

ΚΥΡΙΑΚΟΣ ΧΑΒΑΝΗΣ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ



ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗΣ ΔΙΑΤΑΞΗΣ ΕΛΕΓΧΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ

Τομέας: Μηχανολογικών Κατασκευών & Αυτομάτου Ελέγχου
Επιβλέπων: Δρ.-Μηχ. Δημήτριος Κουλοχέρης, Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα 2024

--Κενή σελίδα--

Υπεύθυνη δήλωση για λογοκλοπή και για κλοπή πνευματικής ιδιοκτησίας:

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

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

Ονοματεπώνυμο
ΚΥΡΙΑΚΟΣ ΧΑΒΑΝΗΣ

Κατάλογος Περιεχομένων

Σύνοψη - Περίληψη	11
Abstract	12
Συνομεύσεις – αρτικόλεξα	13
1. Εισαγωγή.....	14
Μεθοδολογία.....	15
2. Σύστημα ανάρτησης οχημάτων	16
2.1 Σύστημα ανάρτησης με άκαμπτους άξονες.....	18
2.2 Σύστημα ανάρτησης με ημιάκαμπτους άξονες	19
2.3 Σύστημα ανεξάρτητης ανάρτησης αξόνων	20
2.4 Σύστημα ανάρτησης πολλαπλών συνδέσμων	22
2.5 Δομικά μέρη συστήματος ανάρτησης	23
2.5.1 Ημιελλειπτικά ελατήρια	23
2.5.2 Σπειροειδή ή ελικοειδή ελατήρια.....	24
2.5.3 Στρεπτικές και αντιστρεπτικές μορφοδοκοί.....	28
2.5.4 Αποσβεστήρες ταλαντώσεων	29
2.5.5 Ελαστικοί σύνδεσμοι (σινεμπλόκ)	30
2.5.6 Ψαλίδια.....	31
3. Σχεδιασμός του δοκιμαστηρίου ανάρτησης	32
3.1 Αρχικός σχεδιασμός πειραματικής διάταξης ελέγχου και εξαρτήματα.....	32
3.2 Ανάλυση τμημάτων πειραματικής διάταξης	33
3.3 Πλάκα αναρτημένων και μη αναρτημένων μαζών.....	36
4. Επιλογή επενεργητή για το σήμα εισόδου	38
4.1 Υδραυλικοί επενεργητές μονής δράσης.....	39
4.2 Υδραυλικοί επενεργητές διπλής δράσης.....	42
4.3 Επενεργητής τύπου κάμας.....	42
4.4 Επιλογή και θέση αισθητήρων	43
5. Μηχανική ανάλυση πειραματικής διάταξης	45
5.1 Προσομοίωση πειράματος ελέγχου συστήματος ανάρτησης.....	45
5.2 Μοντελοποίηση ελατηρίου και αποσβεστήρα στο ΛΑΠΣ	52
5.3 Μοντελοποίηση μάζας τετάρτου οχήματος στο ΛΑΠΣ	55
6 Αποτελέσματα μηχανικής ανάλυσης και τελικός σχεδιασμός	56
6.1 Πρώτο στάδιο επανασχεδιασμού.....	58

6.2	Δεύτερο στάδιο επανασχεδιασμού	64
6.3	Τρίτο στάδιο επανασχεδιασμού	76
6.4	Τελικός Σχεδιασμός	84
7	Υπολογισμός συνδέσεων	92
7.1	Υπολογισμός συγκολλήσεων	92
7.1.1	Συγκόλληση μορφοδοκών Η με την επιδαπέδια βάση	92
7.1.2	Συγκόλληση μορφοδοκών Η με τη βάση του επενεργητή	94
7.1.3	Συγκόλληση βάσεων ράγας με την κύρια πλάκα	96
7.1.4	Συγκόλληση βάσης βαριδίων με την κύρια πλάκα.....	99
7.2	Υπολογισμός κοχλιοσυνδέσεων	100
7.2.1	Κοχλιοσύνδεση πλάκας με τη φλάτζα του επενεργητή	100
7.2.2	Κοχλιοσύνδεση επιδαπέδιας βάσης με το έδαφος.....	102
7.2.3	Κοχλιοσύνδεση επιτοίχιας βάσης με τον τοίχο	104
7.2.4	Κοχλιοσύνδεση βάσεων ψαλιδιών με την κύρια πλάκα	106
7.2.5	Κοχλιοσύνδεση άνω βάσης ανάρτησης με την κύρια πλάκα.....	109
7.3	Συνδέσεις στην πειραματική διάταξη.....	112
8	Αντοχή σε κόπωση	116
8.1	Διάρκεια ζωής της διάταξης	117
8.2	Συντελεστής ασφαλείας της διάταξης σε κόπωση	119
8.3	Μέγιστη και ελάχιστη ισοδύναμη εναλλασσόμενη τάση – κριτήριο Soderberg.....	120
9	Προκαταρκτική ανάλυση κόστους πειραματικής διάταξης	122
9.1	Κόστος μεταλλικών εξαρτημάτων	122
9.2	Κόστος εξαρτημάτων εμπορίου.....	123
10	Προσομοίωση λειτουργίας πειραματικής διάταξης ελέγχου συστήματος ανάρτησης.....	124
10.1	Προσαρμογή θέσης βάσεων.....	124
11	Προτάσεις βελτίωσης σχεδιασμού	130
11.1	Αναθεώρηση στήριξης επενεργητή	130
11.2	Αναθεώρηση στήριξης ψαλιδιών	131
11.3	Αναθεώρηση στήριξης βάσης επενεργητή.....	132
11.4	Αναθεώρηση βάσεων ολίσθησης.....	133
11.5	Αναθεώρηση άνω βάσης ανάρτησης	133
	Κατάλογος Αναφορών	135
	Παράρτημα Ι. «Έκθεση Κοστολόγησης Solidworks®»	137

Παράρτημα II. «Ακαμψία ελατηρίου».....	142
Παράρτημα III. «Ιδιότητες υλικών ανάλυσης».....	143
Παράρτημα IV. «Περιγραφή στοιχείων πλεγματοποίησης».....	145

Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 1.1 Διάγραμμα ροής μεθοδολογίας σχεδιασμού	15
Σχήμα 2.1 Αναρτημένες και μη αναρτημένες μάζες [1]	16
Σχήμα 2.2 Σύστημα ανάρτησης με άκαμπτο άξονα (Rigid Axle Suspension) [2].....	17
Σχήμα 2.3 Σύστημα ανάρτησης με ημιάκαμπτο άξονα (Semi-rigid axle Suspension) [2]	17
Σχήμα 2.4 Σύστημα ανεξάρτητης ανάρτησης (Independent Suspension) [2]	17
Σχήμα 2.5 Σύστημα ανάρτησης πολλαπλών συνδέσμων (Multi-Link Suspension) [2].....	18
Σχήμα 2.6 Ανάρτηση άκαμπτου άξονα με φύλλα σούστας [1]	19
Σχήμα 2.7 Οπίσθιος άκαμπτος άξονας με ελικοειδή ελατήρια [1]	19
Σχήμα 2.8 Σύστημα ανάρτησης με ημιάκαμπτο άξονα [1].....	20
Σχήμα 2.9 Λειτουργία ανεξάρτητης ανάρτησης [1].....	20
Σχήμα 2.10 Σύστημα ανεξάρτητης ανάρτησης [3].....	21
Σχήμα 2.11 Σύνδεση ψαλιδιών-βάση πλήμνης και πλήμνης-ζάντας ελαστικού	21
Σχήμα 2.12 Σύνδεση αμορτισέρ στο κάτω ψαλίδι και στην πλάκα στήριξης	22
Σχήμα 2.13 Τα ψαλίδια με τα σινεμπλόκ τους	22
Σχήμα 2.14 Σύστημα ανάρτησης πολλαπλών συνδέσμων [4].....	23
Σχήμα 2.15 Γωνία Camber, θετικής ή αρνητικής σύγκλισης ελαστικών [5]	23
Σχήμα 2.16 Ημιελλειπτικό ελατήριο και τρόπος σύνδεσης με το πλαίσιο [1]	24
Σχήμα 2.17 Απλό ελικοειδές ελατήριο, ελατήριο μεταβλητής ακαμψίας, κωνικό ελατήριο [6].....	26
Σχήμα 2.18 Ελικοειδές ελατήριο τύπου μπανάνας, λοξό ελατήριο, βαρελοειδές ελατήριο [6]	27
Σχήμα 2.19 Ελατήριο με ουρά, κλειστού άκρου, τετραγωνισμένου άκρου [6]	28
Σχήμα 2.20 Σφαιρικός σύνδεσμος άκρου και στρεπτική μορφοδοκός [7].....	29
Σχήμα 2.21 Αντιστρεπτική μορφοδοκός και λειτουργικά μέρη [8]	29
Σχήμα 2.22 Αποσβεστήρας ταλαντώσεων (αμορτισέρ) και αρχή λειτουργίας.....	30
Σχήμα 2.23 Ελαστικός σύνδεσμος (σινεμπλόκ) με διαμόρφωση πλήμνης για άξονα [9].....	31
Σχήμα 2.24 Άνω και κάτω ψαλίδι ανάρτησης [10]	31
Σχήμα 3.1 Αρχικός σχεδιασμός δοκιμαστηρίου ανάρτησης τεταρτημορίου οχήματος	32
Σχήμα 3.2 Βάση πακτωμένη επί του εδάφους	33
Σχήμα 3.3 Η ράγα.....	34
Σχήμα 3.4 Η σύνδεση βάσης-ράγας	34
Σχήμα 3.5 Η πλάκα στήριξης αναρτημένης και μη αναρτημένης μάζας.....	35
Σχήμα 3.6 Η βάση των βαριδίων με κάθετο άξονα	35
Σχήμα 3.7 Επιτοίχια βάση με οπές για πάκτωση με τον τοίχο	36
Σχήμα 3.8 Απεικόνιση οπών πλάκας αναρτημένων και μη αναρτημένων μαζών	37
Σχήμα 3.9 Μετατρόχιο (track width) [13]	37
Σχήμα 4.1 Φορά εξωτερικής δύναμης επενεργητή στο σύστημα.....	38
Σχήμα 4.2 Αρμονικό σήμα εισόδου	39
Σχήμα 4.3 Μηχανικά μέρη υδραυλικού επενεργητή μονής δράσης [14]	40
Σχήμα 4.4 Έλεγχος υδραυλικού επενεργητή με προγραμματιζόμενη μονάδα λογικών ελεγκτών PLC [15]	40
Σχήμα 4.5 Υδραυλικός ελεγκτής με βαλβίδες πιλοτήσεως [16].....	41
Σχήμα 4.6 Λειτουργία και μηχανικά μέρη σωληνοειδούς βαλβίδας [17].....	41
Σχήμα 4.7 Διπλή δράση υδραυλικού επενεργητή [14]	42
Σχήμα 4.8 Εκκεντροφόρος σε συνεργασία με τροχό κατά την περιστροφή [18].....	43
Σχήμα 4.9 Διάταξη δοκιμαστηρίου, επενεργητή και αισθητήρων	44

Σχήμα 5.1 Διάμηκες προφίλ εμποδίου ταχύτητας [12].....	45
Σχήμα 5.2 Διαστάσεις του τυπικού παραβολικού εμποδίου ταχύτητας [12].....	46
Σχήμα 5.3 Διαστάσεις του τυπικού παραβολικού εμποδίου ταχύτητας σε εκατοστά [12]	46
Σχήμα 5.4 Καμπύλη μετατόπισης- χρόνου ($z(t) - t$) του επενεργητή διπλής δράσης.....	47
Σχήμα 5.5 Διάγραμμα ελευθέρου σώματος εμβόλου.....	48
Σχήμα 5.6 Καμπύλη ταχύτητας-χρόνου $uy(t) - t$	49
Σχήμα 5.7 Καμπύλη ταχύτητας-χρόνου $uy(t) - t$	50
Σχήμα 5.8 Σπειροειδές γραμμικό ελατήριο.....	52
Σχήμα 5.9 Διάμηκες γραμμικό ελατήριο και αποσβεστήρας στο Ansys 2023 R2V.....	53
Σχήμα 5.10 Λειτουργικά μέρη αμορτισέρ (coilover) σε επαφή με το ελατήριο και τον αποσβεστήρα	54
Σχήμα 5.11 Επαφή τροχού- επιφάνειας εμβόλου, τύπου επαφής με τριβή (Forced Frictional Sliding)....	54
Σχήμα 5.12 Μοντελοποίηση τετάρτου μάζας οχήματος με κατανομή δύναμης.....	55
Σχήμα 6.1 Αρχικός και τελικός σχεδιασμός ράγας	56
Σχήμα 6.2 Αρχικός και τελικός σχεδιασμός πειραματικής διάταξης.....	57
Σχήμα 6.3 Τελική διάταξη με πλήρη συμμετρία.....	58
Σχήμα 6.4 Σταθερές αρθρώσεις (fixed joints).....	60
Σχήμα 6.5 Μεταφραστικές αρθρώσεις (translational joints)	61
Σχήμα 6.6 Περιστροφικές αρθρώσεις (revolute joints).....	62
Σχήμα 6.7 Επαφές (contacts).....	63
Σχήμα 6.8 Διείσδυση της άνω πλάκας στήριξης στη βάση ράγας.....	64
Σχήμα 6.9 Επιμήκυνση της βάσης ράγας (Rail)	65
Σχήμα 6.10 Ασκούμενη δύναμη βάσης ράγας-τριγωνικής βάσης στήριξης	65
Σχήμα 6.11 Οπές στην πίσω όψη της βάσης ράγας	66
Σχήμα 6.12 Επανασχεδιασμός και επανατοποθέτηση βάσης βαριδίων	66
Σχήμα 6.13 Επανασχεδιασμός βάσης βαριδίων.....	67
Σχήμα 6.14 Επανασχεδιασμός κύριας πλάκας στήριξης ανάρτησης	67
Σχήμα 6.15 Νέα μέγιστη μετατόπιση στον κατακόρυφο άξονα	68
Σχήμα 6.16 Καμπύλη ταχύτητας εμβόλου-χρόνου και δύναμης αντίδρασης εμβόλου-χρόνου	69
Σχήμα 6.17 Καμπύλη δύναμης αντίδρασης εμβόλου-χρόνου στον κατακόρυφο άξονα Y.....	70
Σχήμα 6.18 Διανύσματα και θέσεις δυνάμεων στην ΣΑΠΣ του Μοντέλου2	71
Σχήμα 6.19 Αρίθμηση εξαρτημάτων του Μοντέλου2	72
Σχήμα 6.20 ΣΑΙΤ <i>Neq</i> σε ΣΑΠΣ του Μοντέλου2.....	73
Σχήμα 6.21 ΣΑΔΤ <i>Nsh</i> σε ΣΑΠΣ του Μοντέλου2.....	74
Σχήμα 6.22 Ολική Παραμόρφωση (ΟΠ - Total Deformation) στη ΣΑΠΣ του Μοντέλου2	75
Σχήμα 6.23 Μορφοδοκοί Η επιδαπέδια βάση και στήριξης βάσης επενεργητή	76
Σχήμα 6.24 Σχεδιασμός συμμετρικών ψαλιδιών.....	76
Σχήμα 6.25 Επανασχεδιασμός βάσης ψαλιδιών	76
Σχήμα 6.26 Επανασχεδιασμός βάσης ολισθησης ράγας.....	77
Σχήμα 6.27 Επανασχεδιασμός ράγας.....	77
Σχήμα 6.28 Επανασχεδιασμός κύριας πλάκας στήριξης και προσθήκη ενισχυτικών.....	78
Σχήμα 6.29 Μέγιστη μετατόπιση άνω άκρου κύριας πλάκας στήριξης Μοντέλου3	79
Σχήμα 6.30 Διανύσματα και θέσεις δυνάμεων στην ΣΑΠΣ Μοντέλου3.....	80
Σχήμα 6.31 ΣΑΙΤ <i>Neq</i> σε ΣΑΠΣ Μοντέλου3	81
Σχήμα 6.32 ΣΑΔΤ <i>Nsh</i> σε ΣΑΠΣ Μοντέλου3	82
Σχήμα 6.33 ΟΠ στη ΣΑΠΣ του Μοντέλου3.....	83
Σχήμα 6.34 Ενδιάμεση ράγα με τέσσερις ολισθητήρες στο πίσω μέρος της κύριας πλάκας στήριξης.....	84

Σχήμα 6.35 Άνω εγκάρσιες ενισχύσεις βάσης ράγας.....	85
Σχήμα 6.36 Κάτω εγκάρσιες ενισχύσεις βάσης ράγας	85
Σχήμα 6.37 Συμμετρικός σύνδεσμος ψαλιδιών	86
Σχήμα 6.38 Μέγιστη μετατόπιση άνω άκρου κύριας πλάκας στήριξης.....	87
Σχήμα 6.39 Διανύσματα και θέσεις δυνάμεων στην ΣΑΠΣ του Μοντέλου4	88
Σχήμα 6.40 ΣΑΙΤ <i>Neg</i> Μοντέλου4 σε ΣΑΠΣ	89
Σχήμα 6.41 ΣΑΔΤ <i>Nsh</i> Μοντέλου4 σε ΣΑΠΣ	90
Σχήμα 6.42 ΟΠ στη ΣΑΠΣ του Μοντέλου4.....	91
Σχήμα 7.1 Συγκόλληση μορφοδοκών Η με την επιδαπέδια βάση	92
Σχήμα 7.2 Διατμητική δύναμη συγκόλλησης μεταξύ εξωτερικής μορφοδοκού Η – επιδαπέδιας βάσης. 93	
Σχήμα 7.3 Διατμητική δύναμη συγκόλλησης μεταξύ εξωτερικής μορφοδοκού Η – επιδαπέδιας βάσης. 94	
Σχήμα 7.4 Συγκόλληση μορφοδοκών Η με τη βάση επενεργητή.....	94
Σχήμα 7.5 Συγκόλληση εξωτερικής μορφοδοκού Η με τη βάση επενεργητή	95
Σχήμα 7.6 Συγκόλληση εσωτερικής μορφοδοκού Η με τη βάση επενεργητή	96
Σχήμα 7.7 Συγκόλληση κάτω δεξιάς βάσης ράγας με την κύρια πλάκα	97
Σχήμα 7.8 Συγκόλληση βάσης βαριδίων με την κύρια πλάκα.....	99
Σχήμα 7.9 Κοχλιοσύνδεση επενεργητή με τη βάση επενεργητή	100
Σχήμα 7.10 Κοχλιοσύνδεση επιδαπέδιας βάσης με το έδαφος.....	102
Σχήμα 7.11 Κοχλιοσύνδεση επιδαπέδιας βάσης με το έδαφος.....	104
Σχήμα 7.12 Κοχλιοσύνδεση επιτοίχιας βάσης με τον τοίχο	105
Σχήμα 7.13 Κοχλιοσύνδεση βάσεων ψαλιδιών με την κύρια πλάκα	107
Σχήμα 7.14 Κοχλιοσύνδεση άνω βάσης ανάρτησης με την κύρια πλάκα.....	110
Σχήμα 7.15 Κοχλιοσύνδεση επιδαπέδιας βάσης με το έδαφος.....	112
Σχήμα 7.16 Κοχλιοσύνδεση επενεργητή με τη βάση επενεργητή	113
Σχήμα 7.17 Συγκόλληση ραβδων Η με την επιδαπέδια βάση και τη βάση επενεργητή	113
Σχήμα 7.18 Κοχλιοσύνδεση βάσεων ψαλιδιών και ανάρτησης με την κύρια πλάκα	114
Σχήμα 7.19 Κοχλιοσύνδεση επιτοίχιας βάσης με τον τοίχο	114
Σχήμα 7.20 Συγκόλληση βάσεων ράγας με την κύρια πλάκα	115
Σχήμα 7.21 Συγκόλληση βάσης βαριδίων με την κύρια πλάκα.....	115
Σχήμα 8.1 Το διάγραμμα Soderberg.....	116
Σχήμα 8.2 Το διάγραμμα μεταβολής τάσης κατά Soderberg.....	117
Σχήμα 8.3 Διάρκεια ζωής σε κόπωση κατά Soderberg.....	118
Σχήμα 8.4 ΣΑ σε κόπωση κατά Soderberg	119
Σχήμα 8.5 Μέγιστη και ελάχιστη ισοδύναμη εναλλασσόμενη τάση κατά Soderberg.....	120
Σχήμα 8.6 Διάγραμμα Soderberg – Goodman-Γραμμή Διαρροής.....	121
Σχήμα 9.1 Κοστολόγηση εξαρτημάτων σιδήρου και αλουμινίου	122
Σχήμα 10.1 Διάταξη σε κατάσταση ηρεμίας.....	124
Σχήμα 10.2 Ρύθμιση θέσης βάσης επενεργητή και βάσης ανάρτησης.....	125
Σχήμα 10.3 Ρύθμιση θέσης βάσεων επενεργητή	125
Σχήμα 10.4 Σήμα εισόδου τύπου ράμπας $zx - x$ & $zt - t$	126
Σχήμα 10.5 Σήμα εισόδου τύπου ράμπας $uyt - t$ & $zt - t$	127
Σχήμα 10.6 Απόκριση αναρτημένης και μη αναρτημένης μάζας.....	128
Σχήμα 10.7 Επιτάχυνση αναρτημένης και μη αναρτημένης μάζας.....	129
Σχήμα 10.8 Απόσβεση κραδασμών και διαφορά φάσης	130
Σχήμα 11.1 Αναθεώρηση στήριξης επενεργητή στον εγκάρσιο και διαμήκη άξονα	131
Σχήμα 11.2 Αναθεώρηση στήριξης ψαλιδιών στην κύρια πλάκα	132

Σχήμα 11.3 Αναθεώρηση στήριξης βάσης επενεργητή.....	133
Σχήμα 11.4 Κατασκευή αποσπώμενων βάσεων ολίσθησης	133
Σχήμα 11.5 Αύξηση πάχους άνω βάσης ανάρτησης	133
Σχήμα II.1 Μεγέθη συσχετιζόμενα με τη ακαμψία του ελατηρίου [6]	142
Σχήμα III.1 Φυσικές ιδιότητες δομικού ατσάλιου (structural steel)	143
Σχήμα III.2 Φυσικές ιδιότητες χυτού αλουμινίου (Aluminum alloy, cast)	143
Σχήμα III.3 Καμπύλη Κόπωσης-Κύκλων Αστοχίας (S-N)	144
Σχήμα IV.1 Γεωμετρία ομογενούς δομικού στερεού SOLID 185	145
Σχήμα IV.2 Γεωμετρία ομογενούς δομικού στερεού SOLID 187	146

Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 5.1 Υπολογισμός ταχύτητας - χρόνου ($u(t) - t$) του επενεργητή για $t \geq 0.21372$ s	48
Πίνακας 5.2 Δεδομένα αναρτημένων και μη αναρτημένων μαζών	49
Πίνακας 5.3 Δεδομένα καμπύλης - χρόνου ($z(t) - t$) του επενεργητή διπλής δράσης.....	51
Πίνακας 6.1 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ	64
Πίνακας 6.2 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ Μοντέλου2	68
Πίνακας 6.3 Δυνάμεις εισαγωγής στη ΣΑΠΣ του Μοντέλου2	70
Πίνακας 6.4 Υλικό εξαρτημάτων και όριο διαρροής	72
Πίνακας 6.5 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ Μοντέλου3	78
Πίνακας 6.6 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ Μοντέλου3	79
Πίνακας 6.7 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ Μοντέλου3	80
Πίνακας 6.8 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ Μοντέλου4	86
Πίνακας 6.9 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ Μοντέλου4	87
Πίνακας 6.10 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ Μοντέλου4	88
Πίνακας 7.1 Δυνάμεις αντίδρασης βάσεων ψαλιδιών από την κύρια πλάκα	107
Πίνακας 7.2 Τελικές συγκολλήσεις εξαρτημάτων διάταξης.....	112
Πίνακας 7.3 Τελικές κοχλιοσυνδέσεις εξαρτημάτων διάταξης.....	112
Πίνακας 8.1 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ	117
Πίνακας 9.1 Εκτιμώμενα κόστη εξαρτημάτων εμπορίου	123
Πίνακας 10.1 Δεδομένα εισαγωγής στο πείραμα	126
Πίνακας Ι.1 Συνολικό κοστολόγιο από εργαλείο κοστολόγησης Solidworks	137
Πίνακας Ι.2 Κόστη υλικών και κατεργασιών εξαρτημάτων	138
Πίνακας Ι.3 Κόστη εξαρτημάτων, τυποποιημένων βιδών και συγκολλήσεων.....	140
Πίνακας Ι.4 Κόστος αντισκωριακής βαφής.....	141

Σύνοψη - Περίληψη

Το σύστημα ανάρτησης ενός οχήματος συνδέει το αμάξωμα με τους τροχούς, αποτελεί αναπόσπαστο τμήμα του οχήματος και έχει βασικό ρόλο στις επιδόσεις του και στην οδηγική εμπειρία του οδηγού.

Η ανάρτηση μεταφέρει όλες τις δυνάμεις που δημιουργούνται κατά την κίνηση του οχήματος από τις μη αναρτημένες μάζες στις αναρτημένες μάζες και αντίστροφα. Αναμφίβολα αποτελεί ένα από τα σημαντικότερα συστήματα του οχήματος, χωρίς το οποίο η επίτευξη υψηλών επιδόσεων και ασφάλειας θα ήταν ακατόρθωτη. Επομένως, ο σχολαστικός έλεγχος των αναρτήσεων για τις εφαρμογές που προορίζονται σε ρεαλιστικές συνθήκες, πριν την τοποθέτησή τους σε κάποιο όχημα, είναι αναγκαίος προκειμένου να αποφευχθούν αστοχίες στα συνεργαζόμενα με την ανάρτηση εξαρτήματα ή ακόμα και στην ίδια την ανάρτηση, καθώς και να γίνει εφικτή η πρόβλεψη της συμπεριφοράς του οχήματος σε ταλαντώσεις με συγκεκριμένη επιλογή ανάρτησης.

Σκοπός της μελέτης που παρουσιάζεται στην παρούσα Διπλωματική Εργασία (ΔΕ) είναι ο σχεδιασμός μίας διάταξης ελέγχου ενός συστήματος ανάρτησης με σκοπό την προσομοίωση της κίνησης του οχήματος στο οδόστρωμα. Η αξία ενός δοκιμαστηρίου που ελέγχει την αντοχή της ανάρτησης, έγκειται στην αποφυγή της καταστροφικής καταπόνησης της ανάρτησης ή άλλου εξαρτήματος του οχήματος, μέσω του προσδιορισμού των μηχανικών ιδιοτήτων τους και στην κατανόηση της στατικής και δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος με δεδομένη επιλογή ανάρτησης, πριν την οριστική της τοποθέτηση.

Η ανάρτηση αποτελείται από ένα σύνολο εξαρτημάτων τα βασικότερα εκ των οποίων είναι τα ελατήρια και οι αποσβεστήρες. Το ελατήριο συνεργάζεται με τον αποσβεστήρα με επιμέρους εξαρτήματα. Το σύστημα της ανάρτησης είναι υπεύθυνο για τον έλεγχο των κατακόρυφων ταλαντώσεων του οχήματος, με σκοπό την απορρόφηση κραδασμών που σε βάθος χρόνου μπορούν να αποβούν καταστροφικοί για το όχημα και κουραστικοί για τον οδηγό. Στην παρούσα ΔΕ αναλύθηκαν, αρχικά, τα υποσυστήματα για κάθε διαφορετικό τύπο ανάρτησης και επιλέχθηκε να προσομοιωθεί ένας από τους τύπους στην πειραματική διάταξη. Στη συνέχεια, σχεδιάστηκε και μοντελοποιήθηκε η πειραματική διάταξη μαζί με ένα σύστημα ανάρτησης, ούτως ώστε να γίνει ανάλυση των δυνάμεων που δέχεται η πειραματική διάταξη κατά τη λειτουργία της και διαστασιολόγηση όλων των εξαρτημάτων αυτής. Τέλος, έγινε βελτίωση του σχεδιασμού της πειραματικής διάταξης και ελέγχθηκε η αντοχή της σε διαφορετικούς τύπους καταπόνησης του συστήματος ανάρτησης από το οδόστρωμα.

Ο σχεδιασμός της πειραματικής διάταξης και του συστήματος ανάρτησης έγινε στο λογισμικό τρισδιάστατης σχεδίασης Solidworks® και η μελέτη του ως προς τη στατική και δυναμική του συμπεριφορά, έγινε στο λογισμικό μηχανικής ανάλυσης με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων Ansys Workbench®.

Τα συμπεράσματα της παρούσας ΔΕ μπορούν να φανούν χρήσιμα στο Εργαστήριο Οχημάτων του ΕΜΠ, για την υποστήριξη ερευνητικών προγραμμάτων που αφορούν στα επίγεια μέσα μεταφοράς στον κλάδο της αυτοκινητοβιομηχανίας.

Abstract

A vehicle's suspension system connects the body to the wheels, is an integral part of the vehicle and plays a key role in its performance and the driver's driving experience.

The suspension transmits all the forces generated during the movement of the vehicle from the unsprung masses to the sprung masses and vice versa. Undoubtedly, it is one of the most important systems of the vehicle, without which the achievement of high performance and safety would be impossible. Therefore, the thorough testing of suspensions for their intended applications in realistic conditions, prior to their installation in a vehicle, is necessary to avoid failure of the components cooperating with the suspension or even the suspension itself, as well as to enable the prediction of the behavior of the vehicle in oscillations with a specific suspension option.

The purpose of the design study presented in this Diploma Thesis is to design a control device for a suspension system in order to simulate the movement of the vehicle on the road surface. The value of designing a test bench that checks suspension strength, lies in avoiding destructive stress on the suspension or other vehicle component, by determining their mechanical properties and understanding the static and dynamic behavior of the vehicle with a given suspension choice, before its final placement. The suspension consists of a set of components, the most basic of which are the springs and shock absorbers. The spring works with the damper through cooperation with individual components. The suspension system is responsible for controlling the vertical oscillations of the vehicle, with the aim of absorbing shocks that over time could be destructive for the vehicle and tiring for the driver. In this thesis, the subsystems for each different type of suspension were initially analyzed and one of the types was chosen to be simulated in the experimental set-up. Then, the experimental setup was designed and modeled together with a suspension system, in order to analyze the forces received by the experimental setup during its operation and to dimension all its components. Finally, the design of the experimental set-up was improved and its resistance to different types of stress on the suspension system from the road surface was checked.

The design of the experimental setup and the suspension system was done in Solidworks® 3D design software and its static and dynamic behavior study was done in Ansys Workbench® finite element analysis software.

The conclusions of this diploma thesis can be seen useful in the Vehicle Laboratory of NTUA, for the support of research programs related to ground means of transport in the automotive industry.

Συνομεύσεις – αρτικόλεξα

ΔΕ	Διπλωματική Εργασία
ΛΑΠΣ	Λογισμικό Ανάλυσης Πεπερασμένων Στοιχείων
ΣΑΠΣ	Στατική Ανάλυση Παραμορφώσιμων Σωμάτων
ΔΣΣ	Διεθνές Σύστημα Συντεταγμένων
ΣΑΙΤ	Συντελεστής Ασφαλείας Ισοδύναμης Τάσης κατά Von Mises
ΣΑΔΤ	Συντελεστής Ασφαλείας Διατμητικής Τάσης
ΟΠ	Ολική Παραμόρφωση
ΑΑΚ	Ανάλυση Αντοχής σε Κόπωση
ΣΑ	Συντελεστής Ασφαλείας
ΚΜΔΤ	Κριτήριο Μέγιστης Διατμητικής Τάσης

1. Εισαγωγή

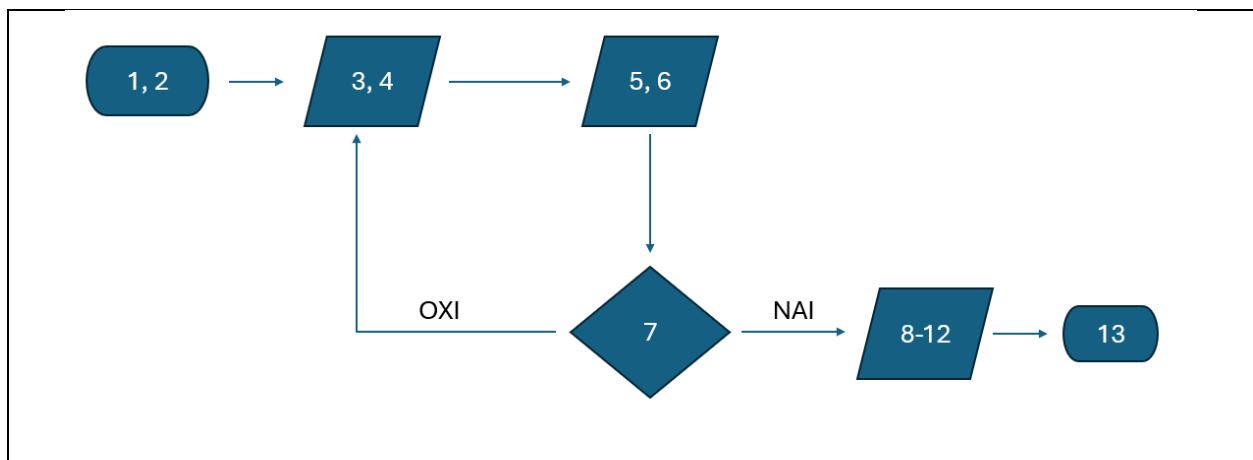
Θέμα της ΔΕ αποτελεί η ανάπτυξη μίας πειραματικής διάταξης ελέγχου συστημάτων ανάρτησης. Ως σύστημα ανάρτησης ορίζεται το συναρμολόγημα που περιλαμβάνει τα ελατήρια και τους αποσβεστήρες, ή αλλιώς το σύνολο των δύο, τα αμορτισέρ. Ένα όχημα έχει τέσσερα τέτοια συναρμολογήματα, ένα σε κάθε τροχό. Στην πειραματική διάταξη ελέγχεται ένα από αυτά, συνεπώς ένα τεταρτημόριο οχήματος το οποίο αποτελείται από δύο τύπους μαζών, τις μη αναρτημένες και τις αναρτημένες μάζες. Στις μη αναρτημένες μάζες εμπεριέχονται οι τροχοί και όλα τα εξαρτήματα που συνδέονται με αυτούς, ενώ οι αναρτημένες μάζες περιλαμβάνουν τα τμήματα του οχήματος που εδράζονται στο σύστημα ανάρτησης (Αλεξάνδρου 2001). Στόχος της μηχανικής διάταξης, είναι ο έλεγχος επίδοσης ενός συστήματος ανάρτησης πριν την τελική τοποθέτησή του στο όχημα – ή ακόμα και η αποξήλωση ενός τοποθετημένου συστήματος σε όχημα και η δοκιμή του στο δοκιμαστήριο. Η σημασία του ελέγχου αυτού βρίσκεται στην πρόληψη των κακών επιδόσεων σε οχήματα παραγωγής και στην προστασία των παραγωγών οχημάτων από ανακλήσεις μοντέλων, εξαιτίας αστοχιών στο σύστημα ανάρτησης.

Στη μελέτη δεν θα συμπεριληφθεί η αναλυτική προσέγγιση προσδιορισμού απόκρισης του συστήματος με συναρτήσεις μεταφοράς, ωστόσο θα δοθεί έμφαση στον έλεγχο της ανάρτησης με την βοήθεια λογισμικού πεπερασμένων στοιχείων και η πειραματική διάταξη θα σχεδιαστεί για έναν τύπο ανάρτησης.

Μεθοδολογία

Η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε αποτελούνταν από τα παρακάτω βήματα:

1. Περιγραφή των τύπων ανάρτησης και των μερών του συστήματος
2. Επιλογή μελέτης ενός από τους τύπους ανάρτησης, ορισμός προδιαγραφών και κύριων διαστάσεων, επιλογή θέσης και τύπου αισθητήρων
3. Σχεδιασμός δοκιμαστηρίου ανάρτησης σε τεταρτημόριο οχήματος στο λογισμικό τρισδιάστατης σχεδίασης Solidworks
4. Προετοιμασία μοντέλου για προσομοίωση, στο λογισμικό τρισδιάστατης σχεδίασης Solidworks
5. Προσομοίωση συναρμολογήματος στο λογισμικό πεπερασμένων στοιχείων Ansys Workbench, με δεδομένη ταχύτητα οχήματος, σε Ανάλυση Απαραμόρφωτων Σωμάτων
6. Εύρεση απόκρισης συστήματος, υπολογισμός μεγίστων καταπονήσεων και παραμορφώσεων και προσομοίωση σε Στατική Ανάλυση Παραμορφώσιμων Σωμάτων
7. Οι συντελεστές ασφαλείας που προκύπτουν είναι μεγαλύτεροι του ελάχιστου ορίου; Η ολική παραμόρφωση βρίσκεται εντός των επιτρεπτών ορίων του σχεδιασμού; Πληροί η διάταξη όλα τα γεωμετρικά κριτήρια για αποτελεσματική λειτουργία;
8. Επανεκτίμηση διαστάσεων και μορφολογίας των μερών του δοκιμαστηρίου, υλικών κατασκευής και διορθώσεις στη μεθοδολογία και παραμετροποίηση του πειράματος (Τα βήματα 3-5 επαναλαμβάνονται τέσσερις φορές για τα τέσσερα επανασχεδιασμένα μοντέλα)
9. Μελέτη Συγκολλήσεων και Κοχλιοσυνδέσεων
10. Μελέτη Αντοχής σε Κόπωση του τελικού μοντέλου
11. Κοστολόγηση διάταξης
12. Πείραμα-δοκιμή διάταξης
13. Προτάσεις βελτίωσης σχεδιασμού

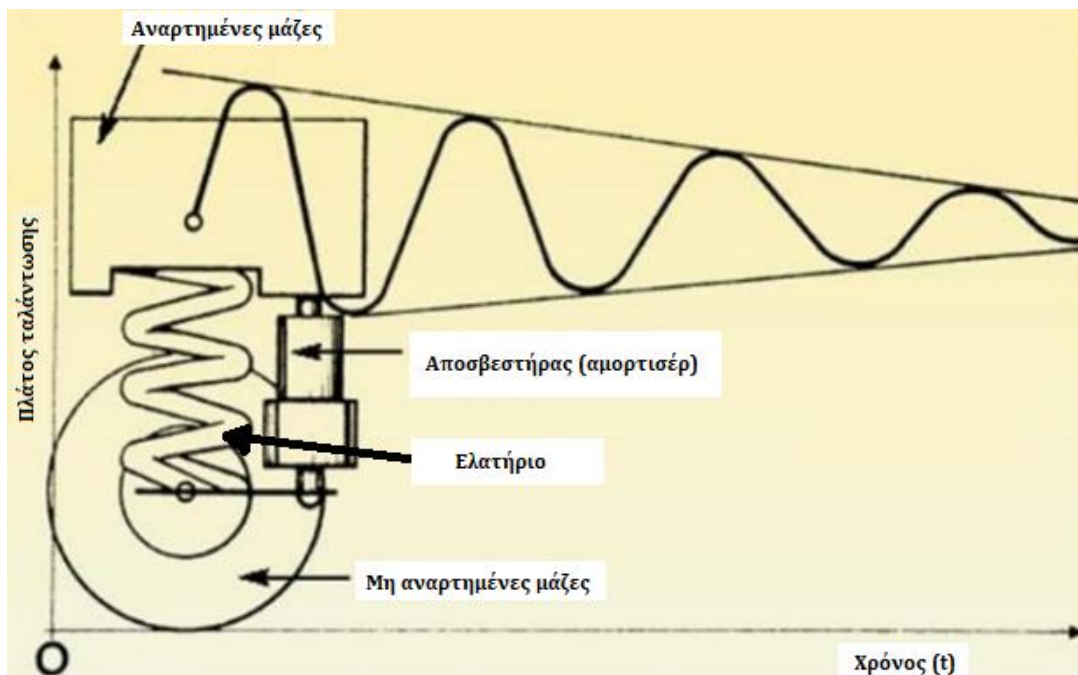


Σχήμα 1.1 Διάγραμμα ροής μεθοδολογίας σχεδιασμού

2. Σύστημα ανάρτησης οχημάτων

Η ανάρτηση είναι υπεύθυνη για τη συνεχή επαφή των τροχών ενός οχήματος με το οδόστρωμα, την ανεμπόδιστη στροφή των κατευθυντήριων τροχών, τον περιορισμό των κινήσεων κατά τον διαμήκη άξονα του οχήματος, την αποδοτική μεταφορά των δυνάμεων επιτάχυνσης από τη ροπή στρέψης των κινητήριων τροχών και των δυνάμεων επιβράδυνσης από τα φρένα στο πλαίσιο και την απόσβεση των ταλαντώσεων που προκύπτουν από τις αναταράξεις του οδοστρώματος στην καμπίνα των επιβατών. Η απόκριση του συστήματος διεύθυνσης είναι άμεσα εξαρτώμενη από τη λειτουργία της ανάρτησης, δηλαδή από τον τρόπο με τον οποίο εφάπτονται οι τροχοί στο οδόστρωμα όταν το όχημα βρίσκεται σε κίνηση.

Υπάρχουν δύο ομάδες μαζών. Οι μη αναρτημένες μάζες και οι αναρτημένες μάζες (Σχήμα 2.1). Στις μη αναρτημένες μάζες ανήκουν οι τροχοί και τα εξαρτήματα με τα οποία αυτοί συνδέονται. Σε αυτή την ομάδα οι μάζες πρέπει να είναι όσο το δυνατόν μικρότερες. Στις αναρτημένες μάζες ανήκουν τμήματα του οχήματος, τα οποία εδράζονται επάνω στο σύστημα ανάρτησης και μέσω αυτού συνδέονται με τους τροχούς.



Σχήμα 2.1 Αναρτημένες και μη αναρτημένες μάζες [1]

Το σύστημα ανάρτησης αποτελείται από ένα σύνολο μηχανικών αρθρώσεων και συνδέσεων που συνεργάζονται αρμονικά με τα ελατήρια και τα αμορτισέρ και ελέγχουν την κατακόρυφη ταλάντωση των τροχών. Η λειτουργία των αναρτήσεων είναι σημαντική διότι σχετίζεται με την άνεση των επιβατών στην καμπίνα, δηλαδή τη μείωση των ταλαντώσεων που φτάνουν στο αμάξωμα [1].

Στα συμβατικά οχήματα απαντώνται τα ακόλουθα τέσσερα συστήματα ανάρτησης, τα οποία διαφοροποιούνται ως προς τις μηχανικές αρθρώσεις μεταξύ των αναρτημένων και μη αναρτημένων μαζών :

- Σύστημα ανάρτησης με άκαμπτο άξονα (Rigid Axle Suspension)



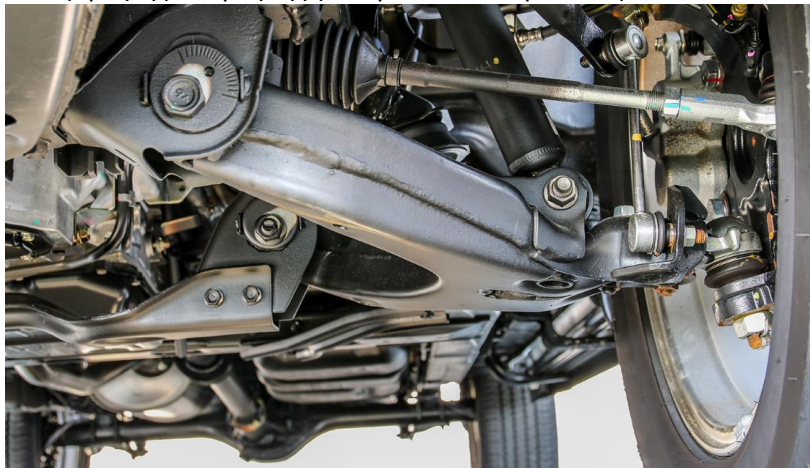
Σχήμα 2.2 Σύστημα ανάρτησης με άκαμπτο άξονα (Rigid Axle Suspension) [2]

- Σύστημα ανάρτησης με ημιάκαμπτο άξονα (Semi-rigid axle Suspension)



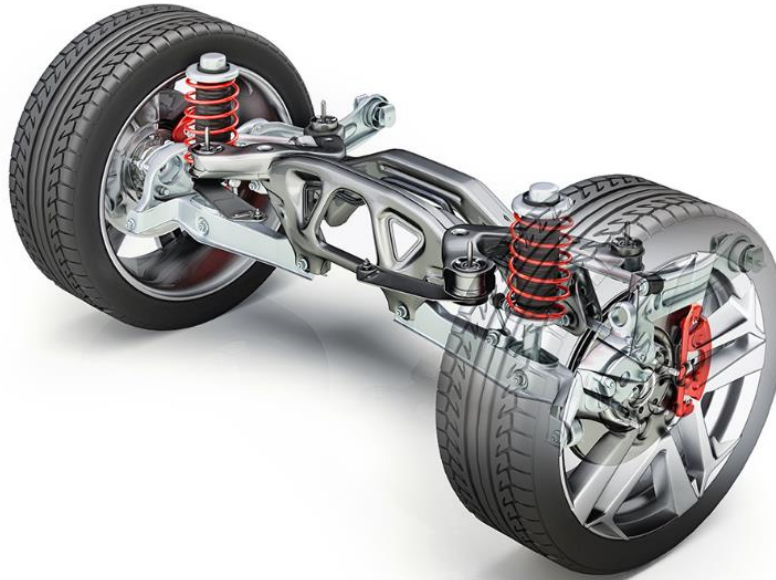
Σχήμα 2.3 Σύστημα ανάρτησης με ημιάκαμπτο άξονα (Semi-rigid axle Suspension) [2]

- Σύστημα ανεξάρτητης ανάρτησης (Independent Suspension)



Σχήμα 2.4 Σύστημα ανεξάρτητης ανάρτησης (Independent Suspension) [2]

- Σύστημα ανάρτησης πολλαπλών συνδέσμων (Multi-Link Suspension)

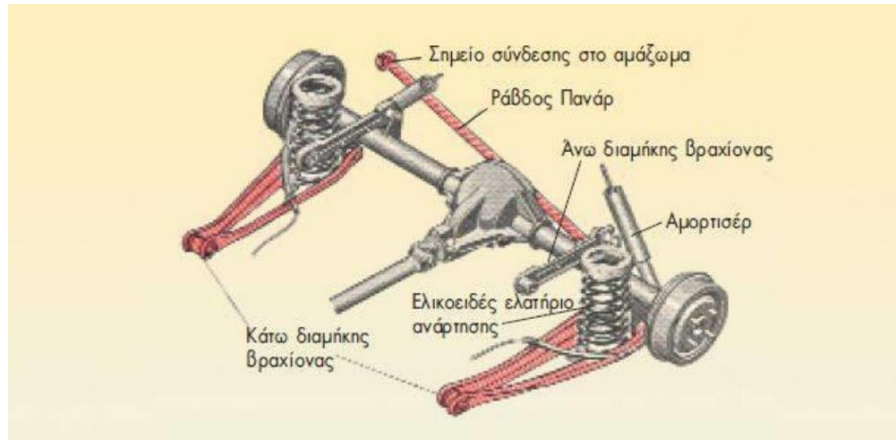


Σχήμα 2.5 Σύστημα ανάρτησης πολλαπλών συνδέσμων (Multi-Link Suspension) [2]

Στη συνέχεια αναλύονται τα παραπάνω συστήματα ανάρτησης.

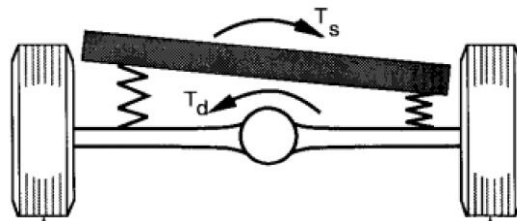
2.1 Σύστημα ανάρτησης με άκαμπτους άξονες

Το σύστημα ανάρτησης με άκαμπτους άξονες είναι η παλαιότερη μορφή ανάρτησης, στην οποία οι τροχοί συνδέονται απευθείας με τον άξονα. Σημαντικό πλεονέκτημα αυτού του τύπου ανάρτησης είναι η ευκολία κατασκευής και το χαμηλό κόστος της, ενώ παράλληλα οι τροχοί είναι συνεχώς κάθετοι στο οδόστρωμα. Βέβαια αυτό συμβαίνει μόνο στις εγκάρσιες μετακινήσεις του αμαξώματος και για αυτόν τον λόγο αυτός ο τύπος ανάρτησης είναι δημοφιλής σε οχήματα αγώνων επίδειξης. Άκαμπτος άξονας σημαίνει ότι ένας μόνο άξονας ενώνει τους δύο πίσω τροχούς χωρίς να παραμορφώνεται (στρεβλώνει) κατά την πίεση που δέχεται σε στροφές ή στην πορεία εκτός δρόμου. Στην συγκεκριμένη διάταξη οι δυνάμεις επιτάχυνσης και επιβράδυνσης μεταφέρονται μέσω των ειδικών βραχιόνων, ενώ η πλευρική ευστάθεια και ο έλεγχος των εγκάρσιων μετατοπίσεων ελέγχεται από μια εγκάρσια μορφοδοκό, τη μορφοδοκό πανάρ (Σχήμα 2.6). Οι αναρτήσεις με άκαμπτο άξονα με προσθήκη φύλλων σούστας, χρησιμοποιούνται σε οχήματα που κινούνται εκτός δρόμου, λόγω της απλότητας και των αυξημένων δυνατοτήτων ρύθμισης που προσφέρουν.



Σχήμα 2.6 Ανάρτηση άκαμπτου άξονα με φύλλα σούστας [1]

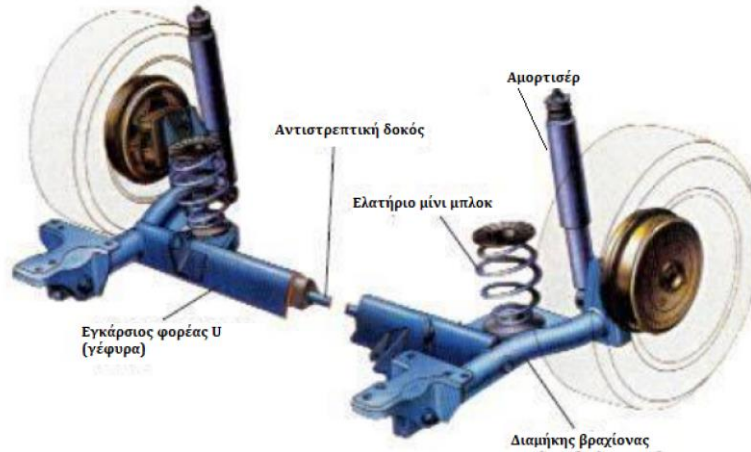
Τα άκρα του κεντρικού άξονα συνδέονται μέσω ελαστικών συνδέσμων τύπου «σταυρού» τόσο με τον οπίσθιο άκαμπτο άξονα όσο και με το κιβώτιο του οχήματος. Στις σύγχρονες παραλλαγές του άκαμπτου άξονα χρησιμοποιούνται ελικοειδή ελατήρια ανάρτησης (Σχήμα 2.7), όπου η πλευρική ευστάθεια του οχήματος επιτυγχάνεται με τις εγκάρσιες μορφοδοκούς, ενώ υπάρχουν και άλλες δυο μορφοδοκοί σε τριγωνική διάταξη για την ώθηση του οχήματος. Η ανάρτηση αυτή συνδυάζει τα προτερήματα της ανάρτησης του άκαμπτου άξονα με τις αρετές της ανεξάρτητης ανάρτησης [1].



Σχήμα 2.7 Οπίσθιος άκαμπτος άξονας με ελικοειδή ελατήρια [1]

2.2 Σύστημα ανάρτησης με ημιάκαμπτους άξονες

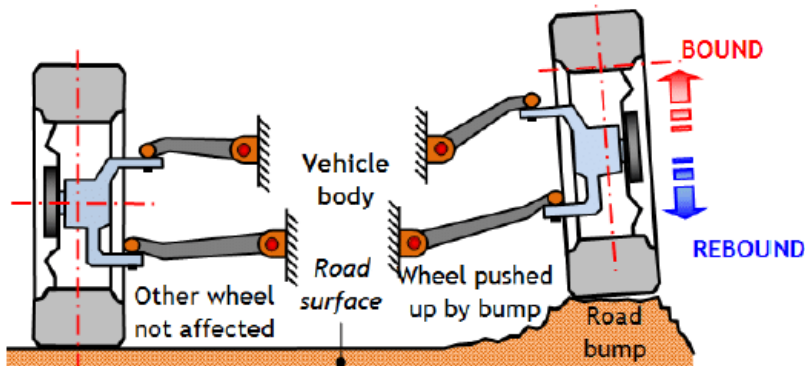
Το σύστημα ανάρτησης με ημιάκαμπτο άξονα είναι παρόμοιο με το σύστημα ανάρτησης με άκαμπτο άξονα, με την διαφορά ότι ο ημιάκαμπτος άξονας είναι ικανός να παραλάβει κάποια στρέβλωση και ενεργεί ως σταθεροποιητής, ενώ αυξάνει την ευστάθεια του οχήματος στις στροφές. Τα άκρα της γέφυρας (Σχήμα 2.8) ενός ημιάκαμπτου άξονα είναι συγκολλημένα με δύο παράλληλους διαμήκεις χαλύβδινους βραχίονες, δεξιά και αριστερά, ενώ επάνω στους βραχίονες στερεώνονται οι τροχοί (Σχήμα 2.8). Επίσης τα άκρα της γέφυρας, στο άνω μέρος της, έχουν ειδικά διαμορφωμένα στηρίγματα πρόσδεσης, όπου μέσω ελαστικών εδράνων, στηρίζονται με κοχλίες στο αμάξωμα. Έτσι, λοιπόν, επιτυγχάνεται η ταυτόχρονη ταλάντωση της γέφυρας στα έδρανα της. Η γέφυρα κατασκευάζεται από χάλυβα ελατηρίων, έχει μεγάλη αντίσταση σε κάμψη και παράλληλα παραλαμβάνει και στρεπτικά φορτία.



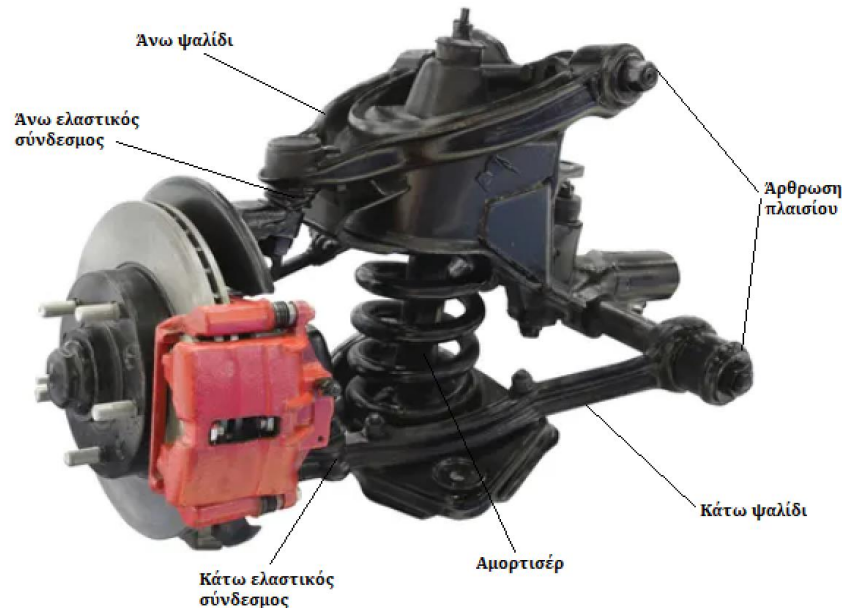
Σχήμα 2.8 Σύστημα ανάρτησης με ημιάκαμπτο άξονα [1]

2.3 Σύστημα ανεξάρτητης ανάρτησης αξόνων

Στο σύστημα ανεξάρτητης ανάρτησης αξόνων, ο κάθε τροχός είναι στερεωμένος με βραχίονες στο πλαίσιο μέσω ελαστικών συνδέσμων και αρθρώσεων. Ο κάθε τροχός μπορεί να κινηθεί κατακόρυφα, ανεξάρτητα από τους άλλους τροχούς (Σχήμα 2.9), ανάλογα με το εμπόδιο που θα συναντήσει. Ένα πλεονέκτημα αυτής της διάταξης είναι ότι το βάρος των μη αναρτημένων μαζών έχει ελαττωθεί σημαντικά, επομένως οι αναρτήσεις έχουν γίνει αποτελεσματικότερες με πιο άμεση απόκριση.



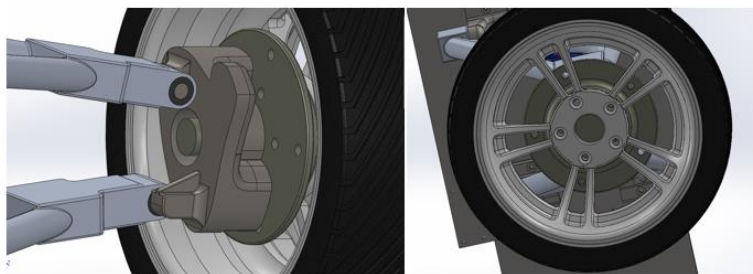
Σχήμα 2.9 Λειτουργία ανεξάρτητης ανάρτησης [1]



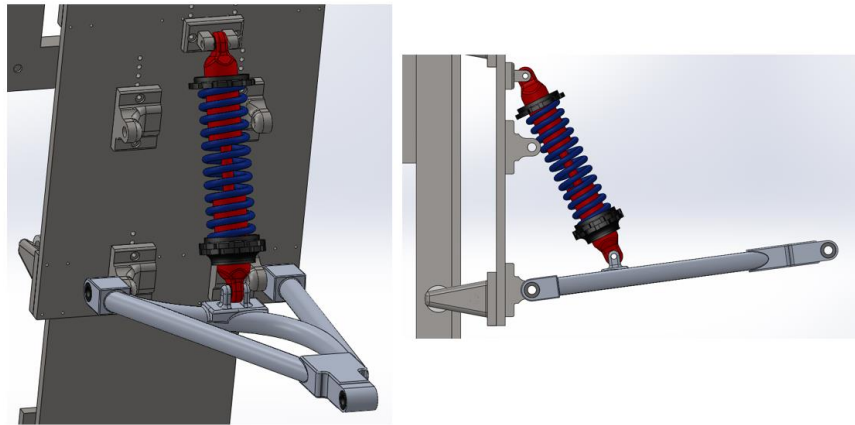
Σχήμα 2.10 Σύστημα ανεξάρτητης ανάρτησης [3]

Υπάρχουν, επίσης, και οι ανεξάρτητες αναρτήσεις με ψαλίδια. Ο κάθε τροχός στηρίζεται με ψαλίδια, που είναι τοποθετημένα εγκάρσια στον διαμήκη άξονα του οχήματος και μπορεί να έχουν το ίδιο ή διαφορετικό μήκος (Σχήμα 3.5). Όταν έχουν διαφορετικό μήκος, το κάτω ψαλίδι είναι μεγαλύτερο από το επάνω και τα ψαλίδια αρθρώνονται επάνω στο αμάξωμα με μπουλόνια. Έπειτα το εξωτερικό τους άκρο στερεώνεται με σφαιρικούς συνδέσμους στο σώμα της βάσης του αμαξώματος.

Στη διάταξη που σχεδιάστηκε, για τη σύνδεση των ψαλιδιών με τη βάση πλήμνης (Σχήμα 2.11) του τροχού χρησιμοποιήθηκαν σινεμπλόκ. Ανάμεσα στη βάση πλήμνης και στην πλήμνη στην πραγματικότητα παρεμβάλλεται με σφιχτή συναρμογή κατάλληλο ρουλεμάν. Για χάρην απλούστευσης του σχεδιασμού δεν προστέθηκε σύστημα φρένων στον τροχό, καθώς δεν ήταν αυτό το ζητούμενο μελέτης. Το κάτω ψαλίδι (bottom wishbone) συνδέεται με την πλάκα στήριξης αναρτημένων μαζών (Σχήμα 2.12)

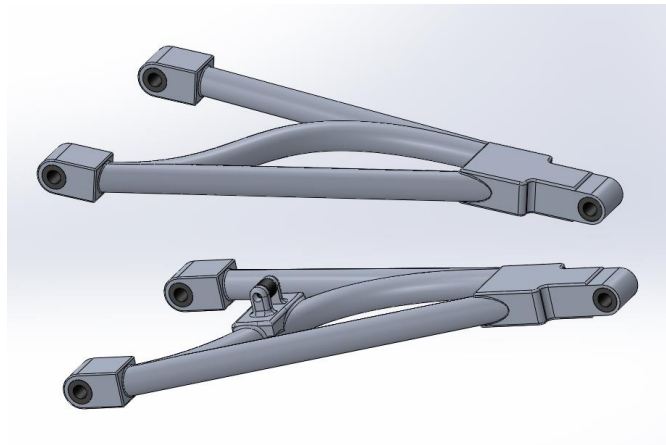


Σχήμα 2.11 Σύνδεση ψαλιδιών-βάση πλήμνης και πλήμνης-ζάντας ελαστικού



Σχήμα 2.12 Σύνδεση αμορτισέρ στο κάτω ψαλίδι και στην πλάκα στήριξης

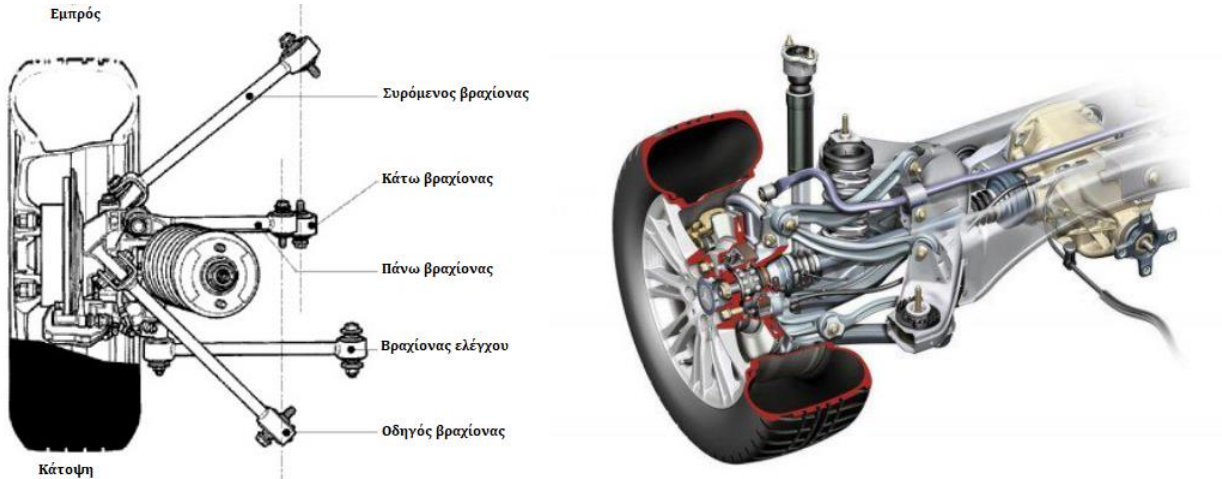
Το άνω και κάτω ψαλίδι σχεδιάστηκαν πανομοιότυπα με ενδιάμεσο ενισχυτικό μπράτσο (Σχήμα 2.13) για αύξηση της αντοχής τους σε κάμψη και στρέψη.



Σχήμα 2.13 Τα ψαλίδια με τα σινεμπλόκ τους

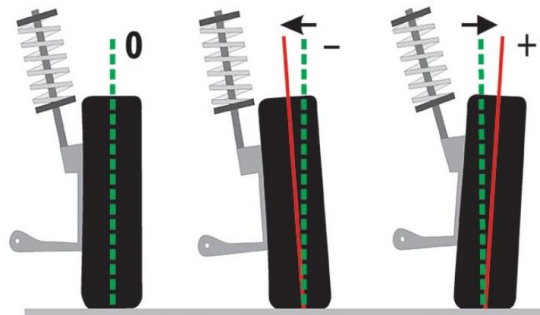
2.4 Σύστημα ανάρτησης πολλαπλών συνδέσμων

Η ανάρτηση πολλαπλών συνδέσμων θυμίζει ανάρτηση με διπλά ψαλίδια, από τα οποία το καθένα έχει χωριστεί σε δύο βραχίονες (Σχήμα 2.14). Η διαμήκης σταθερότητα, η εγκάρσια τοποθέτηση και η μεταβολή της γωνίας Camber εξαρτώνται από τον κάθε βραχίονα που είναι υπεύθυνος για τις συγκεκριμένες παραμέτρους. Η εγκάρσια τοποθέτηση του τροχού, δηλαδή η απόσταση από τον διαμήκη άξονα του οχήματος δεν είναι σταθερή και αμετάβλητη, γιατί εάν ένας τροχός μεταβάλλει την γωνία Camber (Σχήμα 2.15) και διατηρεί το κέντρο του σταθερό ως προς το όχημα, τότε τα πέλματα των δύο τροχών πλησιάζουν ή απομακρύνονται, γεγονός που καταπονεί πολύ τα ελαστικά.



Σχήμα 2.14 Σύστημα ανάρτησης πολλαπλών συνδέσεων [4]

Η ανάρτηση πολλαπλών συνδέσεων έχει το μειονέκτημα του περιορισμένου εύρους κίνησης πέρα από το οποίο οι μεταβολές της γωνίας Camber είναι επιβαρυντικές για το όχημα. Αυτός είναι ο κύριος λόγος που δεν τοποθετούνται στους πίσω τροχούς των επιβατηγών οχημάτων, παρά μόνο σε αγωνιστικά οχήματα.



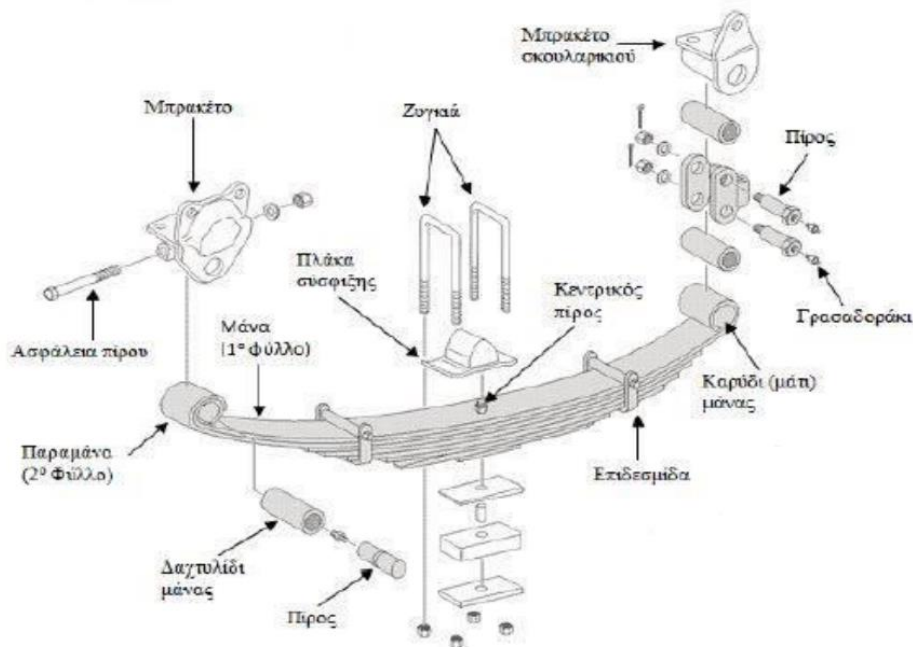
Σχήμα 2.15 Γωνία Camber, θετικής ή αρνητικής σύγκλισης ελαστικών [5]

2.5 Δομικά μέρη συστήματος ανάρτησης

Σύμφωνα με τα παραπάνω το σύστημα ανάρτησης αποτελείται από ελατήρια, στρεπτικές μορφοδοκούς, αποσβεστήρες, ελαστικούς συνδέσμους και ψαλίδια.

2.5.1 Ημιελλειπτικά ελατήρια

Τα ημιελλειπτικά ελατήρια βρίσκουν χρήση κυρίως σε βαρέα οχήματα και οχήματα εκτός δρόμου. Κατασκευάζονται από μια σειρά ελασμάτων χάλυβα που το μήκος τους μειώνεται διαδοχικά καθώς τοποθετούνται αλληπάλληλα το ένα πάνω στο άλλο (Σχήμα 2.16).



Σχήμα 2.16 Ημιελλειπτικό ελατήριο και τρόπος σύνδεσης με το πλαίσιο [1]

Τα ελάσματα αυτά συνδέονται με έναν κεντρικό πείρο που τα διαπερνά και μπορούν να είναι από δύο έως δέκα όταν χρησιμοποιούνται για βαρέα οχήματα. Η «μάνα» είναι το κυριότερο έλασμα, και οι δύο άκρες του κάμπτονται ώστε να σχηματιστούν δύο σπές. Η μια σπή συνδέεται στο πλαίσιο με τη βοήθεια ενός πείρου και δημιουργείται άρθρωση, στην οποία επιτρέπεται η περιστροφή του ελατηρίου γύρω από τον άξονα του πείρου. Μεταξύ του πείρου και της σπής τοποθετείται ελαστικό δαχτυλίδι για απορρόφηση κραδασμών και θορύβου (Silent Block – Σινεμπλόκ). Το άλλο άκρο του ελατηρίου συνδέεται, επίσης, στο πλαίσιο, με τη βοήθεια μιας διπλής άρθρωσης, η οποία ονομάζεται «σκουλαρίκι». Στο ένα άκρο της διπλής άρθρωσης συνδέεται το ελεύθερο άκρο του ελατηρίου και το άλλο άκρο της διπλής άρθρωσης συνδέεται στο πλαίσιο. Ο διπλός αυτός σύνδεσμος, μεταξύ ελατηρίου και πλαισίου, επιτρέπει την περιστροφή του ελατηρίου γύρω από τον άξονα του πείρου αλλά και την αυξομείωση του μήκους του ελατηρίου. Χωρίς την ελεύθερη αυξομείωση του ελατηρίου το ημιελλειπτικό ελατήριο δεν εξυπηρετεί το σκοπό του. Με αύξηση της αναρτημένης μάζας το ελατήριο τείνει να οριζοντιωθεί, δηλαδή να λάβει ευθύγραμμη θέση, γεγονός που επιτρέπει ελεύθερα η διπλή άρθρωση. Όσο το ελατήριο οριζοντιώνεται τόσο η θέση της άρθρωσης μεταβάλλεται (η γωνία μεταξύ της διπλής άρθρωσης και των ελασμάτων του ελατηρίου), επιτρέποντας την αύξηση του μήκους του ελατηρίου. Αναλόγως με το μήκος του φύλλου του ελατηρίου, μεταβάλλεται η ελαστικότητά του και η ικανότητά του να απορροφά κραδασμούς συγκεκριμένης συχνότητας και πλάτους. Τοποθετώντας λοιπόν ελατήρια διαφορετικού μήκους, τα ελατήρια τύπου «σούστας» αποκτούν ένα εύρος στη συχνότητα των κραδασμών που είναι ικανά να απορροφήσουν, άρα η απόδοση της ανάρτησης αυξάνεται.

2.5.2 Σπειροειδή ή ελικοειδή ελατήρια

Ο ρόλος των ελατηρίων είναι να φέρουν το βάρος του οχήματος και να συσπειρώνονται, κατά την πρόσκρουση του τροχού σε ένα εμπόδιο, απορροφώντας ενέργεια, την οποία αποδίδουν επαναφέροντας τον τροχό στην αρχική του θέση. Παρεμβάλλονται ανάμεσα στις αναρτημένες και μη αναρτημένες μάζες του οχήματος, εξασφαλίζοντας ομαλή οδήγηση, άνεση και ασφάλεια για τους

επιβάτες, ενώ παίζουν σημαντικό ρόλο και στην προστασία των εμπορευμάτων που μεταφέρονται. Κατασκευάζονται από χαλύβδινο σύρμα που έχει περιελιχθεί ελικοειδώς, γι' αυτό ονομάζονται και ελικοειδή. Η σκληρότητά τους εξαρτάται από τη διάμετρο του χαλύβδινου σύρματος, τη διάμετρο του ελατηρίου και τον αριθμό των ελεύθερων σπειρών. Η διατομή του σύρματος του ελατηρίου μπορεί να έχει κυκλικό, ορθογώνιο ή τετράγωνο σχήμα. Κατασκευάζονται από χαλυβοκράματα με ποικιλία προσμίξεων, όπως χρώμιο ή πυρίτιο. Για μικρές διαμέτρους σύρματος, η διαμόρφωσή τους γίνεται εν ψυχρώ, ενώ για μεγαλύτερες διαμέτρους χρησιμοποιείται η μέθοδος εν θερμώ. Η θερμική επεξεργασία τους περιλαμβάνει βαφή, ώστε να γίνουν ανθεκτικά και να μην είναι εύθραυστα, καθώς και απόψυξη και ανόπτηση, ώστε να αποκτήσουν ελατότητα. Για προστασία από τη διάβρωση στα ελατήρια γίνεται φωσφάτωση σε συνδυασμό με ψευδάργυρο και ακολούθως βάφονται με ηλεκτροστατική βαφή πούδρας, που δεν αποκολλάται κατά την κίνηση του ελατηρίου, είτε φέρουν επικάλυψη από βινύλιο, ώστε να αυξάνει η αντίστασή τους σε οξείδωση και να μειώνεται ο θόρυβος λειτουργίας τους. Τα σπειροειδή ελατήρια είναι μικρά σε όγκο και ελαφριά σε σχέση με την ενέργεια που μπορούν να απορροφήσουν. Σε συνδυασμό με το χαμηλό κόστος κατασκευής τους, έχουν επικρατήσει στην αυτοκινητοβιομηχανία. Αυτά που τοποθετούνται σε συστήματα ανεξάρτητης ανάρτησης συνήθως καταπονούνται μόνο από θλιπτικά φορτία.

Ο βασικός διαχωρισμός των σπειροειδών ελατηρίων γίνεται σε δύο κατηγορίες:

- Γραμμικής ελαστικότητας
- Μεταβλητής ελαστικότητας

Ένα ελατήριο συμπεριφέρεται γραμμικά, όταν διατηρεί τον ίδιο συντελεστή ακαμψίας (Παράρτημα II), όσο και αν συμπιεστεί από κάποιο φορτίο. Για να επιτευχθούν ορισμένα δυναμικά χαρακτηριστικά οδήγησης, είναι χρήσιμο ένα ελατήριο εναλλασσόμενων ακαμψιών. Επιπλέον, τα ελατήρια χωρίζονται σε πολλές κατηγορίες ανάλογα με το σχήμα τους. Με εξαίρεση τα κυλινδρικά ελατήρια σταθερής γεωμετρίας, με σταθερό βήμα, όλα τα υπόλοιπα χαρακτηρίζονται ως μεταβλητής ελαστικότητας. Οι τύποι των ελικοειδών ελατηρίων θα αναλυθούν παρακάτω.

Κυλινδρικά ελατήρια

Ένα κυλινδρικό ελατήριο μπορεί να σχεδιαστεί για να παρέχει γραμμική μεταβολή της σκληρότητάς του, ή για να δίνει προοδευτική ακαμψία μεταβάλλοντας το βήμα. Ένα πλεονέκτημα των κυλινδρικών ελατηρίων είναι ότι μπορούν εύκολα να κατασκευαστούν. Το «κλασικό ελατήριο» έχει κεντρικό άξονα συμμετρίας. Χρησιμοποιείται συχνά σε συστήματα ανάρτησης με ανισομεγέθη ψαλίδια ή γόνατα MacPherson. Χρησιμοποιώντας διαφορετικές αποστάσεις περιέλιξης, το ελατήριο αποκτά ένα προοδευτικό χαρακτηριστικό ελατηρίου (Σχήμα 2.17). Ένα «απλό» κυλινδρικό σπειροειδές ελατήριο (σταθερής γεωμετρίας) έχει σταθερό συντελεστή ακαμψίας, όλες οι σπείρες του έχουν την ίδια διάμετρο, το ίδιο πάχος σύρματος και το ίδιο βήμα και η συμπεριφορά του είναι γραμμική. Το ελάχιστο μήκος που μπορεί να έχει ένα σπειροειδές ελατήριο ορίζεται στο σημείο όπου όλες οι σπείρες ακουμπούν η μία πάνω στην άλλη, μετατρέποντάς το σε συμπαγή κύλινδρο. Για να μην τερματίσει ένα τέτοιο ελατήριο, τοποθετούνται ελαστικά στοπ – τακάκια που δέχονται φορτίο πριν τον τερματισμό και έτσι δίνουν προοδευτικότητα στο ελατήριο κατά τον τερματισμό. Σήμερα, χρησιμοποιούνται σπειροειδή ελατήρια διαφόρων ειδών, πέρα από το συνηθισμένο κυλινδρικό σχήμα. Συχνά συναντάμε ελατήρια κωνικά ή βαρελοειδή ή τύπου μπανάνας, όπως επίσης και ελατήρια που το βήμα των σπειρών τους δεν είναι ομοιόμορφο.



Σχήμα 2.17 Απλό ελικοειδές ελατήριο, ελατήριο μεταβλητής ακαμψίας, κωνικό ελατήριο [6]

Κυλινδρικά ελατήρια μεταβλητής γεωμετρίας

Στα ελατήρια μεταβλητής γεωμετρίας, αυτό που συνήθως αλλάζει είναι το βήμα μεταξύ των σπειρών. Στους άκρες των ελατηρίων οι σπείρες είναι πιο πυκνά διατεταγμένες, ενώ στο κεντρικό τμήμα απέχουν περισσότερο μεταξύ τους. Κατά τη συμπίεση του ελατηρίου, οι σπείρες με το μικρό διάκενο ακουμπούν μεταξύ τους και μένει να λειτουργεί μόνο το κεντρικό τμήμα του ελατηρίου. Έτσι, το ελατήριο γίνεται σκληρότερο. Ένα προοδευτικό ελατήριο επιτρέπει τη βέλτιστη ακαμψία, ανάλογα με τις διαφορετικές συνθήκες που επικρατούν στον δρόμο. Προοδευτικότητα στο ελατήριο μπορεί να προσδοθεί και με τη μεταβολή του σχήματός του. Έτσι, σε ένα ελατήριο που μπορεί να είναι κωνικό ή οβάλ, οι μεταβολές στην ακτίνα περιέλιξης δίνουν προοδευτικότητα στη λειτουργία του.

Κωνικά

Το κωνικό ελατήριο επιλέγεται όταν υπάρχει περιορισμένος διαθέσιμος χώρος για τα ελατήρια σε ένα σύστημα ανάρτησης. Αυτός ο τύπος έχει σήμερα κυρίως ανοιχτά άκρα. Το ελατήριο αυτό μπορεί να έχει γραμμική ή γεωμετρική μεταβολή της σκληρότητάς του.

Ελατήριο τύπου μπανάνας (banana-springs)

Τα ελατήρια πλευρικού φορτίου τύπου μπανάνας, χρησιμοποιούνται συχνά για την αντιστάθμιση των εγκάρσιων δυνάμεων που αναπτύσσονται κυρίως σε αναρτήσεις με γόνατα McPherson. Πρόκειται για κυλινδρικά ελατήρια που έχουν λυγίσει στην αξονική διεύθυνση (Σχήμα 2.18). Λόγω του σχήματός τους, μειώνουν τα πλευρικά φορτία στο αμορτισέρ, στα ρουλεμάν και τις τσιμούχες.

Χωρίς φορτίο, υπάρχει συνιστάμενη δύναμη που πιέζει προς τον άξονα του αμορτισέρ. Υπό κάθετο φορτίο, όμως, τα πλευρικά φορτία αντισταθμίζονται με αυτόν τον τρόπο.



Σχήμα 2.18 Ελικοειδές ελατήριο τύπου μπανάνας, λοξό ελατήριο, βαρελοειδές ελατήριο [6]

Λοξά ελατήρια (C-springs)

Χρησιμοποιούνται συνήθως στον πίσω άξονα του οχήματος και η τροχιά του κινούμενου άκρου τους είναι τοξοειδής. Αυτά τα ελατήρια συνδυάζονται συνήθως με ελαστικά στοπ, σχηματίζοντας ένα προοδευτικό ελατήριο.

Βαρελοειδή ελατήρια (Mini-block)

Στην πίσω ανάρτηση των οχημάτων, συχνά, χρησιμοποιούνται σπειροειδή ελατήρια με βαρελοειδές σχήμα ή διπλού κώνου, γνωστά με την ονομασία Mini-Blocks. Αυτά μπορούν να συσπειρωθούν χωρίς να έλθουν σε επαφή οι σπείρες μεταξύ τους, καθώς η μία εισχωρεί μέσα στην άλλη κατά τη συμπίεση. Ένα βαρελοειδές ελατήριο έχει διαμέτρους σπείρας, προσαρμοσμένες έτσι ώστε, κατά τη συμπίεση, η μία σπείρα να ταιριάζει στο εσωτερικό της επόμενης και όταν συμπιέζεται το ελατήριο να αποκτά μικρό μήκος, εξού και το όνομα «mini-block». Έτσι, όταν είναι συμπιεσμένο, μπορεί να μειώσει το μήκος του σε σχεδόν δύο φορές τη διάμετρο του σύρματος, χωρίς να μειώνεται η ικανότητα φόρτισής του. Το πλεονέκτημά του είναι το πολύ μικρό μήκος του ελατηρίου, και επομένως η εξοικονόμηση χώρου. Αυτό μπορεί να είναι πολύτιμο στην πίσω ανάρτηση ενός οχήματος όταν, για παράδειγμα, απαιτείται επίπεδη επιφάνεια φόρτωσης. Να σημειωθεί ότι η τοποθέτηση των σπειρών μεταξύ τους επηρεάζεται από τη διάμετρο και δεν εξαρτάται από τον τύπο του υλικού που χρησιμοποιείται ή τη διατομή του.

Υπάρχουν τέσσερις βασικοί τύποι άκρων ελατηρίου (Σχήμα 2.19):

- κλειστά
- ανοιχτά
- με τετράγωνο άκρο
- άκρο με ουρά



Σχήμα 2.19 Ελατήριο με ουρά, κλειστού άκρου, τετραγωνισμένου άκρου [6]

Τα ελατήρια με κλειστό άκρο είναι ο πιο κοινός τύπος ελατηρίου. Σε αυτά, το βήμα του ελατηρίου ελαχιστοποιείται στο άκρο και οι τελευταίες σπείρες βρίσκονται σε επαφή. Τα ελατήρια με κλειστό άκρο εξασφαλίζουν σταθερότητα. Το μειονέκτημά τους είναι ότι το άκρο μπορεί να σκάψει την παρακείμενη σπείρα και να προκαλέσει πρόωρη αστοχία. Τα ελατήρια με ανοικτό άκρο (ονομάζονται και εφαπτομενικά (tangential)) χρησιμοποιούνται συχνότερα όταν το ελατήριο θα καθίσει σε βάση. Το πλεονέκτημά τους είναι το κέρδος από το κόστος επεξεργασίας του άκρου. Τα ελατήρια με τετραγωνισμένο άκρο αποτελούν ένα υποσύνολο των κλειστών ελατηρίων. Το πλεονέκτημά τους είναι πως εξασφαλίζουν την καλύτερη έδραση. Τα ελατήρια με ουρά (rigtail) χρησιμοποιούνται εκεί όπου το ελατήριο χρειάζεται να μπορεί να λειτουργήσει και σε εφελκυστικά φορτία.

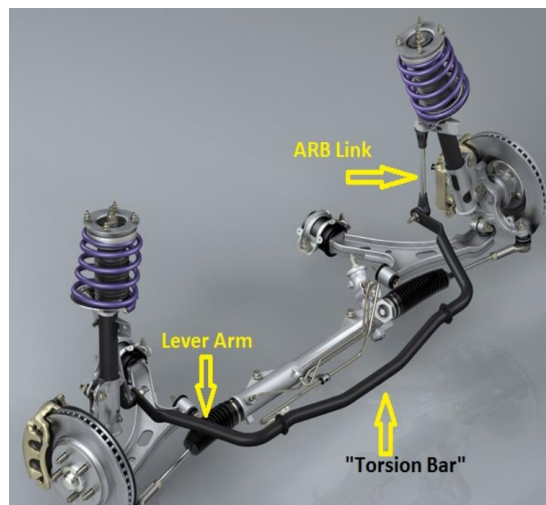
2.5.3 Στρεπτικές και αντιστρεπτικές μορφοδοκοί

Στρεπτική μορφοδοκός είναι ένα μακρύ μεταλλικό εξάρτημα με κυκλική διατομή, του οποίου το ένα άκρο προσαρμόζεται στο πλαίσιο του οχήματος και το άλλο άκρο σε έναν βραχίονα του συστήματος ανάρτησης (Σχήμα 2.20), με τη βοήθεια σφαιρικών συνδέσμων (tie rods ends). Καθώς οι τροχοί ταλαντώνονται στις ανωμαλίες του οδοστρώματος, οι στρεπτικές μορφοδοκοί αντιδρούν στις στρεπτικές ροπές που εφαρμόζονται στα άκρα τους με ανάλογο τρόπο. Ανάλογα με την ακαμψία και τις μοχλικές δυνάμεις έδρασης των στρεπτικών μορφοδοκών, επηρεάζεται η αντίσταση του οχήματος στο φυγοκεντρική κύλιση. Είναι κατασκευασμένες από ανθεκτικό χάλυβα που έχει υποστεί ειδική θερμική επεξεργασία και αντέχουν σε υψηλές τιμές στρεπτικής τάσης, ενώ επιτρέπουν μεγάλες γωνίες στρέψης, χωρίς μόνιμη παραμόρφωση.



Σχήμα 2.20 Σφαιρικός σύνδεσμος άκρου και στρεπτική μορφοδοκός [7]

Οι αντιστρεπτικές μορφοδοκοί (antiroll or sway bars) αντισταθμίζουν τη δύναμη που δέχεται ο εσωτερικός τροχός του οχήματος (ο τροχός εσωτερικά της στροφής), με τον εξωτερικό τροχό. Οι αντιστρεπτικές μορφοδοκοί είναι συνήθως δύο, η εμπρός και η πίσω και συγκρατούνται στο πλαίσιο με ελαστικά σινεμπλόκ (silent blocks) που επιτρέπουν μόνο τη στρέψη του άξονα στρέψης. Όταν το όχημα στρίβει, ο κατακόρυφος άξονας (arb link) (Σχήμα 2.21) του εσωτερικού τροχού δέχεται μία δύναμη με ανωδική φορά, η οποία επιφέρει στρεπτική ροπή στον μοχλοβραχίονα (lever arm), που μέσω του άξονα ροπής (torsion bar) μεταδίδεται στον απέναντι άξονα μόχλευσης. Ένας κατακόρυφος άξονας μεταδίδει τη ροπή στον εξωτερικό τροχό, δημιουργώντας ανωστική δύναμη ίσου μέτρου. Σε περίπτωση απουσίας της αντιστρεπτικής μορφοδοκού, οι δυνάμεις που θα δεχόντουσαν ο εσωτερικός και εξωτερικός τροχός θα ήταν άνισες, με αποτέλεσμα τη δημιουργία στρεπτικής ροπής στο διαμήκη άξονα του οχήματος με κίνδυνο την ανατροπή, την ανομοιόμορφη καταπόνηση των ελαστικών και των αναρτήσεων. Η ίδια αρχή λειτουργίας εφαρμόζεται και όταν ο ένας τροχός συναντά κάποια ανωμαλία του οδοστρώματος.

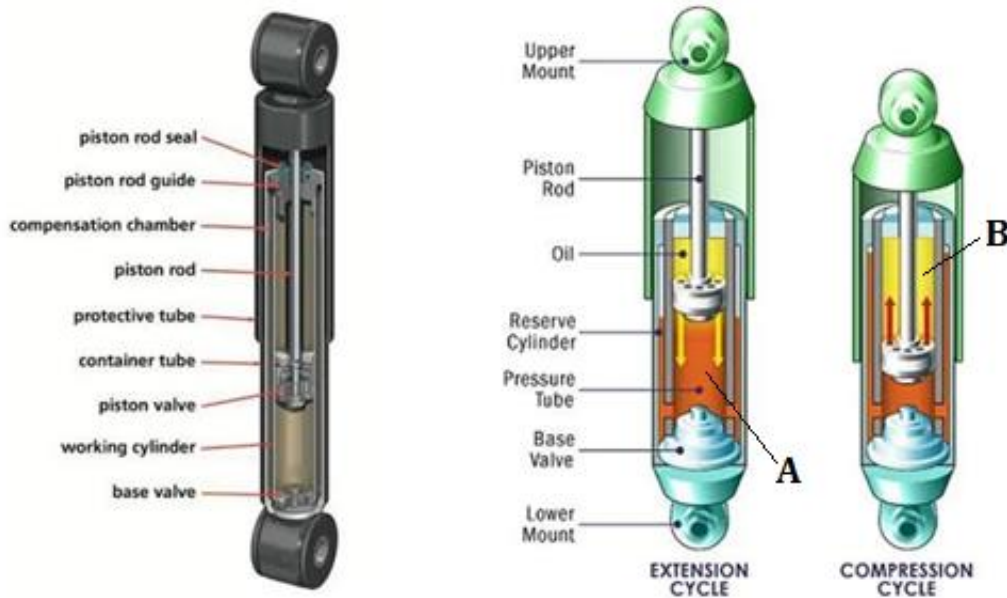


Σχήμα 2.21 Αντιστρεπτική μορφοδοκός και λειτουργικά μέρη [8]

2.5.4 Αποσβεστήρες ταλαντώσεων

Οι αποσβεστήρες ταλαντώσεων γνωστοί και ως αμορτισέρ, έχουν ως σκοπό να αποσβέσουν τις ταλαντώσεις που δημιουργούνται από τα ελατήρια. Η λειτουργία των αμορτισέρ στηρίζεται στην αρχή κατά την οποία όταν ένα υγρό συμπιέζεται σε έναν χώρο A (Σχήμα 2.22) από ένα έμβολο, υποχρεώνεται

να περάσει σε έναν χώρο Β, μέσα από μια μικρή οπή, με αποτέλεσμα να δημιουργείται ρευστομηχανική αντίσταση.



Σχήμα 2.22 Αποσβεστήρας ταλαντώσεων (αμορτισέρ) και αρχή λειτουργίας

Ανάλογα με την αντίσταση αυτή, καθορίζεται η απόσβεση του αμορτισέρ. Ο τύπος αμορτισέρ που συναντάται συχνότερα είναι ο υδραυλικός τηλεσκοπικός αποσβεστήρας. Ωστόσο, στο εμπόριο απαντώνται και άλλοι τύποι αποσβεστήρων, πιο εξειδικευμένοι, όπως τα ρυθμιζόμενα αμορτισέρ, τα μαγνητοροϊκά αμορτισέρ, τα ενεργά και τα μηχανικά αμορτισέρ μεταβαλλόμενης απόσβεσης. Αρκετά αμορτισέρ έχουν ενσωματωμένο στο συναρμολόγημά τους το ελατήριο της ανάρτησης. Στα άκρα των αμορτισέρ συναντώνται ελαστικοί σύνδεσμοι (shock bushings), όμοιοι με τα σινεμπλόκ των αναρτήσεων, που συνδέουν τις αναρτημένες με τις μη αναρτημένες μάζες.

2.5.5 Ελαστικοί σύνδεσμοι (σινεμπλόκ)

Τα στοιχεία της ανάρτησης συνδέονται μεταξύ τους με τη χρήση ελαστικών συνδέσμων (σινεμπλόκ). Οι σύνδεσμοι αυτοί μειώνουν τη μετάδοση κραδασμών, τους αποσβένουν και ταυτόχρονα μειώνουν τα επίπεδα θορύβου της ανάρτησης κατά τη λειτουργία της. Αποτελούνται από ένα ελαστικό χιτώνιο που εσωκλείεται ανάμεσα σε δύο μεταλλικούς δακτυλίους (Σχήμα 2.23) και έχουν τη μορφή «ντόνατ». Συνήθως το κέντρο τους προσαρμόζεται σε άξονα, φέρει θηλυκό σπείρωμα ή άλλη διαμόρφωση πλήμης.

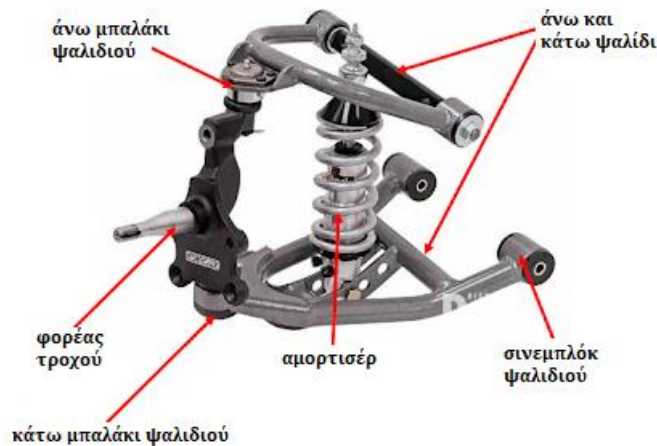


Σχήμα 2.23 Ελαστικός σύνδεσμος (σινεμπλόκ) με διαμόρφωση πλήμνης για άξονα [9]

Η ακαμψία του ελαστικού χιτωνίου επιλέγεται κατάλληλα για κάθε τύπο οδήγησης. Για αθλητικό τύπο οδήγησης επιλέγονται σκληρά χιτώνια κατασκευασμένα από πολυουρεθάνη, με μεγάλη αντοχή σε πολλούς κύκλους φόρτισης.

2.5.6 Ψαλίδια

Βασικό λειτουργικό μέρος της ανεξάρτητης ανάρτησης είναι τα ψαλίδια(Σχήμα 2.24). Ο πιο κοινός τύπος ψαλιδιών είναι αυτός των εγκάρσιων, με άξονα περιστροφής παράλληλο στη διεύθυνση κίνησης.



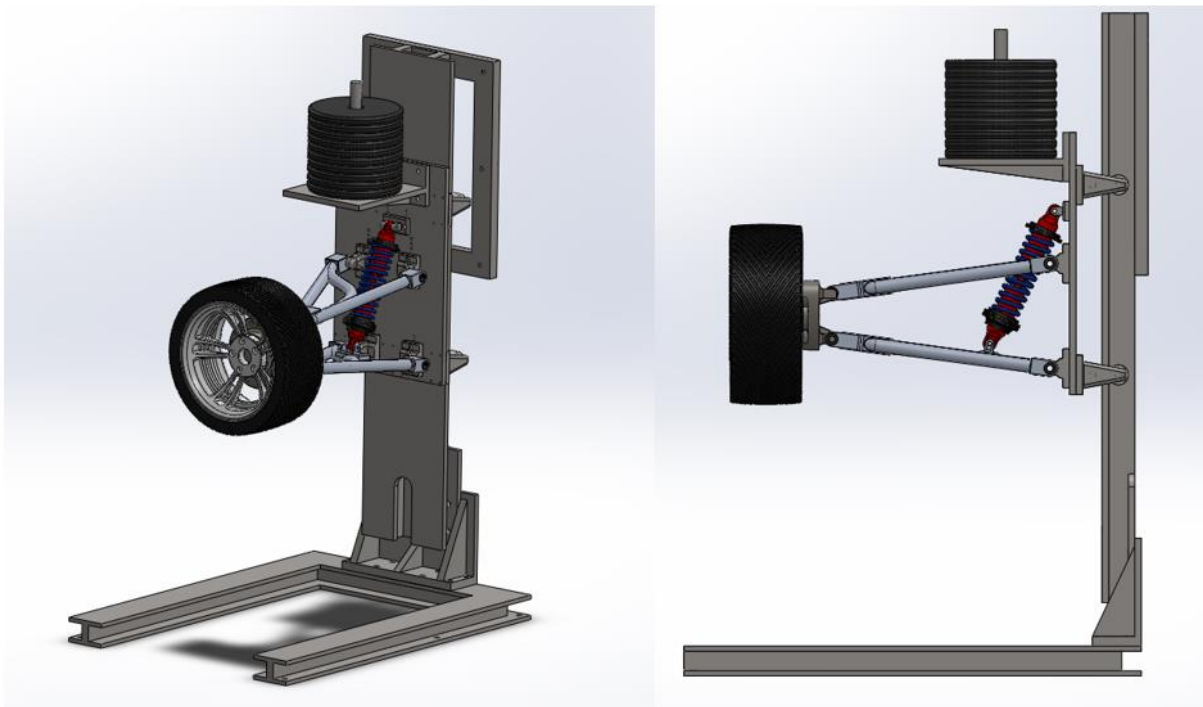
Σχήμα 2.24 Άνω και κάτω ψαλίδι ανάρτησης [10]

3. Σχεδιασμός του δοκιμαστηρίου ανάρτησης

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζεται ο αρχικός σχεδιασμός του δοκιμαστηρίου, τα βασικά εξαρτήματά του και οι δυνατότητες ρύθμισης της θέσης αυτών.

3.1 Αρχικός σχεδιασμός πειραματικής διάταξης ελέγχου και εξαρτήματα

Στα πλαίσια της παρούσας ΔΕ, επιλέχθηκε ο σχεδιασμός μιας πειραματικής διάταξης ελέγχου ανάρτησης διπλού ψαλιδιού (double-wishbone coilover) με τροχό, χωρίς μορφοδοκό στρέψης, μηδενικής γωνίας Caster (η γωνία που σχηματίζει ο νοητός άξονας περιστροφής του τροχού όταν στρίβουμε το τιμόνι, με τον κατακόρυφο άξονα), μηδενικής σύγκλισης και ρυθμιζόμενης γωνίας Camber. Η αναρτώμενη μάζα προσομοιώθηκε με τη χρήση τυποποιημένων βαριδίων (Σχήμα 3.1). Το αμορτισέρ επιλέχθηκε να μοντελοποιηθεί ως ένας απλός υδραυλικός αποσβεστήρας με ελατήριο ρυθμιζόμενου μήκους, επομένως και ρυθμιζόμενης προέντασης. Στην αναρτώμενη μάζα επιτρέπεται μόνο η κατακόρυφη μεταφορική κίνηση και καμία στροφή. Στην προσομοίωση που θα ακολουθήσει σε επόμενο στάδιο, η διεγείρουσα δύναμη (σήμα εισόδου της ανάλυσης) θα εφαρμόζεται συνεχώς κάθετα και με φορά προς τα πάνω, στο κάτω μέρος του τροχού μέσω ενός επενεργητή.



Σχήμα 3.1 Αρχικός σχεδιασμός δοκιμαστηρίου ανάρτησης τεταρτημορίου οχήματος

Ακολουθούν τα χαρακτηριστικά του συστήματος ανάρτησης που θα τοποθετηθεί στην πειραματική διάταξη, ώστε να καθοριστούν οι αρχικές διαστάσεις [11] της πειραματικής διάταξης ελέγχου.

- Πλάτος ψαλιδιού έως 500 mm
- Αναρτώμενη μάζα έως 400 kg
- Μήκος συναρμολογήματος τροχού-ψαλιδιών έως 890 mm
- Άνοιγμα ψαλιδιών έως 360 mm
- Ταχύτητα προσομείωσης έως $30 \frac{km}{hr}$ (έως 60 km/hr για ορισμένου τύπου εμπόδια)
- Μέγιστη κατακόρυφη μετατόπιση αναρτημένης μάζας 900 mm

Με βάση τα παραπάνω η πειραματική διάταξη πρέπει να έχει τις ακόλουθες εξωτερικές διαστάσεις:

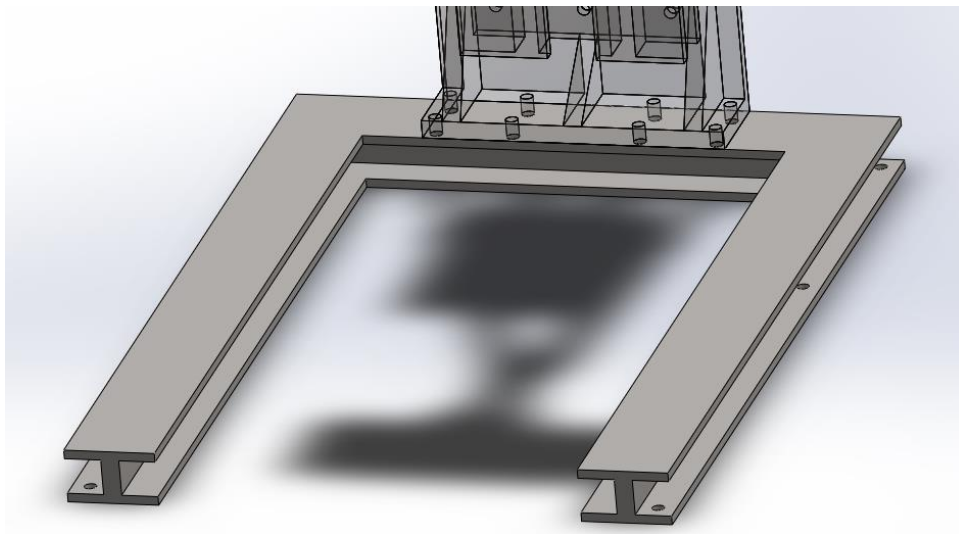
- Ύψος: 2618 mm
- Μήκος: 1384 mm
- Πλάτος: 1000 mm

Στο Σχήμα 3.1 παρουσιάζεται ο προκαταρκτικός σχεδιασμός της πειραματικής διάταξης. Το συναρμολόγημα αποτελείται από τα παρακάτω εξαρτήματα:

1. Τη βάση, η οποία αγκυρώνεται στο έδαφος
2. Τη ράγα, η οποία φέρει επιφάνεια ολίσθησης, ούτως ώστε οι τροχίσκοι να κινούνται στην κατακόρυφη διεύθυνση
3. Τη γωνία που συνδέει την επιδαπέδια βάση με τη ράγα
4. Τους τροχίσκους που ολισθαίνουν επάνω στην ράγα
5. Τις βάσεις τροχίσκων που τους συγκρατούν στην κύρια πλάκα στήριξης
6. Την πλάκα στήριξης του συναρμολογήματος ανάρτησης στην οποία συδέονται όλα τα μέρη των αναρτημένων μαζών και οι τροχίσκοι μέσω των βάσεων
7. Το συναρμολόγημα ανάρτησης και τροχού
8. Την πλάκα στήριξης αναρτημένης και μη αναρτημένης μάζας, η οποία φέρει τα βαρίδια
9. Την αναρτώμενη μάζα, σε μορφή τυποποιημένων βαριδίων
10. Την επιτοίχια βάση

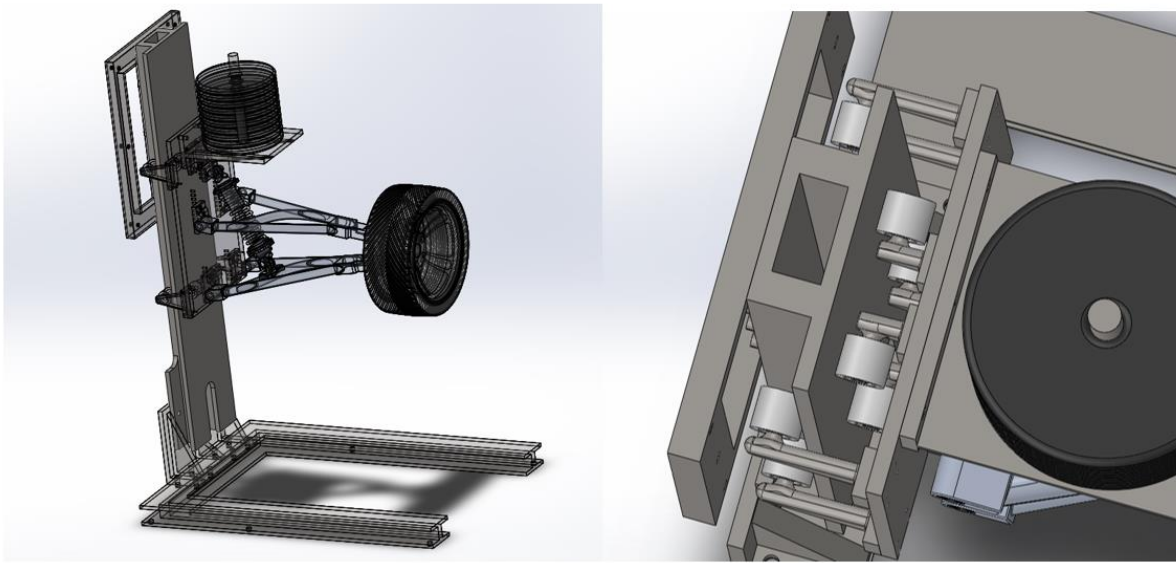
3.2 Ανάλυση τμημάτων πειραματικής διάταξης

Η βάση σχεδιάστηκε από μορφοδοκούς τύπου Η σε σχηματισμό Π. Στο πέλμα του Η, στην εξωτερική πλευρά έχουν γίνει επτά διαμπερείς οπές για κοχλίες πάκτωσης της διάταξης στο έδαφος (Σχήμα 3.2).



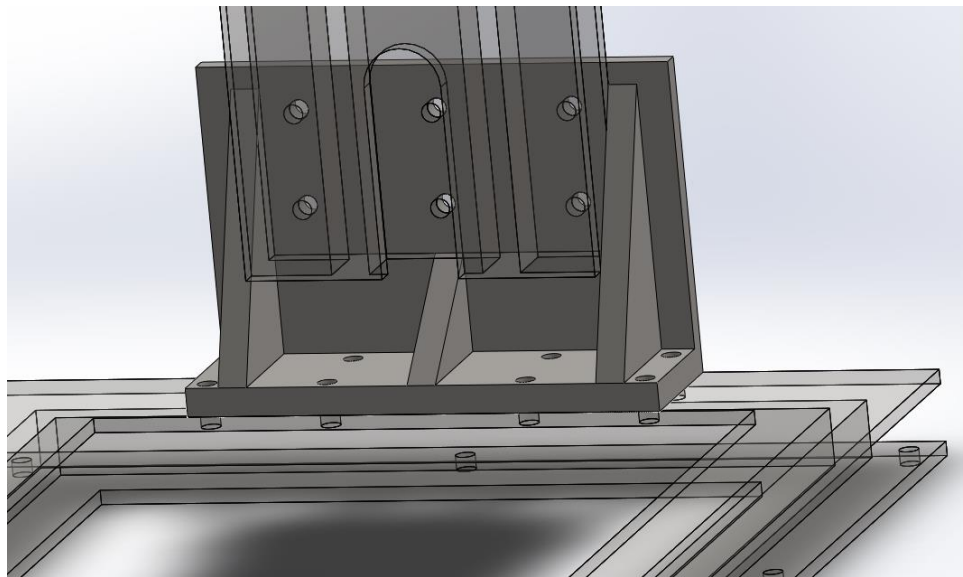
Σχήμα 3.2 Βάση πακτωμένη επί του εδάφους

Η ράγα σχεδιάστηκε έτσι ώστε η κύλιση των τροχίσκων να πραγματοποιείται κατά την κατακόρυφη διεύθυνση. Η διάταξη των τροχίσκων με τις εγκοπές της ράγας (Σχήμα 3.3), επιτρέπει μόνο την κατακόρυφη μετατόπιση του συναρμολογήματος αναρτημένης και μη αναρτημένης μάζας.



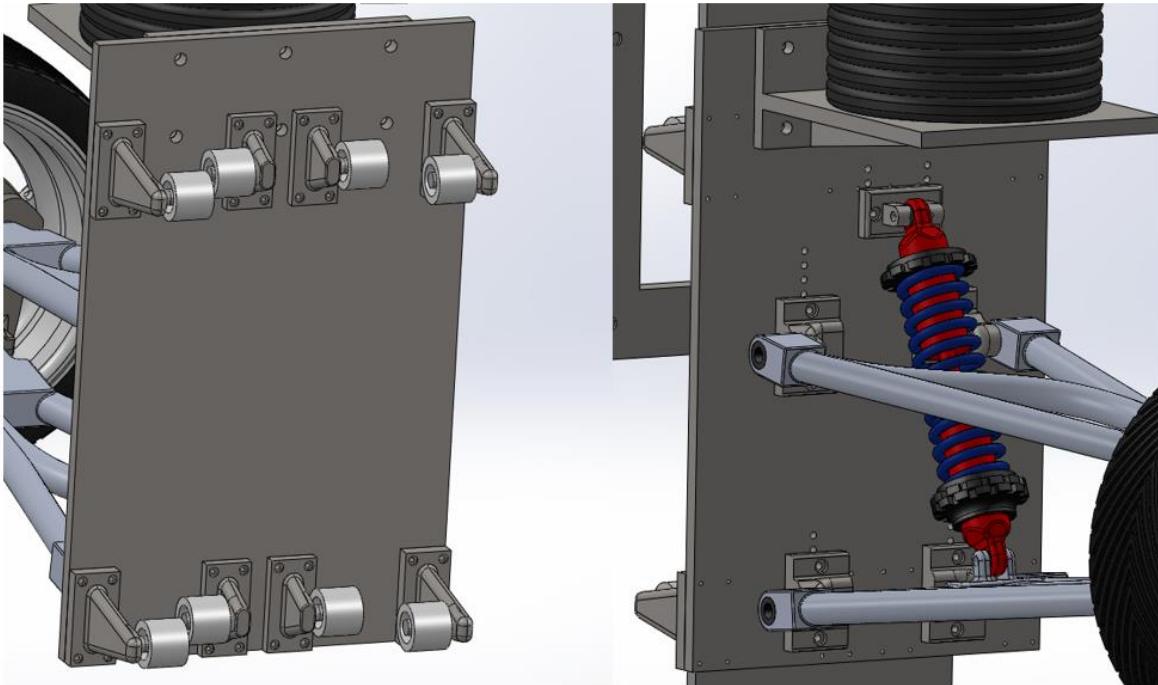
Σχήμα 3.3 Η ράγα

Η σύνδεση βάσης-ράγας σχεδιάστηκε ως γωνία με τρία ισοπέχοντα ενισχυτικά νεύρα. Η βάση της γωνίας φέρει οχτώ (8) διαμπερείς οπές ώστε να συνδεθεί η γωνία με τη βάση, με ισάριθμους κοχλίες. Αντίστοιχα, η πλευρά της γωνίας έχει έξι (6) διαμπερείς οπές ώστε να επιτευχθεί η κοχλιοσύνδεση της ράγας με την γωνία (Σχήμα 3.4).



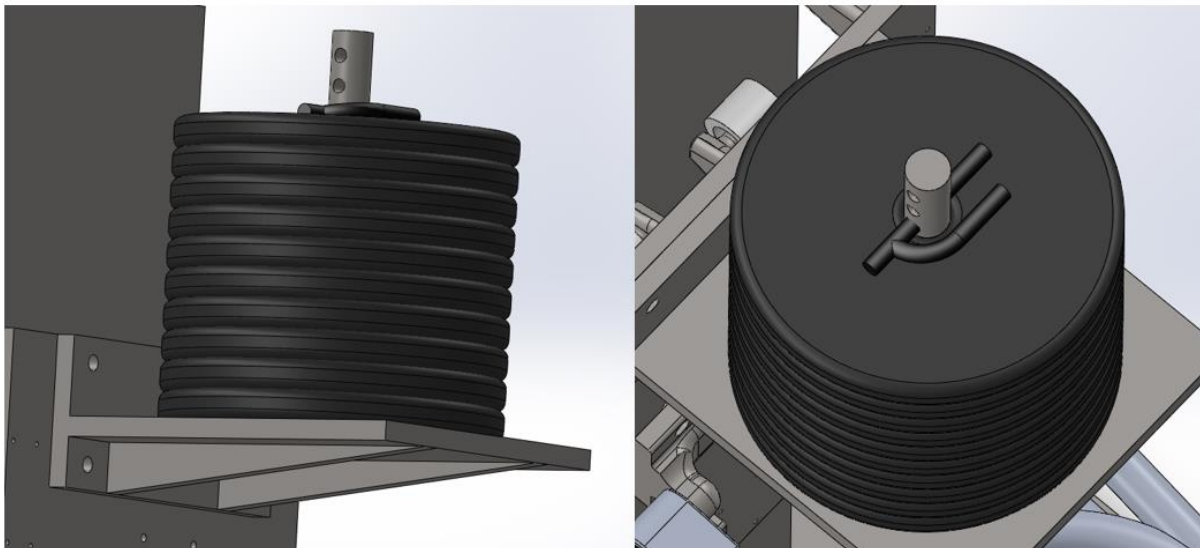
Σχήμα 3.4 Η σύνδεση βάσης-ράγας

Η πλάκα στήριξης αναρτημέης και μη αναρτημένης μάζας της ανάρτησης φέρει οπές (Σχήμα 3.5) για τη σύνδεση του συναρμολογήματος του συστήματος ανάρτησης (μη αναρτημένης μάζας) και βαριδίων (αναρτημένης μάζας) με το δοκιμαστήριο σε κατάλληλες θέσεις.



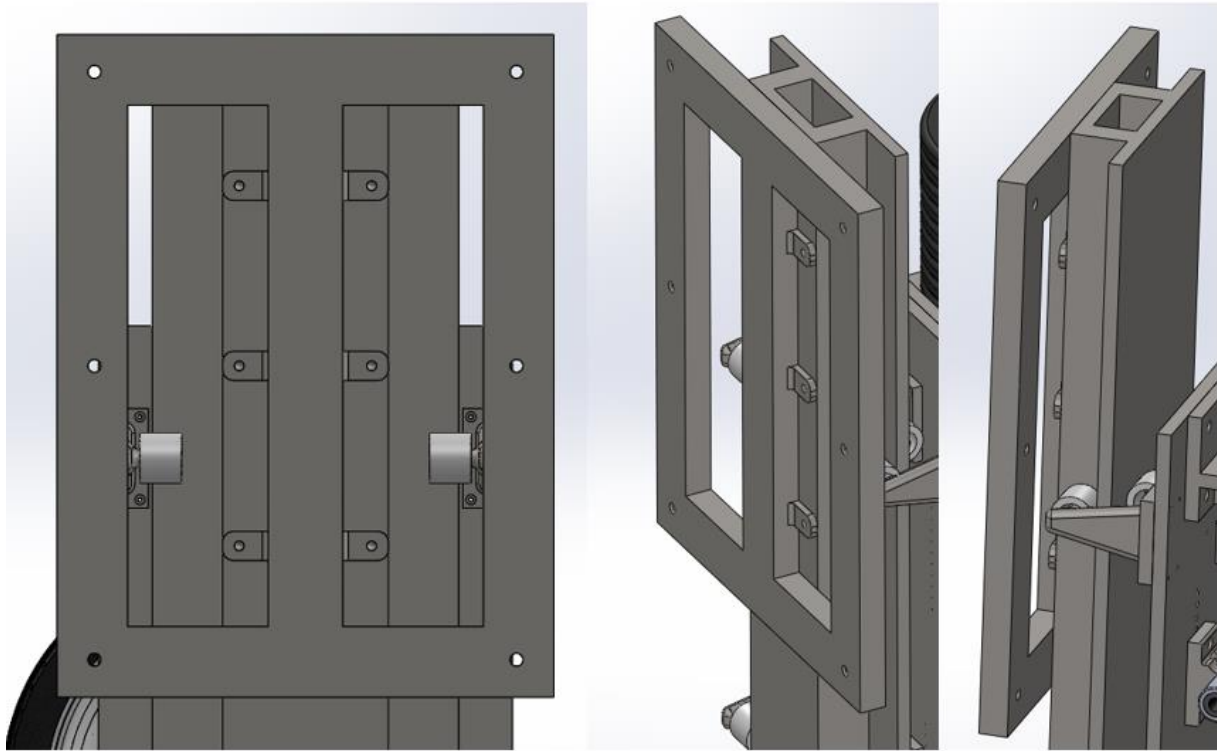
Σχήμα 3.5 Η πλάκα στήριξης αναρτημένης και μη αναρτημένης μάζας

Η βάση των βαριδίων φέρει άξονα στο μέσον της (Σχήμα 3.6), προκειμένου να συγκρατηθούν τα βαράκια στην πλάκα. Ο άξονας φέρει οπές στις οποίες προσαρμόζεται ασφαλιστική περόνη, για την ασφάλιση των βαριδίων στην πλάκα, περιορίζοντας τις κατακόρυφες μετακινήσεις, ή ταλαντώσεις ενδεχομένως, των βαριδίων κατά την λειτουργία του δοκιμαστηρίου.



Σχήμα 3.6 Η βάση των βαριδίων με κάθετο άξονα

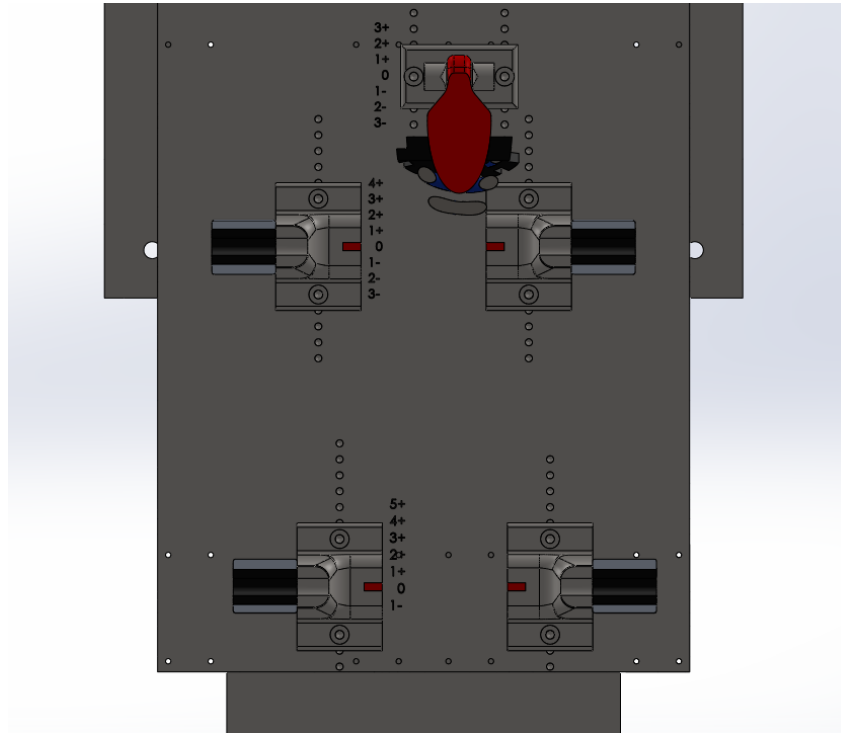
Η επιτοίχια βάση προσφέρει τη δυνατότητα στήριξης του δοκιμαστηρίου με τον τοίχο με τη χρήση ούπα και βίδας σε έξι θέσεις (Σχήμα 3.7). Η βάση, με βίδες συνδέεται με τη ράγα, προσφέροντας στιβαρότητα στην κατασκευή. Σε επόμενο στάδιο της εργασίας θα εξεταστεί και εναλλακτική ως προς τον τρόπο στήριξης του δοκιμαστηρίου, με στήριξης της ράγας στο έδαφος μέσω λοξού νεύρου που θα πακτώνεται στο έδαφος με βίδες και ούπα.



Σχήμα 3.7 Επιτοίχια βάση με οπές για πάκτωση με τον τοίχο

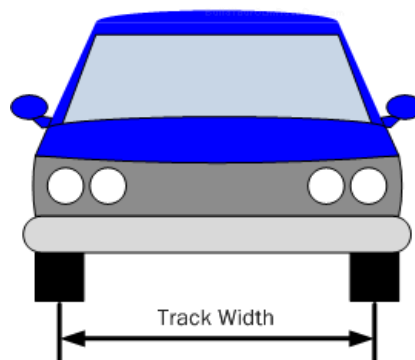
3.3 Πλάκα αναρτημένων και μη αναρτημένων μαζών

Ζητούμενο του σχεδιασμού αποτέλεσε η ευελιξία στην επιλογή ανάρτησης, με διαφορετικά μήκη αμορτισέρ και ελατηρίων. Αντίστοιχα επιζητήθηκε η ευελιξία στην επιλογή θέσεων στήριξης των ψαλιδιών και του αμορτισέρ στο πλαίσιο του οχήματος, επομένως προτιμήθηκε το σημείο στήριξης του κάθε ψαλιδιού και του αμορτισέρ στην πλάκα να μην είναι προκαθορισμένο, αλλά να υπάρχουν θέσεις ρύθμισης.



Σχήμα 3.8 Απεικόνιση οπών πλάκας αναρτημένων και μη αναρτημένων μαζών

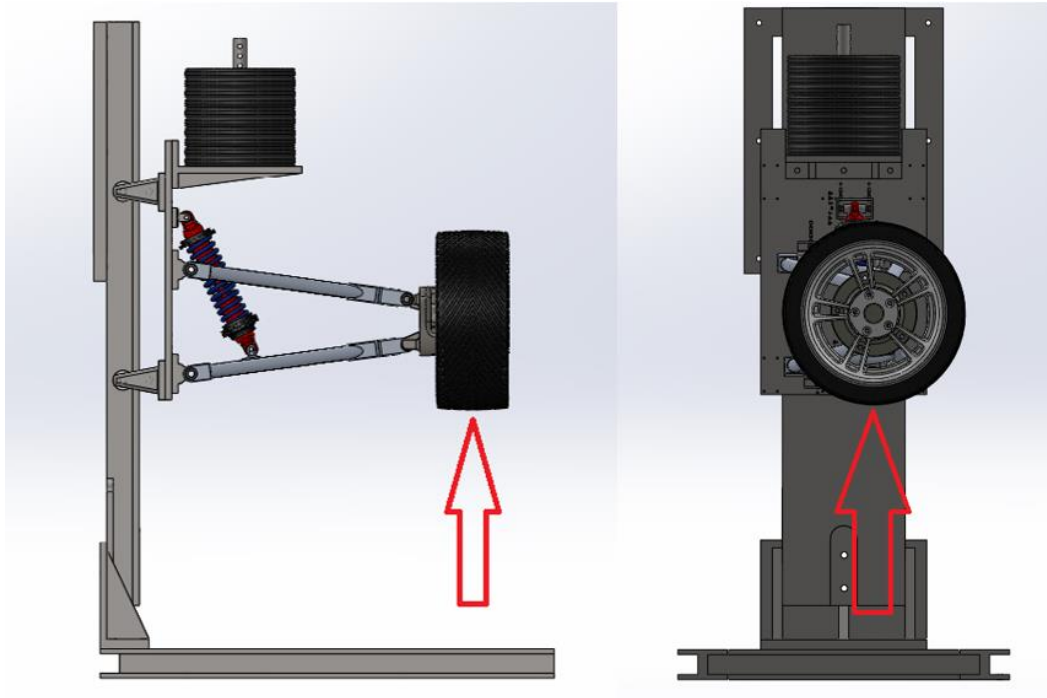
Όπως παρατηρείται στο Σχήμα 3.8, οι δυνατές θέσεις ρύθμισης γίνονται διακριτές από τη θέση του κόκκινου στίγματος σε σχέση με την αναγεγραμμένη θέση ρύθμισης που έχει χαραχτεί στην πλάκα στήριξης. Για το κάτω ψαλίδι υπάρχουν επτά πιθανές θέσεις ρύθμισης (από -1 έως +5), για το άνω ψαλίδι οχτώ πιθανές θέσεις ρύθμισης (από -3 έως +4) και για το αμορτισέρ επτά θέσεις ρύθμισης (από -3 έως +3). Μέσω της ρύθμισης αυτής είναι εφικτό να επιλέξουμε την επιθυμητή γωνία Camber σε ένα εύρος από αρνητικές, την μηδενική, έως και θετικές τιμές, καθώς και να ρυθμίσουμε την προένταση του ελατηρίου της επιλεγμένης ανάρτησης ή ακόμα να προσαρμόσουμε στο δοκιμαστήριο ανάρτηση με διαφορετικό κύριο μήκος μηχανισμού. Η επιλογή των θέσεων ρύθμισης καθορίζει επίσης την εγκάρσια απόσταση των κέντρων των δύο τροχών του οχήματος, ή αλλιώς το μετατρόχιο (track width) (Σχήμα 3.9).



Σχήμα 3.9 Μετατρόχιο (track width) [13]

4. Επιλογή επενεργητή για το σήμα εισόδου

Το ελαστικό του τροχού δέχεται μία κατακόρυφη δύναμη (Σχήμα 4.1) κατά τη διάρκεια της δυναμικής δοκιμής της ανάρτησης, της οποίας το μέτρο και η φορά μεταβάλλεται σε συνάρτηση με το χρόνο. Η εισαγωγή της δύναμης στο δυναμικό πρόβλημα επιτυγχάνεται με έναν επενεργητή δύναμης.



Σχήμα 4.1 Φορά εξωτερικής δύναμης επενεργητή στο σύστημα

Στην πραγματικότητα η είσοδος (input) του δυναμικού προβλήματος είναι μία καμπύλη μετατόπισης-χρόνου του κατώτερου σημείου του ελαστικού, δηλαδή του σημείου επαφής με το οδόστρωμα. Αυτή η καμπύλη μεταφράζεται σε δύναμη μέσω του Δεύτερου Νόμου του Νεύτωνα:

$$\Sigma F = m * a = m * \frac{du}{dt} \quad (\text{Εξ. 4.1}), \text{ όπου:}$$

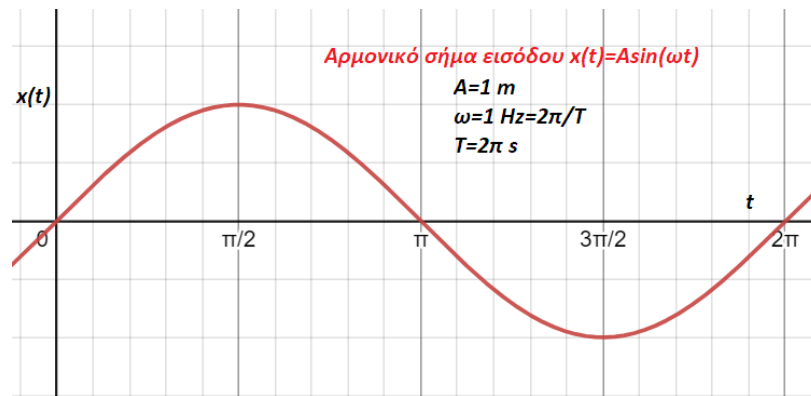
- ΣF : το άθροισμα δυνάμεων στον κατακόρυφο άξονα, στο κατώτερο σημείο του ελαστικού σε $[N]$
- m : η μάζα του κινούμενου σώματος στον κατακόρυφο άξονα σε $[kg]$
- a : η επιτάχυνση της κινούμενης μάζας, ίση με την κλίση της καμπύλης μετατόπισης-χρόνου $(x - t)$ σε $[m/s^2]$

Παράδειγμα μίας καμπύλης σήματος εισόδου θα μπορούσε να αποτελέσει ένα αρμονικό σήμα

$$x(t) = A * \sin(\omega * t) \quad (\text{Εξ. 4.2}) \text{ όπου:}$$

- $x(t)$: η μετατόπιση του κατώτερου σημείου του ελαστικού σε $[m]$
- t : ο χρόνος σε $[s]$
- A : το πλάτος της ταλάντωσης σε $[m]$
- ω : η συχνότητα της ταλάντωσης σε $[\frac{1}{s}]$ ή $[Hz]$

Το παραπάνω αρμονικό σήμα θα είχε γράφημα της μορφής:



Σχήμα 4.2 Αρμονικό σήμα εισόδου

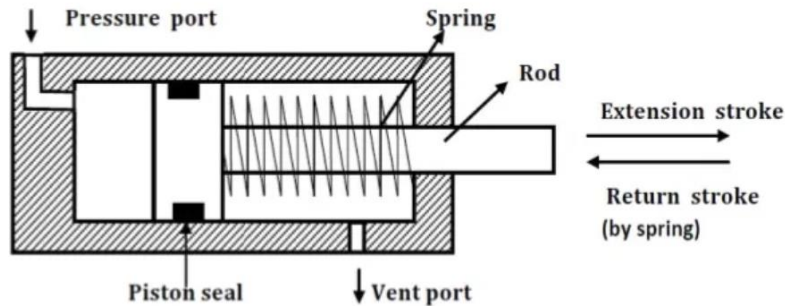
Το κινούμενο σημείο που ακολουθεί την καμπύλη του σήματος εισόδου μπορεί να είναι σημείο ενός υδραυλικού ή πνευματικού εμβόλου ή μίας περιστρεφόμενης κάμας με λοβό που θα προσομοιώνει τα εμπόδια επιφανείας του οδοστρώματος (λακκούβες, υψώματα κλπ). Ακολουθεί αναλυτική περιγραφή των μεθόδων εισαγωγής του σήματος εισόδου στο πρόβλημα.

4.1 Υδραυλικοί επενεργητές μονής δράσης

Οι μονής δράσης υδραυλικοί επενεργητές είναι συσκευές που χρησιμοποιούνται ευρέως στη βιομηχανία και σε άλλους τομείς για τη μετατροπή της υδραυλικής πίεσης σε μηχανική κίνηση. Διαθέτουν μηχανικά μέρη που τους επιτρέπουν να εκτελούν μία κατεύθυνση γραμμικής κίνησης και χρησιμοποιούνται ευρέως σε πολλές εφαρμογές, όπως σε ανυψωτικά συστήματα, ανυψωτικές πλατφόρμες και σε μηχανισμούς μηχανημάτων έργου (σκαπτικά, ανυψωτικά, γερανοί, γεωτρύπανα κλπ). Αποτελούνται από έναν κύλινδρο-πιστόνι με μία πλευρά εργασίας και μία «αντιπλευρά». Η πλευρά εργασίας του κυλίνδρου συνδέεται με την υδραυλική γραμμή και βαλβίδα ελέγχου, ενώ η αντιπλευρά είναι ανοιχτή στο περιβάλλον και έτοιμη να συνδεθεί με τον υπόλοιπο μηχανισμό. Όταν εφαρμόζεται υδραυλική πίεση στην πλευρά εργασίας, ο κύλινδρος κινείται ομόρροπα με την κατεύθυνση της πίεσης, μετατρέποντας την υδραυλική ενέργεια σε μηχανική γραμμική κίνηση. Η αντιπλευρά επιτρέπει την επαναφορά του κυλίνδρου στην αρχική του θέση, είτε από τη δράση της βαρύτητας, είτε από ένα προεντατικό ελατήριο (spring).

Οι μονής δράσης υδραυλικοί επενεργητές αποτελούνται από τα εξής μηχανικά μέρη:

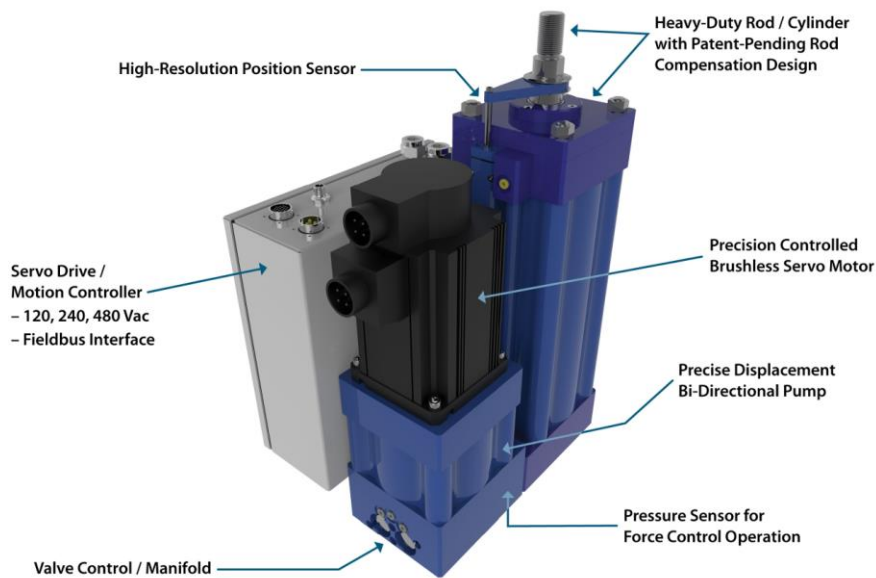
- **Κύλινδρος-πιστόνι (Rod):** είναι το βασικό μηχανικό μέρος του επενεργητή και χαρακτηρίζεται από μία πλευρά εργασίας, η οποία δέχεται υδραυλική πίεση και την αντιπλευρά, η αλλιώς η ανοικτή πλευρά που θα εφαρμόσει δύναμη σε κάποιον μηχανισμό. Η επιφάνεια του κυλίνδρου καλύπτεται από στεγανοποιητικά δακτυλίδια (piston seals) (Σχήμα 4.3), για την αποτροπή διαρροών υδραυλικού υγρού.
- **Βαλβίδα ελέγχου:** ρυθμίζει τη ροή του υδραυλικού υγρού προς την πλευρά εργασίας πριν το υγρό εισαχθεί στη βαλβίδα ελέγχου-εισόδου (pressure port), επιτρέποντας έτσι την κίνηση του κυλίνδρου-πιστονιού (Σχήμα 4.3). Το υδραυλικό υγρό επιστρέφει στη βαλβίδα ελέγχου (pressure port) αφού εξαχθεί από τη βαλβίδα εξόδου (vent port). Η διάμετρος της βαλβίδας μπορεί να ελέγχεται μηχανικά ή ηλεκτρονικά.



Σχήμα 4.3 Μηχανικά μέρη υδραυλικού επενεργητή μονής δράσης [14]

Οι διάμετροι των βαλβίδων ελέγχου ρυθμίζονται όπως προειπώθηκε, μηχανικά ή ηλεκτρονικά. Μερικά παραδείγματα ελεγκτών που υπάρχουν στην αγορά και χρησιμοποιούνται για τον έλεγχο μιας υδραυλικής βαλβίδας μονής δράσης είναι οι:

- **Ηλεκτρονικοί ελεγκτές PLC:** οι ελεγκτές PLC (Προγραμματιζόμενοι Λογικοί Ελεγκτές) είναι συσκευές που χρησιμοποιούνται για τον έλεγχο και την αυτοματοποίηση διαδικασιών (Σχήμα 4.4). Μπορούν να προγραμματιστούν για να ελέγχουν μια υδραυλική βαλβίδα μονής δράσης μέσω ειδικών αλγορίθμων και λογικών εντολών (κώδικα) σε συνεργασία με έναν σερβοκινητήρα.



Σχήμα 4.4 Έλεγχος υδραυλικού επενεργητή με προγραμματιζόμενη μονάδα λογικών ελεγκτών PLC [15]

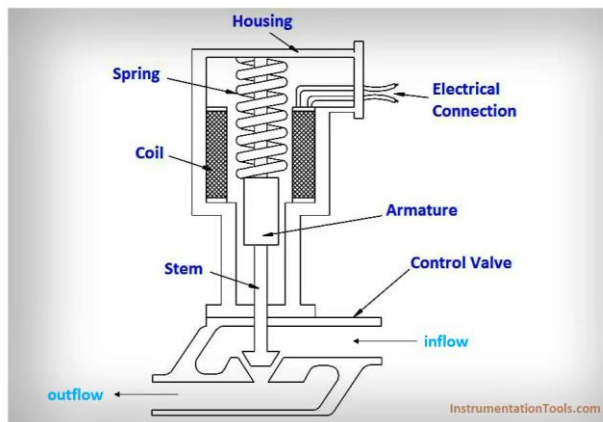
- **Ηλεκτροϋδραυλικοί ελεγκτές:** ενσωματώνουν ηλεκτρονικά και υδραυλικά συστήματα για τον έλεγχο των υδραυλικών βαλβίδων. Χρησιμοποιούν αισθητήρες και ηλεκτρονικές εντολές για τον έλεγχο της θέσης και της ροής του υδραυλικού υγρού.

- **Υδραυλικοί ρυθμιζόμενοι ελεγκτές με βαλβίδες πιλοτήσεως:** χρησιμοποιούν βαλβίδες πιλοτήσεως (μονοκατευθυντικής ροής) και μοχλούς (Σχήμα 4.5) για τον έλεγχο των υδραυλικών βαλβίδων. Οι βαλβίδες πιλοτήσεως χειρίζονται τη ροή του υδραυλικού υγρού που ελέγχει την κίνηση του πιστονιού του επενεργητή μονής δράσης.



Σχήμα 4.5 Υδραυλικός ελεγκτής με βαλβίδες πιλοτήσεως [16]

- **Ηλεκτρομαγνητικοί ελεγκτές (σωληνοειδείς):** χρησιμοποιούν ηλεκτρομαγνήτες (armature) (Σχήμα 4.6) για τον έλεγχο των υδραυλικών βαλβίδων μονής δράσης. Οι ηλεκτρομαγνήτες ελέγχουν τη θέση της βαλβίδας και επιτρέπουν ή αποκλείουν τη ροή του υδραυλικού υγρού ανοίγοντας και κλείνοντας την οπή εκφυγής ρευστού μέσω του στέμματος (stem) (Σχήμα 4.6).



Σχήμα 4.6 Λειτουργία και μηχανικά μέρη σωληνοειδούς βαλβίδας [17]

Οι μονής δράσης υδραυλικοί επενεργητές λειτουργούν με βάση τον νόμο του Νεύτωνα και τις αρχές της υδραυλικής μετάδοσης. Η κίνηση και η απόδοση του επενεργητή μπορούν να περιγραφούν από τις ακόλουθες μαθηματικές εξισώσεις:

Νόμος του Νεύτωνα: $\Sigma F = m * a$ (Εξ. 4.2.1)

Ο νόμος του Νεύτωνα συνδέει την εφαρμοζόμενη ολική δύναμη $\Sigma F [N]$ στον κύλινδρο, με τη μάζα του $m[kg]$ και την επιτάχυνση $a [m/s^2]$ του κυλίνδρου-πιστονιού.

Υδραυλική πίεση: $P = F / A$ (Εξ. 4.2.2)

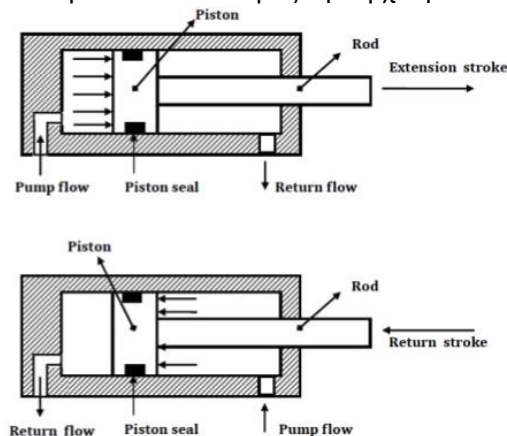
Η υδραυλική πίεση $P [Pa]$ υπολογίζεται ως ο λόγος της δύναμης $F [N]$, που ασκείται στον κύλινδρο και της επιφάνειας $A [m^2]$ της πλευράς εργασίας του κυλίνδρου. Όταν ο μηχανισμός συνδυάζεται με κάποιο

ελατήριο τότε εισάγεται η **δύναμη ελατηρίου**: $F_{ελ} = \kappa * \Delta l$ όπου $\kappa [\frac{N}{m}]$ η σταθερά ελατηρίου και $\Delta l [m]$ η επιμήκυνση του ελατηρίου. Τότε η συνισταμένη δύναμη του επενεργητή είναι της μορφής:

$\Sigma F = P * A - \kappa * \Delta l = m * a$ (Εξ. 4.2.3), όπου ο παράγοντας της πίεσης P ελέγχεται μέσω βαλβίδας με του τρόπους που προειπώθηκαν.

4.2 Υδραυλικοί επενεργητές διπλής δράσης

Οι υδραυλικοί επενεργητές διπλής δράσης είναι παρόμοιοι με τον επενεργητή μονής δράσης με κύρια διαφορά ότι επιτρέπουν δύο αντίθετες γραμμικές κινήσεις (Σχήμα 4.7). Αποτελούνται από έναν κύλινδρο-πιστόνι με δύο πλευρές εργασίας. Κάθε πλευρά του πιστονιού συνδέεται με διαφορετικές υδραυλικές γραμμές και βαλβίδες ελέγχου. Η πρώτη πλευρά του πιστονιού ονομάζεται "πλευρά εργασίας" (working side) και η δεύτερη πλευρά ονομάζεται "αντιπλευρά" (blind side). Όταν υδραυλική πίεση εφαρμόζεται στην πλευρά εργασίας του κυλίνδρου, δηλαδή σε μία εκ των δύο πλευρών, ο κύλινδρος κινείται προς την κατεύθυνση της δύναμης πίεσης. Ταυτόχρονα, η αντιπλευρά επιστρέφει υδραυλικό υγρό προς τον αντίστοιχο αποθηκευτήρα. Όταν η πίεση αλλάζει στις δύο πλευρές του κυλίνδρου, η φορά της δύναμης πίεσης αντιστρέφεται, με τον κύλινδρο να κινείται προς την αρχική του θέση.



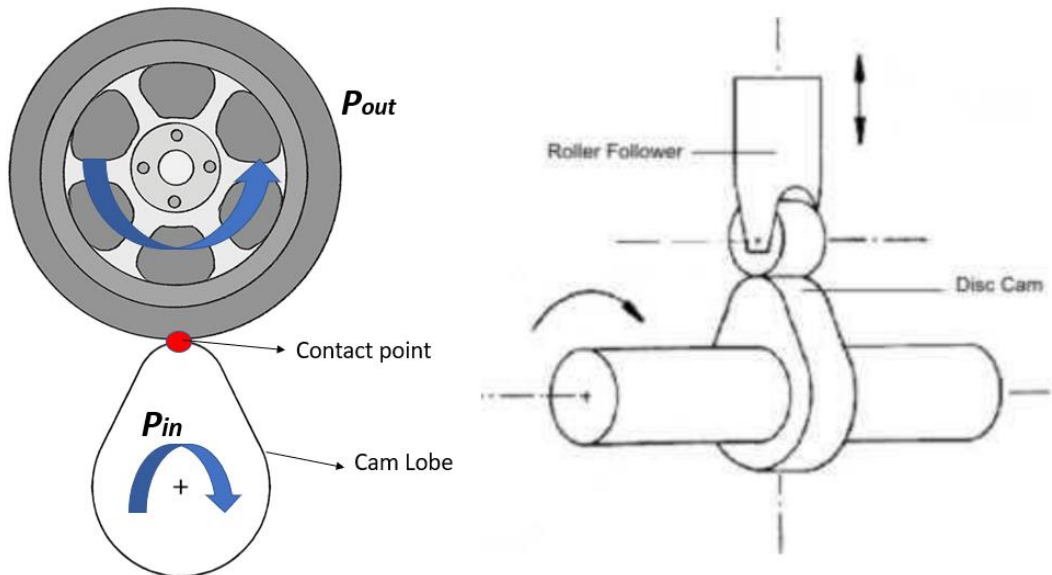
Σχήμα 4.7 Διπλή δράση υδραυλικού επενεργητή [14]

4.3 Επενεργητής τύπου κάμας

Ο επενεργητής τύπου κάμας, κοινώς εκκεντροφόρος (cam shaft), αποτελεί έναν σπουδαίο και αρχαίο μηχανισμό της μηχανολογίας των Αιγυπτίων και Ελλήνων. Στην παρούσα ανάλυση, θα εξετάσουμε τα μηχανικά μέρη και τις αρχές λειτουργίας του εκκεντροφόρου ως πρόσθετο λειτουργικό μέρος του σχεδιασμού ενός δοκιμαστήριου ανάρτησης. Εξετάζονται αναλυτικά τα μέρη αυτού του τύπου επενεργητή:

- Εκκεντροφόρος (cam shaft): ο εκκεντροφόρος φέρει ειδικά σχεδιασμένα λοβοειδή εξογκώματα (cam lobes) (Σχήμα 4.8), στο σχεδιασμό μας δισκοειδούς μορφής, που περιστρέφονται και αλληλεπιδρούν με τα υπόλοιπα μηχανικά μέρη του συστήματος. Συγκεκριμένα στην εφαρμογή του δοκιμαστήριου ανάρτησης, η δισκοειδής οδηγητική καμπύλη της κάμας (disk cam) αλληλεπιδρά με την επιφάνεια του ελαστικού και το ελαστικό ακολουθεί κίνηση όμοια με το επαπτόμενο στον λοβό κατώτερο σημείο του τροχού (contact point) (Σχήμα 4.8). Το συναρμολόγημα της ανάρτησης-τροχού έχει τον ρόλο του ακολούθου και κινείται κάθετα στον άξονα περιστροφής της κάμας (κνώδακα). Ωστόσο το προφίλ του λοβού είναι περιοριστικό στον σχεδιασμό του δοκιμαστήριου, εφόσον παραμένει το ίδιο για όλες τις δοκιμές. Συμπεραίνουμε

λοιπόν ότι θα έχουμε σταθερό πλάτος (A) ταλάντωσης και ίδια οδηγητική καμπύλη, άρα κυματομορφή μετατόπισης-χρόνου $x-t$ για τον ακόλουθο, εκτός αν παράξουμε ποικιλία σε κάμες, γεγονός που σημαίνει επιπλέον κόστος και μηχανικά μέρη για το δοκιμαστήριο.



Σχήμα 4.8 Εκκεντροφόρος σε συνεργασία με τροχό κατά την περιστροφή [18]

Οι επενεργητές τύπου κάμας συνήθως απαρτίζονται από τα παρακάτω μέρη:

- **Κινητήριος Μηχανισμός (Drive Mechanism):** Ο κινητήριος μηχανισμός χρησιμοποιείται για τη μεταφορά μηχανικής κινητήριας ισχύος από την πηγή κίνησης στον εκκεντροφόρο. Αυτό μπορεί να γίνει μέσω ενός ηλεκτρικού κινητήρα ή κινητήρα εσωτερικής καύσης.
- **Αισθητήρες (Sensors):** Οι αισθητήρες χρησιμοποιούνται για την παρακολούθηση και τον έλεγχο της κίνησης του εκκεντροφόρου. Μπορεί να περιλαμβάνουν αισθητήρες θέσης-γωνίας της κάμας, αισθητήρες γωνιακής ταχύτητας (στροφόμετρα) ή άλλους αισθητήρες που επιτρέπουν τον έλεγχο της κίνησης και την ανίχνευση πιθανών προβλημάτων.
- **Μονάδα ελέγχου (Control Unit):** ο έλεγχος και ο αυτοματισμός παίζουν καίριο ρόλο στον σχεδιασμό του δοκιμαστηρίου. Μέσω μίας μονάδας ελέγχου που λαμβάνει πληροφορίες από τους αισθητήρες, είναι δυνατή η παρακολούθηση και ο έλεγχος της κίνησης του εκκεντροφόρου, καθώς και η αλλαγή των στροφών του σύμφωνα με τις απαιτήσεις της δοκιμής κάθε φορά.

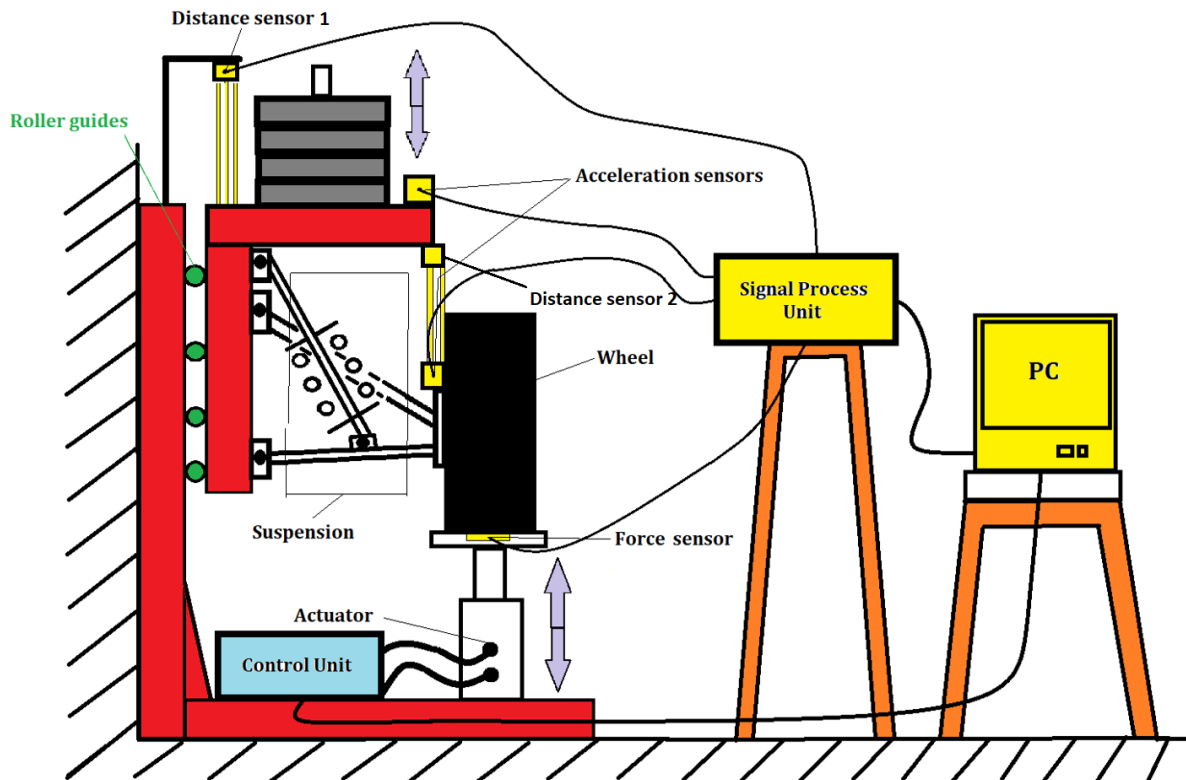
4.4 Επιλογή και θέση αισθητήρων

Στην προηγούμενη ενότητα αναλύθηκαν εκτενώς τα είδη επενεργητών που δύναται να χρησιμοποιηθούν στο σχεδιασμό του δοκιμαστηρίου. Επιλέχθηκε ο υδραυλικός επενεργητής διπλής δράσης, χάριν στο εύρος ελεγχόμενων χαρακτηριστικών των σημάτων εισόδου, που άλλωστε είναι το ζητούμενο του σχεδιασμού. Η ιδιότητα της διπλής δράσης του συγκεκριμένου επενεργητή προσφέρει πιο ρεαλιστικά δεδομένα για τη συμπεριφορά της ανάρτησης κατά τη δυναμική δοκιμή, εφόσον εξασφαλίζεται ότι ο επενεργητής δε θα αποτελέσει στοιχείο απόσβεσης των κραδασμών και δε θα αλλοιώσει την επαναφορά του τροχού προς το έδαφος. Το αντίθετο θα συνέβαινε με έναν υδραυλικό επενεργητή μονής δράσης, του οποίου η επαναφορά θα περατωνόταν με τη βοήθεια ενός

ελατηρίου και με την κάθετη δύναμη που θα δεχόταν από το ελαστικό, συντελώντας έτσι στον μηχανισμό ως στοιχείο-μέρος της ανάρτησης, γεγονός που δεν είναι επιθυμητό.

Οι αισθητήρες που επιλέχθηκαν για τη διάταξη του δοκιμαστηρίου (Σχήμα 4.9), είναι:

- Ένα αισθητήρας μέτρησης γραμμικής επιτάχυνσης στην αναρτώμενη μάζα, το οποίο προσκολλάται στη βάση των βαριδίων
- Ένα αισθητήρας μέτρησης γραμμικής επιτάχυνσης στην μη αναρτώμενη μάζα, το οποίο προσκολλάται στη βάση πλήμνης
- Ένα αισθητήρας μέτρησης δύναμης στην επιφάνεια επαφής του επενεργητή με το ελαστικό
- Δύο αισθητήρες μέτρησης μετατόπισης που μετρούν τη σχετική θέση της αναρτημένης και μη αναρτημένης μάζας ως προς το σημείο στήριξής τους



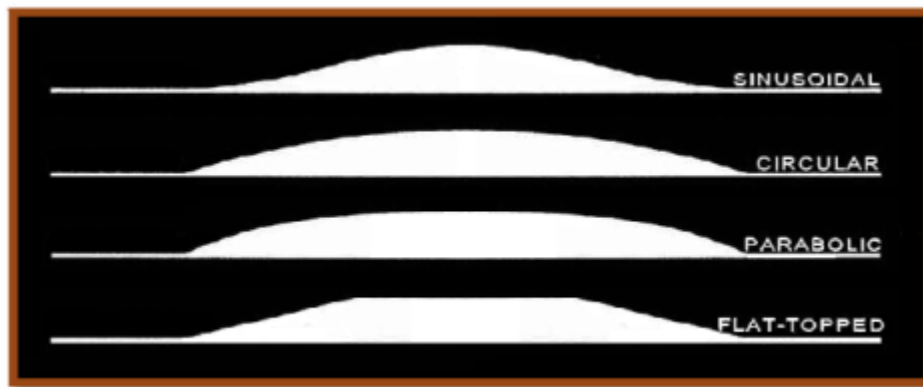
Σχήμα 4.9 Διάταξη δοκιμαστηρίου, επενεργητή και αισθητήρων

5. Μηχανική ανάλυση πειραματικής διάταξης

Για τη βελτίωση του αρχικού σχεδιασμού της πειραματικής διάταξης έγινε η προσομοίωση ενός πειράματος ελέγχου συστήματος ανάρτησης σε λογισμικό δυναμικής προσομοίωσης με τη χρήση λογισμικού πεπερασμένων στοιχείων, ώστε να προσδιοριστούν οι φορτίσεις που δέχεται η διάταξη.

5.1 Προσομοίωση πειράματος ελέγχου συστήματος ανάρτησης

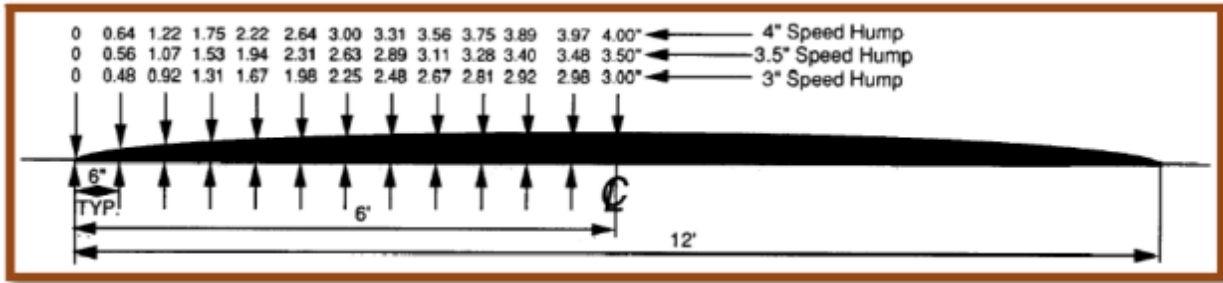
Για τη μελέτη του σχεδιασμού της πειραματικής διάταξης επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθεί ο έλεγχος του συστήματος ανάρτησης καθώς ο τροχός του οχήματος περνά επάνω από ένα εμπόδιο ταχύτητας. Τα εμπόδια ταχύτητας είναι διαδεδομένα στις χώρες της ΕΕ, στις ΗΠΑ και πολλές άλλες, με δημοφιλέστερο το προφίλ Watt που αναπτύχθηκε από το Ερευνητικό Εργαστήριο Μεταφορών και Οδοποιίας της Βρετανίας (Britain's Transport and Road Research Laboratory-TRRL) με ύψος 7,6 – 10,2 cm και μήκος διαδρομής 36,6 – 42,7 cm [19], με ταχύτητα διάβασης οχημάτων περίπου 24 km/h ή λιγότερο. Η ταχύτητα μεταξύ μιας σειράς εμποδίων ταχύτητας είναι περίπου 40 – 48 km/h, ανάλογα με το μέγεθος και το σχήμα τους. Συγκρίνοντας τα προφίλ όπως παρουσιάζονται στο Σχήμα 5.1, τα εμπόδια ταχύτητας τύπου “σκαμνιού” (flat-topped) είναι σχετικά πιο ομαλά από τα τύπου “προσκρούσεως” (parabolic, circular, sinusoidal), με αποτέλεσμα να προκαλούν λιγότερη αναστάτωση στον οδηγό και λιγότερες ζημιές στα οχήματα.



Σχήμα 5.1 Διάμετρες προφίλ εμπόδιου ταχύτητας [12]

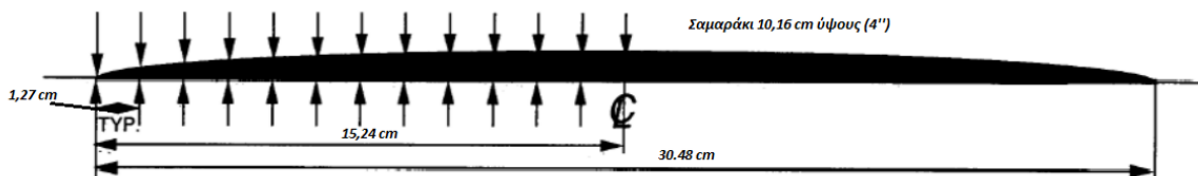
Τα προφίλ των εμποδίων μπορεί να είναι ημιτονοειδή (μια κυματοειδής καμπύλη), κυκλικά (ένα τμήμα κύκλου), παραβολικά (Σχήμα 5.2), ή επίπεδα στην κορυφή τους. Το ημιτονοειδές προφίλ παρέχει την πιο ομαλή αρχική αύξηση, προσφέροντας έτσι μια πιο άνετη οδήγηση στα περίπου 40 km/hr [20].

Ανεξαρτήτως του προφίλ, το συνιστώμενο ύψος του εμπόδιου θα πρέπει να είναι μικρότερο από 7,6 cm [21].



Σχήμα 5.2 Διαστάσεις του τυπικού παραβολικού εμποδίου ταχύτητας [12]

Στα πλαίσια της παρούσας ΔΕ επιλέχθηκε η μοντελοποίηση ενός εμποδίου ταχύτητας παραβολικής μορφής, καθώς το πρότυπο είναι διαθέσιμο και το προφίλ είναι μεταξύ των πιο αποτελεσματικών στον περιορισμό ταχύτητας. Με δεδομένο πως το όχημα δεν πρέπει να ξεπερνά τα 24 km/hr κατά τη διάβασή του από το εμπόδιο, επιλέχθηκε η ταχύτητα των 20 km/hr ως ταχύτητα διάβασης. Για συνολικό μήκος 12 in (0.3048 m) και ύψος 4 in (0.1016 m), προκύπτει το σκαρίφημα του Σχήματος 5.3 :



Σχήμα 5.3 Διαστάσεις του τυπικού παραβολικού εμποδίου ταχύτητας σε εκατοστά [12]

Ο μετασχηματισμός της γεωμετρίας του εμποδίου στο διάγραμμα μετατόπισης- χρόνου ($z-t$) του επενεργητή διπλής δράσης, για φαινομενική ταχύτητα οχήματος $20 \frac{\text{km}}{\text{hr}}$, άρα $u_s = 20 \frac{\text{km}}{\text{hr}} \rightarrow$

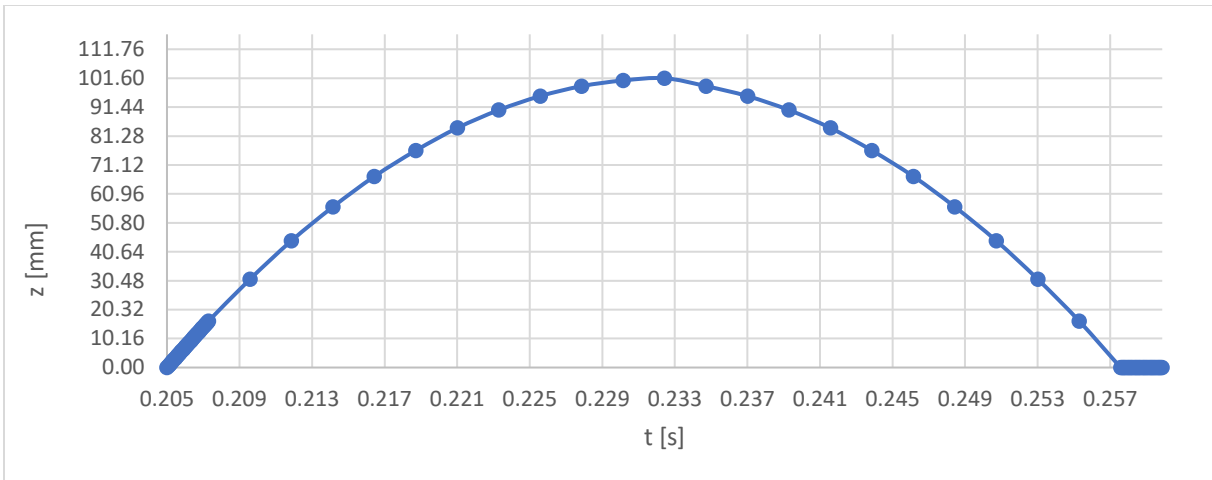
$u_s = 5.5556 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, γίνεται με τη βοήθεια της εξίσωσης (Εξ 5.1.1.): $u_s * t_d = TYP$, όπου :

- u_s : η σταθερή γραμμική ταχύτητα του οχήματος κατά τη διάβαση του εμποδίου
- t_d : ο χρόνος προσέλασης απόστασης ίσης με $TYP = 1.27 \text{ cm}$
- TYP : η απόσταση μεταξύ δύο διαδοχικών αυξήσεων του ύψους του εμποδίου

Με βάση την παραπάνω σχέση :

$$t_d = \frac{TYP}{u_s} = \frac{0.01270 \text{ m}}{5.55560 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0.0023 \text{ s} \rightarrow t_d = \mathbf{0.00230 \text{ s}}$$

Η καμπύλη του εμποδίου μετασχηματίζεται στην καμπύλη μετατόπισης- χρόνου ($z-t$) του επενεργητή διπλής δράσης ως :



Σχήμα 5.4 Καμπύλη μετατόπισης- χρόνου ($z(t) - t$) του επενεργητή διπλής δράσης

Η ανάλυση τελέστηκε σε τρία βήματα(steps) και το χρονικό βήμα(timestep) ορίστηκε καταλλήλως κάθε φορά. Ο συνολικός χρόνος προσομοίωσης ορίστηκε στα $T_{tot} = 2\text{ s}$, αρκετός ούτως ώστε να έχουμε:

- Διάστημα μέχρι τη διάβαση του εμποδίου $T1 \sim 0.10\text{ s}$ (στο διάστημα αυτό σταθεροποιείται σε κατάσταση ηρεμίας το σύστημα ανάρτησης επάνω στο έμβολο του επενεργητή)
- Μία διάβαση του «φαινομενικού» εμποδίου ταχύτητας, διάρκειας $T2 \sim 0.06\text{ s}$, σχεδόν δηλαδή ακαριαία
- Ικανοποιητική απόσβεση της ταλάντωσης μετά την διάβαση του εμποδίου για διάστημα $T3 \sim 1.75\text{ s}$

Η καμπύλη μετατόπισης- χρόνου ($z-t$) τώρα, θα πρέπει να μετασχηματιστεί σε καμπύλη ταχύτητας- χρόνου ($u(t)-t$). Φυσικά, αυτό θα γίνει εφικτό με την Εξ. 5.1.2 :

$$u_y = z'(t) = \frac{dz}{dt} \quad (\text{Εξ } 5.1.2)$$

Ο υπολογισμός της κάθετης ταχύτητας του τροχού προς το έδαφος, δηλαδή της παραγώγου της μετατόπισης $z'(t)$, έγινε με την αριθμητική μέθοδο της πίσω παραγωγίσης όπου το χρονικό βήμα ήταν σταθερό, αφού για τις πρώτες δύο τιμές, $i = 1$ & $i = 2$ εφαρμόστηκε η μέθοδος Newton-Raphson:

$$u_y(t) = z'(t) = \frac{z_{new} - z_{old}}{td} \quad (\text{Εξ } 5.1.3)$$

Για $i = 2$ και χρόνο $t_2 = 0.21143\text{ s}$ η (Εξ 5.1.3) γίνεται :

$$u_y(t_2) = z'(t_2) = \frac{z(t_2) - z(t_1)}{td} \rightarrow u_y(0.21143) = \frac{0.0163 - 0}{0.0023} \rightarrow u_y(0.21143) = 7.1304\text{ m/s}$$

Πλέον, είναι δυνατό να εφαρμόσουμε πίσω παραγωγή για τα τις υπόλοιπες τιμές ταχύτητας, όπου το χρονικό βήμα δεν μεταβάλλεται:

$$u_y(t_i) = \frac{(3 * z(t_i) - 4 * z(t_{i-1}) + z(t_{i-2}))}{2 * td}, i \geq 3 \text{ (Εξ 5.1.4)}$$

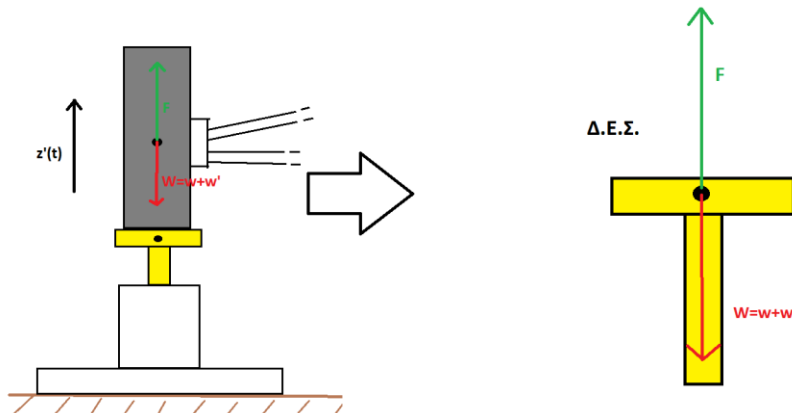
Από την εξίσωση 5.1.4 προκύπτουν οι τιμές της ταχύτητας για $i \geq 3 \rightarrow t \geq 0.21372 \text{ s}$:

t [s]	u [mm/s]	i
0.20914	7130	3
0.21143	6430	4
0.21372	5906	5
0.21600	5206	6
0.21829	4681	7
0.22057	3981	8
0.22286	3456	9
0.22515	2756	10
...

Πίνακας 5.1 Υπολογισμός ταχύτητας - χρόνου ($u(t) - t$) του επενεργητή για $t \geq 0.21372 \text{ s}$

Η δύναμη που ασκεί το έμβολο του επενεργητή στο ελαστικό του τροχού, όσο το ελαστικό και το έμβολο βρίσκονται σε επαφή, προκύπτει από το διάγραμμα ελεύθερου σώματος του εμβόλου και την Εξ. 5.1.2 ως:

$$\begin{aligned} \Sigma F &= M * z''(t) \rightarrow F - W = F - w - w' = F - (m + m') * g \rightarrow \\ &\rightarrow F = M * z''(t) + M * g \text{ (Εξ. 5.1.2)} \end{aligned}$$



Σχήμα 5.5 Διάγραμμα ελεύθερου σώματος εμβόλου

Το συνολικό βάρος $W [N]$ που δέχεται το πιστόνι είναι το άθροισμα των επιμέρους βαρών $w [kg], w' [kg]$ της αναρτημένης και μη αναρτημένης μάζας.

Οι δύο μάζες απαρτίζονται από το άθροισμα των επιμέρους εξαρτημάτων τους του Πίνακα 5.2:

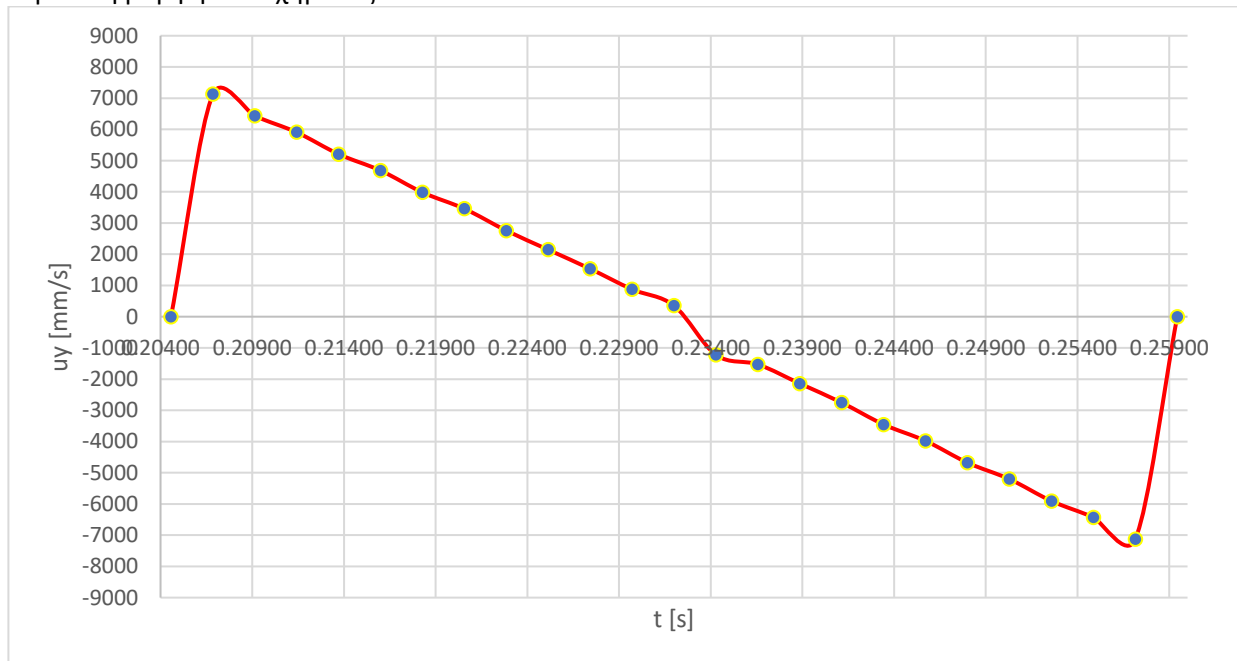
Περιγραφή εξαρτήματος	Μάζα [kg]	
$m_{\text{ελαστικού}}$	3.12	Μη αναρτώμενες μάζες
$m_{\text{ζάντας}}$	9.61	
$m_{\text{βάσης πλύμνης}}$	11.60	
$m_{\text{πλύμνης}}$	11.00	
$m_{\text{βαριδίων}}$	300.00	Αναρτώμενες μάζες
$m_{\text{κάτω ψαλιδιού}}$	4.90	
$m_{\text{άνω ψαλιδιού}}$	4.60	
$m_{\text{ανάρτησης}}$	8.00	
$m_{\text{βάσης στήριξης}}$	21.30	
$m_{\text{βάσης ψαλιδιού}}$	3.00	
$m_{\text{βάσης ανάρτησης}}$	0.40	
$m_{\text{βάσης βαριδίων}}$	12.20	
$m_{\text{βάσης ράγας}}$	2.20	

Πίνακας 5.2 Δεδομένα αναρτημένων και μη αναρτημένων μαζών

Από τον Πίνακα 5.2 : $m = 256.60 \text{ kg}$, $m' = 35.33 \text{ kg}$

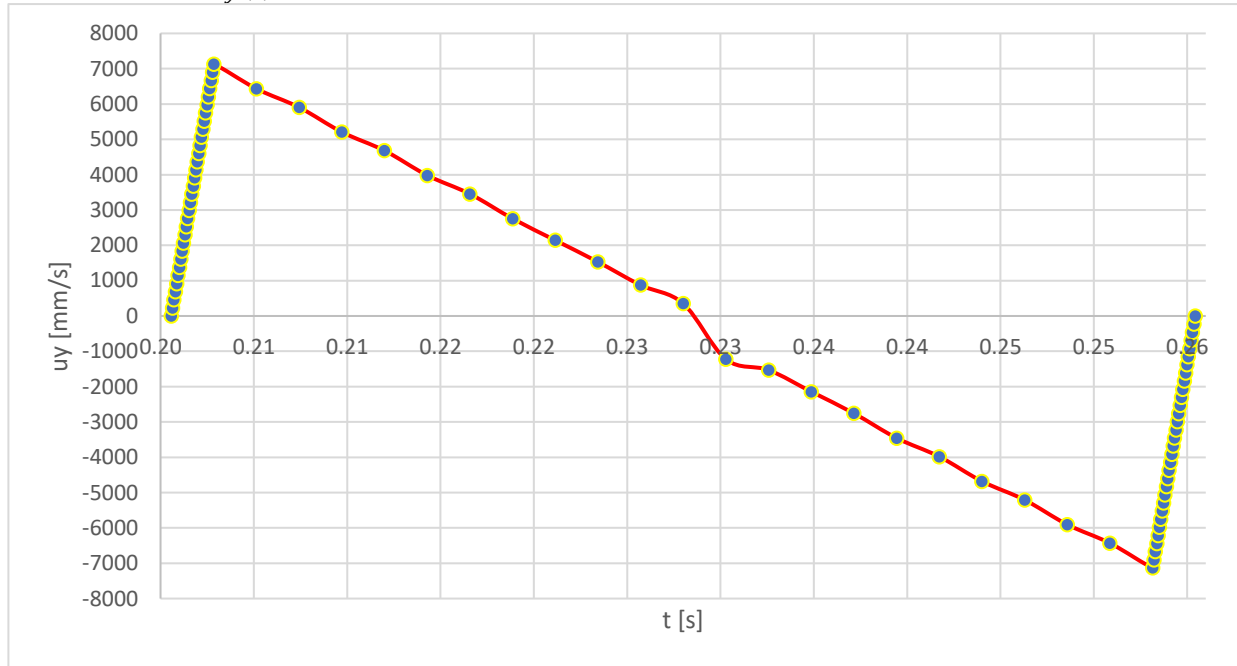
Επομένως: $M = m + m' = 256.6 + 35.33 \rightarrow M = 291.33 \text{ kg}$

Η Εξ. 5.1.2 γίνεται: $F(t) = 291.33 * z'(t) + 2857.94$, με συνθήκη την επαφή του εμβόλου του επενεργητή και του ελαστικού. Ωστόσο, στην μοντελοποίηση επιλέχθηκε να εισαχθεί η καμπύλη ταχύτητας-χρόνου του εμβόλου, εφόσον δεν είναι εξαρχής γνωστή η χρονική στιγμή όπου χάνεται η επαφή. Έχοντας υπολογίσει την ταχύτητα του εμβόλου (Πίνακα 5.1), η καμπύλη ταχύτητας-χρόνου παίρνει τη μορφή του Σχήματος 5.6:



Σχήμα 5.6 Καμπύλη ταχύτητας-χρόνου $u_y(t) - t$

Παρατηρείται πως στο διάστημα μεταξύ $t_0 = 0.204\text{ s} - t_2 = 0.209\text{ s}$ και $t_0 = 0.254\text{ s} - t_2 = 0.259\text{ s}$, η μεταβολή της δύναμης είναι ακαριαία και αυτό προκαλεί στο ΛΑΠΣ σφάλμα κατά τη σύγκλιση του επιλυτή (solver), καθώς το χρονικό βήμα αναγκάζεται να πάρει υπερβολικά μικρές τιμές για να προσεγγίσει την απότομη αύξηση της δύναμης. Προκειμένου να διευκολυνθεί η σύγκλιση, προστέθηκαν τριάντα (30) εμβόλιμα χρονικά σημεία μεταξύ των χρονικών αυτών με γραμμική παρεμβολή. Το σήμα εισόδου $u_y(t) - t$, με τα νέα εμβόλιμα σημεία παίρνει τη μορφή του Σχήματος 5.7:



Σχήμα 5.7 Καμπύλη ταχύτητας-χρόνου $u_y(t) - t$

Το σήμα εισόδου της ανάλυσης (input signal) παίρνει τη μορφή του Πίνακα 5.3:

Αριθμός βήματος	Χρόνος t [s]	Ταχύτητα εμβόλου u_y [mm/s]	Μέγιστο χρονικό βήμα td_{max} [s]
2	0.20229	0	0.0023
2	0.20457	0	0.0023
	0.20465	230	0.00007
	0.20472	460	0.00007
	0.20479	690	0.00007
	0.20487	920	0.00007

	0.20656	6210	0.00007
	0.20664	6440	0.00007
	0.20671	6670	0.00007
	0.20678	6900	0.00007
2	0.20686	7130	0.0023
2	0.20914	6430	0.0023
2	0.21143	5906	0.0023

2	0.21372	5206	0.0023
2	0.20686	7130	0.0023
2	0.20914	6430	0.0023
2	0.21143	5906	0.0023
2	0.21372	5206	0.0023
2	0.21600	4681	0.0023
2	0.21829	3981	0.0023
2	0.22057	3456	0.0023
2	0.22286	2756	0.0023
2	0.22515	2143	0.0023
2	0.22743	1531	0.0023
2	0.22972	875	0.0023
2	0.23200	350	0.0023
2	0.23429	-1225	0.0023
2	0.23658	-1531	0.0023
2	0.23886	-2143	0.0023
2	0.24115	-2756	0.0023
2	0.24343	-3456	0.0023
2	0.24572	-3981	0.0023
2	0.24801	-4681	0.0023
2	0.25029	-5206	0.0023
	0.25722	-6900	0.00007
	0.25730	-6670	0.00007
	0.25737	-6440	0.00007
	0.25744	-6210	0.00007
	0.25752	-5980	0.00007
	0.25759	-5750	0.00007
	0.25767	-5520	0.00007
	0.25774	-5290	0.00007

	0.25870	-2300	0.00007
	0.25877	-2070	0.00007
	0.25885	-1840	0.00007
	0.25892	-1610	0.00007
	0.25899	-1380	0.00007
	0.25907	-1150	0.00007
	0.25914	-920	0.00007
	0.25921	-690	0.00007
	0.25929	-460	0.00007
	0.25936	-230	0.00007
2	0.25944	0	0.0023

Πίνακας 5.3 Δεδομένα καμπύλης - χρόνου ($z(t) - t$) του επενεργητή διπλής δράσης

Τα δεδομένα του Πίνακα 5.3 με ελαφρώς πράσινο χρώμα αποτελούν τα εμβόλιμα σημεία της καμπύλης εισόδου. Για κάθε βήμα προκύπτει το μέγιστο χρονικό βήμα της ανάλυσης:

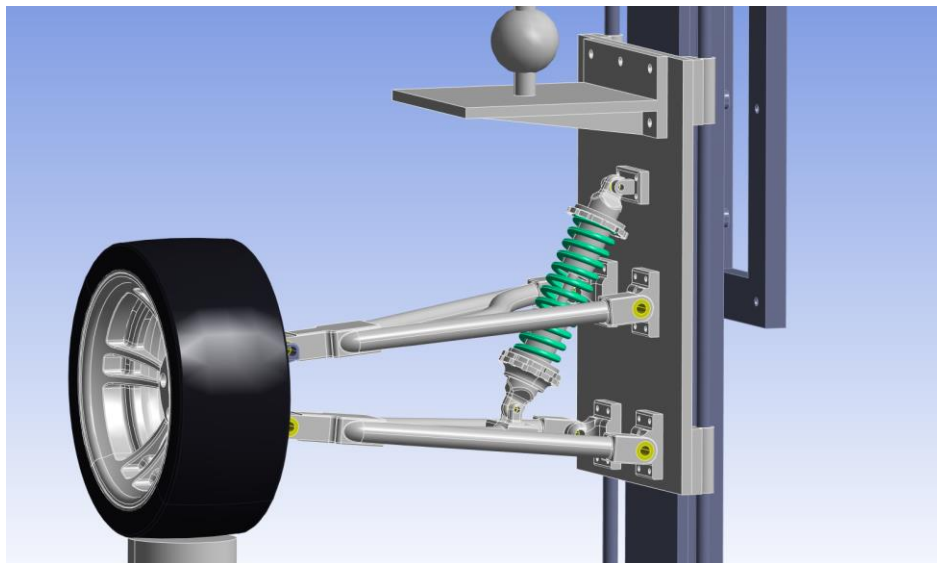
- $dt_{1,max} = 0.0023 - 0.0000 \rightarrow dt_{1,max} = \mathbf{0.00230\ s}$
- $dt_{2,max} = 0.5096 - 0.5095 \rightarrow dt_{2,max} = \mathbf{0.00007\ s}$
- $dt_{3,max} = 2.5009 - 2.4986 \rightarrow dt_{3,max} = \mathbf{0.00230\ s}$

Εισάγοντας στο ΛΑΠΣ τα παραπάνω βήματα και τα δεδομένα του Πίνακα 5.3, η Ανάλυση Απαραμόρφωτων Σωμάτων (ΑΑΣ-Rigid Bodies Analysis) είναι σχεδόν πλήρως παραμετροποιημένη. Στις επόμενες ενότητες θα υπολογισθεί το ελατήριο και ο αποσβεστήρας της ανάρτησης και θα παραμετροποιηθεί το τέταρτο μάζα του οχήματος.

5.2 Μοντελοποίηση ελατηρίου και αποσβεστήρα στο ΛΑΠΣ

Σε προηγούμενο κεφάλαιο μελετήθηκαν οι διάφοροι τύποι ελατηρίων στο σύστημα της ανάρτησης. Επιλέχθηκε ο απλούστερος τύπος ελατηρίου, το σπειροειδές γραμμικό. Η ακαμψία των σπειροειδών γραμμικών ελατηρίων μπορεί να υπολογιστεί από την παρακάτω σχέση του Παραρτήματος II:

$$k = \frac{G * d^4}{8 * D^3 * n} \quad (\text{Εξ. 5.2.1})$$



Σχήμα 5.8 Σπειροειδές γραμμικό ελατήριο

Στην περίπτωση του σχεδιασμού, για ελατήριο κατασκευασμένο από ASTM A 228, τα γεωμετρικά δεδομένα και χαρακτηριστικά υλικού, από το τρισδιάστατο μοντέλο (Σχήμα 5.8) του ελατηρίου είναι:

- $d = 9.34\ mm \rightarrow d = 0.00934\ m$
- $G = 81\ GPa \rightarrow G = 81 * 10^9\ Pa$
- $n = 12$
- $D = 63.5\ mm \rightarrow D = 0.0635\ m$

Η Εξ. 5.2.1 λύνεται ως:

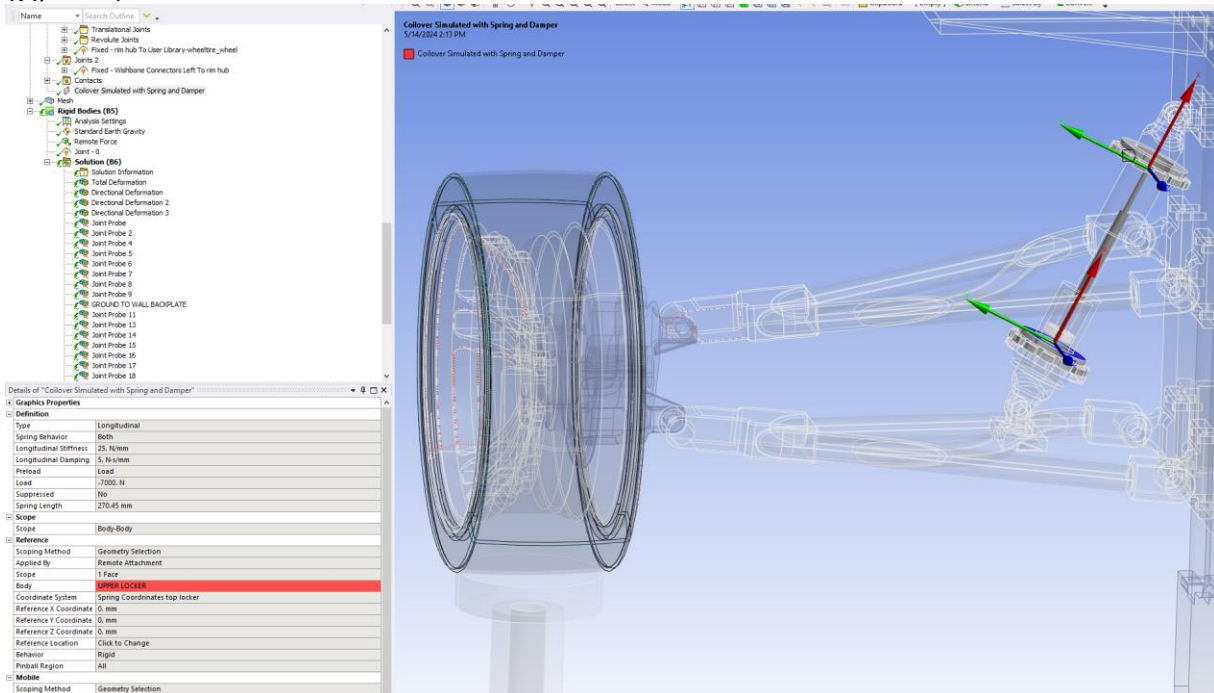
$$k_{ελ} = \frac{81 * 10^9 Pa * (0.0127m)^4}{8 * (0.0635m)^3 * 12} \rightarrow k_{ελ} = 25,000.00 \frac{N}{m}$$

Για άνετη συνθήκη οδήγησης, ο συντελεστής απόσβεσης $Cr = 20\% = 0.20 s^{-1}$ και η απόσβεση από την Εξ. 5.2.1 :

$$C = Cr * k \text{ (Εξ.5.2.1)} \rightarrow C = 0.20 s^{-1} * 25,000.00 \frac{N}{m} \rightarrow C = 5,000.00 \frac{N/m}{s}$$

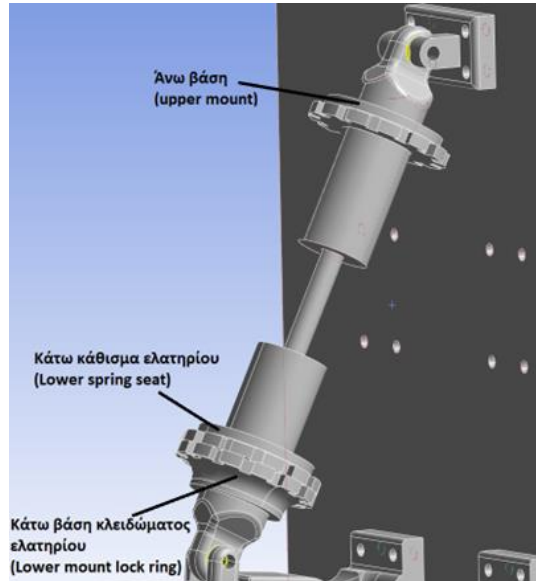
Επομένως, πρόκειται για ένα τυπικό ελατήριο, καθώς οι μέσες τιμές για ακαμψίας για αναρτήσεις δρόμου αναμένονται στα $25,000.00 \frac{N}{m}$. Θεωρώντας πως το αμορτισέρ δεν εγκαθίσταται στο δοκιμαστήριο στο ελεύθερό του μήκος αλλά προσυμπιέζεται, για την ανάλυση ορίστηκε προφόρτιση ελατηρίου. Η τιμή της προέντασης κάθε φορά υπολογίστηκε με προσομοίωση στο ΛΑΠΣ παρουσία βαρύτητας και χωρίς σήμα εισόδου στον επενεργητή, όπου βρέθηκε η τιμή της δύναμης συμπίεσης του ελατηρίου όταν η αναρτώμενη μάζα ισορροπεί. Η δύναμη αυτή ορίστηκε αργότερα ως προένταση στη Στατική Ανάλυση Παραμορφώσιμων Σωμάτων-ΣΑΠΣ(Static Structural Analysis)

Η μοντελοποίηση του ελατηρίου, υλοποιήθηκε στο Ansys με την εισαγωγή σύνδεσης(connection) τύπου διαμήκους ελατηρίου(longitudinal spring) ακαμψίας $k = 25.00 \frac{N}{mm}$ και απόσβεσης $C = 5.00 \frac{N}{mm*s}$ (Σχήμα 5.9):



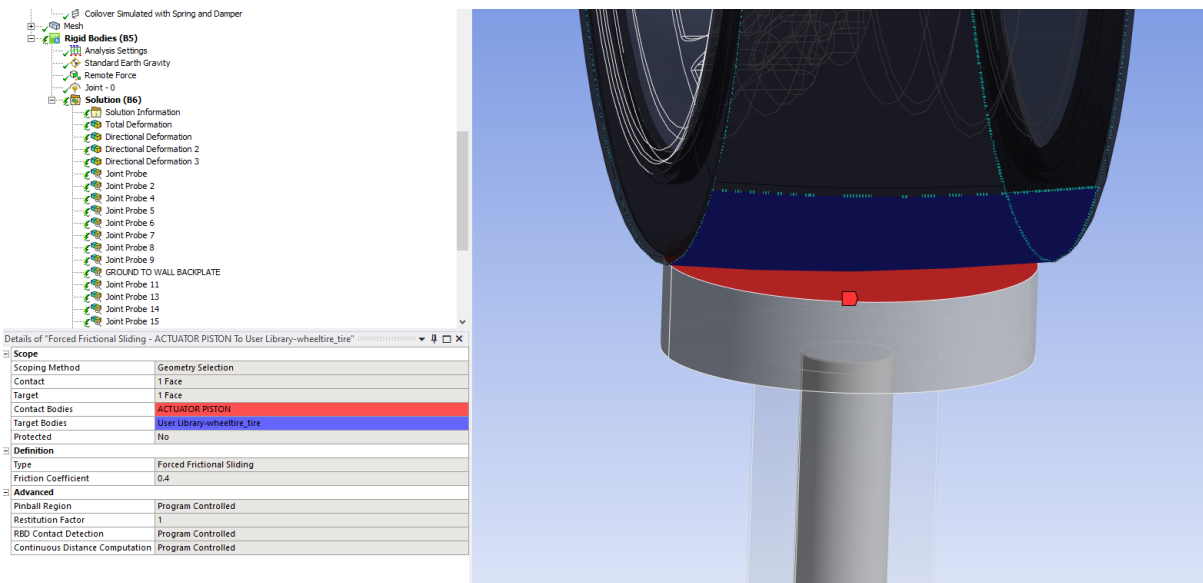
Σχήμα 5.9 Διάμηκες γραμμικό ελατήριο και αποσβεστήρας στο Ansys 2023 R2V

Και στις δύο περιπτώσεις, για το ελατήριο όπως και για τον αποσβεστήρα, θεωρήθηκε πως τα άκρα τους εφάπτονται στην επιφάνεια της άνω βάσης (upper mount) (Σχήμα 5.10) και του κάτω καθίσματος του ελατηρίου (lower spring seat).



Σχήμα 5.10 Λειτουργικά μέρη αμορτισέρ (coilover) σε επαφή με το ελατήριο και τον αποσβεστήρα

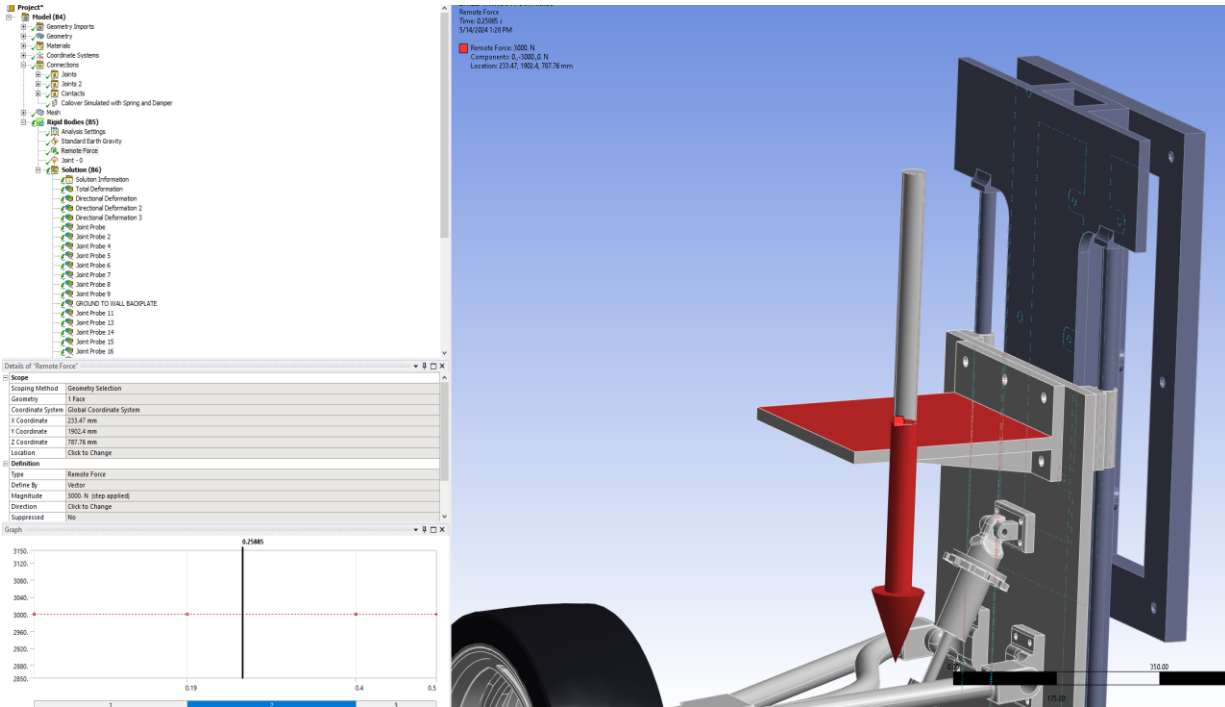
Έγινε η υπόθεση πως το ελαστικό είναι «σκληρό» και πως δε συμβάλει σχεδόν καθόλου στην απόκριση της ανάρτησης. Στην επαφή του τροχού με την επιφάνεια του εμβόλου του επενεργητή, ορίστηκε τύπος επαφής με τριβή (Forced Frictional Sliding) (Σχήμα 5.11).



Σχήμα 5.11 Επαφή τροχού- επιφάνειας εμβόλου, τύπου επαφής με τριβή (Forced Frictional Sliding)

5.3 Μοντελοποίηση μάζας τετάρτου οχήματος στο ΛΑΠΣ

Για τις ανάγκες της ανάλυσης και για εξοικονόμηση μνήμης, το ένα τέταρτο της μάζας του οχήματος αναπαραστάθηκε με απομακρυσμένη δύναμη εφαρμοσμένη σε κατανομή στην επιφάνεια της βάσης βαριδίων. Το μέτρο της δύναμης αυτής αναλογεί σε δύναμη που ασκεί η μάζα βαριδίων ($m_{\beta α ρ ι δ ι ω ν}$) και είναι ίση με $F_W = m_{\beta α ρ ι δ ι ω ν} * g$. Η κατανομή εφαρμόζεται όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.12 .

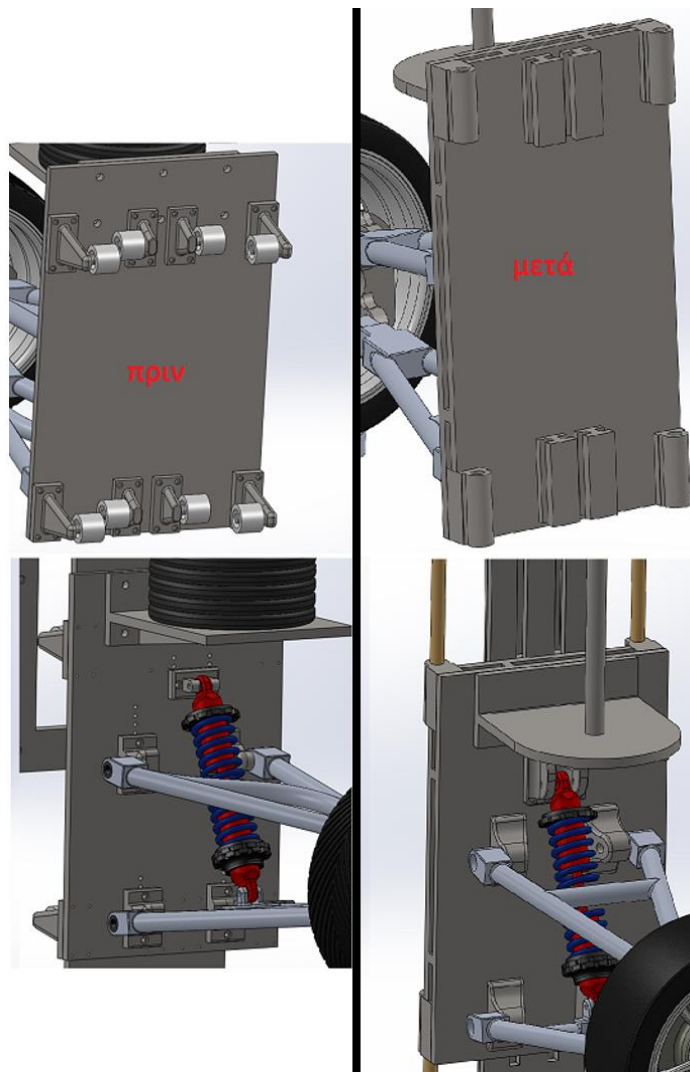


Σχήμα 5.12 Μοντελοποίηση τετάρτου μάζας οχήματος με κατανομή δύναμης

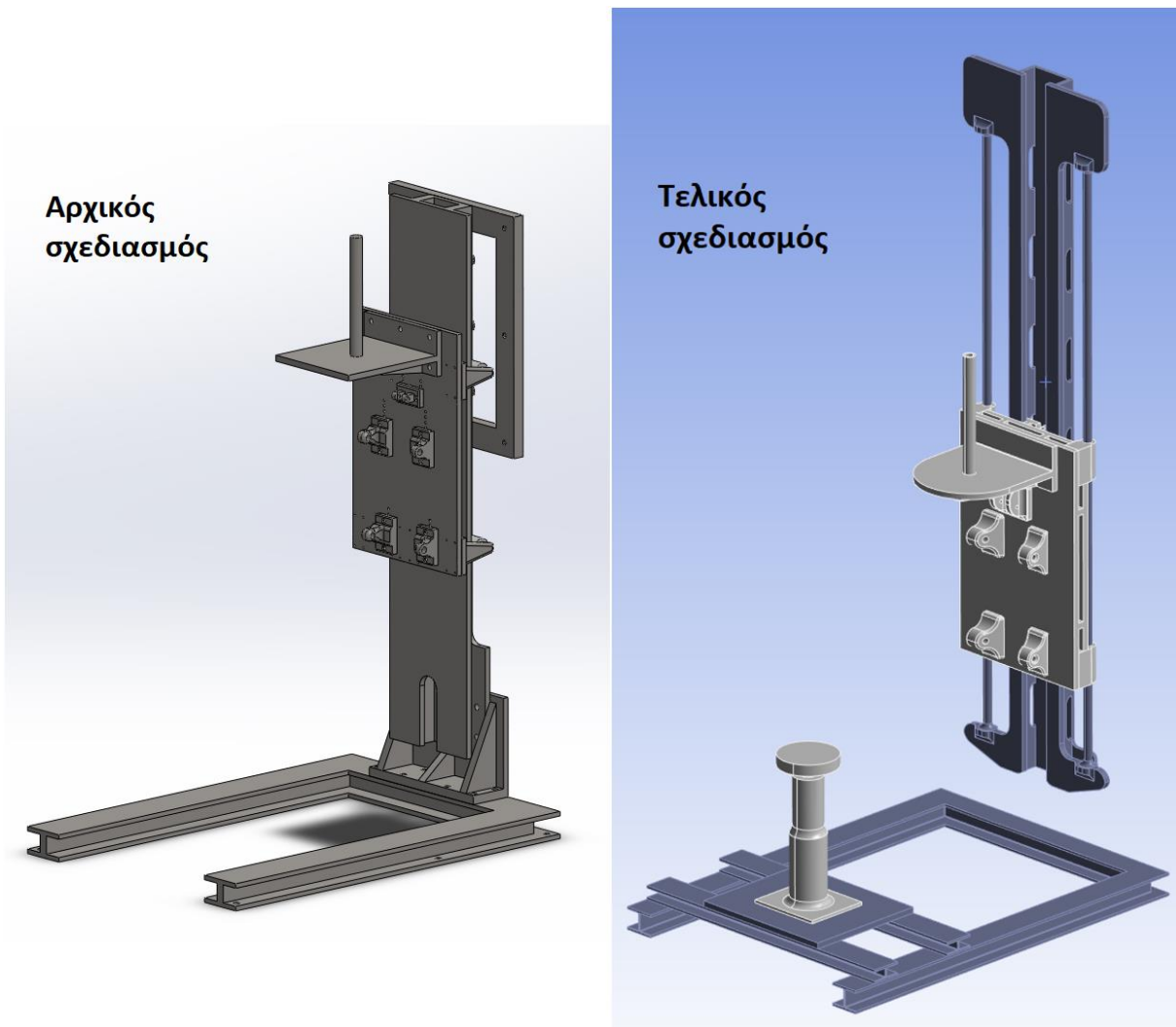
6 Αποτελέσματα μηχανικής ανάλυσης και τελικός σχεδιασμός

Στο κεφάλαιο αυτό θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα των αναλύσεων μηχανικής αντοχής, θα επανασχεδιαστούν εξαρτήματα της διάταξης και θα αιτιολογηθούν οι επιλογές σχεδιασμού. Με στόχο τη βελτίωση της κατασκευής ως προς την στατική αντοχή, την αντοχή σε κόπωση, το κόστος υλικών και την λιτότητα των συνδέσεων μεταξύ εξαρτημάτων, θα ακολουθήσουν επανασχεδιαστικά στάδια, βάσει των οποίων θα προκύψει το τελικό μοντέλο της πειραματικής διάταξης.

Σε προηγούμενο κεφάλαιο παρουσιάστηκε ο αρχικός σχεδιασμός του δοκιμαστηρίου. Η σύνδεση της κύριας πλάκας στήριξης με τη ράγα μέσω τροχίσκων, αποδείχθηκε ως μία μη αποδεκτή λύση, καθώς η διάταξη σε αυτήν την περίπτωση δεν είναι ικανή να παραλάβει αποτελεσματικά πλευρικές δυνάμεις. Τελικά, έπειτα από επανασχεδιαστικά στάδια, η τελική διάταξη θα συνδέεται με τη ράγα μέσω ολισθητήρων οι οποίοι θα επιτρέπουν μόνο έναν βαθμό ελευθερίας, την κίνηση στον κατακόρυφο άξονα (Σχήμα 6.1 και 6.2)

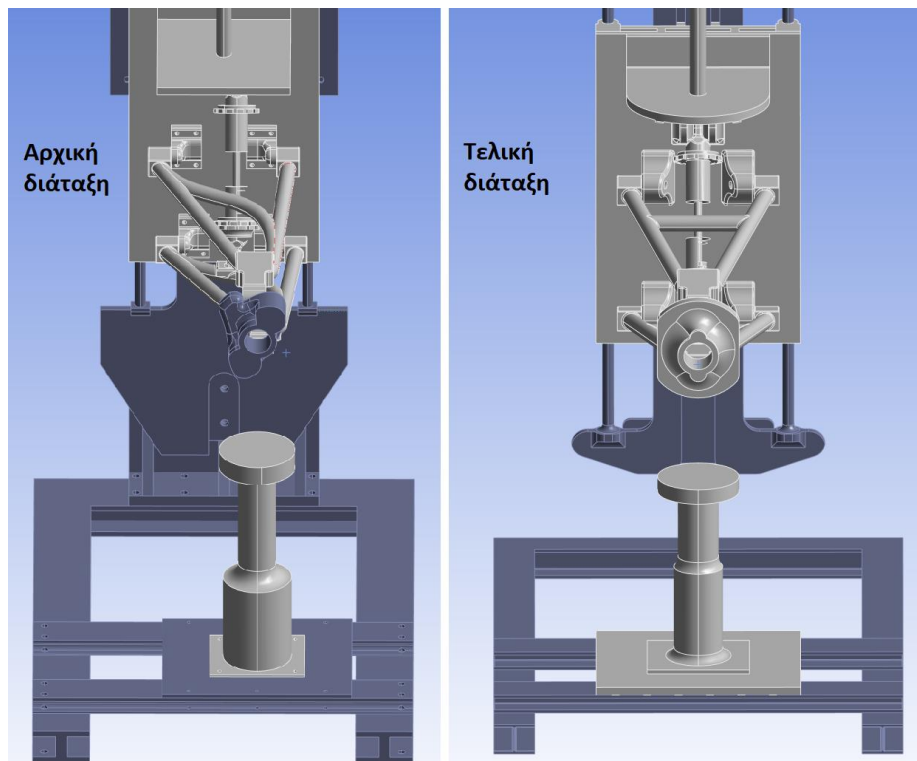


Σχήμα 6.1 Αρχικός και τελικός σχεδιασμός ράγας



Σχήμα 6.2 Αρχικός και τελικός σχεδιασμός πειραματικής διάταξης

Η τελική διάταξη είναι πλήρως συμμετρική ως προς τον άξονα εφαρμογής της δύναμης από τον επενεργητή. Αυτή η επιλογή στοχεύει στην ομοιόμορφη κατανομή των δυνάμεων που δημιουργούνται από το εξωτερικό σήμα εισόδου στην πειραματική διάταξη, την αποφυγή δημιουργίας υπέρμετρων δυνάμεων, πλευρικών μετατοπίσεων και στρέψης (Σχήμα 6.3). Στον αρχικό σχεδιασμό δεν συμπεριλήφθηκε το συναρμολόγημα του επενεργητή, εφόσον η επιλογή του τύπου αυτού και της στήριξής του έγινε αργότερα.



Σχήμα 6.3 Τελική διάταξη με πλήρη συμμετρία

6.1 Πρώτο στάδιο επανασχεδιασμού

Όπως αναλύθηκε στη Μεθοδολογία σχεδιασμού, για το μοντέλο θα πρέπει σε κάθε σχεδιαστικό κύκλο:

- Οι συντελεστές ασφαλείας που προκύπτουν να είναι μεγαλύτεροι του ελάχιστου ορίου (το ελάχιστο όριο έχει οριστεί για τον σχεδιασμό και είναι ίσο με πέντε)
- Η ολική παραμόρφωση να βρίσκεται εντός των επιτρεπτών ορίων του σχεδιασμού
- Η διάταξη να πληρεί όλα τα γεωμετρικά κριτήρια για αποτελεσματική και απρόσκοπτη λειτουργία

Η Ανάλυση Απαραμόρφωτων Σωμάτων (ΑΑΣ – Rigid Bodies Analysis), εκτελείται στην εφαρμογή/λογισμικό Mechanical χρησιμοποιώντας τον επιλυτή Ansys Rigid Dynamics. Αυτός ο τύπος ανάλυσης χρησιμοποιείται για τον προσδιορισμό της δυναμικής απόκρισης ενός συγκροτήματος άκαμπτων σωμάτων που συνδέονται με αρμούς και ελατήρια. Αυτός ο τύπος βρίσκει συχνή εφαρμογή στην μελέτη της κινηματικής βραχιόνων ρομπότ ή συστημάτων στροφαλοφόρου άξονα για παράδειγμα. Κάποια στοιχεία της μεθόδου:

- Οι είσοδοι και οι έξοδοι είναι δυνάμεις άρθρωσης (joint forces), ροπές, μετατοπίσεις, ταχύτητες και επιταχύνσεις.
- Σε άκαμπτα μέρη, δεν παράγονται τάσεις και καταπονήσεις, παρά μόνο δυνάμεις, ροπές, μετατοπίσεις, ταχύτητες και επιταχύνσεις.
- Ο λύτης έχει τη δυνατότητά ρύθμισης ώστε να προσαρμόζει αυτόματα το χρονικό βήμα. Η χειροκίνητη ρύθμιση βήματος είναι συχνά αναποτελεσματική και επιφέρει αυξημένους χρόνους επίλυσης.

Στην ΑΑΣ χρησιμοποιείται η Θεωρία Δυναμικής Πολλαπλών Σωμάτων [22], η οποία μελετά την κίνηση συγκροτημάτων σωμάτων, άκαμπτων ή εύκαμπτων, που υφίστανται μεγάλη μετατόπιση στον τρισδιάστατο χώρο. Η ελεύθερη κίνηση των σωμάτων περιορίζεται από τις αρθρώσεις. Κάθε άρθρωση συνδέει δύο σώματα σε δύο σημεία. Αυτές οι αρθρώσεις είναι εξιδανικεύσεις της επαφής μεταξύ των δύο σωμάτων. Οι αρθρώσεις χαρακτηρίζονται από τον τύπο κίνησης που επιτρέπουν, μεταξύ των δύο σωμάτων που συνδέουν. Για παράδειγμα, μια περιστροφική άρθρωση (revolute joint) επιτρέπει μια σχετική περιστροφή μεταξύ δύο σωμάτων, περιορίζει και τις τρεις σχετικές μετατοπίσεις και εμποδίζει τις άλλες δύο σχετικές περιστροφές.

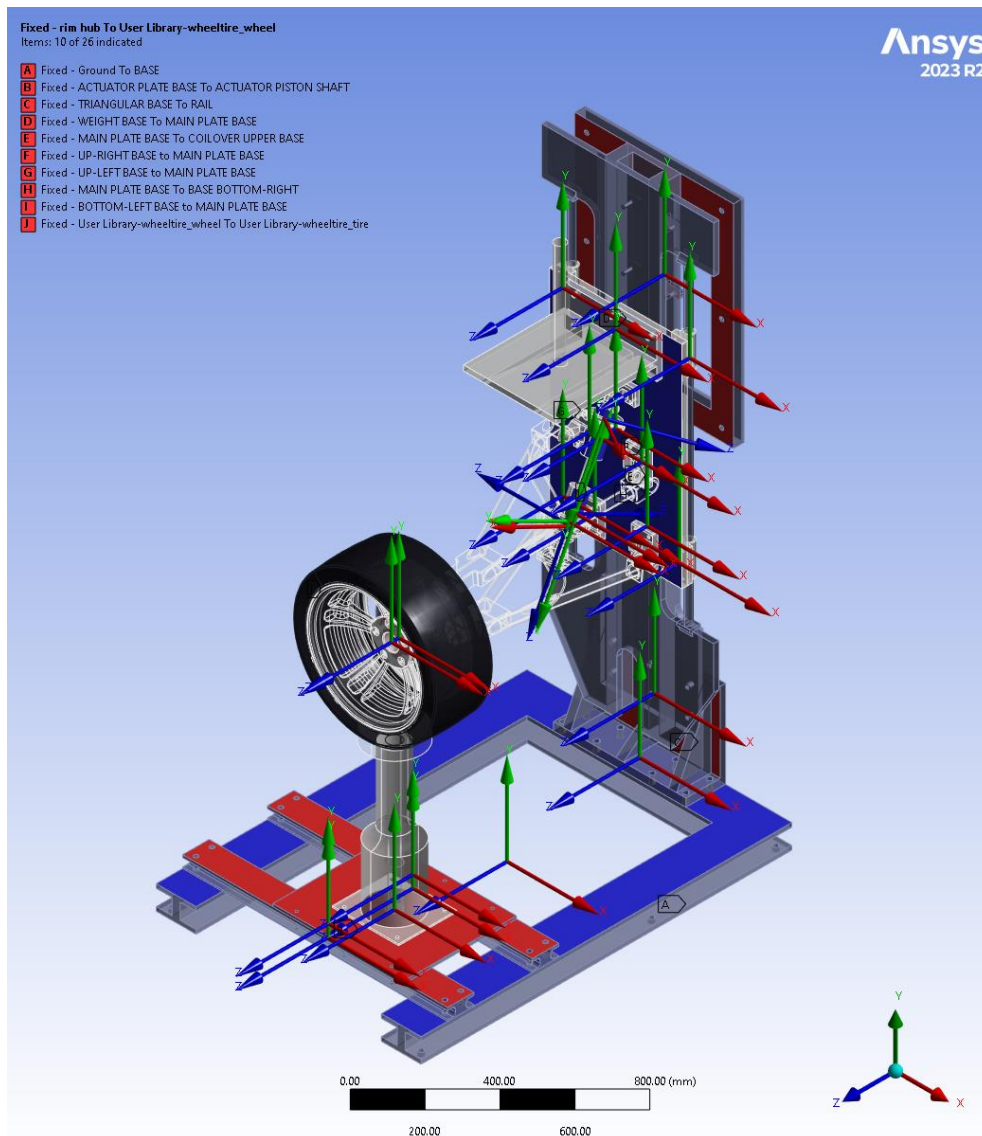
Οι κύριοι άγνωστοι μιας λύσης δυναμικού προβλήματος πολλαπλών σωμάτων, είναι η μετατόπιση και η περιστροφή του κάθε σώματος και η σχετική κίνηση στις ίδιες τις αρθρώσεις των συνδέσεών τους. Τα μεγέθη εξόδου (output quantities) στα άκαμπτα σώματα, είναι οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στις αρθρώσεις και ρέουν μέσα από τα άκαμπτα σώματα, σε αντίθεση με μια δομική ανάλυση όπου τα μεγέθη εξόδου είναι παραμορφώσεις ή τάσεις. Τα εύκαμπτα σώματα μπορούν να συμπεριληφθούν σε μια ανάλυση πολλαπλών σωμάτων.

Αυτά τα εύκαμπτα σώματα θα έχουν τόσο αρθρικές δυνάμεις όσο και αποτελέσματα καταπόνησης και τάσεων.

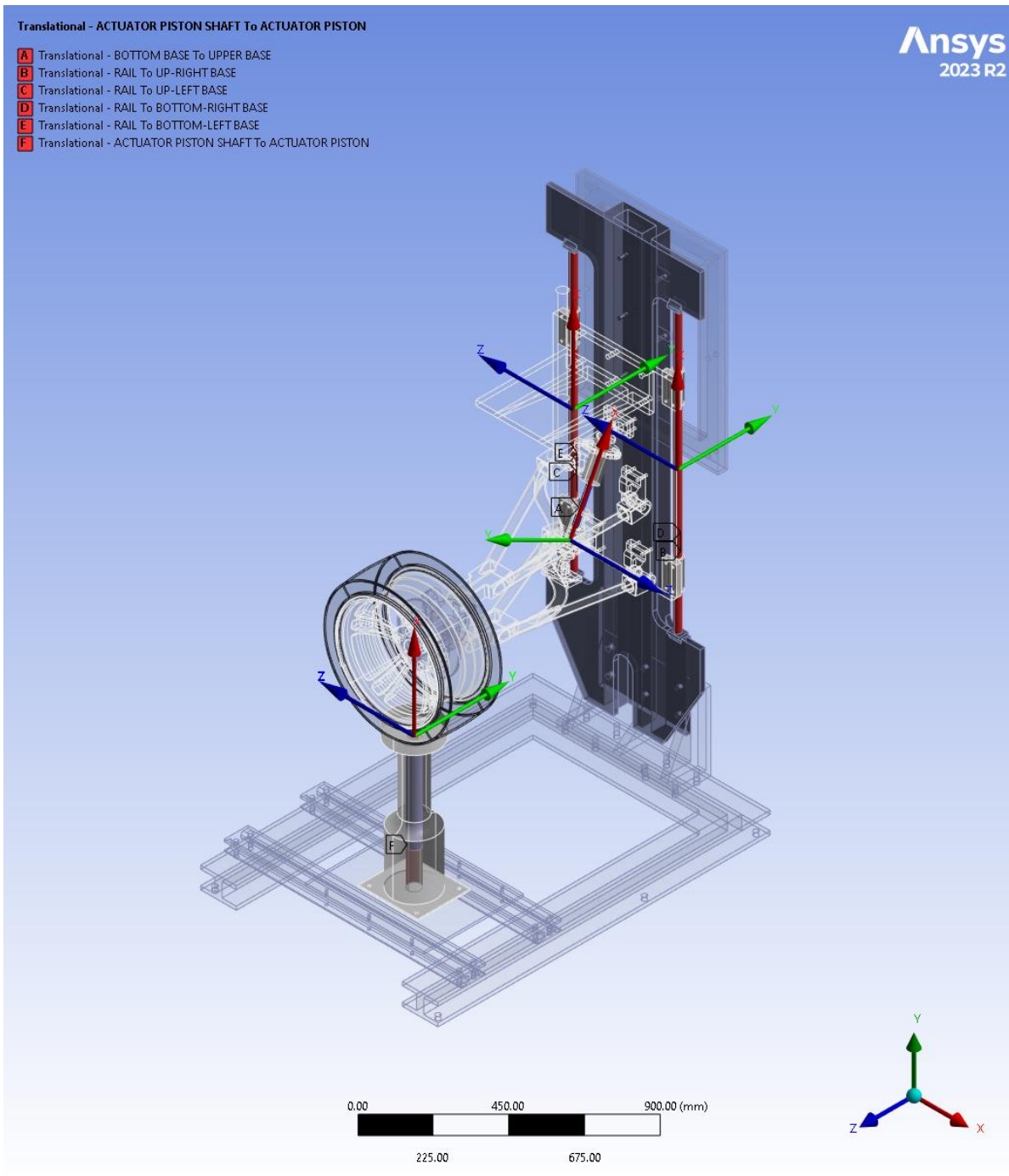
Τα βήματα προετοιμασίας της ΑΑΣ είναι:

1. Η δημιουργία Συστήματος Ανάλυσης (Analysis System)
2. Ο προσδιορισμός Μηχανολογικών Δεδομένων (Engineering Data), όπως τα υλικά των εξαρτημάτων.
3. Η επισύναψη Γεωμετρίας (Geometry), συνήθως σε έναν τύπο αρχείου .igs που εξάγεται από προγράμματα τρισδιάστατης σχεδίασης όπως το Solidworks.
4. Ο προσδιορισμός συμπεριφοράς εξαρτήματος, ως άκαμπτο ή εύκαμπτο (rigid or flexible)
5. Ο προσδιορισμός συνδέσεων. Επιτράπηκαν οι αρθρώσεις, τα ελατήρια και οι επαφές (joints, spring and contacts). Οι αρθρώσεις που χρησιμοποιήθηκαν ήταν σταθερές (fixed) (Σχήμα 6.4), μεταφραστικές (translational) (Σχήμα 6.5) και περιστροφικές (revolute) (Σχήμα 6.6). Το ελατήριο ήταν διάμηκες (longitudinal) και οι επαφές (Σχήμα 6.7) χωρίς τριβή (frictionless) και εξαναγκασμένης ολίσθησης με τριβή (forced frictional sliding).
6. Εφαρμογή Ρυθμίσεων Πλεγματοποίησης και παραγωγή πλέγματος (Apply Mesh Controls, Preview Mesh)
7. Καθορισμός Ρυθμίσεων Ανάλυσης (Analysis Settings). Χρησιμοποιήθηκαν πολλαπλά βήματα (Multiple Steps), με τρεις διαφορετικές παραμετροποιήσεις βήματος με ρητό σχήμα ολοκλήρωσης χρόνου (explicit time integration). Σε κάθε ανάλυση ρυθμίστηκε το αρχικό χρονικό βήμα (Initial Time Step), το ελάχιστο χρονικό βήμα (Minimum Time Step), και το μέγιστο χρονικό βήμα (Maximum Time Step). Το μέγιστο χρονικό βήμα καθορίστηκε από το ελάχιστο βήμα της καμπύλης εισόδου, όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο 5.1.
8. Στοιχεία ελέγχου επίλυσης (Solver Output Controls). Για αυτόν τον τύπο ανάλυσης, σας δίνεται η ο αλγόριθμος ολοκλήρωσης χρόνου (Program Controlled, Runge-Kutta order 4, Implicit Generalized- α , Stabilized Γενικευμένο- α , MJ Time Stepping). Η επιλογή αφέθηκε στη ρύθμιση Program Controlled για όλες τις αναλύσεις, καθώς η επιλογή αυτή παρέχει την κατάλληλη ακρίβεια για τις περισσότερες εφαρμογές.
9. Τα μη γραμμικά στοιχεία ελέγχου (Nonlinear Controls). Αυτά επιτρέπουν την τροποποίηση των κριτηρίων σύγκλισης και άλλα εξειδικευμένα στοιχεία ελέγχου λύσεων. Συνήθως δεν χρειάζεται να ρυθμιστούν οι προεπιλεγμένες τιμές, για αυτό η ρύθμιση δεν άλλαξε.

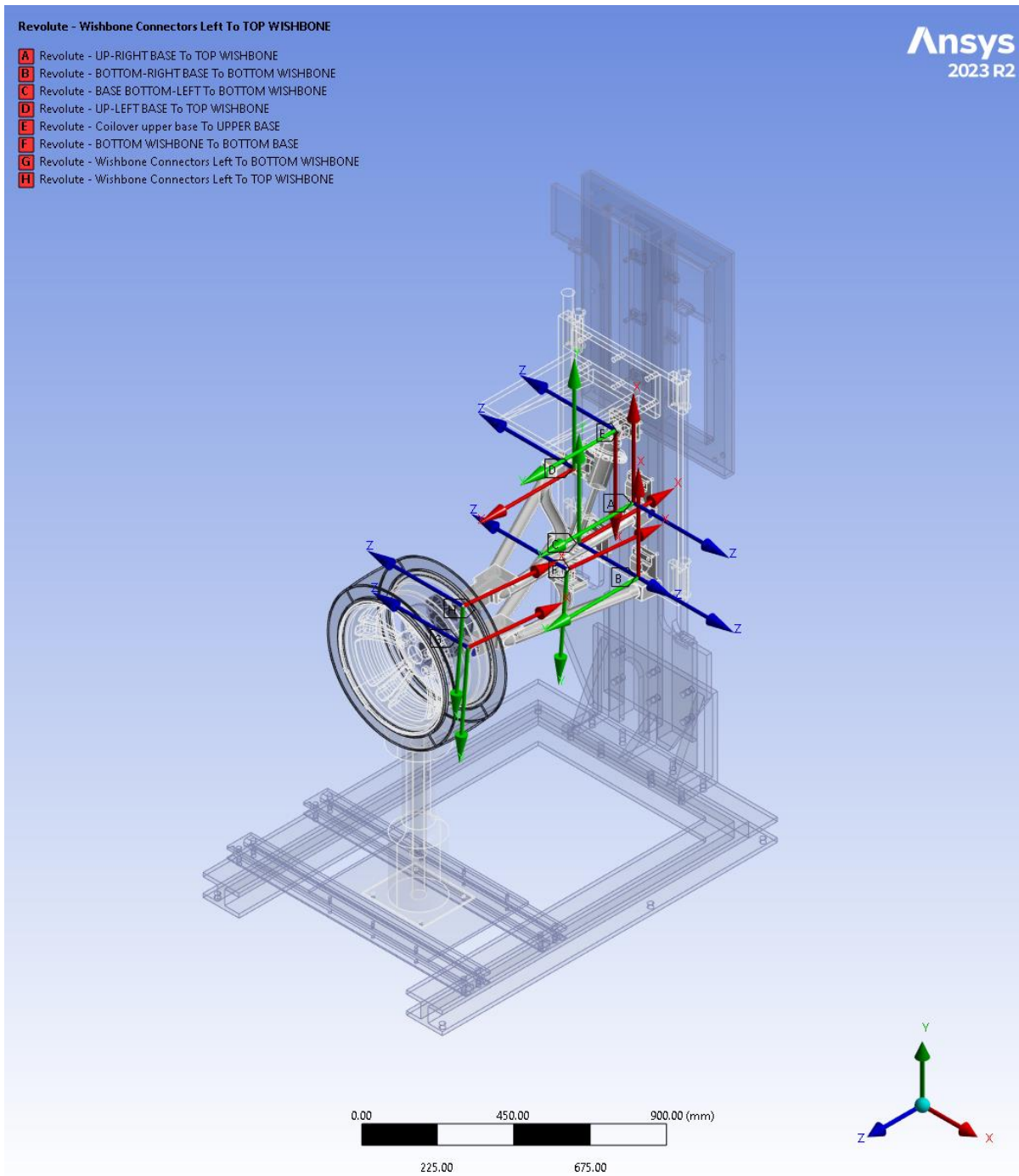
10. Καθορισμός Αρχικών Συνθηκών (Initial Condition). Σε αυτό το σημείο εισήχθη η καμπύλη εισόδου ταχύτητας – χρόνου του επενεργητή ως φορτίο άρθρωσης (Joint Load), με τη χρήση της μεθόδου τοποθέτησης (Fitting method) του Γρήγορου Μετασχηματισμού Fourier (Fast Fourier transform) και κατάλληλου Αριθμού Τμημάτων (Number of Segments). Η διάταξη ρυθμίστηκε στην αρχική της θέση με το εργαλείο διαμόρφωσης αρθρώσεων (Configure Joint). Στην ανάλυση εισήχθη η βαρύτητα της Γης ως επιτάχυνση και το αναρτώμενο βάρος ως απομακρυσμένη δύναμη (remote Force).
11. Λύση (Solution). Στα αποτελέσματα ελήφθησαν οι διευθυντικές παραμορφώσεις (Directional Deformations) και οι δυνάμεις στις αρθρώσεις (Joint Probes) σε κάθε συνιστώσα x, y και z. Με το εργαλείο Δύναμης Αντίδρασης (Force Reaction) ήταν εφικτό να υπολογιστεί η δύναμη που δέχεται το έμβολο του επενεργητή, για όσο διατηρήθηκε η επαφή του με το ελαστικό.



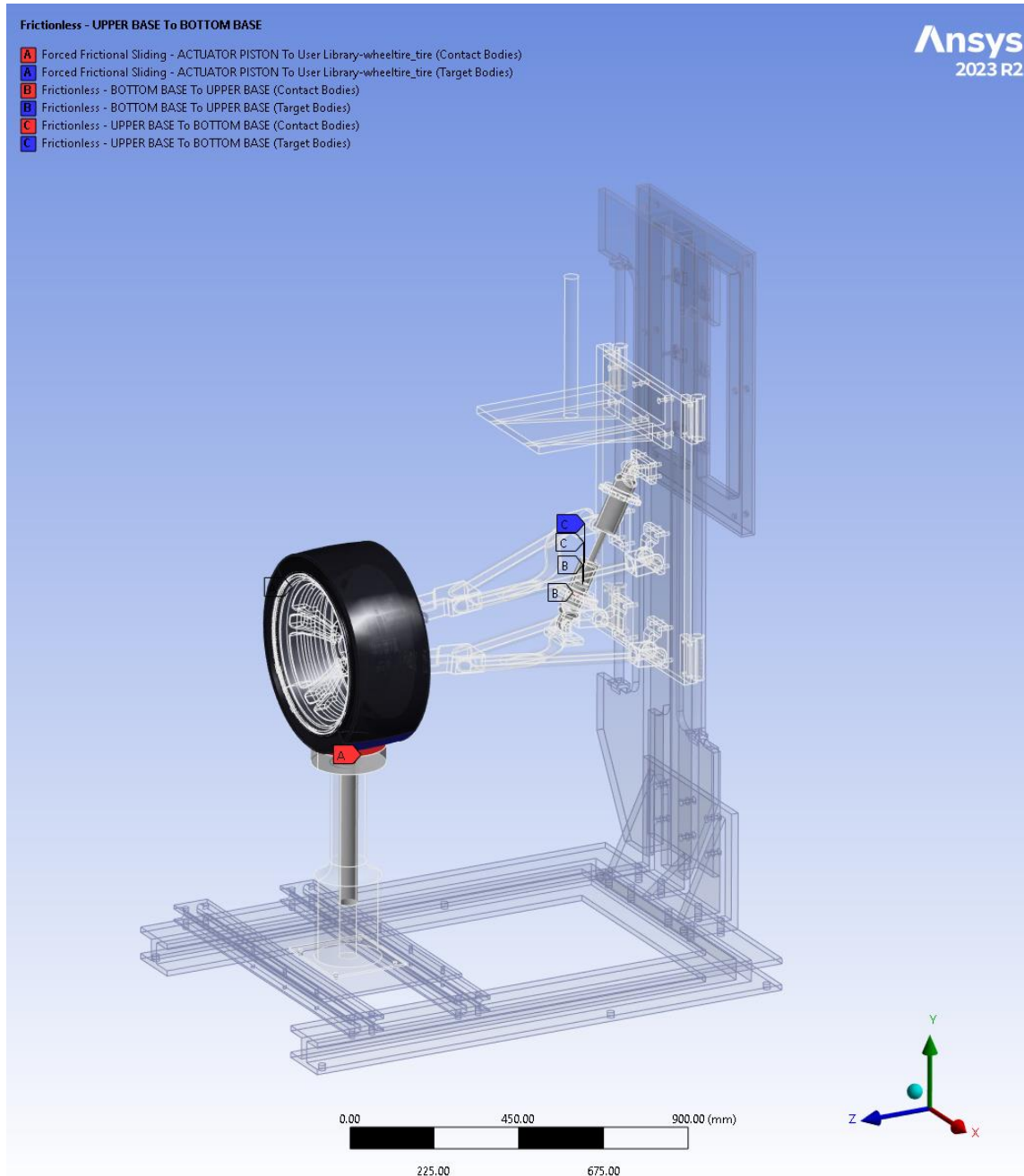
Σχήμα 6.4 Σταθερές αρθρώσεις (fixed joints)



Σχήμα 6.5 Μεταφραστικές αρθρώσεις (translational joints)



Σχήμα 6.6 Περιστροφικές αρθρώσεις (revolute joints)



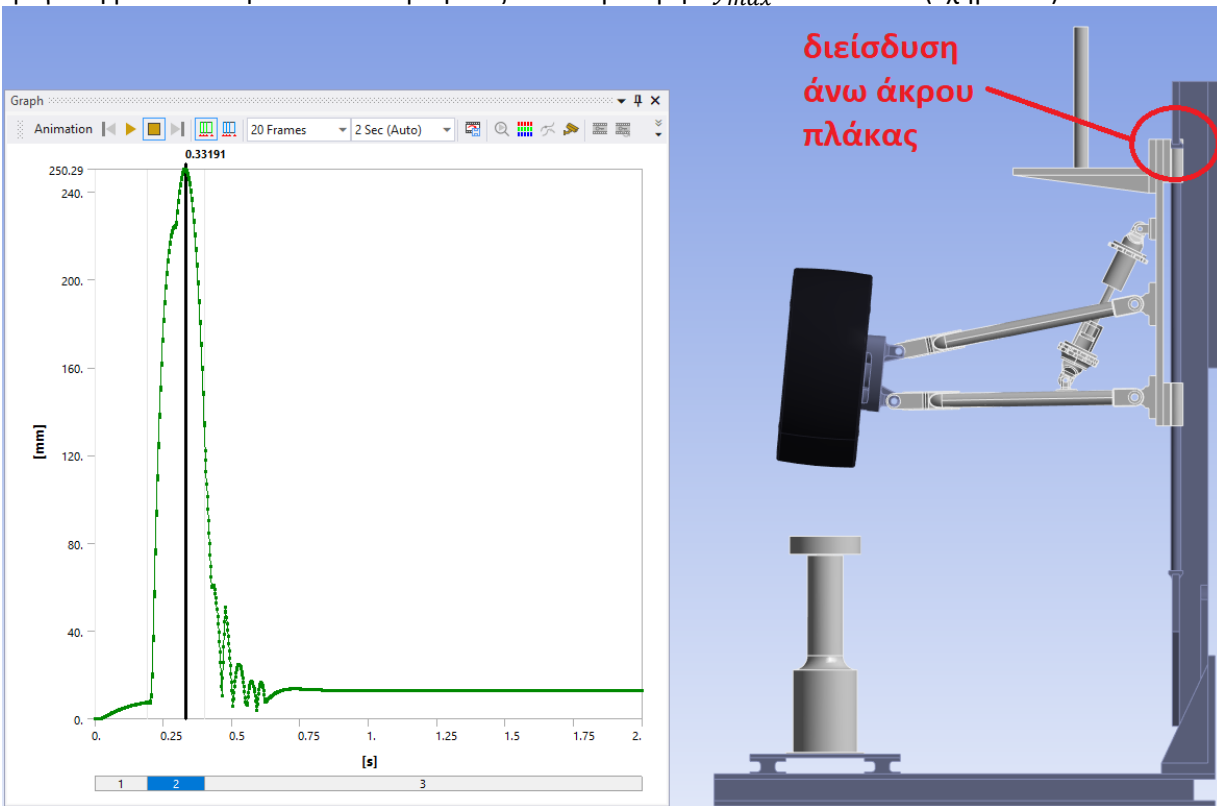
Σχήμα 6.7 Επαφές (contacts)

Το αρχικό μοντέλο, στο οποίο θα αναφερόμαστε ως Μοντέλο1 (Rig1), εισήχθη στο ΛΑΠΣ για την ΑΑΣ. Τα δεδομένα εισαγωγής της ανάλυσης συνοψίζονται στον Πίνακα 6.1:

Δεδομένο εισαγωγής	Σύμβολο	Μέτρο
Ακαμψία ελατηρίου	$k_{ελ}$	25 N/mm
Απόσβεση αποσβεστήρα	C	5 Ns/mm
Μάζα βαριδίων(τεταρτημορίου)	$m_{βαρ}$	306 kg
Προένταση ελατηρίου	F_{pr}	7000 N
Συντελεστής τριβής ελαστικού	μ	0.7
Βαρύτητα	g	9806.6 mm/s ²
Χρόνος προσομοίωσης	T_{tot}	s

Πίνακας 6.1 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ

Η μέγιστη μετατόπιση στον κατακόρυφο άξονα έλαβε τιμή $\Delta y_{max} = 251 \text{ mm}$ (Σχήμα 6.8).



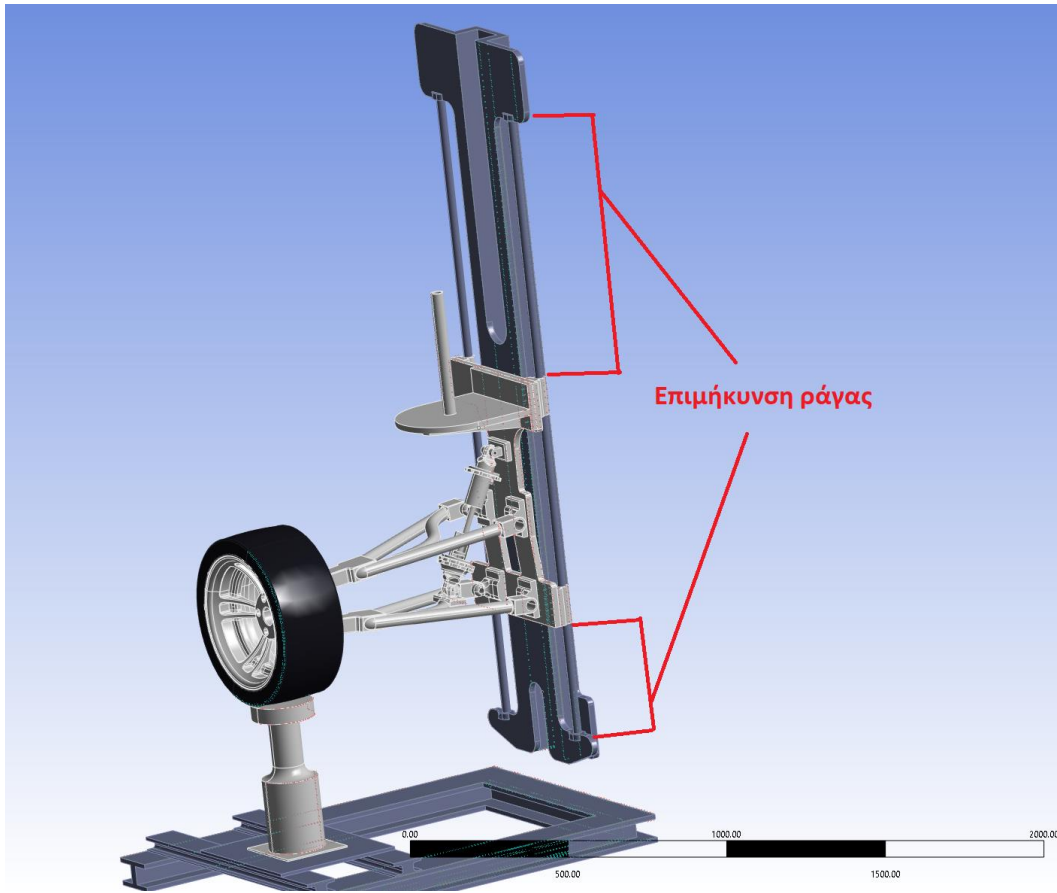
Σχήμα 6.8 Διείσδυση της άνω πλάκας στήριξης στη βάση ράγας

Η μετατόπιση του άνω άκρου στις κύριες πλάκας προκάλεσε διείσδυση της πλάκας στήριξης στη βάση ράγας. Το μικρό μήκος της ράγας είναι προφανώς περιοριστικό στην κατακόρυφη κίνηση της πλάκας και αυτό δεν είναι επιθυμητό. Η διάταξη επανασχεδιάστηκε λοιπόν και προέκυψε το Μοντέλο2 (Rig2).

6.2 Δεύτερο στάδιο επανασχεδιασμού

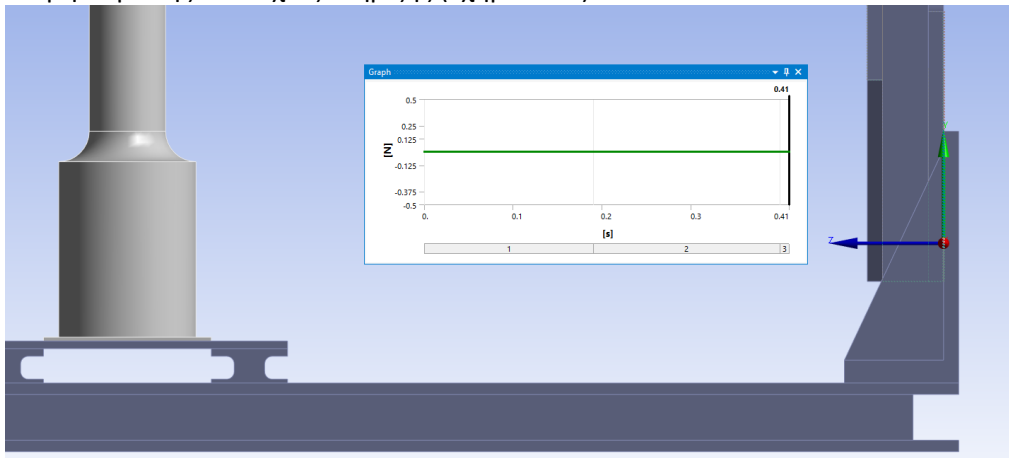
Για την βελτίωση του Μοντέλου2 βελτιστοποιήθηκαν σχεδιαστικά κάποια εξαρτήματα της διάταξης, καθώς και αφαιρέθηκαν άλλα τα οποία θεωρήθηκαν περιττά. Απαριθμούνται οι βασικές τροποποιήσεις:

1. Επιμήκυνση της βάσης ράγας (Rail), προκειμένου η αναρτώμενη μάζα να κινείται ανεμπόδιστα στο μήκος της ράγας (Σχήμα 6.9)



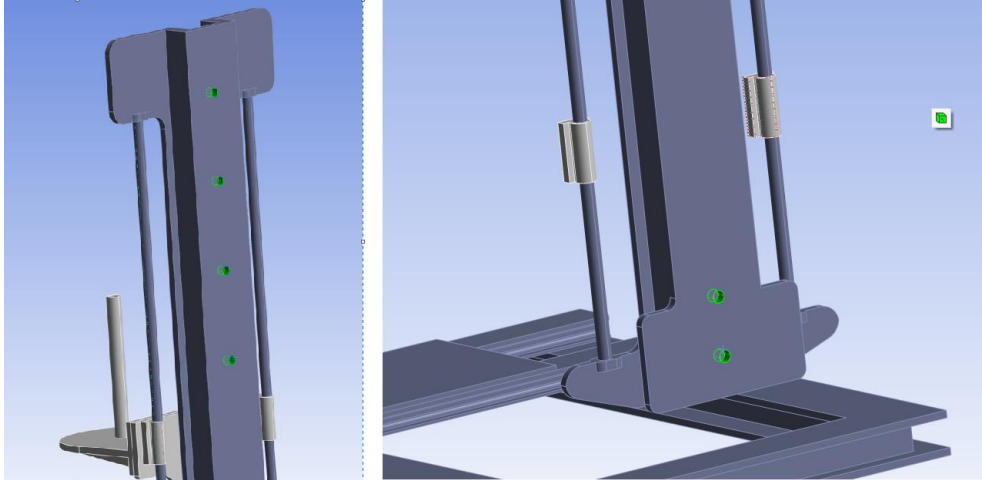
Σχήμα 6.9 Επιμήκυνση της βάσης ράγας (Rail)

2. Αφαίρεση της τριγωνικής βάσης στήριξης, μεταξύ της βάσης ράγας και της επιδαπέδιας βάσης, εφόσον η ΑΑΣ του Μοντέλου1 φανέρωσε πως η τριγωνική βάση δεν παραλαμβάνει καμία δύναμη λόγω της επιτοίχιας στήριξης (Σχήμα 6.10).



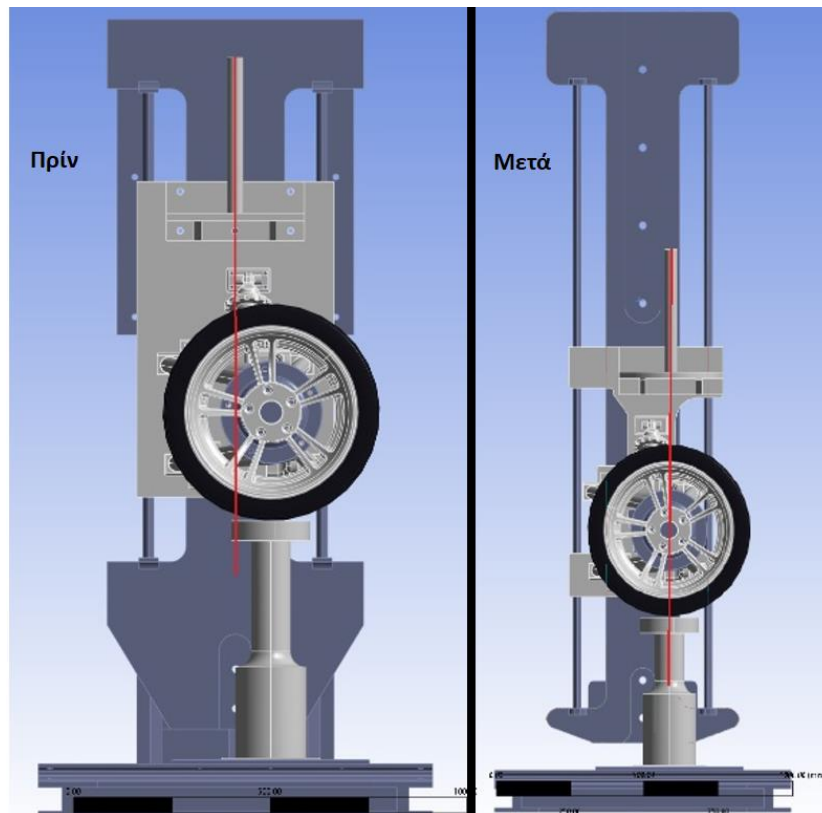
Σχήμα 6.10 Ασκούμενη δύναμη βάσης ράγας-τριγωνικής βάσης στήριξης

3. Αφαίρεση της επιτοίχιας πλάκας στήριξης (wall backplate), για εξοικονόμηση υλικών και απλοποίηση της κατασκευής, εφόσον τον ίδιο ρόλο μπορεί να τελέσει η βάση ράγας εάν διανοιχτούν οπές στην πίσω όψη της (Σχήμα 6.11)

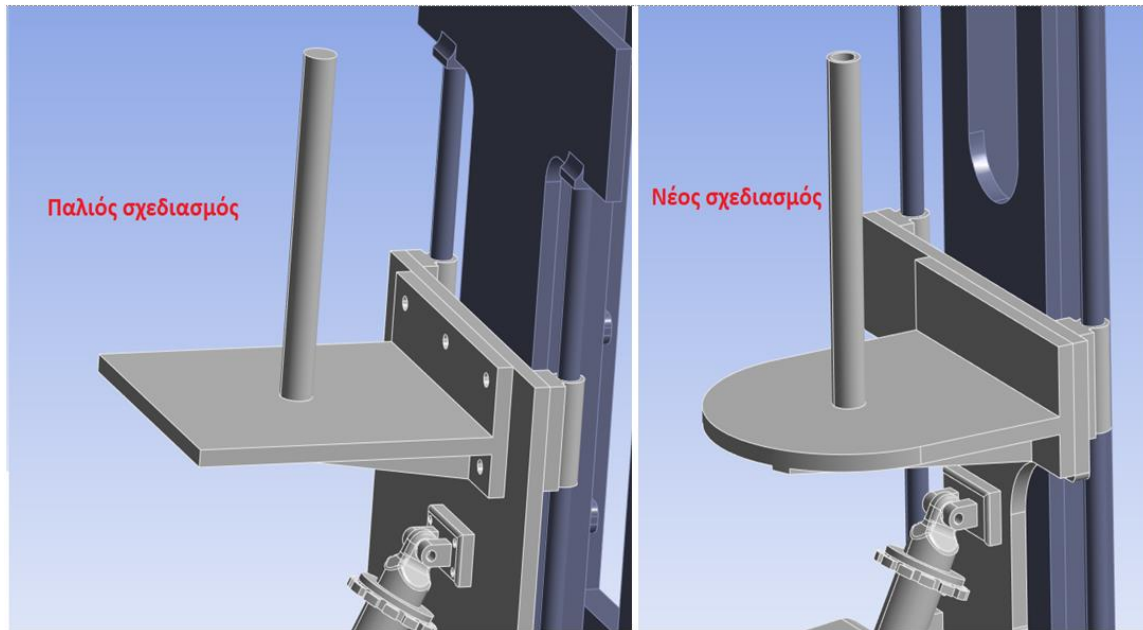


Σχήμα 6.11 Οπές στην πίσω όψη της βάσης ράγας

4. Επανασχεδιασμός βάσης βαριδίων και τοποθέτησή της εκ νέου συνευθειακά με το έμβολο (Σχήμα 6.12 και 6.13).

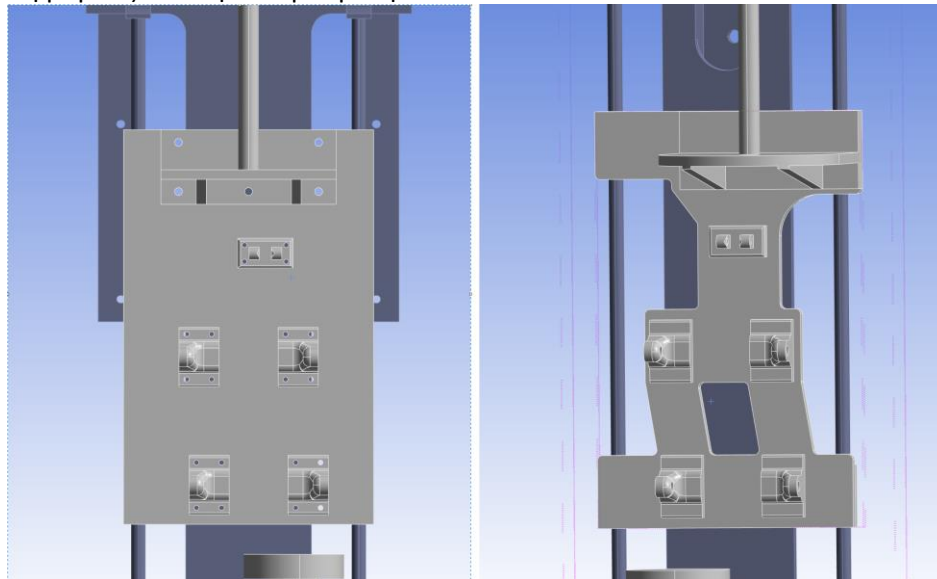


Σχήμα 6.12 Επανασχεδιασμός και επανατοποθέτηση βάσης βαριδίων



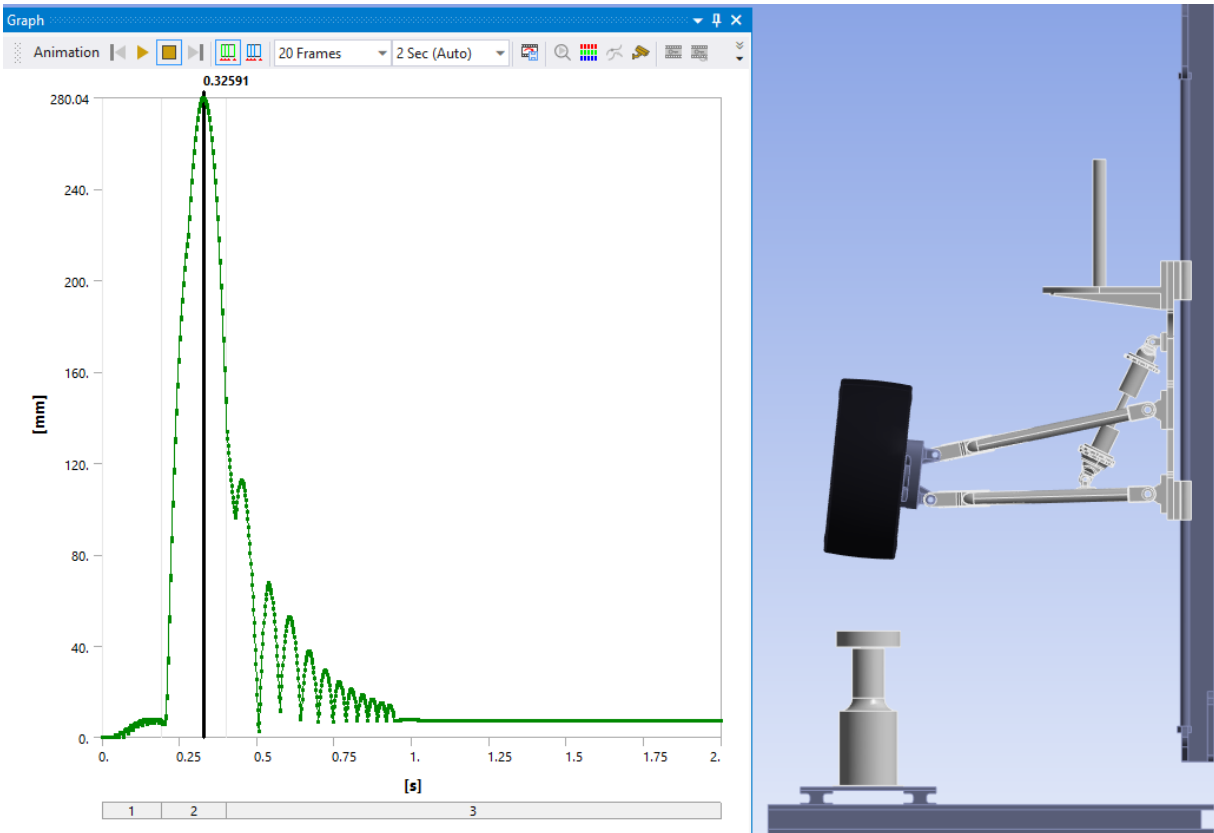
Σχήμα 6.13 Επανασχεδιασμός βάσης βαριδίων

5. Η βασική πλάκα στήριξης σχεδιάστηκε εκ νέου, με αφαίρεση υλικού (Σχήμα 6.14), με σκοπό την μείωση βάρους από την αναρτώμενη πλάκα.



Σχήμα 6.14 Επανασχεδιασμός κύριας πλάκας στήριξης ανάρτησης

Η μέγιστη μετατόπιση στον κατακόρυφο άξονα έλαβε στην ΑΑΣ νέα τιμή $\Delta y'_{max} = 280 \text{ mm} \rightarrow \Delta y'_{max} > \Delta y_{max}$ όπως αναμενόταν, εφόσον μειώθηκε σημαντικά η μάζα των αναρτημένων μερών της διάταξης και αντιστοιχεί στη μετατόπιση του άνω άκρου της πλάκας στήριξης (Σχήμα 6.15):



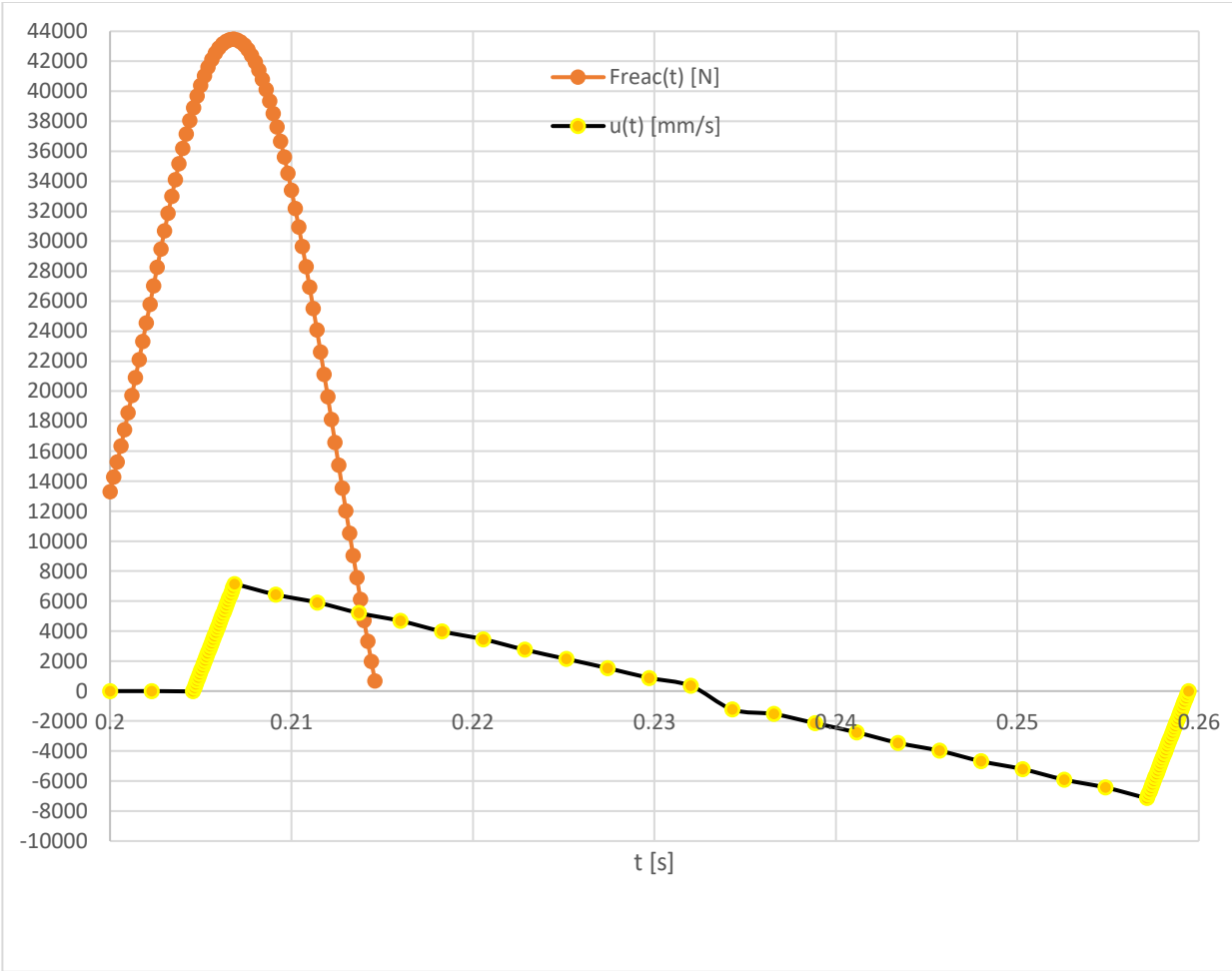
Σχήμα 6.15 Νέα μέγιστη μετατόπιση στον κατακόρυφο άξονα

Οι μέγιστες δυνάμεις που ασκήθηκαν από τις αναρτώμενες και μη αναρτώμενες μάζες στην νέα διάταξη στην ΑΑΣ, εισήχθησαν στην ΣΑΠΣ. Χρειάστηκε ωστόσο προεπεξεργασία των δυνάμεων. Η εφαρμογή της δύναμης από το έμβολο του επενεργητή στον τροχό εκτελείται με «κρουστικό» τρόπο, εφόσον η διάρκεια εφαρμογής του σήματος εισόδου(καμπύλη ταχύτητας-χρόνου) είναι $T_2 = 0.06\text{ s}$, από τα οποία η επαφή μεταξύ τροχού-εμβόλου διατηρείται για $T_4 = 0.2146\text{ s} - 0.2000\text{ s} \rightarrow T_4 = 0.0146\text{ s}$, άρα για λιγότερο από ένα δέκατο του δευτερολέπτου (Σχήμα 6.16).

Η πλεγματοποίηση (Παράρτημα IV) έλαβε τα χαρακτηριστικά του Πίνακα 6.2:

Πλεγματοποίηση Μοντέλου2	
Αριθμός Πεπερασμένων Στοιχείων	235,453
Αριθμός Κόμβων	410,813
Μέση Ποιότητα Πλέγματος	0.69
Τύπος Πεπερασμένων Στοιχείων	SOLID185

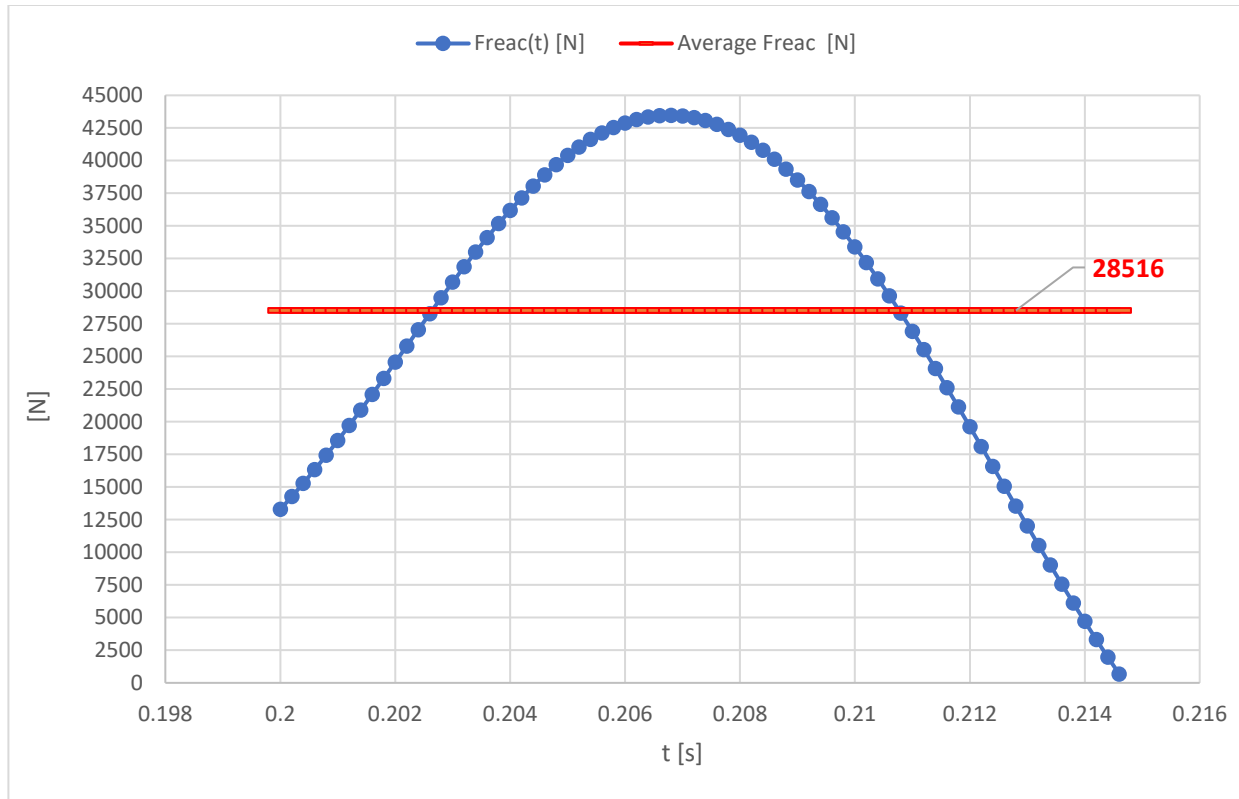
Πίνακας 6.2 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ Μοντέλου2



Σχήμα 6.16 Καμπύλη ταχύτητας εμβόλου-χρόνου και δύναμης αντίδρασης εμβόλου-χρόνου

Για κάθε συνιστώσα της δύναμης, υπολογίστηκε η μέση αριθμητική τιμή της στο διάστημα εφαρμογής του σήματος εισόδου (Σχήμα 6.17). Παραδείγματος χάριν, η μέση τιμή της δύναμης αντίδρασης στο έμβολο από τον τροχό στο διάστημα 0.2000 – 0.2600 s υπολογίστηκε ως:

$$AVERAGE(F_{reac}) = 28,516.00 N$$

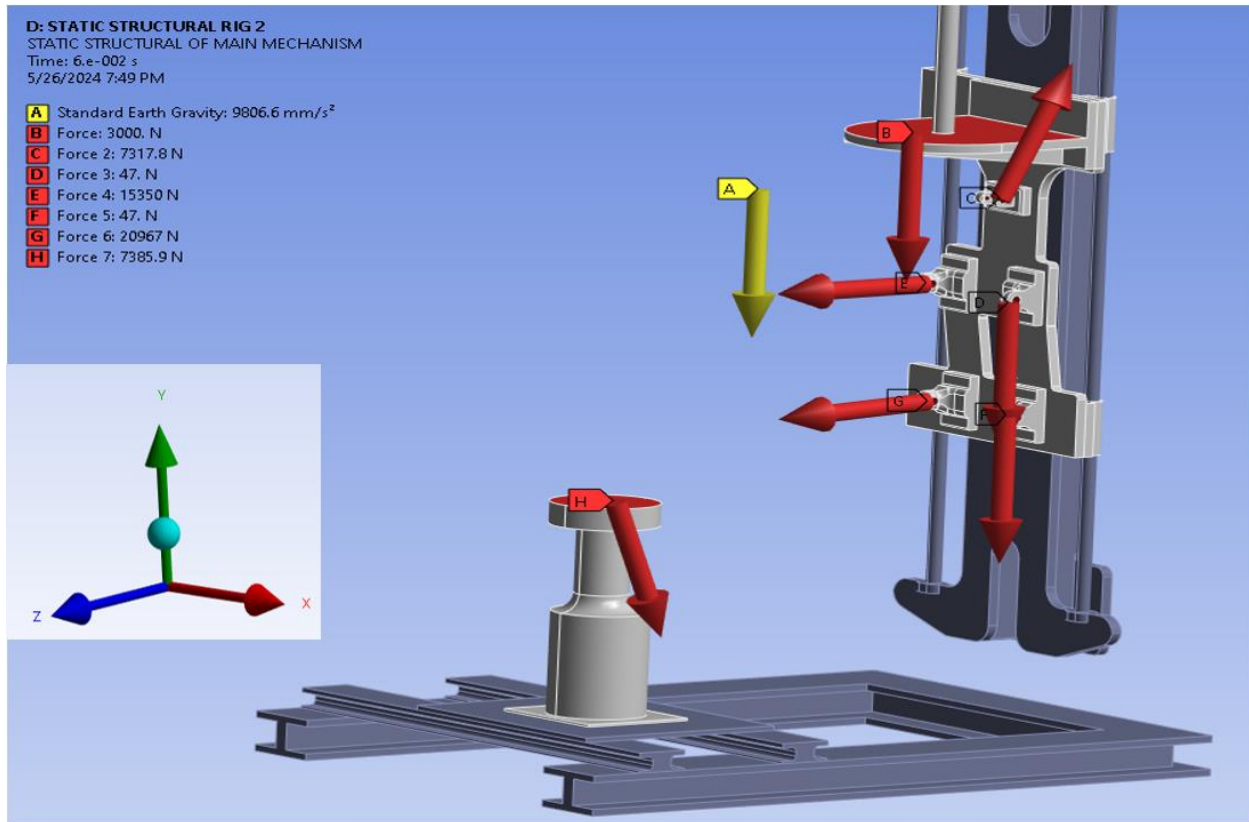


Σχήμα 6.17 Καμπύλη δύναμης αντίδρασης εμβόλου-χρόνου στον κατακόρυφο άξονα Y

Στον Πίνακα 6.3 περιλαμβάνονται τα διανύσματα των δυνάμεων, βάσει του Διεθνούς Συστήματος Συντεταγμένων (ΔΣΣ - Global Coordinates System) της ΑΑΣ (Σχήμα 6.18) όπου x ο εγκάρσιος άξονας, γ ο κατακόρυφος και z ο διαμήκης.

Δύναμη	Διάνυσμα[N]
F_B	[0 – 3000 0]
F_C	[0 6545 – 3273]
F_D	[0 – 47 0]
F_E	[0 – 21 – 15350]
F_F	[0 – 47 0]
F_G	[0 – 1160 20925]
F_H	[0 – 6918 – 2587]

Πίνακας 6.3 Δυνάμεις εισαγωγής στη ΣΑΠΣ του Μοντέλου2



Σχήμα 6.18 Διανύσματα και θέσεις δυνάμεων στην ΣΑΠΣ του Μοντέλου2

Η αξιολόγηση των καταπονήσεων στο μοντέλο της ΣΑΠΣ θα πραγματοποιηθεί με τη βοήθεια των Συντελεστών Ασφαλείας Ισοδύναμης Τάσης (ΣΑΙΤ - Equivalent Stress) και Διατμητικής Τάσης (ΣΑΔΤ - Shear Stress) που ορίζονται ως:

$$N_{eq} = \frac{\sigma_v}{\sigma_s} = \frac{\text{Equivalent Von Mises Stress}}{\text{Tensile Yield Strength}} \quad (\text{Εξ. 6.2.1})$$

$$N_{sh} = \frac{S_{sy}}{\sigma_s} = \frac{0.5 * S_y}{\sigma_s} = \frac{\text{Shear Stress}}{\text{Tensile Yield Strength}} \quad (\text{Εξ. 6.2.2})$$

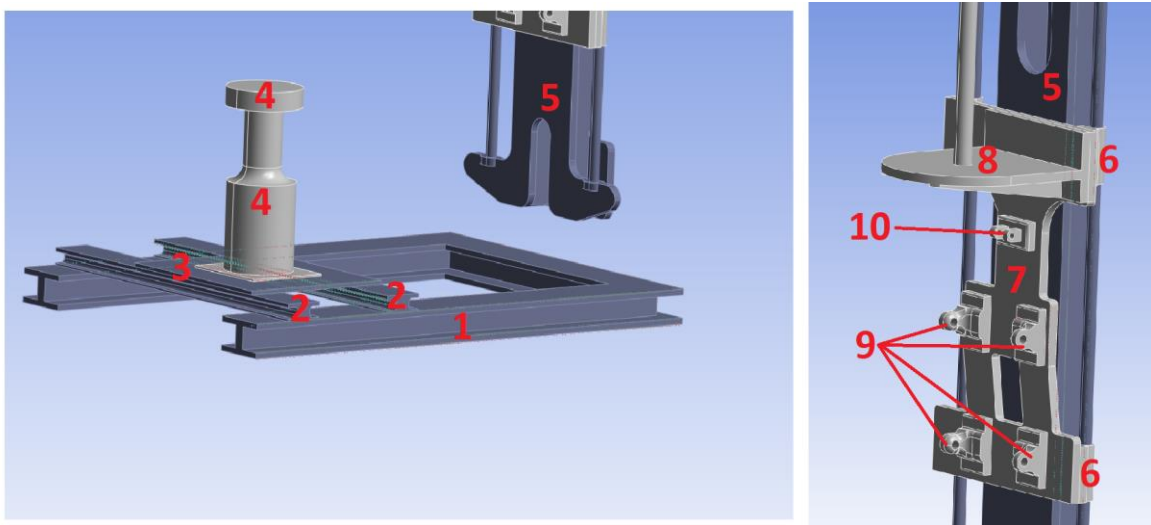
όπου η τάση διαρροής (σ_s) προκύπτει από τους πίνακες ιδιοτήτων των επιλεγμένων υλικών της ανάλυσης (Παράρτημα ΙΙΙ) και S_y η ορθή τάση που αναπτύσσεται σε κάθε σημείο:

$$\sigma_{s,steel} = 250 \text{ MPa}, \quad \sigma_{s,alum} = 205 \text{ MPa}$$

Τα υλικά που επιλέχθηκαν για κάθε εξάρτημα της διάταξης παρουσιάζονται στον Πίνακα 6.4 (Σχήμα 6.19):

Εξάρτημα Διάταξης	Υλικό	Όριο Διαρροής σ_s [MPa]
Επιδαπέδια βάση(1)	Δομικό ατσάλι	250
Μορφοδοκοί Η(2)	Δομικό ατσάλι	250
Βάση επενεργητή(3)	Χυτό αλουμίνιο	205
Έμβολο, πλήμνη επενεργητή(4)	Χυτό αλουμίνιο	205
Ράγα(5)	Δομικό ατσάλι	250
Βάση ράγας(6)	Χυτό αλουμίνιο	205
Κύρια πλάκα(7)	Χυτό αλουμίνιο	205
Βάση βαριδιών(8)	Χυτό αλουμίνιο	205
Βάση ψαλιδιών(9)	Χυτό αλουμίνιο	205
Άνω βάση ανάρτησης(10)	Χυτό αλουμίνιο	205

Πίνακας 6.4 Υλικό εξαρτημάτων και όριο διαρροής



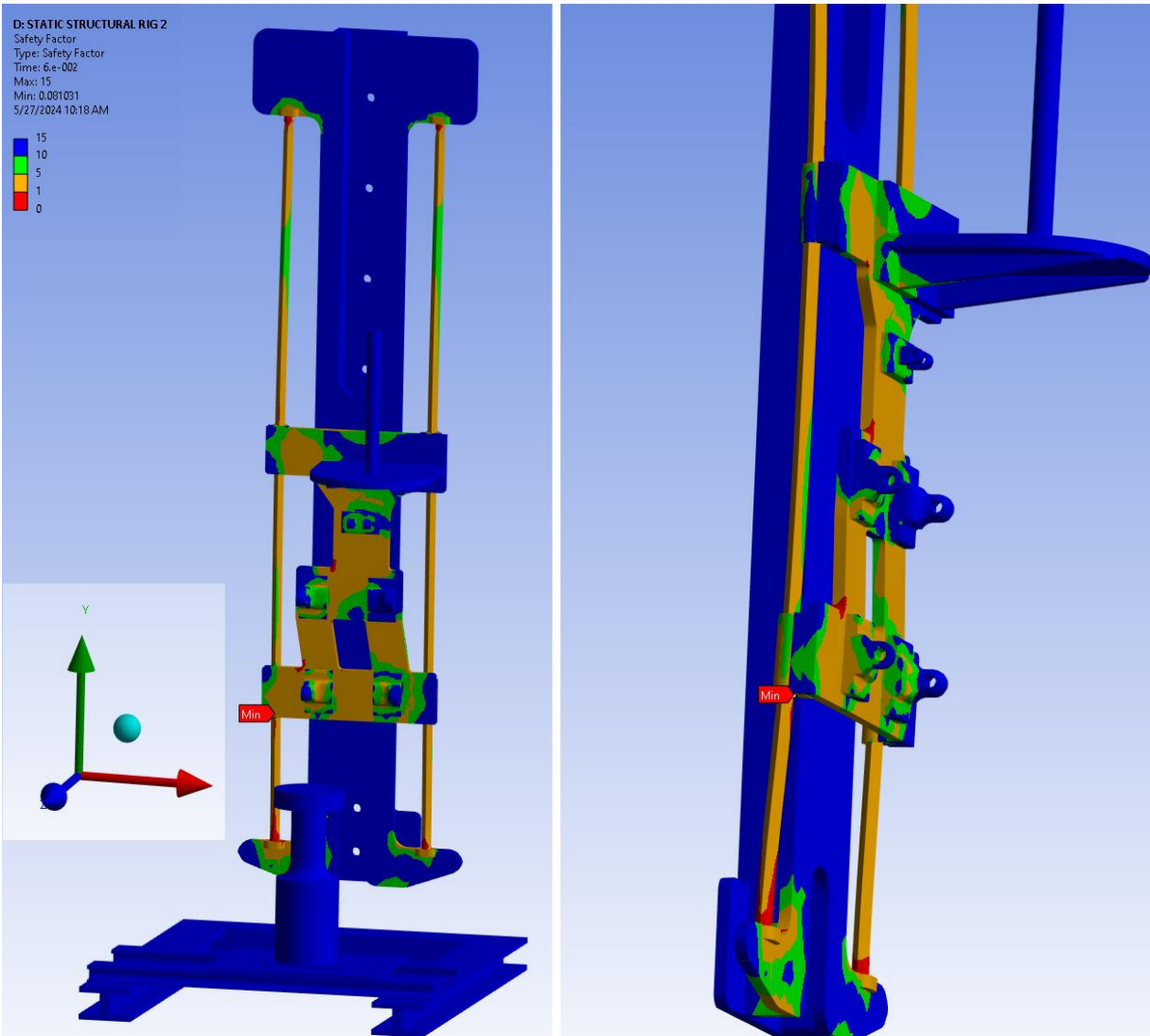
Σχήμα 6.19 Αρίθμηση εξαρτημάτων του Μοντέλου2

Από τη ΣΑΠΣ για τον N_{eq} προκύπτουν τα παρακάτω συμπεράσματα (Σχήμα 6.20):

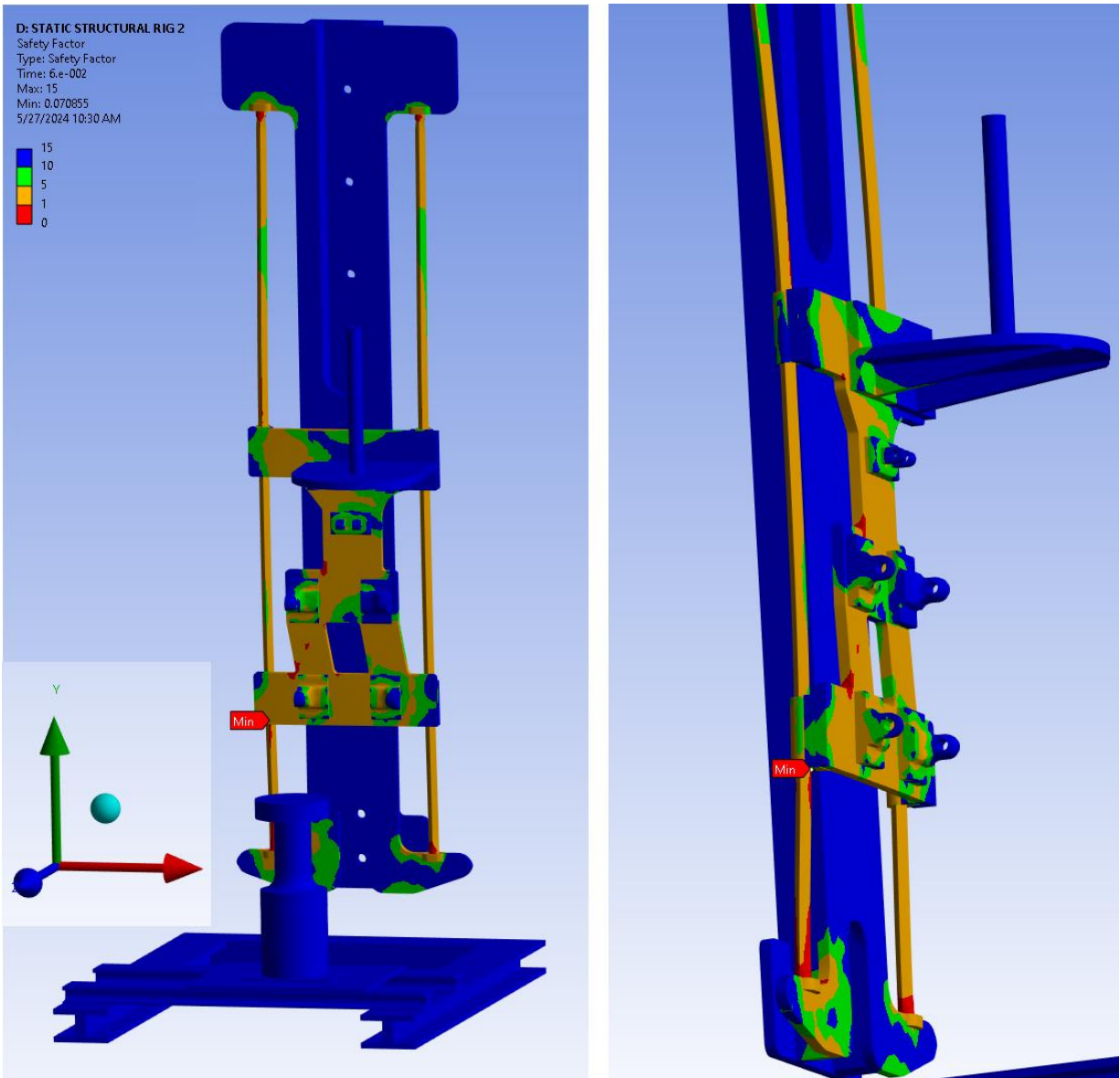
1. Η κάτω αριστερή βάση ράγας ασκεί στην ράγα δύναμη που οδηγεί σε απαγορευτικό ΣΑΙΤ, $N_{eq} = 0.081$, άρα έχουμε πλαστική παραμόρφωση στο σημείο αυτό.
2. ΣΑΙΤ $N_{eq} < 1$ εμφανίζεται σε δύο σημεία της κύριας πλάκας, στην αριστερή πλευρά της. Επομένως η κύρια πλάκα χρήζει ενίσχυσης. Η επιδαπέδια και επιτοίχια βάση, καθώς και οι μορφοδοκοί Η εμφανίζουν $N_{eq} > 5$. Στο Μοντέλο3 το πάχος τους μπορεί να μειωθεί για εξοικονόμηση υλικού.

3. Παρά την ευθυγράμμιση της αναρτημένης μάζας με την διεύθυνση εφαρμογής της δύναμης από τον επενεργητή, η καταπόνηση παραμένει ασύμμετρη. Αυτό συμβαίνει λόγω της ασύμμετρης κατασκευής των ψαλιδιών και στο επόμενο στάδιο επανασχεδιασμού θα ληφθεί υπόψη.
4. Οι κυλινδρικές ράγες παραμορφώνονται πλαστικά στα τέσσερα σημεία σύνδεσής τους με την επιτοίχια βάση (κόκκινες περιοχές).

Όμοιες παρατηρήσεις ισχύουν και από τη ΣΑΠΣ για τον ΣΑΔΤ (Σχήμα 6.21).



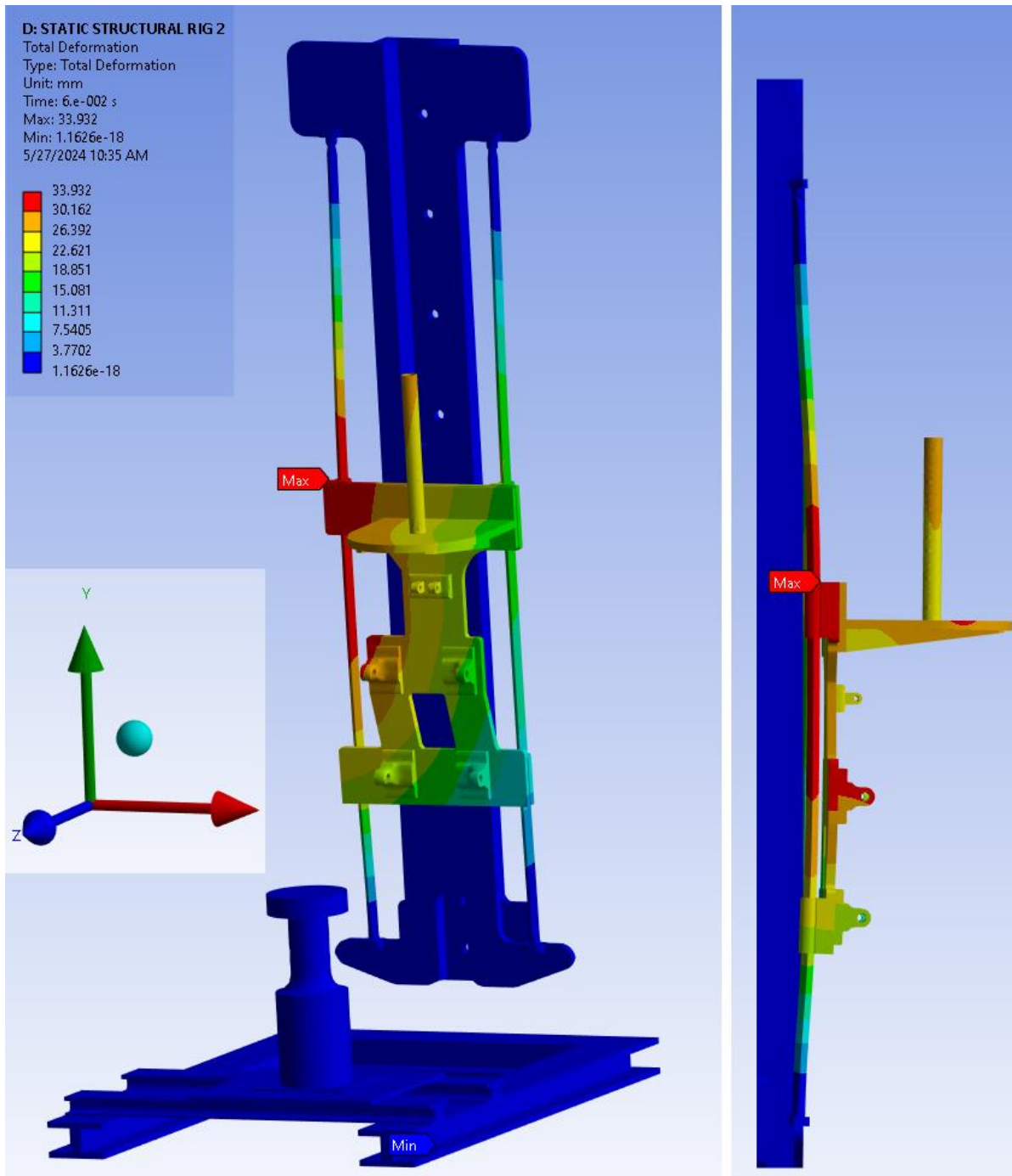
Σχήμα 6.20 ΣΑΙΤ N_{eq} σε ΣΑΠΣ του Μοντέλου2



Σχήμα 6.21 ΣΑΔΤ N_{sh} σε ΣΑΠΣ του Μοντέλου2

Από τη ΣΑΠΣ για τον Ολική Παραμόρφωση (Total Deformation) προκύπτουν τα παρακάτω συμπεράσματα (Σχήμα 6.22):

1. Η πάνω αριστερή βάση του ψαλιδιού ασκεί στην βασική στήριξης πλάκα δύναμη, η οποία οδηγεί σε απαγορευτική παραμόρφωση $\varepsilon = 33.93 \text{ mm} = 3.39 \text{ cm}$. Ο επανασχεδιασμός λοιπόν της κύριας πλάκας και της ράγας έχει αποτύχει.



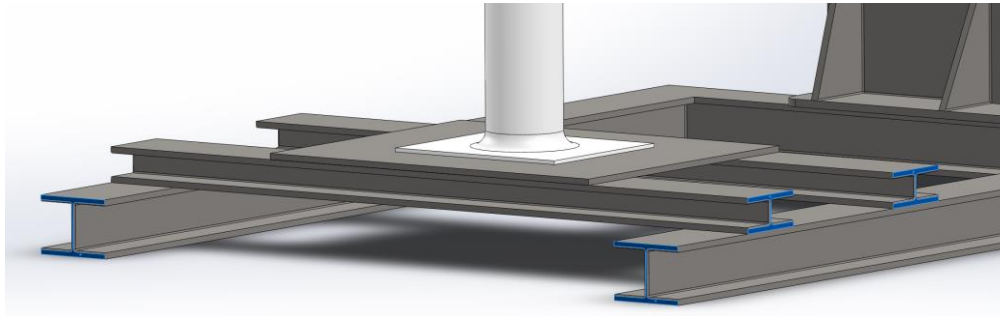
Σχήμα 6.22 Ολική Παραμόρφωση (ΟΠ - Total Deformation) στη ΣΑΠΣ του Μοντέλου2

6.3 Τρίτο στάδιο επανασχεδιασμού

Το δεύτερο στάδιο επανασχεδιασμού στηρίχθηκε στις παρατηρήσεις του κεφαλαίου Σχεδιασμού και στις αντίστοιχες προτάσεις βελτίωσης της διάταξης του Μοντέλου2.

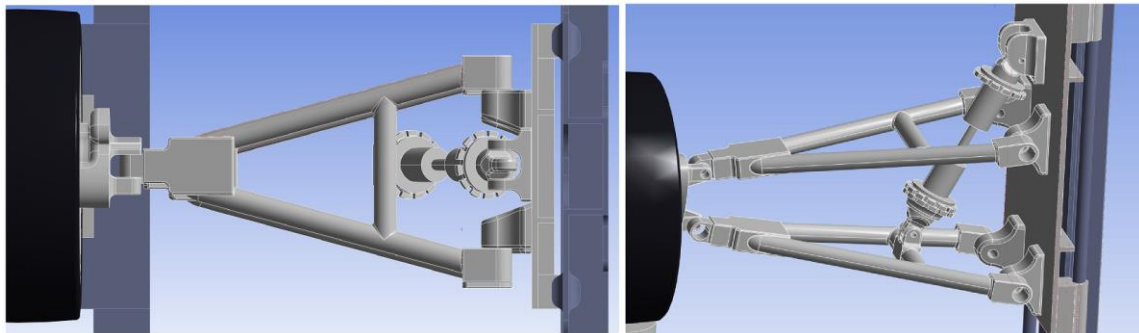
Το Μοντέλο3 προέκυψε με τις ακόλουθες τροποποιήσεις:

- Επιλογή μορφοδοκών Η (H bars) , διαστάσεων 100X100X6X8 και 75X100X6X8, βάσει προτύπου ISO 16143, μειωμένου πάχους συγκριτικά με τον προηγούμενο σχεδιασμό (Σχήμα 6.23)



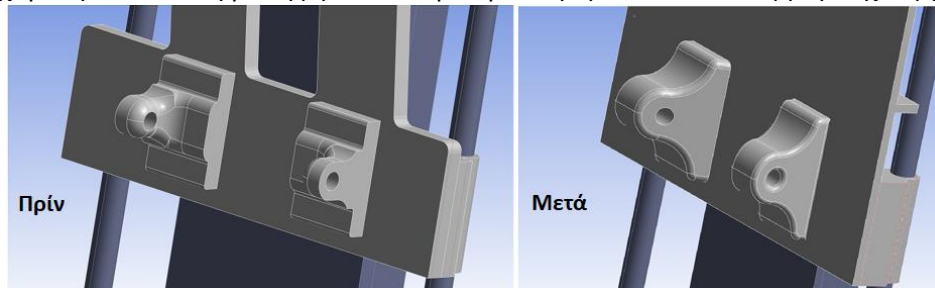
Σχήμα 6.23 Μορφοδοκοί Η επιδαπέδια βάση και στήριξης βάσης επενεργητή

- Κατασκευή συμμετρικών ψαλιδιών, ίδιου μήκους με το πρώτο αναθεωρημένο μοντέλο και τοποθέτηση της ανάρτησης στο μέσον τους (Σχήμα 6.24)



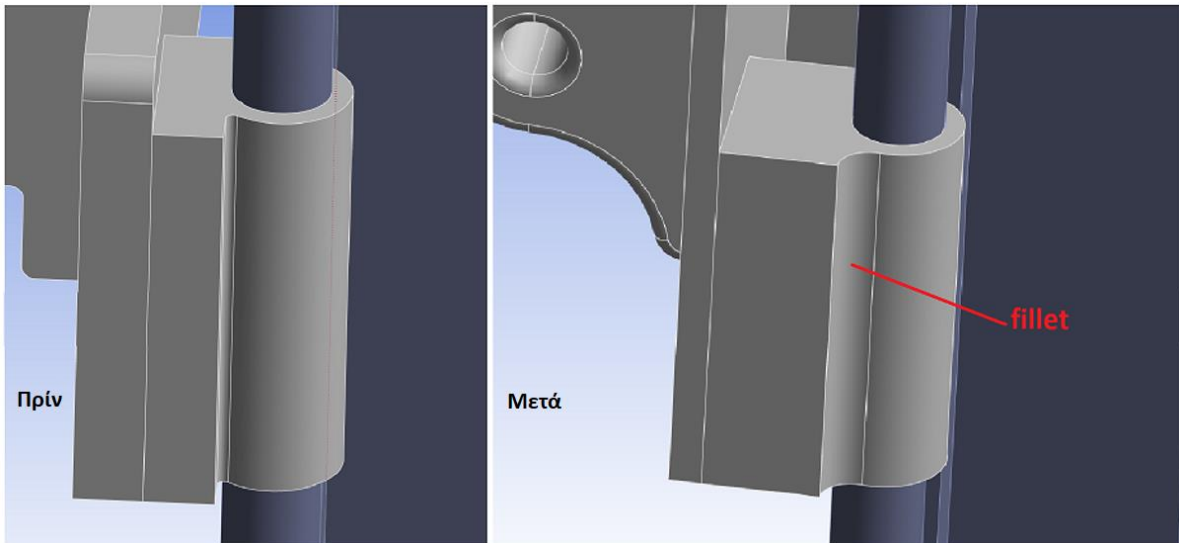
Σχήμα 6.24 Σχεδιασμός συμμετρικών ψαλιδιών

- Ενισχυμένη κατασκευή βάσης ψαλιδιών με προσθήκη υλικού και αύξηση πάχους (Σχήμα 6.25).



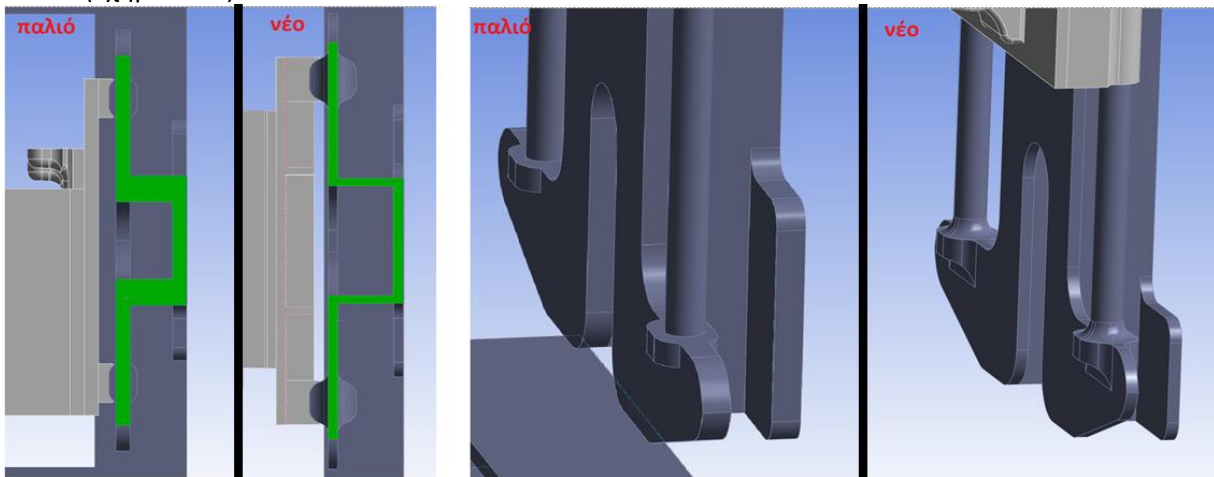
Σχήμα 6.25 Επανασχεδιασμός βάσης ψαλιδιών

- Ενίσχυση βάσεων ολίσθησης ράγας με προσθήκη υλικού και αύξηση ακτίνας φιλεταρίσματος (fillet) προκειμένου να μειωθεί η συγκέντρωση τάσεων μεταξύ κυλίνδρου ολίσθησης και παραλληλόγραμμης βάσης (Σχήμα 6.26).



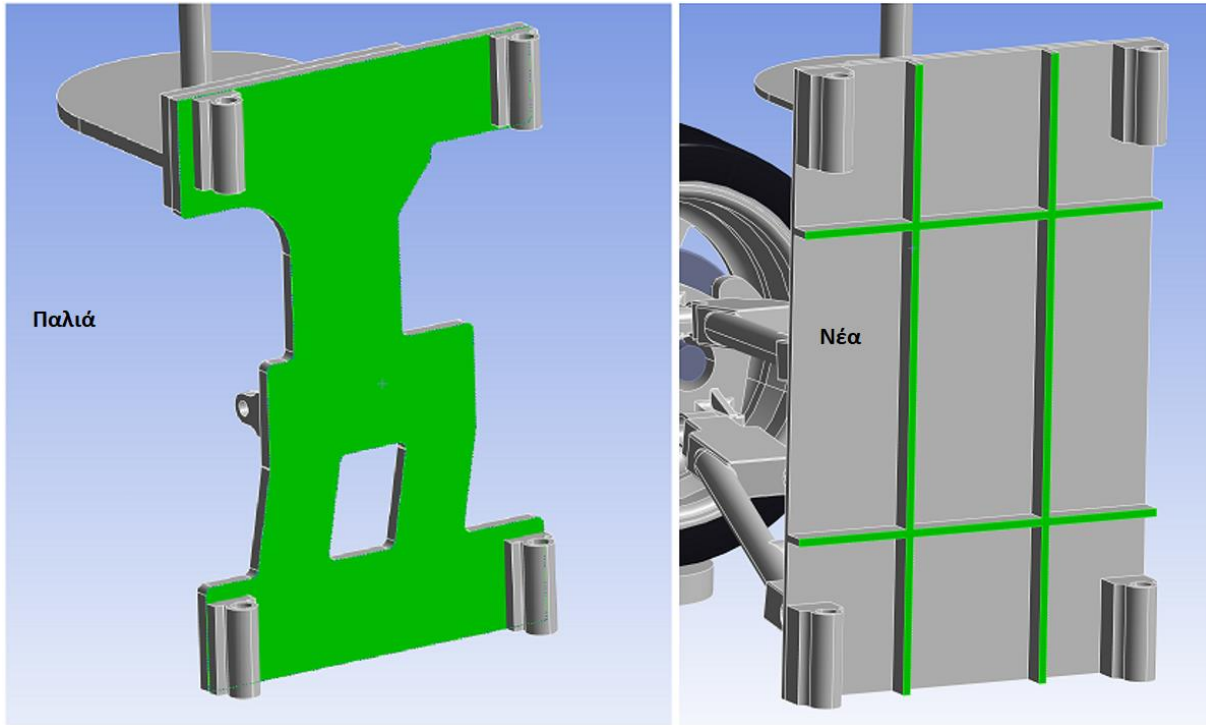
Σχήμα 6.26 Επανασχεδιασμός βάσης ολίσθησης ράγας

- Κατασκευή ράγας με ελάσματα πάχους 10 mm στο Μοντέλο3, αντί 30 mm του Μοντέλου2 (Σχήμα 6.27).



Σχήμα 6.27 Επανασχεδιασμός ράγας

- Προσθήκη εγκάρσιων και επιμήκων ενισχυτικών στην κύρια πλάκα στήριξης του αναρτώμενου μηχανισμού. Μείωση πάχους πλάκας από 30 mm σε 10 mm (Σχήμα 6.28).



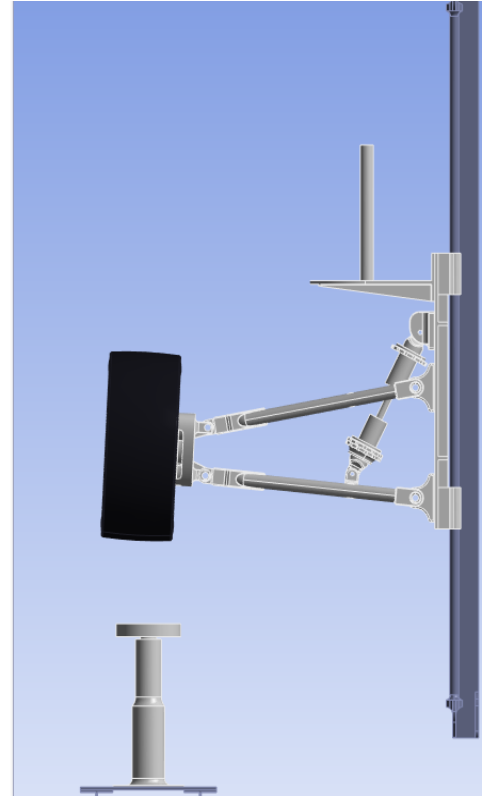
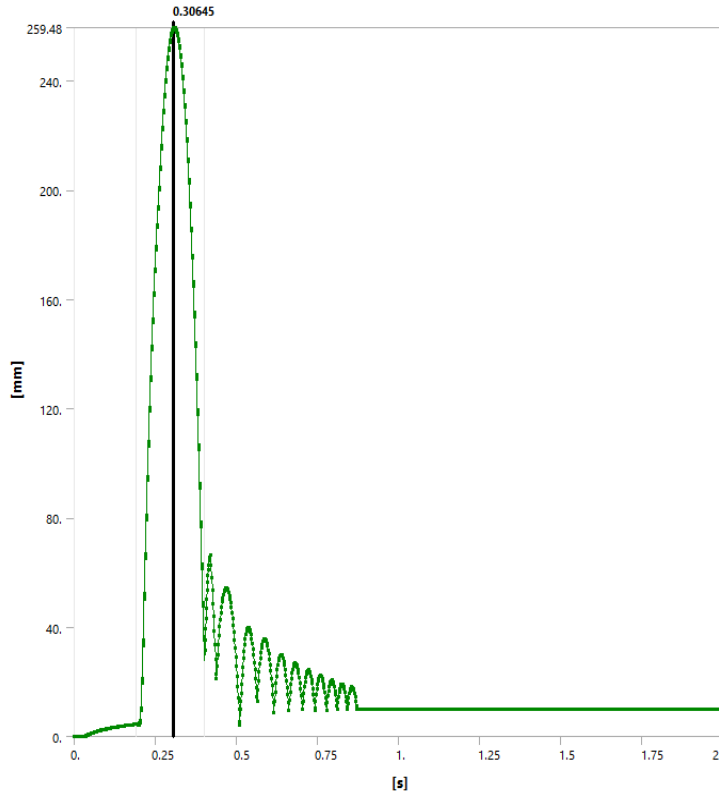
Σχήμα 6.28 Επανασχεδιασμός κύριας πλάκας στήριξης και προσθήκη ενισχυτικών

Τα δεδομένα που εισήχθησαν στο ΛΑΠΣ για την ΑΑΣ συνοψίζονται στον Πίνακα 6.5:

Δεδομένο εισαγωγής	Σύμβολο	Μέτρο
Ακαμψία ελατηρίου	$k_{ελ}$	25 N/mm
Απόσβεση αποσβεστήρα	C	5 Ns/mm
Μάζα βαριδίων(τεταρτημορίου)	$m_{βαρ}$	306 kg
Προένταση ελατηρίου	F_{pr}	4500 N
Συντελεστής τριβής ελαστικού	μ	0.7
Βαρύτητα	g	9806.6 mm/s ²
Χρόνος προσομοίωσης	T_{tot}	2 s

Πίνακας 6.5 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ Μοντέλου3

Η μέγιστη μετατόπιση του Μοντέλου3 στον κατακόρυφο άξονα έλαβε τιμή 259.48 mm (Σχήμα 6.29):



Σχήμα 6.29 Μέγιστη μετατόπιση άνω άκρου κύριας πλάκας στήριξης Μοντέλου3

Η πλεγματοποίηση έλαβε τα χαρακτηριστικά του Πίνακα 6.6:

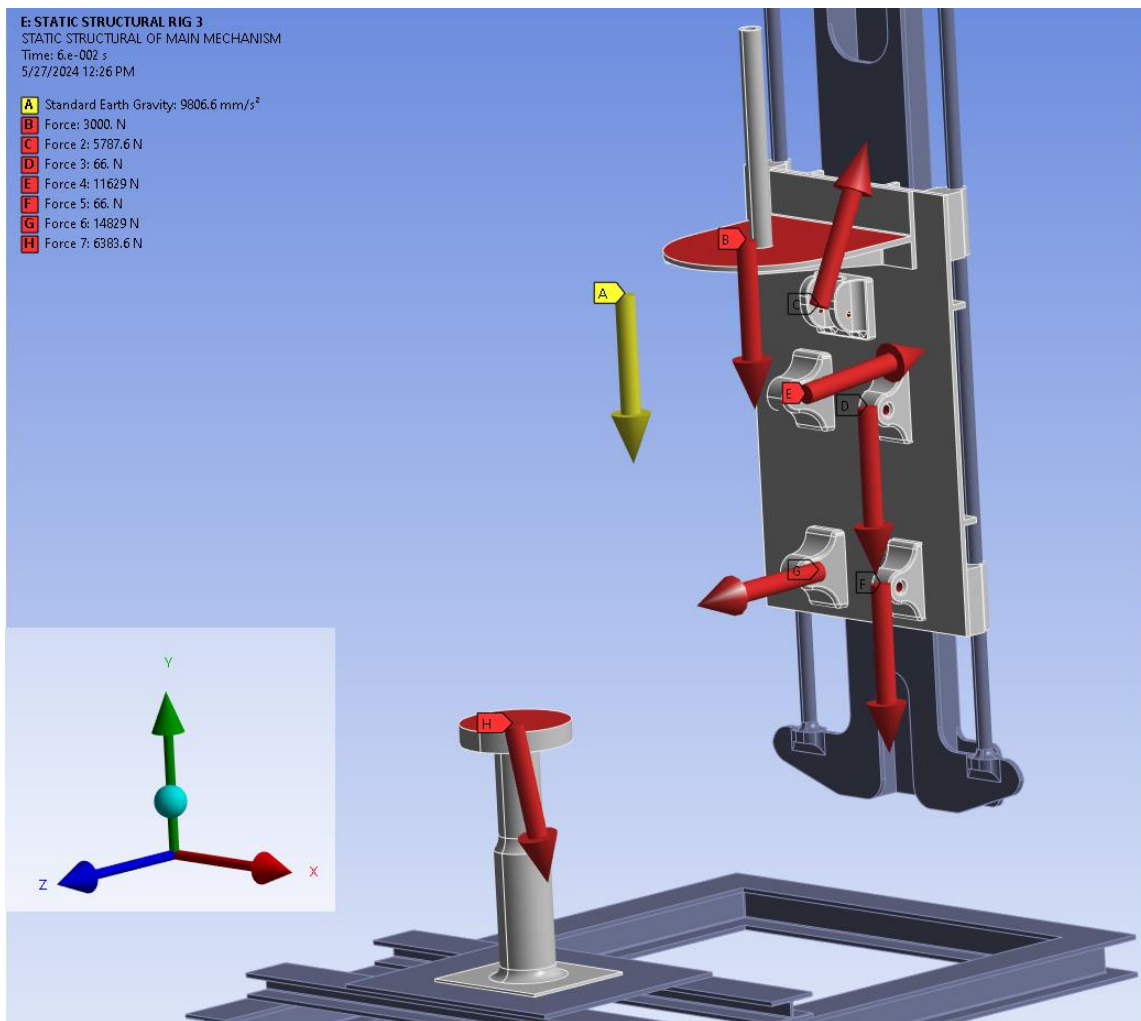
Πλεγματοποίηση Μοντέλου2	
Αριθμός Πεπερασμένων Στοιχείων	235,453
Αριθμός Κόμβων	410,813
Μέση Ποιότητα Πλέγματος	0.69
Τύπος Πεπερασμένων Στοιχείων	SOLID187

Πίνακας 6.6 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ Μοντέλου3

Στον Πίνακα 6.7 περιλαμβάνονται τα διανύσματα των δυνάμεων, βάση ΔΣΣ της ΣΑΠΣ (Σχήμα 6.30).

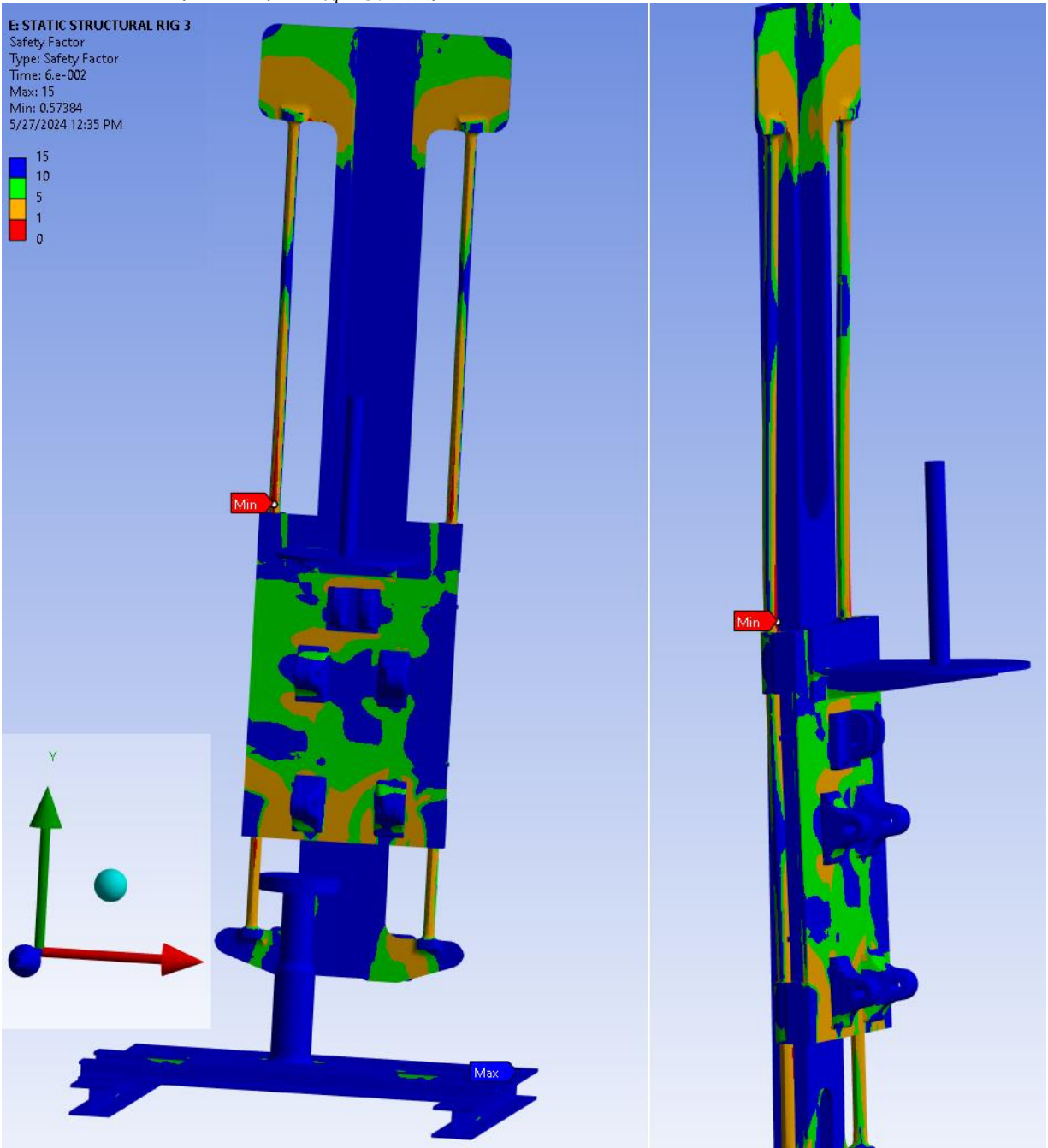
Δύναμη	Διάνυσμα[N]
F_B	[0 - 3000 0]
F_C	[0 5154 - 2633]
F_D	[0 - 66 0]
F_E	[0 969 - 11589]
F_F	[0 - 66 0]
F_G	[0 - 277 14826]
F_H	[0 - 6239 - 1351]

Πίνακας 6.7 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ Μοντέλου3

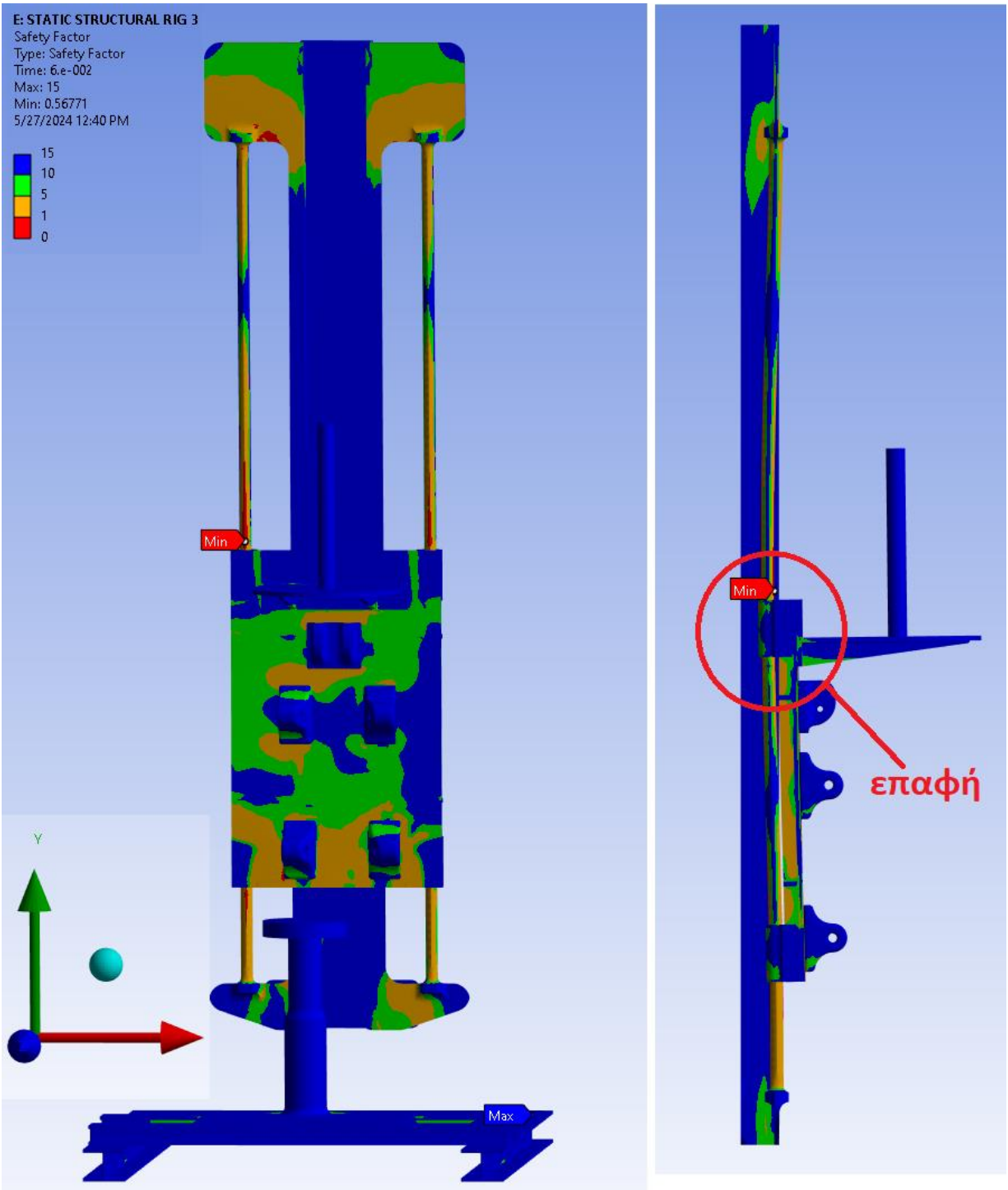


Σχήμα 6.30 Διανύσματα και θέσεις δυνάμεων στην ΣΑΠΣ Μοντέλου3

Στη ΣΑΠΣ οι ΣΑ παίρνουν τιμές N_{eq} , N_{sh} (Σχήμα 6.31 και 6.32):



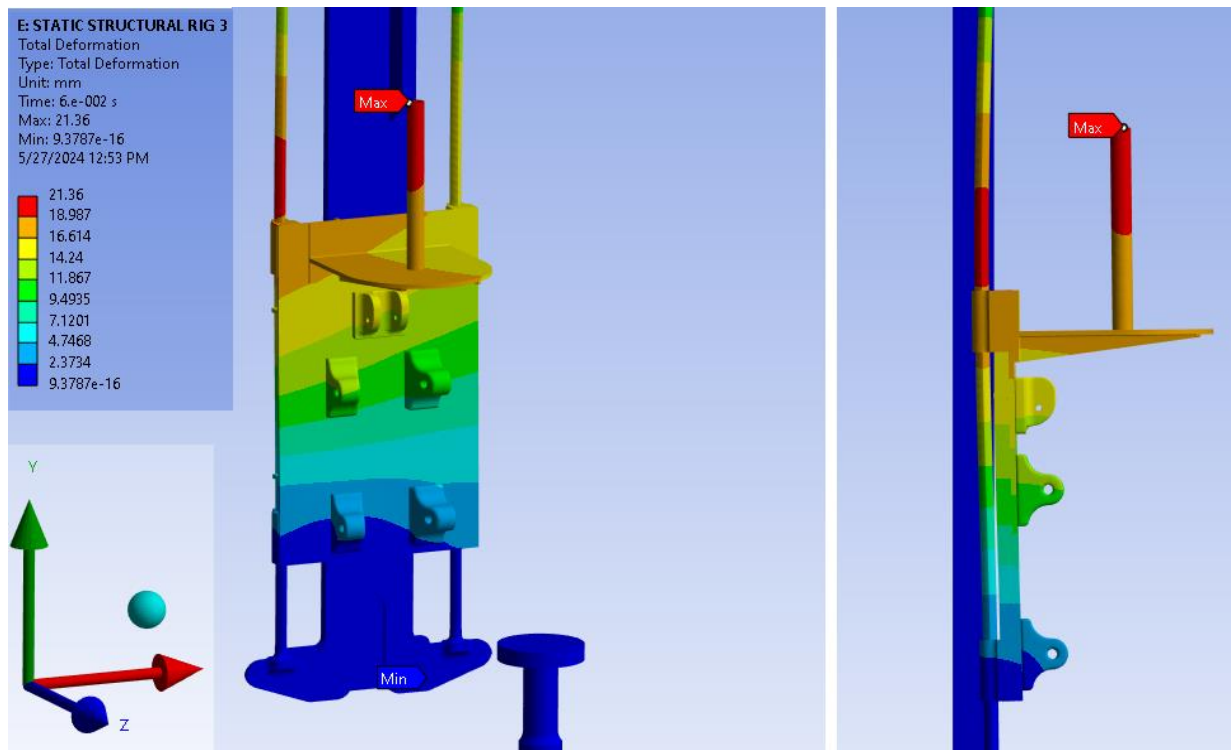
Σχήμα 6.31 ΣΑΙΤ N_{eq} σε ΣΑΠΣ Μοντέλου3



Σχήμα 6.32 ΣΑΔΤ N_{sh} σε ΣΑΠΣ Μοντέλου3

Προκύπτουν τα παρακάτω συμπεράσματα:

1. Προφανώς, ο σχεδιασμός συνολικά απέτυχε, εφόσον έχουμε επαφή της κύριας πλάκας στην ράγα. Στις κυλινδρικές ράγες εφαρμόστηκαν υψηλές καμπτικές δυνάμεις οι οποίες μεταφέρθηκαν από την κάθετη στην κύρια πλάκα διεύθυνση. Οι δυνάμεις αυτές οδήγησαν σε πλαστική παραμόρφωση (Σχήμα 6.33). Η ράγα εμφάνισε ελάχιστο $N_{eq}, N_{sh} \sim 0.56$
2. Η μείωση του πάχους των ελασμάτων σε $10mm$ έφερε επιθυμητά αποτελέσματα σχεδιασμού ως προς τον ΣΑΙΤ, στα εξαρτήματα που δεν παραλαμβάνουν κάποια υψηλή σε μέτρο τάση (πχ. επιδαπέδια βάση, μορφοδοκοί Η).
3. Η ράγα και η κύρια πλάκα θα πρέπει να επανασχεδιαστούν και να προσαρμοστεί μία επιπλέον στηρίξη στο πίσω μέρος της πλάκας, ούτως ώστε να μειωθούν οι καμπτικές δυνάμεις που παραλαμβάνουν οι ράγες ολίσθησης. Τέλος, η κύρια πλάκα και το βασικό έλασμα της ράγας θα παραμείνουν στο αρχικό τους πάχος, εφόσον σε αρκετά μέρη τους εμφάνισαν $N_{eq} < 5$.
4. Η ράγα θα επανασχεδιαστεί με σκοπό την προσθήκη γλίστρας προσαρμοσμένης στην κύρια πλάκα, η οποία θα ολισθαίνει στο μέσον της και θα παραλαμβάνει θλιπτικές δυνάμεις.

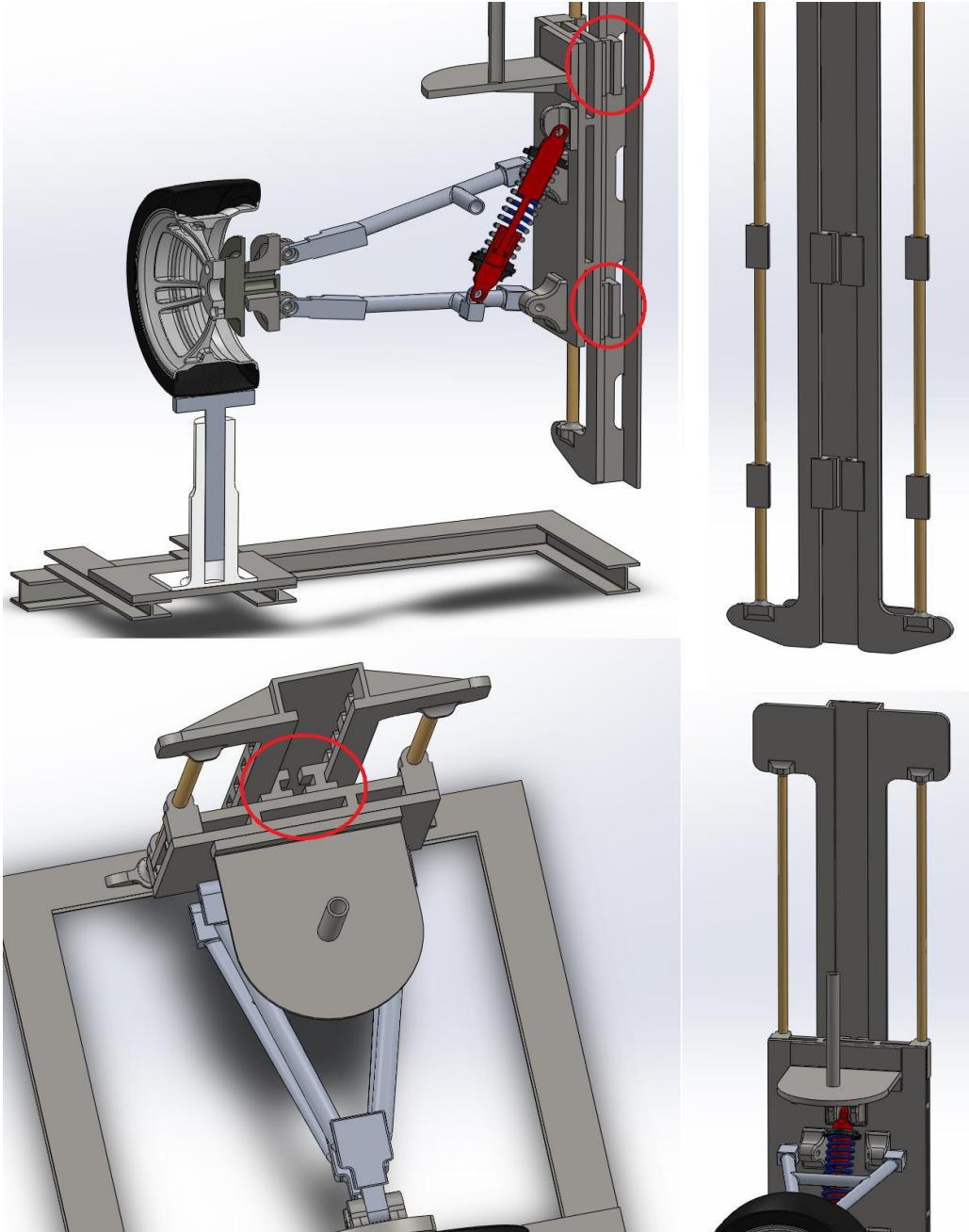


Σχήμα 6.33 ΟΠ στη ΣΑΠΣ του Μοντέλου3

6.4 Τελικός Σχεδιασμός

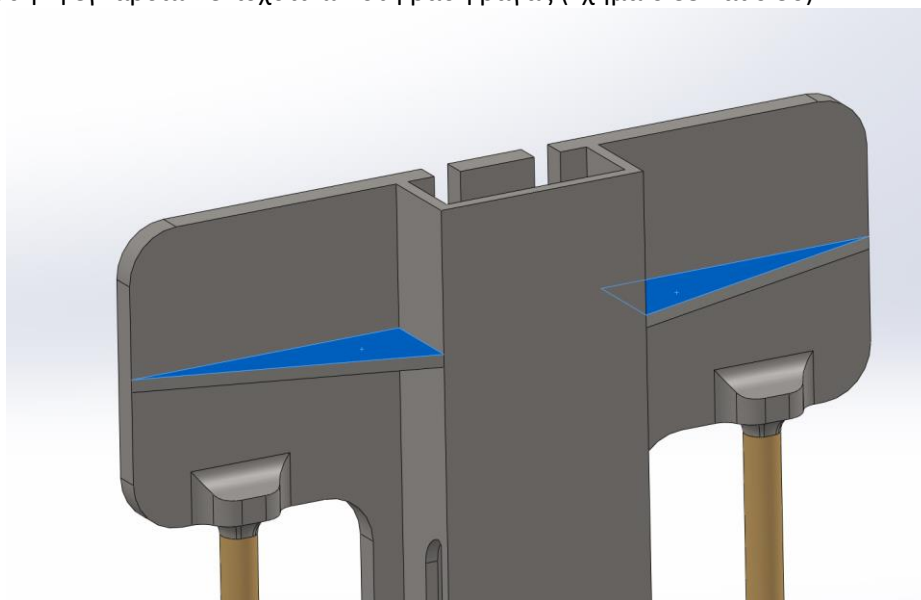
Στο τρίτο στάδιο του επανασχεδιασμού, δόθηκε βάση στις παρατηρήσεις του κεφαλαίου 6.3 με τις αντίστοιχες προτάσεις βελτίωσης του Μοντέλου3. Ακολούθησαν οι παρακάτω τροποποιήσεις :

- Προσθήκη ενδιάμεσης ράγας με τέσσερις ολισθητήρες στο πίσω μέρος της κύριας πλάκας στήριξης του αναρτώμενου μηχανισμού (Σχήμα 6.34).

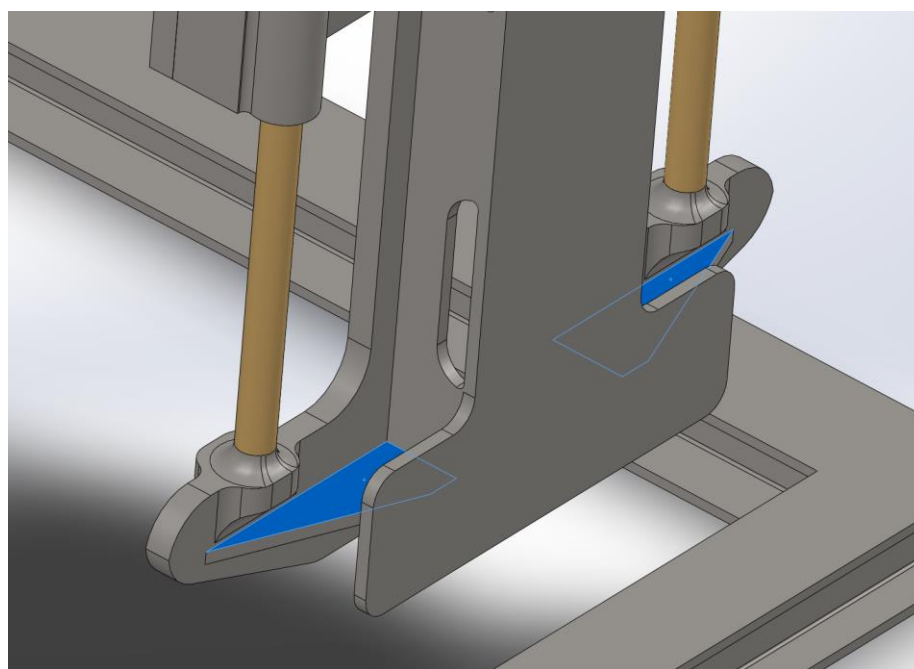


Σχήμα 6.34 Ενδιάμεση ράγα με τέσσερις ολισθητήρες στο πίσω μέρος της κύριας πλάκας στήριξης

- Προσθήκη εγκάρσιων ενισχυτικών στη βάση ράγας (Σχήμα 6.35 και 6.36)

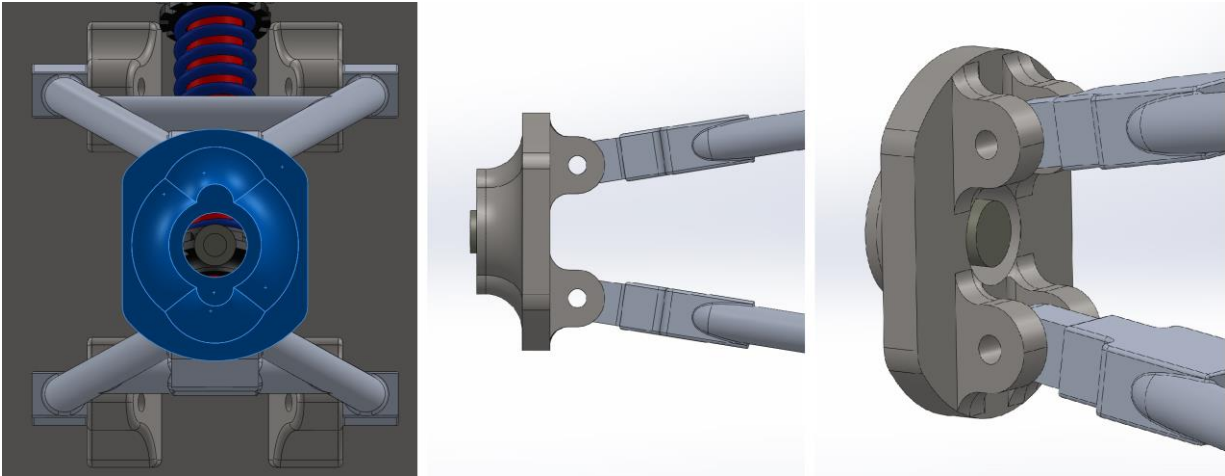


Σχήμα 6.35 Άνω εγκάρσιες ενισχύσεις βάσης ράγας



Σχήμα 6.36 Κάτω εγκάρσιες ενισχύσεις βάσης ράγας

- Επανασχεδιασμός του συνδέσμου ψαλιδιών, με σκοπό τη συμμετρία της διάταξης (Σχήμα 6.37)



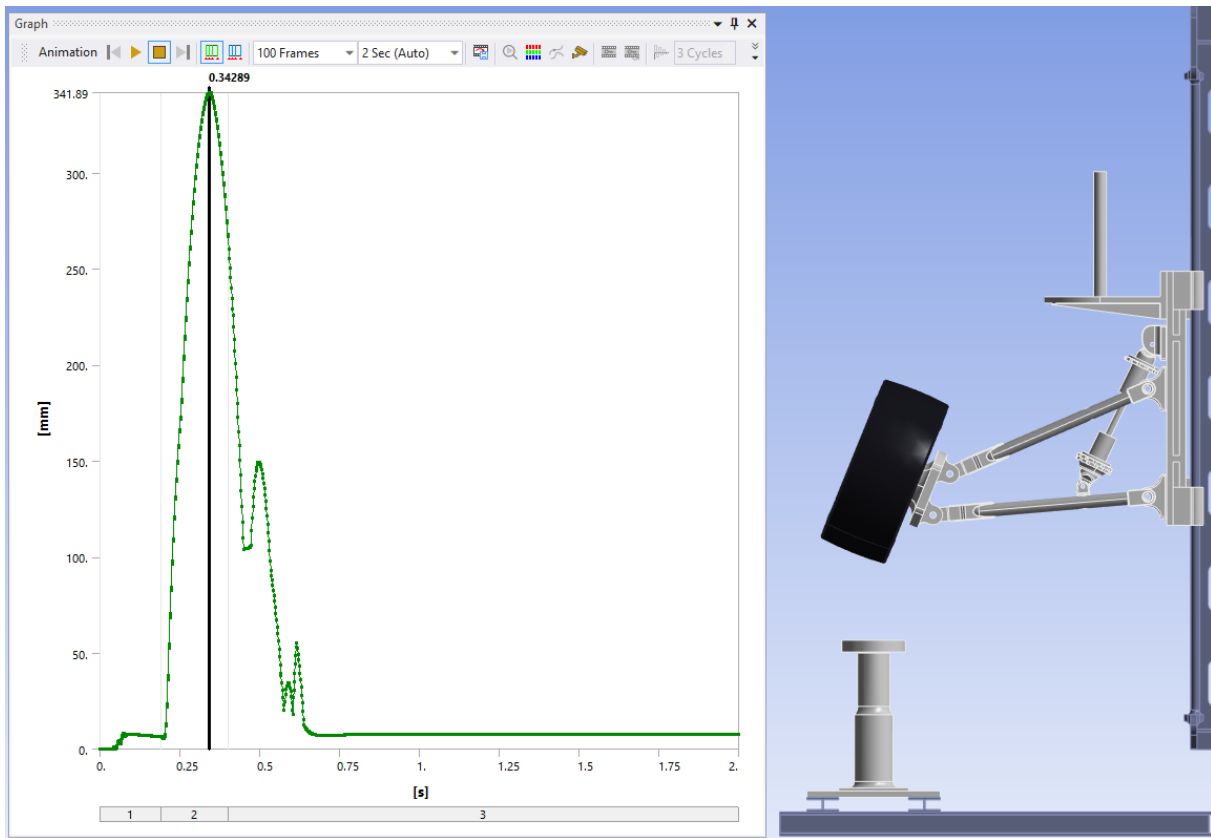
Σχήμα 6.37 Συμμετρικός σύνδεσμος ψαλιδιών

Τα δεδομένα που εισήχθησαν στο ΛΑΠΣ για την Ανάλυση Απαραμόρφωτων Σωμάτων-ΑΑΣ (Rigid Bodies Analysis) συνοψίζονται στον Πίνακα 6.8:

Δεδομένο εισαγωγής	Σύμβολο	Μέτρο
Ακαμψία ελατηρίου	$k_{ελ}$	25 N/mm
Απόσβεση αποσβεστήρα	C	5 Ns/mm
Μάζα βαριδίων (τεταρτημορίου)	$m_{βαρ}$	306 kg
Προένταση ελατηρίου	F_{pr}	5200 N
Συντελεστής τριβής ελαστικού	μ	0.7
Βαρύτητα	g	9806.6 mm/s ²
Χρόνος προσομοίωσης	T_{tot}	2 s

Πίνακας 6.8 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ Μοντέλου4

Η μέγιστη μετατόπιση στον κατακόρυφο άξονα έλαβε τιμή $\Delta y_{max} = 341.89 \text{ mm}$ και αντιστοιχεί στη μετατόπιση του άνω άκρου της κύριας πλάκας στήριξης, όπως διακρίνουμε στο Σχήμα 6.38 :

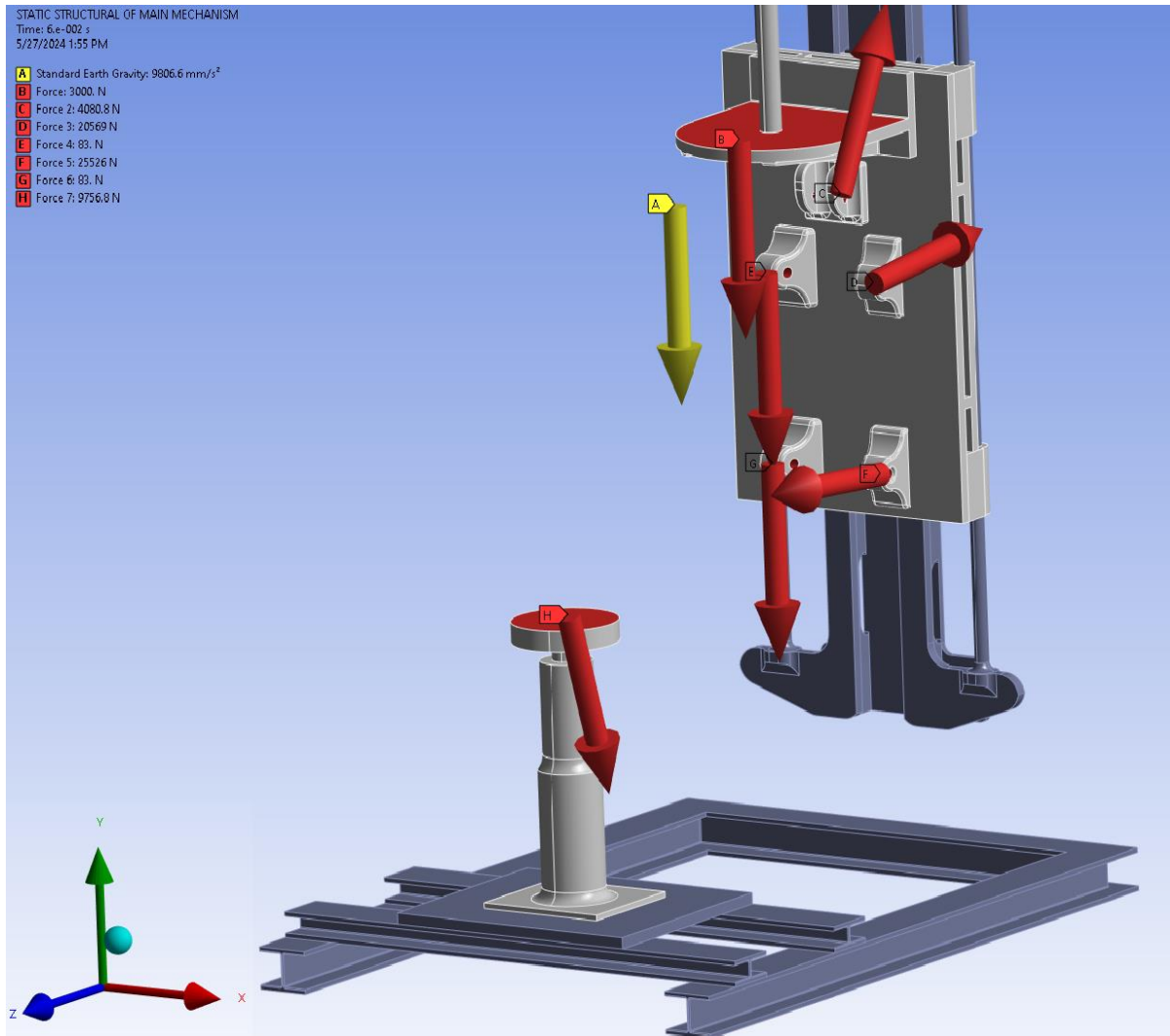


Σχήμα 6.38 Μέγιστη μετατόπιση άνω άκρου κύριας πλάκας στήριξης

Σε αυτό το σημείο, οι μέγιστες δυνάμεις που ασκήθηκαν από τις αναρτώμενες και μη αναρτώμενες μάζες στην διάταξη που σχεδιάζεται, εισήχθησαν στη ΣΑΠΣ. Στον Πίνακα 6.9 περιλαμβάνονται τα διανύσματα των δυνάμεων, βάση του ΔΣΣ της ΣΑΠΣ (Σχήμα 6.39).

Δύναμη	Διάνυσμα[N]
F_B	[0 - 3000 0]
F_C	[0 3588 - 1944]
F_D	[0 1747 - 20495]
F_E	[0 - 83 0]
F_F	[0 2060 25443]
F_G	[0 - 83 0]
F_H	[0 - 9287 - 2991]

Πίνακας 6.9 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ Μοντέλου4



Σχήμα 6.39 Διανύσματα και θέσεις δυνάμεων στην ΣΑΠΣ του Μοντέλου4

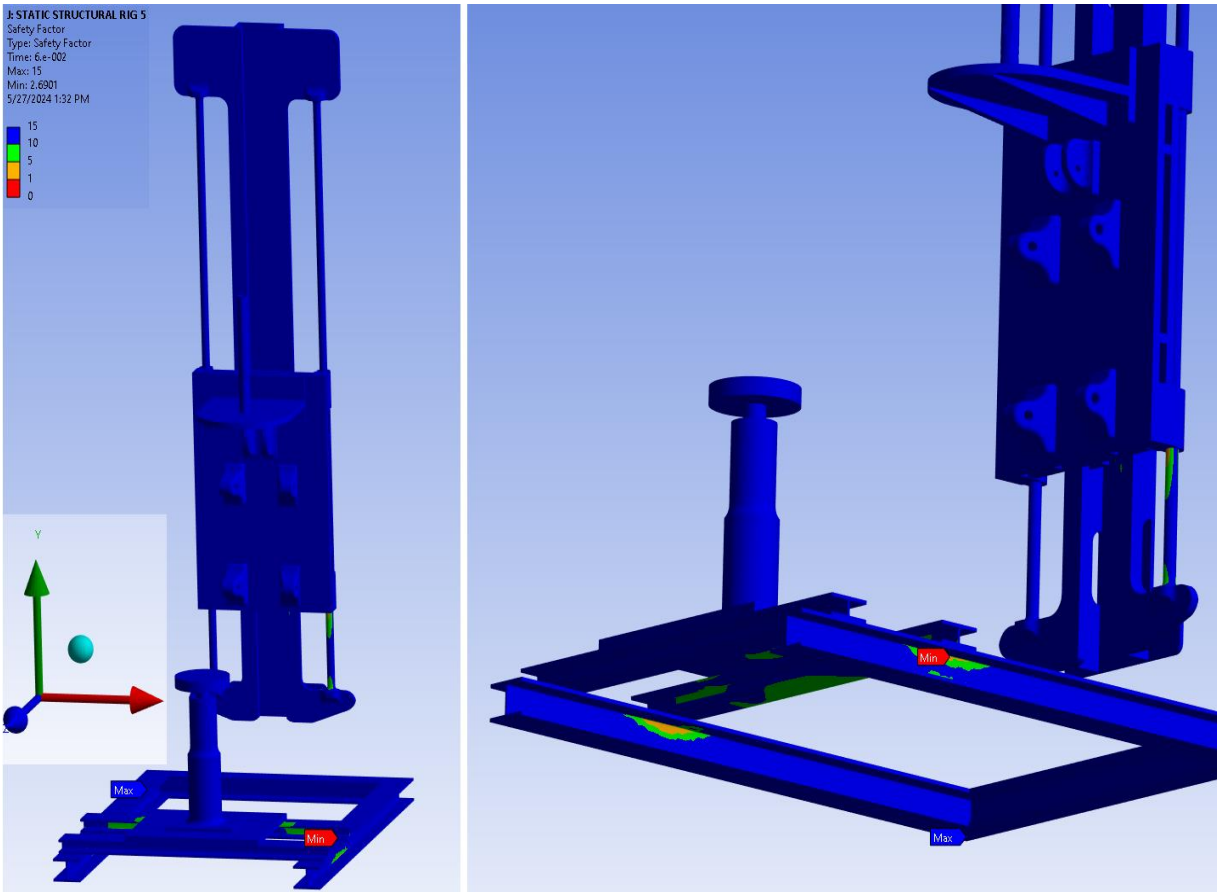
Η πλεγματοποίηση έλαβε τα χαρακτηριστικά του Πίνακα 6.10:

Πλεγματοποίηση Μοντέλου2	
Αριθμός Πεπερασμένων Στοιχείων	190,605
Αριθμός Κόμβων	333,209
Μέση Ποιότητα Πλέγματος	0.71
Τύπος Πεπερασμένων Στοιχείων	SOLID187

Πίνακας 6.10 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ Μοντέλου4

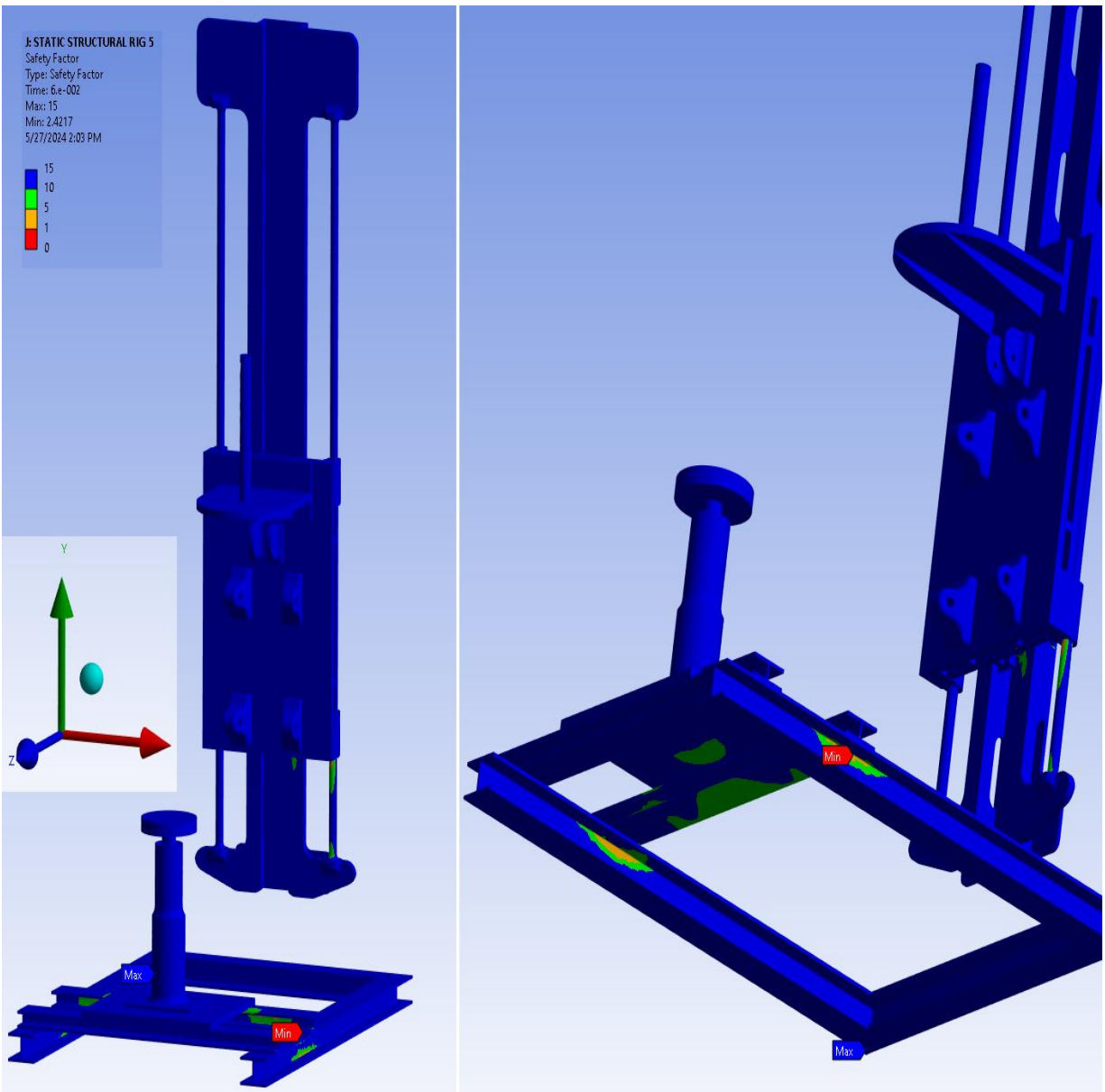
Από τη ΣΑΠΣ για τους ΣΑΙΤ, ΣΑΔΤ προκύπτουν τα παρακάτω συμπεράσματα (Σχήμα 6.40 και 6.41):

- Ο σχεδιασμός των εξαρτημάτων της διάταξης είναι επιτυχής, εφόσον όλα τα εξαρτήματα βρίσκονται εντός ορίων ασφαλείας ($N_{eq}, N_{sh} > 5$)
- Ελάχιστοι ΣΑΙΤ, ΣΑΔΤ περίπου ίσοι με 2.5, εμφανίζονται στην επαφή των μορφοδοκών Η με την επιδαπέδια βάση. Προτείνεται η επιπλέον στήριξη των μορφοδοκών Η για αποφυγή αντίστοιχης καταπόνησης και αύξηση των ΣΑ.

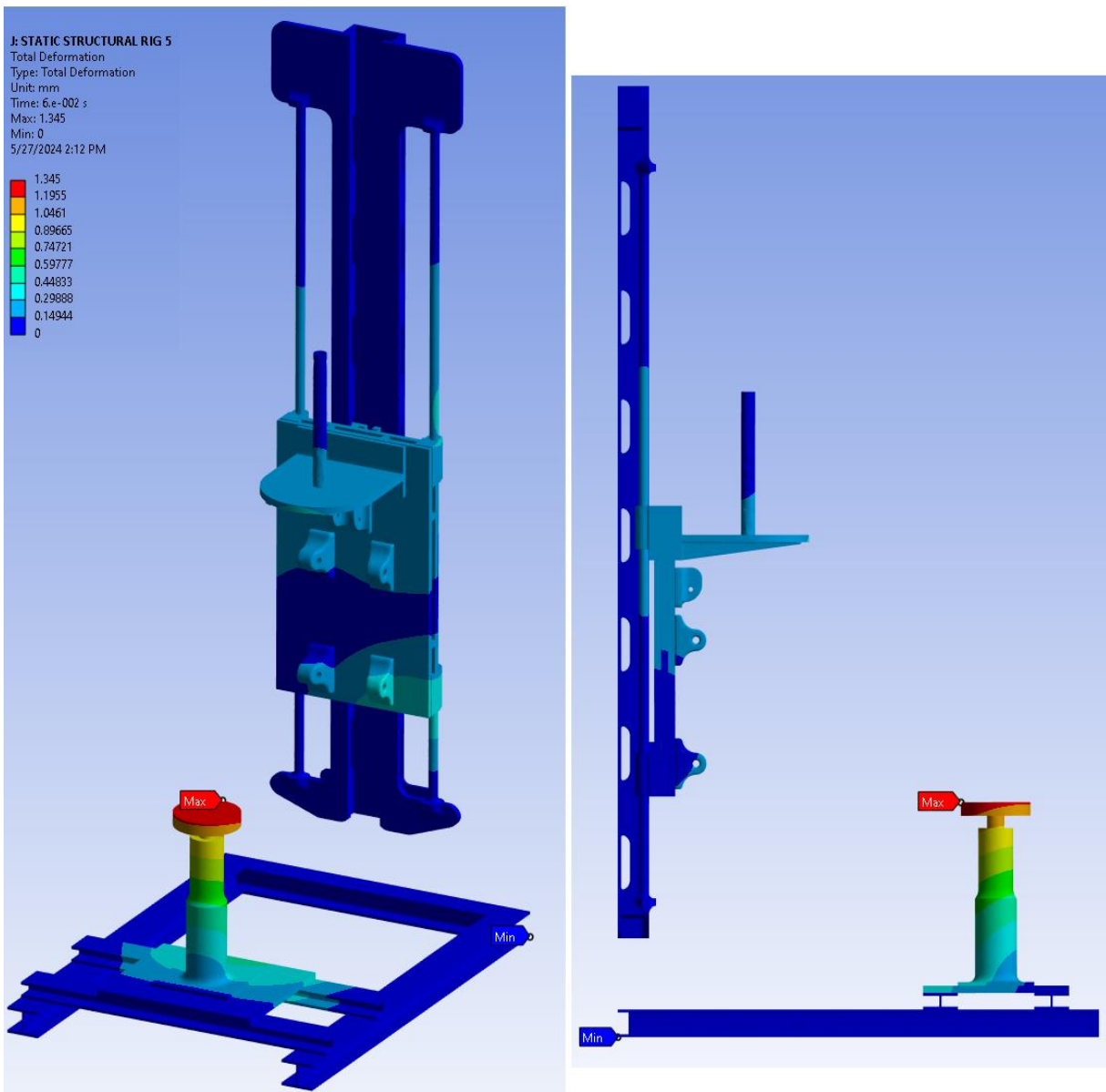


Σχήμα 6.40 ΣΑΙΤ N_{eq} Μοντέλου4 σε ΣΑΠΣ

- Η μέγιστη ΟΠ (Σχήμα 6.42) που προκύπτει στο Μοντέλο4 απαντάται στην ακμή του εμβόλου του επενεργητή με τιμή $\varepsilon_{max} = 1.345 \text{ mm}$, η τιμή της είναι αποδεκτή και δεν αποτελεί σχεδιαστική επιλογή, καθώς οι διαστάσεις του επενεργητή εξαρτώνται από τον προμηθευτή.
- Η διάταξη του δοκιμαστηρίου που αφορά στις σχεδιαστικές τροποποιήσεις, δεν ξεπερνά σε ΟΠ τα 0.5 mm .



Σχήμα 6.41 ΣΑΔΤ N_{sh} Μοντέλου4 σε ΣΑΠΣ



Σχήμα 6.42 ΟΠ στη ΣΑΠΣ του Μοντέλου4

7 Υπολογισμός συνδέσεων

Οι συνδέσεις που απαντώνται στην πειραματική διάταξη είναι συγκολλήσεις και κοχλίοσυνδέσεις. Αναλυτικότερα, συγκολλήσεις έχουν χρησιμοποιηθεί μεταξύ των ακόλουθων εξαρτημάτων:

- Μορφοδοκοί Η – επιδαπέδια βάση
- Μορφοδοκοί Η – βάση επενεργητή
- Βάση ράγας – κύρια πλάκα
- Βάση βαριδίων – κύρια πλάκα

Αντίστοιχα, κοχλίοσυνδέσεις έχουν χρησιμοποιηθεί μεταξύ:

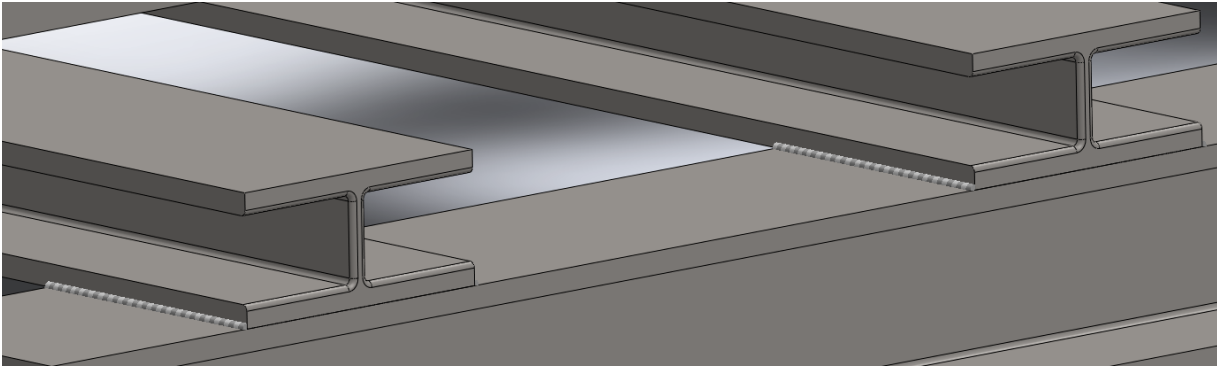
- Πλάκα – φλάτζα επενεργητή
- Επιδαπέδια βάση – έδαφος
- Επιτοίχια βάση – τοίχο
- Βάσεις ψαλιδίων – κύρια πλάκα
- Άνω βάση ανάρτησης – κύρια πλάκα

7.1 Υπολογισμός συγκολλήσεων

Σε αυτό το κεφάλαιο θα μελετηθούν οι συγκολλήσεις μεταξύ των βασικών μερών του δοκιμαστηρίου. Θα μελετηθεί το προφίλ συγκόλλησης, το υλικό συγκόλλησης και θα υπολογιστεί το απαιτούμενο πάχος ραφής.

7.1.1 Συγκόλληση μορφοδοκών Η με την επιδαπέδια βάση

Οι μορφοδοκοί Η συγκολλούνται συμμετρικά στην ορθές γωνίες που σχηματίζονται μεταξύ του κάθετου προφίλ της μορφοδοκού και του οριζόντιου προφίλ της επιδαπέδιας βάσης (Σχήμα 7.1).



Σχήμα 7.1 Συγκόλληση μορφοδοκών Η με την επιδαπέδια βάση

Για υλικό συγκόλλησης AWS-ASTM σειράς E6010 [23] το όριο διαρροής είναι ίσο με: $S_y = 350 \text{ MPa}$

Για το όριο διαρροής σε διάτμηση:

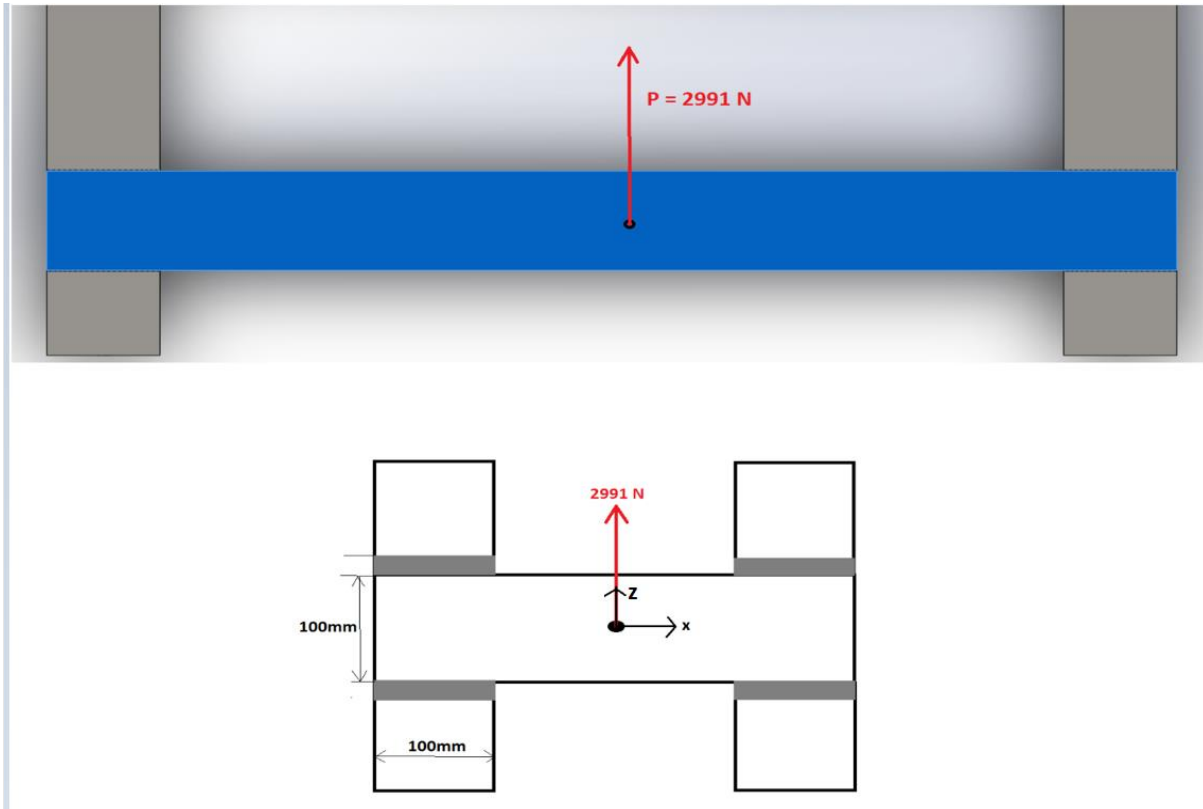
$$\sigma_{\varepsilon\pi} = 0.30 * S_y \rightarrow \sigma_{\varepsilon\pi} = S_{sy} = 105 \text{ MPa}$$

και βαθμό ασφαλείας συγκόλλησης $N = 3.34$

Ο συντελεστής συγκέντρωσης τάσης για συγκόλληση παράλληλων ραφών θα είναι: $C_f = 3.5 - 4.5$

Η διατμητική τάση που αναπτύσσεται (Σχήμα 7.2) στις συγκολλήσεις πρέπει να πληροί το Κριτήριο Μέγιστης Διατμητικής Τάσης (ΚΜΔΤ):

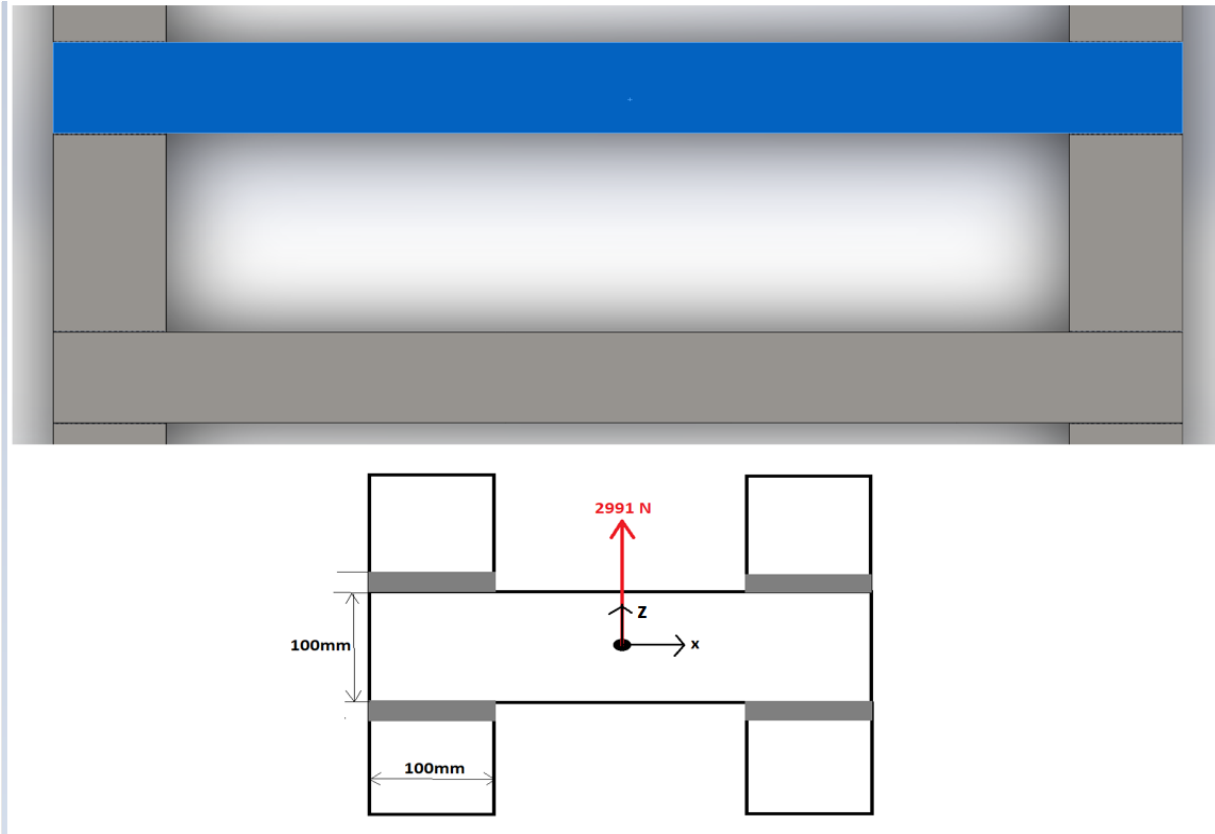
$$\tau = \frac{1.414 * P}{h * (2 * L + 2 * L)} \quad (\text{Εξ. 7.1.1}) \rightarrow \tau = \frac{0.3535 * P}{h * L} \leq \frac{S_{sy}}{N * C_f} \rightarrow h \geq 1.51 \text{ mm}$$



Σχήμα 7.2 Διατμητική δύναμη συγκόλλησης μεταξύ εξωτερικής μορφοδοκού Η – επιδαπέδιας βάσης

Αντίστοιχα για την εσωτερική μορφοδοκού Η (Σχήμα 7.3), με διατμητική δύναμη $P' = P = -2991 \text{ N}$, το ελάχιστο πάχος συγκόλλησης από την Εξ. 7.1.1 είναι:

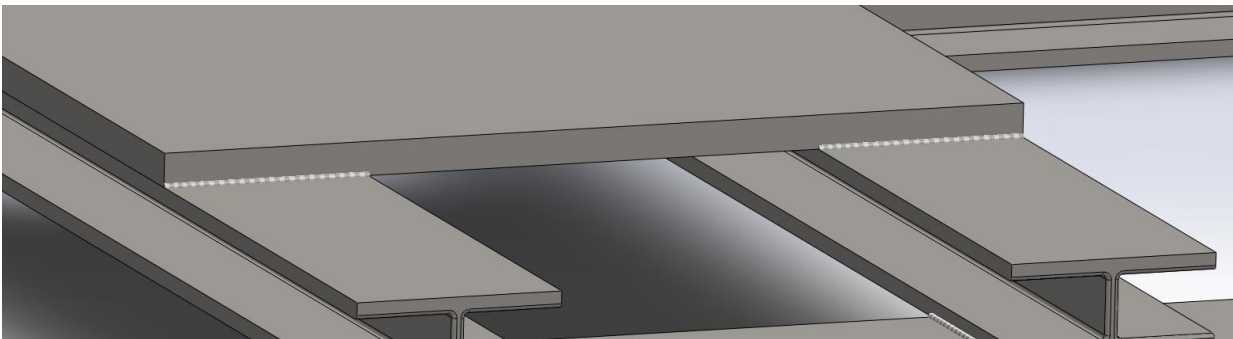
$$\tau' = \frac{0.3535 * P'}{h' * L} \leq \frac{S_{sy}}{N * C_f} \rightarrow h' \geq 1.51 \text{ mm}$$



Σχήμα 7.3 Διατμητική δύναμη συγκόλλησης μεταξύ εξωτερικής μορφοδοκού Η – επιδαπέδιας βάσης

7.1.2 Συγκόλληση μορφοδοκών Η με τη βάση του επενεργητή

Οι μορφοδοκοί Η συγκολλούνται συμμετρικά στην ορθές γωνίες που σχηματίζονται μεταξύ του οριζώντιου προφίλ της μορφοδοκού και του κάθετου προφίλ της βάσης του επενεργητή (Σχήμα 7.4).



Σχήμα 7.4 Συγκόλληση μορφοδοκών Η με τη βάση επενεργητή

Για υλικό συγκόλλησης AWS-ASTM σειράς E6010 ισχύει ό,τι και στην προηγούμενη ενότητα, επομένως για το προφίλ συγκόλλησης της εξωτερικής μορφοδοκού Η του Σχήματος 7.5 από το ΚΜΔΤ:

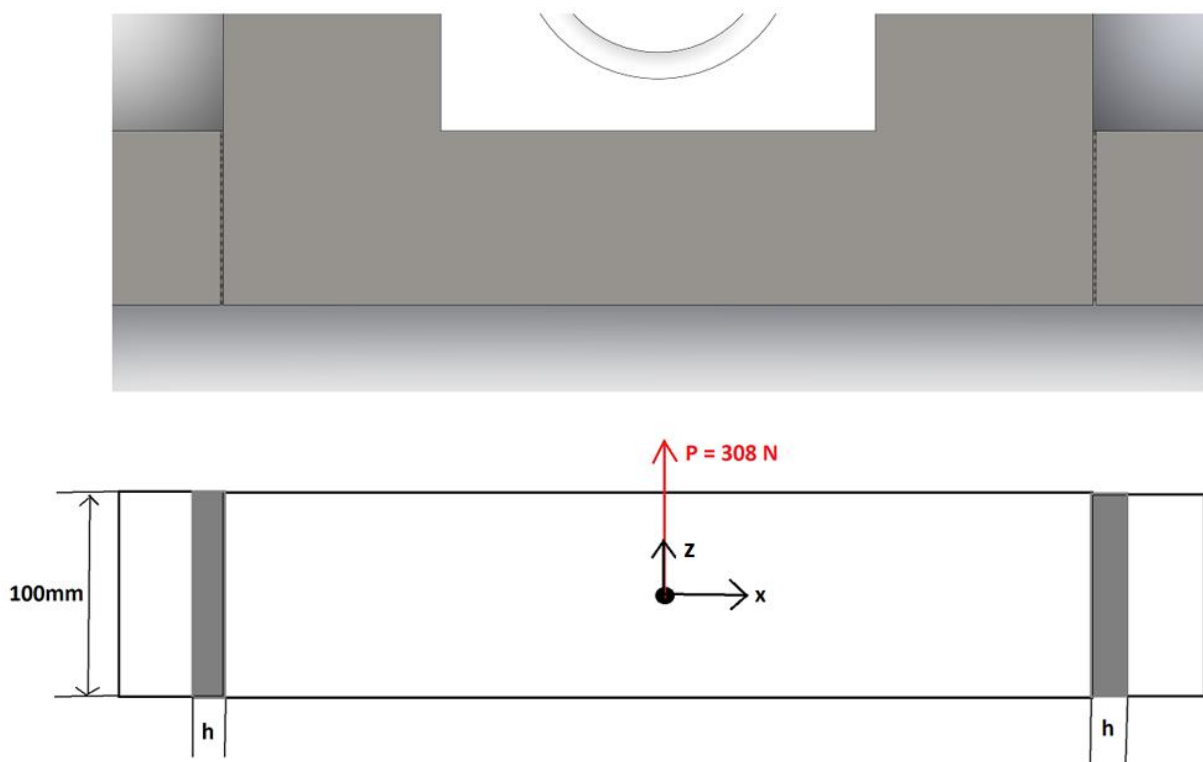
$$\tau = \frac{1.414 * P}{h * (L + L)} \text{ (Εξ. 7.2.1)} \rightarrow \tau = \frac{0.707 * P}{h * L} \leq \frac{S_{sy}}{N * C_f} \rightarrow h \geq 0.31 \text{ mm}$$

Για το προφίλ συγκόλλησης της εσωτερικής μορφοδοκού Η του Σχήματος 9.6 από την Εξ. 7.2.1 :

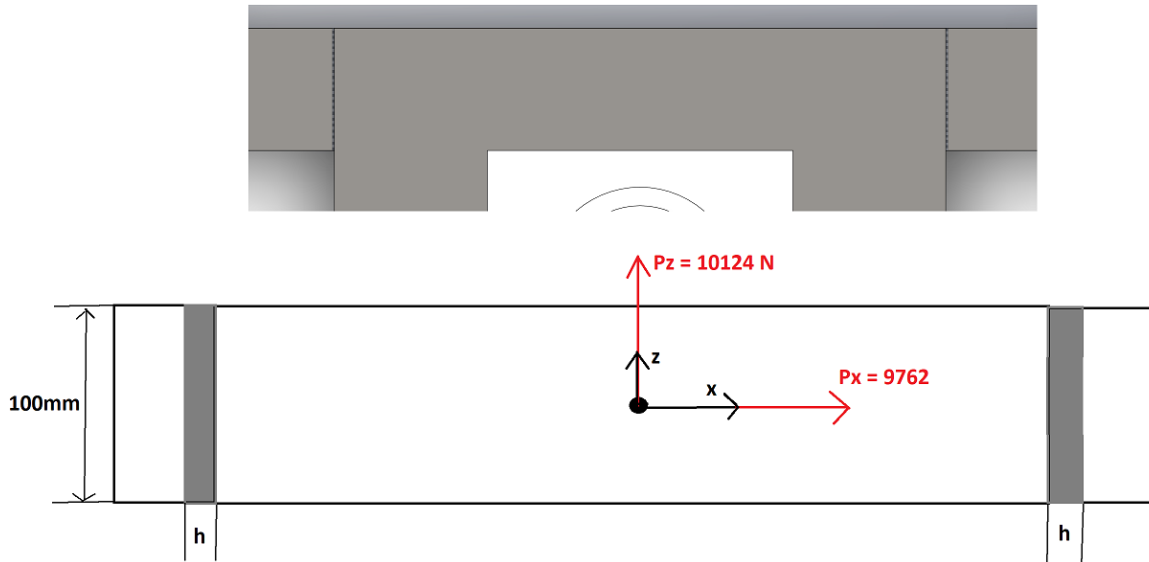
$$\tau_x = \frac{1.414 * P_x}{h_x * (L + L)} \rightarrow \tau_x = \frac{0.707 * P_x}{h_x * L} \leq \frac{S_{sy}}{N * C_f} \rightarrow h_x \geq 9.88 \text{ mm}$$

$$\tau_z = \frac{1.414 * P_z}{h_z * (L + L)} \rightarrow \tau_z = \frac{0.707 * P_z}{h_z * L} \leq \frac{S_{sy}}{N * C_f} \rightarrow h_z \geq 10.25 \text{ mm}$$

Εφόσον $h_z \geq h_x$, τότε πρέπει $h = h_z$ με $h \geq 10.25 \text{ mm}$



Σχήμα 7.5 Συγκόλληση εξωτερικής μορφοδοκού Η με τη βάση επενεργητή



Σχήμα 7.6 Συγκόλληση εσωτερικής μορφοδοκού Η με τη βάση επενεργητή

7.1.3 Συγκόλληση βάσεων ράγας με την κύρια πλάκα

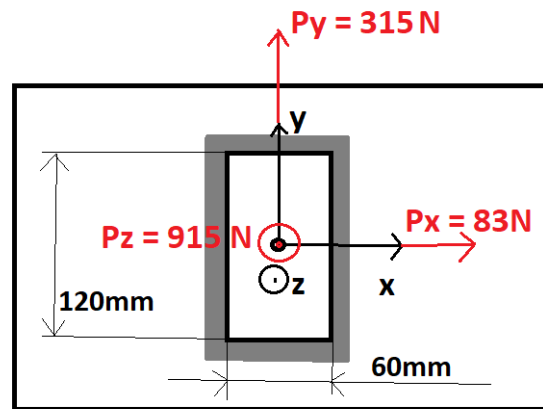
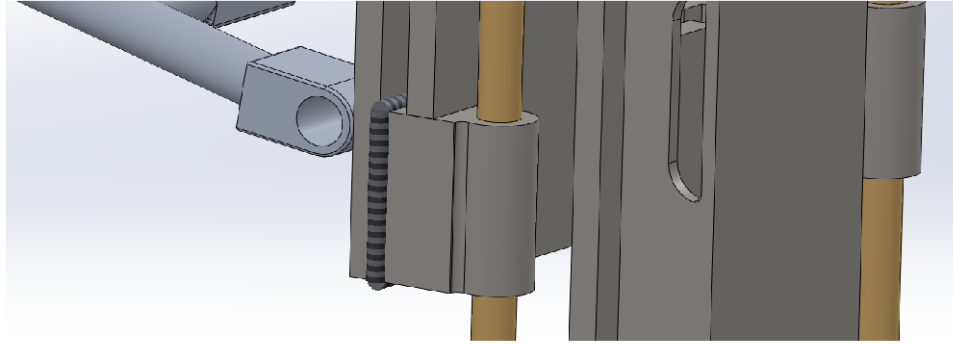
Η κάτω δεξιά βάση ράγας δέχεται δύναμη μέτρου $P = [P_x \ P_y \ P_z] = [83 \ 315 \ 915]$ [N] από την κύρια πλάκα εφαρμοζόμενη στο κέντρο συμμετρίας της (Σχήμα 7.7). Υπόκειται σε διάτμηση και σε εφελκυσμό. Για τον εφελκυσμό η επιφάνεια συγκόλλησης είναι:

$$A \cong 2 * 0.12 * h_z + 2 * 0.06 * h_z \rightarrow A = 0.36h_z \quad (\text{Εξ. 7.3.1})$$

Η εφελκυστική τάση :

$$\sigma = \frac{P_z}{A} \leq \frac{S_y}{N_\varepsilon * C_f} \quad (\text{Εξ. 7.3.2}) \quad , \quad \text{όπου } S_y = 350 \text{ MPa}, N_\varepsilon = 1.67, C_f = 4.5 \rightarrow$$

$$\frac{P_z}{A} \leq \frac{S_y}{N_\varepsilon * C_f} \rightarrow \frac{P_z}{0.36h_z} \leq \frac{S_y}{N_\varepsilon * C_f} \rightarrow h_z \geq 0.05 \text{ mm}$$



Σχήμα 7.7 Συγκόλληση κάτω δεξιάς βάσης ράγας με την κύρια πλάκα

Για τη διάτμηση οι τάσεις είναι:

$$A_x = 2 * 0.06 * h + 2 * h * (0.12 + 2 * h) = 4 * h^2 + 0.36 * h \quad (\text{Εξ. 9.3.3})$$

$$A_y = A_x$$

$$\tau_x = \frac{1.414 * P_x}{A_x} \quad (\text{Εξ. 9.2.1}) \rightarrow \tau_x = \frac{1.414 * P_x}{4 * h^2 + 0.36 * h} \leq \frac{S_{sy}}{N * C_f} \rightarrow h_x \geq 0.02 \text{ mm}$$

$$\tau_y = \frac{1.414 * P_y}{A_y} \rightarrow \tau_y = \frac{1.414 * P_y}{4 * h^2 + 0.36 * h} \leq \frac{S_{sy}}{N * C_f} \rightarrow h_y \geq 0.06 \text{ mm}$$

Εφόσον: $h_y > h_z > h_x \rightarrow h_{\kappa\delta} = h_y \rightarrow h_{\kappa\delta} \geq 0.06 \text{ mm}$

Η κάτω αριστερή βάση ράγας δέχεται δύναμη μέτρου $P = [P_x \ P_y \ P_z] = [93 \ 888 \ 240] \text{ [N]}$ από την κύρια πλάκα εφαρμοζόμενη στο κέντρο συμμετρίας της. Υπόκειται σε διάτμηση και σε εφελκυσμό αντίστοιχα με την κάτω δεξιά βάση.

Για τον εφελκυσμό η επιφάνεια συγκόλλησης είναι:

$$A \cong 2 * 0.12 * h_z + 2 * 0.06 * h_z \rightarrow A = 0.36h_z \quad (\text{Εξ. 7.3.1})$$

Η εφελκυστική τάση :

$$\sigma = \frac{P_z}{A} \leq \frac{S_y}{N_\varepsilon * C_f} \quad (\text{Εξ. 9.3.2}), \text{ όπου } S_y = 350 \text{ MPa}, N_\varepsilon = 1.67, C_f = 4.5 \rightarrow$$

$$\frac{P_z}{A} \leq \frac{S_y}{N_\varepsilon * C_f} \rightarrow \frac{P_z}{0.36h_z} \leq \frac{S_y}{N_\varepsilon * C_f} \rightarrow h_z \geq 0.01 \text{ mm}$$

Για τη διάτμηση οι τάσεις είναι:

$$A_x = 2 * 0.06 * h + 2 * h * (0.12 + 2 * h) = 4 * h^2 + 0.36 * h \quad (\text{Εξ. 7.3.3})$$

$$A_y = A_x$$

$$\tau_x = \frac{1.414 * P_x}{A_x} \quad (\text{Εξ. 9.2.1}) \rightarrow \tau_x = \frac{1.414 * P_x}{4 * h^2 + 0.36 * h} \leq \frac{S_{sy}}{N * C_f} \rightarrow h_x \geq 0.02 \text{ mm}$$

$$\tau_y = \frac{1.414 * P_y}{A_y} \rightarrow \tau_y = \frac{1.414 * P_y}{4 * h^2 + 0.36 * h} \leq \frac{S_{sy}}{N * C_f} \rightarrow h_y \geq 0.18 \text{ mm}$$

Εφόσον: $h_y > h_x > h_z \rightarrow h_{κα} = h_y \rightarrow h_{κα} \geq 0.18 \text{ mm}$

Η πάνω αριστερή βάση ράγας δέχεται δύναμη μέτρου $P = [P_x \ P_y \ P_z] = [16 \ 1775 \ 40]$ [N] από την κύρια πλάκα εφαρμοζόμενη στο κέντρο συμμετρίας της. Υπόκειται πρακτικά μόνο σε διάτμηση, εφόσον η εφελκυστική δύναμη είναι υπερβολικά μικρή σε μέτρο.

Η διατμητική τάση είναι:

$$A_y = 2 * 0.06 * h + 2 * h * (0.12 + 2 * h) = 4 * h^2 + 0.36 * h \quad (\text{Εξ. 7.3.3})$$

$$\tau_y = \frac{1.414 * P_y}{A_y} \quad (\text{Εξ. 9.2.1}) \rightarrow \tau_y = \frac{1.414 * P_y}{4 * h^2 + 0.36 * h} \leq \frac{S_{sy}}{N * C_f} \rightarrow h_y \geq 0.33 \text{ mm}$$

Εφόσον: $h_{πα} = h_y \rightarrow h_{πα} \geq 0.33 \text{ mm}$

Η πάνω δεξιά βάση ράγας δέχεται δύναμη μέτρου $P = [P_x \ P_y \ P_z] = [17 \ 3016 \ 114]$ [N] από την κύρια πλάκα εφαρμοζόμενη στο κέντρο συμμετρίας της. Υπόκειται πρακτικά μόνο σε διάτμηση, εφόσον η εφελκυστική δύναμη είναι υπερβολικά μικρή σε μέτρο.

Η διατμητική τάση είναι:

$$A_y = 2 * 0.06 * h + 2 * h * (0.12 + 2 * h) = 4 * h^2 + 0.36 * h \quad (\text{Εξ. 7.3.3})$$

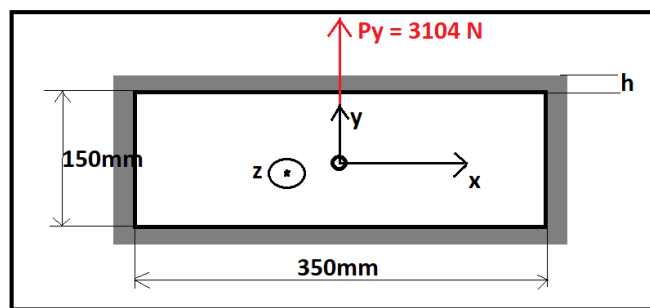
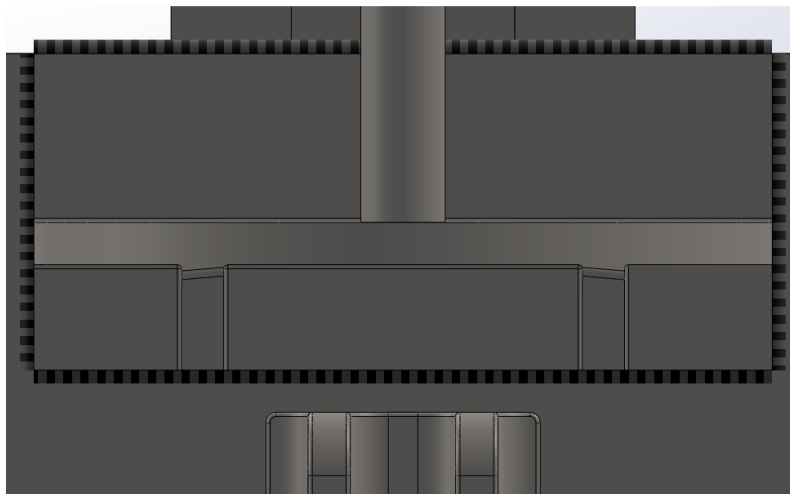
$$\tau_y = \frac{1.414 * P_y}{A_y} \rightarrow \tau_y = \frac{1.414 * P_y}{4 * h^2 + 0.36 * h} \leq \frac{S_{sy}}{N * C_f} \rightarrow h_y \geq 0.61 \text{ mm} \quad (\text{Εξ. 7.2.1})$$

Εφόσον: $h_{\pi\delta} = h_y \rightarrow h_{\pi\delta} \geq 0.61 \text{ mm}$

Παρατηρείται πως: $h_{\pi\delta} > h_{\pi\alpha} > h_{\kappa\alpha} > h_{\kappa\delta}$, επομένως για χάριν απλότητας κατά την συγκόλληση των βάσεων ράγας, επιλέχθηκε για όλες τις βάσεις πάχος ραφής ίσο με $h = h_{\pi\delta} \rightarrow h \geq 0.61 \text{ mm}$

7.1.4 Συγκόλληση βάσης βαριδίων με την κύρια πλάκα

Η βάση βαριδίων δέχεται δύναμη μέτρου $P = [P_x \ P_y \ P_z] = [0 \ 3104 \ 0] \text{ [N]}$ από την κύρια πλάκα εφαρμοζόμενη στο κέντρο συμμετρίας της. Υπόκειται πρακτικά μόνο σε διάτμηση στον κατακόρυφο άξονα y , εφόσον η εφελκυστική δύναμη και η διατμητική στον άξονα x είναι μηδενικές.



Σχήμα 7.8 Συγκόλληση βάσης βαριδίων με την κύρια πλάκα

Η διατμητική τάση είναι:

$$A_y = 2 * 0.15 * h + 2 * h * (0.35 + 2 * h) = 4 * h^2 + h \quad (\text{Εξ. 7.3.3})$$

$$\tau_y = \frac{1.414 * P_y}{A_y} \rightarrow \tau_y = \frac{1.414 * P_y}{4 * h^2 + h} \leq \frac{S_{sy}}{N * C_f} \rightarrow h_y \geq 0.63 \text{ mm} \quad (\text{Εξ. 7.2.1})$$

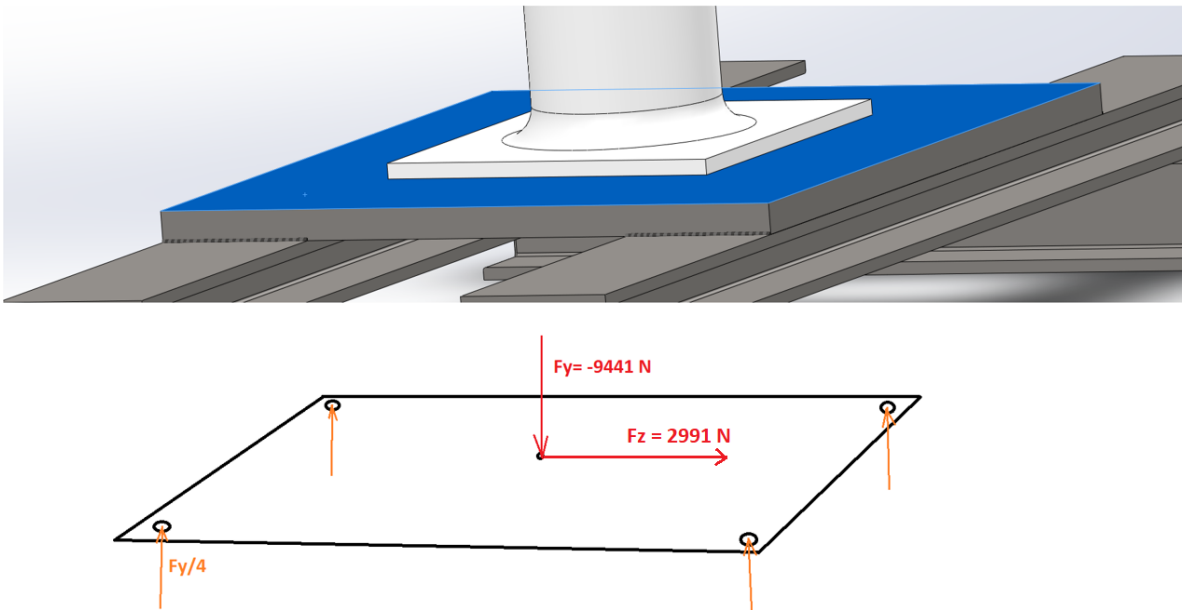
Εφόσον: $h = h_y \rightarrow h \geq 0.63 \text{ mm}$

7.2 Υπολογισμός κοχλιοσυνδέσεων

Σε αυτό το κεφάλαιο θα μελετηθούν οι κοχλιοσυνδέσεις μεταξύ των βασικών μερών του δοκιμαστήριου. Θα μελετηθεί η αντοχή τους σε εφελκυσμό, η απαιτούμενη προένταση και θα υπολογιστεί ο απαιτούμενος αριθμός κοχλίων και η τάση σπειρώματος για τη στήριξη. Σε περίπτωση που ο κοχλίας είναι περαστός θα υπολογιστεί το απαιτούμενο ύψος του παξιμαδιού, βάσει του κριτηρίου οριακής επιφανειακής τάσης σπειρώματος.

7.2.1 Κοχλιοσύνδεση πλάκας με τη φλάτζα του επενεργητή

Η πλάκα δέχεται δύναμη μέτρου $F = [F_x \ F_y \ F_z] = [0 \ -9441 \ 2991]$ [N] από τη φλάτζα του επενεργητή, εφαρμοζόμενη στο κέντρο συμμετρίας της. Υπόκειται σε διάτμηση (Σχήμα 7.9).



Σχήμα 7.9 Κοχλιοσύνδεση επενεργητή με τη βάση επενεργητή

Εάν υποθέσουμε πως η κοχλιοσύνδεση θα γίνει με τέσσερις(4) περαστούς κοχλίες με παξιμάδι και ότι η θλιπτική δύναμη ισοκατανέμεται στην επιφάνεια του επενεργητή, τότε για να μη χαθεί η επαφή της κεφαλής του κοχλίου με την φλάντζα πρέπει $F_i \geq \frac{N * F_y}{4}$, όπου F_i η προένταση του κοχλίου και $N = 5$ ο συντελεστής ασφαλείας του σχεδιασμού. Κατά Niemann :

$$F_i = 2840 * d \text{ (Εξ. 7.1.1) } , \text{ όπου } [F_i] = kp, [d] = cm \rightarrow F_i = 2840 * d = \frac{N * F_y}{4} \rightarrow$$

$$d = d_{min} = 0.425 \text{ cm} \rightarrow d_{min} = 4.25 \text{ mm}$$

Έστω λοιπόν κοχλίας ISO M4.5 (Πίνακα 7-1 σελ. 214) [23] τότε η φορτιζόμενη επιφάνειά του σε δυναμική φόρτιση θα είναι $A = 11.3 \text{ mm}^2$, το βήμα του $P = 0.75 \frac{\text{mm}}{\text{rev}}$, $H_1 = 0.54127 * P$ και η μέση διάμετρος $d_2 = 4.013 \text{ mm}$. Τότε:

$$F_i = 2840 * d \rightarrow F_i = 1278 \text{ kp} \rightarrow F_i = 12533 \text{ N}$$

Αρχικά θα ελέγχει η αντοχή σε εφελκυσμό του κοχλία με το κριτήριο εφελκυστικής αντοχής:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \frac{S_y}{N} \quad (\text{Εξ. 7.1.2}),$$

όπου το όριο ροής για κατηγορία κοχλία 10.9 είναι $S_y = 900 \text{ MPa}$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F_i}{A} = 1109 \text{ MPa} \rightarrow N = 0.81 < 1,$$

επομένως θα πρέπει να επαναδιαστασιοποιηθεί ο κοχλίας.

Για κοχλία M6 κατά ISO :

$$F_i = 2840 * d \rightarrow F_i = 1704 \text{ kp} \rightarrow F_i = 16710 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{F_i}{A} = \frac{16710}{20.1} = 831 \text{ MPa} \rightarrow N = 1.083 > 1$$

Το σπείρωμα του περικοχλίου δε θα πρέπει να ξεπερνάει τη μέγιστη επιτρεπτή επιφανειακή τάση σπειρώματος. Με το κριτήριο αυτό θα υπολογιστεί το απαραίτητο ύψος σπειρώματος:

$$h_\pi = \frac{F_i}{\sigma_{\varepsilon\pi} * \frac{\pi * d_2 * H_1}{P}} \quad (\text{Εξ. 7.1.3})$$

Για περικόχλιο και κοχλία από χάλυβα-χυτοσίδηρο η επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση είναι

$$\sigma_{\varepsilon\pi} = 120 - 170 \text{ MPa} \quad \text{εάν } \sigma_{\varepsilon\pi} = 120 \text{ MPa} \rightarrow \mathbf{h_\pi = 120.98 \text{ mm}}$$

Μένει να ελεγχθεί η αντοχή του κοχλία σε διάτμηση. Η προένταση του κοχλία απαιτεί κατά Niemann ροπή:

$$M_i = C * d * F_i \quad (\text{Εξ. 7.1.4}) ,$$

όπου $C = 0.18$ για σπείρωμα με λιπαντικό.

Άρα:

$$M_i = 138 \text{ kpcm} \rightarrow M_i = 13.54 \text{ Nm}$$

Η παραπάνω ροπή στρέψης προκαλεί στον άξονα του κοχλία διατμητική τάση από στρέψη:

$$\tau = \frac{16 * M_i}{\pi * d_3^3}, \quad d_3 = 4.773 \text{ mm} \rightarrow \tau = 635.4 \text{ MPa} \quad (\text{Εξ. 7.1.5})$$

Η συνιστώσα F_z επίσης δημιουργεί στον κοχλία διατμητική τάση :

$$\tau_F = \frac{4 * \left(\frac{F_z}{4}\right)}{\pi * d_3^2} \rightarrow \tau_F = 41.84 \text{ MPa} \quad (\text{Εξ. 7.1.6})$$

Η ολική διατμητική τάση στον κοχλία είναι: $\tau_{ολ} = \tau + \tau_F \rightarrow \tau_{ολ} = 677.24 \text{ MPa}$
 Σύμφωνα με το ΚΜΔΤ:

$$\tau_{ολ} \leq \frac{S_{sy}}{N} = \frac{S_y}{2*N} \quad (\text{Εξ. 7.1.7}), \text{ όπου το όριο ροής για κατηγορία κοχλία 10.9 είναι } S_y = 900 \text{ MPa} \rightarrow$$

$$\rightarrow S_{sy} = 450 \text{ MPa},$$

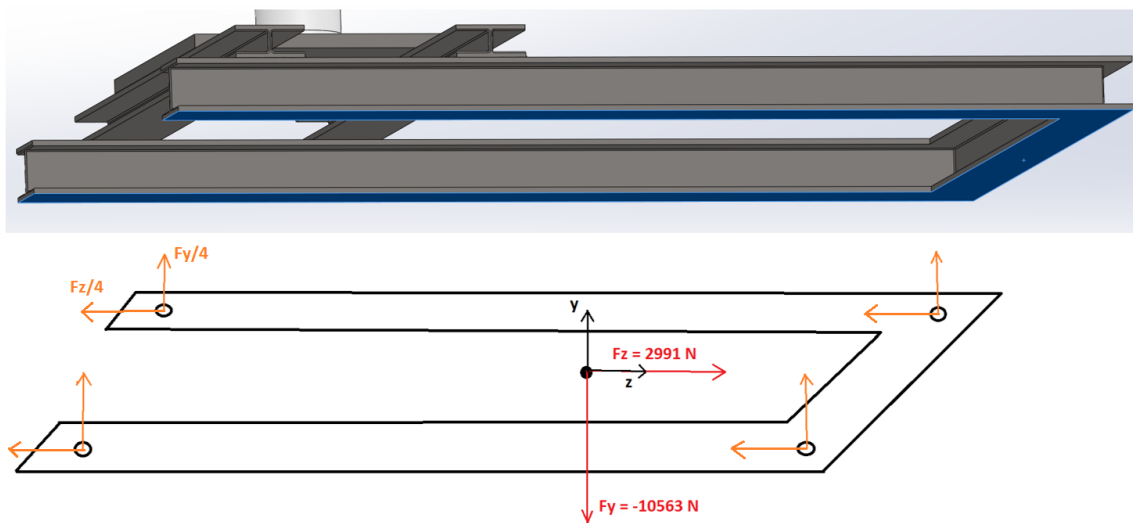
$$\text{επομένως } N = \frac{450}{677.24} \rightarrow N = 0.66$$

κοχλίας **ISO M6** δεν είναι ασφαλής σύμφωνα με το κριτήριο ΚΜΔΤ. Για να βρεθεί ο κοχλίας εντός ορίων είναι εφικτό να αυξήσουμε των αριθμών των κοχλίων, αν θεωρηθεί ότι παραλαμβάνουν ισόποσα τη διατμητική τάση, από τέσσερις (4) σε οχτώ (8). Τότε θα είναι εφικτό να μειωθεί η προένταση στους κοχλίες, άρα και η διατμητική τους τάση. Άλλη μία λύση είναι να επιλεγεί μεγαλύτερη διάμετρος κοχλία (πχ. σε ISO M8). Για κοχλία **ISO M8**:

$$h'_\pi = 11.39 \text{ mm} < 60 \text{ mm} \text{ που είναι το πάχος της μορφοδοκού H}$$

7.2.2 Κοχλιοσύνδεση επιδαπέδιας βάσης με το έδαφος

Η επιδαπέδια βάση δέχεται δύναμη μέτρου $F = [F_x \ F_y \ F_z] = [0 \ -10563 \ 2991] \text{ [N]}$ από την κατασκευή, εφαρμοζόμενη στο κέντρο συμμετρίας της. Υπόκειται σε διάτμηση και σε θλίψη (Σχήμα 7.10).



Σχήμα 7.10 Κοχλιοσύνδεση επιδαπέδιας βάσης με το έδαφος

Εάν υποθέσουμε πως η κοχλιοσύνδεση θα γίνει με τέσσερις(4) κοχλίες αγκύρωσης και ότι η θλιπτική και διατμητική δύναμη ισοκατανέμεται στην επιφάνεια της πλάκας, τότε για να μη χαθεί η επαφή της κεφαλής του κοχλίου με την φλάτζα πρέπει $F_i \geq \frac{N \cdot F_y}{4}$ (Εξ. 7.2.1), όπου F_i η προένταση του κοχλίου και $N = 5$ ο συντελεστής ασφαλείας του σχεδιασμού. Κατά Niemann :

$$F_i = 2840 \cdot d, \text{ όπου } [F_i] = kp, [d] = cm \rightarrow F_i = 2840 \cdot d = \frac{N \cdot F_y}{4} \rightarrow d = d_{min} = 0.474 \text{ cm} \rightarrow d_{min} = 4.74 \text{ mm}$$

Έστω λοιπόν κοχλίας ISO M5 (Πίνακα 7-1 σελ. 214) [23] τότε η φορτιζόμενη επιφάνειά του σε δυναμική φόρτιση θα είναι $A = 14.2 \text{ mm}^2$, το βήμα του $P = 0.8 \frac{\text{mm}}{\text{rev}}$, $H_1 = 0.54127 \cdot P$ και η μέση διάμετρος $d_2 = 4.48 \text{ mm}$. Τότε:

$$F_i = 2840 \cdot d \rightarrow F_i = 1420 \text{ kp} \rightarrow F_i = 13925 \text{ N}$$

Αρχικά θα ελεγχθεί η αντοχή σε εφελκυσμό του κοχλίου με το κριτήριο εφελκυστικής αντοχής:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \frac{S_y}{N} \text{ (Εξ. 7.2.2),}$$

όπου το όριο ροής για κατηγορία κοχλίου 10.9 είναι $S_y = 900 \text{ MPa}$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F_i}{A} = 981 \text{ MPa} \rightarrow N = 0.92 < 1,$$

επομένως θα πρέπει να επαναδιαστασιοποιηθεί ο κοχλίας.
Για κοχλίου M6 κατά ISO :

$$F_i = 2840 \cdot d \rightarrow F_i = 1704 \text{ kp} \rightarrow F_i = 16710 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{F_i}{A} = \frac{16710}{20.1} = 831 \text{ MPa} \rightarrow N = 1.083 > 1$$

Το σπείρωμα του περικοχλίου (θηλυκό σπείρωμα πακτωμένο στο έδαφος) δε θα πρέπει να ξεπερνάει τη μέγιστη επιτρεπτή επιφανειακή τάση σπειρώματος. Με το κριτήριο αυτό θα υπολογιστεί το απαραίτητο ύψος σπειρώματος του στηρίγματος εδάφους:

$$h_\pi = \frac{F_i}{\sigma_{\varepsilon\pi} \cdot \frac{\pi \cdot d_2 \cdot H_1}{P}} \text{ (Εξ. 7.2.3)}$$

Για περικόχλιο και κοχλίου από χάλυβα-χυτοσίδηρο η επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση είναι $\sigma_{\varepsilon\pi} = 120 - 170 \text{ MPa}$ εάν $\sigma_{\varepsilon\pi} = 120 \text{ MPa} \rightarrow h_\pi = 120.98 \text{ mm}$

Μένει να ελεγχθεί η αντοχή του κοχλίου σε διάτμηση. Η μέγιστη προένταση του κοχλίου απαιτεί κατά Niemann ροπή:

$$M_i = C \cdot d \cdot F_i \text{ (Εξ. 7.2.4), όπου } C = 0.18 \text{ για σπείρωμα με λιπαντικό.}$$

Άρα: $M_i = 138 \text{ krcm} \rightarrow M_i = 13.54 \text{ Nm}$

Η παραπάνω ροπή στρέψης προκαλεί στον άξονα του κοχλίου διατμητική τάση από στρέψη:

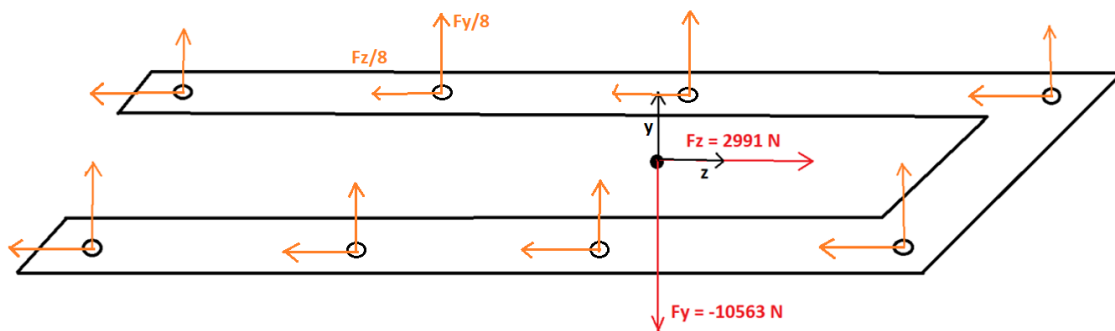
$$\tau = \frac{16 * M_i}{\pi * d_3^3} \quad (\text{Εξ. 7.2.5}), \quad d_3 = 4.773 \text{ mm} \rightarrow \tau = 635 \text{ MPa}$$

Η συνιστώσα F_z επίσης δημιουργεί στον κοχλία διατμητική τάση :

$$\tau_F = \frac{4 * \left(\frac{F_z}{4}\right)}{\pi * d_3^2} \quad (\text{Εξ. 7.2.6}) \rightarrow \tau_F = 41.83 \text{ MPa}$$

Η ολική διατμητική τάση στον κοχλία είναι: $\tau_{ολ} = \tau + \tau_F \rightarrow \tau_{ολ} = 676.83 \text{ MPa}$
Σύμφωνα με το ΚΜΔΤ:

$\tau_{ολ} \leq \frac{S_{sy}}{N} = \frac{S_y}{2 * N}$ (Εξ. 7.2.7), όπου το όριο ροής για κατηγορία κοχλίου 10.9 είναι $S_y = 900 \text{ MPa} \rightarrow$
 $\rightarrow S_{sy} = 450 \text{ MPa}$, επομένως $N = \frac{450}{676.83} \rightarrow N = 0.66$ ο κοχλίας **ISO M6** δεν είναι ασφαλής σύμφωνα με το ΚΜΔΤ. Για να βρεθεί ο κοχλίας εντός ορίων είναι εφικτό να αυξήσουμε των αριθμών των κοχλίων, αν θεωρηθεί ότι παραλαμβάνουν ισόποσα τη διατμητική τάση, από τέσσερις (4) σε οχτώ (8) όπως αντίστοιχα έγινε στην ενότητα 9.1 για τη βάση του επενεργητή. Παράλληλα θα ήταν συνετό να αυξηθεί και η διάμετρος κοχλίου (πχ. σε ISO M8) (Σχήμα 7.11).



Σχήμα 7.11 Κοχλιοσύνδεση επιδαπέδιας βάσης με το έδαφος

7.2.3 Κοχλιοσύνδεση επιτοίχιας βάσης με τον τοίχο

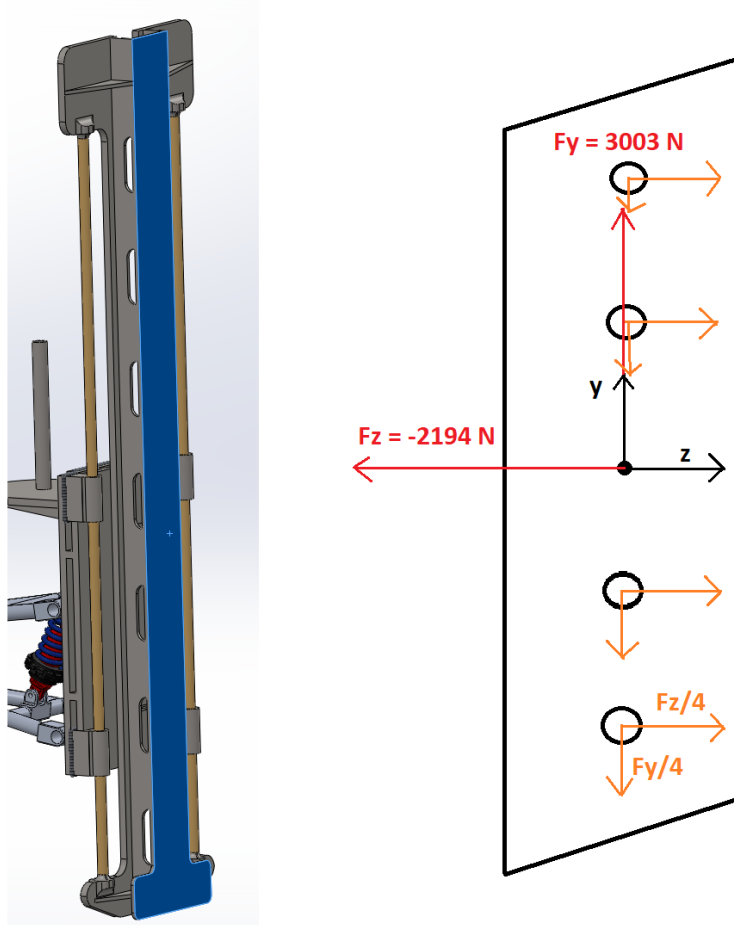
Η επιτοίχια βάση δέχεται δύναμη μέτρου $F = [F_x \ F_y \ F_z] = [0 \ 3003 \ 2194] \text{ [N]}$ από τον τοίχο, εφαρμοζόμενη στο κέντρο δύναμης. Οι κοχλίες υπόκεινται σε διάτμηση και σε εφελκυσμό (Σχήμα 7.12). Εάν υποθέσουμε πως η κοχλιοσύνδεση θα γίνει με τέσσερις(4) κοχλίες αγκύρωσης σε σειρά και ότι η εφελκυστική και διατμητική δύναμη ισοκατανέμεται στην επιφάνεια της βάσης, τότε από το κριτήριο εφελκυστικής αντοχής για τον κοχλία:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \frac{S_y}{N} \quad (\text{Εξ. 7.1.2}), \quad \text{όπου το όριο ροής για κατηγορία κοχλίου 10.9 είναι } S_y = 900 \text{ MPa}$$

$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{|F_z|/4 + |F_i|}{A} \leq \frac{S_y}{N}$, όπου κατά Niemann, ορίζοντας F_i την προένταση του κοχλίου και $N = 5$ το συντελεστή ασφαλείας του σχεδιασμού: $F_i = 2840 * d * \frac{9.8066}{10}$, $[F_i] = N$, $[d] = mm$ και

$$A = \pi * \frac{d^2}{4} \cong \pi * \frac{d^2}{4} \quad (\text{Εξ. 7.3.1}) \quad , [d] = mm \text{ άρα:}$$

$$\sigma = \frac{|F_z|/4 + 2785 * d}{\pi * \frac{d^2}{4}} \leq 180 MPa \rightarrow d = d_{min} = 19.95 mm$$



Σχήμα 7.12 Κοχλιοσύνδεση επιτοίχιας βάσης με τον τοίχο

Για κοχλία M20 κατά ISO από την (Εξ. 7.1.1):

$$F_i = 2840 * d \rightarrow F_i = 5680 kp \rightarrow F_i = 55701 N$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{|F_z|/4 + |F_i|}{A} = \frac{548.5 + 55701}{245} = 229.59 MPa \rightarrow N = 3.920 > 1$$

Έστω λοιπόν κοχλίας **ISO M20** [23] τότε η φορτιζόμενη επιφάνειά του σε δυναμική φόρτιση θα είναι $A = 245 \text{ mm}^2$, το βήμα του $P = 2.5 \frac{\text{mm}}{\text{rev}}$, $H_1 = 0.54127 * P$ και η μέση διάμετρος $d_2 = 18.376 \text{ mm}$. Το σπείρωμα του περικοχλίου (θηλυκό σπείρωμα πακτωμένο στον τοίχο) δε θα πρέπει να ξεπερνάει τη μέγιστη επιτρεπτή επιφανειακή τάση σπειρώματος. Με το κριτήριο αυτό θα υπολογιστεί το απαραίτητο ύψος σπειρώματος του εντοιχισμένου στηρίγματος:

$$h_{\pi} = \frac{F_i}{\sigma_{\varepsilon\pi} * \frac{\pi * d_2 * H_1}{P}} \quad (\text{Εξ. 7.3.3})$$

Για περικόχλιο και κοχλία από χάλυβα-χυτοσίδηρο η επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση είναι

$$\sigma_{\varepsilon\pi} = 120 - 170 \text{ MPa} \quad \text{εάν } \sigma_{\varepsilon\pi} = 120 \text{ MPa} \rightarrow h_{\pi} = \mathbf{14.89 \text{ mm}}$$

Μένει να ελεγχθεί η αντοχή του κοχλίας σε διάτμηση. Η μέγιστη προένταση του κοχλίας απαιτεί κατά Niemann ροπή: $M_i = C * d * F_i$ (Εξ. 7.3.4), όπου $C = 0.18$ για σπείρωμα με λυπαντικό. Άρα:

$$M_i = 2044.8 \text{ krcm} \rightarrow M_i = 200.53 \text{ Nm}$$

Η παραπάνω ροπή στρέψης προκαλεί στον άξονα του κοχλίας διατμητική τάση από στρέψη:

$$\tau = \frac{16 * M_i}{\pi * d_3^3} \quad (\text{Εξ. 7.3.5}), d_3 = 16.933 \text{ mm} \rightarrow \tau = 211.6 \text{ MPa}$$

Η συνιστώσα F_y επίσης δημιουργεί στον κοχλία διατμητική τάση :

$$\tau_F = \frac{4 * \left(\frac{F_y}{4}\right)}{\pi * d_3^2} \quad (\text{Εξ. 7.3.6}) \rightarrow \tau_F = 3.35 \text{ MPa}$$

Η ολική διατμητική τάση στον κοχλία είναι: $\tau_{ολ} = \tau + \tau_F \rightarrow \tau_{ολ} = 215 \text{ MPa}$

Σύμφωνα με το ΚΜΔΤ:

$$\tau_{ολ} \leq \frac{S_{sy}}{N} = \frac{S_y}{2 * N} \quad (\text{Εξ. 7.3.7}), \text{ όπου το όριο ροής για κατηγορία κοχλίας 10.9 είναι } S_y = 900 \text{ MPa} \rightarrow$$

$$\rightarrow S_{sy} = 450 \text{ MPa}, \text{ επομένως } N = \frac{450}{215} \rightarrow N = 2.09,$$

άρα ο κοχλίας **ISO M20** είναι ασφαλής σύμφωνα με το ΚΜΔΤ.

7.2.4 Κοχλιοσύνδεση βάσεων ψαλιδιών με την κύρια πλάκα

Οι τέσσερις βάσεις ψαλιδιών δέχονται δυνάμεις μέτρου $F = [F_x \ F_y \ F_z]$, του Πίνακα 7.1:

Δύναμη	Διάνυσμα[N]
F_{br}	[0 25438 2047]
F_{bl}	[0 0 95]
F_{ur}	[0 - 20491 1734]
F_{ul}	[0 0 95]

Πίνακας 7.1 Δυνάμεις αντίδρασης βάσεων ψαλιδιών από την κύρια πλάκα

Οι κοχλίες υπόκεινται λοιπόν σε διάτμηση και σε εφελκυσμό (Σχήμα 7.13). Εάν υποθέσουμε πως η κοχλιοσύνδεση θα γίνει με δύο (2) κοχλίες κεφαλής σε κάθε βάση και ότι η εφελκυστική και διατμητική δύναμη ισοκατανέμεται στην επιφάνεια της βάσης, τότε πρέπει να πληρούνται τα παρακάτω κριτήρια:

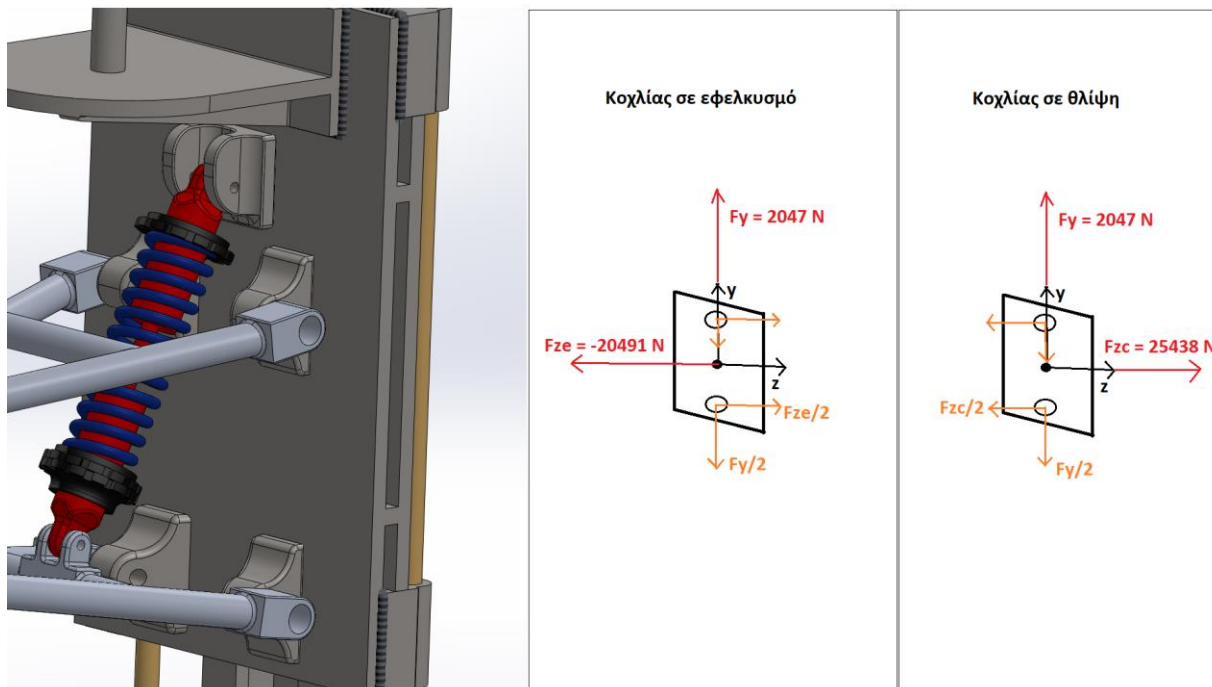
- Από το κριτήριο εφελκυστικής αντοχής για τον κοχλία πρέπει:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \frac{S_y}{N} \quad (\text{Εξ. 7.1.2}),$$

όπου το όριο ροής για κατηγορία κοχλία 10.9 είναι $S_y = 900 \text{ MPa}$ και

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{|F_{ze}|/2 + |F_i|}{A} \leq \frac{S_y}{N'}$$

όπου κατά Niemann, ορίζοντας F_i την προένταση του κοχλία και $N = 5$ το συντελεστή ασφαλείας του σχεδιασμού:



Σχήμα 7.13 Κοχλιοσύνδεση βάσεων ψαλιδιών με την κύρια πλάκα

$$F_i = 2840 * d * \frac{9.8066}{10} \quad (\text{Εξ. 7.1.1}), [F_i] = N, [d] = mm$$

και

$$A = \pi * \frac{d^2}{4} \cong \pi * \frac{d^2}{4} \quad (\text{Εξ. 7.4.1}), [d] = mm \text{ άρα:}$$

$$\sigma = \frac{|F_{ze}|/2 + 2785 * d}{\pi * \frac{d^2}{4}} \leq 180 \text{ MPa} \rightarrow 141.36 * d^2 - 2785 * d - 10145 = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow d = d_{min} = 22.87 \text{ mm}$$

Επειδή σε αυτό το σημείο θα έπρεπε να επιλεγθεί κοχλίας ISO M24 και οι διαστάσεις της βάσης ψαλιδιών είναι απαγορευτικές για το μέγεθος κοχλίου, έγινε ο συμβιβασμός σχεδίασης με συντελεστή ασφαλείας $N = 2.5$ για το συγκεκριμένο στάδιο. Οπότε και προέκυψε :

$$\sigma' = \frac{|F_{ze}|/2 + 2785 * d}{\pi * \frac{d^2}{4}} \leq 360 \text{ MPa} \rightarrow 282.74 * d^2 - 2785 * d - 10145 = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow d' = d'_{min} = 12.70 \text{ mm}$$

Επιλέχθηκε λοιπόν κοχλίας **M14** κατά ISO με $A = 115 \text{ mm}^2$:

$$F_i = 2840 * d \rightarrow F_i = 3976 \text{ kp} \rightarrow F_i = 38991 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{|F_{ze}|/2 + |F_i|}{A} = \frac{20491/2 + 38991}{115} = 428.14 \text{ MPa} \rightarrow N = 2.1 > 1$$

Έστω λοιπόν κοχλίας ISO M14 [23] τότε η φορτιζόμενη επιφάνειά του σε δυναμική φόρτιση θα είναι $A = 115 \text{ mm}^2$, το βήμα του $P = 2 \frac{mm}{rev}$, $H_1 = 0.54127 * P = 1.082 \text{ mm}$ και η μέση διάμετρος $d_2 = 12.701 \text{ mm}$. Τότε θα πρέπει το σπείρωμα του περικοχλίου (θηλυκό σπείρωμα διανοιγμένο στην κύρια πλάκα) δε θα πρέπει να ξεπερνάει τη μέγιστη επιτρεπτή επιφανειακή τάση σπειρώματος. Με το κριτήριο αυτό θα υπολογιστεί το απαραίτητο ύψος σπειρώματος του εντοιχισμένου στηρίγματος:

$$h_\pi = \frac{F_i}{\sigma_{\varepsilon\pi} * \frac{\pi * d_2 * H_1}{P}} \quad (\text{Εξ. 7.1.3})$$

Για περικόχλιο και κοχλία από χάλυβα-χυτοσίδηρο η επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση είναι

$\sigma_{\varepsilon\pi} = 120 - 170 \text{ MPa}$ εάν $\sigma_{\varepsilon\pi} = 120 \text{ MPa} \rightarrow h_\pi = 15.05 \text{ mm} < 20 \text{ mm}$ που είναι το πάχος της κύριας πλάκας. Επομένως το πάχος αρκεί για να διανοιχτούν οι σπές M14.

Επίσης θα πρέπει να ελεγχθεί η αντοχή του κοχλίου σε διάτμηση. Η μέγιστη προένταση του κοχλίου απαιτεί κατά Niemann ροπή:

$$M_i = C * d * F_i \quad (\text{Εξ. 7.1.4}), \text{ όπου } C = 0.18 \text{ για σπείρωμα με λυπαντικό.}$$

$$\text{Άρα: } M_i = 1002 \text{ kp}cm \rightarrow M_i = 98.26 \text{ Nm}$$

Η παραπάνω ροπή στρέψης προκαλεί στον άξονα του κοχλίου διατμητική τάση από στρέψη:

$$\tau = \frac{16 * M_i}{\pi * d_3^3} \text{ (Εξ. 7.1.5), } d_3 = 11.546 \text{ mm} \rightarrow \tau = 329 \text{ MPa}$$

Η συνιστώσα F_y επίσης δημιουργεί στον κοχλία διατμητική τάση :

$$\tau_F = \frac{4 * \left(\frac{F_y}{2}\right)}{\pi * d_3^2} \text{ (Εξ. 7.1.6)} \rightarrow \tau_F = 9.85 \text{ MPa}$$

Η ολική διατμητική τάση στον κοχλία είναι: $\tau_{ολ} = \tau + \tau_F \rightarrow \tau_{ολ} = 338.85 \text{ MPa}$
Σύμφωνα με το ΚΜΔΤ:

$$\tau_{ολ} \leq \frac{S_{sy}}{N} = \frac{S_y}{2 * N} \text{ (Εξ. 7.1.7),}$$

όπου το όριο ροής για κατηγορία κοχλία 10.9 είναι $S_y = 900 \text{ MPa} \rightarrow$

$\rightarrow S_{sy} = 450 \text{ MPa}$, επομένως $N = \frac{450}{338.85} \rightarrow N = 1.33$ ο κοχλίας **ISO M14** είναι ασφαλής σύμφωνα με το ΚΜΔΤ.

Εάν υποθέσουμε πως η θλιπτική δύναμη ισοκατανέμεται στην επιφάνεια της πλάκας, τότε για να μη χαθεί η επαφή της κεφαλής του κοχλία με την κύρια πλάκα πρέπει $F_i \geq \frac{N * F_{zc}}{2}$, όπου F_i η προένταση του κοχλία κατά Niemann οριακά θα ισχύει :

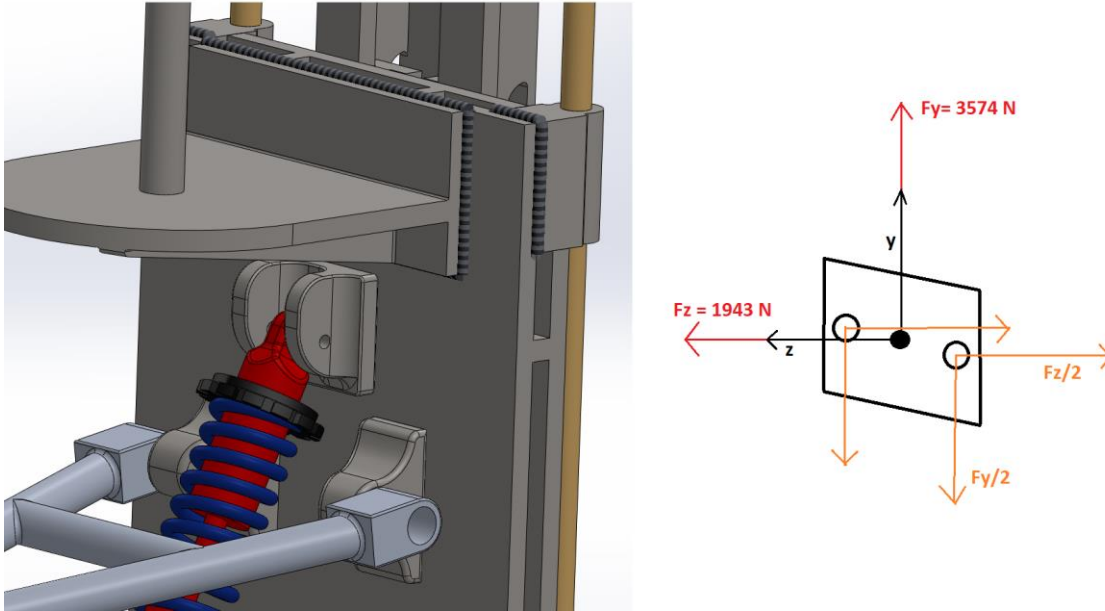
$$F_i = 2840 * d * 9.8066 = \frac{N * F_{zc}}{2}, \text{ όπου } [F_i] = N, [d] = \text{cm} \rightarrow F_i = 2840 * 1.4 * 9.8066 = \frac{N * 25438}{2} \rightarrow$$

$$\rightarrow N = 3.04 > 1$$

Συμπεραίνουμε λοιπόν ότι κατά την άσκηση της θλιπτικής δύναμης από τη βάση ψαλιδιού στην κύρια πλάκα δεν χάνεται η επαφή της κεφαλής με την πλάκα.

7.2.5 Κοχλιοσύνδεση άνω βάσης ανάρτησης με την κύρια πλάκα

Η άνω βάση ανάρτησης ασκεί στην κύρια πλάκα δύναμη μέτρου $F = [F_x \ F_y \ F_z] = [0 \ 1943 \ 3574] \text{ [N]}$, εφαρμοζόμενη στο κέντρο συμμετρίας της βάσης. Υπόκειται σε διάτμηση και σε θλίψη στην επαφή της με την πλάκα (Σχήμα 7.14).



Σχήμα 7.14 Κοχλιοσύνδεση άνω βάσης ανάρτησης με την κύρια πλάκα

Εάν υποθέσουμε πως η κοχλιοσύνδεση θα γίνει με δύο (2) κοχλίες κεφαλής και ότι η θλιπτική και διατμητική δύναμη ισοκατανέμονται στην επιφάνεια της πλάκας, τότε για να μη χαθεί η επαφή της κεφαλής του κοχλία με την πλάκα πρέπει $F_i \geq \frac{N \cdot F_z}{2}$ (Εξ. 7.1.1), όπου F_i η προένταση του κοχλία και $N = 5$ ο συντελεστής ασφαλείας του σχεδιασμού. Κατά Niemann :

$$F_i = 2840 \cdot d \quad (\text{Εξ. 7.1.1}), \text{ όπου } [F_i] = kp, [d] = cm \rightarrow F_i = 2840 \cdot d \geq \frac{5 \cdot \frac{1943}{9.8066}}{2} \rightarrow d = d_{min} \geq 0.17 \text{ cm} \rightarrow d_{min} \geq 1.70 \text{ mm}$$

Έστω λοιπόν κοχλίας ISO M2 (Πίνακα 7-1 σελ. 214) [23] τότε η φορτιζόμενη επιφάνειά του σε δυναμική φόρτιση θα είναι $A = 2.07 \text{ mm}^2$, το βήμα του $P = 0.4 \frac{\text{mm}}{\text{rev}}$, $H_1 = 0.54127 \cdot P = 0.21$ και η μέση διάμετρος $d_2 = 1.74 \text{ mm}$. Τότε:

$$F_i = 2840 \cdot d \rightarrow F_i = 568 \text{ kp} \rightarrow F_i = 5570 \text{ N}$$

Αρχικά θα ελεγχεί η αντοχή σε εφελκυσμό του κοχλία με το κριτήριο εφελκυστικής αντοχής:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \frac{S_y}{N} \quad (\text{Εξ. 7.1.2}),$$

όπου το όριο ροής για κατηγορία κοχλία 10.9 είναι $S_y = 900 \text{ MPa}$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F_i}{A} = 2690 \text{ MPa} \rightarrow N = 0.33 < 2,$$

επομένως θα πρέπει να επαναδιαστασιοποιηθεί ο κοχλίας.
Για τον κοχλία πρέπει :

$$\frac{F_i}{A} \leq \frac{S_y}{N} \rightarrow \frac{F_i}{\pi * \frac{d^2}{4}} \leq \frac{S_y}{N} \rightarrow N = 2 \rightarrow S_y * \pi * \frac{d^2}{4} - 2 * 2840 * \frac{9.8066}{10} * d \geq 0 \rightarrow d \geq \frac{22280}{\pi * S_y} \rightarrow$$

$$\rightarrow d \geq 7.88 \text{ mm}$$

Έστω λοιπόν κοχλίας **ISO M8** τότε η φορτιζόμενη επιφάνειά του σε δυναμική φόρτιση θα είναι $A = 36.60 \text{ mm}^2$, το βήμα του $P = 1.25 \frac{\text{mm}}{\text{rev}}$, $H_1 = 0.54127 * P = 0.68 \text{ mm}$ και η μέση διάμετρος $d_2 = 7.188 \text{ mm}$. Το σπείρωμα του περικοχλίου (θηλυκό σπείρωμα διανοιγμένο στην κύρια πλάκα) δε θα πρέπει να ξεπερνάει τη μέγιστη επιτρεπτή επιφανειακή τάση σπειρώματος. Με το κριτήριο αυτό θα υπολογιστεί το απαραίτητο ύψος στην κύρια πλάκα:

$$h_\pi = \frac{F_i}{\sigma_{\varepsilon\pi} * \frac{\pi * d_2 * H_1}{P}} \quad (\text{Εξ. 7.1.3}), \text{ όπου } F_i = 2840 * 0.8 \rightarrow F_i = 2272 \text{ kp} \rightarrow F_i = 22280 \text{ N}$$

Για περικόχλιο και κοχλία από χάλυβα-χυτοσίδηρο η επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση είναι $\sigma_{\varepsilon\pi} = 120 - 170 \text{ MPa}$ εάν $\sigma_{\varepsilon\pi} = 120 \text{ MPa} \rightarrow h_\pi = 18.90 \text{ mm} < 20 \text{ mm}$ που αντιστοιχεί στο πάχος της κύριας πλάκας.

Μένει να ελεγχθεί η αντοχή του κοχλίας σε διάτμηση. Η ελάχιστη προένταση του κοχλίας για να διατηρείται η επαφή είναι $\rightarrow F_i = 5570 \text{ N}$ και κατά Niemann παράγει ροπή:

$$M_i = C * d * F_i \quad (\text{Εξ. 7.1.4}),$$

όπου $C = 0.18$ για σπείρωμα με λιπαντικό. Άρα:

$$M_i = 81.79 \text{ kp} \cdot \text{cm} \rightarrow M_i = 8.02 \text{ Nm}$$

Η παραπάνω ροπή στρέψης προκαλεί στον άξονα του κοχλίας διατμητική τάση από στρέψη:

$$\tau = \frac{16 * M_i}{\pi * d_3^3} \quad (\text{Εξ. 7.1.5}), d_3 = 6.466 \text{ mm} \rightarrow \tau = 151.1 \text{ MPa}$$

Η συνιστώσα F_y επίσης δημιουργεί στον κοχλία διατμητική τάση :

$$\tau_F = \frac{4 * \left(\frac{F_y}{2}\right)}{\pi * d_3^2} \quad (\text{Εξ. 7.1.6}) \rightarrow \tau_F = 54.42 \text{ MPa}$$

Η ολική διατμητική τάση στον κοχλία είναι: $\tau_{ολ} = \tau + \tau_F \rightarrow \tau_{ολ} = 205.52 \text{ MPa}$
Σύμφωνα με το ΚΜΔΤ:

$$\tau_{ολ} \leq \frac{S_{sy}}{N} = \frac{S_y}{2 * N} \quad (\text{Εξ. 7.1.8}),$$

όπου το όριο ροής για κατηγορία κοχλίας 10.9 είναι $S_y = 900 \text{ MPa} \rightarrow$

→ $S_{sy} = 450 \text{ MPa}$, επομένως $N = \frac{450}{205.52} \rightarrow N = 2.19$ ο κοχλίας **ISO M8** είναι ασφαλής σύμφωνα με το ΚΜΔΤ.

7.3 Συνδέσεις στην πειραματική διάταξη

Στους ακόλουθους πίνακες συνοψίζονται τα μεγέθη των συνδέσεων μεταξύ των εξαρτημάτων της πειραματικής διάταξης. Οι συγκολλήσεις που πρέπει να πραγματοποιηθούν στη διάταξη παρουσιάζονται στον Πίνακα 7.2:

Συγκόλληση εξαρτήματος:	Αριθμός ραφών	Τύπος συγκόλλησης	Ονομαστικό πάχος συγκόλλησης [mm]	Ελάχιστο πάχος συγκόλλησης [mm]
Μορφοδοκοί Η – επιδαπέδια βάση	8	Παράλληλη	4	1.51
Μορφοδοκοί Η – βάση επενεργητή	4	Παράλληλη	12	10.25
Βάσεις ράγας – κύρια πλάκα	4	Περιφερειακή	3	0.61
Βάση βαριδίων – κύρια πλάκα	4	Περιφερειακή	3	0.63

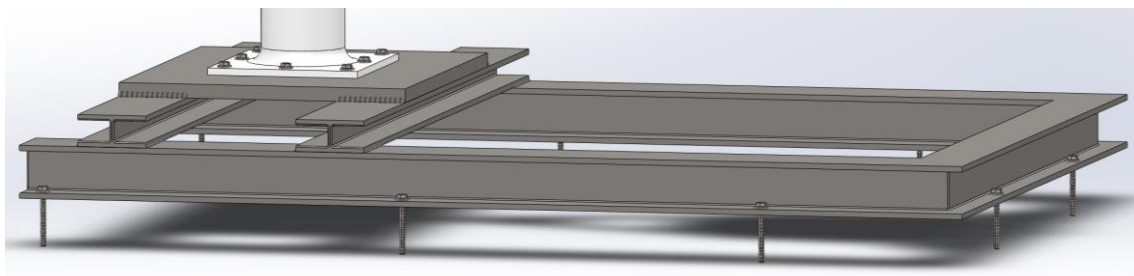
Πίνακας 7.2 Τελικές συγκολλήσεις εξαρτημάτων διάταξης

Οι κοχλιοσυνδέσεις που πρέπει να πραγματοποιηθούν στη διάταξη παρουσιάζονται στον Πίνακα 7.3:

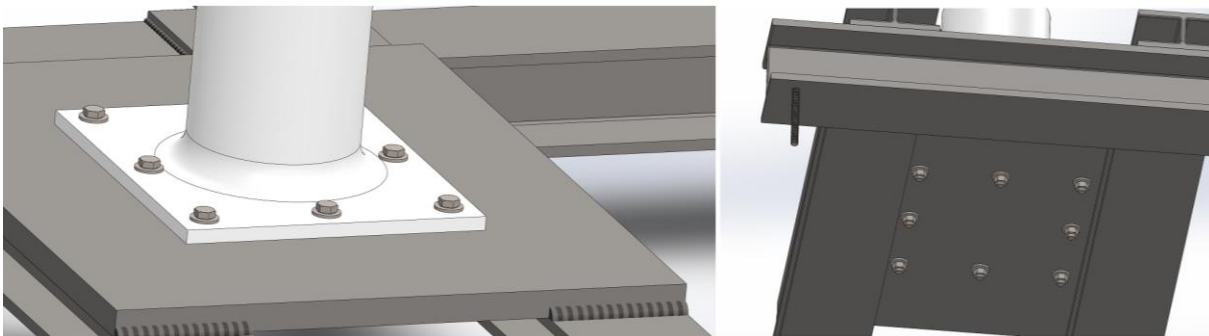
Κοχλιοσύνδεση εξαρτήματος:	Αριθμός κοχλιών	Ονομαστική Διάμετρος [mm]	Ελάχιστο ύψος περικοχλίου [mm]
Βάση επενεργητή	8	M8	11.39
Επιδαπέδια βάση	8	M8	120.98
Επιτοίχια βάση	4	M20	14.89
Βάσεις ψαλιδίων	2	M16	15.05
Άνω βάση ανάρτησης	2	M8	18.90

Πίνακας 7.3 Τελικές κοχλιοσυνδέσεις εξαρτημάτων διάταξης

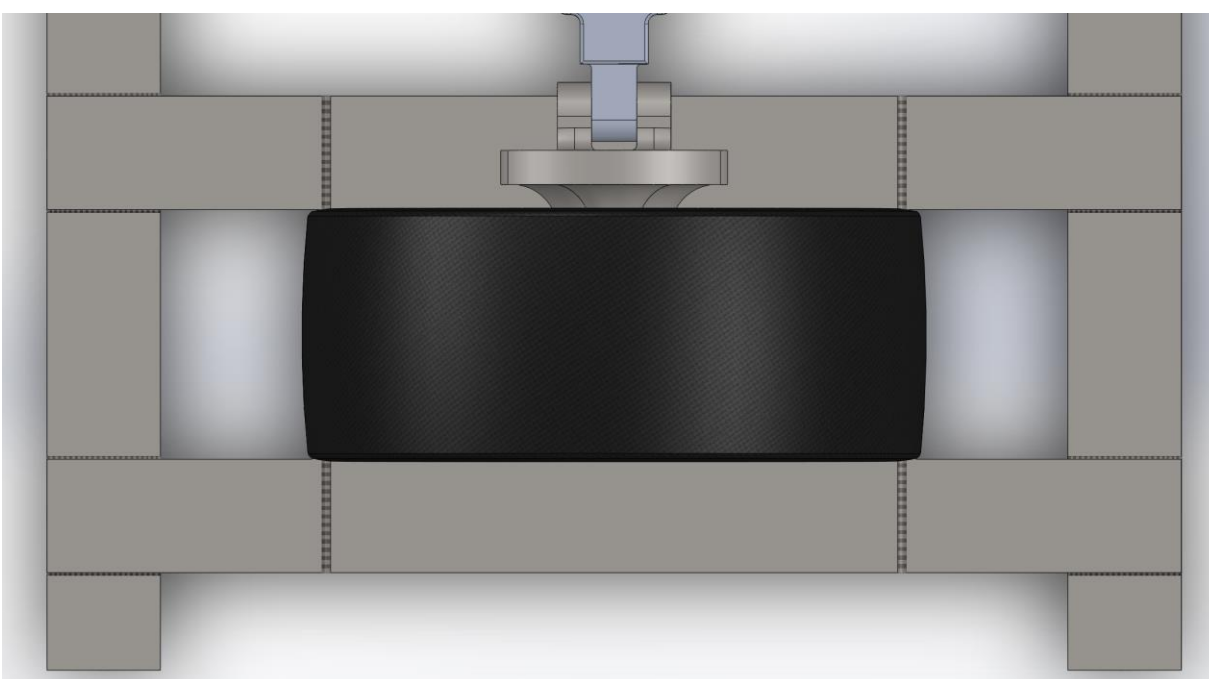
Το τελικό μοντέλο διαμορφώνεται με τις συγκολλήσεις και τις κοχλιοσυνδέσεις, όπως φαίνεται αναλυτικά στα Σχήματα 7.15-7.21 :



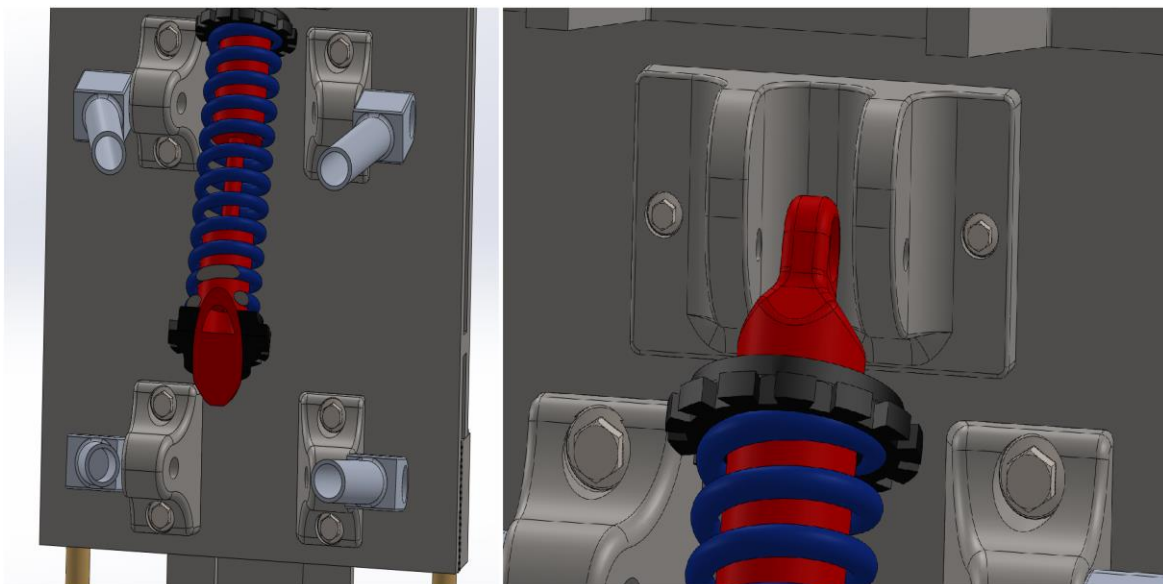
Σχήμα 7.15 Κοχλιοσύνδεση επιδαπέδιας βάσης με το έδαφος



Σχήμα 7.16 Κοχλιοσύνδεση επενεργητή με τη βάση επενεργητή



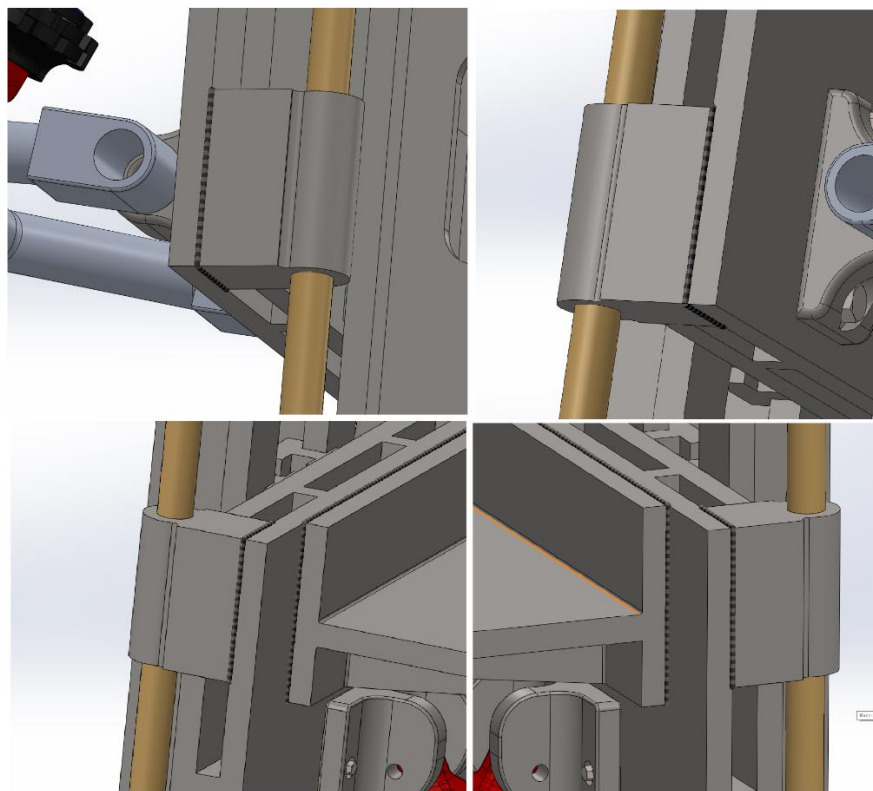
Σχήμα 7.17 Συγκόλληση ραβδων Η με την επιδαπέδια βάση και τη βάση επενεργητή



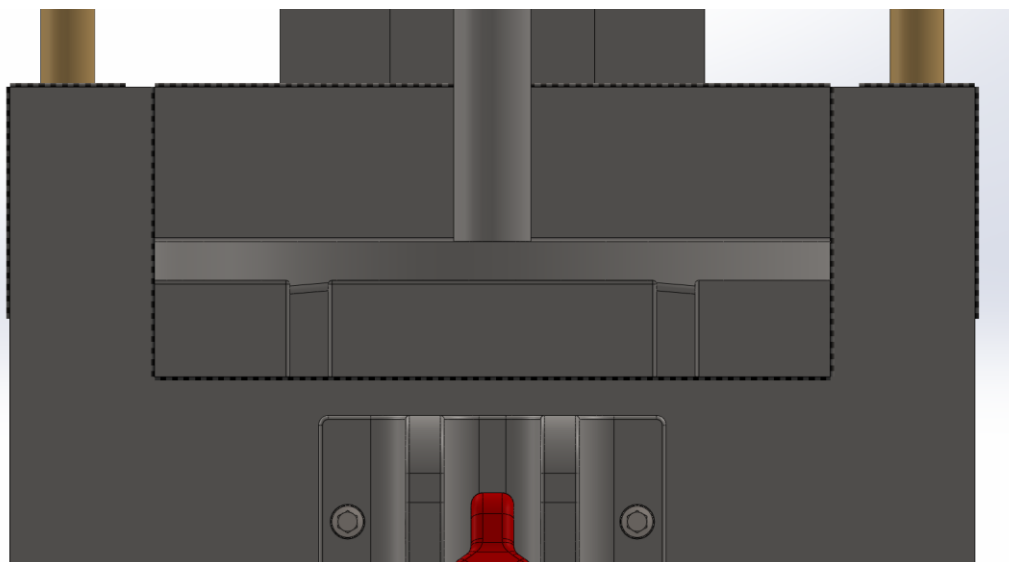
Σχήμα 7.18 Κοχλιοσύνδεση βάσεων ψαλιδιών και ανάρτησης με την κύρια πλάκα



Σχήμα 7.19 Κοχλιοσύνδεση επιτοίχιας βάσης με τον τοίχο



Σχήμα 7.20 Συγκόλληση βάσεων ράγας με την κύρια πλάκα



Σχήμα 7.21 Συγκόλληση βάσης βαριδίων με την κύρια πλάκα

8 Αντοχή σε κόπωση

Σε αυτό το κεφάλαιο θα παραμετροποιηθεί στο ΛΑΠΣ η Ανάλυση Αντοχής σε Κόπωση-ΑΑΚ. Στη ΣΑΠΣ του Μοντέλου 4, προστέθηκε το Εργαλείο Κόπωσης (Fatigue tool) του Ansys Workbench 2023 R2. Με το συγκεκριμένο εργαλείο αξιολογήθηκαν:

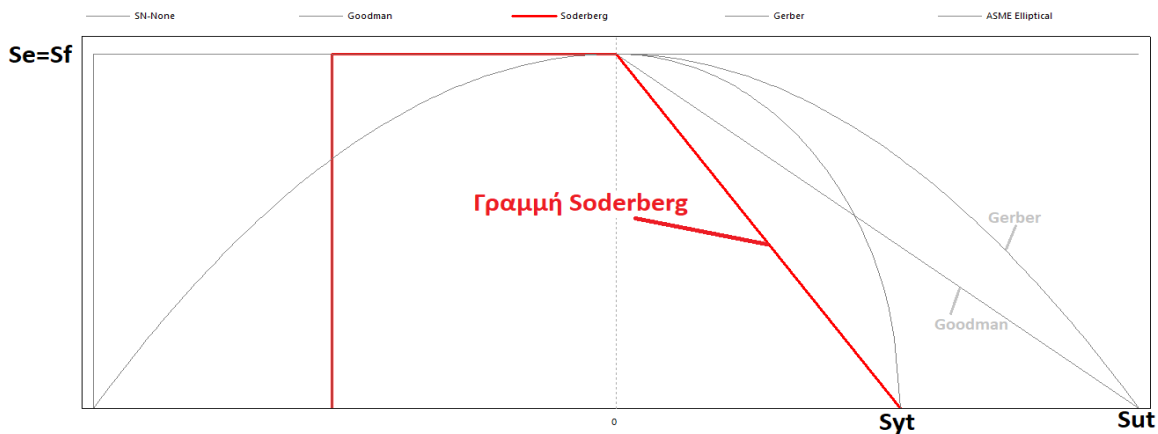
- Η διάρκεια ζωής (Life) της διάταξης
- Ο ΣΑ της διάταξης σε κόπωση
- Η μέγιστη και ελάχιστη ισοδύναμη εναλλασσόμενη τάση (Equivalent Alternating Stress)

Στην ΑΑΚ θεωρήθηκε Μέση Τάση κατά Soderberg. Σύμφωνα με τη θεωρία αυτή η τιμή του φορτίου, επομένως και η τάση του, μεταβάλλεται μεταξύ μίας ελάχιστης σ_{min} και μίας μέγιστης τιμής τάσης σ_{max} . Προκύπτει πως η τάση έχει μία μέση τιμή σ_m και ένα εύρος εναλλαγής σ_r , με τιμές:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (\text{Εξ. 8.1})$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (\text{Εξ. 8.2})$$

Το διάγραμμα Soderberg (Σχήμα 8.1) «περιέχει τη μέση τάση στον οριζόντιο άξονα και το εύρος εναλλαγής στον κατακόρυφο. Αφορά πάντοτε συνεκτικό υλικό. Όταν η τάση είναι σταθερή, τότε αναμένεται αστοχία στο όριο διαρροής $S_y = S_{yt}$. Σε αντίθετη περίπτωση που η φόρτιση είναι καθαρά εναλλασσόμενη, περιμένουμε αστοχία στο όριο διαρκούς αντοχής S_e . Το κριτήριο Soderberg αναφέρει πως ο συνδυασμός των των τάσεων σ_m και σ_r πρέπει να ορίζει σημείο κάτω ή το πολύ επί της ευθείας (S_{yt}, S_e)» [23].

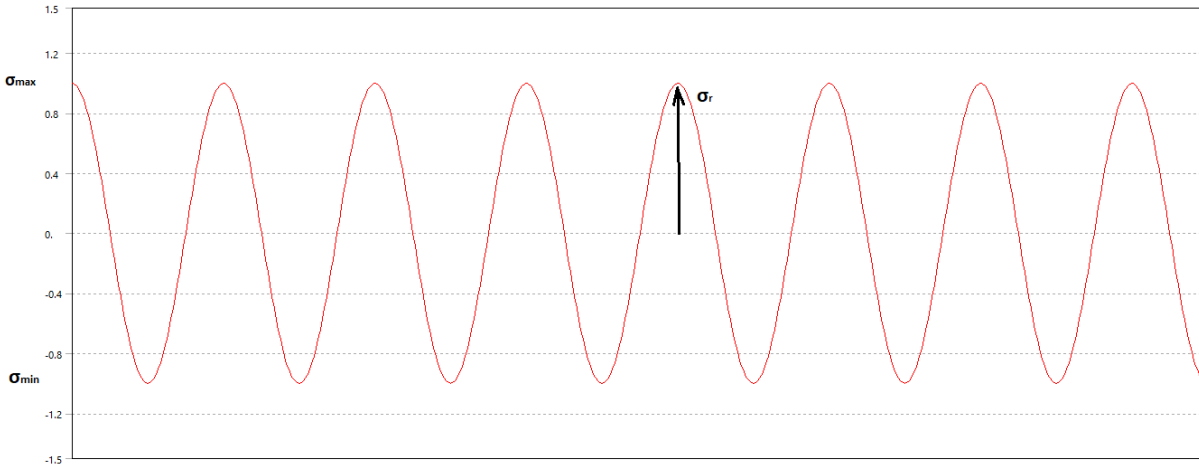


Σχήμα 8.1 Το διάγραμμα Soderberg

Τότε από το Σχήμα 8.1 :

$$\frac{S_y - \sigma_m}{\sigma_r} = \frac{S_y}{S_e} \quad (\text{Εξ. 8.1.3})$$

Η εναλλασσόμενη τάση είναι αρμονικά μεταβαλλόμενη με το χρόνο (Σχήμα 8.2).



Σχήμα 8.2 Το διάγραμμα μεταβολής τάσης κατά Soderberg

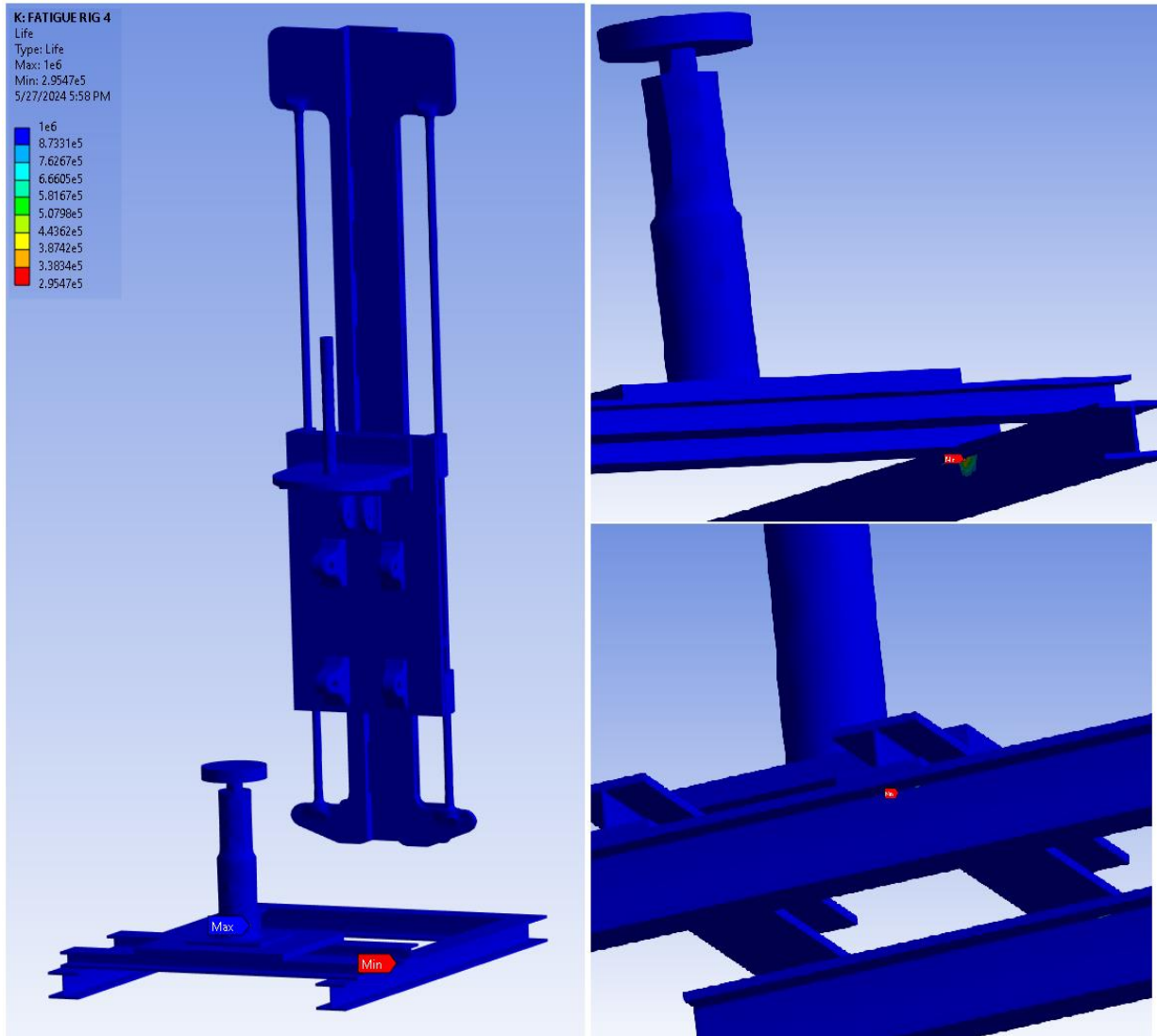
8.1 Διάρκεια ζωής της διάταξης

Η επιθυμητοί κύκλοι φόρτισης ορίστηκαν ίσοι με 1,000,000. Αν θεωρηθεί ότι κάθε δοκιμή της διάταξης αντιστοιχεί σε δέκα (10) κύκλους φόρτισης (10 δειγματοληψίες δεδομένων απόκρισης της ανάρτησης), τότε η διάρκεια της ζωής του δοκιμαστηρίου αρκεί για 100,000 δοκιμές αναρτήσεων. Θεωρήθηκε συνεκτικό υλικό για τη διάταξη βάσει του κριτηρίου, για τον λόγο αυτό επιλέχθηκε δομικός χάλυβας.

Η πλεγματοποίηση έλαβε τα χαρακτηριστικά του Πίνακα 8.1:

Πλεγματοποίηση Μοντέλου2	
<i>Αριθμός Πεπερασμένων Στοιχείων</i>	<i>38,825</i>
<i>Αριθμός Κόμβων</i>	<i>79,512</i>
<i>Μέση Ποιότητα Πλέγματος</i>	<i>0.34</i>
<i>Τύπος Πεπερασμένων Στοιχείων</i>	<i>SOLID187</i>

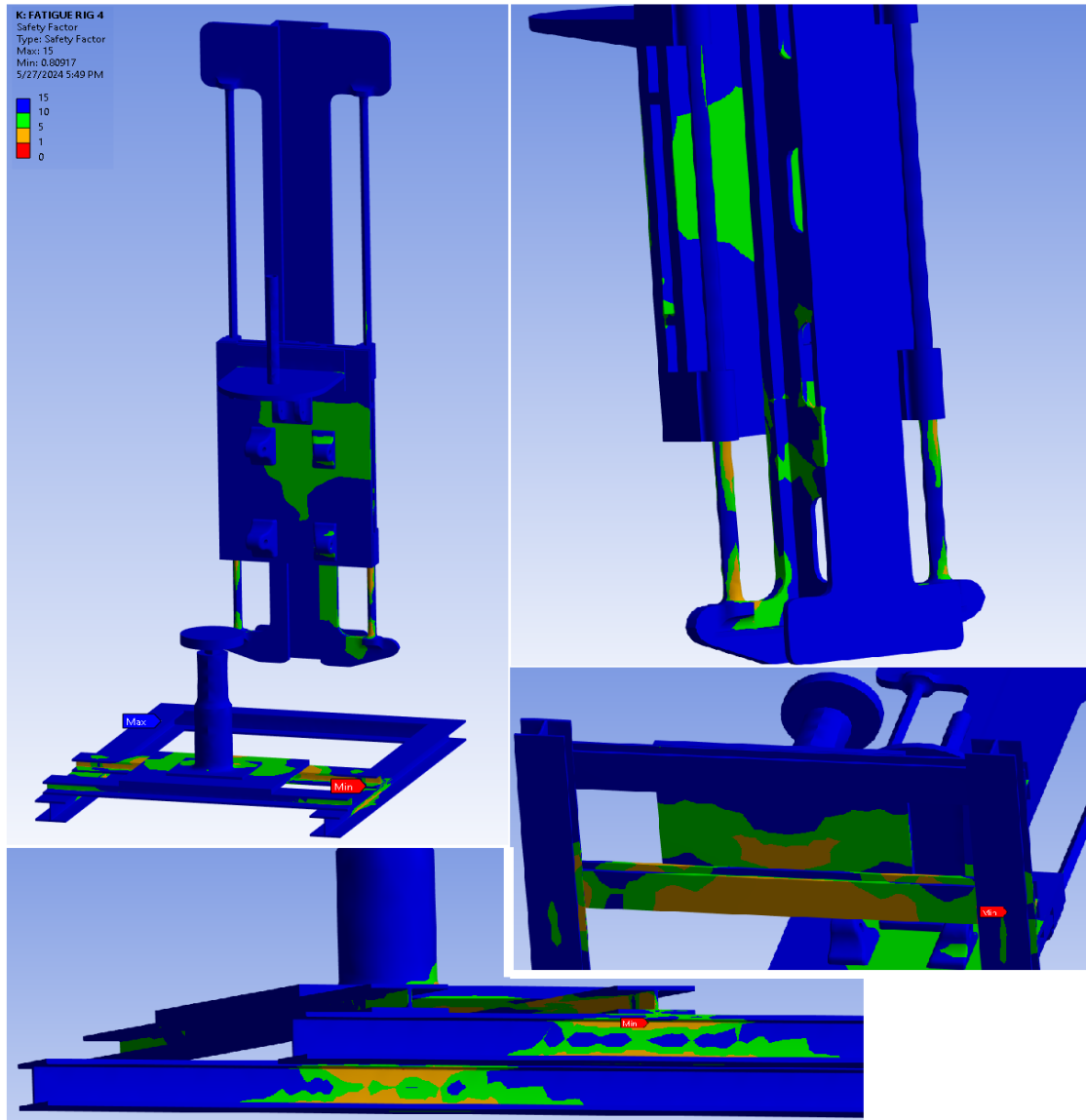
Πίνακας 8.1 Δεδομένα εισαγωγής στο ΛΑΠΣ



Σχήμα 8.3 Διάρκεια ζωής σε κόπωση κατά Soderberg

Στο Σχήμα 8.3 της ΑΑΚ επιβεβαιώνεται πως η διάταξη είναι ικανή να λειτουργήσει με μέγιστο τους 295,470 κύκλους. Όπως αναμενόταν, η ελάχιστη διάρκεια ζωής εμφανίζεται στη μορφοδοκό Η της εσωτερικής πλευράς που εφάπτεται στην επιδαπέδια βάση, η οποία χαρακτηρίστηκε στο κεφάλαιο 6 με ελάχιστους ΣΑΙΤ, ΣΑΔΤ περίπου ίσους με 2.5 στην ΣΑΠΣ. Επομένως αναφερόμαστε σε πολυκυκλική κόπωση (High Cycle Fatigue-HCF), εφόσον η διάρκεια ζωής βρίσκεται μεταξύ 10^3 και 10^6 κύκλων για τον χάλυβα.

8.2 Συντελεστής ασφαλείας της διάταξης σε κόπωση



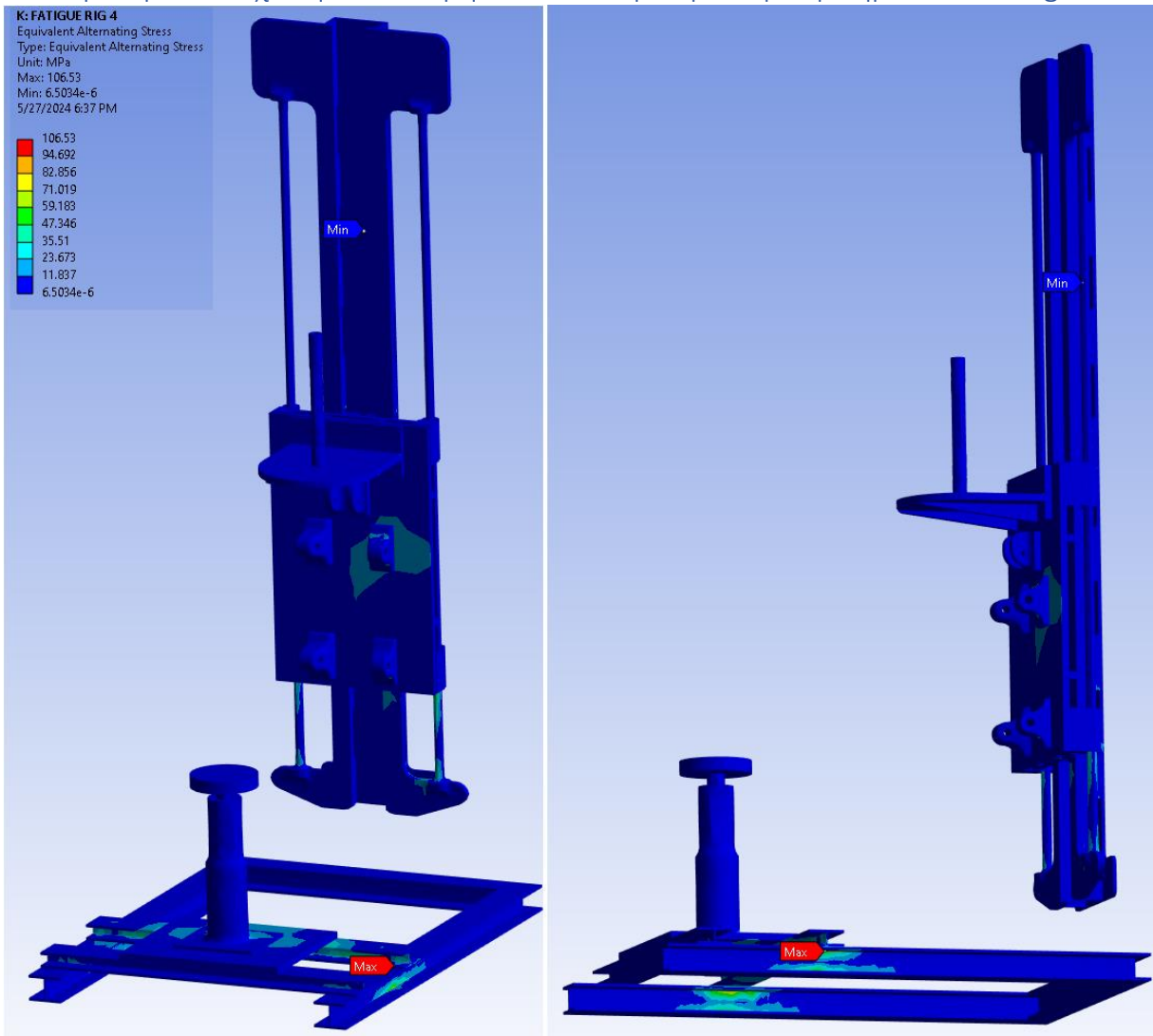
Σχήμα 8.4 ΣΑ σε κόπωση κατά Soderberg

Ο ελάχιστος ΣΑ της ΑΑΚ (Σχήμα 8.4) σε κόπωσης βρέθηκε ίσος με :

$$Nfat_{min} = 0.8092$$

και αντιστοιχεί στην μορφοδοκό Η της εσωτερικής πλευράς. Το αποτέλεσμα αυτό μεταφράζεται ως ανικανότητα του εξαρτήματος να ικανοποιήσει τους ζητούμενους σχεδιαστικούς κύκλους φόρτισης (1,000,000 κύκλοι) και αντ' αυτού ικανοποιεί έως 295,470 κύκλους (Σχήμα 8.3)

8.3 Μέγιστη και ελάχιστη ισοδύναμη εναλλασσόμενη τάση – κριτήριο Soderberg



Σχήμα 8.5 Μέγιστη και ελάχιστη ισοδύναμη εναλλασσόμενη τάση κατά Soderberg

Από το Σχήμα 8.5 προκύπτουν:

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= 106.53 \text{ MPa} \\ \sigma_{min} &= 6.50e - 06 \rightarrow \sigma_{min} \sim 0 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Η μέση τιμή σ_m και το εύρος εναλλαγής σ_r , μπορούν πλέον να υπολογιστούν:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{106.53 + 0}{2} \rightarrow \sigma_m = 53.26 \text{ MPa} \quad (\text{Εξ. 8.1})$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{106.53 - 0}{2} \rightarrow \sigma_r = \sigma_m = 53.26 \text{ MPa} \quad (\text{Εξ. 8.2})$$

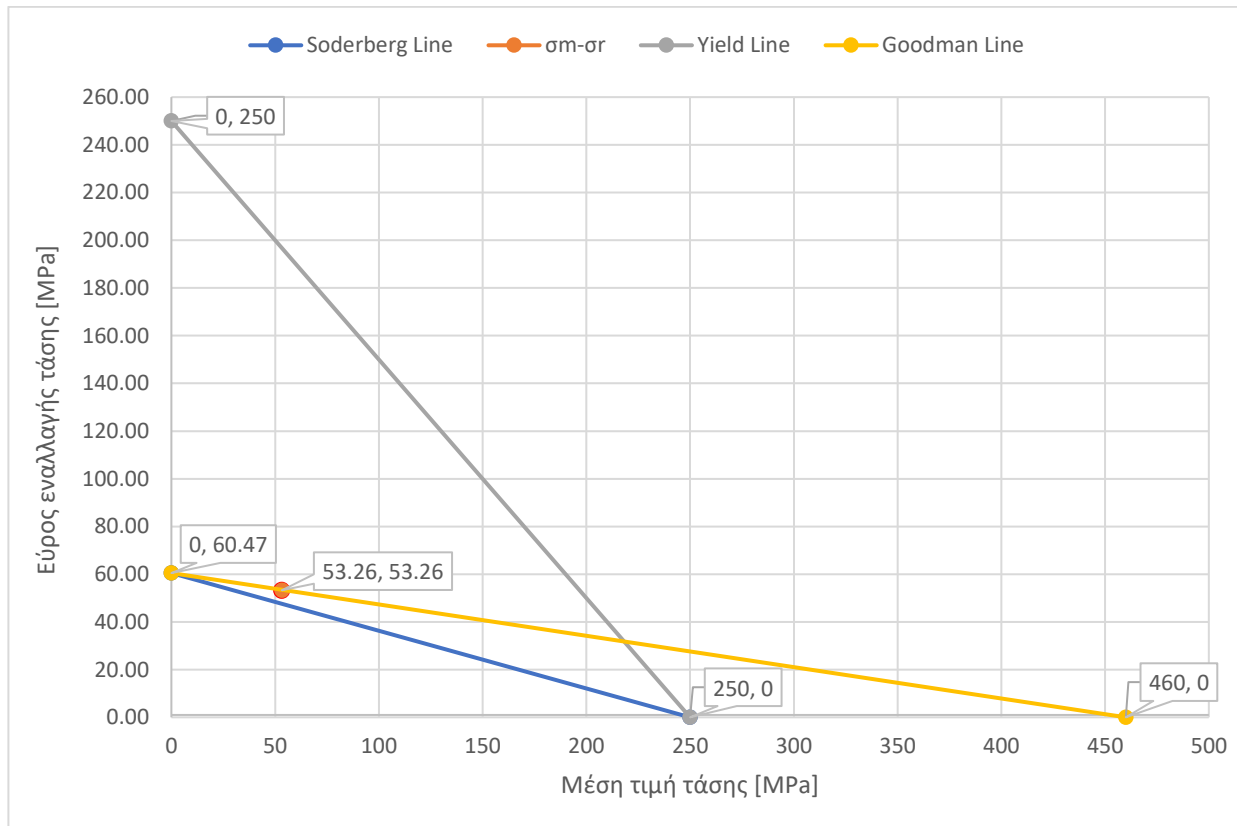
Στο ΛΑΠΣ είναι γνωστές οι ιδιότητες του επιλεγμένου χάλυβα, από την βιβλιοθήκη υλικών (Παράρτημα III). Από αυτές αντλείται η καμπύλη Κόπωσης-Κύκλων Αστοχίας (S-N).

Το όριο διαρκούς αντοχής για το επιλεγμένο δομικό ατσάλι είναι:

$$S_e = \log^{-1}(6.0e + 0) \rightarrow S_e = 60.47 \text{ MPa}$$

Επειδή «το κριτήριο Soderberg είναι συντηρητικό, ταυτόχρονα θα χαραχτεί και το διάγραμμα Goodman. Το Κριτήριο Goodman αποτελείται από την περιοχή ασφαλούς λειτουργίας κατά Soderberg και από την περιοχή που ορίζεται ανάμεσα από τη γραμμή Goodman, τη γραμμή Soderberg και τη γραμμή διαρροής» [23]. Οι γραμμές που θα χαραχτούν είναι (Σχήμα 8.6):

- Γραμμή Διαρροής: $\frac{\sigma_r}{S_{yt}} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = 1$ (Εξ. 8.3.1)
- Γραμμή Soderberg: $\frac{\sigma_r}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = 1$ (Εξ. 8.3.2)
- Γραμμή Goodman: $\frac{\sigma_r}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1, S_{ut} = 460 \text{ MPa}$ (Εξ. 8.3.3)



Σχήμα 8.6 Διάγραμμα Soderberg – Goodman-Γραμμή Διαρροής

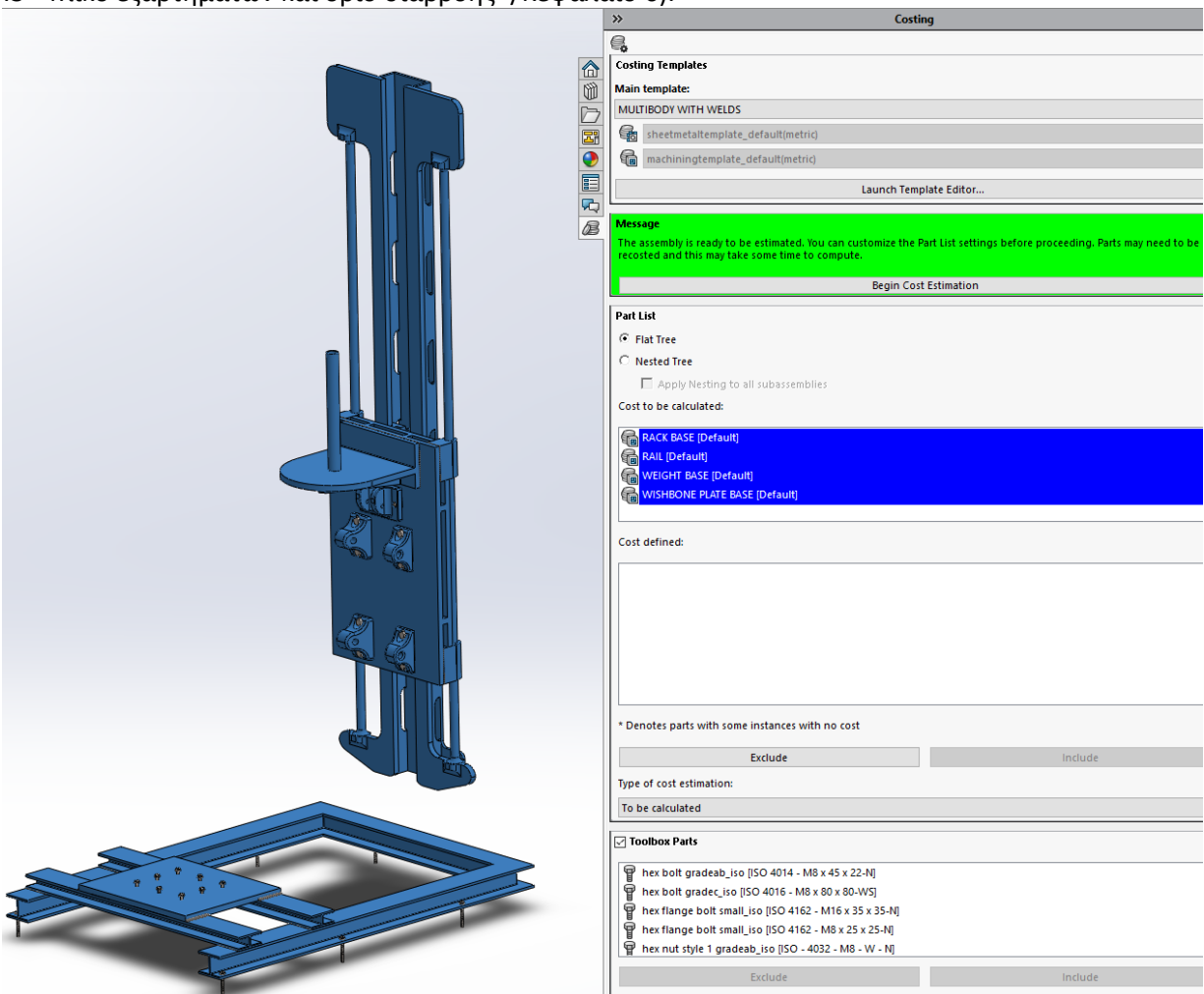
Παρατηρούμε ότι το σημείο $(\sigma_m, \sigma_r) = (53.26, 53.26)$ MPa βρίσκεται οριακά πάνω από τα όρια της γραμμής Soderberg, όμως είναι εντός της περιοχής καλής λειτουργίας σε Πολυκυκλική Κόπωση κατά Goodman.

9 Προκαταρκτική ανάλυση κόστους πειραματικής διάταξης

Σε αυτό το κεφάλαιο θα γίνει ένας προκαταρκτικός υπολογισμός του κόστους κατασκευής της πειραματικής διάταξης βάσει των υλικών, των τυποποιημένων εξαρτημάτων και των εργασιών που θα απαιτηθούν για την κατασκευή, συναρμολόγηση και εγκατάστασή της.

9.1 Κόστος μεταλλικών εξαρτημάτων

Τα εξαρτήματα με μπλε χρώμα στο Σχήμα 9.1 κατασκευάστηκαν από χυτοσίδηρο και αλουμίνιο (Πίνακα 6.3 «Υλικό εξαρτημάτων και όριο διαρροής»/Κεφάλαιο 6).



Σχήμα 9.1 Κοστολόγηση εξαρτημάτων σιδήρου και αλουμίνιου

Η επιδαπέδια βάση αποτελεί συναρμολόγημα μορφοδοκών Η οι οποίες υπέστησαν κατεργασία κοπής και συγκολλήθηκαν μεταξύ τους. Η ράγα, η κύρια πλάκα και οι βάσεις είναι σύνθετα συναρμολογήματα, αποτέλεσμα πολλαπλών κατεργασιών, συγκολλημένων ελασμάτων και σωλήνων.

Η κοστολόγηση των παραπάνω εξαρτημάτων ήταν εφικτή μέσω του πολυεργαλείου Κοστολόγησης (“Costing”) του λογισμικού τριδιάστατης σχεδίασης Solidworks 2020 και τα στοιχεία της περιέχονται στο Παράρτημα Ι. Το πρόγραμμα αυτό υπολογίζει:

- Τα κόστη κατεργασιών(κοπές, πλαναρίσματα, φιλεταρίσματα, φρεζαρίσματα, διάνοιξη οπών κ.ά.). Υπολογισμένο κόστος 10,953.78 \$ = 10,142.39 €
- Τα κόστη υλικών σιδήρου και αλουμίνιου (πχ. τυποποιημένα ελάσματα). Υπολογισμένο κόστος 4,862.11 \$ = 4,501.95 €
- Τα εξαρτήματα της Εργαλειοθήκης (“Toolbox”), άρα των κοχλιών και παρακύκλων που χρησιμοποιήθηκαν στην διάταξη. Υπολογισμένο κόστος 129.60 \$ = 120.00 €
- Το κόστος των συγκολλήσεων για μέθοδο τόξου αερίου βολφραμίου (TIG), συμπεριλαμβανομένου του κόστους προετοιμασίας επιφανειών και εργατοώρας του τεχνίτη. Υπολογισμένο κόστος 167.00 \$ = 154.63 €
- Λαμβάνει υπόψη το κόστος βαφής των εξαρτημάτων με αντισκωριακή μπογιά. Υπολογισμένο κόστος 405.00 \$ = 375.00 €

Η Τεχνική Έκθεση Κοστολόγησης (Costing Report) της κατασκευής υπολόγισε συνολικό ενδεικτικό κόστος **15,293.97 €** (Παράρτημα Ι)

9.2 Κόστος εξαρτημάτων εμπορίου

Τα εξαρτήματα που πρέπει να αγοραστούν από το εμπόριο ήταν:

1. Ο υδραυλικός επενεργητής διπλής δράσης
2. Οι ηλεκτρονικοί αισθητήρες επιτάχυνσης και απόστασης
3. Η μονάδα ελέγχου (DAQ)
4. Ο ηλεκτρονικός υπολογιστής (PC)
5. Τα βαρίδια 400 kg της αναρτημένης μάζας

Τα εκτιμώμενα κόστη για τα παραπάνω εξαρτήματα παρουσιάζονται στον Πίνακα 9.1 και προκύπτουν από έρευνα αγοράς στο διαδίκτυο:

Περιγραφή εξαρτήματος εμπορίου:	Εκτιμώμενο Κόστος Αγοράς [€]
Υδραυλικός επενεργητής διπλής δράσης, με ελεγκτή PLC ($F_{max} = 15 \text{ KN}$, $u_{max} = 10 \text{ m/s}$)	2500-4500
Ηλεκτρονικοί αισθητήρες επιτάχυνσης και απόστασης, τύπου PE (Piezoelectric accelerometers) & IR (Infrared Distance Sensors)	2000-4000
Μονάδα ελέγχου DAQ (Data Acquisition Systems)	4000-7000
Ηλεκτρονικός υπολογιστής (i5, 16 GB RAM , 1 TB HDD)	400-800
Βάρος 400 kg	1400-1800
Συνολικό Κόστος	10300-18100

Πίνακας 9.1 Εκτιμώμενα κόστη εξαρτημάτων εμπορίου

Για την κοστολόγηση της πειραματικής διάταξης θα οριστεί μέση τιμή αγοράς εξαρτημάτων από το εμπόριο περίπου **14,200.00 €**.

Επομένως, το συνολικό κόστος κατασκευής του δοκιμαστηρίου ανέρχεται στα:
 $15,293.97 \text{ €} + 14,200.00 \text{ €} = \mathbf{29,493.97 \text{ €}}$.

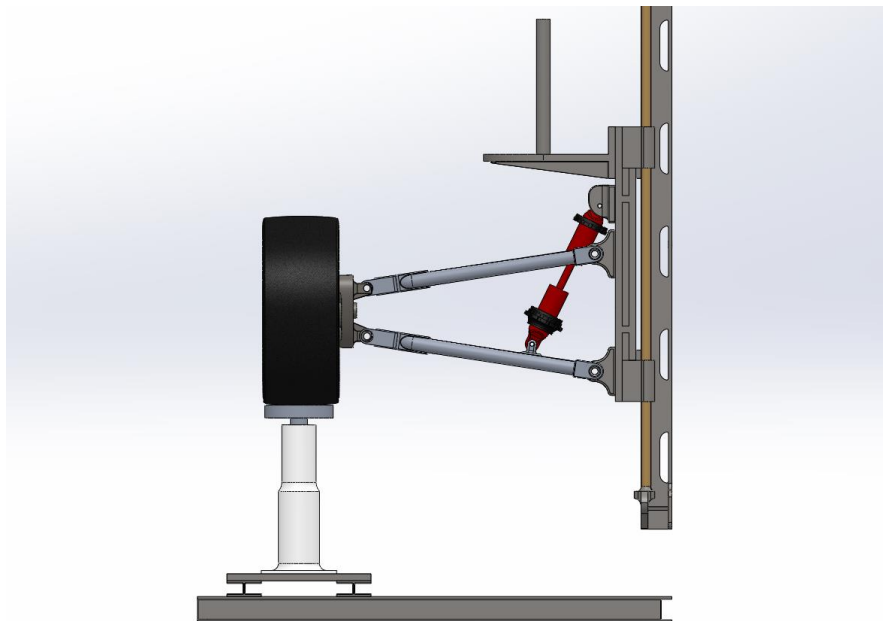
10 Προσομοίωση λειτουργίας πειραματικής διάταξης ελέγχου συστήματος ανάρτησης

Σε αυτό το κεφάλαιο θα προσομοιωθεί ένα πείραμα στη διάταξη που σχεδιάστηκε, με ψαλίδια, ανάρτηση, αποσβεστήρα, ζάντα και τροχό του εμπορίου. Η ανάρτηση, ο επενεργητής και τα ψαλίδια θα προσαρμοστούν σε κατάλληλη θέση για τη δοκιμή, ρυθμίζοντας τη θέση των βάσεων στην κύρια πλάκα. Ακόμα, θα δοθεί τυχαίο σήμα εισόδου τύπου «ράμπας» στον επενεργητή και αναρτώμενη μάζα για το πείραμα 200 kg . Θα θεωρηθεί ανάρτηση χαρακτηριστικών βάσει βιβλιογραφίας για επιβατηγά οχήματα, με χαρακτηριστικά ακαμψίας $k = 30 \text{ N/mm}$, απόσβεσης $C = 10 \text{ Ns/mm}$ και ελαστικό με συντελεστή τριβής $\mu = 0.65$ στην διεπιφάνεια επαφής του με το έμβολο. Στόχος του πειράματος είναι η καταγραφή της απόκρισης και της επιτάχυνσης της αναρτημένης μάζας, εφόσον τα δύο αυτά μεγέθη θα κρίνουν την ορθότητα επιλογής της ανάρτησης.

10.1 Προσαρμογή θέσης βάσεων

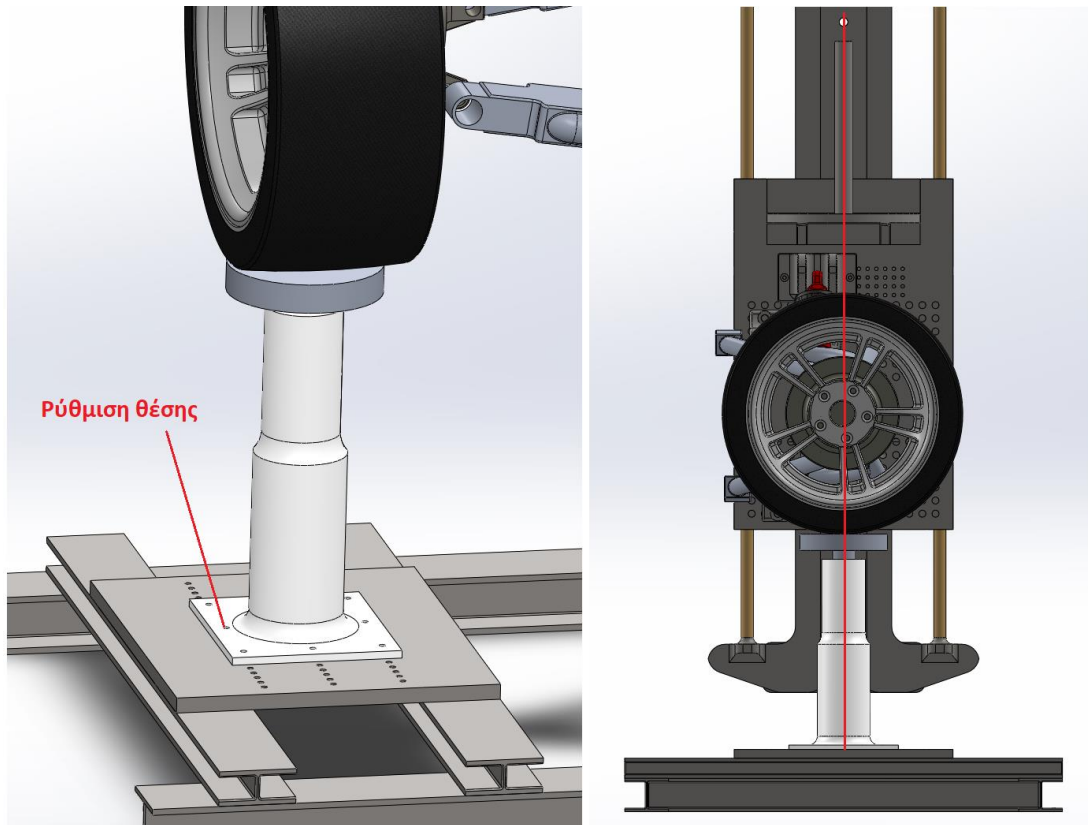
Οι βάσεις των ψαλιδιών, της ανάρτησης και του επενεργητή ρυθμίστηκαν σε θέση κατάλληλη μέσω της κοχλιοσύνδεσης με την κύρια πλάκα, ώστε:

- Ο τροχός να είναι όσο το δυνατόν κάθετος ως προς την επιφάνεια του εμβόλου σε κατάσταση ηρεμίας (χωρίς εξωτερική διέγερση πέραν της βαρύτητας) (Σχήμα 10.1)



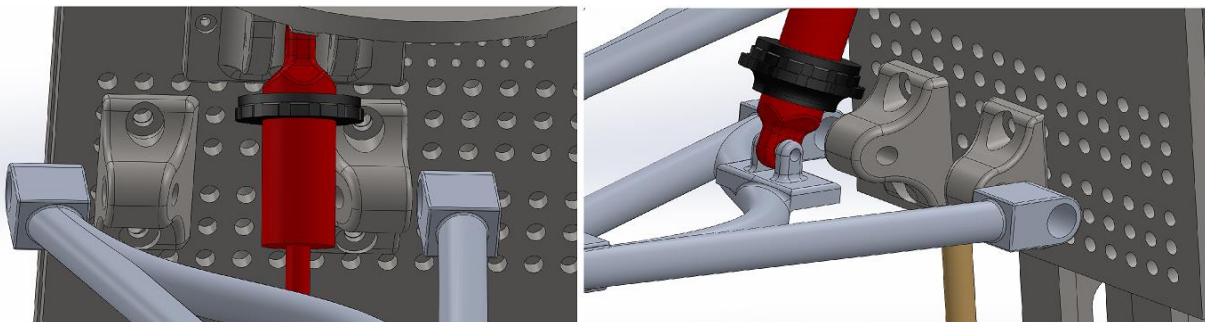
Σχήμα 10.1 Διάταξη σε κατάσταση ηρεμίας

- Ο άξονας του εμβόλου να διέρχεται όσο είναι εφικτό από το κέντρο του τροχού και από το κέντρο της αναρτημένης μάζας (Σχήμα 10.2)



Σχήμα 10.2 Ρύθμιση θέσης βάσης επενεργητή και βάσης ανάρτησης

- Οι βάσεις των ψαλιδιών να μην απέχουν μεγάλη απόσταση από αυτές, εφόσον θα συνδεθούν με περαστό άξονα και θα τοποθετηθούν πιθανόν σινεμπλόκ (Σχήμα 10.3).



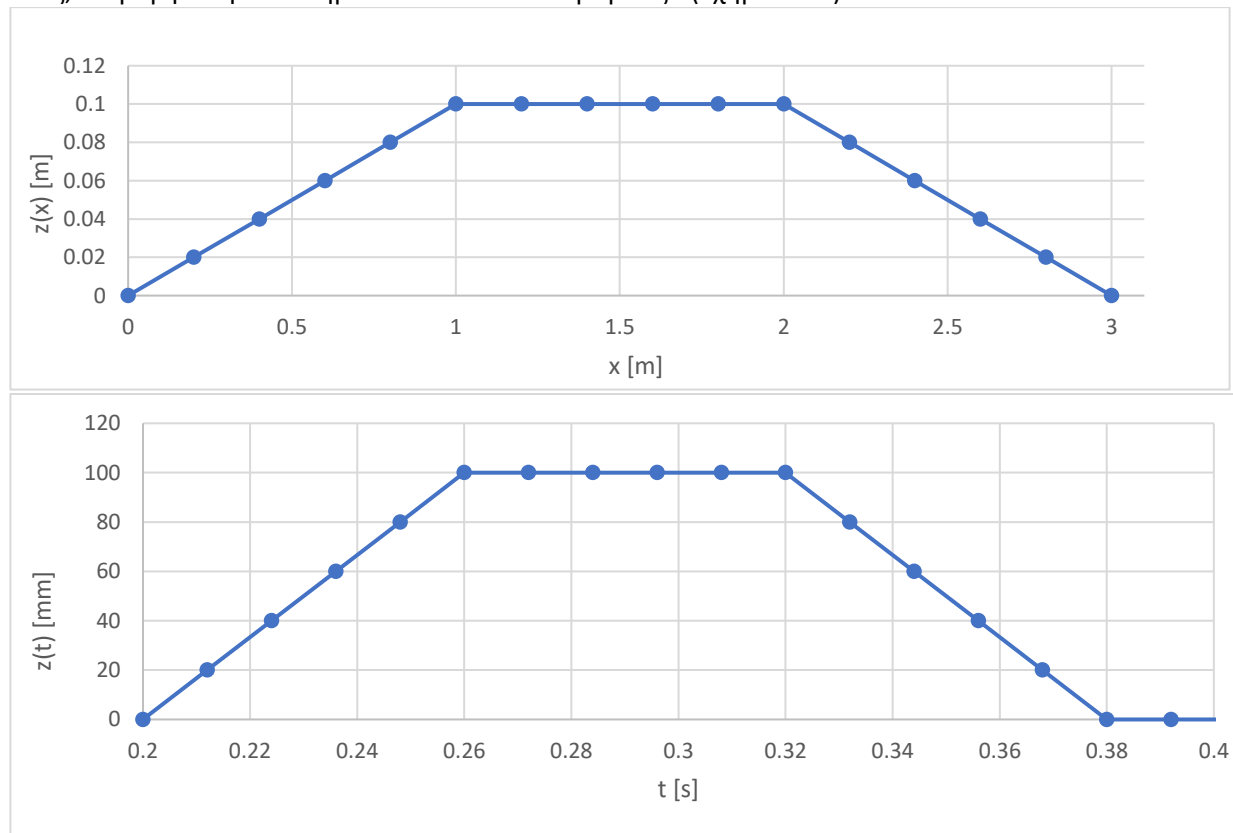
Σχήμα 10.3 Ρύθμιση θέσης βάσεων επενεργητή

Τα δεδομένα πειράματος του Πίνακα 10.1 εισήχθησαν στην ΑΑΣ :

Δεδομένο εισαγωγής	Σύμβολο	Μέτρο
Ακαμψία ελατηρίου	$k_{ελ}$	15 N/mm
Απόσβεση αποσβεστήρα	C	5 Ns/mm
Μάζα βαριδίων(τεταρτημορίου)	$m_{βαρ}$	250 kg
Πρόενταση ελατηρίου	F_{pr}	5000 N
Συντελεστής τριβής ελαστικού	μ	0.7
Βαρύτητα	g	9806.6 mm/s ²
Χρόνος προσομοίωσης	T_{tot}	4 s
Διαβάσεις εμποδίου	#	3
Ταχύτητα οχήματος	u_x	60 km/hr

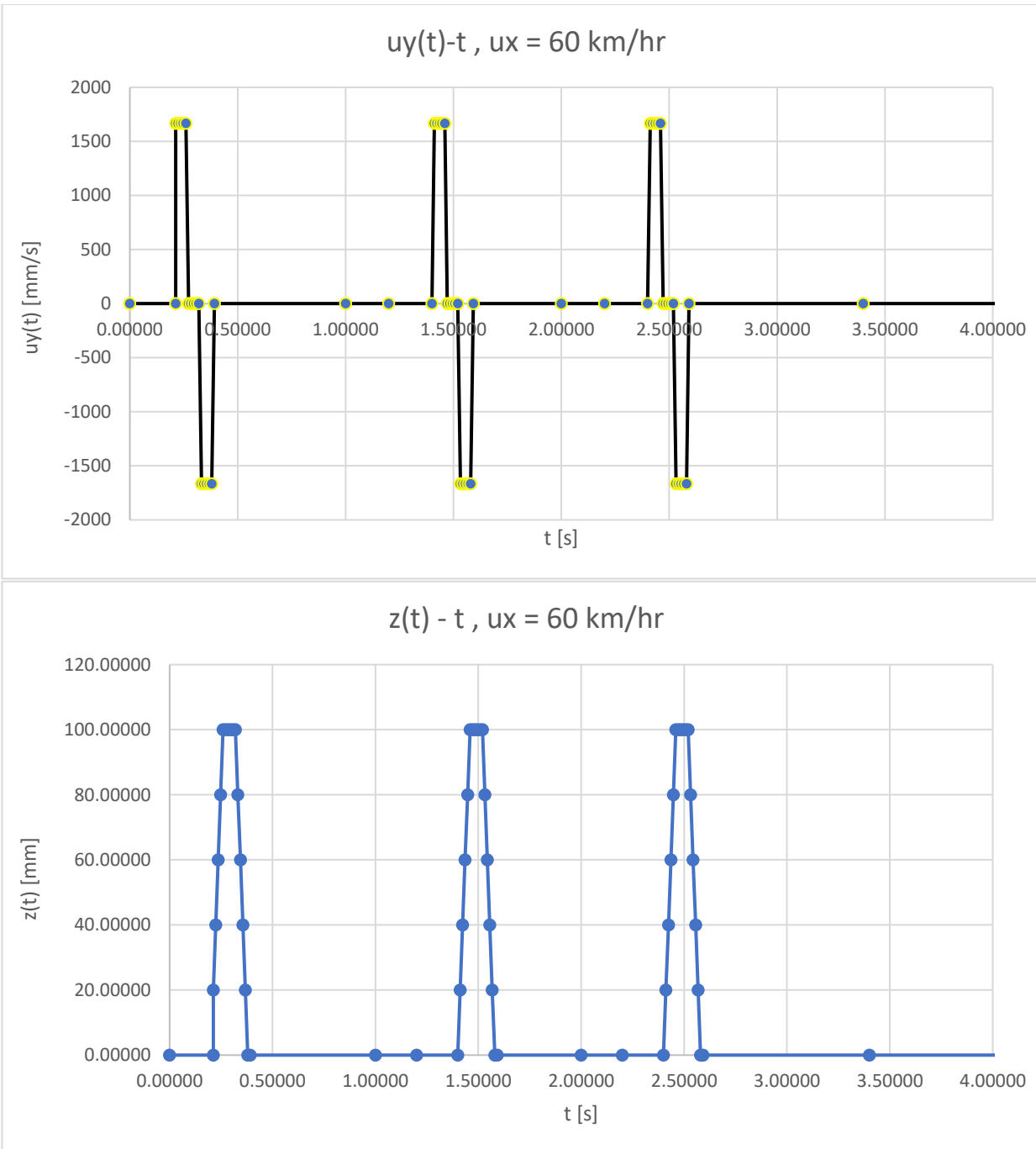
Πίνακας 10.1 Δεδομένα εισαγωγής στο πείραμα

Τέλος, διαμορφώθηκε το σήμα εισόδου τύπου «ράμπας» (Σχήμα 10.4):



Σχήμα 10.4 Σήμα εισόδου τύπου ράμπας $z(x) - x$ & $z(t) - t$

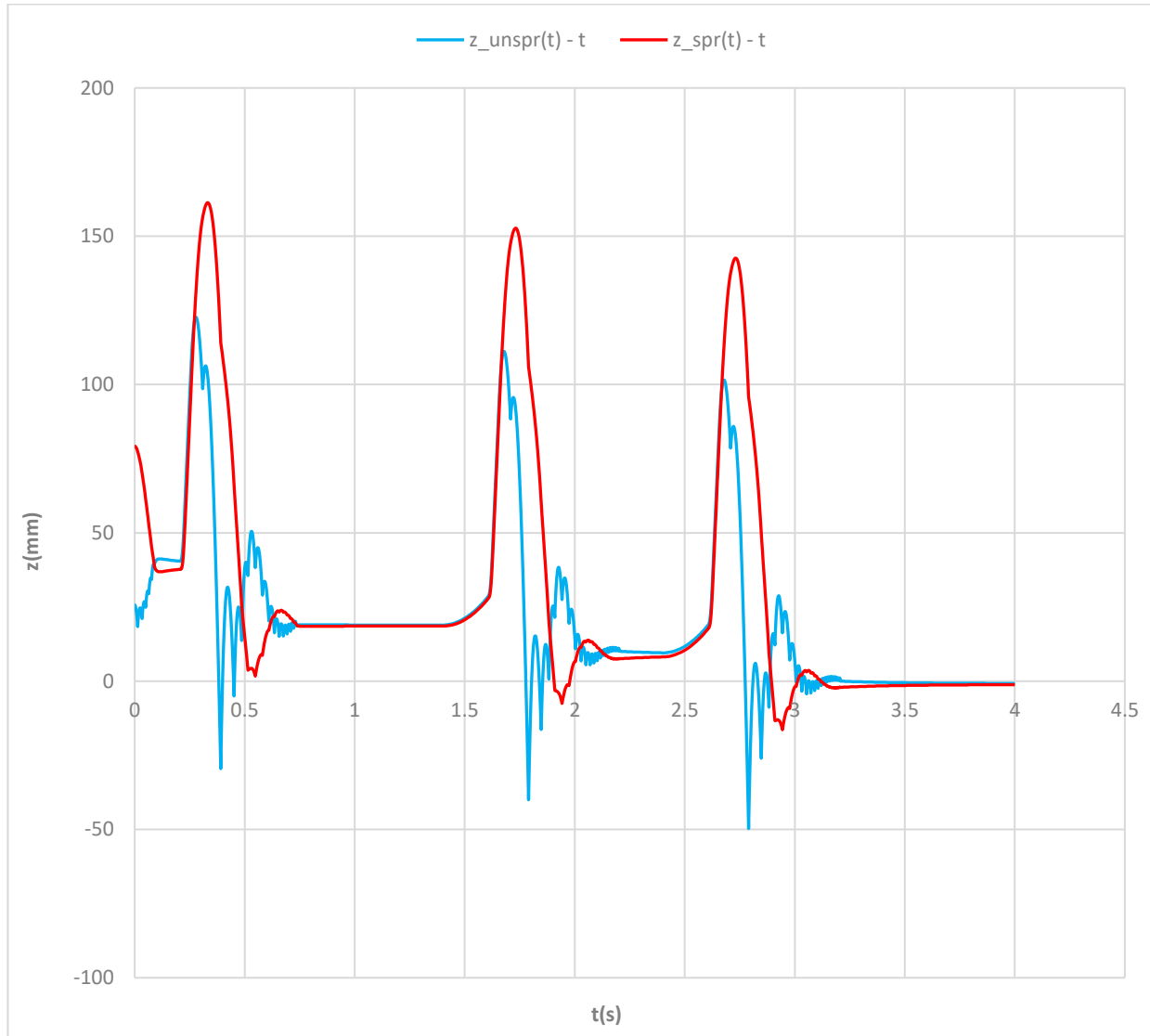
Το σήμα εισόδου για τρεις (3) προσπελάσεις του εμποδίου ταχύτητας σε χρόνο $T_{tot} = 4$ s, διαμορφώθηκε όπως στο Σχήμα 10.5:



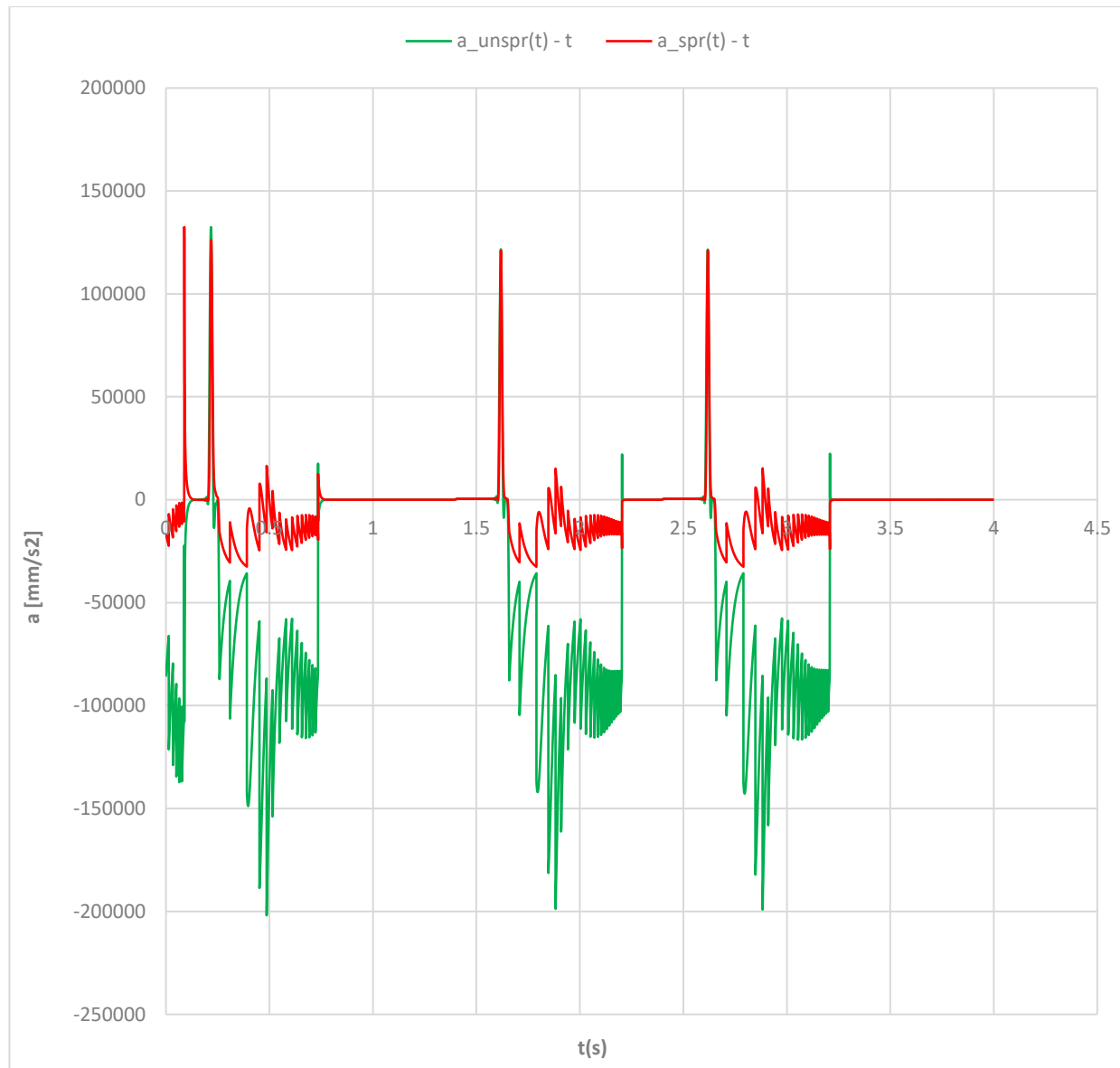
Σχήμα 10.5 Σήμα εισόδου τύπου ράμπας $u_y(t) - t$ & $z(t) - t$

Παρακολουθώντας την μετατόπιση της αναρτημένης μάζας (βαρίδια) και της μη αναρτημένης μάζας (τροχός) στον κατακόρυφο άξονα, προκύπτει η απόκριση της ανάρτησης. Στην πραγματικότητα κατά τη διάρκεια του πειράματος, το καταγραφικό (signal process unit) συγκεντρώνει τις μετρήσεις των αισθητήρων απόστασης (Σχήμα 4.9/Κεφάλαιο 4) και γνωρίζοντας την αρχική θέση της αναρτημένης και

μη αναρτημένης μάζας, προκύπτει η απόκριση (Σχήμα 10.6). Επίσης, στις αντίστοιχες θέσεις από τα επιταχυνσιόμετρα υπολογίζονται οι τιμές της επιτάχυνσης για τις μάζες αυτές (Σχήμα 10.7).

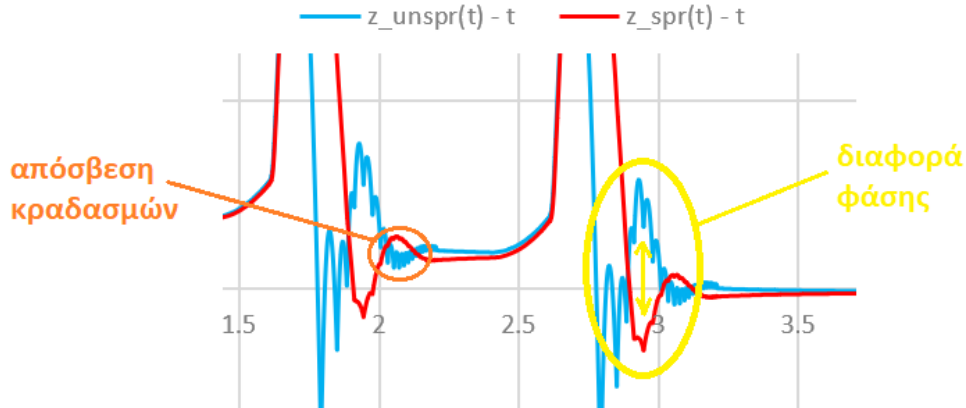


Σχήμα 10.6 Απόκριση αναρτημένης και μη αναρτημένης μάζας



Σχήμα 10.7 Επιτάχυνση αναρτημένης και μη αναρτημένης μάζας

Παρατηρείται ότι οι απότομες δονήσεις του «οδοστρώματος» που επηρεάζουν τη μη αναρτώμενη μάζα, δεν μεταφέρονται στην αναρτώμενη μάζα. Αυτό οφείλεται στην ανάρτηση και κυρίως στον αποσβεστήρα. Κατάλληλη επιλογή ανάρτησης σε ένα όχημα είναι ικανή να εξαλείψει το μεγαλύτερο ποσοστό αυτών των κραδασμών που μεταφέρονται στην αναρτώμενη μάζα. Επίσης, παρατηρείται μία διαφορά φάσης μεταξύ των δύο αποκρίσεων, η οποία αποδίδεται στην υστέρηση απόκρισης της ανάρτησης στην εξωτερική δύναμη λόγω της ελαστικότητας του ελατηρίου της (Σχήμα 10.8).



Σχήμα 10.8 Απόσβεση κραδασμών και διαφορά φάσης

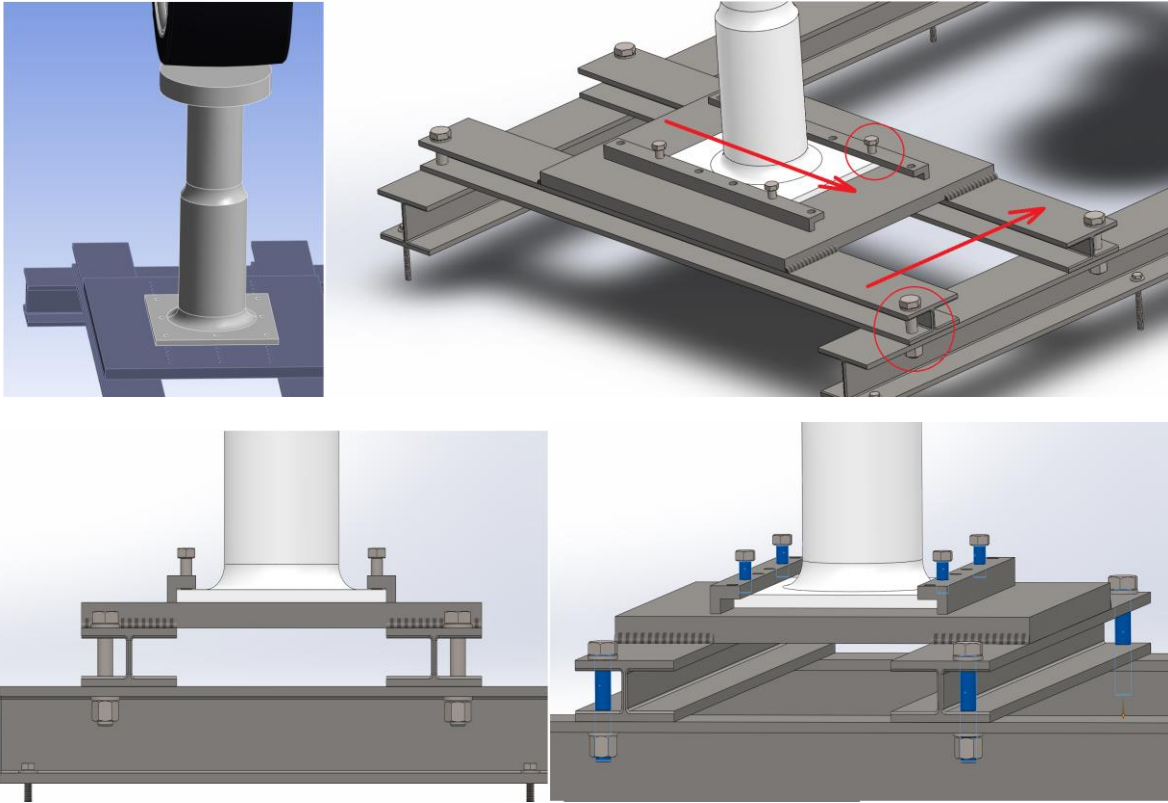
Τέλος, οι τιμές της επιτάχυνσης της αναρτημένης μάζας είναι αισθητά μικρότερες από τις αντίστοιχες για την μη αναρτώμενη μάζα. Το γεγονός αυτό υποδεικνύει σωστή επιλογή ανάρτησης, για το δεδομένο βάρος οχήματος και τη δεδομένη ταχύτητα κίνησης. Τα παραπάνω συμπεράσματα δύναται να αξιολογήσει και να καταγράψει το δοκιμαστήριο που σχεδιάστηκε. Τα πειράματα είναι ικανά να φανερώσουν πολύτιμα στοιχεία για την ανάρτηση, χρήσιμα για τον τομέα της αυτοκινητοβιομηχανίας και της κατασκευής οχημάτων υψηλών επιδόσεων, μεταξύ άλλων.

11 Προτάσεις βελτίωσης σχεδιασμού

Σε αυτό το κεφάλαιο θα αναπτυχθούν οι προτάσεις βελτίωσης του σχεδιασμού. Θα αξιοποιηθούν τα αποτελέσματα του πειράματος (Κεφάλαιο 10) και οι ανάγκες που προέκυψαν κατά την τοποθέτηση των εξαρτημάτων για το πείραμα.

11.1 Αναθεώρηση στήριξης επενεργητή

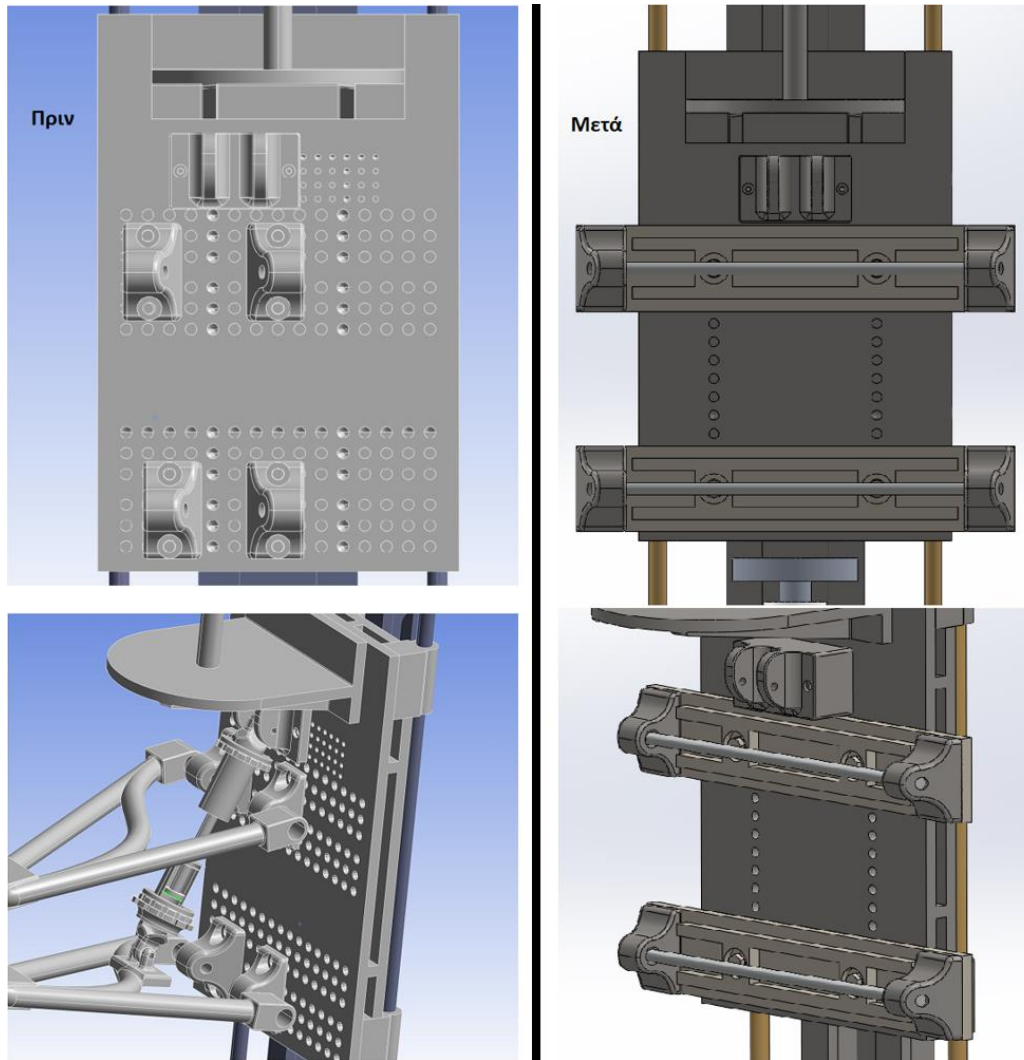
Κατά την τοποθέτηση του τυχαίου συναρμολογήματος ανάρτησης (ψαλίδια, τροχός, ανάρτηση και πλήμνη) χρειάστηκε να διανοιχτούν νέες οπές στην βάση του επενεργητή, ούτως ώστε το έμβολο να ευθυγραμμιστεί στο μέσον του πάχους του ελαστικού. Οι επιλογές στήριξης του επενεργητή θα ήταν πολύ πιο ευέλικτες εάν κατασκευαζόταν ράγα κύλισης με κοχλίες σύσφιξης, οι οποίοι θα «κλείδωναν» τη θέση του επενεργητή στην εγκάρσια διεύθυνση. Παράλληλα, θα καταργούνταν οι συγκολλήσεις και θα διανοίγονταν οπές μεταξύ των μορφοδοκών Η και της επιδαπέδιας βάσης, για ρύθμιση της θέσης του επενεργητή στην διαμήκη άξονα (Σχήμα 11.1).



Σχήμα 11.1 Αναθεώρηση στήριξης επενεργητή στον εγκάρσιο και διαμήκη άξονα

11.2 Αναθεώρηση στήριξης ψαλιδιών

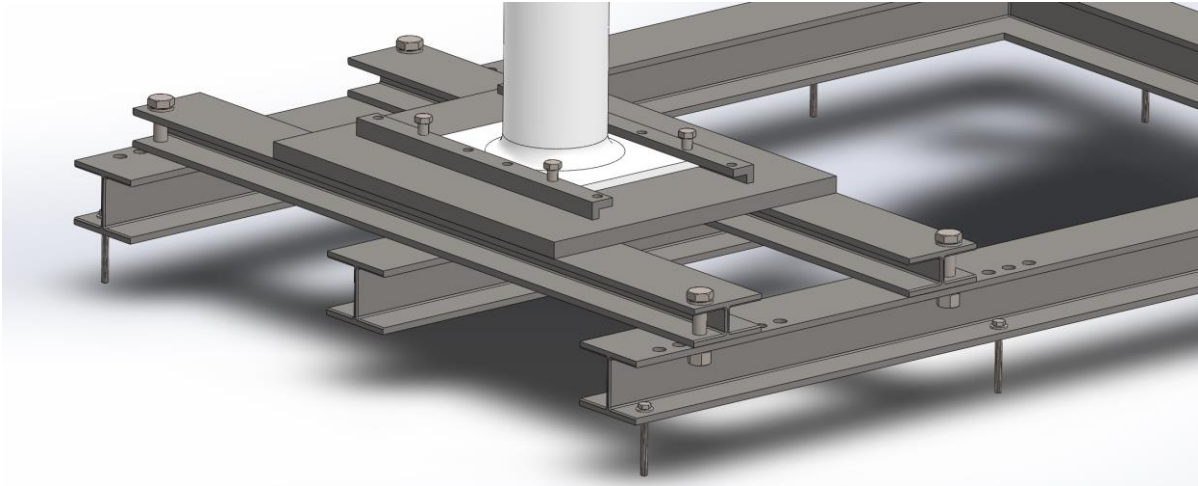
Κατά την τοποθέτηση τυχαίων ψαλιδιών του πειράματος χρειάστηκε να διανοιχτούν νέες οπές στην κύρια πλάκα, ούτως ώστε ο τροχός να ευθυγραμμιστεί με την αναρτώμενη μάζα. Οι επιλογές στήριξης των ψαλιδιών θα ήταν αποδοτικότερες εάν κατασκευαζόταν ενιαία βάση για το άνω και αντίστοιχα το κάτω ψαλίδι, με κοχλίες κεφαλής οι οποίοι θα «κλείδωναν» τη θέση του κάθε ψαλιδιού στην κατακόρυφη διεύθυνση της πλάκας. Με αυτή τη μέθοδο, θα εξαλειφόταν η ανάγκη για περάτωση πολλαπλών οπών, οι οποίες μειώνουν την αντοχή της πλάκας και συμβάλλουν στη δημιουργία ισχυρών συγκεντρώσεων τάσης σε αυτή. Η στήριξη του κάθε ψαλιδιού θα ολοκληρωνόταν με έναν περαστό άξονα ο οποίος θα διερχόταν από την αριστερή και δεξιά πλήμνη του ψαλιδιού (Σχήμα 11.2).



Σχήμα 11.2 Αναθεώρηση στήριξης ψαλιδιών στην κύρια πλάκα

11.3 Αναθεώρηση στήριξης βάσης επενεργητή

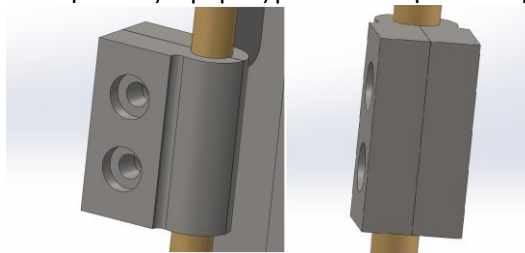
Στο Κεφάλαιο 6 διαπιστώθηκε η ανάγκη για βελτίωση της στήριξης του επενεργητή, καθώς οι μορφοδοκοί Η της επιδαπέδιας βάσης φαίνεται να παραλαμβάνουν τις ισχυρότερες θλιπτικές δυνάμεις κατά τη λειτουργία του δοκιμαστήριου. Μία πρόταση βελτίωσης της στήριξης, είναι η προσθήκη επιδαπέδιας μορφοδοκού Η, στον επίπεδο συμμετρίας της διάταξης, ικανή να παραλάβει μέρος των θλιπτικών δυνάμεων από τον επενεργητή (Σχήμα 11.3).



Σχήμα 11.3 Αναθεώρηση στήριξης βάσης επενεργητή

11.4 Αναθεώρηση βάσεων ολίσθησης

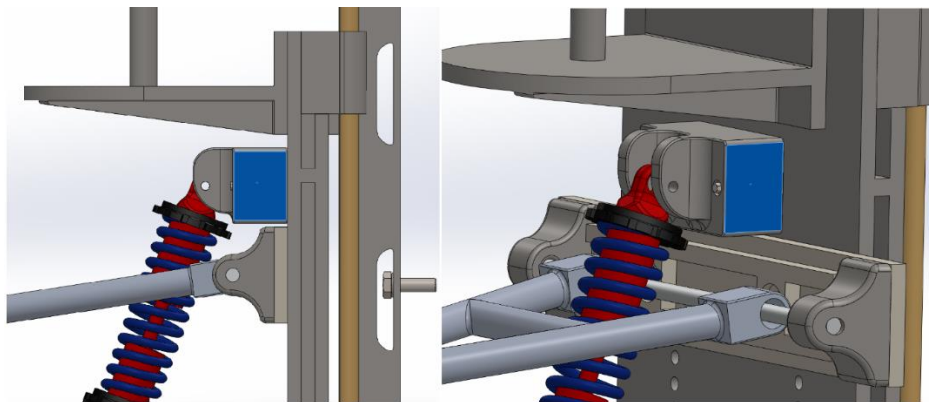
Οι βάσεις ολίσθησης κατασκευάστηκαν ως διμερείς με σκοπό την εύκολη αντικατάστασή τους.



Σχήμα 11.4 Κατασκευή αποσπώμενων βάσεων ολίσθησης

11.5 Αναθεώρηση άνω βάσης ανάρτησης

Το πάχος της άνω βάσης της ανάρτησης αυξήθηκε, ώστε η τοποθετημένη ανάρτηση να μην έρχεται σε επαφή με τον περαστό άξονα της βελτιωμένης βάσης του άνω ψαλιδιού (Σχήμα 11.5)



Σχήμα 11.5 Αύξηση πάχους άνω βάσης ανάρτησης

--Κενή σελίδα --

Κατάλογος Αναφορών

- [1] Μ. Χ. Μπέλλο Θεωράκη, «ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΟΧΗΜΑΤΩΝ,» ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΘΕΣΣΑΛΟΝΙΚΗΣ, ΘΕΣΣΑΛΟΝΙΚΗ, 2018.
- [2] Wuling, july 2023. [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://wuling.id/en/blog/autotips/8-types-of-car-suspensions/>.
- [3] Oborudow. [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://oborudow.ru/el/hodovaya-chast/nezavisimaya-mnogorychazhnaya-podveska-dvuhrychazhnaya-podveska/>.
- [4] Avtotachki, 2022. [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://avtotachki.com/en/pochemu-stala-propadat-mnogorychazhnaya-podveska/>.
- [5] A. News, 2018. [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.autogreeknews.gr/perissotera/12689-ti-einai-i-gonia-kamper-kaster-kai-syglisi-ton-troxon>.
- [6] A. Specialist, 2020. [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.autospecialist.gr/speiroeidi-i-elikoeidi-elatiria/>.
- [7] Monroe. [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.monroe.com/en-za/products/light-vehicles/steering-and-suspension/tie-rod-ends-and-axial-joints.html>.
- [8] R. C. Technology, 2017. [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.suspensionsetup.info/blog/anti-roll-bars-a-good-or-a-bad-thing>.
- [9] Stelpet, 2024. [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.stelpet.gr/1123/Sunemplok/>.
- [10] V. Tech, 2024. [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://vehicletech.blogspot.com/2011/04/anartisiautokinitou.html>.
- [11] A. V. A. D. C. J. J. J. Shijil P, «DESIGN AND ANALYSIS OF SUSPENSION SYSTEM FOR AN ALL TERRAIN VEHICLE,» *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 2016.
- [12] R. Elizer jr, «Summary of a proposed Recommended particle Guidelines for the Design and Application of Speed Humps,» *ITE Technical Council Task Force*, pp. 11-15, 1993.
- [13] B. Y. o. R. Car, 2024. [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.buildyourownracecar.com/race-car-handling-basics-and-design/>.
- [14] V. INC, 2017. [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://medium.com/@vcompmississaug/what-are-single-acting-double-acting-hydraulic-cylinders-817d6e6f30a8>.
- [15] P. Demetrakakes, 2018. [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.packagingdigest.com/machineryequipment/motion-control-actuator-combines-advantages-electronics-and-hydraulics>.
- [16] Vevor, 2024. [Ηλεκτρονικό]. Available: https://eur.vevor.com/hydraulic-control-valve-c_10083/3-spool-hydraulic-directional-control-valve-double-acting-11-gpm-sae-ports-p_010708075347?adp=gmc&utm_source=google&utm_campaign=14163875413&utm_term=130836524572&gclid=EAlaIQobChMI5bGk2LCn_wIVVe13Ch0I.
- [17] I. Tools, 2024. [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Finstrumentationtools.com%2Felectric-solenoid->

- actuator%2F&psig=AOvVaw3ZJTy2I5ZJCEyuf2yAm6Ag&ust=1685890407125000&source=images
&cd=vfe&ved=0CBEQ3YkBahcKEwj4o_mpraf_AhUAAAAAHQAAAAAQcw.
- [18] Μ. Πολυχρονία, «ΣΧΕΔΙΑΣΗ, ΚΑΤΕΡΓΑΣΙΑ ΚΑΙ ΔΥΝΑΜΙΚΟΣ ΕΛΕΓΧΟΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΟΔΗΓΗΤΙΚΩΝ ΚΑΜΠΥΛΩΝ,» ΑΠΘ, ΘΕΣΣΑΛΟΝΙΚΗ, 2012.
- [19] H. ,. & ,. S. Chada, «Speed(Road) Bumps: Issues and Opinions.,» *Journal of Transportation Engineering*, pp. 111, 410-418, 1985.
- [20] C. o. Hawaii, April 2007. [Ηλεκτρονικό]. Available: [http://co.hawaii.hi.us/info/lako/Hawaii County TrafficCalmingDRAFT043007.pdf](http://co.hawaii.hi.us/info/lako/Hawaii%20County%20TrafficCalmingDRAFT043007.pdf).
- [21] D. f. T. o. U. Kingdom, March 2007. [Ηλεκτρονικό]. Available: <http://www.dft.gov.uk/pgr/roads/tpm/lmnotes/pdf/tm0107trafficcalm.pdf>.
- [22] A. Inc, «ANSYS Mechanical User's Guide,» Canonsburg, PA 15317, 2013.
- [23] X. A. Παπαδόπουλος, Στοιχεία Μηχανών 3η Έκδοση, Θεσσαλονίκη: Εκδόσεις Τζιόλα, 2017.
- [24] A. Inc, «ANSYS Mechanical APDL Element Reference,» Southpointe, 2011.

--Κενή σελίδα --

Παράρτημα Ι. «Έκθεση Κοστολόγησης Solidworks®»

SOLIDWORKS® Costing Report		
Assembly Name: WALL MOUNTED DOUBLE WISHBONE RACK PROLONGED		
Date and time of report:	5/31/2024 6:29:09 PM	
Total weight:	460.28 kg	
Quantity to Produce		
Total number of assemblies:	1	
Lot size:	1	
Estimated cost per assembly: 16517.49 USD ή 15293.97 €		
Costing main template:	MULTIBODY WITH WELDS.sldctc	
Cost Breakdown		
Calculated Parts:	15815.89 USD	95.72%
Toolbox Parts:	129.60 USD	0.78%
Operations:	572.00 USD	3.5%

Πίνακας Ι.1 Συνολικό κοστολόγιο από εργαλείο κοστολόγησης Solidworks

Component Cost Impact

Top Ten Components Contributing Most to Assembly Cost

Component	Configuration	Material Cost (USD/Assembly)	Manufacturing Cost (USD/Assembly)	Total Cost (USD/Assembly)
RAIL	Default	2646.61	729.46	3376.07
BASE	Default	1179.09	337.90	1516.99
WEIGHT BASE	Default	515.10	142.81	657.91
WISHBONE PLATE BASE	Default	117.81	595.13	712.94
H BARS FOR ACTUATOR	Default	223.17	5.34	228.51
BOTTOM WISHBONE PLATE BASE	Default	24.45	83.71	108.16
ACTUATOR BASE	Default	101.88	0.00	101.88
Coilover upper base	Default	37.51	45.32	82.83
RACK BASE	Default	16.58	14.01	30.58
hex bolt gradeab_iso	ISO 4014 - M8 x 45 x 22-N	0.00	0.00	0.00
Total		4862.11	10953.78	15815.89

Πίνακας I.2 Κόστη υλικών και κατεργασιών εξαρτημάτων

Cost Breakdown for Each Part

Calculated Parts	Method	Qty	Part Cost (USD/Assembly)	Total Cost (USD / Assembly)
RACK BASE [Default]	Machining	4	30.58	122.33
RAIL [Default]	Machining	1	3376.07	3376.07
BASE [Default]	Machining	1	1516.99	1516.99
WISHBONE PLATE BASE [Default]	Machining	1	712.94	712.94
BOTTOM WISHBONE PLATE BASE [Default]	Machining	4	108.16	432.63
Coilover upper base [Default]	Machining	1	82.83	82.83
H BARS FOR ACTUATOR [Default]	Multibody	1	228.51	228.51
ACTUATOR BASE [Default]	Machining	1	101.88	101.88
WEIGHT BASE [Default]	Machining	1	657.91	657.91
Total				15815.89

Tool Box Parts	Quantity	Part Cost (USD/Assembly)	Total Cost (USD / Assembly)
hex bolt gradeab_iso [ISO 4014 - M8 x 45 x 22-N]	8	3.50	28
hex flange bolt small_iso [ISO 4162 - M8 x 25 x 25-N]	2	3.20	6.40
hex structural bolt gradec short_iso [ISO 7412 - M20 x 65 --- 36-WN]	4	4.00	16.00
plain washer chamfered grade a_iso [Washer ISO 7090 - 20]	4	1.00	4.00
plain washer 10669 type nl_iso [ISO 10669-8.8-N]	24	0.50	12.00
hex flange bolt small_iso [ISO 4162 - M16 x 35 x 35-N]	8	3.70	29.60
hex nut style 1 gradeab_iso [ISO - 4032 - M8 - W - N]	8	1.20	9.60
hex bolt gradec_iso [ISO 4016 - M8 x 80 x 80-WS]	8	3.00	24.00
Total		0.00	129.60

Weld Operation and Size	Weld Type	Weld Length(mm)	Cost (USD / Assembly)
4mm Fillet Weld (8)	Weld Bead	800.00	40
12mm Fillet Weld (4)	Weld Bead	400.00	112
3mm Fillet Weld (5)	Weld Bead	2440.00	15
Total		3640.00	167

Πίνακας 1.3 Κόστη εξαρτημάτων, τυποποιημένων βιδών και συγκολλήσεων

Cost Breakdown at Assembly Level

Setups	Cost (USD / Assembly)
Painting <1>	34.00
Tig Weld (4.00 mm)	2.50
Tig Weld (12.00 mm)	2.50
Tig Weld (3.00 mm)	2.50
Total	41.50

Custom Operations Part	Quantity	Cost (USD / Assembly)
Painting <1>	1	405.00
Total	1	405.00

Πίνακας 1.4 Κόστος αντισκωριακής βαφής

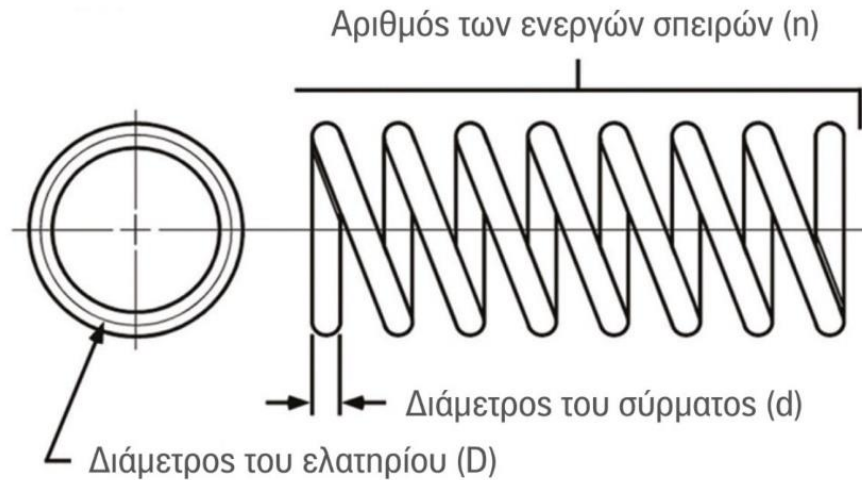
Παράρτημα II. «Ακαμψία ελατηρίου»

Η ακαμψία των σπειροειδών ελατηρίων (Σχήμα 4.5) μπορεί να υπολογιστεί από την παρακάτω σχέση:

$$k = \frac{G * d^4}{8 * D^3 * n}$$



όπου:

- k : ο συντελεστής του ελατηρίου σε N/m
- d : η διάμετρος του σύρματος από το οποίο κατασκευάζεται το ελατήριο σε ίντσες (in)
- G : ο συντελεστής ακαμψίας σε μονάδες πίεσης (Pa)
- n : ο αριθμός των ενεργών σπειρών (ο αριθμός όσων σπειρών δεν πατάνε στη βάση συν $1/2$ σπείρες)
- D : η μέση διάμετρος του ελατηρίου σε μέτρα (m)



Σχήμα II.1 Μεγέθη συσχετιζόμενα με τη ακαμψία του ελατηρίου [6]

Παράρτημα III. «Ιδιότητες υλικών ανάλυσης»



 **Structural Steel** 

Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1

Density	7.85e-06 kg/mm ³
---------	-----------------------------

Structural	
▼ Isotropic Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	2e+05 MPa
Poisson's Ratio	0.3
Bulk Modulus	1.6667e+05 MPa
Shear Modulus	76923 MPa
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-05 1/°C
Compressive Ultimate Strength	0 MPa
Compressive Yield Strength	250 MPa
Tensile Ultimate Strength	460 MPa
Tensile Yield Strength	250 MPa

Σχήμα III.1 Φυσικές ιδιότητες δομικού ατσάλιού (structural steel)

 **Aluminum alloy, cast** 

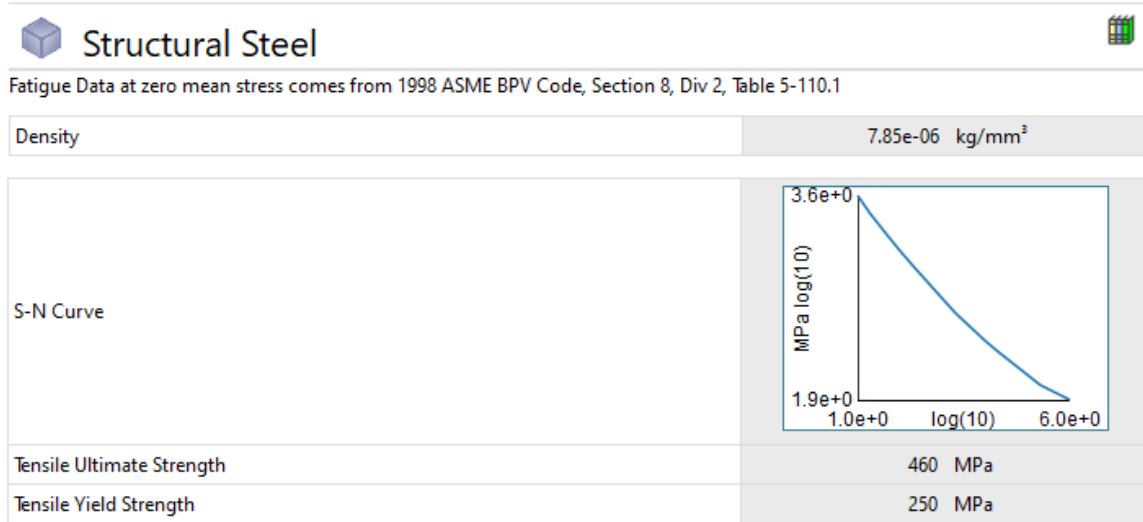
Cast aluminum alloy (A356.0)

Sample materials data from Granta Design. Additional data and information available through the [Granta website](#).
Granta provides no warranty for the accuracy of the data.

Density	2.68e-06 kg/mm ³
---------	-----------------------------

Structural	
▼ Isotropic Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	73000 MPa
Poisson's Ratio	0.33
Bulk Modulus	71569 MPa
Shear Modulus	27444 MPa
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	2.15e-05 1/°C
Tensile Ultimate Strength	254 MPa
Tensile Yield Strength	205 MPa

Σχήμα III.2 Φυσικές ιδιότητες χυτού αλουμινίου (Aluminum alloy, cast)



Σχήμα III.3 Καμπύλη Κόπωσης-Κύκλων Αστοχίας (S-N)

Παράρτημα IV. «Περιγραφή στοιχείων πλεγματοποίησης»

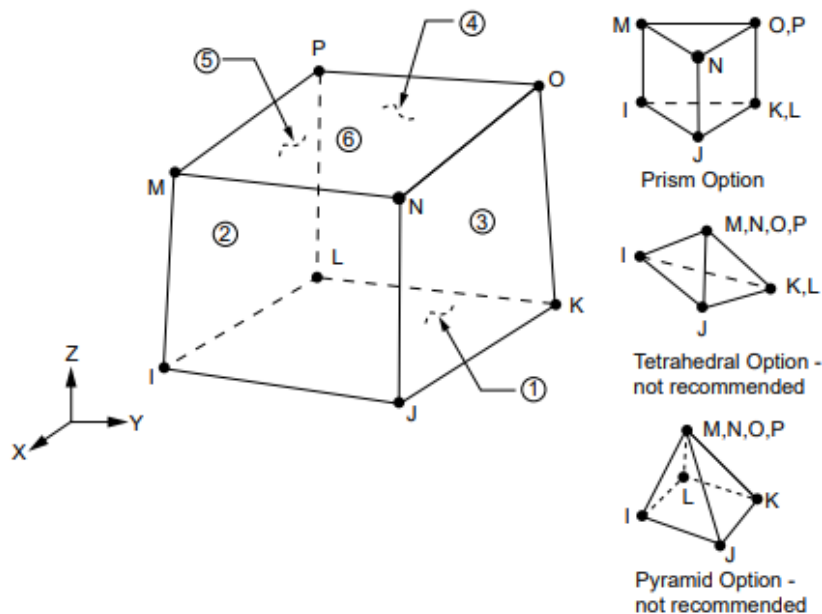
SOLID 185

Το SOLID 185 [24] χρησιμοποιείται για τρισδιάστατη μοντελοποίηση συμπαγών κατασκευών. Ορίζεται από οκτώ κόμβους (nodes), που έχουν τρεις βαθμούς ελευθερίας σε κάθε κόμβο: μετατοπίσεις στις κομβικές κατευθύνσεις x , y και z . Το στοιχείο έχει πλαστικότητα, υπερελαστικότητα, ακαμψία τάσης, ερπυσμό (creep), μεγάλη απόκλιση και μεγάλες δυνατότητες καταπόνησης. Είναι ικανό να προσομοιώσει παραμορφώσεις σχεδόν ασυμπίεστων ελαστοπλαστικών υλικών και πλήρως ασυμπίεστων υπερελαστικών υλικών.

Το SOLID185 διατίθεται σε δύο μορφές:

- Ομοιογενές δομικό στερεό (Homogeneous Structural Solid) (KEYOPT(3) = 0, το προεπιλεγμένο)
- Βαθμωτό Δομικό Στερεό (Layered Structural Solid) (KEYOPT(3) = 1)

Το SOLID185 είναι κατάλληλο για τη μοντελοποίηση γενικών τρισδιάστατων συμπαγών δομών. Παίρνει δομή πρισμάτων, τετραεδρικών και πυραμιδικών στοιχείων, όταν χρησιμοποιείται σε περιοχές με ανωμαλίες (απότομες γωνίες, μικρές επιφάνειες κλπ). Διάφορες τεχνολογίες στοιχείων όπως οι ράβδοι-B (B-Bars), μειώνουν ομοιόμορφα τους χρόνους ολοκλήρωσης και είναι ικανές να δεχτούν αυξημένου μεγέθους τάσεις.

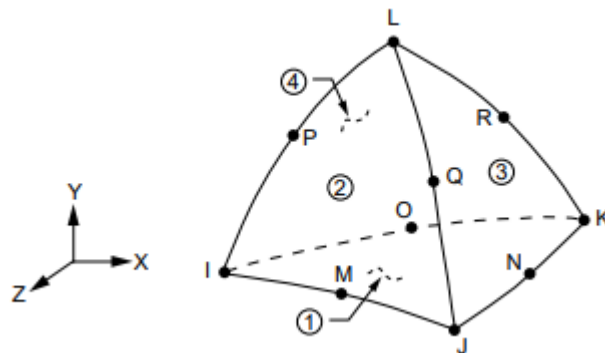


Σχήμα IV.1 Γεωμετρία ομογενούς δομικού στερεού SOLID 185

SOLID 187

Το στοιχείο SOLID187 είναι ένα τρισδιάστατο στοιχείο 10 κόμβων υψηλής τάξης. Το στοιχείο έχει τετραγωνική συμπεριφορά μετατόπισης και είναι κατάλληλο για τη μοντελοποίηση ακανόνιστου πλέγματος (όπως αυτά που παράγονται από διάφορα CAD/CAM συστήματα).

Το στοιχείο ορίζεται από 10 κόμβους, που έχουν τρεις βαθμούς ελευθερίας σε κάθε κόμβο: μετατοπίσεις στις κομβικές κατευθύνσεις x , y και z . Το στοιχείο έχει πλαστικότητα, υπερελαστικότητα, ακαμψία τάσης, ερπυσμό (creep), μεγάλη απόκλιση και μεγάλες δυνατότητες καταπόνησης. Είναι ικανό να προσομοιώσει παραμορφώσεις σχεδόν ασυμπίεστων ελαστοπλαστικών υλικών και πλήρως ασυμπίεστων υπερελαστικών υλικών.



Σχήμα IV.2 Γεωμετρία ομογενούς δομικού στερεού SOLID 187

Βασικές δυνατότητες ρύθμισης αυτού του στοιχείου πλέγματος είναι:

- Το KEYOPT(6) = 1 ή 2, ορίζει το στοιχείο για τη χρήση μικτής διαδικασίας επίλυσης (mixed formulation)
- Το KEYOPT(15) = 1, ορίζει το στοιχείο για τέλεια αντιστοιχισμένα επίπεδα (Perfectly Matched Layers-PML).
- Το KEYOPT(16) = 1, ενεργοποιεί την ανάλυση σταθερής κατάστασης (steady-state analysis) (καθορίζεται μέσω SSTATE).
- Για επιπλέον απόδοση επιφάνειας, το KEYOPT(17) = 4 ενεργοποιεί την επίλυση επιφάνειας για επιφάνειες με μη μηδενική πίεση. Μπορεί να εφαρμοσθεί μια αρχική κατάσταση τάσης σε αυτό το στοιχείο (INISTATE). Τα αποτελέσματα της ακαμψίας του φορτίου πίεσης περιλαμβάνονται αυτόματα για αυτό το στοιχείο. Αν ένας ασύμμετρος πίνακας απαιτείται για την επίδραση της ακαμψίας του φορτίου πίεσης, μπορούν να χρησιμοποιηθούν οι εντολές NROPT,UNSYM.

--- Τέλος εγγράφου ---