



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Διπλωματική Εργασία

**Υπολογισμός και σχεδίαση μετάδοσης ισχύος σε όχημα επιδόσεων
αυτοκινητοδρομίου**

Συγγραφέας

ΚΑΣΤΑΝΙΩΤΗΣ ΑΡΓΥΡΙΟΣ

ΑΜ: 45681

Επιβλέπων

ΑΝΤΩΝΗΣ ΤΣΟΛΑΚΗΣ

Αθήνα, 7/2021



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Τίτλος εργασίας

Υπολογισμός και σχεδίαση μετάδοσης ισχύος σε όχημα επιδόσεων
αυτοκινητοδρομίου

Μέλη Εξεταστικής Επιτροπής συμπεριλαμβανομένου και του Εισηγητή

Η πτυχιακή/διπλωματική εργασία εξετάστηκε επιτυχώς από την κάτωθι Εξεταστική Επιτροπή:

Α/α	ΟΝΟΜΑ ΕΠΩΝΥΜΟ	ΨΗΦΙΑΚΗ ΥΠΟΓΡΑΦΗ
1	ΤΣΟΛΑΚΗΣ ΑΝΤΩΝΙΟΣ	
2	ΡΑΠΤΗΣ ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ	
3	ΣΤΕΡΓΙΟΥ ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ	

ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΠΤΥΧΙΑΚΗΣ/ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο κάτωθι υπογεγραμμένος Καστανιώτης Αργύριος του Παναγιώτη, με αριθμό μητρώου 45681 φοιτητής του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής της Σχολής Μηχανικών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών, δηλώνω υπεύθυνα ότι:

«Είμαι συγγραφέας αυτής της πτυχιακής/διπλωματικής εργασίας και ότι κάθε βοήθεια την οποία είχα για την προετοιμασία της είναι πλήρως αναγνωρισμένη και αναφέρεται στην εργασία. Επίσης, οι όποιες πηγές από τις οποίες έκανα χρήση δεδομένων, ιδεών ή λέξεων, είτε ακριβώς είτε παραφρασμένες, αναφέρονται στο σύνολό τους, με πλήρη αναφορά στους συγγραφείς, τον εκδοτικό οίκο ή το περιοδικό, συμπεριλαμβανομένων και των πηγών που ενδεχομένως χρησιμοποιήθηκαν από το διαδίκτυο. Επίσης, βεβαιώνω ότι αυτή η εργασία έχει συγγραφεί από μένα αποκλειστικά και αποτελεί προϊόν πνευματικής ιδιοκτησίας τόσο δικής μου, όσο και του Ιδρύματος.

Παράβαση της ανωτέρω ακαδημαϊκής μου ευθύνης αποτελεί ουσιώδη λόγο για την ανάκληση του πτυχίου μου».

**Επιθυμώ την απαγόρευση πρόσβασης στο πλήρες κείμενο της εργασίας μου μέχρι και έπειτα από αίτηση μου στη Βιβλιοθήκη και έγκριση του επιβλέποντα καθηγητή*

*Ο δηλών
ΚΑΣΤΑΝΙΩΤΗΣ ΑΡΓΥΡΙΟΣ*



*** Σε εξαιρετικές περιπτώσεις και μετά από αιτιολόγηση και έγκριση του επιβλέποντα, προβλέπεται χρονικός περιορισμός πρόσβασης (embargo) 6-12 μήνες. Στην περίπτωση αυτή θα πρέπει να υπογράψει ψηφιακά ο/η επιβλέπων/ουσα καθηγητής/τρια, για να γνωστοποιεί ότι είναι ενημερωμένος/η και συναινεί. Οι λόγοι χρονικού αποκλεισμού πρόσβασης περιγράφονται αναλυτικά στις πολιτικές του Ι.Α. (σελ. 6):**

<https://www.uniwa.gr/wp->

[content/uploads/2021/01/%CE%A0%CE%BF%CE%BB%CE%B9%CF%84%CE%B9%CE%BA%CE%B5%CC%81%CF%82_%CE%99%CE%B4%CF%81%CF%85%CE%BC%CE%B1%CF%84%CE%B9%CE%BA%CE%BF%CF%85%CC%81_%CE%91%CF%80%CE%BF%CE%B8%CE%B5%CF%84%CE%B7%CF%81%CE%B9%CC%81%CE%BF%CF%85_final.pdf](https://www.uniwa.gr/wp-content/uploads/2021/01/%CE%A0%CE%BF%CE%BB%CE%B9%CF%84%CE%B9%CE%BA%CE%B5%CC%81%CF%82_%CE%99%CE%B4%CF%81%CF%85%CE%BC%CE%B1%CF%84%CE%B9%CE%BA%CE%BF%CF%85%CC%81_%CE%91%CF%80%CE%BF%CE%B8%CE%B5%CF%84%CE%B7%CF%81%CE%B9%CC%81%CE%BF%CF%85_final.pdf)

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ	- 4 -
ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ	- 6 -
ΠΕΡΙΛΗΨΗ	- 7 -
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ	- 8 -
1.1. ΟΜΑΔΑ ΠΩΣΕΙΔΩΝ	- 8 -
1.2. ΔΙΑΓΩΝΙΣΜΟΣ FSAE	- 9 -
1.3. ΚΑΝΟΝΙΣΜΟΙ ΔΙΑΓΩΝΙΣΜΟΥ	- 10 -
2. ΜΕΡΗ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΙΣΧΥΟΣ	- 15 -
2.1. ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ	- 15 -
2.2. ΤΕΧΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΤΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ	- 16 -
3. ΠΛΗΜΝΕΣ (HUBS)	- 18 -
3.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΩΝ ΠΛΗΜΝΩΝ	- 18 -
3.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗΣ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΟΣ	- 19 -
3.2.1. Πίσω τροχοί	- 20 -
3.2.2. Μπροστά τροχοί	- 32 -
4. ΔΙΑΦΟΡΙΚΟ	- 36 -
4.1 ΕΙΔΗ ΔΙΑΦΟΡΙΚΩΝ	- 36 -
4.1.1. Ανοιχτού τύπου (<i>Open Differential</i>)	- 37 -
4.2 ΔΙΑΦΟΡΙΚΟ ΤΗΣ DREXLER	- 41 -
5. ΣΥΝΔΕΣΜΟΙ ΗΜΙΑΞΟΝΙΩΝ	- 46 -
5.1. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΣΥΝΔΕΣΜΩΝ	- 46 -
5.1.1. Γενικές κατηγορίες <i>cv joints</i>	- 47 -
5.1. ΛΙΠΑΝΣΗ	- 50 -
6. ΗΜΙΑΞΟΝΙΑ	- 51 -
6.1. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΗΜΙΑΞΟΝΙΩΝ	- 51 -
6.2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΣΤΡΕΨΗΣ- ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ	- 54 -
7. ΤΕΛΙΚΗ ΣΧΕΣΗ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ	- 58 -
7.1. ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΚΑΙ ΣΧΕΣΗ ΜΕΤΑΔΟΣΗ	- 58 -

7.2.	ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΕΛΙΚΗΣ ΣΧΕΣΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ	- 62 -
8.	ΤΕΛΙΚΗ ΡΥΘΜΙΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ-ΕΠΙΔΟΣΕΙΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ	- 65 -
8.1.	ΡΥΘΜΙΣΕΙΣ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΙΣΧΥΟΣ	- 65 -
8.2.	ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟ ΜΕΡΟΣ ΤΩΝ ΡΥΘΜΙΣΕΩΝ	- 66 -
9.	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ	- 71 -

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Πρώτα από όλα θα ήθελα να εκφράσω την ευγνωμοσύνη μου, στην οικογένεια μου και να τους ευχαριστήσω για την στήριξη και την βοήθεια που μου παρείχαν όλα τα χρόνια. Θα ήταν αδύνατον να πετύχω τους στόχους μου χωρίς αυτούς.

Επίσης, ένα μεγάλο ευχαριστώ στον επιβλέπον καθηγητή μου, κ. Τσολάκη Αντώνη που με την συνεχή καθοδήγηση μου έδειξε τον σωστό τρόπο σκέψης για να φέρω εις πέρας την μελέτη της διπλωματικής εργασίας. Τον κ. Στεργίου Κωνσταντίνο, ως υπεύθυνος καθηγητής της ομάδας, στήριξε την προσπάθεια μας.

Και φυσικά, όλη την ομάδα, που μέσω της συνεργασίας και της ομαδικής δουλειάς ξεπεράσαμε τις δυσκολίες και τα αδιέξοδα που εμφανίστηκαν. Γίναμε καλοί φίλοι και παλέψαμε για τα όνειρα μας. Στιγμές που θα μείνουν αξέχαστες.

Δεν θα ήθελα να ξεχωρίσω κάποια άτομα, ωστόσο θα ήθελα να ευχαριστήσω συγκεκριμένα τον Μιχαλόπουλο Γιώργο, ο οποίος ανέλαβε τον σχεδιασμό των πλημνών που αναφέρονται στην εργασία.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματεύεται την διαστασιολόγηση συστήματος μετάδοσης ισχύος οχήματος επιδόσεων αυτοκινητοδρομίου (τύπου Formula). Η μελέτη όλου του οχήματος γίνεται εξολοκλήρου από την φοιτητική ομάδα 'Ποσειδών', με βάση τους περιορισμούς και τις προδιαγραφές που ορίζει ο διαγωνισμός FSAE.

Στόχος της εργασίας πέραν της υλοποίησης του έργου, που έχει ορίσει η ομάδα, είναι η εμφάνιση όλων των απασχολούμενων ατόμων στον τομέα των οχημάτων και της εξέλιξης τους, στις νέες τεχνολογίες που αφορούν τον μηχανοκίνητο αθλητισμό.

Η μελέτη λόγω της συμμετοχής του οχήματος στον διαγωνισμό FSAE, καθοδηγείται σε έναν βαθμό από τους κανονισμούς του διαγωνισμού. Έτσι κύριο μέλημα είναι να πληρούνται αυτοί οι κανονισμοί κατασκευάζοντας ένα αξιόπιστο και λειτουργικό όχημα

Τα κύρια μέρη του συστήματος είναι:

- Πλήμνες (hubs)
- Σύνδεσμοι-μπιλιοφόροι (cv joints)
- Ημιαξόνια (half shafts)
- Διαφορικό (differential)
- Τελική σχέση μετάδοσης (final drive)
- Κιβώτιο ταχυτήτων (gearbox)

Η μετάδοση της ισχύος από το κιβώτιο ταχυτήτων στον πίσω άξονα κίνησης γίνεται μέσω αλυσίδας.

Για τα μέρη του συστήματος γίνεται μελέτη αντοχής και σχεδιασμού για ένα ολοκληρωμένο λειτουργικό σύστημα μετάδοσης κίνησης. Ωστόσο, γίνεται αναφορά και στα τεχνικά χαρακτηριστικά όλων των εξαρτημάτων, στα διαφορετικά είδη που υπάρχουν, περιγράφοντας και την λειτουργία τους.

1. Εισαγωγή

1.1. Ομάδα ΠΩΣΕΙΔΩΝ

Η ομάδα 'ΠΩΣΕΙΔΩΝ' είναι μια ερευνητική ομάδα του Πανεπιστήμιο Δυτικής Αττικής. Αποτελείται από φοιτητές, κυρίως προπτυχιακούς αλλά και μεταπτυχιακούς, από τα περισσότερα τμήματα του πανεπιστημίου. Στην πλειονότητα τους είναι από τους Μηχανολόγους Μηχανικούς, Ηλεκτρολόγους και Ηλεκτρονικούς Μηχανικούς.

Η ομάδα από το 2011, κάθε χρόνο παίρνει μέρος στον ευρωπαϊκό διαγωνισμό με την ονομασία 'Shell Eco Marathon' (SEM). Στον διαγωνισμό λαμβάνουν μόνο ομάδες πανεπιστημίων. Η κάθε ομάδα έχει στόχο την κατασκευή ενός υπεραποδοτικού οχήματος το οποίο θα καταφέρει να έχει την χαμηλότερη κατανάλωση ενέργειας σε συγκεκριμένο χρόνο. Η πρώτη της διάκριση ήταν το 2014 όπου κατέκτησε την 11^η θέση μεταξύ 50 ομάδων στην κατηγορία της, ως 'Prototype Battery Electric', με 528 km/kWh. Μετά από 2 χρόνια μελέτης και εξέλιξης το 2016 κατασκευάστηκε τον δεύτερο όχημα με πλαίσιο εξολοκλήρου από ανθρακόνημα (carbon fiber monocoque) και άκρως αεροδυναμικής σχεδίασης. Το 2017 η ομάδα κέρδισε το βραβείο σχεδιασμού 'design award' και κατέκτησε την πρώτη θέση στο SEM της Τουρκίας, όπως και το 2018 στην ίδια χώρα.

Το 2019 η 'POSEIDON' αποφασίζει να στοχεύσει και σε άλλον φοιτητικό διαγωνισμό, τον Formula Student (FSAE). Λόγω της πανδημίας του κορονοϊού αναβλήθηκαν όλες οι διοργανώσεις και η ομάδα ανέστειλε τα σχέδια της για το 2021.

1.2. Διαγωνισμός FSAE

Society of Automotive Engineers, SAE όπως στο παρελθόν λεγόταν διαθέτει πάνω από 40 χρόνια ιστορίας στον μηχανοκίνητο αθλητισμό. Υπάρχουν πολλές κατηγορίες που φοιτητικές ομάδες μπορούν να λαμβάνουν μέρος, όπως το SAE Aero, AutoDrive Challenge, Baja SAE, Formula SAE και πολλές άλλες.

Ο FSAE είναι ένας από τους πιο δημοφιλείς φοιτητικούς διαγωνισμούς στον κόσμο. Στόχος της κάθε ομάδας είναι η μελέτη και κατασκευή ενός βιώσιμου ανταγωνιστικά επιχειρηματικού μονοθέσιου το οποίο θα είναι κατασκευαστικά υλοποιήσιμο και θα συναγωνιστεί το έργο των υπολοίπων ομάδων.

Ο διαγωνισμός έχει δυο μέρη. Τα στατικά και δυναμικά αγωνίσματα.

Στατικά

Η κάθε ομάδα θα πρέπει να παρουσιάσει την μελέτη του έργου της με υπολογιστικά, οικονομικά, και επιχειρηματικά στοιχεία και κρίνεται στα παρακάτω:

- Παρουσίαση
- Κόστη
- Σχεδιασμός

Δυναμικά

Στα δυναμικά αγωνίσματα εμπεριέχονται όλα τα αγωνίσματα που συμμετέχει το όχημα και είναι τα παρακάτω:

- Επιτάχυνση (acceleration)
- Πλευρικής επιτάχυνσης (skid pad)
- Χρονομέτρηση (autocross)
- Απόδοσης (efficiency)
- Αντοχής (endurance)

{1}

1.3. Κανονισμοί Διαγωνισμού

Η μελέτη της κάθε ομάδας, ο σχεδιασμός και η κατασκευή του οχήματος της πρέπει να πληρούν κάποια κριτήρια με βάση τους κανονισμούς της διοργάνωσης. Οι κανονισμοί αφορούν όλη την διαδικασία του διαγωνισμού, τα έγγραφα που πρέπει να παρουσιάσει η κάθε ομάδα, οι τρόποι βαθμολόγησης και το περιεχόμενο κάθε αγωνίσματος. Το βασικότερο από όλα είναι οι προδιαγραφές με τις οποίες πρέπει να συμφωνεί ο σχεδιασμός, η κατασκευή και η λειτουργία των οχημάτων.

Οι κανονισμοί για το σύστημα μετάδοσης ισχύος είναι οι παρακάτω και αριθμούνται όπως αναφέρονται από την διοργάνωση.

T.5 Σύστημα μετάδοσης ισχύος

T.5.1 Μετάδοση κίνησης

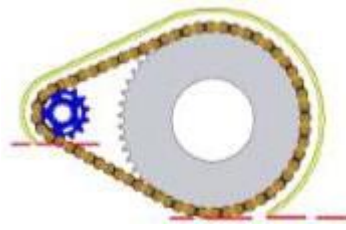
Οποιοσδήποτε τρόπος μετάδοσης κίνησης επιτρέπεται

T.5.2 Κάλυμμα-πλαίσιο προστασίας στο σύστημα μετάδοσης κίνησης

T5.2.1 Λόγω της αυξημένης περιστροφικής ταχύτητας των στοιχείων μετάδοσης όλα τα περιστρεφόμενα μέρη, όπως κιβώτιο ταχυτήτων, κιβώτιο μεταβλητών σχέσεων, οδοντωτοί τροχοί, γρανάζια, τροχαλίες, μειωτήρες, ιμάντες και αλυσίδες κίνησης, συμπλέκτες και ηλεκτροκινητήρες θα πρέπει να καλύπτονται από μεταλλικό περίβλημα προς αποφυγή ατυχήματος σε περίπτωση αστοχίας με περιστροφικών μερών

T5.2.2 Το κάλυμμα της αλυσίδας θα πρέπει:

- a. Να είναι φτιαγμένο από από συμπαγής-πλήρης υλικό (όχι διάτρητο).
- b. Η αλυσίδα ή ο ιμάντας κίνησης θα πρέπει να καλύπτεται από το κινητήριο γρανάζι ή την τροχαλία έως τον κινούμενο γρανάζι ή τροχαλία.
- c. Το προστατευτικό αυτό κάλυμμα θα πρέπει να ξεκινάει και να τελειώνει όχι πιο ψηλά από το χαμηλότερο σημείο των γραναζιών, τροχαλιών. {1}



T5.2.3 Καλύμματα πλαισίου ή άλλα παρόμοια δεν γίνονται δεκτά εκτός αν πληρούν τις προϋποθέσεις του T.5.2.7 / T.5.2.8

T.5.2.4 Μέρη του σώματος ή εξαρτήματα που πληρούν τις προϋποθέσεις για υλικά προς κάλυψη των κινούμενων μερών μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως καλύμματα.

T.5.2.5 Το κάλυμμα ασφάλειας μπορεί να αποτελείται από περισσότερα από ένα κομμάτια. Κάθε κενό μεταξύ τους πρέπει να είναι πολύ μικρό (<3mm)

T.5.2.6 Αν εξοπλίζεται, το προστατευτικό πλαίσιο του κινητήριου γραναζιού μπορεί να συμπεριληφθεί στο σύστημα προστασίας των κινούμενων μερών.

T.5.2.7 Αλυσίδα κίνησης- κάλυμμα ασφαλείας για την αλυσίδα θα πρέπει:

- a. Να είναι κατασκευασμένο από 2.66 mm (0.150inch) ελάχιστο πάχος ατσάλι. (δεν επιτρέπονται οι εναλλακτικές λύσεις)
- b. Να έχει ελάχιστο πλάτος ίσο με 3 φορές το πλάτος της αλυσίδας.
- c. Να είναι κεντραρισμένο στην γραμμή του κέντρου της αλυσίδας
- d. Να είναι ευθυγραμμισμένο με την αλυσίδα υπό κάθε κατάσταση.

{1}

T.5.2.8 Μη μεταλλικός ιμάντας κίνησης-κάλυμμα ασφάλειας για τον ιμάντα κίνησης θα πρέπει:

- a. Να είναι κατασκευασμένο από 3.0 mm ελάχιστο πάχος από κράμα αλουμινίου 6061-T6
- b. Να έχει ελάχιστο πλάτος ίσο με 1.7 φορές το πλάτος του ιμάντα
- c. Να είναι κεντραρισμένο στην γραμμή του κέντρου της αλυσίδας
- d. Να είναι ευθυγραμμισμένο με την αλυσίδα υπό κάθε κατάσταση.

T.5.2.9 Εξαρτήματα κοχλιών

Όλοι οι κοχλίες των πλαισίων και καλυμμάτων ασφαλείας πρέπει να έχουν ελάχιστη διάμετρο 6mm ή 1/4" σύμφωνα με την παράγραφο Critical Fasteners

T.8.2 στους κανονισμούς FSAE RULES 2020

T.5.2.10 Προστασία δαχτύλων

- a. Όλα τα περιστρεφόμενα και κινούμενα μέρη του συστήματος μετάδοσης θα πρέπει να καλύπτονται όταν αυτό είναι σταματημένο αλλά με τον κινητήρα σε λειτουργία
- b. Πρέπει να είναι κατασκευασμένα από υλικά που αντιστέκονται στις δυνάμεις των δαχτύλων
- c. Μπορεί να χρησιμοποιηθεί πλέγμα ή διάτρητο υλικό αλλά να εμποδίζει να περάσει μέσα από αυτό αντικείμενο 12mm

T.5.3 Ψυκτικό Υγρό

T.5.3.1 Οι υδρόψυκτοι κινητήρες πρέπει να έχουν μόνο απλό νερό χωρίς καμία πρόσμιξη με άλλο στοιχείο

T.5.3.2 Ψύξη για ηλεκτροκινητήρα, συσσωρευτές ή υψηλής τάσης ηλεκτρονικά πρέπει να χρησιμοποιείται:

- Απλό νερό χωρίς προσμίξεις
- Λάδι

{1}

T.5.4 Στεγανοποίηση

T.5.4.1 Οποιοδήποτε σύστημα ψύξης ή λίπανσης πρέπει να είναι στεγανό προς αποφυγή διαρροής

T.5.4.2 Δεν θα πρέπει να υπάρχει οποιαδήποτε διαρροή υγρών στο όχημα εάν είναι υπό κλίση έως 45° γωνίας

T.5.4.3 Σε περίπτωση διαρροής εύφλεκτων υγρών, δεν πρέπει αυτά να έρχονται σε επαφή με τον συσσωρευτή.

T.5.4.4 Πρέπει να υπάρχουν δύο τουλάχιστον τρύπες με ελάχιστη διάμετρο 25mm στο κατώτερο σημείο της κατασκευής ή της ποδιάς του μονοθεσίου προς αποφυγή συσσώρευσης υγρών ουσιών ή ατμού.

T.5.4.5 Απαγορεύονται τα απορροφητικά υλικά και οι ανεχτές συσκευές συλλογής (ανεξαρτήτως υλικού) σε τμήμα που περιλαμβάνεται ο κινητήρας, το σύστημα μετάδοσης κίνησης, η εξάτμιση ή και συστήματος καυσίμου κάτω από το υψηλότερο σημείο του συστήματος εξάτμισης

T.5.5 Catch Cans (Ελαιοπαγίδα)

T.5.5.1 Πρέπει να χρησιμοποιούνται ξεχωριστά δοχεία συγκράτησης υγρών σε περίπτωση εκτόνωσης στα συστήματα ψύξης και λίπανσης του κινητήρα. Κάθε δοχείο πρέπει να έχει ελάχιστο όγκο 10% του υγρού που περιέχει ή 0,9 λίτρα, όποιο από τα δύο είναι περισσότερο.

T.5.5.2 Κάθε εξαερισμός σε άλλα συστήματα που περιέχουν υγρό λιπαντικό ή ψυκτικό συμπεριλαμβανομένου του διαφορικού, το κιβώτιο ταχυτήτων ή ηλεκτροκινητήρα πρέπει να διαθέτουν δοχείο συγκράτησης με ελάχιστο όγκο 10% του υγρού που περιέχεται ή 0,5 λίτρα, όποιο από τα δύο είναι περισσότερο.

{1}

Τ.5.5.3 Τα δοχεία συγκράτησης υγρών θα πρέπει:

- a. Ικανά να περιέχουν νερό στην θερμοκρασία βρασμού χωρίς να παραμορφώνονται
- b. Τοποθετημένα πίσω από το firewall και κάτω από το ύψος των ώμων του οδηγού
- c. Στέκεται σταθερά χωρίς την συγκράτηση με tie wraps ή ταινία.

Τ.5.5.4 Κάθε δοχείο συγκράτησης υγρών στο σύστημα ψύξης πρέπει να εκτονώνεται μέσω εύκαμπτου σωλήνα με ελάχιστη διάμετρο 3mm έως τα χαμηλότερα επίπεδα του πλαισίου.



Εικόνα1.3 .(Φωτογραφία στον τεχνικό έλεγχο από την ομάδα PSU Viking

Πηγή: <https://corksport.com/blog/life-in-the-fsae-lane-a-year-long-journey/>)

{1}

2. Μέρη του συστήματος μετάδοσης ισχύος

2.1. Μεθοδολογία

Κάθε μελέτη έχει αρχή, μέση και τέλος. Θεωρώντας αρχή τα δεδομένα, μέση τους υπολογισμούς και τέλος τα αποτελέσματα που περιμένουμε, ξεκινάμε να σχεδιάζουμε την πορεία της μελέτης. Η πορεία της μελέτης βασίζεται στην ορθή προσέγγιση του προβλήματος. Κατά την εξέλιξη της μελέτης μπορεί να γίνει αναθεώρηση της μεθοδολογίας που θα ακολουθήσουμε καθώς και της πορείας που είχαμε σχεδιάσει.

Για την μελέτη του συστήματος μετάδοσης ισχύος ακολουθήσαμε την παρακάτω μεθοδολογία με σκοπό την δημιουργία περιορισμών και την προσέγγιση της μελέτης στα πραγματικά δεδομένα-καταστάσεις. Έτσι, γίνεται αποφυγή υπερδιαστασιολόγησης του συστήματος.

Μεθοδολογία:

1. Μελέτη δυνάμεων στον κάθε τροχό
2. Μελέτη δυνάμεων στις πλήμνες (hubs)
3. Επιλογή διαφορικού
4. Μελέτη ημιαξονίων
5. Συνδέσμων-μπιλιοφόρων (CV joint)
6. Τελική σχέση μετάδοσης (final drive)
7. Τελική ρύθμιση συστήματος

2.2. Τεχνικά στοιχεία του οχήματος

Στους κανονισμούς του διαγωνισμού FSAE αναφέρονται οι προδιαγραφές για όλα τα συστήματα και υποσυστήματα των οχημάτων που πρέπει να ικανοποιούνται. Έτσι, με γνώμονα αυτό, περιορίζουμε κάποια χαρακτηριστικά του μονοθέσιου στα όρια των κανονισμών και τα θεωρούμε δεδομένα.

Λαμβάνοντας υπόψιν τα επιμέρους εξαρτήματα και το βάρος του σωληνωτού πλαισίου, από Χάλυβα AISI 4130, υπολογίζουμε προσεγγιστικά το βάρος του (μαζί με τον οδηγό) ίσο με 320 κιλά, με κατανομή βάρους 60%-40% (πίσω-μπροστά). Παρακάτω αναγράφονται επιπλέον πληροφορίες.

Ύψος κέντρο βάρους	CoG height (m)	0.35
Μεταξόνιο	Wheelbase (m)	1.53
Μετατρόχιο	Trackwidth (m)	1.2
Μάζα	Wtotal (kg)	320
Βάρος	W total (N)	3139.2
Ακτίνα ελαστικού	Rtire (m)	0.254

Απόσταση πίσω άξονα από CoG = L_f (m)	0.918
Απόσταση μπροστά άξονα από CoG = L_r (m)	0.612
Βάρος πίσω άξονα G_2 (N)	1883.5 2
Βάρος μπροστά άξονα G_1 (N)	1255.6 8
Βάρος στον κάθε πίσω τροχό z_2 (N)	941.76
Βάρος στον κάθε μπροστά τροχό z_1 (N)	627.84

Πίνακες 2.2.α-β (Τεχνικά χαρακτηριστικά οχήματος- διαστάσεις-βάρος)

Ελαστικά

Το κεφάλαιο ελαστικών αποτελεί ένα από τα μεγαλύτερα ζητήματα στο κλάδο των οχημάτων. Από τα ποδήλατα, τα αυτοκίνητα μέχρι τα αγωνιστικά οχήματα και τα αεροπλάνα.

Ωστόσο, η αναφορά σε αυτά θα περιοριστεί αφού δεν είναι και το βασικό θέμα της μελέτης.

Τα ελαστικά ενός οχήματος, ανεξαρτήτως χρήσης, είναι η σύνδεση του οχήματος με τον δρόμο και το μέσο μεταφοράς της ισχύς, ροπής και τελικά της κίνησης στον δρόμο. Με το κατάλληλο ελαστικό και τις απαιτήσεις του χρήστη μπορούμε αναζητήσουμε το αποδοτικότερο ελαστικό, δηλαδή το ελαστικό που θα μας προσφέρει χαμηλή κατανάλωση ενέργειας, τα βέλτιστα επίπεδα πρόσφυσης, τον μειωμένο θόρυβο και πολλά άλλα που μελετάνε οι κατασκευαστές ελαστικών.

Με βάση το είδος και την χρήση του οχήματος, την μορφή και το υλικό του οδοστρώματος επιλέγουμε τα ελαστικά.

Γενικά, τα ελαστικά χωρίζονται σε ελαστικά βροχής, δρόμου, χώματος και χιονιού. Το καθένα από αυτά έχει τα δικά του χαρακτηριστικά όπως το μέγεθος, την ποιότητα, την μορφή και το είδος της επιφάνειας του (σκληρή - μαλακή γόμα).

Σε αγωνιστικά οχήματα επιλογή του ελαστικού παίζει καταληκτικό παράγοντα στις επιδόσεις του και την οδηγική συμπεριφορά του. Πρακτικά, το ελαστικό θα πρέπει να είναι ικανό να μεταφέρει στον δρόμο όσο μεγαλύτερο ποσοστό ισχύος μπορεί, έχοντας συνεχώς πρόσφυση

Στο όχημα μας θα χρησιμοποιηθούν τα ελαστικά της AVON, SLICK A92 Compound με διάσταση 0,6/20-13 για τα μπροστά ελαστικά και για τα πίσω 0.7/20-13 (σε ίντσες)

Παρατήρηση

Για κάθε αγωνιστικό ελαστικό υπάρχουν δεδομένα από μετρήσεις που έχουν παρθεί μέσω δοκιμών προσομοίωσης. Σε σενάρια, στροφής, επιτάχυνσης, επιβράδυνσης και σύνθετες καταστάσεις συλλέγουν αποτελέσματα για την συμπεριφορά κάθε ελαστικού. Η ανάλυση τους είναι μια μεγάλη και σύνθετη διαδικασία και απαιτεί την δημιουργία ενός προγράμματος προσομοίωσης με στόχο την ολοκληρωτική μελέτη της συμπεριφοράς του οχήματος.

3. Πλήμνες (Hubs)

3.1 Περιγραφή των πλημνών

Οι πλήμνες ή όπως είναι διαδεδομένες στην αγγλική γλώσσα ως hubs, αποτελούν την στήριξη των τροχών στις βάσεις των ψαλιδιών (uprights) , οι οποίες βάσεις είναι σταθερά εξαρτήματα που ενώνονται στο πλαίσιο του οχήματος με τα ψαλίδια.

Οι βάσεις αυτές, είναι μηχανολογικά εξαρτήματα στα οποία τοποθετείται ο τροχός με κοιλίες σύσφιξης (μπουλόνια) και θεωρούμε ότι περιστρέφεται σαν ένα σώμα με τον τροχό. Όπου υπάρχουν οι κινητήριои τροχοί μεταφέρεται η ροπή-ισχύς από τα ημιαξόνια σε αυτούς.

Άρα, τα είδη των φορτίσεων είναι τα ίδια με αυτά που εφαρμόζονται στους τροχούς και μεταφέρονται μέσω των εδράνων κύλισης στις βάσεις των ψαλιδιών. Οι εδράσεις κύλισης είναι οι εδράσεις των πλημνών, τα οποία θα μελετηθούν και θα επιλεγθεί το είδος τους και η κατάλληλη διάσταση τους με βάση την χρήση τους, το είδος και τιμών των φορτίσεων.

Τα είδη των εδράνων κύλισης

- ❖ Τριβείς μονόσφαιροι με βαθύ αύλακα (deep groove ball bearings)
- ❖ Τριβείς μονόσφαιροι, λυόμενοι, γωνιώδους επαφής
- ❖ Τριβείς μονόσφαιροι, σταθεροί, γωνιώδους επαφής (single row angular contact ball bearings)
- ❖ Τριβείς δίσφαιροι, σταθεροί, γωνιώδους επαφής (double angular contact ball bearings)
- ❖ Τριβείς δίσφαιροι αυτορρυθμιστοί (self-aligning ball bearings)
- ❖ Τριβείς κυλινδρικοί (cylindrical roller bearings)
- ❖ Τριβείς κωνική (single row tapered roller bearings)
- ❖ Τριβείς αυτορρυθμιστοί μονής σειράς βαρελίσκων
- ❖ Τριβείς αυτορρυθμιστοί διπλής σειράς βαρελίσκων (spherical roller bearings)
- ❖ Τριβείς αξονικοί
- ❖ Τριβείς αξονικοί με βαρελίσκους

Υπάρχουν όπως κι άλλα είδη που κατασκευάζει κάθε εταιρία.

{2}

3.2 Υπολογισμοί διαστασιολόγησης εξαρτήματος

Πρώτα από όλα, συγκεντρώνουμε όλα τα φορτία που δέχεται η πλήμνη και τις αναλύουμε γραφικά σε διάγραμμα ελεύθερου σώματος (ΔΕΣ). Να σημειωθεί ότι υπάρχει διαφοροποίηση στο είδος και στις τιμές των φορτίσεων μεταξύ μπροστά και πίσω τροχών. Έχοντας τις τιμές των φορτίσεων, θα επιλέξουμε τα κατάλληλα ρουλεμάν που θα αντέχουν στην καταπόνηση αυτών

3.2.1. Πίσω τροχοί

Με βάση την μεθοδολογία που θα ακολουθήσουμε ξεκινάμε με την κατανόηση της χρήσης και των φορτίων που ασκούνται σε αυτό.

A. Χρήση και είδος φορτίσεων

Η χρήση του φυσικά είναι για έδραση των πλημνών πάνω στις βάσεις των ψαλιδιών σε όχημα επιδόσεων, τύπου 'Formula'.

Αυτό σημαίνει ότι γνωρίζουμε το βάρος του οχήματος, τις στροφές περιστροφής της ατράκτου και τα είδη φορτίσεων. Στο παρακάτω πίνακα αναφέρονται το είδος και η τιμή των φορτίσεων.

<u>Ακτινικό</u> φορτίο λόγω του βάρους συμπεριλαμβανομένου της μεταφοράς μάζας σε στροφή	Z1 (N)	1545,1
<u>Αξονικό</u> φορτίο υπό την περίπτωση στροφής	Fx (N)	603,33
<u>Ακτινικό</u> φορτίο Bump (curb)	Fb (N)	2000

Επίσης, από τον υπολογισμό της ροής ισχύος γνωρίζουμε ότι η μέγιστη ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου είναι περίπου **u= 2300 rpm** και το φορτίο περιστροφής που δέχεται είναι:

Αξονικό φορτίο από περιστροφή τροχών και δύναμη τριβής	Fu (N)	1568
--	--------	------

{3}

Παρατήρηση

Εφόσον ασκείται αξονικό φορτίο θα πρέπει να αναζητήσουμε τα ρουλεμάν που μπορούν να φέρουν τέτοια φορτία. Να σημειώσουμε ότι τα αξονικά φορτία υπάρχουν και στις δύο διευθύνσεις με βάση την στροφή του οχήματος (δεξιά ή αριστερή στροφή)

B. Επιλογή είδος ρουλεμάν

Από τις δυνάμεις που ασκούνται και την χρήση του έχουμε τις παρακάτω επιλογές :

- ❖ Τριβείς δίσφαιροι, σταθεροί, γωνιώδους επαφής (double angular contact ball bearings)
- ❖ Τριβείς μονόσφαιροι, σταθεροί, γωνιώδους επαφής (single row angular contact ball bearings) - ζεύγος
- ❖ Τριβείς κωνικοί (single row tapered roller bearings) –ζεύγος
- ❖ Τριβείς αυτορρυθμιστοι διπλής σειράς βαρελίσκων (spherical roller bearings)

Με βάση τις ιδιότητες κάθε είδους η καλύτερη επιλογή είναι οι κωνικοί τριβείς σε ζεύγος. Η χρήση ζεύγους είναι απαραίτητη για να μπορεί να φέρει αξονικά φορτία και στις δύο διευθύνσεις.

Το ζεύγος θα τοποθετηθεί σε μορφή back-to-back, σχήματος Ο. Λόγω την πλευρικών δυνάμεων που δέχεται το ελαστικό, δημιουργούνται ροπές όπου η τοποθέτηση σε σχήμα Ο είναι καλύτερη σε σχέση με face-to-face μορφή.

Όμως πρέπει να είμαστε πολύ προσεχτικοί στην εγκατάσταση γιατί η κακή ευθυγράμμιση θα δημιουργήσει φθορές στις εδράσεις κύλισης.

{2}-{4}

C. Μεγέθη φορτίων

Για τον υπολογισμό των φορτίων θεωρούμε ότι η πλήμνη είναι ένα σώμα με τον τροχό. Άρα τα φορτία που δέχεται ο τροχός τα δέχεται και η πλήμνη και τελικά το έδρανο κύλισης.

Από την μελέτη της δυναμικής οχημάτων υπολογίστηκαν αυτά τα φορτία και χρησιμοποιούνται για την ανάλυση δυνάμεων ώστε να επιλεγθεί το κατάλληλο έδρανο.

Άξονας γ-ψ

Στην ανακόλουθη εικόνα (**Εικόνα 3.2.1**) αναπαρίσταται η πλήμνη (hub) με τα φορτία στα σημεία που τα δέχονται, μαζί με τις αντιδράσεις στήριξης.

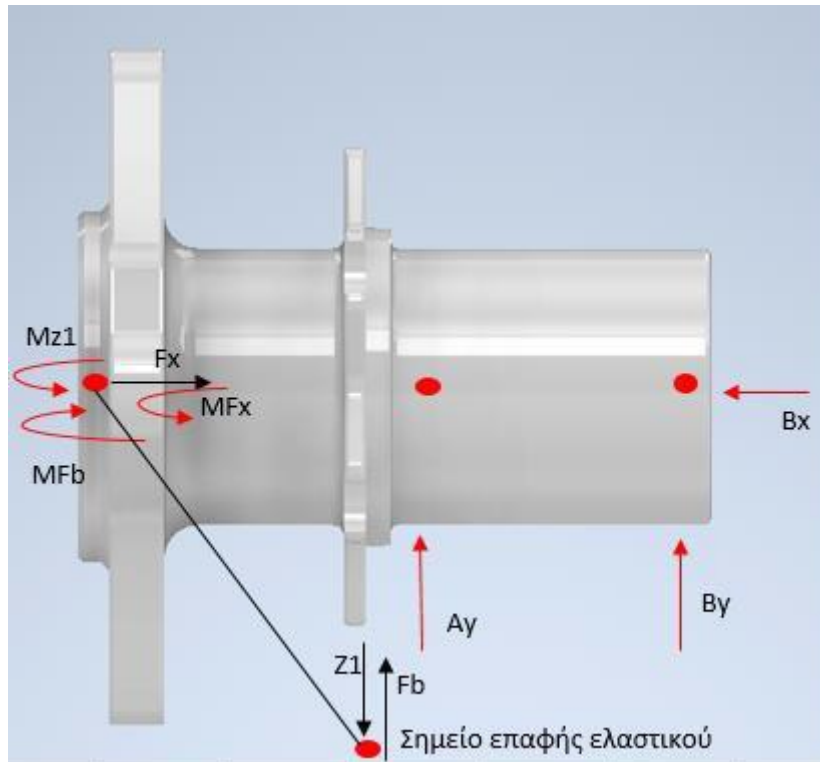
Bx αντίδραση στήριξης στον άξονα X (N)	$B_x = F_x = 1545.1$
Ay αντίδραση στήριξης στο αριστερό ρουλεμάν (N)	$A_y = 1899.936$
By αντίδραση στήριξης στο δεξιό ρουλεμάν (N)	$B_y = -2354.84$

Παρατήρηση

Λόγω ότι τα φορτία που δέχεται ο τροχός ασκούνται στο κέντρο της επαφής του ελαστικού με το δρόμο και όχι στην άκρη του άξονα όπου συνδέεται ο τροχός με την πλήμνη, δημιουργούνται κάποιες ροπές. Έτσι, αυτά τα φορτία μεταφέρονται στο σημείο που ασκούνται οι φορτίσεις συμπεριλαμβάνοντας και την συγκεντρωμένη ροπή που δημιουργείται.

Mz1 ροπή από το φορτίο του βάρους Z1 (Nm)	66439,3
MFx ροπή από την πλάγια φόρτιση Fx (Nm)	150168.8
MFb ροπή από το φορτίο του Bump (Nm)	86000

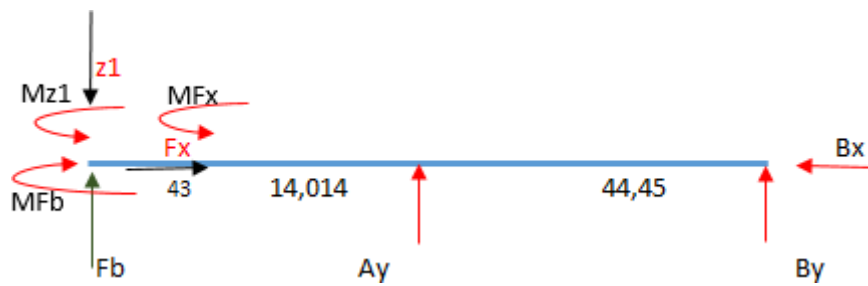
Γίνεται εύκολα κατανοητό βλέποντας την παρακάτω εικόνα. Χρειάζεται μεγάλη προσοχή στην φορά και στις διευθύνσεις των ροπών και δυνάμεων αντίστοιχα.



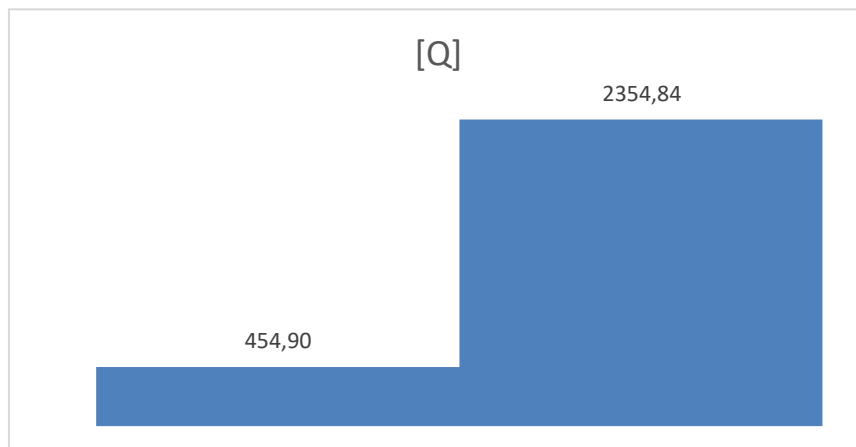
Εικόνα 3.2.1.α (Άξονας Χ-Ψ. Απεικόνιση της πλήμνης κινητήριου πίσω τροχού με τα φορτία που δέχεται)

{3}

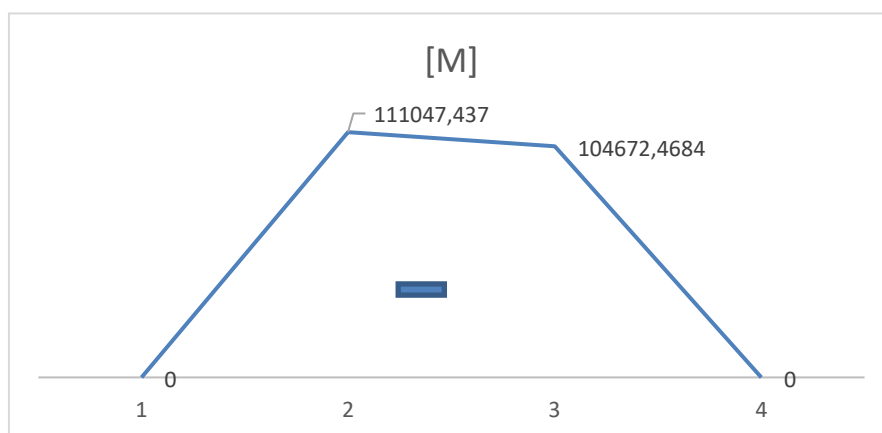
Διάγραμμα ελεύθερου σώματος (ΔΕΣ)



Εικόνα 3.2.1β (ΔΕΣ για τον άξονα χ-ψ)



Γράφημα 3.2.1α. (Διάγραμμα ορθών τάσεων)

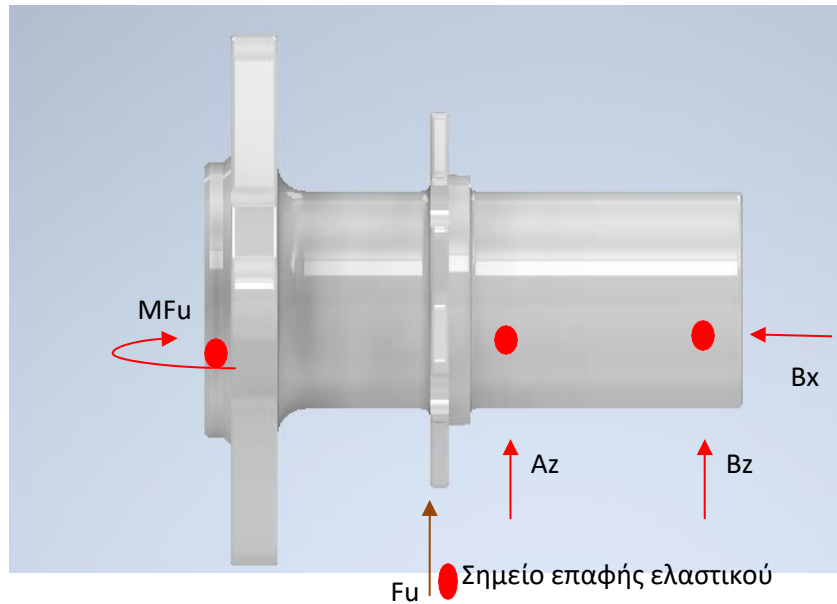


Γράφημα 3.2.1β. (Διάγραμμα καμπτικών ροπών)

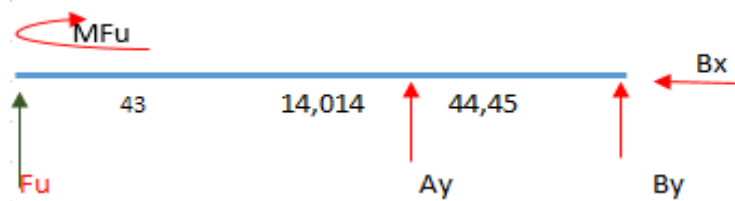
{4}

Άξονας x-z

Εφαρμόζουμε τους παραπάνω υπολογισμούς για τον άξονα x-z ώστε να λάβουμε υπόψιν την περιστροφική δύναμη υπό την μορφή κάθετης δύναμης στον άξονα περιστροφής.

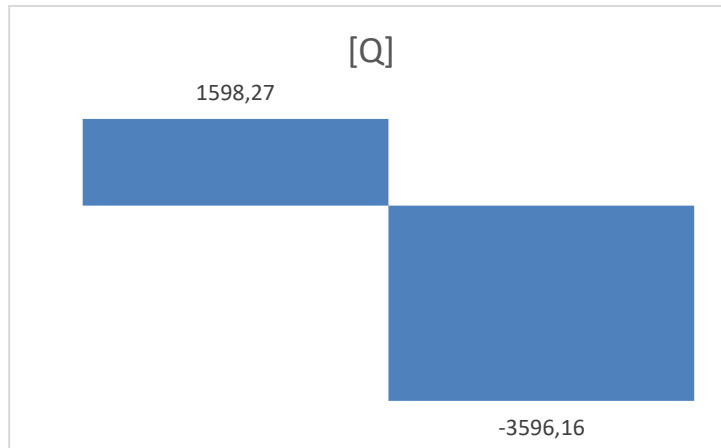


Εικόνα 3.2.1γ. (Άξονας X-Z. Απεικόνιση της πλήμνης κινητήριου πίσω τροχού με τα φορτία που δέχεται)

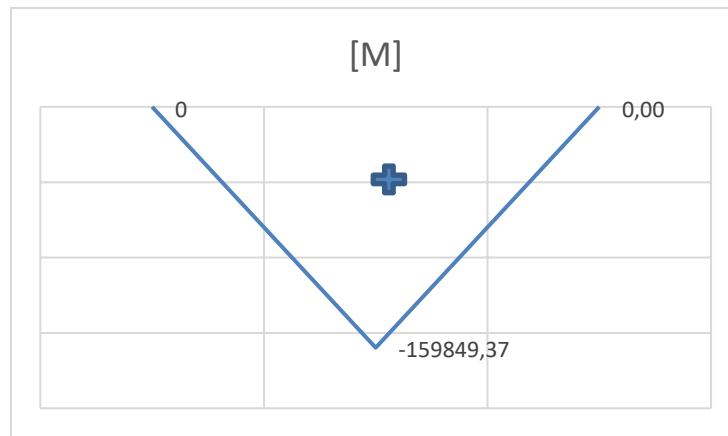


Εικόνα 3.2.1β. (ΔΕΣ για τον άξονα x-z)

{4}



Γράφημα3.2.1γ. (Διάγραμμα ορθών τάσεων)



Γράφημα3.2.1δ. (Διάγραμμα καμπτικών ροπών)

Υπολογίζεται η μέγιστη συνισταμένη δύναμη στους δύο άξονες

$$Mb_{max} = \sqrt{Mby^2 + Mbz^2} \quad (Nmm)$$

$$Mv = \sqrt{Mb_{max} + 0.75 * (a_0 * T)^2} \quad (Nmm)$$

{4}

Με βάση την επιτρεπόμενη τάση κάμψης για το υλικό AL 7075 υπολογίζεται η ελάχιστη διάμετρο κατασκευής

$$D = \sqrt[3]{\frac{Mv}{0,1 * \sigma_{βεπ}}} \quad (mm)$$

Mbmax (Nmm)	159849,4	
Mv (Nmm)	159849,5	
D (mm)	17,87	25

	α	0,7
Al 7075	Re (Mpa)	509
	Σβεπ (N/mm ²)	279,95

Παρατήρηση

Βρίσκοντας την τιμή 17,87 mm επιλέγουμε την τυποποιημένη τιμή 25 mm διάμετρο της πλήμνης. Ωστόσο, επειδή είναι διάτρητη άτρακτος, θα πρέπει να γίνει έλεγχος αντοχής για τις παρακάτω χαρακτηριστικές διαστάσεις. Αυτές οι διαστάσεις έχουν επιλεγεί ώστε να δημιουργηθεί ολόκληρη η συναρμογή του πλήμνης-έδρανο κύλισης-βάση πλήμνης

$$\text{Έλεγχος} \quad \sigma_b = \frac{Mv}{wb} \leq \sigma_{βεπ}$$

$$wb = 0,1 \frac{D^4 - d^4}{D}$$

Όπου D=50 mm, d=43 mm από καταλόγους ρουλεμάν της εταιρίας SKF

{4}

Από τον έλεγχο διαπιστώνουμε ότι μπορούμε να κατασκευάσουμε το εξάρτημα μας με τις παραπάνω τιμές, ως ελάχιστες τιμές. Για ασφάλεια θα επιλέξουμε μεγαλύτερες διαστάσεις από τους καταλόγους της εταιρίας SKF

Έτσι, επιλέγουμε για εσωτερική διάμετρος του εδράνου $d=50$ mm και επιλέγουμε μια μικρότερη διάσταση για ασφάλεια.

Χαρακτηριστικές τιμές ρουλεμάν της εταιρίας SKF

ΕΣΤΩ	32009
d (mm)	45
D (mm)	75
C (kN)	61
C0 (kN)	86,5
e	0,39
Y	1,5

Fa	603,33
Fr	2354,84
e	0,256
P (N)	3368,4
P (kN)	3,37

fl (ώρες)	1,39	Για 1500 ώρες
fn (rpm)	0,26	Για 2300 rpm
Fl/fn	5,35	

Fl (ώρες) : θεωρητική διάρκεια ζωής επιλέγεται από πίνακες

Fn (rpm) Στροφές άξονα αν λεπτό

{2}

$$C = P * \frac{fl}{fn} = 3,37 * 5,35 = 18,01 \text{ kN}$$

D.

Αφού το δυναμικό φορτίο το υπολογίσαμε C=18,01 kN επιλέγουμε έδρανο που αντέχει μεγαλύτερο φορτίο από αυτό που υπολογίσαμε.

Άρα επιλέγω το **32910** με:

d (mm)	50
D (mm)	72
C (kN)	41,3
C0 (kN)	53
e	0,35
Y	1,7

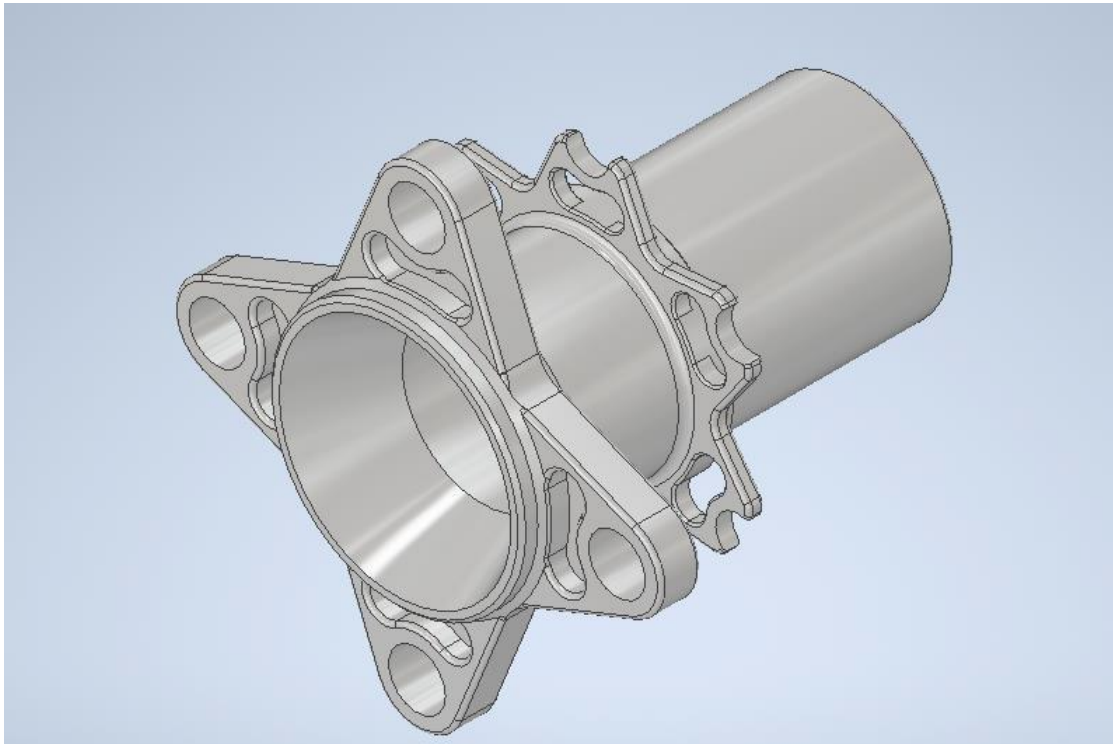
Σύνδεσμος Διαδικτύου:

<https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-32910>

Σημαντική παρατήρηση

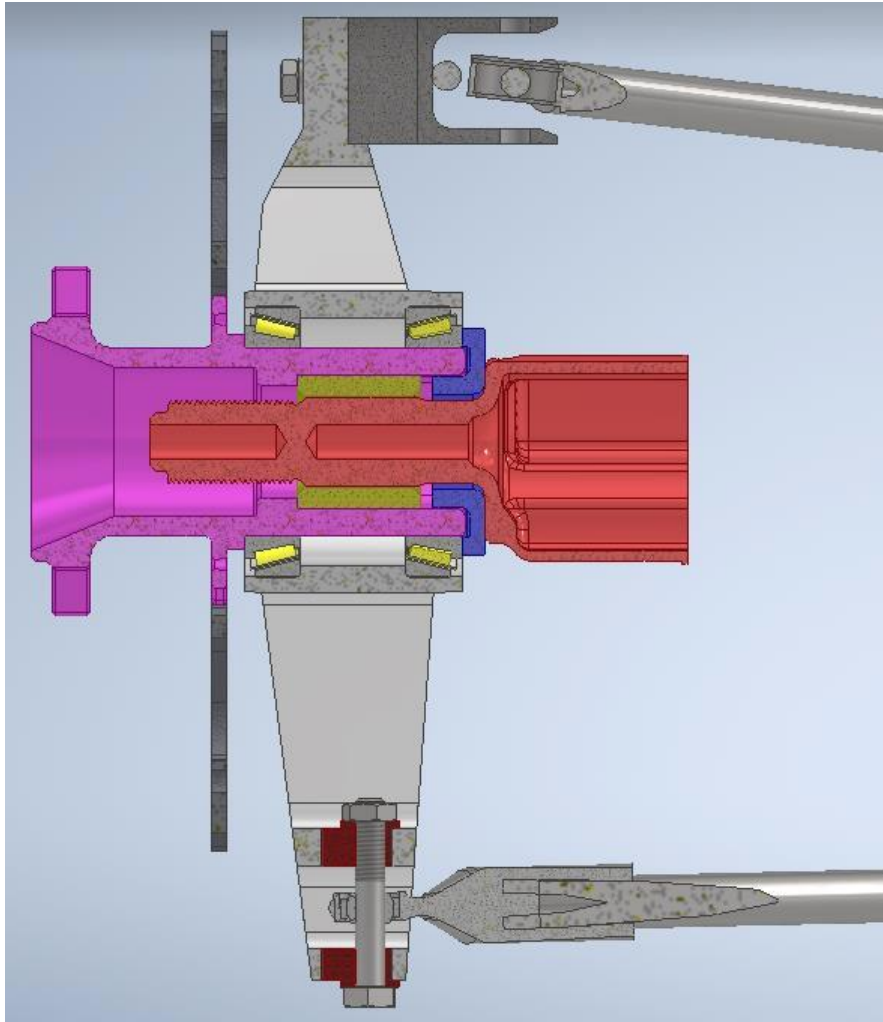
Όλη η παραπάνω διαδικασία και μελέτη έγινε και για τους μπροστά πεδούμενους τροχούς και επιλέχθηκαν τα ίδια έδρανα κύλισης. Παρακάτω γίνεται αναφορά για αυτήν την ανάλυση.

Όμως, επειδή οι φορτίσεις είναι μικρότερες μπορούμε να επιλέξουμε πιο μικρό, αλλά πρώτα πρέπει να γίνει έλεγχος αντοχής της πλήμνης για μικρότερες διαμέτρους.



Εικόνα 3.2.1γ (Σχέδιο πλήμνης κινητήριων τροχών)

Συναρμολόγημα πλήμνης



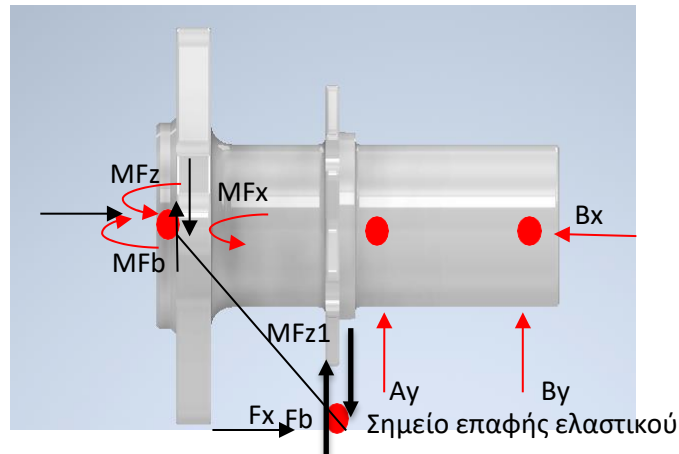
Εικόνα 3.2.1δ (Συναρμολόγημα πλήμνης-εδράσεων κύλισης- συνδέσμων ημιαξονίων)

Από εσωτερικά προς εξωτερικά

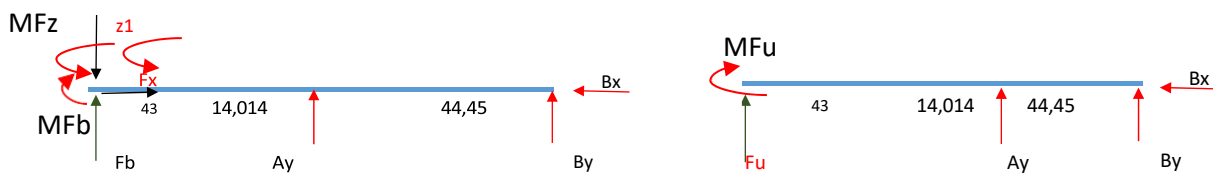
- ❖ Σύνδεσμος ημιαξονίου (cv joint)
- ❖ Πλήμνη τροχού
- ❖ Ζεύγος εδράνων κύλισης σε σχήμα O
- ❖ Βάση ψαλιδιών για ένωση με το σωληνωτό πλαίσιο του οχήματος

3.2.2. Μπροστά τροχοί

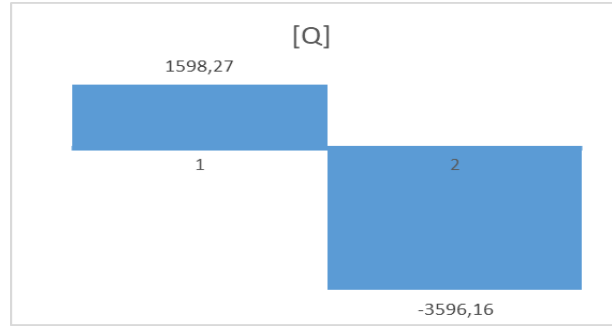
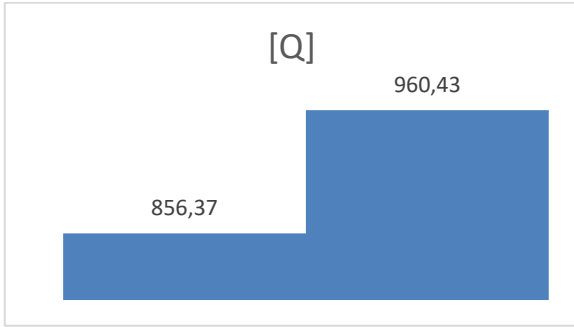
Λόγω των μικρότερων φορτίσεων που δέχονται τα μπροστά ρουλεμάν εξαιτίας της κατανομής του βάρους 60%-40%, μπορούμε να επιλέξουμε μικρότερο έδρανο. Ωστόσο, πρώτα πρέπει να γίνει έλεγχος αντοχής της πλήμνης για μικρότερες διαμέτρους.



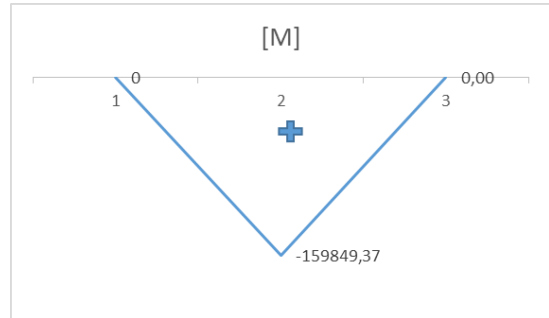
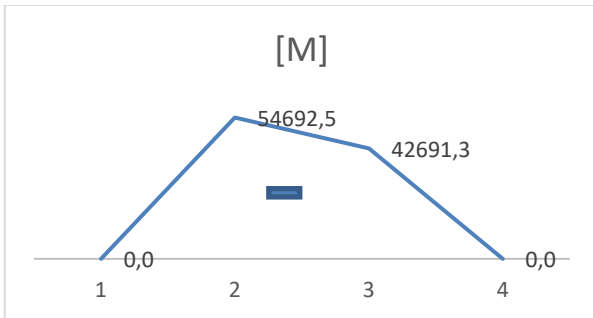
Εικόνα3.2.2. (Άξονας χ-ψ Απεικόνιση φορτίων στο εξάρτημα.)



Εικόνες3.2.2αβ (Διαγράμματα ελευθέρου σώματος. Άξονες χ-ψ, χ-z)



Εικόνες3.2.2γδ. (Διαγράμματα ορθών τάσεων)



Εικόνες3.2.2εζ. (Διαγράμματα καμπτικών ροπών)

{4}

Υπολογισμός εδράνων κύλισης

Ακριβώς με την ίδια διαδικασία που ακολουθήθηκε για τους πίσω τροχούς, εφαρμόζουμε για τους μπροστινούς

ΕΣΤΩ	32005
d (mm)	25
D (mm)	47
C (kN)	26
C0 (kN)	33.5
e	0.43
Y	1.4

Fa	515.63
Fr	5128.23
e	0.100547
P (N)	5936.739
P (kN)	5.94

fl (ώρες)	1,39	Για 1500 ώρες
fn (rpm)	0,26	Για 2300 rpm
Fl/fn	5,34	

$$C = P * \frac{fl}{fn} = 5.94 * 5.34 = 31.74 \text{ kN}$$

Καταλήγουμε ότι το έδρανο 32910 καλύπτει τις προϋποθέσεις αντοχής και διαστάσεων. Πλέον μπορούμε να εξετάσουμε σε επιλογή μικρότερου ρουλεμάν για χαμηλότερο βάρος έτσι ώστε να μικρύνει η πλήμνη.

- Το ακριβώς μικρότερο ρουλεμάν στο κατάλογο έχει μεγαλύτερο βάρος. Έτσι δεν κρίνεται κατάλληλο για χρήση.
- Επίσης, για ομοιομορφία στους τέσσερις τροχούς επιλέγουμε το ίδιο ρουλεμάν.

D.

Έτσι επιλέχθηκε το 32910 με:

d (mm)	50
D (mm)	72
C (kN)	41,3
C0 (kN)	53
e	0,35
Y	1,7



{4}

4. Διαφορικό

Το διαφορικό αποτελεί ένα εξάρτημα του συστήματος μετάδοσης ισχύος και κίνησης. Η χρήση του έγινε απαραίτητη πριν από πολλά χρόνια όπου διαπιστώθηκε πρόβλημα κατά την αλλαγή κατεύθυνσης των οχημάτων. Τότε, απλοϊκά συστήματα τύπου κάρου, δίτροχα οχήματα για μεταφορά ανθρώπων και προϊόντων - εμπορευμάτων αντιμετώπιζαν δυσκολίες.

Όταν ένα όχημα διαγράφει τόξο κύκλου στροφής οι εσωτερικοί τροχοί διανύουν διαφορετική απόσταση, με διαφορετική ταχύτητα από τους εξωτερικούς. Έτσι, απαιτείται η χρήση του διαφορικού για να ανεξαρτητοποιεί τον έναν τροχό από τον άλλον. Αυτό συμβαίνει με τον διαμερισμό της ολικής ροπής του κινητήρα στους δύο κινητήριους τροχούς. Υπάρχουν κάποια είδη διαφορικών όπου κάθε είδος έχει διαφορετική λειτουργία και χρήση. Η επιλογή του γίνεται με βάση την λειτουργία του και τους στόχους της μελέτης.

4.1 Είδη διαφορικών

1. Ανοιχτού τύπου (Open Differential)
2. Περιορισμένης ολίσθησης (LSD. Limited Slip Differential)
 - I. Mechanical Clutch
 - II. Viscous
3. Μπλοκέ (Locked Differential)
4. Welded/ Spool Differential
5. Torsen διαφορικό

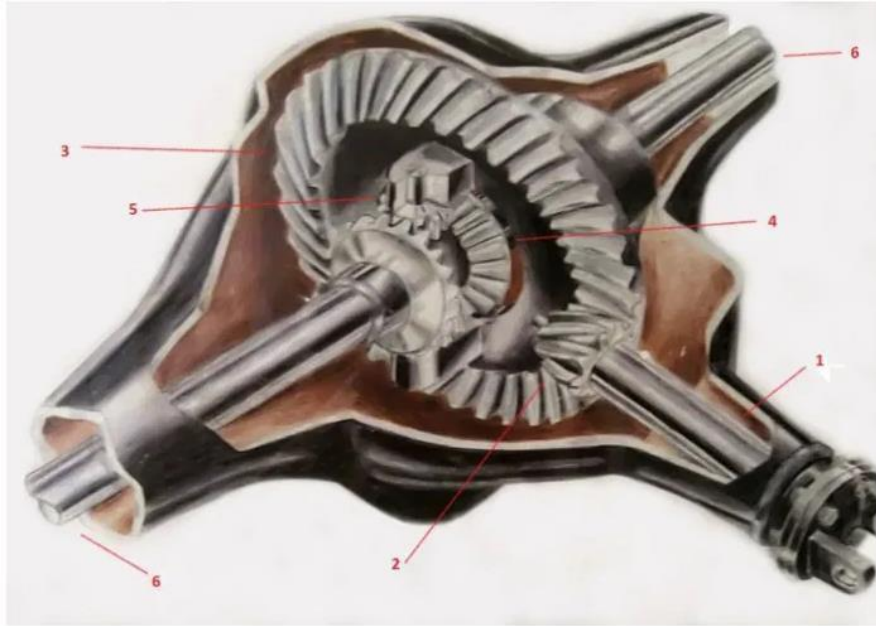
Παρακάτω θα γίνει μια σύντομη περιγραφή των τύπων διαφορικού.

4.1.1. Ανοιχτού τύπου (Open Differential)

Τα περισσότερα οχήματα διαθέτουν ανοιχτό τύπου διαφορικό. Οι περισσότερες αυτοκινητοβιομηχανίες περιορίζουν τον κόστος σε σύνθετο σύστημα διαφορικού αφού δεν υπάρχει και η ανάγκη υψηλών δυνατοτήτων.

Η λειτουργία του είναι απλή. Η ροπή που μεταφέρεται από τον κινητήρα μοιράζεται στους δύο τροχούς. Το ποσοστό της ροπής μεταξύ δύο τροχών είναι ίσο. Ωστόσο, σε περίπτωση που ο ένας τροχός δεν έχει πρόσφυση και ο άλλος έχει, όπως μπορεί να γίνει εάν βρίσκεται το όχημα σε βρεγμένο οδόστρωμα, η ισχύς του κινητήρα θα καταλήξει στον τροχό που δεν φέρει αντίσταση. Αποτέλεσμα αυτού, είναι η ανεξέλεγκτη περιστροφή του τροχού χωρίς πρόσφυση όσο παρέχεται ισχύς και η ακινητοποίηση του τροχού με πρόσφυση. Έτσι, το όχημα θα είναι αδύνατον να κινηθεί. Επίσης, σε περιπτώσεις υψηλών απαιτήσεων όπως των αγωνιστικών οχημάτων που κινούνται στα όρια πρόσφυσης, η χρήση του ανοικτού τύπου διαφορικού θα δημιουργούσε δυσκολίες στον χειρισμό του οχήματος και σίγουρα κακές επίδοσης.

Η απλή εκδοχή του διαφορικού είναι του ανοιχτού τύπου. Δεν διαφέρει πολύ από τα άλλα είδη όπου είναι πιο σύνθετες κατασκευές και παρέχουν στο όχημα άλλες δυνατότητες. Η παρακάτω εικόνα απεικονίζει ένα ανοιχτό τύπου διαφορικό με τα επιμέρους εξαρτήματα του.



Εικόνα 4.1.1. (Τομή ενός διαφορικού ανοιχτού τύπου)

Μέρη διαφορικού:

1. Φορέας. Είναι ο άξονας που μεταφέρει την ροπή από τον κινητήρα στο διαφορικό.
2. Πινιόν. Είναι ένας κωνικός οδοντωτός τροχός, συνδεδεμένος με τον φορέα όπου μεταφέρει την ροπή στο κάθετο επίπεδο που βρίσκεται ο άξονας των τροχών.
3. Κορώνα. Στο επίπεδο του άξονα των τροχών παραλαμβάνει την ροπή από το πινιόν
4. Πλανήτες. Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί συνδεδεμένοι με τα ημιαξόνια
5. Δορυφόροι. Μικρότεροι κωνικοί τροχοί που συνδέονται με την κορώνα και περιστρέφονται με τις στροφές τις κορώνας και με την βοήθεια των πλανητών γίνεται ο διαμερισμός της ροπής στα ημιαξόνια
6. Ημιαξόνια. Είναι οι άξονες που συνδέουν το διαφορικό με το σύστημα των τροχών και χάρη του διαφορικού περιστρέφονται με διαφορετική ταχύτητα

4.1.2. Περιορισμένης ολίσθησης (LSD. Limited Slip Differential)

Το περιορισμένης ολίσθησης διαφορικό ήρθε να καλύψει τα προβλήματα του ανοιχτού. Όπως αναφέρθηκε, στον ανοικτού τύπου διαφορικό η ισχύς καταλήγει στον τροχό που δεν έχει πρόσφυση με αποτέλεσμα την ακινησία του οχήματος. Το περιορισμένης ολίσθησης προσφέρει την ισχύ στον τροχό που έχει πρόσφυση. Έτσι, ο τροχός που στην άλλη περίπτωση περιστρεφόταν ανεξέλεγκτα, σε αυτήν δεν κινείται.

Αντίστοιχα, σε αγωνιστικές απαιτήσεις όπου το όχημα αγγίζει και πολλές φορές ξεπερνάει τα όρια της πρόσφυσης αυτός ο τύπος διαφορικού είναι απαραίτητος αφού θα μεταφέρει την ισχύ στον τροχό που έχει πρόσφυση. Έτσι, υπάρχει συνεχής απόδοση της προσφερόμενης ισχύς στο σύστημα και ο έλεγχος του οχήματος πιο σταθερός.

Υπάρχουν δύο τύποι διαφορικών περιορισμένης ολίσθησης. Το διαφορικό με πολύδισκους συμπλέκτες και το Viscous διαφορικό. Η ίδια φιλοσοφία αλλά διαφορετική λειτουργία.

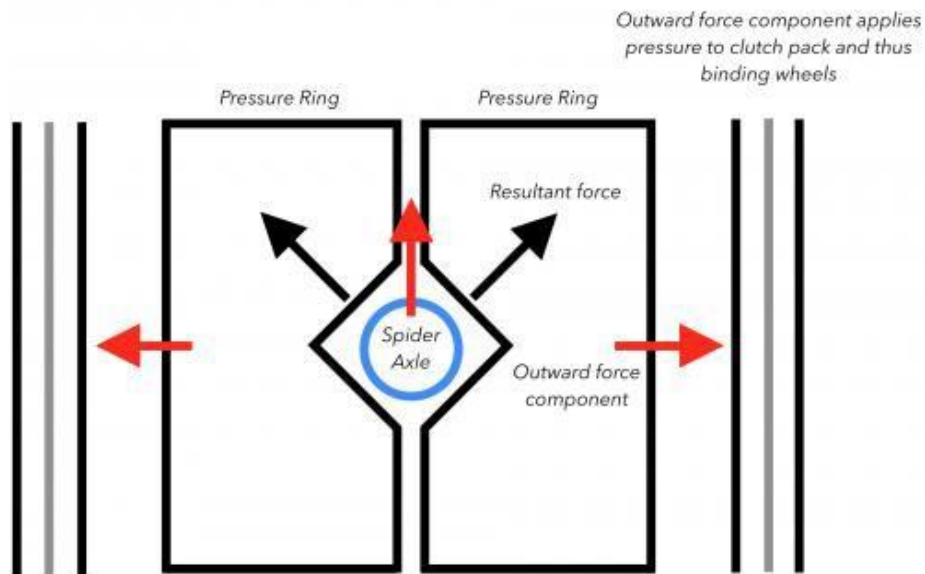
4.1.3 LSD με πολύδισκους συμπλέκτες

Βασισμένο στο ανοιχτό τύπου διαφορικό, το συγκεκριμένο διαθέτει επιπλέον μηχανισμούς οι οποίοι συντελούν στην αποσύμπλεξη του ενός από τους δύο τροχούς στο εσωτερικό του διαφορικού. Ο ένας μηχανισμός είναι οι ράμπες με κλίση και οι δίσκοι που αποσυμπλέκουν και συμπλέκουν το κάθε τμήμα.

Πιο συγκεκριμένα, τα βασικά του μέρη, ο φορέας, οι πλανήτες και οι δορυφόροι υπάρχουν και σε αυτό το είδος. Η διαφορά είναι στους δίσκους τριβής και σύμπλεξης αλλά και στις ράμπες υπό κλίση. Αρχικά, στο εσωτερικό του υπάρχει ένας σταυρός, ο οποίος συνδέεται στις ράμπες που αποτελούν εδράσεις αυτού. Όπως προαναφέρθηκε, αυτές οι ράμπες έχουν κλίση ώστε να μπορεί ο σταυρός να 'ανεβαίνει' σε αυτές τις

ράμπες. Η κλίση τους δηλώνει το ποσοστό εμπλοκής και την απόκριση του. Ο σταυρός όταν κυλιθεί στην ράμπα δίνει πίεση στους δίσκους με αποτέλεσμα την εμπλοκή του τροχού ο οποίος περιστρέφεται ανεξέλεγκτα.

Η ενεργοποίηση του συστήματος, δηλαδή σε ποια περίπτωση ο σταυρός θα κυλιθεί στην ράμπα θέτετε από την ταχύτητα περιστροφής των τροχών και συγκεκριμένα στην διαφορά της γωνιακής ταχύτητας αυτών.



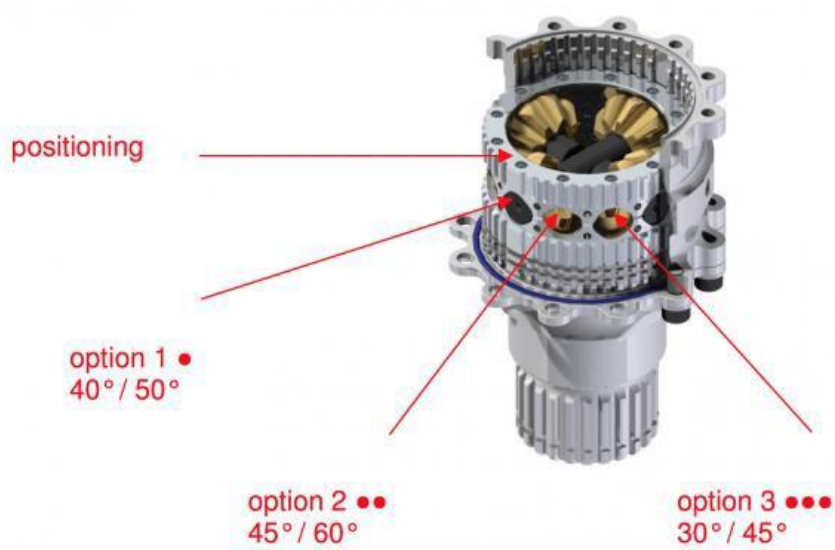
Εικόνα 4.1.3 (Απεικόνιση μηχανισμού λειτουργίας διαφορικού) {10}

4.2 Διαφορικό της Drexler

Δομή διαφορικού περιορισμένης ολίσθησης με δίσκους της Drexler



Εικόνα 4.2α (Μέρη του διαφορικού. Από 2010 FSAE LSD (Image courtesy of Drexler))



Εικόνα 4.2β (Απεικόνιση επιλογών ρύθμισης διαφορικού)

{ 10 }

Όπως αναφέρθηκε η κλίση της ράμπας εκφράζει το ποσοστό της εμπλοκής. Για παράδειγμα η ράμπα στις 30 μοίρες κλίσης δημιουργεί πιο ‘σφιχτή’ εμπλοκή σε σχέση με της ράμπα στις 45 μοίρες κλίσης, ενώ στις 90 μοίρες κλίσης της ράμπας δεν υπάρχει κάποια δύναμη εμπλοκής αφού ο σταυρός δεν ανεβαίνει στην ράμπα.

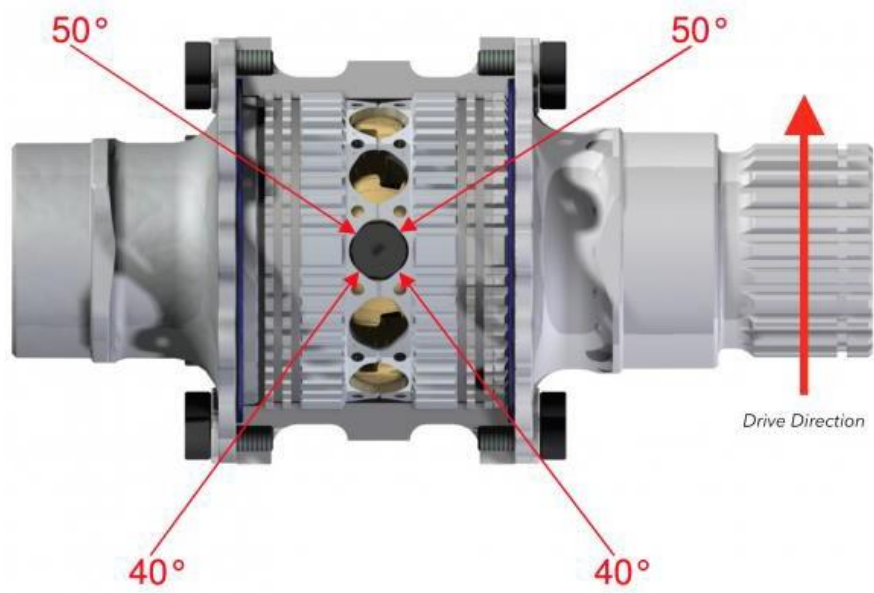
Κάτι που αξίζει να σημειωθεί, λόγω της κλίσης των ραμπών η εμπλοκή γίνεται σταδιακά. Όσο ο σταυρός κυλιέτε στην ράμπα ασκείται με κάποιον ρυθμό το φορτίο στους δίσκους για την εμπλοκή τους.

Η επιλογή της κλίσης αλλάζει τοποθετώντας τον σταυρό στην κατάλληλη θέση που ορίζεται από την ομάδα μετά από μελέτη προσομοίωσης ή φυσικών δοκιμών για την βέλτιστη συμπεριφορά του οχήματος

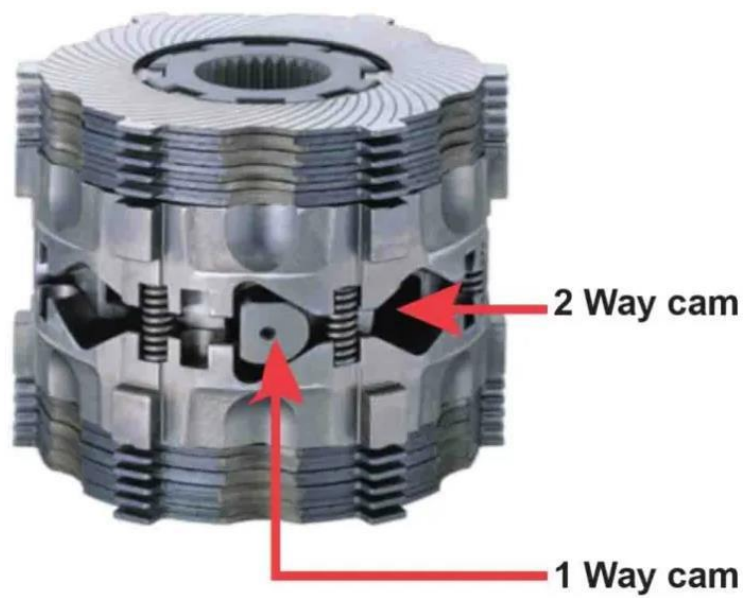
Το διαφορεικό της Drexler για τον διαγωνισμό FSAE είναι 1,5-way. Αυτό σημαίνει ότι η γωνία της ράμπας στην πορεία της επιτάχυνσης διαφέρει από εκείνης της επιβράδυνσης.

Ωστόσο υπάρχουν και τα 1-way και 2-way διαφορεικά τα οποία το πρώτο κάνει την εμπλοκή μόνο στις επιτάχυνση και το δεύτερο κάνει την ίδια εμπλοκή και στην επιτάχυνση και στην επιβράδυνση.

{9}-{10}



Εικόνα 4.2γ (1.5-way διαφορικό, 40° μοίρες στην επιτάχυνση και 50° στην αντίθετη κατεύθυνση)



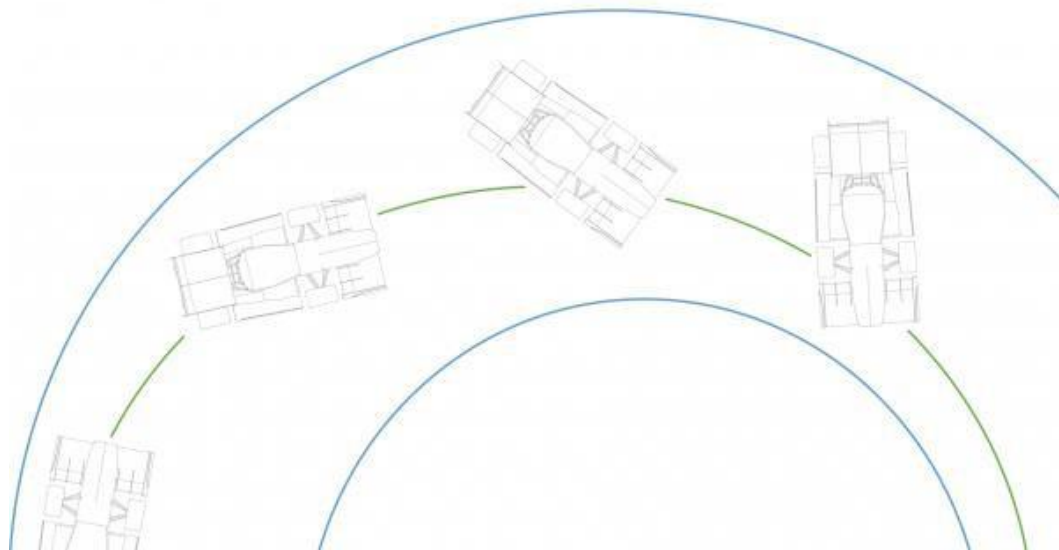
Εικόνα 4.2δ (εσωτερικό μέρος διαφορικού περιορισμένης ολίσθησης)

{10}

Για οχήματα μεγάλης ισχύος είναι επιθυμητή η επιλογή ράμπας μικρής γωνίας κλίσης στην πλευρά της επιτάχυνσης ώστε να περιορίζεται η ολίσθηση (μη απότομη εμπλοκή των δίσκων) στέλνοντας την ροπή στον τροχό που έχει καλύτερη πρόσφυση. Αντίθετα, στα οχήματα χαμηλής ισχύος επιλέγεται μεγάλη γωνία κλίσης της ράμπας αφού η ροπή δεν είναι αρκετή ώστε να ξεπεράσει τα όρια της πρόσφυσης.

Αντίστοιχα, στην περίπτωση σταθερής ταχύτητας η επιλογή μεγαλύτερης εμπλοκής φέρει ισορροπία στο όχημα κάτι που δεν ισχύει σε επιβράδυνση αφού υπάρχει η περίπτωση του φαινομένου της υπερστροφής του.

Επιπλέον, απαιτείται σημαντική προσοχή στην μικρή γωνία κλίσης της ράμπας προς αποφυγή ακαριαίας υποστροφής. Συγκεκριμένα, υποθέτουμε πως το όχημα μας βρίσκεται σε πορεία στροφής και το όχημα αποκτήσει ξαφνική επιτάχυνση υπάρχει μεγάλη πιθανότητα η ξαφνική αύξηση της ροπής να μεταφερθεί στον εσωτερικό τροχό του οχήματος με αποτέλεσμα την αδυναμία του οχήματος να στρίψει.



Υποστροφή

{9}-{10}

Γενικά, είναι πολύ σημαντικό το γεγονός της ρύθμισης του διαφορικού με βάση της ανάγκες της ομάδας. Με τις ρυθμίσεις του, μπορεί να συμπεριφερθεί σαν απλός άξονας, χωρίς να μοιράζει την ροπή, αλλά και σας ανοιχτό διαφορικό. Δίνει την δυνατότητα στους χρήστες να κάνουν τις απαραίτητες δοκιμές ώστε να επιλέξουν την βέλτιστη ρύθμιση για την βέλτιστη συμπεριφορά του οχήματος που θα οδηγήσει στους ταχύτερους χρόνους.

Προ ένταση

Η προ ένταση ή διαφορετικά προ φόρτιση αποτελεί έναν ακόμα τρόπο ρύθμισης του διαφορικού. Αυτή η προένταση θεωρείτε το φορτίο που έχουμε ασκήσει στην σύμπλεξη των δίσκων εντός του διαφορικού που είναι πάντα σε επαφή μεταξύ τους. Με αυτή την επιλογή θέτουμε μια ροπή η οποία είναι η μέγιστη ροπή στην οποία δεν λειτουργεί το διαφορικό. Μεγαλύτερη ροπή από αυτή της προέντασης κάνει το διαφορικό να κατανέμει την ροπή.

Η ροπή αυτή προσεγγιστικά είναι ίση με την ροπή που χρειάζεται να περιστρέψουμε τον ένα τροχό λίγο πριν το σημείο που αρχίζει να περιστρέφεται και ο άλλος τροχός

{10}

Δίσκοι

Στο εσωτερικό του διαφορικού όπως αναφέρθηκε υπάρχουν κάποιοι δίσκοι. Οι μισοί από αυτούς λειτουργούν σαν συμπλέκτες και οι άλλοι σαν δίσκοι τριβής για να μπορούν όλοι μαζί οι δίσκοι να περιστραφούν σαν ένα σώμα. Συνήθως οι αλληλουχία ζευγών είναι ένα δίσκος σύμπλεξης και ένας τριβής. Ωστόσο, είναι πιθανόν να τοποθετηθούν 2 μαζί δίσκοι σύμπλεξης και 2 τριβής. Σε περίπτωση που μειώσουμε κάποιους δίσκους το διαφορικό μετατρέπεται σε 'πιο' ανοιχτό διαφορικό

{10}

5. Σύνδεσμοι ημιαξονίων

5.1. Περιγραφή συνδέσμων

Constant velocity joints (cv joint) όπως ευρέως ονομάζονται και μπιλιοφόροι. Ένα από τα βασικά εξαρτήματα του συστήματος μετάδοσης με αρκετά σύνθετο σχεδιασμό. Θα μπορούσαμε να τα θεωρήσουμε προεκτάσεις των ημιαξονίων οι οποίες από την εσωτερική πλευρά των ημιαξονίων συνδέουν αυτά με το διαφορικό και από την άλλη με τις πλήμνες (hubs).

Η βασική τους χρήση είναι η μεταφορά ισχύος, ροπής, κίνησης από το διαφορικό προς τους τροχούς. Το σημαντικότερο είναι η δυνατότητα τους να λειτουργούν υπό κάποια μεταβαλλόμενη κλίση σε σχέση με τα ημιαξόνια. Με βάση την μορφολογία του εδάφους, την κλίση που στρέφεται το όχημα με την μεταφορά του βάρους αλλά γενικότερα με την λειτουργία της ανάρτησης απαιτείται αυτή η κατάσταση χωρίς να αποσυνδέονται οι συνδέσεις των ημιαξονίων.

Ο σχεδιασμός αυτών των συνδέσεων φαίνεται απλός αλλά η μελέτη του σχεδιασμού αρκετά σύνθετη. Η ανάλυση των φορτίων που δέχονται είναι περίπλοκη διαδικασία αφού τα σημεία που φορτίζονται δεν είναι σταθερά. Γεγονός που καθιστά τον σχεδιασμό αυτών των εξαρτημάτων αδύνατον να υλοποιηθεί από την ομάδα μας.

Έτσι αποφασίσαμε να επιλέξουμε τους συνδέσμους από το εμπόριο με βάση τις ιδιαιτερότητες και τα χαρακτηριστικά που ζητάμε.

Στην συνέχεια θα γίνει επεξηγηματική αναφορά σε όλα τα είδη και η επιλογή των εξαρτημάτων που θα ταιριάζουν με όλο το σύστημά και τα υπόλοιπα εξαρτήματα.

{6}

5.1.1. Γενικές κατηγορίες cv joints

1. Σύνδεσμος Alfred H. Rzeppa
2. Σταθερός και μεταβλητός σύνδεσμος (Fixed and Plunge joint)
3. Σύνδεσμος με τριποδικό σταυρό ή σφαίρες μεταβαλλόμενου μήκους (Ball and tripod plugging joints)
4. Σύνδεσμος με τριποδικό σταυρό (Tripod joint)
5. Σταθερός σύνδεσμος με τριποδικό σταυρό (Fixed tripod joint)

Οι παραπάνω γενικές κατηγορίες φέρουν αλλαγές στην δομή του για κάθε χρήση. Η επιλογή τους εξαρτάται από το είδος του οχήματος και την χρήση του, το βάρος του και την λειτουργία του. Για την πλειοψηφία των οχημάτων οι σύνδεσμοι είναι τυποποιημένοι και η επιλογή τους ορίζεται από τον κατασκευαστή του οχήματος.

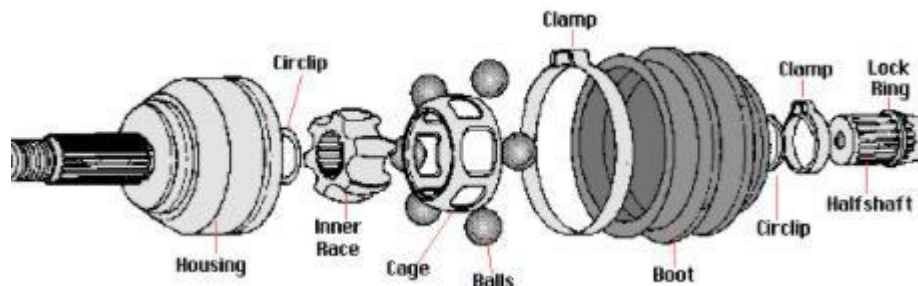
Ωστόσο, σε περιπτώσεις που αποκλείουν από τις βασικές προδιαγραφές ενός οχήματος, όπως στην δικιά μας περίπτωση, πρέπει να ερευνησουμε ποιο είναι το κατάλληλο εξάρτημα που ικανοποιεί τις ανάγκες του οχήματος, ενώ πρέπει να δοθεί μεγάλη προσοχή στην σύνδεση με τα υπόλοιπα εξαρτήματα.

Η δομή της αρχής λειτουργίας των συνδέσμων βασίζεται στην κύλιση σφαιρών ή εδράνων κύλισης εσωτερικά δύο επιφανίων με επιπλέον εδράσεις και εξαρτημάτων για την σωστή σύνδεση όλου του συμπλέγματος.

{12}-{13}

1. Σύνδεσμος Aifred H. Rzeppa

Το όνομα του συνδέσμου παραπέμπει στον μηχανολόγο που εφηύρε το συγκεκριμένο εξάρτημα. Έξι σφαίρες στο εσωτερικό του, με ένα κυλινδρικού σχεδιασμού εξάρτημα με κενά στην περιμετρική επιφάνια του που συγκρατεί τις σφαίρες σε συγκεκριμένη θέση. Τοποθετείτε από την πλευρά του τροχού.



Εικόνα 5.1.1α (Rzeppa CV joint) {11}

2. Fixed and Plunge joints

Fixed: Για χρήση εσωτερικής τοποθέτησης σε μπροστινοκίνητα οχήματα αν και βασικά χρησιμοποιείται εξωτερικής χρήσης.

Plunge: Για χρήση εξωτερικής τοποθέτησης. Ως εξωτερικός παίρνει μεγάλη κλίση όταν το όχημα στρίβει.

Μέχρι 50 μοίρες κλίσης με το ημιαξόνιο, ιδανικό για οχήματα χαμηλού βάρους. Χωρίς μεταβολή του μήκους του.



Εικόνα 5.1.1β .(Fixed ball joint SKF)

{13}

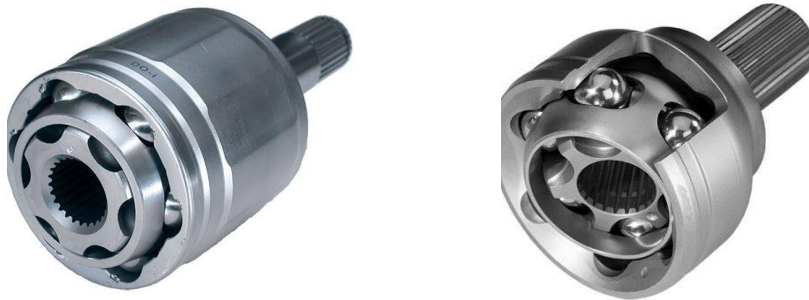
3. Plunge Joints (tripod & ball-type)

Tripod type joint: Η δομή του αποτελείται από το εσωτερικό σκέλος το οποίο περιμετρικά διαθέτει τρία έδρανα κύλισης που μεταφέρουν την ροπή από τον εσωτερικό σκέλος στο εξωτερικό. Συνηθίζεται τοποθέτηση σε μπροστινοκίνητα οχήματα εσωτερικά, από την πλευρά του διαφορικού.



Εικόνα 5.1.1γ (Tripod plunging joint SKF)

Ball type joint: Υπάρχουν δυο τύποι σε αυτήν την κατηγορία. Ο cross groove σύνδεσμος και double-offset. Η δομή του αποτελείται από το εξωτερικό σκέλος όπου η εσωτερική επιφάνεια ‘αγκαλιάζει’ τις σφαίρες που κυλιούνται στο εσωτερικό του.



Εικόνα 5.1.1δ. (Ball plunging double offset joint SKF - Ball plunging cross groove joint SKG)

4. Tripod joint

Αυτοί οι σύνδεσμοι τοποθετούνται εσωτερικά, δηλαδή από την πλευρά του διαφορικού. Η δομή του αποτελείται από τρία έδρανα κύλισης περιμετρικά του εσωτερικού σκέλους με διαφορά γωνίας μεταξύ τους 120 μοίρες.

Τα βασικά χαρακτηριστικά είναι η γωνία κλίσης όπου ανέρχεται στις 23-26 μοίρες και στην μεταβολή του μήκους στα 50 mm. Αυτό είναι εφικτό λόγω της κύλισης των ρουλεμάν μέσα στους μπιλιοφόρους κατά το διαμήκη άξονα των ημιαξονίων.

5. Tripod joint (fixed)

Για μπροστινοκίνητα οχήματα είναι σύνηθες να χρησιμοποιούνται fixed tripod σύνδεσμοι για εξωτερική τοποθέτηση.



Εικόνα 5.1.1ε (Τομή από tripod joint)

5.1. Λίπανση

Λόγω των φορτίων και της κύλισης που πραγματοποιείται στο εσωτερικό των συνδέσμων απαιτείται η λίπανση των επιφανειών της συναρμογής. Η υψηλή θερμοκρασία και οι πιέσεις μπορεί να προκαλέσουν σημαντικές φθορές ή και αστοχία του εξαρτήματος. Το υλικό λίπανσης είναι το γράσο. Ωστόσο, πρέπει να εφαρμόζεται συγκεκριμένο γράσο υψηλής ποιότητας για το συγκεκριμένο εξάρτημα.

Επίσης, κατά την λειτουργία του συστήματος θα πρέπει να διασφαλίζεται η ποιότητα και η κατάσταση του λιπαντικού υλικού. Να αποτρέπεται η είσοδος ακαθαρσιών και η διαρροή του υλικού από το εσωτερικό του συνδέσμου.

Έτσι, δίνεται μεγάλη προσοχή στα εξαρτήματα προστασίας του λιπαντικού υλικού, δηλαδή την φούσκα. Αυτή η φούσκα θα πρέπει να είναι σε καλή κατάσταση για αποφυγή της φθοράς της αλλά και οι σφικτήρες θα πρέπει να έχουν τοποθετηθεί σωστά.

6. Ημιαξόνια

6.1. Περιγραφή ημιαξονίων

Τα ημιαξόνια είναι ένα από τα βασικότερα στοιχεία που απαρτίζουν το σύστημα μετάδοσης ισχύος. Ουσιαστικά είναι άξονες όπου στις άκρες τους έχουν πολύσφηνο για την σύνδεση τους με άλλο στοιχείο του συστήματος.

Κάθε όχημα έχει ημιαξόνια όταν μοιράζεται και μεταφέρεται η ροπή του κινητήρα σε παραπάνω από ένα τροχό ή άτρακτο. Στην περίπτωση της δικιά μας μελέτης, όπου το όχημα είναι πισωκίνητο τα ημιαξόνια είναι στους πίσω τροχούς και η διάταξη είναι η ακόλουθη:

1. Κινητήρας
2. Κιβώτιο ταχυτήτων-εσωτερικά του κινητήρα
3. Αλυσίδα μετάδοσης ισχύος στον πίσω άξονα
4. Το τελικό γρανάζι (Final drive), που δέχεται την ροπή από την αλυσίδα
5. Διαφορικό, στο οποίο είναι συνδεδεμένο το final drive, και μοιράζει την ροπή στους δύο τροχούς
6. Ημιαξόνια, τα οποία συνδέονται με το διαφορικό αλλά και το hub (πλευρά τροχών) μέσω των συνδέσμων (στοιχεία που επιτρέπουν την περιστροφή των ημιαξονίων υπό κλίση)
7. Πλήμνες, συνδέουν ημιαξόνια με τροχούς
8. Τροχοί

Για την μελέτη των ημιαξονίων ακολουθούμε τα παρακάτω βήματα:

- A.** Αρχικά θα πρέπει να αντιληφθούμε τι είδος φορτία δέχονται και το μέγεθος τους.
- B.** Στην συνέχεια, να υπολογίσουμε την απαιτούμενη διάμετρο τους ώστε να αντέχουν τα φορτία.
- C.** Υπολογισμός αντοχής πολύσφηνου και το απαιτούμενο μήκος του
- D.** Τέλος επιλογή τυποποιημένου πολύσφηνου για ταίριασμα με τον μπιλιοφόρο.
- E.** Δημιουργία σχεδίου
- F.** Ανάλυση δυνάμεων τελικού σχεδίου με την μέθοδο πεπερασμένων στοιχείων.
(FEA)

{3}

Περιορισμοί

Με βάση την μεθοδολογία που θα ακολουθήσουμε ξεκινάμε με την κατανόηση της χρήσης και των φορτίων που ασκούνται σε αυτό.

Είδος φορτίσεων και το μέγεθος τους

Το κυριότερο φορτίο που δέχεται το κάθε ημιαξόνιο είναι της μορφής ροπής στρέψης λόγω της ροπής που μεταφέρεται από τον κινητήρα, αλλά και διάτμηση και ροπή κάμψης λόγω του βάρους του μονοθέσιου, εφελκυσμό και θλίψη σε πλευρικές φορτίσεις.

Για να υπολογίσουμε το μέγεθος της ροπής στρέψης θα πρέπει να αντιληφθούμε σε ποια περίπτωση θα δέχεται την μέγιστη φόρτιση.

Προσοχή : Είναι κατανοητό ότι η ροπή που δέχεται το ημιαξόνιο είναι από τον κινητήρα. Ωστόσο, σε συγκεκριμένες καταστάσεις, η ροπή ξεπερνάει το επίπεδο πρόσφυσης των ελαστικών με αποτέλεσμα να έχουμε ολίσθηση. Γι' αυτό, πρέπει να αντιληφθούμε σε ποια κατάσταση θα έχουμε την βέλτιστη πρόσφυση.

Αρχικά, η πρόσφυση επηρεάζεται από τρεις καταστάσεις.

{1} Συντελεστής πρόσφυσης εδάφους

{2} Ποιότητα, είδος και χαρακτηριστικά ελαστικού

{3} Δύναμη βάρους

Άρα, υπολογίσουμε την μεγαλύτερη δύναμη τριβής που μπορεί να υπάρξει στα ελαστικά του μονοθέσιου.

$$T = \mu * Z \quad (N)$$

Όπου:

μ = Συντελεστής τριβής

Z = Βάρος στην κάθε ρόδα (πίσω άξονα)

{3}-{4}-{5}

- ❖ Σε αγωνίστηκα οχήματα ο συντελεστής πρόσφυσης μπορεί να φτάσει 1,3 κατά την διάρκεια του αγώνα, με την αύξηση της θερμοκρασίας
- ❖ Στο όχημα κατά την επιτάχυνση μεταφέρεται μέρος τους βάρους του προς τα πίσω, εξαιτίας της αδράνειας.
- ❖ Επίσης, παίζει ρόλο και η κλίση του οδοστρώματος. Σε περίπτωση θετικής κλίσης το βάρος του πίσω άξονα που ασκείται στον δρόμο είναι μεγαλύτερο από την περίπτωση μηδενικής κλίσης.

Άρα ακολουθούμε τα παρακάτω βήματα για τον υπολογισμό της μέγιστης ροπής που μπορεί να αντέξει το ελαστικό πριν ολισθήσει.

- a) Υπολογίζουμε την τιμή της επιτάχυνσης σε 5° κλίση (8,7%) και μας δίνει **$7,1 \text{ m/s}^2$**
- b) Για κλίση 5° και επιτάχυνση **$7,1 \text{ m/s}^2$** υπολογίζουμε το βάρος στον κάθε τροχό του πίσω άξονα. **$Z_2 = 1206 \text{ N}$**
- c) Έχοντας το βάρος, το πολλαπλασιάζουμε με τον συντελεστή τριβής 1,3 και βρίσκουμε την δύναμη τριβής **$T = 1568 \text{ N}$**
- d) Τέλος πολλαπλασιάζουμε την δύναμη τριβής με την ακτίνα του ελαστικού και βρίσκουμε την ροπή που αντέχει το ελαστικό προ ολίσθησης. Συνεπώς έτσι βρίσκουμε την μέγιστη ροπή στρέψης που περνάει από το κάθε ημιαξόνιο και απαιτείται μελέτη αντοχής του ημιαξονίου σε ροπή στρέψης.
 $T_{max} = 390 \text{ Nm}$

{4}-{5}

6.2. Υπολογισμός Αντοχής Στρέψης- Διαστασιολόγηση

Για τον υπολογισμό την αντοχή στρέψης θα πρέπει να επιλέξουμε ένα υλικό και στην συνέχεια να βεβαιωθούμε να βρούμε για το συγκεκριμένο υλικό ποια είναι η ελάχιστη διάμετρος που μπορεί να κατασκευαστεί το κάθε ημιαξόνιο.

Τα υλικά που χρησιμοποιούνται για ημιαξόνια και από τις περισσότερες ομάδες είναι τα εξής.

Material	Density (g/cm ³)	Re (Mpa)	Hardness, Brinell
4130	7,85	460	217
4340	7,85	470	217
4140	7,85	415	197

Αρχικά, με τα δεδομένα που έχουμε υπολογίζουμε την ελάχιστη διάμετρο του ημιαξονίου.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0.2 * \tau_{\text{επ}}}} = 16,19 \text{ mm} \Rightarrow 25 \text{ τυποποίηση}$$

Όπου:

$$T = 39030 \text{ Nmm}$$

$$\tau_{\text{επ}} = 0.22 * \text{Re} / 2$$

$$\text{Συντελεστής ασφαλείας} = 2$$

{3}

D (mm)	
16,19	25
16,07	
16,75	

Λόγω του πολύσφηνου στα άκρα του άξονα πρέπει να γίνει έλεγχος αντοχής αλλά και έλεγχος πίεσης επιφανείας

Έλεγχος αντοχής στρέψης

$$\tau_t = \frac{T}{W_t} \leq \tau_{t\epsilon\pi}$$

$$W_t = 2 * (0.012(D + d)^3)$$

- **D= 26 mm**
- **d= 21 mm**
- **T_{tεπ min} (4140) = 41.5 N/mm²**

$$APA \quad \tau_t = 15,67 \leq 41.5 = \tau_{t\epsilon\pi \min}$$

ΔΕΚΤΟ

Μήκος πολύσφηνου - Πίεση επιφανείας

$$l \geq \frac{2 T}{d_m h 0.75 n p_{\epsilon\pi}} = 1.9 \text{ mm}$$

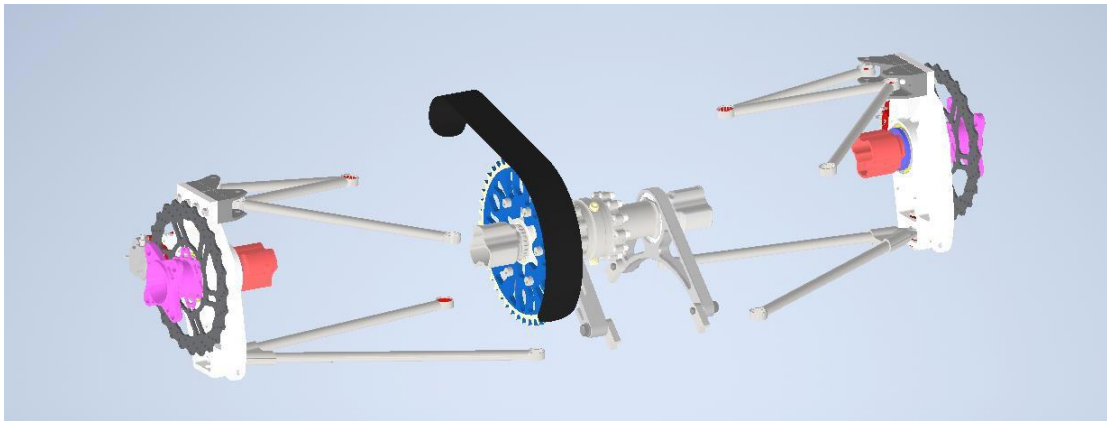
- $d_m=(D+d)/2$
- $h =(D-d)/2$
- $n=10$ σφήνες
- $p_{\epsilon\pi}= 120 \text{ N/mm}^2$

{3}

Παρατήρηση

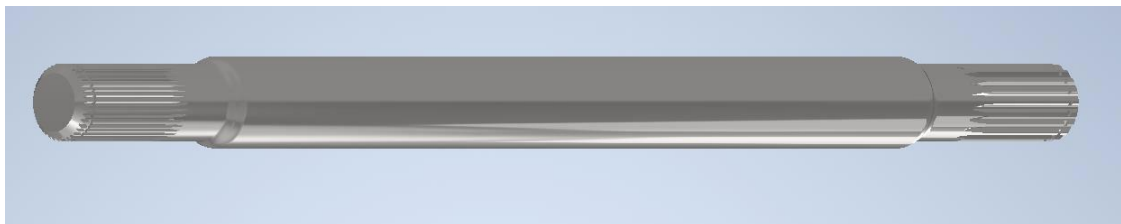
Προφανώς, δεν επηρεάζεται από πλευρά από αντοχής το μήκος του πολύσφηνου.

Έχοντας το παρακάτω σχέδιο γνωρίζοντας το μήκος του μετατροχίου υπολογίζουμε το κατάλληλο μήκος των ημιαξονίων



Εικόνα 6.2α (Ολικό σχέδιο πίσω άξονα με βάση το μετατρόχιο)

Μήκος ημιαξονίων: $L=380$ mm



Εικόνα 6.2β (Σχέδιο ημιαξονίων προς κατασκευή)

Σχόλια υπολογιστικού μέρους

Πρώτος μας στόχος ήταν η μελέτη ημιαξονίου, να είναι λειτουργικά και ικανά να μεταφέρουν την ροπή του κινητήρα. Δεν δώσαμε μεγάλη σημασία σε βάρος γιατί θέλουμε να εξασφαλίσουμε την αξιοπιστία τους.

Οι παραπάνω μελέτη αποτελεί θεωρητική προσέγγιση με τις ελάχιστες τιμές που εξασφαλίζουν την αντοχή του συστήματος.

7. Τελική σχέση μετάδοσης

7.1. Λειτουργία και σχέση μετάδοση

Το ‘final drive’ ορίζεται ως το τελευταίο γρανάζι πριν τους κινητήριους άξονες. Αποτελεί την τελευταία μειωτήρα στροφών στο σύστημα μετάδοσης κίνησης. Στο σύστημα μας το γρανάζι αυτό είναι συνδεδεμένο με το διαφορικό και η ροπή από το κιβώτιο ταχυτήτων μεταφέρεται στο τελικό γρανάζι μέσω αλυσίδας.

Για την μελέτη του συστήματος υπολογίζεται η ροή ισχύος όλου το συστήματος μετάδοσης για την επιλογή του τελικού λόγου μετάδοσης (σχέση μετάδοσης). Μέσω αυτού καταλήγουμε σε τρεις επιλογές που καλύπτουν τις ανάγκες του οχήματος στην πίστα και θα αναλυθούν στο κεφάλαιο του set-up.

Αποφασίζοντας να κρατήσουμε το εργοστασιακό γρανάζι στην έξοδο του κιβωτίου ταχυτήτων επιλέγουμε τον υπάρχον τύπο αλυσίδας. Τα γρανάζια είναι τυποποιημένες κατασκευές και αντιστοιχούν με συγκεκριμένες αλυσίδες.

Έτσι, καταλήγουμε σε τελικό γρανάζι ίδιου τύπου που χρησιμοποιεί ο εργοστασιακός κινητήρας. Στο βιβλίο του κατασκευαστή, του κινητήρα μας (Yamaha R6 YZFR6R) αναγράφονται τα παρακάτω χαρακτηριστικά που αφορούν την αλυσίδα της μετάδοσης μετά το κιβώτιο ταχυτήτων.

Αλυσίδα

Drive chain	
Type/manufacturer	525V8/DAIDO
Link quantity	114
Drive chain slack	35.0–45.0 mm (1.38–1.77 in)
15-link length limit	239.3 mm (9.42 in)

{1}-{6}

Όπως αναφέρθηκε, το κιβώτιο ταχυτήτων είναι το εργοστασιακό του κινητήρα. Εσωτερικά του κιβωτίου υπάρχουν δύο άξονες. Ο πρωτεύον και δευτερεύον άξονας. Ο πρωτεύον συνδέεται με τον στροφαλοφόρο άξονα με το primary drive, δηλαδή ένα γρανάζι που μεταφέρει την ροπή του κινητήρα στο κιβώτιο ταχυτήτων και βρίσκεται πάνω στον στροφαλοφόρο άξονα. Στην έξοδο του δευτερεύον άξονα υπάρχει ένα γρανάζι που φέρει την αλυσίδα η οποία συνδέεται με το τελικό γρανάζι οδηγώντας την ροπή στο διαφορικό.

Κάθε οδοντωτός τροχός που συνδέεται άμεσα ή έμμεσα με έναν άλλο οδοντορό χαρακτηρίζεται από μια τιμή, την σχέση μετάδοσης. Ουσιαστικά είναι ο λόγος του αριθμού δοντιών του ενός σε σχέση με του άλλου. Διαφορετικά, συγκρίνουμε τις ακτίνες ή την τιμή της ροπής που μεταφέρεται ή της ταχύτητας στροφών περιστροφής του κάθε οδοντωτού τροχού.

$$\text{Σχέση μετάδοσης } i_{1-2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{r_2}{r_1}$$

{6}

Z: Αριθμός δοντιών

n: Ταχύτητα στροφών περιστροφής

T: Ροπή στον κάθε οδοντωτό τροχό

r: Ακτίνα κάθε οδοντωτού τροχού



Εικόνα 7.2.(Μειωτήρας: Αριστερός κινητήριος και δεξιός κινούμενος οδοντωτός τροχός)

Παρακάτω (Πίνακας 7.2.) αναγράφονται οι σχέσεις μετάδοσης της κάθε ταχύτητας με βάση τον αριθμό δοντιών αλλά και την τελική ταχύτητα του οχήματος ως μοτοσυκλέτα σε κάθε σχέση του κιβωτίου.

Primary Drive	Gear (Straight-cut)	
Primary Drive Gear Teeth (Ratio)	85/41	2,073
Final Drive Sprocket Teeth (Ratio)	45/16	2,813
Transmission Gear Teeth (Ratios)		
1th	31/12	2,583
2th	32/16	2,000
3th	30/18	1,667
4th	26/18	1,444
5th	27/21	1,286
6th	23/20	1,150
Theoretical Speed in Gears at Redline		
	Mph	km
		0
1th	78	126
2th	101	163
3th	121	195
4th	140	225
5th	157	253
6th	176	283

Πίνακας 7.2 (Σχέσεις μετάδοσης- λόγος αριθμού δοντιών του εργοστασιακού κιβωτίου ταχυτήτων και τελικές ταχύτητες για κάθε σχέση, ως μοτοσυκλέτα)

Παρατήρηση

Οι παραπάνω τελικές ταχύτητες ισχύουν για όλα τα οχήματα αφού η μοναδική εξάρτηση στις παραπάνω τιμές είναι τα δόντια του κάθε οδοντωτού τροχού. Δεν συμπεριλαμβάνουμε τα χαρακτηριστικά οχήματος (βάρος, διαστάσεις) ή ισχύ και ροπή οχήματος. Ωστόσο, όταν θα συνυπολογίσουμε τα χαρακτηριστικά του οχήματος θα αποδειχθεί ότι είναι αδύνατος το όχημα να αγγίξει αυτές τις ταχύτητες.

7.2. Υπολογισμός τελικής σχέσης μετάδοσης

Υπολογίζοντας την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα για κάθε ζεύγος οδοντωτών του πρωτεύον με δευτερεύον μέχρι το τελικό γρανάζι καταγράφουμε τις ταχύτητες περιστροφής για κάθε σχέση.

Final drive	engine speed	1	2	3	4	5	6
i	1500	100	129	154	178	200	224
16	2000	133	172	206	238	267	298
45	3000	199	257	309	356	400	447
2,813	4000	266	343	412	475	533	597
	5000	332	429	514	594	667	746
	6000	398	515	617	713	800	895
	7000	465	600	720	831	934	1044
T max	8000	531	686	823	950	1067	1193
	9000	598	772	926	1069	1200	1342
	10000	664	858	1029	1188	1334	1491
	11000	730	943	1132	1307	1467	1641
	12000	797	1029	1235	1425	1600	1790
	13000	863	1115	1338	1544	1734	1939
P max	14000	930	1201	1440	1663	1867	2088
	15000	996	1286	1543	1782	2001	2237
	16000	1062	1372	1646	1900	2134	2386
	17000	1129	1458	1749	2019	2267	2535
	18000	1195	1544	1852	2138	2401	2685

Πίνακας 7.2.α (Στροφές περιστροφής τελικού γραναζιού – final drive. Μέγιστη ροπή ισχύς κινητήρα εργοστασιακών επιδόσεων)

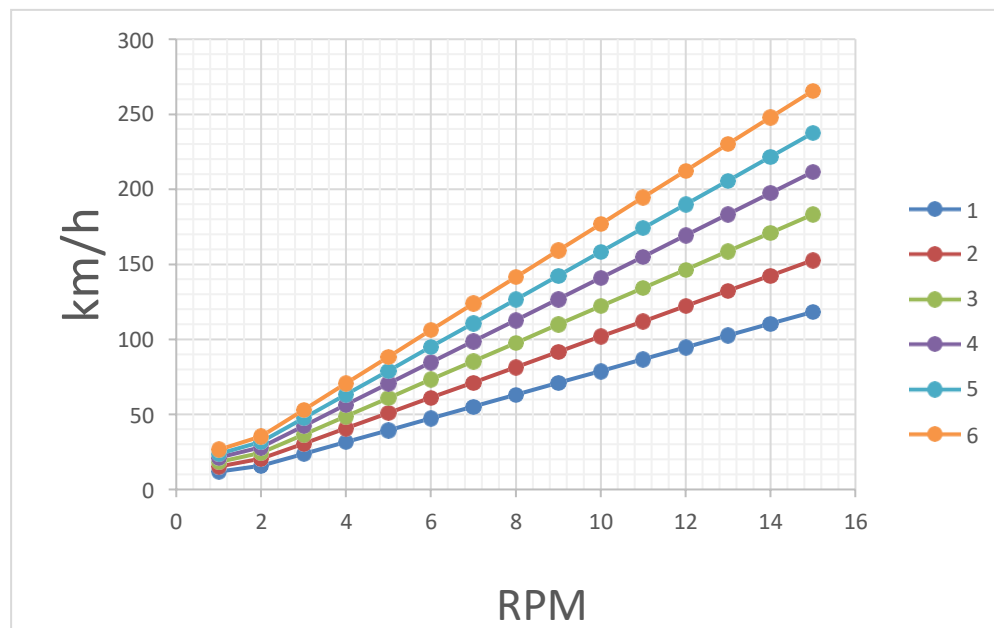
Στην συνέχεια με την ακτίνα του ελαστικού, υπολογίζοντας με γωνιακή ταχύτητα του τροχού και βρίσκουμε την ταχύτητα του οχήματος σε κάθε σχέση. Οι τιμές που βρίσκουμε επαληθεύονται με τις ταχύτητες που αναφέρει ο κατασκευαστής. Τονίζεται ότι δεν σημαίνει ότι το όχημα μπορεί να επιταχύνει μέχρι αυτές.

rpm	km/h					
1500	12	15	18	21	24	27
2000	16	20	24	28	32	35
3000	24	31	37	42	48	53
4000	32	41	49	56	63	71
5000	39	51	61	71	79	89
6000	47	61	73	85	95	106
7000	55	71	86	99	111	124
8000	63	81	98	113	127	142
9000	71	92	110	127	143	159
10000	79	102	122	141	158	177
11000	87	112	134	155	174	195
12000	95	122	147	169	190	212
13000	102	132	159	183	206	230
14000	110	143	171	197	222	248
15000	118	153	183	212	238	266
16000	126	163	195	226	253	283

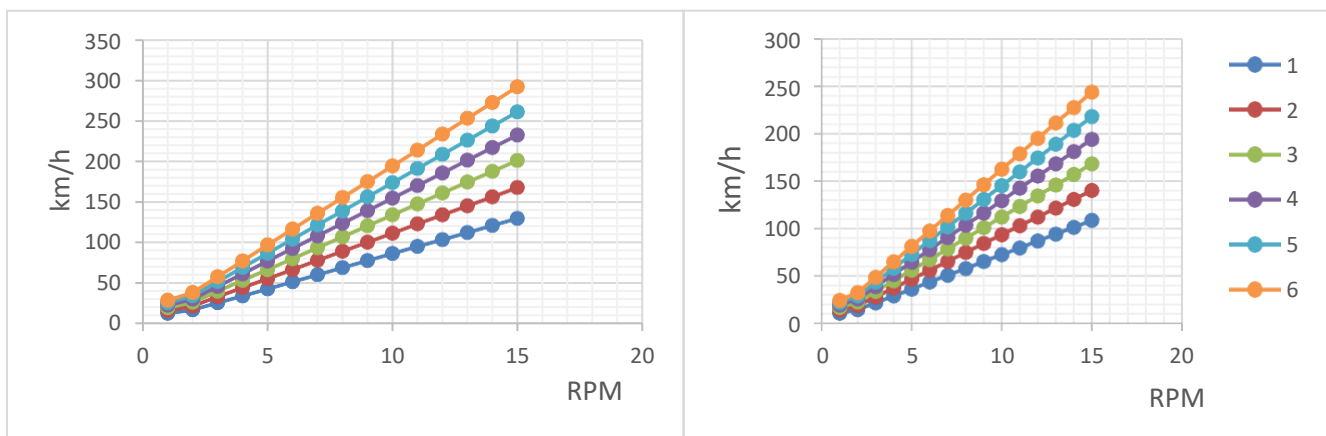
Πίνακας 7.2.β (Ταχύτητα οχήματος σε στροφές κινητήρα)

Οι παραπάνω τιμές (Πίνακας 7.2.β) απεικονίζονται στο γράφημα (Γράφημα 7.2α). Για μια συγκεκριμένη τελική σχέση μετάδοσης υπάρχουν ευθείες συσχέτισης ταχύτητας οχήματος σε συγκεκριμένες ταχύτητες περιστροφής στροφαλοφόρου άξονα.

Η κλίση της κάθε ευθείας εκφράζει τον ρυθμό επιτάχυνσης του οχήματος και επηρεάζει την τελική ταχύτητά του.



Γράφημα 7.2α (Στροφές κινητήρα – ταχύτητα οχήματος)



Γράφημα 7.2β-γ (Σχέση μετάδοσης 2,563 41 δόντια- 3,063 49 δόντια)

8. Τελική ρύθμιση συστήματος-Επιδόσεις οχήματος

8.1. Ρυθμίσεις του συστήματος μετάδοσης ισχύος

Έχοντας κάνει την διαστασιολόγηση ολόκληρου το συστήματος είναι απαραίτητη η μελέτη της απόδοσης του. Όπως προαναφέρθηκε το σύστημα μετάδοσης κίνησης μεταφέρει την ισχύ και ροπή του κινητήρα στους τροχούς. Έτσι, για να επιτευχθεί η βέλτιστη απόδοση του συστήματος πρέπει να επιλεγθεί η κατάλληλη ρύθμιση του.

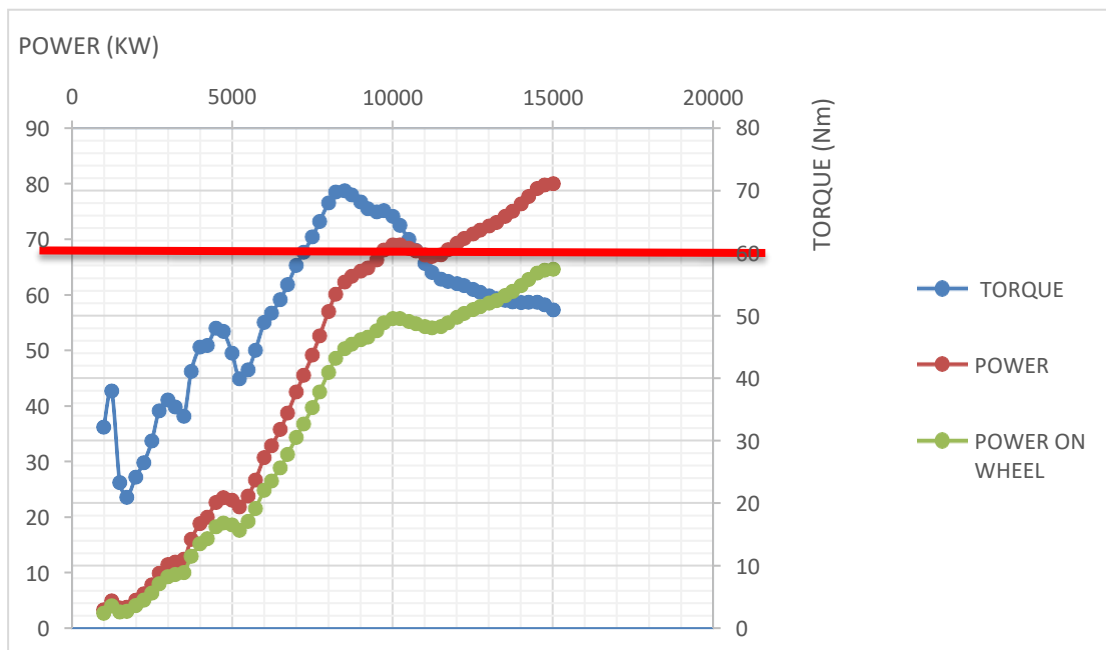
Η ρύθμιση του γίνεται με βάση τους στόχους που έχουν τεθεί σε κάθε ένα από τα αγωνίσματα. Ουσιαστικά, λαμβάνουμε υπόψη την χρήση του μονοθέσιου και στοχεύουμε τα βέλτιστα χαρακτηριστικά που θα αποδοθούν από την μελέτη της ρύθμισης του.

Συγκεκριμένα, στην ρύθμιση του συστήματος περιλαμβάνονται τα ακόλουθα μέρη. Πρώτα από όλα, η τελική σχέση μετάδοσης (final drive) που μας επιφέρει τον ρυθμό αύξησης της ταχύτητας σε σχέση με τις στροφές του κινητήρα. Αλλάζοντας μόνο το τελικό γρανάζι αλλάζουν όλες οι σχέσεις μετάδοσης όλων των ταχυτήτων. Πολύ σημαντική αλλαγή για την συμπεριφορά του οχήματος καθώς αξιοποιείται η ισχύς στο φάσμα στροφών που έχει τεθεί σε περιπτώσεις επιτάχυνσης. Η πιο σημαντική αλλαγή φαίνεται στην μέγιστη ταχύτητα του οχήματος σε κάθε ταχύτητα. Όπως σε περίπτωση που μεγαλώσει η τιμή της τελικής σχέσης μετάδοσης, οι τελικές ταχύτητες του οχήματος σε κάθε σχέση θα μικρύνουν. Επιπλέον, το όχημα γίνεται πιο εκρηκτικό και μπορεί να λειτουργεί στο φάσμα υψηλής απόδοσης στροφών του κινητήρα σε μεγαλύτερο πλήθος ταχυτήτων.

{6}

8.2. Υπολογιστικό μέρος των ρυθμίσεων

Στόχος μας είναι να λειτουργούμε το μονοθέσιο στα όρια μέγιστης απόδοσης του κινητήρα. Ως κινητήρας εσωτερικής καύσης γνωρίζουμε ότι ο μέγιστος βαθμός απόδοσης αποδίδεται σε συγκεκριμένες στροφές ταχύτητας του κινητήρα. Έτσι, απεικονίζουμε στο παρακάτω γράφημα τις καμπύλες ισχύος- στροφές κινητήρα και ροπής-στροφές κινητήρα για να επιλέξουμε το φάσμα στροφών λειτουργίας του κινητήρα.



Γράφημα 8.2.1(Συσχέτιση ροπής-στροφές κινητήρα και ισχύ- στροφές κινητήρα)

Όπως παρατηρούμε η μέγιστη τιμή της ροπής αποδίδεται περίπου στις 8000 rpm ενώ η ισχύς στις 14500 rpm. Για να είναι εφικτή η μέγιστη επιτάχυνση του οχήματος θα πρέπει να έχουμε διαθέσιμη την μέγιστη ροπή για ένα φάσμα στροφών που θα έχει την απαραίτητη διάρκεια ώστε να καλύψει μια επιθυμητή απόσταση.

{6}

Συγκεκριμένα, θεωρούμε ότι κινείται το όχημα με την δεύτερη σχέση του κιβωτίου ταχυτήτων στις 6000rpm. Επιταχύνοντας οι στροφές θα πρέπει να περάσουν τις 10000 rpm αξιοποιώντας την μέγιστη ροπή. Δεν υπάρχει κάποιος περιορισμός για την ισχύ καθώς όπως απεικονίζεται στο γράφημα η ισχύς αυξάνεται συνεχώς. Ωστόσο η ροπή μετά τις 12000rpm έχει σημαντική πτώση κάτι που δηλώνει το σημείο αλλαγής ταχύτητας. Αφού γίνει η αλλαγή σχέσης, στην τρίτη, η ταχύτητα στροφών του κινητήρα θα μειωθεί. Είναι σημαντικό λοιπόν, να λάβουμε υπόψιν το σημείο λειτουργίας του κινητήρα όταν θα γίνεται αλλαγή ταχύτητας. Σε περίπτωση που το σημείο λειτουργίας είναι αρκετά χαμηλά, κάτω από τις 7500 rpm ο κινητήρας δεν θα είναι ικανός να προσφέρει την ισχύ που θέλουμε αμέσως με αποτέλεσμα μη αποτελεσματικής επιτάχυνσης.

Στο παραπάνω γράφημα (Γράφημα 8.2.1) υπάρχει η κόκκινη γραμμή που ξεχωρίζει το φάσμα στροφών που αποδίδεται η μέγιστη ροπή συμπεριλαμβανομένης την αυξανόμενη ισχύ.

Παρατήρηση

Το γράφημα ισχύς/ροπής-στροφές κινητήρα προέρχεται από την μελέτη της υποομάδας του κινητήρα. Αποτελεί μελέτη προσομοίωσης που σημαίνει ότι τα αποτελέσματα είναι προσεγγιστικά και απαιτείται δυναμομέτρηση του κινητήρα για τα ακριβή αποτελέσματα.

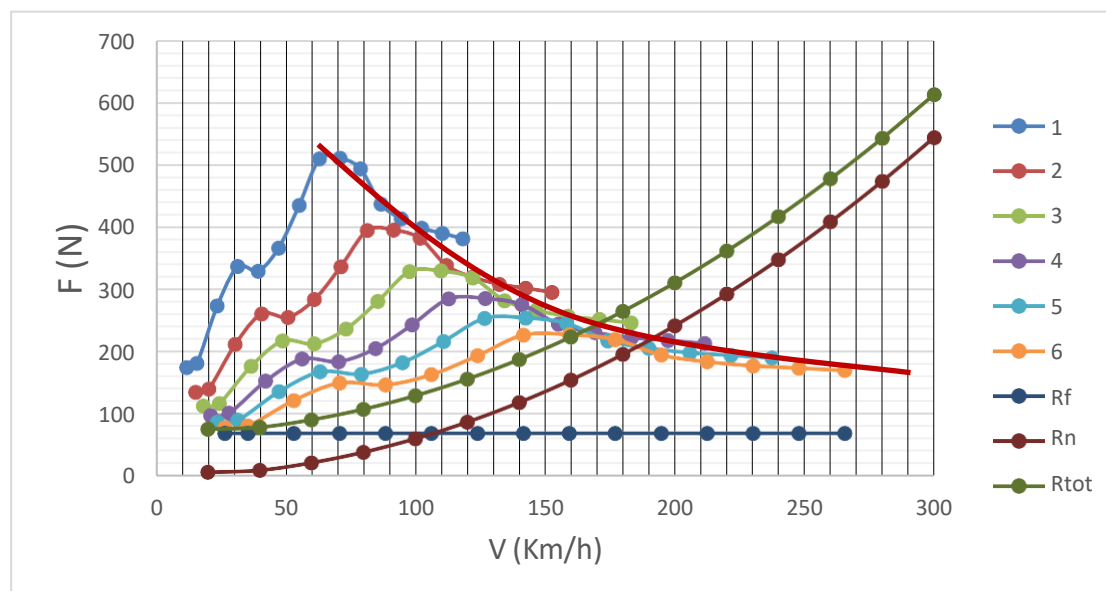
Χρήσιμες πληροφορίες αντλούμε από το Γράφημα 8.2.2 όπου απεικονίζεται η ροπή του κινητήρα στον τροχό, σε κάθε σχέση μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων. Όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο 7. (Τελική σχέση μετάδοσης) τα αποτελέσματα έδειξαν ότι είναι εφικτό το όχημα να πιάσει κάποιες υψηλές ταχύτητες. Ωστόσο, δεν είχαμε συμπεριλάβει την ισχύ και ροπή του κινητήρα και τα χαρακτηριστικά του οχήματος.

Έτσι, υπολογίζουμε με βάση το γράφημα 8.2.1 τις τιμές της ροπής για όλο το φάσμα στροφών του κινητήρα, για κάθε σχέση και την εκφράζουμε σε φορτίο. Αυτό το φορτίο είναι η περιφερειακή δύναμη στο πέλμα του ελαστικού και την συγκρίνουμε με όλες τις αντιστάσεις που δέχεται το όχημα.

{6}

Οι αντιστάσεις αυτές είναι:

- ❖ Αεροδυναμικές αντιστάσεις R_n
- ❖ Αντιστάσεις κύλισης R_f
- ❖ Αντιστάσεις αναρριχήσεως R_a (δεν συνυπολογίζονται στην μελέτη μας αφού θεωρούμε αμελητέα την τιμή της)



Γράφημα 8.2.2 (Σύγκριση αποδιδόμενων φορτίων του κινητήρα σε όλο το φάσμα στροφών του κινητήρα με τις αντιστάσεις που δέχεται το όχημα)

Οι αεροδυναμικές αντιστάσεις ακολουθούν εκθετική κλίση σύμφωνα με τον τύπο

$$R_n = \frac{1}{2} * A * C_d * V^2$$

Όπου :

A: Η μετωπιαία επιφάνεια του οχήματος

Cd: Ο συντελεστής οπισθέλκουσας

V: Η ταχύτητα του οχήματος

{2}-{5}-{6}

Οι αντιστάσεις κυλίσεως βασίζονται στον τύπο

$$R_f = 0.22 * W * g * \cos(\theta)$$

$\cos(\theta)$ μοίρες καθώς δεν υπολογίζουμε την κλίση του δρόμου

W: Το βάρος του οχήματος

g: Η επιτάχυνση της βαρύτητας

Συμπεραίνοντας, η κάθε καμπύλη μας δείχνει το μέγεθος της δύναμης του κινητήρα στο πεδίο της ταχύτητας του οχήματος. Όπως είναι γνωστό σε οδοντωτούς τροχούς (1^η σχέση) που μεταφέρεται μεγάλο ποσό ροπής, έχουμε χαμηλότερη ταχύτητα περιστροφής. Έτσι, αναγνωρίζεται και στο Γράφημα 8.2.2 όπου οι πρώτες ταχύτητες δεν αξιοποιούνται σε μεγάλες ταχύτητες του οχήματος.

Το κύριο συμπέρασμα είναι η μέγιστες ταχύτες το οχήματος που καθορίζονται από το σημείο που τέμνονται η καμπύλες των κάθε σχέσεων με την καμπύλη των συνολικών αντιστάσεων.

Αναφορικά βλέπουμε τις μέγιστες ταχύτητες του οχήματος για κάθε σχέση.

1^η σχέση – 118 km/h

2^η σχέση – 153 km/h

3^η σχέση – 183 km/h

4^η σχέση – 180 km/h

5^η σχέση – 180 km/h

6^η σχέση – 180 km/h



Περιορισμός της ταχύτητας
του οχήματος λόγω των
συνολικών αντιστάσεων

{2}-{5}

Παρατήρηση

Οι παραπάνω μέγιστες είναι οι δυνατές μέγιστες χωρίς να σημαίνει ότι είναι και οι αποδοτικά μέγιστες. Συγκεκριμένα, βλέποντας την 1^η σχέση μετά τα 63 km/h η δύναμη του κινητήρα έχει σημαντική πτωτική τάση και θα πρέπει να γίνει αλλαγή σχέσης από 1^η στην 2^η σχέση. Αυτό σημαίνει ότι υπάρχει μια καμπύλη (ΚΟΚΚΙΝΗ) εφαπτόμενη σε κάθε καμπύλη δύναμης για κάθε σχέση που απεικονίζει τον ιδανικό κινητήρα. Πάνω σε αυτήν την καμπύλη θα πρέπει να λειτουργεί ο κινητήρας και εκεί να γίνονται οι αλλαγές ταχυτήτων.

9. Βιβλιογραφικές Αναφορές

{1} FSAE RULES 2021 Έκδοση 1. 30/07/2020

<https://www.fsaonline.com/cdsweb/gen/DownloadDocument.aspx?DocumentID=6d9f4b51-a642-425c-bfdf-5f95b4e5e10b>

{2} SKF Ανακτήθηκε 7/2021 από την ηλεκτρονική διεύθυνση
<https://www.skf.com/group>

{3} Σπέντζας Κωνσταντίνος- Miroslav Demic. 2004 Τίτλος: Θεωρία κινήσεων τροχοφόρων οχημάτων

{4} Στεργίου Ιωάννης, Στεργίου Κωνσταντίνος, 2003. Τίτλος: ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΗΧΑΝΩΝ I, Εκδόσεις: Σύγχρονη Εκδοτική

{5} Reza N. Jazar. Τίτλος: Δυναμική Οχημάτων. Τρίτη έκδοση.

{6} Στεργίου Ιωάννης, Στεργίου Κωνσταντίνος, 2003. Τίτλος: ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΗΧΑΝΩΝ II, Εκδόσεις: Σύγχρονη Εκδοτική

{7} Tom Bakker 2009 Bachelor End Project. Τίτλος: Design of a drivetrain for a FS race car

{8} Joijode Vrushabh, Yadav Abhishek. 2016. Designing and Optimization of Wheel Assembly of a Formula Student Car

{9} MAT Foundry Group LTD. Types of differential and how they work.
Ανακτήθηκε 7/2021 από την ηλεκτρονική διεύθυνση: [Types of Differential and How They Work \(matfoundrygroup.com\)](https://www.matfoundrygroup.com)

{10} Brendan Giang 6/2017 ‘MUR Blog – Differential..What’s the difference? (Pt2)’ Ανακτήθηκε 7/2021 από την ηλεκτρονική διεύθυνση: [MUR Blog - Differentials...What’s The Difference? \(Pt. 2\) : MUR Motorsports \(unimelb.edu.au\)](https://unimelb.edu.au)

{11} GKNAutomotive. Ανακτήθηκε 7/2021 από την ηλεκτρονική διεύθυνση:
<https://www.gknautomotive.com/en/AftermarketMotorsport/aftermarket/our-products/cv-joints/>

{12} www.aa1car.com Ανακτήθηκε 7/2021 από την ηλεκτρονική διεύθυνση
<https://www.aa1car.com/library/cvjoint1.htm>

{13} Autoblog 2013 Ανακτήθηκε 7/2021 από την ηλεκτρονική διεύθυνση
<https://www.autoblog.gr/2013/10/12/everything-you-need-to-know-about-differentials-part-1/>