



Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο  
Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών  
Τομέας Μηχανολογικών Κατασκευών και Αυτομάτου Ελέγχου  
Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών

---

Διπλωματική Εργασία

**Ανάλυση και σχεδιασμός πρωτότυπης σερβοϋδραυλικής  
διάταξης κόπωσης οδοντωτών τροχών σε κάμψη ποδός**

**Design and analysis of a novel servo-hydraulic pulsator  
test rig, for gear tooth root fatigue testing**

---

**Σπυρίδων Ι. Παϊπέτης**

Επιβλέπων:

**Βασίλειος Σπιτάς, Αναπληρωτής Καθηγητής**

---

*Αθήνα, Μάρτιος 2022*



## Ευχαριστίες

Η εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας σηματοδοτεί επισήμως το τέλος των προπτυχιακών σπουδών μου, έναν δρόμο γεμάτο νέες γνώσεις και εμπειρίες. Η ολοκλήρωσή της δε θα ήταν εφικτή χωρίς τη διαρκή υποστήριξη της οικογένειάς μου, στην οποία και την αφιερώνω. Επίσης, θέλω να ευχαριστήσω τον καθηγητή Βασίλειο Σπιτά για τη δυνατότητα που μου έδωσε να φέρω σε πέρας αυτό το έργο, καθώς και για την προθυμία του να με συμβουλέψει, καθ'όλα τα έτη των σπουδών μου. Ακόμα, ευχαριστώ τον υποψήφιο διδάκτορα Γεώργιο Βασιλείου για την καταλυτική βοήθεια που μου παρείχε για την πραγματοποίηση αυτής της φιλόδοξης εργασίας. Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους μου τους καθηγητές για το έργο τους αυτά τα χρόνια και κυρίως τον καθηγητή Ιωάννη Αντωνιάδη, την καθηγήτρια Ειρήνη Κορωνάκη και τον επίκουρο καθηγητή Χρήστο Μανόπουλο, για την καθοδήγησή τους.



# Περιεχόμενα

<b>ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ .....</b>	<b>3</b>
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΕΙΚΟΝΩΝ - ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ.....	7
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ - NOMENCLATURE.....	9
<b>ΠΕΡΙΛΗΨΗ .....</b>	<b>10</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>11</b>
<b>1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ .....</b>	<b>12</b>
ΓΕΝΙΚΑ .....	12
ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ.....	14
ΡΟΗ ΤΗΣ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ .....	14
<b>2. ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΔΙΑΤΑΞΗΣ .....</b>	<b>15</b>
ΠΡΩΙΜΑ DESIGNS .....	15
ΤΕΛΙΚΟ DESIGN.....	16
ΓΕΝΙΚΗ ΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΣΗ .....	17
ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΎψΗΣ ΔΥΝΑΜΗΣ.....	18
ΡΥΘΜΙΣΗ ΕΝΕΡΓΟΥ ΜΗΚΟΥΣ .....	19
<b>3. ΟΔΟΝΤΩΤΟΣ ΤΡΟΧΟΣ .....</b>	<b>20</b>
ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	20
ΚΟΠΩΣΗ .....	22
<i>Wöhler</i> .....	22
<i>Soderberg</i> .....	23
ΣΤΑΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΤΡΟΧΟΥ .....	24
<i>Τάση ως συνάρτηση άλλων παραμέτρων.....</i>	<i>27</i>
<i>Στατική προσομοίωση και τελική διαμόρφωση δοκιμίου .....</i>	<i>28</i>
ΥΠΟΔΟΧΕΑΣ ΔΟΚΙΜΙΟΥ .....	30
<b>4. ΣΤΑΤΙΚΕΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΕΙΣ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΩΝ .....</b>	<b>31</b>
HOUSING - SCREW - SCREW SUPPORT .....	31
LC.....	32
LC PLATE .....	32
ΥΔΡΑΥΛΙΚΟ ΈΛΑΙΟ .....	34
SCREWS .....	34
ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΕΛΑΣΤΙΚΟΤΗΤΑ .....	34
<b>5. ΥΔΡΑΥΛΙΚΟ ΚΥΚΛΩΜΑ.....</b>	<b>35</b>
ΑΝΤΛΙΑ .....	36
ΠΑΛΜΟΣ ΠΑΡΟΧΗΣ .....	36
<i>Εξομάλυνση Παλμού Παροχής.....</i>	<i>37</i>
ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗΣ .....	37
VENTING ΑΣΦΑΛΙΣΤΙΚΟ ΣΤΟΙΧΕΙΟ .....	38
<i>Αντεπίστροφη βαλβίδα και Φίλτρο .....</i>	<i>38</i>
ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΕΣ SV – ΑΝΤΙΠΛΗΓΜΑΤΙΚΟΙ .....	39
<i>Βάνα.....</i>	<i>39</i>
ΛΟΙΠΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ.....	39
<i>Μανόμετρα .....</i>	<i>39</i>

Εναλλάκτης θερμότητας .....	39
Δεξαμενή .....	40
ΣΕΡΒΟ ΒΑΛΒΙΔΑ - SV .....	40
Τρόπος λειτουργίας .....	40
Διαθέσιμη .....	41
<b>6. ΥΔΡΑΥΛΙΚΟΣ ΕΠΕΝΕΡΓΗΤΗΣ .....</b>	<b>43</b>
ΈΜΒΟΛΟ .....	44
Στεγάνωση - <i>sealing</i> και οδήγηση - <i>guiding</i> .....	44
Λυγισμός - <i>Buckling</i> .....	46
ΣΥΣΤΗΜΑ ΚΥΛΙΝΔΡΟΥ.....	47
Στατική στεγάνωση .....	47
Στεγάνωση και οδήγηση βάκτρου .....	48
ΤΑΚΟΣ - ΤΟΠΟΘΕΤΗΣΗ SV .....	48
ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΣ ΟΛΩΝ ΤΩΝ ΒΕ.....	50
ΕΠΙΛΟΓΗ BUSHING .....	50
<b>7. ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ &amp; ΈΛΕΓΧΟΣ.....</b>	<b>53</b>
ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΣΤΟΝ ΕΛΕΓΧΟ .....	53
ΕΞΑΓΩΓΗ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ .....	54
Ιδιοσυχνотική ανάλυση .....	54
Μοντέλο τριβής .....	58
ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΤΗΣ SV .....	61
<i>Steady state</i> λειτουργία.....	61
Δυναμική ροής εντός σερβο .....	63
Απόκριση SV.....	63
Μελέτη περίπτωσης - παράδειγμα.....	64
Γενίκευση.....	65
Επαλήθευση επάρκειας μεγεθών σχεδιασμού και ελέγχου .....	68
ΥΛΟΠΟΙΗΣΗ ΕΛΕΓΧΟΥ.....	70
<i>Block Diagram</i> .....	70
PID Ελεγκτής .....	71
Απόκριση σε βηματική είσοδο.....	72
Απόκριση σε ημιτονοειδή είσοδο .....	74
Απόκριση σε είσοδο πραγματικής καταπόνησης .....	75
<b>8. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ .....</b>	<b>78</b>

## Κατάλογος Εικόνων - Διαγραμμάτων

ΕΙΚΟΝΑ 1-1: ΤΥΠΙΚΟ FZG GEAR TEST RIG.....	12
ΕΙΚΟΝΑ 1-2: NASA GEAR TEST RIG.....	13
ΕΙΚΟΝΑ 1-3: TUM PULSATORS, A. HYDRAULIC, B. ELECTROMAGNETIC, C. MECHANICAL RESONANCE .....	13
ΕΙΚΟΝΑ 2-1: ΠΡΩΙΜΑ DESIGNS .....	15
ΕΙΚΟΝΑ 2-2: FINAL DETAILED DESIGN .....	16
ΕΙΚΟΝΑ 2-3: ΔΙΠΛΗ ΤΟΜΗ ΤΗΣ ΔΙΑΤΑΞΗΣ.....	18
ΕΙΚΟΝΑ 2-4: ΣΥΣΤΗΜΑ ΚΟΧΛΙΑ-ΝΤΙΖΑΣ.....	19
ΕΙΚΟΝΑ 3-1: ΟΔΟΝΤΩΤΟΣ ΤΡΟΧΟΣ [17, 25°, 5MM], (ΛΟΓΙΣΜΙΚΟ KISSSOFT).....	20
ΕΙΚΟΝΑ 3-2: ΟΔΟΝΤΩΤΟΣ ΤΡΟΧΟΣ [17, 25°, 5MM].....	21
ΕΙΚΟΝΑ 3-3: TUM ELECTROMAGNETIC PULSATOR .....	21
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 3-1: ΤΥΠΙΚΟ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ WOHLER, ΜΕ R = -1, ΓΙΑ ΧΑΛΥΒΕΣ.....	22
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 3-2: ΠΡΟΦΙΛ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗΣ .....	23
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 3-3: ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ SODERBERG .....	24
ΕΙΚΟΝΑ 3-4: ΤΡΟΧΟΙ Α ΚΑΙ Β (ΣΕ ΙΔΙΑ ΚΛΙΜΑΚΑ).....	25
ΕΙΚΟΝΑ 3-5: ΤΑΣΕΙΣ ΚΑΤΑ VON MISES.....	26
ΕΙΚΟΝΑ 3-6: ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΕΙΣ - DISPLACEMENT.....	26
ΕΙΚΟΝΑ 3-7: ΠΡΩΤΗ ΚΥΡΙΑ ΤΑΣΗ - P1.....	26
ΕΙΚΟΝΑ 3-8: ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΔΥΝΑΜΕΩΝ ΣΕ ΟΔΟΝΤΑ ΚΑΙ ΒΑΚΤΡΟ.....	28
ΕΙΚΟΝΑ 3-9: ΔΟΚΙΜΙΑ ΤΡΟΧΩΝ Α ΚΑΙ Β.....	29
ΕΙΚΟΝΑ 3-10: ΠΡΩΤΗ ΚΥΡΙΑ ΤΑΣΗ ΚΑΝΟΝΙΚΟΥ ΤΡΟΧΟΥ Α VS ΔΟΚΙΜΙΟΥ Α.....	30
ΕΙΚΟΝΑ 3-11: ΤΟΠΟΘΕΤΗΣΗ ΔΟΚΙΜΙΟΥ ΕΝΤΟΣ ΤΟΥ ΥΠΟΔΟΧΕΑ .....	30
ΕΙΚΟΝΑ 4-1: ΤΑΣΕΙΣ ΚΑΤΑ VON MISES.....	31
ΕΙΚΟΝΑ 4-2: ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ - DISPLACEMENT.....	32
ΕΙΚΟΝΑ 4-3: LOAD CELL SENSOTEC MODEL 41 .....	32
ΕΙΚΟΝΑ 4-4: ΤΑΣΕΙΣ ΠΛΑΚΑΣ ΚΑΤΑ VON MISES.....	33
ΕΙΚΟΝΑ 4-5: ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΕΙΣ ΠΛΑΚΑΣ.....	33
ΕΙΚΟΝΑ 4-6: ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΠΕΙΚΟΝΙΣΗ ΣΥΝΔΕΣΜΟΛΟΓΙΑΣ ΕΛΑΣΤΙΚΟΤΗΤΩΝ ΤΩΝ ΕΠΙΜΕΡΟΥΣ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΩΝ.....	34
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 5-1: ΜΟΝΟΓΡΑΜΜΙΚΟ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΤΟΥ ΥΔΡΑΥΛΙΚΟΥ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ.....	35
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 5-2: ΣΥΣΤΗΜΑ ΚΙΝΗΤΗΡΑ - ΑΝΤΛΙΑΣ - ΔΕΞΑΜΕΝΗΣ.....	36
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 5-3: ΠΑΛΜΟΣ ΠΑΡΟΧΗΣ ΣΤΟΝ ΧΡΟΝΟ .....	37
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 5-4: ΣΥΣΤΗΜΑ ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗ ΚΑΙ ΕΥΚΑΜΠΤΟΣ ΣΩΛΗΝΑΣ.....	37
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 5-5: ΣΥΣΣΩΡΕΥΤΗΣ .....	38
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 5-6: VENTING ΑΝΑΚΟΥΦΙΣΤΙΚΗ ΒΑΛΒΙΔΑ .....	38
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 5-7: ΦΙΛΤΡΟ ΜΕ CONTAMINATION INDICATOR ΚΑΙ ΑΝΤΕΠΙΣΤΡΟΦΗ ΒΑΛΒΙΔΑ .....	39
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 5-8: ΣΥΣΤΗΜΑ ΒΑΝΑΣ - FLOW REGULATOR - ACCUMULATOR.....	39
ΕΙΚΟΝΑ 5-1: DCV 4-LAND, 4-PORT, (Α) ΔΙΑΤΑΞΗ (Β) ΣΥΜΒΟΛΙΚΗ ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ.....	40
ΕΙΚΟΝΑ 5-2: SV 4WS2EE 10-40/20B2ET140Z8EM, MANNESMANN REXROTH.....	41
ΕΙΚΟΝΑ 5-3: ΤΡΟΠΟΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ 2-STAGE SV .....	42
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 5-9: ΣΥΜΒΟΛΙΚΗ ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΤΗΣ ΔΙΑΘΕΣΙΜΗΣ SV .....	42
ΕΙΚΟΝΑ 6-1: ΣΥΝΟΛΙΚΟ ΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΜΑ ΤΟΥ ΗΑ.....	43
ΕΙΚΟΝΑ 6-2: ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ ΔΙΠΛΟΥ ΒΑΚΤΡΟΥ ΜΕ ΔΑΚΤΥΛΙΟΥΣ ΣΤΕΓΑΝΩΣΗΣ ΚΑΙ ΟΔΗΓΗΣΗΣ .....	44
ΕΙΚΟΝΑ 6-3: ΣΤΕΓΑΝΩΤΙΚΟΣ ΔΑΚΤΥΛΙΟΣ PGP200600 ΚΑΙ ΟΔΗΓΗΤΙΚΟΣ ΔΑΚΤΥΛΙΟΣ GP6500600 .....	45
ΕΙΚΟΝΑ 6-4: ΤΟΜΗ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ.....	45
ΕΙΚΟΝΑ 6-5: FEA ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ ΣΕ ΛΥΓΙΣΜΟ .....	46
ΕΙΚΟΝΑ 6-6: ΤΟΜΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΚΥΛΙΝΔΡΟΥ ΜΕ ΤΟΥΣ ΣΤΕΓΑΝΩΤΙΚΟΥΣ ΚΑΙ ΟΔΗΓΗΤΙΚΟΥΣ ΔΑΚΤΥΛΙΟΥΣ .....	47
ΕΙΚΟΝΑ 6-7: BACK-UP RING BV2700600 ΤΗΣ TRELLEBORG.....	47
ΕΙΚΟΝΑ 6-8: ΣΤΕΓΑΝΩΤΙΚΟΣ ΔΑΚΤΥΛΙΟΣ REL200300 ΚΑΙ ΟΔΗΓΗΤΙΚΟΣ ΔΑΚΤΥΛΙΟΣ GR6500300 .....	48
ΕΙΚΟΝΑ 6-9: ΛΕΠΤΟΜΕΡΗΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΤΟΥ ΤΑΚΟΥ ΚΑΙ ΜΟΤΙΒΟ ΟΠΩΝ SV.....	49
ΕΙΚΟΝΑ 6-10: ΤΟΜΗ HYDRAULIC FITTING ΚΑΙ ΟΠΕΣ SV ΜΕ O-RINGS .....	49
ΕΙΚΟΝΑ 6-11: BUSHING PCM 505540 .....	50
ΕΙΚΟΝΑ 6-12: FEA ΣΤΟ BUSHING 505540 .....	51

ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 6-1: ΕΠΙΤΡΕΠΟΜΕΝΟ ΕΙΔΙΚΟ ΦΟΡΤΙΟ ΔΕΔΟΜΕΝΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ (ΠΗΓΗ SKF).....	51
ΕΙΚΟΝΑ 6-13: ΕΠΙΤΡΕΠΟΜΕΝΟ ΕΙΔΙΚΟ ΦΟΡΤΙΟ ΔΕΔΟΜΕΝΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ (ΠΗΓΗ SKF) .....	51
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 6-2: ΕΠΙΤΡΕΠΟΜΕΝΟ ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ ΜΕ ΔΕΔΟΜΕΝΟ ΕΙΔΙΚΟ ΦΟΡΤΙΟ (ΠΗΓΗ SKF) .....	52
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-1: ΤΥΠΙΚΟ ΔΟΜΙΚΟ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΕΛΕΓΧΟΥ SV .....	53
ΕΙΚΟΝΑ 7-1: ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ ΗΑ ΔΙΠΛΟΥ ΒΑΚΤΡΟΥ ΜΕ ΕΛΕΓΧΟ ΔΥΝΑΜΗΣ .....	53
ΕΙΚΟΝΑ 7-2: ΜΟΔΕ ΝΟ.1, FREQUENCY: 173.61 HZ .....	54
ΕΙΚΟΝΑ 7-3: ΜΟΔΕ ΝΟ.3, FREQUENCY: 499.03 HZ .....	55
ΕΙΚΟΝΑ 7-4: ΜΟΔΕ ΝΟ.5, FREQUENCY: 920.58 HZ .....	55
ΕΙΚΟΝΑ 7-5: ΜΟΔΕ ΝΟ.2, FREQUENCY: 184.63 HZ .....	55
ΕΙΚΟΝΑ 7-6: ΜΟΔΕ ΝΟ.4, FREQUENCY: 888.57 HZ .....	56
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-2: BODE SINGLE DOF.....	57
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-3: ΚΑΜΠΥΛΗ STRIBECK .....	58
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-4: Α) ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΗ ΕΚΔΟΧΗ ΤΗΣ STRIBECK CURVE, Β) ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΤΗΣ ΤΡΙΒΗΣ ΠΟΥ ΤΕΛΙΚΑ ΘΑ ΕΙΣΑΧΘΕΙ ΣΤΗΝ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ.....	59
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-5: ΠΟΙΟΤΙΚΗ ΜΕΤΑΚΙΝΗΣΗ ΠΟΛΩΝ ΣΤΟ ΜΙΓΑΔΙΚΟ ΕΠΙΠΕΔΟ.....	60
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-6: ΔΟΜΙΚΟ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ - ΣΥΝΔΕΣΜΟΛΟΓΙΑ ΤΡΙΒΗΣ / ΕΛΑΣΤΙΚΟΤΗΤΑΣ .....	60
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-7: ΔΟΜΙΚΟ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΜΕ ΤΟ ΠΛΗΡΕΣ ΜΟΝΤΕΛΟ ΤΡΙΒΗΣ.....	61
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-8: (Α) ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ QN - PV , (Β) ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΔΙΑΚΙΝΟΥΜΕΝΗΣ ΠΑΡΟΧΗΣ QN% - IS% .....	61
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-9: ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΔΙΑΚΙΝΟΥΜΕΝΗΣ ΠΑΡΟΧΗΣ - ΘΕΣΗ SPOOL.....	62
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-10: ΑΠΟΚΡΙΣΗ SPOOL.....	63
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-11: BODE ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ IS ΚΑΙ PS .....	64
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-12: BODE ΠΡΩΤΟΤΑΞΙΑΣ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗΣ ΤΗΣ TF ΤΗΣ SV .....	65
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-13: ΠΑΡΕΜΒΟΛΗ ΧΡΟΝΟΥ ΑΠΟΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ ΚΑΙ ΑΠΟΚΡΙΣΗ SPOOL.....	66
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-14: BODE ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΑ ΕΠΙΛΕΓΜΕΝΑ IS ΚΑΙ PS .....	67
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-15: BODE ΤΟΥ ΠΡΩΤΟΤΑΞΙΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΓΙΑ ΤΑ ΕΠΙΛΕΓΜΕΝΑ IS ΚΑΙ PS .....	67
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-16: ΔΟΜΙΚΟ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΕΠΙΛΥΣΗΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ (7-6) .....	69
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-17 (Α) Q(T) ΚΑΙ (Β) F(T) .....	69
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-18: ΔΟΜΙΚΟ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΕΛΕΓΧΟΥ ΤΗΣ ΔΙΑΤΑΞΗΣ .....	70
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-19: ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΤΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΤΟΥ ΚΥΛΙΝΔΡΟΥ ΓΙΑ ΒΗΜΑΤΙΚΗ ΕΙΣΟΔΟ, ΓΙΑ ΔΙΑΦΟΡΕΣ ΤΙΜΕΣ IS .....	72
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-20: ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΤΗΣ ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΗΣ ΔΥΝΑΜΗΣ ΓΙΑ ΒΗΜΑΤΙΚΗ ΕΙΣΟΔΟ, ΓΙΑ ΔΙΑΦΟΡΕΣ ΤΙΜΕΣ IS .....	72
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-21: ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΣΗΜΑΤΟΣ ΕΙΣΟΔΟΥ IS , ΜΕ ΚΑΙ ΧΩΡΙΣ ΤΡΙΒΗ, ΓΙΑ ΒΗΜΑΤΙΚΗ ΕΙΣΟΔΟ .....	73
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-22 ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΗΣ ΔΥΝΑΜΗΣ ΓΙΑ ΗΜΙΤΟΝΟΕΙΔΗ ΕΙΣΟΔΟ.....	74
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-23 ΜΕΓΕΘΥΝΣΗ ΤΗΣ ΠΡΩΤΗΣ ΚΟΡΥΦΗΣ ΤΟΥ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΟΣ 7-23 .....	74
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-24: ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΣΗΜΑΤΟΣ ΕΙΣΟΔΟΥ IS, ΜΕ ΚΑΙ ΧΩΡΙΣ ΤΡΙΒΗ, ΓΙΑ ΗΜΙΤΟΝΟΕΙΔΗ ΕΙΣΟΔΟ .....	75
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-25: ΜΕΓΙΣΤΗ ΠΡΩΤΗ ΚΥΡΙΑ ΤΑΣΗ ΠΟΔΟΣ, ΚΑΤΑ ΤΙΣ ΦΑΣΕΙΣ 2,3,4 .....	76
ΕΙΚΟΝΑ 7-7: ΟΙ ΤΕΣΣΕΡΙΣ ΦΑΣΕΙΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΟΔΟΝΤΑ.....	76
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7-26: ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΗΣ ΔΥΝΑΜΗΣ ΣΕ ΡΕΑΛΙΣΤΙΚΗ ΕΙΣΟΔΟ.....	77



## **Κατάλογος Συμβόλων - Nomenclature**

*BE: Βαθμός Ελευθερίας*

*DCV: Directional Control Valve*

*DoF: Degree of Freedom*

*FEA: Finite Element Analysis*

*FZG: Forschungsstelle für Zahnrad und Getriebebau*

*HA: Hydraulic Actuator, Υδραυλικός Επενεργητής*

*LC: Load Cell*

*Wire EDM: Wire-Cut Electrical Discharge Machining*

*SV: Servo-valve*

*TM: Torque Motor*

## Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματεύεται τον σχεδιασμό μιας πρωτότυπης σερβουδραυλικής διάταξης, ενός βαθμού ελευθερίας, που ασκεί επαναλαμβανόμενη φόρτιση ακριβείας με σκοπό την δοκιμή σε κόπωση του πόδα του ευθύγραμμου οδόντα ενός μετωπικού οδοντωτού τροχού. Η ακρίβεια επιτυγχάνεται μέσω κλειστού συστήματος Αυτόματου Ελέγχου (Closed-Loop Control System).

Οι καινοτομίες αυτής της διάταξης σε σχέση με τις υπάρχουσες είναι δύο:

Αφενός η ελαχιστοποίηση του κόστους κατασκευής και συναρμολόγησης, χωρίς συμβιβασμό στην ακρίβεια της δοκιμής, μέσω της χρήσης μονολιθικών στοιχείων και προσιτών εξαρτημάτων του εμπορίου ή προϋπαρχόντων στο Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών του ΕΜΠ.

Αφετέρου, η δυνατότητα ελέγχου οδόντων με ευρύ φάσμα χαρακτηριστικών, που επιτυγχάνεται μέσω της απεμπλοκής της έννοιας του δοκιμίου από τον συμβατικό οδοντωτό τροχό. Ειδικότερα, ως δοκίμια σε αυτή τη διάταξη, χρησιμοποιούνται πλακίδια συγκεκριμένων διαστάσεων, από τα οποία διαμορφώνεται, με CNC, η γεωμετρία του οδόντα του εκάστοτε τροχού υπό έλεγχο, και όχι αυτός καθ'αυτός ο οδοντωτός τροχός. Κατά αυτήν την έννοια η τράπεζα δοκιμής που αναπτύσσεται εδώ, διαφέρει από τις υπάρχουσες διατάξεις, οι οποίες απαιτούν την χρήση μιάς σειράς πρόσθετων και ακριβών εξαρτημάτων, προκειμένου να διαχειριστούν ένα αντίστοιχο σε εύρος φάσμα δοκιμαζόμενων οδοντωτών τροχών.

Στα ακόλουθα κεφάλαια, θα αναλυθεί ο συλλογισμός του σχεδιασμού της διάταξης, η δυναμική μοντελοποίησή της και η υλοποίηση του Αυτόματου Ελέγχου.

## **Abstract**

The purpose of the present diploma thesis is the development of a novel servo-hydraulic fatigue test rig, to be used mainly for spur gear tooth root fatigue testing. The outcome is the detailed design of a one DoF device that applies a high-frequency, highly accurate load, via a servo-valve, operated by a closed-loop control system.

The novelties of this setup are two:

- (a) it consists of inexpensively manufactured parts and standardized components that are easily accessible in the market, a fact that reduces the complexity and production cost,
- (b) it implements an innovative approach to gear tooth root fatigue testing, where the testing subject is no longer a complete gear, but a CNC-machined plate, in a shape that includes the actual gear tooth's geometry. This concept allows for the test apparatus to be greatly flexible concerning the specifications of the testing subject.

In the following chapters, the designed rig parts, as well as other proprietary components, will be presented and analyzed in a series of simulations, regarding their structural integrity. Finally, the development of the controller of the servo-hydraulic model will take place.

# 1. Εισαγωγή

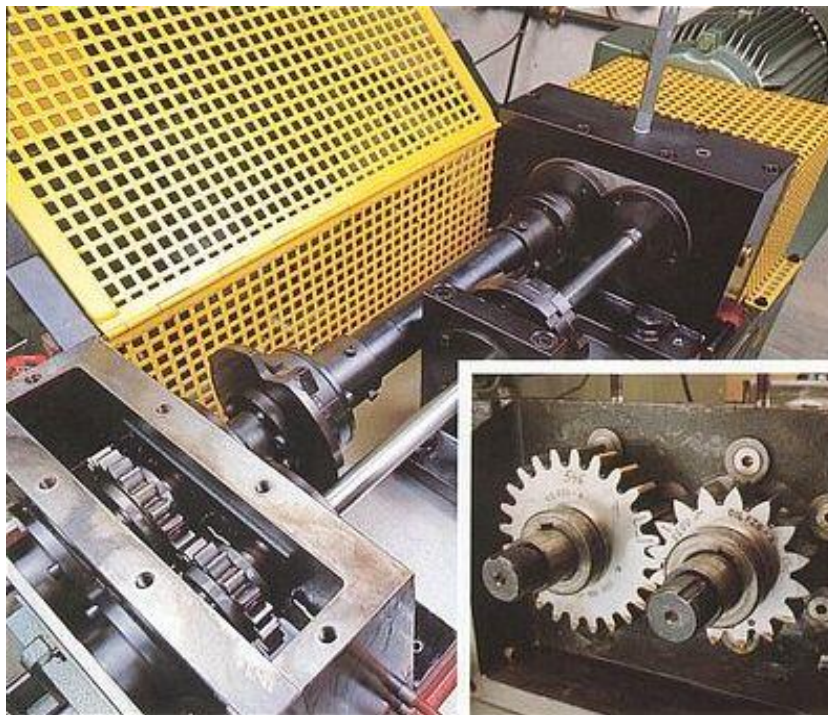
## Γενικά

Ανάμεσα στις τεχνολογίες μετάδοσης κίνησης, οι οδοντωτοί τροχοί αποτελούν μία από τις πιο παλαιές και ίσως την πιο διαδεδομένη μέθοδο σε κάθε βιομηχανικό κλάδο και μηχανολογικό σύστημα, καθώς την χαρακτηρίζει υψηλή συγκέντρωση ισχύος, ελάχιστη υστέρηση, άρα και υψηλός βαθμός απόδοσης.

Ιστορικά, παράλληλα με την τεχνολογία των οδοντωτών τροχών, αναπτύχθηκε και η αντίστοιχη του περιφερειακού εξοπλισμού. Ιδιαίτερη σημασία έχουν οι διατάξεις δοκιμών και δη οι μηχανές κόπωσης δοκιμών, καθώς δύνανται να προσομοιώνουν την επαναλαμβανόμενη καταπόνηση που δέχονται οι οδόντες κατά την πραγματική τους λειτουργία.

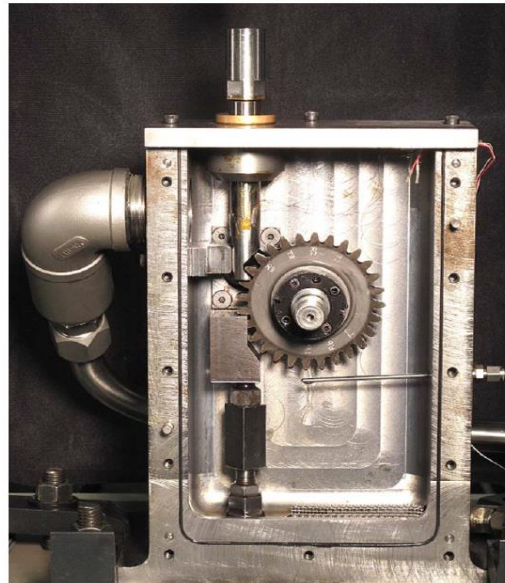
Ακολούθως, παρατίθενται ορισμένες υπάρχουσες διατάξεις αυτού του τύπου μηχανής.

- **FZG Gear Test Rig** Τυπικό FZG Gear Test Rig



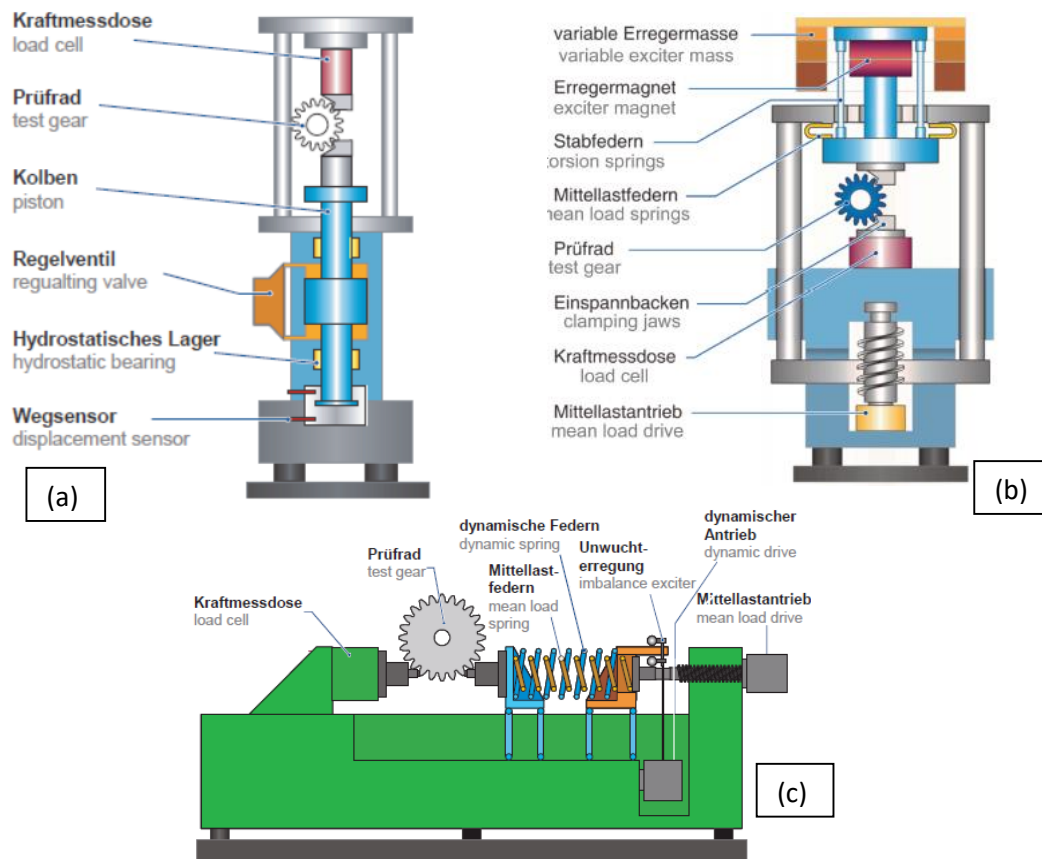
Εικόνα 1-1: Τυπικό FZG Gear Test Rig

- NASA Gear Test Rig [1]



Εικόνα 1-2: NASA Gear Test Rig

- TUM Pulsator (Hydraulic or Electromagnetic)



Εικόνα 1-3: TUM Pulsators, a. Hydraulic, b. Electromagnetic, c. Mechanical Resonance

Η μελέτη γύρω από την τεχνολογία των οδοντωτών τροχών, αν και ιδιαίτερα εκτενής, δεν παύει να εξελίσσεται. Οι ερευνητικές τάσεις κινούνται γύρω από τη γένεση ειδικών γεωμετριών κατατομής για εφαρμογές προδιαγραφών υψηλής ακριβείας και ειδικής ισχύος, από εναλλακτικά υλικά που ενδέχεται να χρησιμοποιηθούν, αλλά και από τους τρόπους δημιουργίας αυτών των προϊόντων. Ωστόσο, η πρόοδος στην έρευνα έχει δημιουργήσει την ανάγκη ανανέωσης και των γνωρισμάτων των διατάξεων κόπωσης, όπως και του περιφερειακού εξοπλισμού γενικότερα. Επομένως, προτείνεται η ακόλουθη προσέγγιση τύπου hydraulic pulsator, που προσφέρει ποικίλα πλεονεκτήματα.

Αρχικά, ο σχεδιασμός της περιλαμβάνει τυποποιημένα εξαρτήματα εμπορίου και μονολιθικά στοιχεία που ελαττώνουν σημαντικά το κόστος παραγωγής και συναρμολόγησης. Επιπλέον, εισάγοντας ως δοκίμιο, ένα πλακίδιο συγκεκριμένων εξωτερικών διαστάσεων, κατεργασμένο ώστε να περιλαμβάνει την ακριβή γεωμετρία του επιθυμητού υπό εξέταση οδόντα, επιτυγχάνεται μεγάλη ακρίβεια και επαναληψιμότητα στην επιβολή του φορτίου κατά το πείραμα. Ταυτόχρονα, αυτή η λογική παρέχει μεγάλη ευελιξία ως προς τα χαρακτηριστικά του οδοντωτού τροχού που ζητείται να δοκιμαστεί.

## Προδιαγραφές

Οι επιθυμητές προδιαγραφές της διάταξης περιλαμβάνουν μεταξύ άλλων που θα φανούν στην πορεία:

- Υψίσυχη λειτουργία στο εύρος 10 - 50 Hz, με συχνότητα σχεδίασης τα 40 Hz.
- Κλάσμα (12 kN) της οριακής μέγιστης δύναμης των 30 kN να μπορεί να επιβληθεί στη συχνότητα σχεδιασμού.
- Μεγάλο εύρος χαρακτηριστικών οδόντων που μπορεί να διαχειριστεί: module οδόντων στο διάστημα (2mm,12mm).
- Μικρές διαστάσεις του περιβάλλοντος όγκου της διάταξης 1x1x1m.
- Υψηλή ακρίβεια άσκησης της δύναμης, και επαναληψιμότητα, καθώς και πλήρως ελεγχόμενη επαφή με συγκεκριμένο σημείο της κατατομής του υπό εξέταση οδόντα.

## Ροή της Διπλωματικής Εργασίας

Στην **Ενότητα 2**, θα παρουσιαστεί το κατασκευαστικό μέρος της τελικής μηχανής, προκειμένου να αντιληφθεί ο αναγνώστης τη δομή και τις αρχές λειτουργίας που τη διέπουν. Οι ενότητες που έπονται της πρώτης, έχουν σκοπό να ξεδιπλώσουν το συλλογισμό του σχεδιασμού της διάταξης που παρουσιάστηκε και να αιτιολογήσουν τυχόν παραδοχές που ελήφθησαν υπόψη.

Στην **Ενότητα 3**, πραγματοποιείται γεωμετρική ανάλυση και ανάλυση καταπόνησης του οδόντα, ύστερα από την επιλογή του υλικού και των χαρακτηριστικών του. Επίσης, γίνεται λεπτομερής περιγραφή της φύσης του φαινομένου της κόπωσης με εφαρμογή στους οδόντες και εξάγεται η προδιαγραφή της παραγόμενης δύναμης της διάταξης.

Στη συνέχεια, στην **Ενότητα 4**, επαληθεύεται η αξιοπιστία των συνιστωσών της διάταξης, δεδομένης της δύναμης που υπολογίστηκε στην περασμένη ενότητα. Επιπλέον, εκτιμάται η συνολική δυσκαμψία της διάταξης, καθώς θα χρειαστεί μετέπειτα.

Στην **Ενότητα 5**, αναπτύσσεται και εξηγείται το μονογραμμικό διάγραμμα του υδραυλικού κυκλώματος που τροφοδοτεί τη διάταξη.

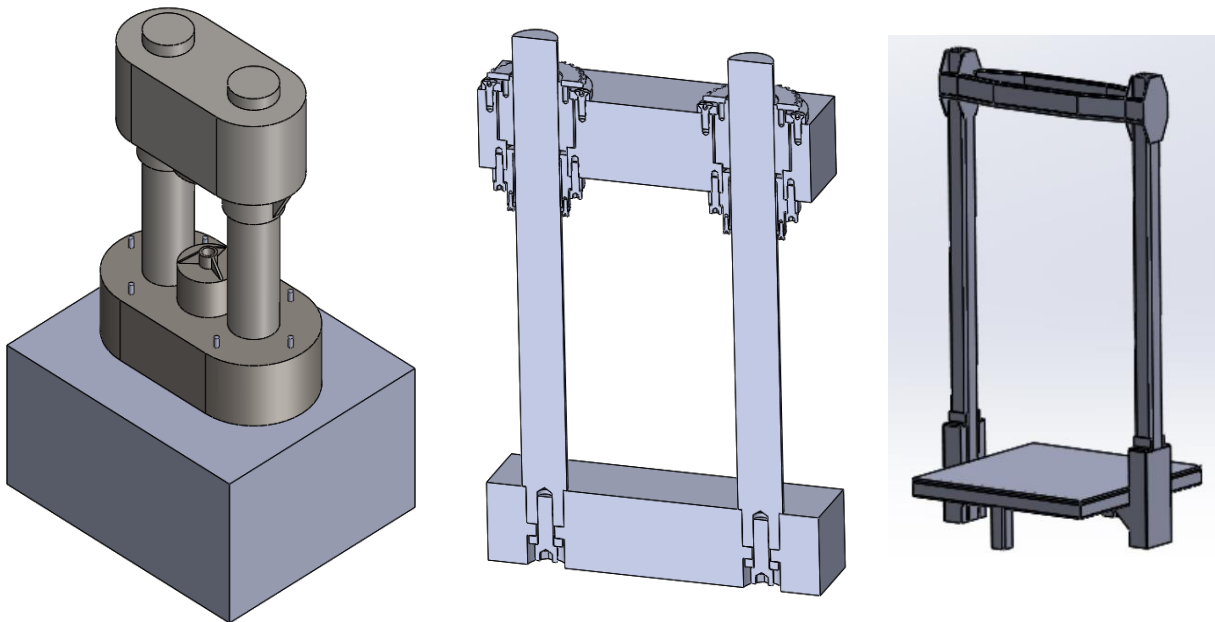
Σειρά έχει ο σχεδιασμός του γραμμικού υδραυλικού επενεργητή, στην **Ενότητα 6**, με τον οποίο ολοκληρώνεται η σχεδιαστική διαδικασία.

Τέλος, στην **Ενότητα 7**, πραγματοποιείται η μαθηματική μοντελοποίηση του φυσικού συστήματος, που περιλαμβάνει τη δυναμική ανάλυση της κατασκευής, την εκτίμηση του φαινομένου της τριβής και τη μελέτη της δυναμικής της SV. Ακόμα, υλοποιείται ο έλεγχος του μοντέλου που δημιουργήθηκε και παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης της τελικής λειτουργίας της διάταξης.

## 2. Παρουσίαση διάταξης

### Πρώιμα designs

Για λόγους πληρότητας, παρατίθεται η αρχική προσέγγιση του θέματος με ορισμένες διατάξεις που εξετάστηκαν, βασιζόμενες στο πρότυπο της διπλής κολώνας (double column design), καθώς επίσης και μία υπάρχουσα που αποτυπώθηκε και εξετάστηκε.



Εικόνα 2-1: Πρώιμα designs

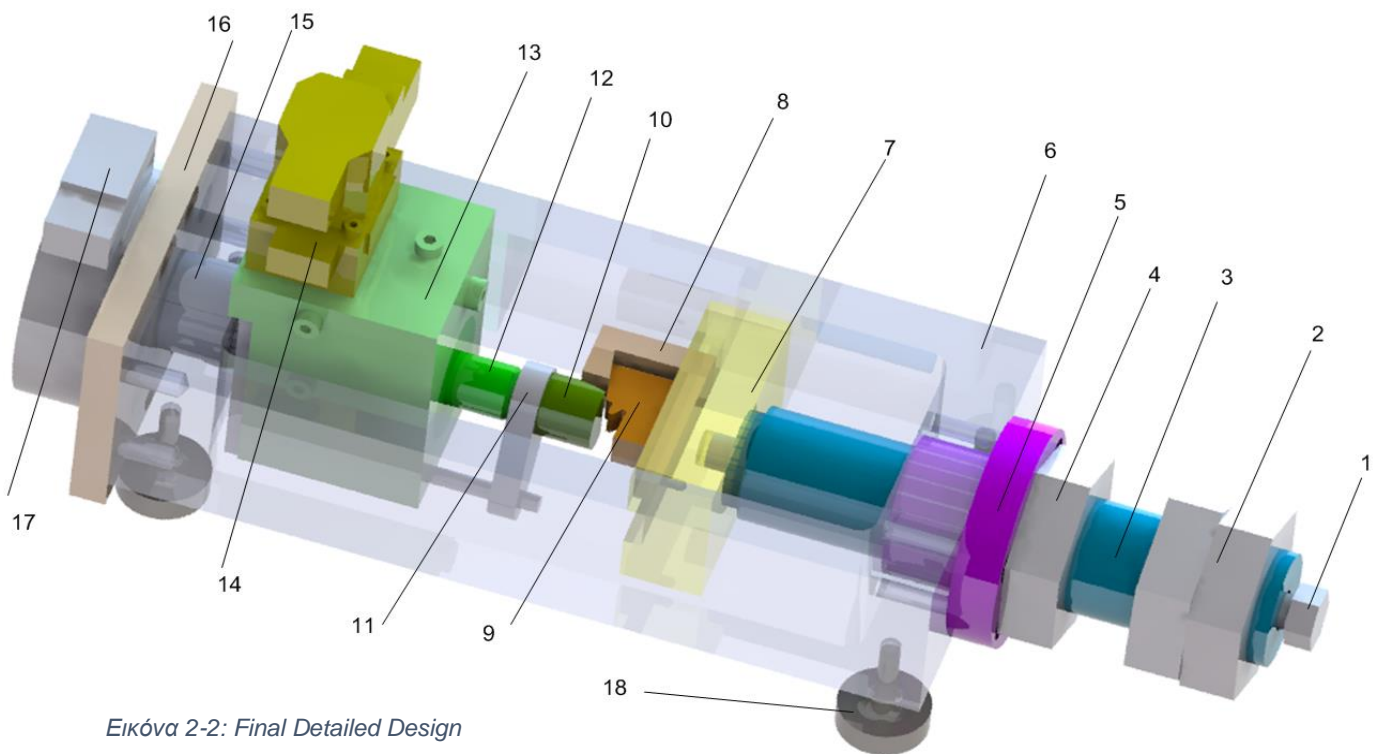
## Τελικό Design

Το τελικό design, αν και παρεμφερές με τα προηγούμενα, διαφέρει σημαντικά από αυτά και χαρακτηρίζεται από ορισμένα σημαντικά πλεονεκτήματα σε σχέση με την συγκεκριμένη εφαρμογή σε κόπωση γραναζιών.

Το design διπλής κολώνας έχει διατηρηθεί ως πρότυπο, μόνο που στον τρέχοντα σχεδιασμό είναι μονολιθικό. Συγκεκριμένα, κατασκευάζεται από συμπαγή καλουπόπλακα διαστάσεων 446x196x96mm, από την οποία αφαιρείται ο εσωτερικός όγκος (ξεκούφωμα - π.χ. με ηλεκτροδιάβρωση Wire EDM), ο οποίος μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή άλλων εξαρτημάτων ή για εφαρμογές απαιτητικές ως προς την ποιότητα επιφανείας. Η μονολιθική προσέγγιση αποδεσμεύει το σκελετό από την διαδικασία της ένωσης επιμέρους τεμαχίων που τον απαρτίζουν, άρα εξασφαλίζει και μειωμένο κόστος.

Επίσης, οι διαστάσεις της κατασκευής για μία υψίσυχη διαδικασία όπως αυτή της κόπωσης, οφείλουν να είναι μικρές, όπως θα φανεί σε επόμενη ενότητα, πράγμα που ενισχύει αυτήν την ιδέα συγκριτικά με άλλες.

Η διάταξη φαίνεται στο παρακάτω σχήμα και η δομή της περιγράφεται συνοπτικά στη συνέχεια. Περισσότερες πληροφορίες για τα επιμέρους στοιχεία θα ακολουθήσουν σε επόμενα κεφάλαια.



Εικόνα 2-2: Final Detailed Design

1. Ντίζα, για σύσφιξη του (7) στο (3)
2. Κόντρα παξιμάδια, που λειτουργούν ως λαβή για ευκολότερη περιστροφή/μετακίνηση του (3)
3. Κοχλίας M64 (screw) ρύθμισης του ενεργού μήκους της διάταξης
4. Κόντρα παξιμάδι για ακινητοποίηση του κοχλία σε ορισμένη επιθυμητή θέση
5. Στήριξη του κοχλία, με εσωτερικό σπείρωμα



6. Το πλαίσιο (housing) της διάταξης. Είναι η βάση επί της οποίας τα υπόλοιπα εξαρτήματα και υποσυστήματα θα εγκατασταθούν. Παρέχει δηλαδή στήριξη και παραλαμβάνει όλες τις αναπτυσσόμενες δυνάμεις. Είναι ο σκελετός που προκύπτει από το ξεκούφωμα της καλουπόπλακας.
7. Οδηγούμενο τεμάχιο, επί του οποίου προσδένεται ο (8). Παραλαμβάνει τη δύναμη κατά το πείραμα και τη μεταφέρει στο (3)
8. Υποδοχέας του δοκίμιου (9)
9. Το προς εξέταση δοκίμιο
10. Το εργαλείο, ειδικά διαμορφωμένο εξάρτημα, που προσδένεται στην απόληξη του βάκτρου (12) και μεταφέρει τη δύναμη στο δοκίμιο, με το οποίο έρχεται σε επαφή
11. Στροφικά περιοριστικός μηχανισμός για το σύστημα εμβόλου - βάκτρου (12) ως προς τον κύλινδρο
12. Το ένα εκ των δύο βάκτρων του εμβόλου
13. Κυβική κατασκευή - Τάκος που περιβάλλει τον υδραυλικό κύλινδρο
14. Servo valve (SV)
15. Γραμμικός οδηγός (bushing) εμπορίου, εντός οπής του πλαισίου. Το bushing χρησιμοποιείται για τη στήριξη της προέκτασης του καπακιού του κυλίνδρου (hydraulic head)
16. Πλάκα βιδωμένη στο housing (LC plate), επί της οποίας προσδένεται το (17)
17. Load cell (LC) - SENSOTEC Model 41 (7500 lbs / 34 kN), μετρητής δύναμης (αποτελεί τον αισθητήρα ανάδρασης ελέγχου)
18. Πόδια x 4 - στατικές στηρίξεις της διάταξης

## Γενική συναρμολόγηση

Η ακολουθία της συναρμολόγησης έχει ως εξής:

Αρχικά, έχοντας φέρει το housing (6) στην επιθυμητή μορφή, διέρχεται η στήριξη του κοχλίου (5) από την κατάλληλη οπή και σταθεροποιείται βιδώνοντας τέσσερις κοχλίες M10.

Σειρά έχει ο κοχλίας, στον οποίο δένονται τρία παξιμάδια. Τα δύο θα χρησιμοποιηθούν ως κόντρα μεταξύ τους (2) για να δώσουν σταθερό κράτημα και μοχλό, ώστε να μπορεί με ευκολία να περαστεί ο κοχλίας στη στήριξή του και να ρυθμίζεται η θέση του, ενώ το τρίτο (4) για το “κλειδώμα” αυτής όταν αυτό είναι επιθυμητό.

Έπειτα, διέρχεται η ντίζα (1), από την εσωτερική, λεία οπή του κοχλίου και δένεται στο οδηγούμενο τεμάχιο πρόσδεσης (7).

Στην άλλη πλευρά, τοποθετείται το bushing (15) εντός της αντίστοιχης οπής του housing και με τη σειρά του το, ήδη συναρμολογημένο, υδραυλικό σύστημα διέρχεται εντός του bushing.

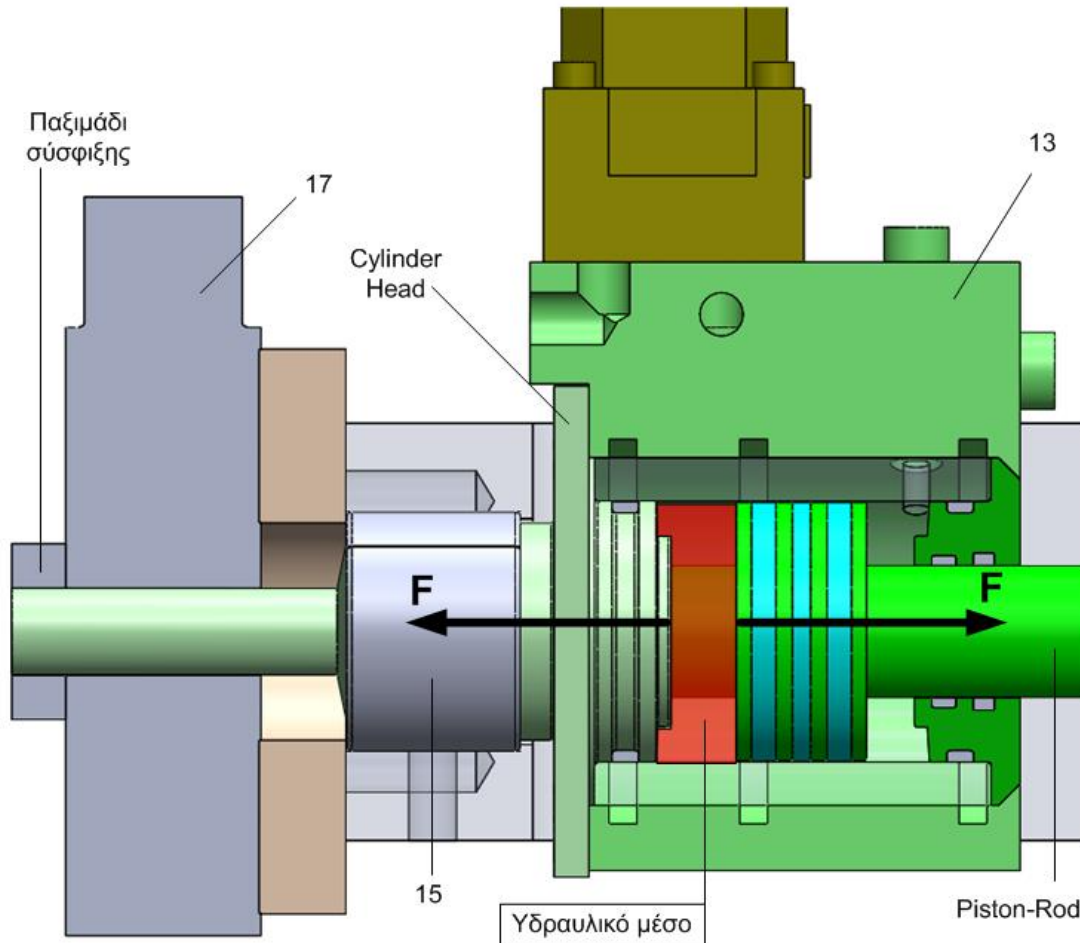
Ξεχωριστά, βιδώνεται το LC στην αρμόδια πλάκα και στη συνέχεια το σύστημα αυτό, στο σπείρωμα της απόληξης του cylinder head.

Με το πέρας της διαδικασίας αυτής, το σύστημα [LC, LC plate, HA] μετακινείται αξονικά, έως ότου το LC plate εφαρμόσει στο housing, όπου και θα βιδωθεί με τέσσερις κοχλίες M16, όπως διακρίνονται στην Εικόνα 2-2. Έτσι, καταλήγει να είναι πλήρως περιορισμένο αξονικά και το bushing, ενώ περιορίζεται περιστροφικά και ο HA με την χρήση του παξιμαδιού σύσφιξης. Εναλλακτικά, ο στροφικός περιορισμός του κυλίνδρου θα μπορούσε να γίνει με τη λογική του οδηγούμενου τεμαχίου (7), δηλαδή να υπάρχουν στελέχη που θα δημιουργούν κόντρα στα εσωτερικά τοιχώματα του housing.

## Αρχή λειτουργίας Ίσης Δύναμης

Το μειονέκτημα του, κατά τα άλλα, βολικού μονολιθικού housing είναι η δυσκολία στην τοποθέτηση του υδραυλικού επενεργητή και του LC με τρόπο που να μετράται η πραγματική δύναμη που επιβάλλεται στο δοκίμιο.

Τη λύση στο πρόβλημα αυτό, έρχεται να προσφέρει ο εξής σχεδιασμός:



Εικόνα 2-3: Διπλή τομή της διάταξης

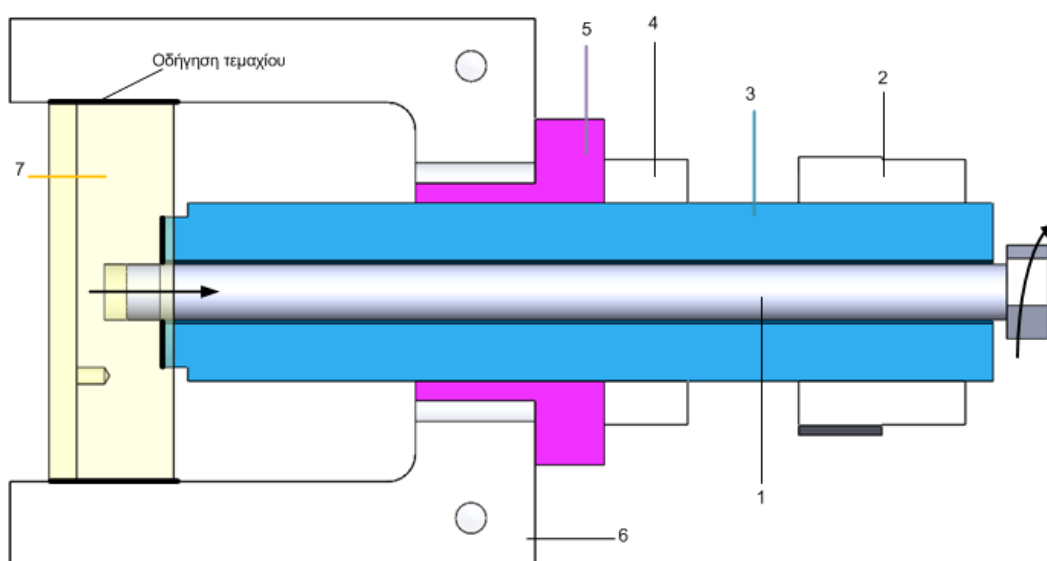
Η αρχή που τον διέπει είναι ότι το εργαζόμενο μέσο υψηλής πίεσης ασκεί ίση δύναμη ταυτόχρονα στο έμβολο και στον υδραυλικό κύλινδρο (cylinder head). Επομένως, προφανής τρόπος να αξιοποιηθεί αυτή η παρατήρηση είναι να οδηγηθεί η μεν δύναμη του Cylinder Head, στην αξονική του στήριξη, δηλαδή στο LC, ενώ η δε του εμβόλου, στον υπό εξέταση οδόντα. Έτσι, επιτυγχάνεται η ακριβής μέτρηση του φορτίου που πραγματικά δέχεται το δοκίμιο.

## Ρύθμιση Ενεργού Μήκους

Αναγκαία για την λειτουργία της διάταξης είναι και η ρύθμιση του ενεργού μήκους δράσης, δηλαδή της απόστασης του εργαλείου από το δοκίμιο.

Λύση σε αυτό έρχεται να δώσει ο συνδυασμός του συστήματος του κοχλία και του Υδραυλικού Επενεργητή (Hydraulic Actuator - HA). Συγκεκριμένα, η ιδέα είναι ο κοχλίας να αναλαμβάνει τη “χονδρική” ρύθμιση, λόγω της μεγάλης απόστασης που μπορεί να καλύψει και της χαμηλής του ακρίβειας, ενώ ο HA να φέρει σε πέρας την τελική μικρορύθμιση ακριβείας.

Θα μπορούσε να επαφίεται πλήρως στον HA όλη η ρύθμιση της απόστασης, τοποθετώντας στη μία πλευρά του housing τον HA και στην άλλη το LC σε σειρά με στέλεχος υποδοχής του δοκιμίου. Αυτό όμως θα ήταν προβληματικό διότι η μεγαλύτερη διαδρομή (stroke) του εμβόλου, συγκριτικά με το μέγιστο των 30mm στον παρόντα σχεδιασμό, θα ελάττωνε σημαντικά ιδιοσυχνότητες στο σύνολο διάταξης, αφού το υδραυλικό εργαζόμενο μέσο είναι το πλέον ενδοτικό στοιχείο της διάταξης, έχοντας δύο τάξεις μεγαλύτερη ενδοτικότητα από τα υπόλοιπα στερεά υλικά που χρησιμοποιούνται. Αυτό θα καθιστούσε τη διαδικασία ελέγχου αρκετά δύσκολη, καθώς θα προκαλούνταν παρεμβολή των ιδιοσυχνοτήτων στο εύρος των επιθυμητών συχνοτήτων διέγερσης.



Εικόνα 2-4: Σύστημα κοχλία-ντίζας

Τελικά, επινοείται το σύστημα κοχλία-ντίζας.

Ο κοχλίας καθαυτός διατηρεί το ρόλο του ρυθμιστή της απόστασης, όπως περιγράφηκε στην παράγραφο της συναρμολόγησης.

Το μεγάλο του μέγεθος (M64) χρησιμοποιείται για την αύξηση της στιβαρότητάς του σε αξονικά αλλά και σε καμπτικά φορτία, λόγω ενδεχόμενης ατελούς ευθυγράμμισης. Ωστόσο, το ζεύγος υποδοχέας-δοκίμιο δε θα μπορούσε να δένεται απευθείας στον κοχλία, καθώς θα άλλαζε ο προσανατολισμός του δοκιμίου κατά τη διαδικασία ρύθμισης της απόστασης, τη στιγμή που πρέπει να είναι σταθερός.

Επίσης, οι κοχλίες δεν παρέχουν επαρκή οδήγηση λόγω της χάρης της συναρμογής κοχλία - περικοχλίου. Για το λόγο αυτό, επιλέγεται ο υποδοχέας να προσδένεται σε ένα οδηγούμενο τεμάχιο, που θα μπορεί μεν να μετακινείται αξονικά με τον κοχλία, ενώ θα παρεμποδίζεται η οποιαδήποτε περιστροφή του, λόγω της

επαφής του με το housing. Έτσι προστίθεται ντίζα που διέρχεται από εσωτερική, αξονική, λεία οπή του κοχλίου και βιδώνεται στο τεμάχιο. Το σφίξιμο της ντίζας, συνεπάγεται έλξη του τεμαχίου προς τον κοχλίο, σύμφωνα με τα βέλη της *Εικόνας 2-4* και άρα δημιουργία “συσσωματώματος”. Το αντίθετο προκαλεί χαλάρωση και ανεξαρτησία περιστροφής κοχλίου - τεμαχίου.

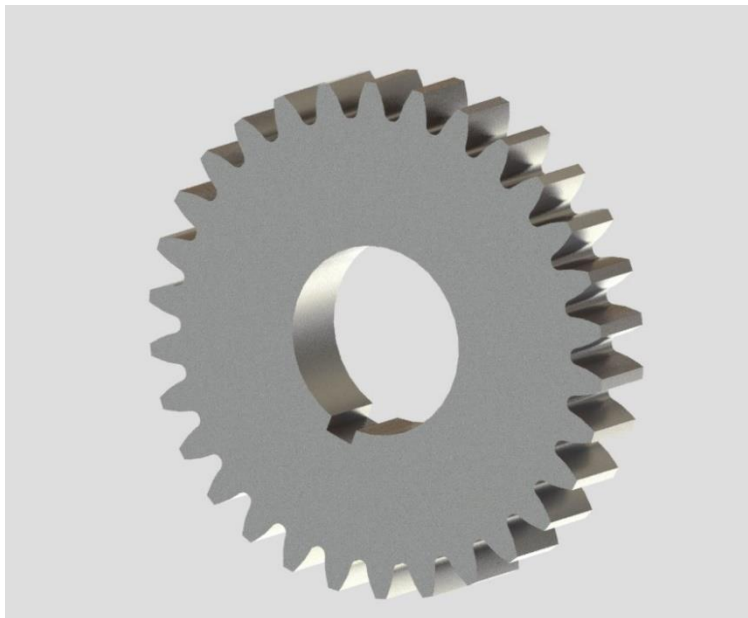
### 3. Οδοντωτός τροχός

#### Εισαγωγή

Ένας κανονικός μετωπικός οδοντωτός τροχός με ευθύγραμμη οδόντωση (*Εικόνα 3-1*), για να είναι θεωρητικά καθορισμένος, έχει τα εξής **βασικά** γνωρίσματα. Τον αριθμό των οδόντων (**Z**) που τον απαρτίζουν, τη γωνία εξειλιγμένης ( **$\alpha_0$** ) και το module (**m**), που ορίζεται ως

$m = D_0/Z$ , όπου **D<sub>0</sub>** είναι η διάμετρος του αρχικού κύκλου - reference circle.

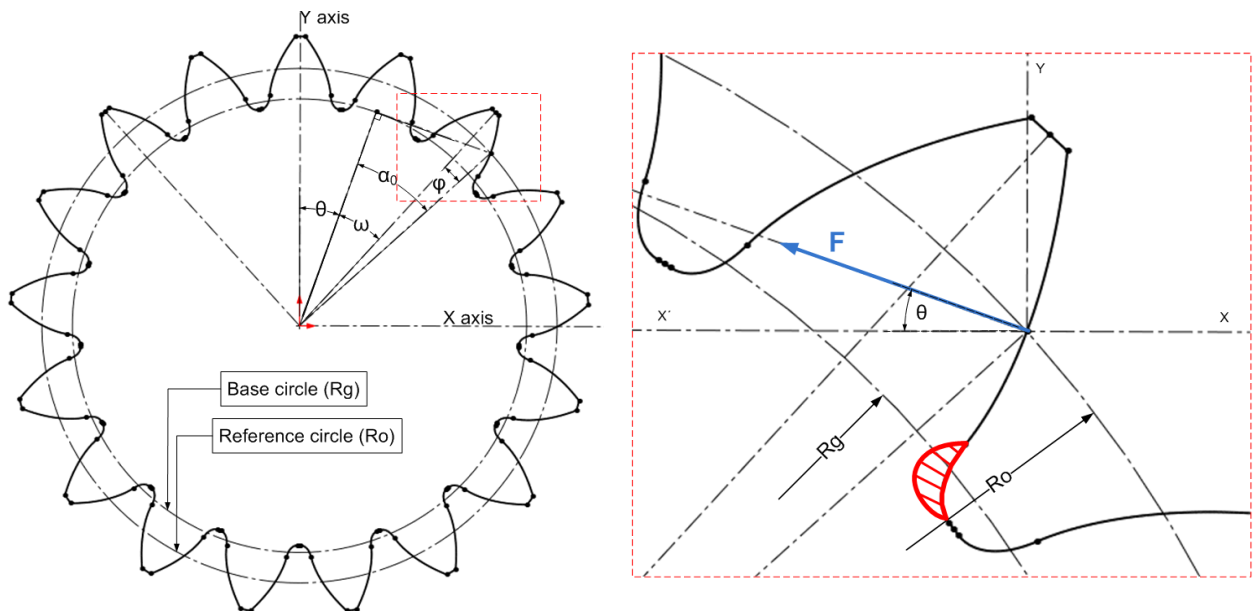
Συνεπώς, αρκεί αυτή η τριάδα μεταβλητών για τη γένεση της γεωμετρίας του οδόντα που θα χρησιμοποιηθεί ως δοκίμιο στη συνέχεια. Αξίζει να σημειωθεί ότι το μέγεθος του οδόντα είναι ευθέως ανάλογο του m, και είθισται σε τέτοιου είδους τροχούς να ισχύει **D<sub>tip</sub>-D<sub>0</sub> = 2m**. [2]



*Εικόνα 3-1: Οδοντωτός τροχός [17, 25°, 5mm], (λογισμικό KISSSOFT)*

Είναι σύνηθες, οι οδόντες να εργάζονται μονομερώς, οπότε οι κατατομές τους διακρίνονται στην εφελκόμενη και τη θλιβόμενη. Καθώς η φύση της καταπόνησης που δέχονται κατά τη μεταφορά ισχύος είναι περιοδική, οι οδόντες τείνουν να αστοχούν σε κόπωση στην εφελκόμενη πλευρά και μάλιστα στον πόδα τους (*Εικόνα 3-2*), όπου μεγιστοποιείται η πρώτη κύρια τάση. Η ανάλυση και ο σχεδιασμός που θα ακολουθήσουν λαμβάνουν υπόψη την επιβολή φορτίου στο σημείο τομής του αρχικού κύκλου και της κατατομής του εκάστοτε τροχού, δηλαδή στο αρχικό σημείο.

Κατά την πραγματική λειτουργία δύο συνεργαζόμενων μη-μετατοπισμένων τροχών, όταν ένα ζεύγος οδόντων τους εφάπτεται στον αρχικό κύκλο, αναπτύσσεται η δύναμη “**F**”, κάθετη στην κατατομή, ενώ δεν παρουσιάζεται τριβή, αφού το αρχικό σημείο είναι ταυτόχρονα και κύλισης (*Εικόνα 3-2*).



Εικόνα 3-2: Οδοντωτός τροχός [17, 25°, 5mm]

Εδώ τονίζεται το πλεονέκτημα της εν λόγω διάταξης, να επιβάλλει στοχευμένα φορτίο σε συγκεκριμένο σημείο της κατατομής, σε αντίθεση με διατάξεις της δομής τύπου *Εικόνας 3-3*, που φέρουν σημαντική αβεβαιότητα ως προς το σημείο εφαρμογής της ασκούμενης δύναμης. Η απώλεια της επαναληψιμότητας και του εμπειριστατωμένου ελέγχου του σημείου επαφής, οδηγεί σε μη αμελητέες αποκλίσεις που εντοπίζονται μεταξύ πειραμάτων σε παρόμοια δοκίμια.



Εικόνα 3-3: TUM Electromagnetic Pulsator

## Κόπωση

### Wöhler

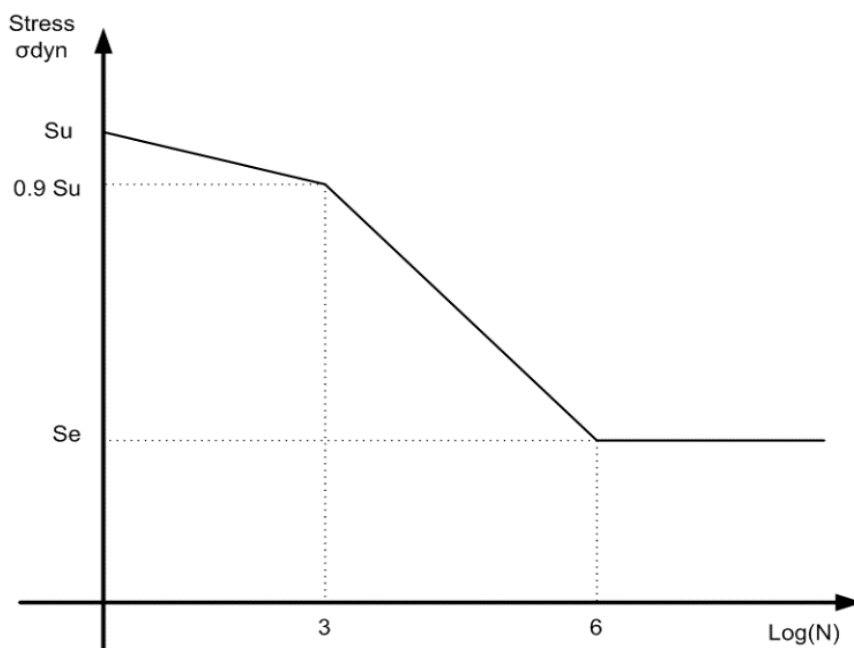
Η μελέτη που ακολουθεί έχει σκοπό τη δημιουργία της προδιαγραφής της δύναμης της διάταξης που σχεδιάζεται.

Βασικό εργαλείο στη θεωρία της κόπωσης αποτελούν τα διαγράμματα Wöhler.

Αυτά απεικονίζουν τη best-fitting καμπύλη των σημείων αστοχίας (θραύσης) ενός αριθμού πειραμάτων με κοινό παρονομαστή πλήθος παραμέτρων, με κυριότερες το υλικό και τη γεωμετρία των δοκιμίων. Τα σημεία αυτά προκύπτουν μεταβάλλοντας την καταπόνηση και καταγράφοντας τους **κύκλους φόρτισης (N)** για αστοχία που αντιστοιχούν σε αυτή. Το έργο των πειραματικών διατάξεων κόπωσης είναι ακριβώς αυτό, δηλαδή τελικά, η εξαγωγή διαγραμμάτων Wöhler, για κάποιο υλικό ή γεωμετρία, ή η επαλήθευση ενός υπάρχοντος διαγράμματος κάποιου υλικού.

Τα διαγράμματα Wöhler χαρακτηρίζονται από τον αριθμό **R - load ratio**, που ισούται με το λόγο του μέγιστου προς το ελάχιστο αριθμητικά επιβαλλόμενο φορτίο, δηλαδή εκφράζει το προφίλ αναφοράς της καταπόνησης.

Στη συνέχεια, θα γίνει χρήση διαγράμματος Wöhler υλικού με **R = -1**, δηλαδή προφίλ τάσης μηδενικού μέσου όρου και πλάτους  $\sigma_{dyn}$  (Διάγραμμα 3-1). Συνεπώς, θα πρέπει να γίνει αναγωγή, με χρήση της μαθηματικής έκφρασης Soderberg, του πραγματικού φορτίου στη μορφή του δοσμένου Wöhler, για να είναι έγκυρη η σύγκριση [3]. Παρόμοια μεθοδολογία θα πρέπει να ακολουθηθεί σε περίπτωση άλλης μελέτης με διαφορετικό **R**.



Διάγραμμα 3-1: Τυπικό διάγραμμα Wohler, με  $R = -1$ , για χάλυβες.

Οι περιοχές στις οποίες διακρίνεται η καταπόνηση είναι η ολιγοκυκλική ( $0, 10^3$ ), η πολυκυκλική ( $10^3, 10^6$ ) και η διαρκής αντοχή ( $10^6, \infty$ ). Στην προκειμένη διάταξη, στόχος είναι η διεξαγωγή πειραμάτων σε όλο το φάσμα της πολυκυκλικής κόπωσης. Συνεπώς, η παραγόμενη δύναμη πρέπει να επάγει μέγιστη εφελκυστική τάση (στον πόδα του οδόντα) σε όλο το εύρος ( $Se, 0.9Su$ ), όπου:

$Se$ : η διαρκής αντοχή, δηλαδή η τάση με την οποία το δοκίμιο θεωρητικά δεν αστοχεί ποτέ και

$S_u$ : η απόλυτη αντοχή σε εφελκυσμό (Ultimate Tensile Strength), το ολικό μέγιστο της καμπύλης εφελκυσμού  $\sigma$ - $\epsilon$ .

$S_y$ : το όριο διαρροής (yield strength) του υλικού, η τάση που σηματοδοτεί το πέρας της ελαστικής περιοχής.

Επιλέγεται για τον τροχό-δοκίμιο το υλικό AISI 1020 cold rolled, καθώς συνηθίζεται να χρησιμοποιείται σε ελαφρώς καταπονούμενα γρανάζια, όπως και σε άλλα στοιχεία μηχανών. Το υλικό αυτό χαρακτηρίζεται από  $E=205GPa$ ,  $S_y=350MPa$ ,  $S_u=420MPa$ . Σε αντίθεση με τα  $S_y$ ,  $S_u$ , το  $Se$  εξαρτάται, πέρα από το υλικό (είδος του χάλυβα) και τον τύπο της καταπόνησης (κάμψη), από μία σειρά κατασκευαστικών παραμέτρων από τις οποίες εξάγονται διορθωτικοί συντελεστές.

Η δυναμική αντοχή ενός τυπικού χυτοχάλυβα σε κάμψη είναι  $S_{nb} = 0.4S_u = 168 MPa$  [3]

$Se = C_F C_R C_S S_{nb}$ , όπου

$C_F = 0.8$  : Συντελεστής επιφανειακής κατεργασίας - Μηχανουργική κατεργασία.

$C_R = 0.897$  : Συντελεστής αξιοπιστίας - Αξιοπιστία υλικού 0.9 για τυπική απόκλιση 8%.

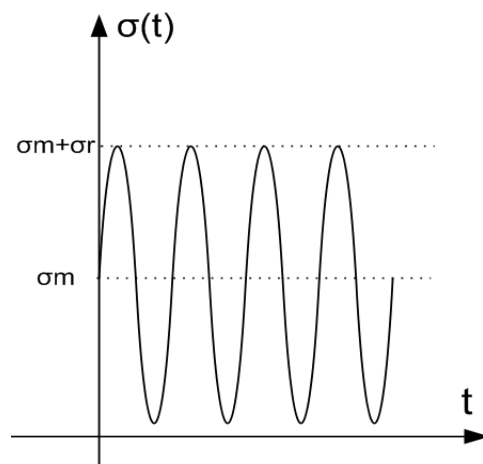
$C_S = 0.9$  : Συντελεστής διόρθωσης μεγέθους - Λόγω μικρού μεγέθους του δοκιμίου.

Άρα  $Se = 106 MPa$

### Soderberg

Κατά τη λειτουργία της, η διάταξη εφαρμόζει περιοδικά επαναλαμβανόμενο προφίλ δύναμης, που χαρακτηρίζεται από τη μέση τιμή της ( $\sigma_m \neq 0$ ) και το πλάτος της ταλάντωσης ( $\sigma_r$ ) γύρω από αυτή. Καθώς το εργαλείο μπορεί να ασκήσει δύναμη προς τη μία κατεύθυνση, όπως φαίνεται και στο Διάγραμμα 3-2 πρέπει να ισχύει ότι:

$$\sigma_m \geq \sigma_r$$



Διάγραμμα 3-2: Προφίλ καταπόνησης

Επομένως, επιλέγεται  $\sigma_m = \sigma_r$ , ώστε να προσομοιώνεται η λειτουργία του οδόντα ( $\sigma_{min} = 0$  και  $\sigma_{max} = 2\sigma_m$ ). Κατά ανάλογο τρόπο αυτό το προφίλ οφείλει να ακολουθεί και η ασκούμενη δύναμη.

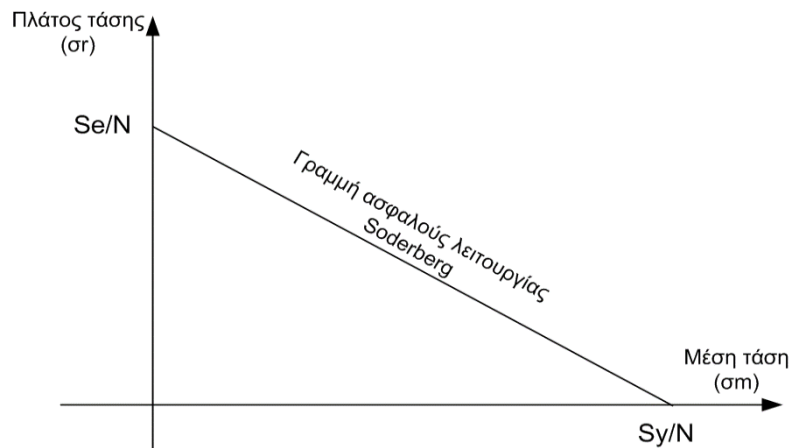
Λόγω της μετατοπισμένης ταλάντωσης  $\sigma(t)$ , με χρήση της γραμμής Soderberg υπολογίζεται η ισοδύναμη δυναμική τάση ( $\sigma_{eq}$ )<sub>dyn</sub>, που είναι το πλάτος της μη μετατοπισμένης ταλάντωσης της μέγιστης τάσης που

επιφέρει το ίδιο αποτέλεσμα με την πραγματική καταπόνηση, ως προς την κόπωση του δοκιμίου. Αυτή πληροί τη ζητούμενη τασική μορφή του διαγράμματος Wöhler R=-1, και υπολογίζεται ως εξής:

$$(\sigma_{eq})_{dyn} = \sigma_r + \sigma_m \frac{Se}{Sy} \rightarrow \sigma_m = \frac{(\sigma_{eq})_{dyn}}{\left(1 + \frac{Se}{Sy}\right)} \quad (3-1)$$

Επομένως για:

- $(\sigma_{eq})_{dyn} = 0.9Su \rightarrow \sigma_m = 315 \text{ MPa}$
- $(\sigma_{eq})_{dyn} = Se \rightarrow \sigma_m = 88 \text{ MPa}$



Διάγραμμα 3-3: Διάγραμμα Soderberg

Σε αυτό το σημείο, είναι βασικό να αναφερθεί ότι τα διαγράμματα Wöhler και Soderberg δε λαμβάνουν υπόψη τους το ακριβές προφίλ (π.χ. ημιτονοειδές ή τετραγωνικό) της καταπόνησης, καθώς σημασία έχουν μόνο οι κύκλοι φόρτισης για δεδομένο πλάτος τάσης.

### Στατική προσομοίωση τροχού

Για τον προσδιορισμό των δυνάμεων που αντιστοιχούν στις παραπάνω τάσεις, πρέπει να προσδιοριστεί ακόμα η γεωμετρία των οδόντων. Με την υπόθεση ότι οι “τροχοί” που θα εξετάζονται θα προκύπτουν από γεωμετρικές μεταβλητές στα ακόλουθα όρια,

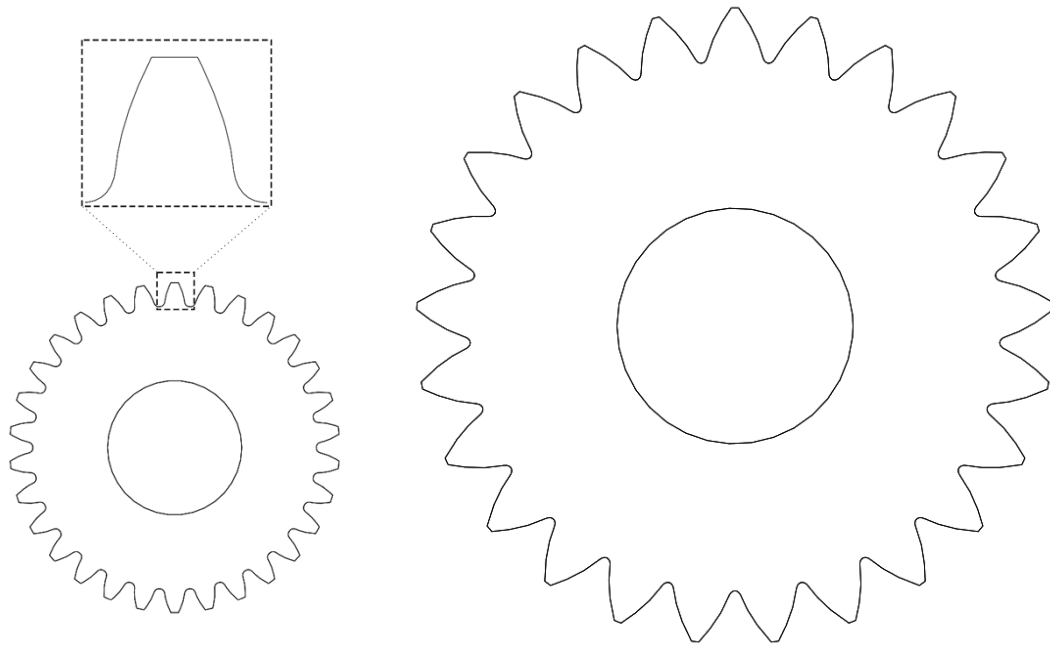
$$20 \leq Z \leq 35 \quad , \quad 20^\circ \leq \alpha_0 \leq 30^\circ \quad , \quad 3 \text{ mm} \leq m \leq 10 \text{ mm}$$

θεωρούνται δύο τροχοί (A, B) διαφορετικών συνδυασμών για μελέτη περίπτωσης.

Συγκεκριμένα, οι τιμές που τους δίνονται είναι (30, 20°, 3mm) και (25, 30°, 10mm). Οι τροχοί αυτοί αποτελούν δύο από τις ακραίες περιπτώσεις όσον αφορά στην επαγόμενη τάση για δεδομένη δύναμη. Ο τροχός B, ως αρκετά μεγαλύτερος ( $D_{OB} = 250\text{mm}$ ) και διαθέτοντας μεγαλύτερη γωνία εξειλιγμένης, άρα μεγαλύτερη γεωμετρική ροπή αδράνειας οδόντα, είναι, εκ των πραγμάτων, πολύ ανθεκτικότερος του A



( $D_{0A} = 90\text{mm}$ ). Αναφέρεται ότι ο τροχός A θα μπορούσε να χρησιμοποιείται σε automotive εφαρμογές (αυτοκίνητα), ενώ ο B σε φορτηγά ή και μικρά πλοία.



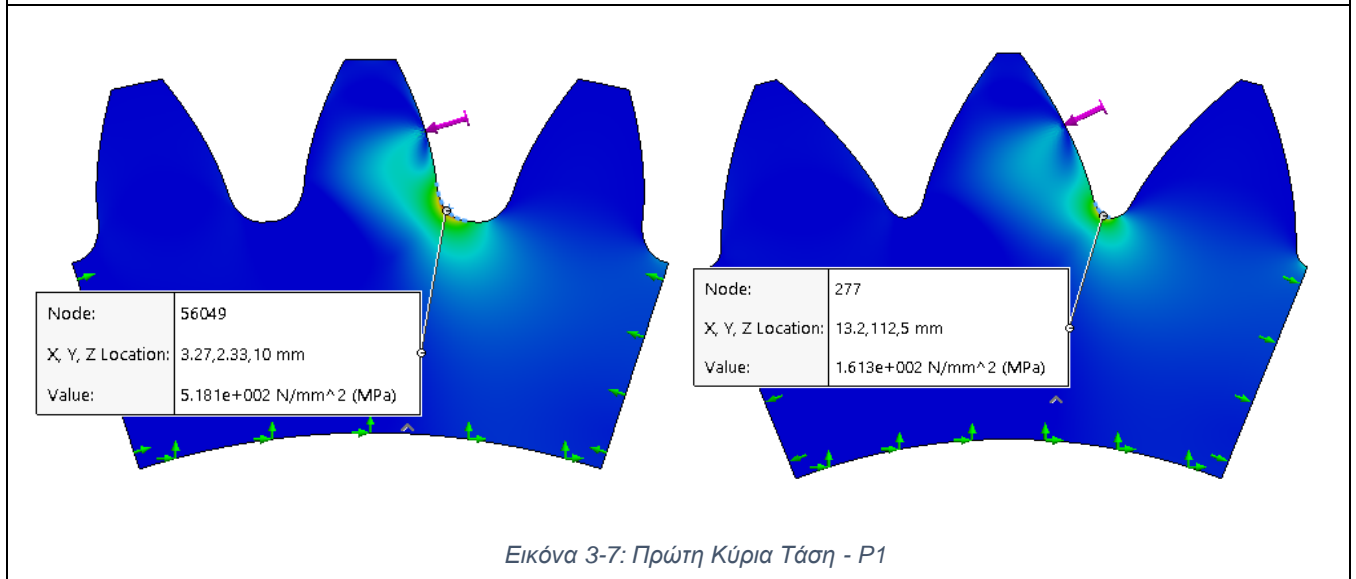
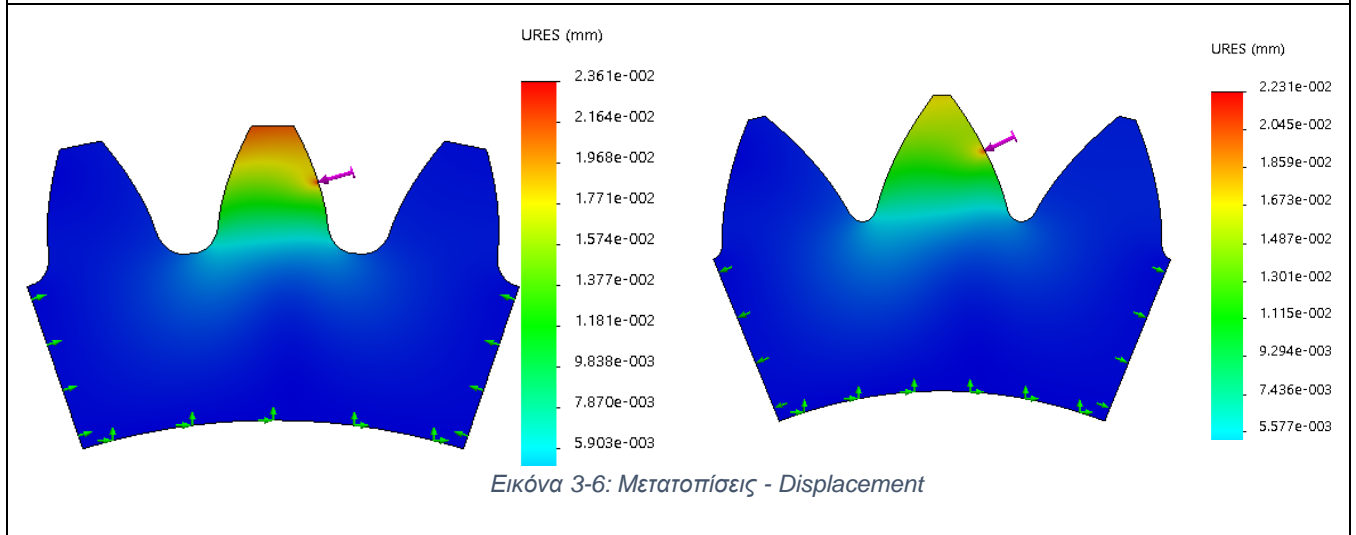
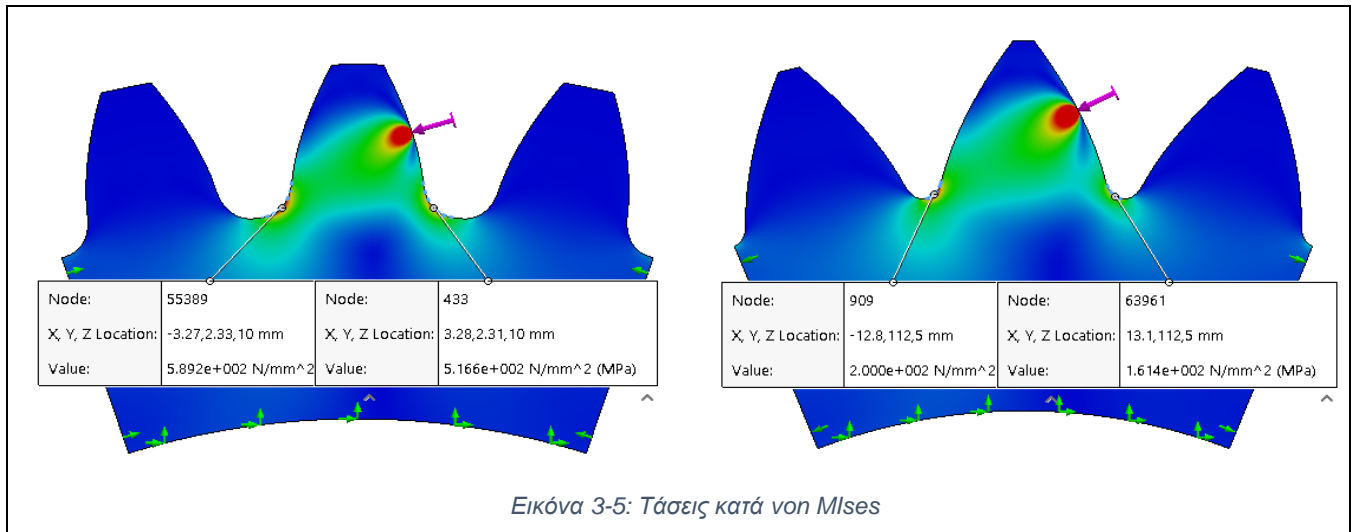
Εικόνα 3-4: Τροχοί A και B (σε ίδια κλίμακα)

Παράλληλα, θέτοντας κοινό πλάτος τροχών  $b = 15\text{mm}$ , διεξάγονται αναλύσεις πεπερασμένων στοιχείων (FEA) ώστε να προσδιοριστεί, εν τέλει, η σχέση της ασκούμενης δύναμης ( $F$ ) με τη μέγιστη εφελκυστική, δηλαδή την πρώτη κύρια τάση (P1). Αναλυτικότερα, απαιτείται από τη διάταξη να δύναται να επιβάλλει φορτίο τέτοιο ώστε ο A να αστοχεί σε ολιγοκυκλική κόπωση, μέχρι  $10^3$  κύκλους, ενώ ο B στο τέλος της πολυκυκλικής περιοχής, έστω σε  $10^6$  κύκλους, εντός επτά ωρών, που θεωρείται εύλογο χρονικό διάστημα.

$$F = \max[F(\sigma_{eqA} = 0.9Su), F(\sigma_{eqB} = Se)] \quad (3-2)$$

Ο υπολογισμός αυτός θα γίνει με διαδοχικές επαναλήψεις FEA (trial and error). Όπως είναι λογικό, όταν ένα δόντι βρίσκεται σε επαφή με ένα του συνεργαζόμενου τροχού, δεν φορτίζεται όλος ο υπό εξέταση τροχός. Επομένως, για το μετριασμό του υπολογιστικού κόστους, απομονώνεται μία περιοχή γύρω από το ελεγχόμενο δόντι, που περιλαμβάνει και τα δύο εκατέρωθεν, στην οποία θα πραγματοποιηθεί η FEA. Δημιουργείται ιδιαίτερα κομψό πλέγμα στις περιοχές που αναμένεται κορύφωση του τασικού πεδίου, δηλαδή στο υπό εξέταση δόντι και κυρίως στον πόδα του. Εφαρμόζεται δύναμη  $F$  σε μία μικρή περιοχή γύρω από το αρχικό σημείο, καθώς έτσι προσεγγίζεται και το φαινόμενο Hertz.

Στις Εικόνες 3-5, 3-6, 3-7, παρατηρούνται τα τασικά πεδία κατά von Mises, οι μετατοπίσεις (displacement) και οι πρώτες κύριες τάσεις (P1). Τα φορτία που χρησιμοποιήθηκαν για να προκύψουν τα αποτελέσματα είναι  $10\text{kN}$  και  $11.6\text{ kN}$  για τους τροχούς A και B αντίστοιχα.



Επομένως, η προδιαγραφή της μέγιστης παραγόμενης δύναμης, για υψίσυχο πείραμα, είναι  $F = 12\text{KN}$ .

Σε αυτό το σημείο πρέπει να υπογραμμισθεί ότι η διάταξη θα σχεδιαστεί έχοντας τη δυνατότητα να παράγει μέγιστη τιμή δύναμης, άνω της διπλάσιας της  $F$ . Το περιθώριο αυτό δίνεται για το ενδεχόμενο εξέτασης δοκιμών αποτελούμενων από υλικά αρκετά υψηλότερων προδιαγραφών (π.χ. 18CrNiMo7-6 :  $S_u = 1200\text{ MPa}$ ), ή για πιο απαιτητικές γεωμετρίες. Το ύψος της  $F_{\max}$  θα ανέρχεται σε **30 kN**. Η αντοχή των εξαρτημάτων σε αυτό το φορτίο θα επαληθευτεί στην επόμενη ενότητα. Σημειώνεται όμως, ότι η διάρκεια του πειράματος, σε αυτό το μέγεθος φορτίου, δεν υπόκειται στους χρονικούς περιορισμούς που έχουν οριστεί.

### **Τάση ως συνάρτηση άλλων παραμέτρων**

Σε περίπτωση που ζητείται η εύρεση της δύναμης που απαιτείται για να λάβει η μέγιστη εφελκυστική τάση κάποιας γεωμετρίας συγκεκριμένη τιμή, μπορούν να χρησιμοποιηθούν οι ακόλουθες προσεγγιστικές σχέσεις.

---

Αρχικά, η σχέση  $\sigma - F$ , θεωρείται αναλογική.

$$\sigma = \frac{\sigma_{\text{calculated}}}{F_{\text{input}}} F \quad (3-3)$$

Αυτό προκύπτει αμελώντας τις μη γραμμικότητες λόγω παραμόρφωσης της γεωμετρίας αλλά και θεωρώντας ότι οι τάσεις ανήκουν στην ελαστική περιοχή ( $0, S_y$ ).

---

Ακόμα, γραμμική θεωρείται και η σχέση της μεταβολής της τάσης, λόγω αλλαγής του **πάχους** του δοκιμίου, για δεδομένη δύναμη.

$$\sigma' = \frac{b'}{b} \sigma \quad (3-4)$$

---

Επιπλέον, παραδοχή αποτελεί και η θεώρηση ότι οι επαγόμενες τάσεις στο δοκίμιο είναι ανάλογες της παραμόρφωσης ( $\epsilon$ ) και ανεξάρτητες του ρυθμού μεταβολής αυτής ( $\dot{\epsilon}$ ). Ακολουθούν δηλαδή τη γνωστή σχέση

$$\sigma = \underline{C}F \quad (3-5)$$

όπου  $\underline{C}$  είναι το κατάλληλο μητρώο ελαστικότητας  $6 \times 6$  [4] και ισχύει  $C_{ij} = f(\nu) \cdot E$

με  $\nu$  : λόγος Poisson και  $E$ : Young's Modulus.

Αποτέλεσμα αυτής είναι να ισχύει αναλογία της σχέσης τάσης-  $E$  κατά τη μετάβαση σε άλλο **υλικό** ( $E', S_y'$ ), όπου:

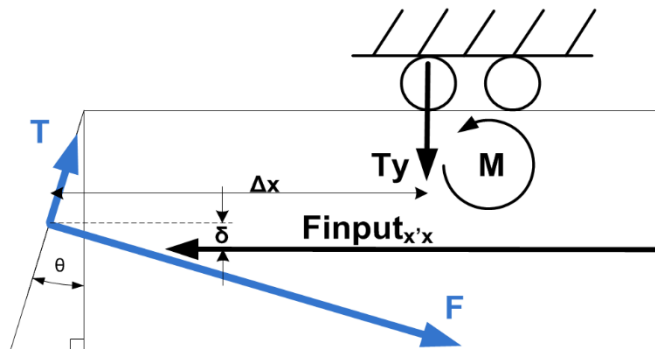
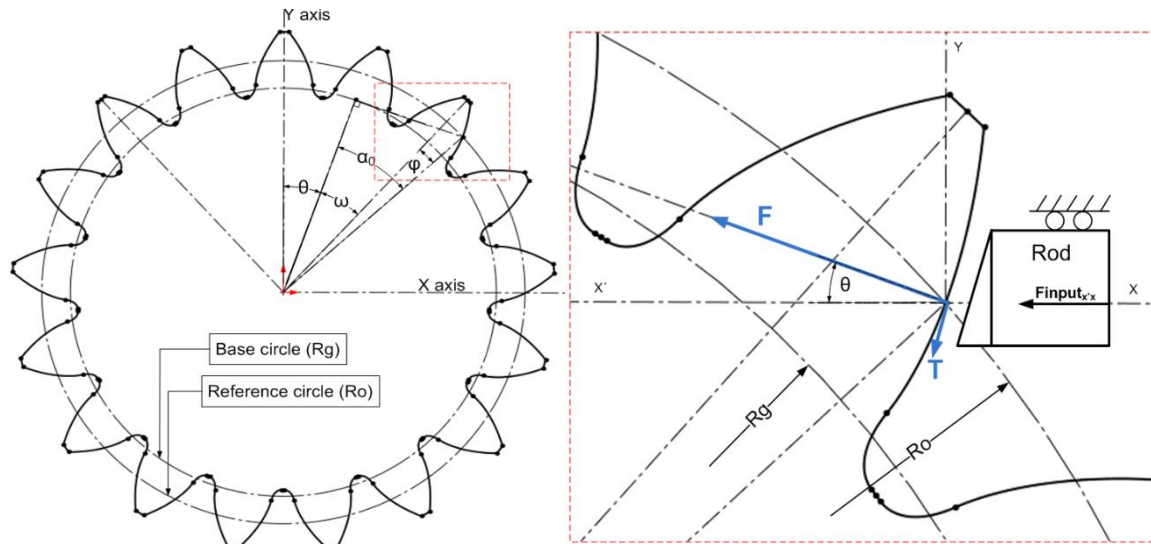
$$\sigma = \frac{\sigma_{\text{calculated}}}{F_{\text{input}}} F \quad (3-6)$$

θεωρώντας ότι  $\sigma < S_y$  και  $\sigma' < S_y'$  (ελαστική περιοχή) και  $\nu$  παρεμφερής στα δύο υλικά.

Η θεώρηση του απλοποιημένου μοντέλου (εξίσωση 3-5), δεν αλλοιώνει τα συμπεράσματα από τις αναλύσεις Wöhler και είναι έγκυρο ακόμα, επειδή η διάταξη θα λειτουργεί με πειραματικές συχνότητες καταπόνησης του εκάστοτε οδόντα, ίδιας τάξης μεγέθους με τις αντίστοιχες σε πραγματικές συνθήκες. Παραδείγματος χάριν, ένας οδόντας ενός τροχού που περιστρέφεται στο εύρος ταχύτητας περιστροφής 1000-3000 rpm, καταπονείται με συχνότητες 17-50Hz αντίστοιχα. Αυτό είναι, παράλληλα, το συχνοτικό εύρος λειτουργίας της διάταξης.

### Στατική προσομοίωση και τελική διαμόρφωση δοκιμίου

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, ως δοκίμιο θα χρησιμοποιηθεί πλακίδιο, κατεργασμένο κατάλληλα ώστε να περιλαμβάνει την ακριβή γεωμετρία του οδόντα, του αντίστοιχου τροχού, υπό συγκεκριμένο προσανατολισμό, που μένει να ευρεθεί. Ως προσανατολισμός ορίζεται η σχετική γωνία του άξονα συμμετρίας του οδόντα και του άξονα κίνησης του στελέχους (rod - βάκτρο) άσκησης της δύναμης σε αυτόν. Έτσι, ορίζεται το απόλυτο σύστημα συντεταγμένων X-Y, όπου ο άξονας X θα ταυτίζεται με τον άξονα του βάκτρο. Υπό τυχαία γωνία " $\theta + \omega$ " από τον κατακόρυφο άξονα Y, τίθεται ο άξονας συμμετρίας του οδόντα, στον οποίο, όπως και στο βάκτρο, γίνεται ανάλυση δυνάμεων (Εικόνα 3-8).



Εικόνα 3-8: Γεωμετρική ανάλυση δυνάμεων σε οδόντα και βάκτρο

Τα μαύρα διανύσματα αποτελούν τις στηρίξεις του βάρου, ενώ τα μπλε τις δυνάμεις στη διεπαφή tool-tooth. Συγκεκριμένα, η  $F_{inputx}$  είναι η δύναμη που προκαλεί η υδραυλική πίεση στο έμβολο, απόληξη του οποίου είναι το εργαλείο. Οι στηρίξεις M (ροπή) και  $T_y$  (κατακόρυφη δύναμη) προκύπτουν από τα slide rings (Ενότητα 6 - σχεδιασμός HA). Η χρήσιμη δύναμη για το πείραμα είναι η F, καθώς ισοδυναμεί με αυτή που εφαρμόστηκε στις προσομοιώσεις προηγούμενης παραγράφου. Σε αντίθεση με την πραγματική λειτουργία, εδώ εμφανίζεται ανεπιθύμητη δύναμη τριβής. Οι εξισώσεις ισορροπίας στο βάρου είναι οι εξής:

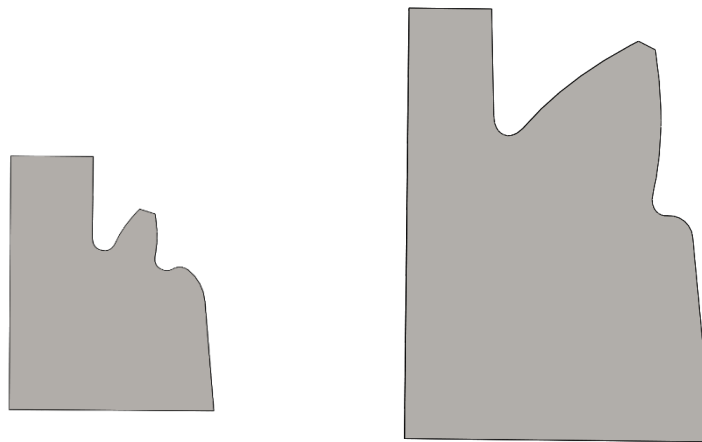
$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow F \cos(\theta) + T \sin(\theta) = F_{inputx} \quad (3-7)$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow T_y = T \cos(\theta) - F \sin(\theta) \quad (3-8)$$

$$\Sigma M_{σημείο \text{ εφαρμογής}} = 0 \rightarrow M = T_y \Delta x + F_{inputx} \delta \quad (3-9)$$

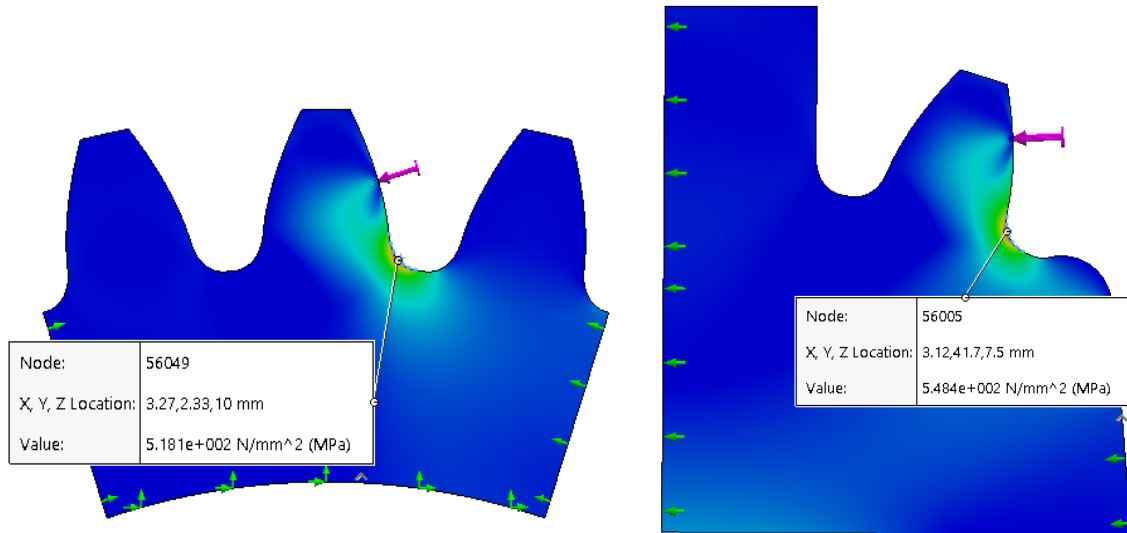
Όπως είναι εμφανές, οι συνιστώσες που καταπονούν αδικώς το σύστημα, δηλαδή ενισχύουν τις δυνάμεις στήριξης, είναι συναρτήσεις της γωνίας  $\theta$ . Συνεπώς, η προφανής τιμή της  $\theta$ , είναι η μηδενική, καθώς τότε θεωρητικά εξαλείφονται πλήρως, πέρα από την ίδια την τριβή και οι στηρίξεις. Επιπλέον, με μηδενική γωνία  $\theta$ , κατασκευάζεται ευκολότερα το "εργαλείο". Συνοψίζοντας, κατά τη δημιουργία του δοκιμίου, επιλέγεται σχετική γωνία  $\alpha_0$  μεταξύ του άξονα Y και της ακτίνας που διέρχεται από το αρχικό σημείο του αντίστοιχου τροχού.

Τελικά, δημιουργούνται τα δοκίμια που αντιστοιχούν στους τροχούς A, B, έχοντας αποδεσμεύσει τα τεμάχια των τριών οδόντων, που χρησιμοποιήθηκαν στις αναλύσεις προηγούμενης παραγράφου, από τις αφόρτιστες (μπλε) περιοχές και έχοντας θέσει τους οδόντες υπό κατάλληλη γωνία ως προς την κατακόρυφο (Y).



Εικόνα 3-9: Δοκίμια τροχών A και B

Σκοπός της ανάλυσης που ακολουθεί, με αντικείμενο το δοκίμιο A, είναι η επαλήθευση της γεωμετρίας του ώστε το τασικό πεδίο που δημιουργείται, από την ίδια δύναμη F με εφαρμογή στο αρχικό σημείο της κατατομής, να μην αποκλίνει άνω του 5% για να θεωρείται αποδεκτό. Επομένως, με κατάλληλους οριακούς περιορισμούς προκύπτει:



Εικόνα 3-10: Πρώτη Κύρια Τάση κανονικού τροχού A vs δοκιμίου A

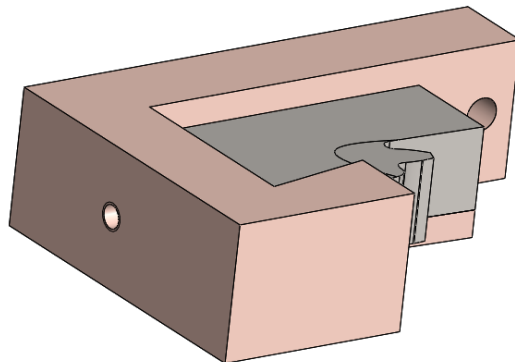
Παρατηρείται, λοιπόν, ότι το σφάλμα  $= (548 - 518) / 518 = 5.5\%$  είναι στην περιοχή του 5%, οπότε η μορφή του δοκιμίου θεωρείται αποδεκτή. Η διαφορά μπορεί να καλυφθεί με επιβολή ελαφρώς μεγαλύτερης δύναμης.

Υπολογίζεται ακόμα η δυσκαμψία του οδόντα για μετέπειτα χρήση. Από το διάγραμμα μετατόπισης (displacement), οι συνολικές μετατοπίσεις του σημείου εφαρμογής τής δύναμης είναι  $\Delta_{1A} = 23.6\mu\text{m}$  και  $\Delta_{1B} = 22.3\mu\text{m}$ . Επομένως, δεδομένου ότι η στιβαρότητα  $K_{\text{tooth}} = F / \Delta$ , προκύπτουν

$K_A = 420 \text{ KN/mm}$  και  $K_B = 520 \text{ KN/mm}$ .

### Υποδοχέας δοκιμίου

Στη συνέχεια σχεδιάζεται ο υποδοχέας του δοκιμίου έτσι ώστε να προσεγγίζει τις στηρίξεις που τέθηκαν στις ανωτέρω προσομοιώσεις των οδόντων. Η είσοδος του δοκιμίου γίνεται κατακόρυφα και έπειτα συσφίγγεται με τη βοήθεια κοχλίας, έτσι ώστε να εφαρμόσει η κεκλιμένη πλευρά του σε αυτή του υποδοχέα.



Εικόνα 3-11: Τοποθέτηση Δοκιμίου εντός του Υποδοχέα

## 4. Στατικές προσομοιώσεις εξαρτημάτων

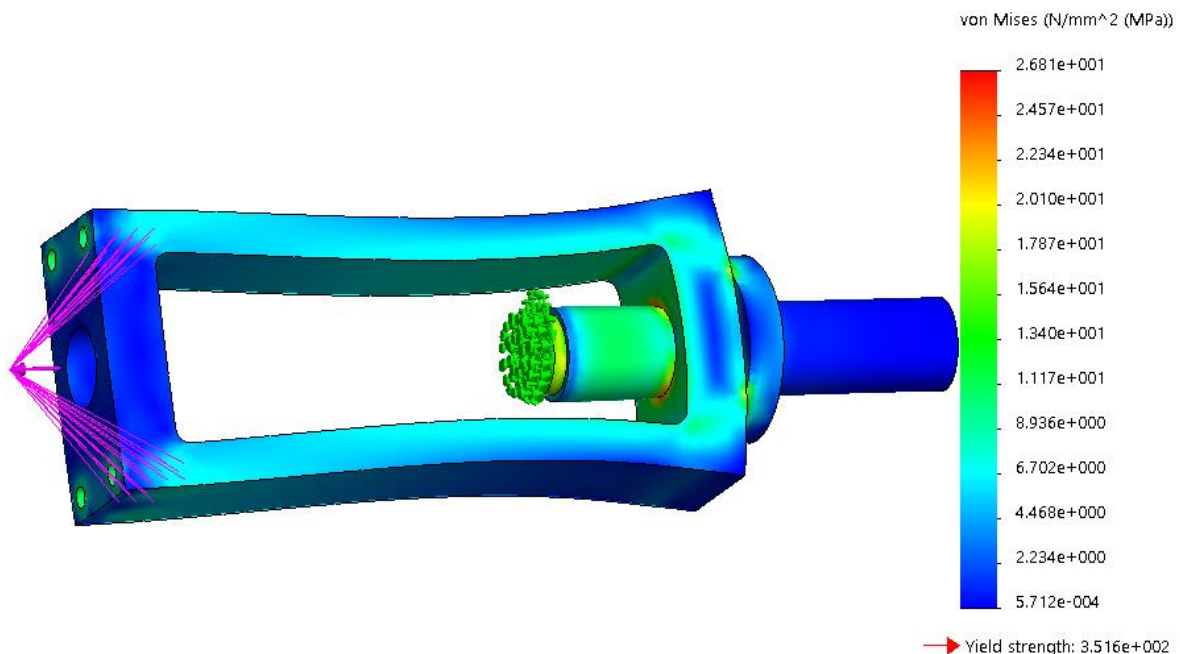
Σε αυτή την ενότητα θα διεξαχθούν στατικές αναλύσεις με σκοπό την επαλήθευση της αντοχής των υπόλοιπων εξαρτημάτων της διάταξης στην κόπωση που υποβάλλονται, αλλά και την εξαγωγή πληροφοριών για τη δυσκαμψία τους. Η συνολική ελαστικότητα της διάταξης είναι απαραίτητη στον υπολογισμό των σχετικών ταχυτήτων που προκύπτουν ανάμεσα στα διάφορα στοιχεία.

### Housing - Screw - Screw Support

Η πρώτη FEA αφορά στο σύστημα Housing - Screw - Screw support. Λόγω του μηχανισμού “κλειδώματος” της θέσης του κοχλία, που περιγράφηκε σε περασμένη ενότητα, το σύστημα αντιμετωπίζεται ως ένα σώμα, δηλαδή υπάρχει συνθήκη “bonded”.

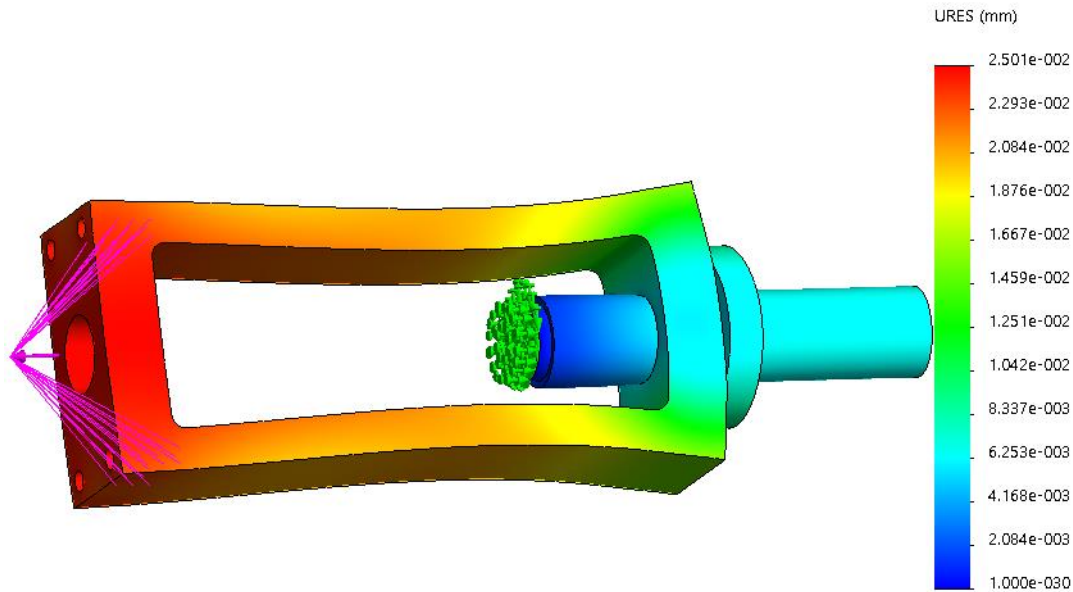
Επιλέγεται ως πακτωμένη η επιφάνεια που έρχεται σε επαφή με το οδηγούμενο τεμάχιο (στο οποίο δένεται ο υποδοχέας του δοκιμίου), και επιβάλλεται remote load στις οπές που βιδώνεται η LC plate, ύψους 30 kN, δηλαδή το μέγιστο δυνατό.

Έτσι, προκύπτουν τα παρακάτω αποτελέσματα:



Εικόνα 4-1: Τάσεις κατά von Mises

Παρατηρείται ότι η μέγιστη τάση που εμφανίζεται δεν ξεπερνά τα 27MPa, που είναι πολύ κάτω της τάξης μεγέθους που θα προκαλούσε ανησυχία.



Εικόνα 4-2: Συνολική μετατόπιση - Displacement

Η μέγιστη μετατόπιση είναι 25μm, οπότε η δυσκαμψία προκύπτει  $K_{\text{housing/screw}} = 1200 \text{ kN/mm}$ .

## LC

Το διαθέσιμο Load Cell είναι το *SENSOTEC Model 41*, τύπου pancake. Η ελαστικότητα του, μεταξύ άλλων, αναγράφεται στο φυλλάδιο του κατασκευαστή της και ανέρχεται στα  $K_{LC} = 450 \text{ kN/mm}$ .



Εικόνα 4-3: Load Cell SENSOTEC Model 41

## LC plate

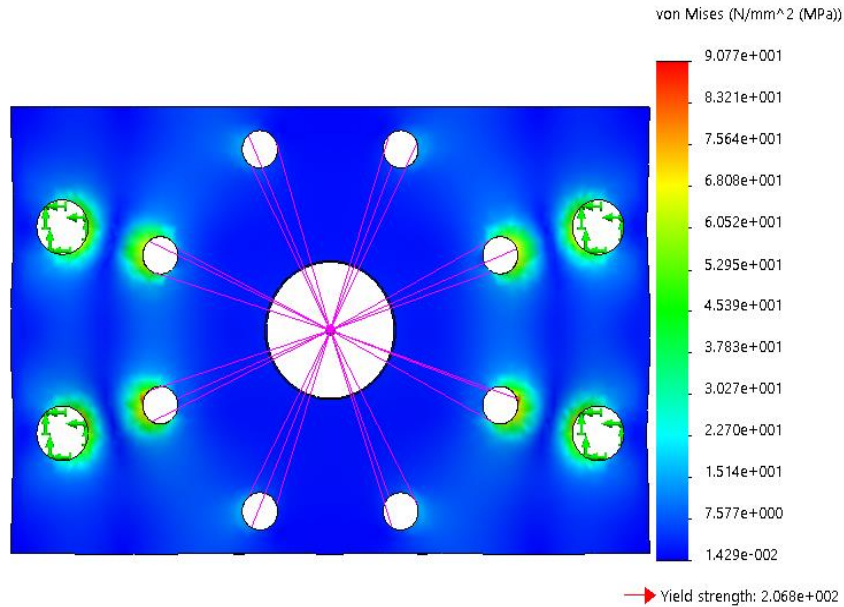
Στην περίπτωση της πλάκας που βιδώνεται το LC, ως στηρίξεις επιλέγονται οι οπές από τις οποίες η ίδια θα δεθεί στο housing. Έπειτα, ως δύναμη επιλέγεται remote load και ειδικότερα η επιλογή του “rigid connection”.

Ο λόγος είναι ότι παρόλο που ο άξονας της δύναμης, που παραλαμβάνει το LC, διέρχεται από το κέντρο της πλάκας, το LC θεωρείται απαραμόρφωτο και μεταφέρει τη δύναμη απευθείας στις έξι περιφερειακές



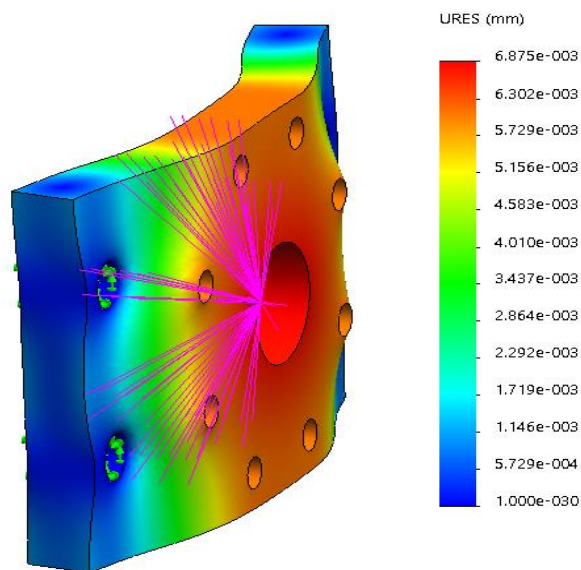
του οπές. Μάλιστα, έτσι επαληθεύεται και το διαισθητικό αποτέλεσμα της παραμόρφωσης της πλάκας, που αντιστοιχεί σε ταυτόχρονη μετατόπιση όλης της επιφάνειας που εφαρμόζει το LC.

Παρατηρείται μέγιστη εμφανιζόμενη τάση von Mises ίση με 90 MPa. Η πλάκα δε διατρέχει κίνδυνο αστοχίας, καθώς αυτή η τάση βρίσκεται κάτω από διαρκή αντοχή.



Εικόνα 4-4: Τάσεις πλάκας κατά von Mises

Τέλος, από τη μετατόπιση στον άξονα της δύναμης, που ισούται με ~7μm, λαμβάνεται η στιβαρότητα του τεμαχίου:  $K_{LC,plate} = 4410 \text{ kN/mm}$



Εικόνα 4-5: Μετατοπίσεις πλάκας

## Υδραυλικό Έλαιο

Το υδραυλικό μέσο διαθέτει μακράν τη χαμηλότερη στιβαρότητα ανάμεσα στα υλικά που χρησιμοποιούνται. Ο χωρικός περιορισμός μιας ποσότητας του ελαίου, επιτρέπει την προσέγγισή του με στερεό και έτσι μπορούν να εξαχθούν χαρακτηριστικά για αυτό όπως το Bulk Modulus ( $E_{oil} = 1.1\text{GPa}$ ) και ο λόγος Poisson ( $\nu = 0.42$ ). Συνεπώς, με δεδομένο ότι η ενεργή επιφάνεια του εμβόλου είναι  $A = 2120\text{mm}^2$ , τιμή που θα αποδειχθεί στην πορεία, και διαδρομή του εμβόλου (stroke) ίση με 30mm, υπολογίζεται η ελαστικότητα του μακροσκοπικού στερεού ως:

$$K_{oil} = \frac{EA}{L} = 77 \text{ kN/mm} \quad (4-1)$$

Είναι εμφανές το χάσμα που χωρίζει τις δυσκαμψίες των στερεών σωμάτων με το υδραυλικό. Αυτό οφείλεται στην κατά δύο τάξεις μεγέθους χαμηλότερη τιμή του Bulk Modulus του ρευστού από την αντίστοιχη των μετάλλων (200 GPa).

## Screws

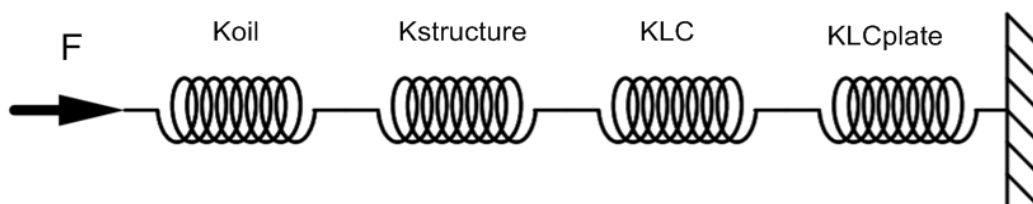
Τέλος, υπολογίζονται με απλή μέθοδο οι τάσεις των διαφόρων κοχλιών για να ελεγχθεί αν κάποιοι διατρέχουν κίνδυνο αστοχίας. Η χειρότερη περίπτωση που συναντάται στη διάταξη είναι να παραλαμβάνουν 4 κοχλίες διαμέτρου 10 mm, τη μέγιστη δύναμη των 30kN. Τότε, υπολογίζεται η τάση ως:

$$\sigma = \frac{F}{4A} = 95 \text{ MPa} \quad (4-2)$$

Κοχλίες της τάξης (grade) 8.8, χαρακτηρίζονται από  $S_u = 800 \text{ MPa}$  και  $S_y = 640 \text{ MPa}$ . Όπως είναι αντιληπτό από τη μεγάλη διαφορά μεταξύ της τάσης ( $\sigma_{\text{κοχ}}$ ) και των ορίων του υλικού, ούτε οι κοχλίες κινδυνεύουν.

## Συνολική ελαστικότητα

Οι ελαστικότητες των στοιχείων της διάταξης είναι συνδεδεμένες σε σειρά, όπως φαίνεται στην *Εικόνα 4-6*.



Εικόνα 4-6: Σχηματική απεικόνιση συνδεσμολογίας ελαστικότητων των επιμέρους εξαρτημάτων

Η συνολική ελαστικότητα υπολογίζεται από τον τύπο:

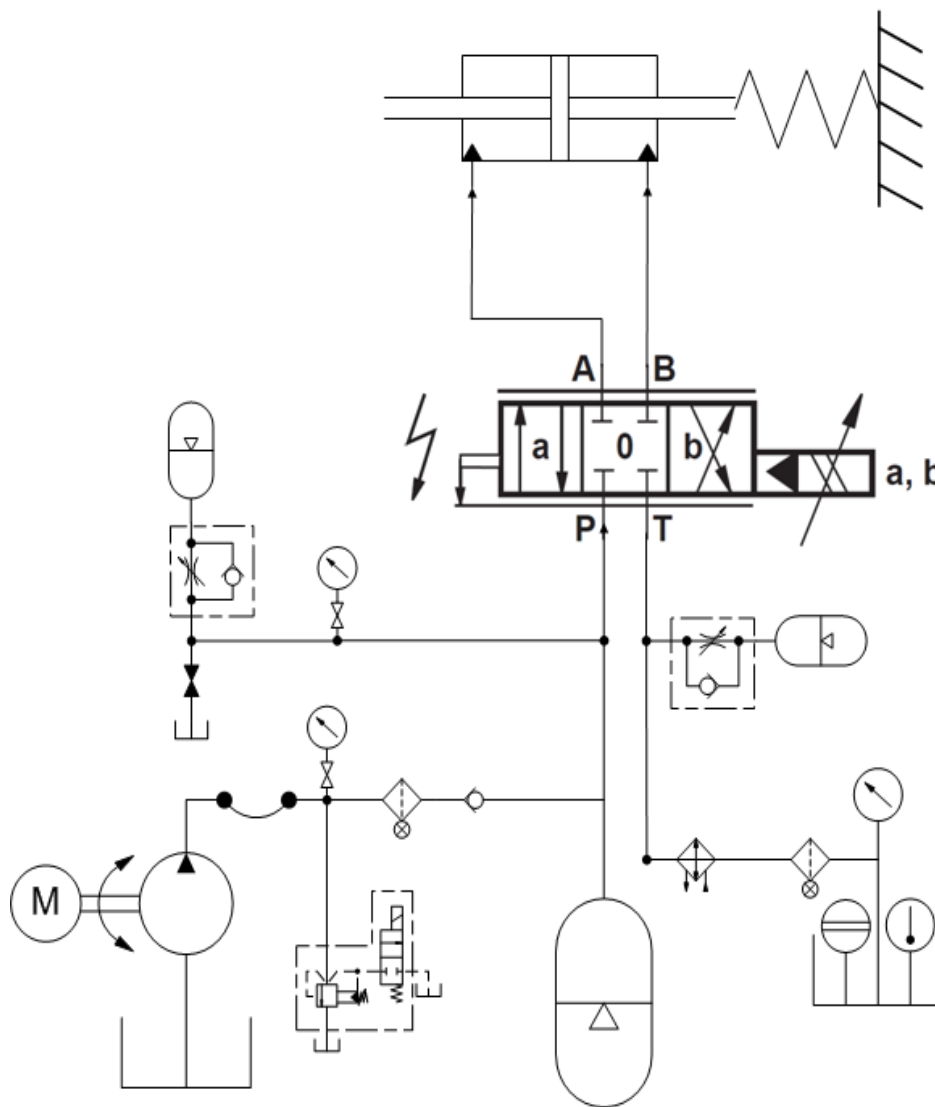
$$\frac{1}{K_{total}} = \sum \frac{1}{K_i} = 55 \text{ kN/mm} \quad (4-3)$$

Αναφέρεται ότι, λόγω της σειριακής σύνδεσης, η ολική ελαστικότητα μονοπωλείται από την υδραυλική. Αυτός είναι ο λόγος που επιλέχθηκε το design με τον κοχλία ως ρυθμιστή της απόστασης και όχι έναν υδραυλικό επενεργητή μεγαλύτερου μήκους.

## 5. Υδραυλικό Κύκλωμα

Σε αυτή την ενότητα θα αναπτυχθεί το μονογραμμικό διάγραμμα (Διάγραμμα 5-1) του υδραυλικού κυκλώματος, οι σχεδιαστικές επιλογές του οποίου είναι κρίσιμες για την εύρυθμη λειτουργία του, την ασφάλεια κατά τη συντήρηση και την ακρίβεια με την οποία τροφοδοτείται η SV και ο HA.

Ως ακρίβεια νοείται η διατήρηση της πίεσης εισόδου της SV ( $p_s$ ), το κατά δύναμη σταθερή. Για αυτό είναι αναγκαίο τα υδραυλικά στοιχεία που θα επιλεγούν να είναι σε συμφωνία με τη συχνότητα λειτουργίας της SV, ώστε η δυναμική της υδραυλικής ροής να οδηγεί σε ομαλή ροή στην είσοδο της.

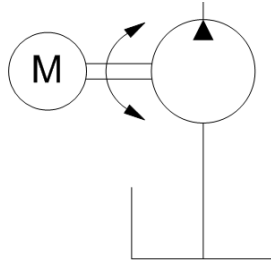


Διάγραμμα 5-1: Μονογραμμικό διάγραμμα του υδραυλικού κυκλώματος

Τα σύμβολα που έχουν χρησιμοποιηθεί είναι βασισμένα στο ISO1219-1 και 2.

## Αντλία

Η αντλία είναι η πηγή υδραυλικής ισχύος του συστήματος. Κινείται από έναν ηλεκτροκινητήρα (M) και παραλαμβάνει υδραυλικό εργαζόμενο μέσο (έλαιο) από τη δεξαμενή (Tank), σε πίεση περιβάλλοντος και το καταθλίβει, τροφοδοτώντας το υπόλοιπο κύκλωμα με υψηλής πίεσης έλαιο. Η αντλία που θα χρησιμοποιηθεί είναι γραναζωτή, σταθερής παροχής, λόγω του χαμηλού της κόστους. Το είδος αυτό ανήκει στις αντλίες θετικής μετατόπισης, δηλαδή υπάρχει σχέση αναλογίας μεταξύ της ταχύτητας περιστροφής της ( $\omega$ ) και της διακινούμενης παροχής ( $Q$ ). Η πίεση κατάθλιψης προκύπτει δηλαδή ανάλογα με την αντίσταση που θα συναντήσει η τρέχουσα παροχή, άρα καθορίζεται άμεσα από αυτή.



Διάγραμμα 5-2: Σύστημα Κινητήρα - Αντλίας - Δεξαμενής

## Παλμός Παροχής

Το πρόβλημα που παρουσιάζουν αυτού του είδους οι αντλίες είναι ο παλμός παροχής (pulsation / flow ripple) που, αναπόφευκτα λόγω της δομής τους, συνοδεύουν τη λειτουργία τους. Οι παλμοί παροχής αποτελούν ένα σήμα διαταραχής στο υδραυλικό κύκλωμα και πρέπει να εξασφαλιστεί ότι είναι αρκούντως χαμηλοί, ώστε να μην αλλοιώνουν τη συνθήκη-στόχο  $p_s$ : σταθερή.

Για αυτό το λόγο, πραγματοποιείται μελέτη περίπτωσης με επίκεντρο μία τυπική γραναζωτή αντλία, όπου οι τροχοί της χαρακτηρίζονται από την τριάδα [25, 20°, 2mm].

Τότε,  $D_o = 50\text{mm}$ , οπότε:

$$r_o = 25\text{mm}$$

$$r_k = r_o + m = 27\text{mm}$$

$$r_g = r_o - 0.5m = 24\text{mm}$$

Το πλάτος του παλμού παροχής [5] είναι

$$\Delta Q = \left(\frac{\pi r_g}{Z}\right)^2 b \quad (5-1)$$

ενώ η μέγιστη

$$Q_{max} = (r_k^2 - r_o^2)b \quad (5-2)$$

όπου  $b$  είναι το πλάτος των τροχών.

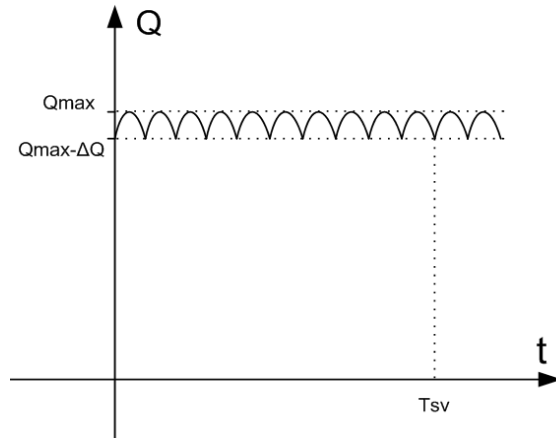
Με αυτά ως δεδομένα υπολογίζεται ο λόγος  $\Delta Q/Q_{max} = 8.5\%$ .

Ως κινητήρας επιλέγεται ένας τυπικός τετραπολικός, τριφασικός κινητήρας 50Hz, όπου το rated load του αντιστοιχεί σε  $\omega = 1425\text{rpm}$ , ή ισοδύναμα συχνότητα περιστροφής 23.75Hz.

Αυτή μεταφράζεται σε συχνότητα παλμών:

$$f_{\text{pulse}} = 23.75 \cdot Z = 593 \text{ Hz}$$

Παρατηρείται ότι η  $f_{\text{pulse}}$  είναι κατά μία τάξη μεγέθους μεγαλύτερη της μέγιστης συχνότητας λειτουργίας της διάταξης. Συνεπώς, ένα τόσο υψίσυχο σήμα δε θα αποτελέσει πρόβλημα στη λειτουργία της διάταξης, ειδικά αν ελαττωθεί ακόμα περισσότερο το πλάτος του.



Διάγραμμα 5-3: Παλμός Παροχής στον Χρόνο

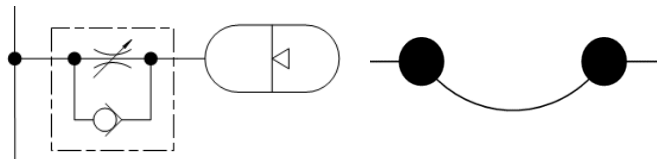
Σημειώνεται ότι  $T_{sv}$  είναι η τυπική περίοδος λειτουργίας της SV, δηλαδή της τάξης των 25ms.

### Εξομάλυνση Παλμού Παροχής

Το ρόλο της εξομάλυνσης του θορύβου της γранаζωτής αντλίας, μπορεί να παίξει ένα στοιχείο χωρητικότητας, ρυθμισμένο στη συχνότητά εμφάνισής του. Δηλαδή, ο υπολογισμός θα στοχεύει στο να εξασφαλιστεί ότι η ιδιοσυχνότητα τού πρόσθετου στοιχείου θα ταυτίζεται με την  $f_{\text{pulse}}$ . [6]

Στοιχεία για αυτή την εφαρμογή είναι:

- ο συσσωρευτής (accumulator με one-way restrictor) και
- ο εύκαμπτος σωλήνας (hose) που μέσω της ελαστικής του ιδιότητας αποθηκεύει ενέργεια, αλλά δρα και σαν αποσβεστήρας (buffer).



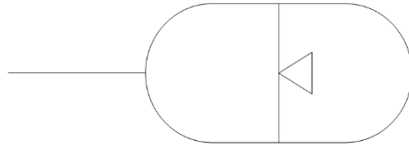
Διάγραμμα 5-4: Σύστημα συσσωρευτή και εύκαμπτος σωλήνας

Ανάμεσα στα δύο η φθηνότερη και τελικά προτιμότερη επιλογή είναι το hose, οπότε και εισάγεται στο μονογραμμικό.

### Συσσωρευτής

Λόγω της ποικιλίας των δοκιμών και των φορτίων που θα μπορεί να διαχειριστεί η διάταξη, η ισχύς τής αντλίας επιλέγεται βάσει της μεγαλύτερης απαίτησης. Σε μικρότερα φορτία, λοιπόν, θα είναι ασύμφορο

να λειτουργεί διαρκώς, οπότε προστίθεται στο κύκλωμα ένας συσσωρευτής (accumulator) που θα αποθηκεύει την περίσσεια ενέργεια ενώ λειτουργεί η αντλία, και θα λειτουργεί ο ίδιος ως πηγή ενέργειας όταν έχει φορτίσει, ενώ η αντλία περιστρέφεται “εν κενώ”. Συνήθως, για αυτή την εφαρμογή, χρησιμοποιείται συσσωρευτής αερίου (gas loaded).

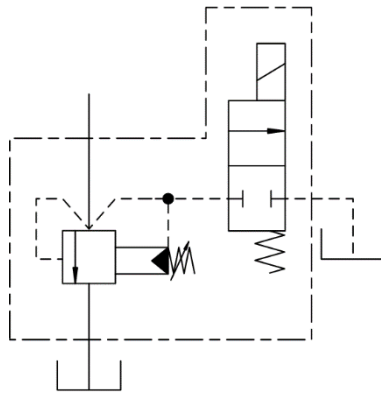


Διάγραμμα 5-5: Συσσωρευτής

## Venting ασφαλιστικό στοιχείο

Σε συνδυασμό με τον συσσωρευτή, οφείλει να εισαχθεί μία venting ανακουφιστική βαλβίδα, ενδιάμεσα αυτού και της αντλίας. Αυτή η διάταξη δίνει τη δυνατότητα στην αντλία να λειτουργεί “εν κενώ”, καθώς καθιστά ελάχιστη την απαίτηση ανύψωσης της πίεσης του ελαίου, το οποίο, μέσω της εν λόγω βαλβίδας, διοχετεύεται στη δεξαμενή. Έτσι, επιτυγχάνεται εξαιρετικά μειωμένη κατανάλωση ενέργειας, ενώ η αντλία βρίσκεται σε ετοιμότητα να παραδώσει υδραυλική ισχύ.

Η βαλβίδα λειτουργεί ηλεκτρικά και περιλαμβάνει πιλότο εσωτερικής παροχής και εξωτερικής επιστροφής υγρού [5].



Διάγραμμα 5-6: Venting ανακουφιστική βαλβίδα

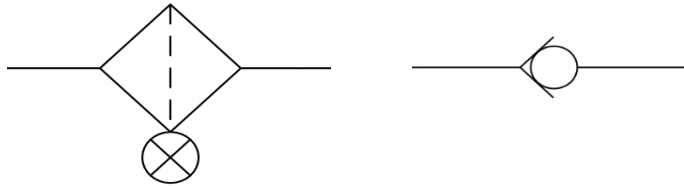
## Αντεπίστροφη βαλβίδα και Φίλτρο

Μεταξύ του ασφαλιστικού στοιχείου και του συσσωρευτή εγκαθίστανται ακόμα μία αντεπίστροφη βαλβίδα και ένα φίλτρο.

Η αντεπίστροφη βαλβίδα χρησιμοποιείται για να βεβαιώσει ότι η ροή έχει συγκεκριμένη κατεύθυνση στον κλάδο της κατάθλιψης, προς την είσοδο της SV.

Το φίλτρο, από την άλλη, αναλαμβάνει τον καθαρισμό του ελαίου, κατακρατώντας ανεπιθύμητες προσμίξεις. Είναι αναπόσπαστο κομμάτι ενός συστήματος SV, καθώς ο συχνότερος λόγος βλάβης των SV είναι οι ακαθαρσίες.

Το πρόβλημα εντείνεται στην περίπτωση που η αντλία είναι γραναζωτή, καθώς χαρακτηρίζεται από έντονη παραγωγή μικροσωματιδίων που αποσπώνται από τα τοιχώματα των οδοντωτών τροχών λόγω τριβής.



Διάγραμμα 5-7: Φίλτρο με contamination indicator και αντεπίστροφη βαλβίδα

## Συσσωρευτές SV – Αντιπληγματικοί

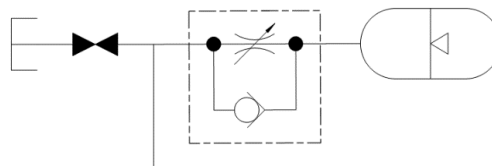
Απαραίτητοι για την επίτευξη της συνθήκης-στόχου ( $p_s$  σταθερή) είναι δύο συσσωρευτές ακόμα, ρυθμισμένοι στη συχνότητα λειτουργίας της SV (~40Hz). Ο ρόλος τους είναι να παραλαμβάνουν τα αλληπάλληλα υδραυλικά πλήγματα που δημιουργούνται στη ροή κατά τη μεταβολή των διακένων της SV.

Η χωρητικότητά τους επιλέγεται για να αντισταθμίσει τη συμμετοχή της αδράνειας της ροής στη συνολική δυναμική του υδραυλικού συστήματος.

Οι συσσωρευτές τοποθετούνται κοντά στην είσοδο και στην έξοδο της SV αντίστοιχα και συνδυάζονται με ένα σύστημα ρύθμισης ροής (flow regulator / one-way restrictor).

## Βάνα

Στον συσσωρευτή του κλάδου της κατάθλιψης (HP) προστίθεται βάνα (normally closed) που οδηγεί στη δεξαμενή. Η χρησιμότητά της φαίνεται κατά τη συντήρηση, όπου χρειάζεται η επιβεβαίωση ότι δεν έχει εγκλωβιστεί πίεση στον κλάδο HP αλλά και η δυνατότητα εκτόνωσης της εναπομείνουσας, με ασφάλεια.



Διάγραμμα 5-8: Σύστημα βάνας - flow regulator - accumulator

## Λοιπά εξαρτήματα

### Μανόμετρα

Η χρήση μανομέτρων είναι αυτονόητη, καθώς χρειάζεται ανά πάσα στιγμή να υπάρχει εποπτεία της λειτουργίας του συνόλου της διάταξης.

### Εναλλάκτης Θερμότητας

Στραγγαλισμός της ροής προκαλείται σε πολλά σημεία, με κυριότερο την ίδια τη SV. Αποτέλεσμα αυτού είναι η αύξηση της θερμοκρασίας του υγρού, πέρα από την πτώση πίεσης. Συνεπώς εισάγεται εναλλάκτης θερμότητας για την απαγωγή της.

## Δεξαμενή

Επιλέγεται δεξαμενή (Tank), ατμοσφαιρικής πίεσης, στην οποία είναι τοποθετημένα θερμόμετρο και δείκτης στάθμης.

## Σέρβο Βαλβίδα - SV

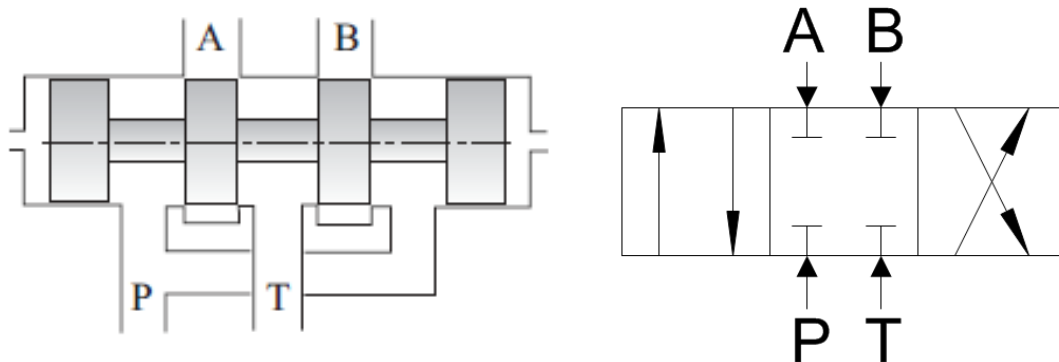
### Τρόπος λειτουργίας

Είναι σύνηθες σε υδραυλικά επενεργούμενα συστήματα με έντονα δυναμικό χαρακτήρα, οι απαιτήσεις σε παρεχόμενη πίεση και ροή μάζας να μεταβάλλονται σημαντικά. Παράδειγμα αποτελεί η παρούσα διάταξη που περιλαμβάνει έμβολο διπλής ενέργειας, γεγονός που επιβάλλει την αντιστροφή της “πολικότητας” στους ακροδέκτες αυτού, αλλά και την ελεγχόμενη αυξομείωση της διαφοράς πίεσης.

Η πρόκληση αυτή αντιμετωπίζεται με δύο τρόπους: Είτε εισάγεται ως πηγή, μία αντλία μεταβαλλόμενης παροχής, είτε χρησιμοποιείται μία βαλβίδα κατεύθυνσης ροής - Directional Control Valve (DCV) σε συνδυασμό με μία αντλία σταθερής παροχής. Η δεύτερη επιλογή είναι συχνά οικονομικότερη και πιο αποτελεσματική.

Μέσω του ελέγχου της θέσης ενός κυλινδρικού ολισθαίνοντος εξαρτήματος (spool), εντός ενός κυλίνδρου, επιτρέπεται ή παρεμποδίζεται η ροή του εργαζόμενου μέσου σε προκαθορισμένες διαδρομές, ενσωματωμένες στο συναρμολόγημα της DCV. Κανόνας είναι ακόμα, το spool να κινείται γύρω από ένα σημείο ισορροπίας, συγκρατούμενο με ελατήρια εκατέρωθεν. Εν προκειμένω, το σημείο ισορροπίας αντιστοιχεί στο ενδιάμεσο block της εικόνας β, όπου δεν επιτρέπεται ροή σε καμία διαδρομή.

Στην *Εικόνα 5-1* φαίνεται η απλοποιημένη διάταξη μίας 4-land, 4-port DCV. Διακρίνεται το spool, που ανάλογα με τη θέση του επιτρέπει τις ροές που φαίνονται στη συμβολική αναπαράσταση (β). Τα γράμματα P, T, A, B συμβολίζουν αντίστοιχα Παροχή (Pump), Επιστροφή (Tank), Επενεργητής (Actuator), και Επενεργητής αντίθετης φοράς (Actuator opposing).



Εικόνα 5-1: DCV 4-land, 4-port, (α) Διάταξη (β) Συμβολική αναπαράσταση

Ο έλεγχος της θέσης του spool μπορεί να γίνει υδραυλικά, μηχανικά (χειροκίνητα ή αυτόματα π.χ. με κάμες), ηλεκτρικά ή με συνδυασμό κάποιων εκ των μεθόδων. Επιπλέον, γίνεται διαχωρισμός ως προς τον αριθμό των θέσεων που μπορεί να λάβει το spool. Σε περίπτωση πεπερασμένου αριθμού, πρόκειται συνήθως για χειροκίνητο σύστημα και η λειτουργία του ομοιάζει με διακόπτη, ενώ όταν οι δυνατές θέσεις του spool είναι οι ονομαστικές αλλά και όλες οι ενδιάμεσες, τότε συνήθως πρόκειται περί αναλογικής ή σερβο (SV) βαλβίδας. Ο τρόπος λειτουργίας των δύο τελευταίων είναι παρόμοιος.

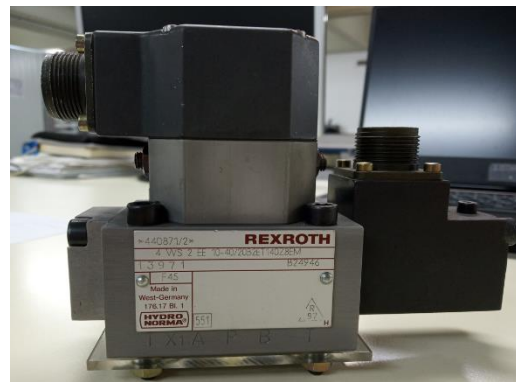
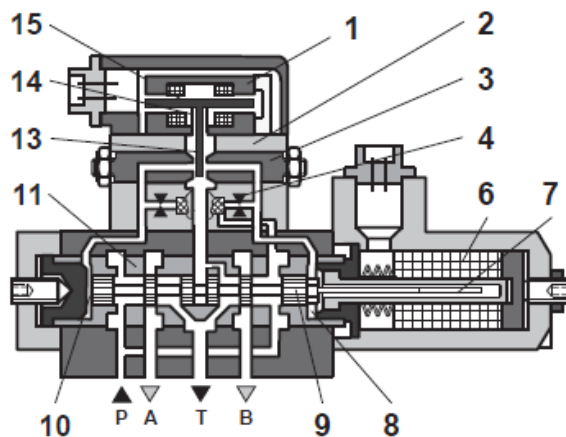


Η ύπαρξη ενός ηλεκτρικού κινητήρα υψηλής ροπής (Torque Motor -TM) επιτρέπει την είσοδο ηλεκτρικού σήματος για την ανάλογη, ως προς αυτό, μετατόπιση του spool. Με αυτό τον τρόπο, ελέγχοντας ηλεκτρονικά τα χαρακτηριστικά του ηλεκτρικού σήματος εισόδου, ελέγχεται άμεσα και με αναλογικό τρόπο η παροχή και η κατεύθυνσή της.

Η διαφορά μεταξύ των αναλογικών βαλβίδων και των σερβοβαλβίδων έγκειται στην αρτιότερη κατασκευή των δεύτερων, με πιο αυστηρές ανοχές, στη μεγαλύτερη ενίσχυση που μπορεί να δοθεί στο σήμα εισόδου και τελικά στην ακρίβεια και την απόκριση λειτουργίας τους. Τα πλεονεκτήματα αυτά, φυσικά αντανακλώνται και στο κόστος μίας τέτοιας βαλβίδας. Ωστόσο, επειδή το πείραμα της κόπωσης αποτελεί εξ ορισμού μία πολύωρη διαδικασία αφού οι απαιτούμενες επαναλήψεις φτάνουν αριθμούς της τάξεως των  $10^6$ - $10^7$ , είναι αναγκαίο να επιτυγχάνεται υψηλή συχνότητα άσκησης του φορτίου, χωρίς να αλλοιώνεται η ακρίβεια που συμβαίνει αυτό. Αυτό, σε συνδυασμό με το γεγονός ότι προϋπάρχει άεργη σερβοβαλβίδα στο Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών του ΕΜΠ, καθιστούν τη συμπεριληψή της μονόδρομο. Με άλλα λόγια η SV αποτελεί ένα προϊόν υψηλής τεχνολογίας και δρα ως ο “εγκέφαλος” της διάταξης.

### Διαθέσιμη

Η διαθέσιμη σερβοβαλβίδα είναι το μοντέλο **4WS2EE 10-40/20B2ET140Z8EM** της εταιρείας **MANNESMANN REXROTH**.



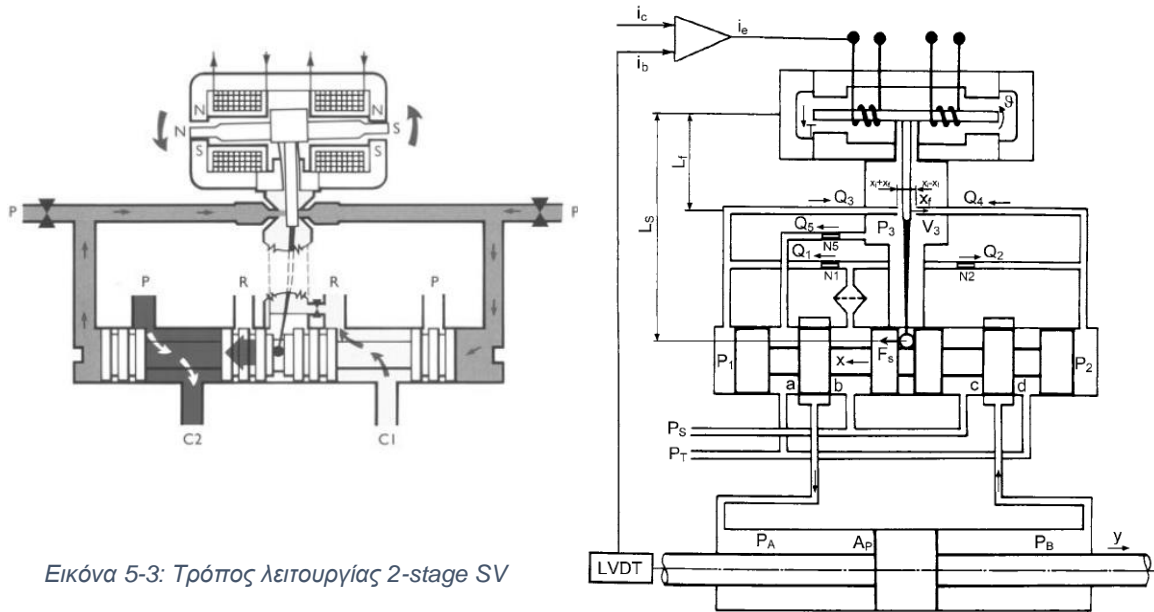
Εικόνα 5-2: SV 4WS2EE 10-40/20B2ET140Z8EM, MANNESMANN REXROTH

Τα χαρακτηριστικά της βρίσκονται από τον τεχνικό κατάλογο της εταιρείας, μετά από αποκωδικοποίηση του ονόματός της. Πρόκειται για μια:

- 2-stage, 4-way servo valve, με
- External control electronics: Ο έλεγχος υλοποιείται με εξωτερικά ηλεκτρονικά, με προδιαγραφές που αναγράφονται στο φυλλάδιο της SV.
- Electrical spool position feedback: Η εν λόγω SV διαθέτει εσωτερική ανάδραση θέσης του spool (2nd stage), μέσω βάρου απευθείας συνδεδεμένου με αυτό, κινούμενου εντός επαγωγικού μετατροπέα, 7 και 6 αντίστοιχα, κατά την Εικόνα 5-2. Το παραγόμενο ηλεκτρικό σήμα, αφού ενισχυθεί, διορθώνει το εξωτερικό σήμα (2) εισόδου της SV, για ακριβέστερη τοποθέτηση του spool ανά πάσα στιγμή. Η λειτουργία αυτή οδηγεί σε ακόμα ταχύτερη απόκριση.
- Nominal flow:  $Q_{\Delta p=70\text{bar}} = 20 \text{ lpm}$ . Η ονομαστική παροχή μίας SV υπολογίζεται στο σημείο που το spool βρίσκεται σε ακραία θέση (ελάχιστη τοπική υδραυλική αντίσταση) και η εσωτερική πτώση πίεσης ισούται με 70bar.

- Port P - Supply Pressure ( $p_s$ ): 70 - 140 bar.
- Βάρος: 1.9kg.

Ο σχεδιασμός της SV με τη μέθοδο των δύο βαθμίδων (2-stage), έχει ως αποτέλεσμα σημαντικά αυξημένη ικανότητα ροής, όπως και βελτιωμένη ευστάθεια και απόκριση. Ο TM μετακινεί το flapper (1st stage) που με τη σειρά του παρεμποδίζει τη ροή σε ένα από τα δύο jets εργαζόμενου μέσου, αυξάνοντας την πίεση σε αυτή την πλευρά. Η παραγόμενη διαφορά πίεσης, που είναι συνάρτηση της πίεσης εισόδου, έρχεται με τη σειρά της να δημιουργήσει μία αξονική δύναμη στα έμβολα του spool (2nd stage) που τελικά το μετακινεί. Επίσης, με αυτή την τακτική, είναι εφικτή η μηχανική ανάδραση, μέσω του feedback spring (μακρόστενο κατακόρυφο στοιχείο που εκτείνεται από το flapper ως το spool), που αντισταθμίζει τη δύναμη λόγω διαφοράς πίεσης όταν το spool βρεθεί στο νέο σημείο ισορροπίας του.

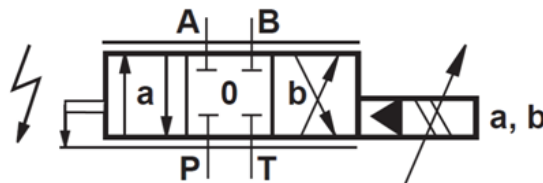


Εικόνα 5-3: Τρόπος λειτουργίας 2-stage SV

Στην Εικόνα 5-3 φαίνεται μια ολοκληρωμένη απεικόνιση της δομής της 2-stage SV και της σύνδεσής της με τον επενεργητή, μαζί με την σχηματική αναπαράσταση του διπλού jet flapper μηχανισμού [7].

Σημειώνεται, ότι το σήμα ανάδρασης στη διάταξη κόπωσης δεν προέρχεται από LVDT (linear variable differential transformer), δηλαδή από τη μετατόπιση του εμβόλου, αλλά από το Load Cell (Force Transducer), οπότε και θα πραγματοποιηθεί Force Control.

Το σύμβολό της διαθέσιμης SV φαίνεται στο Διάγραμμα 5-9, όπου διακρίνεται το electrical feedback loop και ο ηλεκτρονικός ρυθμιζόμενος έλεγχος της θέσης του spool.

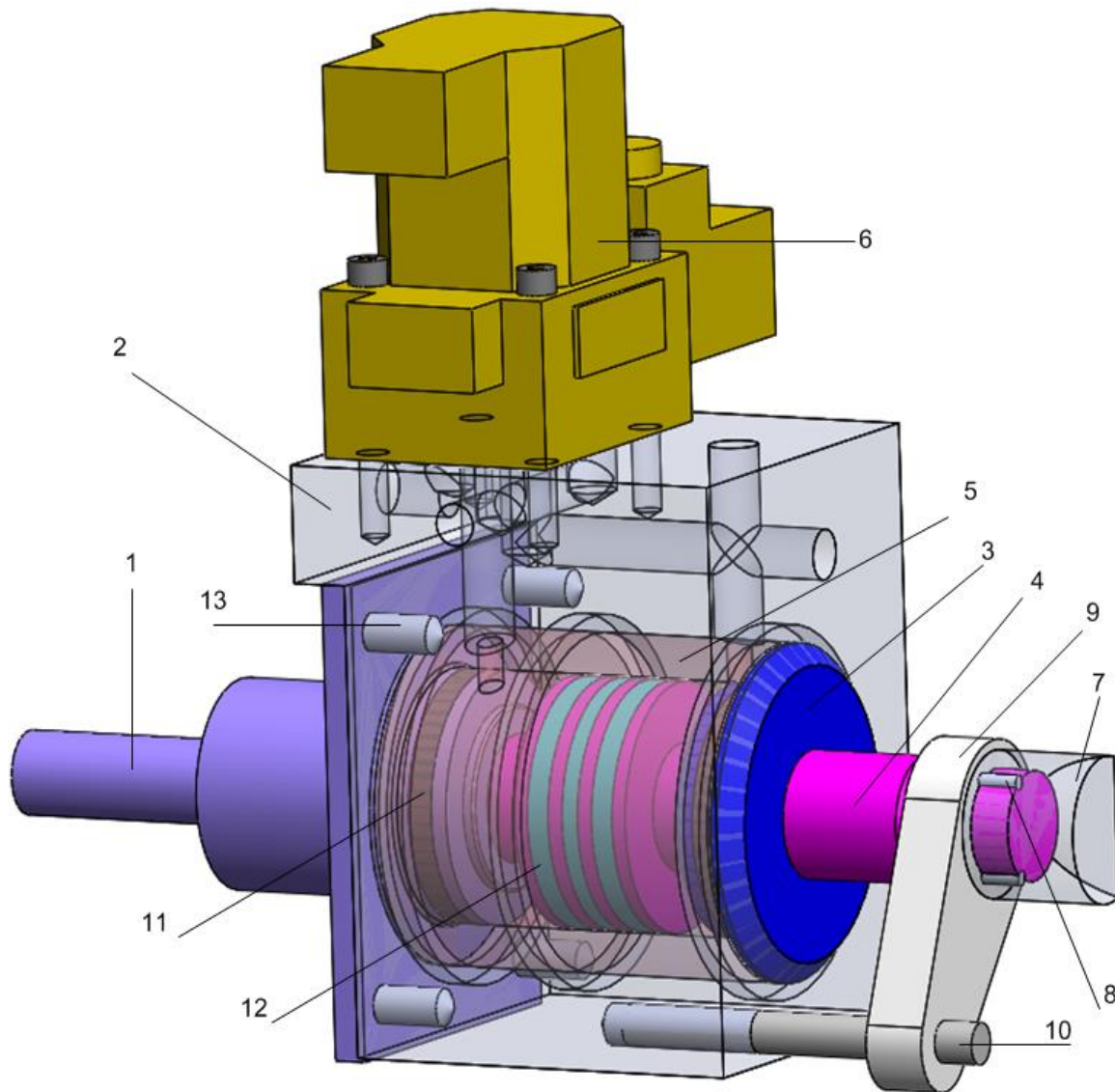


Διάγραμμα 5-9: Συμβολική αναπαράσταση της διαθέσιμης SV

## 6. Υδραυλικός Επενεργητής

Επόμενο στάδιο της μελέτης είναι ο υπολογισμός και σχεδιασμός του υδραυλικού γραμμικού επενεργητή που μετατρέπει την υδραυλική ισχύ σε μηχανική. Τα μέρη που τον αποτελούν και που θα αναπτυχθούν σε αυτή την ενότητα, φαίνονται στην *Εικόνα 6-1*.

Λόγω του μικρού μεγέθους των τεμαχίων του συναρμολογήματος, ακολουθείται πάλι η μονολιθική αντιμετώπιση του σχεδιασμού.



*Εικόνα 6-1: Συνολικό συναρμολόγημα του ΗΑ*

1. *Cylinder Head.*
2. *Τάκος.*
3. *Cylinder Cap.*
4. *Έμβολο - βάκτρα.*
5. *Cylinder.*
6. *Servo valve.*
7. *Εργαλείο (Tool).*
8. *Πίρος εργαλείου (pin).*
9. *Οδηγός βάκτρου.*
10. *Πίρος οδήγησης βάκτρου.*
11. *Στατικοί στεγανωτικοί δακτύλιοι.*
12. *Στεγανωτικοί οδηγητικοί δακτύλιοι εμβόλου (υπάρχουν αντίστοιχοι και στα βάκτρα).*
13. *Κοχλίες σύσφιξης/συγκρατησης.*

## Έμβολο

Αρχικά πρέπει να προσδιοριστεί το εμβαδό  $A$  της ενεργούς επιφάνειας, μέγεθος βασικό για την κλίμακα όλων των τεμαχίων. Όπως έχει ήδη ειπωθεί η μέγιστη δύναμη που θα πρέπει να αποδίδει η διάταξη είναι 30 kN. Συνεπώς, λαμβάνοντας ως πίεση του κυλίνδρου τη μέγιστη που μπορεί να δεχθεί η SV, δηλαδή 140bar, υπολογίζεται:

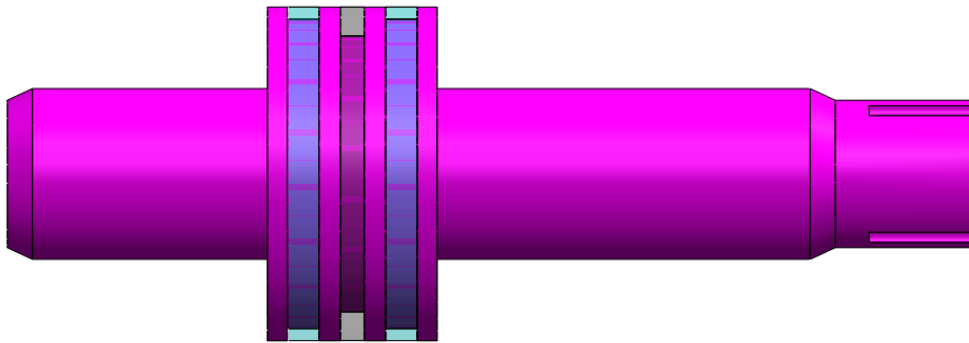
$$A = F_{\max} / p_{\max} = 2120 \text{ mm}^2$$

Επίσης, επιλέγεται ως δομή του εμβόλου, αυτή του διπλού βάκτρου (double rod piston).

Το design αυτό επιτρέπει τη στήριξη του εμβόλου σε τρία σημεία (βάκτρο 1, έμβολο, βάκτρο 2), πράγμα απαραίτητο, δεδομένου του μικρού μήκους του τεμαχίου (συνολικά 170mm). Αναφορικά με τις διατομές των δύο βάκτρων, αυτές επιλέγονται ίσες μεταξύ τους για τη μετέπειτα διευκόλυνση του αυτομάτου ελέγχου.

Το μήκος προκύπτει, έχοντας ως απαίτηση η συνολική μετατόπιση του εμβόλου να είναι 30mm, όπως έχει προαναφερθεί.

Ένας συνδυασμός  $[D_{\text{piston}}, D_{\text{rod}}]$  που δίνει ικανοποιητικά αποτελέσματα, ενώ ταυτόχρονα είναι εντός των προδιαγραφών που θέτουν οι παραπάνω περιορισμοί, είναι ο  $[60\text{mm}, 30\text{mm}]$ .



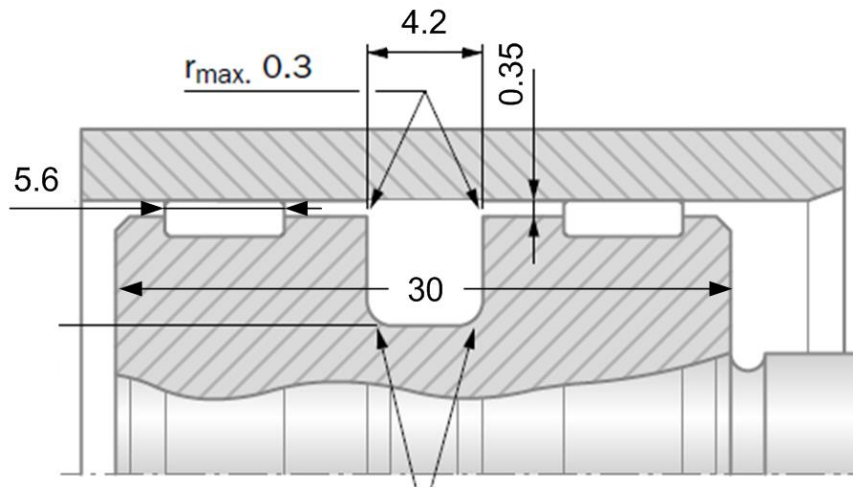
Εικόνα 6-2: Κύλινδρος διπλού βάκτρου με δακτυλίους στεγάνωσης και οδήγησης

### Στεγάνωση - sealing και οδήγηση - guiding

Προκειμένου να στεγανώνεται το εκάστοτε δωμάτιο του κυλίνδρου που βρίσκεται σε υπερπίεση, αλλά και για να αποφεύγεται η άμεση επαφή μετάλλων (του εμβόλου και του κυλίνδρου), χρησιμοποιούνται ένας στεγανωτικός δακτύλιος στον μεσαίο αύλακα και δύο οδηγητικοί δακτύλιοι εκατέρωθεν του στεγανωτικού. Αυτοί είναι εμπορικά διαθέσιμοι και επιλέγονται από την εταιρεία Telleborg.

Συγκεκριμένα, όσον αφορά στη:

- **στεγάνωση**, επιλέγεται το μοντέλο Zurcon Glyd-ring PGP200600
- **οδήγηση**, επιλέγονται 2 Turcite Slyd-rings, του μοντέλου GP6500600



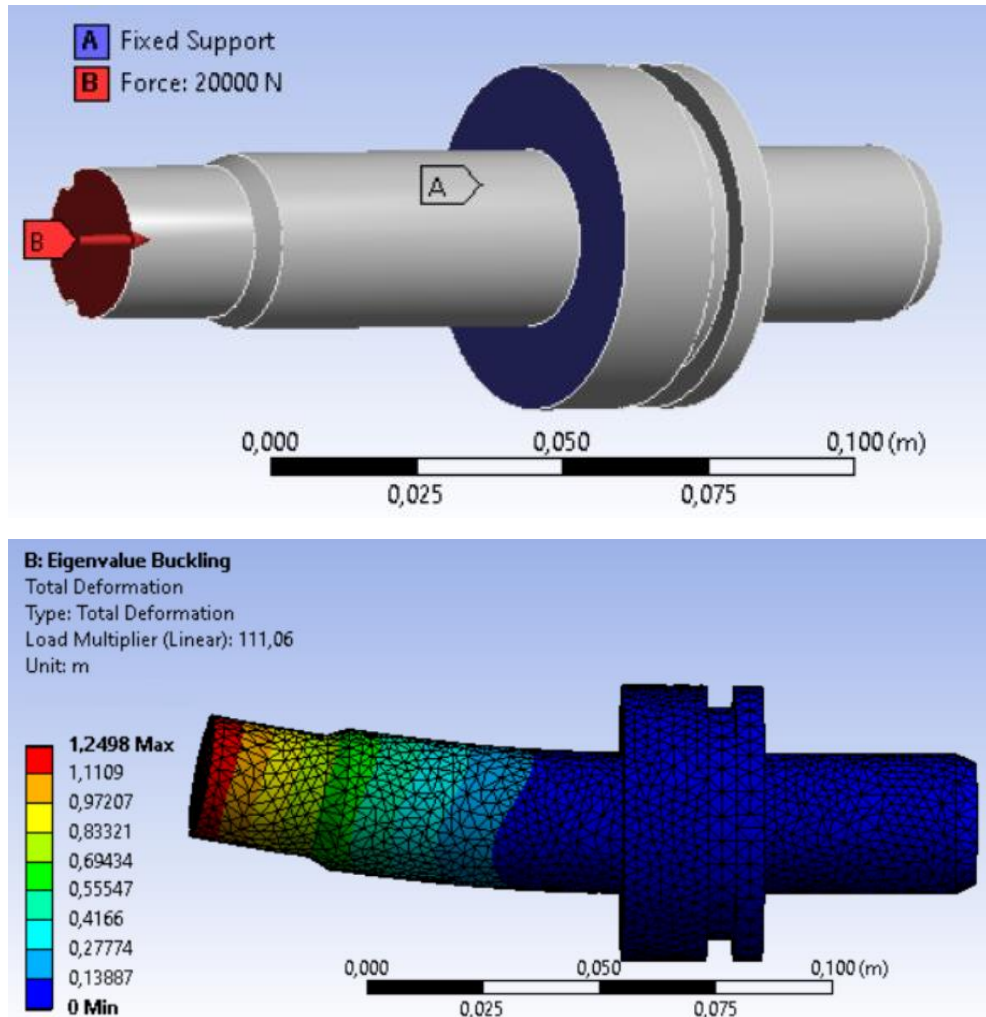
Εικόνα 6-4: Τομή του εμβόλου



Εικόνα 6-3: Στεγανωτικός δακτύλιος PGP200600 και οδηγητικός δακτύλιος GP6500600

## Λυγισμός - Buckling

Στη συνέχεια επαληθεύεται η αντοχή του εμβόλου σε λυγισμό σε περιβάλλον ANSYS. Το αποτέλεσμα της ανάλυσης είναι η πρώτη ιδιομορφή και ο Buckling Load Factor (BLF) ή Load Multiplier. Ο BLF είναι ο συντελεστής με τον οποίο πρέπει να πολλαπλασιαστεί η δύναμη που επιλέχθηκε για την ανάλυση για να προκύψει το κρίσιμο φορτίο ( $P_{cr}$ ) που προκαλεί την εμφάνιση της ιδιομορφής. Στην προκειμένη περίπτωση,  $BLF = 111$  και  $P_{cr} = 20\text{kN} \cdot 111 = 2220\text{kN}$ , συνεπώς το έμβολο δεν κινδυνεύει από λυγισμό. [7]



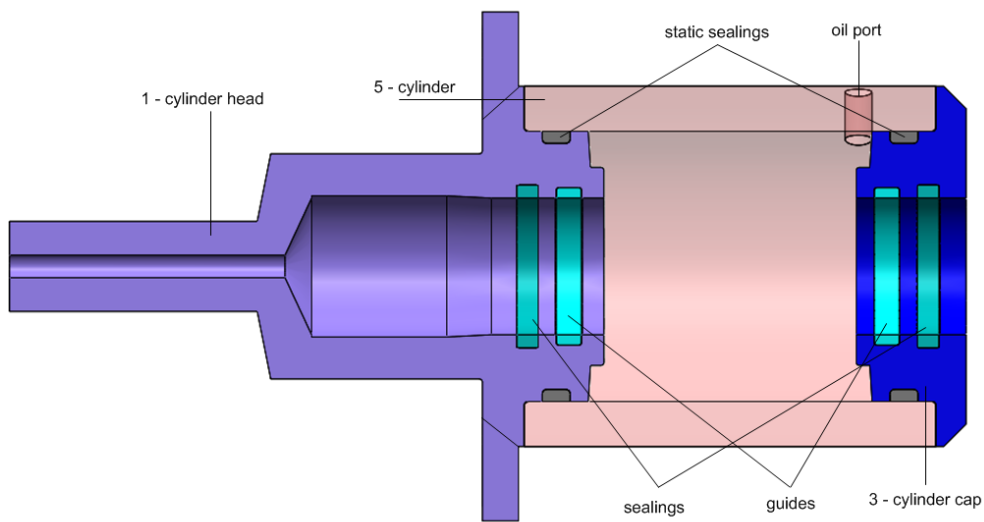
Εικόνα 6-5: FEA του εμβόλου σε λυγισμό

## Σύστημα Κυλίνδρου

Στη συνέχεια, δημιουργούνται τα τεμάχια (1), (3), (5) που αποτελούν το Σύστημα Κυλίνδρου.

Τα (1), (3) είναι ιδιοκατασκευασμένα στον τόρνο, ενώ ο κύλινδρος είναι τυποποιημένος, με εσωτερική επιφάνεια άριστης ποιότητας.

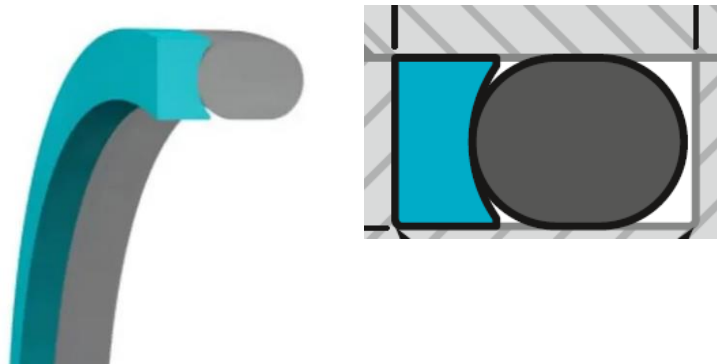
Αρχικά, κατά το σχεδιασμό του cylinder head, αξιοποιώντας το μήκος της οδήγησης (bushing), δημιουργείται ο αναγκαίος κενός χώρος για να μετακινείται το έμβολο ανεμπόδιστα. Επιπλέον, διανοίγεται οπή που συνδέει τον κλειστό αυτόν χώρο με το περιβάλλον, ώστε να μη δημιουργούνται συνθήκες ελαστικότητας λόγω του έγκλειστου αέρα. Κοινή διαδικασία κατά την κατασκευή των cylinder head και cap αποτελεί η διάνοιξη όμοιων αυλάκων, εντός των οποίων θα τοποθετηθούν τα κατάλληλα στεγανωτικά και οδηγητικά στοιχεία.



Εικόνα 6-6: Τομή Συστήματος Κυλίνδρου με τους στεγανωτικούς και οδηγητικούς δακτυλίους

### Στατική στεγάνωση

Για τη στεγάνωση προς το περιβάλλον, οφείλει να υπάρχει δακτύλιος στατικής στεγάνωσης ενδιάμεσα των head/cap και του κυλίνδρου. Επιλέγεται, λοιπόν, back-up ring concave και συγκεκριμένα το μοντέλο BV2700600 της Trelleborg.

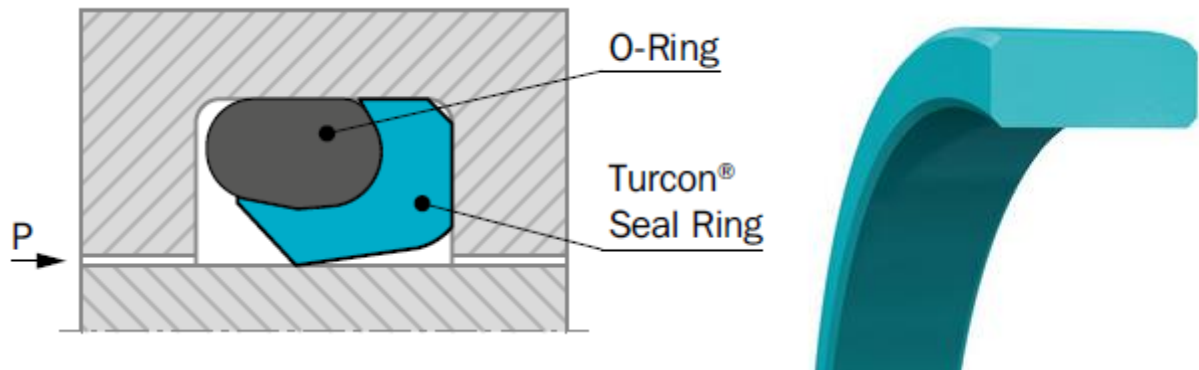


Εικόνα 6-7: Back-up ring BV2700600 της Trelleborg

## Στεγάνωση και οδήγηση βάρκρου

Για τη δυναμική στεγάνωση και οδήγηση στο κάθε βάρκρο επιλέγονται αντίστοιχα:

- το μοντέλο Turcon VL rod seal : REL200300
- το μοντέλο Slydring: GR6500300



Εικόνα 6-8: Στεγανωτικός δακτύλιος REL200300 και οδηγητικός δακτύλιος GR6500300

Τέλος, αναφέρεται ότι δεν είναι απαραίτητη ιδιαίτερη μελέτη του cushioning, καθώς ο επενεργητής δεν έχει να μετακινήσει μεγάλα αδρανειακά φορτία που η απότομη μεταβολή της ταχύτητάς τους θα προκαλούσε καταστροφικά υψηλά φορτία στην κατασκευή.

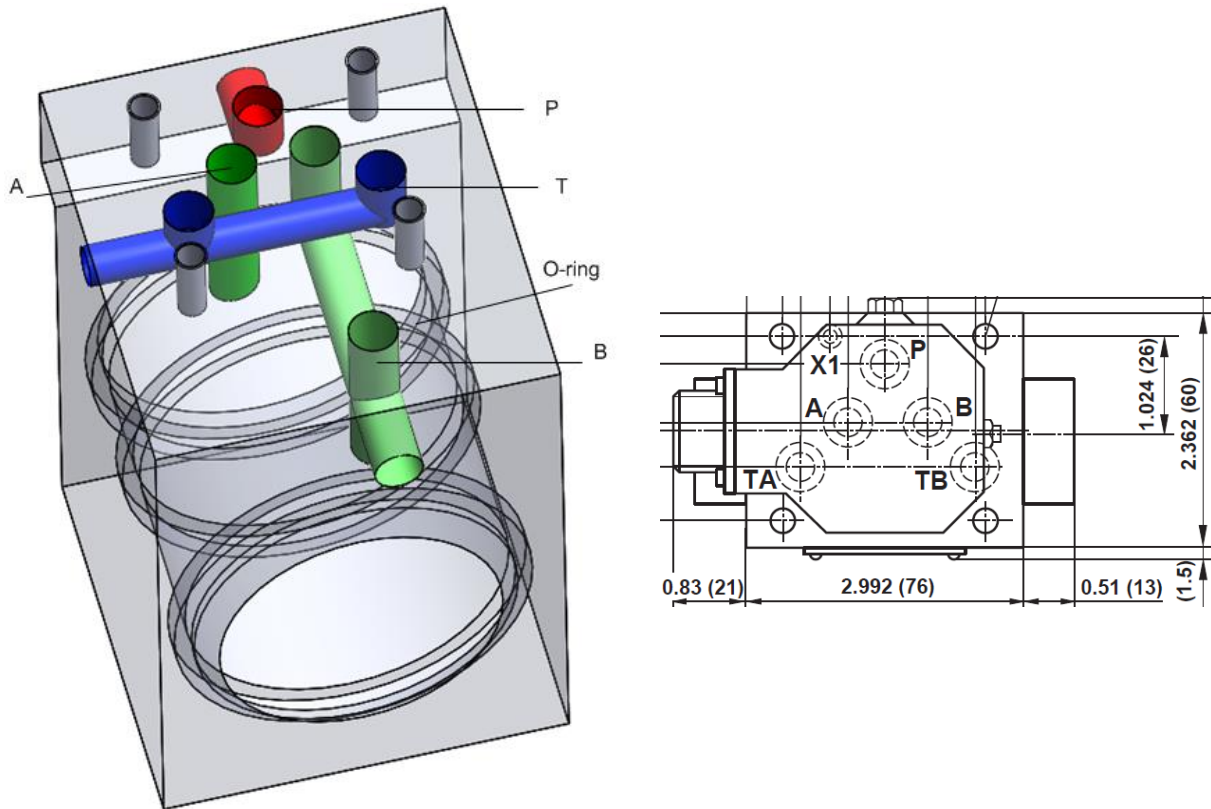
## Τάκος - Τοποθέτηση SV

Κρίσιμη για την ορθή λειτουργία του υδραυλικού συστήματος είναι ακόμα και η χωροταξία των στοιχείων που την αποτελούν. Γενικότερα, είναι προτιμότερο να επιτυγχάνεται συμπαγής σχεδιασμός (compact design) για να προκύπτει πιο ελεγχόμενη δυναμική του συνόλου, δηλαδή να αποφεύγεται η εμφάνιση νέων και επικίνδυνων ιδιοσυχνοτήτων. Αυτό είναι ακόμα πιο αληθές στα στοιχεία υψηλής ακρίβειας και άσκησης ελέγχου, λόγω της υψηλής ευαισθησίας τους. Συνεπώς, είναι πρωταρχικής σημασίας η SV να βρίσκεται πλησιέστερα κατά το δυνατόν στον υδραυλικό επενεργητή, για παράδειγμα με την χρήση ενός τάκου, πακτωμένου στον κύλινδρο.

Ο τάκος είναι ένα συμπαγές τεμάχιο, που με διαδοχικά κατάλληλα τρυπήματα, έχουν δημιουργηθεί αύλακες, ώστε να κατευθύνουν το εργαζόμενο μέσο, από τα ports της SV στα chambers του επενεργητή ή στο υπόλοιπο υδραυλικό κύκλωμα (αντλία, tank) και αντίστροφα.

Για καλύτερη οπτικοποίηση η διαδρομή της κατάθλιψης (P) διακρίνεται με κόκκινο χρώμα, ενώ της επιστροφής (T) με μπλε. Οι άλλες δύο αφορούν στα ports A, B και χρωματίζονται πράσινα, όπως φαίνεται στην Εικόνα 6-9. Επιπλέον, βασικό είναι η SV να τοποθετηθεί με τρόπο που και η παραμικρή κίνηση του επενεργητή, να μην επηρεάζει τη δυναμική του spool. Αυτό συνεπάγεται την εγκάρσια ελευθερία κίνησης του spool ως προς τον άξονα κίνησης του επενεργητή και αιτιολογεί τον προσανατολισμό των αυλάκων, οι οποίοι ακολουθούν το μοτίβο των ports της SV.

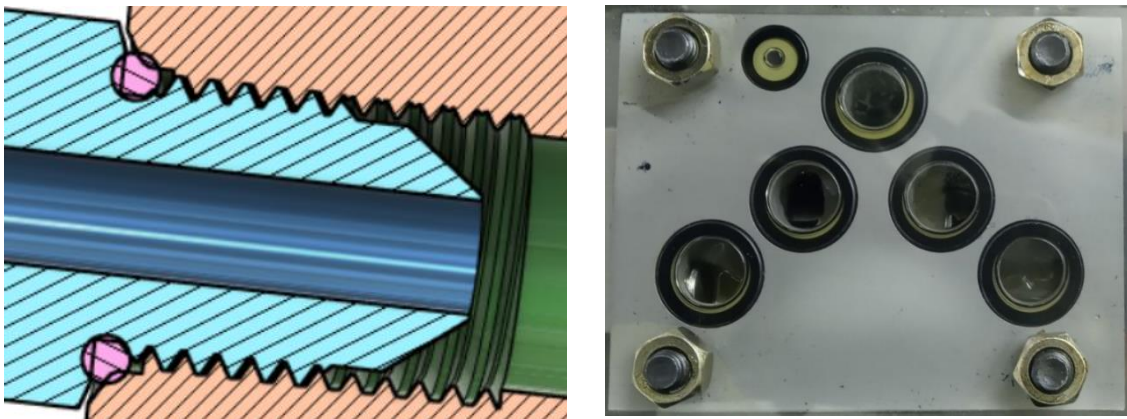




Εικόνα 6-9: Λεπτομερής σχεδιασμός του τάκου και μοτίβο οπών SV

Η σύνδεση του τάκου με το υδραυλικό κύκλωμα επιτυγχάνεται με hydraulic fittings που στεγανώνονται με περιφερειακά O-rings. Ακόμα, O-rings χρησιμοποιούνται για τη στεγάνωση στη διεπαφή (επίπεδη επιφάνεια) των SV και τάκου (Εικόνα 6-10), όπως και στην περιφέρεια του κυλίνδρου.

Οι εναπομείνουσες, ανοιχτές οπές λόγω των τρυπημάτων σφραγίζονται με τον ίδιο τρόπο, όμως με fittings χωρίς εσωτερική οπή.



Εικόνα 6-10: Τομή Hydraulic Fitting και οπές SV με o-rings

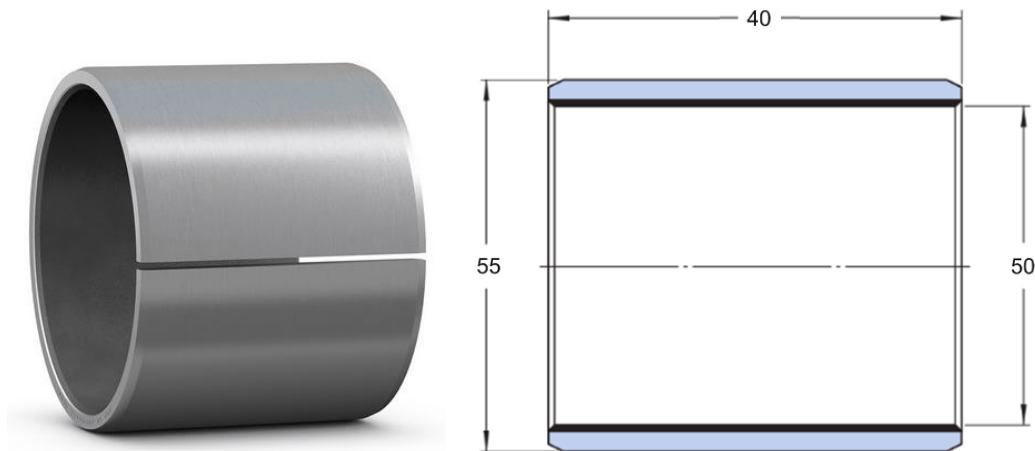
## Περιορισμός όλων των ΒΕ

Πλέον είναι αντιληπτό ότι ο σχετικός προσανατολισμός του δοκίμιου και του εργαλείου είναι ύψιστης σημασίας. Οι βαθμοί ελευθερίας που οφείλουν να δεσμευτούν, για να εξασφαλιστεί ο ορθός προσανατολισμός, ανεξαρτήτως διαταραχής, είναι οι στροφικοί του εμβόλου και του εργαλείου.

Έτσι, προκύπτει το σύστημα (8), (9), (10) που περιορίζει μεν το εργαλείο ως προς το έμβολο, αλλά και το έμβολο ως προς τον κύλινδρο. Υπενθυμίζεται από την *Ενότητα 2* ότι ο κύλινδρος περιορίζεται ως προς την υπόλοιπη διάταξη, όπως και το δοκίμιο.

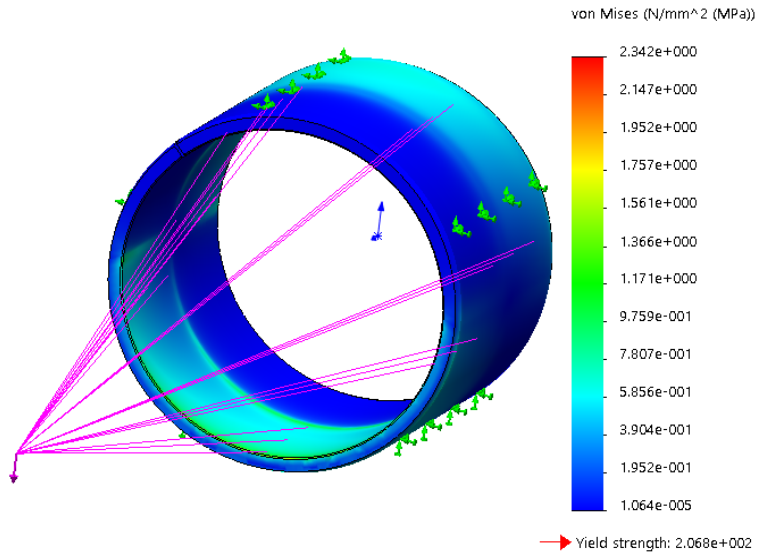
## Επιλογή Bushing

Τελευταίο στάδιο του σχεδιασμού είναι η επιλογή του γραμμικού τριβέα αξόνων (plain bearing - bushing). Για τον υπολογισμό του, θεωρείται ότι παραλαμβάνει το πλήρες καμπτικό φορτίο λόγω του βάρους του συστήματος του υδραυλικού επενεργητή, προσαυξημένο κατά μία ποσότητα που αναλογεί σε ελαφριά ατέλεια ευθυγράμμισης  $\delta$  (Εικόνα 3-8). Ανατρέχοντας στο αντίστοιχο φυλλάδιο του κατασκευαστή SKF, αναζητείται τεμάχιο που να ικανοποιεί τους γεωμετρικούς περιορισμούς της διάταξης, όπως το μήκος, η εσωτερική και η εξωτερική διάμετρος. Ένα ενδεχόμενο είναι το PCM 505540 E, υλικού PTFE.



Εικόνα 6-11: Bushing PCM 505540

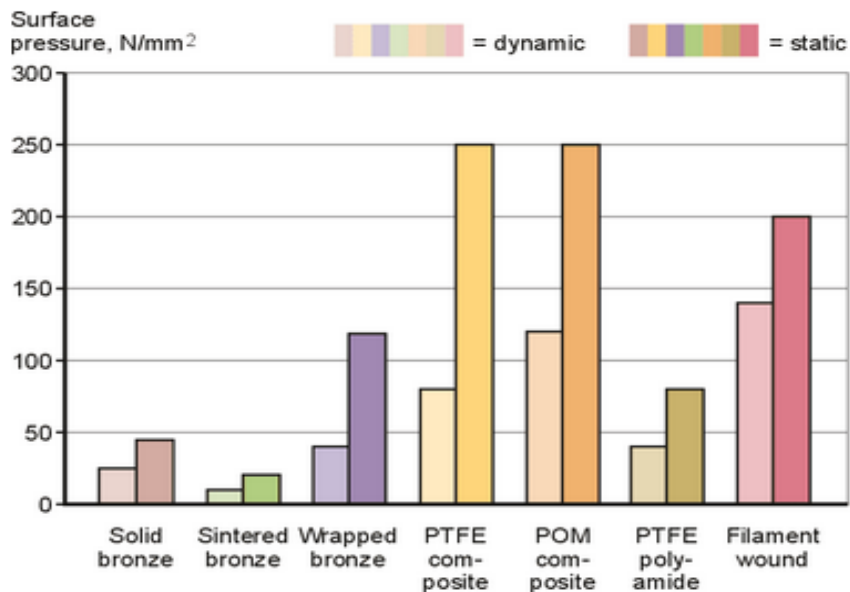
Στη συνέχεια, εκτελώντας FEA στο εν λόγω τεμάχιο, υπολογίζεται η τάση που αναπτύσσεται λόγω της καταπόνησης που αναφέρθηκε παραπάνω.



Εικόνα 6-12: FEA στο bushing 505540

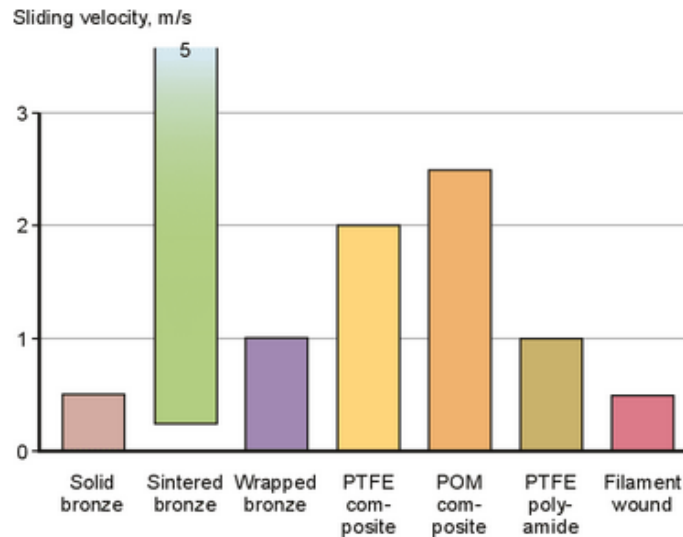
Η SKF παραθέτει ακόμα και διαγράμματα για τη σύγκριση των διαφόρων υλικών, ανάλογα με τις απαιτήσεις της εφαρμογής για την οποία προορίζονται. Στο πρώτο αναγράφεται η επιτρεπόμενη τάση ανά υλικό, ανάλογα με την σχετική ταχύτητα λειτουργίας, ενώ στο δεύτερο η μέγιστη ταχύτητα που μπορεί να διαχειριστεί το κάθε υλικό δεδομένου ότι η τάση διατηρείται κάτω του 1 MPa, Διαγράμματα 6-1, 6-2 .

Diagram 3 - Permissible specific bearing load  $p$  at sliding velocities  $v < 0,01$  m/s (dynamic) and  $v = 0$  m/s (static) of different SKF sliding materials



Διάγραμμα 6-1: Επιτρεπόμενο ειδικό φορτίο δεδομένης ταχύτητας ολίσθησης (πηγή SKF)

Diagram 4 - Permissible continuous sliding velocity at a load  $p < 1 \text{ N/mm}^2$  under dry or initially lubricated operating conditions of different SKF sliding materials



Διάγραμμα 6-2: Επιτρεπόμενο ταχύτητα ολίσθησης με δεδομένο ειδικό φορτίο (πηγή SKF)

Η ταχύτητα που θεωρείται σημείο αναφοράς, υπολογίζεται από τη συχνότητα λειτουργίας, το μέγιστο ασκούμενο φορτίο και τη ενδοτικότητα μόνο των στοιχείων LC, LC plate, κοχλιών. Συνεπώς, για 50 Hz, 12kN, και 285kN/mm, η ταχύτητα ισούται με  $0.00664 \text{ m/s} < 0.01$ . Εκ των διαγραμμάτων, λοιπόν, συμπεραίνεται ότι όλα τα υλικά θα λειτουργούσαν δίχως πρόβλημα, λόγω της ελάχιστης ταχύτητας και του σχετικά μικρού φορτίου που αναπτύσσεται.

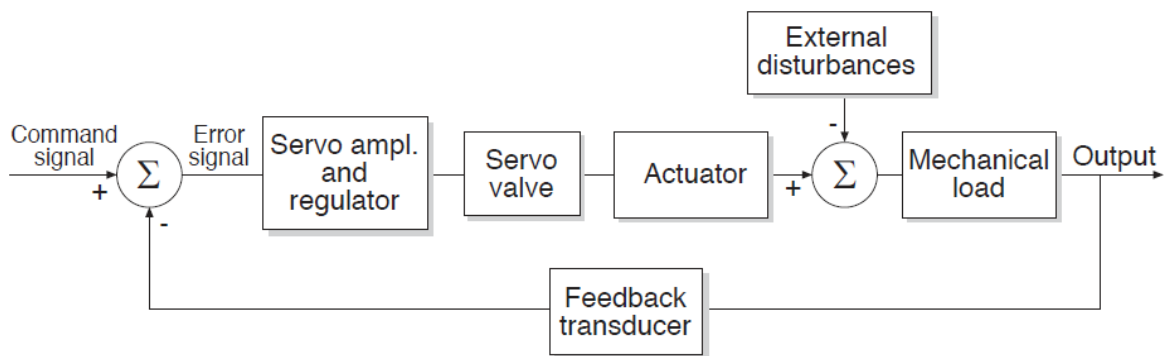
Οπότε το συγκεκριμένο bushing, κρίνεται κατάλληλο και δίνει τη βεβαιότητα ότι δε θα αστοχήσει στη διάρκεια ζωής της διάταξης.

## 7. Μοντελοποίηση & Έλεγχος

### Εισαγωγή στον έλεγχο

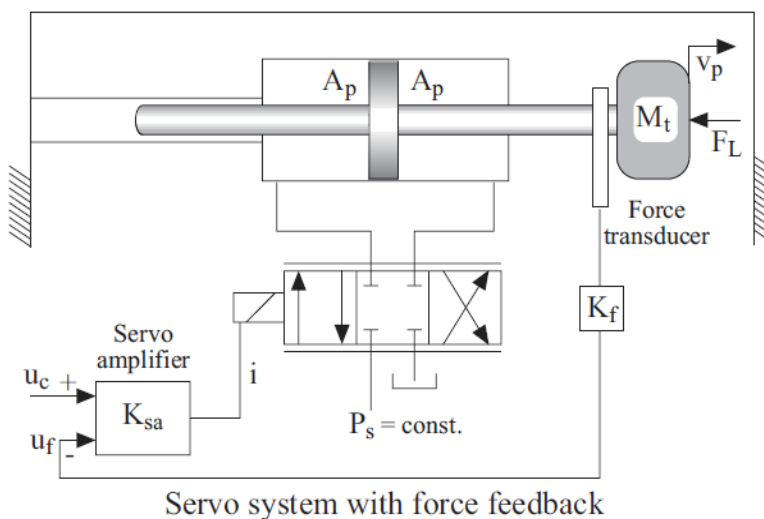
Προκειμένου η διάταξη να πραγματοποιεί την προγραμματισμένη λειτουργία της και να αξιοποιούνται οι δυνατότητες των επιμέρους στοιχείων, επόμενο στάδιο της μελέτης είναι ο έλεγχος. Τελικά, επιλέγεται η ανάπτυξη απλού closed loop control με PID ελεγκτή, ίσως της πιο διαδεδομένης τακτικής στη βιομηχανία. Η διάταξη, όπως και ο ρόλος του ελεγκτή, δεν είναι τόσο περίπλοκη ώστε να απαιτούνται πιο μοντέρνα είδη ελέγχου, όπως ο έλεγχος κατάστασης με παρατηρητές. [8] [9]

Η τυπική δομή (control block diagram) της ροής του σήματος σε servo-υδραυλικά συστήματα ακολουθεί το παράδειγμα του Διαγράμματος 7-1.



Διάγραμμα 7-1: Τυπικό δομικό διάγραμμα ελέγχου SV

Ως ανάδραση λειτουργεί η μετρούμενη δύναμη, από το Load Cell (Force Control), όπως έχει ήδη αναφερθεί. Ο έλεγχος θα πραγματοποιηθεί σε συνεχή χρόνο, αφού θα υλοποιηθεί με ηλεκτρονικά και όχι ψηφιακά. [10]



Εικόνα 7-1: Παράδειγμα HA διπλού βάκτρου με έλεγχο δύναμης

Απαραίτητη είναι η ορθή μοντελοποίηση του συστήματος [SV - επενεργητής - διάταξη], καθώς βάσει αυτής θα υπολογιστούν οι ιδιοσυχνότητες του και θα αξιολογηθεί η ευστάθειά του. Ανάλογα, λοιπόν, και με τις επιθυμητές συχνότητες διέγερσης, θα υπολογιστούν τα κέρδη του ελεγκτή, που είναι και ο τελικός στόχος.

Τις κρίσιμες συχνότητες αποτελούν οι εξής. Οι ιδιοσυχνότητες της κατασκευής (structural - hydraulic) και η χαρακτηριστική συχνότητα της σερβοβαλβίδας ( $f_{90}$ ), ανάλογα με τον τύπο της, που χαρακτηρίζεται από Phase Lag = 90°, στο διάγραμμα Bode. Συνεπώς, αρχικά θα διεξαχθεί ιδιοσυχνοτική ανάλυση στη διάταξη, από όπου θα φανερωθούν οι ιδιοσυχνότητες της και θα συμπεριληφθεί η αναπτυσσόμενη τριβή, οδηγώντας στην εύρεση της συνάρτησης μεταφοράς της (transfer function - TF). Εν συνεχεία, αφού προσδιοριστούν οι συνθήκες λειτουργίας της SV, θα εξαχθεί η δυναμική της και το τελικό εύρος των επιτρεπτών συχνοτήτων διέγερσης.

## Εξαγωγή συνάρτησης μεταφοράς

### Ιδιοσυχνοτική ανάλυση

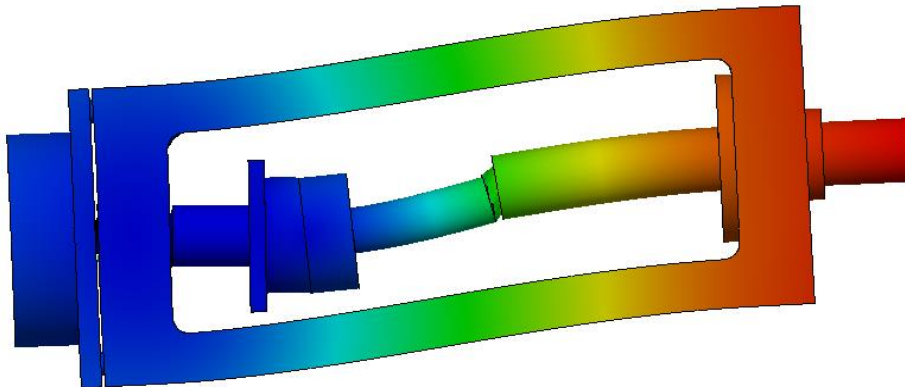
Οι ιδιοσυχνότητες του structural τμήματος της διάταξης “ω” υπολογίζονται με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων, επιλύοντας τη γνωστή εξίσωση

$$\det(-\omega^2 \underline{M} + \underline{K}) = 0 \quad (7-1)$$

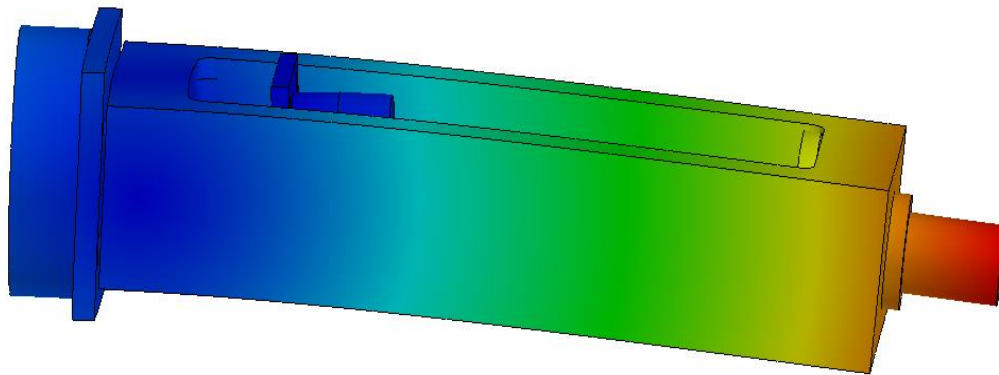
όπου M και K είναι τα μητρώα αδράνειας και στιβαρότητας, διάστασης ανάλογης της επιλεγμένης χωρικής διακριτοποίησης.

Αυτή η προσεγγιστική διαδικασία, επονομαζόμενη ως ιδιοδιανυσματική ανάλυση (eigenfrequency analysis) ή modal analysis, λαμβάνει χώρα σε περιβάλλον Solidworks. Σε αυτό το στάδιο τα αποτελέσματα της ανάλυσης είναι οι πρώτες N ιδιοσυχνότητες, όπου  $N <$  τάξη πινάκων {M, K} και οι ιδιομορφές που τους αντιστοιχούν, δηλαδή η παραμορφωμένη γεωμετρία που προκαλείται στη διάταξη όταν διεγερθεί στην εκάστοτε ιδιοσυχνότητα.

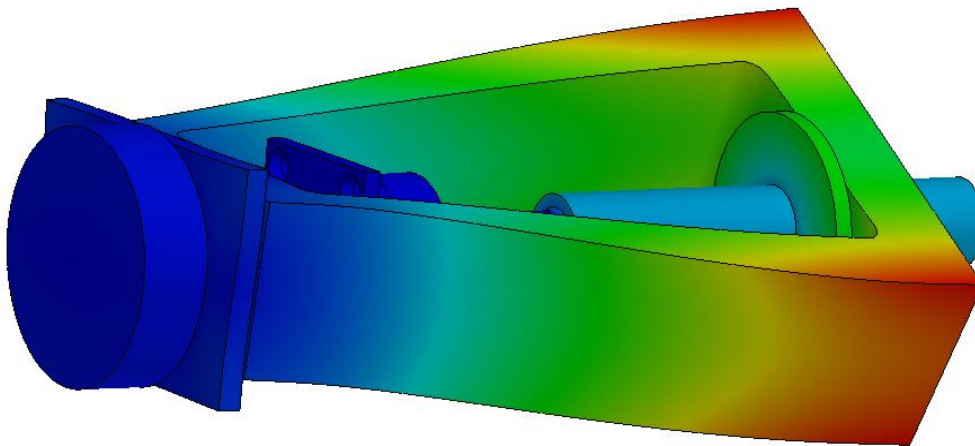
Χωρίς βλάβη της γενικότητας, επιλέγεται το N ίσο με πέντε, καθώς δεν υπάρχει ιδιαίτερος λόγος να εξεταστούν οι υψηλότερες συχνότητας ιδιομορφές, αφενός διότι η τάξη μεγέθους αυτών των ιδιοσυχνοτήτων ξεπερνά κατά πολύ αυτή της πιθανής συχνότητας διέγερσης και αφετέρου επειδή το κέρδος που τους αναλογεί είναι, ούτως ή άλλως, μικρό. Ακολουθούν οι πέντε πρώτες ιδιομορφές.54



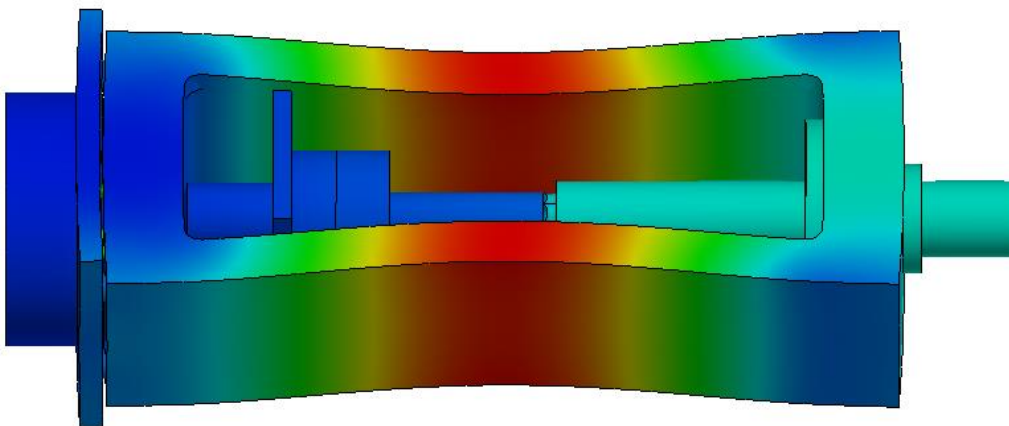
Εικόνα 7-2: Mode No.1, Frequency: 173.61 Hz



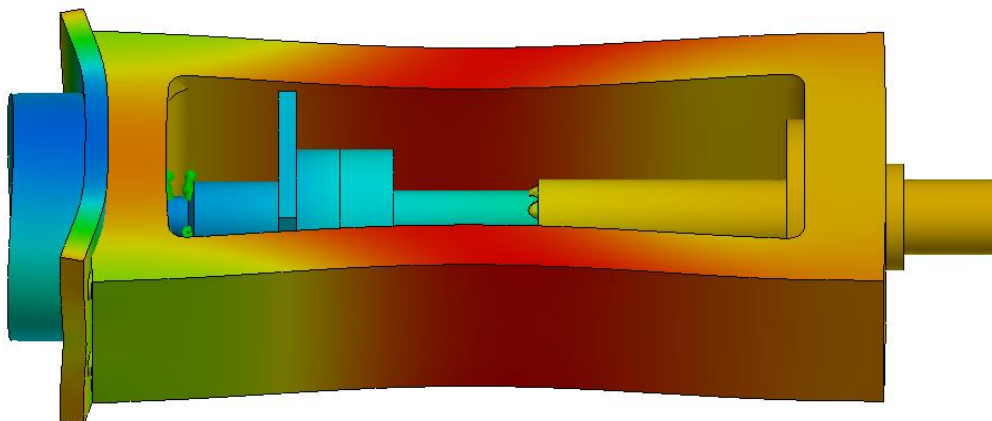
*Εικόνα 7-5: Mode No.2, Frequency: 184.63 Hz*



*Εικόνα 7-3: Mode No.3, Frequency: 499.03 Hz*



*Εικόνα 7-4: Mode No.5, Frequency: 920.58 Hz*



Εικόνα 7-6: Mode No.4, Frequency: 888.57 Hz

Παρατηρείται ότι οι τρεις πρώτες ιδιομορφές ακολουθούν το μοτίβο της 1<sup>ης</sup> καμπτικής, 2<sup>ης</sup> καμπτικής, 1<sup>ης</sup> στρεπτικής, που είναι σύνηθες σε διατάξεις διπλής κολόνας, γεγονός που επαληθεύει τα αποτελέσματα.

Σε αυτή τη μελέτη, δεν ακολουθείται η μέθοδος υπολογισμού της ιδιοσυχνότητας του υδραυλικού κυλίνδρου ξεχωριστά (Hydromechanical Resonant Frequency - HMRF), που οφείλεται στην ενδοτικότητα του εργαζόμενου μέσου και στην αδράνεια που μετακινείται, καθώς η δεύτερη δεν είναι προφανής. Έτσι, μοντελοποιείται το έλαιο ως κυλινδρικό στερεό με

**Bulk Modulus = 1.1 GPa** και

**$\nu = 0.42$**

δεσμευμένο ακτινικά. Ακόμα, περιορίζεται και το στέλεχος (Hydraulic Cap) που ενώνει τον κύλινδρο με το Load Cell, κατά τον ίδιο τρόπο, απορρίπτοντας το σενάριο της ανεξέλεγκτης μετατόπισης, που σε πραγματικές συνθήκες εμποδίζει ο κύλινδρος. Επιπλέον, μοντελοποιούνται και εισάγονται στην προσομοίωση η ενδοτικότητα του δοκιμίου και του Load Cell, ως κυλινδρικά σώματα, κατάλληλου υλικού και διαστάσεων και τίθενται σε σειριακή σύνδεση, το μεν μεταξύ βάκτρου και Screw, ενώ το δε μεταξύ του LC και του Hydraulic Cap.

Σημασία έχει να αναφερθεί ότι η εύρεση των ιδιοσυχνοτήτων δε λαμβάνει υπόψη τον τύπο και το μέτρο της διέγερσης, άρα δεν αρκεί μόνο η συχνότητα διέγερσης για να υπάρξει συντονισμός κάποιας ιδιομορφής και πιθανή αστοχία της διάταξης. Συνεπώς, στην περίπτωση μας, από τα 5 πρώτα ζεύγη ιδιοσυχνοτήτων - ιδιομορφών είναι δυνατόν να μη θεωρηθούν επικίνδυνα όσων οι παραμορφώσεις δε βρίσκονται στη διεύθυνση άσκησης της δύναμης. Αυτά είναι το πρώτο, το δεύτερο και το τρίτο.

Συμπεραίνεται λοιπόν, ότι οι επικίνδυνες ιδιοσυχνότητες του συστήματος είναι μία τάξη μεγέθους μεγαλύτερες από την μέγιστη αναμενόμενη συχνότητα διέγερσης (50Hz), γεγονός που συνεπάγεται τη σταθερή αναλογία εισόδου (διέγερσης) - εξόδου. Δηλαδή, η συνάρτηση μεταφοράς δύναται να προσεγγιστεί με ένα κέρδος (Gain). Φυσικά, μένει να προστεθεί και η απόσβεση, σε παράλληλη σύνδεση. Οι υψηλές ιδιοσυχνότητες αιτιολογούνται και διαισθητικά, καθώς το compact design, η μικρή ποσότητα του σχετικά ενδοτικού ρευστού και το γεγονός ότι η μετακίνηση μαζών είναι ελάχιστη<sup>1</sup> οδηγούν σε “μεγάλου μέτρου” μητρώο K, ενώ σε “μικρού” μητρώο M.

<sup>1</sup> Στη μηχανική στερεού σώματος, αυτό το πρόβλημα θα θεωρούνταν υπερστατικό.



Ποιοτικά το συμπέρασμα εξηγείται παραλληλίζοντας τη διάταξη με ένα σύστημα ενός βαθμού ελευθερίας.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F\cos(\omega t) \quad (7-2)$$

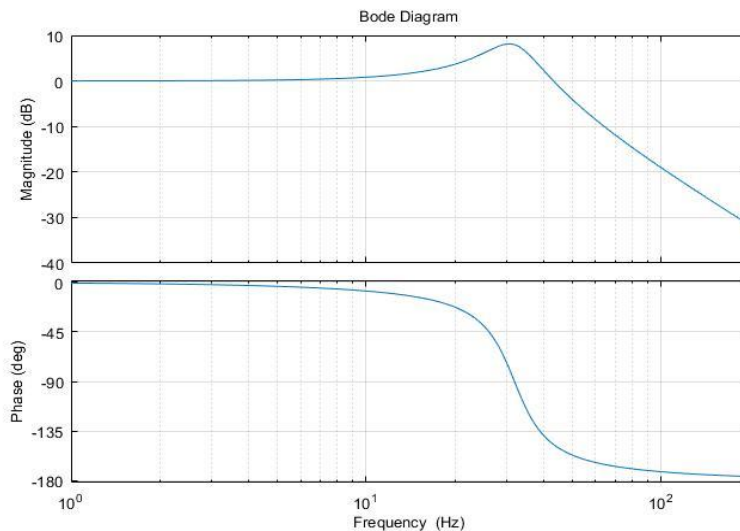
Η συχνότητα συντονισμού στο απλό σύστημα υπολογίζεται από τη σχέση:

$$f_{eig} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (7-3)$$

[Απλοποιημένη μορφή της εξίσωσης (7-1)]

και το κέρδος της μόνιμης κατάστασης έτσι όπως διαμορφώνεται στο συχνοτικό πεδίο, φαίνεται στο ακόλουθο διάγραμμα Bode.

Σε συχνότητες μικρότερες της  $\omega_{eig}$  φαίνεται ότι το κέρδος είναι σταθερό και ίσο με 0 dB για μεγάλο διάστημα, δηλαδή υπάρχει σταθερός λόγος πλατών μεταξύ διεγείροντος και διεγειρόμενου σήματος.

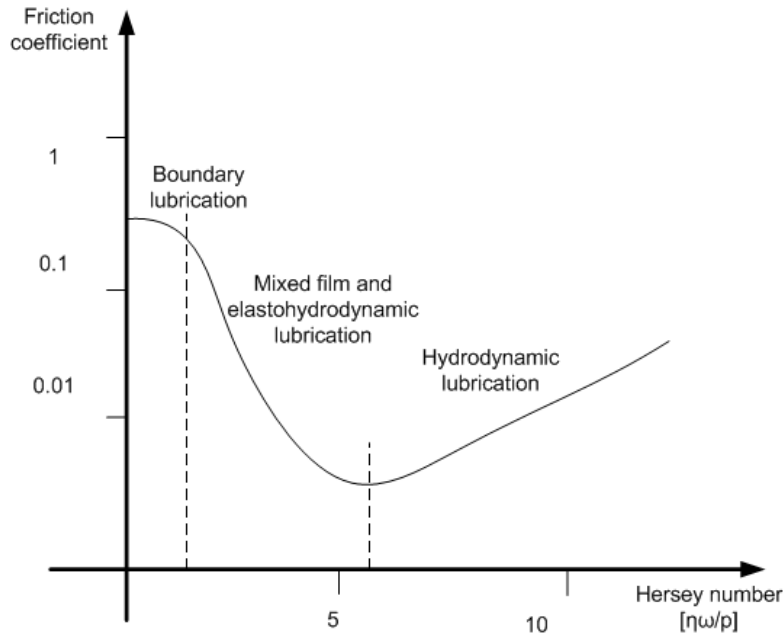


Διάγραμμα 7-2: Bode single DoF

Στην παρούσα περίπτωση, καθώς η συχνότητα διέγερσης βρίσκεται στο  $\frac{1}{3}$ , ακόμα και της πρώτης, μη επικίνδυνης ιδιοσυχνότητας, από το διάγραμμα φαίνεται ότι βρισκόμαστε στο “οριζόντιο” τμήμα του κέρδους, που σημαίνει σταθερό κέρδος.

## Μοντέλο τριβής

Για να μοντελοποιηθεί ο όρος απόσβεσης της δυναμικής του συστήματος, πρέπει να υπολογιστούν οι αναπτυσσόμενες τριβές μεταξύ των σχετικά κινούμενων επιφανειών. Αυτές εντοπίζονται στον τριβέα αξόνων (bushing), στις στεγανώσεις του υδραυλικού υποσυστήματος (sealings) και στα οδηγητικά δακτυλίδια του εμβόλου (slide rings). Η καλύτερη προσέγγιση της συνολικής τριβής προκύπτει χρησιμοποιώντας την καμπύλη Stribeck. [11] [12]



Διάγραμμα 7-3: Καμπύλη Stribeck

Αυτή αποδίδει το συντελεστή τριβής “ $\mu$ ” συναρτήσει του αριθμού Hersey (bearing number), που είναι αδιάστατος και προέρχεται από τα μεγέθη:

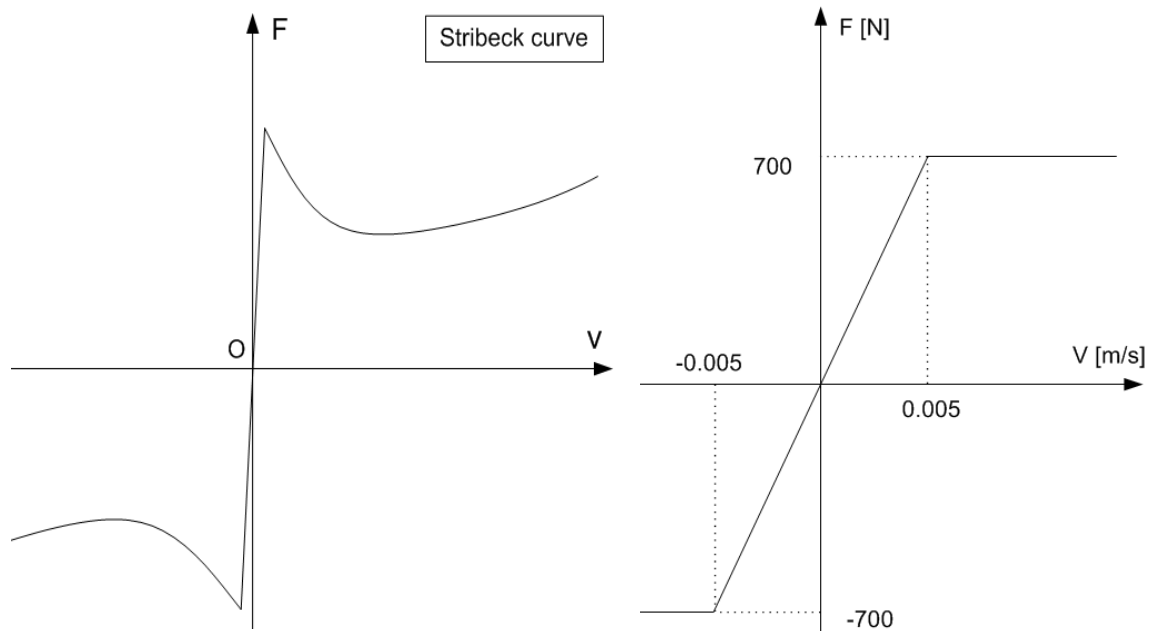
1. Δυναμική συνεκτικότητα του ρευστού που παρεμβάλλεται μεταξύ των στερεών επιφανειών ( $\eta$ )
2. Τη σχετική ταχύτητα των στερεών επιφανειών ( $\omega$ ) και
3. Το φορτίο ανηγμένο στο μήκος ύπαρξης τριβολογικής επαφής ( $p$ )

Στην περίπτωση της διάταξης υπολογίζεται ο αριθμός Hersey ως εξής:

Τυπική τιμή κινηματικής συνεκτικότητας για τα υδραυλικά έλαια είναι η  $60\text{mm}^2/\text{s}$ , οπότε με πυκνότητα  $\rho = 870\text{ kg/m}^3$ , υπολογίζεται η δυναμική συνεκτικότητα  $\eta = 0,052\text{Pas}$ . Παράλληλα, η μέγιστη ταχύτητα που αναπτύσσεται εξαρτάται από τη συχνότητα λειτουργίας της διάταξης, το μέγιστο φορτίο που αυτή επιβάλλει και τη συνολική ελαστικότητά της. Για τιμές: 50 Hz, 12 kN, 51 kN/mm, προκύπτει η μέγιστη ταχύτητα **0.037 m/s**. Δεδομένου ότι για να υπάρχει στεγάνωση, η τάση στη διεπαφή των δύο στερεών οφείλει να είναι τουλάχιστον ίση με τη διαφορά πίεσης στα δύο δωμάτια, η οποία μπορεί να ξεπερνά τα 100 bar (άρα μεγάλο  $p$ ), καταλήγει ο μέγιστος αριθμός Hersey να τείνει στο μηδέν. Αποτέλεσμα είναι ο συντελεστής τριβής να τείνει στην τιμή του στατικού.

Θεωρώντας ότι ο συντελεστής στατικής τριβής μεταξύ ενός καλά κατεργασμένου μετάλλου και του PTFE (το υλικό του bushing και παρόμοιων ιδιοτήτων με των οδηγητικών δακτυλίων) ισούται 0.05, επόμενο είναι να χρησιμοποιηθεί αυτός στο τελικό μοντέλο. Για να αποφευχθεί η δημιουργία ασυνέχειας της

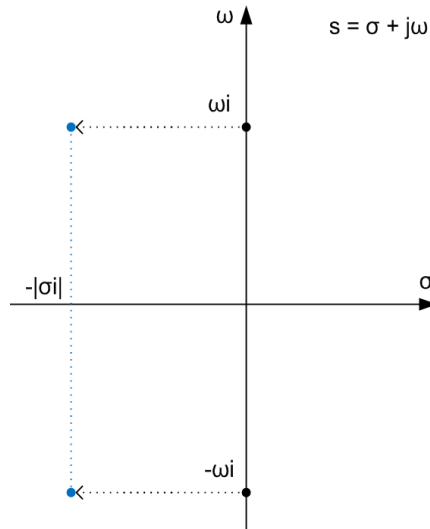
δύναμης της τριβής, κατά την αλλαγή κατεύθυνσης, αποφασίζεται να δοθεί ένα διάστημα γύρω από τη μηδενική ταχύτητα, όπου η τριβή θα είναι ανάλογη αυτής (Διάγραμμα 7-4 (β)). Η μέγιστη τιμή που φτάνει η τριβή ( $\mu\text{N}$ ) θεωρείται της τάξης μεγέθους των 700N.



Διάγραμμα 7-4: α) Διαφορετική εκδοχή της Stribeck curve, β) Το μοντέλο της τριβής που τελικά θα εισαχθεί στην προσομοίωση

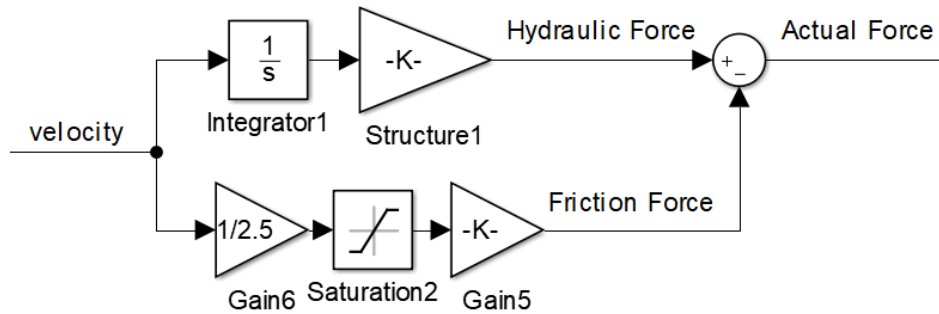
Συνοψίζοντας, χρησιμοποιώντας το δευτεροτάξιο (1 DoF) ανάλογο της κατασκευής, μπορούν να γίνουν οι παρακάτω προσεγγίσεις.

Αρχικά, η εισαγωγή μιας (γραμμικοποιημένης) αντίστασης, όπως αυτή που αναφέρθηκε, μετακινεί του πόλους της διάταξης αριστερότερα των αρχικών, δηλαδή στο ημιεπίπεδο των αρνητικών πραγματικών αριθμών, καθιστώντας τους έτσι ευσταθείς και το σύστημα ασυμπτωτικά ευσταθές.



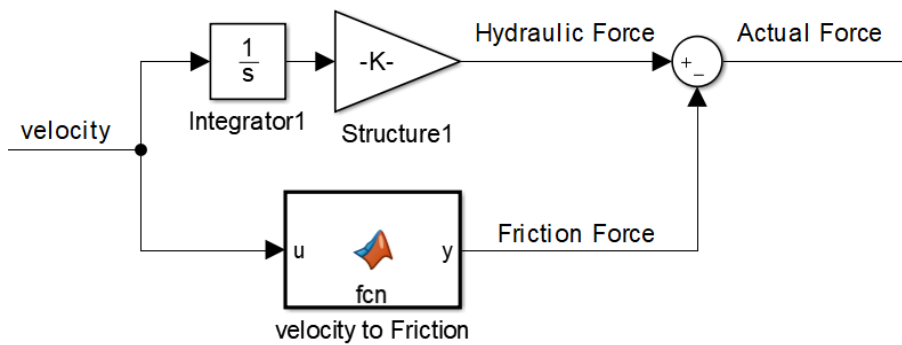
Διάγραμμα 7-5: Ποιοτική μετακίνηση πόλων στο μιγαδικό επίπεδο

Επιπλέον, καθώς οι συχνότητες διέγερσης είναι κατά πολύ μικρότερες των ιδιοσυχνοτήτων, δύναται η διάταξη να θεωρηθεί ως “πρωτοτάξιο” σύστημα. Η μοντελοποίηση της διάταξης γίνεται συνδέοντας παράλληλα τον κλάδο του ολοκληρωτή-κέρδους με αυτόν της τριβής, όπως θεωρήθηκε παραπάνω.



Διάγραμμα 7-6: Δομικό διάγραμμα - συνδεσμολογία τριβής / ελαστικότητας

Για τη βελτίωση του μοντέλου, αφού το φαινόμενο της τριβής είναι χαοτικό και πολυπαραμετρικό, θα διεξαχθεί “dry run” μετά την κατασκευή της μηχανής προκειμένου να δημιουργηθεί κατάλληλη user-defined function (velocity), ή να χρησιμοποιηθεί το έτοιμο μοντέλο κυλίνδρου που προσφέρει το Simscape.



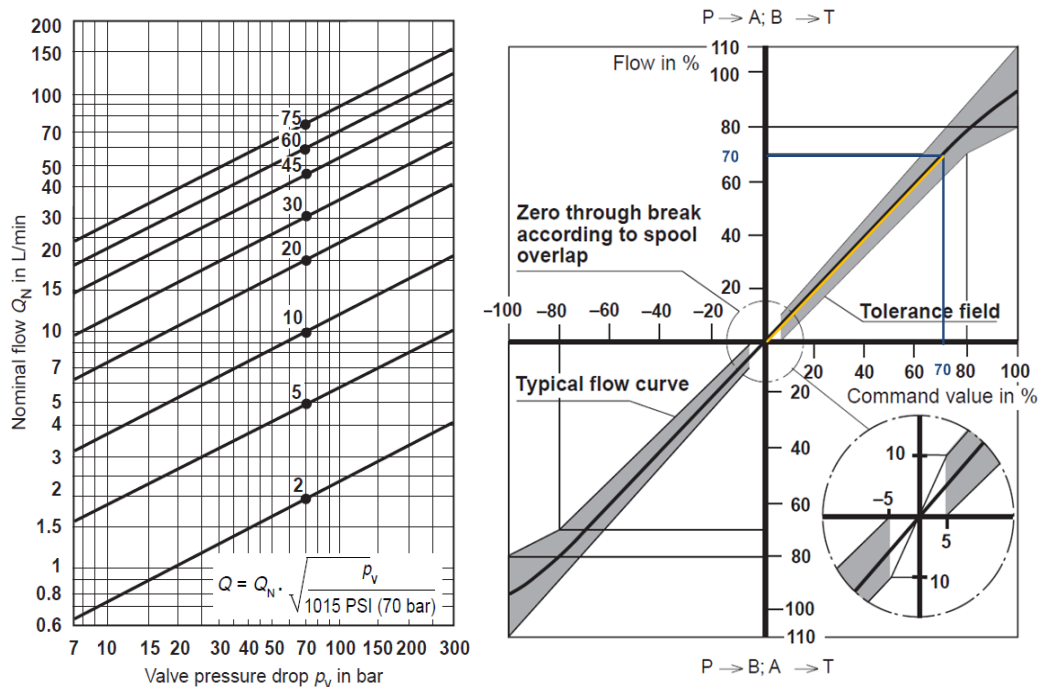
Διάγραμμα 7-7: Δομικό διάγραμμα με το πλήρες μοντέλο τριβής

## Δυναμική της SV

Ο κατασκευαστής της SV παρέχει, ανάλογα με τον τύπο της SV, ορισμένες χαρακτηριστικές καμπύλες, από τις οποίες μπορούν να εξαχθούν χρήσιμες πληροφορίες για τη λειτουργία της. [13] Αυτές αφορούν στις σχέσεις μεταξύ των μεγεθών της παροχής, του σήματος εισόδου και τη μετακίνηση του spool ως προς τον χρόνο (απόκριση της SV).

## Steady state λειτουργία

Σε αυτή την παράγραφο θα μελετηθούν τα διαγράμματα που συσχετίζουν τα μεγέθη της παροχής, της εσωτερικής πτώσης πίεσης της SV και του ηλεκτρικού σήματος εισόδου στη μόνιμη κατάσταση (steady state). Ως μεταβατική κατάσταση νοείται η χρονική περίοδος μελέτης που ακολουθεί το μηδενισμό της ομογενούς λύσης της διαφορικής εξίσωσης που χαρακτηρίζει τη συνολική δυναμική της SV (spool) και της ροής του εργαζόμενου μέσου.



Διάγραμμα 7-8: (α) Διάγραμμα  $Q_N - p_v$ , (β) Διάγραμμα διακινούμενης παροχής  $Q_N\% - is\%$

Στο Διάγραμμα 7-8 (α) παρουσιάζεται η δυνατή διακινούμενη παροχή ως προς την εσωτερική πτώση πίεσης της SV. Ως εσωτερική πτώση πίεσης ορίζεται η διαφορά μεταξύ της πίεσης εισόδου ( $p_s$ ) και του αθροίσματος της πίεσης λειτουργίας ( $p_l$ ) και της επιστροφής ( $p_{tank}$ ). Η διαβάθμιση των αξόνων του διαγράμματος αυτού προκύπτουν από τη γνωστή εξίσωση υδραυλικών απωλειών:

$$p_v = K_p Q_N^2 \quad (7-1)$$

όπου  $K_p$  είναι ο συντελεστής συνολικών απωλειών και είναι συνάρτηση του  $x_v$ .

Για  $x_v = x_{vmax}$  (πλήρες άνοιγμα spool), προκύπτει η έντονη (ονομαστική) ευθεία που διέρχεται από το ονομαστικό σημείο (70,20) :  $70 = K_p(x_{vmax})20^2$ . Δεδομένου ακόμα ότι η σχέση που συνδέει το σήμα εισόδου με τη μετατόπιση του spool ( $x_v$ ), είναι αναλογική:

$$x_v = K_i i_v \quad (7-2)$$

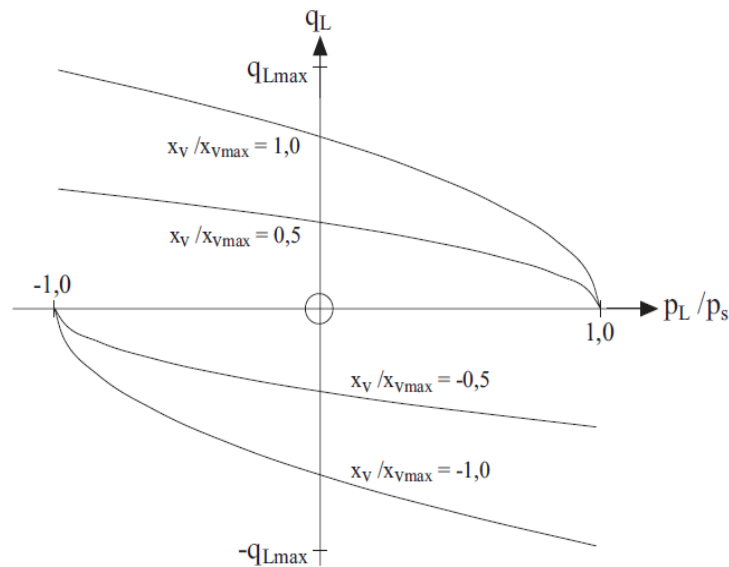
με το συντελεστή  $K_i$  να είναι ανάλογος του χαρακτηριστικού του Torque Motor

η σχέση ταδε μπορεί να γραφτεί ως:

$$p_v = K_p(K_i i_v) Q_N^2 \quad (7-3)$$

Αυτό σημαίνει ότι με μικρότερο σήμα εισόδου, προκύπτουν ευθείες παράλληλες προς την ονομαστική, προς τα "κάτω".

Παράλληλα, στο Διάγραμμα 7-8 (β) γίνεται εμφανής ο συσχετισμός της τελικής παροχής, ως ποσοστό της μέγιστης **για δεδομένο  $p_v$** , με το σήμα εισόδου, αντίστοιχα, ως ποσοστό του μέγιστου. Συνεπώς, η συνδυασμένη πληροφορία των δύο διαγραμμάτων οδηγεί στη σχέση του  $K_p(i_v)$ .



Διάγραμμα 7-9: Μεταβολή διακινούμενης παροχής - θέση spool

## Δυναμική ροής εντός σερβο

Για την εύρεση της ολικής συνάρτησης μεταφοράς της SV, είναι απαραίτητο να υπολογιστεί και η δυναμική της ροής εντός αυτής. Όμως, λόγω του μικρού μήκους που έχει να διανύσει το εργαζόμενο μέσο εντός της SV, της υψηλής σιβαρότητας των αυλακίων αυτής και της σταθερής τιμής πίεσης εισόδου ( $p_s$ ), ουσιαστικά απουσιάζουν τα στοιχεία αποθήκευσης ενέργειας. Αποτέλεσμα δηλαδή και της επιλεγμένης θέσης της SV ως προς τον επενεργητή είναι να απομένει μονάχα το στοιχείο απωλειών στον ενεργειακό ισολογισμό της ροής, δηλαδή οι υδραυλικές απώλειες. Αυτό σημαίνει ότι η ισχύς του Διαγράμματος 7-8 ( $\alpha$ ) μπορεί να επεκταθεί και στη μεταβατική (transient) περιοχή της ροής, οπότε και θα χρησιμοποιηθεί στο συλλογισμό του υπολογισμού της τελικής δυναμικής της SV στην επόμενη παράγραφο.

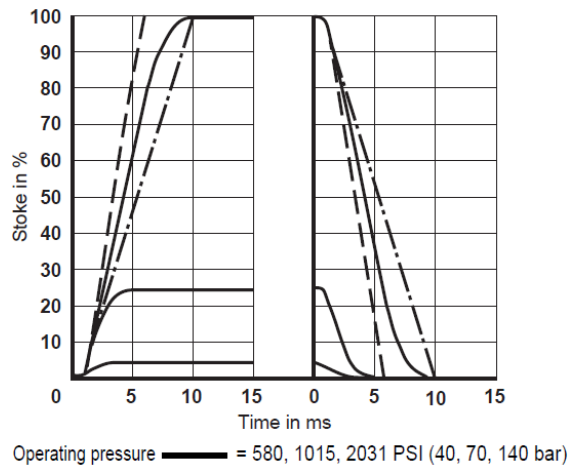
Υπενθυμίζεται ότι οι παλμοί πίεσης που προέρχονται από την αντλία δεν αποτελούν πρόβλημα στην παραδοχή της σταθερής  $p_s$ , καθώς το ούτως ή άλλως μικρό πλάτος τους έχει εξομαλυνθεί με την χρήση του εύκαμπτου σωλήνα (hose) και η συχνότητά τους ξεπερνά κατά πολύ το συχνοτικό εύρος διέγερσης (μία τάξη μεγέθους υψηλότερη).

Επίσης, τα υδραυλικά πλήγματα (παλμοί πίεσης) λόγω μεταβολής της θέσης του spool, παραλαμβάνονται εξ ολοκλήρου από τους συσσωρευτές και άρα δε μετέχει η δυναμική του υδραυλικού κυκλώματος στη ροή εντός της SV.

## Απόκριση SV

Για να εξεταστεί η δυνατότητα της SV να ανταποκρίνεται στις απαιτήσεις της διάταξης, πρέπει να μελετηθούν και τα διαγράμματα της δυναμικής της. Αυτό περιλαμβάνει τον υπολογισμό του  $i_s\%$  ώστε να διακινείται η απαιτούμενη ποσότητα εργαζόμενου μέσου (σε συχνότητα 50 Hz), η εύρεση της συνάρτησης μεταφοράς του  $x_v$  μέσω του διαγράμματος Bode και ο υπολογισμός της **ευστάθειας** του συστήματος.

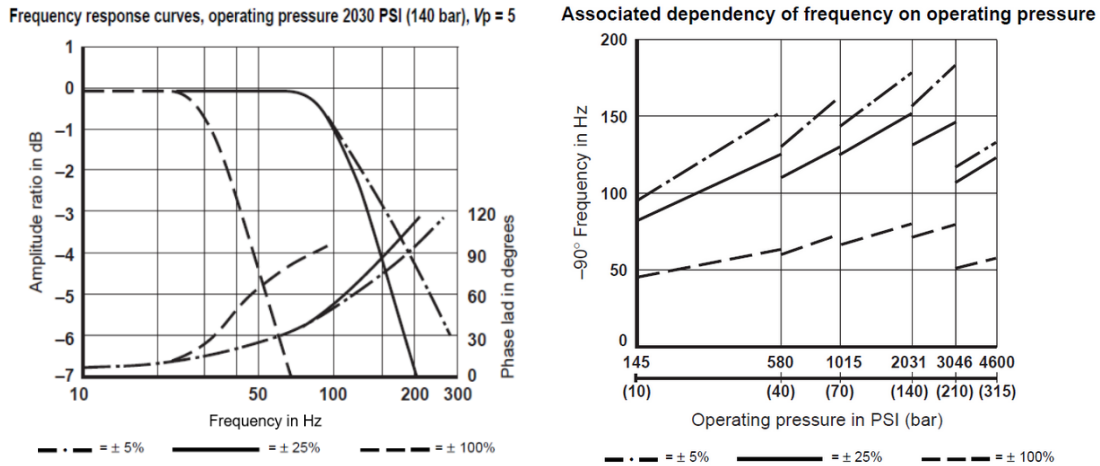
Αρχικά παρατίθενται τα υπόλοιπα διαγράμματα της SV. Στο πρώτο παρατηρείται η ποσοστιαία απόκριση του spool για διάφορα σήματα εισόδου ( $i_s\%$ ) και πιέσεις εισόδου ( $p_s$ ). Είναι εμφανές ότι και οι τρεις ενδεικτικές τιμές πίεσης αντλίας προκαλούν πανομοιότυπες αποκρίσεις, ενώ η τελική τιμή είναι συνάρτηση μόνο του  $i_s$ , όπως είναι αναμενόμενο



Διάγραμμα 7-10: Απόκριση Spool

Στη συνέχεια ακολουθούν τα διαγράμματα Bode της SV. Στο πρώτο διακρίνονται οι συχνοτικές αποκρίσεις της SV, για σταθερή πίεση εισόδου και ίση με 140bar, ενώ στο δεύτερο φανερώνεται η εξάρτηση της συχνότητας κατά την οποία η καμπύλη της διαφοράς φάσης συναντά τις 90°. Η συγκεκριμένη συχνότητα

είναι μία από τις κρίσιμες, όπως αναφέρθηκε στην αρχή της ενότητας, καθώς η συχνότητα διέγερσης οφείλει να είναι το πολύ υποδιπλάσιά της, προκειμένου να εξασφαλίζεται η σωστή λειτουργία της SV.



Διάγραμμα 7-11: Bode σε σχέση με  $i_s$  και  $p_s$

Βάσει των διαγραμμάτων, υπολογίζεται η συνάρτηση μεταφοράς (transfer function - TF) της SV. Όπως είναι λογικό, αυτή είναι δεύτερης τάξης, καθώς υπάρχει ο όρος αδράνειας του κινητού μέρους, που είναι το spool. Παρόλα αυτά, λόγω:

1. της ανάδρασης και ελέγχου που επιτελείται εντός της SV (electrical spool displacement feedback)
2. της ομοιότητας της απόκρισης με εκθετική συνάρτηση και
3. του χαμηλού εύρους συχνοτήτων που επιβάλλεται να εργαστεί η SV σχετικά με το σημείο θλάσης της καμπύλης ενίσχυσης του Bode (πόσο μάλλον συγκριτικά με τη συχνότητα όπου  $\text{phase lag} = 90^\circ$  ( $f_{90}$ ))

δύναται να προσεγγιστεί η TF της SV με μία 1<sup>ης</sup> τάξης.

$$TF = \frac{1}{\tau s + 1} \quad (7-4)$$

Το κριτήριο που επιλέγεται για να βρεθεί η χρονική σταθερά ( $\tau$ ) του πρωτοτάξιου συστήματος είναι η συχνότητα που το κέρδος λαμβάνει την τιμή -3dB. Η τιμή αυτή του κέρδους είναι επίσης χαρακτηριστική καθώς συνεπάγεται υποδιπλασιασμό της ενέργειας της ταλάντωσης του σήματος (άρα λόγο πλατών σήματος  $\sim 1.4$ ) και είθισται, εξ αυτού, να επιλέγεται συχνότητα διέγερσης τουλάχιστον 2 φορές μικρότερη. Αυτό λειτουργεί ως περιορισμός παράλληλα με τη συχνότητα των -90°.

### Μελέτη περίπτωσης - παράδειγμα

Ως τιμή αναφοράς του  $i_{s\%}$  επιλέγεται η τιμή 0.25. Από την αντίστοιχη καμπύλη ενίσχυσης Bode, λαμβάνεται η συχνότητα -3dB ίση με  $f_{3dB} \sim 135$  Hz. Επίσης, από την απόκριση για το εν λόγω σήμα (βηματικής μορφής), παρατηρείται χρόνος αποκατάστασης (settling time  $\pm 2\%$ )

$T_s = 4.5$  ms. Δεδομένων των εξισώσεων:

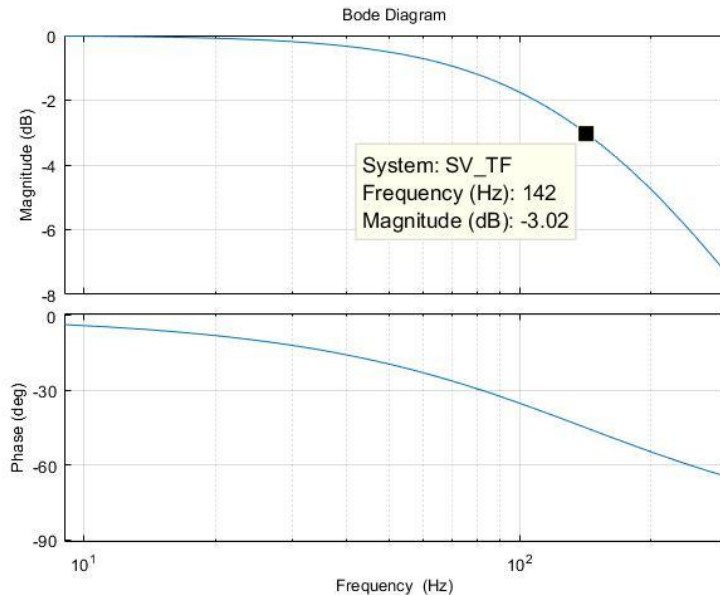
$$\alpha = 4/T_s$$



$$\tau = 1/\alpha \quad (7-5)$$

υπολογίζεται η χρονική σταθερά  $\tau = 1.13$  ms. Έτσι, προκύπτει το Bode σχήμα, όπου είναι φανερό ότι τα -3dB αντιστοιχούν σε συχνότητα 141Hz, γεγονός που επαληθεύει την εγκυρότητα της  $f_{3dB}$ .

Σε συχνότητες μικρότερες της  $f_{3dB}$  το κέρδος της πρωτοτάξιας TF είναι μικρότερο της δοθείσας, άρα η νέα TF αποτελεί την χειρότερη περίπτωση, μεταξύ των δύο, άρα και την ασφαλέστερη εν τέλει για τη διάταξη.



Διάγραμμα 7-12: Bode πρωτοτάξιας προσέγγισης της TF της SV

Το μικρότερο κέρδος είναι εμφανές στη συχνότητα των 100 Hz, όπου στο διάγραμμα Bode του κατασκευαστή αυτό ισούται με -1dB, ενώ στο νέο, με κοντά -2dB.

Είναι γεγονός ότι η καμπύλη της διαφοράς φάσης του Διαγράμματος 7-11, που ξεπερνά τις 90° και οδεύει προς τις 180°, είναι ακόμα μία ένδειξη δευτεροτάξιου συστήματος, σε αντίθεση με το νέο Bode που προσεγγίζει ασυμπτωτικά τις 90°. Ο λόγος για τους οποίους αυτό δεν αποτελεί πρόβλημα είναι ότι:

1. οι συχνότητες διέγερσης, ούτως ή άλλως δεν πρόκειται να ξεπεράσουν το -2dB, άρα η απόκλιση στη διαφορά φάσης στις δύο περιπτώσεις θα είναι σχετικά μικρή και
2. η απόκλιση αυτή δεν είναι σημαντική, καθώς στο πείραμα της κόπωσης δεν ενδιαφέρει η χρονική διαφορά (μετατόπιση καμπύλης) της εισόδου από την πραγματική επιβολή της καταπόνησης, αλλά η καταπόνηση καθεαυτή.

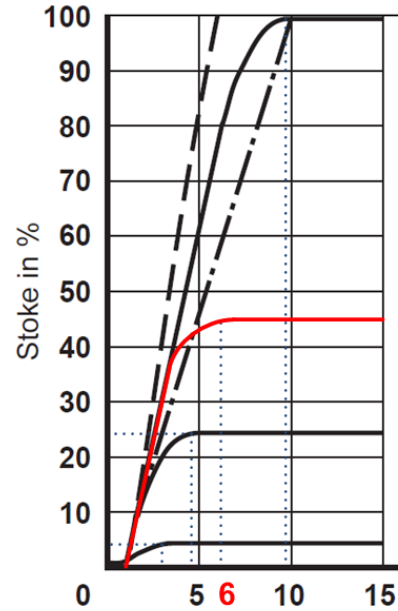
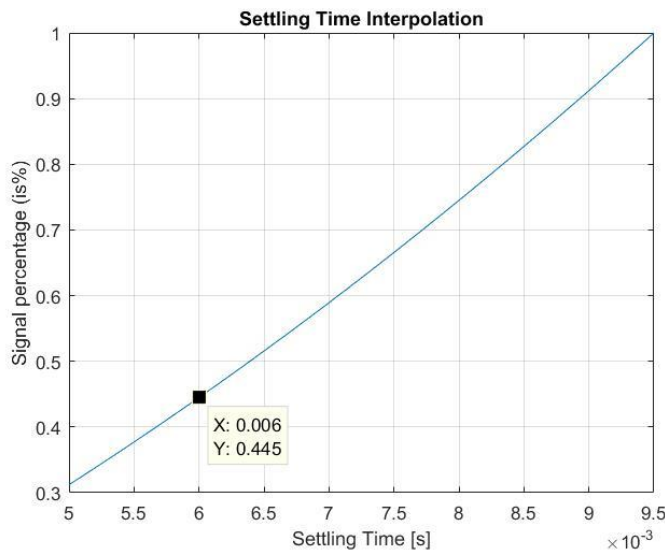
Συνεπώς, το προσεγγιστικό πρωτοτάξιο μοντέλο είναι έγκυρο.

## Γενίκευση

Για οποιονδήποτε άλλο συνδυασμό  $i_s$  και  $r_s$ , ακολουθείται ο ίδιος συλλογισμός, ενώ όμως έχει προηγηθεί η μετατόπιση της καμπύλης του διαγράμματος Bode που αντιστοιχεί στο  $i_s$ , κατά διάστημα αρκετό ώστε η  $f_{90}$  να ταυτίζεται με αυτή που προκύπτει από το διάγραμμα τάδε για τη δεδομένη  $r_s$ . Για να προκύψει το διάγραμμα Bode για κάποιο  $i_s$  που δεν ανήκει στα 3 δείγματα, πραγματοποιείται τετραγωνική παρεμβολή (interpolation) στους χρόνους αποκατάστασης αυτών και στις καμπύλες συχνότητας -90°.

Για παράδειγμα, έστω  $i_{s\%} = 0.45$  και  $p_s = 100$  bar. Από την παρεμβολή φαίνεται ότι:

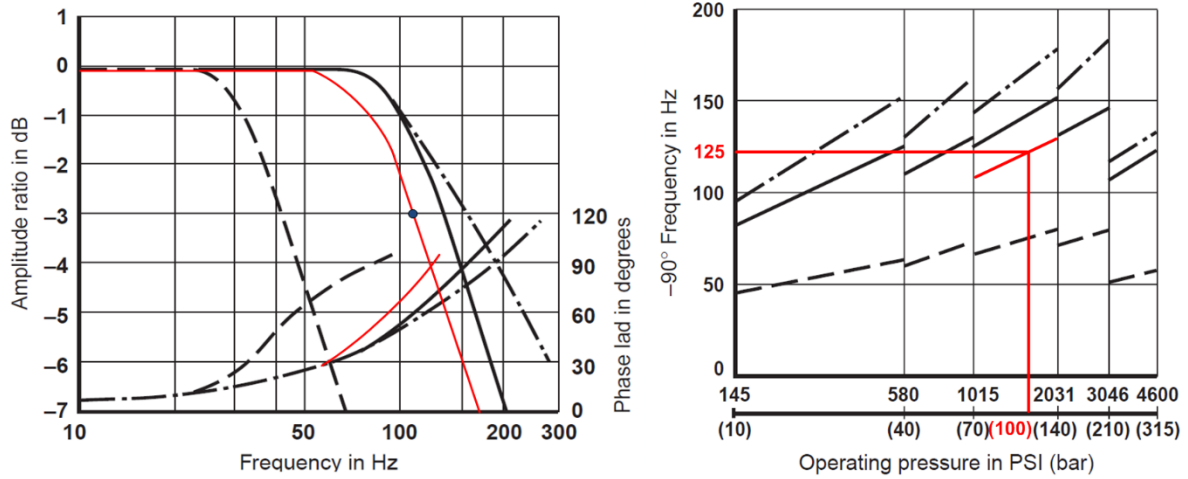
$T_s = 6$  [ms], για το δεδομένο βηματικό σήμα. Με την χρήση των εξισώσεων υπολογίζεται η χρονική σταθερά  $\tau = 1.5$  [ms] και η  $f_{3dB} = 106$  Hz.



Διάγραμμα 7-13: Παρεμβολή χρόνου αποκατάστασης και απόκριση spool

Στη συνέχεια, καθώς η διαθέσιμη SV έχει εύρος παρεχόμενης πίεσης 70 - 140 bar, στο αντίστοιχο διάστημα, όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 7-14 (β), εντοπίζεται η επιλεγμένη πίεση των 100 bar (η τιμή της  $p_s$  θα αιτιολογηθεί αργότερα) και με τη βοήθεια της μετατοπισμένης καμπύλης, βρίσκεται η  $f_{90} = 125$  Hz. Στο Διάγραμμα 7-14 (α), φαίνεται η μετατοπισμένη καμπύλη Bode, από όπου επαληθεύεται η ορθότητα της  $f_{3dB}$ .

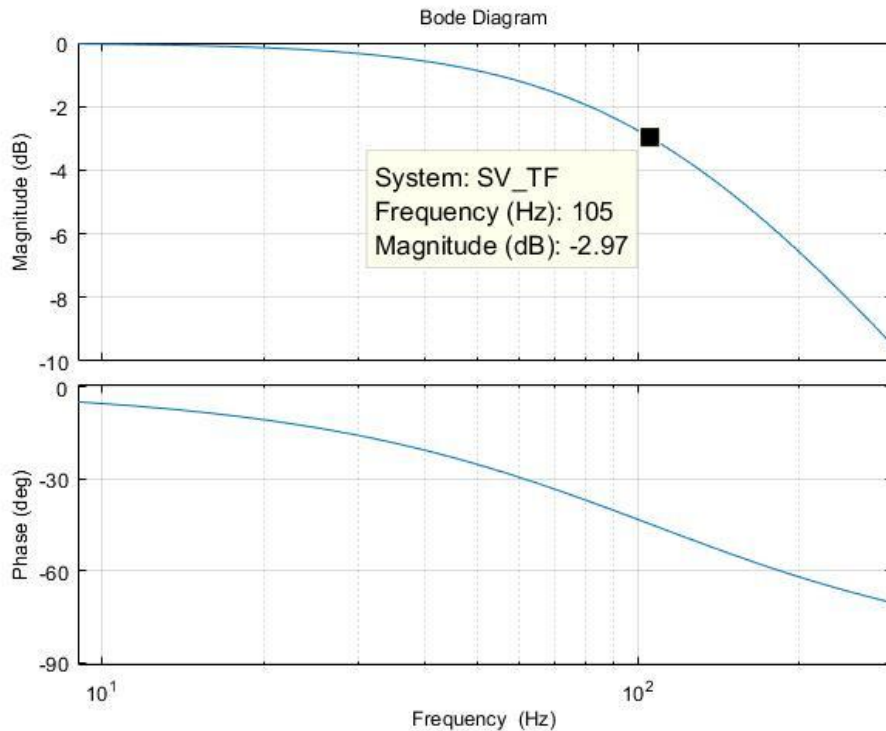
Frequency response curves, operating pressure 2030 PSI (140 bar),  $V_p = 5$  Associated dependency of frequency on operating pressure



Διάγραμμα 7-14: Bode σε σχέση με τα επιλεγμένα  $i_s$  και  $p_s$

Τέλος, δημιουργείται το διάγραμμα Bode της TF του ζεύγους  $i_s$  και  $p_s$  που επιλέχθηκαν.

$$TF = \frac{1}{0.0015s + 1}$$



Διάγραμμα 7-15: Bode του πρωτοτάξιου συστήματος για τα επιλεγμένα  $i_s$  και  $p_s$

Βασικό είναι ακόμα να υπολογιστεί η συχνότητα διέγερσης (βηματικής μορφής) που αναλογεί στον εν λόγω χρόνο αποκατάστασης. Η περίοδος μιας πλήρους ταλάντωσης του spool θα είναι  $4T_s$ , άρα η

$$f_{in} = 1/(4T_s) = 41.7 \text{ Hz}$$

Πράγματι, είναι τουλάχιστον δύο φορές μικρότερη από τις  $f_{3dB}$  και  $f_{90}$  και προφανώς, τάξη μεγέθους μικρότερη των ιδιοσυχνοτήτων της διάταξης, επομένως βρίσκεται σε συμφωνία με τους τιθέντες περιορισμούς.

### **Επαλήθευση επάρκειας μεγεθών σχεδιασμού και ελέγχου**

Σειρά έχει η διαδικασία επαλήθευσης των μεγεθών που έχουν επιλεχθεί ως μεταβλητές σχεδιασμού, ώστε οι απαιτήσεις να είναι συμβατές με τις ικανότητες της SV.

Στις μεταβλητές αυτές ανήκουν, μεταξύ άλλων, η ενεργή επιφάνεια του εμβόλου “A” και η “ $p_s$ ”. Από την άλλη, η απαίτηση είναι να μπορεί η διάταξη να ασκήσει τη μέγιστη απαιτούμενη δύναμη για τους τροχούς A & B (12KN), με διαδοχικές βηματικές εισόδους, σε συχνότητα τουλάχιστον  $\sim 40\text{Hz}$ , που ισοδυναμεί σε 7 ώρες συνεχούς λειτουργίας, για  $10^6$  επαναλήψεις, που είναι αποδεκτός χρόνος.

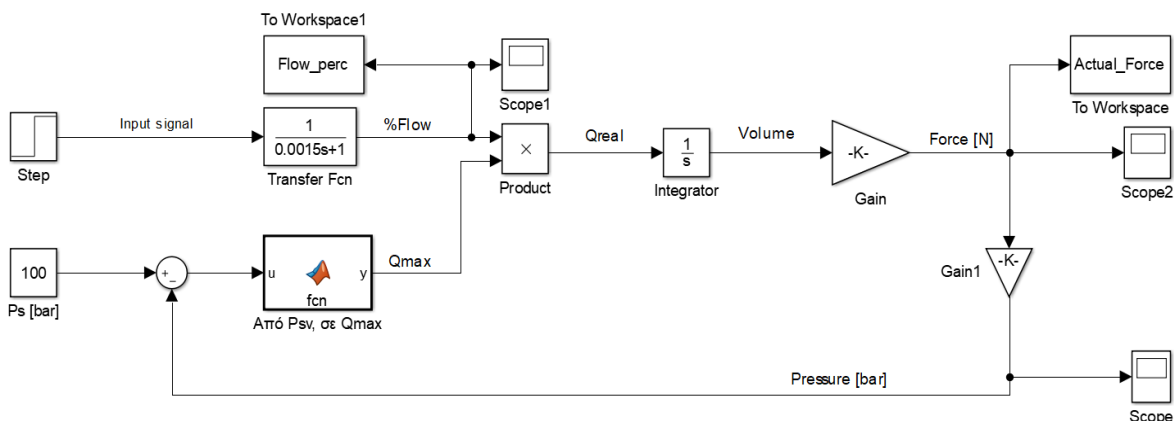
Η βηματική είσοδος αντιστοιχεί στον ελάχιστο χρόνο που χρειάζεται η πραγματική δύναμη για να φτάσει στη ζητούμενη τιμή της, για δεδομένο σήμα  $i_{s\%}$ . Δοκιμάζεται το παράδειγμα της προηγούμενης παραγράφου, δηλαδή με βηματικό  $i_{s\%} = 0.45$ , καθώς πληροί την προδιαγραφή της συχνότητας.

Για την ελαστικότητα του συστήματος επιλέγεται η δυσμενέστερη περίπτωση. Οπότε, συμπεριλαμβάνεται η μικρή δυσκαμψία του οδόντα A, αλλά και η μέγιστη ενδοτικότητα που μπορεί να έχει το σύστημα του κυλίνδρου, δηλαδή με το chamber του κυλίνδρου που επάγει τη δύναμη, να είναι αρχικά γεμάτο στο μέγιστο (30mm) και να περιλαμβάνει τη μέγιστη ποσότητα του ενδοτικού ελαίου. Διαμορφώνεται έτσι η συνολική ελαστικότητα των σειριακών “ελατηρίων” σε 42 [KN/mm].

Το σύστημα των διαφορικών εξισώσεων που χαρακτηρίζουν το πρόβλημα και χρήζουν επίλυσης περιγράφεται ως εξής:

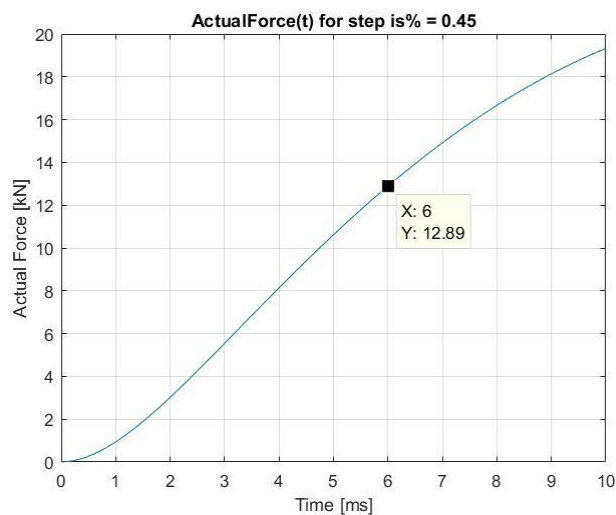
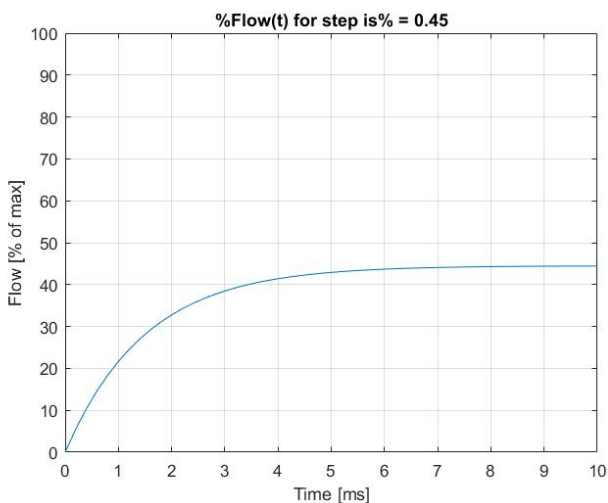
$$\begin{cases} Q_{\%} = i_{v\%} \\ Q_{max}(p_v) = 20 \sqrt{p_v/70} \\ Q_{real} = Q_{max}(p_v) \cdot Q_{\%} \\ F = K_1 \int_0^t Q_{real}(\tau) d\tau \\ p_v = 100 - K_2 F \end{cases} \quad (7-6)$$

Το σύστημα των εξισώσεων επιλύεται αριθμητικά με τη μέθοδο **Dormand-Prince (RKDP)**, σε περιβάλλον **Matlab-Simulink**, κάνοντας χρήση του **solver ode45**. Το δομικό διάγραμμα που αντιστοιχεί στο σύστημα των εξισώσεων, παρουσιάζεται στο *Διάγραμμα 7-16*.



Διάγραμμα 7-16: Δομικό διάγραμμα επίλυσης συστήματος (7-6)

Τα αποτελέσματα της επίλυσης παρουσιάζονται στα ακόλουθα διαγράμματα. Στο *Διάγραμμα 7-17 (α)* διακρίνεται η απόκριση του ποσοστού της διερχόμενης ροής (ταυτίζεται με αυτή του spool -  $x_v(t)$ ), στη βηματική είσοδο 45%, ενώ στο *Διάγραμμα 7-17 (β)* η ανάπτυξη της ασκούμενης δύναμης στον χρόνο.



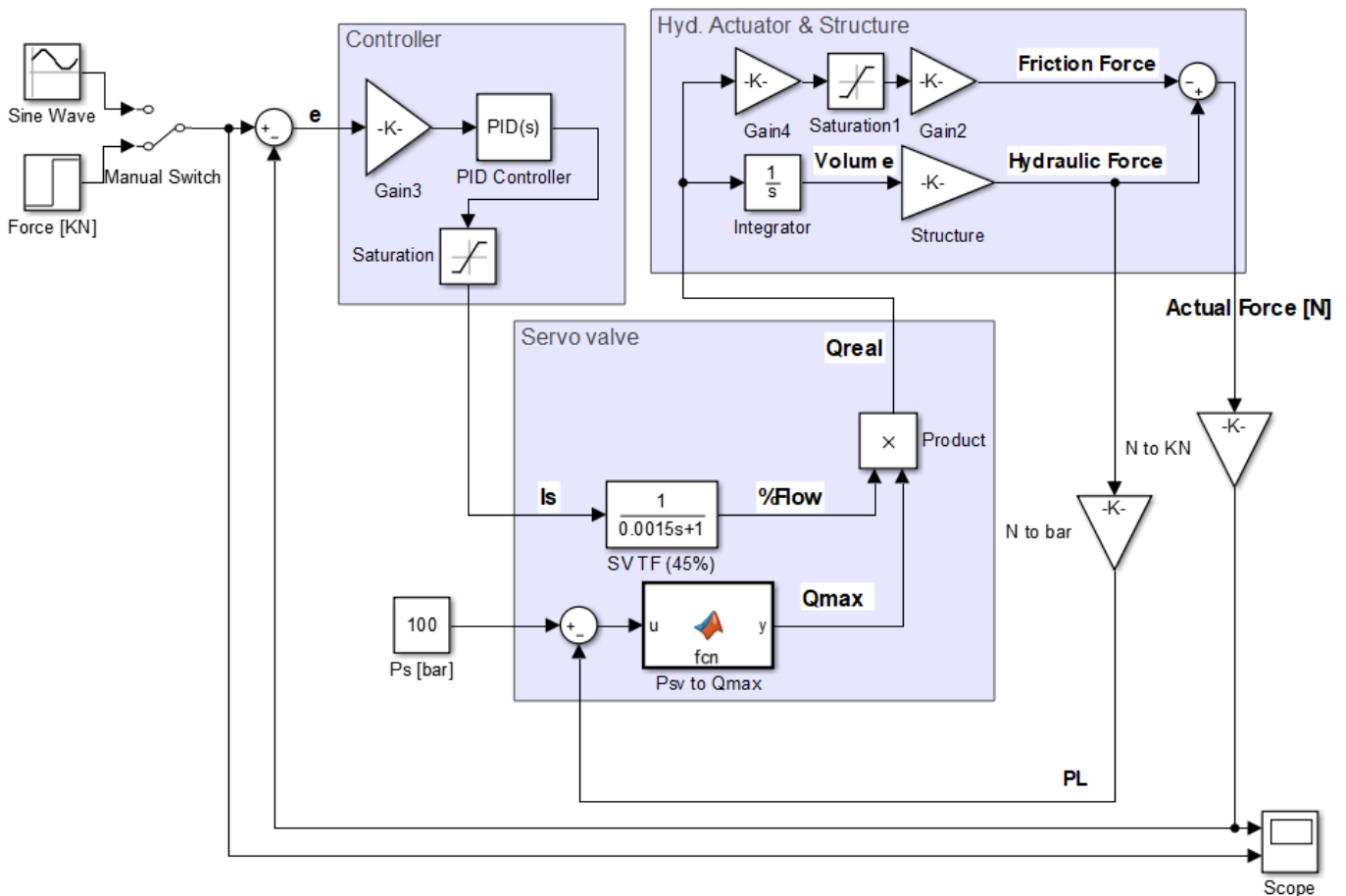
Διάγραμμα 7-17 (α)  $Q(t)$  και (β)  $F(t)$

Όπως είναι φανερό, σε χρόνο ίσο με  $T_s$ , η πραγματική ασκούμενη δύναμη έχει μόλις ξεπεράσει το στόχο των 12 kN. Επαληθεύεται, δηλαδή, η ορθή επιλογή των σχεδιαστικών παραμέτρων και κυρίως των  $A$  και  $p_s$ , για την ταχεία άσκηση του μέγιστου ζητούμενου φορτίου για τους τροχούς  $A, B$ , αλλά και για την εύρυθμη λειτουργία του συνόλου.

## Υλοποίηση Ελέγχου

### Block Diagram

Στη συνέχεια, κατασκευάζεται το δομικό διάγραμμα του συνόλου της διάταξης *Διάγραμμα 7-18*.



*Διάγραμμα 7-18: Δομικό διάγραμμα ελέγχου της διάταξης*

Η είσοδος στο δομικό διάγραμμα (target signal) έχει μονάδες [KN] και οι μορφές που θα δοθούν στην πορεία είναι η βηματική, η ημιτονοειδής και η πραγματική της λειτουργίας του τροχού.

Από την είσοδο αφαιρείται η ανάδραση, δηλαδή η πραγματική δύναμη που εφαρμόζεται στον οδόντα, παράγοντας το error signal (e). Το e, με τη σειρά του, διέρχεται από τον ελεγκτή (controller) και φράσσεται (saturation block) στο διάστημα [-1,1], αφού αυτό είναι το πεδίο ορισμού του  $i_s$ , που τελικά προκύπτει. Έπειτα, τροφοδοτείται το υποσύστημα της SV, που δέχεται ως εισόδους τα  $i_s$ ,  $p_s$ ,  $p_r$  (πίεση χρήσιμου chamber  $\propto$  της Υδραυλικής δύναμης) και εξάγει την πραγματικά διακινούμενη παροχή. Αυτή εισέρχεται στο υποσύστημα Hydraulic Actuator - Structure και οδηγεί στην παραγωγή των δυνάμεων Τριβής και Υδραυλικής, η διαφορά των οποίων είναι η τελικά ασκούμενη δύναμη.

## PID Ελεγκτής

Η λογική του ελέγχου είναι να παραλαμβάνει το  $e$ , και να τροφοδοτεί τη  $SV$  με κατάλληλο  $i_s$ , ώστε η απόκριση (πραγματική δύναμη) να τείνει στην χρονοσειρά εισόδου, δηλαδή να ελαχιστοποιείται, το ταχύτερο δυνατόν, το ίδιο το  $e$ . Ποιοτικά, με μεγαλύτερο  $e$ , θα προκαλείται μεγαλύτερο άνοιγμα του  $spool$ , άρα θα αυξάνεται η διακινούμενη παροχή και κατά αναλογία η υδραυλική δύναμη. Ποσοτικά, το  $i_s$  καθορίζεται από το  $e$  με τη βοήθεια του PID ελεγκτή, ο οποίος αντιπροσωπεύεται από μία  $TF_{PID}$  της μορφής  $K_p + K_i/s + K_Ds$ . Δηλαδή, το τελικό  $i_s$  είναι το άθροισμα ενός όρου ευθέως ανάλογου προς το  $e$ , ενός ανάλογου του ολοκληρώματος (ιστορικό) του  $e$  από την αρχή της μέτρησής του και ενός ανάλογου του ρυθμού μεταβολής του  $e$ .

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_D \frac{du(t)}{dx} \quad (7-7)$$

Ο τελικός στόχος του ελέγχου είναι να ευρεθούν τα  $[K_p, K_i, K_D]$  για το συγκεκριμένο σύστημα.

Επειδή το σύστημα είναι έντονα μη γραμμικό, λόγω της σχέσης παροχής - πτώσης πίεσης, της μη γραμμικότητας της τριβής, των saturation blocks και του πολλαπλασιαστικού τελεστή, η αναλυτική περιγραφή του καθίσταται δύσκολη και αχρείαστη.

Συγκεκριμένα, η συνάρτηση μεταφοράς  $P_o/P_i = G$ , είναι συνάρτηση, πέραν του  $s$ , και του  $P_o$ , δηλαδή:

$$G = f(s, P_o)$$

Επομένως, ακολουθείται manual tuning, έχοντας ως αρχικοποίηση των κερδών το αποτέλεσμα του Tuner του Simulink.

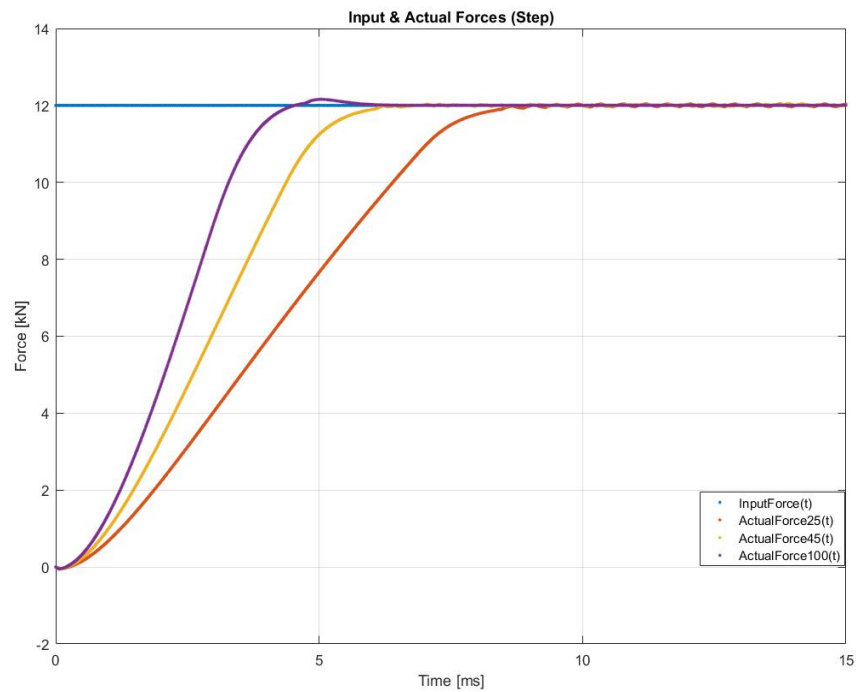
Τελικά, η διαδικασία ρύθμισης του PID καταλήγει στα κέρδη:

[700, 51, 0.5]

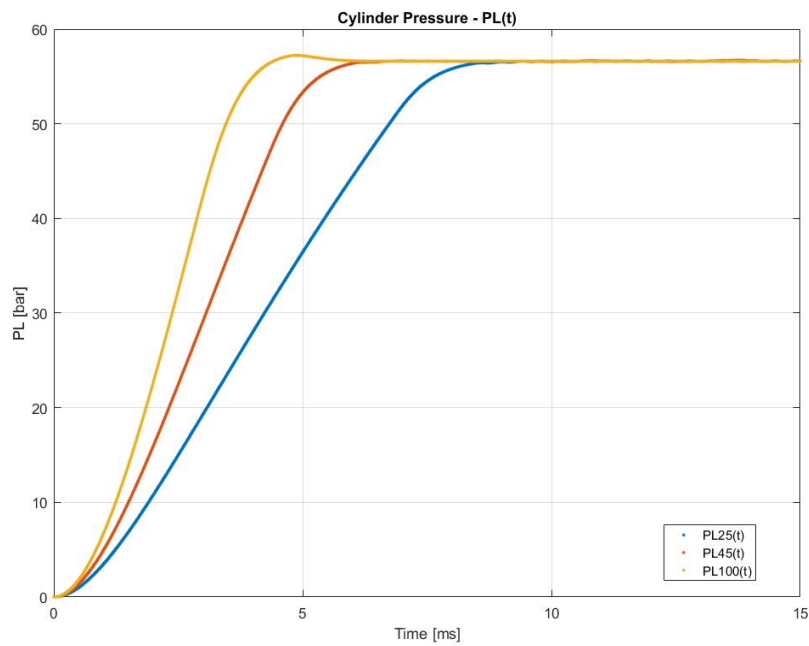
Χρήσιμη είναι η αναλογία μεταξύ των τριών κερδών, καθώς μπορεί να εφαρμοστεί εξωτερικό κέρδος (Gain3), που να τα ρυθμίσει στις τελικές τους τιμές. Το Gain3 επιλέγεται ίσο με  $2.12 \cdot 10^{-3}$ .

Τα κέρδη αυτά παράγουν αξιόλογα αποτελέσματα σε πλήθος μορφών σήματος εισόδου. Στη συνέχεια, παρουσιάζονται οι αποκρίσεις σε βηματική, ημιτονοειδή και ρεαλιστική είσοδο.

## Απόκριση σε βηματική είσοδο



Διάγραμμα 7-20: Απόκριση της πραγματικής δύναμης για βηματική είσοδο, για διάφορες τιμές  $is$

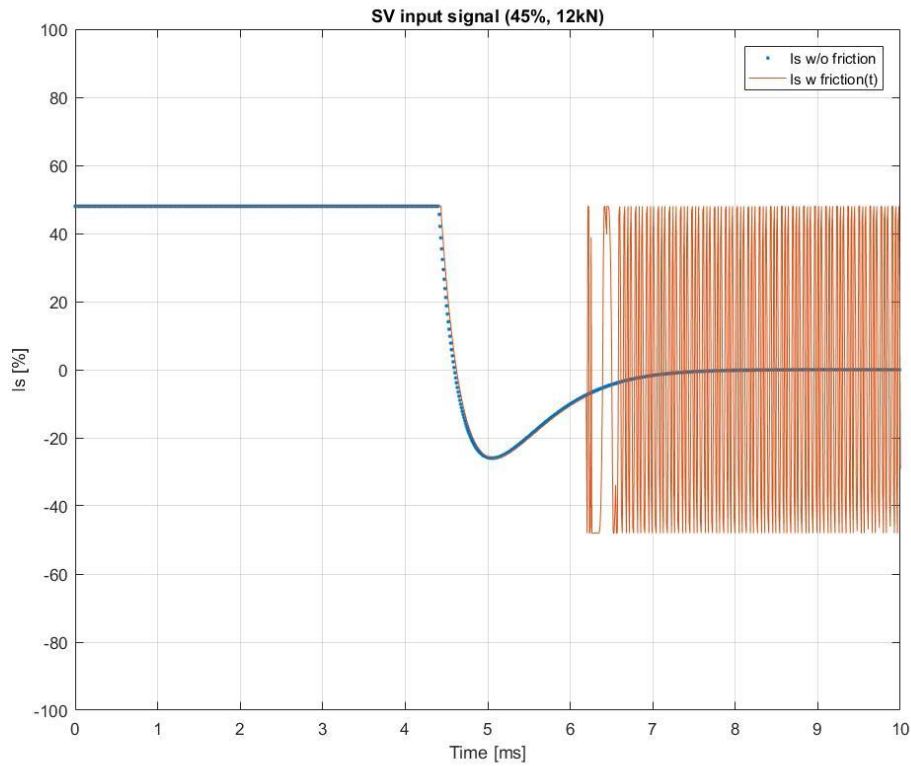


Διάγραμμα 7-19: Απόκριση της πίεσης του κυλίνδρου για βηματική είσοδο, για διάφορες τιμές  $is$



Παρατηρούνται γρήγορες αποκρίσεις, και ισορροπία να επέρχεται ταχύτερα ανοίγματα του σροσί, όπως αναμενόταν, αφού διέρχεται μεγαλύτερη παροχή και κατά συνέπεια αναπτύσσεται δύναμη ταχύτερα.

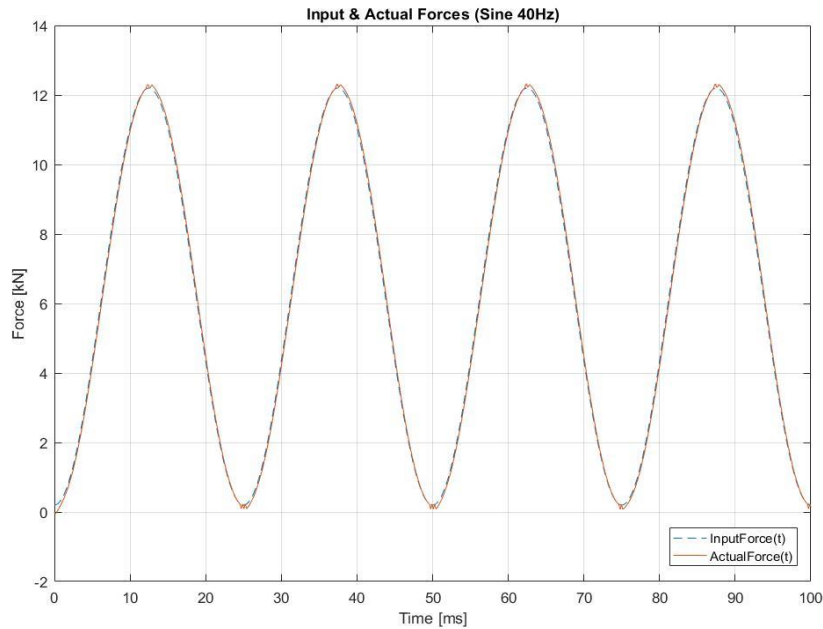
Παρουσιάζεται ακόμα η μορφή που λαμβάνει η συνάρτηση  $i_s\%(t)$ , ανάλογα με την ύπαρξη ή όχι του όρου της τριβής, για βηματική είσοδο δύναμης.



Διάγραμμα 7-21: Απόκριση σήματος εισόδου  $i_s$  , με και χωρίς τριβή, για βηματική είσοδο

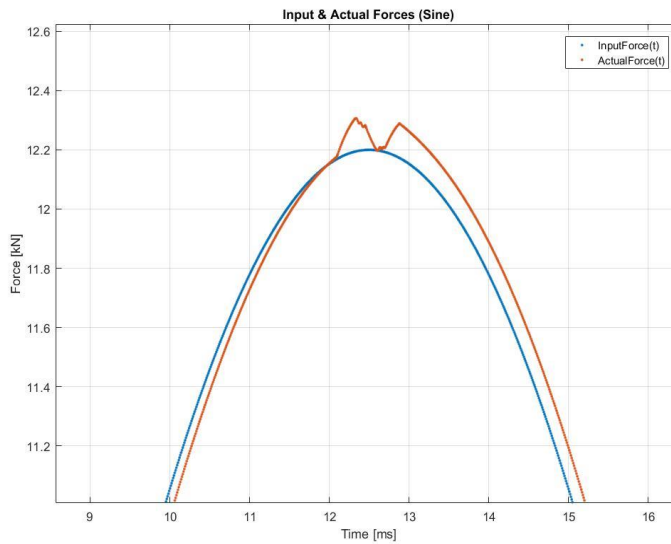
## Απόκριση σε ημιτονοειδή είσοδο

Όσον αφορά στην είσοδο (target) ημιτονοειδούς μορφής, η απόκλιση της απόκρισης από την επιθυμητή είναι εξαιρετικά μικρή. Ειδικότερα, επιλέγεται σήμα-στόχος συχνότητας 40 Hz, πλάτους 6kN, με μετατόπιση κατά 6.2kN. Η διάταξη, παρά τον περιορισμό του  $i_{5\%}$  να φτάνει έως 45%, ανταποκρίνεται όπως φαίνεται και στο επόμενο Διάγραμμα 7-22.



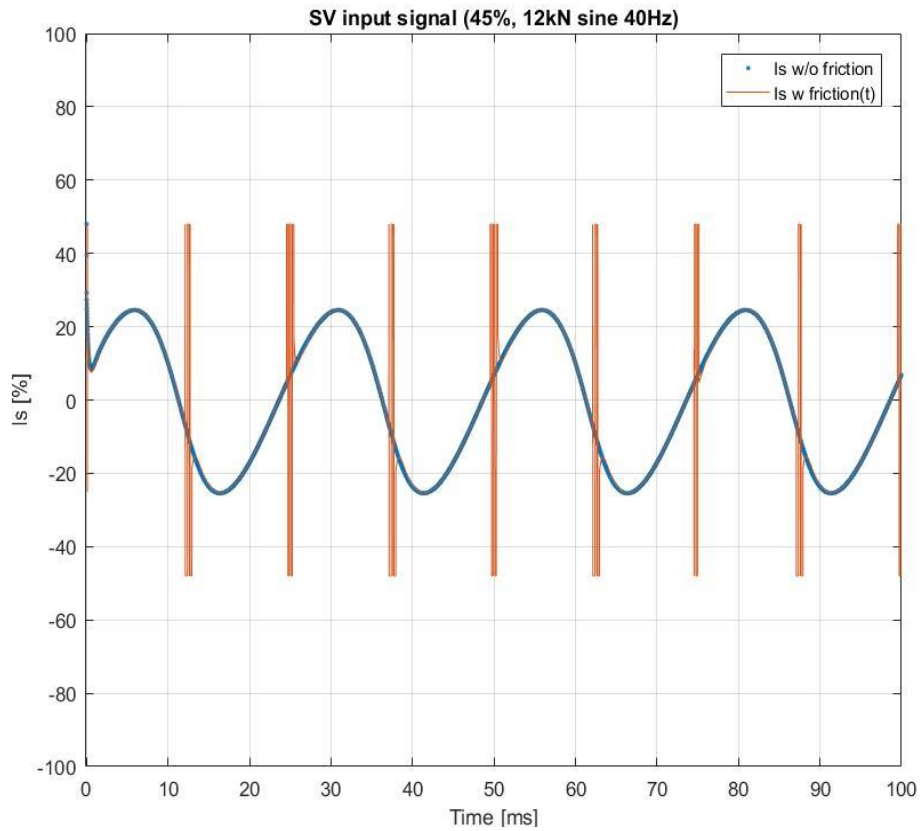
Διάγραμμα 7-22 Αποκρίση πραγματικής δύναμης για ημιτονοειδή είσοδο

Εστιάζοντας στην κορυφή της απόκρισης, όπου μηδενίζεται η ταχύτητα, παρατηρείται εντονότερα η επίδραση του φαινομένου της τριβής.



Διάγραμμα 7-23 Μεγέθυνση της πρώτης κορυφής του Διαγράμματος 7-23

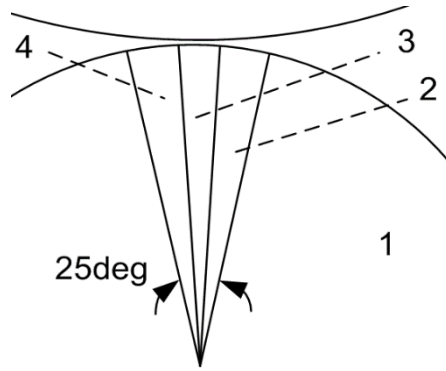
Ακόμα, ακολουθούν οι χρονοσειρές του σήματος εισόδου για την εν λόγω ημιτονοειδή target δύναμη, με ύπαρξη ή μη, τριβής.



Διάγραμμα 7-24: Απόκριση σήματος εισόδου  $i_s$ , με και χωρίς τριβή, για ημιτονοειδή είσοδο

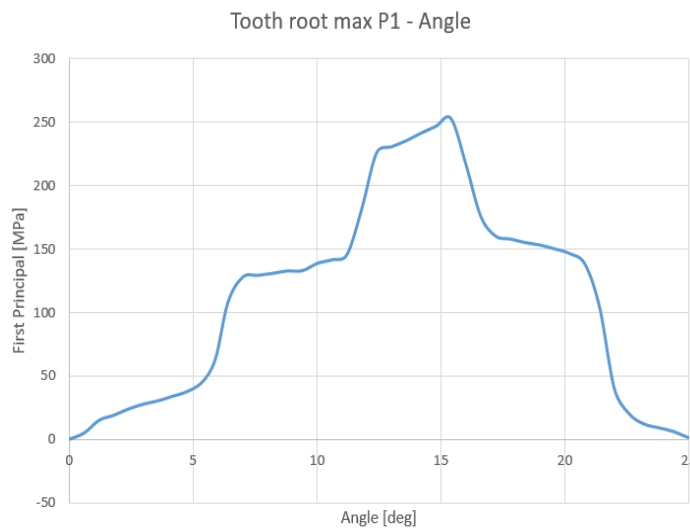
### Απόκριση σε είσοδο πραγματικής καταπόνησης

Η πραγματική λειτουργία του οδόντα, συνήθως περιλαμβάνει τέσσερις φάσεις, ανάλογα με τη γωνιακή θέση του ως προς τη διάκεντρο των δύο συνεργαζόμενων τροχών. Στην φάση 1 δεν καταπονείται καθώς δε συμβάλλει στη μεταφορά ισχύος. Στις φάσεις 2, 4 επικρατεί double tooth contact, οπότε δεν παραλαμβάνει το πλήρες φορτίο, αφού αυτό μοιράζεται, σε αντίθεση με την φάση 3 (single tooth contact).



Εικόνα 7-7: Οι τέσσερις φάσεις λειτουργίας του οδόντα

Συνεπώς, ένα τυπικό προφίλ καταπόνησης μοιάζει με το διάγραμμα 7-23.

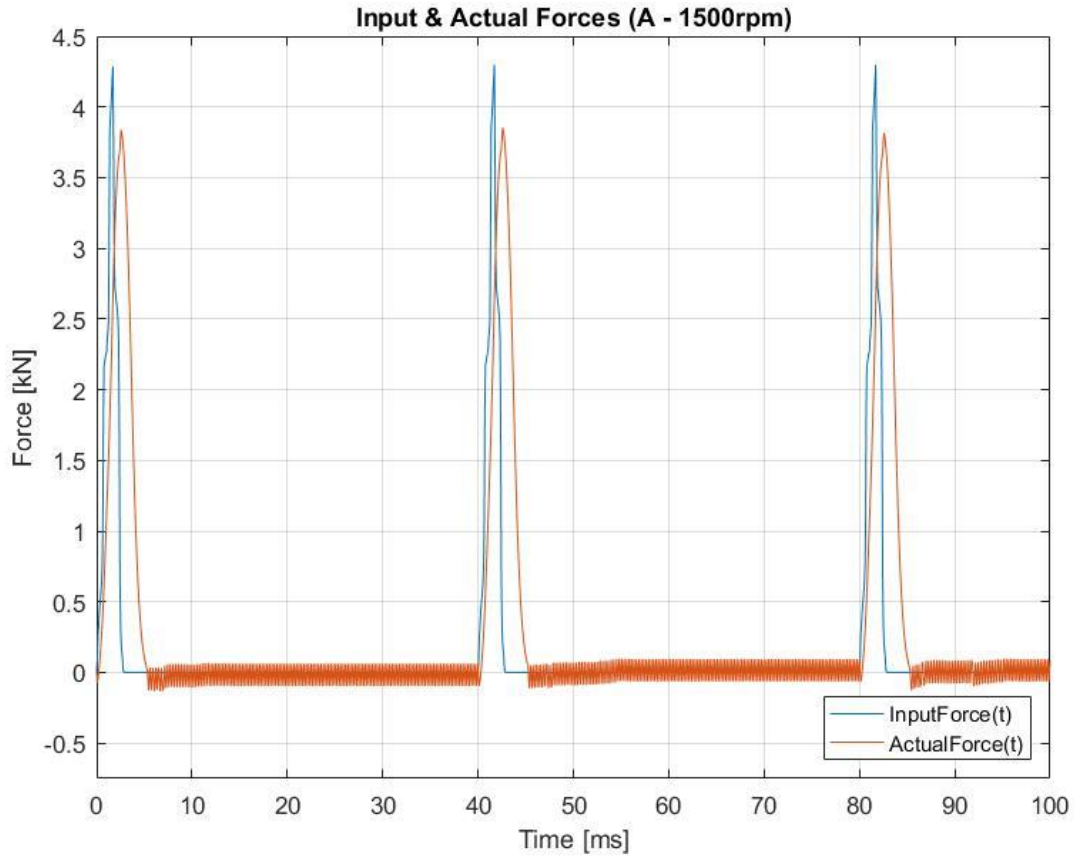


Διάγραμμα 7-25: Μέγιστη πρώτη κύρια τάση ποδός, κατά τις φάσεις 2,3,4

Υποθέτοντας ότι αυτό είναι το προφίλ της εφελκυστικής τάσης ποδός του δοκιμίου A, ενώ αυτός εργάζεται στις 1500 rpm, υπολογίζεται το αντίστοιχο προφίλ δύναμης, μέσω της προαναφερθείσας ελαστικότητας, και εισάγεται στο μοντέλο ως διέγερση. Ακόμα, επιτρέποντας στη SV να δέχεται το μέγιστο σήμα της, ρυθμίζοντας παράλληλα τη συνάρτηση μεταφοράς της ως:

$$TF_{SV} = \frac{1}{0.0024s + 1}$$

εξετάζεται η ποιότητα της απόκρισης του συστήματος με τριβή.



Διάγραμμα 7-26: Απόκριση πραγματικής δύναμης σε ρεαλιστική είσοδο

Παρατηρείται ότι στα “σχεδόν κρουσικά” φορτία της πραγματικής καταπόνησης, αν και είναι εμφανής η απόκλιση, η διάταξη αποκρίνεται ικανοποιητικά. Ωστόσο, στα πειράματα κόπωσης θα ακολουθείται, πιθανότερα, καταπόνηση ημιτονοειδούς μορφής, καθώς το ζητούμενο είναι να επιβάλλονται το κατά δύναμιν περισσότεροι κύκλοι στη μονάδα του χρόνου.

## 8. Συμπεράσματα και μελλοντική εργασία

Συνοψίζοντας, στην παρούσα διπλωματική εργασία, προτάθηκε εναλλακτικός σχεδιασμός διάταξης κόπωσης δοκιμίων και συγκεκριμένα οδοντωτών τροχών.

Η μηχανή αυτή χαρακτηρίζεται από δύο σημαντικές καινοτομίες, που εξασφαλίζουν την οικονομική κατασκευή της, χωρίς αυτή να συνοδεύεται από συμβιβασμό της ακρίβειας και της επαναληψιμότητας των πειραμάτων που διεξάγονται. Αντίθετα, η διάταξη έχει τη δυνατότητα ελέγχου ακόμα μεγαλύτερου εύρους φάσματος οδόντων από την πλειονότητα των υπαρχόντων, διατηρώντας, παράλληλα, την ποιότητα των πειραμάτων υψηλά, δίχως να απαιτείται πρόσθετος εξοπλισμός.

Τέλος, αναφέρεται ότι πολλές εκ των σχεδιαστικών επιλογών που έχουν ληφθεί, έχουν σκοπό την εύκολη επέκταση της λειτουργίας της, σε κόπωση δοκιμίων ευρύτερου ενδιαφέροντος.

Μελλοντική εξέλιξη της διάταξης θα μπορούσε να περιλαμβάνει τον αρτιότερο σχεδιασμό του δοκιμίου - οδόντα, μέσω βελτιστοποίησης μορφής, ώστε να ελαττωθεί σε ακόμα καλύτερα επίπεδα η απόκλιση του τασικού πεδίου του, σχετικά με τον πραγματικό οδοντωτό τροχό.



## Βιβλιογραφία

- [1] B. D. Stringer, D. B. Dykas, E. K. LaBerge, J. A. Zakrajsek και F. R. Handschuh, «A New High-Speed, High-Cycle, Gear-Tooth Bending Fatigue Test Capability,» σε *67th Annual Forum and Technology Display (Forum 67)*, Virginia, USA, 2011.
- [2] Θ. Ν. Κωστόπουλος, Οδοντώσεις και Μειωτήρες Στροφών, Αθήνα: Εκδόσεις Συμείων, 2010.
- [3] Χ. Α. Παπαδόπουλος, Στοιχεία Μηχανών, 3η Έκδοση, Θεσσαλονίκη: Εκδόσεις Τζιόλα, 2017.
- [4] G. H. Staab, «3 - Lamina Analysis,» σε *Laminar Composites*, Elsevier, 1999.
- [5] Θ. Ν. Κωστόπουλος, Υδραυλικά και Πνευματικά Συστήματα, Αθήνα: Εκδόσεις Συμείων, 2009.
- [6] P. Huang, L. Xu, C. Luo, J. Zhang, F. Chi, Q. Zhang και J. Zhou, «A Study on Noise Reduction of Gear Pumps of Wheel Loaders Based on the ICA Model,» *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 2019.
- [7] M. G. Rabie, Fluid Power Engineering, Cairo, Egypt: Mc Graw Hill, 2009.
- [8] N. S. Nise, Συστήματα Αυτόματου Ελέγχου, 7η Έκδοση, Αθήνα: Φούντας, 2016.
- [9] D. Pereira-Dias, R. R. Costa και A. J. Peixoto, «CONTROL OF HYDRAULIC ACTUATED FATIGUE TESTING MACHINES - A REVIEW,» σε *22nd International Congress of Mechanical Engineering*, Rio de Janeiro, Brazil, 2013.
- [10] K.-E. Rydberg, Hydraulic Servo Systems-Dynamic Properties and Control, Linköping, Sweden: Linköping University, 2016.
- [11] J. P. Davim, Tribology for Engineers - A Practical Guide, Cambridge, UK: Woodhead Publishing Ltd, 2011.
- [12] X. Bo Tran, N. Hafizah και H. Yanada, «Modeling of dynamic friction behaviors of hydraulic cylinders,» *Megatronics*, τόμ. 22, pp. 65-75, 2011.
- [13] Β. Τουλιάτος, «Σχεδιασμός και έλεγχος σερβοϋδραυλικής τράπεζας ταλαντώσεων δύο βαθμών ελευθερίας για δοκιμές σε κατασκευές,» Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών, ΕΜΠ, Αθήνα, 2019.