

ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ  
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Τ.Ε.

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΑΝΑΛΥΣΗ, ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ  
ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΚΑΙ ΔΙΕΥΘΥΝΣΗΣ  
ΑΓΩΝΙΣΤΙΚΟΥ ΜΟΝΟΘΕΣΙΟΥ ΓΙΑ ΤΟ ΔΙΑΓΩΝΙΣΜΟ  
FORMULA STUDENT**



**ΣΠΟΥΔΑΣΤΕΣ: ΑΓΓΕΛΟΥ ΓΕΩΡΓΙΟΣ (Α.Μ 6224)  
ΠΑΝΑΓΟΠΟΥΛΟΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ (Α.Μ 6676)**

**ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΚΑΜΠΟΥΡΙΔΗΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ  
ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ**

**ΠΑΤΡΑ 2016**



## ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την πτυχιακή εργασία που εκπονήθηκε στο τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας και αφορά την μελέτη, την σχεδίαση και την κατασκευή με την βοήθεια Η/Υ του συστήματος αγωνιστικών αναρτήσεων και συστήματος διεύθυνσης για το όχημα FP ONE που κατασκευάζεται στο εργαστήριο εργαλειομηχανών CNC της σχολής.

Η σημασία της παρούσας πτυχιακής εργασίας έγκειται στην κατανόηση από την πλευρά των φοιτητών των διαφόρων παραγόντων που επηρεάζουν την συμπεριφορά ενός οχήματος στον τρόπο λειτουργίας και οδήγησης του καθώς και στην εξοικείωση με τα λογισμικά πακέτα SolidWorks και MSC Adams.

Αρχικά γίνεται μια γενική αναφορά στον διαγωνισμό <<Formula SAE>> και στους κανόνες που πρέπει να τηρηθούν από την πλευρά των ομάδων που συμμετέχουν σε αυτόν. Ακολουθεί παρουσίαση των χαρακτηριστικών του οχήματος και ιδιαιτέρως των αναρτήσεων και του συστήματος διεύθυνσης τα οποία αποτελούν το κύριο αντικείμενο μελέτης της παρούσας εργασίας. Εν συνεχεία ακολουθεί κινηματική ανάλυση μέσω του προγράμματος MSC Adams/Car , η αξιολόγηση της οποίας θα οδηγήσει στις τελικές αποφάσεις για τον σχεδιασμό των αναρτήσεων και του συστήματος διεύθυνσης. Έπειτα γίνεται ο σχεδιασμός βήμα-βήμα όλων των απαραίτητων τμημάτων που συνθέτουν τις αναρτήσεις με το σχεδιαστικό πρόγραμμα SolidWorks και στατική ανάλυση λαμβάνοντας υπ' όψιν τα μέγιστα φορτία που θα αναπτύσσονται κατά την διάρκεια των αγωνισμάτων. Κλείνοντας ,παρατίθενται κατασκευαστικά σχέδια ως προς την κατασκευή των εξαρτημάτων.

Ευχαριστούμε θερμά τον επιβλέποντα καθηγητή μας κ. Καμπουρίδη Γεώργιο ,πανεπιστημιακό υπότροφο του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε, καθώς και τον κ. Γιαννόπουλο Γεώργιο για την πολύτιμη βοήθεια, τις συμβουλές και την καθοδήγηση που μας παρείχαν κατά την διάρκεια της εκπόνησης αυτής της εργασίας.

Αγγέλου Γιώργος  
Παναγόπουλος Γιώργος  
Σεπτέμβριος 2016

**Υπεύθυνη Δήλωση Σπουδαστών:** Οι κάτωθι υπογεγραμμένοι σπουδαστές έχουμε επίγνωση των συνεπειών του Νόμου περί λογοκλοπής και δηλώνουμε υπεύθυνα ότι είμαστε συγγραφείς αυτής της Πτυχιακής Εργασίας, αναλαμβάνοντας την ευθύνη επί ολοκλήρου του κειμένου εξ ίσου, έχουμε δε αναφέρει στην Βιβλιογραφία μας όλες τις πηγές τις οποίες χρησιμοποιήσαμε και λάβαμε ιδέες ή δεδομένα. Δηλώνουμε επίσης ότι, οποιοδήποτε στοιχείο ή κείμενο το οποίο έχουμε ενσωματώσει στην εργασία μας προερχόμενο από Βιβλία ή άλλες εργασίες ή το διαδίκτυο, γραμμένο ακριβώς ή παραφρασμένο, το έχουμε πλήρως αναγνωρίσει ως πνευματικό έργο άλλου συγγραφέα και έχουμε αναφέρει ανελλιπώς το όνομά του και την πηγή προέλευσης.

Οι σπουδαστές

(Όνοματεπώνυμο)

(Όνοματεπώνυμο)

.....

(Υπογραφή)

.....

(Υπογραφή)

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα πτυχιακή εργασία έχει σαν αντικείμενο την δυναμική και στατική ανάλυση, καθώς και την σχεδιαστική μελέτη και κατασκευή του συστήματος αγωνιστικών αναρτήσεων και του συστήματος διεύθυνσης του μονοθέσιου FPONE που κατασκευάζεται στο Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Δυτικής Ελλάδας. Αναλυτικότερα, η δυναμική ανάλυση γίνεται με την χρήση του λογισμικού δυναμικής ανάλυσης οχημάτων MSC.Adams/Car ενώ οι στατικές αναλύσεις και τα μηχανολογικά σχέδια που απαιτούνται γίνονται με το λογισμικό ψηφιακής σχεδίασης SolidWorks.

Το πρώτο κεφάλαιο αφορά την περιγραφή της δυναμικής ανάλυσης του πλήρους μονοθέσιου μέσω του λογισμικού MSC.Adams/Car. Αρχικά γίνεται αναφορά στην έτοιμη φόρμα που παρέχει η εταιρία MSC Software Corporation σε ομάδες που λαμβάνουν μέρος στον διαγωνισμό Formula SAE. Στην συνέχεια παρουσιάζεται το πρώτο μοντέλο αναρτήσεων του μονοθέσιου FPONE όπως αυτό μοντελοποιήθηκε για πρώτη φορά μέσω του προγράμματος Adams/Car. Μέσω της κινηματικής ανάλυσης στο συγκεκριμένο μοντέλο, δηλαδή στην κινηματική ανάλυση του μπροστά και πίσω συστήματος ανάρτησης, προκύπτουν ορισμένες τιμές για τις μεταβαλλόμενες γωνίες του μονοθέσιου κατά την κίνηση του. Έπειτα παρουσιάζεται αναλυτικά το τελικό μοντέλο το οποίο αναπτύχθηκε χρησιμοποιώντας δεδομένα από τις υπόλοιπες υποομάδες της FPONE, και γίνεται κινηματική ανάλυση για τον υπολογισμό εκ νέου των απαραίτητων μεγεθών. Επιπλέον γίνεται μία βασική σύγκριση των 2 αυτών μοντέλων που αναπτύχθηκαν παρουσιάζοντας τις κύριες διαφορές τους. Για την καλύτερη κατανόηση των διαφορετικών αυτών μοντέλων έγινε δυναμική ανάλυση του συνολικού μονοθέσιου με τους δύο διαφορετικούς τύπους αναρτήσεων. Η δυναμική αυτή ανάλυση έγινε και στις δύο περιπτώσεις με τα ίδια δεδομένα υπό τις ίδιες συνθήκες. Έτσι, προκύπτουν κάποιες καμπύλες που κάνουν εύκολα αντιληπτές τις διαφορές των δύο συστημάτων. Στην συνέχεια με την χρήση του προγράμματος SolidWorks παρουσιάζονται τα μοντέλα που δημιουργήθηκαν.

Το δεύτερο κεφάλαιο ασχολείται σχεδόν αποκλειστικά με την στατική ανάλυση και την ανάλυση λυγισμού των μελών και των εξαρτημάτων των δύο συστημάτων ανάρτησης. Στην αρχή του κεφαλαίου αναφέρονται όλες οι μέθοδοι υπολογισμού των φορτίων που αναπτύσσονται στο μονοθέσιο κατά την κίνηση του ,(είτε πρόκειται για

πλευρικά φορτία, είτε για διαμήκη κτλ). Έχοντας κάποια αρχικά δεδομένα του συνολικού μονοθέσιου και εφαρμόζοντας τους μαθηματικούς τύπους των φορτίων υπολογίζονται όλες οι μεταφορές βάρους που καταπονούν τα μέλη των αναρτήσεων. Τα φορτία αυτά προκύπτουν για το δυσμενέστερο σενάριο κίνησης του μονοθέσιου, το οποίο θα αναφερθεί στο αντίστοιχο κεφάλαιο. Στην συνέχεια, μέσω του προγράμματος SolidWorks και ειδικότερα μέσω του Simulation που διαθέτει, γίνονται οι αναλύσεις στα μοντέλα αναρτήσεων σύμφωνα με φορτία που υπολογίστηκαν. Ακολούθως, έχοντας μια αρχική εικόνα για την αντοχή των μελών των αναρτήσεων, τροποποιούνται τα σχέδια ώστε να γίνει μείωση βάρους (weight reduction) στα μέλη τα οποία φορτίζονται με μικρές τάσεις.

Κλείνοντας, παρατίθενται τα κατασκευαστικά σχέδια για όλα τα μέλη των αναρτήσεων και του συστήματος διεύθυνσης όπως αυτά μοντελοποιήθηκαν.

# ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

## ΠΡΟΛΟΓΟΣ ΠΕΡΙΛΗΨΗ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

### ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1. Γενικά περί FSAE
2. Γενικοί κανόνες σχεδιασμού
3. Κανονισμοί πλαισίου-ανάρτησης
4. Περί συστήματος διεύθυνσης οχημάτων
5. Γωνίες και στοιχεία που πρέπει να υπολογιστούν στα συστήματα ανάρτησης και κατά συνέπεια στο σύστημα διεύθυνσης

### **1. Σχεδιασμός μοντέλου αναρτήσεων και συστήματος διεύθυνσης στο λογισμικό MSC Adams / Car.**

- |   |    |
|---|----|
| 1.1 Γενικά .....  | 1  |
| 1.2 Συλλογή δεδομένων .....   | 4  |
| 1.3 Συστήματα ανάρτησης όπως μοντελοποιήθηκαν για πρώτη φορά .....  | 15 |
| 1.4 Κινηματική ανάλυση αρχικών συστημάτων ανάρτησης .....   | 20 |
| 1.5 Τελικά συστήματα ανάρτησης .....  | 27 |
| 1.6 Κινηματική ανάλυση τελικών συστημάτων ανάρτησης .....   | 31 |
| 1.7 Γενικά περί SolidWorks .....  | 38 |
| 1.8 Απεικόνιση αναρτήσεων και συστήματος διεύθυνσης στο σχεδιαστικό πρόγραμμα SolidWorks και υπολογισμός στατικών κινηματικών μεγεθών αυτών ..... | 41 |
| 1.9 Απεικόνιση αναρτήσεων και συστήματος διεύθυνσης στο σχεδιαστικό πρόγραμμα SolidWorks και υπολογισμός στατικών κινηματικών μεγεθών αυτών.....  | 44 |

### **2. Υπολογισμός φορτίων που καταπονούν τα συστήματα ανάρτησης. Στατική ανάλυση και ανάλυση λυγισμού των μελών αυτής.**

- |                   |    |
|-------------------|----|
| 2.1 Γενικά .....  | 53 |
| 2.2 Ορισμοί ..... | 53 |

2.3 Μέθοδος υπολογισμού του κέντρου βάρους του μονοθέσιου .....	53
2.4 μέθοδος υπολογισμού των διαμήκη φορτίων .....	60
2.5 Μέθοδος υπολογισμού πλευρικών φορτίων .....	62
2.5.1 Μέθοδος υπολογισμού των roll rates .....	66
2.6 Συνέχεια μεθόδου υπολογισμού πλευρικών φορτίων .....	70
2.7 Μέθοδος υπολογισμού αεροδυναμικών φορτίων .....	74
2.8 Υπολογισμοί φορτίων για το μονοθέσιο FPONE .....	75
2.9 Στατική ανάλυση και ανάλυση λυγισμού των συστημάτων ανάρτησης .....	84
2.10 Μείωση βάρους και διόρθωση εξαρτημάτων των αναρτήσεων .....	100
2.11 Συμπεράσματα .....	108
<b>3. Κατάστρωση του δυναμικού μοντέλου του συνολικού μονοθέσιου και ανάλυση των δεδομένων για την συμπεριφορά του στις διάφορες ρυθμίσεις που μπορούν να γίνουν τόσο στις αναρτήσεις όσο και στο σύστημα διεύθυνσης</b>	
3.1 Σύνθεση μοντέλου μονοθέσιου και κινηματική ανάλυση .....	109
<b>4. Κατασκευαστικά σχέδια συστημάτων ανάρτησης</b>	
4.1 Κατασκευαστικά σχέδια των συστημάτων ανάρτησης .....	115
<b>5. Αξιολόγηση και αποτίμηση πτυχιακής</b>	
5.1 Αξιολόγηση .....	158



## ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

- $y''$  = offset του κέντρου βάρους του μονοθέσιου  
 $W$  = βάρος του οχήματος  
 $b$  = απόσταση κέντρου βάρους από τον πίσω άξονα  
 $b_1$  = οριζόντια απόσταση κέντρου βάρους από τον πίσω άξονα σε ανυψωμένη θέση  
 $a$  = απόσταση κέντρου βάρους από τον μπροστά άξονα  
 $H$  = απόσταση κέντρου βάρους από το roll axis  
 $t$  = μετατρόχιο άξονα  
 $t_f$  = μετατρόχιο μπροστά άξονα  
 $t_r$  = μετατρόχιο πίσω άξονα  
 $t_m$  = μέση τιμή μετατροχίου μπροστά και πίσω άξονα  
 $A_x$  = διαμήκης επιτάχυνση  
 $h$  = ύψος του κέντρου βάρους  
 $l$  = μεταξόνιο του οχήματος  
 $\Delta W$  = φορτία τροχών  
 $W_F, W_R$  = βάρη στον μπροστά ή πίσω άξονα  
 $y'$  = απόσταση κέντρου βάρους οχήματος και κέντρου τροχού του πίσω άξονα  
 $d$  = απόσταση κέντρων πίσω και μπροστά τροχών.  
 $h_1$  = ύψος κέντρου βάρους πάνω από την ευθεία που διέρχεται μεταξύ των μπροστά και πίσω τροχών  
 $c$  = απόσταση κέντρου βάρους σε ανυψωμένη θέση σε σχέση με την απόσταση  $b_1$   
 $CG$  = κέντρο βάρους  
 $R_{LR}, R_{LF}$  = ακτίνα τροχών υπό φορτίο

$R_{LCG}$  = απόσταση ευθείας που συνδέει τα κέντρα τροχών στο οριζόντιο επίπεδο σε σχέση με το επίπεδο αυτό στην περίπτωση που οι τροχοί διαφέρουν ως προς την διάμετρο τους

$R_L$  = απόσταση ευθείας που συνδέει τα κέντρα τροχών στο οριζόντιο επίπεδο σε σχέση με το επίπεδο αυτό για τροχούς ίδιου διαμετρήματος

$\theta$  = γωνία ανύψωσης οχήματος ή γωνία του άξονα κλυδωνισμού σε σχέση με το επίπεδο

$\gamma$  = αναλογία του offset

$\gamma_F, \gamma_R$  = αναλογία offset για τον μπροστά ή πίσω άξονα

$C_X$  = συντελεστές για τον υπολογισμό των διαμήκη φορτίων

$\varphi$  = γωνία κλίσης του αμαξώματος

$W_S$  = βάρος αναρτώμενης μάζας

$F_S$  = δύναμη που προκαλείται από την πλευρική επιτάχυνση και βάρος  $W_S$

$M_S$  = ροπή που προκαλείται από την πλευρική επιτάχυνση γύρω από το κέντρο βάρους της αναρτώμενης μάζας του οχήματος

$LLT$  = συνολικό μεταφερόμενο φορτίο ως μέρος του συνολικού βάρους του οχήματος.

$W_L$  = βάρος στην αριστερή πλευρά του οχήματος στο επίπεδο Y - Z.

$S_R, S_L$  = δύναμη που αναπτύσσεται από τα ελαστικά λόγω κίνησης του οχήματος υπό στροφή

$a_y$  = πλευρική επιτάχυνση σε μονάδες m/sec<sup>2</sup>

$a_x$  = διαμήκης επιτάχυνση σε μονάδες m/sec<sup>2</sup>

$\Delta W_X$  = η αύξηση φορτίου σε κάποιον από τους δύο άξονες του οχήματος

$\Delta W_F, \Delta W_R$  = η μεταφορά βάρους από την μία πλευρά του οχήματος στην απέναντι στην περίπτωση που αναπτύσσονται πλευρικά φορτία

$\Delta W_1, \Delta W_2, \Delta W_3, \Delta W_4$  = φορτία που αναπτύσσονται σε κάθε τροχό( ανεξάρτητα του είδους του)

$V$  = ταχύτητα οχήματος

$A_y$  = πλευρική επιτάχυνση

$A_a$  = φυγόκεντρος επιτάχυνση

$R$  = ακτίνα καμπής

$K_{F'}, K_{R'}$  = roll rate αξόνων υπολογισμένα για το σύστημα οχήματος τριών μαζών

$W_{uF}, W_{uR}$  = βάρος μη αναρτώμενης μάζας για τους άξονες του οχήματος

$a_s$  = απόσταση μεταξύ μη αναρτώμενης μάζας μπροστά άξονα και αναρτώμενης μάζας

$\omega$  = ride frequencies  
 $\omega_{Fnew}$  = αυξημένο ride frequency  
 $K_{RF}, K_{RR}$  = ride rate αξόνων  
 $W_{FI}, W_{FO}, W_{RI}, W_{RO}$  = μεμονωμένα βάρη τροχών  
 $\Phi / A_y, K_\Phi$  = ευαισθησία roll  
 $W_T$  = συνολικό βάρος οχήματος  
 $W'$  = ενεργό βάρος οχήματος σε περίπτωση που το οδόστρωμα έχει κλίση  
 $W'_F, W'_R$  = ενεργά βάρη αξόνων  
 $K_{\Phi F}, K_{\Phi R}$  = roll rate αξόνων  
 $T_d$  = ροπή κινητήρα  
 $Z_{RF}, Z_{RR}$  = απόσταση κέντρων κλυδωνισμού από το έδαφος  
 $h_s$  = απόσταση αναρτώμενης μάζας και επιπέδου στο σύστημα οχήματος  
 τριών μαζών  
 $Z_r$  = ύψος του roll axis  
 $x$  = διαδρομή ανάρτησης  
 $\alpha$  = γωνία κεκλιμένου επιπέδου  
 $g$  = επιτάχυνση της βαρύτητας  
 $A$  = επιφάνεια οχήματος  
 $L$  = άνωση  
 $C_L$  = συντελεστής άνωσης  
 $C_{LF}, C_{LR}$  = συντελεστής άνωσης μπροστά και πίσω άξονα  
 $C_{RM}$  = συντελεστής ροπής ανατροπής  
 $C_{PM}$  = συντελεστής ροπής pitch  
 $\rho$  = πυκνότητα του αέρα  
 $q$  = δυναμική πίεση  
 $LF, LR$  = εμπρός ή οπίσθια άνωση  
 $RM$  = ροπή ανατροπής  
 $PM$  = ροπή pitch

# **ΕΙΣΑΓΩΓΗ**

## **1. ΓΕΝΙΚΑ ΠΕΡΙ FSAE**

### **I. Σκοπός του διαγωνισμού Formula SAE**

Ο διαγωνισμός Formula SAE προκαλεί ομάδες πανεπιστημίων από προπτυχιακούς και τελειόφοιτους φοιτητές να σχεδιάσουν, να κατασκευάσουν, να αναπτύξουν και να ανταγωνιστούν με μικρά οχήματα τύπου φόρμουλα.

Για να δοθεί στις ομάδες η μέγιστη ευελιξία σχεδιασμού και η ελευθερία να εκφράσουν την δημιουργικότητα και την φαντασία τους, υπάρχουν ελάχιστοι περιορισμοί στον συνολικό σχεδιασμό του οχήματος. Η πρόκληση για τις ομάδες είναι το να αναπτύξουν ένα όχημα το οποίο θα μπορεί να διαγωνιστεί επιτυχώς σε όλα τα αγωνίσματα που περιγράφονται στους κανονισμούς του διαγωνισμού FSAE. Οι διαγωνισμοί δίνουν στις ομάδες την ευκαιρία να επιδείξουν και να αποδείξουν την δημιουργικότητα και τις μηχανολογικές τους δεξιότητες σε σύγκριση με ομάδες πανεπιστημίων από όλο τον κόσμο.

### **II. Στόχοι σχεδιασμού του οχήματος**

Για τον σκοπό του διαγωνισμού FSAE, οι ομάδες θεωρείται ότι δουλεύουν για μία σχεδιαστική εταιρία η οποία σχεδιάζει, κατασκευάζει, ελέγχει και επιδεικνύει ένα πρωτότυπο όχημα για την αγορά σε μη επαγγελματικούς διαγωνισμούς.

Το όχημα θα πρέπει να έχει πολύ καλές επιδόσεις σε επιτάχυνση, φρενάρισμα και κράτημα και να είναι επαρκώς ανθεκτικό ώστε να ολοκληρώσει επιτυχώς όλα τα αγωνίσματα που περιγράφονται στους κανονισμούς FSAE.

Πρόσθετοι σχεδιαστικοί παράγοντες περιλαμβάνουν: αισθητική, κόστος, εργονομία, συντηρησιμότητα, κατασκευασιμότητα και αξιοπιστία.

Έχοντας το όχημα ολοκληρωθεί και ελεγχθεί, η σχεδιαστική εταιρία θα επιχειρήσει να πουλήσει το σχέδιο σε μία εταιρεία η οποία θα αναλάβει την παραγωγή ενός οχήματος για τον διαγωνισμό. Η πρόκληση για την σχεδιαστική ομάδα είναι να αναπτύξουν ένα πρωτότυπο αυτοκίνητο το οποίο θα ανταποκρίνεται στους σχεδιαστικούς στόχους ενός οχήματος FSAE και το οποίο θα είναι επικερδές. (Formula SAE Rules, 2015)

### III. Κατηγορίες αγωνισμάτων

Τα αυτοκίνητα κρίνονται σε μια σειρά από στατικά και δυναμικά αγωνίσματα τα οποία είναι τα εξής: τεχνικός έλεγχος, κόστος, παρουσίαση, μηχανολογικός σχεδιασμός και επιδόσεις σε πίστα αντοχής.

Τα δυναμικά αγωνίσματα κρίνουν το πόσο καλά λειτουργεί το όχημα. Το κάθε αγώνισμα μπορεί να δώσει τους παρακάτω πόντους σύμφωνα με την βαθμολογία των κριτών. (Formula SAE Rules, 2015)

<b>Static Events:</b>	
Presentation	75
Engineering Design	150
Cost Analysis	100
<b>Dynamic Events</b>	
Acceleration	75
Skid-Pad	50
Autocross	150
Efficiency	100
Endurance	300
<b>Total Points</b>	<b>1,000</b>

**Σχήμα 1:** Βαθμολόγηση στατικών και δυναμικών αγωνισμάτων

### IV. Επιβλέπων καθηγητής

Κάθε ομάδα πρέπει να έχει έναν επιβλέπων καθηγητή, καθορισμένος από την σχολή. Ο επιβλέπων καθηγητής θα συνοδεύει την ομάδα στο διαγωνισμό και θα θεωρείται από τους υπεύθυνους του διαγωνισμού ως ο επίσημος εκπρόσωπος της σχολής.

Οι επιβλέποντες καθηγητές μπορούν να συμβουλεύουν τις ομάδες τους σε θέματα γενικής μηχανικής. Δεν επιτρέπεται να σχεδιάσουν οποιοδήποτε κομμάτι του οχήματος ούτε να συμμετάσχουν ευθέως στην ανάπτυξη εγγράφων ή παρουσιάσεων.

Επιπροσθέτως, οι επιβλέποντες καθηγητές δεν επιτρέπεται να κατασκευάσουν ή να συναρμολογήσουν οποιοδήποτε εξάρτημα ούτε να βοηθήσουν

στην προετοιμασία, τη συντήρηση, τη δοκιμή ή τη λειτουργία του οχήματος. (Formula SAE Rules, 2015)

## V. Εκλεξιμότητα των οχημάτων

Τα οχήματα που συμμετέχουν στους διαγωνισμούς Formula SAE θα πρέπει να έχουν συλληφθεί, σχεδιαστεί, κατασκευαστεί και συντηρηθεί από τους μαθητές μέλη της ομάδας χωρίς απευθείας εμπλοκή από επαγγελματίες μηχανικούς, μηχανικούς αυτοκινήτου, οδηγούς αγώνων ή επαγγελματίες του χώρου.

Η ομάδα μπορεί να χρησιμοποιήσει οποιαδήποτε βιβλιογραφία ή γνώση που αναφέρεται στο σχεδιασμό αυτοκινήτου και πληροφορίες από επαγγελματίες ή ακαδημαϊκούς στα πλαίσια συζήτησης εναλλακτικών λύσεων με τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματά τους. (Formula SAE Rules, 2015)

## 2. ΓΕΝΙΚΟΙ ΚΑΝΟΝΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ

- Το όχημα θα πρέπει να έχει μεταξόνιο τουλάχιστον 1524 mm. Το μεταξόνιο μετράται μεταξύ του κέντρου επαφής με το έδαφος του πίσω ελαστικού με το εμπρός με τους τροχούς να βρίσκονται σε ευθεία πορεία.
- Το μικρότερο μετατρόχιο (είτε το εμπρός είτε το πίσω) δεν θα πρέπει να είναι μικρότερο από το 75% του μεγαλύτερου μετατροχίου.
- Οι ομάδες μπορούν να επιλέξουν ανάμεσα σε δύο είδη πλαισίου. Το ένα είναι το “Drivers Cell” (σωληνωτό πλαίσιο) και το δεύτερο είναι το “Alternate Frame Rules” (πλαίσιο από σύνθετα υλικά, monocoque)
- Η δομή του οχήματος θα πρέπει να περιλαμβάνει δύο ενισχυμένα roll hoop, front bulkhead, εξασθεניתή πρόσκρουσης και δομές πλάγιας πρόσκρουσης. (Formula SAE Rules, 2015)

ITEM or APPLICATION	OUTSIDE DIMENSION X WALL THICKNESS
Main & Front Hoops, Shoulder Harness Mounting Bar	Round 1.0 inch (25.4 mm) x 0.095 inch (2.4 mm) or Round 25.0 mm x 2.50 mm metric
Side Impact Structure, Front Bulkhead, Roll Hoop Bracing, Driver's Restraint Harness Attachment (except as noted above)	Round 1.0 inch (25.4 mm) x 0.065 inch (1.65 mm) or Round 25.0 mm x 1.75 mm metric or Round 25.4 mm x 1.60 mm metric or Square 1.00 inch x 1.00 inch x 0.047 inch
EV: Accumulator Protection Structure	or Square 25.0 mm x 25.0 mm x 1.20 mm metric
Front Bulkhead Support, Main Hoop Bracing Supports EV: Tractive System Components	Round 1.0 inch (25.4 mm) x 0.047 inch (1.20 mm) or Round 25.0 mm x 1.5 mm metric or Round 26.0 mm x 1.2 mm metric

Bending and buckling strength calculations:

Young's Modulus (E) = 200 GPa (29,000 ksi)

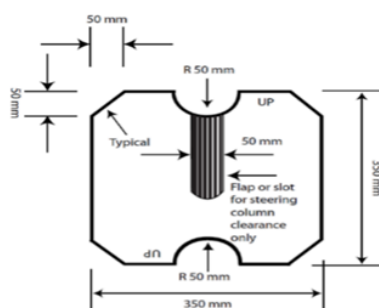
Yield Strength (Sy) = 305 MPa (44.2 ksi)

Ultimate Strength (Su) = 365 MPa (52.9 ksi)

Welded monocoque attachment points or welded tube joint calculations:

Yield Strength (Sy) = 180 MPa (26ksi)

Ultimate Strength (Su) = 300 MPa (43.5 ksi)



Σχήμα 2: Κατώτερες απαιτήσεις υλικών (Formula SAE Rules, 2015)

### 3. ΚΑΝΟΝΙΣΜΟΙ ΠΛΑΙΣΙΟΥ - ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ.

- **Ανάρτηση**

Το όχημα θα πρέπει να είναι εξοπλισμένο με ένα πλήρως λειτουργικό σύστημα ανάρτησης με αποσβεστήρες εμπρός και πίσω, με ωφέλιμη διαδρομή τροχού τουλάχιστον 50,8mm (25,4mm προς τα πάνω, μάζεμα της ανάρτησης και 25,4mm προς τα κάτω, κρέμασμα της ανάρτησης) με τον οδηγό στο κάθισμα. Οι κριτές έχουν το δικαίωμα να ακυρώσουν οχήματα τα οποία δεν εκπροσωπούν σοβαρή απόπειρα ενός λειτουργικού συστήματος ανάρτησης ή δεν έχουν κατάλληλο κράτημα για το αγώνισμα της χρονομετρημένης διαδρομής.

Όλα τα σημεία έδρασης της ανάρτησης θα πρέπει να είναι ορατά κατά τον τεχνικό έλεγχο, είτε απευθείας είτε αφαιρώντας κάποιο κάλυμμα. (Formula SAE Rules, 2015)

- **Απόσταση απ' το έδαφος**

Η απόσταση από το έδαφος θα πρέπει να είναι επαρκής ώστε να αποφευχθεί να βρεθεί σε επαφή κάποιο μέρος του οχήματος με το έδαφος κατά την διάρκεια κάποιου αγωνίσματος. Η εκ προθέσεως ή η υπερβολική επαφή οποιουδήποτε μέρους του αυτοκινήτου με το έδαφος, εκτός των ελαστικών, μπορεί να ακυρώσει το συγκεκριμένο αγώνισμα. (Formula SAE Rules, 2015)

- **Τροχοί**

Οι τροχοί του αυτοκινήτου θα πρέπει να είναι διαμέτρου από 8 ίντσες και πάνω.

Οποιοδήποτε σύστημα συγκράτησης του τροχού το οποίο χρησιμοποιεί ένα μπουλόκι, θα πρέπει να περιλαμβάνει μια συσκευή η οποία θα συγκρατεί το μπουλόκι και τον τροχό κατά το αγώνισμα στην περίπτωση που χαλαρώσει το μπουλόκι. Δεύτερο παξιμάδι δεν επιτρέπεται.

Μπορούν να χρησιμοποιηθούν αλουμινένια μπουλόκια, αλλά θα πρέπει να είναι ανοδιωμένα και σε άριστη κατάσταση. (Formula SAE Rules,2015)

- **Ελαστικά**

Μπορούν να χρησιμοποιηθούν 2 τύποι ελαστικών, βρόχινα και στεγνού οδοστρώματος, καθώς το όχημα θα κλιθεί να διαγωνιστεί και στις δύο καταστάσεις. (Formula SAE Rules,2015)

- **Σύστημα διεύθυνσης**

Το τιμόνι θα πρέπει να συνδέεται μηχανικά με τους εμπρός τροχούς. Το λεγόμενο "Steer-by-wire" ή ηλεκτρικά ενεργοποιούμενο στρίψιμο των εμπρός τροχών απαγορεύεται.

Θα πρέπει να υπάρχουν σημεία τερματισμού (stop) τα οποία θα αποτρέπουν το "κλειδωμα" του τιμονιού. Τα stop μπορούν να τοποθετηθούν στις πλήμνες ή στην κρεμαγιέρα και θα πρέπει να αποτρέπουν την επαφή των ελαστικών με την ανάρτηση ή το σασί κατά την διάρκεια των αγωνισμάτων.

Το τιμόνι θα πρέπει να συγκρατείται στην κολώνα με μηχανισμό γρήγορης απασφάλισης (quick release).

Το στρίψιμο των πίσω τροχών (τετραδιεύθυνση) ,το οποίο μπορεί να ενεργοποιείται ηλεκτρονικά, επιτρέπεται αλλά μόνο αν υπάρχουν μηχανικά stop τα οποία θα επιτρέπουν στους τροχούς γωνία μέχρι έξι μοίρες (6°).

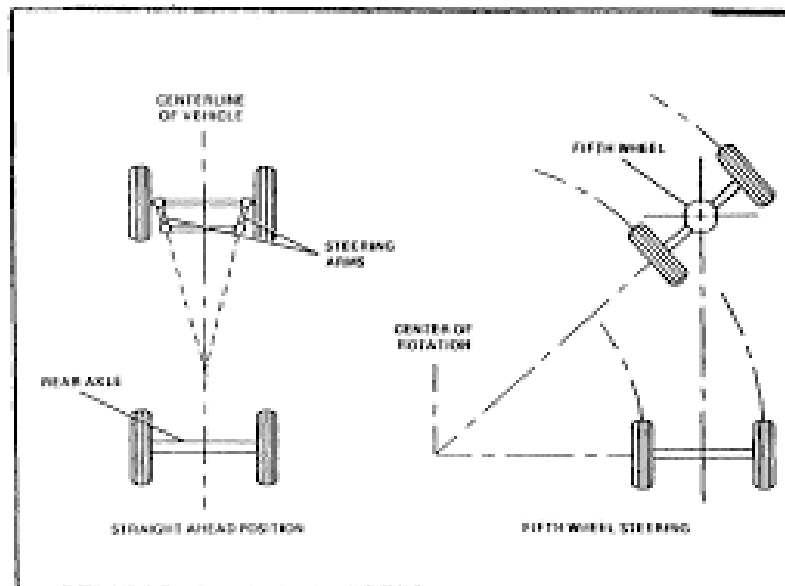
Σε οποιαδήποτε γωνία του τιμονιού, αυτό δεν θα πρέπει να εξέρχεται από το "front hoop".



Η κρεμαγιέρα θα πρέπει να είναι μηχανικά τοποθετημένη πάνω στο σασί.  
(Formula SAE Rules, 2015)

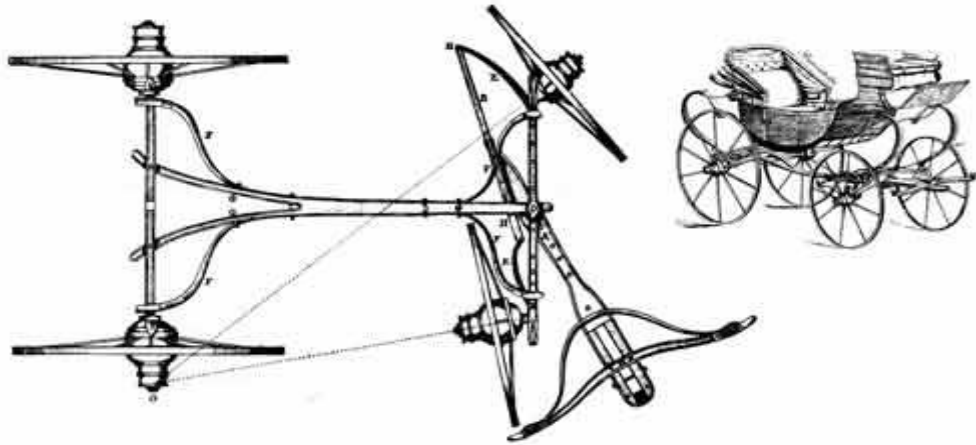
#### 4. ΠΕΡΙ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΔΙΕΥΘΥΝΣΗΣ ΟΧΗΜΑΤΩΝ.

Αρχικά το σύστημα διεύθυνσης αποτελούταν από έναν άξονα που συνέδεε τους δύο εμπρός τροχούς και η περιστροφή γινόταν γύρω από έναν νοητό άξονα κάθετο στο επίπεδο όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.



**Σχήμα 3:** Σύστημα διεύθυνσης περιφερόμενου άξονα (Google)

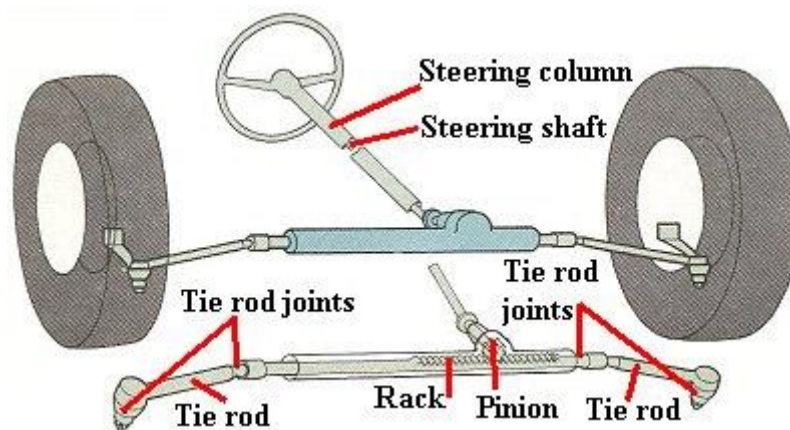
Αργότερα το 1817 ο γερμανός κατασκευαστής αμάξων, George Lankensperge εφηύρε μια γεωμετρική διάταξη συνδέσμων η οποία έδινε διαφορετική γωνία στους εμπρός τροχούς κατά την διάρκεια μιας στροφής. Ο Rudolph Ackermann όμως ήταν αυτός που λίγο αργότερα καταχώρησε αυτό το σύστημα διεύθυνσης ως πατέντα και έτσι πλέον είναι γνωστό με το όνομά του.



**Σχήμα 4:** Πρωταρχικό σύστημα γεωμετρίας Ackerman (Google)

Παρακάτω αναφέρονται μερικά από τα είδη συστημάτων διεύθυνσης.

➤ **Σύστημα κρεμαγιέρας (οδοντωτός κανόνας-πινιόν)**



**Σχήμα 5:** Σύστημα κρεμαγιέρας (Google)

Τα περισσότερα αυτοκίνητα χρησιμοποιούν συστήματα κρεμαγιέρας, στα οποία η κολόνα του τιμονιού περιστρέφει το γρανάζι (pinion) και αυτό με την σειρά του μετατοπίζει τον οδοντωτό κανόνα γραμμικά. Ο οδοντωτός κανόνας μέσω των ακρόμπαρων (tierods) περιστρέφει τους τροχούς.

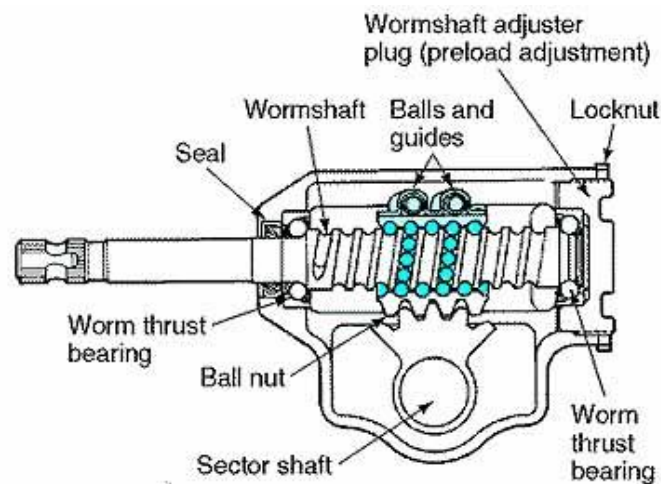
Το σύστημα κρεμαγιέρας έχει το πλεονέκτημα ότι παρέχει μεγάλη πληροφόρηση στον οδηγό.

Ένα βασικό μειονέκτημα από την άλλη, είναι ότι δεν μπορεί να επισκευαστεί σε περίπτωση φθοράς των δοντιών και έτσι πρέπει να αντικαθίσταται ολόκληρη.

➤ **Σύστημα επανακυκλοφορούντων σφαιρών ή ατέρμον κοχλίας-τομέας**

Αυτό το σύστημα δημιουργήθηκε για να μειωθούν οι τριβές. Συναντάται πιο συχνά σε μεγάλα και βαρέα οχήματα αλλά και σε αυτοκίνητα της Chrysler. Η κολώνα του τιμονιού γυρνά τον ατέρμονα κοχλία ο οποίος είναι συνδεδεμένος με ένα σύστημα επανακυκλοφορούντων σφαιρών, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 6. Αυτό με την σειρά του περιστρέφει έναν τομέα γραναζιού ο οποίος είναι συνδεδεμένος με έναν μοχλό, τον βραχίονα Pitman. Ο βραχίονας αυτός είναι συνδεδεμένος με τα ακρόμπαρα τα οποία τελικά περιστρέφουν τους τροχούς δεξιά και αριστερά.

Το πλεονέκτημά τους είναι ότι έχουν μηχανικό προτέρημα σε σχέση με τις κρεμαγιέρες και για αυτό το λόγο το συναντάμε περισσότερο σε φορτηγά, όπως αναφέρθηκε νωρίτερα.



**The balls are recirculated through the ball guides.**

**Σχήμα 6:** Σύστημα επανακυκλοφορούντων σφαιρών (Google)

➤ **Σύστημα ζυγώθρου (bellcrank)**

Σε αυτό το σύστημα η κολώνα του τιμονιού είναι απευθείας συνδεδεμένη με τα ακρόμπαρα. Επομένως η μετάδοση είναι 1:1. Συναντάται σε πολύ ελαφριά οχήματα όπως τα go-kart.



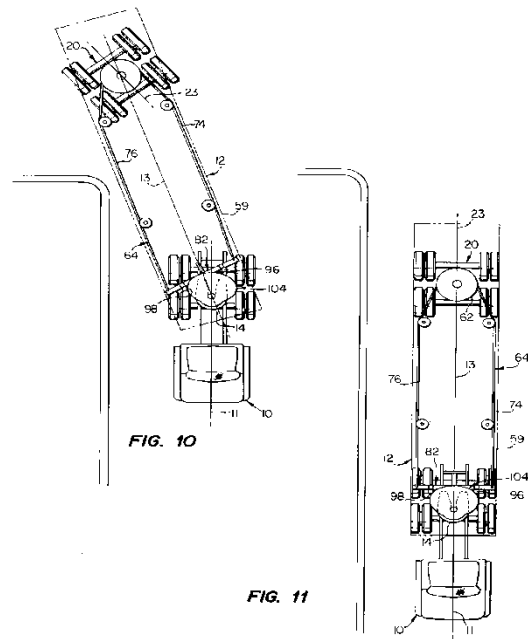
**Σχήμα 7:** Σύστημα ζυγώθρου (Google)

#### ➤ **Σύστημα 4 διευθυντηρίων τροχών**

Ένα αυτοκίνητο με συμβατικό σύστημα διεύθυνσης στους δύο μπροστινούς τροχούς (2WS - Wheel Steering) εμφανίζει μερικές φορές κάποια προβλήματα ευστάθειας, κυρίως στις υψηλές ταχύτητες και στις γρήγορες αλλαγές της πορείας του. Για το πρόβλημα αυτό οι κατασκευαστές εφάρμοσαν την τεχνική της τετραδιεύθυνσης (4WS). Η τετραδιεύθυνση έκανε την εμφάνισή της στα επιβατικά οχήματα στις αρχές της δεκαετίας του '80 αλλά η τεχνολογία αυτή υπήρχε από πολύ παλιότερα σε οχήματα βαρέως τύπου όπως σε φορητά με δύο μπροστινούς άξονες.

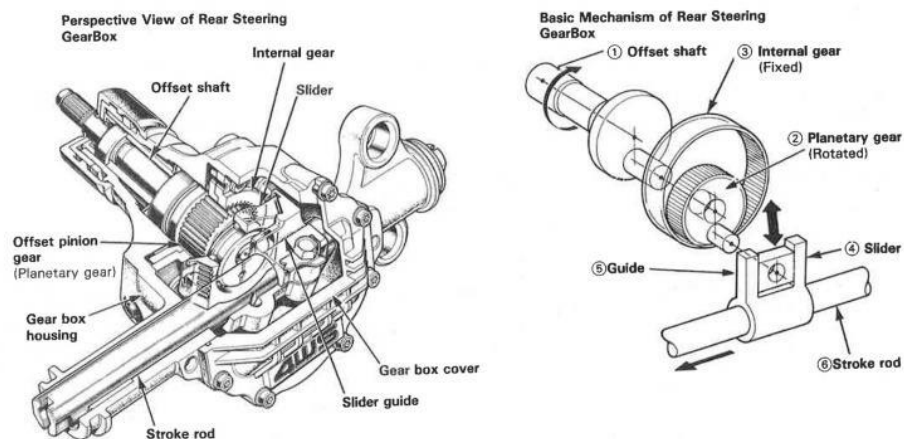
Υπάρχουν δύο είδη τετραδιεύθυνσης, η παθητική και η ενεργητική τετραδιεύθυνση.

Στα συστήματα παθητικής τετραδιεύθυνσης, οι πίσω τροχοί μπορούν να γυρίσουν λίγο δεξιά ή αριστερά μαζί με το σύστημα ανάρτησης. Όλο το σύστημα αυτό στηρίζεται με ελαστικές βάσεις οι οποίες επιτρέπουν την κίνηση ανάλογα με την ταχύτητα, το φορτίο και την γωνία στροφής. Αυτό οδηγεί στην βελτίωση της τροχιάς που ακολουθεί το αυτοκίνητο σε σχέση με την καμπή που πρέπει να εκτελέσει και μειώνει την πιθανότητα υπερστροφής.



Σχήμα 8: Σύστημα τετραδιεύθυνσης (Google)

Στα συστήματα ενεργητικής τετραδιεύθυνσης η κίνηση του τιμονιού από τον οδηγό μεταφέρεται και στους πίσω τροχούς με κατάλληλη διάταξη. Αυτά ταξινομούνται στα μηχανικά συστήματα τετραδιεύθυνσης και στα ηλεκτρονικά ελεγχόμενα συστήματα τετραδιεύθυνσης.

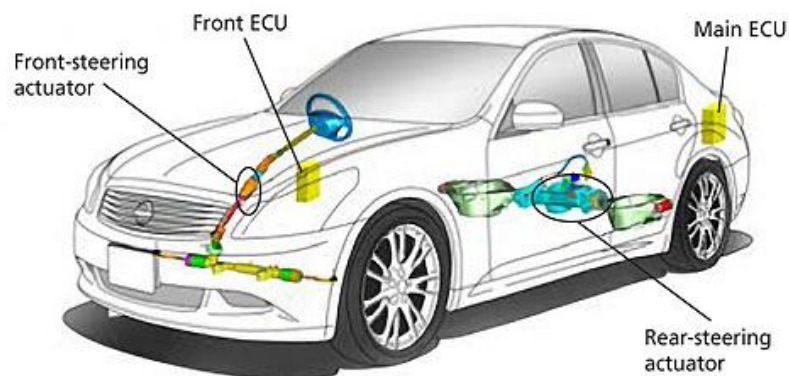


Σχήμα 9: Μετάδοση κίνησης σε σύστημα τετραδιεύθυνσης (Google)

Στα μηχανικά συστήματα η κίνηση μεταφέρεται από την μπροστά κρεμαγιέρα στην πίσω μέσω ενός ελαφρύ αρθρωτού άξονα. Όταν το τιμόνι περιστρέφεται μέχρι 250°, τότε οι πίσω τροχοί στρίβουν προς την ίδια κατεύθυνση με τους εμπρός τροχούς (μεγάλες ταχύτητες-καλύτερο κράτημα).

Όταν όμως το τιμόνι στρίβει πάνω από 250° τότε οι πίσω τροχοί στρίβουν αντίθετα από τους μπροστά (μικρές ταχύτητες-διευκόλυνση ελιγμών).

Το μειονέκτημα των συστημάτων αυτών είναι πως η περιστροφή των πίσω τροχών δεν εξαρτάται από την ταχύτητα του οχήματος.



**Σχήμα 10:** Ηλεκτρονικά ελεγχόμενο σύστημα τετραδιεύθυνσης (Google)

Το πρόβλημα αυτό έρχεται να διορθώσει το ηλεκτρονικά ελεγχόμενο σύστημα τετραδιεύθυνσης. Μία ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου η οποία αφού υπολογίσει τις διαφορές παραμέτρους της κίνησης του αυτοκινήτου σε μία στροφή, δίνει εντολή στους ενεργοποιητές και ρυθμίζει την κλίση των πίσω τροχών.

#### ➤ Σύστημα ηλεκτρονικής οδήγησης (Steer-by-wire)

Το σύστημα αυτό αντικαθιστά τον κλασικό, μηχανικό τρόπο ελέγχου οδήγησης του αυτοκινήτου χρησιμοποιώντας ηλεκτρομηχανικούς ενεργοποιητές. Έχει ως πλεονέκτημα το ότι μπορεί να βελτιώσει την ασφάλεια και να συμβάλει στη μείωση των ατυχημάτων. Από την άλλη πλευρά, βέβαια είναι πιθανόν να υποστεί υποκλοπή, «χακάρισμα» όπως συνηθίζεται να λέγεται, και το σύστημα διεύθυνσης να ελέγχεται από κάποιον άλλο μέσω ασύρματου δικτύου. Ένα ακόμα μειονέκτημα είναι το ότι υπάρχει καθυστέρηση στην απόκριση η οποία οδηγεί σε λάθος δεδομένα που δέχεται το σύστημα.



**Σχήμα 11:** Σύστημα ηλεκτρονικής οδήγησης (Google)

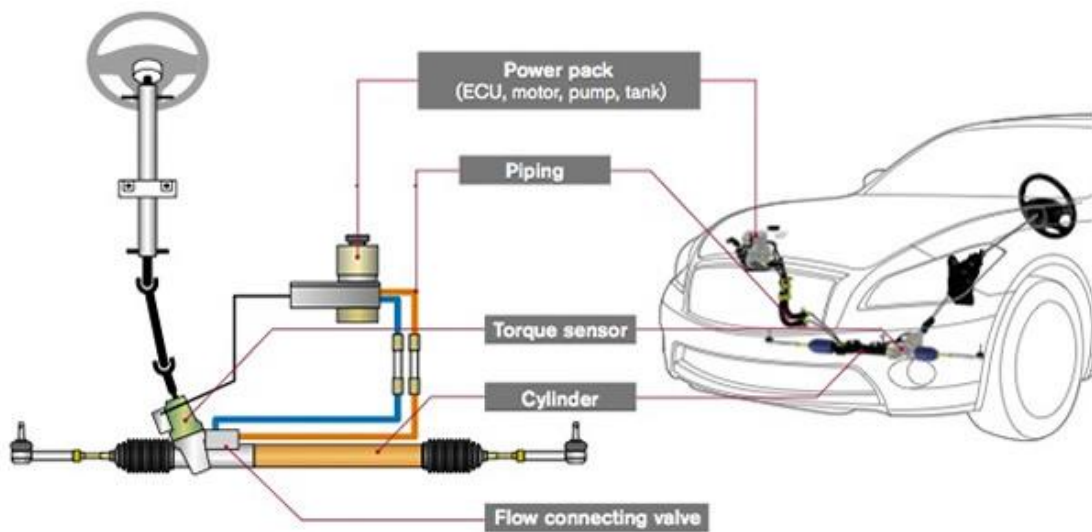
#### ➤ Σύστημα διεύθυνσης με υποβοήθηση

Καθώς τα οχήματα γίνονται ολοένα και πιο βαριά και οι τροχοί πιο μεγάλοι σε διάμετρο και φάρδος, η δύναμη που απαιτούνταν για να στρίψουν οι τροχοί αυξήθηκε. Για να μην καταβάλει μεγάλη προσπάθεια χειρισμού ο οδηγός, δημιουργήθηκαν τα υποβοηθούμενα συστήματα διεύθυνσης.

Αυτά χωρίζονται στα υδραυλικά και στα ηλεκτρικά/ηλεκτρονικά συστήματα υποβοήθησης. Υπάρχουν όμως και υβριδικά συστήματα.

Στα συστήματα υδραυλικής υποβοήθησης απαιτείται μια αντλία η οποία είναι συνδεδεμένη, μέσω ιμάντα, στον στρόφαλο του κινητήρα και παρέχει την απαιτούμενη πίεση.

Στα συστήματα ηλεκτρικής υποβοήθησης είναι αναγκαία μόνο η παροχή ρεύματος η οποία τροφοδοτείτε είτε από το δυναμό (κινητήρας σε λειτουργία) είτε από την μπαταρία (κινητήρας σβηστός). Αυτό ακριβώς είναι ένα από τα σημαντικά πλεονεκτήματα αυτών των συστημάτων. Δεν χρειάζεται να δουλεύει ο κινητήρας για να γυρίσει το τιμόνι. Επίσης είναι πιο οικολογικά διότι δεν υπάρχουν διαρροές υγρών που θα επιβαρύνουν το περιβάλλον. Ένα τέτοιο σύστημα παρουσιάζεται στο Σχήμα 12.



**Σχήμα 12:** Υποβοηθούμενο σύστημα διεύθυνσης (Google)

## 5. ΓΩΝΙΕΣ ΚΑΙ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΠΟΥ ΠΡΕΠΕΙ ΝΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΟΥΝ ΣΤΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΚΑΙ ΣΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΔΙΕΥΘΥΝΣΗΣ.

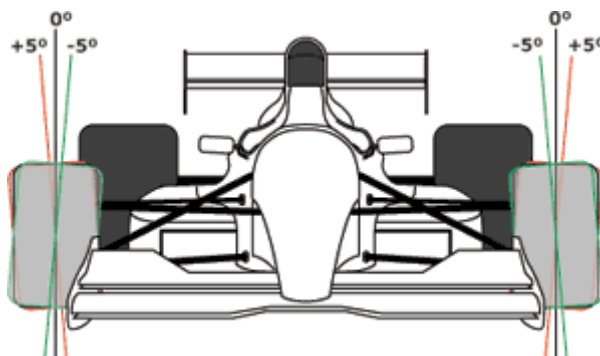
Οι απαραίτητες γωνίες - στοιχεία που θα πρέπει να υπολογιστούν και οι οποίες επιδρούν σημαντικά στον χειρισμό του μονοθεσίου είναι οι εξής:

- Η γωνία camber
- Η γωνία caster (ή castor)
- Το caster trail
- Η γωνία του βασιλικού πείρου (kingpin inclination)
- Η ακτίνα τριβής (scrub radius)
- Το roll center (κέντρο κλυδωνισμού)
- Τα λεγόμενα «Anti -features»
- Η γωνία σύγκλισης ή απόκλισης των τροχών (toe in - toe out)
- Το σύστημα διεύθυνσης γεωμετρίας Ackerman
- Το Bump steering

### **Γωνία Camber:**

Η γωνία Camber είναι η γωνία που σχηματίζεται μεταξύ του κατακόρυφου άξονα που περνά από το κέντρο του τροχού και της γωνίας του τροχού. Οι τιμές που μπορεί να πάρει είναι θετικές , μηδέν ή αρνητικές, όπως φαίνεται στο Σχήμα 13.





**Σχήμα 13:** Γωνία camber και τυπικές τιμές που μπορεί να δεχθεί για την περίπτωση ενός μονοθεσίου τύπου FSAE (Google)

Η γωνία αυτή επηρεάζει σημαντικά τον χειρισμό του οχήματος, την ευκολία να στρίβει και την ικανότητα του να εισέρχεται σε στροφές με μεγάλη ταχύτητα, κάτι που είναι απαραίτητο για τα αγωνιστικά αυτοκίνητα.

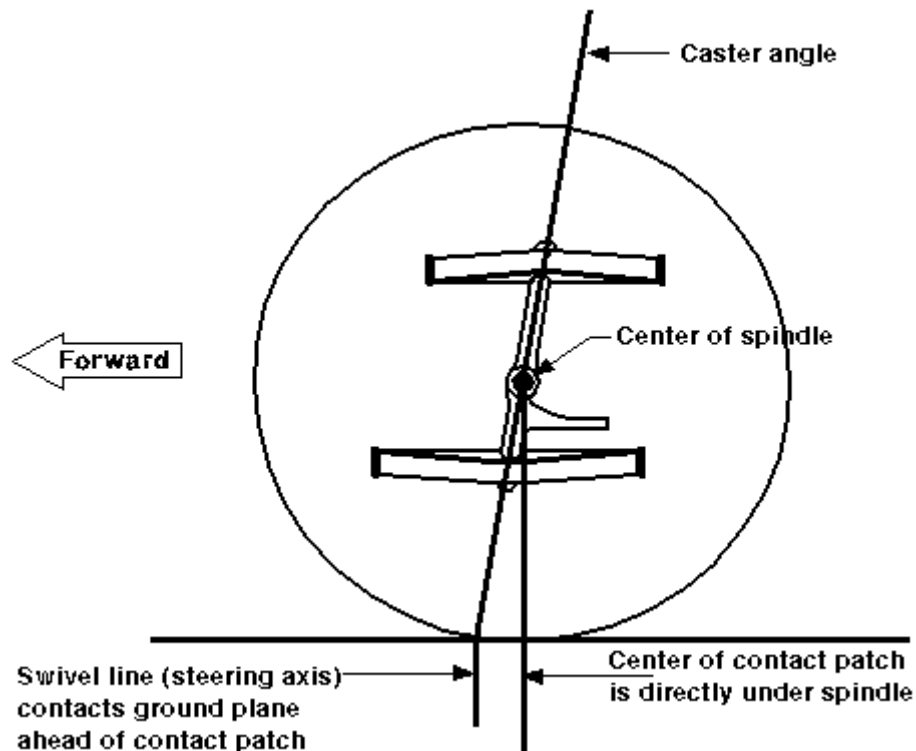
Συγκεκριμένα, η αρνητική camber βελτιώνει σημαντικά την πρόσφυση στις στροφές. Αυτό οφείλεται στο ότι οι τροχοί στο εξωτερικό της στροφής και κυρίως οι μπροστινοί δέχονται λόγω φυγοκέντρου μεγαλύτερες δυνάμεις. Επιπροσθέτως, καθώς το όχημα εισέρχεται στην στροφή αρχίζει να περιστρέφεται γύρω από το κέντρο μάζας του. Ως αποτέλεσμα, οι τροχοί αποκτούν διαφορετική γωνία camber και αυξάνεται η επιφάνεια επαφής του ελαστικού με το οδόστρωμα (contact patch). Επιπλέον, η αρνητική camber αυξάνει την επιφάνεια επαφής του ελαστικού με το οδόστρωμα ενώ παράλληλα το ελαστικό λόγω της φυγοκέντρου τείνει να περιστραφεί γύρω από τον εαυτό του ανεξάρτητα από το αμάξωμα. Τέλος, η αρνητική camber βοηθά στην ευθεία κίνηση του οχήματος, καθώς οι τροχοί συγκλίνουν προς το εσωτερικό.

Αντίθετα, η θετική camber κάνει το τιμόνι περισσότερο 'ελαφρύ' και χρησιμοποιείται κυρίως σε εκτός δρόμου οχήματα.

Από την άλλη πλευρά όμως, όταν το όχημα κινείται σε ευθεία πορεία, στην περίπτωση της αρνητικής camber το εσωτερικό τμήμα του ελαστικού καταπονείται και φθείρεται περισσότερο από το εξωτερικό. Αντίστοιχα, στην περίπτωση της θετικής γωνίας camber το εξωτερικό τμήμα καταπονείται περισσότερο από το εσωτερικό. Γι' αυτό, πρέπει να βρεθεί η κατάλληλη τιμή της γωνίας που θα δίνει τα καλύτερα δυνατά αποτελέσματα, τόσο στην ικανότητα του οχήματος να κινείται υπό μεγάλες ταχύτητες σε στροφές, όσο και στην ευκολία χειρισμού του από την πλευρά του οδηγού. (Γεώργιος Καραογλανίδης, 2010)

#### **Γωνία Caster και Caster trail:**

Η γωνία Caster ή αλλιώς Castor είναι η γωνία που σχηματίζεται ανάμεσα στην κατακόρυφο που διέρχεται από τον άξονα περιστροφής του τροχού και την γωνία στην οποία βρίσκονται τα σημεία ένωσης του τροχού με τα ψαλίδια, όπως φαίνεται στο Σχήμα 14. Όπως και στην παραπάνω περίπτωση οι τιμές που μπορεί να πάρει είναι θετικές, μηδέν ή αρνητικές.



**Σχήμα 14:** Αναπαράσταση γωνίας Caster και Caster Trail σε σύστημα αναρτήσεων τύπου διπλών ψαλιδιών (Google)

Η γωνία Caster χρησιμοποιείται ως επί των πλείστων στους μπροστινούς τροχούς των οχημάτων, και πιο συγκεκριμένα η θετική caster συμβάλλει στην επαναφορά του τιμονιού. Γίνεται εύκολα κατανοητή αν σκεφτεί κανείς τα καροτσάκια των super market, όπου ανεξάρτητα από την διαδρομή που ακολουθεί, οι τροχοί του πάντοτε ευθυγραμμίζονται με την πορεία του.

Όπως φαίνεται παραπάνω, το κέντρο του τροχού συμπίπτει με τον άξονα περιστροφής του. Αυτό όμως δεν είναι αναγκαίο όπως θα δούμε παρακάτω καθώς το ίδιο αποτέλεσμα μπορεί να επιτευχθεί και με μεταφορά του άξονα περιστροφής του ως προς μία κατεύθυνση.

Το μέγεθος της γωνίας καθορίζει τη δύναμη που θα χρειαστεί τελικά ο οδηγός να χρησιμοποιήσει για να στρίψει το όχημα. Σε περίπτωση όπου η γωνία caster παίρνει πολύ μεγάλες τιμές, το αυτοκίνητο παρουσιάζει σοβαρή αστάθεια καθώς και υποστροφή ενώ η ελάχιστη ή μηδενική τιμή της οδηγεί σε υπερστροφή αλλά και σε καλή ευστάθεια.

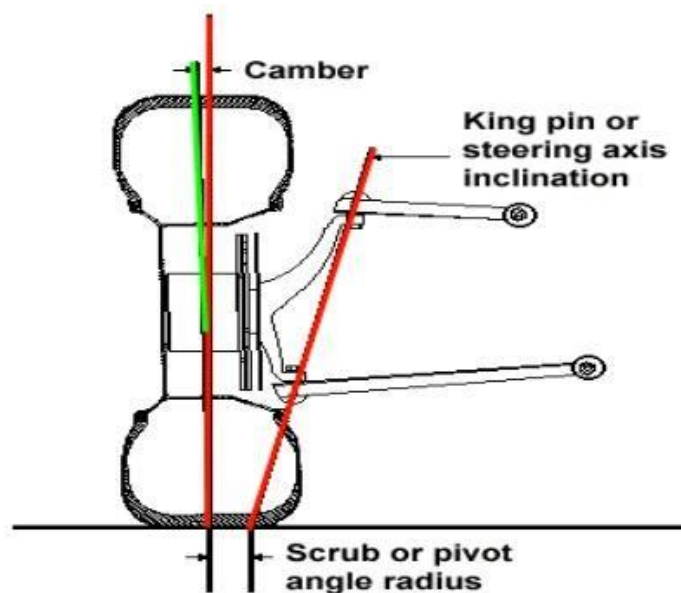
Το caster trail ή αλλιώς mechanical trail είναι η απόσταση ανάμεσα στην ευθεία που δημιουργείται από τα σημεία έδρασης του ακραξονίου με τα ψαλίδια και την κατακόρυφο που διέρχεται από τον άξονα περιστροφής του τροχού σε σχέση με το έδαφος. Όπως η γωνία caster έτσι και το caster trail επιδρά στην επαναφορά του τιμονιού και δίνει την αίσθηση στον οδηγό ότι το όχημα τείνει να κινηθεί σε ευθεία πορεία. Επιπλέον, τα πλευρικά φορτία που αναπτύσσονται στο ελαστικό δεν επιδρούν στο κέντρο της επιφάνειας επαφής του με το οδόστρωμα αλλά σε μια απόσταση πίσω από την ονομαστική επιφάνεια επαφής του ελαστικού. Η απόσταση αυτή ονομάζεται pneumatic trail και ποικίλει ανάλογα με την ταχύτητα, το φορτίο, τον τύπο του ελαστικού ή το οδόστρωμα. (Γεώργιος Καραογλανίδης,2010)

### **Γωνία του βασιλικού πείρου και scrub radius:**

Η γωνία του βασιλικού πείρου και η ακτίνα τριβής είναι δύο μεγέθη που συνδέονται μεταξύ τους και αφορούν τους μπροστινούς τροχούς των οχημάτων. Η γωνία του βασιλικού πείρου προκύπτει από την απόσταση μεταξύ των άνω και κάτω σημείων έδρασης των ακραξονίων σε σχέση με την κατακόρυφο.

Η ακτίνα τριβής ορίζεται ως η απόσταση μεταξύ της ευθείας της γωνίας kingpin και της κατακόρυφου που τέμνει το ελαστικό έχοντας ως επίπεδο το οδόστρωμα. Στο Σχήμα 15 παρουσιάζονται αυτά τα δύο μεγέθη.

## Kingpin inclination



**Σχήμα 15:** Γωνία βασιλικού πείρου και ακτίνα τριβής (Google)

Η γωνία του βασιλικού πείρου αποτελεί ένα ακόμη μέγεθος που βοηθά στην επαναφορά των μπροστινών τροχών ενός οχήματος. Αυτό οφείλεται στην γωνία που υπάρχει μεταξύ των άνω και κάτω αρθρώσεων. Όταν στρίβει το τιμόνι, τότε οι τροχοί διαγράφουν ένα τόξο, και όπως είναι λογικό εξαιτίας της γωνίας δημιουργείται μια δύναμη που τείνει να επαναφέρει τους τροχούς στην αρχική τους θέση. Οπότε προκύπτει ότι όσο μεγαλύτερη είναι η γωνία kingpin τόσο μεγαλύτερη θα είναι και η δύναμη επαναφοράς.

Η ακτίνα τριβής είναι μια απόσταση που υπάρχει σχεδόν πάντα στους τροχούς ενός αυτοκινήτου και προκαλεί αντίθετη δύναμη σε σχέση με τις παραπάνω γωνίες. Καθώς στρίβει το τιμόνι, ο τροχός περιστρέφεται με άξονα το κέντρο του ελαστικού και όχι με άξονα την ευθεία της γωνίας kingpin. Έτσι, αναπτύσσεται τριβή και ο τροχός δεν μπορεί να επανέλθει στην αρχική του θέση, ενώ παράλληλα τα ελαστικά φθείρονται. Πέραν τούτου, όταν το όχημα φρενάρει αναπτύσσεται και μια ροπή, η οποία αυξάνει τις τάσεις που ασκούνται στις κατευθυντήριες ράβδους του τιμονιού και σε περίπτωση που υπάρχει 'τζόγος' τότε οι τροχοί μπορεί να συγκλίνουν ή να αποκλίνουν μεταξύ τους.

Αντίθετα, όταν δεν υπάρχει γωνία στον βασιλικό πείρο, τότε είναι προφανές ότι ακόμη και πολύ μικρές ανωμαλίες του οδοστρώματος ή η χρήση φρένου θα

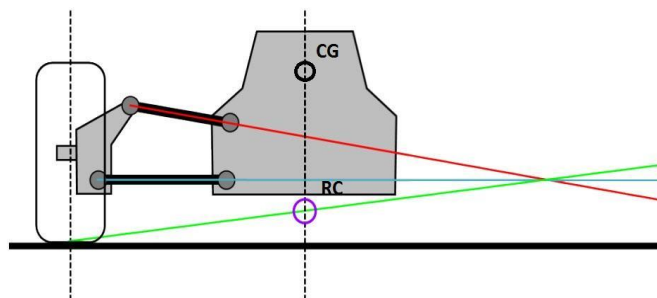
προκαλέσουν μεγάλη ροπή η οποία μεταφέρεται στα χέρια του οδηγού και προκαλείται αστάθεια του οχήματος.

Από τα παραπάνω προκύπτει πως η ιδανική ακτίνα τριβής είναι ίση με το 0. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί είτε με αύξηση της γωνίας kingpin είτε με χρήση θετικής γωνίας camber, κάτι που δεν είναι χρήσιμο αφενός γιατί μια πολύ μεγάλη γωνία στον βασιλικό πείρο θα προκαλούσε αστάθεια στο όχημα μαζί με μεγάλη φθορά των εξαρτημάτων της ανάρτησης (όπως οι αρθρώσεις) και δυσκολία στο στρίψιμο και αφετέρου μία θετική γωνία camber θα προκαλούσε ακόμα μεγαλύτερα προβλήματα ακόμα και όταν το όχημα κινούνταν σε ευθεία πορεία. Κατά συνέπεια, πρέπει και εδώ να βρεθεί η κατάλληλη σχέση μεταξύ των 2 αυτών μεγεθών για να ικανοποιούνται όσο περισσότερο γίνεται οι βασικές προϋποθέσεις. (Γεώργιος Καραογλανίδης,2010)

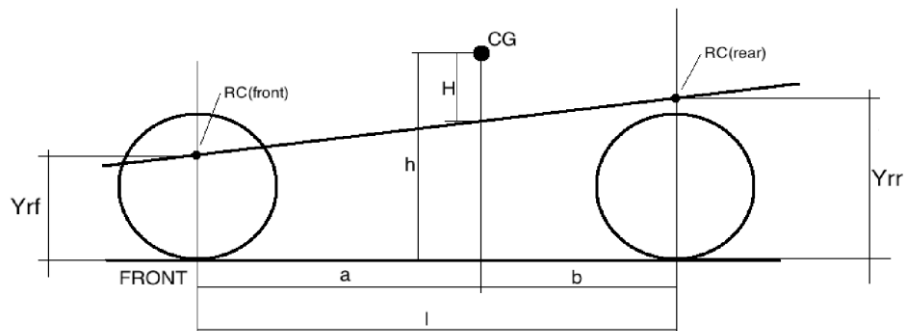
### **Κέντρο κλυδωνισμού (roll center) :**

Το κέντρο κλυδωνισμού αποτελεί ένα πολύ σημαντικό χαρακτηριστικό για την ανάρτηση ενός οχήματος και κυρίως για την ανάρτηση ενός αγωνιστικού οχήματος που πολλές φορές όμως δεν λαμβάνεται υπ' όψιν. Είναι το νοητό σημείο στο οποίο ασκούνται οι δυνάμεις που προέρχονται από τις αναρτήσεις καθώς το αυτοκίνητο στρίβει κάτι το οποίο προκαλεί την περιστροφή του σασί γύρω από αυτό.

Μία έννοια που σχετίζεται με το κέντρο κλυδωνισμού είναι ο άξονας κλυδωνισμού, δηλαδή ο άξονας που σχηματίζεται από το μπροστινό και το πίσω κέντρο κλυδωνισμού ενός οχήματος. Το πόσο ένα αμάξι κλυδωνίζεται σε μια στροφή έχει να κάνει με την θέση του άξονα κλυδωνισμού σε σχέση με το κέντρο βάρους του. Όσο πιο κοντά βρίσκονται αυτά τα δύο μεγέθη, τόσο λιγότερο θα περιστρέφεται το αμάξι σε μια στροφή. Στα Σχήματα 16 και 17 φαίνεται το κέντρο και ο άξονας κλυδωνισμού.



**Σχήμα 16:** Μέθοδος εύρεσης του ύψους του κέντρου κλυδωνισμού για σύστημα αναρτήσεων διπλών ψαλιδιών (Google)



**Σχήμα 17:** Άξονας κλυδωνισμού οχήματος (Google)

Στο Σχήμα 16 παρουσιάζεται το κέντρο κλυδωνισμού. Για να υπολογιστεί ακολουθείται η εξής πορεία : Αρχικά σχεδιάζονται οι ευθείες που περνούν από τα ψαλίδια της ανάρτησης. Έπειτα σχεδιάζεται η ευθεία που ξεκινά από το μέσο του σημείου επαφής του ελαστικού και διέρχεται από το σημείο τομής των δύο ευθειών των ψαλιδιών. Τέλος, σχεδιάζεται η κατακόρυφη ευθεία στο αμάξωμα από την οποία περνά το κέντρο βάρους του. Όπως φαίνεται και στο σχήμα , το κέντρο κλυδωνισμού είναι εκείνο το σημείο που βρίσκεται στον άξονα του κέντρου βάρους και διέρχεται από την ευθεία του ελαστικού.

Αντίστοιχα, στο Σχήμα 17 απεικονίζεται ο άξονας κλυδωνισμού που σχηματίζεται από το μπροστά και το πίσω roll center.

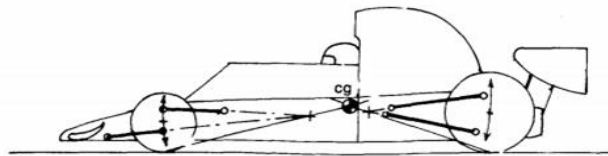
Το κέντρο κλυδωνισμού λειτουργεί ως εξής: όταν το αμάξι στρίβει , δημιουργείται μια δύναμη που μέσω των αναρτήσεων, όπως αναφέρθηκε παραπάνω, εμφανίζεται στο κέντρο κλυδωνισμού, ενώ παράλληλα αναπτύσσεται φυγόκεντρη δύναμη που 'σπρώχνει' το όχημα προς το εξωτερικό της στροφής. Έτσι δημιουργείται μια ροπή η οποία τείνει να περιστρέψει ολόκληρο το όχημα , κάτι που συμβάλει αρνητικά στην οδηγική συμπεριφορά του. Άρα ,όσο πιο μακριά βρίσκονται το κέντρο κλυδωνισμού και το κέντρο βάρους ,τόσο περισσότερο «γέρνει» το όχημα στις στροφές ενώ αντίθετα όταν αυτά τα 2 σημεία είναι κοντά μεταξύ τους τότε μειώνεται ο κλυδωνισμός του. Σε περίπτωση που τα δυο παραπάνω σημεία ταυτίζονται, το αυτοκίνητο δεν περιστρέφεται καθόλου όταν στρίβει.

Αναλυτικότερα, όσον αφορά το κέντρο κλυδωνισμού στο μπροστινό σύστημα ανάρτησης , πρέπει να σημειωθεί ότι αυτό επηρεάζει το στρίψιμο στην μέση και στην έξοδο της στροφής. Ένα ψηλό roll center κάνει το όχημα να ανταποκρίνεται περισσότερο στο στρίψιμο αλλά δεν επιτρέπει να χρησιμοποιείται μεγάλη επιτάχυνση, γι' αυτό συμφέρει να υπάρχει σε περιπτώσεις όπου η πίστα έχει πολύ καλή πρόσφυση και γρήγορες αλλαγές πορείας. Αντίθετα, ένα στήσιμο που δίνει χαμηλό roll center δίνει τα ακριβώς αντίθετα αποτελέσματα.

Όσον αφορά το πίσω σύστημα ανάρτησης ,αυτό επηρεάζει την συμπεριφορά του οχήματος σε όλα τα στάδια της στροφής ,είτε όταν αυτό εισέρχεται με μεγάλη επιτάχυνση είτε όχι. Αν το κέντρο κλυδωνισμού είναι χαμηλά τότε παρατηρείται αύξηση πρόσφυσης κατά την επιτάχυνση σε στροφές , ενώ όταν το αμάξι φρενάρει παρατηρείται μείωση αυτής. Το χαμηλό κέντρο κλυδωνισμού χρησιμοποιείται σε περιπτώσεις όπου η πρόσφυση δεν είναι πολύ καλή και επιπλέον μειώνει την φθορά των ελαστικών. Αντίθετα ,ένα ψηλό κέντρο κλυδωνισμού στις πίσω αναρτήσεις βοηθά στην απόκριση του τιμονιού και χρησιμοποιείται όταν υπάρχουν γρήγορες στροφές, ενώ δεν ευνοεί το στρίψιμο υπό επιτάχυνση. (Γεώργιος Καραογλανίδης,2010)

### **Anti - features:**

Τα anti - features σχετίζονται και αυτά με το κέντρο βάρους του οχήματος , αφορούν τον τρόπο έδρασης των ψαλιδιών στο σασί και αναφέρονται στη βύθιση που παρουσιάζει το σασί κατά την επιτάχυνση ή την επιβράδυνση το οχήματος. Τα anti features χωρίζονται στα anti dive και anti squat. Το πρώτο έχει να κάνει με τη βύθιση της μπροστινής ανάρτησης και κατά συνέπεια και του οχήματος κατά το φρενάρισμα, ενώ το δεύτερο με τη βύθιση του οχήματος στο πίσω μέρος του κατά την επιτάχυνση.



**Σχήμα 18:** Αναπαράσταση anti dive και anti squat σε μονοθέσιο όχημα (Google)

Το Σχήμα 18 δείχνει τον τρόπο υπολογισμού των anti features. Αρχικά προεκτείνονται οι ευθείες που περνούν από τα σημεία έδρασης των ψαλιδιών μέχρι να τμηθούν μεταξύ τους. Έπειτα σχεδιάζεται η ευθεία που ξεκινά από το σημείο επαφής του ελαστικού με το οδόστρωμα και το σημείο που τέμνονται οι δύο αρχικές ευθείες, και συνεχίζει μέχρι την κατακόρυφο που περνά από το κέντρο βάρους του οχήματος. Η απόσταση που προκύπτει μεταξύ του οδοστρώματος και της ευθείας που τέμνει την κατακόρυφο του κέντρου βάρους ονομάζεται στατικό anti dive ή anti squat και εκφράζεται σε ποσοστό επί τοις εκατό (%).

Τα πλεονεκτήματα που προκύπτουν με την χρήση των παραπάνω μεγεθών όσον αφορά το μπροστά σύστημα ανάρτησης είναι ότι τα μεγέθη που σχετίζονται με το setup της ανάρτησης δεν επηρεάζονται σημαντικά στην περίπτωση που έχει επιλεγθεί ένα σωστό ποσοστό anti dive ,δηλαδή βύθισης της μύτης του οχήματος.

Επιπλέον, η αεροδυναμική του οχήματος δεν επηρεάζεται αρνητικά καθώς δεν μεταβάλλεται αρκετά το ύψος του μονοθεσίου από το οδόστρωμα κάτι που είναι πολύ σημαντικό. Παρ' όλα αυτά, σε περίπτωση που επιλεγθεί setup με 100% anti dive τότε προκύπτουν προβλήματα με το όχημα και την οδηγική του συμπεριφορά. Ένα μεγάλο ποσοστό από τις δυνάμεις που αναπτύσσονται περνούν κατευθείαν στα σημεία έδρασης της ανάρτησης και έτσι οι τάσεις που αναπτύσσονται μπορεί να οδηγήσουν σε αστοχία των ψαλιδιών ή ακόμη και του σασί ενώ παράλληλα οι αναρτήσεις γίνονται πολύ σκληρές και ανταποκρίνονται αρνητικά στις ανωμαλίες που μπορεί να έχει η πίστα.

Αντιστοίχως, στις πίσω αναρτήσεις ένα μικρό ποσοστό anti squat που προκαλεί την βύθιση του μονοθεσίου συμβάλει στην αλλαγή της γωνίας camber των πίσω τροχών. Έτσι, μειώνεται η επιφάνεια επαφής των ελαστικών και του οδοστρώματος, και το όχημα μπορεί να ολισθαίνει.

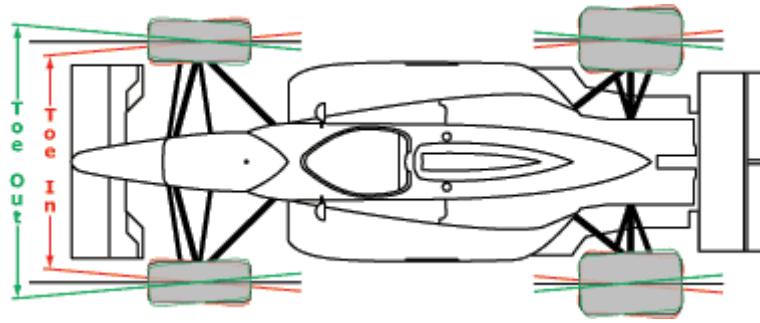
Όπως και παραπάνω, ένα setup που έχει πολύ μεγάλο ποσοστό anti squat καταπονεί τα σημεία έδρασης των αναρτήσεων, τις κάνει πολύ σκληρές και χειροτερεύει την οδηγική του συμπεριφορά, όμως δεν επιδρά αρνητικά στην αεροδυναμική του. Συνεπώς, ένα αγωνιστικό όχημα πρέπει να έχει κατάλληλο ποσοστό anti squat ανάλογα με τους τύπους των αγωνισμάτων που θα πρέπει να γίνουν. (Γεώργιος Καραογλανίδης, 2010)

### **Γωνία σύγκλισης ή απόκλισης των τροχών (toe in - toe out):**

Η γωνία σύγκλισης ή απόκλισης είναι η γωνία που παρουσιάζουν οι τροχοί μεταξύ τους σε κάτοψη. Στο Σχήμα 19, παρουσιάζονται οι γωνίες σύγκλισης και απόκλισης.

Στα πισωκίνητα οχήματα και σε αυτά τα οποία ο κινητήρας βρίσκεται στο πίσω μέρος, επιλέγεται μικρή σύγκλιση στους μπροστά τροχούς καθώς η ελαστικότητα που παρουσιάζουν όλα τα μέρη που απαρτίζουν την ανάρτηση κάνουν τους τροχούς να 'ανοίγουν' κατά την κίνηση τους ή κατά το φρενάρισμα. Έτσι οι τροχοί σχεδόν ευθυγραμμίζονται και σε ευθεία πορεία το όχημα είναι σταθερό ενώ κατά το στρίψιμο παρουσιάζει υποστροφή. Αν επιλεγθεί υπερβολική γωνία σύγκλισης τότε κατά το φρενάρισμα το αυτοκίνητο χάνει ελαφρώς την πορεία του και η υποστροφή είναι πολύ μεγάλη, δυσκολεύοντας έτσι τον οδηγό να το χειριστεί.





**Σχήμα 19:** Γωνία σύγκλισης και απόκλισης τροχών των δύο συστημάτων ανάρτησης σε μονοθέσιο όχημα (Google)

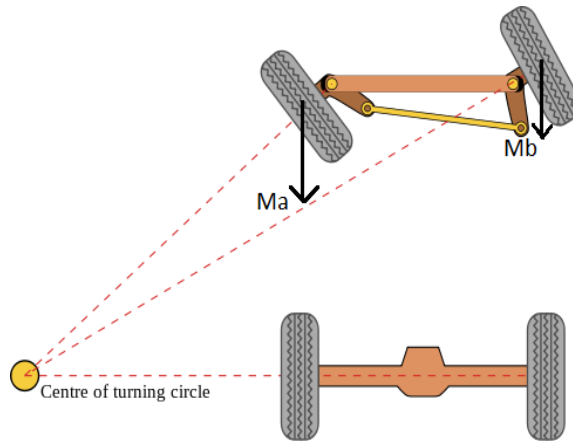
Στους πίσω τροχούς η σύγκλιση έχει νόημα κυρίως για τα αυτοκίνητα που παίρνουν μέρος σε αγώνες drift καθώς βοηθά στην διατήρηση της κίνησης τους υπό γωνία .

Όσον αφορά τα μπροστοκίνητα οχήματα, στους μπροστά τροχούς επιλέγεται απόκλιση των τροχών καθώς η ροπή που αναπτύσσεται κατά την κίνηση, τους ωθεί στο να συγκλίνουν μεταξύ τους. Αντίστοιχα στους πίσω τροχούς μπορεί να επιλεχθεί απόκλιση για να μειώσει την υποστροφή κατά το στρίψιμο, όμως είναι πολύ δύσκολο να βρεθεί η σωστή γωνία που θα δώσει καλά αποτελέσματα.

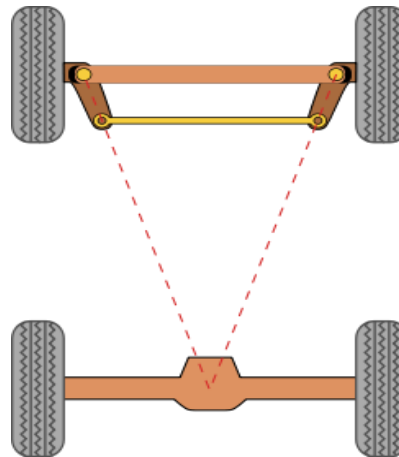
Σε όλες τις παραπάνω περιπτώσεις, αν δεν υπολογιστεί ακριβώς η γωνία που χρειάζεται τότε τα ελαστικά φθείρονται πολύ γρήγορα, μειώνεται σημαντικά ο χρόνος ζωής τους και δυσκολεύει ο χειρισμός του οχήματος. (Γεώργιος Καραογλανίδης,2010)

### **Σύστημα διεύθυνσης γεωμετρίας Ackerman:**

Το σύστημα διεύθυνσης που βασίζεται στην γεωμετρία Ackerman σχετίζεται με την γωνία που θα διαγράψει κάθε φορά ο εσωτερικός η εξωτερικός τροχός του οχήματος καθώς αυτό στρίβει. Παρακάτω απεικονίζεται το σύστημα Ackerman.



**Σχήμα 20:** Ροπές που δημιουργούνται ενώ το όχημα βρίσκεται σε μία καμπή (Google)



**Σχήμα 21:** Μέθοδος υπολογισμού της γωνίας των ράβδων περιστροφής των τροχών στην περίπτωση που επιλέγεται να χρησιμοποιηθεί σύστημα διεύθυνσης τύπου Ackerman (Google)

Στο Σχήμα 20 φαίνεται ότι καθώς ένα όχημα στρίβει, ο τροχός που βρίσκεται στο εσωτερικό της στροφής διαγράφει τόξο με μικρότερη ακτίνα από τον εξωτερικό τροχό. Γι' αυτό πρέπει να στρίβει σε μεγαλύτερη γωνία σε σχέση με τον εξωτερικό τροχό. Αυτό καθορίζεται από την γωνία που έχουν οι ράβδοι που στρίβουν τα άκρα των αναρτήσεων, και στην προκειμένη περίπτωση, το σύστημα ονομάζεται Ackerman ή Pro- Ackerman. Ένα πλεονέκτημα που παρουσιάζει το σύστημα Pro-Ackerman έχει να κάνει με τις αντιστάσεις που προκαλούνται από τους τροχούς. Στο παραπάνω παράδειγμα, η αντίσταση που προκαλείται από τον εξωτερικό τροχό και η οποία εμφανίζεται σαν ροπή εξ' αιτίας της γωνίας που έχει, είναι πολύ μικρότερη σε σχέση με αυτή του εσωτερικού τροχού, που σημαίνει ότι το όχημα κατά το στρίψιμο δεν δέχεται μεγάλες δυνάμεις αντίστασης, ενώ παράλληλα ο εσωτερικός τροχός ωθεί το όχημα στο να στρίψει.

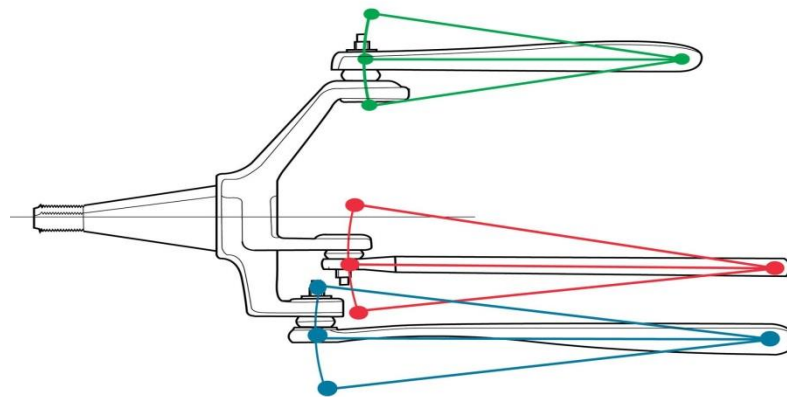
Στο Σχήμα 21 παρουσιάζεται ο τρόπος υπολογισμού του ιδανικού Pro-Ackerman. Όπως προκύπτει, πρέπει να σχεδιαστούν οι ευθείες που διέρχονται από τον άξονα της γωνίας του βασιλικού πείρου στο ύψος όπου εδράζεται το ακρόμπαρο μέχρι το κέντρο του πίσω άξονα του οχήματος.

Εκτός από το Pro-Ackerman, υπάρχει το παράλληλο σύστημα διεύθυνσης και το anti-Ackerman. Στο παράλληλο Ackerman οι τροχοί στρίβουν με την ίδια ή σχεδόν ίδια γωνία ενώ στο anti-Ackerman ο εξωτερικός τροχός στρίβει περισσότερο από τον εσωτερικό. Σε κάθε περίπτωση, ανάλογα με την χρήση και το setup των αναρτήσεων επιλέγεται το κατάλληλο σύστημα διεύθυνσης.

Είναι σημαντικό να επιλεγθεί κατάλληλο σύστημα διεύθυνσης ανάλογα με την χρήση του οχήματος και σύμφωνα με άλλους παράγοντες όπως είναι η παραμόρφωση των ελαστικών καθώς το όχημα στρίβει (slip angle), η γωνία σύγκλισης των τροχών ή οι πλευρικές παραμορφώσεις. (Γεώργιος Καραογλανίδης,2010)

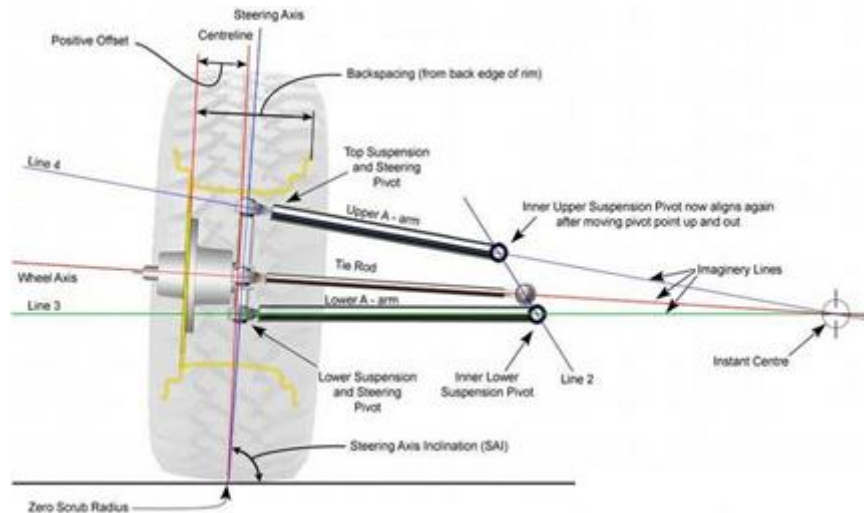
### Σύγκλιση τροχού λόγω αναπήδησης (Bump steering):

Το bump steering αναφέρεται στη γωνία που παίρνουν οι μπροστά τροχοί του αυτοκινήτου όταν ένας ή και οι δύο από αυτούς πέφτουν σε μία λακκούβα, ή απλά οι αναρτήσεις λειτουργούν με μεγάλες διαδρομές, ενώ παράλληλα το τιμόνι είναι σε ευθεία θέση. Στο Σχήμα 22 φαίνεται ότι το άνω ψαλίδι, το κάτω ψαλίδι και το ακρόμπαρο διαγράφουν διαφορετικό τόξο μεταξύ τους κατά την κίνηση τους, κάτι που εξηγεί το παραπάνω φαινόμενο.



**Σχήμα 22:** Τόξα που διαγράφονται κατά την λειτουργία ενός συστήματος ανάρτησης διπλών ψαλιδιών (Google)

Για να αποφευχθεί το παραπάνω πρόβλημα ή να μειωθεί όσο το δυνατόν περισσότερο, πρέπει να σχεδιασθούν κάποιοι άξονες που συνδέουν τα άκρα των ψαλιδιών, και τα άκρα του ακρόμπαρου, όπως φαίνεται παρακάτω.



**Σχήμα 23:** Μέθοδος προσδιορισμού θέσης ακρόμπραρου για την μείωση του bump steering (Google)

Αρχικά σχεδιάζεται η γραμμή που περνά από τις αρθρώσεις των ψαλιδιών και η γραμμή που συνδέει τα σημεία έδρασης των ψαλιδιών. Έπειτα σχεδιάζονται οι νοητές γραμμές που είναι προεκτάσεις των άνω και κάτω ψαλιδιών μέχρι αυτές να τμηθούν. Το ακρόμπραρο θα πρέπει να έχει άκρα που συμπίπτουν με τις ευθείες των αρθρώσεων και των σημείων έδρασης, ενώ παράλληλα η νοητή προέκταση του θα πρέπει να βρίσκεται στο σημείο τομής των προεκτάσεων των ψαλιδιών. (Γεώργιος Καραογλανίδης, 2010)

# 1. Σχεδιασμός μοντέλου αναρτήσεων και συστήματος διεύθυνσης στο λογισμικό MSC Adams / Car.

## 1.1 ΓΕΝΙΚΑ

Το λογισμικό MSC.Adams/Car είναι ένα ευρύτατα χρησιμοποιημένο λογισμικό πολλαπλών μελών που αφορά την μελέτη της δυναμικής και της ανάλυσης κινήσεων. Βοηθά στη μελέτη της δυναμικής κινούμενων μελών, καθώς και στην κατανομή φορτίων και δυνάμεων σε οποιοδήποτε μηχανικό σύστημα.

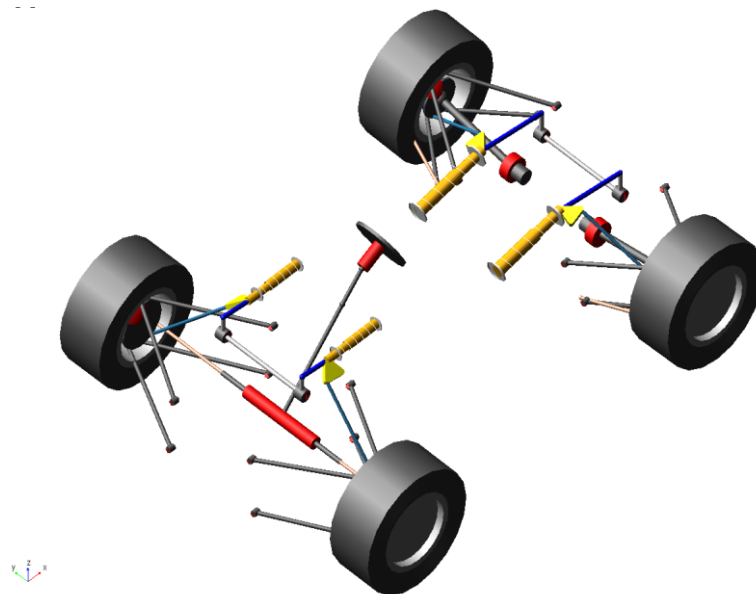
Σε αντίθεση με τα υπόλοιπα ενσωματωμένα CAD εργαλεία, το Adams ενσωματώνει την πραγματική φυσική λύνοντας εξισώσεις κινηματικής, στατικής, <quasi> στατικής και δυναμικής. Επιπλέον, χρησιμοποιώντας την δυναμική πολλαπλών μελών το Adams αναλύει επίσης την μη γραμμική δυναμική για ένα μικρό μέρος του χρόνου που απαιτείται από ανάλυση Πεπερασμένων στοιχείων (flex-bodies analysis). Εκτός από τα παραπάνω, το MSC.Adams/Car διαθέτει ενσωματωμένα υποπρογράμματα (plug ins) τα οποία ειδικεύονται σε αναλύσεις οχημάτων οποιουδήποτε τύπου. Χαρακτηριστικά παραδείγματα είναι το Adams/Mechatronics, το οποίο επιτρέπει την χρήση συστημάτων ελέγχου σε ένα μηχανικό μοντέλο και το Adams/ Driveline το οποίο επιτρέπει την δημιουργία και την ανάλυση των συστημάτων μετάδοσης κίνησης για κάποιο όχημα σε σχέση με την ελαστοκινηματική και δυναμική του συμπεριφορά.

Η χρήση του συγκεκριμένου λογισμικού έγινε για τους εξής λόγους:

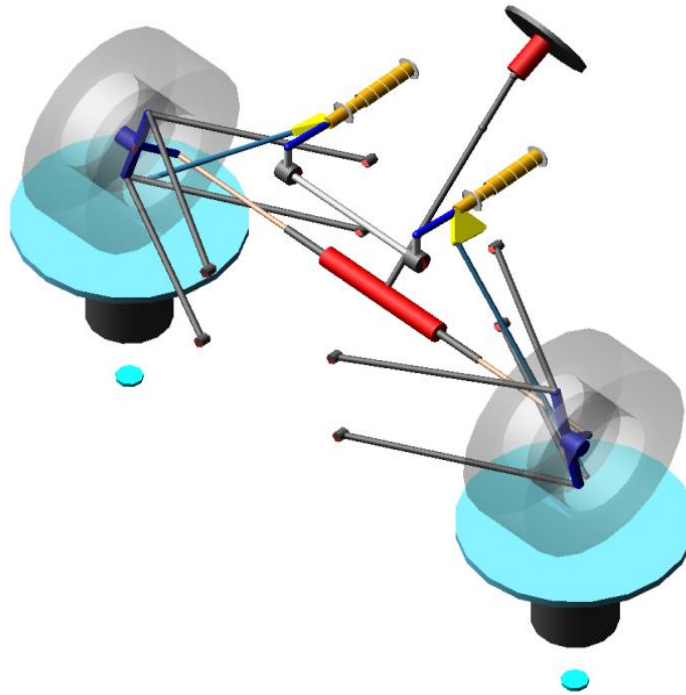
- Είναι ικανό να προσφέρει αξιόπιστα αποτελέσματα για τον ανάλογο βαθμό της μελέτης που απαιτείται στις αναλύσεις
- Είναι ευρέως αποδεκτό από τον επιστημονικό κόσμο
- Παρέχεται δωρεάν από την MSC Software Corporation στις ομάδες που παίρνουν μέρος στον διαγωνισμό της FSAE
- Παρέχονται δωρεάν φόρμες της FSAE από την MSC Software Corporation

Ο σχεδιασμός του μοντέλου αναρτήσεων και του συστήματος διεύθυνσης του μονοθεσίου FPONE έγινε αποκλειστικά στην έτοιμη φόρμα της FSAE αλλά με μικρές μετατροπές έτσι ώστε να ανταποκρίνεται στα πραγματικά συστήματα που πρόκειται να κατασκευαστούν.

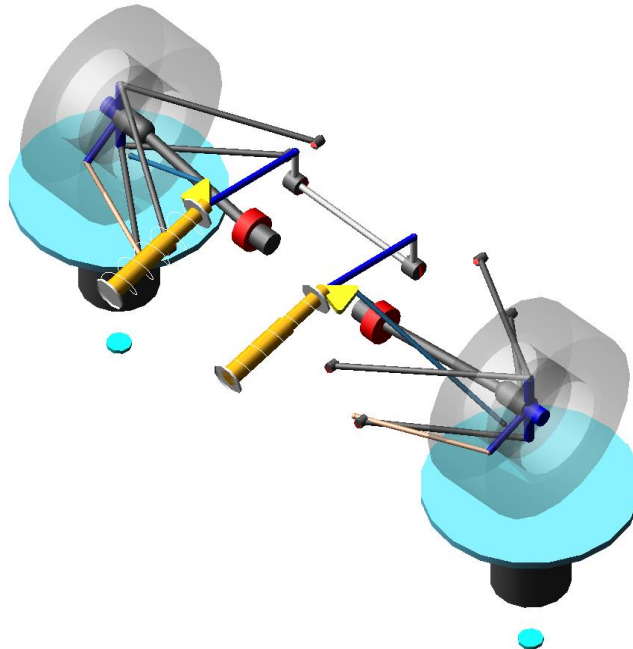
Η φόρμα της FSAE σαν πλήρες μοντέλο καθώς και τα υποσυστήματα που το συνθέτουν φαίνονται παρακάτω. (Joseph Little Mississippi State University,2012)



**Σχήμα 1.1:** Γενική όψη του μοντέλου της FSAE (Adams)



**Σχήμα 1.2:** Όψη μπροστινού συστήματος ανάρτησης και διεύθυνσης της φόρμας FSAE (Adams)



**Σχήμα 1.3:** Όψη του πίσω συστήματος ανάρτησης FSAE (Adams)

Όπως είναι εμφανές , η εμφάνιση των μελών του μοντέλου που αποτελούν το όχημα δεν είναι η πραγματική ,πχ ασύνδετοι κόμβοι και μέλη και υπεραπλούστευση γεωμετρίας .Αυτό όμως δεν αποτελεί πρόβλημα καθώς το πρόγραμμα λαμβάνει ως δεδομένα σημεία στο χώρο, ροπές αδράνειας και μάζες και έπειτα φτιάχνει την γεωμετρία για να είναι πιο φιλικό προς τον χρήστη.

## 1.2 ΣΥΛΛΟΓΗ ΔΕΔΟΜΕΝΩΝ

Για να είναι δυνατή η πραγματοποίηση της δυναμικής ανάλυσης , και κατ' επέκταση και της στατικής ανάλυσης πρέπει πρώτα να φτιαχτούν τα ανεξάρτητα υπομοντέλα που συνθέτουν το συνολικό μονοθέσιο. Κατόπιν, τα έτοιμα υπομοντέλα συνθέτουν, αφού συνδεθούν μεταξύ τους με την χρήση των λεγόμενων «communicators» που μεταφέρουν δεδομένα μεταξύ των υποσυστημάτων ,ένα ενιαίο σύνολο. Έτσι, μπορεί να πραγματοποιηθεί η δυναμική ανάλυση ολόκληρου του μονοθεσίου αλλά και να γίνει κινηματική ανάλυση και σε κάθε υποσύστημα μεμονωμένα. Όλες οι επιλύσεις μπορούν να οπτικοποιηθούν, να κρατηθεί έγγραφο πρωτόκολλο της πορείας της επίλυσης ή και να παρασταθούν γραφικά μέσω του post-processor που διαθέτει το Adams. Τα βασικά υποσυστήματα που συνθέτουν το συνολικό μονοθέσιο είναι τα εξής:

- Χωροδικτύωμα (Frame)
- Σύστημα κίνησης (Powertrain)
- Μπροστινό σύστημα ελαστικών
- Πίσω σύστημα ελαστικών
- Σύστημα πέδησης
- Μπροστινό σύστημα ανάρτησης
- Πίσω σύστημα ανάρτησης
- Σύστημα διεύθυνσης

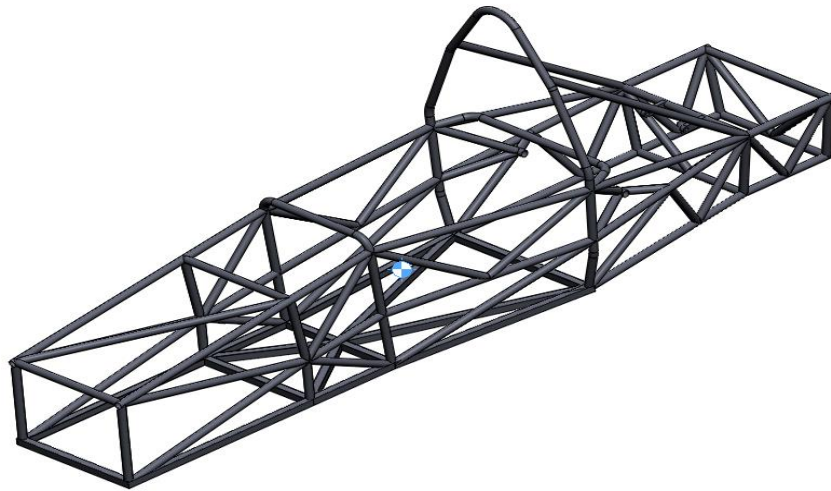
Τα ανεξάρτητα συστήματα και τα δεδομένα που πρέπει να εισαχθούν στο πρόγραμμα παρουσιάζονται παρακάτω:

### ➤ **Χωροδικτύωμα.**

Το μοντέλο των αναρτήσεων και του συστήματος διεύθυνσης θα ακολουθήσει την γεωμετρία του χωροδικτυώματος το οποίο έχει ήδη σχεδιαστεί και τηρεί τους βασικούς κανόνες που απαιτούνται. Το μεταλλικό χωροδικτύωμα ή όπως συνηθίζεται να λέγεται <σασί> είναι το τμήμα του αυτοκινήτου που οφείλει να φέρει τον κινητήρα, την ανάρτηση και γενικότερα όλα τα εξαρτήματα που το αποτελούν, καθώς και τον οδηγό. Το σασί αποτελείται από ένα σώμα που δέχεται περιορισμένη κάμψη και καθορίζει την θέση όλων των μερών του μονοθεσίου γύρω ή πάνω σε αυτό και είναι μια περίπλοκη συγκολλητή κατασκευή. Το μονοθέσιο της ομάδας

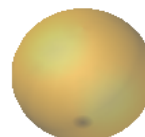
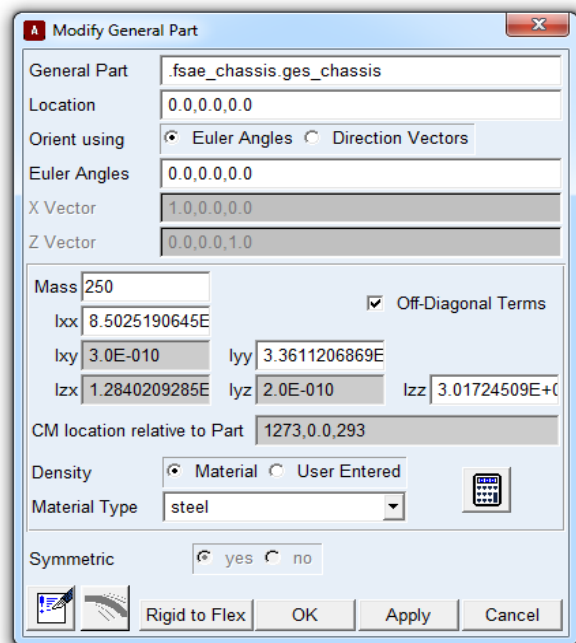


FPONE που πρόκειται να κατασκευαστεί θα βασίζεται πάνω στο σασί που παρουσιάζεται στο Σχήμα 1.4. Όπως είναι εμφανές, το σασί αποτελείται από ένα μεγάλο αριθμό κόμβων και αρκετές σωληνώσεις έτσι ώστε να διαθέτει την κατάλληλη αντοχή και δυσκαμψία που απαιτείται για ένα μονοθέσιο FSAE, ενώ παράλληλα είναι σχεδιασμένο ώστε να είναι ασφαλές για τον οδηγό.



**Σχήμα 1.4:** ISO όψη του σασί της ομάδας FPONE με εμφανές το κέντρο βάρους του (SolidWorks)

Γνωρίζοντας την γεωμετρία του σασί και έχοντας μια πρώτη εικόνα για την θέση του κέντρου βάρους του μονοθεσίου χρησιμοποιούμε αυτά τα δεδομένα στο MSC.Adams/Car, μέσω του συγκεκριμένου πλαισίου διαλόγου που φαίνεται στην συνέχεια.

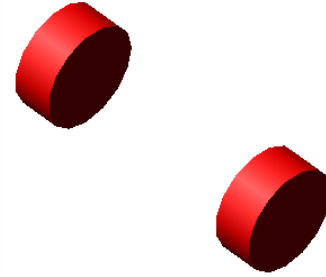
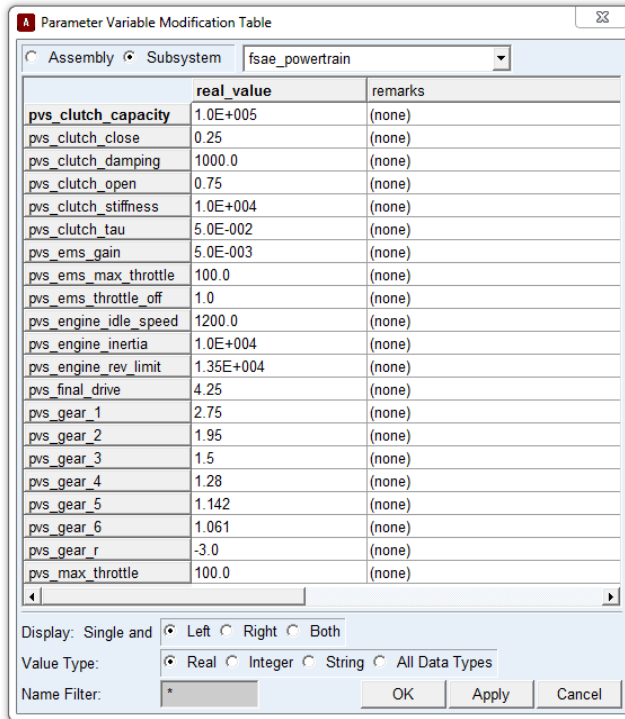


**Σχήμα 1.5:** Πλαίσιο διαλόγου του MSC Adams/Car για την εισαγωγή δεδομένων που αφορούν το σασί (Adams)

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, το MSC.Adams/Car λειτουργεί με σημεία στο χώρο, οπότε και η απεικόνιση των αντικειμένων δεν είναι η πραγματική. Στην προκειμένη περίπτωση, το σασί παρουσιάζεται σαν μια σημειακή μάζα, η οποία όμως έχει τις συντεταγμένες του αληθινού κέντρου βάρους του μονοθεσίου καθώς και την μάζα του.

#### ➤ **Powertrain.**

Όσον αφορά το powertrain, τα δεδομένα που χρειάζονται αφορούν κατά κύριο λόγο τις σχέσεις μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων που θα χρησιμοποιηθεί. Το λογισμικό δεν απασχολείται με την απόδοση και την συμπεριφορά του κινητήρα και του μηχανισμού μετάδοσης κίνησης. Άλλωστε για αυτό το σκοπό η εταιρία έχει αναπτύξει ειδικό λογισμικό (MSC.Adams/ Engine και MSC.Adams/ Powertrain). Επιπλέον, κάποια στοιχεία όπως η απόδοση του κινητήρα κάτω από ορισμένες στροφές, η αλλαγή των ταχυτήτων ή γενικότερα η χαρτογράφηση του κινητήρα υπάρχουν έτοιμα στην φόρμα του FSAE που παρέχει το Adams με την μορφή των property files. Συγκεκριμένα, στο Σχήμα 1.6 φαίνονται οι κύριες μεταβλητές του συστήματος μετάδοσης που μπορούν να τροποποιηθούν μέσω του αντίστοιχου παραθύρου του προγράμματος.



**Σχήμα 1.6:** Πλαίσιο διαλόγου του MSC Adams/Car για την εισαγωγή δεδομένων που σχετίζονται με τον κινητήρα και το σύστημα μετάδοσης κίνησης το μονοθεσίου (Adams)

### ➤ **Ελαστικά και ζάντες.**

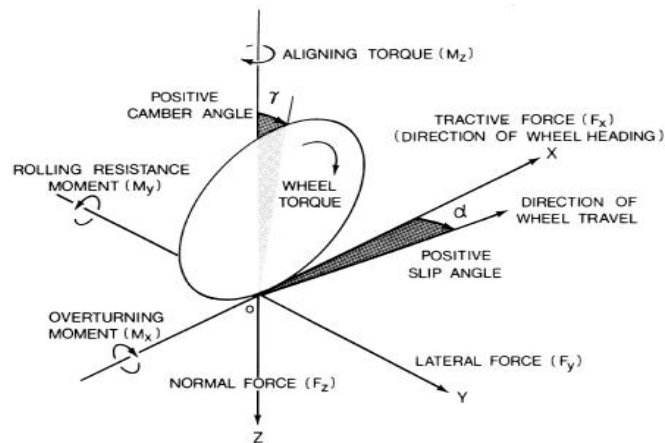
Τα ελαστικά που επιλέχθηκαν να χρησιμοποιηθούν είναι από την εταιρία Hoosier . Όπως προκύπτει και από τους κανονισμούς, οι ομάδες επιτρέπεται να χρησιμοποιούν ζάντες με διάμετρο ίση ή μεγαλύτερη των 8 ιντσών. Η ομάδα των ελαστικών επέλεξε να χρησιμοποιηθούν ζάντες 10 ιντσών και πιο συγκεκριμένα μπροστινά ελαστικά πλάτους 6.2 ιντσών και πίσω ελαστικά πλάτους 7.5 ιντσών και με στατική εξωτερική διάμετρο 18 ιντσών. Η επιλογή αυτή δεν ευνοεί τον σχεδιασμό των ακραξονίων (upright) των αναρτήσεων διπλών ψαλιδιών καθώς υπάρχει περιορισμός στον χώρο. Η εσωτερική διάμετρος των ζαντών είναι 247.65 mm, οπότε λαμβάνοντας υπόψη και μια απόσταση ασφαλείας, τα ακραξόνια δεν θα πρέπει να ξεπερνούν τα 220 mm στην μεγαλύτερη διάστασή τους. Από την άλλη πλευρά όμως, μικρότερα ελαστικά σημαίνουν και μικρότερα scrub radia και caster offsets, που τις περισσότερες φορές αυτό ευνοεί το στήσιμο των αναρτήσεων σε ένα μονοθέσιο.

Οι δυνάμεις που αναπτύσσονται από τα ελαστικά κατά την κίνηση ενός οχήματος παρουσιάζονται στο Σχήμα 1.7. Όπως γίνεται αντιληπτό, πρόκειται για ένα σύνολο δυνάμεων που είναι πολύ δύσκολο να υπολογιστεί για ένα δεδομένο χρονικό διάστημα και απαιτεί πολλά δεδομένα που σχετίζονται με την κίνηση του οχήματος.

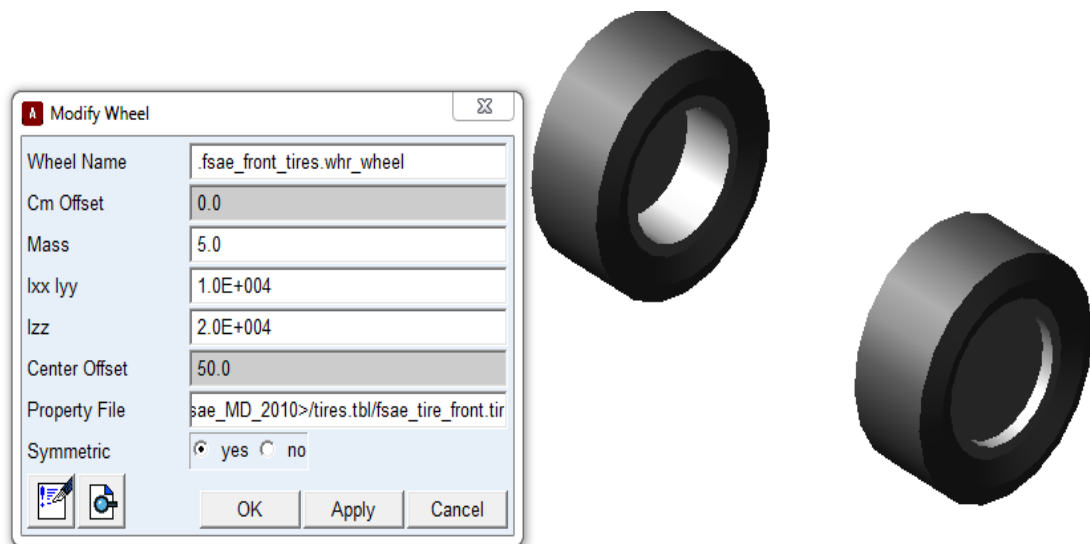
Επιπλέον, η συμπεριφορά των ελαστικών εξαρτάται από πολλές παραμέτρους όπως είναι για παράδειγμα:

- η τριβή που αναπτύσσεται ανάμεσα στο ελαστικό και στον δρόμο
- η ταχύτητα και η ανάλογη θερμοκρασία που αναπτύσσεται στο πέλμα
- το κάθετο φορτίο των τροχών
- η γωνία camber που αναπτύσσεται στο ελαστικό κατά την λειτουργία του
- η πίεση του ελαστικού κ.α.

Κατά καιρούς έχουν αναπτυχθεί πολλά μαθηματικά μοντέλα που προσομοιώνουν την συμπεριφορά του ελαστικού στο οδόστρωμα. Ένα από αυτά είναι και η μέθοδος Pacejka 2002 που χρησιμοποιεί και το MSC.Adams/Car για τον υπολογισμό των δυνάμεων και των ροπών που αναπτύσσονται στο ελαστικό κατά την κίνηση του οχήματος.



**Σχήμα 1.7:** Δυνάμεις που ασκούνται στο ελαστικό κατά την πορεία στο οδόστρωμα (Google)

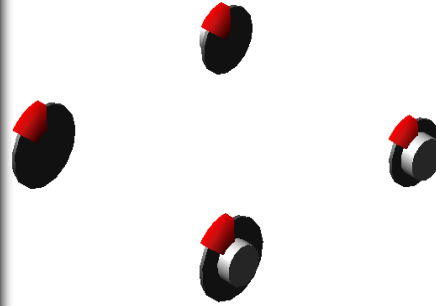
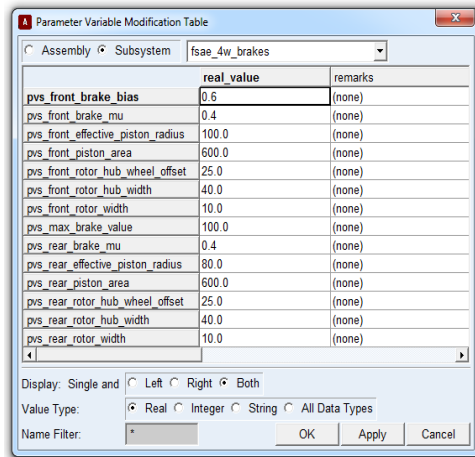


**Σχήμα 1.8:** Πλαίσιο διαλόγου του Adams για την εισαγωγή δεδομένων των ελαστικών (Adams)

Και στην περίπτωση των ελαστικών, η φόρμα του FSAE για το Adams έχει έτοιμα property files για μεγαλύτερη διευκόλυνση.

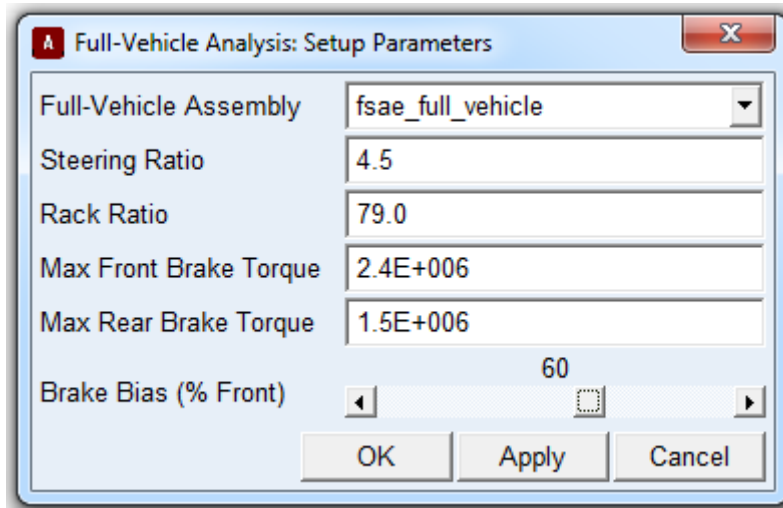
### ➤ **Σύστημα πέδησης.**

Το μονοθέσιο πρέπει, από τους κανονισμούς, να είναι εξοπλισμένο με σύστημα φρένων που να μπορεί να μπλοκάρει και τους τέσσερις τροχούς σε περίπτωση ανάγκης. Πρέπει επίσης να έχει 2 ανεξάρτητα κυκλώματα για το μπροστά και το πίσω σύστημα πέδησης αντίστοιχα. Στον διαγωνισμό της FSAE υπάρχει ειδικός έλεγχος για να εξακριβωθεί η επάρκεια και η καλή λειτουργία των φρένων. Το υποσύστημα της πέδησης μέσα στο πρόγραμμα λειτουργεί σαν ένα μαθηματικό μοντέλο το οποίο ενεργοποιείται παρέχοντας μια αντίθετη ροπή στους τροχούς όταν αυτό απαιτείται. Στο μοντέλο συνυπάρχουν μια δαγκάνα και ένα δισκόφρενο για κάθε τροχό σαν οπτικές οντότητες. Στην πραγματικότητα όμως τα φρένα δεν λειτουργούν σαν πραγματικό υποσύστημα όπως για παράδειγμα τα αμορτισέρ των αναρτήσεων. Χαρακτηριστικά, στο δισκόφρενο και στην δαγκάνα δεν προσδίδεται καν ροπή αδράνειας ή μια μάζα, όπως στα μέλη των υπόλοιπων υποσυστημάτων. Ο χρήστης μπορεί να εισάγει γεωμετρικά δεδομένα όπως η ακτίνα του δισκοφρένου και η ακτίνα της πλήμνης στην οποία εδράζεται η δισκόπλακα, καθώς και συντελεστές τριβής μεταξύ των επιφανειών τριβής, δηλαδή ανάμεσα στα τακάκια και στις δισκόπλακες μέσω του αντίστοιχου πλαισίου διαλόγου που παρέχει το πρόγραμμα (Σχήμα 1.9)



**Σχήμα 1.9:** Πλαίσιο διαλόγου για την αλλαγή παραμέτρων των φρένων (Adams)

Εδώ πρέπει να σημειωθεί ότι κατά την εκπόνηση της δυναμικής ανάλυσης στο πρόγραμμα πρέπει να εισαχθεί το ποσοστό της πέδησης εφόσον αυτό είναι μεταβλητό, όπως συμβαίνει στην προκειμένη περίπτωση. Επιπλέον πρέπει να εισαχθεί η μέγιστη ροπή της πέδησης που θα έχει το μονοθέσιο. Χαρακτηριστικά παρουσιάζεται το αντίστοιχο πλαίσιο διαλόγου όπου καθορίζονται οι παράγοντες για το σύστημα πέδησης.



**Σχήμα 1.10:** Πλαίσιο διαλόγου για την εισαγωγή παραμέτρων του συστήματος διεύθυνσης και του συστήματος πέδησης (Adams)

Όπως προκύπτει από το Σχήμα 1.10, οι μέγιστες ροπές που έχουν χρησιμοποιηθεί αντιστοιχούν σε ένα πολύ μεγάλο αριθμό που στην πραγματικότητα δεν μπορούν να αναπτυχθούν, όμως για την σωστή λειτουργία του προγράμματος είναι απαραίτητες για την δυναμική ανάλυση του μονοθεσίου.

### ➤ Μπροστά σύστημα ανάρτησης

Η λειτουργία του μπροστινού συστήματος ανάρτησης είναι να ελέγχει την ανεξάρτητη κίνηση του κάθε μπροστινού τροχού σε σχέση με το σασί. Ο κάθε τροχός συμπεριφέρεται διαφορετικά ανάλογα με την κατάσταση φόρτισης που προέρχεται από το οδόστρωμα (αν για παράδειγμα χτυπήσει σε ένα εμπόδιο) καθώς και από την μεταφορά βάρους του οχήματος.

Η ομάδα της ανάρτησης αποφάσισε να προχωρήσει την σχεδίαση και την μελέτη για το μπροστινό σύστημα με αναρτήσεις που αποτελούνται από διπλά ανισομεγέθη ψαλίδια, αμορτισέρ που αποτελούνται από συνδυασμό αποσβεστήρα και ελατηρίου και τέλος μοχλικά ώθησης. Τα αμορτισέρ ενεργοποιούνται από κατασκευές καθορισμού σχέσης μετάδοσης δυνάμεων τα οποία ονομάζονται <κοκοράκια> ή αλλιώς ζύγωθρα. Ο συγκεκριμένος τύπος ανάρτησης χρησιμοποιείται ευρέως σε αγωνιστικά μονοθέσια και μονοθέσια τύπου Formula Student και είναι ένας σχετικά απλός μηχανισμός που με κατάλληλη σχεδίαση αφήνει περιθώρια για αλλαγές στις γωνίες camber, caster και toe των τροχών.

Η λειτουργία της ανάρτησης είναι απλή. Αρχικά, ο τροχός δέχεται το συνολικό φορτίο από το ίδιο το βάρος του μονοθεσίου (sprung and unsprung mass), από τυχόν αναταράξεις στο οδόστρωμα ή από μεταφορές βάρους κατά την περίοδο που το όχημα επιταχύνει, επιβραδύνει ή στρίβει. Το φορτίο αυτό δέχεται το λεγόμενο <μοχλικό ώθησης> ή μοχλός ώθησης (pushrod) που είναι μία ράβδος η οποία δέχεται φόρτιση κατά κύριο λόγο στον άξονα της. Η ράβδος αυτή με τη σειρά της δίνει κίνηση στα ζύγωθρα (rockers) τα οποία εδράζονται στο αμάξωμα και περιστρέφεται γύρω από έναν σταθερό άξονα. Η δύναμη του τροχού έχει πλέον μετακινήσει το rocker γύρω από τον άξονα του και με μία συγκεκριμένη σχέση μετάδοσης το rocker μεταδίδει την κίνηση στο αμορτισέρ το οποίο εδράζεται και αυτό με τη σειρά του στο σασί.

Παρόλα αυτά ,το φορτίο των τροχών δεν μεταφέρεται αποκλειστικά και μόνο στα αμορτισέρ, αλλά ένα σημαντικό μέρος του μεταφέρεται και στα σημεία έδρασης των ψαλιδιών με το σασί. Συνεπώς, θα ήταν χρήσιμο τα ψαλίδια να εδράζονται κατά κύριο λόγο σε κόμβους του χωροδικτυώματος ώστε να μετριάζονται οι αναπτυσσόμενες τάσεις, αλλά και ολόκληρο το αμάξωμα να σχεδιάζεται με βάση τις αναρτήσεις, καθώς το μεγαλύτερο μέρος των φορτίων που δέχεται και οι μεγαλύτερες καταπονήσεις προκαλούνται από τις αναρτήσεις.

Τελευταίος σύνδεσμος ανάμεσα στις αναρτήσεις είναι μία καθοδηγητική ράβδος (tie rod). Συγκεκριμένα στο μπροστά σύστημα ανάρτησης αυτή η ράβδος μεταφέρει την γωνία στροφής του τιμονιού στην γωνία στροφής του τροχού.

Αντίθετα, στις πίσω αναρτήσεις η ράβδος αυτή αρθρώνεται στο ένα άκρο της πάνω στο σασί και η χρήση της έγκειται στο να απαγορεύει την περιστροφή της πλήμνης του τροχού.

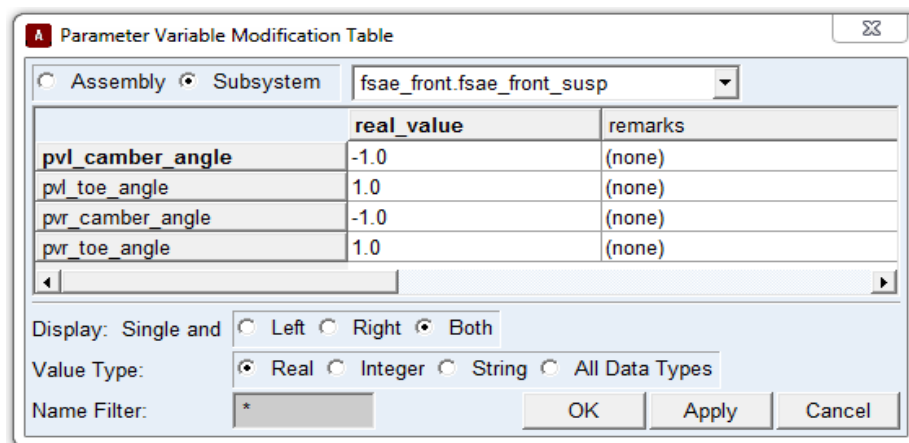
Η προσαρμογή του μπροστινού συστήματος ανάρτησης στο πρόγραμμα προσομοίωσης γίνεται με την εισαγωγή κάποιων κύριων σημείων που είναι ανεξάρτητα σημεία των διαφόρων μελών που αποτελούν την ανάρτηση. Αυτά προσδιορίζουν την θέση των αρθρώσεων των μελών στο χώρο και δίνουν τη δυνατότητα στο χρήστη να τα μεταβάλει εύκολα και γρήγορα όποτε αυτό κρίνεται απαραίτητο. Το πρόγραμμα μεταβάλλει το μήκος και την γωνία των διαφόρων μελών του συστήματος προκειμένου να συμπέσουν τα άκρα των μελών ή άλλα χαρακτηριστικά σημεία με σημεία που ορίζει ο χρήστης. Η συνοχή και ο ρόλος του κάθε μέλους όμως και η σύνδεση του με άλλα μέλη ή υποσυστήματα παραμένει σταθερή, είτε πρόκειται για κύλιση, είτε για άρθρωση ή οποιοδήποτε άλλο τύπο στήριξης. Επιπλέον, ενώ το σύστημα αναρτήσεων είναι συμμετρικό ως προς το επίπεδο X-Z, ο χρήστης δεν είναι απαραίτητο να δίνει συντεταγμένες σημείων και για τις 2 πλευρές, όπως προκύπτει στο Σχήμα 1.11. Αξιοσημείωτο είναι επίσης ότι το Adams/Car διαθέτει ειδικό πλαίσιο διαλόγου που δίνει την δυνατότητα στο χρήστη να μεταβάλλει την γωνία camber και την γωνία toe ανεξάρτητα από τα <κύρια> σημεία του συστήματος.

	loc_x	loc_y	loc_z	remarks
hpl_arb_bushing_mount	377.0	-127.0	-73.4	(none)
hpl_arblink_to_bellcrank	-385.0	-203.2	472.7	(none)
hpl_bellcrank_pivot	-359.6	-254.0	434.6	(none)
hpl_bellcrank_pivot_orient	-359.6	-254.0	333.0	(none)
hpl_lca_front	-766.0	-219.1	21.85	(none)
hpl_lca_outer	-512.0	-716.0	27.4	(none)
hpl_lca_rear	-258.0	-219.1	21.85	(none)
hpl_prod_outer	-461.2	-689.0	2.8	(none)
hpl_prod_to_bellcrank	-435.8	-254.0	447.3	(none)
hpl_shock_to_bellcrank	-385.0	-203.2	472.7	(none)
hpl_shock_to_chassis	-131.0	-203.2	472.7	(none)
hpl_tierod_inner	-415.0	-304.8	77.4	(none)
hpl_tierod_outer	-415.0	-650.0	77.4	(none)
hpl_uca_front	-766.0	-200.05	263.15	(none)
hpl_uca_outer	-512.0	-641.4	283.0	(none)
hpl_uca_rear	-258.0	-200.05	263.15	(none)
hpl_wheel_center	-512.0	-700.0	155.2	(none)
<b>hps_global</b>	250.0	0.0	-175.0	(none)

**Σχήμα 1.11:** πίνακας που συνοψίζει το σύνολο των κύριων σημείων που περιγράφουν το σύστημα της μπροστινής ανάρτησης (Adams)



Όπως φαίνεται στον πίνακα, εκτός από τα σημεία που περιγράφουν τα κύρια μέρη της ανάρτησης (ψαλίδια, ακραξόνια, αμορτισέρ κτλ) ορίζονται και σημεία όπως ο άξονας γύρω από τον οποίο περιστρέφονται τα rockers ,το κέντρο περιστροφής του τροχού κτλ. Η τριγωνική γεωμετρία των rockers περιγράφεται με 4 σημεία. Αυτά είναι ο άξονας περιστροφής του, το σημείο που συνδέεται με την pushrod και δέχεται την κίνηση από αυτό, το σημείο με το οποίο συνδέεται με το αμορτισέρ και το σημείο σύνδεσης του με την αντιστρεπτική ράβδο. Επιπλέον, παρακάτω φαίνεται και ο πίνακας στον οποίο μπορεί ο χρήστης να δώσει τιμές για τις γωνίες camber και toe , και πιο συγκεκριμένα τιμές που δεν αφορούν απαραίτητα και τις δυο πλευρές του συστήματος ανάρτησης.



**Σχήμα 1.12:** Πλαίσιο διαλόγου για την αλλαγή της γωνίας camber και toe στο σύστημα ανάρτησης (Adams)

## ➤ Πίσω σύστημα ανάρτησης

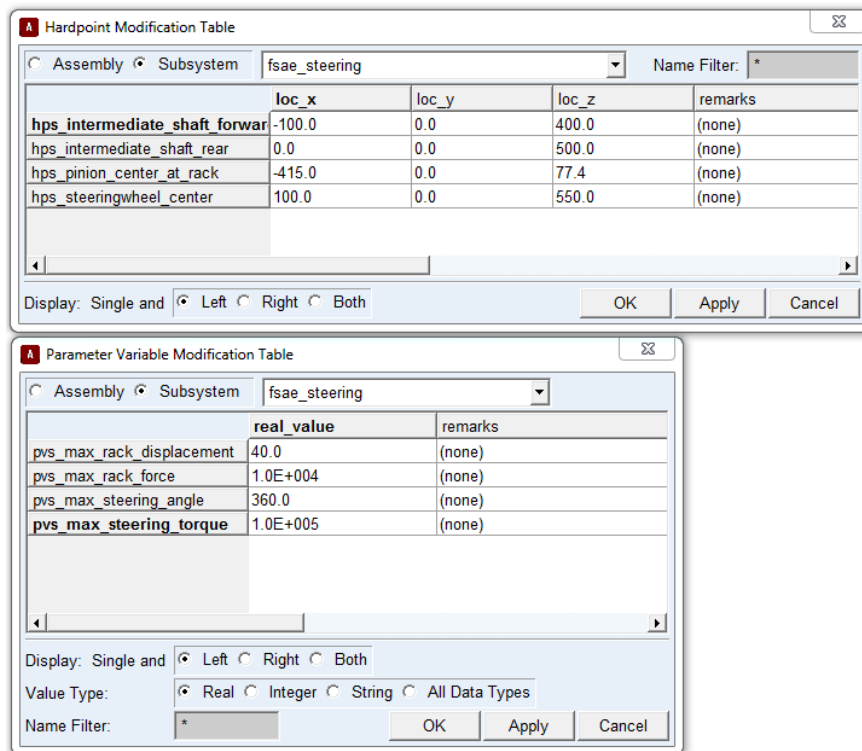
Το πίσω σύστημα ανάρτησης είναι ίδιας μορφής με το μπροστινό σύστημα ανάρτησης του μονοθεσίου και οι λειτουργίες του είναι οι ίδιες. Αποτελείται από διπλά ανισομεγέθη ψαλίδια ,2 μοχλικά ώθησης, τα αμορτισέρ, τα ζύγωθρα και την καθοδηγητική ράβδο, και η ροή δύναμης είναι η ίδια. Αυτό που αποτελεί την βασική διαφορά σε σχέση με το μπροστά σύστημα είναι το γεγονός ότι οι τροχοί δεν περιστρέφονται ελεύθερα, αλλά δέχονται μια ροπή περιστροφής μέσω του διαφορικού, η οποία προέρχεται από τον κινητήρα του μονοθεσίου. Επιπλέον, σημαντική διαφορά είναι ότι οι πίσω τροχοί για το συγκεκριμένο μονοθέσιο δεν είναι οι κατευθυντήριοι. Σε αντίθεση με το μπροστινό σύστημα, ο σκοπός της καθοδηγητικής ράβδου είναι να απαγορεύει την περιστροφή των πίσω τροχών, δηλαδή να τους περιορίζει ώστε να μην λειτουργούν σαν ένα δεύτερο τιμόνι. Όπως και με τους μπροστά τροχούς, το ένα άκρο της ράβδου αρθρώνεται στο ακραξόνιο, ενώ το δεύτερο άκρο της είναι σταθερά συνδεδεμένο στο σασί. Η ευθυγράμμιση των

πίσω τροχών είναι σχεδόν απόλυτη και η καθοδηγητική ράβδος χρησιμοποιείται για να ρυθμίζεται η γωνία σύγκλισης ή απόκλισης των τροχών, όπως και στο μπροστά σύστημα ανάρτησης μέσω ενός απλού μηχανισμού που θα παρουσιαστεί παρακάτω. Η αδυναμία της τέλει ευθυγράμμισης των τροχών είτε στο μπροστά είτε στο πίσω σύστημα οφείλεται στο bump steering για το οποίο έχει γίνει ήδη αναφορά. Τέλος, πρέπει να σημειωθεί πως για το πίσω σύστημα ανάρτησης το Adams διαθέτει αντίστοιχα πλαίσια διαλόγου για την τροποποίηση των κύριων σημείων των αναρτήσεων αλλά και για την αλλαγή των γωνιών camber και toe.

### ➤ Σύστημα διεύθυνσης

Η λειτουργία του συστήματος διεύθυνσης, είναι να επιτρέπει το όχημα να πραγματοποιήσει καμπές και να αποφύγει τυχόν εμπόδια στην πορεία κτλ. Το σύστημα αυτό συνδέει το τιμόνι, και άρα την επιθυμία του οδηγού του οχήματος για στροφή, με τους τροχούς του μπροστινού συστήματος ανάρτησης, που είναι υπεύθυνοι για να στρίψουν το όχημα. Τα δεδομένα εισάγονται, στρίβοντας το τιμόνι στην επιθυμητή κατεύθυνση, κάτι το οποίο μπορεί να συμβεί επειδή στο μπροστινό σύστημα ανάρτησης ένας βαθμός ελευθερίας στον τροχό έχει μείνει ελεύθερος. Το τιμόνι του μονοθεσίου μπορεί να περιστραφεί  $120^\circ$  προς κάθε κατεύθυνση αρχίζοντας από κάθετο με το έδαφος προσανατολισμό.

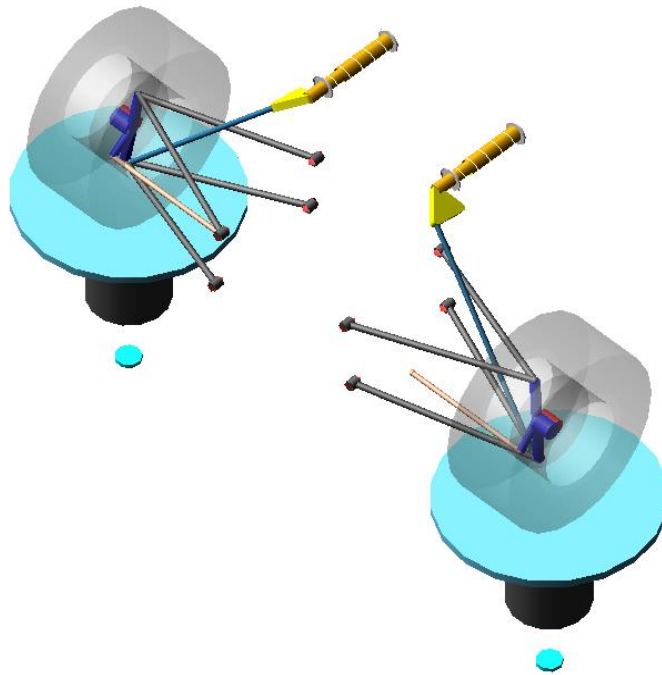
Το σύστημα διεύθυνσης αποτελείται από την κρεμαγιέρα, την κολώνα του τιμονιού και τις ράβδους που ενώνουν την κρεμαγιέρα με το ακραξόνιο (τις λεγόμενες «καθοδηγητικές ράβδους»), και όπως φαίνεται και παρακάτω στο Σχήμα 1.13, υπάρχουν και σε αυτή την περίπτωση τα αντίστοιχα πλαίσια διαλόγου για τον προσδιορισμό των μεταβλητών του.



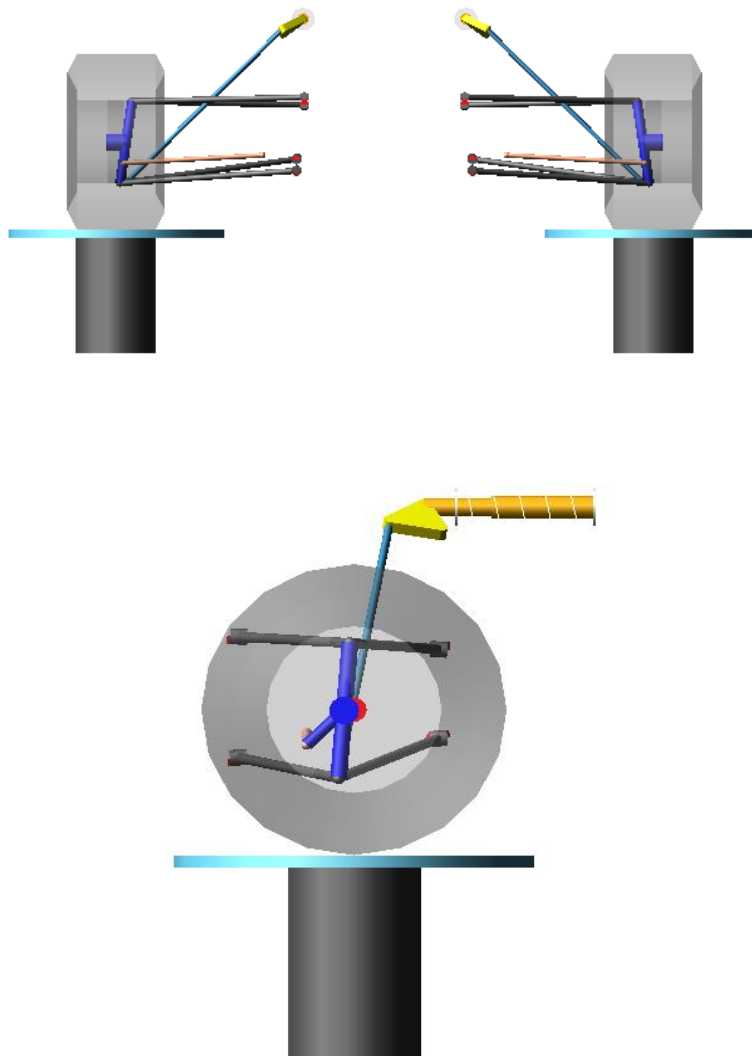
**Σχήμα 1.13:** Πλαίσια διαλόγου για τον προσδιορισμό των μεταβλητών του συστήματος διεύθυνσης (Adams)

### 1.3 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΟΠΩΣ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΘΗΚΑΝ ΓΙΑ ΠΡΩΤΗ ΦΟΡΑ

Παρακάτω φαίνεται το σύστημα μπροστινής ανάρτησης όπως μοντελοποιήθηκε για πρώτη φορά με βάση τα αρχικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά του χωροδικτύωματος. Όπως είναι εμφανές, τα μοντέλα των αναρτήσεων δεν διαφέρουν σημαντικά από την έτοιμη φόρμα που παρέχει το πρόγραμμα, όμως έχουν τις απαραίτητες αλλαγές διαστάσεων για να μπορούν να χρησιμοποιηθούν στο μονοθέσιο FPONE.

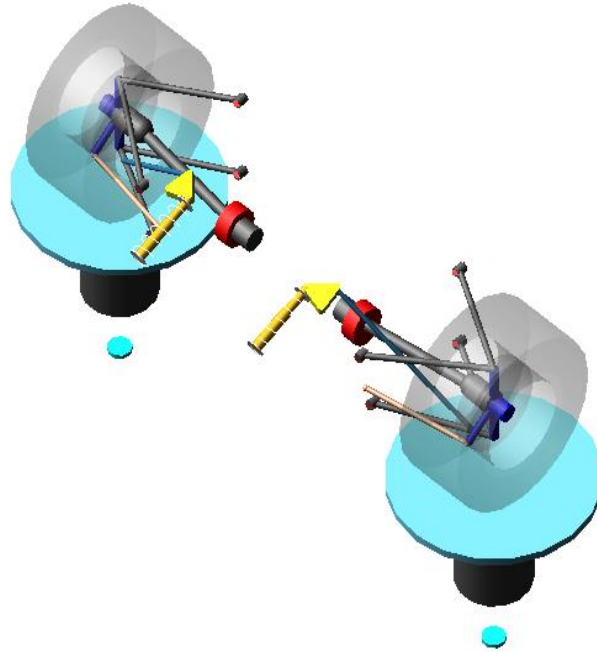


**Σχήμα 1.14:** ISO όψη της μπροστινής ανάρτησης για το μονοθέσιο FPONE όπως μοντελοποιήθηκε στην πρώτη προσπάθεια της ομάδας της ανάρτησης (Adams)

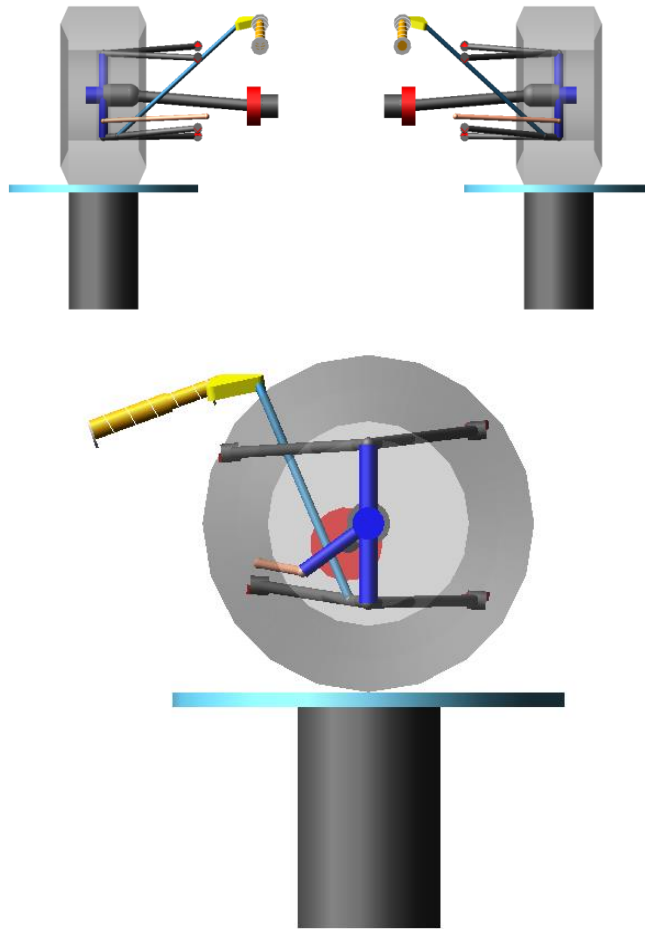


**Σχήματα 1.15 - 1.16:** Πρόψη και πλάγια όψη του πρώτου μοντέλου του μπροστινού συστήματος ανάρτησης του μονοθεσίου FPONE (Adams)

Παρακάτω παρουσιάζεται το πίσω σύστημα ανάρτησης όπως μοντελοποιήθηκε στο MSC.Adams/Car, το οποίο έχει τροποποιηθεί σύμφωνα με το χρωδικτύωμα του μονοθέσιου σε αντιστοιχία με το μπροστά σύστημα ανάρτησης.



**Σχήμα 1.17:** ISO όψη του πίσω συστήματος ανάρτησης όπως μοντελοποιήθηκε στο MSC.Adams/Car με τα αρχικά δεδομένα (Adams)



**Σχήμα 1.18 - 1.19:** Πρόσψη και πλάγια όψη αντίστοιχα του πίσω συστήματος ανάρτησης (Adams)

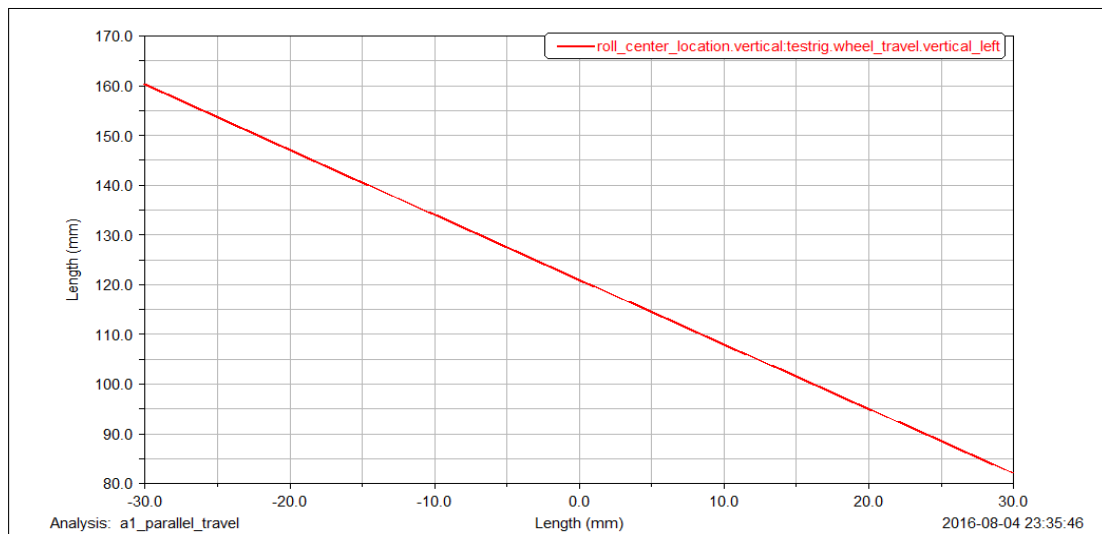
Όπως φαίνεται και στα 2 συστήματα ανάρτησης, τα άνω και κάτω ψαλίδια δεν είναι παράλληλα μεταξύ τους, ούτε παράλληλα με το έδαφος ή το σασί του αμαξώματος. Αυτό οφείλεται στα anti features, για τα οποία έγινε λόγος στην αρχή αυτής της πτυχιακής, και συμβάλλουν θετικά στην οδηγική συμπεριφορά του οχήματος καθώς και στην αεροδυναμική του.

Το πλεονέκτημα που έχουν τα συγκεκριμένα μοντέλα ανάρτησης προκύπτει από την γωνία που παρουσιάζουν τα ψαλίδια μεταξύ τους όχι ως προς τα σημεία έδρασης τους αλλά ως προς το επίπεδο X-Y. Η μεταξύ τους γωνία επιτρέπει την κίνηση της ανάρτησης είτε προς τα πάνω είτε προς τα κάτω χωρίς να υπάρχουν μεγάλες αλλαγές στη γωνία camber, που είναι πολύ σημαντικό για να διατηρείται η επιφάνεια επαφής των ελαστικών με τον δρόμο, και κατ' επέκταση και η πρόσφυση τους. Επιπλέον, με την συγκεκριμένη διάταξη είναι εύκολη η σχεδίαση των ψαλιδιών ώστε να δίνουν πολύ καλά ποσοστά όσον αφορά τα anti features, χωρίς να επηρεάζεται η γωνία caster.

## 1.4 ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΑΡΧΙΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ

Παρακάτω παρουσιάζονται διαγράμματα που δείχνουν την αλλαγή των κυριότερων χαρακτηριστικών της ανάρτησης στην διαδρομή που εκτελεί. Η ομάδα αποφάσισε να σχεδιάσει αναρτήσεις που η συνολική διαδρομή τους θα είναι 6 cm.

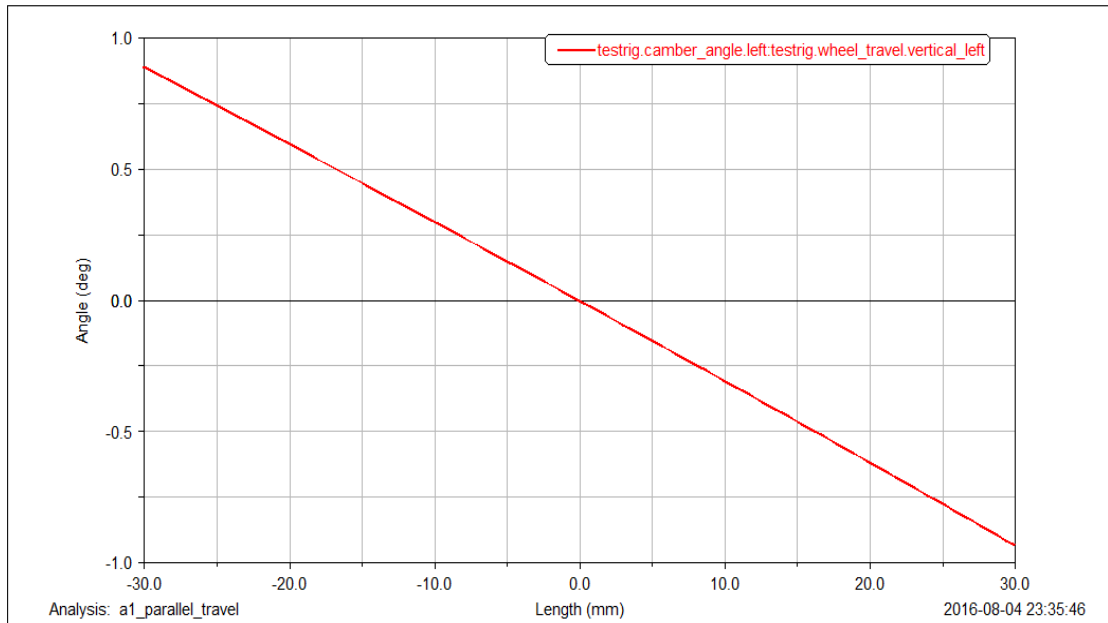
- **Μπροστινό σύστημα ανάρτησης.**



**Σχήμα 1.20:** μεταβολή roll center συναρτήσει της συνολικής διαδρομής της ανάρτησης.

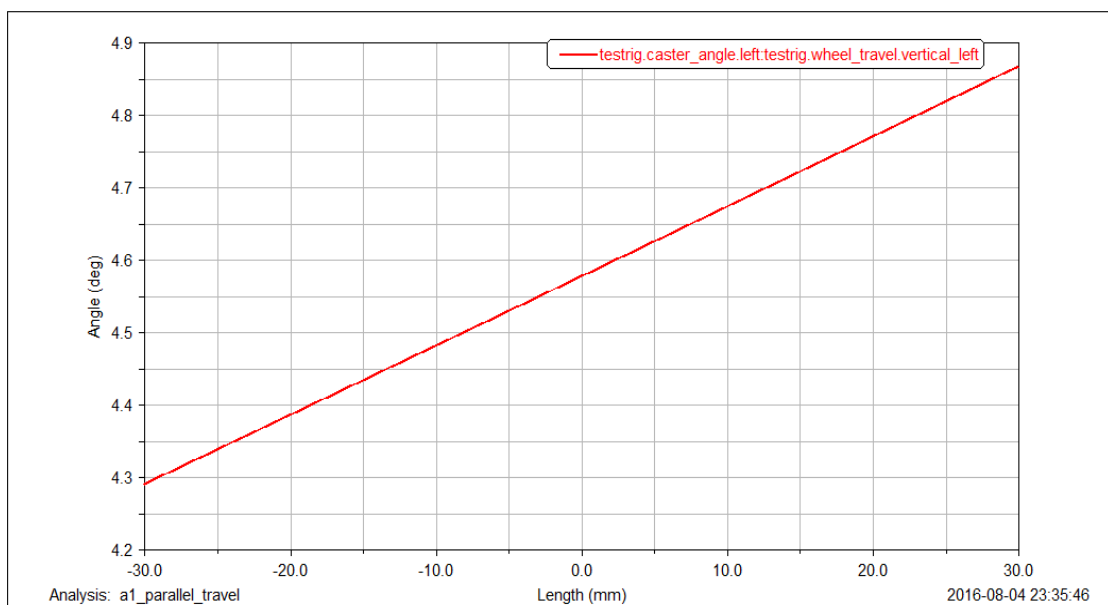
Όπως προκύπτει, το roll center παραμένει σε μεγάλο ύψος για όλη την διαδρομή της ανάρτησης, αν σκεφτεί κανείς ότι κατά την λειτουργίας της η διαδρομή θα κυμαίνεται μεταξύ των -20 και 10 mm.





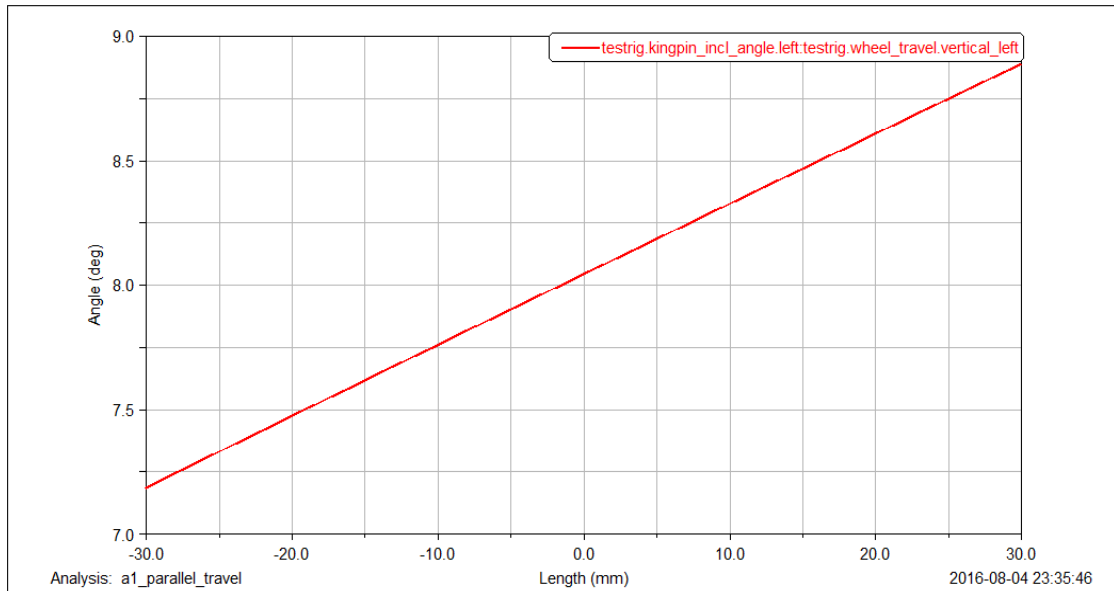
**Σχήμα 1.21:** Μεταβολή της γωνίας camber συναρτήσει της συνολικής διαδρομής της ανάρτησης.

Και σε αυτή την περίπτωση, η μεταβολή της γωνίας camber είναι μικρότερη από 2 μοίρες, πράγμα που σημαίνει ότι στην πραγματικότητα η αλλαγή της δύσκολα μπορεί να γίνει αισθητή και να αλλάξει την οδηγική συμπεριφορά του μονοθεσίου.



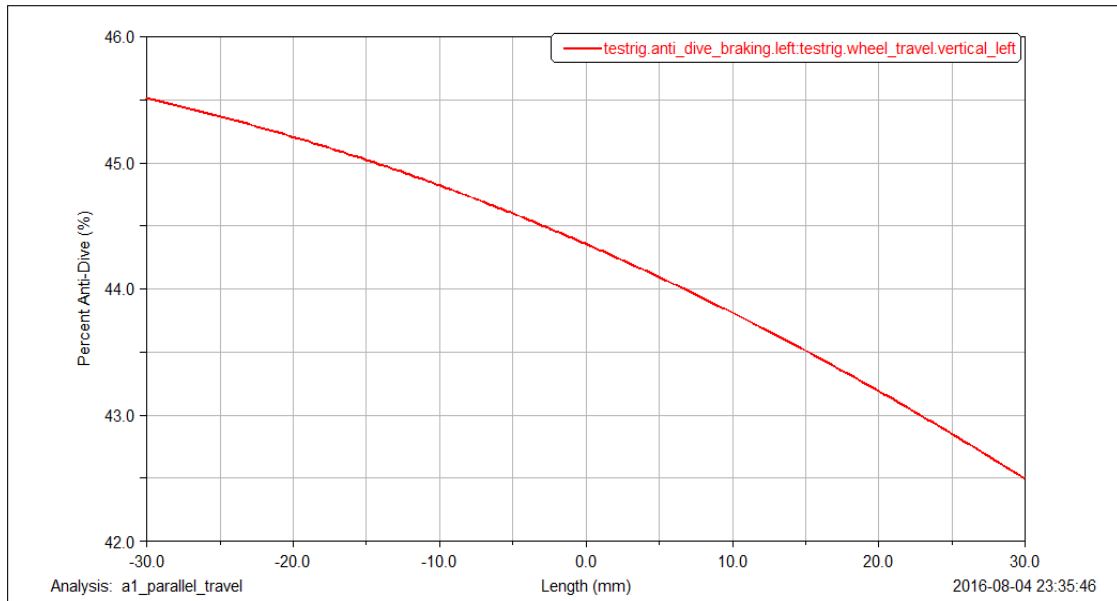
**Σχήμα 1.22:** Μεταβολή γωνίας caster συναρτήσει της διαδρομής της ανάρτησης.

Η μεταβολή της γωνίας caster κυμαίνεται και αυτή σε μικρά επίπεδα (0.58 μοίρες) .Αυτό δείχνει πως το μονοθέσιο πάντοτε θα έχει επαναφορά τιμονιού που ο οδηγός πιθανότατα θα νιώθει. Έπειτα από τη δυναμική ανάλυση, ο σχεδιαστής μπορεί να αποφασίσει τα όρια στα οποία πρέπει να κυμαίνεται η γωνία caster ώστε να μην αλλάζει η συμπεριφορά του οχήματος, και να μην προκαλεί προβλήματα στον οδηγό.



**Σχήμα 1.23:** Μεταβολή γωνίας βασιλικού πείρου στην διαδρομή της ανάρτησης

Η μεταβολή της γωνίας του βασιλικού πείρου βρίσκεται σε καλά επίπεδα, και σε συνδυασμό με την γωνία caster παρέχει καλή απόκριση του συστήματος διεύθυνσης και καλή οδηγική συμπεριφορά.



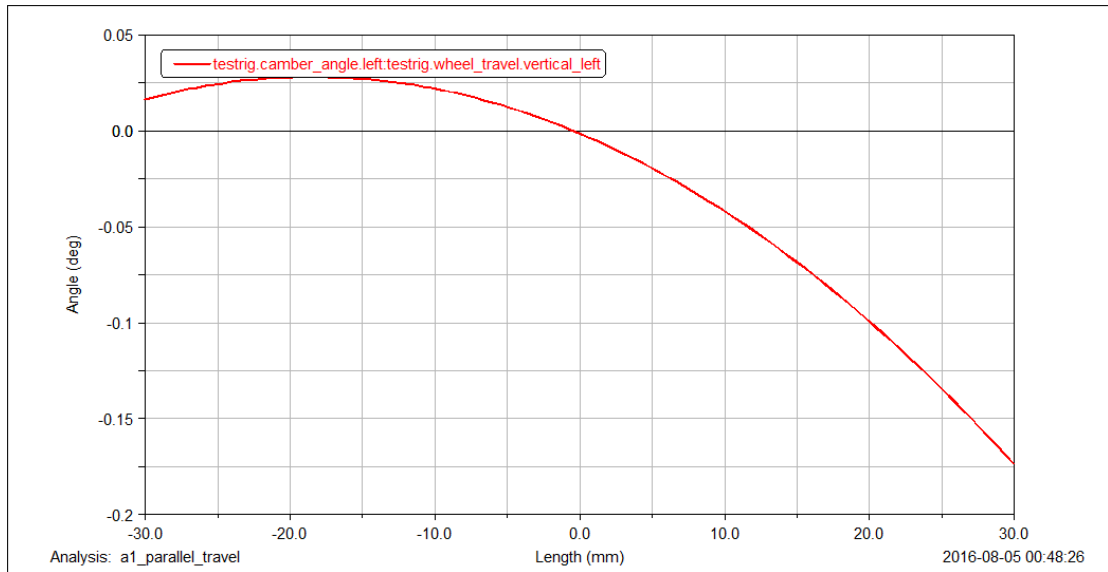
**Σχήμα 1.24:** Ποσοστό anti dive

Το ποσοστό του anti dive για την ανάρτηση είναι σχετικά καλό και δεν μπορεί να προκαλέσει σημαντικές αλλαγές στην αεροδυναμική του οχήματος. Βρίσκεται κάτω από το μονοθέσιο όπως φαίνεται από το διάγραμμα στο Σχήμα 1.24.

Σε όλες τις παραπάνω περιπτώσεις, απαιτείται δυναμική ανάλυση του συνολικού μονοθεσίου για να υπολογιστούν οι κατάλληλες γωνίες που πρέπει να χρησιμοποιηθούν στην μπροστινή ανάρτηση ώστε να διευκολύνουν τον οδηγό και να μην μεταβάλλουν την οδηγική συμπεριφορά του μονοθεσίου σε βαθμό που θα επιφέρει αρνητικά αποτελέσματα.

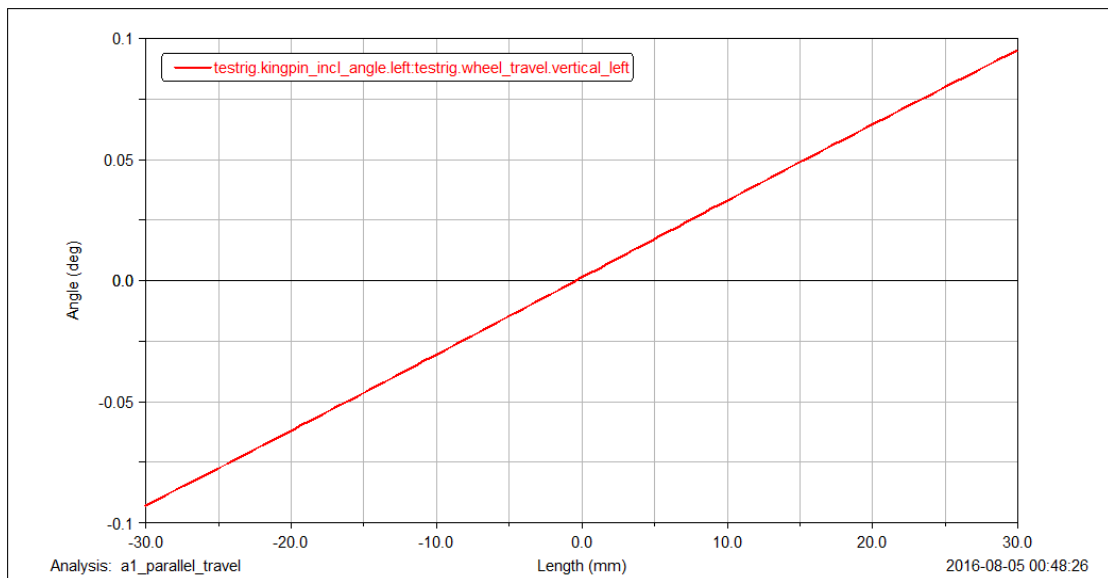
- **Πίσω σύστημα ανάρτησης.**

Ενδεικτικά για το πίσω σύστημα ανάρτησης η κινηματική ανάλυση δίνει τα εξής αποτελέσματα:



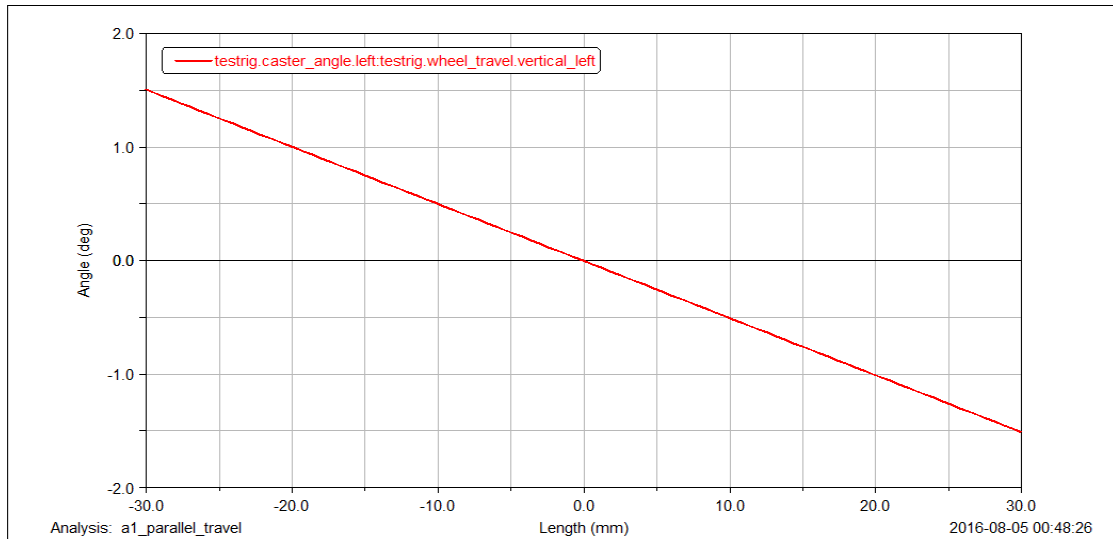
**Σχήμα 1.25:** μεταβολή γωνίας camber συναρτήσει της διαδρομής του τροχού.

Η μεταβολή της γωνίας camber δίνει πολύ καλά αποτελέσματα καθώς στο πίσω σύστημα οι τροχοί πρέπει να διατηρούν τις γωνίες τους.



**Σχήμα 1.26:** μεταβολή γωνίας βασιλικού πείρου συναρτήσει της διαδρομής του τροχού.

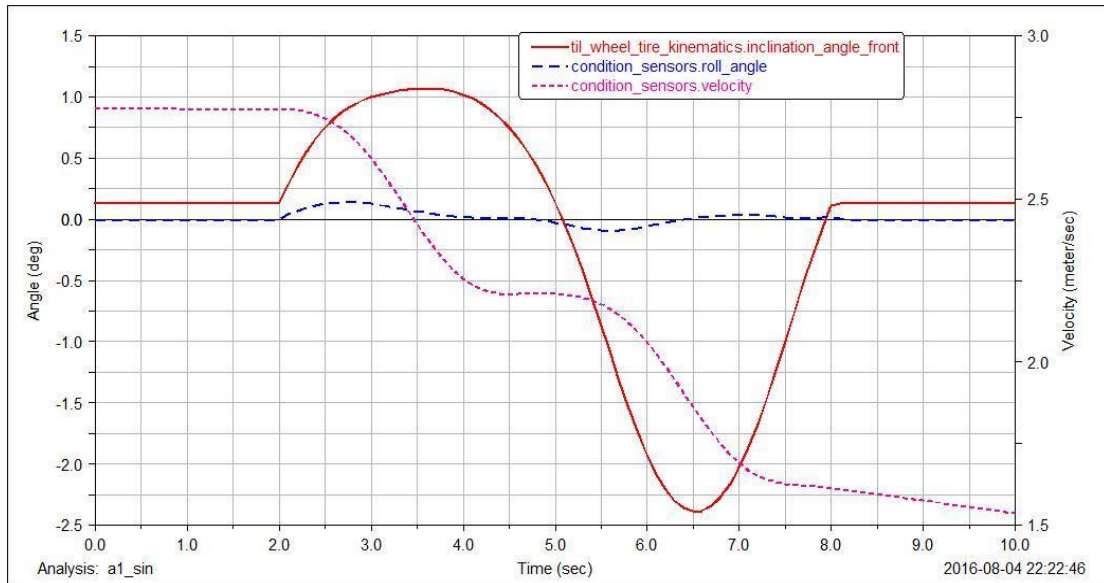
Και εδώ, η γωνία του βασιλικού πείρου παραμένει ουσιαστικά σταθερή. Εξάλλου, στο πίσω σύστημα αναρτήσεων η γωνία αυτή δεν προσφέρει κάποιο όφελος στο μονοθέσιο και δεν μεταβάλλει την οδηγική του συμπεριφορά.



**Σχήμα 1.27:** Μεταβολή γωνίας caster συναρτήσει της διαδρομής του τροχού.

Τέλος, η μεταβολή της γωνίας caster φαίνεται πως είναι πολύ μικρή. Όπως και με την γωνία του βασιλικού πείρου, η caster δεν είναι απαραίτητο να μεταβάλλεται για το πίσω σύστημα. Ούτως ή άλλως, με το να αυξάνεται η caster το μόνο που προκαλείται είναι η αύξηση δυνάμεων στα μέλη της ανάρτησης και κατά συνέπεια στα σημεία έδρασης του χωροδικτυώματος.

Παρόλα αυτά, το «στήσιμο» αυτής της ανάρτησης επιδρά αρνητικά στην αεροδυναμική του μονοθεσίου, καθώς τα ψαλίδια καταλαμβάνουν ένα μεγάλο χώρο παρά το γεγονός ότι υπάρχουν αεροδυναμικά βοηθήματα που βρίσκονται μπροστά από αυτά. Εκτός αυτού όμως, το μεγαλύτερο πρόβλημα προκύπτει με την γωνία κλυδωνισμού του οχήματος (roll angle). Όπως έχει αναφερθεί προηγουμένως, το όχημα παίρνει κλίση γύρω από τον άξονα κλυδωνισμού του (roll axis). Το συγκεκριμένο setup δίνει την δυνατότητα υπολογισμού ενός πολύ καλού roll center το οποίο σε κάθε περίπτωση θα βρίσκεται ανάμεσα στα ψαλίδια ή κάτω από αυτά. Έτσι, όταν το όχημα βρίσκεται σε μία στροφή, η ροπή που τείνει να το ανατρέψει, και ασκείται στο κέντρο βάρους του οχήματος, (το οποίο στις περισσότερες περιπτώσεις δεν συμπίπτει με το roll center), δίνει μια κλίση σε αυτό. Αυτομάτως, επειδή υπάρχει μεγάλη απόσταση μεταξύ των ψαλιδιών σε σχέση με το roll center και το κέντρο βάρους του μονοθεσίου, η γωνία κλίσης που παίρνει το αμάξωμα μεταφέρεται στα ακραξόνια των αναρτήσεων, και μάλιστα έχει αυξηθεί κατά ένα μεγάλο ποσοστό. Ως αποτέλεσμα, η γωνία camber των τροχών αλλάζει κατά έναν μεγάλο βαθμό, και ως εκ τούτου η πρόσφυση των ελαστικών μειώνεται. Αυτό είναι εμφανές και στο διάγραμμα που ακολουθεί. (Vegard A. Brevik,2013)



**Σχήμα 1.28:** Στο διάγραμμα παρουσιάζεται η γωνία κλίσης του οχήματος καθώς και η γωνία κλίσης που των ελαστικών σε σχέση με την ταχύτητα του οχήματος. Η ανάλυση έγινε με μονοθέσιο που διαθέτει τα συστήματα ανάρτησης που παρουσιάστηκαν παραπάνω, ενώ η κίνηση που εκτελείται είναι αλλαγή λωρίδας (Single lane change)

Έχοντας τα παραπάνω αποτελέσματα, η ομάδα έκρινε πως ήταν αναγκαία η δημιουργία νέας ανάρτησης τόσο για το μπροστινό όσο και για το πίσω σύστημα, που θα έδινε πολύ καλύτερα αποτελέσματα σε σχέση με τα συστήματα που σχεδιάστηκαν νωρίτερα. Στις νέες αναρτήσεις θα πρέπει να μειωθούν σημαντικά οι αποστάσεις μεταξύ των ψαλιδιών στα σημεία έδρασης τους πάνω στο σασί. Εκτός αυτού, πρέπει σχεδιαστικά να αναπτυχθούν τρόποι ώστε τα νέα συστήματα να είναι πλήρως ρυθμιζόμενα στις βασικότερες γωνίες τους. Με αυτό τον τρόπο θα μπορεί να επιλεγεί το κατάλληλο setup στο μονοθέσιο για κάθε αγώνισμα στο οποίο θα κλιθεί να πάρει μέρος. Επιπλέον, η ομάδα σχεδίασης του σασί του μονοθεσίου έκανε τις απαραίτητες αλλαγές ώστε να υπάρχει κατάλληλος χώρος για τις αναρτήσεις. Οι αλλαγές αυτές έγιναν ώστε να μπορεί να αυξηθεί το μεταξόνιο του μονοθεσίου και να υπάρχει ευκολία στην μετάδοση κίνησης στο πίσω σύστημα ανάρτησης.

Οι βασικότερες γωνίες που πρέπει να ρυθμίζονται είναι οι εξής 3:

- Η γωνία camber
- Η γωνία toe
- Η γωνία caster

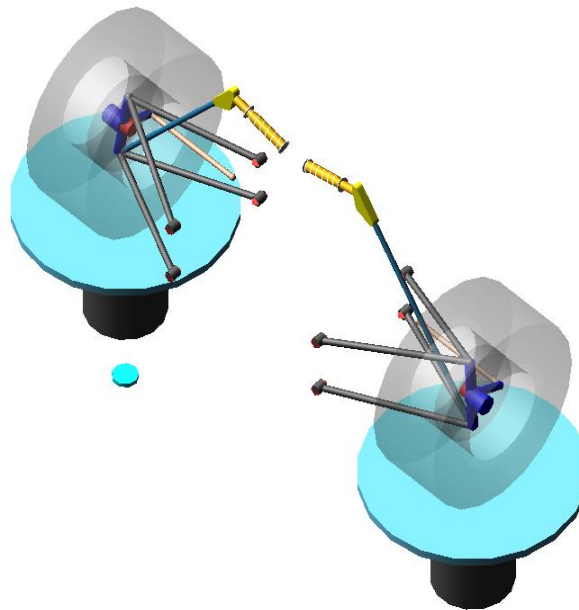
Η γωνία camber θα πρέπει να παίρνει τιμές από 0 έως -5 μοίρες τόσο στο μπροστά όσο και στο πίσω σύστημα ανάρτησης. Αντίστοιχα, η γωνία toe θα πρέπει να κυμαίνεται μεταξύ των 0 και +2 μοιρών για τις μπροστά αναρτήσεις, ενώ για τις πίσω πρέπει να βρίσκεται μεταξύ των 0 και -2 μοιρών. Τέλος ρύθμιση για την γωνία

caster θα εφαρμόζεται μόνο για τους μπροστά τροχούς, καθώς όπως αναφέρθηκε παραπάνω η συμπεριφορά του μονοθεσίου δεν βελτιώνεται αν εφαρμοσθεί και στους πίσω. Οι τιμές που θα έχει η γωνία caster σχετίζονται με την αρχική στατική γωνία που θα έχουν οι τροχοί. Σε καμία περίπτωση αυτή η γωνία δεν θα μηδενίζεται, και θα είναι πάντα θετική.

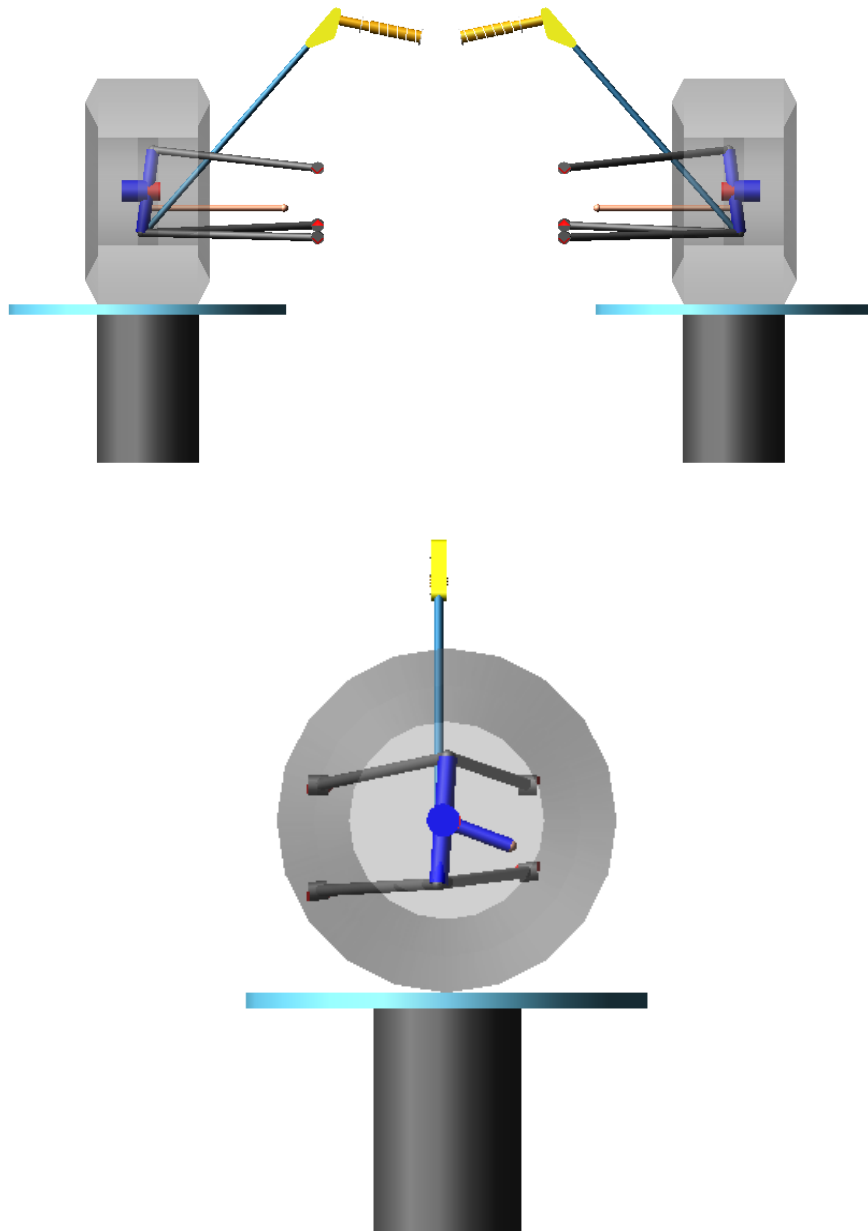
## 1.5 ΤΕΛΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ

Στην συνέχεια παρατίθενται τα νέα συστήματα έτσι όπως σχεδιάστηκαν στο Adams.

### ➤ Μπροστά σύστημα ανάρτησης



**Σχήμα 1.29:** ISO όψη της νέας ανάρτησης (Adams)

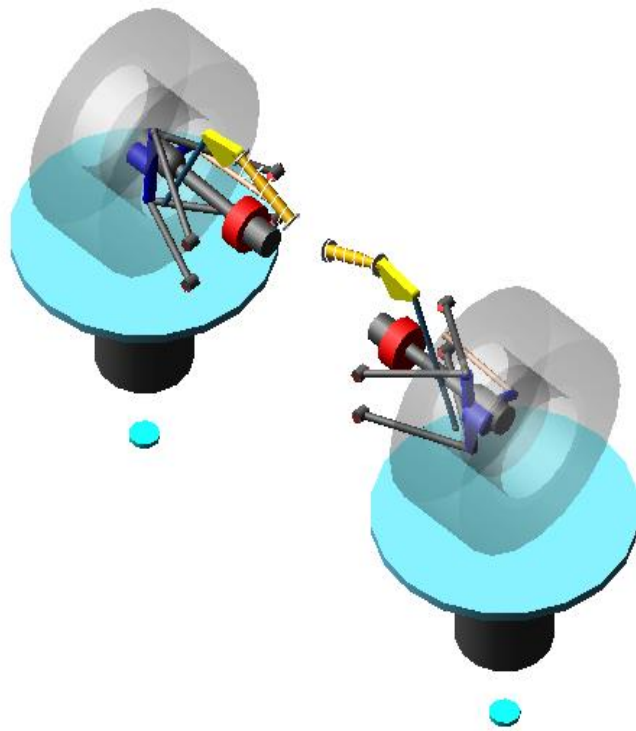


**Σχήματα 1.30 - 1.31:** Πρόοψη και πλάγια όψη της ανάρτησης (Adams)

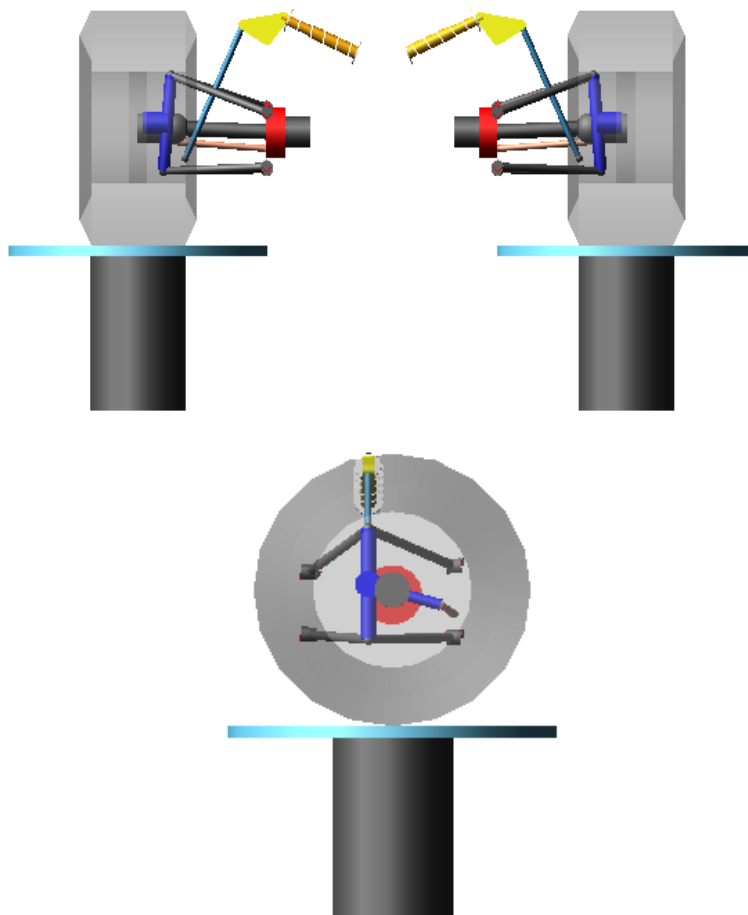
Οι αλλαγές στο νέο μπροστινό σύστημα ανάρτησης είναι εμφανής ακόμη και από τα σχήματα. Πλέον οι αποστάσεις μεταξύ των φαλιδιών μειώθηκαν σημαντικά και τροποποιήθηκαν και οι γωνίες αυτών σε σχέση με το σασί. Εκτός αυτού, η θέση των αμορτισέρ άλλαξε ώστε να διευκολυνθεί ο τρόπος στήριξης τους στο σασί και γενικότερα ο τρόπος μετάδοσης κίνησης. Οι αρχικές θέσεις στήριξης των αμορτισέρ δεν προσέφεραν κάποια ουσιαστική διαφορά στην κίνηση των αναρτήσεων. Αντιθέτως, ο τρόπος στήριξης τους ήταν δυσκολότερος εξ αιτίας της γωνίας στην οποία θα κινούνταν τα ζύγωθρα καθώς και του περιορισμένου χώρου.



➤ Πίσω σύστημα ανάρτησης



Σχήμα 1.32: ISO όψη της πίσω ανάρτησης (Adams)



**Σχήματα 1.33 - 1.34:** Πρόοψη και πλάγια όψη της ανάρτησης (Adams)

Όπως προκύπτει, σε σχέση με τον αρχικό σχεδιασμό της ανάρτησης, τα νέα σημεία έδρασης των ψαλιδιών έχουν αλλάξει σημαντικά και το πίσω σύστημα ανάρτησης. Όπως και στο μπροστά σύστημα ανάρτησης, έτσι και εδώ έγινε αλλαγή της θέσης των αμορτισέρ. Επιπλέον, στο Σχήμα 1.33 φαίνεται ξεκάθαρα πως η ράβδος που απαγορεύει το στρίψιμο των πίσω τροχών βρίσκεται πίσω από το κέντρο του τροχού και πίσω από τα άκρα των ψαλιδιών. Αυτό προσδίδει περισσότερη ασφάλεια στο σύστημα. Αυτό συμβαίνει εξ αιτίας των αναπτυσσόμενων ροπών κατά την κίνηση του μονοθεσίου. Όταν αυτό επιταχύνει ή επιβραδύνει, οι τροχοί έχουν την τάση να αποκλίνουν μεταξύ τους, και η ράβδος στήριξης των ακραζονίων απαγορεύει αυτή την κίνηση. Η αιτία που ωθεί τους τροχούς στο να αποκλίνουν είναι η ακτίνα τριβής. Άρα, η ράβδος δέχεται θλιπτικά φορτία, σε αντίθεση με το αρχικό σύστημα ανάρτησης, όπου η ράβδος εφελκύνονταν.

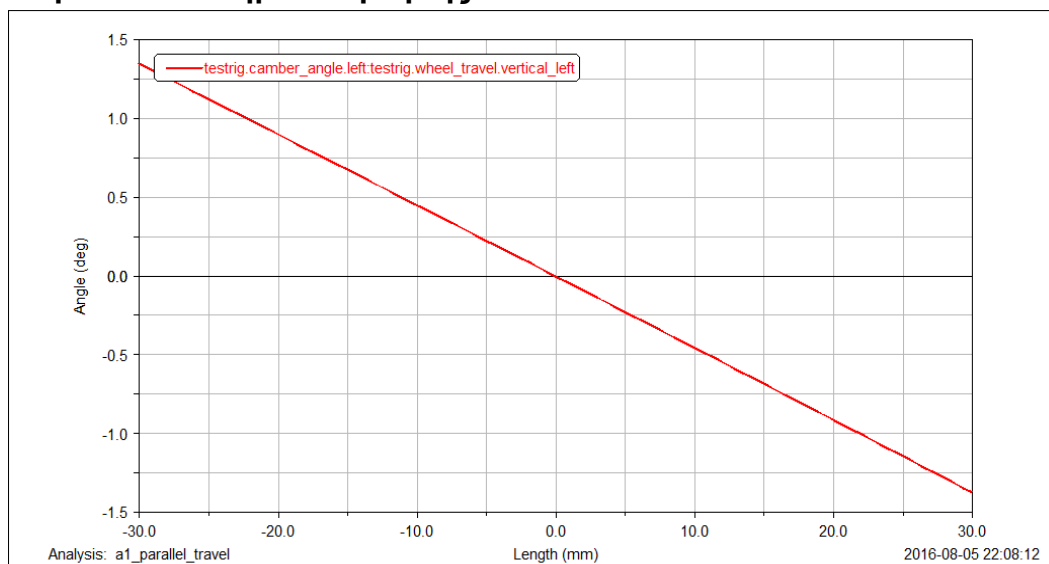
Μεγαλώνοντας την ακτίνα τριβής, αυξάνεται η απόσταση μεταξύ του κέντρου του ελαστικού και της ευθείας του βασιλικού πείρου σε σχέση με το έδαφος. Συνεπώς ο μοχλοβραχίονας της ροπής αυξάνεται και έτσι αυξάνεται

συνολικά και η ροπή ως μέγεθος. Η ασφάλεια πλέον αυξάνεται από το γεγονός ότι τα άκρα σύνδεσης των αρθρώσεων της ράβδου είναι δυσκολότερο να αστοχήσουν καθώς πρόκειται για συγκολλητή κατασκευή όπως θα αναφερθεί παρακάτω.

## 1.6 ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΕΛΙΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ

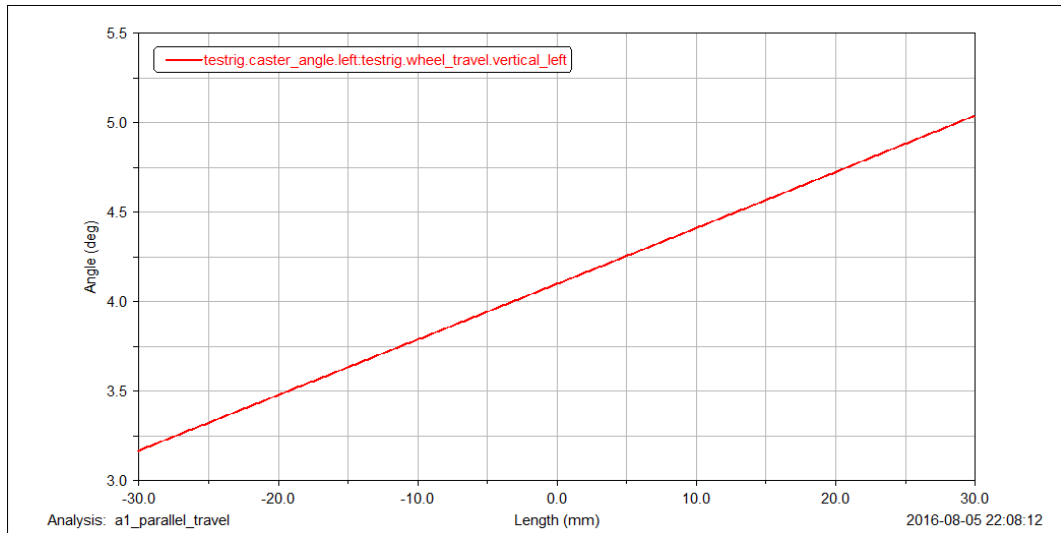
Από την κινηματική ανάλυση έχοντας στατικά 0 μοίρες για την γωνία camber και toe προκύπτουν τα εξής αποτελέσματα.

- **Μπροστά σύστημα ανάρτησης**

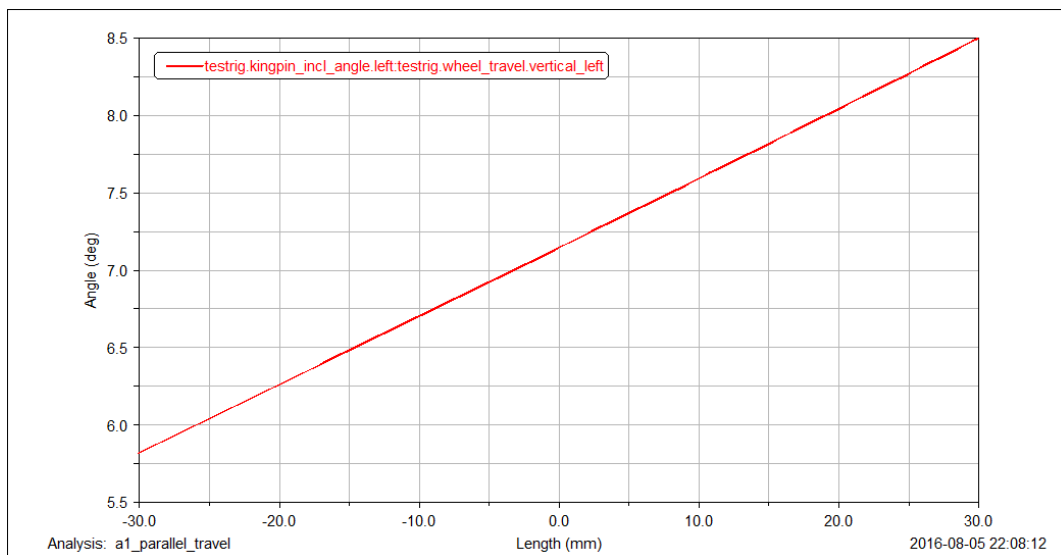


**Σχήμα 1.35:** Μεταβολή της γωνίας camber στην κάθετη διαδρομή του τροχού.

Η μεταβολή της γωνίας camber στο νέο σύστημα ανάρτησης όπως προκύπτει από το Σχήμα 1.35 έχει αυξηθεί κατά ένα μικρό ποσοστό σε σχέση με το αρχικό σύστημα ανάρτησης, όμως αυτό δεν είναι ανησυχητικό αφενός επειδή πρόκειται για περίπου  $0,5^\circ$  και αφετέρου επειδή η ανάρτηση δεν θα λειτουργεί στις οριακές τιμές της. Αντίστοιχα και η γωνία caster μεταβλήθηκε και αυξήθηκαν οι οριακές τιμές της, όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.36.

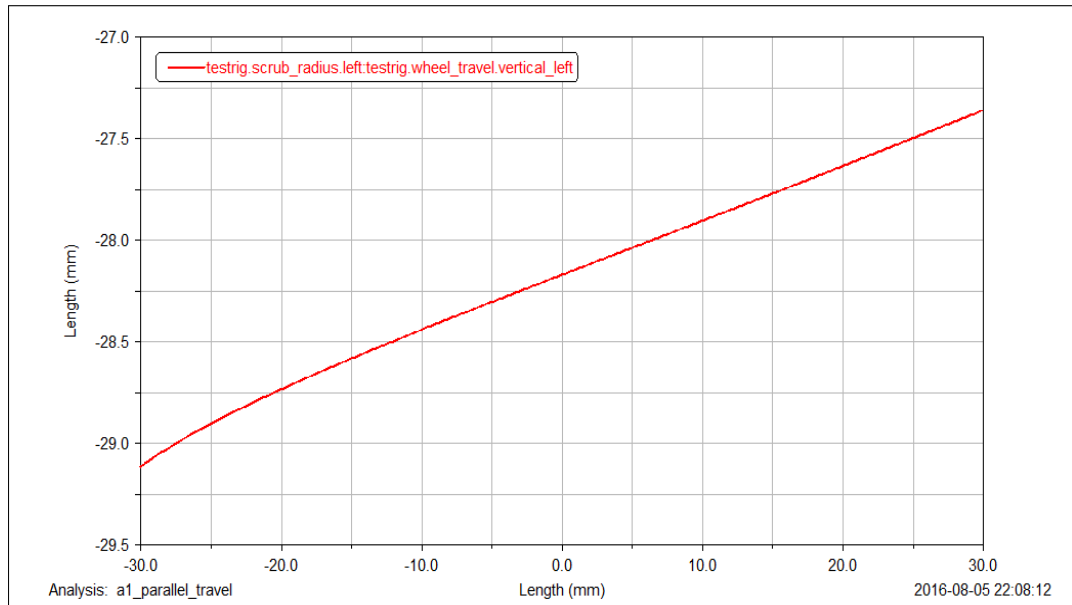


**Σχήμα 1.36:** Μεταβολή της γωνίας caster στην κάθετη διαδρομή του τροχού.



**Σχήμα 1.37:** Μεταβολή της γωνίας kingpin στην κάθετη διαδρομή του τροχού.

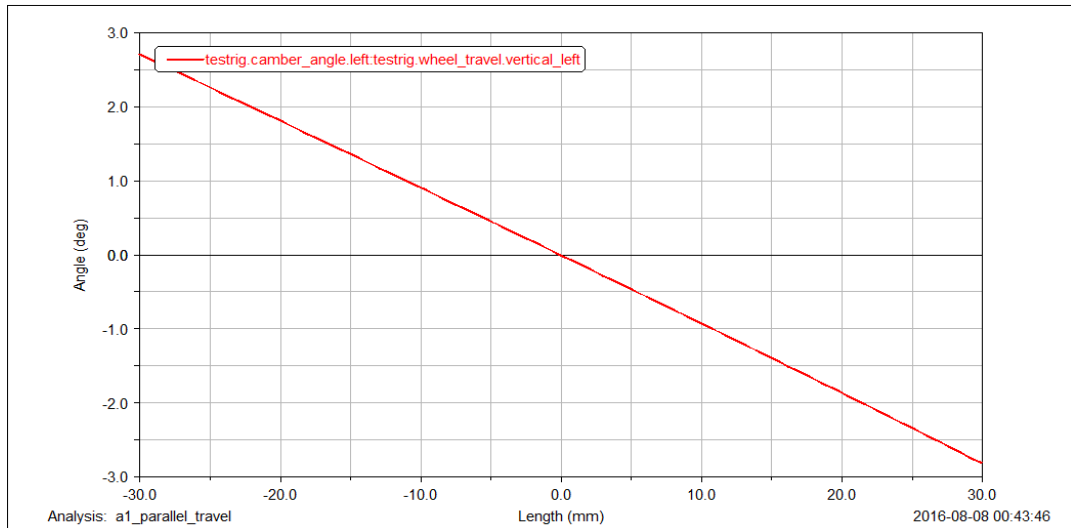
Η γωνία του βασιλικού πείρου σε αντίθεση με τις γωνίες caster και camber μειώθηκε στις οριακές τιμές της. Η αλλαγή αυτή είναι λογική αν σκεφτεί κανείς την κίνηση που εκτελεί η ανάρτηση στην κάθετη διαδρομή του τροχού σε σχέση με τα τόξα που διαγράφουν τα ψαλίδια. Ως επακόλουθο, η ακτίνα τριβής των μπροστά τροχών όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 1.38 μειώνεται και αυτή με την σειρά της, καθώς όπως αναφέρθηκε στην εισαγωγή, η μείωση της επιτυγχάνεται είτε με μεγάλη τιμή στην γωνία camber, είτε με χρήση μεγάλης γωνίας βασιλικού πείρου.



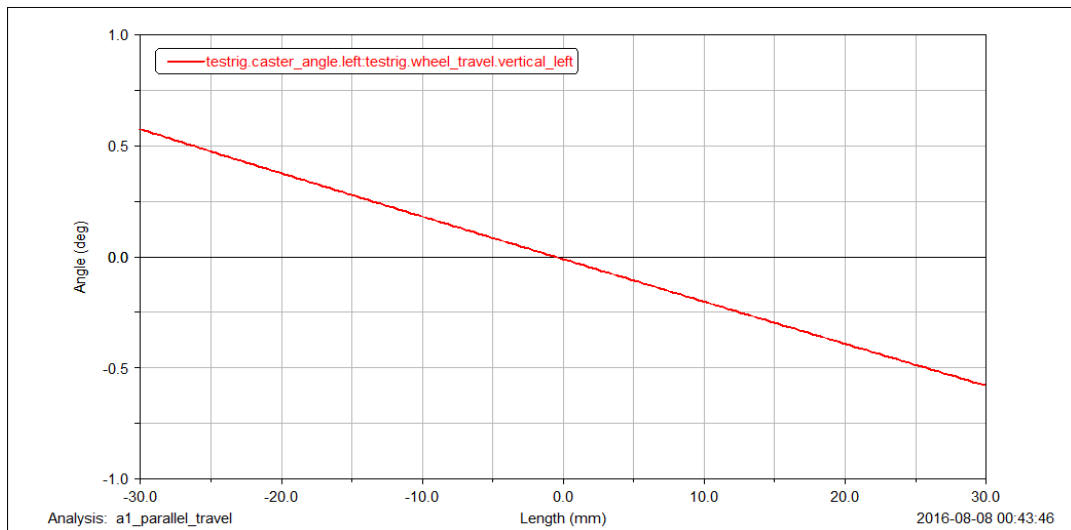
**Σχήμα 1.38:** Μεταβολή ακτίνας τριβής στην κάθετη διαδρομή του τροχού

- **Πίσω σύστημα ανάρτησης**

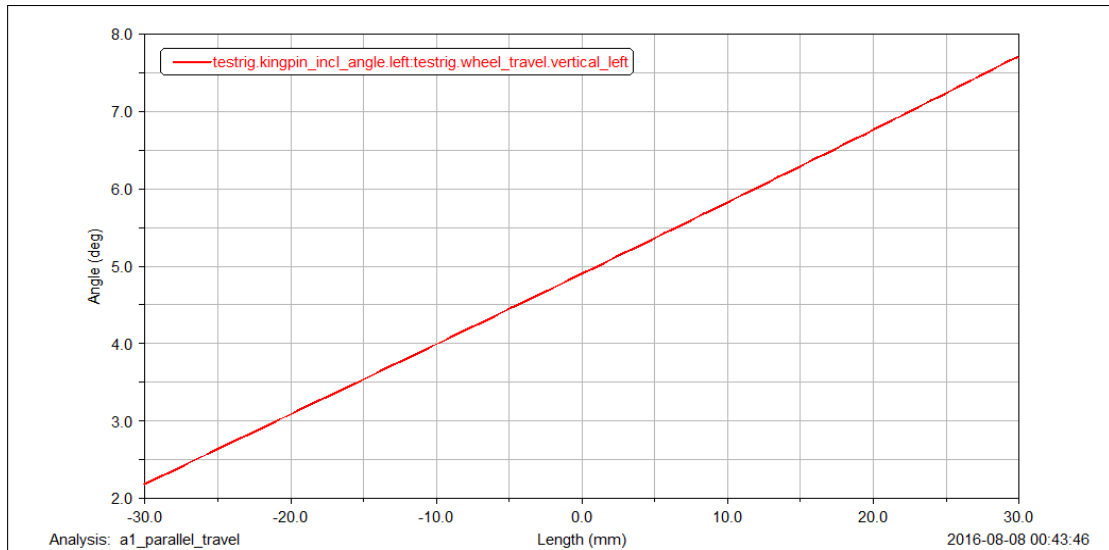
Στην περίπτωση της νέας ανάρτησης, η γωνία camber για το πίσω σύστημα παρουσιάζει σημαντική διαφορά με αυτή στο αρχικό σύστημα ανάρτησης όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.39. Αυτό όμως δεν αποτελεί απαραίτητα ένα μειονέκτημα για την ανάρτηση, καθώς η μεταβολή της μπορεί να βελτιώσει την οδηγική συμπεριφορά του οχήματος σε κάποιο αγώνισμα ή κατά την κίνηση του σε κάποια καμπή. Από την άλλη πλευρά, η μεταβολή της γωνίας caster μειώθηκε, και όπως έχει αναφερθεί, η ύπαρξη caster στο πίσω σύστημα ανάρτησης δεν προσφέρει κάποιο όφελος στο όχημα.



**Σχήμα 1.39:** Μεταβολή της γωνίας camber στην κάθετη διαδρομή του τροχού



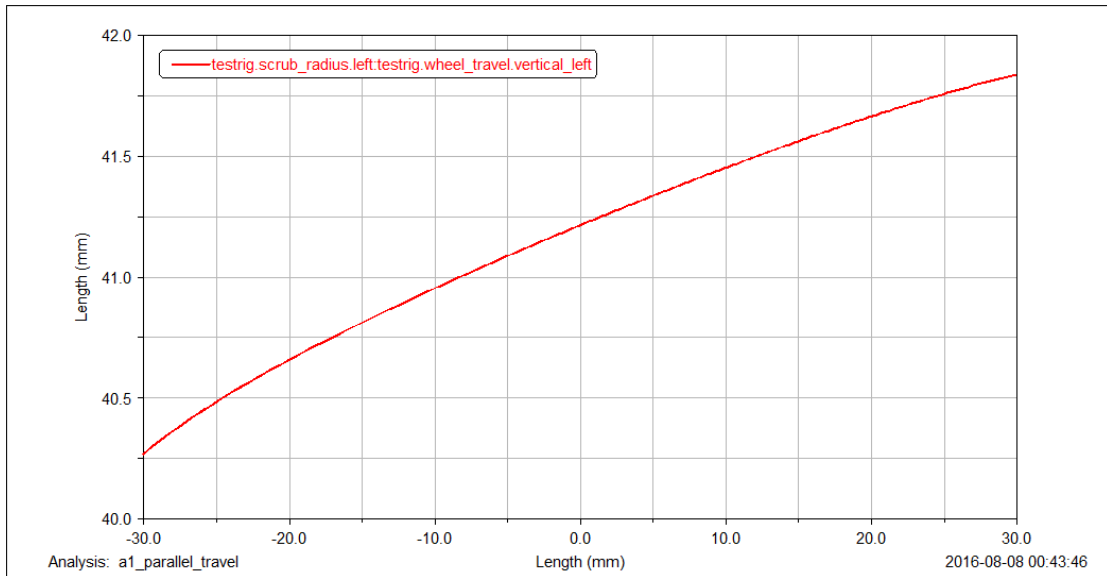
**Σχήμα 1.40:** Μεταβολή της γωνίας caster στην κάθετη διαδρομή του τροχού



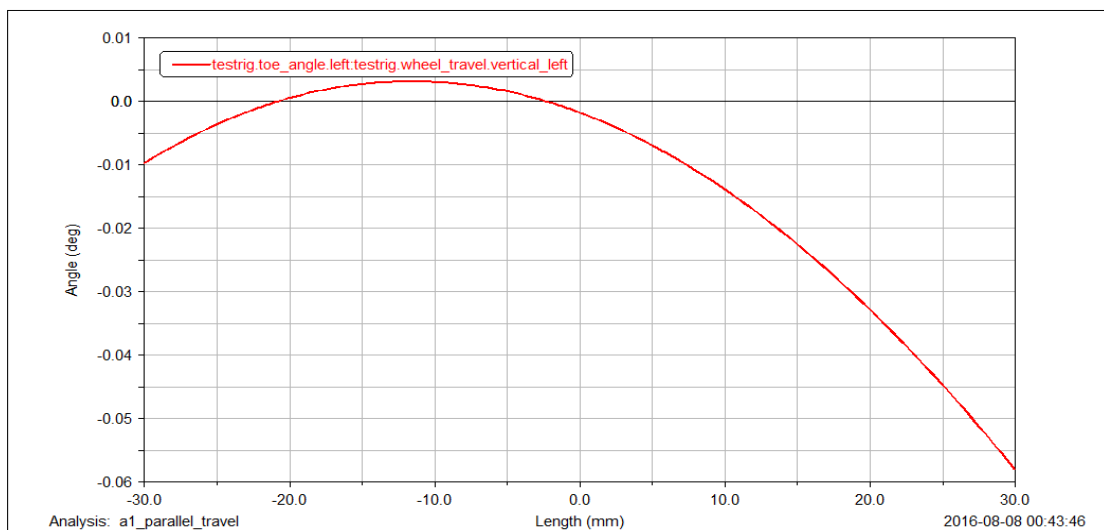
**Σχήμα 1.41:** Μεταβολή της γωνίας βασιλικού πείρου στην κάθετη διαδρομή του τροχού

Η γωνία του βασιλικού πείρου σε αντίθεση με τ αρχικό σύστημα ανάρτησης αυξήθηκε κατά πολύ. Όπως και στο πρώτο σύστημα έτσι και εδώ πρόκειται για μια γραμμική καμπύλη, με την διαφορά όμως ότι πλέον η γωνία αυτή δεν γίνεται αρνητική, που σημαίνει πως πάντοτε το άκρο του άνω ψαλιδιού θα έχει πάντοτε μία απόσταση σε σχέση με το κάτω άκρο του ψαλιδιού.

Όσον αφορά την ακτίνα τριβής, αυτή είναι αρκετά μεγάλη, όμως αυτό δεν δυσχεραίνει το όχημα και την επαναφορά του τιμονιού καθώς δεν αφορά τον μπροστά άξονα, ο οποίος είναι ο κατευθυντήριος. Τέλος, εξετάζοντας το Σχήμα 1.43, μπορεί να θεωρηθεί πως η απόκλιση των τροχών πλέον είναι μηδενική, έχοντας υπ όψιν την διαδρομή της ανάρτησης σε σχέση με την πραγματική κίνηση που πρόκειται να εκτελεί.



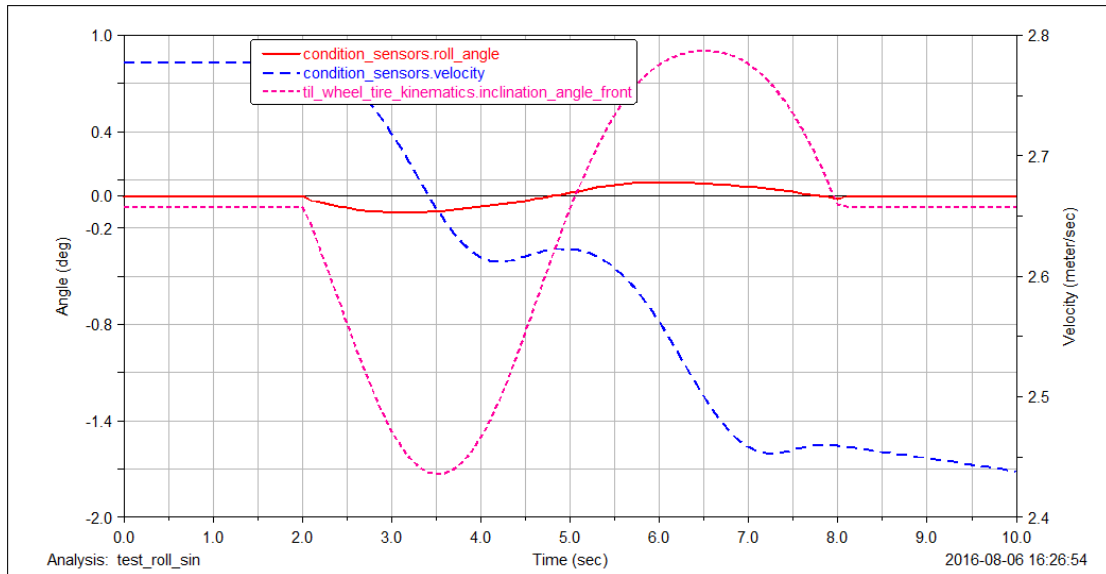
**Σχήμα 1.42:** Μεταβολή scrub radius στην κάθετη διαδρομή του τροχού.



**Σχήμα 1.43:** Μεταβολή της γωνίας toe στην κάθετη διαδρομή του τροχού

Όπως είναι εμφανές, οι μεταβολές των γωνιών που προκύπτουν από τα νέα σημεία δεν είναι εξίσου καλές με τα αρχικά συστήματα αναρτήσεων. Παρ'όλα αυτά, μπορεί κανείς να θεωρήσει ότι οι αποκλίσεις στις περισσότερες γωνίες και αποστάσεις είναι μικρές και δεν θα επηρεάσουν σημαντικά την οδηγική συμπεριφορά του μονοθεσίου. Εξάλλου, όπως φαίνεται και στο παρακάτω διάγραμμα, το μονοθέσιο εκτελώντας την ίδια κίνηση σε σχέση με την κίνηση που παρουσιάστηκε παραπάνω, ενώ οι κινηματικές αναλύσεις δεν είναι το ίδιο καλές, η κλίση που παίρνει το όχημα έχει μειωθεί κατά ένα ποσοστό 20% - 25%.



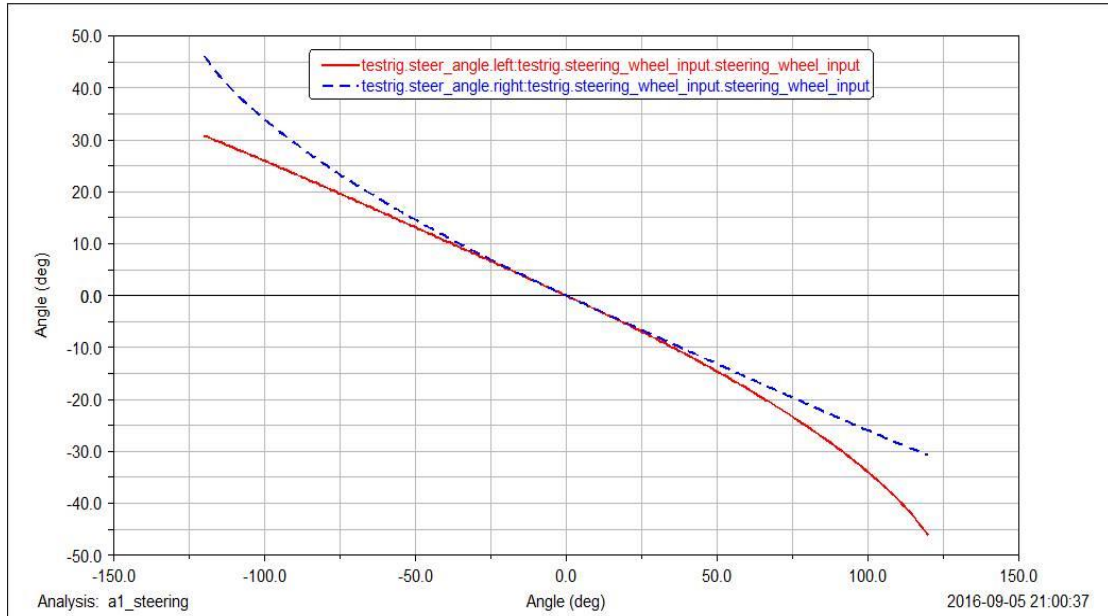


**Σχήμα 1.44:** Στο διάγραμμα παρουσιάζεται η γωνία κλίσης του οχήματος καθώς και η γωνία κλίσης που των ελαστικών σε σχέση με την ταχύτητα του οχήματος. Η ανάλυση έγινε με μονοθέσιο που διαθέτει τα συστήματα ανάρτησης που παρουσιάστηκαν παραπάνω, ενώ η κίνηση που εκτελείται είναι αλλαγή λωρίδας (Single lane change).

Εν κατακλείδι, φαίνεται ότι οι διαφορές που έχουν προκύψει μεταξύ των συστημάτων ανάρτησης, είτε πρόκειται για τον μπροστά είτε για τον πίσω άξονα άλλοτε είναι σημαντικές και άλλοτε όχι. Τα πλεονεκτήματα των διαφόρων συστημάτων παρουσιάστηκαν παραπάνω όμως ο βασικός λόγος για τον οποίο πραγματοποιήθηκε εξ αρχής η δημιουργία νέων αναρτήσεων βρίσκεται στην δυναμική ανάλυση του συνολικού μονοθεσίου που έγινε και παρουσιάστηκε στα Σχήματα 1.28 και 1.44. Εκτός αυτού, επειδή πρόκειται για το πρώτο μονοθέσιο που κατασκευάζεται στα Τ.Ε.Ι, έπρεπε να ερευνηθούν όλες οι εναλλακτικές λύσεις και να γίνει ανάλυση αυτών ώστε να επιλεγθεί η καλύτερη, καθώς υπάρχει ακόμη έλλειψη εμπειρίας και γνώσεων σε ότι αφορά τον σχεδιασμό, την κατασκευή αλλά και γενικότερα τον διαγωνισμό Formula Student.

## 1.7 ΣΥΣΤΗΜΑ ΔΙΕΥΘΥΝΣΗΣ

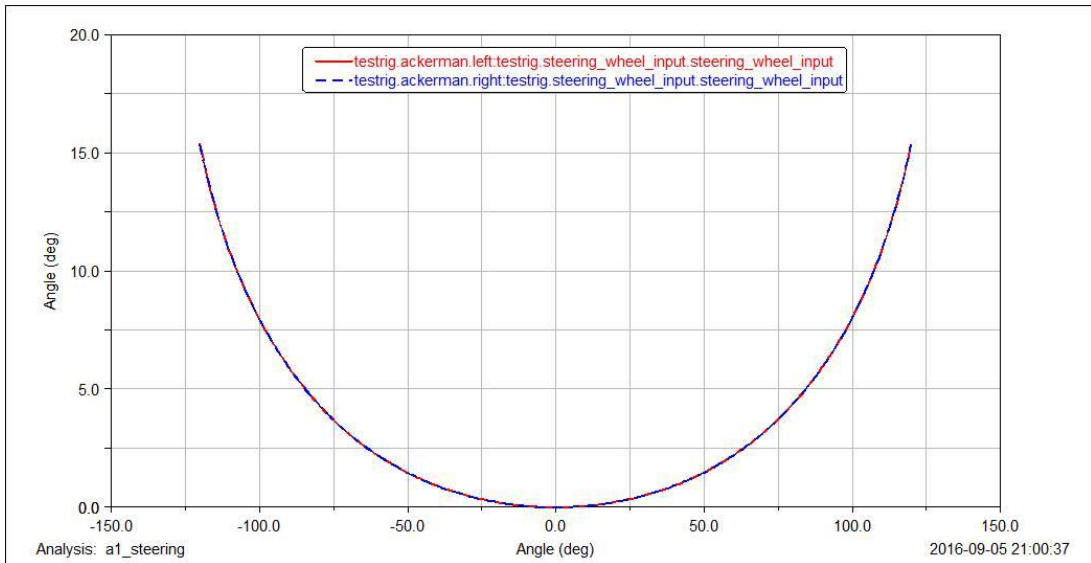
Όπως και παραπάνω, έτσι και στην περίπτωση του συστήματος διεύθυνσης, η κινηματική ανάλυση έγινε για στατικά  $0^\circ$  στις γωνίες camber και toe. Τα αποτελέσματα της ανάλυσης παρουσιάζονται παρακάτω.



**Σχήμα 1.45:** Γωνία περιστροφής τροχών

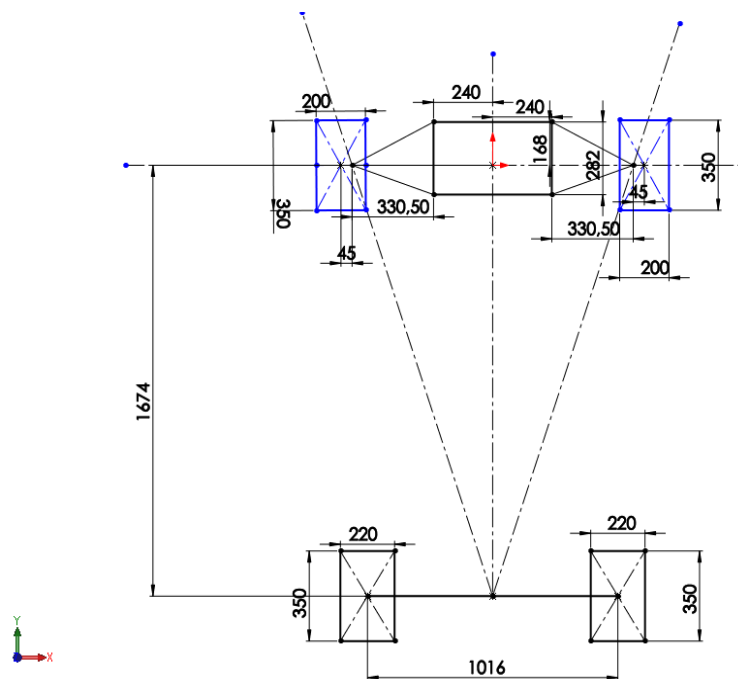
Στο Σχήμα 1.45 φαίνονται οι γωνίες των δύο μπροστινών τροχών σε σχέση με την γωνία του τιμονιού.

Η μεγάλη διαφορά στην γωνία των τροχών στις ακραίες θέσεις προκύπτει από την γεωμετρία Ackermann στην οποία όπως αναφέρθηκε και πιο πάνω ο εσωτερικός τροχός πρέπει να στρίβει περισσότερο από τον εξωτερικό.



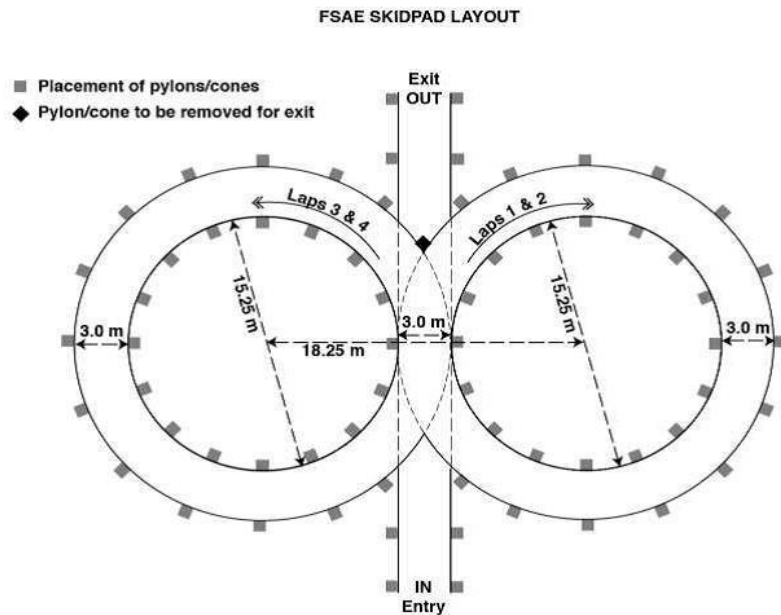
**Σχήμα 1.46:** Μέγιστη αναπτυσσόμενη διαφορά στην γωνία στροφής των τροχών

Εδώ διακρίνεται η διαφορά των γωνιών στους εμπρός τροχούς σε όλο το εύρος στροφής του τιμονιού. Στις ακραίες θέσεις ο αριστερός τροχός με τον δεξιό έχουν διαφορά  $16^\circ$ .



**Σχήμα 1.47:** Γεωμετρία Ackermann (SolidWorks)

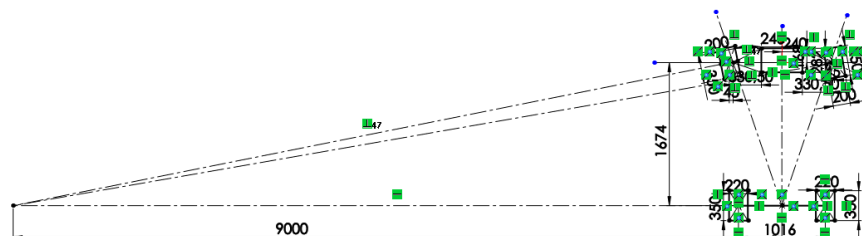
Για να υπολογιστεί η γωνία που θα πρέπει να έχουν τα μπράτσα (bracket) στα ακραξόνια πρέπει να ενωθούν με μια νοητή ευθεία το κέντρο περιστροφής του τροχού με το κέντρο του πίσω άξονα.



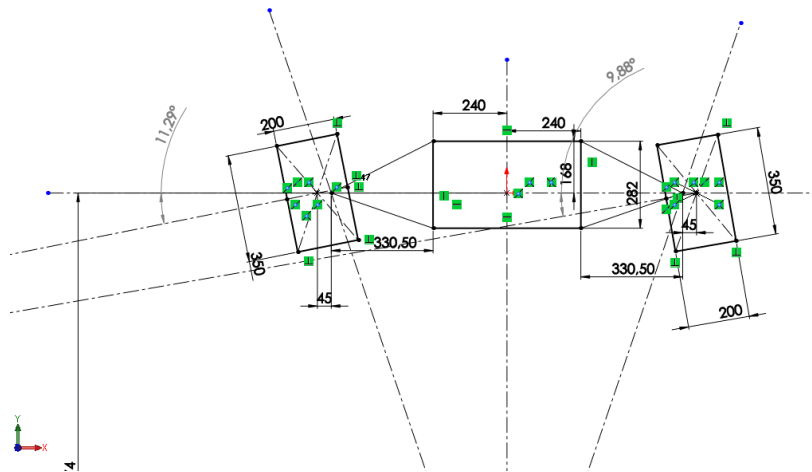
**Σχήμα 1.48:** Στο αγώνισμα αυτό φαίνεται η ελάχιστη απαιτούμενη γωνία στροφής (Formula SAE Rules ,2016)

Αυτό προκύπτει και από τον παρακάτω υπολογισμό:

$$(1.1) \quad \frac{15.25m}{2} + \frac{3m}{2} = 7.62 + 1.5 = 9.12 \text{ m}$$



**Σχήμα 1.49:** Ελάχιστη γωνία στροφής 9 μέτρα (SolidWorks)



**Σχήμα 1.50:** Γωνία αριστερού και δεξιού τροχού σε στροφή ακτίνας 9 μέτρων (SolidWorks)

Στο παραπάνω σχήμα φαίνεται η διαφορά αριστερού με δεξιού τροχού. Ο αριστερός τροχός έχει περιστραφεί  $11,29^\circ$  ενώ ο δεξιός  $9,88^\circ$ .

## 1.8 ΓΕΝΙΚΑ ΠΕΡΙ SolidWorks

Το SolidWorks αποτελεί ένα κορυφαίο σχεδιαστικό πρόγραμμα το οποίο παρέχει πολλές δυνατότητες στον χρήστη καθώς είναι ένα λογισμικό πακέτο που ενσωματώνει πολλά προϊόντα. Τα προϊόντα SolidWorks καλύπτουν όλες τις πλευρές της εξέλιξης ενός αντικειμένου, μέσω μίας ολοκληρωμένης διαδικασίας συνεχούς ροής εργασίας (work flow), που περιλαμβάνει το σχεδιασμό (design), την επαλήθευση (verification), το βιώσιμο σχεδιασμό (sustainable design), την επικοινωνία μεταξύ των εμπλεκόμενων στο project, καθώς και τη διαχείριση δεδομένων (data management). Η χρήση του επιτρέπει στους σχεδιαστές και στους μηχανικούς να συνδέσουν πολλά τεχνολογικά πεδία, μειώνοντας τον κύκλο σχεδιασμού ενός καινοτόμου βιομηχανικού προϊόντος, αυξάνοντας την παραγωγικότητα και παραδίδοντας ταχύτερα το προϊόν στην αγορά.

Τα προϊόντα SolidWorks μπορούν να προσφέρουν υπηρεσίες στα έξι ακόλουθα αντικείμενα:

- Τρισδιάστατη ψηφιακή σχεδίαση (3D CAD)
- Εξομοίωση μέσω πεπερασμένων στοιχείων (Simulation)
- Διαχείριση δεδομένων του προϊόντος (Product Data Management)
- Τεχνική επικοινωνία (Technical Communication)

- Ηλεκτρολογικό σχεδιασμό (Electrical Design)
- Υπηρεσίες τρισδιάστατων εφαρμογών (λογισμικό "3DEXPERIENCE")

Η εταιρία SolidWorks ιδρύθηκε το 1993 στη Μασαχουσέτη των Η.Π.Α. και το 1997 αγοράστηκε από τη γαλλική Dassault Systèmes S.A. που αποτελεί ηγέτη στο χώρο. Η εταιρία προσφέρει πλήρες λογισμικό 3D που επιτρέπει στο χρήστη να δημιουργήσει, να εξομοιώσει, να δημοσιεύσει και να διαχειριστεί σχεδιαστικά δεδομένα. Τα προϊόντα της είναι εύκολα στην εκμάθηση και τη χρήση και καθιστούν τη σχεδίαση καλύτερη, ταχύτερη και οικονομικώς αποτελεσματικότερη.

Το λογισμικό SolidWorks χρησιμοποιείται σε πλήθος αγορών, συμπεριλαμβανομένων της βιομηχανίας, της ιατρικής, της επιστημονικής, της εκπαίδευσης και της τεχνολογίας των μεταφορών.

Το πελατολόγιό της εταιρίας είναι ιδιαίτερος ευρύ και συνίσταται τόσο από εταιρίες διαφόρων μεγεθών, όσο και από μεμονωμένους χρήστες. Οι εγκατεστημένες θέσεις παγκοσμίως υπερβαίνουν τις 2.719.805 και αφορούν περισσότερους από 210.800 οργανισμούς.

Η γνώση της χρήσης του λογισμικού SolidWorks μπορεί να πιστοποιηθεί μέσω της απόκτησης πιστοποιητικών που καλύπτουν όλα τα επίπεδα γνώσης και όλα τα προϊόντα SolidWorks. Ακολουθώς παρατίθενται και περιγράφονται συνοπτικά κάποια παρεχόμενα πιστοποιητικά:

- Certified SOLIDWORKS Associate (CSWA): Πρόκειται για πιστοποιητικό βασικής γνώσης δημιουργίας Εξαρτημάτων (Parts), Διατάξεων (Assemblies) και Τεχνικών σχεδίων (Drawings).
- Certified SOLIDWORKS Associate - Academic (CSWA - Academic): Πρόκειται για αναβαθμισμένη εκδοχή του πιστοποιητικού CSWA
- Certified SOLIDWORKS Professional (CSWP): Πρόκειται για πιστοποιητικό γνώσης του λογισμικού σε επαγγελματικό επίπεδο
- Certified SOLIDWORKS Expert (CSWE): Πρόκειται για αναβαθμισμένη εκδοχή του πιστοποιητικού CSWP
- Certified SOLIDWORKS Professional - Simulation (CSWP-S): Πρόκειται για αναβαθμισμένη εκδοχή του πιστοποιητικού CSWA-S

Οι εξετάσεις για όλα τα παραπάνω πιστοποιητικά δίδονται μέσω διαδικτύου. Συγκεκριμένα, ο ενδιαφερόμενος εργάζεται στο λογισμικό που είναι εγκατεστημένο στον προσωπικό του Η/Υ και συμπληρώνει σε μία διαδικτυακή φόρμα τις απαντήσεις στα ερωτήματα που του τίθενται. Οι απαντήσεις προκύπτουν από το σχέδιο και συνεπώς έτσι εξετάζεται έμμεσα ο υποψήφιος. Εάν κριθεί επιτυχών, προωθείται σε ένα διαδικτυακό τόπο όπου λαμβάνει το πιστοποιητικό του σε ηλεκτρονική εκτυπώσιμη μορφή.

Το SolidWorks ανήκει στην κατηγορία των λογισμικών παραμετρικής ψηφιακής σχεδίασης. Πρόκειται για λογισμικά στα οποία υπάρχει η δυνατότητα μεταβολής ενός ήδη σχεδιασμένου σώματος ή επιφάνειας, μέσω μεταβολής

κάποιας/κάποιων διάστασής του. Αυτή η δυνατότητα δεν υπήρχε στα αρχικά λογισμικά ψηφιακής σχεδίασης, καθώς δε διατηρούσαν ιστορικό εντολών και δεν υπήρχε η δυνατότητα επιστροφής σε προηγούμενα βήματα.

Η ομάδα FPONE επέλεξε να σχεδιάσει το μονοθέσιο με την βοήθεια του προγράμματος SolidWorks καθώς χρησιμοποιείται ευρέως σε ομάδες που παίρνουν μέρος στον διαγωνισμό Formula Student. Εκτός αυτού, διδάσκεται στην σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών T.E του T.E.I. Δυτικής Ελλάδας στα πλαίσια του μαθήματος ψηφιακής σχεδίασης, οπότε υπάρχουν κάποιες βασικές γνώσεις χρήσης του προγράμματος και τέλος, υπάρχει άδεια χρήσης του αυτού του προγράμματος.

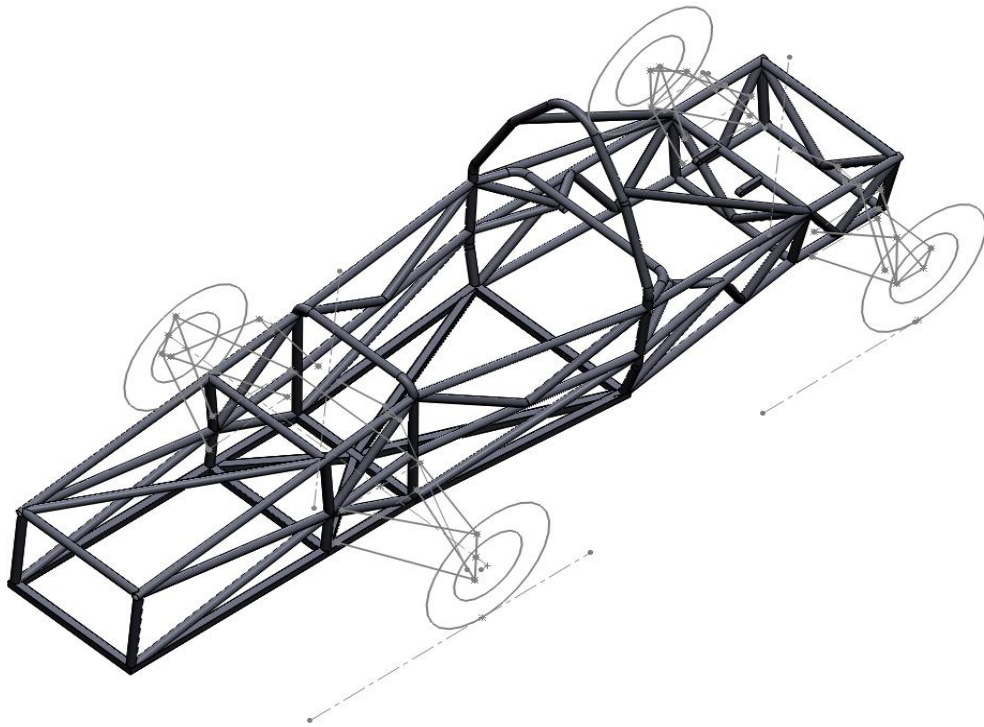
Μέσω του SolidWorks, ο χρήστης μπορεί να σχεδιάσει αρχικά διάφορα εξαρτήματα που καλούνται "Parts" και εν συνεχεία να συνθέσει με αυτά μία κατασκευή ("Assembly") ορίζοντας κατάλληλες σχέσεις σύνδεσης μεταξύ τους. Αυτές οι σχέσεις καλούνται "Mates" και προσομοιάζουν την πραγματικότητα, δηλαδή απαντούν και στην πραγματική εκδοχή της κατασκευής. Ενδεικτικά αναφέρεται η περίπτωση της ομόκεντρης σχέσης δύο κυλινδρικών σωμάτων (πχ ένας κυλινδρικός πείρος με την αντίστοιχη οπή) και η περίπτωση της δεδομένης απόστασης δύο παράλληλων επίπεδων επιφανειών.

Το λογισμικό διαθέτει τη δυνατότητα σχεδίασης αρχικών σχεδίων από τα οποία προκύπτουν στερεά σώματα ή επιφάνειες. Αυτά θεωρούνται σχεδιαστικές οντότητες ("entities"). Η περαιτέρω επεξεργασία τους γίνεται μέσω διαφόρων εικονικών διαδικασιών που καλούνται "Features".

Κλείνοντας πρέπει να επισημανθεί ότι το λογισμικό διαθέτει ενσωματωμένο πρόγραμμα φωτορεαλισμού που επιτρέπει τη φωτορεαλιστική απεικόνιση του προϊόντος (Rendering) λαμβάνοντας υπόψη τα υλικά, τα χρώματα και το φυσικό περιβάλλον που έχει ορίσει ο χρήστης. Δίδεται έτσι η δυνατότητα να αναπαρασταθεί το προϊόν όσο πιστότερα γίνεται, χωρίς να έχει ακόμη κατασκευαστεί.

### 1.9 ΑΠΕΙΚΟΝΗΣΗ ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΝ ΚΑΙ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΔΙΕΥΘΥΝΣΗΣ ΣΤΟ ΣΧΕΔΙΑΣΤΙΚΟ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ SolidWorks ΚΑΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΤΑΤΙΚΩΝ ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ ΑΥΤΩΝ.

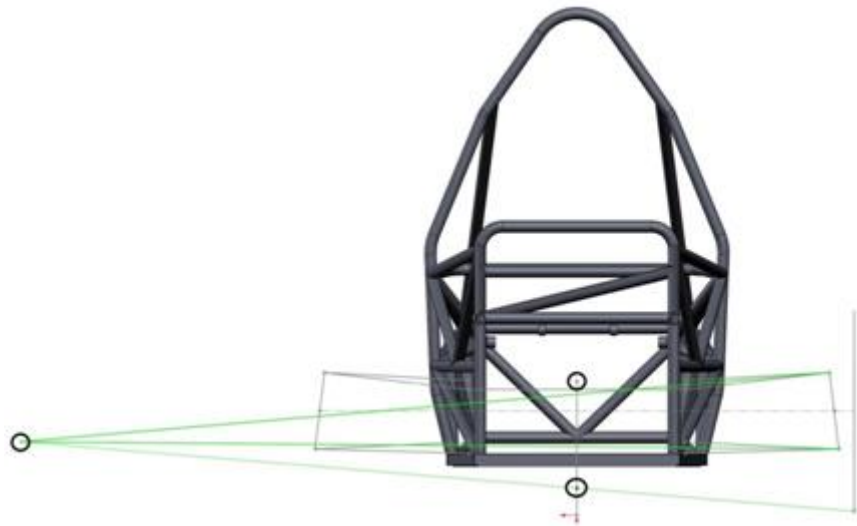
Έχοντας υπολογίσει όλες τις συντεταγμένες των κύριων σημείων που απαρτίζουν τις αναρτήσεις και το σύστημα διεύθυνσης, έγινε η απεικόνιση τους στο νέο χωροδικτύωμα που σχεδιάστηκε με την βοήθεια του προγράμματος SolidWorks.



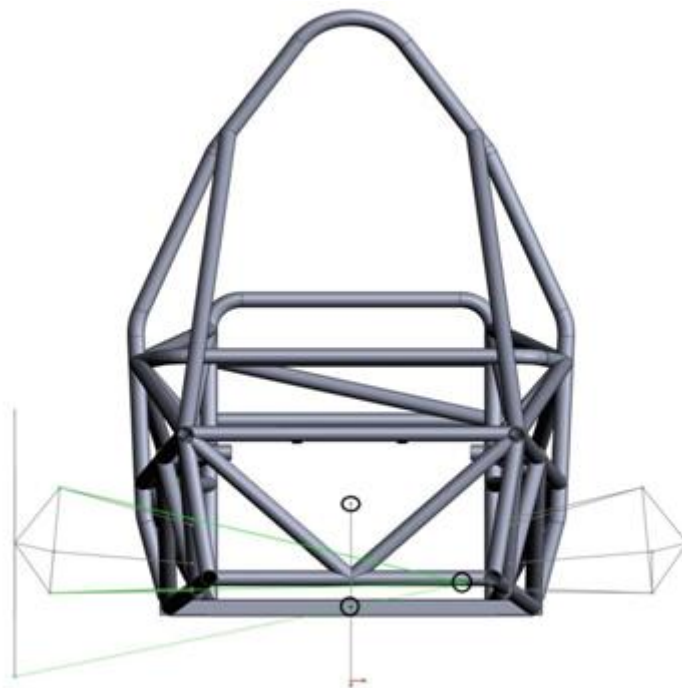
**Σχήμα 1.51:** Απεικόνιση των σημείων των συστημάτων της ανάρτησης στο σασί του μονοθεσίου (SolidWorks)

Για καλύτερη απεικόνιση και κατανόηση των κέντρων κλυδωνισμού, των anti features και του άξονα κλυδωνισμού, έγινε υπολογισμός τους σχεδιαστικά πάνω στο μονοθέσιο. Πιο συγκεκριμένα, το μπροστά κέντρο κλυδωνισμού αναπαρίσταται ως εξής:





**Σχήμα 1.52:** Απεικόνιση του κέντρου κλυδωνισμού του μονοθεσίου για το μπροστά σύστημα ανάρτησης (SolidWorks)



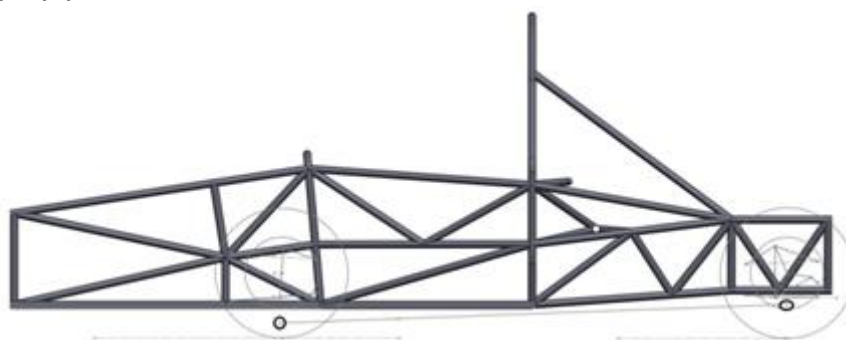
**Σχήμα 1.53:** Απεικόνιση του κέντρου κλυδωνισμού του μονοθεσίου για το πίσω σύστημα ανάρτησης (SolidWorks)

Όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.52, ο υπολογισμός του κέντρου κλυδωνισμού γίνεται βρίσκοντας το σημείο τομής των ευθειών που διέρχονται από τις προεκτάσεις των ψαλιδιών και από το κέντρο της επιφάνειας επαφής του ελαστικού με τον δρόμο. Το στατικό roll center για τον μπροστά άξονα βρίσκεται σε ύψος 59.32 mm από το

έδαφος, σε σχέση με το συνολικό κέντρο βάρους του μονοθεσίου που βρίσκεται σε ύψος 293.9 mm από το έδαφος.

Στόχος είναι να παραμένει το ύψος του στιγμιαίου πόλου περιστροφής και κατά συνέπεια το κέντρο κλυδωνισμού για το μπροστά σύστημα ανάρτησης όσο πιο χαμηλά γίνεται, αλλά να μην βρίσκεται κάτω από το έδαφος. Έχοντας μια ανάρτηση που έχει χαμηλό roll center, τότε προκύπτει ένας άξονας που έχει την τάση να μην κλυδωνίζεται σε μεγάλο βαθμό όταν δέχεται μεγάλα πλευρικά φορτία, και συνεπώς να έχει καλύτερη ευελιξία, κάτι που είναι επιθυμητό για τον μπροστινό άξονα, ο οποίος είναι και ο κατευθυντήριος.

Για την ανάρτηση του πίσω άξονα του μονοθεσίου πραγματοποιήθηκε η ίδια διαδικασία με αυτή του μπροστινού άξονα. Έτσι, υπολογίστηκε ότι για τον πίσω άξονα το στατικό roll center βρίσκεται σε ύψος 122.45 mm σε σχέση με το έδαφος. Σχεδιάζοντας μια ανάρτηση με διπλά ψαλίδια και στον πίσω άξονα, τότε σχεδιάζεται ο λεγόμενος άξονας κλυδωνισμού του οχήματος όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 1.54, ενώνοντας το μπροστά με το πίσω κέντρο κλυδωνισμού. Τα 2 αυτά κέντρα κλυδωνισμού σπάνια βρίσκονται στο ίδιο ύψος από το έδαφος, δίνοντας έτσι στον άξονα κλυδωνισμού μια κλίση. Αυτή η κλίση του άξονα είναι σημαντική για την συμπεριφορά του οχήματος στο δρόμο, ιδιαίτερα σε μεταφορές βάρους καθώς καθορίζει την αλλαγή στις γωνίες camber. Επιπλέον, ο άξονας κλυδωνισμού θα πρέπει σε κάθε περίπτωση να έχει κάποια κλίση, ώστε να γίνονται αισθητά στον οδηγό οι ανωμαλίες του δρόμου και οι πλευρικές επιταχύνσεις. Η μόνη διαφορά είναι ότι εδώ το κέντρο κλυδωνισμού είναι επιθυμητό να βρίσκεται σε πιο ψηλό σημείο από ότι στον μπροστινό άξονα έτσι ώστε ο άξονας κλυδωνισμού να είναι κεκλιμένος προς το μπροστά μέρος του οχήματος. Έτσι το όχημα θα έχει μια ελαφριά υποστροφή που όμως σε έναν φοιτητικό αγώνα ο οδηγός θα μπορεί να διαχειριστεί πιο εύκολα και να επιτύχει ταχύτερους γύρους. Εκτός αυτού, με το συγκεκριμένο setup το όχημα συμπεριφέρεται καλύτερα και ελέγχεται ευκολότερα ενώ βρίσκεται πάνω σε μια στρόφη.



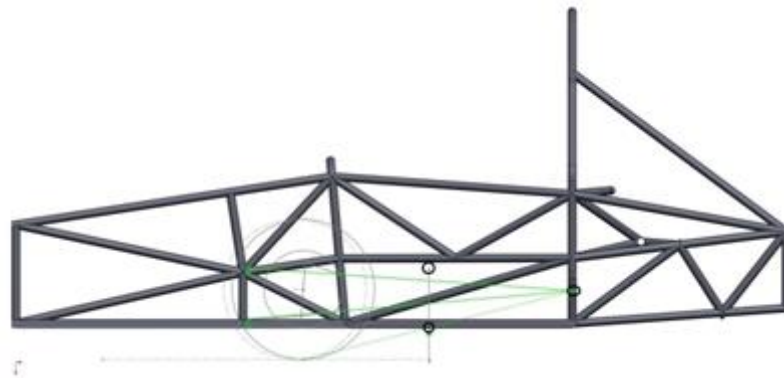
**Σχήμα 1.54:** Άξονας κλυδωνισμού του μονοθεσίου (SolidWorks)

Έχοντας υπολογίσει και καταλήξει στις τελικές τιμές για τα κέντρα κλυδωνισμού που θα έχει το μονοθέσιο, ακολουθεί ο υπολογισμός των anti features των αναρτήσεων. Όπως έχει αναφερθεί και στην αρχή αυτής της πτυχιακής, ο υπολογισμός των anti features προκύπτει με έναν σχετικά απλό τρόπο.

Όπως γίνεται αντιληπτό και από το Σχήμα 1.55, σχεδιάζεται πρωτίστως το σύστημα ανάρτησης σε πλάγια όψη. Τα κύρια μέρη που απαιτούνται για τον υπολογισμό των anti features και τα οποία φαίνονται και στα σχέδια που ακολουθούν είναι τα ψαλίδια, οι τροχοί καθώς και ο άξονας του μουαγιέ, που ουσιαστικά είναι και το κέντρο περιστροφής των τροχών. Έπειτα, σχεδιάζεται το κατακόρυφο ευθύγραμμο τμήμα που ξεκινά από το κέντρο βάρους του οχήματος και καταλήγει στο έδαφος. Σε επόμενο στάδιο έρχονται οι ευθείες που ορίζονται από τα σημεία έδρασης των ψαλιδιών στο σασί και προεκτείνονται μέχρι να τμηθούν μεταξύ τους. Τέλος, σχεδιάζεται η ευθεία που ξεκινά από το σημείο επαφής του τροχού με το έδαφος και καταλήγει στο σημείο τομής των ευθειών των ψαλιδιών. Το σημείο που δημιουργείται από την ευθεία του τροχού και την κατακόρυφο του κέντρου βάρους ορίζει το μέγεθος του anti dive ή του anti squat

Τα anti features υπολογίζονται σε ποσοστά σε σχέση με το κέντρο βάρους του μονοθεσίου. Συγκεκριμένα, τα ποσοστά αυτά προκύπτουν από το πηλίκο που έχει αριθμητή το ύψος του κέντρου βάρους του μονοθεσίου και παρανομαστή το σημείο τομής της ευθείας του τροχού με την κατακόρυφο του κέντρου βάρους πολλαπλασιασμένο επί 100.

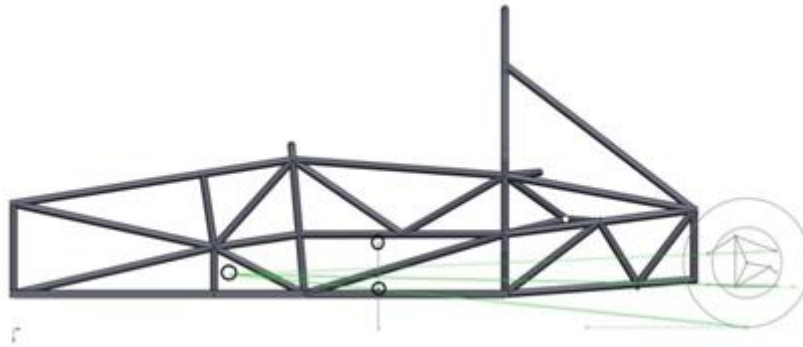
$$\frac{x*100}{Hcg} = y\% \quad (1.2)$$



**Σχήμα 1.55:** Υπολογισμός του anti dive (SolidWorks)

Για το μπροστά σύστημα ανάρτησης υπολογίστηκε ότι το ποσοστό του anti dive είναι:

$$\frac{108.8*100}{293.9} = 37\% \quad (1.3)$$

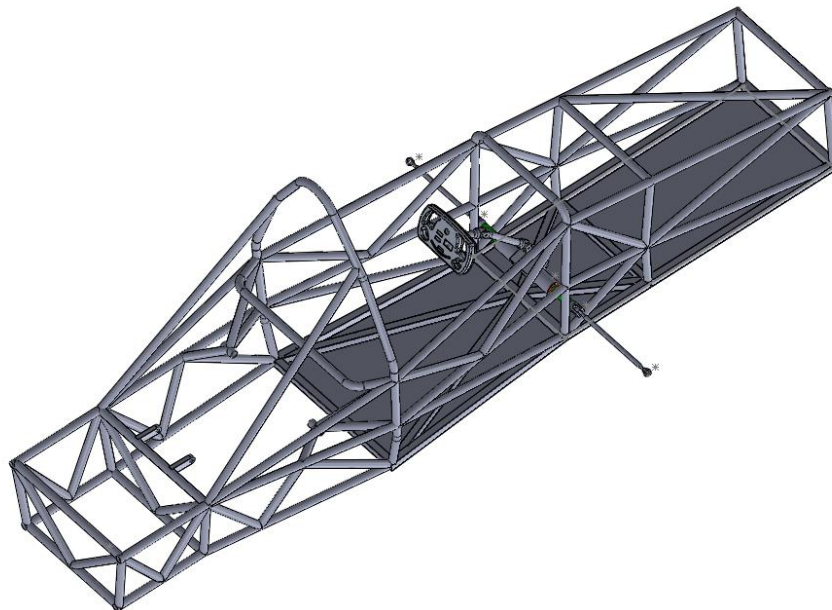


**Σχήμα 1.56:** Υπολογισμός του anti squat (SolidWorks)

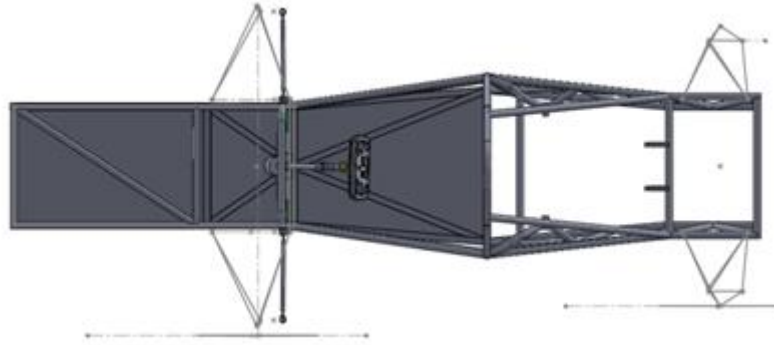
Αντιστοίχως, για το πίσω σύστημα ανάρτησης υπολογίστηκε ότι το ποσοστό του anti squat είναι :

$$\frac{136.38 * 100}{293.9} = 46\% \quad (1.4)$$

Όσον αφορά το σύστημα διεύθυνσης, αυτό αναπαρίσταται ως εξής:



**Σχήμα 1.57:** Τελική συναρμολόγηση του συστήματος διεύθυνσης (SolidWorks)



**Σχήμα 1.58** Κάτοψη του συστήματος διεύθυνσης (SolidWorks)



**Σχήμα 1.59** Πλάγια όψη του συστήματος διεύθυνσης (SolidWorks)

Συνοψίζοντας, από τις κινηματικές αναλύσεις που έγιναν με πολλά πειραματικά μοντέλα μέχρι να βρεθεί το κατάλληλο έχουν προκύψει τα παρακάτω αποτελέσματα.

**Συνολικό μονοθέσιο:**

- Μεταξόνιο: 1675 mm
- Μπροστά μετατρόχιο: 1200 mm
- Πίσω μετατρόχιο: 1050 mm

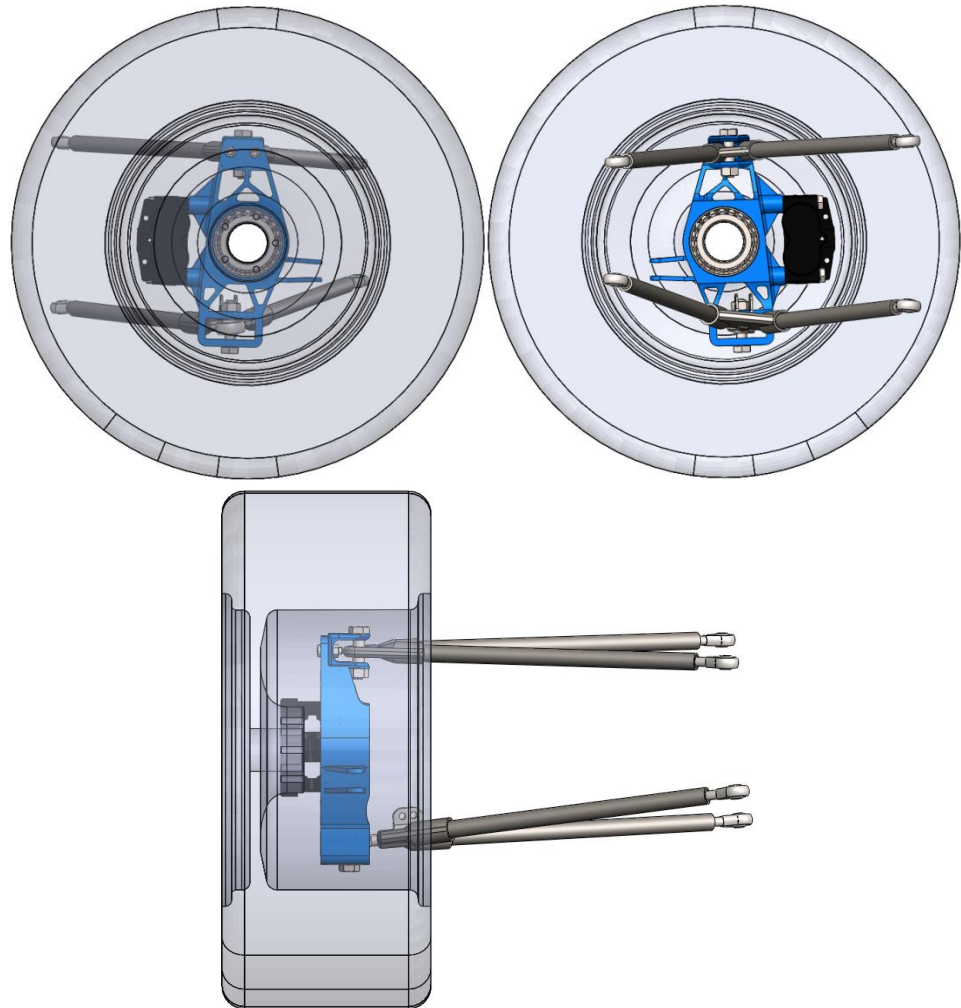
**Μπροστινό σύστημα ανάρτησης:**

- Στατική γωνία caster: 4.09°
- Στατικό ύψος κέντρου κλυδωνισμού: 59.32mm
- Ποσοστό στατικού Anti dive: 37%

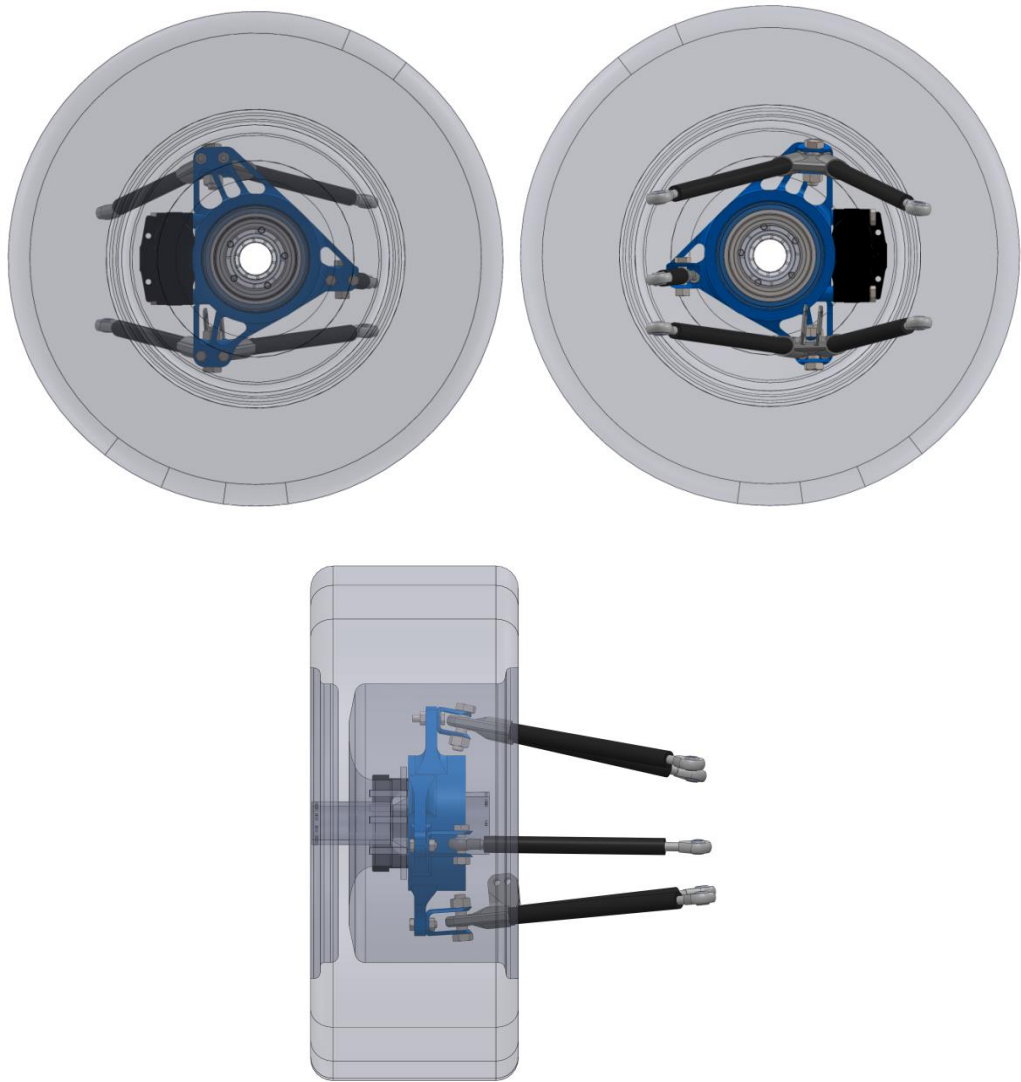
### Πίσω σύστημα ανάρτησης:

- ο Στατική γωνία caster:  $\sim 0^\circ$ .
- ο Στατικό ύψος κέντρου κλυδωνισμού: 122,45mm.
- ο Ποσοστό στατικού anti squat: 46%

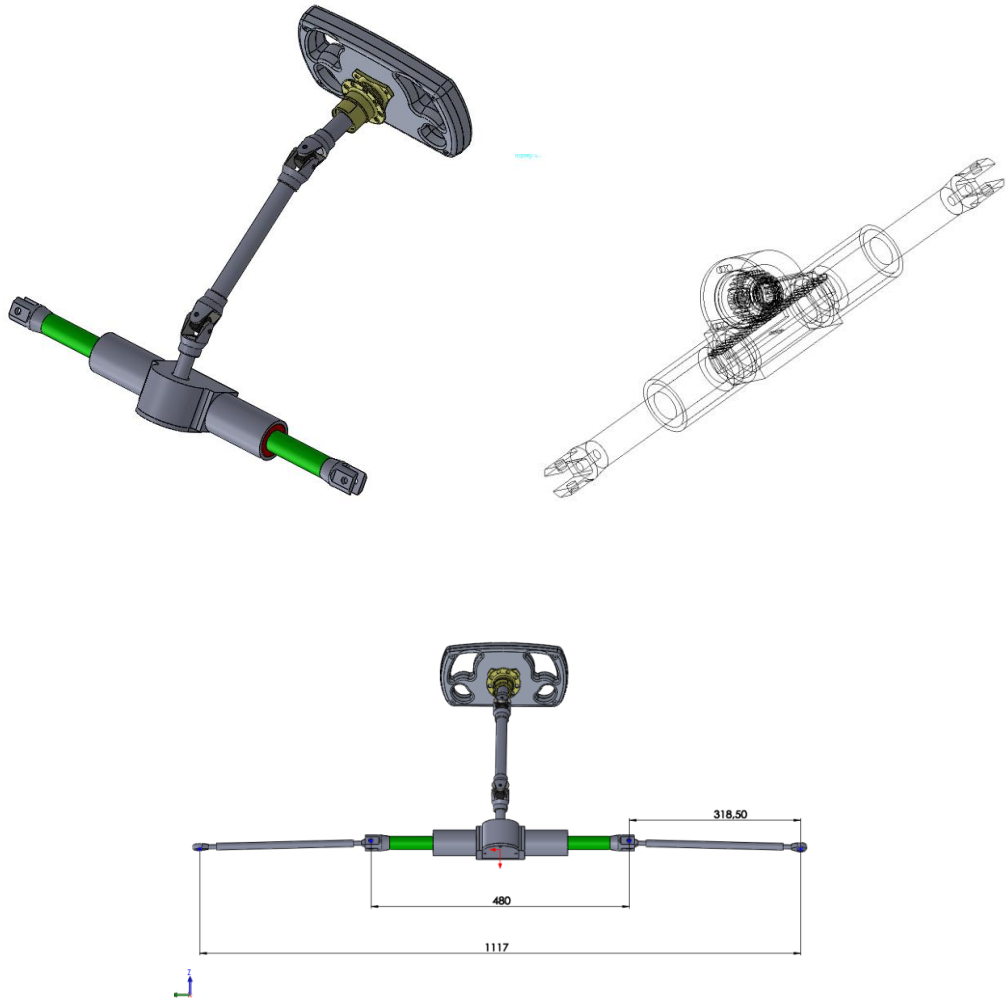
Στην συνέχεια παρατίθενται τα ολοκληρωμένα σχέδια με τη μορφή εξαρτημάτων και όχι με τρισδιάστατη συρματοποίηση για τα συστήματα των αναρτήσεων και το σύστημα διεύθυνσης.



**Σχήμα 1.60:** Όψεις μπροστινού συστήματος ανάρτησης (αριστερός τροχός)  
(SolidWorks)



**Σχήμα 1.61:** Όψεις πίσω συστήματος ανάρτησης (αριστερός τροχός)  
(SolidWorks)



**Σχήμα 1.62:** Όψεις συστήματος διεύθυνσης (SolidWorks)



## **2. Υπολογισμός φορτίων που καταπονούν τα συστήματα ανάρτησης. Στατική ανάλυση και ανάλυση λυγισμού των μελών αυτής.**

### **2.1 ΓΕΝΙΚΑ**

Εφόσον έχει καθοριστεί η βασική γεωμετρία των αναρτήσεων μέσω του προγράμματος Adams και κατά συνέπεια μέσω του σχεδιαστικού προγράμματος SolidWorks, ενώ παράλληλα υπάρχουν κάποιες αρχικές τιμές για την γεωμετρία του συνολικού μονοθεσίου (πχ το μεταξόνιο και το μετατρόχιο για τα δύο συστήματα αναρτήσεων) πρέπει να γίνει υπολογισμός των καταπονήσεων που δέχονται τα μέλη της ανάρτησης. Οι φορτίσεις που δέχονται τα συστήματα των αναρτήσεων είναι συγκεκριμένα οι ακόλουθες:

- Αναπτυσσόμενες δυνάμεις στους τέσσερις τροχούς κατά την στατική κατάσταση του οχήματος.
- Αναπτυσσόμενες δυνάμεις στους τέσσερις τροχούς σε μια συγκεκριμένη καμπή κίνησης με την μέγιστη δυνατή ταχύτητα και με πρόσκρουση ενός τροχού σε κάποιο εμπόδιο.

### **2.2 ΟΡΙΣΜΟΙ**

Για να γίνουν κατανοητά τα μεγέθη που πρέπει να χρησιμοποιηθούν για τον υπολογισμό των φορτίων των αναρτήσεων, πρέπει πρώτα να γίνει αναφορά σε κάποιους βασικούς όρους. Πιο συγκεκριμένα, πρέπει να οριστούν οι όροι roll και ride rate. Και οι δύο αυτοί όροι συσχετίζουν άμεσα την μεταβολή των φορτίσεων των τροχών σε σχέση με την μεταβολή θέσης του συνολικού μονοθεσίου.

Ο όρος ride rate σχετίζει την μεταβολή της κάθετης στο έδαφος πίεσης των ελαστικών για μια συγκεκριμένη στροφή με την κίνηση του οχήματος. Το ride rate για έναν τροχό έχει μονάδες Νιούτον (N) για το κάθετο φορτίο αυτού ανά mm διαδρομής της ανάρτησης.

Ο όρος roll rate αναφέρεται στην ροπή που δημιουργείται από την διαφορετική κάθετη στο έδαφος πίεση των ελαστικών ενώ το όχημα περιστρέφεται γύρω από τον άξονα κλυδωνισμού του. Οι μονάδες μέτρησης του roll rate για το

μπροστά ή το πίσω σύστημα ανάρτησης είναι σε Nm της ροπής ανατροπής , ανά γωνία κλίσης του αμαξώματος σε σχέση με το αμάξιωμα. Ουσιαστικά το roll rate αναφέρεται στην ροπή που αντιστέκεται στον κλυδωνισμό του οχήματος.

Για να ισχύουν οι παραπάνω έννοιες και για να έχουν νόημα για τους υπολογισμούς, πρέπει η γωνία camber των ελαστικών να είναι  $0^\circ$  και να μην μεταβάλλεται κατά την διαδρομή της ανάρτησης, ή να μεταβάλλεται όσο το δυνατόν λιγότερο. Εκτός αυτού, πρέπει να μην υπάρχει πλευρική παραμόρφωση στα ελαστικά. Σε άλλη περίπτωση, και τα δύο αυτά δεδομένα μεταβάλλουν τα ride και roll rates όμως οι υπολογισμοί περιπλέκονται σε μεγάλο βαθμό για να υπολογισμοί των φορτίων.

Οι όροι που αναφέρθηκαν παραπάνω επιδρούν σημαντικά στην επίδοση που θα έχει το όχημα σε μια στροφή καθώς επηρεάζουν άμεσα την κατανομή των φορτίων στους τροχούς και κατά συνέπεια και τα πλευρικά φορτία που αναπτύσσονται σε αυτούς.

Πέρα από τα παραπάνω μεγέθη, χρήσιμο είναι να γίνει αναφορά και στους συνήθεις όρους που θα χρησιμοποιηθούν για τον υπολογισμό των δυνάμεων που αναπτύσσονται στις αναρτήσεις. Αυτοί είναι:

- Spring Rate. Είναι η δύναμη ανά μετατόπιση για ένα ελατήριο της ανάρτησης. Πρόκειται ουσιαστικά για την σταθερά (K) των ελατηρίων. Για τα σπειρωτά ελατήρια (coil springs) που θα χρησιμοποιηθούν στο μονοθέσιο, το spring rate μετριέται σε σχέση με τον άξονα του ελατηρίου. Οι μονάδες μέτρησης είναι σε N/m.
- Wheel center rate. Είναι η κάθετη δύναμη ανά μονάδα μετατόπισης κατά μήκος του άξονα περιστροφής του τροχού (πλήμνης) μετρούμενο σε σχέση με το σασί. Σε γενικές γραμμές, η κάθετη μετατόπιση του άξονα του τροχού είναι μεγαλύτερη σε σχέση με την μετατόπιση του ελατηρίου.
- Tire rate. Είναι η κάθετη δύναμη ανά μονάδα μετατόπισης κατά το φορτίο λειτουργίας του ελαστικού. Αυτό μπορεί να αποτελεί ένα μεγάλο ποσοστό της συνολικής ανάρτησης του οχήματος, ιδιαίτερα σε οχήματα με σκληρά ελατήρια ανάρτησης σχεδιασμένα για πίστες υπό κλίση (Nascar) ή για αεροδυναμικά βοηθήματα που δίνουν μεγάλες κάθετες δυνάμεις (downforce). Ο όρος tire rate και ο όρος ride rate σχετίζονται μεταξύ τους. Συγκεκριμένα το ride rate είναι ίσο με το wheel center rate τροποποιημένο όμως σύμφωνα με το tire rate. Επίσης, αν το ελαστικό θεωρηθεί ένα απαραμόρφωτο σώμα, οι δύο όροι που αναφέρθηκαν παραπάνω ταυτίζονται, ενώ για ένα πραγματικό ελαστικό το ride rate είναι πάντοτε μικρότερο από το wheel center rate.

Σε ένα όχημα, τα φορτία που αναπτύσσονται στους τροχούς μεταβάλλονται συνεχώς. Για αυτό το λόγο, πρέπει να γίνουν κάποιες υποθέσεις και να θεωρήσουμε κάποια δεδομένα ως σταθερές τιμές.

Η πρώτη υπόθεση έχει να κάνει με την σταθερή κατάσταση λειτουργίας του οχήματος (steady state operating conditions). Αυτό σημαίνει ότι ο δρόμος είναι λείος χωρίς αναταράξεις, το όχημα κινείται με σταθερή ταχύτητα, η διαμήκης επιτάχυνση του είναι σταθερή κτλ. Επιπλέον, η μεταβατική συμπεριφορά του οχήματος καθώς και η δυναμική της αναρτώμενης (sprung) ή μη αναρτώμενης (unsprung) μάζας αγνοούνται για διευκόλυνση των υπολογισμών.

Η δεύτερη υπόθεση που πρέπει να γίνει είναι πως όλα τα βασικά δεδομένα που θα χρησιμοποιηθούν στους υπολογισμούς (όπως για παράδειγμα τα roll rates και τα ride rates), μεταβάλλονται γραμμικά συναρτήσει του χρόνου. Επίσης οι βασικές γεωμετρικές τιμές του μονοθεσίου όπως το μεταξόνιο, το μετατρόχιο και το ύψος του κέντρου βάρους θα παραμείνουν σταθερά. Αν κάποιο από αυτά τα δεδομένα αλλάξει (όπου τα περισσότερα στην πραγματικότητα όντως αλλάζουν), τότε οι μέθοδοι υπολογισμού που θα παρουσιαστούν στην συνέχεια θα έχουν μια μικρή απόκλιση σε σχέση με την πραγματικότητα. Επιπλέον, οι μέθοδοι υπολογισμού που θα παρουσιαστούν είναι έγκυροι στην πραγματικότητα για λογικά μεγέθη στις τιμές που απαιτούνται. Αν υπάρχουν μη γραμμικές μεταβολές στα δεδομένα καθώς και αλλαγή των γεωμετρικών διαστάσεων τότε θα πρέπει οι υπολογισμοί να γίνουν για ένα αριθμό επαναλήψεων, και πιθανώς είναι απαραίτητη η χρήση υπολογιστή.

Τρίτον, παίρνοντας ως δεδομένο την γραμμική μεταβολή κάποιων τιμών, υπονοείται πως η αρχή της επαλληλίας είναι έγκυρη. Αυτό σημαίνει πως το σύνολο από μία σειρά ενεργειών είναι ίσο με άθροισμα των επιμέρους ενεργειών αν αυτές γινότουσαν μεμονωμένα. Συνεπώς, στους υπολογισμούς που ακολουθούν μπορούν αριθμητικά να προστεθούν τα φορτία του κάθε τροχού που προκαλούνται από την πλευρική επιτάχυνση, τα αεροδυναμικά φορτία κτλ

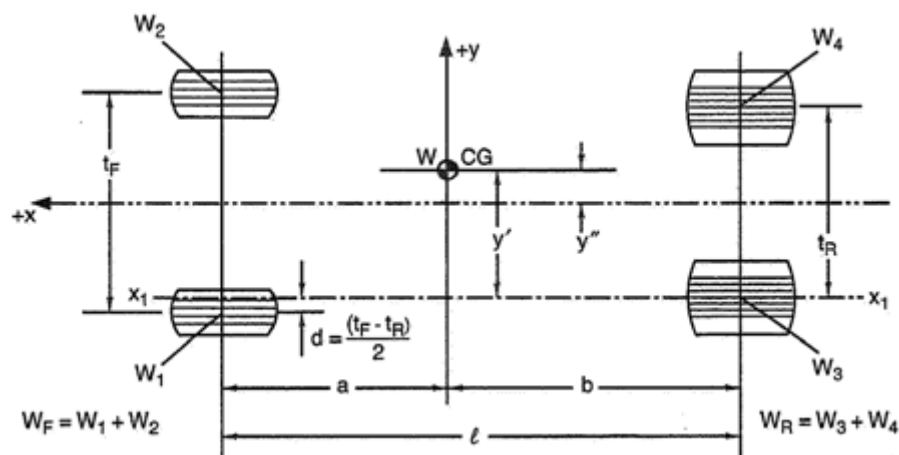
Τέλος, οι υπολογισμοί θα γίνουν με την υπόθεση ότι το σασί του μονοθεσίου, για το οποίο θα γίνει μελέτη, είναι άκαμπτο. Αν το σασί είναι εύκαμπτο, και ιδιαίτερα κατά το μήκος του, τότε οι υπολογισμοί δεν θα είναι απόλυτα ακριβείς. Άλλωστε, χρειάζεται ένα σχετικά δύσκαμπτο σασί ώστε οι οποιεσδήποτε ρυθμίσεις σε αυτό να είναι αποτελεσματικές. Οι υπολογισμοί που θα ακολουθήσουν αφορούν ένα δύσκαμπτο σε λογικά πλαίσια σασί.

## 2.3 ΜΕΘΟΔΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΤΟΥ ΚΕΝΤΡΟΥ ΒΑΡΟΥΣ ΤΟΥ ΜΟΝΟΘΕΣΙΟΥ

Η θέση του κέντρου βάρους του μονοθεσίου αποτελεί έναν καθοριστικό παράγοντα της επίδοσης του καθώς οι πλευρικές δυνάμεις που είναι ικανά τα ελαστικά να αντέξουν ώστε να μην υπάρξει ολίσθηση σε μία στροφή βασίζονται στις κάθετες δυνάμεις που ασκούνται σε αυτά. Οι περισσότερες αλλαγές που γίνονται στο σασί και αποσκοπούν στην βελτίωση της οδηγικής συμπεριφοράς του μονοθεσίου έχουν είτε με τον ένα είτε με τον άλλο τρόπο μία επίδραση στα φορτία που αναπτύσσονται στους τροχούς. Αυτό συμβαίνει είτε επειδή μεταβάλλεται η θέση του κέντρου βάρους του οχήματος, είτε επειδή μεταβάλλονται οι γωνίες της ανάρτησης.

Για τον υπολογισμό της θέσης του κέντρου βάρους στο επίπεδο X-Y, ακολουθείται η εξής πορεία:

Αρχικά τοποθετείται το μονοθέσιο σε δάπεδο με όσο το δυνατόν μηδενική κλίση και με τη χρήση ζυγαριών υπολογίζεται το βάρος σε κάθε τροχό. Έπειτα επαναλαμβάνεται η διαδικασία αλλά αυτή τη φορά μαζί με τον οδηγό. Στη συνέχεια γίνεται μέτρηση του μετατροχίου για τους δύο άξονες ανάρτησης και μέτρηση του μεταξονίου.



Σχήμα 2.1: Κέντρο βάρους οχήματος στο επίπεδο X-Y (Google)

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.1, το συνολικό βάρος του μονοθεσίου είναι το άθροισμα των βαρών για κάθε τροχό, δηλαδή:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \quad (2.1)$$

Το πρώτο βήμα για τον υπολογισμό της θέσης είναι η εύρεση των ροπών για τον πίσω άξονα. Έτσι προκύπτει:

$$b = \frac{W_f * l}{W} \quad (2.2)$$

και

$$a = l - b \quad (2.3)$$

όπου  $W_f$  όπως φαίνεται και στο σχήμα είναι το βάρος του μπροστά άξονα. Αντίστοιχα,  $t_f$  και  $t_R$  τα μετατρόχια για τον μπροστά και πίσω άξονα Έτσι υπολογίζεται η θέση του κέντρου βάρους ως προς τον X άξονα .

Για τον υπολογισμό του offset του κέντρου βάρους σε περίπτωση που αυτό δεν ταυτίζεται με τον διαμήκη άξονα του οχήματος, υπολογίζονται οι ροπές ως προς τον άξονα  $X_1$  που ουσιαστικά είναι ο άξονας παράλληλος στον άξονα X και διέρχεται από το κέντρο του πίσω ελαστικού. Άρα:

$$y' = \frac{W_2}{W}(t_f - d) - \frac{W_1}{W}(d) + \frac{W_4 t_R}{W} \quad (2.4)$$

και

$$y'' = \frac{W_2}{W}(t_f - d) - \frac{W_1}{W}(d) + \frac{W_4 t_R}{W} - \frac{t_R}{2} \quad (2.5)$$

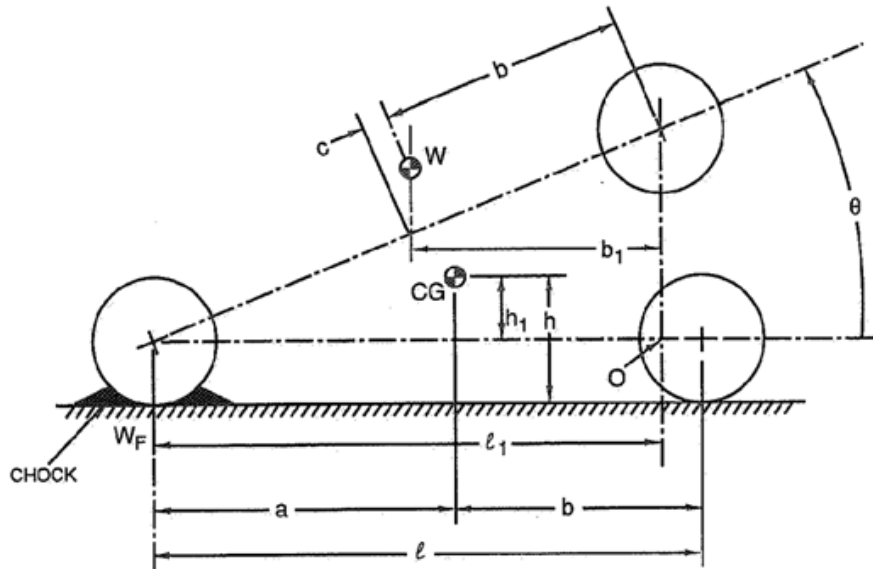
Σε περίπτωση που το μετατρόχιο μπροστά και πίσω είναι ίδιο, τότε ισχύει ότι:

$$y'' = \frac{W_2 + W_4}{W} * t - \frac{t}{2} \quad (2.6)$$

Τέλος, αν τα μετατρόχια είναι μεταξύ τους ίσα, και το κέντρο βάρους συμπίπτει με το επίπεδο X-Z, τότε:

$$W_2 + W_4 = \frac{W}{2} \quad (2.7)$$

Για τον υπολογισμό του κέντρου βάρους στον Z άξονα πρέπει να ανυψωθεί ο ένας άξονας έτσι ώστε το όχημα να βρίσκεται υπό κλίση, όπως φαίνεται και στο σχήμα, αφού πρώτα υπάρχουν τα κατάλληλα μέτρα ώστε να μην μετακινηθεί το όχημα. Επιπλέον ,θα πρέπει με κατάλληλα μέσα να «κλειδώσουν» οι αναρτήσεις ώστε να μην μπορούν να λειτουργήσουν και να μην υπάρχει απόκλιση στους υπολογισμούς.



**Σχήμα 2.2:** Κέντρο βάρους στο επίπεδο X-Z (Google)

Με την παραπάνω διάταξη του Σχήματος 2.2, όπου αναπαρίσταται απλοϊκά ένα όχημα υπό κλίση, υπολογίζονται και απαιτούνται τα εξής δεδομένα:

- Το βάρος  $W$  του οχήματος (είναι γνωστό από την ζύγιση του μονοθεσίου)
- Τ βάρος στους μπροστά τροχούς  $W_F$
- Η απόσταση  $b$  από τον πίσω άξονα μέχρι το  $CG$  για τον οριζόντιο άξονα

- Το μεταξόνιο / Η ακτίνα των τροχών  $R_{LF}$  και  $R_{LR}$  για τα μπροστά και τα πίσω ελαστικά αντίστοιχα
- Το συνημίτονο και η εφαπτομένη της γωνίας  $\theta$

Έχοντας αυτά τα δεδομένα, οι μαθηματικές πράξεις είναι οι εξής:

$$l_1 = l \cos(\theta) \quad (2.8)$$

Παίρνοντας ροπές ως προς το Ο που φαίνεται στο σχήμα, προκύπτει:

$$W_F l_1 = W b_1 \quad (2.9)$$

Αντικαθιστώντας την παραπάνω σχέση, προκύπτει ότι

$$b_1 = \left( \frac{W_F}{W} \right) l \cos(\theta) \quad (2.10)$$

Επίσης, ισχύει ότι

$$\frac{b_1}{b+c} = \cos(\theta) \quad (2.11)$$

από το οποίο

$$c = \left( \frac{W_F}{W} l \right) - b \quad (2.12)$$

και χρησιμοποιώντας τη σχέση

$$\frac{c}{h_1} = \tan(\theta) \quad (2.13)$$

η τελική σχέση έχει τη μορφή:

$$h = R_L + h_1 \quad (2.14)$$

Αν οι ακτίνες των τροχών είναι διαφορετικές τότε το ύψος της ευθείας που ενώνει τα κέντρα των τροχών μπροστά και πίσω υπολογίζεται με χρήση του τύπου

$$R_{LCG} = R_{LF} \frac{b}{l} + R_{LR} \frac{a}{l} \quad (2.15)$$

Επίσης, σε αυτή την περίπτωση ισχύει και ο τύπος

$$h = R_{LCG} + h_1 \quad (2.16)$$

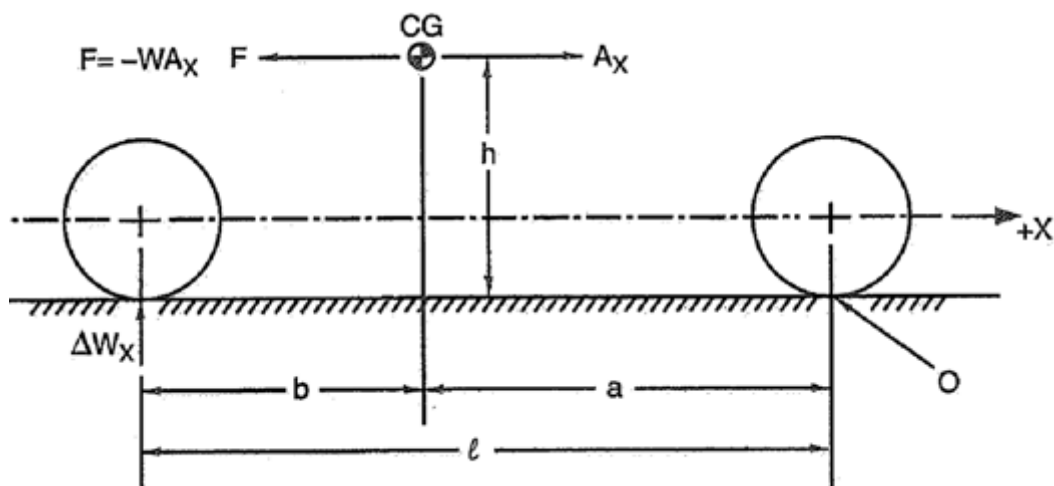
Μια άλλη σχέση που μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την εύρεση του ύψους  $h_1$  είναι η εξής:

$$h_1 = \frac{\Delta W_F l}{W \tan(\theta)} \quad (2.17)$$

όπου  $\Delta W_F$  είναι η μεταβολή του βάρους από την μέτρηση στο οριζόντιο επίπεδο και στην μέτρηση του όταν το όχημα ανυψώθηκε. (Milliken, W. F Milliken , D.L. (1995)

## 2.4 ΜΕΘΟΔΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΤΩΝ ΔΙΑΜΗΚΗ ΦΟΡΤΙΩΝ

Όταν ένα όχημα επιταχύνει ( $+\alpha_x$ ) ή επιβραδύνει ( $-\alpha_x$ ), τότε μια αδρανειακή δύναμη αναπτύσσεται η οποία είναι παρόμοια με την φυγόκεντρο δύναμη που αναπτύσσεται όταν το όχημα στρίβει. Κατά το στρίψιμο, η φυγόκεντρος ισούται με  $WA_y$  ενώ κατά την επιτάχυνση ή αντίστοιχα την επιβράδυνση, η δύναμη αυτή ισούται με  $WA_x$ , όπου  $A_x = a_x * 9.81 \text{ (m/sec}^2\text{)}$ , όπως είναι εμφανές στο Σχήμα 2.3.



Σχήμα 2.3: Διαμήκη φορτία στο όχημα (Google)



Παίρνοντας ροπές ως προς το Ο, προκύπτει ότι:

$$\Delta W_x l = h W A_x \quad \text{Άρα } \Delta W_x = \frac{h}{l} W A_x \quad (2.18)$$

όπου στην περίπτωση της επιτάχυνσης  $\Delta W_x$  είναι η αύξηση φορτίου στον κινητήριο πίσω άξονα του οχήματος ή η αντίστοιχη μείωση φορτίου στον μπροστά άξονα. Στην περίπτωση της επιβράδυνσης, το  $\Delta W_x$  αναφέρεται στην αύξηση του φορτίου στον μπροστά άξονα.

Παρ όλα αυτά, αν το κέντρο βάρους του οχήματος έχει κάποιο offset ως προς τον Y άξονα, τότε οι τροχοί που βρίσκονται πιο κοντά στο κέντρο βάρους θα δεχθούν μεγαλύτερη μεταφορά βάρους από τους απέναντι τους. Για να ληφθεί υπόψη το offset του κέντρου βάρους, αρκεί αν γίνει πολλαπλασιασμός του φορτίου για τον κάθε άξονα επί έναν συντελεστή  $C_x$ . Για να επιτευχθεί αυτό, πρέπει πρώτα να οριστεί η αναλογία του offset. Αυτή η αναλογία δίνεται από τον τύπο

$$\gamma = \frac{y''}{(t/2)} \quad (2.19)$$

όπου το  $t$  αναφέρεται στο μετατρόχιο για κάθε άξονα. Όπως φαίνεται στο σχήμα 2.1 παραπάνω η τιμή του  $y''$  είναι θετική προς τα δεξιά. Για τον κάθε τροχό, οι τιμές του  $C_x$  είναι:

$$C_{x1} = \frac{1}{2}(1 - \gamma_F) \quad (2.20)$$

$$C_{x2} = \frac{1}{2}(1 + \gamma_F) \quad (2.21)$$

όπου το  $\gamma_F$  αναφέρεται στον μπροστά άξονα του οχήματος. Αντίστοιχα, για τον πίσω άξονα οι τιμές είναι :

$$C_{x3} = \frac{1}{2}(1 - \gamma_R) \quad (2.22)$$

$$C_{x4} = \frac{1}{2}(1 + \gamma_R) \quad (2.23)$$

Η διαμήκης μεταφορά βάρους για κάθε τροχό είναι πλέον η ακόλουθη:

$$\Delta W_1 = -C_{x1} (W) \left(\frac{h}{l}\right) A_x \quad (2.24)$$

και

$$\Delta W_2 = -C_{x2}(W)\left(\frac{h}{l}\right)A_x \quad (2.25)$$

για τον μπροστά άξονα

$$\Delta W_3 = +C_{x3}(W)\left(\frac{h}{l}\right)A_x \quad (2.26)$$

και

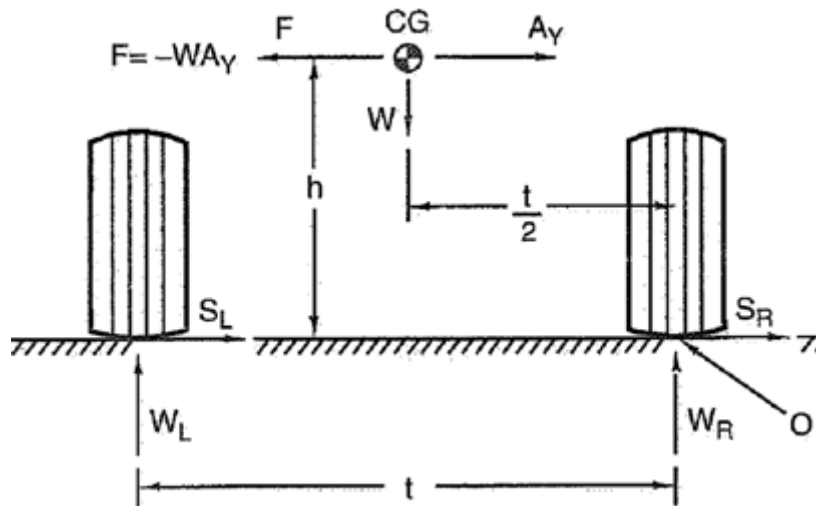
$$\Delta W_4 = +C_{x4}(W)\left(\frac{h}{l}\right)A_x \quad (2.27)$$

για τον πίσω άξονα.

Η επιτάχυνση  $A_x$  είναι θετική για την περίπτωση που επιταχύνει το όχημα, ενώ αρνητική όταν επιβραδύνει. (Milliken, W. F Milliken , D.L. (1995)

## 2.5 ΜΕΘΟΔΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΠΛΕΥΡΙΚΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ

Όταν ένα όχημα βρίσκεται σε μια καμπή τότε αναπτύσσεται μια φυγόκεντρος δύναμη η οποία αντισταθμίζει την πλευρική επιτάχυνση που παράγεται από τις δυνάμεις των ελαστικών, καθώς αυτά δεν ολισθαίνουν. Αν θεωρήσουμε ότι το όχημα έχει μόνο έναν άξονα με 2 τροχούς , τότε μια δεξιόστροφη καμπή περιγράφεται στη σχήμα που ακολουθεί. Οι δυνάμεις που αναπτύσσονται εξ αιτίας της στροφής, ( $S_L + S_R$ ), οδηγούν σε μια πλευρική επιτάχυνση  $a_y$  ή  $A_y$  . Έτσι, η φυγόκεντρος δύναμη που αναπτύσσεται ισούται με το γινόμενο της επιτάχυνσης επί το βάρος του οχήματος ( $WA_y$ ), όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.4



**Σχήμα 2.4:** Πλευρικά φορτία στο όχημα (Google)

Παίρνοντας ροπές ως προς το σημείο O του σχήματος, προκύπτει ότι:

$$W_L t = W \frac{t}{2} + W (A_y h) \rightarrow W_L = \frac{W}{2} + \left( W A_y \frac{h}{t} \right) \quad (2.28)$$

Αν θεωρήσουμε ότι το βάρος σε ένα συμμετρικό αμάξι είναι  $\frac{W}{2}$  για κάθε πλευρά, τότε η μεταφορά βάρους είναι  $W_L - \frac{W}{2}$  δηλαδή ισχύει ότι :

$$\Delta W = W_L - \frac{W}{2} = \frac{W A_y h}{t} \quad (2.29)$$

όπου  $\Delta W$  είναι η αύξηση στην αριστερή πλευρά του μονοθεσίου, ή αντίστοιχα η μείωση στην δεξιά πλευρά εξ αιτίας της καμπής.

Εκφράζοντας σαν ένα τμήμα του συνολικού βάρους του οχήματος την μεταφορά φορτίου, αυτή είναι

$$LLT = A_y \frac{h}{t} \quad (2.30)$$

Αυτή η σχέση δίνει το συνολικό φορτίο που ασκείται στους τροχούς, όχι όμως το πως κατανέμεται σε αυτούς.

Για παράδειγμα, σε ένα όχημα που στρίβει με επιτάχυνση 1.2 g, με κέντρο βάρους στα 200 mm και μετατρόχιο 1500 mm, η μεταφορά βάρους ισούται με  $(200/1500)*1.2 = 0.16$

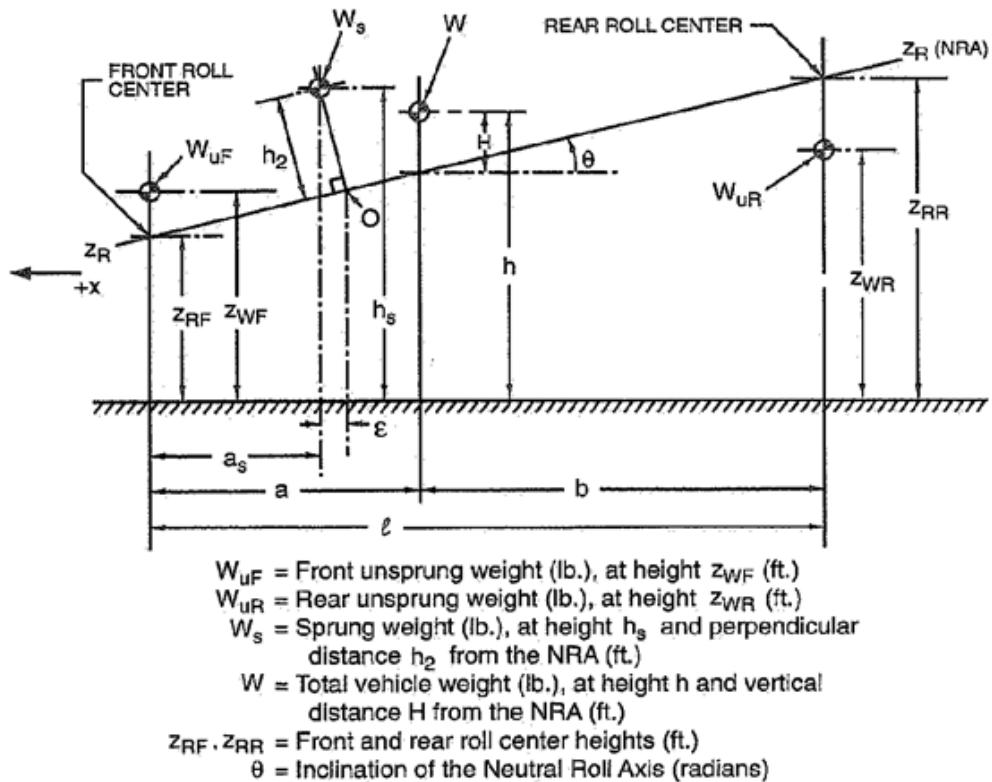
Αν το όχημα είναι συμμετρικό, τότε οι εσωτερικοί τροχοί δέχονται μεταφορά βάρους ίση με  $0.5 - 0.16 = 0.34$  (34%) του συνολικού βάρους, ενώ οι εξωτερικοί δέχονται  $0.5 + 0.16 = 0.66$  (66%) του μεταφερόμενου βάρους. Αντίστοιχα, αν το κέντρο βάρους είναι κατανεμημένο στο 60% κατά την μία πλευρά του οχήματος, τότε οι εσωτερικοί τροχοί δέχονται μεταφορά βάρους  $0.6 - 0.16 = 0.44$  (44%), ενώ οι εξωτερικοί δέχονται μεταφορά βάρους  $0.4 + 0.16 = 0.56$  (56%) .

Όπως φάνηκε προηγουμένως, το βάρος μεταφέρεται από το εσωτερικό προς το εξωτερικό του οχήματος όταν αυτό διαγράφει μια καμπή εξ αιτίας του ύψους του κέντρου βάρους. Η κατανομή αυτού του φορτίου ανάμεσα στις μπροστά και πίσω αναρτήσεις είναι ένας σπουδαίος παράγοντας που επηρεάζει την υποστροφή ή την υπερστροφή, καθώς και τις οριακές καταστάσεις του οχήματος, αν αυτό θα ολισθήσει ή όχι. Υπάρχουν δύο μηχανισμοί που επηρεάζουν τη συμπεριφορά του οχήματος. Ο πρώτος μηχανισμός έχει να κάνει με τα ελατήρια των αμορτισέρ σε αναλογία σχετική με το roll stiffness ( ή αλλιώς roll rate) του μπροστά και πίσω συστήματος ανάρτησης, ενώ ο δεύτερος με την επίδραση φορτίων από τους τροχούς στο σασί μέσω των μελών της ανάρτησης, που καθορίζονται από τα ύψη των κέντρων κλυδωνισμού.

Για να γίνει υπολογισμός των φορτίων που αναπτύσσονται σε κάθε τροχό ενώ το όχημα βρίσκεται σε μία καμπή, πρέπει να γίνουν πρώτα οι ακόλουθες υποθέσεις:

- Το φορτίο που επιδρά στον ουδέτερο άξονα κλυδωνισμού (neutral roll axis) του οχήματος δεν δίνει κλίση στην αναρτώμενη μάζα (mass)
- Γίνεται ξεχωριστός υπολογισμός των roll rates για το μπροστά και πίσω σύστημα ανάρτησης
- Οι τιμές παραμόρφωσης των ελαστικών εμπεριέχονται στα roll rates
- Η θέση του κέντρου βάρους και των κέντρων κλυδωνισμού βρίσκονται στον διαμήκη άξονα του μονοθεσίου (δεν υπάρχει offset).

Η προσέγγιση που θα γίνει εδώ θεωρεί το όχημα σαν ένα σύστημα τριών μαζών, που περιλαμβάνει την αναρτώμενη μάζα (sprung mass), δηλαδή το σασί και το υπόλοιπο <σώμα> του οχήματος και τις μπροστά και πίσω μη αναρτώμενες μάζες (unsprung masses), δηλαδή τα φρένα, τα ελαστικά, τις ζάντες, τα ακραξόνια κτλ. Το Σχήμα 2.5 δείχνει την γεωμετρία του οχήματος με σημειακές μάζες οι οποίες βρίσκονται στις θέσεις των κέντρων βάρους των απαιτούμενων συστημάτων.



**Σχήμα 2.5:** Μεταφορές βάρους σε σύστημα τριών μαζών (Google)

Όπως προκύπτει, η πλευρική επιτάχυνση δημιουργεί μια δύναμη

$$F_s = -W_s A_y \quad (2.31)$$

και μια ροπή γύρω ως προς το σημείο O η οποία είναι:

$$M_s = -W_s h_2 (A_y - \varphi) \quad (2.32)$$

όπου  $\varphi$  είναι γωνία κλίσης του οχήματος. Η γωνία  $\varphi$  μπορεί να μην χρησιμοποιηθεί στον τύπο αν πρόκειται για μικρή τιμή. Επίσης, πρέπει να σημειωθεί ότι αν η επιτάχυνση  $A_y$  είναι θετική σε μια δεξιόστροφη στροφή για παράδειγμα, η ροπή που αναπτύσσεται στην αναρτώμενη μάζα είναι αρνητική και έτσι δημιουργείται και μια αρνητική γωνία κλίσης. Αυτό συνεπάγεται ότι το όχημα παίρνει κλίση προς το εξωτερικό της στροφής.

Η επίδραση της δύναμης  $F_s$  στο ύψος  $h_s$  είναι ίδια με την επίδραση που θα έχει στο σημείο O, δηλαδή στον ουδέτερο άξονα, και ίδια με την ροπή που αναφέρθηκε παραπάνω. Επιπλέον, μπορεί να χωριστεί σε «τμήματα» του μπροστά και πίσω άξονα, σε αναλογία με το βάρος της αναρτώμενης μάζας που μοιράζεται σε

αυτούς, που θα συμβάλλουν και αυτά ως φορτία. Τέλος, η ροπή  $M_s$  δίνει μια γωνία κλίσης σε επίπεδο κάθετο με τον ουδέτερο άξονα του οχήματος, του οποίου το μέγεθος εξαρτάται από το άθροισμα των μπροστά και πίσω roll rates. (Milliken, W. F Milliken , D.L. (1995)

### 2.5.1 Μέθοδος υπολογισμού των roll rates

Σε αυτό το σημείο πρέπει να γίνει αναφορά στον τρόπο υπολογισμού των roll rates, καθώς όπως αναφέρθηκε παραπάνω αποτελούν ένα πολύ σημαντικό στοιχείο για την εύρεση των φορτίων που μεταφέρονται στους τροχούς. Η πορεία που ακολουθείται για τον υπολογισμό φαίνεται μέσω του παραδείγματος παρακάτω.

Αρχικά, πρέπει να γίνουν κάποιες υποθέσεις οι οποίες θα διευκολύνουν στη λύση του προβλήματος. Οι τιμές που θα χρησιμοποιηθούν θα συγκριθούν με τις τελικές τιμές που θα υπολογιστούν, και αν προκύψει μια μεγάλη διαφορά, τότε πρέπει να γίνει επανάληψη της διαδικασίας ,μέχρι να βρεθεί ένα αποδεκτό αποτέλεσμα.

Ξεκινώντας, θεωρείται όχημα το οποίο κινείται με 100 km/h σε έναν δρόμο που έχει κλίση  $\alpha = 10^\circ$  και διαγράφει καμπή ακτίνας 100 m. Επιπλέον, θεωρείται ότι το όχημα είναι συμμετρικό και έχει ανεξάρτητο σύστημα αναρτήσεων. Για μεγαλύτερη ευκολία, θεωρείται ότι οι τριβές με τον αέρα, και όλες οι διαμήκεις επιταχύνσεις είναι μηδενικές. Επιπλέον, θα χρησιμοποιηθούν οι απλές εξισώσεις υπολογισμού φορτίων που περιγράφηκαν νωρίτερα.

Τα βασικά δεδομένα του οχήματος είναι τα εξής:

Βάρη:

$$W_1 = 3400 \text{ N } W_2 = 3400 \text{ N } W_F = 6800 \text{ N}$$

$$W_3 = 4000 \text{ N } W_4 = 4000 \text{ N } W_R = 8000 \text{ N } W_T = 14800 \text{ N}$$

Διαστάσεις:

$$t_f = 1.5 \text{ m } t_r = 1.5 \text{ m } l = 5 \text{ m}$$

$$h = 0.5 \text{ m (ύψος κέντρου βάρους)}$$

$$H = 0.35 \text{ m (απόσταση κέντρου βάρους και άξονα κλυδωνισμού).}$$

Η καμπή που εκτελείται είναι αριστερόστροφη , η γωνία κλίσης του δρόμου είναι  $\alpha = 10^\circ$  , η ακτίνα είναι

$$R = 100 \text{ m και η ταχύτητα του οχήματος είναι}$$

$$V = 100 \text{ km/h } V = 27.78 \text{ m/sec}$$

Ύψη κέντρων κλυδωνισμού από το έδαφος:

$$Z_{RF} = 0.08 \text{ m} \quad Z_{RR} = 0.1 \text{ m}$$

Οι επιταχύνσεις και η ροπή του κινητήρα είναι 0

$$Td = 0$$

$$Ax = 0$$

Τέλος, θεωρούνται τα εξής roll rates:

$$K_{\Phi F} = 50000 \text{ N*m/rad} = 872.7 \text{ N*m/deg}$$

$$K_{\Phi R} = 70000 \text{ N*m/rad} = 1221 \text{ N*m/deg}$$

Επειδή δεν είναι γνωστές οι τιμές των ride rates, δεν είναι γνωστά και τα roll rates. Συνεπώς χρησιμοποιούνται υποθετικοί αριθμοί

Λύση:

Υπολογισμός θέσης του κέντρου βάρους.

$$b = \frac{W_F l}{W_T} = 2.29 \text{ m}$$

$$\alpha = l - b = 2.71 \text{ m}$$

Λόγω συμμετρίας του οχήματος,  $y'' = 0 \text{ m}$ .

Χρησιμοποιώντας τους τύπους της πλευρικής επιτάχυνσης, προκύπτει ότι:

$$A_\alpha = \frac{V^2}{Rg} = 0.78 \text{ g (διαμήκης επιτάχυνση)} \quad (2.33)$$

$$A_y = A_\alpha \cos(a) - \sin(a) = -0.134 \text{ g (πλευρική επιτάχυνση)} \quad (2.34)$$

Το ενεργό βάρος του οχήματος λόγω της κλίσης του οδοστρώματος είναι:

$$W' = W (A_\alpha \sin(a) + \cos(a)) = 16501.1 \text{ N} \quad (2.35)$$

Τα ενεργά βάρη των αξόνων είναι:

$$W'_F = \frac{W'b}{l} = 7557.5 \text{ N} \quad (2.36)$$

$$W'_R = \frac{W'a}{l} = 8943.6 \text{ N} \quad (2.37)$$

Το roll gradient είναι:

$$\frac{\Phi}{A_y} = -\frac{Wh}{K_{\phi F} + K_{\phi R}} = -0.043 \text{ rad/g} = 2.47 \text{ deg/g} \quad (2.38)$$

όπου  $\Phi$  η κλίση του οχήματος.

Οι μεταφορές φορτίων στους άξονες εξ αιτίας της πλευρικής επιτάχυνσης είναι:

$$W_F = A_y \frac{W}{t_F} \left( \frac{HK_{\phi F}}{K_{\phi F} + K_{\phi R}} + \frac{b}{l} Z_{RF} \right) = -240.4 \text{ N} \quad (2.39)$$

$$W_R = A_y \frac{W}{t_R} \left( \frac{HK_{\phi R}}{K_{\phi F} + K_{\phi R}} + \frac{a}{l} Z_{RR} \right) = -341.6 \text{ N} \quad (2.40)$$

Το γινόμενο του  $A \cos(a)$  είναι μεγαλύτερο από το  $\sin(a)$ , οπότε και οι εξωτερικοί τροχοί δέχονται μεγαλύτερο φορτίο. Συνεπώς, τα φορτία σε κάθε τροχό είναι:

$$W_{FO} = \frac{7557.5}{2} + 240.4 = 4018.85 \text{ N} \quad (2.41)$$

$$W_{FI} = \frac{7557.5}{2} - 240.4 = 3538.35 \text{ N} \quad (2.42)$$

$$W_{RO} = \frac{8943.6}{2} + 341.6 = 4813.4 \text{ N} \quad (2.43)$$

$$W_{RI} = \frac{8943.6}{2} - 341.6 = 4130.2 \text{ N} \quad (2.44)$$

Η αλλαγή από τα στατικά βάρη των τροχών στα νέα βάρη είναι η εξής:

$$W_{FO} = 4018.85 - 3400 = 618.85 \text{ N} \quad (2.45)$$

$$W_{FI} = 3538.35 - 3400 = 138.35 \text{ N} \quad (2.46)$$



$$W_{RO} = 4813.4 - 4000 = 813.4 \text{ N} \quad (2.47)$$

$$W_{RI} = 4130.2 - 4000 = 130.2 \text{ N} \quad (2.48)$$

Έχοντας υπολογίσει όλα τα παραπάνω, πρέπει σε αυτό το σημείο να επιλεγθούν τα σωστά ride rates, τα οποία θα χρησιμοποιηθούν. Αν για παράδειγμα η ανάρτηση μπορεί να μετακινηθεί 10 cm προς τη μια κατεύθυνση, τότε θα ήταν χρήσιμο να εκτελέσει διαδρομή περίπου 7 cm, και να παραμείνει το περιθώριο των 3cm για τυχόν επιπλέον διαδρομή που μπορεί να προκύψει από κάποιο εμπόδιο ή ανωμαλία του δρόμου. Πάντως σε καμία περίπτωση δεν πρέπει να τερματίσει η ανάρτηση, καθώς τότε τα φορτία που ασκούνται στους τροχούς μεταβάλλονται απότομα και αλλάζει η ισορροπία του οχήματος.

Τα απαιτούμενα ride rates που θα χρειαστούν προκύπτουν από την διαίρεση των αλλαγών των φορτίων που υπολογίστηκαν παραπάνω και της επιτρεπόμενης διαδρομής της ανάρτησης. Στο συγκεκριμένο παράδειγμα η ανάρτηση θεωρείται ότι έχει 10 cm διαδρομή Έτσι προκύπτουν τα ακόλουθα:

$$K_{RF} = \frac{618.85}{0.01} = 61885 \text{ N/m} \quad (2.49)$$

$$K_{RR} = \frac{813.4}{0.01} = 81340 \text{ N/m} \quad (2.50)$$

Θεωρώντας ότι υπάρχει συμμετρία δεξιά και αριστερά στο όχημα, μπορούν να υπολογιστούν και οι συχνότητες ταλάντωσης όπως φαίνεται παρακάτω.

$$\omega_F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{RF} \cdot 9.81}{W_2}} = 2.13 \text{ Hz} = 127.8 \text{ cpm} \quad (2.51)$$

$$\omega_R = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{RR} \cdot 9.81}{W_4}} = 2.25 \text{ Hz} = 135 \text{ cpm} \quad (2.52)$$

Εμπειρικά, είναι γνωστό ότι τα περισσότερα πισωκίνητα οχήματα έχουν μεγαλύτερη φυσική συχνότητα στο μπροστά σύστημα ανάρτησης. Εδώ προκύπτει ότι το  $\omega_R$  δεν μπορεί να πάρει τιμές μικρότερες του 135 χρησιμοποιώντας 10 cm αναπήδησης της ανάρτησης. Για αυτό το λόγο, το  $\omega_F$  θα θεωρηθεί πως είναι ίσο με 148 cpm για την πρώτη επανάληψη των υπολογισμών. Για να αυξηθεί η συχνότητα τετραγωνίζεται η αναλογία των φυσικών συχνοτήτων. Άρα ισχύει ότι :

$$\frac{\omega_{Fnew}}{\omega_{Fold}} = \left( \frac{148}{127.8} \right)^2 = 1.341 \quad (2.53)$$

Το νέο ride rate για την μπροστά ανάρτηση είναι  $61885 * 1,341 = 82994,1 \text{ N/m}$ .

Έχοντας τελειώσει με την πρώτη επανάληψη στα ride rates μπορούν τελικά να υπολογιστούν τα roll rates και αν συγκριθούν με τις αρχικές υποθέσεις. Άρα :

$$K_{\Phi F} = \frac{(K_{RF} t_F)^2}{2} = 93368.36 \text{ Nm/rad} \quad (2.54)$$

$$K_{\Phi R} = \frac{(K_{RR} t_R)^2}{2} = 91507.5 \text{ Nm/rad} \quad (2.55)$$

Στο παράδειγμα παραπάνω θεωρήθηκε πως δεν υπάρχουν αντιστρεπτικές ράβδοι στα συστήματα ανάρτησης. Αν όμως θεωρηθεί πως στο μπροστά σύστημα μπορεί να χρησιμοποιηθεί αντιστρεπτική ράβδος που θα πρέπει να έχει roll rate ίσο με  $100000 \text{ Nm/rad}$  τότε πρέπει υπολογιστούν εκ νέου το roll gradient καθώς και τα φορτία για τα δύο συστήματα ανάρτησης. Η επιλογή της κατάλληλης αντιστρεπτικής ράβδου δεν αφορά αυτή την πτυχιακή καθώς η ομάδα της ανάρτησης αποφάσισε να προχωρήσει στην μελέτη και σχεδίαση της ανάρτησης χωρίς την χρήση αντιστρεπτικών ράβδων. Παρ όλα αυτά, αν κριθεί μετά την κατασκευή του μονοθεσίου ότι είναι απαραίτητη η χρήση της αντιστρεπτικής ράβδου, μπορούν εύκολα να γίνουν οι κατάλληλες τροποποιήσεις στα ζύγωθρα των αναρτήσεων ώστε να χρησιμοποιηθούν. (Milliken, W. F Milliken , D.L. (1995)

## 2.6 ΣΥΝΕΧΕΙΑ ΜΕΘΟΔΟΥ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΠΛΕΥΡΙΚΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ

Γνωρίζοντας πλέον την έννοια αλλά και τον τρόπο υπολογισμού των ride rate και roll rate, μπορεί να συνεχιστεί η αναφορά στα πλευρικά φορτία.

Η ροπή  $M_s$  μπορεί να εξισωθεί με την ροπή του roll stiffness και να δώσει την εξίσωση

$$\frac{\Phi}{A_Y} = \frac{-W_s h_2}{K_F + K_R - (W_s h_2)} = K_{\Phi} \quad (2.56)$$

η οποία περιγράφει την ευαισθησία του οχήματος στο να παίρνει κλίση εξ αιτίας της πλευρικής επιτάχυνσης. Στην συνέχεια η ροπή  $M_s$  χωρίζεται για να χρησιμοποιηθεί για το μπροστά και πίσω σύστημα ανάρτησης μαζί με την

Χρησιμοποιώντας όλα τα παραπάνω προκύπτουν οι εξισώσεις των πλευρικών φορτίων εκφρασμένες σαν «ευαισθησίες» της επιτάχυνσης  $A_y$ , που φαίνονται παρακάτω:

$$\frac{\Delta W_F}{A_y} = \frac{W_s}{t_F} \left[ \frac{h_2 K_{F'}}{K_F + K_R - W_s h_2} + \frac{l - a_s}{l} Z_{RF} \right] + \frac{W_{uF}}{t_F} Z_{WF} \quad (2.57)$$

όπου

$$K_{F'} = K_F - \frac{(l - a_s) W_s h_2}{l} \quad (2.58)$$

για τον πρόσθιο άξονα, και μια αντίστοιχη έκφραση για τον οπίσθιο άξονα:

$$\frac{\Delta W_R}{A_y} = \frac{W_s}{t_R} \left[ \frac{h_2 K_{R'}}{K_F + K_R - W_s h_2} + \frac{a_s}{l} Z_{RR} \right] + \frac{W_{uR}}{t_R} Z_{WR} \quad (2.59)$$

όπου

$$K_{R'} = K_R - \frac{a_s W_s h_2}{l} \quad (2.60)$$

Είναι προφανές πως αυτές οι εξισώσεις υπολογισμού απαιτούν μία λεπτομερή περιγραφή των στοιχείων και εξαρτημάτων του μονοθεσίου. Παρ όλα αυτά, μπορεί να γίνει απλοποίηση των εξισώσεων αν κανείς χρησιμοποιήσει το συνολικό κέντρο βάρους του μονοθεσίου πάνω από τον ουδέτερο άξονα. Αυτό όμως συνεπάγεται ένα σύστημα με μία μόνο μάζα και για αυτό πρέπει να γίνουν οι εξής αλλαγές:

$$W_{uF} \approx W_{uR} \approx 0$$

$$W_s \approx W$$

$$a_s \approx a$$

$$h_2 \approx H$$

$$h_s \approx h$$

$$K_{F'} \approx K_F$$

$$K_{R'} \approx K_R$$

Με αυτές τις υποθέσεις, οι νέες εξισώσεις υπολογισμού μετασχηματίζονται ως εξής:

$$\frac{\Phi}{A_Y} = \frac{-WH}{K_F + K_R} = K_\Phi \quad (2.61)$$

$$\frac{\Delta W_F}{A_Y} = \frac{W}{t_F} \left[ \frac{HK_F}{K_F + K_R} + \frac{b}{l} Z_{RF} \right] \quad (2.62)$$

και

$$\frac{\Delta W_R}{A_Y} = \frac{W}{t_R} \left[ \frac{HK_R}{K_F + K_R} + \frac{a}{l} Z_{RR} \right] \quad (2.63)$$

Από παραδείγματα που έχουν λυθεί, έχει προκύψει ότι τα αποτελέσματα ανάμεσα στις αρχικές και τελικές εξισώσεις έχουν μία μικρή απόκλιση της τάξης του 2-3%.

Όπως και στην περίπτωση των διαμήκη φορτίων, έτσι και εδώ αν υπάρχει κάποιο offset στο κέντρο βάρους ή αν το όχημα βρίσκεται σε δρόμο υπό κλίση όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.6, οι τύποι υπολογισμών μετασχηματίζονται. Για τον υπολογισμό των φορτίων πρέπει πλέον να βρεθεί πρώτα η κλίση του οχήματος ( $\varphi$ ) από τον εξής τύπο:

$$\varphi = \frac{-WA_Y H + (W' - W) y''}{K_F + K_R - WA_Y y'' - W' H} \quad \text{όπου} \quad (2.64)$$

$$A_Y = (A_\alpha \cos \alpha - \sin \alpha) \quad (2.65)$$

$$W' = W (A_\alpha \sin \alpha + \cos \alpha) \quad (2.66)$$

$$A_\alpha = \frac{V^2}{Rg} \quad (2.67)$$

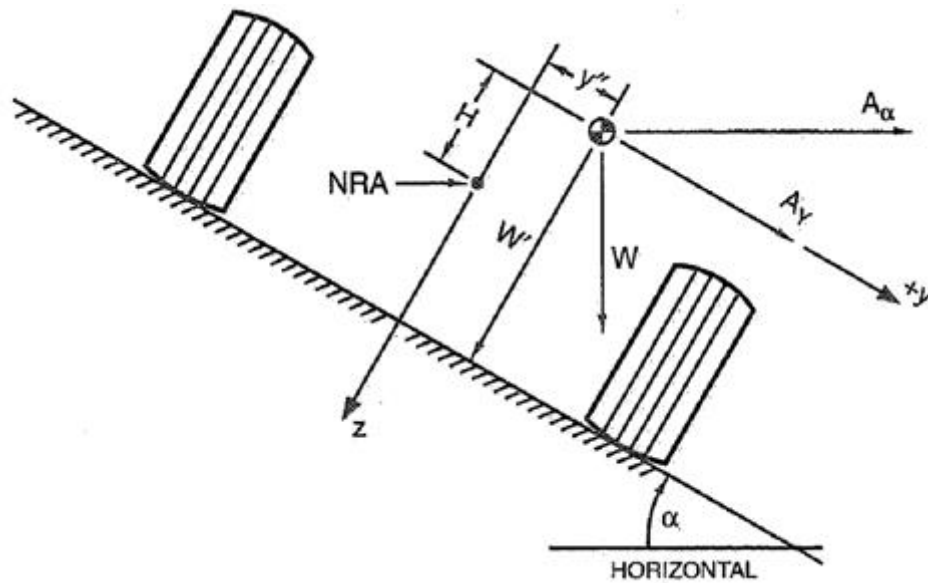
Τελικά οι εξισώσεις υπολογισμού γίνονται ως εξής:

$$\Delta W_F = \frac{K_F [WA_Y H - (W' - W) y'']}{t_F (K_F + K_R - WA_Y y'' - W' H)} + WA_Y \left( \frac{b}{l} \right) \left( \frac{Z_{RF}}{t_F} \right) \quad (2.68)$$

όπου η θετική τιμή υποδεικνύει αύξηση στο φορτίο του αριστερού τροχού.

Και για το οπίσθιο σύστημα:

$$\Delta W_R = \frac{K_R [W A_Y H - (W' - W) y'']}{t_R (K_F + K_R - W A_Y y'' - W' H)} + W A_Y \left( \frac{a}{l} \right) \left( \frac{Z_{RR}}{t_R} \right) \quad (2.69)$$



**Σχήμα 2.6:** Υπολογισμός πλευρικών φορτίων σε κεκλιμένο επίπεδο με offset στο κέντρο βάρους (Google)

Τα νέα στατικά βάρη των τροχών που προκύπτουν μπορούν να υπολογιστούν κάνοντας χρήση των συντελεστών  $C_x$  που χρησιμοποιούνται και στα διαμήκη φορτία, μέσω των ακόλουθων τύπων. (Milliken, W. F Milliken, D.L. (1995)

$$W_1 = C_{x1} (W') \left( \frac{b}{l} \right) \quad (2.70)$$

$$W_2 = C_{x2} (W') \left( \frac{b}{l} \right) \quad (2.71)$$

$$W_3 = C_{x3} (W') \left( \frac{a}{l} \right) \quad (2.72)$$

$$W_4 = C_{x4} (W') \left( \frac{a}{l} \right) \quad (2.73)$$

## 2.7 ΜΕΘΟΔΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΑΕΡΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ

Από τον οργανισμό της SAE έχει αποφασιστεί πως για τα οχήματα το επίπεδο για τον αεροδυναμικό άξονα είναι αυτό που απέχει το ίδιο από τους 4 τροχούς. Έτσι, τα μόνα φορτία που αναπτύσσονται στους τροχούς προέρχονται από τις ροπές της άνωσης, της γωνίας κλίσης καθώς και του pitch (πρόκειται για την γωνιακή ταλάντωση του οχήματος γύρω από τον άξονα Υ).

Αυτά είναι:

$$\text{Lift: } L = C_L qA \text{ (Nm)} \quad (2.74)$$

$$\text{ροπή pitch: } PM = C_{PM} qAl \text{ (Nm)} \quad (2.75)$$

$$\text{ροπή ανατροπής: } RM = C_{RM} qAl \text{ (Nm)} \quad (2.76)$$

όπου

$q$  = δυναμική πίεση ( $\text{N/m}^2$ )

$A$  = πρόσθια επιφάνεια επαφής ( $\text{m}^2$ )

$l$  = μεταξόνιο (m)

$C_L$  = συντελεστής lift

$C_{PM}$  = συντελεστής ροπής pitch

$C_{RM}$  = συντελεστής ροπής roll

Σε περιπτώσεις αγωνιστικών οχημάτων η συνολική ροπή της άνωσης και του pitch συνήθως συνδυάζονται σε ξεχωριστά μπροστινά και πίσω συστήματα και υπολογίζονται από τους εξής τύπους:

$$\text{Πρόσθιο lift: } LF = C_{LF} qA \text{ (N)} \quad (2.77)$$

$$\text{Οπίσθιο lift: } LR = C_{LR} qA \text{ (N)} \quad (2.78)$$

όπου  $CLF$  = συντελεστής πρόσθιου lift

$CLR$  = συντελεστής οπίσθιου lift

Αν είναι διαθέσιμοι μόνο οι συντελεστές της συνολικής άνωσης και του συνολικού pitch αντί για τους συντελεστές που αναφέρθηκαν παραπάνω, τότε ισχύουν οι συντελεστές

$$CLF = \frac{1}{2} C_L + C_{PM} \quad (2.79)$$

$$CLR = \frac{1}{2} C_L - C_{PM} \quad (2.80)$$

Με δεδομένο ότι υπάρχουν οι δυνάμεις άνωσης στο μπροστά και πίσω σύστημα ανάρτησης, οι αλλαγές στα φορτία στις 2 πλευρές του οχήματος ισούνται με το  $-1/2$  της δύναμης. Το αρνητικό πρόσημο οφείλεται στο ότι η δύναμη της άνωσης αφαιρεί φορτία από τους τροχούς. (Milliken, W. F Milliken , D.L. ,1995)

Μια θετική ροπή στη γωνία κλίσης του οχήματος αυξάνει τα φορτία στην μία πλευρά του και τα μειώνει στην άλλη. Η ροπή της γωνίας κλίσης κατανέμεται στον μπροστά και πίσω άξονα σε αναλογία με το roll stiffness. Συνεπώς τα συνολικά αεροδυναμικά φορτία είναι:

$$\Delta W_1 = -\frac{LF}{2} - \frac{K_F}{K_F + K_R} \left( \frac{RM}{t_F} \right) \quad (\text{N}) \quad (2.81)$$

$$\Delta W_2 = -\frac{LF}{2} + \frac{K_F}{K_F + K_R} \left( \frac{RM}{t_F} \right) \quad (\text{N}) \quad (2.82)$$

και

$$\Delta W_3 = -\frac{LR}{2} - \frac{K_R}{K_F + K_R} \left( \frac{RM}{t_R} \right) \quad (\text{N}) \quad (2.83)$$

$$\Delta W_4 = -\frac{LR}{2} + \frac{K_R}{K_F + K_R} \left( \frac{RM}{t_R} \right) \quad (\text{N}) \quad (2.84)$$

## 2.8 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΦΟΡΤΙΩΝ ΓΙΑ ΤΟ ΜΟΝΟΘΕΣΙΟ FRONE

Με την βοήθεια των τύπων παραπάνω υπολογίστηκαν όλες οι φορτίσεις που αναπτύσσονται στα συστήματα αναρτήσεων του μονοθεσίου που πρόκειται να κατασκευαστεί στο Τ.Ε.Ι. Δυτικής Ελλάδας. Όλοι οι υπολογισμοί έγιναν για την περίπτωση που το μονοθέσιο έχει διαμήκης ή πλευρικές επιταχύνσεις ίσες με 1.8 και ένα 1.88 g αντίστοιχα ενώ κινείται με την μέγιστη επιτρεπόμενη ταχύτητα του, που σύμφωνα με τους κανονισμούς είναι τα 120 Km/h. Το βάρος του θεωρήθηκε πως είναι τα 300 kg μαζί με τον οδηγό και όλο τον εξοπλισμό του. Επιπλέον, σύμφωνα με την ομάδα των φρένων η μέγιστη ροπή που μπορεί να αναπτυχθεί κατά το φρενάρισμα είναι τα 500Nm, οπότε συμπεριλήφθηκε και αυτός ο παράγοντας στην ανάλυση των συστημάτων. Τέλος, το κέντρο βάρους του μονοθεσίου δεν υπολογίστηκε με τον τρόπο που περιγράφηκε στις προηγούμενες παραγράφους, καθώς κάτι τέτοιο είναι πρακτικά αδύνατον χωρίς να υπάρχει όχημα, αλλά υπολογίστηκε μέσω του σχεδιαστικού προγράμματος SolidWorks για μεγαλύτερη ευκολία. Η αναλογία του βάρους είναι 60% για τις πίσω αναρτήσεις και 40% για τις μπροστά, ενώ δεν υπάρχει κάποιο offset ως προς τον Y άξονα.

Εδώ πρέπει να σημειωθεί ότι οι τιμές της επιβράδυνσης που αναπτύσσονται σε μονοθέσια τύπου Formula Student κυμαίνονται μεταξύ των 1 και ~1.8 g, όμως επειδή πρόκειται για το πρώτο μονοθέσιο που κατασκευάζεται στο Τ.Ε.Ι και δεν υπάρχει η κατάλληλη εμπειρία τόσο στο σχεδιαστικό όσο και στον κατασκευαστικό τομέα, είναι προτιμότερο να γίνουν αναλύσεις με υψηλό συντελεστή ασφαλείας και τιμές που είναι δύσκολο να προσεγγιστούν, τουλάχιστον για τα πιο σημαντικά εξαρτήματα και τα συστήματα του μονοθεσίου. Αν για παράδειγμα οι αναλύσεις που

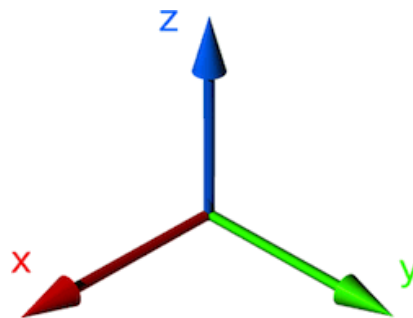
γίνονται στα αεροδυναμικά βοηθήματα δεν είναι απόλυτα σωστές, δεν θα υπάρχουν σοβαρές επιπτώσεις στην συμπεριφορά του μονοθεσίου, και κυρίως στην ασφάλεια του. Αντίθετα, αν γίνει λάθος υπολογισμός στα φορτία που αφορούν την ανάρτηση, ή κάποιο άλλο σημαντικό σύστημα του μονοθεσίου, όπως τα φρένα ή το τιμόνι, τότε σίγουρα οι επιπτώσεις που θα προκληθούν θα είναι πολύ σημαντικές και μπορεί να σχετίζονται με την ασφάλεια του οδηγού.



**Σχήμα 2.7:** Λάθος σχεδιασμός στην ανάρτηση (Google)

Στο σχήμα παραπάνω φαίνεται η αστοχία στην συγκόλληση μεταξύ του άκρου και του ανθρακονημάτινου σωλήνα ενός ψαλιδιού, λόγω λανθασμένου ελέγχου.

Το σύστημα συντεταγμένων που χρησιμοποιήθηκε για τα φορτία παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.8. Συγκεκριμένα, το όχημα κινείται κατά τον X άξονα,



**Σχήμα 2.8:** Σύστημα συντεταγμένων για τον υπολογισμό των φορτίων.



➤ Διαμήκη φορτία:

**Πίνακας 1:** Δεδομένα υπολογισμού διαμήκη φορτίων

$y''$ (m)=	0.00	
$W$ (kg)=	300.00	
$W$ (N)=	2943.00	
$t$ (m)=	1.22	
$t_f$ (m)=	1.24	
$t_r$ (m)=	1.20	
$A_x$ (m/sec <sup>2</sup> )=	-17.66	
$A_x$ (g)=	1.80	
$h$ (m)=	0.29	
$l$ (m)=	1.66	
Static weights		
FRONT	(N)	(Kg)
$W_1$	588.60	60.00
$W_2$	588.60	60.00
REAR		
$W_3$	882.90	90.00
$W_4$	882.90	90.00

Για τον υπολογισμό των διαμήκη φορτίων απαιτούνται τα δεδομένα που δίνονται στον πίνακα 1. Αυτά αφορούν όπως αναφέρθηκε και στην αρχή αυτού του κεφαλαίου κάποια γεωμετρικά χαρακτηριστικά του μονοθεσίου καθώς και δεδομένα από την κίνηση που εκτελεί. Έτσι, δίνοντας τα μετατρόχια του οχήματος, τα βάρη στους τροχούς, την επιτάχυνση του αλά και το μεταξόνιο του στις κατάλληλες μονάδες, υπολογίζονται με τους τύπους που παρουσιάστηκαν νωρίτερα οι απαιτούμενοι συντελεστές και μέσω αυτών τα φορτία που αναπτύσσονται.

**Πίνακας 2:** Υπολογισμοί διαμήκη φορτίων

$\gamma$ (m)=	0.00
$\gamma = \gamma_f = \gamma_r =$	0.00
$C_{x1}$ (m)=	0.50
$C_{x2}$ (m)=	0.50
$C_{x3}$ (m)=	0.50
$C_{x4}$ (m)=	0.50
$\Delta W_1$ (N)=	-4586.29
$\Delta W_2$ (N)=	-4586.29
$\Delta W_3$ (N)=	4586.29
$\Delta W_4$ (N)=	4586.29

Τα φορτία που υπολογίστηκαν δεν περιέχουν τα στατικά βάρη, δηλαδή το βάρος που αντιστοιχεί σε κάθε τροχό εξ αιτίας της αναρτώμενης μάζας του μονοθεσίου. Προσθέτοντας αυτά, οι τιμές μετασχηματίζονται ως εξής:

**Πίνακας 3:** Υπολογισμοί διαμήκη φορτίων συμπεριλαμβανομένων των στατικών βαρών.

Adding static weights	
$\Delta W_1$ (N)=	-3997.69
$\Delta W_2$ (N)=	-3997.69
$\Delta W_3$ (N)=	5469.19
$\Delta W_4$ (N)=	5469.19

➤ Πλευρικά Φορτία:

**Πίνακας 4:** Δεδομένα υπολογισμού πλευρικών φορτίων

	$y''$ (m)=	0.00		
	$V$ (m/sec)=	33.30		
	$W$ (kg)=	300.00		
	$W$ (N)=	2943.00		
	$t$ (m)=	1.22		
	$t_f$ (m)=	1.24		
	$t_r$ (m)=	1.20		
(cornering 2 g)	$A_y$ (m/sec <sup>2</sup> )=	18.48	$A_y$ (g)=	1.88
	$Aa$ (m/sec <sup>2</sup> )=	18.48	$Aa$ (g)=	1.88
	$h$ (m)=	0.29		
	$l$ (m)=	1.66		
	$R$ (m)(turn)=	60.00		
Έστω ότι:	$K_{\phi_f}$ (Nm/deg)=	1200.00	$K_{\phi_f}$ (Nm/rad)=	68754.94
	$K_{\phi_r}$ (Nm/deg)=	1200.00	$K_{\phi_r}$ (Nm/rad)=	68754.94
	$Z_{rf}$ (m)=	0.09		
	$Z_{rr}$ (m)=	0.11		
	$H$ (m)=	0.20		
	$W_F$ (N)=	1177.20		
	$W_R$ (N)=	1765.80		
	$b$ (m)=	0.66		
	$a$ (m)=	1.00		
	$\alpha$ (deg)=	0.00		
	$\alpha$ (rad)=	0.00		
Static weight				
FRONT	(N)	(Kg)		
$W_1$	588.60	60.00		
$W_2$	588.60	60.00		
REAR				
$W_3$	882.90	90.00		
$W_4$	882.90	90.00		

Στην περίπτωση των πλευρικών φορτίων ακολουθείται παρόμοια διαδικασία με αυτή στα διαμήκη . Στον πίνακα 4 δίδονται όλα τα απαραίτητα μεγέθη, όπου για την εύρεση αυτών απαιτείται καλή γνώση των χαρακτηριστικών του μονοθεσίου. Εν αντιθέσει με τα διαμήκη φορτία, για την εύρεση των πλευρικών φορτίων χρειάζεται

να οριστεί η πλευρική επιτάχυνση του μονοθεσίου. Ο υπολογισμός της προκύπτει μέσω της ταχύτητας του μονοθεσίου και της ακτίνας της καμπής που εκτελεί. Στην συνέχεια, με την βοήθεια των θεωρητικών αρχικών roll rates υπολογίζονται τα φορτία στους δύο άξονες του μονοθεσίου, όπως φαίνεται και στον πίνακα 5, και μέσω αυτών υπολογίζονται τα ride rates με χρήση της διαδρομής που εκτελεί η ανάρτηση. Έπειτα γίνεται εύρεση των συχνοτήτων των αναρτήσεων του μονοθεσίου, οι οποίες λειτουργούν ως επαλήθευση για την εύρεση των ride rates γιατί όπως αναφέρθηκε νωρίτερα πρέπει να υπάρχει ένα συγκεκριμένο εύρος τιμών γύρω από το οποίο θα λειτουργεί το μονοθέσιο. Σε περίπτωση που τα ride rates είναι λάθος υπολογισμένα, τότε γίνεται η κατάλληλη τροποποίηση τους μέχρις ότου η επαλήθευση τους να είναι αποδεκτή. Τέλος, υπολογίζονται εκ νέου τα roll rates με χρήση των κατάλληλων τύπων τα οποία θα χρησιμοποιηθούν για την εύρεση των πραγματικών πλευρικών φορτίων.

**Πίνακας 5:** Υπολογισμοί για την εύρεση των roll rates:

Διαδρομή ανάρτησης 6 cm	
$x$ (m)=	0.06
$W'$ (N)=	2943.00
$W'_F$ (N)=	1177.20
$W'_R$ (N)=	1765.80
$W_F$ (N)=	5930.38
$W_R$ (N)=	7515.03
Individual Wheels	
$W_{FO}$ (N)=	6518.98
$W_{RO}$ (N)=	8397.93
$W_{FI}$ (N)=	-5341.78
$W_{RI}$ (N)=	-6632.13
Individual wheel static loads	
$W_{FO}$ (N)=	5930.38
$W_{RO}$ (N)=	7515.03
$W_{FI}$ (N)=	-5930.38
$W_{RI}$ (N)=	-7515.03
$K_{RF}$ (N/m)=	98839.66
$K_{RR}$ (N/m)=	125250.51
$K'_{\phi F}$ (Nm/deg)=	75987.93
$K'_{\phi R}$ (Nm/deg)=	90180.37
$K_{RF}$ (N/mm)=	98.84
$K_{RR}$ (N/mm)=	125.25
$\omega_f$ (Hz)=	0.64
$\omega_r$ (Hz)=	0.59
$\omega_f$ (cpm)=	38.62
$\omega_r$ (cpm)=	35.50

Τα spring rates δίνουν τις συχνότητες και τους κύκλους φόρτισης ανά λεπτό που παρουσιάζονται παραπάνω, οπότε δεν απαιτείται περαιτέρω επανάληψη για να υπολογιστούν εκ νέου τα roll rates. Σε αντιστοιχία με τα διαμήκη φορτία, τα τελικά πλευρικά φορτία προκύπτουν προσθέτοντας την αναρτώμενη μάζα του μονοθεσίου για κάθε τροχό.

**Πίνακας 6:** Υπολογισμοί πλευρικών φορτίων συμπεριλαμβανομένων των στατικών βαρών

$\Delta W_F$ (N)=	5576.93
$\Delta W_R$ (N)=	7911.21
Adding static weights	
$\Delta W_1$ (N)=	6165.53
$\Delta W_2$ (N)=	-4988.33
$\Delta W_3$ (N)=	8794.11
$\Delta W_4$ (N)=	-7028.31

➤ **Αεροδυναμικά φορτία:**

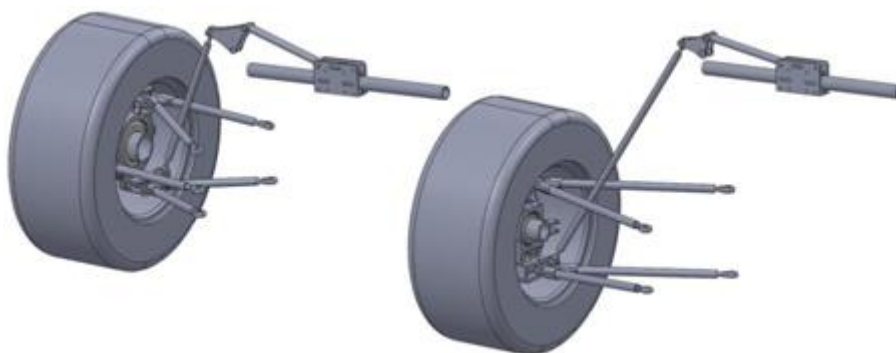
Στην περίπτωση των αεροδυναμικών φορτίων, τα απαιτούμενα δεδομένα αφορούν κατά κύριο λόγο τα αεροδυναμικά βοηθήματα του μονοθεσίου, δηλαδή την επιφάνεια που αυτά διαθέτουν καθώς και ορισμένους αεροδυναμικούς συντελεστές οι οποίοι είναι απαραίτητοι. Επιπλέον, χρειάζονται και δεδομένα από την κίνηση του μονοθεσίου καθώς και τα roll rates της ανάρτησης. Έτσι, με την χρήση των κατάλληλων κάθε φορά τύπων που αναφέρθηκαν παραπάνω υπολογίζονται τα φορτία που αναπτύσσονται σε κάθε τροχό.

**Πίνακας 7:** Δεδομένα υπολογισμού αεροδυναμικών φορτίων

$A$ (m <sup>2</sup> )=	10.00
$t$ (m)=	1.22
$t_f$ (m)=	1.24
$t_r$ (m)=	1.20
$l$ (m)=	1.60
$K_F$ (Nm/deg)=	75987.93
$K_R$ (Nm/rad)=	90180.37
$C_{LF}$ =	0.12
$C_{LR}$ =	0.09
$C_{RM}$ =	0.04
$V$ (Km/h)=	120.00
$V$ (m/sec)=	33.33
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )=	1.00
$q$ (N/m <sup>2</sup> )=	555.56
$LF$ (N)=	666.67
$LR$ (N)=	500.00
$RM$ (Nm)=	311.11

**Πίνακας 8:** Υπολογισμοί αεροδυναμικών φορτίων

$\Delta W_1$ (N)=	-448.07
$\Delta W_2$ (N)=	-448.07
$\Delta W_3$ (N)=	-390.70
$\Delta W_4$ (N)=	-390.70



**Σχήμα 2.9:** Όψεις συστημάτων ανάρτησης προς ανάλυση (SolidWorks)

Παραπάνω παρουσιάζονται τα συστήματα ανάρτησης του μονοθεσίου συμπεριλαμβανομένων των μοχλικών, των ζυγώθρων, των αμορτισέρ και την βάση στήριξης των αμορτισέρ στο σασί τα οποία πρόκειται να αναλυθούν.

## **2.9 ΣΤΑΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΗ ΛΥΓΙΣΜΟΥ ΤΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ**

Οι αναλύσεις που θα γίνουν μέσω του λογισμικού πακέτου SolidWorks δεν αφορούν μεμονωμένα εξαρτήματα, καθώς τα φορτία που βρέθηκαν παραπάνω επιδρούν στο σημείο επαφής του ελαστικού με το οδόστρωμα και η εύρεση των δυνάμεων για κάθε εξάρτημα αλλά και η φορά τους είναι μία πολύπλοκη διαδικασία. Για μεγαλύτερη διευκόλυνση το SolidWorks δίνει την δυνατότητα της ανάλυσης στο συνολικό σύστημα ανάρτησης συνδέοντας όλα τα εξαρτήματα που το αποτελούν. Τα εξαρτήματα κατά την ανάλυση θεωρούνται ως bonded. Αυτό σημαίνει ότι το πρόγραμμα μεταχειρίζεται όλο το assembly σαν ένα σώμα, κάτι που διευκολύνει την διαδικασία καθώς οι σφαιρικοί σύνδεσμοι που στην πραγματικότητα αποτελούν αρθρώσεις που επιτρέπουν την κίνηση, παραμένουν σταθεροί.

Το σενάριο για το οποίο θα γίνουν οι αναλύσεις είναι το εξής: το όχημα βρίσκεται σε μία στροφή με την μέγιστη ταχύτητα του (120 km/h) ενώ επιβραδύνει με μέγιστη επιβράδυνση, οι αναρτήσεις των εξωτερικών τροχών έχουν τερματίσει και οι τροχοί προσκρούουν σε εμπόδιο ύψους περίπου τριών εκατοστών (kerb strike). Αυτό αποτελεί ένα ρεαλιστικό σενάριο, και είναι η χειρότερη κατάσταση που μπορεί να βρεθεί το μονοθέσιο. Οι δυνάμεις την στιγμή που προσκρούει ο τροχός στο εμπόδιο είναι ίσης και αντίθετης φοράς με τις δυνάμεις που υπολογίστηκαν παραπάνω.

Οι στηρίξεις που θα χρησιμοποιηθούν θα είναι αυτές που ανταποκρίνονται στην πραγματικότητα. Τα σημεία έδρασης των ψαλιδιών στο σασί θα θεωρηθούν σαν αρθρώσεις, ενώ ο σωλήνας που συγκρατεί την βάση των αμορτισέρ θα πακτωθεί επειδή στην πραγματικότητα είναι μέρος του σασί και δεν μετακινείται. Τέλος, τα κέντρα περιστροφής στα ζύγωθρα θα μεταχειριστούν σαν στηρίξεις σε ρουλεμάν.

Εδώ πρέπει να σημειωθεί ότι η ανάλυση δεν πρόκειται να γίνει για όλα τα εξαρτήματα που περιλαμβάνονται στα assembly. Τα μέλη που πρέπει να εξεταστούν είναι τα εξής: τα ακραξόνια (upright), οι πλήμνες των τροχών (hub), οι συνδέσεις των ψαλιδιών, τα μοχλικά (pushrods) και τα ζύγωθρα (rockers). Όλα τα υπόλοιπα εξαρτήματα θα μεταχειριστούν ως απαραμόρφωτα. Πιο συγκεκριμένα, οι κοχλίες, οι σφαιρικοί σύνδεσμοι, οι δαγκάνες των φρένων, οι τροχοί, τα αμορτισέρ και το σασί θα είναι απαραμόρφωτα μέλη. Τα αμορτισέρ ειδικότερα αναπαρίστανται όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.9 με έναν απλό κύλινδρο που συνδέει τα ζύγωθρα με την βάση των αμορτισέρ στο σασί, καθώς όπως αναφέρθηκε παραπάνω πρόκειται για την περίπτωση που η διαδρομή τους έχει τερματίσει.



Όσον αφορά τα υλικά που θα χρησιμοποιηθούν, αυτά είναι τα εξής: Αλουμίνιο τύπου 7050 T73510 για τα ζύγωθρα, την βάση των αμορτισέρ στο σασί, τα ακραζόνια, και τις στηρίξεις των ακραζονίων με τα άκρα των ψαλιδιών (upright brackets) και χάλυβας τύπου 4130 ανοπτημένος στους 865 °C, για τα ψαλίδια, τα άκρα των ψαλιδιών, και την πλήμνη. Το αλουμίνιο που επιλέχθηκε έχει όριο διαρροής τα 435 MPa, και ο χάλυβας έχει όριο διαρροής τα 460 MPa.

Description	DH7	B	M	A	F	L	O	G	GL	static radial load C <sub>0</sub> kN	dynamic radial load C <sub>0</sub> kN	torque N/dm	α	weight g
GAXSW 6 MS	6	9	6,75	20	36	46	8,9	M 6x1	21	9,8	9,8	4-10	13°	20
GAXSW 8 MS	8	12	9,00	24	42	54	10,4	M 8 x1,25	25	19,5	19,5	4-12	14°	33
GAXSW 8x1 MS	8	12	9,00	24	42	54	10,4	M 8 x1	25	19,5	19,5	4-12	14°	33
GAXSW 10 MS	10	14	10,50	28	48	62	12,9	M 10x1,5	28	31,4	28,1	6-16	13°	56

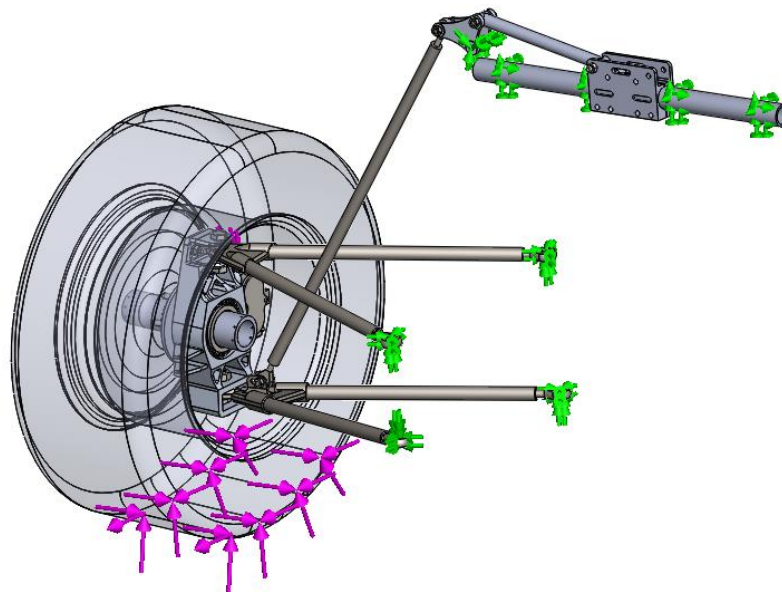
**Σχήμα 2.10:** Αντοχή σε στατικά και δυναμικά φορτία για τις αρθρώσεις με αρσενικού τύπου σπείρωμα.

Description	D	B	M	A	O	static radial load C <sub>0</sub> kN	dynamic radial load C <sub>0</sub> kN	torque N/dm	α	weight g
GE 10 EC-NIRO MS	10 <sup>0</sup> <sub>-0,008</sub>	9	6	19 <sup>0</sup> <sub>-0,009</sub>	13,2	23,4	10,0	4-14	12°	11

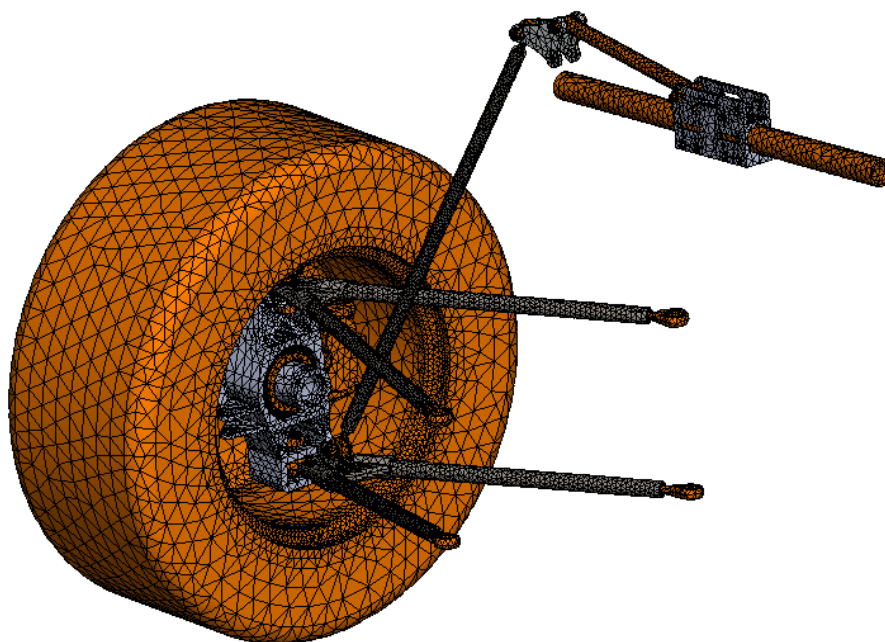
**Σχήμα 2.11:** Αντοχή σε στατικά και δυναμικά φορτία για τις αρθρώσεις τύπου ρουλεμάν.

Στα Σχήματα 2.10 και 2.11 παρουσιάζονται τα μέγιστα φορτία που μπορούν να φέρουν οι αρθρώσεις που θα χρησιμοποιηθούν είτε είναι αρσενικού τύπου είτε είναι τύπου ρουλεμάν. Χαρακτηριστικά οι αρθρώσεις M6 αντέχουν πολύ υψηλά φορτία που αγγίζουν τα 9.8 KN. Τα υλικά κατασκευής τους είναι ανοξειδωτοι χάλυβες υψηλής αντοχής αλλά και τεφλόν (πολυτετραφθοροαιθυλένιο ή αλλιώς PTFE) που παρεμβάλλεται μεταξύ της κινούμενης σφαίρας και του περιβλήματος.

➤ Στατική ανάλυση μπροστινού συστήματος ανάρτησης:

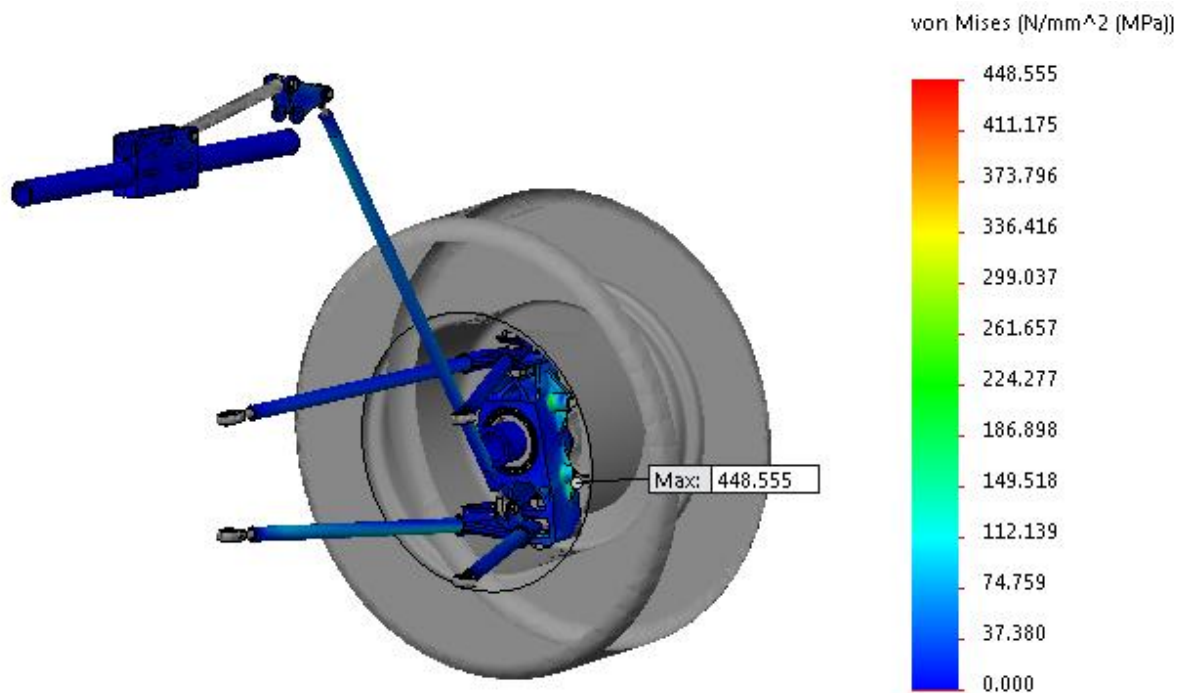


**Σχήμα 2.12 :** Δυνάμεις και στηρίξεις που τοποθετήθηκαν στο μπροστά σύστημα ανάρτησης (SolidWorks Simulation)



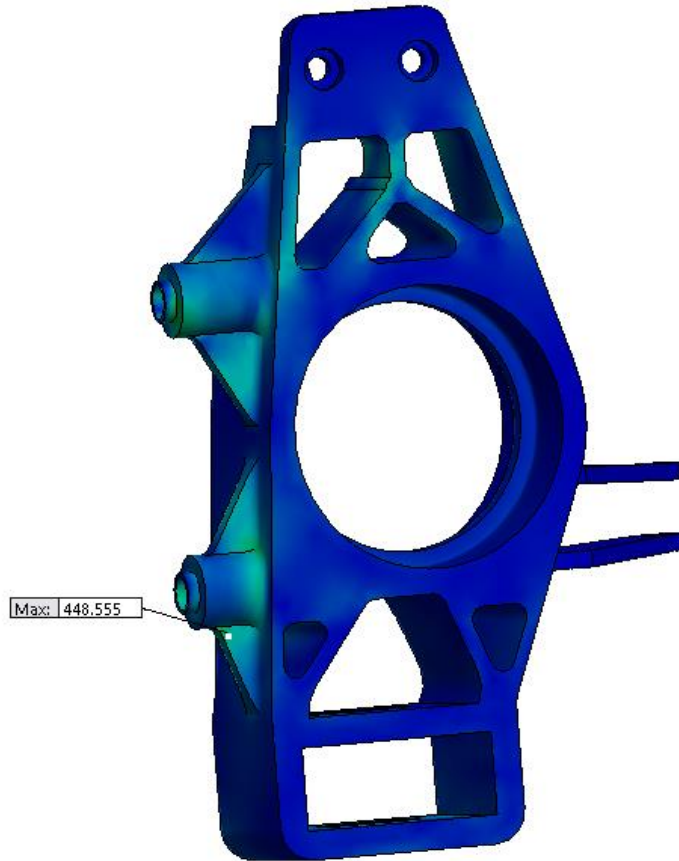
**Σχήμα 2.13:** Διακριτοποίηση μπροστινού συστήματος ανάρτησης (SolidWorks Simulation)

Όπως είναι εμφανές στο Σχήμα 2.13 , τα απαραμόρφωτα μέλη παρουσιάζονται με πορτοκαλί χρώμα ενώ τα μέλη που εξετάζονται αναπαρίστανται με γκρι χρώμα. Η διακριτοποίηση που χρησιμοποιήθηκε ήταν η μέγιστη δυνατή που παρέχει το πρόγραμμα. Η διακριτοποίηση που χρησιμοποιήθηκε για το πίσω σύστημα ανάρτησης είναι ίδιας πυκνότητας με αυτήν που φαίνεται παραπάνω.

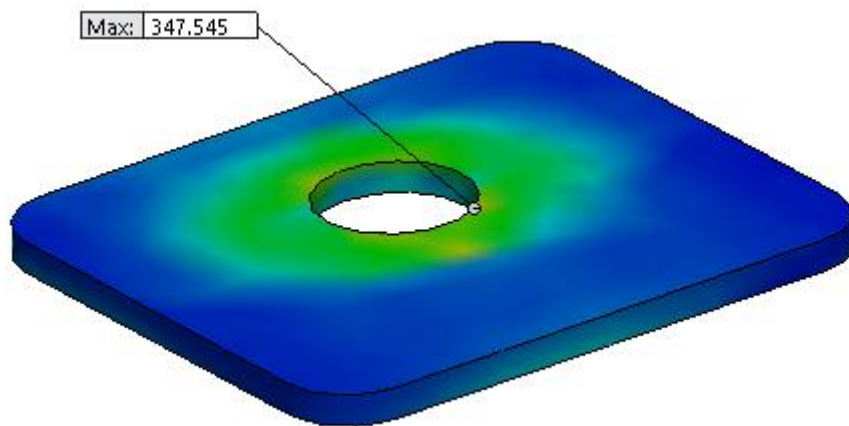


**Σχήμα 2.14:** Αναπτυσσόμενες τάσεις στο σύστημα ανάρτησης (SolidWorks Simulation)

Οι μέγιστη τάση που αναπτύσσεται κατά Von Mises αγγίζει τα 448 MPa, και εμφανίζεται όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.14 στο κάτω σημείο έδρασης της δαγκάνας του φρένου. Η τάση αυτή εμφανίζεται σημειακά όμως με την κατάλληλη διόρθωση μπορεί να μειωθεί και να φτάσει σε αποδεκτά επίπεδα.

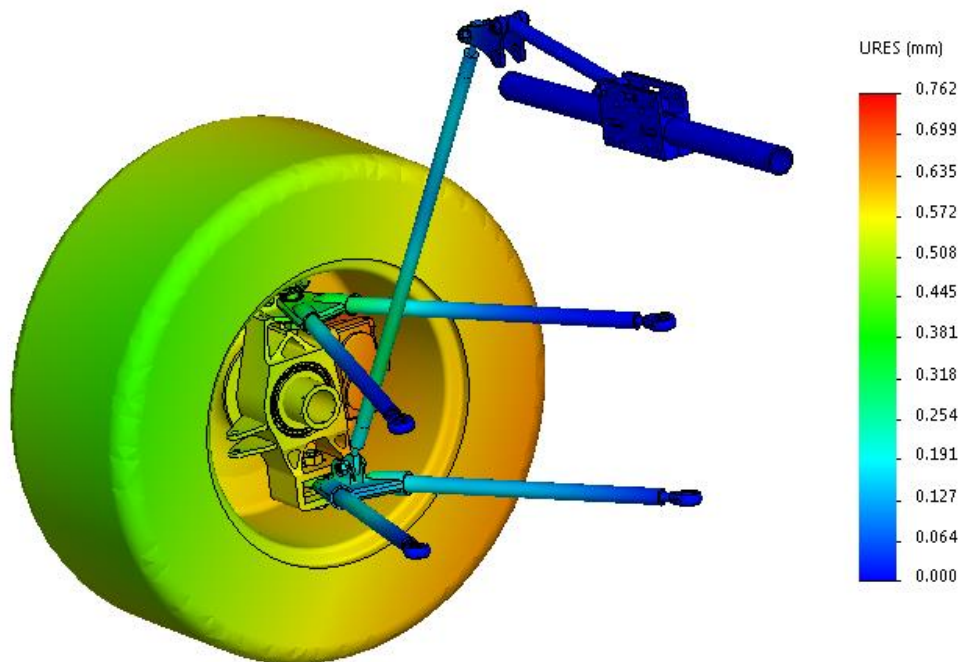


**Σχήμα 2.15:** Μέγιστη αναπτυσσόμενη τάση στο σύστημα (SolidWorks Simulation)



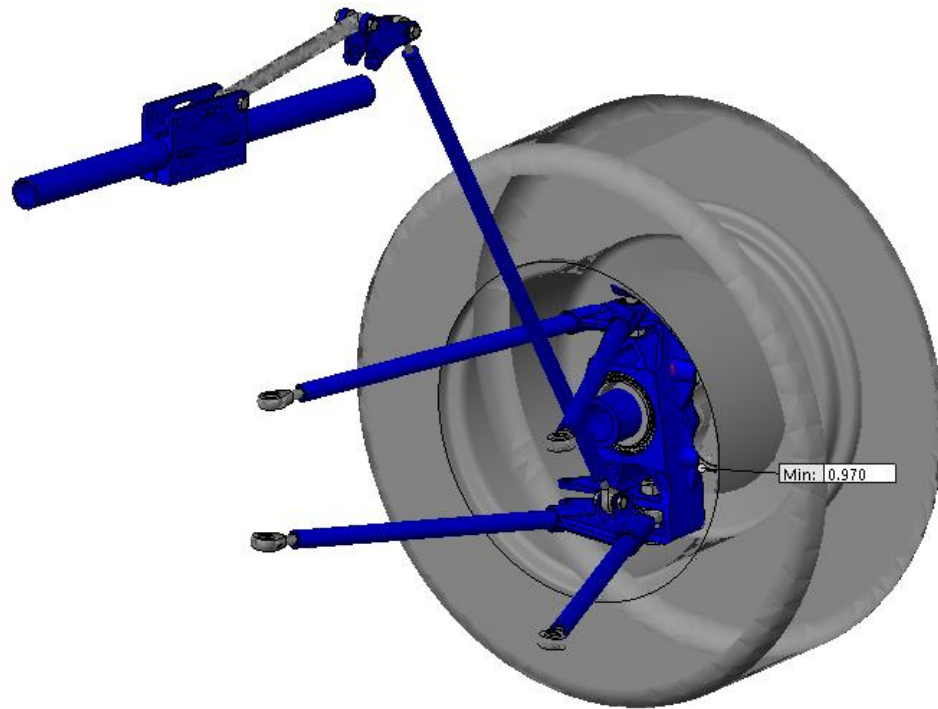
**Σχήμα 2.16:** Μέγιστη αναπτυσσόμενη τάση στο πλακίδιο ρύθμισης της γωνίας caster της ανάρτησης. (SolidWorks Simulation)

Η δεύτερη μεγαλύτερη τάση που εμφανίζεται στο σύστημα αφορά το πλακίδιο ρύθμισης της γωνίας caster της ανάρτησης. Σε αντίθετη περίπτωση όμως με το ακραζόνιο του συστήματος, αυτή η τιμή θεωρείται αποδεκτή καθώς ο χάλυβας που θα χρησιμοποιηθεί διαρρέει στα 460 MPa.

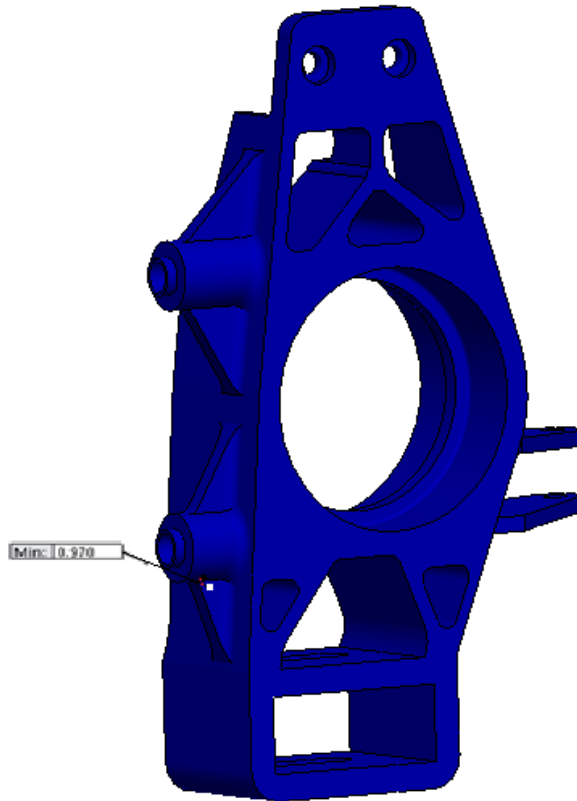


**Σχήμα 2.17:** Μέγιστη παραμόρφωση του συστήματος ανάρτησης (SolidWorks Simulation)

Η μέγιστη παραμόρφωση που δέχεται το σύστημα είναι μικρότερη του 1 mm, η οποία επιδρά στον τροχό και στο upright και όχι στα ψαλίδια, πράγμα που σημαίνει πως η οδηγική συμπεριφορά του οχήματος είναι μάλλον απίθανο να μεταβληθεί εξ αιτίας της παραμόρφωσης αυτών.

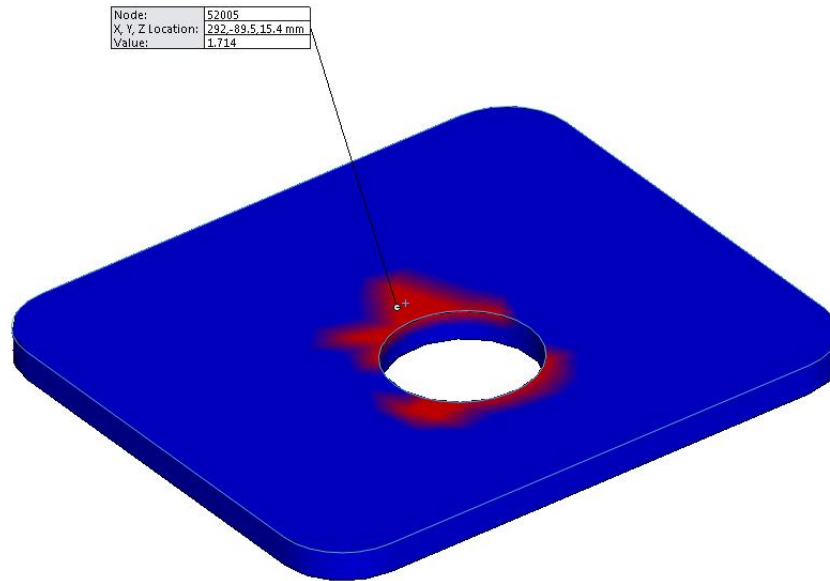


**Σχήμα 2.18:** Συντελεστής ασφαλείας του μπροστινού συστήματος ανάρτησης (SolidWorks Simulation)



**Σχήμα 2.19:** Ελάχιστος τιμή του συντελεστή ασφαλείας στο σύστημα ανάρτησης (SolidWorks Simulation)

Όπως είναι λογικό, η ελάχιστη τιμή του συντελεστή ασφαλείας εμφανίζεται στο ακραξόνιο και αγγίζει την τιμή 0.97.



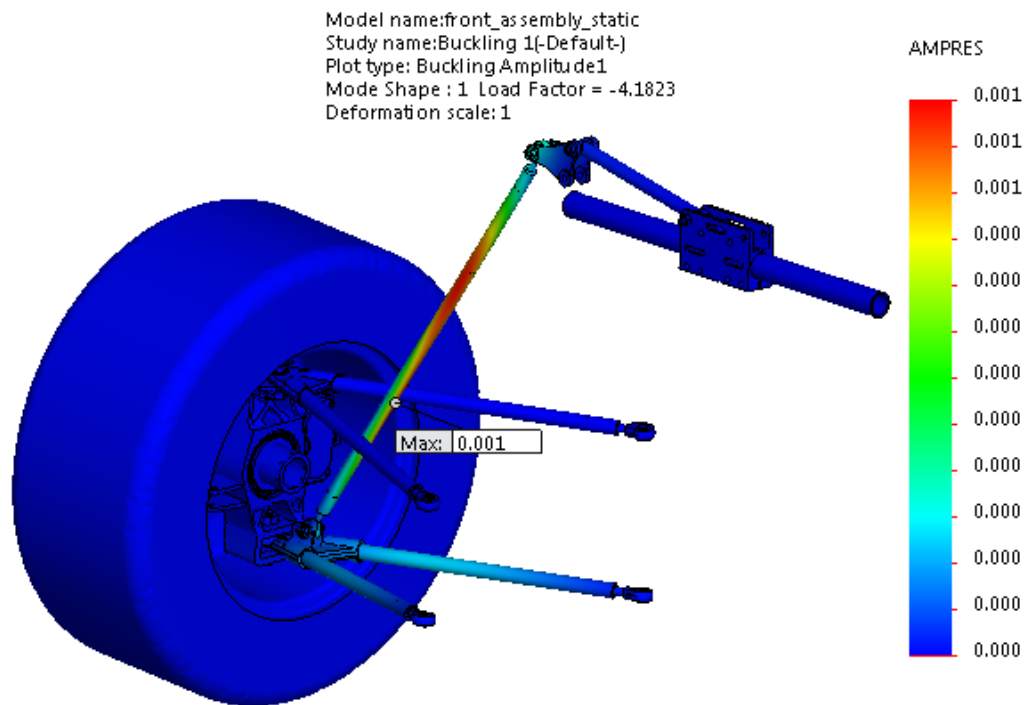
**Σχήμα 2.20:** Συντελεστής ασφαλείας στο πλακίδιο ρύθμισης της γωνίας caster της ανάρτησης (SolidWorks Simulation)

Ο συντελεστής ασφαλείας που επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθεί είναι  $S=2$ . Η ελάχιστη τιμή που παίρνει για το πλακίδιο ρύθμισης είναι 1.714, και εμφανίζεται στην περιφέρεια της οπής στην οποία θα τοποθετηθεί ο πείρος συγκράτησης. Όπως φαίνεται, συνολικά το μπροστινό σύστημα ανάρτησης δεν χρειάζεται σημαντικές αλλαγές ώστε να μην υπάρχει αστοχία σε αυτό. Επιπλέον, δεδομένου του ότι τα φορτία υπολογίστηκαν για σχετικά μεγάλες τιμές επιτάχυνσης και βάρους, μπορεί κανείς να σκεφτεί ότι το σύστημα είναι ασφαλές.

➤ **Ανάλυση λυγισμού μπροστινού συστήματος ανάρτησης:**

Μεγάλης σημασίας είναι και η ανάλυση λυγισμού που πρέπει να γίνει στα συστήματα ανάρτησης. Η παρουσία λυγισμού αυτομάτως οδηγεί σε αστοχία αυτών, ακόμα και αν οι παραμορφώσεις δεν είναι μόνιμες. Η ύπαρξη λυγισμού στα μέλη της ανάρτησης, και συγκεκριμένα στα ψαλίδια και στην pushrod σημαίνει πως η οδηγική συμπεριφορά του μονοθεσίου είναι ασταθής, και αυτό μπορεί να οδηγήσει σε απώλεια χρόνου για κάποιο αγώνισμα ή ακόμα και σε ατύχημα.



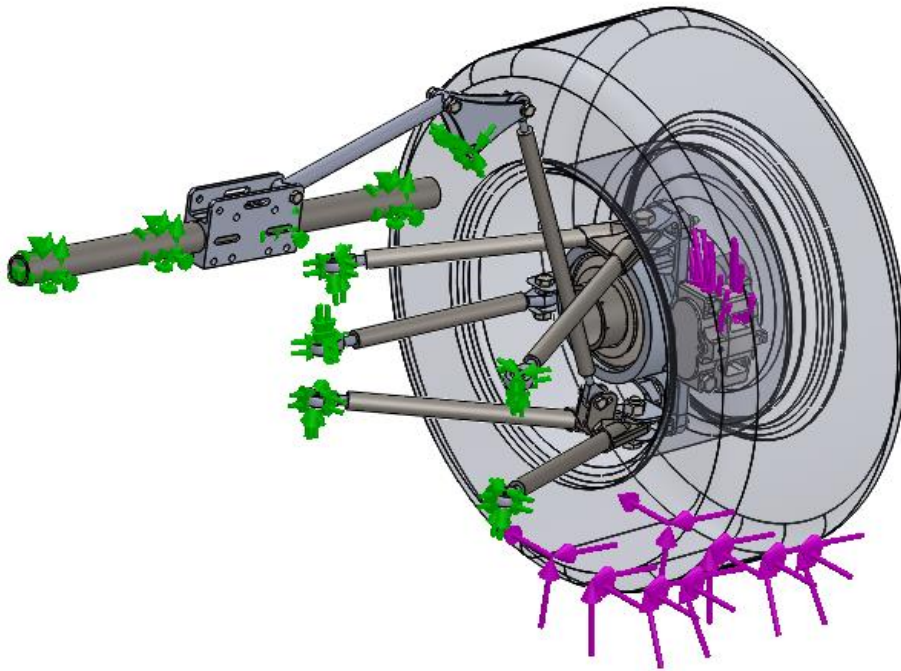


**Σχήμα 2.21:** Ανάλυση λυγισμού του μπροστινού συστήματος ανάρτησης του μονοθεσίου (SolidWorks Simulation)

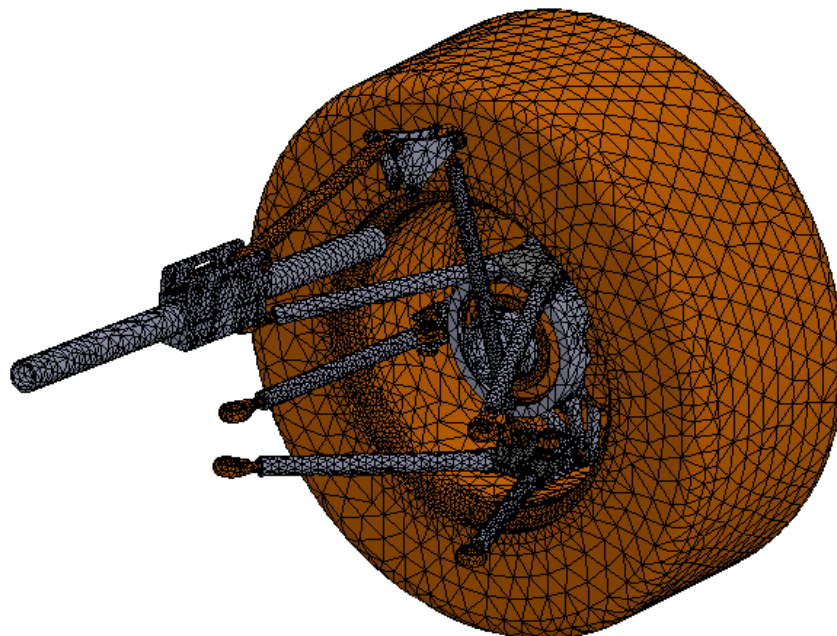
Ο συντελεστής λυγισμού είναι αρνητικός αριθμός. Αυτό σημαίνει πως τα φορτία που επιβάλλονται είναι μικρότερα των κρίσιμων φορτίων που θα οδηγήσουν σε αστοχία κάποιου μέλους, οπότε το σύστημα είναι απόλυτα ασφαλές. Στην συγκεκριμένη περίπτωση, την μέγιστη παραμόρφωση δέχεται η pushrod και αυτή αποτελεί το κρίσιμο μέλος που θα μπορούσε να οδηγήσει σε αστοχία. Αντιθέτως, τα ψαλίδια είναι πολύ δύσκολο να αστοχήσουν

Αξιοσημείωτο είναι επίσης ότι η pushrod δεν αστοχεί παρά το ότι η εξωτερική διάμετρος της είναι μόλις 13 mm, το τοίχωμα της έχει πάχος 1mm και το μήκος της ξεπερνά τα 43 cm.

➤ Στατική ανάλυση πίσω συστήματος ανάρτησης:

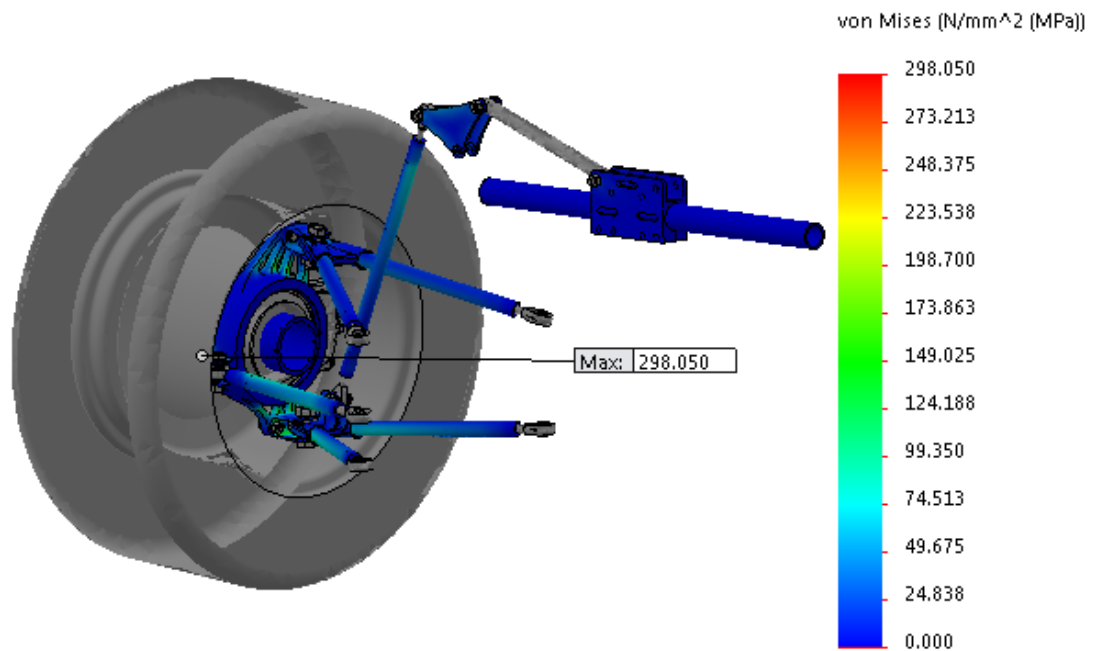


**Σχήμα 2.22:** Δυνάμεις και στηρίξεις που τοποθετήθηκαν στο πίσω σύστημα ανάρτησης (SolidWorks Simulation)



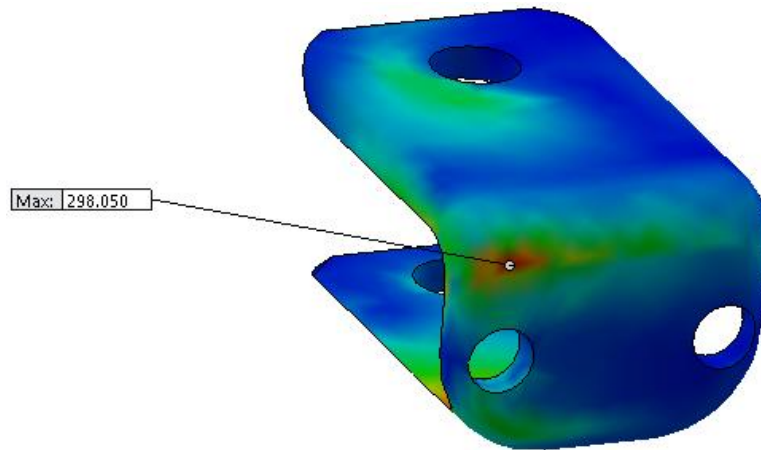
**Σχήμα 2.23:** Διακριτοποίηση πίσω συστήματος ανάρτησης (SolidWorks Simulation)

Κατά αντιστοιχία με το μπροστά σύστημα ανάρτησης, η διακριτοποίηση που παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.23 είναι το ίδιο πυκνή καθώς χρησιμοποιήθηκε το ίδιο επίπεδο διακριτοποίησης.

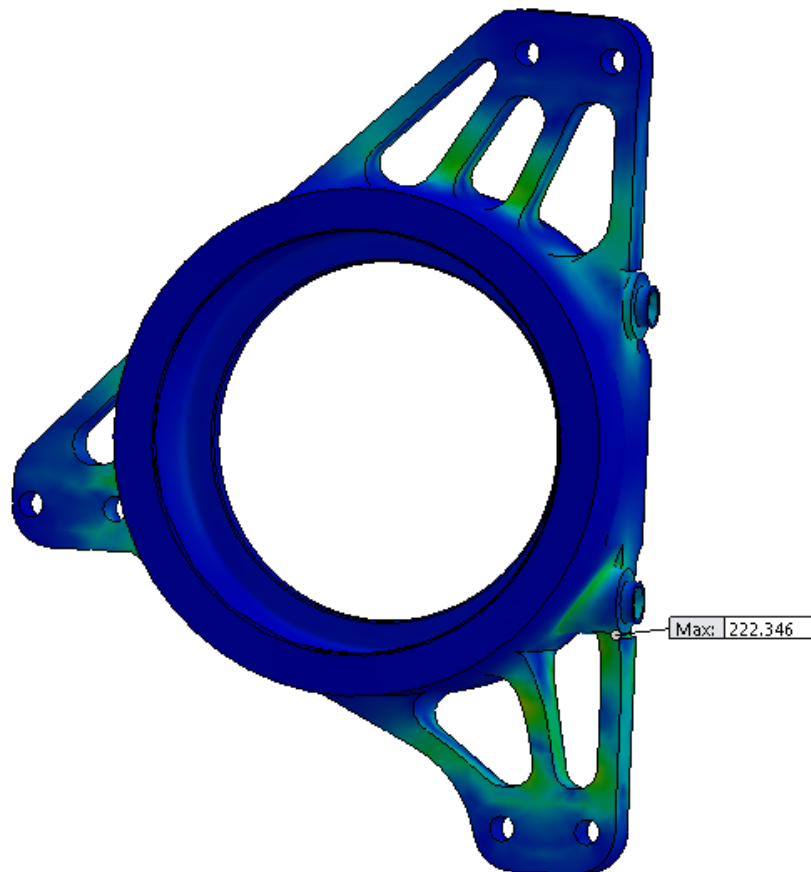


**Σχήμα 2.24:** Μέγιστες αναπτυσσόμενες τάσεις στο σύστημα ανάρτησης (SolidWorks Simulation)

Οι μέγιστη αναπτυσσόμενη τάση αγγίζει σε αυτή την περίπτωση τα 298 MPa, αλλά όπως αναφέρθηκε παραπάνω το υλικό διαρρέει στα 435 MPa, συνεπώς και σε αυτή την περίπτωση δεν υπάρχει κίνδυνος αστοχίας. Πιο συγκεκριμένα, η μέγιστη τάση παρουσιάζεται στο bracket που συνδέει το upright με το ακρόμπιανο.

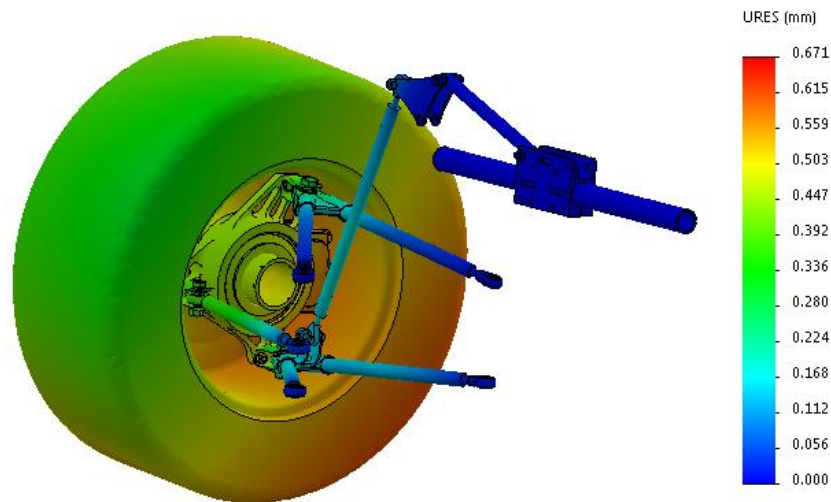


**Σχήμα 2.25:** Μέγιστη αναπτυσσόμενη τάση στο tierod bracket (SolidWorks Simulation)



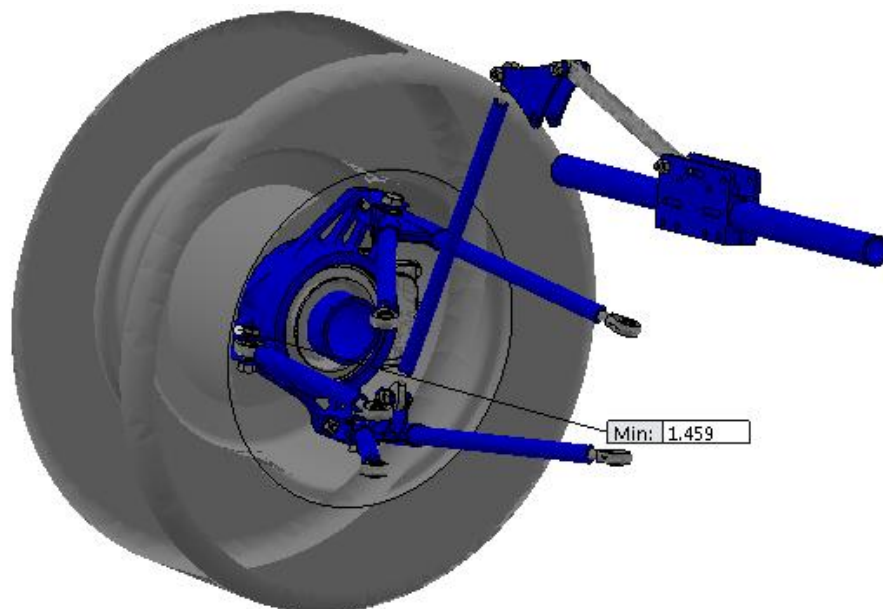
**Σχήμα 2.26:** Μέγιστη αναπτυσσόμενη τάση στο upright (SolidWorks Simulation)

Και στην περίπτωση του upright, η μέγιστη τάση (222 MPa) είναι χαμηλότερη σε σύγκριση με το όριο διαρροής του αλουμινίου.

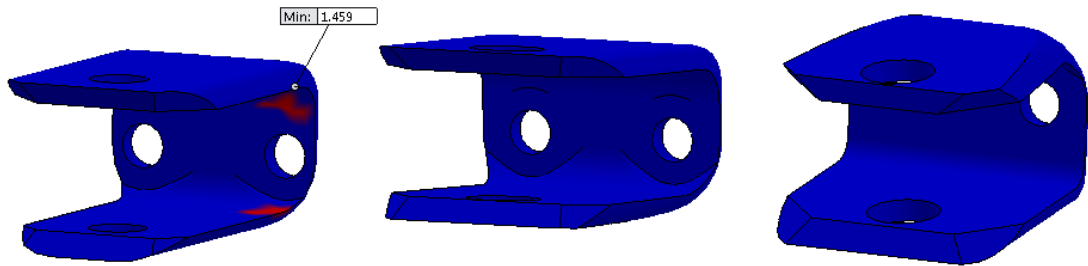


**Σχήμα 2.27:** Μέγιστη παραμόρφωση του συστήματος (SolidWorks Simulation)

Όπως και στο μπροστινό σύστημα ανάρτησης, έτσι και σε αυτό, η μέγιστη παραμόρφωση εμφανίζεται στον τροχό του συστήματος. Γενικότερα όμως η τιμή της παραμόρφωσης είναι μικρή και δεν μπορεί να προκαλέσει αστάθεια στο μονοθέσιο.



**Σχήμα 2.28:** Συντελεστής ασφαλείας πίσω ανάρτησης (SolidWorks Simulation)

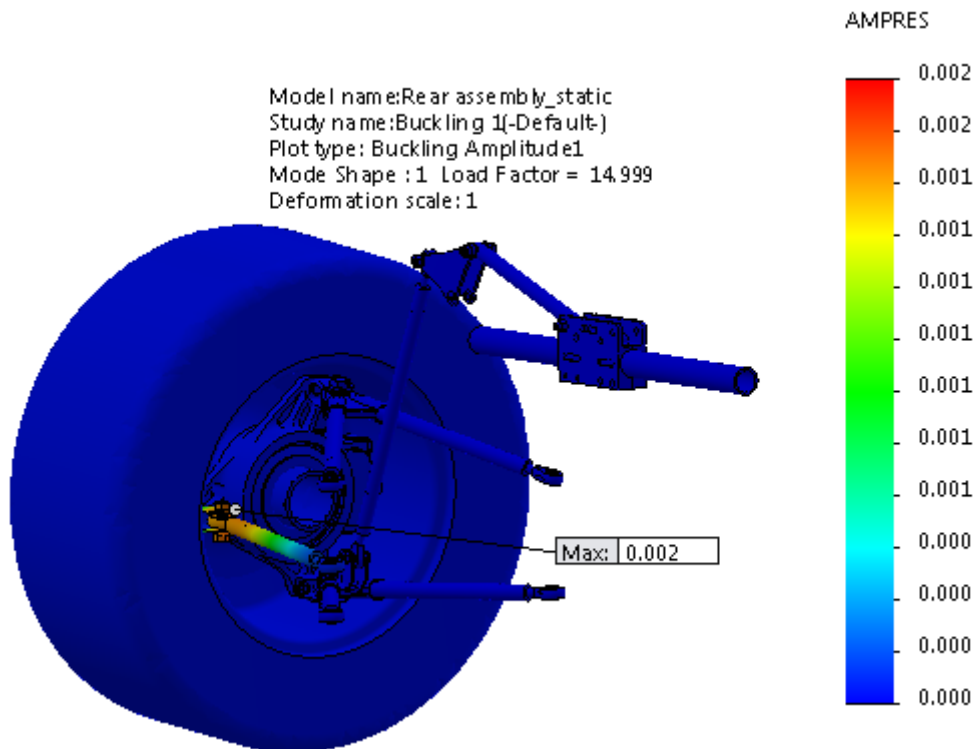


**Σχήμα 2.29:** Συντελεστής ασφαλείας στα brackets του upright (SolidWorks Simulation)

Όσον αφορά τον συντελεστή ασφαλείας, που και σε αυτή την περίπτωση η τιμή που επιλέχθηκε είναι  $S=2$ , τα μόνα εξαρτήματα που παρουσιάζουν σημειακά μειωμένο συντελεστή ασφαλείας είναι τα νεύρα που υπάρχουν στο upright καθώς και τα άκρα των bracket. Όμως ο συντελεστής δεν γίνεται σε καμία περίπτωση μικρότερος του 1,4.

Συνολικά το σύστημα φαίνεται να είναι σταθερό και να μην αστοχεί, και οι αλλαγές που απαιτούνται αφορούν μόνο τα bracket και τα νεύρα του upright.

➤ **Ανάλυση λυγισμού πίσω συστήματος ανάρτησης:**



### **Σχήμα 2.30:** Ανάλυση λυγισμού στο πίσω σύστημα ανάρτησης του μονοθεσίου (SolidWorks Simulation)

Σε αντίθεση με το μπροστά σύστημα ανάρτησης, τα μικρά μέλη της πίσω ανάρτησης βελτιώνουν σε πολύ μεγάλο βαθμό την αντοχή του συστήματος σε λυγισμό. Ο λυγισμός δεν εμφανίζεται τώρα στην pushrod, αλλά στην σύνδεση της tierod με το upright. Επιπλέον, ο συντελεστής λυγισμού αυξήθηκε από 2.41 και σχεδόν αγγίζει το 15, οπότε το σύστημα είναι απόλυτα ασφαλές ως προς τον λυγισμό.

Συμπερασματικά, προκύπτει πως τα συστήματα ανάρτησης είναι σωστά σχεδιασμένα και ικανά να φέρουν τα αναπτυσσόμενα φορτία χωρίς να αστοχήσουν. Τα εξαρτήματα είναι σχετικά απλά στην σχεδίαση τους και έγιναν με γνώμονα τις δυνατότητες κατασκευής τους στο εργαστήριο CNC Lab της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε.

Σε επόμενο επίπεδο θα γίνει μια προσπάθεια αλλαγής των μελών που αποτελούν την ανάρτηση που θα έχει σκοπό την μείωση του βάρους των αναρτήσεων σαν συστήματα, ώστε συνολικά να μειωθεί και το βάρος του μονοθεσίου. Σαν αποτέλεσμα, οι αδράνειες που δημιουργούνται αλλά και τα φορτία που αναπτύσσονται θα μειωθούν, και το μονοθέσιο θα γίνει περισσότερο ανταγωνιστικό. Επιπλέον, θα γίνει διόρθωση των ακραξονίων της ανάρτησης για μείωση των αναπτυσσόμενων τάσεων σε αυτά.

## **2.10 ΜΕΙΩΣΗ ΒΑΡΟΥΣ ΚΑΙ ΔΙΟΡΘΩΣΗ ΤΩΝ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΩΝ ΤΩΝ ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΝ**

Όπως παρατηρήθηκε από τις αναλύσεις που έγιναν προηγουμένως, οι μεγαλύτερες τάσεις αναπτύσσονται κυρίως στα μέλη των ακραξονίων, δηλαδή στα brackets που συνδέουν τα ψαλίδια με τα upright αλλά και στα ίδια τα upright.

Από την άλλη πλευρά όμως, οι τάσεις που αναπτύσσονται στα άκρα σύνδεσης των ψαλιδιών είναι μικρές, και συνεπώς μπορεί να γίνει αλλαγή αυτών όσον αφορά το βάρος τους. Εξάλλου, τα συγκεκριμένα μέλη σε θα κατασκευαστούν από χάλυβα και έχουν μεγάλο βάρος συγκριτικά με τα upright και τα brackets που θα είναι από αλουμίνιο.

Χρησιμοποιώντας την λειτουργία του SolidWorks (Mass Properties) που σχετίζεται με τις ιδιότητες της μάζας των εξαρτημάτων, (κέντρο μάζας, ροπές αδράνειας, όγκος και επιφάνεια αντικειμένου) θα υπολογιστούν οι αρχικές και οι τελικές μάζες των εξαρτημάτων, αφού γίνουν οι απαραίτητες αλλαγές αλλά και αναλύσεις για να ελεγχθούν ως προς την αντοχή τους.

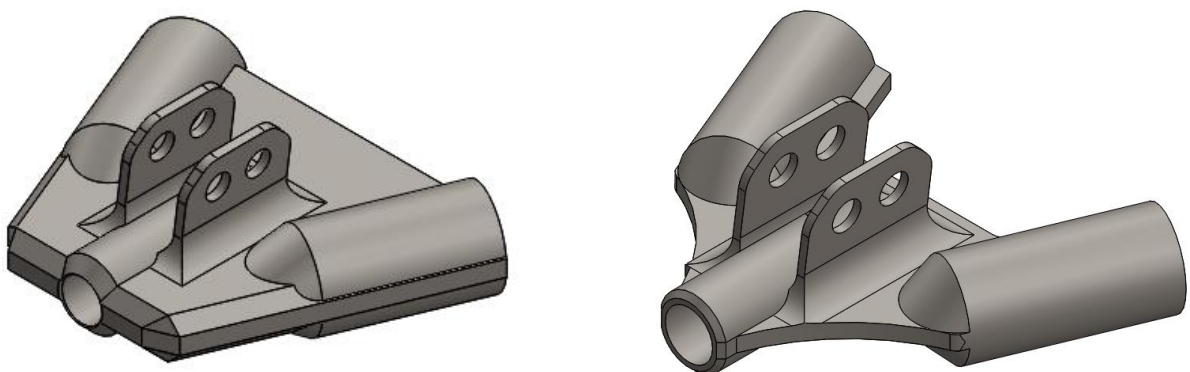
Η μέθοδος με την οποία θα γίνει η μείωση βάρους αφορά κατά κύριο λόγο τις τάσεις που αναπτύσσονται στις επιφάνειες των εξαρτημάτων. Στα σημεία όπου

υπάρχει αρκετός χώρος και οι τάσεις είναι μικρές, θα γίνεται αφαίρεση υλικού, και στη συνέχεια εκ νέου ανάλυση για να τον έλεγχο αντοχής των νέων εξαρτημάτων.

Όσον αφορά την διόρθωση των ακραζονίων, θα γίνει τροποποίηση των ακμών στις οποίες αναπτύσσονται μεγάλες τάσεις. Με την εντολή fillet θα δημιουργηθούν ράδια ώστε να γίνει κατανομή των τάσεων.

➤ **Μπροστά σύστημα ανάρτησης:**

Ξεκινώντας με το κάτω άκρο σύνδεσης των ψαλιδιών, υπολογίστηκε ότι η μάζα του είναι 353.74 gr, καθώς αποτελείται από συμπαγή χάλυβα πάχους 9 mm. Από την στατική ανάλυση που έγινε, βρέθηκε ότι οι μέγιστη τάση που αναπτύσσεται σε αυτό είναι τα 277 MPa στα σημεία σύνδεσης των σωλήνων των ψαλιδιών με τα άκρα, οπότε υπάρχει αρκετός χώρος για αφαίρεση υλικού. Επιπλέον, αποφασίστηκε να μειωθεί το πάχος του χάλυβα ώστε να μην σπαστεί υλικό κατά την κατεργασία του. Έπειτα από στατική ανάλυση, υπολογίστηκε ότι χάλυβας πάχους 3 mm μπορεί να χρησιμοποιηθεί χωρίς να υπάρχει πιθανότητα αστοχίας από τις φορτίσεις. Επίσης οι στηρίξεις της άρθρωσης της pushrod μειώθηκαν κατά 0.5 mm, και οι εσοχές για την στήριξη των ψαλιδιών και της κάτω άρθρωσης του upright μειώθηκαν σε διάμετρο κατά 1 mm. Παρακάτω παρουσιάζεται το αρχικό και το τελικό εξάρτημα όπως αυτά τροποποιήθηκαν.

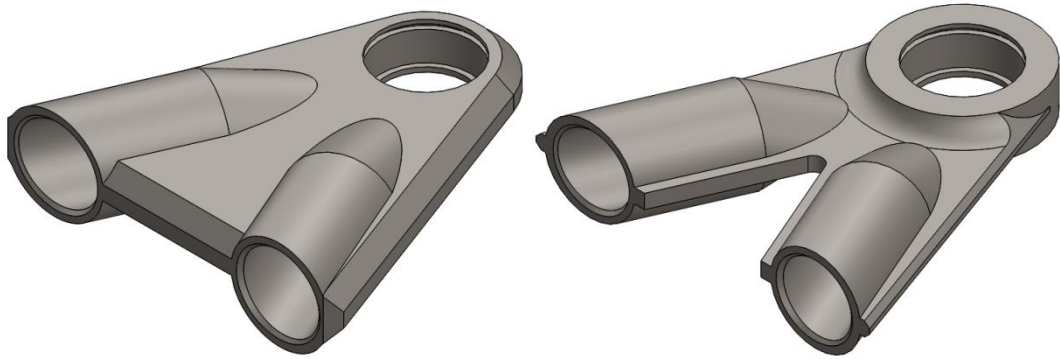


**Σχήμα 2.31:** Βελτιωμένο κάτω άκρο σύνδεσης ψαλιδιών με το ακραζόνιο (SolidWorks)

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.31, το νέο εξάρτημα έχει τροποποιηθεί αρκετά και είναι εμφανώς πιο ελαφρύ από το αρχικό. Η μάζα του μειώθηκε κατά 63.86% και πλέον ζυγίζει 127.84 gr.

Το άνω άκρο σύνδεσης των ψαλιδιών με το upright τροποποιήθηκε κατά τον ίδιο τρόπο. Η μέγιστη τάση που αναπτύσσεται είναι τα 246 MPa και βρίσκεται στο σημείο έδρασης της άρθρωσης τύπου ρουλεμάν. Το βάρος του είναι 182.31 gr. Το πάχος του υλικού που θα κατεργαστεί και εδώ μειώθηκε στα 3 mm.



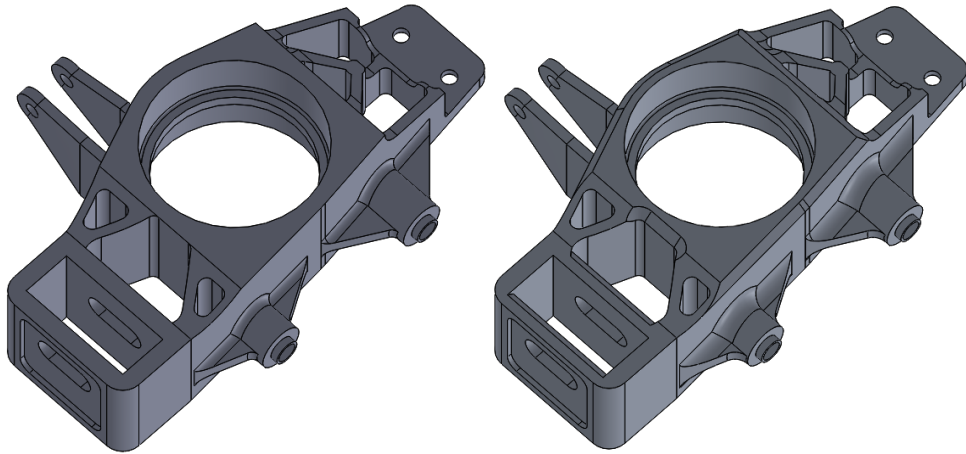


**Σχήμα 2.32:** Βελτιωμένο άνω άκρο σύνδεσης ψαλιδιών με το ακραζόνιο (SolidWorks)

Το νέο άκρο σύνδεσης έχει μειωμένη μάζα κατά 36.55 %, και ζυγίζει 115.67 gr. Η μείωση της μάζας του είναι μικρή όμως το συνολικό όφελος που θα προκύψει είναι σχετικά μεγάλο. Αρχικά μειώθηκε το υλικό που πρέπει να κατεργαστεί, που αυτό συνεπάγεται οικονομία στα χρήματα που πρέπει να δοθούν, και θα συμβάλει θετικά στην αξιολόγηση του μονοθεσίου από την πλευρά των κριτών όσον αφορά το κόστος του μονοθεσίου. Επίσης μειώθηκε σημαντικά ο χρόνος κατεργασίας του προπλάσματος που θα χρησιμοποιηθεί, και τέλος, με δεδομένο ότι δεν θα χρησιμοποιηθεί μόνο ένα εξάρτημα αυτού του τύπου στο μονοθέσιο, η συνολική μάζα που θα αφαιρεθεί θα είναι σημαντική. Εκτός αυτού όμως, οποιαδήποτε μείωση του βάρους γίνει ανεξάρτητα με το σύστημα που αφορά και σχετίζεται με το μονοθέσιο, πάντα θα βελτιώνει τις επιδόσεις του.

Στην περίπτωση του upright, οι διορθώσεις που έγιναν είναι μικρές καθώς υπήρχε μειωμένος χώρος. Επίσης, οι τάσεις που αναπτύσσονται στο μπροστά upright αφορούν το κάτω σημείο έδρασης της δαγκάνας και τις καμπυλότητες που βρίσκονται πάνω από το χαμηλότερο σημείο σύνδεσης του με τα ψαλίδια. Η μάζα του εξ αιτίας της έλλειψης χώρου δεν μπορούσε να μειωθεί σημαντικά, παρά σε μερικές ακμές όπως θα παρουσιαστεί στην συνέχεια.

Η μέγιστη τάση που αναπτύσσεται είναι τα 261 MPa. Η μάζα του είναι 627.23 gr.



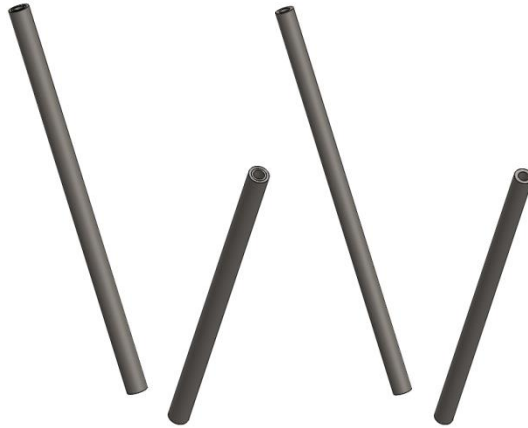
**Σχήμα 2.33:** Αλλαγές στο upright (SolidWorks)

Οι τροποποιήσεις που έγιναν στο upright μείωσαν τις αναπτυσσόμενες τάσεις στην έδραση της δαγκάνας καθώς και την μάζα του κατά 10 gr. Πλέον οι τάσεις που αναπτύσσονται είναι μικρότερες και ο συντελεστής ασφαλείας αυξήθηκε στις καμπυλότητες του.

Τα ψαλίδια (άνω και κάτω) μειώθηκαν σε διάμετρο, και από τα 15mm πλέον έγιναν 13.5 mm, ενώ το πάχος του τοιχώματος παρέμεινε αμετάβλητο στα 2mm. Ο λόγος για τον οποίο η διάμετρος έγινε 13.5 mm είναι πως έπειτα από έρευνα που έκανε η ομάδα αναρτήσεων, βρήκε πως στο εμπόριο η πιο κοντινή τιμή στα αρχικά σχέδια των ψαλιδιών είναι χαλυβδοσωλήνας της συγκεκριμένης διαμέτρου. Επιπλέον, έπειτα από ανάλυση που έγινε στο σύστημα ανάρτησης με χρήση του συγκεκριμένου σωλήνα, βρέθηκε πως δεν υπάρχει κίνδυνος αστοχίας του υλικού.



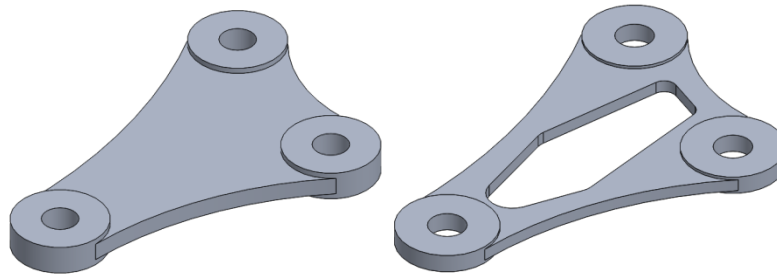
**Σχήμα 2.34:** Άνω ψαλίδια μπροστινού συστήματος ανάρτησης (SolidWorks)



**Σχήμα 2.35:** Κάτω ψαλίδια μπροστινού συστήματος ανάρτησης (SolidWorks)

Με την αλλαγή στην διάμετρο η αρχική μάζα των ψαλιδιών η οποία συνολικά ήταν 784.69 gr έγινε 676.21 gr, δηλαδή το βάρος μειώθηκε σε ποσοστό 13.82 %.

Τέλος, αλλαγές έγιναν και στα ζύγωθρα που συνδέουν τα μοχλικά με τα αμορτισέρ. Τα αρχικά ζύγωθρα ζύγιζαν 16.96 gr ενώ με τις κατάλληλες αλλαγές που παρουσιάζονται στο Σχήμα 2.35, η τελική μάζα υπολογίστηκε πως είναι 8.14 gr.



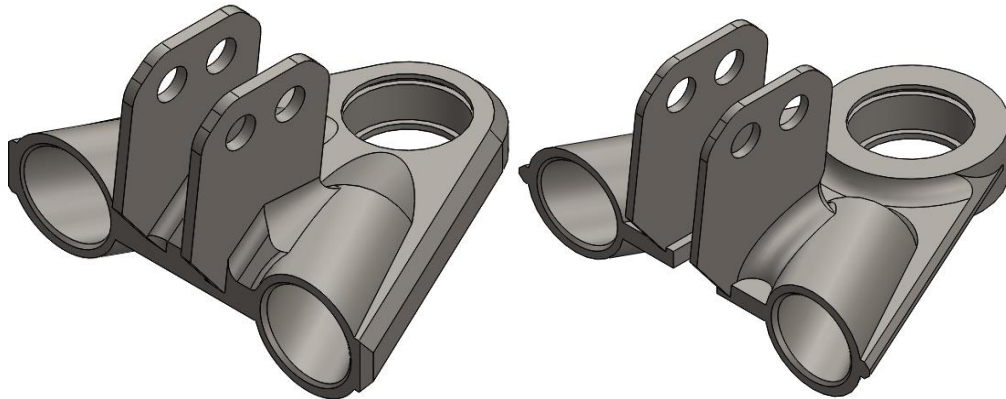
**Σχήμα 2.36:** Ζύγωθρα μπροστινού συστήματος ανάρτησης (SolidWorks)

Μάλιστα, αν σκεφτεί κανείς πως η κάθε ανάρτηση διαθέτει δύο ζύγωθρα, τότε η μείωση βάρους αυτών αντιστοιχεί σε ποσοστό 52%. Οι αναπτυσσόμενες τάσεις δεν είναι σημαντικές, όμως πρέπει να σημειωθεί πως στην ανάλυση λυγισμού, ο μικρότερος συντελεστής εμφανίζεται πλέον στο ζύγωθρο αντί για το μοχλικό. Όμως αυτό δεν είναι κάτι το ανησυχητικό καθώς η τιμή του συντελεστή παραμένει αρνητικός αριθμός.

➤ **Πίσω σύστημα ανάρτησης:**

Τα άκρα σύνδεσης των ψαλιδιών με τα upright για το πίσω σύστημα ανάρτησης είναι τροποποιημένα σχέδια των άνω άκρων των ψαλιδιών του μπροστινού συστήματος ανάρτησης. Οι αλλαγές που έγιναν σε αυτά είναι οι ίδιες που έγιναν και για το μπροστά σύστημα ανάρτησης.

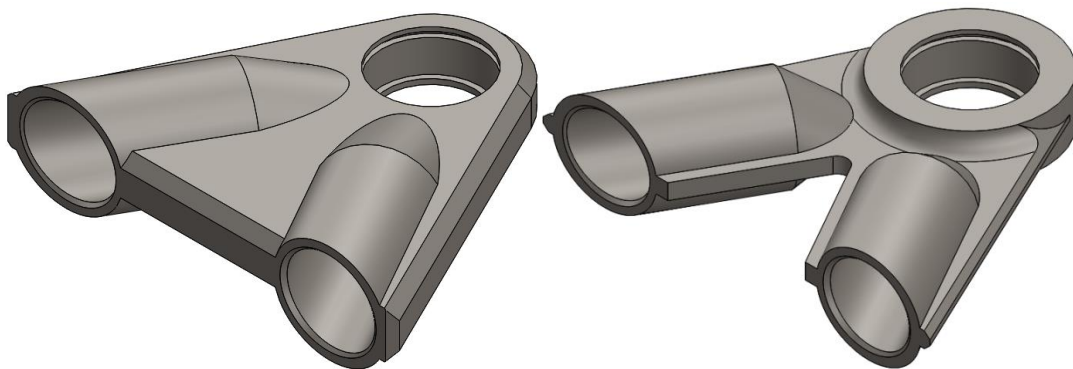
Όσον αφορά το κάτω άκρο σύνδεσης, το οποίο έχει τροποποιηθεί κατάλληλα ώστε να υπάρχει και έδραση για την άρθρωση της pushrod, η μάζα υπολογίστηκε πως είναι 186.42 gr. Η μέγιστη αναπτυσσόμενη τάση ισούται με 218 MPa.



**Σχήμα 2.37:** Κάτω άκρο σύνδεσης ψαλιδιών με το ακραξόνιο (SolidWorks)

Το νέο κάτω άκρο έχει μάζα 119.99 gr, δηλαδή μείωση σε ποσοστό 35.63 %. Το πάχος του είναι πλέον χάλυβας 3 mm, και τα σημεία έδρασης της pushrod έχουν πάχος 1.5 mm. Η μείωση της μάζας μπορεί να θεωρηθεί αρκετά καλή, δεδομένου ότι το πίσω σύστημα ανάρτησης δέχεται μεγαλύτερες δυνάμεις συγκριτικά με το μπροστά.

Για το άνω άκρο η μέγιστη τάση που αναπτύσσεται αγγίζει τα 213 MPa, ενώ η μάζα του βρέθηκε πως είναι 159.89 gr.

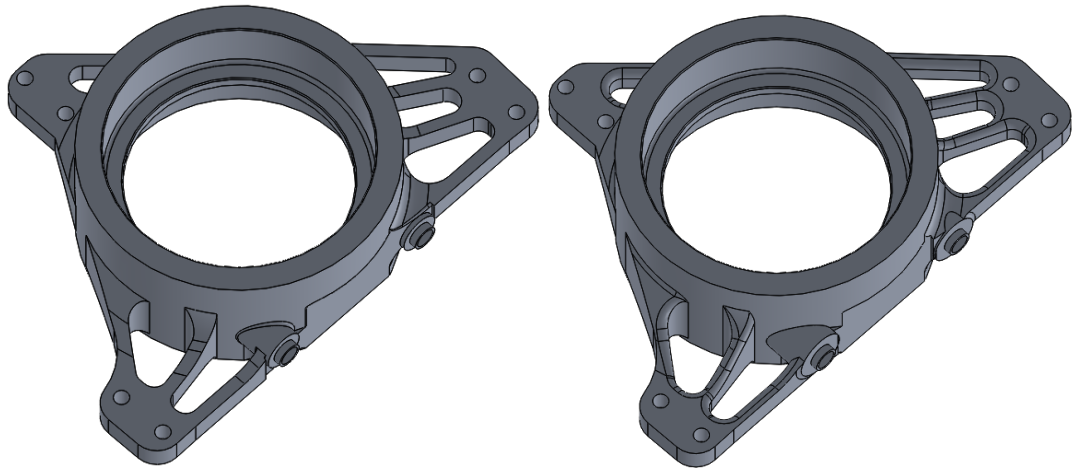


**Σχήμα 2.38:** Άνω άκρο σύνδεσης ψαλιδιών με το ακραξόνιο (SolidWorks)

Το τροποποιημένο άνω άκρο έχει μάζα 98.68 gr που αντιστοιχεί σε μείωση 38.28 %, όπου και σε αυτή την περίπτωση είναι σημαντική. Η πλάκα χάλυβα που θα κατεργαστεί και σε αυτή την περίπτωση είναι πάχους 3 mm.

Το πίσω upright σε αντίθεση με το μπροστά διαθέτει κάποια σημεία τα οποία μπορούν να τροποποιηθούν ως προς την μείωση της μάζας τους, όμως εδώ πρέπει να ληφθεί υπόψη ότι οι μέγιστες τάσεις που αναπτύσσονται είναι περίπου ίσες με

222 MPa, και εμφανίζονται στην κάτω έδραση της δαγκάνας των φρένων. Όπως αναφέρθηκε όμως παραπάνω, με την χρήση ραδίων οι τάσεις κατανέμονται σε μεγαλύτερη επιφάνεια, για καλύτερη απορρόφηση των δυνάμεων. Η μάζα του βρέθηκε πως είναι 662.08 gr.



**Σχήμα 2.39:** Αλλαγές στο upright(SolidWorks)

Οι αλλαγές που έγιναν στο upright συνέβαλαν πολύ θετικά όσον αφορά τις αναπτυσσόμενες τάσεις οι οποίες οδηγούν σε συντελεστή ασφαλείας μικρότερο του 2. Αρχικά όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.36 δημιουργήθηκαν ράδια στις περισσότερες επιφάνειες ώστε να βοηθήσουν στην κατανομή των τάσεων. Επιπλέον αυξήθηκαν σε διάμετρο οι εδράσεις της δαγκάνας και τα νεύρα σε όλο το ακραξόνιο. Σε αντίθεση με τα υπόλοιπα εξαρτήματα, υπάρχει αμελητέα αύξηση της μάζας στα 668.43 gr που αντιστοιχεί σε αύξηση 0.95% σε σχέση με το αρχικό σχέδιο.

Με τις παραπάνω αλλαγές οι αναπτυσσόμενες τάσεις μειώθηκαν ελαφρώς. Πλέον την μεγαλύτερη καταπόνηση δέχεται το σημείο σύνδεσης του upright με την tierod, όπου οι μέγιστες τάσεις είναι 214 MPa.

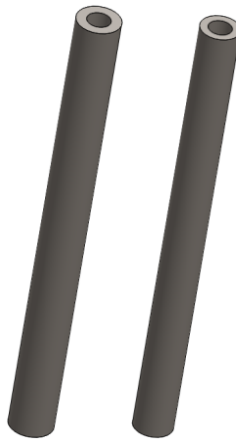
τα ψαλίδια του συστήματος μειώθηκαν κατά αντίστοιχο τρόπο με τα ψαλίδια του μπροστά συστήματος. Η διάμετρος του χαλυβδοσωλήνα είναι 13.5 mm με πάχος τοιχώματος 2 mm. Όμως εδώ πρέπει να σημειωθεί πως λαμβάνεται υπ όψιν και η κατευθυντήρια ράβδος των τροχών.



**Σχήμα 2.40:** Άνω ψαλίδια (SolidWorks)



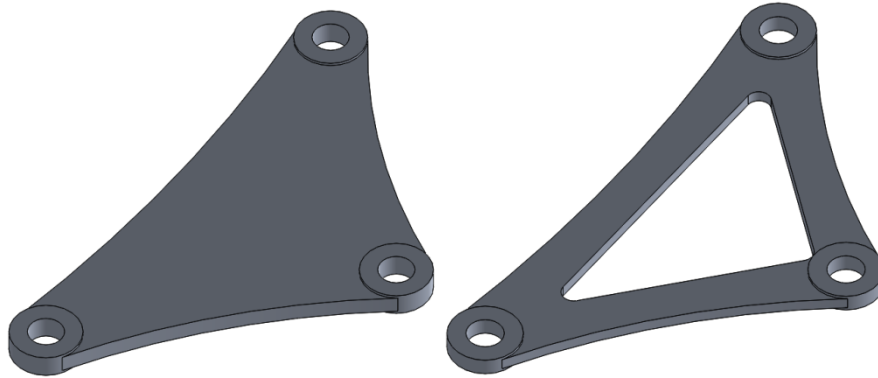
**Σχήμα 2.41:** Κάτω ψαλίδια (SolidWorks)



**Σχήμα 2.42:** Κατευθυντήριοι ράβδοι (SolidWorks)

Η συνολική μάζα των τριών αυτών εξαρτημάτων αρχικά ήταν 660.51gr. Με την μείωση της διαμέτρου η μάζα μειώθηκε κατά 15.6%, και είναι πλέον 557.42 gr.

Τέλος, ανάλογες αλλαγές έγιναν και στα ζύγωθρα του πίσω συστήματος ανάρτησης. Η αρχική μάζα για ένα ζύγωθρο ήταν 20.97 gr, ενώ με την αφαίρεση βάρους τα νέα ζύγωθρα έχουν μάζα 9.20 gr. Υπολογίζοντας πως κάθε ανάρτηση διαθέτει ένα ζεύγος ζυγώθρων, η μείωση της μάζας είναι της τάξης του 56.12%. Επίσης, πρέπει να σημειωθεί πως και σε αυτή την περίπτωση, ο λυγισμός εμφανίζεται στα ζύγωθρα και όχι στο ακραξόνιο του συστήματος, ενώ παράλληλα ο συντελεστής λυγισμού είναι αρνητικός αριθμός.



**Σχήμα 2.43:** Ζύγωθρα πίσω συστήματος ανάρτησης (SolidWorks)

## 2.11 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Κλείνοντας, υπολογίστηκε πως η συνολική αρχική μάζα για τα δύο μπροστινά συστήματα ανάρτησης, χωρίς να συμπεριλαμβάνεται η μάζα της πλήμνης, τα αμορτισέρ, το σασί, η δισκόπλακα και ο τροχός, ήταν 7263.42 gr. Αντιθέτως, με την μείωση των βαρών στα εξαρτήματα του συστήματος, η τελική μάζα υπολογίστηκε πως είναι 6424.46 gr. Άρα η μάζα μειώθηκε λίγο λιγότερο από 1 Kg, και ποσοστιαία, κατά 11.55%.

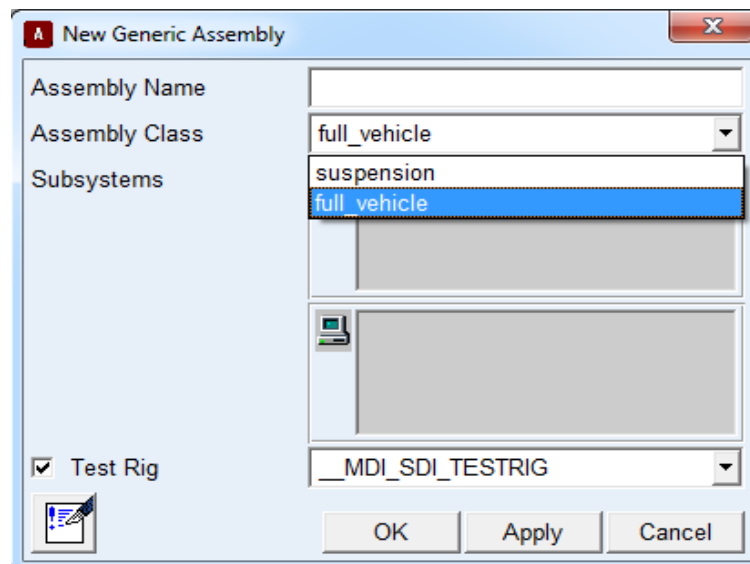
Όσον αφορά το πίσω σύστημα ανάρτησης, χωρίς να λαμβάνονται υπ όψιν τα εξαρτήματα που αναφέρθηκαν παραπάνω, η αρχική μάζα ήταν 6862.32 gr. Με την μείωση των βαρών η νέα υπολογισμένη μάζα είναι 4657.78 gr για τις δύο αναρτήσεις. Η μάζα μειώθηκε περισσότερο από 2 Kg, που αυτό αντιστοιχεί σε μείωση 32%, η οποία μπορεί να θεωρηθεί αρκετά σημαντική.

Ο σκοπός της παραπάνω διαδικασίας όπως αναφέρθηκε και νωρίτερα είναι η μείωση του βάρους και κατ επέκταση η μείωση των αδρανειακών δυνάμεων που θα επιδρούν στο μονοθέσιο. Με τις αλλαγές που έγιναν τα συστήματα έγιναν πολύ πιο ελαφρά και έτσι το μονοθέσιο θα γίνει πιο ανταγωνιστικό. Επιπλέον, πρέπει να αναφερθεί ότι όσον αφορά τα υλικά, και ιδιαίτερα τα χαλύβδινα εξαρτήματα των αναρτήσεων, οι αναπτυσσόμενες τάσεις επιτρέπουν την χρήση χάλυβα St37, ο οποίος έχει όριο διαρροής τα 380 MPa. Το γεγονός ότι ο συγκεκριμένος χάλυβας είναι φθηνότερος από τον χάλυβα 4130 θα δώσει ένα ακόμη πλεονέκτημα στο μονοθέσιο όσον αφορά την βαθμολογία στο στατικό αγώνισμα της ανάλυσης κόστους.

### 3. Κατάστρωση του δυναμικού μοντέλου του συνολικού μονοθεσίου και ανάλυση των δεδομένων για την συμπεριφορά του στις διάφορες ρυθμίσεις που μπορούν να γίνουν τόσο στις αναρτήσεις όσο και στο σύστημα διεύθυνσης

#### 3.1 Σύνθεση μοντέλου μονοθεσίου και κινηματική ανάλυση

Η διαδικασία σύνθεσης ενός ολοκληρωμένου μοντέλου προσημείωσης ενός οχήματος στο πρόγραμμα Adams/Car είναι απλή. Το ολοκληρωμένο μοντέλο για να λειτουργήσει χρειάζεται να προσδιοριστούν από τον χρήστη ποια θα είναι τα διάφορα υποσυστήματα που θα συνεργάζονται για να συνθέσουν το ολοκληρωμένο μοντέλο. Ο χρήστης έχει την δυνατότητα να σχεδιάσει διάφορα υπομοντέλα και να χρησιμοποιεί κάθε φορά όποιο επιθυμεί να ελέγξει. Το πλαίσιο με το οποίο εισάγονται αυτά τα υποσυστήματα είναι το ακόλουθο.



**Σχήμα 3.1:** Πλαίσιο διαλόγου του Adams για σύνθεση μονοθεσίου αποτελούμενο από τα διάφορα υποσυστήματά του.

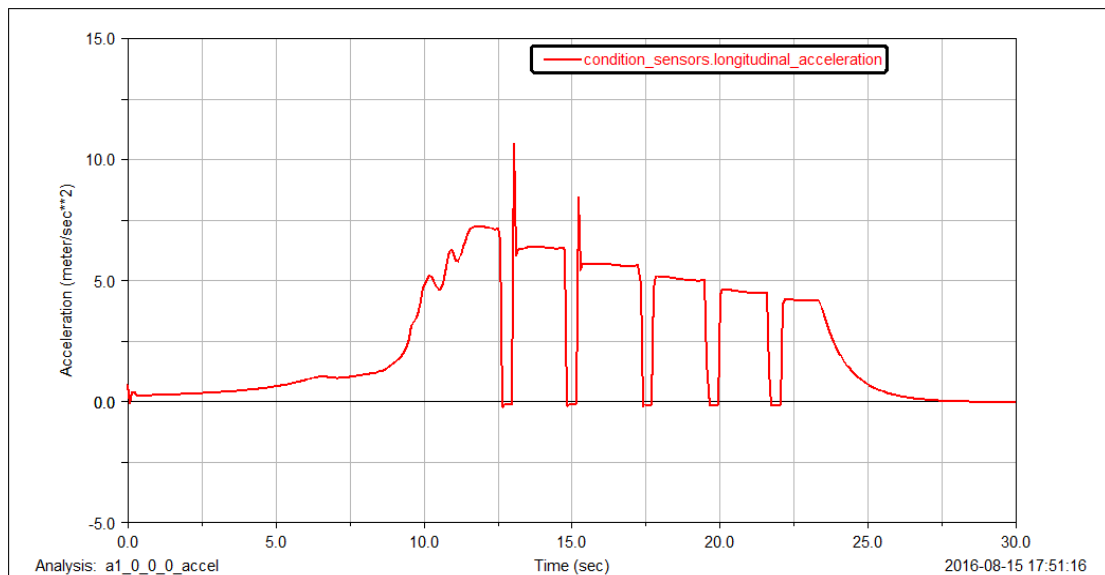


Εδώ ο χρήστης έχει την δυνατότητα να επιλέξει αν θέλει να συνθέσει ένα μοντέλο ανάρτησης ή ένα μοντέλο οχήματος. Στην συγκεκριμένη περίπτωση, τα συστήματα που αποτελούν το μονοθέσιο αφορούν αυτά που παρουσιάστηκαν στο κεφάλαιο 1 έπειτα από τις κινηματικές αναλύσεις που έγιναν.

Η κινηματική ανάλυση που θα γίνει σε αυτό το κεφάλαιο αφορά την επιτάχυνση του μονοθεσίου σε μία ευθεία για χρόνο ίσο με 30 δευτερόλεπτα.

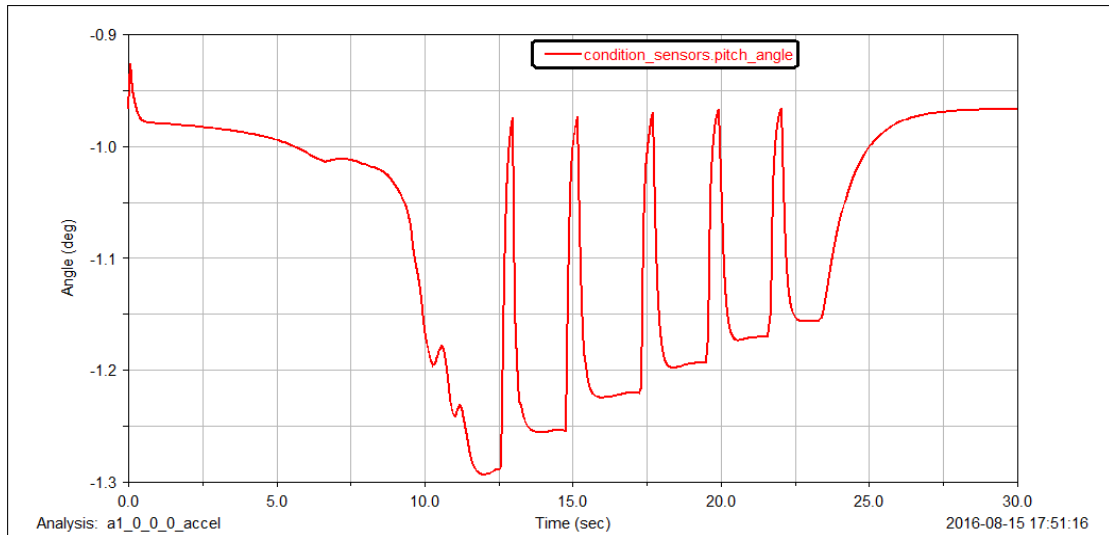
Οι τιμές που θα μεταβάλλονται θα είναι η γωνία camber και η γωνία toe, ώστε να αναλυθεί η επίδραση τους στο μονοθέσιο και η οδηγική συμπεριφορά του.

Παρακάτω παρουσιάζονται κάποιες χαρακτηριστικές καμπύλες για τιμές 0, -1 και -5 μοίρες της γωνίας camber στο μπροστά και πίσω σύστημα ανάρτησης. Αντίστοιχα, η γωνία toe θα πάρει τιμές 0 και για τα 2 συστήματα, 0 για το πίσω σύστημα και -1 για το μπροστά, και τέλος -1 μοίρα για το μπροστά και +1 μοίρα για το πίσω.



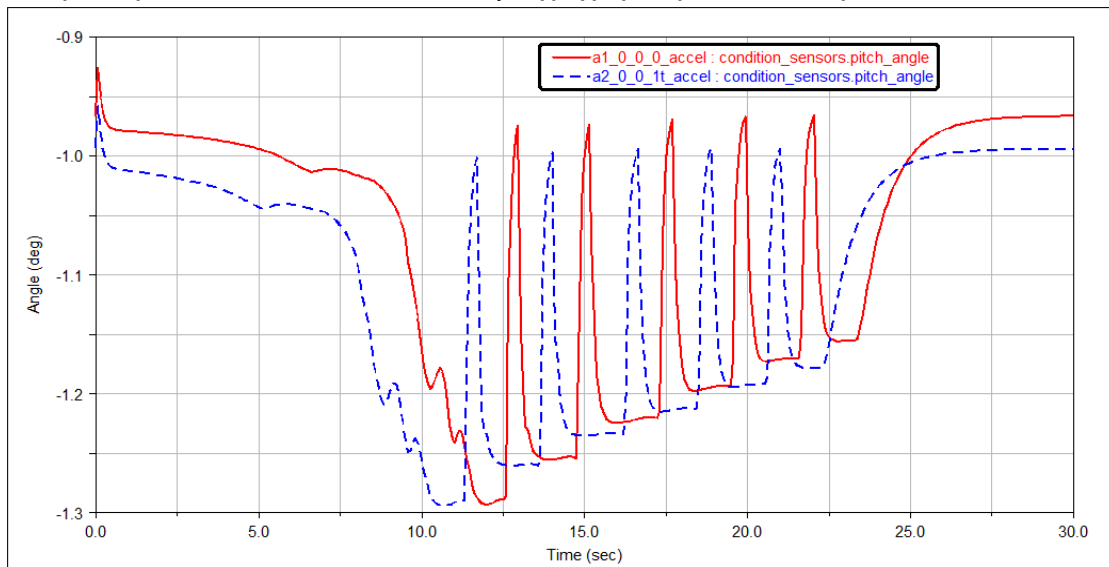
**Σχήμα 3.2:** Διαμήκης επιτάχυνση του μονοθεσίου.

Στο Σχήμα 3.2 η επιτάχυνση του μονοθεσίου αγγίζει τα  $10.7 \text{ m/sec}^2$ , για γωνίες camber και toe ίσες με 0 μοίρες. Αντίστοιχα, η γωνία pitch για αυτό το setup φτάνει σχεδόν τις 1.3 μοίρες. Αυτή είναι μια λογική τιμή καθώς το πίσω σύστημα ανάρτησης παρουσιάζει anti squat 46%.



**Σχήμα 3.3:** Γωνία pitch το μονοθεσίου.

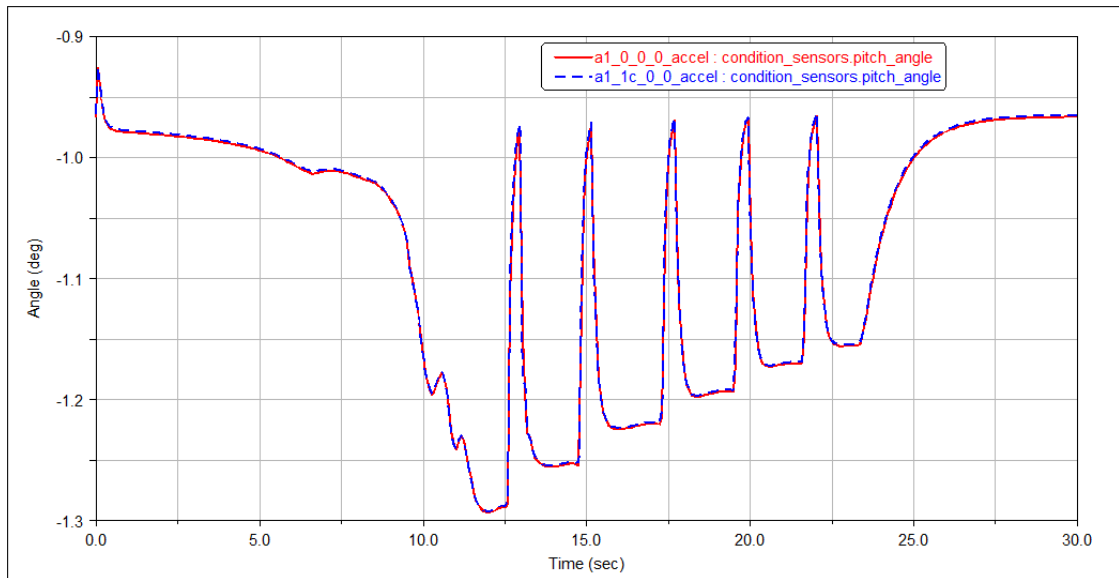
Αίσθηση μπορεί να προκαλέσουν οι απότομες μεταβολές που δημιουργούνται στις καμπύλες. Η αιτία είναι η αλλαγή ταχυτήτων κατά την οποία ο οδηγός χρησιμοποιώντας τον συμπλέκτη αποδεδμεύει την μετάδοση κίνησης, και μειώνεται η ροπή στους κινητήριους τροχούς. Αυτό ως συνέπεια μειώνει γρήγορα την επιτάχυνση του μονοθεσίου και έτσι αλλάζει γρήγορα η κατάσταση του.



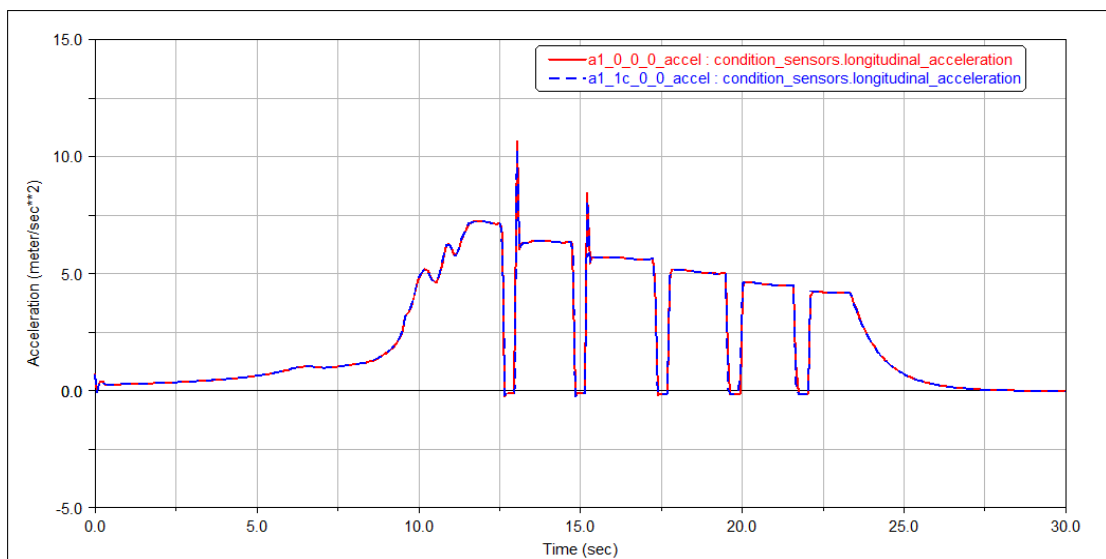
**Σχήμα 3.4:** Γωνία pitch του μονοθεσίου για την περίπτωση που η γωνία toe του μπροστά συστήματος είναι -1 μοίρα.

Στο Σχήμα 3.4 φαίνεται ότι η γωνία pitch συγκριτικά με το αρχικό setup έχει αυξηθεί λόγω της απόκλισης που παρουσιάζουν οι κατευθυντήριοι τροχοί. Αυτό είναι φυσικό γιατί οι τροχοί πλέον τείνουν να ακολουθήσουν διαφορετική πορεία. Παρακάτω, όταν η γωνία camber γίνεται -1 μοίρα μόνο για το μπροστά σύστημα η

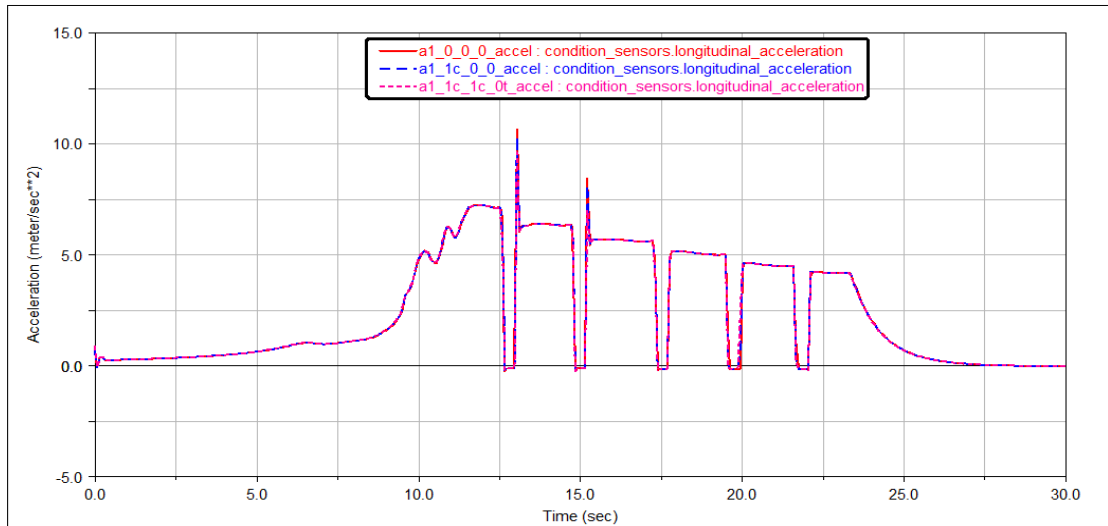
γωνία pitch δεν μεταβάλλεται, και οι καμπύλες σε σχέση με την πρώτη κινηματική ανάλυση ταυτίζονται. Το ίδιο συμβαίνει και με την επιτάχυνση του μονοθεσίου.



**Σχήμα 3.5:** Η γωνία pitch ταυτίζεται για -1 μοίρα camber ταυτίζεται με αυτή του πρώτου setup.



**Σχήμα 3.6:** Η διαμήκης επιτάχυνση όπως και με την περίπτωση της γωνίας pitch ταυτίζεται με την αρχική περίπτωση

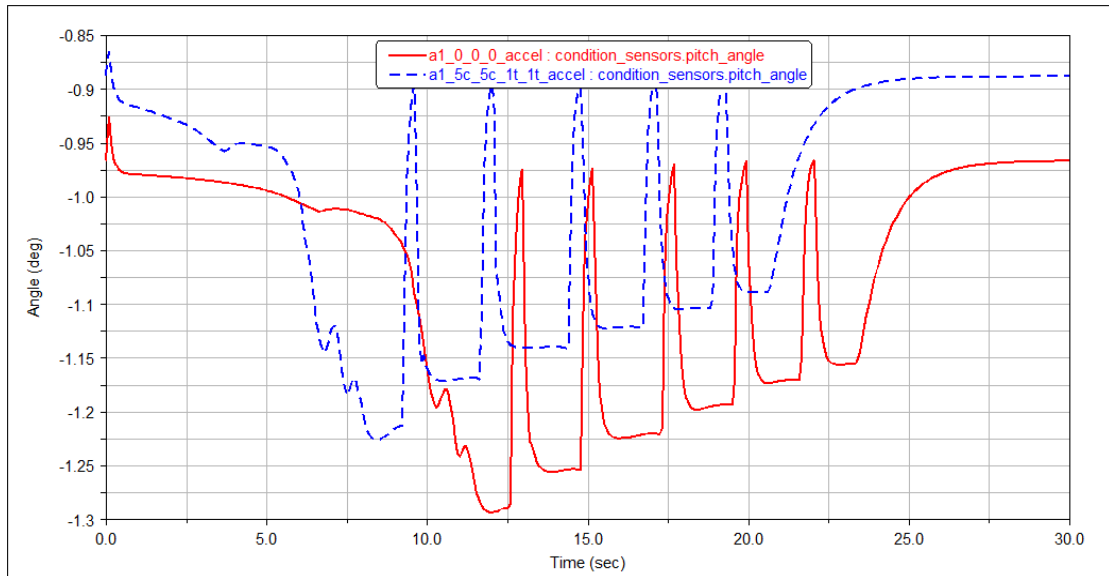


**Σχήμα 3.7:** Η διαμήκης επιτάχυνση

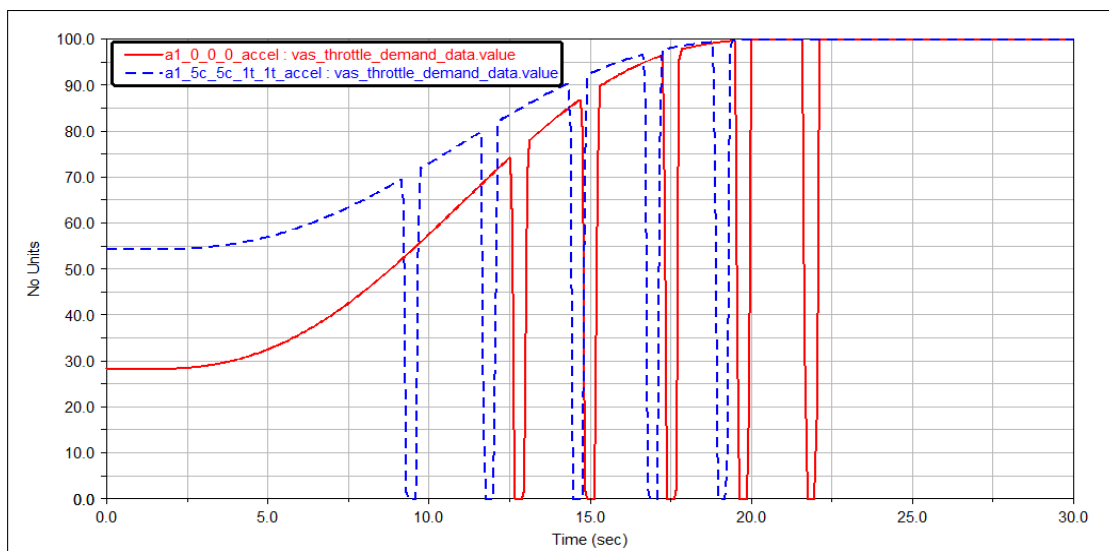
Όπως είναι εμφανές, η γωνία camber δεν επιδρά στην διαμήκη επιτάχυνση και κατά συνέπεια στην γωνία pitch του μονοθεσίου, ακόμη και αν πάρει την οριακή τιμή των 5 μοιρών, για την οποία έχει γίνει σχεδιασμός των αναρτήσεων.

Το αξιοσημείωτο όμως είναι ότι στην περίπτωση που η γωνία camber γίνεται 5 μοίρες και οι τροχοί συγκλίνουν κατά 1 μοίρα στο πίσω σύστημα ανάρτησης και αποκλίνουν κατά 1 μοίρα στο μπροστά, τότε η γωνία pitch μειώνεται (Σχήμα 3.8). Αυτό σημαίνει πως το μονοθέσιο έχει καλύτερη και πιο γρήγορη απόκριση. Επιπλέον, παρουσιάζει μια σταθερότητα και συνεπώς είναι πιθανό να πετύχει καλύτερους χρόνους στο αγώνισμα της επιτάχυνσης.

Από την άλλη πλευρά βέβαια, η γωνία toe εξ αιτίας της αντίστασης που παρουσιάζουν τα ελαστικά δημιουργεί την απαίτηση για περισσότερη ενέργεια και κατά συνέπεια ο οδηγός πρέπει να χρησιμοποιήσει περισσότερο γκάζι για να έχει τα ίδια αποτελέσματα.



**Σχήμα 3.8:** Η γωνία pitch μειώνεται με αυξημένη γωνία camber και toe



**Σχήμα 3.9:** Αυξημένο throttle demand εξ αιτίας της αντίστασης που παρουσιάζουν τα ελαστικά στην κίνηση του μονοθεσίου

Οι δυναμικές αναλύσεις που έγιναν παραπάνω δείχνουν τις διαφορές που προκαλούν ακόμη και μικρές αλλαγές των γωνιών της ανάρτησης. Τα αποτελέσματα ανταποκρίνονται στην πραγματικότητα και μπορεί να θεωρηθούν ως μία αρκετά καλή αρχική προσέγγιση για τα δεδομένα που υπάρχουν μέχρι στιγμής. Επιπλέον, μπορεί να γίνει έλεγχος αυτών με πραγματικές δοκιμές σε πίστα μόλις ολοκληρωθεί η κατασκευή του μονοθεσίου για να βρεθούν οι αποκλίσεις μεταξύ τους.

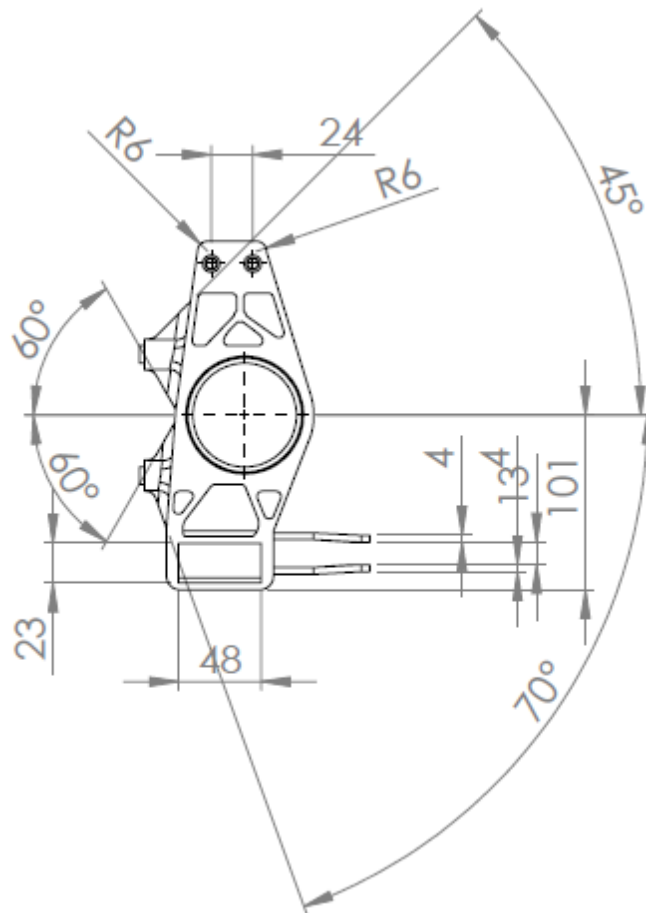
## 4. Κατασκευαστικά σχέδια συστημάτων ανάρτησης

### 4.1 Κατασκευαστικά σχέδια των συστημάτων ανάρτησης

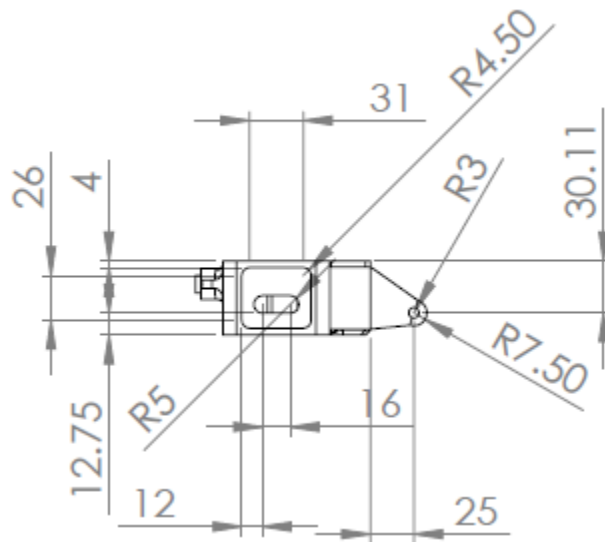
#### ➤ Μπροστά σύστημα ανάρτησης:

##### **Ακραξόνιο (upright):**

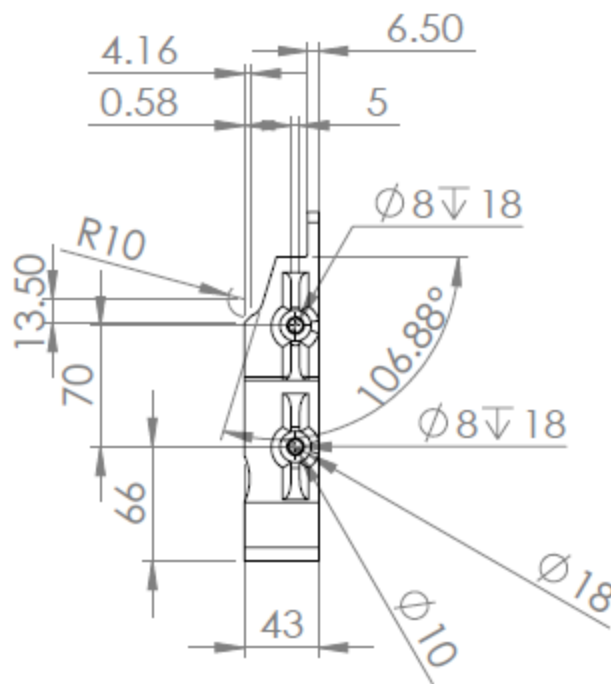
Το ακραξόνιο αποτελεί ένα αρκετά περίπλοκο εξάρτημα της ανάρτησης που πρέπει να κατασκευαστεί το οποίο έχει μεγάλο αριθμό καμπυλοτήτων και "σπασιμάτων".



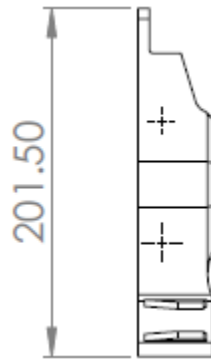
**Σχήμα 4.1:** Πρόοψη ακραξονίου (SolidWorks)



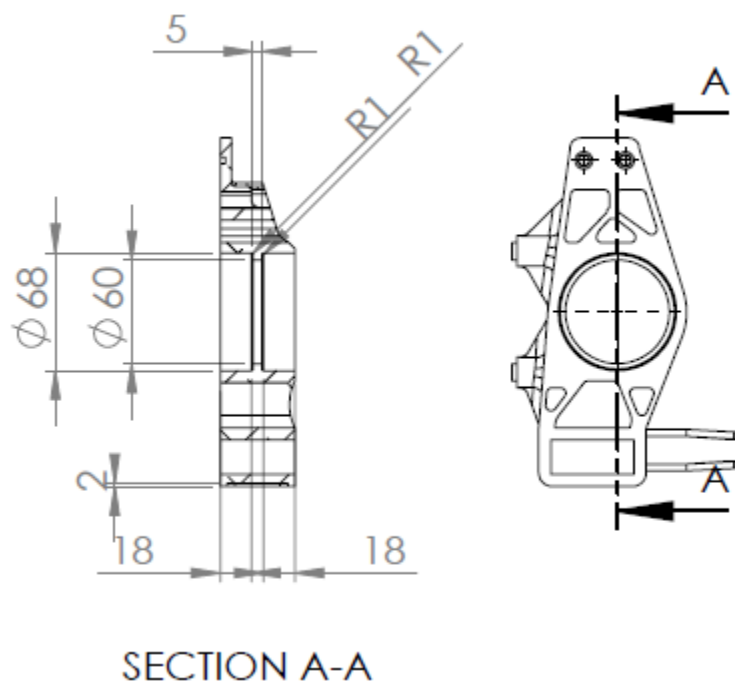
**Σχήμα 4.2:** Κάτοψη ακραξιόνιου



**Σχήμα 4.3:** Πλάγια αριστερή όψη ακραξιόνιου (SolidWorks)



**Σχήμα 4.4:** Πλάγια δεξιά όψη ακραξονίου (SolidWorks)

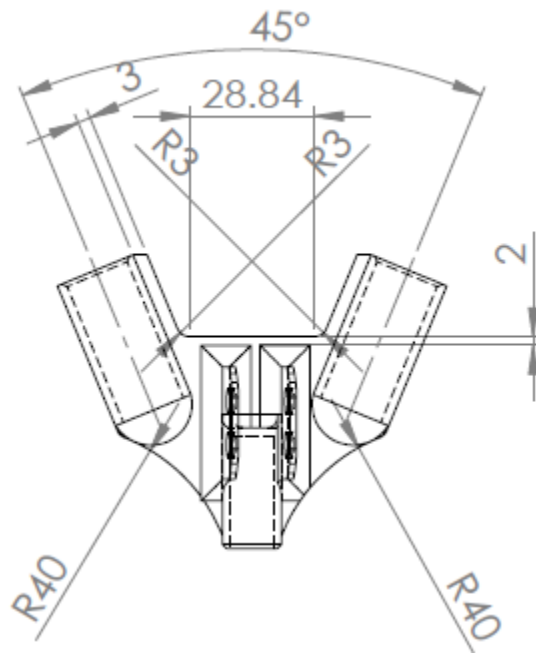


**Σχήμα 4.5:** Τομή πρόοψης ακραξονίου για τον υπολογισμό των οπών των ρουλεμάν (SolidWorks)

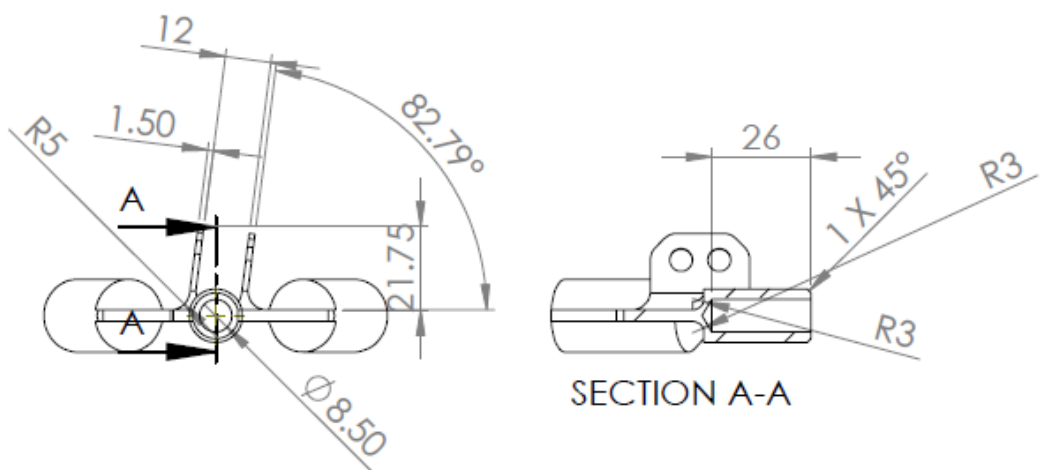
**Κάτω άκρο σύνδεσης ψαλιδιών :**

Και το κάτω άκρο σύνδεσης ψαλιδιών αποτελεί ένα εξάρτημα με σχετικά περίπλοκη γεωμετρία καθώς σε αυτό συμπεριλαμβάνεται και η στήριξη της pushrod, που θα μεταφέρει όλη την κίνηση της ανάρτησης.

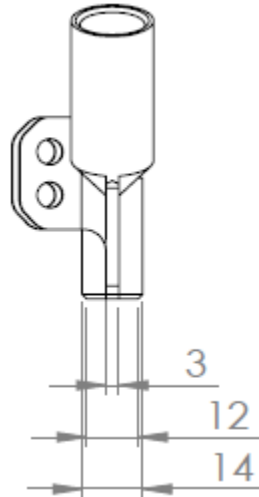




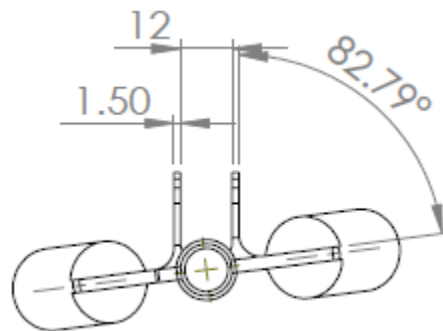
**Σχήμα 4.6:** Πρόοψη κάτω άκρου σύνδεσης ψαλιδιών (SolidWorks)



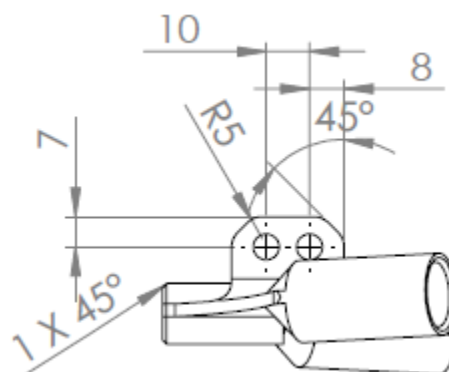
**Σχήμα 4.7:** Κάτοψη και τομή κάτω άκρου σύνδεσης ψαλιδιών (SolidWorks)



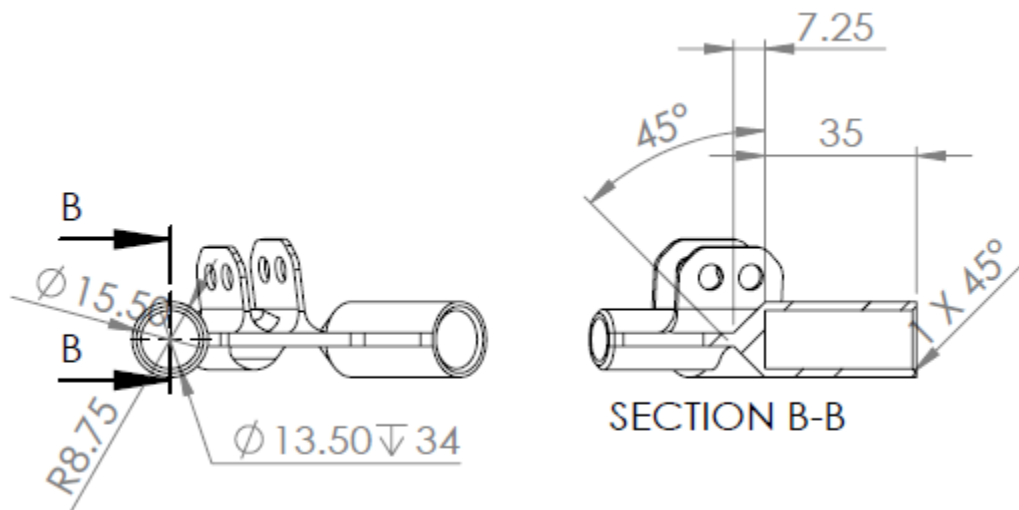
**Σχήμα 4.8:** Πλάγια όψη κάτω άκρου σύνδεσης ψαλιδιών (SolidWorks)



**Σχήμα 4.9:** Κάτοψη για τον προσδιορισμό των διαστάσεων της στήριξης της pushrod άκρου σύνδεσης ψαλιδιών (SolidWorks)

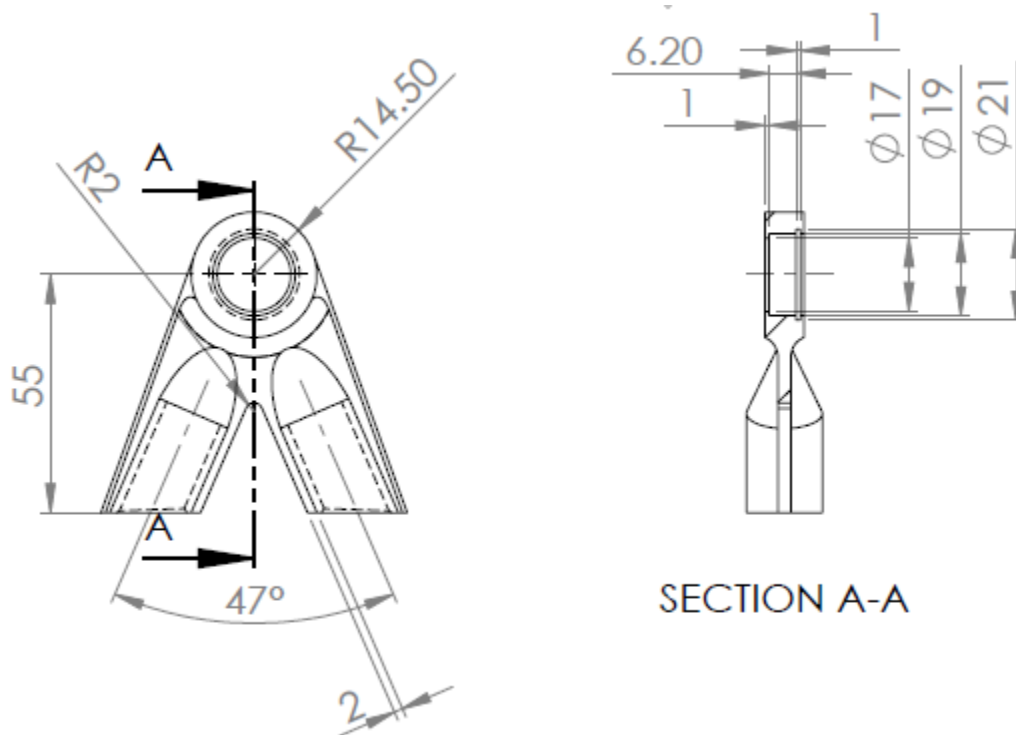


**Σχήμα 4.10:** Πλάγια όψη για τον προσδιορισμό των διαστάσεων της στήριξης της pushrod άκρου σύνδεσης ψαλιδιών

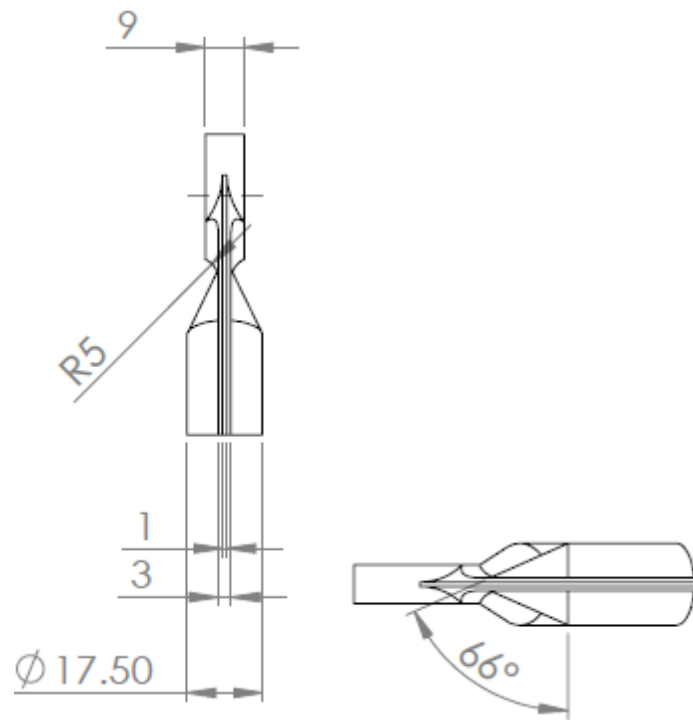


**Σχήμα 4.11:** Κάτοψη και τομή το κάτω άκρου σύνδεσης ψαλιδιών για τον προσδιορισμό διαστάσεων των οπών στήριξης των σωλήνων των ψαλιδιών (SolidWorks)

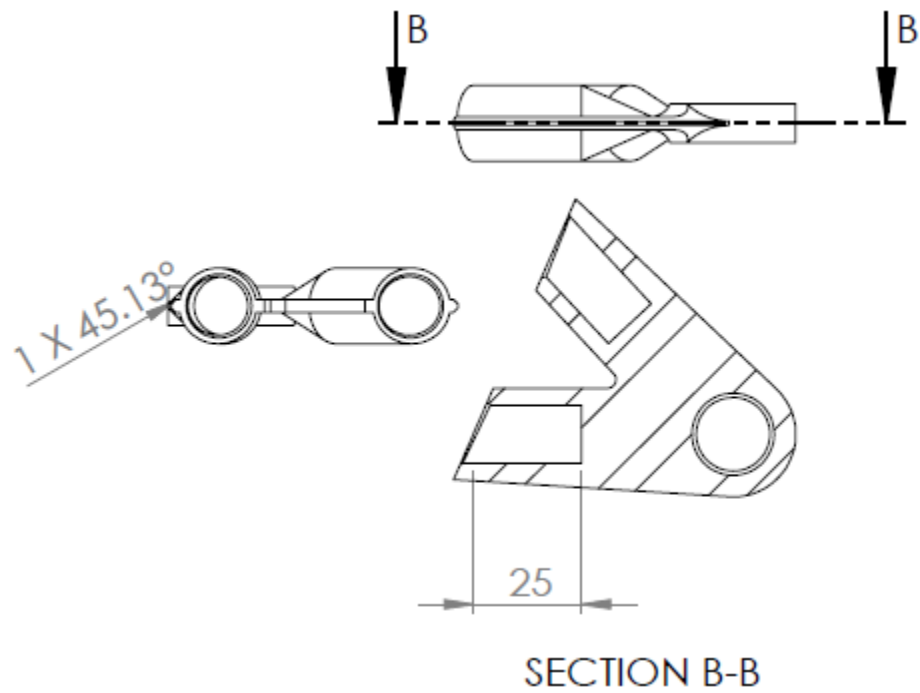
**Άνω άκρο σύνδεσης ψαλιδιών:**



**Σχήμα 4.12:** Πρόοψη και τομή του άνω άκρου σύνδεσης ψαλιδιών (SolidWorks)



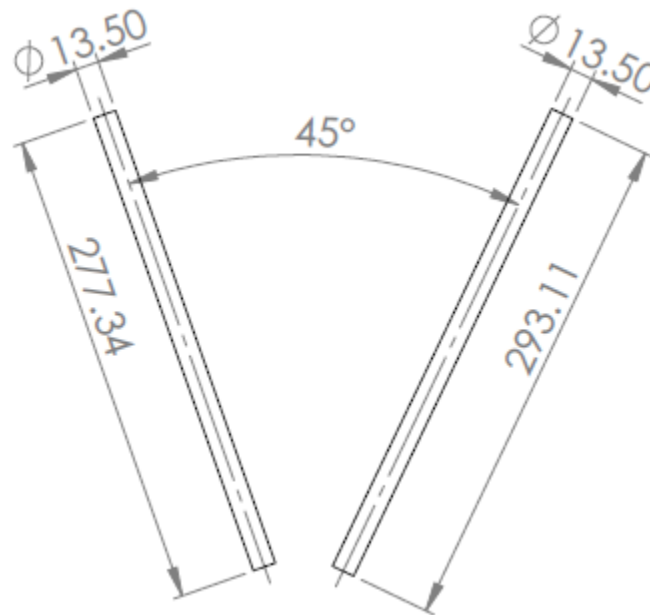
**Σχήμα 4.13:** Πλάγιες όψεις του άνω άκρου σύνδεσης ψαλιδιών (SolidWorks)



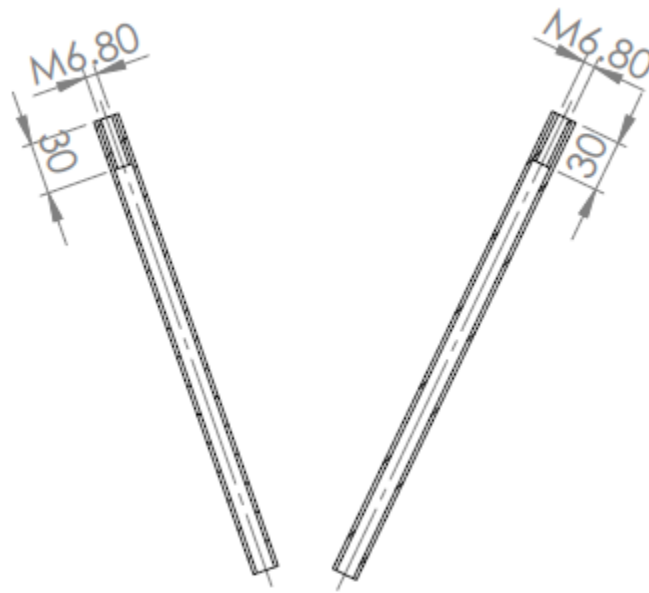
**Σχήμα 4.14:** Τομή πλάγιας όψης για τον προσδιορισμό του βάθους των οπών στήριξης των σωλήνων των ψαλιδιών και πλάγια όψη κάθετη στο σπάσιμο της περιφέρειας του εξαρτήματος (SolidWorks)

**Κάτω ψαλίδια:**

Και τα ψαλίδια με την σειρά τους αποτελούν βασικά μέλη των αναρτήσεων.



**Σχήμα 4.15:** Πρόοψη κάτω ψαλιδιών (SolidWorks)

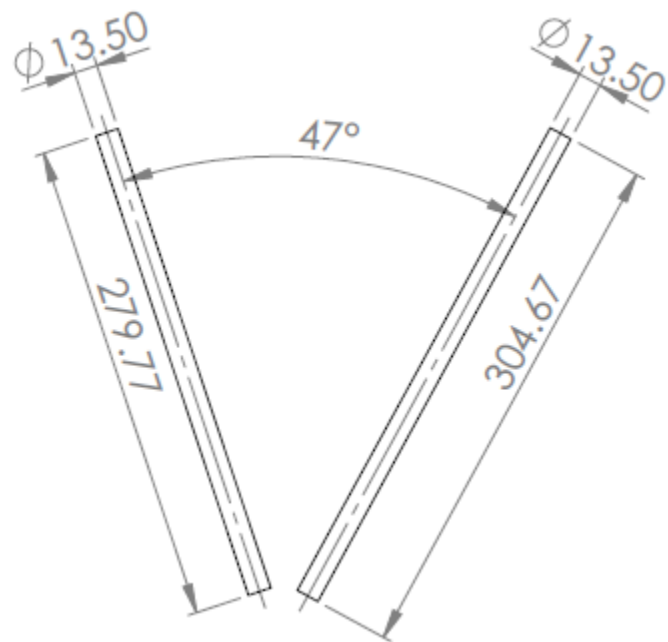


**Σχήμα 4.16:** Τομή πρόοψης κάτω ψαλιδιών για τον προσδιορισμό των εσωτερικών κυλίνδρων που θα συγκολληθούν και θα συγκρατούν τα ψαλίδια στο σασί μέσω σφαιρικών συνδέσμων

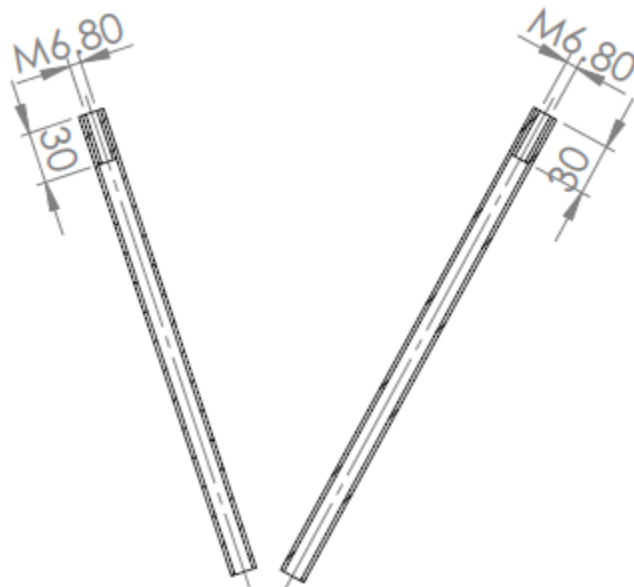


**Σχήμα 4.17:** Κάτοψη κάτω ψαλιδιών (SolidWorks)

**Άνω ψαλίδια:**



**Σχήμα 4.18:** Πρόοψη άνω ψαλιδιών (SolidWorks)

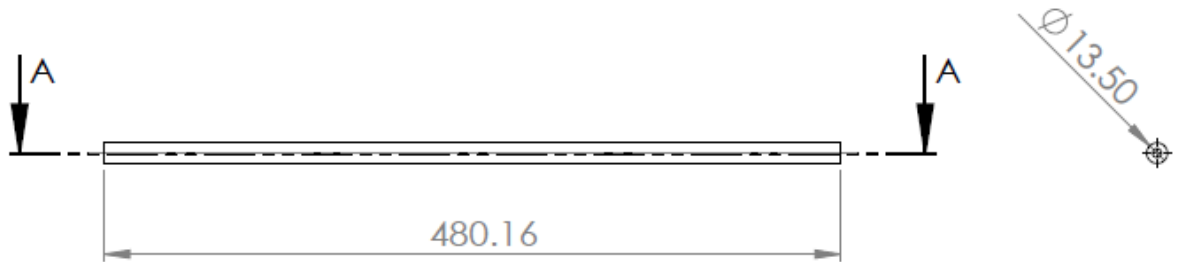


**Σχήμα 4.19:** Τομή πρόοψης άνω ψαλιδιών για τον προσδιορισμό των εσωτερικών κυλίνδρων που θα συγκολληθούν και θα συγκρατούν τα ψαλίδια στο σασί μέσω σφαιρικών συνδέσμων (SolidWorks)

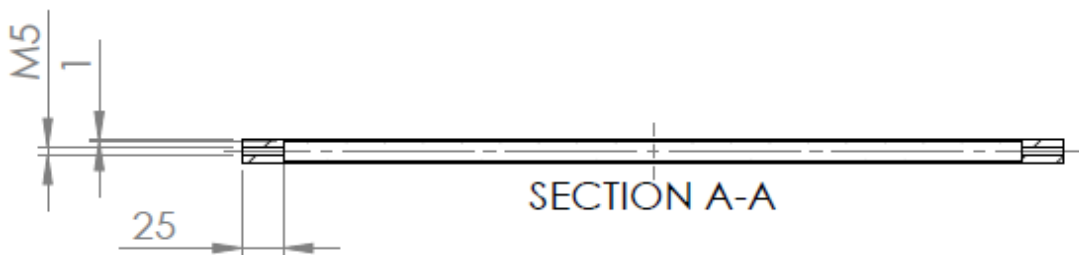


**Σχήμα 4.20:** Κάτοψη άνω ψαλιδιών (SolidWorks)

**Μοχλικό (Pushrod):**



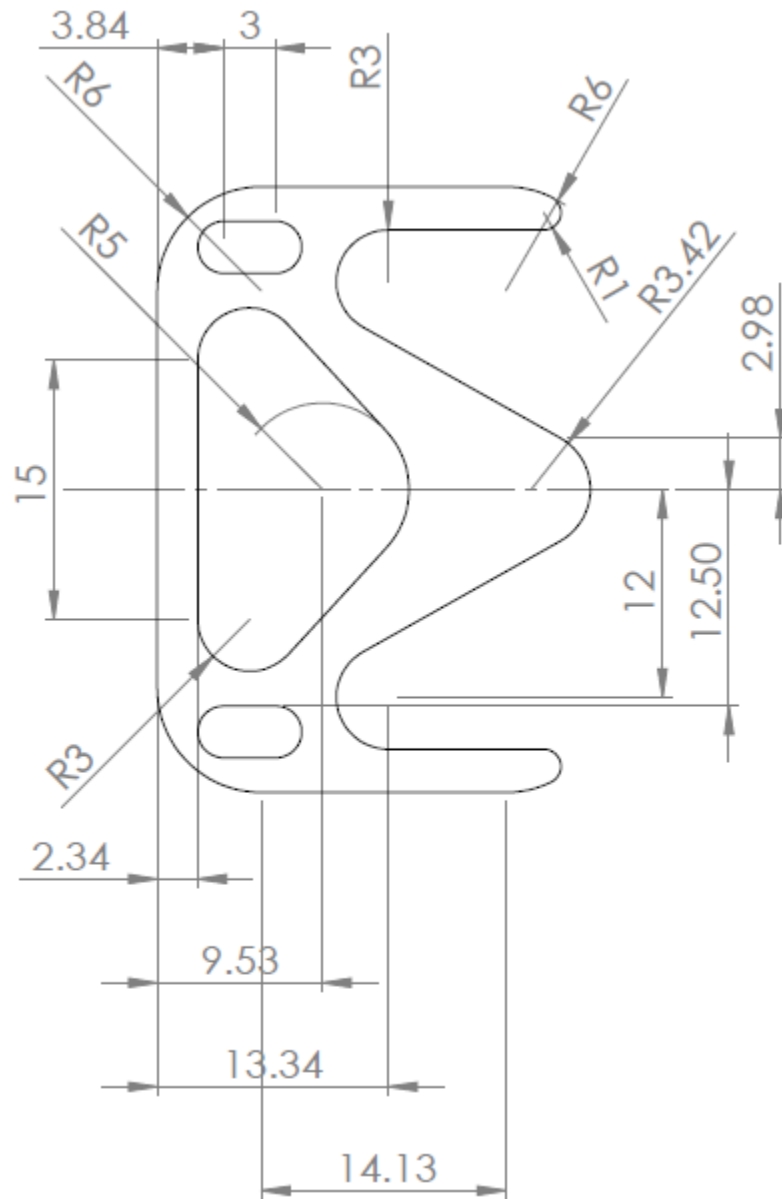
**Σχήμα 4.21:** Πρόοψη και πλάγια όψη του μοχλικού του μπροστά συστήματος ανάρτησης (SolidWorks)



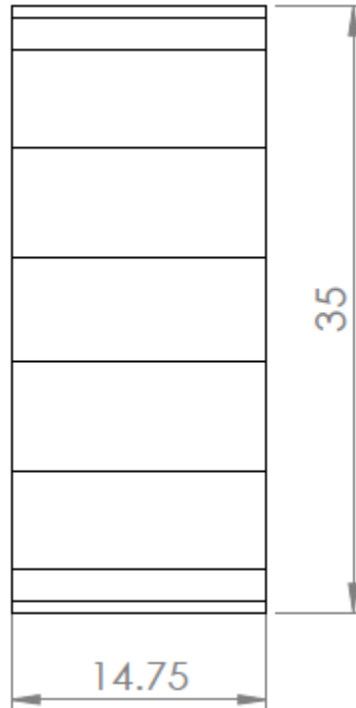
**Σχήμα 4.22:** Πρόοψη σε τομή του μοχλικού του μπροστά συστήματος ανάρτησης για τον προσδιορισμό των οπών που πρέπει να διανοιχθούν ώστε να δημιουργηθεί το απαιτούμενο σπείρωμα (SolidWorks)



**Πλακίδιο ρύθμισης γωνίας camber (0°):**

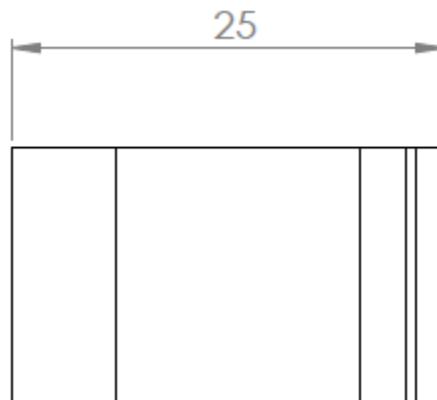


**Σχήμα 4.23:** Πρόοψη του πλακιδίου που θα χρησιμοποιηθεί για την ρύθμιση της γωνίας camber (SolidWorks)



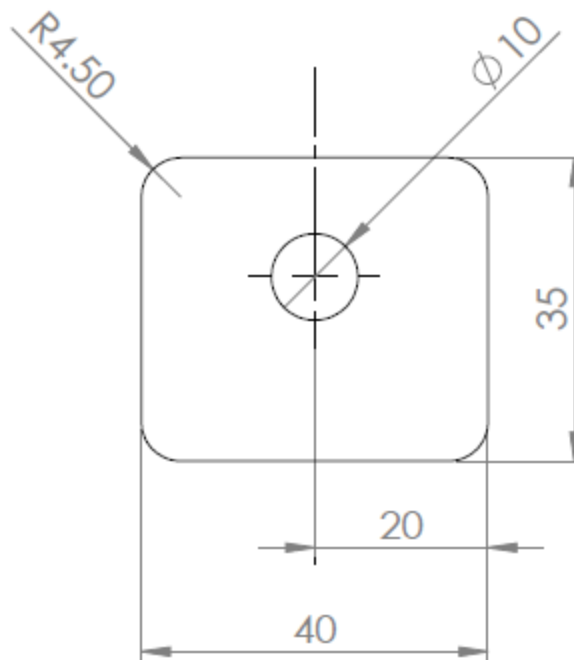
**Σχήμα 4.24:** Πλάγια όψη του πλακιδίου (SolidWorks)

Το πάχος που έχει το πλακίδιο φαίνεται πως είναι αρκετά μεγάλο όμως αυτό συμβαίνει επειδή πρόκειται για την περίπτωση που οι τροχοί έχουν 0 μοίρες ως προς την γωνία camber.

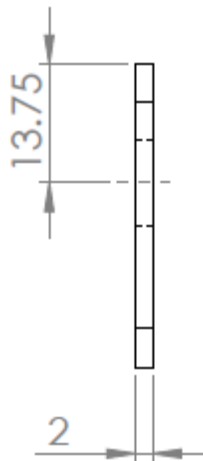


**Σχήμα 4.25:** Κάτοψη του πλακιδίου ρύθμισης της γωνίας camber (SolidWorks)

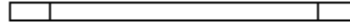
πλακίδιο ρύθμισης γωνίας Caster (4°):



**Σχήμα 4.26:** Πρόοψη του πλακιδίου που θα χρησιμοποιηθεί για την ρύθμιση της γωνίας caster (SolidWorks)

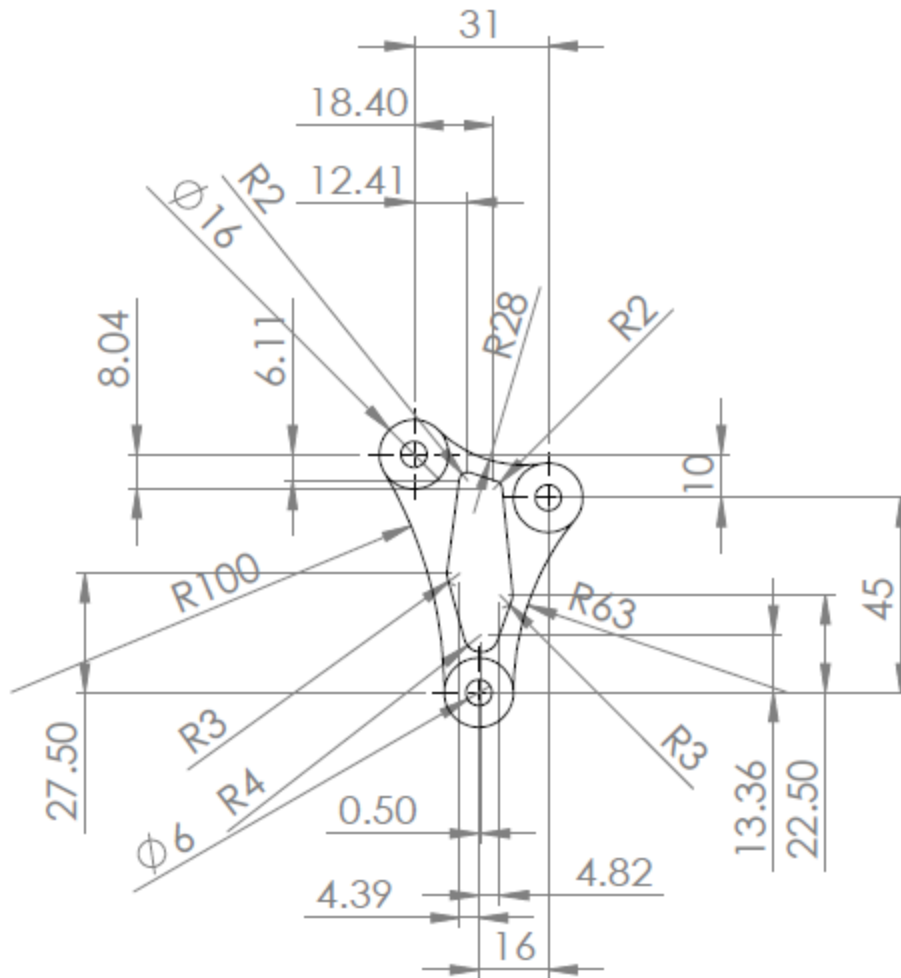


**Σχήμα 4.27:** Πλάγια όψη του πλακιδίου (SolidWorks)

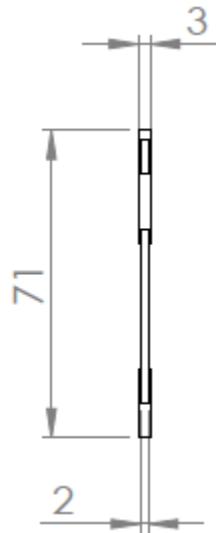


Σχήμα 4.28: Κάτοψη του πλακιδίου (SolidWorks)

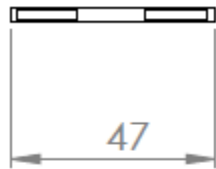
Ζύγωθρο :



Σχήμα 4.29: Πρόοψη ζυγώθρου (SolidWorks)

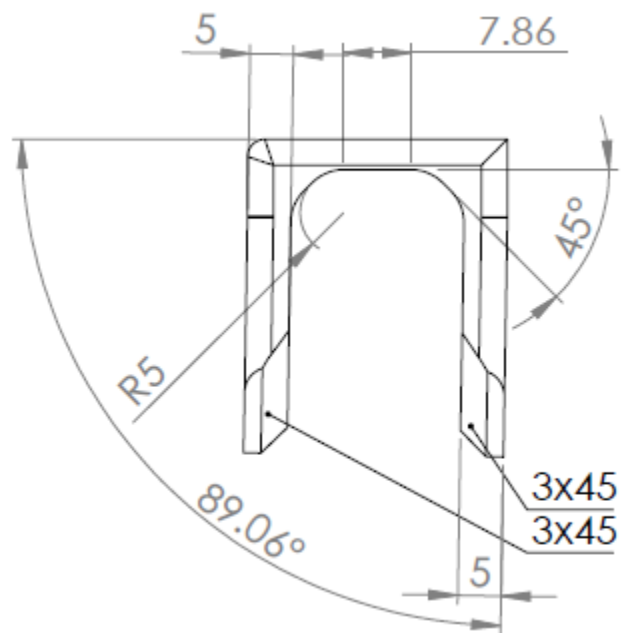


**Σχήμα 4.30:** Πλάγια όψη ζυγώθρου(SolidWorks)

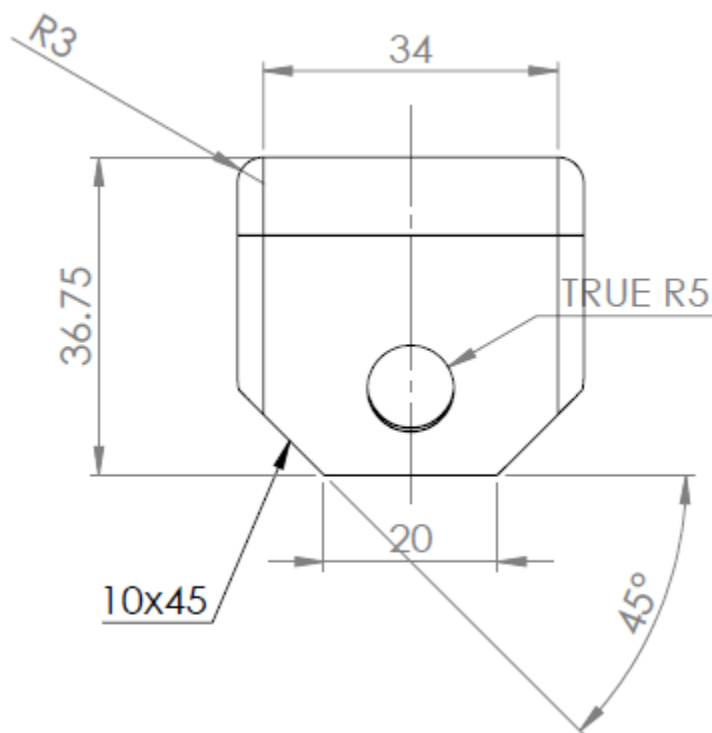


**Σχήμα 4.31:** κάτω όψη ζυγώθρου

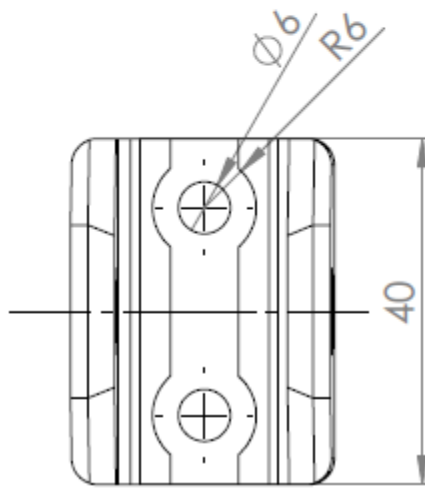
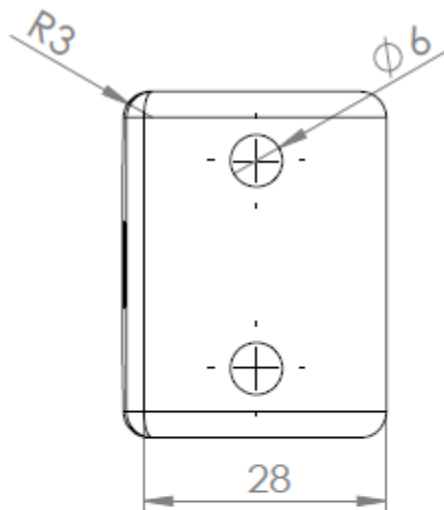
**Αγκύλη σύνδεσης ακραξονίου και ψαλιδιών:**



**Σχήμα 4.32:** Πρόοψη αγκύλης (SolidWorks)

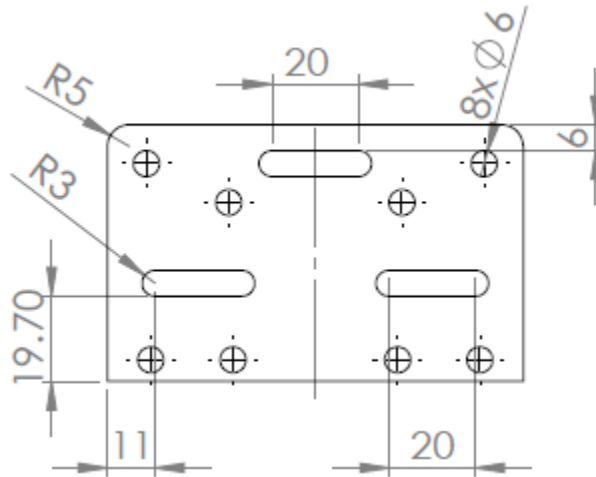


**Σχήμα 4.33:** Πλάγια όψη αγκύλης (SolidWorks)

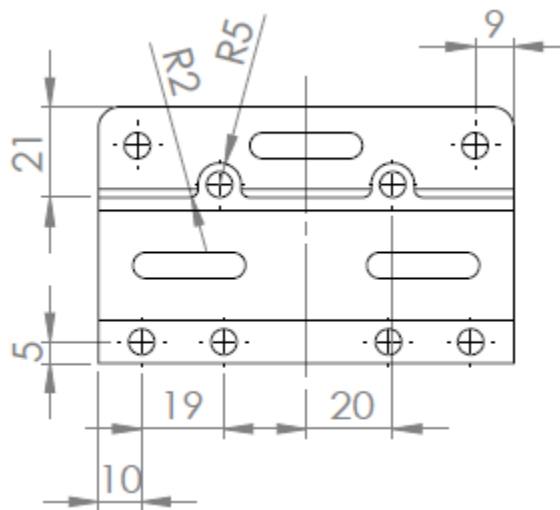


**Σχήμα 4.34:** Κάτοψη και άνοψη αγκύλης (SolidWorks)

**Βάση στήριξης αναρτήσεων (αποσβεστήρων) στο σασί:**

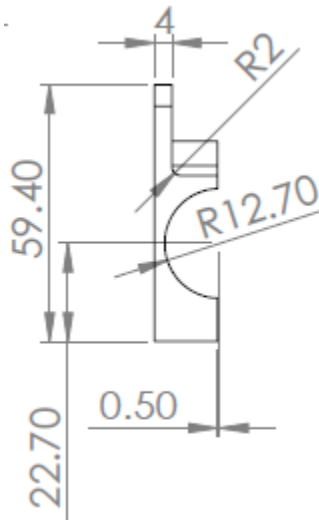


**Σχήμα 4.35:** Πρόσψη βάσης στήριξης (SolidWorks)

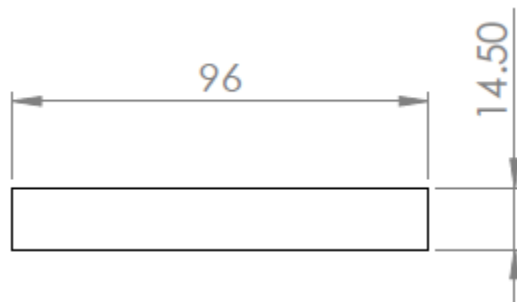


**Σχήμα 4.36:** Πίσω όψη βάσης στήριξης (SolidWorks)





**Σχήμα 4.37:** Πλάγια όψη βάσης στήριξης (SolidWorks)

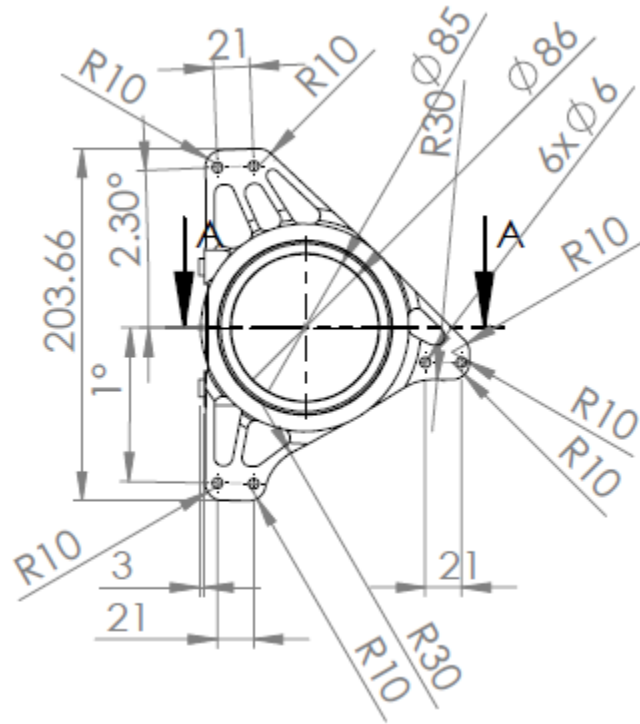


**Σχήμα 4.38:** Κάτοψη βάσης στήριξης (SolidWorks)

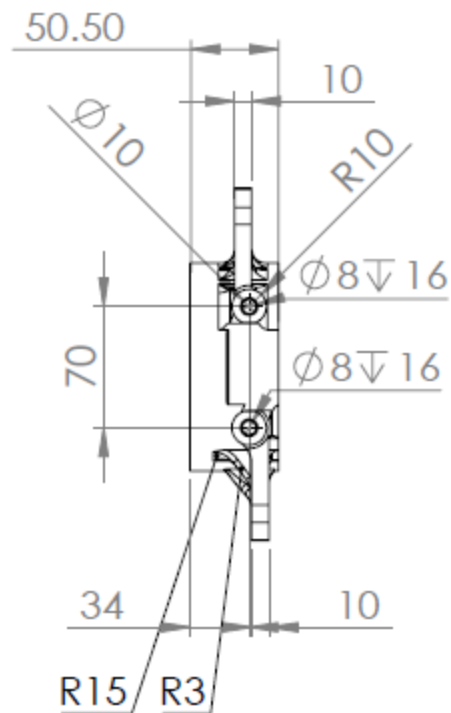
➤ **Πίσω σύστημα ανάρτησης:**

**Ακραξόνιο (upright):**

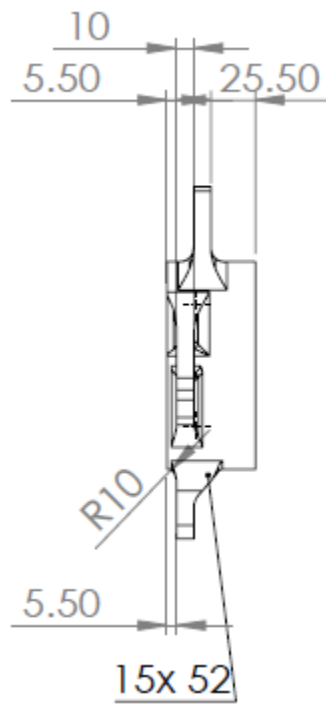
Όπως και στην περίπτωση του μπροστινού ακραξονίου, έτσι και εδώ η γεωμετρία είναι πολύπλοκη λόγω του μεγάλου αριθμού καμπυλοτήτων που παρουσιάζονται.



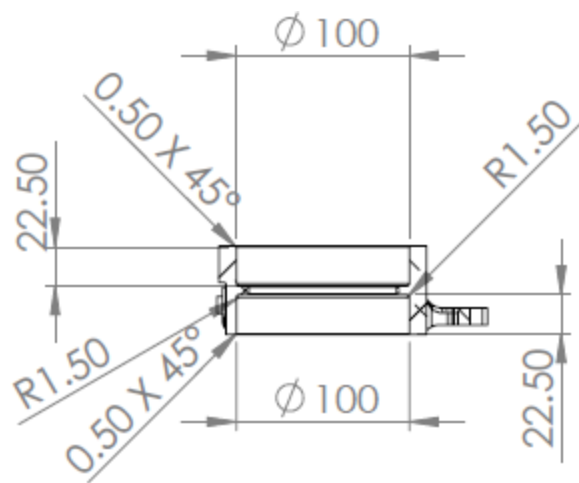
**Σχήμα 4.39:** Πρόοψη του πίσω ακραζονίου (SolidWorks)



**Σχήμα 4.40:** Αριστερή πλάγια όψη του πίσω ακραζονίου (SolidWorks)



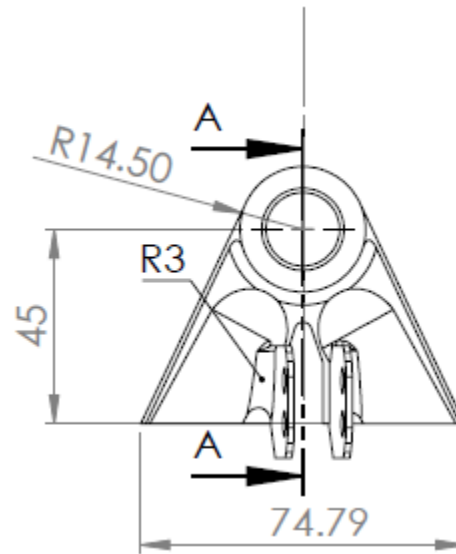
**Σχήμα 4.41:** Δεξιά πλάγια όψη του πίσω ακραζονίου (SolidWorks)



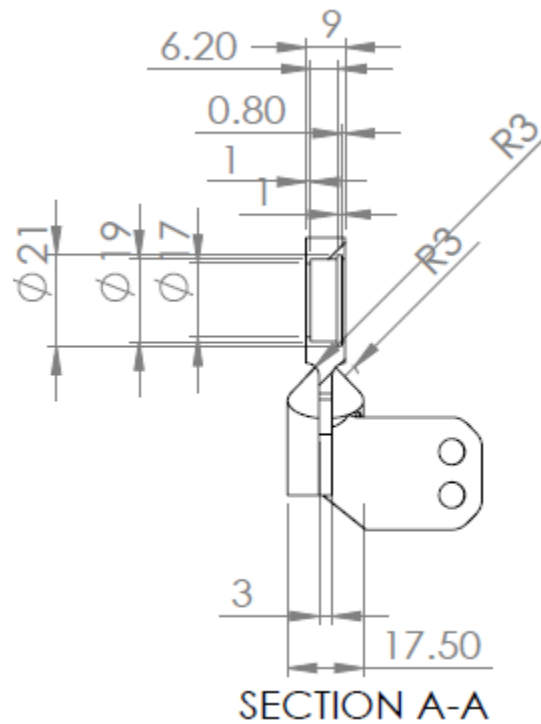
**SECTION A-A**

**Σχήμα 4.42:** Τομή της πρόψης του πίσω ακραζονίου (SolidWorks)

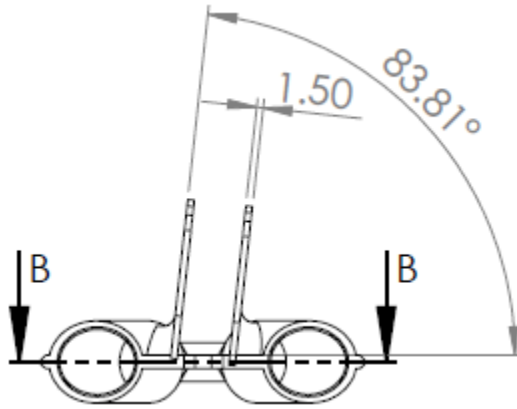
Κάτω άκρο σύνδεσης ψαλιδιών:



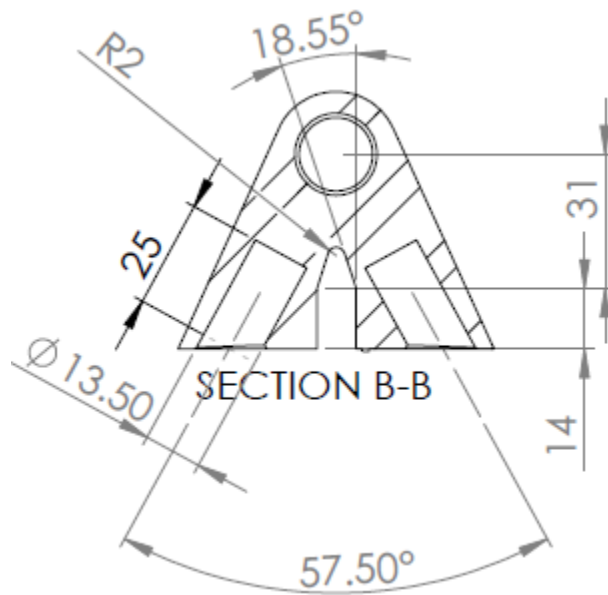
Σχήμα 4.43: Πρόοψη κάτω άκρου σύνδεσης ψαλιδιών (SolidWorks)



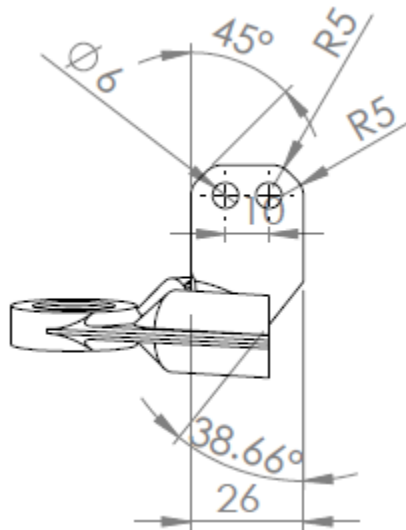
Σχήμα 4.44: Τομή πρόοψης κάτω άκρου σύνδεσης ψαλιδιών (SolidWorks)



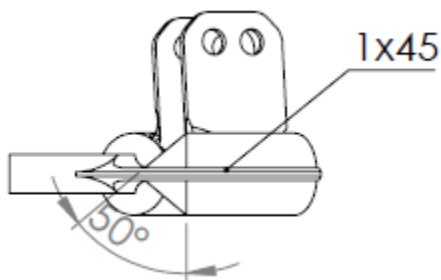
**Σχήμα 4.45:** Κάτοψη κάτω άκρου σύνδεσης ψαλιδιών (SolidWorks)



**Σχήμα 4.46:** Τομή κάτοψης του κάτω άκρου σύνδεσης ψαλιδιών (SolidWorks)



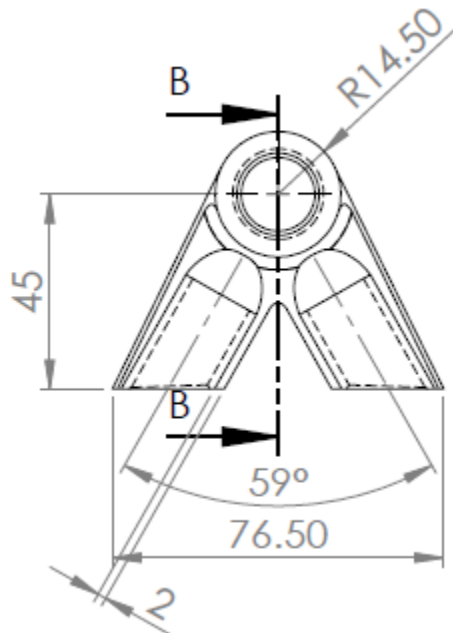
**Σχήμα 4.47:** Πλάγια όψη κάθετη στην στήριξη της pushrod κάτω άκρου σύνδεσης ψαλιδιών (SolidWorks)



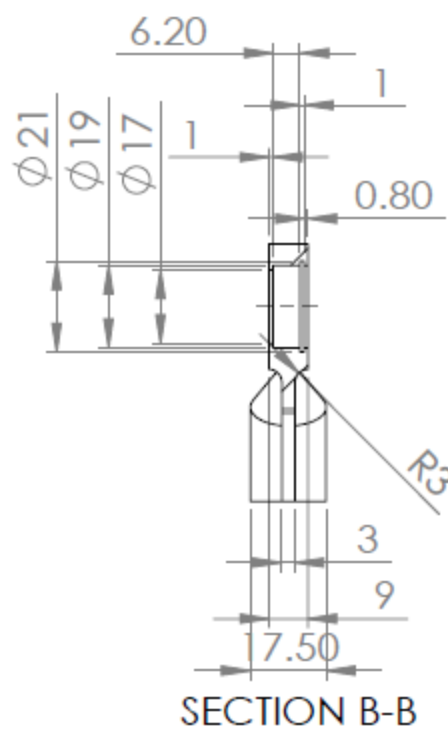
**Σχήμα 4.48:** Πλάγια όψη του κάτω άκρου σύνδεσης ψαλιδιών για τον προσδιορισμό της γωνίας των 50° (SolidWorks)

### Άνω άκρο σύνδεσης ψαλιδιών:

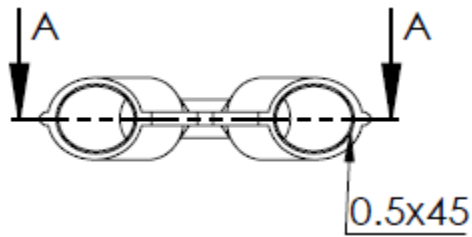
Το άνω άκρο σύνδεσης ψαλιδιών είναι της ίδιας μορφής με ο άκρο που χρησιμοποιείται και στο κάτω ψαλίδι.



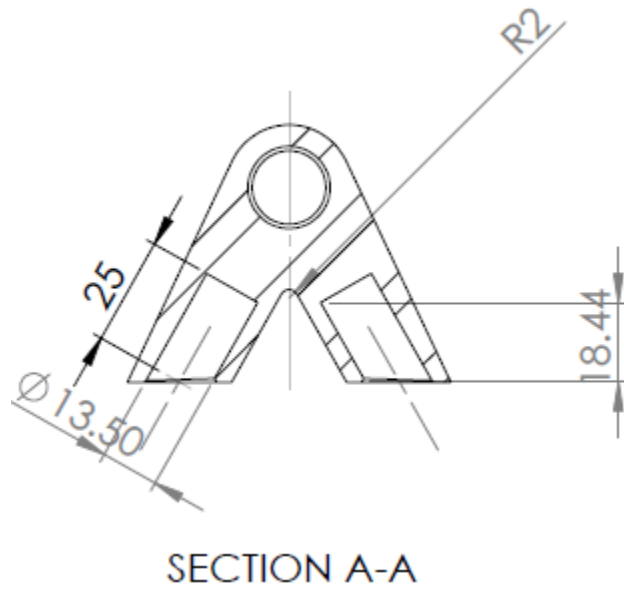
Σχήμα 4.49: Πρόοψη άνω άκρου σύνδεσης ψαλιδιών (SolidWorks)



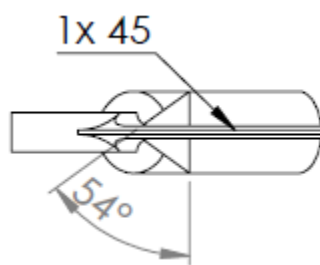
Σχήμα 4.50: Τομή πρόοψης (SolidWorks)



**Σχήμα 4.51:** Κάτοψη άνω άκρου σύνδεσης (SolidWorks)



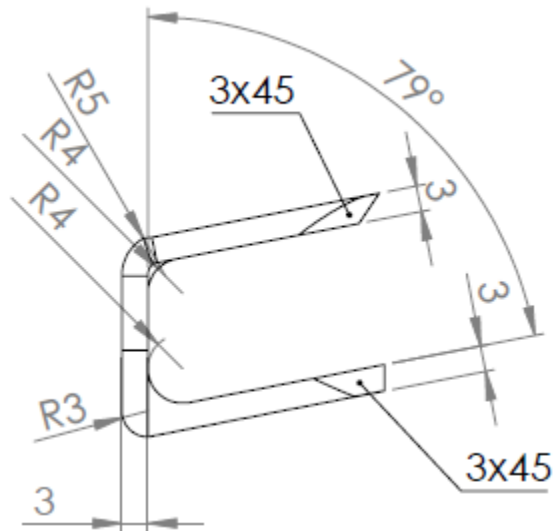
**Σχήμα 4.52:** Τομή κάτοψης άνω άκρου σύνδεσης (SolidWorks)



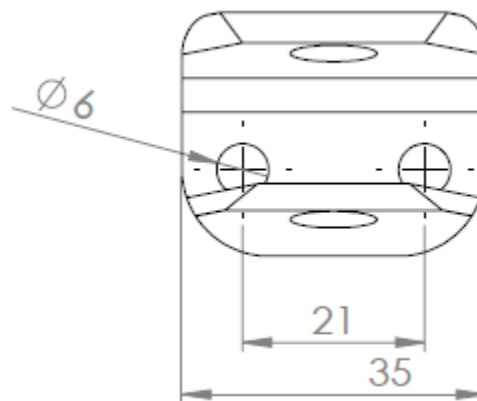
**Σχήμα 4.53:** Πλάγια όψη για τον προσδιορισμό της γωνίας των 54° (SolidWorks)



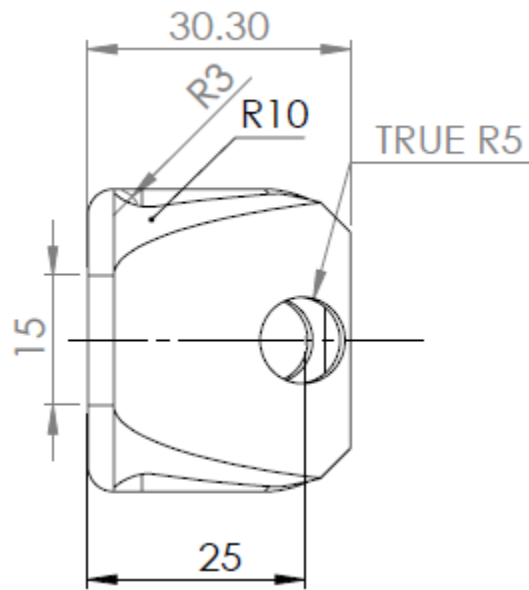
**Άνω αγκύλη στήριξης ψαλιδιών και ακραξονίου:**



**Σχήμα 4.54:** Πρόοψη άνω αγκύλης (SolidWorks)

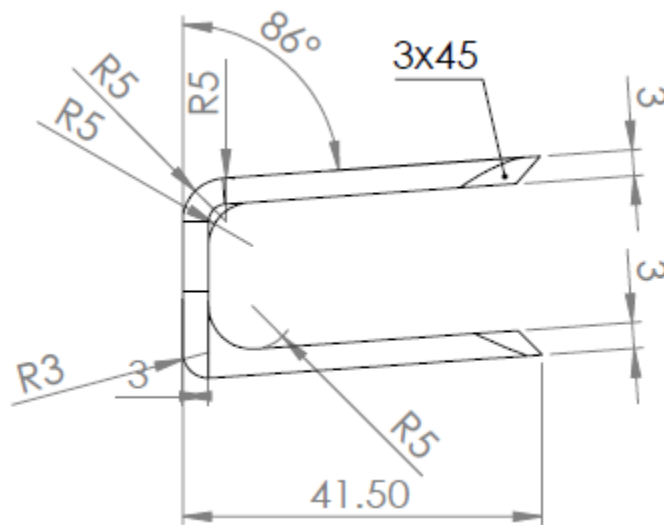


**Σχήμα 4.55:** Πλάγια όψη άνω αγκύλης (SolidWorks)

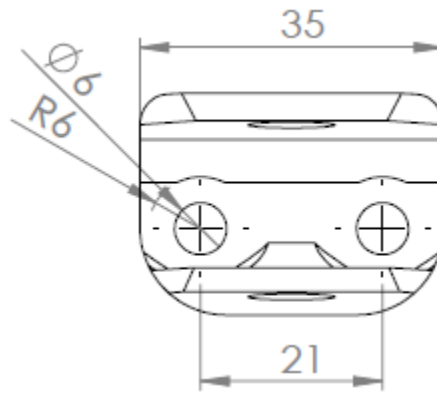


**Σχήμα 4.56:** Κάτοψη άνω αγκύλης (SolidWorks)

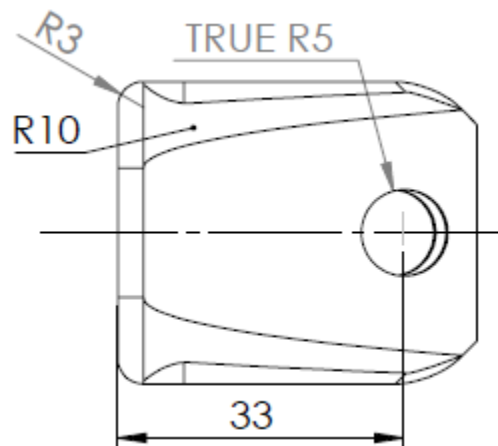
**Κάτω αγκύλη στήριξης ψαλιδιών και ακραξιόνιου:**



**Σχήμα 4.57:** Πρόοψη κάτω αγκύλης (SolidWorks)

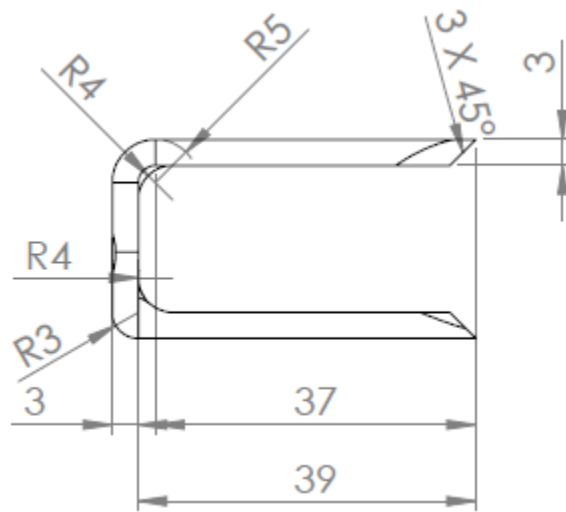


**Σχήμα 4.58:** Πλάγια όψη κάτω αγκύλης (SolidWorks)

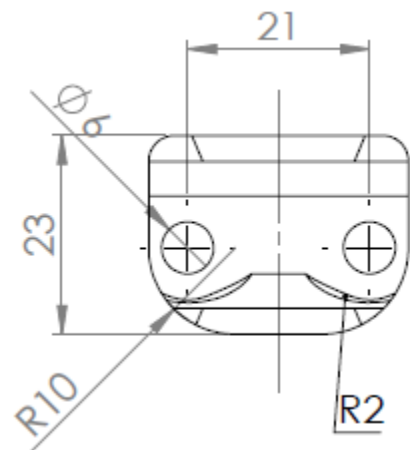


**Σχήμα 4.59:** Κάτοψη κάτω αγκύλης (SolidWorks)

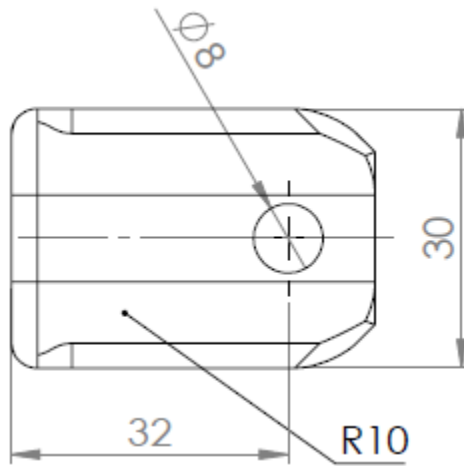
**Αγκύλη στήριξης ακρόμπαρου και ακραζονίου:**



**Σχήμα 4.60:** Πρόοψη αγκύλης στήριξης ακρόμπαρου (SolidWorks)

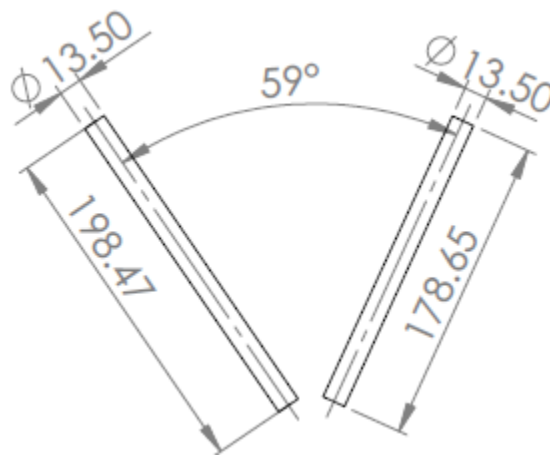


**Σχήμα 4.61:** Πλάγια όψη αγκύλης στήριξης ακρόμπαρου (SolidWorks)

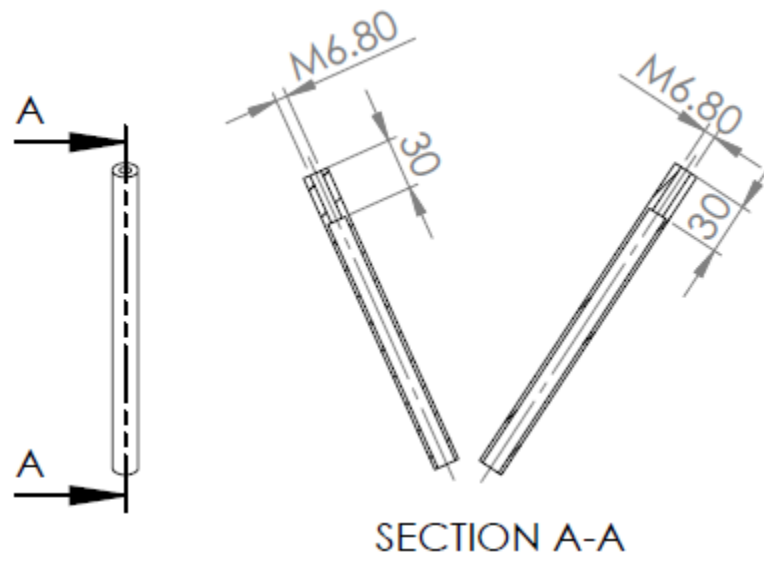


**Σχήμα 4.62:** Κάτοψη αγκύλης στήριξης ακρόμπαρου (SolidWorks)

**Άνω ψαλίδια:**

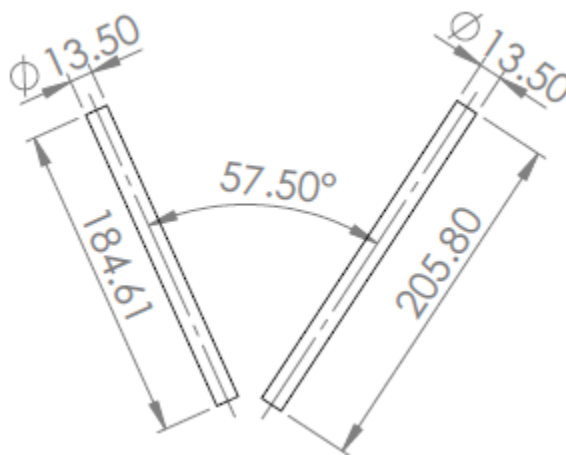


**Σχήμα 4.63:** Πρόοψη άνω ψαλιδιών (SolidWorks)

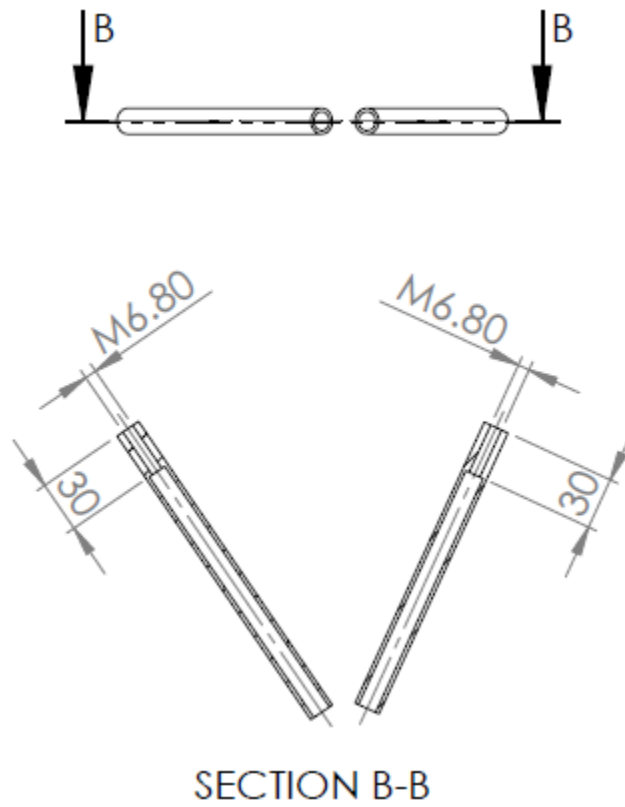


**Σχήμα 4.64:** Πλάγια όψη και τομή της για τον προσδιορισμό των κυλίνδρων στήριξης των αρθρώσεων στο σασί (SolidWorks)

**Κάτω ψαλίδια:**

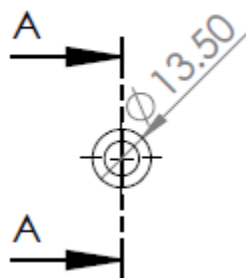


**Σχήμα 4.65:** Πρόοψη κάτω ψαλιδιών (SolidWorks)

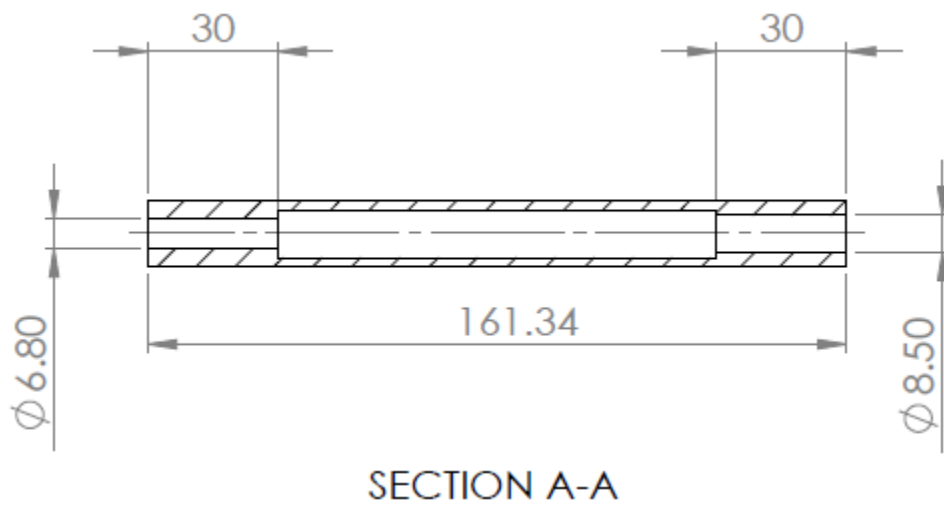


**Σχήμα 4.66:** Κάτοψη ψαλιδιών και τομή της για τον προσδιορισμό των κυλίνδρων στήριξης των αρθρώσεων στο σασί (SolidWorks)

**Ακρόμπαρο:**

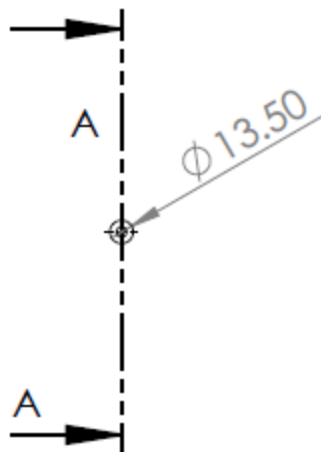


**Σχήμα 4.67:** Πρόοψη της tierod (SolidWorks)



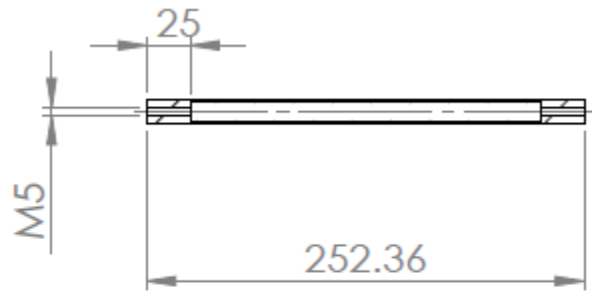
**Σχήμα 4.68:** Πλάγια όψη της tierod σε τομή για τον προσδιορισμό των κυλίνδρων που θα συγκρατούνται οι αρθρώσεις (SolidWorks)

**Μοχλικό:**



**Σχήμα 4.69:** Πρόοψη μοχλικού (SolidWorks)

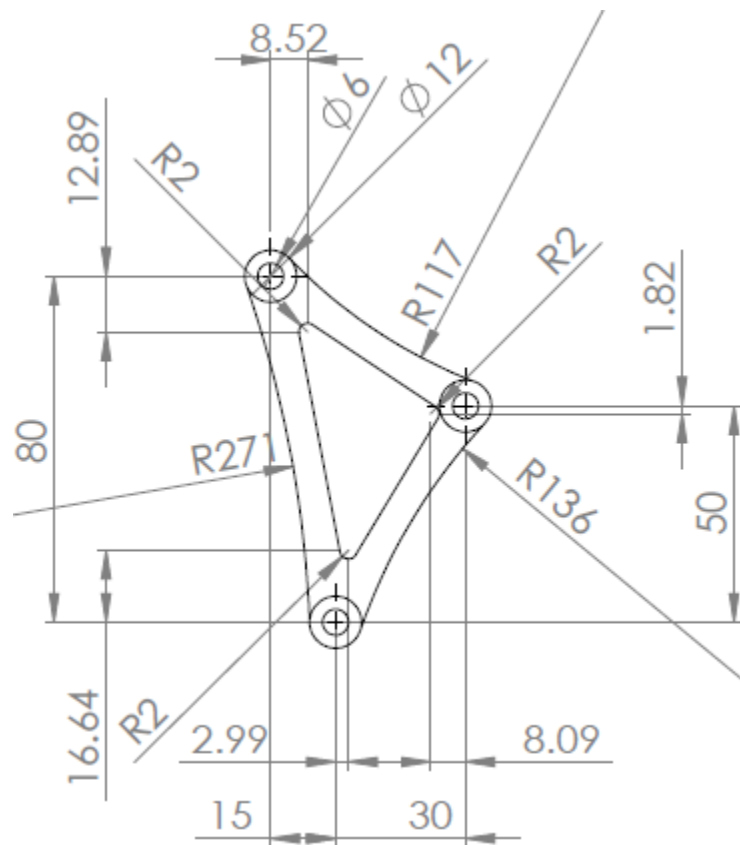




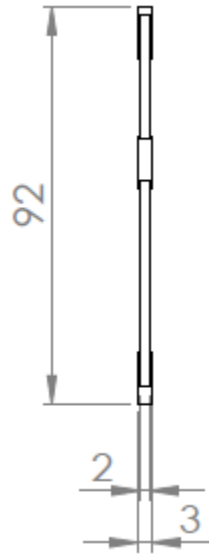
SECTION A-A

**Σχήμα 4.70:** Πλάγια όψη σε τομή για τον προσδιορισμό των κυλίνδρων που θα συγκρατούνται οι αρθρώσεις (SolidWorks)

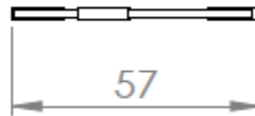
**Ζύγωθρο:**



**Σχήμα 4.71:** Πρόοψη ζυγώθρου (SolidWorks)

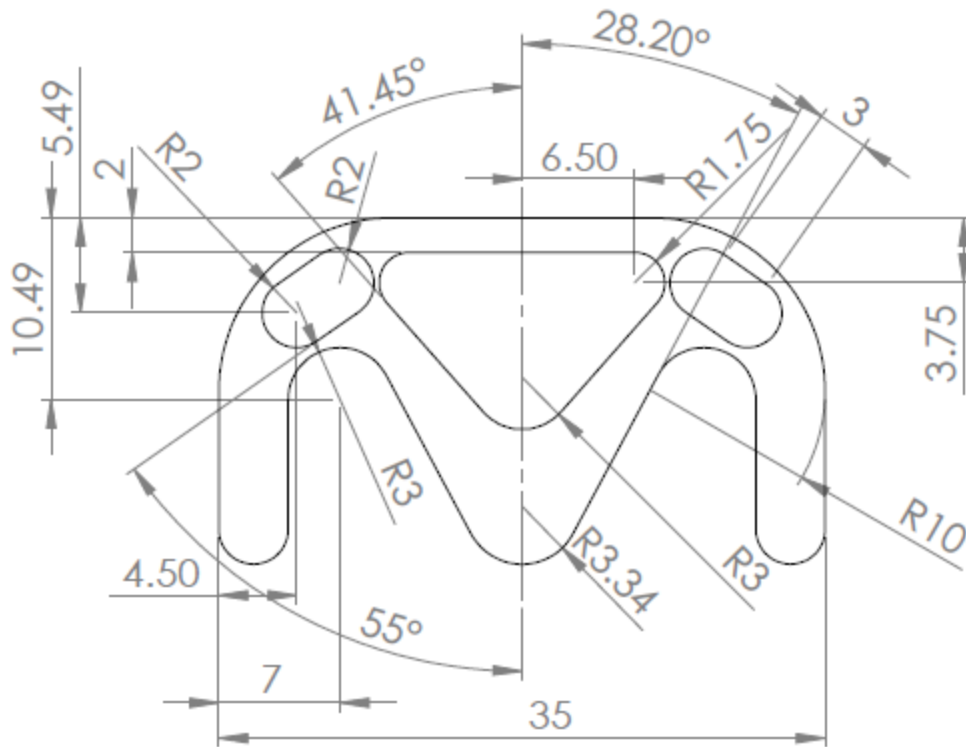


**Σχήμα 4.72:** Πλάγια όψη ζυγώθρου (SolidWorks)



**Σχήμα 4.73:** Κάτοψη ζυγώθρου (SolidWorks)

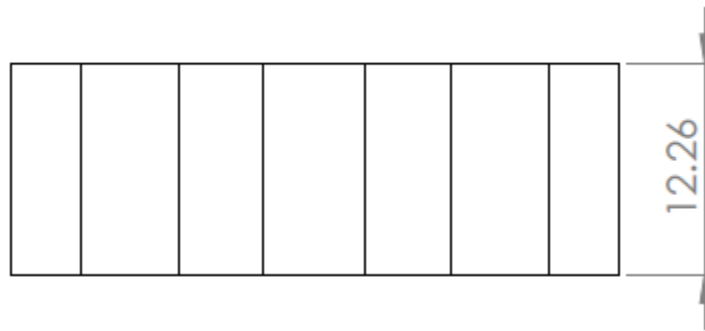
**Πλακίδιο ρύθμισης γωνίας camber (0°):**



**Σχήμα 4.74:** Πρόοψη πλακιδίου ρύθμισης γωνίας camber (SolidWorks)



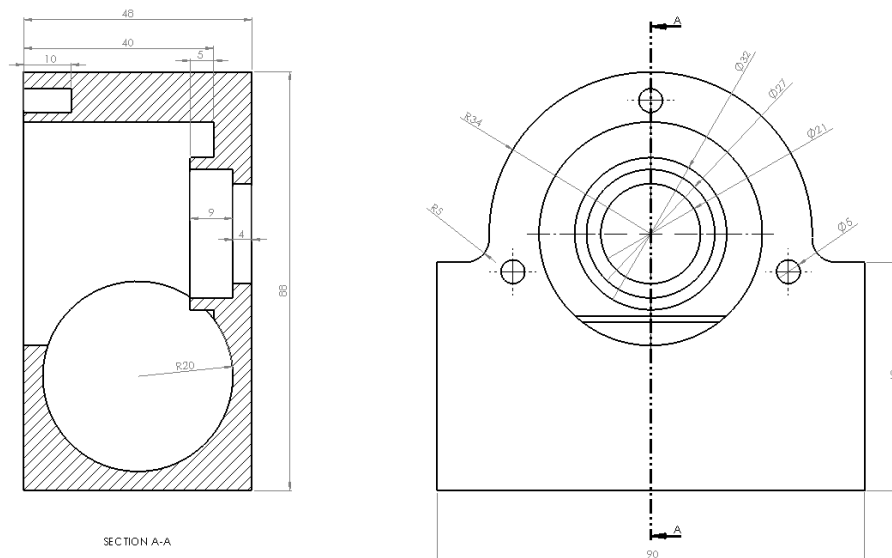
**Σχήμα 4.75:** Πάγια όψη πλακιδίου ρύθμισης γωνίας camber (SolidWorks)



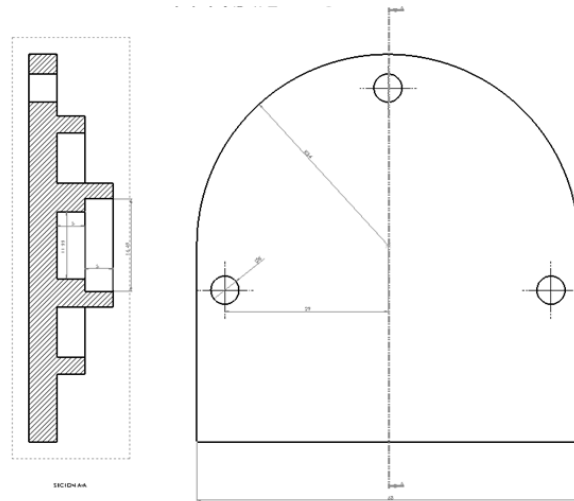
**Σχήμα 4.76:** Κάτοψη πλακιδίου ρύθμισης γωνίας camber (SolidWorks)

Όπως και στο μπροστά σύστημα ανάρτησης, έτσι και εδώ ως σχέδιο χρησιμοποιήθηκε το πλακίδιο το οποίο δίνει 0° camber.

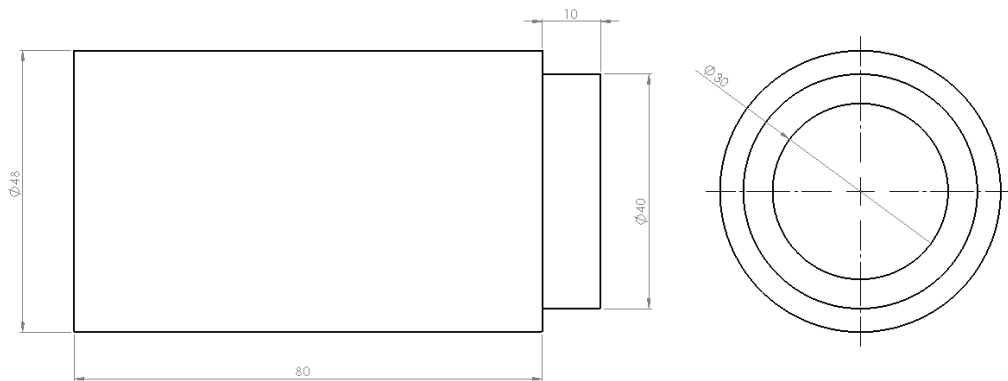
➤ **Σύστημα διεύθυνσης:**



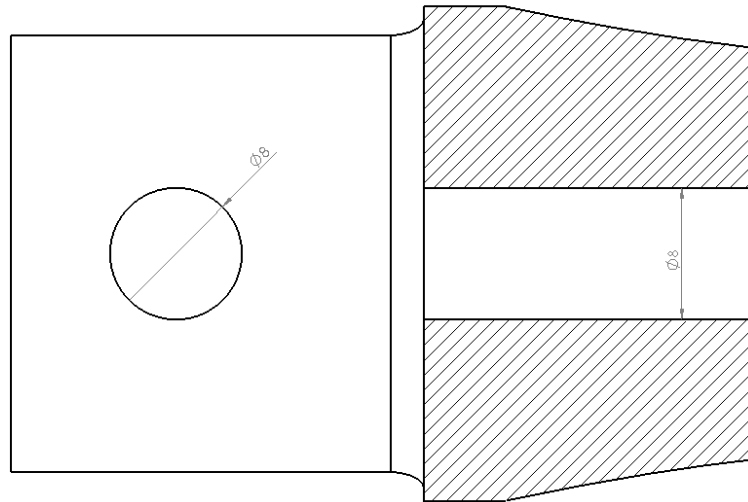
**Σχήμα 4.77:** Όψη και τομή πλάγιας όψης του κυρίου μέρους της κρεμαγιέρας (SolidWorks)



**Σχήμα 4.78:** Πρόοψη και τομή από το καπάκι της κρεμαγιέρας για την συγκράτηση του γρναζιού (SolidWorks)

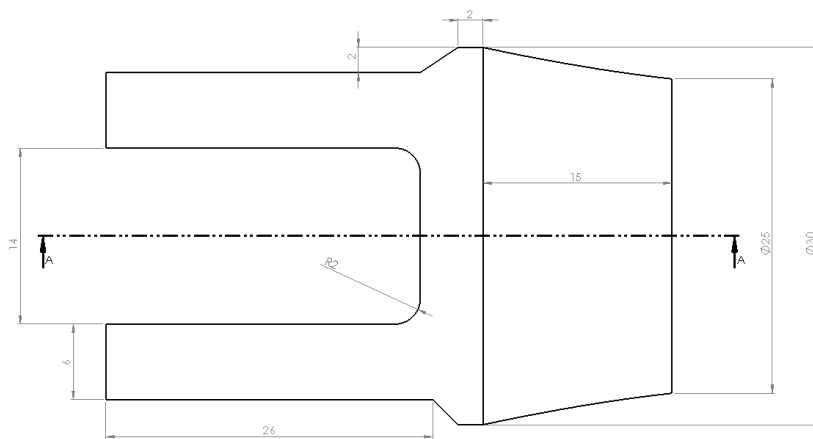


**Σχήμα 4.79:** Πρόοψη και πλάγια όψη της προέκτασης (SolidWorks)

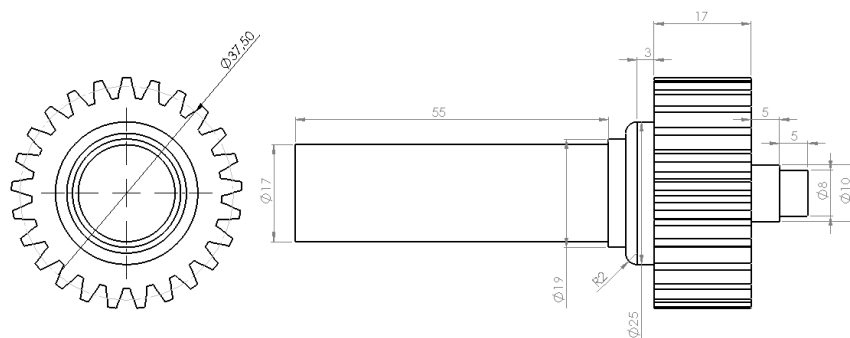


SECTION A-A

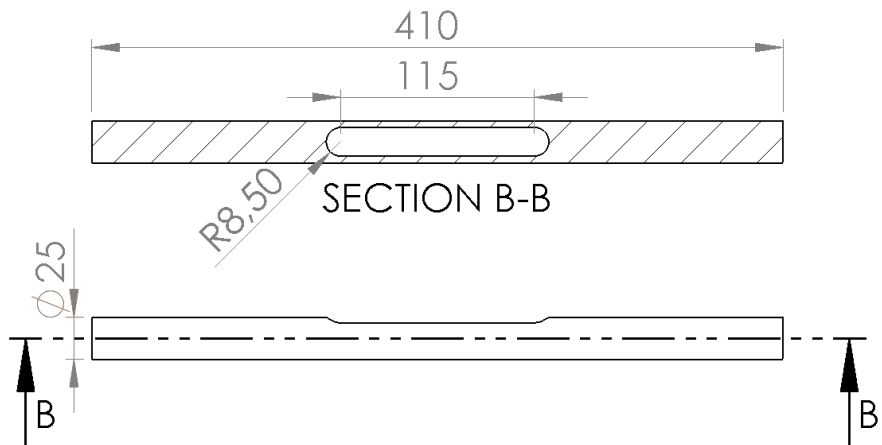
**Σχήμα 4.80:** Τομή του άκρου της κρεμαγιέρας (SolidWorks)



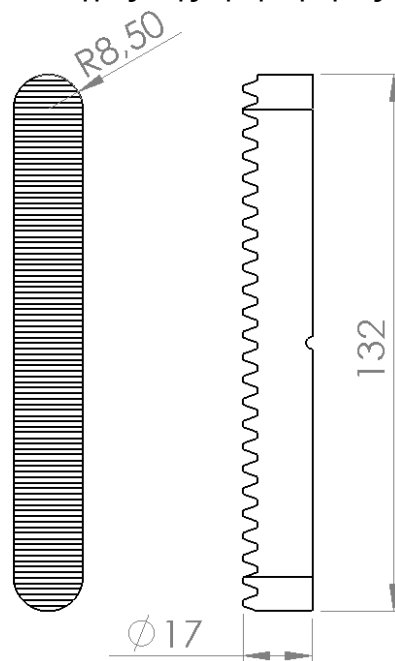
**Σχήμα 4.81:** Πρόψη του άκρου της κρεμαγιέρας (SolidWorks)



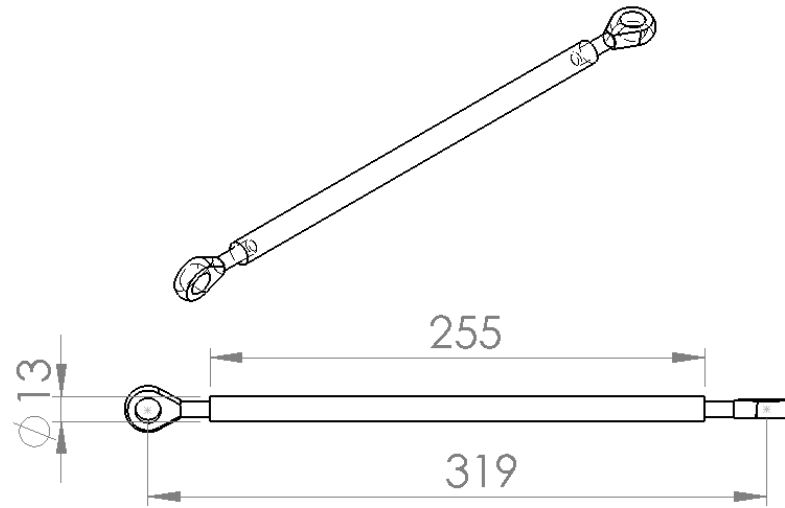
**Σχήμα 4.82:** Γρανάζι της κρεμαγιέρας (pinion) (SolidWorks)



**Σχήμα 4.83:** 'Οδηγός' της κρεμαγιέρας (SolidWorks)



**Σχήμα 4.84:** Οδοντωτός κανόνας module 1.5 (SolidWorks)



**Σχήμα 4.85:** Ακρόμπαρο (SolidWorks)



## 5. ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΚΑΙ ΑΠΟΤΙΜΗΣΗ ΠΤΥΧΙΑΚΗΣ

### 5.1 ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ

Με την ολοκλήρωση αυτής της εργασίας κατανοήθηκε η σημαντικότητα των συστημάτων σχεδίασης σε Η/Υ. Με την βοήθεια του λογισμικού ADAMS προέκυψαν τα κατάλληλα σημεία στήριξης των ψαλιδιών, των αναρτήσεων και του συστήματος διεύθυνσης έπειτα από κινηματική ανάλυση των συστημάτων ανάρτησης και διεύθυνσης, αλλά και δυναμικής ανάλυσης του συνολικού μονοθεσίου.

Επίσης με το λογισμικό SolidWorks έγινε δυνατή η σχεδίαση όλων των απαραίτητων εξαρτημάτων και συστημάτων να σιγουρευτεί αν δουλεύουν και συνεργάζονται μεταξύ τους σωστά χωρίς να κατασκευαστούν, κάτι που συνεπάγεται εξοικονόμηση χρόνου και χρημάτων. Επιπλέον, με την δυνατότητα που παρέχει το SolidWorks έγινε μελέτη της αντοχής των εξαρτημάτων μέσω ανάλυσης καταπόνησης το οποίο και αυτό μειώνει το συνολικό κόστος του οχήματος.

Το να κατασκευαστεί ένα όχημα προδιαγραφών FSAE και να διακριθεί στο συγκεκριμένο διαγωνισμό χρειάζονται εμπειρία και ομαδική εργασία. Πιστεύουμε πως έχουμε σχεδιάσει ένα πλήρως λειτουργικό και ανταγωνιστικό σύστημα ανάρτησης και διεύθυνσης έτοιμο να κατασκευαστεί.

Αυτή η εργασία θα συνεισφέρει σημαντικά στην μετέπειτα πορεία της ομάδας και ιδιαίτερα στην επόμενη ομάδα του συστήματος ανάρτησης. Θα κατανοήσουν ευκολότερα και γρηγορότερα την συμπεριφορά του συστήματος ανάρτησης και διεύθυνσης αλλά και τον τρόπο σκέψης γύρω από τον σχεδιασμό αυτών.

Το συγκεκριμένο σύστημα ανάρτησης σχεδιάστηκε έτσι ώστε να μπορούν να γίνουν αλλαγές στα ίδια τα εξαρτήματα χωρίς να χρειάζεται σχεδιασμός και κατασκευή εκ νέου των εξαρτημάτων. Επίσης λόγω των πολύ καλών αποτελεσμάτων από τις αναλύσεις καταπόνησης στα διάφορα μέλη της ανάρτησης μπορούν να αντέξουν και μεγαλύτερες καταπονήσεις από αυτές που θα αναπτύσσει στο αρχικό του στάδιο το μονοθέσιο.

Κύριο μέλημα είναι να κατασκευαστούν όσο το δυνατόν γρηγορότερα τα γόνατα (upright) και να αγοραστούν οι αναρτήσεις. Με αυτό τον τρόπο θα μπορέσει η φόρμουλα να πάρει μορφή.

Επίσης σε μετέπειτα στάδιο θα γίνει προσπάθεια μείωσης του βάρους και θα χρησιμοποιηθούν ανθρακονήματα όπου αυτό είναι δυνατόν.

## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Διδακτορική διατριβή: Γεώργιος Καραογλανίδης «Αρχικός σχεδιασμός οχημάτων με κριτήριο την ευστάθεια»,2010.
2. Milliken, W. F Milliken , D.L. (1995). "Race car vehicle dynamics" . Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa. USA.
3. "Modeling a Formula SAE Racecar in ADAMS/CAR" (2012) , Joseph Little Missisipi State University.
4. Master thesis: Design, Analysis and Simulation of the Suspension System of FS Team UiS Race Car, by Vegard A. Brevik,2013.
5. Thomas D. Gillespie "Fundamentals of vehicle dynamics" ,published by Society of automotive Engineers, Inc., 400 Commonwealth Drive,Warrendale,PA.
6. David Tremayne "The science of Formula 1 design", 2nd edition, Haynes Publishing
7. 2015 Formula Sae Rules ,Sae International
8. [www.fsae.com/forums](http://www.fsae.com/forums)
9. Ανεξάρτητες πηγές από το διαδίκτυο.