

ΑΝΩΤΑΤΟ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΠΕΙΡΑΙΑ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΗΣ
ΕΚΠΑΙΔΕΥΣΗΣ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Τ.Ε.

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΑΔΡΑΝΕΙΑΚΟΥ ΔΥΝΑΜΟΜΕΤΡΟΥ

Ανδρικόπουλος Κων/νος – Ιωάννης του Σταύρου (Α.Μ. 43438)

Σταθοικωστόπουλος Γεώργιος του Θεοφάνη (Α.Μ. 42302)

Επιβλ. Καθ. Δρ. Κωνσταντίνος Στεργίου

Πειραιάς, 2018

ΔΕΛΤΙΟ ΠΛΗΡΟΦΟΡΙΩΝ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ	
Ακαδ. έτος	2018-2019
Τίτλος Εργασίας	ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΑΔΡΑΝΕΙΑΚΟΥ ΔΥΝΑΜΟΜΕΤΡΟΥ
Φοιτητές	Ανδρικόπουλος Κωνσταντίνος – Ιωάννης του Σταύρου Σταθοκωστόπουλος Γεώργιος του Θεοφάνη
Τμήμα	Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε.
Επιβλ. Καθ.	Δρ. Κωνσταντίνος Στεργίου
Ημερομηνία	11/2018
Λέξεις κλειδιά	Δυναμόμετρο, Απόδοση, Αδράνεια, Σχεδιασμός
<p>Περίληψη : Στην παρούσα εργασία πραγματοποιείται η υπολογιστική μελέτη και στη συνέχεια η μοντελοποίηση, ο σχεδιασμός, η μελέτη αντοχής καθώς και η διαδικασία κατασκευής ενός αδρανειακού δυναμομέτρου για τις ανάγκες της ομάδας «Ποσειδών». Αρχικά αναφέρονται βασικά στοιχεία της θεωρίας των δυναμομέτρων και αναλύεται συνοπτικά η αρχή λειτουργίας των συμβατικότερων μεθόδων δυναμομέτρησης οχημάτων. Στη συνέχεια παρουσιάζεται η υπολογιστική διαδικασία των μεγεθών που αφορούν άμεσα την μελέτη και επηρεάζουν την σχεδιαστική προσέγγιση ενός δυναμομέτρου, με στόχο την τελική διαστασιολόγηση της κατασκευής. Από την σχεδιαστική προσέγγιση ενός δυναμομέτρου προκύπτει η ανάγκη υπολογισμού των μέγιστων φορτίων και καταπονήσεων που ασκούνται στο δυναμόμετρο κατά την λειτουργία του, οπότε και θα πραγματοποιηθεί μελέτη μέσω πεπερασμένων στοιχείων (CAE), ώστε να εξετασθεί η αντοχή της κατασκευής και η πιθανή επανασχεδίαση αυτής. Στα τελευταία κεφάλαια της εργασίας, παρατίθενται τα κατασκευαστικά σχέδια δύο διαστάσεων (2D drawings) καθώς και φωτογραφικό υλικό από την διαδικασία κατασκευής του αδρανειακού δυναμομέτρου. Επίσης, παρουσιάζονται τα διαγράμματα κατανομής των φορτιών και εντάσεων καθώς και η ανάλυση αυτών. Στη συνέχεια αναφέρεται σε ταξινομημένους πίνακες η τεχνο-οικονομική ανάλυση της κατασκευής του αδρανειακού δυναμομέτρου. Τέλος, αναγράφονται τα μελλοντικά σχέδια, στα οποία με την ολοκλήρωση της κατασκευής σε συνδυασμό με τον ηλεκτρολογικό τομέα, θα μπορούν να λαμβάνονται μετρήσεις ισχύος του κινητήρα και να πραγματοποιείται η εξαγωγή κατάλληλων διαγραμμάτων, ώστε να γίνονται αντιληπτές οι οποιεσδήποτε αλλαγές πραγματοποιούνται τόσο στο ηλεκτρονικό κομμάτι οδήγησης του κινητήρα όσο και στην επιλογή και την αποδοτικότητα διάφορων πιθανών συνδυασμών για την σχέση μετάδοσης του οχήματος της ομάδας «Ποσειδών».</p>	

PROJECT INFORMATION SHEET	
<i>Code number</i>	2018-2019
<i>Title</i>	DESIGN AND MANUFACTURING OF AN INERTIA DYNAMOMETER
<i>Student</i>	Andrikopoulos Konstantinos – Ioannis Stathokostopoulos George
<i>Department</i>	Mechanical Engineering
<i>Advisor</i>	Dr. Stergiou Konstantinos
<i>Date</i>	11/2018
<i>Keywords</i>	Dynamometer, Efficiency, Inertia, Design
<p>Abstract: <i>In this thesis, it took place the computing analysis and then modeling, design, stress analysis and manufacturing-construction of an inertia dynamometer for the needs of student team “Poseidon”. Firstly, it is presented basic principles of dynamometer's function and it is analyzed the principle of operating more conventional methods for dynamometer vehicles. After, it took place the computing study of basic elements that are quite relevant with the design of the dynamometer and the final optimization of the construction. Designing the inertia dynamometer, resulted the measure of max loads and fixtures parameters that are took place on the construction during the operation. So-far, it will be a CAE (computer aided engineering) study, for stress-testing and possible re-design of the dynamometer components. At the last chapters of thesis, it is presented the constructive drawings and many pictures from the project's manufacturing. Also, it is presented diagrams of loads-stress and the analysis of them and the financial study of the project. Finally ,there are the future plans of the project ,which in relation with the electrical engineering department , it will be possible collecting digital measurements and data of engine's power and exporting relative diagrams for the exact understanding of possible changes, so in electronic components of the vehicle's driving motor controller , as so in the efficient of the system choosing from several combinations of transmission's ratio for the “Poseidon” 's vehicle.</i></p>	

Δήλωση ακαδημαϊκής ακεραιότητας

(Declaration of academic integrity)

Ο υπογράφον υπεύθυνα δηλώνει ότι η παρούσα εργασία με τίτλο «Σχεδιασμός και κατασκευή αδρανειακού δυναμομέτρου» είναι προϊόν δικής μας δουλειάς και ότι όλες οι πηγές που έχουν χρησιμοποιηθεί για τη σύνταξη της αναφέρονται πλήρως.

Ανδρικόπουλος Κωνσταντίνος – Ιωάννης _____

Σταθοκωστόπουλος Γεώργιος _____

Ευχαριστίες

Θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε τον καθηγητή Δρ. Κωνσταντίνο Στεργίου για την πολύτιμη συμβολή του καθ' όλη την διαδικασία εκπόνησης της πτυχιακής εργασίας. Επίσης ένα μεγάλο ευχαριστώ στον κ. Παναγιώτη Παπαδόπουλο για την συμβολή του στην κατασκευή της διάταξης με την μορφή χορηγίας ως προς την ομάδα “ Ποσειδών ” καθώς και στα μέλη της φοιτητικής ομάδας όπου ο καθένας ξεχωριστά έβαλε το δικό του λιθαράκι κατά την πορεία της μελέτης και της κατασκευής.

Περιεχόμενα

1.	ΕΙΣΑΓΩΓΗ	4
1.1	Σκοπός και Στόχοι.....	5
1.2	Βασικές Έννοιες	5
1.2.1	Δυναμομέτρηση.....	5
1.2.2	Ισχύς.....	5
1.2.2.1	Μηχανική Ισχύς	6
1.2.2.2	Ηλεκτρική Ισχύς	6
1.2.2.3	Θερμική Ισχύς.....	6
1.2.2.4	Υδραυλική Ισχύς.....	6
1.2.3	Έργο Δύναμης	6
1.2.4	Δύναμη	7
1.2.5	Ροπή	7
1.2.6	Ροπή αδρανείας	7
1.2.7	Σύστημα Μετάδοσης Κίνησης.....	8
1.3	Σχεδιάγραμμα Εργασίας	10
2.	ΔΥΝΑΜΟΜΕΤΡΑ, ΣΥΣΤΗΜΑ, ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ & ΕΠΙΛΟΓΗ	11
2.1	Δυναμόμετρα	11
2.1.1	Αδρανειακό Δυναμόμετρο	11
2.1.2	Δυναμόμετρο κινητήρα ή Δυναμόμετρο Πάγκου	14
2.1.3	Δυναμόμετρο Πλήμνης ή Μουαγιέ.....	15
2.2	Σύστημα Οχήματος Orca	16
2.2.1	Τεχνικά Χαρακτηριστικά	17
2.2.1.1	Υπολογισμοί και επιλογή κινητήρα	17
2.2.1.2	Πραγματικά δεδομένα.....	20
2.2.1.3	Αξιολόγηση και Βελτιώσεις.....	21
2.3	Επιλογή Τύπου Δυναμομέτρου	22
3.	ΓΕΝΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ, ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ Κ ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ	26
3.1	Γενικό Σύστημα	26
3.1.1	Ορισμός Τελικού Συστήματος.....	27
3.1.2	Αξιοποίηση Αποτελεσμάτων.....	28
3.1.3	Αντίστροφη Δυναμομέτρηση (Coast Down Test).....	29

3.2	Θεωρία Υπολογισμού	33
3.2.1	Μαθηματικοί Τύποι Υπολογισμών Αδράνειας Συστήματος.....	33
3.2.2	Θεωρητικός Υπολογισμός Αδράνειας του Flywheel	36
3.2.3	Πραγματικός Υπολογισμός Ροπής Αδρανείας.....	43
3.3	Πίνακας Προδιαγραφών	45
4.	ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΑΔΡΑΝΕΙΑΚΟΥ ΔΥΝΑΜΟΜΕΤΡΟΥ	46
4.1	Παλαιότερα Σχέδια	46
4.1.1	Ταινιοδιάδρομος Δυναμομέτρησης.....	47
4.1.2	Δυναμομέτρηση με Ηλεκτρικό Κινητήρα	48
4.1.3	Αδρανειακό Ράουλο	49
4.2	Σχεδιασμός Διάταξης	50
4.2.1	Ονοματολογία και Αποθήκευση Σχεδίων.....	50
4.2.2	Σχεδιασμός Μεταλλικού Πλαισίου.....	52
4.2.3	Σχεδιασμός Υποσυστημάτων	55
4.2.3.1	Εμπρόσθιο Ράουλο.....	55
4.2.3.2	Βοηθητικό Ράουλο	59
4.2.3.3	Σύστημα Αδρανειακής Μάζας	60
4.2.4	Επιμέρους Εξαρτήματα	69
4.3	Τελικό Συναρμολόγημα.....	81
5.	ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ.....	92
5.1	Βασικές Έννοιες / Ορισμοί.....	92
5.2	Έλεγχος Μεταλλικού Πλαισίου	97
5.2.1	Στατική Μελέτη Μεταλλικού Πλαισίου	97
5.2.2	Αποτελέσματα Στατικής Μελέτης Μεταλλικού Πλαισίου	101
5.2.3	Έλεγχος Μεταλλικού Πλαισίου σε Συντονισμό	105
5.2.4	Αποτελέσματα Ιδιοσυχνοτήτων Μεταλλικού Πλαισίου	107
5.3	Μελέτη Αντοχής Εμπρόσθιου Ράουλου.....	113
5.3.1	Αποτελέσματα Στατικής Μελέτης Εμπρόσθιου Ράουλου	119
5.4	Μελέτη Αντοχής Βοηθητικού Ράουλου	124
5.4.1	Αποτελέσματα Στατικής Μελέτης Βοηθητικού Ράουλου	129
5.5	Διαστασιολόγηση Άξονα Αδρανειακής Μάζας	133
5.5.1	Επίλυση Προβλήματος	134

6.	ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΑ ΣΧΕΔΙΑ ΚΑΙ ΚΟΣΤΟΛΟΓΗΣΗ.....	142
6.1	Κατασκευαστικά Σχέδια	143
6.2	Πίνακας Κοστολόγησης Αδρανειακού Δυναμομέτρου	169
7.	ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΑΔΡΑΝΕΙΑΚΗΣ ΔΥΝΑΜΟΤΡΑΠΕΖΑΣ.....	171
7.1	Συναρμολόγηση Αδρανειακού Δυναμομέτρου	171
7.2	Πείραμα Προσέγγισης Πραγματικής Αδράνειας.....	196
7.2.1	Προετοιμασία Πειράματος.....	196
7.2.1	Πειραματική διαδικασία	200
7.2.3	Αξιολόγηση Αποτελεσμάτων	204
8.	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑ	205
8.1	Αξιολόγηση Μελέτης	205
8.2	Μελλοντικά Σχέδια	206
9.	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	208
10.	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ	211
10.1	Τεχνικό φυλλάδιο εδράνου κύλισης 6304_2RSL.....	211
10.2	Τεχνικό φυλλάδιο κουζινέτου UCP_204	212
10.3	Τεχνικό φυλλάδιο κουζινέτου UCP_208	213
10.4	Τεχνικά φυλλάδια οδοντωτών τροχών	214
10.5	Τεχνικό φυλλάδιο Διαγράμματος Επιλογής Ιμάντα χρονισμού	216
10.6	Κοιλοδοκοί – πίνακας διαστάσεων και χαρακτηριστικών	217
10.7	Τεχνικό φυλλάδιο ηλεκτρικού κινητήρα Maxon EC-i52	218

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η ομάδα «Ποσειδών» από το Πανεπιστήμιο Δυτικής Αττικής, αγωνίζεται κάθε χρόνο στον διεθνή διαγωνισμό κατανάλωσης ενέργειας Shell Eco Marathon. Ο συγκεκριμένος διαγωνισμός προσκαλεί ομάδες από όλα τα Πανεπιστήμια της Ευρώπης να μελετήσουν, να σχεδιάσουν, να κατασκευάσουν και εν τέλει να δοκιμάσουν την απόδοση των οχημάτων τους σε ειδικά διαμορφωμένες και απαιτητικές διαδρομές κλειστού τύπου. Στόχος κάθε διαγωνιζόμενης ομάδας, είναι να διανύσουν την μεγαλύτερη δυνατή απόσταση με την μικρότερη κατανάλωση καυσίμου.

Η ομάδα «Ποσειδών» μετρά από δύο άκρως επιτυχημένες χρονιές στον διαγωνισμό Shell Eco Marathon Europe, έχοντας κατακτήσει μάλιστα την 9^η και 10^η θέση αντίστοιχα για τις χρονιές 2017 και 2018, ανάμεσα σε 60 ομάδες από Πανεπιστημιακά ιδρύματα όλης της Ευρώπης στην κατηγορία πρωτότυπων οχημάτων με ηλεκτρική κίνηση και ως κύρια πηγή ενέργειας την μπαταρία. Αξίζει επίσης να σημειωθεί η κατάκτηση του βραβείου Σχεδιασμού οχήματος (Design award) την χρονιά 2017, καθώς και οι δύο συνεχόμενες κατακτήσεις της πρώτης θέσης στον διαγωνισμό Shell Eco Marathon Turkey που διοργανώνεται κάθε χρόνο στην Κωνσταντινούπολη.

Έχοντας θέσει υψηλά τον πήχη για την συνέχεια, η ομάδα «Ποσειδών», έχει ως στόχο να καταξιωθεί ανάμεσα στις πρώτες ομάδες της Ευρώπης καθώς και να βελτιώσει την απόδοση του οχήματος της. Αυτό θα επιτευχθεί με τις ουσιαστικές παρεμβάσεις και βελτιώσεις, στα επιμέρους μηχανολογικά και ηλεκτρονικά συστήματα. Μια από τις σημαντικές βελτιώσεις που μπορούν να επιτευχθούν είναι η κατανόηση και η μέτρηση των απωλειών του συστήματος μετάδοσης κίνησης. Η κατασκευή λοιπόν ενός αδρανειακού δυναμομέτρου κρίνεται απαραίτητη, ώστε να εξαχθούν συμπεράσματα για την ισχύ και την ροπή του οχήματος σε σχέση με τον χρόνο, καθώς και να αξιολογούνται και να καταγράφονται οι βελτιώσεις των αλλαγών που πραγματοποιείται στο σύστημα μετάδοσης.



Εικόνα 1: Το όχημα της ομάδας «Ποσειδών» εν ώρα αγώνα για τον διαγωνισμό Shell Eco Marathon¹.

¹ Επίσημη ιστοσελίδα για τον διαγωνισμό SEM (<https://www.shell.com/energy-and-innovation/shell-ecomarathon.html>)

1.1 Σκοπός και Στόχοι

Σκοπός, λοιπόν της εργασίας αποτελεί η μελέτη, η μοντελοποίηση και τέλος η διαδικασία κατασκευής και ολοκλήρωση μιας αδρανειακής δυναμοτράπεζας, προσαρμοσμένης στις ανάγκες της ομάδας «Ποσειδών».

Επιμέρους στόχοι αποτελούν:

- Η θεωρητική αναφορά στα δυναμόμετρα και την αρχή λειτουργία τους.
- Επισκόπηση των σημαντικότερων και σύγχρονων τύπων δυναμομέτρων.
- Ανάλυση και αξιολόγηση ως προς τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα κάθε μεθόδου.
- Τελική επιλογή του τύπου δυναμοτράπεζας.
- Μέθοδος υπολογιστικής διαδικασίας διαστασιολόγησης των κύριων μερών του συστήματος μιας αδρανειακής δυναμοτράπεζας.
- Σχεδιασμός – Μοντελοποίηση αδρανειακού δυναμομέτρου με χρήση του λογισμικού CAD (Solidworks 2016).
- Ανάλυση κατασκευής και έλεγχος αντοχής μέσω υπολογιστικής διαδικασίας πεπερασμένων στοιχείων (CAE), μέσω του λογισμικού της Solidworks 2016.
- Οικονομική ανάλυση της κατασκευής, κατασκευαστικά σχέδια καθώς και φωτογραφικό υλικό από την ολοκληρωμένη διάταξη.
- Συμπεράσματα από όλη την διαδικασία μελέτης και καταγραφή στοιχείων που θα βοηθήσουν στα μελλοντικά σχέδια.

1.2 Βασικές Έννοιες

Πριν την αναφορά στην διάρθρωση των κεφαλαίων της εργασίας, θα ήταν χρήσιμο να αποδοθούν κάποιες βασικές έννοιες και οι οποίες θα χρησιμοποιηθούν στη συνέχεια της εργασίας και θα βοηθήσουν τον αναγνώστη στην κατανόηση ορισμών και ορολογιών.

1.2.1 Δυναμομέτρηση

Ως δυναμομέτρηση ορίζεται η διαδικασία για την μέτρηση και καταγραφή των τιμών της δύναμης, της ροπής και της ισχύος, του κινητήρα ενός οχήματος. Για παράδειγμα η ισχύς που παράγεται από έναν κινητήρα μπορεί να υπολογιστεί με την ταυτόχρονη μέτρηση των τιμών της ροπής και της γωνιακής ταχύτητας των κινούμενων μερών ενός δυναμομέτρου.

1.2.2 Ισχύς

Ως ισχύς ορίζεται ο ρυθμός μεταβολής έργου ή αλλιώς το ποσό της ενέργειας που καταναλώνεται στη μονάδα του χρόνου. Η ισχύς διακρίνεται σε αρκετές μορφές όπως για παράδειγμα σε μηχανική, θερμική, ηλεκτρική, υδραυλική και έχει ως μονάδα μέτρησης το 1 Watt ή αλλιώς 1 Joule/sec.

1.2.2.1 Μηχανική Ισχύς

Η μηχανική ισχύς που προσδίδεται σε ένα σύστημα που κινείται σε γραμμική (μεταφορική) κίνηση ισούται με το γινόμενο της ταχύτητας του επί την δύναμη που ασκείται στο σύστημα.

$$P = u \cdot F \quad (1)$$

Επίσης η μηχανική ισχύς προσδιορίζεται σε ένα περιστροφικό σύστημα με το γινόμενο της γωνιακής ταχύτητας επί την ροπή που ασκείται στο σύστημα.

$$P = \omega \cdot T \quad (2)$$

1.2.2.2 Ηλεκτρική Ισχύς

Ηλεκτρική ισχύς είναι ο ρυθμός με τον οποίο η ηλεκτρική ενέργεια μεταφέρεται από ένα ηλεκτρικό κύκλωμα. Σε κυκλώματα ηλεκτρικών αντιστάσεων συνεχούς ρεύματος, η ηλεκτρική ισχύς υπολογίζεται χρησιμοποιώντας τον νόμο του Joule.

$$P = V \cdot I \quad (3)$$

1.2.2.3 Θερμική Ισχύς

Θερμική ισχύς είναι ο ρυθμός μεταβολής της θερμότητας στην μονάδα του χρόνου.

$$P = C_p \cdot \frac{\Delta Q}{\Delta t} \quad (4)$$

Όπου, ΔQ είναι η μεταβολή της θερμοκρασίας που παρατηρούμε σε χρόνο Δt και C_p η θερμοχωρητικότητα του συστήματος.

1.2.2.4 Υδραυλική Ισχύς

Η υδραυλική ισχύς ορίζεται ως το γινόμενο της παροχής οποιουδήποτε ρευστού σε ένα υδραυλικού ή πνευματικού σύστημα επί την πίεση με την οποία προσδίδεται στο σύστημα.

$$P = Q \cdot p \quad (5)$$

1.2.3 Έργο Δύναμης

Το έργο ως φυσικό μέγεθος εκφράζει την ενέργεια που μεταφέρεται από ένα σώμα σε ένα άλλο ή που μετατρέπεται από μια μορφή ενέργειας σε μια άλλη. Συμβολίζεται με το γράμμα W και έχει ως μονάδα μέτρησης το 1 Joule (1 N·m). Το έργο μιας σταθερής δύναμης F , ορίζεται ως το γινόμενο της δύναμης F σε (N) επί την μετατόπιση x σε (m).

$$W = F \cdot x \quad (6)$$

1.2.4 Δύναμη

Η κλασσική και τεχνική μηχανική δύναμη είναι η αιτία που προκαλεί κάθε μεταβολή της κίνησης ή της γεωμετρίας των σωμάτων. Ένα σώμα μπορεί να δεχθεί ταυτόχρονα πολλές δυνάμεις το αποτέλεσμα των οποίων θα είναι σε κάθε σημείο μια συνισταμένη δύναμη και μια συνισταμένη ροπή. Όταν οι δυνάμεις αυτές εξουδετερώνονται μεταξύ τους τότε λέγεται ότι το σώμα βρίσκεται σε κατάσταση ισοροπίας.

Σε ότι αφορά τα ελεύθερα σώματα, δύναμη είναι γενικά η μεταβολή της κινητικής τους κατάστασης, δηλαδή η αιτία η οποία τα σώματα επιταχύνουν ή επιβραδύνουν. Αυτό φυσικά ισχύει και για την περιστροφή τους. Η δύναμη ορίζεται σύμφωνα με τον Δεύτερο νόμο κίνησης του Νεύτωνα και έχει ως μονάδα μέτρησης το newton (N). $1\text{N} = 1\text{ kg}\cdot\text{m}/\text{sec}^2$. Ο Δεύτερος νόμος του Νεύτωνα, αναφέρει πως η συνολική δύναμη που ασκείται σε ένα σώμα ισούται με τη μάζα του σώματος επί την επιτάχυνσή του.

$$\Sigma F = m \cdot a \quad (7)$$

Όπου, m η μάζα του σώματος του σώματος σε (kg) και όπου (a) η επιτάχυνση του σώματος σε m/sec^2 .

1.2.5 Ροπή

Ροπή δυνάμεως ως προς σημείο είναι το διανυσματικό φυσικό μέγεθος που έχει μέτρο ίσο προς το γινόμενο της δύναμης επί την κάθετη απόσταση της δύναμης από το ορισμένο σημείο. Ροπή δυνάμεως ως προς άξονα περιστροφής, είναι το διανυσματικό μέγεθος που έχει ως μέτρο το γινόμενο της δύναμης επί την κάθετη απόσταση της δύναμης από τον άξονα, και φορέα τον άξονα. Η ροπή έχει ως μονάδα μέτρησης τα Nm.

$$T = r \cdot F \quad (8)$$

Όπου, r η απόσταση από το εξεταζόμενο σημείο εφαρμογής της δύναμης σε (m) και F η ασκούμενη δύναμη επάνω στο σώμα. Όπως και παραπάνω (βλ. σχέση 7) έτσι και στην περίπτωση της ροπής από τον Δεύτερο νόμο του Νεύτωνα για ένα σώμα το οποίο εκτελεί περιστροφική κίνηση η ροπή μπορεί να οριστεί, ως το γινόμενο της ροπής αδρανείας του περιστρεφόμενου σώματος (I), επί την γωνιακή επιτάχυνση του σώματος ($\alpha_{\gamma\omega\nu}$).

$$T = I \cdot \alpha_{\gamma\omega\nu} \quad (9)$$

1.2.6 Ροπή αδρανείας

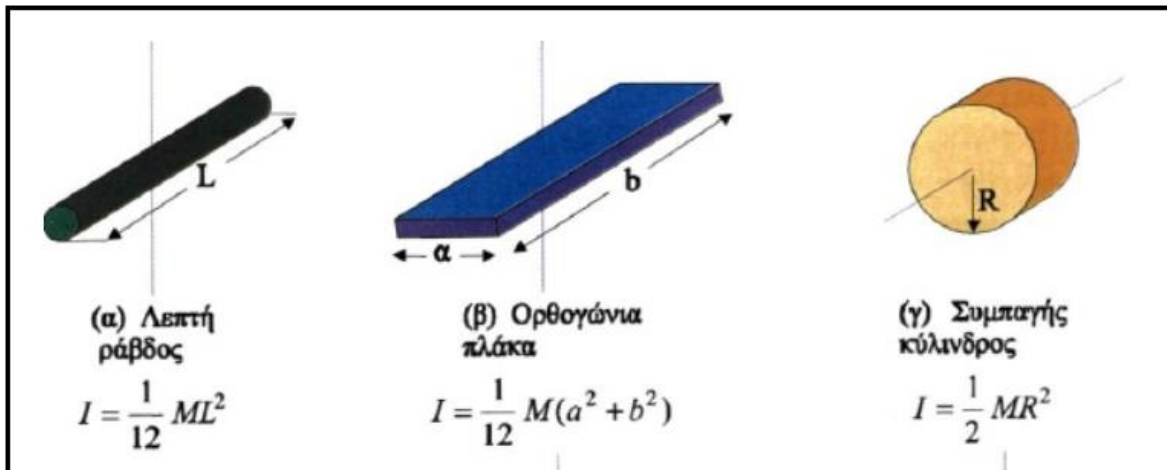
Η ροπή αδρανείας (ή γωνιακή μάζα) είναι μέγεθος της μηχανικής και εκφράζει την κατανομή των υλικών σημείων ενός σώματος ως έναν άξονα περιστροφής. Συμβολίζεται με I και έχει ως διαστάσεις στο διεθνές σύστημα το $\text{kg}\cdot\text{m}^2$.

Υπολογίζεται ως άθροισμα γινομένων στοιχειωδών μαζών επί το τετράγωνο της απόστασης τους από έναν άξονα. Η γενική σχέση που δίνει την ροπή αδρανείας ενός συστήματος n σωματιδίων είναι η παρακάτω.

$$I = \sum_{i=0}^n m_i \cdot r_i^2 \quad (10)$$

Όπου m_i , r_i η μάζα και η απόσταση από τον άξονα περιστροφής του i -οστού σωματιδίου.

Η ροπή αδρανείας στην περιστροφική κίνηση έχει έναν αντίστοιχο ρόλο με αυτόν της μάζας στην γραμμική. Συγκεκριμένα, η φυσική σημασία της ροπής αδρανείας σχετίζεται με την ικανότητα που έχουν τα σώματα να αντιστέκονται σε μεταβολές της περιστροφικής τους κατάστασης. Συμπερασματικά, όσο μεγαλύτερη ροπή αδρανείας έχει ένα σώμα, τόσο δυσκολότερα περιστρέφεται. Ακολουθεί εικόνα στην οποία αναφέρεται ο υπολογισμός της ροπής αδρανείας σε απλά γεωμετρικά σχήματα.

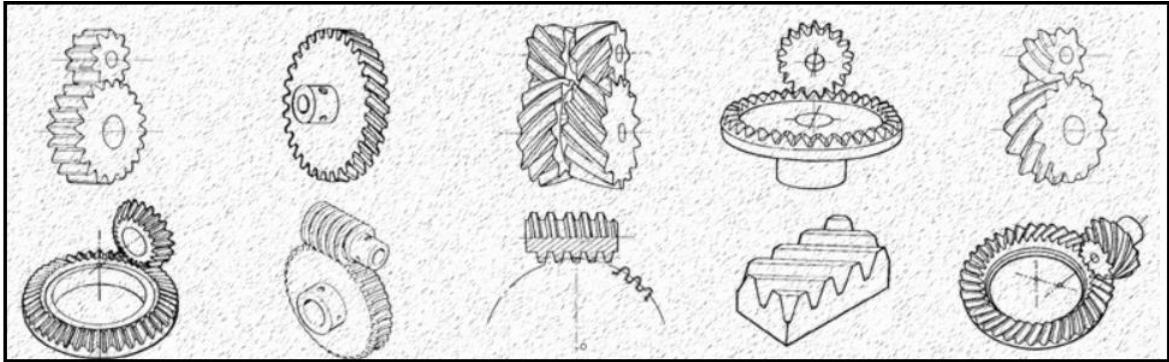


Εικόνα 2: Τύπος υπολογισμού ροπής αδρανείας (I) σε διαφορετικά γεωμετρικά σχήματα, όπου M η μάζα του σώματος.

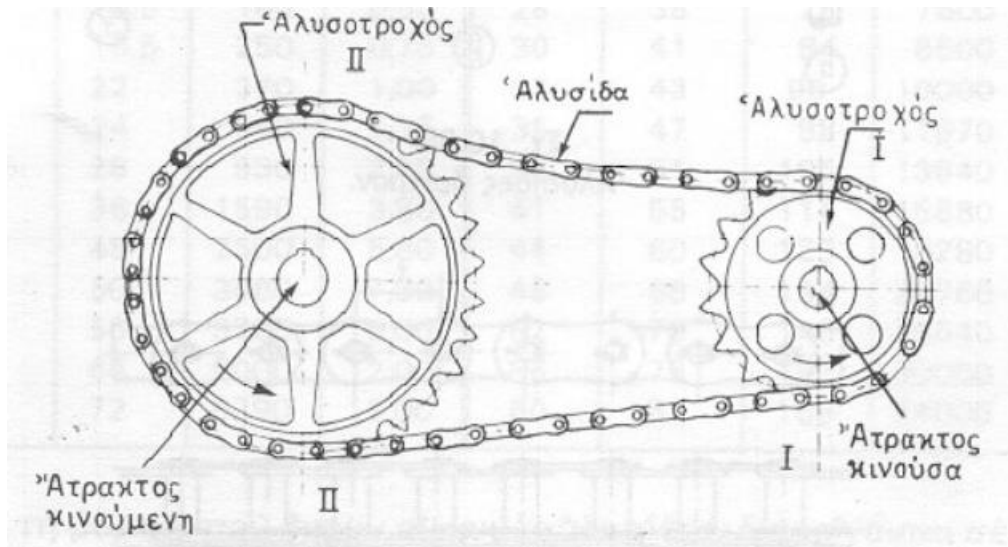
1.2.7 Σύστημα Μετάδοσης Κίνησης

Γενικά ως σύστημα μετάδοσης κίνησης αναφέρεται η ομάδα εξαρτημάτων ενός οχήματος ή μιας εργαλειομηχανής που μεταφέρουν την ισχύ του κινητήρα σε άλλα κινούμενα μέρη, ως ένα αρκετά απλό παράδειγμα αξίζει να αναφερθεί η περίπτωση ενός αυτοκινήτου όπου η ισχύς μεταφέρεται στους κινητήριους τροχούς.

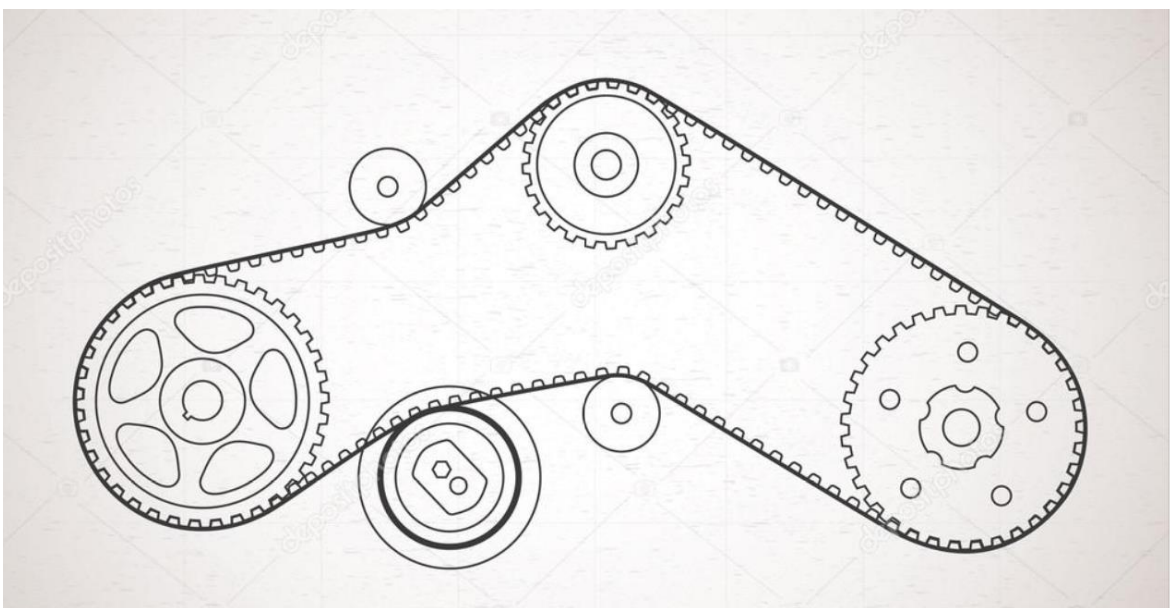
Το σύστημα μετάδοσης κίνησης ενός οχήματος θα πρέπει να μεταφέρει την περιστροφική κίνηση του κινητήρα στους τροχούς ανεξάρτητα από την θέση του σε σχέση με αυτούς. Επίσης είναι αναγκαίο να ρυθμίζει τις στροφές και την ροπή που μεταφέρεται από τον κινητήρα στους τροχούς, ώστε να υπάρχει η απαραίτητη ελκτική δύναμη για την κίνηση ενός οχήματος. Η μεταφορά της κίνησης από τον κινητήρα ως προς οποιοδήποτε κινούμενο άξονα συνήθως πραγματοποιείται είτε με την σύμπλεξη γραναζιών, είτε με την χρήση αλυσίδας είτε με την χρήση ιμάντα κίνησης.



Εικόνα 3: Μετάδοση κίνησης μέσω σύμπλεξης οδοντωτών τροχών.



Εικόνα 4: Μετάδοση κίνησης μέσω αλυσοτροχών και αλυσίδας.



Εικόνα 5: Μετάδοση κίνησης μέσω ιμάντα.

1.3 Σχεδιάγραμμα Εργασίας

Η εργασία έχει δομηθεί με τον ακόλουθο τρόπο.

- Στο κεφάλαιο 2, συλλέγεται όλη η θεωρία αναφορικά με τους κυριότερους τύπους δυναμομέτρων για οχήματα που υπάρχουν στην αγορά καθώς και ο τρόπος λειτουργίας τους. Επίσης παρουσιάζονται υπολογισμοί και στοιχεία του συστήματος μετάδοσης κίνησης της ομάδας «Ποσειδών». Τέλος αναφέρονται οι λόγοι για τους οποίους επιλέχθηκε να μελετηθεί ο αδρανειακός τύπος δυναμομέτρου.
- Στο κεφάλαιο 3, παρουσιάζεται ένα διάγραμμα της γενικής μορφής της πειραματικής διάταξης και παρατίθεται η μεθοδολογία υπολογισμού των κυριότερων μεγεθών του αδρανειακού δυναμομέτρου καθώς επίσης αναφέρεται και η υπολογιστική διαδικασία που ακολουθήθηκε για την επίλυση αυτών. Επίσης παρουσιάζεται πίνακας σχεδιαστικών προδιαγραφών που τίθενται πριν την έναρξη του σχεδιασμού.
- Στο κεφάλαιο 4, πραγματοποιείται η πρώτη προσέγγιση και οι διαφορετικές μορφές δυναμομέτρων που σχεδιάστηκαν έως ότου καταλήξουμε στον τελικό σχεδιασμό. Παρατίθενται εικόνες από όλα τα σχέδια και της τελικής κατασκευής.
- Στο κεφάλαιο 5, παρουσιάζονται οι έλεγχοι αντοχής στην κατασκευή τόσο σε στατικά φορτία, όσο και σε δυναμικές καταπονήσεις, μέσω της μεθόδου πεπερασμένων στοιχείων (CAE)
- Στο κεφάλαιο 6 της εργασίας, παρατίθενται όλα τα κατασκευαστικά σχέδια (2D Drawings), σύμφωνα με τα οποία έγινε η παραγγελία των τεμαχίων. Επίσης παρουσιάζεται αναλυτικός πίνακας όλων των τεμαχίων που κατασκευάστηκαν και αγοράστηκαν για την υλοποίηση του αδρανειακού δυναμομέτρου. Συμπεριλαμβάνεται και πίνακας κοστολόγησης του έργου.
- Στο κεφάλαιο 7, δίνονται φωτογραφίες από την διαδικασία κατασκευής και συναρμολόγησης καθώς και οι διορθώσεις που πραγματοποιήθηκαν, ώστε να τεθεί σε λειτουργία η διάταξη δυναμομέτρησης. Επίσης παρουσιάζεται η πειραματική διαδικασία προσδιορισμού της πραγματικής αδράνειας του δυναμομέτρου.
- Στο κεφάλαιο 8, αξιολογείται η κατασκευή της δυναμομετρικής διάταξης και παρουσιάζονται τα δεδομένα προκειμένου αυτή να γίνει λειτουργική και να μπορούν να πραγματοποιηθούν πειράματα και να εξαχθούν αποτελέσματα. Επίσης, αναφέρονται και μελλοντικές διατάξεις προς μελέτη.
- Στα κεφάλαιο 9 και 10, τα τελευταία κεφάλαια της εργασίας, αναφέρεται η βιβλιογραφία, τα τεχνικά άρθρα και οι πηγές που χρησιμοποιήθηκαν για την συγγραφή της πτυχιακής εργασίας. Τέλος, δίνεται το παράρτημα της πτυχιακής εργασίας, με χρήσιμους πίνακες από τους οποίους λήφθηκαν δεδομένα για την μελέτη και τον σχεδιασμό της διάταξης.

2. ΔΥΝΑΜΟΜΕΤΡΑ, ΣΥΣΤΗΜΑ, ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ & ΕΠΙΛΟΓΗ

Τα δυναμόμετρα είναι σύνθετα μηχανήματα τα οποία, όπως αναφέρεται και στην ίδια την λέξη, βοηθούν στον υπολογισμό δυνάμεων. Υπάρχουν πολλών ειδών δυναμόμετρα αλλά θα ασχοληθούμε με αυτά που μετράνε την ισχύ των κινητήρων. Όσο εξελίσσονται τα οχήματα, τόσο εξελίσσεται αντίστοιχα, και το ηλεκτρονικό σύστημα διαχείρισης του κινητήρα τους. Αυτό σημαίνει πως τα δυναμόμετρα μέρα με την μέρα χρησιμοποιούν όλο και περισσότερα δεδομένα και πληροφορίες ώστε να μας δώσουν αποτελέσματα.

Στην προκειμένη περίπτωση, κλήθηκε να μελετηθεί και να κατασκευασθεί ένα δυναμόμετρο για τις ανάγκες της ομάδας « Ποσειδών », που θα χρησιμοποιηθεί για να μπορέσει να γίνει έλεγχος, ανά πάσα στιγμή, στα βασικά χαρακτηριστικά του οχήματος όσο αναφορά την επίδοση του σε ισχύ, κατανάλωση ενέργειας και έλεγχο των απωλειών του συστήματος μετάδοσης κίνησης. Επειδή στην αγορά δεν υπάρχει διάταξη δυναμομέτρησης κατάλληλη στο όχημα της ομάδας, αποφασίστηκε να κατασκευασθεί μια διάταξη δυναμομέτρησης προσαρμοσμένη στα χαρακτηριστικά του οχήματος Orca.

Σε αυτό το κεφάλαιο αναφέρονται οι κυριότεροι τύποι δυναμομέτρων οχημάτων που υπάρχουν στην αγορά, γίνεται ανάλυση του συστήματος μετάδοσης κίνησης του οχήματος Orca, και αναλύονται οι λόγοι για τους οποίους επιλέχθηκε ως καλύτερη λύση, το αδρανειακό δυναμόμετρο.

2.1 Δυναμόμετρα

Οι κυριότερες κατηγορίες των δυναμομέτρων όπου υπάρχουν στην αγορά και εξάγουν αποτελέσματα για διάφορους τύπους οχημάτων, είναι τρεις, οι οποίες επιγραμματικά είναι, τα αδρανειακά δυναμόμετρα, τα δυναμόμετρα κινητήρα ή “πάγκου” και τέλος τα δυναμόμετρα πλήμνης ή μουαγιέ. Παρακάτω αναλύονται οι παραπάνω κατηγορίες ξεχωριστά.

2.1.1 Αδρανειακό Δυναμόμετρο

Το αδρανειακό δυναμόμετρο είναι μία κατασκευή-συσκευή , η οποία χρησιμοποιείται για τον έλεγχο και για την δοκιμή των επιδόσεων της ισχύος των κινητήρων των οχημάτων και στη συνέχεια στην ανάπτυξη των στοιχείων του κινητήρα. Μέσω μιας συναρμολόγησης μεταξύ κυλίνδρων προσομοιώνει ουσιαστικά ένα περιβάλλον οδήγησης , το οποίο είναι ελεγχόμενο. Είναι το δυναμόμετρο που οδηγούμε το αυτοκίνητό μας κατευθείαν πάνω σε δύο ή τέσσερις μεταλλικούς κυλίνδρους (ράουλα), οι οποίοι αναπαριστούν την αντίσταση του δρόμου. Ο υπολογιστής του δυναμόμετρου ενώνεται στη συνέχεια με το αυτοκίνητο μέσω θύρας δεδομένων ώστε να παρακολουθούνται οι στροφές λειτουργίας του κινητήρα και η δυναμομέτρηση είναι έτοιμη να ξεκινήσει.

Το ελαστικό του αυτοκινήτου με τον μεταλλικό κύλινδρο έχουν το “ίδιο” σχήμα αλλά πολύ διαφορετική μάζα. Αυτό σημαίνει πως το μικρό αντικείμενο, στην περίπτωση αυτή ο τροχός του οχήματος χρειάζεται πολύ περισσότερη ροπή για να επιταχύνει το μεγάλο, τον μεταλλικό κύλινδρο που χρησιμοποιείται. Έχοντας πάντα υπόψιν ότι:

$$\text{Ροπή} = \text{Αδράνεια} \times \text{Επιτάχυνση}$$

Με αυτόν λοιπόν τον τύπο και την δεδομένη, από θεωρητική αλλά και πειραματική προσέγγιση, αδράνεια του κυλίνδρου, υπολογίζεται η ροπή του οχήματος μέσω της οποίας προκύπτει η ιπποδύναμη. Επειδή όλα τα δεδομένα σε αυτό το δυναμόμετρο συλλέγονται από τους τροχούς του οχήματος, όλα τα αποτελέσματα είναι μετρημένα σε αυτούς και όχι στον κινητήρα του οχήματος (wheels horse power-whp). Αυτά λοιπόν σχεδόν πάντα είναι μικρότερα από τα νούμερα του κατασκευαστή λόγω των απωλειών της δύναμης από τον στρόφαλο μέχρι τους τροχούς. Απώλειες στο σύστημα προκύπτουν από τα γρανάζια, τους άξονες, τα ρουλεμάν κ.ο.κ.



Εικόνα 6: Όχημα επάνω στην διάταξη αδρανειακού δυναμομέτρου.

Όπως βλέπουμε στην παραπάνω εικόνα (βλ. Εικόνα 6), το όχημα είναι δεμένο και οι τροχοί του είναι ελεύθεροι να περιστραφούν μαζί με το roller (κινητήριο τύμπανο) του δυναμομέτρου, όσο το όχημα θα αυξάνει ταχύτητα. Το δυναμόμετρο ανάλογα με την διάταξη που φέρει, ασκεί ένα βάρος στο όχημα ως αντίσταση στην κίνηση του. Η αντίδραση του οχήματος σε αυτή την αντίσταση του δυναμομέτρου, είναι ουσιαστικά το φαινόμενο που πρέπει να μελετηθεί, ώστε να ληφθούν δεδομένα αναφορικά με την ροπή και την ισχύ του κινητήρα του οχήματος. Στην αγορά υπάρχει μεγάλη ποικιλία αδρανειακών δυναμομέτρων που διαφοροποιούνται φυσικά με βάση την ιπποδύναμη των οχημάτων. Επίσης τα αδρανειακά δυναμόμετρα διαφοροποιούνται ανάλογα με το στοιχείο που ασκεί την επιβολή της δύναμης σε ένα όχημα.



Εικόνα 7: Αδρανειακό δυναμόμετρο για δίκυκλα οχήματα και αγωνιστικά καρτ.

Ανάλογα λοιπόν τον τρόπο επιβολής της δύναμης ως προς το όχημα έχουμε τις εξής κατηγορίες αδρανειακών δυναμομέτρων: η πρώτη κατηγορία φαίνεται στην εικόνα 8, όπου πρόσθετα βάρη τοποθετούνται στην άξονα του τυμπάνου ο οποίος έρχεται σε επαφή με τον τροχό, ώστε να αυξάνεται η αντίσταση που συναντά το όχημα. Αυτό χρησιμοποιείται ώστε να επιτευχθεί η αδράνεια που έχει προκύψει από την μαθηματική μελέτη του εκάστοτε μηχανικού. Στην συγκεκριμένη μέθοδο επιδίδονται αρκετές κατασκευαστικές τροποποιήσεις ως προς την επιβολή του φορτίου, για παράδειγμα, ο άξονας του τυμπάνου (Roller) συνδέεται μέσω αλυσίδας ή ιμάντα με έναν δευτερεύοντα άξονα (Flywheel) όπου φέρει τα βάρη και ουσιαστικά καθορίζει το φορτίο που πρέπει να υπερνικήσει το όχημα σε συγκεκριμένο χρόνο.



Εικόνα 8: Αδρανειακό δυναμόμετρο με επίτευξη της αδράνειας μέσω βάρους.

Μια ακόμα ιδιαίτερα διαδεδομένη και σύγχρονη διάταξη αδρανειακής δυναμομέτρησης, είναι το Current brake (βλ. εικόνα 9), όπου η επιβολή του φορτίου γίνεται με έναν πλήρως χαρτογραφημένο ηλεκτρικό κινητήρα, ο οποίος προβάλλει αντίσταση στην κίνηση του τυμπάνου, όπου τρέχει το όχημα. Παρέχει αρκετά μεγάλη ακρίβεια ως προς το φορτίο και δυνατότητες εύκολης αλλαγής.



Εικόνα 9: Current Brake System.

Παρόμοιες μέθοδοι ως προς την επιβολή φορτίου στο σύστημα είναι εκείνες που εκμεταλλεύονται την υδραυλική πίεση του νερού (water brake) ή του λαδιού (hydraulic brake). Η υδραυλική είναι όρος που χρησιμοποιείται για να περιγράψει την εφαρμογή της ρευστότητας με σκοπό την παραγωγή ενέργειας. Τα υδραυλικά συστήματα μπορούν να παρέχουν μεταβλητές ταχύτητες, υψηλές αναλογίες ισχύος / βάρους, χαμηλές απαιτήσεις εγκατάστασης, απλή σχετικά δυνατότητα ελέγχου κλειστού βρόγχου, υψηλή ανθεκτικότητα και ασφάλεια υπερφόρτωσης, καθώς και χαμηλές απαιτήσεις συντήρησης. Χρησιμοποιούνται συνήθως σε δυναμόμετρα υψηλών απαιτήσεων και βαρέων οχημάτων.



Εικόνα 10: Στα αριστερά φαίνεται διάταξη με water brake ενώ στα δεξιά διάταξη με hydraulic brake.

2.1.2 Δυναμόμετρο κινητήρα ή Δυναμόμετρο Πάγκου

Σε αυτή την κατηγορία δυναμομέτρων ο κινητήρας πρέπει να βγει από το αυτοκίνητο και να συνδεθεί κατευθείαν στον μετρητικό και βοηθητικό εξοπλισμό του δυναμόμετρου. Το δυναμόμετρο με τη σειρά του δημιουργεί μια τεχνητή αντίσταση έτσι ώστε να μετρηθεί η μέγιστη περιστροφική δύναμη του κινητήρα σε

όλες τις στροφές περιστροφής του. Μια διάταξη δυναμομέτρησης τέτοιου τύπου είναι η πιο αξιόπιστη μέτρηση ιπποδύναμης μιας και δεν υπάρχουν πουθενά τριβές και γενικότερα απώλειες ισχύος. Ο στρόφαλος του κινητήρα είναι απευθείας συνδεδεμένος με το δυναμόμετρο. Λέγεται επίσης και δυναμόμετρο “πάγκου” διότι ο κινητήρας ήταν παλαιότερα ακουμπισμένος σε πάγκο. Τα αποτελέσματα των μετρήσεων είναι ιπποδύναμη κινητήρα ή αλλιώς brake horsepower (bhp). Αυτός ο τύπος δυναμομέτρησης είθισται να χρησιμοποιείται από τους κατασκευαστικούς ομίλους οχημάτων.



Εικόνα 11: Διάταξη δυναμομέτρησης στον κινητήρα του οχήματος, Dusseldorf, Germany.

2.1.3 Δυναμόμετρο Πλήμνης ή Μουαγιέ

Το αυτοκίνητο ενώνεται από τις πλήμνες του με δύο ή τέσσερα (δυκίνητο, τετρακίνητο) μηχανήματα που ουσιαστικά είναι υδραυλικά ή ηλεκτρικά φρένα. Ο κινητήρας λοιπόν, καλείται να αντιπαρέλθει αυτά τα φρένα και να γυρίσει τις πλήμνες. Ας πούμε πως ανεβάζουμε τις στροφές του κινητήρα στις 3000. Εκείνη τη στιγμή οι πλήμνες γυρίζουν τους μηχανισμούς του δυναμόμετρου με περίπου 900 στροφές ανά λεπτό. Όταν ο ρυθμιστής θελήσει, ασκεί τα φρένα σε τέτοιο βαθμό ώστε οι στροφές στους μηχανισμούς του δυναμόμετρου να μείνουν σταθερές (στις 900). Όταν υπάρξει ισορροπία μεταξύ στροφών και φορτίου, μετριέται η “δύναμη” που ασκούμε η πέδηση. Βάσει της μέγιστης δύναμης που άσκησε η πέδηση, προκύπτουν τιμές για την ροπή και την ιπποδύναμη του οχήματος.



Εικόνα 12: Δυναμόμετρο πλήμνης ή μουαγιέ.

2.2 Σύστημα Οχήματος Orca

Το σύστημα μετάδοσης της ομάδας «Ποσειδών» του οχήματος Orca αποτελεί μια απλή φαινομενικά διάταξη παρόμοια με εκείνη ενός ποδηλάτου. Ως προς την μετάδοση της κίνησης χρησιμοποιείται ζεύγος αλυσοτροχών οι οποίοι συνδέονται μεταξύ τους με αλυσίδα σε δεδομένη αξονική απόσταση. Η κίνηση του οχήματος πραγματοποιείται με την μετάδοση της κίνησης στον πίσω τροχό (κινητήριος τροχός) του οχήματος, και επιτυγχάνεται μέσω ενός ηλεκτροκινητήρα, που τροφοδοτείται από ειδικά σχεδιασμένη συστοιχία κελιών μπαταρίας.



Εικόνα 13: Σύστημα μετάδοσης οχήματος Orca. Όπου (1) ο κινητήριος αλυσοτροχός και (2) το μεγάλο γρανάζι.

2.2.1 Τεχνικά Χαρακτηριστικά

Στα παρακάτω υπό κεφάλαια αναλύεται ο τρόπος που επιλέχθηκε το ηλεκτρικό μοτέρ και η τελική σχέση μετάδοσης. Για την υπολογιστική ανάλυση χρησιμοποιήθηκαν δεδομένα από την ανάλυση αποτελεσμάτων της τηλεμετρίας της αγωνιστικής περιόδου 2015-2016, από την οποία λαμβάνουμε την ταχύτητα του οχήματος σε κομβικά σημεία στρατηγικής σημασίας κατά την διάρκεια του αγώνα καθώς και το προφίλ της επιτάχυνσης.

2.2.1.1 Υπολογισμοί και επιλογή κινητήρα

Αναφορικά με τα ηλεκτρικά μοτέρ για να επιτευχθεί η βέλτιστη απόδοση ενός ηλεκτροκινητήρα, θα πρέπει να ληφθούν υπόψιν τα βέλτιστα περιθώρια λειτουργίας αναφορικά με την ροπή και τις στροφές του κινητήρα. Τα περιθώρια αυτά ορίζουν ένα πλάτος λειτουργίας, μέσα στο οποίο πρέπει να δουλεύει το όχημα.

Για την εφαρμογή των συνθηκών αγώνα μελετήθηκε η απαραίτητη συμπεριφορά ενός ηλεκτροκινητήρα σε τρεις διαφορετικές καταστάσεις:

- Εκκίνηση και επιτάχυνση σε έδαφος με μηδενική κλίση.
- Εκκίνηση σε ανηφορικό έδαφος.
- Λειτουργία σε ανηφόρα με συγκεκριμένη ταχύτητα εισόδου και εξόδου.

Όλες οι συνθήκες επιλέχθηκαν με βασικότερο στόχο, ότι το όχημα θα μπορέσει να τερματίσει στα αγωνιστικά δεδομένα που οριοθετούνται από τον διαγωνισμό σε σχέση με τον χρόνο. Οπότε κρίνεται αναγκαίο να εφαρμοστεί ένα ασφαλές προφίλ επιτάχυνσης με δυνατότητα αυξομειώσεων εντός του αγώνα για την επίτευξη της εκάστοτε στρατηγικής που θα επιλεγεί να εκτελεσθεί από την ομάδα κατά την διάρκεια του αγώνα. Επίσης, σημαντική ανάλυση είναι εκείνη της εκκίνησης σε ανηφορικό έδαφος, διότι σε οποιαδήποτε περίπτωση δυσλειτουργίας του ηλεκτρικού κυκλώματος ή κάποιου αγωνιστικού γεγονότος, όπου θα χρειαστεί το όχημα να σταματήσει επάνω στην ανηφόρα, θα πρέπει ο κινητήρας να έχει την απαραίτητη ροπή εκκίνησης ώστε να το κινήσει εκ νέου.

Για τους υπολογισμούς πάρθηκαν υπόψιν:

- Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του οχήματος
- Το μεικτό βάρος οχήματος – οδηγού.
- Οι δυνάμεις τριβής στα ελαστικά.
- Η αεροδυναμική αντίσταση του οχήματος.
- Η ταχύτητα εισόδου – εξόδου στο ανηφορικό μέρος της πίστας.
- Το μήκος και η μέση κλίση της ανηφόρας.
- Οι θεωρητικές απώλειες στο σύστημα μετάδοσης.

Αξίζει να τονιστεί πως όλα τα δεδομένα που εξετάσθηκαν και δίνονται παρακάτω πραγματοποιήθηκαν για τον ηλεκτρικό κινητήρα της Maxon EC-i 52 516068.

Δεδομένα που εξετάστηκαν για τον κινητήρα:

- Η βέλτιστη σχέση μετάδοσης, η οποία επιλέχθηκε εμπειρικά από τα διαγράμματα καμπύλης λειτουργίας του ηλεκτροκινητήρα για ιδανικές στροφές του κινητήρα προς μελέτη.
- Συνολική ροπή οχήματος σε κάθε περίπτωση.
- Ροπή στην άτρακτο του κινητήρα σε κάθε περίπτωση.
- Χρόνος που διανύει το όχημα στην ανηφόρα.

a/a	Μέγεθος	Τιμή	Τύπος	Περιγραφή
1	Wvehicle (kg)	34	-	Μάζα οχήματος
2	Wdriver (kg)	50	-	Μάζα οδηγού
3	Wtotal (kg)	84	Wtotal = Wvehicle+Wdriver	Συνολική μάζα
4	Btotal (N)	824,04	Btotal = Wtotal * g	Συνολικό βάρος
5	Cfr	0,01	-	Συντελεστής τριβής ελαστικού - δρόμου
6	grade (%)	5	-	Σχετική κλίση εδάφους
7	α (μοίρες)	2,8624	$\alpha = \arctan(\text{grade})$	Γωνία κλίσης εδάφους
8	Vmax (km/h)	42	-	Μέγιστη ταχύτητα
9	Dw (in)	20	-	Διάμετρος τροχού
10	Rw (in)	10	Rw= Dw/2	Ακτίνα τροχού
11	ta (sec)	30	-	Χρόνος για πλήρη επιτάχυνση
12	iratio	0,0625	-	Σχέση μετάδοσης

Πίνακας 1: Χαρακτηριστικά μεγέθη του οχήματος Oca.

a/a	Μέγεθος	Τιμή	Τύπος	Περιγραφή
1	Fad (N)	0,4	$Fad = 0,5 * Ca * Af * \rho * (V + Vo)^2$	Αεροδυναμική αντίσταση 0,4@25 km/h uphill
2	Ffr (N)	8,238	Ffr = Btotal * Cfr	Δύναμη τριβής
3	Fangle (N)	41,137	Fangle = Btotal * sin(α)	Δύναμη ανόδου σε κλίση
4	Facc (N)	32,667	Facc = (Btotal * Vmax) / (g * ta)	Δύναμη επιτάχυνσης
5	Ftot (N)	82,441	Ftot = Fad + Ffr + Fangle + Facc	Συν. Δύναμη εκκίνησης σε ανηφόρα @4.5 slope
6	Mtot (mNm)	20939,962	Mtot = Ftot * Rw	Συν. ροπή εκκίνησης σε ανηφόρα @4.5 slope
7	Mmot (mNm)	1,285*10 ³	Mmot = Mtot * Gratio	Ροπή στην άτρακτο του μοτέρ @4.5 slope

Πίνακας 2: Υπολογισμός απαιτούμενης ροπής στην περίπτωση εκκίνησης σε ανηφόρα με κλίση 4.5%.

a/a	Μέγεθος	Τιμή	Τύπος	Περιγραφή
1	Fad (N)	0,4	$Fad = 0,5 * Ca * Af * \rho * (V + Vo)^2$	Αεροδυναμική αντίσταση 0,4@25 km/h uphill
2	Ffr (N)	8,238	Ffr = Btotal * Cfr	Δύναμη τριβής
3	Facc (N)	32,667	Facc = (Btotal * Vmax) / (g * ta)	Δύναμη επιτάχυνσης
4	Ftot,0 (N)	41,305	Ftot = Fad + Ffr + Facc	Συν. Δύναμη εκκίνησης @0 slope
5	Mtot,0 (mNm)	10491,47	Mtot,0 = Ftot * Rw	Συν. ροπή εκκίνησης @0 slope
6	Mmot,0 (mNm)	643,648	Mmot,0 = Mtot,0 * Gratio	Ροπή στην άτρακτο του μοτέρ @0 slope

Πίνακας 3: Υπολογισμός απαιτούμενης ροπής εκκίνησης σε περίπτωση μηδενικής κλίσης του δρόμου.

Έπειτα από τους υπολογισμούς της απαιτούμενης ροπής εκκίνησης σε δύο συνθήκες, εξετάζεται η μέση ροπή του μοτέρ κατά την διάρκεια όπου το όχημα βρίσκεται στην ανηφόρα. Τα δεδομένα φαίνονται στον Πίνακα 4.

a/a	Μέγεθος	Τιμή	Τύπος	Περιγραφή
1	V0_4.5 (km/h)	42	-	Ταχύτητα εισόδου στην ανηφόρα
2	V1_4,5 (km/h)	23	-	Ταχύτητα εξόδου από την ανηφόρα
3	Vavg (km/h)	24,9	$V_{avg} = (9 \cdot V1_{4,5} + V0_{4.5}) / 10$	Μέση ταχύτητα ανηφόρας
4	L (km)	0,225	-	Μήκος ανηφόρας
5	ts (sec)	32,53	$ts = L / V_{avg}$	Χρόνος παραμονής οχήματος στην ανηφόρα
6	Facc (N)	-13,628	$F_{acc} = B_{tot}(V1_{4,5} - V0_{4.5}) / g \cdot ts$	Δύναμη επιτάχυνσης στην ανηφόρα
7	Ftot (N)	36,146	$F_{tot} = F_{ad} + F_{fr} + F_{angle} + F_{acc}$	Συνολική δύναμη ανηφόρας
8	Mtotal,hill (mNm)	9181,084	$M_{tot,hill} = F_{tot} \cdot R_w$	Συνολική ροπή ανηφόρας
9	Mmot,hill (mNm)	563,257	$M_{mot,hill} = M_{tot,hill} \cdot Gratio$	Ροπή στην άτρακτο του μοτέρ
10	Nmot (rpm)	2119	$N_{mot} = V_{avg} / (D_w \cdot Gratio)$	Στροφές κινητήρα στην ανηφόρα

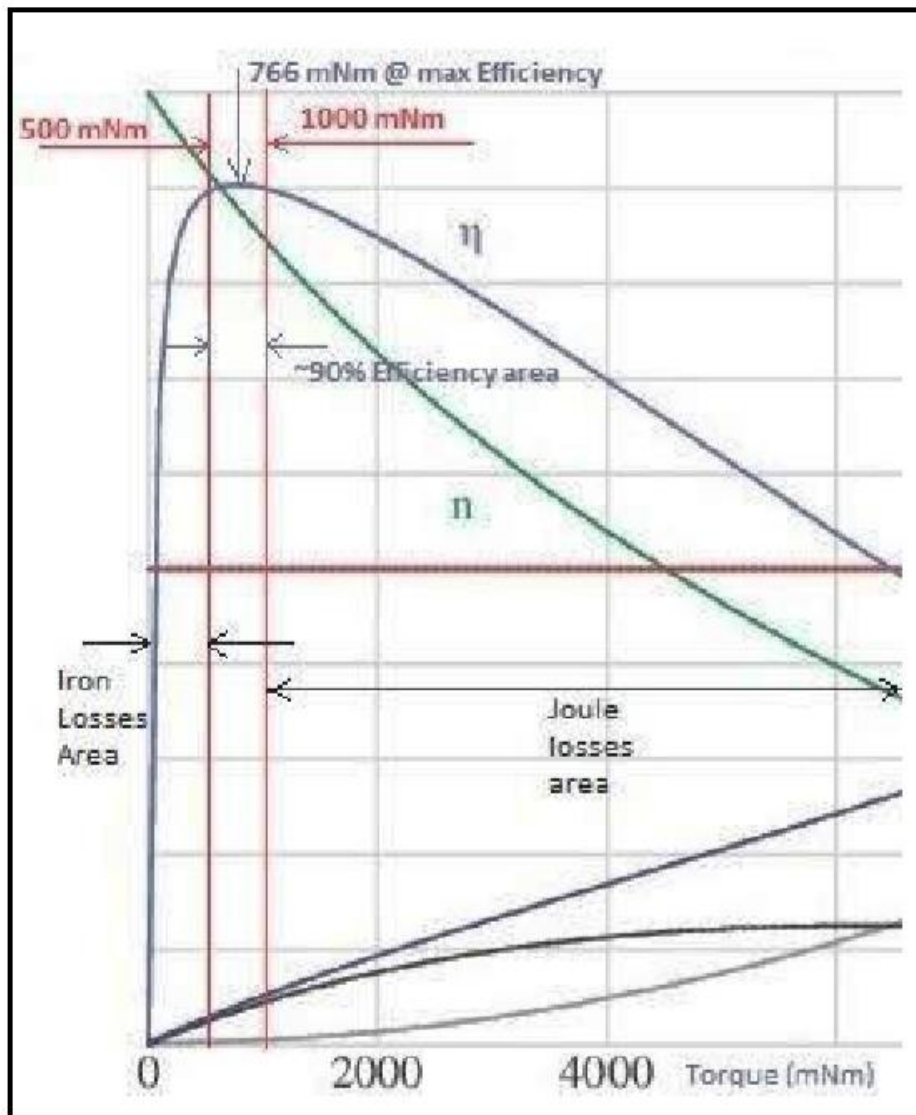
Πίνακας 4: Μελέτη κινητήρα στις συνθήκες της ανηφόρας.

Ο κινητήρας λοιπόν της Maxon EC-i 52 516068, σε συνδυασμό με την σχέση μετάδοσης, επιλέχθηκαν με βασικότερο κριτήριο όλων, την απόδοση του κατά την λειτουργία του στην μεγάλη ανηφόρα της πίστας (slope 4,5%), καθώς έπειτα από την ανάλυση της τηλεμετρίας της αγωνιστικής περιόδου 2016 – 2017, παρατηρήθηκε πως στο ανηφορικό κομμάτι της πίστας καταναλώνεται πάνω από το 60% της συνολικής κατανάλωσης ενέργειας που χρειάζεται το όχημα για να διανύσει την πίστα, ανεξαρτήτου στρατηγικής οδήγησης. Αυτό φυσικά συμβαίνει λόγω της επιπρόσθετης ροπής φορτίου που ασκείται στον άξονα του μοτέρ, λόγω της δύναμης ανόδου σε κλίση.

Συγκεκριμένα το διάγραμμα ροπών – στροφών - απόδοσης που παρέχει ο κατασκευαστής σε συνδυασμό με την αντίστοιχη απόδοση της βέλτιστης σχέσης μετάδοσης, πληρούν τις προδιαγραφές απόδοσης που τέθηκαν σύμφωνα με τους υπολογισμούς και την ανάλυση των δεδομένων που παρουσιάστηκαν στους παραπάνω πίνακες.

Συμπερασματικά λοιπόν, σύμφωνα με τους παραπάνω υπολογισμούς και για σχέση μετάδοσης 1/16,3 έχουμε ότι για την είσοδο στην ανηφόρα με την μέγιστη ταχύτητα των 42 km/h και έξοδο από αυτή με 23 km/h (σε 32.5 sec χρόνο που διανύει το ανηφορικό έδαφος) η μέση ροπή στην άτρακτο του μοτέρ είναι 563.3 mNm. Για την εκκίνηση σε μηδενική κλίση εδάφους η ροπή στην άτρακτο του μοτέρ υπολογίστηκε 643,3 mNm. Επιπροσθέτως, υπολογίστηκε και η περίπτωση όπου το όχημα θα χρειαστεί να εκκινήσει επάνω στην ανηφόρα, εκεί η ροπή που θα πρέπει να προσφέρει ο κινητήρας, υπολογίστηκε στα 1280 mNm.

Το διάγραμμα χαρακτηριστικών του κινητήρα δείχνει ότι στην περιοχή των 500~1000 mNm έχουμε το υψηλότερο εύρος απόδοσης με μέγιστη ονομαστική απόδοση 92.7% στα 899mNm (25°C). Τυπική μέγιστη απόδοση του 90.4% στα 766mNm. Εύρος μέγιστης απόδοσης: T = 619 ~ 899 mNm (25°C) και n= 3990~4400 rpm (25°C) και $\eta = 88.1 \% \sim 92.7 \% (25^\circ\text{C})$. Τα παραπάνω συμπεράσματα προκύπτουν από την ανάλυση του διαγράμματος χαρακτηριστικής λειτουργίας του κινητήρα (Εικόνα 14) το οποίο παρέχει η εταιρία κατασκευής του κινητήρα. Αξίζει ωστόσο να σημειωθεί πως ο κινητήρας δεν θα λειτουργεί σε ιδανικές συνθήκες λειτουργίας, οπότε και ο βαθμός απόδοσης θα διαφέρει από τον θεωρητικό.



Εικόνα 14: Διάγραμμα απόδοσης κινητήρα Maxon EC-i 52 516068.

2.2.1.2 Πραγματικά δεδομένα

Στο σύστημα που αναφέρεται παραπάνω πιο συγκεκριμένα χρησιμοποιείται η αλυσίδα προδιαγραφών DIN8187 ISO R/606 σύμφωνα με την οποία επιλέχθηκε και το κινητήριο γρανάζι (pinion) με αριθμό οδόντων $z=10$ ή $z=11$, αντίστοιχων προδιαγραφών με την αλυσίδα. Για την μετάδοση της κίνησης και κατά συνέπεια της ροπής στον τροχό χρησιμοποιείται γρανάζι σχεδιασμένο από την ομάδα «Ποσειδών» με αριθμό δοντιών $z=155$ (Big Gear 6P155T). Ο αριθμός των 155 δοντιών προκύπτει από τον εργονομικό περιορισμό του οχήματος, καθώς γρανάζι μεγαλύτερης διαμέτρου θα είχε επαφή κατά την λειτουργία του με το σασί του οχήματος. Η επιλογή των συγκεκριμένων στοιχείων έχει προκύψει από μια απλή σχετικά μελέτη αναφορικά με την απαιτούμενη ροπή που χρειάζεται το όχημα ώστε να υπερνικήσει τις αντιστάσεις που θα συναντήσει κατά την διάρκεια του αγώνα κατανάλωσης ενέργειας. Όπως γίνεται αντιληπτό η σχέση μετάδοσης από το μοτέρ στον τροχό, με δεδομένες τιμές pinion $z_1 = 10$ και μεγάλο γρανάζι $z_2 = 155$ δοντιών

είναι $i_{ratio} = 1/15,5$. Θυμίζουμε ότι η σχέση μετάδοσης υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο:

$$i_{ratio} = \frac{z_1}{z_2} \quad (11)$$

Παρατηρείται πως η αληθινή σχέση μετάδοσης του οχήματος είναι διαφορετική από εκείνη που είχε ορισθεί για τους υπολογισμούς του προηγούμενου υπό κεφαλαίου, ενώ ωστόσο δεν επηρεάζει σημαντικά το σύστημα μας, καθώς και πάλι επιτυγχάνονται τα επιθυμητά όρια ροπής και στροφών ως προς τις παραμέτρους της μελέτης που τέθηκαν αξίζει να αναφερθεί, πως επηρεάζουν το εύρος του βαθμού απόδοσης του ηλεκτρικού κινητήρα.

Δεδομένων των διαγραμμάτων του κατασκευαστή, η λειτουργία του ηλεκτρικού μοτέρ ως προς τον βαθμό απόδοσης του αλλάζει αισθητά κατά την διάρκεια ενός αγώνα, λόγω των μη ιδανικών συνθηκών, όπως εκείνων της θερμοκρασίας λειτουργίας του κινητήρα που δεν δουλεύει στους 25 °C, του ηλεκτρονικού συστήματος οδήγησης του κινητήρα και όλων των εξωτερικών παραμέτρων που δεν έχουν ακόμα ποσοτικοποιηθεί ώστε να ληφθούν υπόψιν κατά την διαδικασία εξαγωγής αγωνιστικών αποτελεσμάτων.

2.1.3 Αξιολόγηση και Βελτιώσεις

Αναφορικά με το σύστημα μετάδοσης ισχύος του οχήματος Orca απ' όσα προαναφέρθηκαν, γίνεται εύκολα κατανοητό πως η θεωρητική προσέγγιση διαφέρει αρκετά από την πραγματικότητα. Για τον λόγο αυτό κρίνεται απαραίτητη η λήψη πειραματικών μετρήσεων τόσο κατά την διάρκεια της προ αγωνιστικής περιόδου όσο και κατά την διάρκεια του αγώνα, ώστε να λαμβάνονται περισσότερα δεδομένα που θα βοηθήσουν στην ποιοτική βελτίωση του οχήματος με σκοπό την χαμηλότερη κατανάλωση ενέργειας.

Όσον αναφορά την προ αγωνιστική περίοδο με την κατασκευή μιας πειραματικής διάταξης αδρανειακής δυναμομέτρησης, θα εξαχθούν σημαντικά συμπεράσματα και διαγράμματα, όσον αφορά τα μεγέθη της ροπής, της ισχύος και του συνολικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα με την δεδομένη σχέση μετάδοσης. Από αυτά λοιπόν θα εξαχθεί ο πραγματικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα, καθώς και το κατάλληλο εύρος ροπών και στροφών υπό σταθερό φορτίο. Επίσης, θα εκτιμηθεί η κατανάλωση του οχήματος κατά την εκκίνηση του υπό φορτίο (αντίσταση κατά την λειτουργία του), και με αυτό τον τρόπο θα είναι εφικτή η πραγματοποίηση αλλαγών για μείωση των απωλειών σε έναν ιδιαίτερα ενεργοβόρο κομμάτι του αγώνα. Επιπροσθέτως, θα εξετασθούν και οι διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας του συστήματος αλυσοτροχών – αλυσίδας. Διαφορετικές συνθήκες εννοούνται άλλη σχέση μετάδοσης, λίπανση της αλυσίδας, εισαγωγή εντατήρα στο παραπάνω σύστημα για μείωση της τάνυσης της αλυσίδας. Επίσης, θα αξιολογηθούν και οι αντιστάσεις κύλισης (rolling resistance) του πίσω τροχού κατά την επιβράδυνση του ράουλου (αρνητική δυναμομέτρηση).

2.3 Επιλογή Τύπου Δυναμομέτρου

Για την τελική επιλογή του κατάλληλου τύπου δυναμομέτρου που θα σχεδιαστεί και θα κατασκευαστεί, ο αρχικός σχεδιασμός χωρίστηκε σε τέσσερις βασικές κατηγορίες οι οποίες αφορούν, τον τύπο του πλαισίου της δυναμομετρικής διάταξης, το σύστημα ελέγχου αυτής και την εξαγωγή αποτελεσμάτων, τον τύπο επιβολής φορτίου (αντίσταση) στο όχημα και τέλος τα προς μέτρηση μεγέθη. Ο διαχωρισμός και η ταξινόμηση φαίνονται παρακάτω στον Πίνακα 5.

Τύπος πλαισίου	Control System	Εισαγωγή φορτίου	Data Measurement
Tube structure	Labview + Daq	Αδρανειακή Μάζα	Rpm
Στραντζαριστή κατασκευή	Matlab + Daq	Eddy Current brake	Current, Torque, Rpm
Προφίλ αλουμινίου	Arduino Microcontroller	Water brake or Hydraulic oil Pump	Pressure, Torque, Rpm
-	-	Electric Motor	Current, Torque, Rpm

Πίνακας 5: Πιθανοί συνδυασμοί σχεδιασμού.

Στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε η αξιολόγηση σε κάθε μία από τις τέσσερις κατηγορίες. Για την αξιολόγηση χρησιμοποιείται στην εκάστοτε κατηγορία βαθμός αξιολόγησης με κλίμακα από το 0 έως το 100, ανάλογη της εκτίμησης. Από τα συμπεράσματα της αξιολόγησης προκύπτει και η τελική απόφαση πριν τον σχεδιασμό για την δυναμοτράπεζα.

Τύπος πλαισίου	Βάρος	Ευκολία κατασκευής	Κόστος	Απλότητα	Total
Σπουδαιότητα (%)	20	30	30	20	100
Tube structure	75	75	75	50	68,8
Στραντζαριστή κατασκευή	50	50	50	25	43,8
Προφίλ αλουμινίου	75	75	50	50	62,5

Πίνακας 6: Αξιολόγηση της κατασκευής του πλαισίου.

Control System	Ευκολία χρήσης	Δυνατότητα Επέκτασης	Κόστος	Total
Σπουδαιότητα (%)	30	30	40	100
Labview + Daq	100	75	25	66,7
Matlab + Daq	50	75	25	50
Arduino Microcontroller	75	25	75	58,3

Πίνακας 7: Αξιολόγηση του συστήματος ελέγχου της διάταξης.

Εισαγωγή Φορτίου	Αξιοπιστία	Ευκολία Υλοποίησης	Έλεγχος	Κόστος	Total
Σπουδαιότητα (%)	25	35	20	20	100
Αδρανειακή μάζα	75	75	100	75	81,3
Eddy Current brake	100	50	50	50	62,5
Water brake or Hydraulic oil Pump	75	50	25	25	43,8
Electric Motor	50	50	50	75	56,3

Πίνακας 8: Αξιολόγηση του συστήματος εισαγωγής φορτίου στο σύστημα.

Data measurement	Αξιοπιστία	Ευκολία Μέτρησης	Έλεγχος	Κόστος	Total
Σπουδαιότητα (%)	25	25	20	30	100
Rpm	75	100	100	100	93,8
Current, Torque, Rpm	100	75	75	25	68,8
Pressure, Torque, Rpm	75	50	50	0	43,8
Current, Torque, Rpm	100	75	75	25	68,8

Πίνακας 9: Αξιολόγηση του συστήματος μέτρησης της Δυναμοτράπεζας.

Από τους παραπάνω πίνακες έπειτα από προσεκτική αξιολόγηση προκύπτει:

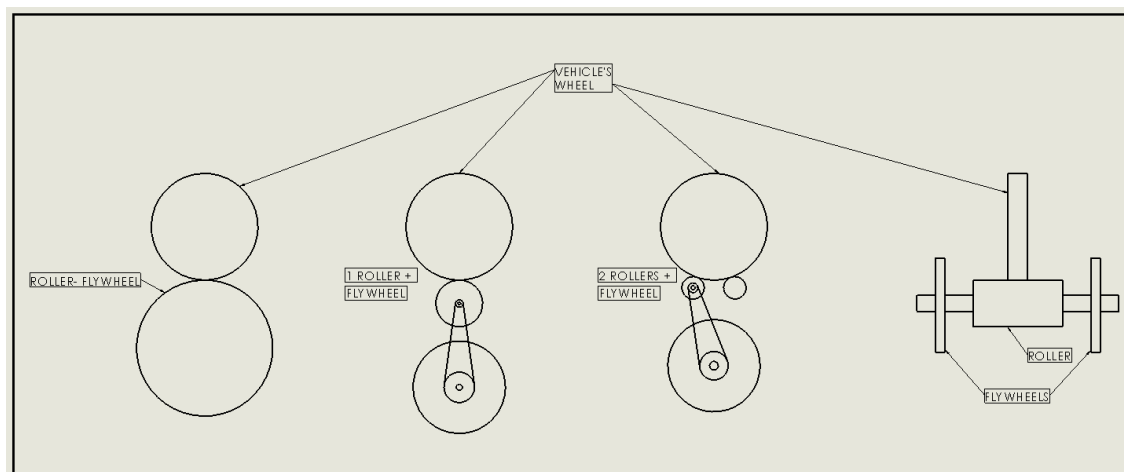
- Συγκολλητό σωληνωτό σασί από χάλυβα.
- Έλεγχος του συστήματος μέσω LabVIEW και μετρητικής κάρτας (Daq).
- Εισαγωγή φορτίου στο σύστημα μέσω αδρανειακής μάζας.
- Μέτρηση της ταχύτητας περιστροφής του ράουλου (rpm) και υπολογισμός της ροπής μέσω της γνωστής αδράνειας του συστήματος.

Για την παραπάνω αξιολόγηση, τα κριτήρια βαθμολογίας και εκτίμησης όλων των υποκατηγοριών λήφθηκαν υπόψιν, σύμφωνα με την απλότητα του συστήματος λόγω της πρώτης επαφής της ομάδας με πειραματικές διατάξεις και λήψεις μετρήσεων, την γρήγορη κατασκευή, τον μειωμένο χρόνο σχεδιασμού και φυσικά το χαμηλό κόστος. Επίσης αναφορικά με το κομμάτι της λήψης των μετρήσεων, υπάρχει ιδιαίτερο πρόβλημα, ως προς το κόστος του αισθητήρα μέτρησης ροπής, ο οποίος κοστίζει σχεδόν όσο όλος ο οικονομικός σχεδιασμός της ομάδας για την κατασκευή της δυναμοτράπεζας. Εξετάσθηκαν και περαιτέρω επιλογές για μέτρηση της ροπής όπως για παράδειγμα μέτρηση με load cell², όπου εκμεταλλεύεται την μέτρηση της δύναμης και έπειτα από έναν πολλαπλασιασμό με την απόσταση από τον άξονα περιστροφής της εφαρμοζόμενης δύναμης προκύπτει ως αποτέλεσμα η ροπή, αλλά δεν παρέχονται ιδιαίτερα αξιόπιστα αποτελέσματα και η ακρίβεια που απαιτείται.

² Σύντομη περιγραφή του load cell απο την σελίδα της wikipedia (https://en.wikipedia.org/wiki/Load_cell)

Έπειτα από τις παραπάνω αξιολογήσεις και συγκεκριμένα την επιλογή της κατασκευής δυναμομέτρου αδρανειακής μάζας, τίθενται και δύο ακόμα σημαντικά σημεία προς αξιολόγηση. Το πρώτο αφορά τον τύπο του τυμπάνου το οποίο θα εφαρμόζεται η ροπή από τον κινητήριο τροχό.

Σε αυτό το σημείο παρουσιάζονται σε μια εικόνα απλές συνδεσμολογίες αδρανειακών δυναμομέτρων τεσσάρων τύπων. Ο πρώτος τύπος αφορά ένα ενιαίο υπερ - διαστασιοποιημένων διαστάσεων τύμπανο (Roller-Flywheel) όπου λειτουργεί και σαν αδρανειακή μάζα. Ο δεύτερος τύπος αφορά την μετάδοση από τον κινητήριο τροχό σε ένα μικρό διαστασιολογικά ράουλο (Roller) το οποίο μέσω της σχέσης μετάδοσης μεταφέρει την ροπή σε έναν δεύτερο άξονα όπου εδράζεται η μάζα (Flywheel) που θέτει το φορτίο στην διαδικασία της δυναμομέτρησης. Η τρίτη μέθοδος συνδεσμολογίας είναι παρόμοια με την δεύτερη με μόνη διαφορά την χρήση ενός ακόμα τυμπάνου (2 Rollers + Flywheel) ως βοήθεια στο πρώτο με σκοπό την καλύτερη επαφή του τροχού στο σύστημα. Τέλος, ο τέταρτος τρόπος συνδεσμολογίας αφορά την εφαρμογή φορτίου σε ένα ράουλο (Roller) στον άξονα του οποίου, δεξιά και αριστερά, προστίθενται τα βάρη (Flywheels). Στην *Εικόνα 15* φαίνονται οι τέσσερις τύποι συνδεσμολογίας.



Εικόνα 15: Απλές διατάξεις Δυναμομέτρου αδρανειακής μάζας.

Όπως γίνεται αντιληπτό πλέον πρέπει επίσης να πραγματοποιηθεί και αξιολόγηση ως προς την επιλογή του συνδυασμού Roller και Flywheel. Τα αποτελέσματα φαίνονται στον *Πίνακα 10*.

Τύπος Ράουλου	Βάρος	Ευκολία κατασκευής	Κόστος	Απλότητα	Total
Σπουδαιότητα (%)	20	30	30	20	100
Ενιαίο Roller + Flywheel	25	25	25	25	25,0
1 Roller + Flywheel	75	75	100	50	75,0
2 Rollers + Flywheel	75	75	100	50	75,0
Roller + Flywheels στον ίδιο άξονα	50	50	50	50	50,0

Πίνακας 10: Αξιολόγηση συνδυασμού Roller + Flywheel.

Από την αξιολόγηση του συνδυασμού Roller και Flywheel, προκύπτουν σαν βέλτιστες λύσεις και με τον ίδιο τελικό βαθμό αξιολόγησης, οι μέθοδοι μετά τον διαχωρισμό του κινούμενου ράουλου (Roller), είτε με ένα είτε με δύο ράουλα, από τον άξονα του πρόσθετου φορτίου στο σύστημα (Flywheel). Σε αυτό το σημείο να τονιστεί πως επιλέγεται ο συνδυασμός των δύο ράουλων. Αυτό συμβαίνει διότι, στις αποθήκες της ομάδας, υπάρχουν ήδη έτοιμα και κατασκευασμένα δύο ράουλα, μικρών διαστάσεων, για αυτόν τον λόγο και στον παράγοντα του κόστους έχει αξιολογηθεί με βαθμό 100 που σημαίνει μηδενικό κόστος. Με αυτό γίνεται αντιληπτό, πως ανάλογα με τον τρόπο εφαρμογής του κινητήριου τροχού στο σύστημα του δυναμομέτρου, θα μπορεί να γίνει δοκιμή στο ένα ράουλο το οποίο θα συνδέεται απευθείας με τον άξονα της αδρανειακής μάζας ή ακόμα και στα δύο εάν κρίνεται απαραίτητη η υποβοήθηση για να εφαρμόζει καλύτερα το πέλμα του ελαστικού.

Όπως γίνεται αντιληπτό, αφού η συνδεσμολογία του κινούμενου τυμπάνου (Roller) με τον άξονα της αδρανειακής μάζας (Flywheel) θα πραγματοποιηθεί μέσω σχέσης μετάδοσης, θα πρέπει να εξετασθούν και να αξιολογηθούν οι πιθανές επιλογές και ο τρόπος που θα επιτευχθεί αυτό. Για την αξιολόγηση εξετάστηκαν τρεις επιλογές με σκοπό να προκύψει η βέλτιστη λύση. Η πρώτη αφορά την σύνδεση του πρώτου άξονα με τον δεύτερο μέσω αλυσοτροχών και αλυσίδας, η δεύτερη μέθοδος προς αξιολόγηση εξετάζει την σύνδεση μέσω ιμάντα χρονισμού και των αντίστοιχων γραναζιών και η τελευταία μέθοδος αφορά την απευθείας σύνδεση δύο γραναζιών μεταξύ των αξόνων. Στον Πίνακα 11 φαίνονται τα αποτελέσματα.

Επιλογή Τύπου Μετάδοσης	Συντήρηση	Ευκολία Εγκατάστασης	Κόστος	Εργονομία	Total
Σπουδαιότητα (%)	20	30	30	20	100
Αλυσίδα	50	50	75	75	62,5
Ιμάντας Χρονισμού	75	75	75	75	75,0
Γρανάζια Επαφής	25	75	75	0	43,8

Πίνακας 11: Αξιολόγηση συστήματος μετάδοσης κίνησης Roller – Flywheel.

Ως βέλτιστη λύση από τα τρία παραπάνω αξιολογήθηκε εκείνη του ιμάντα χρονισμού έναντι των άλλων δύο μεθόδων. Οπότε από τους παραπάνω πίνακες προκύπτει:

- Δυναμόμετρο με διαχωρισμό αξόνων (2 Rollers + Flywheel).
- Ένωση των δύο αξόνων για μεταφορά της ροπής, Ιμάντας χρονισμού.

Όλα τα δεδομένα που προέκυψαν από τις αξιολογήσεις του Κεφαλαίου 2 της εργασίας θα καταχωρηθούν στον πίνακα απαιτήσεων και προδιαγραφών της διάταξης, που προκύπτει πριν το τελικό σχεδιασμό αυτής, και θα θέσει τις κύριες παραμέτρους της σχεδιαστικής υλοποίησης.

3. ΓΕΝΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ, ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ Κ ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ

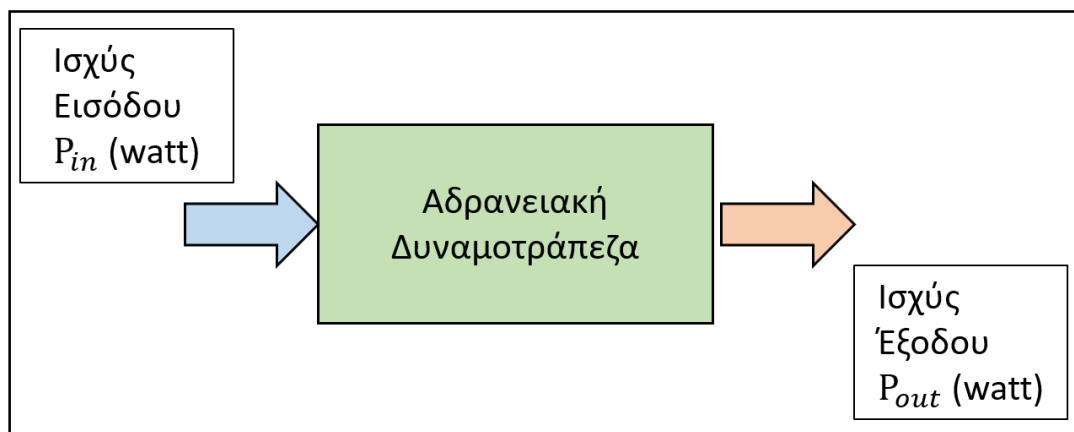
Το συγκεκριμένο κεφάλαιο της πτυχιακής εργασίας χωρίζεται σε τρεις σημαντικές υποκατηγορίες. Στην πρώτη υποκατηγορία, εμφανίζεται το γενικό σχεδιάγραμμα του δυναμομέτρου και ορίζεται ως σύστημα. Επίσης αναφέρονται τα μεγέθη που θα μετρούνται κατά την πειραματική διαδικασία και αναφέρεται πως θα αξιοποιηθούν για την εξαγωγή αποτελεσμάτων.

Στο δεύτερο μέρος, αναλύεται η μεθοδολογία υπολογισμού των μεγεθών της δυναμοτράπεζας και παρουσιάζεται και αναλύεται η υπολογιστική διαδικασία και η επίλυση εξισώσεων. Επίσης παρουσιάζονται αναλυτικά όλα τα συστήματα που θα πρέπει να μελετηθούν στο γενικότερο σύστημα του αδρανειακού δυναμομέτρου.

Στο τρίτο και τελευταίο μέρος, αφού έχουν εξαχθεί από τα δύο παραπάνω τα απαραίτητα συμπεράσματα και αποτελέσματα, προκύπτει ο πίνακας προδιαγραφών στον οποίο παρουσιάζονται οι απαιτήσεις και οι επιθυμίες που θα πρέπει να ληφθούν υπόψιν πριν τον τελικό σχεδιασμό της αδρανειακής δυναμοτράπεζας.

3.1 Γενικό Σύστημα

Έπειτα από την επιλογή του τύπου του δυναμομέτρου που αναλύθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο της πτυχιακής εργασίας, πλέον θα ορισθεί και θα αξιολογηθεί το γενικό σύστημα της πειραματικής διάταξης του αδρανειακού δυναμομέτρου και της αλληλεπίδρασης του με το όχημα Orca. Επιπροσθέτως ορίζονται και τα μεγέθη για τα οποία θα λαμβάνονται οι μετρήσεις. Μια πρώτη απλή παρουσίαση του συστήματος φαίνεται παρακάτω στην *Εικόνα 16*.



Εικόνα 16: Απλοποιημένη παρουσίαση συστήματος.

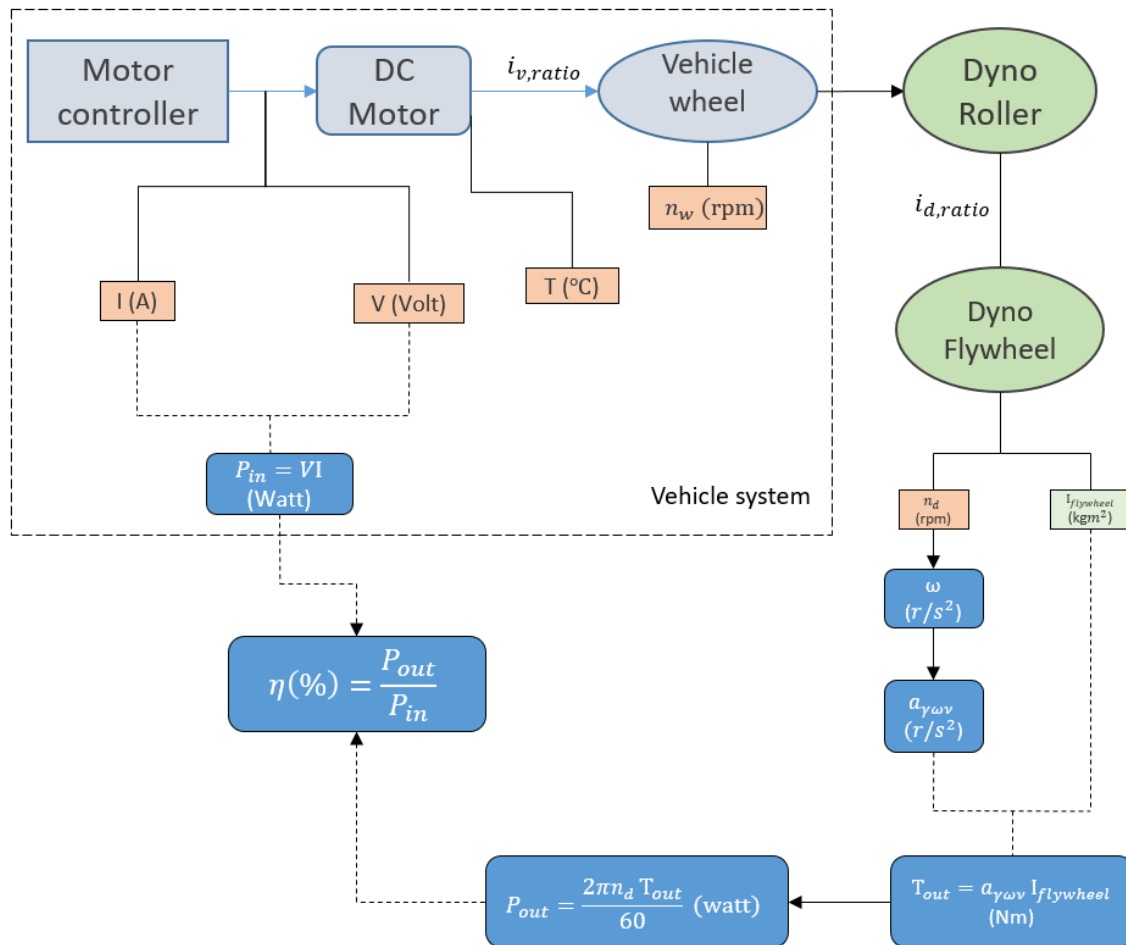
Όπως φαίνεται παραπάνω στην απλοποιημένη μορφή του συστήματος, στην διάταξη θα εισέρχεται μια ισχύς εισόδου, και θα λαμβάνεται μια ισχύς εξόδου. Από τον λόγο της ισχύος εξόδου ως προς την ισχύ εισόδου, θα προκύπτει και ο βαθμός απόδοσης του οχήματος. Αξίζει να σημειωθεί πως η ισχύς εισόδου αφορά την ηλεκτρική ισχύ του κινητήρα και στην έξοδο λαμβάνεται η μηχανική ισχύς στον κινητήριο τροχό του οχήματος.

3.1.1 Ορισμός Τελικού Συστήματος

Έπειτα από την πρώτη απλοποιημένη προσέγγιση πλέον, πρέπει να οριστεί το σύστημα στο οποίο θα λαμβάνονται οι μετρήσεις. Όπως προαναφέρθηκε η ισχύς εισόδου αφορά την ηλεκτρική ισχύ στον κινητήρα του οχήματος. Ο τύπος της ηλεκτρικής ισχύος περιγράφεται στην εισαγωγή της πτυχιακής από την σχέση $P = V \cdot I$ (3). Όπως γίνεται αντιληπτό τα δύο πρώτα μεγέθη για τα οποία θα πρέπει να λαμβάνονται μετρήσεις αφορούν το ρεύμα (I) και την τάση (V) τροφοδοσίας του ηλεκτρικού κινητήρα. Χρήσιμες θα είναι και οι μετρήσεις για την θερμοκρασία του κινητήρα (T) υπό φορτίο, ώστε να παρατηρηθεί πως επηρεάζεται ο βαθμός απόδοσης του από την αύξηση της θερμοκρασίας και να συγκριθεί με τα θεωρητικά διαγράμματα του κατασκευαστή. Χρήσιμη μέτρηση και αρκετά σημαντική στην ανάλυση των αποτελεσμάτων για την εισαγωγή της σε αρκετά διαγράμματα αλλά και για την προσέγγιση του rolling resistance (αντίσταση κύλισης) είναι η τιμή των στροφών του τροχού του οχήματος. Οι στροφές μπορούν να μετρηθούν από την άτρακτο του ηλεκτροκινητήρα και με δεδομένη την σχέση μετάδοσης του οχήματος O_{ca} , να υπολογιστούν οι στροφές στον τροχό του οχήματος.

Σε αυτό το σημείο, αξίζει να σημειωθεί, πως η διάταξη του δυναμομέτρου αποτελείται από δύο κύρια υπό-συστήματα. Το πρώτο αφορά έναν πρωτεύοντα άξονα με ένα μικρό διαστασιολογικά τύμπανο (Roller), επάνω στο οποίο κυλιέται ο κινητήριος τροχός του οχήματος και μεταφέρει την ροπή σε έναν δευτερεύοντα άξονα, μέσω συστήματος γραναζιών και ιμάντα, στον οποίο εδράζεται η αδρανειακή μάζα που θα θέτει το φορτίο στην κίνηση του οχήματος (Flywheel). Η σκέψη και η κατάληξη στην συγκεκριμένη διάταξη δυναμομέτρου έχει αποσαφηνιστεί σε προηγούμενο κεφάλαιο της πτυχιακής εργασίας, συγκεκριμένα στο Κεφάλαιο 2.

Η ισχύς εξόδου αφορά την μηχανική ισχύ του συστήματος η οποία περιγράφεται από την σχέση $P = \omega \cdot T$ (2), δεδομένων των μεγεθών θα πρέπει να λαμβάνονται μετρήσεις όσων αναφορά την γωνιακή ταχύτητα (ω σε r/s) της επιταχυνόμενης μάζας του αδρανειακού δυναμομέτρου. Η ευκολότερη προσέγγιση της γωνιακής ταχύτητας επιτυγχάνεται με την μέτρηση των στροφών (n σε rpm) της κινούμενης αδρανειακής μάζας μέσω της οποίας εισέρχεται το φορτίο στην κίνηση του οχήματος. Για τον προσδιορισμό της ροπής ο τύπος περιγράφεται από την σχέση $T = I \cdot \alpha_{γων}$ (9). Το μέγεθος της γωνιακής επιτάχυνσης εκφράζει τον ρυθμό μεταβολής της γωνιακής ταχύτητας ως προς τον χρόνο. Έχοντας λάβει ήδη μέτρηση για την γωνιακή ταχύτητα αρκεί μια απλή διαίρεση με τον χρόνο κατά την διαδικασία του πειράματος για να ληφθεί αποτέλεσμα. Η ροπή αδρανείας, αφορά σταθερό μέγεθος όπου εξαρτάται από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά ενός σώματος και θα αποσαφηνιστεί αριθμητικά στην συνέχεια του κεφαλαίου. Στην *Εικόνα 17* φαίνεται ο ορισμός του πλήρους συστήματος της διάταξης.



Εικόνα 17: Γενικό διάγραμμα συστήματος δυναμομέτρησης.

3.1.2 Αξιοποίηση Αποτελεσμάτων

Αφού μετρηθούν τα απαιτούμενα μεγέθη κατά την διαδικασία της δυναμομέτρησης, θα αποθηκευτούν σε πίνακες στην μνήμη ενός Η/Υ ώστε να αξιοποιηθούν σε μορφή διαγραμμάτων. Τα διαγράμματα είναι τα εξής:

- Διάγραμμα Στροφών κινητήρα (n_m) – Ροπής εξόδου (T_{out}), Ισχύς εξόδου (P_{out}).
- Διάγραμμα Ροπής εξόδου (T_{out}) – Βαθμού απόδοσης ($\eta\%$).
- Διάγραμμα Ταχύτητας οχήματος (V_{veh}) - Βαθμού απόδοσης ($\eta\%$), Για εξέταση διαφορετικών σχέσεων μετάδοσης, ώστε να αξιολογηθεί το βέλτιστο.
- Διάγραμμα Στροφών κινητήρα (n_m) - Ισχύς εξόδου (P_{out}), Ρεύματος (I_{in}) και Τάσης (V_{in}).
- Διάγραμμα Ροπής εξόδου (T_{out}) - Ισχύς εξόδου (P_{out}), Βαθμού απόδοσης ($\eta\%$), Ρεύματος (I_{in}), Στροφών κινητήρα (n_m) και Θερμοκρασίας κινητήρα (T). Ωστε να συγκριθεί με εκείνο του κατασκευαστή.
- Διάγραμμα Στροφών του οχήματος (n_w) – Ροπή εξόδου (T_{out}). Για να εξετασθεί το προφίλ της ροπής και της ταχύτητας.

3.1.3 Αντίστροφη Δυναμομέτρηση (Coast Down Test)

Μετά το πέρας της δυναμομέτρησης, η οποία διαρκεί για ορισμένο χρόνο, ακολουθεί μια διαδικασία η οποία λέγεται αντίστροφη δυναμομέτρηση ή αλλιώς εκτίμηση απωλειών (coast down test). Σε αυτή την μέθοδο, ο τροχός ο οποίος έχει αποκτήσει μια περιστροφική ταχύτητα από την δυναμομέτρηση, άρα έχει μια περιστροφική ενέργεια, κυλιέται επάνω στο ράουλο του δυναμομέτρου χωρίς πλέον να έχει τροφοδοσία ισχύος από τον ηλεκτρικό κινητήρα αλλά, μόνο λόγω της ενέργειας αυτού στον τροχό. Αυτό συμβαίνει έως ότου, φτάσει τόσο ο τροχός του οχήματος όσο και το κινούμενο ράουλο σε μηδενικές στροφές. Γενικότερα, η μέθοδος εκτίμησης απωλειών για ένα όχημα μπορεί να εφαρμοστεί με δύο μεθόδους.

Η πρώτη μέθοδος αφορά την κίνηση ενός οχήματος στο οδόστρωμα. Σε αυτή την μέθοδο το όχημα επιταχύνει μέχρι να φτάσει μια συγκεκριμένη ταχύτητα και έπειτα επιβραδύνει σταδιακά, χωρίς κάποια σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων και χωρίς να επιβληθεί φρενάρισμα στους τροχούς, έως ότου σταματήσει εντελώς την κίνηση του. Η συγκεκριμένη μέθοδος εφαρμόζεται είτε σε έδαφος με μηδενική κλίση είτε σε ελαφριά ανηφόρα. Η δεύτερη μέθοδος είναι αντίστοιχη με την πρώτη με την διαφορά πως η επιτάχυνση και η επιβράδυνση του οχήματος πραγματοποιείται σε δυναμόμετρο, όπως περιγράφηκε σε προηγούμενη παράγραφο.

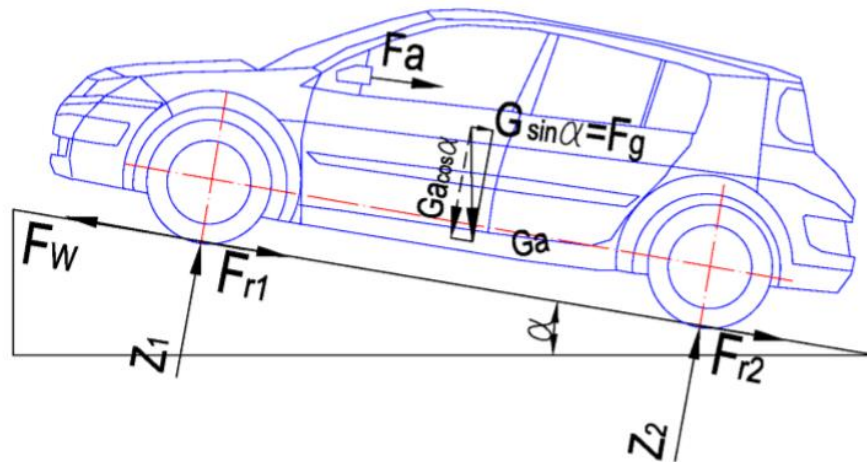
Γίνεται εύκολα αντιληπτό ότι οι δύο μέθοδοι, λόγω των διαφορετικών συνθηκών εκτέλεσης δίνουν διαφορετικά αποτελέσματα όσον αναφορά την εκτίμηση της συμπεριφοράς ενός οχήματος. Με την διαδικασία της αντίστροφης δυναμομέτρησης ή αλλιώς coast down test, εκτιμώνται οι απώλειες ενός οχήματος όσον αναφορά την αεροδυναμική αντίσταση του, την δύναμη αντίστασης λόγω της κλίσης του εδάφους, τις αντιστάσεις κύλισης των τροχών και όλες τις εσωτερικές τριβές που θέτουν αντίσταση κατά την επιβράδυνση του οχήματος. Στην εκτίμηση των απωλειών μέσω δυναμοτράπεζας, προφανώς οι αεροδυναμική αντίσταση και η αντίσταση λόγω κλίσης του εδάφους καταργούνται. Ωστόσο οι αντιστάσεις κύλισης και τριβής μπορούν να προσεγγισθούν για τον κινητήριο τροχό του οχήματος.

Για το όχημα Orca της ομάδας «Ποσειδών», η συγκεκριμένη διαδικασία θα δώσει δεδομένα αναφορικά με το rolling resistance του κινητήριου τροχού, δηλαδή για το συναρμολόγημα ζάντας, ακτινών, κέντρου τροχού και ελαστικού. Οι τριβές που δημιουργούνται ανάμεσα στο ελαστικό και το μεταλλικό ράουλο υπολογίζονται και είναι ανάλογες της δύναμης που εφαρμόζεται στο πέλμα του ελαστικού, η μεθοδολογία υπολογισμού των τριβών ανάμεσα στο ελαστικό και στο μεταλλικό ράουλο παρουσιάζεται στο Κεφάλαιο 5 της πτυχιακής εργασίας.

Στην συνέχεια παρατίθενται τα μαθηματικά και η επεξήγηση των τύπων που προκύπτουν σε ένα coast down test και πραγματοποιούνται σχόλια αναφορικά με την σύγκριση και την εφαρμογή του πειράματος σε αδρανειακή δυναμοτράπεζα καθώς και η μεθοδολογία υπολογισμού των προς εξέταση μεγεθών.

Στην γενικότερη, αξιολόγηση της εκτίμησης των απωλειών σε ένα όχημα, πρέπει να ορισθεί το σύστημα του οχήματος και οι δυνάμεις οι οποίες επιδρούν στην κίνηση του, τόσο κατά την επιτάχυνση όσο και κατά την επιβράδυνση αυτού. Στην παρακάτω *Εικόνα 18* παρουσιάζεται η γραφική απεικόνιση αυτών καθώς και η συνοπτική περιγραφή τους.

Η δύναμη η οποία δίνει κίνηση στους κινητήριους τροχούς και κατά συνέπεια σε όλο το αυτοκίνητο συμβολίζεται με F_w . Ωστόσο κατά την κίνησή του το όχημα αλληλοεπιδρά με το περιβάλλον γύρω του και αυτό έχει ως αποτέλεσμα κάποιες δυνάμεις να αντιτίθενται στην κίνησή του. Η πρώτη δύναμη που φέρει αντίσταση είναι η δύναμη του βάρους του, στην περίπτωση όπου υπάρχει φυσικά είτε θετική ή αρνητική κλίση (α), η δύναμη αυτή αναλύεται σε δύο κάθετες συνιστώσες, την $F_g = G \sin(\alpha)$ η οποία ασκείται κάθετα ως προς τον εγκάρσιο άξονα του οχήματος και την $G_a = G \cos(\alpha)$ η οποία εφαρμόζεται κάθετα στον διαμήκη άξονα αυτού, όπως φαίνεται και στην εικόνα παρακάτω. Οι δυνάμεις Z_1 και Z_2 είναι ουσιαστικά η κάθετη αντίδραση του βάρους που εφαρμόζεται στους τροχούς ενός αυτοκινήτου, και λόγω της περιστροφής αυτών έχουμε τις δυνάμεις λόγω τριβής F_{r1} και F_{r2} . Τέλος μια σημαντική δύναμη η οποία έχει σημαντικό ρόλο στην αντίσταση της κίνησης ενός οχήματος είναι η αεροδυναμική αντίσταση, η οποία συμβολίζεται με F_a .



Εικόνα 18: Δυνάμεις που επιδρούν στην κίνηση ενός οχήματος.

Για να προσδιορισθεί η κίνηση ενός οχήματος, θα εφαρμοστεί η Αρχή Διατήρησης Ενέργειας, η οποία υποδηλώνει πως η στιγμιαία μεταβολή της συνολικής μηχανικής ενέργειας (dE_{tot}/dt) ενός οχήματος, είναι ίση με την ισχύ (P_w) που δαπανάται για την κίνησή του μείον τις απώλειες ισχύος αυτού.

$$\frac{dE_{tot}}{dt} = P_w - \sum P_{loss} \quad (12)$$

Η συνολική μηχανική ενέργεια του οχήματος αποτελείται από το άθροισμα της κινητικής ενέργειας, των κινητήριων τροχών (E_{kt}), των κινούμενων τροχών (E_{kr}), καθώς και της δυναμικής του ενέργειας, λόγω της κλίσης του οχήματος σε ανηφορικό ή κατηφορικό οδόστρωμα. Σύμφωνα με τα παραπάνω προκύπτει ότι:

$$E_{tot} = E_{kt} + E_{kr} + E_p \quad (13)$$

Η κινητική ενέργεια δίνεται από τον συνδυασμό της μεταφορικής και της περιστροφικής ταχύτητας των τροχών ενός οχήματος, όπως φαίνεται στην παρακάτω εξίσωση.

$$E_k = E_{kt} + E_{kr} = \frac{m_t * v^2}{2} + \frac{I_j * \omega_j^2}{2} = \frac{m_t * v^2}{2} + \frac{I_w * \omega_w^2}{2} \Rightarrow$$

$$E_k = \frac{m_{ap} * v^2}{2} \quad (14)$$

Το όχημα κατά την διαδικασία της μεταβολής της κίνησής του συμπεριφέρεται σα να έχει μια μάζα, μεγαλύτερη από την κανονική του. Αυτό συμβολίζεται με το m_{ap} και εκφράζεται από την παρακάτω σχέση:

$$M_{ap} = m_t * \left(1 + \frac{I_w}{r_w^2}\right) \quad (15)$$

Η δυναμική ενέργεια ενός οχήματος, το οποίο βρίσκεται σε ένα ύψος h , από το ορισμένο επίπεδο δίνεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$E_p = m_t * g * h \quad (16)$$

Εφαρμόζοντας αντικατάσταση στην σχέση (12), τις σχέσεις (13) έως (16), προκύπτει ότι:

$$\frac{dE_{tot}}{dt} = m_{ap} * v * \frac{dv}{dt} + m_t * g * \frac{dh}{dt} \Rightarrow$$

$$\frac{dE_{tot}}{dt} = m_{ap} * v * a + m_t * g * v * \sin(\alpha),$$

$$\text{Όπου, } \frac{dh}{dt} = \frac{ds}{dt} * \sin(\alpha) \quad (17)$$

Προχωρώντας την σχέση (12), δίνεται η σχέση επιβράδυνσης ενός οχήματος σε σχέση με τις απώλειες που επιδρούν σε αυτό αντίστροφα στην κίνησή του, η σχέση αυτή εκφράζεται με μαθηματική σχέση ως εξής:

$$-a = d = (R_r + R_g + R_a + R_f) / m_{ap} \quad (18)$$

Στην σχέση (13), όπου d η επιβράδυνση του οχήματος. Το μέγεθος R_r , εκφράζει το rolling resistance, δηλαδή τις απώλειες κύλισης ενός οχήματος, και εκφράζεται από την σχέση:

$$R_r = W * f = m_t * g * f \quad (19)$$

Όπου, το W εκφράζει το κάθετο βάρος του οχήματος στο οδόστρωμα και ισχύει ότι $W = m_t * g$, δηλαδή η μάζα του οχήματος επί την επιτάχυνση της βαρύτητας. Το μέγεθος f εκφράζει τον συντελεστή της αντίστασης κύλισης ως συνάρτηση της γραμμικής ταχύτητας του οχήματος και δίνεται από τον τύπο $f = f_0 + f_1 * V_{veh}$. Το f_0 , αντιπροσωπεύει τις συνθήκες του οδοστρώματος, η τιμή του οποίου δίνεται από πίνακες που αντιστοιχούν σε τυπικές συνθήκες της θερμοκρασίας ενός σχετικά

ποιοτικού δρόμου και έχουν προσεγγισθεί πειραματικά. Το f_1 είναι ο συντελεστής τριβής του ελαστικού, και δίνεται από δεδομένα του κατασκευαστή ή από πειραματικές μετρήσεις σε αντίστοιχη πειραματική διάταξη.

Το μέγεθος R_g , εκφράζει την αντίσταση που βρίσκει το όχημα από την κλίση του εδάφους, στην περίπτωση όπου υπάρχει ανηφόρα, και εκφράζεται από την σχέση:

$$R_g = W \cdot \sin(a) = m \cdot t \cdot g \cdot \sin(a) \quad (20)$$

Όπου W το κάθετο βάρος στην κίνηση του οχήματος, όπως αυτό περιεγράφηκε παραπάνω, ενώ όπου a , η κλίση του δρόμου. Ο παραπάνω τύπος ισχύει για ανηφορικό οδόστρωμα και γίνεται εύκολα αντιληπτό πως σαν παράγοντας στην συνολική αντίσταση του οχήματος λαμβάνεται υπόψιν μονάχα στην περίπτωση όπου το πείραμα πραγματοποιείται σε δρόμο με κλίση.

Η αεροδυναμική αντίσταση ενός οχήματος (R_a) εκφράζεται από την εξίσωση (21). Τα μεγέθη της μαθηματικής σχέσης που πρέπει να είναι γνωστά για την επίλυσή της είναι τα εξής. Η πυκνότητα του αέρα (ρ) η οποία προσδιορίζεται από την σχέση $\rho = \rho_0 (P/P_0) (T_{c0} + 273) / (T_c + 273)$. Τα μεγέθη ρ_0 , P_0 και T_{c0} , αφορούν αντίστοιχα, την πυκνότητα του αέρα, την πίεση και τη θερμοκρασία στις ιδανικές συνθήκες των 25 °C, ενώ αντίθετα τα μεγέθη, P και T_c εκφράζουν τις συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας την ώρα που πραγματοποιείται το πείραμα. Το μέγεθος A , αφορά την μετωπική επιφάνεια του οχήματος στην διεύθυνση ροής του ανέμου και προσδιορίζεται από τον σχεδιασμό ενός οχήματος. Η ταχύτητα του οχήματος κατά την διεξαγωγή του πειράματος εκφράζεται με το σύμβολο v , ενώ η ταχύτητα του ανέμου στην αντίθετη διεύθυνση της κατεύθυνσης του οχήματος συμβολίζεται με το w . Τέλος, το C_a εκφράζει τον συντελεστή αεροδυναμικής αντίστασης, ο οποίος προσεγγίζεται είτε από πειραματική διαδικασία εντός αεροσύραγγας (πραγματικός συντελεστής), είτε από την επίλυση εξισώσεων μέσω πεπερασμένων στοιχείων (θεωρητικός συντελεστής). Από τα παραπάνω λοιπόν η αεροδυναμική αντίσταση εκφράζεται από την σχέση:

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_a \cdot A \cdot (v + w)^2 \quad (21)$$

Η τελευταία αντίσταση που μπορεί να προσδιορισθεί είναι εκείνη που δημιουργείται λόγω της τριβής στο σύστημα μετάδοσης κίνησης τόσο στους κινητήριους, όσο και στους μη κινητήριους τροχούς ενός οχήματος. Προσδιορίζεται μέσω της σχέσης:

$$R_f = M_f / r_w \quad (22)$$

Όπου, στην παραπάνω σχέση το M_f αντιπροσωπεύει το άθροισμα της συνισταμένης ροπής που ασκείται στους κινητήριους και μη κινητήριους τροχούς ενός οχήματος με την ροπή του συστήματος μετάδοσης κίνησης. Το r_w εκφράζει την ακτίνα των τροχών. Σε ένα πείραμα αντίστασης δυναμομέτρησης η ροπή που

ασκείται στο σύστημα M_f δίνει ως αποτέλεσμα τις τριβές από τα ρουλεμάν των τροχών, και γενικότερα των κινούμενων τροχών.

3.2 Θεωρία Υπολογισμού

Σε ένα αδρανειακό δυναμόμετρο ο κυριότερος υπολογισμός, αφορά την εύρεση της ροπής αδρανείας της περιστρεφόμενα επιταχυνόμενης μάζας (flywheel). Αυτό απαιτείται καθώς η περιστρεφόμενη μάζα, όπως έχει προαναφερθεί, προσδίδει φορτίο στο σύστημα, πιο απλά το όχημα πρέπει να περιστρέψει μάζα συγκεκριμένης ροπής αδρανείας σε ορισμένο χρονικό διάστημα. Οπότε γίνεται κατανοητό πως η τιμή της ροπής αδρανείας πρέπει να ναι γνωστή και υπολογισμένη.

Επίσης, η τιμή της ροπής αδρανείας θα χρησιμοποιηθεί και στον υπολογισμό της ροπής εξόδου του τροχού όπως φαίνεται στο διάγραμμα της *Εικόνας 16*. Έπειτα από τον υπολογισμό της ροπής αδρανείας, θα προσεγγιστεί η τιμή της και σχεδιαστικά αφού σαν μέγεθος εξαρτάται από την μάζα και τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του εκάστοτε σχήματος. Αυτό σημαίνει ότι θα αποτελέσει ένα πρώτο κριτήριο πριν την έναρξη του ολοκληρωτικού σχεδιασμού της πειραματικής διάταξης.

Παρακάτω θα παρουσιαστούν όλοι οι απαραίτητοι μαθηματικοί τύπου που θα χρησιμοποιηθούν για την εύρεση της ροπής αδρανείας. Αξίζει να σημειωθεί πως η ροπή αδρανείας εκτός από θεωρητικά κατά την ολοκλήρωση της κατασκευής της διάταξης θα προσεγγιστεί και πειραματικά. Η πειραματική προσέγγιση θα παρουσιαστεί παρακάτω και τα αποτελέσματα αυτής σε επόμενο κεφάλαιο της εργασίας.

3.2.1 Μαθηματικοί Τύποι Υπολογισμών Αδράνειας Συστήματος

Οι περισσότεροι από τους τύπους που θα παρουσιαστούν παρακάτω ίσως έχουν προαναφερθεί σε προηγούμενα κεφάλαια της πτυχιακής εργασίας, ωστόσο σε αυτό το σημείο συνοψίζονται, πριν την υπολογιστική διαδικασία. Ακολουθούν οι συμβολισμοί και οι μονάδες των μεγεθών και στη συνέχεια το τυπολόγιο.

Συμβολισμοί:

Μέγεθος	Συμβολισμός	Μονάδες (S.I.)
Ροπή Αδρανείας	I	(kg*m ²)
Περιφερειακή Δύναμη	F	(N)
Ροπή	T	(Nm)
Ισχύς	P	(Watt)
Στροφές	n	(Rpm)
Γραμμική ταχύτητα	u	(m/s ή km/h)

Γωνιακή ταχύτητα	ω	(rad/sec)
Γωνιακή Επιτάχυνση	$\alpha_{\gamma\omega\nu}$	(rad/sec ²)
Χρόνος	t	(sec)
Μάζα σώματος	m	(kg)
Διάμετρος του κύκλου	D	(m)
Ακτίνα του κύκλου	R	(m)
Μήκος	L	(m)
Δυναμική Ενέργεια	E_p	(Joule)
Κινητική Ενέργεια	$E_{,kt}$	(Joule)
Περιστροφική Ενέργεια	$E_{,kr}$	(Joule)
Διεθνής μαθηματική σταθερά (3,14)	π	-
Περίμετρος του κύκλου	Π	-

Πίνακας 12: Κύρια μεγέθη υπολογισμών.

Όπως αναφέραμε το μέγεθος που μας αφορά είναι η ροπή αδρανείας η οποία θα υπολογιστεί μέσω της μαθηματικής σχέσης $T = I \cdot \alpha_{\gamma\omega\nu}$ (9) επιλύοντας φυσικά ως προς το I, οπότε και προκύπτει:

$$I = \frac{T}{\alpha_{\gamma\omega\nu}} \text{ (kg*m}^2\text{)} \quad (23)$$

Στην σχέση (10) τα δεδομένα που χρειάζονται είναι η ροπή (T) και η γωνιακή επιτάχυνση ($\alpha_{\gamma\omega\nu}$), για δεδομένη ισχύ κινητήρα (P) και για μέγιστες στροφές που μπορεί να αναπτύξει ένας άξονας, η ροπή υπολογίζεται σύμφωνα με την επίλυση του τύπου $P = \omega \cdot T$ (2) ως προς την ροπή, οπότε και καταλήγουμε στον τύπο:

$$T = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} \text{ (Nm)} \quad (24)$$

Όπως αναφέρθηκε η παραπάνω σχέση (24) υπολογίζεται εφόσον είναι γνωστές οι στροφές (n) ενός περιστρεφόμενου άξονα. Γενικώς η σχέση που περιγράφει την γραμμική ταχύτητα (u) συναρτήσει της γωνιακής ταχύτητας (ω) και της ακτίνας (R) ενός τροχού, εμφανίζεται στην παρακάτω σχέση:

$$u = \omega \cdot R \text{ (m/s)} \quad (25)$$

Οπότε και αντίστοιχα η γωνιακή ταχύτητα (ω) με αντιστροφή του παραπάνω τύπου, υπολογίζεται ως το γινόμενο:

$$\omega = \frac{u}{r} \text{ (rad/sec)} \quad (26)$$

Επίσης με δεδομένες τις στροφές (n) η γωνιακή ταχύτητα ενός περιστρεφόμενου άξονα υπολογίζεται και ως εξής:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \text{ (rad/sec)} \quad (27)$$

Αντίστοιχα λοιπόν σύμφωνα με τον τύπο (27) για γνωστή την γωνιακή ταχύτητα (ω) με μια απλή επίλυση του τύπου ως προς τις στροφές (n) προκύπτει:

$$n = \frac{\omega * 60}{2\pi} \text{ (rpm)} \quad (28)$$

Εάν γνωρίζουμε την ροπή (T) που εφαρμόζεται σε έναν άξονα ακτίνας (R), τότε η ακτινική δύναμη (F) που δρα επί του άξονα θα είναι:

$$F = \frac{T}{R} \text{ (N)} \quad (29)$$

Για δεδομένο τον χρόνο (t) κατά την διάρκεια της περιστροφής ενός σώματος με γωνιακή ταχύτητα (ω), με το σώμα σε αρχική κατάσταση ακινησίας, υπολογίζεται η γωνιακή του επιτάχυνση ($\alpha_{\gamma\omega\nu}$) σύμφωνα με τον τύπο:

$$\alpha_{\gamma\omega\nu} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_1 - \omega_0}{t_1 - t_2} = \frac{\omega_1}{t_1} = \frac{2 * \pi * n}{60 * t} \text{ (rad/sec}^2\text{)} \quad (30)$$

Η περίμετρος ενός κύκλου διαμέτρου (D) και ακτίνας (R) υπολογίζεται από τον γεωμετρικό τύπο:

$$\Pi = 2\pi R \quad (31)$$

Παρόμοια με την σχέση (11) για την σχέση μετάδοσης εκτός από των αριθμό δοντιών των γραναζιών (z), μπορούν να χρησιμοποιηθούν οι στροφές (n) καθώς ακόμα και η ροπή (T). Οπότε και προκύπτει:

$$G_{ratio} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{T_2}{T_1} \quad (32)$$

Στο σχεδιαστικό κομμάτι του επόμενου κεφαλαίου για τον προσδιορισμό της ροπής αδρανείας των εκάστοτε τεμαχίων όπου σχεδιάστηκαν, χρησιμοποιήθηκε ο τύπος, για απλό κύλινδρο με άξονα περιστροφής τον κέντρο μάζας του:

$$I = \frac{1}{2} m R^2 \text{ (kg*m}^2\text{)} \quad (33)$$

Όπου, η μάζα υπολογίζεται:

$$m = V * \rho_D \text{ (kg)} \quad (34)$$

Το μέγεθος ρ_D , εκφράζει την πυκνότητα του υλικού και εξαρτάται από το εκάστοτε προς εξέταση υλικό, με μονάδα μέτρησης στο S.I. τα kg/m^3 . Και ο όγκος (V) του που δίνεται μέσω του τύπου:

$$V = \pi * r^2 * L \text{ (m}^3\text{)} \quad (35)$$

Για τον υπολογισμό της κινητικής ενέργειας (E_{kt}) σώματος μάζας (m) και γραμμικής ταχύτητας (u) δίνεται ο τύπος:

$$E_{kt} = \frac{1}{2}mu^2 \text{ (Joule)} \quad (36)$$

Για την περιστροφική ενέργεια (E_{kr}) σώματος με γνωστή ροπή αδράνειας (I) και περιστροφική ταχύτητα (ω), έχουμε:

$$E_{kr} = \frac{1}{2}I\omega^2 \text{ (Joule)} \quad (37)$$

Η δυναμική ενέργεια (E_p) ενός σώματος γνωστής μάζας (m) σε ύψος (h σε m) δίνεται απο τον τύπο:

$$E_p = mgh \text{ (Joule)} \quad (38)$$

3.2.2 Θεωρητικός Υπολογισμός Αδράνειας του Flywheel

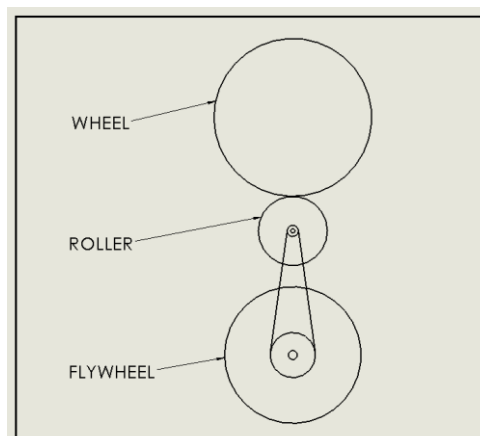
Η διαδικασία υπολογισμού ξεκινάει με τον ορισμό του συστήματος. Το σύστημα σε πρώτη φάση χωρίζεται σε δύο μέρη. Το πρώτο μέρος λοιπόν που θα μελετηθεί αφορά την επίδραση του κινητήριου τροχού του οχήματος Orca ως προς το Roller και το δεύτερο μελετά την σχέση μεταξύ του Roller και του Flywheel. Σε αυτό το σημείο χρειάζεται να οριστούν κάποιοι παράμετροι που θα έχουν σημαντικό ρόλο κατά την πειραματική διαδικασία, αλλά και στοιχεία του οχήματος.

Τα στοιχεία του οχήματος που είναι απαραίτητο να οριστούν πριν τους υπολογισμούς είναι τα εξής:

- Η τελική ταχύτητα που θα φτάσει το όχημα κατά την διάρκεια, ή ολοκλήρωση του Τεστ. **$V_{veh} = 40 \text{ km/h}$.**
- Η ισχύς του ηλεκτρικού κινητήρα του οχήματος Orca. **$P = 180 \text{ Watt}$.**
- Διάμετρος κινητήριου τροχού οχήματος. **$D_w = 508 \text{ mm} = 0.508 \text{ m}$.**
- Οπότε και η ακτίνα του τροχού. **$R_r = D_w/2 = 0,254 \text{ m}$.**

Το μόνο γνωστό δεδομένο του Roller είναι:

- Η διάμετρος του roller. **$D_R = 82 \text{ mm} = 0,082 \text{ m}$.**
- Η ακτίνα του roller είναι. **$R_R = D_R/2 = 0,041 \text{ m}$.**



Εικόνα 19: Διάταξη του προς μελέτη συστήματος.

Ως ακραία συνθήκη τίθεται η επιθυμητή τελική ταχύτητα ($V_{veh} = 40 \text{ km/h}$) που θα αναπτύξει το όχημα Orca κατά την διαδικασία της δυναμομέτρησης. Αφού έχει τεθεί λοιπόν το όριο της ταχύτητας οι τελικές στροφές στον τροχό (n_{veh}), με χρήση των σχέσεων (26) και (28) θα είναι:

$$V_{veh} = 40 \text{ km/h} = (40 \cdot 1000) / 3600 \text{ m/s} \Rightarrow$$

$$\mathbf{V_{veh} = 11,1 \text{ m/s.}}$$

Επομένως η γωνιακή ταχύτητα (ω_{veh}) του τροχού, με ακτίνα $R_w = 0,254 \text{ m}$ και γραμμική ταχύτητα $V_{veh} = 11,1 \text{ m/s}$, υπολογίζεται:

$$\omega_{veh} = V_{veh} / R_w = 11,1 / 0,254 \Rightarrow$$

$$\mathbf{\omega_{veh} = 43,7 \text{ rad/sec.}}$$

Άρα οι στροφές στον τροχό (n_{veh}), υπολογίζονται:

$$n_{veh} = (\omega_{veh} \cdot 60) / (2 \cdot \pi) = (43,7 \cdot 60) / (2 \cdot 3,14) \Rightarrow$$

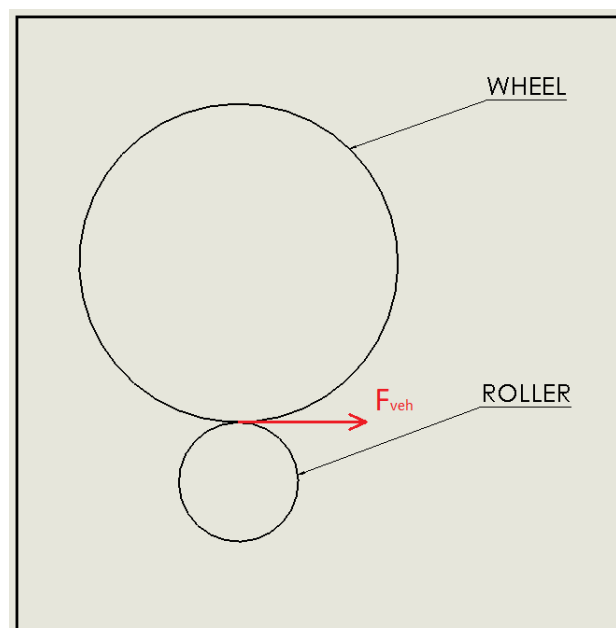
$$\mathbf{n_{veh} = 417,3 \text{ Rpm.}}$$

Αφού έχουν υπολογιστεί οι στροφές στον τροχό (n_{veh}) του οχήματος και γνωρίζουμε και την ισχύ του ηλεκτρικού κινητήρα (P_m) του οχήματος Orca, μπορούμε να υπολογίσουμε εύκολα την ροπή στον τροχό (T_{veh}) μέσω της σχέσης (24):

$$T_{veh} = (P_m \cdot 60) / (2 \cdot \pi \cdot n_{veh}) = (180 \cdot 60) / (2 \cdot 3,14 \cdot 417,3) \Rightarrow$$

$$\mathbf{T_{veh} = 4,119 \text{ Nm.}}$$

Εφόσον, πραγματοποιήθηκαν οι απαραίτητοι υπολογισμοί για να εξαχθούν συμπεράσματα για την συμπεριφορά του οχήματος, τα οποία θα συμπεριληφθούν στην μελέτη του συστήματος κινητήριου τροχού – Roller.



Εικόνα 20: Σύστημα τροχού – roller, περιφερειακή δύναμη F_{veh} .

Στην παραπάνω *Εικόνα 19*, φαίνεται η περιφερειακή δύναμη (F_{veh}) που εφαρμόζεται από τον τροχό του οχήματος στο κινούμενο ράουλο (roller). Η περιφερειακή δύναμη του τροχού του οχήματος, εφόσον είναι γνωστή η ροπή (T_{veh}) στον τροχό καθώς και η ακτίνα του (R_w), υπολογίζεται μέσω της μαθηματικής σχέσης (29):

$$T_{veh} = F_{veh} * R_w \Rightarrow F_{veh} = T_{veh} / R_w = 4,119 / 0,254 \Rightarrow$$

$$\mathbf{F_{veh} = F_R = 16,2 \text{ N.}}$$

Αξίζει να σημειωθεί, πως η παραπάνω σχέση ισχύει μόνο λαμβάνοντας υπόψιν την υπόθεση πως οι συνθήκες επαφής μεταξύ του ελαστικού με το ράουλο είναι ιδανική. Αυτό σημαίνει πως δεν υπάρχουν απώλειες τριβής, θερμότητας και ο τροχός δεν ολισθαίνει επάνω στο ράουλο ώστε να δημιουργούνται "κενά" σημεία κατά την διαδικασία του πειράματος. Εάν λαμβάνονταν υπόψιν όλα τα παραπάνω γίνεται εύκολα κατανοητό, πως η τιμή της δύναμης θα ήταν μικρότερη από αυτήν που υπολογίστηκε.

Σε αυτό το σημείο, με δεδομένη την ακτίνα του τυμπάνου (R_R) και υπολογισμένη την περιφερειακή δύναμη (F_R) που ασκείται σε αυτόν, υπολογίζεται η ροπή που φτάνει στο τύμπανο μέσω του τροχού:

$$T_R = F_R * R_R = 16,2 * 0,041 \Rightarrow$$

$$\mathbf{T_R = 0,6642 \text{ Nm.}}$$

Λόγω της μεγάλης διαφοράς μεταξύ των διαμέτρων του τροχού (D_w) και του ράουλου (D_R), παρατηρείται σημαντική μείωση της ροπής στον άξονα του ράουλου (T_R), αυτό συνεπάγεται σε αύξηση της ταχύτητας περιστροφής τους και των στροφών του (n_R). Για να βρεθεί το ποσοστό της αύξησης στον άξονα του ράουλου πρέπει να εκφραστεί μια μαθηματική σχέση ανάμεσα στις δύο διαμέτρους. Για αυτόν τον σκοπό, υπολογίζονται οι περιμέτροι των δύο κύκλων προκειμένου να εξαχθεί και το ζητούμενο αποτέλεσμα, επομένως μέσω της σχέσης (31) προκύπτει εν τέλει για το σύστημα:

$$\Pi_w = 2 * \pi * R_w = 2 * 3,14 * 0,254 \Rightarrow \mathbf{\Pi_w = 1,60.}$$
 Για τον τροχό του οχήματος.

$$\Pi_R = 2 * \pi * R_R = 2 * 3,14 * 0,041 \Rightarrow \mathbf{\Pi_R = 0,26.}$$
 Για το ράουλο της δυναμοτράπεζας.

Ο λόγος των περιμέτρων μεταξύ τροχού και ράουλο προκύπτει:

$$\mathbf{\Pi_R / \Pi_w = 0,26 / 1,60 = 0,1625.}$$

Επομένως από τον λόγο των περιμέτρων προκύπτουν οι στροφές στο ράουλο οι οποίες υπολογίζονται ως εξής:

$$n_R = n_{veh} / 0,1625 = 417,3 / 0,1625 \Rightarrow$$

$$\mathbf{n_R = 2568 \text{ rpm.}}$$

Εφόσον ολοκληρώθηκε η μελέτη του συστήματος τροχού – ράουλου (wheel – Roller), πλέον ακολουθεί η μελέτη και η ανάλυση του συστήματος ράουλου – αδρανειακής μάζας (Roller – Flywheel), όπου από αυτή θα προκύψει και το ζητούμενο μέγεθος της μελέτης, η ροπή αδρανείας της περιστρεφόμενης μάζας που απαιτείται να εισαχθεί στο σύστημα.

Όπως έχει προαναφερθεί, το σύστημα μετάδοσης Roller – Flywheel θα επιτευχθεί μέσω ιμάντα χρονισμού. Κρίνεται απαραίτητο λοιπόν να επιλεγεί μια σχέση μετάδοσης η οποία θα επιβραδύνει το σύστημα της αδρανειακής μάζας σε λογικές τιμές περιστροφικής ταχύτητας όπου θα καταλήξει σε λογική τιμή και εφικτή κατασκευαστικά ροπή αδρανείας.

Σε αυτό το σημείο, να τονισθεί πως πραγματοποιήθηκαν αρκετοί πιθανοί συνδυασμοί για τα γρανάζια του συστήματος μετάδοσης. Για να μην επαναλαμβάνονται οι πράξεις με το χέρι διαμορφώθηκε υπολογιστικό φύλλο σε Microsoft Excel, προκειμένου ο χρήστης να εισάγει τα δεδομένα του και να παίρνει τα αντίστοιχα αποτελέσματα όπου χρειάζεται.

Παρακάτω παρουσιάζεται η βέλτιστη λύση που προέκυψε από τους υπολογισμούς, και δίνονται και εικόνες από το υπολογιστικό φύλλο, ώστε να γίνουν εμφανής οι τιμές εισόδου του χρήστη και οι τιμές εξόδου των μεγεθών.

Για το σύστημα μετάδοσης για το σύστημα Roller – Flywheel, οι βέλτιστες επιλογές δόθηκαν με αριθμό δοντιών για τα γρανάζια οι εξής:

$$Z_1 = Z_R = 12 \text{ δόντια για το Roller και}$$

$$Z_2 = Z_{F1} = 60 \text{ δόντια για το Flywheel.}$$

Επομένως, από την σχέση (32) η σχέση μετάδοσης μεταξύ των δύο αξόνων τελικά υπολογίζεται:

$$G_{ratio} = Z_2 / Z_1 = 60 / 12 \Rightarrow$$

$$G_{ratio} = 5.$$

Από τον ορισμό της σχέσης μετάδοσης και πάλι σύμφωνα με την σχέση (32) θα υπολογίσουμε τις στροφές (n_{f1}) στον άξονα του flywheel, αφού οι στροφές (n_R) του roller έχουν υπολογιστεί. Οπότε:

$$G_{ratio} = n_R / n_{f1} \Rightarrow n_{f1} = n_R / G_{ratio} = 2568 / 5 >$$

$$n_{f1} = 513,6 \text{ rpm.}$$

Παρόμοια υπολογίζεται και η ροπή (T_{f1}) στον άξονα του flywheel η οποία θα αυξάνεται εφόσον μειώνεται ο αριθμός των στροφών του άξονα. Έτσι λοιπόν για την ροπή προκύπτει:

$$G_{ratio} = T_{f1} / T_R \Rightarrow T_{f1} = G_{ratio} * T_R = 5 * 0,6642 \Rightarrow$$

$$T_{f1} = 3,321 \text{ Nm.}$$

Από την σχέση (23), όπου υπολογίζεται η ροπή αδρανείας (I), το μοναδικό δεδομένο που δεν έχει υπολογιστεί είναι η γωνιακή επιτάχυνση ($\alpha_{\gamma\omega\nu}$) η οποία υπολογίζεται με επίλυση του τύπου (30). Ο χρόνος φόρτισης της δυναμοτράπεζας ορίζεται από τον χρήστη και εξαρτάται από τις συνθήκες δυναμομέτρησης, τον τύπο του οχήματος και την επιθυμητή ταχύτητα που θα αναπτυχθεί.

Συνήθως οι δυναμομετρήσεις διαρκούν σε χρονικό διάστημα 10 έως 15 δευτερολέπτων. Στην συγκεκριμένη μελέτη επιλέγεται χρόνος ολοκλήρωσης της δυναμομέτρησης (Test duration time) $t_D = 12 \text{ sec}$. Επομένως η γωνιακή επιτάχυνση υπολογίζεται ως εξής:

$$\alpha_{\gamma\omega\nu} = d\omega / dt = (\omega_{fl} - \omega_0) / (t_D - t_0) = (2 * 3,14 * n_{fl}) / (60 * t_D) \Rightarrow$$

$$\alpha_{\gamma\omega\nu} = (2 * 3,14 * 513,6) / (60 * 12) \Rightarrow$$

$$\alpha_{\gamma\omega\nu} = 4,47 \text{ rad/sec}^2.$$

Φτάνοντας στην τελική ευθεία θα υπολογιστεί η ροπή αδρανείας του flywheel, επομένως:

$$I_{fl} = T_{fl} / \alpha_{\gamma\omega\nu} = 3,321 / 4,47 \Rightarrow$$

$$I_{fl} = 0,74 \text{ kgm}^2.$$

Κρίνοντας από την βιβλιογραφία για τα αδρανειακά δυναμόμετρα για οχήματα μεγάλου τύπου έχουνε ροπή αδρανείας 4-5 kgm² και δυναμόμετρα για αγωνιστικά καρτ περίπου 1,5-1,8 kgm². Εάν σκεφτεί κανείς πως τα αγωνιστικά καρτ έχουν κινητήρες ισχύος 20 hp, η τιμή της αδρανειακής μάζας του πρόσθετου φορτίου που υπολογίστηκε για το όχημα Orca της ομάδας « Ποσειδών » κρίνεται ικανή, ωστόσο σχεδιαστικά θα προσεγγισθεί η δυνατότητα αύξησης ή μείωσης της ροπής αδρανείας, προκειμένου να υπάρχει ευελιξία και να επιτρέπονται εύκολα οι αλλαγές στο σύστημα. Οι αλλαγές μπορούν να επιτευχθούν και με την αλλαγή της σχέσης μετάδοσης και την αλλαγή της ροπής αδρανείας της περιστρεφόμενης μάζας.

Ωστόσο δεν αρκεί μονάχα η θεωρητική προσέγγιση της ροπής αδρανείας, αλλά και η πραγματική τιμή της. Η τιμή της ροπής αδρανείας του συστήματος μπορεί να αποσαφηνιστεί με ένα πολύ απλό πείραμα το οποίο θα πρέπει να εκτελεσθεί αρκετές φορές προκειμένου να υπάρχει ακριβής αριθμητική προσέγγιση. Η πειραματική μέθοδος παρουσιάζεται αναλυτικά με σχηματική και μαθηματική διαδικασία σύμφωνα με την οποία θα ορισθεί, στην συνέχεια του κεφαλαίου.

Στις επόμενες σελίδες, παρουσιάζεται το υπολογιστικό φύλλο που δημιουργήθηκε προκειμένου να υπάρχει διευκόλυνση σε κάθε χρήστη να υπολογίσει την ροπή αδρανείας του εκάστοτε συστήματος προς μελέτη. Η μέθοδος ωστόσο αφορά μονάχα παρόμοια περίπτωση με την μελέτη της πτυχιακής εργασίας, δηλαδή χρήση ενός ή δύο ράουλων στον πρώτο άξονα και πρόσθεση φορτίου μέσω αδρανειακής μάζας στον δεύτερο άξονα, και πρόκειται μονάχα για την χρήση και μελέτη αδρανειακής δυναμοτράπεζας.

Inputs			
Vehicle			
Μέγεθος	Τιμή	Μονάδες	Περιγραφή
Vveh	40	km/h	Επιθυμητή τελική ταχύτητα στον τροχό του οχήματος.
Dw	508	mm	Διάμετρος κινητήριου τροχού οχήματος.
Pm	180	Watt	Ισχύς ηλεκτρικού κινητήρα.
Roller			
Μέγεθος	Τιμή	Μονάδες	Περιγραφή
Dr	82	mm	Διάμετρος Roller.
Z1	12	Δόντια	Δόντια γραναζιού στον άξονα του Roller.
Flywheel			
Μέγεθος	Τιμή	Μονάδες	Περιγραφή
Z2	60	Δόντια	Δόντια γραναζιού στον άξονα του Flywheel
td	12	sec	Χρόνος διάρκειας του Τεστ.

Πίνακας 13: Υπολογιστικό φύλλο, τιμές εισόδου για υπολογισμό μεγεθών και ροπής αδρανείας του συστήματος.

Στον παραπάνω Πίνακα 13, παρουσιάζονται όλα τα δεδομένα που εισάγονται από τον χρήστη προκειμένου να υπολογιστεί η ροπή αδρανείας του συστήματος flywheel. Για όλα τα παραπάνω μεγέθη, δίνεται η ονομασία τους, η αναλυτική περιγραφή τους και οι μονάδες τους. Μέσω του συγκεκριμένου υπολογιστικού φύλλου, όπως προαναφέρθηκε εξετάστηκαν και άλλες περιπτώσεις για την πιθανή σχέση μετάδοσης του συστήματος roller – Flywheel.

Ας αναφερθεί συγκεκριμένα πως εξετάστηκαν πιθανές σχέσεις μετάδοσης:

- $G_{ratio} = 4$, με $Z_{fl} = 60$ και $Z_R = 15$
- $G_{ratio} = 6$, με $Z_{fl} = 60$ και $Z_R = 10$ και
- $G_{ratio} = 2$, με $Z_{fl} = 60$ και $Z_R = 30$

Τα αποτελέσματα της ροπής αδρανείας για τις διαφορετικές σχέσεις μετάδοσης παρουσιάζονται στην επόμενη σελίδα, κάτω από τον Πίνακα 14.

Outputs			
Vehicle			
Μέγεθος	Τιμή	Μονάδες	Περιγραφή
n,veh	417,9	rpm	Στροφές στον κινητήριο τροχό του οχήματος.
Tveh	4,115	Nm	Ροπή στον τροχό του οχήματος.
Fveh	16,2	N	Περιφερειακή δύναμη στον τροχό.
Πrol/Πw	0,1614	-	Λόγος περιμέτρων Τροχού - Roller
Roller			
Μέγεθος	Τιμή	Μονάδες	Περιγραφή
n,roller	2589,2	rpm	Στροφές στον άξονα του Roller.
Troller	0,6642	Nm	Ροπή στον άξονα του Roller. (Χωρίς απώλειες).
Gratio	5	-	Σχέση μετάδοσης μεταξύ Roller - Flywheel.
Flywheel			
Μέγεθος	Τιμή	Μονάδες	Περιγραφή
n,flywheel	517,84	rpm	Στροφές στον άξονα του Flywheel.
Tfl	3,321	Nm	Ροπή στον άξονα του Flywheel.
α,γων	4,52	rad/sec ²	Γωνιακή επιτάχυνση Flywheel Για δεδομένο χρόνο.
I,flywheel	0,74	kg*m ²	Ροπή αδρανείας του flywheel.

Πίνακας 14: Τιμές εξόδου μέσω μαθηματικής υπολογιστικής διαδικασίας και τελικό αποτέλεσμα ροπής αδρανείας.

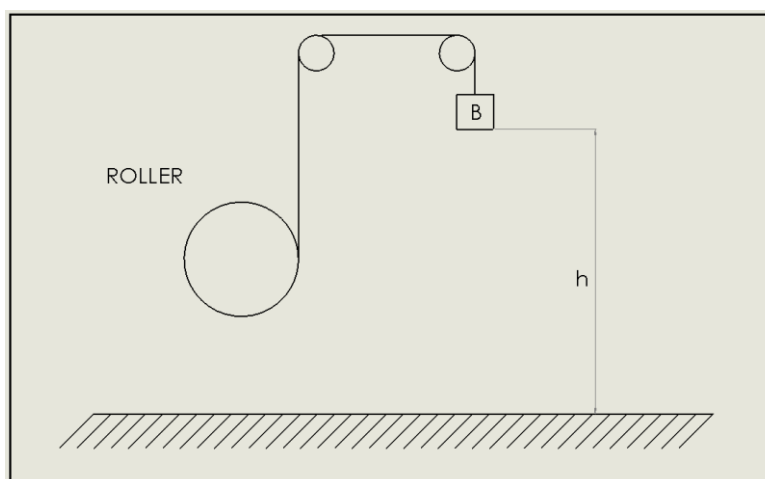
Σε αυτό το κομμάτι ο χρήστης δεν εισάγει καμία τιμή παρά μόνο λαμβάνει. Επίσης δεν δίνεται μόνο το τελικό μέγεθος της ροπής αδρανείας, αλλά για όλο το σύστημα δίνονται και οι τιμές των στροφών (n) και της ροπής (T), οι οποίες είτε θα βοηθήσουν σε οποιοδήποτε άλλη μελέτη είτε για να κρίνει ο χρήστης τα μεγέθη και την ορθή διαδικασία.

Για τις προς εξέταση και σχέσεις μετάδοσης της προηγούμενης σελίδας η ροπή αδρανείας που προέκυψε σε αντιστοιχία ήταν:

- $I_{flywheel} = 0,45 \text{ kgm}^2$, για $G_{ratio} = 4$
- $I_{flywheel} = 1,03 \text{ kgm}^2$, για $G_{ratio} = 6$ και
- $I_{flywheel} = 0,12 \text{ kgm}^2$, για $G_{ratio} = 2$

3.2.3 Πραγματικός Υπολογισμός Ροπής Αδρανείας

Μετά την ολοκλήρωση της κατασκευής της αδρανειακής δυναμοτράπεζας θα πρέπει να πραγματοποιηθεί πειραματική προσέγγιση της αδράνειας του συστήματος. Αυτό θα επιτευχθεί, με την εφαρμογή ενός απλού πειράματος το οποίο εκμεταλλεύεται το γεγονός πως η ενέργεια δεν χάνεται αλλά μετατρέπεται σε άλλη μορφή το οποίο σημαίνει ότι $E_{αρχ} = E_{τελ}$ (μονάδα μέτρησης το Joule). Οι ενέργειες που θα εκμεταλλευτούν για την πειραματική διαδικασία είναι η δυναμική, η κινητική και η περιστροφική ενέργεια. Στην *Εικόνα 20* φαίνεται η διάταξη του πειράματος σε ένα απλό σκίτσο.



Εικόνα 22: Διάταξη για τον πειραματικό προσδιορισμό της ροπής αδρανείας του συστήματος.

Στο παραπάνω σύστημα βλέπουμε την πειραματική διάταξη που θα δημιουργηθεί για τον υπολογισμό της πραγματικής τιμής της αδράνειας του συστήματος. Η πειραματική διαδικασία θα εκτελεσθεί με τα παρακάτω βήματα. Αρχικά γύρω από το κυλιόμενο ράουλο (Roller) τυλίγεται και σταθεροποιείται ένα σχοινί στην άλλη άκρη του οποίου προστίθεται ένα ορισμένο βάρος (B) συγκριμένης μάζας (m), η ακριβής τιμή του οποίου θα μετρηθεί σε ζυγαριά ακριβείας. Για την ομαλή σύνδεση του ράουλου με το βάρος, χρησιμοποιούνται τροχαλίες κίνησης στις οποίες επάνω εφάπτεται το σχοινί.

Στην συνέχεια αφού έχουν δημιουργηθεί και ολοκληρωθεί οι συνθήκες και η προετοιμασία για την εκτέλεση του πειράματος, σταθεροποιείται το βάρος σε ορισμένη απόσταση από το έδαφος (h). Όπως γίνεται κατανοητό το σύστημα αρχικά βρίσκεται σε ακινησία το οποίο σημαίνει πως η μόνη μορφή ενέργειας που επιδρά σε αυτό είναι η δυναμική (E_p), λόγω της απόστασης του βάρους από το έδαφος.

Αφού το σύστημα είναι σε ισορροπία αφήνεται το βάρος (B) από την δεδομένη απόσταση (h) έως ότου φτάσει στο σημείο μηδέν, δηλαδή στο έδαφος. Από την ώρα που αφήνεται το σώμα ελεύθερο καταγράφεται ο χρόνος (t_f) μέχρι να φτάσει στην τελική του θέση. Πλέον η δυναμική ενέργεια του λόγω του ύψους μετατρέπεται σε κινητική ενέργεια του βάρους και περιστροφική ενέργεια στο

ράουλο ($E_{\text{τελ}}$). Μέσω μαθηματικών εξισώσεων και καταγράφοντας τα δεδομένα που απαιτούνται η ροπή αδρανείας υπολογίζεται ως εξής, με την βοήθεια των σχέσεων (36), (37) και (38), και προκύπτει ότι:

$$E_{\text{τελ}} = E_{\text{αρχ}} \Rightarrow E_k = E_p \Rightarrow E_{kt} + E_{kr} = E_p \Rightarrow$$

$$1/2 * m * u^2 + 1/2 * I_{\text{exp}} * \omega_R^2 = m * g * h \Rightarrow$$

$$1/2 * I_{\text{exp}} * \omega_R^2 = m * g * h - 1/2 * m * u^2 \Rightarrow$$

$$I_{\text{exp}} = (m * g * h - 1/2 * m * u^2) / (1/2 * \omega_R^2) \quad (39).$$

Θυμίζετε ότι, $u = h / t_f$ σε m/sec και $\omega_R = u / R_R$ (rad/sec), οπότε με αντικατάσταση στην σχέση (39) προκύπτει τελικά ότι:

$$I_{\text{exp}} = (m * g * h - 1/2 * m * (h / t_f)^2) / (1/2 * ((h / t_f) / R_R)^2) \quad (40).$$

Τα γνωστά δεδομένα στην σχέση (29) είναι η μάζα ($m = B$) την οποία ορίζει ο χρήστης πριν την διεξαγωγή του πειράματος, δεδομένο θεωρείται το ύψος (h) και η ακτίνα του ράουλου (R_R), επομένως το μοναδικό μέγεθος που πρέπει να μετρηθεί είναι ο χρόνος πτώσης (t_f) του βάρους από το ορισμένο ύψος.

Η πειραματική διαδικασία πρέπει να εκτελεσθεί αρκετές φορές και με διαφορετικές παραμέτρους, όπως για παράδειγμα η αλλαγή του ύψους ή και του βάρους, ώστε να εξαχθούν ασφαλή συμπεράσματα, και στη συνέχεια λαμβάνοντας υπόψιν τον μέσο όρο των μετρήσεων να εξαχθεί η πραγματική τιμή της ροπής αδρανείας του δυναμομέτρου. Υπενθυμίζεται πως αυτή η τιμή της αδρανείας θα χρησιμοποιηθεί και στην διεξαγωγή των αποτελεσμάτων των μετρήσεων της διάταξης.

Για την παραπάνω διαδικασία και την διευκόλυνση των πειραμάτων επεξεργάστηκε υπολογιστικό φύλλο Microsoft Excel, όπου εισάγονται τα δεδομένα και υπολογίζεται το μέγεθος την πειραματικής ροπής αδρανείας. Το υπολογιστικό φύλλο φαίνεται παρακάτω στην *Εικόνα 22*.

Inputs			
Μέγεθος	Τιμή	Μονάδες	Περιγραφή
h		m	Ύψος πτώσης του βάρους.
B		kg	Εφαρμοζόμενη μάζα για το πείραμα.
R,roller		m	Ακτίνα Roller.
t,f		sec	Χρόνος Πτώσης.
Output			
Μέγεθος	Τιμή	Μονάδες	Περιγραφή
I_{exp}	#DIV/0!	kg*m ²	Ροπή Αδρανείας Συστήματος

Εικόνα 22: Υπολογιστικό φύλλο υπολογισμού πειραματικών τιμών.

3.3 Πίνακας Προδιαγραφών

Έπειτα από τον ορισμό του συστήματος και τις επιλογές ως προς τους κατασκευαστικούς και σχεδιαστικούς περιορισμούς, καθώς και τον υπολογισμό της θεωρητικής ροπής αδρανείας που πρέπει να έχει το σύστημα αδρανειακής μάζας, ακολουθεί ο πίνακας προδιαγραφών που προκύπτει από τα παραπάνω πριν τον τελικό σχεδιασμό της διάταξης. Στον πίνακα που ακολουθεί, οι προδιαγραφές χωρίζονται σε ανάγκες και επιθυμίες, ώστε να γίνει αντιληπτό, ποια στοιχεία θέλουν ακριβή προσέγγιση και σε ποια στοιχεία υπάρχει ευελιξία ως προς τον σχεδιασμό. Τα αποτελέσματα φαίνονται στον Πίνακα 15.

Υπεύθυνος: Ανδρικόπουλος Κων/νος	Πίνακας Σχεδιαστικών Προδιαγραφών, για " Κατασκευή Αδρανειακού Δυναμομέτρου "	Έκδοση	1
a/a	Προδιαγραφές	A/E	
1	Κατασκευή < 100 kg	E	
2	Μaximum Διαστάσεις (ΜxΠxΥ σε mm) 700 x 600 x 1000	E	
3	Συμβατότητα με την Βάση του οχήματος Orca	A	
4	Μεταλλικό Συγκολλητό Σασί	A	
5	Εργονομικός Σχεδιασμός - Εύκολη υλοποίηση και κατασκευή	E	
6	2 Rollers + 1 Flywheel shaft	A	
7	Σύστημα μετάδοσης για σύνδεση Roller - Flywheel shafts με ιμάντα χρονισμού	A	
8	Ροπή Αδρανείας Flywheel ($I = 0,74 \text{ kgm}^2$)	A	
9	Στιβαρή κατασκευή, ως προς την αντοχή της και έλεγχος σε όλα τα σημεία.	A	
10	Ασφάλεια, μη κινούμενα μέρη, εκτός απο τους περιστρεφόμενους άξονες	A	
11	Εύκολο Set up για έναρξη δυναμομέτρησης (< 5 min)	E	
12	Ευκολία χρήσης για την λήψη μετρήσεων	E	

Πίνακας 15: Πίνακας Σχεδιαστικών Προδιαγραφών.

Έπειτα από τον πίνακα σχεδιαστικών προδιαγραφών, ξεκινάει ο πλήρης σχεδιασμός της διάταξης του αδρανειακού δυναμομέτρου. Τα αποτελέσματα του σχεδιασμού καθώς και όλα τα στάδια αυτού παρατίθενται στο επόμενο κεφάλαιο της πτυχιακής εργασίας (Κεφάλαιο 4)

4. ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΑΔΡΑΝΕΙΑΚΟΥ ΔΥΝΑΜΟΜΕΤΡΟΥ

Έπειτα από τις επιλογές και τις προδιαγραφές που τέθηκαν, σε αυτό το κεφάλαιο της πτυχιακής εργασίας, παρουσιάζεται η μεθοδολογία σχεδιασμού της αδρανειακής δυναμοτράπεζας. Σε πρώτη φάση, παρουσιάζονται εικόνες από τις παλαιότερες σχεδιαστικές προσεγγίσεις που είχαν γίνει από την ομάδα και αναφέρονται οι λόγοι για τους οποίους δεν υλοποιήθηκαν στην πραγματικότητα.

Στην συνέχεια του κεφαλαίου, ορίζεται η ονοματολογία των αρχείων, προς συμμόρφωση και ταξινόμηση σύμφωνα με τους κανόνες που έχουν θεσπιστεί από το καταστατικό της ομάδας «Ποσειδών». Αναγράφονται και παρουσιάζονται εικόνες από την διαδικασία του σχεδιασμού σε όλα τα στάδια. Οι εικόνες αφορούν το τελικό συναρμολόγημα της διάταξης, καθώς και τα επί μέρους υπό συναρμολογήματα και τα τεμάχια που τα απαρτίζουν. Υπενθυμίζεται πως για την τρισδιάστατη μοντελοποίηση χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό της Dassault Solidworks 2016.

4.1 Παλαιότερα Σχέδια

Σε αυτό το σημείο αξίζει να σημειωθεί πως το project του δυναμομέτρου αφορά μια μελέτη η οποία έχει τεθεί ως στόχος από την ομάδα από το χρονικό έτος 2015, αλλά ποτέ δεν έχει μελετηθεί επαρκώς, τόσο σχεδιαστικά όσο και υπολογιστικά. Ωστόσο, μια από τις παρακάτω κατασκευές υλοποιήθηκε όμως δεν βοήθησε στην εξαγωγή πειραμάτων για λόγους που θα αναφερθούν στην συνέχεια. Παρόλα αυτά, κάποια βασικά δομικά μέρη της διάταξης χρησιμοποιήθηκαν για την κατασκευή του αδρανειακού δυναμομέτρου που παρουσιάζεται στην εν λόγω πτυχιακή εργασία. Να σημειωθεί πως ένα από τα βασικότερα προβλήματα για την υλοποίηση ενός δυναμομέτρου είναι το οικονομικό, αυτό πρακτικά σημαίνει περιορισμό στους οικονομικούς πόρους μιας πειραματικής διάταξης και προτίμηση στην οικονομική συνεισφορά και ενίσχυση σε κομμάτια ζωτικά για την ορθή συμμετοχή του οχήματος Orca στον αγώνα κατανάλωσης ενέργειας Shell Eco Marathon.

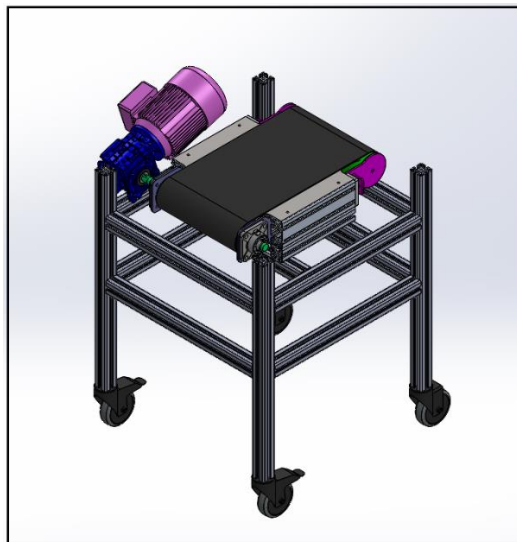
Παρακάτω παρουσιάζονται συνοπτικά τα παλαιότερα σχέδια που υπήρχαν στα αρχεία της ομάδας, από τα δυναμόμετρα που δεν βοήθησαν στην επίτευξη των επιθυμητών αποτελεσμάτων. Πραγματοποιείται μικρή αναφορά στα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα της εκάστοτε μεθόδου καθώς και τις δυσκολίες που υπήρχαν κατά την υλοποίηση ή την διεξαγωγή δυναμομέτρησης. Τα δυναμόμετρα που παρουσιάζονται παρακάτω, σε εικόνες από την τρισδιάστατη μοντελοποίηση από το σχεδιαστικό πρόγραμμα, αφορούν τρεις τύπους:

- Ταινιοδιάδρομο δυναμομέτρησης.
- Κινητήρα δυναμομέτρησης.
- Αδρανειακό Ράουλο.

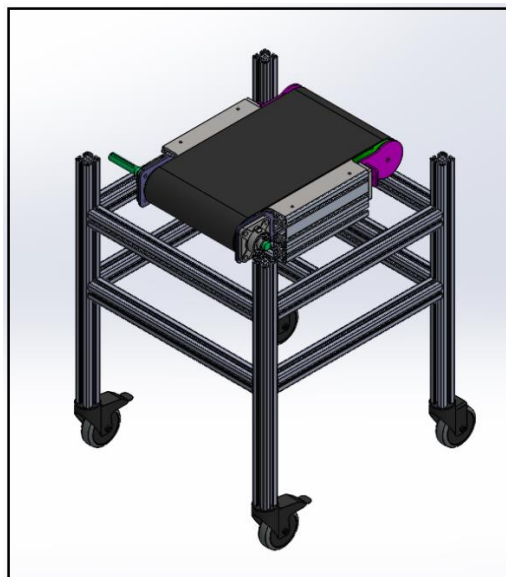
4.1.1 Ταινιοδιάδρομος Δυναμομέτρησης

Η φιλοσοφία της συγκεκριμένης διάταξης δυναμομέτρησης, αφορά την εφαρμογή κίνησης μέσω του κινητήριου τροχού στον ιμάντα ενός ταινιοδιαδρόμου, και την αντίσταση στην κίνηση αυτού, είτε θέτοντας αντίσταση μέσω ενός ηλεκτρικού κινητήρα (Εικόνα 23), είτε με την φυσική αδράνεια του διαδρόμου (Εικόνα 24). Η συγκεκριμένη διάταξη σχεδιάστηκε και κατασκευάστηκε σύμφωνα με την έμπειρη γνώμη από τον μεγάλο χορηγό της ομάδας, την εταιρία ΒΙ.Ε.ΠΑ.

Μερικά προβλήματα που συναντήθηκαν στην διάταξη αυτή, ήταν η φθορά του πέλματος του ελαστικού κατά την τριβή με τον ιμάντα του διαδρόμου, η συνεχής απορρύθμιση του ιμάντα και η δυσκολία εγκατάστασης του εκ νέου λόγω δύσκολης εργονομίας και η άγνωστη αδράνεια η οποία εισερχόταν στο σύστημα από τον κινητήρα. Επίσης, και η αδράνεια του διαδρόμου ήταν άγνωστη. Η διάταξη του ταινιοδιαδρόμου δυναμομέτρησης παρουσιάζεται στις παρακάτω εικόνες.



Εικόνα 23: Ταινιοδιάδρομος δυναμομέτρησης με χρήση κινητήρα.



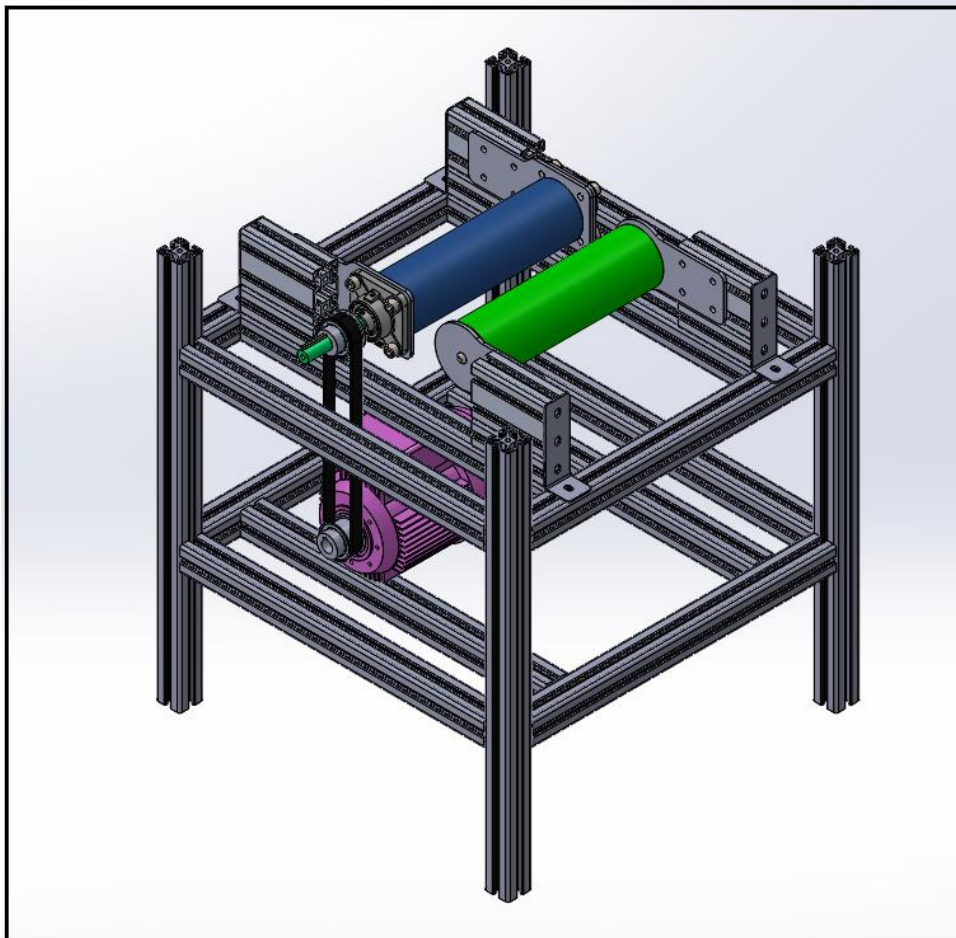
Εικόνα 24: Ταινιοδιάδρομος δυναμομέτρησης χωρίς την χρήση κινητήρα.

Από την διάταξη του ταινιοδιαδρόμου ωστόσο, αξιοποιήθηκε το 95% της κατασκευής προς όφελος άλλων διατάξεων. Για παράδειγμα, τα ράουλα κίνησης του ιμάντα χρησιμοποιήθηκαν στην μελέτη και τον σχεδιασμό του αδρανειακού δυναμομέτρου της πτυχιακής εργασίας.

4.1.2 Δυναμομέτρηση με Ηλεκτρικό Κινητήρα

Έπειτα από την προσπάθεια με τον ταινιοδιάδρομο η οποία δεν κρίθηκε επιτυχής, υπήρξε προσπάθεια εκμετάλλευσης των ήδη κατασκευασμένων τεμαχίων και του ηλεκτρικού κινητήρα, σε διαφορετικού τύπου μορφής διάταξη. Η διάταξη αφορούσε, την εφαρμογή έναρξης του κινητήριου τροχού σε δύο ράουλα και έπειτα με χρήση ηλεκτρικού κινητήρα και σχέση μετάδοσης, την επιβολή φορτίου στο σύστημα.

Παρόλα αυτά, η διάταξη σχεδιάστηκε και δεν πραγματοποιήθηκε κάποια διαδικασία ανακατασκευής, λόγω της περίεργης εργονομίας και λόγω ότι με τον συγκεκριμένο ηλεκτρικό κινητήρα, ήταν άγνωστο το αριθμητικό ποσό της επιβολής φορτίου στο σύστημα και ασαφής και δύσκολος ο τρόπος μέτρησης της ροπής εξόδου του οχήματος. Επιπροσθέτως, χρειαζόταν αρκετές μετατροπές στην διάταξη και κατασκευή βάσης για τον κινητήρα, περίεργης και δύσκολης γεωμετρίας. Η διάταξη της δυναμομέτρησης με ηλεκτρικό κινητήρα φαίνεται στην *Εικόνα 25*.

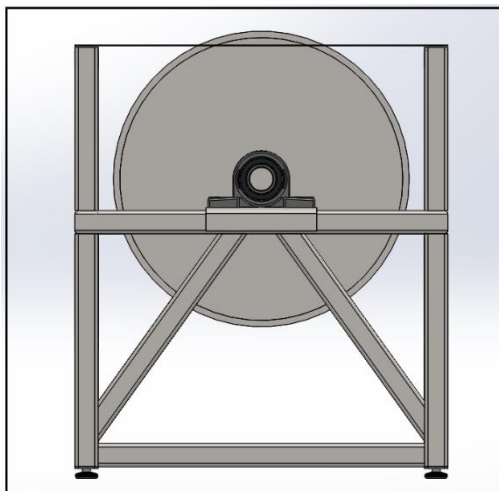


Εικόνα 25: Διάταξη δυναμομέτρησης με ηλεκτρικό κινητήρα.

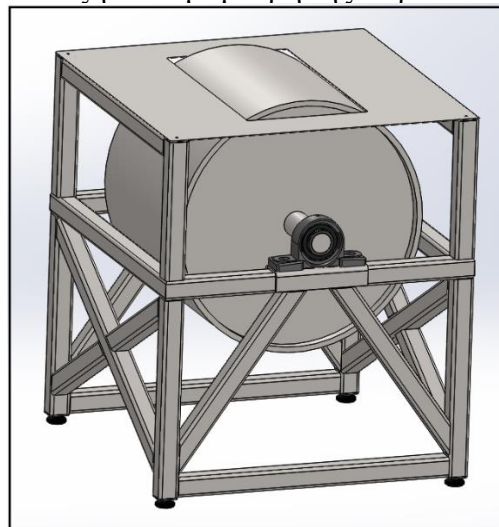
4.1.3 Αδρανειακό Ράουλο

Η τελευταία δυναμοτράπεζα στα αρχεία της ομάδας, αφορά εκείνη του δυναμομέτρου με το μεγάλο διαστασιολογικά ράουλο. Η συγκεκριμένη διάταξη, δεν είχε μελετηθεί ως προς την αδράνεια του συστήματος, αλλά για τον σχεδιασμό λήφθηκε υπόψιν μονάχα το γεγονός πως όσο μεγαλύτερο είναι διαστασιολογικά το τύμπανο τόσο καλύτερη επαφή υπάρχει με το ελαστικό και υπάρχει μεγαλύτερη αξιοπιστία στις μετρήσεις.

Η ροπή αδρανείας του συγκεκριμένου ράουλου ωστόσο ήταν αρκετά μεγάλη, σε βαθμό που προσεγγίζει τιμές αδρανειακών δυναμομέτρων για κανονικού τύπου οχήματα. Αυτό ωστόσο θα δημιουργούσε αρκετά προβλήματα ως προς την επιτάχυνση του οχήματος και την διάρκεια του τεστ, η οποία θα ξεπερνούσε κατά πολύ τα 12 δευτερόλεπτα που τέθηκαν σαν όριο στο προηγούμενο κεφάλαιο της εργασίας. Επιπροσθέτως, πιθανόν να έθετε ένα απαγορευτικό κόστος και ως προς την αγορά και την εύρεση των υλικών αλλά και στην παραγωγική διαδικασία της κατασκευής. Στις εικόνες 26 και 27 παρουσιάζεται η διάταξη.



Εικόνα 26: Διάταξη δυναμομέτρησης αδρανειακού ράουλου.



Εικόνα 27: Διάταξη δυναμομέτρησης αδρανειακού ράουλου.

4.2 Σχεδιασμός Διάταξης

Σε αυτό το σημείο παρουσιάζεται η διαδικασία και η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε για την τρισδιάστατη μοντελοποίηση του αδρανειακού δυναμομέτρου. Για την ολοκλήρωση της διάταξης ακολουθήθηκε παραμετρική σχεδίαση τόσο των κομματιών όσο και των επί μέρους συναρμολογημάτων. Αυτό, πρακτικά σημαίνει πως για μια οποιαδήποτε μικρής ή μεγάλης σημασίας αλλαγή στις διαστάσεις οποιουδήποτε κομματιού του συναρμολογήματος, οι σχέσεις μεταξύ των κομματιών και οι βασικές σχεδιαστικές αρχές που έχουν ακολουθηθεί παραμένουν ίδιες, εφόσον φυσικά το επιθυμεί ο σχεδιαστής.

Η δομή της ενότητας 4.2 ακολουθείται ως εξής, αρχικά παρουσιάζεται ο τρόπος ονομασίας όλων των σχεδιαστικών αρχείων του αδρανειακού δυναμομέτρου. Έπειτα ακολουθεί η διαδικασία σχεδιασμού του μεταλλικού πλαισίου της διάταξης και των επί μέρους τεμαχίων και υπό συναρμολογημάτων. Επίσης, εμφανίζεται η μέθοδος επιλογής των γραναζιών και του ιμάντα χρονισμού σύμφωνα με πρότυπους πίνακες που υπάρχουν στην αγορά, τέλος παρατίθεται η δόμηση του τελικού συναρμολογήματος. Επιπροσθέτως, αναλύεται και ο πίνακας με τις αναγραφόμενες ροπές αδρανείας των επί μέρους τεμαχίων που προέκυψαν από τα σχεδιαστικά στοιχεία της δυναμοτράπεζας και υπολογίζεται η τελική ροπή αδρανείας της διάταξης.

4.2.1 Ονοματολογία και Αποθήκευση Σχεδίων

Σύμφωνα με το καταστατικό της ομάδας «Ποσειδών» για τα σχεδιαστικά πρότυπα υπάρχει συγκεκριμένη ονοματολογία και κωδικοποίηση την οποία οφείλουν να τηρούν όλα τα μέλη που ασχολούνται στο σχεδιαστικό κομμάτι.

Όσον αναφορά, την ονομασία ενός τελικού συναρμολογήματος η μέθοδος αποθήκευσης των αρχείων γίνεται σύμφωνα με την εξής τυποποίηση **POSXX_ONOMA-ΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΜΑΤΟΣ_ASSEMBLY**, όπου τα αρχικά POS είναι τα αρχικά της ομάδας Poseidon εν συντομία, η θέση XX συμβολίζει την αρίθμηση του εκάστοτε project με αύξουσα σειρά και ξεκινώντας από τον αριθμό 01. Τα υπόλοιπα στοιχεία είναι κατανοητά.

Για την ονομασία ενός υπό συναρμολογήματος, το οποίο συμπεριλαμβάνεται εντός του τελικού συναρμολογήματος, η κωδική ονομασία ορίζεται ως **POSXX_ONOMA-ΥΠΟΣΥΡΜΑΛΟΓΗΜΑΤΟΣ_SUB ASSEMBLY**. Σύμφωνα με την προηγούμενη παράγραφο γίνεται και η ονομασία ενός υπό συναρμολογήματος.

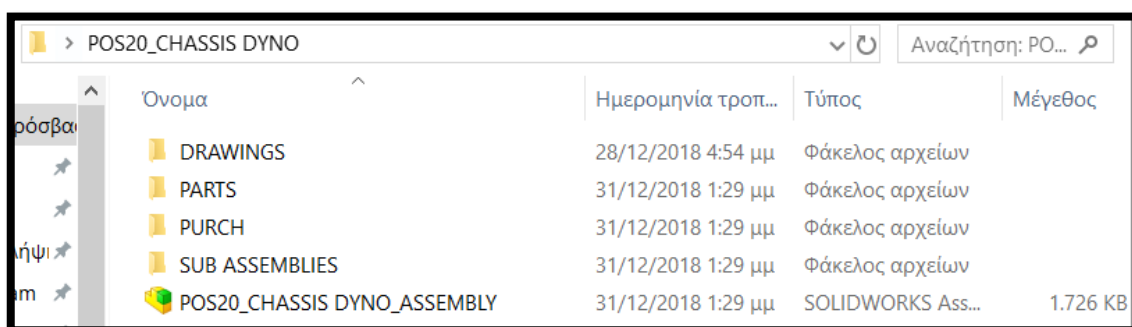
Για ένα κομμάτι ή τεμάχιο που σχεδιάζεται ξεχωριστά και παραπέμπεται για κατασκευή σε εξωτερικό συνεργάτη της ομάδας, αλλά σχεδιαστικά χρησιμοποιείται στο τελικό σύνολο ή κάποιο σχεδιαστικό υπό σύνολο, η κωδική ονομασία είναι **POSXX_ONOMA ASSEMBLY_ΥΛΙΚΟ_ONOMA TEMAXIOY**, δεν υπάρχει κάποια διαφορά ως προς την αρίθμηση του project, ωστόσο στην θέση του ονόματος του assembly μπαίνουν τα αρχικά του συναρμολογήματος εν συντομία και στην

θέση του υλικού αναγράφεται και πάλι μια σύντομη λέξη προκειμένου να γίνει κατανοητό το γενικό υλικό κατασκευής, για παράδειγμα η ονομασία STL αφορά κομμάτια κατασκευασμένα από κοινό ανθρακούχο χάλυβα, η ονομασία ALU αφορά κομμάτια από αλουμίνιο κτλ. Ο προσδιορισμός για το συγκεκριμένο υλικό κατασκευής του του εκάστοτε τεμαχίου αναγράφεται στα κατασκευαστικά σχέδια που δίνονται στον κατασκευαστή του κομματιού.

Όλα τα κομμάτια τα οποία πρόκειται να αγοραστούν και υπάρχουν έτοιμα στην αγορά (ρουλεμάν, γρανάζια, σφιγκτήρες αξόνων κ.α.) η ονομασία των εν λόγω τεμαχίων γίνεται είτε με την κωδικοποίηση **POSXX_PURCH_PRODUCT CODE**, ή απλά με την κωδική ονομασία του κομματιού. Για τις βίδες, τα παξιμάδια και τα λοιπά τεμάχια που χρησιμοποιούνται από τις βιβλιοθήκες του σχεδιαστικού προγράμματος δεν πραγματοποιείται συγκεκριμένη κωδική ονομασία.

Το project του αδρανειακού δυναμομέτρου έχει τον αύξοντα αριθμό 20 στην σειρά των σχεδίων, και η ονομασία του ορίστηκε ως CHASSIS DYNO, οπότε σύμφωνα με όλα τα παραπάνω η τελική ονομασία για την σχεδιαστική μορφή και εν συνεχεία την παραγγελία των κομματιών για την συναρμολόγηση και την ολοκλήρωση της διάταξης είναι *POS20_CHASSIS DYNO_ASSEMBLY*.

Όσον αφορά την αποθήκευση των αρχείων του σχεδίου δημιουργήθηκε φάκελος στην επιφάνεια εργασίας ηλεκτρονικού υπολογιστή με την ονομασία POS20_CHASSIS DYNO, εντός του φακέλου πραγματοποιείται ταξινόμηση σε άλλους τέσσερις φακέλους. Ο πρώτος φάκελος, έχει την ονομασία Drawings και περιέχει όλα τα κατασκευαστικά σχέδια της διάταξης. Ο δεύτερος φάκελος ονομάζεται Parts και μέσα αποθηκεύονται όλα τα αρχεία που χρησιμοποιούνται αυτόνομα στο τελικό συναρμολόγημα. Ο τρίτος φάκελος αναγράφεται ως Purch και περιέχει οποιοδήποτε εξάρτημα αφορά τον βοηθητικό εξοπλισμό που πρόκειται να χρησιμοποιηθεί και να αγοραστεί για την υλοποίηση της διάταξης της δυναμομέτρησης. Τέλος, ο τέταρτος φάκελος έχει την ονομασία Sub-Assemblies και μέσα του αποθηκεύονται όλα τα υπό συναρμολογήματα καθώς και τα επιμέρους κομμάτια που σχεδιάστηκαν με σκοπό την ολοκλήρωση αυτών. Επίσης, όπως φαίνεται και στην *Εικόνα 28*, μέσα υπάρχει και το αρχείο του συναρμολογήματος.

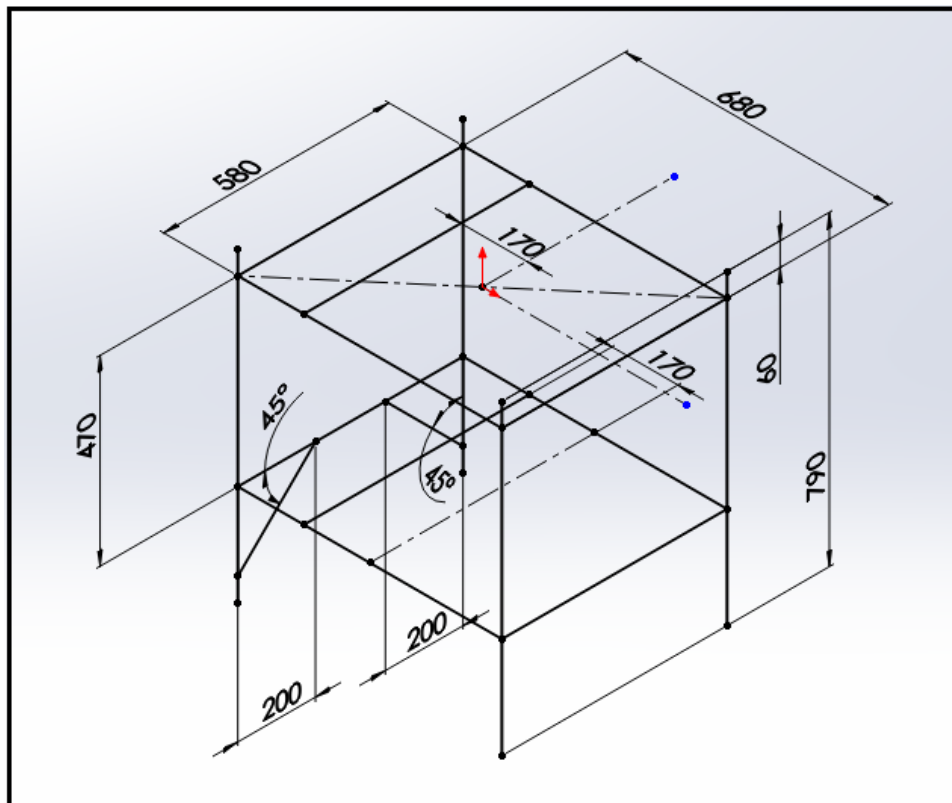


Εικόνα 28: Ταξινόμηση αρχείων σχεδιασμού αδρανειακού δυναμομέτρου.

4.2.2 Σχεδιασμός Μεταλλικού Πλαισίου

Όπως σε κάθε κατασκευή, έτσι και στην αδρανειακή δυναμοτράπεζα το κυριότερο μέρος της διάταξης είναι το μεταλλικό πλαίσιο της, στο οποίο και θα στηρίζονται όλα τα επιμέρους υπό συναρμολογήματα. Αφορά μια κατασκευή, όπως έχει προαναφερθεί συγκολλητή από κοιλοδοκούς τετραγωνικής διατομής. Το πλαίσιο θα πρέπει να αντέχει όλες τις καταπονήσεις κατά την λειτουργία της δυναμομέτρησης, αλλά και τα ίδια βάρη από τα τεμάχια που θα στηρίζονται επάνω του, ώστε να μην αστοχήσει. Ανάλυση της κατασκευής του πλαισίου παρουσιάζεται στο κεφάλαιο 5 της πτυχιακής εργασίας.

Για το σχεδιασμό του μεταλλικού πλαισίου στο Solidworks 2016, χρησιμοποιήθηκε η κατηγορία σχεδιασμού Weldments. Σε αυτή την κατηγορία, σχεδιάστηκε ένα παραμετρικό τρισδιάστατο σκαρίφημα σύμφωνα με το οποίο ορίζονται οι βασικές διαστάσεις του μεταλλικού πλαισίου. Το τρισδιάστο σκαρίφημα φαίνεται στην *Εικόνα 29*.



Εικόνα 29: Τρισδιάστατο σκαρίφημα μεταλλικού πλαισίου.

Η λογική σχεδιασμού, αφορά μια απλή μορφή σχεδίου με περιορισμό ως προς τις περίπλοκες συγκολλήσεις, για διευκόλυνση τόσο της κατασκευαστικής διαδικασίας, όσο και της οικονομικής πλευράς του πλαισίου. Στην κατηγορία weldments, ο χρήστης είναι σε θέση να επιλέξει το προφίλ που θέλει να χρησιμοποιήσει για τον σχεδιασμό ενός πλαισίου καθώς και τον τρόπο όπου θα επιτυγχάνεται η ένωση των δύο κοιλοδοκών.

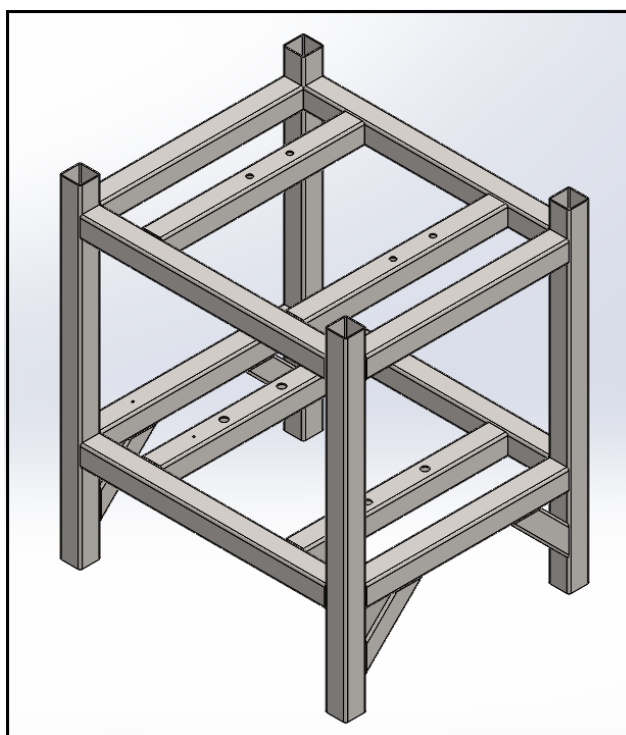
Για την κατασκευή του συγκολλητού πλαισίου, επιλέχθηκε κοιλοδοκός τετραγωνικής διατομής διαστάσεων 50x50x2,5 mm. Στοιχεία της κοιλοδοκού παρατίθενται στο παράρτημα της πτυχιακής εργασίας.

Ως προς την κατασκευαστική λογική πριν τον σχεδιασμό, μετά την κοπή των κοιλοδοκών σε γωνιακό τροχό σύμφωνα με πίνακα κοπής, εν συνεχεία πραγματοποιείται διάνοιξη όλων των οπών προτού πραγματοποιηθεί η τελική συγκόλληση του πλαισίου. Ενώ οι διαστάσεις των κοιλοδοκών μπορεί να είναι ίδιες για την κοπή κατηγοριοποιούνται διαφορετικά λόγω της επόμενης διαδικασίας της διάνοιξης των οπών.

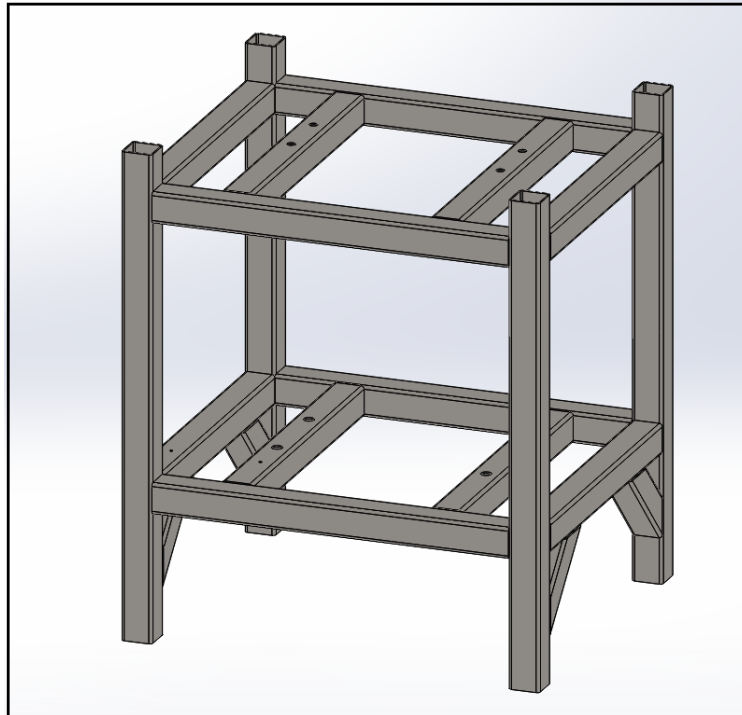
Πίνακας Κοπής			
α/α	Περιγραφή	Ποσότητα	Μήκος (mm)
1	Tube, Square 50x50x2,5	3	480
2	Tube, Square 50x50x2,5	4	580
3	Tube, Square 50x50x2,5	4	790
4	Tube, Square 50x50x2,5	2	480
5	Tube, Square 50x50x2,5	1	480
6	Tube, Square 50x50x2,5	1	480
7	Tube, Square 50x50x2,5	1	480
8	Tube, Square 50x50x2,5	4	191,4

Πίνακας 16: Πίνακας κοπής κοιλοδοκών.

Η τελική μορφή του μεταλλικού πλαισίου, έπειτα από την εισαγωγή στο σχεδιαστικό πρόγραμμα του κοιλοδοκού και των επί μέρους κατεργασιών σε αυτό, όπως η διάνοιξη των οπών, φαίνεται στις παρακάτω εικόνες.

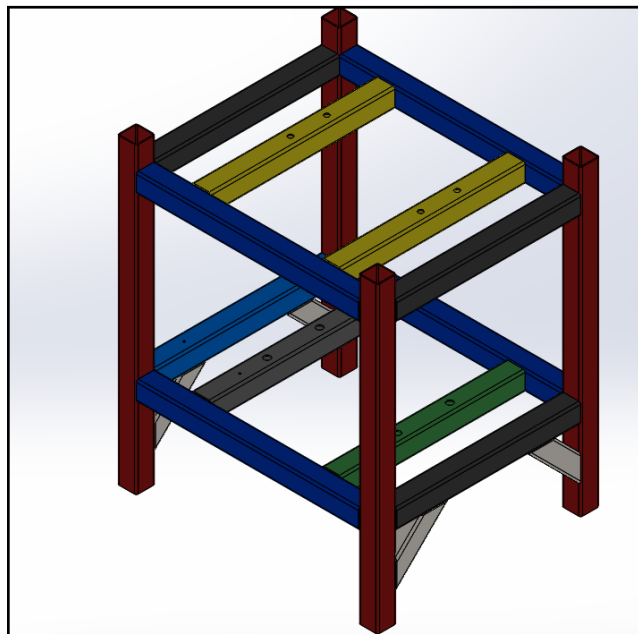


Εικόνα 30: Τελική μορφή μεταλλικού πλαισίου διάταξης.



Εικόνα 31: Τελική μορφή μεταλλικού πλαισίου διάταξης.

Στην εταιρία κατασκευής θα δοθεί το μεταλλικό σασί, σε μορφή αρχείου Step (συμβατό σε όλα τα σχεδιαστικά προγράμματα μοντελοποίησης), για αυτόν τον λόγο χρησιμοποιήθηκε χρωματικός κώδικας ανάμεσα στις κοιλοδοκούς για να γίνει αντιληπτή η διαφορά ως προς τις οπές που πρόκειται να διανοιχθούν ώστε να γίνει ελαχιστοποίηση λαθών κατά την κατασκευή.



Εικόνα 32: Χρωματικός διαχωρισμός, όμοιων κοιλοδοκών.

Η ονομασία του αρχείου είναι: POS20_CD_STL_CHASSIS. Οι διαστάσεις του ως προς το μήκος, πλάτος, ύψος: 580x680x790 mm και η κατασκευή σύμφωνα με τον υπολογισμό μάζας του Solidworks ζυγίζει περίπου 35 Kg.

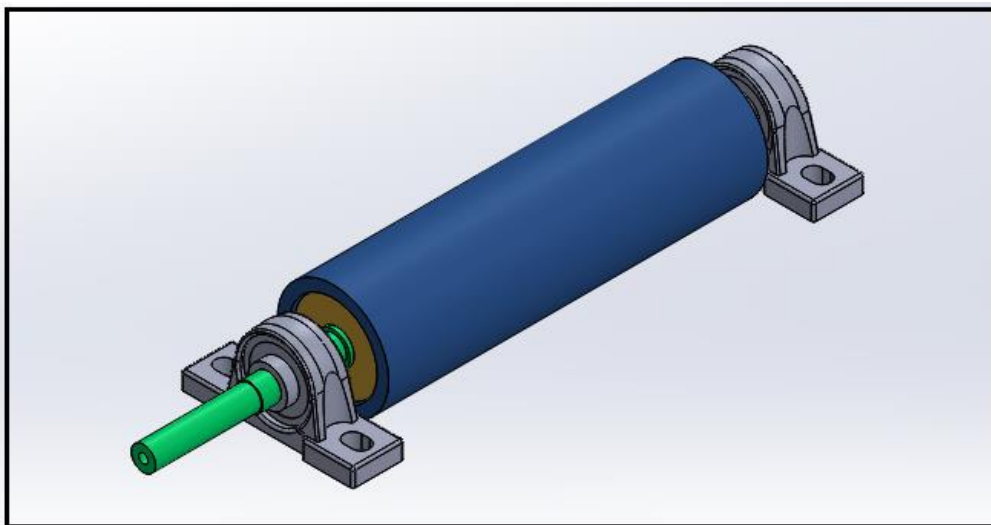
4.2.3 Σχεδιασμός Υποσυστημάτων

Όπως έχει προαναφερθεί, για λόγους ευκολίας κατά την σχεδίαση αλλά και για να μην αυξάνεται ο όγκος και η πολυπλοκότητα του δέντρου σχεδίασης, το κύριο συναρμολόγημα, χωρίζεται σε μικρότερα υποσυστήματα. Αυτό, δίνει την δυνατότητα στον σχεδιαστή να δουλέψει με περισσότερη οργάνωση, ταξινόμηση και να μπορεί να διατηρεί την εύκολη εποπτεία του τρισδιάστατου μοντέλου.

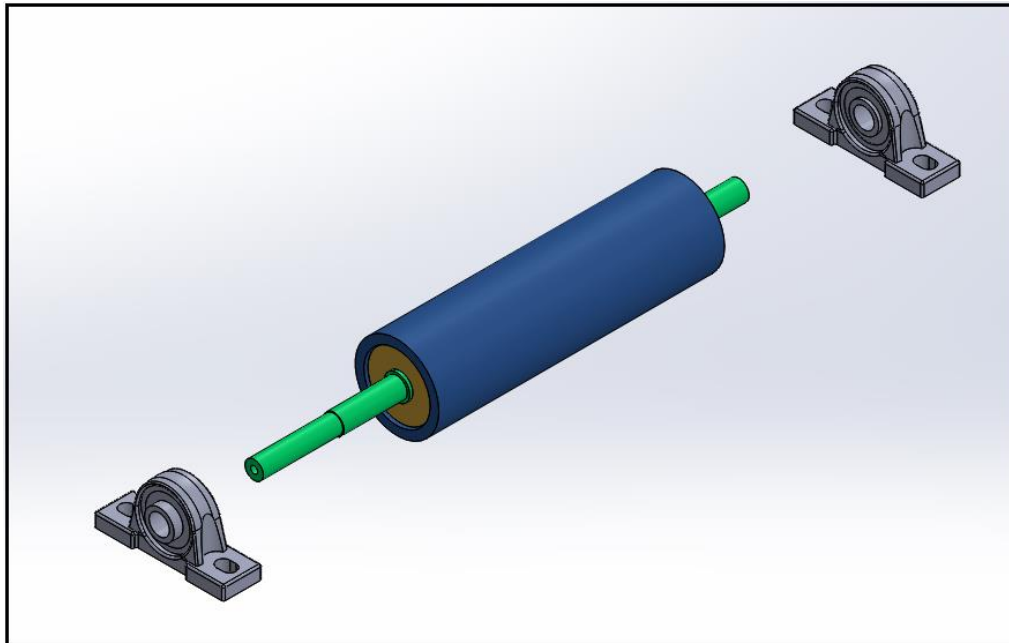
Για την κατασκευή του αδρανειακού δυναμομέτρου, τα κριτήρια διαχωρισμού όλων των επί μέρους συναρμολογημάτων αφορούσαν τα μεμονωμένα μικρά συστήματα, όπου θα τοποθετηθούν επάνω στο μεταλλικό πλαίσιο μετά την συναρμολόγησή τους. Τα κυριότερα υποσυστήματα αφορούν συνοπτικά, τα δύο ράουλα της κατασκευής, όπου θα εφαρμόζει ο τροχός του οχήματος, ένα το οποίο θα συνδέεται με τον δευτερεύοντα άξονα και ένα το οποίο θα παραμένει βοηθητικό στην κίνηση του οχήματος. Τέλος, το τελευταίο και πιο σημαντικό σύστημα αφορά τον άξονα της αδρανειακής μάζας. Ανάλυση πραγματοποιείται στη συνέχεια.

4.2.3.1 Εμπρόσθιο Ράουλο

Πρόκειται για το σύστημα επάνω στο οποίο θα ασκεί την ροπή του ο κινητήριος τροχός, οπότε και απαιτείται να δοθεί έμφαση τόσο στην αντοχή του, όσο και στην στήριξη του επάνω στο μεταλλικό πλαίσιο. Η διάμετρος του συγκεκριμένου ράουλου χρησιμοποιήθηκε για τους υπολογισμούς του προηγούμενου κεφαλαίου 3 της εργασίας. Η κατασκευή του ράουλου υπήρχε από τον ταινιοδιάδρομο δυναμομέτρησης, η μοναδική αλλαγή που έγινε, αφορά τον τρόπο στήριξής του, όπου και χρησιμοποιήθηκε διαφορετικού τύπου έδραση. Το εμπρόσθιο ράουλο χωρίζεται σε δύο κομμάτια, το πρώτο αφορά το συνολικό συναρμολόγημα με ονομασία **POS20_CD_FRONT DRUM WITH MOUNTS_SUB ASSEMBLY** (Εικόνα 33) μέσα στο οποίο περιέχονται τα ρουλεμάν έδρασης του ράουλου (**UCP204**) και το συναρμολόγημα του ράουλου και του άξονα που εδράζεται με ονομασία **POS20_CD_FRONT DRUM_SUB ASSEMBLY**.



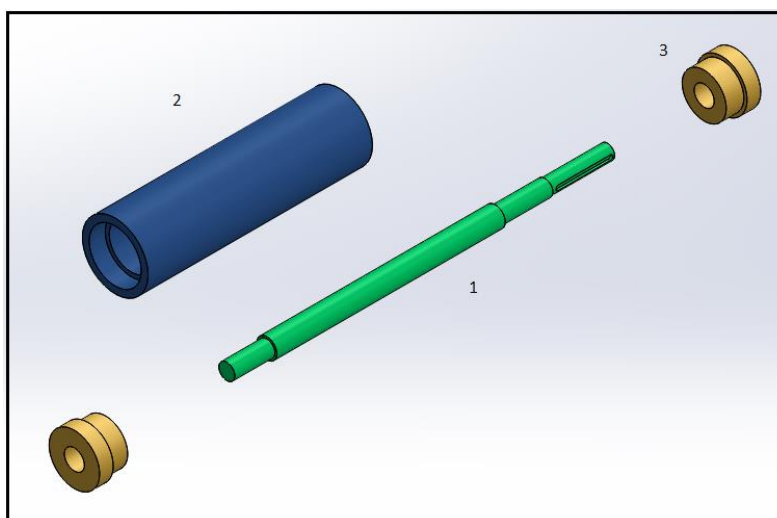
Εικόνα 33: Σύστημα εμπρόσθιου ράουλου.



Εικόνα 34: Εικόνα έκρηξης συναρμολογήματος POS20_CD_FRONT DRUM WITH MOUNTS

Οι εδράσεις επιλέχθηκαν έπειτα από ανάλυση μελέτης των φορτίων που δέχεται το ράουλο η οποία παρουσιάζεται στο επόμενο κεφάλαιο της πτυχιακής εργασίας. Επίσης, το τεχνικό φυλλάδιο των εδράσεων στήριξης (UCP 204), παρατίθενται στο παράρτημα της εργασίας.

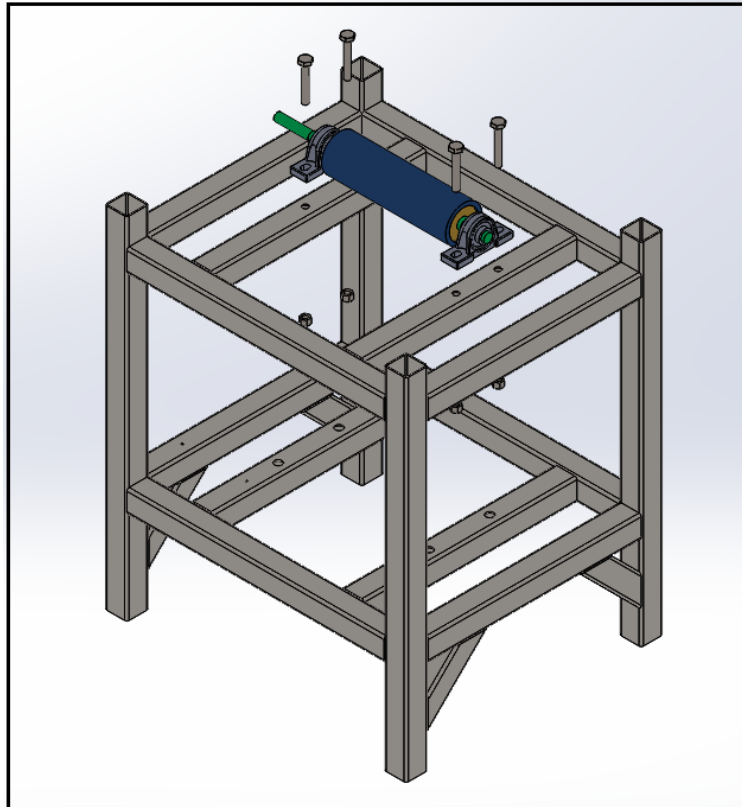
Στην επόμενη εικόνα φαίνεται σε έκρηξη το συναρμολόγημα του ράουλου με ονομασία **POS20_CD_FRONT DRUM_SUB ASSEMBLY**. Όπου, με τον αριθμό (1) και με πράσινο χρώμα, συμβολίζεται ο άξονας ο οποίος εδράζεται στα ρουλεμάν, **POS20_CD_INX_FRONT SHAFT**. Με τον αριθμό (2) και με μπλε χρώμα το τύμπανο της κατασκευής, **POS20_CD_ALU_FRONT DRUM**. Τέλος, με κίτρινο χρώμα και τον αριθμό (3), εμφανίζεται ο γεωμετρικός όγκος των σφικτήρων (**kibb125**) που χρησιμοποιήθηκαν για την σύσφιξη του άξονα με το τύμπανο.



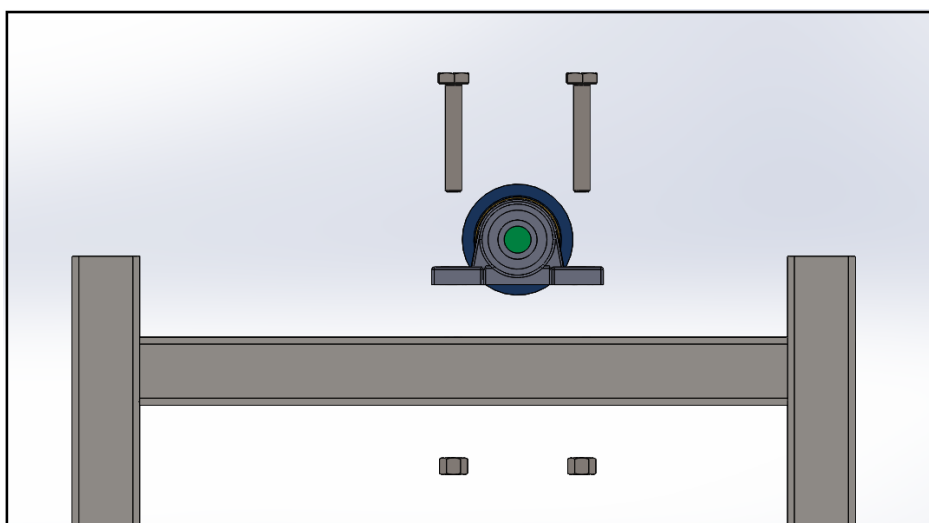
Εικόνα 35: Συναρμολόγημα, POS20_CD_FRONT DRUM_SUB ASSEMBLY.

Περισσότερες πληροφορίες σχετικά με τα υλικά και τις διαστάσεις των παραπάνω τεμαχίων δίνονται στα κατασκευαστικά σχέδια που παρατίθενται σε επόμενο κεφάλαιο.

Η σύνδεση του υπο-συναρμολογήματος με το μεταλλικό πλαίσιο της διάταξης πραγματοποιείται μέσω κοχλιών και παξιμαδιών, όπως φαίνεται στις παρακάτω εικόνες. Οι κοχλίες που χρησιμοποιήθηκαν για την ένωση, είναι εξαγωνικής κεφαλής και διαστάσεων M12x80 (4τμχ) καθώς και παξιμάδια M12 (4τμχ).

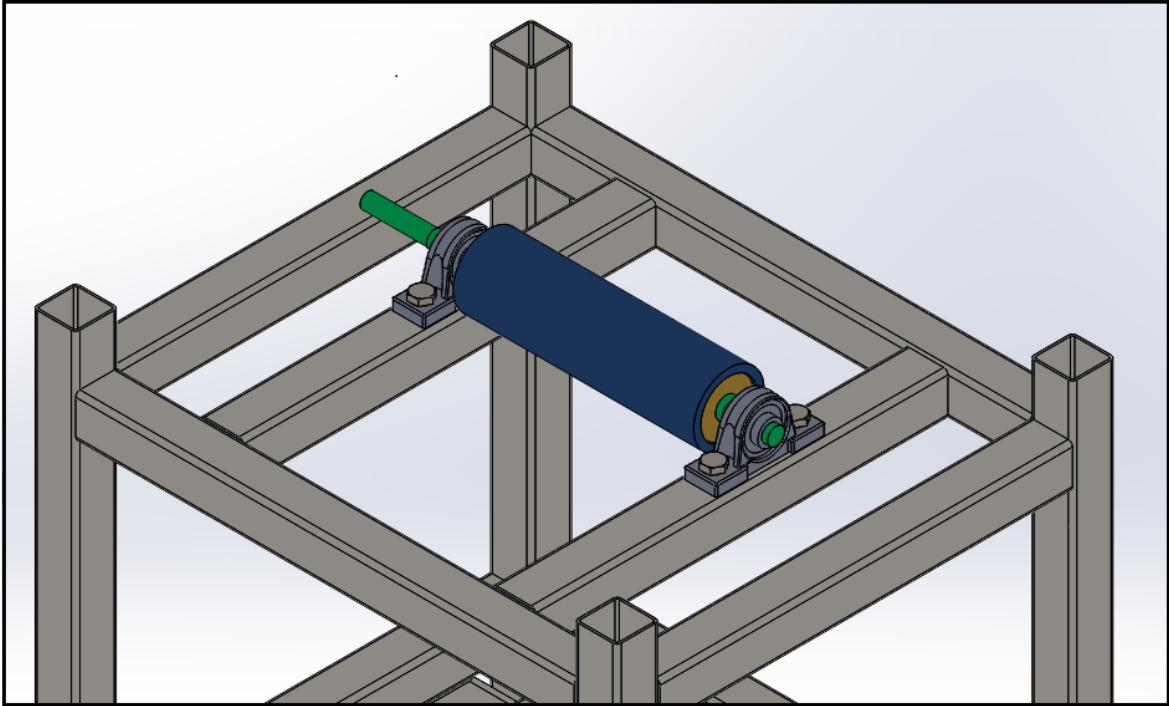


Εικόνα 36: Συνδεσμολογία Σασί – Εμπρόσθιου ράουλου. Λήψη έκρηξης τεμαχίων.

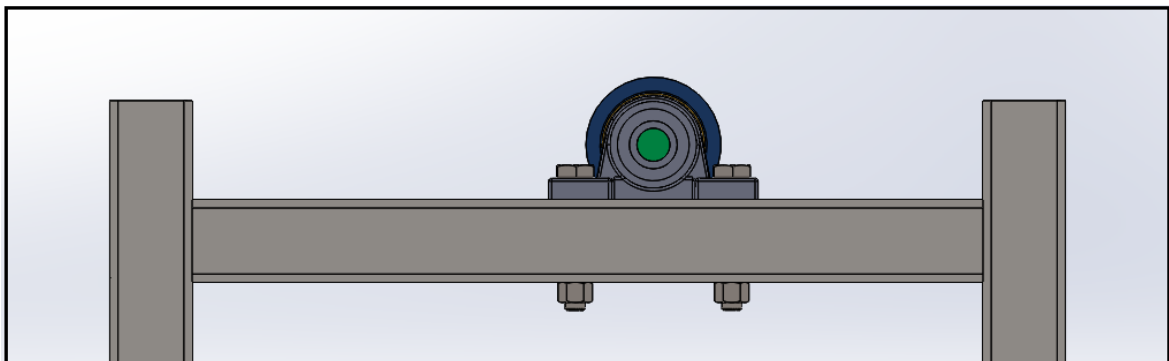


Εικόνα 37: Συνδεσμολογία Σασί – Εμπρόσθιου ράουλου, πλάγια όψη Έκρηξη.

Η πρόωρη μορφή του συναρμολογήματος, μετά την εισαγωγή του εμπρόσθιου ράουλου στο συναρμολόγημα φαίνεται στις εικόνες που ακολουθούν.



Εικόνα 38: Τελική σύνδεση Σασί – Εμπρόσθιου ράουλου. Ισομετρική λήψη.



Εικόνα 39: Τελική σύνδεση Σασί – Εμπρόσθιου ράουλου. Πλάγια όψη.

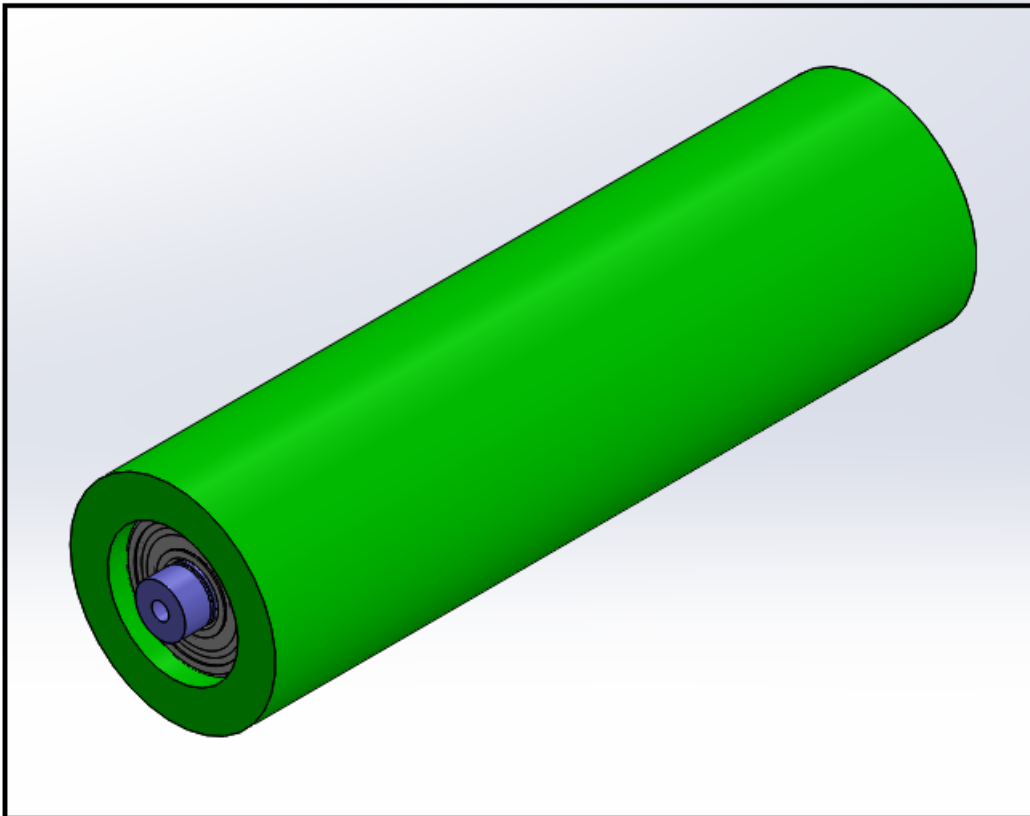


Εικόνα 40: Τελική σύνδεση Σασί – Εμπρόσθιου ράουλου. Κάτοψη.

Ο προσδιορισμός της μάζας του POS20_CD_FRONT DRUM WITH MOUNTS_SUB ASSEMBLY, μέσω του Solidworks προκύπτει 5,40 Kg.

4.2.3.2 Βοηθητικό Ράουλο

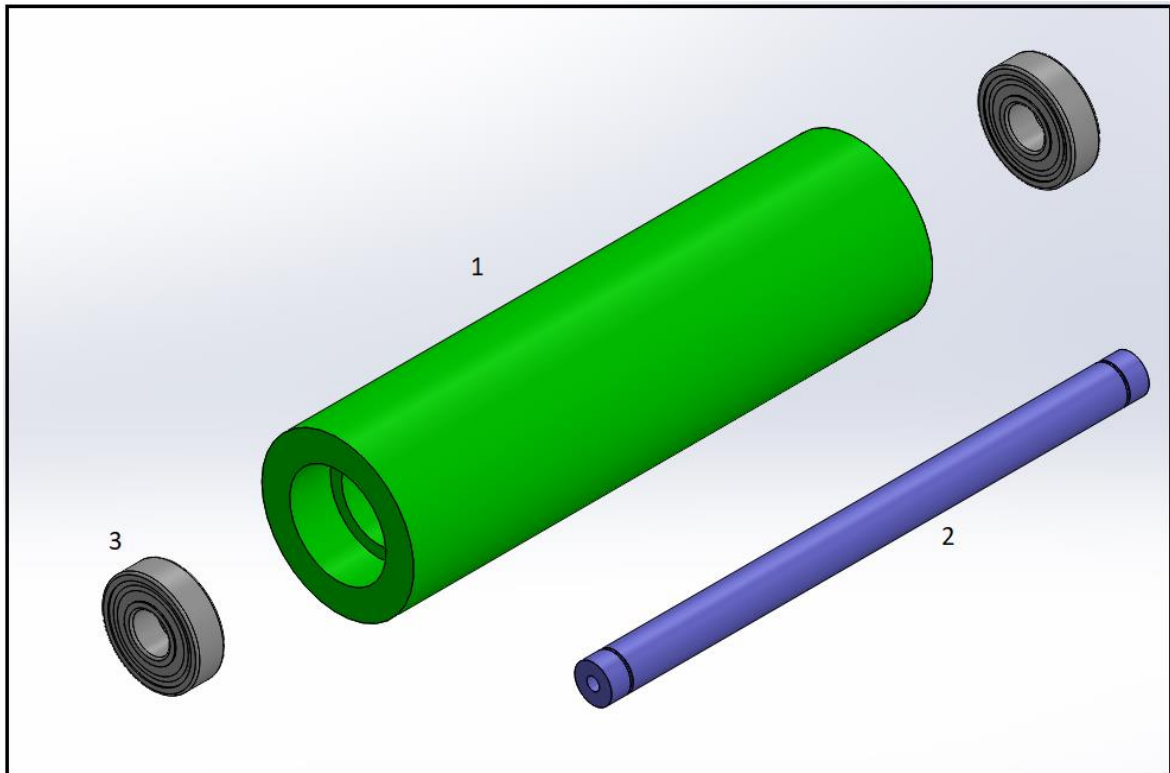
Το βοηθητικό ή αλλιώς πίσω ράουλο, θα τοποθετηθεί πίσω από το εμπρόσθιο με σκοπό την υπό βοήθηση στην επαφή του τροχού, λόγω των μικρών διαμέτρων των τυμπάνων σε σύγκριση με τον κινητήριο τροχό του οχήματος. Πρόκειται, επίσης για μια έτοιμη κατασκευή από τα ράουλα του ταινιοδιαδρόμου. Κρατήθηκε ως έχει χωρίς περαιτέρω αλλαγές ή τροποποιήσεις παρά μόνο στις βάσεις όπου θα εγκατασταθεί. Η ονομασία του συγκεκριμένου υπό συναρμολογήματος είναι **POS20_CD_REAR DRUM_SUB ASSEMBLY**.



Εικόνα 41: Ισομετρική όψη βοηθητικού ράουλου.

Το συναρμολόγημα αποτελείται από τρία κομμάτια όπως φαίνεται και στην έκρηξη τεμαχίων της *Εικόνας 41*. Όπου, με τον αριθμό 1 και πράσινο συμβολισμό έχουμε το τύμπανο της διάταξης με ονομασία **POS20_CD_ALU_REAR DRUM**, με αριθμό 2 και μπλε χρώμα τον άξονα περιστροφής του τυμπάνου με την ονομασία **POS20_CD_INX_REAR SHAFT** και τέλος με τον αριθμό 3, τα δύο σφαιρικά έδρανα ολίσθησης (**6304_2RSL**), τα οποία φωλιάζουν εντός του τυμπάνου μέσω προκαθορισμένων ανοχών και σταθεροποιούνται στην θέση τους με ασφάλειες επάνω στον άξονα προκειμένου να παρεμποδίζεται η τυχόν μετακίνησή τους ως προς τον διαμετρικό άξονα του συναρμολογήματος.

Η σύνδεση του βοηθητικού ή πίσω ράουλου με το μεταλλικό πλαίσιο της δυναμοτράπεζας, πραγματοποιείται με δύο μεταλλικές στραντζαριστές βάσεις, η τελική εικόνα θα παρουσιασθεί σε επόμενη ενότητα του συγκεκριμένου κεφαλαίου διότι, οι εν λόγω βάσεις θα συγκολληθούν και θα μείνουν μόνιμα επάνω στο σασί.



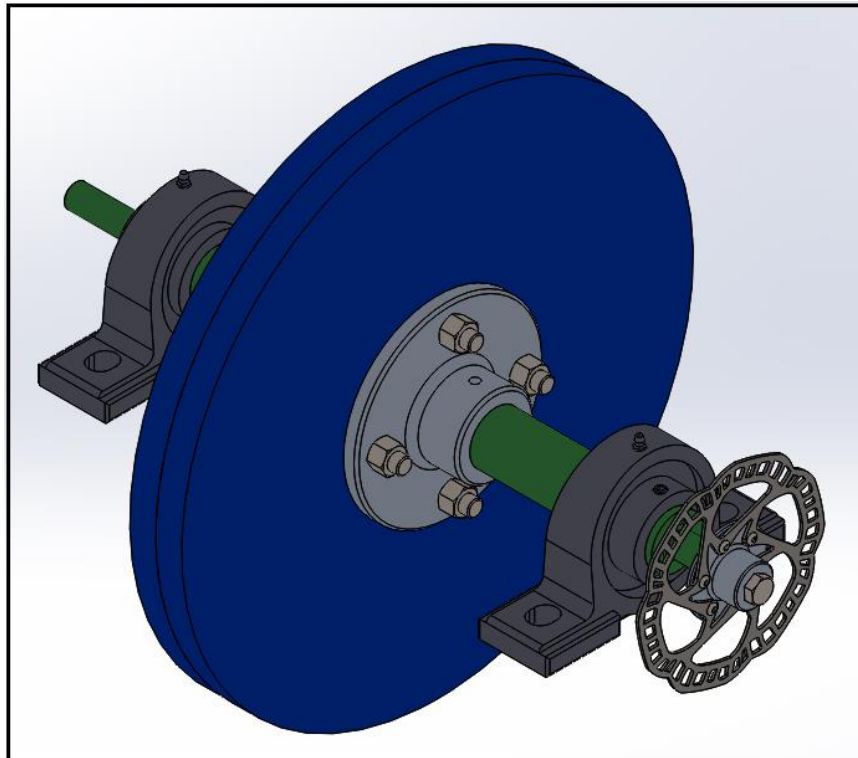
Εικόνα 42: Συναρμολόγημα βοηθητικού ράουλου. Έκρηξη τεμαχίων.

Οι διαστάσεις και τα περαιτέρω στοιχεία όλων των τεμαχίων αναγράφονται στα κατασκευαστικά σχέδια. Τέλος, αναφορικά με τον υπολογισμό της μάζας του POS20_CD_REAR_DRUM_ASSEMBLY, από τα δεδομένα του σχεδιαστικού προγράμματος προκύπτει συνολική μάζα, 3,95 kg.

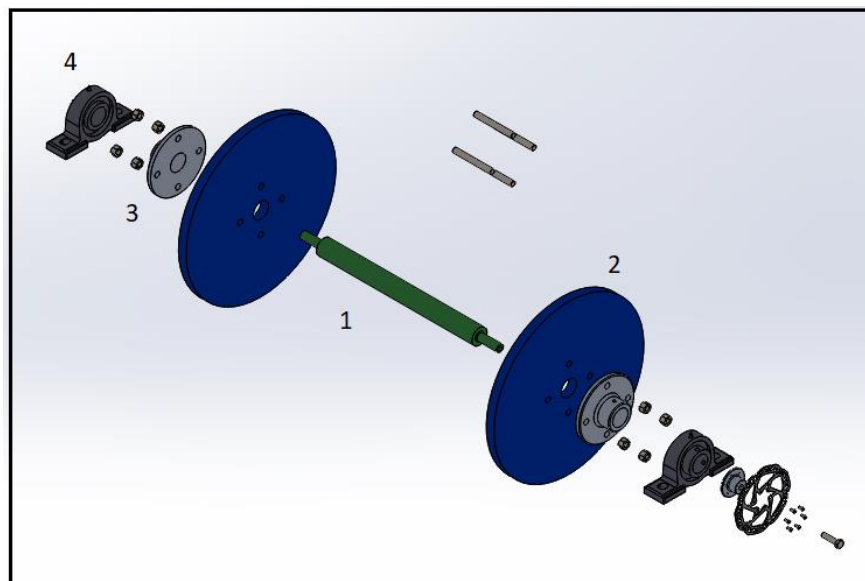
4.2.3.3 Σύστημα Αδρανειακής Μάζας

Η πιο σημαντική διάταξη υπό συναρμολογήματος είναι εκείνη η οποία θα φέρει την αδρανειακή περιστρεφόμενη μάζα. Επιβάλλεται ένας απαιτητικός σχεδιασμός με κύριο γνώμονα την ροπή αδρανείας του συστήματος, όπως εκείνη υπολογίστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, αλλά και ιδιαίτερη προσοχή στο κομμάτι της αντοχής στην έδραση του μεταλλικού πλαισίου, λόγω της ιδιαιτερότητας της γεωμετρικής προσέγγισης αδρανειακής μάζας και του βάρους που θα αγγίζει αρκετά υψηλές στροφές, περίπου 600, κατά την διάρκεια της δυναμομέτρησης.

Με κύριο στόχο την εύκολη αλλαγή της ροπής αδρανείας του συστήματος, εάν φυσικά αυτό απαιτείται, τόσο στην μείωση όσο και στην αύξησή της αλλά και λαμβάνοντας υπόψιν την κατασκευαστική ευκολία και το χαμηλό κόστος, σχεδιάστηκε το σύστημα του συναρμολογήματος **POS20_CD_FLYWHEEL_SUB ASSEMBLY**. Η αρχική λογική αφορούσε έναν άξονα, επάνω στον οποίο θα συγκολληθούν μεταλλικές πλάκες αρκετά μεγάλης διαμέτρου, για την επίτευξη της ζητούμενης ροπής αδρανείας. Ωστόσο, για αποφυγή της συγκόλλησης και για να είναι εφικτή οποιαδήποτε αλλαγή, ο τελικός σχεδιασμός που προέκυψε αφορούσε τελικά το σύστημα που φαίνεται στις εικόνες 43 και 44.



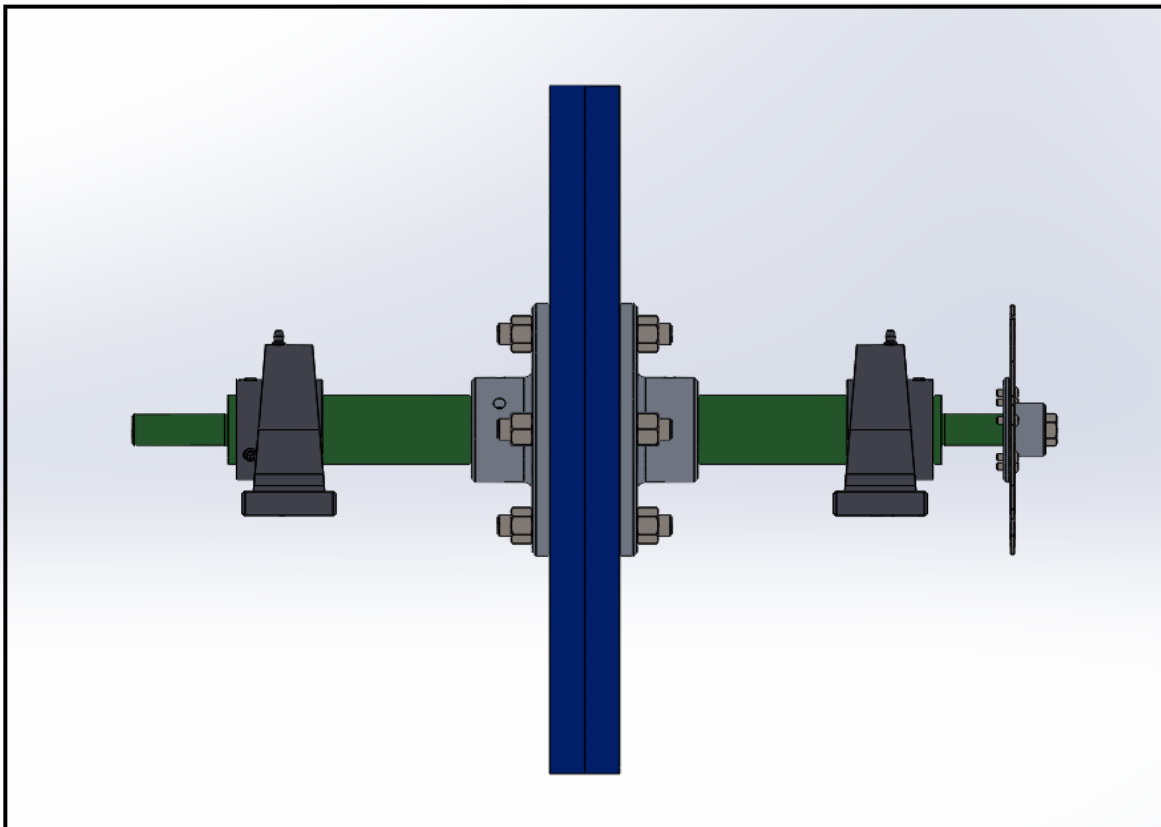
Εικόνα 43: Συναρμολόγημα συστήματος αδρανειακής μάζας. Ισομετρική όψη.



Εικόνα 44: Συναρμολόγημα συστήματος αδρανειακής μάζας. Έκρηξη τεμαχίων.

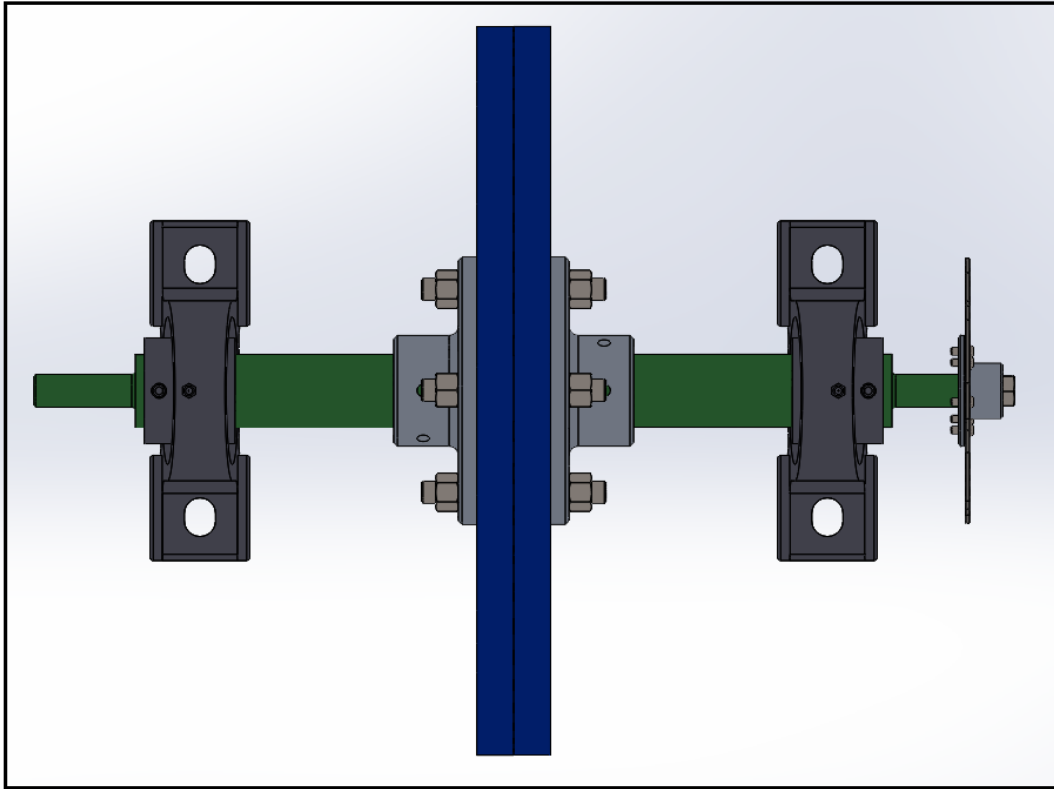
Στις παραπάνω εικόνες φαίνεται η διάταξη του συναρμολογήματος και ο τρόπος σύνδεσης των τεμαχίων μεταξύ τους. Κατά αριθμητική προτεραιότητα σύμφωνα με την Εικόνα 43 έχουμε, με την αρίθμηση (1) και με πράσινο χρώμα συμβολίζεται το τεμάχιο *POS20_CD_STL_FLYWHEEL SHAFT* και πρόκειται για τον κύριο άξονα επάνω στον οποίο θα στηρίζονται τα βάρη της αδρανειακής μάζας. Με τον αριθμό (2) και με μπλε χρώμα φαίνονται οι δύο δίσκοι οι οποίοι προσθέτουν και αυξάνουν κυρίως την αδράνεια σε όλο το σύστημα. Απαιτήθηκε προσεκτικός σχεδιασμός και συνεχείς αλλαγές στην διάμετρό το πάχος και τ υλικό τους έως ότου

προκύψει η τελική τους μορφή. Η ονομασία των αδρανειακών μαζών για τα δύο ίδια τεμάχια είναι **POS20_CD_STL_FLYWHEEL**. Με τον αριθμό (3) και σκούρο ανοιχτό χρώμα σχεδιάστηκαν τα κομμάτια **POS20_CD_STL_FLYWHEEL FLANGE**, όπου χρησιμεύουν για την σύσφιξη των αδρανειακών πλακών μεταξύ τους και την συγκράτηση του εν λόγω συστήματος με τον άξονα. Η σύσφιξη των πλακών και των φλαντζών γίνεται με χρήση ανοξείδωτης ντίζας διαστάσεων M12x100 και περικοχλίων αντίστοιχων προδιαγραφών σπειρώματος. Στον αριθμό (4), φαίνονται τα κουζινέτα (**UCP 208**) στα οποία γίνεται έδραση του άξονα προκειμένου να ενωθεί μετά με το μεταλλικό πλαίσιο, στοιχεία για τα κουζινέτα δίνονται στο παράρτημα της πτυχιακής εργασίας. Τέλος, στην δεξιά μεριά των εικόνων φαίνεται μεταλλικός δίσκος φρένων ποδηλάτου, με τον οποίο θα επιτυγχάνεται φρενάρισμα του περιστρεφόμενου άξονα. Οι ακριβείς διαστάσεις και σημαντικές πληροφορίες σχετικά με όλα τα παραπάνω κομμάτια αναγράφονται αναλυτικά στα κατασκευαστικά σχέδια. Ακολουθούν εικόνες από το συναρμολόγημα **POS20_CD_FLYWHEEL_SUB ASSEMBLY** καθώς και η σύνδεση του με το σασί της αδρανειακής δυναμοτράπεζας.



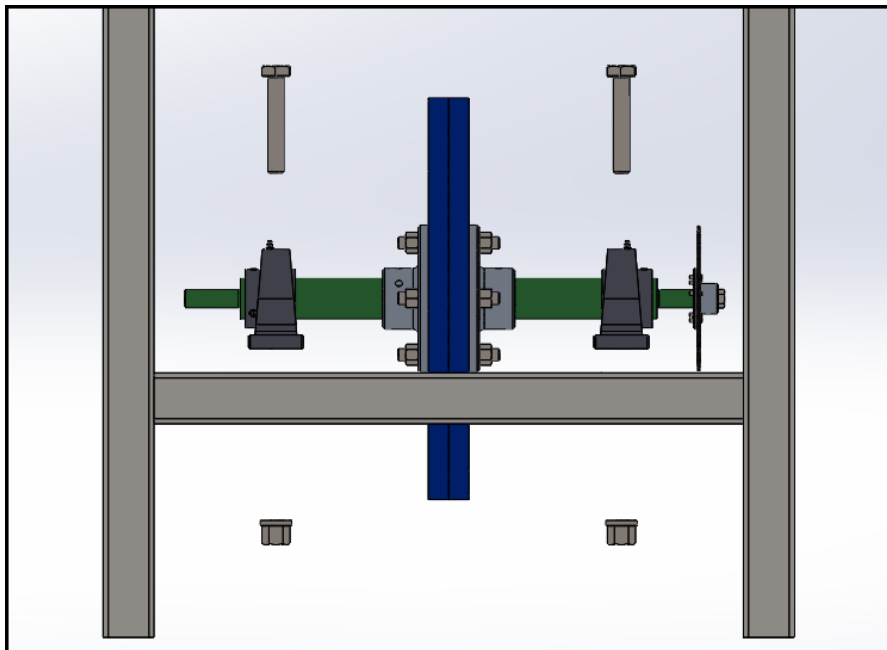
Εικόνα 45: Πρόοψη συναρμολογήματος του αδρανειακού συστήματος.

Σημειώνεται, πως η ένωση των φλαντζών με τον άξονα πραγματοποιείται μέσω χωνευτών κοχλιών ή αλλιώς σκουλικόβιδες. Εξασφαλίζει μια ικανοποιητική ένωση αν και η σύσφιξη επιτυγχάνεται και μέσω των ανοχών που έχουν ορισθεί.

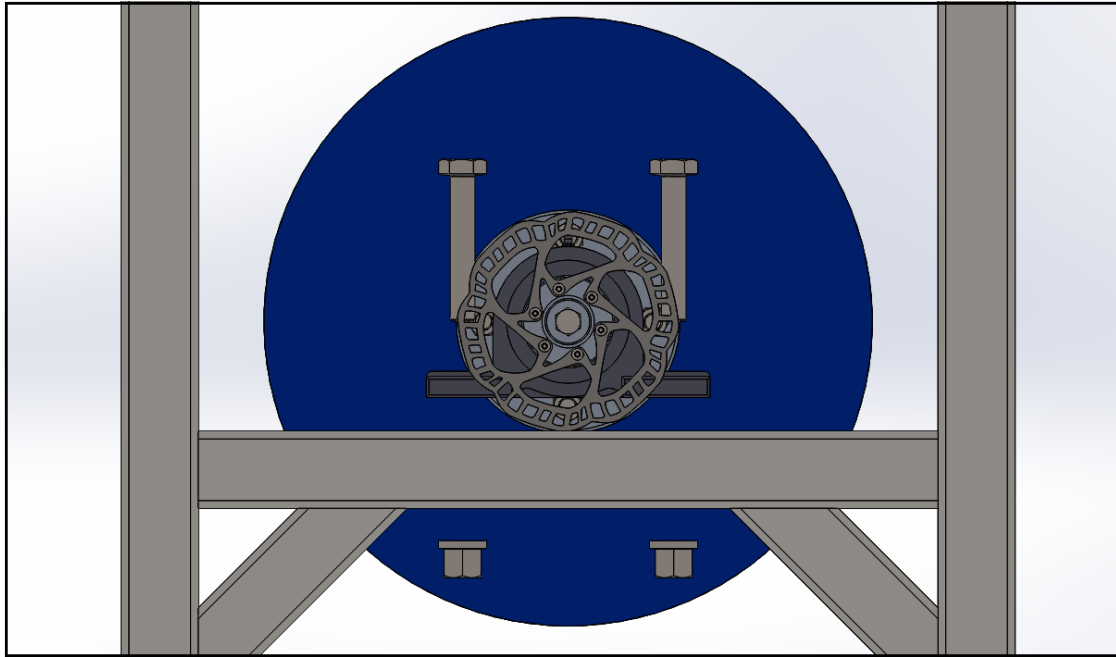


Εικόνα 46: Κάτοψη συναρμολογήματος του αδρανειακού συστήματος.

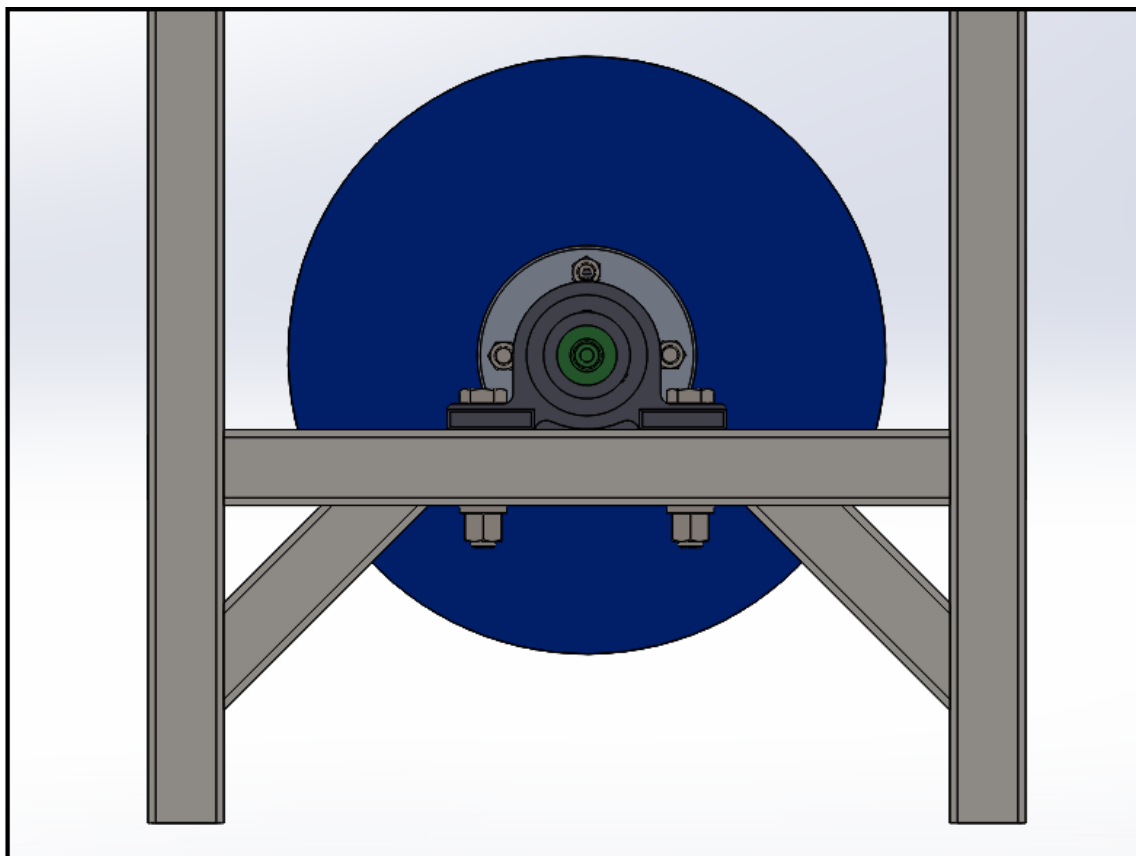
Η προσαρμογή του συναρμολογήματος της αδρανειακής μάζας με το σασί του δυναμομέτρου επιτυγχάνεται με σύνδεση μέσω τεσσάρων κοχλιών. Οι κοχλίες που χρησιμοποιούνται για αυτήν την ένωση είναι διαστάσεων M16x95 και αντίστοιχα περικόχλια M16.



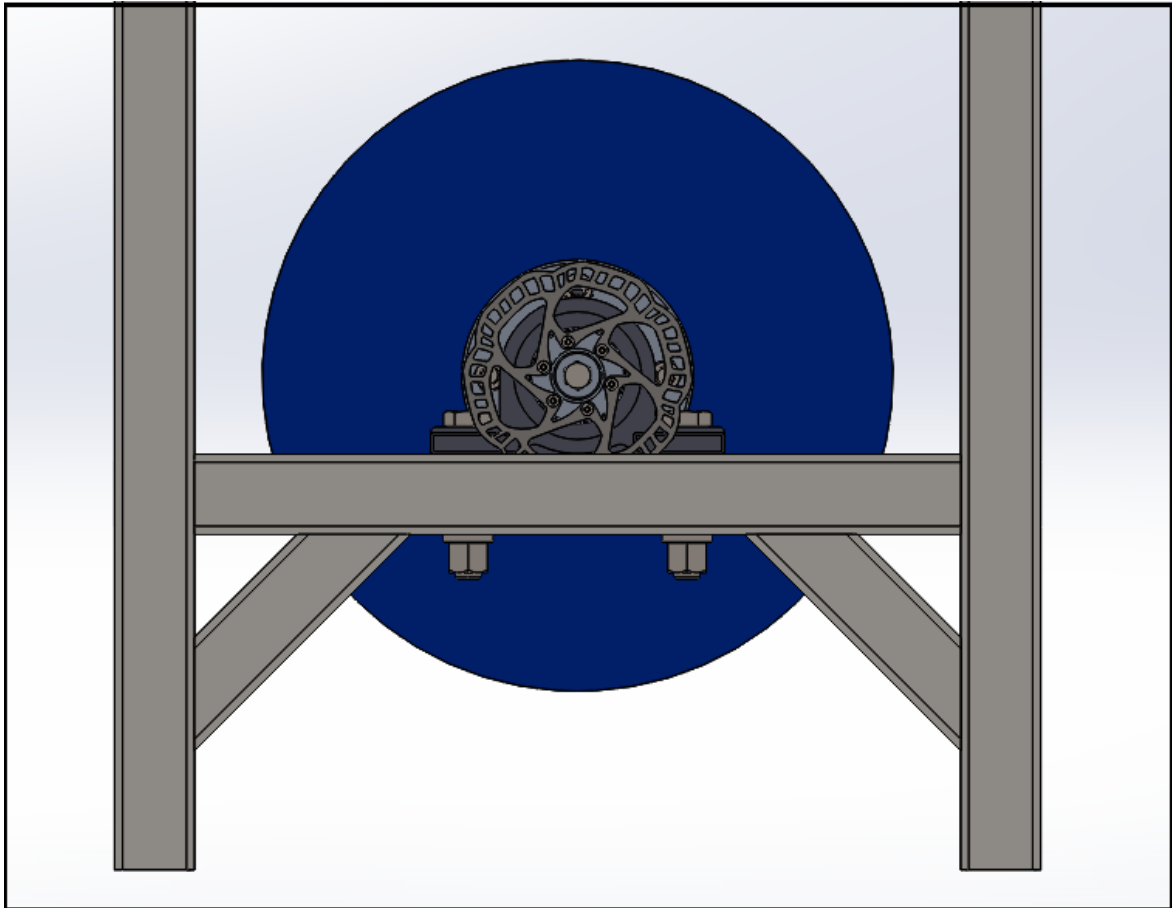
Εικόνα 47: Πρόοψη ένωση αδρανειακού συστήματος – σασί. Έκρηξη κομματιών.



Εικόνα 48: Πλάγια αριστερή όψη ένωσης αδρανειακού συστήματος – σασί.
Έκρηξη κομματιών.



Εικόνα 49: Πλάγια δεξιά όψη της ένωσης του αδρανειακού συστήματος με το
μεταλλικό πλαίσιο.

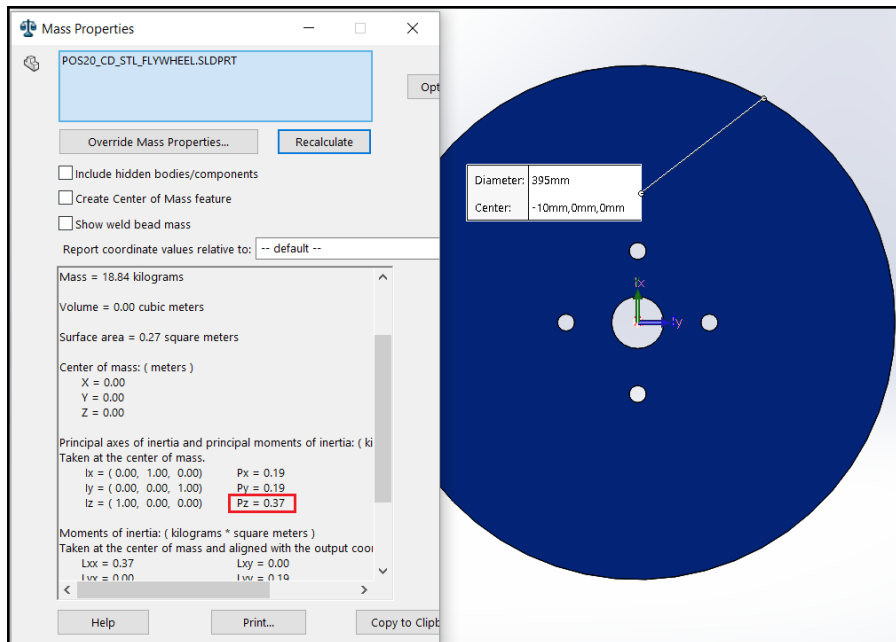


Εικόνα 50: Πλάγια αριστερά όψη της ένωσης του αδρανειακού συστήματος με το μεταλλικό πλαίσιο.

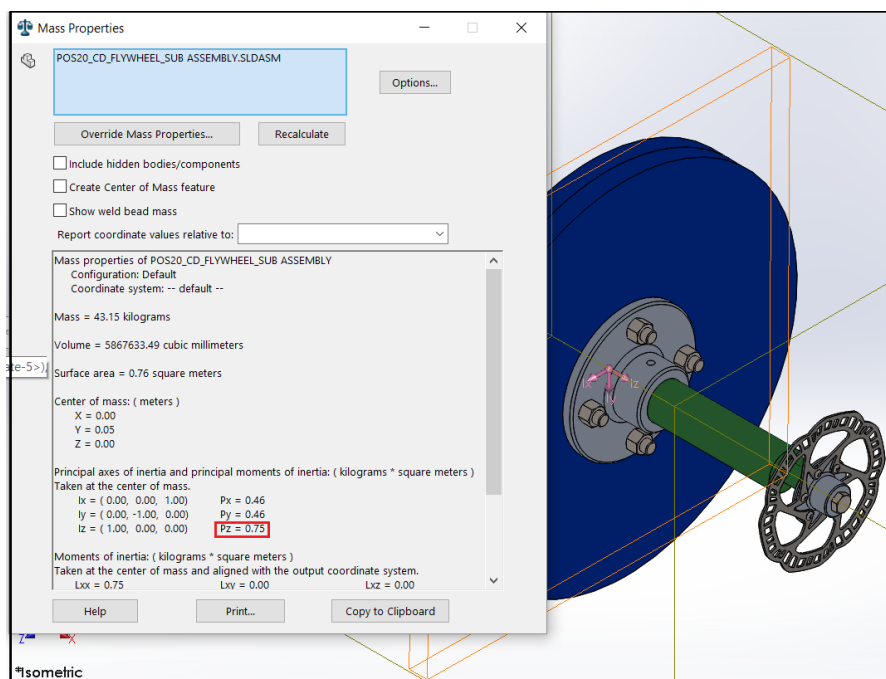
Όπως έχει αναφερθεί για το τεμάχιο *POS20_CD_STL_FLYWHEEL*, έγιναν αρκετές σχεδιαστικές προσεγγίσεις μέχρι να βρεθεί η επιθυμητή και τελική διάμετρος του, το πάχος του, το υλικό του ακόμα και οι οπές οι οποίες θα διανοιχθούν σε αυτό, ώστε να καλύπτεται η απαιτούμενη τιμή της ροπής αδρανεΐας του συστήματος που έχει υπολογιστεί μέσω μαθηματικών εξισώσεων και ανάλυσης.

Η ροπή αδρανεΐας εξήχθη μέσω των υπολογισμών του Solidworks 2016 ως προς τον διαμήκη άξονα του κέντρου μάζας, ο οποίος είναι και ο άξονας κέντρου βάρους του τεμαχίου. Προς επαλήθευση της τιμής που λήφθηκε, επιλύθηκε και η ροπή αδρανεΐας και με την μέθοδο υπολογισμού στο χέρι προκειμένου να κριθεί εάν είναι έμπιστο το αποτέλεσμα που λαμβάνεται μέσω του σχεδιαστικού προγράμματός.

Αφού εξήχθη συμπέρασμα για τα αποτελέσματα της ροπής αδρανεΐας και κρίνεται αξιόπιστο, σχεδιάστηκε το τεμάχιο *POS20_CD_STL_FLYWHEEL*, ώστε να καλύπτει τις προδιαγραφές που έχουν τεθεί. Στη συνέχεια, για ολόκληρο το σύστημα του συναρμολογήματος *POS20_CD_FLYWHEEL_SUB ASSEMBLY*, με μόνη διαφορά ότι δεν λαμβάνονται υπόψιν τα έδρανα τα οποία δεν προσδίδουν αδράνεια στο σύστημα, υπολογίστηκε και η αδράνεια του συνολικού συστήματος. Τα αποτελέσματα που λήφθηκαν φαίνονται στις παρακάτω εικόνες.



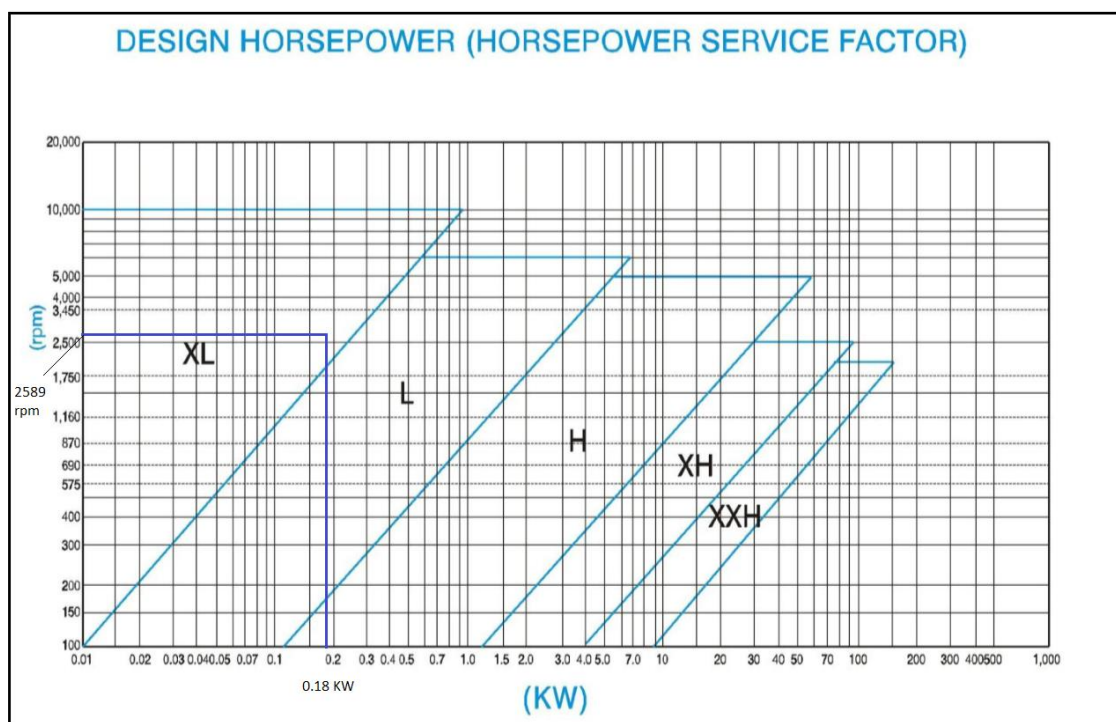
Εικόνα 51: Υπολογισμός ροπής αδρανείας τεμαχίου POS20_CD_STL_FLYWHEEL.



Εικόνα 52: Υπολογισμός ροπής αδρανείας τεμαχίου POS20_CD_FLYWHEEL_SUB-ASSEMBLY.

Στις παραπάνω εικόνες όπως φαίνεται, η ροπή αδρανείας του τεμαχίου προκύπτει $0,37 \text{ kgm}^2$, ενώ η συνολική αδράνεια του συστήματος προκύπτει $0,75 \text{ kgm}^2$, το οποίο σημαίνει πως η τιμή καλύπτει τις προδιαγραφές που έχουν τεθεί. Στην συνέχεια παρατίθεται πίνακας με τις ροπές αδρανείας όλου του συναρμολογήματος και κάθε εξαρτήματος ξεχωριστά. Η συνολική μάζα του συναρμολογήματος POS20_CD_FLYWHEEL_SUB ASSEMBLY υπολογίστηκε 45,2 kg.

Η ένωση των δύο αξόνων όπως έχει οριστεί θα πραγματοποιηθεί με την χρήση ιμάντα χρονισμού και αντίστοιχων γραναζιών. Η επιλογή της κατηγορίας των γραναζιών έγινε με την χρήση διαγράμματος σχεδιασμού ισχύος. Το εν λόγω διάγραμμα στον οριζόντιο άξονα έχει τις τιμές της ισχύος εισόδου σε kw, και στον κάθετο άξονα τις μέγιστες τιμές των στροφών που φτάνει το σύστημα σε rpm. Θέτοντας τα όρια ισχύος του συστήματος της δυναμοτράπεζας, η ισχύς αφορά την μέγιστη ισχύ του ηλεκτρικού κινητήρα και είναι $P_m=180 \text{ watt} = 0,18 \text{ kw}$ ενώ οι μέγιστες στροφές που θα τεθούν στο εμπρόσθιο ράουλο, υπολογίστηκαν σύμφωνα με μαθηματικά $n_r= 2589 \text{ rpm}$. Από τις δύο αυτές παραμέτρους σε συνδυασμό με το διάγραμμα ισχύος – στροφών για την επιλογή του τύπου των γραναζιών προκύπτει η κατηγορία XL. Τα αποτελέσματα φαίνονται στην *Εικόνα 53*.



Εικόνα 53: Διάγραμμα επιλογής τύπου γραναζιών για ιμάντα χρονισμού.

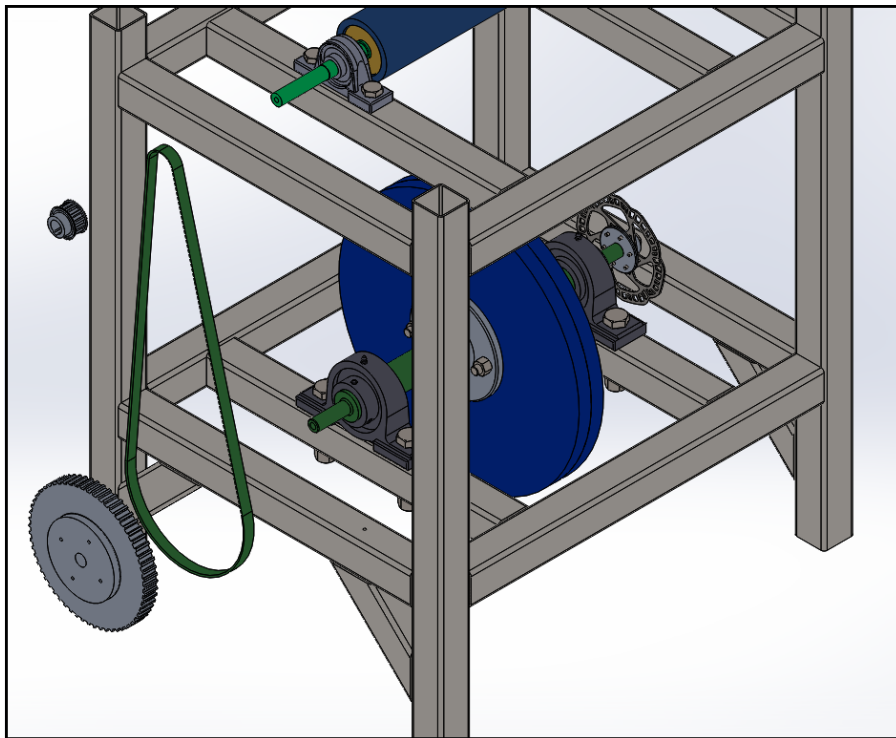
Έπειτα από την εύρεση της κατηγορίας XL, πλέον πρέπει να αποσαφηνιστεί ότι σε αυτόν τον τύπο υπάρχουν γρανάζια που καλύπτουν τις προδιαγραφές για σταθερή σχέση μετάδοσης $G_{ratio} = 5$, από τους πίνακες επιλογής του προμηθευτή φαίνεται πως οι τιμές για $Z_1=12$ και $Z_2=60$, αντίστοιχα για τους άξονες roller – flywheel, καλύπτονται επιτυχώς. Οι πίνακες για την επιλογή των γραναζιών καθώς και του ιμάντα χρονισμού, παρατίθενται στο παράρτημα της πτυχιακής εργασίας.

Η κωδική ονομασία των γραναζιών που θα χρησιμοποιηθούν τόσο στην τρισδιάστατη μοντελοποίηση όσο και στην υλοποίηση της διάταξης είναι:

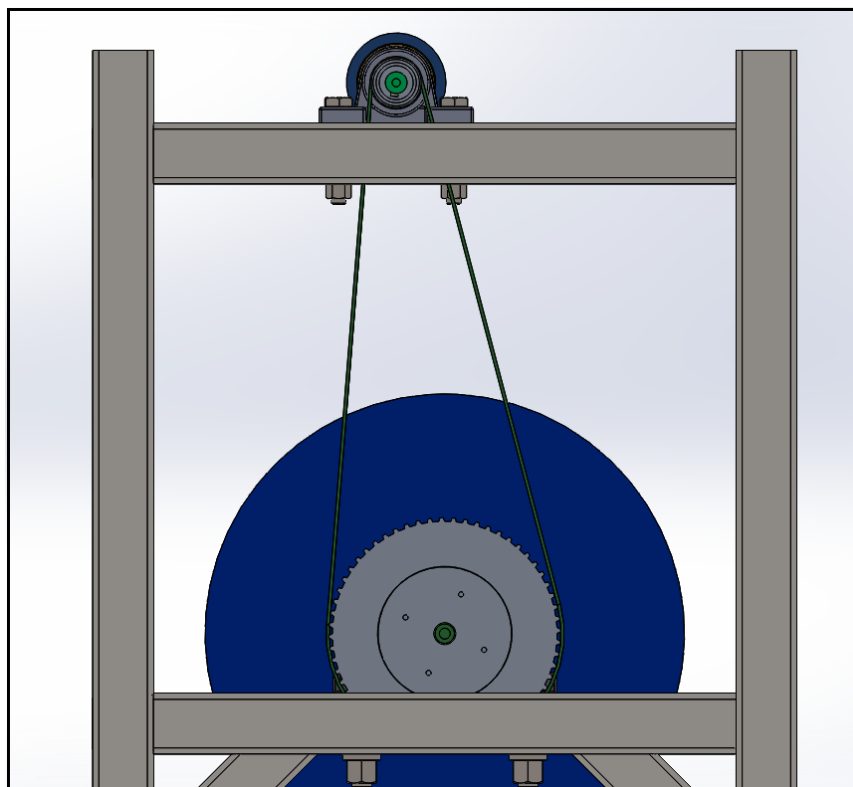
- 31T1012, για τον άξονα του εμπρόσθιου ράουλου.
- 31T1060, για τον άξονα του συστήματος αδρανειακής μάζας.

Το πλάτος του ιμάντα χρονισμού για τα παραπάνω στοιχεία είναι $b=16 \text{ mm}$.

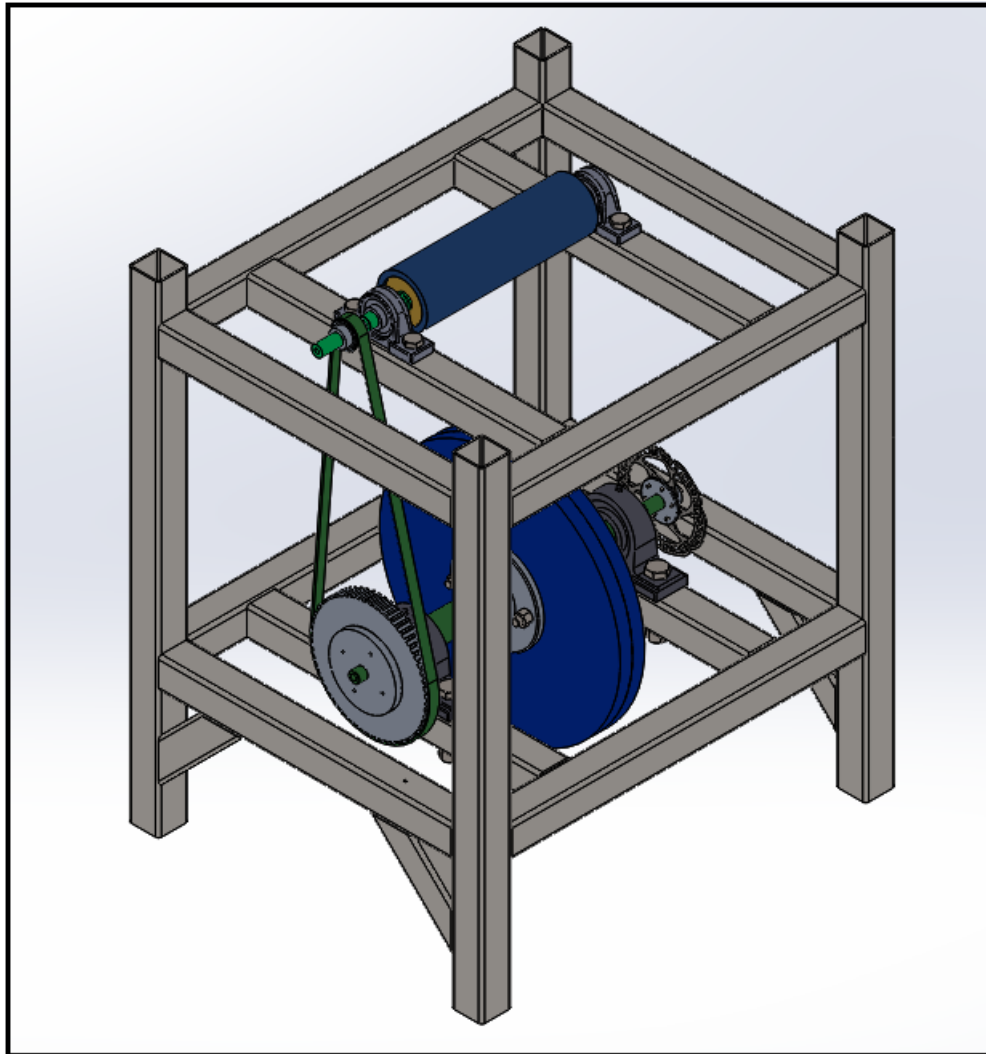
Η διάταξη του τρισδιάστατου μοντέλου με την εισαγωγή των γραναζιών και του ιμάντα φαίνεται στις παρακάτω φωτογραφίες.



Εικόνα 54: Ισομετρική όψη. Διάταξη δυναμοτρέπεζας με γρανάζια. Λήψη Έκρηξης.



Εικόνα 55: Πλάγια δεξιά όψη. Διάταξη με εισαγωγή γραναζιών και ιμάντα κίνησης.



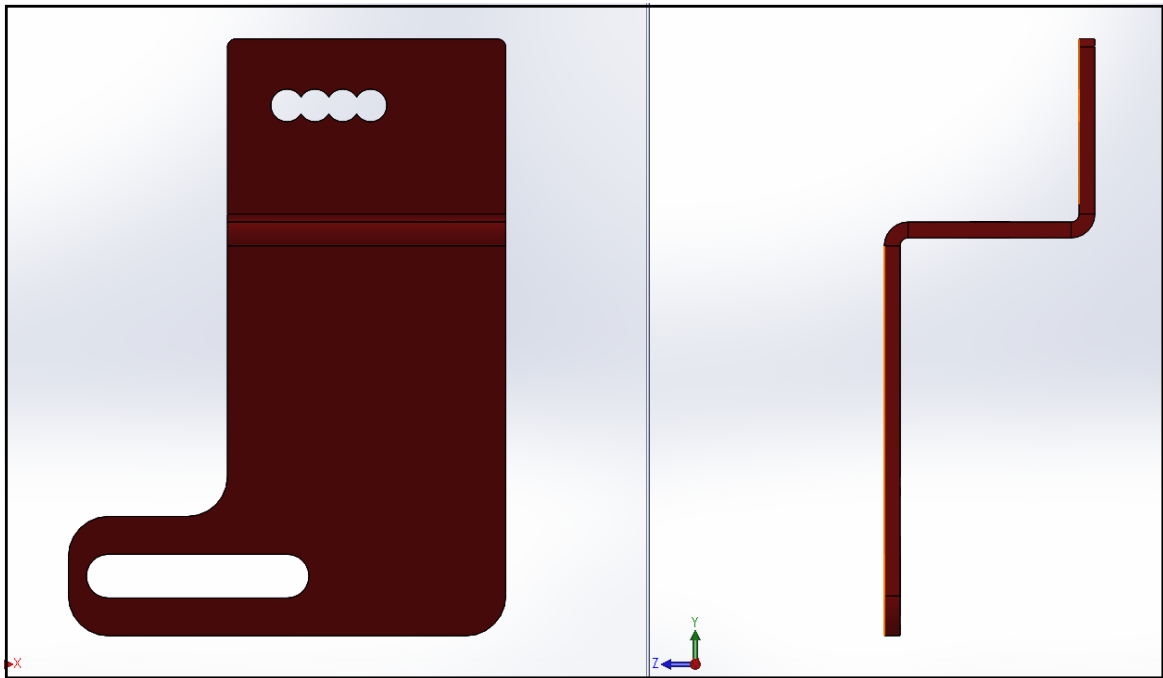
Εικόνα 56: Ισομετρική όψη. Διάταξη με εισαγωγή γραναζιών και ιμάντα κίνησης.

4.2.1 Επιμέρους Εξαρτήματα

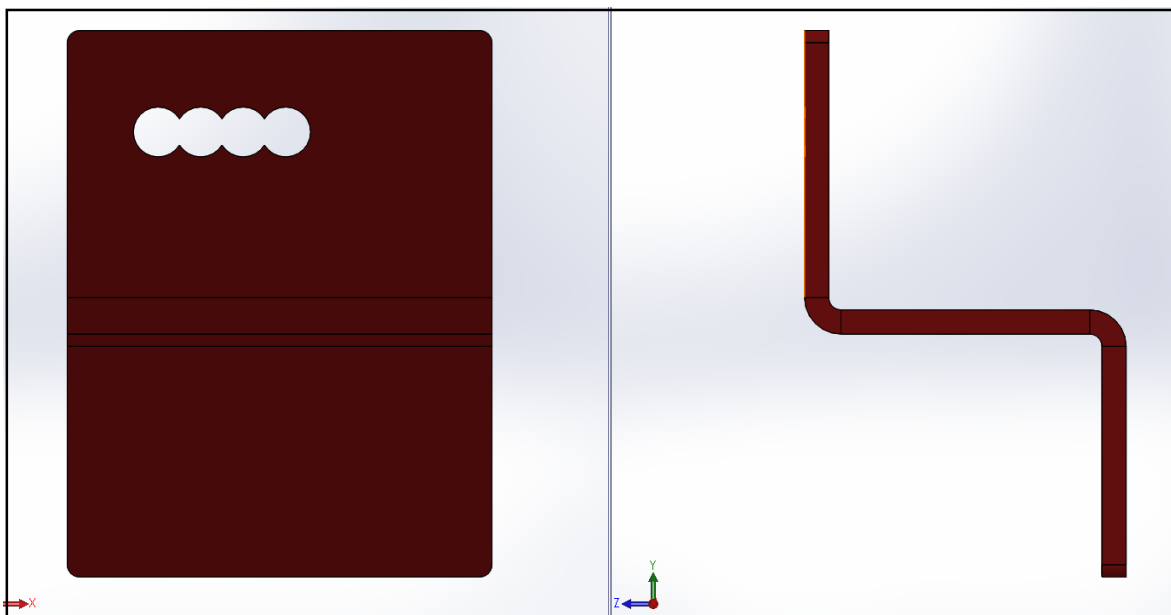
Σε αυτή την ενότητα παρουσιάζονται όλα τα κομμάτια και εξαρτήματα που σχεδιάστηκαν ή βρέθηκαν από την αγορά εργασίας, με σκοπό να τοποθετηθούν στο τελικό συναρμολόγημα με στόχο την ολοκλήρωση της σχεδιαστικής τρισδιάστατης απεικόνισής του.

Σε μια πρώτη περιγραφή, τα εξαρτήματα αυτά αφορούν βοηθητικά κομμάτια της διάταξης που δεν παίζουν ιδιαίτερο ρόλο στην τελική λειτουργία, αλλά βοηθούν σε σημαντικό βαθμό στην ασφάλεια της διάταξης, για παράδειγμα κάλυψη του επάνω μέρους της δυναμοτράπεζας. Επίσης, βοηθούν στην σωστή επαφή της διάταξης με το εκάστοτε πάτωμα, αυτό πρακτικά σημαίνει σταθερότητα στο έδαφος και εύκολη ρύθμιση της δυναμοτράπεζας με το αλφάδι που θα τοποθετηθεί σε αυτή για την ορθή λειτουργία της. Επιπροσθέτως, παρουσιάζονται οι βάσεις στήριξης του βοηθητικού ράουλου, όπου πρόκειται να συγκολληθούν μόνιμα επάνω στο σασί και τέλος το εξάρτημα ρύθμισης της έντασης του ιμάντα, και η βάση του εξαρτήματος για την αναγνώριση των στροφών του συστήματος αδρανειακής μάζας.

Πριν από την συναρμολόγηση και την εγκατάσταση των επιμέρους υποσυστημάτων, επάνω στο μεταλλικό πλαίσιο της διάταξης θα πραγματοποιηθεί η συγκόλληση των τεμαχίων που θα μείνουν μόνιμα σε αυτό. Προκειμένου να στερεωθεί επάνω στο σασί το βοηθητικό ή αλλιώς πίσω ράουλο, σχεδιάστηκαν δύο βάσεις οι οποίες πρόκειται να συγκολληθούν στο σασί. Η ονομασία των δύο αυτών τεμαχίων είναι **POS20_CD_STL_REAR DRUM MOUNT** και μια ακόμα πιο συγκεκριμένου σχεδιασμού με όνομα **POS20_CD_STL_REAR DRUM MOUNT CUSTOM**. Η διαφορά ανάμεσα στα δύο τεμάχια και ο λόγος όπου δεν είναι συμμετρικά εξηγείται στη συνέχεια. Τα εν λόγω εξαρτήματα παρουσιάζονται στις εικόνες 57 και 58 που ακολουθούν.

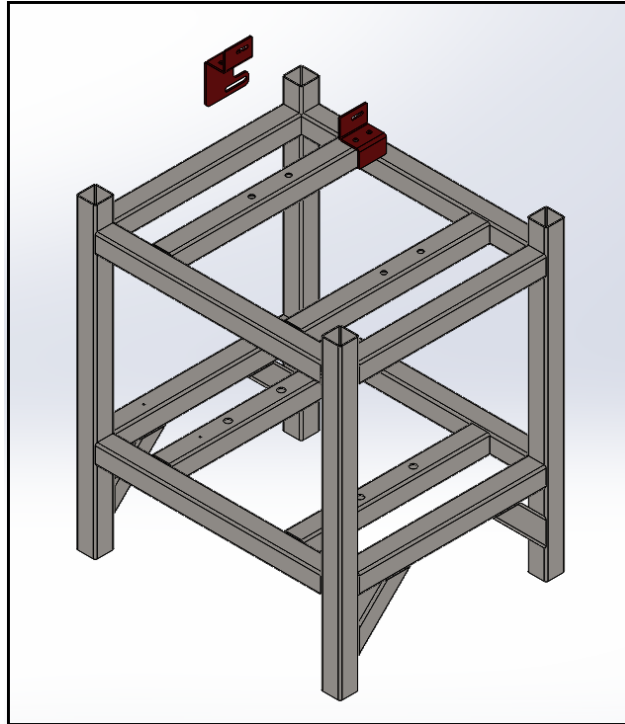


Εικόνα 57: POS20_CD_STL_REAR DRUM MOUNT CUSTOM.

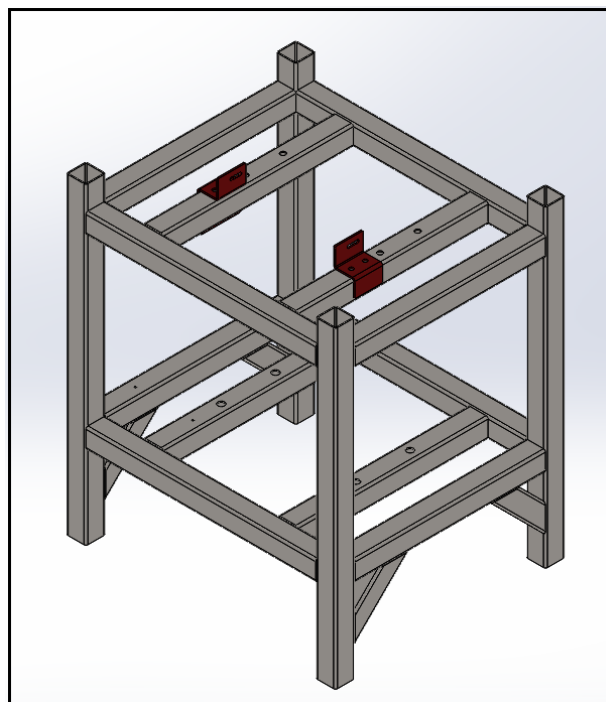


Εικόνα 58: POS20_CD_STL_REAR DRUM MOUNT.

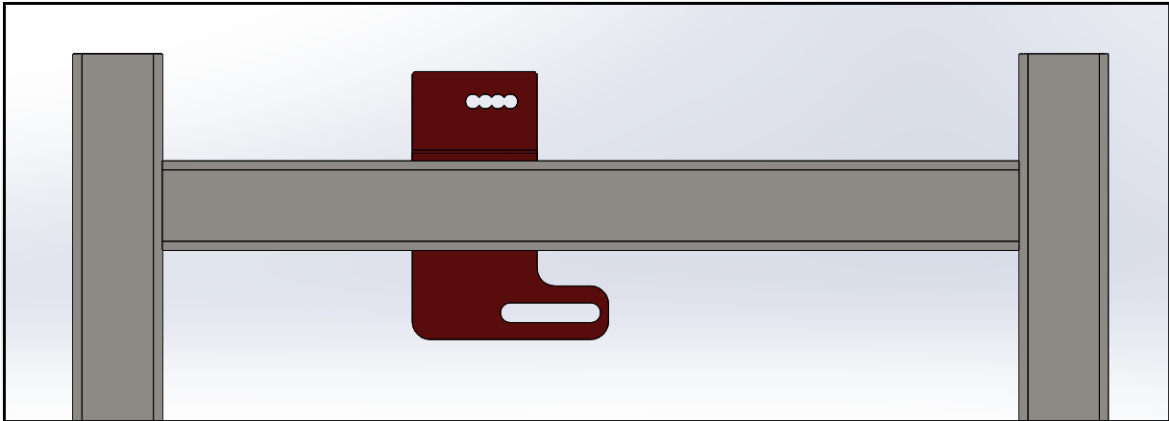
Η σχεδιαστική διαφορά ανάμεσα στα δύο τεμάχια, υπόκειται στο γεγονός ότι στην βάση POS20_CD_STL_REAR DRUM MOUNT CUSTOM, έχει σχεδιαστεί μια οπή μεγάλων διαστάσεων στο κάτω μέρος, όπου θα τοποθετηθεί εξάρτημα για την ένταση και ρύθμιση της τάνυσης του ιμάντα χρονισμού. Η συγκόλληση των δύο τεμαχίων θα γίνει σε συγκεκριμένο σημείο του μεταλλικού σασί, όπως δείχνουν οι εικόνες που ακολουθούν.



Εικόνα 59: Σασί – Μεταλλικές βάσεις στερέωσης βοηθητικού ράουλου.



Εικόνα 60: Θέσεις συγκόλλησης των βάσεων στο μεταλλικό πλαίσιο.

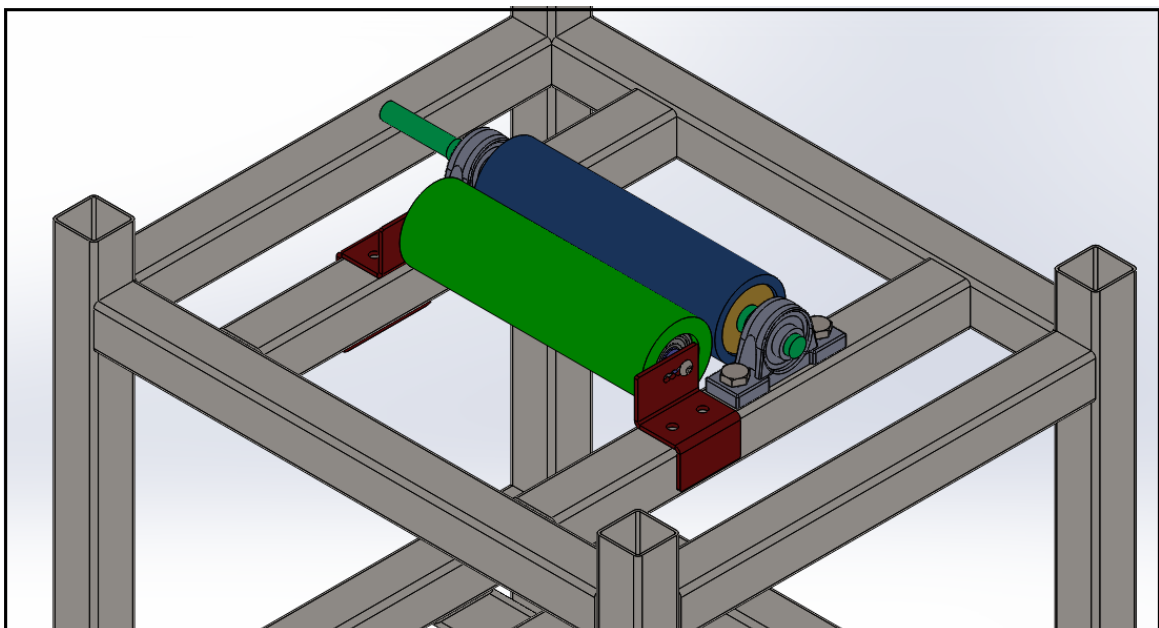


Εικόνα 61: Πλάγια δεξιά όψη. Βάσεις βοηθητικού ράουλου στο σασί.

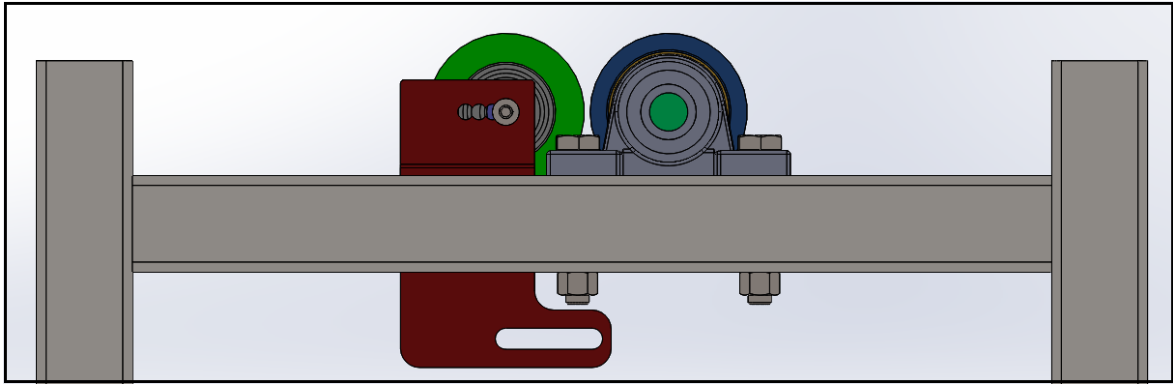


Εικόνα 62: Πρόοψη. Βάσεις βοηθητικού ράουλου στο σασί.

Η συναρμογή των δύο βάσεων με το σύστημα του βοηθητικού ράουλου, επιτυγχάνεται με την χρήση κοχλίας εκατέρωθεν, σε σπειρώματα που έχουν δημιουργηθεί στον κεντρικό άξονά του. Οι κοχλίες που χρησιμοποιούνται για την ένωση είναι τύπου "μπομπέ" και διαστάσεων M8x1.25 x 25 - 2 τεμάχια. Η συναρμογή φαίνεται στις παρακάτω εικόνες.

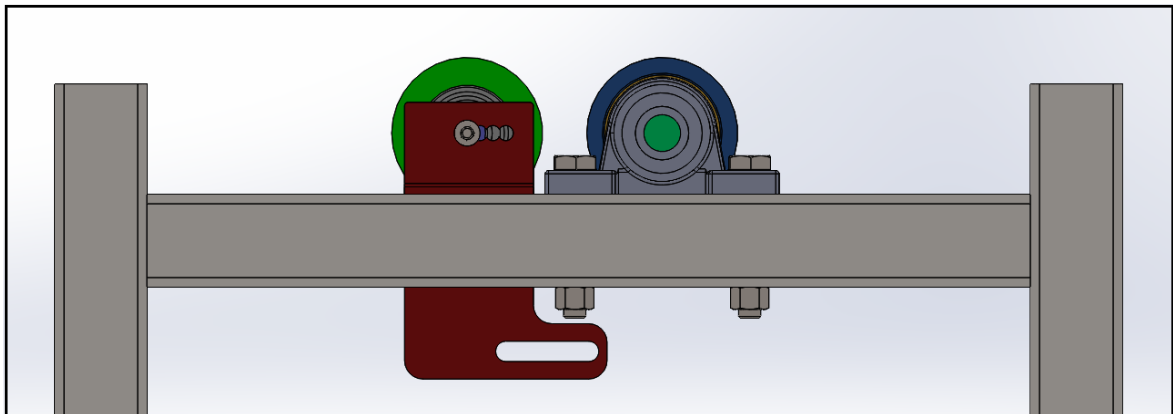


Εικόνα 63: Στερέωση βοηθητικού ράουλου επάνω στις βάσεις. Ισομετρική όψη.

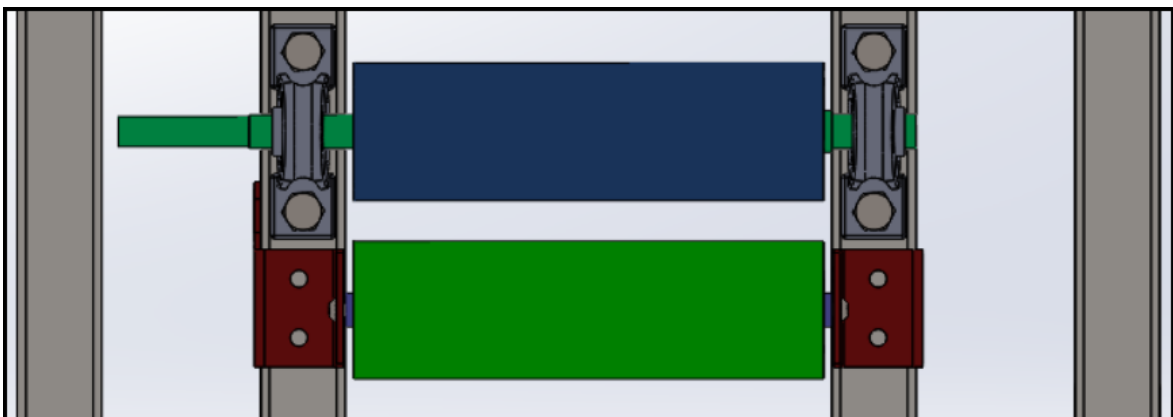


Εικόνα 64: Στερέωση βοηθητικού ράουλου επάνω στις βάσεις. Πλάγια δεξιά όψη.

Όπως είναι εμφανές, στο επάνω μέρος της βάσης υπάρχουν τέσσερις ενωμένες σπές προκειμένου να είναι εφικτή η αλλαγή της θέσης του βοηθητικού ράουλου. Αυτό πρακτικά, βοηθάει ώστε να εξακριβωθεί η ιδανική απόσταση ανάμεσα στα δύο ράουλα, προκειμένου να επιτευχθεί η καλύτερη εφαρμογή του ελαστικού του οχήματος επάνω σε αυτά. Στις εικόνες που επισυνάπτονται παραπάνω, το βοηθητικό ράουλο βρίσκεται στην μία ακραία θέση του, σε κοντινή απόσταση με το εμπρόσθιο. Στις επόμενες εικόνες φαίνεται η μετακίνηση του στην άλλη ακραία θέση, στη μέγιστη απόσταση από το εμπρόσθιο ράουλο.



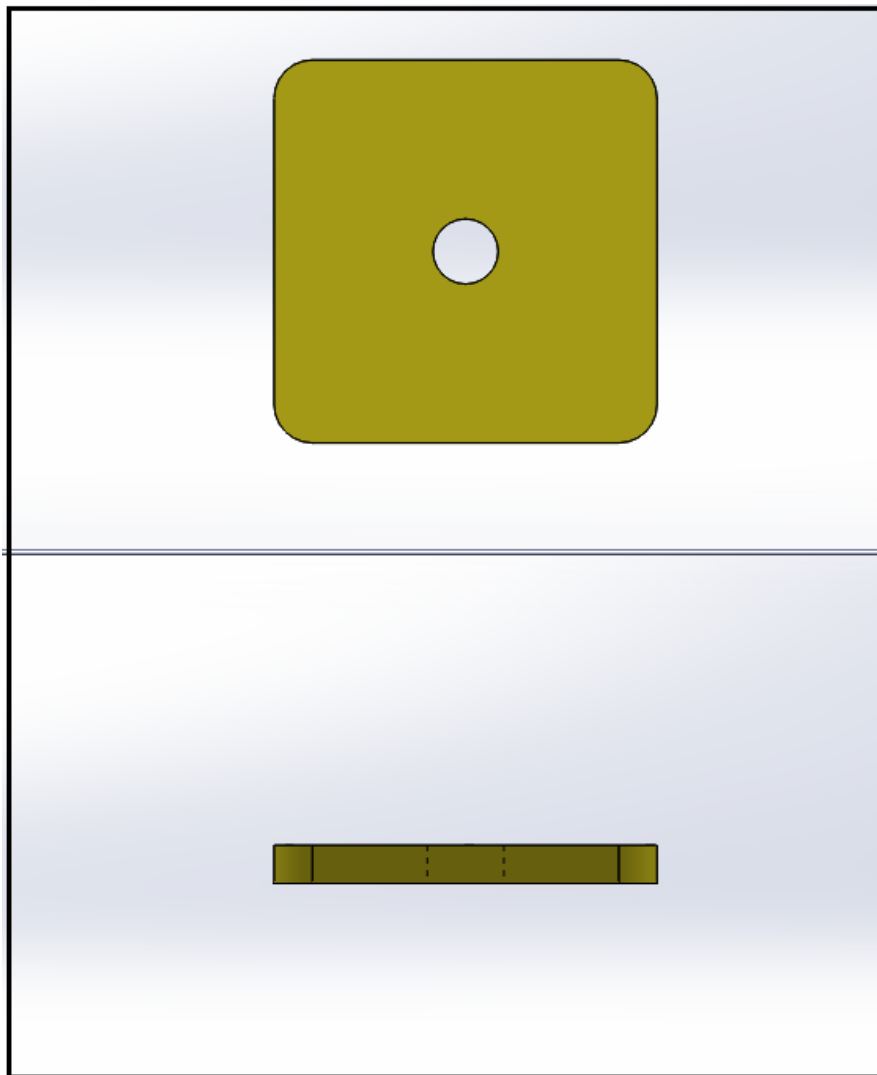
Εικόνα 65: Μέγιστη απόσταση βοηθητικού ράουλου από το εμπρόσθιο ράουλο. Πλάγια δεξιά όψη.



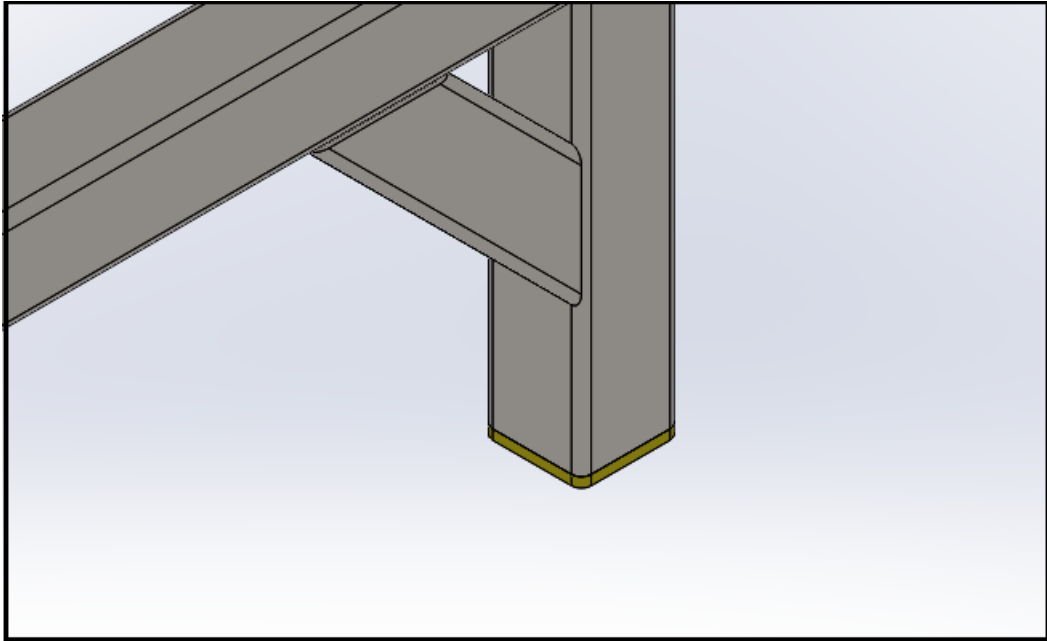
Εικόνα 66: Μέγιστη απόσταση βοηθητικού ράουλου από το εμπρόσθιο ράουλο. Κάτοψη.

Πληροφορίες, αναφορικά με την απόσταση και τον τρόπο συγκόλλησης των δύο βάσεων δίνονται στα κατασκευαστικά σχέδια, επόμενου κεφαλαίου. Επιπροσθέτως, παρατίθενται και οι διαστάσεις, το υλικό κατασκευής και χαρακτηριστικά μεγέθη, των δύο βάσεων.

Για την στήριξη του μεταλλικού πλαισίου στο πάτωμα, αλλά και την μικρή πιθανή ρύθμιση στο ύψος του, στο κάτω μέρος του θα συγκολληθεί πρόσθετο μεταλλικό πλακάκι ώστε να καλυφθεί το άνοιγμα του κοιλοδοκού. Το μεταλλικό πλακάκι θα φέρει σπείρωμα M10 στο οποίο θα μπορούν να τοποθετηθούν μεταλλικά πλατύπελμα ποδαράκια με κωδική ονομασία **D60_M10x75**, στο σύνολο τέσσερα, όσες δηλαδή και οι μεταλλικοί κοιλοδοκοί του πλαισίου. Η ονομασία του τεμαχίου ορίστηκε ως **POS20_CD_STL_LEGS PLATE**. Στα εξωτερικά σημεία της ένωσης όπου θα πραγματοποιηθεί η συγκόλληση του τεμαχίου επάνω στο σασί, είναι επιθυμητή η λείανση μεταξύ των δύο κομματιών για λόγους αισθητικούς αλλά και για λόγους πιθανής κάλυψης της δυναμοτράπεζας από κάποιο τοίχωμα προκειμένου να καλύπτονται επαρκώς τα κινούμενα μέρη της διάταξης και να προσφέρεται μεγαλύτερη ασφάλεια στην κατασκευή.

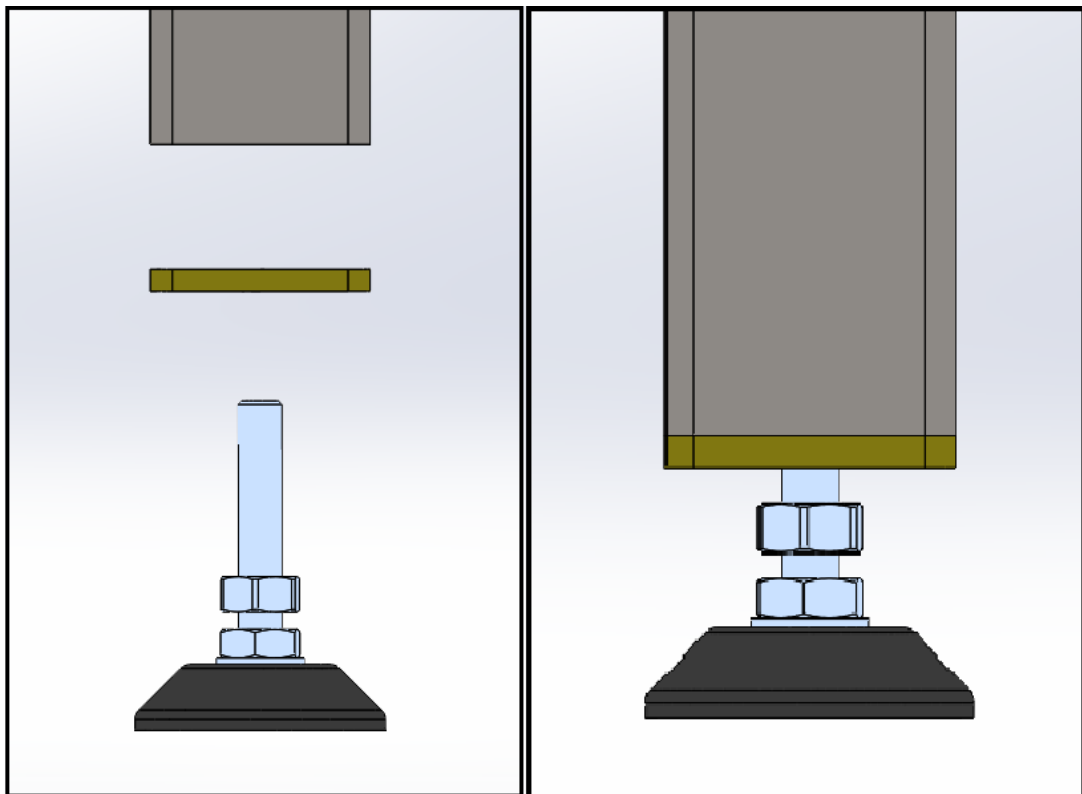


Εικόνα 67: Κάτοψη και Πρόοψη τεμαχίου POS20_CD_STL_LEGS PLATE.



Εικόνα 68: Σημείο συγκόλλησης πλαισίου με το μεταλλικό πλακάκι.

Στις εικόνες που ακολουθούν φαίνονται σε έκρηξη ο κοιλοδοκός του μεταλλικού πλαισίου, το μεταλλικό πλακάκι με το σπείρωμα και το εξάρτημα D60_M10x75. Επίσης, φαίνεται και η τελική συναρμολόγηση των τεμαχίων μετά την ολοκλήρωση της συγκόλλησης και τοποθέτησης. Η ρύθμιση σε οποιαδήποτε αλλαγή αναφορικά με το ύψος της διάταξης, επιτυγχάνεται μέσω των δύο περικοχλίων στον κορμό του πέλματος.



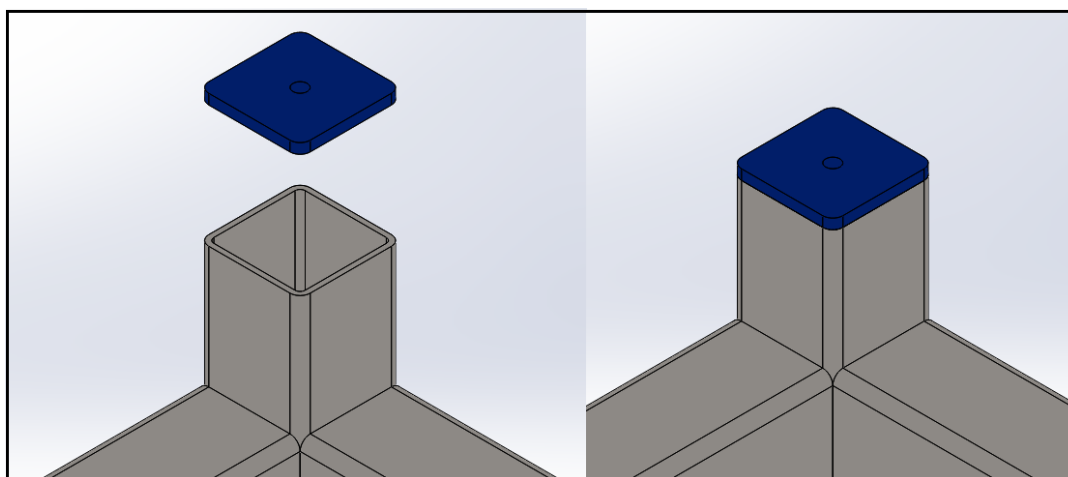
Εικόνα 69: Τοποθέτηση μεταλλικής πλάκας και πέλματος στο μεταλλικό πλαίσιο.

Παρόμοια με την περίπτωση της διαδικασίας στην κάτω πλευρά του πλαισίου, η ίδια διαδικασία πραγματοποιείται και στην επάνω πλευρά, όπου θα συγκολληθούν και πάλι μεταλλικά πλακάκια με σπείρωμα στο κέντρο τους, με στόχο να τοποθετηθεί μεταλλική λαμαρίνα ως κάλυμμα της διάταξης, με μοναδικό άνοιγμα το μέρος όπου θα πατάει ο τροχός του οχήματος στα δύο ράουλα. Το μεταλλικό πλακάκι ονομάζεται **POS20_CD_STL_TUBE PLATE** στο μέσον του οποίου, φέρει σπείρωμα M8 για την εισαγωγή αντίστοιχου κοχλίου.



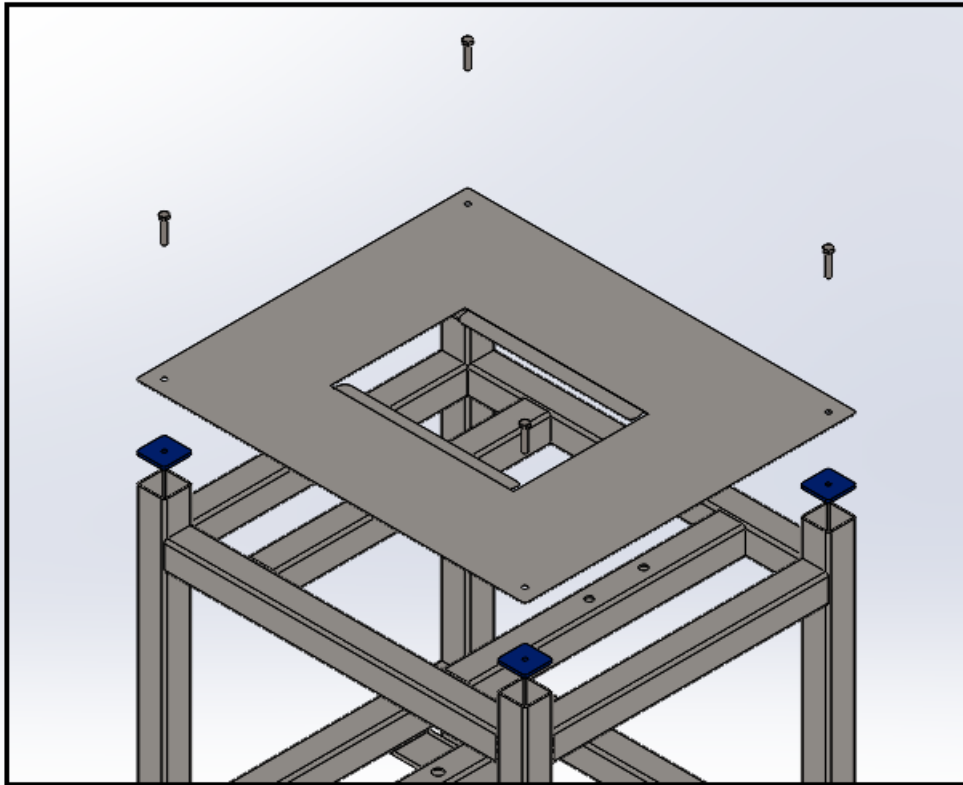
Εικόνα 70: POS20_CD_STL_TUBE. Κάτοψη και πλάγια όψη.

Παρόμοια, στο εξωτερικό μέρος όπου θα γίνει συγκόλληση είναι επιθυμητή η λείανση των ενώσεων, για λόγους που έχουν προαναφερθεί.



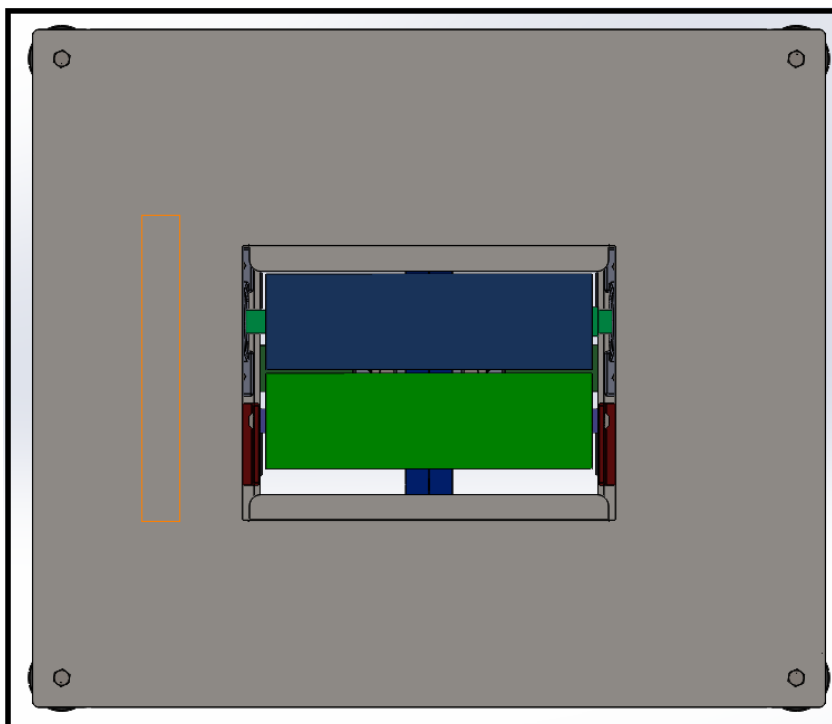
Εικόνα 71: Εικόνα ένωσης μεταλλικού πλακιδίου με το σασί της διάταξης.

Στο επάνω μέρος της διάταξης, θα τοποθετηθεί μεταλλική λαμαρίνα με άνοιγμα στο κέντρο για να είναι εμφανή τα ράουλα. Η μεταλλική λαμαρίνα έχει την ονομασία, **POS20_CD_STL_SHEET METAL**. Η ένωση θα πραγματοποιηθεί με την χρήση τεσσάρων κοχλιών, όπου θα βιδωθούν στο σπείρωμα που φέρει το μεταλλικό πλακίδιο, οι κοχλίες θα είναι εξαγωνικής κεφαλής και διαστάσεων M8x40.

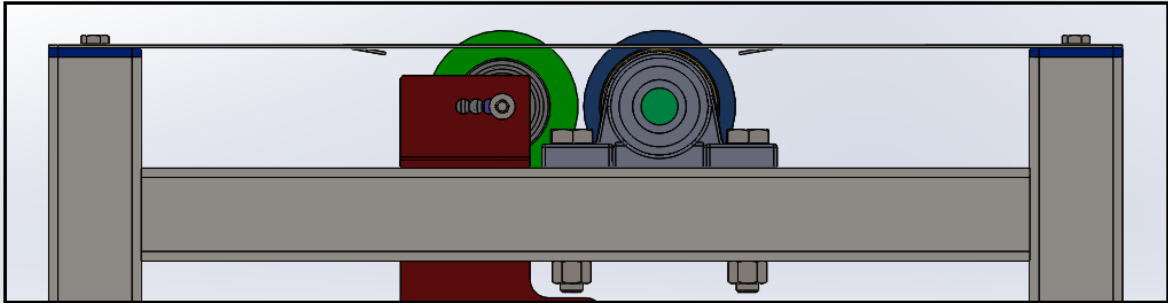


Εικόνα 72: Έκρηξη τεμαχίων, κάλυμμα πλαισίου, μεταλλικά πλακάκια, κοχλίες και μεταλλικό πλαίσιο.

Πληροφορίες σχετικά με το τεμάχιο POS20_CD_STL_SHEET METAL, δίνονται επαρκώς στα κατασκευαστικά σχέδια της διάταξης. Ακολουθούν εικόνες από την τρισδιάστατη μοντελοποίηση της διάταξης με το κάλυμμα, κάτωψη και πλάγια δεξιά όψη.



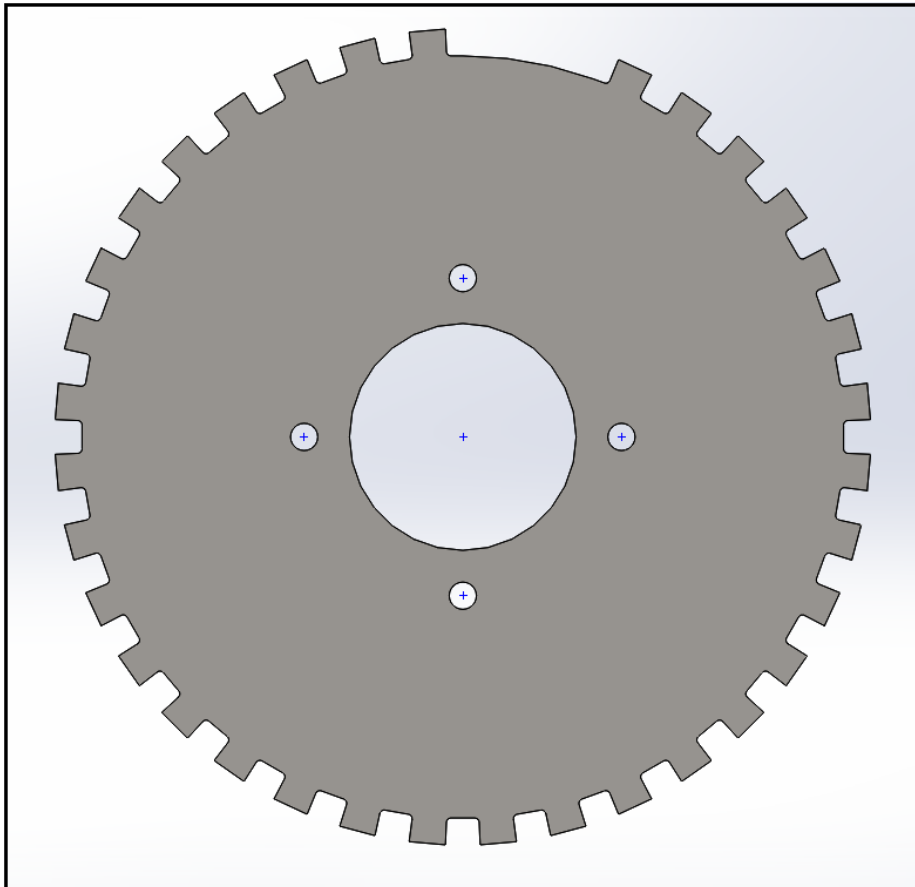
Εικόνα 73: Κάτωψη διάταξης δυναμοτράπεζας.



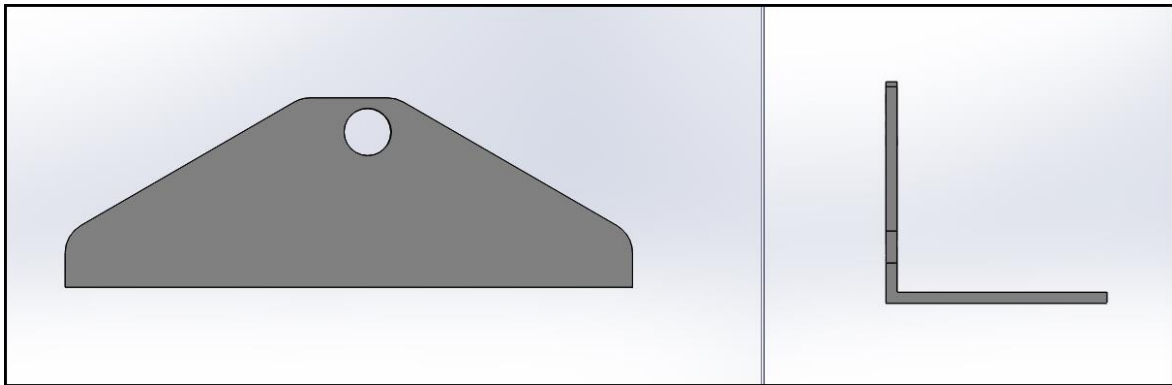
Εικόνα 74: Πλάγια δεξιά όψη. Διάταξη δυναμοτράπεζας με εμφανές το μεταλλικό κάλυμμα για την κάλυψη της διάταξης.

Τα δύο τελευταία εξαρτήματα που σχεδιάστηκαν, αφορούν μια βάση για τον μαγνητικό αισθητήρα μέτρησης στροφών και ένα οδοντωτό δακτύλιο προκειμένου ο αισθητήρας να λαμβάνει τις μετρήσεις των στροφών. Η περιγραφή της διαδικασίας λήψης μετρήσεων, όπως και η μέθοδος και η λειτουργία των αισθητήρων, θα περιγραφεί στην πτυχιακή εργασία που αφορά τα ηλεκτρονικά μέρη της δυναμοτράπεζας.

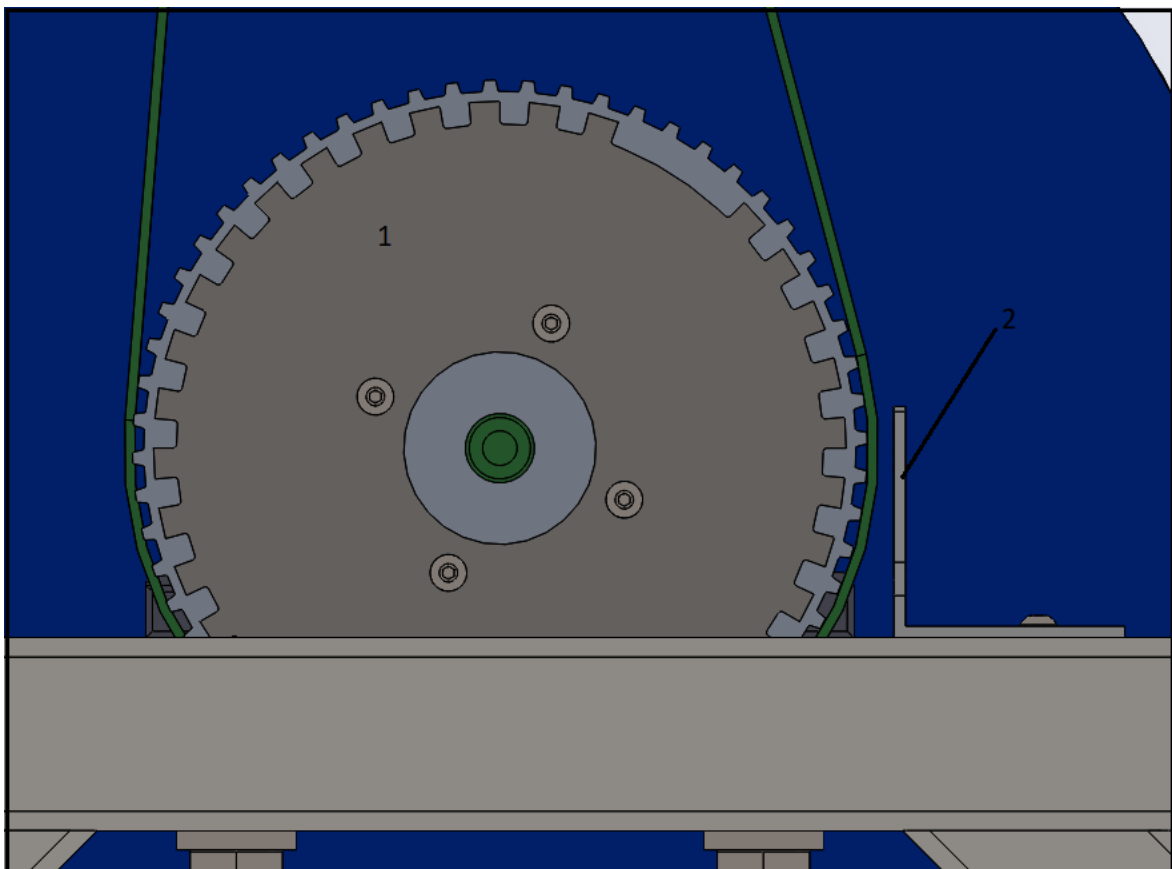
Αναφορικά με την ονομασία των δύο τεμαχίων, για τον οδοντωτό δακτύλιο ορίστηκε ως, *POS20_CD_STL_HALL-DISC*, ενώ για την βάση του μετρητικού οργάνου *POS20_CD_STL_SENSOR ADAPTER* και πρόκειται για γωνιά εμπορίου από αλουμίνιο διαστάσεων 60x60 στην οποία πραγματοποιούνται οπές και κοψίματα.



Εικόνα 75: POS20_CD_STL_HALL-DISC. Πρόοψη εξαρτήματος.



Εικόνα 76: POS20_CD_STL_SENSOR ADAPTER. Πρόοψη και πλάγια όψη.



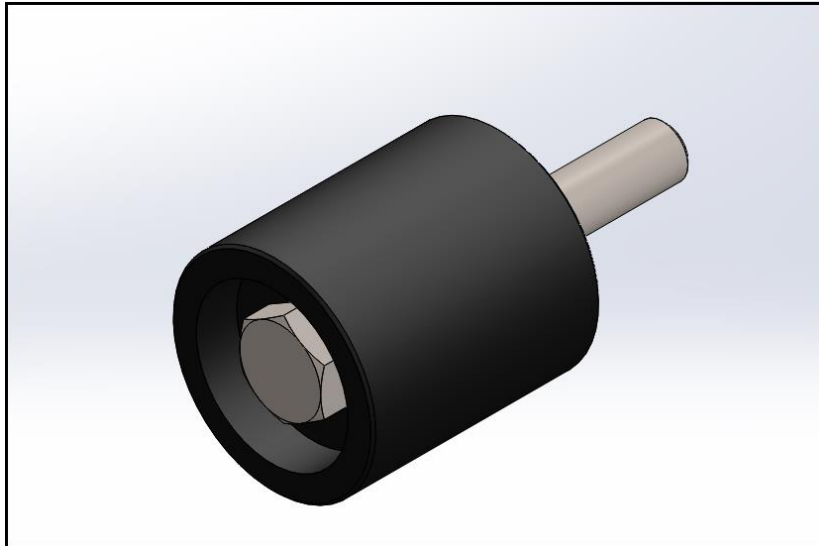
Εικόνα 77: Μετρητικός δακτύλιος και βάση σένσορα επάνω στην διάταξη.

Στην παραπάνω εικόνα, με τον αριθμό (1) φαίνεται ο μετρητικός δακτύλιος, ο οποίος θα συνδεθεί με τέσσερις κοχλίες τύπου "μπομπέ" M5x10, επάνω σε σπειρώματα όπου έχουν διανοιχθεί στο μεγάλο γρανάζι της διάταξης. Με τον αριθμό (2) συμβολίζεται η μεταλλική γωνιά αλουμινίου, επάνω στην οποία θα στερεωθεί ο μαγνητικός αισθητήρας.

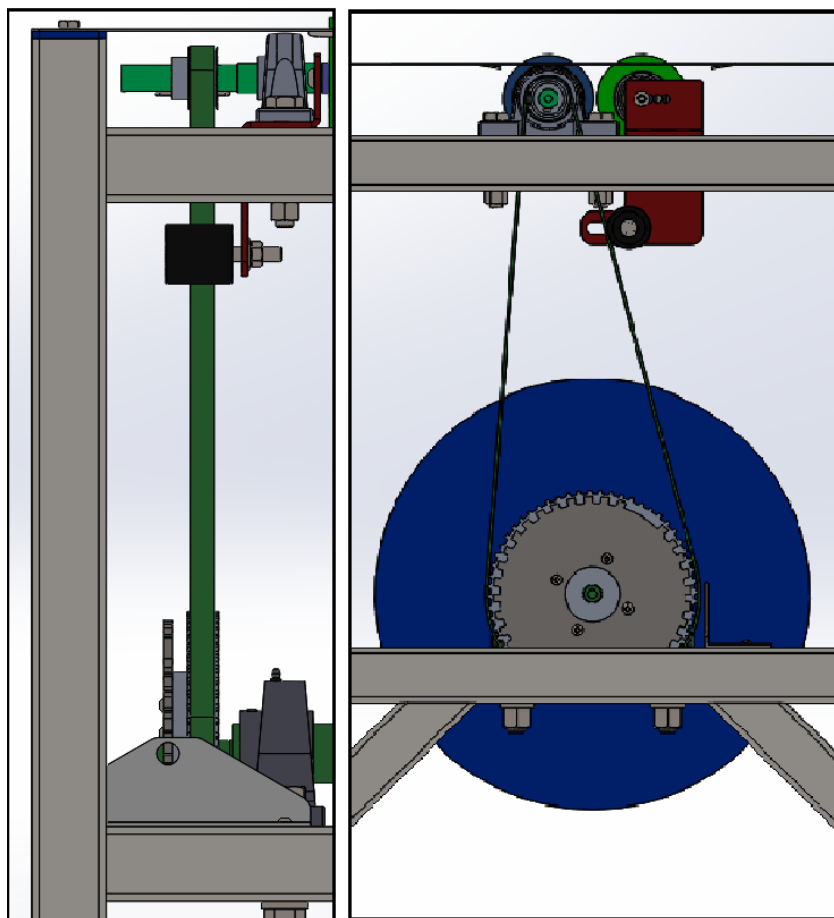
Τα βασικά στοιχεία των δύο εξαρτημάτων αναγράφονται στα κατασκευαστικά σχέδια που δόθηκαν για την παραγωγή των τεμαχίων.

Στην διάταξη της δυναμοτράπεζας και συγκεκριμένα, για την τάνυση και ένταση του μάντα χρονισμού, θα αγοραστεί μικρής διαμέτρου τροχαλία. Η κωδική ονομασία αυτής είναι **POS20_PURCH_ROLLER ASSEMBLY**.

Πρόκειται για εξάρτημα όπου θα αγορασθεί και είναι συμβατό με τις απαιτήσεις των γραναζιών και του ιμάντα. Επιλέχθηκε από τους πίνακες του προμηθευτή, οι οποίοι δίνονται στο παράρτημα. Η σύνδεση του πραγματοποιείται με κοχλία και η στήριξη του γίνεται στην μία εκ των δύο βάσεων του βοηθητικού ράουλου και συγκεκριμένα στο εξάρτημα όπου φέρει και την μεγάλη οπή με την ονομασία POS20_CD_STL_REAR DRUM MOUNT_CUSTOM.



Εικόνα 78: Τροχαλία τάνυσης του ιμάντα. Τρισδιάστατη απεικόνιση.



Εικόνα 79: Διάταξη τάνυσης του ιμάντα. Πρόψη και πλάγια όψη.

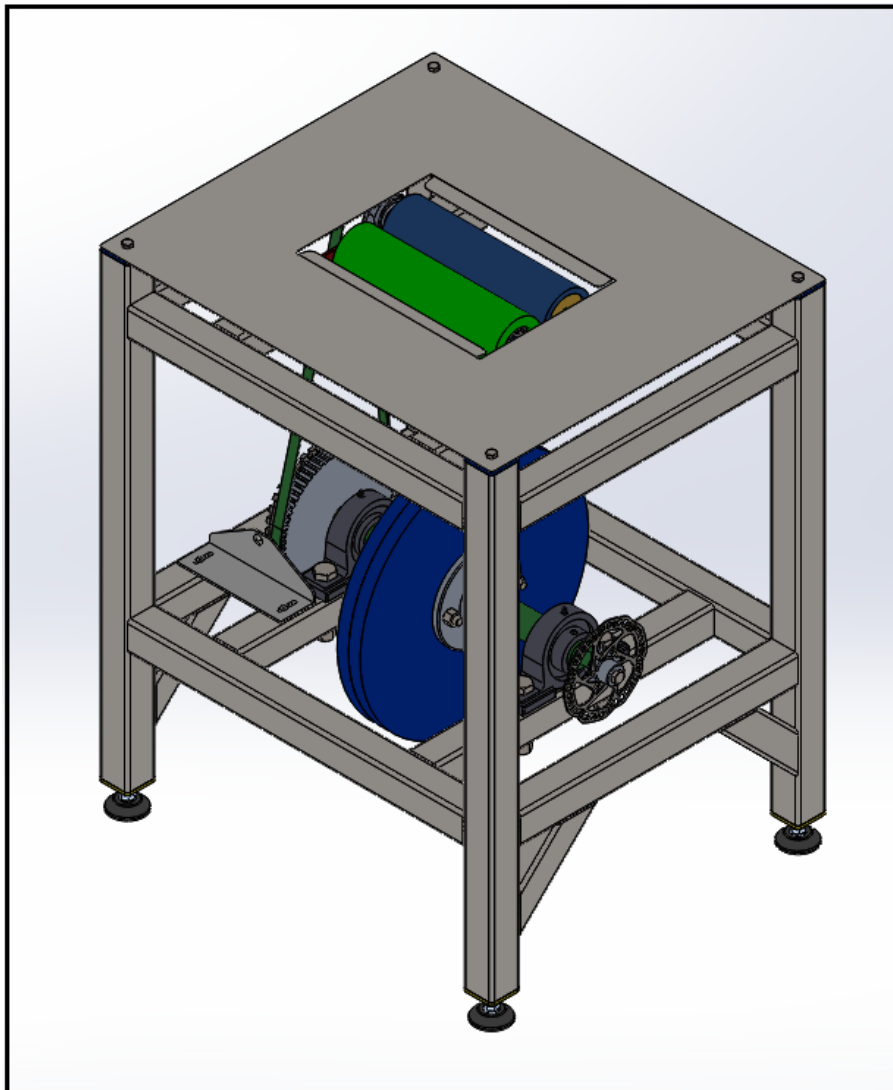
4.3 Τελικό Συναρμολόγημα

Έπειτα από τον επιμέρους σχεδιασμό, τόσο των εξαρτημάτων όσο και των υποσυστημάτων, αφού τοποθετηθούν και αποκτήσουν σχέσεις συνδεσμολογίας μεταξύ τους, εντός του προγράμματος τρισδιάστατης μοντελοποίησης, το τελικό συναρμολόγημα της αδρανειακής δυναμοτράπεζας είναι σχεδόν ολοκληρωμένο.

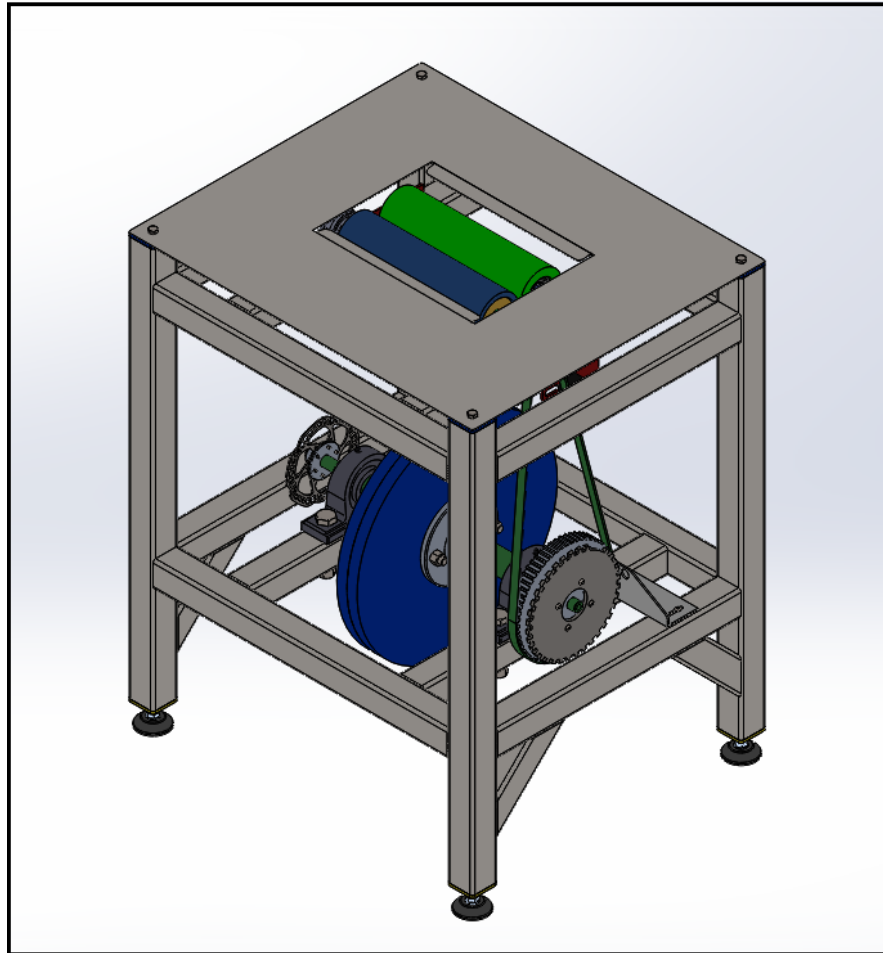
Σε αυτή την ενότητα παρουσιάζονται φωτογραφίες και εικόνες από το σχεδιαστικό πρόγραμμα Solidworks 2016, καθώς και οι αντίστοιχες επεξηγήσεις εφόσον αυτό κρίνεται απαραίτητο.

Τα τελικά αποτελέσματα σχετικά με την διάταξη της δυναμοτράπεζας είναι τα εξής:

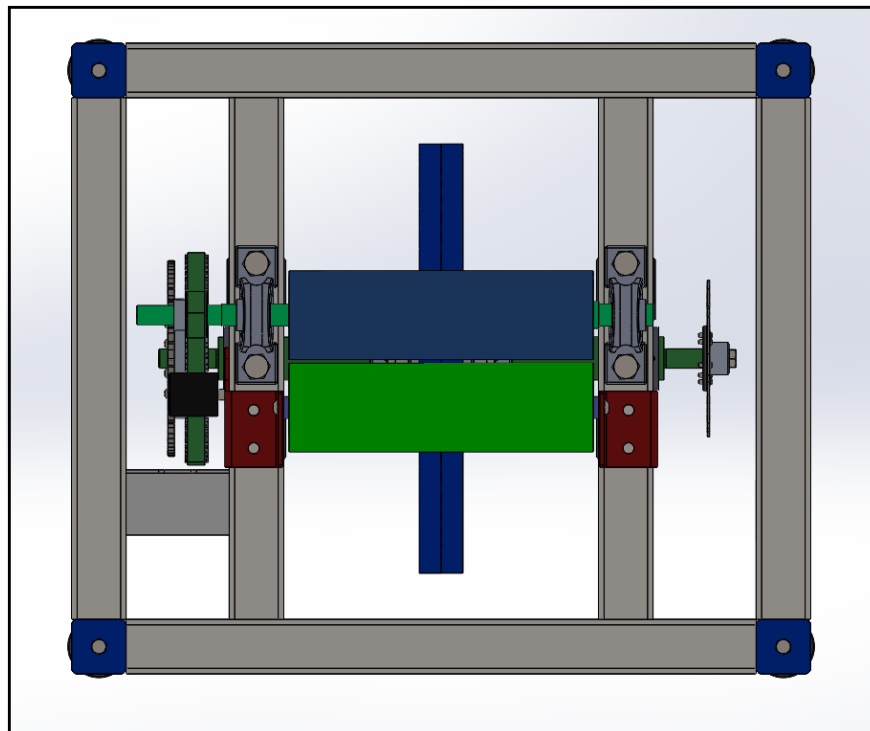
- Ονομασία: POS20_CHASSIS DYNO_ASSEMBLY.
 - Διαστάσεις: (ΜxΠxΥ) 580 x 680 x 810 mm.
 - Συνολικό Βάρος: 97,20 kg. Σύμφωνα με το σχεδιαστικό πρόγραμμα.
- Στις επόμενες σελίδες ακολουθούν εικόνες της διάταξης.



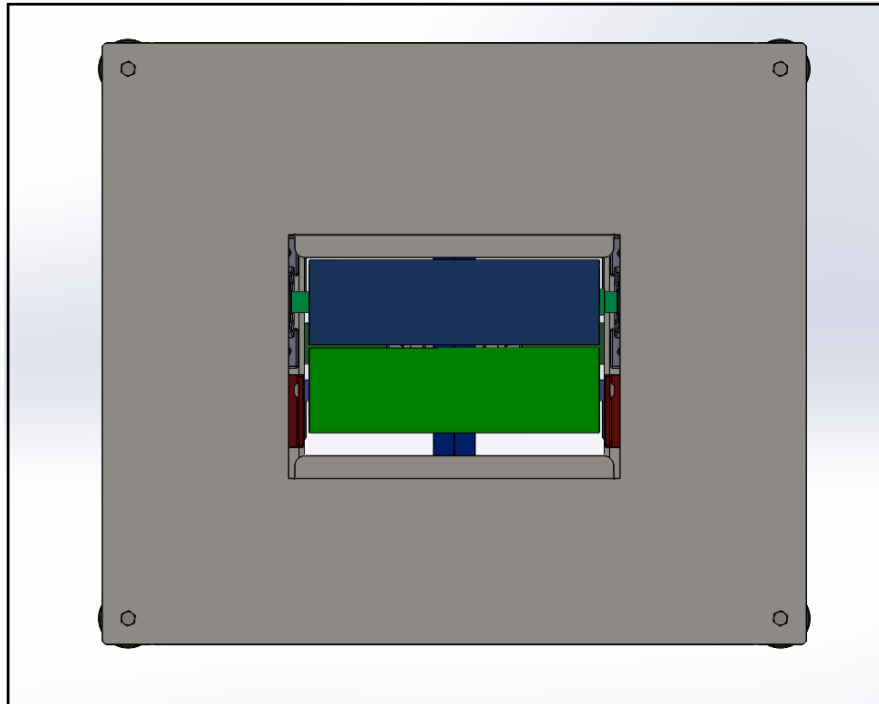
Εικόνα 80: Διάταξη αδρανειακού δυναμομέτρου. Ισομετρική όψη.



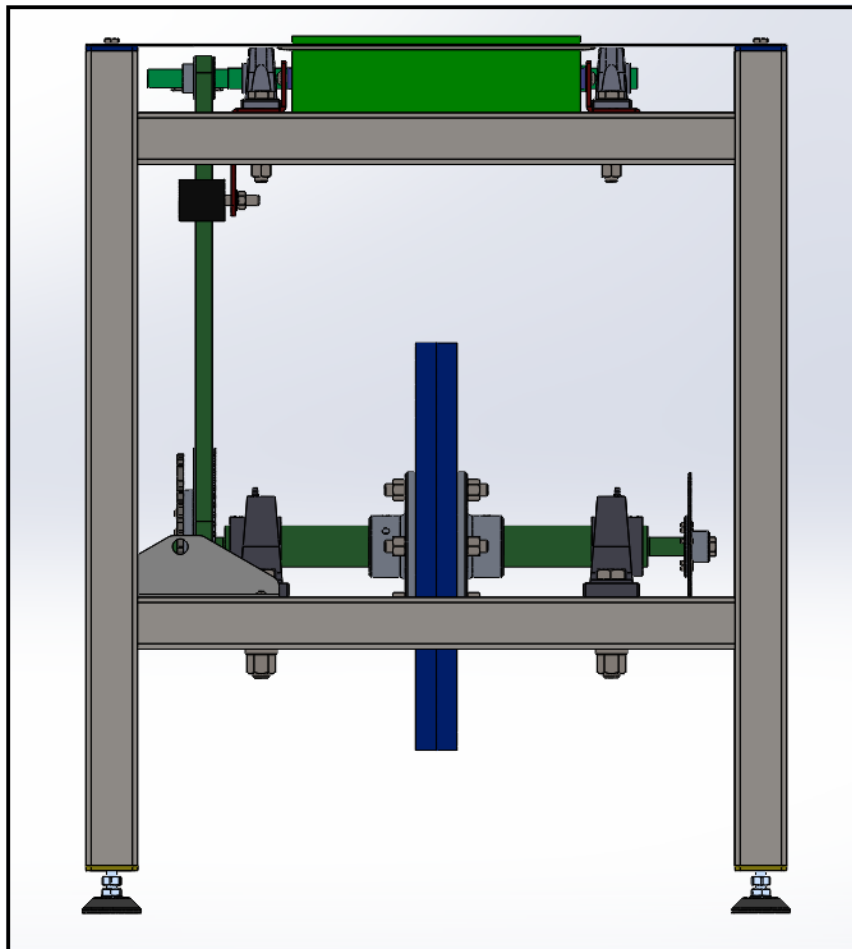
Εικόνα 81: Διάταξη αδρανειακού δυναμομέτρου. Ισομετρική όψη.



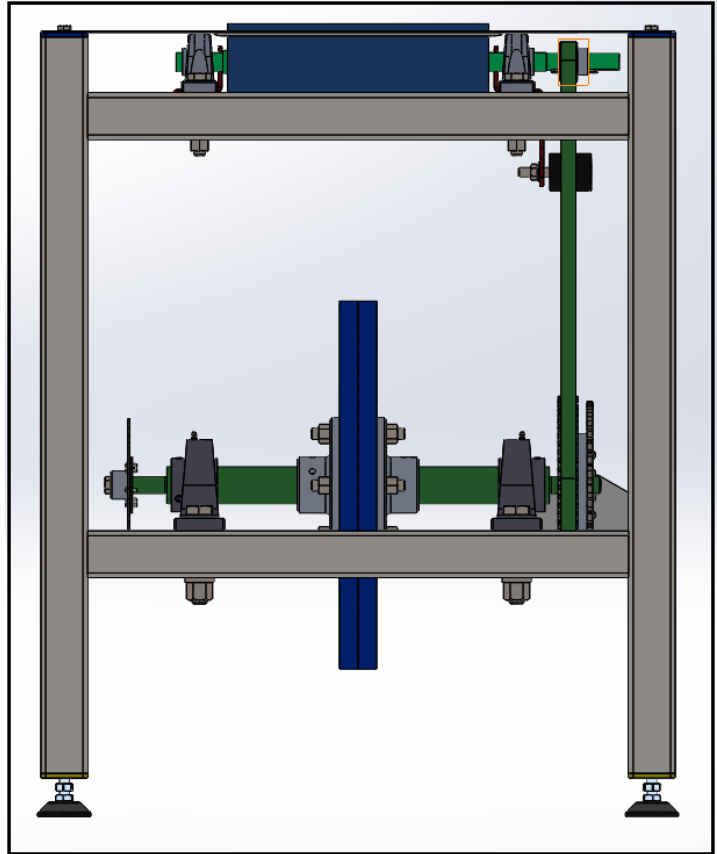
Εικόνα 82: Διάταξη αδρανειακού δυναμομέτρου χωρίς κάλυψη. Κάτοψη



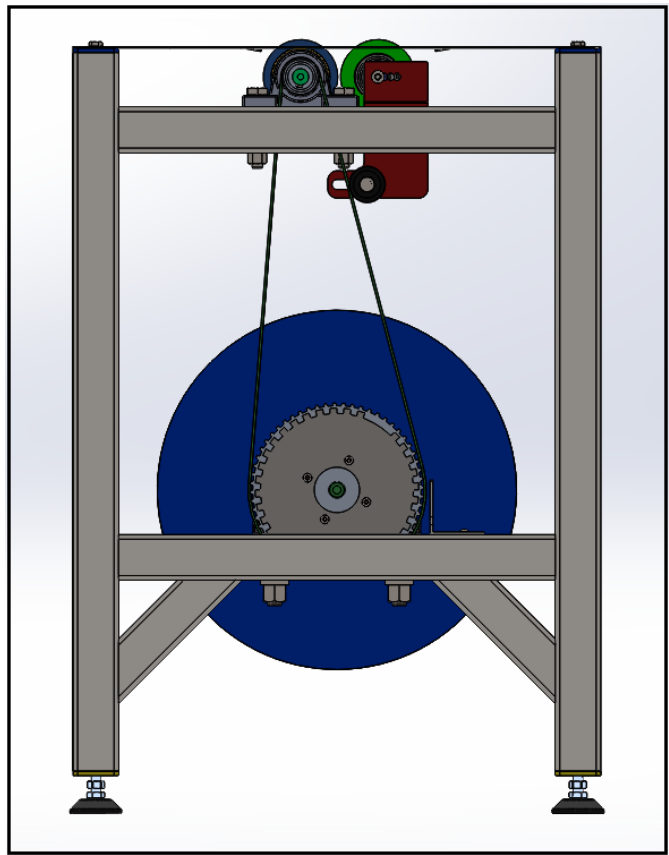
Εικόνα 83: Διάταξη αδρανειακού δυναμομέτρου με κάλυψη. Κάτοψη.



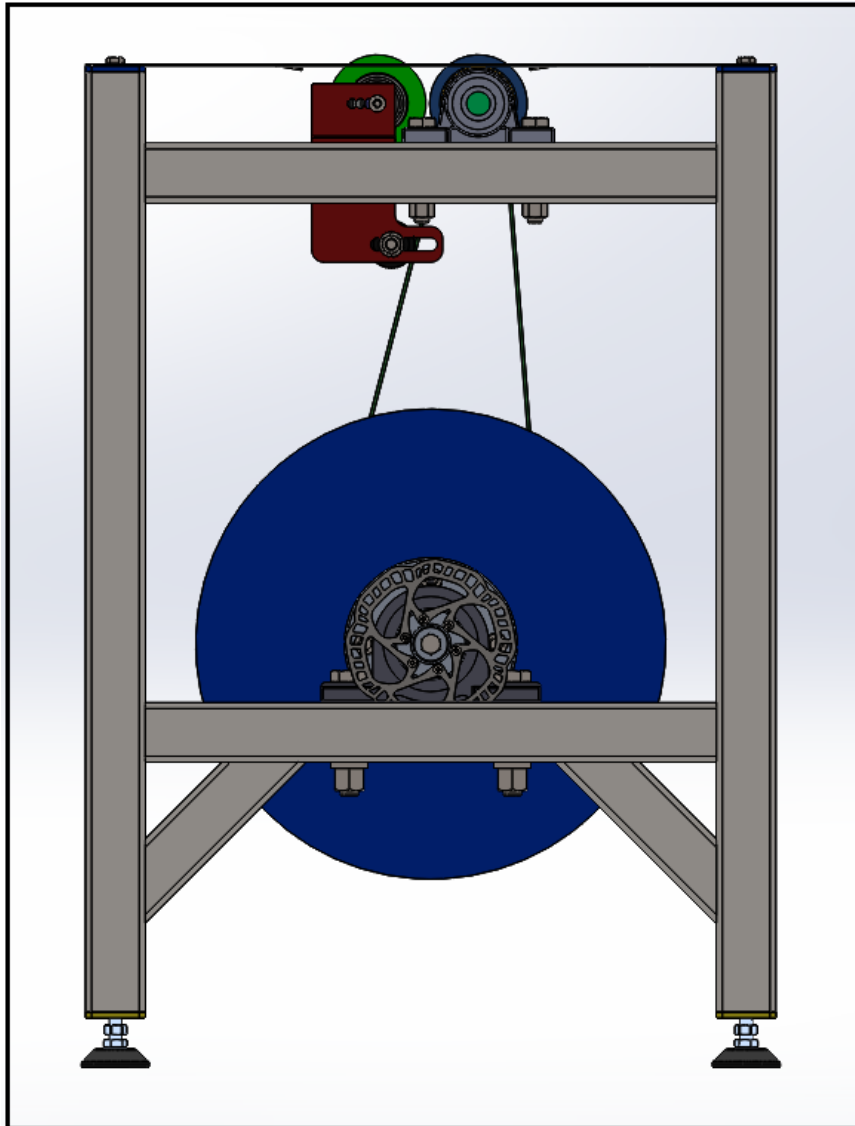
Εικόνα 84: Διάταξη αδρανειακού δυναμομέτρου. Πίσω όψη.



Εικόνα 85: Διάταξη αδρανειακού δυναμομέτρου. Πρόοψη.



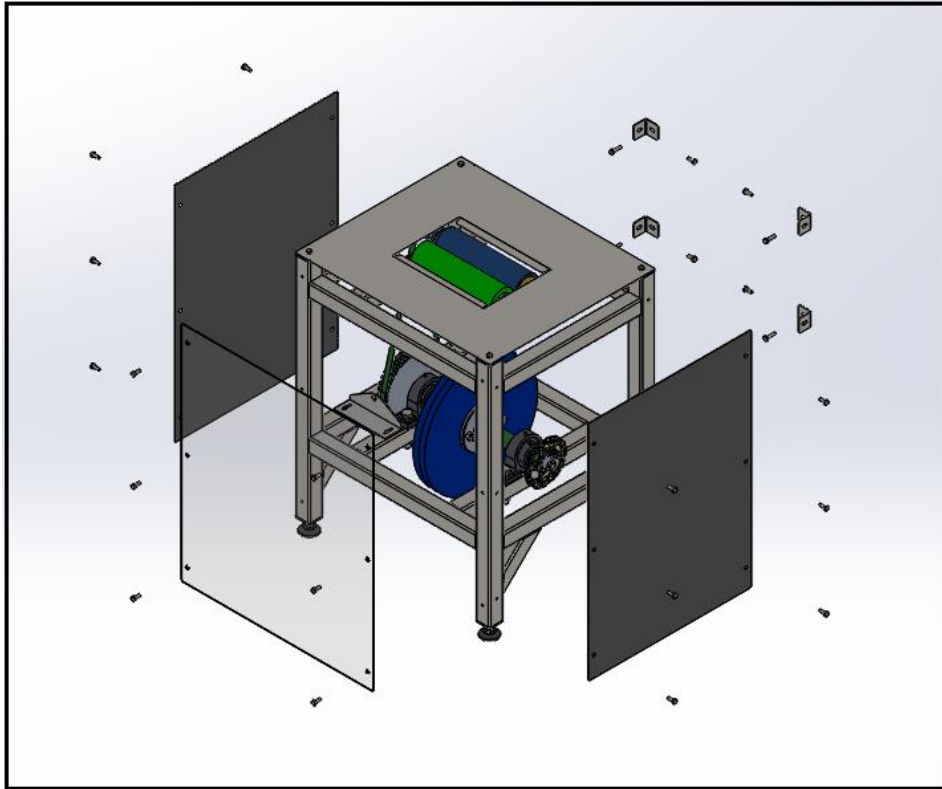
Εικόνα 86: Διάταξη αδρανειακού δυναμομέτρου. Πλάγια δεξιά όψη.



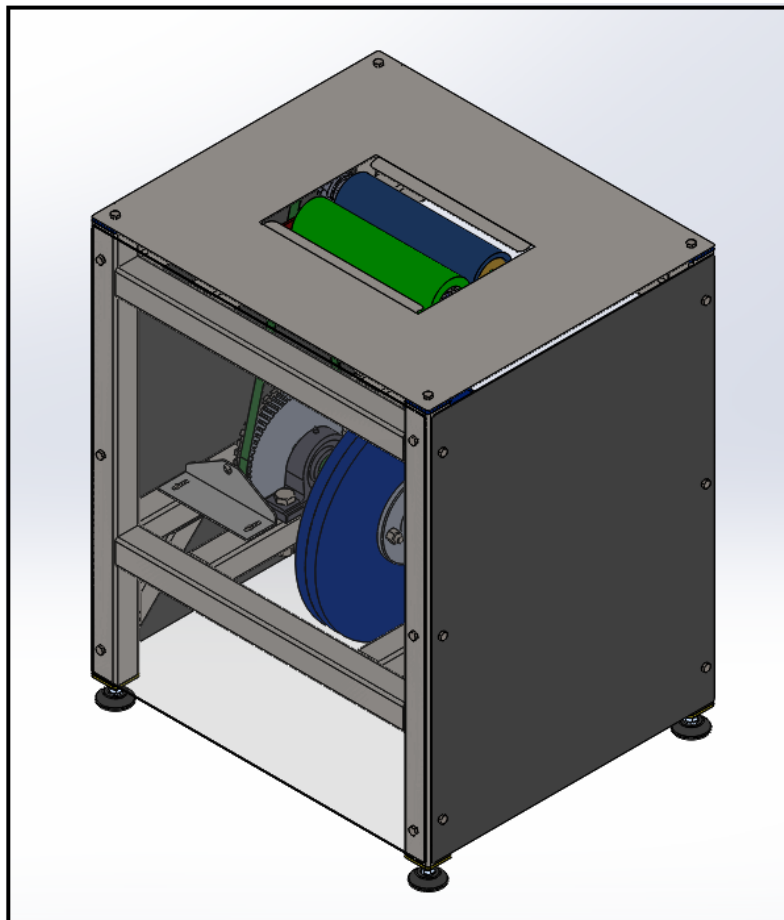
Εικόνα 87: Διάταξη αδρανειακού δυναμομέτρου. Πλάγια αριστερά όψη.

Πριν από την έναρξη της διαδικασίας δυναμομέτρησης, προκειμένου να υπάρχει ασφάλεια από τα περιστρεφόμενα μέρη της διάταξης, θα τοποθετούνται, περιμετρικά αυτής, πρόσθετα καλύμματα. Τα καλύμματα αυτά θα καλύπτουν πλήρως την διάταξη ως προς την δεξιά και αριστερή πλευρά της δυναμοτράπεζας, ενώ στο πίσω μέρος της θα τοποθετηθεί διάφανο φύλλο από πολυκαρβονικό υλικό (lexan), με σκοπό να υπάρχει οπτική επαφή με τα περιστρεφόμενα μέρη.

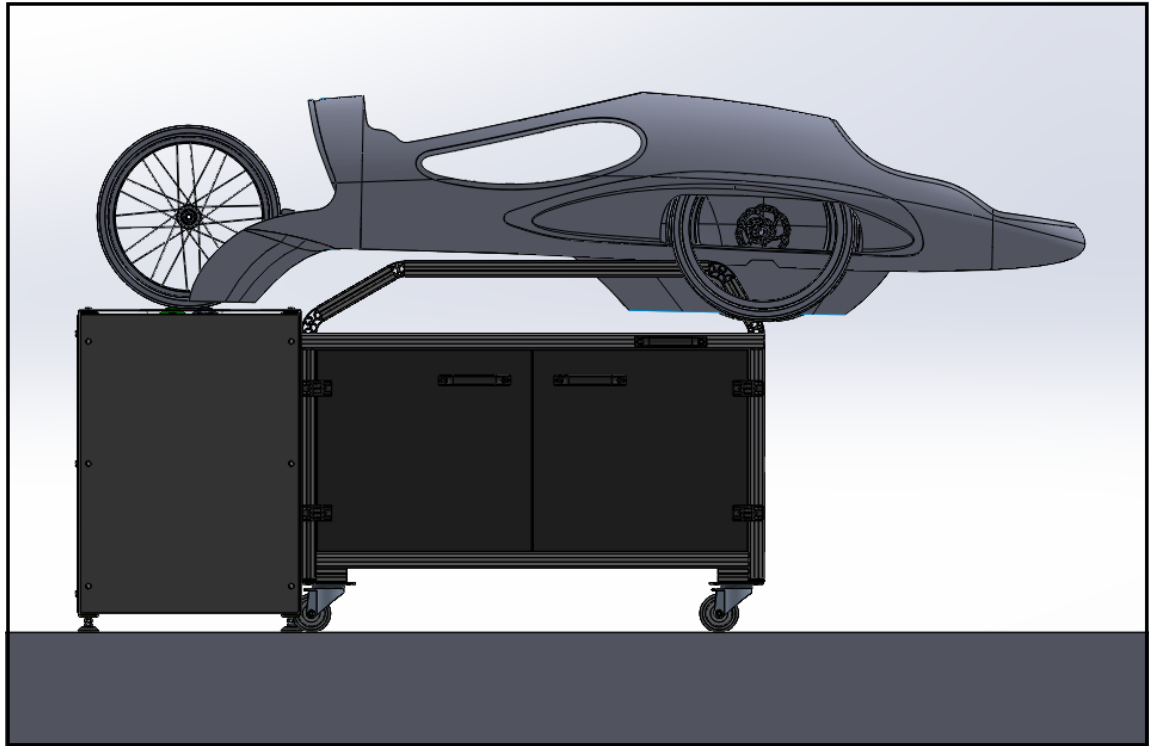
Επιπροσθέτως, προτού τοποθετηθούν τα καλύμματα στην δυναμοτράπεζα, η πρώτη κίνηση θα είναι το δέσιμο αυτής με την βάση του οχήματος. Το όχημα θα σταθεροποιείται επάνω στην βάση του η οποία θα βιδώνει με ασφάλεινες γωνιές επάνω στην δυναμοτράπεζα. Πρόκειται για μια διαδικασία, όπου απαιτεί λίγο χρόνο πριν την έναρξη του πειράματος αλλά αυξάνει την ασφάλεια. Να σημειωθεί πως τα καλύμματα και όλες οι περαιτέρω σπές και σπειρώματα επάνω στο σασί, θα πραγματοποιηθούν από την εργασία της ομάδας «Ποσειδών» κατά την ολοκλήρωση της διάταξης και την τελική κατασκευή.



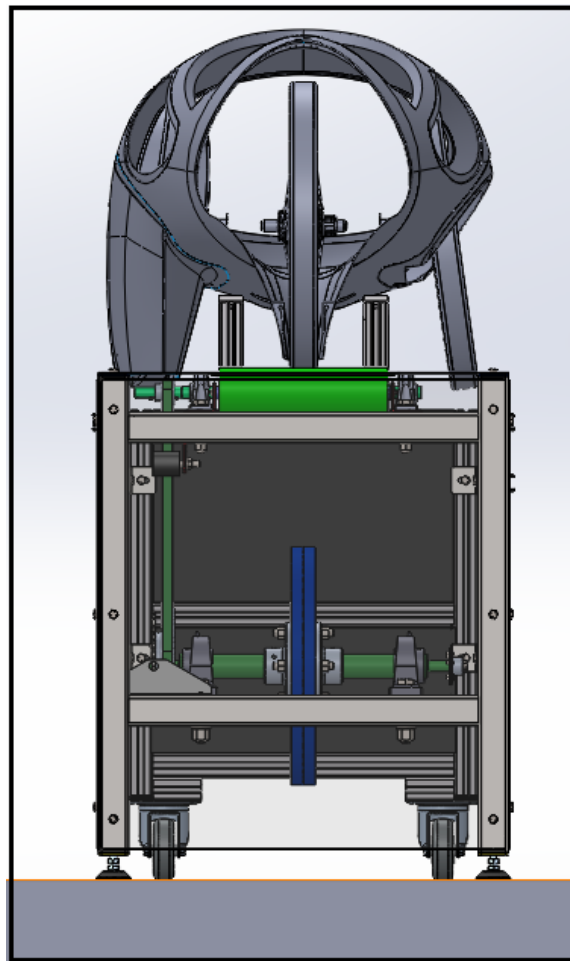
Εικόνα 88: Πλευρικά καλύμματα διάταξης δυναμοτράπεζας. Έκρηξη τεμαχίων.



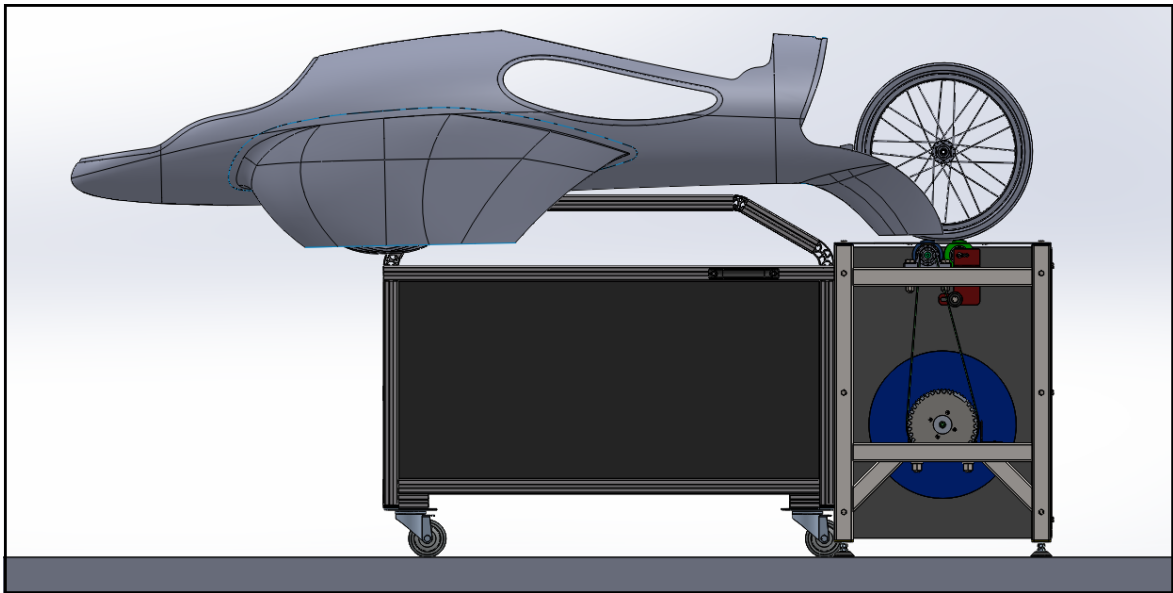
Εικόνα 89: Πλευρικά καλύμματα διάταξης δυναμοτράπεζας. Ισομετρική όψη.



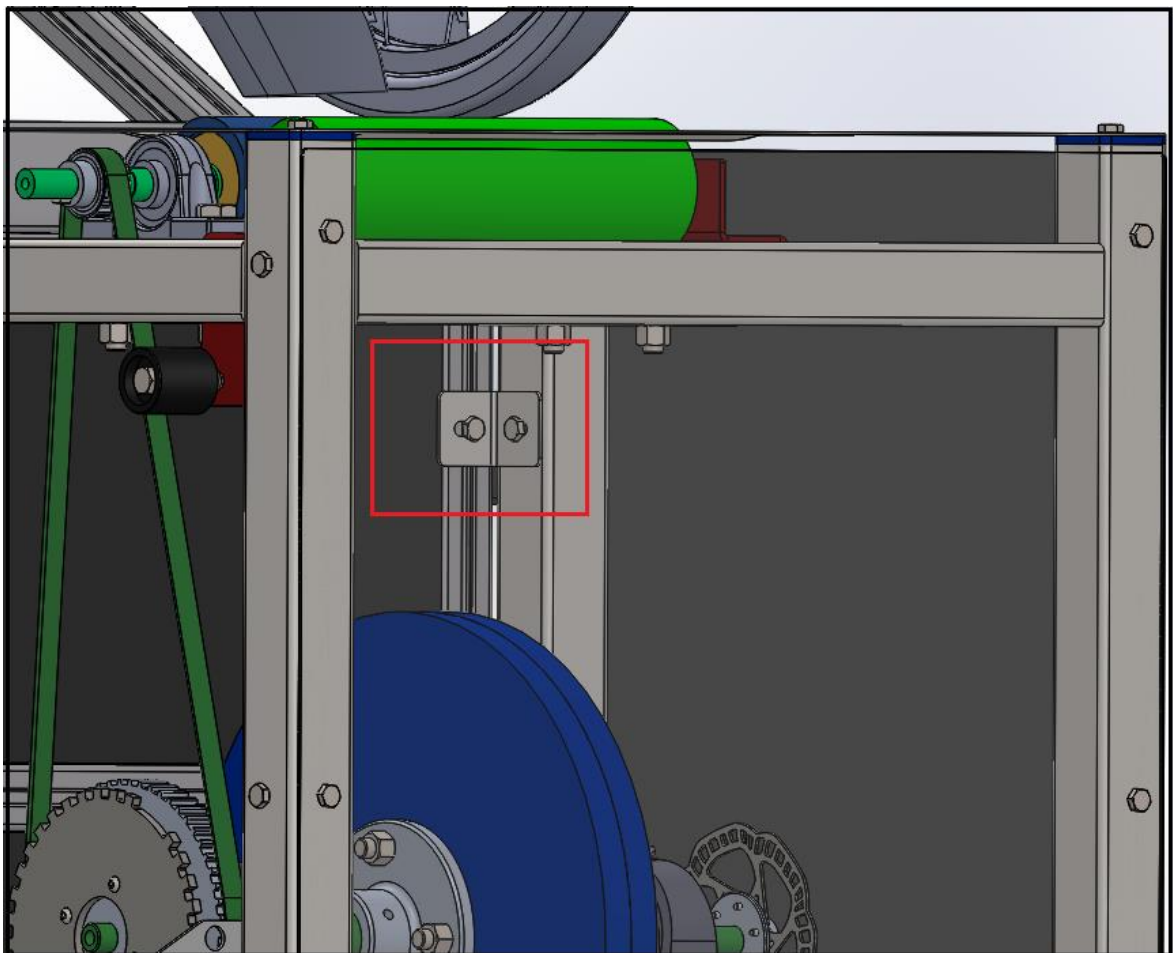
Εικόνα 90: Πλάγια όψη. Δυναμοτράπεζα – Βάση οχήματος και όχημα Olsa.



Εικόνα 91: Πίσω όψη. Δυναμοτράπεζα – Βάση οχήματος και όχημα Olsa.

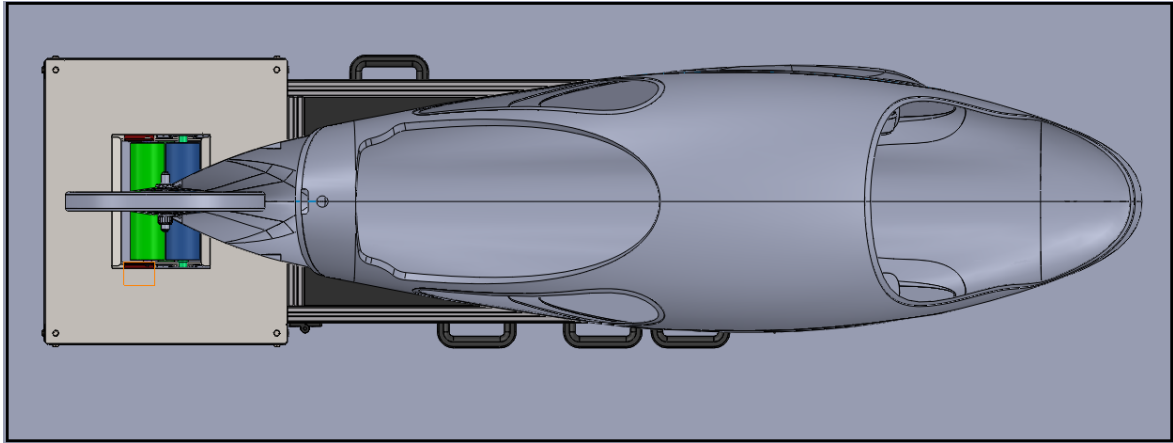


Εικόνα 92: Πλάγια όψη. Δυναμοτράπεζα – Βάση οχήματος και όχημα Ogcα.

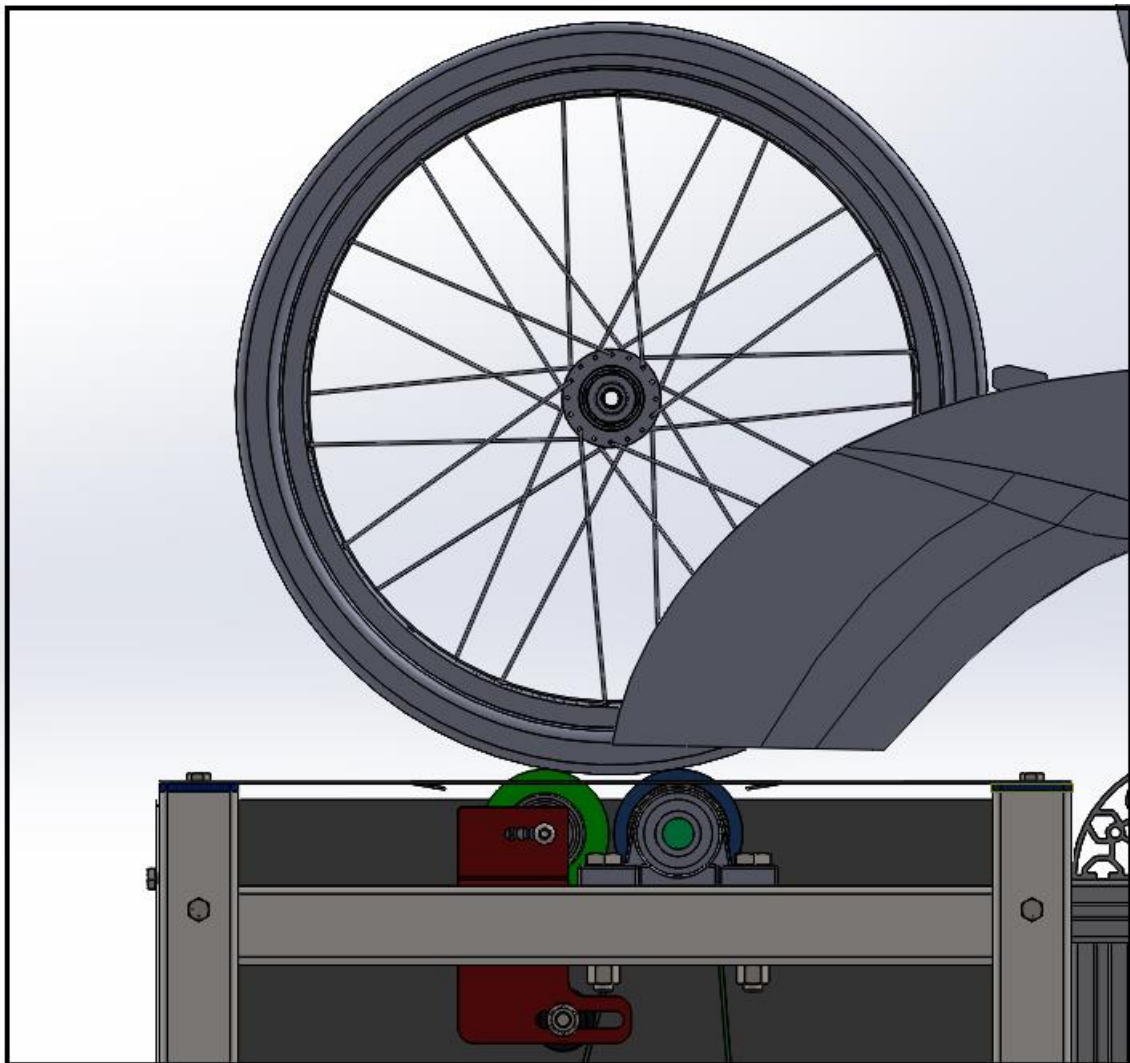


Εικόνα 93: Σύνδεση δυναμοτράπεζας – Βάσης οχήματος. Κόκκινη σημείωση.

Οι κοχλίες που χρησιμοποιούνται για την ένωση της δυναμοτράπεζας με την βάση του οχήματος Ogcα μέσω μεταλλικών στραντζαρισμένων ατσάλινων γωνιών, είναι τύπου εξαγωνικής κεφαλής και διαστάσεων σπειρώματος M8x25.



Εικόνα 94: Κάτοψη. Δυναμοτράπεζα – Βάση οχήματος και όχημα Otea.



Εικόνα 95: Επαφή κινητήριου τροχού με τα ράουλα του δυναμομέτρου.

Στη συνέχεια για την διάταξη δυναμομέτρησης δίνεται συγκεντρωτικός πίνακας, με όλες τις περιστρεφόμενες μάζες και τις ροπές αδρανείας αυτών, όπως καταγράφηκαν σε υπολογιστικό φύλλο, με σκοπό την τελική αδράνεια της διάταξης.

INERTIA CALCULATION FOR DYNO											
a/a	Part Name	Material	SW mass (kg)	Final Mass (kg)	SW MOI kg*m ²	QTY	Final MOI kg*m ²				
1	POS20_ID2_INX_FRONT DRUM	Aluminium	2,29	2,29	0,00272265	1	0,00272265				
2	kibb125	Carbon Steel	0,68	1,36	0,00035015	2	0,00070030				
3	POS20_CD_INX_FRONT SHAFT	AISI 304	1,54	1,54	0,00010728	1	0,00010728				
4	POS20_CD_REAR DRUM*	Carbon Steel	2,93	2,93	0,00311023	1	0,00311023				
5	POS20_CD_REAR SHAFT*	AISI 304	0,72	0,72	0,00003629	1	0,00003629				
6	6304_RLS_BEARING*	-	0,14	0,28	0,00006133	2	0,00012266				
7	POS20_CD_INX_FLYWHEEL SHAFT	Carbon Steel	4,16	4,16	0,00079632	1	0,00079632				
8	POS20_CD_INX_FLYWHEEL	Carbon Steel	18,84	37,68	0,37253984	2	0,74507968				
9	POS20_CD_ALU_FLYWHEEL FLANGE	Aluminium	0,54	1,08	0,00120525	2	0,00241050				
10	POS20_CD_STL_HALL DISC	DKP	1,02	1,02	0,00419599	1	0,00419599				
11	POS20_CD_ALU_BRAKE DISC CONNECTOR	Aluminium	0,05	0,05	0,00001674	1	0,00001674				
12	POS20_CD_INX_BRAKE DISC	AISI 304	0,1	0,1	0,00031412	1	0,00031412				
						Total 1	0,7563				

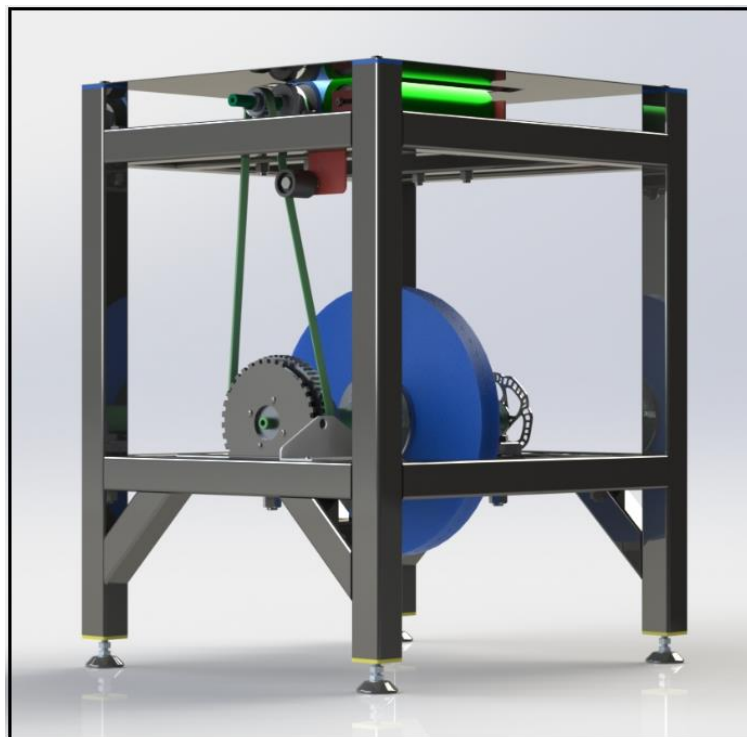
Πίνακας 17: Συγκεντρωτικός πίνακας ροπών αδρανείας, περιστρεφόμενων εξαρτημάτων.

Στον παραπάνω συγκεντρωτικό πίνακα των ροπών αδρανείας, με κόκκινο χρώμα έχουν επισημανθεί τα κελιά που αφορούν τα εξαρτήματα του υποσυστήματος του βοηθητικού ράουλου, τα οποία και δεν υπολογίζονται στην τελική αδράνεια. Αυτό συμβαίνει καθώς μονάχα το εμπρόσθιο ράουλο έχει ενωθεί με τον άξονα της περιστρεφόμενης μάζας και έχει την άμεση αλληλεπίδραση με την εισαγωγή φορτίου στην κίνηση του οχήματος.

Παρατηρούμε πως η συνολική ροπή αδρανείας των περιστρεφόμενων μαζών είναι $I_{sys} = 0,7563 \text{ kgm}^2$. Τιμή η οποία ικανοποιεί πλήρως τόσο τους υπολογισμούς που έγιναν, όσο και τις προδιαγραφές που έχουν τεθεί. Σημειώνεται πως όλες οι τιμές υπολογίστηκαν με βάση το σχεδιαστικό πρόγραμμα και αφορούν τις ροπές αδρανείας ως προς τον διαμήκη άξονα περιστροφής των τεμαχίων.

Γίνεται εύκολα αντιληπτό, πως την κυριότερη αδράνεια στο σύστημα την θέτουν τα δύο τεμάχια POS20_CD_STL_FLYWHEEL, τα υπόλοιπα εξαρτήματα σχεδόν συμπληρώνουν την απαιτούμενη τιμή που έχει τεθεί ως ελάχιστη, ή μπορούν φυσικά να παραληφθούν ως αμελητέα ποσότητα η οποία δεν επηρεάζει το σύστημα. Απομένει φυσικά η τιμή αυτή να επαναληφθεί και από την πειραματική διαδικασία όπως αυτή έχει περιγραφεί.

Όλα τα τεμάχια που παρουσιάστηκαν σε αυτό το κεφάλαιο, φυσικά θα παρουσιαστούν και σε φωτογραφικό υλικό από τις πραγματικές κατασκευές που θα προκύψουν έπειτα από την παραγωγική διαδικασία των εταιριών που θα αναλάβουν την κατασκευή τους. Όλα αυτά τα δεδομένα, καθώς και τυχόν διορθώσεις και δυσκολίες που προέκυψαν στην πορεία ολοκλήρωσης της δυναμοτράπεζας, αναγράφονται στο κεφάλαιο 7 της πτυχιακής εργασίας.



Εικόνα 96: Φωτορεαλιστική απεικόνιση αδρανειακού δυναμομέτρου.

5. ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ

Σε αυτό το κεφάλαιο της πτυχιακής εργασίας παρουσιάζονται οι έλεγχοι αντοχής των κατασκευών της αδρανειακής δυναμοτράπεζας, σε κάθε επιμέρους τμήμα της, ώστε να εξαλειφθούν οι κίνδυνοι αστοχίας κατά την λειτουργία της. Επίσης γίνεται έλεγχος για την περίπτωση όπου μια κατασκευή κρίνεται μη ασφαλής ώστε να επανασχεδιαστεί, προκειμένου να αποφευχθούν τυχόν ατυχήματα και να ληφθεί ο σωστός συντελεστής ασφαλείας.

Αναλυτικά, οι έλεγχοι που θα παρουσιαστούν στο συγκεκριμένο κεφάλαιο αφορούν τα εξής τμήματα της αδρανειακής δυναμοτράπεζας:

- Το μεταλλικό σασί. POS20_CD_STL_CHASSIS.
- Το εμπρόσθιο ράουλο της διάταξης. POS20_CD_FRONT-DRUM_SUB-ASSEMBLY.
- Το βοηθητικό ράουλο. POS20_CD_REAR-DRUM_SUB ASSEMBLY
- Το σύστημα αδρανειακής μάζας. POS20_CD_STL_FLYWHEEL SHAFT_SUB ASSEMBLY.

Στη συνέχεια σε κάθε ενότητα, παρουσιάζονται αναλυτικά οι μελέτες, τα υλικά κάθε επί μέρους κατασκευής καθώς και τα αποτελέσματα που εξάγονται από την προσομοίωση των πεπερασμένων στοιχείων μέσω του λογισμικού SOLIDWORKS 2016_Simulation. Προτού γίνει αναφορά στις μελέτες και τα αποτελέσματα των κατασκευών, παρουσιάζεται σύντομο θεωρητικό κομμάτι με βασικές έννοιες και ορισμούς, προκειμένου να αποκτηθεί μια σύντομη επαφή με έννοιες της μηχανικής, σύμφωνα με τις οποίες πραγματοποιείται και η αξιολόγηση των αποτελεσμάτων.

5.1 Βασικές Έννοιες / Ορισμοί

Σε αυτό το σημείο θα αναφερθούν βασικές έννοιες, ορισμοί καθώς και σύντομες περιγραφές και τύποι που αφορούν την ανάλυση κατασκευών και της κλασσικής μηχανικής. Ο λόγος αυτής της σύντομης αναφοράς και περιγραφής γίνεται καθώς αρκετά από τα παρακάτω στοιχεία θα αναφερθούν και θα χρησιμοποιηθούν για τον σχολιασμό των αποτελεσμάτων που εξήχθησαν μέσω του Solidworks Simulation για τα υπό-συναρμολογήματα της διάταξης του αδρανειακού δυναμομέτρου.

Ανάλυση Κατασκευών:

Αναφέρεται στην εύρεση της συμπεριφοράς μιας κατασκευής, υπό την χρήση μαθηματικών μοντέλων που κατά κανόνα προσομοιώνονται στον ηλεκτρονικό υπολογιστή. Ασφαλώς, προϋπόθεση για την ανάλυση μιας κατασκευής είναι η γνώση του γεωμετρικού σχήματος της, του τρόπου στήριξής της και των επιβαλλόμενων φορτίων.

Πεπερασμένα στοιχεία:

Είναι ο αριθμητικός υπολογισμός μηχανικών μεγεθών (όπως π.χ. Ελαστική μετατόπιση, θερμοκρασία, πίεση, ταχύτητα ρευστού, δυναμικό κλπ.) χωρίς την διενέργεια πειραμάτων αλλά με την μεταφορά των εν λόγω πειραμάτων- συνθηκών σε ψηφιακό περιβάλλον και εξαγωγή συμπερασμάτων από ηλεκτρονικούς υπολογιστές. Η μέθοδος των Πεπερασμένων στοιχείων αποτελεί την πεμπτούσια του όρου Ανάλυση.

CAE (computer aid engineering):

Είναι η ευρεία χρήση λογισμικών ηλεκτρονικών υπολογιστών για λύσει μηχανολογικά προβλήματα. Περιλαμβάνει ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων , υπολογιστική ρευστομηχανική , αντοχή των υλικών και βελτιστοποίηση.

Μηχανικές ιδιότητες:

Είναι τα χαρακτηριστικά συμπεριφοράς και αντίδρασης κάθε υλικού στις μηχανικές καταπονήσεις . Αυτά μπορούν θεωρηθούν η δισθραυστότητα, το όριο διαρροής , η αντοχή σε εφελκυσμό κλπ.

Στατική αντοχή:

Είναι η φόρτιση που γίνεται ομαλά και βαθμιαία ξεκινώντας από το σημείο μηδέν μέχρι την θραύση της κατασκευής ή του αντικειμένου.

Δυναμική αντοχή:

Είναι η μεγαλύτερη τάση που μπορεί αντέξει ένα υλικό χωρίς να σπάσει όταν η φόρτιση μεταβάλλεται απεριόριστα και είναι εναλλασσόμενη μεταξύ δύο ορισμένων ακραίων ορίων.

Συντονισμός

Στη φυσική καλείται το φαινόμενο κατά το οποίο σε μια εξαναγκασμένη ταλάντωση η συχνότητα του διεγέρτη είναι ίση με την ιδιοσυχνότητα του ταλαντωτή, με αποτέλεσμα τη μεγιστοποίηση του πλάτους.

Κάθε ταλαντωτής μπορεί να ταλαντώνεται σε μία περιοχή συχνοτήτων. Η στιγμιαία διέγερση ενός ταλαντωτή ισοδυναμεί με την απόδοση στην ταλάντωση ενός συγκεκριμένου ποσού ενέργειας. Αυτή είναι η ελεύθερη ταλάντωση η οποία συμβαίνει με συχνότητα που ταυτίζεται με την ιδιοσυχνότητα του ταλαντωτή. Όταν η ταλάντωση είναι εξαναγκασμένη, η συχνότητα της είναι η συχνότητα του διεγέρτη. Όταν η συχνότητα του διεγέρτη ταυτίζεται με την ιδιοσυχνότητα του ταλαντωτή έχουμε συντονισμό.

Κατά το συντονισμό το σύστημα έχει το μέγιστο δυνατό πλάτος ταλάντωσης και τη μέγιστη δυνατή ενέργεια. Αν δεν υπάρχουν αποσβεστικές δυνάμεις, τότε το πλάτος της ταλάντωσης γίνεται θεωρητικά άπειρο. Έτσι, η ταλάντωση μπορεί να γίνει τόσο έντονη, ώστε να καταστραφεί ο ταλαντωτής. Αν η προσφορά ενέργειας είναι μεγαλύτερη, τότε υπάρχει κίνδυνος καταστροφής του ταλαντωτή.

Όριο Διαρροής:

Είναι το αρχικό σημείο που παρατηρείται η απόκλιση από την γραμμικότητα της καμπύλης τάσης – παραμόρφωσης και παρουσιάζεται ουσιαστικά η μετάβαση από την ελαστική στην πλαστική συμπεριφορά ενός μετάλλου.

Όριο Θραύσης:

Είναι το φορτίο στο οποίο επέρχεται η θραύση ενός σώματος. Ονομάζεται και τάση θραύσης γιατί ανάγεται στην μονάδα επιφάνειας της διατομής του σώματος.

Λόγος Poisson:

Είναι ο λόγος των εγκάρσιων παραμορφώσεων προς την αξονική παραμόρφωση. Ο λόγος αυτός ορίζεται ως ο αρνητικός λόγος της εγκάρσιας (ϵ_{long}) προς τη διαμήκη (ϵ_{trans}) παραμόρφωση του υλικού όταν αυτό εντείνεται μονοαξονικά κατά τη διαμήκη διεύθυνση και περιγράφεται από τον τύπο:

$$\nu = - \epsilon_{\text{long}} / \epsilon_{\text{trans}} \quad (41)$$

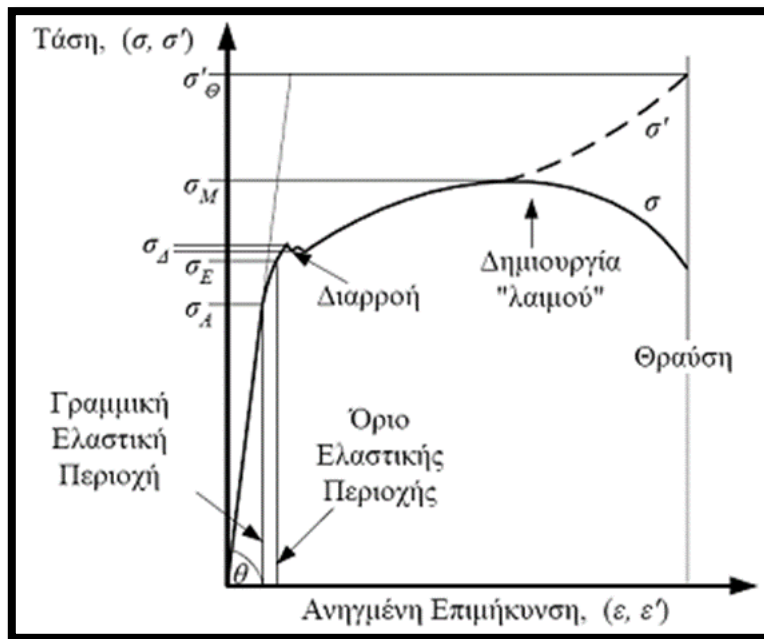
Όταν ένα υλικό παρουσιάζει θετικό συντελεστή Poisson συμπεραίνουμε ότι σε περίπτωση επιμήκυνσης ενός στοιχειώδους τμήματος κατά τη διαμήκη διεύθυνση λόγω αξονικής εφελκυστικής δύναμης θα παρατηρηθεί βράχυνση του στοιχειώδους τμήματος στις άλλες δύο διευθύνσεις.

Διάγραμμα ορθής τάσης – ανηγμένης παραμόρφωσης

Για τα περισσότερα υλικά κατασκευών ισχύει από νόμο του Hooke, ότι η επιμήκυνση, μιας προς μελέτη ράβδου, είναι ανάλογη του φορτίου. Ο νόμος αυτός λέγεται νόμος της ελαστικότητας και είναι σχέση τάσεων παραμορφώσεων. Η επιμήκυνση της ράβδου ανάγεται στην μονάδα μήκους της ράβδου και σημειώνεται με ϵ και λέγεται ειδική παραμόρφωση εφελκυσμού. Ομοίως για τη θλίψη η ειδική παραμόρφωση συστολής ανά μονάδα μήκους. Η ειδική παραμόρφωση από τον ορισμό της θα είναι:

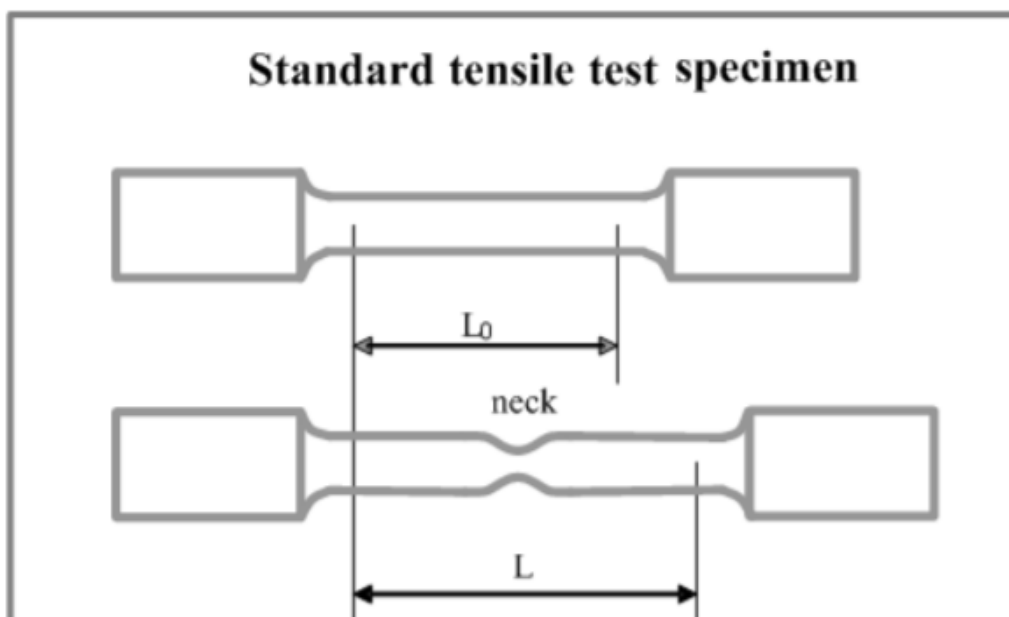
$$\epsilon = \Delta l / l \quad (42)$$

Στη συνέχεια δίνεται ένα τυπικό διάγραμμα εφελκυσμού χάλυβα, ώστε να σημειωθούν και να σχολιασθούν οι τάσεις αυτού, καθώς και να γίνει αντιληπτή η συμπεριφορά του υλικού στις καταπονήσεις.



Εικόνα 97 : Διάγραμμα τάσης – παραμόρφωσης χάλυβα.

Μέχρι το σημείο της επιβαλλόμενης ορθής τάσης σ_A έχουμε αναλογία τάσεων και επιμηκύνσεων. Το σημείο, A ονομάζεται όριο αναλογίας. Στο σημείο της επιβαλλόμενης ορθής τάσης σ_Δ έχουμε το ανώτατο όριο ροής και το κατώτερο όριο ροής. Μετά τα όρια ροών το διάγραμμα παρουσιάζει ομαλότερη καμπύλη έως το σημείο της επιβαλλόμενης τάσης σ_M όπου και αρχίζει η μείωση της τάσης και ονομάζεται τάση θραύσης ή όριο θραύσης. Η υπόλοιπη καμπύλη έπειτα από την μέγιστη τάση έως το πέρας των επιβαλλόμενων φορτίων ονομάζεται καμπύλη κράτυνσης.



Εικόνα 99: Εκλέπτυνση δοκιμίου μετά το πείραμα εφελκυσμού.

Λίγο μετά από το όριο θραύσης, σε κάποια διατομή του δοκιμίου, άγνωστο εκ των προτέρων σε ποια, εμφανίζεται στένωση, που αυξάνεται προοδευτικά και ονομάζεται λαιμός θραύσης. Η εμφάνιση του λαιμού θραύσης ταυτίζεται με την ύπαρξη μιας ακόμη περιοχής, της τελευταίας στο διάγραμμα εφελκυσμού, που ονομάζεται περιοχή θραύσης. Εδώ οι ορθές τάσεις μικραίνουν με την αύξηση των επιμηκύνσεων, και μετά από λίγο το δοκίμιο σπάει. Η μείωση των ορθών τάσεων στην περιοχή θραύσης οφείλεται στην προοδευτική μείωση της διατομής λόγω του λαιμού, αλλά και στο γεγονός ότι οι τεταγμένες σ του διαγράμματος εφελκυσμού προέρχονται από την αναγωγή του φορτίου στην αρχική και όχι στη συνεσταλμένη διατομή του δοκιμίου. Η ορθή τάση σ_{θ} , που αντιστοιχεί στο τελευταίο σημείο της περιοχής θραύσης (που είναι επίσης και το τελευταίο σημείο του διαγράμματος εφελκυσμού), ονομάζεται τάση θραύσης. Η περιοχή κράτυνσης μαζί με την περιοχή θραύσης αποτελούν τη λεγόμενη πλαστική περιοχή του διαγράμματος εφελκυσμού.

Αν κατά τη διάρκεια του πειράματος, οι εκάστοτε εφελκυστικές δυνάμεις του δοκιμίου μπορούσαν να αναχθούν, στην θεωρητικά έστω μικρότερη, συνεσταλμένη διατομή του, τότε στο διάγραμμα εφελκυσμού που θα πρόκυπτε, θα απεικονίζονταν οι λεγόμενες πραγματικές τάσεις, και όχι απλά οι τάσεις, οι οποίες ως εκ τούτου θεωρούνται συμβατικές. Στην περίπτωση αυτή, μέχρι την περιοχή διαρροής του διαγράμματος, όπου οι επιμηκύνσεις που εμφανίζονται στο δοκίμιο δεν είναι ιδιαίτερα σημαντικές, οι πραγματικές τάσεις φαίνονται σαν να συμπίπτουν με τις συμβατικές. Όμως στην πλαστική περιοχή, όπου οι παραμορφώσεις του δοκιμίου γίνονται πολύ μεγαλύτερες, οι πραγματικές τάσεις αρχίζουν να ξεχωρίζουν, ιδιαίτερα μετά το όριο θραύσης.

Πραγματικά, στην περιοχή θραύσης, οι πραγματικές τάσεις όχι μόνο δεν μικραίνουν, αλλά αυξάνουν σημαντικά. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι με τη μείωση των διατομών του δοκιμίου στην περιοχή του λαιμού, μειώνεται η ικανότητα ανάληψης εφελκυστικών δυνάμεων απ' την πλευρά του δοκιμίου.

Αυτός είναι άλλωστε και ο λόγος που μικραίνουν οι συμβατικές τάσεις. Όμως, οι διατομές του δοκιμίου μικραίνουν πολύ πιο γρήγορα απ' την αντίστοιχη μείωση ανάληψης εφελκυστικών δυνάμεων, με αποτέλεσμα, το πηλίκο της εκάστοτε (μικρής) δύναμης δια της (πολύ μικρότερης) αντίστοιχης διατομής να δίνει μεγαλύτερες τάσεις. Σαν επιμήκυνση θραύσης δεν λαμβάνεται η ϵ_K που αντιστοιχεί στο όριο θραύσης, αλλά η ϵ_{θ} που αντιστοιχεί στη θραύση του δοκιμίου.

Βασικοί τύποι αντοχής των υλικών

Ορθή τάση : Ως ορθή τάση ορίζεται το πηλίκο της δύναμης (F σε N) προς την επιφάνεια A (mm^2) του υλικού έτσι προκύπτει ότι :

$$\sigma = F / A \quad (N/mm^2 \text{ ή } MPa) \quad (43)$$

Διατμητική τάση: Ως διατμητική ορίζεται το πηλίκο της κάθετης δύναμης (Q σε N) προς την επιφάνεια A (mm²) στην οποία ασκείται το φορτίο, επομένως προκύπτει ότι:

$$\tau = Q / A \text{ (N/mm}^2 \text{ ή MPa) (44)}$$

Τάσεις Von Mises: Είναι ένα μονόμετρο μέγεθος που εξομοιώνει την τρισδιάστατη καταπόνηση όλκιμων υλικών με μία αντίστοιχη υποθετική κατάσταση, σαν να ήταν ο ελαστικός φορέας ένα ισοδύναμο δοκίμιο που καταπονείται σε εφελκυσμό. Με αυτόν τον τρόπο, μετά τον υπολογισμό της ισοδύναμης τάσης αναφερόμαστε απευθείας στην πειραματική καμπύλη του εφελκυσμού. Ο συνδυασμός της ορθής και της διατμητική τάσης δίνεται από τον τύπο:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3(\alpha_o + \tau)^2} \text{ (N/mm}^2 \text{ ή MPa) (45)}$$

Όπου α_o , ο λόγος καταπόνησης μιας κατασκευής σε κάμψη και στρέψη και δίνεται από τον τύπο:

$$\alpha_o = \frac{\sigma_{επ}}{1,73 * \tau_{επ}} \text{ (46)}$$

5.2 Έλεγχος Μεταλλικού Πλαισίου

Στην πρώτη ενότητα παρουσιάζεται ο έλεγχος αντοχής για την κατασκευή του μεταλλικού πλαισίου της δυναμοτράπεζας (POS20_CD_STL_CHASSIS) για το οποίο εξετάστηκαν δύο περιπτώσεις. Συγκεκριμένα η πρώτη περίπτωση, αφορά τον έλεγχο της στατικής αντοχής του μεταλλικού πλαισίου ως προς την καταπόνηση του, από τα βάρη των στοιχείων που εδράζονται επάνω σε αυτό καθώς και την επιβολή των φορτίων όπου θα προσδίδουν κατά την διαδικασία της δυναμομέτρησης. Η δεύτερη περίπτωση αφορά την ανάλυση ιδιοσυχνοτήτων προκειμένου να εξετασθεί κάποιος πιθανός συντονισμός του πλαισίου σε σύγκριση με τις μέγιστες στροφές όπου αναπτύσσονται στα περιστρεφόμενα μέρη της διάταξης.

5.2.1 Στατική Μελέτη Μεταλλικού Πλαισίου

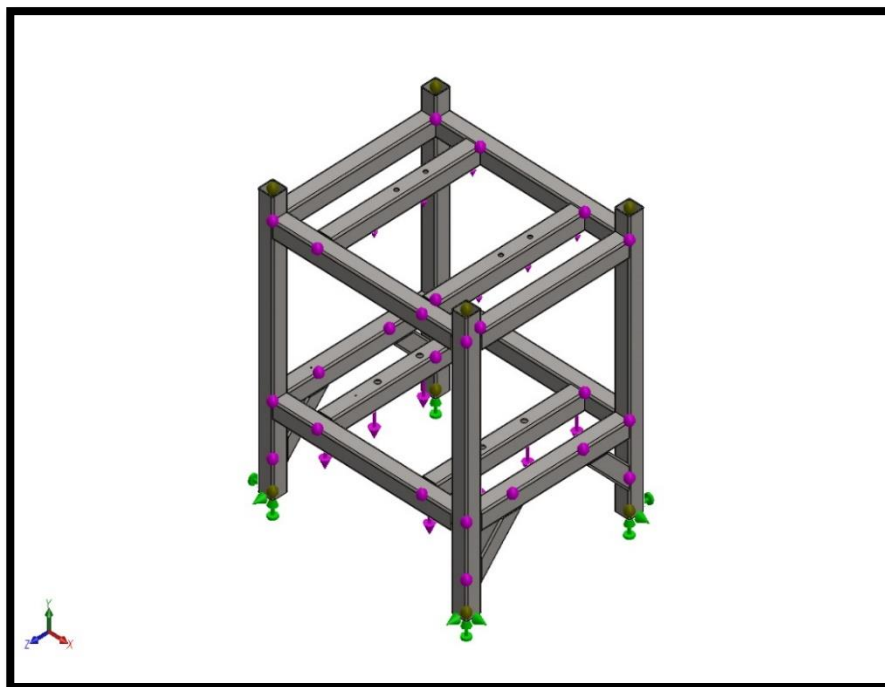
Επάνω στο μεταλλικό πλαίσιο, εδράζονται το εμπρόσθιο ράουλο, το βοηθητικό ράουλο και ο άξονας του συστήματος της αδρανειακής μάζας. Όπως γίνεται κατανοητό, τα παραπάνω υπό-συστήματα μεταφέρουν τα φορτία που ασκούνται από τον τροχό του οχήματος κατά την διαδικασία της δυναμομέτρησης, καθώς και το ιδίων βάρος τους στο μεταλλικό πλαίσιο. Ο υπολογισμός της μάζας (Kg) και εν συνεχεία του βάρους των υπό-συστημάτων προσεγγίσθηκε θεωρητικά μέσω του λογισμικού Solidworks. Ως προς την επιβολή του φορτίου λαμβάνεται

υπόψιν ο συνδυασμός του βάρους, των δυνάμεων του κινητήριου τροχού, καθώς και η τάνυση από τους ιμάντες πρόσδεσης του οχήματος με την δυναμοτράπεζα, όπου συγκρατούν το όχημα σταθερό κατά την διαδικασία του πειράματος.

Στο επάνω μέρος του μεταλλικού πλαισίου εφαρμόζονται οι δυνάμεις από το βοηθητικό ράουλο, το εμπρόσθιο ράουλο και η δύναμη του τροχού επάνω σε αυτά. Με αυτόν τον τρόπο η συνισταμένη δύναμη που προκύπτει είναι ίση με 206,1 N, το συνδυασμένο βάρος του εμπρόσθιου και του βοηθητικού ράουλου προκύπτει 93,2 N (αναφορά μαζών των υπό-συστημάτων στο κεφάλαιο 4) ενώ η περιφερειακή δύναμη του τροχού που ασκείται επάνω στα ράουλα, έχει υπολογισθεί στο κεφάλαιο 3 είναι ίση με 648N. Παρόλα αυτά όμως, η δύναμη της τάνυσης που μεταφέρεται από τον τροχό του οχήματος στο σασί της δυναμοτράπεζας είναι άγνωστη.

Στο κάτω μέρος της δυναμοτράπεζας, όπου εδράζεται το σύστημα της αδρανειακής μάζας, η δύναμη που εφαρμόζεται από το βάρος αυτού είναι ίση με 452N. Επιπροσθέτων λόγω της σύνδεσης των αξόνων μέσω ιμάντα η ροπή του πρωτεύοντος άξονα μεταφέρεται στον δευτερεύοντα αυτό, σύμφωνα με το κεφάλαιο 3 μας δίνει μια δύναμη στον άξονα της αδρανειακής μάζας ίση με 1421 N.

Η μέθοδος εφαρμογής των φορτίων επάνω στο μεταλλικό πλαίσιο θα πραγματοποιηθεί με τιμές προσεγγιστικές και κατά πολύ μεγαλύτερες από τις πραγματικές, ώστε να βρεθεί ο συντελεστής ασφαλείας και έπειτα να συγκριθεί με το επιτρεπόμενο όριο αντοχής του υλικού. Η παραπάνω διαδικασία σύμφωνα με την οποία γίνεται υπερ διαστασιολόγηση των φορτίων, επιτρέπει τον ασφαλή σχεδιασμό και ελαχιστοποιεί τις πιθανότητες αστοχίας του σασί της δυναμοτράπεζας σε στατικές φορτίσεις.



Εικόνα 99: Model name: **POS20_CD_STL_CHASSIS_SIMULATION**

Πληροφορίες Μελέτης

Study name	Pos20_cd_chassis_static simulation
Analysis type	Static
Mesh type	Beam Mesh
Solver type	Direct sparse solver
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On

Πίνακας 18: Πληροφορίες στατικής μελέτης μεταλλικού πλαισίου.

Μονάδες

Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m ²

Πίνακας 19: Σύστημα μονάδων στατικής μελέτης σασί.

Στον Πίνακα 18 δίνονται, γενικές πληροφορίες αναφορικά με τον τύπο επίλυσης του ζητούμενου προβλήματος. Χαρακτηριστικά αναφέρεται πως ο τύπος της ανάλυσης που πραγματοποιήθηκε ήταν στατική μελέτη, επίσης αναγράφεται και η μέθοδος επίλυσης του πλέγματος, όπου ακολουθήθηκε η επίλυση του συστήματος ράβδων και δοκών. Στον Πίνακα 19 δίνονται οι μονάδες, σύμφωνα με τις οποίες θα εξαχθούν τα αποτελέσματα της στατικής ανάλυσης.

Το υλικό που επιλέχθηκε για την επίλυση του προβλήματος της στατικής μελέτης για το μεταλλικό πλαίσιο, είναι ο κοινός ανθρακούχος χάλυβας (Plain Carbon Steel), οι ιδιότητες του οποίου αναγράφονται στον παρακάτω πίνακα.

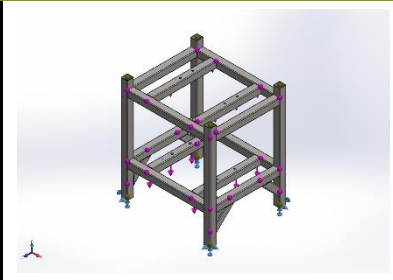
Ιδιότητες Υλικού

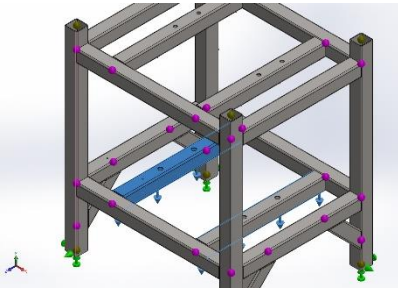
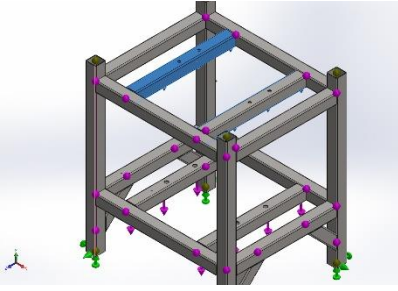
Name	Plain carbon steel
Model Type	Linear Elastic Isotropic
Failure criterion	Max Von Misses Stress
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m ²
Yield Strength	2.20594e+008 N/m ²
Tensile Strength	3.99826e+008 N/m ²
Elastic Modulus	2.1 e+011 N/m ²
Poisson's ratio	0.28

Mass density	7800 kg/m ³
Shear Modulus	7.9+010 N/m ²
Thermal Expansion Coefficient	1.3-005 Kelvin

Πίνακας 20: Ιδιότητες υλικού Plain Carbon Steel

Φορτία και Στηρίξεις

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details
Fixed-1		Entities: 4 Joint(s) Type: Fixed Geometry

Load name	Load Image	Load Details
Force-1		Entities: 2 Beam (s) Reference: Edge< 1 > Type: Apply force Values: -2500 N
Force-2		Entities: 2 Beam (s) Reference: Edge< 1 > Type: Apply force Values: -650 N

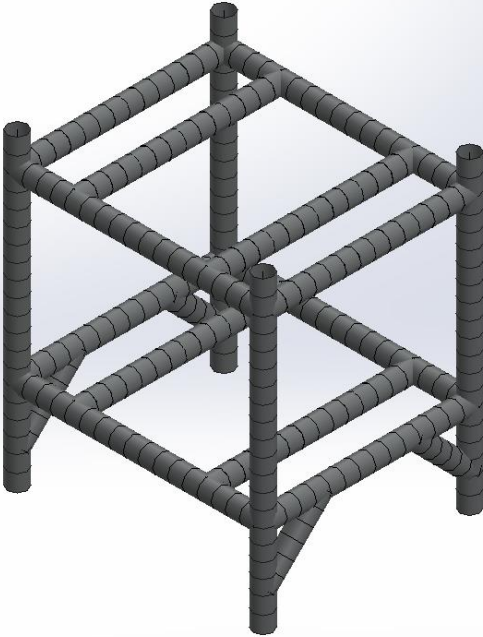
Πίνακας 21: Φορτίσεις και Στηρίξεις μεταλλικού πλαισίου.

Για τις ανάγκες της μελέτης, το είδος στήριξης που επιλέχθηκε είναι η πάκτωση στις τέσσερις κάθετες ράβδους του σασί. Η πρώτη φόρτιση του σασί όπως δείχνει η πρώτη φωτογραφία, κατά σειρά, του Πίνακα 21. Στις δύο κάτω δοκούς του σασί, όπου εδράζεται και ο άξονας της αδρανειακής μάζας, εφαρμόστηκε φορτίο 2500 N συνολικά. Δηλαδή κάθε ράβδος δέχεται δύναμη 1250 N. Στο επάνω μέρος της κατασκευής, εδράζονται το εμπρόσθιο και το κύριο ράουλο της διάταξης, συνολικά εφαρμόζεται δύναμη 650 N, δηλαδή σε κάθε ράβδο 325 N. Το αρνητικό πρόσημο που φαίνεται στον Πίνακα 19, υποδηλώνει την διεύθυνση του άξονα στον οποίο ασκείται η δύναμη ως προς την κατασκευή.

Πληροφορίες Πλέγματος - Λεπτομέρειες

Total Nodes	292
Total Elements	284
Time to complete mesh (hh; mm;ss):	00:00:02
Mesh type	Beam mesh

Model name: POS20_CD_STL_CHASSIS_FOR_SIMULATION
 Study name: Static 3<-Default<-As Machined>->
 Mesh type:



Πίνακας 22: Πληροφορίες πλέγματος.

5.2.2 Αποτελέσματα Στατικής Μελέτης Μεταλλικού Πλαισίου

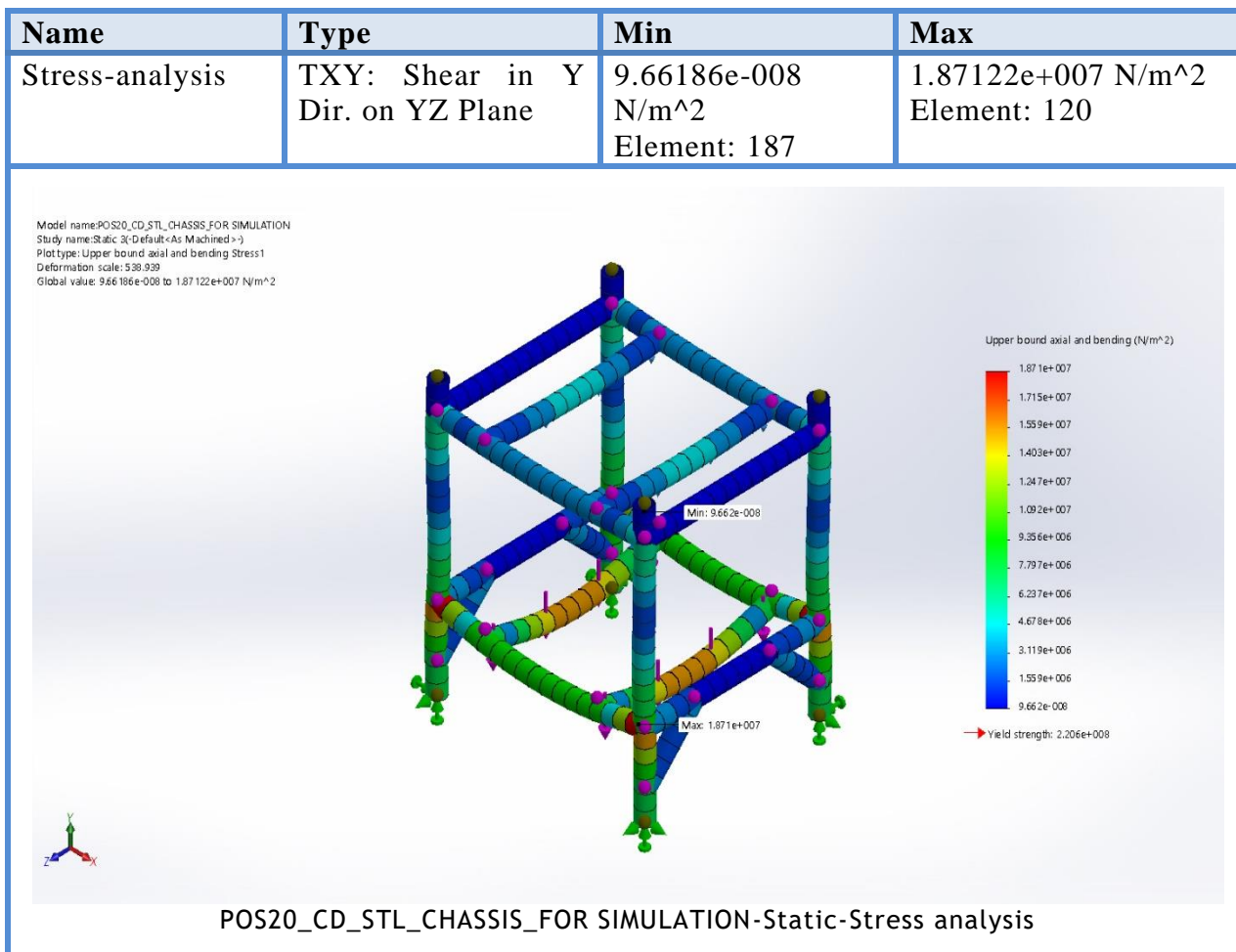
Σε αυτή την ενότητα γίνεται παρουσίαση, αξιολόγηση και σχολιασμός των αποτελεσμάτων που δόθηκαν από το έλεγχο σε στατική μελέτη του μεταλλικού πλαισίου της δυναμομετρικής διάταξης.

Δυνάμεις και Ροπές Αντίδρασης

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N	0	3150	0	3150

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	Nm	0	0	0	1e-033

Πίνακας 23: Αποτελέσματα δυνάμεων και ροπών αντίδρασης στο σασί.

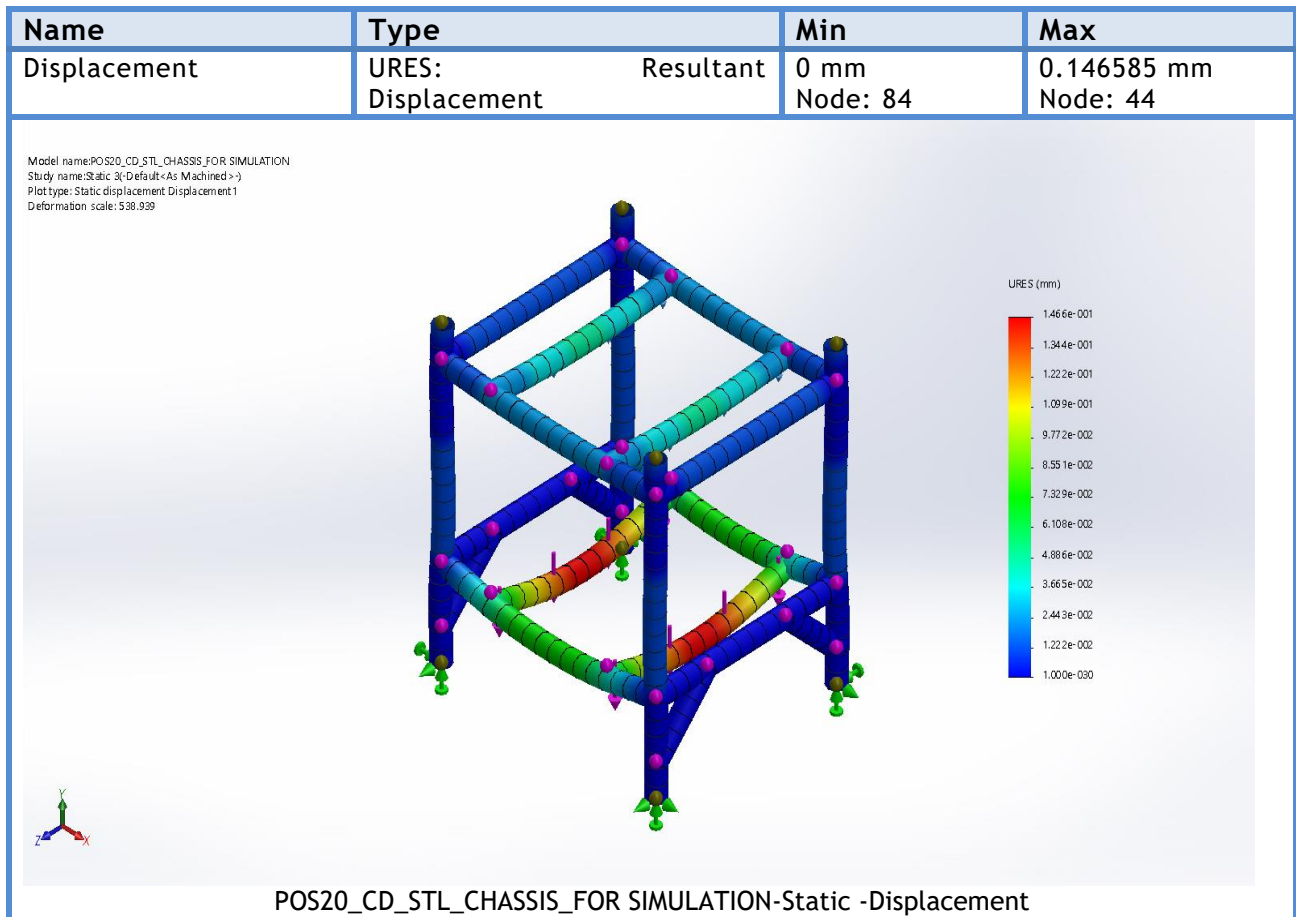


Πίνακας 24: Ανάλυση κατανομής τάσεων μεταλλικού πλαισίου.

Στον παραπάνω Πίνακα 23, αναγράφονται οι αντιδράσεις δύναμης και ροπής που ασκούνται στο σασί. Παρατηρείται πως η συνολική δύναμη αντίδρασης, στον κάθετο άξονα καταπόνησης (Y), είναι ίση με 3150 N όσος δηλαδή και ο συνδυασμός των φορτίων που τέθηκαν για τον υπολογισμό του προβλήματος.

Στον Πίνακα 24, φαίνεται η ανάλυση της κατανομής των τάσεων επάνω στο μεταλλικό πλαίσιο και πως αυτές διαμορφώνονται σύμφωνα με τις δυνάμεις που επιδρούν επάνω στο σασί, ως προς τον κατακόρυφο άξονα (Y) και στο επίπεδο (YZ). Επίσης στην εικόνα προσδιορίζονται τα σημεία ελάχιστης και μέγιστης συγκέντρωσης τάσεων στην κατασκευή. Η ελάχιστη τάση, δίνεται $\sigma_{\min}=9.66186 \text{ Pa}$, ενώ η μέγιστη τάση Von Mises που παρατηρείται είναι $\sigma_{\max}=18,7122 \text{ MPa}$.

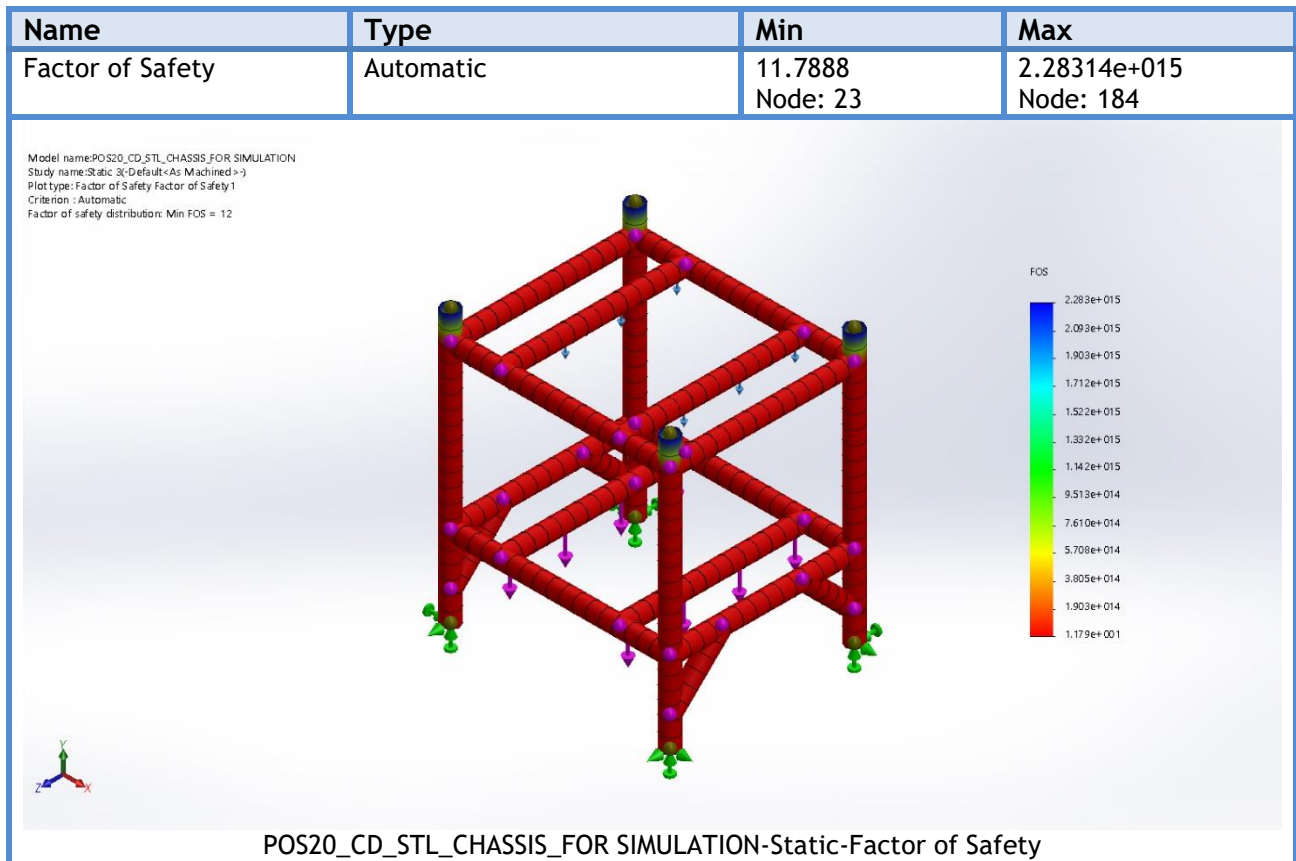
Σύμφωνα με τον Πίνακα 20 (σελ. 93) το επιτρεπόμενο όριο διαρροής, για τους δομικούς χάλυβες είναι $Re = 248.594 \text{ MPa}$, ενώ η τάση θραύσης δίνεται $Re = 399.826 \text{ MPa}$. Όσον αφορά την ανάλυση των τάσεων από τα δεδομένα που λήφθηκαν, συμπεραίνεται ότι οι μέγιστες τάσεις από την ανάλυση της κατασκευής είναι κατά πολύ μικρότερες από τις επιτρεπόμενες του υλικού.



Πίνακας 25: Αποτελέσματα μετατόπισης έπειτα από την επιβολή φορτίου.

Στον παραπάνω πίνακα παρατίθενται, η μετατόπιση της μεταλλικής κατασκευής υπό την επιβολή του φορτίου. Η μετατόπιση δίνεται ως προς τον χώρο (URES) και όχι μόνο στον κατακόρυφο άξονα, όπως το φορτίο καταπονεί την κατασκευή. Παρατηρείται πως η μέγιστη μετατόπιση, είναι $Dis_{max} = 0,146585$ mm και προσανατολίζεται στο σημείο όπου επιδρά η δύναμη από τον άξονα της αδρανειακής μάζας. Σύμφωνα με τον χρωματικό κώδικα, η μετατόπιση αυξάνεται από το μπλε (ελάχιστο) προς το κόκκινο (μέγιστο), δηλαδή από την ελάχιστη προς την μέγιστη τιμή της μετατόπισης. Κρίνεται πως η μετατόπιση του πλαισίου είναι σχεδόν αμελητέα, ειδικά και εφόσον τα φορτία είναι προσεγγιστικά και μεγαλύτερα από τα πραγματικά.

Στη συνέχεια, το τελευταίο δεδομένο που εξήχθη από την στατική ανάλυση είναι ο συντελεστής ασφαλείας (Factor Of Safety) σύμφωνα με τον οποίο θα κριθεί και θα αποφασιστεί η καταλληλότητα του μεταλλικού πλαισίου. Στην περίπτωση που ο συντελεστής ασφαλείας κριθεί πολύ μικρός ή μικρότερος του 1, θα επιλεγεί άλλο προφίλ για τον κοιλοδοκό μεγαλύτερων διαστάσεων ή θα εξετασθεί το ίδιο προφίλ με μεγαλύτερο πάχος τοιχώματος. Σε αυτή την περίπτωση θα εξαχθούν νέα αποτελέσματα και θα πραγματοποιηθεί εκ νέου στατική μελέτη αντοχής τους πλαισίου προς αξιολόγηση. Παρακάτω παρατίθενται τα αποτελέσματα που εξήχθησαν για τον συντελεστή ασφαλείας.



Πίνακας 26: Κατανομή συντελεστή ασφαλείας στο μεταλλικό πλαίσιο.

Από τον Πίνακα 26, εξάγεται το συμπέρασμα πως ο ελάχιστος συντελεστής ασφαλείας της κατασκευής είναι $S_{min} = 11,788$. Θεωρητικά ο συντελεστής ασφαλείας είναι αρκετά υψηλός, δεδομένου ότι στις κατασκευές από χάλυβα προσεγγίζεται ανάμεσα στις τιμές 1,4 – 1,7. Με γνωστές τις τιμές του ελάχιστου συντελεστή ασφαλείας και την επιτρεπόμενη τάση θραύσης του υλικού, προσεγγίζεται η επιτρεπόμενη τάση του μεταλλικού πλαισίου. Σύμφωνα με αυτά τα δεδομένα προκύπτει ότι:

$$\sigma_{max} = \sigma_{\epsilon\pi} * S_{min} = 399,826 * 11,788 = 4.715 \text{ MPa}$$

Έπειτα από τον υπολογισμό της επιτρεπόμενης τάσης προκύπτει πως αυτή είναι $\sigma_{\epsilon\pi} = 33,918 \text{ MPa}$. Η μέγιστη τάση που αναπτύσσεται στο μεταλλικό πλαίσιο προσεγγίσθηκε μέσω της επίλυσης των πεπερασμένων στοιχείων, $\sigma_{max}=18,7122 \text{ MPa}$. Στη σύγκρισης επομένως προκύπτει ότι, $\sigma_{max} < \sigma_{\epsilon\pi}$, οπότε η κατασκευή κρίνεται ασφαλής.

Η συνισταμένη δύναμη που εφαρμόσθηκε, υπενθυμίζεται πως εφαρμόσθηκε προσεγγιστικά το φορτίο σε μεγαλύτερη τιμή από την πραγματική, επάνω στο μεταλλικό πλαίσιο της δυναμοτράπεζας ήταν $F_{app} = 3150 \text{ N}$, επίσης έχουμε ότι ο ελάχιστος συντελεστής ασφαλείας είναι $S_{min} = 11,788$. Σύμφωνα με τα παραπάνω το κρίσιμο φορτίο που μπορεί να αντέξει η κατασκευή χωρίς να υπάρχει περιθώριο να αστοχήσει υπολογίζεται:

$$F_{crit} = F_{app} * S_{min} = 3150 * 11,788 = 37.132,2 \text{ N}$$

Ολοκληρώνοντας τον έλεγχο στατικής αντοχής για το μεταλλικό πλαίσιο και αξιολογώντας τα παραπάνω αποτελέσματα, η κατασκευή κρίνεται ικανή να δεχθεί τα φορτία που θα εφαρμοσθούν σε αυτή από τον τροχό του οχήματος χωρίς να αστοχήσει. Επομένως επιλέγεται ως υλικό χάλυβας κατασκευών S275JR και ως προφίλ κοιλοδοκού σωλήνας τετραγωνικής διατομής 50x50x2.5 mm.

5.1.3 Έλεγχος Μεταλλικού Πλαισίου σε Συντονισμό

Σε αυτή την ενότητα θα εξετασθούν οι ιδιοσυχνότητες του μεταλλικού πλαισίου και θα συγκριθούν με τις συχνότητες περιστροφής των κινούμενων εξαρτημάτων της δυναμομετρικής διάταξης. Ο έλεγχος ιδιοσυχνοτήτων κρίνεται απαραίτητος προκειμένου να αποφευχθεί οποιοσδήποτε πιθανός συντονισμός του του πλαισίου, κάτι το οποίο θα αποφέρει και αστοχία της κατασκευής η οποία είναι μη επιθυμητή.

Σε παραπάνω κεφάλαιο της εργασίας, έχουν υπολογισθεί οι μέγιστες στροφές όλων περιστρεφόμενων εξαρτημάτων του δυναμομέτρου. Τα εξαρτήματα αυτά είναι το εμπρόσθιο και το βοηθητικό ράουλο, όπου έρχονται σε άμεση επαφή με τον τροχό του οχήματος και το άξονα της αδρανειακής μάζας. Με δεδομένες και υπολογισμένες τις μέγιστες στροφές (rpm) λειτουργίας τους θα εξαχθούν και οι ανάλογες συχνότητες (Hz), προς σύγκριση με τις συχνότητες συντονισμού του μεταλλικού πλαισίου.

Πληροφορίες Μελέτης

Study name	Pos20_cd_chassis_frequency
Analysis type	Frequency
Mesh type	Beam Mesh
Number of frequencies	5
Solver type	Direct sparse solver
Soft Spring:	Off
Incompatible bonding options	Automatic

Πίνακας 27: Πληροφορίες μελέτης ιδιοσυχνοτήτων μεταλλικού πλαισίου.

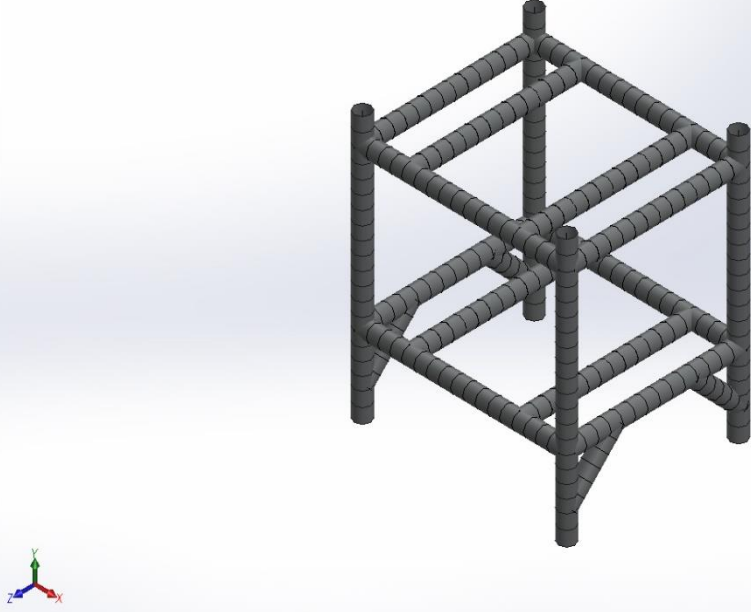
Στον Πίνακα 27, παρουσιάζονται οι πληροφορίες για την μελέτη ιδιοσυχνοτήτων, ο τρόπος επίλυσης του πλέγματος ο οποίος είναι ο ίδιος με την στατική μελέτη δηλαδή μέθοδος επίλυσης πλέγματος δοκών. Επίσης αναγράφεται και ο αριθμός συχνοτήτων που θα εξαχθούν. Αξίζει να σημειωθεί, πως στην περίπτωση που κάποιο εξάρτημα είναι κοντά ή ανάμεσα στις εξαγόμενες συχνότητες της μελέτης, θα πραγματοποιηθεί εκ νέου μελέτη η οποία θα εστιάσει στις οριακές τιμές.

Η στήριξη και το υλικό, του μεταλλικού πλαισίου, για τις ανάγκες της μελέτης είναι οι ίδιες με την προηγούμενη ενότητα, δηλαδή η πάκτωση των τεσσάρων κατακόρυφων δοκών στο έδαφος και υλικό ο κοινός χάλυβας κατασκευών (βλ. σελ. 93 και 94)

Πληροφορίες Πλέγματος – Λεπτομέρειες

Total Nodes	292
Total Elements	284
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:02
Mesh type	Beam Mesh

Model name: POS20_CD_STL_CHASSIS_FOR_SIMULATION
 Study name: Frequency 1(-Default<As Machined>-)
 Mesh type:



Πίνακας 28: Πληροφορίες πλέγματος για την μελέτη συντονισμού.

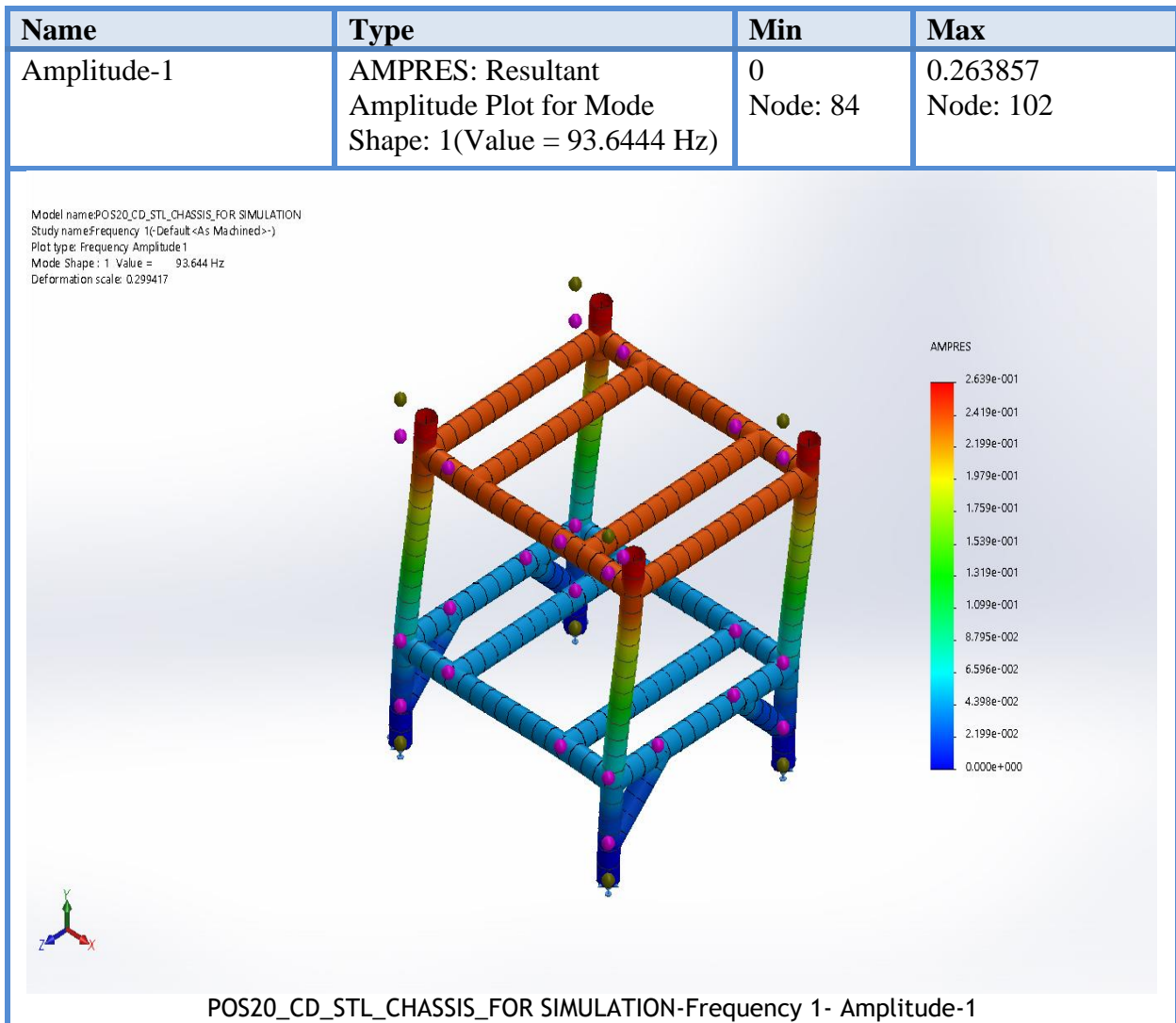
Στη συνέχεια της εργασίας παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που εξήχθησαν από την μελέτη των ιδιοσυχνοτήτων. Σε αυτό το σημείο, και προκειμένου να υπάρχει μια καθαρή εικόνα της συμπεριφοράς του μεταλλικού πλαισίου σε σύγκριση με την περιστροφή των κινούμενων εξαρτημάτων της διάταξης, γίνεται η αναγωγή από τις στροφές (rpm) σε συχνότητες για τα εν λόγω περιστρεφόμενα εξαρτήματα.

No	Name	N (rpm)	F (Hz)
1	POS20_CD_FLYWHEEL_SUB ASSEMBLY	517.84	8.630
2	POS20_CD_REAR DRUM_SUB ASSEMBLY	2589.2	43.153
3	POS20_CD_FRONT DRUM_SUB ASSEMBLY	2589.2	43.153

Πίνακας 29: Αναγωγή στροφών σε συχνότητες κινούμενων εξαρτημάτων.

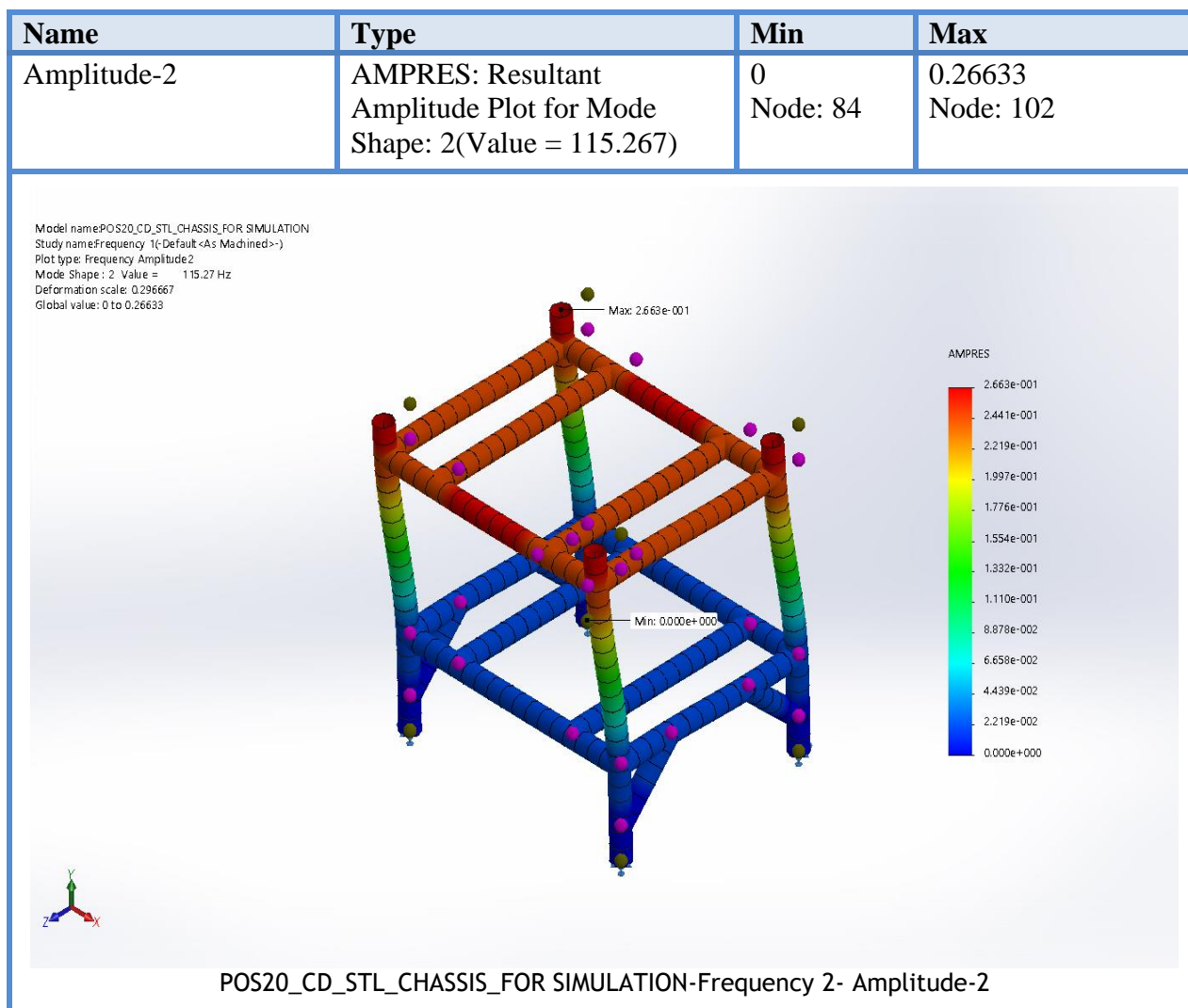
5.1.4 Αποτελέσματα Ιδιοσυχνοτήτων Μεταλλικού Πλαισίου

Όπως έχει προαναφερθεί η μελέτη πραγματοποιήθηκε για 5 τιμές συχνότητας συντονισμού του μεταλλικού πλαισίου, τα αποτελέσματα των οποίων παρουσιάζονται στους παρακάτω πίνακες. Τέλος, στον επίλογο της ενότητας θα σχολιασθούν τα αποτελέσματα και ο πιθανός επανασχεδιασμός ή ακόμα και διαστασιολόγηση εξαρτημάτων.



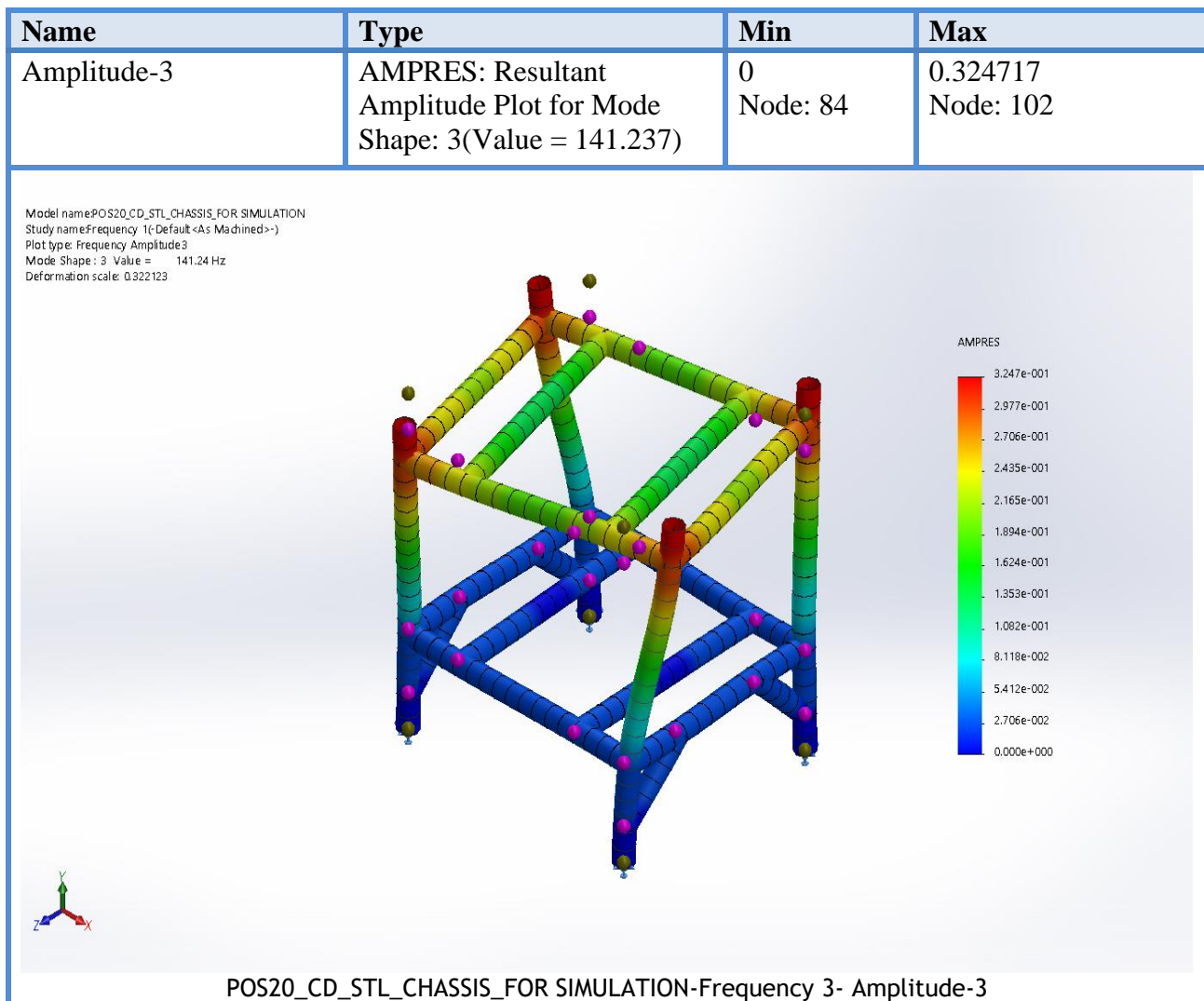
Πίνακας 30: Αποτελέσματα για ιδιοσυχνότητα $f_1 = 93,644$ Hz.

Στον παραπάνω πίνακα, παρατηρούμε πως η πρώτη συχνότητα συντονισμού για το μεταλλικό πλαίσιο είναι $f_1 = 93,644$ Hz, και μας δίνει ένα συνδυασμένο πλάτος ταλάντωσης (Amplitude Resultant = AMPRES) προς όλες τις διευθύνσεις και τους άξονες (X, Y, Z) από 0 έως 0,263857 mm. Όπως φαίνεται από την σύγκριση με τον των συχνοτήτων του πίνακα 30 της σελίδας 30, καμία συχνότητα δεν πλησιάζει την πρώτη ιδιοσυχνότητα (f_1) του μεταλλικού πλαισίου, κάτι το οποίο είναι αρκετά θετικό και επιθυμητό.



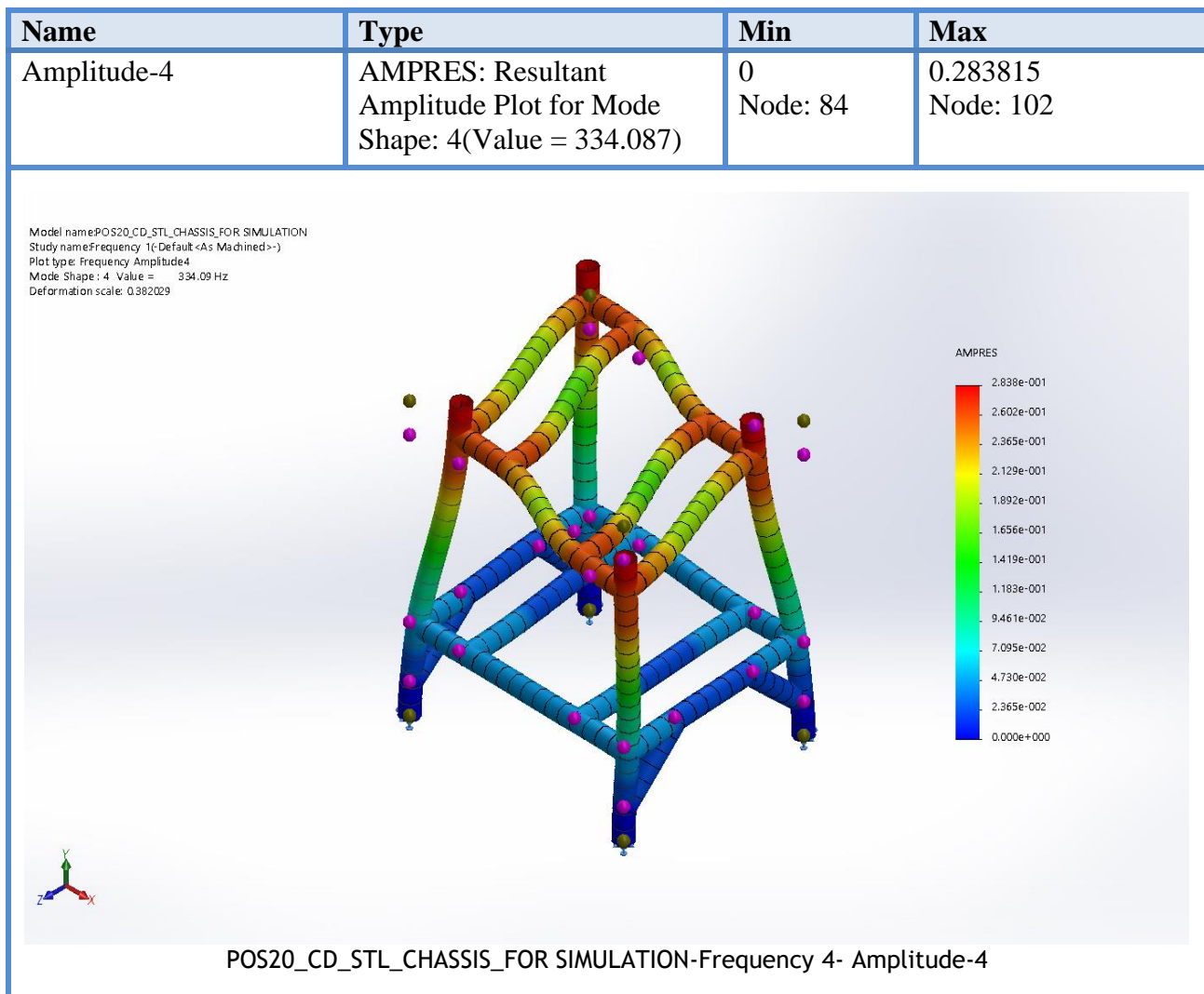
Πίνακας 31: Αποτελέσματα για ιδιοσυχνότητα $f_2 = 115,267$ Hz.

Για την συχνότητα συντονισμού $f_2 = 115,267$ Hz, παρατηρείται ένα συνδυασμένο πλάτος ταλάντωσης από 0 έως 0,26633 mm. Όπως και πριν και σε αυτή την περίπτωση η ιδιοσυχνότητα f_2 , συγκρινόμενη πάντα με τις τιμές του πίνακα 30, εξάγεται το συμπέρασμα πως το μεταλλικό πλαίσιο δεν διατρέχει κάποιο κίνδυνο συντονισμού, καθώς οι μέγιστες τιμές συχνότητας των περιστρεφόμενων εξαρτημάτων είναι κατά πολύ μικρότερες της τιμής f_2 . Οπότε η συχνότητα του διεγέρτη (σασί) δεν ταυτίζεται με τη συχνότητα του εκάστοτε ταλαντωτή (περιστρεφόμενα μέρη), άρα δεν υπάρχει και πιθανός κίνδυνος συντονισμού στο μεταλλικό πλαίσιο. Όπως παρατηρείται από τον χρωματικό κώδικα, λόγω της πάκτωσης του σασί στο έδαφος, το επάνω μέρος επηρεάζεται περισσότερο στην ταλάντωση κάτι το οποίο είναι δικαιολογημένο, με βάση τον τρόπο στήριξης που επιλέχθηκε.



Πίνακας 32: Αποτελέσματα για ιδιοσυχνότητα $f_3 = 141,237$ Hz.

Για την συχνότητα συντονισμού $f_3 = 141,237$ Hz, παρατηρείται ένα συνδυασμένο πλάτος ταλάντωσης από 0 έως 0,324717 mm. Μεγαλώνοντας οι συχνότητες συντονισμού παρατηρείται πως μεγαλώνει και το πλάτος ταλάντωσης. Οι αυξανόμενες τιμές συχνότητας συντονισμού του μεταλλικού πλαισίου, απομακρύνονται κατά πολύ από τις μέγιστες συχνότητες των περιστρεφόμενων εξαρτημάτων, κάτι το οποίο κρίνεται ιδιαίτερα θετικό για την συνολική κατασκευή μας, η οποία φαίνεται πως έως τώρα δεν υπάρχει κίνδυνος συντονισμού και οποιαδήποτε πιθανή αστοχία. Και σε αυτή την περίπτωση η περιοχή του πλαισίου κοντά στις πακτωμένες δοκούς φαίνεται πως επηρεάζεται λιγότερο σε σύγκριση με το ελεύθερο μέρος του πλαισίου.

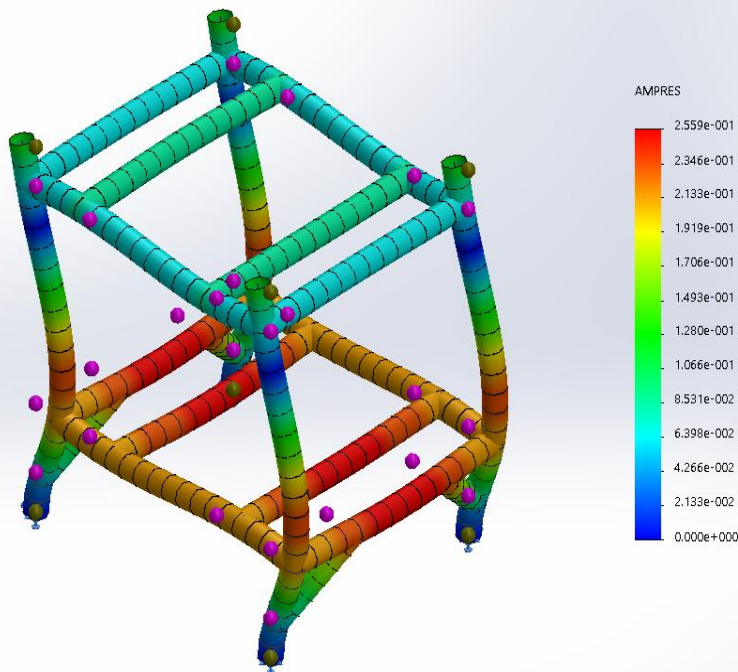


Πίνακας 33: Αποτελέσματα για ιδιοσυχνότητα $f_4 = 334,087$ Hz.

Η τέταρτη ιδιοσυχνότητα που υπολογίστηκε είναι $f_4 = 334,087$ Hz, με πλάτος ταλάντωσης από 0 έως 0,283815 mm. Ισχύει ότι και στις τρεις προηγούμενες περιπτώσεις καθώς δεν υπάρχει κάτι μεμπτό που να επηρεάζει την κατασκευή του μεταλλικού πλαισίου, ως προς τα φαινόμενα συντονισμού, άρα και αστοχίας. Όπως και παραπάνω το κάτω μέρος είναι σε ένα εύρος ταλάντωσης αρκετά μικρότερο σε σύγκριση με επάνω μέρος του πλαισίου, λόγω του είδους στήριξης.

Name	Type	Min	Max
Amplitude-5	AMPRES: Resultant Amplitude Plot for Mode Shape: 5(Value = 382.218)	0 Node: 84	0.255931 Node: 102

Model name: POS20_CD_STL_CHASSIS_FOR SIMULATION
Study name: Frequency 1(-Default <As Machined>-)
Plot type: Frequency Amplitude5
Mode Shape: 5 Value = 382.22 Hz
Deformation scale: 0.308682

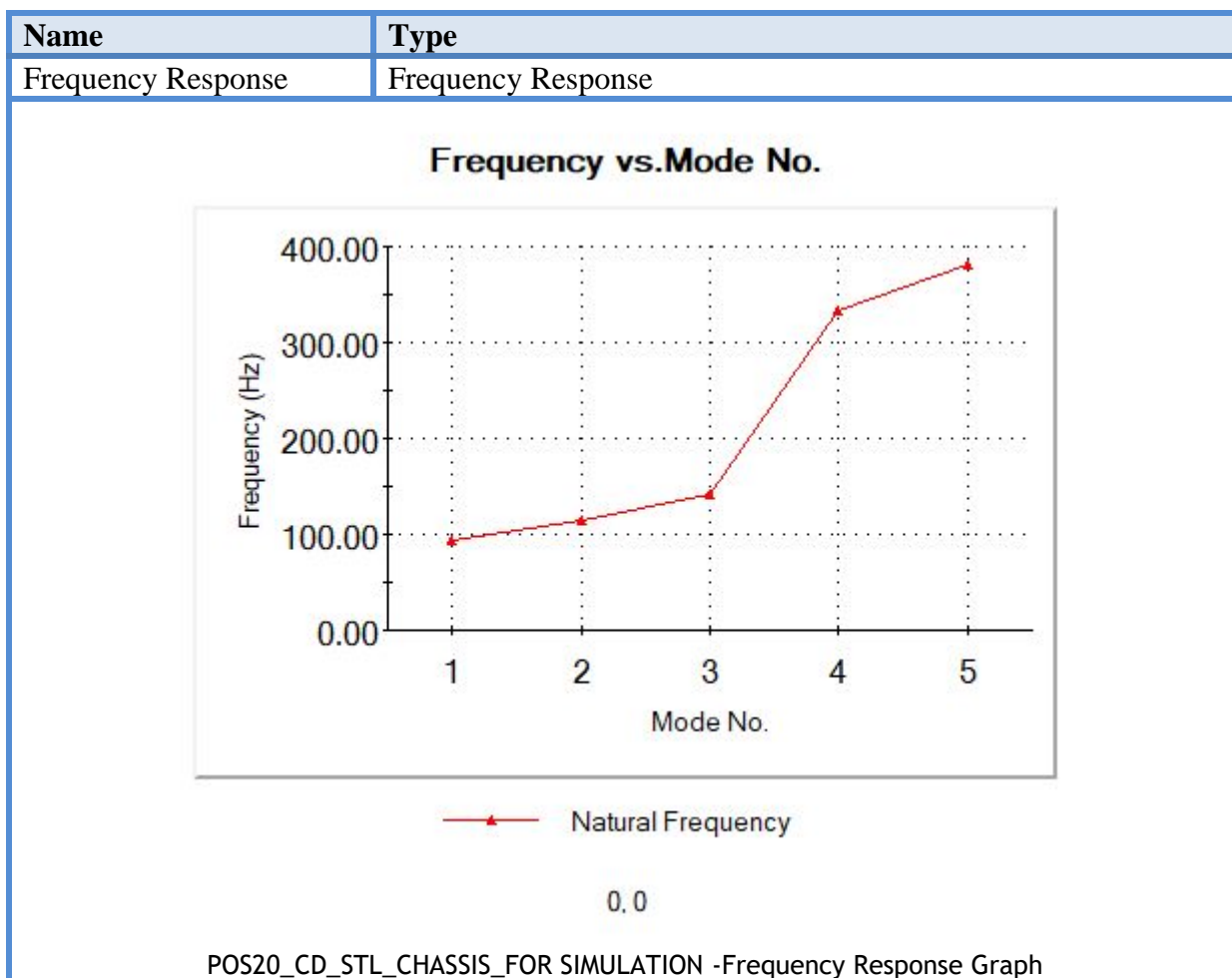


POS20_CD_STL_CHASSIS_FOR SIMULATION-Frequency 5- Amplitude-5

Πίνακας 34: Αποτελέσματα για ιδιοσυχνότητα $f_5 = 382,218$ Hz.

Η τελευταία ιδιοσυχνότητα που ανιχνεύθηκε είναι η $f_5 = 382,218$ Hz με πλάτος ταλάντωσης από 0 έως 0,255931. Πρόκειται για την μεγαλύτερη συχνότητα όχι όμως με το μεγαλύτερο εύρος ταλάντωσης. Σε αντίθεση με τις υπόλοιπες, σε σύγκριση με τις συχνότητες περιστροφής των εξαρτημάτων είναι η μεγαλύτερη σε διαφορά, όμως στην περίπτωση αυτή το σασί καταπονείται πολύ περισσότερο στο κάτω μέρος του και όχι στο επάνω. Αυτό, έχει να κάνει με τον τρόπο φόρτισης του πλαισίου και το επίπεδο στο οποίο πραγματοποιείται η ταλάντωση αυτού.

Πριν από τον σχολιασμό και τα τελικά συμπεράσματα, που προέκυψαν από την μελέτη ιδιοσυχνοτήτων, παρουσιάζονται διαγράμματα και συγκεντρωτικοί πίνακες για όλες τις παραπάνω περιπτώσεις, ώστε να γίνει αντιληπτή και κατανοητή η συμπεριφορά του μεταλλικού πλαισίου. Παρακάτω παρατίθενται, διάγραμμα για κάθε ξεχωριστή περίπτωση ταλάντωσης του πλαισίου σε σύγκριση με την ιδιοσυχνότητα που αναπτύσσεται σε αυτό και εν συνεχεία παρουσιάζονται οι πίνακες.



Πίνακας 35: Γράφηκα ιδιοσυχνοτήτων σε σύγκριση με τον τρόπο ταλάντωσης του πλαισίου.

Freq.No	Rad/sec	Hertz	Seconds
1	588.39	93.644	0.010679
2	724.24	115.27	0.0086755
3	887.42	141.24	0.0070803
4	2099.1	334.09	0.0029932
5	2401.5	382.22	0.0026163

Πίνακας 36: Συνολικά αποτελέσματα ιδιοσυχνοτήτων μεταλλικού πλαισίου.

Mode	Freq.	X direction	Y direction	Z direction
1	93.644	0.62487	6.34e-030	9.19e-029
2	115.27	9.52e-027	2.89e-032	0.5365
3	141.24	2.79e-025	2.94e-029	5.94e-025
4	334.09	7.43e-020	4.42e-017	1.45e-018
5	382.22	0.29932	2.56e-016	6.92e-018
	SUM	0.92419	3.01e-016	0.5365

Πίνακας 37: Μετατόπιση πλαισίου στους άξονες στις συχνότητες συντονισμού.

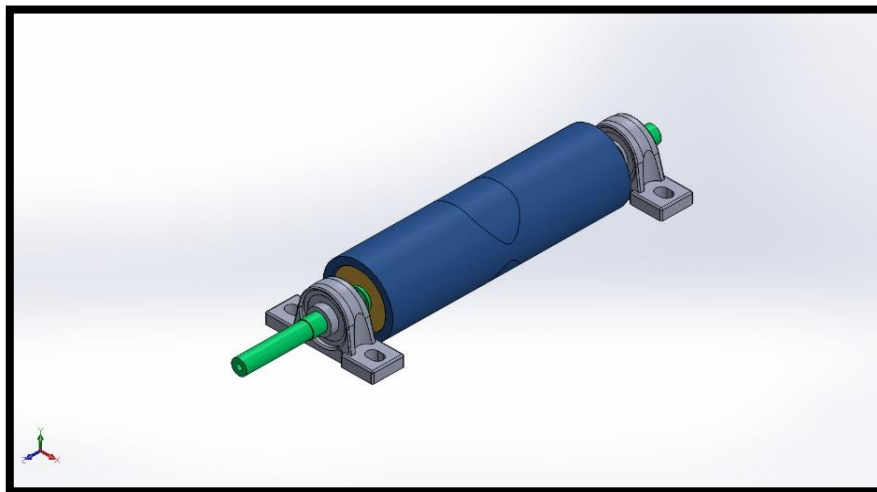
Συμπερασματικά, απ' όλα τα παραπάνω το αποτέλεσμα που εξάγεται από το σύνολο και την αξιολόγηση της μελέτης ιδιοσυχνοτήτων, είναι πως το μεταλλικό πλαίσιο δεν διατρέχει κίνδυνο συντονισμού από τα περιστρεφόμενα εξαρτήματα επάνω σε αυτό και από τον τρόπο με τον οποίο υπάρχει αλληλεπίδραση μεταξύ τους. Οπότε και η κατασκευή δεν διατρέχει κάποιον κίνδυνο και κρίνεται ασφαλής.

5.3 Μελέτη Αντοχής Εμπρόσθιου Ράουλου

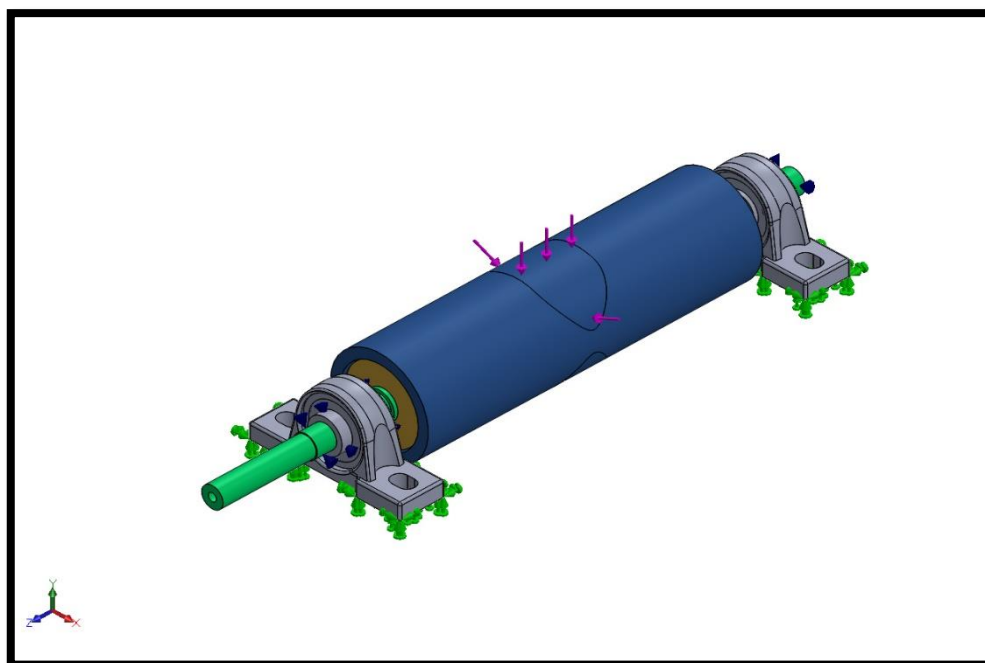
Το εμπρόσθιο ράουλο της αδρανειακής δυναμοτράπεζας προς εξέταση (POS20_CD_STL_FRONT DRUM_SUB ASSEMBLY), είχε κατασκευασθεί για την διάταξη δυναμομέτρησης με ταινιοδιάδρομο. Οπότε, η αντιμετώπισή του ως προς την μελέτη, δεν αφορά την διαστασιολόγηση και πιθανή αλλαγή του ως προς την πλευρά του σχεδιασμού, όμως θα μελετηθεί η αντοχή του σε στατικά φορτία. Επίσης θα εξετασθεί εάν τα ρουλεμάν που επιλέχθηκαν έχουν την αντοχή που απαιτείται ή θα πρέπει να επιλεγθούν κουζινέτα μεγαλύτερης αντοχής σε στατικά φορτία.

Το εμπρόσθιο ράουλο της διάταξης, έρχεται σε απευθείας επαφή με τον τροχό του οχήματος. Στην πραγματικότητα όμως η δύναμη που δέχεται από την περιστροφή του κινητήριου τροχού είναι η μισή, αυτό συμβαίνει καθώς ο τροχός μεταφέρει φορτίο και στα δύο ράουλα (εμπρόσθιο και πίσω ράουλο). Για τις ανάγκες της μελέτης, θα εξετασθεί η δυσμενέστερη περίπτωση όπου ο τροχός καταπονεί σε κάμψη μονάχα το εμπρόσθιο ράουλο και εφαρμόζεται επάνω σε αυτό όλη του η δύναμη. Ο τροχός έχοντας αναπτύξει τις μέγιστες στροφές του αναπτύσσει, όπως έχει υπολογιστεί παραπάνω, δύναμη $F_{veh} = 648 \text{ N}$, όπως επίσης και μια δύναμη τάνυσης από τους ιμάντες πρόσδεσης του οχήματος.

Η συνολική δύναμη που θα εφαρμοσθεί, όπως και στο μεταλλικό πλαίσιο, θα είναι κατά πολύ μεγαλύτερη της πραγματικής για λόγους ασφαλείας. Από τα δεδομένα που θα λάβουμε από τον στατικό έλεγχο θα υπολογισθεί ακριβώς η δύναμη η οποία θα θέσει σε πρόβλημα την κατασκευή.



Εικόνα 100: Model Name: POS20_CD_FRONT DRUM_STATIC-SIM



Εικόνα 101: Εμπρόσθιο ράουλο προς ανάλυση στατική μελέτης.

Για την προσέγγιση της πραγματικότητας επάνω στο τύμπανο της κατασκευής σχεδιάστηκε ένα κομμάτι επαφής του ελαστικού με το ράουλο. Αυτό συνέβη καθώς στην πραγματικότητα η δύναμη του τροχού θα εφαρμόζεται σε ένα σημείο επαφής του τυμπάνου και όχι σε όλη την επιφάνεια.

Πληροφορίες Μελέτης

Study name	Pos20_cd_front drum_static simulation
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SOLIDWORKS Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off

Πίνακας 38: Πληροφορίες στατικής μελέτης εμπρόσθιου ράουλου.

Σύστημα Μονάδων

Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m ²

Πίνακα 39: Σύστημα μονάδων στατικής μελέτης εμπρόσθιου ράουλου.

Στους πίνακες 38 και 39, φαίνονται οι βασικές πληροφορίες της στατικής μελέτης για το εμπρόσθιο ράουλο της διάταξης καθώς και το σύστημα μονάδων που επιλέχθηκε για την επίλυση του προβλήματος.

Για την διάταξη του εμπρόσθιου ράουλου, τα υλικά για κάθε εξάρτημα είναι διαφορετικά. Το τύμπανο της διάταξης είναι κατασκευασμένο από αλουμίνιο της σειράς 2007, ο άξονας του υπό-συναρμολογήματος είναι κατασκευασμένος από ανοξείδωτο χάλυβα εμπορίου AISI 304, ενώ για το σώμα των ρουλεμάν και τους σφικκίτες του άξονα, σύμφωνα με τα τεχνικά φυλλάδια τους τα οποία παρατίθενται στο παράρτημα της εργασίας, επιλέχθηκε το υλικό Cast Iron Steel.

Ιδιότητες Υλικών

Name	Cast Iron Steel
Model Type	Linear Elastic Isotropic
Failure criterion	Max Von Misses Stress
Yield Strength	2.41275e+008 N/m ²
Tensile Strength	4.48083e+008 N/m ²
Elastic Modulus	1.9e+011 N/m ²
Poisson's ratio	0.26
Shear Modulus	7.8e+10 N/m ²

Πίνακας 40: Ιδιότητες υλικού Cast Iron Steel.

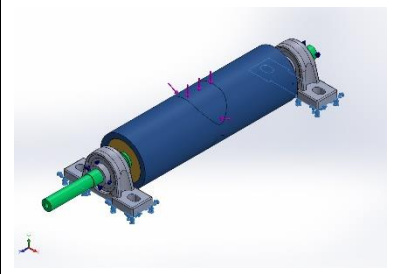
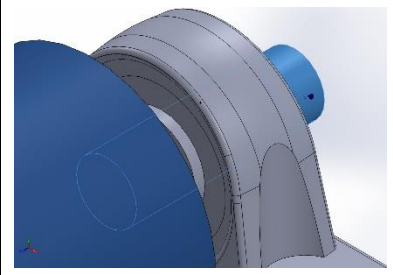
Name	2007 Alloy (Aluminum)
Model Type	Linear Elastic Isotropic
Failure criterion	Max Von Misses Stress
Yield Strength	2.50742e+008 N/m ²
Tensile Strength	3.89356e+008 N/m ²
Elastic Modulus	6.9e+010 N/m ²
Poisson's ratio	0.33
Shear Modulus	2.7e+10 N/m ²

Πίνακας 41: Ιδιότητες υλικού Aluminum 2007 alloy.

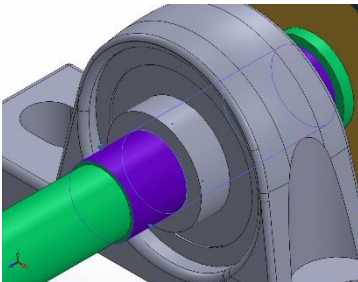
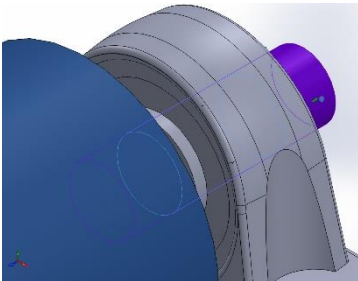
Name	AISI 304
Model Type	Linear Elastic Isotropic
Failure criterion	Max Von Misses Stress
Yield Strength	2.06807e+008 N/m ²
Tensile Strength	5.17017e+008 N/m ²
Elastic Modulus	1.9e+011 N/m ²
Poisson's ratio	0.29
Shear Modulus	7.5e+010 N/m ²

Πίνακας 42: Ιδιότητες υλικού AISI 304.

Φορτία και Στηρίξεις

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details			
Fixed-1		Entities:	2 faces		
		Type:	Fixed Geometry		
Resultant Forces					
Components	X	Y	Z	Resultant	
Reaction force(N)	-0.155831	802.497	-57.9001	804.583	
Reaction Moment (N.m)	0	0	0	0	
Roller/Slider-1		Entities:	1 face		
		Type:	Roller/Slider		
Resultant Forces					
Components	X	Y	Z	Resultant	
Reaction force(N)	0	0	57.9006	57.9006	
Reaction Moment (N.m)	0	0	0	0	

Πίνακας 43: Είδη στηρίξεων εμπρόσθιου ράουλου.

Model Reference	Connector Details		Strength Details	
 <p>Bearing Connector-1</p>	Entities: 2 faces Type: Bearing	Static load rating: 6.658 N Dynamic load rating: 12.483 N		
Connector Forces				
Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant
Axial Force (N)	5.5325e-015	0	0.79229	0.79229
Shear Force (N)	0.11182	401,2485	0	337.9
Bending moment (N.m)	-0.0033785	1.118e-006	2.3592e-017	0.0033785
 <p>Bearing Connector-2</p>	Entities: 2 faces Type: Bearing	Static load rating: 6.658 N Dynamic load rating: 12.483 N		
Connector Forces				
Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant
Axial Force (N)	0	0	-58.692	58.692
Shear Force (N)	-0.26765	401,2485	0	464.6
Bending moment (N.m)	0.0046454	2.6761e-006	0	0.0046454

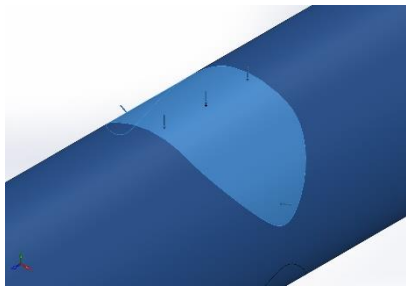
Πίνακας 44: Σύνδεση ρουλεμάν και πληροφορίες ρουλεμάν.

Στο εμπρόσθιο ράουλο εφαρμόσθηκε ένας συνδυασμός στηρίξεων για την επίλυση του προβλήματος, ώστε να ανταποκρίνεται στην πραγματικότητα. Το πρώτο είδος στήριξης που πραγματοποιήθηκε και φαίνεται στον πίνακα 43, ήταν η πάκτωση των δύο κουζινέτων. Θεωρητικά τα κουζινέτα πακτώνονται επάνω στο σασί και ο άξονας περιστρέφεται ελεύθερα μέσα σε αυτά.

Το δεύτερο είδος στήριξης εφαρμόσθηκε στο ένα άκρο του άξονα προκειμένου να αντιπροσωπεύσει την άρθρωση στην μία πλευρά της έδρασης του συστήματος. Ο τύπος σύνδεσης με ρουλεμάν (βλ. πίνακα 44), αντιμετωπίζει τα ακτινικά φορτία. Για την σωστή επίλυση του προβλήματος στα δύο άκρα του άξονα εφαρμόζεται μια άρθρωση και μια κύλιση.

Τέλος, στις περιοχές όπου ο άξονας εδράζεται επάνω στα ρουλεμάν του συστήματος, εφαρμόσθηκε σύνδεση με αυτά μέσω της πλατφόρμας σύνδεσης του

προγράμματος Solidworks simulation- connectors (bearing connector). Αξίζει να σημειωθεί πως για τις ανάγκες της επίλυσης, προστέθηκαν στον τύπο των εδράσεων η στατική και δυναμική αντοχή τους, όπως αυτές αναγράφονται στα τεχνικά τους φυλλάδια, τα οποία δίνονται στο παράρτημα της εργασίας. Με αυτό τον τρόπο θα ελεγχθεί και η καταλληλότητα των εδράσεων και εάν αυτή εξυπηρετεί τους σκοπούς της κατασκευής ή θα χρειασθεί να ελεγχθούν και να διαστασιοποιηθούν, ρουλεμάν μεγαλύτερων αντοχών σε στατικά φορτία.

Load name	Load Image	Load Details
Force-1		Entities: 1 face Type: Apply normal force Value: 1000 N

Πίνακας 45: Κατανομή δύναμης στην επιφάνεια του εμπρόσθιου ράουλου

Στον πίνακα 45, φαίνεται με μπλε ανοιχτό χρώμα, η περιοχή φόρτισης του τυμπάνου της διάταξης του εμπρόσθιου ράουλου. Η δύναμη που εφαρμόστηκε για την επίλυση του προβλήματος είναι 1000 N, τιμή η οποία ξεπερνά κατά πολύ το πραγματικό φορτίο που ασκείται από τον τροχό του οχήματος στο μεταλλικό ράουλο.

Πληροφορίες Πλέγματος

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	11.2555 mm
Tolerance	0.562777 mm
Mesh Quality	High

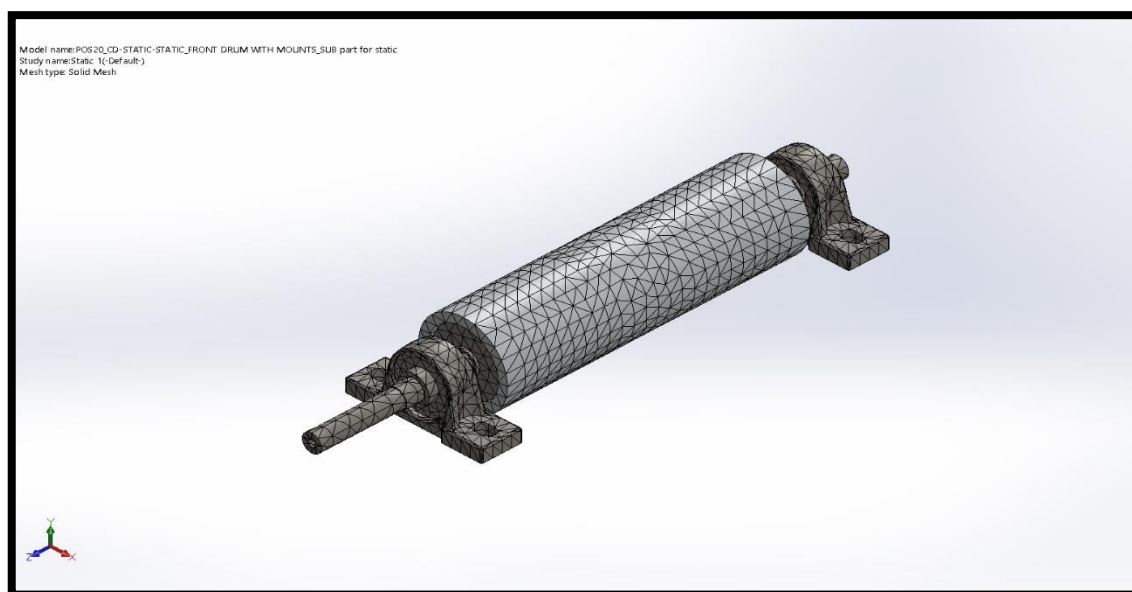
Πίνακας 46: Πληροφορίες πλέγματος εμπρόσθιου ράουλου.

Στους πίνακες 46 (παραπάνω) και 47 (παρακάτω), παρουσιάζονται όλες οι πληροφορίες για το πλέγμα που εφαρμόστηκε για την επίλυση της στατικής μελέτης του εμπρόσθιου ράουλου. Στην εικόνα 100 φαίνεται το μοντέλο μετά την εφαρμογή του πλέγματος, λίγο πριν την επίλυση του προβλήματος.

Λεπτομέρειες Πλέγματος

Total Nodes	24259
Total Elements	13783
Maximum Aspect Ratio	46.304
% of elements with Aspect Ratio < 3	81.6
% of elements with Aspect Ratio > 10	1.33
% of distorted elements (Jacobian)	0
Time to complete mesh (hh; mm; ss):	00:00:05

Πίνακας 47: Λεπτομέρειες πλέγματος εμπρόσθιου ράουλου.



Εικόνα 102: Λεπτομέρειες πλέγματος εμπρόσθιου ράουλου.

5.3.1 Αποτελέσματα Στατικής Μελέτης Εμπρόσθιου Ράουλου

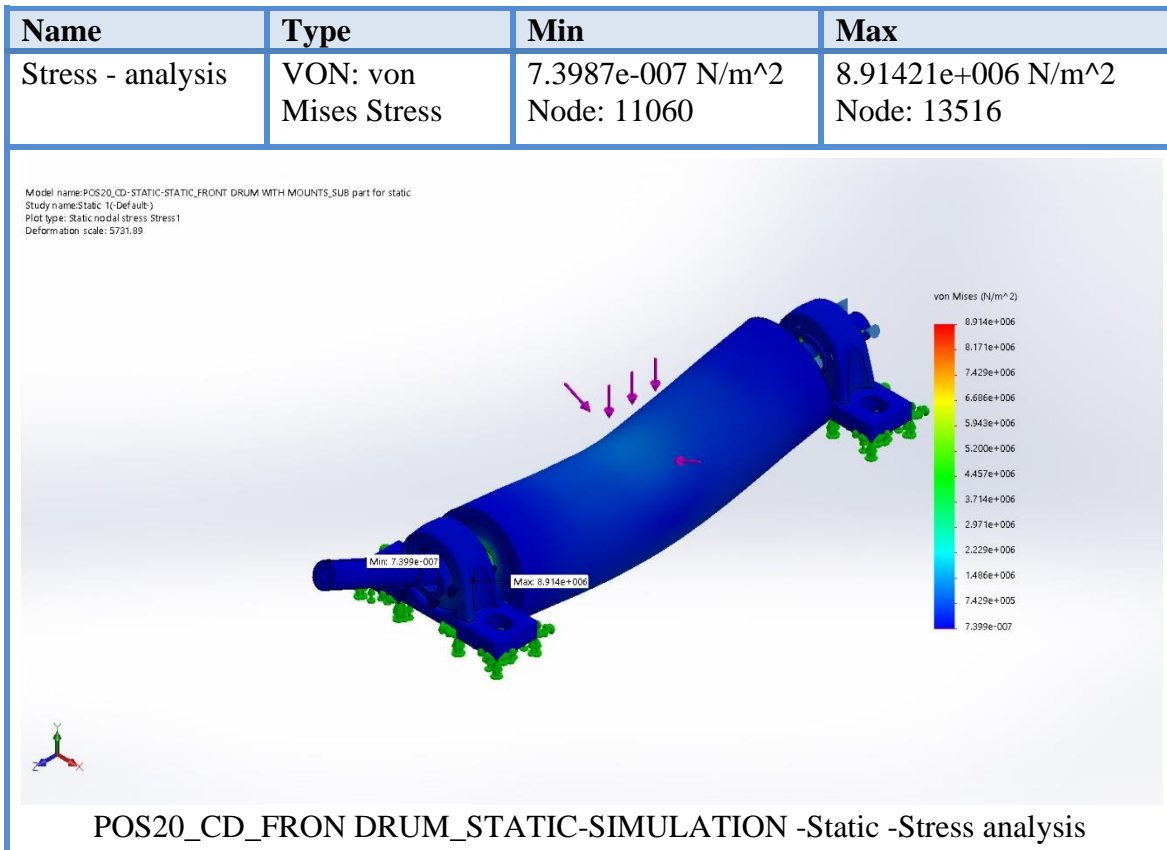
Δυνάμεις και Ροπές Αντίδρασης

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N	-0.155831	802.497	0.000468194	802.497

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N.m	0	0	0	0

Πίνακας 48: Δυνάμεις και Ροπές αντίδρασης εμπρόσθιου ράουλου.

Στον πίνακα 48, αναγράφονται οι δυνάμεις και οι ροπές αντίδρασης του μοντέλου. Όσον αναφορά τις δυνάμεις, παρόλο που το φορτίο που εφαρμόζεται είναι 1000N, παρατηρείται πως κατά τον άξονα Y η δύναμη αντίδρασης είναι $F_y=802,497$ N, αυτό συμβαίνει καθώς ένα ποσοστό της δύναμης διαμοιράζεται και στους δύο άλλου άξονες (X και Z). Αυτό προκύπτει, διότι το φορτίο δεν εφαρμόζεται ακριβώς κάθετα επάνω στο ράουλο, αλλά έχει χαραχθεί η επιφάνεια επαφής με το ελαστικό.

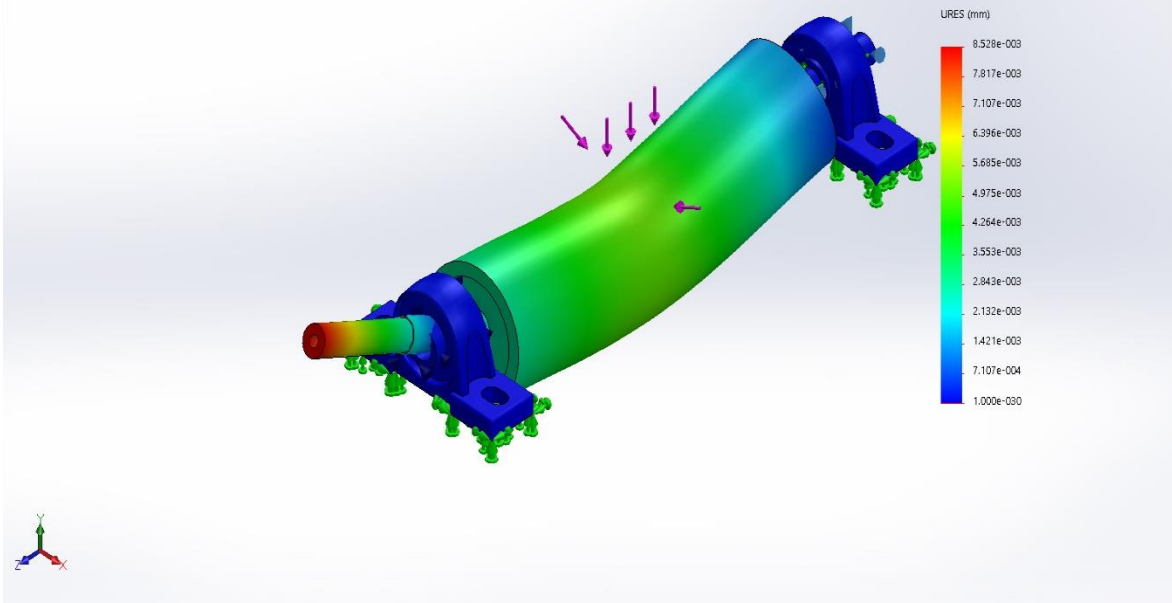


Πίνακας 49: Κατανομή τάσεων εμπρόσθιου ράουλου.

Η κατανομή των τάσεων επάνω στο εμπρόσθιο ράουλο φαίνεται στην εικόνα του πίνακα 49, όπως γίνεται αντιληπτό, η ελάχιστη τάση που εφαρμόζεται επάνω στο βοηθητικό ράουλο είναι αμελητέα. Η μέγιστη τάση (Von Mises) στην κατασκευή είναι $\sigma_{max} = 8,9141$ MPa. Συγκρίνοντας την μέγιστη τάση που αναπτύσσεται στην κατασκευή, με τις ιδιότητες των υλικών τόσο του τυμπάνου (αλουμίνιο 2007) όσο και του άξονα (AISI 304), οι οποίες παρατίθενται στις σελίδες 109 και 110, γίνεται εύκολα αντιληπτό πως υπάρχει τεράστια διαφορά από τις επιτρεπόμενες τάσεις των δύο παραπάνω υλικών, αυτό πρακτικά σημαίνει πως η κατασκευή δεν διατρέχει κανέναν κίνδυνο αστοχίας με βάση το φορτίο των 1000 N.

Name	Type	Min	Max
Displacement	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 13737	0.00852783 mm Node: 11044

Model name: POS20_CD-STATIC-STATIC_FRONT DRUM WITH MOUNTS_SUB part for static
Study name: Static 1(-Default)
Plot type: Static displacement Displacement1
Deformation scale: 5731.89

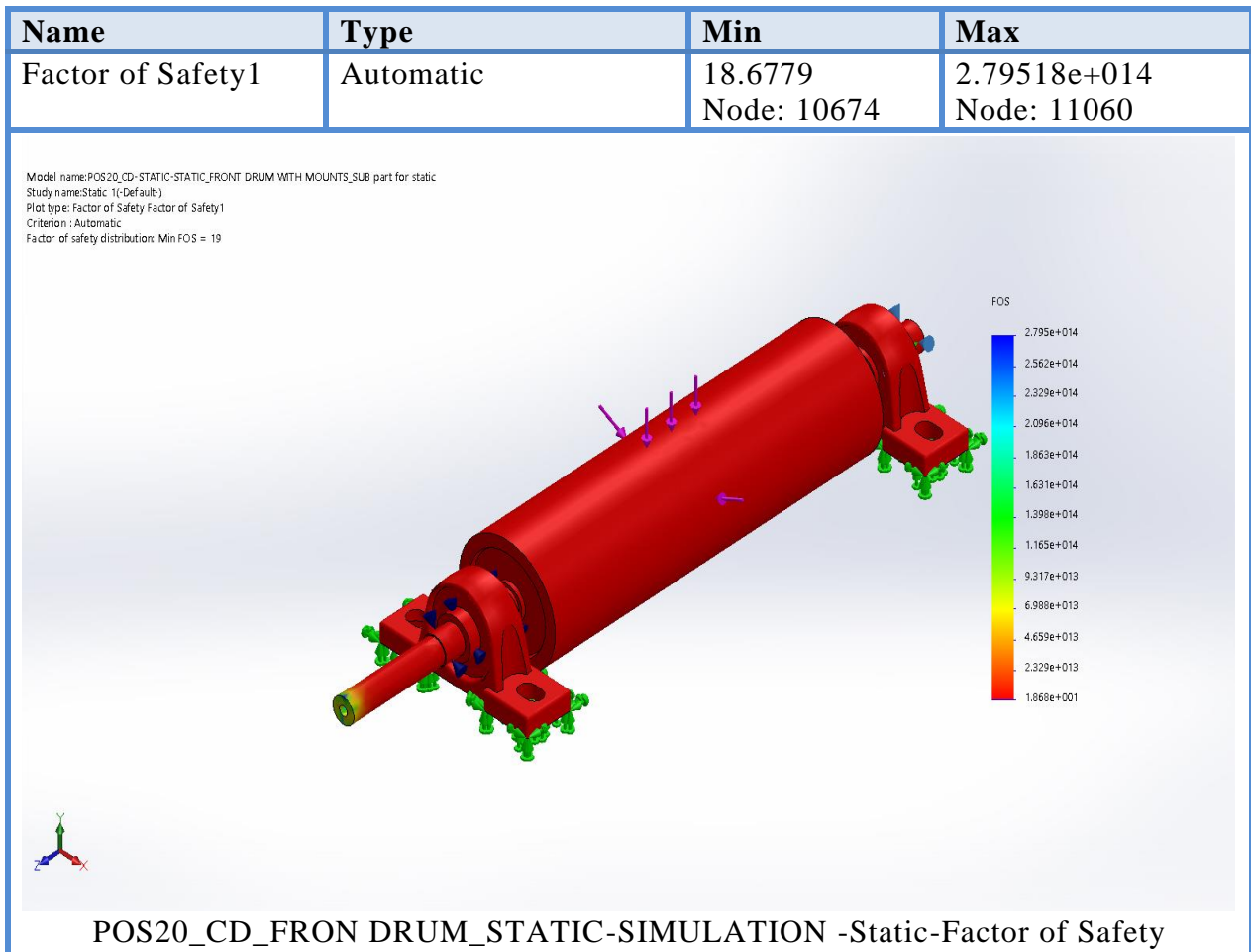


POS20_CD_FRON DRUM_STATIC-SIMULATION-Static-Displacement

Πίνακας 50: Μετατόπιση ράουλου υπό την εφαρμογή φορτίου.

Από την ανάλυση της μετατόπισης λόγω της επιβολής φορτίου στην διάταξης του εμπρόσθιου ράουλου, εξάγεται το συμπέρασμα πως η μέγιστη μετατόπιση είναι $X_{max} = 0,00852783$ mm, νούμερο που όπως γίνεται αντιληπτό δεν επηρεάζει ούτε στο ελάχιστον την κατασκευή του υπό-συναρμολογήματος. Παρατηρώντας τον χρωματικό κώδικα, γίνεται αντιληπτό, πως στις αντιδράσεις της διάταξης η μετατόπιση είναι σχεδόν μηδενική, πρακτικά αυτό σημαίνει πως τα κουζινέτα συγκρατούν με επιτυχία τον εδραζόμενο άξονα. Η μέγιστη μετατόπιση παρουσιάζεται στο ελεύθερο άκρο του άξονα (βλ. πίνακα 50), όπου ο άξονας λειτουργεί σαν μονοπροέχουσα δοκός, κάτι το οποίο είναι λογικό, εάν σκεφτεί κανείς πως τις αντιδράσεις του φορτίου τις αποσβένουν οι αντιδράσεις στήριξης των κουζινέτων.

Παρακάτω παρουσιάζονται τα αποτελέσματα του συντελεστή ασφαλείας, ο οποίος λόγω των μικρών φορτίσεων που παρατηρήθηκαν, αναμένεται να είναι αρκετά υψηλός. Αφού, εξαχθεί ο συντελεστής ασφαλείας και γνωρίζοντας τις επιτρεπόμενες τάσεις των υλικών, θα εξαχθεί η μέγιστη τάση καθώς και το μέγιστο φορτίο που μπορεί να αντέξει η κατασκευή του υπό-συναρμολογήματος. Η διαδικασία εύρεσης των τάσεων και των δυνάμεων θα πραγματοποιηθεί τόσο για το τύμπανο της διάταξης όσο και για τον άξονα συγκράτησης αυτής



Πίνακας 51: Αποτελέσματα συντελεστή ασφαλείας εμπρόσθιου ράουλου.

Σύμφωνα με τον πίνακα 51, ο ελάχιστος συντελεστής ασφαλείας της κατασκευής είναι $F.O.S_{min} = 18,6779$. Πρακτικά πρόκειται για έναν υπερβολικά μεγάλο συντελεστή ασφαλείας, κάτι το οποίο σημαίνει πως δεν θα υπάρξει αστοχία στην κατασκευή. Όπως έχει προαναφερθεί, η κατασκευή υπάρχει ήδη οπότε δεν υπάρχει περιθώριο επανασχεδιασμού και νέας διαστασιολόγησης.

Σε αυτό το σημείο, θα θεωρήσουμε δύο περιπτώσεις. Η πρώτη περίπτωση αφορά πως η μέγιστη τάση εφαρμόζεται επάνω στο ράουλο της διάταξης. Στην δεύτερη περίπτωση θα θεωρηθεί, πως η μέγιστη τάση εφαρμόζεται στον άξονα του συναρμολογήματος. Έπειτα θα εξαχθούν τα κατάλληλα συμπεράσματα για καθένα από τα δύο εξαρτήματα.

Για την πρώτη περίπτωση και την μελέτη αντοχής του τυμπάνου της διάταξης του εμπρόσθιου ράουλου με γνωστή την μέγιστη αντοχή του υλικού και γνωστό τον ελάχιστο συντελεστή ασφαλείας της κατασκευής έχουμε ότι η μέγιστη επιτρεπόμενη τάση Von Misses προκύπτει:

$$\sigma_{max} = \sigma_{\epsilon\pi} * S_{min} = 389,356 * 18,677 = 7.272 \text{ MPa}$$

Η μέγιστη δύναμη η οποία μπορεί να φέρει το τύμπανο της διάταξης χωρίς να αστοχήσει υπολογίζεται ως:

$$F_{crit} = F_{app} * S_{min} = 1000 * 18,677 = 18.677 \text{ N}$$

Αναφορικά με την δεύτερη περίπτωση, όσον αναφορά την αντοχή του άξονα του εμπρόσθιου ράουλου, εάν υποθέσουμε ότι ο ελάχιστος συντελεστής ασφαλείας της κατασκευής είναι ταυτόχρονα και του άξονα, τότε για την μέγιστη τάση von misses έχουμε:

$$\sigma_{max} = \sigma_{\epsilon\pi} * S_{min} = 448.083 * 18,677 = 8.368 \text{ MPa}$$

Η μέγιστη δύναμη η οποία μπορεί να φέρει ο άξονας αντίστοιχα είναι, όπως και στην παραπάνω περίπτωση:

$$F_{crit} = F_{app} * S_{min} = 1000 * 18,677 = 18.677 \text{ N}$$

Γίνεται εύκολα αντιληπτό πως η υπάρχουσα κατασκευή του εμπρόσθιου ράουλου, δεν διατρέχει κανέναν κίνδυνο αστοχίας, καθώς τα φορτία αντοχής του είναι υπερβολικά μεγαλύτερα από τα πραγματικά φορτία που θα ασκηθούν επάνω στην διάταξη της δυναμοτράπεζας από τον τροχό του οχήματος.

Συγκεκριμένα για το κομμάτι της μελέτης υποθέσαμε δύναμη 1000 N, και αυτό θα συμβεί μονάχα στην περίπτωση όπου ο τροχός εφαρμόζει όλη την δύναμή του στο ένα μόνο ράουλο (εμπρόσθιο), και δεν εφάπτεται στο βοηθητικό.

Έχοντας προσθέσει μέσα στα στοιχεία επίλυσης του μοντέλου και την αντοχή των δύο ρουλεμάν, παρατηρούμε πως δεν διατρέχουν κάποιον κίνδυνο αστοχίας και κρίνονται ικανά να λειτουργήσουν επιτυχώς ως αντιδράσεις του υπό-συναρμολογήματος. Συγκεκριμένα, παρατηρώντας τον πίνακα 44, παρατηρείται πως η δύναμη αντίδρασης στον κάθετο άξονα καταπόνησης της κατασκευής (Y), είναι 401,2485 N για κάθε έδρανο, δηλαδή η μισή δύναμη που ασκείται κατά τον άξονα Y στην κατασκευή (-802,5168N, αρνητικό πρόσημο λόγω της διεύθυνσης της δύναμης). Αυτό είναι λογικό εάν σκεφτεί κανείς πως έχουμε δύο μονάχα αντιδράσεις και το φορτίο εφαρμόστηκε ομοιόμορφα στο κέντρο της διάταξης του εμπρόσθιου ράουλου.

Συμπερασματικά, η διάταξη του εμπρόσθιου ράουλου κρίνεται ασφαλής και δεν χρειάζεται να διερευνηθεί κάτι παραπάνω όσον αναφορά την αντοχή της, ώστε να απορριφθεί η υπάρχουσα κατασκευή.

Στη συνέχεια παρόμοια μελέτη αντοχής πραγματοποιήθηκε και για το βοηθητικό ράουλο, όμως σε αυτή την περίπτωση υπάρχει διαφορετικός τρόπος στήριξης αυτού επάνω στο πλαίσιο της δυναμοτράπεζας, καθώς και διαφορετικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά στον άξονά του. Τα αποτελέσματα και περισσότερες λεπτομέρειες αναφορικά με αυτή την μελέτη δίνονται στην επόμενη ενότητα.

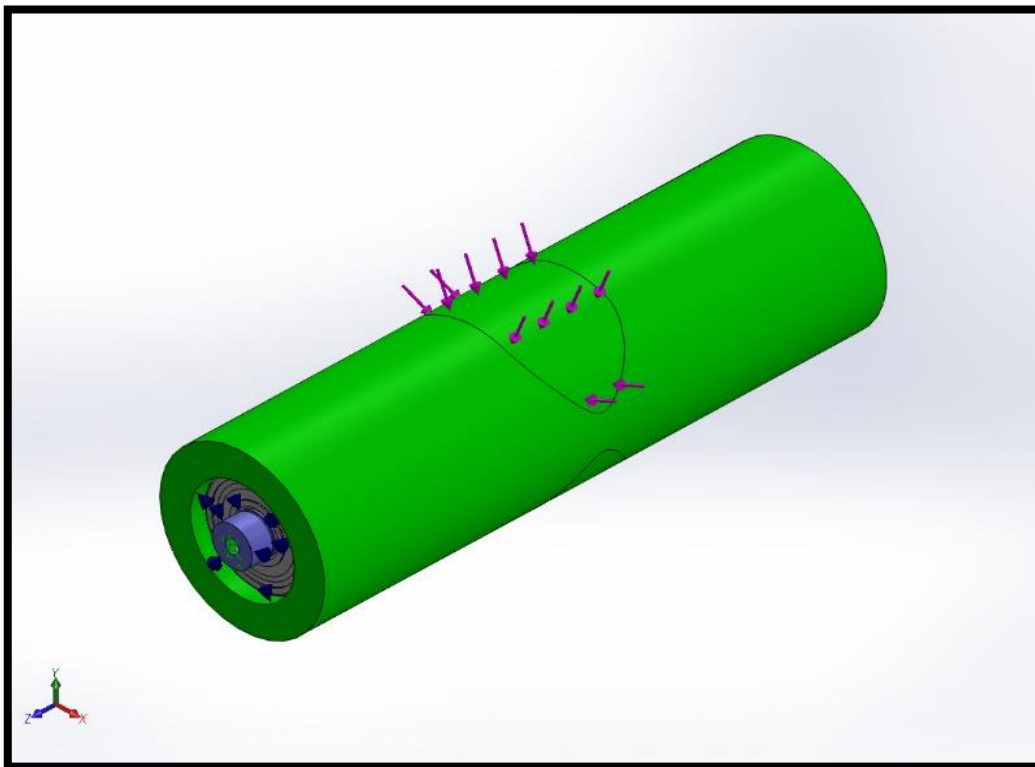
5.4 Μελέτη Αντοχής Βοηθητικού Ράουλου

Σε αυτή την ενότητα, παρουσιάζεται η μελέτη του βοηθητικού ράουλου της διάταξης δυναμομέτρησης (POS20_CD_REAR DRUM_SUB ASSEMBLY), υπενθυμίζεται πως έχει βοηθητικό ρόλο κατά το πείραμα και όχι κάποιο λειτουργικό ρόλο. Σε αντίθεση με το εμπρόσθιο ράουλο, το οποίο μεταφέρει την περιστροφή του τροχού στον άξονα της αδρανειακής μάζας, το βοηθητικό ράουλο απλά υποστηρίζει τον τροχό του οχήματος κατά την περιστροφή τους.

Παρόμοια με το εμπρόσθιο ράουλο, και το βοηθητικό ράουλο είχε κατασκευασθεί για την διάταξη του ταινιοδιαδρόμου, για λόγους οικονομίας καθώς και για λόγους ευκολίας και περιορισμού του χρόνου της κατασκευής, αποφασίστηκε να χρησιμοποιηθεί στην δυναμομετρική διάταξη, αφού πρώτα μελετηθεί ως προς την αντοχή του.

Για τις ανάγκες της μελέτης, θεωρείται πως ο τροχός έρχεται σε επαφή μόνο με το βοηθητικό ράουλο και ασκεί σε αυτό την μέγιστη δύναμη του. Όπως και στην προηγούμενη περίπτωση, η δύναμη που θα εφαρμοσθεί είναι αυτή των 1000 N, μοιρασμένη σε μια θεωρητική επιφάνεια επαφής του ράουλου με τον τροχό.

Τα ρουλεμάν του βοηθητικού ράουλου, εδράζονται μέσα σε αυτό σε ειδικά διαμορφωμένη εσοχή (πατούρα), για λόγους ασφαλείας και συγκράτησης του τυμπάνου στην θέση του, έχουν προβλεφθεί και κατασκευασθεί αύλακες για ασφάλειες στον άξονα του υπό-συναρμολογήματος.



Εικόνα 103: Model Name: POS20_CD_REAR DRUM_STATIC-SIM

Πληροφορίες Μελέτης

Study name	Pos20_cd_rear drum_static simulation
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SOLIDWORKS Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off

Πίνακας 52: Πληροφορίες στατικής μελέτης βοηθητικού ράουλου.

Μονάδες

Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m ²

Πίνακας 53: Σύστημα μονάδων στατικής μελέτης βοηθητικού ράουλου.

Στους πίνακες 52 και 53, φαίνονται τα στοιχεία της στατικής μελέτης και το σύστημα μονάδων που χρησιμοποιήθηκε για την επίλυση του προβλήματος στατικής αντοχής του βοηθητικού ράουλου.

Για το βοηθητικό ή αλλιώς πίσω ράουλο, τα υλικά κατασκευής των εξαρτημάτων που το απαρτίζουν είναι διαφορετικά. Για το τύμπανο χρησιμοποιήθηκε κράμα αλουμίνιο της σειράς 2000, και συγκεκριμένα αλουμίνιο 2007, ενώ για ο άξονας της διάταξης κατασκευάστηκε από χάλυβα εμπορίου AISI 304, στους πίνακες παρακάτω δίνονται οι ιδιότητες των υλικών, που χρησιμοποιήθηκαν για την επίλυση της στατικής μελέτης.

Ιδιότητες Υλικών

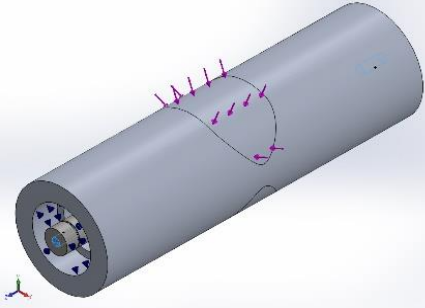
Name	2007 Alloy (Aluminum)
Model Type	Linear Elastic Isotropic
Failure criterion	Max Von Misses Stress
Yield Strength	2.50742e+008 N/m ²
Tensile Strength	3.89356e+008 N/m ²
Elastic Modulus	6.9e+010 N/m ²
Poisson's ratio	0.33
Shear Modulus	2.7e+10 N/m ²

Πίνακας 54: Ιδιότητες υλικού Aluminum 2007.

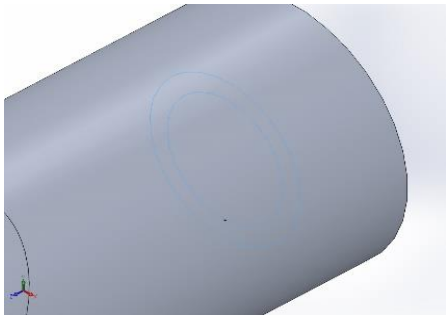
Name	AISI 304
Model Type	Linear Elastic Isotropic
Failure criterion	Max Von Misses Stress
Yield Strength	2.06807e+008 N/m ²
Tensile Strength	5.17017e+008 N/m ²
Elastic Modulus	1.9e+011 N/m ²
Poisson's ratio	0.29
Shear Modulus	7.5e+010 N/m ²

Πίνακας 55: Ιδιότητες υλικού AISI 304.

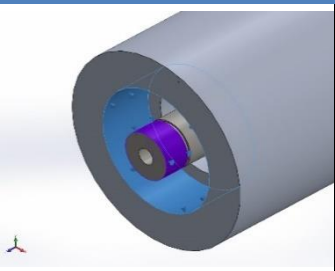
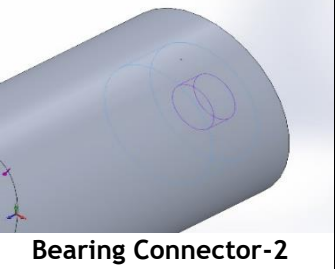
Φορτία και Στηρίξεις

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Fixed-1		Entities: 2 faces Type: Fixed Geometry		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	0.11171	802.035	-43.7503	803.227
Reaction Moment (N.m)	0	0	0	0

Πίνακας 56: Πάκτωση άξονα βοηθητικού ράουλου.

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Roller/Slider-1		Entities: 1 face Type: Roller/Slider		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	0	0	43.75	43.75
Reaction Moment (N.m)	0	0	0	0

Πίνακας 57: Άρθρωση άξονα βοηθητικού ράουλου.

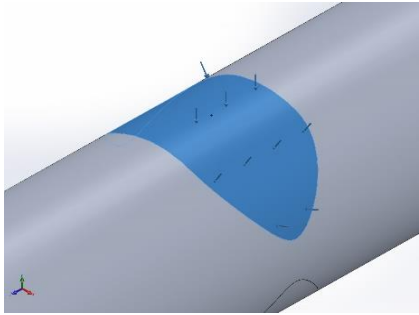
Model Reference	Connector Details	Strength Details		
 Bearing Connector-1	Entities: 2 faces Type: Bearing	Static load = 7.8 KN Dynamic load = 16.8 KN		
Connector Forces				
Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant
Axial Force (N)	-0	-2.6192e-015	39.87	-39.87
Shear Force (N)	3.5998	-284.33	0	284.35
Bending moment (N.m)	-0.0028429	-3.5993e-005	-2.3645e-021	0.0028431
 Bearing Connector-2	Entities: 2 faces Type: Bearing	Static load = 7.8 KN Dynamic load = 16.8 KN		
Connector Forces				
Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant
Axial Force (N)	-0	-2.5492e-016	3.8805	-3.8805
Shear Force (N)	-3.7115	-517.71	0	517.72
Bending moment (N.m)	-0.0051764	3.711e-005	2.4379e-021	0.0051765

Πίνακας 58: Σύνδεση και πληροφορίες ρουλεμάν βοηθητικού ράουλου.

Στους πίνακες 56 έως 58, αναγράφονται οι στηρίξεις που εφαρμόστηκαν για την επίλυση του μοντέλου του βοηθητικού ράουλου. Συγκεκριμένα, στον άξονα του τυμπάνου εφαρμόστηκε πάκτωση στα άκρα του, όπου τοποθετούνται κοχλίες συγκράτησης για την πρόσδεση με τη βάση του (βλ. κεφάλαιο 4). Ο άξονας οπότε παραμένει σταθερός και το τύμπανο της διάταξης περιστρέφεται ελεύθερα σε αυτό μέσω των δύο εδράνων κύλισης. Στο ένα άκρο του άξονα, επιλέχθηκε αυθαίρετα, εφαρμόστηκε άρθρωση προκειμένου να φέρει τα εγκάρσια φορτία που επιδρούν στις στηρίξεις, θεωρητικά μία άρθρωση μία κύλιση.

Το τελευταίο είδος στήριξης, ήταν η σύνδεση του άξονα και του τυμπάνου μέσω ρουλεμάν. Μέσω της πλατφόρμας επιλογής επαφών των εξαρτημάτων, τοποθετήθηκαν στις περιοχές ένωσης τα ρουλεμάν 6303_2RSL, και προστέθηκαν στην πλατφόρμα επίλυσης η στατική και η δυναμική αντοχής τους, όπως αυτές αναγράφονται στο τεχνικό φυλλάδιό τους που δίνεται στο παράρτημα της εργασίας.

Η δύναμη που εφαρμόστηκε στο βοηθητικό ράουλο, όπως και στην προηγούμενη ενότητα, είναι αυτή των 1000 N, τιμή θεωρητική και μεγαλύτερη της πραγματικής, παρόλα αυτά οι αληθινές τιμές θα βρεθούν από την επίλυση του μοντέλου και αφού εξαχθεί ο συντελεστής ασφαλείας αυτού.

Load name	Load Image	Load Details
Force-1		Entities: 1 face Type: Apply normal force Value: 1000 N

Πίνακας 59: Επιβολή φορτίου στην επιφάνεια του βοηθητικού ράουλου.

Πληροφορίες Πλέγματος

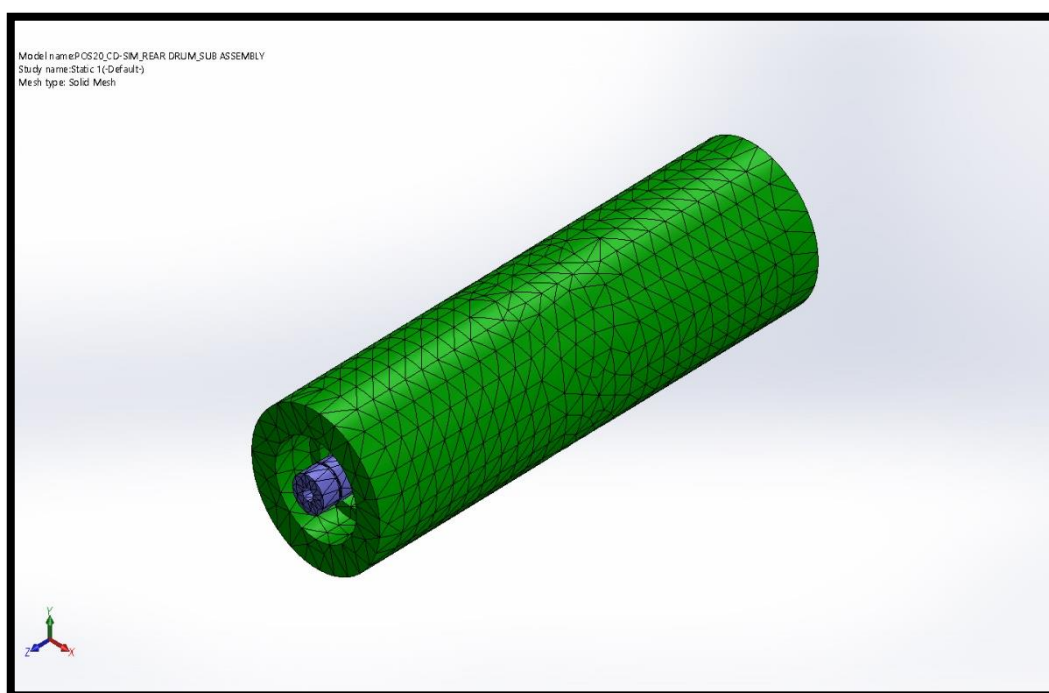
Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	10.5642 mm
Tolerance	0.52821 mm
Mesh Quality	High

Πίνακας 60: Πληροφορίες πλέγματος βοηθητικού ράουλου.

Λεπτομέρειες Πλέγματος

Total Nodes	14533
Total Elements	8705
Maximum Aspect Ratio	14.452
% of elements with Aspect Ratio < 3	94
% of elements with Aspect Ratio > 10	0.172
% of distorted elements (Jacobian)	0
Time to complete mesh (hh; mm; ss):	00:00:01

Πίνακας 61: Λεπτομέρειες πλέγματος βοηθητικού ράουλου.



Εικόνα 104: Μοντέλο βοηθητικού ράουλου, έπειτα από την επίλυση πλέγματος.

Στους πίνακες 60 και 61, παρουσιάζονται οι πληροφορίες για την επίλυση του πλέγματος του μοντέλου, ενώ στην εικόνα 104, φαίνεται η ανάλυση του βοηθητικού ράουλου μετά την επίλυση του πλέγματος.

5.4.1 Αποτελέσματα Στατικής Μελέτης Βοηθητικού Ράουλου

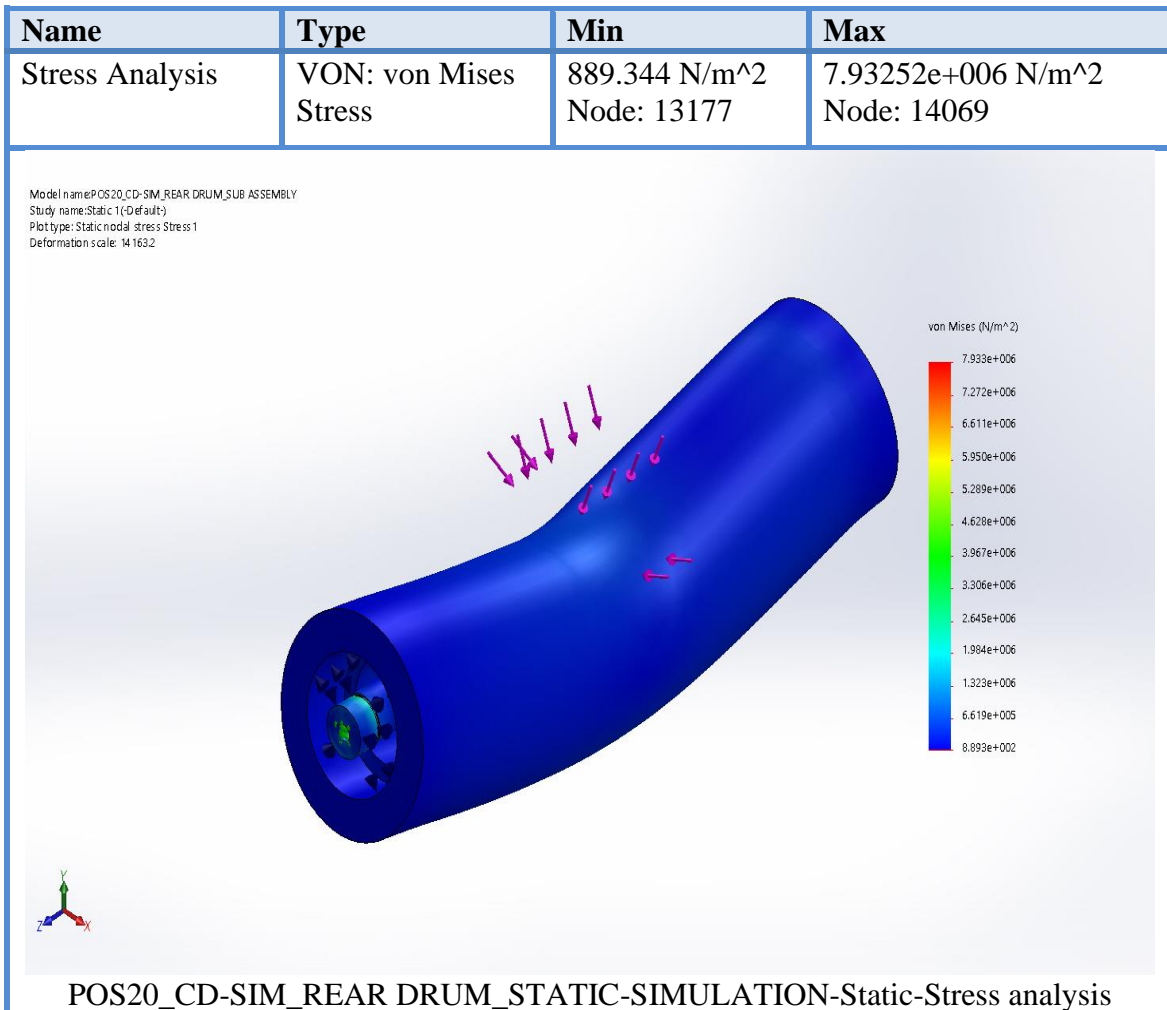
Δυνάμεις και Ροπές Αντίδρασης

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N	0.11171	802.035	-0.000292778	802.035

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N.m	0	0	0	0

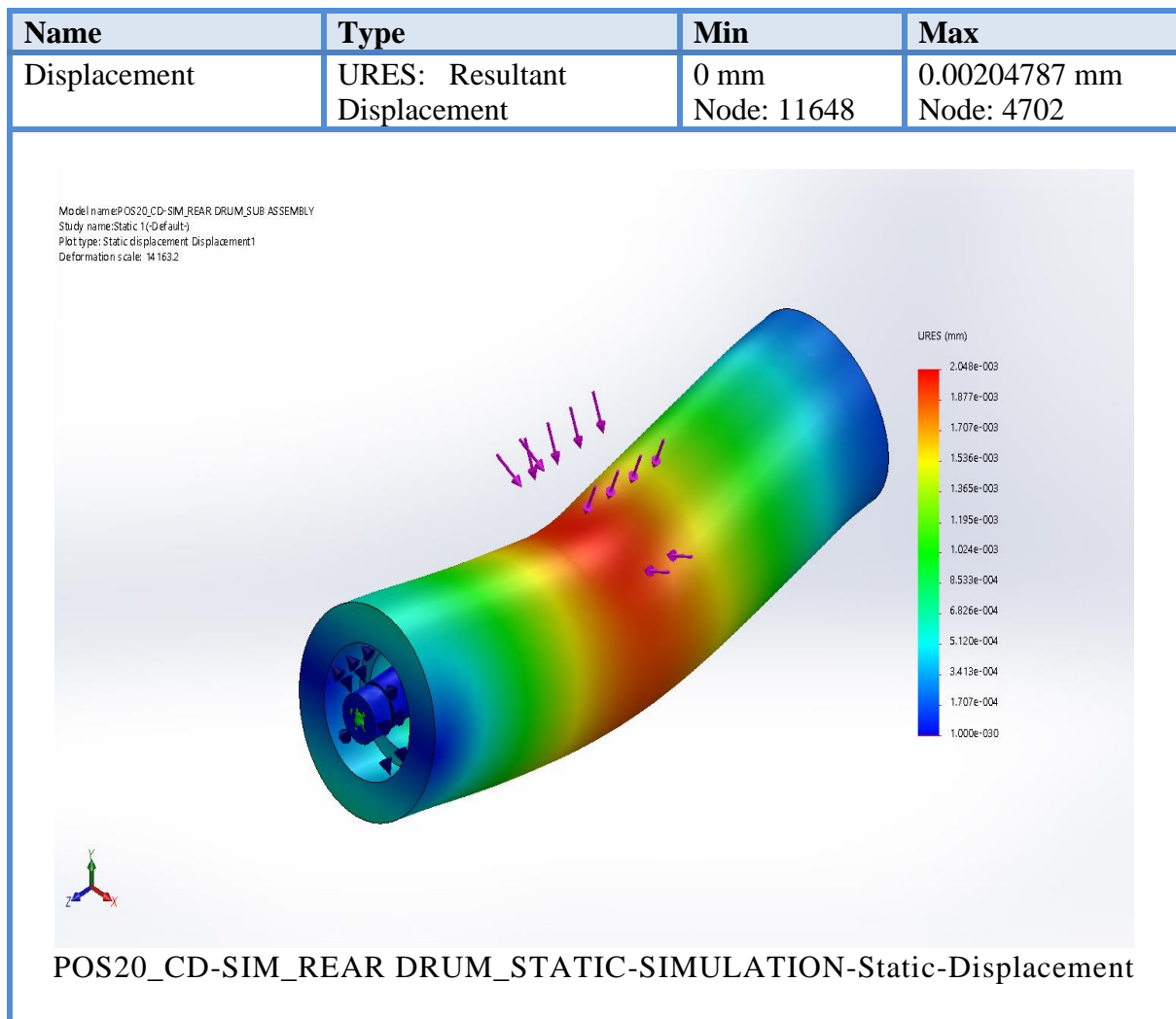
Πίνακας 62: Δυνάμεις και Ροπές αντίδρασης βοηθητικού ράουλου.

Στον πίνακα 62, αναγράφονται οι δυνάμεις και οι ροπές αντίδρασης του μοντέλου. Όσον αναφορά τις δυνάμεις, παρόλο που το φορτίο που εφαρμόζεται είναι 1000N, παρατηρείται πως κατά τον άξονα Y η δύναμη αντίδρασης είναι $F_y=802,035$ N, αυτό συμβαίνει καθώς ένα ποσοστό της δύναμης διαμοιράζεται και στους δύο άλλου άξονες (X και Z). Αυτό προκύπτει, διότι το φορτίο δεν εφαρμόζεται ακριβώς κάθετα επάνω στο ράουλο, αλλά έχει χαραχθεί μια προσεγγιστική επιφάνεια από το ελαστικό του τροχού του οχήματος.



Πίνακας 63: Κατανομή τάσεων βοηθητικού ράουλου.

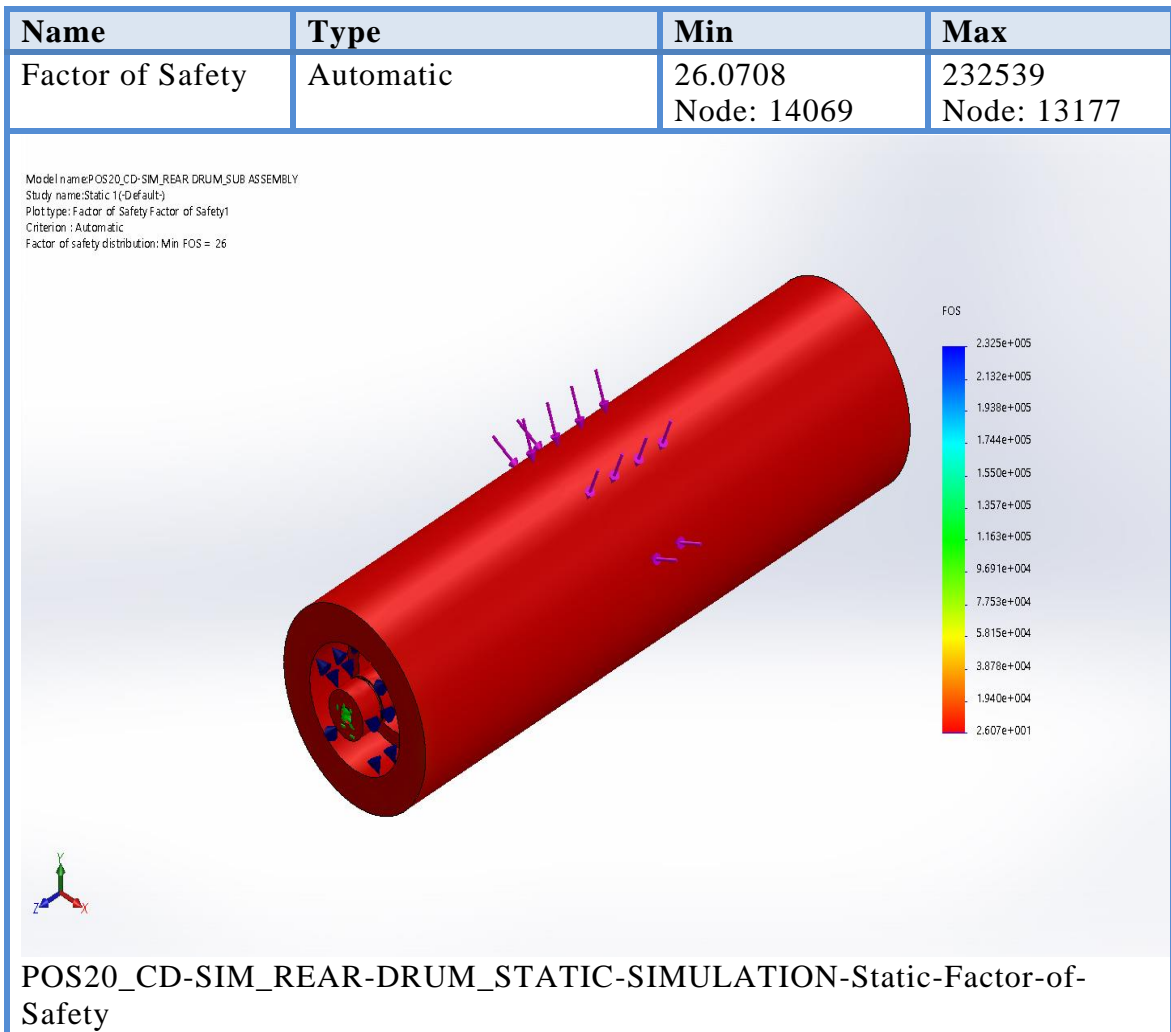
Ο πίνακας 63, παρουσιάζει την κατανομή των τάσεων επάνω στο βοηθητικό ράουλο, η ελάχιστη τάση von mises που παρατηρείται στην επιφάνεια του αδρανειακού ράουλου είναι $\sigma_{\min} = 0,889344$ KPa, η οποία μπορεί να θεωρηθεί αμελητέα εάν παρατηρήσει κανείς το όριο διαρροής και θραύσης των δύο υλικών του τυμπάνου και του άξονα, Αλουμίνιο 2007 και AISI304 αντίστοιχα. Η μέγιστη τάση που ασκείται στην κατασκευή στο φορτίο των 1000 N, είναι $\sigma_{\max} = 932,52$ KPa = 0.93252 MPa. Ακόμη και στην περίπτωση της μέγιστης τάσης στην κατασκευή παρατηρείται πως οι τιμές είναι αρκετά μακριά από τις επιτρεπόμενες τάσεις αντοχής των δύο υλικών, οπότε η κατασκευή δεν διατρέχει κίνδυνο αστοχίας.



Πίνακας 64: Μετατόπιση βοηθητικού ράουλου υπό την εφαρμογή φορτίου.

Από την ανάλυση της μετατόπισης λόγω της φόρτισης της διάταξης του εμπρόσθιου ράουλου, εξάγεται το συμπέρασμα πως η μέγιστη μετατόπιση είναι $X_{max} = 0,00204787$ mm, νούμερο που όπως γίνεται αντιληπτό δεν επηρεάζει ούτε στο ελάχιστο την κατασκευή του υπό-συναρμολογήματος και θεωρείται αμελητέο. Παρατηρώντας τον χρωματικό κώδικα, γίνεται αντιληπτό, πως στην πακτωμένο άξονα της διάταξης η μετατόπιση είναι σχεδόν μηδενική. Η μέγιστη μετατόπιση εντοπίζεται στο σημείο εφαρμογής του φορτίου.

Παρακάτω παρουσιάζονται τα αποτελέσματα του συντελεστή ασφαλείας, ο οποίος αναμένεται να είναι αρκετά υψηλός. Επίσης όπως παρατηρείται έως τώρα τα ρουλεμάν που υπάρχουν επάνω στην κατασκευή επαρκούν ώστε να μην αστοχήσει η έδραση του βοηθητικού ράουλου. Αφού, εξαχθεί ο συντελεστής ασφαλείας και γνωρίζοντας τις επιτρεπόμενες τάσεις των υλικών, θα εξαχθεί η μέγιστη τάση καθώς και το μέγιστο φορτίο που μπορεί να αντέξει η κατασκευή του υπό-συναρμολογήματος. Η διαδικασία εύρεσης των τάσεων και των δυνάμεων θα πραγματοποιηθεί τόσο για το τύμπανο της διάταξης όσο και για τον άξονα συγκράτησης αυτής.



Πίνακας 65: Μετατόπιση βοηθητικού ράουλου υπό την εφαρμογή φορτίου.

Σύμφωνα με τον πίνακα 51, ο ελάχιστος συντελεστής ασφαλείας της κατασκευής είναι $F.O.S_{min} = 26,0708$. Πρακτικά πρόκειται για έναν υπερβολικά μεγάλο συντελεστή ασφαλείας, κάτι το οποίο σημαίνει πως δεν θα υπάρξει αστοχία στην κατασκευή. Όπως έχει προαναφερθεί, η κατασκευή υπάρχει ήδη οπότε δεν υπάρχει περιθώριο επανασχεδιασμού και νέας διαστασιολόγησης. Σε αυτό το σημείο θα υπολογισθούν οι μέγιστες δυνάμεις αντοχής του βοηθητικού ράουλου.

Η πρώτη δύναμη που θα υπολογισθεί αφορά το τύμπανο και τον άξονα της διάταξης, με γνωστό το φορτίο και τον ελάχιστο συντελεστή ασφαλείας προκύπτει ότι:

$$F_{crit} = F_{app} * S_{min} = 1000 * 26,0708 = 26.071 \text{ N}$$

Γίνεται εύκολα αντιληπτό πως η κατασκευή δεν διατρέχει κανέναν κίνδυνο αστοχίας, επομένως μπορεί να χρησιμοποιηθεί με ασφάλεια στην διάταξη της δυναμοτράπεζας χωρίς να υπάρχει κάποιος σοβαρός κίνδυνος αστοχίας των υλικών της κατασκευής.

5.5 Διαστασιολόγηση Άξονα Αδρανειακής Μάζας

Στην τελευταία ενότητα του κεφαλαίου 5, παρουσιάζεται η συλλογιστική πορεία, η μέθοδος διαστασιολόγησης και εν τέλει ο έλεγχος αντοχής του άξονα της αδρανειακής μάζας. Πρόκειται για το εξάρτημα το οποίο θα φέρει τις μεγαλύτερες ροπές και δυνάμεις και ήταν ιδιαίτερα σημαντικό, να υπολογιστεί η κρίσιμη διατομή του ώστε να μην αστοχήσει κατά την διάρκεια των πειραμάτων.

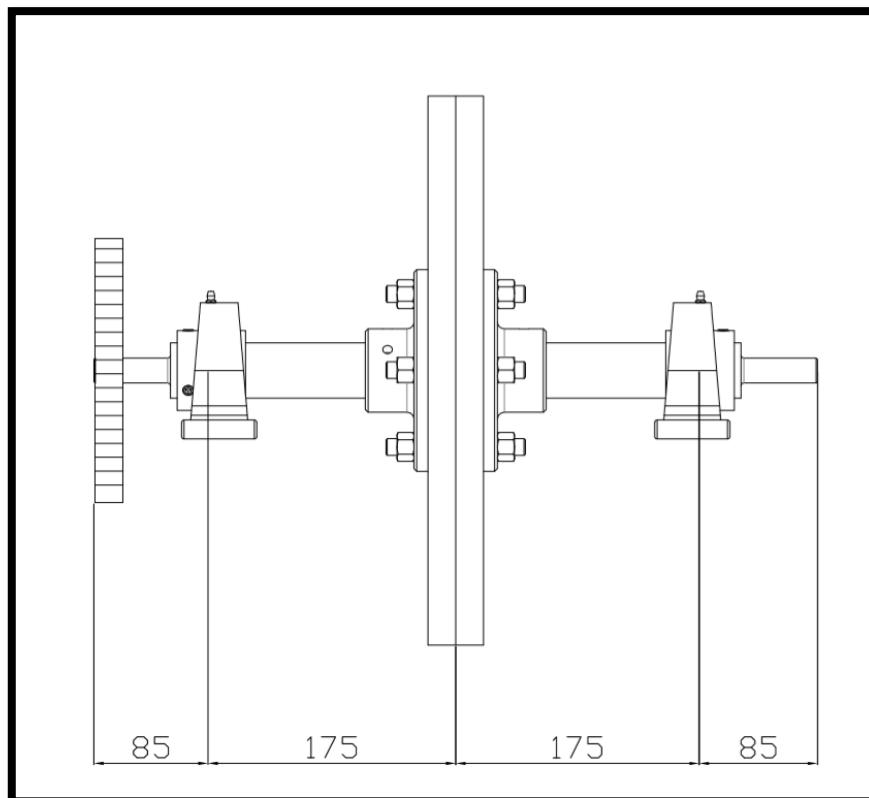
Η επίλυση του προβλήματος, δεν πραγματοποιήθηκε μέσω της ανάλυσης πεπερασμένων στοιχείων, αλλά χρησιμοποιήθηκε η κλασική μηχανική και η θεωρία υπολογισμού στοιχείων μηχανών για άξονες και ατράκτους.

Για την εύρεση της διαμέτρου του άξονα είναι ιδιαίτερα σημαντικό να ορισθούν οι δυνάμεις και οι ροπές που θα τον καταπονούν καθώς και να επιλεγεί ένα υλικό, έστω θεωρητικά, προκειμένου να γίνουν όλες οι απαραίτητες συγκρίσεις και επιλογές.

Επάνω στον αδρανειακό άξονα (POS20_CD_STL_FLYWHEEL SHAFT), θα εδράζονται οι αδρανειακές πλάκες, οι οποίες θα φέρουν και την αντίσταση κατά την κίνηση του τροχού το οχήματος. Κάθε πλάκα, συνολικά δύο τεμάχια στην διάταξη, έχει υπολογισθεί παραπάνω πως έχει μάζας σχεδόν 19 kg, οπότε έχουμε στο σύνολο της κατασκευής 38kg. Οι δύο πλάκες ενώνονται μεταξύ τους με δύο φλάντζες αλουμινίου συνολικής μάζας περίπου 1 kg. Επομένως έχουμε επάνω στον άξονα μια συνολική μάζας, σε μια στρογγυλοποιημένη τιμή, 40 kg, αυτό σημαίνει αντίστοιχο φορτίο $F_{fl} = 400 \text{ N}$.

Αναλύοντας συνοπτικά το σύστημα δυναμομέτρησης της διάταξης προκύπτει ότι, ο τροχός του οχήματος μεταφέρει την περιστροφική του κίνηση στο εμπρόσθιο ράουλο, το οποίο με την σειρά του μέσω γραναζιού και ιμάντα προσδίδει κίνηση στον άξονα της αδρανειακής μάζας. Όπως γίνεται εύκολα αντιληπτό, επάνω στον άξονα της αδρανειακής μάζας μεταφέρεται μια ροπή μέσω του γραναζιού που βρίσκεται στο άκρο του. Μέσω της μηχανικής είναι γνωστό, πως η ταχύτητα περιστροφής ενός αντικειμένου αυξάνεται όσο μειώνεται η περιφερειακή δύναμη που επιδρά επάνω σε αυτό, πρακτικά όσο μικραίνει η ροπή. Αυτό υποδηλώνει πως η μέγιστη ροπή που πρόκειται να εφαρμοστεί στον άξονα, θα είναι κατά την εκκίνηση του οχήματος και πριν φτάσει την τελική του ταχύτητα περιστροφής. Μέσω των πινάκων 13 και 14 και για ταχύτητα περιστροφής του τροχού 1 km/h, δυσμενέστερη περίπτωση φορτίου, έχουμε ροπή στον άξονα της αδρανειακής μάζας $T_{fl} = 135 \text{ Nm}$.

Σημειώνεται πως η μελέτη πραγματοποιείται για σχέση μετάδοσης, μεταξύ των δύο γραναζιών του ιμάντα, $G_{ratio} = 5$ και για δύο αδρανειακές πλάκες. Σε περίπτωση όπου κάτι από τα παραπάνω μεταβληθεί θα πρέπει να πραγματοποιηθεί εκ νέου μελέτη, ώστε να εξασφαλισθεί ότι ο άξονας δεν αστοχήσει εάν επιβληθούν μεγαλύτερα φορτία σε αυτόν.



Εικόνα 105: Γενική διάταξη συστήματος αδρανειακής μάζας.

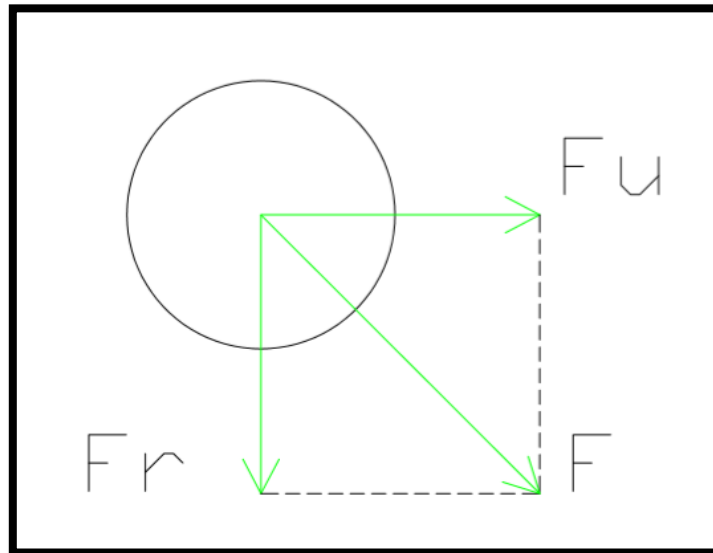
Στην εικόνα 105, φαίνεται η γενική διάταξη του συστήματος της αδρανειακής μάζας, σύμφωνα με την οποία θα επιλυθεί και το ζητούμενο πρόβλημα. Σημειώνεται σε αυτό το σημείο, πως η μελέτη αφορά αντοχή σε σύνθετη καταπόνηση στρέψης και κάμψης. Κάμψη λόγω του βάρους των αδρανειακών πλακών και των φλαντζών συγκράτησης, ενώ στρέψη λόγω της μετάδοσης κίνησης από τον άξονα του εμπρόσθιου ράουλου. Στη συνέχεια παρουσιάζεται η επίλυση του προβλήματος.

5.5.1 Επίλυση Προβλήματος

Σε αυτή την ενότητα, παρουσιάζεται η πορεία επίλυσης του προβλήματος, δηλαδή η κρίσιμη διατομή του άξονα της αδρανειακής μάζας. Τα δεδομένα του συστήματος τα οποία είναι γνωστά είναι τα εξής:

- Δύναμη καταπόνησης στον άξονα $F_{fl} = 400 \text{ N}$.
- Μέγιστη μεταφερόμενη ροπή στρέψης $T_{fl} = 135 \text{ Nm}$.
- Γρανάζι εδραζόμενο στον άξονα $D_{gear} = 190 \text{ mm}$ και $Z_2 = 60$ δόντια.
- Υλικό άξονα, ως πρώτη επιλογή. Χάλυβας κατασκευών S235JRG2 με επιτρεπόμενη αντοχή σε κάμψη $\sigma_{be\pi} = 37 \text{ MPa}$ και επιτρεπόμενη αντοχή σε διάτμηση $\tau_{te\pi} = 18 \text{ MPa}$.
- Αποστάσεις εδράσεων και μήκος άξονα, όπως φαίνεται στο σχέδιο της εικόνας 105.

Προτού παρουσιασθεί το διάγραμμα ελευθέρου σώματος του συστήματος προς επίλυση, θα βρεθούν οι δυνάμεις που ασκεί το γρανάζι στον άξονα. Κάθε γρανάζι ευθείας οδόντωσης, σύμφωνα με την θεωρία των στοιχείων μηχανών, φέρει δύο δυνάμεις οι οποίες καταπονούν τον άξονα έδρασης τους. Οι δύο αυτές δυνάμεις είναι η ακτινική (F_r) και η αξονική (F_u), το φορτίο των οποίων μεταφέρεται στις ατράκτους σύμφωνα με την εικόνα που ακολουθεί.



Εικόνα 106: Ακτινική και περιφερειακή δύναμη καταπόνησης άξονα από οδοντωτό τροχό.

Για τα δεδομένα του συστήματός μας, δηλαδή για το γρανάζι του άξονα με διάμετρο $D_{gear} = 190 \text{ mm}$, οι δυνάμεις F_u και F_r υπολογίζονται:

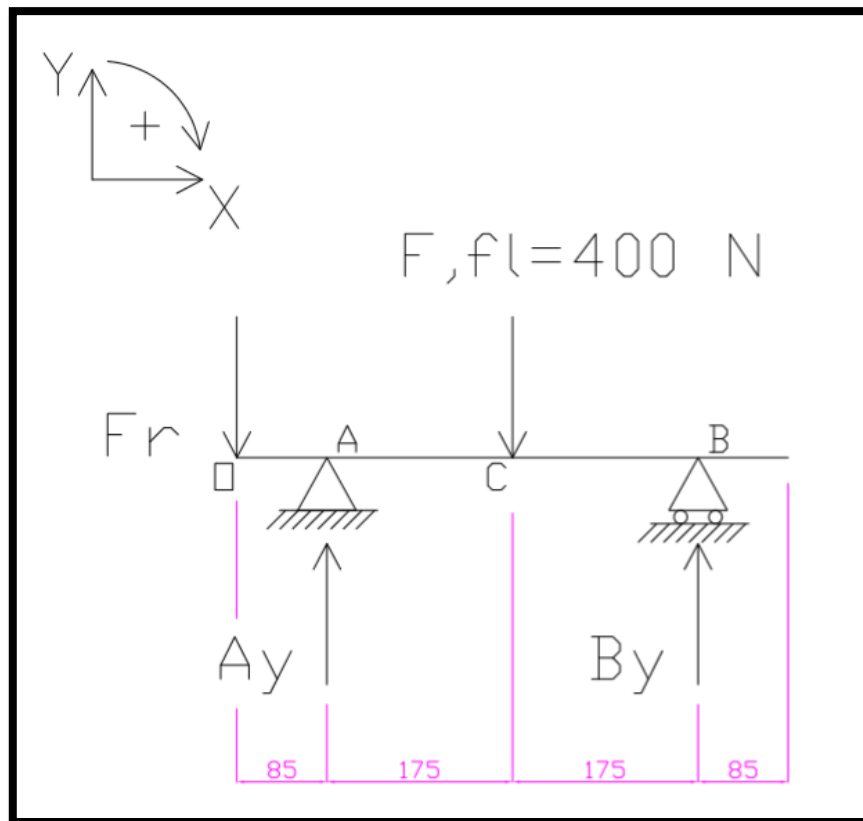
$$F_u = \frac{T_{fl}}{R_{gear}} = \frac{135 \text{ Nm}}{0.095 \text{ m}} = 1421 \text{ N}, \text{ η αξονική δύναμη.}$$

$$F_r = F_u * \tan(20^\circ) = 1421 * 0.36 = 517,2 \text{ N}, \text{ η ακτινική δύναμη.}$$

Σύμφωνα με τον προσανατολισμός επιβολής των φορτίων επάνω στον άξονα, προκύπτουν δύο περιπτώσεις για την εύρεση της μέγιστης ροπής κάμψης. Η πρώτη περίπτωση αφορά την ανάλυση και επίλυση του συστήματος X-Y, ενώ η δεύτερη περίπτωση αφορά την επίλυση του συστήματος X-Z.

Θα εξετασθούν και οι δύο περιπτώσεις, και θα σχεδιασθούν, για την κάθε μία ξεχωριστά τα διαγράμματα N, Q, M., προκειμένου να βρεθεί η δυσμενέστερη ροπή κάμψης που καταπονεί τον άξονα και εν συνεχεία να υπολογισθεί η διάμετρος αυτού.

Στην συνέχεια παρατίθενται το διάγραμμα ελευθέρου σώματος (Δ.Ε.Σ.), για το σύστημα του αδρανειακού άξονα στο επίπεδο αξόνων X-Y.



Εικόνα 107: Δ.Ε.Σ στο επίπεδο X-Y συστήματος αδρανειακής μάζας.

Για την περίπτωση του επιπέδου X-Y, όπως φαίνεται στο διάγραμμα ελευθέρου σώματος, ο άξονας φορτίζεται από την ακτινική δύναμη του οδοντωτού τροχού F_r (σημείο O) και από την δύναμη της μάζας των αδρανειακών πλακών F, fl (σημείο C). Από την επιβολή των φορτίων που ασκούνται στον άξονα, στις εδράσεις αυτού δηλαδή στην άρθρωση (σημείο A) και στην κύλιση (σημείο B), δημιουργούνται οι αντιδράσεις στήριξης A_y και B_y . Πρόκειται για ένα ισοστατικό πρόβλημα για το οποίο θα βρεθούν οι τιμές των αντιδράσεων και θα επιλυθούν τα διαγράμματα εντατικών μεγεθών (N. Q. M.)

Όπως είναι εμφανές στον άξονα X, η συνισταμένη των δυνάμεων $\Sigma F_x = 0$, καθώς κανένα φορτίο δεν καταπονεί τον άξονα κατά αυτή την διεύθυνση.

Για τον άξονα Y, οι δυνάμεις που καταπονούν τον άξονα είναι η ακτινική δύναμη του γραναζιού $F_r = 517,2 \text{ N}$, η δύναμη $F, fl = 400 \text{ N}$ και οι δυνάμεις των αντιδράσεων A_y και B_y . Στην εικόνα 103, φαίνεται πως ορίζεται το πρόσημο των δυνάμεων, αναλόγως με την φορά επιβολής του φορτίου. Σύμφωνα με τα παραπάνω και από την κατάσταση ισορροπίας της δοκού προκύπτει ότι:

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$$

$$- F_r + A_y - F, fl + B_y = 0 \Rightarrow$$

$$A_y + B_y = 917,2 \text{ N} \quad (47)$$

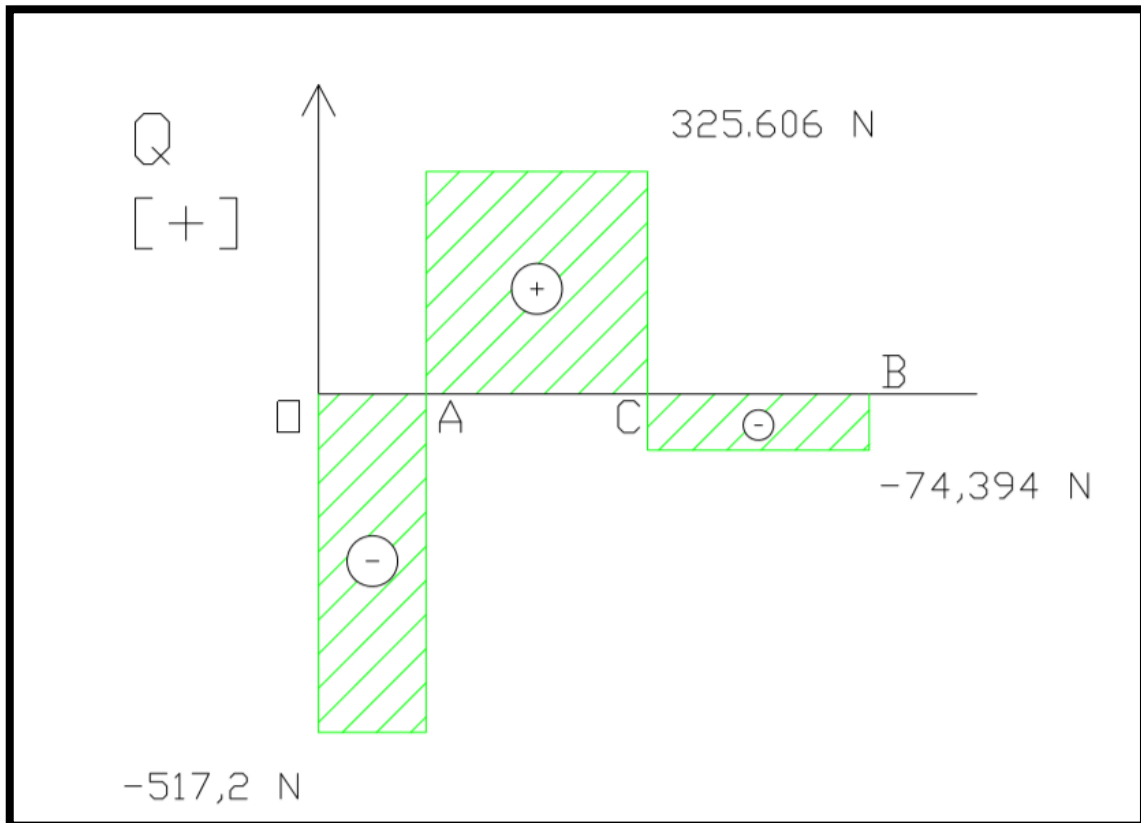
Για την επίλυση της εξίσωσης (47), θα επιλυθεί η εξίσωση της συνισταμένης των ροπών ως προς το σημείο A. Οι ροπές που τείνουν να περιστρέψουν την δοκό ωρολογιακά έχουν θετικό πρόσημο, ενώ οι ροπές που τείνουν να περιστρέψουν την δοκό αντί ωρολογιακά έχουν αρνητικό πρόσημο. Από την συνθήκη ισορροπίας της δοκού, για την συνισταμένη των ροπών στον άξονα προκύπτει ότι:

$$\begin{aligned} \Sigma M_A &= 0 \Rightarrow \\ -F_r \cdot 0,085 + F_{f1} \cdot 0,175 + B_y \cdot 0,350 &= 0 \Rightarrow \\ B_y \cdot 0,350 &= -43,962 + 70 \Rightarrow \\ B_y &= 74,394 \text{ N (48)} \end{aligned}$$

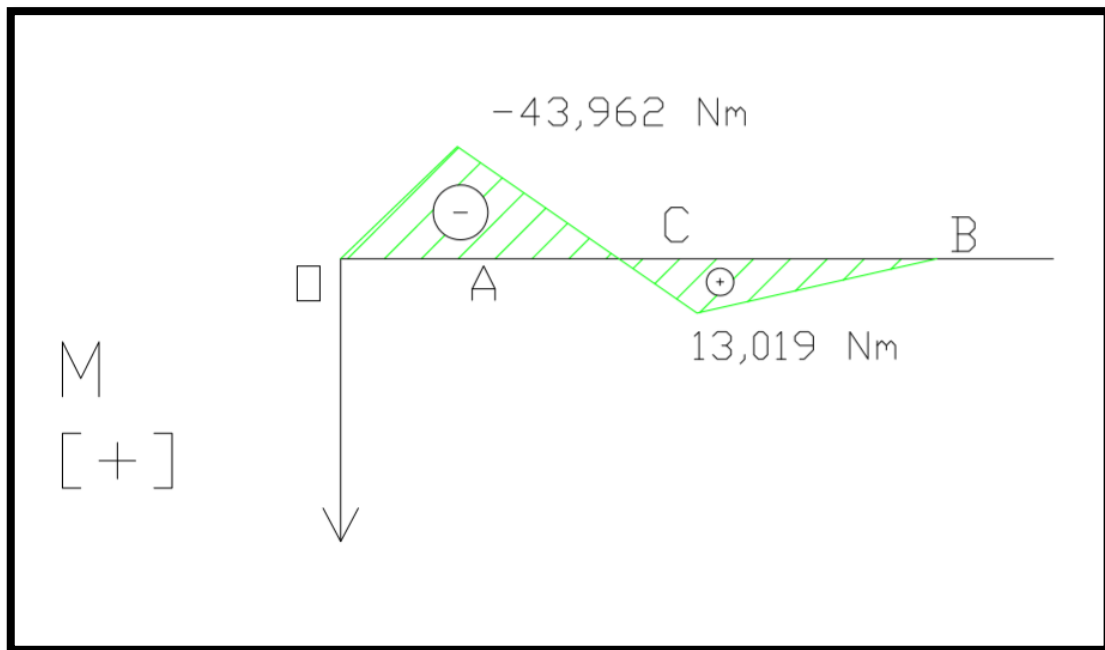
Με γνωστή πλέον την δύναμη αντίδρασης B_y , η σχέση (47) μέσω της σχέσης (48) γίνεται,

$$\begin{aligned} A_y + B_y &= 917,2 \text{ N} \Rightarrow \\ A_y &= 917,2 - B_y \Rightarrow \\ A_y &= 917,2 - 74,394 \Rightarrow \\ A_y &= 842,806 \text{ N (49)} \end{aligned}$$

Με γνωστές πλέον όλες τις δυνάμεις που καταπονούν τον άξονα στο επίπεδο που εξετάζεται (X-Y), σχεδιάζονται τα διαγράμματα τεμνουσών [Q] και καμπτικών ροπών [M], τα αποτελέσματα φαίνονται στις εικόνες που ακολουθούν.



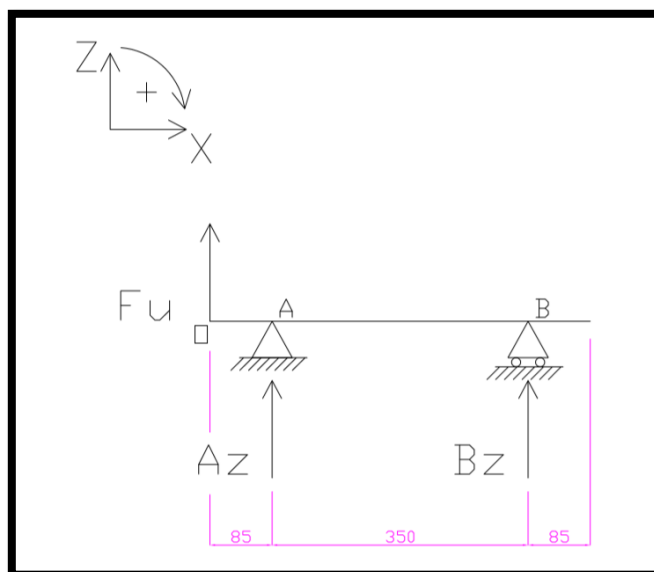
Εικόνα 108: Διάγραμμα τεμνουσών [Q] για τον άξονα στο επίπεδο X-Y.



Εικόνα 109: Διάγραμμα καμπτικών ροπών [M] για τον άξονα στο επίπεδο X-Y.

Από το διάγραμμα των καμπτικών ροπών της εικόνας 109 προκύπτει ότι η μέγιστη, κατά απόλυτη τιμή, ροπή κάμψης που καταπονεί τον άξονα στον άξονα Z, είναι $|M_{b,max}| = 43,962 \text{ Nm}$.

Για την ορθή μελέτη του προβλήματος, πρέπει να εξετασθεί η δυσμενέστερη καταπόνηση για τον άξονα, αυτό υποδηλώνει πως θα εξαχθούν τα διαγράμματα εντατική φόρτισης και για το επίπεδο X-Z. Σε αυτό το επίπεδο η μόνη δύναμη που επιδρά επάνω στον άξονα, είναι η περιφερειακή δύναμη του γριναζιού F_u και επιδρά στο σημείο O, η οποία δημιουργεί δύο νέες αντιδράσεις στήριξης τις A_z και B_z . Στην παρακάτω εικόνα φαίνεται το διάγραμμα ελευθέρου σώματος για το επίπεδο X-Z.



Εικόνα 110: Δ.Ε.Σ στο επίπεδο X-Z συστήματος αδρανειακής μάζας.

Παρόμοια με την προηγούμενη περίπτωση, το πρόβλημα είναι ισοστατικό και θα επιλυθεί μέσω των εξισώσεων ισορροπίας των δυνάμεων και των ροπών που επιδρούν στον άξονα.

Για την συνισταμένη των δυνάμεων στον άξονα Z, μέσω των εξισώσεων ισορροπίας, προκύπτει ότι:

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$$

$$+F_u + A_y + B_y = 0 \Rightarrow$$

$$A_y + B_y = -1421 \text{ N (50)}$$

Για την συνισταμένη των ροπών, ως προς το σημείο A, προκύπτει ότι:

$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow$$

$$F_u \cdot 0,085 + B_y \cdot 0,350 = 0 \Rightarrow$$

$$B_y = 345,1 \text{ N (51)}$$

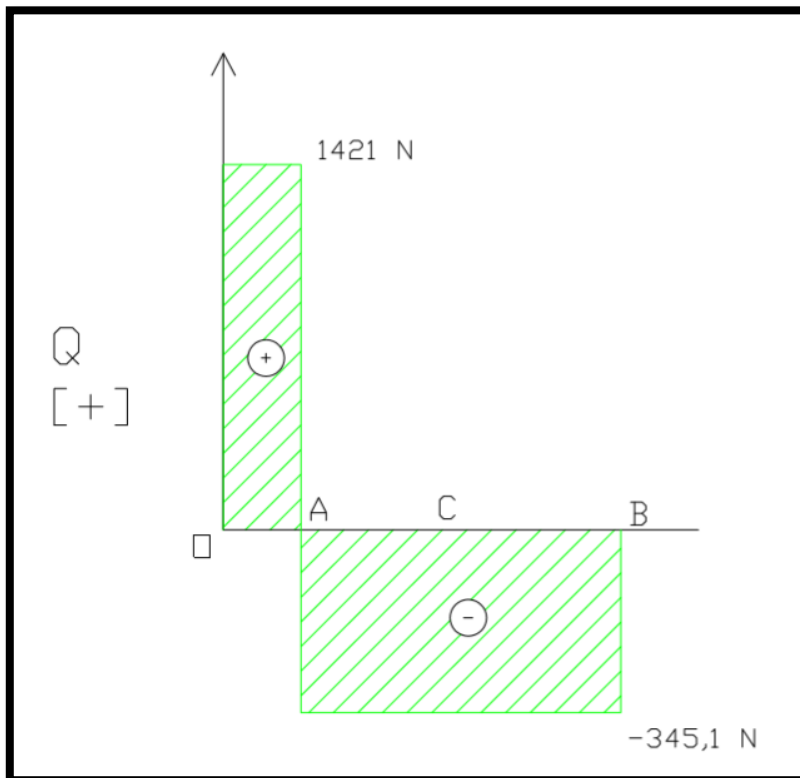
Επομένως, η σχέση (50) μέσω της σχέσης (51) γίνεται:

$$A_y + B_y = -1421 \text{ N} \Rightarrow$$

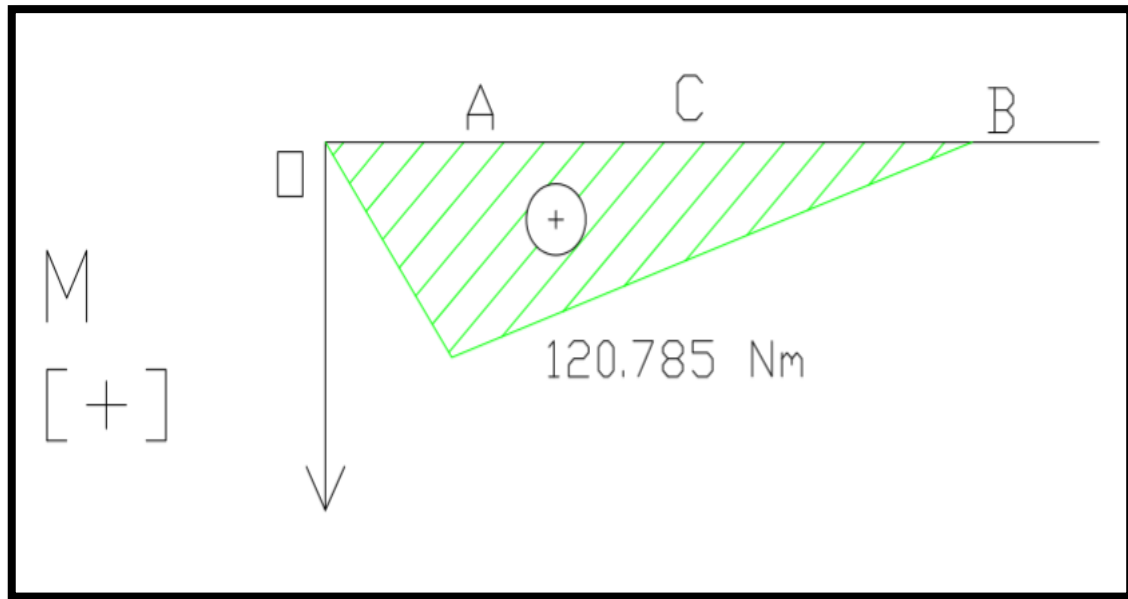
$$A_y = -1421 - 345,1 \Rightarrow$$

$$A_y = -1766,1 \text{ N}$$

Τα εντατικά διαγράμματα που προκύπτουν για το επίπεδο X-Z, φαίνονται στις παρακάτω εικόνες:



Εικόνα 111: Διάγραμμα τεμνουσών [Q] για τον άξονα στο επίπεδο X-Z.



Εικόνα 112: Διάγραμμα καμπτικών ροπών [M] για τον άξονα στο επίπεδο X-Z.

Από το διάγραμμα καμπτικών ροπών στο επίπεδο X-Z, προκύπτει ότι η μέγιστη καμπτική ροπή στον άξονα Y, είναι $M_{b,max} = 120,785 \text{ Nm}$. Από τα παραπάνω γίνεται αντιληπτό πως η μέγιστη καταπόνηση του άξονα σε κάμψη βρίσκεται στο επίπεδο X-Z. Για την επίλυση του προβλήματος και την εύρεση της κρίσιμης διαμέτρου του άξονα, θα χρησιμοποιηθεί η δυσμενέστερη περίπτωση φόρτισης για τον άξονα, αυτή προέκυψε πως έχει τιμή $M_{b,max} = 120,785 \text{ Nm}$.

Εφόσον είναι γνωστές οι ροπές στρέψης και κάμψης, ο υπολογισμός της ατράκτου, θα πραγματοποιηθεί με τον υπολογισμό της ισοδύναμης ροπής M_v . Η οποία δίνεται από την σχέση:

$$M_v = \sqrt{M_{bmax}^2 + 0,75 * (a_0 * T)^2} = \sqrt{(120,785)^2 + 0,75 * (0,7 * 135)^2} \Rightarrow$$

$$M_v = 146 \text{ Nm}$$

Στην παραπάνω σχέση ο συντελεστής a_0 είναι ο λόγος καταπόνησης για δυναμική φόρτιση, στην περίπτωση μας προκύπτει από πίνακες ότι $a_0 = 0,7$ για αντιστρεφόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη στην άτρακτο.

Σε αυτό το σημείο υπάρχουν όλα τα δεδομένα ώστε να υπολογιστεί η διάμετρος του άξονα της αδρανειακής μάζας, ο τύπος επίλυσης της της διαμέτρου είναι:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_v}{0,1 * \sigma_{b\epsilon\pi}}} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{146}{0,1 * 37000000}} \Rightarrow d = 35,2 \text{ mm}$$

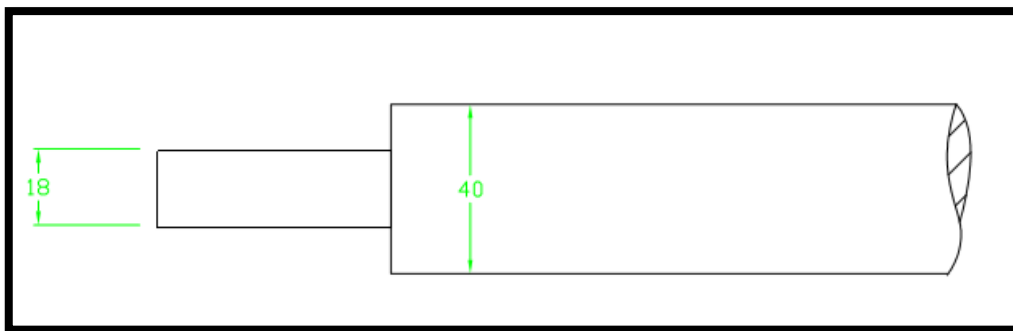
Η κρίσιμη διάμετρος αντοχής βρέθηκε $d = 35,2 \text{ mm}$, για λόγους ασφαλείας δεν θα πάμε στην πιο κοντινή (35mm) αλλά στην αμέσως μεγαλύτερη επιτρεπτή η οποία εν τέλει προκύπτει $d = 40 \text{ mm}$.

Πλέον έχοντας την διάμετρο του άξονα θα εξετάσουμε την αντοχή αυτού σε κάμψη. Για να αντέχει ο άξονας σε καταπόνηση κάμψης θα πρέπει να ικανοποιείται η συνθήκη $\sigma_b \leq \sigma_{bεπ}$. Από τα παραπάνω λοιπόν προκύπτει ότι:

$$\sigma_b = \frac{Mv}{Wb} = \frac{Mv}{0,1 * d^3} = \frac{146}{0,1 * (0.04)^3} \Rightarrow$$

$$\sigma_b = 22,8 \text{ MPa} \leq \sigma_{bεπ} = 37 \text{ MPa}.$$

Επομένως εφόσον ικανοποιείται η συνθήκη ο άξονας αντέχει σε καμπτική καταπόνηση. Το επόμενο βήμα είναι η μελέτη αντοχής του άξονα σε στρέψη. Στο σημείο αυτό αξίζει να σημειωθεί, πως στο άκρο του άξονα υπάρχει μείωση της διαμέτρου από 40 mm σε 18 mm, ώστε να εδράζεται το γρανάζι, οπότε και αυτή είναι η κρίσιμη διάμετρος που θα εξετασθεί σε αντοχή στρέψης.



Εικόνα 113: Μείωση διαμέτρου άξονα αδρανειακής μάζας.

Η κρίσιμη διάμετρος για την οποία θα πραγματοποιηθεί ο υπολογισμός σε αντοχή στρέψης προκύπτει $d_{crit} = 18 \text{ mm}$, και σε αυτή την περίπτωση θα πρέπει να ικανοποιείται η συνθήκη $\tau_t \leq \tau_{tεπ}$. Οπότε προκύπτει ότι :

$$\tau_t = \frac{T}{Wt} = \frac{Mv}{0,2 * d_{crit}^3} = \frac{135}{0,2 * (0.018)^3} \Rightarrow$$

$$\tau_t = 10,55 \text{ MPa} \leq \tau_{tεπ} = 18 \text{ MPa}.$$

Συμπερασματικά και σε αυτή την περίπτωση επαληθεύεται η συνθήκη, οπότε η κρίσιμη μειωμένη διάμετρος του άξονα αντέχει σε στρέψη. Εν τέλει γίνεται αντιληπτό πως ο άξονας, όπως υπολογίσθηκε, αντέχει σε φορτία κάμψης και στρέψης για διάμετρο $d = 40 \text{ mm}$.

Για την έδραση του άξονα επάνω στο μεταλλικό πλαίσιο, επιλέχθηκαν έδρανα ολίσθησης σφαιρικού άξονα με εσωτερική διάμετρο $D = 40 \text{ mm}$ και συντελεστές δυναμικού και στατικού φορτίου $C_r = 29.120 \text{ N}$ και $C_o = 17.843 \text{ N}$. Όπως είναι κατανοητό η αντοχή τους είναι κατά πολύ μεγαλύτερη από τα φορτία που θα ασκηθούν στην διάταξη. Τεχνικό φυλλάδιο για τα ρουλεμάν παρατίθενται στο παράρτημα της εργασίας με όλες τις απαραίτητες πληροφορίες.

6. ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΑ ΣΧΕΔΙΑ ΚΑΙ ΚΟΣΤΟΛΟΓΗΣΗ

Εντός του κεφαλαίου 6 της πτυχιακής εργασίας του αδρανειακού δυναμομέτρου, πραγματοποιείται διαχωρισμός σε δύο βασικές ενότητες. Η πρώτη και μεγαλύτερη ενότητα, περιλαμβάνει τα κατασκευαστικά σχέδια της αδρανειακής δυναμοτράπεζας, ενώ η δεύτερη ενότητα αυτού, αφορά την συνολική κοστολόγηση του έργου, σύμφωνα με τις προσφορές που λήφθηκαν από τις κατασκευαστικές εταιρίες που στάλθηκαν τα σχέδια.

Στην πρώτη ενότητα και συγκεκριμένα στην 6.1, παρουσιάζεται το συνολικό συναρμολόγημα και ο πίνακας υλικών που το απαρτίζουν, ή αλλιώς εν συντομία B.O.M (Bill Of Materials), καθώς και για κάθε υποσύστημα τα τεμάχια και τα εξαρτήματα που απαρτίζουν αυτά.

Στα κατασκευαστικά σχέδια, αναγράφονται όλες οι πληροφορίες που αφορούν τις απαιτούμενες διαστάσεις, τα υλικά κατασκευής, το συνολικό και το επιμέρους βάρος τους. Επίσης, αναγράφονται κατασκευαστικές οδηγίες για ελαχιστοποίηση έως και τον μηδενισμό πιθανών λαθών, που μπορεί να προκύψουν, κατά την παραγωγική διαδικασία της κατασκευής. Τέλος μπορεί κανείς να βρει τις ονομασίες κάθε συναρμολογήματος, κάθε επιμέρους υπό-συναρμολογήματος αλλά και κάθε τεμαχίου ξεχωριστά.

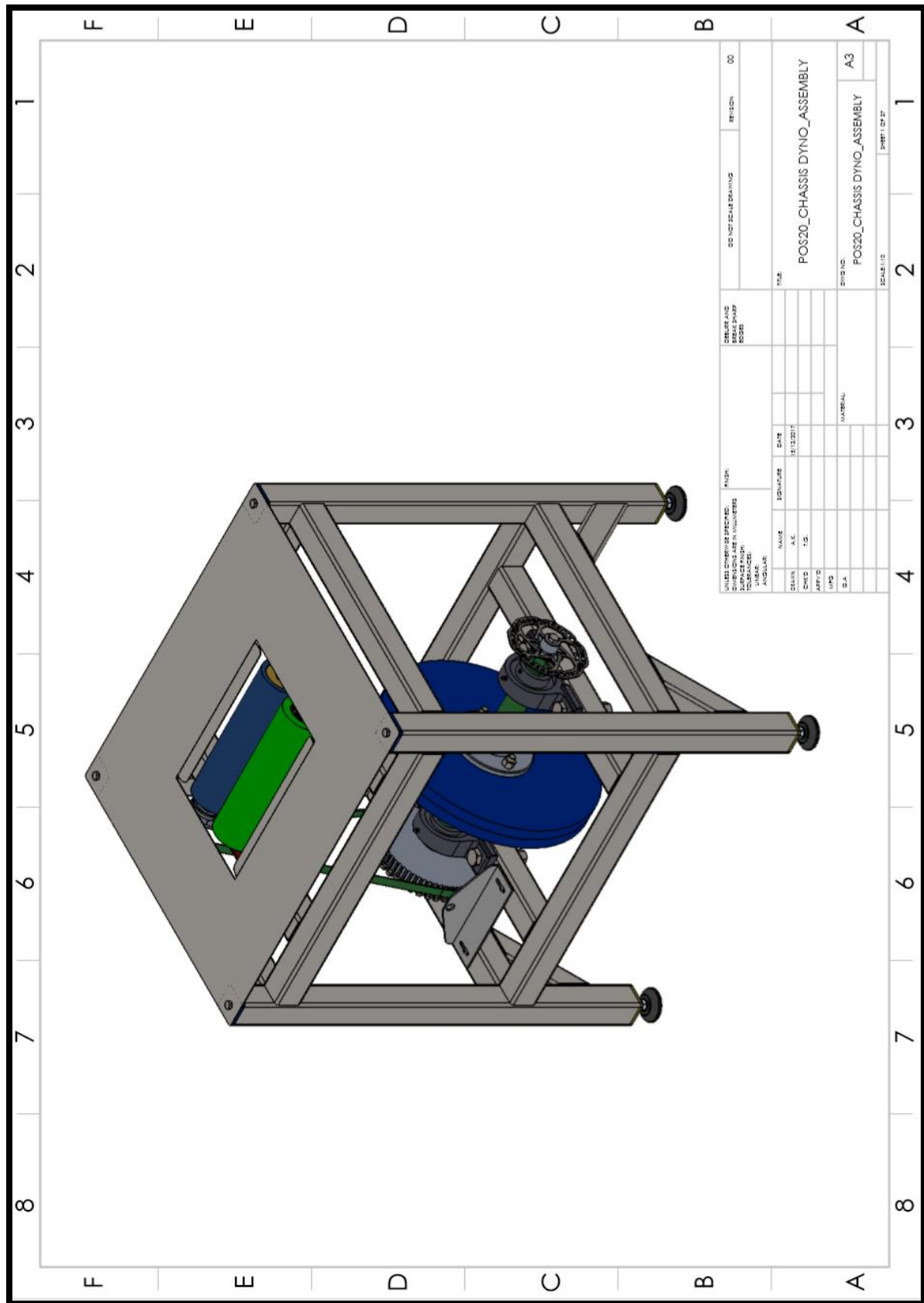
Όπως γίνεται εύκολα κατανοητό, τα σχέδια θα δοθούν στους προμηθευτές, προκειμένου να υλοποιηθούν το καθένα ξεχωριστά και εν τέλει θα προκύψει το τελικό συναρμολόγημα. Μέσω αυτών, θα πραγματοποιηθεί σύγκριση και θα διακριβωθεί εάν τα τελικά εξαρτήματα έρχονται σε συμφωνία, ως προς τις ανοχές, τις διαστάσεις, τις απαιτήσεις που τέθηκαν σαν κριτήρια και τις προδιαγραφές της ομάδας, σε σχέση φυσικά, με εκείνα των σχεδίων που στάλθηκαν στις κατασκευαστικές εταιρίες.

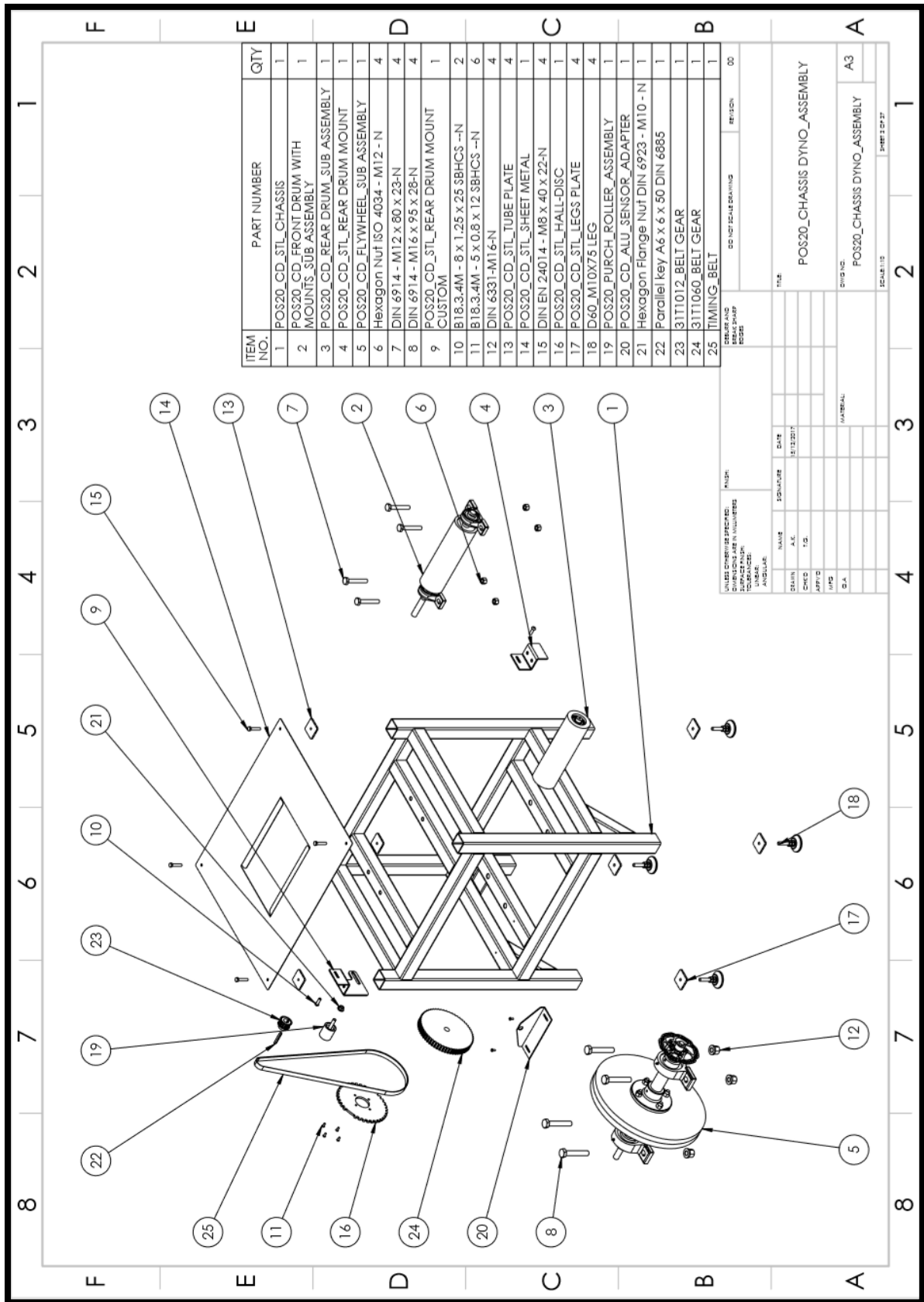
Στην δεύτερη ενότητα, παρουσιάζεται πίνακας κοστολόγησης και ελέγχου της παραγωγικής διαδικασίας, ώστε να παρακολουθείται τόσο το τελικό κόστος του έργου όσο και η πορεία ολοκλήρωσης αυτού. Συγκεκριμένα η κοστολόγηση χωρίζεται ως εξής, στο πρώτο κομμάτι υπάρχουν όλα τα εξαρτήματα της διάταξης που θα κατασκευασθούν, ενώ στο δεύτερο κομμάτι όλος ο βοηθητικός εξοπλισμός.

Πρακτικά αυτό σημαίνει πως κάθε εξάρτημα που είναι έτοιμο ή έχει αγοραστεί σημειώνεται αυτή η ενέργεια σε συγκεκριμένο κελί στον πίνακα. Εκτός από το όνομα του τεμαχίου, την τρέχουσα κατάστασή του, το είδος του και την ποσότητά του, αναφέρεται και το κόστος του, καθώς επίσης και το τελικό συνολικό κόστος της διάταξης. Επίσης, δίπλα απ' όλα τα εξαρτήματα υπάρχει ξεχωριστό κελί για σχόλια και παρατηρήσεις, όπου φυσικά αυτό κρίνεται απαραίτητο.

Στην συνέχεια του κεφαλαίου και στην ενότητα 6.1, σύμφωνα με όσα ειπώθηκαν στην εισαγωγή του κεφαλαίου και χωρίς περαιτέρω εξηγήσεις, παρατίθενται όλα τα κατασκευαστικά σχέδια του αδρανειακού δυναμομέτρου.

6.1 Κατασκευαστικά Σχέδια





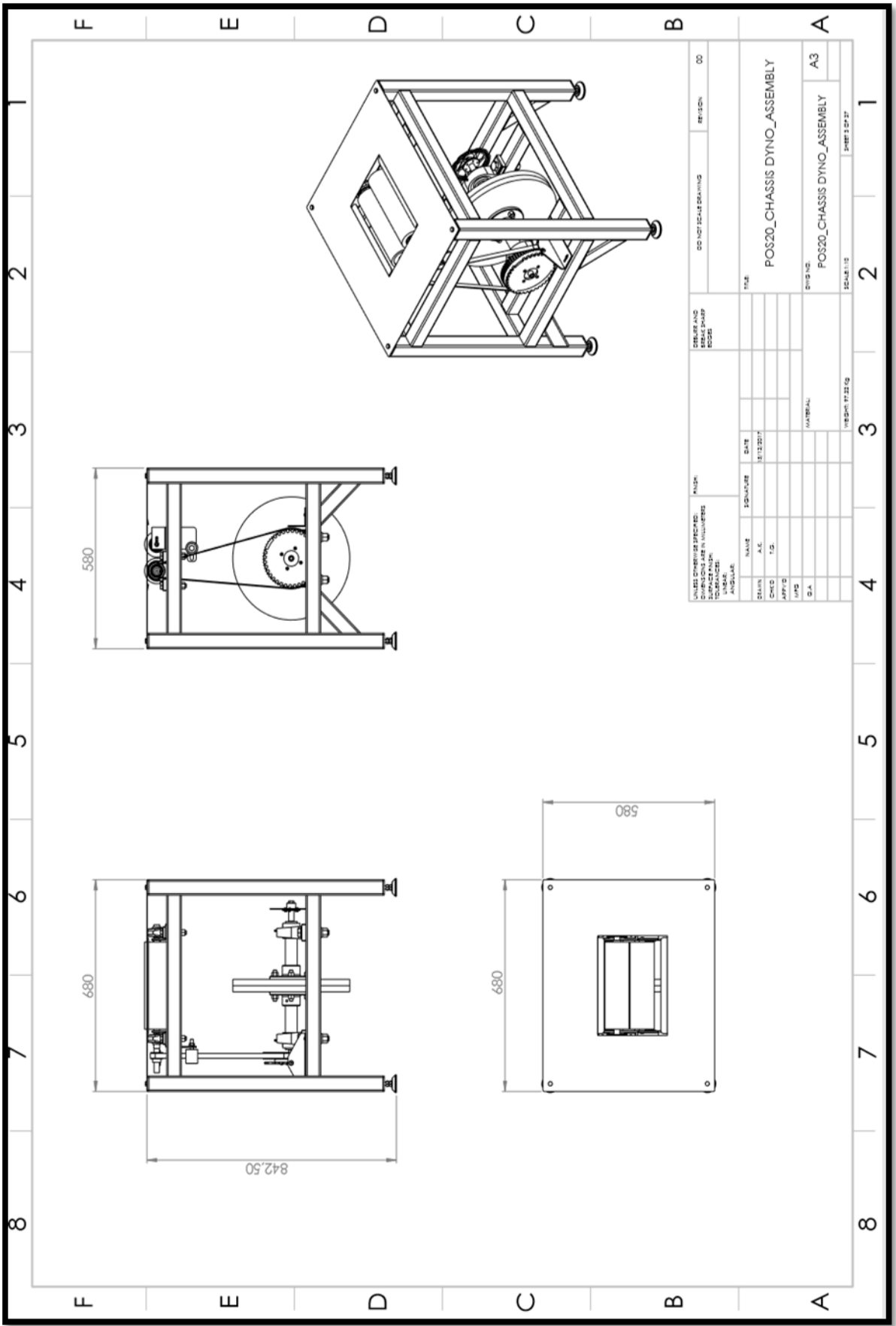
ITEM NO.	PART NUMBER	QTY
1	POS20_CD_STL_CHASSIS	1
2	POS20_CD_FRONT DRUM WITH MOUNTS_SUB ASSEMBLY	1
3	POS20_CD_REAR DRUM_SUB ASSEMBLY	1
4	POS20_CD_STL_REAR DRUM MOUNT	1
5	POS20_CD_FLYWHEEL_SUB ASSEMBLY	1
6	Hexagon Nut ISO 4034 - M12 - N	4
7	DIN 6914 - M12 x 80 x 23-N	4
8	DIN 6914 - M16 x 95 x 28-N	4
9	POS20_CD_STL_REAR DRUM MOUNT CUSTOM	1
10	B18.3.4M - 8 x 1.25 x 25 SBHCS --N	2
11	B18.3.4M - 5 x 0.8 x 12 SBHCS --N	6
12	DIN 6331-M16-N	4
13	POS20_CD_STL_TUBE PLATE	4
14	POS20_CD_STL_SHEET METAL	1
15	DIN EN 24014 - M8 x 40 x 22-N	4
16	POS20_CD_STL_HALL-DISC	1
17	POS20_CD_STL_LEGS PLATE	4
18	D60.M10X75 LEG	4
19	POS20_PURCH_ROLLER_ASSEMBLY	1
20	POS20_CD_ALU_SENSOR_ADAPTER	1
21	Hexagon Flange Nut DIN 6923 - M10 - N	1
22	Parallel Key A6 x 6 x 50 DIN 6885	1
23	31T1012_BELT GEAR	1
24	31T1060_BELT GEAR	1
25	TIMING_BELT	1

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		PUSH:	
DRILLING	FINISH	DRILLING	FINISH
DRILL	AS SUPPLIED	DRILL	AS SUPPLIED
REAM	AS SUPPLIED	REAM	AS SUPPLIED
APPROX	AS SUPPLIED	APPROX	AS SUPPLIED
FINISH	AS SUPPLIED	FINISH	AS SUPPLIED
ANGLE	AS SUPPLIED	ANGLE	AS SUPPLIED

DATE	REVISION	DESCRIPTION
11/12/2017	00	ISSUE FOR MANUFACTURING

DESIGNER	CHECKER	DATE
		11/12/2017

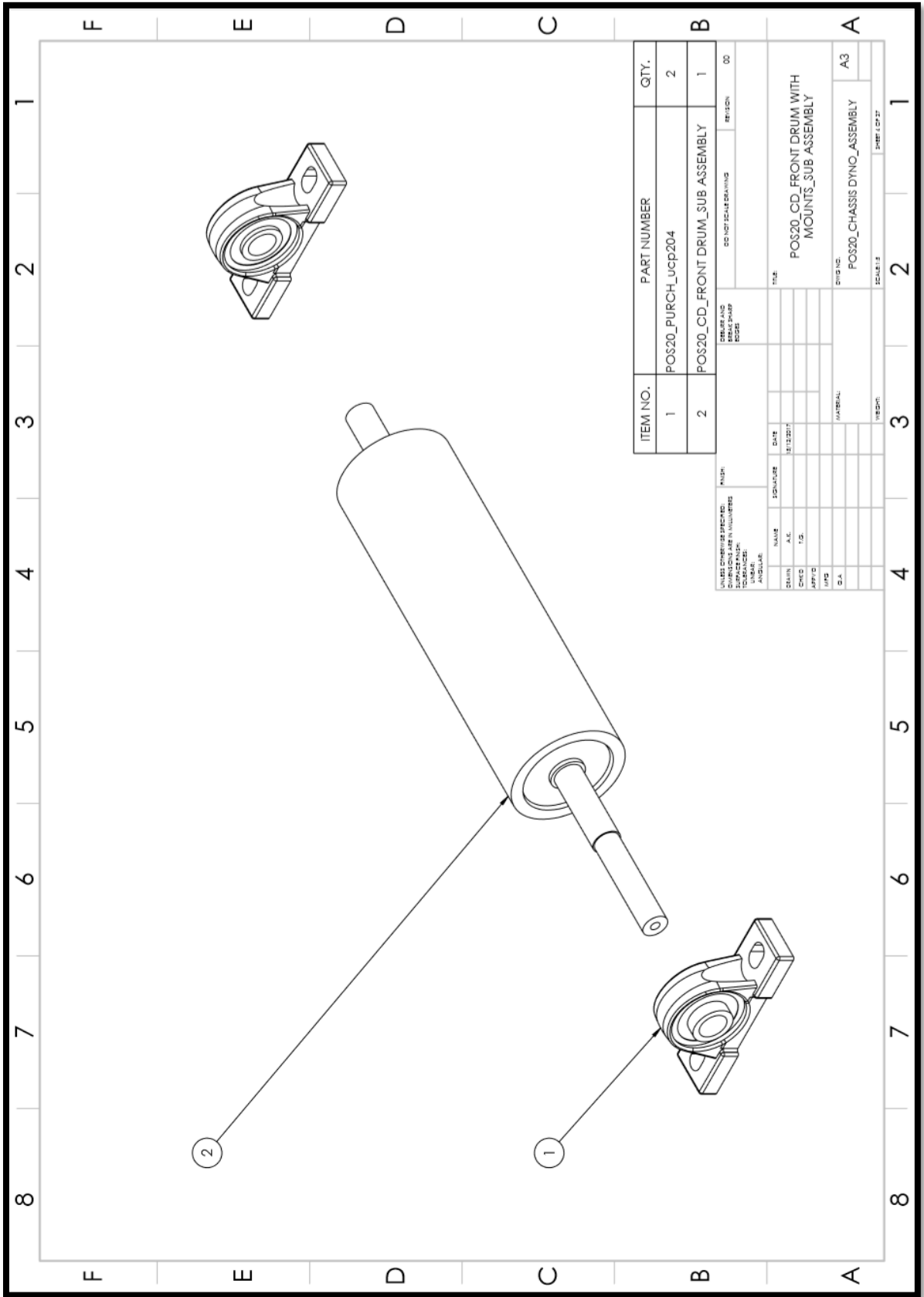
TITLE	DWG NO.	SCALE
POS20_CD_STL_CHASSIS DYNAMOMETER ASSEMBLY	POS20_CD_STL_CHASSIS DYNAMOMETER ASSEMBLY	A3



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS TOLERANCES: FRACTIONS DECIMALS		PUNISH		DATE		DESIGN AND BASE PART NO.		ODI/SCALE DRAWING		REVISION	
DESIGN	NAME	DATE	SCALE	NO.	NO.	NO.	NO.	NO.	NO.	NO.	NO.
CHKD	A.C.	21/12/2017									
APPR	T.S.										
MPS											
QA											
				MATERIAL				WEIGHT: 11.25 Kg			
								SCALE: 1:1			
								SHEET 3 OF 27			

POS20_CHASSIS DYNO_ASSEMBLY

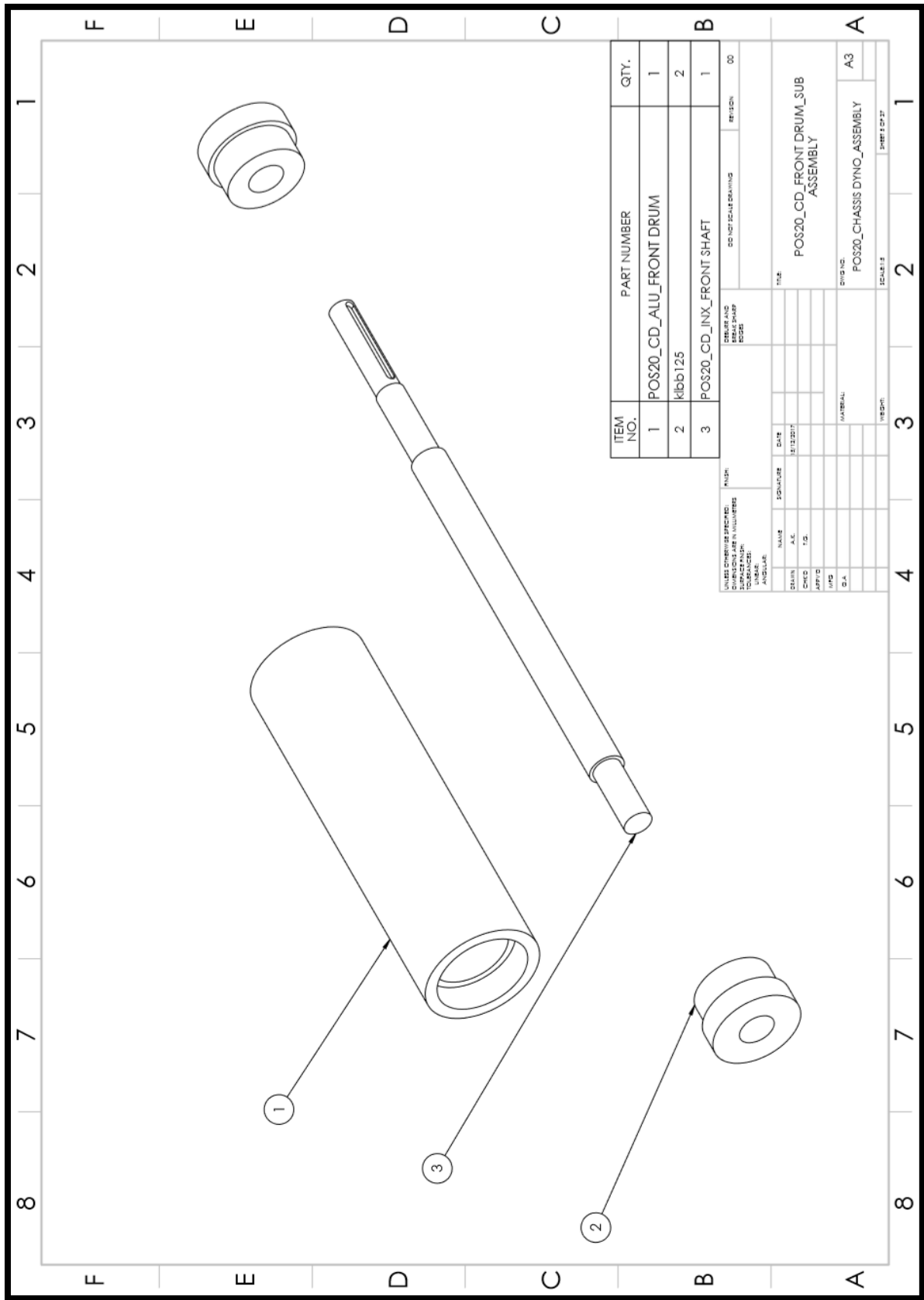
POS20_CHASSIS DYNO_ASSEMBLY A3



ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	POS20_PURCH_ucp204	2
2	POS20_CD_FRONT_DRUM_SUB_ASSEMBLY	1

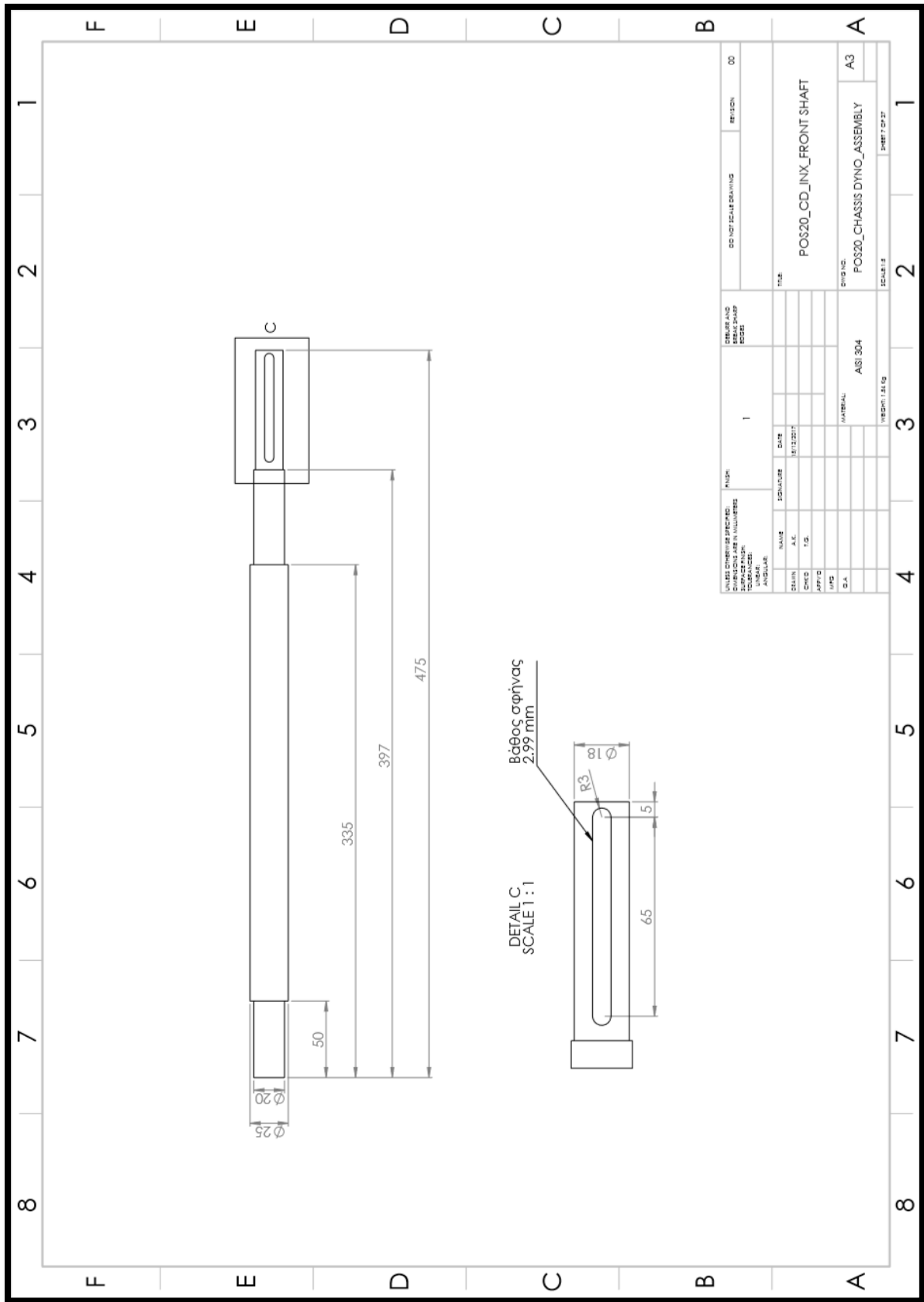
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		PUSH	
DIMENSIONS IN MILLIMETERS		DIMENSIONS IN INCHES	
SYMBOL	VALUE	SYMBOL	VALUE
FINISH	AS MANUFACTURED	FINISH	AS MANUFACTURED
TOLERANCES	UNLESS OTHERWISE SPECIFIED	TOLERANCES	UNLESS OTHERWISE SPECIFIED
FRACTIONS	DECIMALS	FRACTIONS	DECIMALS
ANGLES	DEGREES	ANGLES	DEGREES
DRILL	AS SHOWN	DRILL	AS SHOWN
SPRUE	REMOVE	SPRUE	REMOVE
APPROX	AS SHOWN	APPROX	AS SHOWN
WELD	AS SHOWN	WELD	AS SHOWN
SCALE	AS SHOWN	SCALE	AS SHOWN

DATE	BY	DESCRIPTION	REVISION
		POS20_CD_FRONT_DRUM WITH MOUNTS_SUB ASSEMBLY	A3
		POS20_CHASSIS DYNO_ASSEMBLY	A3

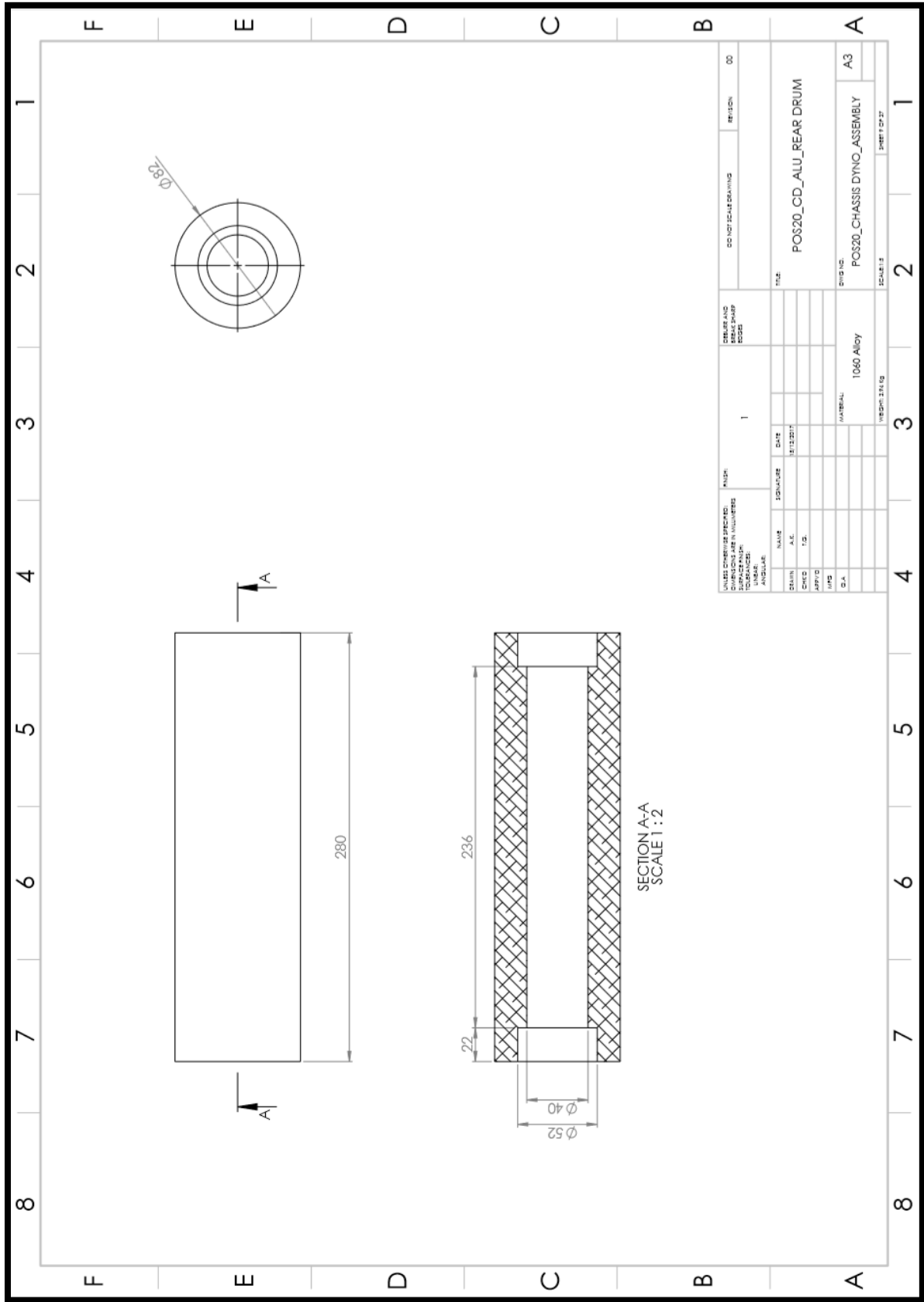


ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	POS20_CD_ALU_FRONT DRUM	1
2	Klbb125	2
3	POS20_CD_INX_FRONT SHAFT	1

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: ANGULAR:		FINISH:	
DESIGNER	NAME	SIGNATURE	DATE
CHKD	A.C.		11/13/2017
APP'D	T.S.		
Q.A.			
MATERIAL			
TITLE:		POS20_CD_FRONT DRUM_SUB ASSEMBLY	
DWG NO:		POS20_CHASSIS DYNO_ASSEMBLY	
SCALE: 1:1		SHEET 1 OF 27	

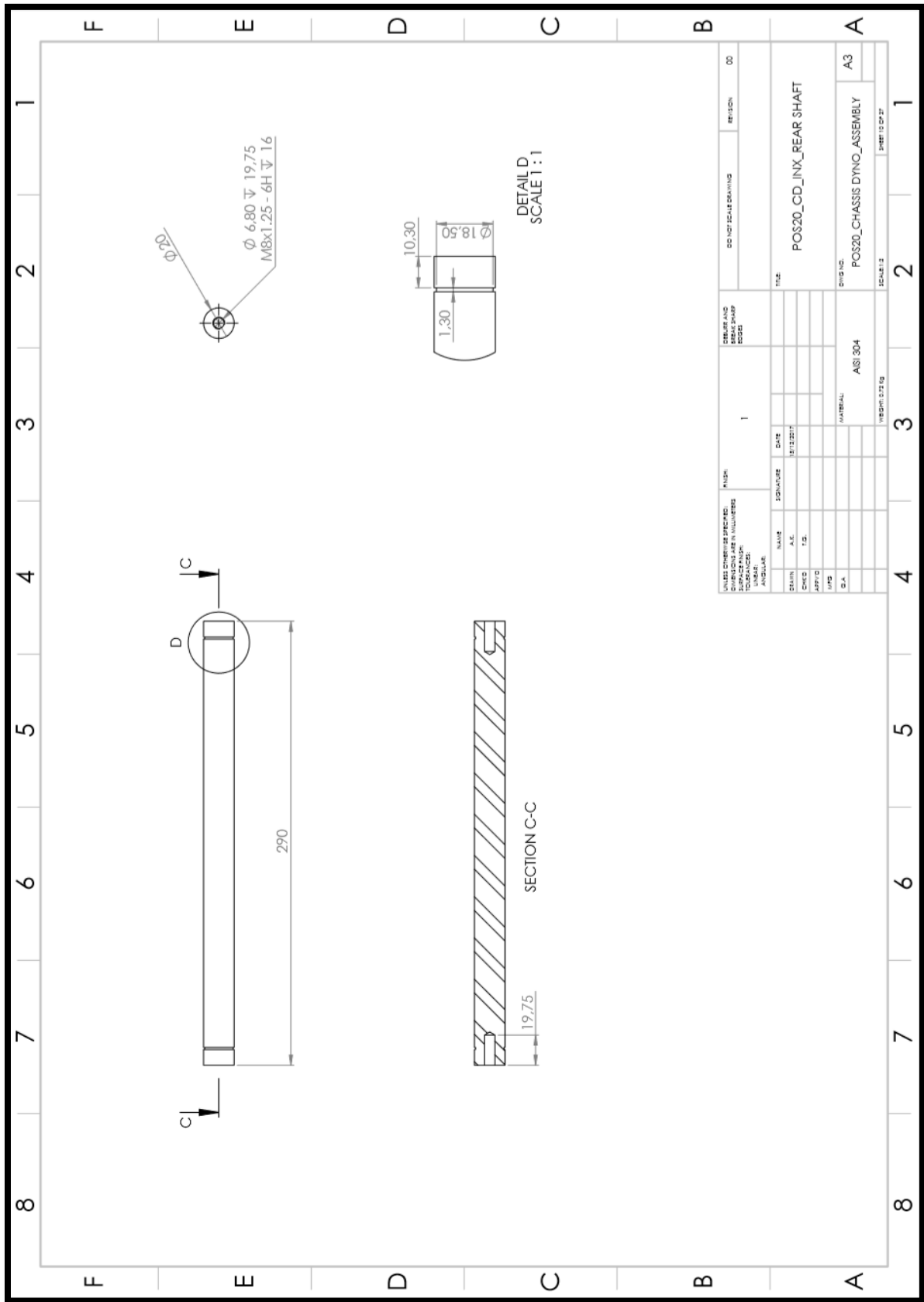


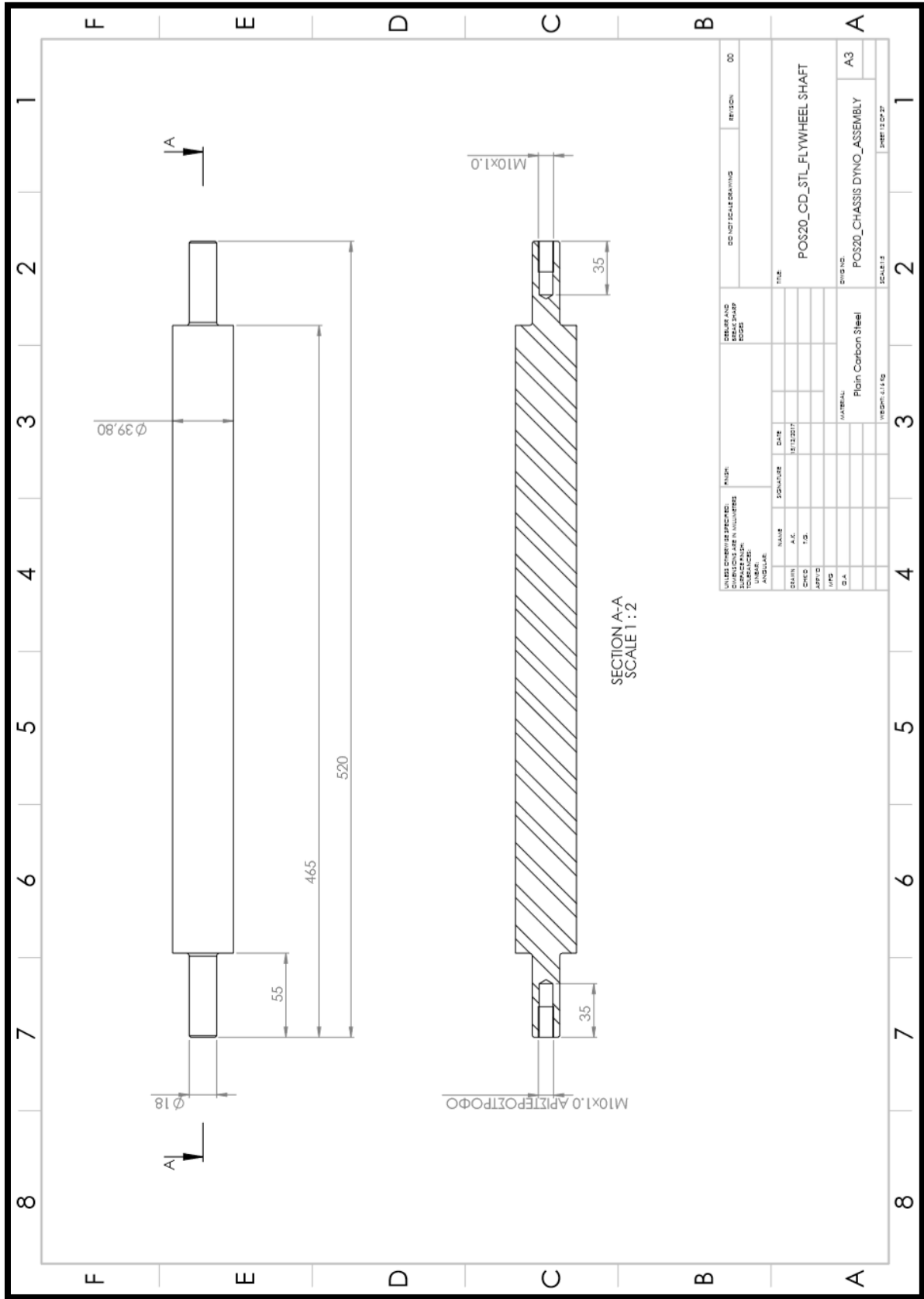
UNITS DIMENSIONS SPECIFIED:		PUSH:		DELETED AND		REVISION	
DIMENSIONS IN MILLIMETERS		SURFACE FINISH		REASON		DATE	
TOLERANCES:		ANGULAR:		SCALE:		DRAWING	
NAME	DATE	NO.	DATE	NO.	DATE	NO.	DATE
DESIGN	DATE	NO.	DATE	NO.	DATE	NO.	DATE
CHKD	DATE	NO.	DATE	NO.	DATE	NO.	DATE
APP'D	DATE	NO.	DATE	NO.	DATE	NO.	DATE
DATE	DATE	NO.	DATE	NO.	DATE	NO.	DATE
DATE	DATE	NO.	DATE	NO.	DATE	NO.	DATE
MATERIAL:		MATERIAL:		MATERIAL:		MATERIAL:	
AS3 304		AS3 304		AS3 304		AS3 304	
WEIGHT: 1.14 G		WEIGHT: 1.14 G		WEIGHT: 1.14 G		WEIGHT: 1.14 G	
SCALE: 1:1		SCALE: 1:1		SCALE: 1:1		SCALE: 1:1	
SHEET: 1 OF 1		SHEET: 1 OF 1		SHEET: 1 OF 1		SHEET: 1 OF 1	

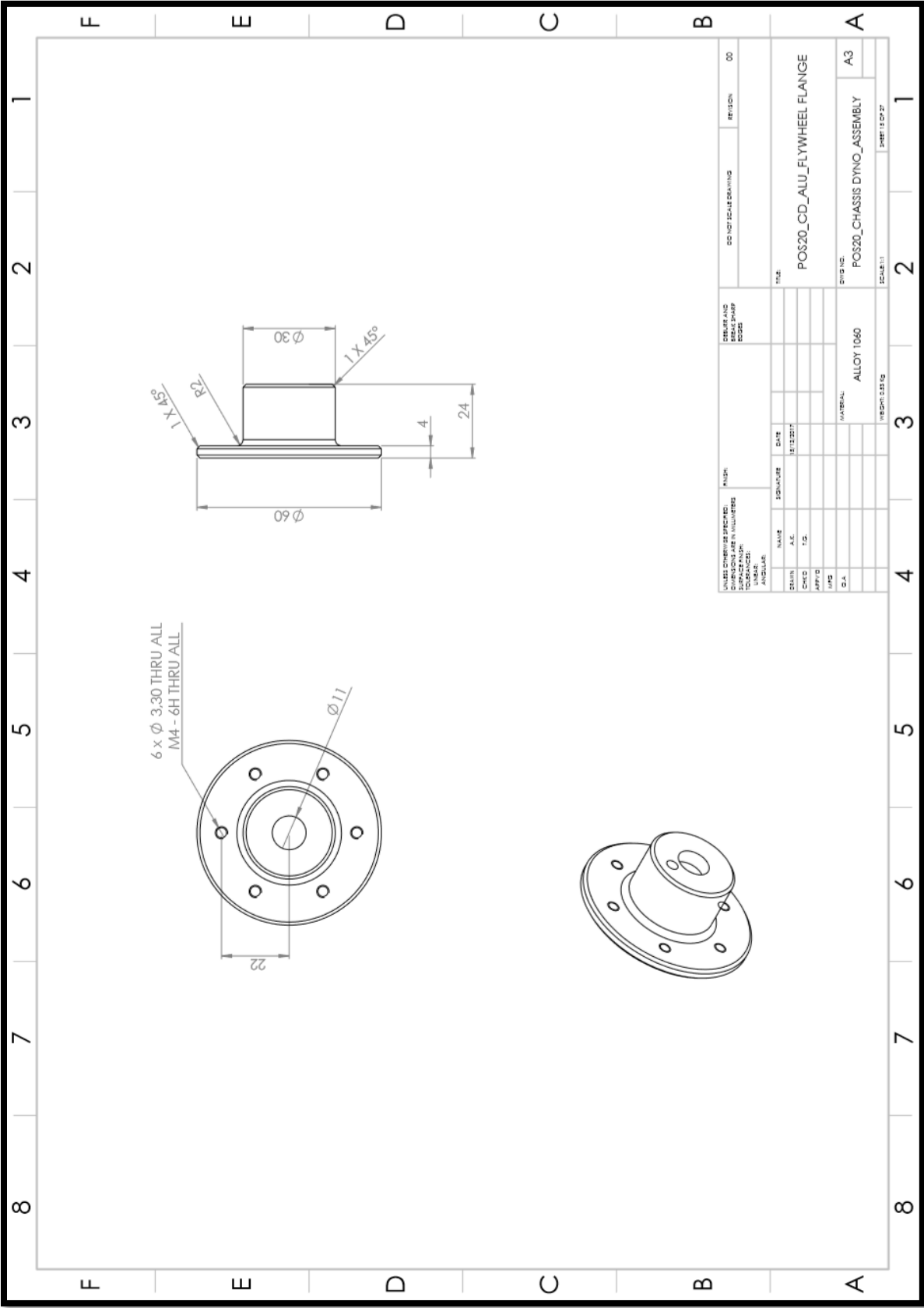


SECTION A-A
SCALE 1:2

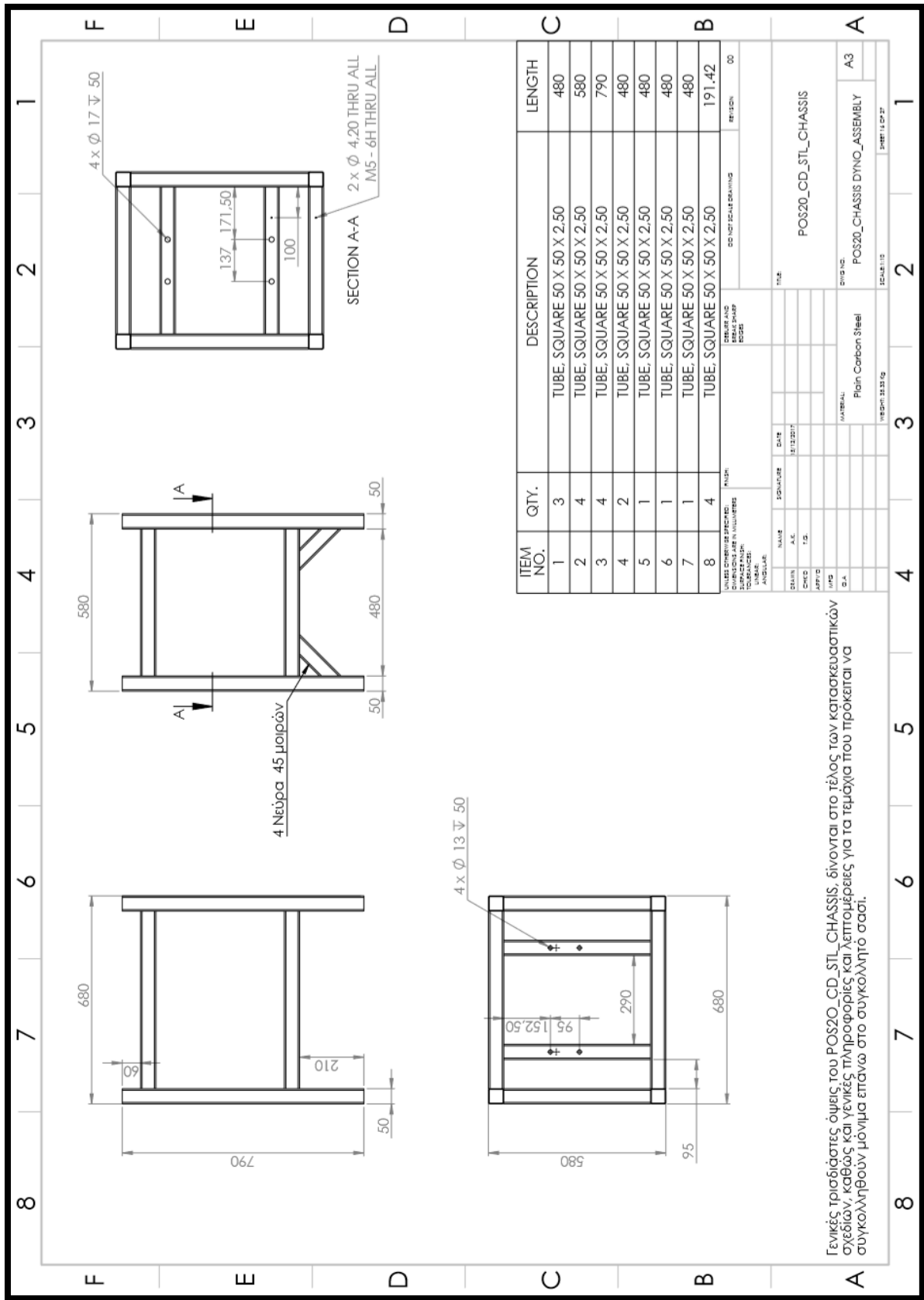
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: FINISH: ANGLE:		PUSH: 1		DEBURRING AND FINISHING SCHE:		CD NOT SCALING		REVISION		00	
NAME	SIGNATURE	DATE	FILE								
DESIGN	A.L.	31/12/2017	POS20_CD_ALU_REAR DRUM								
CHKD	I.S.		DRAWING NO. POS20_CHASSIS_DYNO_ASSEMBLY								
APPR'D			MATERIAL: 1060 Alloy								
MFG			SCALE: 1:2								
C.A.			PART OF 2								



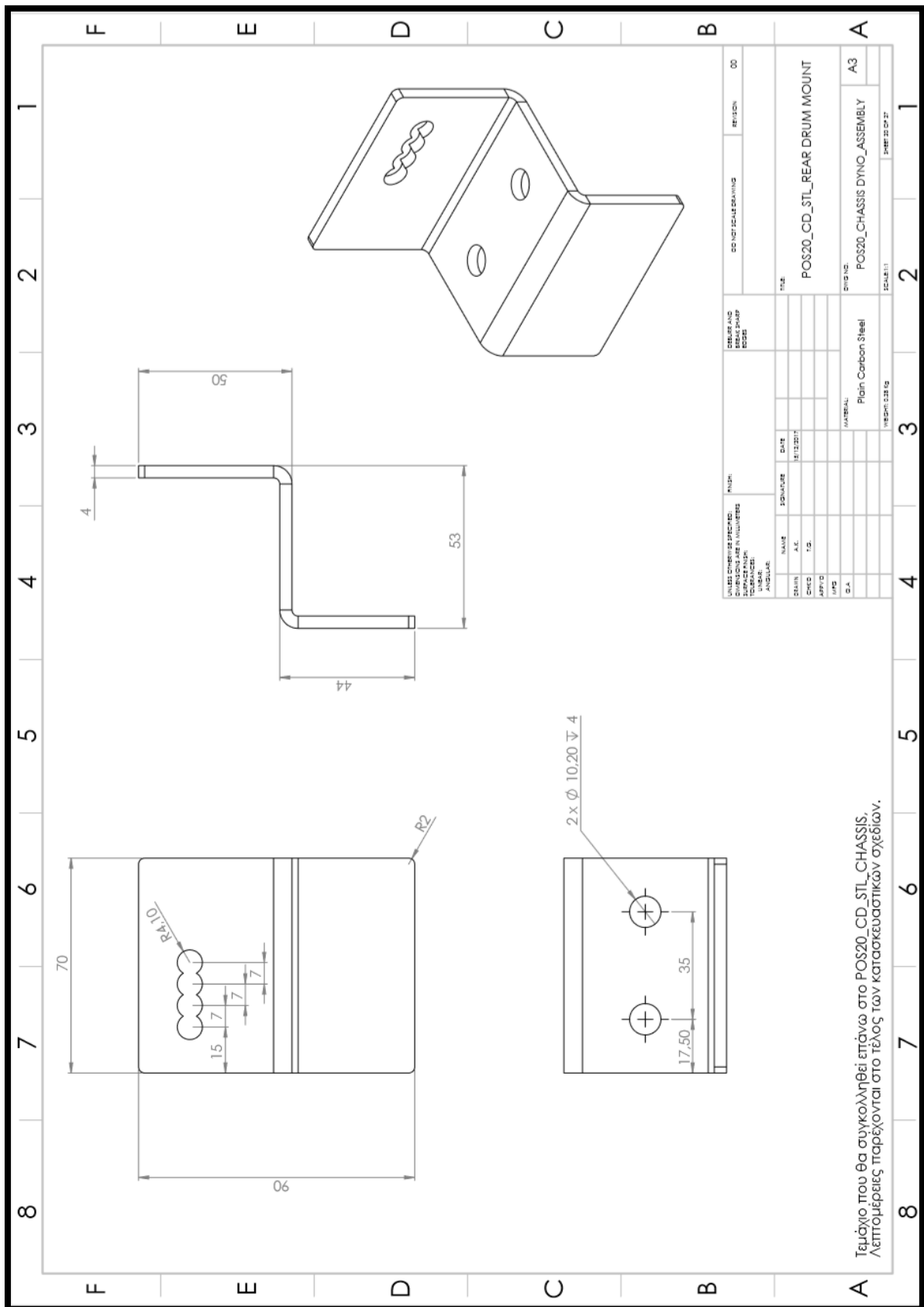




UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: ANGULAR:		FINISH:		DESIGN AND CONSTRUCTION SCALE:		CD NOT SCALE DRAWING		REVISION		00	
DESIGN	NAME	DATE	DATE	TITLE:							
CHKD	A.C.	8/13/2017		POS20_CD_ALU_FLYWHEEL FLANGE							
APP'D	IS.			DWG NO:							
ENG				POS20_CHASSIS DYNO_ASSEMBLY							
D.A.				MATERIAL:							
				ALLOY 1060							
				SCALE: 1:1							
				DWF: 13.07.17							

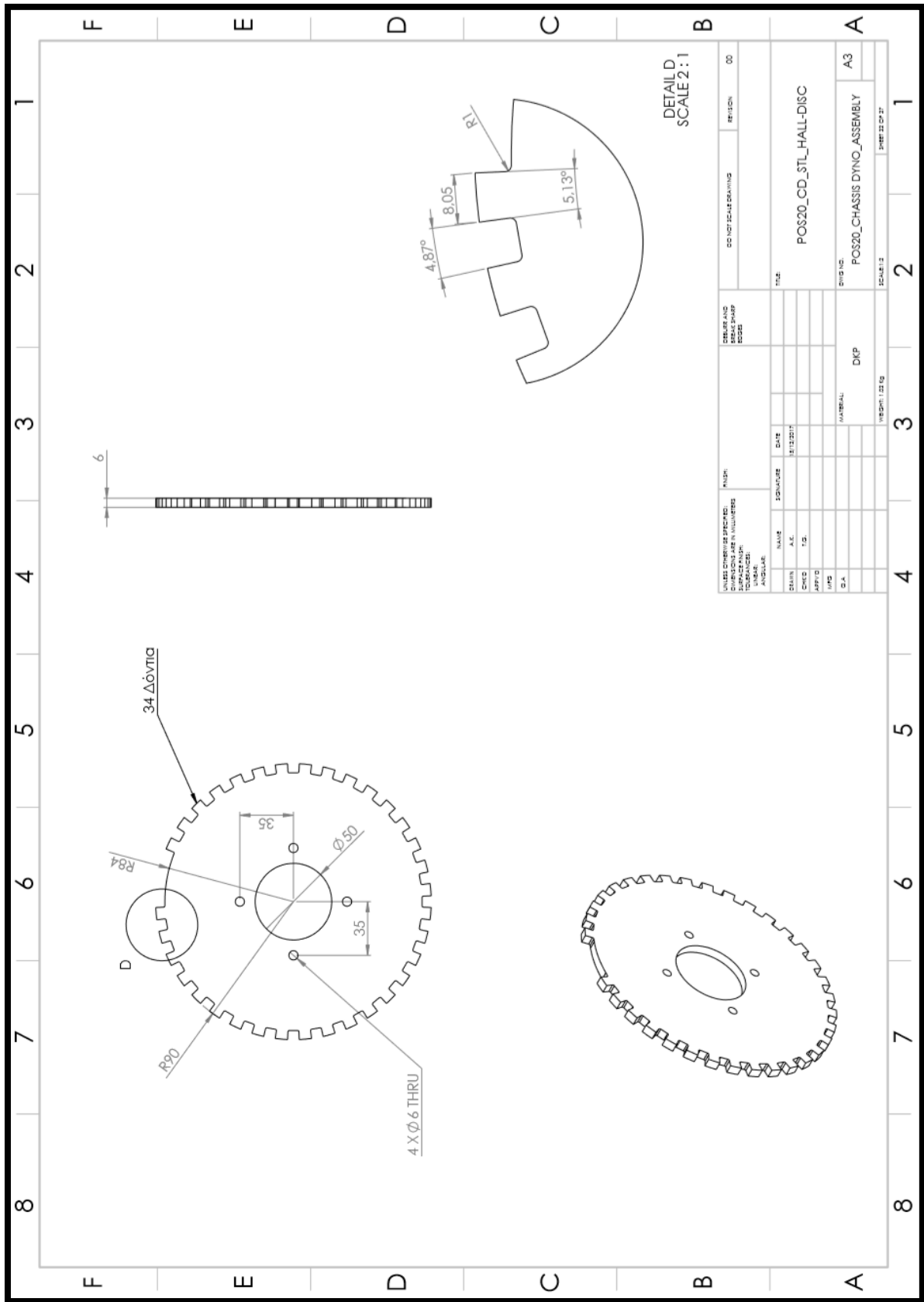


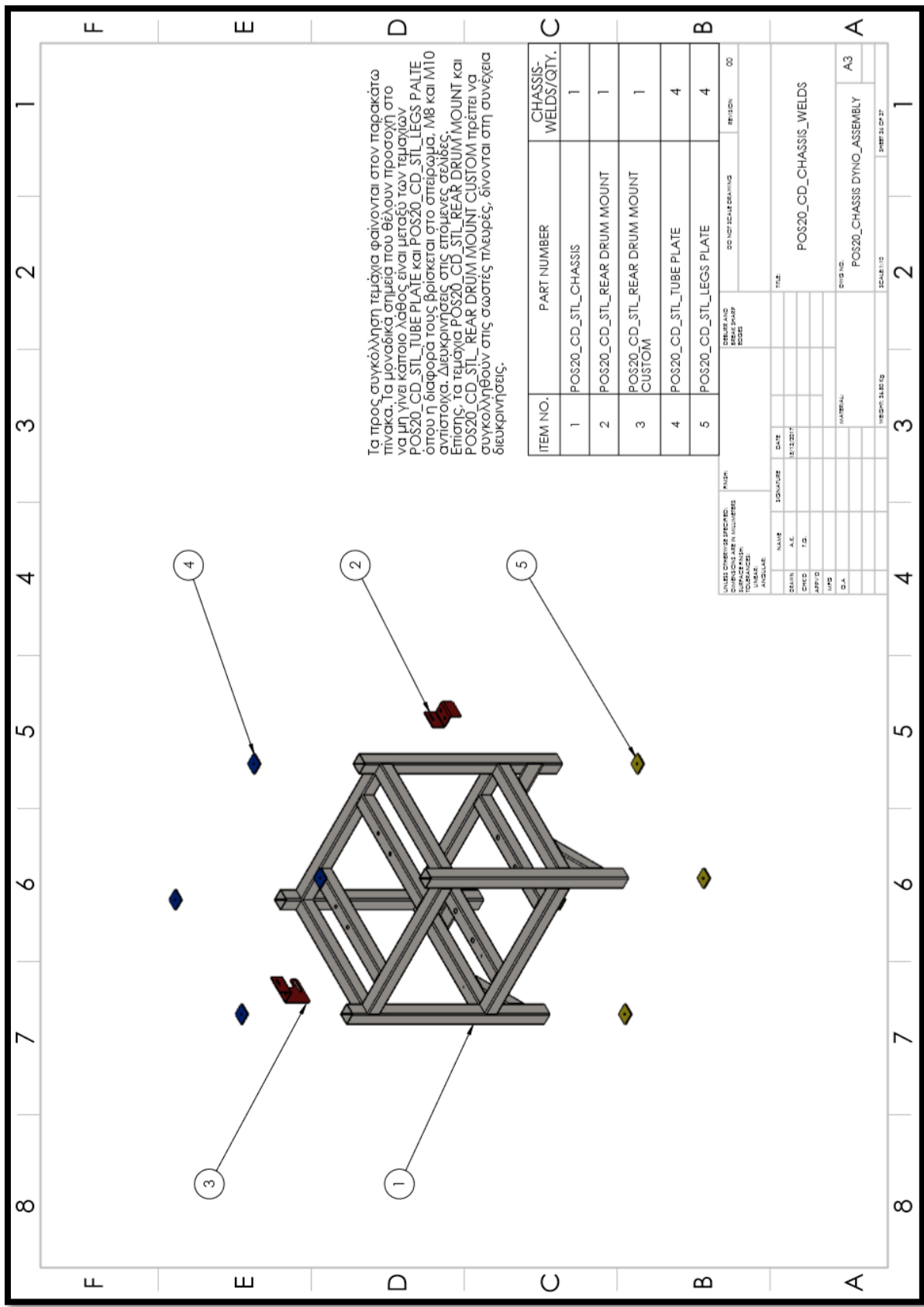
Γενικές προδιαβάσεις όμοιες του POS20_CD_STL_CHASSIS, δίνονται στο τέλος των κατασκευαστικών σχεδίων, καθώς και γενικές πληροφορίες και λεπτομέρειες για τα τμήματα που προκύπτει να συγκολληθούν μονιμά επάνω στο συγκολλητό σάσι.



UNITS DIMENSIONS SPECIFIC: MILLI DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS		DESIGN AND DRAWING NUMBER: POS20_CD		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION: 00	
NAME: POS20_CD_STL_REAR DRUM MOUNT		DATE: 15/12/2011		MATERIAL: Plain Carbon Steel		SCALE: 1:1	
DESIGNER:	DATE:	DRWING NO.:	REVISION:	SHEET 22 OF 27			
CHECKED:	DATE:	MATERIAL:		WEIGHT: 0.28 kg			
APPROVED:	DATE:	MATERIAL:		WEIGHT: 0.28 kg			
DATE:	DATE:	MATERIAL:		WEIGHT: 0.28 kg			

Α Τμήγχο που θα συγκολληθεί επάνω στο POS20_CD_STL_CHASSIS, λεπτομέρειες παρέχονται στο τέλος των κατασκευαστικών σχεδίων.





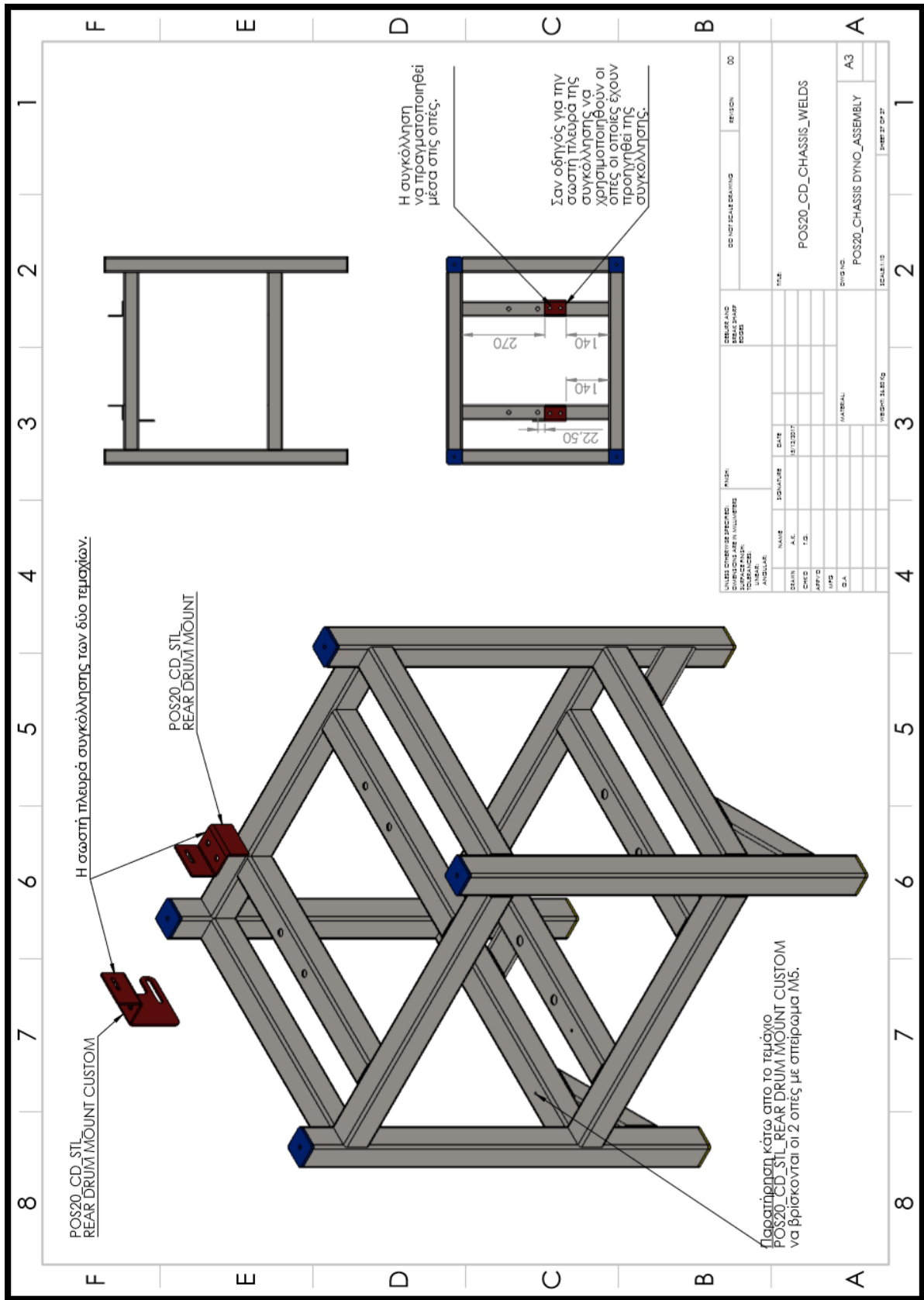
Τα προς συγκόλληση τεμάχια φαίνονται στον παρακάτω πίνακα. Τα μόνονα σήματα που θέλουν προσοχή στο να μη γίνει κάποιο λάθος είναι μεταξύ των τεμαχίων POS20_CD_STL_TUBE PLATE και POS20_CD_STL_LEGS PALTE όπου η διαφορά τους βρίσκεται στο σπείρωμα. M8 και M10 αντίστοιχα. Διευκρινιστεί στις επόμενες σελίδες. Επίσης, τα τεμάχια POS20_CD_STL_REAR DRUM MOUNT και POS20_CD_STL_REAR DRUM MOUNT CUSTOM πρέπει να συγκολληθούν στις σωστές πλευρές, δίνονται στη συνέχεια διευκρινίσεις.

ITEM NO.	PART NUMBER	CHASSIS- WELDS/QTY.
1	POS20_CD_STL_CHASSIS	1
2	POS20_CD_STL_REAR DRUM MOUNT	1
3	POS20_CD_STL_REAR DRUM MOUNT CUSTOM	1
4	POS20_CD_STL_TUBE PLATE	4
5	POS20_CD_STL_LEGS PLATE	4

UNITS CHECKED/RECHECKED:		PUSH:	
DESIGN	DATE	NAME	SIGNATURE
DESIGNER	DATE		
CHECKED			
APPROVED			
ISSUED			
SCALE			

TITLE		CD NOT SCALE DRAWING	
NO.	DESCRIPTION	NO.	DESCRIPTION

DRAWING NO.		DYNNO ASSEMBLY	
NO.	DESCRIPTION	NO.	DESCRIPTION



6.2 Πίνακας Κοστολόγησης Αδρανεϊακού Δυναμομέτρου

Στους παρακάτω πίνακες φαίνεται το συνολικό κόστος της κατασκευής της αδρανεϊκής δυναμοτράπεζας, όπως αυτό λήφθηκε από τους διάφορους προμηθευτές – κατασκευαστές. Υπενθυμίζεται σε αυτό το σημείο, πως η κατασκευή της αδρανεϊκής δυναμοτράπεζας καθώς και το συνολικό κόστος των υλικών και κατασκευών, το ανέλαβε αποκλειστικά η εταιρεία ΒΙ.Ε.ΠΑ, μεγάλος χορηγός της ομάδας «Ποσειδών».

POS20_CHASSIS DYNO_ASSEMBLY							
α/α	Part Name	Είδος	Υλικό	Κατηγορία	Ποσότητα	Τιμή	Τελικό κόστος
1	POS20_CD_STL_CHASSIS	Τεμάχιο	Plain Carbon Steel	Κοπή σωλήνων, συγκόλληση	1	452,6	452,6
2	POS20_CD_FRONT DRUM WITH MOUNTS_SUB ASSEMBLY	Συναρμολόγημα	-	Συναρμολόγηση	1	-	221,72
2.1	POS20_CD_FRONT DRUM_SUB ASSEMBLY	Συναρμολόγημα	-	Συναρμολόγηση	1	-	168,06
2.1.1	POS20_CD_INX_FRONT DRUM	Τεμάχιο	AISI 304	Τορνίρισμα	1	74,4	74,4
2.1.2	POS20_CD_INX_REAR SHAFT	Τεμάχιο	AISI 304	Τορνίρισμα	1	40	40
3	POS20_CD_REAR DRUM_SUB ASSEMBLY	Συναρμολόγημα	-	Συναρμολόγηση	1	-	126
3.1	POS20_CD_INX_REAR DRUM	Τεμάχιο	AISI 304	Τορνίρισμα	1	74,4	74,4
3.2	POS20_CD_INX_REAR SHAFT	Τεμάχιο	AISI 304	Τορνίρισμα	1	37,2	37,2
4	POS20_CD_REAR DRUM MOUNT (R)	Τεμάχιο	Plain Carbon Steel	Κοπή laser, στράντζα	1	6,55	6,55
5	POS20_CD_REAR DRUM MOUNT_CUSTOM (L)	Τεμάχιο	Plain Carbon Steel	Κοπή laser, στράντζα	1	10	10
6	POS20_CD_FLYWHEEL_SUB ASSEMBLY	Συναρμολόγημα	-	Συναρμολόγηση	1	-	611
6.1	POS20_CD_STL_FLYWHEEL SHAFT	Τεμάχιο	Plain Carbon Steel	Τορνίρισμα	1	105,4	105,4
6.2	POS20_CD_STL_FLYWHEEL	Τεμάχιο	Plain Carbon Steel	Κοπή Πλάσμα και τορνίρισμα	2	110	220
6.3	POS20_CD_STL_FLYWHEEL FLANGE	Τεμάχιο	Plain Carbon Steel	Τορνίρισμα	2	93	186
6.4	POS20_CD BRAKE_SUB ASSEMBLY	Συναρμολόγημα	-	Συναρμολόγηση	1	-	75,5
6.4.1	POS20_CD_STL BRAKE DISC	Τεμάχιο	Stainless steel	-	1	15	15
6.4.2	POS20_CD_ALU_BRAKE DISC CONNECTOR	Τεμάχιο	Aluminium	Τορνίρισμα	1	60,5	60,5
7	POS20_CD_STL_TUBE PLATE	Τεμάχιο	Plain Carbon Steel	Κοπή laser, σπείρωμα	4	0,87	3,48
8	POS20_CD_STL_SHEET METAL	Τεμάχιο	Plain Carbon Steel	Κοπή laser, στράντζα	1	24	24
9	POS20_CD_STL_HALL DISC	Τεμάχιο	DKP	Κοπή laser	1	4,9	4,9
10	POS20_CD_STL_LEG PLATE	Τεμάχιο	Plain Carbon Steel	Κοπή laser, σπείρωμα	4	0,87	3,48
11	POS20_CD_ALU_SENSOR ADAPTER	Τεμάχιο	Aluminium	-	1	3,2	3,2
TOTAL						1542,43	

Πίνακας 66: Κόστος κατασκευής συναρμολογημάτων και υπό-συναρμολογημάτων.

Βοηθητικός εξοπλισμός

α/α	Part Name	Είδος	Προμηθευτής	Ποσότητα	Τιμή	Τελικό Κόστος
1	Kibb 125	Σφικτήρες άξονα	CHRIS MOTORS	2	21,7	43,4
2	UCP 204 Bearing	Κουζινέτα έδρασεως	CHRIS MOTORS	2	5,13	10,26
3	6304_2RSL_BEARING	Ρουλεμάν	CHRIS MOTORS	2	7,2	14,4
4	UCP 208 Bearing	Κουζινέτα έδρασεως	CHRIS MOTORS	2	12,05	24,1
5	Stud M12x100	Ντιζα	VIDOMET	4		
6	Nut M12	Παξιμάδια	VIDOMET	8		
7	Σκουλικόβιδες M8x10	Βίδα	VIDOMET	4		
8	Socket button head M4x10	Μπομπέ	VIDOMET	6		
9	Socket button head M10x40 (L)	Μπομπέ	VIDOMET	1		
10	Hexagon M12x80	Εξαγωνική	VIDOMET	4	18	18
11	Socket button head M8x25	Μπομπέ	VIDOMET	2		
12	Hexagon M16x95	Εξαγωνική	VIDOMET	4		
13	Nut M16	Παξιμάδια	VIDOMET	4		
14	Hexagon M8x40	Εξαγωνική	VIDOMET	4		
15	Socket button head M5x12	Μπομπέ	VIDOMET	6		
16	Leg M10x75 D60	Ποδαράκια	CHRIS MOTORS	4	6,1	24,4
17	Parallel key A6x6x50 DIN6885	Σφήνα	CHRIS MOTORS	1	2	2
18	RP 2/3 RE011092	Εντατήρας	CHRIS MOTORS	1	25	25
19	31T1012	Γρανάζι μάντα	KOUMAKIS	1	3	3
20	31T1060	Γρανάζι μάντα	KOUMAKIS	1	15	14
21	Timing belt	Ιμάντας Χρονισμού	KOUMAKIS	1	25	25
TOTAL						203,56

Πίνακας 67: Κόστος βοηθητικού εξοπλισμού.

Συμπερασματικά από τους πίνακες 66 ΚΑΙ 67, το συνολικό κόστος της αδρανειακής δυναμοτράπεζας ανέρχεται στα **1746 ευρώ**. Ο σχεδιασμός όλης της διάταξης, όσον αφορά καθαρά το κομμάτι της κατασκευής, και όχι των ηλεκτρονικών και αισθητήρων, έγινε με γνώμονα την απλότητα αυτής, προς περιορισμό του κόστους. Αξίζει να σημειωθεί πως ιδιαίτερη έμφαση δόθηκε στις μηχανουργικές κατεργασίες, δίχως περιορισμό ως προς το κόστος, όπως απαιτούνταν και οι άριστες εφαρμογές ανοχών τόσο για την εύκολη συναρμολόγηση της διάταξης όσο και για την ορθή λειτουργία των κινούμενων μερών αυτής.

7. ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΑΔΡΑΝΕΙΑΚΗΣ ΔΥΝΑΜΟΤΡΑΠΕΖΑΣ

Σε αυτό το κεφάλαιο της πτυχιακής εργασίας παρουσιάζεται φωτογραφικό υλικό από την πορεία συναρμολόγησης της αδρανειακής δυναμοτράπεζας σε όλα τα στάδια και την πορεία της κατασκευής. Επιπροσθέτως, παρουσιάζεται η διαδικασία και τα αποτελέσματα του πειράματος εύρεσης της πραγματικής ροπής αδρανείας της διάταξης σύμφωνα με το πείραμα που περιεγράφηκε στο κεφάλαιο 3 και συγκεκριμένα στην ενότητα 3.2.3.

7.1 Συναρμολόγηση Αδρανειακού Δυναμομέτρου

Όπως έχει αναφερθεί ήδη η κατασκευή και η αγορά όλου του απαραίτητου εξοπλισμού πραγματοποιήθηκε με την μορφή χορηγίας από την εταιρία ΒΙ.Ε.ΠΑ, χορηγού της ομάδας « Ποσειδών ». Ακολουθεί φωτογραφικό υλικό.



Εικόνα 113: Μεταλλικό Πλαίσιο δυναμοτράπεζας (POS20_CD_STL_CHASSIS)



Εικόνα 114: Στήριξη βοηθητικού ράουλου στο σασί της διάταξης.



Εικόνα 115: Μεταλλικό πλαίσιο και βοηθητικό ράουλο (POS20_CD_REAR DRUM_SUB ASSEMBLY).



Εικόνα 116: Μεταλλικό πλαίσιο και βοηθητικό ράουλο.

Η κοπή του σωλήνα 50x50x2.5 καθώς και όλες οι συγκολλήσεις του μεταλλικού πλαισίου, πραγματοποιήθηκαν στην εταιρία ΒΙ.Ε.ΠΑ. Οι ραφές των συγκολλήσεων λειάνθηκαν ώστε να αφήσουν μια ομαλή επιφάνεια και περάστηκαν με μίνιο προκειμένου να αποφευχθεί η πρόωγη διάβρωση του υλικού.



Εικόνα 117: Αδρανειακή πλάκα (POS20_CD_STL_FLYWHEEL).



Εικόνα 118: Αδρανειακές πλάκες (POS20_CD_STL_FLYWHEEL).

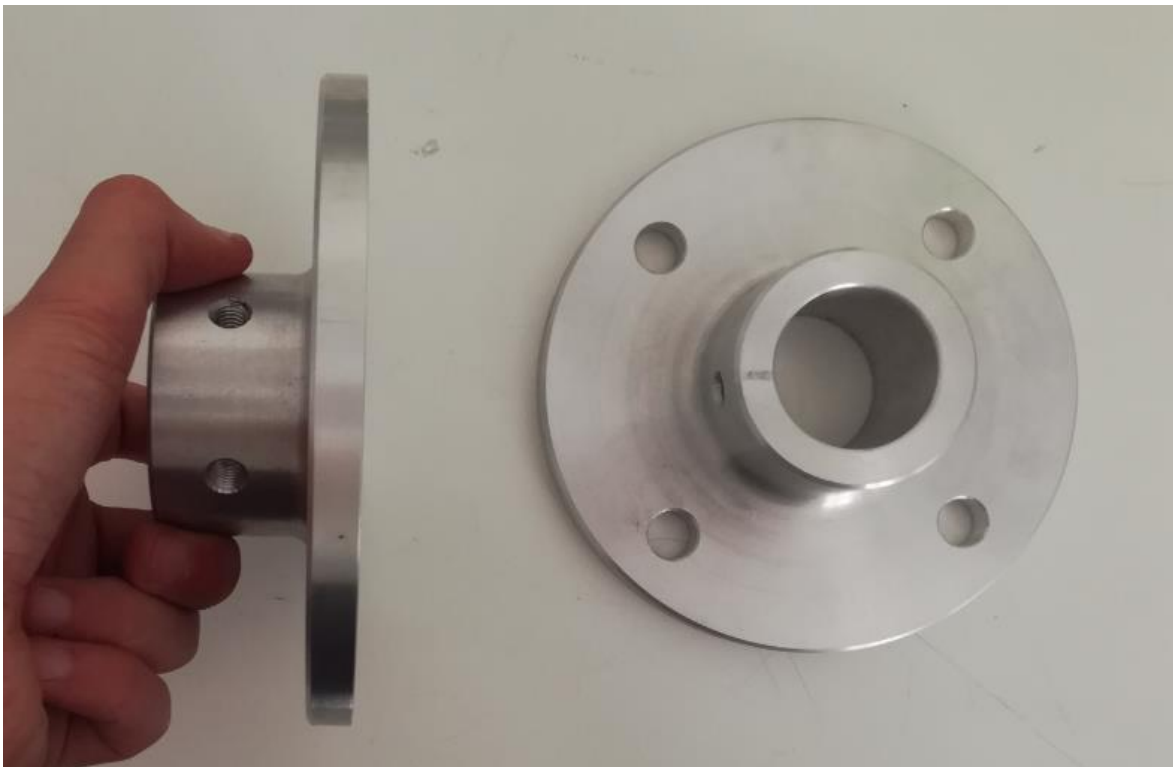
Οι μεταλλικές πλάκες πάχους 20 mm, κατασκευάστηκαν σε μηχανήμα κοπής Plasma cut. Η εξωτερική διάμετρος των δύο μεταλλικών πλακών κόπηκε σε μέγεθος μεγαλύτερο του προκαθορισμένου και έπειτα πραγματοποιήθηκε φινιρίσμα σε τόρνο, προκειμένου οι τελικές διαστάσεις των τεμαχίων να έρθουν ακριβώς στις διαστάσεις και τις ανοχές των σχεδιαστικών θεωρητικών προδιαγραφών. Αντίθετη διαστασιολόγηση για την κατασκευή πραγματοποιήθηκε στις οπές, όπου κόπηκαν σε μικρότερο μέγεθος από το απαιτούμενο. Η κεντρική οπή φινιρίστηκε στον τόρνο προκειμένου να επιτευχθούν οι ανοχές συναρμογής με τον άξονα της αδρανειακής μάζας.



Εικόνα 119: Άξονας αδρανειακής μάζας (POS20_CD_STL_FLYWHEEL SHAFT).

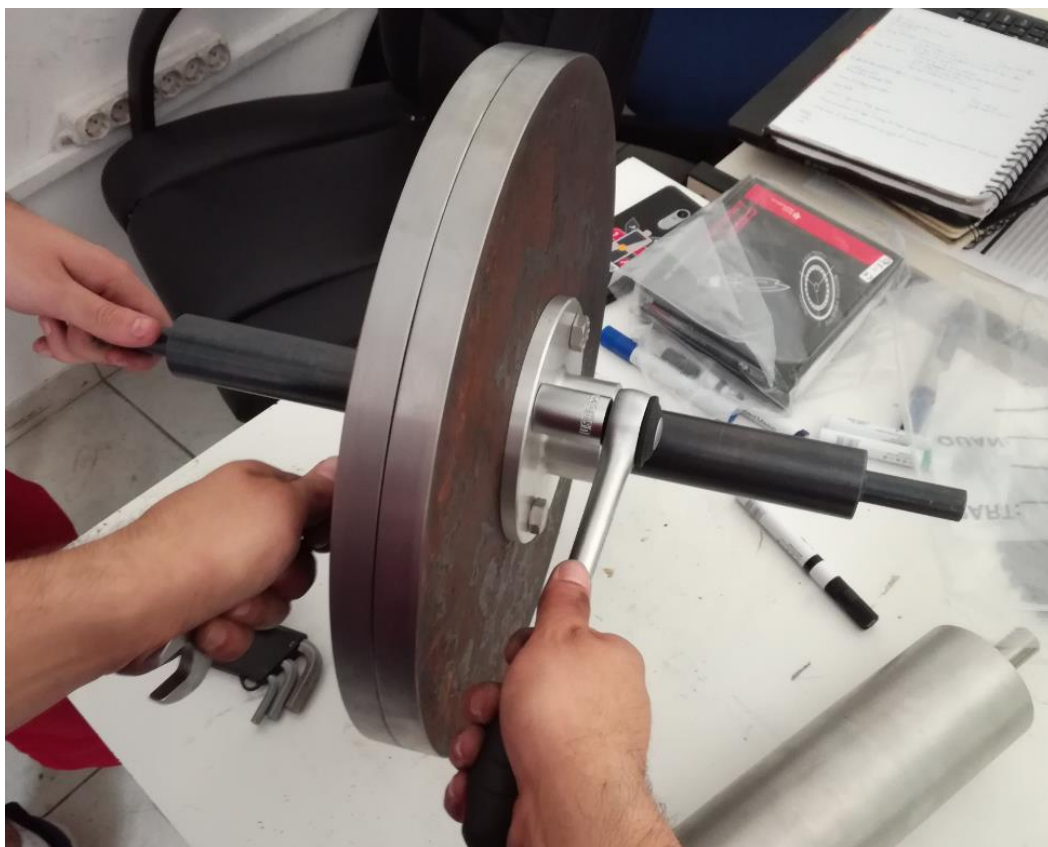


Εικόνα 120: Φλάντζες συγκράτησης αδρανειακών πλακών με τον άξονα στήριξης.



Εικόνα 121: Φλάντζες συγκράτησης (POS20_CD_ALU_FLYWHEEL FLANGE).

Ο άξονας της αδρανειακής μάζας καθώς και οι φλάντζες συγκράτησης που φαίνονται στις παραπάνω εικόνες, κατασκευάστηκαν στον τόρνο από κοινό χάλυβα κατασκευών και κράμα αλουμινίου 2007 αντίστοιχα. Οι οπές στις φλάντζες ανοίχθηκαν σε κάθετο δρόπανο, ενώ τα σπειρώματα που έγιναν με σπειροτόμο στο χέρι.



Εικόνα 122: Συναρμολόγηση POS20_CD_FLYWHELL SUB ASSEMBLY.



Εικόνα 123: Συναρμολόγηση POS20_CD_FLYWHELL SUB ASSEMBLY.



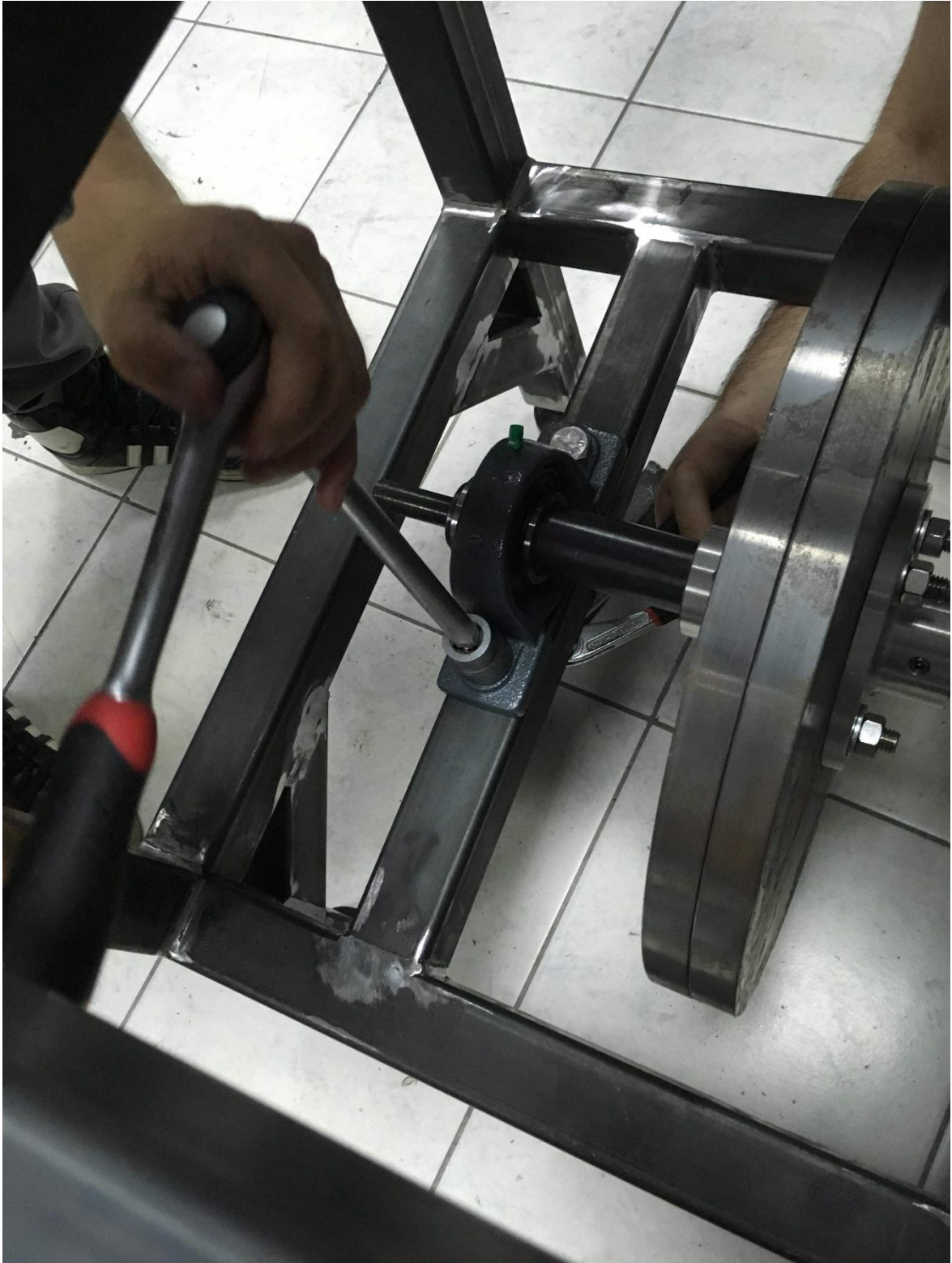
Εικόνα 124: Τελικό Συναρμολόγημα. POS20_CD_FLYWHELL SUB ASSEMBLY.



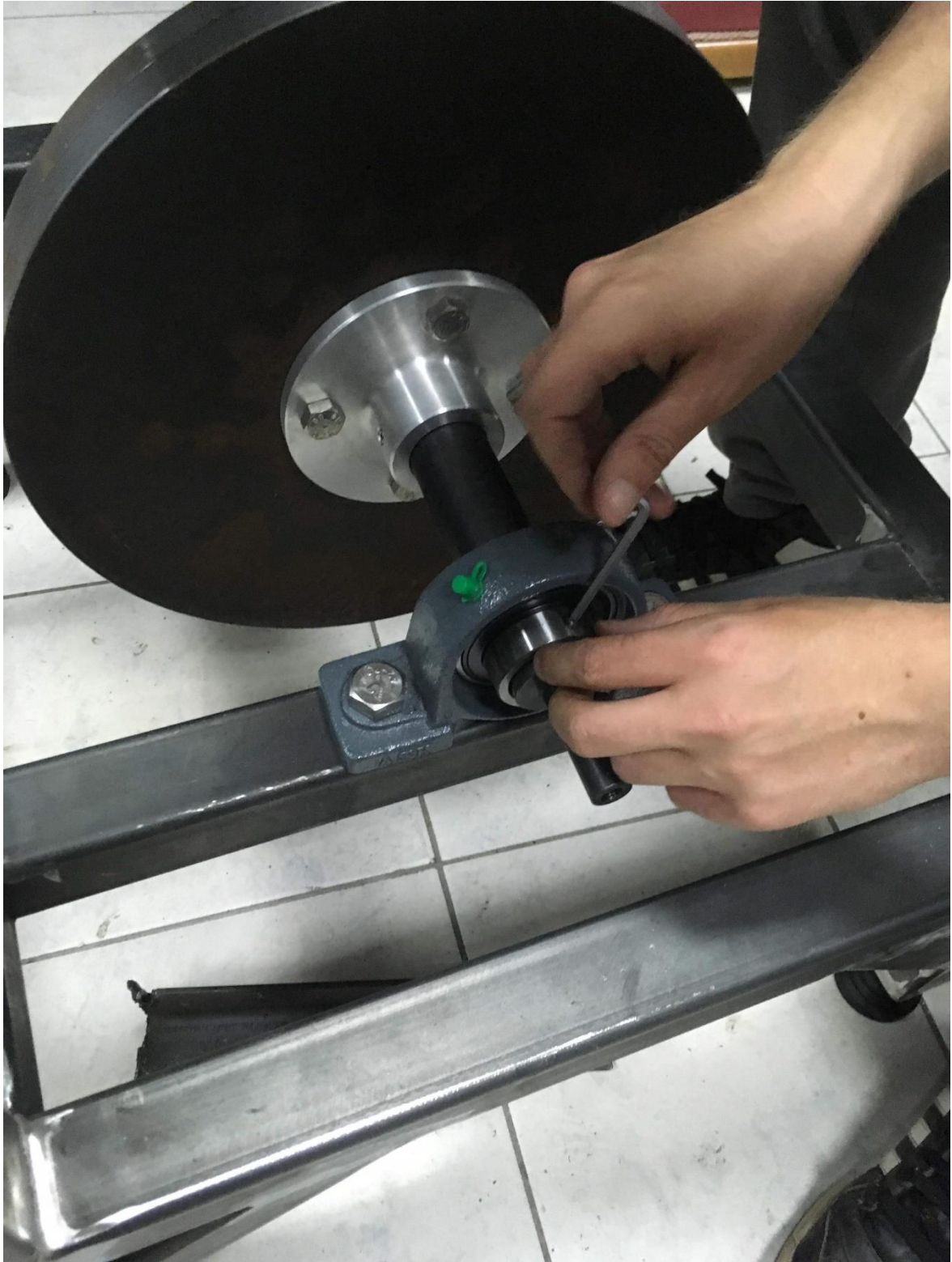
Εικόνα 125: Εμπρόσθιο ράουλο POS20_CD_FRONT DRUM_SUB ASSEMBLY.

Το βοηθητικό όπως και το εμπρόσθιο ράουλο της δυναμομετρικής διάταξης, είχαν κατασκευασθεί και συναρμολογηθεί για την διάταξη του ταινιοδιαδρόμου και πάλι από την εταιρία ΒΙ.Ε.ΠΑ.

Η κατασκευή των εξαρτημάτων πραγματοποιήθηκε με μηχανουργική κατεργασία τόννευσης για τις κυλινδρικές επιφάνειες και πλάνης για την διαμόρφωση του σφηνόδρομου. Ο σφηνόδρομος αρχικά, είχε διαμορφωθεί για την σύνδεση του άξονα με ηλεκτρικό μοτέρ. Για την διατήρηση του άξονα και της γεωμετρίας του, χρησιμοποιήθηκε για την πρόσδεση του γραναζιού pinion, το οποίο και διαμορφώθηκε κατάλληλα για την συγκράτηση του επάνω στον άξονα.



Εικόνα 126: Πρόσδεση και ευθυγράμμιση αδρανειακής μάζας στο σασί.



Εικόνα 127: Πρόσδεση άξονα με τα ρουλεμάν UCP208.



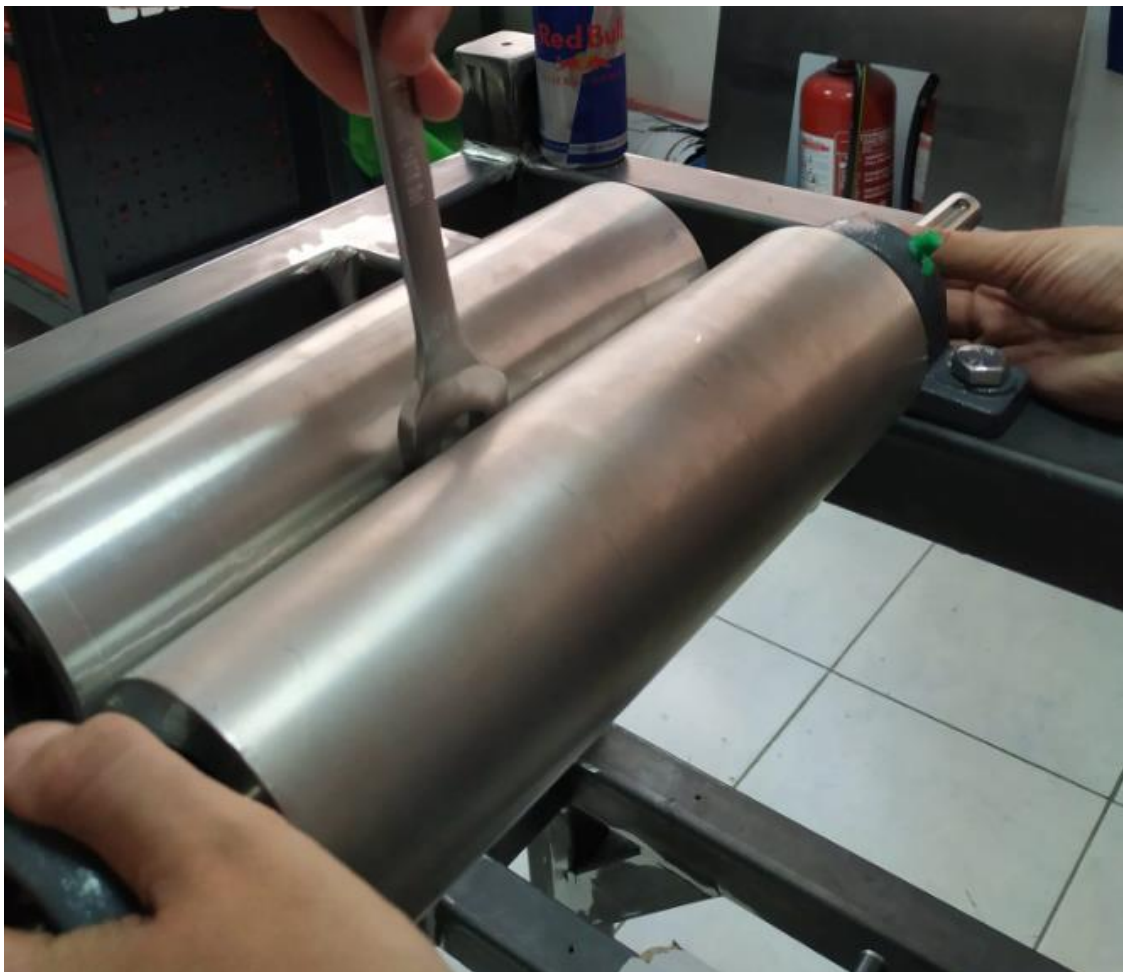
Εικόνα 128: Στήριξη άξονα αδρανειακής μάζας στο μεταλλικό πλαίσιο.



Εικόνα 129: Στήριξη άξονα αδρανειακής μάζας στο μεταλλικό πλαίσιο



Εικόνα 130: Πρόσδεση εμπρόσθιου ράουλου με τα ρουλεμάν UCP204.



Εικόνα 131: Ευθυγράμμιση εμπρόσθιου ράουλου.



Εικόνα 132: Στήριξη εμπρόσθιου ράουλου (POS20_CD_FRONT DRUM_SUB ASSEMBLY).



Εικόνα 133: Στήριξη εμπρόσθιου ράουλου (POS20_CD_FRONT DRUM_SUB ASSEMBLY).



Εικόνα 134

Εικόνα 134: Εμπρόσθιο και βοηθητικό ράουλο επάνω στο μεταλλικό πλαίσιο.

Ένα ιδιαίτερα δύσκολο κομμάτι κατά την συναρμολόγηση της διάταξης ήταν η ευθυγράμμιση των εξαρτημάτων, τα οποία για λόγους σωστής λειτουργίας έπρεπε να ταιριάζουν στις προκαθορισμένες θέσεις με βάση το σχέδιο της διάταξης. Για την πρόσδεση όλων των αξόνων δαπανήθηκε αρκετή ώρα και έγιναν πολλές προσπάθειες ώστε να έρθουν στις σωστές θέσεις τους. Αξίζει ωστόσο να σημειωθεί πως δεν παρατηρήθηκαν προβλήματα συναρμογών. Αυτό υποδηλώνει πως τόσο οι ανοχές όσο και η ποιότητα των κατασκευών ήταν άριστες κάτι το οποίο διευκόλυνε την συναρμολόγηση.

Στο μεταλλικό πλαίσιο, τοποθετήθηκαν μεταλλικά πέλματα ρυθμιζόμενου ύψους, ώστε να μπορεί να αλφαδιαστεί η κατασκευή χωρίς να υπάρχουν προβλήματα διαφορετικής κλίσης. Το μεταλλικό πλαίσιο μετρήθηκε σε όλες τις διαστάσεις, μήκος – πλάτος – ύψος και στις δύο διαγωνίους του, ώστε να εξακριβωθούν οι διαστάσεις του. Παρατηρήθηκαν ελάχιστες αποκλίσεις, μόλις μερικών χιλιοστών, οι οποίες οφείλονται στην διαδικασία κατασκευής και συγκόλλησης. Ωστόσο, δεν υπήρξε κανένα πρακτικό ή λειτουργικό πρόβλημα που να επηρεάζει οτιδήποτε στην διάταξη.

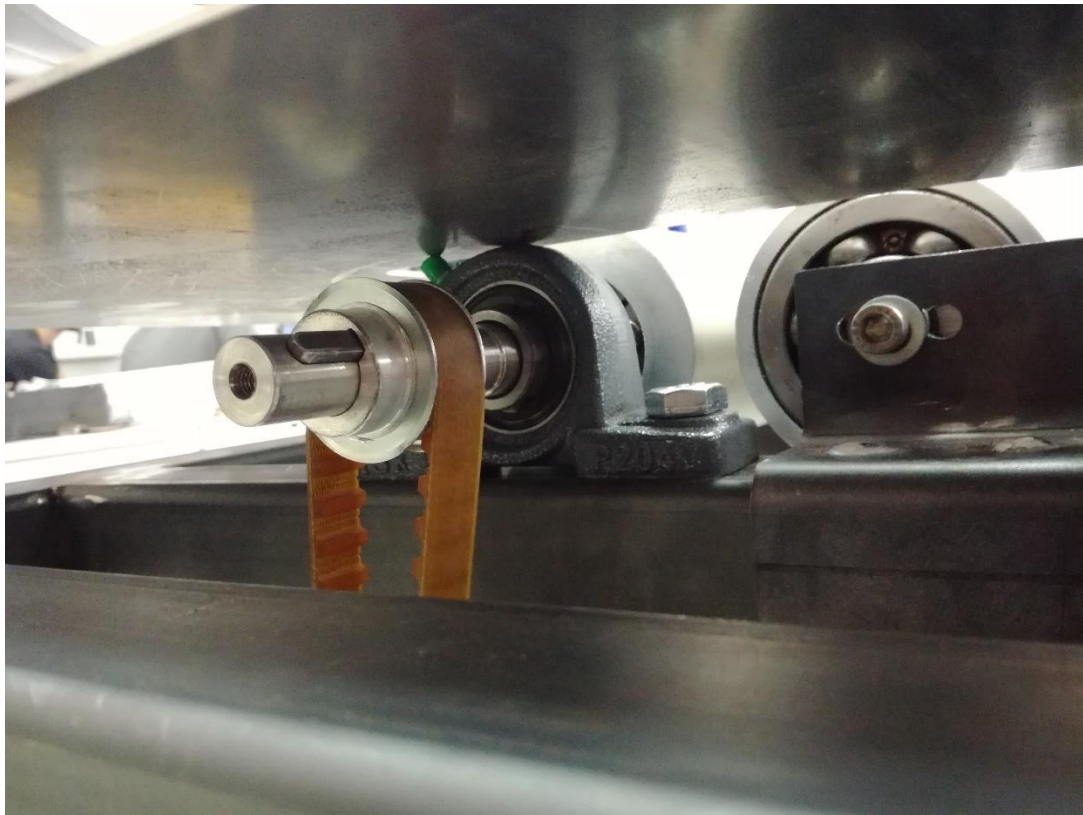


Εικόνα 135: Μεταλλικό κάλυμμα διάταξης.



Εικόνα 136: Διάταξη δυναμομέτρησης και όχημα Orca.

Αφού έγινε η αρχική συναρμολόγηση των εξαρτημάτων, για την ολοκλήρωση της διάταξης, τοποθετήθηκαν οι οδοντωτοί τροχοί, ο μάντας των αξόνων και ο εντατήρας του μάντα.



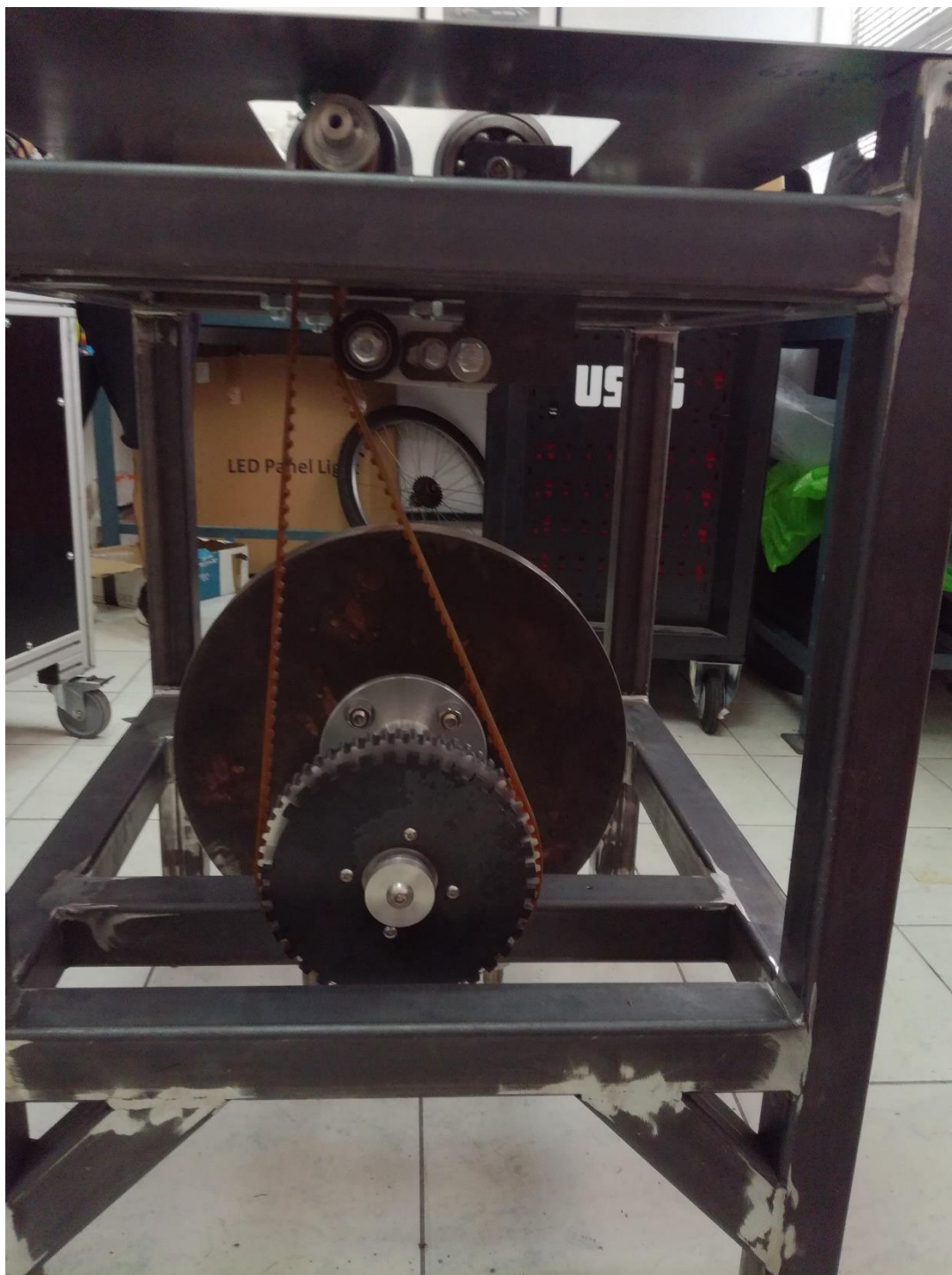
Εικόνα 137: Γρανάζι Εμπρόσθιου ράουλου.



Εικόνα 138: Γρανάζι αδρανειακού άξονα και δίσκος μέτρησης των στροφών.



Εικόνα 139: Γρανάζι αδρανειακού άξονα και δίσκος μέτρησης των στροφών.



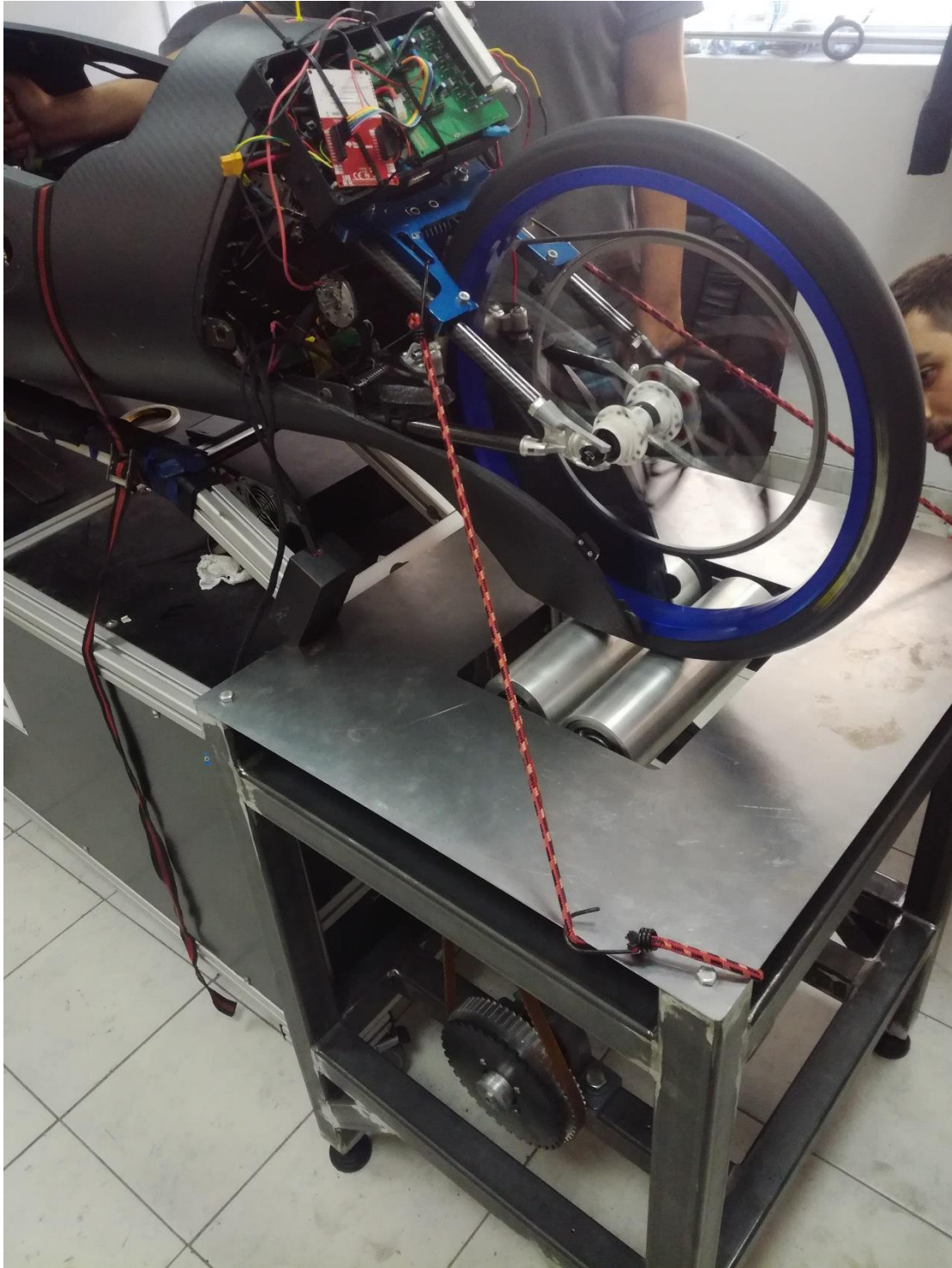
Εικόνα 140: Σύστημα μετάδοσης κίνησης αδρανειακού δυναμομέτρου.

Κατά την εγκατάσταση του ιμάντα, παρατηρήθηκε πως στον υπολογισμό της περιμέτρου του ιμάντα είχε προκύψει λάθος κάτι επηρέαζε την μεταφορά ισχύος από τον επάνω άξονα στον κάτω. Ο ιμάντας ολίσθαινε και έπειτα από κάποιες περιστροφές των αξόνων ολίσθαινε από την θέση του και έφευγε από τον κάτω οδοντωτό τροχό. Παρόλο, που είχε υπολογισθεί να τοποθετηθεί εντατήρας στο σύστημα, η βάση που υπήρχε δεν κάλυπτε τις ανάγκες της τάνυσης, για τον λόγο αυτό τοποθετήθηκε ένα έλασμα με βίδες προκειμένου να μπορεί να μετατοπίζεται κατά τον διαμήκη άξονα (εμπρός – πίσω).



Εικόνα 141: Επαφή τροχού οχήματος Orca με τα ράουλα δυναμομέτρησης.

Αφού ολοκληρώθηκε η συναρμολόγηση του αδρανειακού δυναμομέτρου το όχημα προσδέθηκε με μάντες επάνω στην διάταξη του δυναμομέτρου και παρατηρήθηκε η κλίση του ως προς το οριζόντιο επίπεδο. Έγιναν όλες οι απαραίτητες ενέργειες ώστε να επιτευχθεί η σωστή θέση του οχήματος επάνω στην βάση του καθώς και η ίση επαφή του κινητήριου τροχού επάνω στα ράουλα της διάταξης.



Εικόνα 142: Πρόσδεση οχήματος στην δυναμοτράπεζα.

Στην παραπάνω εικόνα παρουσιάζεται η περιστροφή του τροχού επάνω στα ράουλα της δυναμοτράπεζας. Ήταν η πρώτη περιστροφή του τροχού, όπου και παρατηρήθηκε πως σταδιακά ολίσθαινε επάνω στα ράουλα και μεταφερόταν προς το δεξιό μέρος της δυναμοτράπεζας. Αυτό απαιτούσε πιο σφιχτή αρμογή μεταξύ του ιμάντα πρόσδεσης και της βάσης, καθώς και αλλαγή της κλίσης του ως προς το επίπεδο, ανασήκωμα του ρύγχους.



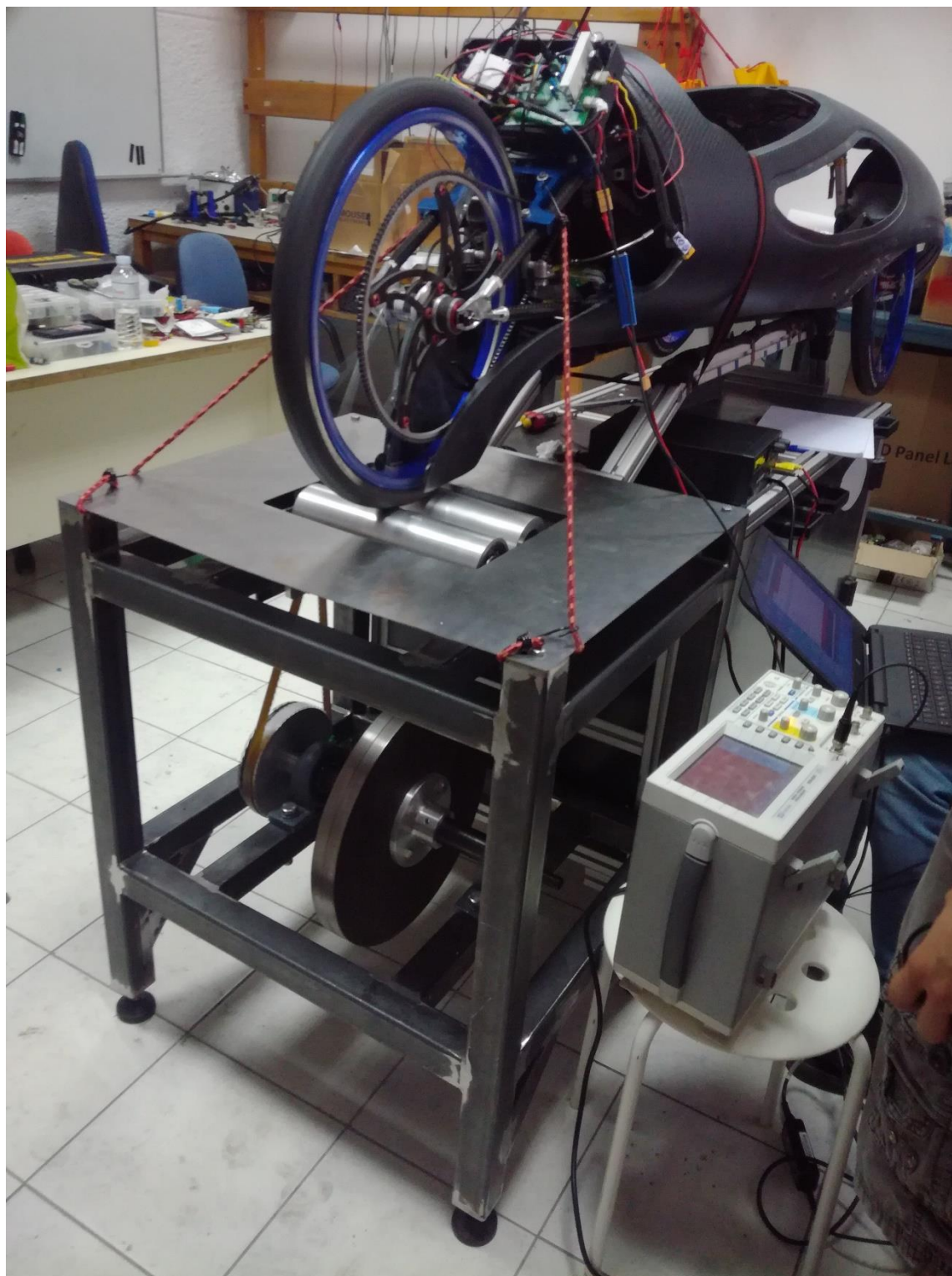
Εικόνα 143: Πίσω όψη αδρανειακής δυναμοτράπεζας.



Εικόνα 144: Όχημα Orca επάνω στην αδρανειακή δυναμοτράπεζα.



Εικόνα 145: Φωτογραφία λίγο πριν την πρώτη δοκιμή της δυναμοτράπεζας.



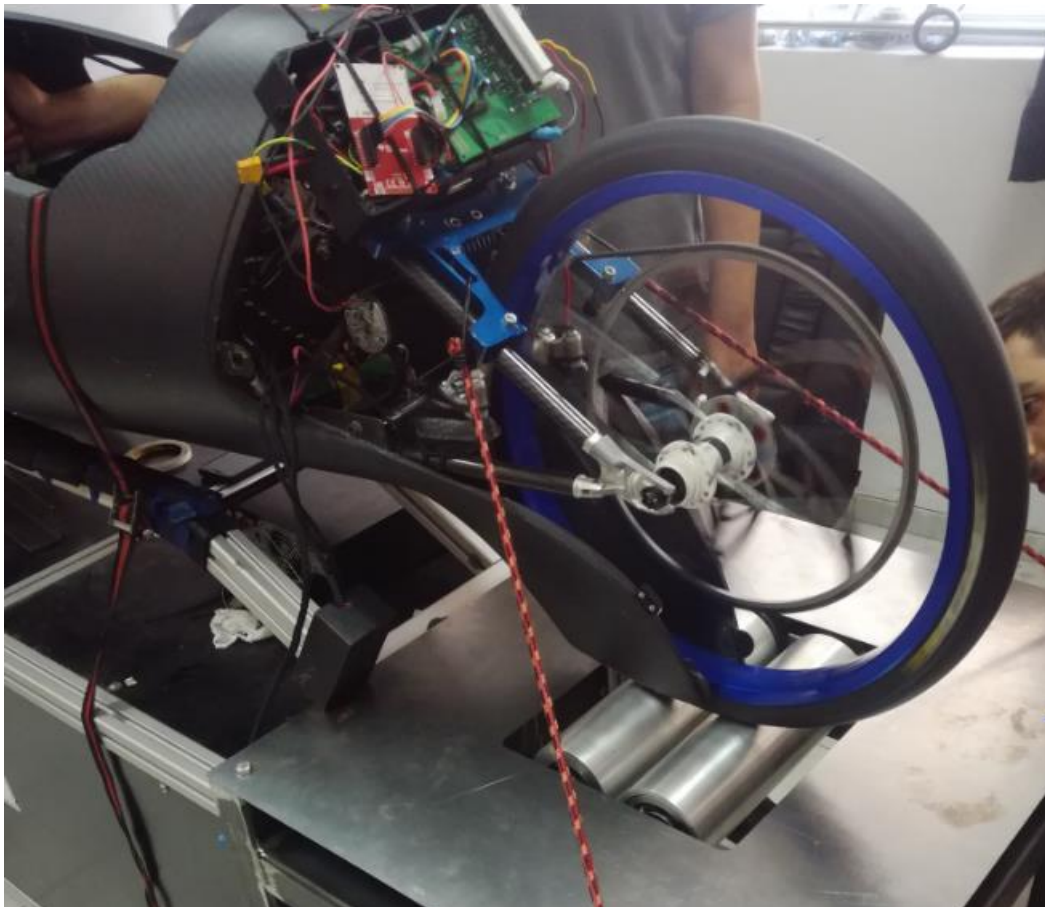
Εικόνα 146: Λήψη μετρήσεων ηλεκτρικού κινητήρα υπό την επιβολή φορτίου.

Αφού πραγματοποιήθηκαν όλες οι διορθώσεις και επιτεύχθηκε η βέλτιστη θέση του οχήματος, τόσο με την ίδια του την βάση όσο και με την αδρανειακή δυναμοτράπεζα, ξεκίνησε η προετοιμασία του οχήματος ως προς το ηλεκτρονικό και ηλεκτρολογικό σκέλος προκειμένου να πραγματοποιηθούν κάποιες πρώτες δοκιμές και βελτιώσεις.

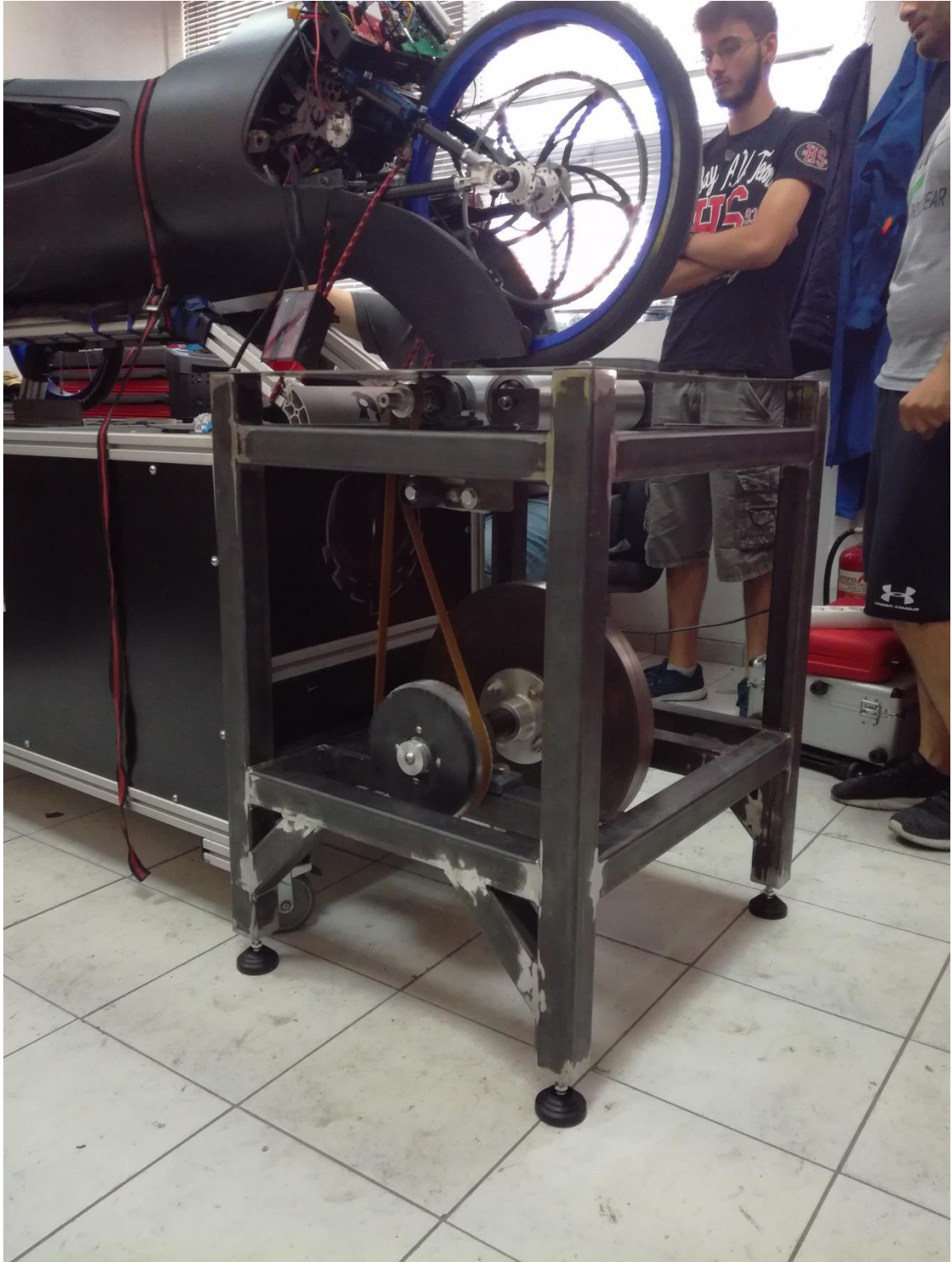
Σημειώνεται, πως λίγο πριν τον αγώνα της περιόδου 2018-2019, ο ηλεκτρικός κινητήρας έπαθε βλάβη η οποία ήταν αρκετά δύσκολο, χρονοβόρο και με μεγάλο κόστους επιδιόρθωσης. Για τους παραπάνω λόγους και με δεδομένο ότι το όχημα θα μεταφερόταν για τον αγώνα στον Λονδίνο, η απόφαση της ομάδας ήταν να τοποθετήσει και να προετοιμάσει τον ηλεκτρικό κινητήρα της αγωνιστικής περιόδου 2016 -2017.

Αυτό απαιτούσε βελτιστοποίηση στο πρόγραμμα οδήγησης του κινητήρα, λόγω της έλλειψης χρόνου για δοκιμές στον χώρο του Πανεπιστημιακού Ιδρύματος, το όχημα τοποθετήθηκε επάνω στην αδρανειακή δυναμοτράπεζα. Με συνεχής εκκινήσεις και δοκιμές επάνω στην αδρανειακή δυναμοτράπεζας και μέσω παρατήρησης των παλμών ενός παλμογράφου, πραγματοποιούταν η βελτίωση της έντασης του ρεύματος κατά την εκκίνηση του οχήματος. Αυτό επιτεύχθηκε μέσω προγραμματισμού στο σύστημα οδήγησης του ηλεκτρικού κινητήρα, έπειτα από αρκετές ώρες δοκιμών και πολλούς συνδυασμούς ροπής εκκίνησης.

Επιπροσθέτως, χωρίς βέβαια να υπάρχει κάποιο καταγραφικό στοιχείο εξαγωγής δεδομένων, μελετήθηκαν διαφορετικές συνθήκες του ρυθμού επιτάχυνσης του οχήματος. Όπως και πριν έτσι και σε αυτή την περίπτωση, όλες οι βελτιώσεις πραγματοποιήθηκαν μέσω παρατήρησης της συμπεριφοράς του ηλεκτρικού κινητήρα στον παλμογράφο.



Εικόνα 147: Δυναμομέτρηση οχήματος Orca.



Εικόνα 148: Αδρανειακή δυναμοτράπεζα ομάδας Poseidon.

7.2 Πείραμα Προσέγγισης Πραγματικής Αδράνειας

Σε αυτή την ενότητα, παρουσιάζεται η πειραματική διαδικασία εύρεσης της πραγματικής ροπής της αδρανειακής δυναμοτράπεζας. Παρατίθεται φωτογραφικό υλικό από την προετοιμασία και την διεξαγωγή του πειράματος, επεξήγηση των διαδικασιών του πειράματος αναλυτικά βήματα και τέλος παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που λήφθηκαν σύμφωνα με τα οποία προσεγγίσθηκε η τιμή της αδράνειας της διάταξης.

7.2.1 Προετοιμασία Πειράματος

Στην ενότητα 3.2.3 της πτυχιακής εργασίας, περιεγράφηκε η θεωρητική προσέγγιση και η μεθοδολογία του πειράματος προκειμένου να βρεθεί η πραγματική ροπή αδράνειας της δυναμομετρικής διάταξης. Υπενθυμίζεται πως η αδράνεια του δυναμομέτρου θα προσεγγισθεί πειραματικά μέσω της αρχής διατήρησης μηχανικής ενέργειας (Α.Δ.Μ.Ε), δηλαδή την μεταβολή της ενέργειας από δυναμική σε κινητική.

Αρχικά βρέθηκε ένα κατάλληλο σημείο για την πειραματική διαδικασία. Στο σημείο αυτό τοποθετήθηκε τροχαλία, μέσω της οποίας η επίδραση ενός γνωστού βάρους που αφήνεται από δεδομένο ύψος και σε πλήρη ακινησία, θα εξαναγκάσει σε κίνηση τα ράουλα της διάταξης σε κίνηση. Κατά την κάθετη πτώση του βάρους, ύψος που έχει τοποθετηθεί, μετράτε ο χρόνος έως ότου φτάσει στο έδαφος. Διευκρινίζεται ότι τα ράουλα της διάταξης ήταν συνδεδεμένα με το βάρος μέσω σπάγκου, ο οποίος ολίσθαινε ελεύθερα στην τροχαλία.



Εικόνα 149: Προετοιμασία τροχαλίας πριν την έναρξη των πειραμάτων.

Αφού πραγματοποιήθηκε η πρόσδεση της τροχαλίας, το επόμενο βήμα ήταν να βρεθεί ο τρόπος επιβολής του βάρους στην διάταξη. Για την επιβολή βάρους στην διάταξη, χρησιμοποιήθηκε ένα πλαστικό δοχείο μέσα στο οποίο τοποθετούνταν χαλύβδινα βάρη δεμένα με ταινία στον πάτο αυτού, ώστε να μην υπάρχει μεταφορά μάζας κατά την πτώση του πλαστικού δοχείου.

Για τον ακριβή προσδιορισμό του βάρους, μετρήθηκε η μάζα του πλαστικού δοχείου αλλά και η μάζα κάθε χαλύβδινου στοιχείου που χρησιμοποιήθηκε για την διαδικασία του πειράματος. Τα τεμάχια μετρήθηκαν σε ζυγαριά ακριβείας, και επάνω στο καθένα γράφτηκε το βάρος τους σε γραμμάρια. Αυτό βοήθησε, ώστε να είναι γνωστό το συνολικό βάρος του πλαστικού δοχείου πριν την πτώση.



Εικόνα 150: Μέτρηση βάρους χαλύβδινου τεμαχίου.

Για την διαδικασία του πειράματος, μετρήθηκαν και καταγράφηκαν αρκετά τεμάχια, διότι δεν ήταν ο γνωστός ο χρόνος όπου θα έφθανε το μεταλλικό δοχείο στο πάτωμα. Αυτό πραγματοποιήθηκε, διότι δεν ήταν επιθυμητό η πτώση να γίνεται σε πολύ σύντομο χρονικό διάστημα καθώς θα δημιουργούσε προβλήματα στην μέτρηση του χρόνου, ο οποίος θα καταγραφόταν με χρονόμετρο χειροκίνητα.

Το πείραμα είχε υπολογισθεί να εκτελεστεί αρκετές φορές, με μεταβολή τόσο στο βάρος του πλαστικού δοχείου όσο και στο ύψος αυτού.



Εικόνα 151: Καταγραφή μάζας χαλύβδινου τεμαχίου.

Στη συνέχεια μεταφέρθηκε η αδρανειακή δυναμοτράπεζα στο σημείο εφαρμογής του πειράματος και τοποθετήθηκε κάτω από την τροχαλία. Για την ένωση των ράουλων της διάταξης με το πλαστικό δοχείο χρησιμοποιήθηκαν σπάγκος μεγάλης αντοχής.

Η πρόσδεση του σπάγκου πραγματοποιήθηκε στο εμπρόσθιο ράουλο, το οποίο είναι συνδεδεμένο μέσω μάντα κίνησης με τον άξονα αδρανειακής μάζας. Με αυτόν τον τρόπο η αδρανειακή μάζα έφαιρνε αντίσταση στην μεταβολή της κίνησης του εμπρόσθιου ράουλου από την επιβολή του βάρους.

Σημειώνεται πως για έναν πιο ακριβή υπολογισμό το εμπρόσθιο και το βοηθητικό ράουλο, προσδέθηκαν μεταξύ τους, μέσω ταινίας υψηλής αντοχής, ώστε να περιστρέφονται ταυτόχρονα κατά την πτώση του βάρους.

Αξίζει να σημειωθεί, πως το πείραμα έγινε σε μη ιδανικές συνθήκες οι οποίες θα έφαιρναν, πιθανόν, αλλιώση στις μετρήσεις και κατά συνέπεια στην πραγματική προσέγγιση της ροπής αδρανείας. Ένας ακόμα παράγοντας ο οποίος θα επηρέαζε τις μετρήσεις, ήταν ο ανθρώπινος παράγοντας, τόσο κατά την μέτρηση του ύψους πριν την πτώση του βάρους, όσο και κατά την ακρίβεια της χρονομέτρησης.



Εικόνα 152: Αδρανειακή δυναμοτράπεζα στον χώρο του πειράματος.



Εικόνα 153: Πρόσδεση εμπρόσθιου και βοηθητικού ράουλου.

7.2.1 Πειραματική διαδικασία

Σε αυτή την ενότητα περιγράφεται η εξέλιξη και η διαδικασία του πειράματος από την αρχή έως την καταγραφή των μετρήσεων. Το πρώτο βήμα της πειραματικής διαδικασίας, ήταν η τοποθέτηση και η καταγραφή των χαλύβδινων βαριδίων εντός του πλαστικού δοχείου.



Εικόνα 154: Τοποθέτηση βαριδίων εντός του πλαστικού δοχείου.

Στη συνέχεια ανυψώνεται το πλαστικό δοχείο σε ύψος που μετράτε και καταγράφεται ώστε να τοποθετηθεί στις μαθηματικές εξισώσεις και να υπολογισθεί η πραγματική ροπή αδρανείας.



Εικόνα 155: Μέτρηση ύψους πλαστικού δοχείου από το έδαφος.

Το τρίτο βήμα του πειράματος, ήταν η χειροκίνητη ακινητοποίηση της διάταξης του ράουλου. Για το πείραμα χρειάζονται δύο άτομα, το πρώτο άτομο κρατάει ακινητοποιημένο το σύστημα, αδρανειακό σύστημα – πλαστικό δοχείο ώστε να είναι σε ισορροπία. Το δεύτερο άτομο κρατάει το χρονόμετρο. Με ταυτόχρονη κίνηση και μέσω φωνητικής εντολής, το άτομο που κρατάει τον χρόνο πατάει έναρξη της χρονομέτρησης, ενώ το άτομο που συγκρατεί σε ακινησία το σύστημα το αφήνει ελεύθερο ώστε να ξεκινήσει η πτώση του βάρους και η περιστροφή της αδρανειακής διάταξης. Ο χρόνος της πτώσης του πλαστικού δοχείου στο έδαφος καταγράφεται ώστε να χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό της αδράνειας.



Εικόνα 156: Ισορροπία συστήματος αδρανειακής διάταξης – Βάρους.



Εικόνα 157: Πτώση βάρους προς το έδαφος και καταγραφή χρόνου πτώσης.

Κατά την διάρκεια της πτώσης του βάρους προς το έδαφος και για περιορισμό του σφάλματος κατά την διαδικασία χρονομέτρησης, κάθε πτώση καταγραφόταν σε βίντεο μέσω κινητού τηλεφώνου, ώστε να πραγματοποιηθεί αξιολόγηση σε τιμές που κρίθηκε πως παρέκκλιναν από τις εκτιμώμενες.



Εικόνα 158: Τέλος πειραματικής διαδικασίας προσέγγισης της αδράνειας.

Ανακεφαλαιώνοντας, οι τιμές που χρειάζεται να είναι γνωστές ώστε να εξαχθεί η τιμή της ροπής αδρανείας, είναι η διάμετρος του κινούμενου ράουλου η οποία δίνεται από τον σχεδιασμό και την κατασκευή. Η δεύτερη παράμετρος που θα τοποθετηθεί στην εξίσωση επίλυσης, ήταν η τιμή του βάρους που επιδρούσε στην κίνηση του συστήματος και τέλος το ύψος και ο χρόνος πτώσης του βάρους από την πλήρη ακινησία (σημείο ισορροπίας συστήματος).

7.2.3 Αξιολόγηση Αποτελεσμάτων

Η διαδικασία του πειράματος εκτελέστηκε είκοσι φορές, με διαφορετικούς συνδυασμούς βάρους και ύψους. Έχοντας υπολογίσει σε προηγούμενο κεφάλαιο την ροπή αδρανείας σε συγκεκριμένες συνθήκες, τελική ταχύτητα οχήματος 40 km/h και επιτάχυνση από 0-12 sec, υπολογίστηκαν θεωρητικά οι πιθανοί συνδυασμοί βάρους και ύψους για την εκτέλεση του πειράματος.

Όπως αναφέρθηκε, οι τιμές καταγράφηκαν και έπειτα εφαρμόστηκαν σε ειδικό πίνακα μορφοποίησης ώστε να εξάγεται και να υπολογίζεται η πραγματική τιμή της ροπής αδρανείας. Για κάθε συνδυασμό το πείραμα εκτελέστηκε πέντε φορές και τα αποτελέσματα του πειράματος καταγράφηκαν στον επισυναπτόμενο πίνακα.

No	h (m)	B (kg)	R,roller (m)	t (sec)	Iexp(kgm ²)
1	1,8	4,25	0,042	2,95	0,704
2	1,8	4,25	0,042	2,79	0,629
3	1,8	4,25	0,042	2,86	0,661
4	1,8	4,25	0,042	3,02	0,738
5	1,8	4,25	0,042	2,98	0,718
6	2	3,22	0,042	3,65	0,737
7	2	3,22	0,042	3,4	0,638
8	2	3,22	0,042	3,52	0,685
9	2	3,22	0,042	3,49	0,673
10	2	3,22	0,042	3,61	0,720
11	2,2	5,129	0,042	3	0,717
12	2,2	5,129	0,042	2,86	0,651
13	2,2	5,129	0,042	2,96	0,698
14	2,2	5,129	0,042	2,99	0,712
15	2,2	5,129	0,042	3,02	0,727
16	2,5	2,1	0,042	4,9	0,694
17	2,5	2,1	0,042	5,12	0,758
18	2,5	2,1	0,042	4,96	0,712
19	2,5	2,1	0,042	5,2	0,782
20	2,5	2,1	0,042	5,26	0,801
				Iexp (kgm ²)	0,708

Πίνακας 68: Υπολογισμός πραγματική ροπής αδρανείας δυναμομέτρου.

Όπως φαίνεται στον πίνακα 68, οι συνδυασμοί βάρους και ύψους που επιλέχθηκαν για την εκτέλεση του πειράματος ήταν:

- $h_1 = 1,8 \text{ m}$ & $B_1 = 4,25 \text{ kg}$
- $h_2 = 2 \text{ m}$ & $B_2 = 3,22 \text{ kg}$
- $h_3 = 2,2 \text{ m}$ & $B_3 = 5,129 \text{ kg}$
- $h_4 = 2,5 \text{ m}$ & $B_4 = 2,1 \text{ kg}$

Όπως παρατηρείται από τον πίνακα υπολογισμού της πραγματικής ροπής αδρανείας του συστήματος της δυναμοτράπεζας, η τιμή αυτής προέκυψε $I_{exp}=0.708 \text{ kgm}^2$ σε αντίθεση με την θεωρητική η οποία ήταν $I = 0.74 \text{ kgm}^2$. Η προσέγγιση της πραγματική τιμής βρίσκεται, σε ποσοστό, στο 96% της πραγματικής. Λαμβάνοντας υπόψιν πως το πείραμα εκτελέστηκε σε μη ιδανικές συνθήκες και τα λάθη από τον ανθρώπινο παράγοντα ήταν αναπόφευκτα, το πείραμα διεξήχθη με επιτυχία.

Η πραγματική τιμή που υπολογίστηκε είναι και αυτή που θα χρησιμοποιηθεί σε όλες τις εξισώσεις και τα διαγράμματα αποτελεσμάτων, όταν θα τοποθετηθούν στην αδρανειακή δυναμοτράπεζα οι ηλεκτρονικοί αισθητήρες, η κάρτα καταγραφής και ο κώδικας λήψης και επεξεργασίας.

8. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑ

Στην παρούσα εργασία πραγματοποιήθηκε η μελέτη, ο σχεδιασμός και η κατασκευή μιας αδρανειακής δυναμοτράπεζας προσαρμοσμένης στο όχημα της ομάδας «Ποσειδών». Το σύστημα μελετήθηκε και σχεδιάστηκε με κύριο γνώμονα το χαμηλό κόστος και την απλότητα τόσο της διάταξης όσο και της κατασκευής. Επίσης εξετάστηκε η αντοχή των εξαρτημάτων πριν την τελική εφαρμογή και επιλέχθηκε έπειτα από μελέτη ο άξονας της αδρανειακής μάζας.

Στη συνέχεια του κεφαλαίου ακολουθεί μια σύντομη αποτίμηση επίτευξης των επιμέρους στόχων της εργασίας και του τελικού αποτελέσματος όπως αυτό υλοποιήθηκε. Τέλος, προτείνονται μελλοντικά σχέδια, που θα βοηθήσουν τόσο στην ολοκλήρωση της εν λόγω διάταξης, όσο και την εξέλιξη της ομάδας σε μελλοντικό σχεδιασμό άλλου τύπου δυναμομέτρου.

8.1 Αξιολόγηση Μελέτης

Στα πρώτα κεφάλαια της πτυχιακής εργασίας, αναφέρθηκαν συνοπτικά στοιχεία βασικής θεωρίας των δυναμομέτρων και οι κατηγορίες αυτών ανάλογα με τον τρόπο λειτουργία τους. Επίσης πραγματοποιήθηκε αναφορά στον τρόπο εύρεσης της βέλτιστης σχέσης μετάδοσης του οχήματος Orca, από τα δεδομένα της τηλεμετρίας της αγωνιστικής περιόδου 2016-2017. Στη συνέχεια συγκρίθηκαν τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα του κάθε είδους διάταξης δυναμομέτρησης και επιλέχθηκε το βέλτιστο αποτέλεσμα σύμφωνα με τους περιορισμούς υπήρχαν και τις ανάγκες που τέθηκαν. Από τα παραπάνω επιλέχθηκε να πραγματοποιηθεί η μελέτη για ένα αδρανειακό σύστημα δυναμομέτρησης. Η μελέτη πραγματοποιήθηκε σε δομημένα βήματα, αναλύοντας κάθε κομμάτι της διάταξης, στο κεφάλαιο 3, όπου και προσεγγίστηκε η θεωρητική τιμή της αδρανείας του δυναμομέτρου.

Στο κεφάλαιο 4 παρουσιάστηκε η τρισδιάστατη μοντελοποίηση της αδρανειακής δυναμοτράπεζας, και παρουσιάστηκε η μέθοδος υπολογισμού, μέσω του σχεδιασμού, της ροπής των εξαρτημάτων και κατά συνέπεια της συνολικής διάταξης.

Στο κεφάλαιο 5, έγινε ανάλυση των κατασκευών ως προς την αντοχή τους, ώστε να μην υπάρξει κάποια αστοχία στα κύρια μέρη της διάταξης. Στα τελευταία κεφάλαιο παρουσιάστηκαν τα κατασκευαστικά σχέδια, οι πίνακες κοστολόγησης της δυναμοτράπεζας και φωτογραφικό υλικό από την κατασκευή και την συναρμολόγηση του δυναμομέτρου.

Ο κύριος σκοπός της εργασίας ήταν, η πραγματοποίηση μιας ολοκληρωμένης μελέτης και η κατασκευή μιας αδρανειακής δυναμοτράπεζας προς όφελος της βελτιστοποίησης του οχήματος της ομάδας «Ποσειδών». Ήταν η πρώτη επαφή με την θεωρητική προσέγγιση και την κατασκευή μιας πειραματικής διάταξης και για τον λόγο αυτό η απλότητα της κατασκευής, το χαμηλό κόστος και ο μικρός χρόνος κατασκευής της διάταξης κρίθηκαν απαραίτητα.

Με βάση τον πίνακα προδιαγραφών της ενότητας 3.3, όλες οι ανάγκες και οι επιθυμίες καλύφθηκαν τόσο στον σχεδιασμό όσο και κατά την υλοποίηση της διάταξης. Παρόλα αυτά η διάταξη που κατασκευάστηκε είναι αρκετά βαριά (περίπου 100 κιλά) κάτι το οποίο απαιτεί αρκετά άτομα για την μεταφορά της. Σε αυτό το πρόβλημα καλό θα ήταν να βρεθεί μια λύση καθώς αρκετές φορές θα χρειασθεί να μετακινηθεί το δυναμόμετρο σε σημεία όπου βρίσκεται το όχημα, για παράδειγμα στην ουρά αναμονής πριν την είσοδο στους αγώνες κατανάλωσης ενέργειας, ώστε να πραγματοποιούνται οι τελευταίες διορθώσεις της απόδοσης των ηλεκτρονικών συστημάτων και του ηλεκτρικού κινητήρα.

Παρόλα αυτά, πρόκειται για την πιο απλή διάταξη δυναμομέτρησης, η οποία θα φέρει τα μέλη της ομάδας «Ποσειδών» σε επαφή με πειραματικές διαδικασίες, λήψη δεδομένων και βελτιστοποιήσεις του οχήματος, χωρίς να είναι απαραίτητη η οδήγησή του σε οποιαδήποτε πίστα. Ωστόσο, η διάταξη είναι ημιτελής καθώς λείπει το ηλεκτρονικό κομμάτι καταγραφής των δεδομένων και της εξαγωγής αποτελεσμάτων.

8.2 Μελλοντικά Σχέδια

Τα μελλοντικά σχέδια χωρίζονται σε δύο κατηγορίες. Η πρώτη κατηγορία αφορά την ολοκλήρωση και την βελτίωση της ήδη υπάρχουσας διάταξης, ενώ η δεύτερη κατηγορία είναι η χρήση της παρούσας μελέτης προκειμένου να μελετηθεί και να σχεδιαστεί νέα διάταξη δυναμομέτρησης μεταβαλλόμενου φορτίου.

Για την ολοκλήρωση της υπάρχουσας διάταξης, ώστε να είναι πλήρως λειτουργική, θα πρέπει να πραγματοποιηθεί μελέτη από τον τομέα ηλεκτρονικών και αυτοματισμών της ομάδας «Ποσειδών». Συγκεκριμένα, θα πρέπει να επιλεγούν οι αισθητήρες λήψης μετρήσεων των απαιτούμενων μεγεθών, όπως αυτά περιεγράφηκαν στην ενότητα 3.1.1 της πτυχιακής εργασίας. Το επόμενο βήμα αφορά, την επιλογή κάρτας καταγραφής και λήψης των δεδομένων των μετρήσεων, ώστε αυτές να αποθηκεύονται και επεξεργάζονται ώστε να προκύπτουν τα δεδομένα και τα διαγράμματα αξιολόγησης των βελτιώσεων.

Το τρίτο και ιδιαίτερα σημαντικό σημείο, είναι η συγγραφή του κώδικα λήψης δεδομένων και η επεξεργασία των τιμών, ώστε να προκύπτουν αυτόματα τα ζητούμενα διαγράμματα και αποτελέσματα.

Ως προς το μηχανολογικό και αισθητικό κομμάτι της ολοκλήρωσης, η διάταξη θα πρέπει να αποσυναρμολογηθεί και να πραγματοποιηθεί η βαφή αυτής προκειμένου να προστατευτεί από την διάβρωση λόγω της επαφής της με το περιβάλλον. Αναφορικά με το κομμάτι της ασφάλειας απομένει η περιμετρική κάλυψη της διάταξης, ώστε κατά την διάρκεια της δυναμομέτρησης να μην υπάρχει οποιοσδήποτε κίνδυνος ή τραυματισμός από τα περιστρεφόμενα μέρη αυτής. Η κάλυψη της διάταξης θα πρέπει να υλοποιηθεί σύμφωνα με τις προδιαγραφές και τα σχέδια του κεφαλαίου 4. Τέλος, θα πρέπει να βρεθεί και η λύση για την εύκολη μεταφορά της δυναμοτράπεζας.

Αφού ολοκληρωθεί και κατανοηθεί πλήρως από τα μέλη της ομάδας «Ποσειδών» η χρήση της αδρανειακής δυναμοτράπεζας, για λόγους βελτίωσης τόσο της ίδιας της ομάδας, όσο και της εξέλιξης του εκάστοτε οχήματος θα πρέπει να μελετηθεί και να σχεδιαστεί διάταξη δυναμομέτρησης μεταβαλλόμενου φορτίου.

Αυτό προϋποθέτει, την σωστή και πλήρη κατανόηση της βασικής λειτουργίας ενός δυναμομέτρου, κάτι το οποίο επιτυγχάνεται με την κατανόηση και επαφή της πιο απλής μορφή δυναμομέτρησης, της αδρανειακής. Μέσω αυτής θα παρατηρηθούν και θα αξιολογηθούν όλες οι πιθανές αστοχίες και δυσκολίες που θα προκύψουν και θα δημιουργήσουν τις ανάγκες εξέλιξης. Η παρούσα μελέτη θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί, από οποιοδήποτε μέλος της ομάδας «Ποσειδών», ως ένα πρώτο βήμα και μια πρώτη επαφή με τα δυναμόμετρα και την λειτουργία τους. Μια διάταξη μεταβαλλόμενου φορτίου, θα επέτρεπε ακόμα και την προσομοίωση του οχήματος στην εκάστοτε πίστα του διαγωνισμού Shell Eco Marathon, ώστε να γίνεται η βέλτιστη προετοιμασία του οχήματος για τον αγώνα ενεργειακή κατανάλωσης.

9. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

G. Wasselynck, B. Auvity, J. C. Olivier, D. Trichet, C. Josset, P. Maindrin (2012) "Design and testing of a fuel cell powertrain with energy constraints" Energy, vol. 38, pp. 414-424

H. A. Walker and J. A. Wilson, "Dynamometer for simulating the inertial and road load forces encountered by motor vehicles," US5452605 A1995.

C. J. William and S. Dmitry, "Dynamometer for simulating the inertial and road load forces encountered by motor vehicles and method," US5445013 A1995.

Crolla, D. A. (2009). Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle body. Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP, UK: Elsevier Inc.

Valle, Maurizio (Vicenza, IT) 2017 MOTION TRANSMISSION SYSTEM OF A BICYCLE United States Campagnolo S.r.l. (Vicenza, IT) 20170190383

P. Wolm, X.Q. Chen, J.G. Chase, W. Pettigrew, C.E. Hann (2008) "Analysis of a PM DC Motor Model for Application in Feedback Design for Electric Powered Mobility Vehicles", 15th International conference on Mechatronics and Machine Vision in Practice, Auckland, New-Zealand.

J.J Santin, C.H. Onder, J. Bernard, D. Isler, P. Kobler, F. Kolb, N. Weidmann, L. Guzzella. (2007). THE WORLD'S MOST FUEL EFFICIENT VEHICLE. DESIGN AND DEVELOPMENT OF PAC CAR II.

Gordon Lewis. February 2015. Product design for manufacturing and assembly. Volume II, Design, Instrumentation and Controls.

Δρ. Π. Α. Βουθούνης. Αθήνα 2011. Τεχνική μηχανική. Αντοχή των υλικών.

Fritz Dusold and Myer Kutz. (February 2015). Volume III. Manufacturing and Management. Part 2. Management, Finance, Quality, Law, and Research.

Andrew P. Sage and Myer Kutz. (October 2005). Systems Engineering: Analysis, Design, and Information Processing for Analysis and Design.

Δρ. Ιωάννης Κ. Στεργίου – Δρ. Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου (Αθήνα 2003). Στοιχεία Μηχανών Ι. ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ – ΣΥΝΑΡΜΟΓΕΣ – ΑΝΤΟΧΗ – ΣΥΓΚΟΛΛΗΣΕΙΣ – ΗΛΩΣΕΙΣ – ΚΟΧΛΙΕΣ – ΕΛΑΤΗΡΙΑ – ΑΤΡΑΚΤΟΙ – ΣΥΝΔΕΣΜΟΙ – ΕΔΡΑΝΑ.

Δρ. Ιωάννης Κ. Στεργίου – Δρ. Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου (Αθήνα 2002). Στοιχεία Μηχανών ΙΙ. ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΚΙΝΗΣΗΣ, ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ – ΙΜΑΝΤΕΣ – ΑΛΥΣΙΔΕΣ.

Χριστόφορος Προβατίδης. (Νοέμβριος 2015). Πεπερασμένα Στοιχεία και Ανάλυση Κατασκευών.

Νικόλαος Μπιλάλης και Εμμανουήλ Μαραβελάκης. (2014). Συστήματα CAD/CAM και τρισδιάστατη Μοντελοποίηση.

Δρ. Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου. (Ιανουάριος 2005). Σχεδιασμός Των Κατασκευών. Διασάφηση του προβλήματος, σύλληψη της ιδέας, σχεδιομελέτη, τελική επεξεργασία.

Jose Garcia, Steven Janning, Timothy Lui, Kyla Purvis. (June 2012). Supermileage Chassis Dynamometer. Mechanical Engineering Department. California Polytechnic State University San Luis Obispo.

Gillespie, Th. 1992. Fundamentals of Vehicle Dynamics. SAE International.

*** Bosch – Automotive Hand Book. 5th edition. Empirical determination of coefficients for aerodynamics drag and rolling resistance. pp.339-340, 2000.

Christopher Dean Bennetts. Department of Mechanical Engineering University of Canterbury 2002. Chassis Dynamometer Software, Inertia Determination and Recalibration.

Ion Preda, Dinu Covaciu, Gheorghe Ciolan. Transilvania University of Brasov, Romania. COAST DOWN TEST – THEORETICAL AND EXPERIMENTAL APPROACH.

Preda, I. Untaru, M. Peres, Gh. Ciolan, Gh. Algorithm for computing space in free running. Magazine of the Romanian Automotive Engineers, RIA no.2/1990.

G. Wasselynck, B. Auvity, J. C. Olivier, D. Trichet, C. Josset, P. Maindrin (2012) "Design and testing of a fuel cell powertrain with energy constraints" Energy, vol. 38.

Bernhard Rohloff and Peter Greb (translated by Thomas Siemann). Efficiency Measurements of Bicycle Transmissions a neverending Story?

Κομπιτσάκης Κωνσταντίνος. Πτυχιακή εργασία. ΜΕΛΕΤΗ, ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΜΕ ΚΙΝΗΤΗΡΑ BLDC ΚΑΙ ΤΡΙΦΑΣΙΚΟ ΑΝΤΙΣΤΡΟΦΕΑ ΜΕ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΣΕ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΑ ΑΠΟΔΟΤΙΚΟ ΠΡΩΤΟΤΥΠΟ ΟΧΗΜΑ.

"TRIK-DYNO, Dyno-Trik-250 Karting Dynamometer." TRIK-DYNO, LLC-Small Engine Dynamometer & Dynamometer Test Software. Web. 20 Oct. 2011.

<http://www.trikdyno.com/prod01.htm>

Karol CICHONSKI, Katarzyna JEZIEWSKA-KRUPA, Marcin GLEŃ, Wojciech SKARKA Faculty of Mechanical Engineering Politechnika Śląska, ul Akademicka 2A, 44-100 Gliwice. THE COMPARATIVE STUDY OF DRIVETRAIN OF HIGH-PERFORMANCE ELECTRIC VEHICLE.

Ορισμός Δυναμομέτρησης: <https://en.wikipedia.org/wiki/Dynamometer>

Ορισμός Ισχύος (Μηχανική, Ηλεκτρική, Θερμική, Υδραυλική):

<https://el.wikipedia.org/wiki/Ισχύς>.

Έργο Δύναμης, ορισμός: [https://el.wikipedia.org/wiki/Έργο_\(φυσική\)](https://el.wikipedia.org/wiki/Έργο_(φυσική))

Δύναμη ορισμός και περιγραφή:

<https://el.wikipedia.org/wiki/%CE%94%CF%8D%CE%BD%CE%B1%CE%BC%CE%B7>

Ροπή Ορισμός:

<https://el.wikipedia.org/wiki/%CE%A1%CE%BF%CF%80%CE%AE>

Inertia Dynamometer equations: <https://www.physicsforums.com/threads/inertia-dynamometer-equations.675921/>.

A method for quick estimation of engine moment of inertia based on an experimental analysis of transient working process:

https://www.researchgate.net/publication/321248472_A_method_for_quick_estimation_of_engine_moment_of_inertia_based_on_an_experimental_analysis_of_transient_working_process.

Inertia dynamometer design guide, DIY.: <http://dtec.net.au/Tech%20Articles.htm>.

What is a Dynamometer and How Does it Work?: <https://www.setra.com/blog/test-and-measurement-dynamometer>.

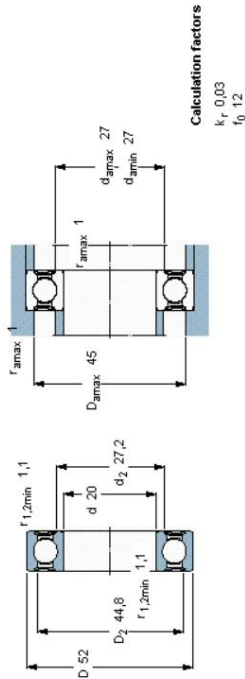
10. ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

10.1 Τεχνικό φυλλάδιο εδράνου κύλισης 6304_2RSL

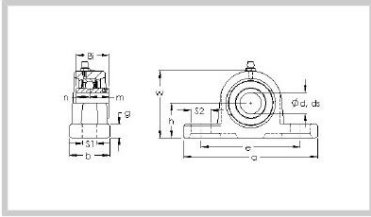


Deep groove ball bearings, single row, seal on both sides

Principal dimensions		Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings	Mass	Designation
d	D	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed	
mm		kN		kN	r/min		
20	52	16,8	7,8	0,335	-	9500	* - SKF Explorer bearing 6304-2RSH *



10.2 Τεχνικό φυλλάδιο κουζινέτου UCP_204



Part Number: UCP204
Metric Series Two Bolt
Pillow Block



Product Details

Specifications

Bearing Type	Extended inner race with set screws	
Dynamic Load Rating (Cr)	12,843	N
Static Load Rating (Cor)	6,668	N
Shaft Dia. (Fw)	20.000	mm
Shaft Height (h)	33.300	mm
Housing Width (b)	38.000	mm
Mounting Hole Center-to-Center (e)	95.000	mm
Housing Length (a)	127.000	mm
Mounting Slot Length (S2)	19.000	mm
Mounting Slot Width (S1)	13.000	mm
Housing Base Thickness (g)	13.000	mm
Housing Height (w)	64.000	mm
Bearing Inner Race Width (Bi)	31.000	mm
Bearing Inner Race Width - Short Side (n)	12.700	mm
Bearing Inner Race Width - Extended Side (m)	18.300	mm
Mounting Bolt Size	10.000	mm
Bearing Number	UCP 204	
Housing Number	P204	
Shaft Dia., Nominal (d)	20.000	mm
Weight (g)	680.00	grams
Material	Cast iron housing, chrome steel bearing	

* Also available with eccentric locking collar.

* Medium Duty, Heavy Duty and other available types are described in the Bearing Types information.

* Various seal options and plated housing options are described in the Nomenclature and Bearing Types information.

Value Beyond the Part™

All information in this catalog has been thoroughly checked for accuracy. However, AST Bearings assumes no liability for possible errors or omissions. All dimensions and specifications are subject to change without notice.

HEADQUARTERS:
115 Main Road
Montville, NJ 07045
(800) 526-1250

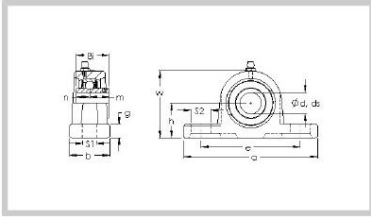
WEST COAST OFFICE:
3740 Prospect Ave
Yorba Linda, CA 92886
(800) 227-8786

email:
inquiry@astbearings.com

Engineering Consulting & Design
Bearing Applications Engineering
Quality Assurance Inspection &
Verification

Bearing Failure Analysis
Custom Packaging
Bearing Lubrication Services

10.3 Τεχνικό φυλλάδιο κουζινέτου UCP_208



Part Number: UCP208
Metric Series Two Bolt
Pillow Block



Product Details

Specifications

Bearing Type	Extended inner race with set screws	
Dynamic Load Rating (Cr)	29,120	N
Static Load Rating (Cor)	17,843	N
Shaft Dia. (Fw)	40.000	mm
Shaft Height (h)	49.200	mm
Housing Width (b)	54.000	mm
Mounting Hole Center-to-Center (e)	137.000	mm
Housing Length (a)	184.000	mm
Mounting Slot Length (S2)	21.000	mm
Mounting Slot Width (S1)	17.000	mm
Housing Base Thickness (g)	17.000	mm
Housing Height (w)	98.000	mm
Bearing Inner Race Width (Bi)	49.200	mm
Bearing Inner Race Width - Short Side (n)	19.000	mm
Bearing Inner Race Width - Extended Side (m)	30.200	mm
Mounting Bolt Size	14.000	mm
Bearing Number	UCP 208	
Housing Number	P 208	
Shaft Dia., Nominal (d)	40.000	mm
Weight (g)	1,996.00	grams
Material	Cast iron housing, chrome steel bearing	

* Also available with eccentric locking collar.

* Medium Duty, Heavy Duty and other available types are described in the Bearing Types information.

* Various seal options and plated housing options are described in the Nomenclature and Bearing Types information.

Value Beyond the Part™

All information in this catalog has been thoroughly checked for accuracy. However, AST Bearings assumes no liability for possible errors or omissions. All dimensions and specifications are subject to change without notice.

HEADQUARTERS:
222 New Road
Parsippany, NJ 07045
(800) 526-1250

WEST COAST OFFICE:
3740 Prospect Ave
Yorba Linda, CA 92886
(800) 227-8786

email:
inquiry@astbearings.com

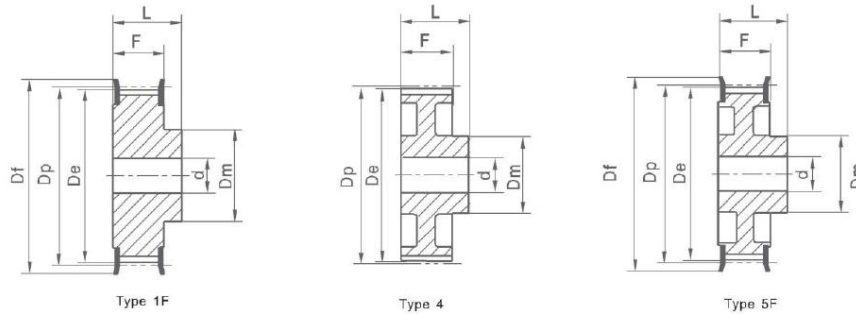
Engineering Consulting & Design
Bearing Applications Engineering
Quality Assurance Inspection &
Verification

Bearing Failure Analysis
Custom Packaging
Bearing Lubrication Services

10.4 Τεχνικά φυλλάδια οδοντωτών τροχών

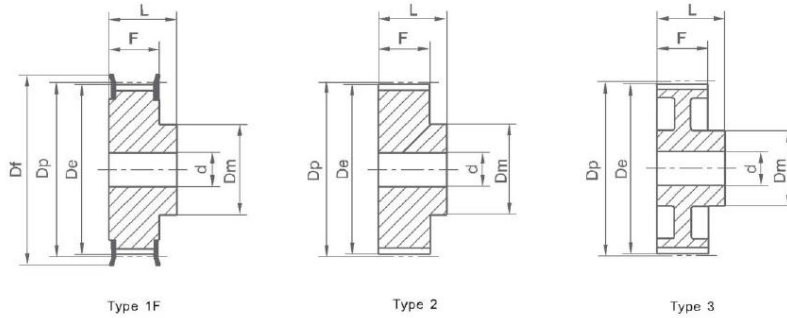


Timing pulley



H100 PITCH 1/2" (12.70mm)

INFO	Size	Type	Z	Dp	De	Df	Dm	F	L	d	Flange No.	
STEEL	WITH FLANGE	14 H 100	1F	14	56.59	55.22	64.0	40	31.8	45	-	59
		15 H 100	1F	15	60.64	59.27	66.5	45	31.8	45	-	60
		16 H 100	1F	16	64.67	63.31	70.0	45	31.8	45	-	61
		17 H 100	1F	17	68.72	67.35	75.0	45	31.8	45	-	62
		18 H 100	1F	18	72.77	71.39	79.0	55	31.8	45	-	63
		19 H 100	1F	19	76.81	75.44	82.5	60	31.8	45	14	64
		20 H 100	1F	20	80.85	79.48	87.0	62	31.8	45	14	76
		21 H 100	1F	21	84.89	83.52	91.0	66	31.8	45	14	66
		22 H 100	1F	22	88.93	87.56	94.0	68	31.8	45	14	67
		23 H 100	1F	23	92.98	91.61	97.0	72	31.8	45	14	68
		24 H 100	1F	24	97.03	95.65	102.0	72	31.8	45	14	70
		25 H 100	1F	25	101.06	99.69	106.0	72	31.8	45	14	71
		26 H 100	1F	26	105.11	103.73	112.0	80	31.8	45	14	72
		27 H 100	1F	27	109.15	107.78	115.0	80	31.8	45	14	74
		28 H 100	1F	28	113.18	111.82	120.0	80	31.8	45	14	75
		29 H 100	1F	29	117.23	115.86	120.0	80	31.8	45	14	75
		30 H 100	1F	30	121.29	119.90	128.0	80	31.8	45	14	78
		32 H 100	1F	32	129.30	127.99	135.0	80	31.8	45	14	80
		33 H 100	1F	33	133.40	132.03	142.0	80	31.8	45	14	81
		34 H 100	1F	34	137.45	136.07	142.0	80	31.8	45	14	81
		35 H 100	1F	35	141.49	140.12	150.0	80	31.8	45	14	85
		36 H 100	1F	36	145.54	144.16	150.0	80	31.8	45	14	85
38 H 100	1F	38	153.62	152.24	158.0	80	31.8	45	14	86		
40 H 100	1F	40	161.70	160.33	168.0	80	31.8	45	14	90		
42 H 100	1F	42	169.79	168.41	180.0	80	31.8	45	14	94		
CAST-IRON	WITHOUT FLANGE	44 H 100	5F	44	177.88	176.50	184.0	80	31.8	50	14	95
		45 H 100	5F	45	181.91	180.54	192.0	80	31.8	50	14	96
		48 H 100	5F	48	194.03	192.67	200.0	90	31.8	50	14	100
		50 H 100	4	50	202.13	200.75	-	90	31.8	50	19	-
		52 H 100	4	52	210.21	208.84	-	90	31.8	50	19	-
		58 H 100	4	58	234.47	233.09	-	90	31.8	50	19	-
		60 H 100	4	60	242.55	241.18	-	120	31.8	50	19	-
		70 H 100	4	70	282.98	281.61	-	120	31.8	55	19	-
		72 H 100	4	72	291.06	289.69	-	120	31.8	55	19	-
		84 H 100	4	84	339.57	338.20	-	120	31.8	55	19	-
		96 H 100	4	96	388.09	386.71	-	120	31.8	60	19	-
		120 H 100	4	120	485.12	483.73	-	120	31.8	60	19	-



XL037 PITCH 1/5" (5.08mm)

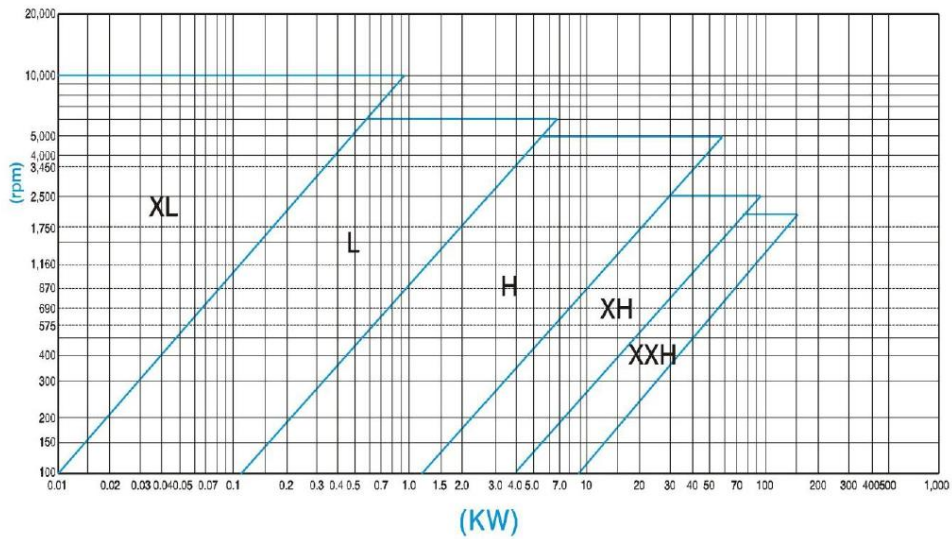
INFO	Size	Type	Z	Dp	De	Df	Dm	F	L	d	Flange No.	
STEEL/ALUMINIUM	WITH FLANGE	10 XL 037	1F	10	16.17	15.66	23.0	9.5	14.3	20	-	1
		11 XL 037	1F	11	17.79	17.28	23.0	9.5	14.3	20	-	1
		12 XL 037	1F	12	19.40	18.90	25.0	10	14.3	20	-	2
		13 XL 037	1F	13	21.02	20.51	25.0	10	14.3	20	-	2
		14 XL 037	1F	14	22.64	22.13	28.0	15	14.3	20	-	4
		15 XL 037	1F	15	24.26	23.75	28.0	15	14.3	20	-	4
		16 XL 037	1F	16	25.87	25.36	32.0	16	14.3	20	-	5
		17 XL 037	1F	17	27.49	26.98	32.0	20	14.3	20	-	6
		18 XL 037	1F	18	29.11	28.60	35.0	20	14.3	20	-	7
		19 XL 037	1F	19	30.72	30.22	35.0	20	14.3	22	-	7
		20 XL 037	1F	20	32.34	31.83	38.0	25.5	14.3	22	-	9
		21 XL 037	1F	21	33.96	33.45	38.0	23.5	14.3	22	-	9
		22 XL 037	1F	22	35.57	35.07	41.0	25	14.3	22	6	10
		24 XL 037	1F	24	38.81	38.30	44.0	30	14.3	22	6	12
		26 XL 037	1F	26	42.04	41.53	48.0	30	14.3	22	8	11
		27 XL 037	1F	27	43.66	43.15	48.0	30	14.3	22	8	11
		28 XL 037	1F	28	45.28	44.77	51.0	34	14.3	22	8	16
30 XL 037	1F	30	48.51	48.00	54.0	38	14.3	22	8	18		
32 XL 037	1F	32	51.74	51.24	57.0	38	14.3	25	8	20		
34 XL 037	1F	34	54.98	54.47	61.0	38	14.3	25	8	22		
35 XL 037	1F	35	56.60	56.09	61.0	38	14.3	25	8	22		
ALUMINIUM	WITHOUT FLANGE	36 XL 037	2	36	58.21	57.70	-	45	14.3	25	8	-
		38 XL 037	2	38	61.45	60.94	-	45	14.3	25	8	-
		40 XL 037	2	40	64.68	64.17	-	45	14.3	25	8	-
		42 XL 037	2	42	67.91	67.41	-	45	14.3	25	8	-
		44 XL 037	2	44	71.15	70.64	-	45	14.3	25	8	-
		48 XL 037	3	48	77.62	77.11	-	45	14.3	25	10	-
		60 XL 037	3	60	97.02	96.51	-	45	14.3	25	10	-
72 XL 037	3	72	116.42	115.92	-	45	14.3	25	10	-		

10.5 Τεχνικό φυλλάδιο Διαγράμματος Επιλογής Ιμάντα χρονισμού



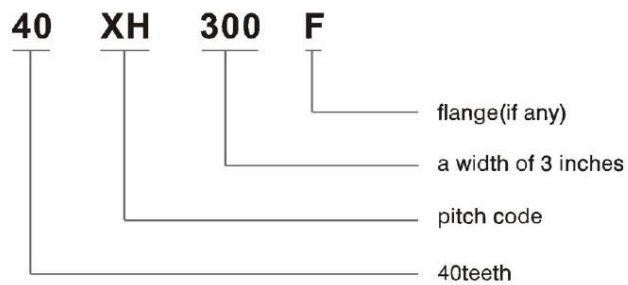
Timing pulley

DESIGN HORSEPOWER (HORSEPOWER SERVICE FACTOR)



DETAIL AND TYPE FOR TIMING BELT PULLEY

Example:



10.6 Κοιλοδοκοί – πίνακας διαστάσεων και χαρακτηριστικών



ΚΟΙΛΟΔΟΚΟΙ ΜΑΥΡΟΙ ΚΑΙ ΓΑΛΒΑΝΙΣΜΕΝΟΙ ΤΕΤΡΑΓΩΝΟΙ

ΔΙΑΤΟΜΗ a x a (mm)	ΠΑΧΟΣ t (mm)	ΒΑΡΟΣ G (kg/m)	ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ ΔΙΑΤΟΜΗΣ A (cm ²)	ΡΟΠΗ ΑΔΡΑΝΕΙΑΣ J (cm ⁴)	ΡΟΠΗ ΑΝΤΙΣΤΑΣΕΩΣ W (cm ³)	ΑΚΤΙΝΑ ΑΔΡΑΝΕΙΑΣ i (cm)
25x25	2	1,54	1,96	1,63	1,31	0,91
	2,5	1,90	2,43	1,92	1,54	0,89
30x30	2	1,85	2,36	2,94	1,96	1,12
	2,5	2,30	2,93	3,49	2,33	1,09
40x40	3	2,73	3,48	3,99	2,66	1,07
	2	2,46	3,14	7,34	3,67	1,53
50x50	2,5	3,06	3,90	8,83	4,41	1,50
	3	3,65	4,65	10,20	5,10	1,48
	4	4,80	6,12	12,60	6,30	1,43
	2	3,08	3,92	14,77	5,91	1,94
60x60	2,5	3,83	4,88	17,91	7,16	1,92
	3	4,57	5,82	20,85	8,34	1,89
	4	6,03	7,68	26,15	10,46	1,85
	5	6,73	8,57	28,26	11,30	1,82
	2	3,71	4,72	26,05	8,68	2,35
70x70	2,5	4,61	5,88	31,74	10,58	2,32
	3	5,51	7,02	37,14	12,38	2,30
	4	7,28	9,28	47,07	15,69	2,25
	5	8,30	10,57	52,33	17,44	2,23
	3	6,45	8,22	60,27	17,22	2,71
80x80	4	8,51	10,84	76,95	21,98	2,66
	5	9,87	12,57	87,21	24,92	2,64
	2	4,80	6,10	62,00	16,00	3,19
	3	7,39	9,42	91,45	22,86	3,12
	4	9,80	12,48	117,38	29,35	3,07
90x90	5	11,44	14,57	134,88	33,72	3,04
	6	13,21	16,83	148,64	37,16	2,97
	3	8,29	10,56	131,86	29,30	3,53
	4	10,99	14,00	169,98	37,77	3,48
	5	12,84	16,36	192,66	42,81	3,43
100x100	6	15,10	19,23	219,89	48,86	3,38
	2	6,00	7,70	123,00	25,00	4,00
	3	9,26	11,79	182,71	36,54	3,94
	4	12,28	15,64	236,34	47,27	3,89
	5	14,42	18,36	270,81	54,16	3,84
100x100	6	16,98	21,63	310,83	62,17	3,79
	8	21,57	27,47	361,85	72,37	3,64

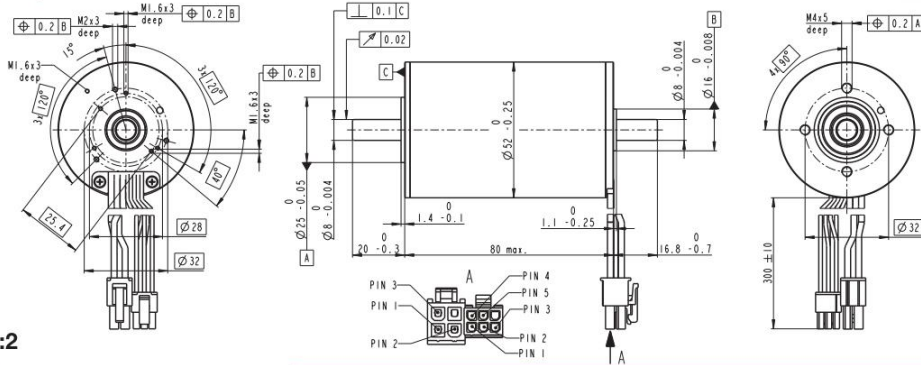
10.7 Τεχνικό φυλλάδιο ηλεκτρικού κινητήρα Maxon EC-i52

maxon EC-i

EC-i 52 Ø52 mm, brushless, 180 Watt

High Torque

NEW

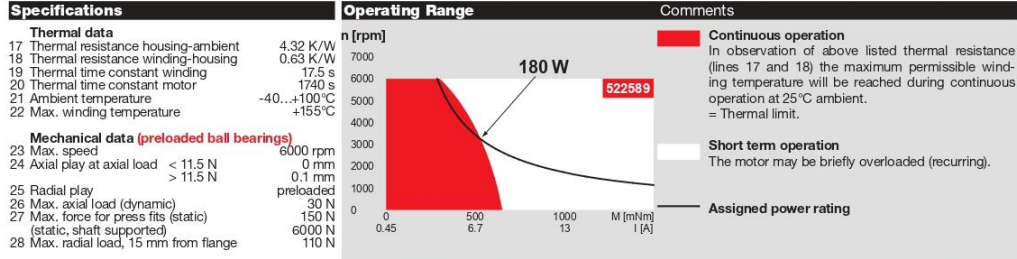


M 1:2

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Part Numbers	
with Hall sensors	522589 516068

Motor Data (provisional)		522589	516068
Values at nominal voltage			
1 Nominal voltage	V	24	48
2 No load speed	rpm	5300	5300
3 No load current	mA	779	390
4 Nominal speed	rpm	4930	4910
5 Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	366	417
6 Nominal current (max. continuous current)	A	8.82	4.94
7 Stall torque	mNm	15000	18900
8 Stall current	A	350	220
9 Max. efficiency	%	91	92
Characteristics			
10 Terminal resistance phase to phase	Ω	0.0686	0.218
11 Terminal inductance phase to phase	mH	0.0811	0.324
12 Torque constant	mNm/A	42.9	85.9
13 Speed constant	rpm/V	222	111
14 Speed/torque gradient	rpm/mNm	0.355	0.282
15 Mechanical time constant	ms	0.524	0.416
16 Rotor inertia	gcm ²	141	141



maxon Modular System		Overview on page 20-27	
Planetary Gearhead Ø52 mm 4 - 30 Nm Page 355		Encoder 16 EASY 128 - 1024 CPT, 3 channels Page 382	Encoder 16 EASY Absolute 4096 steps Page 383
Recommended Electronics: Notes Page 26 ESCON 70/10 418 EPOS2 70/10 425 EPOS4 Module 50/8 431 EPOS4 Comp. 50/8 CAN 431 EPOS4 Module 50/15 432 EPOS4 Comp. 50/15 CAN 432 MAXPOS 50/5 435		Encoder HEDL 5540 500 CPT, 3 channels Page 404	Encoder AEDL 5810 1024 - 5000 CPT, 3 channels Page 407