

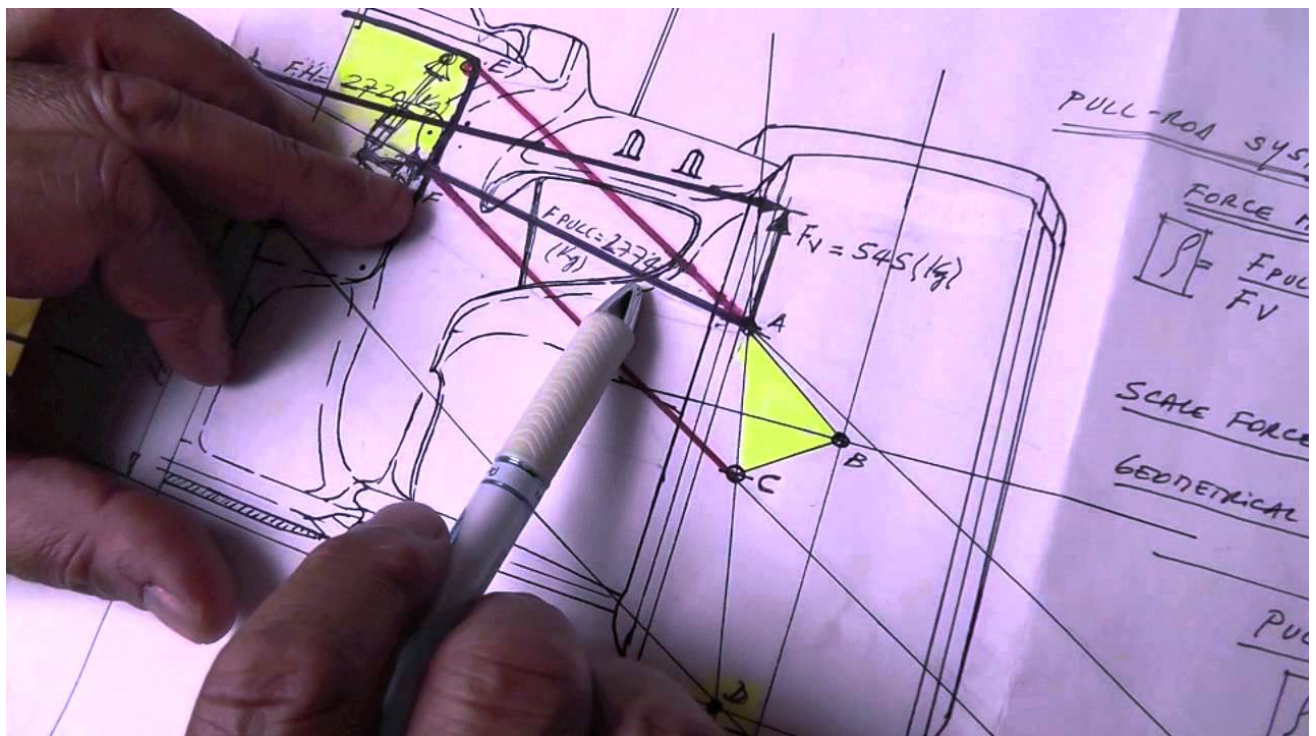


ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ &
ΑΥΤΟΜΑΤΟΥ ΕΛΕΓΧΟΥ

Εργαστήριο Οχημάτων

Διπλωματική Εργασία

**Ανάλυση Προσέγγισης Σχεδιασμού Συστήματος Ανάρτησης
Πρωτότυπου Αγωνιστικού Οχήματος**



Άγγελος Τσιαπάρας

Επιβλέπων: Δ. Κουλοχέρης – Επίκουρος Καθηγητής ΕΜΠ

ΑΘΗΝΑ 2016

Cover Photo : © E. Scalabroni

Win,

Know Why,

Win Again.

Η σχεδίαση πρωτότυπων αγωνιστικών οχημάτων αποτελεί αντικειμενικά περισσότερο τέχνη, παρά επιστήμη.

Σε ένα αντικείμενο μελέτης, όσο περισσότεροι είναι οι δυνατοί συνδυασμοί που οδηγούν είτε σε διαφορετικά, είτε σε ίδια αποτελέσματα, τόσο μεγαλύτερο μυστήριο τείνει να καλύπτει το αντικείμενο αυτό.

Έτσι και στη σχεδίαση πρωτότυπων αγωνιστικών οχημάτων, όπου οι συνδυασμοί δυνατών επιλογών τείνουν στο άπειρο, θα έπρεπε και το μυστήριο και η σύγχυση που περιβάλλει το αντικείμενο να απειρίζονται.

Και πράγματι, αυτό συμβαίνει.

Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία, αποσκοπεί στο να αποτελέσει έναν τεχνικό οδηγό για μηχανικούς, αναλύοντας τα στάδια μελέτης της σχεδίασης ενός συστήματος ανάρτησης διπλών ψαλιδιών, για πρωτότυπο αγωνιστικό όχημα. Η προσπάθεια εστιάστηκε, στο να καλυφθούν όσο το δυνατόν εκτενέστερα όλα τα στάδια της απαιτούμενης προσέγγισης, μέσα στα περιορισμένα βέβαια πλαίσια έκτασης μίας διπλωματικής εργασίας. Εν γένει, αποφεύχθηκε η άκρατη μαθηματικοποίηση των εννοιών και των χαρακτηριστικών μεγεθών, καθώς η σχετική θεωρία διδάσκεται σε όλες τις πολυτεχνικές σχολές μηχανολογίας της χώρας. Αντ'αυτού, επιχειρήθηκε η περιγραφή της φιλοσοφίας προσέγγισης, που τα πρωτότυπα αγωνιστικά οχήματα απαιτούν. Σε πολλά σημεία, χρησιμοποιούνται ως παράδειγμα εφαρμογής, οι επιλογές που έγιναν στο πιο πρόσφατο μονοθέσιο της ομάδας FSAE του ΕΜΠ, το P16.

Η αρχή γίνεται με γενικότερες έννοιες μεθοδολογίας συνολικού σχεδιασμού και εξέλιξης πρωτότυπων αγωνιστικών οχημάτων, καθώς είναι απαραίτητη η επαρκής αντίληψη του τρόπου με τον οποίο κάθε υποσύστημα του οχήματος επηρεάζει τα υπόλοιπα, αλλά και τη συνολική απόδοση του οχήματος.

Εν συνεχεία, αναλύονται τα χαρακτηριστικά παραγωγής δυνάμεων από τα ελαστικά και περιγράφονται οι απαραίτητες έννοιες δυναμικής οχημάτων.

Ακολουθούν οι ορισμοί κινηματικών μεγεθών, τα κριτήρια επιλογής τους και οι σχετικές έννοιες εφαρμόζονται στην πράξη. Το ίδιο συμβαίνει και με τις δυσκαμψίες και τον συνεπαγόμενο έλεγχο ποσού μετακίνησης των αναρτώμενων και μη μαζών. Σε εκείνο το σημείο, αναλύονται και τα χαρακτηριστικά απόσβεσης και πώς αυτά αξιοποιούνται σύμφωνα με τους στόχους απόδοσης ενός αγωνιστικού οχήματος.

Έπειτα, καλύπτεται το ζήτημα σεναρίων ανάπτυξης επιταχύνσεων και φορτίων σε ένα αγωνιστικό όχημα και του υπολογισμού των συνεπαγόμενων φορτίων στα μέλη του συστήματος ανάρτησής του. Ιδιαίτερη μνεία, γίνεται και στην επιρροή των φορτίσεων και των σχετικών παραμορφώσεων στα κινηματικά μεγέθη.

Στο τελευταίο κεφάλαιο, περιγράφεται το πώς και με ποια κριτήρια, όλες οι επιλογές που έγιναν για την μορφή τους συστήματος ανάρτησης, υλοποιούνται σχεδιαστικά στις πραγματικές τελικές διατάξεις, με τον κατάλληλο μηχανολογικό σχεδιασμό.

Εν τέλει, ως παράρτημα, παρατίθενται ενδεικτικά, μία σειρά από μηχανολογικά σχέδια κάποιων τμημάτων της ανάρτησης του P16, εφαρμόζοντας συνήθεις πρακτικές σχεδίων, όπως χρησιμοποιούνται στη διεθνή βιομηχανία.

Abstract

This thesis aims to be used by engineers as a technical guide, which analyses the approach and necessary steps that have to be taken, when designing a double wishbone racecar suspension. There has been put quite some effort into trying to cover all the relevant aspects, while staying in the usual size limits of a master thesis. Generally, the over-mathematization of the relevant concepts was avoided, as the respective fundamental theory is taught in any kind of mechanical engineering course in the country. Instead, the special philosophy that the racecar design dictates, was primarily covered. In many occasions throughout the thesis, the choices made for the latest racecar of NTUA's FSAE team, the P16, were used as examples.

In the beginning, the subject focuses on the general approach methodology for racecar design, as the deep understanding of how each car's subsystem interact with the rest of the car and how it can affect the holistic performance of the racecar, is of vital importance.

Afterwards, the tire's force generating mechanisms are described and the vehicle dynamics fundamentals are addressed.

The kinematic characteristics' definitions and the criteria to which they are selected, follow and they are applied on a real case scenario, as well. The same kind of analysis, is done for the elastic rates and the respective control of sprung and unsprung masses displacements. At that point, the damping characteristics are defined, too and they are approached especially in the way they are used in racecar applications.

Then, the subjects of racecar loading scenarios and suspension member loads calculation, are analysed. Special reference is made to the dependence between the suspension members' deformation and the kinematic values.

In the last chapter, the methodology of how to turn all the suspension design choices into real components, is described, with the use of appropriate mechanical design principles.

Finally, as an appendix, a few engineering drawings of P16 suspension parts are provided for reference, applying drafting practices commonly used in the international industry.

Πίνακας Περιεχομένων

Περίληψη.....	VII
Abstract.....	VIII
Πίνακας Περιεχομένων.....	IX
Κατάλογος Εικόνων / List of Figures.....	X
1. Εισαγωγή.....	1
1.1. Πρόλογος.....	1
1.2. Συστηματική Προσέγγιση Σχεδιασμού.....	2
1.3. Checklist Σχεδιαστικών Αρχών.....	13
2. Δυναμική Οχημάτων.....	14
2.1. Σύστημα Συντεταγμένων και Βασικά Μεγέθη.....	14
2.2. Παραγωγή Δυνάμεων από τα Ελαστικά.....	15
2.3. Φόρτιση Ελαστικών από Όχημα υπό Επιτάχυνση.....	27
3. Γεωμετρικά και Κινηματικά Χαρακτηριστικά.....	42
3.1. Ορισμοί Μεγεθών Συστήματος Ανάρτησης.....	43
3.2. Χαρακτηριστικά Διεύθυνσης.....	50
3.3. Παράδειγμα Εφαρμογής.....	55
4. Δυσκαμψίες και Έλεγχος Αναρτώμενης Μάζας.....	64
4.1. Κατακόρυφη Δυσκαμψία Άξονα.....	65
4.2. Δυσκαμψία Πρόνευσης.....	67
4.3. Δυσκαμψία Κλίσης.....	68
4.4. Κατακόρυφη Δυσκαμψία Τροχού σε Μονόπλευρη Μετατόπιση.....	69
4.5. Παράδειγμα Εφαρμογής.....	70
5. Χαρακτηριστικά Απόσβεσης.....	79
5.1. Μοντέλο 1/4 (Ενός Τετάρτου).....	79
5.2. Απαιτήσεις Απόσβεσης Αγωνιστικών Οχημάτων.....	83
5.3. Παράδειγμα Εφαρμογής.....	87
6. Φορτίσεις και Ελαστοκινηματική.....	91
6.1. Σενάρια Φόρτισης.....	91
6.2. Υπολογισμός Φορτίων Επιμέρους Τμημάτων.....	94
6.3. Παραμορφώσεις και Κινηματική.....	102
7. Μηχανολογικός Σχεδιασμός.....	106
7.1. Σύνδεσμοι.....	108
7.2. Μοχλικά.....	120
7.3. Αντιστρεπτικές Ράβδοι.....	124
8. Συμπεράσματα και Μελλοντικές Προτάσεις.....	129
Βιβλιογραφία.....	130
Παράρτημα Μηχανολογικών Σχεδίων.....	131

Κατάλογος Εικόνων / List of Figures

Εικόνα 1.1 – Παράδειγμα g-g diagram.....	4
Εικόνα 1.2 – Παράδειγμα ανάλυσης FEA σε monopocoque σασσί F1- © Red Bull Racing.....	4
Εικόνα 1.3 – Πλαϊνή όψη σε τομή μονοθεσίου F1.....	7
Εικόνα 1.4 – Παράδειγμα διάταξης monopocoque σασσί.....	7
Εικόνα 1.5 – Παράδειγμα πρωταρχικής διάταξης μονοθεσίου F1 - © C.Scarborough.....	8
Εικόνα 1.6 – Παράδειγμα λεπτομερούς σχεδίασης οχήματος Le Mans Prototype	10
Εικόνα 1.7– Υδραυλική διάταξη φυσικών δοκιμών αντοχής συστήματος ανάρτησης F1 - © C.Scarborough.....	11
Εικόνα 2.1 - Σύστημα συντετεγμένων και βασικά μεγέθη κατά ISO 8855 - © W.Lamers.....	14
Εικόνα 2.2 - Παράδειγμα απεικόνισης μηχανισμού Υστέρησης - © Continental AG	16
Εικόνα 2.3 - Διάγραμμα σχέσης συνεισφοράς Προσκόλλησης και Υστέρησης- © Continental AG ...	16
Εικόνα 2.4 - Παράδειγμα παραμορφώσεων ελαστικών κατά τη διέλευση από στροφές - © Continental AG	17
Εικόνα 2.5 - Παραμόρφωση ελαστικού, τροχιές σωματιδίων, γωνία ολίσθησης και εγκάρσια δύναμη - © Continental AG.....	18
Εικόνα 2.6- Γράφημα εγκάρσιας δύναμης συναρτήσει γωνίας ολίσθησης με παράμετρο το κατακόρυφο φορτίο	19
Εικόνα 2.7 - Γράφημα στροφικής ακαμψίας - γωνίας ολίσθησης ελαστικού για διάφορα κατακόρυφα φορτία.....	19
Εικόνα 2.8 - Γράφημα ροπής επαναφοράς ελαστικού συναρτήσει γωνίας ολίσθησης και κατακόρυφου φορτίου.....	20
Εικόνα 2.9 - Γράφημα παραγόμενης εγκάρσιας δύναμης συναρτήσει γωνίας camber για μηδενική γωνία ολίσθησης, με παράμετρο το κατακόρυφο φορτίο.....	21
Εικόνα 2.10 - Γράφημα συντελεστή τριβής ελαστικού συναρτήσει κατακόρυφου φορτίου - © C.Smith	21
Εικόνα 2.11 - Αγωνιστικό ελαστικό παραμορφωμένο υπό ροπή επιτάχυνσης.....	23
Εικόνα 2.12 - Καμπύλες συντελεστή τριβής για δεδομένο κατακόρυφο φορτίο σε σχέση με λόγο ολίσθησης για διάφορες καταστάσεις οδοστρώματος.....	23
Εικόνα 2.13 - Διάγραμμα μεταβολής συντελεστή τριβής αγωνιστικού ελαστικού με πάροδο χρόνου οδήγησης και συνεπώς αύξησης θερμοκρασίας μέχρι το "παράθυρο" λειτουργίας.....	24
Εικόνα 2.14 - Παράδειγμα διαγράμματος κύκλου πρόσφυσης - © C.Smith.....	25
Εικόνα 2.15 - Πιθανά πραγματικά διαγράμματα επιταχύνσεων οχήματος με διαφορετικές οδηγικές προσεγγίσεις - © C.Smith.....	25
Εικόνα 2.16 - Πειραματική διάταξη μετρήσεων χαρακτηριστικών λειτουργίας ελαστικών.....	26
Εικόνα 2.17 - Στιγμαίο κέντρο περιστροφής οχήματος συμπεριλαμβανομένων γωνιών ολίσθησης...	28
Εικόνα 2.18 - Αναπαράσταση σχετικών γωνιών ολίσθησης για διάφορες στροφικές καταστάσεις.....	29
Εικόνα 2.19 - Πίσω όψη διαγράμματος ελευθέρου σώματος οχήματος σε "δεξιά" στροφή - © R.Santos	30
Εικόνα 2.20 - Απεικόνιση ισορροπίας δυνάμεων και ροπών αναρτώμενης μάζας υπό κλίση - © R.Santos	32
Εικόνα 2.21 - Διάγραμμα ικανότητας επίτευξης κεντρομόλου επιτάχυνσης συναρτήσει κλασματικής μεταφοράς βάρους, με παραμέτρους τον λόγο h_e/t και την μέση γωνία διεύθυνσης των τροχών - © R.Santos	34
Εικόνα 2.22 – Διάγραμμα ικανότητας επίτευξης κεντρομόλου επιτάχυνσης συναρτήσει μέσης γωνίας διεύθυνσης των τροχών, με παράμετρο τον λόγο h_e/t - © R.Santos	34
Εικόνα 2.23 – Απεικόνιση εξάρτησης θέσης κέντρων κλίσης και μοχλοβραχίονα κλίσης h_s - © R.Santos	36
Εικόνα 2.24 - Ευαισθησία της κατανομής βάρους που αντιστοιχεί στον εμπρός άξονα ως προς τα ύψη των κέντρων κλίσης- © R.Santos	36

Εικόνα 2.25 - Ευαισθησία της κατανομής βάρους που αντιστοιχεί στον πίσω άξονα ως προς τα ύψη των κέντρων κλίσης- © R.Santos.....	37
Εικόνα 2.26 - Παραδείγματα ρυθμιζόμενων αντιστρεπτικών ράβδων, (αριστερά) με διαφορετικά μήκη σύνδεσης και (δεξιά) με περιστρεφόμενα -μεταβλητής δυσκαμψίας- άκρα.....	38
Εικόνα 2.27 - Διάγραμμα ευαισθησίας της κατανομής βάρους που αντιστοιχεί στον εμπρός άξονα συναρτήσει των δυσκαμψιών κλίσης- © R.Santos	38
Εικόνα 2.28 - Διάγραμμα ευαισθησίας της κατανομής βάρους που αντιστοιχεί στον εμπρός άξονα συναρτήσει των δυσκαμψιών κλίσης- © R.Santos	39
Εικόνα 2.29 - Διάγραμμα ευαισθησίας της κατανομής βάρους που αντιστοιχεί στον πίσω άξονα συναρτήσει του ύψους του άξονα κλίσης και της κατανομής δυσκαμψίας κλίσης - © R.Santos	40
Εικόνα 3.1 - Απεικόνιση γεωμετρικών χαρακτηριστικών τροχού- © A.Theander.....	43
Εικόνα 3.2 - Απεικόνιση μεθόδου προσδιορισμού στιγμιαίων κέντρων περιστροφής- © K.Niklaas...	46
Εικόνα 3.3 - Απεικόνιση Εμπρόσθιας Όψης Ακτίνας Περιστροφής- © K.Niklaas	46
Εικόνα 3.4 - Απεικόνιση καθορισμού Κέντρου Κλίσης- © A.Theander.....	48
Εικόνα 3.5 - Απεικόνιση υπολογισμού Anti-Features- © K.Niklaas.....	49
Εικόνα 3.6 - Ορισμός Σύγκλισης - Απόκλισης- © C.Rouelle.....	50
Εικόνα 3.7 - Απεικόνιση Γωνιών Διεύθυνσης και Κέντρου Περιστροφής με ή χωρίς Γωνίες Ολίσθησης - © C.Smith	53
Εικόνα 3.8 - Καθορισμός Γεωμετρίας Ackerman μέσω Καμπύλης Ελαστικού - © C.Smith.....	54
Εικόνα 3.9 - Απεικόνιση Γεωμετρίας Στελεχών Εμπρός Άξονα	56
Εικόνα 3.10 - Απεικόνιση Γεωμετρίας Στελεχών Πίσω Άξονα.....	56
Εικόνα 3.11 - Μεταβολή Μήκους Εμπρόσθιας Όψης Ακτίνας Περιστροφής Εμπρός Τροχών	57
Εικόνα 3.12 - Μεταβολή Ύψους Εμπρός Κέντρου Κλίσης συναρτήσει Γωνίας Κλίσης	57
Εικόνα 3.13 - Μεταβολή (Απώλεια) Γωνίας Camber στον Εμπρός Εξωτερικό Τροχό συναρτήσει Γωνίας Κλίσης.....	57
Εικόνα 3.14 - Μεταβολή Γωνίας Camber Εμπρός Τροχών σε Κατακόρυφη Μετατόπιση.....	58
Εικόνα 3.15 - Μεταβολή Εμπρός Μετατροχίου συναρτήσει Κατακόρυφης Μετατόπισης Τροχών	58
Εικόνα 3.16 - Μεταβολή Εμπρός Μετατροχίου συναρτήσει Γωνίας Κλίσης.....	58
Εικόνα 3.17 - Εμπρός Μηχανικό Ίχνος συναρτήσει Γωνίας Κλίσης.....	59
Εικόνα 3.18 - Εμπρός Scrub Radius συναρτήσει Κατακόρυφης Μετατόπισης Τροχών	59
Εικόνα 3.19 - Μεταβολή Γωνιών Διεύθυνσης Εμπρός Τροχών συναρτήσει Γωνίας Τιμονιού	59
Εικόνα 3.20 - Μεταβολή Γωνίας Camber συναρτήσει Γωνίας Διεύθυνσης Τροχού.....	60
Εικόνα 3.21 - Bump Steer Εμπρός Άξονα	60
Εικόνα 3.22 - Μεταβολή Γωνίας Διεύθυνσης Εμπρός Εξωτερικού Τροχού συναρτήσει Γωνίας Κλίσης	60
Εικόνα 3.23 - Μεταβολή Μήκους Εμπρόσθιας Όψης Ακτίνας Περιστροφής Πίσω Τροχών.....	61
Εικόνα 3.24 - Μεταβολή Ύψους Πίσω Κέντρου Κλίσης συναρτήσει Γωνίας Κλίσης	61
Εικόνα 3.25 - Μεταβολή (Απώλεια) Γωνίας Camber στον Πίσω Εξωτερικό Τροχό συναρτήσει Γωνίας Κλίσης.....	61
Εικόνα 3.26 - Μεταβολή Γωνίας Camber Πίσω Τροχών συναρτήσει Κατακόρυφης Μετατόπισης....	62
Εικόνα 3.27 - Μεταβολή Πίσω Μετατροχίου συναρτήσει Κατακόρυφης Μετατόπισης	62
Εικόνα 3.28 - Μεταβολή Πίσω Μετατροχίου συναρτήσει Κατακόρυφης Μετατόπισης	62
Εικόνα 3.29 - Bump Steer Πίσω Άξονα	63
Εικόνα 3.30 - Roll Steer Πίσω Άξονα.....	63
Εικόνα 4.1 - Ταλάντωση εμπρός και πίσω άξονα με ίδιες ιδιοσυχνότητες - © M.Giaraffa.....	66
Εικόνα 4.2 - Ταλάντωση εμπρός και πίσω άξονα με πίσω ιδιοσυχνότητα 10% μεγαλύτερη από εμπρός- © M.Giaraffa.	66
Εικόνα 4.3 - Γραφική απεικόνιση εμπρός συστήματος ανάρτησης σε μέγιστη γωνία κλίσης.....	70

Εικόνα 4.4 - Γραφική απεικόνιση πίσω συστήματος ανάρτησης σε μέγιστη γωνία κλίσης	70
Εικόνα 4.5 - Σχέση Μετατόπισης Τροχού με Εμπρός Ελατήριο/Αποσβεστήρα συναρτήσει Κατακόρυφης Μετατόπισης Τροχού.....	71
Εικόνα 4.6 - Σχέση Μετατόπισης Εξωτερικού Τροχού με Εμπρός Ελατήριο/Αποσβεστήρα συναρτήσει Γωνίας Κλίσης.....	71
Εικόνα 4.7 - Σχέση Μετατόπισης Εσωτερικού Τροχού με Εμπρός Ελατήριο/Αποσβεστήρα συναρτήσει Γωνίας Κλίσης.....	72
Εικόνα 4.8 - Σχέση Μετατόπισης Εξωτερικού Τροχού με Εμπρός Αντιστρεπτική συναρτήσει Γωνίας Κλίσης	72
Εικόνα 4.9 - Σχέση Μετατόπισης Εσωτερικού Τροχού με Εμπρός Αντιστρεπτική συναρτήσει Γωνίας Κλίσης	72
Εικόνα 4.10 - Σχέση Μετατόπισης Τροχού με Πίσω Ελατήριο/Αποσβεστήρα συναρτήσει Κατακόρυφης Μετατόπισης Τροχού.....	73
Εικόνα 4.11 Σχέση Μετατόπισης Εξωτερικού Τροχού με Πίσω Ελατήριο/Αποσβεστήρα συναρτήσει Γωνίας Κλίσης.....	73
Εικόνα 4.12 - Σχέση Μετατόπισης Εσωτερικού Τροχού με Πίσω Αντιστρεπτική συναρτήσει Γωνίας Κλίσης	73
Εικόνα 4.13 - Σχέση Μετατόπισης Εξωτερικού Τροχού με Πίσω Αντιστρεπτική συναρτήσει Γωνίας Κλίσης	74
Εικόνα 4.14 - Σχέση Μετατόπισης Εσωτερικού Τροχού με Πίσω Αντιστρεπτική συναρτήσει Γωνίας Κλίσης	74
Εικόνα 4.15 - Κατακόρυφα Φορτία σε Εσωτερικούς και Εξωτερικούς Τροχούς των Αξόνων συναρτήσει Κεντρομόλου Επιτάχυνσης και με Παράμετρο Ρυθμίσεις Αντιστρεπτικών.....	78
Εικόνα 5.1 - Απόκριση Συστήματος 2ης Τάξης σε Μοναδιαία Βηματική Είσοδο με Παράμετρο τον Λόγο Απόσβεσης - © D.Nowlan.....	80
Εικόνα 5.2 - Διάγραμμα Μεταδοτικότητας - Συχνότητας με Παράμετρο τον Λόγο Απόσβεσης για Σύστημα Ιδιοσυχνότητας 2.5 Hz - © M.Giaraffa & S.Brisson	81
Εικόνα 5.3 - Διάγραμμα Δυναμομέτρησης Αποσβεστήρα Ohlins TTX25 με Βαλβίδες C21 - R21 - © Kaz Technologies.....	89
Εικόνα 5.4 - Απεικόνιση Λειτουργικών Διατάξεων Αποσβεστήρα Ohlins TTX25 - © Kaz Technologies.....	90
Εικόνα 6.1 - Απεικόνιση Συνημιτόνων Διεύθυνσης ενός Διανύσματος V.....	94
Εικόνα 6.2 - Απεικόνιση Δύναμης F_x σε Εμπρός Αριστερό Τροχό – Κάτοψη και Πλάγια Όψη.....	95
Εικόνα 6.3 - Απεικόνιση Δύναμης F_y σε Εμπρός Αριστερό Τροχό – Κάτοψη και Εμπρόσθια Όψη... ..	96
Εικόνα 6.4 - Απεικόνιση Δύναμης F_z σε Εμπρός Αριστερό Τροχό – Πλάγια και Εμπρόσθια Όψη.....	97
Εικόνα 6.5 - Απεικόνιση Κατεύθυνσης Παραμορφώσεων Ψαλιδιών Εξωτερικού Τροχού υπό Κεντρομόλο Επιτάχυνση	102
Εικόνα 6.6 - Απεικόνιση Κατεύθυνσης Παραμόρφωσης Ψαλιδιών υπό Επιβράδυνση	103
Εικόνα 6.7 - Απεικόνιση Παραμόρφωσης Ράβδου Διεύθυνσης Εμπρός Εξωτερικού Τροχού υπό Επιβράδυνση ή Κεντρομόλο Επιτάχυνση	104
Εικόνα 6.8 - Απεικόνιση Παραμόρφωσης Pullrod υπό οποιαδήποτε Φόρτιση Τροχού.....	104
Εικόνα 7.1 - Απεικόνιση Μοντέλου CAD Εμπρός Ανάρτησης P16.....	107
Εικόνα 7.3 - Απεικόνιση Μοντέλου CAD Πίσω Ανάρτησης P16	107
Εικόνα 7.3 - Απεικόνιση Μοντέλου CAD Ράβδου Έλξης	108
Εικόνα 7.4 - Απεικόνιση Μοντέλου CAD Ψαλιδιού.....	109
Εικόνα 7.5 - Απεικόνιση Διάταξης Διπλής Διάμτησης	112
Εικόνα 7.6 - Γραφική Απεικόνιση Επίδρασης Εξωτερικού Φορτίου σε Κοχλιωτή Σύνδεση και Σχετική Αύξηση Εφελκυσμού Κοχλία.....	115
Εικόνα 7.7 - Απεικόνιση Μοντέλου CAD Κοχλιωτής Σύνδεσης Άκρου Ψαλιδιού.....	116
Εικόνα 7.8 - Απεικόνιση Τάσεων σε Άκρο Πάνω Εμπρός Ψαλιδιού, υπό Μέγιστο Συνδυασμό Φορτίσεων	117
Εικόνα 7.9 - Απεικόνιση Τάσεων σε Άκρο Πάνω Πίσω Ψαλιδιού, υπό μέγιστο Συνδυασμό Φορτίσεων.....	117

Εικόνα 7.10 - Απεικόνιση Υ Παραμορφώσεων υπό Κεντρομόλο Επιτάχυνση, Μετρημένων στο Σφαιρικό Σύνδεσμο Εμπρός Πάνω και Κάτω Ψαλιδιού	118
Εικόνα 7.11 - Απεικόνιση Υ Παραμορφώσεων υπό Κεντρομόλο Επιτάχυνση Μετρημένων στο Σφαιρικό Σύνδεσμο Πίσω Πάνω και Κάτω Ψαλιδιού	118
Εικόνα 7.12 - Απεικόνιση Συναρμολογημένης Διάταξης Εμπρός Μοχλικών P16	122
Εικόνα 7.13 - Απεικόνιση Σύνδεσης Αποσβεστήρα - Μοχλικού	122
Εικόνα 7.14 - Απεικόνιση Τάσεων σε Εμπρός Μοχλικό P16	123
Εικόνα 7.15 - Απεικόνιση Διάταξης Εμπρός Αντιστρεπτικής Ράβδου P16	125
Εικόνα 7.16 - Απεικόνιση Διάταξης Πίσω Αντιστρεπτικής Ράβδου P16	125
Εικόνα 7.17 - Απεικόνιση Τετραγωνικής Διαμόρφωσης Μετάδοσης Κίνησης μεταξύ Μοχλού και Ένθετου Αντιστρεπτικής Ράβδου, στο P16	126
Εικόνα 7.18 - Απεικόνιση Συνδεσμολογίας Αντιστρεπτικών P16, Εμπρός (Αριστερά) και Πίσω (Δεξιά)	126
Εικόνα 7.19 - Απεικόνιση Τάσεων σε Ένθετο Αντιστρεπτικής Ράβδου	127
Εικόνα 7.20 - Απεικόνιση Τάσεων σε Μοχλό Αντιστρεπτικής P16	128
Εικόνα 7.21 - Απεικόνιση Παραμορφώσεων Μοχλού Αντιστρεπτικής P16	128

1. Εισαγωγή

1.1 Πρόλογος

Στόχος αυτής της διπλωματικής εργασίας είναι να αποτελέσει έναν βηματικό οδηγό στην Ελληνική γλώσσα, για την προσέγγιση της σχεδίασης ενός συστήματος ανάρτησης τύπου «διπλών ψαλιδιών» για εφαρμογή σε πρωτότυπο αγωνιστικό όχημα.

Σε αντίθεση με την πλειοψηφία των πανεπιστημιακών συγγραμμάτων, η παρούσα εργασία θα αποφύγει την υπερβολική χρήση μαθηματικών και αφηρημένων θεωρητικών εννοιών και θα επιχειρήσει να αποτελέσει έναν φιλικό τεχνικό οδηγό προς τον αναγνώστη – μηχανικό.

Για να είναι κανείς καλός σε κάποιο αντικείμενο θα πρέπει να το κατανοεί και να φαντάζεται επαρκώς τις πιο θεμελιώδεις αρχές του. Ένας καλός μηχανικός αγωνιστικών οχημάτων δεν είναι αυτός που μόνο εφαρμόζει σωστές μηχανολογικές επιλογές, αλλά εκείνος που κατανοεί σε βάθος το **γιατί** μία προσέγγιση πρέπει να ακολουθηθεί και **κατά πόσο** και με ποιο **τρόπο** αυτή η τεχνική επιλογή θα επηρεάσει την συνολική απόδοση και συμπεριφορά ενός πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος.

Το σύστημα ανάρτησης και διεύθυνσης ενός αγωνιστικού οχήματος, αναφερόμενο τόσο στα κινηματικά όσο και στα δυναμικά (ελαστικότητες – αποσβέσεις) χαρακτηριστικά, είναι κοινά αποδεκτό, πως αποτελεί κυρίαρχο παράγοντα συνεισφοράς στην απόδοση και επίδοση ενός πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος.

Για την πρακτική οπτικοποίηση των εννοιών που θα αναλύονται, θα χρησιμοποιούνται σε διάφορα σημεία ως παράδειγμα εφαρμογών, οι επιλογές που έγιναν στο P16, το πιο πρόσφατα σχεδιασμένο μονοθέσιο Formula Student / SAE της ομάδας Prom Racing του ΕΜΠ.

Επίσης, σε κάποια σημεία θα γίνεται μνεία και στην φιλοσοφία του συνολικού σχεδιασμού ενός πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος, καθώς για την επιτυχία του συνόλου, οφείλουν να συγκεράζονται αρμονικά οι σχεδιαστικές επιλογές όλων των υποσυστημάτων ενός αγωνιστικού οχήματος.

Σε αυτό το μοτίβο, η αρχή θα γίνει με εισαγωγικές έννοιες περί σχεδιασμού πρωτότυπων αγωνιστικών οχημάτων, στη συνέχεια θα αναφερθεί η απαραίτητη θεωρία δυναμικής οχημάτων, μετά θα περιγραφούν τα κινηματικά χαρακτηριστικά ενός συστήματος ανάρτησης διπλών ψαλιδιών και ο καθορισμός χαρακτηριστικών ελαστικότητας και απόσβεσης.

Σε ένα εικονικά δεύτερο μέρος, θα αναλυθούν ζητήματα που άπτονται του μηχανολογικού σχεδιασμού των τμημάτων ενός τέτοιου συστήματος ανάρτησης, όπως ο καθορισμός της φύσης και του μεγέθους των φορτίσεων, ο ίδιος ο σχεδιασμός των μοντέλων σε 3D CAD, η ενδεικτική ανάλυση μέσω πεπερασμένων στοιχείων (FEA) των τμημάτων, ώστε να ελεγχθεί η αντοχή τους και στο τέλος θα παρατεθούν ενδεικτικά κάποια τεχνικά – κατασκευαστικά σχέδια των σχετικών μερών.

1.2 Συστηματική προσέγγιση σχεδιασμού

Είναι κοινά αποδεκτό πως ο σχεδιασμός και η εξέλιξη πρωτότυπων αγωνιστικών οχημάτων αποτελεί ένα συναρπαστικό, αλλά και γεμάτο προκλήσεις πεδίο της εφαρμοσμένης μηχανολογίας.

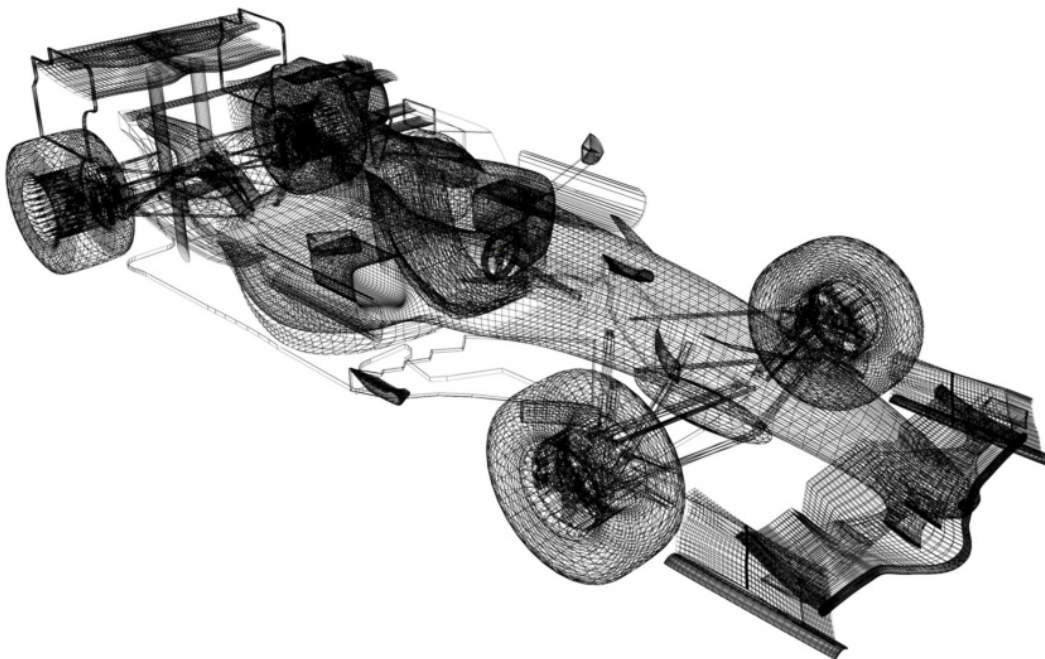
Ιδιαίτερα στις υψηλότερες κατηγορίες, όπως η Formula 1, τα υλικά, οι μέθοδοι κατασκευής και τα υπολογιστικά εργαλεία, έχουν ξεπεράσει σε επίπεδο τις περισσότερες άλλες εκφάνσεις της σύγχρονης μηχανολογίας. Ο δε ρυθμός ολοκλήρωσης του κύκλου σχεδιασμού και εξέλιξης νέων τμημάτων, είναι ξεκάθαρα ταχύτερος από άλλες τεχνολογικές περιοχές.

Η επιτυχής λοιπόν συνταγή για τον σχεδιασμό και την εξέλιξη πρωτότυπων αγωνιστικών οχημάτων, περιλαμβάνει ένα σύνθετο μίγμα τεχνικών αρχών, ακλόνητη αφοσίωση από τις εμπλεκόμενες πλευρές και μία πάντοτε ευπρόσδεκτη επιρροή υγιούς καινοτομίας.

Η προσέγγιση σχεδιασμού δεν είναι μία σειριακή διαδικασία, αλλά περιλαμβάνει πολλούς επαναληπτικούς βρόχους επανεκτιμήσεων και τελειοποίησης επιλεγμένων λύσεων.

Πριν η διαδικασία σχεδιασμού ξεκινήσει, είναι απαραίτητος ο καθορισμός των διαθέσιμων πόρων και των περιορισμών που οι πόροι αυτοί θέτουν. Τέτοιοι είναι οι ανθρώπινες δεξιότητες, ο διαθέσιμος χρόνος, ο οικονομικός προϋπολογισμός, σχεδιαστικοί και κατασκευαστικοί πόροι όπως η υπολογιστική ισχύς, ο τεχνικός εξοπλισμός κτλ.

Με έξυπνη διεύθυνση, η περιορισμένη διαθεσιμότητα κάποιου πόρου μπορεί να αλληλοσυμπληρωθεί από κατάλληλη εκμετάλλευση άλλων.



Έτσι πλέον, η σχεδιαστική προσέγγιση μπορεί να αναλυθεί σε 6 κύρια βήματα :

Ανάλυση Δεδομένων, Περιορισμοί και Στόχοι, Πρωταρχικός Σχεδιασμός, Λεπτομερής Σχεδιασμός, Δοκιμές Επαλήθευσης και Περαιτέρω Εξέλιξη.

a) Ανάλυση Δεδομένων

Σε αυτό το βήμα, η σχεδιαστική ομάδα προσπαθεί να συγκεντρώσει πληροφορίες που θα οδηγήσουν στο να τεθούν οι Περιορισμοί & Στόχοι του 2^{ου} βήματος.

Εδώ, οι τεχνικοί κανονισμοί της κατηγορίας του υπό εξέλιξη οχήματος αναλύονται διεξοδικά.

Στη συνέχεια, διεξάγεται μία ανάλυση απόδοσης, ώστε να εκτιμηθούν τα χαρακτηριστικά απόδοσης του προηγούμενου οχήματος της ομάδας και το σημαντικότερο, να καθοριστούν τα δυνατά και αδύναμα σημεία του. Ο στόχος είναι να γίνουν συγκεκριμένα τα χαρακτηριστικά και οι τεχνικές επιλογές που πρέπει να διατηρηθούν στο νέο υπό εξέλιξη όχημα και οι προηγούμενες λύσεις που θα πρέπει να εγκαταλειφθούν.

Επίσης, πρέπει να γίνει και benchmarking του ανταγωνισμού, μέσω της εκτίμησης της απόδοσης των ανταγωνιστικών οχημάτων. Ακριβή δεδομένα της απόδοσης του ανταγωνισμού είναι πολύ δύσκολο να βρεθούν, παρόλα αυτά η σχεδιαστική ομάδα πρέπει να ποσοτικοποιήσει όσο δυνατόν καλύτερα τη διαφορά της απόδοσης μεταξύ του οχήματος της ίδιας και του ανταγωνισμού και σε ποια υποσυστήματα του οχήματος παρατηρείται, καθώς η γνώση αυτή είναι κρίσιμη για τον καθορισμό των σχεδιαστικών προτεραιοτήτων βάσει των στόχων απόδοσης.

b) Περιορισμοί και Στόχοι

Σε αυτό το στάδιο η σχεδιαστική ομάδα ουσιαστικά καθορίζει τα όρια μέσα στα οποία θα μπορεί να «κινηθεί».

Τέτοιοι περιορισμοί προκύπτουν κυρίως από την φύση των διαθέσιμων πόρων, όπως χρηματικού προϋπολογισμού, ανθρώπινου δυναμικού, κατασκευαστικού εξοπλισμού κ.ά.

Φυσικά, οι βασικότεροι τεχνικοί περιορισμοί καθορίζονται από τους εκάστοτε τεχνικούς κανονισμούς της κατηγορίας του υπό εξέλιξη οχήματος.

Έχοντας τους περιορισμούς, περνάμε στον καθορισμό των στόχων που ουσιαστικά καθοδηγούν την όλη διαδικασία:

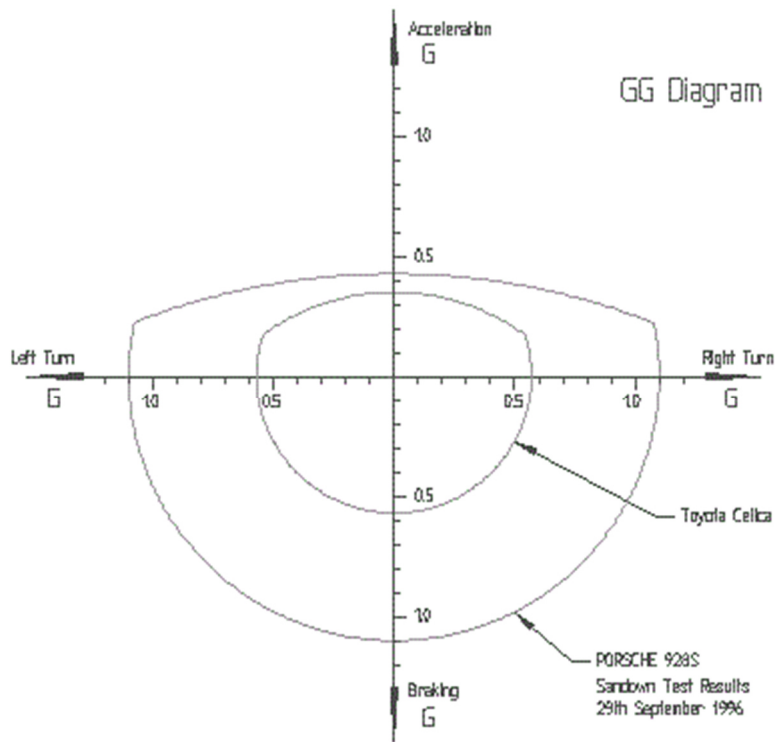
- **Απόδοση**

Αυτό είναι και το πιο σημαντικό «πακέτο» στόχων, αφού αποσκοπεί στο να εξασφαλίσει αποδοτικότερα χαρακτηριστικά από τον ανταγωνισμό.

Οι στόχοι απόδοσης, θα πρέπει να ποσοτικοποιούνται με διάφορες παραμέτρους, όπως την ικανότητα επιτάχυνσης σε όλες τις κατευθύνσεις (g-g diagram)*, μέγιστη ταχύτητα, κατανάλωση καυσίμου και φθορά ελαστικών, απαιτήσεις ψύξης κ.ά.

Οι στόχοι απόδοσης μπορούν επίσης να εκφραστούν και με τεχνικά μεγέθη που αφορούν υποσυστήματα του οχήματος. Για παράδειγμα, οι στόχοι της αεροδυναμικής, να αναφέρονται σε συγκεκριμένη τιμή λόγου Lift / Drag και θέση του κέντρου πίεσης (CoP), ενώ οι στόχοι της ανάρτησης, να απαιτούν συγκεκριμένη τιμή για μεταφορά βάρους, διαδρομή ανάρτησης και μεταβολή γωνιών τροχών.

**περισσότερη εξήγηση περί όρων δυναμικής, στο κεφάλαιο 2*

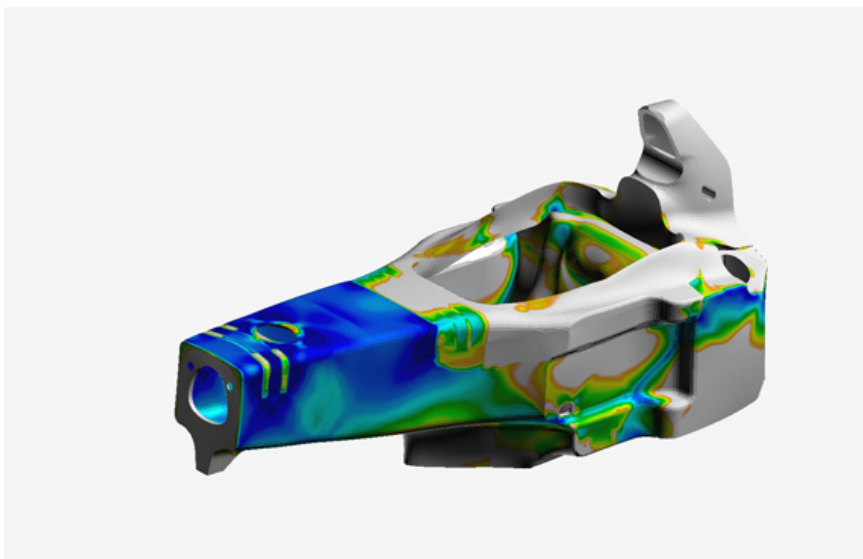


Εικόνα 1.1 – Παράδειγμα g-g diagram

- **Δομή**

Αυτό το κομμάτι αφορά την καμπτική και στρεπτική δυσκαμψία, όπως και τοπικές αντοχές που απαιτούνται για να αντιμετωπίσουν κάθε είδους φορτία, που μπορεί να εμφανίζονται στο αγωνιστικό όχημα από επιταχύνσεις και επιβραδύνσεις, από διέλευση πάνω από ανωμαλίες, από αεροδυναμικά φορτία, από ροπές αντίδρασης κινητήρα κ.ά. Επίσης σε συγκεκριμένες κατηγορίες motorsport, θα πρέπει να ληφθεί υπόψη και η επιτυχία σε crash test.

Είναι εδώ και χρόνια συνηθισμένη η χρήση λογισμικών Finite Element Analysis (FEA) για τον υπολογισμό και ανάλυση τέτοιου είδους απαιτήσεων.



Εικόνα 1.2 – Παράδειγμα ανάλυσης FEA σε monocoque σασσί F1

- **Εργονομία και Ασφάλεια Οδηγού**

Το πρωτότυπο αγωνιστικό όχημα, πρέπει να προσφέρει τον ελάχιστο απαραίτητο χώρο στον οδηγό, ανεκτά επίπεδα θερμοκρασίας και αρκετή ορατότητα, ώστε να εξασφαλίζει την απαιτούμενη εργονομία για να μην επηρεάζεται η οδηγική του απόδοση.

Επιπλέον, είναι προφανές, ότι πρέπει να εξασφαλίζεται η ασφάλεια του οδηγού τουλάχιστον στο επίπεδο που υπαγορεύουν οι τεχνικοί κανονισμοί και να προσφέρεται επαρκής προστασία έναντι κάθε είδους πρόσκρουσης και πυρκαγιάς.

- **Ρυθμισιμότητα**

Κάποια χαρακτηριστικά και παράμετροι του αγωνιστικού οχήματος θα πρέπει να έχουν επαρκές εύρος ρύθμισης, ώστε να εξασφαλίζεται η δυνατότητα προσαρμογής του οχήματος σε διαφορετικές συνθήκες και περιβάλλοντα.

Τυπικά είδη ρυθμισιμότητας, είναι οι μεταβολές στο σύστημα ανάρτησης (γωνίες τροχών, ύψη, ελαστικότητες, αποσβέσεις), στα αεροδυναμικά χαρακτηριστικά, στην κατανομή πέδησης κ.α.

c) **Πρωταρχικός Σχεδιασμός**

Σκοπός του πρωταρχικού σχεδιασμού είναι να καθοριστεί η γενική μορφή και διάταξη των υποσυστημάτων του πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος. Εδώ οι σχεδιαστές, πρέπει να ικανοποιήσουν τις απαιτήσεις χωροταξίας και άλλες θεμελιώδεις προδιαγραφές, όπως η θέση στο χώρο του κέντρου βάρους (CoG), που επηρεάζει σε σημαντικό βαθμό την τελική συμπεριφορά και δυναμική ισορροπία του οχήματος.

Σε κατηγορίες που η αεροδυναμική λόγω κανονισμών έχει μεγάλη έκταση εφαρμογής, ο πρωταρχικός αεροδυναμικός σχεδιασμός, θα καθορίζει και την γενική διάταξη και χωροταξία του οχήματος.

Σε αυτό το στάδιο θα πρέπει να βρεθούν απαραίτητα δεδομένα για την επιθυμητή τοποθέτηση των υποσυστημάτων του οχήματος στο χώρο.

Η αρχή γίνεται με την επιλογή διαστάσεων τροχών (ελαστικών και ζαντών), που στην πλειοψηφία των περιπτώσεων είναι οι μέγιστες επιτρεπόμενες από τους κανονισμούς,

Το βασικότερο στοιχείο, είναι οι γνώση των μαζών και των κέντρων βάρους των κυριότερων τμημάτων που θα απαρτίζουν το όχημα, ή έστω μία καλή εκτίμησή τους. Αυτό θα δώσει μία καλή εικόνα το τελικού βάρους και της θέσης του κέντρου βάρους του συνολικού οχήματος.

Η επιθυμητή διαμήκης θέση του κέντρου βάρους θεωρητικά καθορίζεται από την θέση του Neutral Steer Point (NSP, εξαρτώμενο από τα χαρακτηριστικά των επιλεγμένων ελαστικών), από τη θέση του αεροδυναμικού κέντρου πίεσης (CoP), από το επιθυμητό φορτίο στους κινητήριους τροχούς και από το επιθυμητό φορτίο στους διευθύνοντες τροχούς.

Το ύψος του κέντρου βάρους πρέπει να είναι όσο το δυνατόν χαμηλότερο, για να περιοριστεί αντίστοιχα και η εγκάρσια μεταφορά βάρους, κατά την εμφάνιση κεντρομόλου επιτάχυνσης.

Έχοντας ορίσει λοιπόν τα θεμελιώδη δεδομένα, πλέον μπορεί κανείς να ξεκινήσει με τον κυριολεκτικό σχεδιασμό σε επίπεδο σκαριφήματος / σκίτσου κάποιων βασικών όψεων και περιοχών του οχήματος. Μία καλή προσέγγιση σε αυτό το στάδιο της εξέλιξης, είναι να σκέφτεται κανείς τις περιοχές ως επαλληλία 2D όψεων και σκίτσων.

Το μετατρόχιο και μεταξόνιο και συνεπώς η γενικότερη θέση των αξόνων, είναι από τα πρώτα μεγέθη που πρέπει να καθοριστούν. Το μεταξόνιο και η διαμήκης θέση των αξόνων, μπορούν να επηρεάσουν την κατανομή βάρους, τη διαμήκη μεταφορά βάρους, την ροπή αδράνειας γύρω από τον κατακόρυφο άξονα και συνεπώς και την Yaw απόκριση του οχήματος, σε μεταβατική κατάσταση.

Συμπερασματικά, ένα μεγαλύτερο μεταξόνιο θα μείωνε τη διαμήκη μεταφορά βάρους και θα προσέδιδε μεγαλύτερο Yaw Damping (περισσότερη ευστάθεια γύρω από τον κατακόρυφο άξονα) υπό το κόστος μειωμένης Yaw Response (μεγαλύτερη αδράνεια του οχήματος στην αλλαγή κατεύθυνσης). Όπως σε όλα προβλήματα σχεδιασμού αγωνιστικών οχημάτων, μία «χρυσή τομή» συμβιβασμού μεταξύ παραμέτρων, πρέπει να βρεθεί.

Από την άλλη, τα μετατρόχια επηρεάζουν την εγκάρσια μεταφορά βάρους όταν το όχημα αναπτύσσει κεντρομόλο επιτάχυνση σε στροφές. Γενικά, επιθυμούμε το μέγιστο δυνατό μετατρόχιο που επιτρέπουν οι κανονισμοί της εκάστοτε κατηγορίας, για την ελαχιστοποίηση της εγκάρσιας μεταφοράς βάρους.

Με τη θέση των τροχών καθορισμένη, μπορούμε πλέον να περάσουμε στα γεωμετρικά και κινηματικά χαρακτηριστικά της ανάρτησης*.

Ειδικότερα, η αρχή γίνεται με τη θέση των instant και roll centres. Αυτό πρέπει να γίνει σε συνδυασμό με τα σημεία των ψαλιδιών, τόσο από την πλευρά του σασσί, όσο και από την πλευρά των τροχών και τις επιθυμητές δυναμικές τιμές των λοιπών κινηματικών χαρακτηριστικών και γωνιών των τροχών, κατά την λειτουργία και μετακίνηση των τμημάτων της ανάρτησης.

Έτσι καθορίζονται όλα τα σημεία και η βασική μορφή των ψαλιδιών, όπως και του φορέα του τροχού. Παράλληλα, υπολογίζονται και τα κινηματικά χαρακτηριστικά του συστήματος διεύθυνσης.

Σε αυτό το σημείο πλέον, το νοητό 3D σκαρίφημα της διάταξης του οχήματος, αποτελείται από επιμέρους 2D σκίτσα εμπρός, πίσω, πλαϊνών όψεων και κάτοψης.

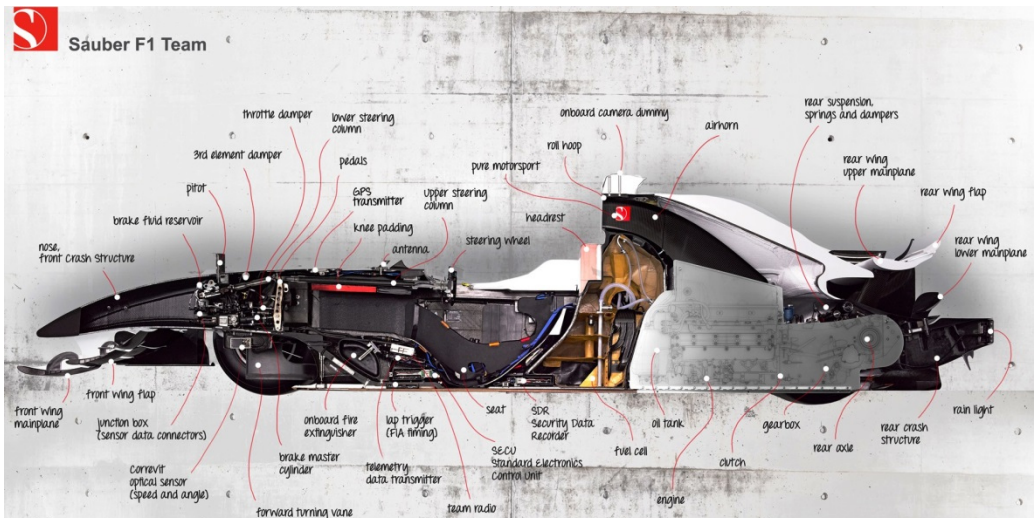
Σε εμπρός και πίσω όψεις, έχουμε τα σημεία των ψαλιδιών και τα instant και roll centres.

Σε πλαϊνή όψη, έχουμε τη θέση των αξόνων και σε συνδυασμό με της πρωταρχικές αεροδυναμικές απαιτήσεις, μπορούμε να έχουμε και μία προσέγγιση του πατώματος του οχήματος και συνεπώς και του διακένου από το έδαφος.

Σε κάτοψη, έχουμε μία αρχική χωροταξική διάταξη των βασικών τμημάτων του οχήματος, όπως του κινητήρα και της μετάδοσης, των συστημάτων ψύξης, λίπανσης, τροφοδοσίας καυσίμου και των σχετικών δοχείων, της θέσης του οδηγού και συνεπώς και των χειριστηρίων του.

Όλα αυτά βέβαια, στα πλαίσια που έχουν τεθεί από κανονισμούς, αλλά και από τις αρχικές απαιτήσεις της αεροδυναμικής του οχήματος.

*Περισσότερη εξήγηση για δυναμικά και κινηματικά χαρακτηριστικά, στα κεφάλαια 2 και 3



Εικόνα 1.3 – Πλαϊνή όψη σε τομή μονοθεσίου F1

Τώρα μπορεί να επιλεγεί ο τύπος του σασσί του οχήματος. Στην πλειοψηφία των κατηγοριών motorsport στις μέρες μας, επιλέγεται ο τύπος monocoque, που αποτελεί μία ενιαία κελυφωτή κατασκευή τύπου sandwich, με συνηθέστερο υλικό στρώσεων τα ανθρακονήματα.

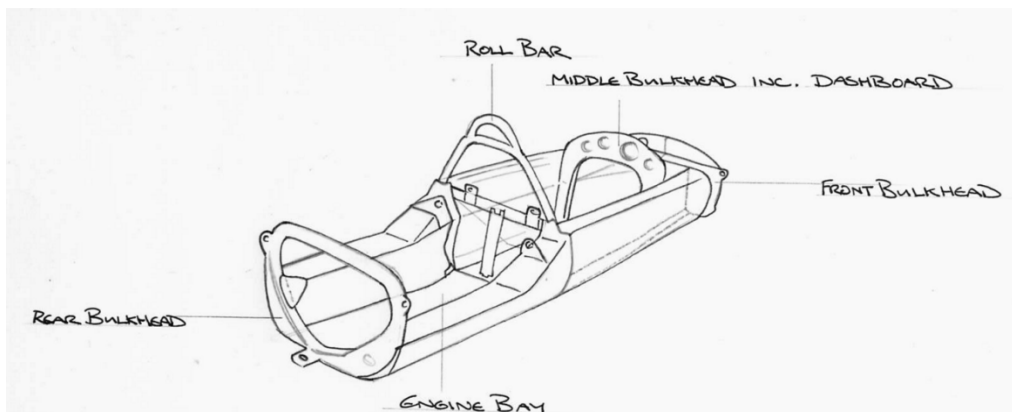
Ο συνδυασμός αυτός προσφέρει εντυπωσιακά υψηλή ακαμψία και αντοχή σε σχέση με το βάρος. Παρόλα αυτά, το κόστος των ανθρακονημάτων παραμένει ιδιαίτερα υψηλό και επομένως σε χαμηλότερες κατηγορίες, μπορεί κανείς να συναντήσει και μεταλλικά αλουμινένια monocoque, ή ακόμη και το παραδοσιακό σωληνωτό χαλύβδινο χωροδικτύωμα.

Η σχεδίαση της μορφής ενός σασσί, ξεκινά με την τοποθέτηση των εγκάρσιων διαφραγμάτων (bulkheads). Συνήθως υπάρχει το εμπρός, το 1^ο ενδιάμεσο, το 2^ο ενδιάμεσο και το πίσω διάφραγμα. Τα δύο ενδιάμεσα συνήθως ταυτίζονται με τη θέση των roll hoops/bars.

Καθώς εδώ και μισό αιώνα σε πρωτότυπα αγωνιστικά οχήματα έχει επιλεγεί ως βέλτιστη συνολικά λύση, η τοποθέτηση του κινητήρα στο κέντρο, μεταξύ οδηγού και πίσω άξονα, θα ασχοληθούμε μόνο με αυτή τη περίπτωση.

Μεταξύ δύο διαφραγμάτων, σχηματίζεται από ένα χαρακτηριστικό χωρίο του σασσί ενός αγωνιστικού οχήματος.

Έτσι, μεταξύ του εμπρός και του 1^{ου} ενδιάμεσου διαφράγματος έχουμε το εμπρός άκρο του σασσί, που θα καταλαμβάνεται από τα πόδια του οδηγού και από τα εσωτερικά τμήματα του εμπρός συστήματος ανάρτησης και διεύθυνσης, αλλά και από την πεταλιέρα και τα υδραυλικά συστήματα πέδησης. Κάποια από τα προαναφερθέντα κομμάτια, μπορούν να εδράζονται και στο εμπρός διάφραγμα, εφόσον η γενική διάταξη του οχήματος το επιτρέπει.



Εικόνα 1.4 – Παράδειγμα διάταξης monocoque σασσί

Μεταξύ 1^{ου} ενδιάμεσου και 2^{ου} ενδιάμεσου διαφράγματος έχουμε το «cockpit» του οδηγού. Εδώ θα πρέπει να ληφθούν υπόψη οι θέσεις του τιμονιού, του συστήματος αλλαγής ταχυτήτων, της γεωμετρίας της θέσης του οδηγού, καθώς και του πίνακα οργάνων και διακοπών. Σε αυτό το στάδιο, είναι εξαιρετικά χρήσιμο να υπάρχει ένα ρεαλιστικό μοντέλο διαστάσεων οδηγού, ώστε να επιτευχθεί η καλύτερη δυνατή εργονομία και ορατότητα.

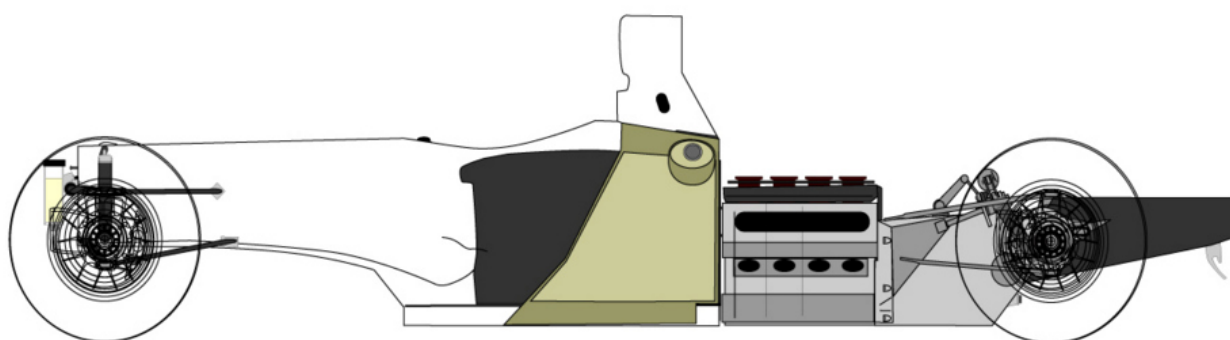
Καθώς εδώ και χρόνια, στις περισσότερες μορφές motorsport, οι κινητήρες / μεταδόσεις αποτελούν φορτιζόμενα τμήματα και επομένως εν δυνάμει σασσί, το πίσω διάφραγμα μεταφέρεται εμπρός από τον κινητήρα και ουσιαστικά αποτελεί το επίπεδο έδρασης του.

Μεταξύ πίσω διαφράγματος και 2^{ου} ενδιάμεσου τοποθετούνται συνήθως όλα τα δοχεία καυσίμου, λίπανσης και ψύξης, καθώς και ότι άλλο περιφερειακό εξάρτημα χωράει σύμφωνα με την πρωταρχική διάταξη και διαστασιολόγηση που έχει επιλεγεί μαζί με τους αεροδυναμιστές, ώστε να μειωθεί ο όγκος των πλαϊνών στοιχείων του αμαξώματος (sidepods).

Η κύρια δομική απαίτηση ενός σασσί, είναι να παραλαμβάνει με επαρκή αντοχή καμπτικά και στρεπτικά φορτία εξαιτίας των δυνάμεων που εμφανίζονται στους δύο άξονες και έτσι η συμπλήρωση της μορφής ενός σασσί μεταξύ των διαφραγμάτων θα πρέπει να επιτελεί αυτό τον σκοπό, σε συνδυασμό με την ελάχιστη δυνατή παραμόρφωση γύρω από τα σημεία έδρασης της ανάρτησης, ώστε να μην μεταβάλλεται σημαντικά η γεωμετρία της υπό φορτίο.

Σε όλη αυτή τη διαδικασία του πρωταρχικού σχεδιασμού, όλα τα έτοιμα τμήματα που θα αγοραστούν και δεν θα σχεδιαστούν, ιδανικά θα πρέπει να έχουν μοντελοποιηθεί σχεδιαστικά και να έχουν τοποθετηθεί στην πρωταρχική χωροθέτηση, ώστε να αποτελούν σταθερές ως προς την μορφή και το βάρος τους.

Σε αυτό το σημείο, θα πρέπει να υπάρχει μία καλή ιδέα για τη συνολική μορφή της διάταξης του οχήματος και κατά συνέπεια και της εκτίμησης του βάρους, της κατανομής αυτού και του ύψους του κέντρου βάρους.



Εικόνα 1.5 – Παράδειγμα πρωταρχικής διάταξης μονοθεσίου F1

Πλέον η βασική διάταξη, χωροταξία και διαστασιολόγηση του οχήματος, θα πρέπει να έχει ολοκληρωθεί και οποιοδήποτε εξάρτημα θα πρέπει να μπορεί να περιληφθεί στο εσωτερικό της εξωτερικής μορφής του οχήματος, χωρίς σημαντικές αναθεωρήσεις στη φιλοσοφία σχεδιασμού.

Έτσι, η σχεδιαστική ομάδα μπορεί να συνεχίσει με τον Λεπτομερή Σχεδιασμό.

d) Λεπτομερής σχεδιασμός

Σε αυτό το στάδιο και μετά τον προκαταρκτικό σχεδιασμό, θα πρέπει να υπάρχουν αρκετές πληροφορίες δεδομένες, οι οποίες πλέον θα πρέπει να αντιπαρατεθούν με τους στόχους που τέθηκαν.

Τέτοιες πληροφορίες θα είναι:

- Οι ολικές διαστάσεις και η χωροταξία των υποσυστημάτων
- Η καμπύλη ισχύος του επιλεγμένου κινητήρα
- Τα πειραματικά δεδομένα των ελαστικών
- Το σχήμα του αμαξώματος μετά τις πρωταρχικές αεροδυναμικές προσομοιώσεις
- Η κατανομή βάρους και το ύψος του κέντρου βάρους

Τώρα λοιπόν, συγκεκριμένα κομμάτια κάθε υποσυστήματος του οχήματος μπορούν να σχεδιαστούν λεπτομερώς.

Αρχικά θα πρέπει να καθοριστεί το χειρότερο σενάριο τόσο φορτίσεων όσο και συνθηκών περιβάλλοντος στο οποίο πρόκειται να βρεθεί το αγωνιστικό όχημα κατά τη διάρκεια της «ζωής» του, καθώς και να καθοριστεί η διάρκεια αυτή.

Αυτές οι εκτιμήσεις, θα δώσουν τα δεδομένα για τις φορτίσεις των εκάστοτε κομματιών, αλλά και τις περιβαλλοντικές συνθήκες στις οποίες θα βρεθούν, ώστε να επιλεγούν γεωμετρίες και υλικά για τον λεπτομερή σχεδιασμό τους.

Η μηχανολογική διαδικασία εξέλιξης του λεπτομερή σχεδιασμού κάθε κομματιού, ακολουθεί γενικά έναν επαναληπτικό βρόχο με τα ακόλουθα βήματα, που συγκλίνει και σταματά, με κριτήρια που βάζει η σχεδιαστική ομάδα, με κυριότερο τον διαθέσιμο χρόνο:

1. Ταυτοποίηση του προβλήματος
2. Ορισμός περιορισμών και στόχων
3. Brainstorming πιθανών λύσεων
4. Ανάλυση υποψήφιων λύσεων
5. Ορισμός των καλύτερων λύσεων
6. Μοντελοποίηση και προσομοιώσεις τελικών υποψήφιων λύσεων
7. Επιλογή λύσης, εάν κάποια ικανοποιεί τα ορισμένα τεχνικά κριτήρια, περιορισμούς και στόχους

Αλλιώς πήγαινε στο βήμα 3

Κάθε υποσύστημα του οχήματος πλέον μπορεί να παίρνει μορφή, λαμβάνοντας feedback από τις απαιτήσεις των άλλων υποσυστημάτων, καθώς και αυτά εξελίσσονται περαιτέρω.

Έτσι, η κινηματική της ανάρτησης τελειοποιείται σε συνδυασμό με την τελική μορφή που παίρνει το σασσί και το άκρο του τροχού.

Τα χαρακτηριστικά ελαστικότητας και απόσβεσης της ανάρτησης τελειοποιούνται, με βάση προσομοιώσεις δυναμικής του οχήματος.

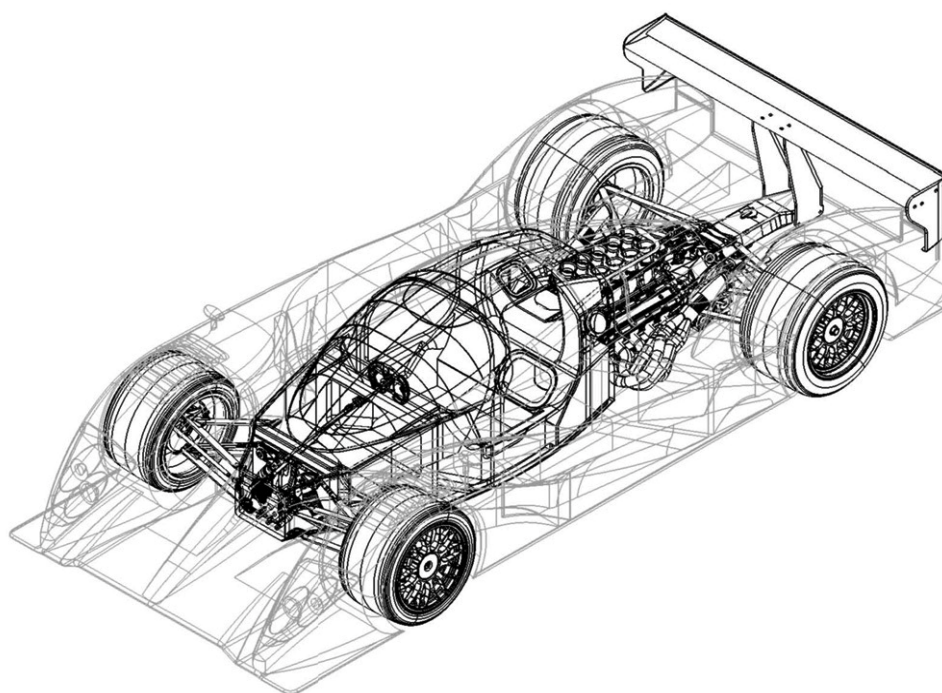
Η μορφή του αμαξώματος, εξελίσσεται σε λεπτομερές επίπεδο, με αεροδυναμικές προσομοιώσεις και σε συνεργασία με την εξέλιξη του σχεδιασμού του σασσί, αλλά και της χωροταξίας όλων των περιφερειακών τμημάτων που πρέπει να τοποθετηθούν κάτω από το αμάξωμα.

Η ακριβής μορφή και θέση των χειριστηρίων του οδηγού και της θέσης οδήγησης, τελειοποιούνται μαζί με την εξέλιξη του σασσί.

Να τονιστεί, ότι κάθε επιλογή σχεδιαστικής κατεύθυνσης σε κάθε υποσύστημα, θα πρέπει να λαμβάνεται μετά από μελέτη της επιρροής της στα υπόλοιπα υποσυστήματα του οχήματος. Κάθε αλλαγή σε ένα κομμάτι ενός υποσυστήματος, προκαλεί «ντόμινο» μεταβολών σε γειτονικά και μη υποσυστήματα. Έτσι, πάντα επιδιώκεται ο βέλτιστος συμβιβασμός.

Επίσης, εννοείται ότι το βασικότερο κριτήριο για κάθε σχεδιαστικό συμβιβασμό, παραμένει πάντα η επίτευξη των στόχων συνολικής απόδοσης του οχήματος, όπως καθορίστηκαν.

Κατά τον μηχανολογικό σχεδιασμό των κομματιών, οι μηχανικοί έχουν στη διάθεσή τους υπολογιστικά εργαλεία για την ανάλυση αντοχής μέσω πεπερασμένων στοιχείων (FEA), διαδικασία που αποτελεί βασικό κριτήριο καθορισμού της τελικής μορφής κάθε εξαρτήματος, έχοντας ως στόχο το ελάχιστο δυνατό βάρος σε συνδυασμό με τον επιθυμητό συντελεστή ασφαλείας. Υπάρχουν δε περιπτώσεις εξαρτημάτων, των οποίων ο στόχος δεν είναι μόνο η επίτευξη του επιλεγμένου συντελεστή ασφαλείας, αλλά η επίτευξη ελάχιστης παραμόρφωσης, καθώς μεγαλύτερη από το επιθυμητό ευκαμψία, επηρεάζει την απόδοση του οχήματος (π.χ. τμήματα ανάρτησης).



© Epsilon-Euskadi

Εικόνα 1.6 – Παράδειγμα λεπτομερούς σχεδίασης οχήματος Le Mans Prototype

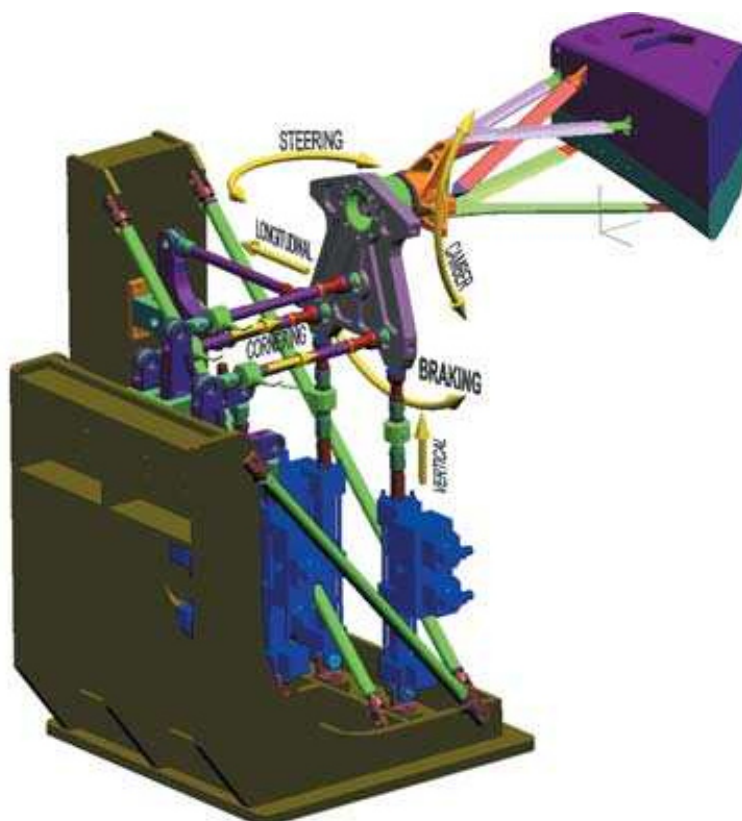
Σε αυτό το σημείο, η προσομοίωση απόδοσης του συνολικού αυτοκινήτου είναι απαραίτητη, με τη χρήση κατάλληλων διαδοσμένων εργαλείων και θα αποτελέσει την πρώτη φορά που η σχεδιαστική ομάδα θα έχει μία εικόνα των επιδόσεων και της γενικής απόδοσης του σχεδιασμένου οχήματος.

Σε περίπτωση σημαντικών αποκλίσεων από τους στόχους απόδοσης που είχαν τεθεί, τότε το project θα πρέπει να επιστρέψει σε προηγούμενο στάδιο εξέλιξης, δηλαδή είτε στον πρωταρχικό σχεδιασμό, είτε σε αναθεώρηση στόχων απόδοσης, αν αποδεικνύεται ότι αυτοί που είχαν τεθεί ήταν υπεραισιόδοξοι.

e) Δοκιμές

Σε ειδικές περιπτώσεις εξαρτημάτων που είτε μπορεί να έχει επιλεγεί να κατασκευαστούν με όχι και τόσο συνηθισμένες μεθόδους κατασκευής, είτε γενικά σε περιπτώσεις που οι υπολογισμοί και οι προσομοιώσεις αντοχής και κόπωσης, δεν μπορούν να δώσουν επαρκές περιθώριο εμπιστοσύνης, χρειάζεται η επαλήθευση των θεωρητικών υπολογιστικών αποτελεσμάτων με φυσικές δοκιμές του πραγματικού εξαρτήματος.

Εφόσον βέβαια υπάρχει πρόσβαση σε κατάλληλες διατάξεις δοκιμών, μπορούν να αναπαραχθούν οι πραγματικές συνθήκες φορτίσεων που το συγκεκριμένο εξάρτημα θα υποστεί κατά την χρήση του στο όχημα και να εξαχθούν ακριβή συμπεράσματα, τόσο για το περιθώριο αντοχής του, όσο και για τη διάρκεια ζωής του και την συνεπαγόμενη αξιοπιστία του.



Εικόνα 1.7 – Υδραυλική διαταξη φυσικών δοκιμών αντοχής συστήματος ανάρτησης F1

Όσον αφορά τώρα τις δοκιμές σε πίστα του κατασκευασμένου πλέον οχήματος, αυτές παραδοσιακά αποτελούν σημαντικό παράγοντα του κύκλου σχεδιασμού και εξέλιξης.

Μία σπουδαία σχεδιαστική προσπάθεια, μπορεί εύκολα να αποβεί μάταιη, αν το όχημα δεν δοκιμαστεί αρκετά σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας.

Ειδικά η πρώτη φορά που το πρωτότυπο αγωνιστικό όχημα λειτουργεί σε πραγματικές συνθήκες, είναι κρίσιμη για την επιβεβαίωση ή μη όλων των μεγεθών απόδοσης που περίμενε η σχεδιαστική ομάδα από την σειρά υπολογισμών και προσομοιώσεων που διεξήχθησαν για κάθε υποσύστημα του οχήματος και που εν τέλει καθόρισαν την εκτιμώμενη συνολική απόδοση και επίδοση.

Μία από τις χειρότερες καταστάσεις που μπορεί να προκύψουν από τις πρώτες δοκιμές ενός πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος, είναι η ανακολουθία των μετρούμενων με αισθητήρες μεγεθών στο πραγματικό όχημα, σε σχέση με τις τιμές από τους υπολογισμούς και τις προσομοιώσεις που διεξήχθησαν.

Κάτι τέτοιο, θα σήμαινε ότι σε κάποιο βήμα της διαδικασίας σχεδιασμού, έγιναν λάθη και προέκυψαν ανακρίβειες που θα πρέπει να εξαλειφθούν στο μέλλον.

Επίσης, οι δοκιμές χρησιμεύουν και για την επαλήθευση της αξιοπιστίας όλων των εξαρτημάτων του οχήματος και την έγκαιρη διάγνωση τυχόν μη υπολογισμένων ή απρόβλεπτων προβλημάτων, ώστε να προληφθεί η εμφάνισή τους σε συνθήκες αγώνα.

f) Περαιτέρω Εξέλιξη

Η συνεχής εξέλιξη ενός αγωνιστικού οχήματος κατά τη διάρκεια μίας αγωνιστικής σεζόν, αποτελεί την μεγαλύτερη πρόκληση για τις εταιρείες, καθώς η τελική έκβαση ενός πρωταθλήματος κρίνεται εν πολλοίς από την σχετική πρόοδο απόδοσης των ανταγωνιστικών οχημάτων μεταξύ τους.

Έτσι, ο κύκλος εξέλιξης τμημάτων του υπάρχοντος οχήματος κατά τη διάρκεια μιας αγωνιστικής χρονιάς, είναι περιληπτικά ως εξής:

- **Σύλληψη ιδέας:** μετά το feedback των μηχανικών πίστας στη σχεδιαστική ομάδα, εκείνη καταλήγει σε μία ιδέα κατεύθυνσης εξέλιξης ενός κομματιού, που κρίνεται ότι θα βελτιώσει την απόδοση του οχήματος.
- **Σχεδιασμός πειραματικού εξαρτήματος**
- **Αξιολόγηση απόδοσης:** πριν την ολοκλήρωση του τελικού σχεδίου του πειραματικού εξαρτήματος, γίνεται ο υπολογισμός μέσω προσομοιώσεων, της βελτίωσης στην απόδοση του μονοθεσίου, που το υπό εξέλιξη κομμάτι μπορεί να επιφέρει.
- **Κατασκευή πειραματικού εξαρτήματος**
- **Δοκιμές Επαλήθευσης:** το κατασκευασμένο πλέον πειραματικό εξάρτημα δοκιμάζεται σε διατάξεις φυσικών δοκιμών, είτε φορτίσεων, είτε αεροδυναμικής σήραγγας, ώστε να διασταυρωθούν οι θεωρητικές και υπολογιστικές προσδοκίες απόδοσης.
- **Δοκιμές στο όχημα:** εφόσον το πειραματικό εξάρτημα περάσει τα προηγούμενα στάδια επιτυχώς, μπορεί πλέον να δοκιμαστεί στο αυτοκίνητο σε πραγματικές συνθήκες σε κάποια περίοδο δοκιμών και να επιβεβαιωθεί από αισθητήρες η βελτίωση απόδοσης που μπορεί να επιφέρει στο όχημα. Εάν όλες οι προβλέψεις επαληθευτούν, μπορεί να χρησιμοποιηθεί μόνιμα στο όχημα σε συνθήκες αγώνα.

1.3. Checklist σχεδιαστικών αρχών

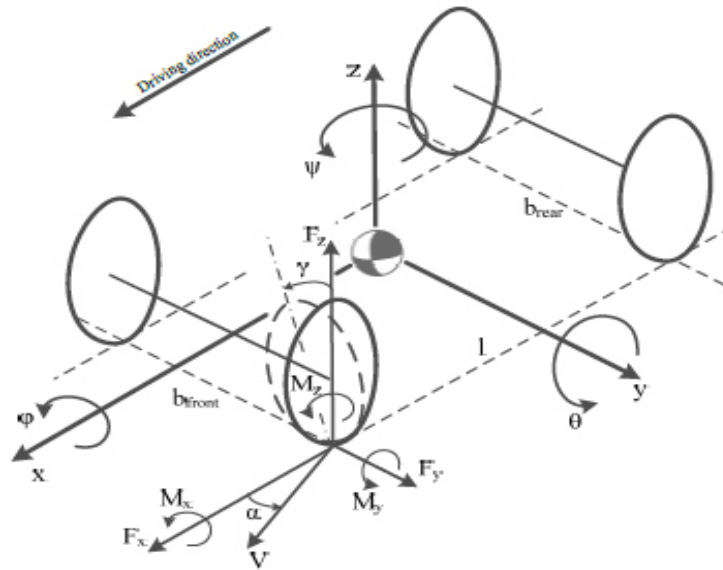
1. Με όλες τις υπόλοιπες παραμέτρους ίδιες, το όχημα με το χαμηλότερο βάρος θα είναι το ταχύτερο.
2. Με όλες τις υπόλοιπες παραμέτρους ίδιες, το όχημα με το χαμηλότερο κέντρο βάρους θα είναι το ταχύτερο.
3. Με όλες τις υπόλοιπες παραμέτρους ίδιες, το όχημα με τις χαμηλότερες ροπές αδράνειας σε όλους τους άξονες θα είναι το ταχύτερο.
4. Μείωσε το βάρος, χαμήλωσε το κέντρο βάρους, συγκέντρωσε τις μάζες κοντά στο κέντρο βάρους και στους άξονες περιστροφής του οχήματος.
5. Η αύξηση ισχύος κάνει το όχημα πιο γρήγορο στις ευθείες, η μείωση βάρους κάνει το όχημα πιο γρήγορο παντού.
6. Η κατακόρυφη αεροδυναμική δύναμη (downforce) προσφέρει ωφέλιμη κάθετη δύναμη στα ελαστικά, χωρίς την ύπαρξη παρασιτικής αδράνειας. Όταν η κατακόρυφη δύναμη φθάσει να είναι ίση με το βάρος ενός οχήματος, έχουμε, ποιοτικά, αύξηση της διαθέσιμης πρόσφυσης αντίστοιχη με διπλασιασμό του συντελεστή τριβής των ελαστικών.
Σημείωση: $F = \mu(mg + F_D)$ που γίνεται $ma = \mu(mg + F_D)$ οπότε $a/g = \mu(1 + F_D/mg)$
7. Η μόνη πηγή δυνάμεων σε ένα όχημα, είναι η διεπιφάνεια ελαστικού-οδοστρώματος. Οι δυνάμεις που προσδίδουν επιτάχυνση σε ένα όχημα, αυξάνονται μόνο με την αύξηση της δυνατότητας παραγωγής δυνάμεων από τα ελαστικά. Οποιαδήποτε αύξηση της ισχύος ενός κινητήρα, ή του μεγέθους των φρένων, είναι ανώφελη, χωρίς την αντίστοιχη πρόσφυση.
8. Το μόνο χρήσιμο μέγεθος πρόωσης ενός οχήματος, είναι η ροπή που μπορεί ο κινητήρας να προσδώσει στους κινητήριους τροχούς. Μεγαλώνοντας την τελική σχέση μετάδοσης ενός οχήματος, αυξάνουμε την επιτάχυνσή του χωρίς καμία αλλαγή στην απόδοση του κινητήρα. Δύο κινητήρες με την ίδια ισχύ αλλά διαφορετική ροπή, μπορούν με κατάλληλες σχέσεις μετάδοσης να δώσουν τις ίδιες επιδόσεις στο ίδιο όχημα.
9. Η ακαμψία του σασσί, πρέπει να είναι τόση, ώστε η ανάρτηση να μπορεί πρακτικά να λειτουργήσει. Αν οι σκληρότητες των ελαστικών στοιχείων της ανάρτησης είναι στην ίδια τάξη μεγέθους με την δυσκαμψία του σασσί, τότε το σασσί γίνεται η de facto ανάρτηση και όλοι οι υπολογισμοί δυναμικής συμπεριφοράς που μπορεί να έχουν γίνει με απαραμόρφωτο σασσί, θα είναι εκτός πραγματικότητας.
10. Όλα τα σώματα παραμορφώνονται υπό φορτίο. Ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να δίνεται λοιπόν, στο μέγεθος της παραμόρφωσης που θα εμφανίσουν τα τμήματα του συστήματος ανάρτησης και κατά πόσο θα επηρεάζονται τα γεωμετρικά και κινηματικά χαρακτηριστικά.

2. Δυναμική Οχημάτων

2.1. Σύστημα Συντεταγμένων και Βασικά Μεγέθη

Πριν αρχίσουμε να μιλάμε για τις δυνάμεις και τα σχετικά φαινόμενα σε ένα όχημα, ας ορίσουμε το σύστημα συντεταγμένων που θα χρησιμοποιηθεί, μαζί με κάποια βασικά μεγέθη.

Πολλά από τα μεγέθη, θα χρησιμοποιηθούν και θα εξηγηθούν περαιτέρω στα επόμενα κεφάλαια και όπου χρειαστεί να εισαχθούν άλλα πιο συγκεκριμένα μεγέθη, θα οριστούν ξεχωριστά.



Εικόνα 2.1 - Σύστημα συντεταγμένων και βασικά μεγέθη κατά ISO 8855

Το χρησιμοποιούμενο σύστημα λοιπόν είναι σωματόδετο, ορθογωνικό, βασισμένο στο κανόνα του «δεξιού χεριού». Η αρχή των αξόνων βρίσκεται στο κέντρο βάρους του οχήματος, ο άξονας X είναι παράλληλος με το έδαφος και εκτείνεται στο διαμήκη άξονα, ο άξονας Y είναι παράλληλος με το έδαφος και εκτείνεται στον εγκάρσιο άξονα και ο άξονας Z είναι κάθετος στο έδαφος και εκτείνεται προς τα πάνω. Τα πρόσημα και οι αρχές των αξόνων μπορεί να αλλάζουν, ανά περίπτωση οχήματος.

Ασχολούμαστε με 6 βασικούς βαθμούς ελευθερίας του οχήματος, την μεταφορική κίνηση σε κάθε άξονα και την περιστροφή γύρω από κάθε άξονα. Επίσης, ασχολούμαστε και με τους 6 αντίστοιχους βαθμούς ελευθερίας των τροχών.

Οι μετατοπίσεις, ταχύτητες, δυνάμεις και ροπές σε κάθε άξονα θα συμβολίζονται προφανώς με δείκτη τον εκάστοτε άξονα. Ξεχωρίζουμε όμως κάποιες βασικές γωνίες που προκύπτουν από την περιστροφή του οχήματος και των τροχών γύρω από τους 3 άξονες:

Άξονας	Όχημα	Τροχός
X	φ : κλίση (roll)	γ : κλίση (camber)
Y	θ : πρόνευση (pitch)	ω : περιστροφή (rotation)
Z	ψ : εκτροπή (yaw)	δ : γωνία διεύθυνσης (steer angle)

Το μεταξόνιο l ορίζεται ως η προβολή στον άξονα X της απόστασης μεταξύ των κέντρων των πελμάτων των εμπρός και πίσω τροχών.

Το μετατρόχιο b ορίζεται ως η προβολή στον άξονα Y της απόστασης των κέντρων των πελμάτων των τροχών ενός άξονα του οχήματος.

Για την κλίση *camber* (γ) ενός τροχού υπάρχει μία ιδιαιτερότητα ως προς το πως ορίζεται θετική και αρνητική σε κάθε τροχό, με αρνητική να λογίζεται η γωνία μεταξύ του επιπέδου του τροχού και του Z άξονα, όταν ο εκάστοτε τροχός έχει κλίση προς το εσωτερικό του οχήματος.

Ως α ορίζεται η γωνία ολίσθησης ενός ελαστικοφόρου τροχού, όπως θα αναλυθεί στην επόμενη παράγραφο.

2.2. Παραγωγή Δυνάμεων από τα Ελαστικά

Ο καλύτερος τρόπος να ξεκινήσει κανείς την μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς των οχημάτων, είναι να κατανοήσει το πως παράγουν δυνάμεις τα ελαστικά, ο μόνος τρόπος αλληλεπίδρασης του οχήματος με το οδόστρωμα.

Σε αυτό το σημείο, να σημειωθεί πως η αναλυτική μαθηματική περιγραφή της συμπεριφοράς τους, παραμένει ακόμη και σήμερα αδύνατη, κυρίως λόγω των βισκοελαστικών χαρακτηριστικών των υλικών τους και στηριζόμαστε σε πειραματικές μετρήσεις και σε προσεγγιστικά μαθηματικά μοντέλα. Σε κάθε περίπτωση, η ποιοτική κατανόηση της συμπεριφοράς τους, με αρκετή χρήση φαντασίας, είναι καθοριστικής σημασίας για τις αποφάσεις σχεδιασμού ενός συστήματος ανάρτησης, αλλά και του συνόλου ενός πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος.

Αρχικά ας ξεκαθαρίσουμε το εξής: οι δυνάμεις που αναπτύσσονται μεταξύ του ελαστικού και του οδοστρώματος, δεν είναι αποτέλεσμα της κλασικής έννοιας της τριβής, όπως την περιγράφει η φυσική. Η εμφάνιση δυνάμεων στο πέλμα του ελαστικού, εξαρτάται όχι μόνο από το κατακόρυφο φορτίο, αλλά και από το μέγεθος, την δυσκαμψία και τις τάσεις του πέλματος.

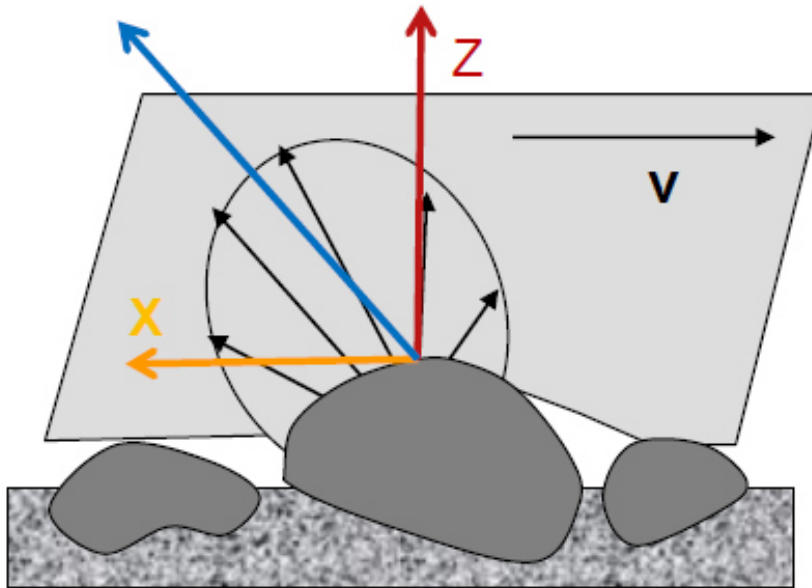
Οι δυνάμεις που παράγει το πέλμα, εμφανίζονται μέσω δύο κύριων μηχανισμών, της Προσκόλλησης (*Adhesion*) και της Υστέρησης.

Η Προσκόλληση, προέρχεται από τις διαμοριακές δυνάμεις μεταξύ του υλικού του ελαστικού και του υλικού του οδοστρώματος. Η δράση της αναφέρεται σε κλίμακα nm (νανόμετρο). Αποτελεί κυρίαρχο παράγοντα ανάπτυξης δύναμης σε στεγνή και καθαρή επιφάνεια και μειώνεται σημαντικά έως και εξαφανίζεται σε ακάθαρτη και υγρή επιφάνεια, πόσω δε μάλλον σε χώμα, χιόνι, πάγο κτλ.

Η Υστέρηση, γνωστή και ως παραμορφωσιακή τριβή, ορίζεται ως η τάση του υλικού του ελαστικού να καθυστερεί να επανέλθει στην φυσική κατάσταση ηρεμίας, μετά την επιβολή παραμόρφωσης σε αυτό.

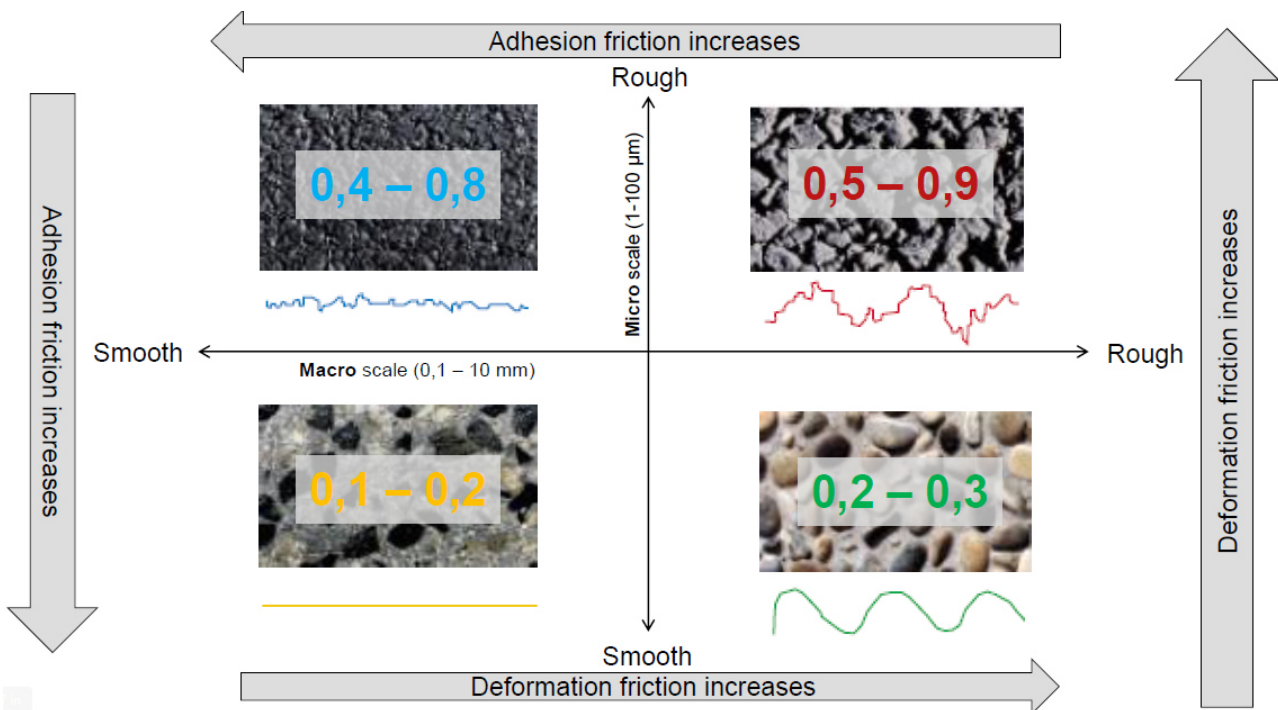
Έτσι, καθώς το ελαστικό κυλίνεται πάνω στις τραχείς μικροατέλειες / μικροανωμαλίες του οδοστρώματος, παραμορφώνεται τοπικά στο πέλμα και απορροφά ελαστική ενέργεια, που λόγω της υστέρησης καθυστερεί να την αποτονώσει και να επανέλθει σε φυσική κατάσταση.

Το γεγονός αυτό, σε συνδυασμό με την ασύμμετρη τοπική παραμόρφωση του πέλματος γύρω από την εκάστοτε μικροανωμαλία, προκαλεί ένα πεδίο δύναμης, του οποίου η παράλληλη με το έδαφος συνιστώσα αντιστέκεται στο «γλίστρημα» του ελαστικού.



Εικόνα 2.2 - Παράδειγμα απεικόνισης μηχανισμού Υστέρησης

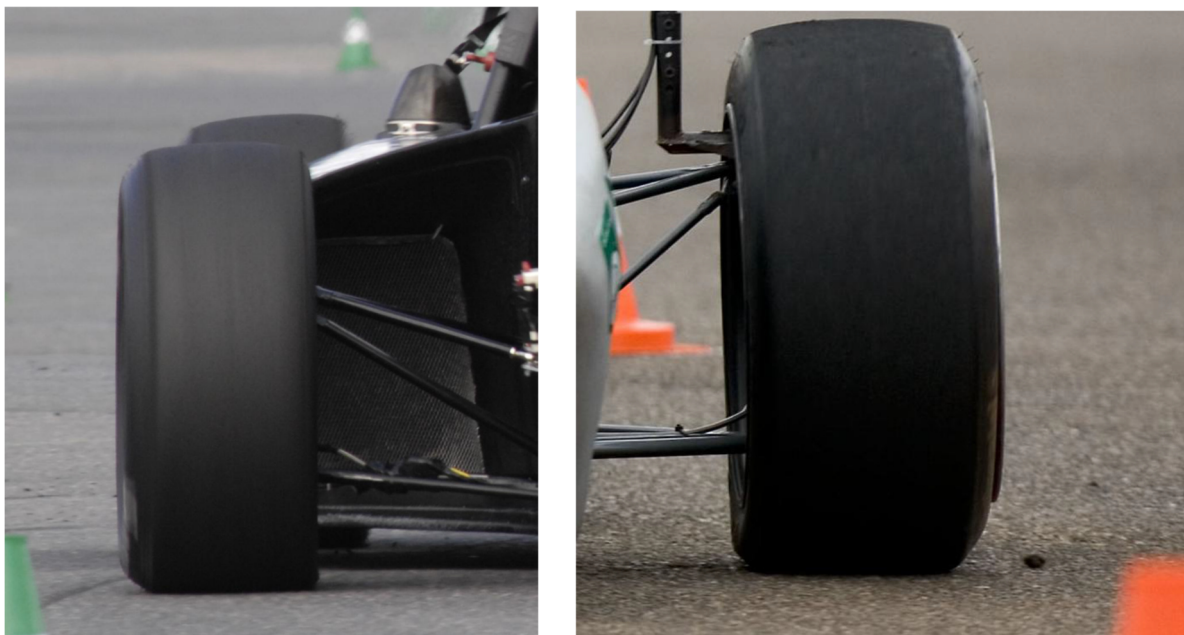
Να σημειωθεί, ότι ο μηχανισμός της Υστέρησης αποδίδει και σε υγρό οδόστρωμα και γενικά σε οποιαδήποτε μορφή εδάφους, σε αντίθεση με τον μηχανισμό Προσκόλλησης.



Εικόνα 2.3 - Διάγραμμα σχέσης συνεισφοράς Προσκόλλησης και Υστέρησης

Αφήνοντας την αλληλεπίδραση πέλματος – οδοστρώματος και προχωρώντας στο πως ολόκληρο το ελαστικό και συνεπώς ο τροχός παράγει δυνάμεις που τις μεταφέρει στο όχημα, ώστε αυτό να επιταχυνθεί στην επιλεγμένη κατεύθυνση, ας φανταστούμε ένα όχημα στο οποίο ενώ αυτό κινείται ευθεία, ο οδηγός αρχίζει να στρίβει το τιμόνι.

Τότε, λόγω τόσο της αδρανειακής τάσης του οχήματος να μην αλλάξει κατεύθυνση, αλλά και της πρόσφυσης που υπάρχει μεταξύ πέλματος και οδοστρώματος που αναπτύξαμε παραπάνω, παρουσιάζεται μία συνδυασμένη παραμόρφωση, τόσο στρεπτικής φύσης μεταξύ πέλματος και υπόλοιπου ελαστικού, αλλά και καμπτικής, με την περιοχή του ελαστικού πιο κοντά στο πέλμα να παραμορφώνεται κατά την εγκάρσια διεύθυνση του τροχού.



Εικόνα 2.4 - Παράδειγμα παραμορφώσεων ελαστικών κατά τη διέλευση από στροφές

Αφού το ελαστικό κυλιέται, τα στοιχειώδη σωματίδιά του που αποτελούν το πέλμα συνεχώς ανανεώνονται και έτσι το ένα μετά το άλλο περνούν από τη ζώνη παραμόρφωσης γύρω από το πέλμα. Επίσης, επειδή τα σωματίδια του ελαστικού συνδέονται μεταξύ τους, το πεδίο παραμόρφωσης δεν περιορίζεται μόνο στο πέλμα, αλλά και σε περιοχή γύρω από αυτό, σε βαθμό εξαρτώμενο από το είδος κατασκευής του σκελετού του ελαστικού.

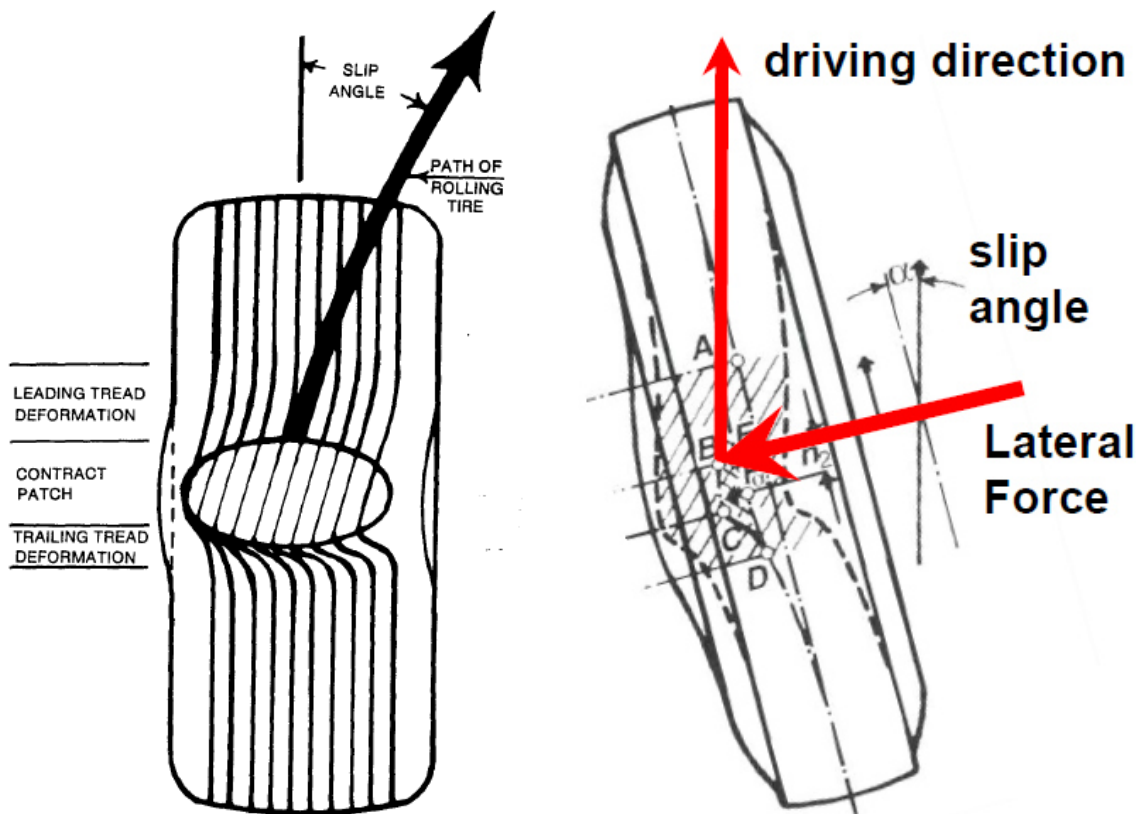
Εξαιτίας της συνδυασμένης παραμόρφωσης γύρω από το πέλμα λοιπόν, δημιουργείται μία γωνία μεταξύ της πορείας, δηλαδή του διανύσματος της ταχύτητας του τροχού, και της κατεύθυνσης στην οποία «κοιτάει».

Η γωνία αυτή, μέγεθος θεμελιώδες για την ποσοτικοποίηση της εγκάρσιας δύναμης που αναπτύσσει ένα ελαστικό, λέγεται *γωνία ολίσθησης* (*slip angle* – α°).

Να σημειωθεί, ότι η χρήση του όρου «ολίσθηση» μπορεί να παρεξηγηθεί, καθώς δεν αναφερόμαστε σε «γλίστρημα», αλλά απλά σε μία ελαστική παραμόρφωση, ενός τμήματος του ελαστικού, που προκαλεί διαφορά μεταξύ της πορείας του τροχού και της διεύθυνσης που «δείχνει».

Η παραμόρφωση αυτή, εκφρασμένη μέσω της γωνίας ολίσθησης, είναι υπαίτια για την ανάπτυξη εγκάρσιας δύναμης στο ελαστικό, η οποία είναι κάθετη στην διεύθυνση του τροχού

και έχει σημείο εφαρμογής σχεδόν στο κέντρο του πέλματος. Η εγκάρσια δύναμη, μπορεί να θεωρηθεί σαν αποτέλεσμα της ύπαρξης γωνίας ολίσθησης και αντιστρόφως.



Εικόνα 2.5 - Παραμόρφωση ελαστικού, τροχιές σωματιδίων, γωνία ολίσθησης και εγκάρσια δύναμη

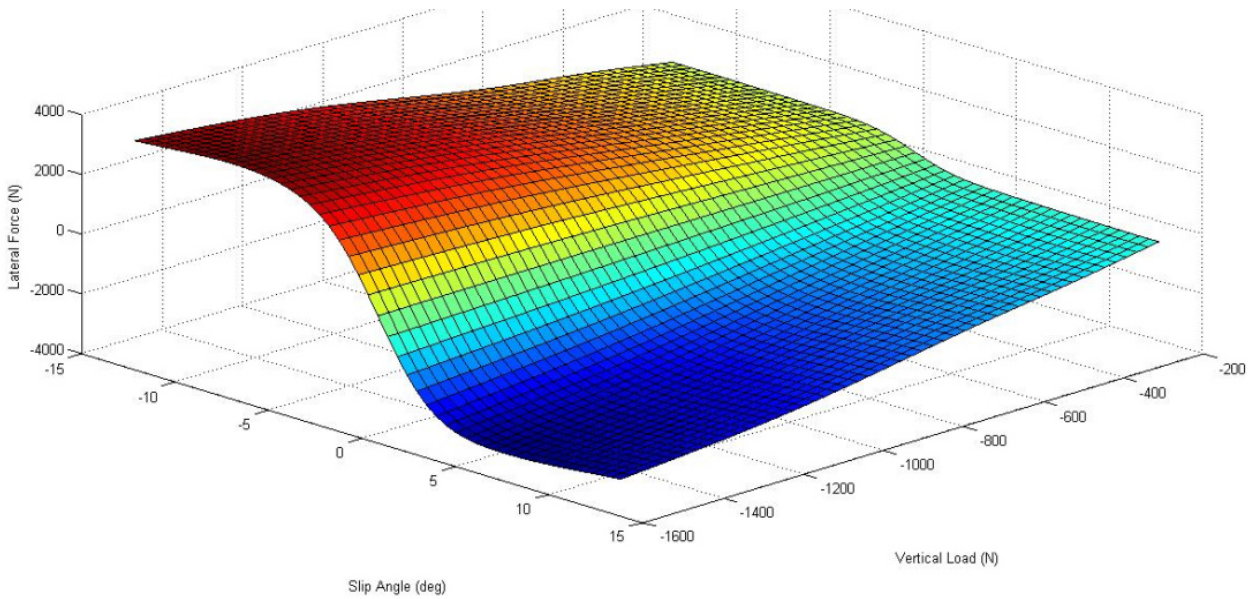
Η εγκάρσια δύναμη γενικά αυξάνεται με την αύξηση της γωνίας ολίσθησης και φυσικά και τα δύο μεγέθη μεγαλώνουν με την απαίτηση του οχήματος μέσω του οδηγού για μεγαλύτερη κεντρομόλο δύναμη. Βέβαια, υπάρχει ένα μέγιστο όριο γωνίας ολίσθησης και παραγωγής εγκάρσιας δύναμης από το ελαστικό για συγκεκριμένο κατακόρυφο φορτίο, πέρα του οποίου, θα αρχίζει να εμφανίζεται «γλίστρημα» στο πέλμα του ελαστικού.

Προκύπτουν λοιπόν, τρεις περιοχές συμπεριφοράς ενός ελαστικού που παράγει εγκάρσια δύναμη, η ελαστική, η μεταβατική και η τριβής. Η περιοχή τριβής είναι πέρα από το σημείο μέγιστης εγκάρσιας δύναμης που μπορεί να παράξει το ελαστικό, οπότε έχουμε πλέον «γλίστρημα» και η δύναμη που παράγεται δεν εξαρτάται από ελαστική παραμόρφωση, αλλά είναι καθαρή τριβή ολίσθησης με την κλασική έννοια.

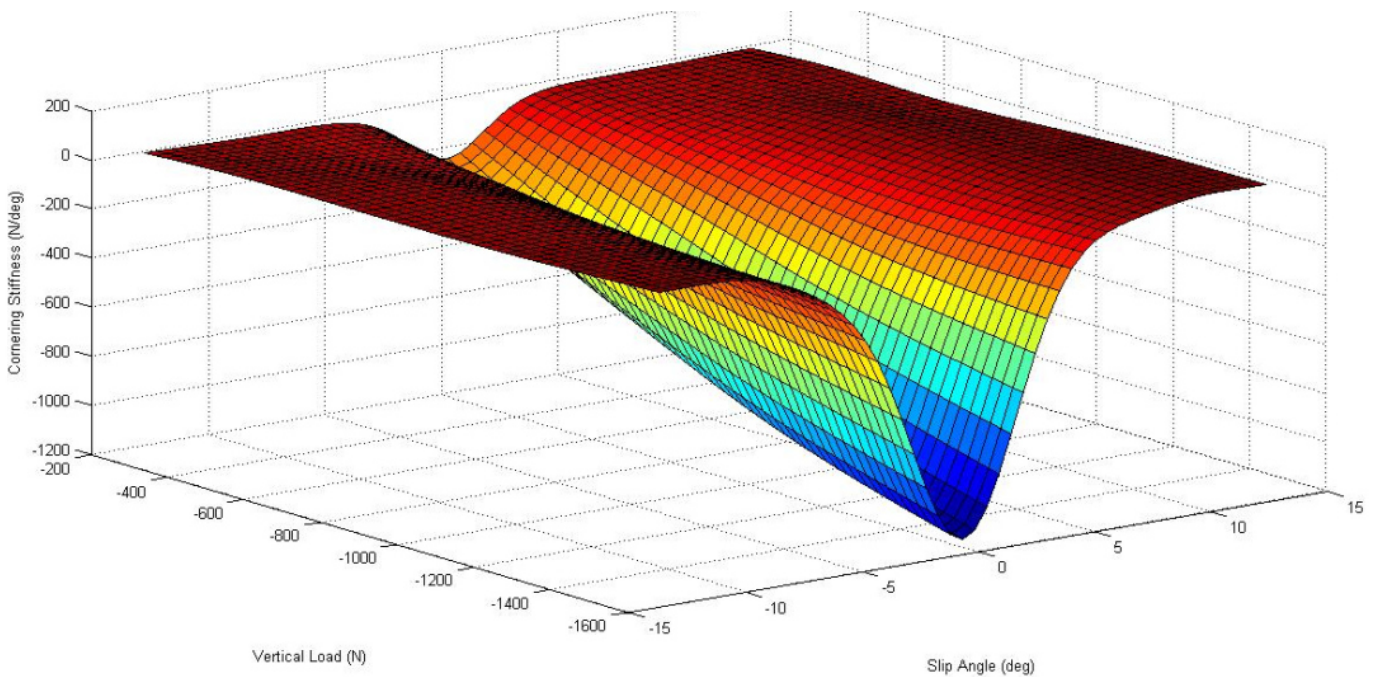
Η κλίση της καμπύλης δύναμης – γωνίας ολίσθησης (με παράμετρο το κατακόρυφο φορτίο) ενός ελαστικού στην ελαστική περιοχή του, αποτελεί την *στροφική ακαμψία* του C_a , μέγεθος σημαντικό για την ανάλυση της δυναμικής συμπεριφοράς ενός οχήματος.

Το μέγιστο μιας καμπύλης δύναμης - γωνίας ολίσθησης, αποτελεί το *όριο της πρόσφυσης* για δεδομένο κατακόρυφο φορτίο και οδόστρωμα. Φθάνοντας και περνώντας αυτό το σημείο, ο έμπειρος οδηγός θα το αντιληφθεί με την μείωση της *στρεπτικής ροπής επαναφοράς* του τροχού, μέσω του συστήματος διεύθυνσης. Τα ποιοτικά χαρακτηριστικά μιας τέτοιας καμπύλης περιγράφουν επίσης το πως το όχημα θα συμπεριφερθεί και θα αντιδράσει στο όριο της πρόσφυσης και ειδικά όταν ο οδηγός το περάσει. Μία απότομη καμπύλη με έντονη πτώση της εγκάρσιας δύναμης μετά το μέγιστο, θα σημαίνει ότι το όχημα θα ξεκινήσει να γλιστρά απότομα με μικρό περιθώριο «προειδοποίησης» στον οδηγό.

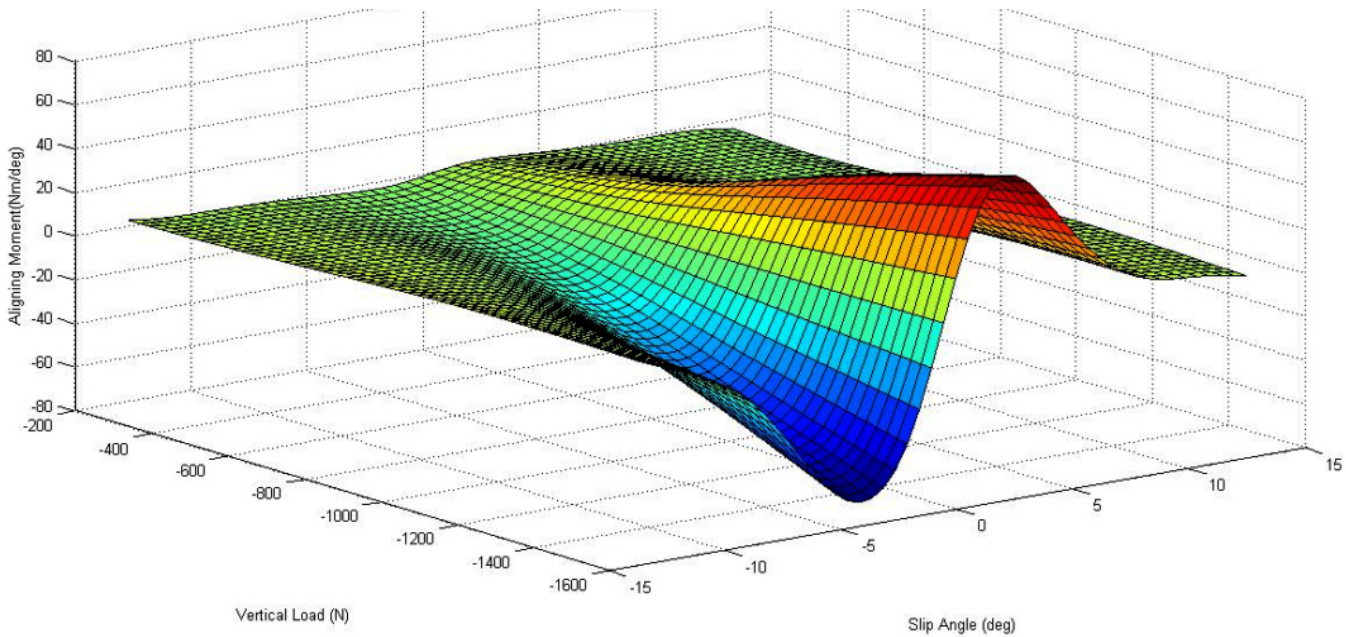
Συνήθως τα αγωνιστικά ελαστικά υψηλών επιδόσεων τείνουν να έχουν απότομες καμπύλες, οπότε τα αντανακλαστικά των οδηγών αγώνων και η ικανότητά τους να «διαβάζουν» την ανάδραση που τους παρέχει το σύστημα διεύθυνσης, παίζουν καθοριστικό ρόλο.



Εικόνα 2.6 - Γράφημα εγκάρσιας δύναμης συναρτήσει γωνίας ολίσθησης με παράμετρο το κατακόρυφο φορτίο. Παρατηρούμε τις χαρακτηριστικές περιοχές λειτουργίας του ελαστικού.



Εικόνα 2.7 - Γράφημα στροφικής ακαμψίας - γωνίας ολίσθησης ελαστικού για διάφορα κατακόρυφα φορτία



Εικόνα 2.8 – Γράφημα ροπής επαναφοράς ελαστικού συναρτήσει γωνίας ολίσθησης και κατακόρυφου φορτίου

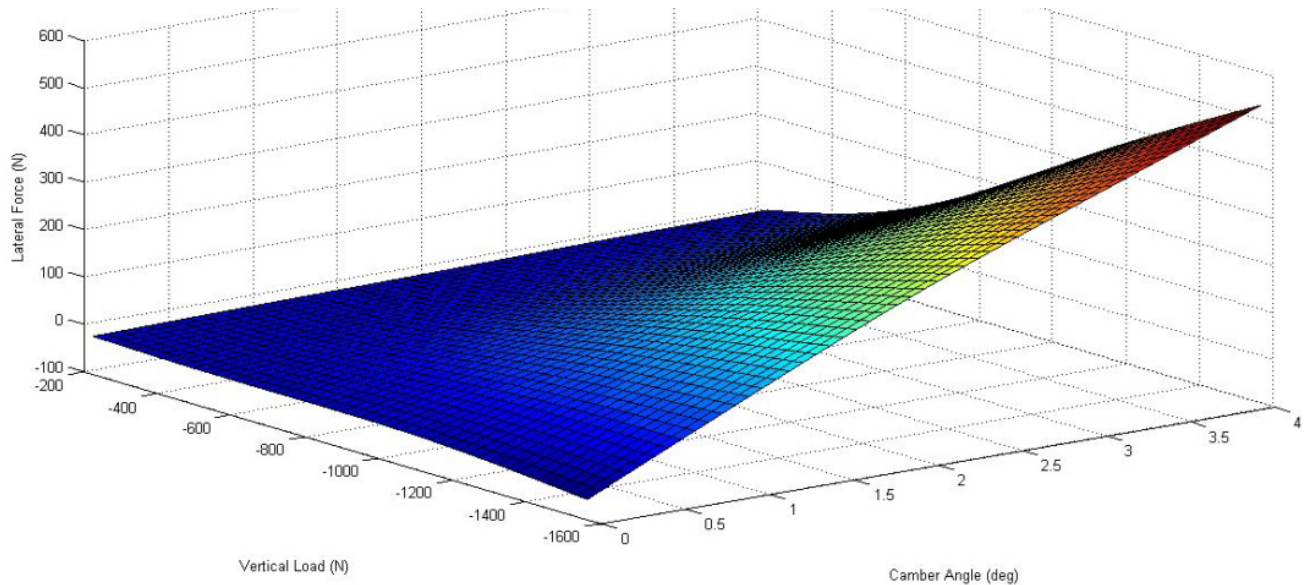
Ένα άλλο φαινόμενο που πρέπει να λαμβάνεται υπόψη κατά την μελέτη της δυναμικής ενός αγωνιστικού οχήματος, είναι η επίδραση της γωνίας ολίσθησης στη διαμήκη δυναμική του οχήματος. Ειδικά σε κατηγορίες που αναπτύσσονται υψηλές ταχύτητες διέλευσης από στροφές, η ανάπτυξη υψηλών γωνιών ολίσθησης σε συνδυασμό με υψηλές τιμές εγκάρσιας δύναμης, οδηγούν σε μία όχι αμελητέα διαμήκη συνιστώσα δύναμης στην τροχιά του τροχού, που ουσιαστικά επιβραδύνει τον τροχό και το όχημα και προκαλεί αντίστοιχες διαμήκεις δυναμικές αντιδράσεις στο όχημα

Μία ακόμη παράμετρος που επηρεάζει την ανάπτυξη εγκάρσιας δύναμης από το ελαστικό, είναι η αρνητική (δηλαδή προς το εσωτερικό του οχήματος) γωνία κλίσης (*camber angle*)* του τροχού κατά ένα διαμήκες επίπεδο αναφοράς. Γενικά, αυξάνοντας την κλίση αυτή του τροχού, αυξάνεται και η παραγόμενη εγκάρσια δύναμη για δεδομένη γωνία ολίσθησης και κατακόρυφο φορτίο, καθώς εξασφαλίζεται μεγαλύτερη επιφάνεια πέλματος, όταν το ελαστικό κάμπτεται υπό εγκάρσιο φορτίο.

Ένας ακόμη μηχανισμός επιρροής της γωνίας κλίσης του τροχού στην ανάπτυξη εγκάρσιας δύναμης, είναι το φαινόμενο της *ώσης κλίσης (camber thrust)*. Όταν ένας τροχός έχει γωνία *camber*, τότε το ελαστικό του τείνει να εμφανίζει μια δύναμη κάθετη ως προς τη διεύθυνση της μεταφορικής κίνησης του τροχού και με κατεύθυνση προς την πλευρά που έχει κλίση λόγω *camber*. Αυτό συμβαίνει, διότι αν θεωρήσουμε ένα σημείο του περιστρεφόμενου τροχού, αν προβάλουμε την τροχιά του στο έδαφος, θα έπρεπε να ήταν ελλειπτική, όμως λόγω της επαφής του ελαστικού με το οδόστρωμα και της αναπτυσσόμενης τριβής, η τροχιά του «εξαναγκάζεται» να γίνει ευθεία κατά το διάστημα της επαφής με το οδόστρωμα, προκαλώντας από αντίδραση την προαναφερθείσα δύναμη.

Πρέπει να υπάρχει βέβαια ένα ανώτατο όριο στην κλίση του τροχού, καθώς με την αύξησή της, μειώνεται η επιφάνεια του πέλματος για παραγωγή διαμήκους δύναμης, κατά την επιβράδυνση / επιτάχυνση του οχήματος. Έτσι, μία συμβιβαστική λύση μεταξύ εγκάρσιας και διαμήκους απόδοσης πρέπει να επιτευχθεί.

*Περαιτέρω εξήγηση και εφαρμογές στο Κεφάλαιο 3



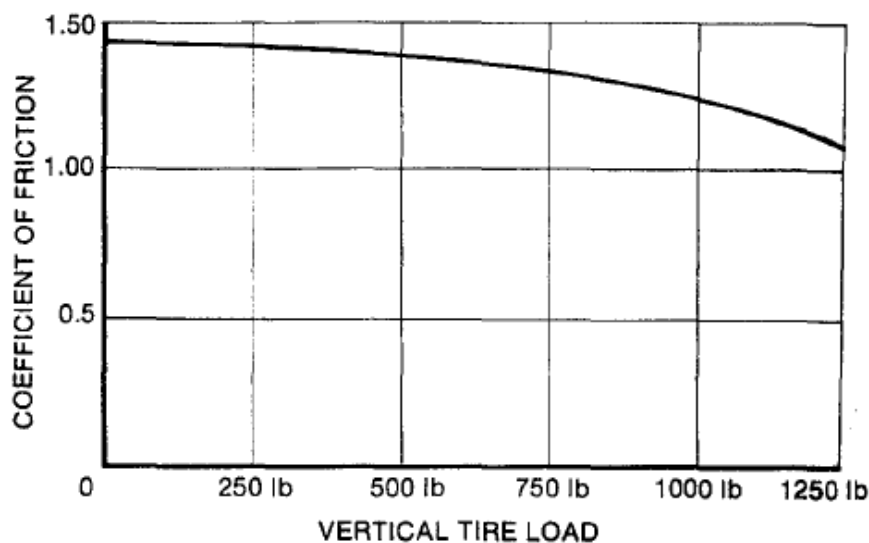
Εικόνα 2.9 – Γράφημα παραγόμενης εγκάρσιας δύναμης συναρτήσει γωνίας camber για μηδενική γωνία ολίσθησης, με παράμετρο το κατακόρυφο φορτίο
Ουσιαστικά απεικονίζεται ο μηχανισμός του camber thrust

Σε αυτό το σημείο, κρίνεται δόκιμο να εξετάσουμε και την επιρροή της παραμέτρου του κατακόρυφου στο ελαστικό, φορτίου, στην ανάπτυξη εγκάρσιας δύναμης από αυτό.

Ορίζεται λοιπόν ένα μέγεθος αντίστοιχο του κλασσικού συντελεστή τριβής μ , πλέον όμως για εφαρμογή σε ελαστικά οχημάτων, ο οποίος δεν είναι σταθερός, αλλά εξαρτάται από το κατακόρυφο φορτίο στο ελαστικό.

Μάλιστα, σε κάθε περίπτωση, ο «συντελεστής τριβής» ενός ελαστικού μειώνεται με την αύξηση του κατακόρυφου φορτίου. Εναλλακτικά, μπορούμε να πούμε ότι ο ρυθμός αύξησης της παραγόμενης εγκάρσιας δύναμης ενός ελαστικού, βαίνει μειούμενος με αύξηση του κατακόρυφου φορτίου.

$$\text{Έτσι, } \mu = \frac{F_y}{F_z}, \text{ για } \alpha = \alpha_{\max}, \text{ με } F_y \text{ την εγκάρσια δύναμη και } F_z \text{ την κατακόρυφη}$$



Εικόνα 2.10 – Γράφημα συντελεστή τριβής ελαστικού συναρτήσει κατακόρυφου φορτίου

Η αξία αυτών των συμπερασμάτων για την εξάρτηση του κατά πόσο αυξάνεται η δυνατότητα παραγωγής δύναμης από τα ελαστικά με αύξηση του κατακόρυφου φορτίου, μπορεί να φανεί στην μελέτη της συνολικής ικανότητας παραγωγής εγκάρσιας δύναμης κάθε άξονα ενός οχήματος.

Υπό κεντρομόλο επιτάχυνση σε ένα όχημα, λόγω του ύψους του κέντρου βάρους του από το έδαφος, παρατηρείται το φαινόμενο της μεταφοράς βάρους* από τους εσωτερικούς τροχούς ως προς την καμπή που διανύεται, στους εξωτερικούς.

Έτσι, αν θεωρήσουμε το ζεύγος τροχών ενός άξονα, υπό κεντρομόλο επιτάχυνση, το συνολικό κατακόρυφο φορτίο στους δύο τροχούς του άξονα παραμένει σταθερό, αλλά η μέγιστη δυνατή συνολική εγκάρσια δύναμη που μπορεί δυνητικά να παραχθεί από το ζεύγος ελαστικών στον άξονα, μειώνεται.

Μέχρι τώρα μιλούσαμε για παραγωγή εγκάρσιας δύναμης από τα ελαστικά, που αφορούσε σενάριο πλευρικής κεντρομόλου επιτάχυνσης σε ένα όχημα, κατά τη διέλευση από στροφή. Για την περίπτωση τώρα της διαμήκου επιτάχυνσης ή επιβράδυνσης σε ένα όχημα, τα ελαστικά παράγουν διαμήκη δύναμη με αντίστοιχο μηχανισμό, όπως παράγουν και εγκάρσια.

Η διαφορά έγκειται στο ότι δεν υπάρχει στρεπτική και καμπτική παραμόρφωση στο πέλμα και άρα ούτε και γωνία ολίσθησης, αλλά εμφανίζεται μία περιφερειακή στρέψη στο ελαστικό και το αντίστοιχο μέγεθος που ορίζεται, είναι ο λόγος ολίσθησης (*slip ratio %*)

$$\text{Ορίζεται ως: } \text{Slip Ratio \%} = \left(\frac{\Omega R_c}{V} - 1 \right)$$

όπου: Ω η γωνιακή ταχύτητα του τροχού, V η ταχύτητα του οχήματος και R_c η ενεργός ακτίνα του ελαστικοφόρου τροχού, που είναι η ακτίνα του όταν περιστρέφεται χωρίς ασκούμενη ροπή σε αυτόν.

Η έννοια αυτού του μεγέθους, όπως και η γωνία ολίσθησης, δεν αναφέρεται σε «γλίστρημα», αλλά σε διαφορά ταχύτητας του τροχού σε σχέση με του οχήματος, λόγω περιφερειακής παραμόρφωσης. Μπορούμε να το φανταστούμε σαν το ελαστικό εξαιτίας ροπής που εφαρμόζεται σε αυτό, να «γαντζώνει» στο οδόστρωμα γύρω από την περιοχή του πέλματος και έτσι η περιφερειακή ταχύτητα των σωματιδίων του ελαστικού στην περιοχή παραμόρφωσης να παρουσιάζει διαφορά σε σχέση με την ταχύτητα του οχήματος.

Το διάγραμμα διαμήκου δύναμης – λόγου ολίσθησης παρουσιάζει αντίστοιχη συμπεριφορά με εκείνο της γωνίας ολίσθησης, με τις τρεις κλασσικές περιοχές, όπου μετά το μέγιστο χάνεται η πρόσφυση και έχουμε καθαρό «γλίστρημα».

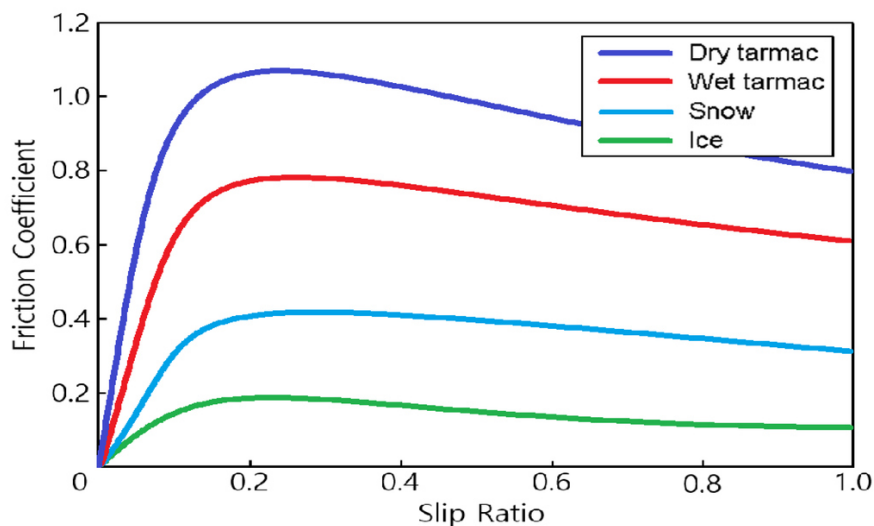
Προφανώς σε ροπή επιτάχυνσης, ο λόγος ολίσθησης είναι θετικός, καθώς ο τροχός περιστρέφεται ελαστικά, πιο γρήγορα από την ταχύτητα του οχήματος και σε ροπή επιβράδυνσης, αρνητικός, καθώς ο τροχός περιστρέφεται ελαστικά, πιο αργά σε σχέση με την ταχύτητα του οχήματος.

Και στην περίπτωση της διαμήκου δύναμης, η επίδραση του κατακόρυφου φορτίου παραμένει ίδια με της εγκάρσιας, αλλά η επίδραση της γωνίας κλίσης του τροχού είναι πλέον ζημιογόνος, καθώς μειώνει την επιφάνεια του πέλματος και την δυνητικά μέγιστη δυνατή παραγωγή δύναμης

*Περισσότερη εξήγηση στην παράγραφο 2.2



Εικόνα 2.11 - Αγωνιστικό ελαστικό παραμορφωμένο υπό ροπή επιτάχυνσης



Εικόνα 2.12 - Καμπύλες συντελεστή τριβής για δεδομένο κατακόρυφο φορτίο σε σχέση με λόγο ολίσθησης για διάφορες καταστάσεις οδοστρώματος

Μία παράμετρος ελεύθερης επιλογής είναι η *πίεση του αέρα* στα ελαστικά. Γενικά, η αύξησή της μειώνει την επιφάνεια του πέλματος και αυξάνει τις τάσεις που αναπτύσσονται σε αυτό. Η μείωσή της αυξάνει την επιφάνεια του πέλματος, μειώνει τις τάσεις που αναπτύσσονται σε αυτό, αλλά αυξάνει και την αντίσταση κύλισης του τροχού.

Η σημαντικότερη όμως επιρροή της πίεσης αέρα στα σύγχρονης κατασκευής αγωνιστικά ελαστικά, είναι ο τρόπος με τον οποίον επηρεάζει την γεωμετρία της τομής του σκελετού και της συνεπαγόμενης στροφικής ακαμψίας C_a . Παρατηρείται ότι με αύξηση της πίεσης αέρα, η στροφική ακαμψία δεδομένου ελαστικού μειώνεται για χαμηλά κατακόρυφα φορτία, αλλά αυξάνεται για υψηλά.

Έτσι, με αύξηση πίεσης, σε συνδυασμό με την μείωση πέλματος αλλά και την επιρροή στην ακαμψία, παρατηρείται ότι σε χαμηλά κατακόρυφα φορτία η δυνατότητα παραγωγής δύναμης μειώνεται ξεκάθαρα, ενώ σε υψηλά κατακόρυφα φορτία η μείωση είναι μικρότερη, με κάποιες περιπτώσεις ελαστικών μάλιστα να ευνοούνται από αύξηση της πίεσης σε πολύ υψηλά κατακόρυφα φορτία και υψηλές γωνίες ολίσθησης.

Συμπεραίνεται λοιπόν, πως η επιλογή πίεσης αέρα είναι σύνθετη και χρειάζεται συμβιβασμό μεταξύ ανεκτής αντίστασης κύλισης, χαρακτηριστικών αντίδρασης του εκάστοτε ελαστικού σε αύξηση πίεσης και κυρίως, των κατακόρυφων φορτίων που μπορεί να εμφανίσει ένα όχημα εξαιτίας της ύπαρξης αεροδυναμικών διατάξεων.

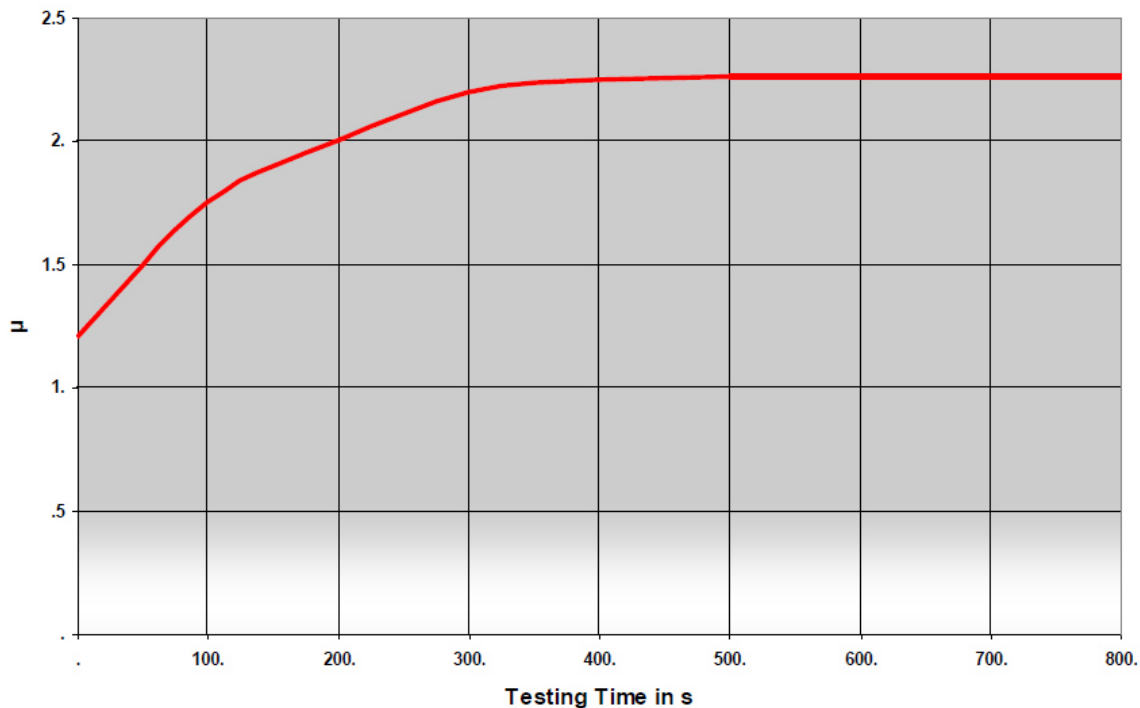
Σε κάθε περίπτωση, απαιτείται δοκιμή στο πραγματικό τελικό όχημα και εξέταση της κατανομής των αναπτυσσόμενων θερμοκρασιών στο πέλμα. Θα έχουμε την σωστή πίεση στο συγκεκριμένο συνδυασμό ελαστικών και οχήματος, όταν οι θερμοκρασίες είναι όσο το δυνατόν πιο σταθερές κατά το πλάτος του ελαστικού.

Ένας ακόμη, τελευταίος, παράγοντας που επιδρά στην ικανότητα των ελαστικών να παράξουν δυνάμεις είναι η θερμοκρασία του υλικού τους. Η όλη μεταβλητή χρονικά διαδικασία ελαστικής παραμόρφωσης και επαναφοράς της περιοχής γύρω από το πέλμα, οδηγεί σε μετατροπή μηχανικής ενέργειας σε θερμότητα, μέρος της οποίας αποθηκεύεται στο ίδιο το ελαστικό, αυξάνοντας τη θερμοκρασία του.

Κάθε ελαστικό, είναι σχεδιασμένο με διαφορετικό «παράθυρο» θερμοκρασιακής λειτουργίας, με τα αγωνιστικά να έχουν μεγάλη ποικιλία ιδανικών θερμοκρασιακών ευρών, με άλλα να λειτουργούν ιδανικά ακόμη και στους 50°C και άλλα να χρειάζονται πάνω από 100°C.

Γενικά πάντως, τα μίγματα πολυμερών από τα οποία κατασκευάζονται τα ελαστικά, αυξάνουν την ικανότητα του μηχανισμού προσκόλλησης στο οδόστρωμα με την άυξηση της θερμοκρασίας τους. Αυτό βέβαια μέχρι ένα όριο, όπου πλέον το ελαστικό βγαίνει από το «παράθυρο» λειτουργίας και υπερθερμαίνεται, μειώνοντας την ικανότητα παραγωγής δυνάμεων και οδηγούμενο ακόμη και σε έντονη φθορά. Σε πολλές περιπτώσεις ελαστικών μάλιστα, για χημικούς λόγους, υπάρχει δεδομένο όριο πλήθους «κύκλων θερμότητας» κατά τους οποίους το ελαστικό μπορεί να ξεπεράσει το παράθυρο λειτουργίας και μετά να ξαναψυχθεί, διατηρώντας τις ίδιες ικανότητες παραγωγής δυνάμεων. Υπάρχει δηλαδή, ένα όριο κύκλων θέρμανσης-ψύξης του υλικού του ελαστικού πέρα από το οποίο, παθαίνει ένα είδος θερμικού σοκ και χάνει τις αρχικές του ιδιότητες.

Ένας από τους βασικούς στόχους για την εκμετάλλευση όλων των δυνατοτήτων ενός πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος, είναι να μπορεί να φορτίζει τα ελαστικά του με τέτοιο τρόπο, ώστε να τα διατηρεί στο «παράθυρο λειτουργίας». Αυτό επιτυγχάνεται, με σωστά υπολογισμένες επιλογές κατά το σχεδιασμό του οχήματος (κάποιες θα περιγραφούν στη συνέχεια), που αφορούν την γεωμετρία της ανάρτησης, τις ελαστικότητες και αποσβέσεις, τα αεροδυναμικά φορτία, καθώς και πιο θεμελιώδη μεγέθη, όπως μετατρόχιο, μεταξόνιο, ύψος κέντρου βάρους και κατανομή βάρους



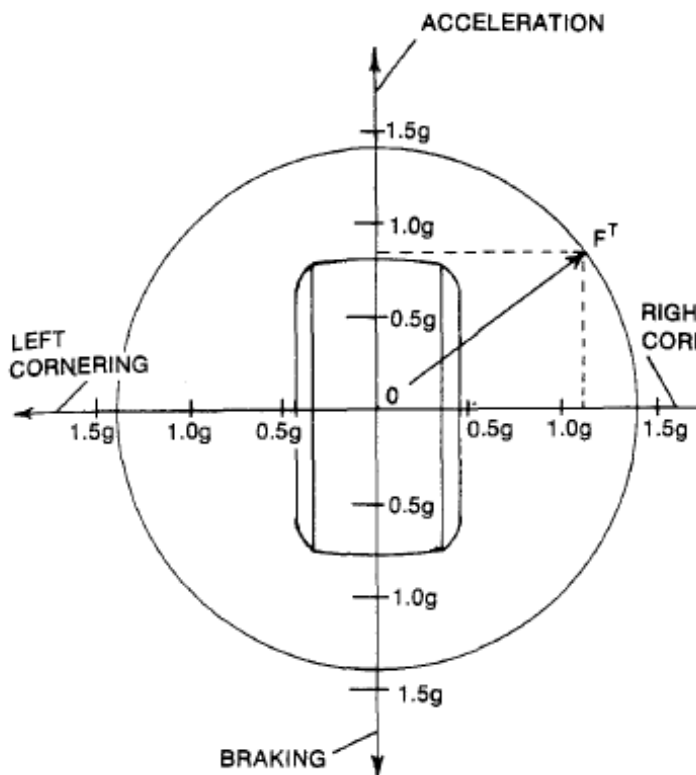
Εικόνα 2.13 - Διάγραμμα μεταβολής συντελεστή τριβής αγωνιστικού ελαστικού με πάροδο χρόνου οδήγησης και συνεπώς αύξησης θερμοκρασίας μέχρι το "παράθυρο" λειτουργίας

Αφού περιγράφηκε το πώς και υπό ποιες παραμέτρους μπορεί το ελαστικό να παράξει εγκάρσια και διαμήκη δύναμη, είναι σημαντικό να σημειωθεί, ότι αυτή η ικανότητα δεν εμφανίζεται επάλληλα. Δηλαδή, ένα ελαστικό δεν μπορεί ταυτόχρονα να παράξει και τη μέγιστη δυνατή εγκάρσια, αλλά και την μέγιστη δυνατή διαμήκη δύναμη.

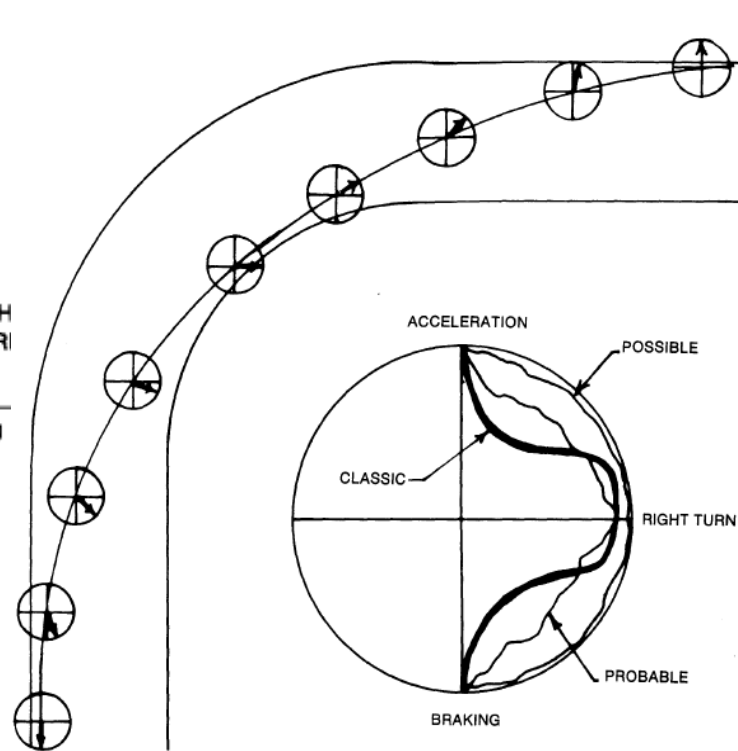
Αν παραστήσουμε γραφικά τις επιταχύνσεις που μπορεί ένα όχημα να αναπτύξει σε κάθε κατεύθυνση, ευθέως ανάλογες με τις δυνάμεις σε κάθε κατεύθυνση από τα ελαστικά, τότε σχηματίζεται ένας σχεδόν κύκλος, ή έλλειψη, καθώς συνήθως η διαμήκης δυνατότητα παραγωγής δυνάμεων από τα ελαστικά σε ένα όχημα, είναι μεγαλύτερη από την εγκάρσια, λόγω της μικρότερης διαμήκους μεταφοράς βάρους, αφού το μεταξόνιο είναι μεγαλύτερο από το μετατρόχιο.

Η ύπαρξη αυτού του κύκλου πρόσφυσης (*traction circle* ή *g-g diagram*), μας δίνει την πληροφορία ότι το διάνυσμα της συνολικής επιτάχυνσης ενός οχήματος κάθε στιγμή, μπορεί να έχει τελικό σημείο το πολύ μέχρι πάνω στον γεωμετρικό τόπο του κύκλου πρόσφυσης. Πρακτικά λοιπόν, αν ένα όχημα με δεδομένα χαρακτηριστικά απόδοσης και ελαστικά, μπορεί να αναπτύξει μέγιστη διαμήκη αλλά και εγκάρσια επιτάχυνση της τάξης των 1.4 g, τότε για παράδειγμα, όταν επιβραδύνεται με 0.8 g, μπορεί ταυτόχρονα να «στρίψει» με κεντρομόλο επιτάχυνση μέχρι 1.1 g, χωρίς να χάσει πρόσφυση.

Για να εκμεταλλευτούμε στα μέγιστα τις δυνατότητες που δίνουν τα επιλεγμένα ελαστικά σε κάθε πρωτότυπο αγωνιστικό όχημα, θα πρέπει με κατάλληλες τεχνικές επιλογές κατά το σχεδιασμό του, αλλά και με σωστές ρυθμίσεις στα ρυθμιζόμενα χαρακτηριστικά ανάρτησης, πέδησης, διαφορικού και αεροδυναμικών φορτίων, να δίνεται η δυνατότητα στον οδηγό να «βρίσκεται» όσο το δυνατόν μεγαλύτερο χρονικό διάστημα «πάνω» στον κύκλο πρόσφυσης, συνδυάζοντας ταυτόχρονα καταλλήλως, διαμήκεις επιταχύνσεις και επιβραδύνσεις μαζί με κεντρομόλους επιταχύνσεις σε στροφές.



Εικόνα 2.14 - Παράδειγμα διαγράμματος κύκλου πρόσφυσης



Εικόνα 2.15 - Πιθανά πραγματικά διαγράμματα επιταχύνσεων οχήματος με διαφορετικές οδηγικές προσεγγίσεις

Μετά από όλα αυτά τα στοιχεία, γίνεται αντιληπτό πόσο καθοριστικής σημασίας είναι η γνώση των χαρακτηριστικών λειτουργίας των επιλεγμένων ελαστικών του πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος, για τον καθορισμό ακόμη και θεμελιωδών μεγεθών κατά τον πρωταρχικό σχεδιασμό του. Σημειώνεται ξανά, ότι απόλυτος στόχος των τεχνικών επιλογών στο όχημα, είναι να φορτίζει τα ελαστικά του με τέτοιο τρόπο, ώστε να μπορεί να λαμβάνει από αυτά, το μέγιστο των διαμήκων και εγκάρσιων δυνάμεων που μπορούν να παράγουν.

Όμως, η γνώση των χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας του εκάστοτε ελαστικού δεν είναι εύκολη υπόθεση, καθώς προφανώς, δεν υπάρχει αναλυτικός/θεωρητικός μαθηματικός τρόπος για να καθοριστούν.

Έτσι, κρίνεται απαραίτητο κατά την σχεδίαση ενός πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος να έχουμε στη διάθεσή μας απευθείας τις καμπύλες λειτουργίας των ελαστικών από τον κατασκευαστή, είτε τουλάχιστον αρκετά δεδομένα πειραματικών μετρήσεων των ελαστικών μας, από κατάλληλες πειραματικές διατάξεις με ειδικούς αισθητήρες δυνάμεων και παραμορφώσεων. Με αυτά τα δεδομένα και με χρήση κατάλληλων μαθηματικών μοντέλων, π.χ. Pacjeka Magic Formula, μπορούμε να εκφράσουμε με παραμετρικές συναρτήσεις, τις δυνάμεις που μπορεί να αναπτύξει το ελαστικό μας και να παραστήσουμε και τα σχετικά διαγράμματα.



Εικόνα 2.16 - Πειραματική διάταξη μετρήσεων χαρακτηριστικών λειτουργίας ελαστικών

Σε περίπτωση που δεν υπάρχει καμία δυνατότητα γνώσης των χαρακτηριστικών λειτουργίας των ελαστικών μέσω πειραματικών μετρήσεων, ο μόνος τρόπος σχετικά καλής προσέγγισής τους, είναι το να έχουμε μετρήσεις από αισθητήρες επιτάχυνσης και φορτίων τροχών σε κάποιο όχημα που χρησιμοποιούσε τα ίδια ελαστικά με αυτά που έχουμε. Στη συνέχεια, γνωρίζοντας και τις βασικές προδιαγραφές του οχήματος, όπως βάρος, κατανομή βάρους, αεροδυναμικά φορτία, μπορούμε πηγαίνοντας αντίστροφα, με χρήση σχέσεων δυναμικής οχημάτων, να φτάσουμε σε σχέσεις και καμπύλες λειτουργίας των ελαστικών.

2.3. Φόρτιση ελαστικών από όχημα υπό επιτάχυνση

Όπως συμπεραίνεται από την προηγούμενη παράγραφο, η κατανομή κατακόρυφου φορτίου και οι αναπτυσσόμενες γωνίες ολίσθησης / λόγοι ολίσθησης στους τροχούς ενός οχήματος, αποτελούν τους βασικούς παράγοντες για την παραγωγή δυνάμεων και τον καθορισμό της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος.

Επικεντρώνοντας στην εγκάρσια δυναμική, που είναι πιο σύνθετη και πιο καθοριστική για την απόκριση του οχήματος, από τη διαμήκη, ας ξεκινήσουμε από τον καθορισμό των τριών βασικών φάσεων κατά τη συνήθη διέλευση ενός οχήματος από μία καμπή.

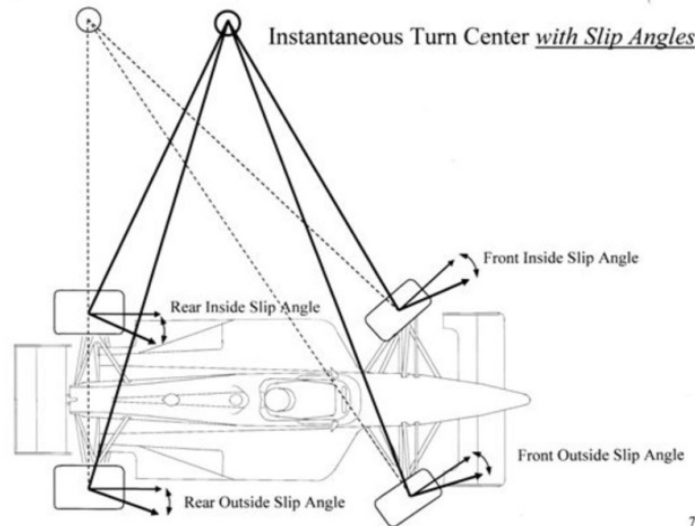
- *Είσοδος της στροφής*, όπου η εγκάρσια συνιστώσα ταχύτητας V_y και η ταχύτητα εκτροπής $r = \frac{\Delta\psi}{\Delta t}$, αυξάνονται με το χρόνο ($\frac{\Delta V_y}{\Delta t} > 0, \frac{\Delta r}{\Delta t} > 0$)
- *Μέσο της στροφής*, όπου η εγκάρσια συνιστώσα ταχύτητας V_y και η ταχύτητα εκτροπής $r = \frac{\Delta\psi}{\Delta t}$, είναι συνήθως σταθερές ($\frac{\Delta V_y}{\Delta t} = 0, \frac{\Delta r}{\Delta t} = 0$)
- *Έξοδος της στροφής*, όπου η εγκάρσια συνιστώσα ταχύτητας V_y και η ταχύτητα εκτροπής $r = \frac{\Delta\psi}{\Delta t}$, μειώνονται με το χρόνο ($\frac{\Delta V_y}{\Delta t} < 0, \frac{\Delta r}{\Delta t} < 0$)

Η φάση του μέσου της στροφής, είναι η μόνη στην οποία μπορεί να θεωρηθεί ότι το όχημα βρίσκεται σε μόνιμη κατάσταση, αν και στην πράξη και ειδικά σε αγωνιστικά οχήματα με τον ανάλογο τρόπο οδήγησης, η διάρκεια αυτής της φάσης μόνιμης κατάστασης είναι πολύ μικρή.

Σε αγωνιστικές εφαρμογές, η διέλευση από μία καμπή κυριαρχείται λοιπόν από εκτεταμένες φάσεις εισόδου και εξόδου από μία στροφή, σε μεταβατική κατάσταση, όπου ο οδηγός αγώνων, κάνει συνεχείς μικροδιορθώσεις υψηλής συχνότητας σε σύστημα διεύθυνσης και σε πηδάλια επιτάχυνσης και επιβράδυνσης.

Μελετώντας την ανάπτυξη γωνιών ολίσθησης στους τροχούς κατά τη διέλευση από μία στροφή, η αρχή γίνεται στη φάση εισόδου, όπου οδηγός με την είσοδο που δίνει μέσω του συστήματος διεύθυνσης, «απαιτεί» από τους ελαστικοφόρους τροχούς του εμπρός άξονα, να αναπτύξουν γωνίες ολίσθησης. Έτσι, οι εμπρός τροχοί αναπτύσσουν εγκάρσιες δυνάμεις, οι οποίες με την σειρά τους, προκαλούν ροπή εκτροπής (M_z) και γωνιακή επιτάχυνση εκτροπής. Μετά από πάροδο στοιχειώδους χρόνου, που εξαρτάται από ελαστικότητες και αποσβέσεις τόσο του συστήματος ανάρτησης, όσο και του ίδιου του σασσί του οχήματος, εμφανίζονται γωνίες ολίσθησης και εγκάρσιες δυνάμεις και στους πίσω τροχούς του οχήματος και έτσι η ροπή και γωνιακή επιτάχυνση εκτροπής μηδενίζονται και το όχημα βρίσκεται πλέον στην μόνιμη κατάσταση του μέσου της στροφής.

Η σχέση μεταξύ των συνολικών εγκάρσιων δυνάμεων που παράγονται από κάθε άξονα, σε μόνιμη κατάσταση, είναι ανάλογη με την κατανομή βάρους του οχήματος και αυτό αποδεικνύεται εύκολα, καθώς ισούται με το αντίστροφο του λόγου των αποστάσεων του κέντρου βάρους από τους άξονες, λόγω συνθήκης επίτευξης ισορροπίας ροπής εκτροπής. Οι τελικές γωνίες ολίσθησης και τα εγκάρσια φορτία που θα αναπτυχθούν από κάθε τροχό σε μόνιμη κατάσταση, είναι συνδυασμός των δυσκαμψιών των ελαστικών τους και των κατακόρυφων φορτίων τους.



Εικόνα 2.17 - Στιγμαίο κέντρο περιστροφής οχήματος συμπεριλαμβανομένων γωνιών ολίσθησης

Πριν μιλήσουμε για το πως κατανέμονται τα κατακόρυφα φορτία, ας δούμε τις τρεις περιπτώσεις *στροφικής κατάστασης* στις οποίες μπορεί να βρίσκεται ένα όχημα κατά τη διέλευση από καμπή, ως μόνιμη τάση του, που προκύπτει από τις συνολικές σχεδιαστικές επιλογές που έχουν γίνει στο όχημα και επηρεάζουν τον τρόπο φόρτισης των τροχών, αλλά και από τα γεωμετρικά, ελαστικά και αποσβεστικά χαρακτηριστικά του συστήματος ανάρτησης, όπως θα δούμε στη συνέχεια:

- a) Ουδέτερη: Σε αυτή την περίπτωση, οι μέσες ανά άξονα εμπρός και πίσω γωνίες ολίσθησης είναι ίσες. Εδώ ο οδηγός, όταν το όχημα φθάνει σε μόνιμη κατάσταση, χρειάζεται να μειώσει λίγο την αρχική είσοδο που έθεσε στο σύστημα διεύθυνσης, σε ποσότητα ίση με τις μέσες γωνίες ολίσθησης που αναπτύχθηκαν στον πίσω άξονα. Χαρακτηριστικό της ουδέτερης συμπεριφοράς, είναι ότι με αύξηση της απαίτησης για κεντρομόλο επιτάχυνση από τον οδηγό σε σταθερή τροχιά, η γωνία τιμονιού δεν χρειάζεται να αυξηθεί, αφού οι ρυθμοί αύξησης των γωνιών ολίσθησης εμπρός και πίσω συναρτήσει κεντρομόλου επιτάχυνσης είναι ίσοι:

$$\frac{\Delta\alpha_F}{\Delta A_y} = \frac{\Delta\alpha_R}{\Delta A_y}$$

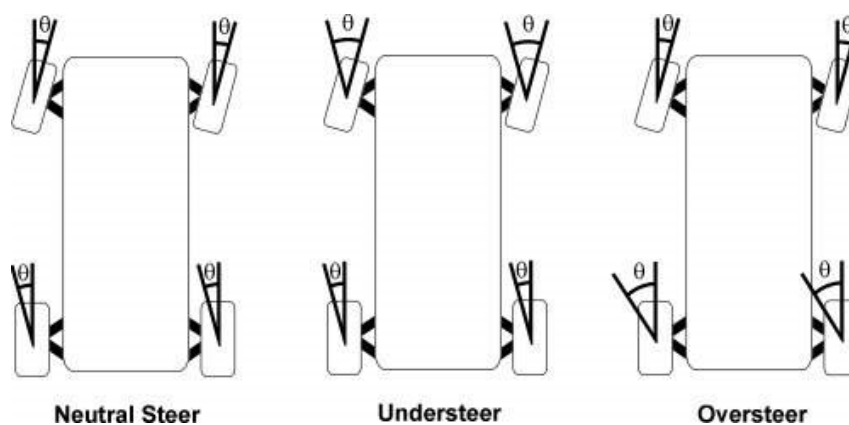
- b) Υποστροφική: Σε αυτή την περίπτωση οι μέσες εμπρός γωνίες ολίσθησης είναι μεγαλύτερες από τις πίσω. Εδώ ο οδηγός, από την φάση της εισόδου της καμπής μέχρι και να αποκατασταθεί μόνιμη κατάσταση, θα χρειαστεί να αυξήσει κι άλλο την είσοδό του στο σύστημα διεύθυνσης, ώστε να διατηρήσει την τροχιά που αποσκοπούσε. Χαρακτηριστικό της υποστροφικής συμπεριφοράς, είναι ότι με αύξηση της απαίτησης για κεντρομόλο επιτάχυνση από τον οδηγό σε σταθερή τροχιά, η γωνία τιμονιού θα χρειάζεται να αυξάνεται, αφού ο ρυθμός αύξησης των γωνιών ολίσθησης εμπρός είναι γενικά μεγαλύτερος από πίσω, συναρτήσει κεντρομόλου επιτάχυνσης:

$$\frac{\Delta\alpha_F}{\Delta A_y} > \frac{\Delta\alpha_R}{\Delta A_y}$$

- c) Υπερστροφική: Σε αυτή την περίπτωση οι μέσες εμπρός γωνίες ολίσθησης είναι μικρότερες από τις πίσω. Εδώ ο οδηγός, από την φάση της εισόδου της καμπής μέχρι και να αποκατασταθεί μόνιμη κατάσταση, θα χρειαστεί να μειώσει την είσοδό του στο σύστημα διεύθυνσης, ώστε να διατηρήσει την τροχιά που αποσκοπούσε. Χαρακτηριστικό της υπερστροφικής συμπεριφοράς, είναι ότι με αύξηση της απαίτησης για κεντρομόλο επιτάχυνση από τον οδηγό σε σταθερή τροχιά, η γωνία τιμονιού θα χρειάζεται να μειώνεται, αφού ο ρυθμός αύξησης των γωνιών ολίσθησης εμπρός είναι γενικά μικρότερος από πίσω, συναρτήσει κεντρομόλου επιτάχυνσης:

$$\frac{\Delta\alpha_F}{\Delta A_y} < \frac{\Delta\alpha_R}{\Delta A_y}$$

Να σημειωθεί, ότι η ουδέτερη τάση στροφικής κατάστασης, είναι ουσιαστικά θεωρητική περίπτωση, καθώς στην πράξη είναι αδύνατο, ένα όχημα να έχει ακριβώς ίδια κατανομή φορτίων εμπρός και πίσω και ακριβώς ίδιες δυσκαμψίες ελαστικών σε όλους τους τροχούς.



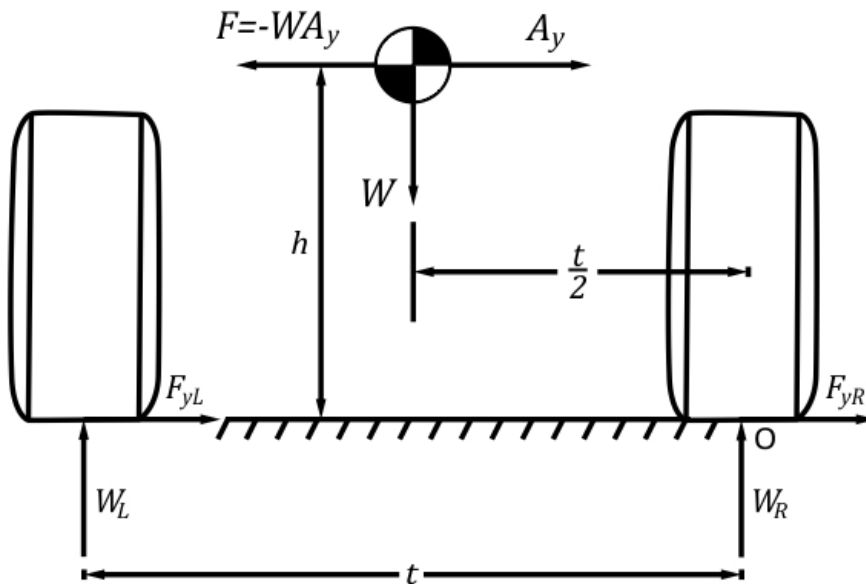
Εικόνα 2.18 - Αναπαράσταση σχετικών γωνιών ολίσθησης για διάφορες στροφικές καταστάσεις

Έτσι, συμπεραίνεται ότι οποιοσδήποτε παράγοντας επηρεάζει τις γωνίες ολίσθησης των εμπρός και πίσω τροχών, καθορίζει και το είδος της στροφικής κατάστασης ενός οχήματος. Πιο συγκεκριμένα, η μορφή της μεταβολής των γωνιών ολίσθησης συναρτήσει της απαιτούμενης κεντρομόλου επιτάχυνσης του οχήματος, είναι το σημείο «κλειδί» για την στροφική συμπεριφορά του οχήματος. Βασικός παράγοντας που επηρεάζει αυτό το χαρακτηριστικό, είναι η κατανομή κατακόρυφου φορτίου στους τροχούς κατά τη διέλευση ενός οχήματος από μία στροφή.

Εισάγουμε λοιπόν την έννοια της *μεταφοράς βάρους*. Αναφέρεται στην «μεταφορά» κατακόρυφου φορτίου από τους εσωτερικούς στους εξωτερικούς τροχούς ενός οχήματος σε μία στροφή, λόγω του φυσικού γεγονότος, του ότι το κέντρο βάρους κάθε οχήματος βρίσκεται πάνω από το έδαφος.

Φυσικά, μεταφορά βάρους εμφανίζεται και σε διαμήκη επιτάχυνση ή επιβράδυνση μεταξύ εμπρός και πίσω άξονα και επηρεάζει αντίστοιχα τους λόγους ολίσθησης των τροχών συναρτήσει της απαιτούμενης επιτάχυνσης ή επιβράδυνσης, αλλά επικεντρώνουμε στην εγκάρσια δυναμική, λόγω της αυξημένης πολυπλοκότητάς της, εξαιτίας της επιπλέον εισόδου μέσω συστήματος διεύθυνσης, όπως είπαμε.

Ορίζουμε λοιπόν, βλέποντας το όχημα από πίσω όπως στην Εικόνα 2.19, A_y την κεντρομόλο επιτάχυνση του οχήματος σε μονάδες G , W το βάρος του οχήματος, h το ύψος του κέντρου βάρους, t το μετατρόχιο και W_L και W_R τα βάρη / κατακόρυφα φορτία στους εξωτερικούς και εσωτερικούς τροχούς, αντίστοιχα.



Εικόνα 2.19 - Πίσω όψη διαγράμματος ελεύθερου σώματος οχήματος σε "δεξιά" στροφή

Από ισορροπία ροπών ως προς το σημείο O , τον εσωτερικό τροχό, έχουμε:

$$W_L t = W \left(\frac{t}{2} \right) + W A_y h$$

Λύνοντας ως προς το κατακόρυφο φορτίο του εξωτερικού τροχού, έχουμε:

$$W_L = \frac{W}{2} + \frac{W A_y h}{t}$$

Και θεωρώντας συμμετρική κατανομή βάρους δεξιά-αριστερά, έχουμε την μεταφορά βάρους:

$$\Delta W = \frac{W A_y h}{t} \quad (2.1)$$

Αυτή είναι η συνολική εγκάρσια μεταφορά βάρους από τους εσωτερικούς στους εξωτερικούς τροχούς ενός οχήματος και στους δύο άξονες μαζί. Να σημειωθεί, ότι το μέγεθος αυτό είναι σχεδόν αδύνατο να αλλαχθεί μετά τον σχεδιασμό του οχήματος, καθώς όπως φαίνεται, εξαρτάται από θεμελιώδη μεγέθη, όπως το ύψος του κέντρου βάρους και το μετατρόχιο (μεταξόνιο στη διαμήκη μεταφορά).

Αυτό που όμως μπορούμε να ρυθμίσουμε ακόμη και μετά τον σχεδιασμό ενός οχήματος, είναι το τμήμα / ποσοστό της συνολικής εγκάρσιας μεταφοράς που κατανέμεται στον εμπρός και στον πίσω άξονα αντίστοιχα. Δηλαδή, κατά την εμφάνιση κεντρομόλου επιτάχυνσης και εγκάρσιας μεταφοράς βάρους σε ένα όχημα, μπορούμε με διάφορους τρόπους, να καθορίσουμε πόσο θα αυξηθεί το κατακόρυφο φορτίο στον εμπρός εξωτερικό τροχό, σε σχέση με την αύξηση στον πίσω εξωτερικό τροχό. Θυμίζουμε ότι ο συνδυασμός κατακόρυφων φορτίων και γωνιών ολίσθησης στους τροχούς κάθε άξονα, καθορίζουν την συνολική δυναμική παραγωγή εγκάρσιας δύναμης από τους τροχούς του.

Πριν εξετάσουμε το πως μπορούμε να κατανείμουμε την μεταφορά βάρους στους άξονες, ας εξετάσουμε τις συνιστώσες της συνολικής μεταφοράς βάρους που εμφανίζεται σε έναν άξονα:

- **Μεταφορά Βάρους Μη Αναρτώμενης Μάζας**

Θυμίζουμε ότι μη αναρτώμενη μάζα, ορίζεται οτιδήποτε δεν υποστηρίζεται από το σύστημα ανάρτησης του οχήματος. Για παράδειγμα είναι ο τροχός, ο άξονας και η έδρασή του, το σύστημα πέδησης, οι σύνδεσμοι (ψαλίδια, ράβδοι), τα ημιαξόνια και οι αποσβεστήρες, όταν αυτοί δεν είναι μεταφερόμενοι στην πλευρά του σασσί.

Έτσι, η συνολική μη αναρτώμενη μάζα ενός άξονα έχει και αυτή ένα κέντρο βάρους και όντας τμήμα του οχήματος που βρίσκεται υπό κεντρομόλο επιτάχυνση, αν την απομονώναμε θα εμφάνιζε και αυτή μία συνεισφορά στη συνολική μεταφορά βάρους:

$$\Delta W_u = \frac{W_{ua} A_y Z_{ua}}{t} \quad (2.2)$$

Με W_{ua} το βάρος της μη αναρτώμενης μάζας στον άξονα και Z_{ua} το ύψος του κέντρου βάρους της.

Θα λέγαμε ότι αυτή η συνιστώσα παραγωγής μεταφοράς βάρους είναι η λιγότερο χρήσιμη ως εργαλείο ρύθμισης της μεταφοράς βάρους, αφού έχουμε σχεδιάσει το όχημα, καθώς προϋποθέτει αλλαγή βάρους ή κέντρου βάρους των μη αναρτώμενων τμημάτων.

- **Γεωμετρική / Κινηματική Μεταφορά Βάρους**

Πριν ξεκινήσουμε την ανάλυση αυτής της συνιστώσας, ορίζουμε τα εξής:

- *Κέντρο Κλίσης (Roll Centre)* ενός άξονα ενός οχήματος είναι το σημείο στο εγκάρσιο κατακόρυφο επίπεδο στο οποίο ανήκουν τα κέντρα των τροχών του άξονα, στο οποίο αν εφαρμόσουμε εγκάρσια δύναμη, δεν θα προκύψει γωνία κλίσης στην αναρτώμενη μάζα.
- *Άξονα Κλίσης (Roll Axis)* την ευθεία που ενώνει τα κέντρα κλίσης του εμπρός και πίσω άξονα ενός οχήματος.

Πρακτικά, η συνιστώσα αυτή της συνολικής μεταφοράς βάρους, αποτελεί την ανάπτυξη κατακόρυφων δυνάμεων στους τροχούς λόγω των γωνιών των ψαλιδιών ως προς το έδαφος. Προφανώς, στη σπάνια περίπτωση που και τα δύο ψαλίδια είναι παράλληλα με το έδαφος, τότε αυτή η συνιστώσα μεταφοράς βάρους είναι μηδενική, καθώς το κέντρο κλίσης βρίσκεται στο έδαφος*. Επίσης, αξίζει να σημειωθεί ότι αυτό το τμήμα της συνολικής μεταφοράς βάρους, αναπτύσσεται σχεδόν ακαριαία με την εμφάνιση εγκάρσιων δυνάμεων στα ελαστικά, καθώς τα αντίστοιχα ελατήρια και αποσβεστήρες εδώ, είναι τα ίδια τα υλικά των τμημάτων του συστήματος ανάρτησης. Αποτελεί ουσιαστικά την δυναμική σύνδεση αναρτώμενης και μη αναρτώμενης μάζας, χωρίς την επίδραση ελατηρίων/αποσβεστήρων. Το μέτρο της δίνεται ως:

$$\Delta W_{RC} = \frac{W_{sa} A_y Z_{RC}}{t} \quad (2.3)$$

Με Z_{RC} το ύψος του κέντρου κλίσης από το έδαφος και W_{sa} το βάρος που αναλογεί στον άξονα που εξετάζουμε.

*Περαιτέρω εξήγηση περί κινηματικών μεγεθών στο κεφάλαιο 3

➤ **Ελαστική Μεταφορά Βάρους**

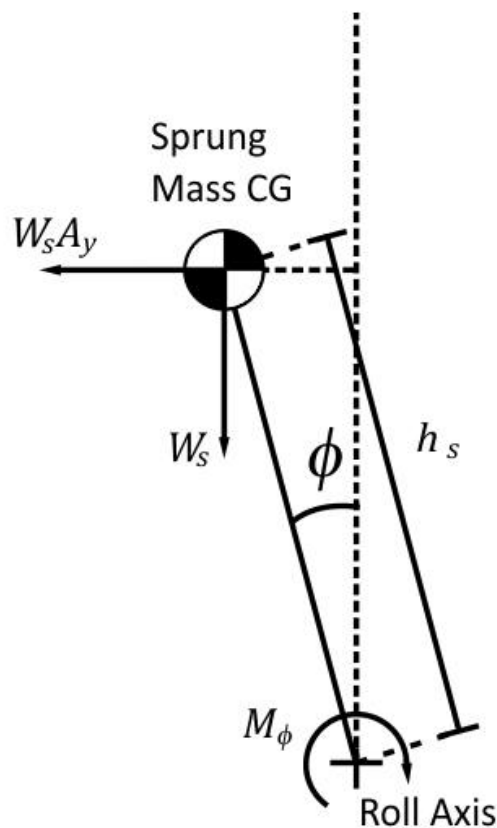
Όταν ένα όχημα βρίσκεται υπό κεντρομόλο επιτάχυνση, τότε η αναρτώμενη μάζα λόγω αδράνειας τείνει να περιστραφεί («γείρει»), γύρω από τον άξονα κλίσης. Στα ελαστικά στοιχεία του συστήματος ανάρτησης λοιπόν (ελατήρια – ράβδοι), επιβάλλονται μετατοπίσεις/περιστροφές και συνεπώς αναπτύσσονται δυνάμεις αντίδρασης, οι οποίες με τη σειρά τους δημιουργούν ροπή αντίδρασης και αντίστασης στην κλίση της αναρτώμενης μάζας και έτσι έχουμε ισορροπία σε κάποια γωνία κλίσης.

Οι δυνάμεις που αναπτύσσουν τα ελαστικά στοιχεία της ανάρτησης, μεταφέρονται μέσω των συνδέσμων και στους τροχούς, συντελώντας στην αύξηση των κατακόρυφων φορτίων των εξωτερικών τροχών της στροφής και σε μείωση των φορτίων των εσωτερικών. Έτσι, έχουμε μία ακόμη συνιστώσα, την *ελαστική μεταφορά βάρους*.

Η βασική διαφορά αυτής της συνιστώσας σε σχέση με την κινηματική μεταφορά βάρους, είναι ότι εμφανίζεται αφού υπάρξει γωνία κλίσης της αναρτώμενης μάζας, δηλαδή σε «δεύτερο χρόνο» από την έναρξη της εισόδου στη στροφή, σε σχέση με την κινηματική μεταφορά.

Ορίζουμε τη *γωνία κλίσης*, Φ και τη *δυσκαμψία κλίσης (roll rate/stiffness)*, K_Φ , ως την ελαστική ροπή αντίστασης σε κλίση της αναρτώμενης μάζας, ανά γωνία κλίσης (Nm/rad). Η K_Φ περιλαμβάνει τις δυσκαμψίες τόσο των ελαστικών στοιχείων της ανάρτησης, όσο και των ίδιων των ελαστικών των τροχών.

Η ροπή δυσκαμψίας λοιπόν, δίνεται από τη συνολική εμπρός και πίσω δυσκαμψία επί τη γωνία κλίσης: $M_\Phi = K_\Phi \Phi = (K_{\Phi F} + K_{\Phi R})\Phi$



Εικόνα 2.20 - Απεικόνιση ισορροπίας δυνάμεων και ροπών αναρτώμενης μάζας υπό κλίση

Έτσι, θεωρώντας μικρές γωνίες κλίσης, ώστε $\sin\varphi = \varphi$ και $\cos\varphi = 1$, έχουμε από ισορροπία αναρτώμενης μάζας: $W_s h_s (A_y + \Phi) = (K_{\Phi F} + K_{\Phi R}) \Phi$, με h_s την απόσταση του κέντρου βάρους από τον άξονα κλίσης.

Και μετασχηματίζεται στη σχέση *ευαισθησίας κλίσης (roll sensitivity)*, ως:

$$\frac{\Phi}{A_y} = \frac{W_s h_s}{K_{\Phi F} + K_{\Phi R} - W_s h_s} \quad (2.4)$$

Η ροπή κλίσης σε έναν άξονα, που προκύπτει λόγω της εκκεντρότητας του κέντρου βάρους από τον διαμήκη άξονα του οχήματος λόγω κλίσης, δίνεται:

$$M_{CG} = W_{sa} h_s \Phi = \frac{l-x}{l} W_s h_s \Phi$$

με x , τη διαμήκη απόσταση του άξονα που εξετάζουμε από το κέντρο βάρους. Αντικαθιστώντας την γωνία κλίσης από τη σχέση (2.4) και διαιρώντας με το μετατρόχιο, έχουμε τη *συνολική ελαστική μεταφορά βάρους*:

$$\Delta W_{\Phi} = \frac{W_s h_s A_y}{t} \left(\frac{K_{\Phi a} + (l-x)W_s h_s / l}{K_{\Phi F} + K_{\Phi R} - W_s h_s} \right) \quad (2.5)$$

Έχοντας εξετάσει λοιπόν τις τρεις συνιστώσες ανάπτυξης μεταφοράς βάρους, προσθέτουμε επάλληλα τις συνεισφορές τους και λαμβάνουμε τη *συνολική εγκάρσια μεταφορά βάρους* σε έναν άξονα ενός οχήματος ως:

$$\Delta W_a = \frac{W_s h_s}{t} \left[h_s \left(\frac{K_{\Phi a} + (l-x)W_s h_s / l}{K_{\Phi F} + K_{\Phi R} - W_s h_s} \right) + \frac{l-x}{l} Z_{RC} \right] + \frac{W_{ua} A_y Z_{ua}}{t} \quad (2.6)$$

Από αυτή τη σχέση μπορούμε να διακρίνουμε όλες εκείνες τις παραμέτρους που επηρεάζουν την μεταφορά βάρους που αντιστοιχεί σε κάθε άξονα και με κατάλληλες επιλογές, τόσο στη φάση σχεδιασμού, όσο και με εύρη ρυθμισιμότητας, να καθορίζουμε πόσο μέρος της συνολικής εγκάρσιας μεταφοράς βάρους ενός οχήματος θα κατανέμεται στον εμπρός και πίσω άξονα.

Γενικά λοιπόν, η κατανομή των κατακόρυφων φορτίων στους τροχούς ενός οχήματος είναι ο πιο κρίσιμος παράγοντας που καθορίζει την τελική δυναμική συμπεριφορά του. Το βασικότερο εργαλείο καθορισμού της κατανομής των κατακόρυφων φορτίων είναι οι μεταβλητές της σχέσης (2.6). Πριν εξετάσουμε σε λεπτομέρεια τον τρόπο με τον οποίο οι μεταβλητές κάθε συνιστώσας επηρεάζουν την κατανομή της μεταφοράς βάρους στον εμπρός και πίσω άξονα, ας δούμε συγκεκριμένα την επιρροή της μεταφοράς βάρους σε έναν άξονα, στην δυνατότητα παραγωγής εγκάρσιας δύναμης.

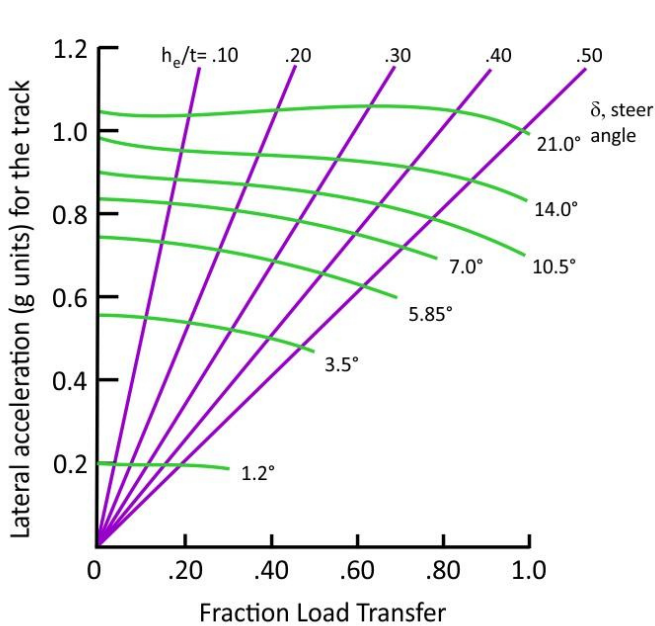
Εισάγουμε το μέγεθος *κλασματική μεταφορά βάρους (Fraction Load Transfer)*, ενός άξονα:

$$FLT = \frac{F_{z0} - F_{zi}}{W_a} = \frac{\left(\frac{W_a}{2} + \Delta W_a\right) - \left(\frac{W_a}{2} - \Delta W_a\right)}{W_a} = 2 \frac{(A_y)_a h_e}{t} \quad (2.7)$$

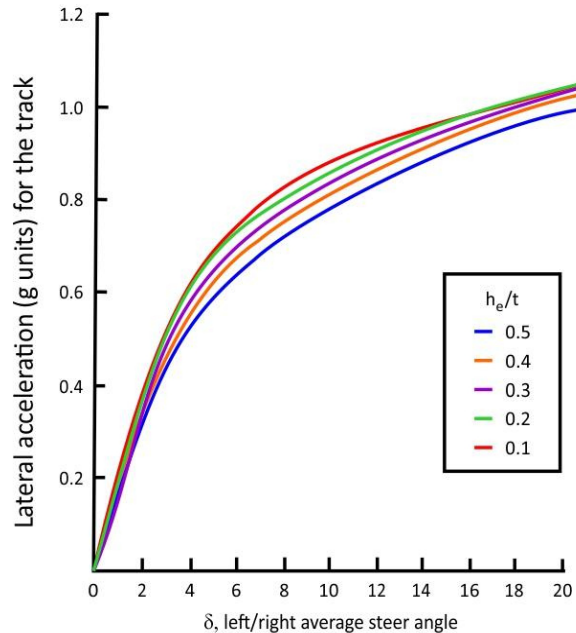
Με F_{z0} και F_{zi} , το κατακόρυφο φορτίο του εξωτερικού και εσωτερικού τροχού αντίστοιχα, h_e το ύψος του κέντρου βάρους και W_a το βάρος που αντιστοιχεί στον εξεταζόμενο άξονα. Πρακτικά, μας δίνει το ποσοστό του βάρους του άξονα που φορτίζει τον εξωτερικό τροχό.

Ο λόγος h_e/t , είναι ουσιαστικά η μεταβλητή που μπορεί να επηρεάζει την μεταφορά βάρους σε έναν άξονα για δεδομένη κεντρομόλο επιτάχυνση.

Για την κατανόηση της επιρροής της μεταφοράς βάρους σε έναν άξονα στη δυνατότητα συνολικής παραγωγής εγκάρσιας δύναμης από αυτόν, παρατίθενται τα εξής διαγράμματα:



Εικόνα 2.21 - Διάγραμμα ικανότητας επίτευξης κεντρομόλου επιτάχυνσης συναρτήσει κλασματικής μεταφοράς βάρους, με παραμέτρους τον λόγο h_e/t και την μέση γωνία διεύθυνσης των τροχών



Εικόνα 2.22 – Διάγραμμα ικανότητας επίτευξης κεντρομόλου επιτάχυνσης συναρτήσει μέσης γωνίας διεύθυνσης των τροχών, με παράμετρο τον λόγο h_e/t

Τα διαγράμματα αυτά απεικονίζουν τη θεωρητική δυνατότητα ανάπτυξης εγκάρσιας δύναμης, ενός άξονα με συγκεκριμένα ελαστικά σε οποιοδήποτε όχημα με τον εκάστοτε λόγο h_e/t . Προκύπτουν μέσω σύνθετων προσομοιώσεων με κατάλληλα λογισμικά και αποτελούν μία προσεγγιστική και όχι αναλυτική περιγραφή, προερχόμενη από επαναληπτικές υπολογιστικές διαδικασίες, καθώς όπως έχει αναφερθεί μέχρι τώρα, οι περισσότερες παράμετροι και μεταβλητές που επηρεάζουν την ανάπτυξη δυνάμεων από ελαστικά είναι πεπλεγμένες και αλληλεξαρτώμενες. Στόχος αυτής της διπλωματικής εργασίας δεν είναι να αναλύσει πως μπορούν να εξελιχθούν υπολογιστικοί αλγόριθμοι πρόβλεψης ανάπτυξης δυνάμεων από τα ελαστικά ενός οχήματος, αλλά το πως τα δεδομένα και τα αποτελέσματα τέτοιων προσομοιώσεων, μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως εργαλείο στον σχεδιασμό και την εξέλιξη ενός πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος και ειδικά του συστήματος ανάρτησής του.

Έχουμε αναφερθεί ξανά στην έννοια της *ευαισθησίας κατακόρυφου φορτίου* ενός άξονα, την ιδιότητα δηλαδή ενός ζεύγους ελαστικών σε έναν άξονα ενός οχήματος, να παρουσιάζει μειούμενο ρυθμό αύξησης της δυνατότητας παραγωγής συνολικής εγκάρσιας δύναμης συναρτήσει της μεταφοράς βάρους. Το γεγονός αυτό, γίνεται εμφανές στα παραπάνω διαγράμματα με ελαφρώς διαφορετικό τρόπο έκφρασης στο κάθε ένα. Στο διάγραμμα 2.23, βλέπουμε ότι με αύξηση του λόγου h_e/t , έχουμε γενικά μείωση της δυνατότητας παραγωγής κεντρομόλου επιτάχυνσης/δύναμης από το όχημα και στο διάγραμμα 2.24, βλέπουμε ότι για δεδομένη γωνία διεύθυνσης, έχουμε γενικά μείωση της δυνατότητας παραγωγής κεντρομόλου επιτάχυνσης/δύναμης με αύξηση της κλασματικής μεταφοράς βάρους.

Εξαιρέση αποτελεί η ακραία περίπτωση γωνίας διεύθυνσης 21° , όπου συνεπάγεται προφανώς και εισαγωγή μεγάλων γωνιών ολίσθησης στα ελαστικά, όπου όπως είδαμε στα διαγράμματα ελαστικών, τείνουν σε μεγάλες γωνίες ολίσθησης να εμφανίζουν το μέγιστο της εγκάρσιας δύναμης σε μεγαλύτερη κατακόρυφα φορτία.

Έχοντας πλέον αναφερθεί στις παραμέτρους επιρροής στην ανάπτυξη δυνάμεων από τα ελαστικά και στις συνιστώσες εμφάνισης μεταφοράς βάρους σε ένα όχημα, ας εξετάσουμε πως μπορούμε να ρυθμίσουμε την ποσόστωση κατανομής της συνολικής μεταφοράς βάρους ενός οχήματος, στους δύο άξονές του.

Είναι πλέον προφανές, ότι μεγαλύτερη μεταφορά βάρους σε έναν άξονα σε σχέση με τον άλλον, θα σημαίνει ότι αυτός ο άξονας, θα χάσει πρώτος την πρόσφυση με το οδόστρωμα και θα αρχίσει να γλιστρά, καθώς ο οδηγός θα αυξάνει την ζητούμενη κεντρομόλο επιτάχυνση από ένα όχημα. Αυτό σημαίνει, ότι τόσο κατά το σχεδιασμό, με παραμέτρους όπως η κατανομή βάρους, το ύψος του κέντρου βάρους, τα μετατρόχια και η γεωμετρία της ανάρτησης, αλλά και στην συνέχεια με κατάλληλες επιλογές στα ελαστικά και αποσβεστικά στοιχεία της ανάρτησης, μπορούμε να επηρεάζουμε το πόση μεταφορά βάρους θα καταλήγει σε κάθε άξονα και ως αποτέλεσμα, να καθορίζουμε τα χαρακτηριστικά στροφικής συμπεριφοράς, μεταξύ υποστροφικών και υπερστροφικών τάσεων.

Αφήνοντας τη συνιστώσα μεταφοράς βάρους που αντιστοιχεί στην μη αναρτώμενη μάζα, η οποία συνήθως έχει πολύ μικρή συνεισφορά, αλλά και έχει γενικά μικρό περιθώριο επιλογής της μορφής και του βάρους της (τροχοί/άκρα/φρένα), θα εξετάσουμε τις δυνατότητες ρυθμισιμότητας στην κατανομή της μεταφοράς βάρους που προσφέρει η κινηματική/γεωμετρική και η ελαστική συνιστώσα.

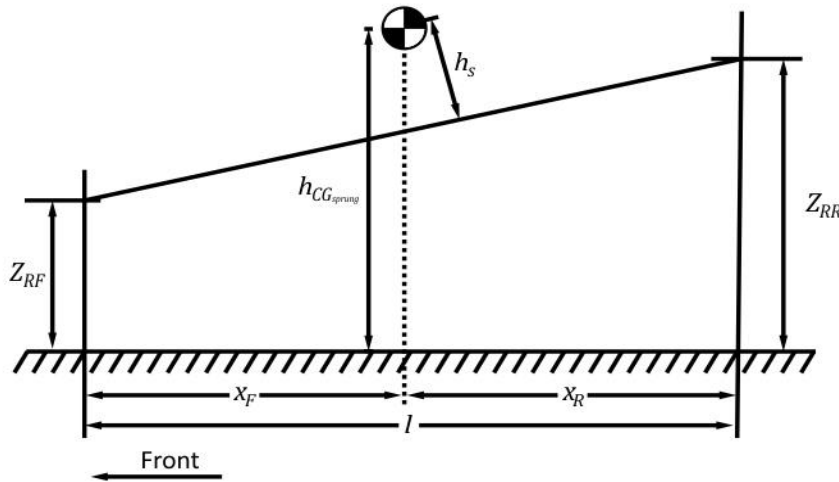
Αρχικά, εξετάζουμε την *κινηματική συνιστώσα*, ή αλλιώς τη γεωμετρική «ακαριαία» μεταφορά βάρους. Από τη (2.6) βλέπουμε ότι η κατανομή της συνιστώσας αυτής, μπορεί να επηρεαστεί γενικά είτε από την κατανομή βάρους, είτε από το ύψος των κέντρων κλίσης.

Η αλλαγή της κατανομής βάρους στο αγωνιστικό όχημα μετά την ολοκλήρωση του σχεδιασμού και της κατασκευής, είναι γενικά αρκετά δύσκολη και μπορεί να γίνει είτε με χρήση μετακινούμενου έρματος (εφόσον η αγωνιστική κατηγορία έχει ελάχιστο βάρος και το όχημά μας έχει επιτύχει συνολικό βάρος μικρότερο του επιτρεπτού), είτε με ελαφρά μετακίνηση των αξόνων, με ανασχεδιασμό των ψαλιδιών. Σε γενικές γραμμές δεν αποτελεί δόκιμη μέθοδο επιρροής στην κατανομή της κινηματικής μεταφοράς βάρους, καθώς επηρεάζει αρκετά και τη διαμήκη δυναμική του οχήματος.

Η ανεξάρτητη μέθοδος καθορισμού της κατανομής της κινηματικής μεταφοράς βάρους είναι το ύψος των κέντρων κλίσης των αξόνων και συνεπώς η θέση/ύψος του άξονα κλίσης του οχήματος. Και αυτή βέβαια είναι δύσκολο να αλλάξει μετά το σχεδιασμό και την κατασκευή του αγωνιστικού οχήματος και μάλιστα μια αλλαγή στα σημεία έδρασης των ψαλιδιών για μεταβολή των κέντρων κλίσης, επηρεάζει και αρκετά άλλα κινηματικά χαρακτηριστικά της ανάρτησης*. Γενικά, η δυνατότητα ρυθμισιμότητας της κατανομής της κινηματικής μεταφοράς βάρους, έχει νόημα σε αγωνιστικά οχήματα που δεν αφορούν μία σαφώς καθορισμένη αγωνιστική κατηγορία, αλλά που ενδέχεται να αγωνιστούν σε διαφορετικές διοργανώσεις, με διαφορετικά επιτρεπτά ελαστικά, οπότε να είναι όντως αναγκαία η δυνατότητα αλλαγής των κέντρων κλίσης κάθε άξονα και μετά την κατασκευή του οχήματος. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί με μεταβλητής θέσης εδράσεις των ψαλιδιών στο σασί.

**Περαιτέρω εξήγηση στο Κεφάλαιο 3*

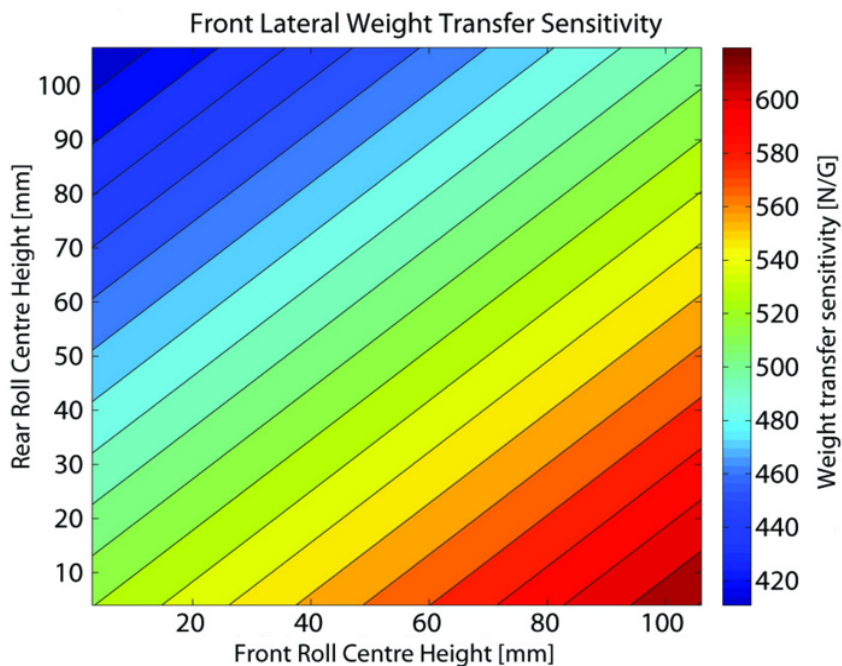
Ας επικεντρωθούμε όμως στο πως η επιλογή των κέντρων κλίσης κάθε άξονα κατά τον σχεδιασμό ενός συγκεκριμένων διαστάσεων οχήματος, επηρεάζει την κατανομή της συνολικής μεταφοράς βάρους. Η μεταβολή του ύψους των κέντρων κλίσης επηρεάζει άμεσα την συνεισφορά και την κατανομή της κινηματικής μεταφοράς βάρους, αλλά επηρεάζει έμμεσα και την ελαστική κατανομή βάρους, λόγω της αλλαγής θέσης του άξονα κλίσης.



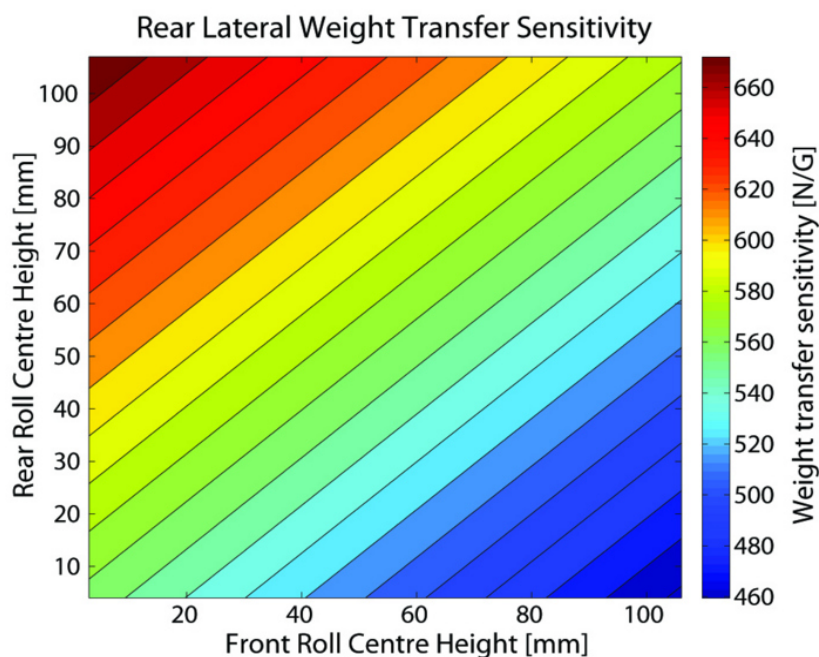
Εικόνα 2.23 – Απεικόνιση εξάρτησης θέσης κέντρων κλίσης και μοχλοβραχίονα κλίσης h_s

Ένα παράδειγμα που μπορεί να γίνει εύκολα αντιληπτό, μέσω της Εικόνας 2.25 και της σχέσης (2.6), είναι ότι διατηρώντας τις δυσκαμψίες κλίσης των αξόνων σταθερές και αυξάνοντας το ύψος του κέντρου κλίσης του ενός άξονα, η κατανομή της μεταφοράς βάρους στον άλλον άξονα, θα μειωθεί.

Σε αυτό το σημείο, αξίζει να παρατεθεί διαγραμματικά μία ανάλυση ευαισθησίας της κατανομής μεταφοράς βάρους ως προς τα ύψη των κέντρων κλίσης. Για ένα παράδειγμα οχήματος με μεταξόνιο της τάξης των 3m και κατανομή βάρους περί του 54% στον πίσω άξονα, με υπολογιστικό τρόπο προκύπτουν τα εξής διαγράμματα ευαισθησίας:



Εικόνα 2.24 - Ευαισθησία της κατανομής βάρους που αντιστοιχεί στον εμπρός άξονα ως προς τα ύψη των κέντρων κλίσης



Εικόνα 2.25 - Ευαισθησία της κατανομής βάρους που αντιστοιχεί στον πίσω άξονα ως προς τα ύψη των κέντρων κλίσης

Παρατηρώντας τα παραπάνω διαγράμματα βλέπουμε πόσο επηρεάζει το ύψος των κέντρων κλίσης την μεταφορά βάρους ανά άξονα. Πιο συγκεκριμένα, κρατώντας σταθερό το ύψος του κέντρου κλίσης στον έναν άξονα και μεταβάλλοντάς το στον άλλον, βλέπουμε εύκολα, ότι στον άξονα στον οποίο αυξάνουμε το ύψος του κέντρου κλίσης, αυξάνεται και η κατανομή της μεταφοράς βάρους, ενώ μειώνεται στον άλλον άξονα. Αντιστρόφως, αν μειώσουμε το ύψος του κέντρου κλίσης σε έναν άξονα, η κατανομή της μεταφοράς βάρους στον άξονα αυτόν θα μειωθεί και θα αυξηθεί στον άλλον άξονα.

Οι παρατηρήσεις αυτές είναι προφανώς ιδιαίτερα χρήσιμες, ως κριτήριο για την επιλογή κινηματικών χαρακτηριστικών κατά τον σχεδιασμό του συστήματος ανάρτησης του οχήματος και για τον συνεπαγόμενο καθορισμό των κέντρων κλίσης.

Περνώντας στην ελαστική συνιστώσα και στην επιρροή της στην κατανομή της μεταφοράς βάρους, σημειώνεται ότι αυτή αποτελεί την πλέον εύχρηστη μέθοδο ρυθμισιμότητας της κατανομής μεταφοράς βάρους ενός πρωτότυπου οχήματος, ακόμη και μετά την κατασκευή του, μέσω της κατάλληλης ρύθμισης των χαρακτηριστικών ελαστικότητας (ελατήρια / στρεπτικές ράβδοι) του συστήματος ανάρτησης. Παρατηρώντας την σχέση (2.6) συμπεραίνουμε ότι αλλαγές στο μέτρο της μεταφοράς βάρους σε έναν άξονα, μπορούν να προκύψουν κυρίως με αλλαγές στις δυσκαμψίες κλίσης των αξόνων. Ο παράγοντας που αφορά τον μοχλόβραχίονα κλίσης h_s , εφόσον αυτός δεν είναι μηδενικός, επηρεάζει ελάχιστα την κατανομή της ελαστικής μεταφοράς βάρους, όπως και η κατανομή βάρους.

Η δυσκαμψία κλίσης σε έναν άξονα προκύπτει ως άθροισμα της ελαστικότητας των ελατηρίων και της αντιστρεπτικής ράβδου. Η βασική διαφορά των δύο είναι ότι τα ελατήρια σε κάθε τροχό επηρεάζουν και την κατακόρυφη δυσκαμψία του άξονα κατά την μετακίνηση του στον άξονα Z (*heave*), ενώ η ελαστικότητα της αντιστρεπτικής ράβδου επενεργεί μόνο σε κλίση της αναρτώμενης μάζας, πρακτικά δηλαδή μόνο σε εμφάνιση κεντρομόλου επιτάχυνσης σε καμπές και σε ανωμαλίες τις οποίες «βλέπει» μόνο ο ένας τροχός του άξονα.*

*Περαιτέρω εξήγηση στο κεφάλαιο 4

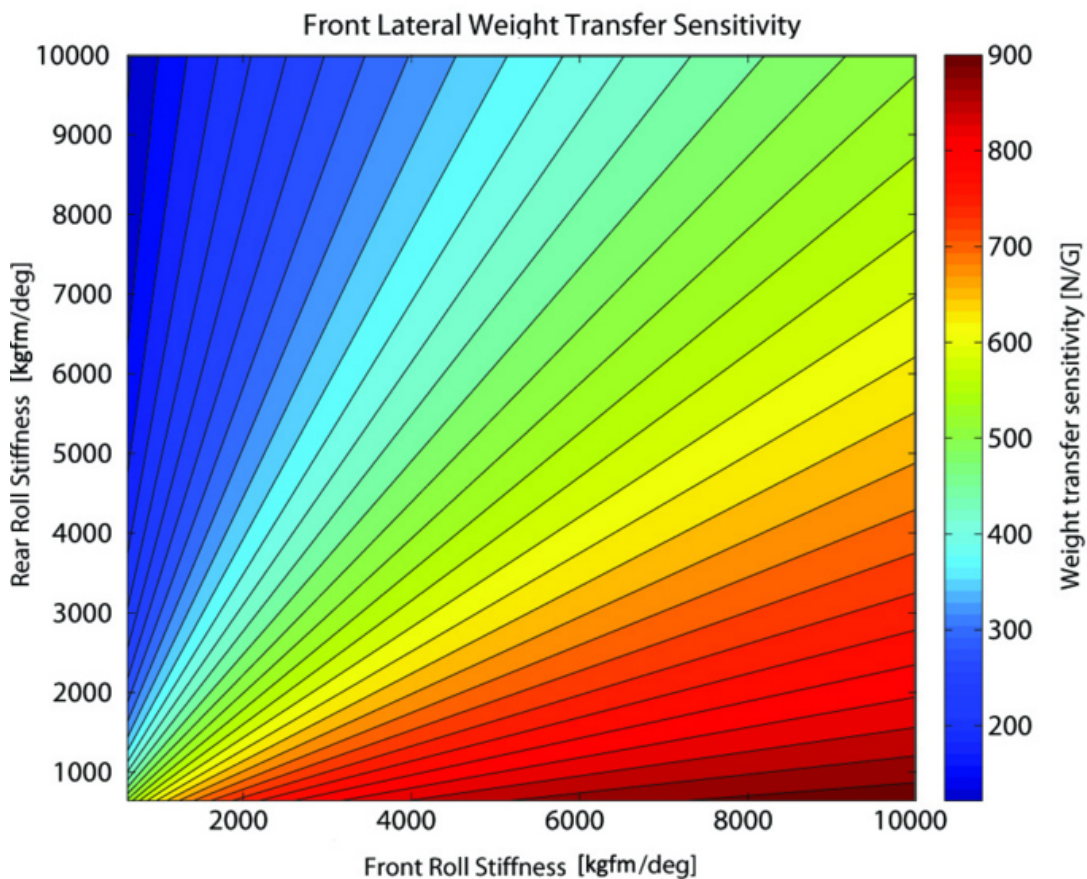
Η ρυθμισιμότητα των ελαστικοτήτων προκύπτει είτε με αλλαγή ελατηρίων, είτε με διατάξεις ρύθμισης της στρέψης που «βλέπουν» οι αντιστρεπτικές ράβδοι.



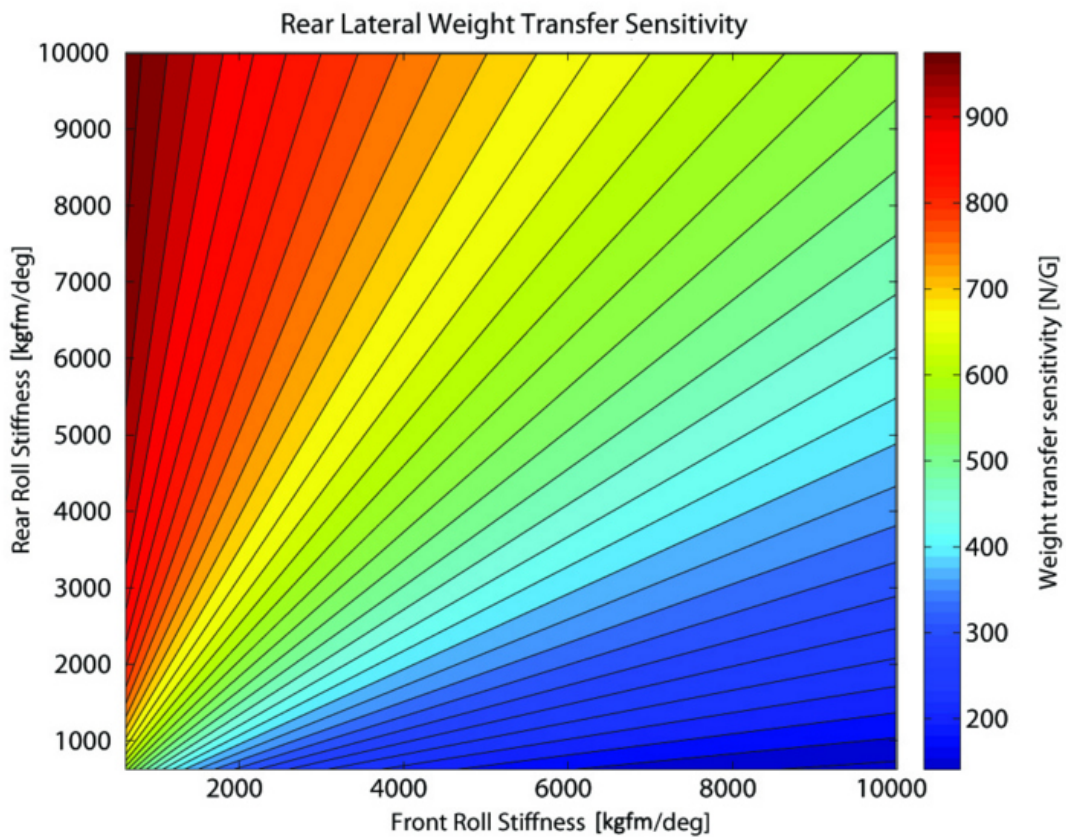
Εικόνα 2.26 - Παραδείγματα ρυθμιζόμενων αντιστρεπτικών ράβδων, (αριστερά) με διαφορετικά μήκη σύνδεσης και (δεξιά) με περιστρεφόμενα -μεταβλητής δυσκαμψίας- άκρα

Ας εξετάσουμε λοιπόν πως η μεταβλητή ελαστικότητα/δυσκαμψία κλίσης σε κάθε άξονα επηρεάζει την κατανομή της συνολικής μεταφοράς βάρους. Σε αντιστοιχία με τα διαγράμματα ευαισθησίας στην κινηματική συνιστώσα, εδώ ασχολούμαστε με διαγράμματα ευαισθησίας της κατανομής μεταφοράς βάρους σε έναν άξονα, συναρτήσει των δυσκαμψιών κλίσης στους άξονες του οχήματος.

Έτσι, συνεχίζοντας με το υποθετικό όχημα που χρησιμοποιήθηκε στην κινηματική συνιστώσα και επιλέγοντας ένα ρεαλιστικό εύρος δυσκαμψιών, λαμβάνουμε:



Εικόνα 2.27 - Διάγραμμα ευαισθησίας της κατανομής βάρους που αντιστοιχεί στον εμπρός άξονα συναρτήσει των δυσκαμψιών κλίσης



Εικόνα 2.28 - Διάγραμμα ευαισθησίας της κατανομής βάρους που αντιστοιχεί στον εμπρός άξονα συναρτήσει των δυσκαμψιών κλίσης

Παρατηρώντας τα παραπάνω διαγράμματα ευαισθησίας γίνεται αντιληπτό ότι η κατανομή μεταφοράς βάρους σε έναν άξονα, επηρεάζεται από το ποσοστό της συνολικής δυσκαμψίας κλίσης του οχήματος, που προέρχεται από τον άξονα αυτόν. Εύκολα μπορεί να φανεί από τα διαγράμματα ότι επιλέγοντας έναν λόγο δυσκαμψιών μεταξύ των αξόνων, προκύπτει πάντα η ίδια κατανομή μεταφοράς βάρους. Έτσι, εισάγεται ένας αρκετά χρήσιμος όρος, που δίνει το ποσοστό της συνολικής δυσκαμψίας κλίσης τους οχήματος, η οποία προέρχεται από τον εκάστοτε άξονα:

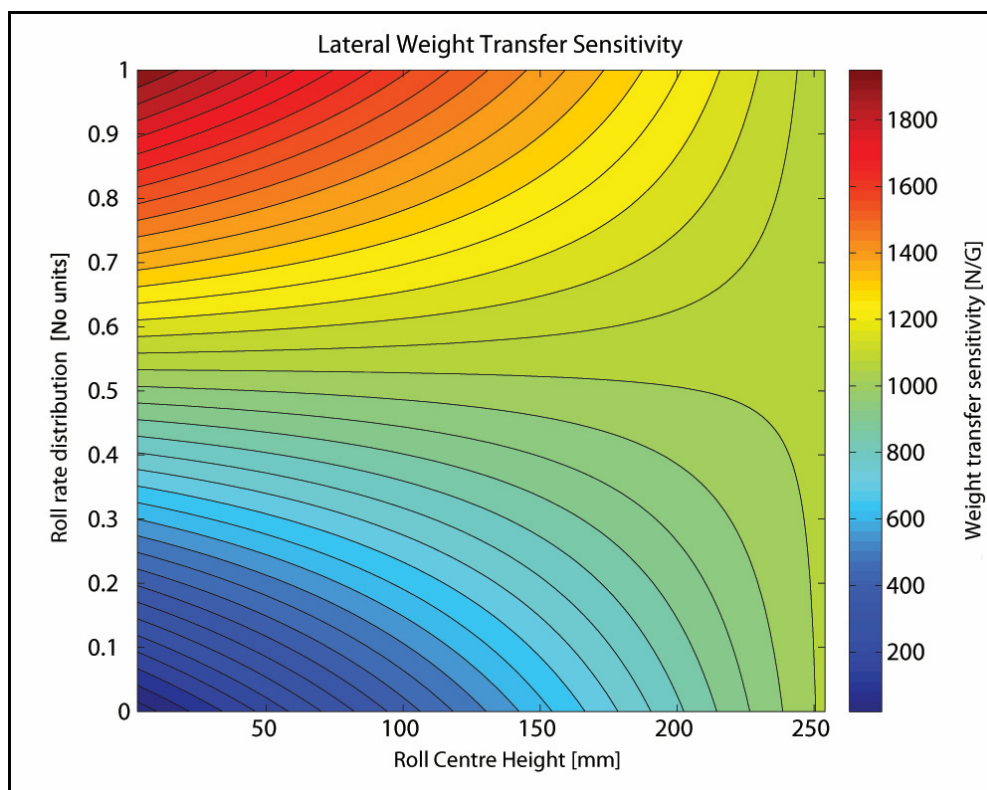
$$MB\% = \frac{K_{\Phi\alpha}}{K_{\Phi F} + K_{\Phi R}} \quad (2.8)$$

Το μέγεθος αυτό μας δίνει άμεση εικόνα της κατανομής της ελαστικής κατανομής βάρους και συνεπώς και της τελικής κατανομής μεταφοράς βάρους ενός οχήματος σε μόνιμη κατάσταση (εφόσον $h_s \gg 0$). Αποτελεί βασική μεταβλητή και «εργαλείο» ρυθμισιμότητας της συμπεριφοράς ενός οχήματος, μετά την κατασκευή του και απαντάται με διάφορες ονομασίες, όπως *κατανομή δυσκαμψίας κλίσης (roll stiffness distribution)* ή και ως *μηχανική ισορροπία (mechanical balance)*.

Αφού εξετάσαμε με ποιον τρόπο κάθε συνιστώσα μεταφοράς βάρους επηρεάζει την κατανομή της μεταφοράς βάρους στους άξονες, ας προσεγγίσουμε και πως οι μεταβολές στη κινηματική και ελαστική συνιστώσα σε συνδυασμό μεταξύ τους, επηρεάζουν την κατανομή μεταφοράς βάρους. Χρησιμοποιούμε ξανά το υποθετικό αγωνιστικό όχημά μας και επιλέγουμε για παράδειγμα να εξετάσουμε την κατανομή μεταφοράς βάρους στον πίσω άξονα.

Η μία παράμετρος είναι το ύψος του άξονα κλίσης του οχήματος (θεωρώντας ίδιο ύψος εμπρός και πίσω κέντρων κλίσης), που για το παράδειγμά μας έχει εύρος από 0 έως 250mm, όπου και θεωρούμε το ύψος του κέντρου βάρους του οχήματος.

Η άλλη παράμετρος είναι η κατανομή δυσκαμψίας κλίσης στον πίσω άξονα, που έχει εύρος από 0 έως 1. Έτσι, λαμβάνουμε το εξής:



Εικόνα 2.29 - Διάγραμμα ευαισθησίας της κατανομής βάρους που αντιστοιχεί στον πίσω άξονα συναρτήσει του ύψους του άξονα κλίσης και της κατανομής δυσκαμψίας κλίσης

Από αυτό το συνδυαστικό διάγραμμα, εξάγονται κάποια αρκετά χρήσιμα συμπεράσματα.

Πρώτον, όταν ο άξονας κλίσης βρίσκεται αρκετά ψηλά και αρκετά κοντά στο κέντρο βάρους, τότε οποιαδήποτε αλλαγή στην κατανομή δυσκαμψιών κλίσης, δεν επηρεάζει πρακτικά την κατανομή της μεταφοράς βάρους στους άξονες. Επομένως, όταν έχουμε επιλέξει για οποιονδήποτε λόγο ψηλά κέντρα κλίσης, τότε αυτά αποτελούν τον κυρίαρχο παράγοντα καθορισμού της κατανομής μεταφοράς βάρους.

Δεύτερον, όταν έχουμε επιλέξει κατανομή δυσκαμψιών κλίσης ίση με την κατανομή βάρους του οχήματος, οποιαδήποτε αλλαγή στο ύψος του άξονα κλίσης δεν επηρεάζει πρακτικά την κατανομή μεταφοράς βάρους.

Τρίτον, όσο πιο κοντά στο έδαφος και μακριά από το κέντρο βάρους βρίσκεται ο άξονας κλίσης, δηλαδή όσο μεγαλύτερο μοχλοβραχίονα κλίσης h_s έχουμε, τόσο πιο άμεση και γραμμική είναι η επιρροή της κατανομής δυσκαμψιών κλίσης στην κατανομή μεταφοράς βάρους στους άξονες.

Συνοψίζοντας, ας θεωρήσουμε για παράδειγμα ότι το υποθετικό μας αγωνιστικό όχημα εμφανίζει έντονη υπερστροφή στο μέσο των αργών στροφών μίας πίστας. Λόγω χαμηλών ταχυτήτων, αποκλείουμε την επίδραση της κατανομής αεροδυναμικών φορτίων στην εν λόγω στροφική συμπεριφορά. Από αυτά που είδαμε για τη συμπεριφορά των ελαστικών, σε συνδυασμό με το πως κατανέμεται η μεταφορά βάρους, συμπεραίνουμε ότι λογικά, θα πρέπει να έχουμε «υπερφόρτιση» του πίσω άξονα στις αργές στροφές, με αποτέλεσμα το πίσω εξωτερικό, ειδικά, ελαστικό να περνάει στην περιοχή λειτουργίας τριβής και να μην μπορεί να δώσει την απαιτούμενη εγκάρσια δύναμη στον πίσω άξονα για τη δεδομένη ταχύτητα διέλευσης.

Οπότε, θα πρέπει να μειώσουμε την κατανομή μεταφοράς βάρους που αντιστοιχεί στον πίσω άξονα. Εφόσον το όχημά μας έχει σχετικά αρκετό μοχλοβραχίονα κλίσης h_s , τότε αυξάνοντας τη δυσκαμψία κλίσης του εμπρός άξονα, είτε μειώνοντας την δυσκαμψία κλίσης του πίσω, θα επιφέρει την επιθυμητή μείωση των υπερστροφικών τάσεων. Σε περίπτωση βέβαια που το όχημά μας έχει πολύ ψηλό άξονα κλίσης και συνεπώς μικρό h_s , τότε θα πρέπει, αν είναι δυνατόν, είτε να αυξήσουμε το ύψος του εμπρός κέντρου κλίσης, είτε να μειώσουμε το ύψος του πίσω.

Σε περίπτωση που το αγωνιστικό μας όχημα δεν αντιδρά ούτε σε αλλαγή κινηματικής κατανομής μεταφοράς βάρους, ούτε σε αλλαγή ελαστικής, τότε είτε τα ελαστικά του είναι ακατάλληλα για την εφαρμογή, καθώς «υποφορτίζονται» (κοινώς, είναι πολύ μεγάλα), είτε το σασσί που συνδέει τους δύο άξονες είναι αρκετά «μαλακό», δηλαδή έχει συγκρίσιμη δυσκαμψία με αυτή της ανάρτησης, οπότε αποτελεί και αυτό πλέον ανάρτηση, αποθηκεύοντας ελαστική ενέργεια και αδυνατεί να «μεταφέρει» εξ'ολοκλήρου και «ακαριαία» φορτία μεταξύ των αξόνων.

Ολοκληρώνοντας, να σημειωθεί ότι ολόκληρη η προηγούμενη ανάλυση απευθύνεται σε μεταφορά βάρους *μόνιμης κατάστασης*, για αυτό άλλωστε δεν έγινε αναφορά στην επίδραση των αποσβεστήρων του συστήματος ανάρτησης, οι οποίοι εν πολλοίς καθορίζουν την κατανομή της μεταφοράς βάρους σε *μεταβατική κατάσταση*. Αναφορά σε αποσβέσεις θα γίνει στο Κεφάλαιο 5.

➤ Διαμήκης Δυναμική

Όλη η προηγούμενη ανάλυση της παραγράφου 2.3 αναφέρεται σε εγκάρσιες δυνάμεις, μεταφορές βάρους και στροφικές καταστάσεις, καθώς αποτελούν την πιο σύνθετη κατεύθυνση για τη δυναμική συμπεριφορά του οχήματος.

Για την περίπτωση της διαμήκους δυναμικής και μεταφοράς βάρους, τα πράγματα είναι πιο συγκεκριμένα, με λιγότερες παραμέτρους, καθώς δεν υπάρχει το φαινόμενο των διαφορετικών κατακόρυφων φορτίων στους τροχούς του ίδιου άξονα. Έτσι, εφόσον η κατανομή βάρους δεξιά-αριστερά είναι ίδια, όπως πρέπει άλλωστε σε πρωτότυπα αγωνιστικά, οι τροχοί κάθε άξονα θα πρέπει να μοιράζονται το ίδιο φορτίο ανεξαρτήτως διαμήκους επιτάχυνσης ή επιβράδυνσης.

Η συνολική μεταφορά βάρους από τον έναν άξονα στον άλλον, δίνεται από τη σχέση (2.1), εάν αντικαταστήσουμε τον παρονομαστή με το μεταξόνιο.

Βέβαια και στη διαμήκη δυναμική υπάρχει κινηματική και ελαστική συνιστώσα, οι οποίες όμως δεν μπορούν να επηρεάσουν την ίδια την μεταφορά βάρους που θα εμφανιστεί.

Η κινηματική συνιστώσα εδώ καθορίζεται από το *κέντρο πρόνευσης (pitch centre)**, σε πλήρη αντιστοιχία ορισμού με το κέντρο κλίσης, που επίσης ορίζεται μέσω των σημείων έδρασης των ψαλιδιών. Η κινηματική συνιστώσα, μπορεί μόνο να καθορίσει το ποσοστό της συνολικής μεταφοράς βάρους που θα εμφανιστεί «ακαριαία» μέσω των ψαλιδιών, πριν την ελαστική, κατά την εφαρμογή διαμήκους επιτάχυνσης ή επιβράδυνσης.

Η ελαστική συνιστώσα, καθορίζεται από τις κατακόρυφες δυσκαμψίες των τροχών κάθε άξονα και ουσιαστικά μπορεί μόνο να επηρεάσει το πόσο θα μετακινηθεί κατακόρυφα η αναρτώμενη μάζα σε κάθε άξονα και προφανώς και το μέτρο της γωνίας πρόνευσης, υπό διαμήκη επιτάχυνση ή επιβράδυνση.

*Περαιτέρω εξήγηση στο Κεφάλαιο 3

3. Γεωμετρικά και Κινηματικά Χαρακτηριστικά

Οι διαστάσεις των τροχών και οι θέσεις τους στο χώρο, έχουν επιλεγεί στον προκαταρτικό σχεδιασμό, όπως αναφέρθηκε στο Κεφάλαιο 1. Μικροαλλαγές βέβαια στις θέσεις των αξόνων σε σχέση με το σασσί, όπως και στο μεταξόνιο και τα μετατρόχια, μπορούν να γίνουν κατά την πορεία σχεδιασμού των υποσυστημάτων του οχήματος, ώστε να ικανοποιηθούν οι στόχοι κατανομής βάρους, ροπών αδράνειας και κινηματικής της ανάρτησης.

Χρησιμοποιώντας ως παράδειγμα αναφοράς το τελευταίο μονοθέσιο της Prom Racing, το P16, μετά από benchmarking του ανταγωνισμού των τελευταίων ετών και λόγω της φύσης και του περιορισμένου πλάτους των πιστών του Formula Student, επιλέχθηκαν εν τέλει μετατρόχια 1220mm για εμπρός και 1150mm για πίσω, με το τελευταίο να συμβαίνει κατά κόρον σε μονοθέσια αυτής της κατηγορίας, ώστε να αποφεύγεται η επαφή με τους κόνους της πίστας με τον πίσω εσωτερικό τροχό, σε μικρής ακτίνας στροφές.

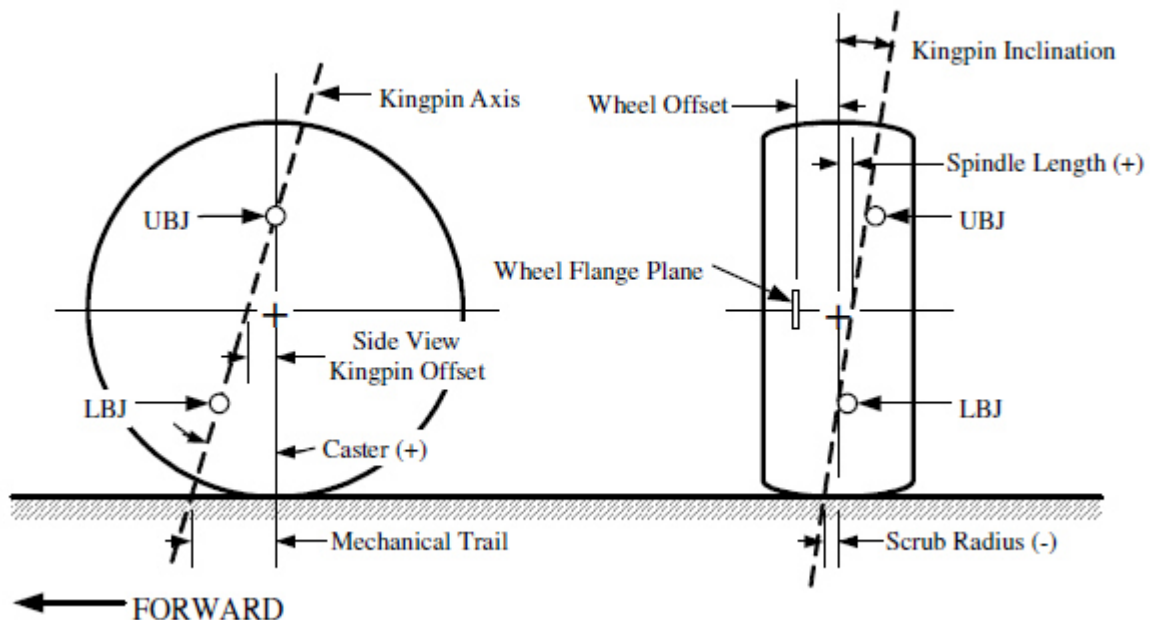
Η εκτιμώμενη από CAD κατανομή βάρους με διάφορους οδηγούς είναι μεταξύ 46-48% στον εμπρός άξονα και αυτό αποτελεί συνήθη επιλογή σε πρωτότυπα αγωνιστικά οχήματα, καθώς προσφέρει τον ιδανικό συμβιβασμό μεταξύ αποφυγής υπερφόρτισης του εμπρός άξονα κατά συνδυασμένη επιβράδυνση και εγκάρσια επιτάχυνση στις εισόδους στροφών και της βαρυτικά/αδρανειακά ουδέτερης τάσης στροφικής συμπεριφοράς, που προσφέρει μία κατανομή βάρους 50-50.

Η επιλογή μεταξονίου έγινε στα 1530mm, που σχεδόν ταυτίζεται με το ελάχιστο επιτρεπτό όριο της κατηγορίας (1525mm), καθώς η ελαχιστοποίησή του αποτελεί λογικό στόχο στο Formula Student, λόγω της πολύ «σφιχτής» χάραξης των πιστών, με στροφές πολύ μικρών ακτίνων, όπου η ευελιξία είναι πολύ σημαντικός παράγοντας των τελικών επιδόσεων του οχήματος. Φυσικά, η τελική επιλογή μεταξονίου αλλά και η σχετική θέση των αξόνων ως προς το σασσί, έγινε αποζητώντας τον ιδανικό συμβιβασμό μεταξύ ελαχιστοποίησης ροπών αδράνειας του οχήματος και επιθυμητής κατανομής βάρους.

Όσον αφορά τις διαστάσεις των τροχών, οι επιλογές ελαστικών που μπορούν να αποδώσουν επαρκώς με τα σχετικά μικρά κατακόρυφα φορτία ενός μονοθεσίου Formula Student, είναι στις 10 και 13 ίντσες διαμέτρου. Επιλέχθηκε τελικά η λύση των 10 ιντσών, καθώς προσφέρει τα μικρότερα δυνατά μη αναρτώμενα βάρη και ροπές αδράνειας τροχών, χωρίς ουσιαστικό συμβιβασμό στη δυνατότητα παραγωγής δυνάμεων από τα ελαστικά. Η αρχική επιλογή αφορά πλάτος 6 ιντσών για τον εμπρός άξονα και 7.5 για τον πίσω, εξισορροπώντας την οπισθοβαρή κατανομή βάρους και δίνοντας περισσότερο περιθώριο στον πίσω άξονα για παραγωγή συνδυασμένων διαμήκων και εγκάρσιων φορτίων κατά τις εξόδους από στροφές. Επίσης τα ελαστικά 10 ιντσών, μπορούν γενικά να βρεθούν σε θερμοκρασία λειτουργίας πιο γρήγορα από τα 13ών ιντσών, γεγονός σημαντικό για το σύντομο χαρακτήρα των δυναμικών αγωνισμάτων της κατηγορίας. Στα μειονεκτήματα της επιλογής, ανήκει ο μικρότερος διαθέσιμος χώρος στο εσωτερικό του τροχού, γεγονός που περιορίζει το εύρος δυνατής τοποθέτησης των ψαλιδιών και το εύρος των κινηματικών επιλογών και εκ των πραγμάτων αυξάνει τα φορτία στα ψαλίδια και σε όλους τους συνδέσμους σε σχέση με τις 13 ίντσες, καθώς όλα τα μέλη βρίσκονται πιο κοντά μεταξύ τους, κάνοντας την επίτευξη επιθυμητής ακαμψίας και τον περιορισμό των ελαστοκινηματικών μεταβολών, δυσκολότερες υποθέσεις. Παρόλα αυτά, με τον δέοντα μηχανολογικό σχεδιασμό και ανάλυση φορτίων στα μέλη και τους συνδέσμους της ανάρτησης, μπορεί να επιτευχθεί η επιθυμητή ακαμψία χωρίς σημαντική επιβάρυνση βάρους.

Έχοντας αναφερθεί ήδη στον τρόπο με τον οποίο βασικοί γεωμετρικοί παράγοντες του συστήματος ανάρτησης ενός αγωνιστικού οχήματος επηρεάζουν την παραγωγή δυνάμεων από τα ελαστικά του, όπως και τη γενικότερη δυναμική του, ας ορίσουμε το πως τα κινηματικά μεγέθη προκύπτουν από ένα κλασσικό σύστημα «διπλών ψαλιδιών».

3.1. Ορισμοί Μεγεθών Συστήματος Ανάρτησης



Εικόνα 3.1 - Απεικόνιση γεωμετρικών χαρακτηριστικών τροχού

➤ Γωνία Βασιλικού Πείρου (King Pin Inclination)

Η Γωνία Βασιλικού Πείρου είναι η κλίση κατά το εγκάρσιο επίπεδο της ευθείας που ενώνει το πάνω (UBJ) και το κάτω (LBJ) σημείο έδρασης των ψαλιδιών στο φορέα του τροχού (Εικόνα 3.1). Ουσιαστικά αποτελεί την κλίση του άξονα περιστροφής διεύθυνσης του τροχού κατά το εγκάρσιο επίπεδο και υφίσταται πάντα ως θετική, με κλίση προς το εσωτερικό του οχήματος.

Ο άξονας διεύθυνσης του τροχού και η γωνία αυτή καθαυτή επηρεάζουν δύο παράγοντες:

- Τη *διευθυντική μεταβολή της γωνίας camber* κατά την περιστροφή του τροχού γύρω από τον άξονα διεύθυνσης, λόγω εισόδου από το σύστημα διεύθυνσης. Τότε, στον εξωτερικό τροχό της στροφής, εμφανίζεται θετική μεταβολή της γωνίας camber, ειδικά σε μεγάλες γωνίες διεύθυνσης. Το χαρακτηριστικό αυτό, που προφανώς δεν είναι επιθυμητό, καθώς ουσιαστικά μας «κλέβει» χρήσιμη αρνητική γωνία camber, πρέπει να ληφθεί υπόψη και να συνυπολογιστεί με όλες τις άλλες δυναμικές μεταβολές της γωνίας camber, κατά το σχεδιασμό του συστήματος ανάρτησης.
- Την *τάση αυτοευθυγράμμισης των τροχών* που κυριαρχείται από τη γωνία βασιλικού πείρου σε χαμηλές ταχύτητες τροχών. Αυτό συμβαίνει καθώς με την ύπαρξη σημαντικής κλίσης στον άξονα βασιλικού πείρου, οι τροχοί όταν στρίβουν προς οποιαδήποτε κατεύθυνση, ακολουθούν τροχιά που έχει και συνιστώσα προς τα κάτω, με αποτέλεσμα να τείνουν να ανασηκώσουν το όχημα και συνεπώς να εμφανίζεται στροφική αντίσταση στους τροχούς και τάση επαναφοράς τους σε ευθεία διεύθυνση.

➤ *Scrub Radius*

Το *Scrub Radius* αποτελεί την απόσταση του ίχνους του άξονα διεύθυνσης του τροχού στο έδαφος, από το κατακόρυφο επίπεδο που διέρχεται από το κέντρο του τροχού (Εικόνα 39). Πρακτικά δίνει τον μοχλοβραχίονα ανάπτυξης ροπής στο τροχό γύρω από τον κατακόρυφο άξονα, υπό διαμήκη φορτία στο ελαστικό, καθώς και τον μοχλοβραχίονα ανάπτυξης ροπής στο τροχό γύρω από το διαμήκη άξονά του, υπό κατακόρυφα φορτία στο ελαστικό. Αυτά τα χαρακτηριστικά πρέπει να ληφθούν υπόψη κατά τον μηχανολογικό σχεδιασμό των επιμέρους τμημάτων του συστήματος ανάρτησης και των ελαστοκινηματικών συνεπειών τους.

Επιπλέον, όσον αφορά τη δυναμική του οχήματος, μία μεγάλη τιμή του scrub radius θα επέφερε σημαντική επιρροή στα φορτία του συστήματος διεύθυνσης και εμφάνισης ροπής στο τιμόνι προς μία κατεύθυνση σε περίπτωση που τα διαμήκη φορτία επιβράδυνσης στους τροχούς του εμπρός άξονα διαφέρουν σε κάθε πλευρά.

Συμπερασματικά, η τιμή του scrub radius, θα πρέπει να παραμένει σε όσο το δυνατόν χαμηλότερα επίπεδα (πάντα βέβαια >0 , δηλαδή προς το εσωτερικό του οχήματος), σε συνδυασμό με την επιθυμητή τιμή κλίσης βασιλικού πείρου, με την οποία προφανώς συνδέεται άμεσα σαν μέγεθος.

➤ *Γωνία Caster*

Η *Γωνία Caster* είναι η κλίση κατά το διαμήκες επίπεδο της ευθείας που ενώνει το πάνω (UBJ) και το κάτω (LBJ) σημείο έδρασης των ψαλιδιών στο φορέα του τροχού (Εικόνα 3.1). Ουσιαστικά αποτελεί την κλίση του άξονα περιστροφής διεύθυνσης του τροχού κατά το διαμήκες επίπεδο και υφίσταται πάντα ως θετική, με κλίση «προς το πίσω». Η γωνία Caster προσδίδει δύο κύρια χαρακτηριστικά:

- Τη *διευθυντική μεταβολή της γωνίας camber* κατά την περιστροφή του τροχού γύρω από τον άξονα διεύθυνσης, λόγω εισόδου από το σύστημα διεύθυνσης. Τότε, στον εξωτερικό τροχό της στροφής, εμφανίζεται αρνητική μεταβολή της γωνίας camber και στον εσωτερικό θετική μεταβολή, συνδυασμός ιδανικός για την παραγωγή εγκάρσιας δύναμης από τα ελαστικά. Το χαρακτηριστικό αυτό, σαφώς πρέπει να συνυπολογιστεί με τις άλλες δυναμικές μεταβολές της γωνίας camber, κατά το σχεδιασμό του συστήματος ανάρτησης.
- Τη *διαγώνια μεταφορά βάρους* κατά την περιστροφή του τροχού γύρω από τον άξονα διεύθυνσης, λόγω εισόδου από το σύστημα διεύθυνσης. Τότε, λόγω του ότι ο εξωτερικός τροχός μετακινείται προς τα επάνω και ο εσωτερικός προς τα κάτω, εμφανίζεται αύξηση των κατακόρυφων φορτίων στον εμπρός εσωτερικό και πίσω εξωτερικό τροχό και αντίστοιχη μείωση στον εμπρός εξωτερικό και πίσω εσωτερικό. Πρακτικά, προκύπτει μείωση της μεταφοράς βάρους στον εμπρός άξονα και αύξηση στον πίσω συναρτήσει της γωνίας διεύθυνσης, που γενικά θα οδηγεί σε λιγότερο υποστροφική/περισσότερο υπερστροφική συμπεριφορά στο όχημα σε μεγάλες γωνίες διεύθυνσης. Το χαρακτηριστικό αυτό, θα πρέπει να συνυπολογιστεί με τους άλλους παράγοντες που επηρεάζουν τις μεταφορές βάρους στους άξονες.

➤ **Μηχανικό Ίχνος (Mechanical Trail)**

Η απόσταση του σημείου τομής του άξονα περιστροφής διεύθυνσης του τροχού με το έδαφος, από το εγκάρσιο κατακόρυφο επίπεδο που διέρχεται από το κέντρο του τροχού, ορίζεται ως *Μηχανικό Ίχνος*. Αποτελεί ουσιαστικά τον μοχλοβραχίονα ανάπτυξης ροπής περιστροφής γύρω από τον άξονα διεύθυνσης του τροχού κατά την ανάπτυξη εγκάρσιας δύναμης στο ελαστικό και συνδέεται προφανώς και με την ροπή επαναφοράς που αισθάνεται ο οδηγός στο τιμόνι. Ως μέγεθος επηρεάζει δύο κυρίως χαρακτηριστικά:

- Την *τάση αυτοευθυγράμμισης* των τροχών γύρω από την «ευθεία» κατεύθυνση. Όταν το όχημα κινείται ευθύγραμμα, χωρίς είσοδο στο σύστημα διεύθυνσης από τον οδηγό, τότε μικροδιαταραχές στην κατεύθυνση των τροχών, «αποσβένονται» γρήγορα λόγω της ανάπτυξης μικρών εγκάρσιων δυνάμεων στο πέδμα και ροπών αυτοευθυγράμμισης αντίθετων ως προς τη διαταραχή κατεύθυνσης.
- Την *μεταβολή της ροπής αντίστασης* που αισθάνεται ο οδηγός στο τιμόνι, όταν ο εμπρός άξονας φθάσει στο όριο της πρόσφυσης. Το χαρακτηριστικό αυτό καθορίζεται από τη σχέση του μηχανικού ίχνους με το *πνευματικό ίχνος* των ελαστικών, που προκύπτει ως απόρροια της ροπής επαναφοράς ενός ελαστικού υπό εγκάρσια δύναμη, όπως αναφέρθηκε στην παράγραφο 2.2. Το πνευματικό ίχνος και η ροπή επαναφοράς του ελαστικού τείνουν να μηδενιστούν καθώς το ελαστικό πλησιάζει το μέγιστο της εγκάρσιας δύναμης που μπορεί να αναπτύξει. Αν λοιπόν το μηχανικό ίχνος είναι αρκετές φορές πολλαπλάσιο του πνευματικού, τότε καθώς τα εμπρός ελαστικά θα φθάνουν στο όριο της πρόσφυσης, η ροπή αντίστασης που αισθάνεται ο οδηγός στο τιμόνι δεν θα μειώνεται αρκετά, ώστε να αποτελεί χρήσιμη ένδειξη επικείμενης εμφάνισης υποστροφής.

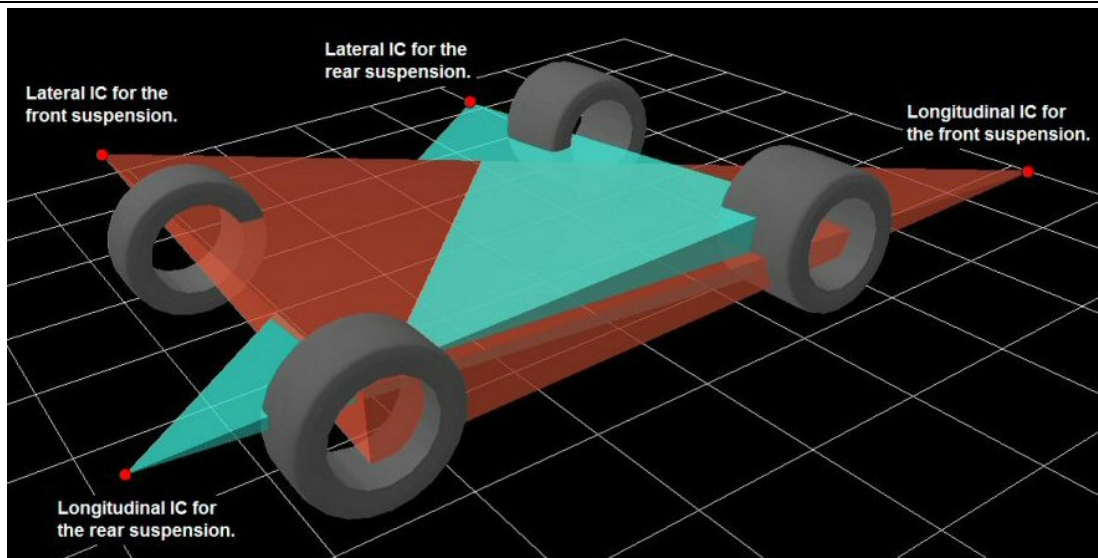
➤ **Κέντρα Περιστροφής**

Τα κέντρα περιστροφής ενός συστήματος ανάρτησης, συνίστανται σε κέντρα περιστροφής τροχών και σε κέντρα / άξονες περιστροφής της *αναρτώμενης μάζας*.

- **Στιγμιαίο Κέντρο Περιστροφής Τροχού (Instant Centre)**

Σαφώς δεν αναφερόμαστε στο κέντρο περιστροφής κύλισης του τροχού, αλλά στο εικονικό σημείο εκείνο, γύρω από το οποίο περιστρέφεται ο τροχός είτε κατά το διαμήκη, είτε κατά τον εγκάρσιο άξονα, όταν υπάρχει μετατόπιση της ανάρτησης.

Γεωμετρικά, προκύπτει προεκτείνοντας τα επίπεδα στα οποία ανήκουν τα ψαλίδια και βρίσκοντας την ευθεία στην οποία τέμνονται. Στη συνέχεια, βρίσκουμε το σημείο τομής αυτής της ευθείας, τόσο με το εγκάρσιο επίπεδο που διέρχεται από τα κέντρα των τροχών του εκάστοτε άξονα και έτσι προκύπτει το εγκάρσιο κέντρο περιστροφής (περιστροφή παράλληλα με το διαμήκη άξονα), όσο και με το διαμήκες επίπεδο που διέρχεται από τα κέντρα των τροχών μιας πλευράς του οχήματος και έτσι προκύπτει και το διαμήκες κέντρο περιστροφής (περιστροφή παράλληλα με τον εγκάρσιο άξονα).



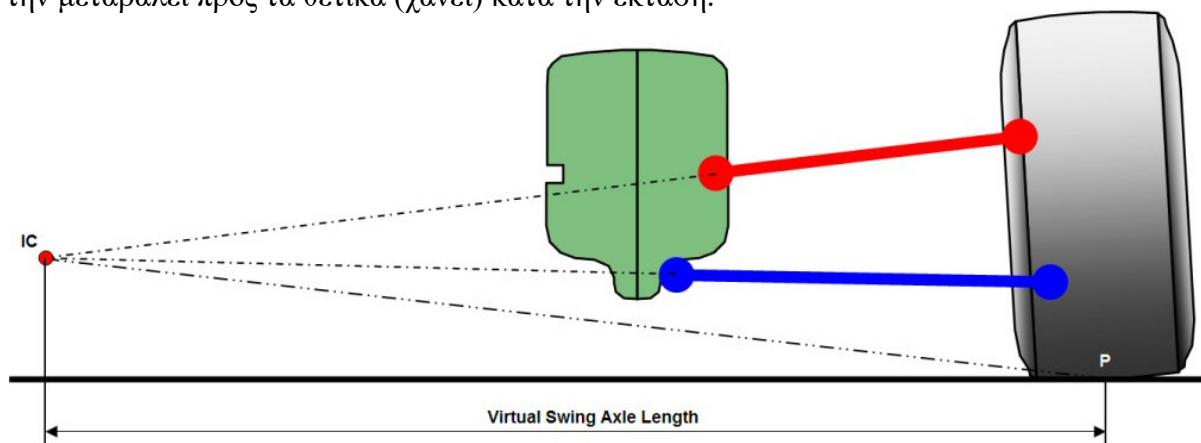
Εικόνα 3.2 - Απεικόνιση μεθόδου προσδιορισμού στιγμιαίων κέντρων περιστροφής

Ένα σημαντικό μέγεθος το οποίο καθορίζεται άμεσα από τη θέση των εγκάρσιων κέντρων περιστροφής, είναι η *Εμπρόσθιας Όψης Ακτίνα Περιστροφής (Front View Swing Arm Length)* του εκάστοτε τροχού, που αποτελεί την εγκάρσια απόσταση του κέντρου του πέλματος του ελαστικού από το στιγμιαίο κέντρο περιστροφής.

Με τη σειρά της, η ακτίνα περιστροφής καθορίζει άμεσα και τη δυναμική μεταβολή της γωνίας Camber κατά την κατακόρυφη μετακίνηση της ανάρτησης, γνωστή και ως *Κέρδος Camber (Camber Gain)*, που δίνεται ως:

$$\text{Κέρδος Camber } \left(\frac{\text{deg}}{\text{mm}} \right) = \arctan \left(\frac{1}{\text{Ακτίνα Περιστροφής}} \right) \quad (3.1)$$

Προφανώς, όταν τα ψαλίδια συγκλίνουν προς την εσωτερική πλευρά του οχήματος, ο τροχός μεταβάλλει προς τα αρνητικά τη γωνία camber (κερδίζει) κατά τη συμπίεση της ανάρτησης και την μεταβάλλει προς τα θετικά (χάνει) κατά την έκταση.



Εικόνα 3.3 - Απεικόνιση Εμπρόσθιας Όψης Ακτίνας Περιστροφής

Σε αυτό το σημείο, πρέπει να σημειώσουμε ότι κατά την κλίση (roll) της αναρτώμενης μάζας υπό κεντρομόλο επιτάχυνση, έχουμε ένα συνδυασμένο φαινόμενο τόσο συμπίεσης της ανάρτησης του εξωτερικού τροχού και έκτασης αυτής του εσωτερικού, αλλά και μετατόπισης των σημείων έδρασης των ψαλιδιών λόγω της κλίσης του σασσί, που πάντα μεταβάλλει την γωνία camber του εξωτερικού τροχού προς τα θετικά (χάνει).

Το ύψος του εγκάρσιου στιγμιαίου κέντρου περιστροφής, προσδίδει ένα σημαντικό για τη δυναμική του οχήματος χαρακτηριστικό, τη *Δύναμη Ανύψωσης (Jacking Force)* της αναρτώμενης μάζας. Αυτό συμβαίνει, επειδή το σημείο εφαρμογής της συνισταμένης δύναμης των ψαλιδιών είναι το στιγμιαίο κέντρο περιστροφής και έτσι εμφανίζεται κατακόρυφη συνιστώσα δύναμης που ασκείται στην αναρτώμενη μάζα. Όταν το κέντρο περιστροφής βρίσκεται πάνω από το έδαφος, τότε η συνιστώσα έχει φορά προς τα επάνω και έτσι το σασσί ανασηκώνεται συναρτήσει της κεντρομόλου επιτάχυνσης και όταν το κέντρο περιστροφής βρίσκεται κάτω από το έδαφος, έχουμε αντίστοιχα έλξη (αρνητική ανύψωση) της αναρτώμενης μάζας προς τα κάτω.

Σε κάθε περίπτωση, το φαινόμενο της δύναμης ανύψωσης είναι ανάλογο του ημιτόνου της κλίσης της ευθείας που ενώνει το εγκάρσιο στιγμιαίο κέντρο περιστροφής με το κέντρο του πέλματος του τροχού. Η δύναμη ανύψωσης, πρέπει να διατηρείται σε χαμηλά επίπεδα, διαφορετικά η αύξηση του ύψους του κέντρου μάζας του οχήματος υπό κεντρομόλο επιτάχυνση, δεν θα είναι αμελητέα και θα επηρεάζει προφανώς αρνητικά την εγκάρσια δυναμική του οχήματος.

Ένα ακόμη μέγεθος που πρέπει να λαμβάνεται υπόψη και καθορίζεται από την ακτίνα περιστροφής του τροχού, είναι η *Εγκάρσια Μετατόπιση (Axle Tramp)* των τροχών κατά την κατακόρυφη μετακίνηση της ανάρτησης. Το φαινόμενο αυτό, που είναι προφανώς πιο έντονο όσο μικρότερη είναι η ακτίνα περιστροφής, προκαλεί την εμφάνιση εγκάρσιων φορτίων στα ελαστικά υπό κατακόρυφη μετακίνηση της ανάρτησης, γεγονός το οποίο όταν είναι έντονο, επηρεάζει αρνητικά την ανάπτυξη διαμήκους δύναμης από τα ελαστικά σε επιβράδυνση και επιτάχυνση, όπου οι αντίστοιχοι άξονες συμπιέζονται και εκτείνονται.

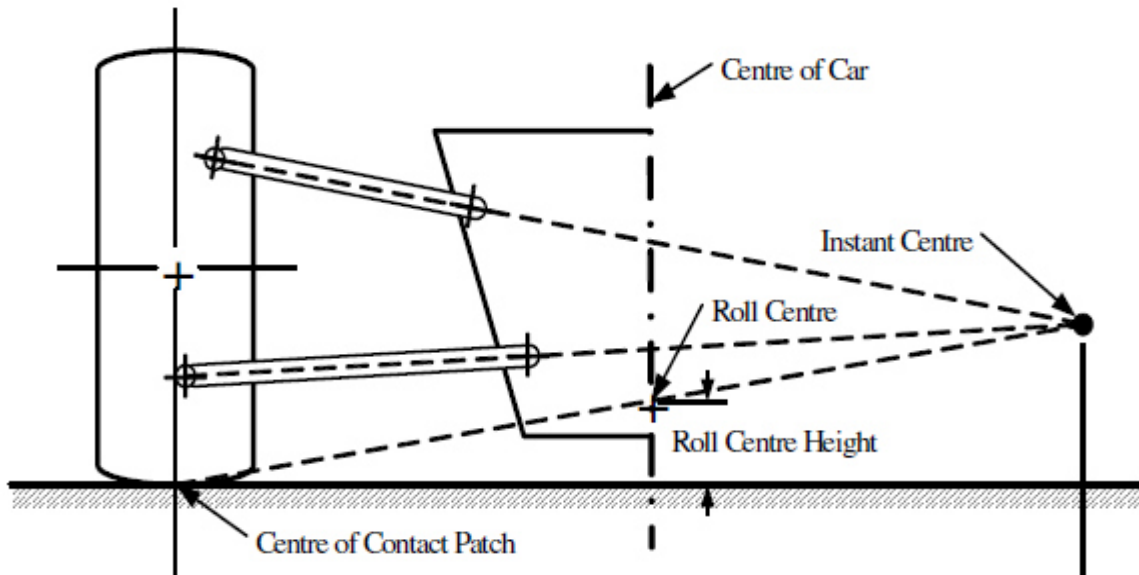
Σε αγωνιστικά οχήματα μάλιστα με σημαντικά αεροδυναμικά φορτία και συνεπαγόμενη συμπίεση των αξόνων συναρτήσει της ταχύτητας του οχήματος, μεγάλη εγκάρσια μετακίνηση τροχών, θα σήμαινε και συνεχή εγκάρσια φόρτιση των ελαστικών, ακόμη και σε ευθεία πορεία, με ότι αυτό θα συνεπαγόταν για τα θερμοκρασιακά φορτία και τη διάρκεια ζωής των ελαστικών.

- ***Κέντρο Περιστροφής Κλίσης Αναρτώμενης Μάζας (Roll Centre)***

Το *Κέντρο* και ο *Άξονας Κλίσης* της αναρτώμενης μάζας, όσον αφορά τη δυναμική του οχήματος, ορίστηκαν στην παράγραφο 2.3. Από γεωμετρικής και κινηματικής άποψης καθορίζονται ως εξής:

Το *Κέντρο Κλίσης* της ανάρτησης ενός άξονα, βρίσκεται στην τομή του διαμήκους επιπέδου συμμετρίας του οχήματος με την ευθεία που ενώνει το στιγμιαίο κέντρο περιστροφής ενός τροχού του άξονα με το κέντρο του πέλματός του. Ο *Άξονας Κλίσης* της αναρτώμενης μάζας, είναι η ευθεία που ενώνει τα κέντρα κλίσης των δύο αξόνων.

Η θέση των κέντρων κλίσης και ο άξονας κλίσης, επηρεάζουν σημαντικά την δυναμική του οχήματος, όπως αναλύθηκε στην παράγραφο 2.3. Σημαντική επίσης είναι και η μεταβολή της θέσης και ειδικά του ύψους των κέντρων κλίσης κατά την μετακίνηση της ανάρτησης, καθώς αν η μετατόπισή τους είναι σχετικά μεγάλη, τότε προκαλεί συνεχώς μεταβαλλόμενη κατάσταση στροφικής ισορροπίας στο όχημα, σε διάφορες τιμές κεντρομόλου επιτάχυνσης.



Εικόνα 3.4 - Απεικόνιση καθορισμού Κέντρου Κλίσης

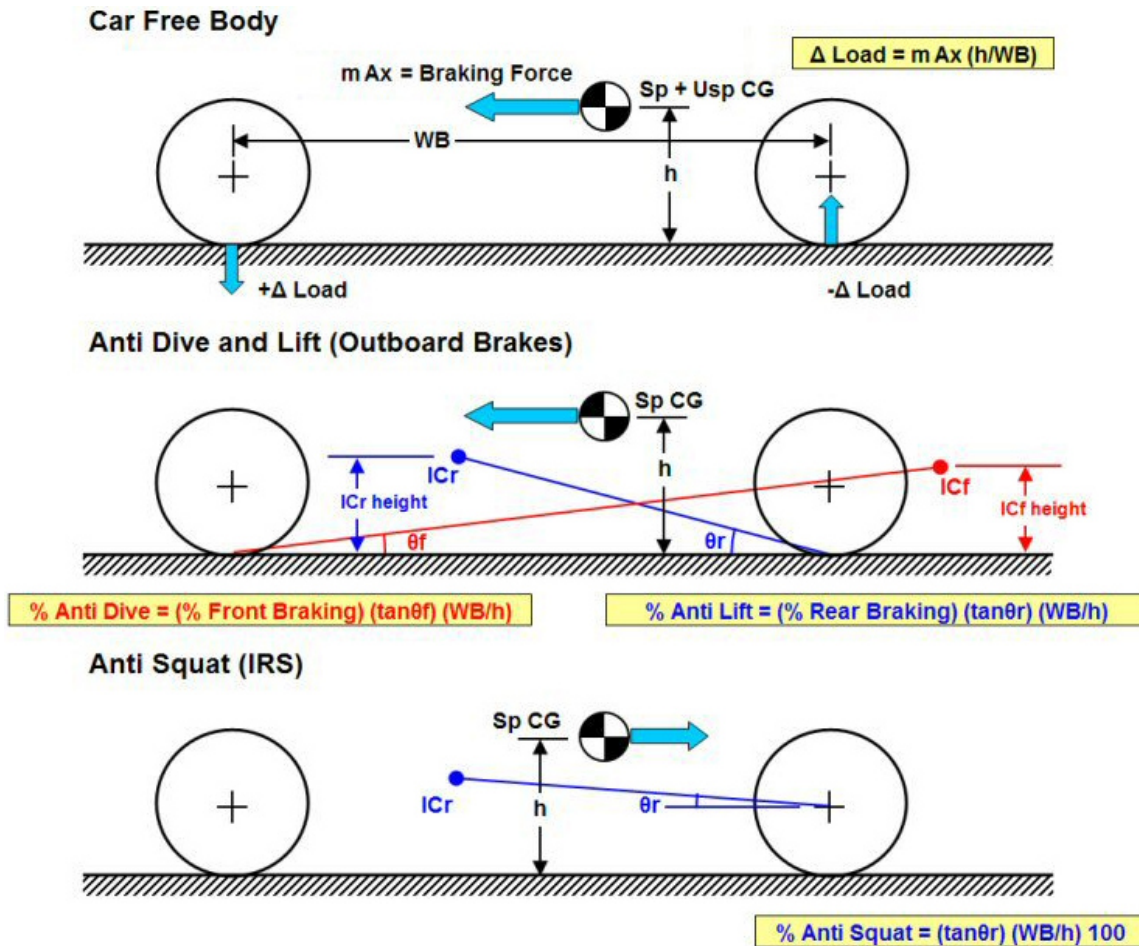
Σε αυτό το σημείο, έχοντας αναφερθεί στον ορισμό και στους παράγοντες που επηρεάζουν τα στιγμιαία κέντρα περιστροφής, αλλά και τα κέντρα κλίσης, γίνεται εμφανές ένα από τα κύρια σημεία σχεδιαστικού συμβιβασμού κατά το σχεδιασμό μιας ανάρτησης διπλών ψαλιδιών. Από την μία πλευρά, για συνθήκες κλίσης του σασσί, θα θέλαμε να έχουμε το μεγαλύτερο δυνατό κέρδος camber, ώστε να εξουδετερώσουμε την απώλεια camber λόγω κλίσης του σασσί, ενώ σε συνθήκες διαμήκους επιτάχυνσης ή επιβράδυνσης θα θέλαμε να έχουμε το μικρότερο δυνατό κέρδος camber, ώστε να διατηρούμε όσο μεγαλύτερο τμήμα του ελαστικού είναι δυνατόν σε επαφή με το οδόστρωμα. Όμως είναι εμφανές, ότι για να πετύχουμε υψηλά κέρδη camber, χρειαζόμαστε μικρή ακτίνα περιστροφής τροχού, που με τη σειρά της θα οδηγούσε σε υψηλά κέντρα περιστροφής και σχετικά μεγάλη εγκάρσια μετατόπιση τροχού. Και όλα τα παραπάνω, θα πρέπει να συντελούν ταυτόχρονα και στο να χρειάζεται η χαμηλότερη δυνατή στατική γωνία camber στους τροχούς. Όλοι οι παραπάνω παράγοντες, πρέπει να εξισορροπηθούν από τον εκάστοτε σχεδιαστή μηχανικό, σύμφωνα με τους στόχους και τις προτεραιότητες απόδοσης ολόκληρου του οχήματος.

- **Anti Features**

Τα κινηματικά χαρακτηριστικά ενός συστήματος ανάρτησης που χρησιμοποιούν τον όρο «Αντι-», αναφέρονται ουσιαστικά στην αλληλεπίδραση της θέσης των διαμηκών στιγμιαίων κέντρων περιστροφής με το μέγεθος της πρόνευσης που θα προκληθεί στην αναρτώμενη μάζα, υπό διαμήκη επιτάχυνση ή επιβράδυνση. Αντιστοιχούν με τη συνεισφορά του κέντρου πρόνευσης (pitch centre) στην κινηματική συνιστώσα της διαμήκους μεταφοράς βάρους, όπως αναφέρθηκε στην παράγραφο 2.3.

Ουσιαστικά, καθορίζουν το ποσοστό της συνολικής διαμήκους μεταφοράς βάρους που μεταφέρεται ακαριαία μέσω των συνδέσμων της ανάρτησης και αντίστοιχα, ορίζουν το ποσοστό της μετατόπισης πρόνευσης η οποία δεν θα εμφανιστεί.

Εμφανίζονται ως *Anti-Dive*, *Anti-Lift* και *Anti-Squat*.



Εικόνα 3.5 - Απεικόνιση υπολογισμού Anti-Features

Τα Anti-Dive και Anti-Lift σχετίζονται με συνθήκες επιβράδυνσης και αναφέρονται αντίστοιχα στην αντίσταση της αναρτώμενης μάζας για συμπίεση του εμπρός άξονα και για έκταση του πίσω. Υπολογίζονται σε μορφή ποσοστού, σύμφωνα με τις σχέσεις στην Εικόνα 3.5 και εξαρτώνται όπως φαίνεται από την κατανομή πέδησης, τη θέση των στιγμιαίων κέντρων περιστροφής και τη σχέση μεταξύ μεταξονίου και ύψους κέντρου βάρους.

Το Anti-Squat, σχετίζεται με συνθήκες επιτάχυνσης και αναφέρεται στην αντίσταση της αναρτώμενης μάζας για συμπίεση του πίσω άξονα. Υπολογίζεται και αυτό ως ποσοστό, με τη διαφορά πλέον, ότι η ευθεία αναφοράς για την γωνία υπολογισμού του, ξεκινά από το κέντρο των πίσω τροχών και όχι από το πέλμα.

100 % ενός Anti-Feature, σημαίνει ότι δεν θα εμφανιστεί καθόλου μετακίνηση στην αναρτώμενη μάζα, ανεξαρτήτως τιμής επιτάχυνσης ή επιβράδυνσης και έτσι ολόκληρα τα φορτία μεταφοράς βάρους θα αναπτυχθούν σχεδόν ακαριαία στον εκάστοτε άξονα, μόνο μέσω των συνδέσμων και όχι μέσω των ελαστικών / αποσβεστικών στοιχείων της ανάρτησης. Λόγω αυτού του χαρακτηριστικού, τα ποσοστά των Anti-Features πρέπει να επιλέγονται προσεκτικά και μόνο αν ο περιορισμός μετακινήσεων του σασσι είναι πολύ σημαντικός για τη συνολική απόδοση του οχήματος, καθώς διαφορετικά η δραματική μείωση του χρόνου ανάπτυξης κατακόρυφων φορτίων στα ελαστικά, δρα αρνητικά στην ικανότητα τους για ανάπτυξη ωφέλιμων δυνάμεων στο πέλμα, ιδιαίτερα σε συνθήκες μεταβατικής κατάστασης.

Μία άλλη οπτική γωνία που πρέπει να λαμβάνεται υπόψη κατά την επιλογή ποσοστού Anti-Dive, είναι η επίδρασή του και σε συνθήκες κεντρομόλου επιτάχυνσης και ειδικά στην φάση της εισόδου σε μία στροφή. Στην περίπτωση αγωνιστικών οχημάτων που οι γωνίες ολίσθησης που αναπτύσσονται είναι σχετικά υψηλές, τότε κατά την ανάπτυξη εγκάρσιας δύναμης στον εμπρός άξονα, υπάρχει και μία διαμήκης συνιστώσα με φορά προς τα πίσω, η οποία σε περίπτωση υψηλών ποσοστών Anti-Dive, θα προκαλούσε μία πολύ γρήγορη αύξηση κατακόρυφου φορτίου στον εμπρός άξονα, ικανή να επηρεάσει αρνητικά την ικανότητα παραγωγής εγκάρσιας δύναμης και να οδηγήσει σε εμφάνιση απρόβλεπτης υποστροφής, ειδικά σε συνθήκες μεταβατικής κατάστασης.

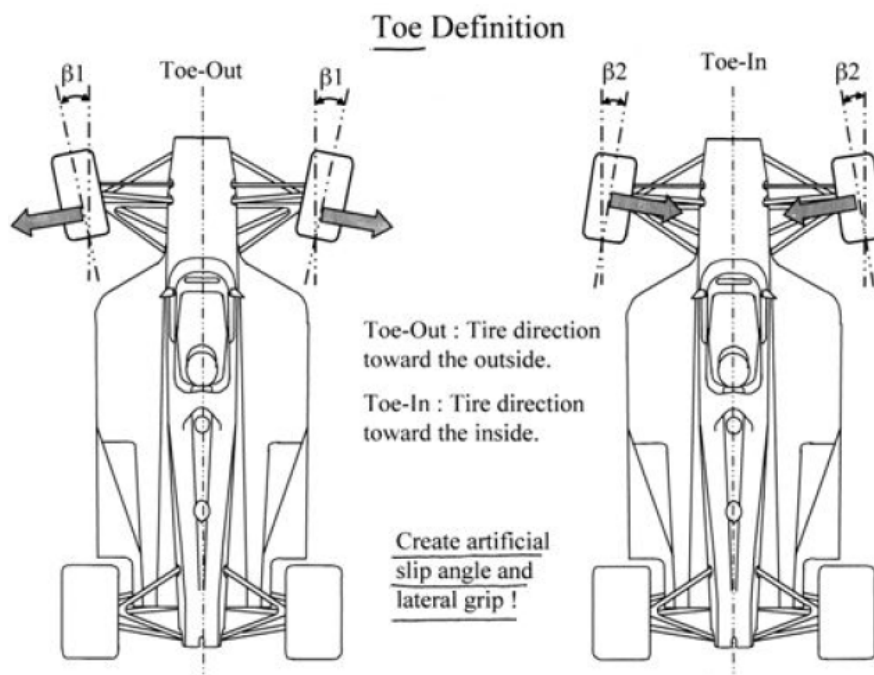
3.2.Χαρακτηριστικά Διεύθυνσης

Αναφερόμενοι στο σύστημα διεύθυνσης ενός αγωνιστικού οχήματος, με διάταξη ανάρτησης διπλών ψαλιδιών, ο λόγος γίνεται τόσο για την κινηματική σύνδεση του τιμονιού με τους εμπρός τροχούς, μέσω της οποίας ο οδηγός μπορεί δυναμικά και συνεχώς μεταβαλλόμενα να εισάγει τις επιθυμητές γωνίες διεύθυνσης των εμπρός τροχών, αλλά και στις στατικές ρυθμίσεις των μόνιμων γωνιών διεύθυνσης κάθε τροχού, μέσω των σχετικών ράβδων διεύθυνσης του συστήματος ανάρτησης.

- **Στατικές Γωνίες Διεύθυνσης**

Ξεκινώντας από την ανάλυση του τελευταίου χαρακτηριστικού, πρόκειται για τη στατική σύγκλιση (*toe-in*) ή τη στατική απόκλιση (*toe-out*) που μπορεί να έχουν οι τροχοί ενός άξονα. Φυσικά μιλάμε για πολύ μικρές γωνίες, της τάξης των 0 με 0.5 μοιρών.

Επικεντρώνοντας στην επιρροή αυτών των ρυθμίσεων στον εμπρός άξονα, το σημαντικότερο χαρακτηριστικό τους, είναι ο τρόπος με τον οποίο επηρεάζουν την ροπή εκτροπής (*yaw moment*) του οχήματος κατά την αρχική φάση εισόδου σε μία στροφή, στην πρωταρχική είσοδο που εισάγει ο οδηγός μέσω του τιμονιού.



Εικόνα 3.6 - Ορισμός Σύγκλισης - Απόκλισης

Εάν έχουμε στατική *απόκλιση* στους εμπρός τροχούς (που αποτελεί και τη συνήθως βέλτιστη επιλογή), τότε σε μικρή είσοδο μέσω του συστήματος διεύθυνσης που θα έστριβε τους τροχούς κατά γωνία ίση με την απόκλιση κάθε τροχού, τότε ο εξωτερικός τροχός θα είχε μηδενική γωνία διεύθυνσης και ο εσωτερικός γωνία διεύθυνσης διπλάσια της στατικής του απόκλισης. Με αυτό τον τρόπο, ο εσωτερικός μόνο τροχός θα άρχιζε να εμφανίζει γωνία ολίσθησης και ανάπτυξη εγκάρσιας δύναμης και ταυτόχρονα, λόγω γωνίας ολίσθησης και μία διαμήκη συνιστώσα προς τα πίσω, η οποία μάλιστα ενώ το όχημα θα βρίσκεται ακόμη σε μεταβατική κατάσταση, με μικρό τμήμα μεταφοράς βάρους να έχει συντελεστεί, θα είναι σημαντικού μέτρου και ικανή να εισάγει ωφέλιμη ροπή εκτροπής στο όχημα προς το εσωτερικό της στροφής, δίνοντας την αίσθηση ενός οχήματος άμεσης απόκρισης του εμπρός άξονα στις αλλαγές κατεύθυνσης. Από την άλλη, εάν έχουμε στατική *σύγκλιση* στους εμπρός τροχούς, ακριβώς τα αντίθετα φαινόμενα συμβαίνουν κατά την μικρή είσοδο διεύθυνσης και προκύπτει ένα όχημα που δίνει την αίσθηση της αργής και υποστροφικής απόκρισης του εμπρός άξονα στις αλλαγές κατεύθυνσης.

Η χρήση στατικής *απόκλισης* στον εμπρός άξονα θα πρέπει βέβαια να γίνεται με σύνεση, καθώς, πρώτον, μεγάλες τιμές είτε σύγκλισης είτε απόκλισης, οδηγούν σε υπερθέρμανση και πρόωρη φθορά του εσωτερικού και εξωτερικού αντίστοιχα τμήματος των ελαστικών και ειδικά στην περίπτωση της απόκλισης, έχουμε να κάνουμε με ασταθή ως προς την εκτροπή κατάσταση υπό αναταράξεις εγκάρσιου χαρακτήρα. Με απλούστερα λόγια, αν για οποιοδήποτε λόγο (π.χ. πλάγιος άνεμος, διαφορετική δύναμη πέδησης δεξιά-αριστερά) οι εμπρός τροχοί ενός οχήματος τείνουν να στρίψουν, τότε σε ένα όχημα με στατική απόκλιση αν δεν υπάρξει διόρθωση από τον οδηγό, οι τροχοί θα «θέλουν» να συνεχίσουν να στρίβουν προς την αρχική κατεύθυνση της αναταραχής.

Όσον αφορά τις στατικές ρυθμίσεις διεύθυνσης στον πίσω άξονα, αυτές μπορούν να επηρεάσουν την απόκριση εκτροπής, τόσο στην είσοδο μίας στροφής, αλλά και στην έξοδο, κατά την αρχική φάση επιτάχυνσης. Αρχικά να σημειωθεί ότι σε *καμία περίπτωση* δεν πρέπει να έχουμε *στατική απόκλιση* στον πίσω άξονα, καθώς αυτή η κατάσταση οδηγεί σε ένα πλήρως ασταθές σε εκτροπή όχημα, κάτω από οποιαδήποτε κατάσταση κίνησης, γεγονός που είναι εύκολα αντιληπτό.

Η περίπτωση *στατικής σύγκλισης* στον πίσω άξονα (που αποτελεί και την πάντοτε βέλτιστη επιλογή), προσφέρει τόσο σταθερότητα στον πίσω άξονα σε οποιαδήποτε συνθήκη επιβράδυνσης και φάσης διέλευσης από μια στροφή, αλλά και σταθερότητα και αντίσταση σε υπερστροφική ροπή εκτροπής κατά την επιτάχυνση σε έξοδο στροφής, σε οχήματα με πίσω κίνηση. Το τελευταίο, γίνεται αντιληπτό μέσω του γεγονότος, ότι λόγω της γωνίας σύγκλισης των πίσω τροχών προς το εσωτερικό του οχήματος, τότε η τελική ροπή εκτροπής που δίνουν οι ελκτικές δυνάμεις των πίσω κινητήριων τροχών είναι μικρότερη όσο περισσότερη σύγκλιση υπάρχει. Βέβαια, η χρήση στατικής σύγκλισης στον πίσω άξονα, πρέπει να γίνεται με σύνεση, καθώς μεγάλες σχετικά τιμές θα οδηγήσουν σε υποστροφικές ροπές εκτροπής στο όχημα, σε όλες τις συνθήκες και φάσεις διέλευσης από μία στροφή.

Φυσικά, οι επιλογές στατικής σύγκλισης – απόκλισης στους άξονες, θα πρέπει να γίνονται λαμβάνοντας υπόψη όλα τα ελαστοκινηματικά φαινόμενα* που εμφανίζονται στα μέλη της ανάρτησης υπό φορτία και τις σχετικές μεταβολές γωνιών λόγω παραμορφώσεων.

*Περαιτέρω ανάλυση στο Κεφάλαιο 6

Μία ακόμη παράμετρος που πρέπει να λαμβάνεται υπόψη κατά την επιλογή σημείων έδρασης για τους συνδέσμους διεύθυνσης, είναι η δυναμική μεταβολή των γωνιών σύγκλισης/απόκλισης κατά την κατακόρυφη μετακίνηση των τροχών, φαινόμενο γνωστό ως *bump-steer*. Αιτία του φαινομένου, είναι το διαφορετικό τόξο που ενδέχεται να διαγράψει ο σύνδεσμος διεύθυνσης σε σχέση με τα ψαλίδια ενός τροχού. Όπως γίνεται εύκολα αντιληπτό, μια έντονη δυναμική μεταβολή των γωνιών διεύθυνσης των τροχών, θα προκαλούσε ένα απρόβλεπτο οδηγικά όχημα, με τάσεις αλλαγής κατεύθυνσης τόσο σε μεμονωμένες μετακινήσεις των τροχών λόγω ανωμαλιών, όσο και λόγω των φυσικών κινήσεων του σασσί υπό επιταχύνσεις. Η γεωμετρική λύση, είναι το να διέρχεται η νοητή προέκταση του άξονα του συνδέσμου διεύθυνσης από το στιγμιαίο κέντρο περιστροφής της ανάρτησης. Βέβαια, αν και αυτό μπορεί να επιτευχθεί για μία συγκεκριμένη θέση του τροχού, όταν αυτός θα μετακινηθεί κατακόρυφα και η θέση του στιγμιαίου κέντρου περιστροφής θα αλλάζει συνεχώς, τότε και πάλι θα εμφανίζεται ένα μικρό *bump-steer*.

Οπότε, ο γενικός στόχος είναι να περιορίζεται όσο το δυνατόν περισσότερο το φαινόμενο *bump-steer* σε όλο το εύρος της κατακόρυφης μετακίνησης των τροχών και οι μικρές αποκλίσεις που θα εμφανίζονται, να έχουν φορά προς την πλευρά που θα ευνοεί, ή θα ζημιώνει λιγότερο τη συμπεριφορά του οχήματος. Για παράδειγμα, ιδανικά θα θέλαμε στον εμπρός άξονα μία σχεδίαση με λίγο *bump steer*, το οποίο θα έδινε λίγη απόκλιση κατά τη συμπίεση του άξονα, η οποία θα εμφανίζεται στις εισόδους στροφών όταν θα εφαρμόζεται ακόμη επιβράδυνση. Για τον πίσω άξονα, θα θέλαμε λίγο *bump steer* το οποίο θα δίνει λίγη σύγκλιση κατά τη συμπίεση του άξονα, όταν εφαρμόζεται επιτάχυνση στις εξόδους των στροφών και λίγη απόκλιση κατά την έκταση του άξονα κατά την επιβράδυνση στην πορεία εισόδου σε μία στροφή, όπου θα εξουδετέρωνε τη στατική σύγκλιση και θα βοηθούσε στην απόκριση εκτροπής του οχήματος στην αλλαγή πορείας κατά την είσοδο στη στροφή, αποτρέποντας την εμφάνιση υποστροφικής ροπής εκτροπής, λόγω στατικής σύγκλισης.

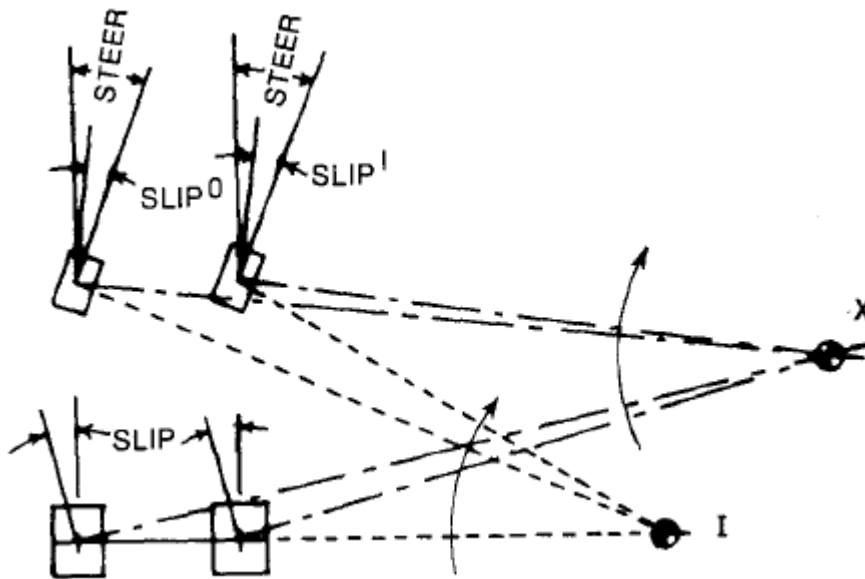
- **Κινηματική Συστήματος Διεύθυνσης**

Όλες οι αλλαγές πορείας ενός αγωνιστικού οχήματος, προέρχονται ηθελημένα από σκόπιμα επιλεγμένες εισόδους του οδηγού μέσω του τιμονιού, στο σύστημα διεύθυνσης των εμπρός τροχών.

Είναι λοιπόν μείζονος σημασίας, οι εντολές του οδηγού να προσδίδουν τις δέουσες γωνίες στους εμπρός τροχούς, ώστε να επιφέρουν την επιθυμητή δυναμική απόκριση του οχήματος με όσο το δυνατόν πιο ακριβή και σαφή τρόπο.

Θεωρητικά, αν αμελούσαμε την ύπαρξη γωνιών ολίσθησης, ένα τετράτροχο όχημα με μεταξόνιο L και μετατρόχιο t , ώστε να διαγράψει μία καμπύλη τροχιά με ακτίνα R , θα πρέπει να έχει το κέντρο περιστροφής του στην προέκταση του πίσω άξονα και οι εμπρός τροχοί να έχουν γωνίες τέτοιες, ώστε οι κάθετες των τροχιών τους να τέμνονται στην προέκταση του πίσω άξονα του οχήματος. Μάλιστα, οι γωνίες διεύθυνσης του εμπρός εξωτερικού και εσωτερικού αντίστοιχα τροχού, θα πρέπει να είναι:

$$\delta_o = \frac{L}{(R+\frac{t}{2})} \quad \text{και} \quad \delta_i = \frac{L}{(R-\frac{t}{2})} \quad (3.2)$$



Εικόνα 3.7 - Απεικόνιση Γωνιών Διεύθυνσης και Κέντρου Περιστροφής με ή χωρίς Γωνίες Ολίσθησης

Οι παραπάνω σχέσεις, ανταποκρίνονται στην ιδεατή περίπτωση που οι τροχοί δεν είναι ελαστικοφόροι και θεωρούνται απαραμόρφωτοι, σαν να επρόκειτο ουσιαστικά για όχημα με τροχούς τρένου που κινείται σε ράγες. Οι σχέσεις αυτές, περιγράφουν τη γνωστή εδώ και αιώνες *Γεωμετρία Ackerman*, η οποία αναπτύχθηκε από την ανάγκη των αμαξών να μην «σέρνονται» στους δρόμους της εποχής εκείνης.

Στην πραγματικότητα βέβαια, ειδικά των αγωνιστικών οχημάτων, οι ελαστικοφόροι τροχοί είναι αρκετά παραμορφώσιμοι, εμφανίζοντας σχετικά μεγάλες γωνίες ολίσθησης σε υψηλά εγκάρσια φορτία. Σε αυτή την περίπτωση οι τροχιές των τροχών λοιπόν, καθορίζονται σε μεγάλο βαθμό από τις γωνίες ολίσθησής τους, οι οποίες πάντα είναι υψηλότερες στους εξωτερικούς, περισσότερο φορτισμένους τροχούς. Αυτό σημαίνει, ότι εκ των πραγμάτων ένα αγωνιστικό ιδίως όχημα, έχει την τάση να αποκτά δυναμική απόκλιση, αυξανόμενη συναρτήσει της κεντρομόλου επιτάχυνσης. Σε υψηλές κεντρομόλους επιταχύνσεις με μεγάλες μεταφορές βάρους δε, ο εμπρός εξωτερικός τροχός ουσιαστικά αναλαμβάνει εκτός από το μεγαλύτερο μέρος της εγκάρσιας δύναμης και το μεγαλύτερο μέρος του καθορισμού της συνολικής τροχιάς του οχήματος, μέσω της δικής του τροχιάς.

Όλα τα παραπάνω, σημαίνουν ότι αν σε ένα αγωνιστικό όχημα εφαρμόζαμε σε επίπεδο 100% την γεωμετρία Ackerman για τις γωνίες διεύθυνσης των εμπρός τροχών, αυτό θα σήμαινε ότι σε καταστάσεις υψηλών εγκάρσιων φορτίων και γωνιών ολίσθησης, ο εμπρός εσωτερικός τροχός θα «σερνόταν». Το γεγονός λοιπόν της δυναμικής εμφάνισης απόκλισης λόγω γωνιών ολίσθησης, οδηγεί στην επιλογή στα αγωνιστικά οχήματα, να επιλέγονται γεωμετρίες συστήματος διεύθυνσης με λιγότερο από 100% Ackerman, με πολλές φορές να φθάνουμε και στο 0% Ackerman όπου έχουμε ίδιες γωνίες διεύθυνσης στους εμπρός τροχούς, ή ακόμη πιο «επιθετικά», να χρησιμοποιείται αρνητικό Ackerman, γνωστό και ως *Anti-Ackerman*, όπου ο εσωτερικός τροχός έχει μικρότερη γωνία διεύθυνσης από τον εξωτερικό.

Σε αυτό το πεδίο, δεν υφίσταται σωστή και λανθασμένη επιλογή και υπάρχει η πιθανότητα δύο τελείως διαφορετικές επιλογές γεωμετρίας Ackerman, να οδηγούν στο ίδιο αποτέλεσμα συνολικής απόδοσης σε έναν ολόκληρο γύρο μιας πίστας, ή σε μία διαδρομή.

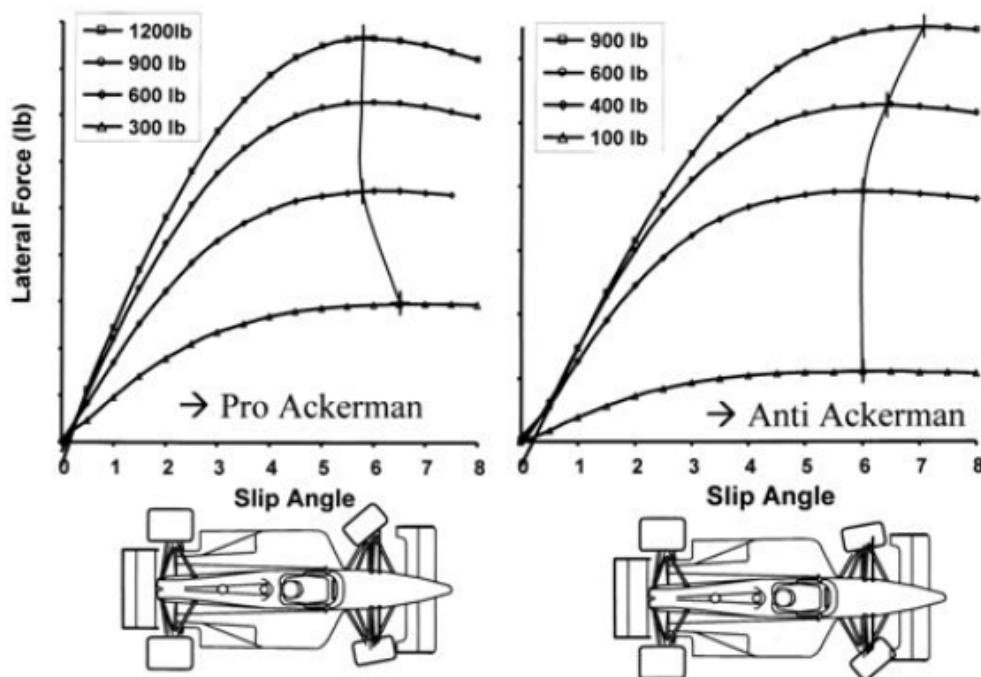
Τα ποσοστά και το είδος Γεωμετρίας Ackerman εξαρτώνται κινηματικά, από τις θέσεις στο χώρο των σημείων έδρασης της κρεμαγιάρας και των ράβδων διεύθυνσης.

Η προσέγγιση του *Pro-Ackerman* (0-100%), χρησιμοποιεί κυρίως το γεγονός ότι ο εσωτερικός τροχός «σέρνεται» λόγω διαφοράς γωνιών ολίσθησης με τον εξωτερικό και άρα δημιουργείται μία προσοδοφόρα για την απόκριση εκτροπής ροπή, προς το εσωτερικό της στροφής.

Η προσέγγιση του *Anti-Ackerman* (< 0%), εκμεταλλεύεται την μεταφορά βάρους και την διαφορά γωνιών ολίσθησης στους εσωτερικούς και εξωτερικούς τροχούς και αποσκοπεί στο να διατηρεί τους τροχούς σε ιδανικές γωνίες διεύθυνσης και ολίσθησης για την μέγιστη δυνατή παραγωγή εγκάρσιας δύναμης, η οποία στον εμπρός άξονα κατά την είσοδο σε μία στροφή, θα παράξει την απαιτούμενη ροπή εκτροπής προς το εσωτερικό της στροφής.

Ένα παράγοντας που υποδεικνύει ποια γεωμετρία θα αποδώσει καλύτερα, είναι η σχέση μετατροχίων – μεταξονίου του εκάστοτε οχήματος. Είναι εύκολα αντιληπτό, ότι σε ένα όχημα όπου τα μετατρόχια είναι σχεδόν ίσα με το μεταξόνιο (π.χ. Formula Student), τότε μια γεωμετρία *Pro-Ackerman* θα απέδιδε καλύτερα, καθώς ο μοχλοβραχίονας παραγωγής ροπής εκτροπής λόγω «συρσίματος» του εσωτερικού τροχού είναι σχεδόν ίδιος με την απόσταση του εμπρός άξονα από το κέντρο βάρους. Σε ένα όμως όχημα που το μεταξόνιο είναι πολλαπλάσιο του μετατροχίου (π.χ. F1), τότε ο μοχλοβραχίονας του εμπρός άξονα από το κέντρο βάρους, είναι πολλαπλάσιος του μισού μετατροχίου, οπότε μία γεωμετρία *Anti-Ackerman*, για μεγιστοποίηση της παραγωγής εγκάρσιας δύναμης στον εμπρός άξονα, θα ήταν καλύτερη λύση.

Ακόμη καλύτερο κριτήριο βέβαια για την επιλογή γεωμετρίας Ackerman, είναι οι καμπύλες των ελαστικών που θα χρησιμοποιηθούν στο εκάστοτε αγωνιστικό όχημα. Ένα ελαστικό το οποίο με μειούμενο κατακόρυφο φορτίο, χρειάζεται όλο και μεγαλύτερη γωνία ολίσθησης ώστε να εμφανίσει μέγιστη εγκάρσια δύναμη, θα λειτουργούσε πιο αποδοτικά με *Pro-Ackerman*. Ένα όμως ελαστικό, που με μειούμενο κατακόρυφο φορτίο χρειάζεται όλο και μικρότερη γωνία ολίσθησης για να παράξει την μέγιστη εγκάρσια δύναμη, θα λειτουργούσε αποδοτικότερα με *Anti-Ackerman*.



Εικόνα 3.8 - Καθορισμός Γεωμετρίας Ackerman μέσω Καμπύλης Ελαστικού

Τα σύγχρονα αγωνιστικά ελαστικά, στην συντριπτική πλειοψηφία τους radial, τείνουν να έχουν χαρακτηριστικές καμπύλες που απαιτούν χαμηλά ποσοστά Pro-Ackerman, ή ακόμα και Anti-Ackerman, ώστε να αποδώσουν ιδανικά. Σε τέτοιες περιπτώσεις λοιπόν, μία τυπικά καλή προσέγγιση, είναι ο συνδυασμός στατικής απόκλισης η οποία θα προσδίδει καλή απόκριση εκτροπής σε μικρές γωνίες τιμονιού για την είσοδο σε μία στροφή και σε μεγαλύτερες γωνίες τιμονιού, όπου η γεωμετρίες Ackerman αρχίζουν να επηρεάζουν τις γωνίες διεύθυνσης των τροχών, να «αναλαμβάνει» το επιλεγμένο ποσοστό Pro ή Anti-Ackerman την ιδανική διαφορά γωνιών διεύθυνσης των τροχών, για την μεγιστοποίηση της παραγόμενης εγκάρσιας δύναμης από τον εμπρός άξονα στο κέντρο της στροφής.

Σε κάθε περίπτωση, η ιδανική επιλογή γεωμετρίας Ackerman είναι πολύ σύνθετη ώστε να προϋπολογιστεί σωστά κατά το σχεδιασμό ενός πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος και η πιο σωστή προσέγγιση, είναι να υπάρχει σχεδιαστική πρόβλεψη για δυνατότητα αλλαγής σημείων έδρασης των ράβδων διεύθυνσης και συνεπώς είδους Ackerman, μετά την κατασκευή και τις δοκιμές του οχήματος.

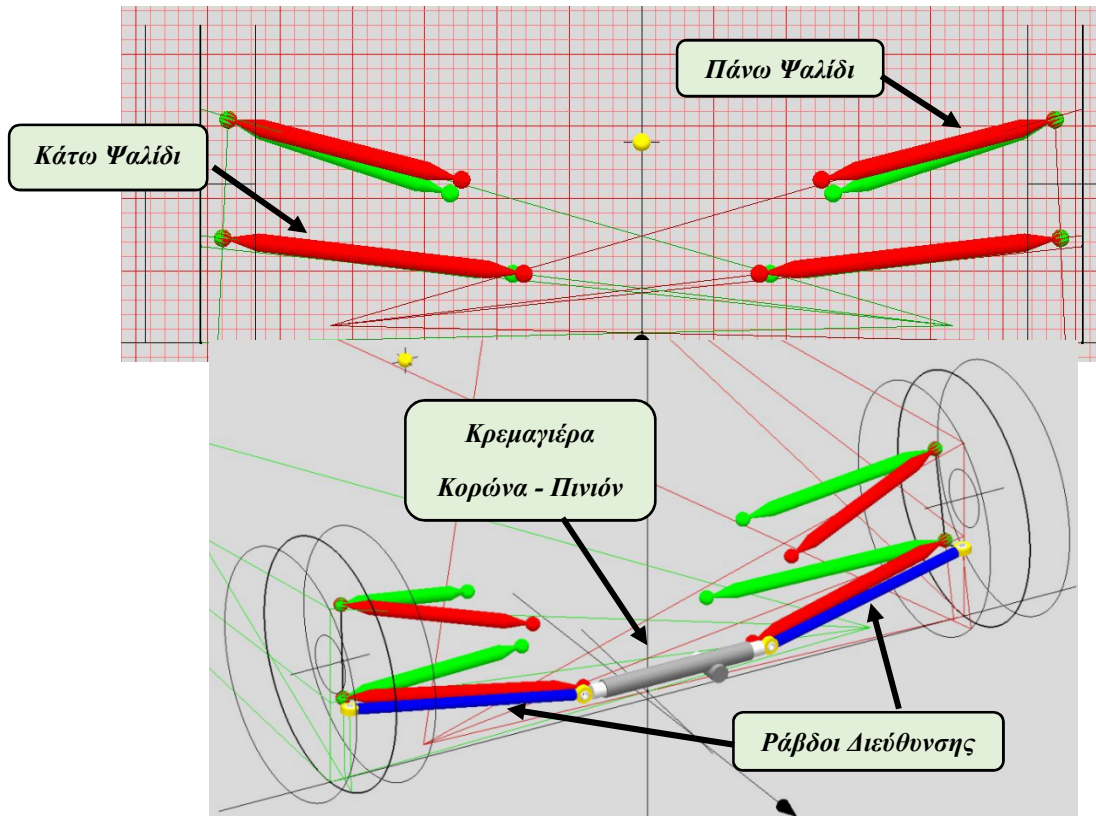
3.3. Παράδειγμα Εφαρμογής

Ως παράδειγμα εφαρμογής γεωμετρικών και κινηματικών χαρακτηριστικών, παρατίθενται οι επιλογές που έγιναν στο P16. Οι επιλογές αυτές, έγιναν με γνώμονα τους συνολικούς στόχους απόδοσης του μονοθεσίου, τις καμπύλες των ελαστικών και τους χωροταξικούς περιορισμούς που προσδίδουν οι τροχοί και η σχεδίαση του σασσί. Οι σχετικοί κινηματικοί υπολογισμοί έγιναν με χρήση του λογισμικού *SusProg3D*.

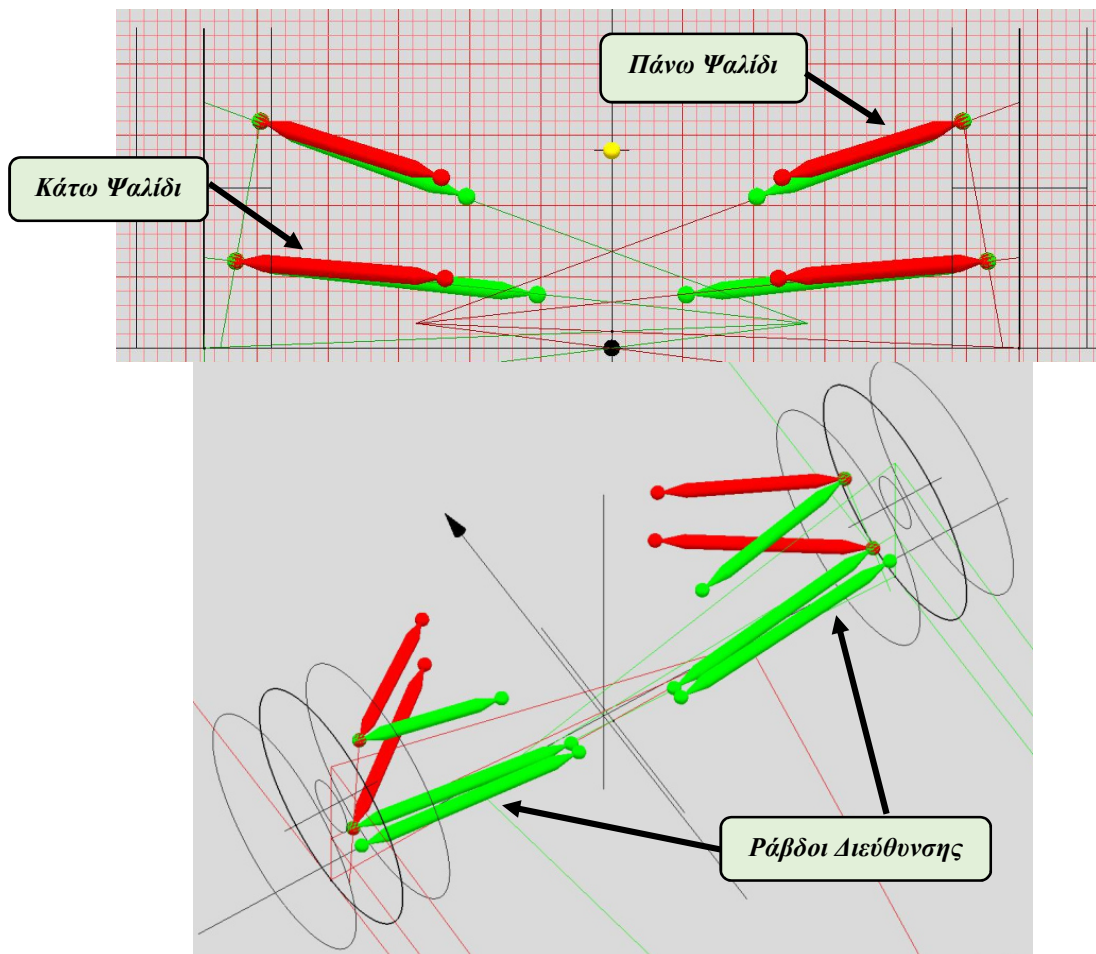
Τα βασικά σχετικά χαρακτηριστικά σε στατική θέση ισορροπίας του μονοθεσίου είναι:

Dimensions	Units						
Overall Dimensions	mm	Length:	2974	Width:	1434	Height:	1198
Wheelbase & Track	mm	Wheelbase:	1530	Front Track:	1220	Rear Track:	1150
Center of Gravity Design Height	mm	CG Height:	270(design)				
Mass without driver	kg	Front:	97	Rear:	123	Total:	220
Weight Distribution with 68kg driver		% Front:	47	% Left:	50		

Suspension Parameters	Units	Front				Rear			
Tire Size, Compound and Make		18.0 x 6.0-10, R25B, Hoosier				18.0 x 7.5-10, R25B, Hoosier			
Wheels (width, construction)		3 pcAl Keizer Rim, 6.4" wide x 10" diam. , 44mm offset				3 pcAl Keizer Rim 7.1" wide x 10" diam. ,			
Suspension design travel	mm	Jounce / Rebound		26	26	Jounce / Rebound		26	26
Ride Camber (Rate of Camber Change)	deg/m	60				70			
Roll Camber	deg/deg	0.4				0.31			
Static Toe (- out, + in)	deg	-0.5				0.1			
Static camber	deg	-1.0				-0.5			
Static camber adjustment method		via shim plates on upright				via shim plates on upright			
Anti dive / Anti Squat	%	29.7				28.8			
Roll center height above ground, static	mm	14				23			
Front Caster, Trail, and Scrub Radius		Caster (deg):		7	Kin Trail (mm):		7.57	Scrub Rad (mm)	23.86
Front Kingpin Axis		Inclination (deg):		2.62	Offset (mm):		19.52		
Static Ackermann	%	44							
Steer Ratio, C-Factor, Steer Arm Length		Steer Ratio (x:1)		3.20	c-factor (mm)		85.7	Steer Arm Length	40.5

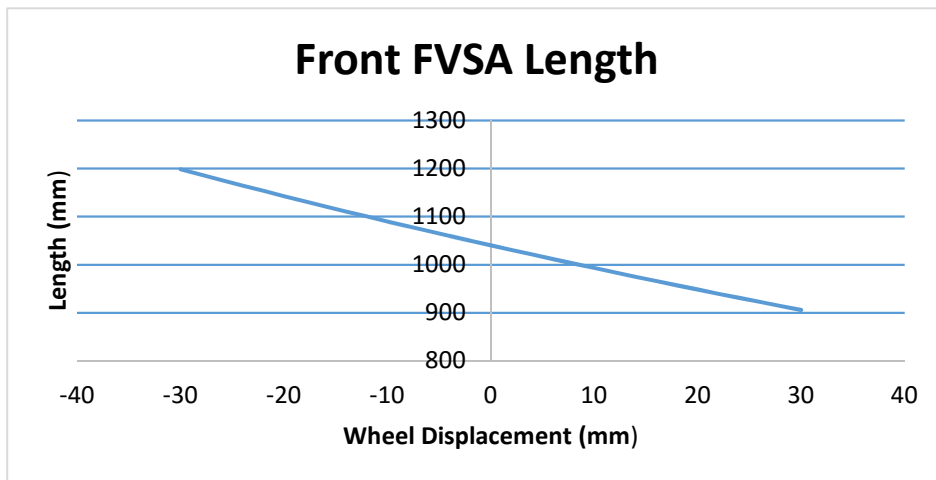


Εικόνα 3.9 - Απεικόνιση Γεωμετρίας Στελεχών Εμπρός Άξονα

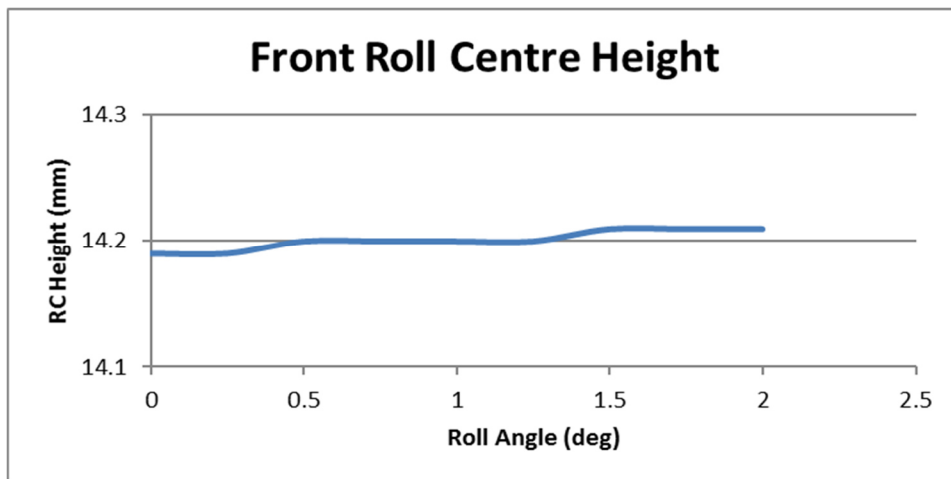


Εικόνα 3.10 - Απεικόνιση Γεωμετρίας Στελεχών Πίσω Άξονα

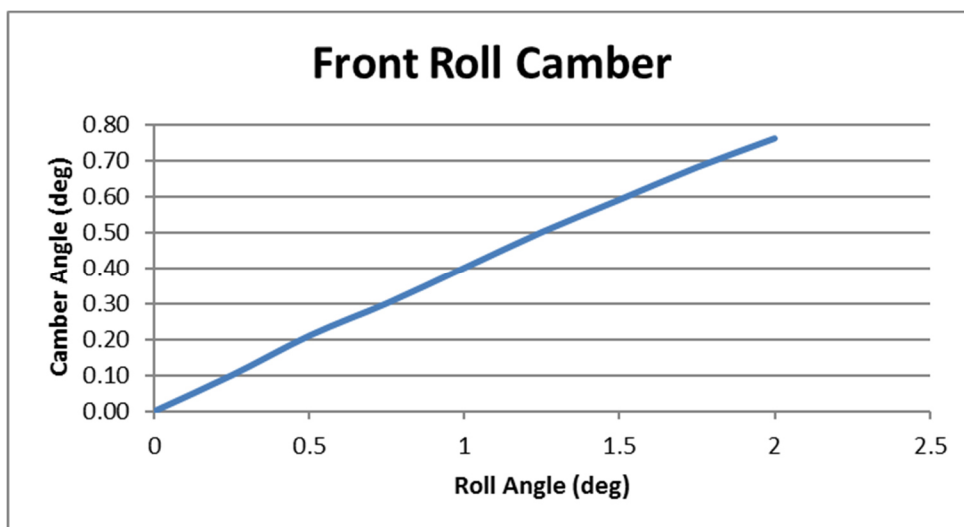
- Δυναμικές Μεταβολές Γεωμετρικών και Κινηματικών Χαρακτηριστικών



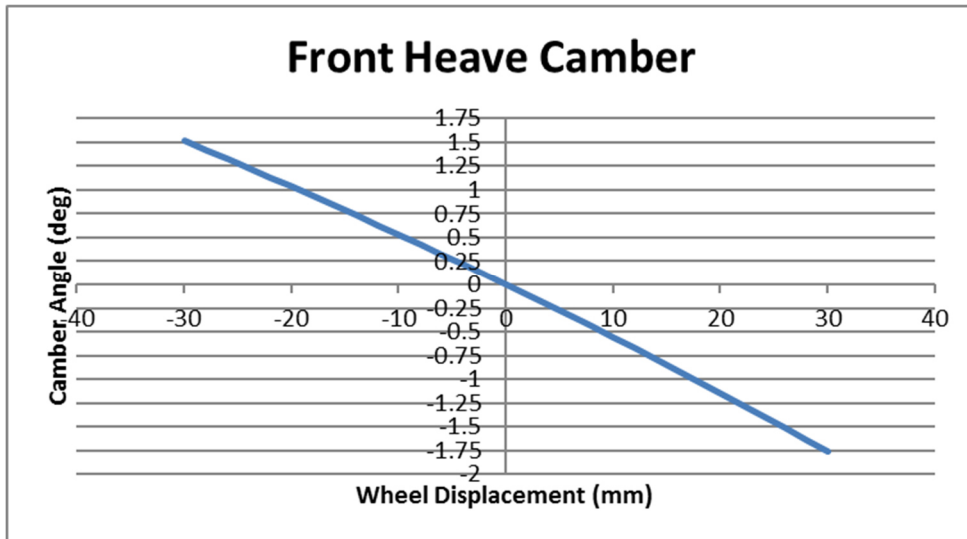
Εικόνα 3.11 - Μεταβολή Μήκους Εμπρόσθιας Όψης Ακτίνας Περιστροφής Εμπρός Τροχών



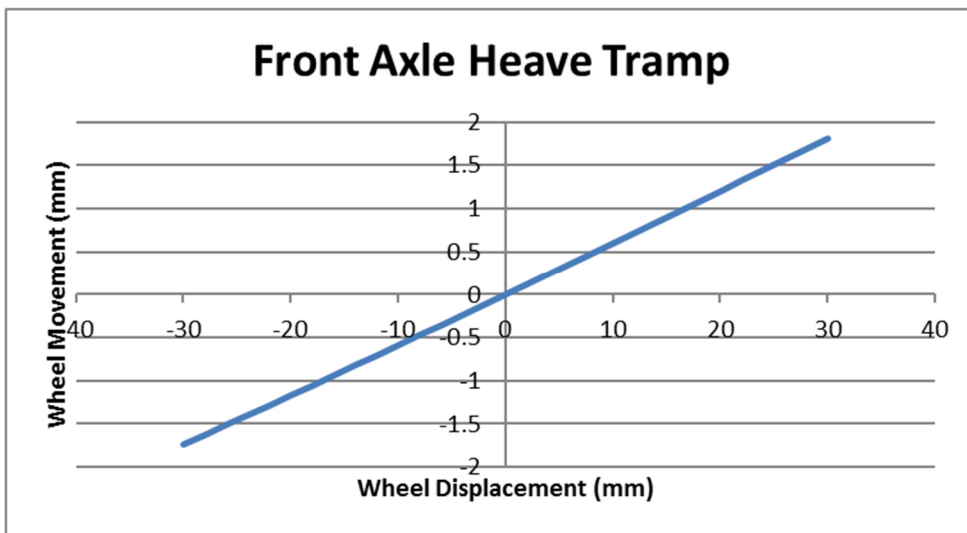
Εικόνα 3.12 - Μεταβολή Ύψους Εμπρός Κέντρου Κλίσης συναρτήσει Γωνίας Κλίσης Παρατηρούμε απόλυτη σταθερότητα στο ύψος ανεξαρτήτως γωνίας κλίσης του σασιί



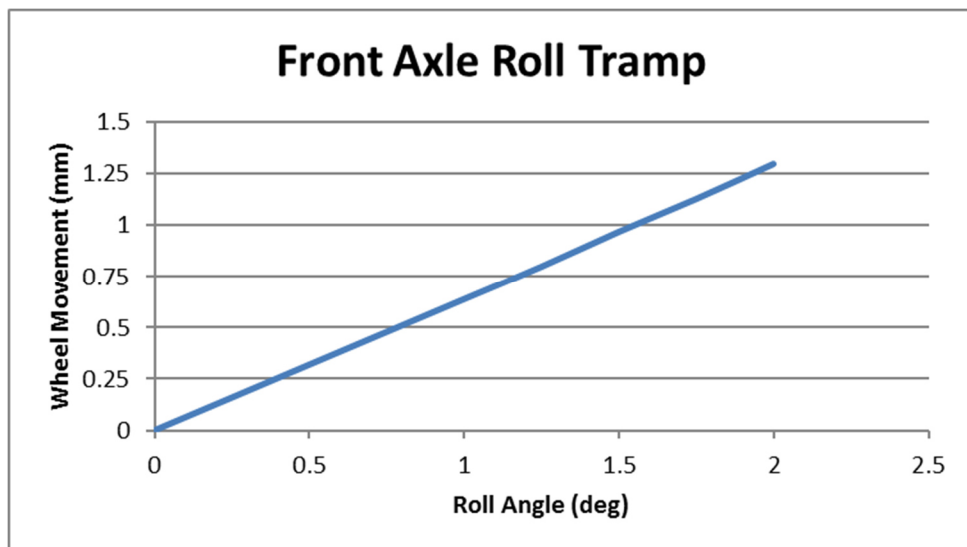
Εικόνα 3.13 - Μεταβολή (Απώλεια) Γωνίας Camber στον Εμπρός Εξωτερικό Τροχό συναρτήσει Γωνίας Κλίσης



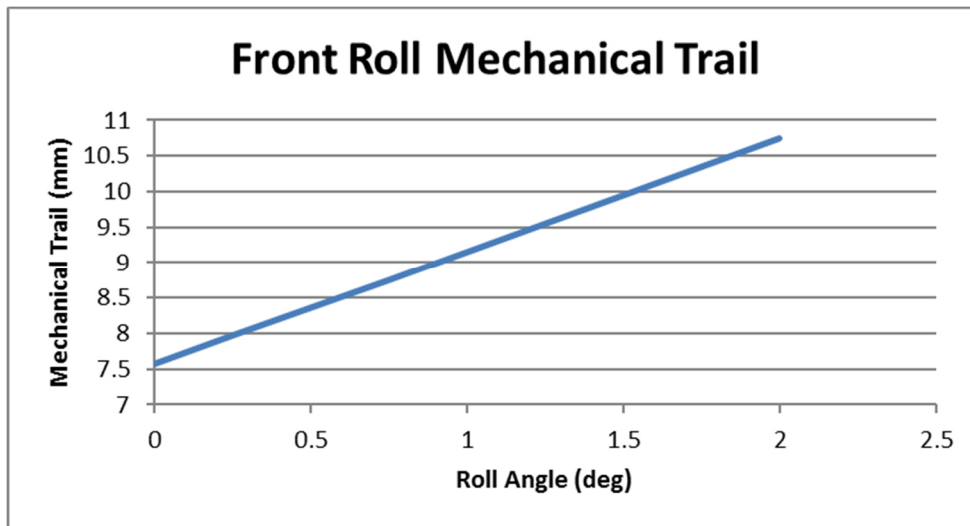
Εικόνα 3.14 - Μεταβολή Γωνίας Camber Εμπρός Τροχών σε Κατακόρυφη Μετατόπιση



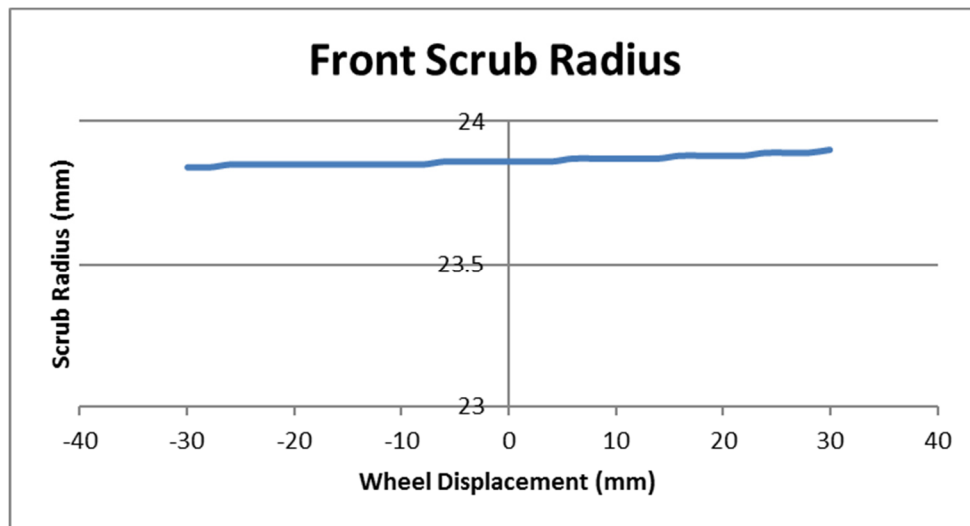
Εικόνα 3.15 - Μεταβολή Εμπρός Μετατροχίου συναρτήσει Κατακόρυφης Μετατόπισης Τροχών



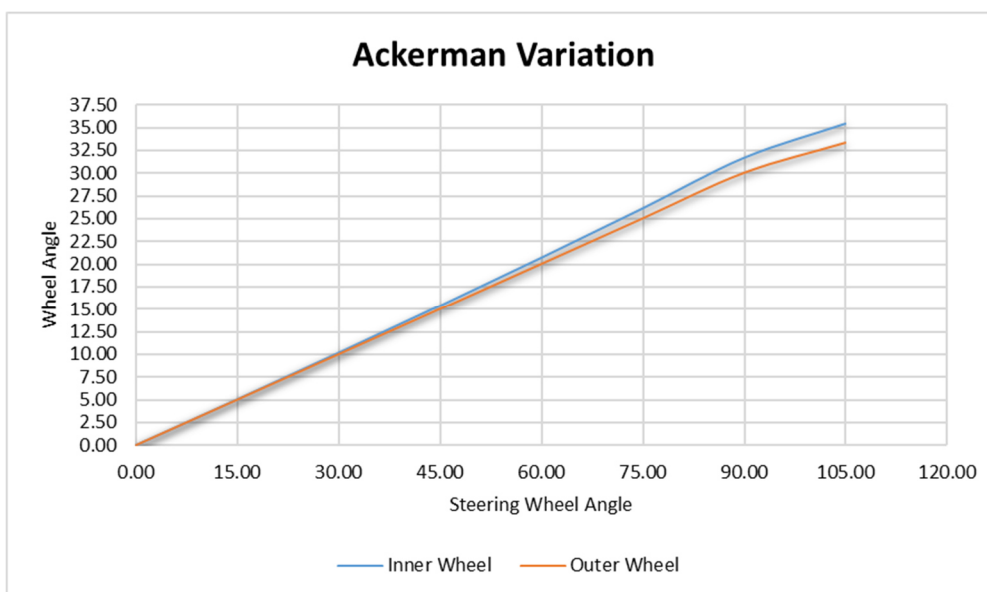
Εικόνα 3.16 - Μεταβολή Εμπρός Μετατροχίου συναρτήσει Γωνίας Κλίσης



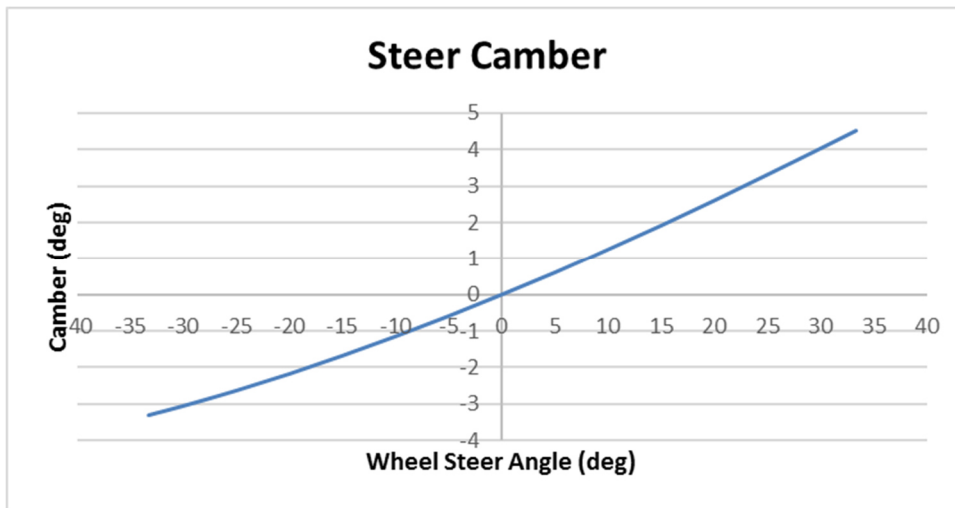
Εικόνα 3.17 - Εμπρός Μηχανικό Ίχνος συναρτήσει Γωνίας Κλίσης



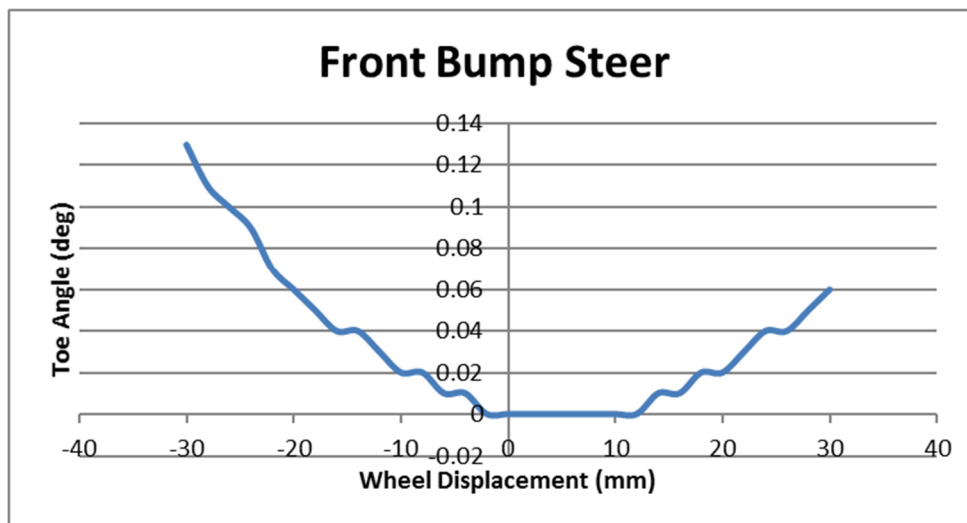
Εικόνα 3.18 - Εμπρός Scrub Radius συναρτήσει Κατακόρυφης Μετατόπισης



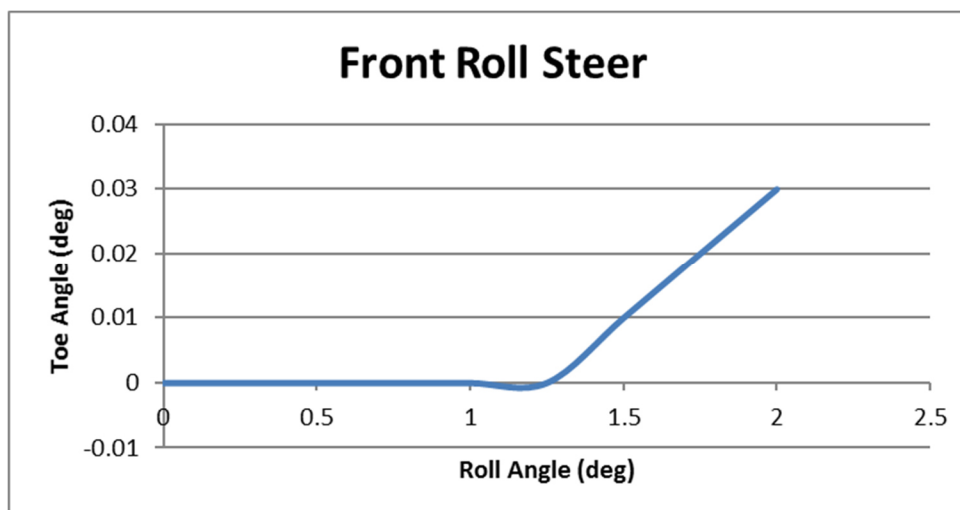
Εικόνα 3.19 - Μεταβολή Γωνιών Διεύθυνσης Εμπρός Τροχών συναρτήσει Γωνίας Τιμονιού
Παρατηρούμε την επίδραση της γεωμετρίας Ackerman σε ποσοστό 44%



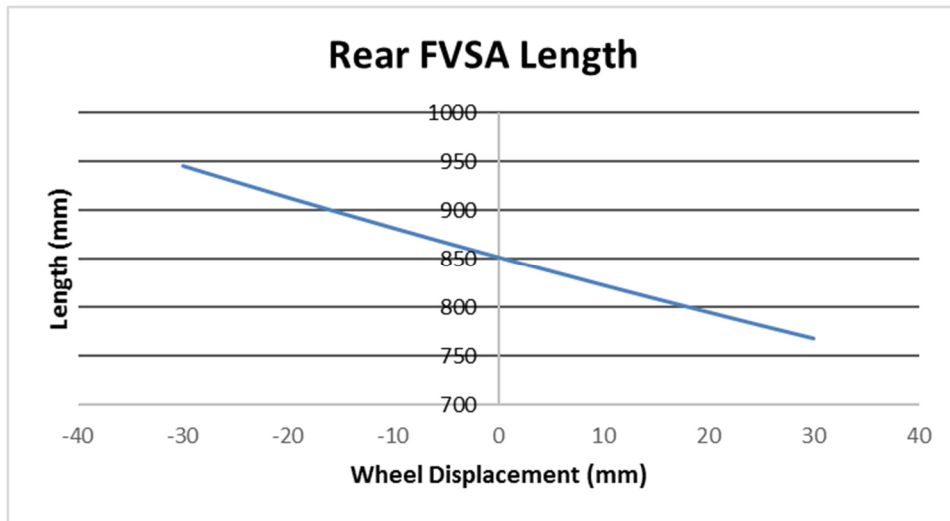
Εικόνα 3.20 - Μεταβολή Γωνίας Camber συναρτήσει Γωνίας Διεύθυνσης Τροχού



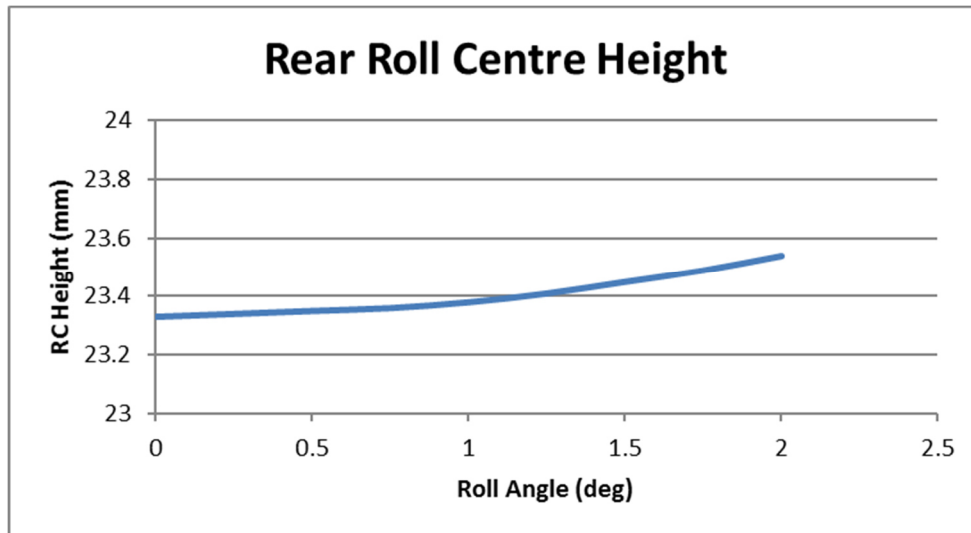
Εικόνα 3.21 - Bump Steer Εμπρός Άξονα
Παρατηρούμε μεταβολές σε αποδεκτό επίπεδο



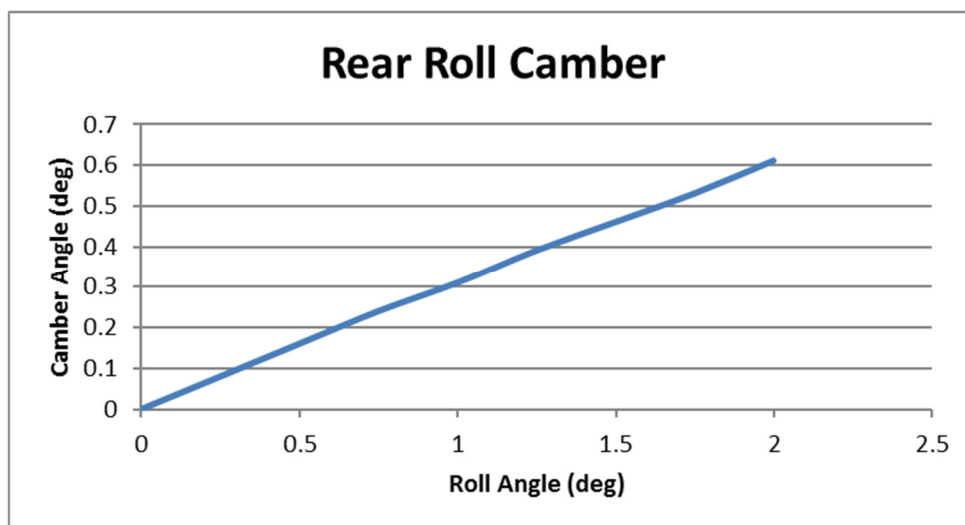
Εικόνα 3.22 - Μεταβολή Γωνίας Διεύθυνσης Εμπρός Εξωτερικού Τροχού συναρτήσει Γωνίας Κλίσης
Παρατηρούμε πολύ μικρές μεταβολές και μάλιστα προς σύγκλιση



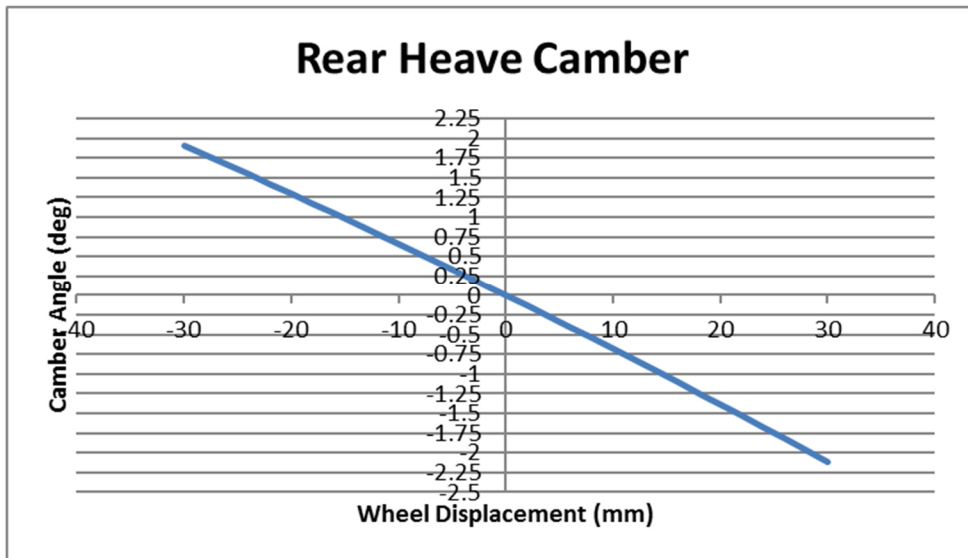
Εικόνα 3.23 - Μεταβολή Μήκους Εμπρόσθιας Όψης Ακτίνας Περιστροφής Πίσω Τροχών



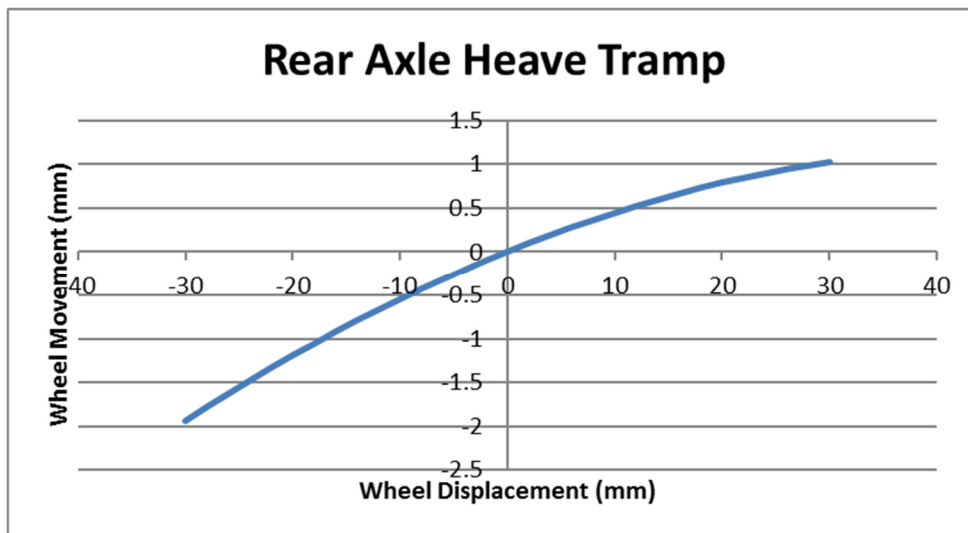
Εικόνα 3.24 - Μεταβολή Ύψους Πίσω Κέντρου Κλίσης συναρτήσει Γωνίας Κλίσης Παρατηρούμε μεγάλη σταθερότητα στο ύψος ανεξαρτήτως γωνίας κλίσης σασσί



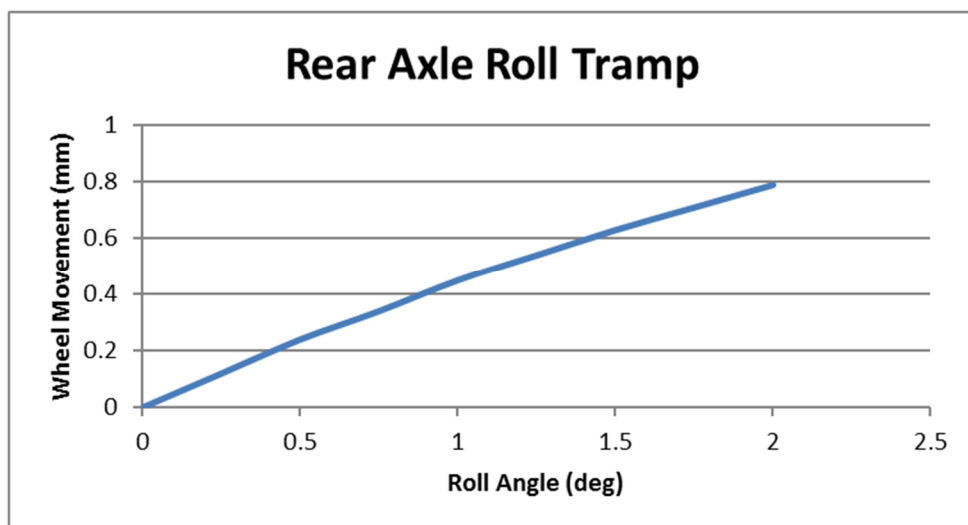
Εικόνα 3.25 - Μεταβολή (Απώλεια) Γωνίας Camber στον Πίσω Εξωτερικό Τροχό συναρτήσει Γωνίας Κλίσης



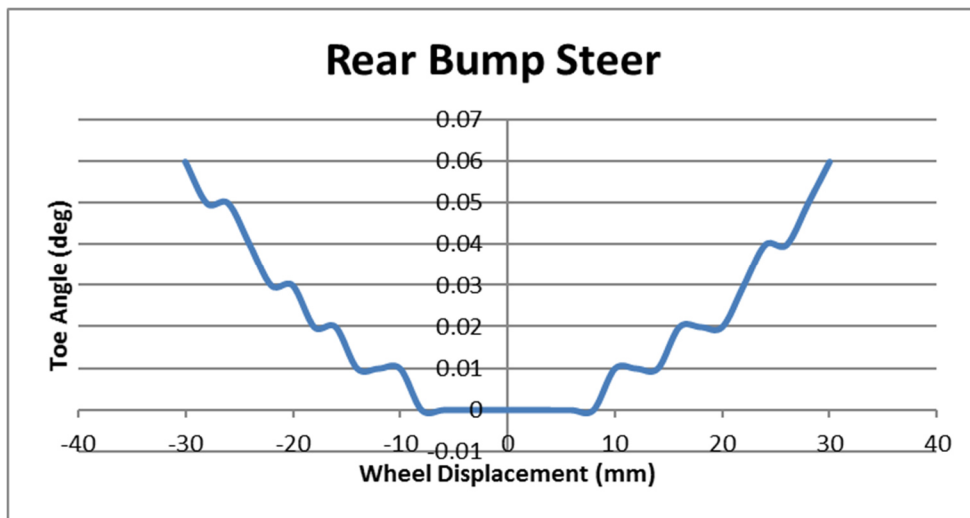
Εικόνα 3.26 - Μεταβολή Γωνίας Camber Πίσω Τροχών συναρτήσει Κατακόρυφης Μετατόπισης



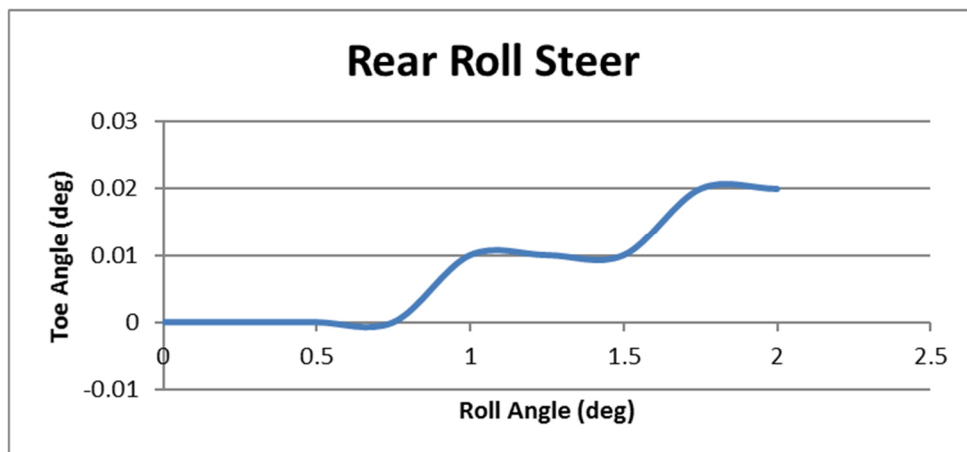
Εικόνα 3.27 - Μεταβολή Πίσω Μετατροχίου συναρτήσει Κατακόρυφης Μετατόπισης



Εικόνα 3.28 - Μεταβολή Πίσω Μετατροχίου συναρτήσει Κατακόρυφης Μετατόπισης



Εικόνα 3.29 – Bump Steer Πίσω Άξονα
Παρατηρούμε πολύ μικρές μεταβολές και μάλιστα προς σύγκλιση



Εικόνα 3.30 - Roll Steer Πίσω Άξονα
Παρατηρούμε πολύ μικρές μεταβολές και μάλιστα προς σύγκλιση

• **Σύνοψη Κεφαλαίου**

Τί επηρεάζει η Γεωμετρία και η Κινηματική:

- Το μετατρόχιο και το μεταξόνιο
- Τις στατικές γωνίες των τροχών και τις δυναμικές μεταβολές τους
- Τα σημεία περιστροφής του σασσί
- Τις τροχιές των τροχών, σε συνεργασία με τα ελαστικά
- Το μέτρο και την κατεύθυνση των φορτίων που μεταφέρονται από τους τροχούς, στο σασσί

Τί θέλουμε από τα Γεωμετρικά και Κινηματικά Χαρακτηριστικά:

- Να χρησιμοποιούν στο μέγιστο τις δυνατότητες των ελαστικών
- Να διατηρούν τις γωνίες Camber στα καλύτερα δυνατά επίπεδα, για κάθε είδος μετακίνησης τροχών και σασσί
- Να επηρεάζουν στο ελάχιστο τις γωνίες διεύθυνσης, από την μετακίνηση τροχών και σασσί
- Να δίνουν επαρκή ανάδραση στον οδηγό μέσω του τιμονιού
- Να δίνουν περιθώριο ρυθμίσεων της συμπεριφοράς του οχήματος στους μηχανικούς

4. Δυσκαμψίες και Έλεγχος Αναρτώμενης Μάζας

Έχοντας αναφερθεί μέσω της γεωμετρίας και κινηματικής στον τρόπο με τον οποίο τα στελέχη μίας ανάρτησης διπλών ψαλιδιών επηρεάζουν την κίνηση του τροχού και του σασσί στους σχετικούς βαθμούς ελευθερίας τους, ας εξετάσουμε τους παράγοντες που επηρεάζουν το *κατά πόσο* οι τροχοί και η αναρτώμενη μάζα θα μετατοπιστούν.

Γενικά, το πλάτος των μετακινήσεων τόσο της αναρτώμενης μάζας, όσο και του κάθε τροχού, εξαρτάται από τις εκάστοτε σταθερές δυσκαμψίας των σχετικών με την κάθε μετατόπιση ελαστικών στοιχείων ενός συστήματος ανάρτησης.

Το πλάτος της κατακόρυφης μετακίνησης ενός τροχού, όταν το όχημα διέρχεται πάνω από ανωμαλίες καθορίζεται κυρίως από την σταθερά δυσκαμψίας του ελατηρίου που στηρίζει τον τροχό και τη σταθερά δυσκαμψίας της αντιστρεπτικής ράβδου που αντιδρά στον τροχό αυτόν.

Το πλάτος των μετακινήσεων του σασσί, τόσο σε πρόνευση, όσο και σε κλίση, εξαρτάται καταρχήν από το ποσοστό συνεισφοράς της ελαστικής συνιστώσας μεταφοράς βάρους, όπως αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 2. Με δεδομένη ελαστική μεταφορά βάρους, το πλάτος μετακίνησης εξαρτάται από τις σταθερές δυσκαμψίας των ελαστικών στοιχείων της ανάρτησης που αντιδρούν σε πρόνευση και κλίση αντίστοιχα. Ενδεικτικά, στα περισσότερα οχήματα, σε πρόνευση αντιδρούν τα ελατήρια των τροχών του άξονα που συμπιέζεται και σε κλίση αντιδρούν σε παράλληλη σύνδεση, τόσο τα ελατήρια της πλευράς του οχήματος που συμπιέζεται όσο και οι αντιστρεπτικές ράβδοι. Βέβαια, σε πρωτότυπα αγωνιστικά οχήματα με σημαντικά αεροδυναμικά φορτία, υπάρχουν και ελαστικά στοιχεία, τα οποία αντιδρούν μόνο σε πρόνευση και σε κατακόρυφη συμπίεση ενός άξονα (*heave elements*), αποσκοπώντας σε περαιτέρω μείωση των δυναμικών αλλαγών ύψους του οχήματος και σε περιορισμό των διαταραχών της απόδοσης των αεροδυναμικών διατάξεων.

Εστιάζοντας σε εφαρμογές πρωτότυπων αγωνιστικών οχημάτων, είναι σύνηθες εδώ και δεκαετίες, τα ελαστικά στοιχεία να τοποθετούνται στο σασσί, μακριά από τους τροχούς, ώστε να μειώνεται τόσο η αναρτώμενη μάζα, όσο και να αποφεύγονται ογκώδεις διατάξεις μεταξύ τροχών και σασσί, για αεροδυναμικούς λόγους. Αυτό σημαίνει, ότι τα ελαστικά στοιχεία πλέον, δέχονται μετατοπίσεις μέσω ράβδων συνδεδεμένων με τα ψαλίδια, ή με τους φορείς των τροχών, οι οποίες πιέζουν ή έλκουν μοχλικά εδρασμένα στο σασσί.

Έτσι λοιπόν, ένα πολύ σημαντικό μέγεθος που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό των τελικών δυσκαμψιών ενός οχήματος, είναι η *Σχέση Μετατόπισης (Motion Ratio)*, μεταξύ δύο στελεχών της ανάρτησης:

$$\text{Σχέση Μετατόπισης} = MR = \frac{\text{Μετατόπιση Στελέχους A}}{\text{Μετατόπιση Στελέχους B}} \quad (4.1)$$

Να σημειωθεί ότι οι Σχέσεις Μετατόπισης είναι στιγμιαία και συνεχώς μεταβαλλόμενα μεγέθη, συναρτήσεως του συνδυασμού θέσεων που βρίσκονται τα εκάστοτε στελέχη και δεν πρέπει να λαμβάνονται ως ο λόγος του συνολικού εύρους μετατόπισης ενός στελέχους A προς το εύρος μετατόπισης ενός στελέχους B. Ουσιαστικά, πρόκειται για την παράγωγο της συνάρτησης $F(x)$ με F την μετατόπιση του A και x την μετατόπιση του B.

Η πιο συχνά χρησιμοποιούμενη σχέση μετατόπισης σε μία ανάρτηση διπλών ψαλιδιών ενός πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος, είναι μεταξύ κατακόρυφης μετατόπισης τροχού και μετατόπισης ενός ελαστικού στοιχείου (ελατηρίου, αντιστρεπτικής ράβδου).

4.1. Κατακόρυφη Δυσκαμψία Άξονα

Με αυτό τον όρο αναφερόμαστε στην κατακόρυφη δυσκαμψία κάθε τροχού ενός άξονα, όταν υπάρχει ίση κατακόρυφη μετατόπιση και των δύο τροχών του άξονα, όπου δεν υπάρχει αντίδραση της αντιστρεπτικής ράβδου.

Η δυσκαμψία αυτή χρησιμεύει τόσο στην περίπτωση της εγκάρσιας ανωμαλίας μεγαλύτερης από το μετατόχιο του οχήματος, όσο και για τον υπολογισμό της δυσκαμψίας πρόνευσης.

Ένα σημαντικό μέγεθος για τον υπολογισμό όλων των δυσκαμψιών είναι η *Ανηγγμένη στον Τροχό Σταθερά Δυσκαμψίας (Wheel Rate)*, ενός ελαστικού στοιχείου, που προκύπτει ως:

$$K_w = \text{Wheel Rate} = \frac{\text{Σταθερά Ελαστικού Στοιχείου}}{(\text{Σχέση Μετατόπισης})^2} \text{ (N/m)} \quad (4.2)$$

Στην περίπτωση της κατακόρυφης δυσκαμψίας άξονα, η ανηγμένη στον τροχό σταθερά δυσκαμψίας που μας ενδιαφέρει, είναι αυτή του ελατηρίου που χρησιμοποιείται για κάθε τροχό του άξονα και τότε έχουμε:

$$K_w = \frac{K_s}{(MR_s)^2} \text{ (N/m)} \quad (4.3)$$

με K_s τη σταθερά του ελατηρίου και MR_s τη σχέση μετατόπισης τροχού προς ελατήριο.

Είναι εμφανές ότι με υψηλότερη σχέση μετατόπισης, η ωφέλιμη κατακόρυφη δυσκαμψία που «βλέπει» ο τροχός μειώνεται στο τετράγωνο. Οπότε προκύπτει εύκολα, ότι επιθυμούμε σχέσεις μετατόπισης όσο πιο κοντά στο 1:1 είναι δυνατόν, διαφορετικά με υψηλότερες, θα χρειάζεται αρκετά μεγαλύτερο ελατήριο για δεδομένο στόχο δυσκαμψίας στον τροχό, που θα σήμαινε περιττό βάρος, επιπλέον όγκος και μεγάλες δυνάμεις στα στοιχεία που το ελατήριο μεταφέρει φορτία.

Κάτι αντίστοιχο συμβαίνει και με τους αποσβεστήρες, όπου για δεδομένα χαρακτηριστικά παραγωγής απόσβεσης, μία υψηλότερη σχέση μετατόπισης, θα σήμαινε χαμηλότερη ταχύτητα αποσβεστήρα και χαμηλότερες δυνάμεις απόσβεσης στον τροχό*.

Η *Συνολική Κατακόρυφη Σταθερά Δυσκαμψίας Άξονα ανά Τροχό (Heave Rate)*, προκύπτει συνυπολογίζοντας σε σειρά τη συνεισφορά της κατακόρυφης σταθεράς δυσκαμψίας του ελαστικού, ως:

$$K_H = \frac{K_w * K_T}{K_w + K_T} \text{ (N/m)} \quad (4.4)$$

με K_T τη σταθερά κατακόρυφης δυσκαμψίας του ελαστικού.

Ένα ακόμη χαρακτηριστικό μέγεθος που προκύπτει, είναι η *Κατακόρυφη Ιδιοσυχνότητα Αναρτώμενης Μάζας*, για τον κάθε τροχό του εκάστοτε άξονα:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_H}{M_s}} \text{ (Hz)} \quad (4.5)$$

με M_s το τμήμα της αναρτώμενης μάζας που αντιστοιχεί στον τροχό του εκάστοτε άξονα.

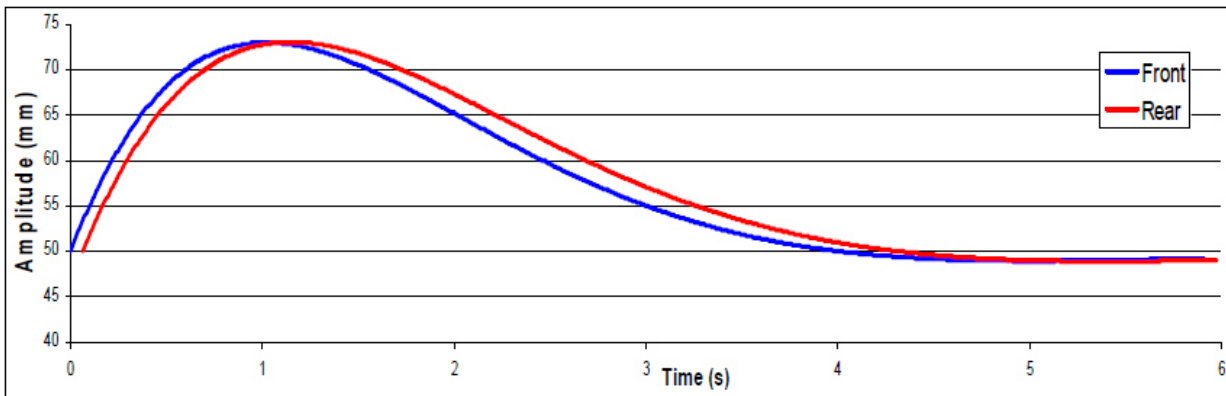
*Περαιτέρω ανάλυση στο Κεφάλαιο 5

Σε εφαρμογές οχημάτων όπου η άνεση των επιβατών σε διέλευση από ανωμαλίες, αποτελεί σημαντικό παράγοντα σχεδιασμού, η επιλογή της κατακόρυφης δυσκαμψίας γίνεται με γνώμονα την ελαχιστοποίηση της κατακόρυφης «σκληρότητας» διατηρώντας αποδεκτό χωροταξικά εύρος μετατόπισης τροχού.

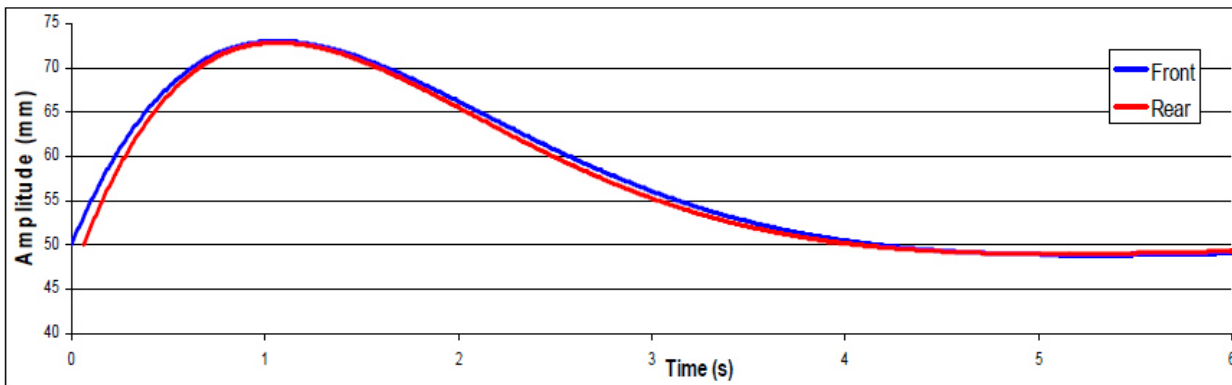
Επίσης, λαμβάνεται υπόψη και η ελαχιστοποίηση της ταλάντωσης πρόνευσης που θα εμφανιστεί, όταν οι δύο άξονες του οχήματος θα διέλθουν από εγκάρσια ανωμαλία με χρονική διαφορά εξαρτώμενη από την ταχύτητα του οχήματος και το μεταξόνιο.

Για την αποφυγή αυτού του φαινομένου, επιλέγονται στον εμπρός άξονα λίγο χαμηλότερες ιδιοσυχνότητες αναρτώμενης μάζας απ'ότι στον πίσω, ώστε λόγω της διαφοράς φάσης στην ταλάντωση κάθε άξονα, ο πίσω να «προλάβει» τον εμπρός όσον αφορά τις χρονικές στιγμές εμφάνισης του πλάτους ταλάντωσης του καθενός.

Για παράδειγμα, έχοντας ένα όχημα με μεταξόνιο 1.75m, κινούμενο με 100km/h και λόγο απόσβεσης $\zeta=0.7$ και στους δύο άξονες, έχουμε τις παρακάτω δυνατές περιπτώσεις:



Εικόνα 4.1 - Ταλάντωση εμπρός και πίσω άξονα με ίδιες ιδιοσυχνότητες



Εικόνα 4.2 - Ταλάντωση εμπρός και πίσω άξονα με πίσω ιδιοσυχνότητα 10% μεγαλύτερη από εμπρός

Παρόλα αυτά, σε πρωτότυπα αγωνιστικά οχήματα, η άνεση και οι ταλαντώσεις της αναρτώμενης μάζας σε ανωμαλίες, δεν αποτελούν το πρωταρχικό κριτήριο επιλογής δυσκαμψιών.

Είναι γεγονός ότι όσο υψηλότερες κατακόρυφες δυσκαμψίες επιλέγουμε τόσο μικρότερη μέγιστη δυναμική μείωση ύψους θα εμφανίζεται στο όχημα, οπότε μπορούμε να έχουμε χαμηλότερο στατικό ύψος, χωρίς να υπάρχει επαφή με το έδαφος και συνεπώς και χαμηλότερο ύψος κέντρου βάρους, που είναι ξεκάθαρα θετικό για τη δυναμική του οχήματος.

Βέβαια, πρέπει να λαμβάνεται υπόψη και το γεγονός ότι η κατακόρυφη δυσκαμψία των αξόνων επηρεάζει σημαντικά και τον χρόνο ολοκλήρωσης της ελαστικής μεταφοράς βάρους σε διαμήκη επιτάχυνση / επιβράδυνση. Αυτό σημαίνει ότι με υπερβολικά υψηλή κατακόρυφη δυσκαμψία σε κάποιον άξονα, η ελαστική μεταφορά βάρους θα συμβαίνει πολύ άμεσα με την εμφάνιση διαμήκους επιτάχυνσης, με ζημιογόνο αποτέλεσμα για τη δυνατότητα των ελαστικών να παράξουν διαμήκεις δυνάμεις, για λόγους αντίστοιχους με την χρήση μεγάλων ποσοστών Anti-Features, όπως αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 3.

Εμπειρικά, τα γενικά εύρη τιμών κατακόρυφων ιδιοσυχνοτήτων είναι της τάξης των 1-2 Hz για επιβατικά αυτοκίνητα δρόμου, 2.5-3.5 Hz για μονοθέσια Formula Student και ξεπερνούν τα 5 Hz για πρωτότυπα αγωνιστικά οχήματα με σημαντικά αεροδυναμικά φορτία, όπου ο περιορισμός κινήσεων της αναρτώμενης μάζας είναι μείζονος σημασίας.

4.2. Δυσκαμψία Πρόνευσης

Μία άμεση συνέπεια της κατακόρυφης δυσκαμψίας των αξόνων, είναι η επιρροή στην δυσκαμψία πρόνευσης, που μαζί με τη κινηματική συνιστώσα διαμήκους μεταφοράς βάρους (Anti-Features), θα καθορίζει το μέγεθος των γωνιών πρόνευσης του σασσί, υπό διαμήκη επιτάχυνση.

Η Δυσκαμψία Πρόνευσης λοιπόν υπολογίζεται ως:

$$K_p = \frac{\pi}{90} * \frac{K_{HF} * K_{HR}}{K_{HF} + K_{HR}} * L^2 \quad (Nm / deg) \quad (4.6)$$

με K_{HF} και K_{HR} τις δυσκαμψίες τροχών εμπρός και πίσω άξονα και L μεταξόνιο.

Σε περίπτωση χρήσης Heave Spring, η σταθερά του πρέπει να συνυπολογιστεί σε παράλληλη σύνδεση με το K_{HF} .

Και η Γωνία Πρόνευσης ανά Διαμήκη Επιτάχυνση που θα εμφανιστεί, είναι:

$$\theta = \frac{W * H_p}{K_p} \quad (deg/g) \quad (4.7)$$

με W το βάρος του οχήματος και H_p τον μοχλοβραχίονα μεταξύ κέντρου βάρους και κέντρου πρόνευσης.

Γίνεται λοιπόν εμφανές, με βάση τα συνήθη κριτήρια σχεδιασμού ενός πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος, ότι για την επιλογή κατακόρυφων δυσκαμψιών στους άξονες και συνεπώς για την επιλογή ελατηρίων κατακόρυφης υποστήριξης των τροχών κάθε άξονα, η παραγόμενη δυσκαμψία πρόνευσης θα πρέπει να είναι η πρωταρχική προτεραιότητα επιλογής.

Χαμηλότερη από την ιδανική δυσκαμψία πρόνευσης, θα σήμαινε και μεγαλύτερες του ιδανικού γωνίες πρόνευσης, οι οποίες με τη σειρά τους θα προκαλούσαν μεγαλύτερες του ιδανικού κατακόρυφες μετατοπίσεις στους άξονες και σχετικές αλλαγές στις γωνίες των τροχών, αλλά και έντονες διαταραχές στα χαρακτηριστικά απόδοσης των αεροδυναμικών διατάξεων του οχήματος.

4.3. Δυσκαμψία Κλίσης

Στην περίπτωση της κλίσης της αναρτώμενης μάζας, το πλάτος της γωνίας κλίσης που εμφανίζεται, εξαρτάται από το ποσοστό κινηματικής μεταφοράς βάρους (ύψους άξονα κλίσης) και του συνδυασμού των κατακόρυφων δυσκαμψιών των τροχών με τις δυσκαμψίες των αντιστρεπτικών ράβδων.

Η Δυσκαμψία της Αντιστρεπτικής Ράβδου ως ισοδύναμο γραμμικό ελατήριο, υπολογίζεται ως εξής:

$$K_{ARB} = \frac{\pi * G * (D^4 - d^4)}{32 * L * Arm^2} \quad (N/m) \quad (4.8)$$

με G τη σταθερά διάτμησης του υλικού της ράβδου (συνήθως χάλυβας), D την εξωτερική και d την εσωτερική της διάμετρο, L το ενεργό μήκος της και Arm το μήκος του μοχλού της.

Και η Συνολική Δυσκαμψία Κλίσης ενός Άξονα είναι:

$$K_R = \frac{\pi}{360} * \left[\frac{(K_w + K_w^{ARB}) * K_T}{K_w + K_w^{ARB} + K_T} \right] * t^2 \quad (Nm/deg) \quad (4.9)$$

με K_w την ανηγμένη στον τροχό δυσκαμψία ελατηρίου, K_w^{ARB} την ανηγμένη στον τροχό δυσκαμψία της αντιστρεπτικής ράβδου, K_T την κατακόρυφη δυσκαμψία του ελαστικού και t το μετατόγιο του εκάστοτε άξονα.

Η Γωνία Κλίσης ανά Κεντρομόλο Επιτάχυνση που θα εμφανιστεί στο σασσί:

$$\varphi = \frac{W * H_R}{K_{RF} + K_{RR}} \quad (deg/g) \quad (4.10)$$

με W το βάρος του οχήματος, H_R τον μοχλοβραχίονα μεταξύ κέντρου βάρους και άξονα κλίσης, K_{RF} και K_{RR} τις δυσκαμψίες κλίσης εμπρός και πίσω άξονα.

Γενικά, η γωνία κλίσης που εμφανίζει το σασσί ενός αγωνιστικού οχήματος αποτελεί σημαντικό μέγεθος για τη δυναμική του υπό κεντρομόλο επιτάχυνση. Μεγαλύτερη από την ιδανική γωνία κλίσης θα σημαίνει και μεγαλύτερη από τα αποδεκτά επίπεδα απώλεια γωνίας camber στους εξωτερικούς τροχούς, με δυσμενείς συνέπειες για την ικανότητά τους να παράγουν εγκάρσια δύναμη. Μία πολύ υψηλή βέβαια τιμή δυσκαμψίας κλίσης, θα σημαίνει και πολύ άμεση χρονικά ολοκλήρωση της ελαστικής μεταφοράς βάρους, με αποτέλεσμα να υπάρχει πιθανότητα απώλειας πρόσφυσης υπό γρήγορες αλλαγές κατεύθυνσης, εξαιτίας της «απότομης» φόρτισης των ελαστικών των εκάστοτε εξωτερικών τροχών.

Μία καλή προσέγγιση, είναι να επιλέγονται οι κατακόρυφες δυσκαμψίες των τροχών λόγω ελατηρίων, με στόχο τον ιδανικό συμβιβασμό μεταξύ δυσκαμψίας πρόνευσης και δυσκαμψίας αξόνων και η επιθυμητή δυσκαμψία κλίσης να επιτυγχάνεται με κατάλληλη επιλογή αντιστρεπτικών ράβδων.

Εμπειρικά, τα ενδεικτικά εύρη γωνιών κλίσης ανά κεντρομόλο επιτάχυνση σε τυπικά αγωνιστικά οχήματα, κυμαίνονται στις 1-2 deg/g για οχήματα με χαμηλά ή και καθόλου αεροδυναμικά φορτία και στις 0.2-1 deg/g για οχήματα με υψηλά αεροδυναμικά φορτία και ευαίσθητα σε μετατοπίσεις του σασσί.

Επίσης εμπειρικά, μία καλή κεντρική τιμή εύρους για κατανομή δυσκαμψίας κλίσης στον εμπρός άξονα, είναι περίπου 5% παραπάνω από την κατανομή βάρους που του αντιστοιχεί.

4.4. Κατακόρυφη Δυσκαμψία Τροχού σε Μονόπλευρη Μετατόπιση

Σε οποιαδήποτε περίπτωση που μόνο ο ένας τροχός ενός άξονα αναγκαστεί σε κατακόρυφη μετατόπιση (τις περισσότερες φορές μονόπλευρη ανωμαλία), τότε η δυσκαμψία που «βλέπει» αυτός ο τροχός είναι ένας συνδυασμός τόσο της κατακόρυφης δυσκαμψίας του, λόγω ελατηρίου, αλλά και ενός μέρους της δυσκαμψίας της αντιστρεπτικής ράβδου, καθώς εμφανίζει αντίδραση λόγω της διαφορετικής μετατόπισης των άκρων της.

Το χαρακτηριστικό αυτό, γίνεται ιδιαίτερα εμφανές σε αγωνιστικά οχήματα, όταν διέρχονται πάνω από kerbs στις πίστες και πρέπει να λαμβάνεται υπόψη κυρίως κατά την επιλογή δυσκαμψιών αντιστρεπτικών ράβδων, ως επιπλέον κριτήριο εκτός από τον στόχο γωνίας κλίσης.

Πιο συγκεκριμένα, σε περίπτωση συμπίεσης ενός μόνο τροχού, η δυσκαμψία που του αντιστοιχεί προκύπτει από την ανηγμένη στον τροχό δυσκαμψία του ελατηρίου που του αντιστοιχεί, στην οποία προστίθεται εν παραλλήλω, η εν σειρά συνδεδεμένη ανηγμένη στον τροχό δυσκαμψία της αντιστρεπτικής ράβδου, με την ανηγμένη στον τροχό δυσκαμψία του ελατηρίου του απέναντι τροχού του ίδιου άξονα. Αυτό συμβαίνει, καθώς η στρέψη που δέχεται η αντιστρεπτική ράβδος λόγω της συμπίεσης του ενός τροχού, συμπιέζει μέσω του άλλου άκρου της τον τροχό της απέναντι πλευράς και συνεπώς και το ελατήριο που του αντιστοιχεί.

Έτσι, η *Κατακόρυφη Δυσκαμψία Τροχού σε Μονόπλευρη Μετατόπιση* υπολογίζεται ως:

$$K_{SB} = \frac{\left(K_w + \frac{K_w + K_w^{ARB}}{K_w * K_w^{ARB}}\right) * K_T}{K_w + \frac{K_w + K_w^{ARB}}{K_w * K_w^{ARB}} + K_T} \quad (N/m) \quad (4.11)$$

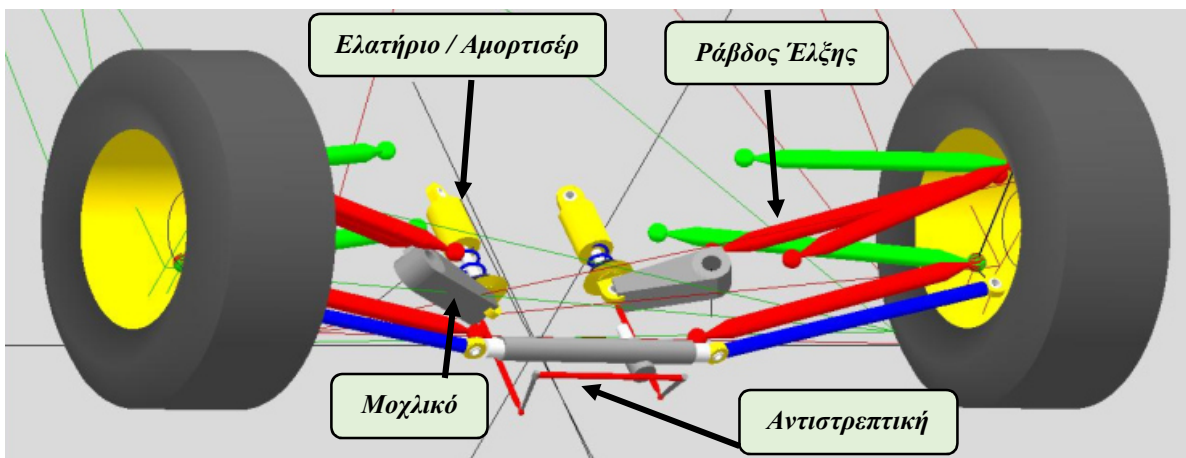
- **Σύνοψη:**

- Οι δυσκαμψίες είναι ο κυρίαρχος παράγοντας που καθορίζει το πλάτος μετατοπίσεων αναρτώμενης μάζας, αξόνων και τροχών.
- Οι δυσκαμψίες των ελατηρίων, επιλέγονται μέσω συμβιβασμού μεταξύ επιθυμητών μετατοπίσεων πρόνευσης και αποδεκτών επιπέδων κατακόρυφων δυσκαμψιών αξόνων και ιδιοσυχνοτήτων, για διέλευση από ανωμαλίες και διατήρηση πρόσφυσης.
- Οι δυσκαμψίες αντιστρεπτικών ράβδων, επιλέγονται κατά κύριο λόγο για την επίτευξη της επιθυμητής γωνίας κλίσης ανά κεντρομόλο επιτάχυνση και κατά δεύτερο, για τη διατήρηση αποδεκτής κατακόρυφης δυσκαμψίας τροχού σε μονόπλευρη μετατόπιση.
- Όλες οι παραπάνω επιλογές δυσκαμψιών, πρέπει να έχουν περιθώριο εύρους ρυθμίσεων των τιμών τους και συνεπώς να εξασφαλίζεται και το πολύ χρήσιμο «εργαλείο» ρύθμισης στροφικής συμπεριφοράς, η μεταβλητή κατανομή δυσκαμψίας κλίσης μεταξύ των αξόνων.

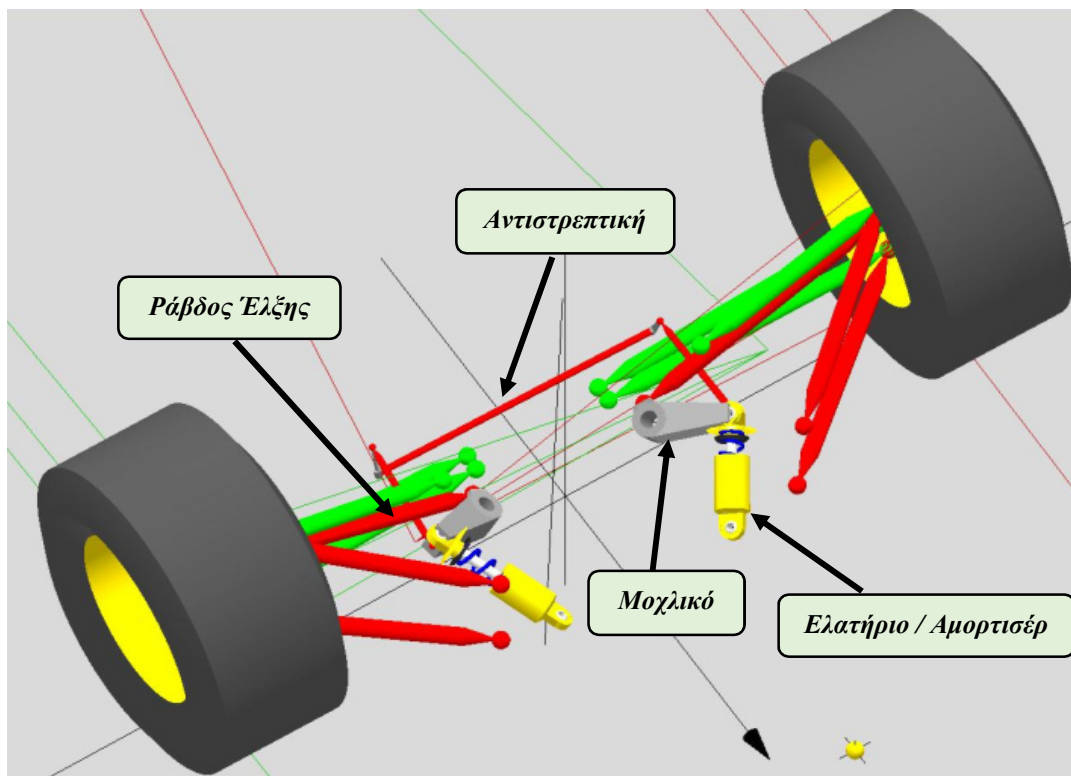
4.5. Παράδειγμα Εφαρμογής

Όπως και στην περίπτωση των κινηματικών μεγεθών, έτσι και για τις δυσκαμψίες του P16 χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό *SusProg3D*. Τα ελαστικά στοιχεία της ανάρτησης, όπως είναι αναμενόμενο σε ένα πρωτότυπο αγωνιστικό όχημα βρίσκονται εσωτερικά, μακριά από τις μη αναρτώμενες μάζες, εδρασημένα στο σασσί.

Για την μετάδοση κίνησης σε αυτά, χρησιμοποιούνται *Ράβδοι Έλξης* (*Pullrods*) και *Μοχλικά* (*Rockers*). Προτιμήθηκαν έναντι των *Ράβδων Ωσης* (*Pushrods*), καθώς επιτρέπουν την αρκετά χαμηλότερη τοποθέτηση των μοχλικών/ελατηρίων/αποσβεστήρων/αντιστρεπτικών, βοηθώντας στην μείωση του ύψους του κέντρου βάρους και επιπλέον δημιουργούν σχετικά καλύτερες συνθήκες φόρτισης του σασσί, μέσω των ψαλιδιών και των λοιπών εδράσεων και σχετικά καλύτερη τοπική ακαμψία του. Μειονέκτημά τους, η δυσκολότερη πρόσβαση στα ελαστικά στοιχεία και στους αποσβεστήρες σε περίπτωση ανάγκης ρυθμίσεων.



Εικόνα 4.3 - Γραφική απεικόνιση εμπρός συστήματος ανάρτησης σε μέγιστη γωνία κλίσης



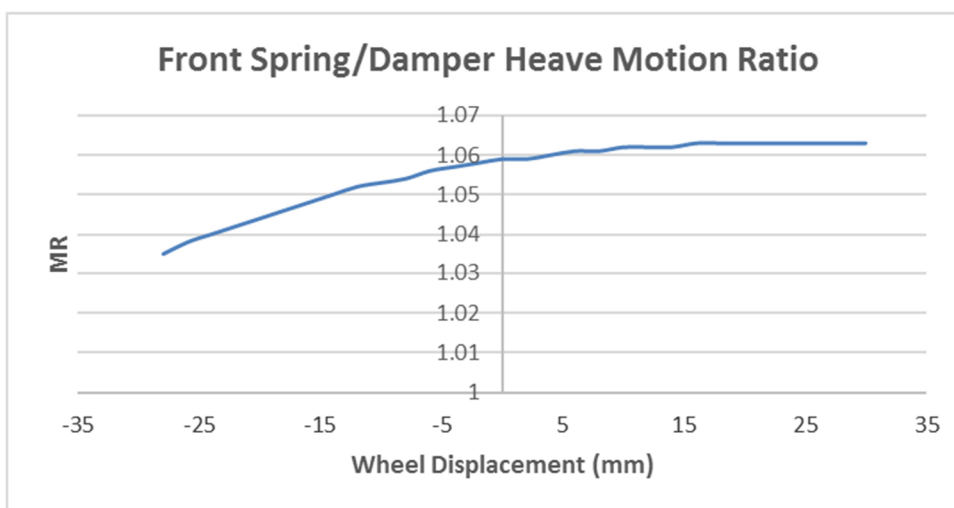
Εικόνα 4.4 - Γραφική απεικόνιση πίσω συστήματος ανάρτησης σε μέγιστη γωνία κλίσης

Από τις πρωταρχικές παραμέτρους που υπολογίζονται, αφότου επιλεγούν τα σημεία έδρασης των ψαλιδιών και καθοριστεί η επιθυμητή κινηματική, είναι οι Σχέσεις Μετατόπισης των ελαστικών στοιχείων. Αφού πρόκειται για έναν μηχανισμό με πολλά συνεργαζόμενα στοιχεία, η τελική σχέση μετατόπισης μεταξύ τροχού και ελατηρίων/αποσβεστήρων/αντιστρεπτικών, καθορίζεται από τις θέσεις έδρασης του κάθε στελέχους που απαρτίζει τον μηχανισμό και συνεπώς από τις σχετικές θέσεις των διανυσμάτων των στελεχών μεταξύ τους.

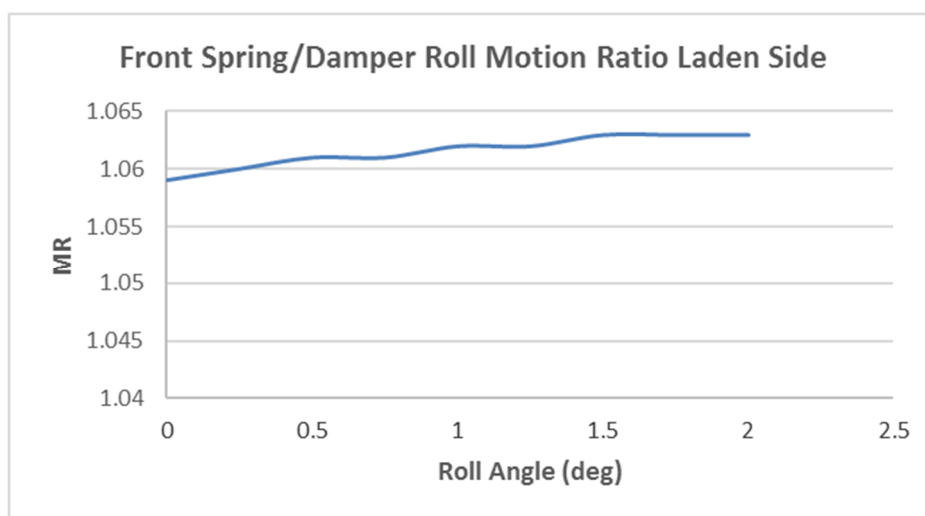
Δηλαδή, οι μεταβλητές είναι οι αρθρώσεις των ράβδων ώσης/έλξης στα ψαλίδια ή στους φορείς των τροχών και στα μοχλικά, οι εδράσεις των μοχλικών στο σασσί, οι αρθρώσεις των ελατηρίων/αποσβεστήρων στα μοχλικά και οι εδράσεις τους στο σασσί και αντίστοιχα οι μοχλοί των αντιστρεπτικών ράβδων και οι θέσεις σύνδεσής τους με τα μοχλικά.

Όπως αναφέραμε, για τον καλύτερο συνδυασμό ελαχιστοποίησης όγκου και βάρους των ελαστικών στοιχείων και των αποσβεστήρων, θα πρέπει οι σχέσεις μετατόπισης τροχού-στοιχείων να διατηρούνται όσο πιο κοντά στο 1:1 γίνεται.

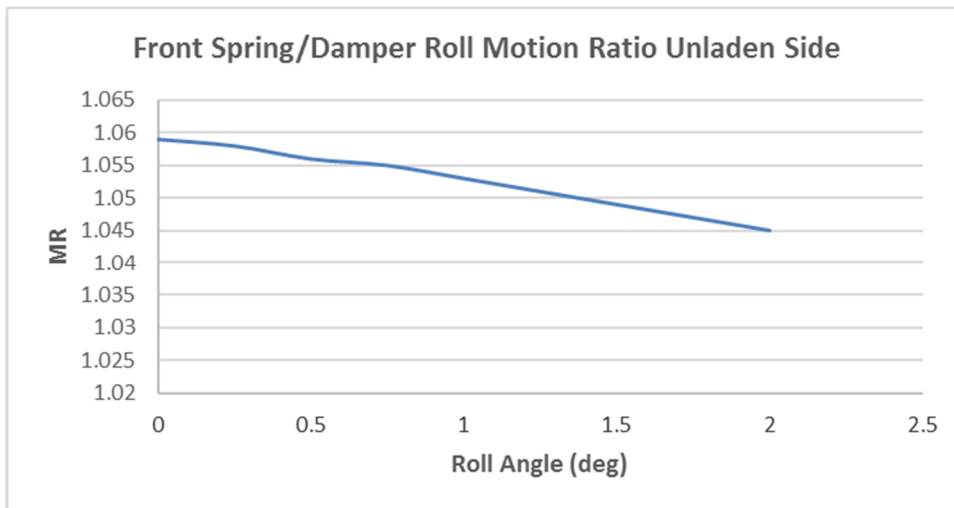
Στην περίπτωση του P16, με κατάλληλες επιλογές σημείων, προέκυψαν:



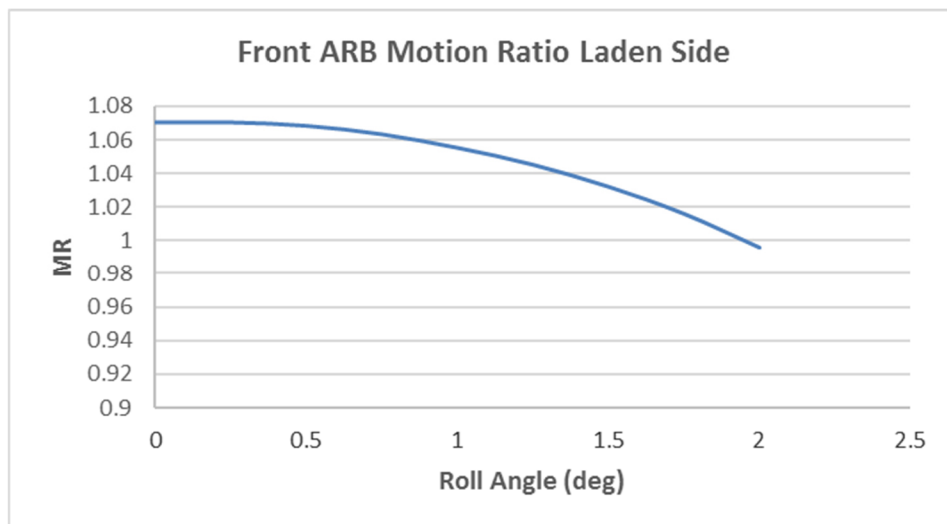
Εικόνα 4.5 - Σχέση Μετατόπισης Τροχού με Εμπρός Ελατήριο/Αποσβεστήρα συναρτήσεως Κατακόρυφης Μετατόπισης Τροχού



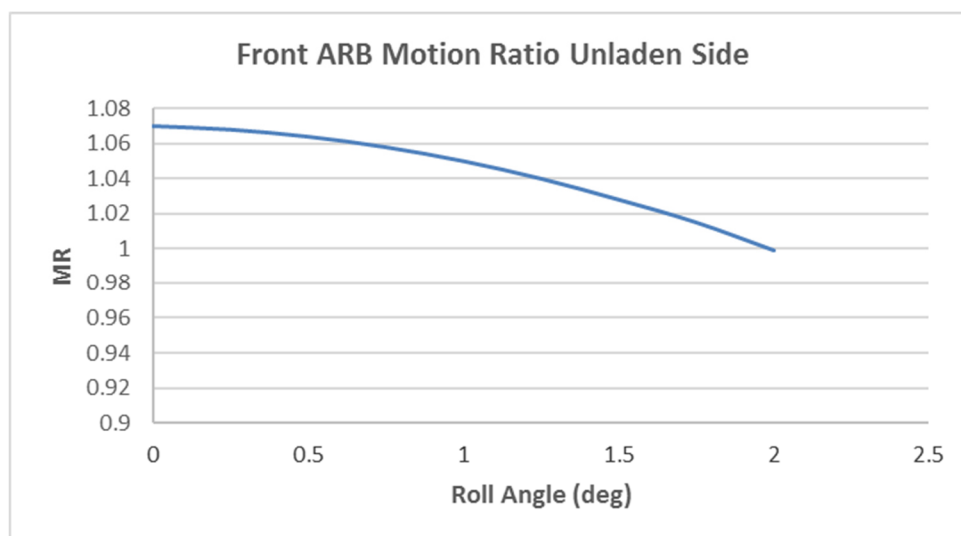
Εικόνα 4.6 - Σχέση Μετατόπισης Εξωτερικού Τροχού με Εμπρός Ελατήριο/Αποσβεστήρα συναρτήσεως Γωνίας Κλίσης



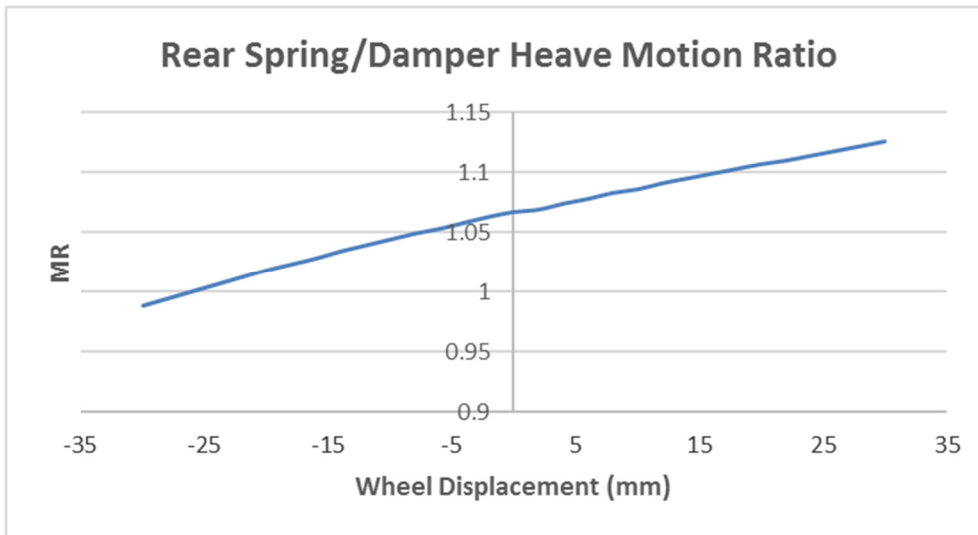
Εικόνα 4.7 - Σχέση Μετατόπισης Εσωτερικού Τροχού με Εμπρός Ελατήριο/Αποσβεστήρα συναρτήσει Γωνίας Κλίσης



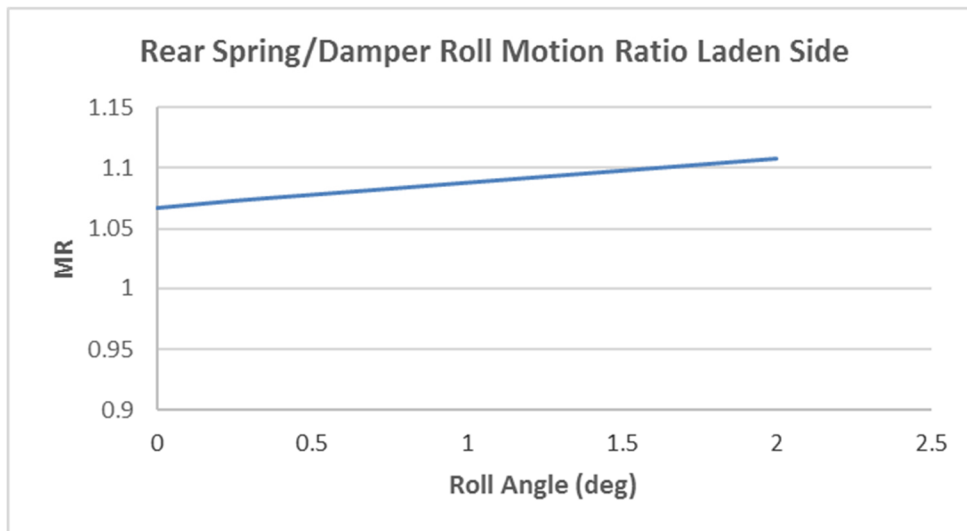
Εικόνα 4.8 - Σχέση Μετατόπισης Εξωτερικού Τροχού με Εμπρός Αντιστρεπτική συναρτήσει Γωνίας Κλίσης



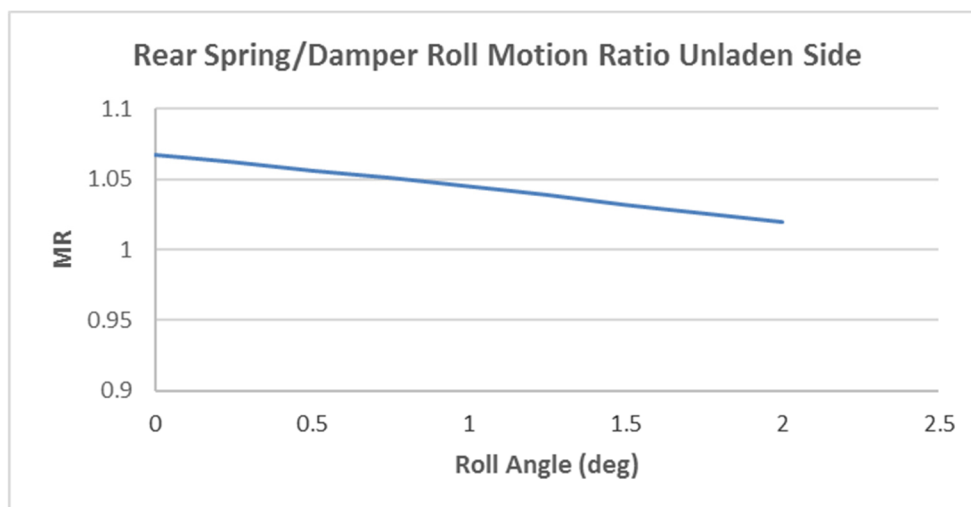
Εικόνα 4.9 - Σχέση Μετατόπισης Εσωτερικού Τροχού με Εμπρός Αντιστρεπτική συναρτήσει Γωνίας Κλίσης



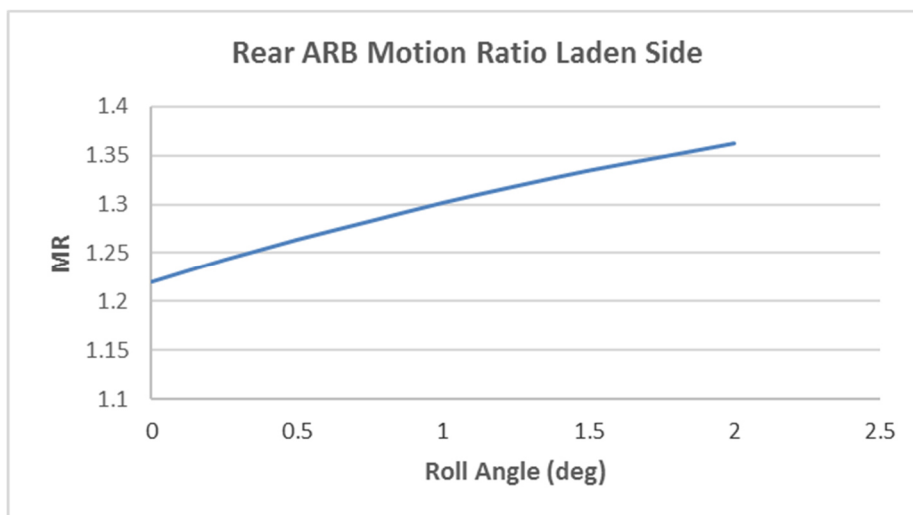
Εικόνα 4.10 - Σχέση Μετατόπισης Τροχού με Πίσω Ελατήριο/Αποσβεστήρα συναρτήσεως Κατακόρυφης Μετατόπισης Τροχού



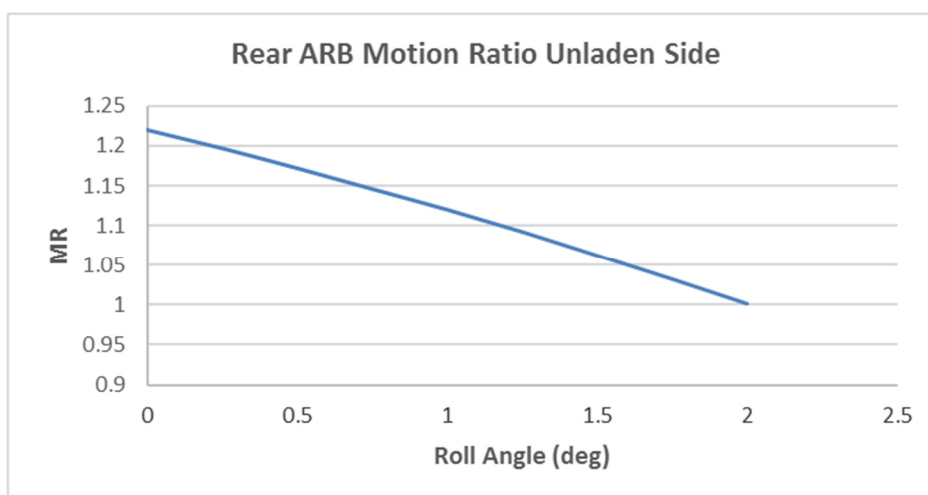
Εικόνα 4.11 - Σχέση Μετατόπισης Εξωτερικού Τροχού με Πίσω Ελατήριο/Αποσβεστήρα συναρτήσεως Γωνίας Κλίσης



Εικόνα 4.12 - Σχέση Μετατόπισης Εσωτερικού Τροχού με Πίσω Αντιστρεπτική συναρτήσεως Γωνίας Κλίσης



Εικόνα 4.13 - Σχέση Μετατόπισης Εξωτερικού Τροχού με Πίσω Αντιστρεπτική συναρτήσει Γωνίας Κλίσης



Εικόνα 4.14 - Σχέση Μετατόπισης Εσωτερικού Τροχού με Πίσω Αντιστρεπτική συναρτήσει Γωνίας Κλίσης

Είναι προφανές, ότι οι δυναμικές μεταβολές των σχέσεων μετατόπισης κατά τις κινήσεις τροχών και σασσί, πρέπει να διατηρούνται σε όσο το δυνατόν χαμηλότερα επίπεδα, ώστε να αποφεύγονται σημαντικές αλλαγές στις ανηγμένες στους τροχούς δυσκαμψίες, οι οποίες εξαρτώνται από το τετράγωνο των σχέσεων μετατόπισης, πολλαπλασιάζοντας την επίδραση των μεταβολών που επιφέρουν οι τελευταίες.

Αφού έχουν καθοριστεί οι σχέσεις μετατόπισης, περνάμε στον υπολογισμό των κατακόρυφων δυσκαμψιών σε συνδυασμό με τη δυσκαμψία πρόνευσης, ώστε να επιλεγθούν τα ελατήρια που αντιστοιχούν σε κάθε τροχό.

Κυρίαρχο κριτήριο επιλογής, είναι η επιθυμητή γωνία πρόνευσης, σε συνδυασμό με τη διατήρηση της κατακόρυφης ιδιοσυχνότητας των αξόνων σε αποδεκτά επίπεδα.

Στην περίπτωση του P16, θεωρούμε αποδεκτό εύρος κατακόρυφων ιδιοσυχνοτήτων, 2.5 με 3.5 Hz. Η επιθυμητή γωνία πρόνευσης, δεν είναι άμεσα προφανής, αλλά ελέγχεται κυρίως για την περίπτωση οριακής επιβράδυνσης, με κριτήριο να βρίσκεται η εμπρός αεροτομή σε σχετικά χαμηλό στατικό ύψος, βοηθώντας την απόδοσή της, ενώ δεν θα ακουμπά το έδαφος σε οριακή επιβράδυνση.

Η περίπτωση οριακής επιτάχυνσης, δεν αποτελεί κριτήριο δυσκαμψιών πρόνευσης, αφού σε απόλυτους αριθμούς είναι μικρότερη από την μέγιστη επιβράδυνση και επίσης ο πίσω μέγιστος πρόβολος αμαξώματος είναι γενικά μικρότερος από τον εμπρός.

Αρχικά, οι κατακόρυφες δυσκαμψίες των ελαστικών του P16 σε τυπικές πιέσεις λειτουργίας, είναι $K_T = 96000 \text{ N/m}$ για τα εμπρός και $K_T = 124000 \text{ N/m}$ για τα πίσω.

Έτσι, ξεκινούμε επιλέγοντας ελατήρια για τους τροχούς του πίσω άξονα. Σε αυτή την περίπτωση, μας ενδιαφέρει η διατήρηση της μέγιστης δυνατής ελκτικής πρόσφυσης υπό επιτάχυνση σε περίπτωση ανωμαλιών, οπότε διαλέγουμε την ελάχιστη ιδιοσυχνότητα του αποδεκτού εύρους μας, 2.5 Hz. Αυτή η επιλογή, μαζί με το βάρος που αντιστοιχεί σε κάθε τροχό του πίσω άξονα και με κατάλληλη επίλυση της σχέσης 4.5, μας δίνει $K_H = 19596 \text{ N/m}$ και μέσω κατάλληλων επιλύσεων των 4.4 και 4.3, έχουμε $K_S = 28032 \text{ N/m} = 151 \text{ lb/in}$. Στην αγορά, τα ελικοειδή ελατήρια για αγωνιστικές εφαρμογές υπάρχουν σε βήματα των 25 lb/in, άρα καταλήγουμε στην επιλογή $K_S = 150 \text{ lb/in}$, που τελικά μας δίνει κατακόρυφη ιδιοσυχνότητα πίσω τροχών 2.49 Hz.

Για να υπολογίσουμε την κατακόρυφη μετακίνηση ενός σημείου του αμαξώματος υπό γωνία πρόνευσης, χρειαζόμαστε τη θέση του κέντρου πρόνευσης. Στο Κεφάλαιο 3, δεν έγινε λόγος για κέντρα πρόνευσης, αλλά μόνο για Anti-Features, καθώς η διαμήκης θέση των κέντρων πρόνευσης καθορίζεται από συνδυασμό των Anti-Features, με τη σχέση των δυσκαμψιών των δύο αξόνων. Για να γίνει κατανοητό αυτό το φαινόμενο, αν για παράδειγμα είχαμε απείρως μεγάλη δυσκαμψία σε έναν άξονα, τότε το κέντρο πρόνευσης θα είχε μετακινηθεί και θα βρισκόταν στον άξονα αυτόν.

Έτσι, προκύπτει αρχικά το *Κινηματικό Κέντρο Πρόνευσης* υπό επιβράδυνση, που από το συνδυασμό των Anti-Features προκύπτει σε ύψος 17mm και 190mm πίσω από τον εμπρός άξονα. Αυτό θα ήταν και το τελικό κέντρο πρόνευσης αν είχαμε ίσες δυσκαμψίες στους δύο άξονες. Όταν έχουμε διαφορετικές δυσκαμψίες στους άξονες, η διαμήκης θέση του *Δυναμικού Κέντρου Πρόνευσης* υπό επιβράδυνση μετακινείται προς τον «σκληρότερο» άξονα, σύμφωνα με τη σχέση:

$$PC_D = PC_K + \left(1 - SR * \frac{MR_F^2}{MR_R^2}\right) * PC_K \quad (4.12)$$

με PC_D το Δυναμικό Κέντρο Πρόνευσης, PC_K το Κινηματικό Κέντρο Πρόνευσης, SR τον λόγο σταθερών των εμπρός με τα πίσω ελατήρια και MR_F , MR_R τις εμπρός και πίσω σχέσεις μετατόπισης τροχών-ελατηρίων.

Από την μέγιστη αποδεκτή κατακόρυφη ιδιοσυχνότητα για τους εμπρός τροχούς, ξέρουμε ότι υπάρχει αρκετό περιθώριο για να έχουμε ακόμη και τριπλάσια σκληρότητα στα εμπρός ελατήρια από τα πίσω. Όμως από τη στιγμή που δεν έχουμε heave spring, για να το επιτύχουμε αυτό και βασιζόμαστε στα ελατήρια των τροχών, τα οποία συμμετέχουν και στη δυσκαμψία κλίσης, αν επιλέγαμε τόσο ακραία αναλογία δυσκαμψιών στα εμπρός και πίσω ελατήρια, η αναλογία δυσκαμψιών κλίσης θα είχε πολύ μεγάλο ποσοστό στον εμπρός άξονα, το οποίο θα ήταν δύσκολο να εξισορροπηθεί από μία αντίστοιχη διαφορά στις δυσκαμψίες των αντιστρεπτικών ράβδων. Για αυτό το λόγο, μία καλή αρχική υπόθεση για τιμή SR , στη διαδικασία επιλογής ελατηρίων, είναι 1.33, δηλαδή τα εμπρός κατά 1/3 σκληρότερα από τα πίσω. Οπότε παίρνουμε μία πρώτη τιμή για το PC_D .

Γνωρίζοντας ότι η εμπρός αεροτομή του P16 θα χάνει σημαντικά σε απόδοση όταν βρίσκεται περισσότερο από 40mm πάνω από το έδαφος και περιμένοντας πιθανές μέγιστες επιβραδύνσεις της τάξεως των 2g (λόγω επιπλέον πρόσφυσης από την αεροδυναμική κάθετη δύναμη), στοχεύουμε σε μέγιστη αποδεκτή μείωση ύψους στην εμπρός άκρη της αεροτομής της τάξης των 15mm/g. Με απλό υπολογισμό τόξου κύκλου με ακτίνα την απόσταση της άκρης της εμπρός αεροτομής από το δυναμικό κέντρο πρόνευσης, έχουμε γωνία πρόνευσης ανά επιβράδυνση 0.84 deg/g.

Λύνοντας την 4.7 ως προς K_p , έχουμε $K_p = 855 \text{ Nm/deg}$ και έχοντας αντικαταστήσει στην 4.6 το K_{HF} με $1.33 \cdot K_{HR}$, έχουμε $K_{HR} = 18900$, το οποίο αντιστοιχεί σε $K_s = 153 \text{ lb/in}$, που ουσιαστικά ταυτίζεται με τα ελατήρια που έχουμε επιλέξει για τους πίσω τροχούς. Οπότε συμπεραίνουμε, ότι για το στόχο μείωσης ύψους της άκρης της εμπρός αεροτομής που βάλουμε, χρειαζόμαστε όντως $SR=1.33$ για να τον πετύχουμε.

Οπότε πρέπει για τα εμπρός ελατήρια $K_s = 1.33 \cdot 150 = 199.5$, άρα επιλέγουμε ελατήρια σταθεράς 200lb/in για τους εμπρός τροχούς, που μας δίνουν $K_{HF} = 23540 \text{ N/m}$ και κατακόρυφη ιδιοσυχνότητα για εμπρός 2.91 Hz.

Για να βρούμε την τελική στατική θέση ύψους της εμπρός αεροτομής, πρέπει να συνυπολογίσουμε και την μείωση συνολικού ύψους στο όχημα που συμβαίνει λόγω της αεροδυναμικής κάθετης δύναμης. Αναμένοντας σε μία τυπική μέγιστη ταχύτητα που θα μπορούσε να εμφανιστεί μέγιστη επιβράδυνση για πίστες Formula Student, της τάξης των 100km/h, κάθετη δύναμη της τάξης των 150kg, με κατανομή 50-50 στους άξονες, τότε μέσω των ανηγμένων στους τροχούς κατακόρυφων δυσκαμψιών, αναμένουμε επιπλέον μείωση ύψους στην εμπρός αεροτομή της τάξης των 16mm.

Οπότε τελικά συμπεραίνεται, ότι το ελάχιστο στατικό ύψος της εμπρός αεροτομής πρέπει να είναι 46mm.

Σε κάθε περίπτωση, αν μετά τις πρώτες δοκιμές του πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος θεωρηθεί ότι τα πλάτη μετατοπίσεων της αναρτώμενης μάζας είναι μεγαλύτερα από τα ιδανικά για μέγιστη απόδοση, τότε εύκολα μπορούν τα ελατήρια να αντικατασταθούν με άλλης, κοντινής σταθεράς.

Συνοψίζοντας, αναφορικά με τις δυσκαμψίες που επηρεάζουν τα ελατήρια κάθε τροχού, έχουμε επιλέξει:

	Front	Rear
Ks (lb/in)	200	150
MR	1.059	1.067
Kw (N/m)	31250	23274
Kt (N/m)	96000	124000
Kh (N/m)	23540	19596
Kp (Nm/deg)	871	
θ (deg/g)	0.82	

Αφότου έχουμε επιλέξει ελατήρια για τους τροχούς των αξόνων, η επιθυμητή συνολική δυσκαμψία κλίσης, θα καλυφθεί με την δυσκαμψία που θα προσθέσουν υπό κεντρομόλο επιτάχυνση και γωνία κλίσης, οι αντιστρεπτικές ράβδοι.

Το πρώτο βήμα, είναι ο καθορισμός της μέγιστης αποδεκτής γωνίας κλίσης ανά κεντρομόλο επιτάχυνση. Λαμβάνοντας υπόψη τις αεροδυναμικές διατάξεις του P16 που ιδανικά απαιτούν σχετικά περιορισμένες μετακινήσεις της αναρτώμενης μάζας, σε συνδυασμό με τις κινηματικές μεταβολές των γωνιών camber (Κεφάλαιο 3) και την ελαχιστοποίηση των στατικών γωνιών camber που θα χρειαστούν, ώστε να μεγιστοποιείται και η διαμήκης απόδοση των ελαστικών, καταλήγουμε σε 0.8 deg/g γωνίας κλίσης ανά κεντρομόλο επιτάχυνση. Αυτή η τιμή θα πρέπει να προκύπτει για τις «μαλακότερες» θέσεις ρύθμισης των αντιστρεπτικών.

Γνωρίζοντας των μοχλοβραχίονα ροπής κλίσης, μεταξύ κέντρου βάρους αναρτώμενης μάζας και άξονα κλίσης, ο οποίος είναι 258mm, έχουμε από την 4.10, ότι η συνολική δυσκαμψία κλίσης του οχήματος θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 940 Nm/deg.

Έχοντας και αρχική τιμή κατανομής δυσκαμψίας κλίσης 52% στον εμπρός άξονα, έχουμε $K_{RF} = 493.5 \text{ Nm/deg}$ και $K_{RR} = 455.6 \text{ Nm/deg}$. Από τις 4.9 και 4.8 έχουμε εν τέλει $K_{FARB} = 33280 \text{ N/m}$ και $K_{RARB} = 35630 \text{ N/m}$

Οδηγούμενοι από τον απαραίτητο σχεδιαστικό συμβιβασμό μεταξύ χωροταξίας, ελαχιστοποίησης βάρους και επιθυμητού στόχου δυσκαμψιών, οι επιλογές που έγιναν στο P16, οδήγησαν στην χρήση ράβδων, που για εμπρός έχουν εξωτερική διάμετρο 7.9mm και εσωτερική 5.4mm, ενεργό μήκος 200mm και μοχλούς μήκους 58mm με άλλες 2 κοντύτερες θέσεις ανά 7mm και για πίσω, εξωτερική διάμετρο 9.5mm και εσωτερική 6.2mm, ενεργό μήκος 405mm και μοχλούς μήκους 60mm με άλλες 2 κοντύτερες θέσεις ανά 7mm. Οι διαστάσεις των ράβδων δεν είναι «στρογγυλοί» αριθμοί, καθώς προέρχονται από μετατροπή διαστάσεων σε ίντσες.

Με αυτές τις επιλογές και με τις δύο ράβδους στις μαλακότερες θέσεις μοχλών, έχουμε τελικά $K_{FARB} = 35400 \text{ N/m}$ και $K_{RARB} = 35600 \text{ N/m}$, συνολική δυσκαμψία κλίσης $K_R = 883.5 \text{ Nm/deg}$, αρχική κατανομή δυσκαμψίας κλίσης 55.4% στον εμπρός άξονα και γωνία κλίσης ανά κεντρομόλο επιτάχυνση 0.78deg/g.

Βέβαια, οι επιλογές συνδυασμών διαφορετικών θέσεων στους μοχλούς των αντιστρεπτικών κάθε άξονα, μπορεί να μας δώσει ένα σημαντικό εύρος κατανομών δυσκαμψίας κλίσης και να επηρεάζουμε δραστικά την στροφική συμπεριφορά μόνιμης κατάστασης του οχήματος.

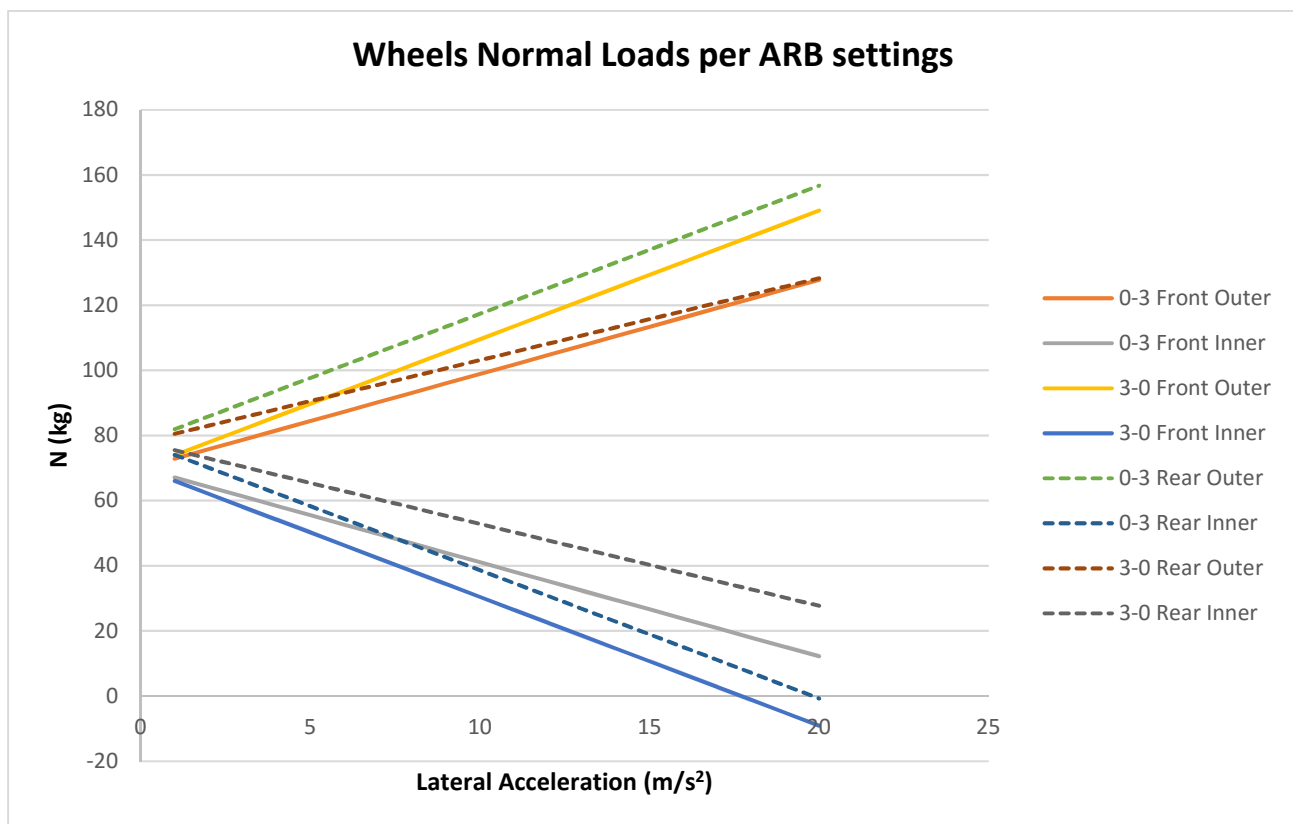
Οι δυνατοί συνδυασμοί θέσεων μοχλών αντιστρεπτικών μεταξύ εμπρός και πίσω άξονα, είναι 3ⁿ-3ⁿ, 3ⁿ-2ⁿ, 3ⁿ-1ⁿ, 2ⁿ-3ⁿ, 1ⁿ-3ⁿ και προσθέτουμε και τις περιπτώσεις του να αποσυνδέσουμε τελείως την αντιστρεπτική ενός άξονα, ως 3ⁿ-0 και 0-3ⁿ.

Στον επόμενο πίνακα βλέπουμε τους συνδυασμούς ρυθμίσεων και τα σχετικά μεγέθη:

	ARB Settings						
	0-3	1-3	2-3	3-3	3-2	3-1	3-0
Kr (Nm/deg)	699.6	979.2	925	883.5	879.5	943.7	670
Front Balance (%)	43.8	59.8	57.5	55.4	51.3	47.8	68.1
φ (deg/g)	0.98	0.69	0.74	0.78	0.79	0.74	0.97

Θα υπήρχαν θεωρητικά και οι ακραίες επιλογές των 1^η-0 και 0-1^η, αλλά θα μετακινούσαν την κατανομή δυσκαμψίας κλίσης πάνω από 70% και κάτω από 40% για τον εμπρός άξονα αντίστοιχα, τιμές που δεν έχουν συνήθως χρήση σε πρωτότυπα αγωνιστικά οχήματα με κατανομή βάρους κοντά στο 50-50. Άλλωστε, θα προσέδιδαν αρκετά υποστροφικές ή υπερστροφικές τάσεις στροφικής κατάστασης σε μόνιμη κατάσταση.

Ενδιαφέρον παρουσιάζει η εξέταση της κατανομής ελαστικής μεταφοράς βάρους στους άξονες, που είναι άμεσα συνδεδεμένη με την κατανομή δυσκαμψίας κλίσης. Η μεταβολή των κατακόρυφων φορτίων στους τροχούς κάθε άξονα, συναρτήσε κεντρομόλου επιτάχυνσης και με παράμετρο τις ρυθμίσεις των αντιστρεπτικών ράβδων, μπορεί να μας δείξει ποιος άξονας θα φορτίζεται σε κάθε ρύθμιση περισσότερο και συνεπώς δίνει επαρκή εικόνα του ποιος άξονας θα φτάσει πρώτος στο όριο και θα χάσει πρόσφυση.



Εικόνα 4.15 - Κατακόρυφα Φορτία σε Εσωτερικούς και Εξωτερικούς Τροχούς των Αξόνων συναρτήσε Κεντρομόλου Επιτάχυνσης και με Παράμετρο Ρυθμίσεις Αντιστρεπτικών.

Παρατηρούμε το πως και κατά πόσο οι πιο ακραίες ρυθμίσεις των αντιστρεπτικών επηρεάζουν τις μεταφορές βάρους σε κάθε άξονα.

Αρνητικό φορτίο σημαίνει ότι ο τροχός έχει χάσει επαφή με το έδαφος.

Στην περίπτωση του P16, η δυσκαμψία τροχού σε μονόπλευρη μετατόπιση, δεν αποτέλεσε κριτήριο επιλογής δυσκαμψιών αντιστρεπτικών ράβδων, καθώς στις πίστες Formula Student απουσιάζουν kerbs, ή γενικά κάποια μεμονωμένα ανωμαλία που θα προκαλούσε μονόπλευρη συμπίεση στον έναν τροχό ενός άξονα.

5. Χαρακτηριστικά Απόσβεσης

Εφόσον έχουμε αναλύσει τους παράγοντες οι οποίοι καθορίζουν το κατά πόσο θα μετακινηθούν οι τροχοί / άξονες και η αναρτώμενη μάζα του οχήματος, χρήζει αναφοράς ο τρόπος και ο χρόνος μετάβασης στις τελικές τιμές των εκάστοτε μετατοπίσεων, καθώς και η εξομάλυνση τυχόν υψίσυχνων εισόδων στους τροχούς, λόγω ανωμαλιών. Οι παραπάνω παράγοντες, καθορίζονται από τα χαρακτηριστικά απόσβεσης που προσδίδουν οι αποσβεστήρες ενός οχήματος.

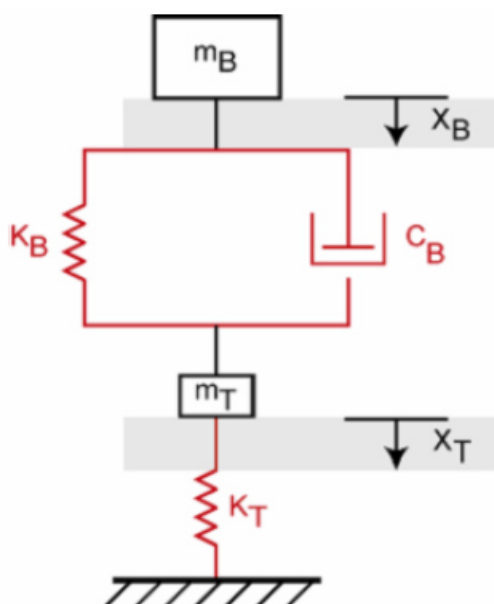
Έχει γίνει εμφανές από την έως τώρα ανάλυση, ότι η μελέτη και η προσέγγιση σχεδιασμού ενός πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος, δεν βασίζονται τόσο σε σαφώς ορισμένες και μαθηματικά τυποποιημένες επιστημονικές μεθόδους, αλλά υπεισέρχεται συχνά ο παράγοντας προσωπικών εκτιμήσεων και παραδοχών του εκάστοτε μηχανικού, γεγονός που δίνει στο αντικείμενο χαρακτηριστικά περισσότερο τέχνης, παρά επιστήμης.

Αν υπάρχει λοιπόν ένας παράγοντας ο οποίος επιβεβαιώνει στον υπερθετικό βαθμό την παραπάνω διαπίστωση, είναι οι επιλογές χαρακτηριστικών απόσβεσης κινήσεων ενός πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος. Ακόμη και στις μέρες μας, έχοντας στη διάθεσή μας προηγμένα υπολογιστικά εργαλεία προσομοιώσεων, οι τρόποι με τους οποίους οι αποσβέσεις ενός αγωνιστικού οχήματος επηρεάζουν τη δυναμική συμπεριφορά του, είναι τόσοι πολλοί και αλληλοεξαρτώμενοι, που εν τέλει οι επιλογές συνεχίζουν να γίνονται βασισμένες σε προσωπικές εκτιμήσεις και προτιμήσεις μηχανικών και οδηγών.

5.1. Μοντέλο 1/4 (Ενός Τετάρτου)

Μία διαδεδομένη προσέγγιση για να κατανοηθεί η επίδραση της απόσβεσης στις μετακινήσεις τροχών και αναρτώμενης μάζας, είναι η εξέταση ενός τετάρτου του οχήματος, πρακτικά απομονώνοντας έναν τροχό, με τις δυσκαμψίες, την απόσβεση και τις μάζες που του αναλογούν.

Προκύπτει έτσι ένα μοντέλο δυναμικής, με δύο μάζες, μία για την αναρτώμενη και μία για την μη αναρτώμενη, συνδεδεμένες μεταξύ τους με ένα ελατήριο ισοδύναμο με την συνολική ανηγμένη στον εξεταζόμενο τροχό δυσκαμψία και τον αποσβεστήρα του και η μη αναρτώμενη μάζα συνδέεται με το έδαφος με ένα ελατήριο ισοδύναμο με την κατακόρυφη δυσκαμψία του ελαστικού.



Με:

M_B την αναρτώμενη μάζα

X_B την μετατόπιση αναρτώμενης μάζας

K_B την ανηγμένη στο τροχό δυσκαμψία

C_B την απόσβεση

M_T την μη αναρτώμενη μάζα

X_T την μετατόπιση μη αναρτώμενης μάζας

K_T την κατακόρυφη δυσκαμψία ελαστικού

Χαρακτηριστικά Απόσβεσης

Οι σχετικές δυναμικές εξισώσεις των μαζών, έχοντας σημείο αναφοράς τη θέση ισορροπίας του συστήματος, είναι:

$$m_B * x_B'' = -K_B * (x_B - x_T) - C_B * (x_B' - x_T') \quad (5.1)$$

$$m_T * x_T'' = K_B * (x_B - x_T) + C_B * (x_B' - x_T') - K_T * (x_T - A_D) \quad (5.2)$$

όπου A_D η κατακόρυφη μετατόπιση που εισάγει το ανάγλυφο του εδάφους (ανωμαλία)

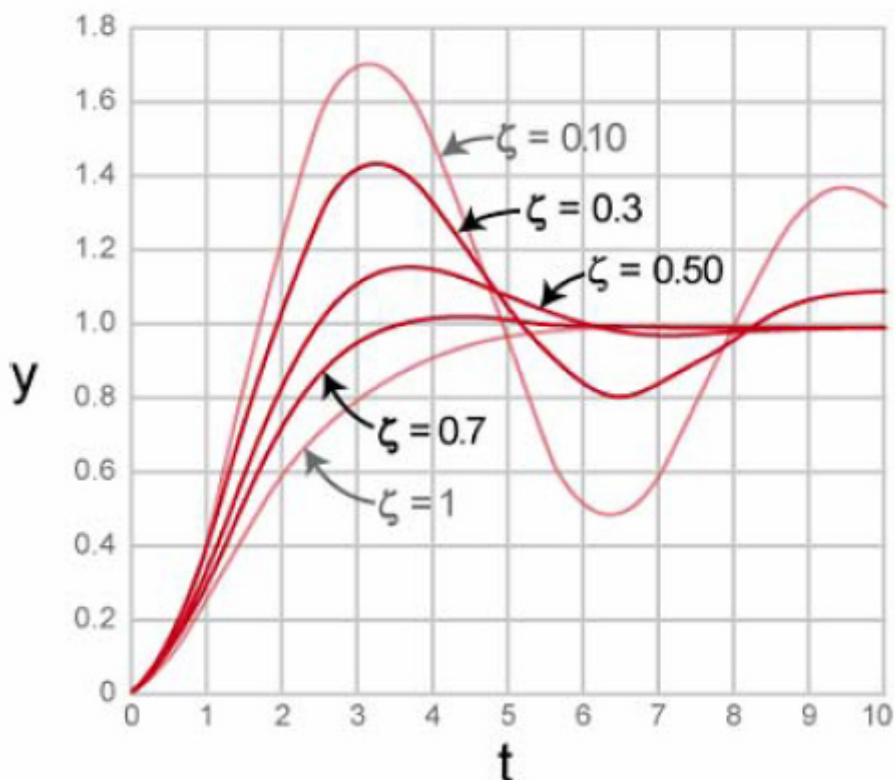
Δηλαδή με πρακτική προσέγγιση, η επιτάχυνση της αναρτώμενης μάζας, εξαρτάται από τη σχετική μετατόπιση των ελαστικών στοιχείων και τη δύναμη που θα παράξουν και από τη σχετική ταχύτητα του αποσβεστήρα και τη δύναμη που θα παράξει. Η επιτάχυνση της μη αναρτώμενης μάζας, εξαρτάται κι αυτή από τα ίδια στοιχεία με την αναρτώμενη μάζα (αφού είναι συνδεδεμένες), με επιπλέον την ελαστική δύναμη της κατακόρυφης δυσκαμψίας του ελαστικού, λόγω της σχετικής του μετατόπισης με το έδαφος.

Έχουμε για αναρτώμενη και μη αναρτώμενη μάζα, ότι:

$$\text{Η Ιδιοσυχνότητα θα είναι } \omega_{oB} = \sqrt{\frac{K_B * K_T}{M_B * (K_B + K_T)}} \quad (5.3), \quad \omega_{oT} = \sqrt{\frac{K_T + K_B}{M_T}} \quad (5.4)$$

$$\text{Ο Λόγος Απόσβεσης θα είναι } \zeta_B = \frac{C_B}{2\omega_{oB}M_B} \quad (5.5), \quad \zeta_T = \frac{C_B}{2\omega_{oT}M_T} \quad (5.6)$$

$$\text{Η Κρίσιμη Απόσβεση θα είναι } C_{crB} = 2\sqrt{M_B * \frac{K_B * K_T}{K_B + K_T}} \quad (5.7), \quad C_{crT} = 2\sqrt{(K_B + K_T) M_T} \quad (5.8)$$



Εικόνα 5.1 - Απόκριση Συστήματος 2ης Τάξης σε Μοναδιαία Βηματική Είσοδο με Παράμετρο τον Λόγο Απόσβεσης

Από την Εικόνα 5.1, παρατηρούμε ότι για μικρούς λόγους απόσβεσης, όταν έχουμε Υποαπόσβεση, η εκάστοτε μάζα εμφανίζει μεγάλη Υπερακόντιση (*Overshoot*) πάνω από την τιμή μόνιμης κατάστασης και εκτελεί αρκετούς κύκλους ταλάντωσης μέχρι να ισορροπήσει.

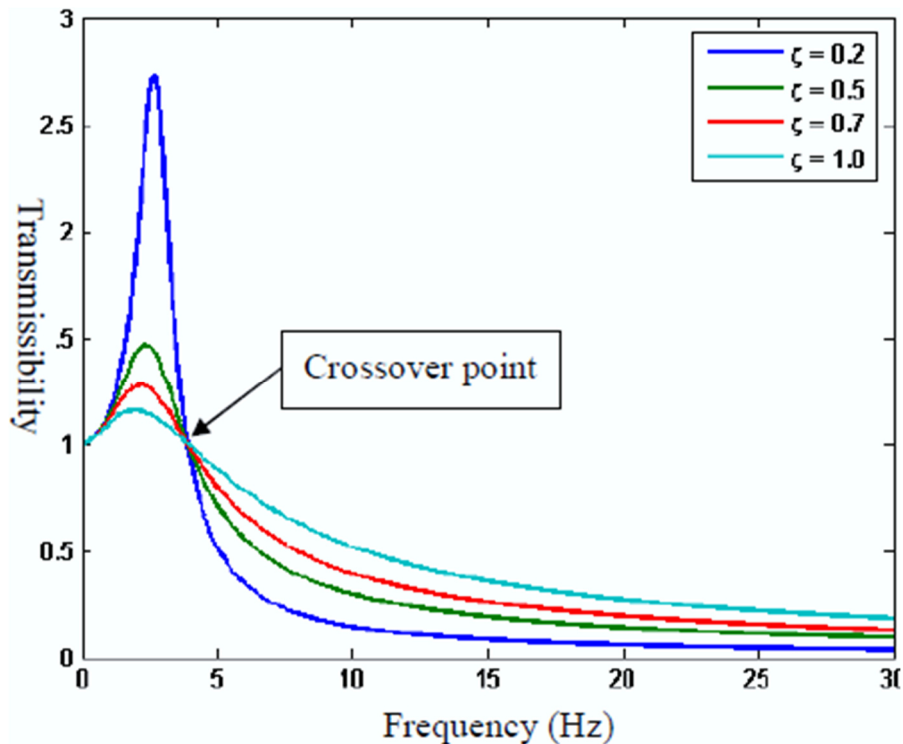
Αυξάνοντας τον λόγο απόσβεσης, μειώνονται δραστικά η Υπερακόντιση και ο Χρόνος Αποκατάστασης Μόνιμης Κατάστασης, όπου φτάνουμε στην περίπτωση $\zeta=1$ με Κρίσιμη Απόσβεση, που έχουμε μηδενική υπερακόντιση και τον μικρότερο δυνατό χρόνο αποκατάστασης. Πάνω από $\zeta=1$ έχουμε Υπεραπόσβεση, όπου στην ουσία το σύστημα αργεί πολύ να φθάσει σε μόνιμη κατάσταση.

Για την αντίστοιχη συμπεριφορά των δυνάμεων που «βλέπει» η εκάστοτε μάζα σε μεταβατική κατάσταση, όταν έχουμε υποαπόσβεση, κυριαρχούνται από τις μεγάλες σχετικά μετατοπίσεις των ελαστικών στοιχείων και παρουσιάζουν αντίστοιχη μεταβλητότητα, ενώ όσο πλησιάζουμε σε κρίσιμη απόσβεση, κυρίαρχος παράγοντας γίνεται η δύναμη του αποσβεστήρα και η μεταβλητότητα μειώνεται δραματικά, λόγω έλλειψης υπερακόντισης. Περνώντας σε υπεραπόσβεση, τότε η δύναμη στην εκάστοτε μάζα, προέρχεται σχεδόν αποκλειστικά από τον αποσβεστήρα και μάλιστα εφαρμόζεται πολύ «απότομα» με την εμφάνιση βηματικής εισόδου.

Σε περίπτωση εισόδου μετατόπισης τύπου impulse, όπως σε περίπτωση διέλευσης από ανωμαλία, εισάγεται η έννοια της Μεταδοτικότητας (Transmissibility-TR), που συσχετίζει το πλάτος μετατόπισης που θα εμφανίσει η εκάστοτε μάζα, με την είσοδο μετατόπισης της ανωμαλίας.

$$TR = \frac{\text{Πλάτος Εξόδου}}{\text{Πλάτος Εισόδου}} \quad (5.7)$$

Αρχικά, όπως είναι αναμενόμενο, η μεταδοτικότητα είναι μέγιστη γύρω από την ιδιοσυχνότητα της εκάστοτε μάζας.



Εικόνα 5.2 - Διάγραμμα Μεταδοτικότητας - Συχνότητας με Παράμετρο τον Λόγο Απόσβεσης για Σύστημα Ιδιοσυχνότητας 2.5 Hz

Μάλιστα, σε μεγάλες συχνότητες διέγερσης (διερχόμενοι με μεγάλη ταχύτητα από ανωμαλία), η μεταδοτικότητα είναι αρκετά χαμηλότερη του 1, γεγονός που παρατηρείται και στην πράξη,

σε περιπτώσεις που η διέγερση ξεπερνά κατά πολύ την ιδιοσυχνότητα, τότε φθάνουμε σε σημείο το πλάτος μετατόπισης της εκάστοτε μάζας να είναι πολύ μικρό.

Επίσης, από την Εικόνα 5.2 προκύπτει, ότι η μεταδοτικότητα επηρεάζεται καθοριστικά και από τον λόγο απόσβεσης. Σε χαμηλούς λόγους απόσβεσης, η μεταδοτικότητα είναι πολύ μεγάλη γύρω από την ιδιοσυχνότητα, αλλά σε υψηλές συχνότητες, είναι αρκετά χαμηλή, σαν να «φιλτράρεται». Το αντίθετο φαινόμενο συμβαίνει σε υψηλούς λόγους απόσβεσης, όπου ενώ η μεταδοτικότητα είναι συγκριτικά αρκετά χαμηλή γύρω από την ιδιοσυχνότητα, δεν τείνει να μειωθεί τόσο σε μεγάλες συχνότητες.

Σε αυτό το σημείο γίνεται εμφανής η ανάγκη διαφορετικών σταθερών και λόγων απόσβεσης σε χαμηλές και υψηλές συχνότητες διέγερσης, με υψηλότερες αποσβέσεις σε χαμηλές συχνότητες και σχετικά χαμηλότερες αποσβέσεις σε υψηλές συχνότητες. Αυτό επιτυγχάνεται εύκολα στους αποσβεστήρες οχημάτων, με κατάλληλες βαλβίδες στο εσωτερικό τους, για διαφορετική αντίσταση υγρού σε χαμηλές και υψηλές ταχύτητες εμβόλων.

Ας εξετάσουμε τώρα τί θα έπρεπε να ισχύει, ώστε η αναρτώμενη μάζα να μπορούσε να παραμένει σταθερή και κατακόρυφα ακίνητη, ανεξαρτήτως εισόδου ανωμαλίας εδάφους και μετατόπισης μη αναρτώμενης μάζας.

Θέτοντας $x_B'' = x_B' = x_B = 0$, από την 5.1, θα έπρεπε για τη σταθερά απόσβεσης να ισχύει:

$$C_B = -\frac{K_B * x_T}{x_T'}$$

Το οποίο σημαίνει, ότι θα χρειαζόμαστε συνεχώς μεταβαλλόμενη σταθερά απόσβεσης, εξαρτώμενη από το συνδυασμό μετατόπισης και ταχύτητας της μη αναρτώμενης μάζας. Προφανώς, κάτι τέτοιο δεν μπορεί να υλοποιηθεί με κλασσικούς, ακόμη και πλήρως ρυθμιζόμενους, αποσβεστήρες και μπορεί να προσεγγιστεί μόνο με πλήρως *Ενεργητικά Συστήματα Ανάρτησης (Active Suspensions)*, τα οποία με κατάλληλους αισθητήρες και επενεργητές, μπορούν να μεταβάλλουν συνεχώς και σε πραγματικό χρόνο δυσκαμψίες και αποσβέσεις.

Επιπλέον, ένα ακόμη στοιχείο που χρήζει αναφοράς, είναι το γεγονός ότι στη διέγερση λόγω ανωμαλίας εδάφους και εφόσον η αναρτώμενη μάζα είναι πολλές φορές πολλαπλάσια της μη αναρτώμενης, για την επίτευξη του μικρότερου δυνατού πλάτους ταλάντωσης της αναρτώμενης μάζας, χρειαζόμαστε μεγαλύτερη απόσβεση στην έκταση, από ότι στη συμπίεση του αποσβεστήρα. Αυτό συμβαίνει, διότι στην πρώτη φάση της διέλευσης από ανωμαλία, η μετατόπιση του τροχού εξαρτάται κυρίως από την απόσβεση συμπίεσης, ενώ η αναρτώμενη μάζα γενικότερα σε όλες τις φάσεις της διαταραχής, ελέγχεται κυρίως από την απόσβεση έκτασης και τον ρυθμό απελευθέρωσης ενέργειας που αποθηκεύεται στα ελαστικά στοιχεία από την κίνηση του τροχού.

Όλα τα παραπάνω που αναφέρθηκαν για το μοντέλο 1/4, εστιάζουν κυρίως στη φιλοσοφία των αυτοκινήτων δρόμου και στην εξομάλυνση των διαταραχών προερχόμενες από ανωμαλίες εδάφους. Με αυτή την οπτική, στα περισσότερα οχήματα δρόμου, γίνονται συμβιβασμοί στις αποσβέσεις κλίσης και πρόνευσης της αναρτώμενης μάζας, δίνοντας προτεραιότητα στην επιλογή κατάλληλων, σχετικά χαμηλών, λόγων απόσβεσης, ώστε να διασφαλίζεται η άνεση των επιβατών.

5.2. Απαιτήσεις Απόσβεσης Αγωνιστικών Οχημάτων

Διατηρώντας υπόψη τις εξισώσεις που προέκυψαν από το μοντέλο 1/4 και ανάγοντάς το στον κάθε τροχό, κάθε άξονα, για υπολογιστικούς λόγους, περνάμε στην προσέγγιση που οι στόχοι απόδοσης ενός πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος υπαγορεύουν για τα χαρακτηριστικά απόσβεσης.

Σίγουρα, η άνεση του οδηγού σε ανωμαλίες, είναι από τις τελευταίες προτεραιότητες στην επιλογή αποσβέσεων σε ένα αγωνιστικό όχημα. Σε τέτοιες εφαρμογές, εκμεταλλευόμαστε τους αποσβεστήρες κυρίως για τον έλεγχο του ρυθμού μετατόπισης της αναρτώμενης μάζας, υπό διαμήκεις και κεντρομόλους επιταχύνσεις. Σημαντική παράμετρος είναι και η απόσβεση κατακόρυφων διαταραχών στους τροχούς, αλλά όχι με κριτήριο την ταλάντωση της αναρτώμενης μάζας, αλλά κυρίως την μεγιστοποίηση της πρόσφυσης, μέσω της ελαχιστοποίησης της μεταβλητότητας των κατακόρυφων φορτίων στα ελαστικά.

Για να κατανοηθεί καλύτερα η επίδραση των αποσβεστήρων στις φορτίσεις που προκύπτουν από τις μετατοπίσεις κλίσης και πρόνευσης της αναρτώμενης μάζας, πρέπει να γίνει σαφές αρχικά, ότι πρόκειται για διατάξεις που αντιδρούν και παράγουν δυνάμεις μόνο υπό *ταχύτητα*. Αυτό σημαίνει, ότι επηρεάζουν τη δυναμική του οχήματος μόνο σε *μεταβατική κατάσταση*, ή πιο απλά, κατά τις περιπτώσεις που υπάρχει μετακίνηση της αναρτώμενης μάζας εν εξελίξει.

Με αυτό τον τρόπο, μπορούν να θεωρηθούν σαν *δυναμικά ελατήρια μεταβατικής κατάστασης*, τα οποία επηρεάζουν τον ρυθμό και τον χρόνο που θα ολοκληρωθεί η ελαστική μεταφορά βάρους και η τελική μετατόπιση της αναρτώμενης μάζας. Σημαντικό είναι, ότι ενόσω υπάρχουν ταχύτητες και η παραμόρφωση των ελαστικών στοιχείων της ανάρτησης είναι υπό εξέλιξη, οι αποσβεστήρες μπορούν αναλόγως τους λόγους απόσβεσης, να παράξουν σημαντικές δυνάμεις, που εν τέλει θα φορτίσουν τον τροχό, πριν χρονικά παραμορφωθούν τα ελαστικά στοιχεία και επέλθει μόνιμη κατάσταση. Αυτό σημαίνει, ότι στα αρχικά στάδια εφαρμογής επιταχύνσεων στην αναρτώμενη μάζα, η πιο άμεση μεταφορά βάρους (μετά την κινηματική συνιστώσα φυσικά) συμβαίνει μέσω των αποσβεστήρων.

Φυσικά, επηρεάζουν και τον χρόνο που θα χρειαστεί το σασσί να φθάσει στο πλάτος κλίσης και πρόνευσης υπό επιταχύνσεις και ότι αυτό συνεπάγεται για τον ρυθμό μετακίνησης αεροδυναμικών στοιχείων.

Σε υψηλού επιπέδου και κόστους αγωνιστικά οχήματα, σε κάθε άξονα επιλέγονται διαφορετικοί και ανεξάρτητοι αποσβεστήρες για πρόνευση / heave και κλίση, συνδεδεμένοι κατάλληλα στα μοχλικά, ώστε να προσδίδουν ανεξάρτητα αποσβέσεις για κάθε ξεχωριστή μετακίνηση αναρτώμενης μάζας και αξόνων. Έτσι μπορούν να επιλεγούν ανεξάρτητα οι επιθυμητοί λόγοι απόσβεσης για κάθε κίνηση του σασσί, χωρίς συμβιβασμούς.

Για τους στόχους του παρόντος συγγράμματος, θα γίνει αναφορά στον τρόπο επιλογής αποσβέσεων με χρήση τεσσάρων αποσβεστήρων, ενός για κάθε τροχό, όπως εφαρμόζονται και στα αυτοκίνητα δρόμου, αλλά και σε μεγάλη μερίδα αγωνιστικών οχημάτων μέσης κλίμακας και κόστους. Θεωρείται δεδομένο, ότι υπάρχει ανεξάρτητη ρύθμιση απόσβεσης συμπίεσης και έκτασης, τόσο χαμηλών όσο και υψηλών ταχυτήτων εμβόλου. Επίσης, οι επιλογές που θα γίνουν, αφορούν κεντρικές τιμές εκκίνησης των ευρών που θα προσφέρουν οι δυνατότητες ρυθμίσεων των αποσβεστήρων.

Βασικό στοιχείο, αποτελεί η φιλοσοφία προσέγγισης του συμβιβασμού μεταξύ αποσβέσεων κλίσης, πρόνευσης / heave και μονόπλευρης κατακόρυφης μετατόπισης τροχού.

- Απόσβεση Πρόνευσης / Heave

Σε αυτή την περίπτωση, αναφερόμαστε στην απόσβεση που θα προσδίδεται σε κάθε άξονα, είτε για ταυτόχρονη ίση μετατόπιση των τροχών του λόγω εγκάρσιας ανωμαλίας πλατύτερης από το όχημα, είτε κατά την πρόνευση, που θα προκαλεί συμπίεση και έκταση των αντίστοιχων αξόνων.

Εδώ, από πλευράς δυσκαμψιών, συμμετέχουν μόνο τα ελατήρια του κάθε άξονα, όπως είδαμε στο Κεφάλαιο 4.

Οι κρίσιμες αποσβέσεις αναρτώμενης μάζας, θα υπολογίζονται για κάθε τροχό, κάθε άξονα, από τη σχέση 5.7, χρησιμοποιώντας για δυσκαμψία, την ανηγμένη στον τροχό κατακόρυφη δυσκαμψία (K_H) από την 4.4 και για μάζα, το τμήμα της αναρτώμενης μάζας που αντιστοιχεί στον εκάστοτε τροχό.

Οι κρίσιμες αποσβέσεις μη αναρτώμενης μάζας θα υπολογίζονται για κάθε τροχό, κάθε άξονα, από τη σχέση 5.8, χρησιμοποιώντας για δυσκαμψία (K_B), την ανηγμένη στο τροχό δυσκαμψία του εκάστοτε ελατηρίου (K_W) από την 4.3, για (K_T) τη δυσκαμψία του εκάστοτε ελαστικού και για μάζα, την μη αναρτώμενη μάζα του τροχού του εκάστοτε άξονα.

Ξεκινούμε από επιλογή λόγων απόσβεσης για τις ρυθμίσεις υψηλής ταχύτητας/συχνότητας αποσβεστήρων, που στοχεύουν στη διαχείριση διαταραχών κατά τη διέλευση από εγκάρσιες ανωμαλίες. Στα αγωνιστικά οχήματα δεν μας αφορά η άνεση του οδηγού, αλλά η ελαχιστοποίηση της διακύμανσης των κατακόρυφων φορτίων των ελαστικών κατά τη διέλευση από ανωμαλίες, που θα βελτιώσει τα επίπεδα της διαθέσιμης πρόσφυσης των ελαστικών. Σύμφωνα και με τα συμπεράσματα της Εικόνας 5.2, επιλέγουμε σαν αποδεκτό εύρος και για συμπίεση και για έκταση, $\zeta = [0.4, 0.7]$, που αποδεικνύεται και από την εμπειρία ότι προσδίδει επαρκώς καλό έλεγχο μεταβλητότητας φορτίων ελαστικών πάνω από εγκάρσιες ανωμαλίες. Έτσι, πολλαπλασιάζοντας με τις σχετικές κρίσιμες αποσβέσεις, έχουμε εύρη για αποδεκτές σταθερές απόσβεσης της εκάστοτε μη αναρτώμενης μάζας, για υψηλές ταχύτητες/συχνότητες αποσβεστήρων. Επικεντρώνουμε στις μη αναρτώμενες μάζες για το εύρος αποσβέσεων υψηλών ταχυτήτων, καθώς η ταλάντωση αυτών είναι που σε υψηλές συχνότητες διέλευσης ανωμαλιών, θα καθορίζουν την διακύμανση των φορτίων στα ελαστικά.

Στη συνέχεια, περνούμε στην επιλογή λόγων απόσβεσης για τις ρυθμίσεις χαμηλής ταχύτητας/συχνότητας αποσβεστήρων, που όπως είπαμε, ελέγχουν τόσο τον ρυθμό μετακίνησης της αναρτώμενης μάζας υπό διαμήκεις επιταχύνσεις/επιβραδύνσεις, αλλά δρουν σε μεταβατική κατάσταση και σαν δυναμικά ελατήρια μεταφοράς βάρους. Σύμφωνα και με τα συμπεράσματα της Εικόνας 5.1 και με εμπειρική γνώση από εφαρμογές αγωνιστικών οχημάτων, επιλέγουμε ως αποδεκτό εύρος και για συμπίεση και για έκταση, $\zeta = [0.7, 1.0]$. Κάτι λιγότερο από 0.7, θα εμφανίζει σημαντική υπερακόντιση και αντίστοιχη μεγάλη εμφάνιση φορτίου στον συμπιεζόμενο άξονα και κάτι μεγαλύτερο από 1.0, θα εμφάνιζε πάλι μεγάλη εμφάνιση φορτίου στον συμπιεζόμενο άξονα, αλλά και αποφόρτιση στον εκτεινόμενο, ειδικά στις αρχικές στιγμές της μεταβατικής κατάστασης, όπου οι ταχύτητες αποσβεστήρων θα ήταν σχετικά μεγάλες. Έτσι, πολλαπλασιάζοντας με τις αντίστοιχες κρίσιμες σταθερές απόσβεσης, έχουμε αποδεκτά εύρη για σταθερές απόσβεσης χαμηλών ταχυτήτων της εκάστοτε αναρτώμενης μάζας.

• Απόσβεση Κλίσης / Μονόπλευρης Μετακίνησης Τροχού

Σε αυτή την περίπτωση, αναφερόμαστε στην απόσβεση που θα προσδίδεται σε κάθε τροχό κάθε άξονα, είτε λόγω της κατακόρυφης μετακίνησής του λόγω κλίσης του σασσί υπό κεντρομόλο επιτάχυνση, είτε λόγω μονόπλευρης ανωμαλίας.

Εδώ, από πλευράς δυσκαμψιών, συμμετέχουν τόσο τα ελατήρια των τροχών κάθε άξονα, όσο και οι δυσκαμψίες των αντίστοιχων αντιστρεπτικών ράβδων.

Οι κρίσιμες αποσβέσεις αναρτώμενης μάζας, θα υπολογίζονται για κάθε τροχό, κάθε άξονα, από τη σχέση 5.7, χρησιμοποιώντας για δυσκαμψία, την ανηγμένη στον τροχό δυσκαμψία κλίσης του εκάστοτε άξονα, συμπεριλαμβανομένου του ελαστικού $\left[\frac{(K_w + K_w^{ARB}) * K_T}{K_w + K_w^{ARB} + K_T} \right]$ και για μάζα, το τμήμα της αναρτώμενης μάζας που αντιστοιχεί στον εκάστοτε τροχό.

Οι κρίσιμες αποσβέσεις μη αναρτώμενης μάζας, θα υπολογίζονται για κάθε τροχό, κάθε άξονα, από τη σχέση 5.8, χρησιμοποιώντας για δυσκαμψία (K_B), την ανηγμένη στο τροχό δυσκαμψία κλίσης του εκάστοτε άξονα υπό μονόπλευρη μετατόπιση τροχού $\left(K_w + \frac{K_w + K_w^{ARB}}{K_w * K_w^{ARB}} \right)$, για (K_T) τη δυσκαμψία του εκάστοτε ελαστικού και για μάζα την μη αναρτώμενη μάζα του τροχού του εκάστοτε άξονα.

Ξεκινούμε ξανά από την επιλογή λόγων απόσβεσης *υψηλής ταχύτητας/συχνότητας*, όπου για τους ίδιους λόγους με το heave, επιλέγουμε αποδεκτό εύρος $\zeta = [0.4, 0.7]$. Πολλαπλασιάζοντας με τις σχετικές κρίσιμες αποσβέσεις, έχουμε εύρη για αποδεκτές σταθερές απόσβεσης της εκάστοτε *μη αναρτώμενης μάζας*, για υψηλές ταχύτητες/συχνότητες αποσβεστήρων υπό μονόπλευρη ανωμαλία.

Συνεχίζοντας ξανά με την επιλογή λόγων απόσβεσης *χαμηλής ταχύτητα/συχνότητας*, αυτή τη φορά οι αποσβεστήρες, δρουν σαν δυναμικά ελατήρια μεταβατικής κατάστασης στην αναρτώμενη μάζα υπό κλίση και μάλιστα σε αντιστοιχία με την ελαστική κατανομή δυσκαμψίας κλίσης, η σχέση των αποσβέσεων κλίσης των δύο αξόνων, θα επηρεάζει σημαντικά την κατανομή μεταφοράς βάρους σε μεταβατική κατάσταση και συνεπώς την στροφική κατάσταση ισορροπίας σε μεταβατική κατάσταση. Για τους ίδιους λόγους με την πρόνευση, επιλέγουμε σαν αποδεκτό εύρος λόγων απόσβεσης, $\zeta = [0.7, 1.0]$.

Πολλαπλασιάζοντας με τις αντίστοιχες κρίσιμες σταθερές απόσβεσης, έχουμε αποδεκτά εύρη για σταθερές απόσβεσης χαμηλών ταχυτήτων της εκάστοτε *αναρτώμενης μάζας*, υπό κλίση.

Φυσικά, όπως είδαμε και στο Κεφάλαιο 3, το εύρος ρύθμισης των αντιστρεπτικών ράβδων, δίνει και εύρη ανηγμένων δυσκαμψιών στους τροχούς.

Για να βρούμε λοιπόν τα εύρη σταθερών απόσβεσης σε κλίση και μονόπλευρη ανωμαλία, υπολογίζουμε για τις κατώτερες τιμές δυσκαμψιών σε συνδυασμό με το υψηλότερο αποδεκτό λόγο απόσβεσης και για τις υψηλότερες τιμές δυσκαμψιών σε συνδυασμό με το χαμηλότερο αποδεκτό λόγο απόσβεσης.

- **Τελικοί Λόγοι Απόσβεσης**

Γίνεται σε αυτό το σημείο αντιληπτό, ότι ιδανικά θα θέλαμε ανεξάρτητους αποσβεστήρες για κάθε είδος μετακίνησης αναρτώμενης και μη αναρτώμενης μάζας, με αντίστοιχα διαφορετικές σταθερές και λόγους απόσβεσης. Αυτό είναι υπερβολικό βέβαια, καθώς θεωρητικά απαιτεί 4 αποσβεστήρες σε κάθε άξονα. Υψηλού επιπέδου πρωτότυπα αγωνιστικά οχήματα όμως, χρησιμοποιούν με έξυπνη διασύνδεση μέσω μοχλικών, 3 ή ακόμη και μόνο 2 αποσβεστήρες, διασυνδέοντας τους τροχούς κάθε άξονα και έτσι επιτυγχάνουν ανεξάρτητες αποσβέσεις σε κλίση και πρόνευση και έναν συνδυασμό τους σε μονόπλευρη ανωμαλία.

Έχοντας επιλέξει όμως να περιοριστούμε στην κλασική επιλογή τεσσάρων αποσβεστήρων - ενός για κάθε τροχό-, προκύπτει το πρόβλημα του συμβιβασμού σε μεγέθη απόσβεσης μεταξύ διαφορετικών ειδών κινήσεων που κάθε αποσβεστήρας ελέγχει. Πιο συγκεκριμένα, ο αποσβεστήρας ενός τροχού ενός άξονα, μπορεί να έχει μόνο μία σταθερά απόσβεσης χαμηλών ταχυτήτων, που θα εφαρμόζεται τόσο σε πρόνευση όσο και σε κλίση, με μεγαλύτερες δυσκαμψίες όμως στην περίπτωση της κλίσης, που θα οδηγούν σε μικρότερους λόγους απόσβεσης σε κλίση από ότι σε πρόνευση. Αντίστοιχη διαφορά θα υπάρχει και στους λόγους απόσβεσης υψηλών ταχυτήτων, μεταξύ κατακόρυφης κίνησης άξονα σε εγκάρσια ανωμαλία και μονόπλευρης ανωμαλίας.

Στα αγωνιστικά οχήματα, γενικά, δίνεται προτεραιότητα στους λόγους απόσβεσης κλίσης, ώστε στο εύρος δυσκαμψιών που προσφέρουν οι ρυθμίσεις των αντιστρεπτικών, να προκύπτουν αποδεκτοί λόγοι απόσβεσης κλίσης, αν είναι δυνατόν πάνω από 0.7 και κάτω από 1.0. Αυτή η επιλογή, γίνεται με το σκεπτικό ότι κατά την επιβράδυνση ή την επιτάχυνση, ακόμη και να καταλήξουμε με υπεραπόσβεση και σχετικά άμεση μεταφορά βάρους, είναι πιο εύκολο για τους οδηγούς να ρυθμίσουν την πιθανή απώλεια πρόσφυσης, από ότι σε μία αλλαγή πορείας.

Γενικότερα λοιπόν, δίνεται προτεραιότητα στις αποσβέσεις κλίσης για απόκριση μεταβατικής κατάστασης σε κεντρομόλους επιταχύνσεις και οι λόγοι απόσβεσης πρόνευσης προκύπτουν ως συνέπεια. Για τις αποσβέσεις υψηλών ταχυτήτων, η προτεραιότητα εξαρτάται από το είδος εδάφους / πίστας που θα βρεθεί το αγωνιστικό όχημα. Αν οι εγκάρσιες μεγάλης πλάτους ανωμαλίες κυριαρχούν, τότε οι λόγοι απόσβεσης επιλέγονται με βάση τα εύρη heave, εάν όμως οι μονόπλευρες ανωμαλίες κυριαρχούν (π.χ. kerbs), τότε η επιλογή γίνεται σύμφωνα με τα εύρη μονόπλευρης μετακίνησης τροχού.

- **Ρυθμίσεις Αποσβεστήρων και Δυναμική Οχήματος**

Όπως έχουμε αναφέρει, όλη η παραπάνω διαδικασία δίνει απλά τις κεντρικές τιμές χαρακτηριστικών απόσβεσης που θα χρειάζεται το αγωνιστικό μας όχημα και χρησιμεύει για την επιλογή / διαστασιολόγηση / παραγγελία προδιαγραφών αποσβεστήρων. Στη συνέχεια, όλοι οι αποσβεστήρες για εφαρμογές αγωνιστικών οχημάτων, προσφέρουν ανεξάρτητες ρυθμίσεις χαμηλών και υψηλών ταχυτήτων, τόσο συμπίεσης όσο και έκτασης. Η δυνατότητα αυτή, εκτός τους ότι μας βοηθά να διατηρούμε επιθυμητούς λόγους απόσβεσης ακόμη και με αλλαγές δυσκαμψιών, μπορεί επίσης με σωστές επιλογές, να επηρεάσει καθοριστικά τη δυναμική συμπεριφορά του οχήματος σε μεταβατική κατάσταση.

Για παράδειγμα, σε φάση βίαιης επιτάχυνσης, εάν παρατηρείται απώλεια πρόσφυσης στους πίσω κινητήριους τροχούς, σημαίνει ότι υπάρχει είτε υπεραπόσβεση συμπίεσης και οι αποσβεστήρες παρέχουν μεγάλη δύναμη αντίδρασης, είτε μεγάλη υποαπόσβεση συμπίεσης και

τα ελατήρια εμφανίζουν υπερακόντιση, παρουσιάζοντας πάλι ένα μέγιστο κατακόρυφης δύναμης στου τροχούς. Εάν πάλι υπό βίαιη επιτάχυνση σε έξοδο στροφής, παρατηρείται υποστροφή λόγω «ελαφρώματος» των εμπρός τροχών, τότε συμβαίνει κάτι αντίστοιχο, αλλά αυτή τη φορά λόγω λανθασμένων λόγων απόσβεσης έκτασης στον εμπρός άξονα. Με κατάλληλες ρυθμίσεις σε αποσβέσεις χαμηλών ταχυτήτων, τα παραπάνω προβλήματα δυναμικής συμπεριφοράς σε μεταβατική κατάσταση, μπορούν να λυθούν.

Αντίστοιχα φαινόμενα, μπορούν να ρυθμιστούν και σε φάση βίαιης επιβράδυνσης, όπου μπορούν να εμφανίζονται ακαριαία φορτία στους εμπρός τροχούς και απώλεια πρόσφυσης, ή αστάθεια πίσω άξονα και υπερστροφή, λόγω «ελαφρώματος», σε μεταβατική κατάσταση. Εδώ, πρέπει να ρυθμιστούν οι αποσβέσεις χαμηλών ταχυτήτων συμπίεσης του εμπρός και έκτασης του πίσω άξονα.

Μεγαλύτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η περίπτωση των ρυθμίσεων αποσβέσεων κλίσης. Καταρχήν, αποτελεί επιτυχημένη πρακτική, οι λόγοι απόσβεσης συμπίεσης να είναι υψηλότεροι των λόγων απόσβεσης έκτασης, ώστε στην περίπτωση της αρχικής αλλαγής κατεύθυνσης στην είσοδο της στροφής (turn-in), να φορτίζονται επαρκώς οι εξωτερικοί τροχοί, χωρίς να αποφορτίζονται αρκετά οι εσωτερικοί, δίνοντας αίσθηση άμεσης απόκρισης σε αλλαγές κατεύθυνσης. Το μεγάλο όμως «εργαλείο» ρύθμισης στροφικής ισορροπίας σε μεταβατική κατάσταση, είναι η σχέση αποσβέσεων κλίσης μεταξύ των δύο αξόνων, που δίνει ένα είδος κατανομής μεταφοράς βάρους σε μεταβατική κατάσταση. Για παράδειγμα, εάν το αγωνιστικό μας όχημα παρουσιάζει υποστροφικές τάσεις σε απότομη αλλαγή πορείας, είτε χρειάζεται λιγότερη απόσβεση χαμηλών ταχυτήτων στον μπροστά άξονα σε σχέση με τον πίσω, εάν έχουμε αποσβέσεις κοντά στην κρίσιμη, είτε θα χρειάζεται περισσότερη απόσβεση στον εμπρός άξονα σε σχέση με τον πίσω, όταν γενικά έχουμε αρκετή υποαπόσβεση και εμφανίζονται υπερακοντίσεις κλίσης. Αντίστροφη προσέγγιση, χρειάζεται σε περίπτωση υπερστροφικών τάσεων σε απότομη αλλαγή πορείας.

Όλα τα παραπάνω παραδείγματα, απαιτούν την γνώση του γενικού επιπέδου λόγων απόσβεσης που υπάρχουν στο όχημα, όταν εμφανίζονται τα εκάστοτε δυναμικά προβλήματα, καθώς από το αρχικό ποσό υποαπόσβεσης ή υπεραπόσβεσης, εξαρτάται η κατεύθυνση αλλαγής αποσβέσεων για την επίλυση των δυναμικών προβλημάτων.

5.3. Παράδειγμα Εφαρμογής

Όπως και στα προηγούμενα κεφάλαια, θα χρησιμοποιήσουμε τις επιλογές απόσβεσης για το P16, ως εφαρμογή της θεωρίας επιλογής σταθερών απόσβεσης που αναλύθηκε παραπάνω.

Η προβλεπόμενη από CAD αναρτώμενη μάζα με τον βαρύτερο οδηγό, είναι 280 kg με κατανομή 47% στον εμπρός άξονα και οι μη αναρτώμενες μάζες εκτιμώνται στα 10 kg.

Όπως και στη θεωρητική προσέγγιση που αναλύθηκε, χρησιμοποιούμε 4 αποσβεστήρες, έναν συνδεδεμένο σε κάθε τροχό. Οι δυσκαμψίες, όπως είδαμε και στο Κεφάλαιο 4, προέρχονται τόσο από τα ελατήρια που αντιστοιχούν σε κάθε τροχό, όσο και από τις αντιστρεπτικές ράβδους.

Εφαρμόζοντας την προσέγγιση που αναλύθηκε παραπάνω, έχουμε:

Χαρακτηριστικά Απόσβεσης

Οι δυσκαμψίες όπως αναλύθηκαν στο Κεφάλαιο 4, είναι:

	Kt (N/m)	Kw (N/m)	Kh (N/m)	Kr (N/m)	
				Min	Max
Front	96000	31250	23540	23570	45100
Rear	124000	23274	19596	19460	42720

Με K_r την ανηγμένη στον τροχό δυσκαμψία που αντιστοιχεί σε κλίση του σασσί.

Οι κρίσιμες σταθερές απόσβεσης, είναι:

	Ccrit_hf (Ns/m)	Ccrit_hs (Ns/m)	Ccrit_rs (Ns/m)	
			Min	Max
Front	2256	3520	3522	4872
Rear	2427	3411	3399	5036

Με C_{crit_hf} την κρίσιμη σταθερά απόσβεσης heave υψηλών ταχυτήτων, C_{crit_hs} την κρίσιμη σταθερά απόσβεσης heave χαμηλών ταχυτήτων και C_{crit_rs} την κρίσιμη σταθερά απόσβεσης κλίσης χαμηλών ταχυτήτων.

Οι επιλογές ευρών λόγων απόσβεσης, είναι:

Zhf		Zhs		Zrs	
Min	Max	Min	Max	Min	Max
0.4	0.7	0.7	1	0.7	1

Και προκύπτουν τα σχετικά εύρη σταθερών απόσβεσης:

	C_hf (Ns/m)		C_hs (Ns/m)		C_rs (Ns/m)	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Front	902	1579	2464	3520	3411	3522
Rear	971	1699	2387	3411	3399	3525

Με αυτό τον τρόπο, έχουμε τις τιμές αποσβέσεων τις οποίες πρέπει σίγουρα να ικανοποιεί ο αποσβεστήρας που θα επιλέξουμε, με επιπλέον δυνατότητα ρύθμισης για τιμές πάνω και κάτω από τις υπολογισμένες.

Για τις γενικά χαμηλές αποσβέσεις που απαιτούν τα μονοθέσια Formula Student, κυρίως λόγω χαμηλού βάρους και έχοντας ως σημαντική προτεραιότητα το περιορισμένο μέγεθος και το όσο δυνατόν χαμηλότερο βάρος των ίδιων των αποσβεστήρων, οι επιλογές στην αγορά είναι ελάχιστες και βασίζονται σε αποσβεστήρες αγωνιστικών ποδηλάτων.

Μία όμως λύση προορισμένη για εφαρμογή σε Formula Student και η πλέον δημοφιλής στην πλειοψηφία των ομάδων του διαγωνισμού, είναι ο ειδικών προδιαγραφών αποσβεστήρας της Ohlins και συγκεκριμένα η έκδοση TTX 25 FSAE.

Πρόκειται για έναν αποσβεστήρα βάρους μόλις 400g και μήκους εδράσεων σε πλήρη έκταση μόλις 200mm, προδιαγραφές που τον καθιστούν ιδανικό για τη φύση ενός μονοθεσίου Formula Student. Επίσης, έχει διαδρομή 57mm, που με τις σχέσεις μετάδοσης που έχουμε επιλέξει, καλύπτουν με το παραπάνω τις απαιτήσεις των κανονισμών για συνολική κατακόρυφη διαδρομή τροχού 2 ίντσες (50.8mm).

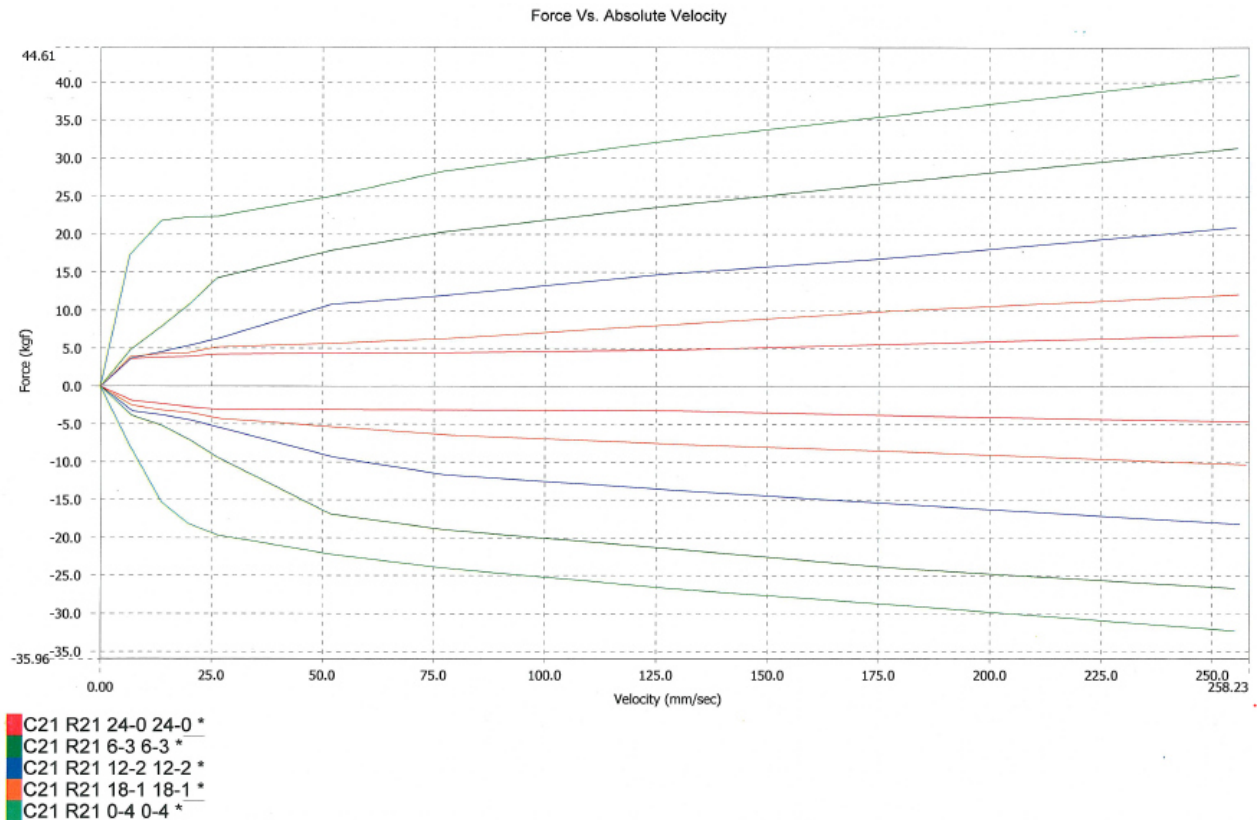
Είναι φυσικά πλήρως ρυθμιζόμενος, με ανεξάρτητη ρύθμιση για χαμηλές και υψηλές ταχύτητες, τόσο συμπίεσης, όσο και έκτασης.

Το σημαντικό στοιχείο είναι, ότι μπορεί να παραγγελλθεί με μία από 5 διαφορετικές προδιαγραφές βαλβίδων, που κάθε μία δίνει διαφορετικές τιμές εύρους αποσβέσεων. Τα εύρη ρύθμισης, προκύπτουν μέσω 28 θέσεων για τις ρυθμίσεις χαμηλών ταχυτήτων και μέσω 5 θέσεων για τις ρυθμίσεις υψηλών ταχυτήτων.

Η εταιρεία, παρέχει διαγράμματα δυναμομέτρησης για όλες τις επιλογές βαλβίδων.

Για τις δικές μας απαιτήσεις, η πλέον αρμόζουσα επιλογή είναι των βαλβίδων C/R21.

Το σχετικό διάγραμμα δύναμης απόσβεσης – ταχύτητας είναι το ακόλουθο:



Εικόνα 5.3 - Διάγραμμα Δυναμομέτρησης Αποσβεστήρα Ohlins TT25 με Βαλβίδες C21 - R21

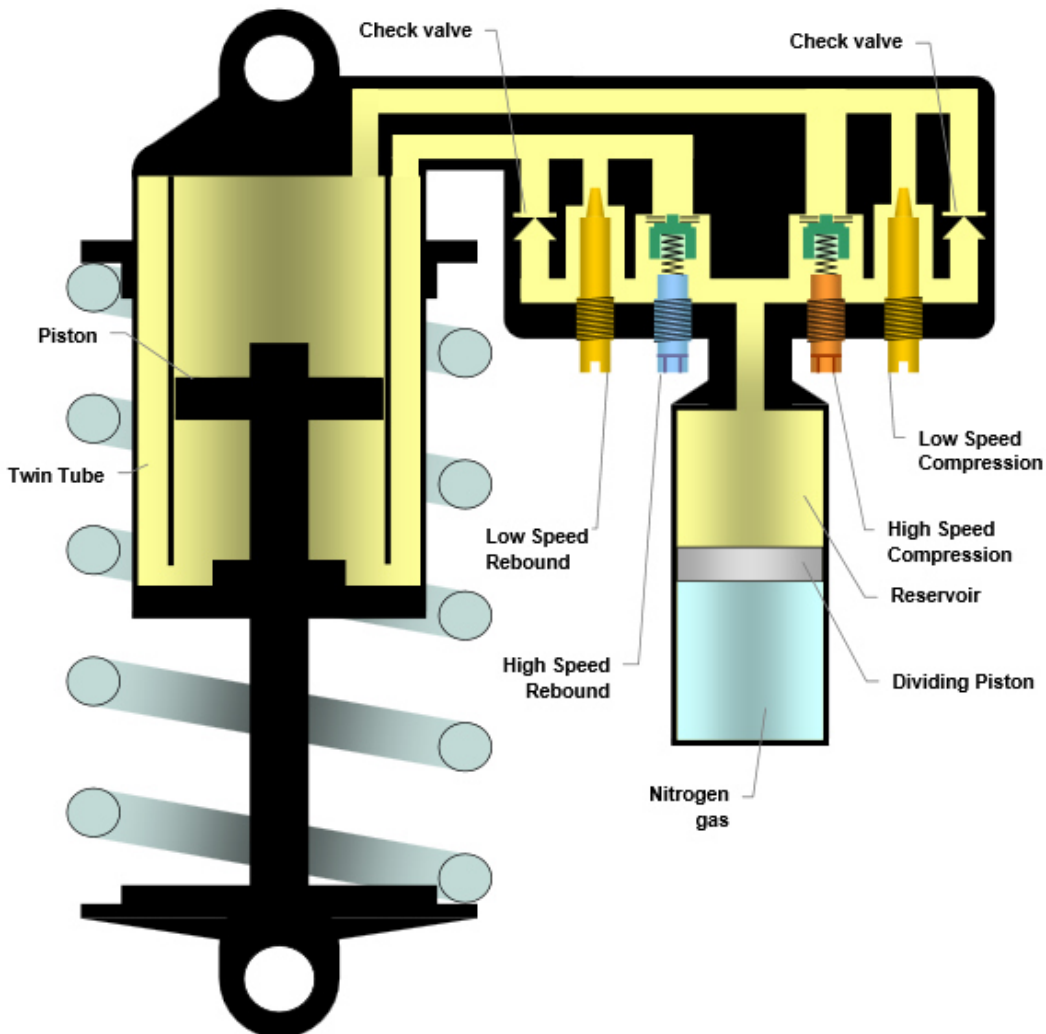
Αρχικά, παρατηρούμε ότι το σημείο «γόνατος», όπου γίνεται η μετάβαση από βαλβίδες χαμηλών ταχυτήτων σε υψηλών, είναι γύρω στα 10-12 mm/sec, όπου και γίνεται ο υπολογισμός σταθεράς απόσβεσης χαμηλών ταχυτήτων, μέσω της κλίσης της μέχρι εκεί καμπύλης και μετά η σταθερά υψηλών ταχυτήτων γίνεται με υπολογισμό της κλίσης σε πολύ υψηλές ταχύτητες.

Βλέπουμε ότι στις πιο «μαλακές» ρυθμίσεις χαμηλών ταχυτήτων, μπορούμε να έχουμε τις σταθερές που υπολογίσαμε (περί 3500 Ns/m) και με αρκετό περιθώριο αύξησης μέσω ρυθμίσεων, σε περίπτωση που χρειαστεί να αυξήσουμε και άλλο τις δυσκαμψίες. Επίσης, καλύπτεται και ο γενικός στόχος των χαμηλότερων αποσβέσεων έκτασης από ότι συμπίεσης σε χαμηλές ταχύτητες, για βέλτιστη δυναμική σε περίπτωση κλίσης σασσί. Όσον αφορά τις σταθερές απόσβεσης υψηλών ταχυτήτων, εδώ για να πάρουμε τις τιμές που επιθυμούμε, χρειαζόμαστε τις πιο «σκληρές» ρυθμίσεις, αν και σε αυτή την περίπτωση, ακόμη και να καταλήξουμε με κάτω από 0.4 λόγο απόσβεσης, η επίδραση στην τελική δυναμική συμπεριφορά του μονοθεσίου, θα είναι μικρή σε σχέση με τις αποσβέσεις χαμηλών ταχυτήτων. Πρόκειται λοιπόν για αποσβεστήρα μονού κυλίνδρου, με δύο ομόκεντρους θαλάμους στο εσωτερικό του βασικού κυλίνδρου.

Το έμβολο, δεν έχει οπές και βαλβίδες, αλλά αυτές είναι μεταφερμένες σε μία προέκταση του κυλίνδρου, όπου και είναι δυνατόν να είναι προσβάσιμες και να ρυθμίζονται εξωτερικά.

Επίσης, υπάρχει εξωτερικό δοχείο αζώτου σε υψηλή πίεση, διαχωριζόμενο από το λάδι του αποσβεστήρα μέσω αιωρούμενου εμβόλου, βοηθώντας στο να ασκείται μόνιμη πίεση στο λάδι και να αποφεύγονται φυσαλίδες και το φαινόμενο της σπηλαιώσης, τα οποία θα εμφάνιζαν φαινόμενα υστέρησης στα χαρακτηριστικά απόσβεσης. Η προέκταση και το εξωτερικό δοχείο, αυξάνουν γενικά και την χωρητικότητα σε λάδι, αλλά και τις επιφάνειες ανταλλαγής θερμότητας με το περιβάλλον, γεγονός που βοηθά ειδικά σε αγωνιστικές εφαρμογές, όπου σημαντικές αλλαγές στην θερμοκρασία του λαδιού, θα άλλαζαν σε υπολογίσιμο βαθμό τα χαρακτηριστικά απόσβεσης.

Με μία σειρά ανεπίστροφων βαλβίδων, διαχωρίζονται οι διαδρομές που θα διασχίσει το λάδι ανάλογα την περίπτωση συμπίεσης ή έκτασης και με άλλες ρυθμιζόμενες βαλβίδες ελατηρίων, θα καθορίζεται το πότε και κατά πόσο θα υποχωρεί η αντίσταση που θα αντιμετωπίζει το λάδι σε υψηλότερες ταχύτητες, προσδίδοντας τα χαρακτηριστικά απόσβεσης υψηλών ταχυτήτων. Για τη ρύθμιση των αποσβέσεων χαμηλών ταχυτήτων, ρυθμίζεται το διάκενο διέλευσης του λαδιού, στη διαδρομή συμπίεσης και έκτασης.



Εικόνα 5.4 - Απεικόνιση Λειτουργικών Διατάξεων Αποσβεστήρα Ohlins TTX25

6. Φορτίσεις και Ελαστοκινηματική

Έχοντας επιλέξει τα γεωμετρικά και κινηματικά χαρακτηριστικά του πρωτότυπου αγωνιστικού μας οχήματος, έχουμε πλέον όλα τα χαρακτηριστικά σημεία στο χώρο, των στελεχών του συστήματος ανάρτησης διπλών ψαλιδιών. Πριν τα «ενώσουμε» μεταξύ τους σχεδιάζοντας τα τελικά κομμάτια, ένα βασικό βήμα, είναι ο καθορισμός των συνθηκών φόρτισης στις οποίες θα βρεθεί το όχημα, ο υπολογισμός των επιμέρους φορτίων σε κάθε τμήμα που θα σχεδιαστεί, αλλά και το κατά πόσο οι παραμορφώσεις που θα προκύψουν, θα επηρεάσουν τα κινηματικά μεγέθη.

Γνωρίζοντας τα επιμέρους φορτία κάθε τμήματος, μπορεί να γίνει με σωστό τρόπο ο μηχανολογικός σχεδιασμός του, με σωστή επιλογή διαστάσεων, γεωμετριών, υλικών και μέσω λογισμικών *Ανάλυσης Πεπερασμένων Στοιχείων (FEA)*, να επιτευχθεί η βέλτιστη αναλογία αντοχής / βάρους, που αποτελεί τον κλασσικό στόχο σχεδιασμού τμημάτων αγωνιστικών οχημάτων. Σε τμήματα όμως ενός πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος, όπως του συστήματος ανάρτησης, δεν αποτελεί στόχο μόνο η μεγιστοποίηση της σχέσης αντοχής – βάρους, αλλά και η σχετικά αποδεκτή ακαμψία των επιμέρους μερών, ώστε να επηρεάζεται κατά το δυνατόν λιγότερο η κινηματική της ανάρτησης, που είχε υπολογιστεί προφανώς για απαραμόρφωτα στελέχη.

Σε αυτό το κεφάλαιο, θα αναφερθούμε εξ αρχής σε εφαρμογή στο P16, καθώς η φύση της προσέγγισης των φορτίσεων, είναι διαφορετική για κάθε όχημα και δεν επιτρέπει γενίκευση σε ενιαία θεωρία.

6.1. Σενάρια Φόρτισης

Έχοντας ως δεδομένα το βάρος, το κέντρο βάρους, την μέγιστη αναμενόμενη αεροδυναμική κάθετη δύναμη και τις βασικές διαστάσεις του οχήματος, όπως όλα έχουν αναφερθεί σε προηγούμενα σημεία της διπλωματικής, βρίσκουμε τα φορτία που θα αναπτυχθούν στο πέλμα των ελαστικών, για μία σειρά από τα δυσμενέστερα σενάρια φόρτισης, που το όχημά μας μπορεί να βρεθεί κατά την οδήγησή του.

Φυσικά, αυτή η επιλογή σεναρίων είναι στη δικαιοδοσία του εκάστοτε μηχανικού και είναι κρίσιμης σημασίας για την κάλυψη των μέγιστων δυνατών φορτίων που μπορεί να εμφανιστούν στα τμήματα του συστήματος ανάρτησης, χωρίς όμως να γίνουν και υπερβολικές παραδοχές φορτίσεων και οδηγηθούμε σε υπερδιαστασιολόγηση και μεγαλύτερο από ότι θα χρειαζόταν βάρος οχήματος.

- **Σενάριο Κεντρομόλου Επιτάχυνσης 2g**

Από εμπειρικά δεδομένα σειράς ετών, σε συνθήκες πιστών Formula Student, με ελαστικά σχετικών προδιαγραφών και αεροδυναμικά φορτία της τάξης που αναμένουμε στο P16 (max 150kg), η μέγιστη πιθανή κεντρομόλος επιτάχυνση που μπορεί να καταγραφεί είναι της τάξης των 2g.

Λαμβάνουμε υπόψη μόνο εξωτερικούς τροχούς, καθώς εμπειρικά οι δυνάμεις στους εσωτερικούς είναι σε κάθε περίπτωση χαμηλότερες, σε όλα τα τμήματα που φορτίζονται από τους εσωτερικούς τροχούς.

Επίσης θεωρούμε μέγιστη γωνία κατεύθυνσης εγκάρσιου φορτίου για εμπρός τροχούς της τάξης των 15 μοιρών, αφαιρώντας από τις τυπικές μέγιστες γωνίες διεύθυνσης, τις μέγιστες αναμενόμενες γωνίες ολίσθησης.

Σαν ακραία περίπτωση, θεωρούμε 100% μεταφορά βάρους και ότι το όχημα στρίβει στους 2 τροχούς και στη συνέχεια προσθέτουμε και τα κατακόρυφα αεροδυναμικά φορτία, θεωρώντας ισόποση κατανομή τους.

Οπότε για αυτή τη δυσμενέστερη σε κεντρομόλο περίπτωση, έχουμε τα φορτία στα πέλματα:

2G CORNERING			
	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)
FRONT	764	2850	1850
REAR	0	3328	2039

- **Σενάριο Διαμήκους Επιβράδυνσης 2g**

Για τους ίδιους λόγους με την περίπτωση κεντρομόλου επιτάχυνσης, αναμένουμε επίσης δυσμενέστερη επιβράδυνση της τάξης των 2g.

Θεωρούμε πιο ακραία περίπτωση κατανομής πέδησης 80% στον εμπρός άξονα, με παραδοχή μη ολίσθησης, άρα το 80% της συνολικής δύναμης πέδησης του οχήματος θα προκύπτει από τους εμπρός τροχούς. Προφανώς, υπολογίζουμε μόνο για τους εμπρός τροχούς σε επιβράδυνση, καθώς η συμμετοχή των πίσω είναι πολύ μικρή σε σχέση με τα φορτία που θα δέχονται σε άλλα σενάρια.

Υπολογίζουμε και την αντίστοιχη μεταφορά βάρους για την επιβράδυνση αυτή και προσθέτουμε και τα κατακόρυφα αεροδυναμικά φορτία.

Για αυτή τη δυσμενέστερη σε επιβράδυνση περίπτωση, έχουμε φορτία για τα πέλματα των εμπρός τροχών:

2G BRAKING			
	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)
FRONT	2511	0	1667

- **Σενάριο Διαμήκους Επιτάχυνσης 1.5g**

Για την περίπτωση της μέγιστης επιτάχυνσης, αυτή εμφανίζεται σε εκκίνηση από στάση και καθώς σε μηδενική ταχύτητα δεν υπάρχουν αεροδυναμικά φορτία, εμπειρικά υπολογίζουμε για 1.5g

Υπολογίζουμε και την αντίστοιχη μεταφορά βάρους και έτσι έχουμε για τα πέλματα των πίσω τροχών:

1.5 G ACCELERATION			
	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)
REAR	-2354	0	1247

- **Συνδυασμός Κεντρομόλου 1.3g με Επιβράδυνση 1.3g**

Όπως είδαμε και στο Κεφάλαιο 2, τα ελαστικά μπορούν να παράξουν ταυτόχρονα εγκάρσιες και διαμήκεις δυνάμεις, κινούμενοι πάνω στην καμπύλη της έλλειψης πρόσφυσης. Έτσι μπορούμε να πάρουμε πιθανούς συνδυασμούς επιβράδυνσης και κεντρομόλου επιτάχυνσης.

Για την περίπτωση μας, εξετάζουμε το σενάριο 1.3g συνδυασμένα και για τις δύο κατευθύνσεις, υπολογίζουμε και τις μεταφορές βάρους που θα εμφανιστούν και προσθέτουμε το κατακόρυφο αεροδυναμικό φορτίο.

Για αυτή την περίπτωση συνδυασμένων επιταχύνσεων, έχουμε για τον εμπρός εξωτερικό τροχό:

1.3 G BRAKING + 1.3 G CORNERING			
	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
FRONT	1929	1459	1897

- **Συνδυασμός Κεντρομόλου 1.3g με Επιτάχυνση 1.3g**

Για τους ίδιους λόγους με το συνδυασμό κεντρομόλου και επιβράδυνσης, υπολογίζουμε για 1.3 g και για τις 2 κατευθύνσεις και τις αντίστοιχες μεταφορές βάρους σε συνδυασμό με το κατακόρυφο αεροδυναμικό φορτίο.

Για αυτή την περίπτωση συνδυασμένων επιταχύνσεων, έχουμε για τον πίσω εξωτερικό τροχό:

1.3 G ACCEL + 1.3 G CORNERING			
	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
REAR	-2040	1320	2075

- **Σενάριο Bump 3G**

Ως ακραία περίπτωση ανωμαλίας οδοστρώματος που θα μπορούσε να φορτίσει ένα μονοθέσιο Formula Student, παίρνουμε την συνολική κατακόρυφη συμπίεση όλων των τροχών, λόγω εμφάνισης κατακόρυφης επιτάχυνσης στην αναρτώμενη μάζα ίση με 3g.

Έτσι κάθε τροχός θα λαμβάνει το τριπλάσιο βάρος του στατικού και προσθέτουμε και την αεροδυναμική κατακόρυφη δύναμη.

Για αυτή την περίπτωση κατακόρυφης επιτάχυνσης, έχουμε για τους εμπρός και πίσω τροχούς:

3G BUMP			
	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
FRONT	0	0	2588
REAR	0	0	2871

6.2. Υπολογισμός Φορτίων Επιμέρους Τμημάτων

Γνωρίζοντας τις δυνάμεις στο πέλμα του ελαστικού, υπάρχουν διάφοροι τρόποι στις μέρες μας να βρεθούν τα φορτία στα επιμέρους κομμάτια ενός συστήματος ανάρτησης διπλών ψαλιδιών.

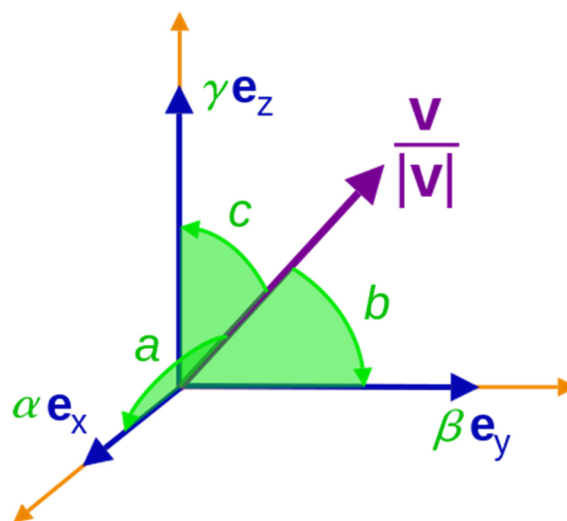
Μέσω λογισμικών FEA, θα μπορούσε κανείς να εισάγει την γεωμετρία των σημείων έδρασης όλων των κομματιών, να μοντελοποιήσει τις συνδέσεις μεταξύ τους, να τοποθετήσει στο χώρο τη συνισταμένη δύναμη στο πέλμα του ελαστικού και θεωρώντας τα κομμάτια άκαμπτα, να υπολογίσει το λογισμικό τις αντιδράσεις σε κάθε ένα ξεχωριστά.

Επίσης, διάφορα λογισμικά προσομοίωσης δυναμικής οχημάτων, μπορούν με παρόμοιο τρόπο με τα λογισμικά FEA, να υπολογίσουν τις δυνάμεις σε κάθε τμήμα του συστήματος ανάρτησης.

Παρόλα αυτά, επιλέγεται από τον γράφων ένας πιο εποπτικός τρόπος υπολογισμού επιμέρους φορτίων, που βοηθά αρκετά και στην πρακτική κατανόηση της αλληλεπίδρασης της γεωμετρίας μιας ανάρτησης διπλών ψαλιδιών με τις δυνάμεις των ελαστικών. Πρόκειται για ένα είδος επάλληλης διανυσματικής ανάλυσης δυνάμεων, που βασικό χαρακτηριστικό του είναι ο ανεξάρτητος υπολογισμός των φορτίων των επιμέρους τμημάτων για κάθε κατεύθυνση δύναμης στο ελαστικό (F_x , F_y , F_z) ξεχωριστά και στο τέλος οι τελικές φορτίσεις των τμημάτων, βρίσκονται με αλγεβρικό άθροισμα εκείνων που προκαλούνται από κάθε κατεύθυνση δύναμης ελαστικού.

Δε θα υποδειχθούν αναλυτικά όλες οι εξισώσεις στατικής ισορροπίας για κάθε τμήμα, καθώς εκτός του ότι αποτελούν βασική γνώση μηχανικής και μάλιστα με πολλούς διαφορετικούς και σωστούς τρόπους να υλοποιηθούν, θα σπαταλούσαν απλά χώρο σε ένα σύγγραμμα που στοχεύει σε κάλυψη πληροφοριών εξειδικευμένων και μοναδικών για την περίπτωση αγωνιστικών οχημάτων. Αντί αυτού, θα περιγραφούν τα βήματα που θα πρέπει να ακολουθηθούν για τον υπολογισμό των επιμέρους φορτίων σε επαλληλία.

Βασικό «εργαλείο» της διανυσματικής ανάλυσης δυνάμεων, είναι η γνώση όλων των συνημιτόνων διεύθυνσης, κάθε στελέχους των τμημάτων της ανάρτησης. Με αυτό τον τρόπο, απλά γνωρίζοντας μία μόνο προβολή μίας δύναμης στελέχους σε έναν μόνο άξονα, μπορούμε να υπολογίσουμε το μέτρο αυτής της δύναμης.

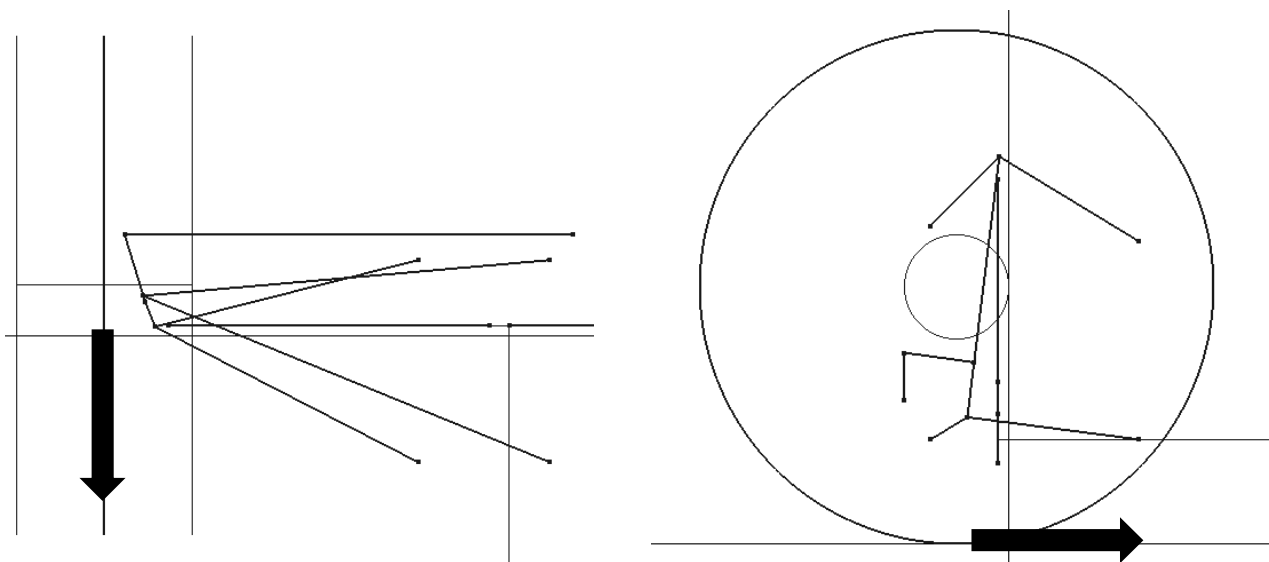


Εικόνα 6.1 - Απεικόνιση Συνημιτόνων Διεύθυνσης ενός Διανύσματος V

Γενικά, μιλάμε για αξονικά φορτία στα στελέχη μεταξύ των σημείων της ανάρτησης διπλών ψαλιδιών, καθώς σε όλες τις συνδέσεις χρησιμοποιούνται αρθρωτοί σύνδεσμοι.

Υπάρχει και μία κάμψη στα στελέχη του πάνω ψαλιδιού, όπου εδράζεται αρθρωτά η ράβδος έλξης (pullrod) και προέρχεται από την έστω και μικρή απόσταση του διανύσματος διεύθυνσης της ράβδου από το κέντρο της άρθρωσης του πάνω ψαλιδιού με τον φορέα του τροχού.

- Δυνάμεις προερχόμενες μόνο από F_x



Εικόνα 6.2 - Απεικόνιση Δύναμης F_x σε Εμπρός Αριστερό Τροχό – Κάτοψη και Πλάγια Όψη

Για τον υπολογισμό της κατανομής δυνάμεων στα στελέχη του συστήματος ανάρτησης διπλών ψαλιδιών λόγω F_x , ξεκινάμε από τον υπολογισμό της δύναμης που θα δεχθεί η ράβδος διεύθυνσης, λόγω της ροπής που θα δημιουργηθεί στον τροχό εξαιτίας του scrub radius.

Στη συνέχεια, γνωρίζοντας ότι το πάνω ψαλίδι στην άρθρωσή του με τον φορέα του τροχού θα δέχεται διαμήκη δύναμη αντίρροπη της F_x και το κάτω διαμήκη ομόρροπη της F_x , με απλή στατική βρίσκουμε τις διαμήκεις δυνάμεις στις εξωτερικές αρθρώσεις των ψαλιδιών.

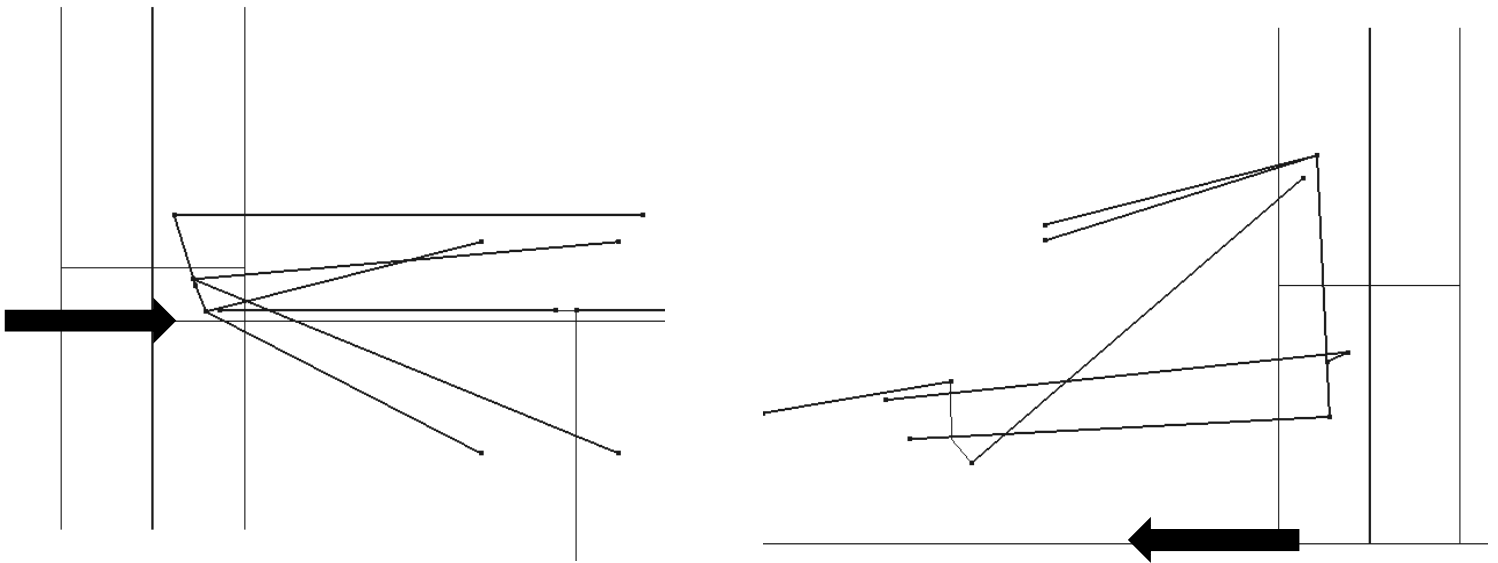
Εύκολα, με χρήση συνημιτόνων διεύθυνσης, βρίσκουμε τις δυνάμεις στα σκέλη των ψαλιδιών.

Σε συνήθη περίπτωση που έχουμε θετικά Anti-Features, το pullrod θα φορτίζεται και αυτό με τρόπο τέτοιο, ώστε να επιφέρει δυναμικά την επίδραση των Anti-Features, αποφορτίζοντας το pullrod καθώς και το μοχλικό / ελατήριο. Το φορτίο του, το βρίσκουμε από ισορροπία δυνάμεων μόνο του πάνω ψαλιδιού και ισορροπία ροπών των δύο ψαλιδιών. Έτσι, πάλι με στατική και συνημίτονα διεύθυνσης, βρίσκουμε και τα φορτία που θα εισάγει το pullrod στα στελέχη της ανάρτησης, ψαλίδια και ράβδο διεύθυνσης.

Επίσης, λόγω φόρτισης pullrod, υπολογίζουμε και τις ροπές κάμψης που κάθε σκέλος του πάνω ψαλιδιού θα φέρει.

Εν τέλει, αθροίζουμε αλγεβρικά, με ιδιαίτερη προσοχή στα πρόσημα, τις δυνάμεις σε κάθε στέλεχος.

- Δυνάμεις προερχόμενες μόνο από F_y



Εικόνα 6.3 - Απεικόνιση Δύναμης F_y σε Εμπρός Αριστερό Τροχό – Κάτοψη και Εμπρόσθια Όψη

Για τον υπολογισμό της κατανομής δυνάμεων στα στελέχη του συστήματος ανάρτησης διπλών ψαλιδιών λόγω F_y , ξεκινάμε από τον υπολογισμό της δύναμης που θα δεχθεί η ράβδος διεύθυνσης, λόγω της ροπής που θα δημιουργηθεί στον τροχό εξαιτίας του μηχανικού ίχνους.

Σε περίπτωση που έχουμε δεδομένα ελαστικών, προσθέτουμε και την ροπή αυτοευθυγράμμισης του ελαστικού για τις συνθήκες που οδηγούν στην F_y , αν και τα ελαστικά σε μέγιστες τιμές F_y , τείνουν να μηδενίζουν το πνευματικό ίχνος και την ροπή ευθυγράμμισής τους.

Στη συνέχεια, γνωρίζοντας ότι το πάνω ψαλίδι στην άρθρωσή του με τον φορέα του τροχού θα δέχεται εγκάρσια δύναμη αντίρροπη της F_y και το κάτω εγκάρσια ομόροπη της F_y , με απλή στατική βρίσκουμε τις εγκάρσιες δυνάμεις στις εξωτερικές αρθρώσεις των ψαλιδιών.

Εύκολα, με χρήση συνημιτόνων διεύθυνσης, βρίσκουμε τις δυνάμεις στα σκέλη των ψαλιδιών.

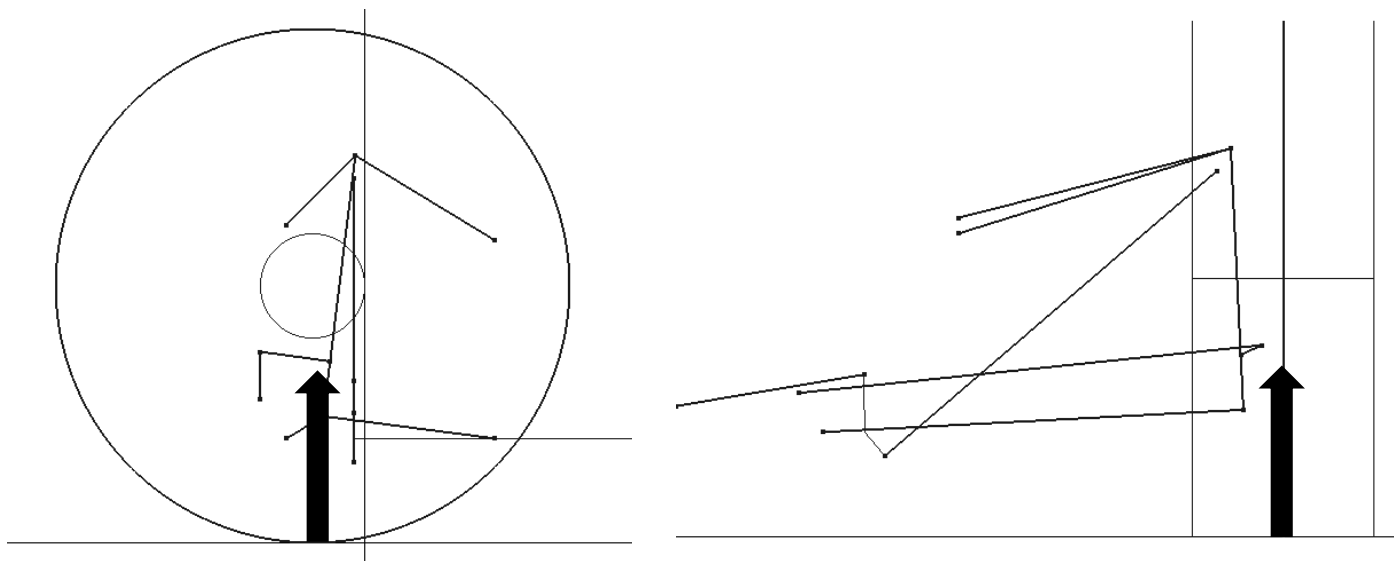
Στη συνέχεια από ισορροπία δυνάμεων μόνο του πάνω ψαλιδιού και ισορροπία ροπών των δύο ψαλιδιών, βρίσκουμε το φορτίο του pullrod λόγω F_y .

Έτσι, πάλι με στατική και συνημίτονα διεύθυνσης, βρίσκουμε και τα φορτία που θα εισάγει το pullrod στα στελέχη της ανάρτησης, ψαλίδια και ράβδο διεύθυνσης.

Επίσης, λόγω φόρτισης pullrod, υπολογίζουμε και τις ροπές κάμψης που κάθε σκέλος του πάνω ψαλιδιού θα φέρει.

Εν τέλει, αθροίζουμε αλγεβρικά, με ιδιαίτερη προσοχή στα πρόσημα, τις δυνάμεις σε κάθε στέλεχος.

- Δυνάμεις προερχόμενες μόνο από F_z



Εικόνα 6.4 - Απεικόνιση Δύναμης F_z σε Εμπρός Αριστερό Τροχό – Πλάγια και Εμπρόσθια Όψη

Για τον υπολογισμό της κατανομής δυνάμεων στα στελέχη του συστήματος ανάρτησης διπλών ψαλιδιών λόγω F_z , ξεκινάμε από τον υπολογισμό της δύναμης που θα δεχθεί η ράβδος έλξης (pullrod). Αυτή βρίσκεται εύκολα μέσω του συνημιτόνου διεύθυνσης του pullrod.

Στη συνέχεια γνωρίζοντας τη δύναμη του pullrod με εξισώσεις στατικής και συνημίτονα διεύθυνσης, βρίσκουμε τις αντιδράσεις σε όλα στελέχη, ψαλιδιών και ράβδου διεύθυνσης.

Όπως και στις άλλες περιπτώσεις βέβαια, πρέπει να υπολογιστούν και οι ροπές κάμψης των σκελών του πάνω ψαλιδιού.

➤ Δυνάμεις επιμέρους στελεχών από σενάρια φορτίσεων

Έχοντας αναφερθεί στον τρόπο με τον οποίο μπορούμε να υπολογίσουμε τα φορτία των τμημάτων του συστήματος ανάρτησης, από ανεξάρτητες δυνάμεις στο ελαστικό, ας εφαρμόσουμε τους υπολογισμούς αυτούς για πραγματικά σενάρια φόρτισης, όπως αναφέρθηκαν παραπάνω, όπου συνυπάρχουν περισσότερες από μία κατευθύνσεις δυνάμεων στο πέλμα του ελαστικού. Προφανώς, η προσέγγιση που ακολουθείται, είναι ο υπολογισμός των δυνάμεων στα επιμέρους στελέχη για κάθε F_x , F_y , F_z που αντιστοιχούν στο σενάριο φόρτισης και στο τέλος αθροίζονται αλγεβρικά τα φορτία σε κάθε στέλεχος, ώστε να έχουμε τα συνολικά για το σενάριο φόρτισης.

Οι ονομασίες των στελεχών που θα χρησιμοποιηθούν, είναι οι εξής:

PROD: Ράβδος Έλξης (Pullrod)

LWB_FL: Εμπρός Σκέλος Κάτω Ψαλιδιού

TROD: Ράβδος Διεύθυνσης (Trackrod)

LWB_RL: Πίσω Σκέλος Κάτω Ψαλιδιού

TWB_FL: Εμπρός Σκέλος Πάνω Ψαλιδιού

BEND_TWB_FL/RL: Κάμψη Εμπρός και Πίσω Σκέλους Πάνω Ψαλιδιού

TWB_RL: Πίσω Σκέλος Πάνω Ψαλιδιού

Όλοι οι υπολογισμοί έγιναν με τον εκάστοτε τροχό σε θέση 20mm συμπίεσης από τη στατική, που αποτελεί αντιπροσωπευτική τιμή για τις καταστάσεις των σεναρίων φόρτισης που το μονοθέσιο θα βρεθεί.

Να σημειωθεί ότι τα θετικά φορτία είναι εφελκυστικά και τα αρνητικά θλιπτικά.

➤ *Σενάριο Κεντρομόλου Επιτάχυνσης 2g*

Χρησιμοποιώντας τις δυνάμεις ελαστικού του σεναρίου, σε συνδυασμό με μία τιμή ροπής αυτοεθυγράμμισης του ελαστικού 10Nm, που είναι τυπική για τα συγκεκριμένα ελαστικά σε συνθήκες μέγιστης εγκάρσιας δύναμης, έχουμε τα εξής συγκεντρωτικά αποτελέσματα δυνάμεων για τα στελέχη του εμπρός και πίσω εξωτερικού τροχού αντίστοιχα:

FRONT LINK LOADS	
PROD (N)	10227
TROD (N)	2419
TWB_FL (N)	-4605
TWB_RL (N)	-2932
LWB_FL (N)	-1482
LWB_RL (N)	-5354
BEND_TWB_FL (Nm)	67
BEND_TWB_RL (Nm)	76

REAR LINK LOADS	
PROD (N)	7197
TROD (N)	-293
TWB_FL (N)	1156
TWB_RL (N)	-4831
LWB_FL (N)	-3178
LWB_RL (N)	-2179
BEND_TWB_FL (Nm)	13
BEND_TWB_RL (Nm)	95

➤ *Σενάριο Διαμήκουσ Επιβράδυνσης 2g*

Χρησιμοποιώντας τις δυνάμεις ελαστικού του σεναρίου, υπολογίζονται οι εξής δυνάμεις στελεχών για τους εμπρός τροχούς:

FRONT LINK LOADS	
PROD (N)	3000
TROD (N)	2212
TWB_FL (N)	-7219
TWB_RL (N)	2036
LWB_FL (N)	13853
LWB_RL (N)	-12252
BEND_TWB_FL (Nm)	20
BEND_TWB_RL (Nm)	22

➤ *Σενάριο Διαμήκους Επιτάχυνσης 1.5g*

Χρησιμοποιώντας τις δυνάμεις ελαστικού του σεναρίου, υπολογίζονται οι εξής δυνάμεις στελεχών για τους πίσω τροχούς:

REAR LINK LOADS	
PROD (N)	2765
TROD (N)	2359
TWB_FL (N)	3327
TWB_RL (N)	-4088
LWB_FL (N)	-6029
LWB_RL (N)	8880
BEND_TWB_FL (Nm)	5
BEND_TWB_RL (Nm)	36

➤ *Συνδυασμός Κεντρομόλου 1.3g με Επιβράδυνση 1.3g*

Χρησιμοποιώντας τις δυνάμεις ελαστικού του σεναρίου, μαζί με 10Nm ροπής αυτοευθυγράμμισης τροχού, υπολογίζονται οι εξής δυνάμεις στελεχών για τον εμπρός εξωτερικό τροχό:

FRONT LINK LOADS	
PROD (N)	6891
TROD (N)	2424
TWB_FL (N)	-6696
TWB_RL (N)	-159
LWB_FL (N)	7773
LWB_RL (N)	-10126
BEND_TWB_FL (Nm)	45
BEND_TWB_RL (Nm)	51

➤ *Συνδυασμός Κεντρομόλου 1.3g με Επιτάχυνση 1.3g*

Χρησιμοποιώντας τις δυνάμεις ελαστικού του σεναρίου, υπολογίζονται οι εξής δυνάμεις στελεχών για τον πίσω εξωτερικό τροχό:

REAR LINK LOADS	
PROD (N)	5572
TROD (N)	2055
TWB_FL (N)	3393
TWB_RL (N)	-5788
LWB_FL (N)	-6525
LWB_RL (N)	7075
BEND_TWB_FL (Nm)	10
BEND_TWB_RL (Nm)	74

➤ *Σενάριο Bump 3G*

Χρησιμοποιώντας τις δυνάμεις ελαστικού του σεναρίου, υπολογίζονται οι εξής δυνάμεις στελεχών για τους εμπρός και πίσω τροχούς:

FRONT LINK LOADS	
PROD (N)	6639
TROD (N)	1388
TWB_FL (N)	-2998
TWB_RL (N)	-3467
LWB_FL (N)	966
LWB_RL (N)	-2198
BEND_TWB_FL (Nm)	43
BEND_TWB_RL (Nm)	50

REAR LINK LOADS	
PROD (N)	4929
TROD (N)	428
TWB_FL (N)	782
TWB_RL (N)	-5053
LWB_FL (N)	-743
LWB_RL (N)	2333
BEND_TWB_FL (Nm)	9
BEND_TWB_RL (Nm)	65

➤ *Μέγιστο Μέτρο Φορτίων Στελεχών*

Έχοντας υπολογίσει τις δυνάμεις όλων των στελεχών για όλα τα σεναρία φόρτισης, συγκεντρώνουμε τη δυσμενέστερη σε μέτρο δύναμη που θα μπορεί να δεχτεί το κάθε στέλεχος, σε συνθήκες λειτουργίας.

Βέβαια, σε κάποιες περιπτώσεις δεν αρκούν μόνο τα μέγιστα μέτρα για να σχεδιαστούν τα εκάστοτε στελέχη και να ελεγχθεί η αντοχή τους, αλλά για παράδειγμα για έλεγχο λυγισμού σε ράβδους, θα πρέπει να χρησιμοποιηθεί και η μέγιστη θλίψη που δέχονται, ακόμη και αν το μέγιστο μέτρο είναι εφελκυστικό.

Τα μέγιστα σε μέτρο φορτία σε κάθε στέλεχος για εμπρός και πίσω τροχούς, είναι:

MAX FRONT LINK LOADS	
PROD (N)	10227
TROD (N)	2424
TWB_FL (N)	-7219
TWB_RL (N)	-3467
LWB_FL (N)	13853
LWB_RL (N)	-12252
BEND_TWB_FL (Nm)	67
BEND_TWB_RL (Nm)	76

MAX REAR LINK LOADS	
PROD (N)	7197
TROD (N)	2359
TWB_FL (N)	3393
TWB_RL (N)	-5788
LWB_FL (N)	-6525
LWB_RL (N)	8880
BEND_TWB_FL (Nm)	13
BEND_TWB_RL (Nm)	95

➤ *Μέγιστα Φορτία Αναρτώμενων Στελεχών*

Ως μέγιστα φορτία που θα δεχθούν τα Μοχλικά (Rockers), θεωρούμε τα μέγιστα φορτία του εκάστοτε pullrod και την πλευρά του ελατηρίου/αποσβεστήρα απλά τη θεωρούμε αρθρωμένη, όπως και την έδρασή του στο σασσί, για τους υπολογισμούς αντοχής.

Όσον αφορά τις μέγιστες φορτίσεις των αντιστρεπτικών ράβδων, των μοχλών τους και των ράβδων σύνδεσής τους με τα μοχλικά (Droplinks), αυτές εμπειρικά προκύπτουν για την εμπρός αντιστρεπτική, από συνδυασμό της σκληρότερης ρύθμισης εμπρός με της μαλακότερης πίσω και για την πίσω, από συνδυασμό της μαλακότερης ρύθμισης εμπρός με της σκληρότερης πίσω.

Οι τελικές μέγιστες δυνάμεις, θα προκύπτουν για τη γωνία κλίσης που θα προέρχεται από την ανάρτηση (χωρίς τη συνεισφορά των ελαστικών) κάθε άξονα, υπό κεντρομόλο επιτάχυνση 2g, που αποτελεί και το δυσμενέστερο σενάριο για φόρτιση αντιστρεπτικών.

Οι τιμές γωνιών κλίσης σασσί και δυνάμεων στα μέρη των αντιστρεπτικών, προκύπτουν εύκολα από τα κινηματικά στοιχεία του Κεφαλαίου 3 και τις δυσκαμψίες του Κεφαλαίου 4.

Έτσι, οι μέγιστες φορτίσεις στα σχετικά στελέχη, είναι:

MAX ARB LOADS		
	DROPLINKS (N)	BAR (Nm)
FRONT	400	35
REAR	380	35

Να σημειωθεί, ότι οι δυνάμεις στα droplinks είναι και θλιπτικές και εφελκυστικές, αναλόγως την κατεύθυνση κλίσης του σασσί.

- **Φορτία Σχεδιασμού – Συντελεστές Ασφαλείας**

Σαφώς, όλες οι δυνάμεις που υπολογίστηκαν έως τώρα, αφορούν τα μεγέθη που όντως θα εμφανίζονταν στα διάφορα τμήματα της ανάρτησης, αν το μονοθέσιο βρισκόταν εν λειτουργία στα σενάρια φόρτισης που επιλέχθηκαν.

Έχοντας ως δεδομένο ότι τα επιλεγμένα σενάρια φόρτισης, δεν είναι μακριά από την πραγματικότητα - και ιδιαίτερα ως προς την περίπτωση του να ήταν υπεραισιόδοξα και εν τέλει να εμφανίζονται μεγαλύτερα φορτία από τα υπολογισμένα-, δεχόμαστε τις υπολογισμένες δυνάμεις, ως τα πραγματικά *Φορτία Λειτουργίας* των επιμέρους τμημάτων.

Σε αυτό το σημείο, εισάγεται η έννοια των *Φορτίων Σχεδιασμού*, που ουσιαστικά αποτελούν τον πολλαπλασιασμό των φορτίων λειτουργίας με τους επιλεγμένους *Συντελεστές Ασφαλείας*.

Εμπειρικά, σε πρωτότυπα αγωνιστικά οχήματα πίστας, για τμήματα του αγωνιστικού οχήματος που δεν θα χρησιμοποιηθούν για πάνω από 5000km λειτουργίας, επιλέγονται *Συντελεστές Ασφαλείας 1.5* για *Μεταλλικά* κομμάτια και *2* για *Σύνθετα Υλικά*. Έλεγχος για αντοχή σε *Κόπωση*, γίνεται σε λίγα κομμάτια και μόνο όταν υπόκεινται σε έντονα εναλλασσόμενα φορτία και προορίζονται για σχετικά μακροχρόνια χρήση.

Ειδικά σε μονοθέσια Formula Student, που η χρήση τους ανά σεζόν είναι πολύ περιορισμένη (κάτω από 1000km), έλεγχος για αντοχή σε κόπωση γενικά δεν γίνεται και επιλέγονται οι προαναφερθέντες συντελεστές ασφαλείας, ή και ακόμη και λίγο χαμηλότεροι εάν υπάρχει αυτοπεποίθηση για την ακρίβεια υπολογισμών και σεναρίων φόρτισης, εφαρμοζόμενοι στα μέγιστα φορτία που υπολογίστηκαν.

Μπορούμε είτε να εφαρμόσουμε τους συντελεστές ασφαλείας στα μέγιστα φορτία και να κάνουμε υπολογισμούς αντοχής με τα φορτία σχεδιασμού, είτε να υπολογίσουμε αντοχή με τα φορτία λειτουργίας και να ελέγξουμε αν ικανοποιούνται οι συντελεστές ασφαλείας ως προς τα όρια διαρροής.

Μία ακόμη σημαντική παράμετρος κατά τη χρήση ορίων διαρροής για τους ελέγχους αντοχής, είναι οι μέγιστες θερμοκρασίες λειτουργίας τις οποίες θα αντιμετωπίσουν τα εκάστοτε τμήματα του οχήματος. Ως γνωστόν, τα συνήθη όρια διαρροής για τα υλικά, αναφέρονται σε θερμοκρασίες «δωματίου» ή εν γένει χαμηλές σχετικά θερμοκρασίες που μπορούν να υπάρχουν στην ατμόσφαιρα. Τα περισσότερα μέταλλα, ειδικά μετά τους 100 °C, εμφανίζουν μειωμένες μηχανικές ιδιότητες, με μάλιστα μη γραμμική μείωση και για αυτό τον λόγο, οι μέγιστες θερμοκρασίες λειτουργίας κάθε κομματιού, πρέπει να λαμβάνονται υπόψη κατά τη χρήση ορίων διαρροής για τους υπολογισμούς συντελεστών ασφαλείας.

Ειδικά τα τμήματα κατασκευασμένα από σύνθετα υλικά και ιδιαίτερα σε συνδέσεις τους με μεταλλικά, όπου χρησιμοποιούνται κατάλληλες κόλλες, είναι ακόμη περισσότερο ευαίσθητα ως προς τις μηχανικές τους ιδιότητες συναρτήσει της θερμοκρασίας και σίγουρα οι υπολογισμοί συντελεστών ασφαλείας, πρέπει να γίνονται με τις ιδιότητες των τμημάτων στην θερμοκρασία λειτουργίας τους, ακόμη και αν πρόκειται για λιγότερους από 100 °C.

6.3. Παραμορφώσεις και Κινηματική

Ως γνωστόν, όλα τα σώματα παραμορφώνονται υπό φορτίο. Οι τελικές παραμορφώσεις των στελεχών του συστήματος ανάρτησης, θα μπορούν να υπολογιστούν, εφόσον έχουν επιλεγεί οι σχετικές διατομές, τα υλικά και οι τελικές γεωμετρίες τους.

Η έστω και παραμικρή παραμόρφωση κάθε στελέχους, μετατοπίζει προφανώς τα σημεία έδρασης του, και συνεπώς αλλάζει τις τιμές των γεωμετρικών και κινηματικών χαρακτηριστικών της ανάρτησης. Για αυτό τον λόγο, η ποσοτικοποίηση του φαινομένου αυτού ονομάζεται *Ελαστοκινηματική*, καθώς ουσιαστικά μεταβάλλει τα κινηματικά χαρακτηριστικά της ανάρτησης, λόγω ελαστικότητας των μερών της.

Σε αυτό το σημείο, μη γνωρίζοντας ακόμη τις τελικές προδιαγραφές των στελεχών, μπορούμε να δούμε την επίδραση της παραμόρφωσης κάθε στελέχους ανά 1mm, στα σημαντικότερα γεωμετρικά και κινηματικά χαρακτηριστικά. Αυτό σημαίνει ότι όταν θα γνωρίζουμε τις μέγιστες παραμορφώσεις των στελεχών, απλά πολλαπλασιάζοντας με τα ανά 1mm ελαστοκινηματικά μεγέθη, θα παίρνουμε τις τελικές τιμές.

Να σημειωθεί, ότι τα ανά 1mm ελαστοκινηματικά μεγέθη, βοηθάνε και στην κατανόηση της επίδρασης που θα είχε στην γεωμετρία και κινηματική, ένας πιθανός «τζόγος» οποιασδήποτε αιτίας σε κάποιο στέλεχος.

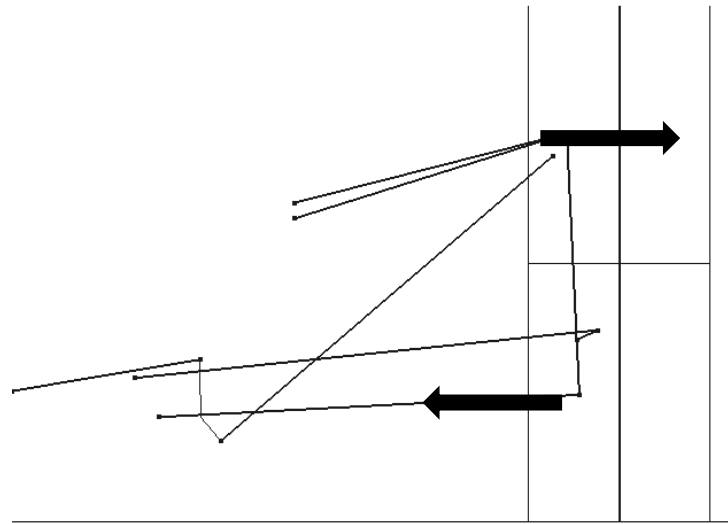
Οι ενδιαφέροντες μεταβολές σχετικών μεγεθών για το P16, όπως και για τα περισσότερα πρωτότυπα αγωνιστικά οχήματα, είναι:

- *Camber*

Αναφερόμαστε στην ανά 1mm παραμόρφωσης στην Y κατεύθυνση ενός ψαλιδιού, μεταβολή της γωνίας *camber* του εκάστοτε τροχού.

Ο υπολογισμός χρησιμεύει κυρίως υπό φορτία σε κεντρομόλο επιτάχυνση, καθώς σε στροφές η απώλεια *camber* στους είναι κρίσιμη για τη δυνατότητα παραγωγής εγκάρσιων δυνάμεων.

Η τιμή της μεταβολής *camber* λόγω Y παραμόρφωσης, εξαρτάται με απλούς υπολογισμούς, από την κατακόρυφη απόσταση των σημείων έδρασης των ψαλιδιών στον φορέα του τροχού, μεταξύ τους.



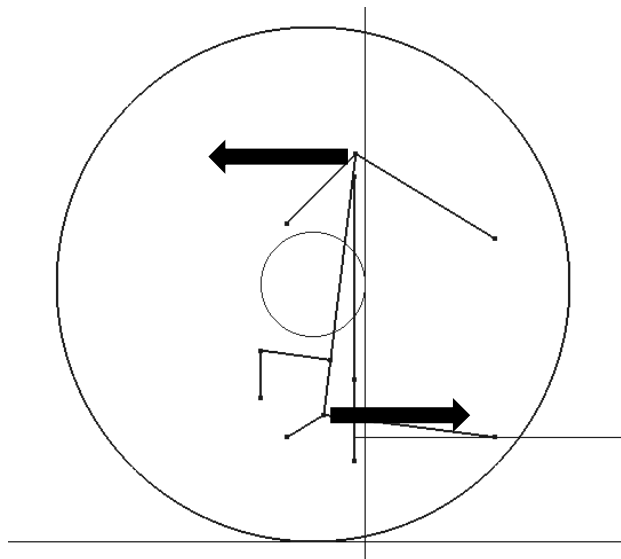
Εικόνα 6.5 - Απεικόνιση Κατεύθυνσης Παραμορφώσεων Ψαλιδιών Εξωτερικού Τροχού υπό Κεντρομόλο Επιτάχυνση

- **Caster**

Αναφερόμαστε στην ανά 1mm παραμόρφωσης στην X κατεύθυνση ενός ψαλιδιού, μεταβολή της γωνίας caster του εκάστοτε τροχού.

Ο υπολογισμός χρησιμεύει κυρίως υπό συνδυασμένη επιβράδυνση με κεντρομόλο επιτάχυνση, καθώς σε τέτοια περίπτωση μία σχετικά μεγάλη μείωση της γωνίας caster, θα επέφερε και σημαντική μείωση του μηχανικού ίχνους του εμπρός εξωτερικού τροχού, που θα μείωνε αισθητά την ροπή επαναφοράς του και την αίσθηση στο τιμόνι.

Η τιμή της μεταβολής caster λόγω X παραμόρφωσης, εξαρτάται με απλούς υπολογισμούς, από την κατακόρυφη απόσταση των σημείων έδρασης των ψαλιδιών στον φορέα του τροχού, μεταξύ τους.



Εικόνα 6.6 - Απεικόνιση Κατεύθυνσης Παραμόρφωσης Ψαλιδιών υπό Επιβράδυνση

- **Σύγκλιση - Απόκλιση**

Αναφερόμαστε στην ανά 1mm παραμόρφωσης στην αξονική κατεύθυνση μίας ράβδου διεύθυνσης, μεταβολή της γωνίας σύγκλισης / απόκλισης του εκάστοτε τροχού.

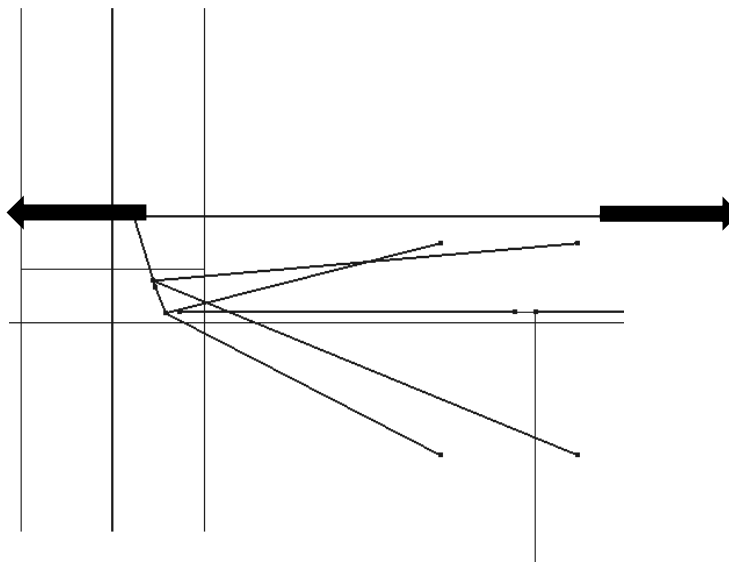
Ο υπολογισμός χρησιμεύει σε κάθε περίπτωση διαμήκους επιτάχυνσης ή επιβράδυνσης, λόγω scrub radius, για τους εμπρός ή πίσω τροχούς αντίστοιχα.

Εάν υπό επιβράδυνση, οι εμπρός τροχοί αποκτούσαν σημαντική απόκλιση ή σύγκλιση, αυτό θα οδηγούσε σε αστάθειες κατά το φρενάρισμα.

Εάν υπό επιτάχυνση, οι πίσω κινητήριои τροχοί αποκτούσαν απόκλιση, αυτό θα οδηγούσε σε μεγάλη αστάθεια του πίσω μέρους.

Ως σημαντική παράμετρος όμως, αναδεικνύεται και σε περίπτωση κεντρομόλου επιτάχυνσης, όπου λόγω μηχανικού ίχνους, η εκάστοτε ράβδος διεύθυνσης φορτίζεται και αν παραμορφώνεται σημαντικά, θα έδινε χαρακτηριστικά αντίστοιχα του κινηματικού roll steer.

Η τιμή της μεταβολής σύγκλισης / απόκλισης λόγω αξονικής παραμόρφωσης ράβδου διεύθυνσης, βρίσκεται με απλή προβολή της παραμόρφωσής του στον άξονα Y, μέσω συνημιτόνου διεύθυνσης της ράβδου διεύθυνσης.



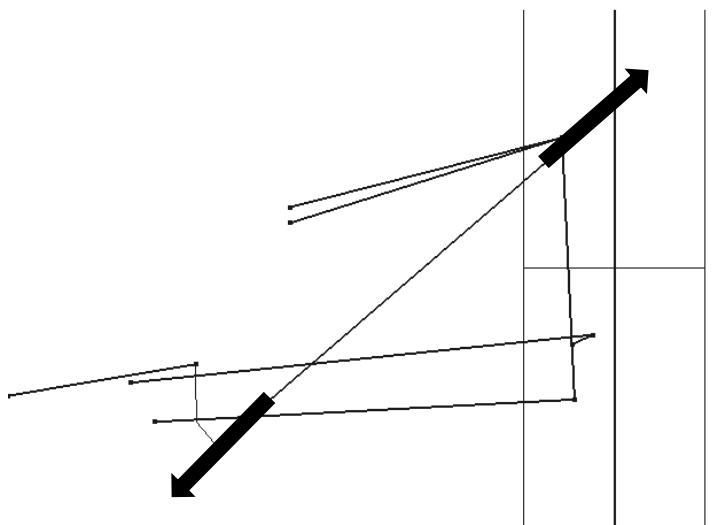
Εικόνα 6.7 - Απεικόνιση Παραμόρφωσης Ράβδου Διεύθυνσης Εμπρός Εξωτερικού Τροχού υπό Επιβράδυνση ή Κεντρομόλο Επιτάχυνση

- **Z - Ύψος**

Εδώ αναφερόμαστε στην ανά 1mm αξονική παραμόρφωση ενός pullrod, μεταβολή της κατακόρυφης θέσης του εκάστοτε τροχού και άρα και του ύψους του οχήματος από το έδαφος.

Μπορεί στα περισσότερα αγωνιστικά οχήματα να θεωρείται υπερβολικός υπολογισμός μεγέθους, καθώς η αλλαγή ύψους του οχήματος που θα προκύπτει θα είναι τις περισσότερες φορές κάτω από 1mm, αλλά σε πρωτότυπα αγωνιστικά οχήματα υψηλών αεροδυναμικών φορτίων, όπου η ελαχιστοποίηση του ύψους του σασσί και των αεροδυναμικών διατάξεων από το έδαφος είναι κρίσιμης σημασίας, η απώλεια ύψους λόγω παραμορφώσεων είναι χρήσιμο μέγεθος.

Η τιμή της μεταβολής ύψους ενός τροχού λόγω αξονικής παραμόρφωσης του αντίστοιχου pullrod, βρίσκεται με απλή προβολή της παραμόρφωσής του στον άξονα Z, μέσω συνημιτόνου διεύθυνσης του pullrod.



Εικόνα 6.8 - Απεικόνιση Παραμόρφωσης Pullrod υπό οποιαδήποτε Φόρτιση Τροχού

Συγκεντρωτικά, οι μεταβολές των παραπάνω αναφερθέντων βασικών μεγεθών ελαστοκινηματικής, ανά 1mm παραμορφώσεων, είναι:

ELASTOKINEMATIC VALUES				
	CAMBER (DEG/MM)	CASTER (DEG/MM)	TOE (DEG/MM)	Z - HEIGHT (MM/MM)
FRONT	0.35	0.35	1.40	0.39
REAR	0.29	0.29	1.42	0.58

Φυσικά, αναφερόμαστε σε μέτρα μεταβολών, για τα πρόσημά τους πρέπει να ληφθεί υπόψη η κατεύθυνση της παραμόρφωσης.

7. Μηχανολογικός Σχεδιασμός

Έχοντας καθορίσει τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά, τα σημεία έδρασης και τα φορτία των στελεχών του συστήματος ανάρτησης διπλών ψαλιδιών, σειρά έχει ο σχεδιασμός των διατάξεων και τελικών τμημάτων.

Γενικοί στόχοι του σχεδιασμού τμημάτων ανάρτησης αγωνιστικών οχημάτων, είναι:

- Η μεγιστοποίηση των λόγων *Αντοχής/Βάρους* και *Ακαμψίας/Βάρους*
- Η παροχή επαρκούς *Ρυθμισιμότητας*
- Η διατήρηση αποδεκτού *Κόστους* και *Κατασκευασιμότητας*, εξαρτώμενα από το επίπεδο και τον προϋπολογισμό του αγωνιστικού οχήματος που σχεδιάζουμε

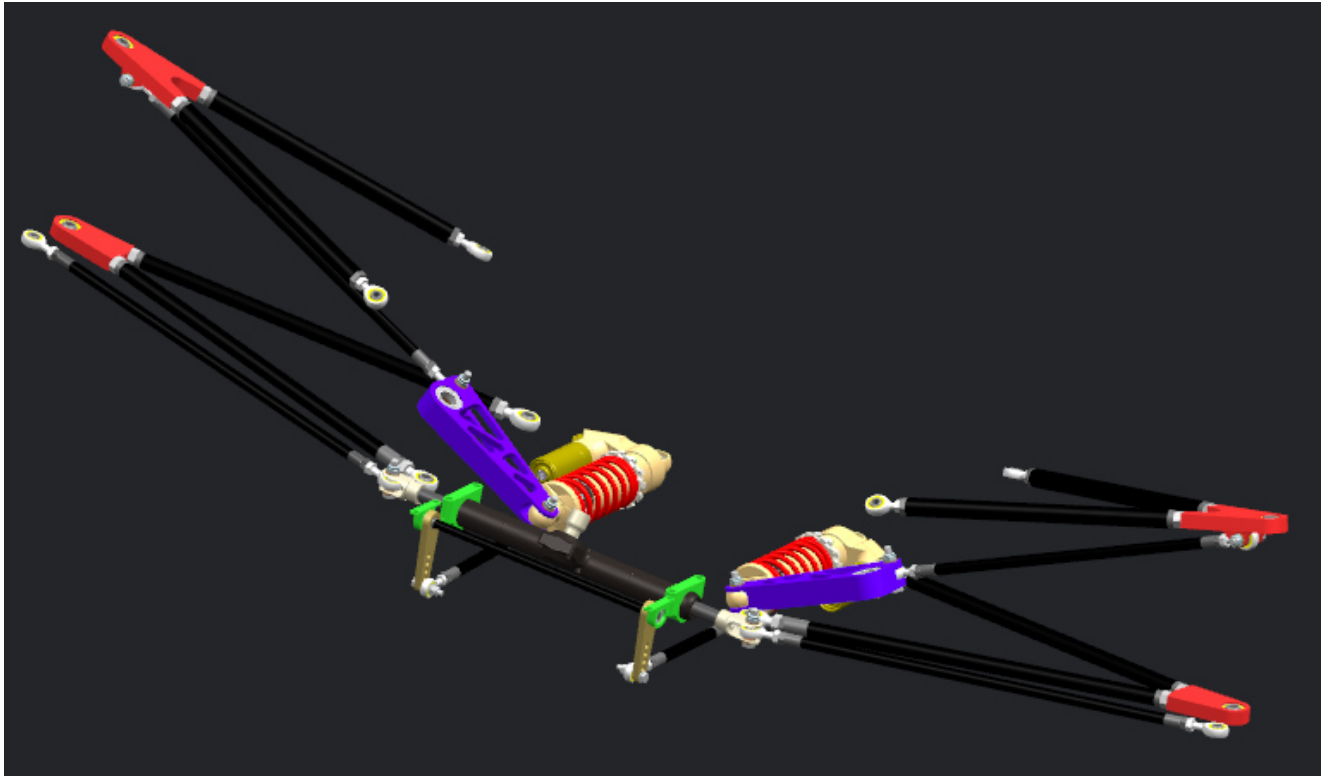
Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής, θα γίνει αναφορά στην προσέγγιση και στα βήματα σχεδιασμού των συνδέσμων, που αποτελούνται από τα ψαλίδια και τις ράβδους, των μοχλικών μετάδοσης κίνησης στα ελαστικά στοιχεία και τους αποσβεστήρες και των τμημάτων των αντιστρεπτικών ράβδων.

Τα τυπικά βήματα προσέγγισης του σχεδιασμού ενός κομματιού, είναι:

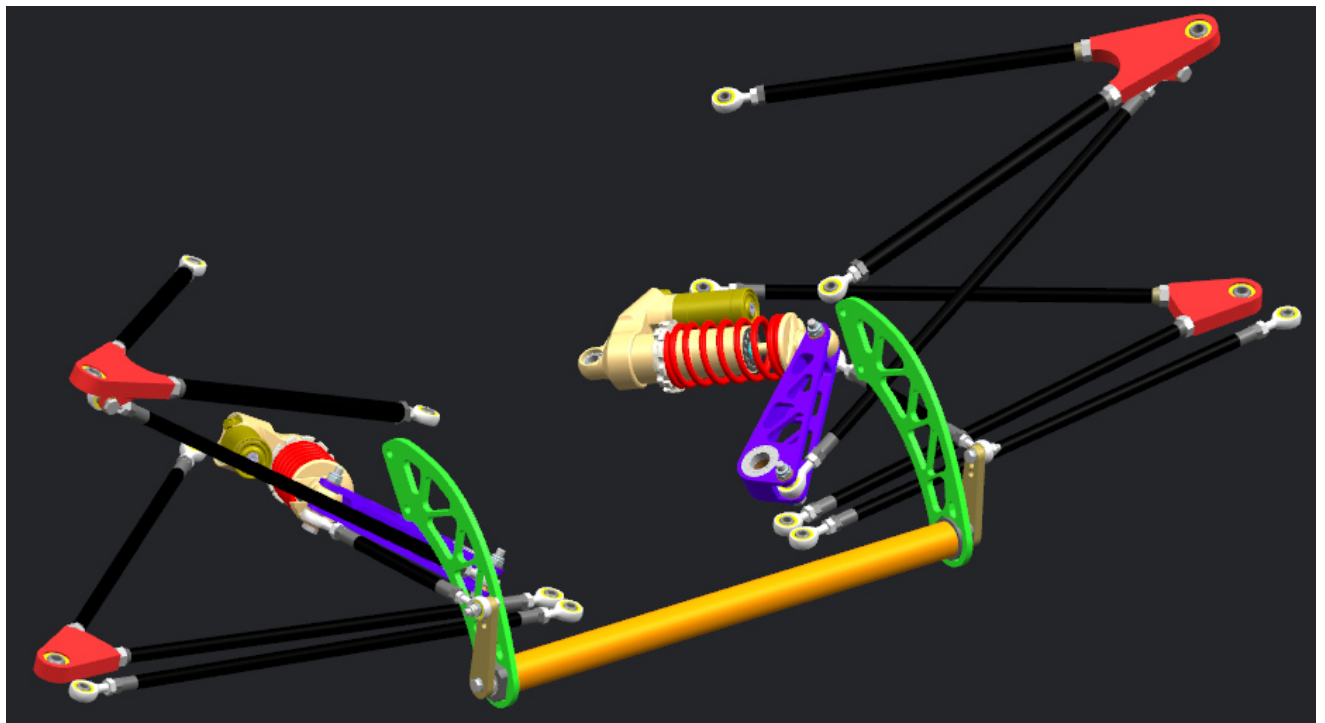
- Οι χωροταξικές και γεωμετρικές απαιτήσεις που πρέπει να πληροί, σε όλο το φάσμα της κίνησης του, μαζί με τα γειτονικά του κομμάτια (να μην υπάρξει επαφή)
- Η επιλογή υλικού σύμφωνα με την εμπειρία, τις δυνατές μεθόδους κατασκευής, το αποδεκτό κόστος, αλλά και με ανάλυση των συνθηκών λειτουργίας και στόχων απόδοσης του εκάστοτε κομματιού
- Η επιλογή του τύπου και των διαστάσεων των εδράνων, ώστε να επιτρέπουν τόσο το είδος κίνησης που το εκάστοτε κομμάτι πρέπει να κάνει, αλλά και να αντέχουν προφανώς στα φόρτια που αναμένεται να δεχθούν
- Η επιλογή των εκάστοτε κοχλιών και σπειρωμάτων, ώστε να αντέχουν τα διατμητικά φορτία και όπου χρειάζεται να προσδίδουν και την απαιτούμενη προφόρτιση σε επιφάνειες και κομμάτια, που ο τρόπος φόρτισης και λειτουργίας τους, το προϋποθέτει
- Εν τέλει, είτε με αναλυτικούς υπολογισμούς μηχανικής, είτε με χρήση FEA, θα καθορίζεται η τελική μορφή και διαστασιολόγηση του εκάστοτε κομματιού, στοχεύοντας στην μεγιστοποίηση του λόγου αντοχή/βάρος και διατηρώντας επαρκή ακαμψία και ελαστοκινηματικά χαρακτηριστικά
- Πάντα θα πρέπει να λαμβάνεται υπόψη και η διατήρηση των απαραίτητων ανοχών λειτουργίας, ειδικά σε περιοχές κομματιών που είτε αλληλεπιδρούν με έδρανα, είτε η πιθανότητα λανθασμένων ανοχών, θα οδηγούσε σε «τζόγους» κατά την λειτουργία του οχήματος

Όπως και στους υπολογισμούς φορτίων, έτσι και εδώ, θα αναφερθούμε κατευθείαν σε εφαρμογή στο P16, καθώς ο μηχανολογικός σχεδιασμός μπορεί να προσεγγισθεί μόνο υπό συγκεκριμένες απαιτήσεις εφαρμογών και δεν μπορεί να γενικευτεί σε ενιαία θεωρία.

Η συνολική συναρμολογημένη διάταξη της εμπρός και πίσω ανάρτησης του P16, πήρε τελικά μορφή ως εξής:



Εικόνα 7.1 - Απεικόνιση Μοντέλου CAD Εμπρός Ανάρτησης P16



Εικόνα 7.2 - Απεικόνιση Μοντέλου CAD Πίσω Ανάρτησης P16

Το βάρος των παραπάνω διατάξεων κάθε άξονα, για το P16, βρίσκεται στην περιοχή των 5kg.

Ενδεικτικά μηχανολογικά σχέδια μέσω CAD, είτε συναρμολογημένων διατάξεων, είτε επιμέρους κομματιών, παρατίθενται στο παράρτημα στο τέλος της διπλωματικής.

7.1. Σύνδεσμοι

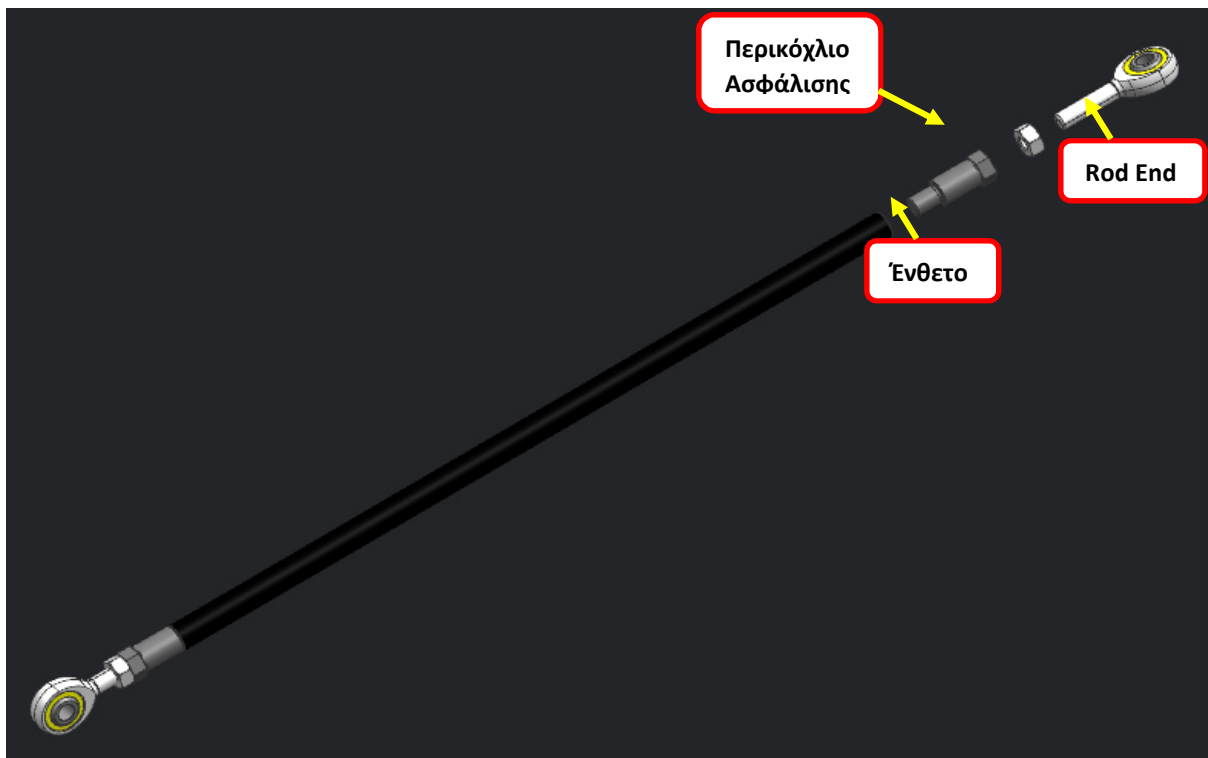
Αρχικά, για την περίπτωση των *ράβδων έλξης και διεύθυνσης*, οι γεωμετρικές απαιτήσεις είναι απλές, καθώς καλούνται να ενώσουν με μία ευθεία, τα εξωτερικά με τα εσωτερικά σημεία έδρασής τους.

Όπως είναι σύνηθες στα πρωτότυπα αγωνιστικά οχήματα μικρής και μέσης κλίμακας κόστους, οι ράβδοι αυτές κατασκευάζονται από χαλύβδινους σωλήνες, διατομών που θα επιλεγούν μέσω των φορτίων. Η περίπτωση του αλουμινίου αποκλείεται, καθώς η ακαμψία του είναι αρκετά χειρότερη από του χάλυβα και αυτό θα σήμαινε αρκετά μεγαλύτερες διατομές για ίδια ακαμψία. Υπάρχει και η επιλογή των ανθρακονημάτων σωλήνων με κολλημένα μεταλλικά ένθετα στα άκρα τους, αλλά το αυξημένο κόστος τους, δεν δικαιολογεί το κέρδος σχέσης ακαμψία/βάρος, ειδικά σε σχετικά χαμηλά φορτία και σχετικά μικρές διαστάσεις μονοθεσίων Formula Student.

Για την έδραση των άκρων τους, που απαιτούν δυνατότητα περιστροφής σε όλους τους άξονες, χρησιμοποιούνται ως συνήθως σε αγωνιστικές εφαρμογές, σφαιρικοί σύνδεσμοι με προέκταση με σπείρωμα (*rod end*), ώστε να βιδώνουν στους σωλήνες.

Για να γίνει αυτό, αφού προφανώς δεν είναι πάντα δυνατόν να συμπίπτει η εσωτερική διάμετρος του σωλήνα με τη σωστή για θηλυκό σπείρωμα αντίστοιχο των rod end, κατασκευάζονται χαλύβδινα ένθετα (*insert*) με το σωστό σπείρωμα για το εκάστοτε rod end και συγκολλούνται στα άκρα των σωλήνων.

Η χρήση rod ends σε ράβδους έλξης και διεύθυνσης, δίνει επίσης τη δυνατότητα ρυθμισιμότητας των μηκών τους και συνεπώς, του ύψους του οχήματος και των γωνιών σύγκλισης / απόκλισης, αντίστοιχα.



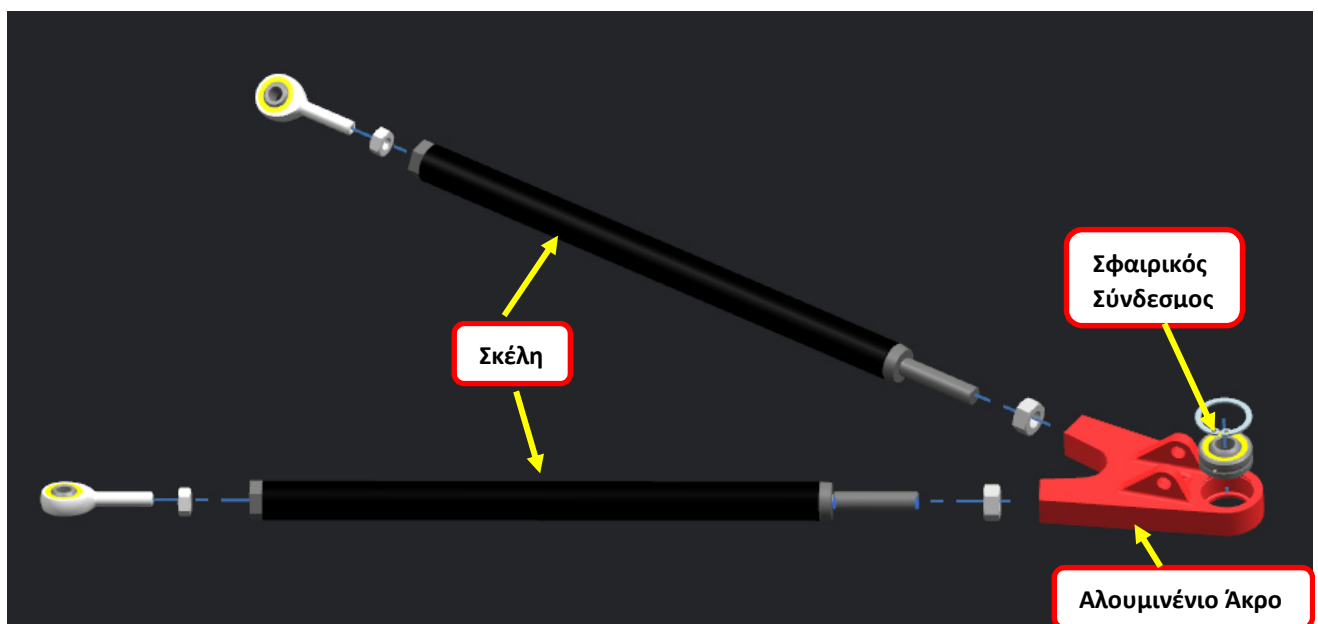
Εικόνα 7.3 - Απεικόνιση Μοντέλου CAD Ράβδου Έλξης

Για την περίπτωση των *ψαλιδιών*, οι γεωμετρικές τους απαιτήσεις, είναι να σχηματίσουν με τα δύο σκέλη μία μορφή «κεφαλαίου λάμδα», ενώνοντας το εξωτερικό κοινό σημείο έδρασης στον φορέα του τροχού, με τα δύο εσωτερικά σημεία έδρασης στο σασσί.

Οι φιλοσοφίες σχεδιασμού τους σε πρωτότυπα αγωνιστικά οχήματα είναι διάφορες, σε μικρού-μέσου κόστους όμως εφαρμογές, η παραδοσιακή τεχνική βασίζεται σε χαλύβδινους σωλήνες για τα σκέλη, συγκολλημένους σε μία χαλύβδινη βάση-άκρο το οποίο εδράζει και το pull/pushrod και το εξωτερικό έδρανο του ψαλιδιού. Για αυτή την πλευρά λοιπόν, χρησιμοποιούνται κλασσικοί *σφαιρικοί σύνδεσμοι* (*spherical bearing / ball joint*) και στις εσωτερικές εδράσεις του σασσί, χρησιμοποιούνται rod ends. Το πλεονέκτημα των rod ends στα σκέλη των ψαλιδιών, είναι ότι υπάρχει περιθώριο διόρθωσης -μέσω αλλαγής μήκους σκελών- πιθανής ανακρίβειας κατασκευής στα σημεία έδρασης των ψαλιδιών στο σασσί, είτε στον φορέα του τροχού, είτε στο ίδιο το ψαλίδι. Το αλουμίνιο, πάλι δεν αποτελεί καλή λύση, καθώς θα χρειαζόταν πολλαπλή διατομή για να επιτύχει ίδια ακαμψία με χάλυβα.

Υπάρχει πάντα και η δυνατότητα των ανθρακονημάτων σωλήνων για σκέλη, σε συνδυασμό με μεταλλικά ένθετα στα άκρα, επιλογή που όμως όπως και για τις ράβδους, δεν δικαιολογεί το αυξημένο κόστος, για τα μικρά κέρδη στη σχέση ακαμψία/βάρος, που θα προσέφερε σε μονοθέσια Formula Student.

Ένα μειονέκτημα του πλήρως χαλύβδινου συγκολλητού ψαλιδιού, είναι η ανάγκη κατασκευής οδηγού / καλίμπρας (jig), για την εξασφάλιση διαστασιολογικής ακρίβειας κατασκευής. Για την αποφυγή αυτής της ανάγκης, για το P16, επιλέχθηκε ο συνδυασμός της φιλοσοφίας της διάταξης ψαλιδιού ανθρακονημάτων σωλήνων, με χαλύβδινους σωλήνες όμως στη θέση τους. Αυτό σημαίνει, ότι τα σκέλη είναι χαλύβδινοι σωλήνες με ένθετα στα άκρα τους, όπως και οι ράβδοι, αλλά το ένα ένθετο, έχει προέκταση αρσενικού σπειρώματος που βιδώνει σε αλουμινένιο άκρο ψαλιδιού, στην πλευρά του φορέα τροχού. Έτσι έχουμε καλή ακαμψία χαλύβδινων σκελών, χαμηλότερο κόστος από ανθρακονήματα, υψηλή ακρίβεια κατασκευής λόγω του κατεργασμένου σε φρέζα CNC αλουμινένιου άκρου, που καθορίζει και τις γωνίες των σκελών και μία αποσπώμενη διάταξη, στην οποία τα σκέλη μπορούν να αλλαχθούν ανά πάσα στιγμή και για οποιοδήποτε λόγο.



Εικόνα 7.4 - Απεικόνιση Μοντέλου CAD Ψαλιδιού

Περνώντας στη διαδικασία τελικών επιλογών για το κάθε υποεξάρτημα ξεχωριστά, ξεκινούμε από την επιλογή σωλήνων τόσο για τα ψαλίδια, όσο και για τις ράβδους.

Το υλικό θα είναι χάλυβας AISI/SAE 4130 Normalized, τυπική επιλογή για σωληνωτές διατάξεις σε αγωνιστικές εφαρμογές, που παρέχει τουλάχιστον 460 MPa ορίου διαρροής. Σωλήνες τέτοιου υλικού, υπάρχουν σε ποικιλία διαστάσεων διατομών και βασιζόμενοι στις φορτίσεις που υπολογίσαμε και στην εμπειρία του παρελθόντος για εκτίμηση εύρους πιθανών διατομών, με μία σειρά επαναλήψεων υπολογισμών τάσεων και έχοντας υπόψη και τη διατήρηση αποδεκτών επιπέδων ακαμψίας, καταλήγουμε σε μια πρωταρχική επιλογή διατομών σωλήνων. Είναι πρωταρχική, καθώς θα πρέπει να βεβαιωθεί για το αν θεωρείται αποδεκτή, μετά από υπολογισμό των συνολικών παραμορφώσεων και ελαστοκινηματικών μεγεθών των ράβδων και ψαλιδιών, μαζί με τα αλουμινένια άκρα τους.

Η επιλογή σωλήνων γίνεται μέσω των υπολογισμένων φορτίων και με κλασσικές σχέσεις μηχανικής για αξονικές και καμπτικές τάσεις, οι οποίες μάλιστα στα πάνω ψαλίδια είναι συνδυασμένες. Έτσι, καταλήγουμε στις παρακάτω επιλογές, με την τελευταία στήλη FoS, να αφορά τους συντελεστές ασφαλείας:

FRONT SUSPENSION TUBES						
	Max Axial Load (N)	Bending		Tube Dia (mm)	Tube Thickness (mm)	FoS
		Moment (Nm)	Axial (N)			
PROD	10227	-	-	10	1.5	1.80
TROD	2424	-	-	10	1.5	7.60
TWB_FL	-7219	67	4605	16	2	1.55
TWB_RL	-3467	76	2932	16	2	1.48
LWB_FL	13853	-	-	14	1.5	1.95
LWB_RL	-12252	-	-	14	1.5	2.21

REAR SUSPENSION TUBES						
	Max Axial Load (N)	Bending		Tube Dia (mm)	Tube Thickness (mm)	FoS
		Moment (Nm)	Axial (N)			
PROD	7197	-	-	10	1.5	2.56
TROD	2359	-	-	10	1.5	7.81
TWB_FL	3393	13	1165	12	1.5	3.39
TWB_RL	-5788	95	4831	16	2.5	1.43
LWB_FL	-6525	-	-	10	1.5	2.82
LWB_RL	8880	-	-	10	1.5	2.07

Παρατηρείται, ότι οι χαμηλότεροι συντελεστές ασφαλείας εμφανίζονται στα σκέλη των πάνω ψαλιδιών, όπου συνυπάρχουν τάσεις από κάμψη και αξονικά φορτία. Κάποιοι συντελεστές μπορεί να φαίνονται πολύ υψηλοί, όπως στις ράβδους διεύθυνσης, αλλά σε αυτή την περίπτωση η μέγιστη ακαμψία και ελάχιστη ελαστοκινηματική σύγκλιση/απόκλιση, είναι μείζονος σημασίας.

Εκτός από τον έλεγχο αντοχής σε αξονικά και καμπτικά φορτία, πρέπει να εξεταστεί και το περιθώριο ασφαλείας για λυγισμό, υπό θλιπτικά φορτία. Από τον υπολογισμό φορτίων που κάναμε (Κεφάλαιο 6), γνωρίζουμε τα μέγιστα θλιπτικά που μπορούν να εμφανιστούν σε κάθε στέλεχος. Αρχικά, υπολογίζουμε τα κρίσιμα φορτία λυγισμού για κάθε στέλεχος, από την κλασική σχέση του Euler, για αμφιαρθρωτή ράβδο:

FRONT LINKS BUCKLING		
	Length (m)	Critical Buckling (N)
PROD	0.375	10456
TROD	0.419	8375
TWB_FL	0.343	73682
TWB_RL	0.342	74113
LWB_FL	0.427	25231
LWB_RL	0.417	26456

REAR LINKS BUCKLING		
	Length (m)	Critical Buckling (N)
PROD	0.406	8920
TROD	0.438	7664
TWB_FL	0.330	25186
TWB_RL	0.310	102476
LWB_FL	0.378	10291
LWB_RL	0.429	7989

Είναι εύκολα εμφανές, ότι για τα περισσότερα στελέχη, οι συντελεστές ασφαλείας λυγισμού είναι αρκετά υψηλοί. Για τα πίσω-κάτω ψαλίδια που φαίνονται να έχουν τους χαμηλότερους, έχουμε 1.58 για τα εμπρός σκέλη και 3.6 για τα πίσω, που θεωρούνται αποδεκτοί.

Να σημειωθεί, ότι τα ένθετα όλων των σωλήνων, δεν χρειάζεται να συμπεριληφθούν στους υπολογισμούς αντοχών, καθώς καταργάζονται από χάλυβα σχετικά υψηλής αντοχής και σε κάθε περίπτωση διαθέτουν μεγαλύτερη επιφάνεια διατομής από τους αντίστοιχους σωλήνες.

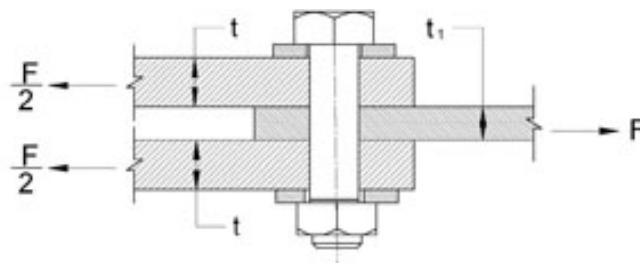
Σε αυτό το σημείο, έχοντας διαθέσιμα και τα φορτία αντίδρασης των στελεχών, επιλέγουμε τα εκάστοτε έδρανα (σφαιρικούς συνδέσμους / rod end) και τους σχετικούς κοχλίες.

Τα rod ends που θα επιλεγούν, θα καθορίσουν και τις μέγιστες δυνατές διαστάσεις των αντίστοιχων κοχλιών, οπότε ξεκινούμε από την επιλογή rod ends που καλύπτουν τις επιθυμητές γωνίες λειτουργίας και προκύπτουν οι κοχλίες τους. Αντίθετα, τα spherical bearings, έχουν γενικά πολύ μεγαλύτερη αντοχή από της ίδιας εσωτερικής διάστασης rod ends, καθώς δεν έχουν επέκταση με σπείρωμα το οποίο μπορεί να βρεθεί και υπό κάμψη, οπότε στις συνδέσεις που χρησιμοποιούν σφαιρικούς συνδέσμους, επιλέγονται πρώτα κοχλίες και τα έδρανα προκύπτουν σε συνδυασμό και με τις επιθυμητές γωνίες λειτουργίας.

Καθώς αποτελούν έτοιμα ανταλλακτικά της αγοράς, κατά κανόνα τα φορτία αντοχής που παρέχουν οι κατασκευαστές, περιέχουν ήδη συντελεστές ασφαλείας, ώστε να εξασφαλιστεί η μακροζωία των προϊόντων τους. Για αυτό, όπως συνηθίζεται σε αγωνιστικές εφαρμογές, δεν εφαρμόζουμε και δικό μας συντελεστή ασφαλείας επιπλέον, αλλά επιλέγουμε απευθείας με τα όρια που οι κατασκευαστές δίνουν.

Για την περίπτωση κοχλιών, γενικά υπάρχουν για την ίδια διάμετρο σπειρώματος, πολλές επιλογές σε προδιαγραφή χάλυβα και αντοχής. Για τον περιορισμό του κόστους, θα βασίσουμε τις επιλογές μας σε χρήση κοχλιών χάλυβα Grade SAE 8.8, που αποτελεί καλό συμβιβασμό κόστους-διαστάσεων-αντοχής.

Αποτελεί συνήθη πρακτική να χρησιμοποιούμε τους κοχλίες υπό *Διπλή Διατμηση (Double Shear)*, σχεδιάζοντας κατάλληλες βάσεις (bracket / clevis) με δύο ίδιου πλάτους/πάχους επιφάνειες έδρασης και μεταφοράς φορτίων. Με αυτό τον τρόπο, η συνολική δύναμη που μεταφέρεται από το έδρανο κάθετα στον άξονα του κοχλίου, ισομοιράζεται σε δύο επιφάνειες και έτσι ο κοχλίας δέχεται την μισή διάτμηση.



Εικόνα 7.5 - Απεικόνιση Διάταξης Διπλής Διάτμησης

Οι ροπές σύσφιξης που παράγουν τις αξονικές προφορτίσεις, είναι οι τυποποιημένες για κάθε διάσταση κοχλίων 8.8, που αντιπροσωπεύει τυπικά το 70% του ορίου διαρροής, εκτός αν σε συγκεκριμένες συνδέσεις χρειάζονται χαμηλότερες τιμές και αναγράφονται στα μηχανολογικά σχέδια των συναρμολογημένων διατάξεων.

Η θεωρητικά βέλτιστη χρήση των κοχλίων σε σχετικές συνδέσεις, είναι η δημιουργία τριβής σε όλες τις επιφάνειες, μέσω της αξονικής προφόρτισης και με αυτό τον τρόπο ο κοχλίας θα φορτιζόταν μόνο αξονικά και μόνο από τη σύσφιξη, ενώ τα φορτία από τα έδρανα στα brackets, θα μεταφέρονταν αποκλειστικά μέσω τριβών. Αυτή η προσέγγιση όμως, απαιτεί πολύ υψηλή ακρίβεια ανοχών στις συνεργαζόμενες επιφάνειες και μελέτη παραμορφώσεων του υπό προφόρτιση κοχλίου, ώστε να διασφαλίζεται η ανάπτυξη επαρκούς τριβής. Για αυτό τον λόγο, σε χαμηλού-μέσου επιπέδου και κόστους κατασκευές, όπως ένα μονοθέσιο Formula Student, θα υπολογίζουμε κοχλίες ουσιαστικά σαν πείρους, όπου δέχονται διάτμηση.

Οι επιλογές rod ends για το P16, είναι οι εξής:

FRONT ROD ENDS			
	Max Axial Load (N)	Rod End Code	FoS
PROD	10227	AM-M6T/AB-M6T	1.73
TROD	2424	MM-M6T/MB-M6T	3.01
TWB_FL	-7219	MM-M6T	1.01
TWB_RL	-3467	MM-M6T	2.10
LWB_FL	13853	MM-M8T	0.98
LWB_RL	-12252	MM-M8T	1.11

REAR ROD ENDS			
	Max Axial Load (N)	Rod End Code	FoS
PROD	7197	MM-M6T/MB-M6T	1.01
TROD	2359	MM-M6T/MB-M6T	3.09
TWB_FL	3393	MM-M6T	2.15
TWB_RL	-5788	MM-M6T	1.26
LWB_FL	-6525	MM-M6T	1.12
LWB_RL	8880	AM-M6T	2.00

Η σειρά M, αποτελεί μία οικονομική λύση, υψηλής ακρίβειας rod ends, ενώ η σειρά A, είναι ακριβότερη, με χρήση υψηλής αντοχής χάλυβα για τη σφαίρα και το κέλυφος. Στις ράβδους διεύθυνσης και έλξης, χρησιμοποιούμε στο ένα άκρο αριστερόστροφο σπείρωμα και στο άλλο δεξιόστροφο, ώστε να ρυθμίζονται τα μήκη τους πάνω στο μονοθέσιο, με περιστροφή των σωλήνων.

Στις περιπτώσεις των εμπρός ράβδων έλξης και των πίσω σκελών, των πίσω κάτω ψαλιδιών, επιλέχθηκαν σειράς A rod ends M6, αντί σειράς M αλλά διάστασης M8, ώστε να αποφευχθεί η άσκοπη μεγέθυνση των σχετικών κομματιών γύρω τους, όπως των εμπρός μοχλικών και του bracket του σκέλους τους ψαλιδιού στο σασσί.

Κάποιοι συντελεστές ασφαλείας φαίνονται πολύ χαμηλοί, αλλά όπως είπαμε, οι κατασκευαστές τέτοιων εδράνων, πάντα συμπεριλαμβάνουν δικό τους συντελεστή ασφαλείας στα φορτία αντοχής που δίνουν.

Πλέον, μπορούμε να επιλέξουμε κοχλίες και να ελέγξουμε την αντοχή τους σε συνδυασμό προφόρτισης και διάτμησης για όλες τις συνδέσεις. Θεωρούμε, μέσω εμπειρικού τύπου, ότι η τάση διαρροής σε διάτμηση είναι 58% της τάσης διαρροής εφελκυσμού για τον κοχλία. Έτσι, μέσω δοκιμών για ροπές σύσφιξης και σε συνδυασμό με τα διατμητικά φορτία που έχουμε υπολογίσει, έχουμε:

FRONT BOLTS					
	Bolt Shear Load (N)	Bolt Size / Grade	Tightening Torque (Nm)	Total Shear Stress (MPa)	FoS
PROD	10227	M6 / 8.8	3	264	1.41
TROD	2424	M6 / 8.8	7	232	1.60
TWB_FL	-7219	M6 / 8.8	6	264	1.41
TWB_RL	-3467	M6 / 8.8	7	240	1.55
LWB_FL	13853	M8 / 8.8	12	246	1.51
LWB_RL	-12252	M8 / 8.8	12	230	1.61
TWB_OB	6770	M8 / 8.8	17	242	1.53
LWB_OB	6421	M8 / 8.8	17	240	1.55

REAR BOLTS					
	Bolt Shear Load (N)	Bolt Size / Grade	Tightening Torque (Nm)	Total Shear Stress (MPa)	FoS
PROD	7197	M6 / 8.8	5	241	1.54
TROD	2359	M6 / 8.8	7	232	1.60
TWB_FL	3393	M6 / 8.8	7	240	1.55
TWB_RL	-5788	M6 / 8.8	6	240	1.54
LWB_FL	-6525	M6 / 8.8	6	252	1.47
LWB_RL	8880	M6 / 8.8	4	256	1.45
TWB_OB	5390	M6 / 8.8	6	235	1.58
LWB_OB	5936	M6 / 8.8	6	243	1.53

Με TWB_OB και LWB_OB να αναφερόμαστε στις εξωτερικές βίδες των σφαιρικών συνδέσμων στην πλευρά του φορέα τροχού, για τα πάνω και κάτω ψαλίδια, αντίστοιχα.

Έχοντας και τους κοχλίες, επιλέγουμε τους σφαιρικούς συνδέσμους, οι οποίοι είναι σε όλα τα ψαλίδια ίδιοι, με κωδικό COM-M8T. Αποτελούν σειρά σχετικά οικονομική, με υπέρ του δέοντος επαρκή αντοχή, τόσο σε ακτινικά, όσο και σε αξονικά φορτία, με όριο κατασκευαστή, 59121 N και 11824 N, αντίστοιχα. Δεν χρειάζεται να γίνει αναλυτικός έλεγχος σε αυτή την περίπτωση, καθώς από τα φορτία που έχουμε υπολογίσει, βλέπουμε ότι έχουμε συντελεστές ασφαλείας τουλάχιστον 4. Να σημειωθεί, ότι το αξονικό φορτίο, χρειάζεται για το πάνω ψαλίδι και την κατακόρυφη αντίδραση του pullrod στον φορέα του τροχού.

Παρατηρούμε, ότι γενικά, τα σημεία χρήσης rod ends οριοθετούνται διαστασιολογικά από την αντοχή των rod ends, ενώ τα σημεία χρήσης σφαιρικών συνδέσμων οριοθετούνται διαστασιολογικά από την αντοχή των κοχλιών.

Πριν προχωρήσουμε στο σχεδιασμό των αλουμινένιων άκρων των ψαλιδιών, πρέπει να αναλύσουμε την επιλογή του σπειρώματος «τυφλής» οπής, που θα χρησιμοποιηθεί ως θηλυκό στην πλευρά των αλουμινένιων άκρων και ως αρσενική προέκταση στο ένα ένθετο των σκελών.

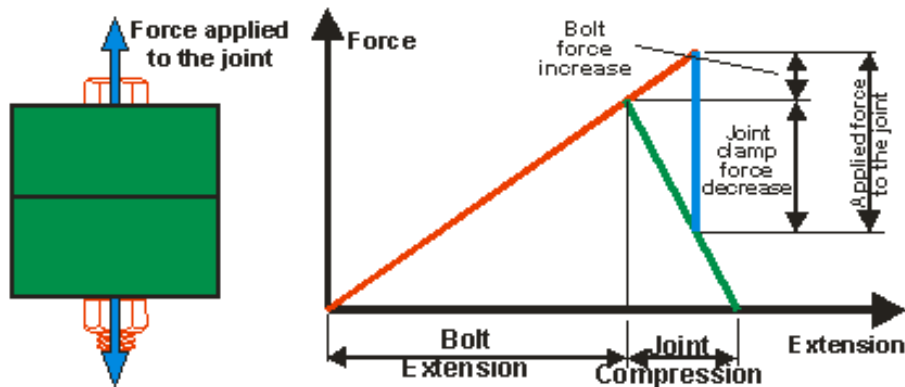
Αρχικά, πρέπει να καθορίσουμε τις διαστάσεις αυτού του σπειρώματος. Το πάχος του αλουμινένιου άκρου καθορίζεται κυρίως από τις διαστάσεις του σφαιρικού συνδέσμου και του ασφαλιστικού δακτυλίου του. Έτσι προκύπτει πάχος αλουμινένιου άκρου 12mm. Οπότε η μέγιστη επιλογή σπειρώματος που θα αφήνε επαρκές υλικό γύρω του στο αλουμίνιο, είναι M8x1. Επιλέγεται η εκδοχή του M8 σε fine σπείρωμα με βήμα 1mm, ώστε να έχουμε ακριβέστερη σύνδεση, με λιγότερη αξονική χάρη. Στη συνέχεια, πρέπει να καθορίσουμε το μήκος του ενεργού σπειρώματος σύζευξης μεταξύ χαλύβδινου ενθέτου και αλουμινένιου άκρου. Αυτή η επιλογή, γίνεται με την εμπειρική μέθοδο που συσχετίζει τα όρια διαρροής σε διάτμηση των δύο υλικών που συνεργάζονται, με το ονομαστικό μήκος σπειρώματος ενός κλασσικού περικοχλίου, που είναι 0.8 φορές τη διάμετρο σπειρώματος.

Στο σημείο αυτό, να αναφέρουμε ότι τα αλουμινένια άκρα θα κατασκευαστούν από αλουμίνιο 7075-T6, τυπική επιλογή σε αεροναυπηγικές και αγωνιστικές εφαρμογές, με όριο διαρροής εφελκυσμού 505 MPa. Τα ένθετα θα κατασκευαστούν από χάλυβα ορίου διαρροής τουλάχιστον 400 MPa. Τα όρια διαρροής σε διάτμηση βρίσκονται με εμπειρικούς τύπους, ίσα με 278 MPa και 232 MPa, αντίστοιχα. Έτσι, προκύπτει ότι το ελάχιστο μήκος συνεργασίας σπειρωμάτων, πρέπει να είναι 0.96 φορές τη διάμετρο, δηλαδή 7.67mm. Εμείς, για λόγους ασφαλείας, που έχουν να κάνουν κυρίως με την ανεπαρκή βεβαιότητα για τις τελικές μηχανικές ιδιότητες των σπειρωμάτων μετά την κατεργασία τους, εφαρμόζουμε συντελεστή ασφαλείας σχεδόν 4 και αποφασίζουμε να έχουμε ενεργό μήκος σπειρωμάτων 30mm.

Στη συνέχεια, γνωρίζοντας τα φορτία κάθε σκέλους ψαλιδιών, πρέπει να καθορίσουμε την ροπή σύσφιξης των σπειρωμάτων τους. Σε αυτή την περίπτωση, έχουμε κοχλιωτή σύνδεση υπό εξωτερικό αξονικό φορτίο. Γνωρίζουμε από τη σχετική θεωρία στοιχείων μηχανών, ότι όταν μία κοχλιωτή σύνδεση που έχει προφορτιστεί ήδη με ροπή σύσφιξης, δεχθεί εξωτερικό θλιπτικό φορτίο, δεν υπάρχει περαιτέρω φόρτιση του σπειρώματος, αλλά αν δεχθεί εφελκυστικό φορτίο, τότε ένα τμήμα αυτού κατανέμεται στο σπείρωμα ως επιπλέον εφελκυσμός του και ένα άλλο τμήμα αποφορτίζει την προφόρτιση στις επιφάνειες επαφής της κοχλιωτής σύνδεσης. Ο λόγος κατανομής του εξωτερικού εφελκυστικού φορτίου, μεταξύ σπειρώματος και μείωσης προφόρτισης της σύνδεσης, εξαρτάται από τη σχέση ελαστικότητας μεταξύ των υλικών της σύνδεσης.

Βέβαια, στην περίπτωση των αλουμινένιων άκρων και χαλύβδινων ενθέτων, δεν έχουμε ακριβώς την κλασσική κοχλιωτή σύνδεση της θεωρίας, με κοχλία, ενδιάμεσο σώμα και

περικόχλιο, αλλά θεωρείται ότι το ένθετο, αποτελεί τον κοχλία και το αλουμινένιο άκρο, το συμπιεζόμενο σώμα.



Εικόνα 7.6 - Γραφική Απεικόνιση Επίδρασης Εξωτερικού Φορτίου σε Κοχλιωτή Σύνδεση και Σχετική Αύξηση Εφελκυσμού Κοχλία

Για να χρησιμοποιήσουμε την παραπάνω θεωρία, χρειαζόμαστε τις σχετικές αξονικές ελαστικότητες/ακαμψίες, των περιοχών γύρω από το σπείρωμα, τόσο στα ένθετα όσο και στα αλουμινένια άκρα. Έχοντας επιλέξει ενεργό μήκος σπειρωμάτων 30mm και επιλέγοντας τοπική ορθογωνική διατομή γύρω από το θηλυκό σπείρωμα στα αλουμινένια άκρα 13x12mm, έχουμε σταθερά ελαστικότητας ενθέτων 307 kN/mm και αλουμινένιων άκρων 300 kN/mm.

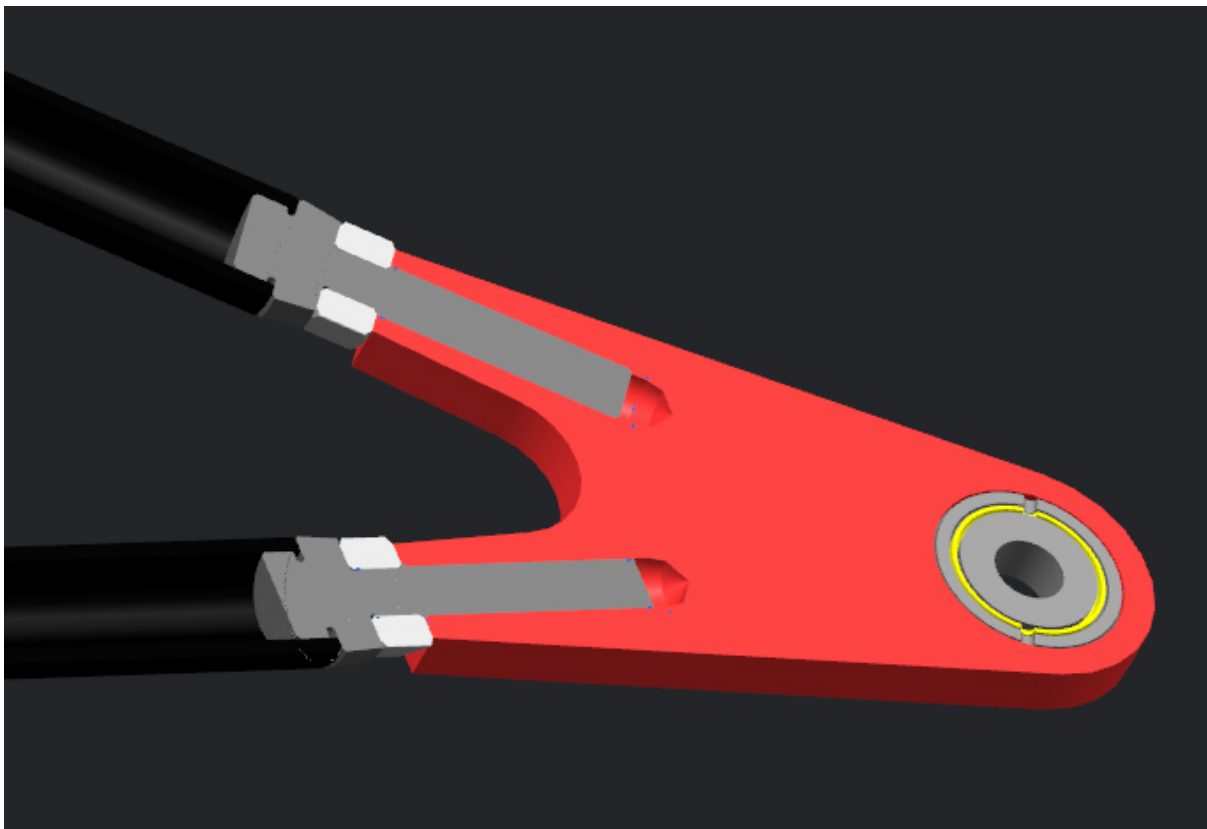
Επίσης, θεωρούμε τη σύνδεση, έχοντας 400 MPa όριο διαρροής και για τα δύο σπειρώματα (το μικρότερο των δύο) και ελάχιστο συντελεστή τριβής επιφανειών 0.1, μέγεθος καθοριστικό για το πόση προφόρτιση μπορεί να εμφανιστεί.

Με την μέθοδο της Εικόνας 7.6, εκφρασμένη με εξισώσεις, υπολογίσουμε τις ροπές σύσφιξης κάθε σκέλους, ώστε να αντέχει με επαρκή συντελεστή ασφαλείας και τα μέγιστα εφελκυστικά φορτία του. Έτσι, έχουμε:

Front Legs Tightening Torques			
	Max External Tensile Load (N)	Tightening Torque (Nm)	External Tensile Load FoS
TWB_FL	2000	10	5.25
TWB_RL	2036	10	5.16
LWB_FL	13853	5	1.48
LWB_RL	2000	10	5.25

Rear Legs Tightening Torques			
	Max External Tensile Load (N)	Tightening Torque (Nm)	External Tensile Load FoS
TWB_FL	3393	10	3.09
TWB_RL	2000	10	5.25
LWB_FL	2000	10	5.25
LWB_RL	8880	8	1.63

Σε κάποια σκέλη, που από τον υπολογισμό φορτίων σε κάθε περίπτωση θλίβονται, επιλέγουμε ενδεικτικά για λόγους ασφαλείας, εφελκυστικό φορτίο 2000 N, για υπολογισμό ροπής σύσφιξης. Φυσικά, εκτός από το περικόχλιο ασφαλείας, πρέπει στα σπειρώματα των αλουμινένιων άκρων να χρησιμοποιηθεί και ειδική κόλλα σπειρωμάτων.



Εικόνα 7.7 - Απεικόνιση Μοντέλου CAD Κοχλιωτής Σύνδεσης Άκρου Ψαλιδιού

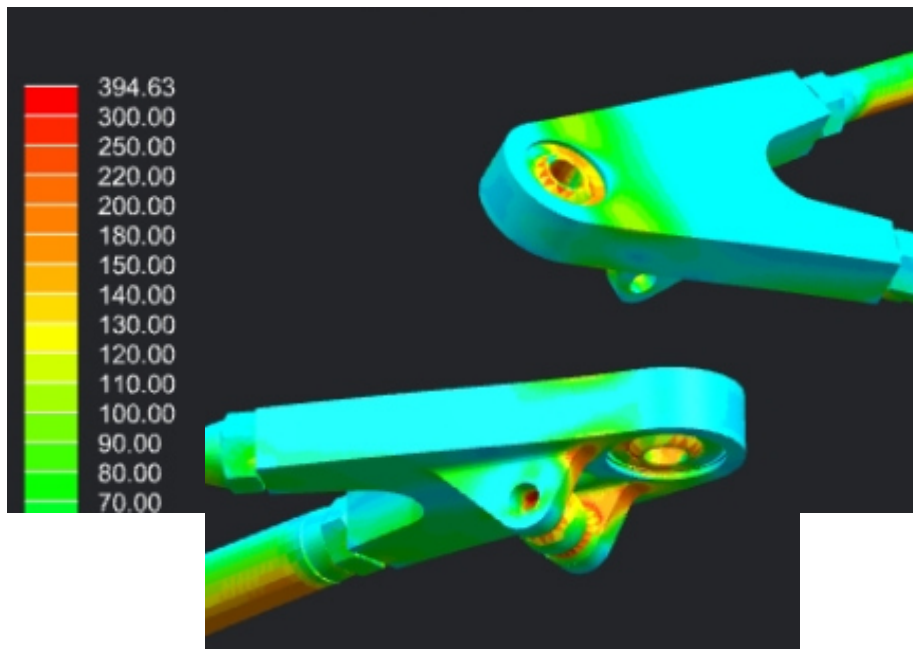
Έχοντας οριστεί όλα τα επιμέρους εξαρτήματα των ψαλιδιών, μπορούμε πλέον να ολοκληρώσουμε το σχεδιασμό των αλουμινένιων άκρων.

Οι γεωμετρικές απαιτήσεις τους, εκτός του να εδράζουν με τις σωστές ανοχές -λαμβανόμενες από τον κατασκευαστή- τους σφαιρικούς συνδέσμους και τους δακτύλιους ασφαλείας, πρέπει σαφώς, να εδράζουν και τις ράβδους έλξης με κατάλληλα brackets. Πολύ σημαντική παράμετρος, είναι η ελαχιστοποίηση της απόστασης του διανύσματος της ράβδου έλξης από το κέντρο του σφαιρικού συνδέσμου, απόσταση που προκαλεί την κάμψη των πάνω ψαλιδιών.

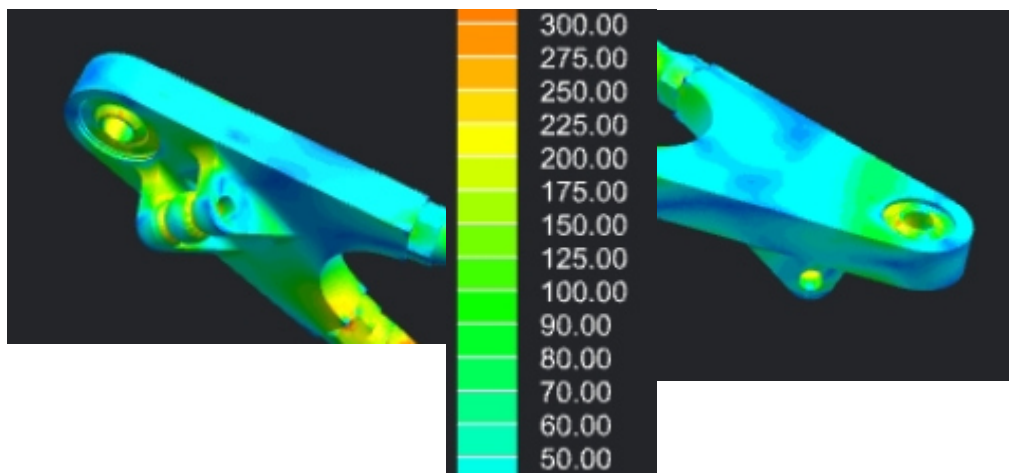
Καθώς η γεωμετρία του άκρου δεν είναι απλή για να υπολογιστεί σε αντοχή «χειροκίνητα» με εξισώσεις μηχανικής, οι τελικές διαστάσεις και η μορφολογία του, θα καθοριστούν με επαναληπτικές προσομοιώσεις με λογισμικό FEA. Για πιο ρεαλιστικά αποτελέσματα, μοντελοποιούμε όλο το συναρμολογημένο ψαλίδι, με κατάλληλες επαφές/συνδέσεις μεταξύ των επιμέρους εξαρτημάτων και φορτίζουμε το ψαλίδι συνολικά στα FEA, ώστε να ελέγξουμε την αντοχή του αλουμινένιου άκρου. Έτσι θεωρούμε για τη δυσμενέστερη περίπτωση κεντρομόλου επιτάχυνσης, ότι μέσω και της προφόρτισης των σπειρωμάτων, αλλά και των θλιπτικών φορτίων των πάνω ψαλιδιών, τόσο τα σκέλη με τα ένθετα, όσο και τα άκρα, συμπεριφέρονται σαν «κολλημένα» μεταξύ τους υπό συνδυασμένη κάμψη και θλίψη, σαν ένα σώμα με διαφορετικά υλικά. Τα κάτω ψαλίδια, που δεν έχουν ράβδους έλξης/ώσης, έχουν καθαρά αξονικά φορτία στα σκέλη, οπότε η μοντελοποίηση είναι ακόμη πιο απλή.

Σε κάθε περίπτωση, εφαρμόζουμε τα γνωστά φορτία με τη γνωστή κατεύθυνση σε ράβδους έλξης και στα άκρα των σκελών στην πλευρά των rod ends και μοντελοποιούμε την έδραση στους σφαιρικούς συνδέσμους, ως συνδυασμό άρθρωσης και slider κάθετου στον άξονά τους, που μπορεί να εφαρμόσει αντίδραση μόνο αξονικά.

Με αλλαγές και δοκιμές σε διαστάσεις και γεωμετρίες, παίρνουμε τις τελικές μορφές:



Εικόνα 7.8 - Απεικόνιση Τάσεων σε Άκρο Πάνω Εμπρός Ψαλιδιού, υπό Μέγιστο Συνδυασμό Φορτίσεων Παρατηρούνται μέγιστες τοπικές τάσεις της τάξης των 390 MPa, προερχόμενες από συνδυασμένη κάμψη εισαγόμενη από το pullrod και εφελκυσμό από τον σφαιρικό σύνδεσμο. Ο συντελεστής ασφαλείας για αλουμίνιο 7075-T6, ανέρχεται στο 1.3, που θεωρείται αποδεκτός, αναλογιζόμενοι ότι η μέγιστη υπολογιζόμενη τάση βρίσκεται σε σημεία συγκέντρωσης, όπου το μέγεθος του πλέγματος των FEA, ιδανικά θα έπρεπε να ήταν πιο πυκνό

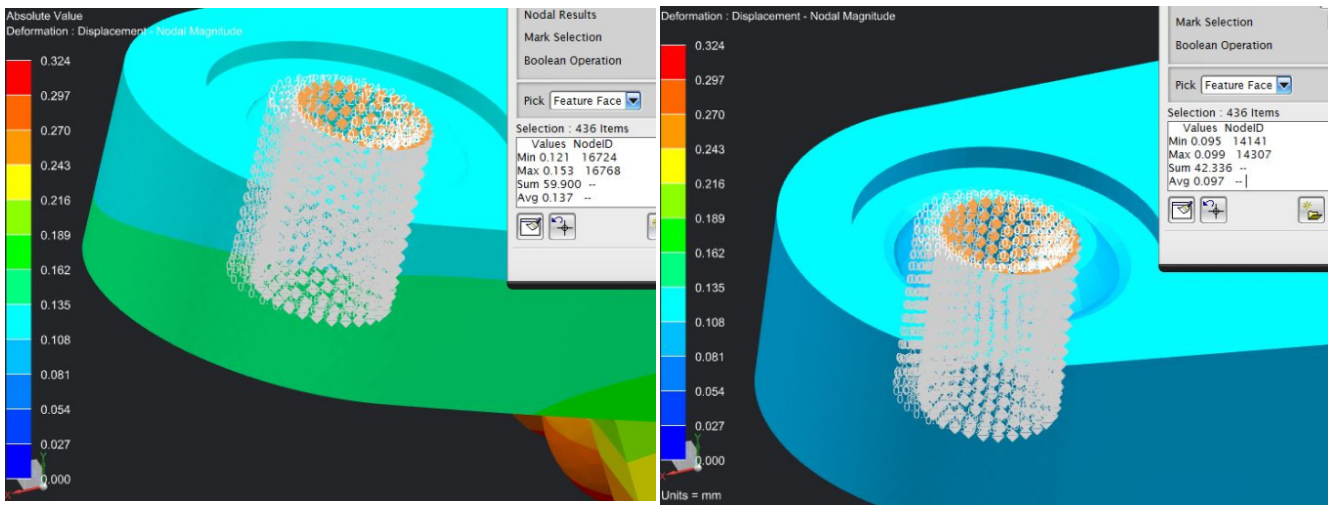


Εικόνα 7.9 - Απεικόνιση Τάσεων σε Άκρο Πάνω Πίσω Ψαλιδιού, υπό μέγιστο Συνδυασμό Φορτίσεων Παρατηρούνται μέγιστες τοπικές τάσεις της τάξης των 300 MPa, προερχόμενες από συνδυασμένη κάμψη εισαγόμενη από το pullrod και εφελκυσμό από τον σφαιρικό σύνδεσμο. Ο συντελεστής ασφαλείας για αλουμίνιο 7075-T6, ξεπερνά το 1.6, που θεωρείται αποδεκτός

Για αποφυγή επανάληψης όμοιων υπολογισμών, δεν παρατίθενται αποτελέσματα τάσεων για τα άκρα κάτω ψαλιδιών, καθώς σε αυτά λόγω έλλειψης κάμψης, οι συντελεστές ασφαλείας είναι αρκετά μεγαλύτεροι.

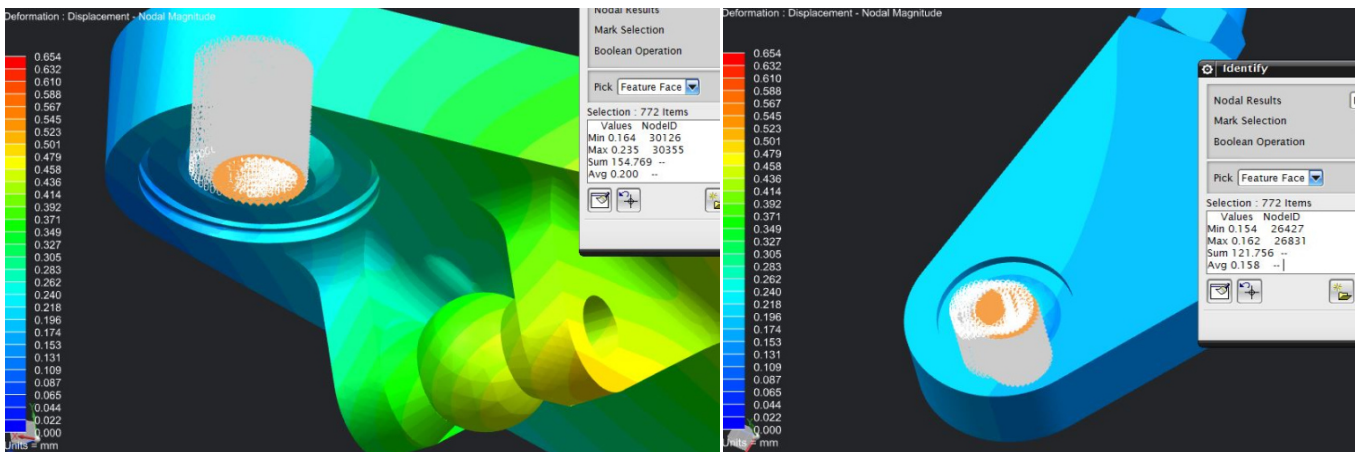
Έχοντας προσομοιώσει με FEA, όλα τα χαρακτηριστικά σενάρια φορτίσεων σε όλα τα ψαλίδια, έχουμε και όλες τις πληροφορίες για τα χαρακτηριστικά ελαστοκινηματικής.

Ακολουθούν τυπικά παραδείγματα αποτελεσμάτων παραμορφώσεων, μετρημένα στους σφαιρικούς συνδέσμους των ψαλιδιών:



Εικόνα 7.10 - Απεικόνιση Υ Παραμορφώσεων υπό Κεντρομόλο Επιτάχυνση, Μετρημένων στο Σφαιρικό Σύνδεσμο Εμπρός Πάνω και Κάτω Ψαλιδιού

Παρατηρείται παραμόρφωση 0.15mm προς τα έξω στο πάνω ψαλίδι και 0.1mm παραμόρφωση προς τα μέσα στο κάτω



Εικόνα 7.11 - Απεικόνιση Υ Παραμορφώσεων υπό Κεντρομόλο Επιτάχυνση Μετρημένων στο Σφαιρικό Σύνδεσμο Πίσω Πάνω και Κάτω Ψαλιδιού

Παρατηρείται παραμόρφωση 0.23mm προς τα έξω στο πάνω ψαλίδι και 0.16mm παραμόρφωση προς τα μέσα στο κάτω

Με ίδιο τρόπο, υπολογίζουμε για όλα τα σενάρια φόρτισης και τις παραμορφώσεις των ψαλιδιών στις υπόλοιπες κατευθύνσεις και για τις περιπτώσεις των ράβδων διεύθυνσης και έλξης, υπολογίζουμε τις παραμορφώσεις με απλές εξισώσεις μηχανικής, για όλα τα σενάρια φορτίσεων.

Προβάλλοντας τις κατάλληλες παραμορφώσεις στους εκάστοτε άξονες X, Y, Z, για κάθε σενάριο φόρτισης, λαμβάνουμε συγκεντρωτικά τις τιμές των ελαστοκινηματικών μεγεθών, χρησιμοποιώντας και τις ανά 1mm τιμές τους, από το Κεφάλαιο 6.

Όλες οι αναφερόμενες τιμές αφορούν αλγεβρικές μεταβολές μεγεθών.

Για τους εξωτερικούς τροχούς υπό μέγιστη κεντρομόλο επιτάχυνση, έχουμε:

LATERAL 2G - ELASTOKINEMATICS				
	CAMBER (DEG)	CASTER (DEG)	TOE (DEG)	Z - HEIGHT (MM)
FRONT	0.09	0.01	-0.17	0.06
REAR	0.11	-0.02	0.00	0.06

Στην παραπάνω περίπτωση, σε στροφή, η ελάχιστη απώλεια γωνίας camber είναι το σημαντικότερο μέγεθος, όπου η απώλεια περίπου 0.1 μοιρών σε μέγιστη κεντρομόλο επιτάχυνση, κρίνεται αποδεκτή. Η μεγαλύτερη μεταβολή, παρατηρείται στη γωνία διεύθυνσης, όπου εμφανίζεται 0.17 μοίρες απόκλιση, τιμή η οποία δεν θα επηρεάσει σημαντικά τη συμπεριφορά του οχήματος.

Για τους εμπρός τροχούς, υπό μέγιστη επιβράδυνση, έχουμε:

BRAKING 2G - ELASTOKINEMATICS				
	CAMBER (DEG)	CASTER (DEG)	TOE (DEG)	Z - HEIGHT (MM)
FRONT	-0.01	0.05	-0.16	0.02

Στην παραπάνω περίπτωση, υπό μέγιστο «φρενάρισμα», η διατήρηση σχετικά χαμηλών μεταβολών σε απόκλιση, είναι ο σημαντικότερος παράγοντας, όπου η τιμή -0.16, μας δείχνει ότι θα είναι αποδεκτή, εφόσον χρησιμοποιούμε μηδενικές τιμές στατικής απόκλισης.

Για τους πίσω τροχούς, υπό μέγιστη επιτάχυνση, έχουμε:

ACCELERATION 1.5G - ELASTOKINEMATICS				
	CAMBER (DEG)	CASTER (DEG)	TOE (DEG)	Z - HEIGHT (MM)
REAR	0.08	-0.04	0.18	0.02

Στην παραπάνω περίπτωση, η διατήρηση σχετικά χαμηλών μεταβολών σε σύγκλιση, είναι ο σημαντικότερος παράγοντας, όπου η τιμή 0.18, μας δείχνει ότι θα είναι αποδεκτή, εφόσον χρησιμοποιούμε μηδενικές, ή χαμηλές τιμές στατικής σύγκλισης. Είναι όμως ένας παράγοντας που επιδέχεται βελτίωσης σε μελλοντικά μονοθέσια της ομάδας.

Για τους εμπρός τροχούς, υπό συνδυασμένη επιβράδυνση με κεντρομόλο 1.3 g, έχουμε:

BRAKING 1.3G / LATERAL 1.3G - ELASTOKINEMATICS				
	CAMBER (DEG)	CASTER (DEG)	TOE (DEG)	Z - HEIGHT (MM)
FRONT	0.02	0.04	-0.19	0.04

Στην παραπάνω περίπτωση, σε «φρενάρισμα» μέσα σε στροφή, η χαμηλή απώλεια camber μαζί με χαμηλή αύξηση caster είναι τα σημαντικότερα μεγέθη. Οι 0.02 και 0.04 μοίρες, αντίστοιχα, είναι σίγουρα αποδεκτές τιμές. Ξανά, η μεγαλύτερη μεταβολή εμφανίζεται στην απόκλιση, όπου έχοντας μηδενικές στατικές ρυθμίσεις, την κάνουν αποδεκτή.

Για τους πίσω τροχούς, σε συνδυασμένη επιτάχυνση με κεντρομόλο 1.3 g, έχουμε:

ACCELERATION 1.3G / LATERAL 1.3G - ELASTOKINEMATICS				
	CAMBER (DEG)	CASTER (DEG)	TOE (DEG)	Z - HEIGHT (MM)
REAR	0.04	-0.04	0.16	0.05

Στην παραπάνω περίπτωση, σε επιτάχυνση μέσα σε στροφή, η χαμηλή απώλεια camber μαζί με χαμηλή αύξηση σύγκλισης, είναι τα σημαντικότερα μεγέθη. Οι 0.04 μοίρες camber κρίνονται σίγουρα αποδεκτές και οι 0.16 μοίρες σύγκλιση, θα είναι αποδεκτές, εάν χρησιμοποιούμε μηδενικές, ή χαμηλές τιμές στατικής σύγκλισης. Είναι όμως ένας παράγοντας που επιδέχεται βελτίωσης σε μελλοντικά μονοθέσια της ομάδας.

Η μεταβολή ύψους της αναρτώμενης μάζας (Z), δε σχολιάστηκε σε κανένα σενάριο φόρτισης, καθώς η τιμές είναι πολύ χαμηλές, πρακτικά αμελητέες, για τα επίπεδα ευαισθησίας των αεροδυναμικών διατάξεων ενός μονοθεσίου Formula Student.

• Σύνοψη Σχεδιασμού Συνδέσμων

Αφού έχουν υπολογιστεί και τα ελαστοκινηματικά χαρακτηριστικά όλων των συνδέσμων και θεωρηθούν αποδεκτά, ο βρόχος διαδικασίας σχεδιασμού τους έχει κλείσει. Σε περίπτωση που σε κάποιο βήμα, είτε υπολογισμού αντοχών, είτε παραμορφώσεων, θεωρούμε ότι δεν ικανοποιούνται οι στόχοι απόδοσης του οχήματος, επιστρέφουμε σε προηγούμενα βήματα και κάνουμε τις δέουσες αλλαγές σε διαστάσεις και γεωμετρίες.

Σε κάθε περίπτωση, πρέπει να ελέγχονται διεξοδικά, τα ελάχιστα διάκενα των εξαρτημάτων από τα γειτονικά τους, σε όλο το φάσμα των δυνατών κινηματικά θέσεών τους.

7.2. Μοχλικά

Αποστολή των μοχλικών σε ένα σύστημα ανάρτησης διπλών ψαλιδιών, με μεταφερόμενα τα ελαστικά και αποσβεστικά στοιχεία στην πλευρά του σασσί, είναι η μετάδοση κίνησης από τις ράβδους έλξης / ώσης στα ελατήρια, τις αντιστρεπτικές ράβδους και τους αποσβεστήρες.

Οι γεωμετρικές απαιτήσεις τους, είναι να έχουνε διατεταγμένα τα σημεία έδρασης στο χώρο με τέτοιο τρόπο, ώστε να επιτυγχάνονται οι σχέσεις μετάδοσης και οι μεταβολές αυτών με κατακόρυφη κίνηση τροχών και με κλίση αναρτώμενης μάζας, όπως επιλέχθηκαν στο Κεφάλαιο 3.

Πολύ σημαντική παράμετρος επίσης, είναι η διατήρηση του διανύσματος της ράβδου έλξης και του αποσβεστήρα / ελατηρίου σε ίδιο επίπεδο με το μοχλικό, τουλάχιστον σε στατικό ύψος σασσί. Με αυτό τον τρόπο, θα ελαχιστοποιηθεί η κάμψη του μοχλικού κατά την κατακόρυφη κίνηση των τροχών, όπου ράβδος έλξης και αποσβεστήρας / ελατήριο δημιουργούν μικρές γωνίες με το επίπεδο του μοχλικού.

Επίσης, για την έδρασή τους στο σασσί, χρησιμοποιούνται ως επί το πλείστον δύο ρουλεμάν, σε απόσταση μεταξύ τους, διάταξη που αποδίδει αρκετά καλύτερα, ως προς την κατανομή φορτίων και βοηθά στη διατήρηση λογικών εξωτερικών διαμέτρων.

Το τελικό πάχος του μοχλικού, καθορίζεται από το πλάτος του rod end του pullrod και του σφαιρικού συνδέσμου του αποσβεστήρα, σε συνδυασμό με το ελάχιστο πάχος υλικού που απαιτείται για την αντοχή του μοχλικού. Προφανώς, χρησιμοποιούμε σύνδεση διπλής διάτμησης, τόσο στην πλευρά του pullrod, όσο και στην πλευρά του αποσβεστήρα.

Επιλέγεται επίσης αλουμίνιο 7075-T6 για την κατασκευή των μοχλικών, λύση με τον καλύτερο συνδυασμό αντοχή/βάρος, ειδικά όταν η ακαμψία δεν είναι πρωταρχικός στόχος στα μοχλικά.

Πριν ξεκινήσουμε το σχεδιασμό, γνωρίζοντας το μέγιστο φορτίο στη σύνδεση του pullrod και το μέγιστο φορτίο στην κοινή σύνδεση του αποσβεστήρα, του ελατηρίου και της αντιστρεπτικής, υπολογίζουμε το μέγιστο ακτινικό και αξονικό φορτίο που θα εμφανιστεί στα ρουλεμάν έδρασης του μοχλικού. Το μέγιστο αξονικό, βρίσκεται γνωρίζοντας τις μέγιστες γωνίες που μπορούν να σχηματιστούν μεταξύ επιπέδου μοχλικού και διανύσματος αποσβεστήρα και pullrod.

Με αυτά τα δεδομένα, είμαστε σε θέση να επιλέξουμε ρουλεμάν. Αφού θα είναι δύο, διαιρούμε το συνολικό ακτινικό φορτίο διά δύο, αλλά το αξονικό θα εξακολουθεί να το λαμβάνει ένα από τα ρουλεμάν.

Επίσης, σύμφωνα με τις οδηγίες συνθηκών φόρτισης των κατασκευαστών ρουλεμάν, στην περίπτωση μας, που οι ταχύτητες περιστροφής είναι πολύ χαμηλές, σχεδόν μηδενικές και που η εφαρμογή φορτίων δεν είναι κρουστική, λαμβάνουμε συντελεστή λειτουργίας 0.4 και πολλαπλασιάζουμε με αυτόν το υπολογισμένο ακτινικό φορτίο. Ωστόσο, η πολλαπλάσια τιμή του ακτινικού σε σχέση με το αξονικό φορτίο, μας οδηγεί στο να χρησιμοποιήσουμε μόνο το ακτινικό ως ισοδύναμη φόρτιση στα ρουλεμάν.

Για το P16, έχουμε συγκεντρωτικά τις ακόλουθες προκύπτουσες προδιαγραφές:

	Pullrod Arm (mm)	Damper Arm (mm)	Included Angle (deg)	Max Mounting Radial Load (N)	Max Mounting Axial Load (N)	Bearing	Bearing FoS
Front	27	126.5	107.5	10330	1000	2 x 61902	1.06
Rear	27.3	113.5	114	7900	700	2 x 61902	1.39

Επιλέχθηκαν για περιορισμό κόστους, απλά ένσφαιρα ρουλεμάν μονής αύλακος και η διάσταση που μπορεί να ανταπεξέλθει στα φορτία μας, είναι του κωδικού 61902, με εσωτερική διάμετρο 15mm, εξωτερική 28mm και πλάτος 7mm.

Αυτό σημαίνει, ότι και η έδραση των μοχλικών στο σασσί, πρέπει να είναι κυλινδρική διαμέτρου 15mm, που εύκολα υπολογίζεται, ότι είναι αρκετή, ακόμη και σε μονή διάτμηση και κατασκευασμένη από αλουμίνιο 7075.

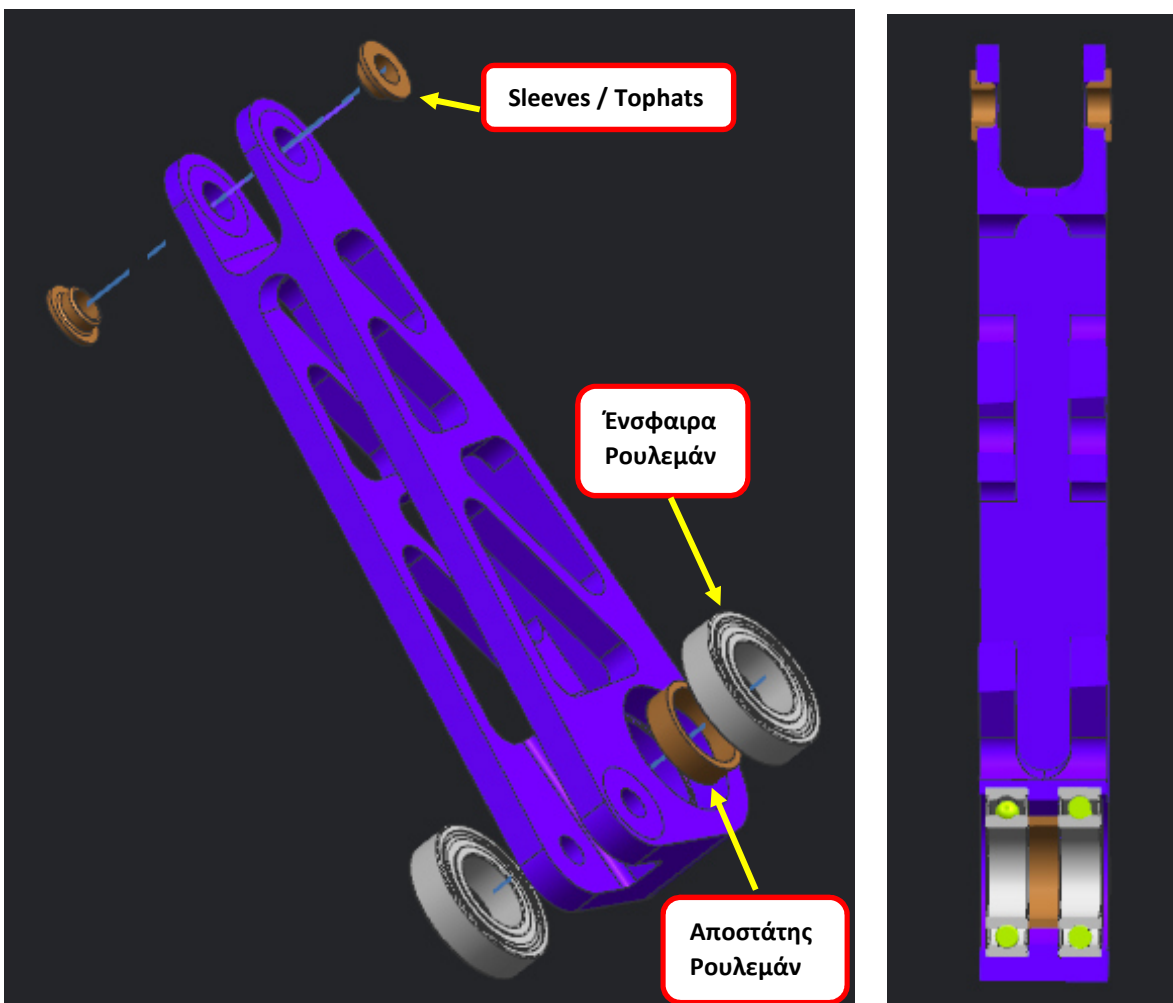
Τα εμπρός και πίσω μοχλικά, έχουν ακριβώς την ίδια φιλοσοφία σχεδιασμού και διαφέρουν κατά λίγο, μόνο στις αποστάσεις των σημείων σύνδεσης με pullrod και ελατήριο / αποσβεστήρα / αντιστρεπτική.

Σωστή πρακτική σχεδιασμού, είναι και η χρήση ενός αποστάτη μεταξύ των εσωτερικών δακτυλίων των δύο ρουλεμάν, ώστε η προφόρτιση σύσφιξης του μοχλικού στο σασσί, να μην φέρεται από τις σφαίρες των ρουλεμάν, αλλά να μεταδίδεται άμεσα, αξονικά, στις σχετικές επιφάνειες σύσφιξης.

Ο κοχλίας στη σύνδεση του pullrod, είναι προφανώς ο ίδιος M6/8.8 που χρησιμοποιείται και στο άλλο άκρο του και όσον αφορά τη σύνδεση με αποσβεστήρα / ελατήριο / αντιστρεπτική, καθώς τα μοχλικά είχαν κατασκευαστεί πριν την τελική επιλογή αποσβεστήρων, είχε προβλεφθεί οπή για κοχλία M8. Τελικά όμως, η χαμηλή σχετικά συνολική δύναμη σε αυτή τη σύνδεση (<1500N και για εμπρός και για πίσω), κάνει τη χρήση κοχλία M6/8.8, προφορτισμένου στην ονομαστική ροπή των 7Nm, υπέρ του δέοντος επαρκή.

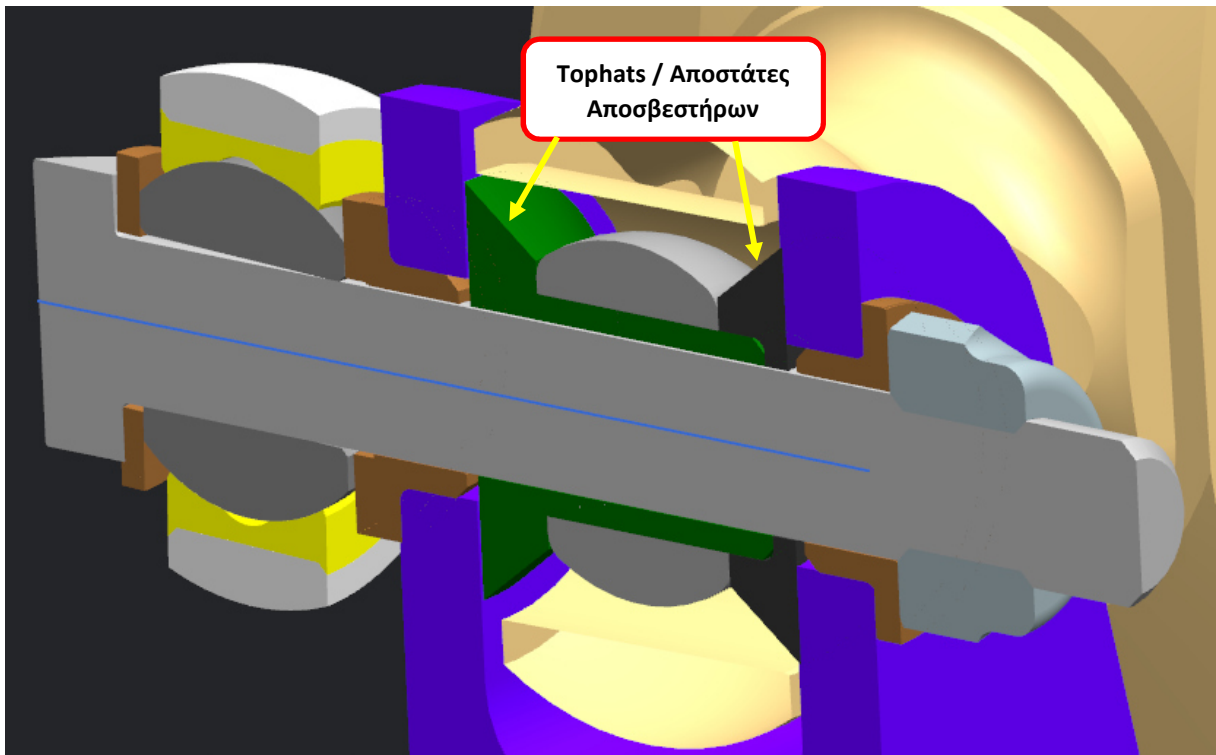
Προφανώς, για τη χρήση κοχλία M6 σε οπή 8mm, σχεδιαστήκαν ένθετα (*sleeve / tophat*), τα οποία λειτουργούν και ως δακτύλιοι / ροδέλες, για την επαφή κοχλία / περικοχλίου με το αλουμινένιο μοχλικό. Σημασία, όπως πάντα, πρέπει να δίνεται και στην επιλογή των κατάλληλων ανοχών σε σπές και επιφάνειες συνεργασίας με άλλα κομμάτια και ειδικά έδρανα και κοχλίες. (βλ. Παράρτημα Μηχανολογικών Σχεδίων)

Με όλες τις παραπάνω παραμέτρους, έχουμε το εξής συναρμολογημένο αποτέλεσμα:



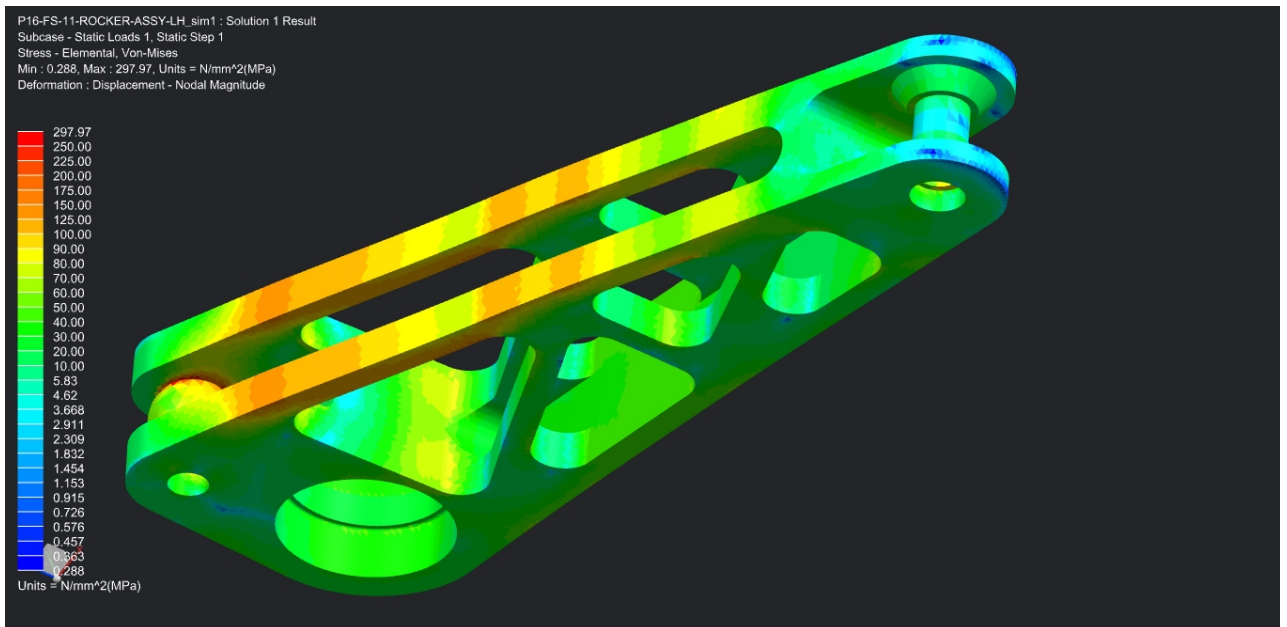
Εικόνα 7.12 - Απεικόνιση Συναρμολογημένης Διάταξης Εμπρός Μοχλικών P16

Για τη σύνδεση των ίδιων των αποσβεστήρων στα μοχλικά, σχεδιάστηκαν αντίστοιχα tophats για τους σφαιρικούς συνδέσμους τους, που δρουν και σαν αποστάτες μεταξύ αποσβεστήρα και μοχλικού.



Εικόνα 7.13 - Απεικόνιση Σύνδεσης Αποσβεστήρα - Μοχλικού

Βέβαια, η γεωμετρία και οι επιμέρους διαστάσεις των μοχλικών, καθορίστηκαν μετά από επαναλήψεις σχεδιαστικών αλλαγών και προσομοιώσεων FEA, όπου καταλήγουμε στο παρακάτω αποτέλεσμα, όσον αφορά τις τάσεις στο τελικό σχέδιο:



Εικόνα 7.14 - Απεικόνιση Τάσεων σε Εμπρός Μοχλικό P16

Παρατηρούμε, ότι ουσιαστικά πρόκειται για κάμψη μεταξύ της σύνδεσης του pullrod και της σύνδεσης αποσβεστήρα/ελατηρίου/αντιστρεπτικής.

Οι μέγιστες τάσεις που εμφανίζονται είναι της τάξης των 300 MPa, που δίνουν συντελεστή ασφαλείας μεγαλύτερο του 1.6, που είναι αποδεκτός.

Αρκετά παρόμοια αποτελέσματα, τόσο σχεδιαστικά, όσο και από πλευράς τάσεων, παρατηρούνται και στα πίσω μοχλικά, οπότε δεν παρουσιάζονται, για αποφυγή επανάληψης.

Εφόσον έχουμε καταλήξει σε μορφολογικά χαρακτηριστικά για τα μοχλικά, όπως πάντα, πρέπει να ελέγχεται ότι υπάρχουν σε όλες τις συνδέσεις τα ελάχιστα αποδεκτά διάκενα, για τη δυνατότητα ελεύθερης μετακίνησης όλων των γειτονικών κομματιών, σε όλο το πιθανό κινηματικό φάσμα.

7.3. Αντιστρεπτικές Ράβδοι

Αποστολή των αντιστρεπτικών ράβδων και στους δύο άξονες, είναι να προσδώσουν επιπλέον δυσκαμψία κλίσης, πέρα από τα ελατήρια και λειτουργούν μόνο σε κλίση της αναρτώμενης μάζας και συνεπώς μόνο υπό κεντρομόλο επιτάχυνση. Γενικά, σε πρωτότυπα αγωνιστικά οχήματα, η επικρατούσα διάταξη, είναι να έχουν μοχλούς (*levers*) με διάφορες θέσεις ρύθμισης, στις οποίες συνδέονται ράβδοι μετάδοσης κίνησης από τα μοχλικά (*droplinks*).

Για την περίπτωση του P16, γεωμετρικά και διαστασιολογικά, οι διατάξεις αντιστρεπτικών, έχουν καθοριστεί εν πολλοίς κατά το Κεφάλαιο 4 και τον καθορισμό δυσκαμψιών. Αυτό που έμενε να καθοριστεί, είναι το σημείο έδρασής τους στο σασσί, σύμφωνα με τη γενικότερη διάταξη των γειτονικών μερών στο όχημα. Με αυτές τις παραμέτρους, η εμπρός αντιστρεπτική τοποθετήθηκε ακριβώς εμπρός από την κρεμαγιέρα και η πίσω αντιστρεπτική, σε μία προσπάθεια αποφυγής νέων εδράσεων και περιττού βάρους, σχεδιάστηκε ώστε να διέρχεται μέσα από την υποχρεωτική -σύμφωνα με τους κανονισμούς- μπάρα ανύψωσης του οχήματος και να εδράζεται στις ήδη υπάρχουσες βάσεις της μπάρας. Με τις επιλογές σημείων έδρασης, καθορίζονται και τα μήκη των droplinks, που σχεδιαστικά έχουν την ίδια προσέγγιση με τις ράβδους των συνδέσμων της ανάρτησης. Ιδιαίτερη προσοχή, πρέπει να δίνεται στα επαρκή διάκενα όλων των εξαρτημάτων με τα γειτονικά τους, σε όλο το δυνατό εύρος κίνησης των αντιστρεπτικών.

Οι μοχλοί των αντιστρεπτικών, επιλέχθηκε να κατασκευαστούν από αλουμίνιο 7075-T6 και η μετάδοση κίνησης στις ίδιες τις ράβδους, γίνεται μέσω τετραγωνικού σχήματος διαμόρφωση, τόσο σε εσοχή των μοχλών, όσο και σε ένθετα συγκολλημένα στα άκρα των ράβδων. Οι συνδέσεις των droplinks με μοχλικά ανάρτησης και μοχλούς ράβδων, γίνεται κλασσικά με rod ends, αλλά αυτή τη φορά, συνδέσεις μονής διάτμησης κρίθηκαν αρκετές, καθώς τα φορτία είναι αρκετά χαμηλά σε σχέση με τα λοιπά τμήματα του συστήματος ανάρτησης.

Έτσι, έχουμε συγκεντρωτικά τις βασικές προδιαγραφές των αντιστρεπτικών ράβδων του P16:

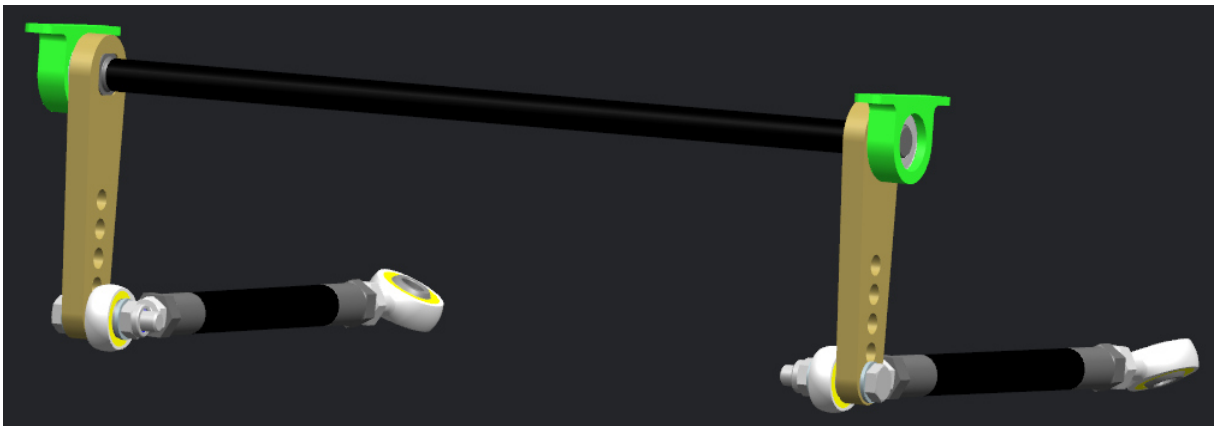
	Bar OD/ID (mm)	Bar Length (mm)	Lever Lengths (mm)	Droplink Length (mm)	Droplink Max Load (N)	Bar Max Torque (Nm)	Bar Max Stress (MPa)
Front	7.9 / 5.4	200	58 / 51 / 44	163	400	35	462
Rear	9.5 / 6.2	405	60 / 53 / 46	178	380	35	255

Οι μοχλοί των ράβδων, δε σχεδιάζονται μέσω επαναλήψεων FEA, αλλά με ένα γενικό κατάλληλο σχήμα, συμπεριλαμβάνοντας τις τουλάχιστον 3 οπές για ρύθμιση θέσεων droplinks και έχουν στόχο την μέγιστη ακαμψία, με χρήση αρκετού υλικού, ώστε να μην συμμετέχουν στη συνολική δυσκαμψία της αντιστρεπτικής ράβδου.

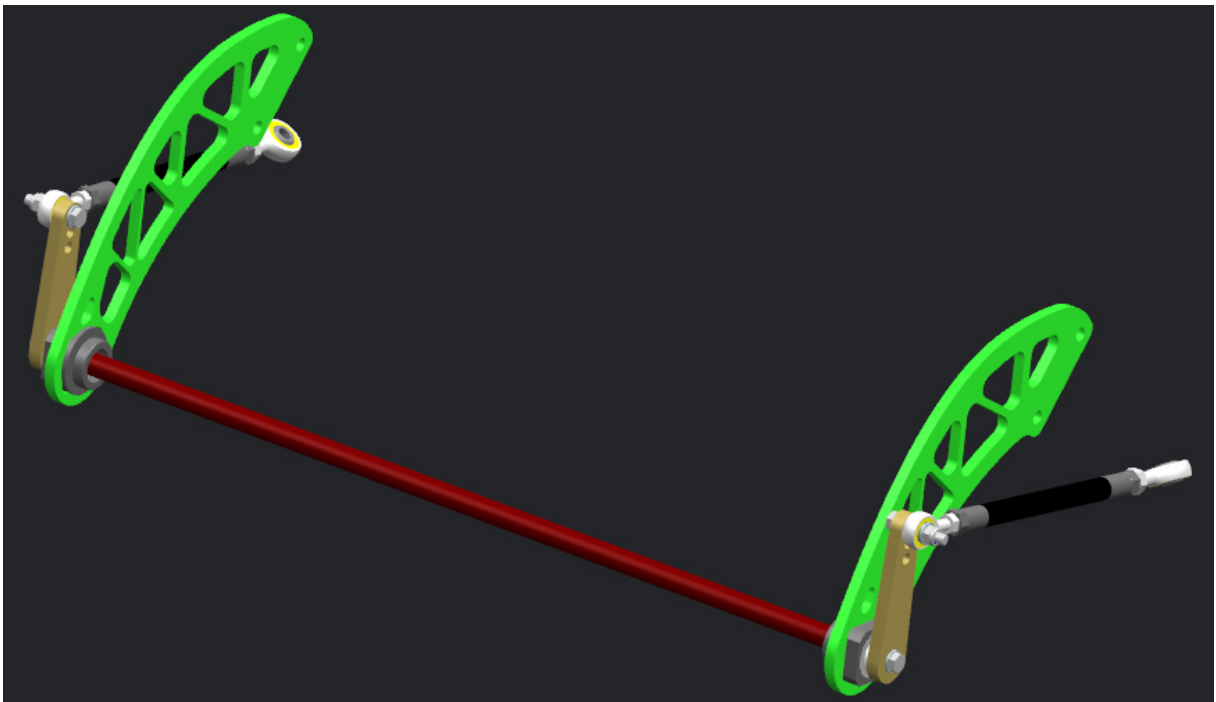
Όσον αφορά τα droplinks, τα rod end τους από την πλευρά των μοχλικών, αναγκαστικά θα είναι M6, καθώς εδράζονται στο κοινό σημείο με τον αποσβεστήρα, ενώ από την πλευρά των μοχλών της ράβδου, επιλέγουμε M5, καθώς τα φορτία είναι αρκετά μικρά. Για τον ίδιο λόγο, οι σωλήνες των droplinks επιλέγονται σε διάσταση 10 x 1.5 mm, κοινή με ράβδους διεύθυνσης και έλξης, χωρίς περαιτέρω ελέγχους αντοχής, καθώς τα φορτία είναι πολύ χαμηλότερα από τους άλλους συνδέσμους.

Αν και μπορούσαν τα droplinks να είναι αρκετά μικρότερα σε διαστάσεις από πλευράς αντοχής, προτιμούμε να διατηρήσουμε υψηλή ακαμψία, ώστε να μην συμμετέχουν στη συνολική δυσκαμψία που θα προσδίδει η αντιστρεπτική ράβδος.

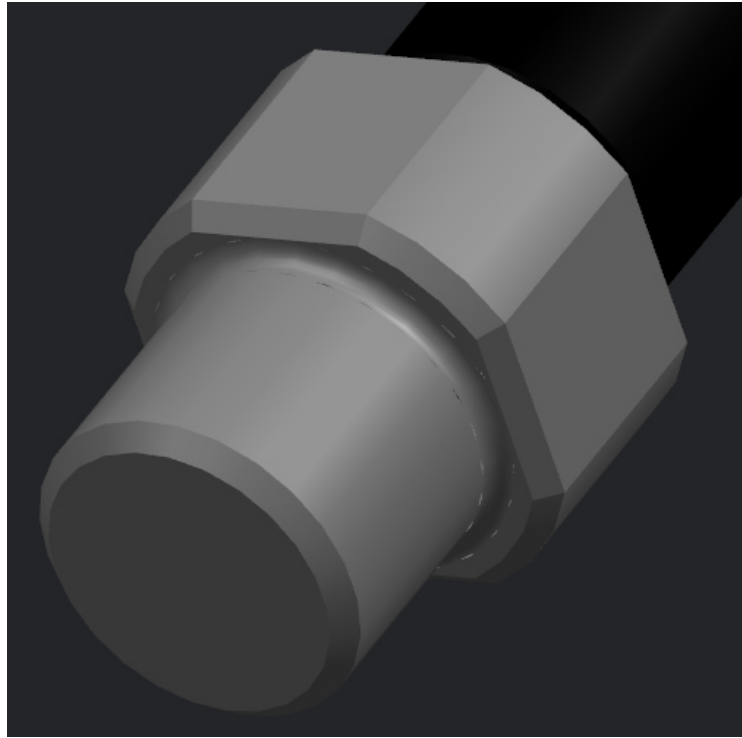
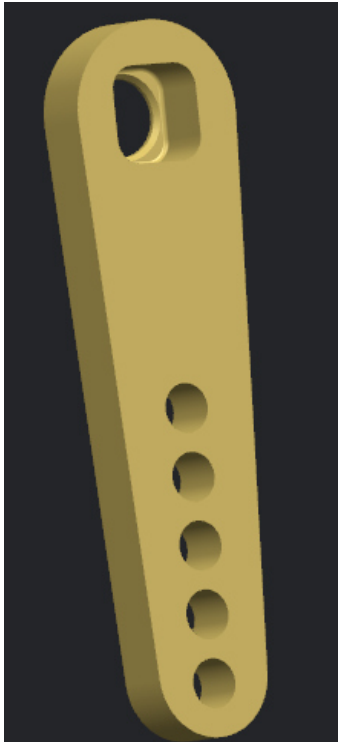
Με τα έως τώρα δεδομένα, οι διατάξεις αντιστρεπτικών ράβδων προέκυψαν ως εξής:



Εικόνα 7.15 - Απεικόνιση Διάταξης Εμπρός Αντιστρεπτικής Ράβδου P16

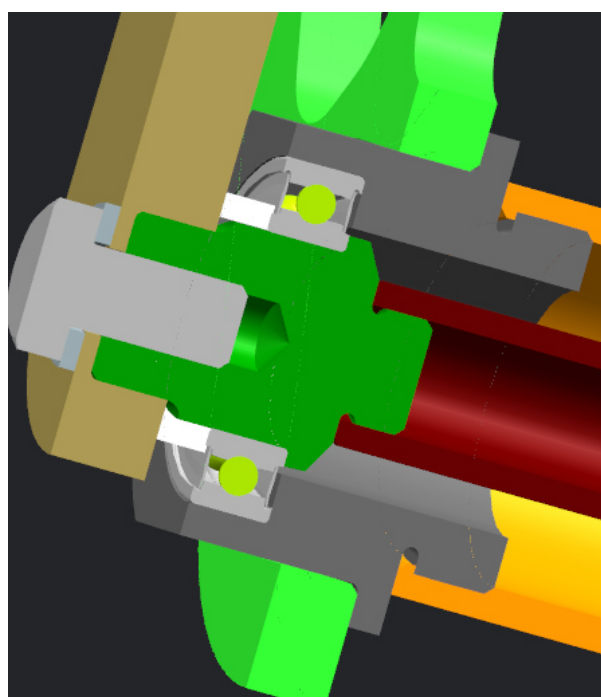
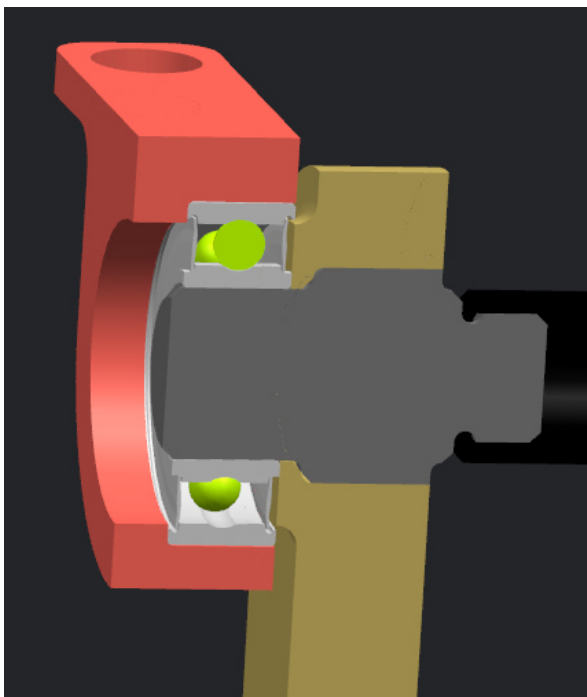


Εικόνα 7.16 - Απεικόνιση Διάταξης Πίσω Αντιστρεπτικής Ράβδου P16



Εικόνα 7.17 - Απεικόνιση Τετραγωνικής Διαμόρφωσης Μετάδοσης Κίνησης μεταξύ Μοχλού και Ένθετου Αντιστρεπτικής Ράβδου, στο P16

Όσον αφορά τις διαφορές συνδεσμολογίας μεταξύ εμπρός και πίσω αντιστρεπτικής, στην εμπρός τα ρουλεμάν βρίσκονται εξωτερικά των μοχλών με την όλη διάταξη να είναι «κλειδωμένη» αξονικά και απλά τοποθετείται ολόκληρη μαζί, συναρμολογημένη, στις βάσεις των ρουλεμάν, στο σασσί. Στην πίσω αντιστρεπτική, λόγω της θέσης των βάσεων της μπάρας ανύψωσης, οι μοχλοί τοποθετήθηκαν εξωτερικά των ρουλεμάν και η όλη συναρμολογημένη διάταξη «κλειδώνεται» αξονικά, με κοχλία που συνδέει τους μοχλούς με τα ένθετα της ράβδου.



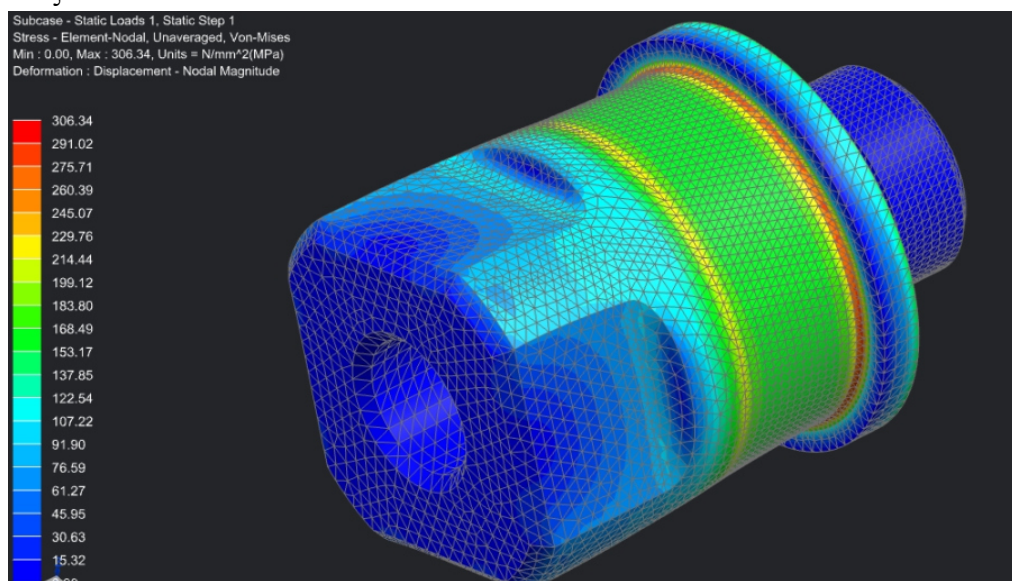
Εικόνα 7.18 - Απεικόνιση Συνδεσμολογίας Αντιστρεπτικών P16, Εμπρός (Αριστερά) και Πίσω (Δεξιά)

Όσον αφορά την επιλογή ρουλεμάν, επιλέχθηκαν κυρίως με τις εσωτερικές διαμέτρους που ο τρόπος συναρμολόγησης και οι τετραγωνικές διαμορφώσεις μετάδοσης καθόρισε, για εμπρός και πίσω. Προφανώς, πρόκειται για κλασικά ένσφαιρα μονής αύλακος. Το μέγιστο ακτινικό φορτίο και των εμπρός και των πίσω, είναι 450N. Για εμπρός, επιλέχθηκαν ρουλεμάν με κωδικό 628/8, με συντελεστή ασφαλείας 2.5 και για πίσω, ρουλεμάν με κωδικό 61801, με συντελεστή ασφαλείας 4. Στους συντελεστές ασφαλείας, περιλαμβάνεται και συντελεστής συνθηκών λειτουργίας 0.5, αφού δεν έχουμε περίπτωση κρουστικών φορτίων και η ταχύτητα των ρουλεμάν είναι αμελητέα.

Η πιο κρίσιμη παράμετρος αντοχής μίας διάταξης αντιστρεπτικής ράβδου, είναι η αντοχή και το υλικό κατασκευής της ίδιας της ράβδου. Πολλές φορές, ειδικά σε χαμηλού βάρους αγωνιστικά οχήματα, όπου γενικά οι δυσκαμψίες κλίσης που επιλέγουμε να προδώσουν οι αντιστρεπτικές ράβδοι είναι σχετικά χαμηλές, καταλήγουμε σε μικρές διαστάσεις ράβδων, που οδηγούν σε σχετικά υψηλές τάσεις στρέψης.

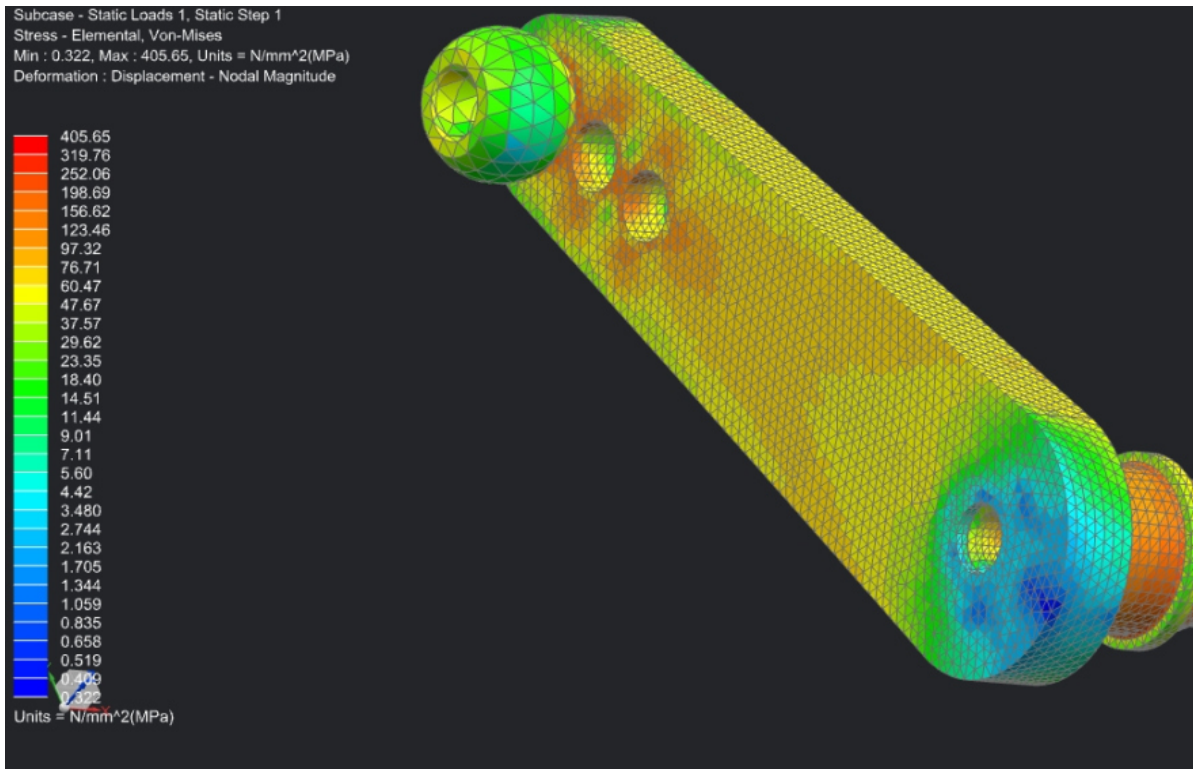
Στην περίπτωση του P16, η πίσω ράβδος, λόγω του σχετικά μεγάλου μήκους της, μπορεί να πετύχει την επιθυμητή δυσκαμψία, με διαμέτρους ράβδου που εν τέλει δίνουν μέγιστη τάση στρέψης 255 MPa. Με αυτά τα δεδομένα, μπορεί η ράβδος να κατασκευαστεί από σωλήνα χάλυβα 4130, ίδιου με των σωλήνων των συνδέσμων της ανάρτησης, με συντελεστή ασφαλείας 1.8, που είναι αποδεκτός. Για την εμπρός αντιστρεπτική όμως, καθώς το μήκος της είναι το μισό από την πίσω, λόγω διαστάσεων του σασσί, χρειάζεται μικρότερες διατομές από την πίσω, για να πετύχουμε την επιθυμητή δυσκαμψία. Έτσι, καταλήγουμε με μέγιστες τάσεις της τάξης των 460 MPa, όσο και το όριο διαρροής των σωλήνων 4130 Normalized των συνδέσμων. Για να καλύψουμε τους επιθυμητούς συντελεστές ασφαλείας, χρειαζόμαστε χαλύβδινο σωλήνα με τάση διαρροής τουλάχιστον 600 MPa. Υπάρχουν στην αγορά, σωλήνες χάλυβα 4130, με θερμικές κατεργασίες επαναφοράς (tempering) μετά από βαφή (quenching), που δίνουν όριο διαρροής και πάνω από 600 MPa.

Όσον αφορά τα ένθετα μετάδοσης κίνησης στις άκρες των ράβδων, με υπολογισμούς FEA, μπορούν να κατασκευαστούν από χάλυβα αντοχής τουλάχιστον 400 MPa και συμβατό σε συγκόλληση με τους σωλήνες 4130, ώστε να καλύπτονται οι επιθυμητοί συντελεστές ασφαλείας.

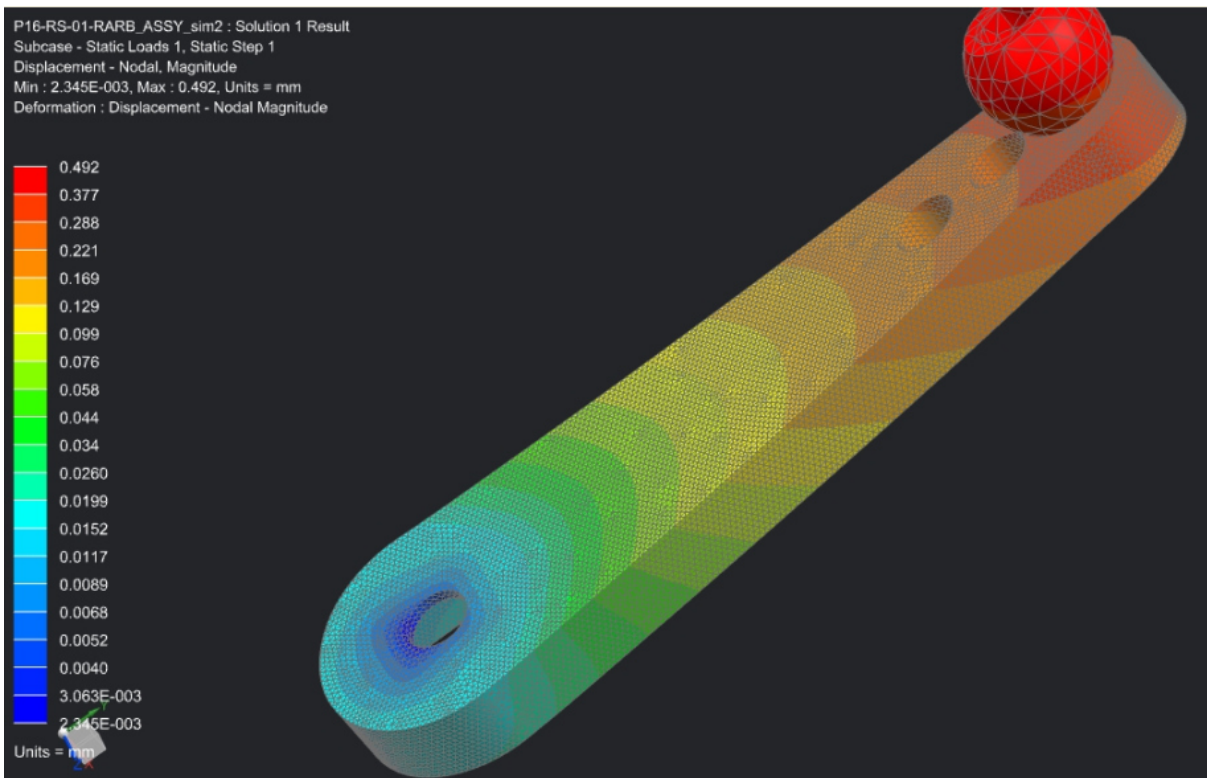


Εικόνα 7.19 - Απεικόνιση Τάσεων σε Ένθετο Αντιστρεπτικής Ράβδου

Παρατηρείται συγκέντρωση τάσης στην μετάβαση διαμέτρων, που παρά τη χρήση fillet, μπορεί να προκύπτει και από μη επαρκώς πυκνό πλέγμα



Εικόνα 7.20 - Απεικόνιση Τάσεων σε Μοχλό Αντιστρεπτικής P16
 Παρατηρούμε μέγιστες τάσεις της τάξης 300 MPa στον μοχλό, δίνοντας συντελεστή ασφαλείας τουλάχιστον 1.6



Εικόνα 7.21 - Απεικόνιση Παραμορφώσεων Μοχλού Αντιστρεπτικής P16
 Παρατηρούμε, ότι υπό μέγιστο φορτίο droplink, έχουμε μέγιστη μετατόπιση της σύνδεσής του περί τα 0.49 mm, η οποία δίνει δυσκαμψία μοχλού τουλάχιστον 20-πλάσια της δυσκαμψίας της ράβδου, τιμή που κρίνεται αποδεκτή, ώστε να μην συγκαταλέγεται ο μοχλός στη συνολική δυσκαμψία κλίσης που παρέχει η αντιστρεπτική ράβδος

8. Συμπεράσματα και μελλοντικές προτάσεις

Η παρούσα εργασία κρίνεται ότι κάλυψε τους στόχους της, που ήταν η δημιουργία ενός τεχνικού οδηγού για μηχανικούς, περί της προσέγγισης σχεδιασμού ανάρτησης αγωνιστικών οχημάτων, ενός εξειδικευμένου αντικειμένου, που ο γράφων θεωρεί ότι δεν καλυπτόταν επαρκώς από την ελληνική βιβλιογραφία.

Μία ακόμη όμως σημαντική παράμετρος, για την πραγματική ολοκλήρωση της υλοποίησης ενός συστήματος ανάρτησης πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος, είναι η επαλήθευση των επιλογών και υπολογισμών που έγιναν στα βήματα σχεδιασμού.

Ο παραδοσιακός τρόπος, αφορά φυσικές δοκιμές, ιδανικά του τελικού πρωτότυπου αγωνιστικού οχήματος σε περιβάλλον πίστας, όπου με κατάλληλους αισθητήρες, θα μετρούνται επιταχύνσεις, θέσεις και παραμορφώσεις, δίνοντας την πραγματική εικόνα για αλληλεπίδραση επιταχύνσεων στην αναρτώμενη μάζα, με μετατοπίσεις σασσί, τροχών, αλλά και με τις πραγματικές δυνάμεις που αναπτύσσονται στα στελέχη της ανάρτησης. Μέσω φυσικών δοκιμών του οχήματος, μπορούν να επιλεγούν και οι τελικές ρυθμίσεις δυσκαμψιών και αποσβέσεων, σύμφωνα και με τις προτιμήσεις των οδηγών.

Στις μέρες μας όμως, έχει υπάρξει και μεγάλη εξέλιξη των λογισμικών προσομοίωσης δυναμικής οχημάτων, με επαρκή πλέον προσέγγιση της πραγματικότητας, που επιτρέπουν την εικονική δοκιμή ενός οχήματος σε εικονικές πίστες, όπου με κριτήριο τον ελάχιστο δυνατό χρόνο διέλευσης από μια διαδρομή, βελτιστοποιούνται οι επιλογές κατανομής βάρους, αδρανειών και αεροδυναμικών φορτίων, γεωμετρικών και κινηματικών μεγεθών, δυσκαμψιών και αποσβέσεων, πριν καν ολοκληρωθεί ο σχεδιασμός του οχήματος.

Εν γένει, στην προσπάθεια κάλυψης όλων των σχετικών παραμέτρων και απαιτούμενων βημάτων, διατηρώντας λογική έκταση κειμένου, δεν έγινε μεγάλη επιστημονική εμβάθυνση στα επιμέρους αντικείμενα που το κάθε κεφάλαιο πραγματευόταν. Πολλά από τα κεφάλαια της παρούσας εργασίας, θα μπορούσαν μελλοντικά να αποτελέσουν ανεξάρτητα θέματα διπλωματικών εργασιών, που μάλιστα θα συμπλήρωναν ιδανικά την ελληνική βιβλιογραφία για το εξειδικευμένο αντικείμενο των αγωνιστικών οχημάτων.

Για παράδειγμα, ενδιαφέρον θα είχε η ανάπτυξη των θεμάτων των κεφαλαίων 2 έως 5, με χρήση λογισμικού προσομοίωσης δυναμικής οχημάτων για τη βελτιστοποίηση των σχετικών επιλογών και στη συνέχεια σύγκριση και ποσοστό επαλήθευσης με αισθητήρες στο πραγματικό όχημα.

Επίσης, περί φορτίσεων των τμημάτων της ανάρτησης του κεφαλαίου 6, ενδιαφέρον θα παρουσίαζε ο καθορισμός των πραγματικών σεναρίων φόρτισης από αισθητήρες επιταχύνσεων στο όχημα και η σύγκριση των μετέπειτα αναλυτικών υπολογισμών επιμέρους φορτίων, με τα πραγματικά από αισθητήρες παραμόρφωσης στο όχημα.

Επιπλέον, ο μηχανολογικός σχεδιασμός του κεφαλαίου 7, θα είχε ενδιαφέρον να αντιμετωπιστεί αναλυτικά, με διαφορετικά σενάρια επιλογών υλικών και γεωμετριών για κάθε κομμάτι και βελτιστοποίηση της κάθε επιλογής με FEA, ώστε να αποδειχθεί μέσω σύγκρισης διαφορετικών σεναρίων, η βέλτιστη επιλογή για κάθε κομμάτι ενός συγκεκριμένου αγωνιστικού οχήματος.

Σε κάθε περίπτωση, η ελληνική τεχνική βιβλιογραφία, χρήζει εμπλουτισμού σε θέματα εξέλιξης αγωνιστικών οχημάτων και ο γράφων εύχεται και ελπίζει να συνεχίσουν σχετικές προσπάθειες στο μέλλον.

Βιβλιογραφία

- [1] Smith, Carroll: Tune To Win, Aero Publishers, 1978
- [2] Milliken, William & Douglas: Race Car Vehicle Dynamics, SAE Publications, 1995
- [3] Formula Student Tire Workshop, March 2012, © Continental Reifen Deutschland GmbH
- [4] Formula SAE Tire Test Consortium
- [5] racingcardynamics.com
- [6] white-smoke.wikifoundry.com
- [7] chassissim.com
- [8] optimumg.com
- [9] kaztechnologies.com
- [10] fltechnical.net

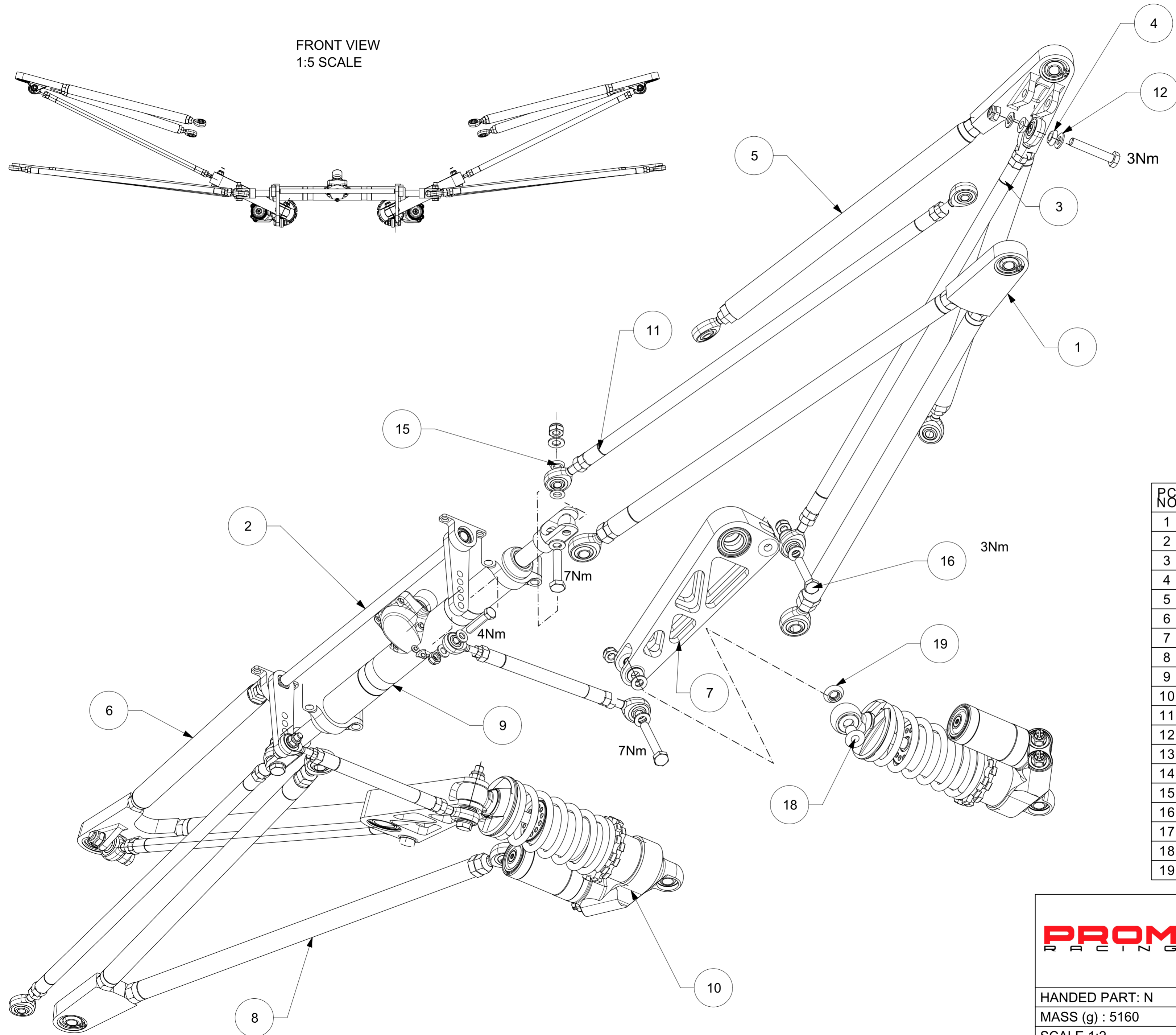
Παράρτημα Μηχανολογικών Σχεδίων

Στις επόμενες σελίδες, παρατίθενται ενδεικτικά, μερικά μηχανολογικά σχέδια διαφόρων εξαρτημάτων ανάρτησης του P16.

Τα σχέδια αυτά, υλοποιήθηκαν με χρήση λογισμικού CAD Siemens NX, στο οποίο είχα πρόσβαση κατά τη διάρκεια συγγραφής αυτής της εργασίας, μέσω των εταιριών στις οποίες εργαζόμουν και συνεχίζω να εργάζομαι.

Έγινε προσπάθεια να ακολουθηθούν πρακτικές σχεδιασμού, που εφαρμόζονται σε επαγγελματικό επίπεδο διεθνώς, αναφερόμενοι σε χρήση ανοχών και GD&T (Geometrical Dimensioning & Tolerancing). Επίσης, έγινε εφαρμογή της χρήσης του πλήθους δεκαδικών ψηφίων στις διαστάσεις, για αντιστοίχιση με το εύρος ανοχών που επιζητούνται και περιγράφονται στο υπόμνημα.

FRONT VIEW
1:5 SCALE



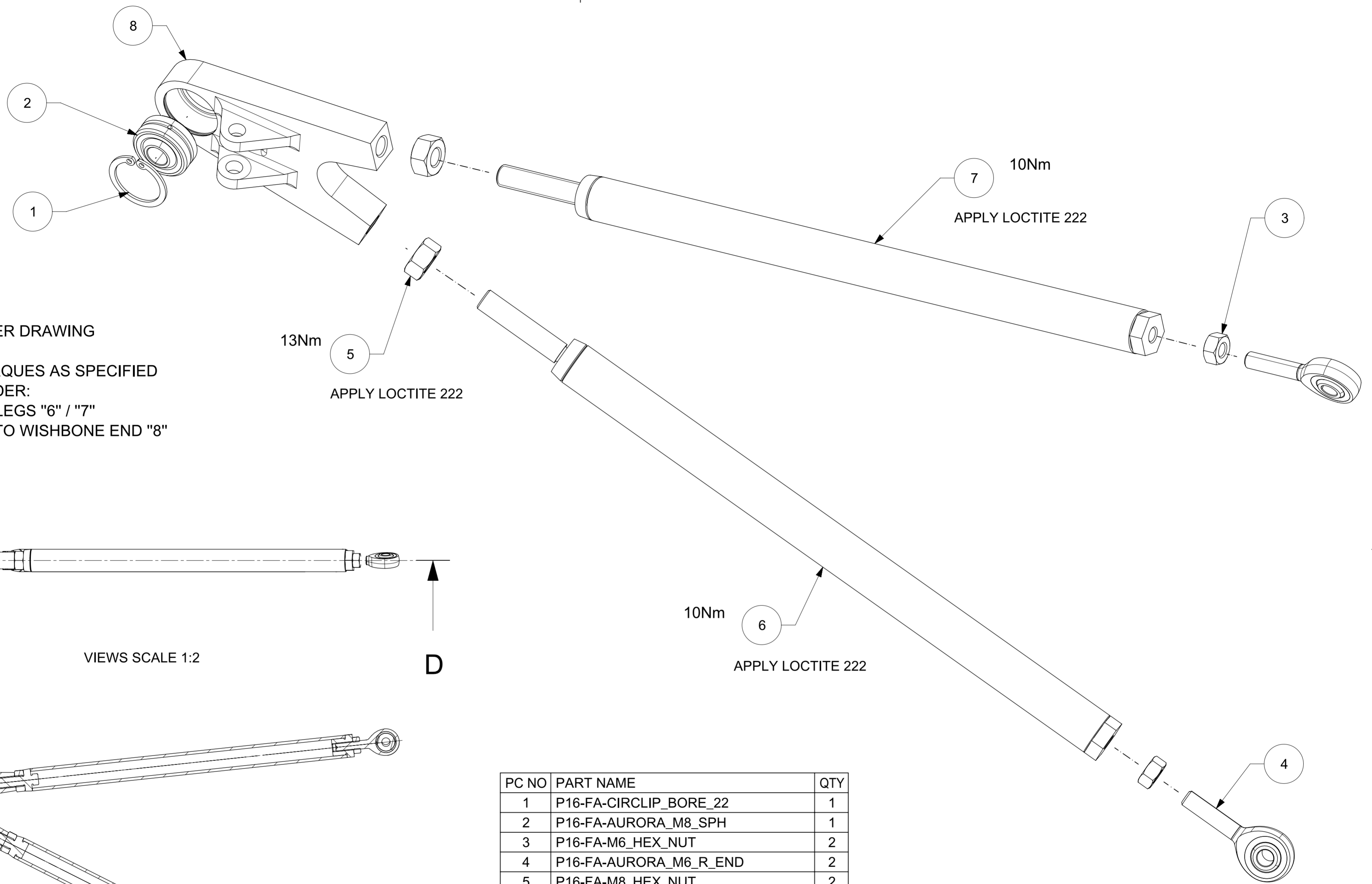
NOTES:

1. ASSEMBLE AS PER DRAWING
2. TIGHTEN TO TORQUES AS SPECIFIED

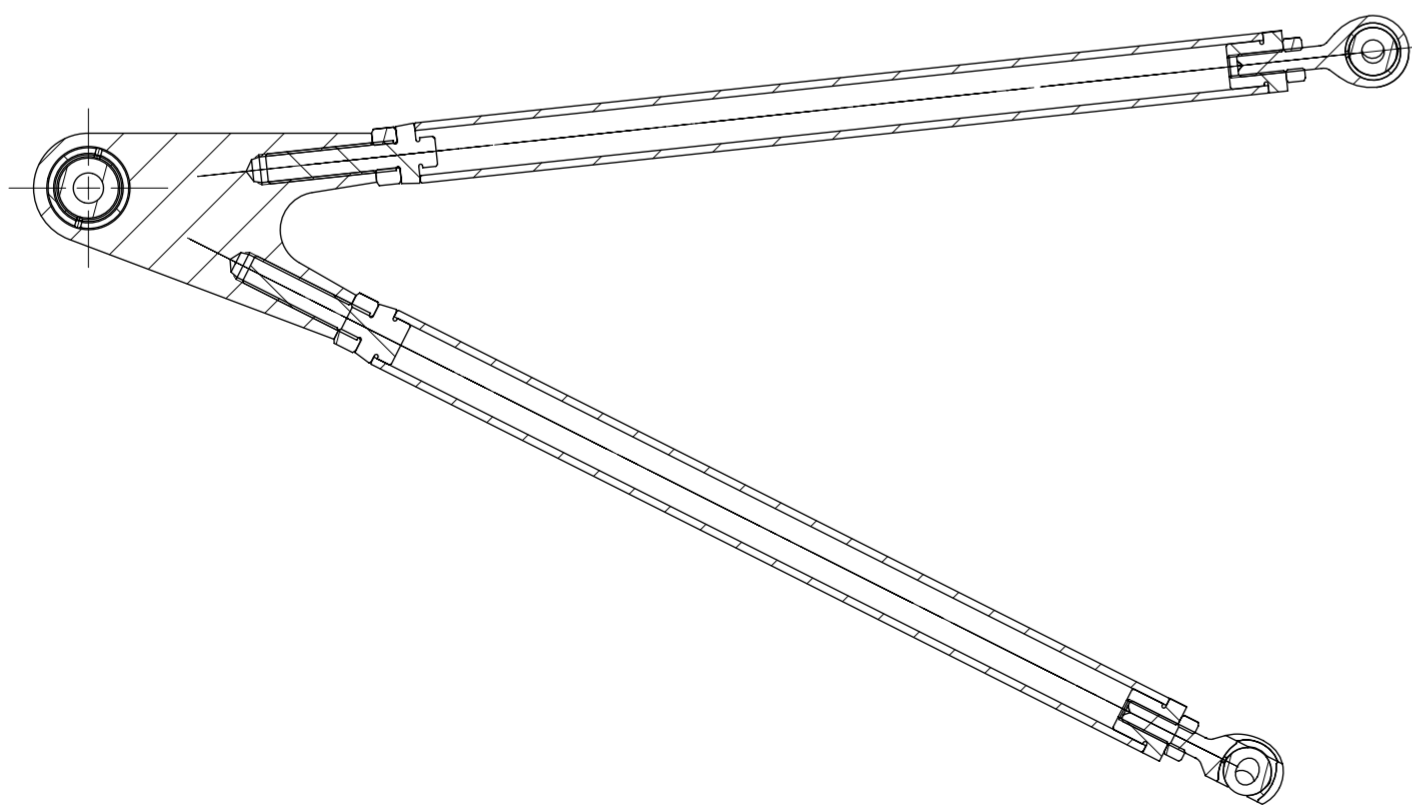
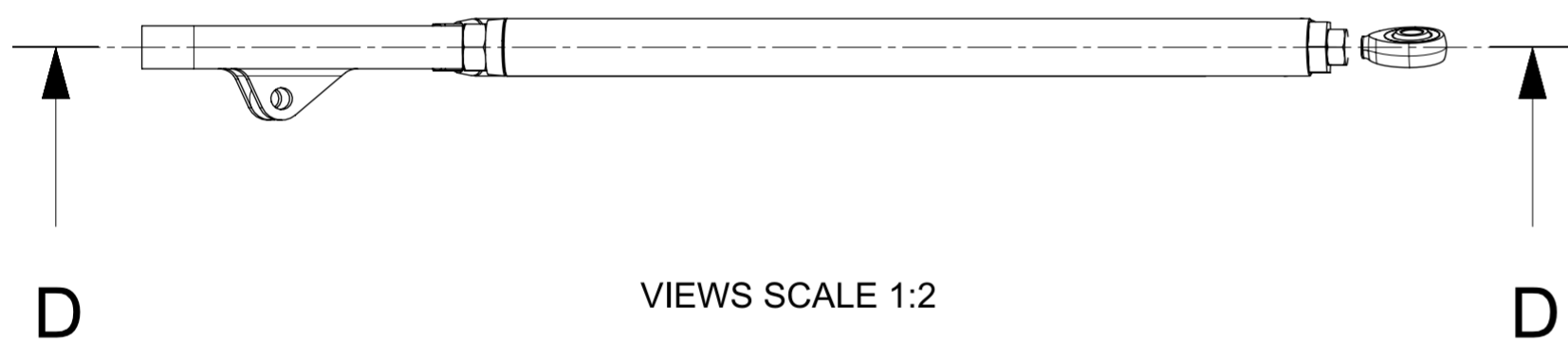
PC NO	PART NAME	QTY
1	P16-FS-09-LWB-LH	1
2	P16-FS-17-FARB_ASSY	1
3	P16-FS-31-PULLROD	2
4	P16-FS-45-PULLROD_SPACER	4
5	P16-FS-05-TWB_LH	1
6	P16-FS-06-TWB-RH	1
7	P16-FS-11-ROCKER-ASSY	2
8	P16-FS-10-LWB-RH	1
9	P16-FS-26-RACKASS	1
10	P16-FS-29-DAMPER	2
11	P16-FS-43-STEERING_ROD	2
12	P16-FA-WASHER_M6	17
13	P16-FA-BOLT_M6X30	2
14	P16-FA-SAFE_NUT_M6	8
15	P16-FS-27-STEERING_ROD_SPACER	4
16	P16-FA-BOLT_M6X35	4
17	P16-FA-BOLT_M6X45	2
18	P16-FS-25-DAMPER_TOP_HAT_SLEEVE	2
19	P16-FS-23-TOP_HAT_CAP	2

	GENERIC TOLERANCES: 0 DECIMAL PLACES ±0.5mm 1 DECIMAL PLACES ±0.2 2 DECIMAL PLACES 3 DECIMAL PLACES CAD/CAM SURFACES ± 0.2 ANGLES ±0.25°	ALL DIMENSIONS IN MM UNLESS OTHERWISE STATED	
	HANDED PART: N		DRAWN BY: ANGELOS TSIAPARAS
	MASS (g) : 5160		MATERIAL: N/A
	SCALE 1:2 QUANTITY PER CAR: 1		P/N: P16-FS-01-ASSY

SHEET SIZE : A2



- NOTES:
1. ASSEMBLE AS PER DRAWING
 2. TIGHTEN TO TORQUES AS SPECIFIED
TIGHTENING ORDER:
NUTS "5" ONTO LEGS "6" / "7"
LEGS "6" / "7" INTO WISHBONE END "8"

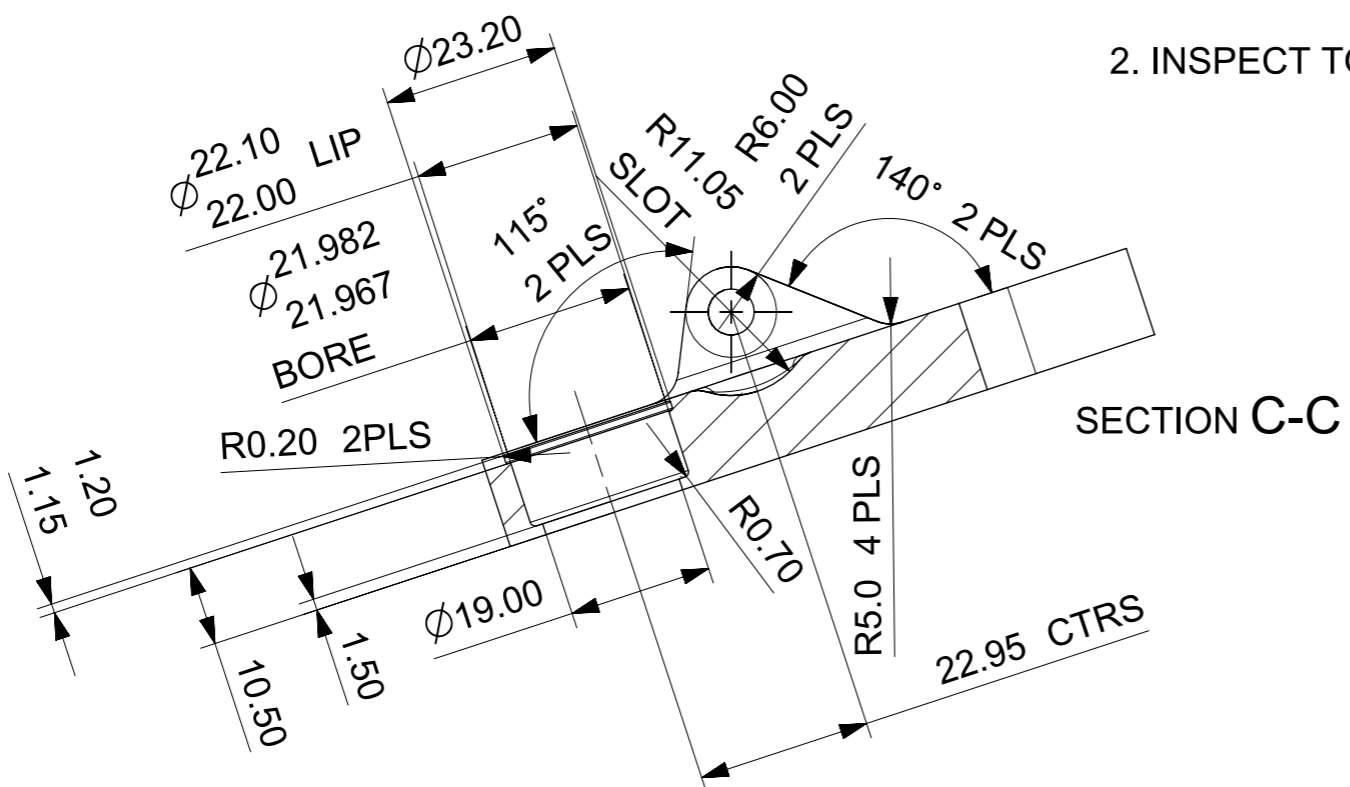
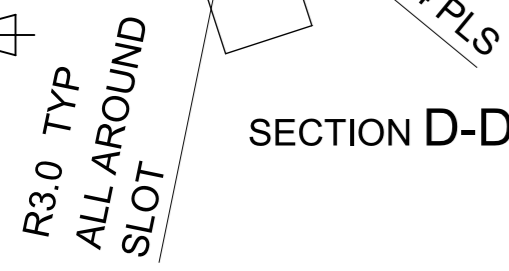
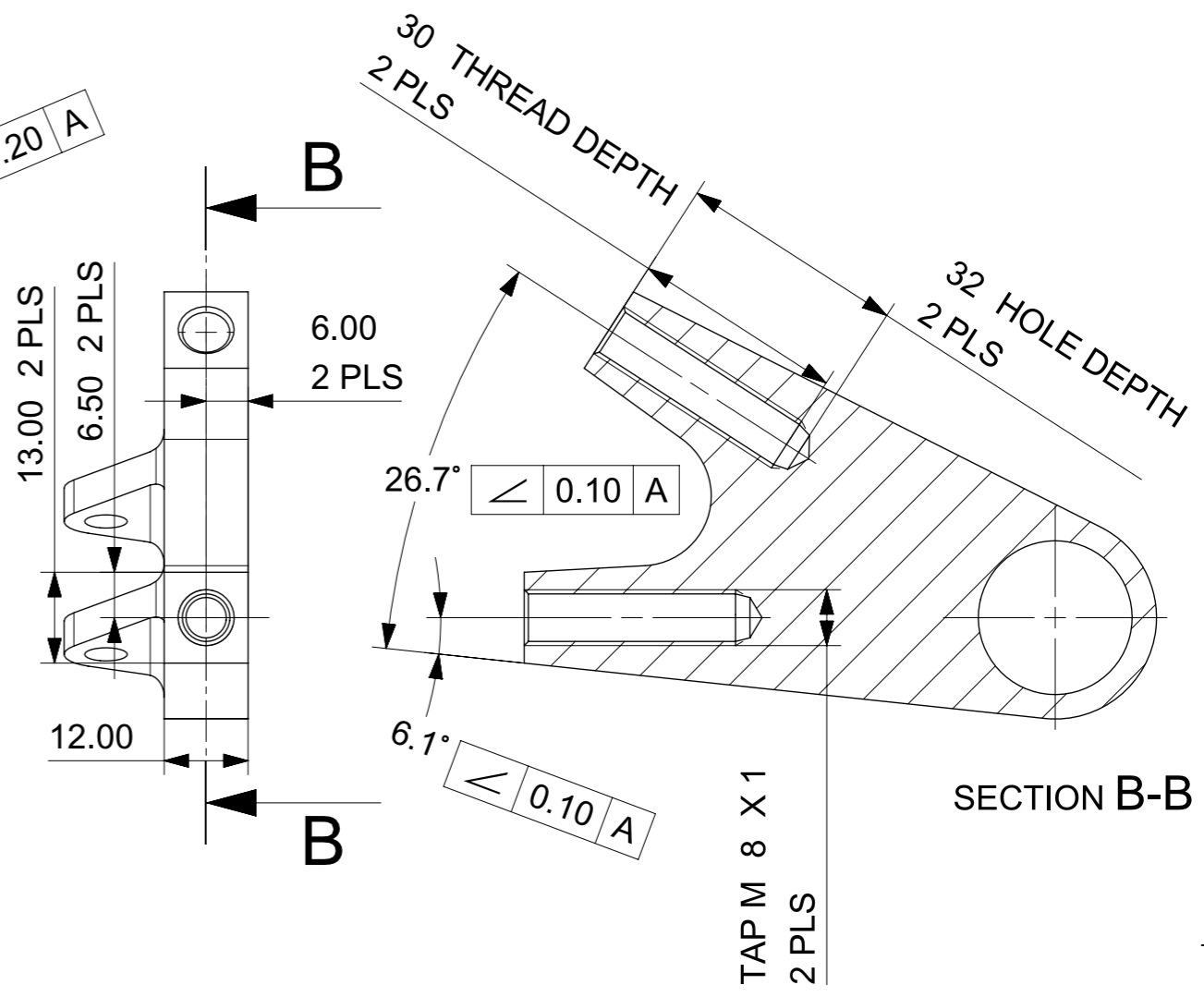
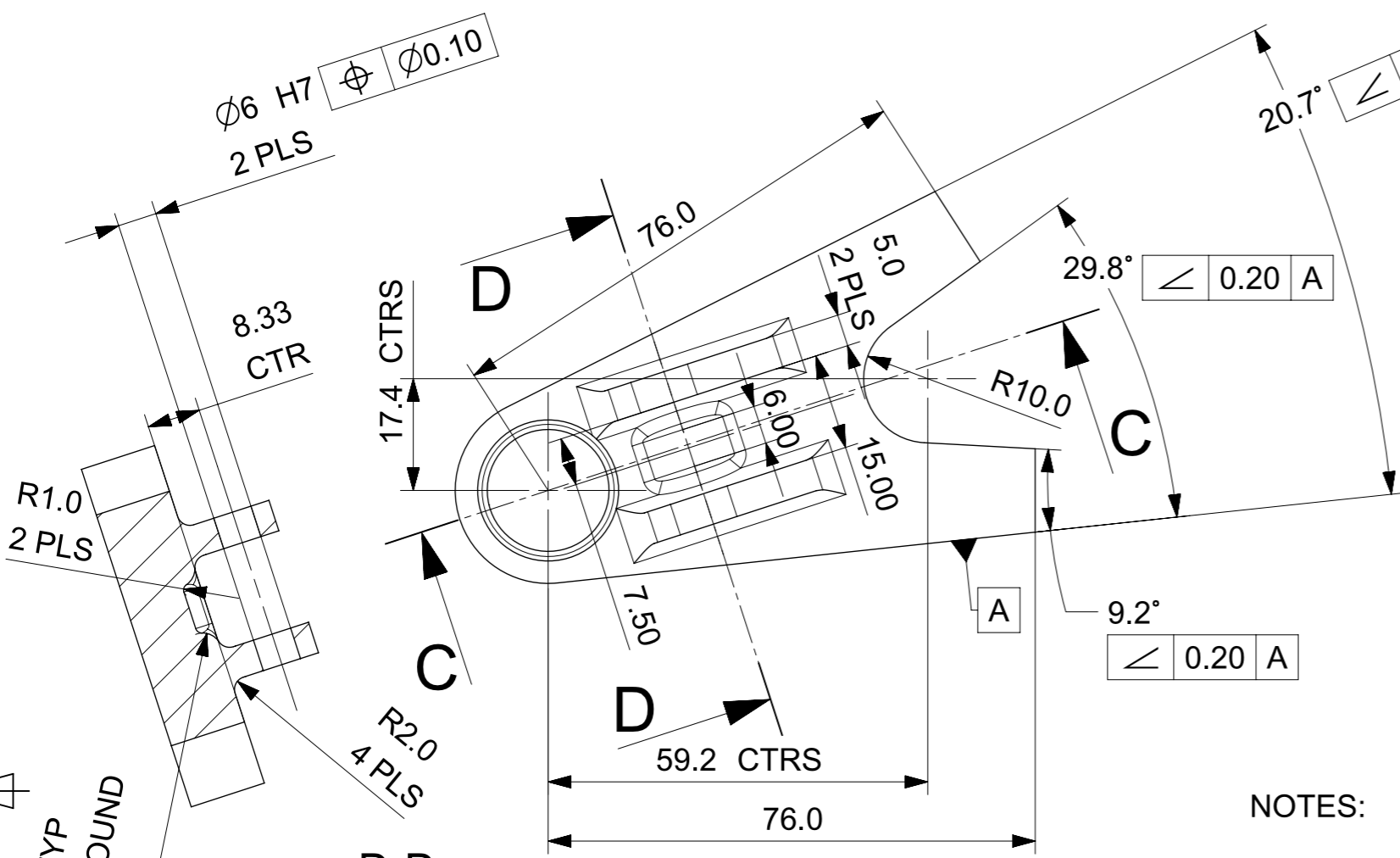


SECTION D-D

PC NO	PART NAME	QTY
1	P16-FA-CIRCLIP_BORE_22	1
2	P16-FA-AURORA_M8_SPH	1
3	P16-FA-M6_HEX_NUT	2
4	P16-FA-AURORA_M6_R_END	2
5	P16-FA-M8_HEX_NUT	2
6	P16-FS-35-TWB_FWD_LEG	1
7	P16-FS-39-TWB_RWD_LEG	1
8	P16-FS-03-TWB_END_LH	1

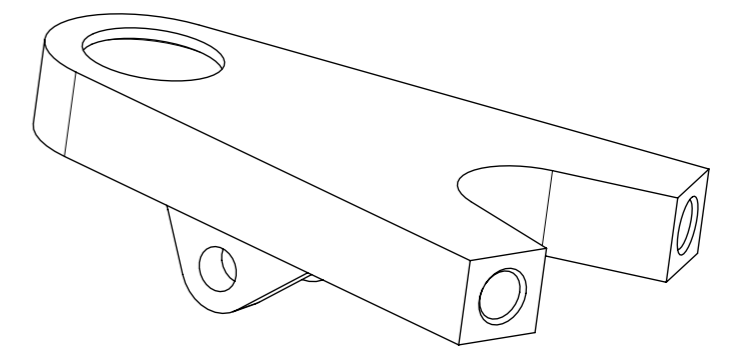
	GENERIC TOLERANCES: 0 DECIMAL PLACES ±0.5mm 1 DECIMAL PLACES ±0.2 2 DECIMAL PLACES 3 DECIMAL PLACES CAD/CAM SURFACES 0.2 ANGLES ±0.25°	ALL DIMENSIONS IN MM UNLESS OTHERWISE STATED	
	HANDED PART: Y		DRAWN BY: ANGELOS TSIAPARAS
	MASS (g) : 558		MATERIAL: N/A
	SCALE 1:1		P/N: P16-FS-05-TWB_LH P16-FS-05-TWB_RH
QUANTITY PER CAR: 1			

SHEET SIZE : A3

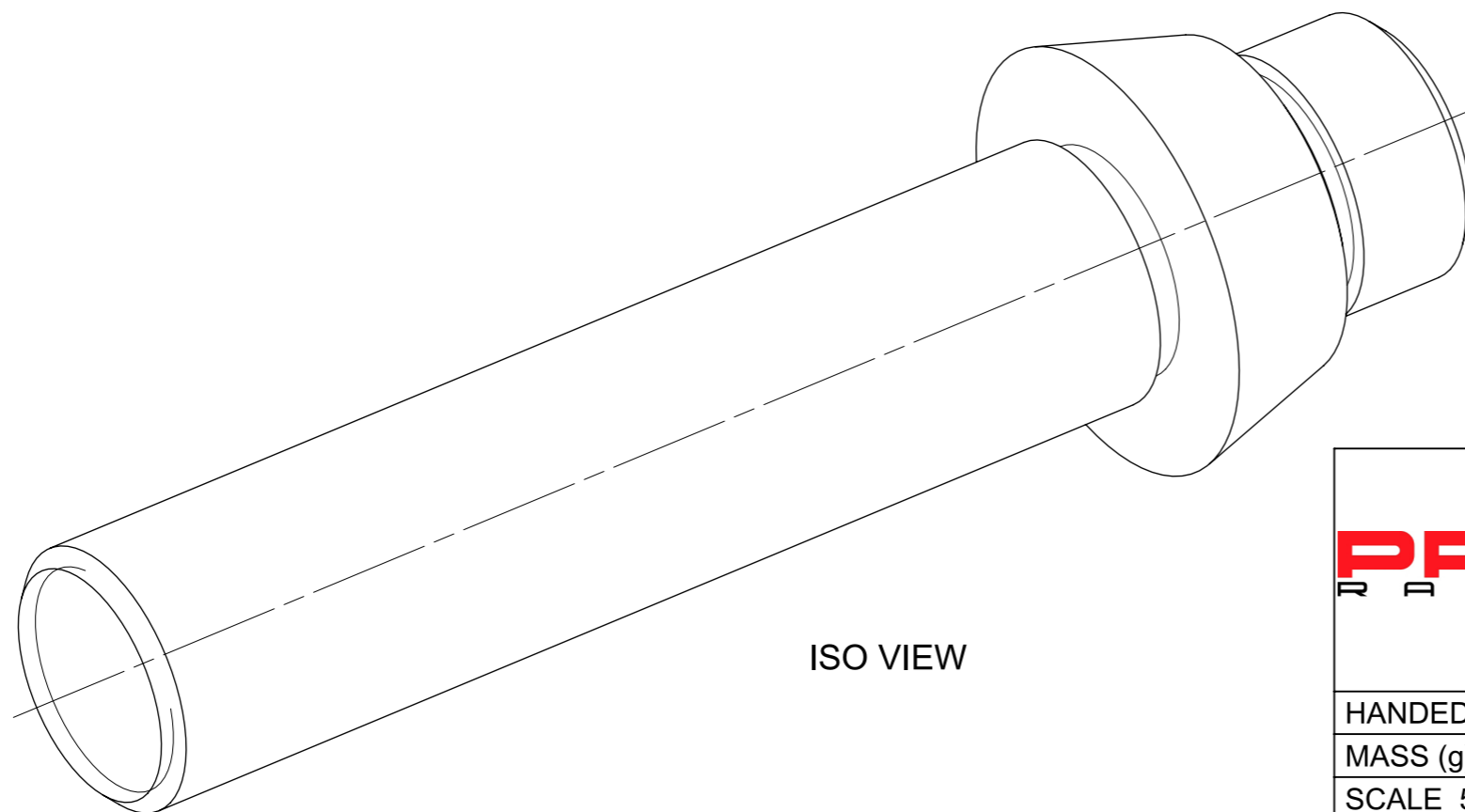
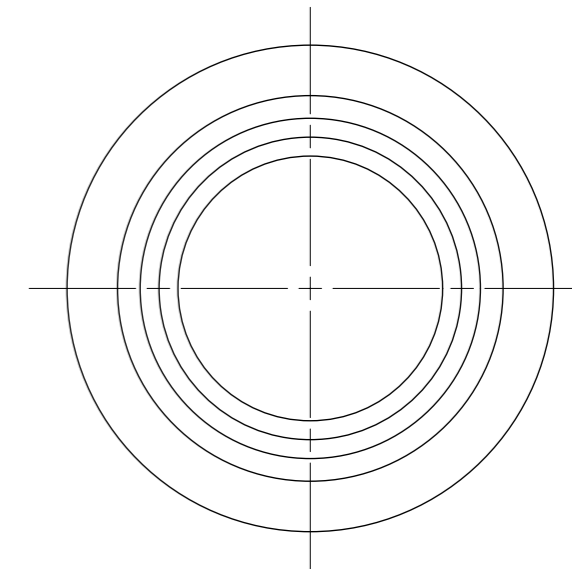
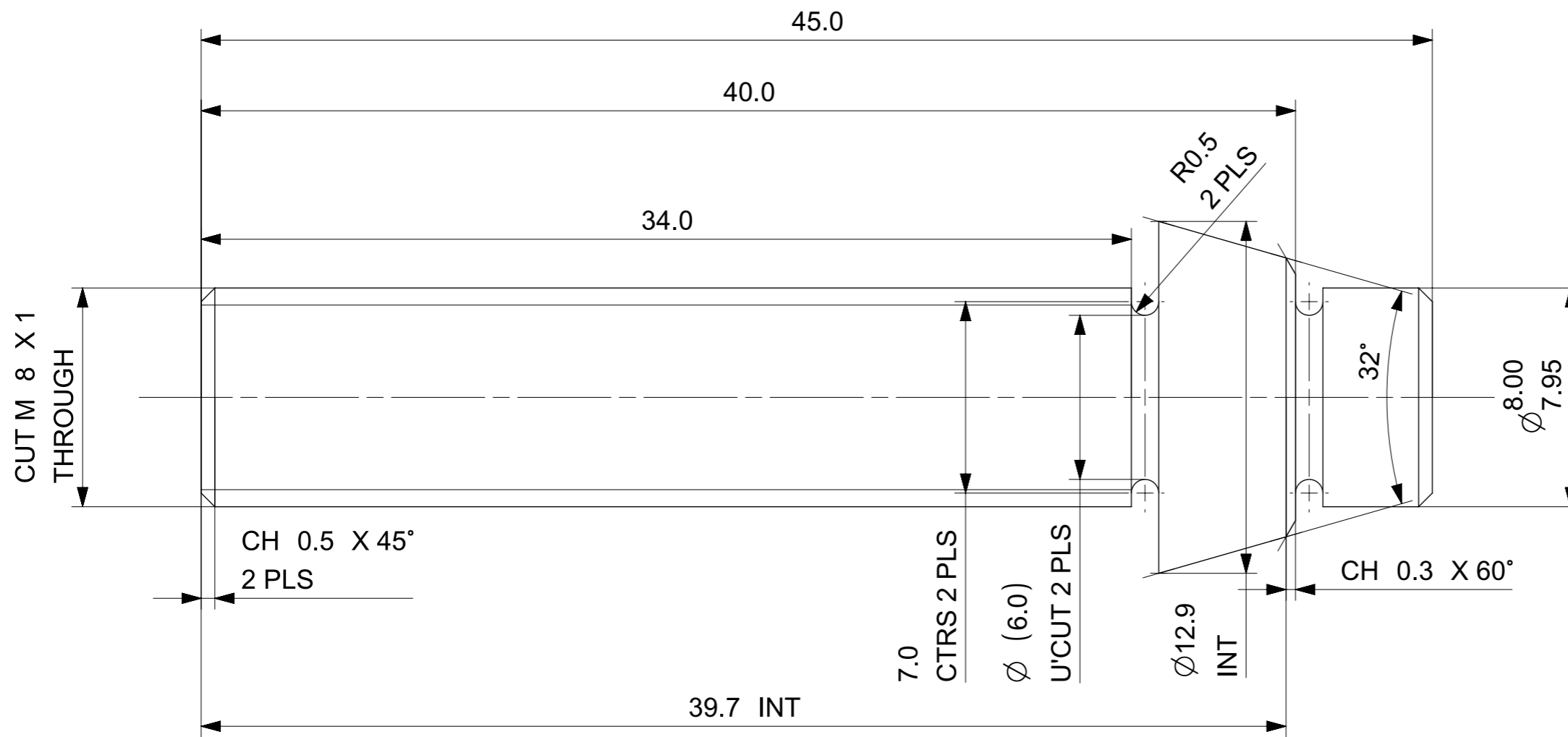


NOTES:

1. MACHINE TO CAD DATA
2. INSPECT TO DIMENSIONS SHOWN



	GENERIC TOLERANCES: 0 DECIMAL PLACES ±0.5mm 1 DECIMAL PLACES ±0.2mm 2 DECIMAL PLACES ±0.10mm 3 DECIMAL PLACES ±0.05mm CAD/CAM SURFACES Δ 0.2 ANGLES ±0.25°	ALL DIMENSIONS IN MM UNLESS OTHERWISE STATED
	HANDED PART: Y	DRAWN BY: ANGELOS TSIAPARAS
	MASS (g): 85	MATERIAL: ALUMINIUM 7075-T6
	SCALE 1:1	P/N: P16-FS-03-TWB-END-LH P16-FS-04-TWB-END-RH
QUANTITY PER CAR: 1		



ISO VIEW

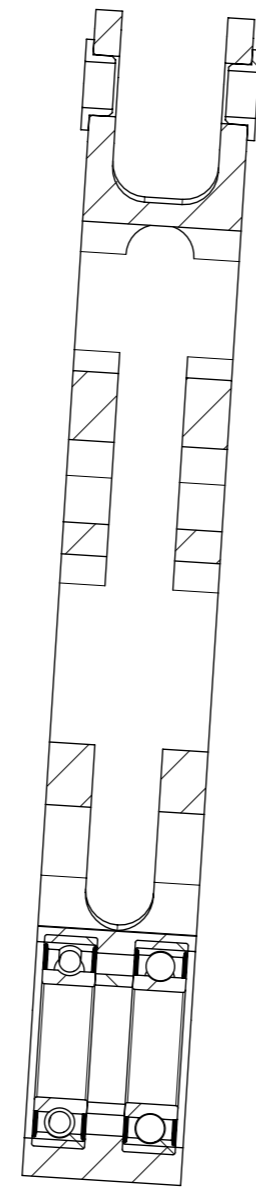
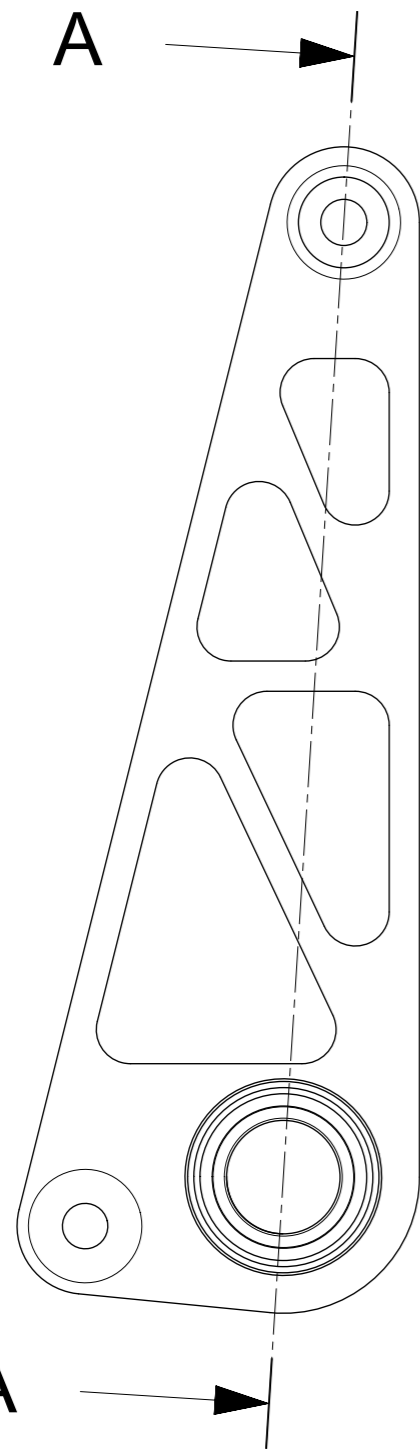
NOTES:

1. MACHINE TO CAD DATA
2. INSPECT TO DIMENSIONS SHOWN

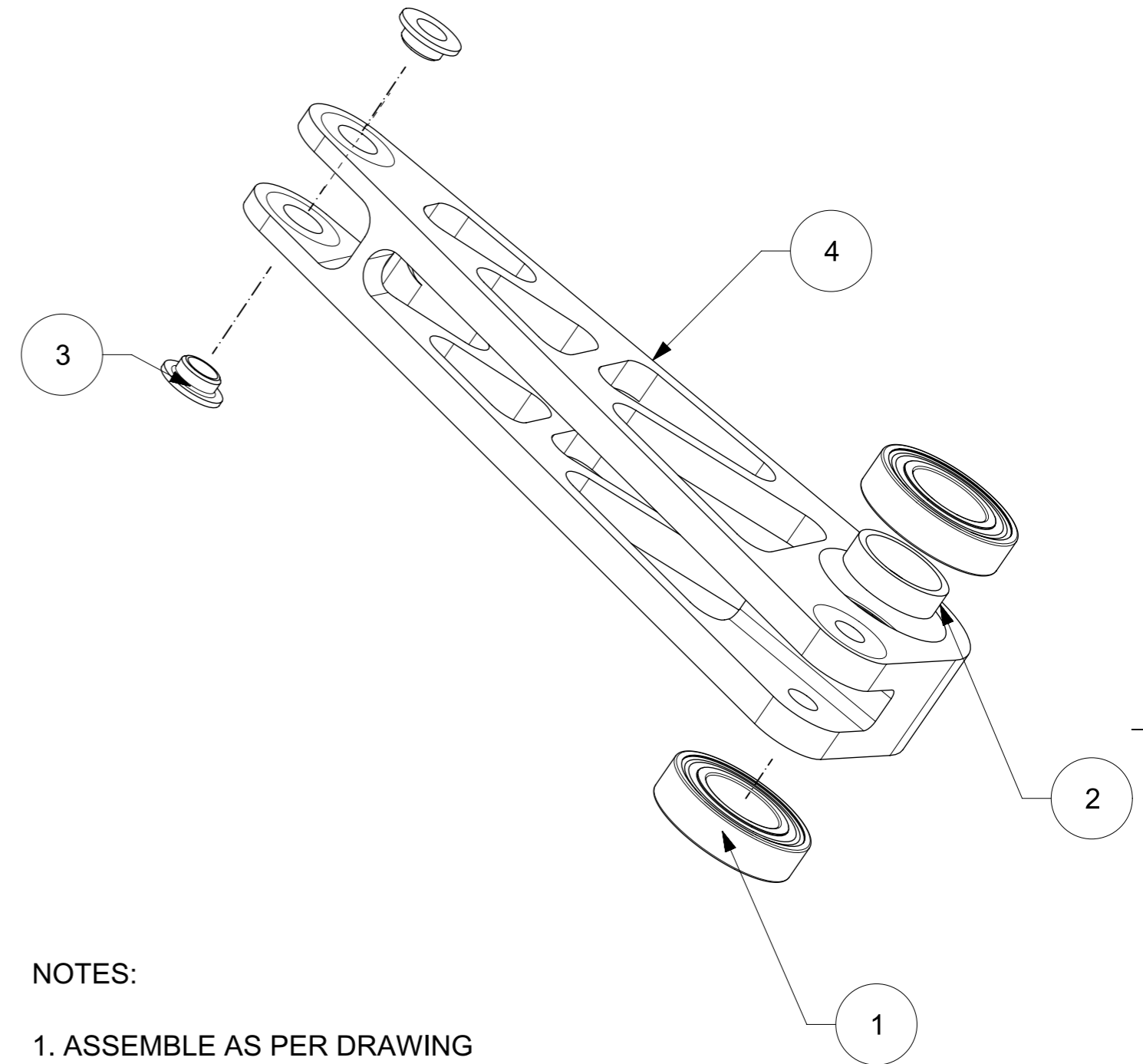
	GENERIC TOLERANCES: 0 DECIMAL PLACES ±0.5mm 1 DECIMAL PLACES ±0.2mm 2 DECIMAL PLACES ±0.10mm 3 DECIMAL PLACES ±0.05mm CAD/CAM SURFACES 0.2 ANGLES ±0.25°	ALL DIMENSIONS IN MM UNLESS OTHERWISE STATED
	HANDED PART: N	DRAWN BY: ANGELOS TSIAPARAS
	MASS (g):	MATERIAL: STEEL YEILD STRENGTH > 400 MPa
	SCALE 5:1	P/N: P16-FS-41-WB_INSERT_10x1
	QUANTITY PER CAR: 4	

SHEET SIZE : A3

PC NO	PART NAME	QTY
1	61902_2RS1	2
2	P16-FS-15-ROCKER_SPACER	1
3	P16-FS-19-ROCKER_WASHER_SLEEVE	2
4	P16-FS-49-ROCKER	1



SECTION A-A

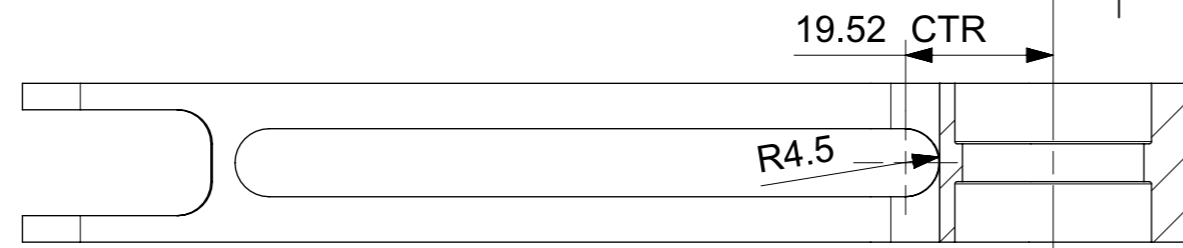


NOTES:

1. ASSEMBLE AS PER DRAWING

	GENERIC TOLERANCES: 0 DECIMAL PLACES $\pm 0.5\text{mm}$ 1 DECIMAL PLACES $\pm 0.2\text{mm}$ 2 DECIMAL PLACES $\pm 0.10\text{mm}$ 3 DECIMAL PLACES $\pm 0.05\text{mm}$ CAD/CAM SURFACES 0.2 ANGLES $\pm 0.25^\circ$	ALL DIMENSIONS IN MM UNLESS OTHERWISE STATED	
	HANDED PART: N		DRAWN BY: ANGELOS TSIAPARAS
	MASS (g): 154		MATERIAL: N/A
	SCALE 1:1		P/N: P16-FS-11-ROCKER-ASSY
QUANTITY PER CAR: 2			

SHEET SIZE : A3

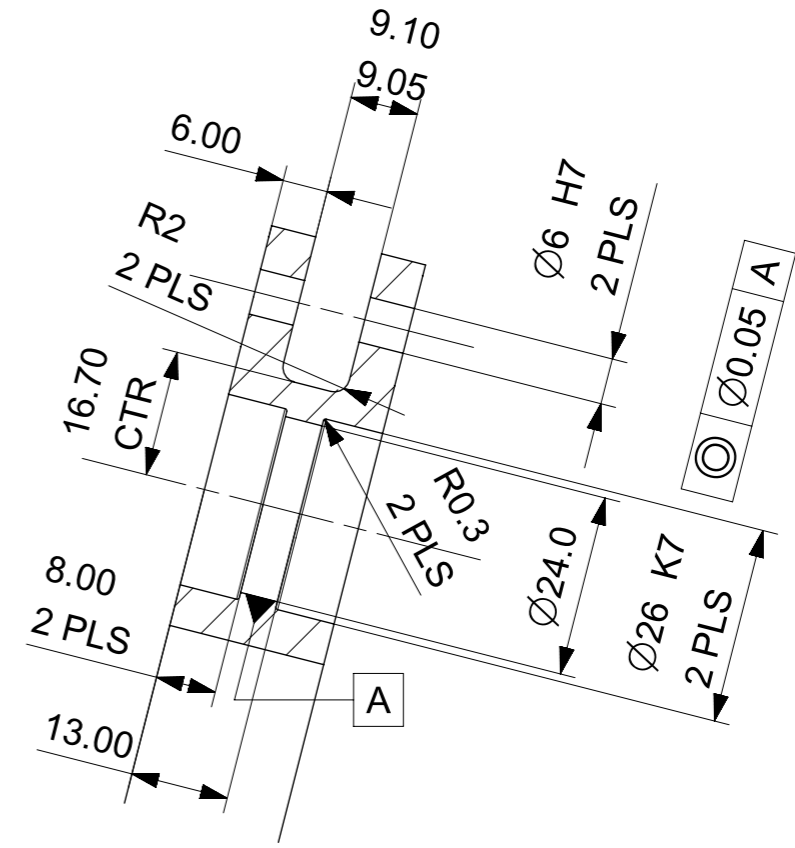
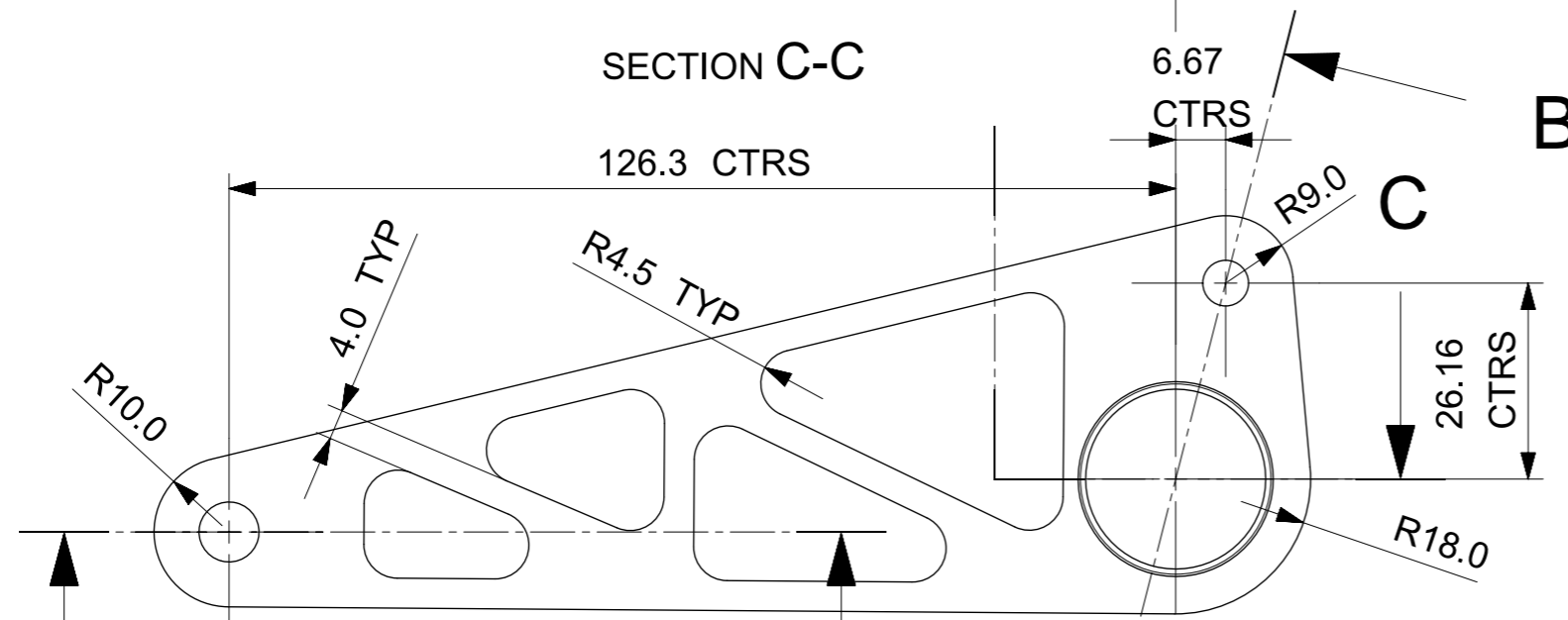


NOTES:

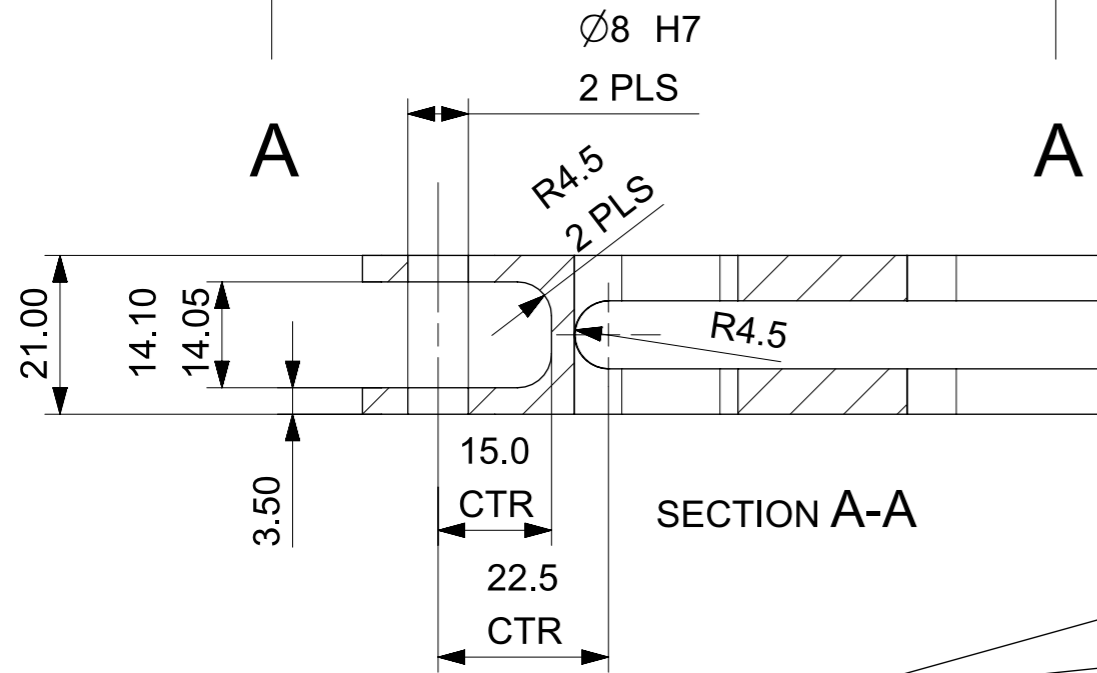
1. MACHINE TO CAD DATA

2.INSPECT TO DIMENSIONS SHOWN

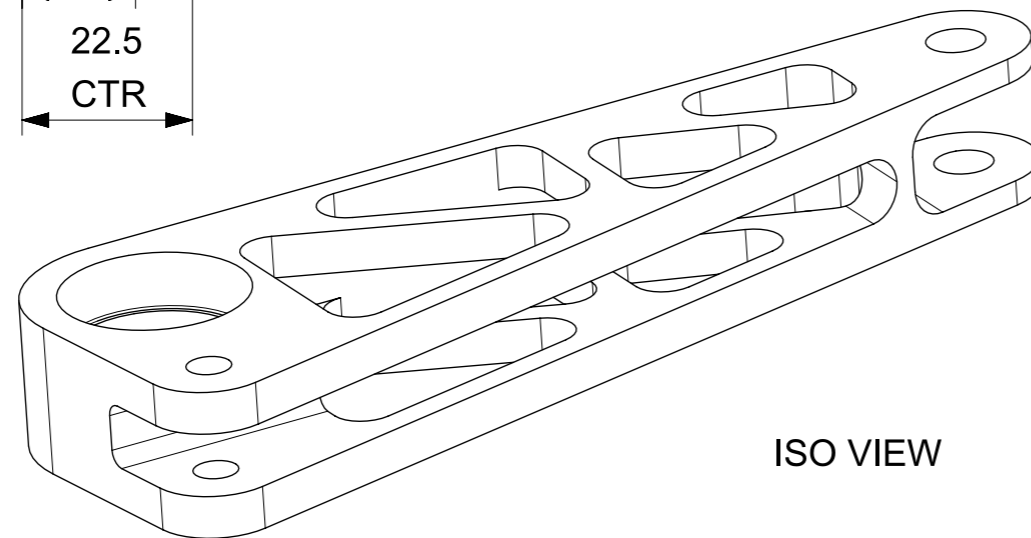
SECTION C-C



SECTION B-B



SECTION A-A



ISO VIEW



GENERIC TOLERANCES:
 0 DECIMAL PLACES ±0.5mm
 1 DECIMAL PLACES ±0.2mm
 2 DECIMAL PLACES ±0.10mm
 3 DECIMAL PLACES ±0.05mm
 CAD/CAM SURFACES ∇ 0.2
 ANGLES ±0.25°

ALL DIMENSIONS IN MM UNLESS OTHERWISE STATED

HANDED PART: N

DRAWN BY: ANGELOS TSIAPARAS

MASS (g): 119

MATERIAL: ALUMINIUM 7075 - T6

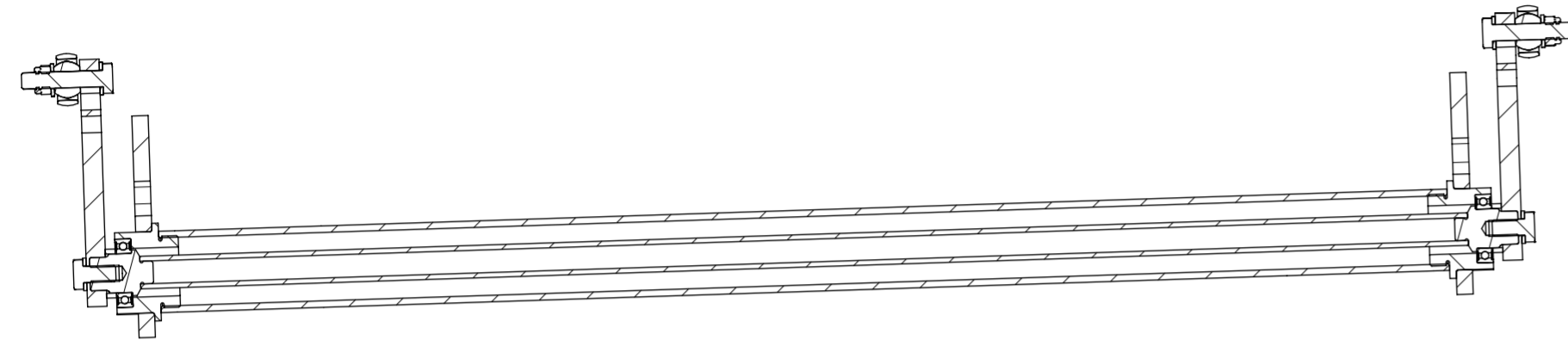
SCALE 1:1

P/N: P16-FS-49-ROCKER

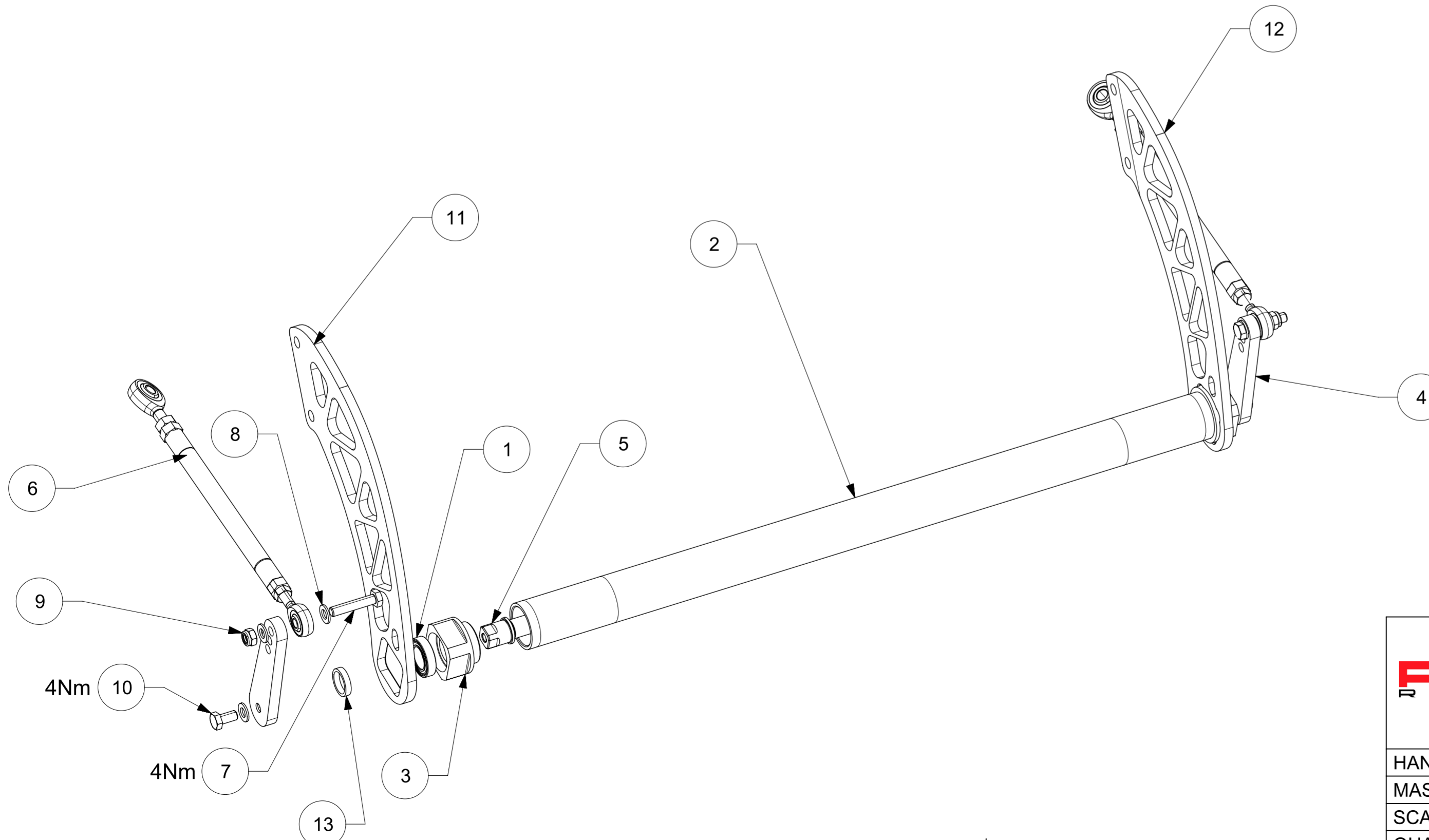
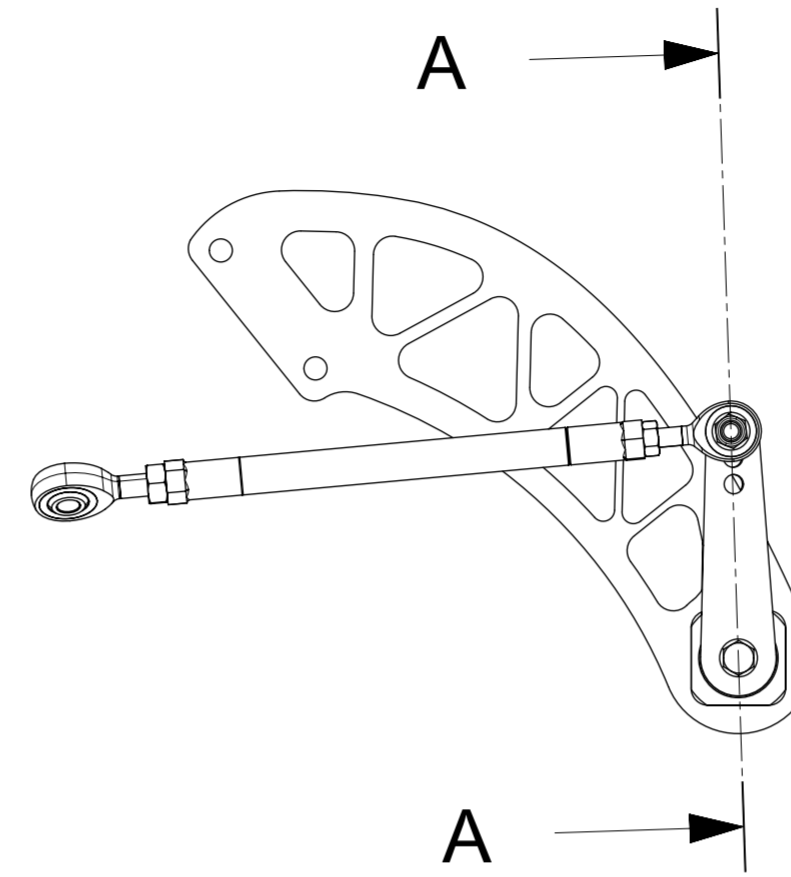
QUANTITY PER CAR: 2

SHEET SIZE : A2

PC NO	PART NAME	QTY
1	61801_2RS1	2
2	P16-RS-17-JACK_BAR	1
3	P16-RS-15-JACK_NUT	2
4	P16-RS-05-RARB_LEVER	2
5	P16-RS-07-RARB_BAR	1
6	P16-RS-11-RARB_DROPLINK	2
7	P16-FA-HEX_BOLT_M5X25	2
8	P16-FA-WASHER_M5	6
9	P16-FA-SAFE_NUT_M5	2
10	P16-FA-HEX_BOLT_M5X10	2
11	P16-RS-03-JACK_MOUNT-LH	1
12	P16-RS-04-JACK_MOUNT-RH	1
13	P16-RS-RARB_SPACER	2



SECTION A-A



NOTES:

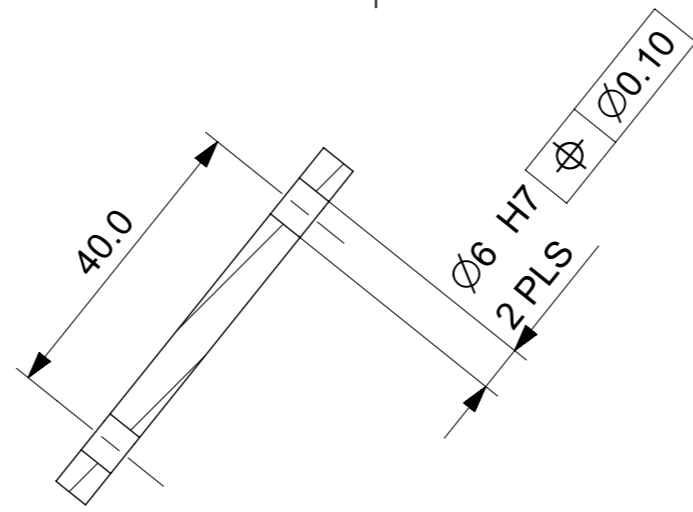
1. ASSEMBLE AS PER DRAWING
2. TIGHTEN TO TORQUES AS SPECIFIED

	GENERIC TOLERANCES: 0 DECIMAL PLACES ±0.5mm 1 DECIMAL PLACES ±0.2 2 DECIMAL PLACES 3 DECIMAL PLACES CAD/CAM SURFACES 0.2 ANGLES ±0.25°	ALL DIMENSIONS IN MM UNLESS OTHERWISE STATED	
	HANDED PART: N		DRAWN BY: ANGELOS TSIAPARAS
	MASS (g) : 744		MATERIAL: N/A
	SCALE 1:2		P/N: P16-RS-19-RARB_ASSY
QUANTITY PER CAR: 1			

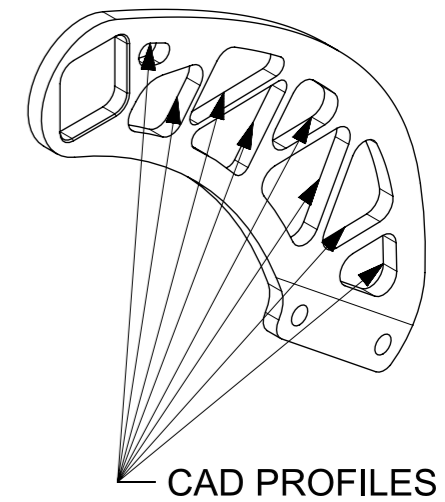
SHEET SIZE : A3

NOTES:

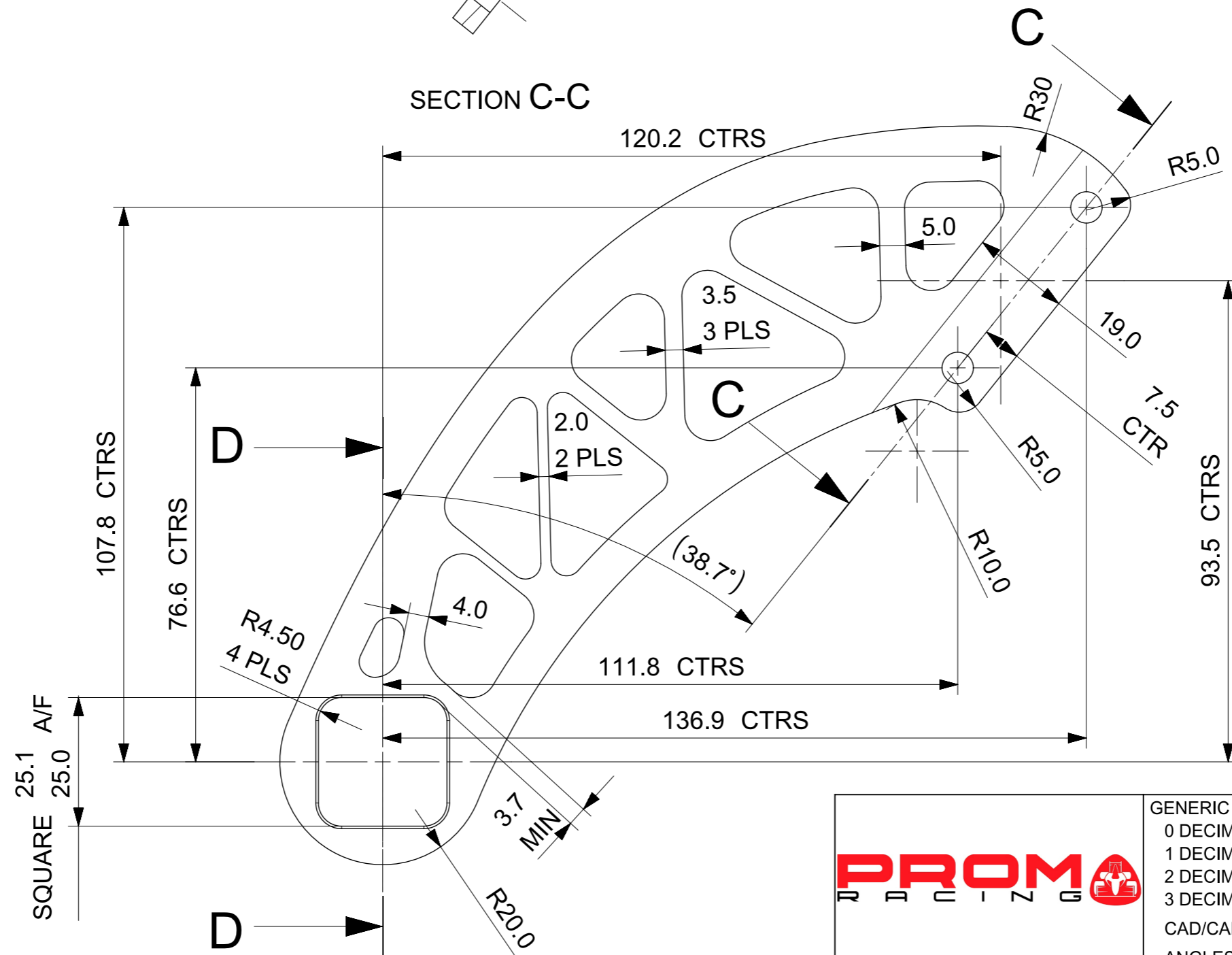
- 1. MACHINE TO CAD DATA
- 2. INPSECT TO DIMENSIONS SHOWN



ISO VIEW
SCALE 1:2



SECTION C-C



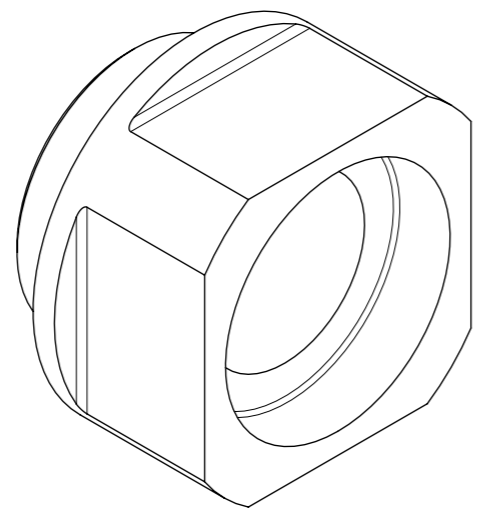
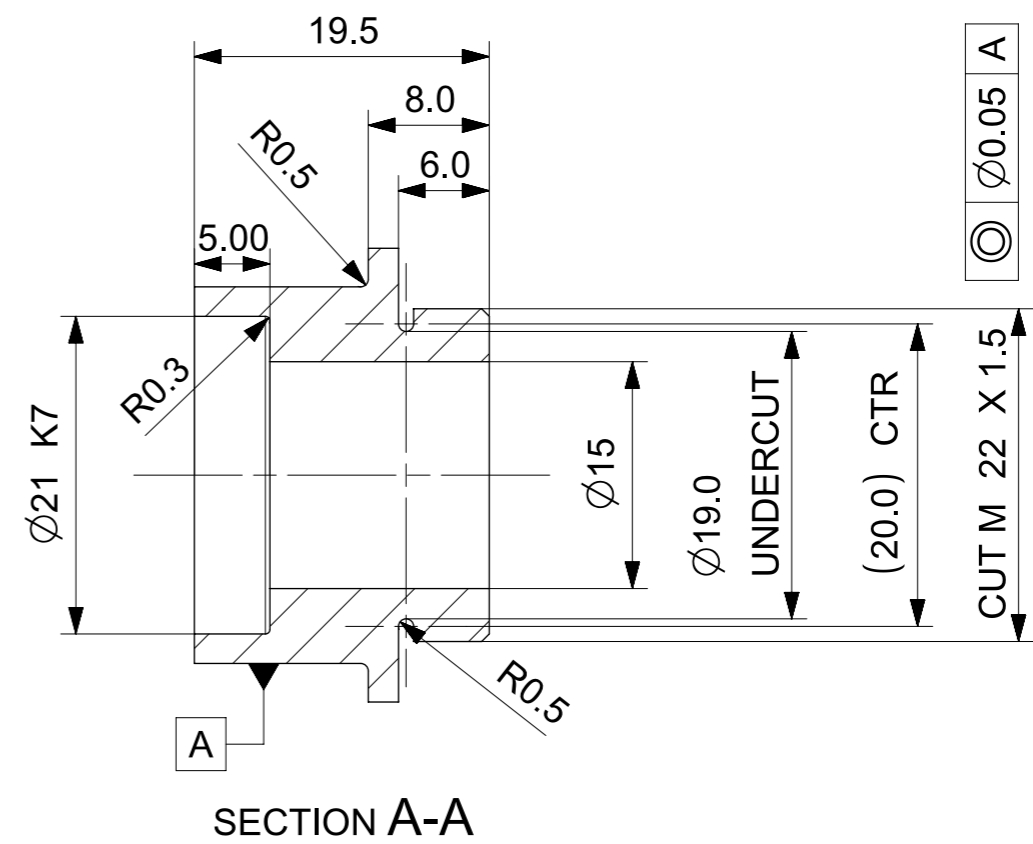
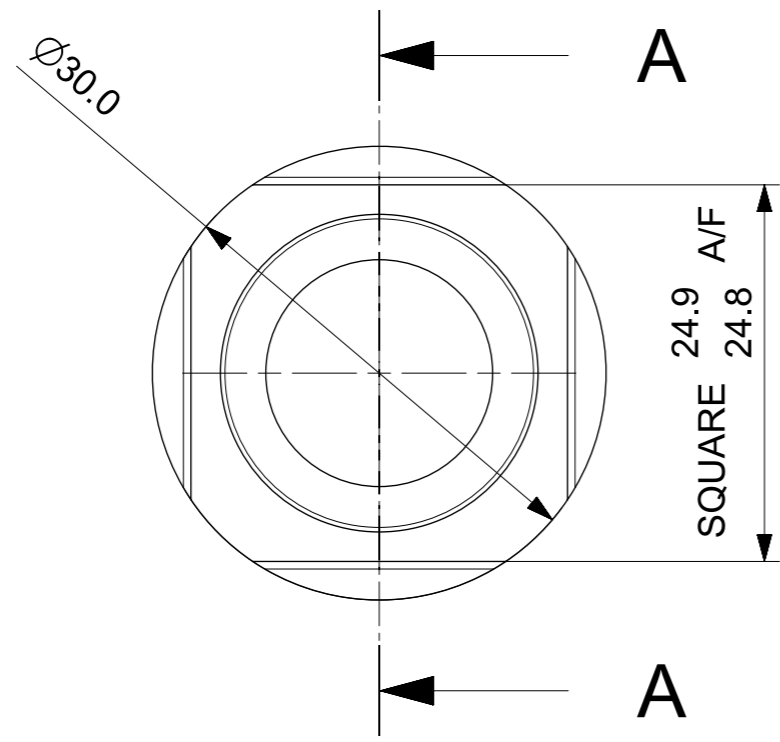
5.0 THICKNESS

CH 0.5 X 45°
ALL AROUND

SECTION D-D

	GENERIC TOLERANCES: 0 DECIMAL PLACES ±0.5mm 1 DECIMAL PLACES ±0.2mm 2 DECIMAL PLACES ±0.10mm 3 DECIMAL PLACES ±0.05mm CAD/CAM SURFACES 0.2 ANGLES ±0.25°	ALL DIMENSIONS IN MM UNLESS OTHERWISE STATED	
	HANDED PART: Y		DRAWN BY: ANGELOS TSIAPARAS
	MASS (g): 69		MATERIAL: ALUMINIUM 7075-T6
	SCALE 1:1		P/N: P16-RS-03-JACK_MOUNT-LH
QUANTITY PER CAR:	P16-RS-04-JACK_MOUNT-RH		

SHEET SIZE : A3



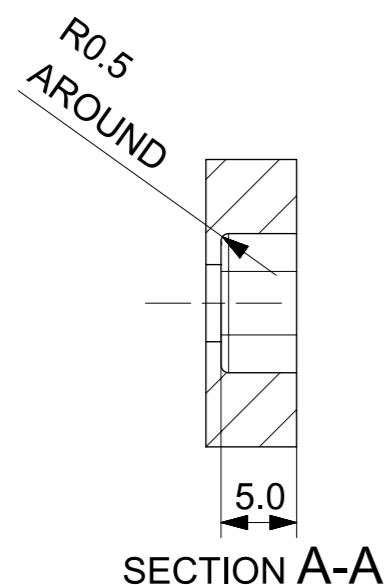
ISO VIEW

NOTES:

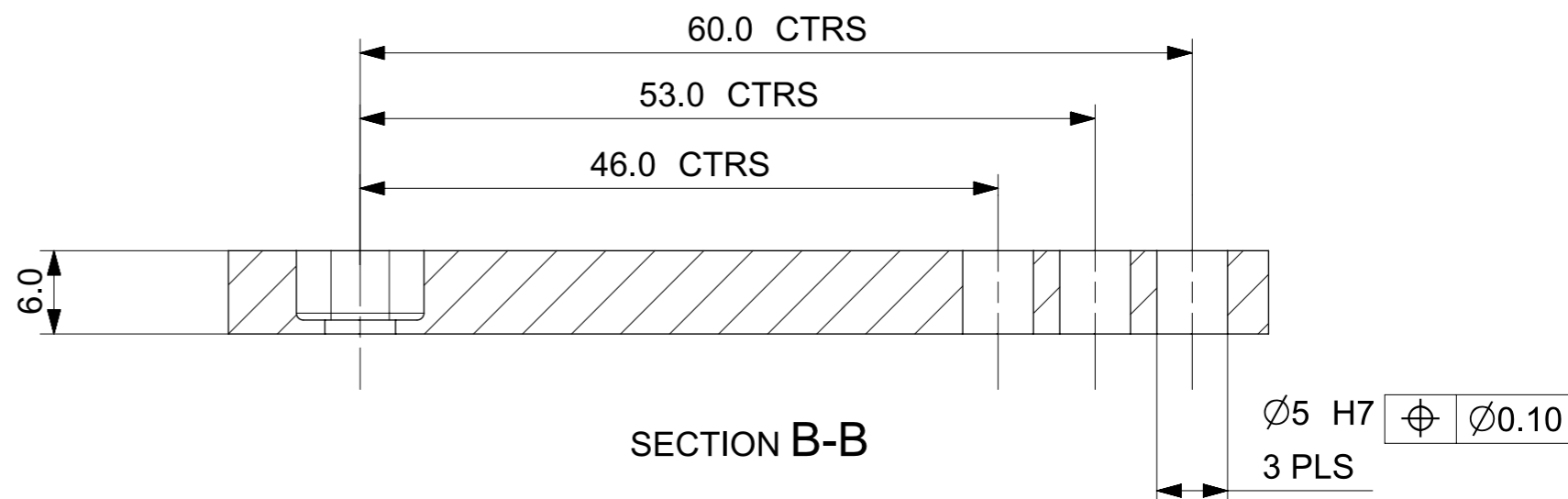
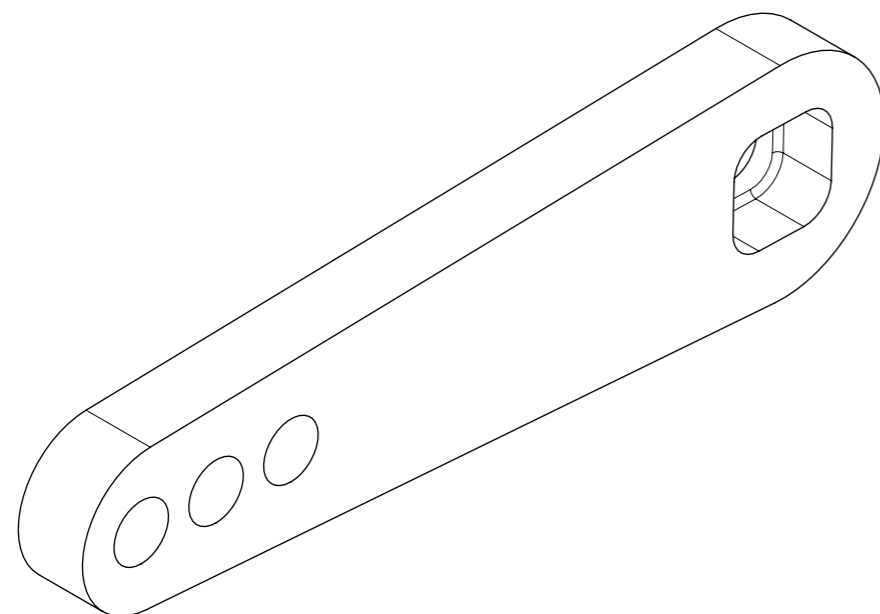
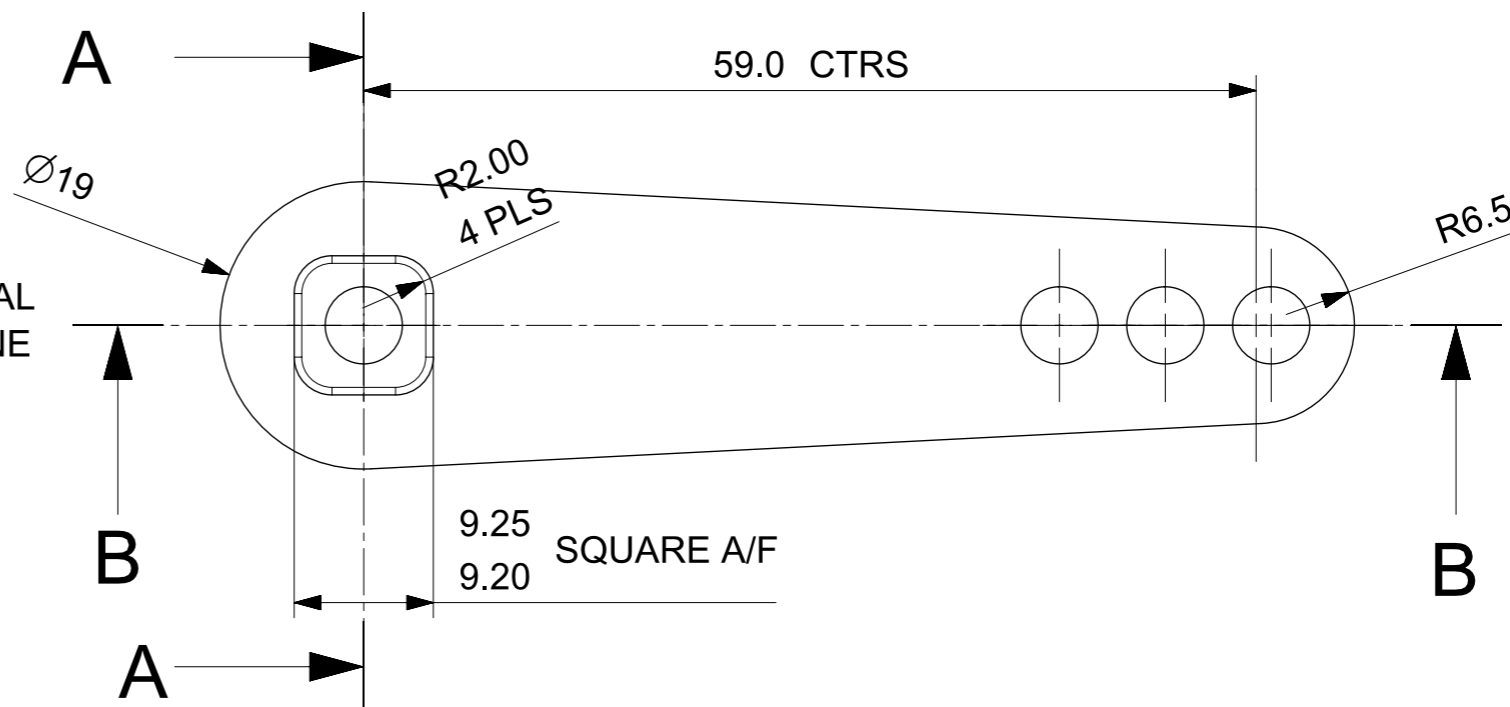
1. MACHINE TO CAD DATA
2. INPSECT TO DIMENSIONS SHOWN

	GENERIC TOLERANCES: 0 DECIMAL PLACES ±0.5mm 1 DECIMAL PLACES ±0.2mm 2 DECIMAL PLACES ±0.10mm 3 DECIMAL PLACES ±0.05mm CAD/CAM SURFACES 0.2 ANGLES ±0.25°	ALL DIMENSIONS IN MM UNLESS OTHERWISE STATED
	HANDED PART: N	DRAWN BY: ANGELOS TSIAPARAS
	MASS (g): 15	MATERIAL: ALUMINIUM 075=T6
	SCALE 2:1	P/N: P16-RS-15-JACK_NUT
	QUANTITY PER CAR: 2	

SHEET SIZE : A3



PART SYMMETRICAL ABOUT CENTERLINE



NOTES:

1. MACHINE TO CAD DATA
2. INPSECT TO DIMENSIONS SHOWN



GENERIC TOLERANCES:
 0 DECIMAL PLACES ±0.5mm
 1 DECIMAL PLACES ±0.2mm
 2 DECIMAL PLACES ±0.10mm
 3 DECIMAL PLACES ±0.05mm
 CAD/CAM SURFACES ∇ 0.2
 ANGLES ±0.25°

ALL DIMENSIONS IN MM UNLESS OTHERWISE STATED

HANDED PART: N

DRAWN BY: ANGELOS TSIAPARAS

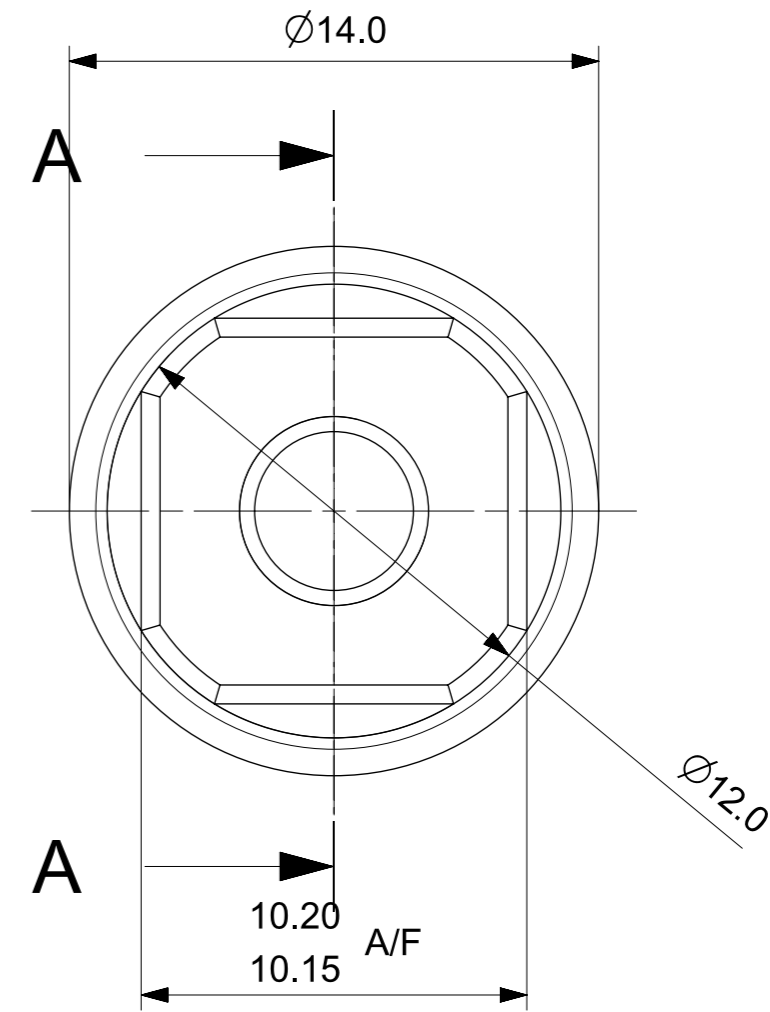
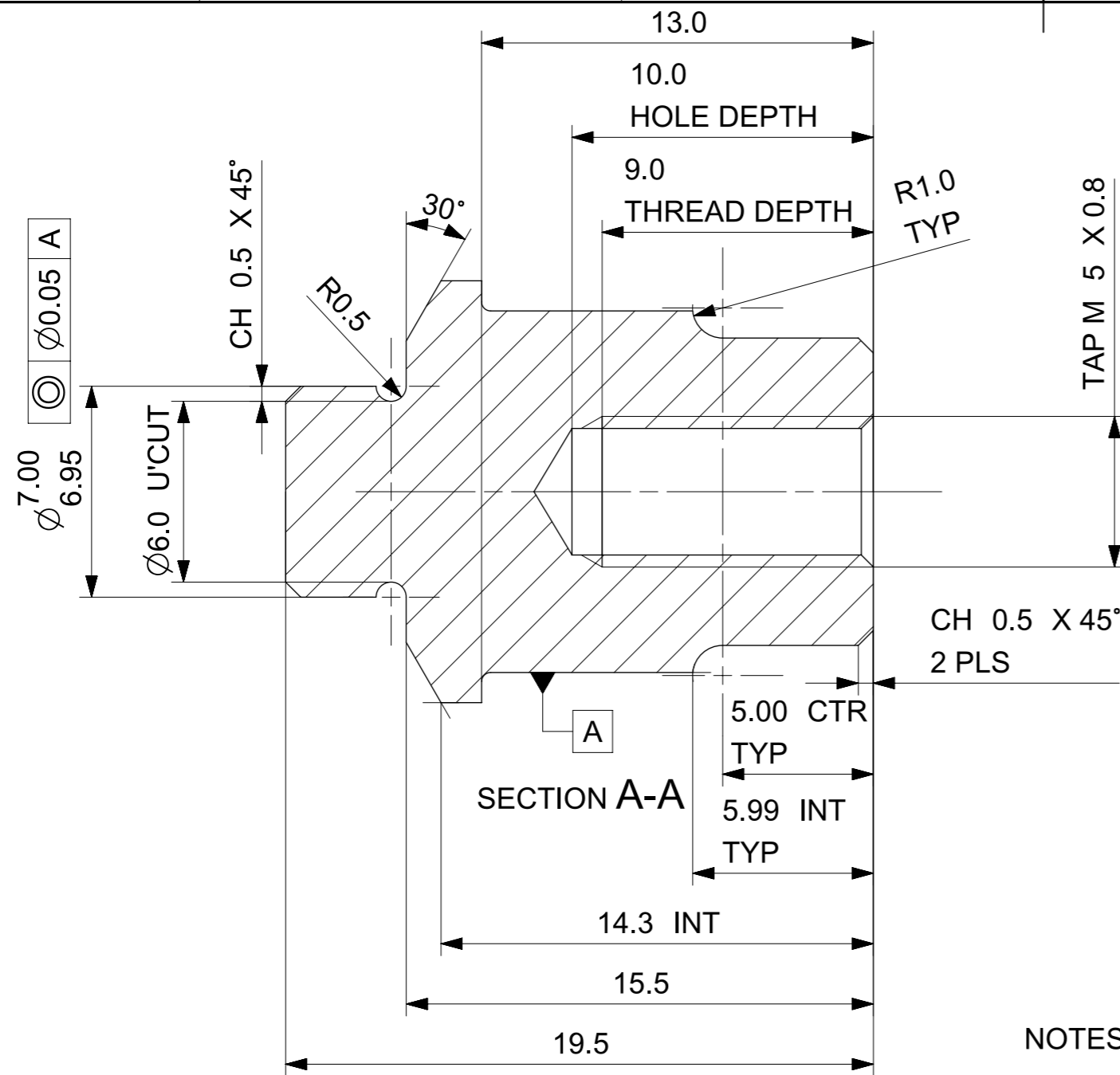
MASS (g): 17

MATERIAL: ALUMINIUM 7075-T6

SCALE : 2:1

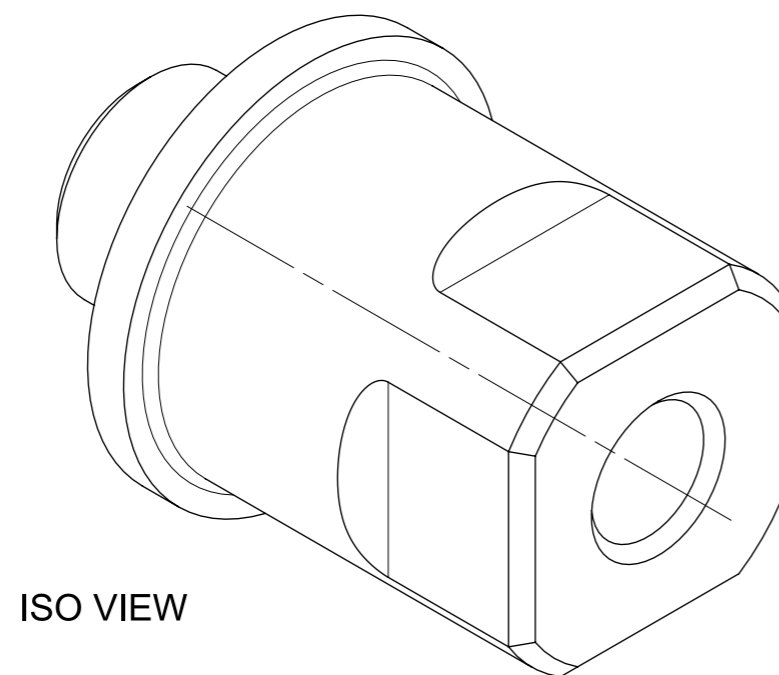
P/N: P16-RS-05-RARB_LEVER

QUANTITY PER CAR: 2



NOTES:

1. MACHINE TO CAD DATA
2. INPSECT TO DIMENSIONS SHOWN



	GENERIC TOLERANCES: 0 DECIMAL PLACES $\pm 0.5\text{mm}$ 1 DECIMAL PLACES $\pm 0.2\text{mm}$ 2 DECIMAL PLACES $\pm 0.10\text{mm}$ 3 DECIMAL PLACES $\pm 0.05\text{mm}$ CAD/CAM SURFACES $\triangle 0.2$ ANGLES $\pm 0.25^\circ$	ALL DIMENSIONS IN MM UNLESS OTHERWISE STATED
	HANDED PART: N	DRAWN BY: ANGELOS TSIAPARAS
	MASS (g): 10	MATERIAL: ALLOY STEEL YIELD STRENGTH > 400 MPa
	SCALE 5:1	P/N: P16-RS-09-RARB_INSERT
QUANTITY PER CAR: 2		