
**ΑΛΕΞΑΝΔΡΕΙΟ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ
ΘΕΣΣΑΛΟΝΙΚΗΣ**

**ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΟΧΗΜΑΤΩΝ Τ.Ε.**



**ΑΝΑΠΤΥΞΗ
ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΕΠΙΔΟΣΕΩΝ**

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΤΟΥ

ΑΜΑΝΑΤΙΔΗ ΣΤΕΦΑΝΟΥ

Επιβλέπων: Αναπληρωτής Καθηγητής Παραδεισιάδης Γεώργιος

ΣΙΝΔΟΣ, 2018

Περιεχόμενα

Σύνοψη

1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 Προσδιορισμός έργου.....	4
1.2 Έννοια του σχεδιασμού.....	5
1.3 Βασικά χαρακτηριστικά.....	6
1.3.1 Κινητήρας-Μετάδοση.....	6
1.3.2 Εκτίμηση Συνολικού Βάρους.....	10
1.3.3 Δύναμη πρόωσης.....	12

2 ΑΝΑΡΤΗΣΗ

2.1 Χαρακτηριστικά ελαστικών.....	15
2.2 Ανάλυση παραμέτρων.....	22
2.2.1 Διατοίχιση (Roll).....	23
2.2.2 Μετατρόχιο.....	24
2.2.3 Roll center/Instant Center.....	26
2.2.4 Ροπή διατοίχισης (Roll Moment).....	29
2.2.5 Roll Gradient.....	31
2.2.6 Ακτίνα σάρωσης (Scrub radius).....	32
2.2.7 Γωνία Camber.....	33
2.2.8 Roll Camber.....	35
2.2.9 Αναλογία κίνησης (Motion Ratio).....	36
2.3 Αλληλεπίδραση παραμέτρων.....	37
2.4 Δισδιάστατος (2D) σχεδιασμός.....	41
2.5 Σύστημα Push rod.....	50
2.6 Κινηματική ανάλυση.....	54
2.7 Βασικοί υπολογισμοί.....	61
2.8 Κατασκευή.....	71
2.8.1 Ψαλίδια- ράβδος.....	73
2.8.2 Βραχίονας.....	81

3 ΠΛΑΙΣΙΟ

3.1 Τύποι πλαισίων.....	88
3.2 Εξέλιξη του πλαισίου.....	93
3.3 Κατασκευή πλαισίου.....	99

4 ΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΣΗ

4.1 Δεξαμενή καυσίμου.....	109
4.2 Βάσεις διαφορικού.....	111
4.3 Διαχύτης.....	113
4.4 Κρεμαγιέρα.....	115
4.5 Πολλαπλή εξαγωγή.....	117

5 ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ

5.1 Μελλοντικές βελτιώσεις.....	120
---------------------------------	-----

6 ΠΗΓΕΣ-ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....123

Ευχαριστίες

Σύνοψη

Η πτυχιακή αυτή έχει σκοπό να καλύψει τα βασικά του σχεδιασμού και της κατασκευής ενός οχήματος, ωστόσο δεν αποτελεί ολοκληρωμένο οδηγό για ένα τέτοιο έργο. Ως εκ τούτου ορισμοί και κάποιες αποφάσεις επεξηγούνται σε φυσιολογικό βαθμό και βαθύτερη κατανόηση κάποιων προϋποθέτει παρόμοια εμπειρία σε αντίστοιχο εγχείρημα.

Παρ'ολο το γεγονός ότι την βάση της σχεδιαστικής φιλοσοφίας του οχήματος αποτελεί το Lotus Super 7, δέν χρησιμοποιήθηκε κανένα από τα αρκετά βιβλία με οδηγίες-διαστάσεις για την κατασκευή ενός τέτοιου τύπου οχήματος. Τα περισσότερα Super 7 βασίζονται σε τέτοια βιβλία, κάτι που πέρα του ότι αντικρούεται με το <<κάτι ξεχωριστό>> που επιθυμώ να πετύχω, δεν συμβαδίζει με την επιθυμία να γνωρίζω τον λόγο ύπαρξης κάθε στοιχείου του οχήματος, και δέν θα απαντά σε ερωτήσεις όπως <<γιατί είναι εκεί που είναι>>, και <<γιατί είναι όπως είναι>>, των οποίων τις απαντήσεις θέλω να μπορώ να απαντήσω. Χωρίς προηγούμενη εμπειρία σε κάτι ανάλογο δεν φτιάχνεται το τέλειο αυτοκίνητο, και οι έτοιμες λύσεις δεν θα οδηγήσουν σίγουρα σε κάτι έστω κοντά σε αυτό. Το όχημα αυτό αποτελεί ένα έργο και παράλληλα διαδικασία μάθησης που μπορεί να ξεκινήσει σωστά μονάχα αν γίνει απόλυτα κατανοητό ότι κανένα αυτοκίνητο δέν είναι ίδιο, και πως καμία επιλογή δέν είναι τυχαία. Συνεπώς κανένα στοιχείο άλλου αυτοκινήτου δεν θα αντιγραφεί, καμία διάταξη δεν θα χρησιμοποιηθεί ως έχει, η επειδή δουλεύει απλά καλά για τους άλλους. Με λίγα λόγια τίποτα δεν χρησιμοποιείται αν δεν απαντώνται οι παραπάνω ερωτήσεις.

Abstract

Goal of this dissertation is to cover the basic concept of designing and constructing a car, meaning it can't be used as a complete guide for this task. That being said, some definitions and conclusions are explained accordingly and deeper understanding of them requires either a good grasp of vehicle dynamics, or experience on a similar project. Although the car looks similar to a Lotus Super 7, none of the many existing 'kit car' themed books was used as a guide. This project started with the aim to build something unique and using existing designs wouldn't be the right way to achieve that. Besides, by doing so I wouldn't be able to fully understand the role of every nut and bolt in the car. Even without prior experience in such a task, using ready recipes won't help build the perfect car, as it conflicts with the concept. This car is a learning procedure that can only begin right by fully understanding that every car is different and unique on its own. Consequently, no setup or part will be used as is, just because it worked somewhere else.

1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 Προσδιορισμός έργου

Πριν σχεδιαστεί οτιδήποτε και παρθούν αποφάσεις, πρέπει να ξέρουμε που θέλουμε να φτάσουμε και ποιο θέλουμε να είναι το αποτέλεσμα. Στην περίπτωση ενός αυτοκινήτου, αυτό συμπεριλαμβάνει το χώρο ή τους χώρους που θα χρησιμοποιείται, μια καλή εικόνα της όψης του, αλλά και τις επιθυμητές επιδόσεις. Μόλις καθοριστούν τα παραπάνω εμφανίζονται οι πρώτοι σχεδιαστικοί περιορισμοί που θα ληφθούν υπόψιν. Όπως θα φανεί, το αυτοκίνητο είναι αποτέλεσμα ενός συνόλου συμβιβασμών βελτιστοποιημένων για συγκεκριμένη χρήση. Πρέπει να λειτουργεί αποτελεσματικά τόσο σε αστικές περιοχές αλλά και σε περιβάλλον πίστας, με ελαφρώς μεγαλύτερη βαρύτητα στο δεύτερο.

Ως προς την όψη, έχει ως πρότυπο το γνωστό σε πολλούς Lotus super 7, που βγήκε για σύντομο χρονικό διάστημα στην παραγωγή έως το 1973 και κατασκευάζεται πλέον κυρίως από την Caterham με κάποιες μικρές παραλλαγές. Συγκεκριμένα το όχημα θα είναι μια πιο μοντέρνη προσέγγιση του μοντέλου αυτού, χωρίς να μοιράζεται ωστόσο κανένα κατασκευαστικό χαρακτηριστικό.

Ως προς τις επιδόσεις, στόχος είναι να μπορεί να επιταχύνει από στάση σε 100 χλμ/ώρα σε χρόνο ≤ 5 sec, και ανώτερη ταχύτητα κοντά στα 240 χλμ/ώρα, πράγμα θεωρητικά εφικτό με την ιπποδύναμη του διαθέσιμου κινητήρα και το μικρότερο βάρος που έχει αυτός να κινήσει. Επίσης θα πρέπει να είναι σε θέση να αναπτύξει πλευρική επιτάχυνση της τάξεως 1 g. Σημαντικός παράγοντας που επηρεάζει τις μέγιστες επιδόσεις είναι η ακαμψία του πλαισίου σε στρέψη και μικτή καταπόνηση.

Ως προς την εργονομία, είναι αναγκαία η επίτευξη επαρκούς χώρου στα πεντάλ αλλά και γενικότερα στο χώρο της καμπίνας, ώστε να μην υπάρχουν περιορισμοί στις κινήσεις του οδηγού, και να μην είναι αναγκαία η εκ του μηδενός κατασκευή εξαρτημάτων όπως τα καθίσματα. Επίσης, η έλλειψη χώρου θα καθιστούσε αδύνατη την σωστή τοποθέτηση διαφόρων εξαρτημάτων όπως οι ζώνες πολλαπλών σημείων.

Με τον καθορισμό όλων των παραπάνω ορίστηκε αμέσως ένα πλαίσιο με βάση το οποίο θα σχεδιαστούν όλα τα επιμέρους εξαρτήματα και θα ληφθούν αποφάσεις για τις βασικές παραμέτρους του αυτοκινήτου. Στο τέλος μεγαλύτερος παράγοντας για όλα είναι το κόστος.

1.2 Έννοια του Σχεδιασμού

Η έννοια του σχεδιασμού είναι γενικά αόριστη και όχι εύκολα κατανοητή, μέχρι να έρθει η στιγμή που πρέπει κάτι να σχεδιαστεί. Η διατύπωση της έννοιας αυτής μπορεί να είναι διαφορετική από άτομο σε άτομο, αλλά κυρίως είναι ένας επαναλαμβανόμενος κύκλος μεταβολής μιας ομάδας παραγόντων, έως ότου να φτάσουμε στον καλύτερο για την εφαρμογή συμβιβασμό μεταξύ τους. Συνεπώς είναι απαραίτητη η δημιουργία μιάς βάσης η οποία θα αλλάζει με την πρόοδο του έργου, έως ότου να πάρει τις τελικές της τιμές. Σε αυτό βοηθά η μελέτη αυτοκινήτων με παρόμοιες διαστάσεις και επιδόσεις. Είναι σημαντικό να μην “κλέψουμε” χαρακτηριστικά από οποιοδήποτε άλλο όχημα, αλλά να καταλάβουμε τι οδήγησε στην εκλογή τους. Όσο καλύτερα γίνουν κατανοητές κάποιες επιλογές, τόσο καλύτερα θα μπορούμε να επιλέξουμε μια πιο ρεαλιστική βάση για τους υπολογισμούς. Τα στάδια σχεδιασμού είναι:

A) Ο σχεδιασμός ξεκινά για ένα αυτοκίνητο από τα λάστιχα.

Τα λάστιχα είναι αυτά που μεταφέρουν την δύναμη στο δρόμο, το σημείο που θα καταλήξει οποιαδήποτε μεταφορά βάρους, και είναι καθοριστικά για τις επιδόσεις του. Η γνώση χαρακτηριστικών όπως βέλτιστη θερμοκρασία, μεταβολή γωνίας πλαγιοδρόμησης (slip angle) και στιβαρότητας πλαγιοδρόμησης (cornering stiffness) είναι αυτή που καθορίζει, σε συνδυασμό πάντα με άλλους περιορισμούς, την γεωμετρία της ανάρτησης.

B) Γεωμετρία ανάρτησης.

Η ανάρτηση πρέπει να κρατά τους τροχούς όσο το δυνατόν στη βέλτιστη θέση κατά την κίνηση του οχήματος. Σε αυτό περιλαμβάνονται η πέδηση, η επιτάχυνση, οι ανωμαλίες του δρόμου, η διατοίχιση (body roll) και συνδυασμός των παραπάνω. Η δυνατότητα της να κρατήσει τα ελαστικά στο βέλτιστο πλαίσιο για την αποδοτικότητα τους είναι αυτή που θα καθορίσει και τις επιδόσεις του αυτοκινήτου με τα χαρακτηριστικά που επιθυμούμε. Αυτό το βήμα θα καθορίσει (θεωρητικά) και το επόμενο.

Γ) Δημιουργία απλού σασί (simple chassis).

Ορισμός βασικών διαστάσεων που θα καθοριστούν από τα σημεία στήριξης της ανάρτησης, του κινητήρα και φυσικά την εργονομία. Σημαντικά εξαρτήματα στην διαδικασία αυτή αποτελούν ο κινητήρας, το διαφορικό τα καθίσματα, τα πεντάλ και οι τροχοί.

Όλα τα βήματα, αν και θεωρητικά ξεχωριστά, βρίσκονται σε συνεχή αλληλεξάρτηση ή αντιπαράθεση, και επαρκής γνώση του καθενός είναι προϋπόθεση για την βελτιστοποίηση του άλλου.

1.3 Βασικά χαρακτηριστικά

Σε αυτό το κεφάλαιο θα αναφερθούν τα κύρια στοιχεία του αυτοκινήτου μαζί με τα βασικά τους χαρακτηριστικά. Σε αυτά περιλαμβάνονται κινητήρας, μετάδοση κτλ. Όλα τα επιμέρους στοιχεία πρέπει να ταιριάζουν μεταξύ τους και να λειτουργούν αποτελεσματικά. Οι κύριοι λόγοι για την επιλογή τους είναι φυσικά το κόστος και ο χρόνος. Οτιδήποτε πρέπει να κατασκευαστεί από το μηδέν σημαίνει σχεδόν κατά κανόνα πρόσθετο χρόνο σε υπολογισμό, σε κατασκευή και φυσικά περισσότερα χρήματα που μπορούν να χρησιμοποιηθούν εναλλακτικά στην αγορά καλύτερων μηχανικών μερών κοκ. Στο βήμα αυτό καθορίζεται μία προσεγγιστική εικόνα για το βάρος, τις διαστάσεις και λοιπά χαρακτηριστικά που χρησιμοποιήθηκαν στους αρχικούς προσεγγιστικούς υπολογισμούς.

1.3.1 Κινητήρας-Μετάδοση

Σημαντικό κομμάτι ενός οχήματος αποτελεί ο κινητήρας μαζί με το σύστημα μετάδοσης της κίνησης. Λόγω του ότι αξιοσημείωτος χρόνος σχεδιασμού αφιερώνεται στην σωστή αξιοποίηση τους, την επίλυση των χωροταξικών περιορισμών τους με το σασί, αλλά και στην στήριξή τους επάνω σε αυτό, κρίθηκε σωστό αυτά να αγοραστούν πριν ξεκινήσει ο σχεδιασμός. Λόγω έλλειψης πληροφοριών όπως το βάρος και βασικές διαστάσεις, είναι αδύνατο να σχεδιαστεί σωστά οποιοδήποτε εξάρτημα έρχεται σε επαφή με αυτά, όπως βάσεις, η εξάτμιση και φυσικά το πλαίσιο. Ένας προσεγγιστικός σχεδιασμός θα οδηγούσε κατά μεγάλη πιθανότητα σε λάθη που για να επιλυθούν θα απαιτούσαν πρόσθετο χρόνο και χρήματα, κανένα από τα οποία δεν υπάρχουν σε περίσσεια. Τα κριτήρια για την επιλογή του κινητήρα-μετάδοσης αποτέλεσαν:

Το κόστος αρχικής αγοράς

Ο όγκος

Η ιπποδύναμη-Ροπή

Η ευκολία εύρεσης ανταλλακτικών και κόστος τους

Το βάρος

Η δυνατότητα αγοράς τους ταυτόχρονα από ‘δοτη’ αυτοκίνητο

Πίν.1.3.1.1 Κριτήρια αγοράς κινητήρα και συστήματος μετάδοσης κίνησης.

Κρίσιμο ρόλο στην τελική επιλογή έπαιξαν το κόστος αρχικής αγοράς και η δυνατότητα προμήθειας των εξαρτημάτων από ένα αυτοκίνητο δότη. Εάν η αγορά κινητήρα, κιβωτίου και διαφορικού γινόταν ξεχωριστά από διαφορετικού τύπου οχήματα, θα έπρεπε να ληφθούν επιπλέον υπόψιν οι σχέσεις μετάδοσης και η ευκολία της μεταξύ τους σύνδεσης.

Συνεπώς, για την επίτευξη ενός λειτουργικού αξιόπιστου συνόλου θα απαιτούνταν το λιγότερο η κατασκευή καποιου είδους αντάπτορα για την μεταξύ τους σύνδεση, και ιδανικά μεταβολή τουλάχιστον της τελικής σχέσης μετάδοσης, ώστε αυτή να ταιριάζει καλύτερα με την διαθέσιμη ροπή του κινητήρα.

Υποψήφια αυτοκίνητα εκτός άλλων παραπλήσιων αποτέλεσαν το BMW τύπου E30, το Mazda MX5 και ιδανικά το Honda S2000. Τα πλεονεκτήματα των δύο πρώτων ήταν η πληθώρα φτηνών ανταλλακτικών και το μειωμένο κόστος αρχικής αγοράς σε σχέση με το S2000. Μειονεκτήματά τους αποτελούσαν η ιπποδύναμη, το βάρος και ο όγκος, ειδικά στην περίπτωση των BMW (κατά βάση εξακύλινδρα). Μετά από αρκετό ψάξιμο και τύχη βρέθηκε ένα σύνολο κινητήρα (με πλεξούδα, καντράν, εγκέφαλο), κιβωτίου, κεντρικού άξονα, διαφορικού, ημιαξονίων και ακραξόνιων από ένα Honda S2000 σε πολύ καλή τιμή. Μέρος τους το βλέπουμε παρακάτω.



Σχ.1.3.1.1 Ο κινητήρας με το κύριο μέρος της πλεξούδας του.

Τα πλεονεκτήματα του συνόλου αυτού αποτελούν φυσικά η ιπποδύναμη, ο μειωμένος όγκος και το βάρος λόγω της εκτεταμένης χρήσης αλουμινίου για στα στοιχεία του. Οι λεπτομέρειές του αναφέρονται στον παρακάτω πίνακα.

Honda F20C	Τιμές
Κυβισμός	1997 κ.εκ
Ιπποδύναμη	237 hp
Ροπή	208 Nm
Όριο στροφών-κόφτης	8900 σαλ
Σχέση συμπίεσης	11.0:1
Σχέσεις μετάδοσης	1 ^η 3.133 2 ^η 2.045 3 ^η 1.481 4 ^η 1.161 5 ^η 0.970 6 ^η 0.810 Όπισθεν 2.800 Τελική σχέση διαφορικού 4.100
Βάρος κινητήρα+κιβωτίου	210 kg

Πίν.1.3.1.2 Κύρια χαρακτηριστικά του κινητήρα και της μετάδοσης.

Το σύνολο αυτό, αποτελούμενο από έναν υψηλόστροφο κινητήρα και κιβώτιο με σχετικά μικρές σχέσεις μετάδοσης, ταιριάζει στον χαρακτήρα του οχήματος και το φέρνει πιο κοντά στους στόχους των επιδόσεων. Επιπλέον η μικρή αύξηση ισχύος που προβλέπεται στο μέλλον, επιτυγχάνεται εύκολα και αξιόπιστα λόγω της μεγάλης aftermarket αγοράς, και της ποιότητας των κινούμενων μερών που έχει ήδη ο κινητήρας.

Παρακάτω (Σχ.1.3.1.2) βλέπουμε τις καμπύλες ιπποδύναμης και ροπής ενός ίδιου κινητήρα επάνω σε αυτοκίνητο ίδιο με του ‘‘δότη’’.



Σχ.1.3.1.2 Καμπύλη ροπής-στροφών και ισχύος- στροφών του κινητήρα Honda F20C.

Χαρακτηριστικό του διαγράμματος είναι η ενεργοποίηση του μεταβλητού χρονισμού των βαλβίδων στις έξι (6) χιλιάδες περίπου στροφές. Πρόσθετα παρατηρείται γραμμικότητα στην αύξηση της ισχύος συναρτήσει των στροφών και σταθερή σχεδόν ροπή στο εύρος λειτουργίας. Παρ’όλο που η μέγιστη ροπή δεν είναι σημαντικά μεγάλη, αυτό αντισταθμίζεται μέσω των σχέσεων του συστήματος μετάδοσης κίνησης. Τα παραπάνω υποδεικνύουν έναν γενικά καλοσχεδιασμένο κινητήρα με μεγάλο ογκομετρικό βαθμό απόδοσης και αποτέλεσαν τον λόγο επιλογής του συγκεκριμένου κινητήρα σε σχέση με άλλους διαθέσιμους αντίστοιχου κόστους.

Το συγκεκριμένο διάγραμμα δυναμόμετρου δεν αντιπροσωπεύει απόλυτα τον συγκεκριμένο κινητήρα, αλλά προέρχεται από άλλον ίδιο παρόμοιας κατάστασης, με ίδια στοιχεία μετάδοσης κίνησης. Μετά την ολοκλήρωση του οχήματος, θα πραγματοποιηθεί δυναμομέτρηση ώστε να μετρηθεί ο συγκεκριμένος κινητήρας. Σε κάθε περίπτωση οι διαφορές δεν θα είναι μεγάλες.

1.3.2 Εκτίμηση συνολικού βάρους οχήματος

Για να γίνει μία εκτίμηση δυνατή, ζυγίστηκαν όσα εξαρτήματα ήταν διαθέσιμα, και για τα υπόλοιπα χρησιμοποιήθηκαν είτε εμπειρικές τιμές, είτε τιμές διαθέσιμες στο διαδίκτυο. Στο βάρος του πλαισίου περιλαμβάνονται για λόγους απλότητας, τα ψαλίδια, τα καθίσματα, οι βάσεις και τα λοιπά μικρο-εξαρτήματα.

<i>Εξαρτήματα</i>	Τιμή (kg)
Κινητήρας-κιβώτιο	210
Εμπρόσθια ακραξόνια	2x7
Πίσω ακραξόνια	2x6
Ημιαξόνια	2x10
Δαγκάνες με δίσκους	4x10
Ζάντες/ελαστικά	4x11
Διαφορικό	30
Κεντρικός άξονας	10
Αμορτισέρ	4x3
Κρεμαγιέρα	5
Ψυγείο	3
Πλαίσιο	200
Οδηγός	85 *
Σύνολο	600

Πίν.1.3.2.1 Προσεγγιστικός υπολογισμός βάρους του οχήματος. Το βάρος του οδηγού δεν συμπεριλαμβάνεται στην τιμή του συνόλου, αλλά προστίθεται σε αυτό στους υπολογισμούς.

Η έστω προσεγγιστική αυτή εκτίμηση της μάζας, βοήθησε στην καλύτερη επιλογή του υλικού κατασκευής του πλαισίου. Στο σύνολο αυτό, θα προσθέσουμε ακόμη 85 kg από τον οδηγό φτάνοντας έτσι σε ένα σύνολο των 685 kg ή 6.713 N. Στους τελικούς υπολογισμούς που καθόρισαν τα χαρακτηριστικά των ελατηρίων πριν την παραγγελία χρησιμοποιήθηκε το πραγματικό βάρος του οχήματος όταν ολοκληρώθηκε. Για λόγους εξοικονόμησης χρημάτων σαν υλικό κατασκευής χρησιμοποιήθηκε στα περισσότερα επιμέρους κομμάτια απλός χάλυβας έναντι ακριβότερων υλικών.

Ενδεικτικά, βλέπουμε το ζύγισμα μέρους των κύριων και βαρύτερων πέρα του κινητήρα στοιχείων.



Σχ.1.3.2.1 Ζύγιση εμπρόσθιου ακραζονίου.



Σχ.1.3.2.2 Ζύγιση ιμαζονίου (εντός κούτας).



Σχ.1.3.2.3 Ζύγιση οπίσθιου ακραζονίου.



Σχ.1.3.2.4 Ζύγιση διαφορικού.

Το βάρος τους είναι φυσιολογικό, δεδομένου του υλικού κατασκευής τους (σίδηρος-χάλυβας). Ωστόσο, το όχημα θα επωφελούνταν σημαντικά, εάν αυτά ήταν κατασκευασμένα από αλουμίνιο όπως σε αντίστοιχου τύπου αγωνιστικά κυρίως αυτοκίνητα. Αυτό θα εξεταστεί στο στάδιο εξέλιξης που θα ακολουθήσει μετά την αρχική κατασκευή.

1.3.3 Δύναμη Πρόωσης

Ένας καλός δείκτης για την δυνατότητα επιτάχυνσης του αυτοκινήτου, είναι η δύναμη πρόωσης. Αυτή μας επιτρέπει να υπολογίσουμε προσεγγιστικά την μέγιστη διαμήκη επιτάχυνση A_x που μπορεί να προσφέρει η μηχανή στο όχημα, και κατά συνέπεια τη μέγιστη μεταφορά βάρους που θα οδηγήσει στις αντίστοιχες παραμορφώσεις των ελατηρίων (υπό την προϋπόθεση επαρκούς πρόσφυσης). Η δύναμη πρόωσης ορίζεται ως [1]:

$$F_{\pi\rho} = \frac{M i_{o\lambda} \eta_{o\lambda}}{r_{\delta\upsilon\nu}} = m_{eff} A_x \quad (1.3.3/\alpha)$$

Όπου, M : Ροπή κινητήρα

$i_{o\lambda}$: Συνολική σχέση μετάδοσης

$\eta_{o\lambda}$: Συνολικός βαθμός απόδοσης μετάδοσης

$r_{\delta\upsilon\nu}$: Δυναμική ακτίνα τροχού

A_x : Διαμήκης επιτάχυνση

m_{eff} : Ισοδύναμη μάζα $= m * 1.15$ (μάζα του οχήματος προσαυξημένη κατά 15% ώστε να ληφθεί υπόψη η αδράνεια των περιστρεφόμενων μερών)

Ενδεικτικά έχουμε:

$$F_{\pi\rho} = \frac{208 \times 12.84 \times 0.9}{0.6} = 4006 \text{ N}$$

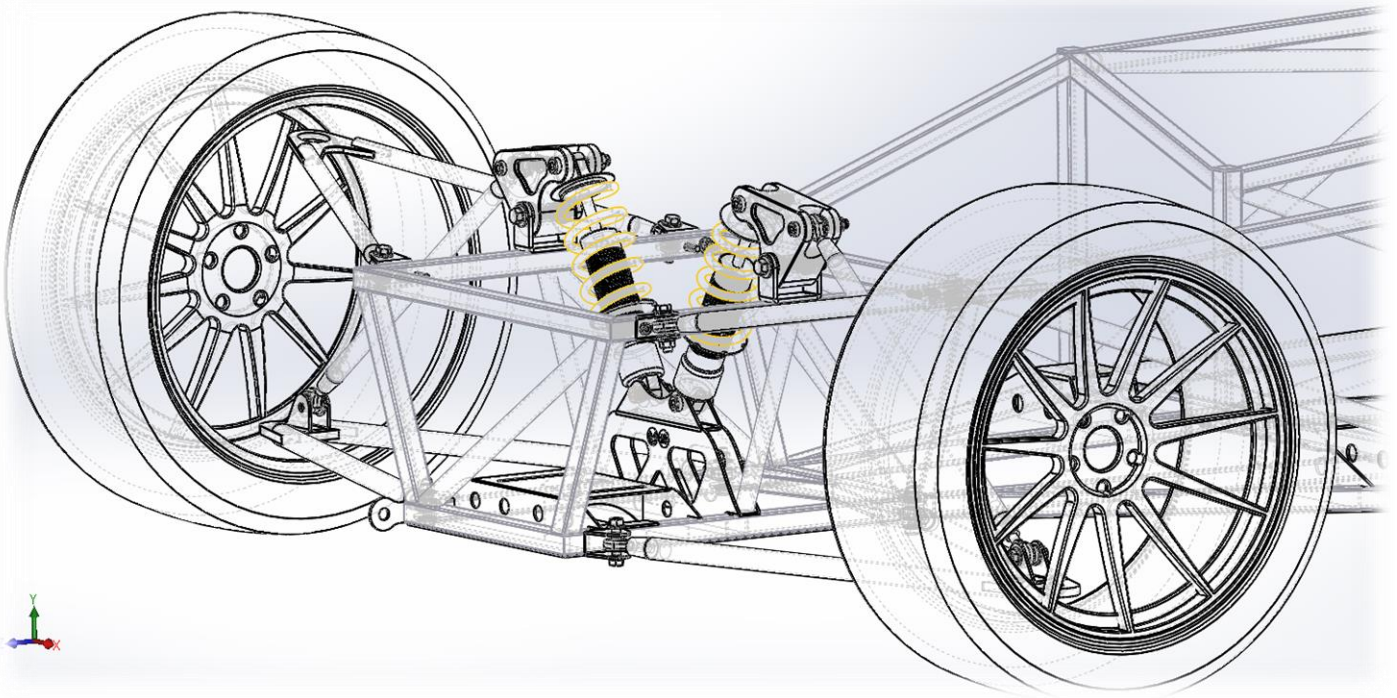
Με την προϋπόθεση επαρκούς πρόσφυσης η μέγιστη επιτάχυνση θα είναι,

$$F_{\pi\rho} = m_{eff} A_x \Rightarrow A_x = 4006 / 788 = 5.08 \text{ m/sec}^2 \text{ ή } 0.51g$$

Στον υπολογισμό χρησιμοποιήσαμε την 1^η ταχύτητα κατά την οποία η ροπή στους τροχούς είναι η μέγιστη και αποτελεί την ‘‘χειρότερη’’ κατάσταση από πλευράς διαμήκους μεταφοράς βάρους που θα χρησιμοποιηθεί αργότερα, και στην μάζα συμπεριλήφθηκε αυτή του οδηγού.

Η $F_{\pi\rho}$ θα μειώνεται στις μεγαλύτερες ταχύτητες κυρίως λόγω μεταβολής της σχέσης μετάδοσης επηρεάζοντας κατά συνέπεια και την τιμή της επιτάχυνσης. Επιπλέον η ροπή του κινητήρα δεν παραμένει σταθερή, ωστόσο η ακρίβεια θεωρείται επαρκής δεδομένου ότι χρησιμοποιείται ως δείκτης, και η πραγματική της τιμή θα μετρηθεί όπως και να έχει με την ολοκλήρωση της κατασκευής.

2 ΑΝΑΡΤΗΣΗ



Σχ.2.1 Εμπρόσθιο τμήμα οχήματος στο περιβάλλον του Solidworks.

Το αυτοκίνητο αποτελείται από ένα σύνολο συστημάτων αλληλένδετων μεταξύ τους. Κάθε σύστημα συμβάλλει στην τελική συμπεριφορά του οχήματος σε κάποιο βαθμό. Δεν υπάρχει με λίγα λόγια τομέας τον οποίο μπορούμε να παραλείψουμε ή να μην δώσουμε την απαραίτητη προσοχή γιατί θα επηρεαζόταν ένας άλλος κοκ. Κάτι τέτοιο θα οδηγούσε στην μείωση των μέγιστων επιδόσεων πράγμα φυσικά μη επιθυμητό.

Η ανάρτηση αποτελεί ίσως από τα δυσκολότερα κομμάτια του σχεδιασμού ενός οχήματος, τόσο γιατί αποτελείται από αρκετά επιμέρους στοιχεία, όσο και λόγω της εξάρτησης της από το πλαίσιο. Θεωρητικά, ο σχεδιασμός του απλού πλαισίου (§1.4) ακολουθεί μετά την ολοκλήρωση του συστήματος της ανάρτησης, τα πράγματα δυστυχώς όμως δεν είναι τόσο απλά. Περιορισμοί στις διαστάσεις του πλαισίου υπάρχουν σχεδόν εξ' ορισμού. Η στήριξη και μόνο των διάφορων εξίσου σημαντικών στοιχείων του αυτοκινήτου όπως κινητήρα, κρεμαγιέρας, αμορτισέρ κτλ, θέτουν άμεσα περιορισμούς, πιθανώς μη ευέλικτους. Συνεπώς είναι απαραίτητη μια καλή προσεγγιστική εικόνα του πλαισίου πριν καν σχεδιαστεί, οριοθετώντας έτσι τον σχεδιασμό της ανάρτησης επίσης πριν καν αρχίσει.

Βασικά χαρακτηριστικά που μας ενδιαφέρουν ιδιαίτερα στην περίπτωση μας, αποτελούν το ύψος του πλαισίου από το δρόμο, αρκετός χώρος για έδραση κομματιών όπως κρεμαγιέρα (για μπροστά άξονα), αμορτισέρ, ψυγείο, διαφορικό και γενικά οτιδήποτε βρίσκεται κοντά στο γενικότερο σύνολο των στοιχείων της ανάρτησης.

Πρὶν ξεκινήσουμε να κάνουμε επιλογές είναι καλό να καθορίσουμε κάποια βασικά χαρακτηριστικά που επιθυμούμε:

Διπλά ψαλίδια μπροστά/πίσω

Απόσταση πλαισίου από το δρόμο περίπου 100mm

Μέγιστη γωνία διατοίχισης (roll) 3.5 μοίρες στην μέγιστη εγκάρσια επιτάχυνση

0% antidive-antisquat.

Μετατρόχιο όσο μεγαλύτερο γίνεται, περιορισμένο χωροταξικά

Roll Center ελαφρώς πάνω από την επιφάνεια του δρόμου για ελαχιστοποίηση της ανύψωσης (jacking).

Επαρκής ανάδραση (feedback) στο τιμόνι, με σχετικά μικρή απαιτούμενη δύναμη περιστροφής.

Πίν.2.1 Σχεδιαστικοί στόχοι.

Λόγω των συνεχών αναθεωρήσεων που χαρακτηρίζουν την διαδικασία σχεδιασμού, οι περισσότερες τιμές ή αποφάσεις είναι πιθανό να αλλάξουν σε κάποιο βαθμό. Ωστόσο είναι απαραίτητη η θέσπιση μιας βάσης. Οι απαιτήσεις του Πίν.2.1 μας οδηγούν γενικά σε αύξηση μήκους των ψαλιδιών, αύξημένη στιβαρότητα ελατηρίων, σχεδόν η παράλληλα με το δρόμο κάτω ψαλίδια.

Αρχικά θα μελετηθεί η γεωμετρία του οχήματος, πρώτα καθαρά κινηματικά δισδιάστατα, για να προσδιοριστούν τα βασικά της χαρακτηριστικά. Αυτό συμπεριλαμβάνει το στιγμιαίο κέντρο περιστροφής (Instant Center), τον πόλο διατοίχισης (Roll Center), την μεταβολή γωνίας camber κατά την διατοίχιση (Roll) και λόγω ανωμαλιών δρόμου. Επίσης θα δούμε τι επηρεάζει την διατοίχιση και με ποιό τρόπο. Η δημιουργία παραπάνω του ενός μοντέλων είναι απαραίτητη τόσο για την καλύτερη κατανόηση της σημασίας των επιμέρους στοιχείων όσο και για την επιλογή του καταλληλότερου μοντέλου για την περίπτωση. Ξεκινώντας από την σύντομη ανάλυση των παραμέτρων θα φτάσουμε σε κάποιες αρχικές επιλογές.

2.1 Χαρακτηριστικά ελαστικών

Τα ελαστικά όπως αναφέρθηκε είναι καθοριστικά για τις επιδόσεις του οχήματος και γενικά παραμελημένο κομμάτι στον σχεδιασμό. Δεδομένης της έλλειψης και μη δυνατότητας εύρεσης κάποιων των παρακάτω πληροφοριών, θα προσπαθήσουμε να αξιοποιήσουμε στο έπακρο τις όποιες διαθέσιμες. Στον Πιν.2.1.1. αναφέρονται τα σημαντικότερα χαρακτηριστικά τους μαζί με τις επιπτώσεις τους στο όχημα.

Παράγοντες	Αύξηση	Μείωση
Συνολική διάμετρος	Μεγαλύτερη επιφάνεια επαφής και αδράνεια, μείωση δύναμης πρόωσης	Μικρότερη επιφάνεια επαφής και αδράνεια, αύξηση δύναμης πρόωσης
Πλάτος	Μεγαλύτερη επιφάνεια επαφής, αδράνεια και C	Μικρότερη επιφάνεια επαφής, αδράνεια και C
Επιφάνεια επαφής	Μικρότερη πτώση μέγιστου συντελεστή τριβής μ^*	Μεγαλύτερη πτώση μέγιστου συντελεστή τριβής μ^*
Σκληρότητα	Μικρότερη φθορά, μικρότερος μέγιστος συντελεστής τριβής μ	Μεγαλύτερη φθορά, μεγαλύτερος μέγιστος συντελεστής τριβής μ
Προφίλ	Μικρότερο C , μεγαλύτερες γωνίες πλαγιοδρόμησης (slip angle)	Μεγαλύτερο C , μικρότερες γωνίες πλαγιοδρόμησης (slip angle)

Πιν.2.1.1 Χαρακτηριστικά ελαστικών και η επίδρασή τους στο όχημα. Όπου **C** (Στιβαρότητα πλαγιοδρόμησης ή Cornering stiffness), *Για δεδομένο φορτίο στο ελαστικό.

Τα περιεχόμενα στον Πιν.2.1.1. ισχύουν υπό σταθερές άλλες μεταβλητές και η συνολική επίπτωσή τους θα είναι διαφορετική για κάθε ελαστικό.

Στην συνέχεια θα γίνει μια μικρή ανάλυση των χαρακτηριστικών κάποιων αυτοκινήτων, μέσα από τα οποία θα οδηγηθούμε στην κατανόηση των λόγων επιλογής των ελαστικών τους, και συνεπώς των ελαστικών του παρόντος οχήματος.

	R500 Superlight	620R
Μεταξόνιο	2225 mm	2225 mm
Μετατρόχιο (μπροστα/πίσω)	1336-1336 mm	1336-1353 mm
Ελαστικά (μπροστά/πίσω)	185/55/R13-215/50/R13	185/55/R13-215/55/R13
%βαρους/άξονα	49/51	--
Μάζα	506 kg	545 kg

Πιν.2.1.2 Σύγκριση μεταξύ δύο μοντέλων ίδιας εταιρίας (Caterham).

Τα δύο οχήματα έχουν τον ίδιο κινητήρα και διαφορικό, αλλά διαφορετική ιπποδύναμη, ροπή και κιβώτιο. Συγκεκριμένα το 620R έχει από την 1^η έως την 6^η ελαφρώς μεγαλύτερη σχέση μετάδοσης και σειριακό κιβώτιο, ενώ το R500 χειροκίνητο. Ωστόσο, η μόνη διαφορά στα ελαστικά είναι η λίγο μεγαλύτερη διάμετρος στον πίσω άξονα. Αν διατηρούσαμε την ίδια διάμετρο ελαστικού στο 620R με το R500, θα είχαμε μεν μεγαλύτερη δύναμη πρόωσης λόγω της μικρότερης ακτίνας του τροχού (1.3.3/α), αλλά δεν θα ήταν ίσως δυνατόν να μεταφερθεί αυτή αποδοτικά στον δρόμο. Η αύξηση του μετατρόχιου κατά 17mm πίσω υποδεικνύει μια πιθανώς ελαφρώς μεγαλύτερη στατική κατανομή βάρους προς τα πίσω που σε συνδυασμό με τα επιπλέον 39 kg μάζας, φορτίζουν λίγο περισσότερο τα πίσω ελαστικά. Αυτό θα έριχνε τον μέγιστο συντελεστή τριβής περαιτέρω λόγω Tire load sensitivity (πτώση συντελεστή τριβής με αύξηση του φορτίου στο ελαστικό) και συνεπώς την μέγιστη διαθέσιμη πρόσφυση. Η χρήση λοιπόν λίγο μεγαλύτερης διαμέτρου ελαστικού, αυξάνει την επιφάνεια επαφής με τον δρόμο και συνεπώς η πτώση του συντελεστή τριβής για δεδομένο βάρος άξονα θα είναι μικρότερη. Η υπόθεση αυτή γίνεται ευκολότερα αντιληπτή στην περίπτωση μιας Porsche όπου το μετατρόχιο και τα ελαστικά πίσω είναι σημαντικά μεγαλύτερα απ' ότι μπροστά. Πιν.2.1.3.

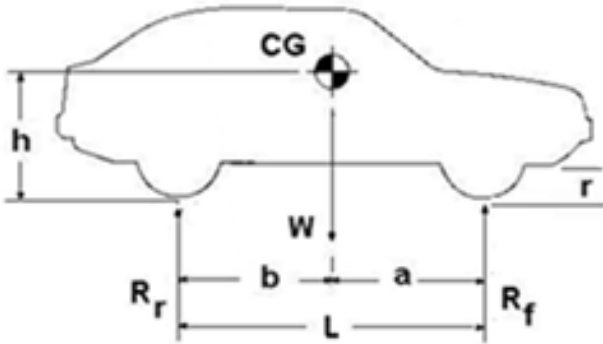
Porsche 911 GT3	Τιμές
Μεταξόνιο	2457 mm
Μετατρόχιο (μπροστά/πίσω)	1549/1554 mm
Ελαστικά (μπροστά/πίσω)	245/35/ZR20 – 305/30/ZR20
Μάζα	1429 kg
Μάζα/άξονα σε επιτάχυνση (%)	26/74 %
Μάζα /άξονα σε επιβράδυνση (%)	58/42 %
Πλάτος	1851 mm
Μάζα /άξονα στατικά (%)	40/60

Πιν.2.1.3 Κύρια χαρακτηριστικά Porsche 911 GT3.

Σε σύγκριση με τα οχήματα του Πιν.2.1.2, η Porsche έχει σημαντικό ποσοστό της στατικής κατανομής βάρους στον πίσω άξονα. Παρατηρούμε εύκολα πως ανεξαρτήτως της διαφορετικότητας των υπόλοιπων τιμών, κοινό χαρακτηριστικό αποτελούν τα φαρδύτερα ελαστικά στον πιο φορτισμένο άξονα. Όσο μεγαλύτερη η είναι η διαφορά της μάζας που αντιστοιχεί στον κάθε άξονα στατικά, τόσο μεγαλύτερη διαφορά θα υπάρχει και στο μέγεθος των ελαστικών για να αντισταθμιστεί η μείωση του διαθέσιμου συντελεστή τριβής.

Πρόσθετος λόγος όμως για την επιλογή φαρδύτερου η χαμηλότερου προφίλ ελαστικού, είναι η αύξηση της στιβαρότητας πλαγιοδρόμησης (cornering stiffness). Το όποιο αυξημένο φορτίο σε έναν άξονα, σημαίνει ότι για δεδομένο μέγεθος ελαστικών μπροστά και πίσω, θα πρέπει τα περισσότερα φορτισμένα να αναπτύξουν μεγαλύτερες γωνίες πλαγιοδρόμησης (slip angle) για να φτάσουν τη μέγιστη εγκάρσια δύναμη πρόσφυσης F_y . Βλέποντας τον ορισμό της στιβαρότητας πλαγιοδρόμησης ($C = \frac{F_y}{a}$), γίνεται αυτό ευκολότερα αντιληπτό. Ο ρυθμός αύξησης της γωνίας πλαγιοδρόμησης (a_{rear}) για την περίπτωση της Porsche θα είναι μεγαλύτερος απ' ότι μπροστά σε σχέση με την εγκάρσια επιτάχυνση A_y και το όχημα θα είναι σε πολύ μεγάλο βαθμό υπερστροφικό.

Ένας δείκτης μέτρησης του βαθμού υπερστροφικότητας/υποστροφικότητας είναι ο N_β . Θεωρητικά εάν το όχημα ήταν neutral steer, δηλαδή ουδέτερο σε τάση για υπερστροφή/υποστροφή, ο δείκτης θα είχε μηδενική τιμή $N_\beta = 0$. Ενώ για $N_\beta = -$ υπερστροφική, $N_\beta = +$ υποστροφική [2]. Παρακάτω βλέπουμε μια θεωρητική προσέγγιση στην περίπτωση του οχήματος της εργασίας.



Σχ.2.1.1 Συμβολισμοί αποστάσεων και δυνάμεων στο όχημα [8].

$$\text{Ορίζεται: } N_{\beta} = aC_f - bC_r \quad (2.1/a)$$

$$\text{Έστω } N_{\beta} = 0 \text{ οπότε } aC_f = bC_r \text{ ή } 1.4C_f = 1.19C_r \text{ ή } C_r = 1.17C_f$$

Όπου C_f = Στιβαρότητα πλαγιοδρόμησης εμπρόσθιων ελαστικών

C_r = Στιβαρότητα πλαγιοδρόμησης οπίσθιων ελαστικών

b = Απόσταση οπίσθιου άξονα από κέντρο μάζας

a = Απόσταση εμπρόσθιου άξονα από κέντρο μάζας

Αυτό μεταφράζεται σε αύξηση 17% του οπίσθιου C_r , για να έχει το όχημα της εργασίας μία ουδέτερη συμπεριφορά. Σαφώς ο αριθμός αυτός είναι ενδεικτικός και όχι απόλυτος, δεδομένου ότι δεν λαμβάνει υπόψιν την μεταφορά βάρους, η άλλους παράγοντες. Βοηθά όμως στο να καταλάβουμε που βρισκόμαστε.

Αφού αναλύθηκαν λίγο τα κριτήρια επιλογής ελαστικών για κάποια οχήματα, μπορούμε να δούμε τι αποζητούμε στην περίπτωσή μας. Ένα από τα βασικά χαρακτηριστικά που θέλουμε είναι επαρκής ανάδραση στο τιμόνι, ώστε ο έλεγχος στο όριο πρόσφυσης να μὴν είναι αδύνατος, και γρήγορη απόκριση στις αλλαγές κατεύθυνσης. Επιπλέον, αρχικά τουλάχιστον δεν προβλέπεται η χρήση υδραυλικού τιμονιού και η επιθυμητή κατανομή βάρους είναι στα πλαίσια 45/55 %. Απο τα παραπάνω καταλαβαίνουμε ότι το προφίλ των ελαστικών δεν πρέπει να είναι πολύ ψηλό, με το αντίθετο να ισχύει για το πλάτος.

Τα δύο τελευταία αποσκοπούν καθαρά στην αύξηση της στιβαρότητας πλαγιοδρόμησης (cornering stiffness) και μείωση της μέγιστης γωνίας πλαγιοδρόμησης (slip angle). Σε αντιθεση με τα παραπάνω, η απαίτηση αρκετής ανάδρασης σημαίνει μεγαλύτερο προφίλ στα εμπρόσθια ελαστικά, για μια πιο προοδευτική αύξηση της εγκάρσιας δύναμης πρόσφυσης F_y ($C = \frac{F_y}{a}$).

Πρόσθετο παράγοντα αποτελεί και η διάμετρος του τροχού. Όπως και σε όλους τους τομείς του αυτοκινήτου πρέπει να βρεθεί ένας κατάλληλος συμβιβασμός ανάμεσα στα παραπάνω.

Δεδομένου όμως ότι δεν είμαστε σε θέση να αλλάξουμε τις σχέσεις του κιβωτίου, του διαφορικού, η να κατασκευάσουμε δικά μας άκρα, η εξωτερική διάμετρος θα πρέπει να είναι κοντά στην εργοστασιακή όπως και το offset (+). Δεδομένου ότι δεν μπορούμε να μεταβάλουμε την γωνία βασιλικού πύρου (king pin inclination) στο ακραξόνιο, η ακτίνα σάρωσης καθορίζεται μονάχα μέσω του offset των ζαντών. Το offset ωστόσο των πίσω ζαντών λόγω χωροταξικών προβλημάτων θα είναι αναγκαστικά όπως θα φανεί διαφορετικό, χωρίς όμως αυτό να λειτουργεί αρνητικά για το όχημα.

Μικρότερης διαμέτρου τροχοί θα κάνουν τις αλλαγές ταχυτήτων συντομότερες, κάτι που δεν είναι ούτε απαραίτητο ούτε βολικό στην περίπτωση αυτή. Αντιθέτως λόγω του μικρού βάρους και της μεγαλύτερης αναλογίας ίππων/τόνο, ίσοι η ελαφρώς μεγαλύτεροι τροχοί θα ταίριαζαν καλύτερα στην εφαρμογή. Επιπλέον, οι διάμετρος των εμπρόσθιων ελαστικών δεν είναι απαραίτητο να είναι ίδια με πίσω και σε κάθε περίπτωση οι επιλογές είναι περιορισμένες λόγω κόστους και διαθεσιμότητας.

	Διαστάσεις	Offset
Ελαστικά μπροστά	215/45/R17	
Ελαστικά πίσω	245/40/R17	
Ζάντες μπροστά	17 x 7''	55 mm
Ζάντες πίσω	17 x 8.5''	65 mm

Πιν.2.1.4 Διαστάσεις εργοστασιακών τροχών του οχήματος δότη Honda S2000.

Ως προς την επιλογή των ελαστικών καθώς και των ζαντών που θα χρησιμοποιηθούν, δεν είναι δυνατή η χρήση ζαντών 16 ιντσών, καθώς λόγω της χρήσης αποστατών στα εμπρόσθια ακραξόνια ο χώρος δεν θα επαρκεί. Επόμενη επιλογή είναι η χρήση ζαντών 18'' με χαμηλότερο προφίλ ελαστικού και περισσότερες διαθέσιμες επιλογές. Η διάσταση αυτή είναι αρκετά δημοφιλής με ότι αυτό συνεπάγεται σε κόστος και ευελιξία επιλογών.

Ακόμη και αν η κατανομή βάρους ήταν 50/50, τα οπίσθια ελαστικά ως κινητήρια θα πρέπει να είναι μεγαλύτερα για να αντισταθμιστεί η πτώση του μέγιστου διαθέσιμου συντελεστή τριβής κατά την μεταφορά βάρους σε οποιοσδήποτε σχεδόν συνθήκες.

Με τιμές αναφοράς στα 2.5m για το μεταξόνιο, μετατρόχιο 1.6m μπροστά και πίσω (όχι απαραίτητα ίσα), μπορούμε να κάνουμε μια αρχική επιλογή διαστάσεων. Το σχετικά μεγάλο μετατρόχιο αποσκοπεί στην μείωση της εγκάρσιας μεταφοράς βάρους χωρίς να κάνει το αυτοκίνητο δύσχρηστο. Ακόμα δεν προβλέπεται αρχικά η χρήση στρεπτικής ράβδου, οπότε η αύξηση αυτή θα βοηθήσει στην μείωση της διατοίχισης (Roll), και ελάττωση της απαιτούμενης στιβαρότητας ελατηρίων για δεδομένη στιβαρότητα διατοίχισης (Roll Rate).

Παρακάτω βλέπουμε την μεταβολή της διαμέτρου του τροχού για διάφορους συνδυασμούς ελαστικών και ζαντών.

Λάστιχα	Διάσταση	FIT	Ζάντα	Διάμετρος
TOYO R888	265/35/ZR18	9-10.5''	JR11 18x7.5-8.5- 9.5-10.5''	+14.9mm
TOYO R888	285/30/ZR18	9.5-10.5''	JR11 18x7.5-8.5- 9.5-10.5''	+0.4mm
TOYO R888	255/35/ZR18	8.5-10''	JR11 18x7.5-8.5- 9.5-10.5''	+7.9mm

Πιν.2.1.5 Διαστάσεις πίσω ελαστικών και διαφορά με διάμετρο τροχού από όχημα δότη.

Ελαστικό μικρότερο του 255/35/ZR18 δεν προβλέπεται να χρησιμοποιηθεί πίσω αν αναλογιστούμε και την επιθυμητή αύξηση ισχύος της μηχανής στο μέλλον.

Με τα τωρινά δεδομένα κρίνεται καλή διάσταση ζάντας 18x10.5'', λόγω του ότι μπορούν να χρησιμοποιηθούν πλάτη ελαστικών από 255-305mm. Επίσης η διαφορά της ακτίνας σάρωσης (scrub radius) με offset (ET0) δεν είναι απαγορευτική και όπως θα φανεί το offset αυτό είναι αναγκαίο για την επίλυση χωροταξικών προβλημάτων. Κύριο παράγοντα αποτέλεσε όμως η επίδραση των διαστάσεων των ελαστικών στην γεωμετρία της ανάρτησης.

Έχοντας κατά νού όλα όσα αναφέρθηκαν στο κεφάλαιο αυτό, σε συνδυασμό με την επίτευξη μιας σωστής γεωμετρίας στο σύστημα της ανάρτησης (§2.4), καταλήξαμε στις παρακάτω τιμές.

	Ελαστικά	Ζάντες	Διάμετρος τροχού
Μπροστά	225/40/ZR18	18X8.5" ET30	+11.9 mm
Πίσω	285/30/ZR18	18X10.5" ET0	+0.4 mm

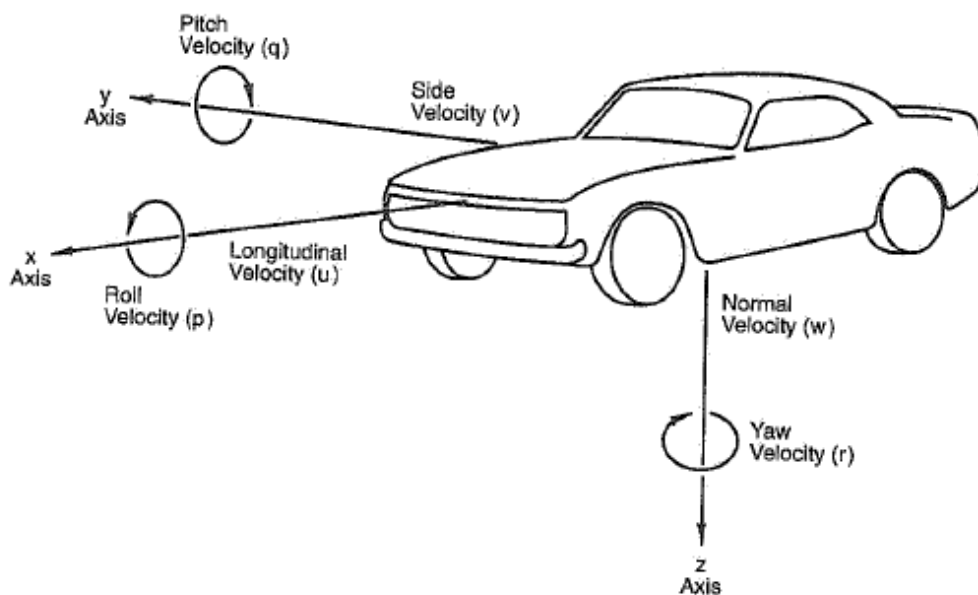
Πιν.2.1.6 Διαστάσεις επιλεγμένων ελαστικών και ζαντών και σύγκριση διαμέτρων με εργοστασιακά δεδομένα.

Όπως είναι φανερό οι εργοστασιακές τιμές δεν απέχουν πολύ. Σημειώνεται πως αυτές δεν χρησιμοποιήθηκαν σαν γενικό πρότυπο, αλλά κυρίως σαν όριο για την μικρή μεταβολή της τελικής σχέσης μετάδοσης και για λόγους συμμετρίας. Παρ'ότι τα κύρια εξαρτήματα προέρχονται από άλλο όχημα, δεν σημαίνει ότι πρέπει να χρησιμοποιηθούν με τον ίδιο ακριβώς τρόπο. Κάθε όχημα είναι ξεχωριστό και εξυπηρετεί διαφορετικό σκοπό.

Κλείνοντας αυτό το κεφάλαιο, διευκρινίζεται ξανά πως η ορθότητα των επιλογών αυτών θα κριθεί μονάχα όταν πατήσει το αυτοκίνητο στο δρόμο, και θα βελτιστοποιηθούν εμπειρικά μέσω δοκιμών με την ολοκλήρωση του αυτοκινήτου. Πιθανές αλλαγές περιλαμβάνουν διαφορετικό πλάτος πέλματος και χρήση αποστατών για μεταβολή της ακτίνας σάρωσης (Scrub radius).

2.2 Ανάλυση παραμέτρων

Παρακάτω θα εξηγηθούν οι βασικοί παράγοντες που θα καθορίσουν τις αποφάσεις για την γεωμετρία της ανάρτησης, τα χαρακτηριστικά των αποσβεστήρων και οτιδήποτε επηρεάζει την συμπεριφορά του αυτοκινήτου. Διαγράμματα και συσχετισμοί όλων αυτών θα τα κάνουν καλύτερα κατανοητά και θα κάνουν πιο ξεκάθαρες τις τελικές επιλογές των τιμών τους. Ωστόσο, οι επεξηγήσεις δεν θα είναι εκτεταμένες λόγω του διαφορετικού σκοπού της εργασίας. Μια προϋπάρχουσα γνώση των όρων αυτών, ή μελέτη τους από διαφορετικό σύγγραμμα, θα οδηγήσει στην βαθύτερη κατανόηση όλων των παρακάτω. Ως προς τα επίπεδα, θα αναφερόμαστε σε αυτά σε σχέση με την θέση τους στο καρτεσιανό σύστημα συντεταγμένων.

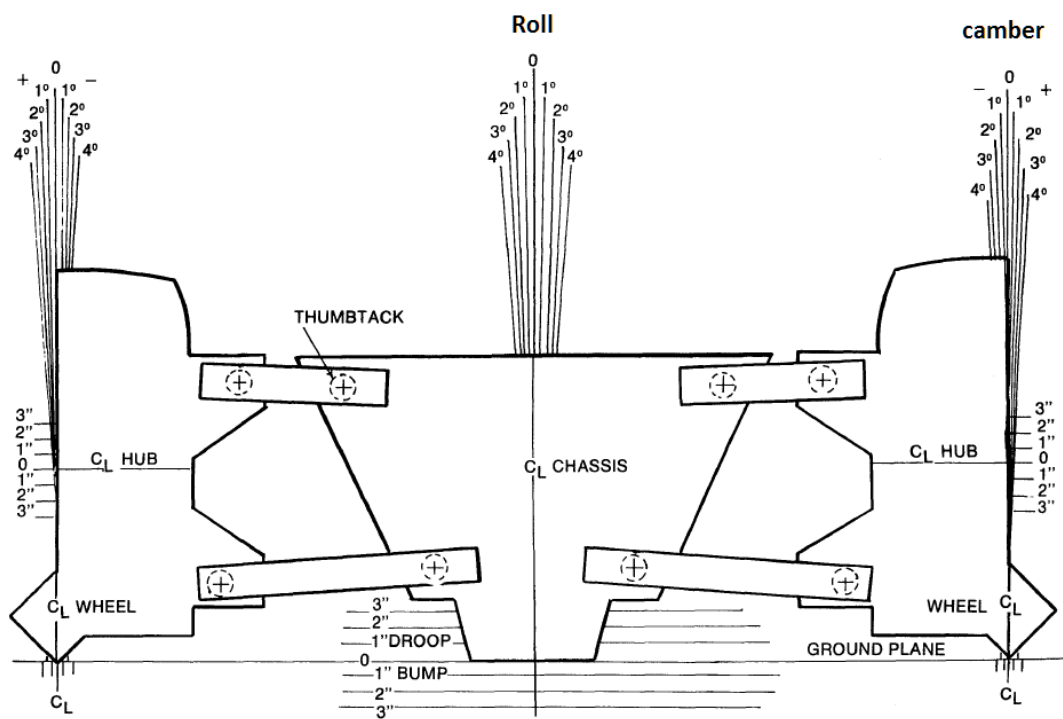


Σχ.2.2.1 Άξονες x-y-z στο όχημα [8].

Οι άξονες x-y-z δεν έχουν πάντα την ίδια φορά (+/-), και μπορεί να είναι ορισμένοι διαφορετικά ανάλογα με την κρίση του χρήστη τους. Προς αποφυγή προβλημάτων στο Σχ.2.2.1 φαίνεται η φορά κάθε άξονα όπως θα χρησιμοποιηθεί σε αυτήν την περίπτωση.

2.2.1 Διατοίχιση (Roll)

Η διατοίχιση (Roll) εκφράζει την κλίση που παίρνει το πλαίσιο κατά την ανάπτυξη εγκάρσιας επιτάχυνσης A_y . Μετριέται σαν γωνία του κάθετου σασι άξονα ως προς την κατακόρυφο "z" και στην πλειοψηφία των περιπτώσεων γίνεται μεγάλη προσπάθεια να κρατηθεί στα ελάχιστα δυνατά επίπεδα, λόγω της μεταβολής της γεωμετρίας που προκαλεί στο σύστημα της ανάρτησης. Είναι άμεσο αποτέλεσμα της μεταφοράς βάρους και συνεπώς η εξάλειψή του, πέρα από σχεδόν αδύνατη θα είχε μεγαλύτερα αρνητικά αποτελέσματα παρά θετικά.

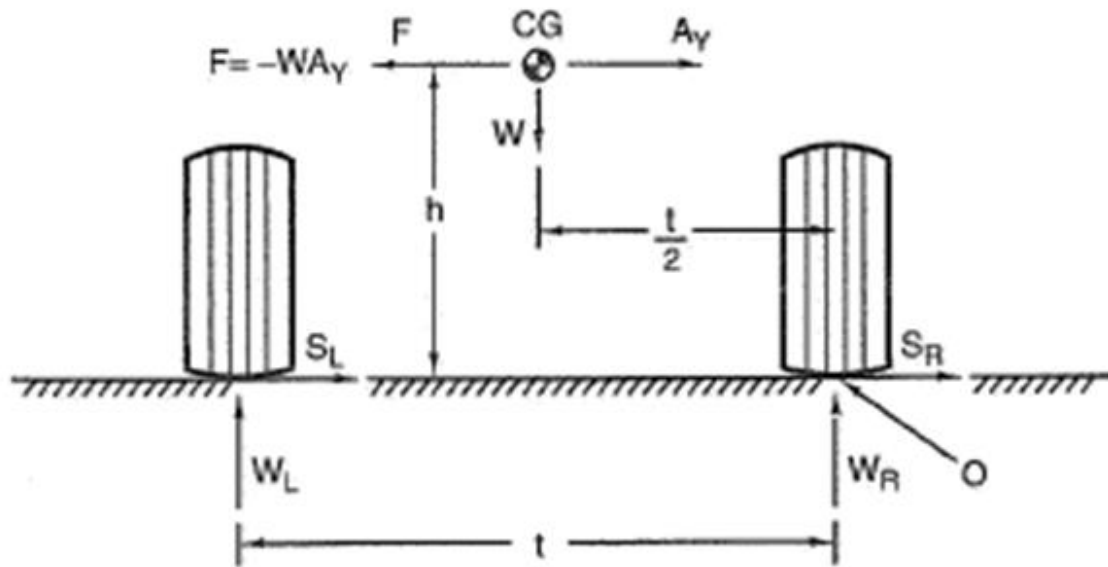


Σχ.2.2.1.1 Η διατοίχιση (Roll) μαζί με γωνία camber και άλλα βασικά χαρακτηριστικά [9].

Πέρα της άμεσης επίπτωσης στους τροχούς, με την διατοίχιση αλλάζει η θέση του κέντρου μάζας του οχήματος και συνεπώς η μεταφορά βάρους, επηρεάζοντας έτσι την δυναμική συμπεριφορά του αυτοκινήτου. Ακόμη, συσχετίζεται με την γωνία camber και την μεταβολή της θέσεως του πόλου διατοίχισης (Roll center) στο χώρο, οδηγώντας μας έτσι σε έναν ακόμη συμβιβασμό ανάμεσα στα παραπάνω. Χωρίς διατοίχιση, η γωνία camber θα μεταβαλλόταν μονάχα κατά την ανύψωση/πτώση των τροχών, οδηγούμενη καθαρά από την γεωμετρία της ανάρτησης. Αντιθέτως, στην πραγματικότητα πρέπει να αντισταθμίσουμε σε έναν εφικτό βαθμό την μεταβολή της (λόγω του roll) αλλάζοντας την κινηματική των ψαλιδιών.

2.2.2 Μετατρόχιο

Ως μετατρόχιο ορίζεται η απόσταση μεταξύ των κέντρων των τροχών στην εμπρόσθια η οπίσθια όψη του οχήματος. Αποτελεί σημαντικό παράγοντα στην μεταβολή της συνολικής μεταφοράς βάρους με ότι αυτό συνεπάγεται.



Σχ.2.2.2.1 Συμβολισμοί διαφόρων αποστάσεων και δυνάμεων [8].

Για αύξηση του μετατρόχιου (με σταθερά τα άλλα χαρακτηριστικά) μειώνεται η μεταφορά βάρους. Η οποία ορίζεται ως:

$$\Delta W = \frac{(WA_y h)}{t} \quad (2.2.2/\alpha)$$

Όπου W = Βάρος

A_y = Εγκάρσια επιτάχυνση

h = Ύψος κέντρου μάζας

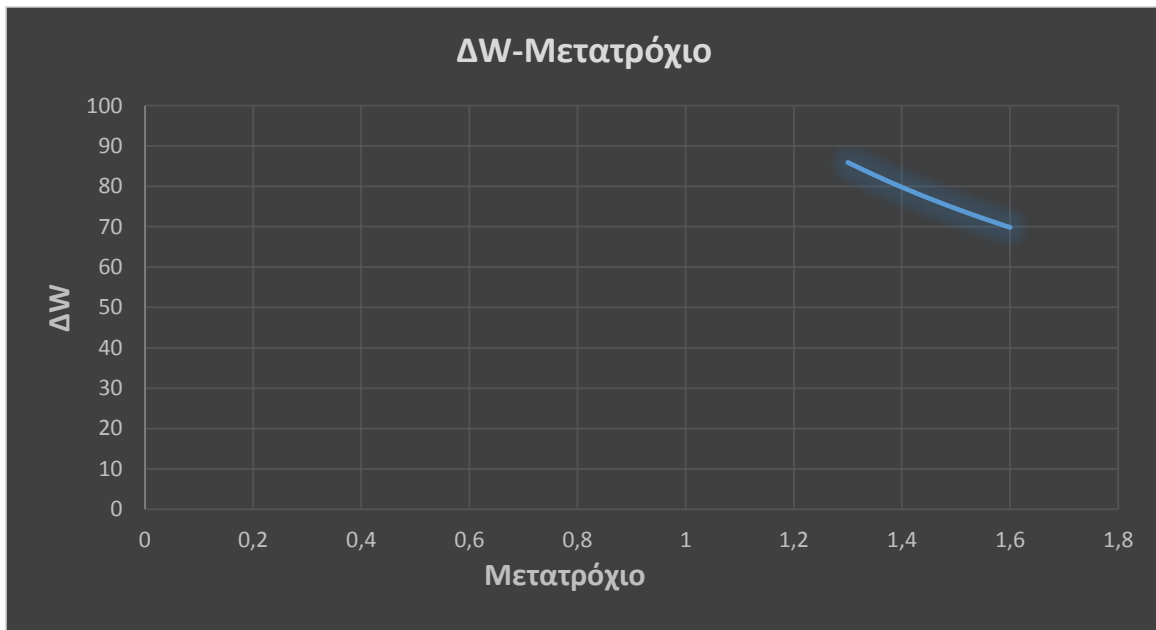
t = Μετατρόχιο

Σε αυτό το σημείο γίνεται καλύτερα αντιληπτή η απαίτηση για μεγαλύτερο μετατρόχιο λόγω της πιθανής απουσίας στρεπτικής ράβδου (η χρήση η όχι στρεπτικής ράβδου θα αποφασιστεί αργότερα). Στην περίπτωση αυτή όλα τα φορτία που τείνουν να περιστρέψουν το σασί αντισταθμίζονται μόνο από την στιβαρότητα των ελατηρίων/ελαστικών και τα στοιχεία της ανάρτησης.

Στον Πιν.2.2.2.1 παρουσιάζονται ενδεικτικά κάποιες τιμές ΔW για διαφορετικά μετατρόχια.

Μετατρόχιο (m)	Μεταφορά βάρους (Kg)
1,3	85.9
1,35	82.7
1,4	79.7
1,45	77.02
1,5	74.45
1,55	72.05
1,6	69.8

Πιν.2.2.2.1 Διάφορες τιμές μεταφοράς βάρους με $A_y = 1$ g.

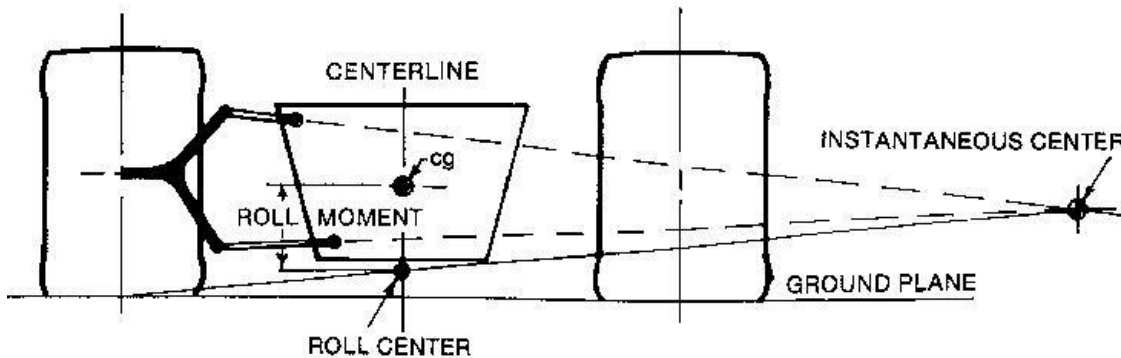


Σχ.2.2.2.2 Διάγραμμα μεταφοράς βάρους για τα μετατρόχια του Πιν.2.2.2.1.

Το μετατρόχιο πρέπει να μεγιστοποιηθεί με περιοριστικό παράγοντα την ευελιξία στις προβλεπόμενες περιοχές χρήσης, την αεροδυναμική αντίσταση και την επίδραση στην επιθυμητή γεωμετρία της ανάρτησης. Πιθανοί περιορισμοί σε οποιοδήποτε κομμάτι μπορεί να οδηγήσουν σε μικρή μεταβολή του μετατρόχιου ως συμβιβασμό. Οποιαδήποτε τιμή αποφασισθεί να χρησιμοποιηθεί θα πρέπει να επιτευχθεί χωρίς αποστάτες στους τροχούς αλλά με μεγαλύτερα ψαλίδια ώστε να μην αυξηθεί η ακτίνα σάρωσης (Scrub radius) πέρα από το αρχικά ορισμένο.

2.2.3 Πόλος διατοίχισης (Roll center) και στιγμιαίος πόλος περιστροφής (Instant Center)

Άλλος ένας παράγοντας είναι ο πόλος διατοίχισης, το σημείο μέσω του οποίου θα μεταδοθούν στην αναρτημένη μάζα του οχήματος οι δημιουργούμενες στα ελαστικά δυνάμεις προκαλώντας διατοίχιση (Roll) [3]. Η τελευταία είναι προϊόν της ροπής περιστροφής (Roll moment), το μέγεθος της οποίας εξαρτάται από την απόσταση (h_1) του κέντρου μάζας (CG) από το Roll Center, και την φυγοκεντρική εγκάρσια δύναμη F_y . Θεωρητικά ένα ύψος πόλου διατοίχισης ίσο με αυτό του κέντρου μάζας θα οδηγούσε σε μηδενική διατοίχιση, πράγμα καλό απο άποψη ευκολίας επιλογών στην γεωμετρία της ανάρτησης και ελατηρίων. Δυστυχώς υπάρχει όπως πάντα ένα μειονέκτημα καθόλου αμελητέο και δεν είναι άλλο από την ανύψωση του πλαισίου (Jacking).



Σχ.2.2.3.1 Εύρεση θέσης πόλου διατοίχισης (Roll center)/στιγμιαίου πόλου περιστροφής (Instant center) στον χώρο [9].

Για να βρούμε την θέση του πόλου διατοίχισης στο χώρο, δημιουργούμε αρχικά νοητές προεκτάσεις από την μεριά που συγκλίνουν μεταξύ τους τα ψαλίδια στο επίπεδο ($y-z$), Σχ.2.2.1.

Το σημείο τομής τους, ο στιγμιαίος πόλος περιστροφής (Instant Center), αποτελεί το ένα εκ των δύο σημείων που απαιτούνται για την δημιουργία μιας ευθείας, με το δεύτερο να είναι το κέντρο του σημείου επαφής του απέναντι ελαστικού. Τέλος, το σημείο τομής της ευθείας αυτής με τον άξονα συμμετρίας του οχήματος αποτελεί τον πόλο διατοίχισης (Roll Center). Σε γενικές γραμμές θέλουμε αυτός να παραμένει σταθερός, αλλά το "καρφίτσωμα" του σε μία θέση είναι πρακτικά αδύνατο.

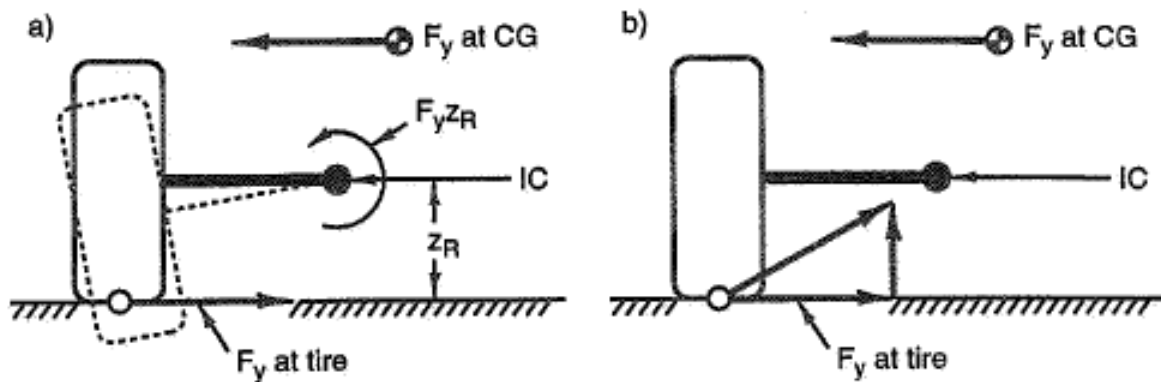


Figure 17.8 Jacking effect with a high roll center.

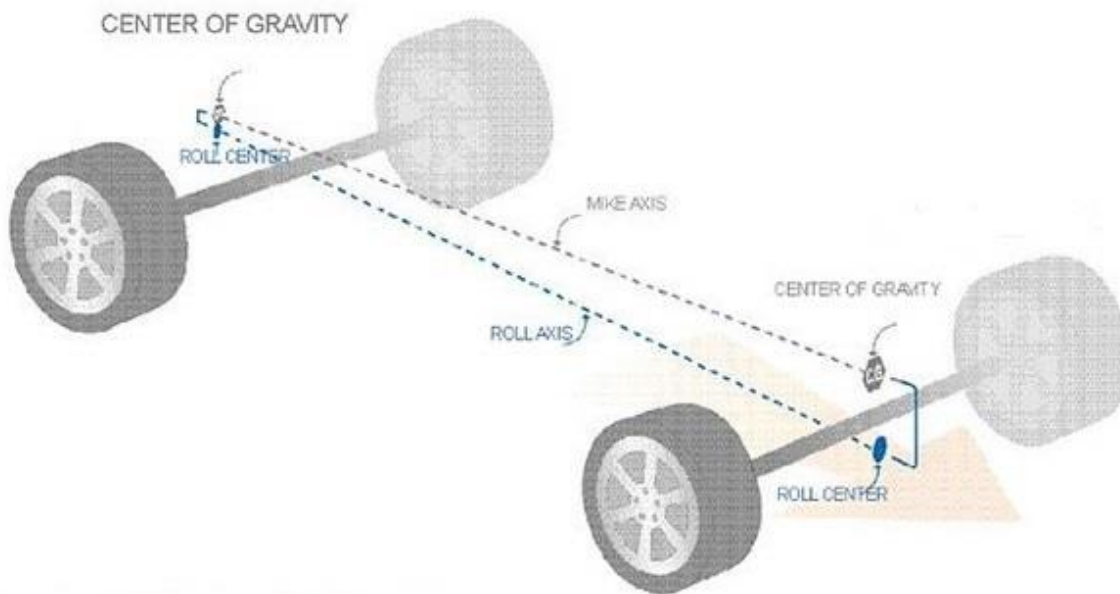
Σχ.2.2.3.2 Ανύψωση/βύθιση του πλαισίου (jacking) [8].

Εάν ο πόλος διατοίχισης είναι πάνω από το έδαφος, το σασί τείνει να ανυψωθεί, και το αντίθετο συμβαίνει εάν αυτός είναι κάτω από το έδαφος. Σε κάθε περίπτωση κανένα από τα δύο δεν είναι επιθυμητό. Είναι σημαντικό όμως να καταλάβουμε πως η επίπτωση του πόλου διατοίχισης στην ανύψωση του πλαισίου (Jacking) είναι έμμεση. Δεδομένου ότι η κάθετη στο οδόστρωμα απόσταση του στιγμιαίου πόλου περιστροφής αποτελεί τον μοχλό που οδηγεί στην ανύψωση/βύθιση του πλαισίου (Jacking), το ύψος του Roll Center αλλάζει στην ουσία την κλίση με την οποία ασκείται η δύναμη στο πλαίσιο, και συνεπώς το μέγεθος και την φορά της.

Επίσης, ένα μεγαλύτερο ύψος πόλου διατοίχισης σε σχέση με το οδόστρωμα, αυξάνει την γεωμετρική μεταφορά βάρους σε σχέση με την ελαστική και συνεπώς το φορτίο που αντιδράται από τα ψαλίδια, πλαίσιο και λοιπά στοιχεία της ανάρτησης. Αυτό οφείλεται στην ελάττωση της απόστασης του Roll center από το κέντρο μάζας του οχήματος, μειώνοντας έτσι την ροπή που τείνει να το περιστρέψει (Roll moment), και συνεπώς την απαραίτητη στιβαρότητα που πρέπει να έχουν τα ελατήρια για να αντισταθούν σε αυτήν την ροπή.

Η συνολική μεταφορά βάρους είναι το άθροισμα των δύο αυτών ειδών (γεωμετρική+ελαστική), και ο διαχωρισμός τους αποτελεί γενικά κρίσιμο στην συμπεριφορά του οχήματος παράγοντα. Στην ουσία για δεδομένο ύψος πόλου διατοίχισης, γίνεται συμβιβασμός ανάμεσα στο ποσοστό γεωμετρικής/ελαστικής μεταφοράς βάρους, και της δύναμης που τείνει να ανυψώσει/βυθίσει το πλαίσιο. Περιορισμούς στην επιλογή της θέσης του πόλου διατοίχισης και του στιγμιαίου κέντρου περιστροφής, αποτελούν γενικά το μετατρόχιο, το μήκος και η κλίση των ψαλιδιών, καθώς και η χωροταξία των στοιχείων του συστήματος.

Ακόμη, για τους υπολογισμούς χρησιμοποιούνται το εμπρόσθιο και οπίσθιο ύψος των πόλων διατοίχισης (Roll Center) ξεχωριστά για κάθε άξονα. Παρ' όλα αυτά, εάν ενώσουμε τα δύο αυτά σημεία με μία νοητή γραμμή στην πλάγια όψη του οχήματος, προκύπτει ένας άξονας διατοίχισης (Roll axis).

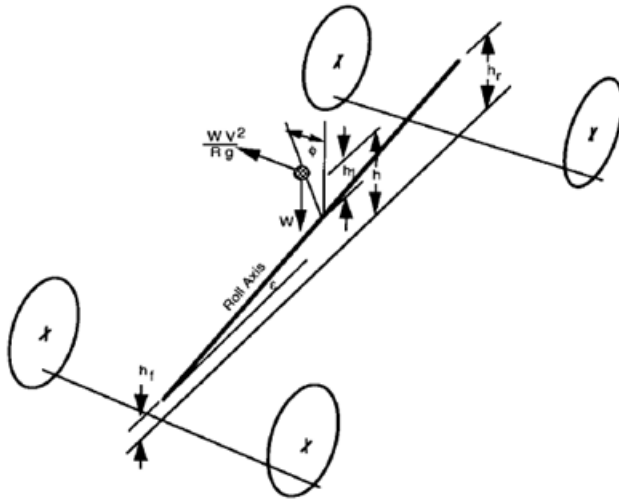


Σχ.2.2.3.3 Η κλίση του άξονα επηρεάζει και την απόσταση του από το κέντρο μάζας CG.

Το ύψος του πόλου διατοίχισης χρησιμοποιείται για ακριβέστερους υπολογισμούς στην μεταφορά βάρους του κάθε άξονα. Ωστόσο ο άξονας διατοίχισης μπορεί να χρησιμοποιηθεί για έναν συνολικό υπολογισμό της μεταφοράς βάρους. Η κλίση η το ύψος του μπορεί να είναι διαφορετική για κάθε όχημα και ορίζεται κάθε φορά από τον σχεδιαστή η κατασκευαστή. Γενικά δεν υπάρχουν τέλειες τιμές σαν μέτρο αναφοράς παρά μόνο ιδανικές για την εφαρμογή, όπως ισχύει σχεδόν κατά κανόνα για όλα τα συστήματα ενός οχήματος.

2.2.4 Ροπή διατοίχισης (Roll Moment)

Η ροπή διατοίχισης εκφράζει την ροπή που τείνει να περιστρέψει το σασί, οδηγώντας το στο να πάρει κλίση σε σχέση με το οδόστρωμα (Roll). Οι παράγοντες που επηρεάζουν την τιμή του είναι το ύψος του κέντρου μάζας, το ύψος του πόλου διατοίχισης, και φυσικά το βάρος του οχήματος.



Σχ.2.2.4.1 Απεικόνιση αποστάσεων h: ύψος CG, h₁: απόσταση CG από άξονα σύνδεσης εμπρόσθιου και οπίσθιου Roll Center επάνω στο όχημα, καθώς και φοράς του βάρους W [8].

Η ροπή διατοίχισης M_ϕ ανά g εγκάρσιας επιτάχυνσης είναι:

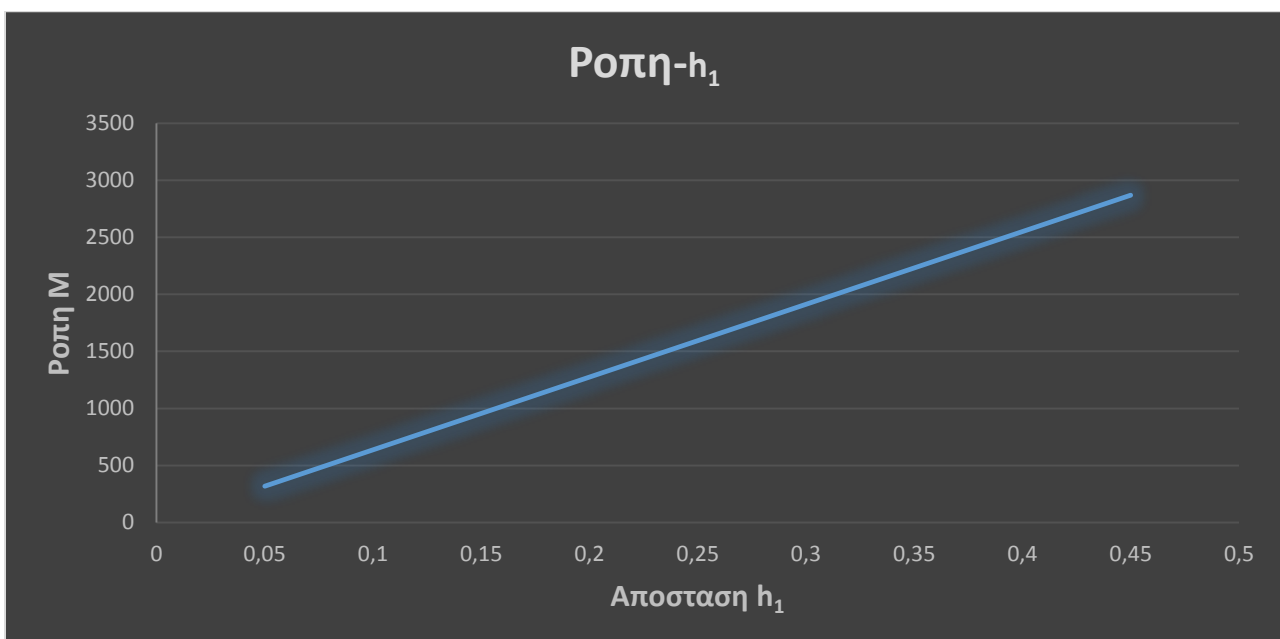
$$\frac{M_\phi}{A\gamma} = \frac{h_1 W s}{A\gamma} \quad (2.2.4/\alpha)$$

Με ύψος κέντρου μάζας CG στα έστω 0.35 μέτρα έχουμε :

Υψος RC (m)	Απόσταση h ₁ από CG (m)	Ροπή περιστροφής M _φ (Nm/g)
-0,1	0,45	2869,2
0	0,35	2231,6
0,1	0,25	1594
0,2	0,15	956,4
0,3	0,05	318,8

Πιν.2.2.4.1 Οι χρησιμοποιούμενες τιμές για τις αποστάσεις είναι σχετικά μεγάλες για μεγέθυνση του φαινομένου και καλύτερη κατανόηση του αποτελέσματος.

Η ροπή για κάθε άξονα εξαρτάται από το ύψος του πόλου διατοίχισης και του κέντρου μάζας στον εκάστοτε άξονα. Για να βρούμε την επίδραση στο όχημα συνολικά, θα πρέπει να χρησιμοποιήσουμε την απόσταση h_1 που μετριέται από την πλάγια όψη (άξονες x-z) και εξαρτάται από την κλίση και το ύψος του άξονα που ενώνει τους δύο πόλους διατοίχισης. Η μείωση είναι εμφανής με την μείωση του h_1 . Μικρότερη ροπή οδηγεί σε μικρότερη τάση για διατοίχιση, και συνεπώς επιτρέπει την χρήση μαλακότερων ελατηρίων με κύρια ωφέλη την μείωση της συχνότητας ταλάντωσης της αναρτημένης μάζας, την άνεση και λιγότερη καταπόνηση στα σημεία στήριξης των αποσβεστήρων. Τα αρνητικά όμως ενός τέτοιου h_1 εξηγήθηκαν παραπάνω. Στο Σχ.2.2.4.2 οπτικοποιούμε την επίδραση υπό σταθερά A_y, W .



Σχ.2.2.4.2 Η ροπή M_ϕ σε σχέση με το h_1 .

Βλέπουμε στην ουσία την μείωση της ελαστικής μεταφοράς βάρους σε σχέση με την γεωμετρική κατά αύξηση του ύψους του πόλου διατοίχισης. Όπως έχει αναφερθεί, δεν θέλουμε η διατοίχιση να ξεπερνά τις 3 μοίρες κατά την μέγιστη πλευρική επιτάχυνση (Roll gradient).

Στον σχεδιασμό της ανάρτησης είναι πολύ σημαντικό να ληφθεί υπόψιν η μετακίνηση του πόλου διατοίχισης (Roll center), τόσο κατά το Roll αλλά και κατά μικτές συνθήκες στους 2 άξονες ταυτόχρονα. Μεγαλύτερη μεταβολή του ενός σε σχέση με το άλλο δυναμικά, θα αλλάξει το ποσοστό μεταφοράς βάρους που πρέπει να αντισταθούν οι άξονες, με άμεσο αποτέλεσμα στην ισορροπία του οχήματος. Αυτό θα οδηγήσει σε υποστροφή ή υπερστροφή αναλόγως.

2.2.5 Roll gradient

Το Roll gradient εκφράζει την περιστροφή του πλαισίου σε μοίρες ανά g εγκάρσιας επιτάχυνσης, η οποία προβλέπεται και είναι φυσικά επιθυμητό να ξεπερνά το 1 g με τη χρήση κατάλληλων ελαστικών. Ορίζεται ως:

$$RG = \frac{-Wh1}{K_{\Phi F} + K_{\Phi R}} \frac{deg}{g} \quad (2.2.5/\alpha)$$

Όπου W : Βάρος οχήματος

$h1$: Απόσταση κέντρου μάζας από άξονα διατοίχισης (Roll axis)

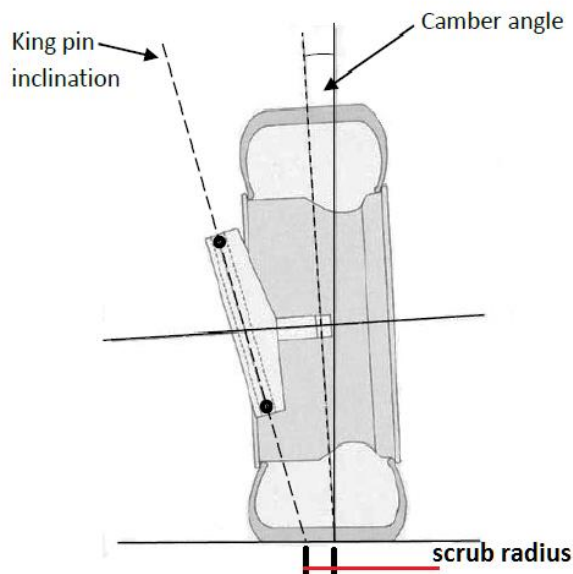
$K_{\Phi F}$: Στιβαρότητα διατοίχισης (Roll rate) εκάστοτε άξονα

Η τιμή του κυμαίνεται σε αγωνιστικά από 1-1.8 deg/g και σε αγωνιστικά με σημαντική αρνητική άντωση 0.2-0.7 deg/g. Βλέποντας τον τύπο καταλαβαίνουμε πως για να μειωθεί η τιμή του, πρέπει να μειωθεί το βάρος, το ύψος του κέντρου μάζας (ή αύξηση ύψους πόλου διατοίχισης) και να αυξηθεί η στιβαρότητα διατοίχισης των αξόνων. Κάθε μια από τις παραπάνω ενέργειες ξεχωριστά μειώνει το Roll gradient, αλλά αν συνδυαστούν η μείωση θα είναι προφανώς πιο δραματική. Ορίζοντας μια επιθυμητή τιμή Roll gradient και λύνοντας ως προς αυτήν, είναι ένας τρόπος να υπολογιστεί η στιβαρότητα διατοίχισης (Roll rate) και κατά συνέπεια οι απαραίτητες στιβαρότητες των ελατηρίων και της στρεπτικής ράβδου, εάν υπάρχει. Η δεύτερη χρησιμοποιείται κυρίως για να φτάσει το Roll gradient την επιθυμητή τιμή χωρίς να μεταβληθεί η σκληρότητα των ελατηρίων ή η αναλογία κίνησης (Motion ratio). Έτσι δεν αυξάνεται η ιδιοσυχνότητα συντονισμού της αναρτημένης μάζας και συνεπώς δεν επηρεάζεται ο βαθμός άνεσης για τους επιβάτες.

Στο παρόν αυτοκίνητο ο όρος αυτός θα χρησιμοποιηθεί κυρίως για την επιβεβαίωση του μέγιστης προβλεπόμενης διατοίχισης και εν μέρει για καθορισμό των στιβαροτήτων των ελατηρίων (§2.7).

2.2.6 Ακτίνα σάρωσης (Scrub radius)

Η ακτίνα σάρωσης εκφράζει την απόσταση μεταξύ του άξονα του βασιλικού πύρου και του κέντρου του πέλματος του ελαστικού, στο σημείο που αυτοί ακουμπάνε το οδόστρωμα. Μπορεί να πάρει τόσο θετική, όσο και αρνητική τιμή.



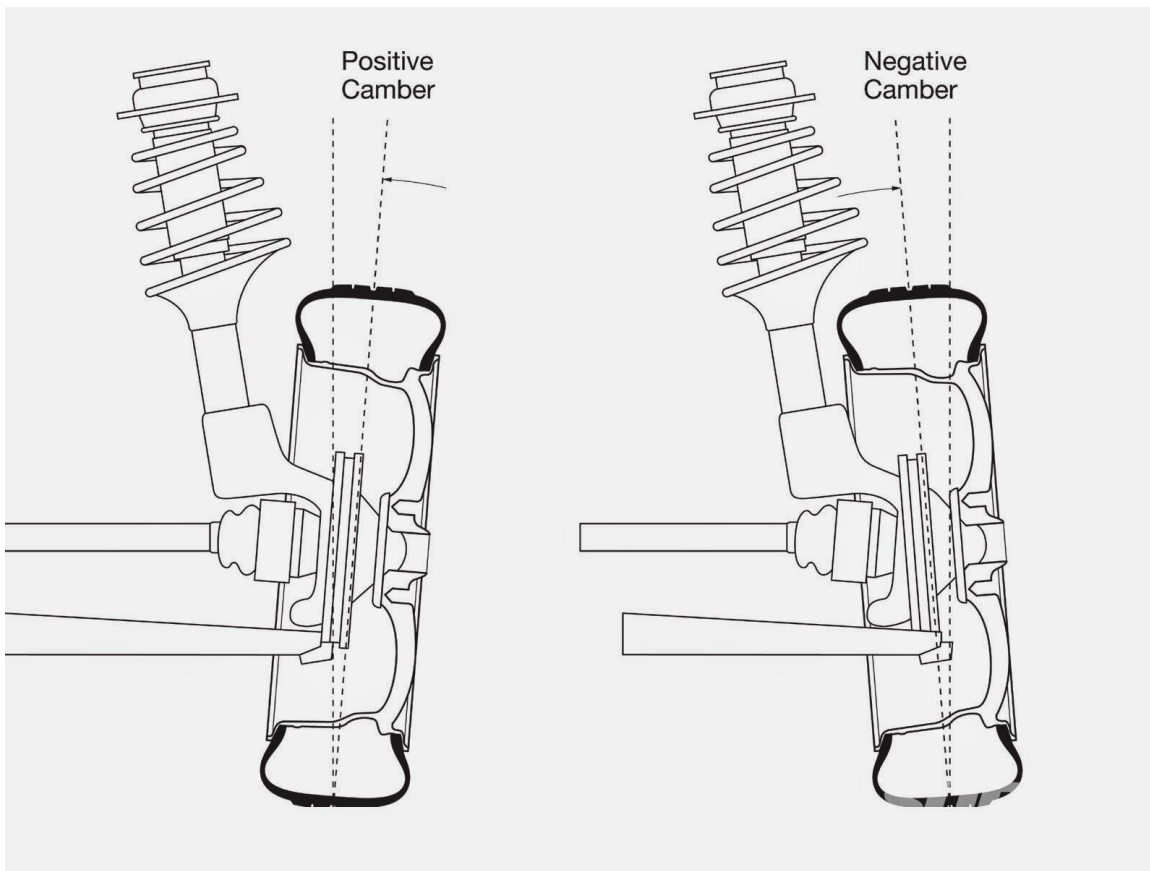
Σχ.2.2.6.1 Στο σχήμα αριστερά απεικονίζεται η περίπτωση θετικού scrub radius για όχημα με γόνατα Mc pherson. Εικόνα από Kalver 2001.

Αποτελεί ένα είδος μοχλού ανάμεσα στο σημείο που ασκούνται οι δυνάμεις στο ελαστικό (κέντρο), και στον άξονα βασιλικού πύρου (King pin axis). Ως εκ τούτου όσο μεγαλύτερη η τιμή του είτε θετική είτε αρνητική, τόσο πιο ευαίσθητο το όχημα στις δυνάμεις πέδησης και επιτάχυνσης, που ασκούνται στους τροχούς του.

Ακραίες τιμές του δεν χρησιμοποιούνται σε γενικές γραμμές συχνά λόγω της επίπτωσής τους στην ανάδραση (feedback) του οδηγού, και γενικά "οδηγησιμότητα" του οχήματος. Αυξημένη θετική τιμή του βοηθά στην περιστροφή του τροχού σε περίπτωση παρκαρίσματος, αλλά τείνει να οδηγήσει τους τροχούς σε απόκλιση κατά το φρενάρισμα, αποσταθεροποιώντας το όχημα σε βαθμό σχετικό με την τιμή αυτή. Αρνητικό scrub radius αντιθέτως έχει σταθεροποιητική δράση στην πέδηση γιατί τείνει να οδηγήσει τους τροχούς σε σύγκλιση και συναντάται κυρίως σε εμπροσθοκίνητα αυτοκίνητα.

2.2.7 Γωνία Camber

Η γωνία camber είναι η γωνία μεταξύ του κάθετου στον δρόμο άξονα και του τροχού. Έχοντας περιγράψει την σημαντικότητα των ελαστικών καθώς και της απαίτησης αυτά να λειτουργούν εντός του εύρους της μέγιστης απόδοσης τους, οδηγούμαστε στο συμπέρασμα πως η γωνία camber πρέπει να διατηρείται σε κάποια όρια. Οι τιμές που μπορεί να πάρει είναι τόσο αρνητικές αλλά και θετικές. Παρακάτω απεικονίζεται η θέση των τροχών για τις δύο αυτές περιπτώσεις.



Σχ.2.2.7.1 Θετική και αρνητική γωνία camber.

Σωστή τιμή της γωνίας αυτής μπορεί να αυξήσει την μέγιστη πρόσφυση σε έναν άξονα και λανθασμένη το αντίθετο. Υπερβολικές τιμές σε οποιαδήποτε κατεύθυνση (+/-) έχουν σχεδόν κατά κανόνα αρνητικές επιπτώσεις και οδηγούν σε μειωμένη πρόσφυση, εκτεταμένη φθορά ελαστικών, σε σύρσιμο τους κατά την συμπίεση/επαναφορά του τροχού, πιθανώς μη βέλτιστη τιμή ακτίνας σάρωσης (scrub radius), ασυνέπεια της ανάρδρασης του τιμονιού και συνεπώς μείωση της ικανότητας του οδηγού να προβλέψει την αντίδραση του αυτοκινήτου.

Οι δύο άξονες δεν είναι απαραίτητο να έχουν την ίδια γωνία camber και αυτό εξαρτάται από την χρήση και το τι θέλουμε να πετύχουμε. Παρακάτω θα δούμε τι αποζητούμε τόσο γενικά αλλά και συγκεκριμένα από το όχημα της εργασίας αυτής.

Δουλειά του εμπρόσθιου άξονα είναι στην περίπτωση ενός πισωκίνητου αυτοκινήτου και συνεπώς στην δική μας, να ελέγχει την κατεύθυνση του χωρίς να δέχεται κινητήρια ροπή. Αυτό σημαίνει ότι ελαφρώς μεγαλύτερη βαρύτητα θα δοθεί στην βελτιστοποίηση της κλίσης του τροχού κατά την διατοίχιση παρά κατά την συμπίεση καθαρά της ανάρτησης (0° διατοίχιση), υπό συνθήκες επιτάχυνσης ή φρεναρίσματος σε ευθεία. Συμβιβασμός γίνεται πάντα ανάμεσα στην φθορά των ελαστικών και την βέλτιστη γωνία camber που μπορεί να προκαλεί μεγαλύτερη φθορά.

Δουλειά του οπίσθιου άξονα, πέρα από την παραγωγή επαρκούς εγκάρσιας δύναμης πρόσφυσης F_y είναι η μεταφορά της κινητήριας ροπής στο δρόμο. Κατά την επιτάχυνση, η μεταφορά βάρους συμπιέζει τα πίσω αμορτισέρ έχοντας ως αποτέλεσμα την κάθετη μετακίνηση του τροχού σε σχέση με το πλαίσιο. Όπως στον εμπρόσθιο άξονα, συμβιβασμός πρέπει να γίνει ανάμεσα στην μέγιστη πλευρική δύναμη F_y που μπορεί να αναπτύξει ο άξονας και την μέγιστη δυνατή διαμήκη επιτάχυνση. Η μέγιστη επιτάχυνση που μπορεί να προσφέρει ένα ελαστικό είναι συγκεκριμένη για τον εγκάρσιο/διαμήκη άξονα και συνδυασμός των δύο οδηγεί σε μέγιστη δύναμη πρόσφυσης ίση με [4] :

$$F_{\text{συν}}^2 = F_y^2 + F_x^2 \quad (2.2.7.a)$$

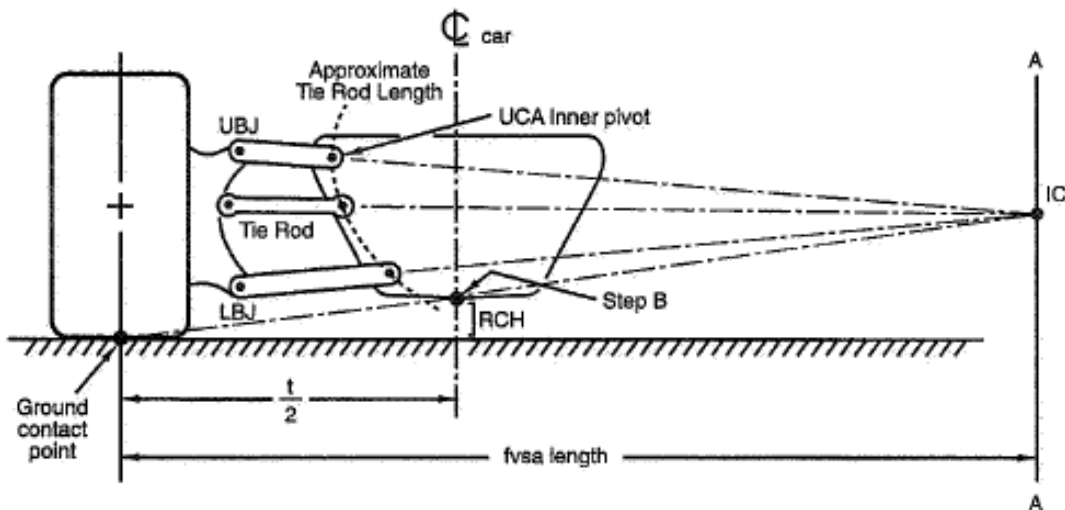
Από τα παραπάνω καταλήγουμε στην επιλογή μιας γεωμετρίας που αποσκοπεί στην διατήρηση μεγαλύτερης επιφάνειας ελαστικού στο δρόμο κατά την συμπίεση παρα κατά την διατοίχιση (Roll). Τα φαρδύτερα ελαστικά πίσω, πέρα από την επιθυμητή αντιστάθμιση της στιβαρότητας διατοίχισης (Cornering stiffness) που χρειάζεται λόγω στατικής κατανομής βάρους και μεταφοράς βάρους, αποσκοπούν στην μικρότερη πτώση του συντελεστή τριβής λόγω της μη βέλτιστης θέσης τους κατά την διατοίχιση. Στην περίπτωση ανάρτησης με διπλά ψαλίδια, η γωνία camber ρυθμίζεται είτε με μεταβολή του μήκους των ψαλιδιών, είτε με ένθετα από την μεριά του ακραζονίου.

2.2.8 Roll camber

Άλλος ένας παράγοντας που επηρεάζει την γεωμετρία είναι το Roll camber, που εκφράζεται ως Roll camber = γωνία camber/κλίση πλαισίου. Χρησιμοποιείται για τον καθορισμό του απαραίτητου μήκους f_{vsa} ώστε να ικανοποιείται η σχέση:

$$f_{vsa} = \frac{t/2}{1 - \text{roll camber}} \quad (2.2.8/\alpha)$$

Όσο μεγαλύτερο είναι δηλαδή το μετατρόχιο (t), τόσο αυξάνεται και το f_{vsa} και μικρότερο το camber gain. Δεν θα χρησιμοποιηθεί αρχικά στους υπολογισμούς.



Σχ.2.2.8.1 Εύρεση του μήκους F_{vsa} (front view swing axle) από την εμπρόσθια όψη [8].

Το Roll camber συσχετίζεται επίσης άμεσα με την γεωμετρία της ανάρτησης, ειδικά με το μήκος των κάτω ψαλιδιών. Ξεκινώντας την μοντελοποίηση με βάση ένα επιθυμητό F_{vsa} και Roll camber, είναι ένας εναλλακτικός τρόπος θέσπισης μιας βάσης, που προϋποθέτει όμως διαφορετικούς αρχικούς στόχους. Δεν θα χρησιμοποιηθεί συνεπώς στην περίπτωση μας σαν κύριος όρος στους υπολογισμούς.

2.2.9 Αναλογία κίνησης (Motion Ratio)

Η αναλογία κίνησης αποτελεί μια μεταβλητή απαραίτητη τόσο για τον υπολογισμό των στιβαροτήτων των ελατηρίων, όσο και για την δυναμική συμπεριφορά του οχήματος. Εκφράζεται με δύο διαφορετικούς τρόπους από τους οποίους θα χρησιμοποιηθεί ο παρακάτω. Αυτό που μας ενδιαφέρει είναι το γεγονός πως με την μεταβολή της αναλογίας κίνησης αλλάζει το Wheel rate.

$$\text{Εάν Motion ratio} = \frac{X_{\text{τροχού}}}{X_{\text{ελατηρίου}}} \quad (2.2.9/\alpha)$$

$$\text{Τότε Wheel rate} = \frac{K_{\text{ελατηρίου}}}{MR^2} \quad (2.2.9/\beta)$$

Δεδομένου ότι η αναλογία κίνησης είναι ένας λόγος ανάμεσα στην σχετική κίνηση δύο μεγεθών, μπορούν αυτά μέσω κατάλληλου κινηματικού σχεδιασμού να μεταβάλλονται είτε γραμμικά, είτε με όποιο τρόπο εξυπηρετεί τους στόχους του οχήματος. Σε γενικές γραμμές μια σταθερή αναλογία κίνησης κάνει ένα όχημα πιο προβλέψιμο όμως και αυτό πάλι υπό προϋποθέσεις. Η δυνατότητα να το προσαρμόσουμε σε μεγάλο βαθμό στα μέτρα μας είναι ο κύριος λόγος που θα χρησιμοποιηθεί ένας βραχίονας που θα μεταφέρει την κίνηση στο αμορτισέρ. Η διάταξη αυτή είναι γνωστή ως Push rod/Pull rod και προσφέρει επιπλέον πλεονεκτήματα όπως θα εξηγηθούν αργότερα. Τα επιμέρους στοιχεία της διάταξης αυτής θα καθοριστούν με στόχο την επίτευξη της επιθυμητής αναλογίας κίνησης σε συνδιασμό πάντα με άλλους παράγοντες. Για την κινηματική μελέτη του, όπως και για την τρισδιάστατη μοντελοποίηση χρησιμοποιήθηκε το Solidworks.

Η αναφορά στην αναλογία κίνησης καθώς και σε άλλους όρους θα γίνεται περιστασιακά στα αγγλικά όταν κρίνεται ορθό, διότι έτσι αναφέρεται σχεδόν κατά κανόνα στην διεθνή και όποια ελληνική βιβλιογραφία και κάνει τους όρους η συμπεράσματα πιο ευκατανόητα στον αναγνώστη. Σημειώνεται πως η αναλογία κίνησης αναφέρεται σε κάποια συγγράμματα επίσης ως Installation Ratio, αλλά χρησιμοποιείται λιγότερο.

2.3 Αλληλεπίδραση παραμέτρων

Με κάποια πράγματα πλέον ξεκάθαρα από μια μικρή περιγραφή κάποιων παραγόντων, μπορούμε να δούμε τον τρόπο με τον οποίο είναι αλληλένδετοι και πώς αυτοί θα μας οδηγήσουν στο επιθυμητό αποτέλεσμα. Ενδεικτικά έχουμε:

Ισχύει για το Roll gradient:

$$RG = \frac{-Wh_1}{K_{\Phi F} + K_{\Phi R}} \text{ deg/g} \quad (2.3/\alpha)$$

Όπου $K_{\Phi F}$ = Στιβαρότητα διατοίχισης (Roll rate) μπροστά

$K_{\Phi R}$ = Στιβαρότητα διατοίχισης (Roll rate) πίσω

W = Βάρος

h_1 = Απόσταση κέντρου μάζας (CG) από πόλο διατοίχισης

Επιπλέον ισχύει για το roll rate:

$$K_{\Phi F} = \frac{\pi t^2 (K_{RRL} K_{RRR})}{180 (K_{RRL} + K_{RRR})} \text{ Nm/deg roll} \quad (2.3/\beta)$$

Όπου $K_{RRL} = K_{RRR}$ Ride rate αριστερά/δεξιά, τα οποία ορίζονται ως:

$$K_{RR} = \frac{K_{\text{tire}} K_{\text{wheel}}}{K_{\text{tire}} + K_{\text{wheel}}} \text{ N/m} \quad (2.3/\gamma)$$

Όπου K_{tire} : Στιβαρότητα ελατικού

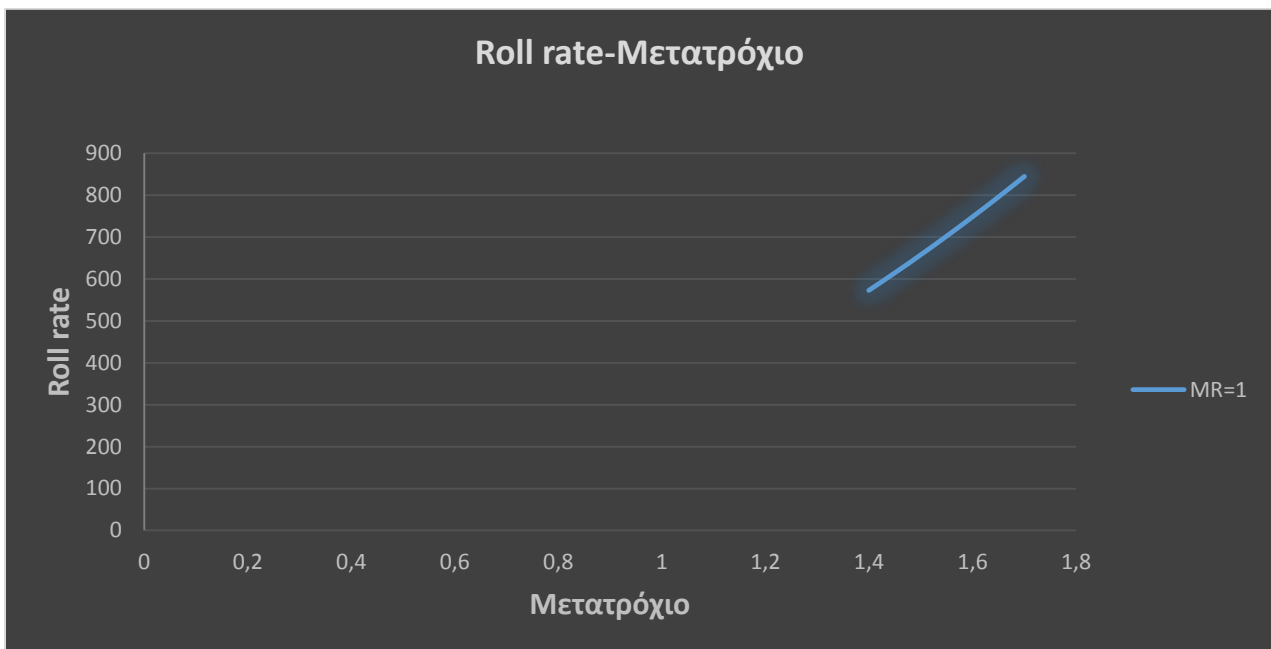
K_{wheel} : Wheel rate

t : Μετατρόχιο

Για μία ουδέτερη συμπεριφορά θα έπρεπε ο εμπρόσθιος άξονας να αντιστέκεται σε ίσο βαθμό με τον πίσω στην συνολική διατοίχιση του οχήματος, ώστε οι τροχοί να έχουν πιο ομοιόμορφη κατανομή βάρους. Ο λόγος για τα παραπάνω είναι ο κύκλος πρόσφυσης (Διάγραμμα g-g) και το tire load sensitivity [5].

Η στιβαρότητα διατοίχισης θα πρέπει έτσι να υπολογιστεί με τέτοιο τρόπο, ώστε η μεταφορά βάρους να εξισορροπείται σε ίδιο με την στατική κατανομή βάρους ποσοστό στους άξονες, συνεισφέροντας έτσι στην σχεδόν ουδέτερη συμπεριφορά που επιθυμούμε. Το Motion ratio όπως θα φανεί αργότερα, οδηγεί σε μικρή αύξηση της στιβαρότητας διατοίχισης στον εμπρόσθιο άξονα κατά την συμπίεση.

Το αποτέλεσμα θα είναι πιθανώς μία μικρή τάση υποστροφής στο όριο. Σημειώνεται πως βάσει της θεωρίας αυτό δεν θα ήταν μόνο υπόθεση. Ας δούμε αρχικά πως επηρεάζει το μετατρόχιο (t) το Roll Rate στους άξονες με σταθερή αναλογία κίνησης ίση με 1.



Σχ.2.3.1 Αύξηση της στιβαρότητας διατοίχισης (Roll Rate) σε σχέση με το μετατρόχιο (ενδεικτικές τιμές).

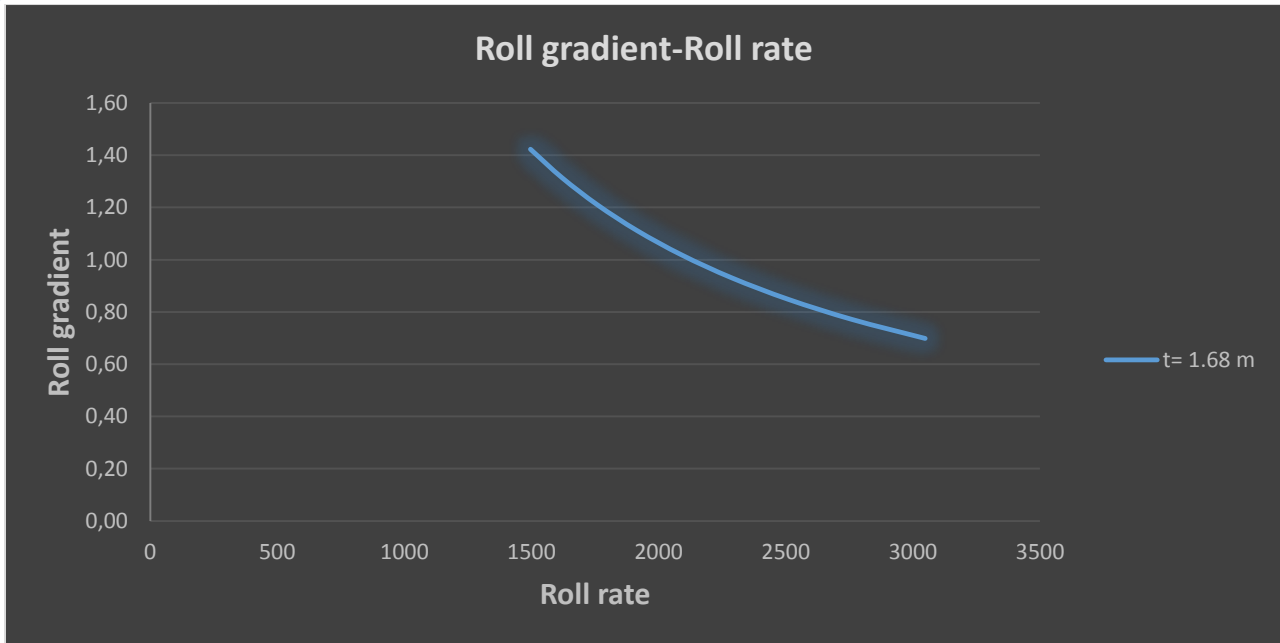
Στόχος συνεπώς είναι η μεγιστοποίηση του δεύτερου μέχρι τα όρια ευχρηστίας του οχήματος. Λόγω της φύσης του σχήματος του αυτοκινήτου, οι καθρέπτες δεν αποτελούν τα ακρότατα σημεία κατά πλάτος όπως γίνεται συνήθως. Αντιθέτως το μέγιστο πλάτος θα οριστεί από τους τροχούς. Για μπροστά, με 225mm πλάτος πέλματος, το θεωρητικό πλάτος του οχήματος θα είναι:

-Για $t=1,5$ m πλάτος ≈ 1725 mm

-Για $t=1,6$ m πλάτος ≈ 1825 mm

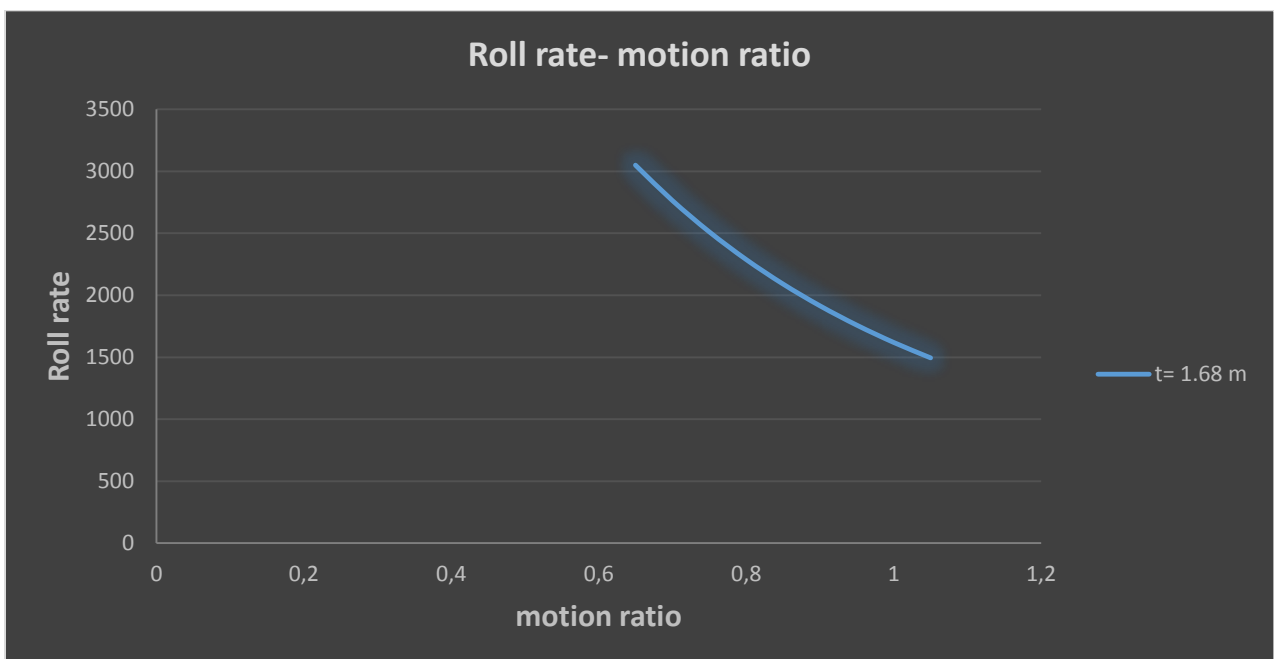
-Για $t=1,7$ m πλάτος ≈ 1925 mm

Το Roll Rate επηρεάζει με την σειρά του το Roll Gradient. Στο Σχ.2.3.1. βλέπουμε την σχεδόν αντιστρόφως ανάλογη μεταβολή του ενός σε σχέση με το άλλο. Τα διαγράμματα ισχύουν πάντα υπό την προϋπόθεση σταθερών άλλων παραγόντων.



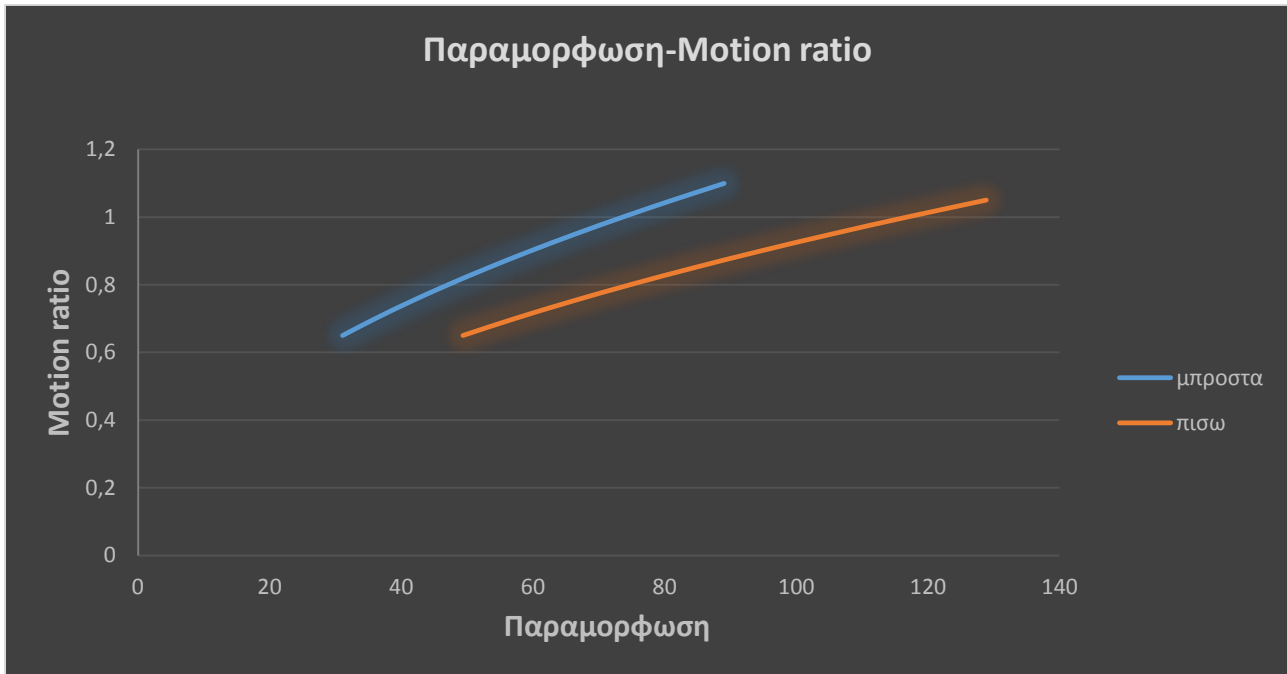
Σχ.2.3.2 Εξάρτηση Roll Gradient από Roll Rate.

Γίνεται και εδώ κατανοητή η εξάρτηση του ενός από το άλλο. Αυξάνοντας το Roll rate είτε μέσω αύξησης του μετατρόχιου, είτε μέσω της αναλογίας κίνησης (συνεπώς αύξηση του Wheel rate), πετυχαίνεται μικρότερο Roll gradient. Αυτό σημαίνει μικρότερη ευαισθησία του αυτοκινήτου σε διατοίχιση για την ίδια ασκούμενη σε αυτό δύναμη g .



Σχ.2.3.3 Επηρεασμός του συστήματος για διαφορετικές αναλογίες κίνησης.

Η αναλογία κίνησης μας επιτρέπει όπως αναφέρθηκε να προσαρμόσουμε το Wheel Rate στις ανάγκες μας χωρίς να είναι απαραίτητη η αλλαγή των ελατηρίων. Ο κύριος λόγος που αποφασίστηκε η χρήση ενός βραχίονα μεταξύ αμορτισέρ και πλαισίου είναι αυτός.



Σχ.2.3.4 Οι παραμορφώσεις των ελατηρίων για μεταβολή του motion ratio στους εκάστοτε άξονες.

Η αύξηση της αναλογία κίνησης (Motion ratio) οδηγεί σε μικρότερο Wheel rate και συνεπώς σε μεγαλύτερη παραμόρφωση για την ίδια αναρτημένη μάζα. Για τον πίσω άξονα, όπου ενδεικτικά χρησιμοποιήθηκε μικρότερη στιβαρότητα ελατηρίων, βλέπουμε την μεγαλύτερη παραμόρφωση. Εάν θέλαμε η παραμόρφωση πίσω να είναι μεγαλύτερη, θα έπρεπε η αναλογία κίνησης σε αυτόν τον άξονα να ελαττωθεί, πάντα υπο σταθερό βάρος και στιβαρότητες.

2.4 Δισδιάστατος (2D) σχεδιασμός

Κρίσιμος παράγοντας της απόδοσης του συστήματος της ανάρτησης είναι η γεωμετρία της. Τα χαρακτηριστικά των στοιχείων της όπως μήκος ψαλιδιών, απόσταση άνω και κάτω ψαλιδιού καθώς και ο λόγος του μήκους του ενός προς το άλλο είναι καθοριστικά για την δυναμική συμπεριφορά του αυτοκινήτου. Δεν υπάρχει τέλεια γεωμετρία σαν γενικός όρος, αλλά ιδανική για την περίπτωση. Η μεταφορά βάρους μπορεί να είναι κακή για ένα αυτοκίνητο όπως το εν λόγω, αλλά για ένα άλλο να είναι απαραίτητη ώστε να αποδίδει στις προβλεπόμενες συνθήκες χρήσης.

Στις προηγούμενες σελίδες αναλύθηκαν οι παράγοντες που μας ενδιαφέρουν και έγιναν και φανεροί έμμεσα οι στόχοι που θα επιτευχθούν στον μέγιστο βαθμό. Σε αυτούς περιλαμβάνονται :

Ελαχιστοποίηση ακτίνας σάρωσης (scrub radius)

Camber gain ανάλογο της διατοίχισης (Roll)

Πόλος διατοίχισης (Roll Center) στο ύψος του δρόμου και ελάχιστα άνω, όσο το δυνατόν σταθερό, με ελαφρώς υψηλότερη τιμή στον πίσω άξονα

Μεγιστοποίηση μετατρόχιου και διατήρηση του σε σταθερές σχετικά τιμές

Ελαχιστοποίηση απόστασης πλαισίου από το δρόμο

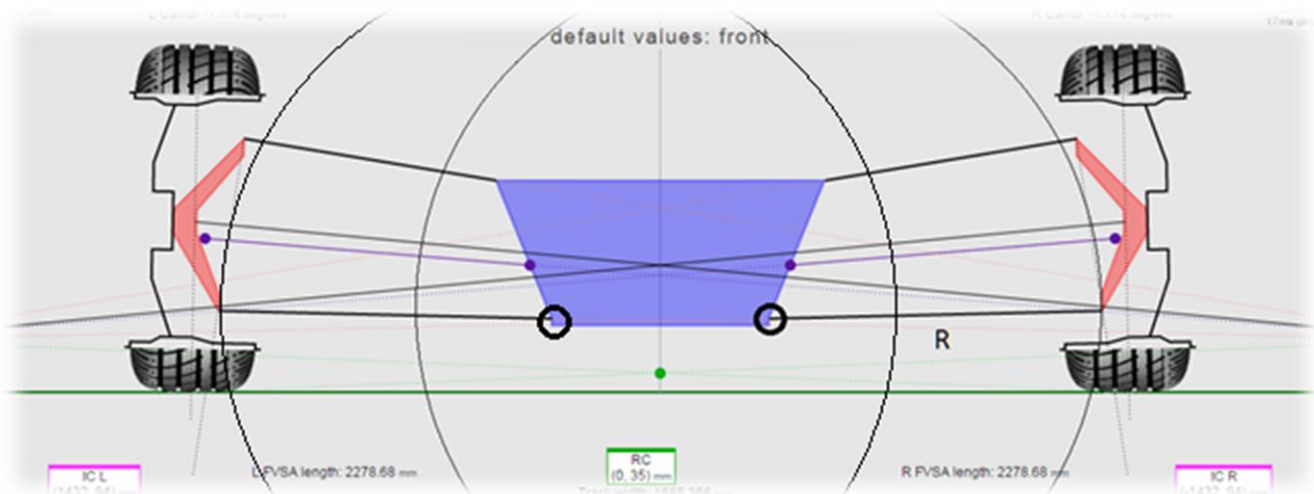
Πιν.2.4.1 Σχεδιαστικοί στόχοι γεωμετρίας συστήματος ανάρτησης.

Για να ανταποκριθεί οποιαδήποτε γεωμετρία στην πραγματικότητα, πρέπει τα χρησιμοποιούμενα νούμερα να είναι ακριβή. Αυτό σημαίνει πως όλα τα επιμέρους εξαρτήματα από τα οποία αποτελείται το σύστημα της ανάρτησης πρέπει να αγοραστούν και να μετρηθούν. Λόγω κόστους και εξοικονόμησης χρόνου, τα ακραξόνια καθώς και άλλα στοιχεία προέρχονται από αυτοκίνητο παραγωγής και δεν κατασκευάστηκαν. Όπως θα φανεί, προκύπτουν περιορισμοί στην τελική γεωμετρία αλλά και στην χωροταξία με αυτήν την επιλογή. Το επιλεγμένο άκρο προσφέρει ένα καλό συνδυασμό μικρής γωνίας βασιλικού πύρου με σχετικά μεγαλύτερη απόσταση των ανώτερων και κατώτερων σημείων στήριξης. Όσο μεγαλύτερη είναι αυτή η απόσταση τόσο λιγότερη η καταπόνηση στα ψαλίδια και τις εδράσεις τους στο πλαίσιο. Ο λόγος που η γωνία βασιλικού πύρου πρέπει να περιοριστεί σε κάποιο βαθμό είναι η αρνητική επίπτωση της στον εξωτερικό τροχό (θετική γωνία camber με περιστροφή του τροχού) αλλά και η αύξηση στην δύναμη περιστροφής του τιμονιού.

Η θετική αυτή γωνία camber πρέπει να αντισταθμιστεί με περισσότερη γωνία caster που έχει την αντίθετη επίπτωση κατά την περιστροφή του εξωτερικού τροχού, η αλλιώς περισσότερη αρνητική camber. Αυτό θα οδηγούσε σε ακόμη μεγαλύτερη αύξηση της απαραίτητης δύναμης στο τιμόνι, μειώνοντας ταυτόχρονα την ανάδραση που θα λαμβάνει ο οδηγός λόγω αύξησης του mechanical trail σε σχέση με το pneumatic trail.

Η προβλεπόμενη χρήση του αυτοκινήτου δεν απαιτεί μεγάλες γωνίες περιστροφής στους τροχούς οπότε οι επιπτώσεις αυτές θα είναι σχετικά μικρές. Σε κάθε περίπτωση, τα μεγέθη αυτά θα κρατηθούν σε χαμηλές τιμές.

Σε αυτό το απαραίτητο βήμα ορίζονται αρχικά τα "σταθερά" σημεία γύρω από τα οποία θα καθοριστούν τα μήκη των ψαλιδιών, η κλίση τους και τα σημεία έδρασης στο πλαίσιο. Σε αυτά περιλαμβάνονται τα λάστιχα, οι ζάντες, και τα άκρα με τοποθετημένα μπαλάκια. Για την βασική μοντελοποίηση χρησιμοποιήθηκε ένα online εργαλείο ([VSusp](#)) που καθιστά δυνατή την γεωμετρική μελέτη, προσφέροντας παράλληλα διαγράμματα για τον γρήγορο έλεγχο χαρακτηριστικών όπως ο πόλος διατοίχισης. Η δισδιάστατη απεικόνιση, δίνει εικόνα στους αριθμούς και βοηθά στην καλύτερη μελέτη τους.



Σχ.2.4.1 Βασική διεπαφή ([VSusp](#)). Οι κύκλοι με κέντρο το σημείο έδρασης, αντιπροσωπεύουν τις τροχιές των κάτω ψαλιδιών.

Παραμέτρους όπως οι προαναφερθείσες άλλων αμέτρητες φορές για να επιτευχθεί ένα καλό αποτέλεσμα, γιατί κάθε γεωμετρία είναι αποτέλεσμα συμβιβασμών ανάμεσα σε τέτοιες παραμέτρους. Με προϋπόθεση την καλή κατανόηση αυτών, είναι στην ευχέρεια του σχεδιαστή να κρίνει ποιός συμβιβασμός είναι καλύτερος για το αυτοκίνητο.

Αναγνωρίζοντας την κρισιμότητα του πόλου διατοίχισης (Roll center) στον διαχωρισμό γεωμετρικής και ελαστικής μεταφοράς βάρους, δόθηκε ελαφρώς μεγαλύτερη βαρύτητα στο να διατηρηθεί αυτός σταθερό. Μια μη γραμμική και μεγάλη μεταβολή του ακόμη και στον έναν άξονα, αναταράσσει την ισορροπία της μεταφοράς βάρους ανάμεσα στους δύο.

Ως αποτέλεσμα αυτού, το αυτοκίνητο μπορεί να γίνει μη προβλέψιμο και δύσκολο να οδηγηθεί στο όριο, κάτι που ακυρώνει το σκοπό του. Συνοψίζοντας, είναι προτιμότερο ένα αυτοκίνητο να έχει ελαφρώς μικρότερες μέγιστες επιδόσεις, από το να μην μπορεί να τις αξιοποιήσει ή να τις φτάσει ο οδηγός. Σε αυτό το σημείο θα δούμε την θεωρία η αλλιώς τις σκέψεις πίσω από τις επιλογές που έγιναν για να πετύχουμε τους στόχους του Πιν.2.4.1.

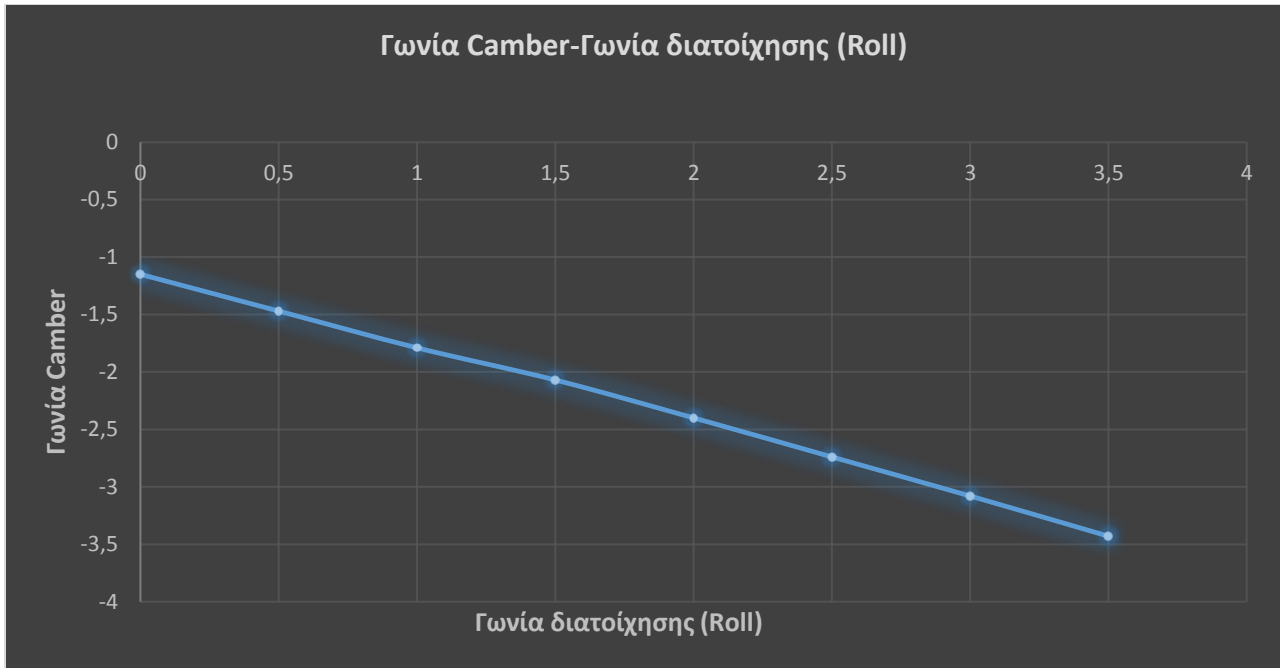
Όπως φαίνεται στο σχήμα Σχ.2.4.1 με την ανύψωση και πτώση του τροχού, τα ψαλίδια διαγράφουν μία κυκλική κίνηση με ακτίνα ίση με την απόσταση μεταξύ του σημείου έδρασης στο πλαίσιο και το κέντρο από τα άνω/ κάτω "μπαλάκια" αντίστοιχα. Αυτό αναγκάζει τον τροχό να διαγράφει εφαπτομενική στον κύκλο αυτό κίνηση. Με άλλα λόγια μεταβάλλεται το μετατρόχιο σε βαθμό ανάλογο της μέγιστης διαδρομής του τροχού και της ακτίνας του κύκλου ή διαφορετικά του μήκους του κάτω κυρίως ψαλιδιού. Συνεπώς για να ελαττώσουμε όσο μπορούμε αυτήν την μετατόπιση απαιτείται αύξηση του μήκους των ψαλιδιών και μείωση της διαδρομής των αποσβεστήρων. Τα χαρακτηριστικά ωστόσο των δευτέρων θα επηρεαστούν περισσότερο από άλλους παράγοντες που θα εξηγηθούν στο αντίστοιχο κεφάλαιο.

Ως προς την ακτίνα σάρωσης (Scrub radius), υπάρχουν διαφορετικοί τρόποι να μεταβάλουμε την τιμή της. Ο απλούστερος τρόπος είναι η χρήση ζαντών με διαφορετικό offset. Μεγαλύτερο θετικό offset θα μεταφέρει τον τροχό πιο κοντά στο αυτοκίνητο, και μικρότερο ή αρνητικό offset θα μεταφέρει τον τροχό προς τα έξω. Επιπλέον, η επιλογή μεγαλύτερων/μικρότερων ζαντών επιφέρει επίσης μεταβολή στην τιμή του. Τα παραπάνω οδηγούν σε μείωση/αύξηση της ακτίνας σάρωσης (Scrub radius) αντίστοιχα ή και σε αντιστροφή του προσήμου της. Άλλοι τρόποι μεταβολής της, είναι μέσω King pin offset, King pin Inclination (κλίση άξονα βασιλικού πύρου) και χρήση η όχι αποστατών στις ζάντες.

Στην περίπτωση αυτή μεταβάλαμε την κλίση του άξονα βασιλικού πύρου με την χρήση αποστατών ανάμεσα στο ακραξόνιο και το κάτω ξεχωριστό μπαλάκι. Η επιλογή αυτή οδήγησε σε μείωση κλίσης του βασιλικού πύρου από 9.2 σε 8.4 μοίρες και μικρή αύξηση του Scrub radius στα 26 mm, τιμή πάλι σχετικά μικρή και ίσως ιδανική.

Ως προς την γωνία camber και το camber gain, αρχική απαίτηση είναι ο εξωτερικός και πιο φορτωμένος τροχός να βρίσκεται σε όσο το δυνατόν βέλτιστη θέση σε σχέση με το οδόστρωμα, δηλαδή ελαφρώς αρνητική camber.

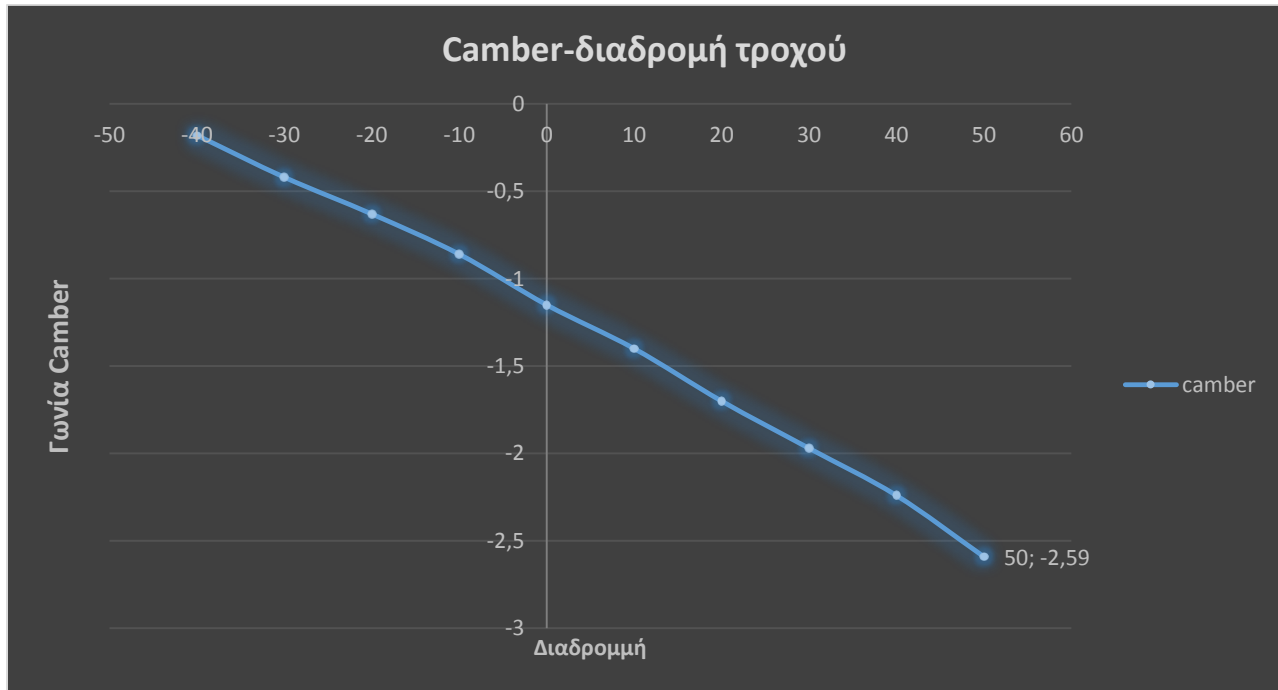
Πρόσθετα, με την προϋπόθεση επίτευξης των παραπάνω, προσπαθούμε να πετύχουμε ο εσωτερικός τροχός να έχει ταυτόχρονα την μεγαλύτερη δυνατή επιφάνεια επαφής. Σημειώνεται πως λόγω έλλειψης στοιχείων για τα χαρακτηριστικά των ελαστικών, η ακριβής τιμή είναι αδύνατο να καθοριστεί και γι' αυτό θα χρησιμοποιηθούν εμπειρικές τιμές ως στόχος.



Σχ.2.4.2 Μεταβολή γωνίας camber στον εμπρόσθιο εξωτερικό τροχό, σε "καθαρή" διατοίχιση.

Όπως φαίνεται στο Σχ.2.4.2, η γωνία camber του εξωτερικού τροχού αυξάνεται (αρνητικά) σχεδόν γραμμικά με την διατοίχιση έως την μέγιστη τιμή της. Αυτό είναι πολύ σημαντικό διότι έτσι θα μεταβάλλεται επίσης γραμμικά η επιφάνεια επαφής των ελαστικών με το δρόμο, κάτι που θα το κάνει προβλέψιμο. Τα παραπάνω ισχύουν για την περίπτωση "καθαρής" διατοίχισης και όχι γενικά. Σε περίπτωση που το όχημα στρίβει, η γωνία camber θα επηρεαστεί από την caster, δηλαδή πρόσθετη αρνητική camber στον εξωτερικό τροχό, και περισσότερη θετική στον εσωτερικό.

Η θέση του τροχού δεν αρκεί να είναι σωστή μόνο κατά την διατοίχιση, αλλά και κατά την ανύψωση/πτώση του.



Σχ.2.4.3 Μεταβολή γωνίας camber στον εμπρόσθιο εξωτερικό τροχό, σε "καθαρή" ανύψωση.

Όπως βλέπουμε στο Σχ.2.4.3, υπάρχει μια ικανοποιητική επίσης σχεδόν απόλυτα γραμμική μεταβολή της γωνίας camber σε σχέση με την διαδρομή του τροχού.

Τα διαγράμματα είναι απαραίτητα για να εξετάσουμε το αποτέλεσμα των επιλογών μας και χωρίς αυτά το αποτέλεσμα θα ήταν αμφισβητήσιμο. Τακτική κάποιων είναι η γωνία camber να έχει την βέλτιστη κατά τα δεδομένα τους τιμή στατικά, κάτι που αυξάνει την μέγιστη πρόσφυση επίσης στατικά, αλλά συνήθως οδηγεί σε μια μη γραμμική μεταβολή της δυναμικά. Στόχος για το όχημα αυτό, ειδικά με την έλλειψη δεδομένων ελαστικών που υπάρχει, είναι μια γραμμική μεταβολή ώστε το αυτοκίνητο να είναι πιο προβλέψιμο.

Με την τελική γεωμετρία το ύψος του πόλου διατοίχισης διαμορφώνεται στα 37 χιλιοστά μπροστά και 45 χιλιοστά πίσω. Οι λόγοι που η τιμή είναι ελαφρώς μεγαλύτερη πίσω είναι κυρίως δύο.

Πρώτον, με αύξηση του ύψους πόλου διατοίχισης σε έναν άξονα, μικραίνει η απόσταση h_1 μεταξύ του άξονα διατοίχισης (Roll axis) και του κέντρου μάζας (CG) Σχ.2.2.4.1, μειώνοντας την συνολική ελαστική μεταφορά βάρους.

Εάν η τιμή του πόλου διατοίχισης ήταν μεγαλύτερη στον εμπρόσθιο άξονα, υπο σταθερές άλλες προϋποθέσεις θα είχαμε μικρότερη ελαστική μεταφορά βάρους σε αυτόν τον άξονα

(αύξηση γεωμετρικής ΔW), και συνεπώς μικρότερη τάση για διατοίχιση. Ως αποτέλεσμα, μεγαλύτερο ποσοστό της συνολικής ελαστικής μεταφοράς βάρους θα παραλαμβανόταν πίσω και οι εμπρόσθιοι τροχοί θα ήταν πιο ομοιόμορφα φορτισμένοι. Έπειτα, λόγω tire load sensitivity [5] η μέγιστη εγκάρσια δύναμη F_y του εμπρόσθιου άξονα θα αυξανόταν με ταυτόχρονη μείωση της στον οπίσθιο, οδηγώντας σε υπερστροφή κατά οριακές συνθήκες (πάντα υπό σταθερές άλλες προϋποθέσεις).

Αυτό σε συνδυασμό με χωροταξικούς περιορισμούς οδήγησαν σε ένα ελαφρώς υψηλότερο πόλο διατοίχισης στον πίσω άξονα, που πέραν της εγκάρσιας δύναμης πρέπει να μπορεί να αναπτύξει και επαρκή κινητήρια δύναμη. Αυτό προϋποθέτει επαρκή πρόσφυση και το λίγο υψηλότερο Roll center θα συμβάλει σε κάποιο βαθμό. Για λόγους ελαχιστοποίησης της ανύψωσης/πτώσης του πλαισίου (Jacking), σε κανέναν από τους δύο άξονες δεν παρατηρούμε μεγάλες τιμές ύψους Roll center.

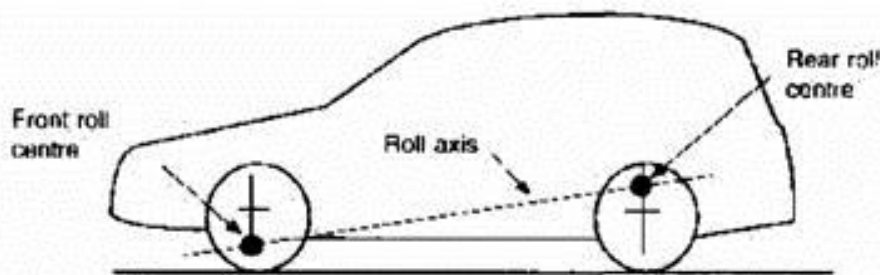


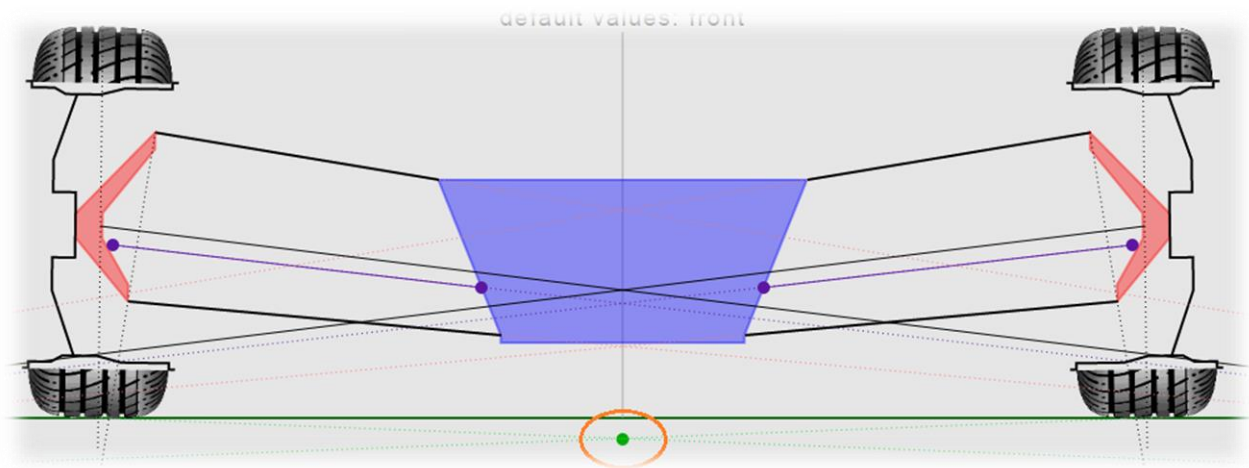
Figure Roll axis location

Σχ.2.4.4 Άξονας διατοίχισης στην πλάγια όψη οχήματος [8].

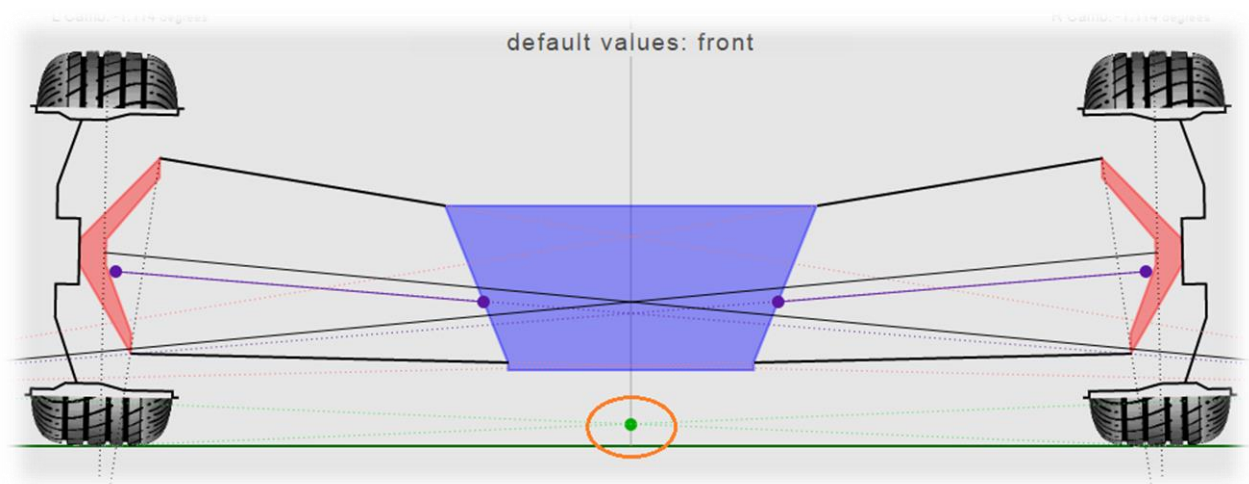
Μπορούμε να σκεφτούμε τον άξονα αυτό (roll axis), ως μια ζυγαριά. Η κατεύθυνση στην οποία γέρνει αντιστέκεται σε μεγαλύτερο βαθμό στην συνολική μεταφορά βάρους μέσω των ελατηρίων και είναι μία ένδειξη για την υποστροφικότητα ή υπερστροφικότητα του οχήματος. Ωστόσο πρέπει να λαμβάνονται πάντα υπόψιν και άλλοι παράγοντες. Για παράδειγμα με μία 50-50 κατανομή βάρους και ίσες στιβαρότητες ελατηρίων παντού, μία κλίση του άξονα διατοίχισης όπως του Σχ.2.4.4, θα οδηγούσε σε υποστροφική συμπεριφορά. Δεν θα είχαμε απαραίτητα όμως το ίδιο αποτέλεσμα αν η κατανομή βάρους ήταν 40-60 στον εμπρόσθιο/οπίσθιο αντίστοιχα άξονα.

Ακόμη, προσπάθεια έγινε ώστε τα κάτω μπροστά ψαλίδια να εδράζονται στους κατώτερους σωλήνες για να απλοποιηθεί η κατασκευή του πλαισίου. Καθώς μειώνονταν η στατική απόσταση του αυτοκινήτου από το δρόμο, η μεταβολή της γωνίας camber και του πόλου διατοίχισης γινόταν όλο και λιγότερο γραμμικά λόγω της γωνίας μεταξύ του κάτω ψαλιδιού σε σχέση με τον οριζόντιο άξονα.

Η λύση σε αυτό δόθηκε με την χρήση αποστατών ενδιάμεσα από το ακραζόνιο και το κάτω “μπαλάκι”.



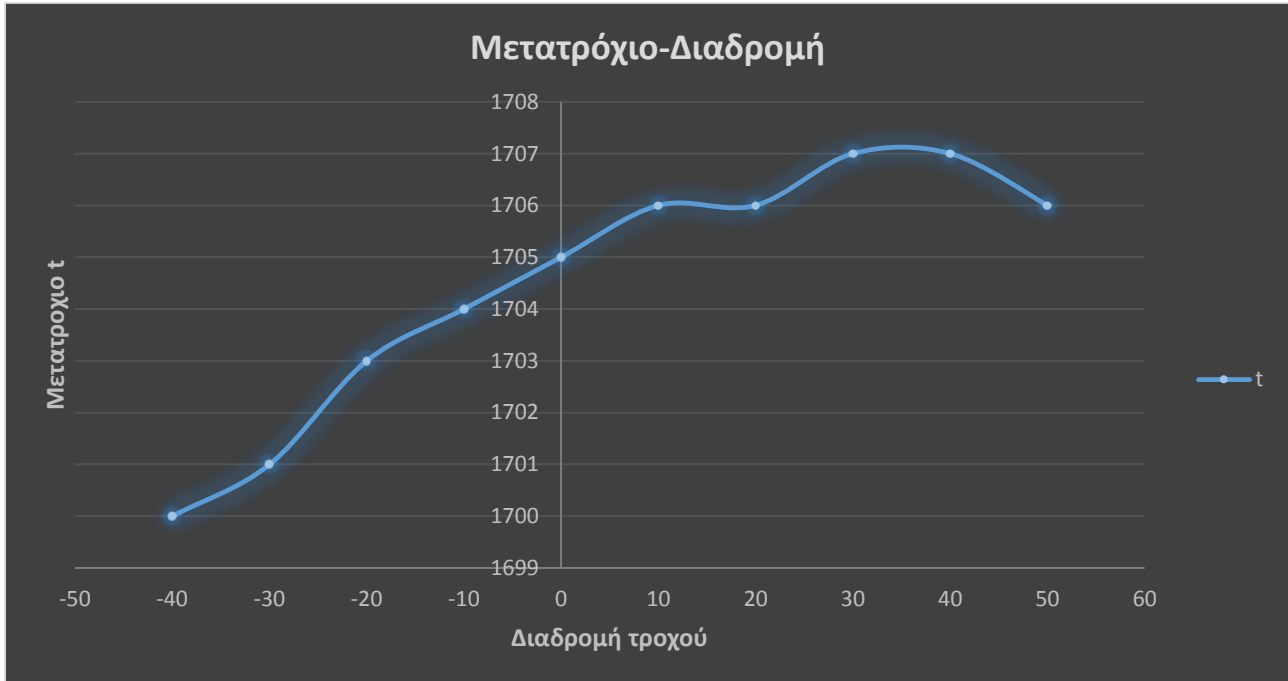
Σχ.2.4.5 Πόλος διατοίχισης υπό το οδόστρωμα, απουσία αποστατών.



Σχ.2.4.6 Πόλος διατοίχισης άνω του οδοστρώματος με αποστάτες.

Στον οπίσθιο άξονα, δεν ήταν δυνατή η χρήση αποστατών, και η διαμόρφωση των τελικών τιμών επιτεύχθηκε λίγο δυσκολότερα.

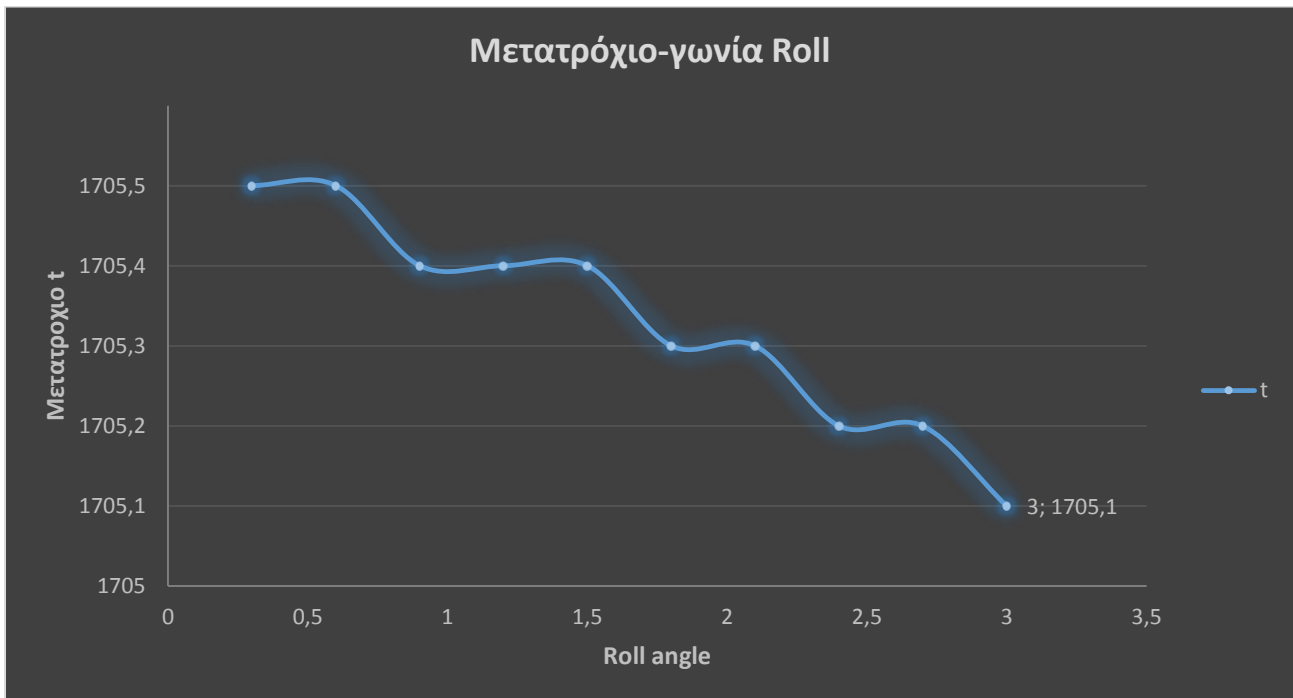
Ός προς το μετατρόχιο, είναι σημαντικό και αυτό να διατηρείται όσο το δυνατόν σταθερό, ή η όποια διαφοροποίησή του να επέρχεται γραμμικά, λόγω του ότι συμπεριλαμβάνεται σαν μεταβλητή στον υπολογισμό σημαντικών παραμέτρων.



Σχ.2.4.7 Μεταβολή μετατρόχιου συναρτήσει ανύψωσης τροχού. Εμπρόσθιος άξονας.

Παρ'ότι θέλουμε θεωρητικά το μετατρόχιο να μην μεταβάλλεται, στην πράξη θα απαιτούνταν σχεδόν μηδενική διαδρομή στα αμορτισέρ. Όπως αναφέρθηκε, οι τροχοί διαγράφουν τόξα κατά την ανύψωση/πτώση τους κάτι που μεταβάλλει όπως είναι φυσικό το μετατρόχιο. Στο Σχ.2.4.7 βλέπουμε μία γραμμικής τάσης αύξηση του μετατρόχιου όσο ανεβαίνουν οι τροχοί από πλήρη πτώση/ πλήρη εκτόνωση αποσβεστήρα (-40mm), σε μέγιστη ανύψωση/συμπίεση. Δεν αποτελεί ιδανική καμπύλη, αλλά αποτελεί μικρό συμβιβασμό για τις σωστές καμπύλες μεταβολής της γωνίας camber, του πόλου διατοίχισης κοκ. Επιπλέον η ελάχιστη και η μέγιστη τιμή τους βρίσκονται πολύ κοντά στα πλαίσια των 7 χιλιοστών, οπότε οποιαδήποτε αρνητική επίδραση αυτού του "ελαττώματος" θα είναι αμυδρή.

Συγκρίνοντας το μετατρόχιο με την διατοίχιση του οχήματος βλέπουμε με μία πρώτη ματιά μια μεταβολή σε μορφή σκαλοπατιού.

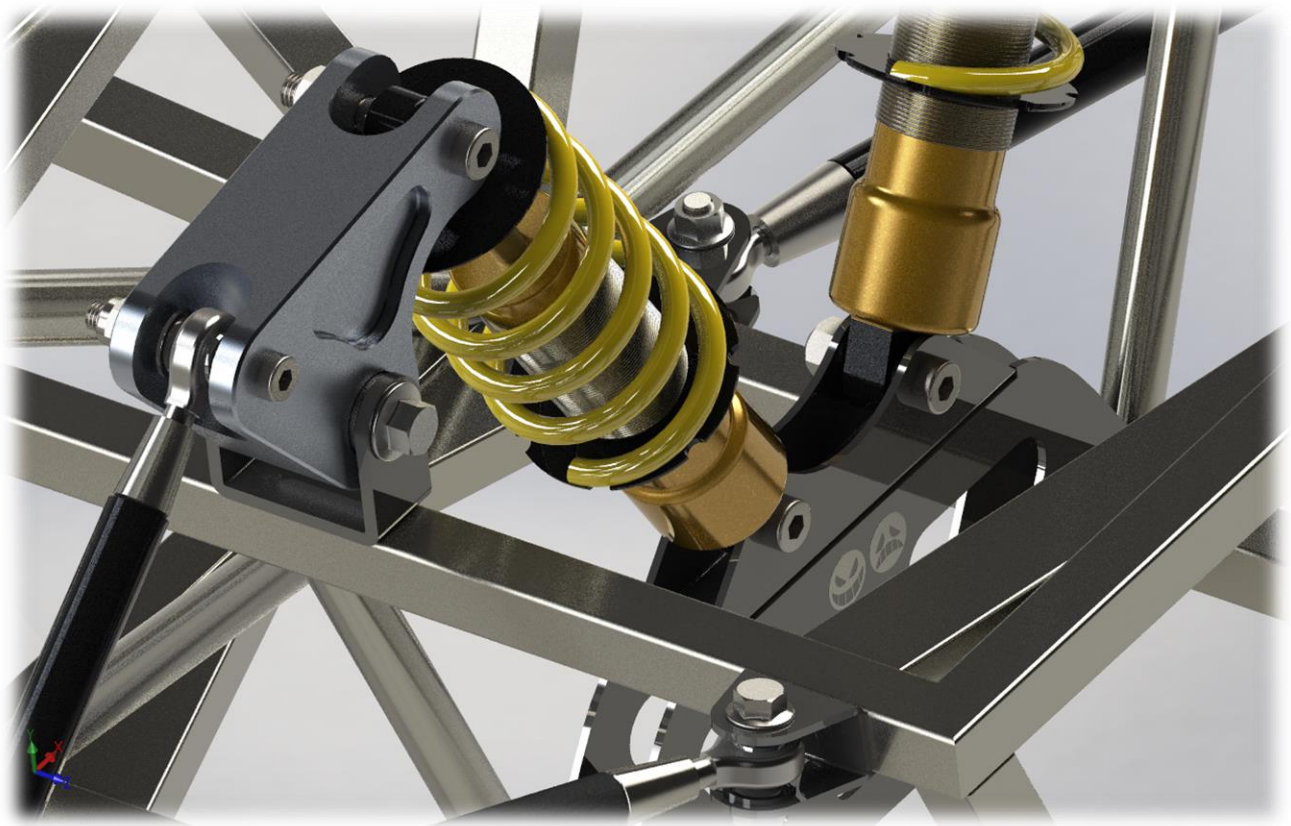


Σχ.2.4.8 Μεταβολή μετατρόχιου με την γωνία διατοίχισης (Roll angle).

Αυτό θα μπορούσε να αποτελέσει πρόβλημα εάν η απόσταση των "σκαλιών" μετρούνταν σε μεγαλύτερη κλίμακα από την συγκεκριμένη. Όπως γίνεται φανερό το συνολικό εύρος τιμών περιορίζεται στα όρια του δεκάτου του χιλιοστού, εκμηδενίζοντας πρακτικά οποιοδήποτε ανεπιθύμητο αποτέλεσμα. Ακόμη και αν συμπεριλάβουμε κάποια απόκλιση λόγω ανοχών στην κατασκευή του αυτοκινήτου, οι τιμές θα είναι πολύ κοντά σε αυτές του διαγράμματος.

Ανακεφαλαιώνοντας, οι συμβιβασμοί που έγιναν ανάμεσα στις παραμέτρους της γεωμετρίας της ανάρτησης, εξυπηρετούν τον σκοπό του οχήματος σε αρκετά μεγάλο βαθμό. Οι όποιες θυσίες έγιναν θεωρούνται αμυδρές μπροστά στο τελικό αποτέλεσμα και μπορούμε να προχωρήσουμε στην βελτιστοποίηση γενικά του συστήματος.

2.5 Σύστημα Push rod



Σχ.2.5.1 Φωτορεαλιστικό μοντέλο εμπρόσθιου συστήματος ανάρτησης στο περιβάλλον του Solidworks.

Πρίν την μικρή παρουσίαση των εξαρτημάτων και την διαδικασία της κινηματικής ανάλυσης, σημειώνεται ότι η ονομασία του συστήματος αυτού επικράτησε λόγω ενός σημαντικού διακριτικού στοιχείου του (Push rod=ραβδος ώθησης), και ο όρος θα χρησιμοποιηθεί τόσο για την αναφορά στο σύστημα όσο και το στοιχείο καθ'αυτό.

Σε αντίθεση με ένα συμβατικό σύστημα ανάρτησης, στην περίπτωση μας η σύνδεση ψαλιδιού (κυρίαρχη περίπτωση) και αποσβεστήρα δεν γίνεται άμεσα. Αντιθέτως παρεμβάλλεται ένας περιστρεφόμενος βραχίονας και μία ράβδος που μεταφέρει την δύναμη του ελατηρίου $F_{ελ}$ στον τροχό μέσω του ψαλιδιού. Η διάταξη αυτή Σχ.2.5.1 προσφέρει σημαντικά πλεονεκτήματα έναντι της συμβατικής μεθόδου έδρασης του αποσβεστήρα, και όπως θα φανεί παρακάτω αποτέλεσε σχεδόν μονόδρομο.

	Μειονεκτήματα	Πλεονεκτήματα
Συμβατική μέθοδος	<ul style="list-style-type: none"> -Περιορισμός επιθυμητής αναλογίας κίνησης -Πρόβλημα έδρασης στην περίπτωση αυτή -Αεροδυναμική αντίσταση λόγω εξωτερικής έδρασης 	<ul style="list-style-type: none"> -Λιγότερα στοιχεία στο σύστημα -Συνολικό κόστος -Ευκολία σχεδιασμού και κατασκευής -Μικρότερο βάρος
Push rod	<ul style="list-style-type: none"> -Μεγαλύτερο βάρος ανάλογα με το σχεδιασμό -Μειωμένη αξιοπιστία σε περίπτωση λανθασμένου σχεδιασμού -Κόστος πρόσθετων στοιχείων 	<ul style="list-style-type: none"> -Επίτευξη σχεδόν οποιασδήποτε αναλογίας κίνησης -Λιγότερη αεροδυναμική αντίσταση -Μεταφορά κέντρου μάζας προς τον άξονα συμμετρίας του οχήματος -Δυναμική προσαρμογή Wheel rate -Αισθητική

Πιν.2.5.1 Χαρακτηριστικά συστημάτων.

Το πρώτο και σημαντικότερο βήμα στον σχεδιασμό του συστήματος αυτού (Push rod), είναι να αναγνωρίσουμε το ρόλο της κάθε παραμέτρου στην επίτευξη του στόχου μας. Όπως και στους άλλους τομείς του οχήματος, υπάρχουν παραμέτροι που επηρεάζουν η μία την άλλη και κατά συνέπεια πρέπει να επιλέξουμε σε ποια θα δώσουμε προτεραιότητα. Υπάρχουν ωστόσο περιπτώσεις όπου αυτό δεν είναι δυνατό και αναγκαζόμαστε να κάνουμε άλλον έναν συμβιβασμό. Ας δούμε τι συντέλεσε στην δημιουργία του συστήματός μας.

Επίτευξη σταθερής αναλογίας κίνησης (Motion ratio)

Αναγκαία διαδρομή και μήκος αποσβεστήρα

Χαρακτηριστικά Bell crank (περιστρεφόμενου βραχίονα)

Μήκος Push rod (ράβδου)

Μήκος ψαλιδιού

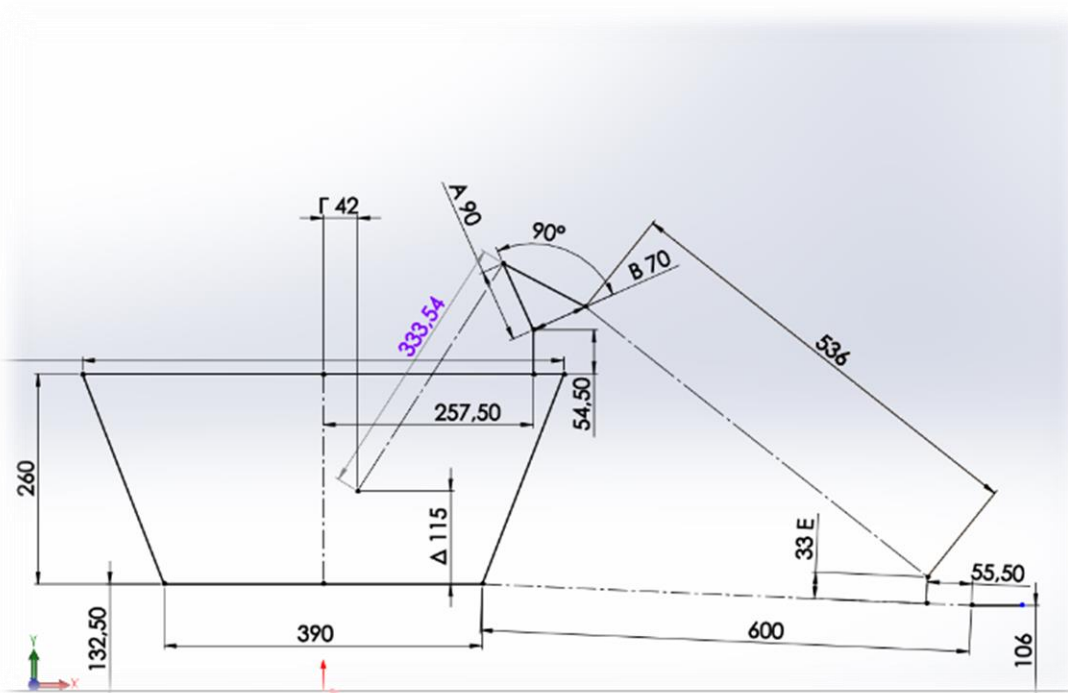
Κλίση αποσβεστήρα

Χωροταξικοί περιορισμοί

Μέγιστες καταπονήσεις εξαρτημάτων

Πιν.2.5.2 Παράμετροι σχεδιασμού συστήματος Push rod.

Εάν αναλογιστούμε ότι αυτή είναι μια επαναληπτική διαδικασία, όσα περισσότερα από τα παραπάνω έχουμε οριστικοποιήσει από πριν, τόσο πιο εύκολη γίνεται η δουλειά μας, αφού οι μεταβλητές γίνονται λιγότερες. Επόμενο βήμα είναι η δημιουργία ενός δισδιάστατου μοντέλου στο Solidworks γνωστό και ως string calculator. Αυτό θα δώσει εικόνα στο πρόβλημα και μέσω αυτού θα εξαχθούν όλα τα απαραίτητα δεδομένα για την περαιτέρω επεξεργασία τους. Όλες οι γραμμές αποτελούν αξονικές των αντίστοιχων εξαρτημάτων. Ιδιαίτερη προσοχή απαιτείται για την αποφυγή λαθών που μπορούν να οδηγήσουν σε πολύ διαφορετική από την αναμενόμενη συμπεριφορά του οχήματος. Συχνή εναλλαγή μεταξύ του τρισδιάστατου (3D) μοντέλου και του δισδιάστατου (2D) βοηθά σε αυτό σημαντικά.



Σχ.2.5.2 Γεωμετρία συστήματος Push rod. Με **μολ** το μήκος αποσβεστήρα σε πλήρη εκτόνωση.

Για το μήκος του αποσβεστήρα χρησιμοποιήθηκαν οι τιμές που προέκυπταν από τον κατασκευαστή για διαφορετικές διαδρομές. Με βάση τα 99mm διαδρομής του αποσβεστήρα, προέκυψε από τον κατασκευαστή (SPAX CSX) το ανηγμένο μήκος που φαίνεται στο Σχ.2.5.2.

Ως προς το μήκος του κάτω ψαλιδιού, χρησιμοποιήθηκε η τιμή που κρίθηκε ιδανική για την γεωμετρία της ανάρτησης στο §2.4. Στις υπόλοιπες μεταβλητές, μεταξύ των οποίων το μήκος της ράβδου και τα χαρακτηριστικά του περιστρεφόμενου βραχίονα, χρησιμοποιήθηκαν ως τιμές αυτές του παραπάνω σχήματος με μικρές διαφορές.

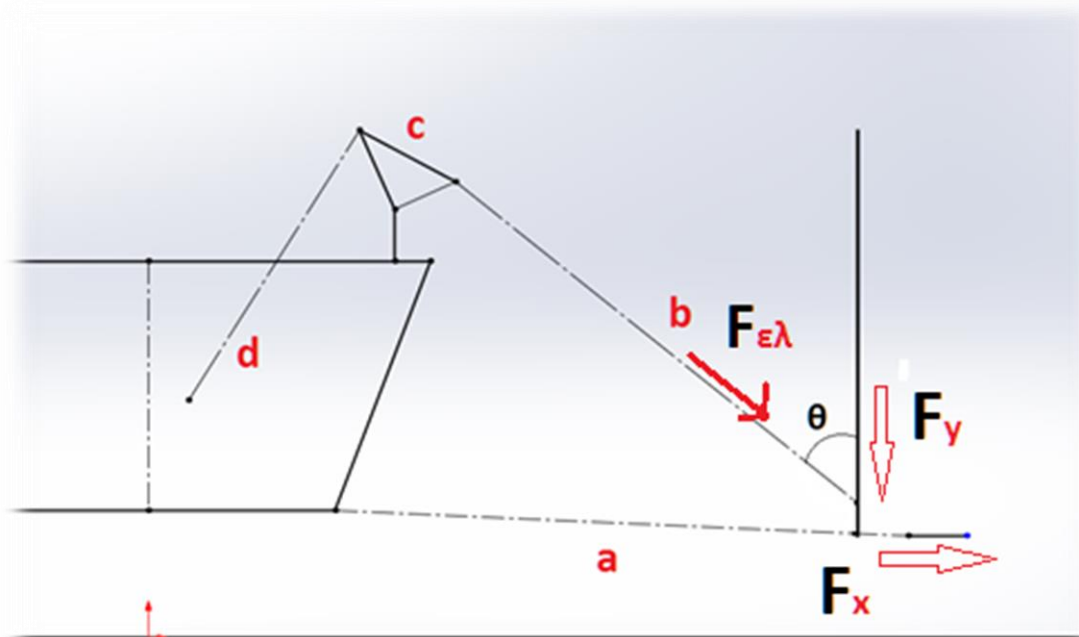


Σχ.2.5.3 Χρησιμοποιούμενοι αποσβεστήρες SPAX CSX.

2.6 Κινηματική ανάλυση

Θεωρητικά για να φτάσουμε στο σημείο όπου μελετάμε καθαρά την κινηματική του συστήματος ανάρτησης, με στόχο την επίτευξη του επιθυμητού λόγου μετατόπισης του τροχού σε σχέση με την συμπίεση του αποσβεστήρα, πρέπει όλες οι άλλες μεταβλητές να είναι πλέον σταθερές. Σπάνια είναι αυτό δυνατό, κυρίως λόγω των χωροταξικών και λειτουργικών περιορισμών. Για παράδειγμα μπορεί μια συγκεκριμένη διάταξη να μας προσφέρει την επιθυμητή αναλογία κίνησης, αλλά ταυτόχρονα να προκαλεί μεγάλη καταπόνηση σε κάποια στοιχεία του συστήματος. Αναφορικά, έχουμε πάντα στο μυαλό μας τα παρακάτω:

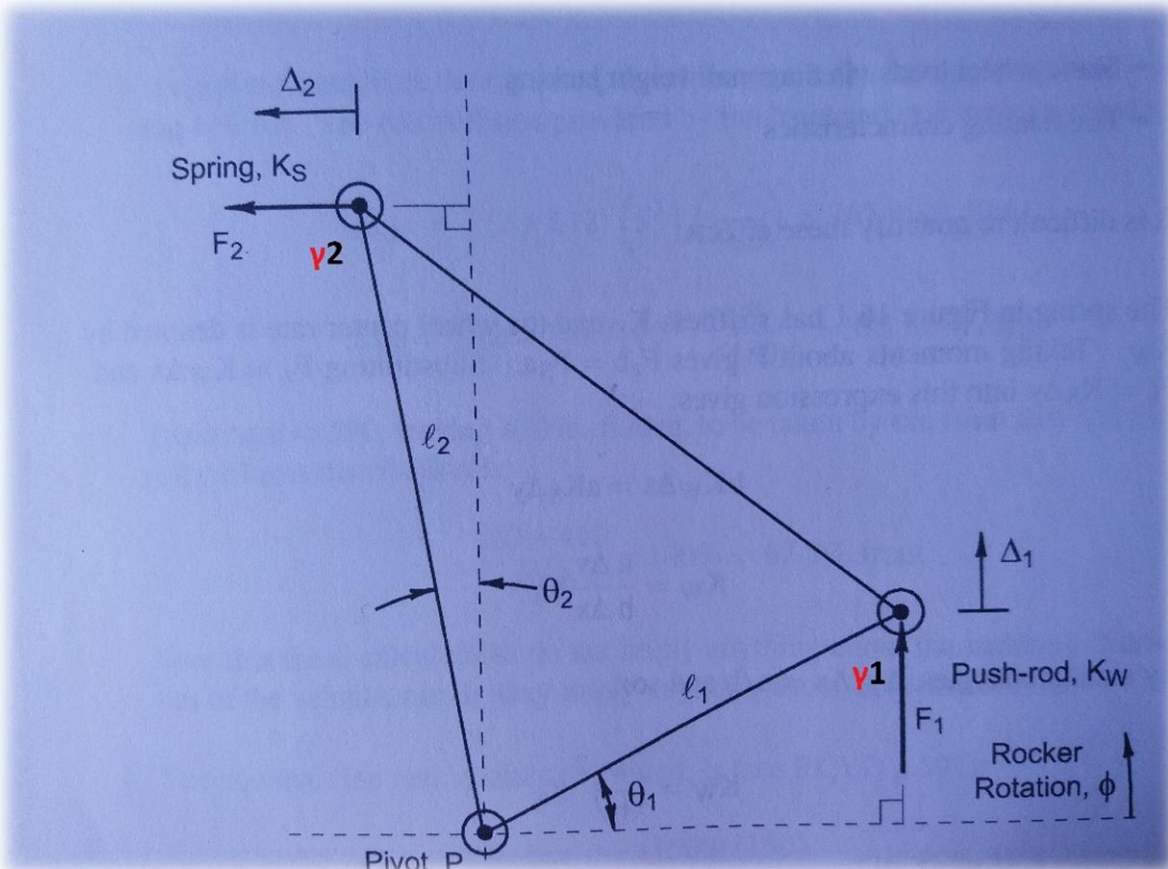
A) Στερέωση της ράβδου στο ψαλίδι, και απόσταση από κάτω μπιλιοφόρο (σφαιρικό) σύνδεσμο. Οποιαδήποτε θετική τιμή της γωνίας θ πέραν του μηδενός (κάθετα στο ψαλίδι), οδηγεί στην δημιουργία συνισταμένων δυνάμεων που ασκούν σύνθετη καμπτική και εφελκυστική καταπόνηση στο ψαλίδι. Στην πράξη μια μηδενική θ θα είναι σχεδόν αδύνατο να επιτευχθεί, τόσο λόγω της θέσης του τροχού, αλλά κυρίως λόγω της πιθανής ‘σύγκρουσης’ με την επιθυμητή αναλογία κίνησης. Ακόμη, το ελεύθερο μήκος της ράβδου δεν πρέπει να πάρει μεγάλες τιμές λόγω της μικρότερης αντοχής σε κάμψη που προκύπτει, με το ίδιο να ισχύει για την απόσταση της έδρασης της ράβδου από τον μπιλιοφόρο, με την διαφορά ότι το καταπονούμενο κομμάτι είναι εδώ το ψαλίδι.



Σχ.2.6.1 Στοιχεία συστήματος, όπου **a**: ψαλίδι, **b**: ράβδος (push rod), **c**: περιστρεφόμενος βραχίονας, **d**: αποσβεστήρας, θ = γωνία μεταξύ κάθετου στο ψαλίδι άξονα και ράβδου.

Στην περίπτωση μας όπου τα ψαλίδια είναι μακριά, η ράβδος παίρνει αναγκαστικά κλίση ώστε να πετύχουμε μία σχεδόν σταθερή αναλογία κίνησης. Έγινε στην ουσία συμβιβασμός ανάμεσα στην επίτευξη μιας σωστής αναλογίας κίνησης (Motion Ratio) και μικρότερης καταπόνησης στα ψαλίδια. Ο λόγος που επιλέχθηκε το πρώτο είναι ότι οι επιδόσεις και η ευκολία χειρισμού του οχήματος επηρεάζονται πολύ περισσότερο από την σωστή γεωμετρία της ανάρτησης, παρά από την ελάχιστη αύξηση του συνολικού βάρους λόγω ενίσχυσης των ψαλιδιών. Σε κάποιο βαθμό έγινε προσπάθεια βελτιστοποίησης της κλίσης της ράβδου μέσω του σχήματος του περιστρεφόμενου βραχίονα c , έως το σημείο όπου η αναλογία κίνησης αρχίζει να παίρνει όχι βέλτιστες τιμές. Το σημείο αυτό θα γίνει καλύτερα κατανοητό λίγο παρακάτω.

B) Τόσο το σχήμα όσο και η θέση του περιστρεφόμενου βραχίονα επηρεάζουν την κινηματική, με σημαντικότερο περιορισμό στην ελευθερία επιλογών μας την σωστή θέση του άνω ψαλιδιού. Αν σκεφτούμε πως ένας από τους ρόλους του πλαισίου είναι να προσφέρει έδραση στα στοιχεία του συστήματος ανάρτησης, η θέση των σωλήνων στην περίπτωση αυτή αλλάζει μαζί με τις αλλαγές στην γεωμετρία της. Δεδομένου ότι η απλούτερη και οικονομικότερη θέση στήριξης του βραχίονα είναι στον οριζόντιο σωλήνα που στηρίζει παράλληλα το άνω ψαλίδι, μια μεταβολή της θέσης του θα επέφερε πιθανόν αρνητικές επιπτώσεις στην βέλτιστη δυναμικά θέση του τροχού. Πιθανή λύση σε περίπτωση που η τωρινή επιλεγμένη θέση δεν υπήρχε σαν επιλογή, αποτελεί να προστεθεί κάποιος ακόμα σωλήνας ή χαλύβδινα φύλλα κομμένα και στραντζαρισμένα στο επιθυμητό σχήμα (Sheet metal). Αυτό με την σειρά του θα πρόσθετε φυσικά βάρος, χώρια του πρόσθετου απαιτούμενου χρόνου για τον σχεδιασμό και το κόστος. Η μέθοδος κατασκευής του βραχίονα μπορεί να αποτελέσει περιορισμό, συνεπώς αυτό πρέπει να έχει αποφασιστεί νωρίς στο στάδιο της κινηματικής μελέτης.



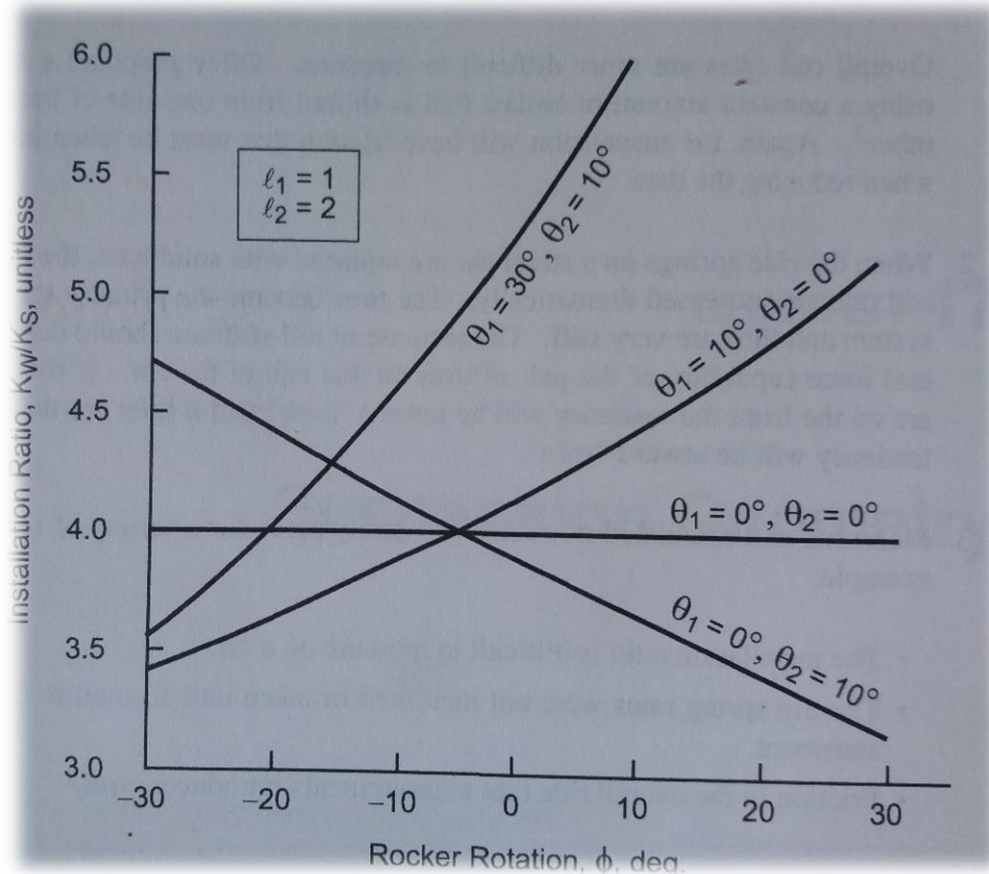
Σχ.2.6.2. Σχηματική αναπαράσταση περιστρεφόμενου βραχίονα [8].

Το Σχ.2.6.2 αποτελεί απεικόνιση όσων αναφέραμε παραπάνω. Ίση μεταβολή των θ_1 και θ_2 με ταυτόχρονα σταθερή κλίση των F_1 και F_2 οδηγεί σε σταθερό Motion ratio. Αυτό που επηρεάζει πρακτικά περισσότερο την αναλογία κίνησης (Motion Ratio) είναι οι γωνίες γ_1 και γ_2 , τις οποίες αν εξαιρέσουμε την γωνία περιστροφής του βραχίονα ϕ' , μπορούμε να τις μεταβάλλουμε τόσο μέσω των γωνιών θ , αλλά και από το μήκος των πλευρών l_1 - l_2 . Οι δυνάμεις F_1 και F_2 χωρίζονται σε συνισταμένες, οι τιμές των οποίων επηρεάζονται άμεσα από αυτές τις γωνίες.

Ισχύει συγκεκριμένα:

$$\frac{F_1}{F_2} = \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \left(\frac{\cos^2(\theta_2 + \phi)}{\cos^2(\theta_1 + \phi)}\right) \quad (2.6/\alpha)$$

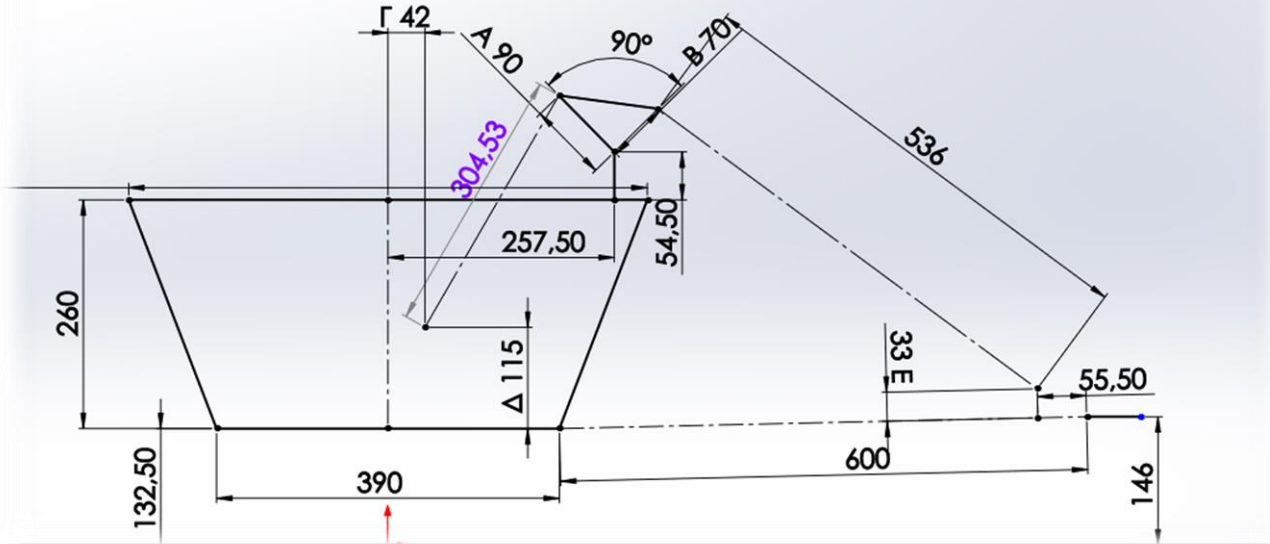
Ο τύπος αυτός μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό της αναλογίας κίνησης ως έχει, αλλά για λόγους ευκολίας και νεγαλύτερης ακρίβειας χρησιμοποιήθηκε ένα string calculator στο Solidworks.



Σχ.2.6.3 Μεταβολή του Motion Ratio για διάφορους συνδυασμούς γωνιών θ_1 και θ_2 . Σχήμα από Milliken&Milliken "Race car vehicle dynamics (problems answers& experiments)".

Είναι φανερό το ότι μικρές αλλαγές μπορούν να επιφέρουν τεράστιες διαφορές στην γραμμικότητα. Χωρίς να υποβιβάζουμε την σημαντικότητα των υπόλοιπων συστημάτων του οχήματος, αυτό της ανάρτησης αποτελεί από τα πλέον σημαντικά και δύσκολα στον σχεδιασμό του.

Με κάποια πράγματα πιο ξεκάθαρα, μπορούμε να εξετάσουμε πως επηρεάζει κάθε στοιχείο του συστήματος ανάρτησης την αναλογία κίνησης, κατά προέκταση το wheel rate και τελικά την ισορροπία μεταφοράς βάρους ανάμεσα στους άξονες. Έχοντας σαν εργαλείο το String calculator στο περιβάλλον του Solidworks και στο μυαλό τους παράγοντες που αναφέρθηκαν παραπάνω, μπορούμε να ξεκινήσουμε να κάνουμε μικρές αλλαγές και να εξάγουμε τα απαραίτητα δεδομένα.



Σχ.2.6.4 String calculator στο Solidworks. Με **μoβ** το μήκος του αποσβεστήρα σε κατάσταση ηρεμίας.

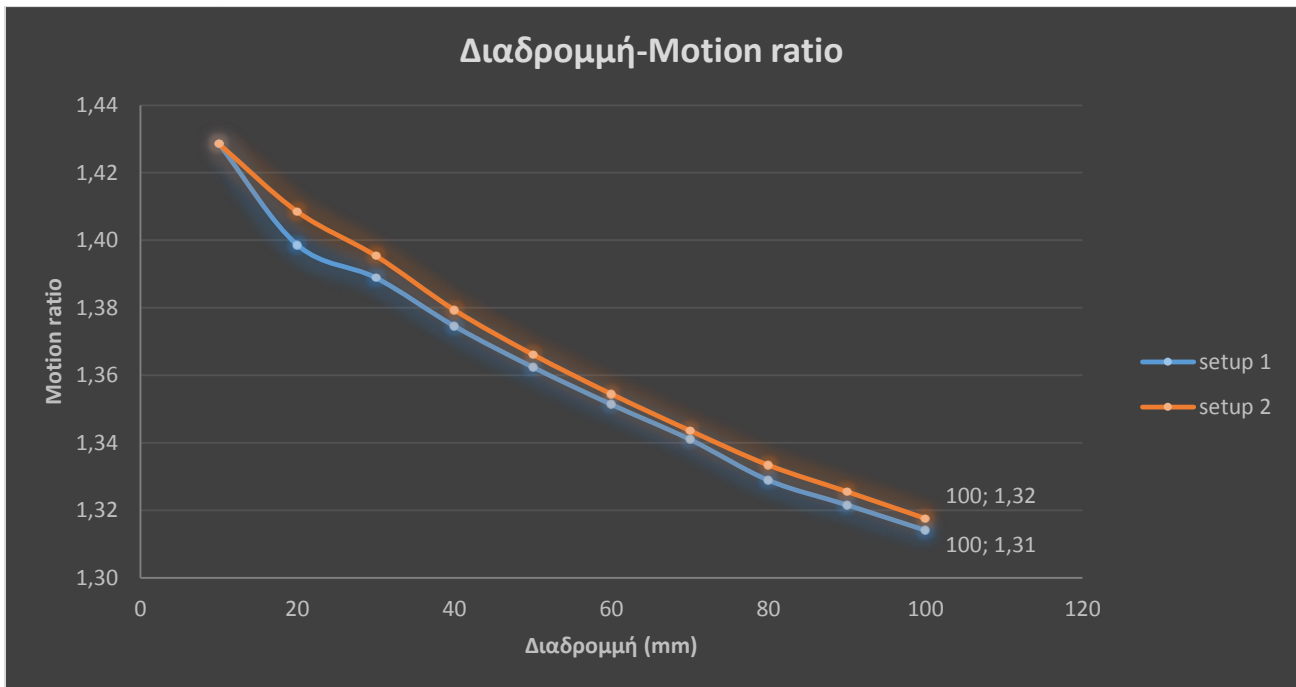
Περιορισμό χωροταξικά αποτέλεσαν οι τιμές Γ και E όπου οι αποσβεστήρες δεν πρέπει να έρχονται σε επαφή μεταξύ τους και ο σφαιρικός σύνδεσμος της ράβδου αντίστοιχα να μην ακουμπά στο ψαλίδι προκαλώντας τριβή μεταξύ τους. Ακόμη, προσπάθεια έγινε ώστε η απόσταση Δ να ελαχιστοποιηθεί για χαμηλότερο κέντρο μάζας του αποσβεστήρα, που αποτελεί και το βαρύτερο στοιχείο του συστήματος. Η απόσταση του άξονα περιστροφής του βραχίονα από τον σωλήνα στον οποίο εδράζεται κρατήθηκε στα ελάχιστα δυνατά όρια για λόγους αντοχής και ασφάλειας.

Στην συνέχεια με την βοήθεια του Excel για την δημιουργία διαγραμμάτων, οπτικοποιούμε το αποτέλεσμα και κρίνουμε τι αλλαγές πρέπει να κάνουμε για να φτάσουμε εκεί που επιθυμούμε. Η διαδικασία αυτή αν και χρονοβόρα, είναι κρίσιμη και αναπόσπαστο κομμάτι για ένα πετυχημένο αποτέλεσμα. Παρόμοια τακτική ακολουθήθηκε για τον οπίσθιο άξονα με την διαφορά της έλλειψης ενδιάμεσου περιστροφικού βραχίονα και της ράβδου, λόγω της συμβατικής έδρασης του αποσβεστήρα.

D= -106 σε πληρη εκτονωση για όλα και 146 ride height			setup1	μηκος αποσβ=333,5 mm	διαδρομη 99				
ανυψωση τροχου	συμπίεση	MR= ανυψωση τροχου/ συμπίεση	A	B	Γ	Δ	κλιση	L rod	E
10	7	1,43	90	70	42	115.4	90	533	37.75
20	14,3	1,40							
30	21,6	1,39							
40	29,1	1,37							
50	36,7	1,36							
60	44,4	1,35							
70	52,2	1,34							
80	60,2	1,33							
90	68,1	1,32							
100	76,1	1,31							
			setup 2						
ανυψωση τροχου	συμπίεση	MR= ανυψωση τροχου/ συμπίεση	90	70	42	115	90	536	33
10	7	1,43							
20	14,2	1,41							
30	21,5	1,40							
40	29	1,38							
50	36,6	1,37							
60	44,3	1,35							
70	52,1	1,34							
80	60	1,33							
90	67,9	1,33							
100	75,9	1,32							

Σχ.2.6.5 Πίνακες δεδομένων στο περιβάλλον του Excel. Εμπρόσθιος άξονας οχήματος.

Στο παραπάνω σχήμα βλέπουμε τα δεδομένα (αριστερά) που εξάγαμε για 2 διαφορετικές διατάξεις (setup). Στα δεξιά, κάθε γράμμα αντιπροσωπεύει ένα διαφορετικό στοιχείο του συστήματος όπως φαίνεται στο Σχ.2.6.5. Μεταβάλλοντας σε μικρό βαθμό μία ή περισσότερες τιμές στο string calculator ανά κάθε επανάληψη της διαδικασίας, και αυξάνοντας την ανύψωση του τροχού σταθερά ανά 10 mm καταγράφουμε την συμπίεση του αποσβεστήρα. Η κατάσταση ηρεμίας του οχήματος αντιστοιχεί σε 40mm ανύψωσης τροχού. Η διαδικασία επαναλαμβάνεται αμέτρητες φορές έως ότου να φτάσουμε στον στόχο μας. Στο Σχ.2.6.5 φαίνονται δύο από τα κυρίαρχες διατάξεις (setup). Όπως αναφέρθηκε, η μεταβολή της αναλογίας κίνησης πρέπει να γίνεται γραμμικά και με μικρή διαφορά της μέγιστης και ελάχιστης τιμής. Στο Σχ.2.6.6, παρατηρούμε ότι η διαφορά μέγιστης και ελάχιστης τιμής κυμαίνεται στα όρια του δεκάτου και δεν κρίνεται κακή για την συμπεριφορά του οχήματος. Υπο σταθερές άλλες προϋποθέσεις, η διαφορά αυτή οδηγεί σε αύξηση του Wheel rate και στιβαρότητας στον εμπρόσθιο άξονα κατά την ανύψωση του τροχού.



Σχ.2.6.6 Μεταβολή αναλογίας κίνησης για δύο διαφορετικούς συνδυασμούς τιμών .

Παραπάνω βλέπουμε τα αποτελέσματα των επιλογών μας για τον εμπρόσθιο άξονα. Παρ'ότι είχαν επιτευχθεί και μικρότερες διαφορές ανάμεσα στις μέγιστες και ελάχιστες τιμές, υπήρχαν προβλήματα στην γραμμικότητα και οι διατάξεις (setup) αυτές δεν κρίθηκαν ικανοποιητικά. Σε αυτό αποτέλεσε κύριο εμπόδιο η απόσταση ασφαλείας μεταξύ των αποσβεστήρων.

Κύρια διαφορά μεταξύ των δύο διαφορετικών διατάξεων του Σχ.2.6.6 παρατηρείται στην γραμμικότητα, και έπειτα στις ελάχιστες τιμές. Δεδομένου ότι οι στιβαρότητες των ελατηρίων θα υπολογισθούν αργότερα, σημαντικότερο κριτήριο θεωρείται σε αυτό το σημείο η γραμμικότητα, ειδικά αν αναλογιστούμε την επίπτωση στην ισορροπία της μεταφορά βάρους. Η δεύτερη διάταξη όπως είναι φανερό κρίνεται ανώτερο για την εφαρμογή μας και συνεπώς είναι αυτό που θα χρησιμοποιηθεί.

2.7 Βασικοί υπολογισμοί

Παρ'ότι η παράγραφος αυτή προηγείται αυτής της κατασκευής (§2.8), στην πράξη οι υπολογισμοί έγιναν αφού ολοκληρώθηκε το μεγαλύτερο μέρος του οχήματος . Ο λόγος γι αυτό ήταν η ακρίβεια των χρησιμοποιούμενων τιμών. Εκτιμήσεις είχαν σαφώς γίνει από πριν, ωστόσο η χρήση εκτιμώμενων και συνεπώς μη ρεαλιστικών τιμών δεν θα οδηγούσε στα αναμενόμενα αποτελέσματα. Μετά την βασική κατασκευή με όλα τα λειτουργικά εξαρτήματα τοποθετημένα πλήν των αποσβεστήρων (χρήση απλών ράβδων στην θέση τους), μετρήθηκε το βάρος του οχήματος, υπολογίστηκε το κέντρο μάζας (CG) και υπολογίστηκε η στιβαρότητα των ελαστικών. Με κάποια πράγματα πλέον πιο ξεκάθαρα μπορούμε να προχωρήσουμε σε έναν πιο ρεαλιστικό προσδιορισμό όλων των παραπάνω. Εδώ γίνεται καλύτερα κατανοητός ο λόγος που η ανάρτηση αποτελεί έναν απο τους δυσκολότερους τομείς του αυτοκινήτου για σχεδιασμό. Τα χαρακτηριστικά που πρέπει να φέρουμε στα μέτρα μας δεν είναι λίγα και όπως αναφέρθηκε είναι όλα σημαντικά. Έχουμε :

Στιβαρότητα ελατηρίων

Στιβαρότητα διατοίχισης (Roll rate)

Συμπίεση/εκτόνωση αποσβεστήρων, στατικά και δυναμικά

Ιδιοσυχνότητα συντονισμού αναρτημένης μάζας (η ιδιοσυχνότητα της μη αναρτημένης δεν θα αποτελέσει σημαντικό παράγοντα) .

Χωροταξικοί συμβιβασμοί

Πιν.2.7.1. Μεταβλητές υπολογισμού χαρακτηριστικών αμορτισέρ.

Όλα τα παραπάνω πρέπει να βρίσκονται σε αρμονία όχι μόνο για τον κάθε άξονα, αλλά και σε συνδυασμό των δύο.

Γενικά η αύξηση στιβαρότητας ελατηρίου οδηγεί σε μεγαλύτερες συχνότητες συντονισμού αναρτημένης μάζας και στιβαρότητες διατοίχισης υπό σταθερές άλλες τιμές.

Ακόμη, μειώνει την συμπίεση του ελατηρίου για δεδομένη μάζα και συνεπώς αυξάνει την απόσταση του πλαισίου από το δρόμο (η επιτρέπει χαμηλότερη απόσταση).

Ο λόγος που δεν θέλουμε το πλαίσιο να παίρνει κλίση (Roll) είναι η μετακίνηση του πόλου διατοίχισης (Roll center), η μεταβολή της γωνίας camber, και γενικότερα η μεταβολή της κινηματικής του συστήματος.

Για την εφαρμογή αυτή αυτό δεν είναι επιθυμητό και συνεπώς θέλουμε η μετακίνηση αυτή να διατηρηθεί σε μικρά επίπεδα ώστε το αυτοκίνητο να είναι προβλέψιμο και ευκολότερο να οδηγείται στο όριο. Ένας τρόπος να προσεγγίσουμε το πρόβλημα καθορισμού των μεταβλητών, είναι να ορίσουμε ένα στόχο και να λύσουμε ως προς αυτόν. Έχοντας ορίσει νωρίτερα μια επιθυμητή μέγιστη διατοίχιση ίση με 3 μοίρες, μπορούμε να δούμε τι χρειάζεται αυτό για να επιτευχθεί. Ο όρος που περιγράφει το παραπάνω σε σχέση με την μέγιστη προβλεπόμενη εγκάρσια επιτάχυνση A_y είναι το Roll Gradient που ορίζεται ως:

$$\frac{\Phi}{A_y} = \frac{-Wh_1}{K_{\Phi F} + K_{\Phi R}} \quad (2.7/\alpha)$$

Σε αυτό το σημείο είναι καλό να αναφερθούν τα αποτελέσματα του τελικού ζυγίσματος του αυτοκινήτου, σε πλήρως λειτουργική κατάσταση.

	Εμπρόσθιος άξονας (kg)	Πίσω άξονας (kg)	Κατανομή (%)	Συνολική μάζα (kg)
Χωρίς οδηγό	345	380	47/53	725
Με οδηγό	368	432	46/54	800

Πιν. 2.7.2 Φορτία αξόνων και κατανομή βάρους εμπρός/πίσω.

Όπως φαίνεται το συνολικό βάρος είναι μεγαλύτερο από το προβλεπόμενο αλλά η τελική κατανομή του θεωρείται ιδανική. Με βάση τα στοιχεία του πίνακα οι αποστάσεις των αξόνων από το κέντρο μάζας στον διαμήκη άξονα του οχήματος (x), θα είναι :

$$W_F = \frac{Wb}{l} \quad (2.7/\beta)$$

$$W_R = \frac{Wa}{l} \quad (2.7/\gamma)$$

Όπου: W_F = Βάρος εμπρόσθιου άξονα

W_R = Βάρος οπίσθιου άξονα

b, a = Απόσταση εμπρόσθιου και πίσω άξονα αντίστοιχα από κέντρο μάζας (CG)

l = Μεταξόνιο

h_1 = Απόσταση κέντρου μάζας από άξονα διατοίχισης

Έχοντας προκαθορίσει την μέγιστη επιτρεπτή διατοίχιση Φ' στις 3 μοίρες και με εκτιμώμενη μέγιστη εγκάρσια επιτάχυνση ίση με 1.3 g θα υπολογιστεί αρχικά η απαραίτητη συνολική στιβαρότητα διατοίχισης (Roll rate) [6] συνυπολογίζοντας στο βάρος και αυτό του οδηγού.

$$K_{\Phi} = \frac{Wh_1}{(\Phi/A_y)} \quad (2.7/\delta)$$

Οπου: W = Συνολικό βάρος

h_1 = Απόσταση CG από άξονα διατοίχισης (roll axis)

Φ/A_y = Roll gradient

Συνεπώς για $\Phi/A_y = 2.3 \text{ deg/g}$,

$$K_{\Phi} = 1053 \text{ Nm/deg}$$

Με κατανομή βάρους 46/54 % μπροστά και πίσω αντίστοιχα, και στόχο μία ουδέτερη σχετικά συμπεριφορά, θα πρέπει η συνολική στιβαρότητα διατοίχισης (Roll rate) να μοιραστεί σε αντίστοιχα ποσοστά στους άξονες. Εάν θέλαμε το όχημα να είναι υπερστροφικό θα έπρεπε ο οπίσθιος άξονας να αντιστέκεται σε μεγαλύτερο βαθμό στην συνολική μεταφορά βάρους απ'ότι του αναλογεί και το αντίστοιχο ισχύει εάν θέλαμε να είναι υποστροφικό.

Έχουμε:

$$K_{\Phi F} = 1053 \times 0.46 = 484 \text{ Nm/deg} \quad \text{για τον εμπρόσθιο άξονα}$$

$$K_{\Phi R} = 1053 \times 0.54 = 568 \text{ Nm/deg} \quad \text{για τον οπίσθιο άξονα}$$

Βάσει των τιμών αυτών θα βρούμε σύμφωνα με τον τύπο (2.7/ε) τα αντίστοιχα Wheel rate και έπειτα την στιβαρότητα των ελατηρίων. Στο τέλος του κεφαλαίου αναφέρονται συγκεντρωτικά όλες οι υπολογισμένες τιμές.

Ισχύει για την στιβαρότητα διατοίχισης (Roll rate) μπροστά,

$$K_{\Phi F} = \frac{\pi t^2 (K_{WL} K_{WR})}{180 (K_{WL} + K_{WR})} \quad (2.7/\epsilon)$$

Όπου: K_{WL} = Wheel rate μπροστά αριστερά

K_{WR} = Wheel rate μπροστά δεξιά

t = Μετατρόχιο

Θεωρώντας τις στιβαρότητες ελατηρίων και συνεπώς τις δημιουργούμενες κάθετα στο κέντρο των τροχών δυνάμεις (Wheel rate) δεξιά και αριστερά ίδιες, έχουμε για τον εμπρόσθιο άξονα:

Για $K_{WL} = K_{WR}$, από (2.7/δ) $\Rightarrow K_{WF} = 19665 \text{ N/mm}$

Όμοια για τον πίσω άξονα χρησιμοποιώντας τις αντίστοιχες τιμές για μετατρόχιο και στιβαρότητα διατοίχισης:

$$\Rightarrow K_{WR} = 22821 \text{ N/mm}$$

Δεδομένου ότι τα αμορτισέρ δεν συμπιέζονται σε ίσο βαθμό με την ανύψωση των τροχών, θα πρέπει να συνυπολογιστεί η αναλογία κίνησης (Motion Ratio) για τις στιβαρότητες των ελατηρίων [7].

Συνεπώς:

$$K_{WF} = \frac{K_{SF}}{MR^2} \quad (2.7/\zeta)$$

$$\Rightarrow K_{SF} = K_{WF} MR^2 \Rightarrow K_{SF} = 37450 \text{ N/mm}$$

Όμοια για τις πίσω στιβαρότητες,

$$K_{WR} = \frac{K_{SR}}{MR^2}$$

$$\Rightarrow K_{SR} = K_{WR} MR^2 \Rightarrow K_{SR} = 33966 \text{ N/mm}$$

Αναλογιζόμενοι πως η αναλογία κίνησης δεν παραμένει απόλυτα σταθερή στο εύρος λειτουργίας της ανάρτησης, χρησιμοποιήθηκαν οι τιμές που αντιστοιχούν με το όχημα σε ηρεμία (Ride height).

Τα παραπάνω νούμερα αποτελούν τις απαραίτητες στιβαρότητες που περιορίζουν την μέγιστη διατοίχιση (Roll) στις 3 μοίρες για εγκάρσια επιτάχυνση $A_y=1.3g$. Δεδομένου ότι το επιθυμητό μήκος αποσβεστήρα καθορίστηκε στην κινηματική μελέτη, πρέπει να ελέγξουμε εάν η διαδρομή τους επαρκεί στην θεωρητική μέγιστη εγκάρσια επιτάχυνση, όπου παρατηρείται και η μεγαλύτερη μεταφορά βάρους που φορτίζει επιπλέον τους τροχούς.

$$\Delta W_F = A_y \frac{W}{t_F} \left(\frac{h_1 K_{\Phi F}}{K_{\Phi F} + K_{\Phi R}} + \frac{b}{l} Z_{RF} \right) \quad (2.7/\sigma\tau)$$

Όπου: A_y = Εγκάρσια επιτάχυνση

W = Συνολικό βάρος

t_F = Εμπρόσθιο μετατρόχιο

$K_{\Phi F}$ = Roll rate μπροστά

$K_{\Phi R}$ = Roll rate πίσω

h_1 = Απόσταση κέντρου μάζας από πόλο διατοίχισης (Roll Center)

b/a = Απόσταση κέντρου μάζας από πίσω/μπροστά άξονα

l = Μεταξόνιο

Z_{RF}/Z_{RR} = Ύψος πόλου διατοίχισης στον μπροστά/πίσω άξονα

Στον παραπάνω τύπο της μεταφοράς βάρους βλέπουμε σαν μεταβλητές το ύψος του πόλου διατοίχισης (Z_{RF}/Z_{RR}) και την απόσταση του άξονα πόλου διατοίχισης από το κέντρο μάζας (h_1). Αναλογιζόμενοι ότι κανένα από τα δύο δεν παραμένει απόλυτα σταθερό, συμπεραίνουμε πως η μεταφορά βάρους δεν θα είναι απόλυτα γραμμική σε κάθε άξονα. Αυτό με την σειρά του σημαίνει πως οι όποιες τιμές των στιβαροτήτων διατοίχισης (Roll rates) υπολογίστηκαν με στόχο μια ουδέτερη συμπεριφορά, θα πρέπει ιδανικά να αλλάζουν δυναμικά. Λύση σε αυτό δίνεται σε μεγάλο βαθμό μέσω της κινηματικής του συστήματος ανάρτησης, που σχεδιάστηκε έτσι ώστε όλες οι παράμετροι να παραμένουν σχετικά σταθερές και μέσω της αναλογίας κίνησης (Motion ratio) να προσαρμόζεται στην ουσία και το Wheel rate.

Αντικαθιστώντας με τις τιμές που αντιστοιχούν στον κάθε άξονα στον τύπο (2.7/στ) προκύπτει μεταφορά βάρους για μέγιστη θεωρητική εγκάρσια επιτάχυνση A_y :

$$\Delta W_F = 959 \text{ N ή } 97.8 \text{ kg} \text{ και } \Delta W_R = 1150 \text{ N ή } 117.4 \text{ kg}$$

Η μεταφορά βάρους κάθε άξονα σε σχέση με την εγκάρσια επιτάχυνση φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχ. 2.7.1 Μεταφορά βάρους αξόνων με εγκάρσια επιτάχυνση.

Όπως βλέπουμε, στον πίσω άξονα έχουμε ελαφρώς περισσότερη μεταφορά βάρους, πράγμα λογικό σύμφωνα και με την στατική κατανομή. Υπό σταθερές μεταβλητές αυτό οδηγεί σε υπερστροφή λόγω μεγαλύτερης πτώσης του διαθέσιμου μέγιστου συντελεστή τριβής στα πίσω ελαστικά. Δεδομένου όμως ότι τα πίσω ελαστικά είναι φαρδύτερα από τα μπροστά και η αναλογία κίνησης δεν παραμένει σταθερή στον μπροστά άξονα, το αποτέλεσμα θα είναι διαφορετικό. Σύμφωνα με την κινηματική στην εμπρόσθια γεωμετρία, η αναλογία κίνησης ελαττώνεται σταθερά και γραμμικά από 1.37 σε 1.31, κάτι που σύμφωνα με τον τύπο (2.7/ζ) οδηγεί σε αύξηση του Wheel rate. Ως αποτέλεσμα ο εμπρόσθιος άξονας θα αντιστέκεται σταδιακά σε μεγαλύτερο μέρος της συνολικής μεταφοράς βάρους εξισορροπώντας σε κάποιο βαθμό το ισοζύγιο μεταξύ υποστροφής/υπερστροφής. Σημειώνεται επίσης ότι στο (Σχ.2.7.1.) για λόγους απλότητας δεν μεταβάλλονται τα ύψη των πόλων διατοίχισης (Roll center).

Η ακρίβεια πάλι θεωρείται επαρκής γιατί αυτοί δεν μεταβάλλονται ιδιαίτερα, Σειρά έχει να δούμε την επίπτωση του πρόσθετου βάρους που υπολογίσαμε παραπάνω στην συμπίεση των ελατηρίων. Αυτό θα γίνει έμμεσα αφού πρέπει πρώτα να υπολογιστεί το Ride rate κάθε τροχού.

$$K_{RF} = \frac{K_{WF}K_T}{K_{WF}+K_T} \quad (2.7/θ)$$

Οπότε το εμπρόσθιο $K_{RF} = 17820 \text{ N/mm}$ και αντίστοιχα το οπίσθιο = 20373 N/mm
Ισχύει για την ανύψωση των τροχών με αρχικό βάρος και αναλογία κίνησης αυτή που ισχύει στατικά:

$$x_{\tau\rho F} = \frac{W_F}{K_{RF}} \quad (2.7/ι)$$

$$x_{\tau\rho F} = \frac{W_F}{K_{RF}} = 0.08 \text{ m} \text{ και } x_{\tau\rho R} = \frac{W_R}{K_{RR}} = 0.09 \text{ m} \text{ μπροστά και πίσω αντίστοιχα.}$$

Εάν Motion ratio=1.38 /1.22 για μπροστά και πίσω αντίστοιχα τότε τα ελατήρια θα συμπιεστούν:

$$\text{Motion ratio} = \frac{x_{\text{τροχού}}}{x_{\text{ελατηρίου}}} \quad (2.2.9/α)$$

$$x_{\epsilon\lambda F} = \frac{x_{\tau\rho F}}{MR} = \frac{0.08}{(1.38)} = 0.057 \text{ m} \text{ και } x_{\epsilon\lambda R} = \frac{x_{\tau\rho R}}{MR} = \frac{0.09}{(1.22)} = 0.073 \text{ m}$$

Ισχύει για την ανύψωση των οπίσθιων τροχών με τελικό (στατικό+μεταφερόμενο) βάρος:

$$x_{\tau\rho R} = \frac{1881+1150}{20373} = 0.148 \text{ m} \text{ και } x_{\epsilon\lambda R} = \frac{x_{\tau\rho R}}{MR} = \frac{0.148}{(1.22)} = 0.12 \text{ m ή } 120\text{mm}$$

Η τιμή αυτή ισχύει για κάθε οπίσθιο τροχό όπου η μεταβολή της αναλογίας κίνησης είναι αμελητέα. Για τους εμπρόσθιους τροχούς η αναλογία ελαττώνεται με την ανύψωση των τροχών, με αποτέλεσμα την μεταβολή του Wheel rate. Αυτό με την σειρά του αλλάζει την στιβαρότητα διατοίχισης που αποτελεί μεταβλητή στην ίδια την μεταφορά βάρους, κλείνοντας έτσι το πρόβλημα σε έναν επαναλαμβανόμενο βρόγχο. Λύση στην περίπτωση αυτή που μας ενδιαφέρει να μην τερματίσουν τα αμορτισέρ είναι να χρησιμοποιήσουμε την αναλογία κίνησης που ισχύει με αυτά σε πλήρη συμπίεση με τις αρχικές στιβαρότητες ελατηρίων. Δεδομένου όμως ότι η διαδρομή των αποσβεστήρων είναι 99mm, πίσω τουλάχιστον θα υπάρχει πρόβλημα, οπότε πρέπει να ξεκινήσουμε από την αρχή.

Προσεγγίζοντας το πρόβλημα διαφορετικά, θα ορίσουμε την επιθυμητή ανύψωση τροχών στατικά, και θα προχωρήσουμε αντίστροφα στην λύση. Έστω λοιπόν $x_{\tau\rho max} = 0.05 \text{ m}$ ή 50mm. Ισχύει από την σχέση (2.7/ι):

$$x_{\tau\rho F} = \frac{W_{\tau\rho F}}{K_{RF}} \Rightarrow K_{RF} = \frac{W_{\tau\rho F}}{x_{\tau\rho F}} = \frac{1568}{0.05} = 31360 \text{ N/mm}$$

$$x_{\tau\rho R} = \frac{W_{\tau\rho R}}{K_{RR}} \Rightarrow K_{RR} = \frac{W_{\tau\rho R}}{x_{\tau\rho R}} = \frac{1881}{0.05} = 37620 \text{ N/mm}$$

Συγκεκριμένα για να βρούμε το Wheel rate γνωρίζοντας το K_R [8] ισχύει:

$$K_W = \frac{K_R K_T}{K_T - K_R} \quad (2.7/κ)$$

Οπότε τα K_{WF}/K_{WR} θα διαμορφωθούν ως $K_{WF} = 37559 \text{ N/mm}$ και $K_{WR} = 46907 \text{ N/mm}$

Έπειτα οι στιβαρότητες διατοίχισης θα είναι από την σχέση (2.7/ε):

$$K_\Phi = \frac{\pi t^2 (K_{WL} K_{WR})}{180 (K_{WL} + K_{WR})} \text{ και } K_{WL} = K_{WR} \text{ τότε έχουμε } K_{\Phi F} = 924 \text{ και } K_{\Phi R} = 1168 \text{ Nm/deg}$$

Στην συνέχεια το Roll gradient θα διαμορφωθεί από την σχέση (2.7/δ) ως:

$$K_\Phi = \frac{Wh_1}{(\Phi/A_y)} \Rightarrow \frac{\Phi}{A_y} = \frac{Wh_1}{K_\Phi} = \frac{7840 \times 0.309}{924 + 1168} = 1.15 \text{ deg/g}$$

Η τιμή αυτή είναι μικρότερη από την αρχικά ορισμένη αλλά αυτό δεν είναι κάτι που θα αποτελέσει πρόβλημα. Μένει να ελέγξουμε εκ νέου την μεταφορά βάρους με τα νέα δεδομένα. Από την σχέση (2.7/στ):

$$\Delta W_F = 928 \text{ N} \text{ και } \Delta W_R = 1191 \text{ N}$$

Η ανύψωση των τροχών από θέση πλήρης πτώσης θα είναι ίση με:

$$x_{\tau\rho F new} = \frac{W_{\tau\rho F new}}{K_{RF}} = \frac{1568 + 928}{31360} = 0.079 \text{ m}$$

$$x_{\tau\rho R new} = \frac{W_{\tau\rho R new}}{K_{RR}} = \frac{1881 + 1191}{37620} = 0.081 \text{ m}$$

Οι παραμορφώσεις των ελατηρίων και συνεπώς η συμπίεση των αποσβεστήρων θα είναι:

$$x_{\epsilon\lambda F} = \frac{x_{\tau\rho F}}{MR} = \frac{0.079}{1.38} = 0.057 \text{ m ή } 57 \text{ mm}$$

$$x_{\epsilon\lambda R} = \frac{x_{\tau\rho R}}{MR} = \frac{0.081}{1.22} = 0.066 \text{ m ή } 66 \text{ mm}$$

Πλέον απομένουν $99-55= 42 \text{ mm}$ και $99-63= 33\text{mm}$ διαδρομής στους αποσβεστήρες. Όπως είναι λογικό, ακόμη και σε οριακές θεωρητικά συνθήκες, οι αποσβεστήρες δεν πρέπει να τερματίζουν διότι αυτό θα αποσταθεροποιούσε το όχημα και θα καταπονούσε σημαντικά πολλά εξαρτήματα. Αν συμπεριλάβουμε τα λάστιχα κρούσεως και μια μικρή διαδρομή ασφαλείας, τότε το παραπάνω αποτέλεσμα κρίνεται καλό. Οι χρησιμοποιούμενες στους τύπους τιμές, όπως αναλογίας κίνησης (Motion ratio), ύψους πόλων διατοίχισης (Roll center), αντιστοιχούν σε στατικό όχημα. Παρ'όλο που αυτές δεν μεταβάλλονται ιδιαίτερα, τα πραγματικά αποτελέσματα θα είναι ελαφρώς διαφορετικά δυναμικά σε σχέση με στάση. Οι τελικές στιβαρότητες των ελατηρίων θα είναι:

$$K_{WF} = \frac{K_{SF}}{MR^2} \Rightarrow K_{SF} = K_{WF} * MR^2 \Rightarrow K_{SF} = 37559 * (1.38)^2 = 71527 \text{ N/mm}$$

$$K_{WR} = \frac{K_{SR}}{MR^2} \Rightarrow K_{SR} = K_{WR} * MR^2 \Rightarrow K_{SR} = 46907 * (1.22)^2 = 69816 \text{ N/mm}$$

Τέλος, οι συχνότητες συντονισμού της αναρτημένης μάζας θα διαμορφωθούν ως:

$$\omega_F = 0.159 * \sqrt{K_{RF}/m_{FS}} = 0.159 * \sqrt{31360/160} = 2.22 \text{ Hz}$$

$$\omega_R = 0.159 * \sqrt{K_{RR}/m_{RS}} = 0.159 * \sqrt{37620/192} = 2.22 \text{ Hz}$$

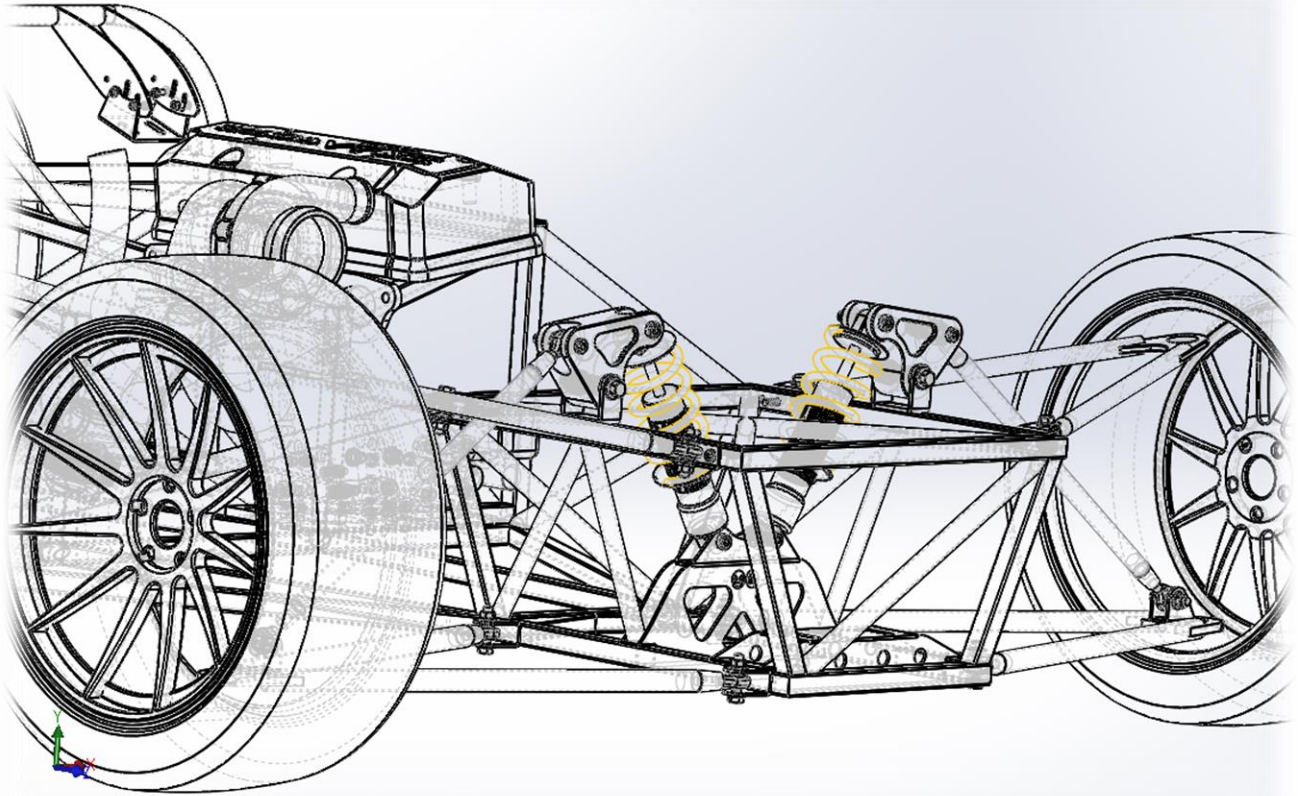
Εάν συμπεριλάβουμε και την απόσβεση, οι συχνότητες αυτές θα είναι μικρότερες. Ως προς την τιμή τους είναι μεγάλες για όχημα δρόμου, αλλά φυσιολογικές για όχημα με προσανατολισμό πίστας.

Συγκεντρωτικά οι μεταβλητές με τις τελικές τους τιμές τους αναφέρονται στον παρακάτω πίνακα.

	Μπροστά	Πίσω
W	3606 N	4233 N
$W_{\tau\rho}$	1568 N	1881 N
Απ/ση άξονα από CG	1.4 m	1.19 m
<i>Motion ratio</i>	1.38-1.31	1.22
K_W	37559 N/mm	46907 N/mm
K_{RF}	31360 N/mm	37620 N/mm
K_{SF}	71527 N/mm	69816 N/mm
$K_{\Phi F}$	924 Nm/deg	1168 Nm/deg
ω	2.22 Hz	2.22 Hz

Πιν.2.7.2 Μεταβλητές υπολογισμού χαρακτηριστικών αμορτισέρ.

2.8 Κατασκευή



Σχ.2.8.1 Τμήμα εμπρός του αυτοκινήτου.

Στο κεφάλαιο αυτό θα εξηγηθούν οι σχετικές με την κατασκευή σχεδιαστικές επιλογές μας, και φυσικά η ίδια η διαδικασία της κατασκευής, όσον αφορά το σύστημα της ανάρτησης. Στα παραπάνω περιλαμβάνονται μεταξύ άλλων, τα υλικά κατασκευής και η μορφή του εκάστοτε εξαρτήματος.

Καλό είναι να ξεκαθαρίσουμε τις απαιτήσεις που έχουμε από το σύστημα αυτό, ώστε να μπορέσουμε να θέσουμε σωστούς ρεαλιστικούς στόχους, και να κατανοήσουμε τις επιλογές που πρέπει να γίνουν ώστε αυτοί να επιτευχθούν.

Ακαμψία

Αξιοπιστία

Επαρκής αντοχή

Οικονομία

Ευκολία κατασκευής και ακρίβεια

Βάρος

Πιν.2.8.1 Σχεδιαστικοί παράγοντες συστήματος ανάρτησης.

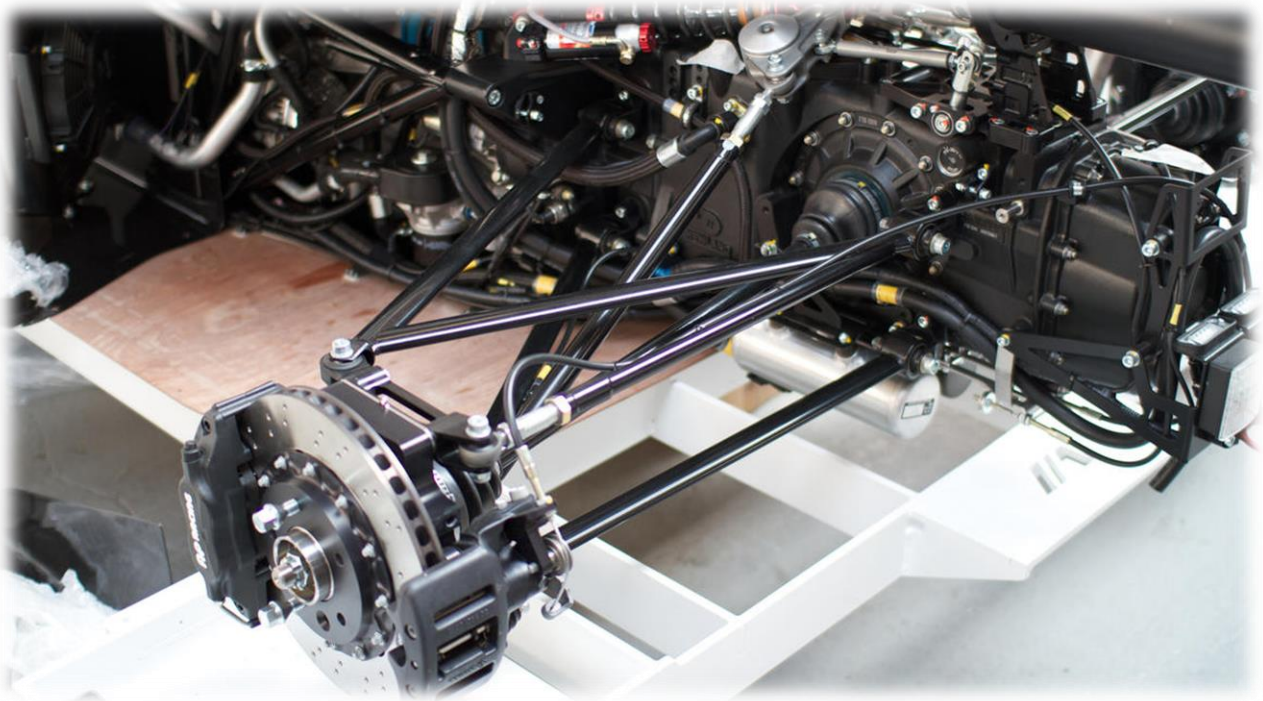
Οι απαιτήσεις αυτές ισχύουν για κάθε στοιχείο του συστήματος αλλά με διαφορετική βαρύτητα στο καθένα, οδηγώντας μας στο να επιλέξουμε πού θα δώσουμε προτεραιότητα. Η έννοια του συμβιβασμού είναι άρρηκτα δεμένη με οποιαδήποτε σχεδιαστική διαδικασία, οπότε εάν θέλουμε για παράδειγμα μέγιστη δυνατή ακαμψία, θα πρέπει είτε να χρησιμοποιήσουμε υλικό με μεγαλύτερη αντοχή και μεγαλύτερο κόστος, είτε φθηνότερο υλικό με μεγαλύτερο πάχος και συνεπώς μεγαλύτερο βάρος. Σε γενικές γραμμές προτιμήθηκε στα κρίσιμα για την ασφάλεια στοιχεία του οχήματος, η αύξηση της ακαμψίας και αξιοπιστίας με κόστος το βάρος. Ιδανικά θα χρησιμοποιούνταν ακριβότερο υλικό με μικρότερο βάρος, αλλά όπως πάντα σημαντικότερος παράγοντας είναι το κόστος. Αναφορικά, τα εξαρτήματα με τα οποία θα ασχοληθούμε στο κεφάλαιο αυτό είναι τα ψαλίδια, η ράβδος ώθησης (Push rod) και ο περιστρεφόμενος βραχίονας (Bell crank).

2.8.1 Ψαλίδια -ράβδος

Ως προς τα ψαλίδια, σκοπός τους είναι να κρατάνε τους τροχούς στην προκαθορισμένη θέση τους κατά την διάρκεια της κίνησής τους, και να μεταφέρουν τις αναπτυσσόμενες στο πέδμα των ελαστικών δυνάμεις στο πλαίσιο του οχήματος. Αυτό σημαίνει πως πρέπει να είναι όσο το δυνατόν άκαμπτα, διότι οποιαδήποτε παραμόρφωσή τους μεταβάλλει την γεωμετρία του συστήματος. Ταυτόχρονα η αντοχή τους πρέπει να οριστεί με έναν επαρκή συντελεστή ασφαλείας, ώστε η συνεχόμενη καταπόνηση να μην αποτελέσει πρόβλημα.

Τα ψαλίδια είναι ο συνδετικός κρίκος του αυτοκινήτου με τα ελαστικά και συνεπώς με το δρόμο. Πλαστική παραμόρφωσή τους ή ακόμα χειρότερα θραύση τους, μπορεί να οδηγήσει σε ατύχημα. Το τελευταίο που θέλουμε είναι να δούμε έναν από τους τροχούς να μας προσπερνάει σε μία στροφή όσο βγαίνουμε εκτός πίστας.

Από άποψη υλικών κατασκευής οι επιλογές ήταν συγκεκριμένες με ξεκάθαρα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα. Ο πιο συνηθισμένος τρόπος κατασκευής ψαλιδιών, με την εξαίρεση οχημάτων μαζικής παραγωγής, είναι με συγκόλληση χαλύβδινων σωλήνων. Επιμέρους εξαρτήματα αποτελούν οι μεταλλικοί σωλήνες, αρθρώσεις, φύλλα μετάλλου κομμένα και στραντζαρισμένα κ.α.



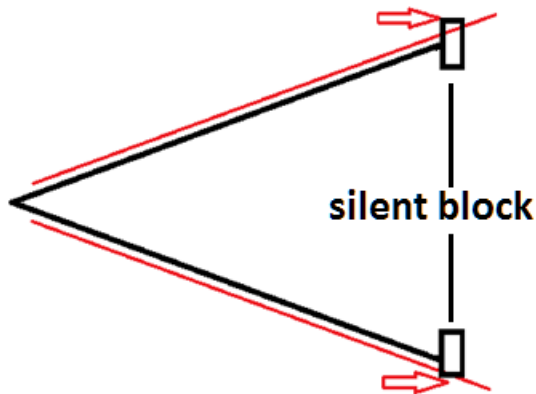
Σχ.2.8.1.1 Συγκολλητά ψαλίδια σε αγωνιστικό όχημα.

Το πρώτο ίσως βήμα για τον προσδιορισμό της μεθόδου κατασκευής, αποτελεί ο ορισμός των συνδετικών “κρίκων” του ψαλιδιού με το πλαίσιο και το ακραζόνιο. Στον παρακάτω πίνακα αναφέρονται οι επιλογές μας.

Μέθοδος	Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
Silent block 	Αθόρυβη λειτουργία, απόσβεση κραδασμών Μικρό κόστος Ευκολία τοποθέτησης	Μεταβολή γεωμετρίας συστήματος ανάρτησης λόγω ελαστικότητας
Silent block Πολυουρεθάνης 	Μικρότερη μεταβολή γεωμετρίας ανάρτησης σε σχέση με απλα silent block Ευκολία τοποθέτησης	Αυξημένη δυσκολία περιστροφής ψαλιδιού Κόστος
Σφαιρικά ρουλεμάν 	Άμεση μεταφορά δυνάμεων από τροχό σε πλαίσιο και το αντίστροφο Σταθερή γεωμετρία ανάρτησης Μικρές τριβές	Περιορισμένη γωνία περιστροφής Δυσκολότερη ενσωμάτωση στο ψαλίδι
Rod end 	Άμεση μεταφορά δυνάμεων από τροχό σε πλαίσιο και το αντίστροφο Σταθερή γεωμετρία ανάρτησης Ευκολότερη τοποθέτηση	Περιορισμένη γωνία περιστροφής Μικρότερη αντοχή σε κρούση, σε σχέση με σφαιρικό ρουλεμάν

Πιν.2.8.1.1 Χαρακτηριστικά διαφόρων μέσων σύνδεσης ψαλιδιών με πλαίσιο.

Πέρα των παραγόντων Πιν.2.8.1.1, σημαντικό κομμάτι είναι η σωστή διοχέτευση των δυνάμεων μεταξύ ψαλιδιών και πλαισίου, και σε γενικές γραμμές στις δυνάμεις “αρέσει” να ταξιδεύουν σε ευθείες. Έχοντας αυτό κατά νου, τα ψαλίδια θα έπαιρναν την παρακάτω μορφή, στην περίπτωση που χρησιμοποιούσαμε απλά σινεμπλόκ.



Σχ.2.8.1.2 Τα παραλληλόγραμμα αντιπροσωπεύουν κομμάτια στρογγυλών σωλήνων για τα σινεμπλόκ.

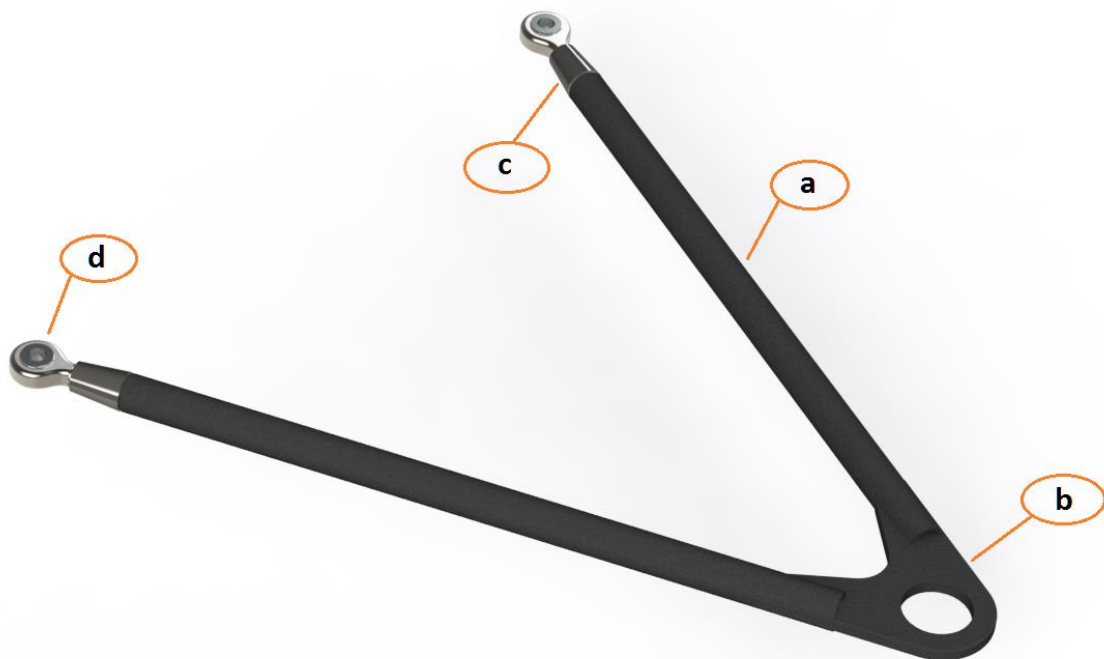
Τα σινεμπλόκ θα έμπαιναν στα παραλληλόγραμμα τμήματα του Σχ.2.8.1.2 με τέτοιο τρόπο, ώστε να είναι παράλληλα με το πλαίσιο. Όπως γίνεται αντιληπτό, στα κομμάτια αυτά δεν θα ασκούσαν καθαρές θλιπτικές τάσεις, αλλά ένας συνδυασμός τους με διατμητικές. Από άποψη αντοχής δεν είναι ένα άλυτο πρόβλημα, αλλά αν αναλογιστούμε και την ανεπιθύμητη ελαστικότητα των σινεμπλόκ, οδηγούμαστε στην απόρριψη αυτής της λύσης.

Στην σειρά έρχεται η χρήση rod end /σφαιρικών ρουλεμάν, με τα πλεονεκτήματα που αναφέρθηκαν στον Πιν.2.8.1.1. Λόγω του ότι έχουν περισσότερους βαθμούς ελευθερίας, επιτρέπουν την ομοαξονική τοποθέτησή τους με τους σωλήνες των ψαλιδιών, απλοποιώντας παράλληλα τον σχεδιασμό των βάσεων τους στο πλαίσιο. Οι δυνάμεις διοχετεύονται έτσι σε ευθεία, αυξάνοντας την μέγιστη αντοχή και ελαττώνοντας ταυτόχρονα την πιθανότητα ατυχήματος. Ανάμεσα στις δύο αυτές λύσεις επιλέχθηκαν τα Rod end, κυρίως γιατί επιτρέπουν μικροπροσαρμογές που πιθανόν να χρειαστούν και γιατί βρέθηκαν σε καλή τιμή. Για την τοποθέτησή τους στα ψαλίδια, κατασκευάστηκαν ένθετα που θα συγκολληθούν στους σωλήνες.

Μετα την κατασκευή την οποία ακολουθεί η βελτιστοποίηση του οχήματος μέσω δοκιμών, θα οριστικοποιηθούν οι ακριβείς τιμές διαφόρων εξαρτημάτων, συμπεριλαμβανομένων των ψαλιδιών.

Αφού γίνει αυτό, θα κατασκευαστούν κάποια στιγμή νέα ψαλίδια με σφαιρικά ρουλεμάν λόγω της καλύτερης τους αντοχή σε κρουστική καταπόνηση, και η γωνία camber θα ρυθμίζεται μέσω ενθέτων στα άνω ψαλίδια.

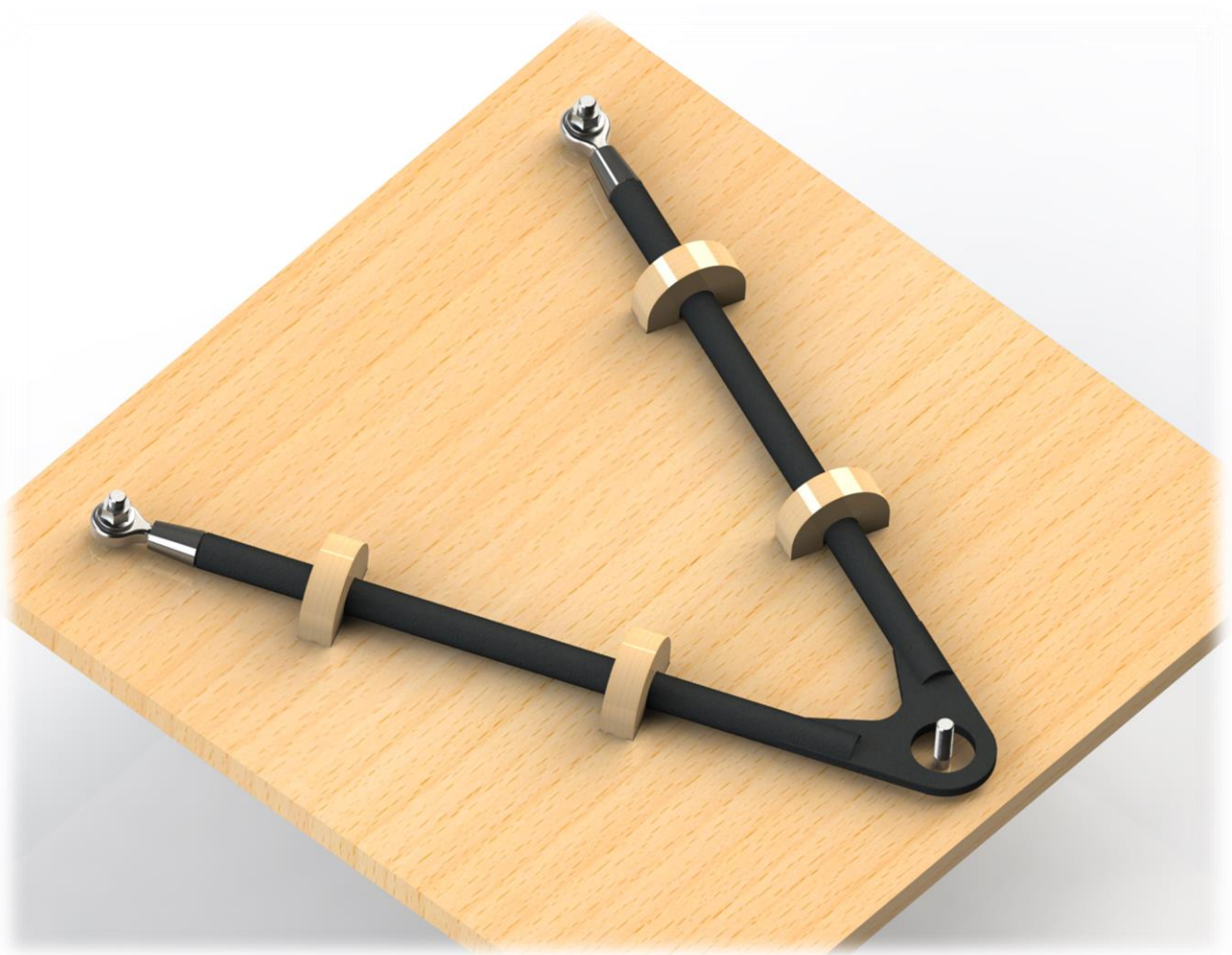
Κύρια χαρακτηριστικά των ψαλιδιών είναι το άνοιγμα και το μήκος τους. Το δεύτερο ορίζεται στο στάδιο του δισδιάστατου σχεδιασμού (§2.4), και είναι η κάθετη απόσταση του κέντρου του άνω μπυλιοφόρου από το κέντρο του rod end. Το άνοιγμα είναι καλό να μεγιστοποιείται και περιορίζεται από χωροταξικούς και κατασκευαστικούς παράγοντες. Τα πάχη των σωλήνων, ενθέτων και Rod end ορίστηκαν με κριτήρια αντοχής. Επόμενο βήμα είναι η "μετάφραση" των τιμών σε ένα πραγματικό μοντέλο. Για την δημιουργία του χρησιμοποιήθηκε όπως και στο υπόλοιπο όχημα το Solidworks. Σημαντικό είναι να χρησιμοποιηθούν οι πραγματικές τιμές των προς χρήση στοιχείων.



Σχ.2.8.1.3 Άνω εμπρόσθιο ψαλίδι σε περιβάλλον Solidworks.

Τα επιμέρους στοιχεία του ψαλιδιού αποτελούν οι σωλήνες (a), η πλάκα (b) που θα πρεσσαριστεί το "μπαλάκι", τα ένθετα (c) και τα Rod end (d). Για να εξαχθούν οι τελικές τιμές μήκους των σωλήνων, τα Rod end τοποθετήθηκαν στο πρόγραμμα ως πλήρως βιδωμένα.

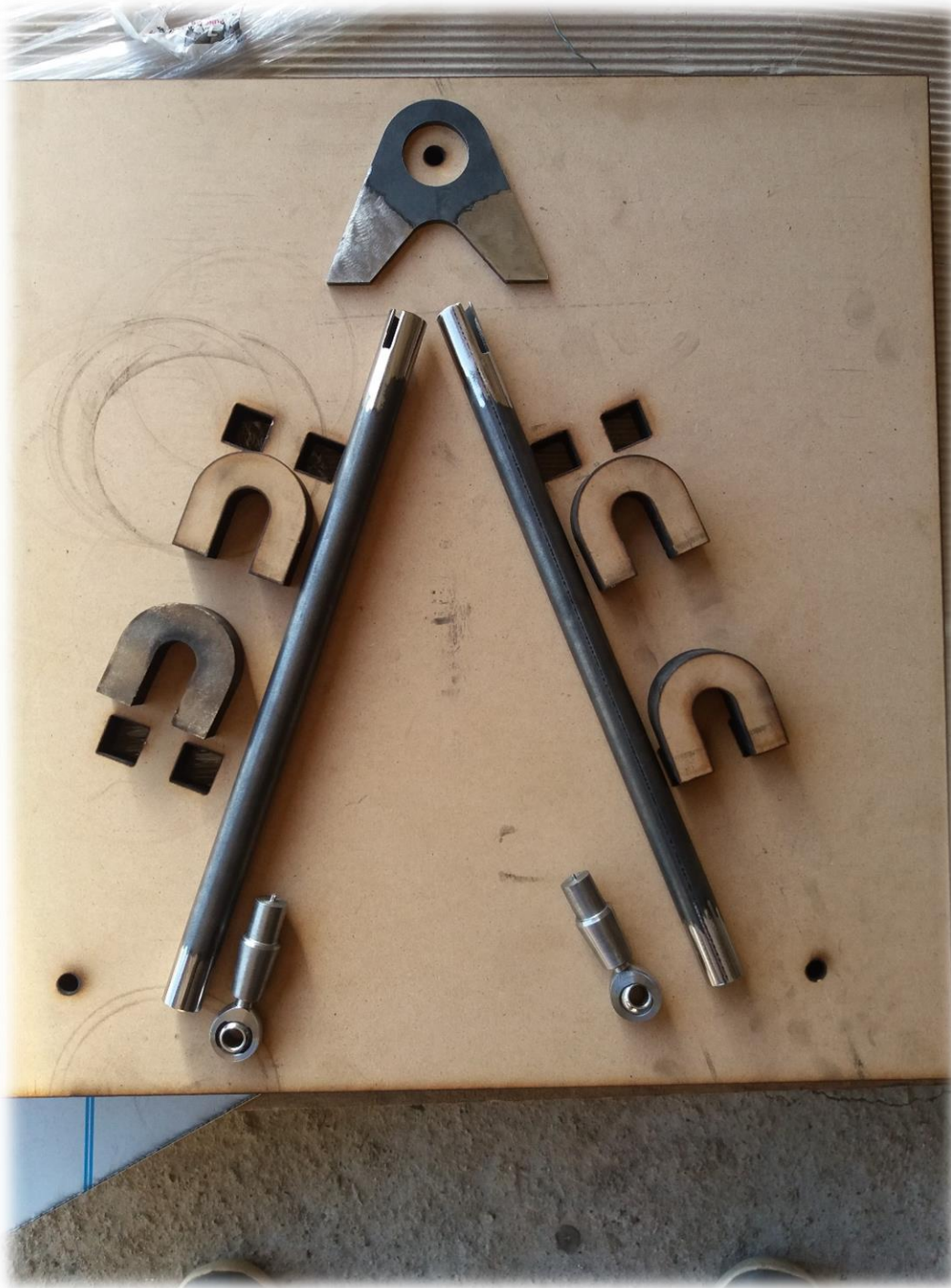
Με την οριστικοποίηση του μοντέλου αυτού Σχ.2.8.1.3, σχεδιάστηκε η μήτρα κατασκευής. Σκοπός της είναι η συγκράτηση των στοιχείων στην προκαθορισμένη θέση τους, περιορίζοντας την ανάγκη για ακριβείς μετρήσεις, προσφέροντας ταυτόχρονα ένα <<τρίτο χέρι>> για την φάση της συγκόλλησης. Το υλικό της είναι ξύλο MDF πάχους 22 χιλιοστών, που αποδείχθηκε εξαιρετικά δυνατό με μεγάλη αντοχή στις θερμοκρασίες της συγκόλλησης.



Σχ.2.8.1.4 Άνω εμπρόσθιο ψαλίδι με την μήτρα του.Φωτορεαλιστικό μοντέλο Solidworks.

Μία μήτρα χρησιμοποιήθηκε και για τις δύο πλευρές με το ένα ψαλίδι ως καθρέπτη του άλλου. Τα <<Π>> που συγκράτησαν στην θέση τους τα κομμάτια σχεδιάστηκαν με ανοχή 0.25mm και ως προς την ξύλινη βάση τους, αλλά και σε σχέση με το ψαλίδι. Για την ράβδο ώθησης (Push rod) χρησιμοποιήθηκαν τα ίδια ένθετα και Rod end, με διαφορά στην διάμετρο του σωλήνα.

Παρακάτω βλέπουμε τα αναφερόμενα στοιχεία στην πράξη, στην φάση της προετοιμασίας για συγκόλληση. Οι σωλήνες κόπηκαν στο σωστό μήκος, καθαρίστηκαν και τοποθετήθηκαν στην δευτερεύουσα μήτρα. Υλικό των εικονιζόμενων κομματιών αποτέλεσε για την έδρα του σφαιρικού συνδέσμου (b) χάλυβας St-44, για τους σωλήνες (a) χάλυβας St-37, και για τα ένθετα (c) χάλυβας CK60. Η αντιστοιχία των παραπάνω φαίνεται στο Σχ.2.8.1.3.



Σχ.2.8.1.5 Εμπρόσθιο άνω ψαλίδι πριν την συγκόλληση.

Ο λόγος που χρησιμοποιήθηκαν διαφορετικά κράματα ήταν κυρίως η επιθυμητή μεγαλύτερη ακαμψία και αντοχή. Ιδανικά οι σωλήνες θα ήταν από St-44, όπως η κομμένη στο laser πλάκα (b). Το γεγονός ότι είναι διαφορετικά τα κράματα που αποτελούν τα στοιχεία του ψαλιδιού δεν αποτελεί πρόβλημα μέχρι ένα βαθμό, εάν χρησιμοποιηθούν σωστές μέθοδοι συγκόλλησης. Το μόνο στοιχείο που χρειάστηκε περισσότερη προσοχή ήταν τα ένθετα (c) των Rod end. Αναλογιζόμενοι ότι από αυτά μεταφέρονται οι δυνάμεις από το ψαλίδι στο πλαίσιο του αυτοκινήτου, η καταπόνησή τους είναι σημαντική. Επιπλέον τα Rod end είναι κατασκευασμένα από χρωμομολυβδένιο, που σημαίνει πως τα ένθετά τους θα αποτελούσαν τον ευαίσθητο κρίκο του ψαλιδιού. Σε αντίθεση με το St-44, στον χάλυβα CK60 υπάρχει σημαντικά μεγαλύτερο ποσοστό άνθρακα, κάτι που το κάνει ευπαθές στην δημιουργία ρωγμών. Για να μην αποτελέσει αυτό πρόβλημα, πρέπει να προθερμανθεί το ένθετο σε θερμοκρασία περίπου 250 βαθμών. Επιβεβαίωση για την θερμοκρασία του μετάλλου είναι το χρώμα που παίρνει σε αυτήν την θερμοκρασία. Για σιγουριά χρησιμοποιήθηκε όμως θερμικό πιστόλι μέτρησης θερμοκρασίας.



Σχ.2.8.1.6 Προθέρμανση ενθέτων πριν την συγκόλληση.

Όλη η παραπάνω διαδικασία επαναλήφθηκε με μια μικρή διαφορά στα κάτω ψαλίδια τόσο μπροστά όσο και πίσω. Τα ακραξόνια συνδέονται στα κάτω ψαλίδια μέσω κώνων. Αυτό σημαίνει ότι σε αυτά θα πρέπει να υπάρχει αντίστοιχη θηλυκή οπή. Τα συγκεκριμένα κομμάτια που κόπηκαν στο laser είχαν μία οπή στην οποία συγκολλήθηκαν θηλυκοί κώνοι που ταίριαζαν με αυτούς στα ακραξόνια.



Σχ.2.8.1.7 Πλάκες κάτω ψαλιδιών με τους κώνους.

Προσοχή δόθηκε στο να είναι όλοι οι κώνοι στο σωστό ύψος που ορίστηκε στην μελέτη της γεωμετρίας. Ακόμη και μικρές αποκλίσεις μπορούν να οδηγήσουν σε διαφορετικές τιμές γωνίας camber στους τροχούς, "χαλώντας" έτσι την πολυπόθητη συμμετρία. Οι πλάκες είχαν πάχος 10mm ώστε οι κώνοι να έχουν αρκετή επιφάνεια επαφής και να μην παραμορφωθούν κατά την συγκόλληση. Κάτι τέτοιο θα αχρήστευε την πλάκα διότι η διόρθωση του κώνου θα ήταν δύσκολη και χρονοβόρα.

2.8.2 Βραχίονας

Αναπόσπαστο μέρος του συστήματος, είναι ο βραχίονας που μεταφέρει την δύναμη του ελατηρίου στον τροχό με την προσχεδιασμένη προοδευτικότητα. Λόγω του ότι η αναλογία κίνησης (Motion ratio) εξαρτάται σημαντικά από αυτόν, όπως φυσικά και η ευαισθησία απόκρισης του αποσβεστήρα, πρέπει το σχήμα του να μην μεταβάλλεται και ταυτόχρονα να μην περιορίζουν μεγάλες τριβές την περιστροφή του. Όπως και τα ψαλίδια, η μορφή του ορίστηκε στο (§2.5), αφήνοντας έτσι το κατασκευαστικό κομμάτι για το συγκεκριμένο κεφάλαιο. Αυτό που απέμεινε συνεπώς να καθοριστεί είναι το πάχος του βραχίονα, η διάμετρος των οπών του και η επιλογή των κατάλληλων ρουλεμάν.



Σχ.2.8.2.1 Βραχίονας με αμορτισέρ και ράβδο ώθησης (Push rod). Φωτορεαλιστικό μοντέλο στο Solidworks.

Στο Σχ.2.8.2.1 παρατηρούμε ότι στον βραχίονα εδράζονται το αμορτισέρ και η ράβδος ώθησης. Συνεπώς οι οπές πρέπει να είναι ίδιες με το αντίστοιχο συνεργαζόμενο εξάρτημα. Τα Rod end της ράβδου έχουν οπή $\Phi 10$ και ο αποσβεστήρας οπή 12.7mm, σύμφωνα με τον κατασκευαστή (SPAX). Για την εφαρμογή επιλέχθηκαν για κάθε βραχίονα ένα ζευγάρι ρουλεμάν τύπου <<NKX12Z>>, με εσωτερική διάμετρο 12mm, που θα στερεωθούν σε βαμένο άξονα αντίστοιχης διαμέτρου.

Περιορισμούς στο σχήμα του βραχίονα αποτέλεσαν ο αποσβεστήρας, που σαφώς δεν πρέπει να έρχεται σε επαφή καθ'όλη την διαδρομή του, η απόσταση του βραχίονα από την βάση του και η απόσταση ασφαλείας της περιφέρειας του Rod end από αυτόν.

Σαφώς, πριν το τελικό μοντέλο Σχ.2.8.2.1, σχεδιάστηκαν και άλλες εκδοχές με διάφορα πλεονεκτήματα/μειονεκτήματα. Δεύτερη επικρατέστερη ήταν η παρακάτω.



Σχ.2.8.2.2 Εναλλακτικό μοντέλο βραχίονα Sheet metal.

Τα επιμέρους στοιχεία της παραλλαγής αυτής είναι το στραντζαρισμένο φύλλο χάλυβα πάχους 3mm, το στέλεχος έδρασης των ρουλεμάν ενδιάμεσα, και τα ρουλεμάν.

Σε αυτό το σημείο καλό είναι να αναφερθούν τα κριτήρια με τα οποία έγινε η τελική επιλογή της μεθόδου κατασκευής του βραχίονα.

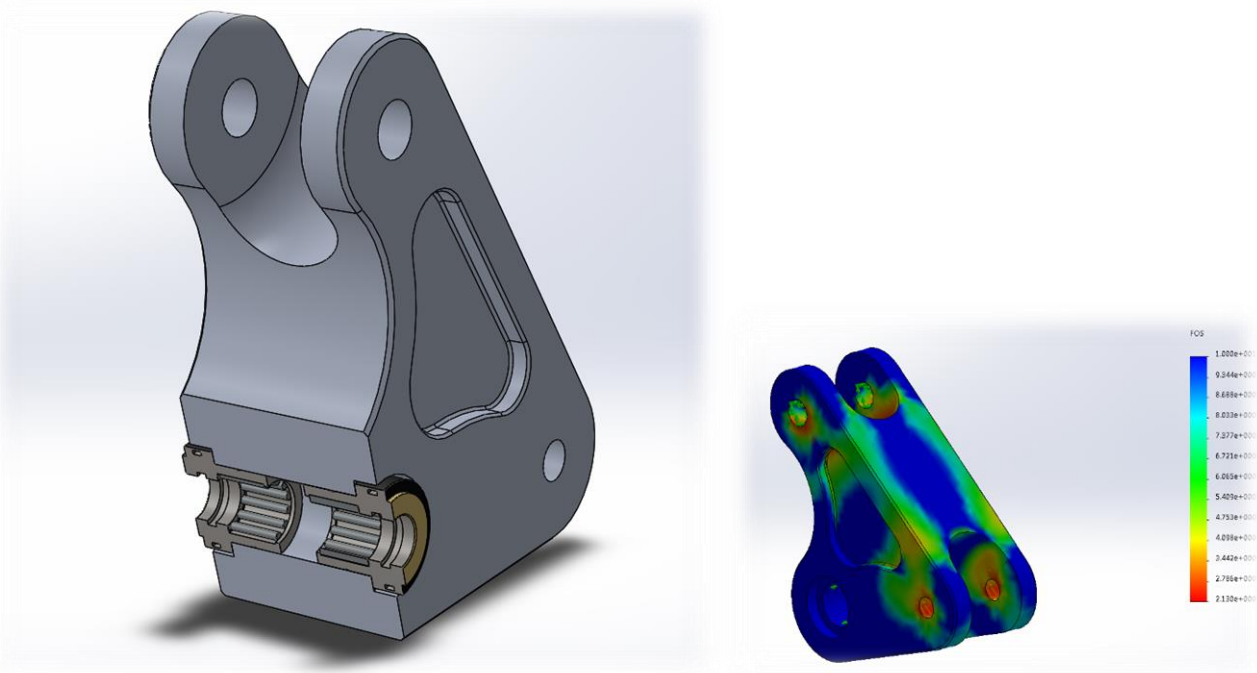
Εκδοχή	Μειονεκτήματα	Πλεονεκτήματα
Billet αλουμίνιο 6061	Κόστος, χρόνος κατασκευής	Αντοχή, μεγάλη ακρίβεια ανοχών, εμφάνιση.
Sheet metal St44-2	Αντοχή, δυσκολία επίτευξης τελικών ανοχών, εμφάνιση	Κόστος, ταχύτητα κατασκευής

Πιν.2.8.2.1 Εκδοχές περιστρεφόμενου βραχίονα.

Η εκδοχή από φύλλο μετάλλου είναι σχετικά απλή στην κατασκευή με “δυσκολότερο” κομμάτι την τórνευση του στελέχους έδρασης των ρουλεμάν. Οι ανοχές τοποθέτησης τους είναι εξαιρετικά σημαντικές για την σωστή λειτουργία και διάρκεια ζωής τους. Ακόμη και με σωστή αρχική τórνευση, επόμενο βήμα θα ήταν η συγκόλληση του στελέχους στο στραντζαρισμένο κομμάτι, κάτι που μπορεί να παραμορφώσει σε μικρό βαθμό την στρογγυλότητα των οπών λόγω της θερμότητας. Αυτό δεν οδηγεί φυσικά σε αχρήστευση του κομματιού, αλλά αφαιρεί ζωή από τα ακριβά ρουλεμάν. Το όχημα αυτό, όπως και κάθε εξάρτημά του, δεν σχεδιάστηκαν με λογική περιορισμένης αγωνιστικής χρήσης θυσιάζοντας χρόνο ζωής για επιδόσεις. Κάθε εξάρτημα πρέπει να εξυπηρετεί το σκοπό του με φυσιολογική διάρκεια ζωής και αξιόπιστα. Κάποιες φορές είναι καλύτερα να δώσουμε κάτι παραπάνω αρχικά σε χρήματα για ένα ποιοτικό εξάρτημα, παρά να αγοράζουμε/κατασκευάζουμε ξανά ένα υποδεέστερο. Έτσι εξοικονομούνται χρήματα και χρόνος, ενώ η πιθανότητα αστοχίας μικραίνει.

Στην περίπτωση, αυτή όπου τα πλεονεκτήματα είναι ξεκάθαρα, η επιλογή έγινε ακόμη πιο εύκολα αφού βρέθηκε χορηγός για το υλικό κατασκευής, κόβοντας πρακτικά το κόστος στο μισό. Ως μέθοδος χρησιμοποιήθηκε το φρεζάρισμα με CNC από ένα κομμάτι αλουμίνιο 6061. Μετά από αυτό το βήμα, δεν απαιτείται κάτι πέρα από την τοποθέτηση των ρουλεμάν και το κομμάτι είναι έτοιμο προς χρήση.

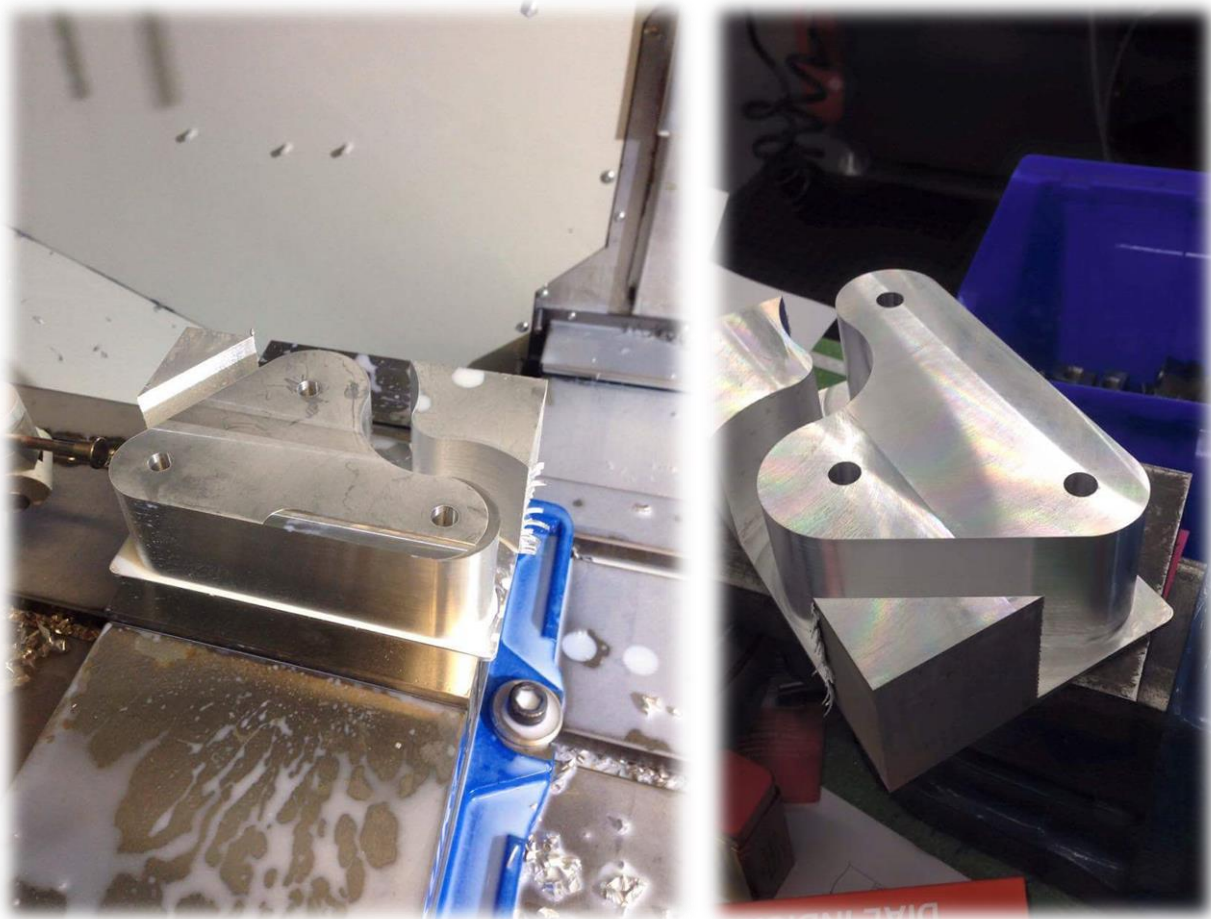
Ο βραχίονας βελτιστοποιήθηκε συνεπώς στο Solidworks μέχρι να είναι έτοιμος για κατασκευή. Το πλάτος του ορίστηκε έτσι ώστε τα ρουλεμάν να προεξέχουν 3mm από κάθε πλευρά με μία εσωτερική απόσταση 10mm μεταξύ τους. Το κενό αυτό είναι απαραίτητο ώστε να μπορούν να αφαιρεθούν αργότερα. Επίσης το υλικό στα σημεία έδρασης του αποσβεστήρα και ράβδου πρέπει να είναι αρκετό για λόγους ασφαλείας, όπως και αποδείχθηκε στον έλεγχο πεπερασμένων στοιχείων.



Σχ.2.8.2.3 Μερική τομή βραχίονα και FEA στο περιβάλλον του Solidworks.

Η διάμετρος της κύριας οπής των ρουλεμάν ορίστηκε στα 20.99mm, αφήνοντας 0.01mm ανοχή με βάση τις οδηγίες της SKF. Για τον έλεγχο πεπερασμένων στοιχείων χρησιμοποιήθηκε δύναμη 4000N (περισσότερη από την προβλεπόμενη) στο σημείο έδρασης της ράβδου και ο ελάχιστος συντελεστής ασφαλείας παρατηρήθηκε στο ίδιο σημείο και τις αντίστοιχες οπές του αποσβεστήρα. Παρ'ότι η φορά της ασκούμενης δύναμης δεν είναι σταθερή, το σημείο έδρασης των ρουλεμάν δεν δέχεται σημαντικά φορτία σε όλο το εύρος περιστροφής του βραχίονα. Ο ελάχιστος και μέγιστος συντελεστής ασφαλείας για την δεδομένη φορά/κατεύθυνση είναι 2.1-10 αντίστοιχα και κυμαίνεται γενικά σε αυτά τα πλαίσια. Στην συγκεκριμένη μελέτη πεπερασμένων στοιχείων δεν συμπεριλήφθησαν οι βίδες, αποστάτες και λοιπά στοιχεία που κατανέμουν τα φορτία σε μεγαλύτερη επιφάνεια, αυξάνοντας έτσι επιπλέον τον συντελεστή ασφαλείας.

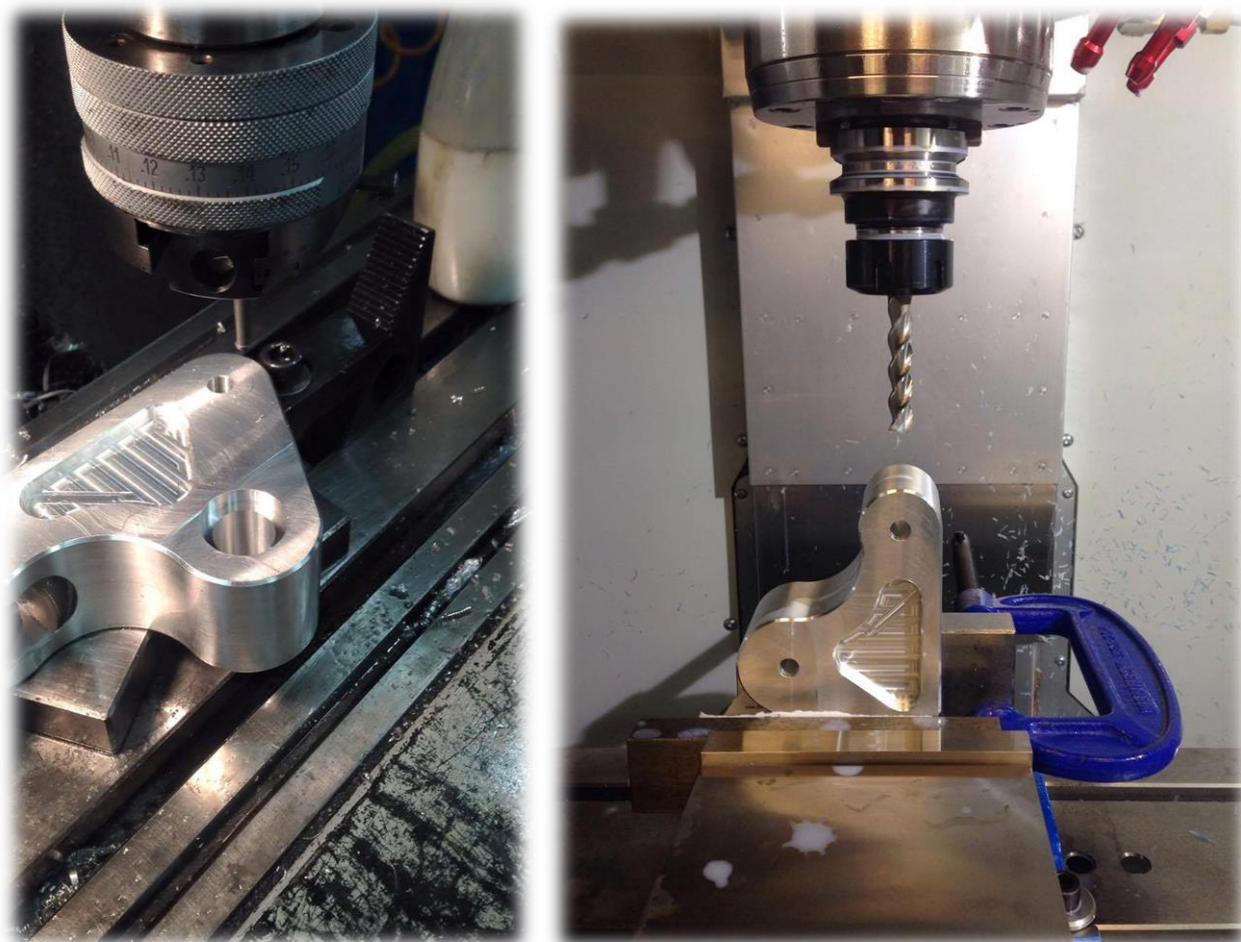
Παρακάτω βλέπουμε την διαδικασία κατασκευής από την αρχή έως το τελικό αποτέλεσμα. Το χρησιμοποιούμενο μέταλλο είναι αλουμίνιο 6061. Επιλέχθηκε κυρίως λόγω διαθεσιμότητας, ωστόσο δεν θα χρησιμοποιούνταν εάν δεν άντεχε.



Σχ.2.8.2.4 Φάση εκχόνδρισης.

Σε γενικές γραμμές το κομμάτι σχεδιάστηκε με ελάχιστη αφαίρεση υλικού όπου και όσο χρειάζεται στα σημεία που εδράζονται τα συνεργαζόμενα εξαρτήματα. Δεδομένου ότι το βάρος του δεν είναι μεγάλο, δεν κρίθηκε απαραίτητο να θυσιάσει αντοχή για μια μικρή σχετικά ελάττωση βάρους. Ως προς την εναλλακτική κατασκευή από φύλλο χάλυβα, το μοντέλο αυτό υπερέχει σημαντικά στην αντοχή του σε δυνάμεις που δεν ασκούνται στο επίπεδο "y-z" Σχ.2.2.1. Φυσιολογικά τέτοιες δυνάμεις δεν πρόβλεπεται και δεν πρέπει να υπάρχουν. Στην περίπτωση ατυχήματος όμως μπορεί να αποδειχθεί πολύτιμο πλεονέκτημα.

Μετά την φάση εκχόνδρισης, σειρά είχε το άνοιγμα των εσοχών στα σημεία έδρασης των συνεργαζόμενων εξαρτημάτων (αποσβεστήρας, ράβδος).



Σχ.2.8.2.5 Άνοιγμα οπών και λοξοτομών.

Προς αποφυγή συγκέντρωσης τάσεων και γενικά ασφάλεια, σε όλο το μήκος της περιφέρειας και της εσοχής έγινε μία λοξοτομή. Ο τραυματισμός από κατεργασμένα τεμάχια δεν είναι σπάνιο φαινόμενο, οπότε αυτό το πρόσθετο βήμα εκτός από αισθητικά καλό, έχει ουσία. Το τελικό αποτέλεσμα είναι εξαιρετικό τόσο από ανοχές, αλλά και ποιοτικά-εμφανισιακά, χαρη στον καλό προγραμματισμό και χειρισμό της εργαλειομηχανής από τον φίλο Στέφανο Καραπαναγιωτίδη.



Σχ.3.1 Πλαίσιο αυτοκινήτου παραγωγής.

Στα παρακάτω κεφάλαια θα αναλυθεί ο ρόλος γενικά του πλαισίου σε ένα όχημα, τα διαφορετικά είδη τους και φυσικά οι λεπτομέρειες για το πώς φτάσαμε στο τελικό πλαίσιο του οχήματος της εργασίας. Περιλαμβάνονται οι σχεδιαστικοί και κατασκευαστικοί παράγοντες, οι διάφοροι περιορισμοί που προκύπτουν και φυσικά η φάση της κατασκευής.

3.1 Τύποι Πλαισίων



Σχ.3.1.1 Πλαίσιο του οχήματος της εργασίας πριν την βαφή.

Το πλαίσιο οποιουδήποτε αυτοκινήτου αποτελεί το συνδετικό κρίκο μεταξύ των επιμέρους εξαρτημάτων του, δημιουργώντας έτσι από το άθροισμά τους ένα λειτουργικό σύστημα με συγκεκριμένο σκοπό. Υπάρχουν πολλά είδη πλαισίων με πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα, αλλά σε τελική ανάλυση όλα εξυπηρετούν τον ίδιο σκοπό. Τα είδη αυτά δεν θα αναλυθούν πολύ, διότι ξεφεύγουν του σκοπού της εργασίας αυτής, και συνεπώς θα περιοριστούμε στην απλή αναφορά τους μαζί με τα κύρια χαρακτηριστικά τους.

ladder frame ‘Σκάλας’

Monocoque

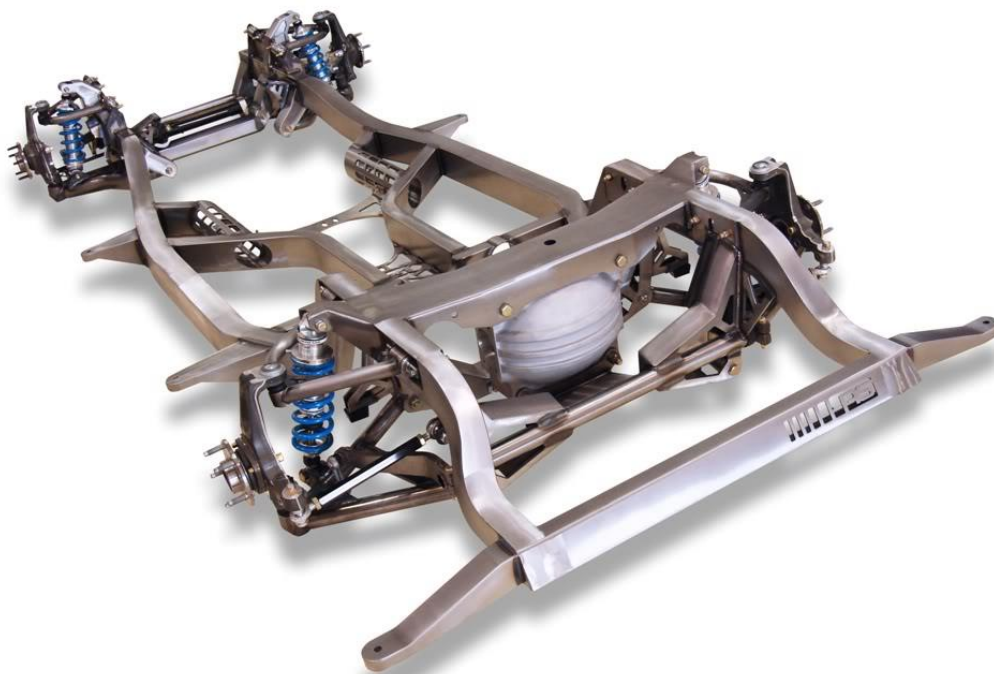
Backbone

Χωροδικτύωμα

Πιν.3.1.1 Βασικά είδη πλαισίων.

Τα αναφερόμενα στον Πιν.3.1.1 πλαίσια είναι τα κύρια που χρησιμοποιούνται σήμερα, με κάποιες παραλλαγές κυρίως στα υλικά και μέθοδο κατασκευής τους. Δεν υπάρχει σε γενικές γραμμές καλό ή κακό ανάμεσα στα παραπάνω, αλλά ιδανικό για την εκάστοτε εφαρμογή. Η κάθε εταιρία ή σχεδιαστής έχει την ευχέρεια να επιλέξει τι εξυπηρετεί καλύτερα την συγκεκριμένη εφαρμογή, και ποιοι παράγοντες είναι οι σημαντικότεροι. Στα προηγούμενα κεφάλαια έγινε κατανοητή η έννοια του συμβιβασμού ως αναπόσπαστο κομμάτι οποιασδήποτε σχεδιαστικής διαδικασίας, και το πλαίσιο δεν αποτελεί εξαίρεση. Η παραμικρή μεταβολή των χαρακτηριστικών ενός εξαρτήματος ή μέρους ενός, επιφέρει αλλαγές στο όχημα σαν σύνολο. Η επίγνωση της ύπαρξής τους και η αναγνώρισή τους, κάνει στον σχεδιαστή φανερούς τους συμβιβασμούς που πρέπει να κάνει για να πετύχει αυτό που θέλει. Παρακάτω, θα αναφέρουμε συνοπτικά τα πλεονεκτήματα/μειονεκτήματα των πλαισίων του Πιν.3.1.1.

Τα τύπου "σκάλας" χρησιμοποιούνται σχεδόν κατά κανόνα σε φορτηγά, μεγάλα SUV, εκτός δρόμου 4x4, και μερικά οχήματα επιδόσεων (dragster). Κύρια χαρακτηριστικά τους είναι το μειωμένο κόστος, η απλότητα κατασκευής και η δυνατότητα υποστήριξης μεγάλων φορτίων. Μειονεκτήματα αποτελούν η μικρή στρεπτική ακαμψία (συνεπώς επιδόσεις σε στροφές), και η άνεση καμπίνας λόγω μειωμένης ικανότητας απόσβεσης κραδασμών. Στο τελευταίο δίνεται λύση με μαλακά αμορτισέρ, μεγάλου προφίλ ελαστικά, και πρόσθετη απόσβεση στα καθίσματα στην περίπτωση των φορτηγών.



Σχ.3.1.2 Πλαίσιο τύπου "σκάλας" από μία Chevrolet Corvette.

Τα Μονocoque αποτελούν το πιο ευρέως χρησιμοποιούμενο είδος, μιας και το 90% περίπου των οχημάτων που κυκλοφορούν σήμερα βασίζονται σε αυτά. Αποτελούνται από πολλά πρεσσαρισμένα και συγκολλημένα φύλλα χάλυβα ή αλουμινίου διαμορφώνοντας έτσι το βασικό σχήμα του οχήματος. Είναι ιδανικά για μεγάλες μονάδες παραγωγής λόγω της χρήσης καλουπιών για τα περισσότερα στοιχεία τους και δεν αποτελούν οικονομική λύση όταν πρόκειται να κατασκευαστούν λίγα κομμάτια για τον ίδιο λόγο. Κατασκευάζονται σχεδόν κατά κανόνα με αυτοματοποιημένες μεθόδους συγκόλλησης και επεξεργασίας. Σε ακριβότερα μοντέλα χρησιμοποιούνται πλέον εκτεταμένα ανθρακονήματα για την κατασκευή τους, θυσιάζοντας κόστος για ακαμψία, μειωμένο βάρος και τελικά επιδόσεις. Ωστόσο, στην περίπτωση αυτή δεν χρησιμοποιείται η μέθοδος της συγκόλλησης λόγω της φύσης του υλικού. Το πλαίσιο κατασκευάζεται από όσο το δυνατόν λιγότερα επιμέρους ανθρακονημάτινα κομμάτια πάλι μέσω καλουπιών, αλλά ακολουθείται μια τελείως διαφορετική διαδικασία που περιλαμβάνει περισσότερο τον ανθρώπινο παράγοντα.



Σχ.3.1.3 Μονocoque οχήματος.

Τα πλαίσια τύπου Backbone παρατηρούνται κυρίως σε μικρής παραγωγής οχήματα, λόγω απλότητας στον σχεδιασμό και την κατασκευή. Το όνομα τους προέρχεται από την όψη τους που μοιάζει με ραχοκοκκαλιά. Έχουν επίσης μικρό σχετικά βάρος συγκριτικά με άλλους τύπους πλαισίων όπως είναι λογικό δεδομένου του όγκου του χρησιμοποιούμενου μετάλλου, θυσιάζοντας φυσικά άλλα προτερήματα. Δεν αποτελούν ιδανική λύση για οχήματα με επιδόσεις λόγω της μικρής στρεπτικής ακαμψίας, ή όπου απαιτείται ταυτόχρονα κάποιος μεγαλύτερος βαθμός άνεσης, λόγω της μικρής απόσβεσης κραδασμών. Θεωρούνται παρόμοια με τα τύπου "σκαλας", με βασική διαφορά την μικρότερη ικανότητα υποστήριξης μεγάλων φορτίων.



Σχ.3.1.4 Πλαίσιο τύπου Backbone.

Τέλος, τα πλαίσια χωροδικτυώματος χρησιμοποιούνται σε μικρής παραγωγής οχήματα επιδόσεων, λόγω του μικρού τους βάρους και της μαγαλύτερης ακαμψίας.

Σε γενικές γραμμές σχεδιάζονται έτσι ώστε να προσφέρουν τα απαραίτητα σημεία στήριξης και ενισχύσεις εκεί που είναι απαραίτητο, διαμορφώνοντας έτσι έναν βασικό σκελετό. Επάνω σε αυτόν τοποθετείται αργότερα το αμάξωμα που δεν ακολουθεί συνήθως τις γραμμές του πλαισίου και αποτελεί ένα είδος κουκούλας.

Για την κατασκευή τους χρησιμοποιούνται κυρίως χαλύβδινοι σωλήνες και κοιλοδοκοί οι οποίοι συγκολλούνται μεταξύ τους.

Να προσφέρει σημεία στήριξης για το σύστημα ανάρτησης, κινητήρα, διαφορικό κτλ

Μέγιστη ακαμψία και αντοχή

Μικρό βάρος

Ασφάλεια

Καλή σχέση κόστους/απόδοσης

Πιν.3.1.2 Απαιτήσεις από το πλαίσιο.

Δεδομένου ότι ακόμα και ολοκληρωμένο το αυτοκίνητο δεν βρίσκεται στην μορφή που είναι επιθυμητό να φτάσει λόγω έλλειψης κεφαλαίου, πρέπει να τοποθετηθούν βάσεις και στηρίξεις για εξαρτήματα που προβλέπεται να τοποθετηθούν. Για κάλυψη αυτών καθώς και μη προβλεπόμενων αναγκών σε στηρίξεις, συγκολλήθηκαν μικρά "αυτάκια" σε στρατηγικά σημεία.



Σχ.3.1.5. "Αυτάκι" στήριξης.

3.2 Εξέλιξη του πλαισίου

Όπως είναι φυσικό, το πλαίσιο δεν πήρε την τελική του μορφή σε μία μέρα. Αντιθέτως ήταν το πιο χρονοβόρο εξάρτημα του αυτοκινήτου ως προς τον σχεδιασμό. Μεγάλη προσοχή δόθηκε στο να καλύψει όσον το δυνατόν καλύτερα τις λειτουργίες που του αναλογούν, δεδομένου ότι δεν είναι εύκολο να γίνουν επεμβάσεις σε αυτό αφού συγκολληθεί και βαφεί. Ακόμη, πιθανά λάθη θα οδηγούσαν σε ίσως σε ακριβά και μη επιλύσιμα προβλήματα. Η πληθώρα εξαρτημάτων που στηρίζονται στο πλαίσιο καθώς και η αλληλεξάρτησή τους ήταν καθοριστικά για το σχήμα του. Έχοντας πεί αυτό, συμπεραίνουμε ότι τα εξαρτήματα αυτά πρέπει να είναι διαθέσιμα πριν ξεκινήσει ο σχεδιασμός του, ωστόσο αυτό δεν ήταν δυνατό κυρίως για οικονομικούς λόγους. Ταυτόχρονα όμως κάποια εξαρτήματα ως συνεργαζόμενα κομμάτια με το πλαίσιο εξαρτώνται σχεδιαστικά από αυτό, κάνοντας αυτόματα πιο πολύπλοκο το έργο του σχεδιαστή.

Συμπερασματικά, το πλαίσιο δεν αναπτύχθηκε ανεξάρτητα αλλά ταυτόχρονα με άλλα συστήματα όπως αυτό της ανάρτησης, ακολουθώντας έναν επαναλαμβανόμενο κύκλο αλλαγών έως ότου να φτάσουμε στο επιθυμητό αποτέλεσμα. Παρακάτω αναφέρονται οι κύριοι παράγοντες που διαμόρφωσαν το σχήμα του πλαισίου.

Χωροταξία

Γεωμετρία συστήματος ανάρτησης

Αντοχή

Εργονομία

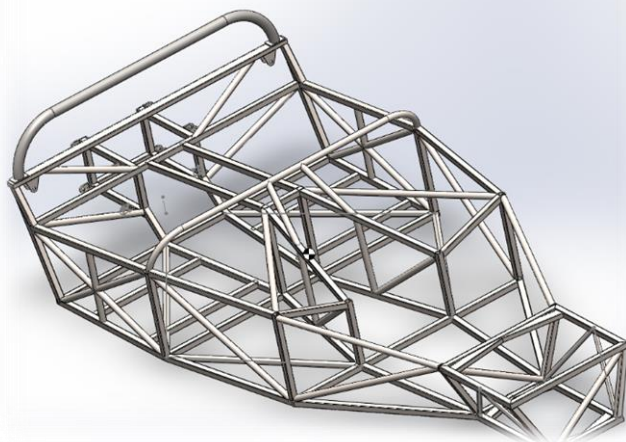
Λειτουργικότητα

Μέγιστες διαστάσεις οχήματος

Πιν.3.2.1 Σχεδιαστικοί παράγοντες για το πλαίσιο.

Το πρώτο βήμα για την δημιουργία του σασί ήταν η κατασκευή ενός πρόχειρου, πάνω στο οποίο μπορούν να γίνουν αλλαγές εύκολα, έως ότου να πάρει μία τελική μορφή. Έτσι θα γίνουν φανερά προβλήματα καθώς και λύσεις που δεν θα ήταν δυνατό να προβλεφτούν διαφορετικά. Για να ξεκινήσει αυτό το βήμα, όπως είναι φυσικό πρέπει να έχουμε μια καλή εικόνα της όψης του οχήματος και των βασικών του χαρακτηριστικών. Δεν μπορεί κανένας να πετύχει έναν στόχο εάν πρώτα δεν τον ορίσει.

Έχοντας στο μυαλό τα παραπάνω, τοποθετήθηκαν τα κύρια και όσα εξαρτήματα ήταν διαθέσιμα στις θεωρητικές τους θέσεις. Έπειτα με την χρήση τετράγωνων λεπτών κοιλοδοκών χτίστηκε σταδιακά ένα πρόχειρο πλαίσιο, γνωστό και ως simple chassis (§1.4). Οι κοιλοδοκοί επιλέχθηκαν λόγω κόστους, διαθεσιμότητας και ευκολίας στην τροποποίηση. Εναλλακτικά θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί οτιδήποτε εξυπηρετεί το σκοπό. Σημειώνεται πως σε αυτό το σημείο δεν είχαν οριστεί το μετατρόχιο και το μεταξόνιο, διότι η ίδια η διαδικασία οδήγησε στο να πάρουν την τελική τους τιμή. Η ενασχόληση με το πρόχειρο σασί διήρκεσε πάνω από 6 μήνες και ταυτόχρονα διαμορφωνόταν το μοντέλο του στον υπολογιστή.



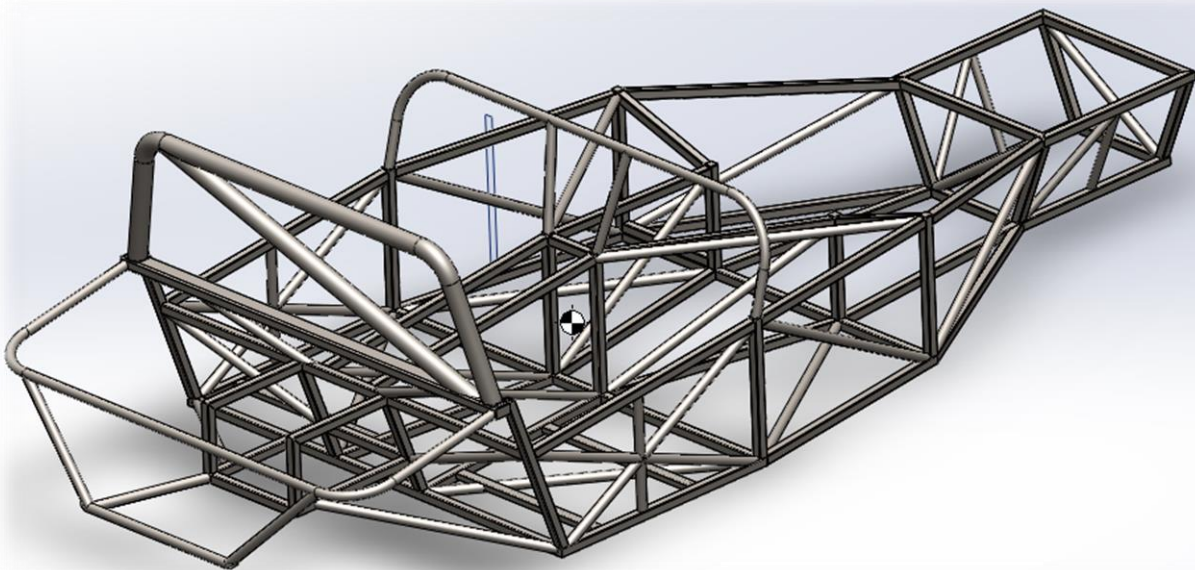
Σχ.3.2.1 Simple chassis σε πρόχειμη μορφή.

Κατά την περίοδο αυτή αγοράστηκαν σταδιακά όσα εξαρτήματα θα χρησιμοποιούντουσαν στο τελικό σασί, εξακριβώθηκε η επιθυμητή θέση οδήγησης, η θέση διαφόρων εξαρτημάτων στο χώρο και οι μέγιστες διαστάσεις του πλαισίου. Ο αριθμός των μεταβλητών που έπρεπε να ληφθούν υπόψιν για καθένα από τα παραπάνω καθώς και η συνολική πολυπλοκότητα είναι σχεδόν αδύνατο να περιγραφούν.

Παράλληλα πραγματοποιούνταν κινηματική μελέτη του εμπρόσθιου και οπίσθιου συστήματος ανάρτησης για πολλαπλούς θεωρητικούς συνδιασμούς τιμών για τα εξαρτήματα που το αποτελούν.

Όταν βρισκόταν ένας συνδιασμός μήκους/θέσης ψαλιδιών που φαινόταν υποσχόμενος, το πρόχειρο σασί διαμορφωνόταν αντίστοιχα ώστε να ελεγχθούν πιθανά χωροταξικά προβλήματα ή προβλήματα σχετικά με την αντοχή. Παρ'όλα αυτά το στάδιο αυτό αποδείχθηκε πολύτιμο ως προς την οπτική γωνία και τις γνώσεις που αποκομίστηκαν.

Με την ολοκλήρωση του πρόχειρου πλαισίου, ξεκίνησε η ολοκλήρωση του τρισδιάστατου μοντέλου στον υπολογιστή με πραγματικές τιμές και υλικό κατασκευής.

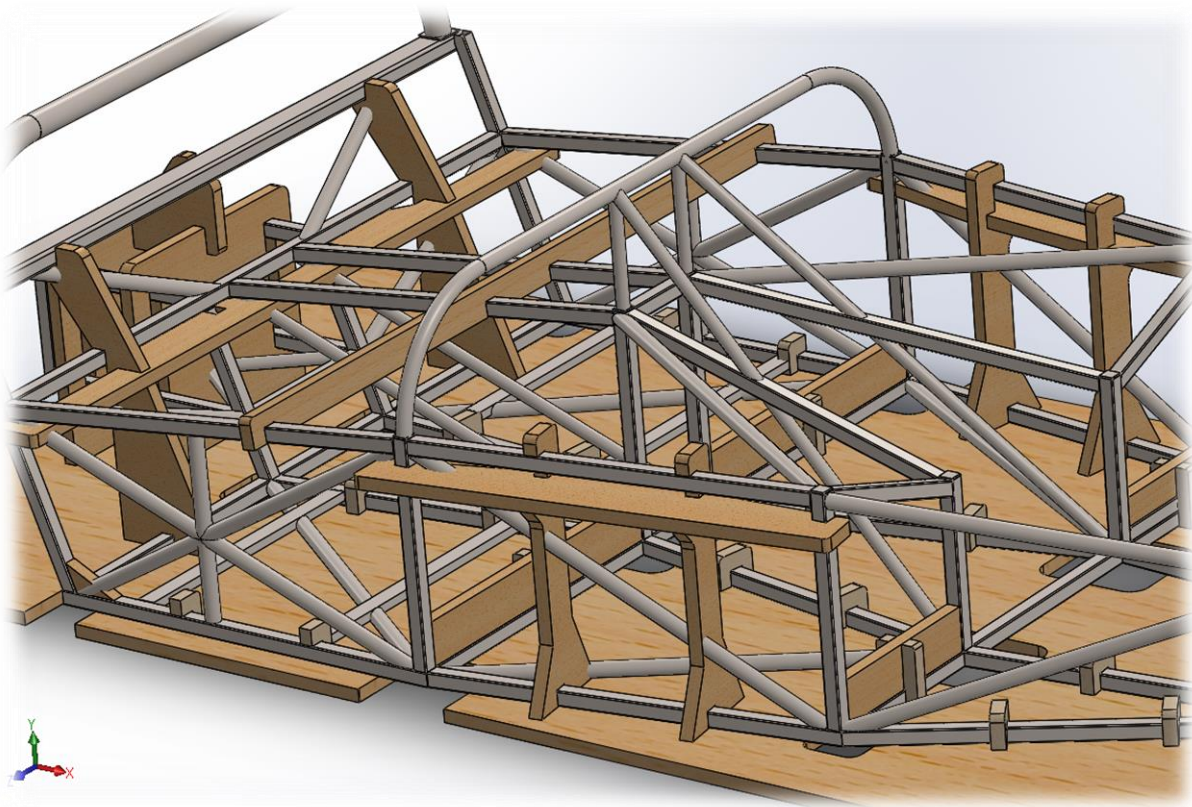


Σχ.3.2.2 Τελικό πλαίσιο χωρίς πρόσθετα στοιχεία στο περιβάλλον του Solidworks.

Επόμενο βήμα είναι θεωρητικά η άμεση κατασκευή με ορθές διαστάσεις και υλικά. Όταν όμως το άτομο που θα πραγματοποιήσει την εργασία είναι ένα και ο χρόνος δεν είναι απεριόριστος, είναι καλό να υπάρχει ένα σημείο αναφοράς. Επίσης από την στιγμή που η μέθοδος κατασκευής βασίζεται στην ορθή κοπή και συγκόλληση πολλαπλών κοιλοδοκών, θα ήταν απίστευτα χρονοβόρο να μετράμε βάσει σχεδίου κάθε σωλήνα πριν τον κοψούμε και να τον κρατάμε με το ένα χέρι ενώ χρειάζονται δύο για να πραγματοποιηθεί σωστά η συγκόλληση του. Εάν αναλογιστούμε επίσης ότι χωρίς επαρκή στερέωση οι σωλήνες δεν θα παρέμεναν στην προκαθορισμένη θέση λόγω της ανάπτυξης τάσεων κατά την συγκόλληση, κρίθηκε αναγκαίο να σχεδιαστεί μια μήτρα.

Σκοπός της μήτρας είναι η συγκράτηση των επιμέρους κομματιών σε προκαθορισμένες στο χώρο θέσεις, ώστε με το πέρας της διαδικασίας κατασκευής το πλαίσιο να ανταποκρίνεται στο αρχικό σχέδιο.

Επιπρόσθετα, ο χρόνος κατασκευής μειώνεται δραματικά, ενώ η δουλειά γίνεται ευκολότερη, δεδομένου ότι έχουμε και τα δύο χερια διαθέσιμα. Ο σχεδιασμός διήρκησε περίπου 1 μήνα και αύξησε το συνολικό κόστος σε χρήματα και χρόνο κατασκευής κατά περίπου 10%. Παρ'όλα αυτά η κατάργηση των πολύπλοκων μετρήσεων που θα απαιτούνταν και συνεπώς η ελάττωση του ανθρώπινου παράγοντα, βελτίωσε σε μέγιστο βαθμό το τελικό αποτέλεσμα και θεωρήθηκε αναπόσταστο κομμάτι της κατασκευής. Η μήτρα σχεδιάστηκε επάνω στο έτοιμο πλέον πλαίσιο στο Solidworks και όπως σχεδόν σε όλα τα υπόλοιπα συστήματα, υπήρξαν πολλές παραλλαγές μέχρι να πάρει την τελική της μορφή.



Σχ.3.2.3 Μήτρα σε πρώιμο στάδιο. Τα Roll bar πλαισίου είναι ενδεικτικά και διαφέρουν από τα τελικά.

Όπως βλέπουμε η μήτρα δεν είναι ενιαία, αντιθέτως αποτελείται από πολλά κομμάτια που συνδέονται μεταξύ τους σαν παζλ. Σαν διαδικασία αποδείχθηκε δυσκολότερη από το αναμενόμενο μιάς και ήταν απαραίτητο για μείωση κόστους να υπάρχει κάποιος βαθμός βελτιστοποίησης. Αυτό επιτεύχθηκε με στόχο το κάθε κομμάτι να επιτελεί όσο το δυνατόν περισσότερες λειτουργίες, ή διαφορετικά να αποτελεί σημείο στήριξης για περισσότερους σωλήνες. Εδώ τονίζεται το οξύμωρο της κατάστασης, αφού είναι δύσκολο να σχεδιαστεί κάτι πιο απλό και ευκολότερο να σχεδιαστεί κάτι πιο πολύπλοκο.

Παράγοντες που συντέλεσαν στην τελική μορφή της μήτρας αποτελούν :

Ευκολία συναρμολόγησης - αποσυναρμολόγησης

Απαιτούμενο υλικό

Πολυπλοκότητα

Κόστος

Μέθοδος κατασκευής – αλληλεπίδραση με διαδικασία συγκόλλησης

Πιν.3.2.2 Σχεδιαστικοί παράγοντες μήτρας.

Ξεκινώντας από τον πρώτο παράγοντα, είναι σημαντικό να δούμε την μήτρα σαν εργαλείο. Ένα εργαλείο πρέπει να αποτελεί βοήθημα σε όποια εργασία πρόκειται να χρησιμοποιηθεί, να μπορεί να επαναχρησιμοποιηθεί και να είναι εύκολο στην χρήση του. Για να συγκρατήσουν τους σωλήνες τα κομμάτια της μήτρας, θα πρέπει να είναι σταθερά και οι ανοχές μεταξύ τους να είναι οι ελάχιστες δυνατές. Οι θηλυκές τρύπες ήταν 0.25mm μεγαλύτερες σε κάθε πλευρά και το αποτέλεσμα ήταν μια καλή συναρμογή. Ακόμη, μετά την ολοκλήρωση του πλαισίου τα κομμάτια θα πρέπει να μπορούν να βγούν ανέπαφα.

Ως προς το υλικό, ρόλο παίζει το βάρος, η ακαμψία και η διαθεσιμότητα. Εάν τα κομμάτια ήταν από χάλυβα το βάρος θα ήταν πολύ μεγάλο, καθιστώντας τα έτσι δύσκολα στον χειρισμό. Το κόστος θα ήταν σημαντικά μεγαλύτερο και η ίδια η μεταφορά των κομματιών στον χώρο εργασίας θα ήταν δύσκολη. Επιπρόσθετα, λόγω του μεγέθους των στοιχείων, το ίδιο το βάρος του υλικού θα προκαλούσε κάμψη ελαττώνοντας την ακρίβεια της κατασκευής. Ως υλικό επιλέχθηκε ξύλο MDF πάχους 22 χιλιοστών που ήταν φθηνότερο, ελαφρύτερο και επαρκές από άποψη αντοχής.

Ως προς την πολυπλοκότητα, είναι εύκολο να βάλουμε απλά ένα κομμάτι να κρατά κάθε σωλήνα, σε αντίθεση με το να προσπαθήσουμε να μεγιστοποιήσουμε την λειτουργία του εκάστοτε στοιχείου της μήτρας. Όπως αναφέρθηκε, λόγω της αναγκαιότητας για ελαχιστοποίηση του κόστους ο αριθμός των κομματιών έπρεπε να είναι όμως ο μικρότερος δυνατός. Πέρα από την εξοικονόμηση υλικού, το κόστος μειώνεται επιπλέον από την μικρότερη απόσταση κοπής του laser που θα έκοβε τα κομμάτια. Πρόσθετο πλεονέκτημα είναι ο μειωμένος χρόνος συναρμολόγησης.

Σκοπός της μήτρας είναι το πλαίσιο να ανταποκρίνεται στο αρχικό σχέδιο. Αυτό σημαίνει ότι πρέπει για όλα τα κομμάτια να υπάρχει ένα σημείο αναφοράς (σημείο μηδέν), όπως υπάρχει και στην ηλεκτρονική του μορφή. Για να εξασφαλιστεί η απαραίτητη συμμετρία του οχήματος, όλα τα στοιχεία της μήτρας πέρα από την μεταξύ τους σύνδεση, τοποθετούνται πρώτα σε μία κύρια πλάκα που αποτελεί αυτό το σημείο αναφοράς. Η πλάκα αυτή έπρεπε συνεπώς να έχει διαστάσεις το λιγότερο ίσες με του πλαισίου. Στην πράξη ήταν μεγαλύτερη ώστε να μπορούν να τοποθετηθούν επιπρόσθετες μήτρες άλλων στοιχείων του οχήματος. Σαν πρόσθετος παράγοντας πολυπλοκότητας, πρέπει σαφώς η μήτρα να μην εμποδίζει την διαδικασία συγκόλλησης και γενικά την εργασία. Συνεπώς η σειρά και οι λεπτομέρειες της κατασκευής, έπρεπε να προβλεφθούν από πριν, ώστε να μην υπάρξουν προβλήματα. Αποτέλεσμα ήταν κάποιες οπές στην πλάκα που θα επέτρεπαν την συγκόλληση πλευρών των σωλήνων που διαφορετικά θα έπρεπε να κολληθούν εκτος της μήτρας.



Σχ.3.2.4 Κύρια πλάκα μήτρας με επιμέρους κομμάτια.

3.3 Κατασκευή πλαισίου

Η κατασκευή του πλαισίου βασίζεται στην μήτρα που αναλύθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο. Αφού αυτή αποτελεί το σημείο αναφοράς και συμμετρίας της κατασκευής, είναι ορθό να τοποθετηθεί σε μία βάση που θα μεγιστοποιήσει την παραγωγικότητα με το να την κρατά σε βολικό για εργασία με τα χέρια ύψος. Επίσης η κύρια πλάκα είναι ευαίσθητη σε κάμψη λόγω του μεγέθους της, οπότε πρέπει να έχει σωστή υποστήριξη. Λύση σε αυτό δόθηκε με την κατασκευή μιάς φορητής βάσης.



Σχ.3.3.1 Φορητή βάση μήτρας με την κύρια πλάκα.

Προσοχή δόθηκε στο να είναι η βάση ευθεία και η επιφάνεια του ξύλου να πατά ομοιόμορφα σε αυτήν. Σε περίπτωση που η ξύλινη πλάκα δεν στηριζονταν σωστά, η διαστασιολογική ακρίβεια του πλαισίου θα ήταν μικρότερη.

Το υλικό των σωλήνων του πλαισίου επιλέχθηκε βάσει κάποιων κριτηρίων όπως φαίνεται στον παρακάτω πίνακα.

Διαθεσιμότητα
Κόστος
Ευκολία συγκόλλησης
Αντοχή

Πιν.3.3.1 Κριτήρια επιλογής σωλήνων πλαισίου.

Οι επιλογές δεν ήταν πολλές αλλά και να ήταν θα ήταν δύσκολο να καταλήξουμε αλλού. Συγκεκριμένα ήταν περιορισμένες σε δύο κράματα χάλυβα, τον κοινό εμπορίου (ST-37 η S235JR) και το Chromoly 4130. Τα ενδιάμεσα κράματα δεν ήταν απλά διαθέσιμα εύκολα. Αναφορικά τα περισσότερα σωληνωτά αγωνιστικά πλαίσια κατασκευάζονται από χρωμομολυβδένιο (chromoly). Το συγκεκριμένο κράμα ξεχωρίζει λόγω της αυξημένης αντοχής του σε θλίψη και εφελκυσμό. Συγκεκριμένα οι τιμές του είναι $480-590 \text{ N/mm}^2$ και $590-760 \text{ N/mm}^2$ αντίστοιχα, ενώ στον χάλυβα εμπορίου είναι 235 N/mm^2 και $360-510 \text{ N/mm}^2$. Δυστυχώς παρ'ότι το 4130 έχει ανώτερη αντοχή, δεν είναι εύκολα διαθέσιμο και το κόστος του είναι πολλαπλάσιο συγκριτικά με το St37. Οι κύριοι προμηθευτές του βρίσκονται επιπλέον μονάχα στο εξωτερικό, κάτι που προσθέτει το κόστος των μεταφορικών και ανεβάζει το χρόνο παράδοσης. Επιπρόσθετα, για να εξασφαλιστεί η μακροζωία ενός πλαισίου από 4130, πρέπει να ακολουθηθεί συγκεκριμένη τακτική συγκόλλησης που περιλαμβάνει κυρίως θερμική επεξεργασία πριν και μετά την συγκόλληση, ενώ οι βέργες-σύρμα που χρησιμοποιείται σαν πρόσθετο υλικό πρέπει να είναι αντίστοιχου κράματος.

Σε αντίθεση με τα παραπάνω, ο χάλυβας εμπορίου είναι εύκολα διαθέσιμος από πολλούς προμηθευτές, δεν απαιτεί ιδιαίτερες προφυλάξεις κατά την συγκόλληση, οι βέργες που χρησιμοποιούνται σαν πρόσθετο υλικό είναι επίσης παντού διαθέσιμες και το γενικό κόστος είναι μηδαμινό συγκριτικά με χάλυβα 4130. Συμπερασματικά, ακόμη και αν υπήρχε το κεφάλαιο για να κατασκευαστεί το πλαίσιο από 4130, ο πολλαπλάσιος χρόνος που θα απαιτούνταν απλά δεν υπήχε. Η ακαμψία οποιουδήποτε πλαισίου καθορίζεται περισσότερο από την σωστή διάταξη των σωλήνων/κοιλοδοκών του, παρά από το υλικό. Σαφώς για μία δεδομένη διάταξη, η αντοχή και ακαμψία θα ήταν αυξημένη, αλλά δεν αξίζει πάντοτε ο συμβιβασμός σε κόστος και χρόνο που απαιτείται.

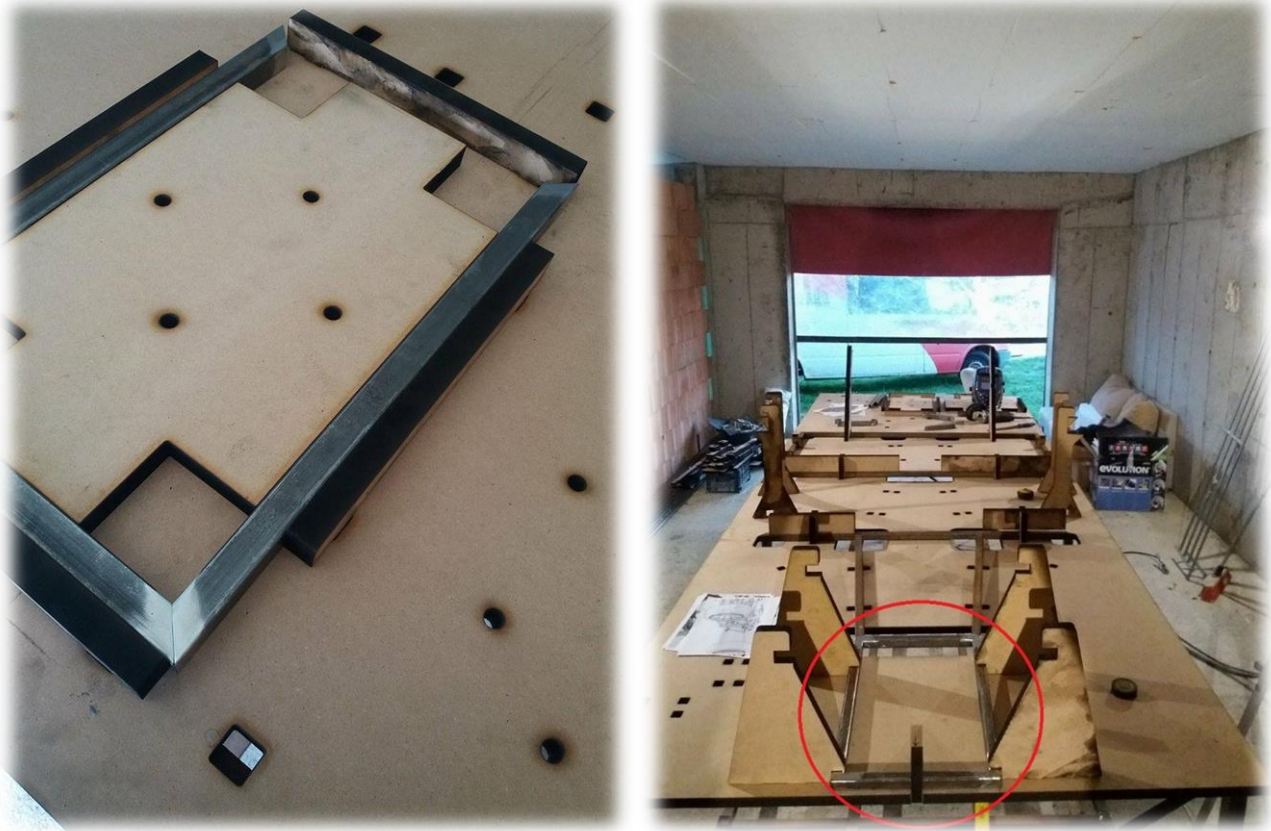
Αφού το κράμα έχει επιλεγεί και είναι διαθέσιμο, σειρά είχε η κατασκευή του πλαισίου. Από την στιγμή που τα χαρακτηριστικά του κάθε σωλήνα ήταν γνωστά, σειρά είχε το κόψιμο και η προετοιμασία. Για να ελαχιστοποιηθεί ο χρόνος σε μετρήσεις και να βελτιωθεί η διαστασιολογική ακρίβεια, το προφίλ όλων των σωληνων/κοιλοδοκών τυπώθηκε με πραγματικές διαστάσεις σε χαρτί A0. Με αυτόν τον τρόπο η μέτρηση διαφόρων κλίσεων γινόταν μόνο για επιβεβαίωση και όχι για την αρχική κοπή, κάτι που αποδείχθηκε εξαιρετικά βολικό. Πρόσθετο πλεονέκτημα ήταν ή επίγνωση του συνολικού μήκους σωλήνα που απαιτούνταν για την κατασκευή, εξοικονομώντας έτσι χρήματα και αποθηκευτικό χώρο στον χώρο εργασίας.



Σχ.3.3.2 Χαρτιά A0 με τα προφίλ των σωλήνων.

Με την βοήθεια των προφίλ, οι σωλήνες κόπηκαν τμηματικά ανάλογα με το ποιο μέρος του πλαισίου επρόκειτο να κατασκευαστεί την δεδομένη μέρα. Η προετοιμασία περιλάμβανε την κοπή με σταθερό δισκοπρίονο μετάλλου, το καθάρισμα όποιας οξειδωσης υπήρχε, λοξοτομές στις άκρες για να εξασφαλιστεί πλήρης διείσδυση κατά την συγκόλληση, και τέλος καθαρισμός με ασετόν. Επίσης έτσι ήταν ευκολότερος ο προγραμματισμός των εργασιών κάθε εβδομάδας.

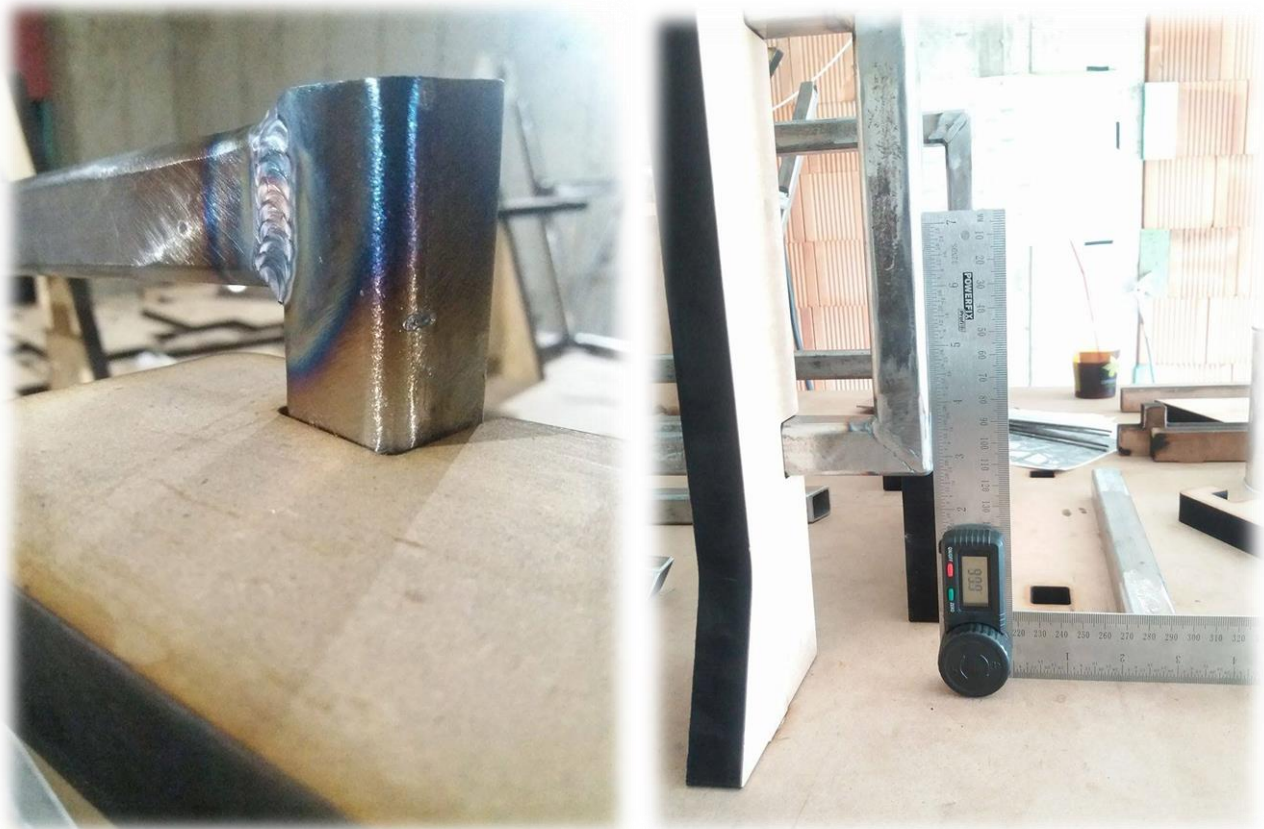
Όπως είναι λογικό, το πλαίσιο χτίστηκε σταδιακά από το πάτωμα προς τα επάνω. Για κάποια σημεία όπως τις εδράσεις των ψαλιδιών, σχεδιάστηκαν δευτερεύουσες μήτρες που τοποθετούνταν επάνω στην κύρια. Παρακάτω (Σχ.3.3.3) βλέπουμε ενδεικτικά τους σωλήνες του εμπρόσθιου κάτω τμήματος του πλαισίου, εντός της δευτερεύουσας μήτρας στο στάδιο κοπής των σωλήνων.



Σχ.3.3.3 Προετοιμασία σωλήνων με χρήση δευτερεύουσας μήτρας (αριστερά).

Τα ξύλινα κομμάτια είχαν τετράγωνες προεξοχές που φώλιαζαν στις τρύπες της κύριας πλάκας. Το πάχος του υλικού σε συνδυασμό με τις μικρές ανοχές εξασφάλισαν μέγιστη ακρίβεια. Οι σωλήνες έπειτα “ποντάρωνταν” και συγκολλούνταν με συγκεκριμένη σειρά και αμπερ που προσδιορίστηκαν με δοκιμαστικούς σωλήνες. Συγκεκριμένα ανάλογα με το μήκος και συνεπώς τη θερμική χωρητικότητα των κοιλοδοκών, τα αμπερ κυμαίνονταν στα ± 105 , ενώ το ρεύμα ήταν συνεχές. Η πλειοψηφία των σωλήνων/κοιλοδοκών ήταν τετράγωνης διατομής με πλευρές 25 χιλιοστών και 2.5mm πάχος. Με την ολοκλήρωση του πατώματος, σειρά είχαν τα κάθετα σε αυτό τμήματα και μετά οι μεμονωμένοι σωλήνες που τα σύνδεαν μεταξύ τους.

Η σειρά προετοιμασίας τους καθορίστηκε με προτεραιότητα τα κομμάτια που θα συγκολλούνταν σε δευτερεύουσες μήτρες. Αυτά με την σειρά τους λόγω της ανώτερης ακρίβειας τους και λόγω του ότι αποτελούσαν μικρά πλαίσια από μόνα τους, θα βοηθούσαν στην ευκολότερη προετοιμασία των μεμονομένων σωλήνων. Στο Σχ.3.3.4 βλέπουμε ένα πλάγιο και ένα οπίσθιο τμήμα του πλαισίου αντίστοιχα, που κολλήθηκαν σε δευτερεύουσα μήτρα.



Σχ.3.3.4 Τμήματα του πλαισίου εντός της μήτρας.

Η ένδειξη του γωνιόμετρου στην δεξιά φωτογραφία επιβεβαιώνει τα πλεονεκτήματα της χρήσης μήτρας. Χωρίς αυτήν θα ήταν σχεδόν αδύνατο να επιτευχθεί τέτοια καθετότητα με το πάτωμα, ακόμη και αν αναλογιστούμε το μικρό εύρος σφάλματος του οργάνου. Είναι δύσκολο να περιγραφούν όλες οι σχετικές λεπτομέρειες μηνών δουλειάς αλλά η κατασκευή ακολούθησε την ίδια πορεία μέχρι την ολοκλήρωση. Με αυτό στο μυαλό, μερικές φωτογραφίες από διαφορετικά στάδια της κατασκευής μπορούν να περιγράψουν καλύτερα κάποια πράγματα.



Σχ.3.3.5 Στιγμιότυπα από διάφορες φάσεις της κατασκευής.

Πέρα από το κύριο μέρος του πλαισίου που αποτελείται από σωλήνες, σημαντικά είναι τα πρόσθετα στοιχεία που συγκολλήθηκαν σε αυτό. Σε αυτά περιλαμβάνονται διάφορες ενισχύσεις, οι βάσεις του κινητήρα, του κιβωτίου, του διαφορικού και πολλά ακόμη. Όλα τα παραπάνω σχεδιάστηκαν επίσης στο Solidworks επάνω στο σασί και έπειτα κόπηκαν σε laser. Με αυτόν τον τρόπο διασφαλίστηκε ακρίβεια, αισθητική και εξοικονομήθηκε πολύς χρόνος στον τροχό.



Σχ.3.3.6 Παραλαβή εξαρτημάτων που κόπηκαν στο laser.

Τα εξαρτήματα κόπηκαν από χάλυβα St-44). Θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί δυνατότερο κράμα, όπως St-50 αλλά δεν ήταν διαθέσιμο.

Τα κομμάτια του Σχ.3.3.6 προετοιμάστηκαν όμοια με τους σωλήνες/κοιλοδοκούς και έπειτα συγκολλήθηκαν στο πλαίσιο ώστε να του δώσουν την τελική του μορφή.



Σχ.3.3.7 Ολοκληρωμένο πλαίσιο πριν την βαφή.

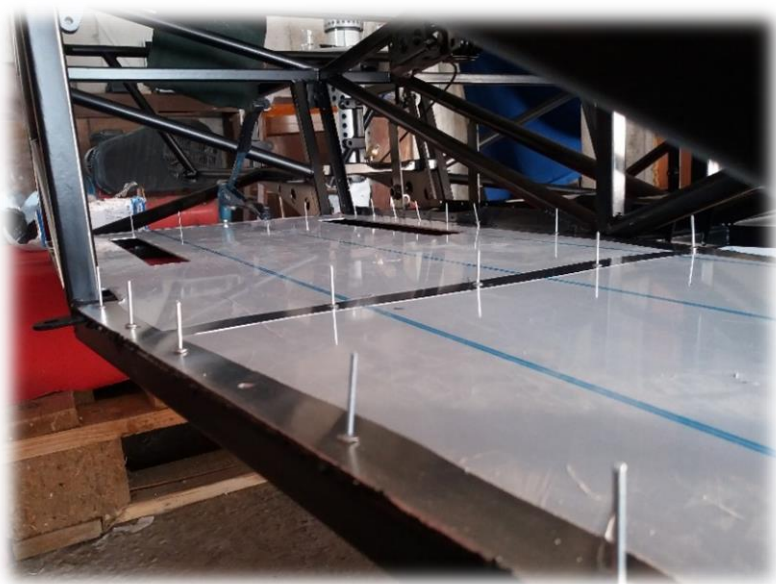


Σχ.3.3.8 Πλαίσιο μετά την βαφή.

4 Συναρμολόγηση

Σε αυτό το κεφάλαιο θα αναλυθεί σε γενικές γραμμές η διαδικασία συναρμολόγησης που ακολουθηθηκε μετά την βαφή του αυτοκινήτου. Περιλαμβάνεται η κατασκευή των πρόσθετων εξαρτημάτων όπως η δεξαμενή καυσίμου, το ψυγείο, διάφορες βάσεις και οτιδήποτε έπρεπε να κατασκευαστεί για να φτάσει το αμάξι σε οδηγήσιμη μορφή. Η σειρά με την οποία θα αναφερθούν τα εξαρτήματα δεν ανταποκρίνεται απαραίτητα στην πραγματική σειρά με την οποία αυτά τοποθετήθηκαν, και κάποια δεν συμπεριλήφθηκαν γιατί ξεπερνούν τον σκοπό της εργασίας.

Πρώτο βήμα ήταν το κλείσιμο της καμπίνας χρησιμοποιώντας φύλλα αλουμινίου κομμένα στο laser.



Σχ.4.1 Κλείσιμο της καμπίνας με φύλλα αλουμινίου.

Η στερέωση πραγματοποιήθηκε με μοιρασμένα σε όλες τις πλευρές περτσίνια. Ως μόνιμα κομμάτια δεν υπήρχε λόγος να χρησιμοποιηθούν βίδες, ενώ αυτό θα ήταν επίσης δυσκολότερο. Ανάμεσα στα φύλλα και το πλαίσιο, περάστηκε ειδική μονωτική κόλα. Ακόμη το κενό ανάμεσα στα αλουμινένια φύλλα γέμισε με αφρό πολουρεθάνης προς αποτροπή τυχόν κραδασμών αλλά και για κάποια ηχομονωτική-θερμομονωτική δράση. Στην πλευρά του τούνελ κολλήθηκε αυτοκόλλητη θερμομόνωση λόγω των θερμοκρασιών που θα αναπτύσσονταν από τον κινητήρα.



Σχ.4.2 Πρόσθετη θερμομόνωση μαζί με τις γραμμές καυσίμου και τις αντλίες φρένων-συμπλέκτη.

Ακολούθησε η τοποθέτηση της πεταλιέρας και των γραμμών καυσίμου. Τα συγκεκριμένα εξαρτήματα ήταν σοφό να τοποθετηθούν νωρίς, διότι αργότερα θα ήταν δύσκολο με τον κινητήρα να εμποδίζει. Σημειώνεται ότι ο κινητήρας είχε τοποθετηθεί ήδη πολλές φορές και ήταν γνωστοί οι χωροταξικοί περιορισμοί. Οι γραμμές καυσίμου πήραν την τελική τους θέση έτσι ώστε να μην εμποδίζουν την κολώνα του τιμονιού και φυσικά την τοποθέτηση του κινητήρα.

4.1 Δεξαμενή καυσίμου

Σημαντικό και αναπόσπαστο μέρος του οχήματος είναι η δεξαμενή καυσίμου. Όπως οτιδήποτε άλλο στο αμάξι, σχεδιάστηκε πρώτα στο Solidworks ώστε να είναι γνωστή η χωρητικότητά του (38 λίτρα) και να προβλεφθούν πιθανά χωροταξικά προβλήματα.



Σχ.4.1.1 Επιμέρους στοιχεία δεξαμενής.

Για να ανταποκρίνονται οι διαστάσεις στις προσχεδιασμένες, τυπώθηκαν τα αναπτύγματα των στοιχείων του ντεπόζιτου σε χαρτί A0, τα οποία μετά κόπηκαν και στραντζαρίστηκαν ανάλογα από φύλλο αλουμινίου πάχους 3mm . Η καλή μεταξύ τους εφαρμογή είναι απαραίτητη στην επιτυχία των συγκολλήσεων. Για αποφυγή υπερβολικής μετατόπισης της βενζίνης σε συνθήκες γρήγορης οδήγησης, κολλήθηκαν διαφράγματα εντός του ντεπόζιτου. Πρόσθετο πλεονέκτημα αυτής της επιλογής, είναι η ενίσχυση της ακαμψίας της δεξαμενής.

Η βενζίνη θα αντλείται μέσω της εργοστασιακής αντλίας του οχήματος δότη (S2000), που σημαίνει ότι αυτή έπρεπε να μπορεί να βιδώνεται στο ντεπόζιτο. Δεδομένου ότι τα 3 χιλιοστά πάχους δεν επαρκούν για αυτό, κόπηκε στο laser ένα δαχτυλίδι πάχους 15 χιλιοστών που συγκολλήθηκε από την εσωτερική μεριά της δεξαμενής. Έπειτα, ανοίχτηκαν τρύπες στις οποίες έγιναν εσωτερικά σπειρώματα με κολαούζο.



Σχ.4.1.2. Ολοκληρωμένη δεξαμενή.

Στα αριστερά φαίνεται με μαύρο η βαλβίδα εξαερισμού ασφαλείας. Σκοπός της είναι να επιτρέπει να εισέρχεται αέρας όσο μειώνεται η στάθμη του καυσίμου και να αποτρέπει την έξοδό του σε περίπτωση ανατροπής του οχήματος.

4.2 Βάσεις διαφορικού

Μέχρι αυτό το σημείο δεν υπήρχαν βάσεις για το διαφορικό, συνεπώς έπρεπε να κατασκευαστούν. Σε αντίθεση με άλλα εξαρτήματα, ο τρισδιάστατος σχεδιασμός του διαφορικού που απαιτείται για να σχεδιαστούν οι βάσεις του στο ίδιο περιβάλλον θα απαιτούσε πολύ χρόνο, οπότε αποφασίστηκε αυτές να κατασκευαστούν με το διαφορικό επάνω στο όχημα. Η καλύτερη λύση από άποψη ευκολίας και κόστους ήταν η χρήση χάλυβα St-37 πάχους 5 χιλιοστών.



Σχ.4.2.1 “Φωλιές” sinnemplotok αριστερά και κύριες βάσεις διαφορικού πριν την βαφή στα δεξιά.

Όπως ήταν αναμενόμενο, έπρεπε να χρησιμοποιηθεί κάποιο είδος sinnemplotok για την αποφυγή έντονων κραδασμών στην καμπίνα. Αντί των εργοστασιακών (S2000) sinnemplotok, χρησιμοποιήθηκαν άλλα universal πολυουρεθάνης της Powerflex. Η μεγαλύτερη σκληρότητά τους αποσκοπεί στην καλύτερη ανταπόκριση του αυτοκινήτου στις μεταβολές του γκαζιού, χωρίς να θυσιάζεται ιδιαίτερα η άνεση στην καμπίνα. Πρόσθετο πλεονέκτημα ήταν το μικρό τους μέγεθος.

Τα σινεμπλόκ έπρεπε να “φωλιάσουν” σε κάποιο είδος σωλήνα και με μηδενικές ανοχές για να είναι σφιχτά. Τέτοιος σωλήνας δεν υπήρχε οπότε έπρεπε να κατασκευαστούν αντίστοιχα κομμάτια στον τόρνο Σχ.4.2.1. Τα κομμάτια αυτά έπειτα συγκολλήθηκαν με τις κομμένες πλάκες των 5mm και ετοιμάστηκαν για βάψιμο. Πρίν την τοποθέτηση, το διαφορικό καθαρίστηκε, έκλεισε με καινούργια φλαντζόκολλα θερμοκρασίας, βάφτηκε με χρώμα θερμοκρασίας και γέμισε με καινούργιο λάδι.



Σχ.4.2.2 Διαφορικό και βάσεις πριν την τοποθέτηση.

Λόγω του ότι οι γνήσιες βίδες ήταν γενικά ανεπαρκείς σε θέμα αντοχής, αντικαταστήθηκαν με καινούργιες ποιότητας 10.9. Η όλη διαδικασία διήρκησε μία μέρα σε αντίθεση με τρεις που θα απαιτούνταν μόνο για την δημιουργία μοντέλου των βάσεων με το διαφορικό στο Solidworks. Σε αυτές τις μέρες θα προστίθονταν ο χρόνος κοπής τους στο laser και ο χρόνος αναμονής για οικονομικές προσφορές.

4.3 Διαχύτης

Από νωρίς στην κατασκευή, αποφασίστηκε ότι το πάτωμα του αυτοκινήτου πρέπει να είναι επίπεδο. Συνεπώς δεν πρέπει να προεξέχει τίποτα που να διαταράσει την ροή του αέρα από κάτω, που πέρα από την αεροδυναμική θα ήταν ευάλωτο λόγω του χαμηλού ύψους του οχήματος. Το ίδιο πάτωμα από μόνο του όμως δεν θα ήταν το ίδιο αποδοτικό εάν η ροή του αέρα διακοπτόταν απότομα στο πίσω μέρος που δημιουργούνται και οι μεγαλύτεροι στροβιλισμοί. Το κενό πίσω από την πλάτη της καμπίνας δημιουργεί διαφορά πίεσης που δεν είναι επιθυμητή. Λύση σε αυτό δίνει ο διαχύτης. Η ροή αντί να διακόπτεται απότομα ακολουθεί μια ανοδική πορεία μέχρι το τέλος του διαχύτη, ενώ ταυτόχρονα δημιουργείται αρνητική άντωση στο σημείο που αυτός ξεκινά. Η οπισθέλκουσα δύναμη επίσης ελαττώνεται.



Σχ.4.3.1 Επιμέρους στοιχεία διαχύτη.

Τα επίσης στο Solidworks σχεδιασμένα κομμάτια κόπηκαν στο laser από αλουμίνιο πάχους 3mm. Σε αυτά συμπεριλαμβάνονται βάσεις στερέωσής του στο πλαίσιο.

Δεδομένου ότι ο διαχύτης αποτελείται από συνεργαζόμενα στοιχεία, σχεδιάστηκαν σε αυτά θηλυκές οπές με αντίστοιχες αρσενικές προεξοχές για να εξασφαλιστεί η ταύτιση του πραγματικού διαχύτη με τον τρισδιάστατο στον υπολογιστή. Τα σημεία ένωσης συγκολλήθηκαν και πέρα από οδηγούς αποτέλεσαν και ενισχύσεις.



Σχ.4.3.2 Διαχύτης σε φάση προετοιμασίας.

Στην συνέχεια περάστηκε σιλικόνη στις πλευρές των πτερυγίων για την μικρή απόσβεση της όποιας κίνησής μπορεί να έχουν, αλλά και για αισθητικούς λόγους. Το συνολικό βάρος του δεν ξεπέρασε τα 6 kg και η ακαμψία ήταν ικανοποιητική. Στο στάδιο βελτιστοποίησης που θα ακολουθήσει μετά την εκτενή δοκιμή του οχήματος, προβλέπεται να χρησιμοποιηθεί άνθρακόνημα ή παρόμοιο υλικό.

4.4 Κρεμαγιέρα

Βάσει της γεωμετρίας της ανάρτησης η κρεμαγιέρα έπρεπε να έχει συγκεκριμένο μήκος, ορίζοντας έτσι το μήκος των ημίμπαρων. Συνεργαζόμενα εξαρτήματα σε αυτήν την περίπτωση αποτελούν τα ακραξόνια, τα ακρόμπαρα και οι βάσεις της. Τα ακραξόνια προέρχονται από ένα S2000 όπως και τα ακρόμπαρα, ενώ η κρεμαγιέρα από ένα Skoda Favorit δεξιοτίμονο. Με αυτά στο νου δημιουργούνται άμεσα 2 προβλήματα.

Πρώτο είναι ότι τα ακρόμπαρα που μπαίνουν στα άκρα του S2000 δεν είναι φυσικά ίδια με του Favorit, έχοντας διαφορετικά σπειρώματα για την ένωσή τους με τα ημίμπαρα. Συγκεκριμένα τα ημίμπαρα πρέπει να έχουν σπείρωμα M14x1.5 και τα ημίμπαρα της κρεμαγιέρας είχαν M12.

Η λύση σε αυτό δίνεται μαζί με την λύση στο δεύτερο πρόβλημα, που είναι το μήκος των ημίμπαρων, και είναι το κόψιμο τους ώστε να κολληθεί ράβδος μεγαλύτερης διαμέτρου και μήκους.



Σχ.4.4.1 Ράβδοι με το σωστό σπείρωμα.

Το ακριβές κράμα των ημίπαρων δεν ήταν φυσικά γνωστό και ούτε βρέθηκε, συνεπώς αγοράστηκε ράβδος χάλυβα μέτριας σκληρότητας προς αποφυγή πιθανής δημιουργίας ρωγμών κατά την συγκόλληση και δημιουργήθηκε στην άκρη σπείρωμα. Όπως όμως φάνηκε, το αρχικό ημίπαρο ήταν σκληρότερο από το αναμενόμενο.



Σχ.4.4.2 Προετοιμασία ημίπαρου.

Σε περιπτώσεις που το μέταλλο έχει πολύ άνθρακα, ή το κράμα του το κάνει ψαθυρό, είναι κρίσιμο να προθερμανθούν τα προς συγκόλληση κομμάτια αρκετά προς αποφυγή απότομης ψύξης τους που θα οδηγήσει σε ρωγμές. Η θερμοκρασία προθέρμανσης εξαρτάται από το κράμα αλλά αφού αυτό ήταν άγνωστο τα κομμάτια θερμάνθηκαν στους περίπου 250 βαθμούς που ήτα αρκετοί όπως φάνηκε. Πρόσθετα μέτρα για την αποφυγή ρωγμών ήταν τα σχετικά λίγα Αμπέρ, ο αυξημένος χρόνος σβησίματος του τόξου και η μικρή μεταθέρμανση. Σημειώνεται ότι τόσο στο αρχικό ημίπαρο αλλά και στην προέκτασή του, ανοίχτηκαν θηλυκές τρύπες και αρσενικές προεξοχές στον τόρνο για την εξασφάλιση της ευθύτητάς τους. Η λύση αυτή, ακόμη και με πετυχημένη συγκόλληση, είναι προσωρινή για λόγους ασφαλείας, και προβλέπεται να σχεδιαστεί νέα κρεμαγιέρα για το συγκεκριμένο όχημα.

4.5 Πολλαπλή εξαγωγή

Όπως είναι φυσικό, ακόμη και να ήταν διαθέσιμη η γνήσια εξάτμιση που συνοδεύει τον κινητήρα, δεν υπήρχε περίπτωση να μπορούσε να τοποθετηθεί λόγω χωραξικών περιορισμών. Έτσι δημιουργήθηκε η ανάγκη κατασκευής καινούργιας από την αρχή που να συμβαδίζει με την μορφή του οχήματος και να μην δημιουργεί χωροταξικά προβλήματα. Οι κανόνες που καθορίζουν τα χαρακτηριστικά μιας πολλαπλής εξαγωγής και γενικά της εξάτμισης είναι σχετικά λίγοι αλλά σημαντικοί. Κύριους παράγοντες αποτελούν η διάμετρος των σωλήνων, το μήκος τους, τα σημεία ενοποίησης τους (4-2-1, 4-1), και η ιπποδύναμη. Στην περίπτωση αυτή οι περισσότερες τιμές κρατήθηκαν κοντά στις εργοστασιακές, μιας και τα περιθώρια ατμοσφαιρικής βελτίωσης είναι μικρά και ασύμφορα.



Σχ.4.5.1 Ετοιμασία σωλήνων και χτίσημο πολλαπλής εξαγωγής.

Πρώτη ύλη αποτέλεσαν ανοξείδωτοι σωλήνες τύπου 304 με διατομή $\Phi 48 \times 3$, $\Phi 60 \times 3$, $\Phi 76 \times 2$ και καμπύλες 90 μοιρών ίσης διατομής.

Η φλάντζα της εξαγωγής (χταποδιού) κόπηκε στο laser από πλάκα ίδιου υλικού πάχους 10mm και αποτελεί αντίγραφο της εργοστασιακής που σχεδιάστηκε στο Solidworks.

Πριν καταλήξει στην τελική της διατομή η πολλαπλή εξαγωγής, οι σωλήνες ενώνονται σε ζευγάρια 2 φορές (τύπος 4-2-1). Σε αντίθεση με τον τύπο 4-1, όπου γενικά ο κινητήρας έχει υψηλότερη μέγιστη ροπή σε μικρό φάσμα στροφών, στον 4-2-1 παρατηρείται υψηλότερη ροπή σε όλο το φάσμα στροφών και λίγο μικρότερη μέγιστη. Δεδομένου ότι η χρήση του αυτοκινήτου είναι μικτή, προτιμήθηκε ο τύπος 4-2-1.



Σχ.4.5.2 Πολλαπλή εξαγωγής ολοκληρωμένη.

Κοντινότερο σε θέμα απόστασης εξάρτημα στην πολλαπλή είναι η δεξιά βάση μηχανής που τυλίχτηκε με θερμομονωτικό υλικό για προστασία.

5 Ανασκόπηση



Σχ.5.1 Όχημα σχεδόν ολοκληρωμένο.

Μετά από δύομισι χρόνια σχεδιασμού και κατασκευής, το αυτοκίνητο έφτασε τελικά σε οδηγήσιμη μορφή χωρίς αυτό να σημαίνει πως είναι έτοιμο. Το αποτέλεσμα είναι πολύ καλό από όλες τις απόψεις και η εξέλιξή του θα συνεχιστεί επ'αόριστον. Η όλη διαδικασία απέφερε πολλές γνώσεις επάνω σε όλους τους τομείς ενός αυτοκινήτου που είναι δύσκολο να αποκτηθούν χωρίς πρακτική ενασχόληση και ο χρόνος που δαπανήθηκε άξιζε με το παραπάνω.

5.1 Μελλοντικές βελτιώσεις

Από την στιγμή που το αυτοκίνητο ήταν σε θέση να κινηθεί και έγινε η πρώτη δοκιμή του, αναγνωρίστηκαν άμεσα τόσο οι μικρορυθμίσεις που έπρεπε να γίνουν, καθώς και τι έπρεπε να επανακατασκευαστεί ή να διαφοροποιηθεί. Δεν είναι φυσικά όλες οι απαραίτητες αλλαγές το ίδιο σημαντικές ή το ίδιο εύκολες να γίνουν, συνεπώς θα διαχωριστούν σε βραχυπρόθεσμες και μακροπρόθεσμες, με τις δεύτερες να έχουν συνήθως μεγαλύτερο κόστος. Δεν συμπεριλαμβάνονται πουθενά οι αισθητικές αλλαγές.

Ξεκινώντας με τις **βραχυπρόθεσμες**, αυτό που παρατηρήθηκε πρώτα ήταν η έλλειψη επαρκούς επαναφοράς στο τιμόνι. Έχοντας ορίσει την αρχική γωνία caster εμπειρικά, ήταν σε κάποιο βαθμό αναμενόμενο ότι μπορεί να χρειαστεί διαφοροποίηση. Λύση δόθηκε με καινούργιες άνω βάσεις ψαλιδιών που θα μεταφέρουν την άνω άρθρωση του ψαλιδιού προς τα πίσω σε σχέση με το κάτω, αυξάνοντας με αυτόν τον τρόπο την γωνία caster (+). Η τιμή αυτής της διαφοροποίησης μπορεί να βελτιστοποιηθεί έπειτα ξανά με άλλες βάσεις εάν χρειαστεί, έως ότου το τιμόνι να έχει την επιθυμητή αίσθηση. Σαφώς η τιμή της caster μπορεί να υπολογιστεί θεωρητικά, αλλά απαιτούνται μη διαθέσιμα δεδομένα για τα ελαστικά και η όλη διαδικασία είναι αρκετά πιο πολύπλοκη. Αυτό που μετράει στο τέλος είναι το αποτέλεσμα.

Συνεχίζοντας με τις **μακροπρόθεσμες** βελτιώσεις, πάλι στα πλαίσια του τιμονιού έγινε εύκολα αντιληπτή η μη επαρκής περιστροφή των τροχών, καθώς και η ταχύτητα ανταπόκρισης τους στην αντίστοιχη κίνηση του οδηγού. Ως αποτέλεσμα, ο οδηγός δεν μπορεί να επαναφέρει γρήγορα το αυτοκίνητο σε περίπτωση απώλειας πρόσφυσης και απαιτείται περισσότερη στροφή των χεριών για ελιγμούς. Αυτό είναι ένα πρόβλημα που μπορεί να λυθεί είτε με εκ νέου κατασκευή πινιόν-οδοντωτού κανόνα στην κρεμαγιέρα και αντικατάστη του υπάρχοντος, είτε με εξ'ολοκλήρου κατασκευή καινούργιας κρεμαγιέρας, βελτιστοποιώντας την για το συγκεκριμένο όχημα. Οποιαδήποτε λύση από αυτές δεν είναι το ίδιο εύκολο και φτηνό να δοθεί, συνεπώς κατατάσσεται στις μακροπρόθεσμες βελτιώσεις. Εάν χρησιμοποιούνταν διαφορετική κρεμαγιέρα πχ από πισωκίνητο όχημα, το πρόβλημα αυτό θα είχε μικρότερη έκταση, ωστόσο θα δημιουργούνταν προβλήματα στην γεωμετρία του συστήματος και συγκεκριμένα το γνωστό bumpsteer. Αυτό ήταν γνωστό από πρίν και γι'αυτό προτιμήθηκε η κρεμαγιέρα του Skoda Favorit που ήταν ότι κοντινότερο βρέθηκε στο βέλτιστο από άποψη κινηματικής.

Άλλη μία σημαντική μελλοντική βελτίωση είναι ο σχεδιασμός και η κατασκευή ακραξόνιων από αλουμίνιο 7075. Κύριο όφελος από αυτό είναι η εξοικονόμηση βάρους και η βελτιστοποίηση της γεωμετρίας της ανάρτησης. Τα ακραξόνια του οχήματος δότη είναι κατάσκευασμένα από χυτοσίδηρο όπως στα περισσότερα οχήματα κυρίως για λόγους ασφάλειας αλλά και κόστους. Δεδομένου ότι το αυτοκίνητο της εργασίας είναι σημαντικά ελαφρύτερο, δεν απαιτείται η αντοχή του χυτοσίδηρου και τα ωφέλη της ελάττωσης της μη αναρτημένης μάζας θα είναι σημαντικά.

Ακόμη ένα εξάρτημα που μπορεί να αναβαθμιστεί είναι τα φρένα. Κυριότερος λόγος γι' αυτό είναι η αύξηση της μέγιστης δύναμης πέδησης, η διαχείριση της θερμότητας που παράγεται σε συνθήκες πίστας και φυσικά το βάρος. Οι δαγκάνες μαζί με τους δίσκους ζυγίζουν περισσότερα από 40 κιλά, ενώ τα περιθώρια ελάττωσης αυτού του βάρους είναι σημαντικά.

Ως προς τις επιδόσεις, μπορεί να κατασκευαστούν νέα ψαλίδια εάν κριθεί απαραίτητο, χρησιμοποιώντας χρωμομολυβδένιο για αύξηση της αντοχής, μπορεί να τοποθετηθεί μονάδα ABS και traction control σε συνδυασμό με άγραφο εγκέφαλο.

Τέλος, σταδιακά αρκετά εξαρτήματα μετά την βελτιστοποίησή τους θα κατασκευαστούν από άλλα υλικά αποσκοπώντας είτε την αύξηση της αντοχής, την ελάττωση του βάρους του οχήματος, ή γενικά την αποδοτικότητα. Παράδειγμα αποτελεί ο διαχύτης, το ταμπλό και το αμάξωμα που θα γίνουν από ανθρακονήματα, και η καλωδίωση που πρέπει να επανασχεδιαστεί μονάχα με τα απαραίτητα φυσάκια.

6 Πηγές- Βιβλιογραφία

[1] Σημειώσεις δυναμικής οχημάτων.ΑΤΕΙΘ Μηχανολόγων οχημάτων.

[2] William F.Milliken & Douglas L. Milliken, “5.8 Physical Significance of the Derivatives” σε Race Car Vehicle Dynamics, SAE International, 1995, σελ. 150-151.

[3] Carroll Smith, “Tune to Win”, Aero Publishers INC, 1978, σελ 29-30.

[4] William F.Milliken & Douglas L. Milliken, “2.7 Friction Cicle and Ellipse” σε Race Car Vehicle Dynamics, SAE International, 1995, σελ. 57-59.

[5] William F.Milliken & Douglas L. Milliken, “2.7 Friction Cicle and Ellipse” σε Race Car Vehicle Dynamics, SAE International, 1995, σελ. 58.

[6] William F.Milliken & Douglas L. Milliken, “16.2 Ride and roll rates” σε Race Car Vehicle Dynamics, SAE International, 1995, σελ. 586.

[7] William F.Milliken & Douglas L. Milliken, “16.3 Installation ratios” σε Race Car Vehicle Dynamics, SAE International, 1995, σελ. 596.

[8]William F.Milliken & Douglas L. Milliken, “ Race Car Vehicle Dynamics”, SAE International, 1995

[9]Carroll Smith, “Tune to Win”, Aero Publishers INC, 1978

[10]David Crolla, “Automotive Engineering-Powertrain,chassis system and vehicle body”, Butterworth-Heinemann, 2009

[11]Thomas D. Gillespie, “ Fundamentals of Vehicle Dynamics”, SAE International,1992

[12]Jock Allen Farrington, “ Redesign of an FSAE Race car’s steering and suspension system”, dissertation 2011.

[13]FSAE Forum

Ευχαριστίες

Έχοντας φτάσει στο τέλος της εργασίας και με το αυτοκίνητο πλέον σε οδηγήσιμη μορφή, θέλω να ευχαριστήσω όσους με βοήθησαν άμεσα η έμμεσα. Συγκεκριμένα την οικογένειά μου για την οικονομική στήριξη όταν είχα πλέον δώσει ότι έχω στο αυτοκίνητο, αλλά και την γενική υποστήριξη. Τους φίλους μου για την κατανόηση της έλλειψης χρόνου μου και την βοήθεια τους σε οποιαδήποτε μορφή, είτε είναι μια διαφορετική οπτική γωνία, ένα τρίτο χέρι, και η ίδια η παρουσία τους.

- Νικο Γκιώνη
- Δημήτρη Φίλογλου
- Στέφανο Καραπαναγιωτίδη
- Μιχάλη Κουτούκο