65
Συγκολλήσεις.....		67
Υδραυλικό λάδι.....		68
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....		69

1 Εισαγωγή

Η παρούσα διπλωματική είναι επακόλουθο της πρακτικής μου άσκησης στην Bosch Rexroth S.A. όπου το έργο που μου ανατέθηκε ήταν ο σχεδιασμός μίας βάσης για δοκιμές αντλιών υψηλής πίεσης και υδραυλικών κινητήρων (που θα αναφέρονται ως Υ/Κ από εδώ και στο εξής), με στόχο την ρύθμισή τους και την εξακρίβωση της εύρυθμης/σωστής λειτουργίας τους.

Σκοπός της βάσης είναι να μπορούν να αναρτώνται πάνω της μία αντλία ή ένας Υ/Κ (από εδώ και στο εξής όμως ως δοκιμαζόμενο μέσο θα αναφέρεται μόνο η αντλία) τα οποία κινεί ένας άλλος Υ/Κ.

Το έργο αυτό είναι απόρροια της ανάγκης αναβάθμισης της βάσης ώστε να μπορούν να δοκιμάζονται αντλίες και κινητήρες (οι οποίοι πλέον θα παραλείπονται για να μην συγχέονται με τον Υ/Κ που χρησιμοποιείται στις δοκιμές, και ως δοκιμαζόμενο μέσο θα αναφέρεται μόνο η αντλία) μεγαλύτερου κυβισμού και υποδύναμης κάτι που μεταφράζεται σε μεγαλύτερες δυνάμεις, ροπές και φορτίσεις γενικότερα, τις οποίες θα πρέπει να παραλάβει η βάση. Ο δεύτερος λόγος που κρίθηκε απαραίτητη η αντικατάσταση της βάσης είναι η παλαιότητα της, η οποία μπορεί να δημιουργούσε θέματα ασφαλείας εν καιρώ.

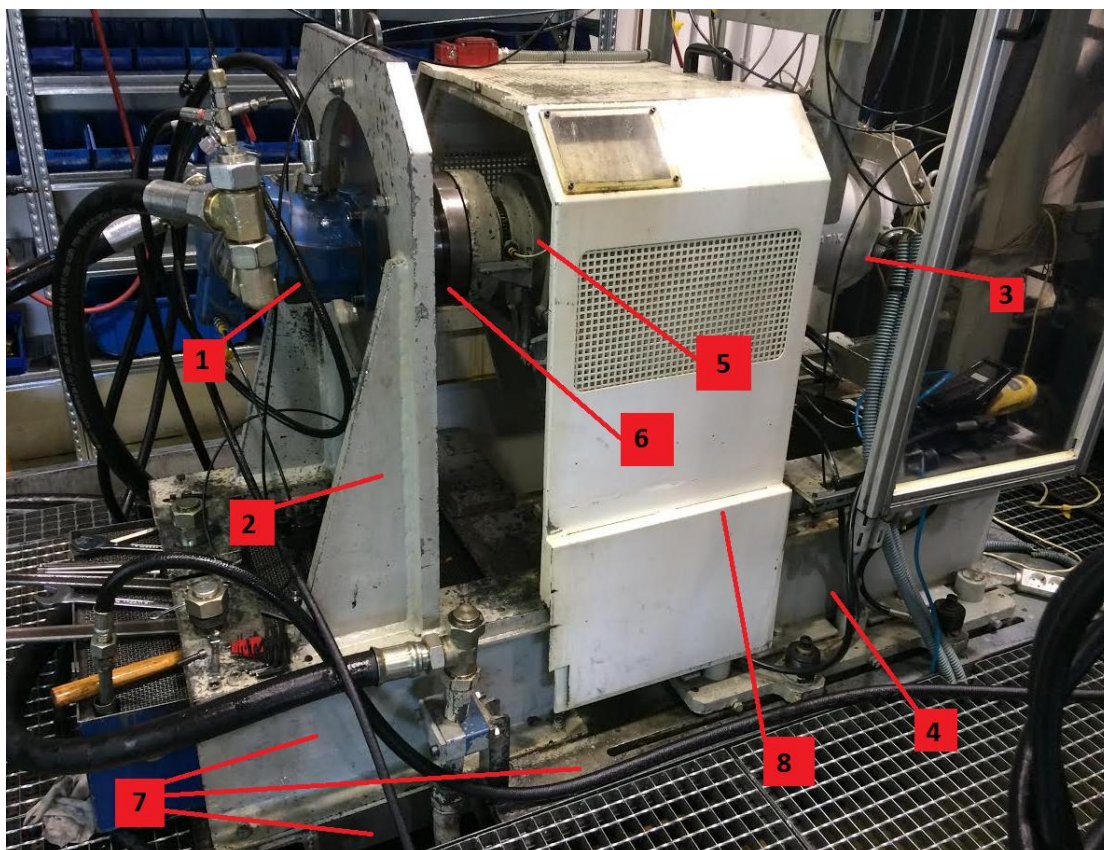
Ο σχεδιασμός ακολούθησε το ήδη υπάρχον μοντέλο με τις απαραίτητες βελτιώσεις και τροποποιήσεις όπου κρίθηκε απαραίτητο.

Η πορεία αυτής της διπλωματικής εξελίσσεται σε τρία στάδια. Στο πρώτο μέρος αναλύονται οι ανάγκες (τεχνικές προδιαγραφές και εργονομικές) που ορίσαν τους στόχους του σχεδιασμού καθώς και η πορεία αυτού (Κεφ. 2 & 3). Στο δεύτερο μέρος αναλύεται η μοντελοποίηση που χρησιμοποιήθηκε για την τελική Στατική Ανάλυση καθώς και τα αποτελέσματα της. Τέλος αναλύονται οι Αναλύσεις Εύρεσης Ιδιοσυχνοτήτων και Αρμονικής Διέγερσης και παρατίθενται τα αποτελέσματά τους.

2 Περιγραφή Χαρακτηριστικών και Προδιαγραφών της Βάσης

2.1 Περιγραφή Εγκατάστασης και Λειτουργίας της

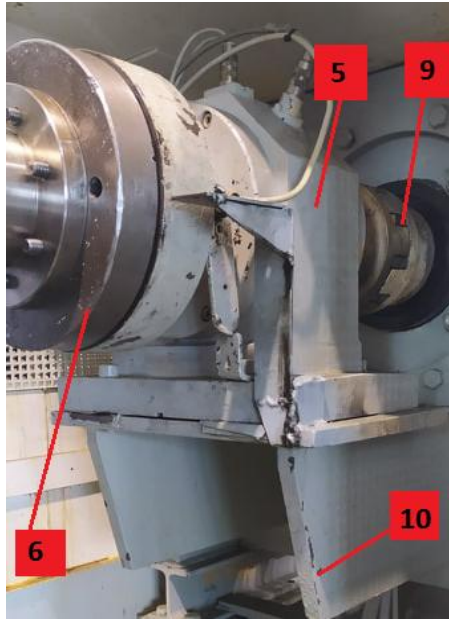
Στα Σχήματα 2.1 & 2.2 φαίνεται η παρούσα εγκατάσταση της βάσης και τα βασικά της μέρη.



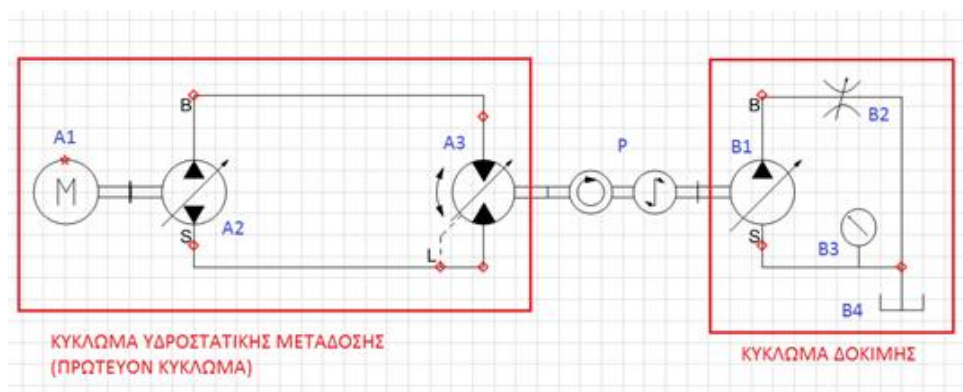
Σχήμα 2.1 Βασικά μέρη βάσης δοκιμής αντλιών

Μέρη βάσης δοκιμαστηρίου:

- Δοκιμαζόμενη αντλία
- Πλαίσιο στήριξης αντλίας
- Υ/Κ ενεργοποίησης αντλίας
- Πλαίσιο στήριξης Υ/Κ
- Ροπόμετρο
- Σύνδεσμος αξόνων αντλίας – ροπόμετρου
- Πλαίσιο βάσης
- Προστατευτικό κουβούκλιο (το οποίο αποκρύπτει τον σύνδεσμο των αξόνων ροπόμετρου – Υ/Κ)
- Σύνδεσμος αξόνων ροπόμετρου – αντλίας.
- Βάση ροπόμετρου



Σχήμα 2.2 Ροτόμετρο και σύνδεσμοι πίσω από το προστατευτικό κουβούκλιο



Σχήμα 2.3 Απλοποιημένο υδραυλικό σχέδιο δοκιμαστηρίου αντλιών

Η διάταξη αποτελείται από τα ακόλουθα δύο υδραυλικά κυκλώματα (Σχήμα 2.3):

A) Κύκλωμα Υδροστατικής Μετάδοσης (Πρωτεύον Κύκλωμα)

- A1 : Ηλεκτρικός κινητήρας
- A2 : Αντλία τροφοδοσίας Υ/Κ δοκιμαστηρίου
- A3 : Υ/Κ (#3 στο Σχήμα 2.1)

B) Κύκλωμα Δοκιμής

- B1 : Δοκιμαζόμενη αντλία (#1 στο Σχήμα 2.1)
- B2 : Μεταβλητή αντίσταση
- B3 : Μανόμετρο, ροόμετρο (κ.α. μετρητικά όργανα)
- B4 : Δεξαμενή

P : Ροτόμετρο και Στροφόμετρο

Γίνεται κατανοητό ότι το δοκιμαστήριο αποτελείται από δύο κυκλώματα. Το Κύκλωμα Δοκιμής είναι αυτό στο οποίο συνδέεται η υπό δοκιμή αντλία. Στην έξοδό της υπάρχουν μία αντίσταση η οποία προσομοιώνει τις συνθήκες πίεσης της κανονικής λειτουργίας της αντλίας στις οποίες και πρέπει να γίνει η δοκιμή, καθώς και μετρητικά όργανα τα οποία παρέχουν τις μετρήσεις που είναι απαραίτητες για την δοκιμή.

Το Πρωτεύον Κύκλωμα είναι αυτό που κινεί τον Υ/Κ του κυκλώματος δοκιμής. Είναι κλειστό κύκλωμα στο οποίο χρησιμοποιώντας έναν ηλεκτρικό κινητήρα σταθερών στροφών και την αντλία μεταβλητής παροχής επιτυγχάνονται μεταβλητές στροφές στο δοκιμαστήριο. Η λύση αυτή είχε προτιμηθεί λόγω του ότι στο παρελθόν το κόστος ήταν μειωμένο σε σχέση με την αγορά ενός ηλεκτροκινητήρα (Η/Κ) μεταβλητών στροφών (Inverter).

Η διαδικασία που ακολουθείται πριν και μετά την δοκιμή, και άρα η λειτουργία της βάσης περιγράφεται παρακάτω:

Αφού αναρτηθεί η αντλία που πρόκειται να δοκιμαστεί και προσδεθούν οι κατάλληλες σωληνώσεις ασφαλιζονται οι σύνδεσμοι (σύνδεσμο) στον άξονά της. Στη συνέχεια μετακινείται το πλαίσιο στήριξης (πλαίσιο στήριξης) του Υ/Κ μέχρι να συμπλεχθεί ο σύνδεσμος (σύνδεσμο) της υπο δοκιμή αντλίας στο σύνδεσμο του άξονα του ροπόμετρου. Κατόπιν ενεργοποιώντας τον Υ/Κ μέσω του πρωτεύοντος κυκλώματος πραγματοποιείται η δοκιμή, μετά την ολοκλήρωση της οποίας αποσυνπλέκεται το ροπόμετρο από την αντλία απομακρύνοντας το πλαίσιο στήριξης του Υ/Κ. Τέλος αποσυνδέονται οι σωλήνες από την αντλία, απελευθερώνοντάς την από το πλαίσιο στήριξής της.

2.2 Καθορισμός Τεχνικών Προδιαγραφών της Νέας Βάσης

Το πρώτο βήμα στον σχεδιασμό της νέας βάσης είναι ο προσδιορισμός των τεχνικών προδιαγραφών της, δηλαδή ο προσδιορισμός των φορτίων που θα ασκούνται σε αυτή, τα οποία θα πρέπει να μπορεί να παραλάβει ικανοποιώντας το συντελεστή ασφαλείας. Πέραν του βάρους της ίδιας της κατασκευής τα κυριότερα φορτία θα είναι τα βάρη της υπό δοκιμή αντλίας και του Υ/Κ καθώς και οι ροπές που θα αναπτυχθούν κατά την λειτουργία τους.

Όταν άρχισε ο σχεδιασμός της νέας βάσης είχαν ήδη αποκτηθεί η νέα αντλία (A2 στο Σχήμα 2.3) που θα αντικαθιστούσε αυτή του Πρωτεύοντος Κυκλώματος και ο νέος Υ/Κ (A6VM355) του Κυκλώματος Δοκιμής (B1 στο Σχήμα 2.3), ενώ ο Η/Κ θα παρέμενε ο ίδιος. Ωστόσο κρίθηκε σκόπιμο η μελέτη και ο σχεδιασμός της νέας βάσης να γίνει λαμβάνοντας υπόψη μελλοντική αναβάθμιση των δύο αυτών στοιχείων.

Με γνώμονα το ποιο μοντέλο δοκιμαζόμενης αντλίας ασκεί τα μεγαλύτερα φορτία κατά την δοκιμή, από το τμήμα του Service αυτό ορίστηκε ως η αντλία A4VSO500, τα βασικά χαρακτηριστικά της οποίας, είναι:

- μέγιστη παροχή 750 L/min
- μέγιστη πίεση 350 bar
- μέγιστη ροπή 2783 Nm (@ n = 1500 rpm, p = 350 bar, Vg = 581 L/min)

Ο πίνακας τεχνικών χαρακτηριστικών της αντλίας, όπως και όλα τα τεχνικά φυλλάδια παρατίθενται στο Παράρτημα.

Η μέγιστη ροπή που αναπτύσσεται κατά την δοκιμή προκύπτει στη μέγιστη πίεση λειτουργίας της αντλίας (350 bar), και είναι 2783 Nm. Επομένως ο Υ/Κ πρέπει να μπορεί να παρέχει την απαιτούμενη ροπή. Ο Υ/Κ A6VM355 μπορεί να αναπτύξει μέγιστη ροπή 2000 N, οπότε επιλέχθηκε το μοντέλο A6VM500 με μέγιστη ροπή 2785 Nm και βασικά χαρακτηριστικά:

- μέγιστη παροχή 1000 L/min
- μέγιστη πίεση 350 bar
- μέγιστη ροπή 2785 Nm (@ n = 1500 rpm, p = 350 bar, Vg = 1000 L/min)

Συνοψίζοντας, τα παρακάτω μεγέθη είναι αυτά που θα χρησιμοποιηθούν στην μελέτη για τον σχεδιασμό της βάσης του δοκιμαστήριου.

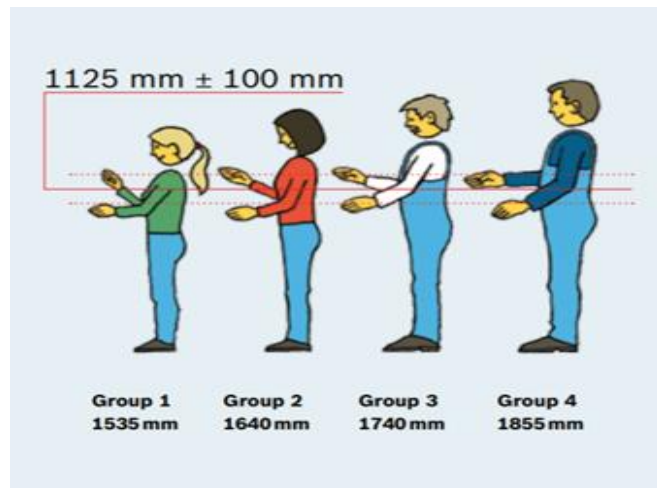
	Αντλία A4VSO500	Υ/Κ A6VM500
Βάρος (kg)	320	210
Κέντρο βάρους (mm)	440	300
Μήκος άξονα (mm)	180	155
Ταχύτητα περιστροφής δοκιμής (rpm)	1500	
Ροπή δοκιμής (Nm)	2800	

Πίνακας 2.1 Δυσμενέστερη συνθήκη φόρτισης. Φορτία που θα χρησιμοποιηθούν στην ανάλυση με πεπερασμένα στοιχεία

2.3 Καθορισμός Εργονομικών Απαιτήσεων της Νέας Βάσης

Επ' ευκαιρία του επανασχεδιασμού θεωρήθηκε σκόπιμο να γίνουν και δύο βελτιώσεις εργονομικής φύσεως, οι οποίες προέκυψαν από την εμπειρία του υπεύθυνου των δοκιμών κατά την διάρκεια της απασχόλησης του με το δοκιμαστήριο.

1. Τα νεύρα του πλαισίου στήριξης της αντλίας βρίσκονται προς την πλευρά όπου αναρτάται η αντλία και κατόπιν συνδέονται οι σωλήνες που είναι απαραίτητοι για την δοκιμή. Επισημάνθηκε λοιπόν ότι θα ήταν προτιμότερο τα νεύρα να είναι από την εσωτερική πλευρά έτσι ώστε να μην εμποδίζουν τις κινήσεις του χειριστή κατά την ανάρτηση και κατέβασμα της αντλίας (Σχήμα. 2.1)
2. Το ύψος του άξονα της αντλίας από το έδαφος ανέρχεται στα 900mm. Παρατηρήθηκε πως το ύψος αυτό δεν ήταν εργονομικό καθώς ο τεχνικός αναγκαζόταν να σκύβει συχνά για να εκτελέσει διάφορες εργασίες (σύνδεση σωληνώσεων, κοχλίωση, αποκοχλίωση κ.α.). Ανατρέχοντας στη σχετική βιβλιογραφία (Σχήμα. 2.4 και Πίνακας 2.2) της εταιρείας Rexroth^[1], διαπιστώθηκε ότι το μέσο εκτιμώμενο ιδανικό ύψος εργασίας είναι 1125mm, ωστόσο αυτό αναφέρεται σε ελεύθερη επιφάνεια εργασίας όπου δρα κανείς ανεμπόδιστος. Στην περίπτωση των αντλιών αποφασίστηκε το ύψος του άξονα να βρίσκεται στα 1250 mm ώστε τα μέρη της αντλίας που βρίσκονται στο κάτω μέρος της να είναι εύκολα προσβάσιμα.



Σχήμα 2.4 Ιδανικό ύψος εργασίας τεσσάρων πληθυσμιακών ομάδων

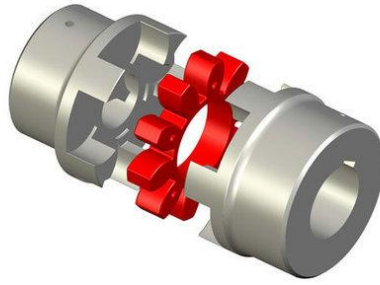
	Ύψος εργασίας (mm)			
	Group 1	Group 2	Group 3	Group 4
Υψηλές προδιαγραφές - οπτικής επιθεώρησης - κινητικών δεξιοτήτων	1100	1200	1250	1350
Μέτριες προδιαγραφές - οπτικής επιθεώρησης - κινητικών δεξιοτήτων	1000	1100	1150	1250
Χαμηλές προδιαγραφές - οπτικής επιθεώρησης Υψηλές προδιαγραφές - ελευθερία κινήσεων χεριών	900	1000	1050	1150
Μέσο ιδανικό ύψος εργασίας	1125			

Πίνακας 2.2 Πίνακας ύψους εργασίας συναρτήσει ποιότητας εργασίας και ύψους του εργαζόμενου

2.4 Σύνδεσμοι (Couplings)

Το πιθανότερο σημείο αποτυχίας κατά τη διάρκεια των δοκιμών είναι οι σύνδεσμοι. Σύνδεσμος είναι το εξάρτημα που χρησιμοποιείται για την μετάδοση περιστροφικής κίνησης μεταξύ δύο αξόνων. Αποτελείται από τρία μέρη δύο μεταλλικά και ένα ελαστικό (Σχήμα. 2.5):

- δύο μεταλλικούς οδοντωτούς συμπλέκτες που εφαρμόζουν οι άξονες και εν συνεχεία συμπλέκονται μεταξύ τους και
- τη Μαργαρίτα (Spider) η οποία χρησιμεύει στην απορρόφηση κραδασμών και στην παραλαβή φορτίων.



Σχήμα 2.5 Βασικά μέρη ενός Συνδέσμου (Coupling)

Κάθε σύνδεσμος μπορεί να αντέξει συγκεκριμένες μέγιστες μετατοπίσεις πριν αστοχήσει. Το κύριο κριτήριο λοιπόν σε κάθε προσομοίωση είναι να μην ξεπερνιούνται οι μέγιστες επιτρεπόμενες αξονικές, ακτινικές και γωνιακές μετατοπίσεις που επιτρέπονται από τους συνδέσμους. Επομένως η επιλογή των κατάλληλων συνδέσμων είναι σημαντική για τον επιτυχή ή μη σχεδιασμό.

Οι σύνδεσμοι που επιλέχθηκαν είναι της εταιρείας Rotex και η επιλογή τους έγινε μέσω προγράμματος που παρέχει η ίδια η εταιρεία στην ιστοσελίδα της. Χρησιμοποιώντας τα μεγέθη των αξόνων καθώς και τον τύπο σύνδεσης άξονα και σύνδεσμο, καταλήξαμε στα βασικά μεγέθη μετατοπίσεων που μπορεί να αντέξει κάθε σύνδεσμος και τα οποία χρησιμοποιήθηκαν ως κριτήρια στις προσομοιώσεις.

Χρειάστηκαν δύο σύνδεσμοι. Ο πρώτος που συνδέει τους άξονες Υ/Κ και ροπόμετρου είναι ένας σύνδεσμος από την απλή σειρά μοντέλων της Rotex. Όσον αφορά τη σύνδεση ροπόμετρου – αντλίας, λόγω των πολλών και διαφορετικών μοντέλων αντλίας που δοκιμάζονται, απαιτείται σύνδεσμος άξονα σε φλάτζα, καθώς για κάθε διαφορετικό τύπο και διάμετρο άξονα αντλίας υπάρχει ήδη έτοιμη φλάτζα που εξυπηρετεί αυτόν ακριβώς τον σκοπό.

Εν τούτοις χρησιμοποιήθηκαν οι ίδιοι σύνδεσμοι (από την απλή σειρά της Rotex) και στις δύο συζεύξεις αξόνων, καθώς ισχύουν κοινές συνθήκες φόρτισης.

Στο Πίνακα 2.3 παρατίθενται οι μέγιστες επιτρεπόμενες μετατοπίσεις μεταξύ των δύο μερών των συνδέσμων από το φυλλάδιο τεχνικών πληροφοριών της Rotex.

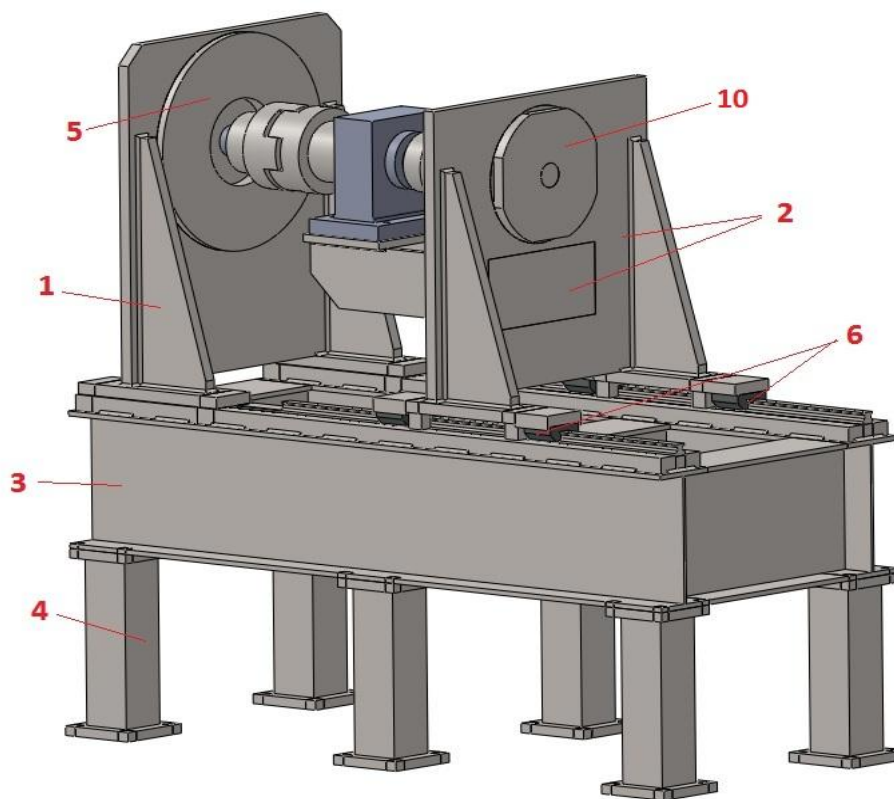
Ονομαστική ροπή	7200Nm
Μέγιστη επιτρεπόμενη ροπή	14400Nm
Μέγιστη περιστροφική ταχύτητα	2600rpm
Μέγιστη Αξονική Μετατόπιση Ka	[-2 , 4.2] mm
Μέγιστη Ακτινική Kr	0.55 mm
Μέγιστη Γωνιακή Kw	1.3°

Πίνακας 2.3 Τεχνικά χαρακτηριστικά συνδέσμων

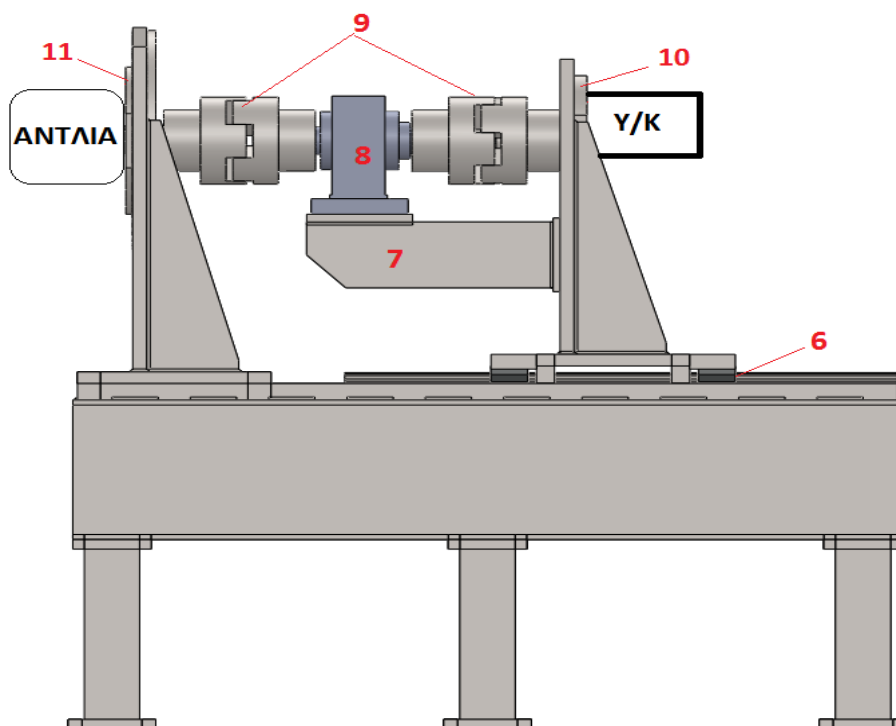
Αυτές οι μετατοπίσεις είναι το κύριο κριτήριο της προσομοίωσης.

3 Πορεία Σχεδιασμού Βάσης

3.1 Παρουσίαση Τελικού Μοντέλου της Βάσης



Σχήμα 3.1 Όψη τελικού σχεδίου της βάσης Απεικόνιση 1^η



Σχήμα 3.2 Όψη τελικού σχεδίου της βάσης Απεικόνιση 2^η

Βασικά μέρη της βάσης:

1. Πλαίσιο στήριξης Αντλίας
2. Πλαίσιο στήριξης Υ/Κ
3. Πλαίσιο Βάσης
4. Πόδια Βάσης
5. Αντάπτορας πρόσδεσης Αντλιών
6. Σύστημα Γραμμικής Οδήγησης
7. Βάση Ροπόμετρου
8. Ροπόμετρο
9. Σύνδεσμοι Αξόνων
10. Φλάτζα πρόσδεσης Υ/Κ
11. Φλάτζα πρόσδεσης Αντλίας

Στο Σχήμα 3.2 δεν απεικονίζονται η αντλία και ο Υ/Κ, αντ' αυτών υπάρχει μόνο η φλάτζα σύνδεσής τους.

Το δοκιμαστήριο αποτελείται από την κυρίως βάση, η οποία απαρτίζεται από τα πόδια και το πλαίσιοβάσης, πάνω στην οποία εδράζονται τα πλαίσια στήριξης της αντλίας και του Υ/Κ. Το πλαίσιο στήριξης της αντλίας τοποθετείται άμεσα επάνω στην βάση, ενώ αυτό του Υ/Κ είναι προσδεμένο με βίδες πάνω σε ένσφαιρους (κυλινδρικούς) γραμμικούς οδηγούς που κυλίνουνται πάνω σε ράγες. Τέλος στο πλαίσιο στήριξης του Υ/Κ είναι τοποθετημένη η βάση του ροπόμετρου.

3.2 Πλαίσιο Στήριξης Αντλίας

Ο σχεδιασμός ξεκίνησε από το πλαίσιο στήριξης της αντλίας καθώς είναι το σώμα που παραλαμβάνει τις φορτίσεις κατά την διάρκεια της δοκιμής και άρα αναμένεται να έχει τις μεγαλύτερες παραμορφώσεις, οι οποίες μπορεί να οδηγήσουν στην αστοχία των συνδέσμων. Ο σχεδιασμός του πλαισίου στήριξης βασίστηκε στο ήδη υπάρχον καθώς ήταν ο καλύτερος οδηγός για μια πρώτη εκτίμηση των διαστάσεων, με μοναδικό περιορισμό πως η οπή που εφαρμόζει ο αντάπτορας πρέπει να έχει την ίδια διάμετρο (570mm) με την ήδη υπάρχουσα.

3.2.1 Μοντελοποίηση

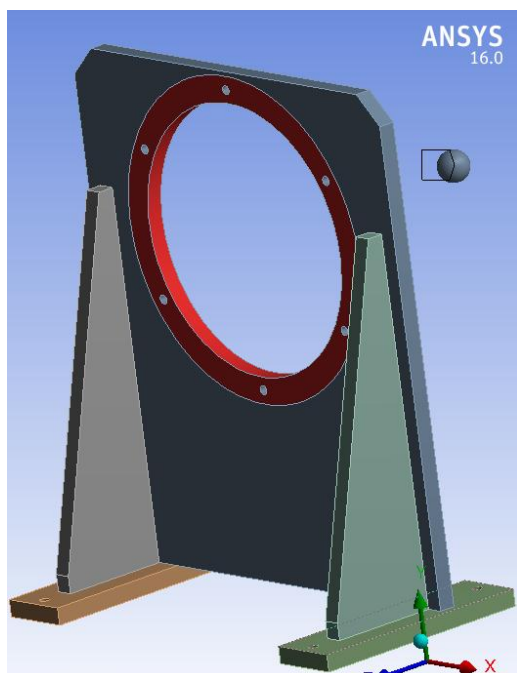
Το πρώτο μοντέλο για τη μελέτη του πλαισίου στήριξης είναι όσο απλό γίνεται (Σχήμα 3.2). Τα δύο πόδια, τα δύο νεύρα και η κάθετη πλάκα με την υποδοχή για την αντλία είναι πλήρως δεσμευμένα μεταξύ τους. Είναι η πιο απλή και γρήγορη μοντελοποίηση, και χρησιμοποιήθηκε στις πρώτες αναλύσεις που μας έδωσαν ενδεικτικά στοιχεία για τη μορφή και το μέγεθος του πλαισίου στήριξης με βάση τα οποία θα γινόταν ο τελικός σχεδιασμός.

Καθώς στο πρώτο αυτό μοντέλο δεν λαμβάνεται υπ' όψη ο αντάπτορας καθώς και η φλάτζα πρόσδεσης της αντλίας, μέρη που προσδίδουν στιβαρότητα στην κατασκευή/μοντέλο, τα αποτελέσματα των μετατοπίσεων αναμένεται να είναι υψηλότερα από τα πραγματικά.

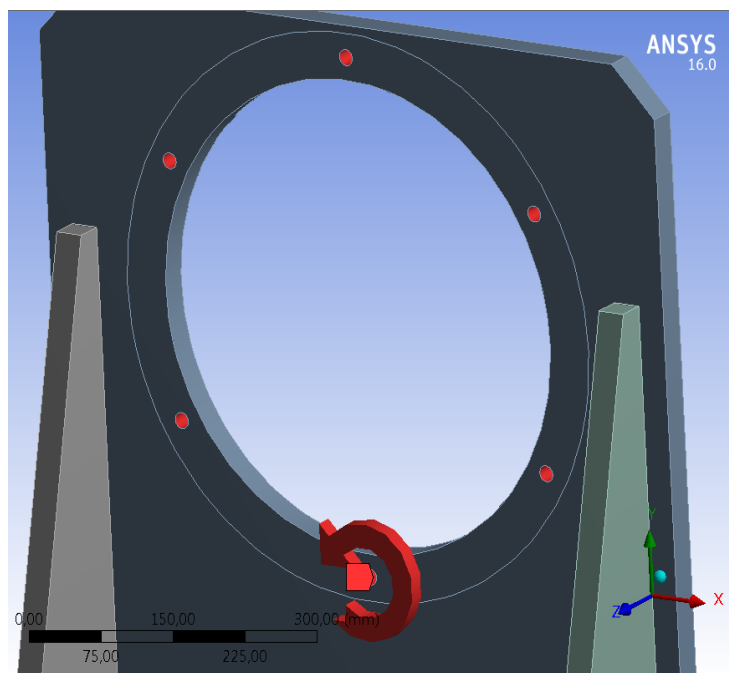
Το πλαίσιο στήριξης κατά τις δοκιμές αυτές θα είναι πακτωμένο στη βάση του.

3.2.1.1 Άσκηση φορτίων

Όπως φαίνεται στα Σχήματα 3.1 και 3.2, λόγω της τοποθέτησης του αντάπτορα, το βάρος της αντλίας ασκείται στο πλαίσιο στήριξης πρακτικά μέσω του αντάπτορα. Η ροπή που αναπτύσσεται κατά τη δοκιμή μεταφέρεται από την αντλία μέσω των βιδών στον αντάπτορα και από αυτόν μεταφέρεται στο πλαίσιο στήριξης, αντίστοιχα μέσω των βιδών που τον στηρίζουν σε αυτό. Κατά συνέπεια στα πρώτα μοντέλα στις προσομοιώσεις οι δυνάμεις και οι ροπές ασκούνται όπως στα Σχήματα 3.3 και 3.4.



Σχήμα 3.3 Επιφάνεια άσκησης βάρους αντλίας



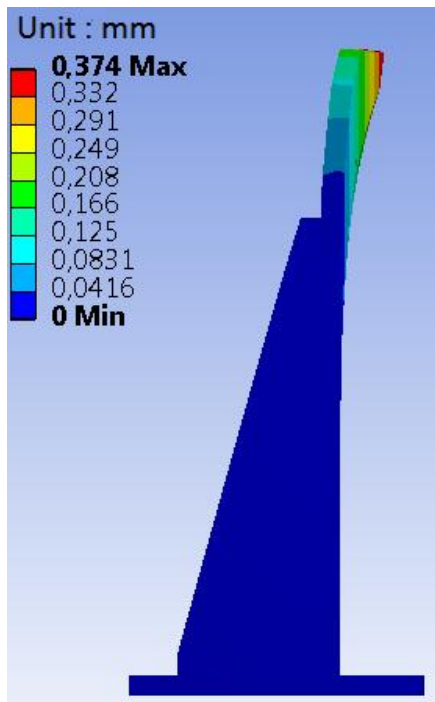
Σχήμα 3.4 Άσκηση ροπής στις οπές υποδοχής κοχλιών σύνδεσης αντλίας

3.2.2 Έλεγχος Νεύρων

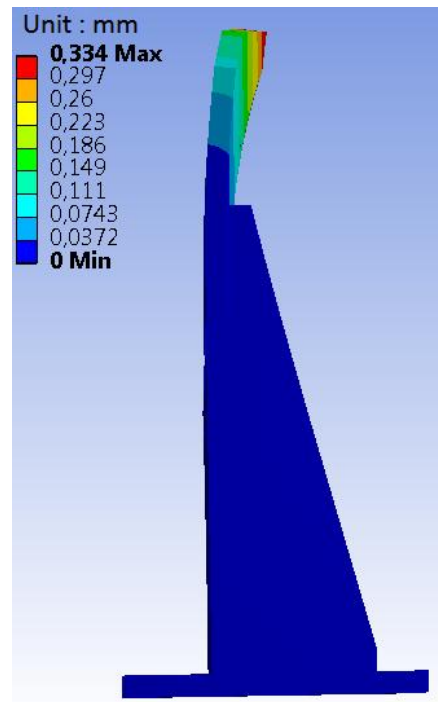
Πρώτος στόχος κατά τον σχεδιασμό είναι ο έλεγχος της τοποθέτησης των νευρών στην εσωτερική πλευρά, και το κατά πόσο αυτό επηρεάζει την συνολική παραμόρφωση του πλαισίου στήριξης. Αν η προσομοίωση δείξει μεγάλη απόκλιση στις παραμορφώσεις του ενός σεναρίου από το άλλο, θα αναγκαστούμε να σχεδιάσουμε το πλαίσιο στήριξης με τα νεύρα όπως είναι τώρα.

	ΝΕΥΡΑ ΕΣΩΤΕΡΙΚΑ (επιθυμητός σχεδιασμός)	ΝΕΥΡΑ ΕΞΩΤΕΡΙΚΑ (υπάρχουσα κατάσταση)
Ολική παραμόρφωση (μm)	374	334
Παραμόρφωση X (μm)	30	30
Παραμόρφωση Y (μm)	29	26
Παραμόρφωση Z (μm)	390	352

Πίνακας 3.1 Μετατοπίσεις πλαισίου στήριξης αντλίας ανάλογα με την τοποθέτηση των νευρών



Σχήμα 3.5 Ολική παραμόρφωση πλαισίου στήριξης με εσωτερικά νεύρα (αντίθετη πλευρά από την αντλία).



Σχήμα 3.6 Ολική παραμόρφωση πλαισίου στήριξης με εξωτερικά νεύρα (πλευρά αντλίας – υπάρχουσα κατάσταση)

Η μεγαλύτερη μετατόπιση συμβαίνει στον Z άξονα, δηλαδή στην αξονική κατεύθυνση. Στα Σχήματα 3.5 και 3.6 φαίνεται ότι η μετατόπιση αυτή απέχει πολύ από τα επιτρεπτά όρια του συνδέσμου $[-2,4.2][\text{mm}]$. Ενώ κατά την ακτινική μετατόπιση η τιμή είναι περίπου μία τάξη μεγέθους μικρότερη της επιτρεπτής. Εκτιμάται επίσης ότι λόγω του αντάπτορα και της φλάτζας πρόσδεσης αντλίας, το πλαίσιο στήριξης θα έχει αυξημένη στιβαρότητα και άρα μικρότερη μετατόπιση. Η διαφορά μεταξύ των αποτελεσμάτων δεν κρίνεται αποτρεπτική οπότε ο σχεδιασμός μπορεί να συνεχιστεί με τα νεύρα εσωτερικά.

- **Αξονική Μετατόπιση $K_z = -2 - 4.2 \text{ mm}$**
- **Ακτινική $K_r = 0.55 \text{ mm}$**
- **Γωνιακή $K_w = 1.3^\circ$**

Εντοπίζεται ένα θέμα στη μεταφορά των νεύρων στην εσωτερική πλευρά του πλαισίου στήριξης. Στην παρούσα εγκατάσταση τα νεύρα του πλαισίου στήριξης απέχουν μεταξύ τους 565 mm ενώ η διάμετρος του είναι 580mm. Οι δύο πιθανές λύσεις σε αυτό το θέμα είναι είτε να πλατύνουμε το πλαίσιο στήριξης είτε να τοποθετηθεί ο αντάπτορας στην εξωτερική πλευρά.

Μελετώντας τη δεύτερη περίπτωση ανέκυψε πρόβλημα στην περίπτωση δοκιμής μικρότερων αντλιών. Λόγω του μικρού μεγέθους της επιφάνειας πρόσδεσής τους και του μικρού μήκους των αξόνων τους, χρησιμοποιούνται επιπρόσθετα μέρη για την πρόσδεση της αντλίας στο πλαίσιο στήριξης και τη σύνδεση του άξονά της στο σύνδεσμο, τα οποία υπάρχουν ήδη και χρησιμοποιούνται στις δοκιμές αντλιών. Έτσι η αλλαγή τοποθέτησης του αντάπτορα θα μπορούσε να προκαλέσει ασυμβατότητα των γεωμετριών, κάτι που θα

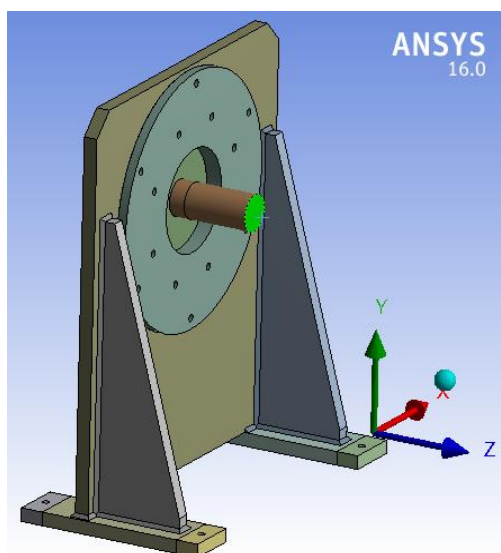
απαιτούσε σχεδιασμό και κατασκευή νέων κομματιών για την σύνδεση των μικρών αντλιών και κρίνεται ασύμφορο, για λόγους προγραμματισμού, οικονομικούς και καλής εξυπηρέτησης. Επίσης από καθαρά μηχανολογικής απόψεως είναι προτιμότερο να ασκείται το βάρος της αντλίας μέσω της επιφάνειας του αντάπτορα παρά να παραλαμβάνουν το φορτίο οι κοχλιώσεις.

Έτσι αποφασίστηκε η εσωτερική τοποθέτηση του πλαισίου στήριξης και η αύξηση του πλάτους του, κάνοντας παράλληλα πρόβλεψη για τις συγκολλήσεις των νεύρων.

3.2.3. Έλεγχος Ύψους

Επόμενος στόχος είναι η αύξηση του ύψους εργασίας του χειριστή. Στην υπάρχουσα εγκατάσταση τα πλαίσια στήριξης είναι τοποθετημένα πάνω σε μία μεταλλική πλάκα που βρίσκεται στο ύψος του δαπέδου. Σκοπός του κεφαλαίου αυτού είναι να εξεταστεί η δυνατότητα να καλυφθεί η διαφορά ύψους υψώνοντας το πλαίσιο στήριξης.

Η δοκιμή αποτελείται από τρία διαφορετικά γραφικά μοντέλα πλαισίου στήριξης, προκειμένου να διερευνηθεί η διαφορά στις μετατοπίσεις των αξόνων τους. Το πρώτο είναι στο ύψος και πάχος του πλαισίου στήριξης που υπάρχει στο παρόν δοκιμαστήριο, το δεύτερο είναι υπερυψωμένο κατά 350mm και το τρίτο μοντέλο έχει το ίδιο ύψος με το δεύτερο αλλά οι πλάκες του έχουν αυξημένο πάχος κατά 20 mm (δηλ. συνολικό πάχος 50 mm). Οι συνθήκες προσομοίωσης είναι ίδιες με αυτές της πρώτης ανάλυσης, ωστόσο αυτή τη φορά προστέθηκαν στο μοντέλο ο αντάπτορας καθώς και η επιφάνεια πρόσδεσης της αντλίας με τον άξονα της, όπως φαίνεται στο σχήμα 3.7.



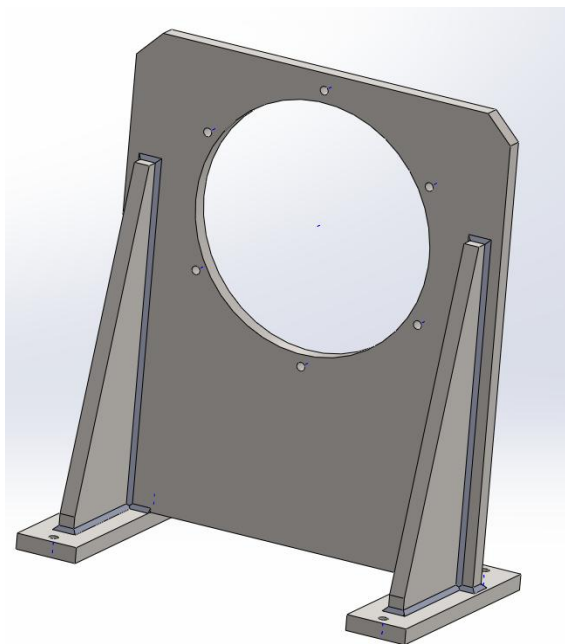
Σχήμα 3.7 Η αναθεωρημένη μορφή του πλαισίου στήριξης, με αυξημένο πλάτος και επαρκή χώρο για τις συγκολλήσεις

	Ύψος άξονα αντλίας (mm)		
	Κανονικό ύψος	Ψηλό	Ψηλό & παχύ
		610	960
Μετατοπίσεις			
Ολική (μm)	56	244.5	77
Άξονας Χ (μm)	15	68	14
Άξονας Υ (μm)	28	71	31
Άξονας Ζ (μm)	46	190.4	70

Πίνακας 3.2 Μετατοπίσεις πλαισίου στήριξης ανάλογα με το ύψος του και το πάχος του

Τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται παραπάνω αφορούν στην μετατόπιση του ελεύθερου άκρου του άξονα της αντλίας (το οποίο απεικονίζεται με πράσινο χρώμα) και καταδεικνύουν ότι το πιο κοντό πλαίσιο στήριξης έχει μικρότερες μετατοπίσεις από τα άλλα δύο άρα θα πρέπει να υψωθεί η βάση, ενώ το νέο πλαίσιο στήριξης θα έχει το ύψος του υπάρχοντος.

Στο Σχήμα 3.8 παρουσιάζεται η τελική μορφή του πλαισίου στήριξης.



Σχήμα 3.8 Τελική μορφή πλαισίου στήριξης αντλίας

3.3 Πλαίσιο Στήριξης Υ/Κ

Έχοντας έτοιμο το μοντέλο του πλαισίου στήριξης της αντλίας μπορεί να σχεδιαστεί και το πλαίσιο στήριξης του Υ/Κ με τις εξής διαφορές. Καθώς ο Υ/Κ είναι μόνιμα αναρτημένος στο πλαίσιο στήριξης δεν υπάρχει λόγος τα νεύρα να μεταφερθούν στην εσωτερική πλευρά του.

Προκειμένου να οριστικοποιηθούν οι διαστάσεις του πλαισίου στήριξης Υ/Κ θα πρέπει να είναι γνωστές οι ακριβείς διαστάσεις του συστήματος γραμμικής μεταφοράς, τόσο για τον καθορισμό του ύψους του πλαισίου στήριξης Υ/Κ όσο και για την τελική μορφή και διαστάσεις των ποδιών του. Συνεπώς πρέπει να οριστικοποιηθεί το μοντέλο γραμμικού οδηγού που θα χρησιμοποιηθεί.

3.3.1 Επιλογή Μοντέλου Γραμμικών Οδηγών

Από το τεχνικό φυλλάδιο του προϊόντος προκύπτει ότι η επιλογή γίνεται με βάση τα συνολικά φορτία που ασκούνται στο φορείο, και αρκεί η τιμή τους να μην ξεπερνάει τις τιμές C0 για καταστάσεις στατικής φόρτισης και C για καταστάσεις δυναμικής φόρτισης όπως φαίνεται και στον Πίνακα 3.3.

Μέγεθος μοντέλου	Μάζα (kg)	Μέγιστες επιτρεπτές δυνάμεις (N)		Μέγιστη στρεπτική ροπή (Nm)		Μέγιστη καμπτική ροπή (Nm)	
		C	C ₀	M _T	M _{T0}	M _L	M _{L0}
25	0.73	26900	59500	348	770	260	580
35	2.15	61000	119400	1210	2370	760	1480
34	4.05	106600	209400	2640	5180	1650	3240

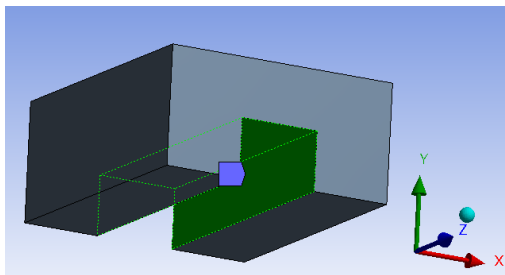
Πίνακας 3.3 Πίνακας μέγιστων επιτρεπτών φορτίων στους γραμμικούς οδηγούς

Στον παραπάνω πίνακα δεν αναφέρεται πουθενά η δύναμη που οι φορείς μπορούν να παραλάβουν στη διεύθυνση του άξονα της κίνησης, αφού προφανώς οι ένσφαιροι τριβείς δεν αφήνουν να αναπτυχθεί δύναμη κατ' αυτόν τον άξονα. Αυτές τις δυνάμεις τις παραλαμβάνουν τα φρένα. Στο παρόν δοκιμαστήριο υπάρχουν φρένα που λειτουργούν με σύνδεση σε πνευματικό κύκλωμα. Αποφασίστηκε πως τα φρένα στη νέα βάση θα λειτουργούν με ελατήριο επιτυγχάνοντας έτσι εξοικονόμηση ενέργειας καθώς θα γίνεται χρήση του πνευματικού συστήματος μόνο κατά την αποσύμπλεξη. Παρακάτω στον Πίνακα 3.4 φαίνεται η μέγιστη τιμή που μπορούν να συγκρατήσουν τα μοντέλα των φρένων.

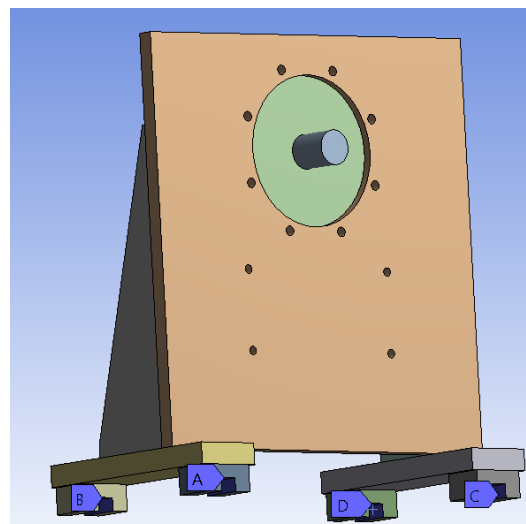
Μέγεθος μοντέλου	Δύναμη συγκράτησης (N)	
	Μία (1) θύρα αέρα	Δύο (2) θύρες αέρα
25	750	1500
35	1250	3250
45	1450	3300

Πίνακας 3.4 Πίνακας μέγιστης δύναμης που μπορούν να παραλάβουν τα φρένα

Δεδομένου ότι για να γίνει η επιλογή μοντέλου πρέπει να είναι γνωστές οι δυνάμεις που ασκούνται στα φορεία, ως αρχική μοντελοποίηση στο μοντέλο του Ansys επιλέχθηκε η πλέον απλή, τόσο σχηματικά όσο και στη μέθοδο, έτσι ώστε να διευκολυνθεί ο χρόνος επίλυσης και η δημιουργία πλέγματος. Κατ' επέκταση οι φορείς καθώς και η εσωτερική τους διαμόρφωση, δηλαδή η επιφάνεια επαφής τους με τους οδηγούς, σχεδιάστηκαν με τετραγωνική διατομή. Οι φορείς δεσμεύτηκαν στην εσωτερική τους διαμόρφωση με πάκτωση (Σχήμα 3.9) με το σκεπτικό ότι κατά την διάρκεια των δοκιμών το πλαίσιο στήριξης του Υ/Κ θα παραμένει σταθερό.



Σχήμα 3.9 Επιφάνεια δέσμευσης γραμμικού οδηγού



Σχήμα 3.10 Μοντέλο πλαισίου στήριξης για το Ansys

Σε κάθε φορείο ασκούνται διαφορετικές δυνάμεις και ροπές οι οποίες παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.5, στο δεύτερο κομμάτι του οποίου αντιπαρατίθενται οι μέγιστες επιτρεπτές τιμές των δύο μικρότερων μεγεθών γραμμικών οδηγών. Οι τιμές που κρίνονται ως επικίνδυνες έχουν επισημανθεί με κίτρινο χρώμα. Συγκεκριμένα βλέπουμε πως, για το μοντέλο μεγέθους 25 των γραμμικών οδηγών, η στρεπτική ροπή ενός φορείου δίνει συντελεστή ασφαλείας κάτω του 2.5 και πως τα μόνα φρένα που μπορούν να παραλάβουν τη δύναμη που θα τους ασκηθεί είναι αυτά του Size 35 με επιπλέον θύρα εισαγωγής πεπιεσμένου αέρα, προφανώς για να μπορεί να τοποθετηθεί σκληρότερο ελατήριο.

Εν τέλει επιλέχθηκαν οι γραμμικοί οδηγοί FNS Size 35 και το μοντέλο φρένων Pneumatic Clamping Units MKS Size 35. Για κάθε τιμή δύναμης και ροπής που υπολογίστηκε

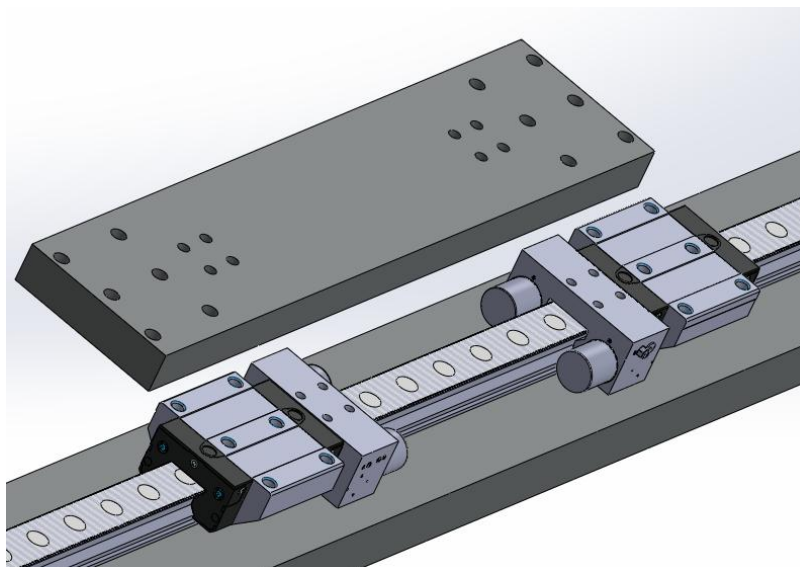
ότι θα παραλάβουν ο συντελεστής ασφάλειας σε σχέση με την μέγιστη επιτρεπόμενη φόρτιση είναι $S_f > 2.5$.

Τιμές Μοντέλου Ansys	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)	M_x (Nm)	M_y (Nm)	M_z (Nm)
Γρ. Φορέας 1	11	4209	229	233	4,5	11,4
Γρ. Φορέας 2	0	2311	1204	22	0,3	0,9
Γρ. Φορέας 3	56	378	12	8	9	0,556
Γρ. Φορέας 4	0	38	0	0	0	0
Τιμές Τεχνικού Φυλλάδιου	C_0 (N)	Holding Force (N)		M_T (Nm)	M_{L0} (Nm)	
		Air port	Air Plus Port			
Size 25	59500	750	1500	580	770	
Size 35	119400	1250	3250	1480	2370	

Πίνακας 3.5 Σύγκριση αποτελεσμάτων φόρτισης φορέα με τις επιτρεπτές τιμές

Για την πλήρη διαστασιολόγηση των ποδιών του πλαισίου στήριξης χρησιμοποιήθηκε το CAD αρχείο που παρέχει μέσω της ιστοσελίδας της η Rexroth, καθώς υπάρχουν πολλά επιπλέον κομμάτια (οδηγοί, τσιμούχες κ.α.).

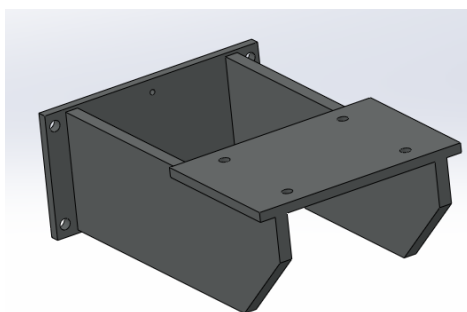
Το ένα από τα δύο πόδια θα έχει μία προεξοχή πλευρικής των φορέων για να τους δεσμεύει την κίνηση δεξιά αριστερά.



Σχήμα 3.11 Πλήρες μοντέλο γραμμικού οδηγού και διαμόρφωση του ποδιού του πλαισίου στήριξης Υ/Κ

3.3.2 Βάση Ροπόμετρου

Η βάση του ροπόμετρου σχεδιάστηκε ακριβώς στα πρότυπα της υπάρχουσας απλά με αυξημένο μήκος λόγω του μεγαλύτερου μεγέθους του συνδέσμου. Συνδέεται στο πλαίσιο στήριξης μέσω κοχλιώσεων και έχει υποδοχή για δύο πείρους οδήγησης, για την τοποθέτησή της.

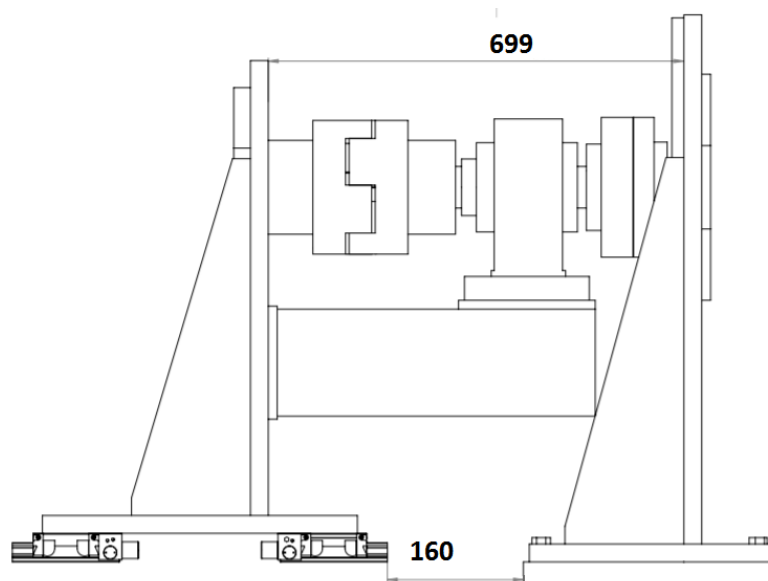


Σχήμα 3.12 Βάση Ροπόμετρου

3.3.3 Επιλογή και Υπολογισμός Μήκους Γραμμικών Οδηγών

Τελευταίο βήμα ήταν ο υπολογισμός του μήκους των ραγών και της απόστασής τους από το πλαίσιο στήριξης της αντλίας.

Όσον αφορά την απόσταση μεταξύ των δύο πλαισίων στήριξης όταν δοκιμάζεται η αντλία με μικρότερο άξονα, το μήκος των ραγών υπολογίστηκε με βάση το σύνδεσμο που υπάρχει στην παρούσα εγκατάσταση καθώς μπορεί να υπάρξει μια μεταβατική περίοδος που θα χρησιμοποιείται αυτός αντί του νέου συνδέσμου. Ξέροντας το πόσο κοντά θα πρέπει να βρεθούν τα δύο πλαίσια στήριξης μπορούμε να υπολογίσουμε μία ασφαλή απόσταση της ράγας από τα πόδια του πλαισίου στήριξης της αντλίας.



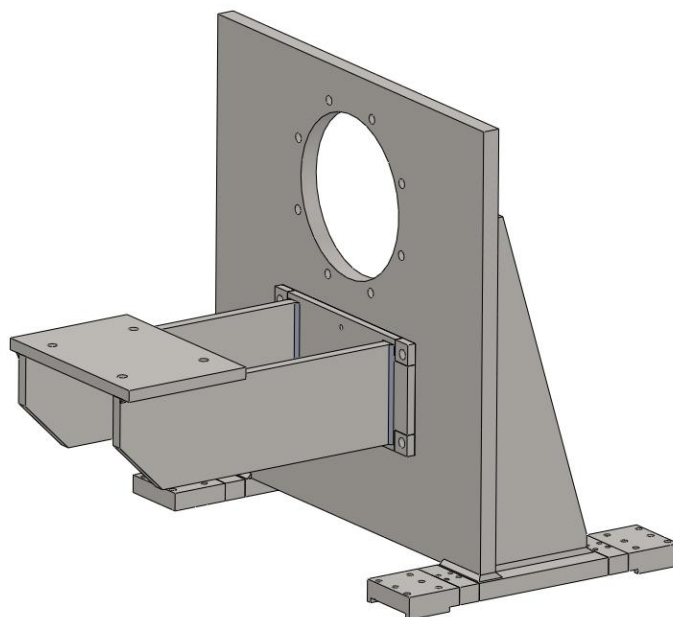
Σχήμα 3.13 Ελάχιστη απόσταση γραμμικού οδηγού από το πόδι του πλαισίου στήριξης αντλίας

Για τον υπολογισμό της μέγιστης απόστασης μεταξύ των πλαισίων στήριξης, και κατ' επέκταση το ελάχιστο μήκος των ραγών, χρησιμοποιήθηκε ο νέος σύνδεσμος που έχει μεγαλύτερο μέγεθος καθώς και η αντλία A4VSE250 η οποία έχει το μακρύτερο άξονα από όσες αντλίες δοκιμάζονται. Επίσης προβλέφθηκε κενό 60 mm εκατέρωθεν του συνδέσμου για την εύκολη τοποθέτησή του.

Το μήκος των οδηγών ορίστηκε στα 1200 mm.



Σχήμα 3.14 Μακρύτερος άξονας δοκιμαζόμενης αντλίας και πρόβλεψη αποστάσεων για την τοποθέτηση του συνδέσμου και ελευθερία κινήσεων

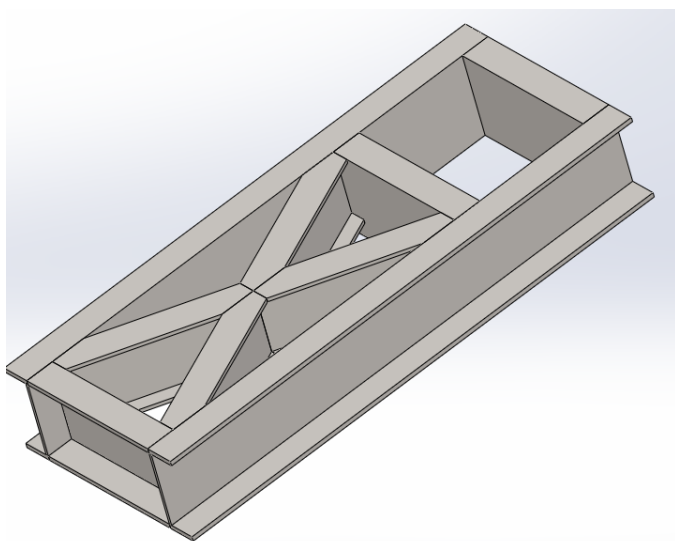


Σχήμα 3.15 Τελικό μοντέλο πλαισίου στήριξης Υ/Κ και βάσης ροπόμετρου

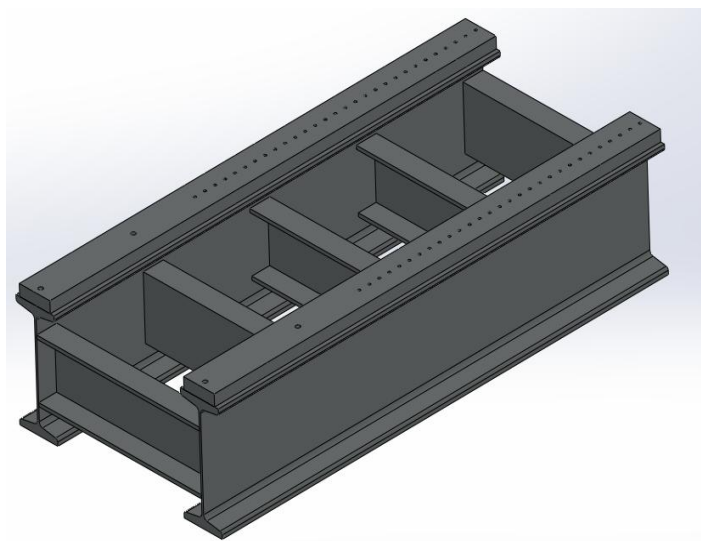
3.4 Σχεδιασμός Πλαισίου Βάσης & Ποδιών Βάσης

Το πλαίσιο βάσης στο παρόν δοκιμαστήριο είναι προϊόν μιας αρχικής κατασκευής και διαφόρων προσθηκών ανά τα έτη, κυρίως συγκολλητών, και το πλαίσιο στήριξης του Υ/Κ κυλιέται πάνω σε μία πλάκα τοποθετημένη πάνω στον σκελετό της βάσης, με αποτέλεσμα να μην υπάρχει καθαρή εικόνα στη μορφή του σκελετού από κάτω. Κρίθηκε ότι ήταν πιο ωφέλιμο ο σχεδιασμός της βάσης να μην στηριχθεί στην ήδη υπάρχουσα.

Το αρχικό μοντέλο (Σχήμα 3.16) στηρίχθηκε σε μια ιδέα που προέκυψε από τις καρότσες των φορτηγών όπου δύο δοκοί σε σχήμα 'X' τοποθετούνται εσωτερικά του ορθογώνιου πλαισίου της καρότσας. Με αυτόν το σχεδιασμό οι στρεπτικές ροπές που ασκούνται στην καρότσα μετατρέπονται σε καμπτικές στις δοκούς που είναι τοποθετημένες διαγώνια. Πρακτικά αυτός ο σχεδιασμός δεν θα επέτρεπε στη βάση να ανασηκωθεί λόγω ροπής του Υ/Κ ή της αντλίας. Εν τέλει κρίθηκε υπερβολική και η κατασκευή θα ήταν αρκετά περίπλοκη, οπότε προέκυψε το δεύτερο μοντέλο (Σχήμα 3.17) που αποτελείται από δύο διαμήκεις ΙΡΝ δοκούς και πέντε εγκάρσιες δοκούς σχήματος 'Π'. Κατόπιν συζήτησης και με το μηχανουργείο στο οποίο ανατέθηκε η κατασκευή προέκυψε το τελικό σχέδιο της βάσης που απεικονίζεται παρακάτω (Σχήμα 3.18).

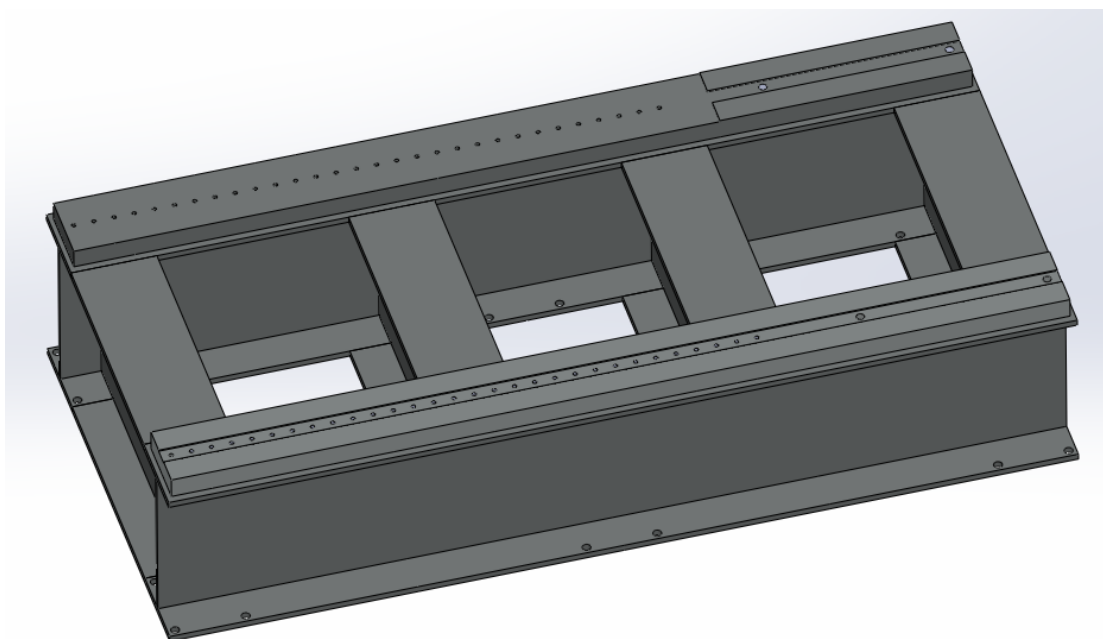


Σχήμα 3.16 Αρχικό μοντέλο πλαισίου βάσης



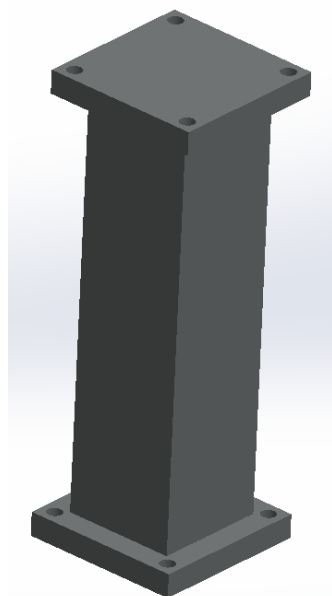
Σχήμα 3.17 Δεύτερο μοντέλο σχεδίου βάσης

Στο τελικό μοντέλο, εκτός του ότι αποτελείται αποκλειστικά από ΙΡΕ δοκούς (διατομής σχήματος **I**) ιδίου μεγέθους συγκολλημένες μεταξύ τους, στο πάνω μέρος της φέρει δύο πλάκες πάνω στις οποίες βιδώνουν οι ράγες και το πλαίσιο στήριξης του Υ/Κ. Στη μία εξ αυτών υπάρχει αύλακα βάθους 2mm προκειμένου να ασφαλίσει τον γραμμικό οδηγό, όπως περιγράφεται στο τεχνικό φυλλάδιο των γραμμικών οδηγών.



Σχήμα 3.18 Τελικό μοντέλο πλαισίου βάσης

Τα πόδια της βάσης (Σχήμα 3.19) αποτελούνται από μια τετράγωνη κοιλοδοκό διαμέτρου 120x120 mm που σε κάθε άκρο της είναι συγκολλημένο ένα τετράγωνο έλασμα με κατάλληλες υποδοχές για κοχλίες στις γωνίες του. Η διάσταση της πάνω επιφάνειας των ποδιών επιβάλεται από την διάσταση της ΙΡΕ δοκού με την οποία θα έρχεται σε επαφή.



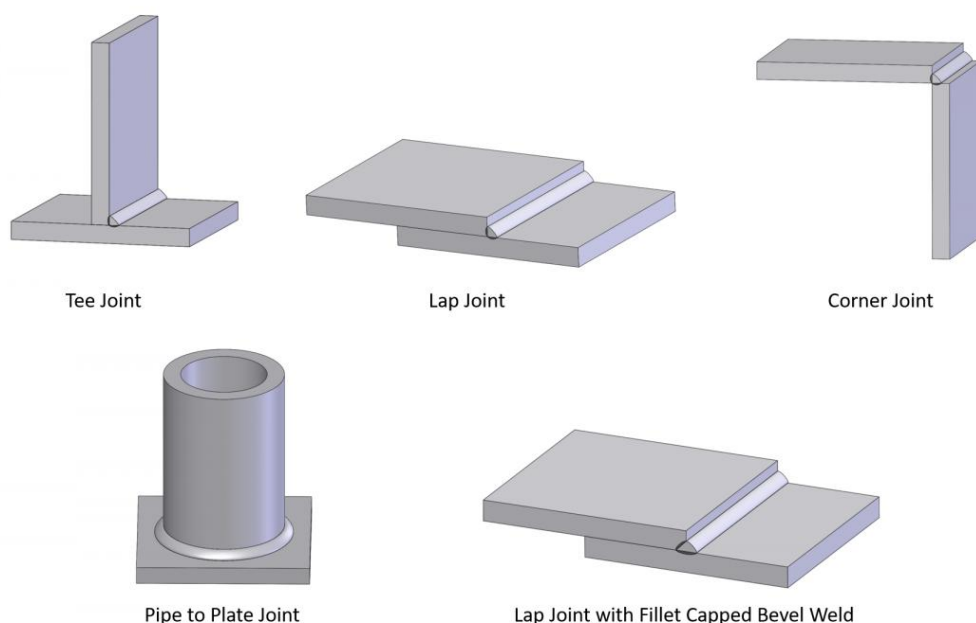
Σχήμα 3.19 Τελικό μοντέλο ποδιών βάσης

4 Στατική Ανάλυση (Static Structural Analysis)

4.1 Μοντελοποίηση Συγκολλήσεων.

Κάθε μεγάλο υπομέρος του δοκιμαστηρίου (πλαίσιο βάσης, πλαίσια στήριξης, πόδια βάσης) αποτελείται από συγκολλημένα μέρη. Το πλαίσιο στήριξης αποτελείται από μία κάθετη πλάκα συγκολλημένη με δύο νεύρα και όλα αυτά είναι συγκολλημένα πάνω στα πόδια. Τα πόδια αποτελούνται από μία τετράγωνη κοιλοδοκό που σε κάθε άκρο της έχει συγκολλημένη μία τετράγωνη πλάκα ενώ η βάση αποτελείται από δύο διαμήκεις ΙΡΕ δοκούς που έχουν εγκαρσίως συγκολλημένες αντίστοιχες δοκούς μικρότερου μήκους και ειδικά διαμορφωμένες ώστε να εφαρμόζουν με τις διαμήκεις. Τα πλαίσια στήριξης αντλίας – Υ/Κ και τα πόδια θα ενωθούν με αυχενικές συγκολλήσεις (fillet welds), ενώ οι δοκοί της βάσης με αντικριστές συγκολλήσεις (butt welds).

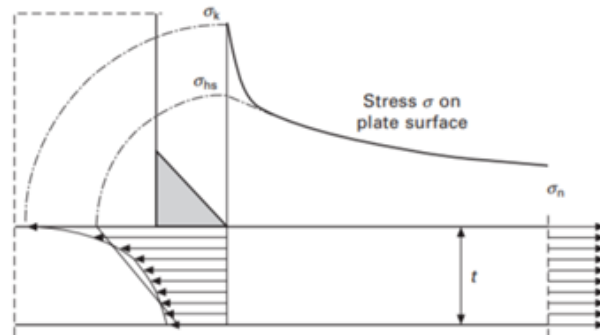
4.1.1 Αυχενικές Συγκολλήσεις (Fillet Welds)



Σχήμα 4.1 Κύριες περιπτώσεις αυχενικών συγκολλήσεων (fillet welds)

Σε κάθε κατασκευή οι δομικές ασυνέχειες, όπως οι συγκολλήσεις προκαλούν ακανόνιστη κατανομή και συγκέντρωση τάσεων οι οποίες είναι πολύ δύσκολο να υπολογιστούν με υψηλή ακρίβεια κυρίως λόγω της χειρονακτικής δημιουργίας της, της χημικής σύστασης των υλικών που χρησιμοποιούνται, το μέγεθος και το σχήμα της συγκόλλησης και την ιδιαιτερότητα των μεθόδων και των ρυθμίσεων κάθε συγκολλητή^[2]. Έχουν βρεθεί αρκετές τάσεις οι οποίες μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τον προσδιορισμό της αντοχής της συγκόλλησης. Όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.2 όπου παρουσιάζεται μία πλάκα η οποία υπόκειται σε εφελκισμό και έχει συνδεθεί σε ένα νεύρο μέσω ενός fillet weld. Παίζουν ρόλο α) η ονομαστική τάση που διαρρέει την πλάκα και από την οποία προκύπτει η

ονομαστική τάση της διατομής της συγκόλλησης, β) η αύξηση της τάσης που προκαλείται λόγω της ασυνέχειας που δημιουργείται στο εγκάρσιο νεύρο η οποία ονομάζεται critical hot-spot stress σ_{hs} και γ) υπάρχει μία ακόμα αύξηση της τάσης σ_k λόγω της εγκοπής που εντοπίζεται στο δάχτυλο (toe) της συγκόλλησης.

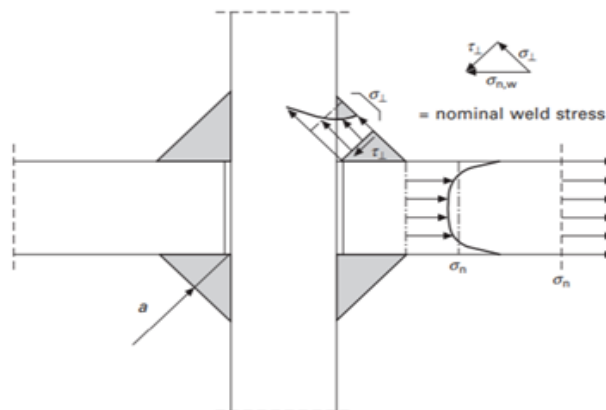


Σχήμα 4.2 Κατανομή εφελκυστικών τάσεων μπροστά από συγκολλημένο νεύρο εγκαρσίως τοποθετημένο σε πλάκα που φορτίζεται αξονικά.

Η βάση των περισσότερων μεθόδων υπολογισμού αντοχής συγκολλήσεων (fillet welds) είναι ότι η κρίσιμη διατομή η οποία καθορίζει την δυνατότητα φόρτισης της συγκόλλησης είναι το μήκος του λαιμού (throat) της κόλλησης. Προκειμένου να βρούμε την τάση στον λαιμό της συγκόλλησης μιας πλάκας (διατομής A , πάχους t) που π.χ. εφελκύεται όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.2, θα πρέπει να ανάγουμε την ονομαστική τάση της πλάκας σ_n στην ονομαστική τάση των συγκολλήσεων $\sigma_{n,w}$, η οποία πρακτικά είναι το άθροισμα των διανυσμάτων της μέσης διατμητικής και των κανονικών τάσεων που αναπτύσσονται στον λαιμό της συγκόλλησης. Αυτό γίνεται όπως φαίνεται από τους τύπους παρακάτω κατανέμοντας τη μέση τάση της πλάκας στους λαιμούς των δύο συγκολλήσεων εκατέρωθεν αυτής.

$$\sigma_n = \frac{F}{A} \quad \text{Εξίσωση 4.1}$$

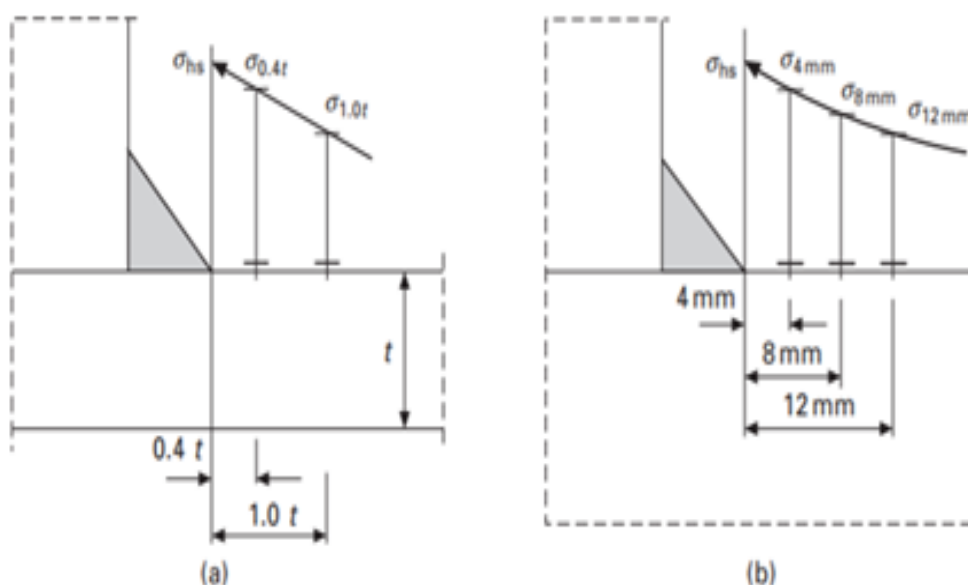
$$\sigma_{n,w} = \frac{\sigma_n \times t}{2a} \quad \text{Εξίσωση 4.2}$$



Σχήμα 4.3 Τάσεις που αναπτύσσονται στο λαιμό της συγκόλλησης και στη συγκολληθείσα πλάκα.

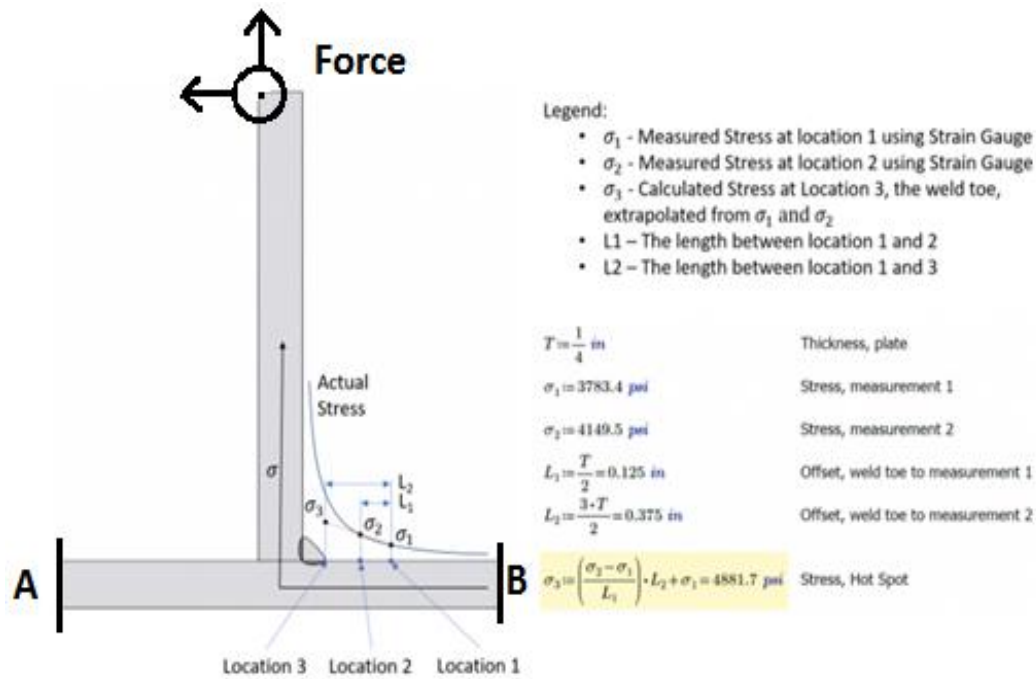
Ωστόσο είναι πολύ συχνό φαινόμενο η αστοχία να προκύπτει είτε στο επίπεδο μεταξύ των συγκολλημένων μερών είτε μέσα στο υλικό τους, (κυρίως στην ζώνη που έχει επηρεαστεί από την θερμότητα της συγκόλλησης, Heat Affected Zone (HAZ)). Οπότε εύκολα συμπεραίνεται ότι το μήκος του λαιμού δεν είναι και το πιο ακριβές κριτήριο αντοχής.^[3]

Εν αντιθέσει με την ονομαστική τάση η επονομαζόμενη (structural stress) δομική/κατασκευαστική τάση λαμβάνει υπ' όψη τις κατασκευαστικές ιδιαιτερότητες κάθε κατασκευής οι οποίες και προκαλούν την αύξηση των τάσεων, όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.3 όσο πλησιάζουν οι τάσεις στο νεύρο τόσο και αυξάνονται. Δεδομένου ότι το πιο κρίσιμο σημείο είναι η άκρη του ποδιού/δαχτύλου (toe) της συγκόλλησης υπάρχουν διάφορες μέθοδοι για τον υπολογισμό αυτής της τάσης η οποία πρακτικά είναι πλασματική και δεν υπάρχει τρόπος να μετρηθεί. Ο πιο γνωστός είναι η παρεκβολή (extrapolation) των τάσεων που εμφανίζονται πριν το νεύρο/αλλαγή στη γεωμετρία με σκοπό να προβλεφθεί η τάση που θα εμφανίζεται στη ρίζα της συγκόλλησης, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4.4. Η τάση αυτή ονομάζεται structural hot spot stress.^[4]



Σχήμα 4.4 Προσδιορισμός των τάσεων που αναπτύσσονται στα Critical Hot Spot
 α) σε επιφάνεια πλάκας και β) σε ακμή πλάκας.

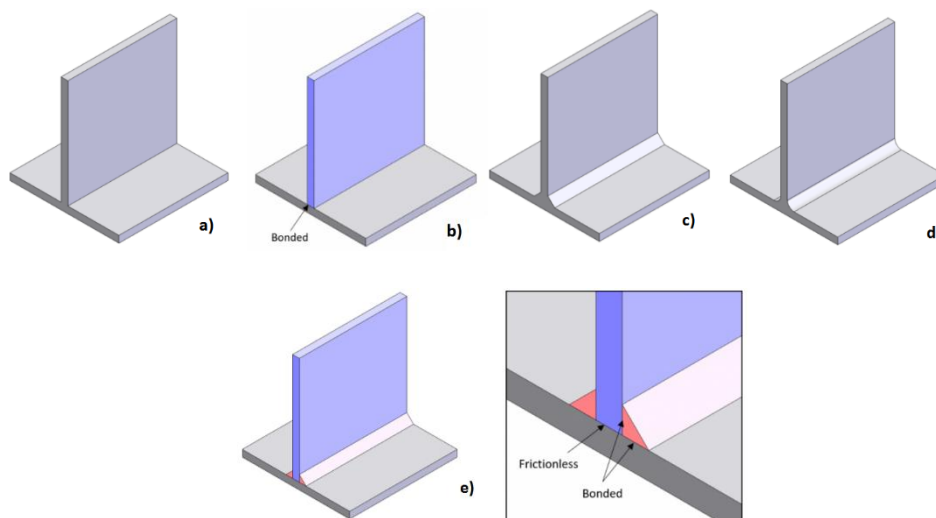
Οι συγκολλήσεις μπορούν να μοντελοποιηθούν με πολλές μεθόδους η κάθε μία εκ των οποίων έχει διαφορετική αξιοπιστία. Παρακάτω παρουσιάζονται τα αποτελέσματα μίας μελέτης που συγκρίνει τα πειραματικά αποτελέσματα που προκύπτουν από τη διάταξη του Σχήμα 4.5 με πέντε από τις βασικότερες μεθόδους μοντελοποίησης συγκολλήσεων.



Σχήμα 4.5 Πειραματική διάταξη, αποτελέσματα και υπολογισμός ισοδύναμης τάσης με χρήση της μεθόδου Hot Spot. (Στα σημεία A & B υπάρχει πάκτωση)

Μέθοδοι συγκόλλησης (Σχήμα 4.6):

- Ως ενιαίο σώμα χωρίς μοντελοποίηση των συγκολλήσεων
- Ως δύο ξεχωριστά σώματα πλήρως δεσμευμένα μέσω της επαφής τους χωρίς μοντελοποίηση των συγκολλήσεων
- Ως ενιαίο σώμα με μοντελοποίηση των συγκολλήσεων ως chamfers
- Ως ενιαίο σώμα με μοντελοποίηση των συγκολλήσεων ως fillets
- Ως πολλαπλά σώματα, με μοντελοποίηση των συγκολλήσεων ως ξεχωριστά σώματα και δεσμευμένη επαφή.



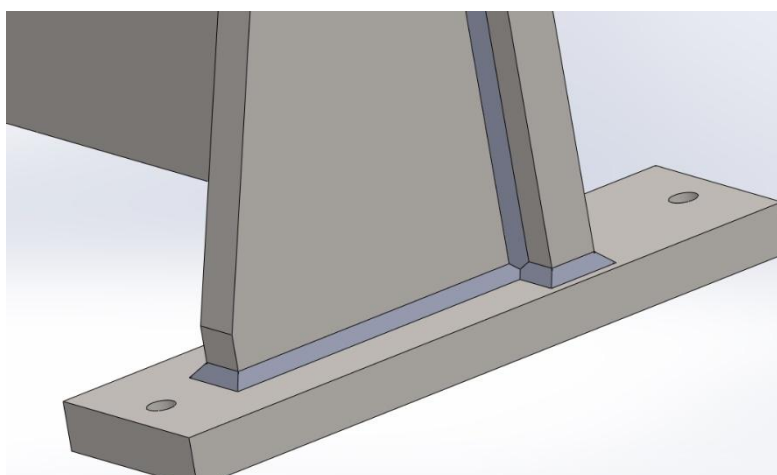
Σχήμα 4.6 Μέθοδοι προσομοίωσης συγκολλήσεων με πεπερασμένα στοιχεία.

Στον Πίνακα 4.1 παρατίθενται τα αποτελέσματα ανάλογα με την μοντελοποίηση.

	Τάση (psi)	Απόκλιση από Πειραματική Τιμή (%)
Πείραμα	4881.7	0
Μέθοδος 1	4189	14.11
Μέθοδος 2	4191.6	14.05
Μέθοδος 3	5128.8	8.33
Μέθοδος 4	4599	4.32
Μέθοδος 5	4624.2	3.72

Πίνακας 4.1 Αποτελέσματα και σύγκριση διαφορετικών μοντελοποιήσεων

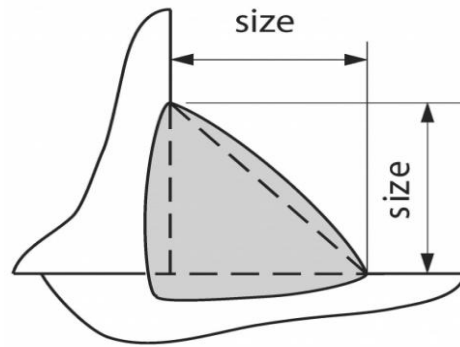
Επιλέγεται λοιπόν η μοντελοποίηση των συγκολλήσεων ως τρισδιάστατα σώματα στο μοντέλο, τα οποία θα είναι πλήρως δεσμευμένα μέσω της επαφής τους με τα υπόλοιπα σώματα (fixed contacts) και οι επαφές μεταξύ των υπόλοιπων σωμάτων θα οριστούν ως επαφές τριβής (frictional contacts) με συντελεστή τριβής ολίσθησης $\mu = 0.2$.^[5]



Σχήμα 4.7 Εισαγωγή μοντέλου συγκόλλησης στο Assembly

Σύμφωνα με το Καναδικό Ινστιτούτο Ατσάλινων Κατασκευών το ελάχιστο πάχος των συγκολλήσεων στα πλαίσια στήριξης θα είναι 8mm λόγω του ότι το πάχος των πλακών μας είναι 30mm.^[6]

Πάχος υλικού t (mm)	Ελάχιστο πάχος αυχενικής συγκόλλησης (mm)
$t \leq 6$	3
$6 < t \leq 12$	5
$12 \leq t \leq 20$	6
$20 < t$	8



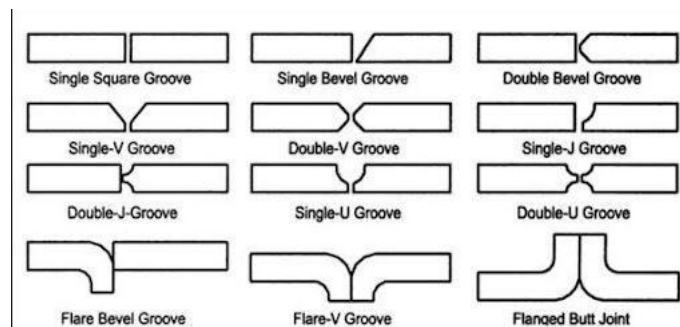
Πίνακας 4.2 Ελάχιστο απαιτούμενο πάχος συγκόλλησης αναλόγως του πάχους των συγκολλούμενων μερών

Το υλικό συγκόλλησης που θα χρησιμοποιηθεί στη βάση είναι το Böller EMK 8 NC με όριο διαρροής $\sigma_y \geq 360$ MPa, και τα αποτελέσματα των τάσεων, συνυπολογιζόμενου του συντελεστή ασφαλείας, δεν πρέπει να ξεπερνούν αυτή τη τιμή αλλιώς υπάρχει κίνδυνος αστοχίας.

	Όριο διαρροής (MPa)	Όριο θραύσης (MPa)
Böller EMK 8 NC	480 (≥ 360)	620 (530-680)

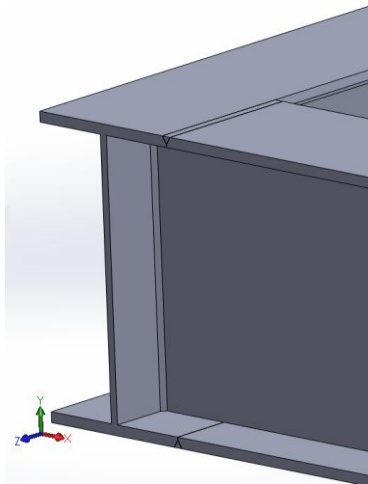
Πίνακας 4.3 Χαρακτηριστικά υλικού συγκόλλησης.

4.1.2 Αντικριστές Συγκολλήσεις (Butt Welds)

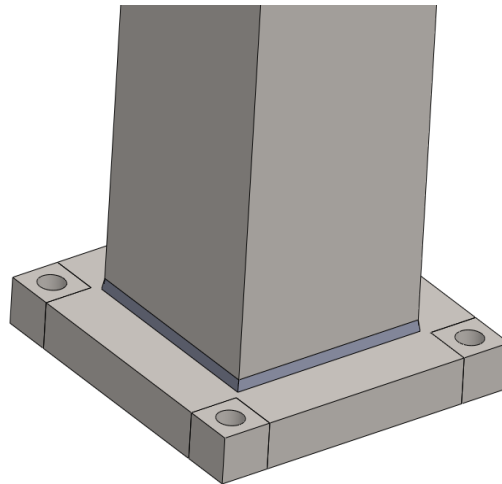


Σχήμα 4.8 Κυριότερα είδη αντικριστών συγκολλήσεων.

Στο πλαίσιο βάσης καθώς και στα πόδια του θα χρησιμοποιηθούν τόσο αντικριστές όσο και αυχενικές συγκολλήσεις.



Σχήμα 4.9 Συγκολλήσεις πλαισίου βάσης

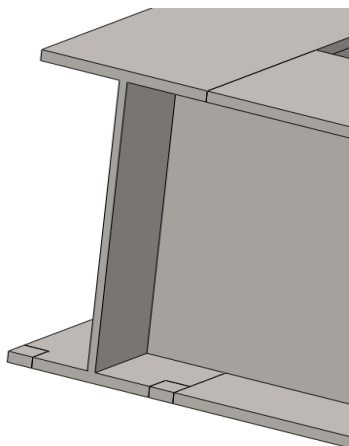


Σχήμα 4.10 Συγκόλληση ποδιών βάσης

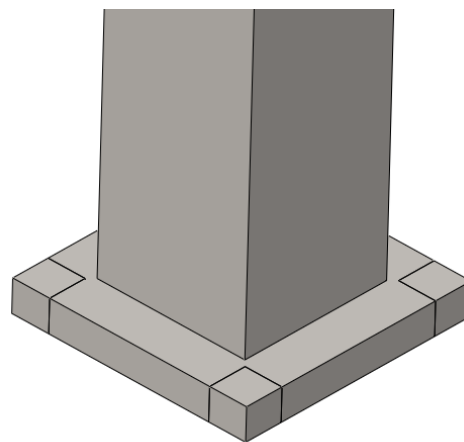
Είναι ασφαλές να γίνει η παραδοχή ότι αυτές οι συγκολλήσεις θα είναι πλήρους διείσδυσης (full penetration), δηλαδή ότι τα μέταλλα που έρχονται σε επαφή και συγκολλούνται έχουν λιώσει σε όλη την επιφάνεια της διατομής τους, όπως φαίνεται στα Σχήματα 4.9 και 4.10

Στις κεφαλές/μετώπες των δοκών που έχουν πάχος 12.7 mm θεωρούμε ότι με ηλεκτρόδιο συγκόλλησης πάχους 8 mm λόγω της τάσεως του ρεύματος που θα διαπεράσει το μέταλλο θα υπάρξει πλήρης συγκόλληση. Όπως επίσης στο κάθετο νεύρο πάχους 8 mm με δύο ηλεκτρόδια των 3 mm εκατέρωθεν του νεύρου εξασφαλίζουν και πάλι πλήρη διείσδυση της συγκόλλησης. Η ίδια μοντελοποίηση ακολουθήθηκε και στα πόδια της βάσης, όπου θεωρείται πως με ηλεκτρόδιο πάχους 5 mm θα υπάρξει πλήρης διείσδυση της συγκόλλησης στη διατομή της τετράγωνης κοιλοδοκού πάχους 8 mm.

Έτσι μπορούν να οριστούν ως bonded contacts, κάτι που απλοποιεί αρκετά το μοντέλο και επιταχύνει τους χρόνους επίλυσης.



Σχήμα 4.11 Μοντέλο Ansys(χωρίς συγκολλήσεις)



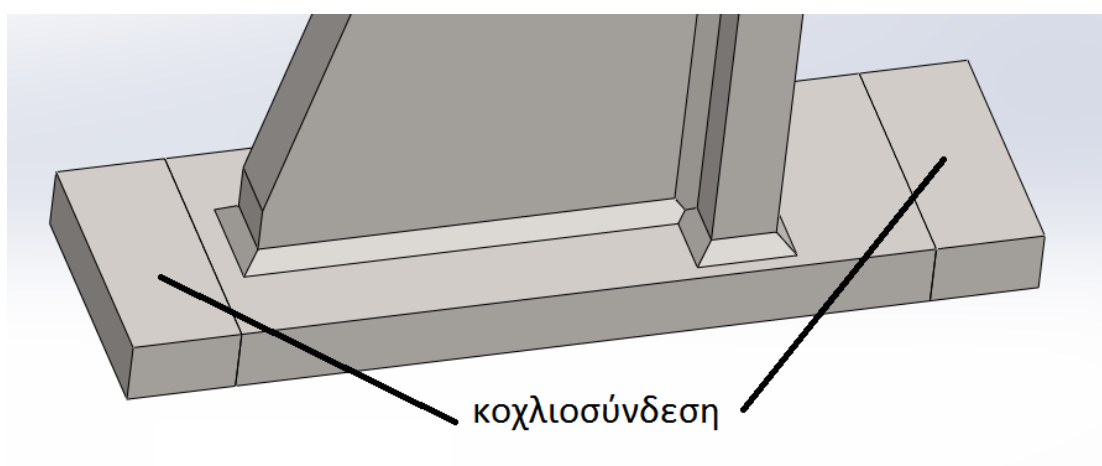
Σχήμα 4.12 Μοντέλο Ansys (χωρίς συγκολλήσεις)

4.2 Κοχλιώσεις

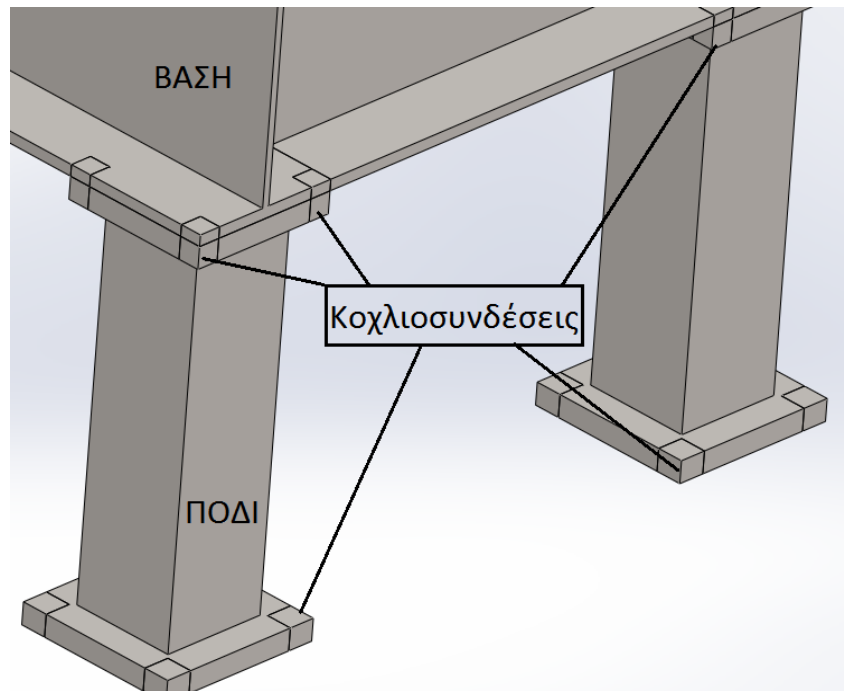
Από τη σχετική βιβλιογραφία προκύπτει ότι υπάρχουν πάρα πολλοί τρόποι μοντελοποίησης των κοχλιώσεων. Ο πλέον λεπτομερής είναι η πλήρης αναπαράσταση του κοχλία και του περικοχλίου καθώς και του σπειρώματος (μοντελοποίηση εξαιρετικά απαιτητική υπολογιστικά, κατάλληλη μόνο στην περίπτωση μελέτης του ίδιου του κοχλία). Ο πιο αξιόπιστος αναλογικά με το υπολογιστικό κόστος είναι η αναπαράσταση του κοχλία και του περικοχλίου με απλουστευμένη γεωμετρία, ενώ μπορεί να χρησιμοποιηθεί απλά και ένα κυλινδρικό σώμα αντιπροσωπεύοντας το σώμα του κοχλία και παραλείποντας την κεφαλή του και το περικόχλιο. [7]

Ωστόσο στο δοκιμαστήριο υπάρχουν πάρα πολλές κοχλιοσυνδέσεις, κάτι που καθιστά την δημιουργία ποιοτικού πλέγματος με μικρό αριθμό στοιχείων, εξαιρετικά δύσκολη λόγω των πολλών οπών που υπάρχουν για την υποδοχή των κοχλίων. Γι αυτόν το λόγο ακολουθήθηκε μία άλλη μέθοδος μοντελοποίησης, η οποία δεν χρησιμοποιεί φυσικό μοντέλο του κοχλία. Αντ' αυτού αφού αφαιρέθηκαν οι οπές υποδοχής των κοχλίων από το 3D μοντέλο, ορίστηκε γύρω από κάθε κοχλιοσύνδεση μία επιφάνεια (τετραγωνικής διατομής για τη διευκόλυνση δημιουργίας πλέγματος) η οποία στο Ansys ορίστηκε μέσω στοιχείων επαφής ως πακτωμένη (Bonded Contact), ενώ όλη η υπόλοιπη επιφάνεια επαφής μεταξύ των σωμάτων ορίστηκε μέσω στοιχείων επαφής τριβής (Frictional Contact). Κατ' αυτόν τον τρόπο προσομοιώνεται η λειτουργία της βίδας και μετά την επίλυση είναι δυνατόν να αντληθούν από τα αποτελέσματα τα φορτία που ασκούνται στην επαφή και κατ' επέκταση στον εκάστοτε κοχλία.

Ο διαχωρισμός των επιφανειών μπορεί να γίνει μέσω του σχεδιαστικού περιβάλλοντος Design Modeler του Ansys Workbench, αλλά για λόγους ευκολίας και οικονομίας χρόνου στον ορισμό των επαφών κατά το στήσιμο του μοντέλου στο Ansys, προτιμήθηκε να γίνει στο SolidWorks, διαιρώντας κάθε σώμα σε επιμέρους υποσώματα και δημιουργώντας ένα νέο σώμα για κάθε κοχλιοσύνδεση όπως φαίνεται στα Σχήματα 4.13 και 4.14.



Σχήμα 4.13 Μοντελοποίηση κοχλιοσυνδέσεων στα πόδια του πλαισίου στήριξης της αντλίας



Σχήμα 4.14 Μοντελοποίηση κοχλιών συνδέσεων

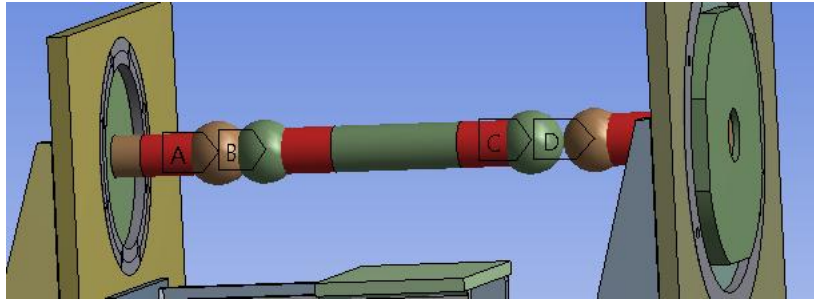
4.3 Σύνδεσμοι

Η λειτουργία των συνδέσμων πρακτικά είναι η δέσμευση ενός στροφικού βαθμού ελευθερίας (β.ε.), με τη δυνατότητα παραλαβής μικρών μετατοπίσεων στους υπόλοιπους β.ε. Η ιδανική μοντελοποίηση θα ήταν κάθε μέρος του συνδέσμου να υπάρχει ως σώμα στο μοντέλο με την μορφή τους όπως και το αντίστοιχο ελαστικό σώμα ανάμεσά τους, για το οποίο όμως δεν ήταν δυνατή η εύρεση των απαραίτητων στοιχείων για την μοντελοποίηση του. Επίσης η εισαγωγή ενός ελαστικού μέρους στο μοντέλο θα προκαλούσε σημαντική επιβάρυνση. Οπότε προτιμήθηκε να μην αναπαρασταθούν γεωμετρικά οι σύνδεσμοι.

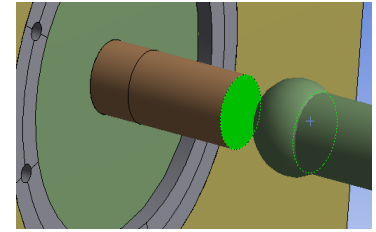
Η χρήση της Γενικής Άρθρωσης (General Joint) στο Ansys, είναι ιδανική δεδομένου ότι δίνει στον χρήστη τη δυνατότητα επιλογής των δεσμευμένων β.ε. και καθιστά πολύ εύκολη την εξαγωγή αποτελεσμάτων για τις σχετικές μετατοπίσεις των αξόνων, ωστόσο στους στροφικούς βαθμούς δίνεται η δυνατότητα να είναι είτε και οι τρεις ελεύθεροι/δεσμευμένοι, είτε μόνο ένας ελεύθερος, ενώ στην περίπτωση των συνδέσμων απαιτούνται δύο ελεύθεροι στροφικοί β.ε.

Η λύση στη δέσμευση ενός στροφικού βαθμού ελευθερίας επιτεύχθηκε με τη χρήση της επιλογής Constraint Equation, όπου όπως φανερώνει το όνομά της, δίνει τη δυνατότητα δέσμευσης β.ε. μεταξύ επιφανειών ή σημείων.

Τέλος, εισήχθησαν στο μοντέλο οι μάζες των συνδέσμων ως σημειακές μάζες με την αντίστοιχη ροπή αδράνειας.



Σχήμα 4.15 Απεικονίζονται οι μάζες των συνδέσμων (A,B,C,D) ως σφαίρες και με κόκκινο χρώμα οι επιφάνειες ορισμού τους (με μήκος ίσο με αυτό της επαφής του σύνδεσμου με τον άξονα).



Σχήμα 4.16 Ο στροφικός βαθμός ελευθερίας μεταξύ των αξόνων δεσμεύτηκε στην άκρη τους (πράσινο χρώμα).

Η πρώτη μοντελοποίηση περιελάμβανε την Γενική Άρθρωση με όλους του β.ε. ελεύθερους λόγω της ευκολίας διεξαγωγής των αποτελεσμάτων, ωστόσο η συνύπαρξή της με την Constraint Equation προκαλούσε πρόβλημα σύγκλισης οπότε αφαιρέθηκε από το μοντέλο

Εν τέλει η μοντελοποίηση των συνδέσμων επιτεύχθηκε με τον περιορισμό του αξονικού στροφικού βαθμού ελευθερίας και την εισαγωγή σημειακών μαζών που αντικαθιστούν τους συνδέσμους.

Μάζα Συνδέσμου (kg)	Ροπή Αδράνειας Συνδέσμου (kgm ²)
56	0.42027

Πίνακας 4.4 Χαρακτηριστικά συνδέσμου

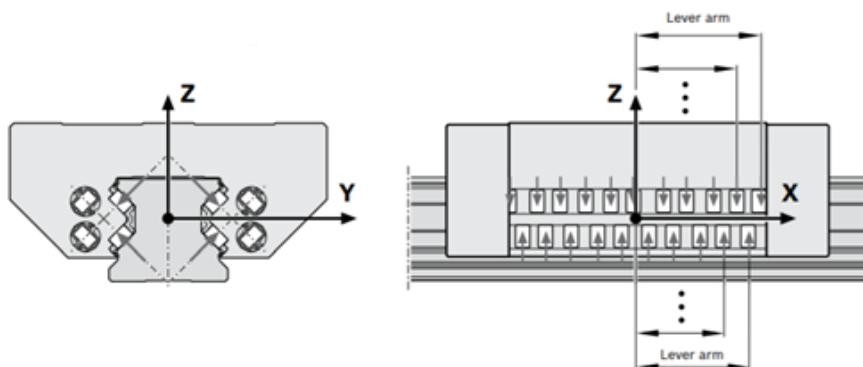
4.4 Σύστημα Γραμμικής Οδήγησης

Όπως έχει αναφερθεί το πλαίσιο στήριξης του Υ/Κ θα πρέπει να έχει την δυνατότητα μετακίνησης κατά τον άξονα του Υ/Κ, άρα θα πρέπει να είναι αναρτημένο σε γραμμικούς ένσφαιρους οδηγούς, η επιλογή των οποίων θα γίνει μέσα από τους σχετικούς καταλόγους της εταιρείας Bosch Rexroth.



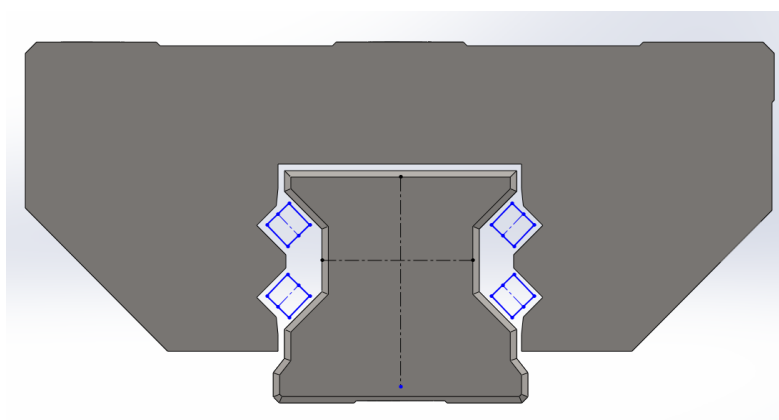
Σχήμα 4.17 Γραμμικοί οδηγοί

Όπως αναφέρεται στο τεχνικό φυλλάδιο των Γραμμικών Οδηγών και φαίνεται στις παρακάτω εικόνες, οι ένσφαιροι τριβείς είναι τοποθετημένοι σε επιφάνειες με κλίση 45° , με αποτέλεσμα να μπορούν να παραλαμβάνουν τις ίδιες δυνάμεις τόσο στον κάθετο όσο και στον οριζόντιο άξονα, ενώ αναφορικά με τις ροπές το ίδιο συμβαίνει με αυτές που ασκούνται κατά μήκος του φορτίου. Στον άξονα κύλισης των φορέων, δεν αναμένεται να αναπτυχθούν ροπές λόγω της ολίσθησης.



Σχήμα 4.18 Κατανομή δυνάμεων στα στοιχεία κύλισης του φορέου

Η μοντελοποίηση τους έγινε μέσω της επιλογής μεταφορικών συνδέσμων (Translational Joint). Ωστόσο η προσπάθεια δέσμευσης του φορέα με τη ράγα με χρήση ενός μεταφορικού συνδέσμου, (Σχήμα 4.19), απέτυχε καθώς η ανάλυση δεν συνέκλινε. Αυτό συμβαίνει λόγω της έλλειψης επαφής μεταξύ των δύο σωμάτων. Επίσης η περίπλοκη γεωμετρία εσωτερικά των φορέων όπως επίσης και στην επιφάνεια της ράγας με τις πολύ μικρές ακμές, απαιτεί εξαιρετικά πυκνό πλέγμα. Λόγω των παραπάνω, οι φορείς και οι οδηγοί έπρεπε να επανασχεδιαστούν με πολύ πιο απλή γεωμετρία η οποία θα παρέχει και επιφάνειες επαφής μεταξύ τους. Έτσι προέκυψε το παρακάτω μοντέλο του φορέα, (Σχήμα 4.20), με κατάλληλη εσωτερική διαμόρφωση ώστε να υπάρχει επαφή με τις αντίστοιχες επιφάνειες του οδηγού (45°).



Σχήμα 4.19 Ακριβής αναπαράσταση μοντέλου γραμμικών οδηγών και φορέων



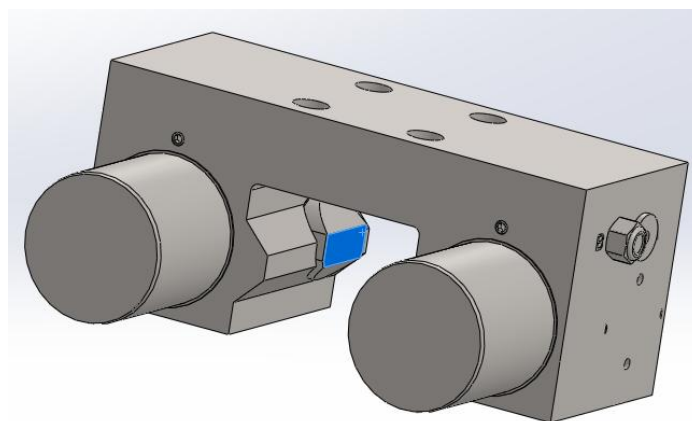
Σχήμα 4.20 Διαμόρφωση γεωμετρίας μοντέλου για τη σωστή μοντελοποίηση στο Ansys

Σε αυτές τις τέσσερις επιφάνειες και τις αντίστοιχες του οδηγού ορίστηκε το Translational Joint και επίσης μεταξύ τους ορίστηκε επαφή ολίσθησης (Frictionless Contact), ώστε να εξασφαλιστεί πως δεν θα αναπτυχθεί δύναμη κατά την διεύθυνση της κίνησης των φορέων.

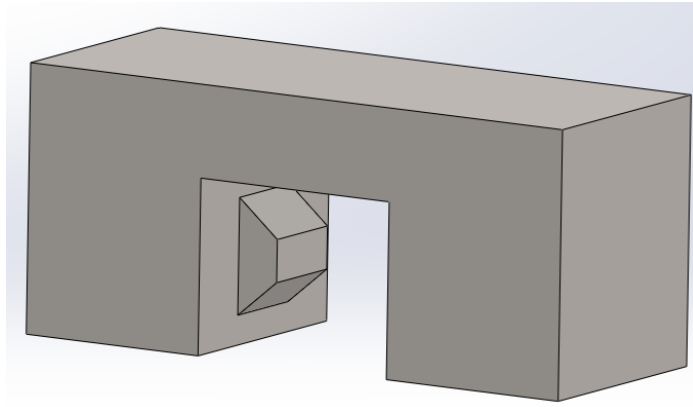
4.5 Φρένα Γραμμικών Οδηγών

Αντίστοιχα όπως και στους οδηγούς τα φρένα έπρεπε να επανασχεδιαστούν προκειμένου να απλοποιηθεί η γεωμετρία τους. Η μοντελοποίηση του τρόπου λειτουργίας τους επετεύχθη με τη χρήση μιας Τραχιιάς Επαφής (Rough Contact), η οποία δρα σαν τη Frictional, αλλά έχει εξαιρετικά μεγάλο δείκτη τριβής με αποτέλεσμα να μην επιτρέπεται καμία ολίσθηση.

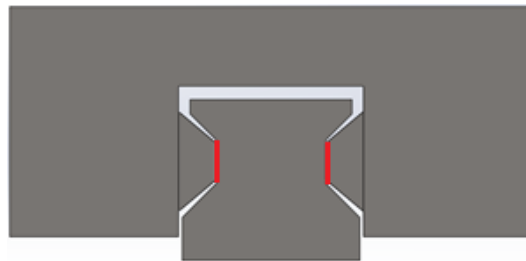
Έτσι βρίσκοντας την διατμητική τάση που αναπτύσσεται στο σημείο επαφής του φρένου με τη ράγα είναι δυνατό να βρεθεί η δύναμη τριβής που ασκείται και να συγκριθεί αυτή με τη δύναμη που μπορεί να παραλάβει το φρένο.



Σχήμα 4.21 Ακριβής αναπαράσταση φρένου γραμμικών οδηγών



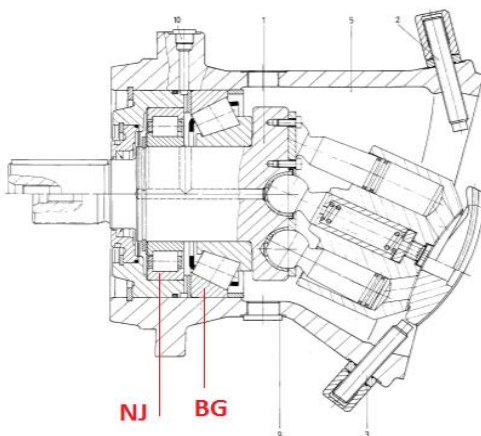
Σχήμα 4.22 Τροποποίηση γεωμετρίας φρένου για τη σωστή μοντελοποίηση στο Ansys



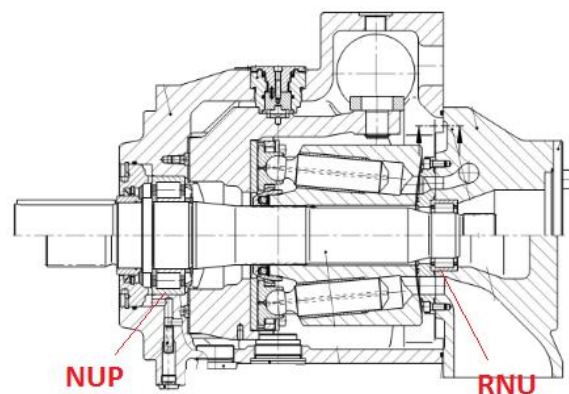
Σχήμα 4.23 Μοντελοποίηση επαφής φρένων στο Ansys με χρήση Rough Contact

4.6 Ένσφαιροι Τριβείς

Οι ένσφαιροι τριβείς του Υ/Κ (A6VM500), της αντλίας (A4VSO500) και του ροπόμετρου είναι εξαιρετικά στιβαροί και ακριβείς και τα στοιχεία κύλισής τους βρίσκονται υπό προένταση, κατ' επέκταση επιτρέπουν εξαιρετικά μικρές μετατοπίσεις. Επομένως μπορούν να μοντελοποιηθούν ως απλές Στροφικές Αρθρώσεις (Revolute Joint).



Σχήμα 4.24 Τομή του Υ/Κ A6VM500 όπου φαίνεται ο τύπος των εδράσεων των περιστρεφόμενων μερών.



Σχήμα 4.25 Τομή της αντλίας A4VSO500 όπου φαίνεται ο τύπος των εδράσεων των περιστρεφόμενων μερών.



Σχήμα 4.26 Υ/Κ
Plain Roller Bearing NJ



Σχήμα 4.27 Υ/Κ
Tapered Roller Bearing



Σχήμα 4.28 ΑΝΤΛΙΑ
Cylindrical Bearing NUP

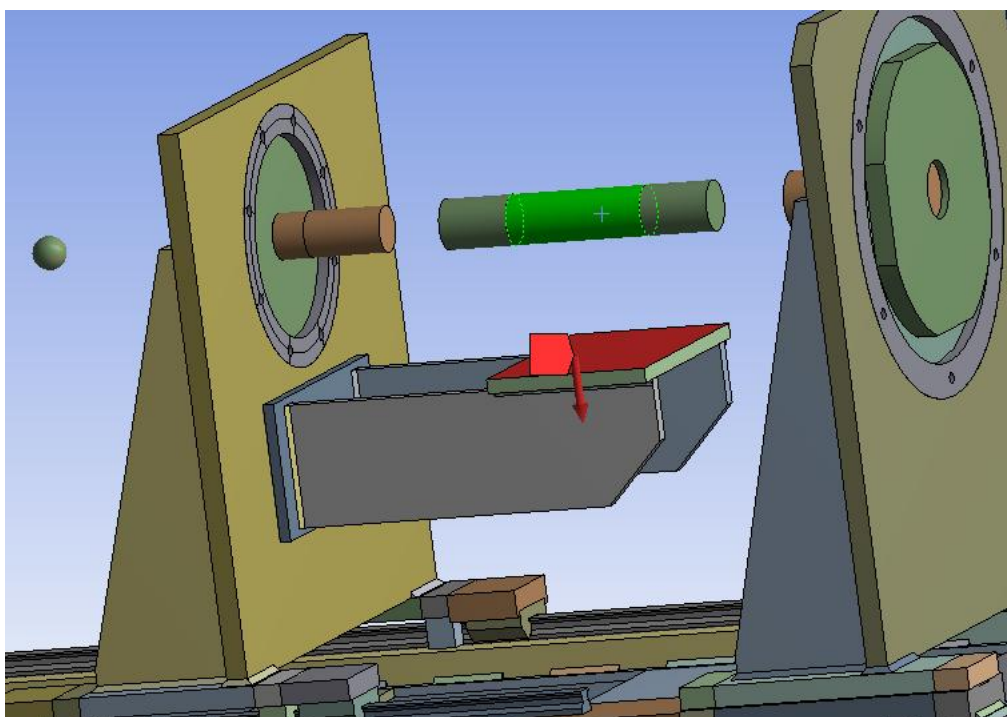


Σχήμα 4.29 ΑΝΤΛΙΑ
Cylindrical Bearing RNU

4.7 Ροπόμετρο

Μεταξύ του Υ/Κ και της αντλίας παρεμβάλλεται ένα ροπόμετρο – στροφόμετρο του οποίου οι μετρήσεις δίνουν εικόνα για το σημείο λειτουργίας της αντλίας κατά τη διάρκεια της δοκιμής.

Είναι προφανές ότι οι άξονες της αντλίας και του Υ/Κ συνδέονται στον άξονα του Ροπόμετρου με σύνδεσμο. Ωστόσο δεν υπάρχουν πολλά δεδομένα για το ροπόμετρο παρά μόνο το βάρος του (20 kg), και το σχήμα του. Κρίθηκε ότι δεν οφείλει να υπάρχει ως τρισδιάστατο μοντέλο στην μοντελοποίηση. Αντ' αυτού θα αντικατασταθεί από μία κάθετη δύναμη 200 N που θα ασκείται στη βάση του όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.30 και ο άξονας του θα δεσμευτεί μέσω ενός περιστροφικού συνδέσμου (Revolute Joint), ο οποίος θα έχει επιφάνεια αναφοράς την επιφάνεια τοποθέτησης του Ροπόμετρου, και θα ακολουθεί τη μετατόπιση του.



Σχήμα 4.30 Επιφάνεια αναφοράς του περιστροφικού συνδέσμου(κόκκινο χρώμα)
Επιφάνεια περιστρεφόμενου μέρους (πράσινο χρώμα)

4.8 Φορτία Αντλίας – Υ/Κ

4.8.1 Βάρος Εμβολοφόρων Υδραυλικών Μηχανών

Το βάρος της Αντλίας και του Υ/Κ μοντελοποιήθηκαν ως σημειακές μάζες, συνδεδεμένες με τις επιφάνειες πρόσδεσής τους. Επίσης στους άξονες ορίστηκε αντιστοίχως το βάρος των κινούμενων μερών της αντλίας και του Υ/Κ αντίστοιχα, καθώς και η στροφική ροπή αδράνειάς τους (Σχήμα. 4.31). Επίσης υπολογίστηκε η μάζα του υδραυλικού λαδιού που διαρρέει τους σωλήνες την ώρα της δοκιμής καθώς έχει υπολογίσιμη αδρανειακή μάζα η οποία επηρεάζει σημαντικά, κυρίως τις αναλύσεις Εύρεσης Ιδιοσυχνοτήτων και Αρμονικής Διέγερσης.

Η ροπή αδράνειας του ρευστού είναι ανάλογη της μάζας του και της απόστασης των θυρών αναρρόφησης και κατάθλιψης από τον άξονα της αντλίας και Υ/Κ αντίστοιχα (Εξίσωση 4.3)

$$J = kg \times m^2 \quad \text{Εξίσωση 4.3}$$

Στο πρωτεύων κύκλωμα χρησιμοποιείται υδραυλικό λάδι, Avin VG46 ενώ στο κύκλωμα Δοκιμής Avin VG32.

	Μήκος σωληνώσεων (m)	Διάμετρος σωληνώσεων (mm)	Όγκος λαδιού σωληνώσεων (m ³)	Ειδικό βάρος λαδιού (kg/m ³)	Μάζα (kg)
Υ/Κ εισαγωγή	17.5	31.5	0.0174	883	15.3
Υ/Κ εξαγωγή	17.5	31.5	0.0174	883	15.3
Αντλία αναρρόφηση	7.7	88	0.06	877	52.6
Αντλία κατάθλιψη	8	38	0.012	877	10.5

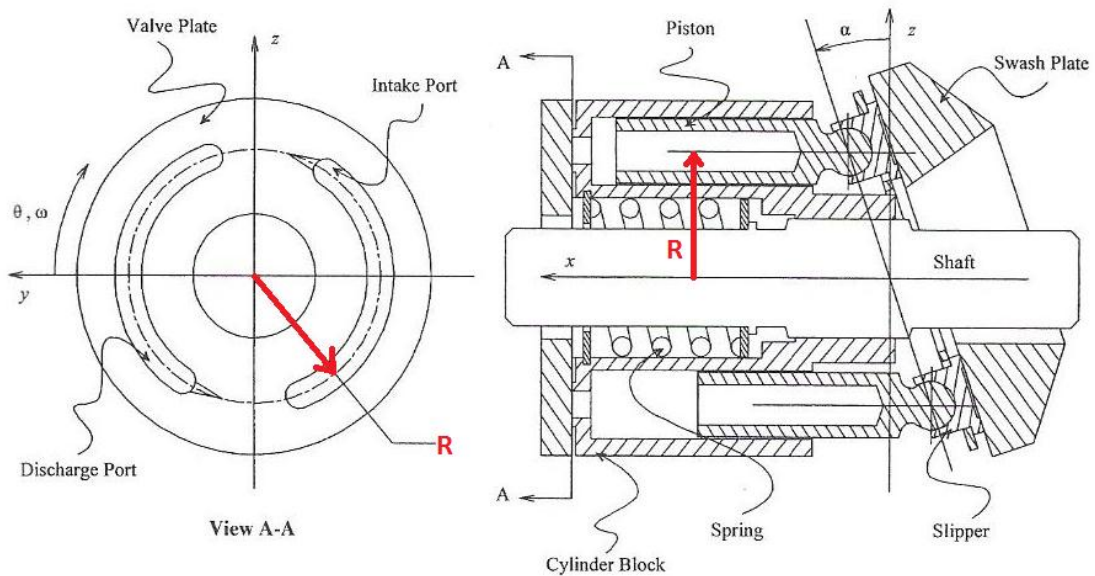
Πίνακας 4.5 Υπολογισμός μάζας υδραυλικού λαδιού που διαρρέει τις σωληνώσεις κατά τη διάρκεια της δοκιμής

	Μάζα υδρ. λαδιού (kg)	R (m)	Ροπή αδράνειας λαδιού (kgm ²)	Ροπή αδράνειας περιστρεφόμενων μερών (kgm ²)	Συνολική ροπή αδράνειας (kgm ²)
Υ/Κ	30.6	0.15	0.0225	0.178	0.2005
Αντλία	63.1	0.2	0.04	0.3325	0.3725

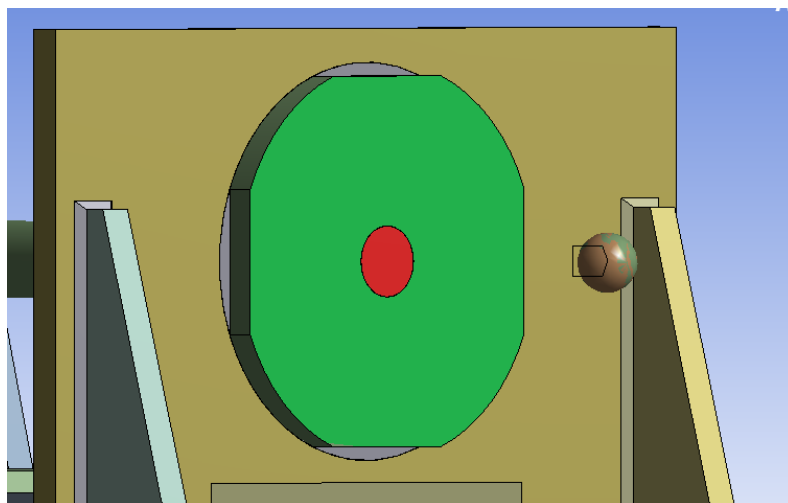
Πίνακας 4.6 Υπολογισμός συνολικής ροπής αδράνειας υδραυλικού λαδιού και κινητών μερών αντλίας και Υ/Κ

	Μάζα (kg)	Ροπή αδράνειας (kgm ²)	Κέντρο Βάρους (mm)
Υ/Κ: περιστρεφόμενα μέρη	52	0.2005	300
Υ/Κ: σταθερά μέρη	165		300
Αντλία: περιστρεφόμενα μέρη	102	0.3725	440
Αντλία: σταθερά μέρη	240		440

Πίνακας 4.7 Τελικές τιμές μάζας και ροπής αδράνειας κινητών μερών αντλίας και Υ/Κ



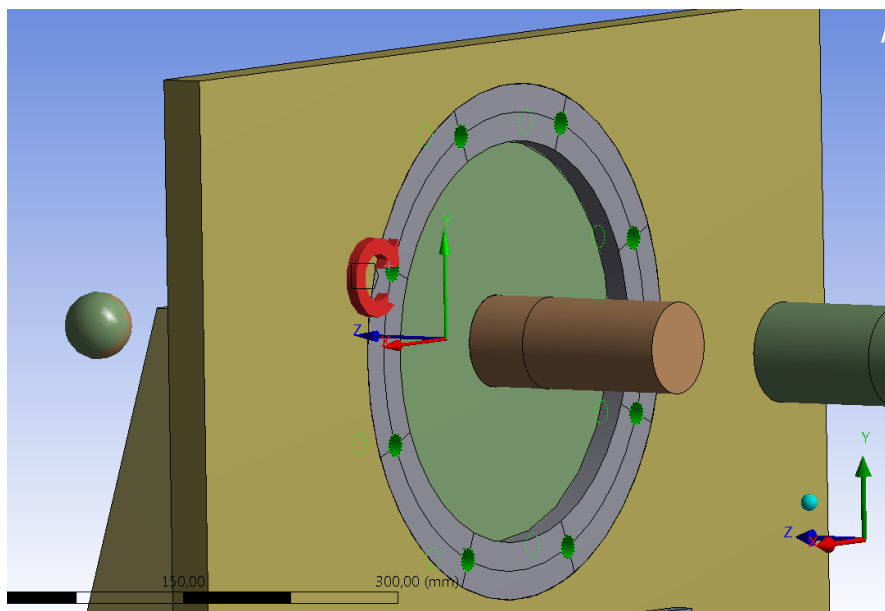
Σχήμα 4.31 Απόσταση (R) αναρόφησης και κατάθλιψης υδραυλικού λαδιού από τον άξονα περιστροφής της αντλίας.



Σχήμα 4.32 Επιφάνειες αναφοράς μάζας σταθερών (πράσινη) και κινούμενων μερών (κόκκινη) του Υ/Κ

4.8.2 Ροπή

Η θεώρηση είναι ότι η ροπή περνάει στα πλαίσια στήριξης μέσω των κοχλιώσεων. Γι' αυτόν το λόγο και οι οπές σύνδεσης των Αντλία – Υ/Κ είναι οι μόνες που υπάρχουν στο assembly (πάνω στα πλαίσια στήριξης), προκειμένου να ασκηθεί εκεί η ροπή της δοκιμής.



Σχήμα 4.33 Η ροπή ασκείται στις υποδοχές κοχλιών που απεικονίζονται με πράσινο χρώμα.

4.8.3 Περιστροφική Ταχύτητα

Κατά τη διάρκεια της δοκιμής της αντλίας τα στρεφόμενα μέρη περιστρέφονται με ταχύτητα 1500 RPM. Στο Ansys υπάρχει η δυνατότητα ορισμού της ταχύτητας περιστροφής στους άξονες (καθώς αυτοί είναι τα μόνα περιστρεφόμενα μέρη στο μοντέλο) μέσω της επιλογής Rotational Velocity. Ωστόσο αυτό δεν επιτρέπει στους άξονες να περιστραφούν κατά τους υπολογισμούς αλλά παρέχει ένα φορτίο ακτινικής επιτάχυνσης, σε κάθε στοιχείο του πλέγματος, που εξαρτάται από την απόσταση του στοιχείου από τον άξονα περιστροφής του σώματος.

Έτσι πρακτικά δημιουργούνται οι ανάλογες τάσεις στο περιστρεφόμενο σώμα. Το θέμα είναι πως αφού τα περιστρεφόμενα σώματα στο μοντέλο μας είναι κύλινδροι και απολύτως συμμετρικοί (χωρίς έκκεντρες μάζες π.χ.) δεν πρόκειται να εμφανιστεί καμία μετατόπιση λόγω της εφαρμογής Rotational Velocity, και οι τάσεις στους άξονες είναι ένα αποτέλεσμα/μέγεθος που δεν μας αφορά στη παρούσα μελέτη.

Επομένως δεν θα ορισθεί περιστροφική ταχύτητα καθώς επιβαρύνει το μοντέλο.

4.9 Δημιουργία Πλέγματος (Mesh)

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζονται συνοπτικά οι προσαρμογές και οι ρυθμίσεις που έγιναν προκειμένου το πλέγμα να φτάσει την απαραίτητη ποιότητα για να είναι αξιόπιστα τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων. Από τα μεγέθη ελέγχου ποιότητας των στοιχείων του πλέγματος που προσφέρει το Ansys Workbench θα χρησιμοποιηθούν κυρίως τα εξής τρία:

- i) Element Quality,
- ii) Skewness,
- iii) Orthogonal Quality

προκειμένου να βελτιωθεί η ποιότητα του πλέγματος.

4.9.1 Δείκτες Ποιότητας Πλέγματος

Κάθε ένας από αυτούς τους δείκτες μπορεί να λάβει τιμές από το μηδέν έως το ένα [0,1]. Οι Element Quality και Orthogonal Quality έχουν ως μέγιστο τη μονάδα αλλά η καλύτερη τιμή που μπορεί να λάβει το Skewness είναι το μηδέν.

- i) Element Quality (E.Q.): Το E.Q. είναι ένας σύνθετος δείκτης που προκύπτει από την Εξίσωση 4.4, ενώ το C είναι μια σταθερά ξεχωριστή για κάθε τύπο στοιχείου (π.χ. τριγωνικό, εξαγωνικό, σφηνοειδές κ.ο.κ.) και οι τιμές του απεικονίζονται στον Πίνακα 4.8. Ο δείκτης είναι μια αναλογία του όγκου του στοιχείου προς την ρίζα του κύβου του αθροίσματος του θεωρητικού εμβαδού που θα σχημάτιζε κάθε ακμή του στοιχείου. Αυτό σημαίνει πως αν η μία διάσταση του στοιχείου είναι κατά πολύ μεγαλύτερη των άλλων δύο τότε η τιμή του E.Q. μειώνεται πολύ. Τέλος όπως αναφέρεται στο εγχειρίδιο του Ansys Workbench σε περίπτωση που η τιμή είναι 1 τότε έχουμε έναν τέλειο κύβο ενώ σε περίπτωση που ισοδυναμεί με 0 τότε το στοιχείο έχει αρνητικό ή καθόλου όγκο.

$$Quality = C \left[volume / \sqrt{[\sum (Edge\ length)^2]^3} \right] \quad \text{Εξίσωση 4.4}$$

Στοιχείο	Τιμή σταθεράς C
Τριγωνικό	6,93
Τετραγωνικό	4
Τετράεδρο	124,71
Εξαγωνικό	41,57
Σφηνοειδές	63,35
Πυραμιδοειδές	96

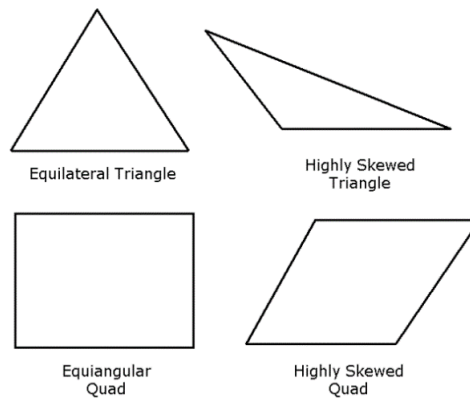
Πίνακας 4.8 Τιμές σταθεράς C για κάθε διαφορετικό στοιχείο

- ii) Skewness: Το Skewness είναι μία από τις βασικές παραμέτρους ποιότητας του πλέγματος, και καθορίζεται από το πόσο κοντά βρίσκεται το κάθε στοιχείο στην ιδεατή του μορφή (π.χ. ισόπλευρο για τα τρίγωνα). Για στοιχεία με αποκλειστικά

τριγωνικές πλευρές ισχύει η Εξίσωση 4.5 ενώ για στοιχεία που περιέχουν και τετραγωνικές πλευρές χρησιμοποιείται και ένας δεύτερος τύπος, η Εξίσωση 4.6 και επιλέγεται το μέγιστο εκ των αποτελεσμάτων.

$$\text{Skewness} = \frac{\text{Optimal Cell Size} - \text{Cell Size}}{\text{Optimal Cell Size}} \quad \text{Εξίσωση 4.5}$$

$$\max \left[\frac{\theta_{\max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{\min}}{\theta_e} \right] \quad \text{Εξίσωση 4.6}$$



Σχήμα 4.34 Παραδείγματα ποιότητας Skewness

Η ποιότητα των στοιχείων αναλόγως της τιμής του Skewness παρουσιάζεται στον Πίνακα 4.9, ενώ όπως αναφέρεται στο εγχειρίδιο σε ένα πλέγμα είναι σχεδόν αναπόφευκτο να υπάρχουν αρκετά στοιχεία μέτριας ποιότητας καθώς και κάποια φτωχής ποιότητας, ωστόσο τα περισσότερα θα έπρεπε να είναι καλής και πάνω ενώ τα στοιχεία με τιμή 1 είναι απαγορευτικά καθώς οι εξισώσεις της επίλυσης του μοντέλου προϋποθέτουν ότι τα κελιά / στοιχεία θα είναι σχετικά ισόπλευρα / ισοσκελή.

Τιμή Skewness	Ποιότητα στοιχείων
1	Εκφυλισμένη
0.9 — <1	Κακή
0.75 — 0.9	Φτωχή
0.5 — 0.75	Μέτρια
0.25 — 0.5	Καλή
0 < — 0.25	Εξαιρετική
0	Ισόπλευρο σχήμα

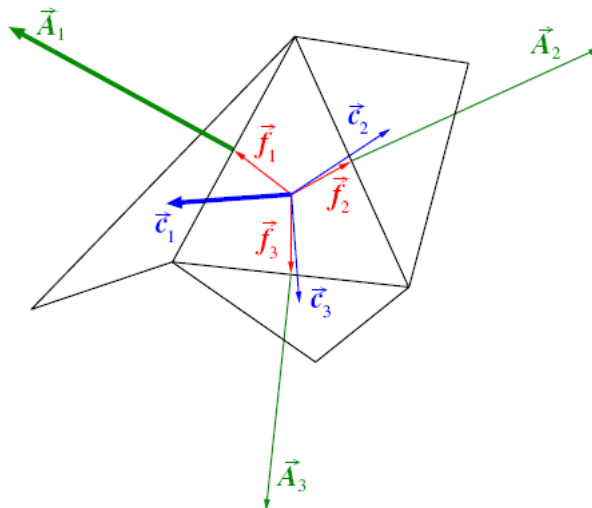
Πίνακας 4.9 Ποιότητα στοιχείων ανάλογα με την τιμή του δείκτη Skewness

- iii) Orthogonal Quality: Ένας δείκτης που έχει να κάνει με την Ορθογωνικότητα του ιδίου του στοιχείου όσον αφορά τον εαυτό του όσο και σε συνάρτηση με τις πλευρές των γειτονικών του στοιχείων. Η τιμή του είναι η ελάχιστη τιμή που προκύπτει από τους παρακάτω τύπους,

$$\frac{\vec{A}_i \cdot \vec{c}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{c}_i|} \quad \text{Εξίσωση 4.7}$$

$$\frac{\vec{A}_i \cdot \vec{f}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{f}_i|} \quad \text{Εξίσωση 4.8}$$

Όπου A_i είναι το κάθετο διάνυσμα κάθε πλευράς του στοιχείου, το f_i είναι το διάνυσμα από το κέντρο του στοιχείου προς το κέντρο της κάθε πλευράς του ενώ το c_i είναι το διάνυσμα από το κέντρο του στοιχείου ως προς το κέντρο του γειτονικού στην εκάστοτε επιφάνεια στοιχείου όπως φαίνεται και από το Σχήμα 4.35 παρακάτω.



Σχήμα 4.35 Διανύσματα που χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό του Orthogonal Quality ενός στοιχείου

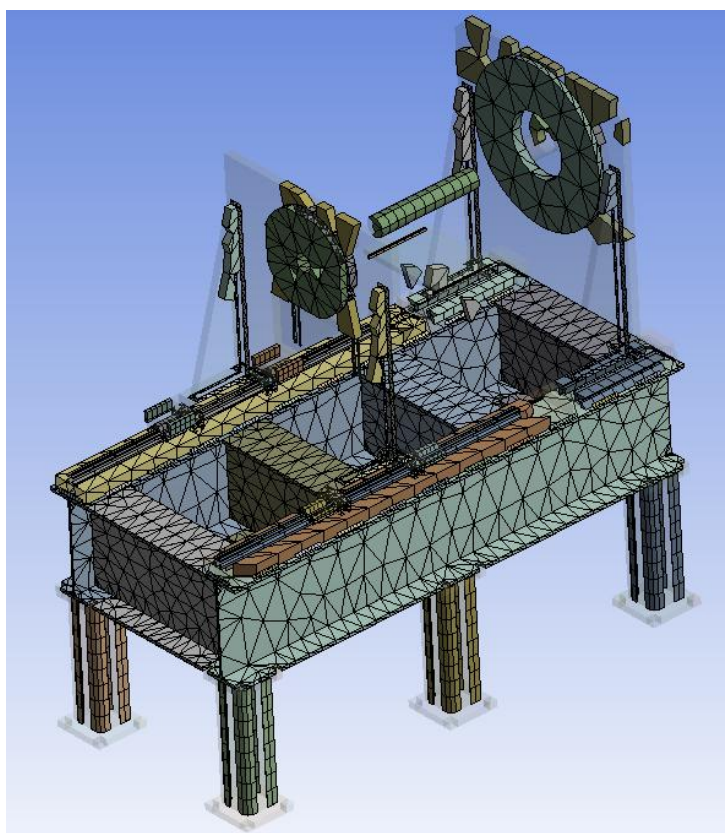
Κατά τη διάρκεια των δοκιμών δημιουργίας και βελτίωσης του πλέγματος παρατηρήθηκε πως η τιμή του Orthogonal Quality είναι αναλογική της τιμής του Skewness. Παρατηρήθηκε επίσης, ότι σε πολλές περιπτώσεις που το Skewness και το Orthogonal Quality έχουν πολύ καλές τιμές, η τιμή του Element Quality είναι αρκετά χαμηλή. Αυτό οφείλεται στη μεγάλη διαφορά του μήκους του στοιχείου κατά τη μία διεύθυνση σε σχέση με τις άλλες δύο, και πρακτικά αυτός είναι ο κύριος λόγος πτώσης της τιμής του Element Quality σχετικά με τις υψηλότερες τιμές των δεικτών Skewness και Orthogonal Quality. Κατ' επέκταση προτιμήθηκε η επιτήρηση της τιμής του Skewness κατά τη δημιουργία του πλέγματος.

4.9.2 Δημιουργία Πλέγματος.

Στην πρώτη προσπάθεια δημιουργίας πλέγματος, με τις αυτόματες ρυθμίσεις, η ποιότητα των στοιχείων έχει παραπλανητικά μεγάλη μέση τιμή, ενώ υπάρχουν στοιχεία σχεδόν εκφυλισμένα, που καθιστούν κάθε αποτέλεσμα αναξιόπιστο. Το μεγαλύτερο πρόβλημα εντοπίζεται στις συγκολλήσεις καθώς και στα κυκλικής διατομής υποσώματα, ειδικότερα αυτά με οπές, ενώ και οι δοκοί του Πλαισίου Βάσης λόγω των λεπτών τους διατομών αναλογικά με τις άλλες διαστάσεις τους έχουν επίσης κακής ποιότητας πλέγμα. Τέλος αν και τα στοιχεία των Πλαισίων Στήριξης είναι θεωρητικά καλής ποιότητας, πρέπει να αυξηθεί περαιτέρω η ποιότητά του και κάθε πλάκα ή σώμα γενικότερα πρέπει να έχει πάχος τριών στοιχείων κατ' ελάχιστο προκειμένου τα αποτελέσματα των τάσεων να είναι σωστά.

Πρώτη Δημιουργία Πλέγματος	Ελάχιστη τιμή	Μέγιστη τιμή	Μέση τιμή	Τυπική απόκλιση
Element Quality	3,23 e-002	1	0,58264	0,34702
Skewness	0,99992	~0	0,44257	0,37569
Orthogonal Quality	6,283 e-002	1	0,67445	0,31542
Elements	28826			
Nodes	127562			

Πίνακας 4.10 Δείκτες ποιότητας πλέγματος κατά τη δημιουργία του

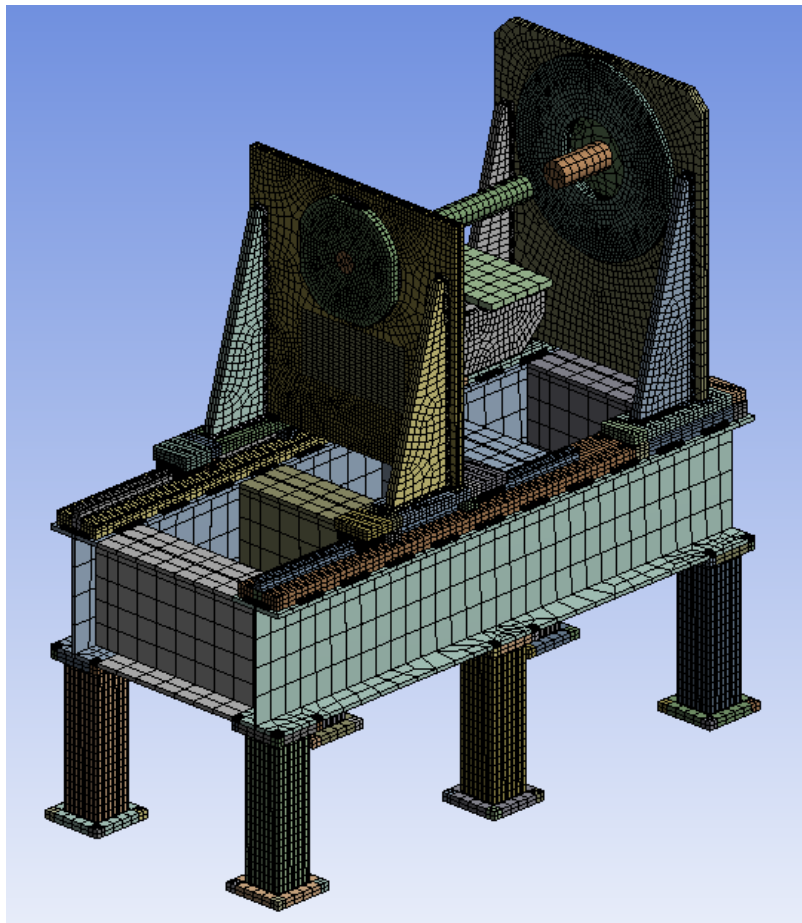


Σχήμα 4.35 Στοιχεία με δείκτη ποιότητας Skewness <0.5, κατά την πρώτη δοκιμή δημιουργίας πλέγματος

Τελική Δημιουργία Πλέγματος	Ελάχιστη τιμή	Μέγιστη τιμή	Μέση τιμή	Τυπική απόκλιση
Element Quality	0,13	1	0,7664	0,20723
Skewness	0,92593	~ 0	0,13538	0,15139
Orthogonal Quality	0,35223	0,35223	0,96345	0,07

Elements	69611
Nodes	398681

Πίνακας 4.11 Δείκτες ποιότητας τελικού πλέγματος που χρησιμοποιήθηκε στην τελική προσομείωση



Σχήμα 4.36 Τελική μορφή πλέγματος

Κάθε σώμα σχεδιάστηκε με πάχος τριών στοιχείων όπως αναφέρεται παραπάνω ωστόσο λόγω του πολύ μεγάλου αριθμού στοιχείων (>110.000) και της περιορισμένης υπολογιστικής δύναμης του υπολογιστή, το Ansys κολούσε κατά την επίλυση.

Εφόσον αναμένεται οι συγκεντρώσεις τάσεων στο Πλαίσιο Βάσης και τα Πόδια να είναι μικρές και επομένως ακίνδυνες, αποφασίστηκε το πάχος των σωμάτων τους να περιοριστεί

στο ένα στοιχείο, με αποτέλεσμα το τελικό πλέγμα 69.611 στοιχείων. Επαγωγικά οι τάσεις δεν θα είναι αντιπροσωπευτικές των πραγματικών, ωστόσο θα υπάρχει η απαιτούμενη ακρίβεια στις μετατοπίσεις τους.

4.10 Παρουσίαση Αποτελεσμάτων

4.10.1 Σχετικές Μετατοπίσεις Συνδέσμων

Αποτελέσματα Σύνδεσμος	Συνολική ακτινική μετατόπιση (μm)	Αξονική Μετατόπιση Z (μm)
Σύνδεσμος Αντλίας	67	18
Σύνδεσμος Υ/Κ	60	45
Μέγιστη επιτρεπτή μετατόπιση	550	2000

Πίνακας 4.12 Σχετικές μετατοπίσεις των συνδέσμων

Αποτελέσματα Σύνδεσμος	Μέγιστη Σχετική Γωνιακή Απόκλιση (°)
Σύνδεσμος Αντλίας	2e-003
Σύνδεσμος Υ/Κ	4e-002
Μέγιστη Επιτρεπτή Γωνιακή Απόκλιση (°)	1.3

Πίνακας 4.13 Σχετικές γωνιακές μετατοπίσεις των συνδέσμων

Οι σχετικές μετατοπίσεις είναι μέσα στα επιτρεπτά όρια και μάλιστα σχεδόν μία τάξη μεγέθους μικρότερες.

4.10.2 Γραμμικοί Φορείς και Φρένα

4.10.2.1 Γραμμικοί φορείς

Αποτελέσματα Φορείς	Μέγιστη Δύναμη (N)	Ροπή στη διεύθυνση κίνησης (Nm)	Μέγιστη ροπή κατά μήκος του φορείου (Nm)
Φορέας 1	3150	0.5	176
Φορέας 2	1470	2	115
Φορέας 3	175	12	20
Φορέας 4	328	6	28
Μέγιστη επιτρεπτή φόρτιση	119400	1480	2370

Πίνακας 4.14 Αποτελέσματα φόρτισης γραμμικών φορέων

Από τα παραπάνω αποτελέσματα, που είναι τουλάχιστον μία τάξη μεγέθους μικρότερα από τις επιτρεπτές τιμές, φαίνεται πως μπορούσε να επιλεγεί και μικρότερο μέγεθος συστήματος γραμμικών φορέων, ωστόσο η επιλογή τους έγινε με γνώμονα το φορτίο που παραλαμβάνουν τα φρένα.

4.10.2.2 Φρένα Γραμμικών Φορέων

Κάθε φρένο έχει δύο επιφάνειες τριβής, οπότε η συνολική δύναμη που μπορεί να συγκρατήσει είναι το άθροισμα των δυνάμεων που αναπτύσσονται σε κάθε δεσμευμένη επιφάνεια του κάθε φρένου.

	Αντίστοιχη Δύναμη (N)
Επιφάνεια 1	405
Επιφάνεια 2	407
Συνολική	812
Μέγιστη επιτρεπτή δύναμη	3250

Πίνακας 4.15 Αποτελέσματα φόρτισης φρένων συστήματος γραμμικής οδήγησης

4.10.3 Συγκολλήσεις

Αποτελέσματα Συγκολλήσεις	Μέγιστη τάση κατά Von Mises (MPa)	Μέγιστη διατμητική τάση Επαφών (MPa)
Πλαίσιο στήριξης Αντλίας	4.5	1,5
Πλαίσιο στήριξης Υ/Κ	7.68	1
Βάση Ροπόμετρου	5.55	1.6
Πλάκες – Πλαίσιο Βάσης	0.66	0.15

Όριο διαρροής (MPa)	360
---------------------	-----

Πίνακας 4.16 Αποτελέσματα φόρτισης συγκολλήσεων

Για τον υπολογισμό του συντελεστή ασφαλείας χρησιμοποιήθηκε η μεγαλύτερη των τάσεων. Επίσης δεν θα μελετηθούν οι τάσεις στις συγκολλήσεις του πλαισίου βάσης και των ποδιών καθώς τα αποτελέσματα δεν είναι αντιπροσωπευτικά των αληθινών τάσεων.

4.10.4 Κοχλιώσεις

Οι κρισιμότερες κοχλιώσεις είναι ενδεχομένως αυτές του πλαισίου στήριξης της αντλίας καθώς χρησιμοποιείται μόνο ένας κοχλίας σε κάθε πόδι. Πρέπει η ισοδύναμη τάση να μην υπερβαίνει το όριο διαρροής με επαρκώς μεγάλο συντελεστή ασφαλείας. Η ισοδύναμη τάση υπολογίστηκε σύμφωνα με το κριτήριο μέγιστης διατμητικής τάσης^[8].

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_{ol}^2 + 4 \times \tau_{ol}^2)} < S_y / S_f \quad \text{Εξίσωση 4.9}$$

όπου $S_y = 580$ MPa για κοχλίες Grade 8.8 και για τα τρία μεγέθη κοχλίων.

Αποτελέσματα Κοχλιώσεις	Μέγεθος Κοχλία	Φορτιζόμενη επιφάνεια (mm ²)	Μέγιστη εφελκυστική δύναμη (N)	Μέγιστη διατμητική δύναμη (N)
Bracket Αντλίας	M16	155	770	438
Bracket Υ/Κ - Φορείς	M10 × 6	58,3	350	51
Bracket Υ/Κ - Φρένα	M8 × 4	36,6	138	160
Βάση Ροπόμετρου – Βάση Υ/Κ	M16 × 4	155	30	110
Ράγες – Πλάκες	M8 × 20	36,6	580	275
Βάση – Πόδια	M16	155	10	132

Πίνακας 4.17 Αποτελέσματα φορτίσεων κοχλιώσεων

Χειρότερη Περίπτωση \ Τάσεις	Μέγιστη ορθή Τάση $\sigma_{ολ}$ (MPa)	Μέγιστη διατμητική τάση $\tau_{ολ}$ (MPa)	Ισοδύναμη τάση σ_{eq} (MPa)	Συντελεστής ασφαλείας S_f
M16	5	2.8	7.5	>75
M10	1	0.5	1.4	>380
M8	0.6	0.7	1.5	>380
Όριο διαρροής (MPa)	580			

Πίνακας 4.18 Υπολογισμός ισοδύναμης τάσης φόρτισης κοχλιώσεων

4.11 Συντελεστής Ασφαλείας Κατασκευής

Ο μικρότερος συντελεστής ασφαλείας, και άρα συντελεστής ασφαλείας της κατασκευής, εντοπίζεται στα φρένα του συστήματος γραμμικής οδήγησης.

Συντελεστής ασφαλείας κατασκευής	>4
---	--------------

Πίνακας 4.19 Συντελεστής ασφαλείας κατασκευής

5 Δυναμική Ανάλυση

Το τελευταίο στάδιο της μελέτης αφορά τη δυναμική συμπεριφορά της βάσης κατά τη διάρκεια της δοκιμής και συγκεκριμένα την εύρεση των ιδιοσυχνοτήτων της και την ταλαντωτική της συμπεριφορά κατά την δοκιμή στο σταθερό σημείο λειτουργίας που έχει επιλεγεί για την στατική ανάλυση.

5.1 Μοντελοποίηση

Κατά τη διάρκεια της επίλυσης των προσομοιώσεων Αρμονικής Διέγερσης παρατηρήθηκαν θέματα σύγκλισης. Κατόπιν έρευνας προέκυψε πως αυτό μπορεί να οφείλεται στα στοιχεία επαφών που επιλύονται μη γραμμικά (Frictionless, Rough, Frictional) και στη χρήση συνδέσμων. Αντικαταστάθηκαν λοιπόν με τις αντίστοιχες γραμμικές επαφές εκτός από τις επαφές Τριβής των Πλαισίων Στήριξης ώστε τα αποτελέσματα των τάσεων γύρω από αυτές, και επομένως των συγκολλήσεων, να είναι ακριβέστερα.^[9]

	Μοντελοποίηση Στατ. Αν.	Μοντελοποίηση Δυν. Αν.
Φρένα Συστ. Γρ. Οδήγησης	Rough Contact	Bonded Contact
Φορείς Συστ. Γρ. Οδήγησης	Frictionless Contact	No Separation Contact
Φορείς Συστ. Γρ. Οδήγησης	Translational Joint	No Separation Contact
Εδράσεις Αξόνων	Revolute Joint	No Separation Contact

Πίνακας 5.1 Αλλαγή μοντελοποίησης στη δυναμική ανάλυση

Επίσης αφαιρέθηκε ο άξονας του ροπόμετρου καθώς δημιουργούσε επίσης προβλήματα σύγκλισης και η κάθετη δύναμη που αντιπροσώπευε τη μάζα του αντικαταστάθηκε με την μάζα του.

5.2 Εύρεση Ιδιοσυχνοτήτων Κατασκευής (Modal Analysis)

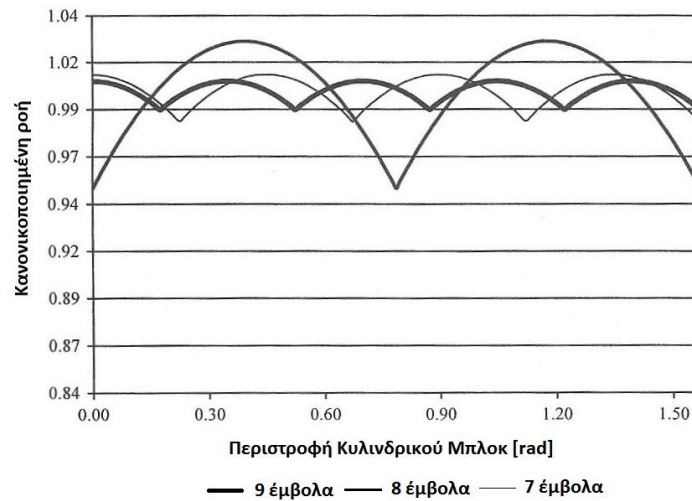
Επόμενο βήμα της ανάλυσης είναι να βρεθούν οι ιδιοσυχνότητες της κατασκευής. Το μοντέλο στο Ansys ακολουθεί τη μοντελοποίηση που χρησιμοποιήθηκε στη στατική ανάλυση, και περιλαμβάνονται όλες οι σημειακές μάζες που αντιπροσωπεύουν την αντλία, τον Υ/Κ και τους συνδέσμους καθώς παίζουν ρόλο στην εύρεση των ιδιοσυχνοτήτων.

Η συχνότητα διέγερσης προκύπτει από την ταχύτητα περιστροφής, και πρέπει να μη συμπίπτει με κάποια από τις ιδιοσυχνότητες. Επίσης υπάρχουν δύο δευτερεύουσες συχνότητες διέγερσης οι οποίες οφείλονται στην ύπαρξη εμβόλων σε αντλία και Υ/Κ, εννέα και επτά στον αριθμό αντίστοιχα. Άρα προκύπτουν οι εξής τρεις συχνότητες διέγερσης.

$$f_{T.N.} = 1500 / 60sec = 25(1/sec) = 25Hz \quad \text{Εξίσωση 5.1}$$

$$f_{Υ/Κ} = 25 Hz * 7 = 175 Hz \quad \text{Εξίσωση 5.2}$$

$$f_{ΑΝΤΛΙΑ} = 25 Hz * 9 = 225 Hz \quad \text{Εξίσωση 5.3}$$

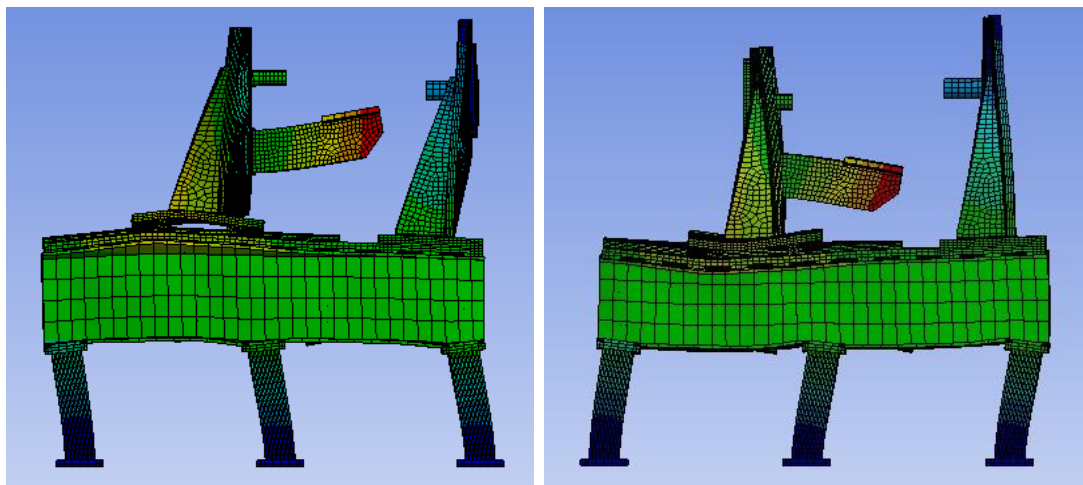


Σχήμα 5.1 Διάγραμμα υδραυλικών παλμών εμβολοφόρων αντλιών ανάλογα με τον αριθμό εμβόλων τους (σε περίοδο μισής περιστροφής) ^[10]

ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΙΔΙΟΣΥΧΝΟΤΗΤΩΝ				
	Ιδιοσυχνότητα (Hz)			Ιδιοσυχνότητα (Hz)
1	45	10		195
2	48	11		220
3	57	12		259
4	67	13		291
5	82	14		310
6	87	15		313
7	114	16		320
8	127	17		328
9	173	18		358

Πίνακας 5.2 Αποτελέσματα ανάλυσης ιδιοσυχνοτήτων

Όπως φαίνεται η συχνότητα διέγερσης που δημιουργεί ο Υ/Κ βρίσκεται κοντά στην 9^η ιδιοσυχνότητα της βάσης, και αναλόγως των αποτελεσμάτων της Harmonic Response Analysis ίσως χρειαστεί κάποια μετατροπή στη βάση.



Σχήμα 5.2 Ιδιομορφή της 9^{ης} ιδιοσυχνότητας της βάσης (173 Hz)

5.3 Ανάλυση Αρμονικής Απόκρισης (Harmonic Response Analysis)

Τέλος θα μελετηθεί η αντίδραση του δοκιμαστηρίου στην αρμονική διέγερση που μπορεί να προκληθεί κατά την λειτουργία του δοκιμαστηρίου, σε σταθερές στροφές, με δύο διαφορετικές μοντελοποιήσεις.

5.3.1 Μελέτη Απόκρισης Λόγω Διαφοράς Φάσης Ταχύτητας και Ροπής

Η διέγερση αυτή προκαλείται από τη διαφορά φάσης ανάμεσα στην είσοδο στο δυναμικό σύστημα, η οποία είναι η ταχύτητα περιστροφής, και στην έξοδο που είναι η ροπή που αναπτύσσεται.

$$\omega(t) = \omega_0 \sin(2\pi t/T) \quad \text{Εξίσωση 5.4}$$

$$M(t) = M_0 \sin(2\pi t/T + \pi) \quad \text{Εξίσωση 5.5}$$

Ιδανικά στη προσομοίωση θα έπρεπε να οριστεί η περιστροφική ταχύτητα στον άξονα του Υ/Κ και η ροπή θα οριζόταν στο πλαίσιο στήριξης της αντλίας με διαφορά φάσης 'π'. Ωστόσο στην Harmonic Responce Analysis η ταχύτητα δεν υποστηρίζεται ως μέγεθος που μπορεί να χρησιμοποιηθεί.

Προκειμένου να μοντελοποιηθεί η επιρροή της διαφοράς φάσης ταχύτητας – ροπής, το μοναδικό φορτίο που θα ασκηθεί είναι η ροπή στο πλαίσιο στήριξης Υ/Κ όπως και στα υπόλοιπα μοντέλα, ενώ θα δεσμευτεί η φλάτζα πρόσδεσης της αντλίας κατά την περιστροφή της γύρω από τον άξονά της.

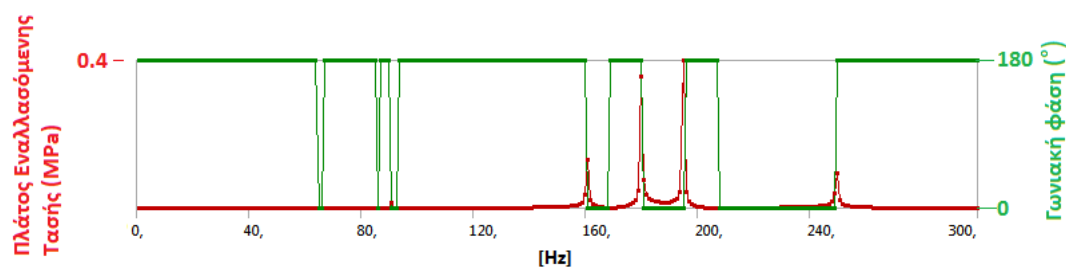
Τα αποτελέσματα καταδεικνύουν πως ακόμα και σε περίπτωση συντονισμού η ταλάντωση έχει εξαιρετικά μικρό πλάτος και είναι ακίνδυνη.

	25 Hz	175 Hz	225 Hz
Πλάτος Ταλάντωσης (μm)	0.8	2.9	2.1

Πίνακας 5.3 Αποτελέσματα πλάτους ταλάντωσης

	25 Hz	175 Hz	225 Hz
Τάση κατά ν. Mises (MPa)	1.16	3.66	1.02

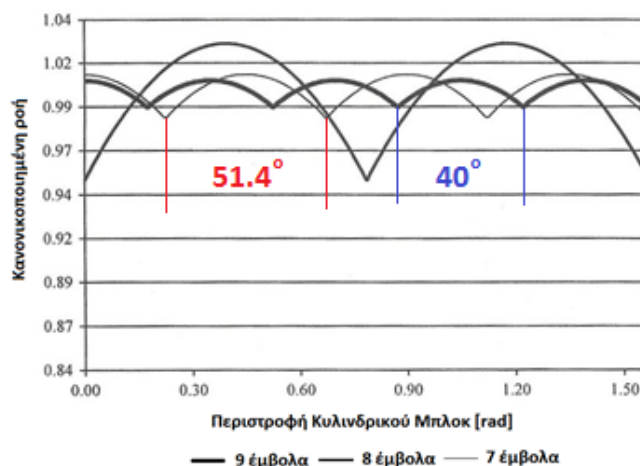
Πίνακας 5.4 Αποτελέσματα εναλλαγής τάσεων



Σχήμα 5.3 Διάγραμμα πλάτους εναλλασσόμενων **ορθών** τάσεων ανά συχνότητα διέγερσης, κατά την διεύθυνση του ύψους (y).

5.3.2 Μελέτη Απόκρισης Λόγω Διαφοράς Φάσης Διέγερσης Αντλίας και Υ/Κ

Όπως αναφέρθηκε και στο κεφάλαιο εύρεσης ιδιοσυχνοτήτων, αντλία και Υ/Κ έχουν διαφορετικό αριθμό εμβόλων, κάτι που προκαλεί διαφορετικές συχνότητες διέγερσης. Προκειμένου να μοντελοποιηθεί αυτή η διέγερση, δημιουργήθηκε μια τελευταία προσομοίωση, η οποία έχει τα ακόλουθα χαρακτηριστικά,



Σχήμα 5.4 Ροή εμβόλων

Κατά τη διάρκεια μίας περιστροφής της αντλίας συνδυάζονται οι ροές εννέα εμβόλων και δημιουργείται το προφίλ της ροής που απεικονίζεται στο Σχ. 5.4 . Η γωνιακή απόσταση των κορυφών ή κοιλάδων της ροής είναι:

$$\phi = 360^\circ/9 = 40^\circ \quad \text{Εξίσωση 5.6}$$

Αντίστοιχα για τον Υ/Κ ο οποίος έχει επτά εμβόλα αντίστοιχα, προκύπτει

$$\phi = 360^\circ/7 = 51.4^\circ \quad \text{Εξίσωση 5.7}$$

Συνεπώς οι εξισώσεις που χαρακτηρίζουν την ροπή σε αντλία και Υ/Κ είναι οι παρακάτω:

$$\text{Υ/Κ: } M(t) = M_0 \sin(360^\circ t/T + 51.4^\circ)$$

$$\text{Αντλία: } M(t) = M_0 \sin(360^\circ t/T + 40^\circ)$$

Στην παρούσα μοντελοποίηση, αντί να δεσμευτεί η περιστροφική κίνηση της φλάτζας πρόσδεσης της αντλίας, θα ασκηθεί η αντίθετη ροπή (όπως και στο στατικό μοντέλο) στα πλαίσια στήριξης καθώς και στους άξονες.

Τα αποτελέσματα δεν παρουσιάζουν κάποια σημαντική διαφοροποίηση από την προηγούμενη ανάλυση και τα πλάτη ταλάντωσης και εναλλαγής τάσεων εξακολουθούν να είναι τόσο μικρά ώστε να μην παρουσιάζουν κάποια απειλή για τη δομική ακεραιότητα του συστήματος.

	25 Hz	175 Hz	225 Hz
Πλάτος Ταλάντωσης (μm)	1	2	2

Πίνακας 5.5 Αποτελέσματα πλάτους ταλάντωσης

	25 Hz	175 Hz	225 Hz
Τάση κατά v. Mises (MPa)	2.1	2.7	2.3

Πίνακας 5.6 Αποτελέσματα εναλλαγής τάσεων

Παράρτημα Τεχνικών Φυλλαδίων

Σύνδεσμοι

KTR
48432 Rhine

Made for Motion **KTR**

Input data (Application: Pumps)

Power P:	656.75 kW	Torque T_N :	2800 Nm	Contact KTR Sales Tel.: +49 5971 798 0 Mail: info-rotex@ktr.com
Max. torque T_{max} :	undef.	Speed:	2240 1/min	
Temperature factor S_T :	-20° - 30° (1.0)	Operating factor S_B :	2	
Bore driving side:	Splinecode 70x3x22x8H	Bore driven side:	70 mm	
Remark:				

ROTEX® 110 Spline

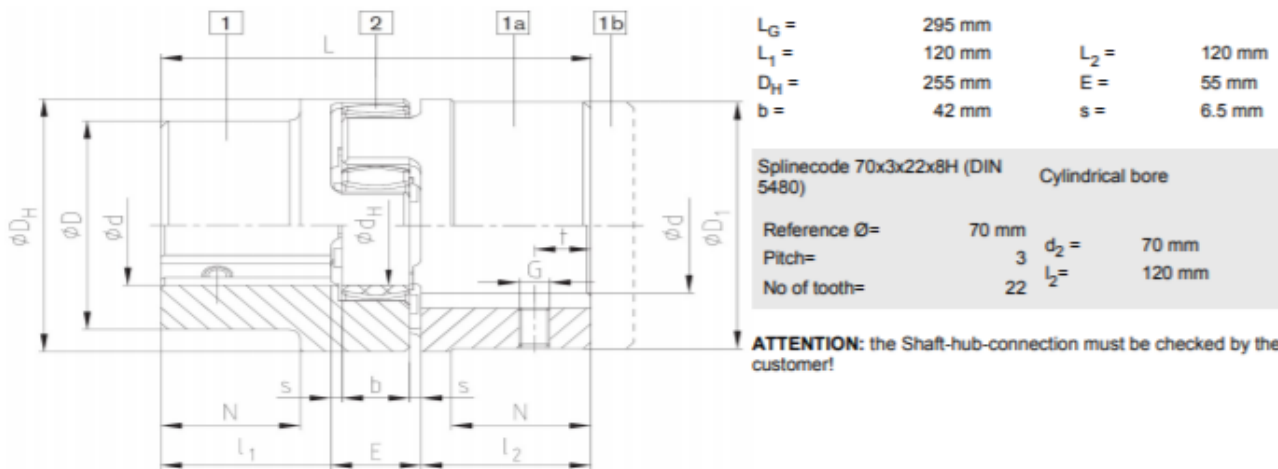
Technical Data

Nominal torque T_{KN} :	7200 Nm	Max. allowed torque T_{Kmax} :	14400 Nm
Max. speed n_{max} :	2600 1/min	Vibratory torque T_{KW} :	1872 Nm
Min. bore:	60 mm	Max. bore:	125 mm
Damping power at +30°C:	42 W		
Displacements:	Axial K_a = -2 to 4.2 mm	Radial K_r = 0.55 mm	Angular K_w = 1.3°

Properties

- Torsionally flexible
- Single-cardanic
- Damping vibrations
- Maintenance-free
- High power density
- Puncture-proof
- Axial plug-in
- Compact
- ATEX conform

Geometrical Data

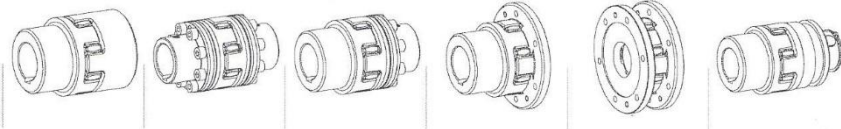


Ordering information

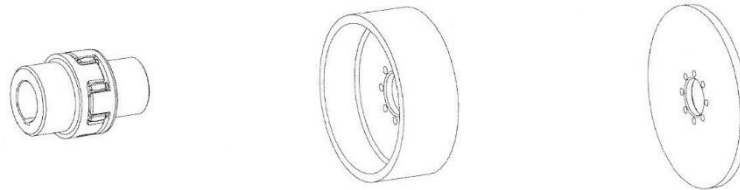
Partno.	Description
021101000042	ROTEX 110 GJS hub Spline 70x3x22x8H
021104007000	ROTEX 110 Spider 98 Sh-A =T-PUR®= purple ROTEX 110 GGG Hub 1.0 Ø70H7 key DIN 6885/1-JS9 >

ROTEX® Flexible jaw couplings

Weights and mass moments of inertia



ROTEX® Complete coupling types												
Size	Standard		AFN		BFN		CF		DF		SD	
	Weight [kg]	Mass moment of inertia J [kgm²]	Weight [kg]	Mass moment of inertia J [kgm²]	Weight [kg]	Mass moment of inertia J [kgm²]	Weight [kg]	Mass moment of inertia J [kgm²]	Weight [kg]	Mass moment of inertia J [kgm²]	Weight [kg]	Mass moment of inertia J [kgm²]
19	0,51	0,000121	—	—	—	—	0,44	0,00016	0,38	0,00020	0,42	0,00008
24	1,1	0,000466	0,98	0,00036	1,1	0,00041	0,84	0,00047	0,57	0,00047	1,1	0,00046
28	1,8	0,00107	1,6	0,00083	1,7	0,00095	1,5	0,00124	1,1	0,00141	1,9	0,00106
38	2,5	0,00171	2,8	0,00209	2,6	0,00193	1,9	0,00217	1,5	0,00259	3,0	0,00435
42	3,9	0,00476	4,5	0,00472	4,1	0,00419	3,1	0,00513	2,6	0,00662	4,4	0,00804
48	5,3	0,00805	5,9	0,00736	5,5	0,00684	3,9	0,00755	3,0	0,00881	6,2	0,00223
55	7,9	0,01564	8,9	0,01480	8,3	0,01369	6,4	0,01692	5,3	0,02131	9,8	0,0168
65	11,9	0,03071	12,9	0,0266	12,3	0,0259	8,9	0,02780	6,4	0,03037	14,9	0,0326
75	18,6	0,06706	20,6	0,0601	19,3	0,0572	13,5	0,0557	9,2	0,05741	23,2	0,0708
90	33,6	0,22139	37,8	0,1718	34,2	0,1551	22,3	0,1356	14,5	0,1333	40,5	0,1891
100	40,2	0,23976	49,6	0,3068	45,2	0,2737	30,9	0,2401	21,2	0,2394	46,7	0,2487
110	56,0	0,42027	67,5	0,5385	61,7	0,4793	42,9	0,4324	29,8	0,4446	61,5	0,4186
125	86,2	0,83426	102,6	1,0485	94,4	0,8413	64,4	0,8187	42,2	0,8031	96,8	0,8497
140	118,3	1,98607	141,2	1,743	129,7	1,564	90,4	1,4221	62,5	1,4580	127,8	1,365
160	171,6	2,89781	210,3	3,517	190,9	3,107	127,6	2,569	83,6	2,4805	190,3	2,723
180	242,25	4,75449	306,6	6,582	274,4	5,668	175,1	4,448	107,9	4,141	262,2	4,810



BTAN/SBAN without drum/disk		
Size	Weight [kg]	Mass moment of inertia J [kgm²]
28	0,90	0,0004
38	2,10	0,0014
42	3,24	0,0031
48	4,41	0,0053
55	6,60	0,0105
65	10,1	0,0209
75	15,4	0,0442
90	27,6	0,1224
100	36,9	0,2074
110	50,9	0,3665
125	79,1	0,7349
140	109,0	1,2292
160	161,9	2,4569
180	232,9	4,4967

Brake drum for BTAN 1)		
Brake drum ØDB x B	Weight [kg]	Mass moment of inertia J [kgm²]
160 x 60	2,12	0,01
200 x 75	3,45	0,03
250 x 95	6,87	0,08
315 x 118	14,98	0,28
400 x 150	31,20	0,89
500 x 190	80,00	2,70
630 x 236	112,00	6,01
710 x 265	161,00	14,9
800 x 300	292,00	27,2

Brake disk for SBAN 1)		
Brake disk ØA x GS	Weight [kg]	Mass moment of inertia J [kgm²]
200 x 12,6	2,928	0,015387
250 x 12,5	4,662	0,037584
315 x 16	8,618	0,111829
400 x 16	15,230	0,315206
500 x 16	23,964	0,769963
630 x 20	47,716	2,426359
710 x 20	60,934	3,915100
800 x 25	84,913	7,878998
900 x 25	116,954	12,609089
1000 x 28	148,240	19,234941

8 **A4VSO Series 1x and 3x** | Axial piston variable pump
Technical data

Technical data

Standard rotary group version

Size	NG	40	71	125	180	250	355	500	750	750 ⁵⁾	1000		
Geometric displacement per revolution	$V_{g \max}$	cm ³	40	71	125	180	250	355	500	750	750	1000	
Rotational speed maximum ¹⁾	at $V_{g \max}$ ²⁾	n_{nom}	rpm	2600	2200	1800	1800	1500	1320	1200	1500	1000	
	at $V_g \leq V_{g \max}$ ³⁾	n_{max}	rpm	3200	2700	2200	2100	1800	1700	1600	1500	1200	
Flow	at n_{nom} and $V_{g \max}$	q_v	l/min	104	156	225	324	375	533	660	900	1125	1000
	at 1500 rpm	q_v	l/min	60	107	186	270	375	533	581 ⁶⁾	770 ⁶⁾	1125	-
Power	at n_{nom} , $V_{g \max}$ and $\Delta p = 350$ bar	P	kW	61	91	131	189	219	311	385	525	656	583
	at 1500 rpm	P	kW	35	62	109	158	219	311	339 ⁶⁾	449 ⁶⁾	656	-
Torque	at $V_{g \max}$ and $\Delta p = 350$ bar ²⁾	M_{max}	Nm	223	395	696	1002	1391	1976	2783	4174	4174	5565
	and $\Delta p = 100$ bar ²⁾	M	Nm	64	113	199	286	398	564	795	1193	1193	1590
Rotary stiffness of drive shaft	Shaft end P	c	kNm/rad	80	146	260	328	527	800	1145	1860	1860	2730
	Shaft end Z	c	kNm/rad	77	146	263	332	543	770	1136	1812	1812	2845
Moment of inertia	J_{TW}	kgm ²	0.0049	0.0121	0.03	0.055	0.0959	0.19	0.3325	0.66	0.66	1.20	
Maximum angular acceleration ⁴⁾	a	rad/s ²	17000	11000	8000	6800	4800	3600	2800	2000	2000	1450	
Case volume	V	l	2	2.5	5	4	10	8	14	19	22	27	
Weight (without through drive) approx.	m	kg	39	53	88	102	184	207	320	460	490	605	

High-speed rotary group version

Size	NG	71	250	355	500		
Displacement, geometric, per revolution	$V_{g \max}$	cm ³	71	250	355	500	
Rotational speed maximum ¹⁾	at $V_{g \max}$	n_{nom}	rpm	3000 ²⁾ (7)8)	1900 ²⁾	1700 ²⁾	1500 ²⁾
	at $V_g \leq V_{g \max}$	n_{max}	rpm	-	2100 ³⁾	1900 ³⁾	1800 ³⁾
Flow	at n_{nom} and $V_{g \max}$	q_v	l/min	213 ⁷⁾⁸⁾	475	604	750
Power	at n_{nom} , $V_{g \max}$ and $\Delta p = 350$ bar	P	kW	124	277	352	437
Torque	at $V_{g \max}$ and $\Delta p = 350$ bar	M_{max}	Nm	395	1391 ²⁾	1976 ²⁾	2783 ²⁾
Rotary stiffness of drive shaft	Shaft end P	c	kNm/rad	146	527	800	1145
	Shaft end Z	c	kNm/rad	146	543	770	1136
Moment of inertia	J_{TW}	kgm ²	0.0121	0.0959	0.19	0.3325	
Maximum angular acceleration ⁴⁾	a	rad/s ²	11000	4800	3600	2800	
Case volume	V	l	2.5	10	8	14	
Weight (without through drive) approx.	m	kg	53	184	207	320	

1) The values are applicable:
 - to the optimum viscosity range from $v_{opt} = 36$ to 16 mm²/s
 - with hydraulic fluid based on mineral oils
 2) The values apply at absolute pressure $p_{abs} = 1$ bar at suction port **S**.
 3) Maximum rotational speed (speed limit) when increasing the inlet pressure p_{abs} at suction port **S** and $V_g < V_{g \max}$, see diagram on page 9.

4) The data are valid for values between the minimum required and maximum permissible rotational speed. Valid for external excitation (e.g. diesel engine 2 to 8 times rotary frequency; cardan shaft twice the rotary frequency). The limit value is only valid for a single pump. The load capacity of the connecting parts must be considered.
 5) with charge pump (A4VSLO)
 6) At $V_g < V_{g \max}$
 7) If $V_g > 30\%$ (depending on speed diagram „High Speed NG71“)
 8) For suction pressure < 1 bar see diagram Maximum rotational speed (speed limit) no rotational speed increase possible when the inlet pressure increases.

Technical data

Table of values (theoretical values, without efficiency and tolerances; values rounded)

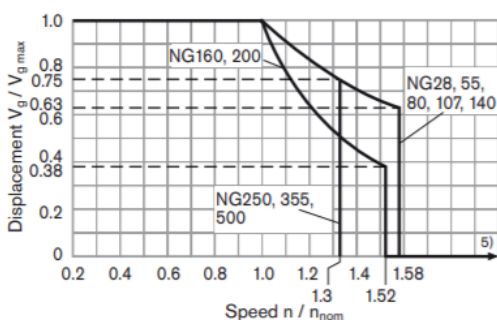
Size	NG	28	55	80	107	140	160	200	250	355	500	1000
Displacement geometric ¹⁾ , per revolution	$V_{g \max}$ cm ³	28.1	54.8	80	107	140	160	200	250	355	500	1000
	$V_{g \min}$ cm ³	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	$V_{g x}$ cm ³	18	35	51	68	88	61	76	188	270	377	762
Speed maximum ²⁾ (while adhering to the maximum permissible input flow)												
at $V_{g \max}$	n_{nom} rpm	5550	4450	3900	3550	3250	3100	2900	2700	2240	2000	1600
at $V_g < V_{g x}$ (see diagram below)	n_{max} rpm	8750	7000	6150	5600	5150	4900	4600	3600	2950	2650	1600
at $V_{g 0}$	n_{max} rpm	10450	8350	7350	6300	5750	5500	5100	3600	2950	2650	1600
Input flow ³⁾												
at n_{nom} and $V_{g \max}$	$q_{V \max}$ L/min	156	244	312	380	455	496	580	675	795	1000	1600
Torque ⁴⁾												
at $V_{g \max}$ and $\Delta p = 400$ bar	T Nm	179	349	509	681	891	1019	1273	-	-	-	-
at $V_{g \max}$ and $\Delta p = 350$ bar	T Nm	157	305	446	596	778	891	1114	1391	1978	2785	5571
Rotary stiffness												
$V_{g \max}$ to $V_g/2$	C_{min} KNm/rad	6	10	16	21	34	35	44	60	75	115	281
$V_g/2$ to 0 (interpolated)	C_{max} KNm/rad	18	32	48	65	93	105	130	181	262	391	820
Moment of inertia for rotary group	J_{GR} kgm ²	0.0014	0.0042	0.008	0.0127	0.0207	0.0253	0.0353	0.061	0.102	0.178	0.55
Maximum angular acceleration	α rad/s ²	47000	31500	24000	19000	11000	11000	10000	8300	5500	4000	
Case volume	V L	0.5	0.75	1.2	1.5	1.8	2.4	2.7	3.0	5.0	7.0	16.0
Mass (approx.)	m kg	16	26	34	47	60	64	80	100	170	210	430

- 1) The minimum and maximum displacement are infinitely adjustable, see ordering code, page 3.
(standard setting for sizes 250 to 1000 if not specified in the order: $V_{g \min} = 0.2 \cdot V_{g \max}$, $V_{g \max} = V_{g \max}$).
- 2) The values are valid:
 - for the optimum viscosity range from $\nu_{opt} = 36$ to 16 mm²/s
 - with hydraulic fluid based on mineral oils
- 3) Restriction of input flow with counterbalance valve, see page 74
- 4) Torque without radial force, with radial force see page 9

Note

Operation above the maximum values or below the minimum values may result in a loss of function, a reduced service life or in the destruction of the axial piston unit. Other permissible limit values, with respect to speed variation, reduced angular acceleration as a function of the frequency and the permissible startup angular acceleration (lower than the maximum angular acceleration) can be found in data sheet 90261.

Permissible displacement in relation to speed



5) Values in this range on request

Determining the operating characteristics

Input flow $q_v = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_v}$ [L/min]

Speed $n = \frac{q_v \cdot 1000 \cdot \eta_v}{V_g}$ [min⁻¹]

Torque $T = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{20 \cdot \pi}$ [Nm]

Power $P = \frac{2 \pi \cdot T \cdot n}{60000} = \frac{q_v \cdot \Delta p \cdot \eta_t}{600}$ [kW]

V_g = Displacement per revolution in cm³

Δp = Differential pressure in bar

n = Speed in rpm

η_v = Volumetric efficiency

η_{mh} = Mechanical-hydraulic efficiency

η_t = Total efficiency ($\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{mh}$)

FNS – Flanged, normal, standard height
R1851 ... 2.



Dynamic characteristics

Travel speed: $v_{max} = 4 \text{ m/s}$

Acceleration: $a_{max} = 150 \text{ m/s}^2$

Recommended combination based on preload and accuracy class

- ▶ For preload C2: H and P (preferably)
- ▶ For preload C3: P and SP

Material numbers

Size	Roller Runner Block with size	Preload class		Accuracy class				Seals		
		C2	C3	H	P	SP	UP	DS	SS ¹⁾	AS
25	R1851 2	2		3	2	1	9	2X	–	–
			3		2	1	9	2X	–	–
35	R1851 3	2		3	2	1	9	2X	24	2A
			3		2	1	9	2X	24	2A
45	R1851 4	2		3	2	1	9	2X	24	2A
			3		2	1	9	2X	24	2A
55	R1851 5	2		3	2	1	9	2X	–	2A
			3		2	1	9	2X	–	2A
65	R1851 6	2		3	2	1	9	2X	–	–
			3		2	1	9	2X	–	–

1) In Preparation

Technical data

Size	Mass (kg)	Load ratings ²⁾ (N)		Torsional moment load capacity ²⁾ (Nm)		Longitudinal moment load capacity ²⁾ (Nm)	
		C	C ₀	M _t	M ₁₀	M _L	M _{L0}
25	0.73	26900	59500	348	770	260	580
35	2.15	61000	119400	1210	2370	760	1480
45	4.05	106600	209400	2640	5180	1650	3,240
55	5.44	140400	284700	4120	8350	2610	5290
65	10.72	237200	456300	8430	16210	5260	10120

2) Determination of the dynamic load capacities and load moments is based on a stroke travel of 100,000 m according to DIN ISO 14728-1. However, often only 50,000 m is actually stipulated. For comparison: Multiply values C, M_t and M_L from the table by 1.23.

Order example

Options:

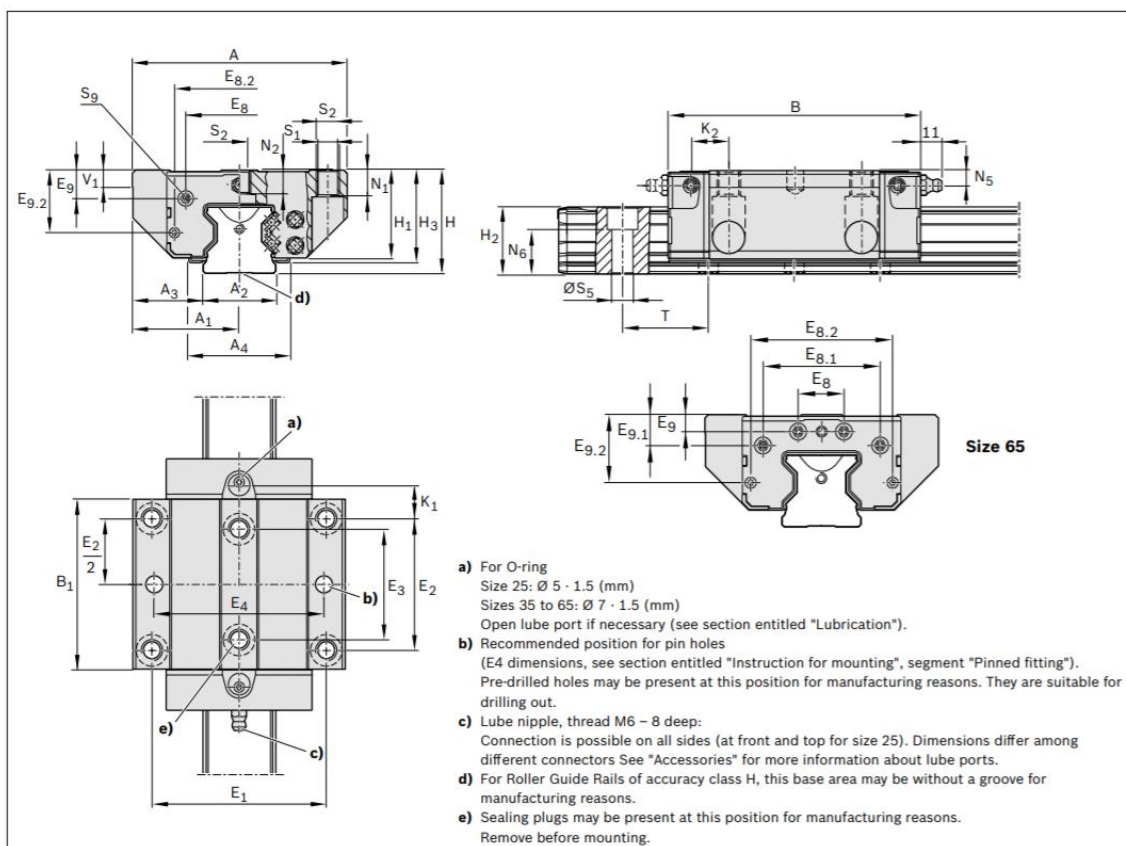
- ▶ Roller Runner Block FNS
 - ▶ Size 35
 - ▶ Preload class C2
 - ▶ Accuracy class H
 - ▶ With double-lip seal 2X
- Material number: R1851 323 2X

Preload classes

C2 = Average preload
C3 = High preload
C1, C4, C5 upon request

Seals

DS = Double-lip seal
SS = Standard seal
AS = Longitudinal seal



Dimensions (mm)

Size	A	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄ ¹⁾	B	B ₁	E ₁	E ₂	E ₃	E ₄	E ₈	E _{8.1}	E _{8.2}	E ₉	E _{9.1}	E _{9.2}
25	70	35	23	23.5	-	97.00	63.5	57	45	40	55	33.4	-	40.2	8.30	-	21.40
35	100	50	34	33.0	47.0	118.00	79.6	82	62	52	80	50.3	-	60.5	13.10	-	29.10
45	120	60	45	37.5	55.6	147.00	101.5	100	80	60	98	62.9	-	72.0	16.70	-	36.50
55	140	70	53	43.5	63.3	170.65	123.1	116	95	70	114	74.2	-	81.6	18.85	-	40.75
65	170	85	63	53.5	-	207.30	146.0	142	110	82	140	35.0	93	106.0	9.30	26	55.00

Size	H	H ₁	H ₂ ²⁾	H ₂ ³⁾	H ₃ ⁴⁾	K ₁	K ₂	N ₁	N ₂	N ₅	N ₆ ⁵⁾	Ø S ₁	S ₂	S ₅	S ₉ ⁶⁾	T ⁶⁾	V ₁
25	36	30	23.60	23.40	-	14.05	-	9	7.3	5.5	14.3	6.7	M8	7	M3-6,5 deep	30.0	7.5
35	48	41	31.10	30.80	43	15.55	17.40	12	11.0	7.0	19.4	8.5	M10	9	M3-6,0 deep	40.0	8.0
45	60	51	39.10	38.80	53	17.45	20.35	15	13.5	8.0	22.4	10.4	M12	14	M4-9,0 deep	52.5	10.0
55	70	58	47.85	47.55	60	21.75	24.90	18	13.7	9.0	28.7	12.4	M14	16	M5-8.0 deep	60.0	12.0
65	90	76	58.15	57.85	-	30.00	33.00	23	21.5	9.3	36.5	14.6	M16	18	M4-8.0 deep	75.0	15.0

- 1) Dimension A₄ = Width of the additional longitudinal seal
- 2) Dimension H₂ with cover strip
- 3) Dimension H₂ without cover strip
- 4) Dimension H₃ = Total Roller Runner Block including the additional longitudinal seal
- 5) Thread for connecting parts
- 6) T = Rail separation of the Roller Guide Rail

Pneumatic Clamping Units MKS R1810 .40 60



Note

- ▶ Can be used on all SNS Roller Guide Rails.

Clamps without pressurization (spring energy)

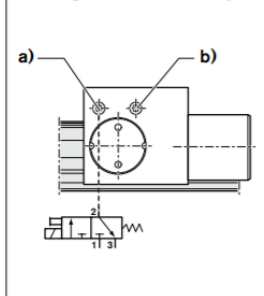
- ▶ Minimum release pressure 5.5 bar
- ▶ Maximum pneumatic operating pressure: 8 bar
- ▶ Operating temperature range t: 0 – 70°C

Instruction for mounting

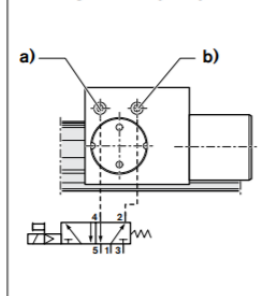
- ▶ Make sure the connection structure is rigid.
- ▶ Use only purified air. The prescribed filter mesh size is 25 µm.
- ▶ Observe the mounting instructions prior to start-up.

- ⚠ Observe the safety instructions on Clamping and Braking Units.

Circuitry¹⁾ for standard air port



Circuitry²⁾ for air-plus port

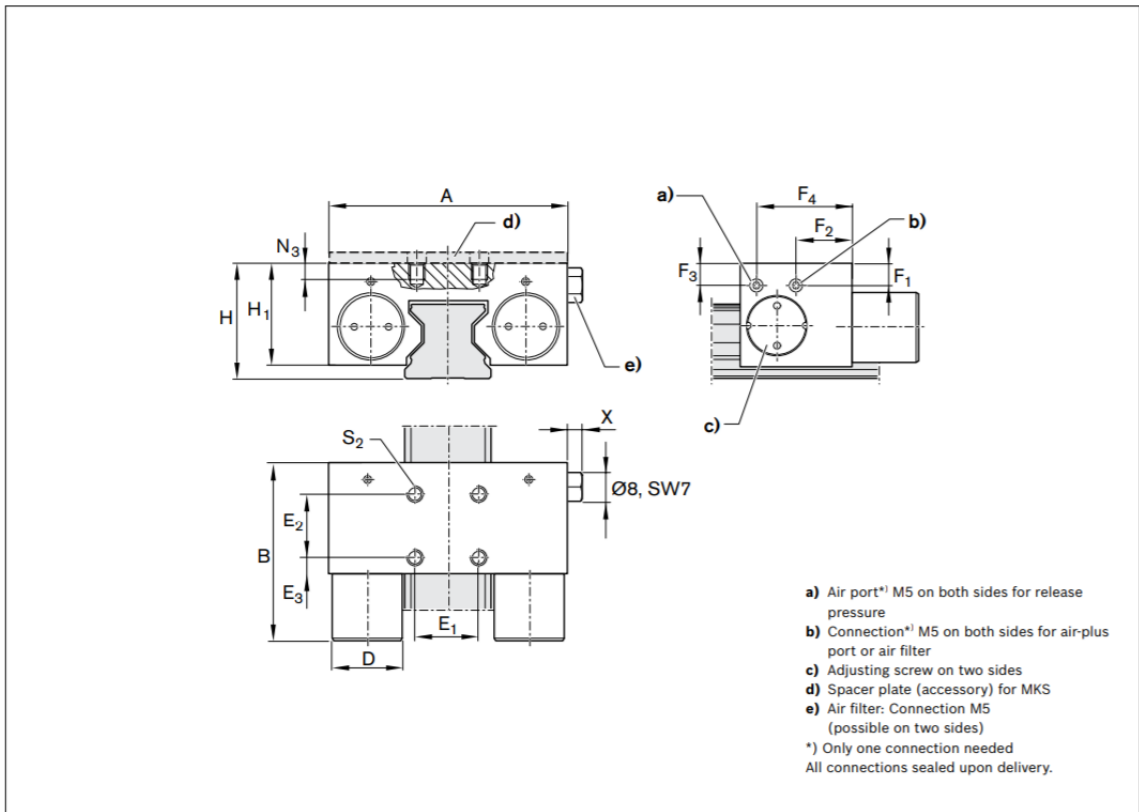


- 1 Air port
- 2 Working connections
- 3 Venting

Technical data

Size	Material number	Holding force, spring energy ¹⁾ (N)		Air consumption (normal liter) (dm ³ /stroke)		Mass (kg)
		Air port	with air-plus port ²⁾	Air port	Air-plus port	
25	R1810 240 60	750	1500	0.021	0.068	0.50
35	R1810 340 60	1250	3250	0.031	0.129	1.00
45	R1810 440 60	1450	3300	0.041	0.175	1.84
55	R1810 540 60	1450	3300	0.041	0.175	2.08
65	R1810 640 60	1450	3300	0.041	0.175	2.86

- 1) Holding force achieved by spring energy. The inspection is done in a mounted state with a lubricated layer (ISO-VG 68).
- 2) Increased holding force by additional air admission at air-plus port with 6.0 bar. Switching via 5/2- or 5/3-way directional control valve.



Dimensions (mm)

Size	A	A ₁	B	B _{1 max}	D	E ₁	E ₂	E ₃	F ₁	F ₂	F ₃	F ₄	H	H ₁ ¹⁾	H ₂	N ₃	S ₂	X
25	75	49.0	35	56	22	20	20	5.0	6.5	30.0	6.5	17.5	36	32.5	20.0	8.0	M6	5.5
35	100	68.0	39	67	28	24	24	7.5	12.0	24.5	11.0	14.5	48	44.0	28.0	10.0	M8	5.5
45	120	78.8	49	82	30	26	26	11.5	14.5	29.5	14.5	19.5	60	52.0	35.5	15.0	M10	5.5
55	128	86.8	49	82	30	30	30	9.5	17.0	29.5	17.0	19.5	70	57.0	40.0	15.0	M10	5.5
65	138	96.8	49	82	30	30	30	9.5	14.5	29.5	14.5	19.5	90	73.5	55.0	20.0	M10	5.5

1) For Roller Runner Block .H. (High) spacer plate required.

BÖHLER EMK 4 NC – EMK 6 NC – EMK 8 NC

Classifications				
	EN ISO			AWS
BÖHLER EMK 4 NC	14341-A	G 38 3 M 2Si	G 35 2 C 2Si	ER70S-3
BÖHLER EMK 6 NC	14341-A	G 42 4 M21 3Si1	G 42 4 C1 3Si1	ER70S-6
BÖHLER EMK 8 NC	14341-A	G 46 4 M21 4Si1	G 46 4 C1 4Si1	ER70S-6

Typical chemical composition wire (wt %)			
	C	Si	Mn
BÖHLER EMK 4 NC	0,07	0,70	1,20
BÖHLER EMK 6 NC	0,08	0,90	1,45
BÖHLER EMK 8 NC	0,10	1,00	1,70

Mechanical properties, all weld metal (single values typical)						
	Shield gas	Yield strength Rp 0.2 % MPa	Tensile strength Rm MPa	Elongation A5 %	CVN Impact toughness ISO-V K/J 20 °C -40 °C	
BÖHLER EMK 4 NC	M21 / CO ₂	420 (≥ 355)	530	22	70 (≥ 47)	-
BÖHLER EMK 6 NC	M21 / CO ₂	440 (≥ 420)	560 (500-640)	28	-	80 (≥ 47)
BÖHLER EMK 8 NC	M21 / CO ₂	480 (≥ 360)	620 (530-680)	26	-	80 (≥ 47)

Steels to be welded	
EN	ASTM
Steels up to a yield strength of 460 MPa (67 ksi)	
S235JR-S355JR, S235JO-S355JO, S450JO, S235J2-S355J2, S275N-S460N, S275M-S460M, P235GH-P355GH, P275NL1-P460NL1, P215NL, P265NL, P355N, P285NH-P460NH, P195TR1-P265TR1, P195TR2-P265TR2, P195GH-P265GH, L245NB-L415NB, L450QB, L245MB-	A 106 Gr. A, B, C; A 181 Gr. 60, 70; A 283 Gr. A, C; A 285 Gr. A, B, C; A 350 Gr. LF1; A 414 Gr. A, B, C, D, E, F, G; A 501 Gr. B; A 513 Gr. 1018; A 516 Gr. 55, 60, 65, 70; A 573 Gr. 58, 65, 70; A 588 Gr. A, B; A 633 Gr. C, E; A 662 Gr. B; A 711 Gr. 1013; A 841 Gr. A; API 5 L Gr. B, X42, X52, X56, X60, X65

Approvals		Operating data		
		Welding positions	Polarity	Shielding gas
BÖHLER EMK 4 NC	-		DC+	EN ISO 14175: M21, C1
BÖHLER EMK 6 NC	TÜV (19133), DB (42.132.66), CWB, CE			
BÖHLER EMK 8 NC	TÜV (19132), DB (42.132.67), CE			

Spool types		Article numbers			
Wire basket BS300, non coppered		Available diameters:	EMK 4 NC	EMK 6 NC	EMK 8 NC
	Precision layer wound	0.8	-	35812	42515
	Dimensions:	1.0	28693	27100	27460
	Ø 300 mm x 100 mm	1.2	28702	27458	27463
	Filling content: 18 kg	1.6	-	31678	-
BASEdrum		Available diameters:	EMK 4 NC	EMK 6 NC	EMK 8 NC
	Dimensions:	0.8	43647	28669	42199
	Ø x h = 520 mm x 780 mm	1.0	28696	27464	27467
	Filling content: 250 kg	1.2	28703	27465	27469
		1.6	-	31682	42363
ECOdrum		Available diameters:	EMK 4 NC	EMK 6 NC	EMK 8 NC
	Dimensions:	0.8	-	-	-
	Ø x h = 520 mm x 870 mm	1.0	-	45722	45724
	Filling content: 250 kg	1.2	-	45723	45725
		1.6	-	-	-

ΠΡΟΪΟΝ AVIN

Τεχνικά Χαρακτηριστικά

AVIN

HYDROL OILS

Προδιαγραφές: AFNOR NF-E-48603 HM, DIN-51524 part 2, HLP, MIL-L-24459, DENISON HF-2, HF-0, VICKERS M-2950-S, CINCINNATI MIL P-68-69-70, AGMA 250.03

Περιγραφή

Τα HYDROL OILS είναι υδραυλικά λάδια υψηλής ποιότητας για βαριές συνθήκες λειτουργίας. Παρέχουν προστασία κατά της φθοράς και είναι κατάλληλα για χρήση σε σύγχρονα βιομηχανικά υδραυλικά συστήματα υψηλών πιέσεων.

Περιέχουν πρόσθετα κατά της φθοράς και της διάβρωσης, αντιαφριστικά και αντιοξειδωτικά, καθώς και ταπεινωτή του σημείου ροής.

Τα συστατικά είναι προσεκτικά επιλεγμένα και αναμεμιγμένα, ώστε τα **HYDROL OILS** να διευκολύνουν την αποβολή του αέρα και του νερού.

Χαρακτηριστικά Λειτουργίας

- α. Εξαιρετική προστασία από τη φθορά.
- β. Υψηλή αντίσταση στην οξείδωση.
- γ. Καλή προστασία από η σκουριά και τη διάβρωση.
- δ. Αντιαφριστικό.
- ε. Καλός διαχωρισμός από το νερό στα υδραυλικά συστήματα.

Τυπική Χρήση

Τα HYDROL OILS συνιστώνται για χρήση σε βιομηχανικά και ναυτικά υδραυλικά συστήματα, καθώς και σε υδραυλικά κυκλώματα αυτοκινήτων, με γρاناζωτές, πτερυγιοφόρες, ή παλινδρομικές αντλίες. Είναι ιδιαίτερα κατάλληλα για υδραυλικά συστήματα υψηλών πιέσεων, όπου απαιτούνται υδραυλικά υγρά με καλή προστασία κατά της φθοράς. Είναι επίσης κατάλληλα για υδραυλικά κινούμενα μηχανήματα, όπως πρέσες, υδραυλικά συστήματα ελέγχου, υδραυλικούς ανελκυστήρες, εργαλειομηχανές και μηχανήματα ορυχείων.

Τυπικά Χαρακτηριστικά

Βαθμοί ISO (VG)	22	32	46	68	100	150	220	320	460
Ειδικό Βάρος στους 15°C/4°C	0,868	0,877	0,883	0,889	0,890	0,891	0,895	0,898	0,902
Ιξώδες στους 40°C, cst	22	32	46	68	100	150	220	320	460
Ιξώδες στους 100°C, cst	4,4	5,5	6,8	8,7	11,1	14,6	18,8	24	29,1
Δείκτης Ιξώδους	100	98	96	95	95	93	93	92	90
Σημείο Ανάφλεξης (C.O.C.), °C	190	200	220	225	230	240	250	260	270
Σημείο Ροής, °C	-30	-27	-24	-24	-21	-18	-18	-15	-12

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Rexroth Bocsh Group. (2017). *Manual production systems 7.0*.
- [2] Apollo Engineering Design Group. (20128, July 19). Retrieved from <https://www.apolloedge.com/modeling-welds-for-finite-element-analysis-fea/>
- [3] Hicks, J. (1999). Fillet Welds. In J. Hicks, *Welded Joint Design (Third Edition)* (pp. 80-90). doi:<https://doi.org/10.1533/9781855738980.80>
- [4] Fricke, W. Fatigue strength assessment of local stresses in welded joints. In *Fracture and fatigue of welded joints and structures* (pp. 115- 138). Ca
- [5] Fuller, D. Dudley.. Coefficients of friction. Columbia University. <https://web.mit.edu/8.13/8.13c/references-fall/aip/aip-handbook-section2d.pdf>
- [6] Canadian Institute of Steel Construction <https://www.cisc-icca.ca/minimum-size-of-fillet-welds/>
- [7] Leading Engineering Application Providers <https://www.finiteelementanalysis.com.au/featured/an-overview-of-methods-for-modelling-bolts-in-ansys/>
- [8] Παπαδόπουλος, Χ. *Στοιχεία Μηχανών*. Εκδόσεις Τζιόλα.
- [9] Help, Ansys. (n.d.). Ansys Help.
- [10] Manring Noah. Fluid power pumps & motors, Analysis Design & Control