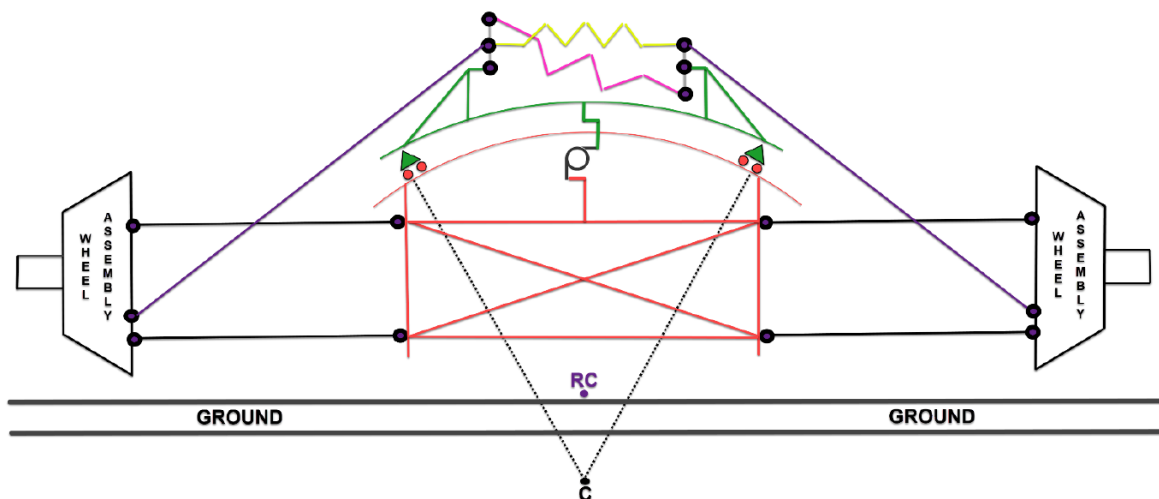




ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
Τομέας Μηχανολογικών Κατασκευών &
Αυτομάτου Ελέγχου
Εργαστήριο Οχημάτων

Διπλωματική Εργασία

«Παθητικός έλεγχος γωνίας *camber* οχήματος»
«*Passive control for the vehicle's camber angle*»



Νικόλαος Λουβερδής - Φοιτής

Επιβλέπων: Δ. Κουλοχέρης, Αναπληρωτής Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα 2021

Περίληψη

Το κίνητρο για να γραφεί η παρούσα διπλωματική εργασία είναι η προσπάθεια υλοποίησης ενός συστήματος ανάρτησης, το οποίο με παθητικά μέσα θα μπορεί να ελέγχει με βέλτιστο τρόπο την γωνία Camber των τροχών ενός οχήματος, βελτιώνοντας την απόδοση του και δίνοντας λύση στους συμβιβασμούς που επιφέρουν οι παραδοσιακές γεωμετρίες ανάρτησης.

Η ιδέα αποτελείται από την χρήση ενός δευτερευόντως αμαξώματος, το οποίο παρεμβάλλεται του κυρίως αμαξώματος και του τροχού του οχήματος. Το δευτερεύων αμάξωμα που καλείται «Subframe», μέσω κατάλληλου μηχανισμού με συγκεκριμένα γεωμετρικά χαρακτηριστικά, έχει την δυνατότητα να αναγνωρίζει τα πλευρικά φορτία στον άξονα ενός οχήματος και να περιστρέφεται με κλίση αντίστροφη με εκείνη του κυρίως αμαξώματος. Αποτέλεσμα είναι η αντιμετώπιση του φαινομένου «Camber Loss» κατά την κίνηση Roll ενός οχήματος, ενώ διατηρείται καλή συμπεριφορά κατά την κίνηση Heave.

Στην παρούσα διπλωματική λοιπόν, αρχικά γίνεται μία επεξήγηση των μεγεθών ενδιαφέροντος των αναρτήσεων, καθώς και της συμπεριφοράς των ελαστικών. Είναι σημαντικό να αναφερθεί πως ως βάση για την εφαρμογή και σύγκριση των αποτελεσμάτων, χρησιμοποιείται το μονοθέσιο «P20», της Formula Student ομάδας «Prom Racing» του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, γεγονός που καθιστά τα κριτήρια σύγκρισης να αφορούν την απόδοση αγωνιστικού οχήματος. Στην συνέχεια, γίνεται η ανάλυση της προτεινόμενης γεωμετρίας με μαθηματικές σχέσεις, καθώς και με μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων και συγκρίνονται τα αποτελέσματα.

Για την απόδειξη της λειτουργικότητας της ιδέας, παρουσιάζεται η εφαρμογή της γεωμετρίας σε ένα μονοθέσιο Formula Student και περιγράφεται η διαδικασία επιλογής των αναγκαίων μεγεθών, ώστε να επιτευχθεί το προσδοκώμενο αποτέλεσμα. Η εφαρμογή υποστηρίζεται από τρισδιάστατα σχέδια με την βοήθεια CAD, για την επίτευξη των χωροταξικών στόχων της διάταξης, καθώς και από υπολογισμούς των φορτίων που δέχεται το σύστημα.

Στο τελευταίο κεφάλαιο, γίνεται ποσοτική σύγκριση του οφέλους που παρέχει η προτεινόμενη γεωμετρία σε σχέση με την παραδοσιακή ανάρτηση διπλών ψαλιδιών του μονοθεσίου P20, όσο αφορά χαρακτηριστικά καθαρής αγωνιστικής απόδοσης.

Abstract

The motivation of writing this thesis is an effort to design a suspension system, which passively controls the wheel's Camber angle in an optimum way, in order to improve the performance of the vehicle and provide a solution to the known compromises of traditional suspension layouts.

The idea is based on the use of a secondary chassis, which is placed between the main chassis and the wheel of the vehicle. This secondary chassis which is called a "Subframe", while being connect with an appropriate mechanism to the chassis, with specific geometric characteristics, has the ability to identify a lateral force acted on the vehicle's axle and roll in the opposite direction of the main chassis. The result is that the "Camber Loss" phenomenon is addressed during the roll motion, while also the vehicle's tyre behaviour is improved during heave motion.

This thesis begins with an explanation of the basic principles of a traditional vehicle's suspension system and the vehicle's tyres working mechanism. It is crucial to mention that the baseline for the application and any comparison is the single-seater car "P20", which is designed and manufactured by the Formula Student Team "Prom Racing" from the National Technical University of Athens. After the initial case presentation, an analysis of the proposed suspension layout is done with mathematical formulas, as well as with a simple finite elements model to validate the results.

In order to prove the functionality of the concept, the application of the geometry is presented for a Formula Student vehicle and the process of choosing the desirable values, to achieve the expected result. The application is supported by conceptual designs using CAD as well as calculations of the loads that are applied on the structure.

In the final chapter, there is a quantified comparison between the proposed geometry and the traditional Double Wishbone geometry of the vehicle P20, and the performance gain is directly calculated.

Ευχαριστίες

Αρχικά νιώθω υπόχρεος να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή κ. Δημήτριο Κουλοχέρη, που παρείχε απόλυτη ελευθερία κατά την υλοποίηση της παρούσας διπλωματικής, κατά την διάρκεια ενός δύσκολου έτους, τόσο σε κοινωνικό όσο και σε προσωπικό επίπεδο. Με αυτόν τον τρόπο μου έδωσε την ευκαιρία να ασχοληθώ και να εκπονήσω το παρόν θέμα, το οποίο αποτελεί μια άκρως δημιουργική προσέγγιση του χώρου της ανάρτησης ενός οχήματος.

Επιπλέον, δεν μπορώ να μην αναφερθώ στον Υ.Δ. του Εργαστηρίου Οχημάτων Άγγελο Τσιαπάρα, με τον οποίο υπήρξε διαρκής συνεργασία και υποστήριξη.

Τέλος, θέλω να ευχαριστήσω θερμά τους φίλους και συνεργάτες μου στην ομάδα Prom Racing, οι οποίοι για μια ακόμη μια φορά μου παρείχαν απλόχερα οποιοδήποτε δεδομένο ή υλικό χρειάστηκε εκ μέρους τους, για την υλοποίηση της διπλωματικής.

Περιεχόμενα

Περίληψη	2
Abstract.....	3
Ευχαριστίες	4
Κατάλογος Σχημάτων.....	8
Κατάλογος Πινάκων	10
1. Εισαγωγή.....	11
1.1 Πρόλογος	11
1.2 Βασικοί γεωμετρικοί ορισμοί	11
Σύστημα Συντεταγμένων	11
Κίνηση Bump-Droop	12
Κίνηση Heave	12
Κίνηση Roll	13
Χρήσιμες Γωνίες τροχού	14
1.3 Συμπεριφορά ελαστικού.....	15
Μηχανισμός	15
Ελαστικά Formula Student.....	16
2. Συμβατικές Αναρτήσεις	19
2.1 Βασικές αρχές επιλογής κινηματικών χαρακτηριστικών.....	19
Camber Gain	19
Caster	20
King Pin Inclination.....	21
Roll Centre.....	22
2.2 Γεωμετρία P20	24
Γενικά Χαρακτηριστικά	24
Χαρακτηριστικά Ανάρτησης.....	25
2.3 Διαθέσιμες Υπάρχουσες λύσεις.....	31
Παθητικές Λύσεις.....	31
Δυναμικές Λύσεις	31
3. Ανάλυση Γεωμετρίας Double Chassis.....	33
3.1 Χαρακτηριστικά Γεωμετρίας.....	33
3.2 Ανάλυση Κίνησης Roll	34
3.3 Σύγκριση αποτελεσμάτων αναλυτικών σχέσεων και υπολογιστικού μοντέλου.....	40
Περιβάλλον Motion NX.....	40
Αποτελέσματα Motion NX	46

4.	Εφαρμογή	49
4.1	Βασική γεωμετρία.....	49
4.2	Περιορισμοί	50
4.3	Σχεδιαστική Λύση	52
4.4	Επιλογή Χαρακτηριστικών	55
	Heave Motion	55
	Roll Motion.....	58
	Παράμετροι Γεωμετρίας Double Chassis.....	62
4.5	Υπολογισμός Φορτίων	68
	Καταστάσεις Φόρτισης/Load Cases.....	68
	Αναλυτικοί υπολογισμοί φορτίων	69
	Υπολογιστική Προσομοίωση.....	76
	Διαστασιολόγηση Ρουλεμάν	84
4.6	Αξιολόγηση	86
	Μάζα	86
	Διαμήκης Πρόσφυση	87
	Πλευρική Πρόσφυση	89
	Φθορά ελαστικού	91
5.	Συμπεράσματα και Προτάσεις.....	92
	Βιβλιογραφία	93

Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 1-1 - Παράδειγμα συστήματος συντεταγμένων οχήματος ISO 8855 (https://www.sciencedirect.com/)	11
Σχήμα 1-2 - Παράδειγμα κίνησης Dive/Squat (https://www.enggautopedia.com/)	13
Σχήμα 1-3 - Παράδειγμα γωνίας Camber (https://www.suspensiondesigner.com/)	14
Σχήμα 1-4 - Παράδειγμα γωνίας caster (https://www.suspensiondesigner.com/)	14
Σχήμα 1-5 - Παράδειγμα γωνίας Toe (https://www.suspensiondesigner.com/)	15
Σχήμα 1-6 - Παράδειγμα παραμόρφωσης ελαστικού λόγω πλευρικής δύναμης (https://suspensionsecrets.co.uk/)	16
Σχήμα 1-7 - Παράδειγμα πελματος ελαστικού μετά την εφαρμογή πλευρικής επιτάχυνσης και σντίστοιχα διαθέσιμης πλευρικής πρόσφυσης. (https://www.enggautopedia.com/)	16
Σχήμα 1-9 - Διάγραμμα διαμήκους πρόσφυσης ελαστικού Formula Student με παραμέτρους την γωνία Camber (IA) και το κατακόρυφο φορτίο (Fz) (ΘΕΟΣ, 2020)	17
Σχήμα 1-10 - Διάγραμμα πλευρικής πρόσφυσης ελαστικού Formula Student με παραμέτρους την γωνία Camber (IA) και το κατακόρυφο φορτίο (Fz) (ΘΕΟΣ, 2020)	18
Σχήμα 2-1 - Παράδειγμα εύρεσης Instant Centre τροχού (https://suspensionsecrets.co.uk/)	19
Σχήμα 2-2 - Παράδειγμα γωνίας King Pin και αποτελέσματος στο Scrub Radius (https://suspensionsecrets.co.uk/)	22
Σχήμα 2-3 - Παράδειγμα εύρεσης Roll Centre (https://suspensionsecrets.co.uk/)	22
Σχήμα 2-4 - Ανάρτηση P20 σε πρόοψη	25
Σχήμα 2-5 - Διάγραμμα μεταβολής γωνίας Camber κατά την κατακόρυφη μετατόπιση του τροχού. 27	
Σχήμα 2-6 - Διάγραμμα γωνίας Camber συναρτήσει Roll angle	28
Σχήμα 2-7 - Ανάλυση γωνιών που συνεισφέρουν στην συνολική τιμή της γωνίας Camber	29
Σχήμα 2-8 - Μεταβολή γωνίας Camber συναρτήσει της κατακόρυφης μετατόπισης του τροχού πριν και μετά την εισαγωγή στατικής γωνίας.	30
Σχήμα 2-9 - Μεταβολή γωνίας Camber συναρτήσει της γωνίας κλίσης του αμαξώματος πριν και μετά την εισαγωγή στατικής γωνίας.	30
Σχήμα 2-10 - Παράδειγμα υπάρχουσας παθητικής λύσης για έλεγχο της γωνίας Camber κατά την κίνηση Roll. (Orton, 1994)	31
Σχήμα 2-11 - Παράδειγμα υπάρχοντος δυναμικού συστήματος ελέγχου της γωνίας Camber ενός οχήματος (Weiss, 2001)	32
Σχήμα 3-1 - Μονοδιάστατο διάγραμμα του συστήματος ανάρτησης Double Chassis σε πρόοψη	33
Σχήμα 3-2 - Ανάλυση δυνάμεων Chassis	34
Σχήμα 3-3 - Ανάλυση δυνάμεων Subframe	35
Σχήμα 3-4 - Ανάλυση γωνιών Subframe και Chassis	36
Σχήμα 3-5 - Ορισμός Motion Ratio σκέλους Prod	37
Σχήμα 3-6 - Σφαιρική εικόνα μοντέλου πεπερασμένων στοιχείων στο περιβάλλον Motion NX	40
Σχήμα 3-7 - Σώμα Chassis	41
Σχήμα 3-8 - Σώμα Subframe	42
Σχήμα 3-9 - Σώματα εξωτερικής ανάρτησης	42
Σχήμα 3-10 – Σώματα κολώνας τιμονιού	44
Σχήμα 3-11 - Απαραμόρφωτη πρόοψη	46
Σχήμα 3-12 - Παραμορφωμένη πρόοψη	46
Σχήμα 3-13 - Διάγραμμα σύγκρισης ανάμεσα σε αναλυτικούς υπολογισμούς και μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων	47
Σχήμα 4-4-1 - Σχήμα ελάχιστης τομής που πρέπει να πληροί το αμάξωμα (FSG Rules, 2020)	50

Σχήμα 4-2 - Παράδειγμα τοποθέτησης του "απαγορευμένου όγκου" στον χώρο σε σχέση με τον οδηγό	51
Σχήμα 4-3 - Κανόνες και διαστάσεις τοποθέτησης του οδηγού (FSG Rules, 2020)	51
Σχήμα 4-4 - Επιλογή τοποθέτησης Subframe (κόκκινο) σαν προέκταση του κυρίως αμαξώματος	53
Σχήμα 4-5 - Επιλογή τοποθέτησης Subframe, ώστε να περικλείει το κυρίως αμάξωμα	53
Σχήμα 4-6 - Επιλογή τοποθέτησης Subframe κάτω από το κυρίως αμάξωμα	54
Σχήμα 4-7 - Τελική χωροταξική επιλογή τοποθέτησης του Subframe και προσαρμογής του Chassis	55
Σχήμα 4-8 - Instant Centre/Swing Arm - P20	56
Σχήμα 4-9 - Instant Centre/Swing Arm - Double Chassis.....	56
Σχήμα 4-10 - Σύγκριση διαγραμμάτων Camber gain για P20 και Double Chassis	57
Σχήμα 4-11 - Σύγκριση περιοχών λειτουργίας P20 και Double Chassis σε κίνηση Heave	58
Σχήμα 4-12 - Εξάρτηση διαθέσιμης πλευρικής δύναμης από το κατακόρυφο φορτίο	59
Σχήμα 4-13 - Εξάρτηση συντελεστή τριβής από το κατακόρυφο φορτίο	59
Σχήμα 4-14 - Αποτελέσματα μεταφοράς βάρους για επιτάχυνση 1g	60
Σχήμα 4-15 - Σημείο τομής διαθέσιμης πρόσφυσης με απαιτούμενη.....	60
Σχήμα 4-16 - Περιοχή λειτουργίας P20 και Double Chassis σε αυξανόμενη πλευρική επιτάχυνση....	61
Σχήμα 4-17 - Εξάρτηση απαιτούμενου ελατηρίου Roll Spring από την κατακόρυφη τοποθέτηση Arc Centre.....	63
Σχήμα 4-18 - Εξάρτηση απαιτούμενου ελατηρίου Arc Spring από την κατακόρυφη τοποθέτηση Arc Centre.....	63
Σχήμα 4-19 - Εξάρτηση απαιτούμενου χώρου από την κατακόρυφη τοποθέτηση Arc Centre	64
Σχήμα 4-20 - Γωνία αντίδρασης πλευρικών φορτίων από τα ρουλεμάν Subframe/Chassis	64
Σχήμα 4-21 - Εξάρτηση φορτίων στα ρουλεμάν από κατακόρυφη τοποθέτηση Arc Centre.....	65
Σχήμα 4-22 - Εξάρτηση γωνίας θ από σκληρότητα Roll Spring.....	65
Σχήμα 4-23 - Τοποθέτηση γραμμικού ελατηρίου εφαπτομενικά στο τόξο περιστροφής	67
Σχήμα 4-24 - Φορτία στον τροχό από πλευρική επιτάχυνση	68
Σχήμα 4-25 - Φορτία στον τροχό από διαμήκη επιβράδυνση	69
Σχήμα 4-26 - Κατηγοριοποίηση πλευρικών ρουλεμάν.....	70
Σχήμα 4-27 - Φορά δυνάμεων και αντιδράσεων	70
Σχήμα 4-28 - Φορά δυνάμεων και αντιδράσεων	72
Σχήμα 4-29 - Κατηγορίες διαμήκων ρουλεμάν.....	73
Σχήμα 4-30 - Φορά δυνάμεων και αντιδράσεων κατά την ασύμμετρη πέδηση	74
Σχήμα 4-31 - Σφαιρική εικόνα μοντέλου πεπερασμένων στοιχείων	76
Σχήμα 4-32 - Στοιχεία που ορίζουν την μη-γραμμική δυσκαμψία των σκελών.....	77
Σχήμα 4-33 - Συνολική παραμόρφωση μοντέλου υπό πλευρική επιτάχυνση	79
Σχήμα 4-34 - Σφαιρική αξιολόγηση τάσεων. Όριο υπομνήματος στα 20 MPa	79
Σχήμα 4-35 - Συνολική παραμόρφωση μοντέλου υπό διαμήκη επιτάχυνση.....	81
Σχήμα 4-36 - Σφαιρική αξιολόγηση τάσεων. Όριο υπομνήματος στα 20 MPa	81
Σχήμα 4-37 Συνολική παραμόρφωση μοντέλου υπό ασύμμετρη διαμήκη επιτάχυνση	83
Σχήμα 4-38 - Σύγκριση εύρους λειτουργίας γεωμετρίας P20 και Double Chassis	87
Σχήμα 4-39 - Εύρεση ορίου πλευρικής πρόσφυσης για γεωμετρία P20 και Double Chassis για δεδομένη ακτίνα στροφής.....	90

Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 1-1 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά ελαστικών Formula Student (https://www.hoosiertire.com/).....	16
Πίνακας 2-1 - Γενικά χαρακτηριστικά μονοθεσίου	24
Πίνακας 2-2 – Στατικά σημεία ανάρτησης στο γενικό σύστημα συντεταγμένων – Συντεταγμένες σε mm	25
Πίνακας 2-3 - Χαρακτηριστικά κινηματικά μεγέθη ανάρτησης στην στατική θέση	25
Πίνακας 2-4 - Συμπεριφορά κινηματικών μεγεθών κατά την κίνηση του τροχού σε Z (bump – droop)	26
Πίνακας 2-5 - Μεταβολή μεγεθών ανάρτησης συναρτήσει της γωνίας Roll του αμαξώματος	27
Πίνακας 4-1 - Συντεταγμένες ρουλεμάν ανά κατηγορία.....	69
Πίνακας 4-2 - Ποσοστό συμβολής ανά κατηγορία ρουλεμάν	71
Πίνακας 4-3 - Τελικό φορτίο ρουλεμάν	71
Πίνακας 4-4 - Τελικό φορτίο πλευρικών ρουλεμάν από διαμήκη φόρτιση.....	73
Πίνακας 4-5 - Συντεταγμένες διαμήκων ρουλεμάν ανά κατηγορία.....	74
Πίνακας 4-6 - Φορτίο διαμήκων ρουλεμάν από συμμετρική πέδηση	74
Πίνακας 4-7 - Συνολικό φορτίο διαμήκων ρουλεμάν από ασύμμετρη πέδηση	75
Πίνακας 4-8 - Δυνάμεις πλευρικών ρουλεμάν από πεπερασμένα στοιχεία.....	80
Πίνακας 4-9 – Σύγκριση δυνάμεων πλευρικών ρουλεμάν από πεπερασμένα στοιχεία (FEA) και αναλυτικούς υπολογισμούς	80
Πίνακας 4-10 - Σύγκριση δυνάμεων πλευρικών ρουλεμάν από πεπερασμένα στοιχεία (FEA) και αναλυτικούς υπολογισμούς	82
Πίνακας 4-11 - Σύγκριση δυνάμεων διαμήκων ρουλεμάν από πεπερασμένα στοιχεία (FEA) και αναλυτικούς υπολογισμούς	82
Πίνακας 4-12 - Σύγκριση δυνάμεων διαμήκων ρουλεμάν από πεπερασμένα στοιχεία (FEA) και αναλυτικούς υπολογισμούς	83
Πίνακας 4-13 - Μέγιστες δυνάμεις πλευρικών ρουλεμάν	84
Πίνακας 4-14 - Μέγιστες δυνάμεις διαμήκων ρουλεμάν.....	84
Πίνακας 4-15 - Χαρακτηριστικά πλευρικών ρουλεμάν	84
Πίνακας 4-16 - Χαρακτηριστικά διαμήκων ρουλεμάν.....	85
Πίνακας 4-17 - Πίνακας μάζας εξαρτημάτων συστήματος Double Chassis	86
Πίνακας 4-18 - Πίνακας επαναληπτικής διαδικασίας για υπολογισμό μέγιστης διαμήκους επιτάχυνσης με γεωμετρία Double Wishbone – P20	88
Πίνακας 4-19 - Πίνακας επαναληπτικής διαδικασίας για υπολογισμό μέγιστης διαμήκους επιτάχυνσης με γεωμετρία Double Chassis.....	88

1. Εισαγωγή

1.1 Πρόλογος

Σκοπός της εν λόγω διπλωματικής εργασίας είναι η μελέτη μιας συγκεκριμένης αρχιτεκτονικής της ανάρτησης ενός οχήματος, η οποία μέσω παθητικών μέσων ελέγχει με τον επιθυμητό τρόπο την γωνία Camber του τροχού του οχήματος, με αποτέλεσμα την βελτίωση της απόδοσης του ελαστικού και γενικά του οχήματος.

Το συγκεκριμένο σύστημα ονομάζεται «Σύστημα αναρτώμενου δευτερευόντως αμαξώματος» ή πιο απλά “Suspended Double Chassis”. Όπως περιγράφεται και από το όνομα του, πρόκειται για ένα σύστημα που κάνει την χρήση ενός επιπλέον δομικού σώματος στο όχημα, το οποίο μέσω του κατάλληλου βαθμού ελευθερίας και για συγκεκριμένα κινηματικά και δυναμικά χαρακτηριστικά, μπορεί να περιστραφεί με τρόπο ανάποδο από την παραδοσιακή κλίση ενός αμαξώματος υπό πλευρική επιτάχυνση.

Η μελέτη θα γίνει σε επίπεδο “Conceptual” σχεδιασμού, το οποίο σημαίνει πως θα γίνουν τα απαραίτητα σχέδια και η γενική διαστασιολόγηση που θα επιτρέπουν την απόδειξη της ιδέας, αλλά όχι λεπτομερής σχεδιασμός. Ως βάση για τον σχεδιασμό αυτό, επιλέχθηκε το μονοθέσιο P20 της ομάδας Formula Student του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

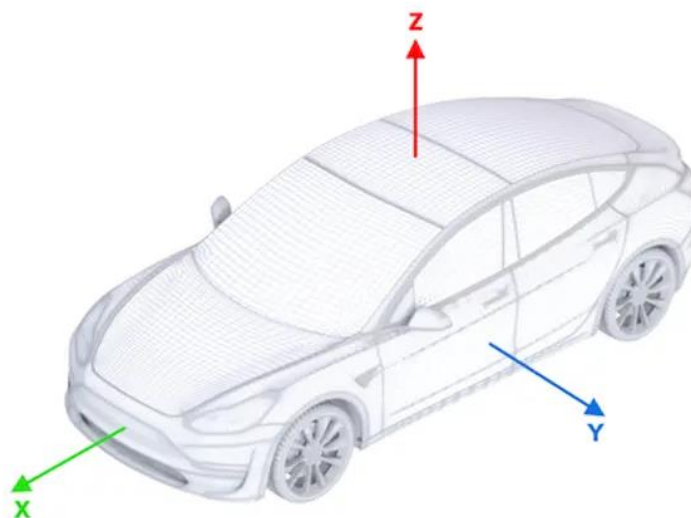
1.2 Βασικοί γεωμετρικοί ορισμοί

Το ριζικό πρόβλημα που καλείται να αντιμετωπιστεί είναι η συμπεριφορά του ελαστικού μιας τυπικής γεωμετρίας ανάρτησης στις κινήσεις «Heave» και «Roll» του οχήματος. Προκειμένου να οριστεί το πρόβλημα λοιπόν με ακρίβεια οι ακόλουθοι όροι πρέπει να διευκρινιστούν.

Σύστημα Συντεταγμένων

Το σύστημα συντεταγμένων που ακολουθείται από το μεγαλύτερο κομμάτι της παγκόσμιας αυτοκινητοβιομηχανίας έχει τα ακόλουθα χαρακτηριστικά:

- X άξονας: Οριζόντιος διαμήκης
- Y άξονας: Οριζόντιος κάθετος
- Z άξονας: Κατακόρυφος άξονας



Σχήμα 1-1 - Παράδειγμα συστήματος συντεταγμένων οχήματος ISO 8855 (<https://www.sciencedirect.com/>)

Το πρόσημο κάθε άξονα και ιδιαίτερα του Χ άξονα εξαρτάται από τη σύμβαση κάθε οργανισμού. Στην συγκεκριμένη διπλωματική τα θετικά του άξονα Χ θα βρίσκονται προς το μπροστά μέρος του οχήματος, του Υ άξονα προς τα αριστερά και του Ζ προς τα πάνω. Με αυτόν τον τρόπο αξιοποιείται και η συμφωνία προσήμων επιταχύνσεων και ταχύτητας με τον Χ άξονα του οχήματος.

Η αρχή των αξόνων ορίζεται ως το σημείο που βρίσκεται στο ίδιο μήκος με τον μπροστά άξονα του οχήματος, στο ύψος του εδάφους και στο κεντρικό επίπεδο συμμετρίας δεξιά-αριστερά.

Επιπλέον, χρήσιμο είναι να οριστεί το σύστημα συντεταγμένων ενός τροχού. Το σύστημα αυτό έχει τους άξονες του παράλληλους με το γενικό σύστημα συντεταγμένων του οχήματος, αλλά η αρχή των αξόνων βρίσκεται στο σημείο τομής του άξονα περιστροφής του τροχού και του επιπέδου συμμετρίας του ελαστικού.

Κίνηση Bump-Droop

Bump/Droop είναι η κίνηση του τροχού κατά τον Ζ άξονα του οχήματος λόγω συμπίεσης/έκτασης του συστήματος ανάρτησης. Συγκεκριμένα εάν θερωρήσουμε πως το σταθερό σώμα αναφοράς είναι το αμάξωμα του οχήματος, η κίνηση Bump επιφέρει κίνηση του τροχού προς τα θετικά του άξονα Ζ και η κίνηση Droop προς τα αρνητικά.

Ως ουδέτερο σημείο ορίζεται αυτό που το όχημα έρχεται σε ισορροπία όταν βρίσκεται σε μηδενική ταχύτητα και τον οδηγό στην θέση του. Η θέση αυτή ονομάζεται και θέση σχεδιασμού (design position).

Στην συγκεκριμένη διπλωματική η μέτρηση της μετατόπισης Ζ θα γίνεται στην αρχή των αξόνων του συστήματος συντεταγμένων κάθε τροχού.

Κίνηση Heave

Heave ονομάζεται η κίνηση κατά την Ζ κατεύθυνση ενός άξονα του οχήματος. Προϋπόθεση είναι και οι 2 τροχοί του άξονα να μετατοπίζονται κατά τον ίδιο τρόπο (μέτρο και φορά). Συνεπώς η κίνηση heave ενός οχήματος μπορεί να περιγραφεί από ταυτόχρονο και ίσο Bump/droop των δύο τροχών ενός άξονα.

Υποπεριπτώσεις την κίνησης heave που θα χρησιμοποιηθούν και εξεταστούν στην παρούσα διπλωματική εργασία είναι:

Simple Heave:

Η απλούστερη περίπτωση κίνησης Heave είναι η άσκηση ενός κατακόρυφου F_z φορτίου στο όχημα. Το φορτίο αυτό συνήθως είναι είτε το βάρος είτε η αεροδυναμική κάθετη δύναμη. Σε αυτή την περίπτωση και οι 2 άξονες του οχήματος κινούνται προς την ίδια κατεύθυνση (bump/droop) σε σχέση με το αμάξωμα. Το μέτρο μετατόπισης εξαρτάται φυσικά από την κατανομή της κατακόρυφης δύναμης, δηλαδή του σημείου εφαρμογής της (κέντρο βάρους και κέντρο πίεσης) αλλά και της κατακόρυφης δυσκαμψίας κάθε άξονα του οχήματος (Heave stiffness).

Dive/Squat:

Dive/Squat είναι το αποτέλεσμα της εφαρμογής οριζόντιου διαμήκους F_x φορτίου στον όχημα. Και στις 2 περιπτώσεις προκαλείται οριζόντια μεταφορά βάρους που αυξομειώνει το κατακόρυφο φορτίο ενός άξονα. Συγκεκριμένα:

Χαρακτηριστικά Dive:

- Αρνητική F_x δύναμη (πέδηση) στο πέλμα των ελαστικών.

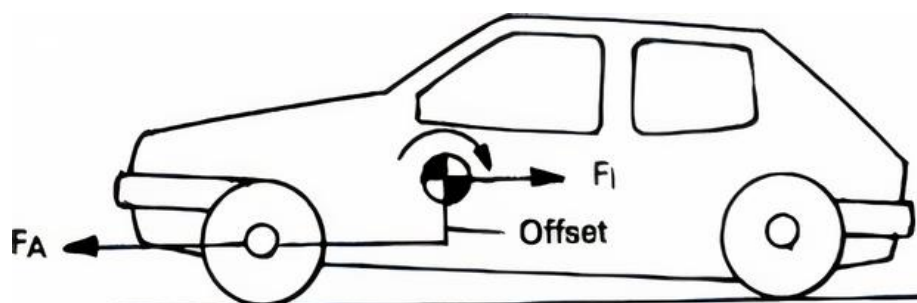
- Αύξηση κατακόρυφου F_z φορτίου στον εμπρός άξονα και μείωση στον πίσω.
- Κίνηση εμπρός άξονα προς θέση bump και πίσω άξονα προς θέση droop.

Χαρακτηριστικά Squat:

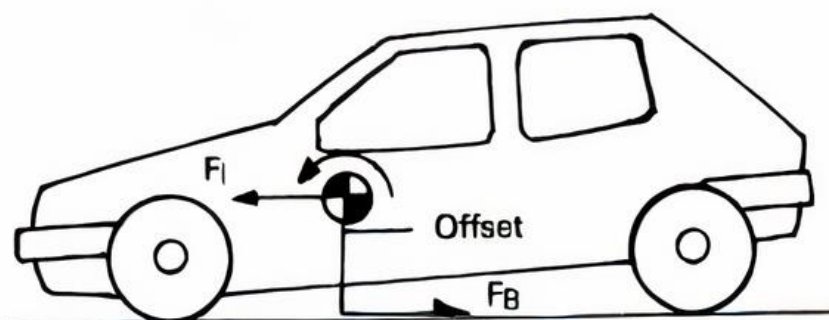
- Θετική F_x δύναμη (πέδηση) στο πέλμα των ελαστικών.
- Μείωση κατακόρυφου F_z φορτίου στον εμπρός άξονα και αύξηση στον πίσω.
- Κίνηση εμπρός άξονα προς θέση droop και πίσω άξονα προς θέση bump.

Ο υπολογισμός της διαμήκου μεταφοράς βάρους εξαρτάται αποκλειστικά από τα γεωμετρικά στοιχεία του οχήματος και υπολογίζεται ως εξής:

$$\Delta F_z = \frac{mh}{L} \cdot a \quad (1.1)$$



(a) Acceleration squat



(b) Braking dive

Σχήμα 1-2 - Παράδειγμα κίνησης Dive/Squat (<https://www.enggautopedia.com/>)

Κίνηση Roll

Roll ονομάζεται η περιστροφή του οχήματος γύρω από έναν διαμήκη άξονα (Roll axis). Προέρχεται από την εφαρμογή ενός οριζόντιου αλλά κάθετου (διεύθυνση Y άξονα) στο κέντρο βάρους του οχήματος, δηλαδή επί της ουσίας της φυγόκεντρου δύναμης όταν το όχημα βρίσκεται σε κυκλική πορεία.

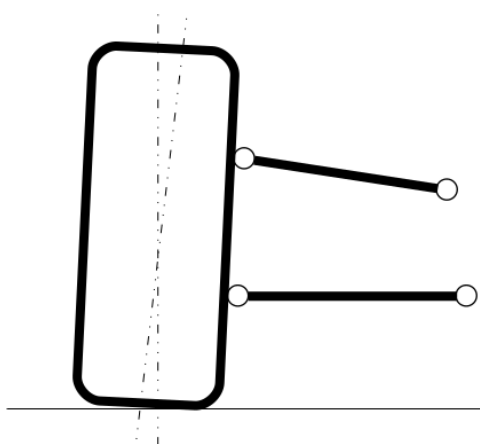
Η κίνηση μπορεί να περιγραφεί από συνδυασμένη κίνηση bump στον εξωτερικό τροχό κάθε άξονα και κίνηση droop στον εσωτερικό τροχό κάθε άξονα.

Είναι προφανές πως όπως στην διαμήκη μεταφορά βάρους έτσι και στην κίνηση roll έχουμε κάθετη μεταφορά βάρους από τους εσωτερικούς προς τους εξωτερικούς τροχούς. Αν και η συνολική μεταφορά βάρους του οχήματος είναι συνάρτηση μόνο της μάζας και του σημείου εφαρμογής του κέντρου βάρους, η κατανομή της σε κάθε άξονα εξαρτάται από επιπλέον παραμέτρους που ορίζονται από την εκάστοτε γεωμετρία και σύστημα ανάρτησης κάθε άξονα. Συνεπώς οι αντίστοιχες σχέσεις υπολογισμού δίνονται στα επόμενα κεφάλαια της παρούσας διπλωματικής εργασίας που περιγράφονται τα αντίστοιχα συστήματα ανάρτησης.

Χρήσιμες Γωνίες τροχού

-Camber

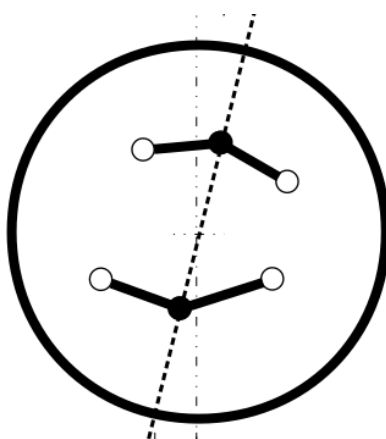
Κλίση του τροχού γύρω από τον άξονα X. Αρνητική Camber θεωρείται όταν το πάνω μέρος του τροχού έχει κλίση προς τα εσωτερικά του οχήματος.



Σχήμα 1-3 - Παράδειγμα γωνίας Camber (<https://www.suspensiondesigner.com/>)

-Caster

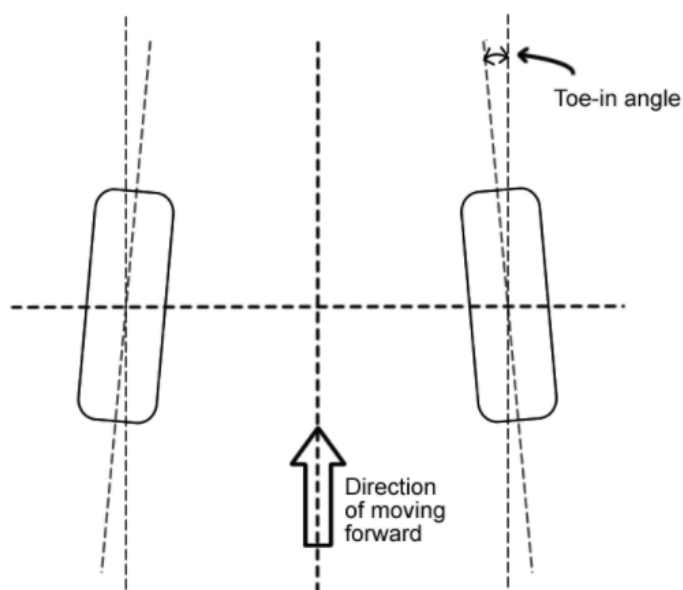
Κλίση της νοητής ευθείας που συνδέει το πάνω σημείο έδρασης της ανάρτησης στον τροχό με το κάτω και αποτελεί την γωνία του βασιλικού πείρου.



Σχήμα 1-4 - Παράδειγμα γωνίας caster (<https://www.suspensiondesigner.com/>)

-Toe

Κλίση του ελαστικού γύρω από τον z άξονα του τροχού. Χωρίζεται σε toe in και toe out όπως φαίνεται στο παρακάτω παράδειγμα.



Σχήμα 1-5 - Παράδειγμα γωνίας Toe (<https://www.suspensiondesigner.com/>)

1.3 Συμπεριφορά ελαστικού

Σε αυτή την παράγραφο θα γίνει μια γενική παρουσίαση της συμπεριφοράς του ελαστικού όσο αφορά τα επίπεδα διαμήκους και πλευρικής πρόσφυσης σε συνάρτηση με την γωνία camber.

Μηχανισμός

Οι τρόποι με τους οποίους τα ελαστικά αναπτύσσουν διαμήκεις και πλευρικές δυνάμεις βασίζονται σε διάφορες αρχές (adhesion, hysteresis), οι οποίες έχουν αναλυθεί λεπτομερώς σε αμέτρητες άλλες δημοσιευμένες μελέτες. Συνεπώς, η παρούσα διπλωματική εργασία θα χρησιμοποιήσει μόνο ως δεδομένα αποτελέσματα τα διαγράμματα πρόσφυσης, χωρίς αναλυτική εξήγηση του φυσικού μηχανισμού που τα παράγει.

Σαν γενική αρχή όμως, ο σημαντικότερος παράγοντας είναι η μεγιστοποίηση της επιφάνειας του πέλματος του ελαστικού που έρχεται σε επαφή με το έδαφος. Συνοπτικά:

a) Μέγιστη διαμήκης δύναμη

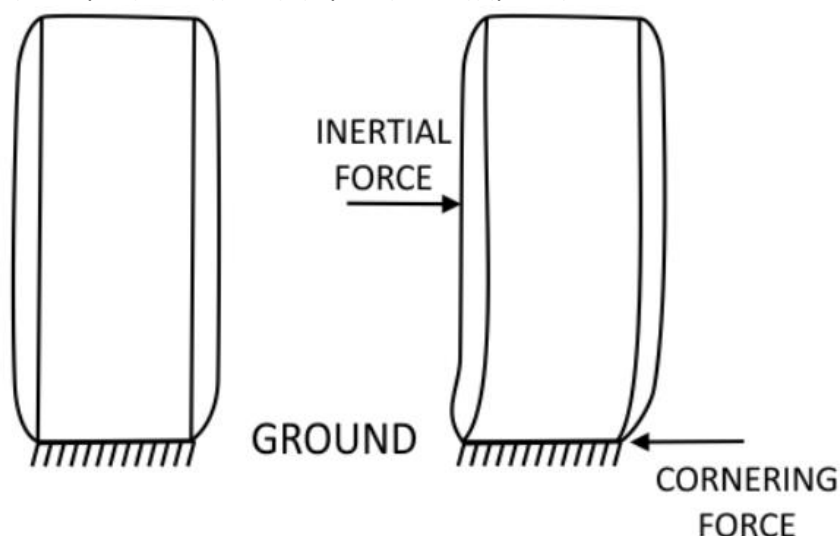
Η διαμήκης δύναμη αναπτύσσεται κατά της παραμόρφωση του ελαστικού στην κατεύθυνση x η οποία αντιστοιχεί σε περιστροφική παραμόρφωση του ελαστικού κατά τον y άξονα του τροχού. Συνεπώς όσο αφορά την γωνία camber είναι εύκολα κατανοητό πως ιδανικά θα πρέπει να παραμείνει μηδενική ώστε να έρχεται σε επαφή όλο το πέλμα του ελαστικού.

b) Μέγιστη πλευρική δύναμη

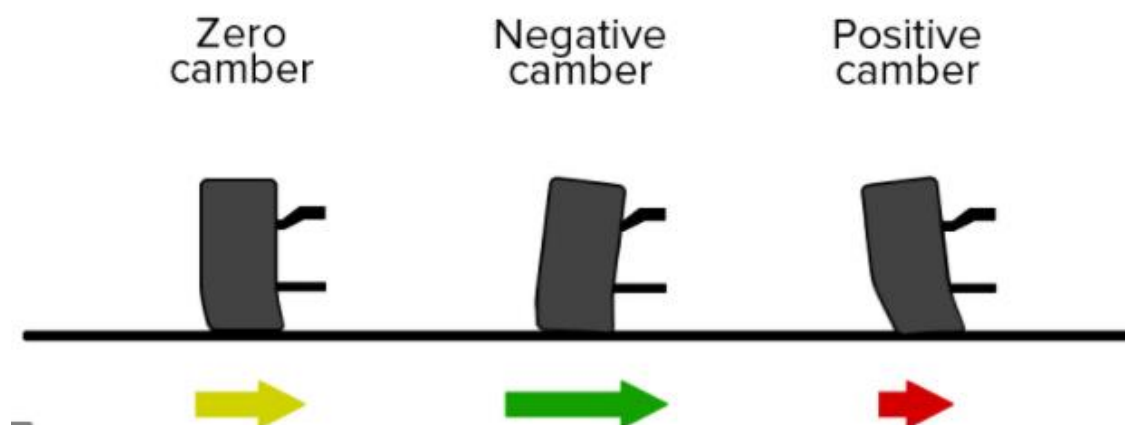
Η πλευρική δύναμη αναπτύσσεται κατά την παραμόρφωση του ελαστικού κατά τον Y άξονα. Το γεγονός αυτό προκαλεί την μετατόπιση και περιστροφή του πέλματος του ελαστικού με αποτέλεσμα κατά την άσκηση φορτίου να μειώνεται η επιφάνεια επαφής εάν το ελαστικό ξεκινήσει με την μέγιστη (0 μοίρες). Συνεπώς στόχος είναι να υπάρχει μία στατική αρνητική γωνία camber η οποία χωρίς κάθετο φορτίο δεν προσφέρει την μέγιστη επιφάνεια επαφής, αλλά αυτή επιτυγχάνεται υπό φόρτιση. Είναι φυσικά προφανές πως θετική camber προκαλεί το ανάποδο φαινόμενο και δεν είναι σε καμία περίπτωση επιθυμητή.

Το μέτρο της βέλτιστης αρχικής «στατικής» camber εξαρτάται από πολλούς παράγοντες που είναι κυρίως:

- Η πλευρική δυσκαμψία του ελαστικού
- Η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση/φόρτιση του οχήματος.



Σχήμα 1-6 - Παράδειγμα παραμόρφωσης ελαστικού λόγω πλευρικής δύναμης (<https://suspensionsecrets.co.uk/>)



Σχήμα 1-7 - Παράδειγμα πελματος ελαστικού μετά την εφαρμογή πλευρικής επιτάχυνσης και αντίστοιχα διαθέσιμης πλευρικής πρόσφυσης. (<https://www.enggautopedia.com/>)

Ελαστικά Formula Student

Στην συνέχεια θα παρουσιαστεί το μοντέλο που έχει αναπτυχθεί και χρησιμοποιείται από την ομάδα Prom Racing Formula Student για τα ελαστικά Hoosier του μονοθέσιου P20. Το μοντέλο αυτό αναπτύχθηκε στο περιβάλλον της Matlab στα πλαίσια διπλωματικής εργασίας με την χρήση του μοντέλου Pacejka και με την χρήση δεδομένων εργαστηρίου που υπάρχουν διαθέσιμα στο χώρο του Formula Student από τον οργανισμό Milliken Research Associates.

Συγκεκριμένα το ελαστικό είναι:

Πίνακας 1-1 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά ελαστικών Formula Student (<https://www.hoosiertire.com/>)

Item	Size	O.D.	Tread Width	Section Width	Recom. Rim	Rim Measured	Compound
43075	16.0 x 7.5-10	16.2"	7.3"	8.4"	6.0"-8.0"	8.0"	LCO

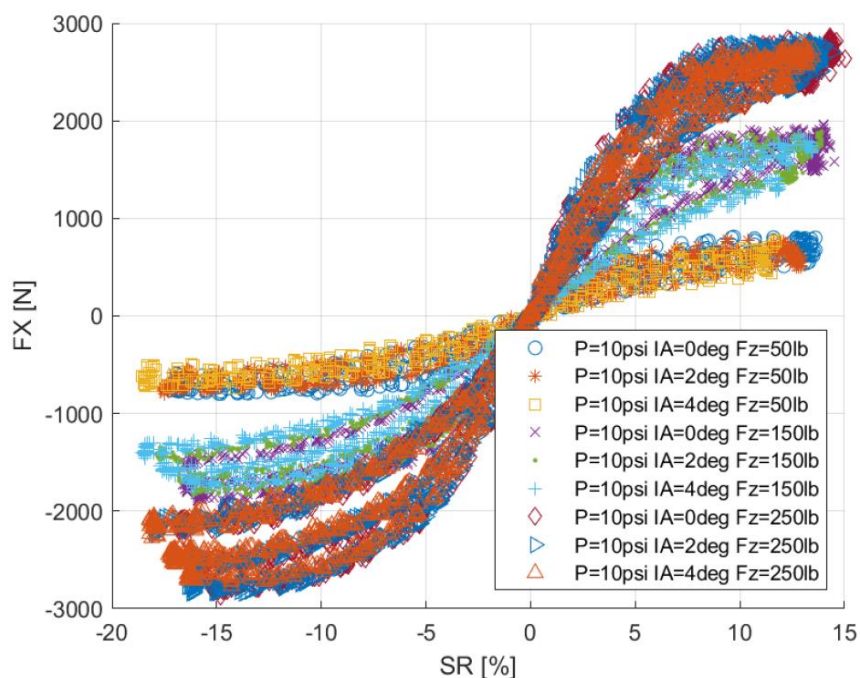
Είναι γνωστό πως η επιστήμη των ελαστικών είναι πολυδιάστατη και σπάνια ακριβής μιας και ο μηχανισμός ανάπτυξης πρόσφυσης στο ελαστικό είναι εξαιρετικά πολύπλοκος και εξαρτάται από πολλούς παράγοντες όπως:

- Θερμοκρασία
- Πίεση
- Γωνία Camber
- Κατακόρυφη δύναμη
- Πλάτος πέλματος τροχού
- Slip Angle (για πλευρική δύναμη)
- Slip Ratio (για διαμήκη δύναμη)

Στην δική μας περίπτωση όμως θα ασχοληθούμε μόνο με το πως επηρεάζεται η μέγιστη δυνατή διαμήκης και πλευρική δύναμη του ελαστικού από τον παράγοντα Camber και τον παράγοντα διαθέσιμου κατακόρυφου φορτίου, κρατώντας ουσιαστικά όλους του άλλους παράγοντες σταθερούς.

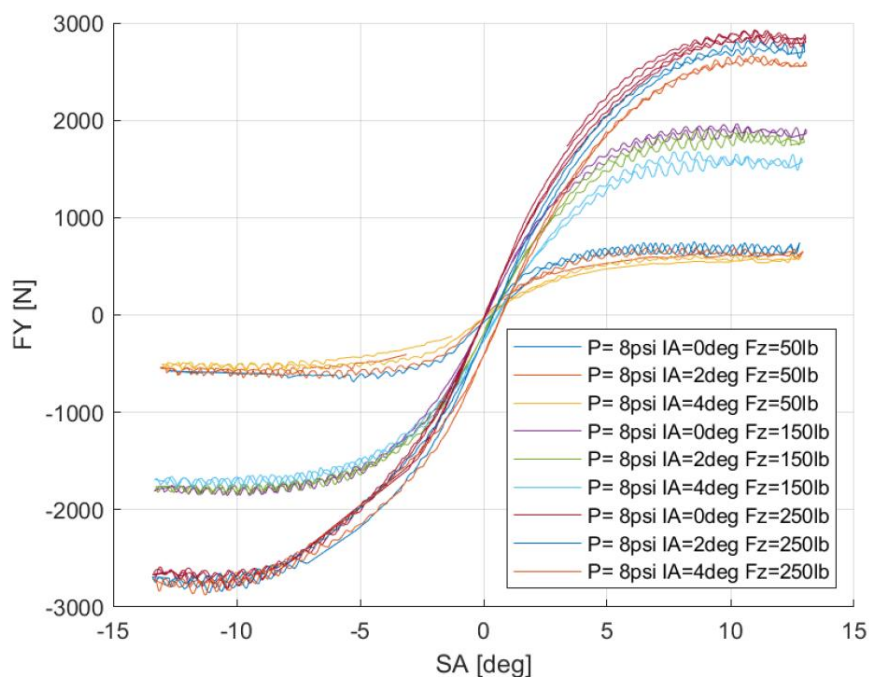
Η βάση για την εξαγωγή των προαναφερθεισών σχέσεων είναι τα παρακάτω διαγράμματα, τα οποία αναλύονται περισσότερο σε μετέπειτα κεφάλαια.

Διαμήκης δύναμη συναρτήσει slip ratio.



Σχήμα 1-8 - Διάγραμμα διαμήκους πρόσφυσης ελαστικού Formula Student με παραμέτρους την γωνία Camber (IA) και το κατακόρυφο φορτίο (Fz) (ΘΕΟΣ, 2020)

Πλευρική δύναμη συναρτήσει slip angle.



Σχήμα 1-9 - Διάγραμμα πλευρικής πρόσφυσης ελαστικού Formula Student με παραμέτρους την γωνία Camber (IA) και το κατακόρυφο φορτίο (Fz) (ΘΕΟΣ, 2020)

Είναι πολύ σημαντικό να αναφερθεί εδώ πως τα δεδομένα αυτά έχουν βγει από εργαστηριακές συνθήκες και επιφάνειες το ελαστικού με πολύ μεγαλύτερη πρόσφυση από μία κοινή ασφαλτο. Σύμφωνα με τις οδηγίες του οργανισμού Milliken Research Associates πρέπει να χρησιμοποιηθεί ένας συντελεστής εργαστηριακών συνθηκών από 0.6 έως 0.7 . Κατά την διάρκεια των προηγούμενων αγωνιστικών περιόδων της ομάδας Formula Student και μετά από ανάλυση των δεδομένων σε συνθήκες πίστας αποφασίστηκε να χρησιμοποιηθεί η τιμή 0.65 για όλα τα ελαστικά.

2. Συμβατικές Αναρτήσεις

Κατά την ιστορία και εξέλιξη των οχημάτων έχουν χρησιμοποιηθεί εκτενώς διάφορες γεωμετρίες αναρτήσεων με διαφορετικά χαρακτηριστικά και πλεονεκτήματα. Οι πιο γνωστές είναι:

- Άξονας
- Ημιάκαμπτος Άξονας
- MacPherson Strut
- Double Wishbone
- Multilink

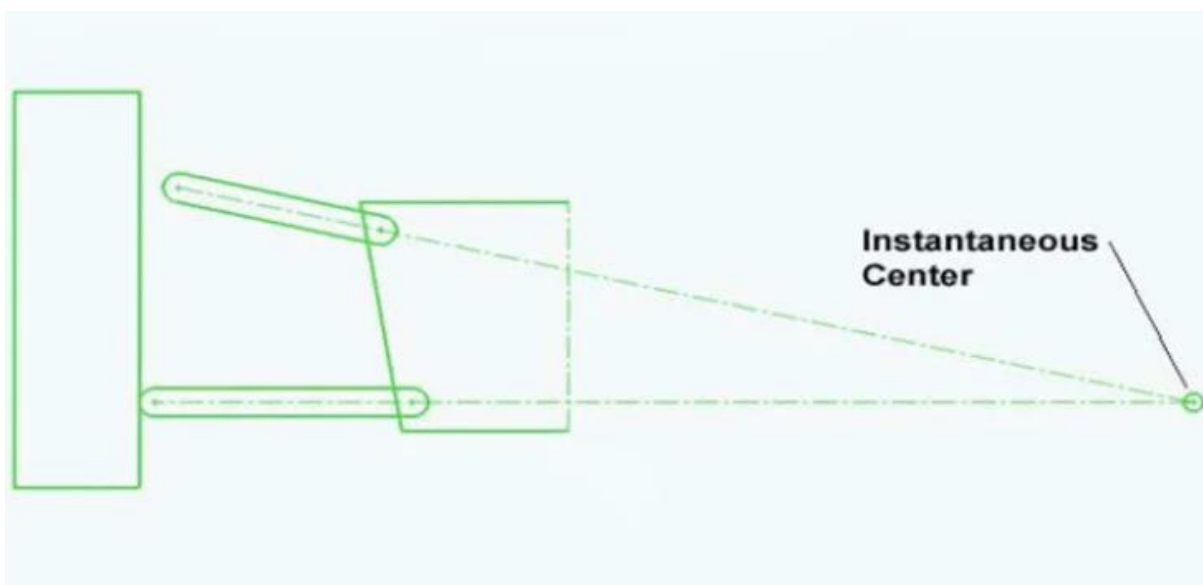
Είναι γνωστό πως για εφαρμογές οχημάτων επιδόσεων οι δύο τελευταίες επιλογές προσφέρουν σημαντικά καλύτερη συμπεριφορά, τόσο στον έλεγχο των κινηματικών χαρακτηριστικών (camber, caster, toe κτλ.) όσο και στα επίπεδα δυσκαμψίας. Για το μονοθέσιο P20 επιλέχθηκε η χρήση ανάρτησης γεωμετρίας double wishbone, για την οποία τα κινηματικά χαρακτηριστικά και ο τρόπος επιλογής τους θα αναλυθεί παρακάτω.

2.1 Βασικές αρχές επιλογής κινηματικών χαρακτηριστικών

Τα κινηματικά χαρακτηριστικά που επηρεάζουν την γωνία camber και μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως εργαλεία για τον έλεγχο αυτής σε κάθε κίνηση το οχήματος είναι:

Camber Gain

Camber gain είναι η παράγωγος με την οποία μεταβάλλεται η γωνία camber κατά την κίνηση ενός τροχού από bump σε droop. Κινηματικά μπορεί να βρεθεί αν οριστεί το στιγμιαίο σημείο περιστροφής του τροχού (instant centre), το οποίο είναι το σημείο τομής του πάνω και κάτω ψαλιδιού σε πρόοψη. Το μήκος από το σημείο αυτό μέχρι το κέντρο του τροχού αποτελεί την ακτίνα περιστροφής και ονομάζεται "Swing-Arm-Length". Όσο μεγαλύτερο είναι, τόσο μικρότερη η μεταβολή camber (μικρό camber gain). Θεωρητικά παράλληλα ψαλίδια έχουν μηδενικό camber gain. Είναι σημαντικό να αναφερθεί πως το σημείο περιστροφής αλλάζει θέση διαρκώς με αποτέλεσμα να αλλάζει μήκος του Swing Arm και το camber gain να είναι μη-γραμμικό.



Σχήμα 2-1 - Παράδειγμα εύρεσης Instant Centre τροχού (<https://suspensionsecrets.co.uk/>)

Πρέπει να αναφερθεί εδώ πως κατά την roll κίνηση του οχήματος, το αμάξωμα περιστρέφεται γύρω από τον άξονα roll axis, ο οποίος ορίζεται σε κάθε άξονα σύμφωνα με το παρακάτω σχήμα. Αφού έχουν ορισθεί τα instant centres των δύο τροχών, ενώνονται με το κέντρο του ελαστικού (centre of contact patch) του ίδιου τροχού και το σημείο τομής των δύο τελευταίων ευθειών αποτελεί το roll centre κάθε άξονα

Αποτέλεσμα είναι πως η γωνία περιστροφής του αμαξώματος επηρεάζει άμεσα την γωνία camber και συνεπώς προκύπτει η πολύ βασική σχέση για να βρεθεί η γωνία camber του τροχού λόγω καθαρής roll κίνησης.

$$Camber_{total} = Camber_{static} + Camber_{roll\ angle} + Camber_{camber\ gain} \quad (2.1)$$

όπου:

$Camber_{total}$: Συνολική γωνία camber

$Camber_{static}$: Στατική γωνία camber.

$Camber_{roll\ angle}$: Μεταβολή στην γωνία camber λόγω κλίσης αμαξώματος.

$Camber_{camber\ gain}$: Μεταβολή στην γωνία camber λόγω κίνησης Bump/Droop.

Παρατηρήσεις

- Μεγάλο camber gain σημαίνει πως κατά την roll κίνηση του οχήματος το camber loss , δηλαδή η μετάβαση της γωνίας camber από τα αρνητικά (επιθυμητό) στα θετικά (ανεπιθύμητο), ελαχιστοποιείται. Προκειμένου να αποφευχθεί τελείως η απώλεια camber, πρέπει το “swing-arm-length” να είναι περίπου ίσο με το μισό μετατρόχιο κάθε άξονα, ενώ το ιδανικό σενάριο θα ήταν το camber gain να υπερσχύει της γωνίας roll του αμαξώματος, ώστε σε μεγαλύτερες πλευρικές επιταχύνσεις να δημιουργείται αρνητική camber. Αυτό πρακτικά είναι αδύνατο για τον παρακάτω λόγο.
- Μεγάλο camber gain σημαίνει πως κατά την κίνηση heave ενός άξονα, η στατική (συνήθως αρνητική) γωνία camber θα γίνει ακόμα περισσότερο αρνητική, με αποτέλεσμα την κακή συμπεριφορά του ελαστικού σε διαμήκη φόρτιση (επιτάχυνση, επιβράδυνση) και την ανομοιόμορφη φθορά του.

Είναι λοιπόν φανερό πως πρέπει να γίνει ένας συμβιβασμός ανάμεσα στην στατική camber και το επιθυμητό camber gain, ώστε να υπάρχει καλή συμπεριφορά στο ελαστικό τόσο σε πλευρική όσο και σε διαμήκη φόρτιση.

Caster

Κινηματικά η caster επηρεάζει μόνο τον μπροστά άξονα του οχήματος (άξονας διεύθυνσης), στην οποία βοηθάει ως εξής:

$$Camber_{total} = Camber_{roll\ angle} + Camber_{camber\ gain} + Camber_{caster} \quad (2.2)$$

όπου:

$Camber_{caster}$: μεταβολή στην γωνία camber με την είσοδο γωνίας τιμονιού.

Παρατηρήσεις

- Παραδοσιακά η caster επιλέγεται με την κατάλληλη φορά, ώστε να προσφέρει αρνητική camber στον εξωτερικό τροχού μίας στροφής του οχήματος
- Μεγάλη γωνία caster προκαλεί μεγάλη μεταβολή στην camber (προς τα αρνητικά για τον εξωτερικό τροχό). Συνεπώς με τον κατάλληλο συνδυασμό γωνίας τιμονιού μπορεί να υπερνικήσει το camber loss που αναφέρθηκε νωρίτερα.
- Αποτέλεσμα είναι ο μπροστά άξονας να μπορεί να έχει μικρότερο camber gain από τον πίσω, ο οποίος δεν έχει την «βοήθεια» της caster.
- Το αρνητικό της μεγάλης γωνίας caster είναι το γεγονός πως τείνει να «σηκώσει» τον εσωτερικό τροχό, με αποτέλεσμα να προκαλείται σημαντική διαγώνια μεταφορά βάρους, που μπορεί να αλλάξει ανεξέλεγκτα την συμπεριφορά του οχήματος.

King Pin Inclination

Για την ανάρτηση διπλών ψαλιδιών, η γωνία king-pin inclination ορίζεται ως η γωνία σε σχέση με τον κατακόρυφο άξονα z που έχει η ευθεία που συνδέει τα κέντρα περιστροφής του πάνω και κάτω ψαλιδιού. Σε περίπτωση χρήσης ανάρτησης multilink τα κέντρα αυτά είναι εικονικά.

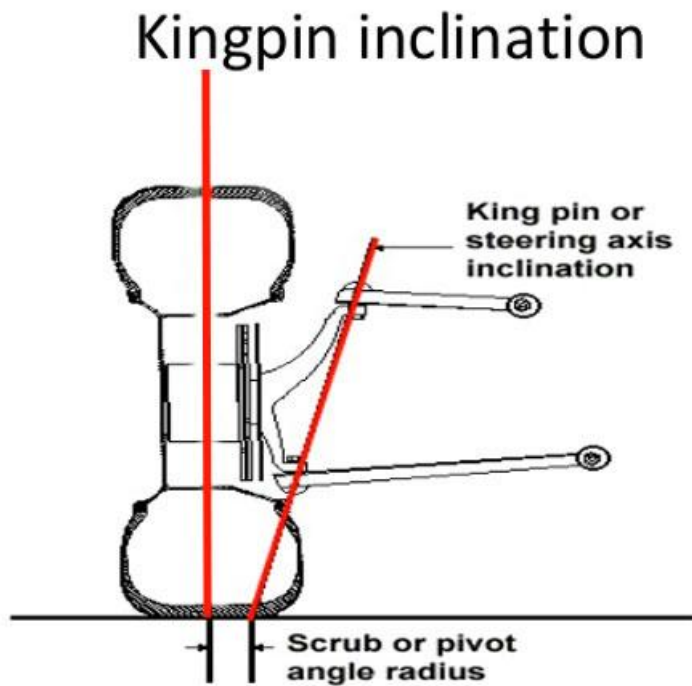
Κινηματικά η γωνία king pin επηρεάζει την γωνία camber με ακριβώς τον ανάποδο τρόπο σε σχέση με την γωνία caster. Συνεπώς μεγάλη γωνία king pin δεν είναι επιθυμητή.

$$Camber_{total} = Camber_{roll\ angle} + Camber_{camber\ gain} + Camber_{steer} \quad (2.3)$$

όπου

$$Camber_{steer} = Camber_{caster} + Camber_{kingpin} \quad (2.4)$$

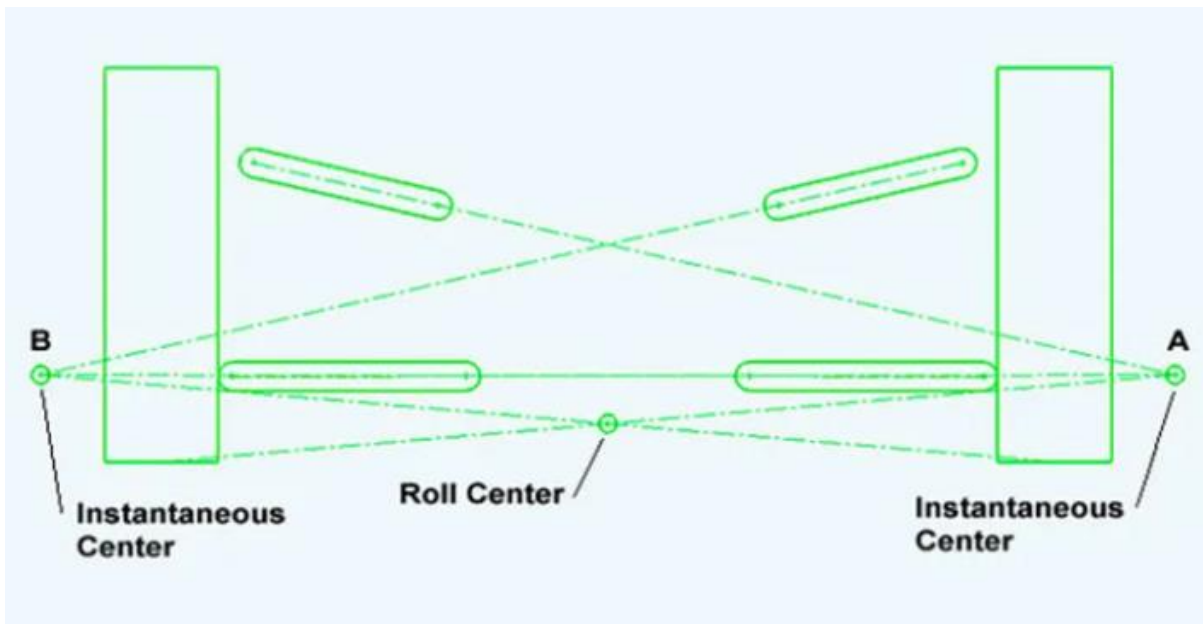
Εδώ πρέπει να αναφερθεί πως πολύ μικρή γωνία kingpin δεν είναι και πάλι επιθυμητή, επειδή συνήθως έχει ως αποτέλεσμα μεγάλο scrub radius, το οποίο μπορεί να αυξήσει σημαντικά την ανάπτυξη ροπής M_z κατά την διάρκεια διαμήκους επιτάχυνσης (πέδηση ή επιτάχυνση).



Σχήμα 2-2 - Παράδειγμα γωνίας King Pin και αποτελέσματος στο Scrub Radius (<https://suspensionsecrets.co.uk/>)

Roll Centre

Το σημείο roll centre ονομάζεται το φαινομενικό κέντρο περιστροφής ενός άξονα κατά την κίνηση roll του οχήματος λόγω πλευρικής επιτάχυνσης. Στις κλασικές γεωμετρίες "double wishbone" ορίζεται ως το σημείο τομής της ευθείας που συνδέει το instant centre του εξωτερικού τροχού με το σημείο επαφής του εξωτερικού ελαστικού στο έδαφος, με την αντίστοιχη ευθεία του εσωτερικού τροχού.



Σχήμα 2-3 - Παράδειγμα εύρεσης Roll Centre (<https://suspensionsecrets.co.uk/>)

Εδώ είναι σημαντικό να αναφερθεί πως το Roll Centre μπορεί να βρεθεί είτε κινηματικά (αρχές μηχανισμών με κόμβους) αλλά και δυναμικά, εφόσον είναι το σημείο που αν ασκηθεί μία πλευρική δύναμη δεν θα προκαλέσει περιστροφή στο όχημα. Η δεύτερη μέθοδος θα χρησιμοποιηθεί στην συνέχεια, ώστε να βρεθεί το αντίστοιχο σημείο περιστροφής της γεωμετρίας που προτείνεται στην παρούσα διπλωματική εργασία.

Δεν υπάρχει ξεκάθαρο πλεονέκτημα ή μειονέκτημα για την επιλογή του ύψους του roll centre. Σε πρώτη αίσθηση η λογική υποδεικνύει πως το roll centre πρέπει να βρίσκεται κοντά στο κέντρο βάρους για την ελαχιστοποίηση της μεταφοράς βάρους, στην πραγματικότητα η επιλογή αυτή απλώς θα αυξήσει εξίσου την μεταφορά βάρους στον άλλο άξονα. Συνεπώς η συνολική μεταφορά βάρους παραμένει σταθερή και το roll centre μετατρέπεται απλώς σε εργαλείο ρύθμισης της συμπεριφοράς του οχήματος.

2.2 Γεωμετρία P20

Γενικά Χαρακτηριστικά

Αρχικά θα πρέπει να αναφερθούν τα βασικά χαρακτηριστικά του μονοθέσιου. Φυσικά σε κάποια από αυτά κατά την επιλογή τους στόχος ήταν η ελαχιστοποίηση (μάζα), ενώ άλλα έχουν υπολογιστεί και οριστεί με βάση παράλληλες και συνδυαστικές μελέτες, οι οποίες είχαν ως σκοπό την εύρεση του ιδανικού συμβιβασμού για να μεγιστοποιηθεί η απόδοση του μονοθέσιου. Για παράδειγμα, η επιλογή μεγαλύτερου μπροστά μετατροχίου επιφέρει το πλεονέκτημα της μικρότερης συνολικής μεταφοράς βάρους και προσφέρει μεγαλύτερη ελευθερία και χώρο στο αεροδυναμικό πακέτο να εξελιχθεί, αλλά ταυτόχρονα έχει το μειονέκτημα της μικρότερης ευκινησίας σε κλειστές στροφές και «σλάλομ», ενώ καταλήγει σε μεγαλύτερη μάζα και περισσότερη υποστροφή.

Πίνακας 2-1 - Γενικά χαρακτηριστικά μονοθέσιου

- Γενικές διαστάσεις:

Dim.	Wheel base	L	1620	mm
	Front track	FRTTr	1238	
	Rear track	RRTr	1200	

- Μάζα και κέντρο βάρους

Mass and Inertia	Total mass		M	285	kg
	Driver's mass			75	kg
	Car Mass			210	kg
	Total Mass distribution		MD	46	% Fr
	Front non suspended mass (per wheel)		FNS	9	kg
	Rear non suspended mass (per wheel)		RNS	10	kg
	Non suspended mass weight distribution		NSMD	49	% Fr
	Total mass CG height		CGH	300	mm
	Front non suspended mass CG height		FRNSCGH	200	
	Rear non suspended mass CG height		RRNSCGH	200	
	Suspended mass		SM	248	kg
	Suspended mass weight distribution		SMD	46	% Fr
	Suspended mass CG coordinates		X SMx	-881	mm
			Y SMy	0	
			Z SMz	290	
Suspended mass roll inertia (ref SM CG) - I_{xx}		SMROLL	11	kg.m ²	
Suspended mass pitch inertia (ref SM CG) - I		SMPITCH	65	kg.m ²	

- Χαρακτηριστικά ελαστικού

Tyre	Front Tire's loaded radius	FRRL	200	mm
	Rear Tire's loaded radius	RRRL	200	mm

- Χαρακτηριστικά αεροδυναμικού πακέτου

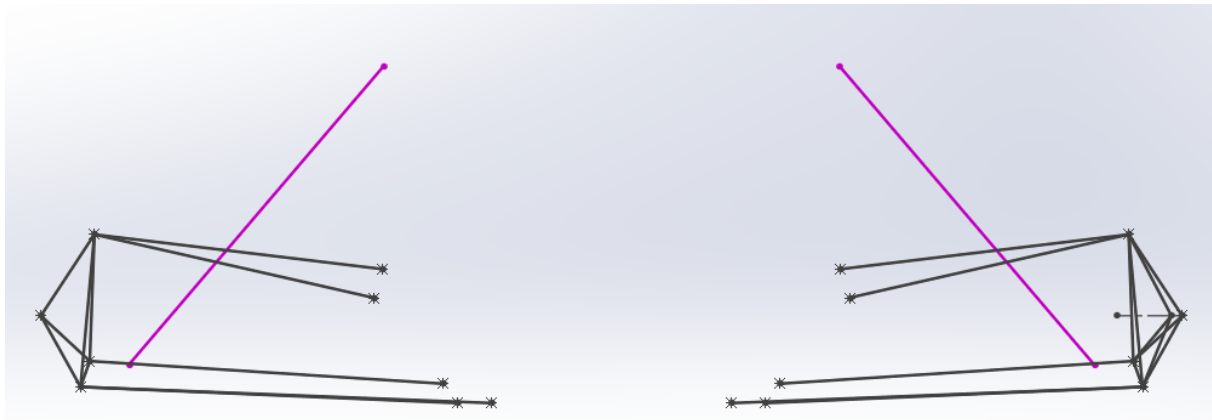
Aero	Downforce Coefficient	DFC	4.5	Unitless
	Air Density	rho	1.205	kg/m ³
	Frontal Area	FA	1	m ²
	Downforce Distribution	DD	52	%Fr

Χαρακτηριστικά Ανάρτησης

Με βάση λοιπόν τους στόχους που αναλύθηκαν στις προηγούμενες παραγράφους παρουσιάζεται στην συνέχεια η τελικά γεωμετρία που επιλέχθηκε για το μονοθέσιο P20.

Πίνακας 2-2 – Στατικά σημεία ανάρτησης στο γενικό σύστημα συντεταγμένων – Συντεταγμένες σε mm

Chassis side							
	Top Front	Top Rear	Lower Front	Lower Rear		Trackrod	Prod
x	120	-130	190	-130		40	10.8
y	248	258	130	166.5		183	247
z	250	219	105	105		126	470
Upright side							
	Top		Bottom			Trackrod	Prod
x	-25		-7			38	-3.9
y	561		576			566	523.6
z	287.5		122.5			150.5	146.5



Σχήμα 2-4 - Ανάρτηση P20 σε πρόοψη

Πίνακας 2-3 - Χαρακτηριστικά κινηματικά μεγέθη ανάρτησης στην στατική θέση

Camber	0	deg
Scrub radius	32.48	mm
Caster	6.2	deg
Mechanical Trail	6.27	mm
King pin inclination	5.2	deg
Roll Centre	35	mm

Συμπεριφορά μεγεθών σε κίνηση Heave:

Είναι προφανές πως τα μεγέθη που αναφέρονται στην στατική θέση δεν έχουν πάντα μεγάλη αξία, μιας και υπάρχει μία τάση μη-γραμμικότητας. Για αυτό τον λόγο στην συνέχεια δίνονται τα μεγέθη ανά 2mm κατακόρυφης κίνησης του τροχού.

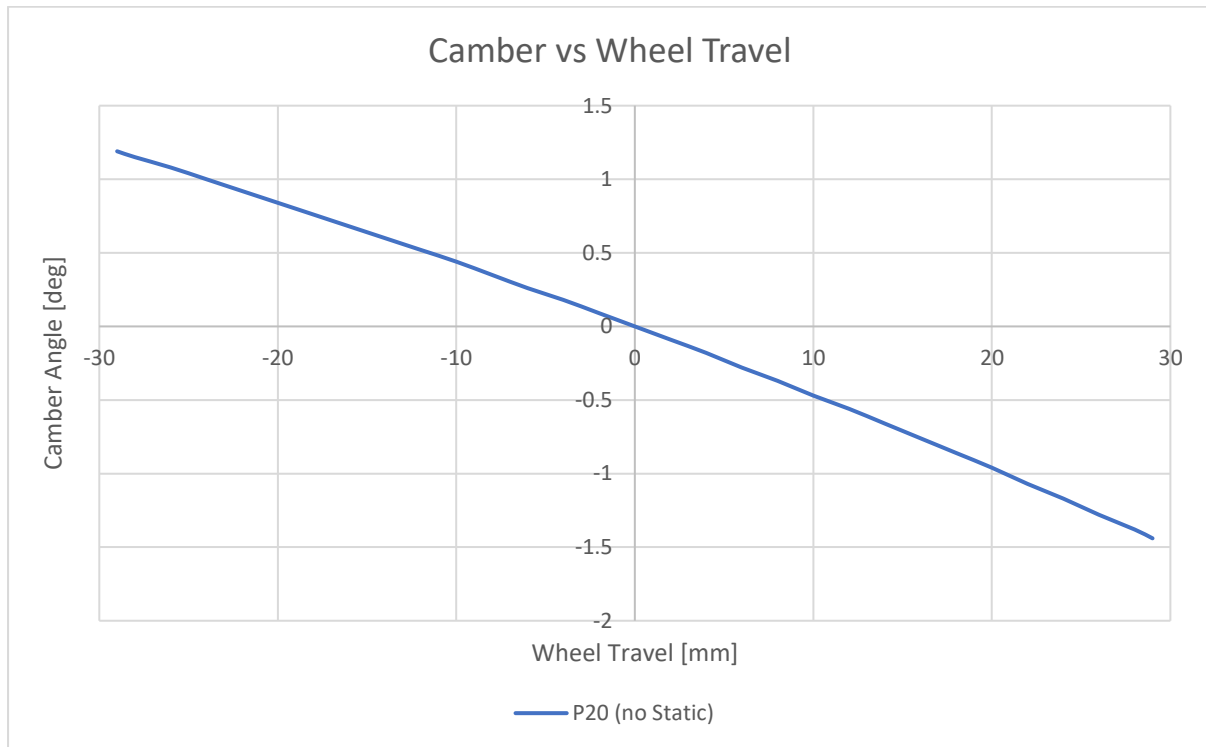
Πίνακας 2-4 - Συμπεριφορά κινηματικών μεγεθών κατά την κίνηση του τροχού σε Z (bump – droop)

RH	camber	caster	caster	kpi	scrub	steering	wheel	axle	toe	R.C	R.C
wheel	angle	angle	trail	angle	radius	offset	scrub	tramp	angle	offset	height
mm	deg	deg	mm	deg	mm	mm	mm	mm	deg	mm	mm
29	-1.44	7.37	10.19	6.64	31.93	33.52	0.98	-1.68	0.58	0	35.4
28	-1.38	7.33	10.06	6.59	31.93	33.48	0.96	-1.62	0.55	0	35.4
26	-1.28	7.25	9.8	6.48	31.92	33.39	0.94	-1.5	0.49	0.01	35.4
24	-1.17	7.17	9.54	6.37	31.92	33.31	0.9	-1.39	0.43	0	35.3
22	-1.07	7.09	9.28	6.27	31.91	33.23	0.86	-1.27	0.38	0	35.3
20	-0.96	7.01	9.01	6.17	31.91	33.16	0.81	-1.16	0.33	0	35.2
18	-0.86	6.93	8.74	6.06	31.9	33.08	0.76	-1.04	0.28	0	35.2
16	-0.76	6.85	8.47	5.96	31.9	33	0.7	-0.93	0.23	0	35.1
14	-0.66	6.77	8.2	5.86	31.89	32.93	0.64	-0.81	0.19	0	35.1
12	-0.56	6.69	7.93	5.76	31.89	32.86	0.56	-0.7	0.16	0	35.1
10	-0.47	6.61	7.66	5.67	31.88	32.79	0.49	-0.58	0.12	0	35
8	-0.37	6.53	7.39	5.57	31.88	32.72	0.4	-0.47	0.09	0.02	35
6	-0.28	6.45	7.11	5.47	31.88	32.66	0.31	-0.35	0.06	0	35
4	-0.18	6.37	6.83	5.38	31.87	32.6	0.21	-0.23	0.04	0.02	35
2	-0.09	6.28	6.55	5.29	31.87	32.53	0.11	-0.12	0.02	-0.08	35
0	0	6.2	6.27	5.2	31.86	32.48	0	0	0	0	35
-2	0.09	6.12	5.99	5.11	31.86	32.42	-0.12	0.12	-0.01	0	35
-4	0.18	6.03	5.71	5.02	31.86	32.36	-0.24	0.23	-0.02	0.01	35
-6	0.26	5.95	5.43	4.93	31.85	32.31	-0.37	0.35	-0.03	-0.06	35
-8	0.35	5.87	5.14	4.84	31.85	32.26	-0.5	0.47	-0.03	0	35
-10	0.44	5.78	4.85	4.75	31.85	32.21	-0.65	0.58	-0.03	0.04	35
-12	0.52	5.7	4.57	4.67	31.84	32.17	-0.8	0.7	-0.02	0	35
-14	0.6	5.61	4.28	4.59	31.84	32.13	-0.95	0.82	-0.01	0	35
-16	0.68	5.53	3.99	4.5	31.84	32.09	-1.11	0.93	0	0	35
-18	0.76	5.44	3.7	4.42	31.83	32.05	-1.28	1.05	0.02	0.04	35
-20	0.84	5.36	3.4	4.34	31.83	32.01	-1.46	1.17	0.04	0	35.1
-22	0.92	5.27	3.11	4.26	31.83	31.98	-1.64	1.29	0.07	0	35.1
-24	1	5.19	2.81	4.19	31.83	31.95	-1.83	1.4	0.1	0	35.1
-26	1.08	5.1	2.52	4.11	31.82	31.92	-2.02	1.52	0.13	0	35.1
-28	1.15	5.01	2.22	4.03	31.82	31.9	-2.23	1.64	0.17	0	35.2
-29	1.19	4.97	2.07	4	31.82	31.89	-2.33	1.7	0.19	0	35.2

Παρατηρήσεις:

- Είναι σαφές πως τα περισσότερα μεγέθη έχουν κρατηθεί σε μια σχετικά γραμμική συμπεριφορά. Αυτό επιτρέπει την αποφυγή απρόβλεπτης συμπεριφοράς είτε από την κινηματική, είτε από την ευαισθησία της ανάρτησης σε κατασκευαστικές αποκλίσεις.

Σε διάγραμμα παρουσιάζεται μόνο η μεταβολή της camber, διότι τα υπόλοιπα μεγέθη δεν θα έχουν άμεσο αντίκτυπο σε κάποιον από τους υπολογισμούς της παρούσας διπλωματικής εργασίας.



Σχήμα 2-5 - Διάγραμμα μεταβολής γωνίας Camber κατά την κατακόρυφη μετατόπιση του τροχού

- Πρόκειται για μια γεωμετρία με σχετικά υψηλό camber gain το οποίο έχει συνολικό εύρος $1.44+1.19=2.65$ deg από κατάσταση full droop σε κατάσταση full bump.
- Η καμπύλη παρουσιάζει μικρή μη-γραμμικότητα, η οποία είναι περισσότερο αποτέλεσμα και όχι στόχος της γεωμετρίας.

Συμπεριφορά μεγεθών σε κίνηση Roll:

Στην κλασική γεωμετρία ανάρτησης η κίνηση roll είναι απλώς ένας συνδυασμός bump εξωτερικού τροχού και droop εσωτερικού τροχού. Είναι σημαντικό όμως να παρουσιάζονται τα μεγέθη με βάση την παράμετρο roll, επειδή μόνο έτσι μπορεί να γίνει σαφές αν κατά την κίνηση roll το όχημα «χάνει» ή «κερδίζει» camber.

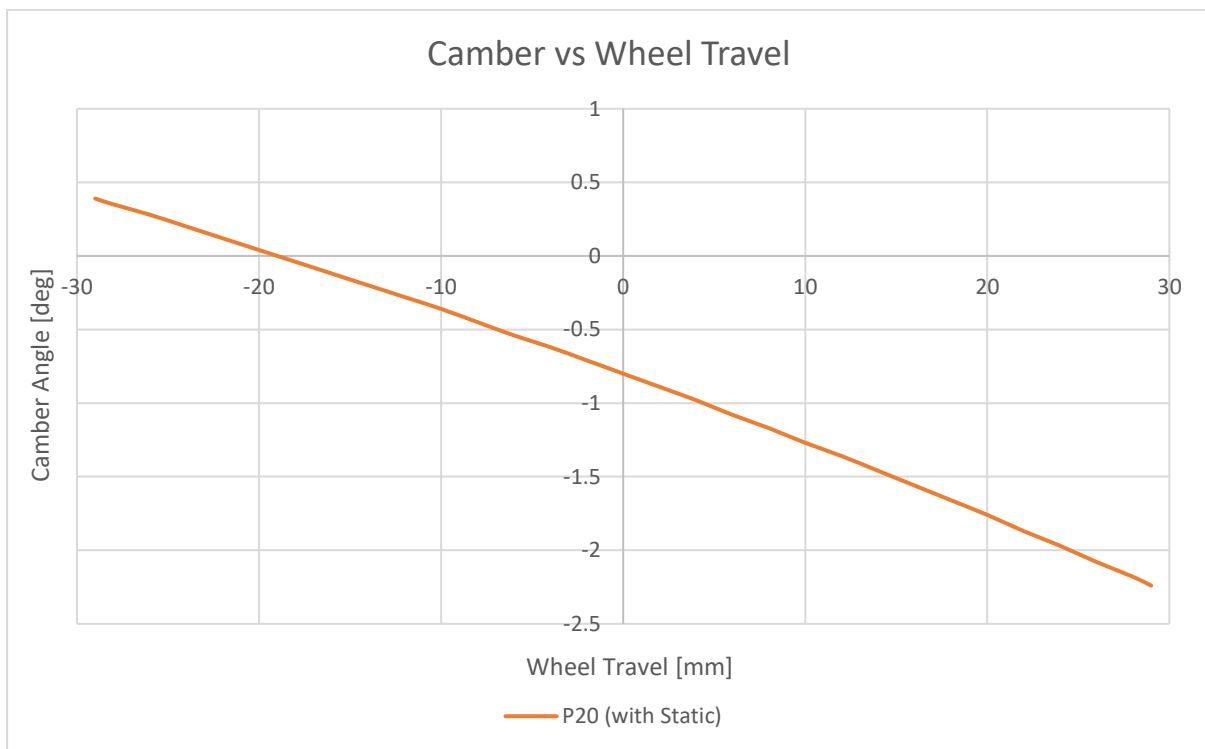
Στον παρακάτω πίνακα οι θετικές τιμές του roll αντιστοιχούν στον εσωτερικό τροχό, ενώ οι αρνητικές στον εξωτερικό.

Πίνακας 2-5 - Μεταβολή μεγεθών ανάρτησης συναρτήσει της γωνίας Roll του αμαξώματος

RH	camber	caster	caster	kpi	scrub	steering	wheel	axle	toe	R.C.	R.C.
wheel	angle	angle	trail	angle	radius	offset	scrub	tramp	angle	offset	height
mm	deg	deg	mm	deg	mm	mm	mm	mm	deg	mm	mm
2	-1.09	5.31	3.06	6.28	31.93	32.08	0	1.26	0.06	-1.53	35.2
1.75	-0.95	5.42	3.47	6.14	31.92	32.11	0	1.11	0.03	-1.31	35.1
1.5	-0.81	5.53	3.88	6	31.91	32.15	0	0.95	0	-1.11	35.1
1.25	-0.67	5.65	4.28	5.86	31.9	32.19	0	0.79	-0.02	-0.91	35.1

1	-0.53	5.76	4.68	5.72	31.9	32.24	0	0.63	-0.03	-0.67	35
0.75	-0.4	5.87	5.08	5.59	31.89	32.29	0	0.47	-0.03	-0.53	35
0.5	-0.26	5.98	5.48	5.45	31.88	32.35	0	0.31	-0.03	-0.41	35
0.25	-0.13	6.09	5.88	5.32	31.87	32.41	0	0.16	-0.02	-0.18	35
0	0	6.2	6.27	5.2	31.86	32.48	0	0	0	0	35
-0.25	0.13	6.31	6.67	5.07	31.86	32.55	0	-0.16	0.02	0.25	35
-0.5	0.25	6.42	7.06	4.95	31.85	32.62	0	-0.31	0.05	0.36	35
-0.75	0.37	6.53	7.45	4.82	31.84	32.7	0	-0.47	0.09	0.54	35
-1	0.49	6.63	7.84	4.7	31.84	32.79	0	-0.63	0.13	0.71	35
-1.25	0.61	6.74	8.22	4.59	31.83	32.87	0	-0.79	0.18	0.91	35.1
-1.5	0.73	6.85	8.61	4.47	31.82	32.97	0	-0.95	0.24	1.11	35.1
-1.75	0.84	6.95	8.99	4.36	31.82	33.06	0	-1.1	0.3	1.31	35.1
-2	0.95	7.06	9.37	4.25	31.81	33.16	0	-1.26	0.37	1.53	35.2

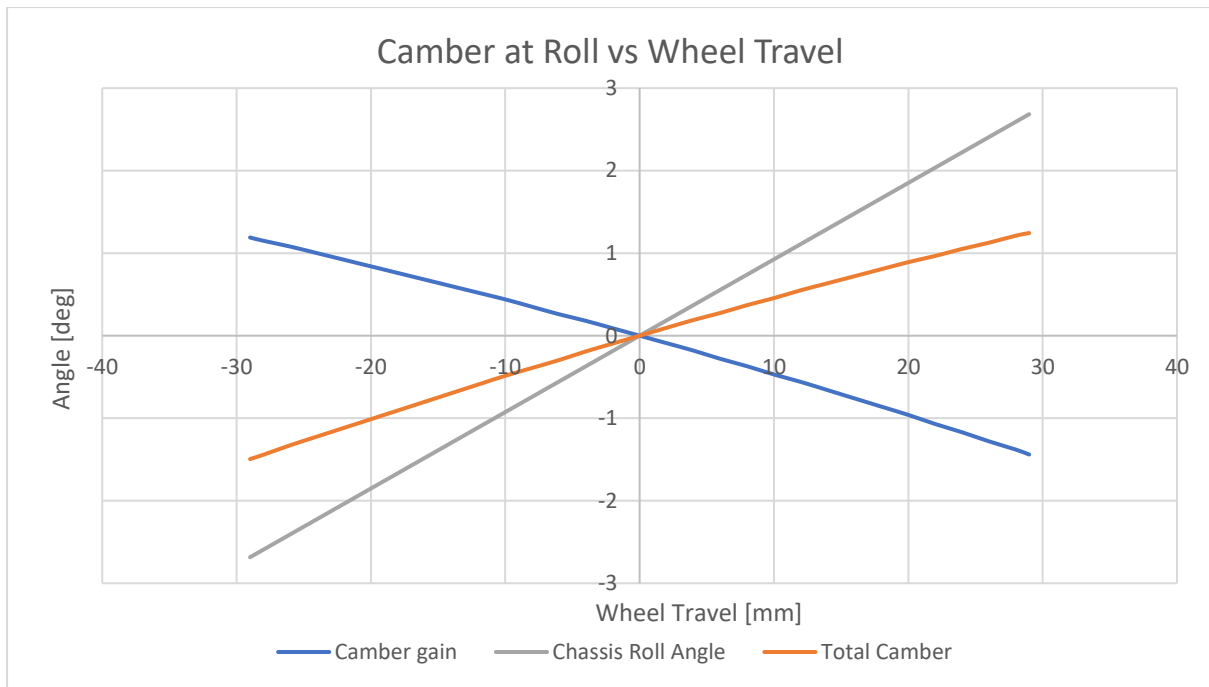
Όπως και προηγουμένως, μόνο η γωνία camber παρουσιάζεται σε διάγραμμα.



Σχήμα 2-6 - Διάγραμμα γωνίας Camber συναρτήσει Roll angle

Παρατηρούμε λοιπόν από το παραπάνω διάγραμμα ότι, παρ' όλο το μεγάλο Camber Gain που έχει η συγκεκριμένη γεωμετρία ανάρτησης, καταλήγουμε να έχουμε θετική Camber στον εξωτερικό τροχό κατά την κίνηση Roll, η οποία δεν είναι επιθυμητή.

Ο λόγος που γίνεται αυτό είναι ότι η συνολική γωνία Camber ενός τροχού είναι το άθροισμα του Camber gain και της κλίσης του αμαξώματος, η οποία είναι σαφέστατα ισχυρότερη. Η σύγκριση αυτή φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα, όπου παρατηρούμε την μεγαλύτερη κλίση με την οποία κινείται το σασί.



Σχήμα 2-7 - Ανάλυση γωνιών που συνεισφέρουν στην συνολική τιμή της γωνίας Camber

Εισαγωγή Στατικής Camber:

Για να αντιμετωπιστεί το πρόβλημα που αναφέρθηκε στην προηγούμενη παράγραφο έχουμε στην διάθεση μας τα εξής εργαλεία:

a. Μεγάλη γωνία Caster

Εδώ εκμεταλλευόμαστε το γεγονός πως η ύπαρξη γωνίας Caster επιφέρει αρνητική Camber στον εξωτερικό τροχό με κάθε κίνηση Toe του τιμονιού. Το αρνητικό της γωνίας Caster όμως είναι:

- Έχει επιρροή μόνο όταν υπάρχει σημαντική γωνία τιμονιού.
- Σε περίπτωση απότομης διόρθωσης της γωνίας του τιμονιού από τον οδηγό, θα υπάρχει μεγάλη αλλαγή και στην γωνία Camber του ελαστικού με αποτέλεσμα να μεταβάλλεται απρόβλεπτα η διαθέσιμη πρόσφυση.
- Αυξάνεται η διαγώνια μεταφορά βάρους κατά την στροφή.

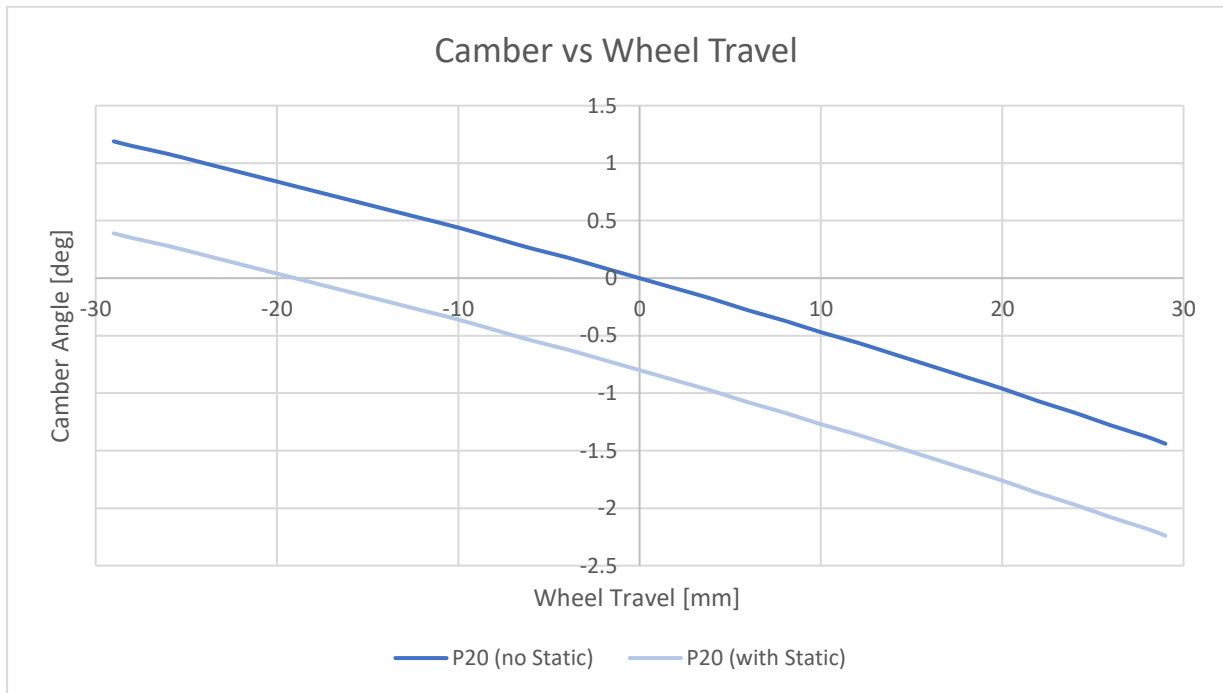
Σε κάθε περίπτωση επιλέχτηκε (όπως φαίνεται και στους παραπάνω πίνακες) μια γωνία Caster, ίση με περίπου 6 μοίρες. Αυτή προκαλεί την επαλληλία γωνίας Camber ίση με περίπου $\sim 0.1 \text{ deg/deg toe}$ γωνίας τροχού. Ανάλογα λοιπόν με την ακτίνα κάθε στροφής είναι λογικό να υποθέσουμε πως θα υπάρχει μία γωνία Camber λόγω γωνίας τιμονιού ίση με περίπου -1 deg .

b. Στατική Αρνητική Camber

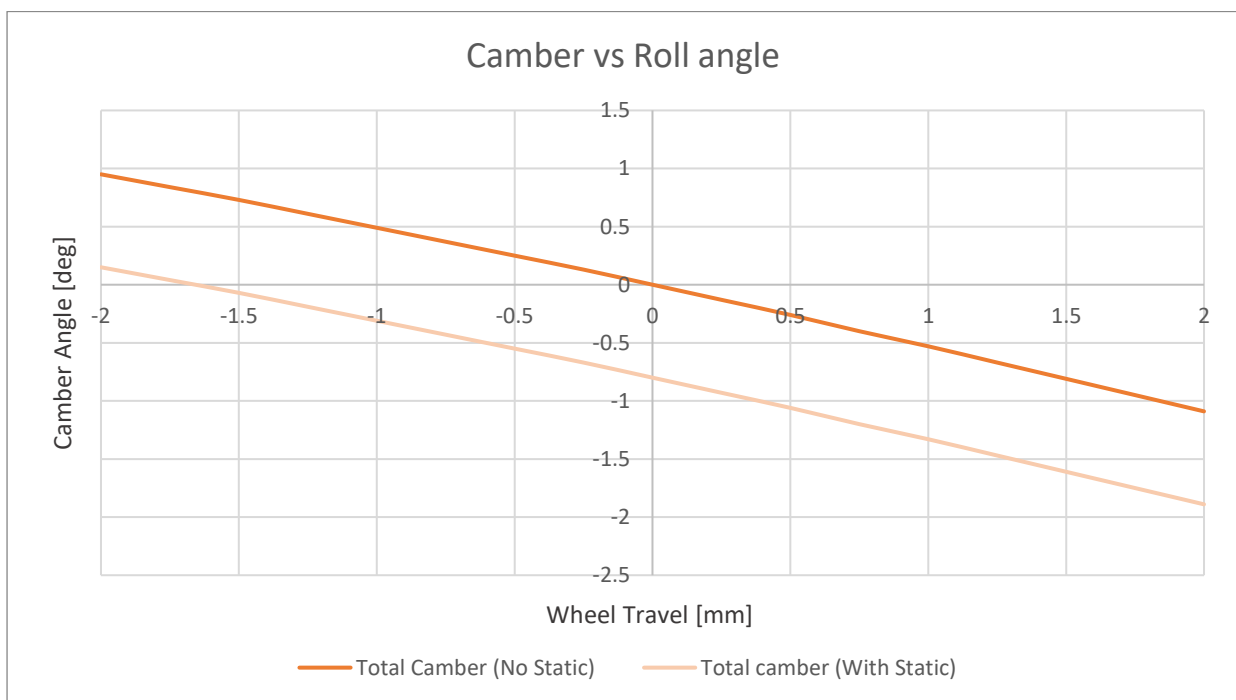
Είναι προφανές πως η ύπαρξη στατικής γωνίας Camber λύνει το πρόβλημα της ύπαρξης θετικής γωνίας Camber στον εξωτερικό τροχό κατά την κίνηση Roll του οχήματος, αλλά έχει σαφή αρνητική επιρροή στην πρόσφυση και την φθορά του ελαστικού σε όλες τις υπόλοιπες καταστάσεις.

Για να καθοριστεί λοιπόν η βέλτιστη τιμή χρειάστηκε να γίνουν κάποιες προσομοιώσεις χρησιμοποιώντας πρόγραμμα δυναμική συμπεριφοράς του οχήματος. Η τελική τιμή για την εμπρός ανάρτηση ορίστηκε να είναι ίση με 0.8 μοίρες (αρνητική).

Έχοντας λοιπόν την στατική Camber υπ' όψη τα διαγράμματα μεταβολή της γωνίας Camber γίνονται ως εξής:



Σχήμα 2-8 - Μεταβολή γωνίας Camber συναρτήσει της κατακόρυφης μετατόπισης του τροχού πριν και μετά την εισαγωγή στατικής γωνίας.



Σχήμα 2-9 - Μεταβολή γωνίας Camber συναρτήσει της γωνίας κλίσης του αμαξώματος πριν και μετά την εισαγωγή στατικής γωνίας.

Είναι σαφές πως η στατική γωνία Camber είναι ένας συμβιβασμός ανάμεσα στην κίνηση Roll και την κίνηση Heave.

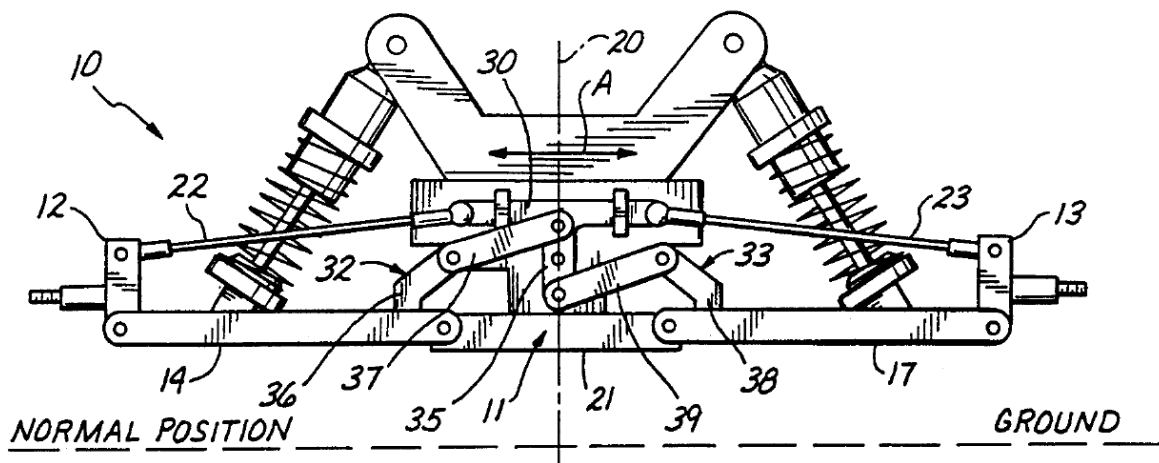
2.3 Διαθέσιμες Υπάρχουσες λύσεις

Προτού παρουσιαστεί η λύση που αναλύεται στην παρούσα διπλωματική εργασία, θα γίνει μια προσπάθεια να περιγραφούν αντίστοιχες παρόμοιες λύσεις που έχουν σκοπό τον έλεγχο της γωνίας Camber ενός τροχού. Σε γενικές γραμμές, οι λύσεις χωρίζονται σε δύο κατηγορίες οι οποίες είναι παθητικές και δυναμικές

Παθητικές Λύσεις

Όπως είναι και η γεωμετρία του συστήματος Double Chassis, έτσι και οι υπόλοιπες παθητικές λύσεις έχουν ως κοινό παρονομαστή το γεγονός πως δεν έχουν ενεργητικά στοιχεία που καταναλώνουν ενέργεια για τον έλεγχο της κινηματικής ενός οχήματος.

Σε γενικές γραμμές, οι συγκεκριμένες λύσεις βασίζονται στη χρήση επιπλέον σκελών που συνδέουν τις δύο πλευρές ενός άξονα του οχήματος και με την χρήση κατάλληλης κινηματικής γεωμετρίας επιβάλλουν αρνητική (επιθυμητή) γωνία Camber στον εξωτερικό τροχό. Στην παρακάτω εικόνα παρουσιάζεται μόνο ένα από τα αμέτρητα παραδείγματα πανομοιότυπων κινηματικών λύσεων που έχουν αναλυθεί στο παρελθόν.



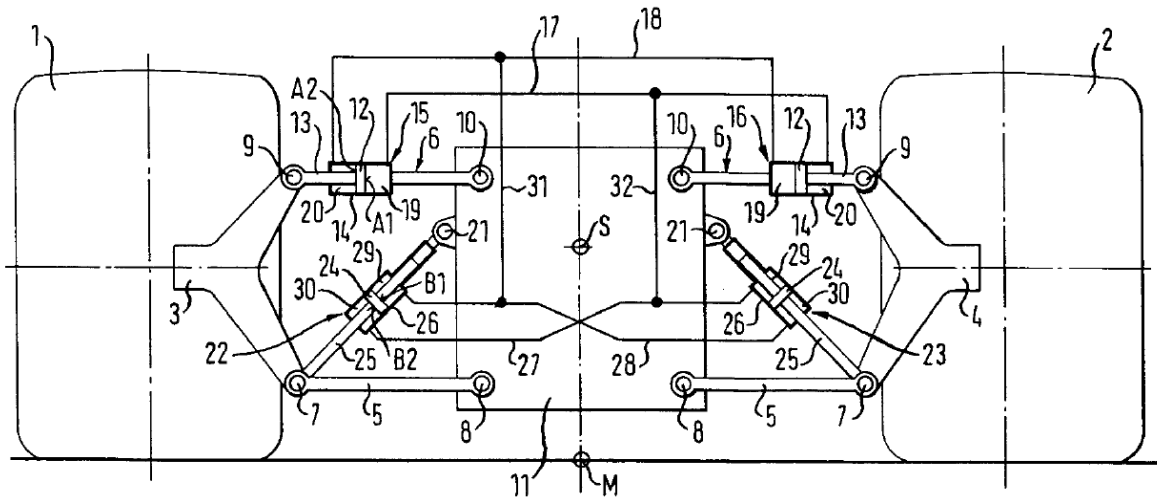
Σχήμα 2-10 - Παράδειγμα υπάρχουσας παθητικής λύσης για έλεγχο της γωνίας Camber κατά την κίνηση Roll. (Orton, 1994)

Η μεγαλύτερη διαφορά του συστήματος της παρούσας διπλωματικής εργασίας σε σχέση με τις υπόλοιπες παθητικές λύσεις, είναι πως δεν στηρίζεται σε καθαρά κινηματικά χαρακτηριστικά σκελών ώστε να καθορίσει η γωνία Camber. Αντίθετα, έχει ως παράμετρο τον λόγο των σκληροτήτων των ελατηρίων κίνησης Roll που χρησιμοποιούνται στο σύστημα, με αποτέλεσμα να προσφέρει την δυνατότητα ρυθμισιμότητας της συμπεριφοράς του οχήματος, απλώς και μόνο αλλάζοντας τα εν λόγω ελατήρια.

Δυναμικές Λύσεις

Όπως περιγράφει και το όνομα τους, οι δυναμικές λύσεις έχουν ως κοινό παρονομαστή την ύπαρξη κάποιου στοιχείου/επενεργητή, το οποίο με κατανάλωση ισχύος ελέγχει με κάποιο τρόπο την συμπεριφορά της ανάρτησης και συνεπώς την γωνία Camber του τροχού. Επιπλέον είναι σημαντικό να αναφερθεί πως είναι απαραίτητο ένα κύκλωμα ελέγχου κλειστού βρόχου, ώστε να γίνει ο έλεγχος

τον επενεργητών με κατάλληλο τρόπο. Στο παρακάτω σχήμα παρουσιάζεται ένα σύστημα δυναμικού ελέγχου της γωνίας Camber με την χρήση υδραυλικών επενεργητών.



Σχήμα 2-11 - Παράδειγμα υπάρχοντος δυναμικού συστήματος ελέγχου της γωνίας Camber ενός οχήματος (Weiss, 2001)

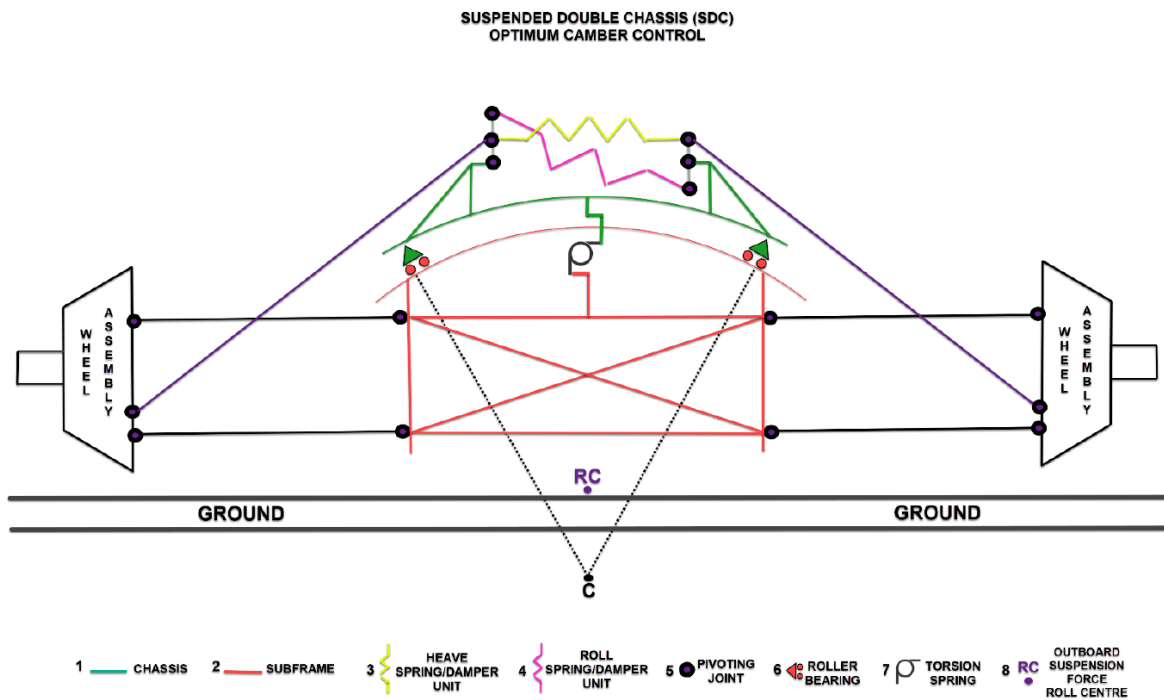
Είναι σαφές πως οι συγκεκριμένες λύσεις δεν είναι άμεσα συγκρίσιμες με την γεωμετρία που θα αναλυθεί στην παρούσα διπλωματική. Σε γενικές γραμμές όμως, αν και οι βαθμοί ελευθερίας που προσφέρουν υπερέρχουν των παθητικών λύσεων, τα μειονεκτήματά τους εντοπίζονται στην αναγκαστική κατανάλωση ισχύος, τα όρια του συστήματος ελέγχου και στο πολύ μεγαλύτερο κόστος.

3. Ανάλυση Γεωμετρίας Double Chassis

Σε αυτήν παράγραφο θα γίνει η κινηματική και δυναμική ανάλυση της γεωμετρίας που προτείνεται ως λύση στον συμβιβασμό που περιεγράφηκε κατά την ανάλυση της γεωμετρίας «Double Wishbone» του μονοθεσίου P20.

3.1 Χαρακτηριστικά Γεωμετρίας

- Τα εξωτερικά σκέλη της ανάρτησης “Outboard Suspension” αποτελούν κλασική διάταξη διπλών ψαλιδιών.
- Τα εξωτερικά σημεία των ψαλιδιών στηρίζουν το wheel assembly με την βοήθεια διάταξης pushrod (ή pullrod) το οποίο με την σειρά του ενεργοποιεί μία κλασική διάταξη διαγώνιου ελατηρίου στο αμάξωμα.
- Τα εσωτερικά σημεία είναι τοποθετημένα όχι στο κυρίως αμάξωμα, αλλά σε ένα πλαίσιο «subframe».
- Το subframe είναι συνδεδεμένο με το κυρίως αμάξωμα με κατάλληλο τρόπο ώστε να είναι ελεύθερος ένας βαθμός ελευθερίας, που είναι η περιστροφή γύρω από άξονα παράλληλο στον άξονα χ.
- Σε αυτόν τον βαθμό ελευθερίας τοποθετείται ελατήριο που προσφέρει αντίσταση σε περιστροφή.
- Κλειδί στην γεωμετρία είναι η τοποθέτηση του σημείου περιστροφής κάτω από το κλασικό Roll Centre της ανάρτησης, ώστε να δημιουργηθεί κατάλληλη ροπή που θα τείνει περιστρέψει το subframe ανάποδα από ότι το κυρίως σασί με την άσκηση πλευρικής δύναμης,
- Η επιλογή στην σκληρότητα ελατηρίων γίνεται έτσι ώστε η σχέση μεταξύ του διαγώνιου ελατηρίου του κυρίως αμαξώματος και του ελατηρίου ανάμεσα σε subframe και αμάξωμα να προκαλεί τις επιθυμητές γωνίες σε subframe και αμάξωμα.
- Για την συνέχεια της παρούσας διπλωματικής εργασίας ο όρος «κυρίως αμάξωμα» θα αποκαλείται απλώς «chassis».



Σχήμα 3-1 - Μονοδιάστατο διάγραμμα του συστήματος ανάρτησης Double Chassis σε πρόοψη

3.2 Ανάλυση Κίνησης Roll

Για τον υπολογισμό των γωνιών κατά την πλευρική επιτάχυνση του οχήματος πρέπει να αναλυθούν όλες οι δυνάμεις που ασκούνται στο subframe και το chassis και να αναλυθούν τα ελεύθερα σώματα ξεχωριστά.

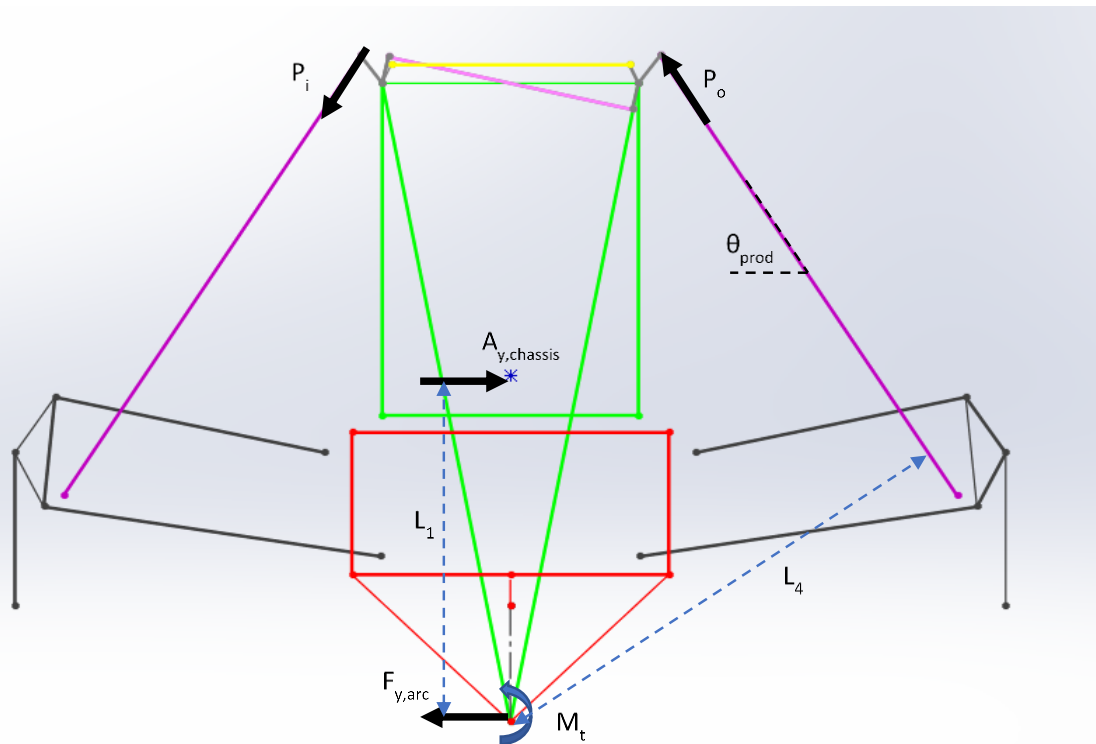
Στους παρακάτω υπολογισμούς δεν έχει συμπεριληφθεί η κατακόρυφη δύναμη F_z λόγω του βάρους και της κατακόρυφης αεροδυναμικής δύναμης (Downforce) του οχήματος, διότι έχει θεωρηθεί πως το όχημα βρίσκεται ήδη σε ισορροπία. Συνεπώς το γεγονός πως θα φανεί να ασκείται εφελκυστική δύναμη στο σκέλος του Pushrod στον εσωτερικό τροχό του οχήματος δεν είναι πραγματικό, αφού απλώς στην πραγματικότητα θα αφαιρεθεί μέρος της θλιπτικής δύναμης που ασκείται από τα κατακόρυφα φορτία.

Επιπλέον είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι στην παρακάτω μέθοδο έχουν γίνει οι εξής προσεγγίσεις:

- Όλοι οι υπολογισμοί γίνονται με βάση την θέση των σημείων στην στατική τους κατάσταση. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να μην λαμβάνεται υπ' όψη η μη-γραμμικότητα της γεωμετρίας και να θεωρείται ότι κάθε στοιχειώδης μετατόπιση είναι γραμμικό πολλαπλάσιο της αρχικής.
- Όλοι οι υπολογισμοί γίνονται με βάση την πρόοψη του οχήματος σε ένα επίπεδο 2-διαστάσεων. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να μην λαμβάνεται υπ' όψη η κλίση των ψαλιδιών σε πλάγια όψη (anti-dive , anti-squat).

Chassis

Σύμφωνα με το παραπάνω διάγραμμα ελεύθερου σώματος, μπορεί να γίνει ανάλυση ισορροπίας στο αμάξωμα:



Σχήμα 3-2 - Ανάλυση δυνάμεων Chassis

Ισορροπία κατά Y:

$$A_{y, chassis} = (P_o + P_i) \cos(\theta_{prod}) + F_{y, arc} \quad (3.1)$$

Ισορροπία ροπών:

$$M_t = A_{y, chassis} * l_1 - (P_o + P_i) * l_4 \quad (3.2)$$

όπου:

$A_{y, chassis}$: Φυγόκεντρος δύναμη στο κέντρο βάρους του Chassis (CoG).

$F_{y, arc}$: Πλευρική δύναμη Y που εφαρμόζεται στο κέντρο περιστροφής ανάμεσα σε Chassis/subframe.

P_o : Δύναμη σκέλους Prod στον εξωτερικό τροχό.

P_i : Δύναμη σκέλους Prod στον εσωτερικό τροχό.

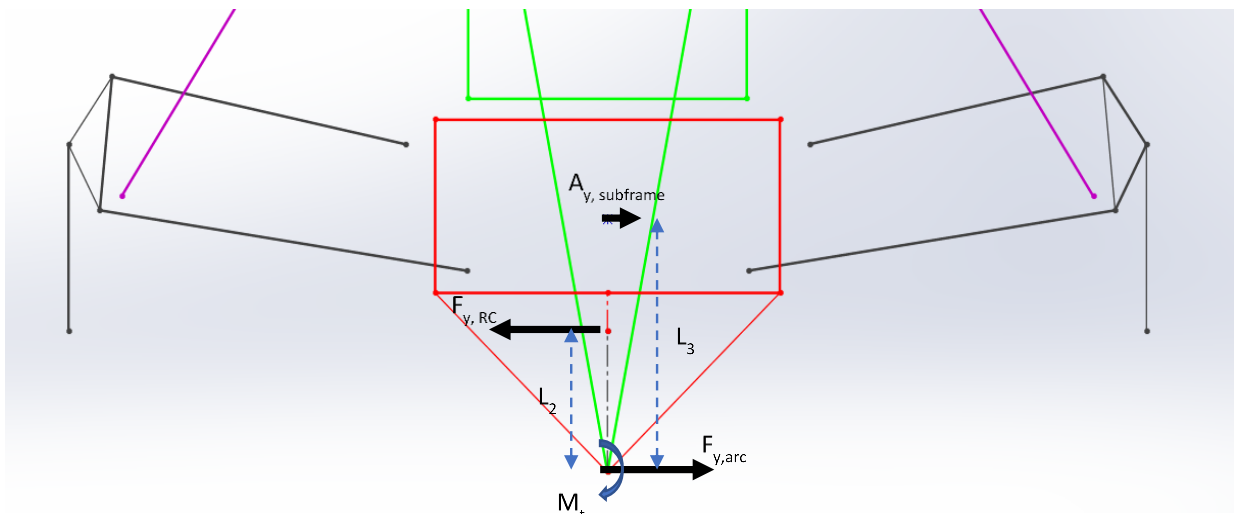
θ_{prod} : Γωνία Prod σε σχέση με τον άξονα Y.

M_t : Ροπή που μεταφέρεται από το περιστροφικό σύνδεσμο Chassis/subframe.

l_1 : Μοχλοβραχίονας του κέντρου βάρους (CoG) ως προς το κέντρο περιστροφής Chassis/subframe.

l_4 : Μοχλοβραχίονας του σκέλους Prod ως προς το κέντρο περιστροφής Chassis/subframe.

Subframe:



Σχήμα 3-3 - Ανάλυση δυνάμεων Subframe

Σύμφωνα με το παραπάνω διάγραμμα μπορούμε να αναλύσουμε την ισορροπία του Subframe ως εξής:

Ισορροπία κατά Y:

$$F_{y, RC} = A_{y, subframe} + F_{y, arc} \quad (3.3)$$

Ισορροπία ροπών:

$$M_t = -A_{y, subframe} * l_3 + F_{y, RC} * l_2 \quad (3.4)$$

όπου:

$A_{y, subframe}$: Φυγόκεντρος δύναμη στο κέντρο βάρους του Subframe (CoG).

$F_{y, RC}$: Πλευρική δύναμη Y, εφαρμοζόμενη από τα σκέλη των ψαλιδιών στο κλασικό σημείο Roll Centre της ανάρτησης.

L_2 : Μοχλοβραχίονας του Roll Centre σε σχέση με το κέντρο περιστροφής Chassis/Subframe.

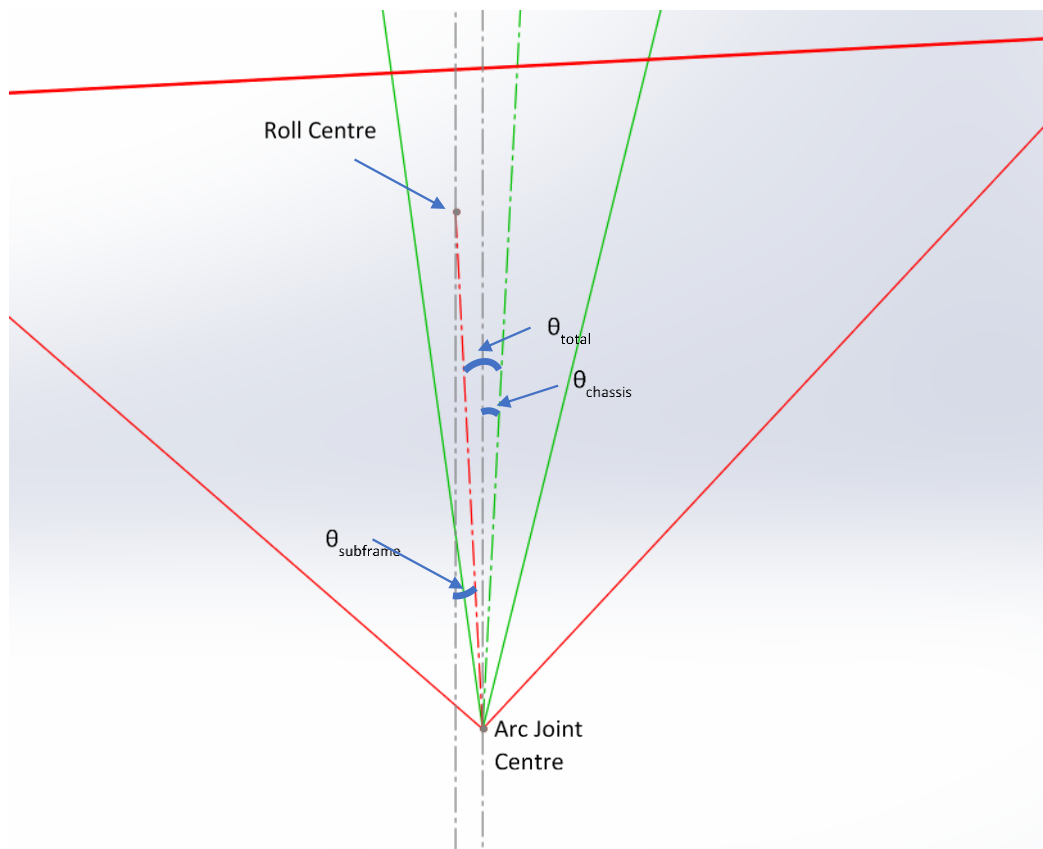
L_3 : Μοχλοβραχίονας του κέντρου βάρους σε σχέση με το κέντρο περιστροφής Chassis/Subframe.

Γωνίες

Προκειμένου να υπολογιστούν οι γωνίες κλίσης του subframe και του Chassis , χρειάζεται να ορίσουμε τα κέντρα περιστροφής κάθε σώματος.

To calculate the angles of rotation of the subframe and the chassis we need to define the centres of rotation of each body.

- Το Subframe περιστρέφεται γύρω από το κλασικό Roll Centre μιας γεωμετρίας ανάρτησης Double Wishbone. Αυτή η γωνία θα αποκαλείται θ_s (subframe).
- Το Chassis περιστρέφεται γύρω από το κέντρο του τόξου του συνδέσμου που ενώνει το Subframe με το Chassis, το οποίο σημαίνει ότι στον χώρο υπάρχει μια συνδυασμένη περιστροφή και μεταφορά του Chassis. Η συνολική αυτή γωνία ανάμεσα στα 2 σώματα θα αποκαλείται θ_t (total).
- Η κλίση ανάμεσα στο Chassis και τον άξονα Z στον χώρο έχει επιρροή στην αεροδυναμική απόδοση του οχήματος και θα αποκαλείται θ_c .



Σχήμα 3-4 - Ανάλυση γωνιών Subframe και Chassis

Προκειμένου να υπολογίσουμε τις γωνίες, χρειάζεται να βρεθεί πως μια στοιχειώδης κίνηση επηρεάζει τα 2 υπάρχοντα συστήματα ελατηρίων, τα οποία είναι το ελατήριο του αμαξώματος (Roll Spring) και το περιστροφικό ελατήριο ανάμεσα στα 2 σώματα (Arc Spring).

Arc spring:

Επηρεάζεται μόνο από την γωνία θ_t και αναπτύσσει λόγω αυτής ροπή που υπολογίζεται ως:

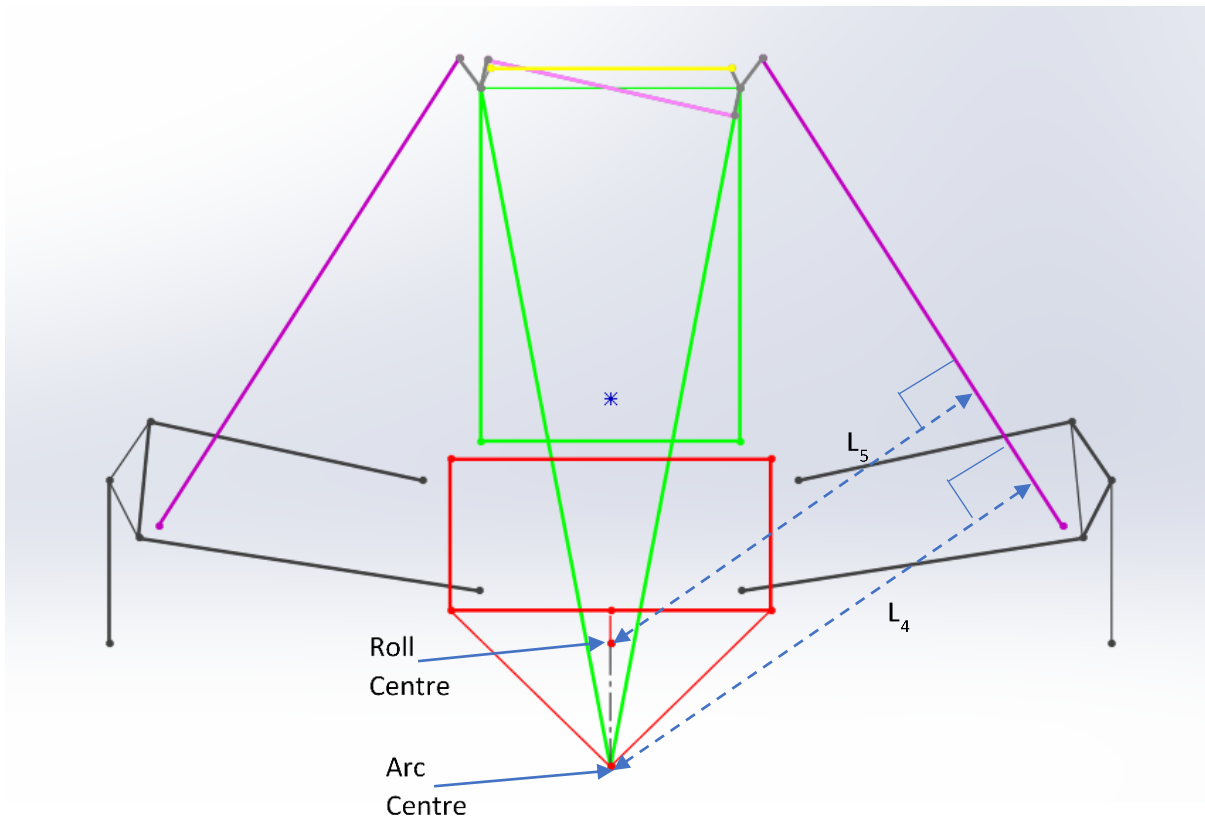
$$M_t = K_{arc} * \theta_t \tag{3.5}$$

όπου:

K_{arc} : Δυσκαμψία του ελατηρίου «arc spring» σε Nm/deg

Roll spring:

Επηρεάζεται και από τις 2 γωνίες θ_t και θ_s . Για τον υπολογισμό της επιρροής της κάθε μίας, χρειάζεται να οριστεί μια σχέση μετατόπισης (motion ratio) που βρίσκεται από την εφαπτομενική κίνηση του σκέλους Prod γύρω από τα κέντρα των γωνιών.



Σχήμα 3-5 - Ορισμός Motion Ratio σκέλους Prod

«Motion Ratio» θ_s σε mm/deg:

$$MR_s = 2 * \pi * \frac{l_5}{360} \tag{3.6}$$

«Motion Ratio» θ_t σε mm/deg:

$$MR_t = 2 * \pi * \frac{l_4}{360} \quad (3.7)$$

Φυσικά για να ασκηθεί δύναμη τελικά στο γραμμικό ελατήριο Roll, χρειάζεται να συνυπολογιστεί και η σχέση μετατόπισης MR_b που δημιουργείται από το εξάρτημα Bellcrank.

Η παραμόρφωση του ελατηρίου Roll τελικά υπολογίζεται ως:

$$dx = (\theta_t * MR_t + \theta_s * MR_s) * MR_b \quad (3.8)$$

Συνολικά λοιπόν η συνολική δύναμη που δημιουργείται στο σκέλος Prod από την συμπίεση και έκταση του ελατηρίου Roll Spring είναι:

$$Prod = MR_b * K_{roll,side} * dx \quad (3.9)$$

Με την επίλυση της εξίσωσης (3.5) και γνωρίζοντας την ροπή M_t από την ισορροπία του Subframe υπολογίζουμε την γωνία θ_t ως:

$$\theta_t = \frac{M_t}{K_{arc}} \quad (3.10)$$

Με τον συνδυασμό των παραπάνω εξισώσεων (3-8) και (3-9) υπολογίζουμε την γωνία θ_s ως:

$$\theta_s = \frac{(Prod - MR_b * K_{roll,side} * \theta_t * MR_t)}{MR_b * K_{roll,side} * MR_s} \quad (3.11)$$

Τέλος η γωνία του Chassis μπορεί απλά να υπολογιστεί ως:

$$\theta_c = \theta_t - \theta_s \quad (3.12)$$

Μεταφορά Βάρους

Η κλασική σχέση για την πλευρική μεταφορά βάρους χρειάζεται να προσαρμοστεί ώστε να υπολογιστεί το subframe ως ξεχωριστό σώμα και μάζα.

Η κλασική σχέση για τον υπολογισμό της μεταφοράς βάρους την συμβατικής γεωμετρίας διπλών ψαλιδιών συνυπολογίζει τους όρους της δυναμικής και γεωμετρικής μεταφοράς βάρους ως εξής:

$$WT = \frac{a}{t} * \left(\left(m_s (Z_{CoG,s} - Z_{roll axis}) \frac{K_F}{K_F + K_R} + distr * Z_{roll centre} \right) + m_u * Z_{CoG,u} \right) \quad (3.13)$$

όπου:

a : Πλευρική επιτάχυνση.

t : Εμπρός μετατρόχιο του οχήματος.

m_s : Αναρτώμενη μάζα οχήματος.

m_u : Εμπρός μη αναρτώμενη μάζα οχήματος.

$Z_{CoG,s}$: Ύψος κέντρου βάρους αναρτώμενης μάζας.

$Z_{CoG,u}$: Ύψος κέντρου βάρους μη αναρτώμενης μάζας.

$Z_{roll centre}$: Ύψος εμπρός roll centre.

$Z_{roll axis}$: Ύψος άξονα Roll.

K_F : Δυσκαμψία εμπρός άξονα.

K_R : Δυσκαμψία οπίσθιου άξονα.

distr: Κατανομή βάρους οχήματος μετρούμενη στον εμπρός άξονα.

Για την προσαρμογή της σχέσης πρέπει να συνοπολογιστούν τα ακόλουθα:

- Το subframe περιστρέφεται γύρω από το κινηματικό Roll centre της ανάρτησης.
- Η αναρτώμενη μάζα δεν περιστρέφεται πια γύρω από το Roll Centre, αλλά γύρω από το κέντρο του τόξου περιστροφής ανάμεσα σε Subframe και Roll Centre.

Συνεπώς η νέα απόσταση του κέντρου βάρους από τον νέο άξονα Roll είναι:

$$lever = \frac{abs((X_{rear} - X_{front})(Z_{front} - Z_{CoG}) - (X_{front} - X_{CoG})(Z_{rear} - Z_{front}))}{\sqrt{(X_{rear} - X_{front})^2 + (Z_{rear} - Z_{front})^2}} \quad (3.14)$$

Και συνεπώς η σχέση γίνεται:

$$WT = \frac{a}{t} * \left(\left(m_s * lever * \frac{K_F}{K_F + K_R} + distr * Z_{arc} \right) + m_{sub} * Z_{CoG,sub} + m_u * Z_{CoG,u} \right) \quad (3.15)$$

3.3 Σύγκριση αποτελεσμάτων αναλυτικών σχέσεων και υπολογιστικού μοντέλου

Για την επικύρωση και επαλήθευση των αναλυτικών σχέσεων δημιουργήθηκε το ισοδύναμο μοντέλο της γεωμετρίας Double Chassis στο περιβάλλον Motion του προγράμματος Siemens NX.

Περιβάλλον Motion NX

Πρόκειται για ένα περιβάλλον που χρησιμοποιεί μία απλοποιημένη μορφή πεπερασμένων στοιχείων για την επίλυση προβλημάτων κινηματικής και δυναμικής.



Σχήμα 3-6 - Σφαιρική εικόνα μοντέλου πεπερασμένων στοιχείων στο περιβάλλον Motion NX

Αρχικά, πριν παρουσιαστούν τα στοιχεία που χρησιμοποιήθηκαν για το μοντέλο, πρέπει να οριστεί η σύμβαση των ονομάτων των βαθμών ελευθερίας που αναφέρονται. Πιο συγκεκριμένα οι βαθμοί ελευθερίας για ένα ορθοκανονικό σύστημα (τοπικό για κάθε στοιχείο) είναι:

- U1: Μεταφορά κατά τον άξονα x
- U2: Μεταφορά κατά τον άξονα y
- U3: Μεταφορά κατά τον άξονα z
- UR1: Περιστροφή περί τον άξονα x
- UR2: Περιστροφή περί τον άξονα y
- UR3: Περιστροφή περί τον άξονα z

Τα στοιχεία που χρησιμοποιήθηκαν για την κατασκευή του μοντέλου είναι τα εξής:

Σύνδεσμοι/Joints

- Slider

Ελεύθεροι Βαθμοί ελευθερίας: U1

Χρήση: Πρόκειται για τον σύνδεσμο που χρησιμοποιείται για τον έλεγχο γραμμικής απόστασης ανάμεσα σε δύο κόμβους.

- Spherical

Ελεύθεροι Βαθμοί ελευθερίας: UR1, UR2, UR3

Χρήση: Πρόκειται για τον σύνδεσμο που χρησιμοποιείται αντί του φυσικού εξαρτήματος Spherical Bearing, στις βάσεις των σκελών της ανάρτησης.

- Universal

Ελεύθεροι Βαθμοί ελευθερίας: UR2, UR3

Χρήση: Πρόκειται για τον σύνδεσμο που χρησιμοποιείται αντί του φυσικού εξαρτήματος U-Joint.

Στο μοντέλο χρησιμοποιείται είτε στην κολώνα τιμονιού, είτε αντί του συνδέσμου Spherical στο Pushrod και το Tierod, προκειμένου να αποτρέψει το σκέλος να περιστραφεί γύρω από τον εαυτό του ανεξέλεγκτα.

- Hinge

Ελεύθεροι Βαθμοί ελευθερίας: UR1

Χρήση: Πρόκειται για τον σύνδεσμο που χρησιμοποιείται αντί του φυσικού εξαρτήματος Hinge ή «μεντεσές». Χρησιμοποιείται για την σύνδεση του Subframe και του Chassis, καθώς και για την στήριξη των εξαρτημάτων Rockers στο Chassis.

- Planar

Ελεύθεροι Βαθμοί ελευθερίας: U2, U3, UR1, UR2, UR3

Χρήση: Ο σύνδεσμος αυτός δεν αντιστοιχεί σε φυσικό εξάρτημα αλλά χρησιμεύει για να προσομοιώσει την επαφή του τροχού με το έδαφος.

Σώματα/Links

Πρόκειται για τα απολύτως στερεά σώματα που αποτελούν το μοντέλο. Είναι σημαντικό να αναφερθεί εδώ πως εφόσον δεν πρόκειται για ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων με ελαστικότητα τα σώματα αυτά ορίζονται απλώς από sketches και ουσιαστικά λειτουργούν απλώς ως γεωμετρίες με κόμβους. Τα σώματα είναι τα εξής:

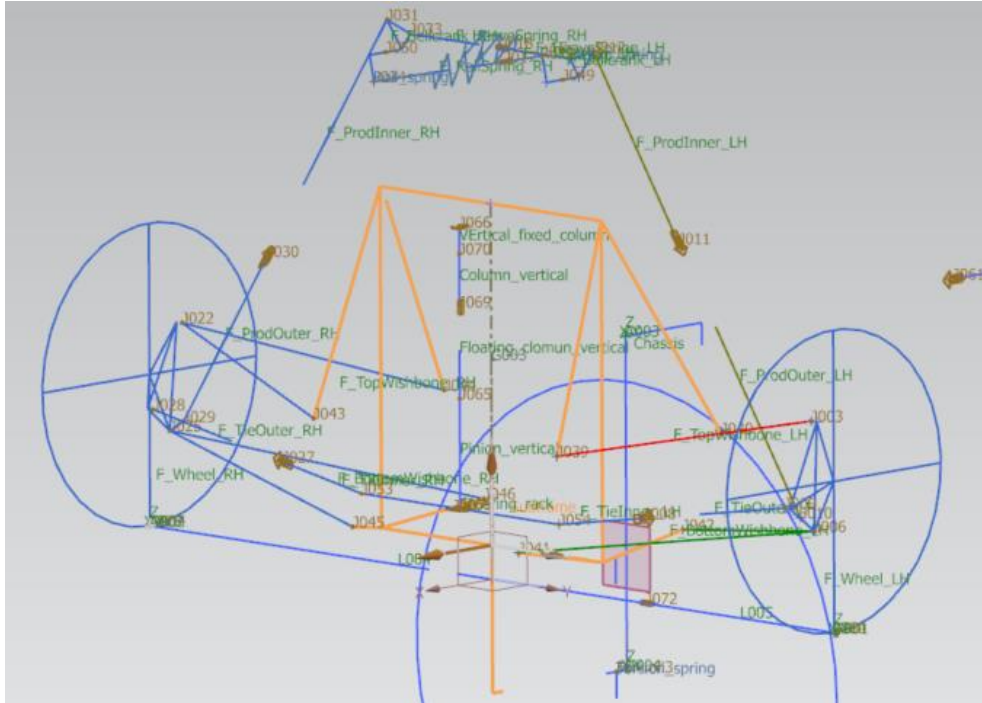
1. Chassis:



Σχήμα 3-7 - Σώμα Chassis

Αποτελείται από ένα μέλος το οποίο συνδέεται με το subframe στο κέντρο του κύκλου που παρατηρούμε στο προηγούμενη σχήμα και έχει κόμβο που αντιστοιχεί στο κέντρο βάρους της αναρτώμενης μάζας του οχήματος. Επιπλέον στο Chassis στηρίζεται η εσωτερική ανάρτηση.

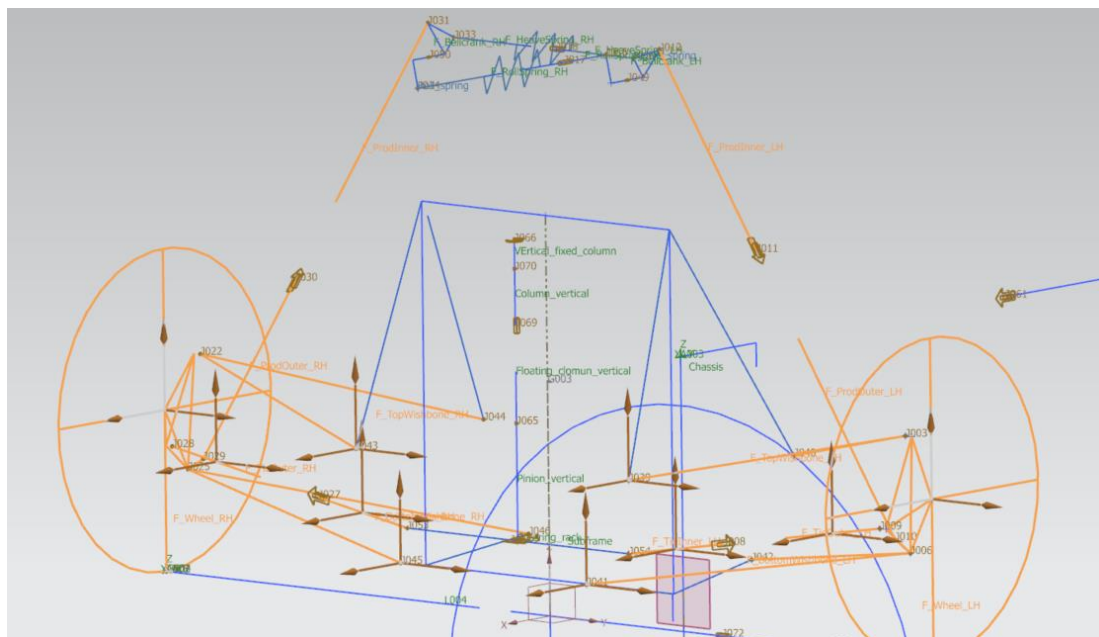
2. Subframe:



Σχήμα 3-8 - Σώμα Subframe

Αποτελείται από ένα πλαίσιο το οποίο συνδέεται με το Chassis και αποτελεί την βάση για την εξωτερική ανάρτηση.

3. Εξωτερική Ανάρτηση:



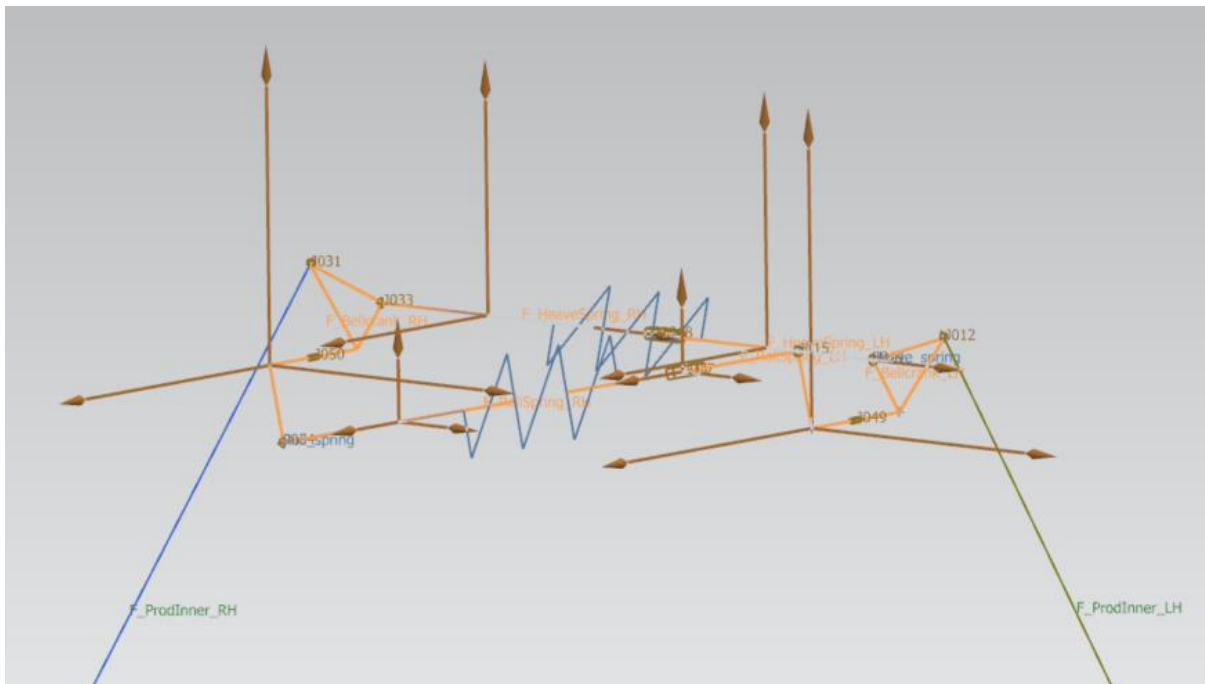
Σχήμα 3-9 - Σώματα εξωτερικής ανάρτησης

Αποτελείται από τα μέλη:

- F_Bottom_Wishbone_LH και F_Bottom_Wishbone_RH
- F_ProdInner_LH και F_ProdInner_RH
- F_ProdOuter_LH και F_ProdOuter_RH
- F_TieInner_LH και F_TieInner_RH
- F_TieOuter_LH και F_TieOuter_RH
- F_TopWishbone_LH και F_TopWishbone_RH
- F_Wheel_LH και F_Wheel_RH

Ο λόγος που τα μέλη του Pushrod και του TieRod χωρίστηκαν σε Inner και Outer, είναι για να υπάρχει η δυνατότητα «ρύθμισης» του μήκους τους, προσομοιώνοντας έτσι την αντίστοιχη φυσική λειτουργία ρύθμισης Ride Height και Static Toe angle. Κατά την προσομοίωση όμως της δυναμικής του συστήματος υπό πλευρικό φορτίο η λειτουργία αυτή είναι φυσικά ανενεργή και λειτουργούν ως ένα σώμα.

4. Εσωτερική Ανάρτηση:

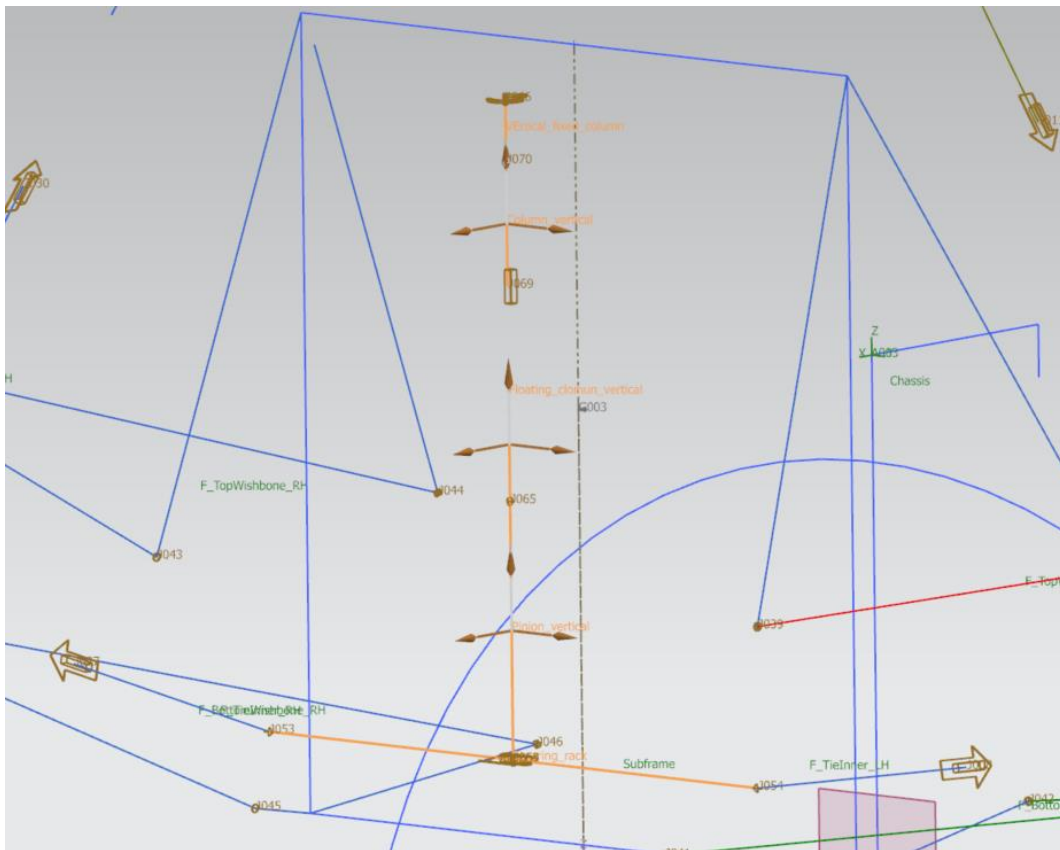


Αποτελείται από τα μέλη:

- F_Bellcrank_LH και F_Bellcrank_RH
- F_HeaveSpring_LH και F_Heavespring_RH
- F_RollSpring_LH και F_RollSpring_RH

Όπως και προηγουμένως τα μέλη του Heave Spring και του Roll Spring έχουν χωριστεί σε 2 και με κατάλληλους συνδέσμους και ελατήρια υλοποιούν την κατάλληλη φυσική λειτουργία.

5. Κολώνα τιμονιού:



Σχήμα 3-10 – Σώματα κολώνας τιμονιού

Το πρόβλημα της κολώνας του τιμονιού είναι αρκετά σύνθετο, διότι η κρεμαγιέρα πρέπει να βρίσκεται σταθερά στο Subframe, ενώ το τιμόνι σταθερά στο Chassis. Για την επίλυση αυτού του προβλήματος χρησιμοποιήθηκαν τα ακόλουθα μέλη:

- Fixed_Vertical_Column: Συνδεδεμένη με το Chassis
- Column_Vertikal: Συνδεδεμένη με το προηγούμενο μέλος με Universal Joint
- Floating_Column_Vertikal: Συνδεδεμένη με Slider με το προηγούμενο σκέλος
- Pinion_Vertikal: Συνδεδεμένη με Universal Joint με το προηγούμενο σκέλος
- Steering_Rack: Συνδεδεμένη με στοιχείο Coupler που προσομοιώνει το εξάρτημα pinion-rack

Ελαστικοί Σύνδεσμοι/Connectors

- Heave Spring

Βαθμοί ελευθερίας: U1

Χρήση: Πρόκειται για το ελατήριο του Chassis που δουλεύει σε ταυτόχρονη κίνηση των τροχών προς την ίδια κατεύθυνση

- Roll Spring

Βαθμοί ελευθερίας: U1

Χρήση: Πρόκειται για το ελατήριο του Chassis που δουλεύει σε ταυτόχρονη κίνηση των τροχών προς αντίθετη κατεύθυνση

- Torsion Spring

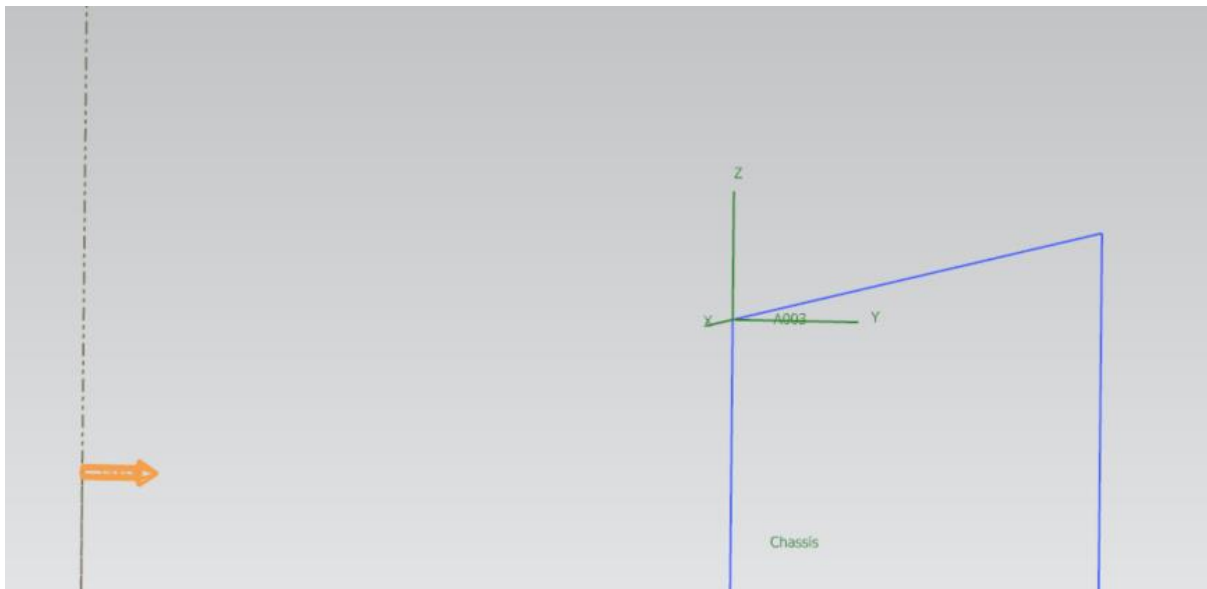
Βαθμοί ελευθερίας: UR1

Χρήση: Πρόκειται για το ισοδύναμο περιστροφικό ελατήριο που συνδέει το Subframe και το Chassis στο κέντρο του μεταξύ του κύκλου.

Loads/Boundary Conditions

Στην ανάλυση ασκούνται 2 φορτία:

1. Πλευρικό φορτίο στο κέντρο βάρους της αναρτώμενης μάζας ίσο με 1 g επιτάχυνσης
2. Πλευρικό φορτίο στον εσωτερικό τροχό, ίσο με το μισό του προηγούμενου φορτίου.



Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως, η υπόθεση πως το πλευρικό φορτίο μοιράζεται ανάμεσα στον εσωτερικό και εξωτερικό τροχό κανονικά, εξαρτάται από πολλούς παράγοντες όπως το διαθέσιμο κατακόρυφο φορτίο και η γωνία slip angle.

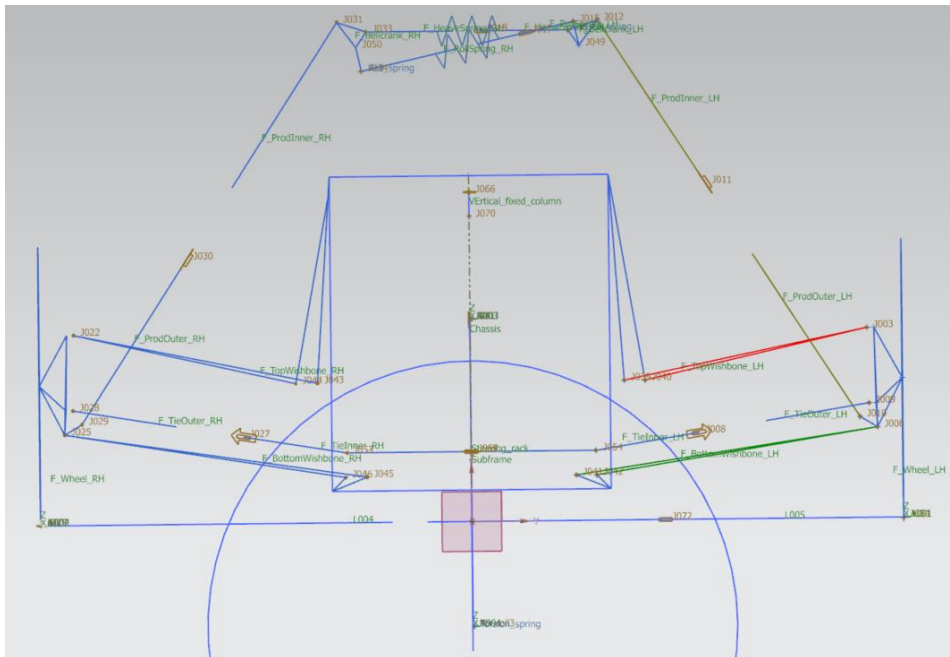
Το υπόλοιπο φορτίο ισορροπείται από πλευρική αντίδραση, που τοποθετείται στον εξωτερικό τροχό με την χρήση του συνδέσμου Planar.

Αποτελέσματα Motion NX

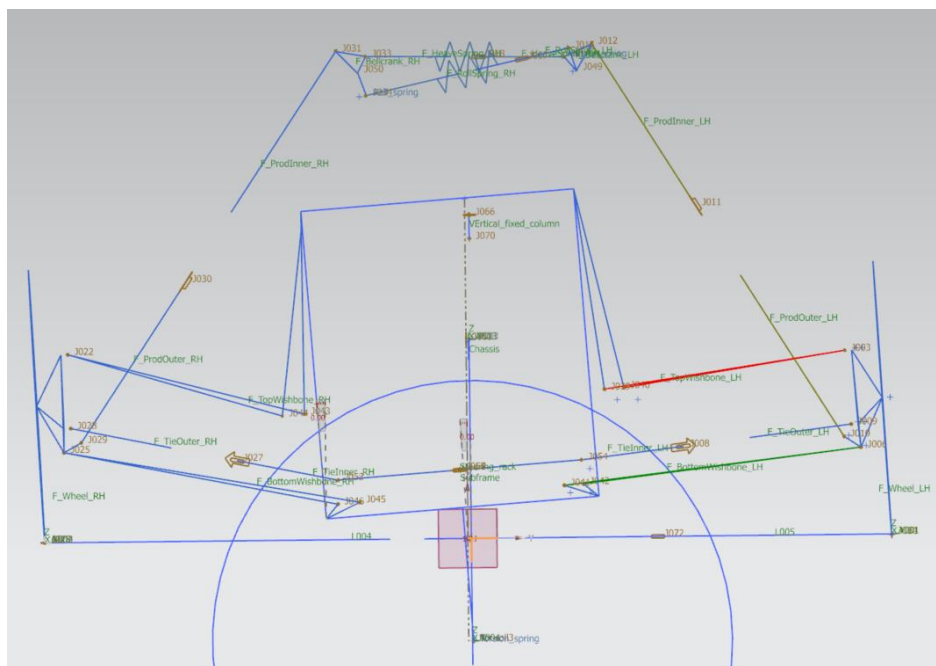
Οπτική παρουσίαση

Σε αυτό το σημείο παρουσιάζεται ένα μοντέλο, το οποίο, αν και έχει την εξωτερική ανάρτηση που χρησιμοποιείται στην συνέχεια στην εφαρμογή του Double Chassis, έχει «τυχαία» τις ακόλουθες παραμέτρους σκληρότητας ελατηρίων, ούτως ώστε να υπάρξει μια σεβαστή κίνηση υπό το φορτίο του 1g, ώστε να γίνει αντιληπτή η κίνηση των σωμάτων.

- $K_{Roll} = 50N/mm$
- $K_{Heave} = 50N/mm$
- $K_{Arc} = 10Nm/deg$



Σχήμα 3-11 - Απαραμόρφωτη πρόοψη



Σχήμα 3-12 - Παραμορφωμένη πρόοψη

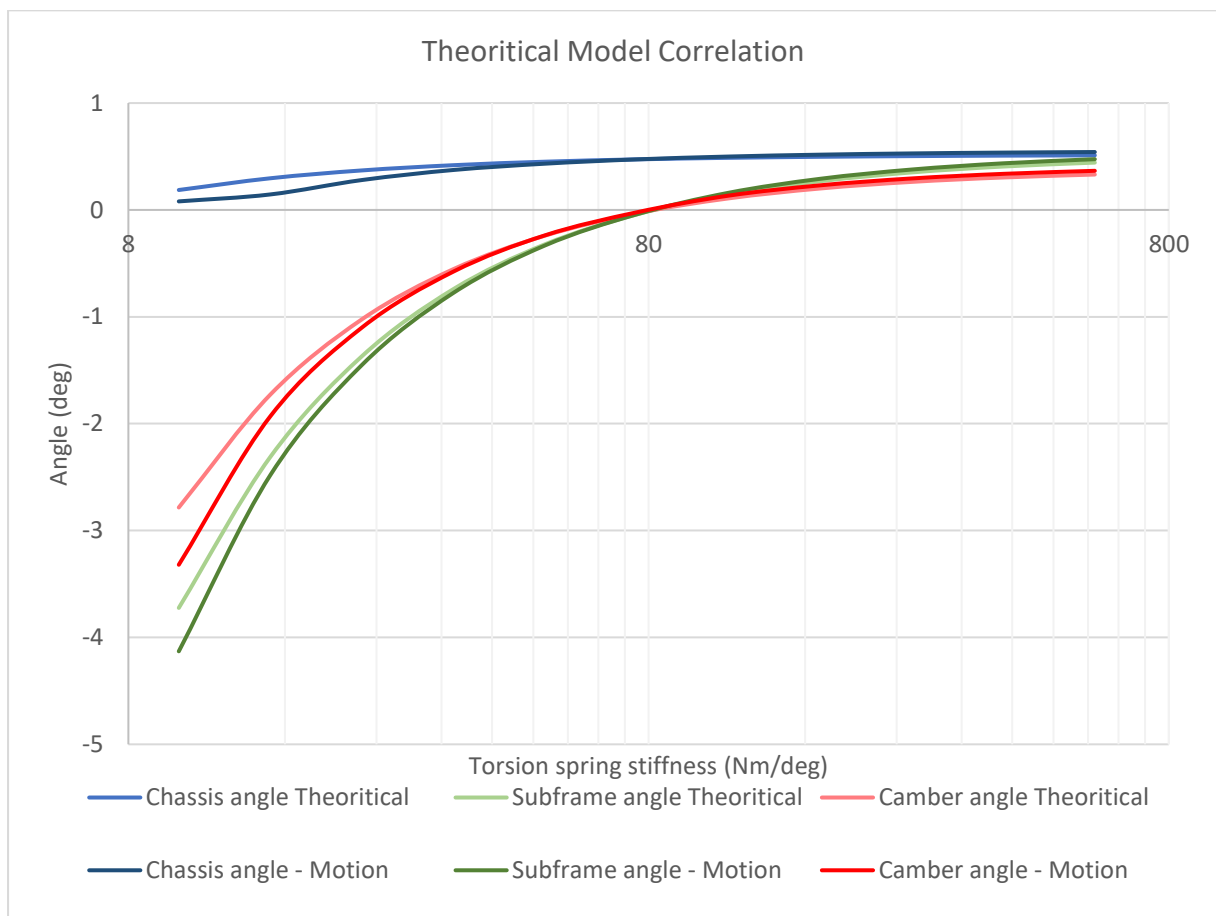
Παρατηρούμε πως ο εξωτερικός τροχός (δεξιά στην εικόνα) αποκτά μαζί με το Subframe αρνητική Camber, αντίθετα από τις συμβατικές γεωμετρίες ανάρτησης.

Σύγκριση

Σε αυτή την παράγραφο παρουσιάζεται πως συγκρίνεται το μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων στο περιβάλλον Siemens NX με τα αποτελέσματα των αναλυτικών τύπων.

Στο παρακάτω λοιπόν διάγραμμα, συγκρίνονται τα αποτελέσματα για τις 3 σημαντικότερες γωνίες που έχουν προαναφερθεί, για διαφορετικές τιμές σκληρότητας του περιστροφικού ελατηρίου ανάμεσα στο Subframe και το Chassis

- θ_c -> γωνία Chassis
- θ_s -> γωνία Subframe
- Camber -> εξωτερικού τροχού



Σχήμα 3-13 - Διάγραμμα σύγκρισης ανάμεσα σε αναλυτικούς υπολογισμούς και μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων

Είναι σαφές πως τα δύο μοντέλα, σε γενικές γραμμές, παρουσιάζουν παρόμοια συμπεριφορά και τα μεταξύ τους σφάλματα μπορούν να εξηγηθούν από τις απλοποιήσεις που έχουν προαναφερθεί. Πιο συγκεκριμένα,

Παρατηρήσεις:

- Η απόκλιση είναι μεγαλύτερη στις μικρότερες τιμές σκληρότητας του ελατηρίου, διότι σε αυτήν την περίπτωση έχουμε περισσότερη κίνηση και συνεπώς τα μη γραμμικά φαινόμενα

της γεωμετρίας, που δεν συμπεριλαμβάνονται στους αναλυτικούς υπολογισμούς, γίνονται περισσότερο αισθητά.

- Άλλη μία πηγή σφάλματος που παρατηρήθηκε είναι το γεγονός πως το ελατήριο Heave, που αγνοείται πλήρως στους αναλυτικούς υπολογισμούς, λόγω μη γραμμικότητας της γεωμετρίας, σταδιακά παραλαμβάνει ένα μικρό μέρος του φορτίου και έχει ως αποτέλεσμα να αλλάξει την συνολική σκληρότητα των ελατηρίων του Chassis.
- Μετά από σκληρότητα ελατηρίου ίση με περίπου 80 Nm/deg, ο αρχικός στόχος/λειτουργία της γεωμετρίας Double Chassis, που είναι να δημιουργήσει αρνητική Camber με το πλευρικό φορτίο, χάνεται. Φυσικά αυτή η τιμή είναι αληθής μόνο για την συγκεκριμένη γεωμετρία/setup του οχήματος.
- Και οι τρεις βασικές γωνίες συγκλίνουν στις ίδιες τιμές με πολύ μικρό σφάλμα για μεγάλες τιμές σκληρότητας του ελατηρίου. Ουσιαστικά σε αυτήν την περίπτωση το Subframe και το Chassis λειτουργούν ως ένα σώμα, όπως στις συμβατικές γεωμετρίες.

4. Εφαρμογή

4.1 Βασική γεωμετρία

Για την εφαρμογή της εν λόγω γεωμετρίας ανάρτησης επιλέχτηκε να χρησιμοποιηθεί ως βάση το μονοθέσιο P20, τα χαρακτηριστικά του οποίου παρουσιάστηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο. Οι λόγοι για αυτήν την επιλογή είναι η διαθεσιμότητα και η άμεση σύγκριση των γενικών χαρακτηριστικών του μονοθεσίου, χωρίς να υπάρχει ανάγκη για επανασχεδιασμό ολόκληρου του οχήματος. Με αυτόν τον τρόπο, γίνεται πιο άμεσα η σύγκριση των δύο γεωμετριών ανάρτησης, αφού παραλείπονται πολλοί άλλοι παράγοντες που θα μπορούσαν να επηρεάσουν την απόδοση του μονοθεσίου. Πιο συγκεκριμένα τα χαρακτηριστικά του P20 που θεωρήθηκαν ότι μπορούν να χρησιμοποιηθούν αναλλοίωτα είναι:

- Κατανομή βάρους *
- Μεταξόνιο
- Μετατρόχια **
- Πίσω γεωμετρία Ανάρτησης***
- Καμπύλη ισχύος κινητήρα
- Συνολικό βάρος (με εξαίρεση την μπροστά ανάρτηση)
- Ελαστικά και τροχοί
- Αεροδυναμική απόδοση****
- Κατανομή Δυσκαμψίας Κλίσης.

* Αν και η αύξηση του βάρους της μπροστά ανάρτησης, λόγω της πολυπλοκότητας της εν λόγω γεωμετρίας και της προσθήκης ενός Subframe, θα έφερνε την κατανομή βάρους προς τα εμπρός, εκτιμήθηκε πως σε πιθανή επανασχεδίαση του μονοθεσίου θα γίνονταν οι κατάλληλες ρυθμίσεις, ώστε να επιστρέψει η κατανομή στην τρέχουσα τιμή.

** Είναι σαφές πως ιδιαίτερα το εμπρός μετατρόχιο θα μπορούσε να αλλάξει ελαφρώς, ώστε να ταιριάζει στην γεωμετρία “Double chassis”. Επιλέχθηκε όμως να μείνει ίδιο, μιας και μια τέτοια αλλαγή θα επηρέαζε πολλούς παράγοντες όπως η αεροδυναμική απόδοση και θα καθιστούσε την σύγκριση αδύνατη.

*** Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας επιλέχθηκε να μην γίνει σχεδιασμός γεωμετρίας “double chassis” και για τον πίσω άξονα του μονοθεσίου, διότι αυτό θα απαιτούσε αλλαγές στην αρχιτεκτονική του συστήματος μετάδοσης και θα περιέπλεκε την άμεση σύγκριση των δύο γεωμετριών.

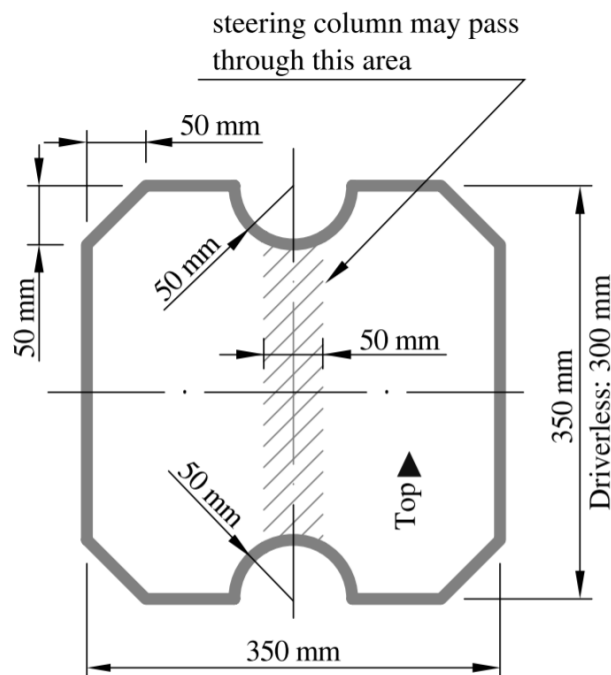
**** Εκτιμάται πως με την εισαγωγή ενός subframe στο εμπρός μέρος του σασί, η αεροδυναμική απόδοση του οχήματος θα μειωνόταν ελαφρώς. Από την άλλη όμως, ο τρόπος με τον οποίο αλλάζουν τα σημεία των ψαλιδιών και η γενική δυναμική του οχήματος σε roll κίνηση, υποδεικνύει πως ο «αεροδυναμικός χάρτης» του μονοθεσίου θα βελτιωνόταν. Συνεπώς αποφασίστηκε να διατηρηθεί η αεροδυναμική απόδοση του μονοθεσίου ίδια για χάρη της άμεσης σύγκρισης.

4.2 Περιορισμοί

Ο κύριος περιορισμός ενός μονοθέσιου Formula Student είναι οι τεχνικές προδιαγραφές που θα πρέπει να πληροί το μονοθέσιο, ώστε να θεωρηθεί κατάλληλο για τους διαγωνισμούς. Οι προδιαγραφές αυτές αναφέρονται κάθε χρόνο σε ένα πακέτο κανονισμών, από τους οποίους αυτοί που έχουν την μεγαλύτερη επίδραση στην συγκεκριμένη εφαρμογή είναι οι εξής:

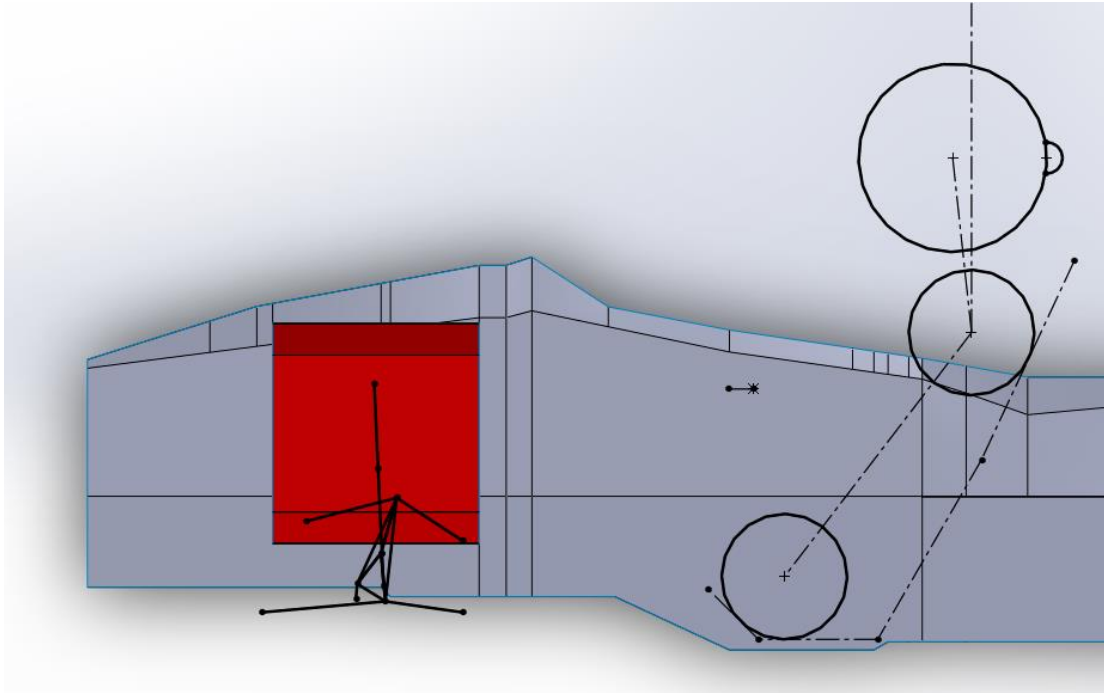
- Κανονισμός T4.2. Cockpit Internal Cross Section.

Πρόκειται για την ελάχιστη διατομή (σχήμα 4-1), που θα πρέπει να έχει το εσωτερικό του σασί στον χώρο των ποδιών του οδηγού, μέχρι μια μικρή απόσταση από τα πετάλια.



Σχήμα 4-4-1 - Σχήμα ελάχιστης τομής που πρέπει να πληροί το αμάξωμα (FSG Rules, 2020)

Ο συγκεκριμένος κανονισμός επηρεάζει άμεσα το πρόβλημα του Double Chassis, μιας και προκειμένου να διατηρηθεί η επιθυμητή κατανομή βάρους σε ένα μονοθέσιο Formula Student πρέπει η εμπρός ανάρτηση να είναι στο «πλάι» του εν λόγω «απαγορευμένου» όγκου.



Σχήμα 4-2 - Παράδειγμα τοποθέτησης του "απαγορευμένου όγκου" στον χώρο σε σχέση με τον οδηγό

- Κανονισμός T4.3 Percy (95th Percentile Male)

Πρόκειται για τον ελάχιστο σωματότυπο οδηγού που θα πρέπει να χωράει στο μονοθέσιο. Αντιστοιχεί σε σωματότυπο, που θεωρείται μεγαλύτερος από το 95% των ανδρών και μάλιστα πρέπει να έχει συγκεκριμένες προδιαγραφές στον τρόπο με τον οποίο θα επιτρέπεται να τοποθετηθεί, όπως φαίνεται στο ακόλουθο σχήμα.

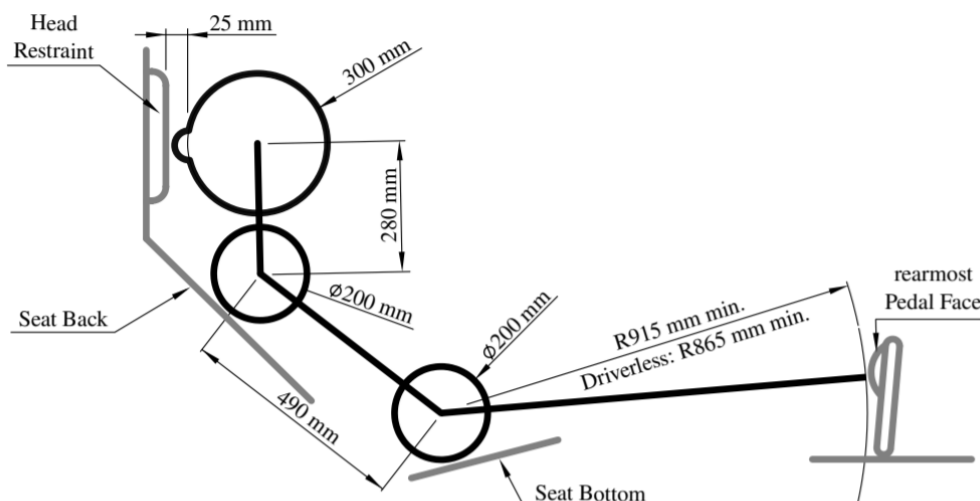


Figure 13: Percy placement

Σχήμα 4-3 - Κανόνες και διαστάσεις τοποθέτησης του οδηγού (FSG Rules, 2020)

- Κανονισμός T5.9 Driver's Leg Protection

Σύμφωνα με τους κανονισμούς, απαγορεύεται ο οδηγός να μπορεί να έρθει σε επαφή με κινούμενα μέρη της ανάρτησης του οχήματος. Συνεπώς αυτό αποκλείει την πιθανότητα το Subframe να βρίσκεται στο εσωτερικό του σασί.

- Κανονισμός T3.14 Front Bulkhead Support

Πρόκειται για τον κανονισμό που ορίζει τις ελάχιστες προδιαγραφές σε στιβαρότητα και αντοχή της διάταξης, που βρίσκεται αριστερά και δεξιά των ποδιών του οδηγού. Οι κανονισμοί αυτοί δεν επιτρέπουν το αμάξωμα να είναι σπασμένο σε δύο κομμάτια με βαθμό ελευθερίας και συνεπώς (σε συνδυασμό με τους προηγούμενους κανονισμούς) δεν είναι δυνατό το Subframe να γίνει μέρος του Structural μέρους του σασί.

Εδώ είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι εκτιμάται πως η εφαρμογή της γεωμετρίας Double-Chassis σε ένα μονοθέσιο τύπου Formula Student, έχει περισσότερα αρνητικά στοιχεία και δυσκολίες σε σχέση με ένα συμβατικό όχημα ή ακόμα περισσότερο ένα όχημα μεγάλων διαστάσεων (π.χ. φορτηγό). Συνεπώς το όποιο τελικό όφελος παρατηρηθεί και υπολογιστεί για ένα μονοθέσιο Formula Student, αναμένεται να είναι σημαντικά μεγαλύτερο για τα υπόλοιπα οχήματα.

4.3 Σχεδιαστική Λύση

Με βάση τους περιορισμούς που αναφέρθηκαν στην προηγούμενη ενότητα, η σχεδιαστική λύση που αποφασίστηκε να εφαρμοστεί έχει τα ακόλουθα χαρακτηριστικά.

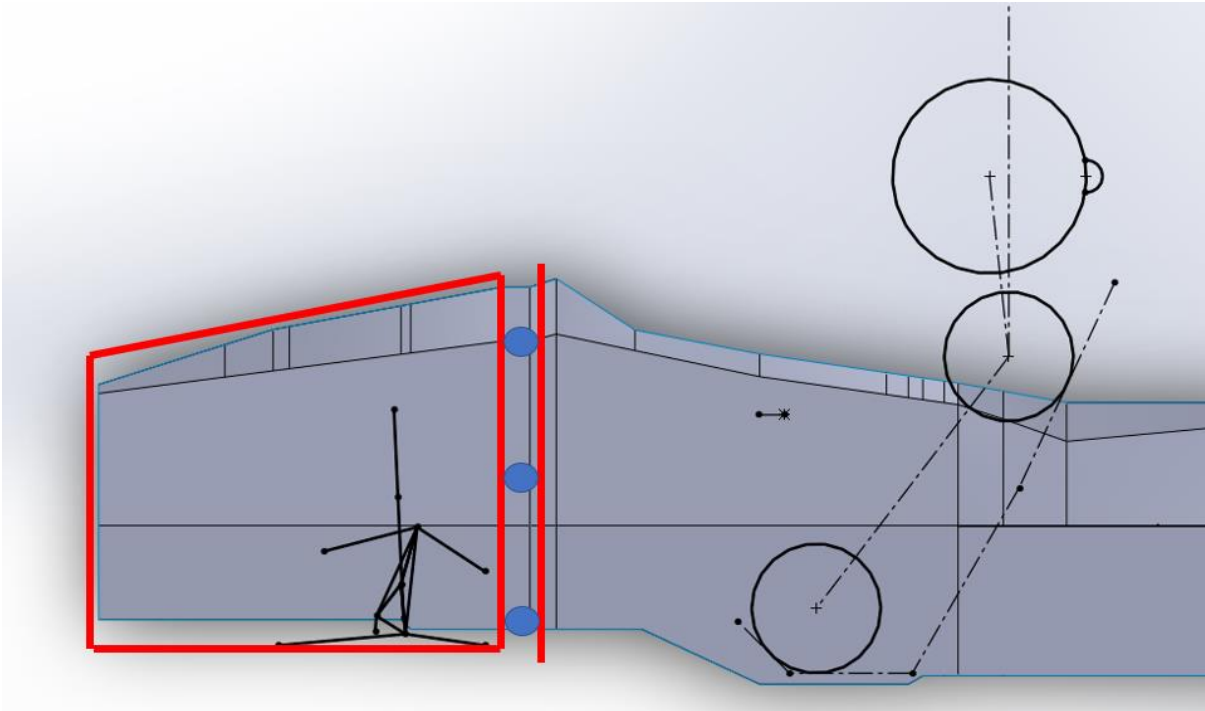
Γενική Χωροταξία

Το βασικότερο πρόβλημα της γεωμετρίας Double Chassis, είναι το γεγονός πως απαιτεί χώρο για την τοποθέτηση του Subframe, στο οποίο θα στηρίζονται τα μέλη της ανάρτησης του οχήματος. Από πλευράς απόδοσης, οι σημαντικότεροι παράγοντες που πρέπει να αναλογιστούμε είναι:

- Στιβαρότητα Subframe
- Συνολικό βάρος
- Πορεία φορτίων (Load path)
- Αεροδυναμική επίδραση

Επιλογή Α)

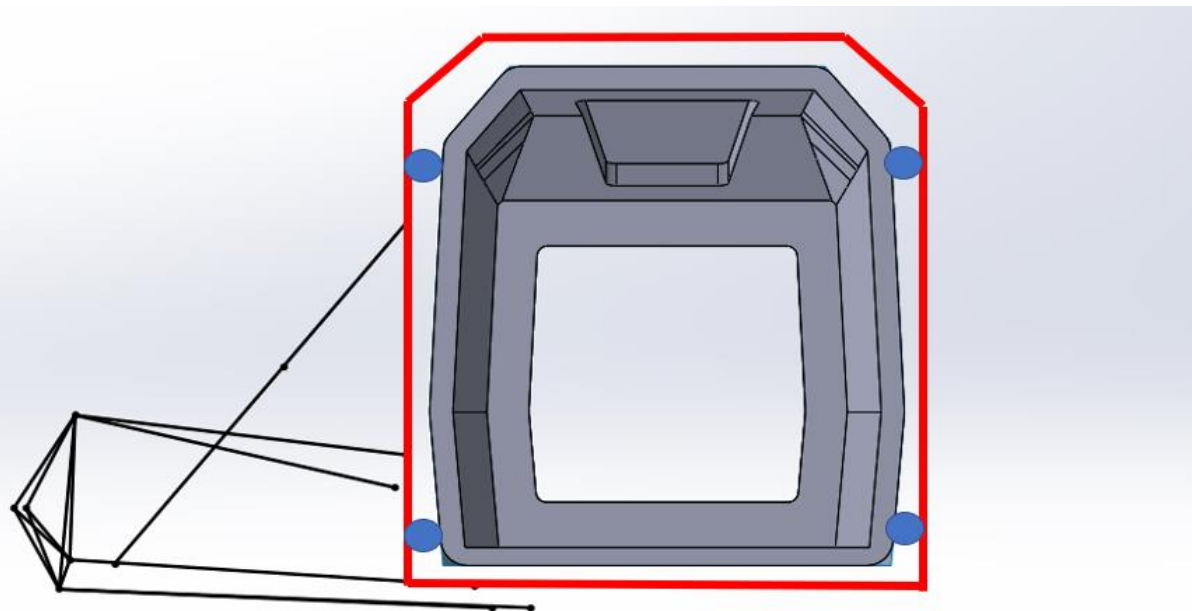
Σε περιπτώσεις οχημάτων που τα πόδια ενός οδηγού δεν «παρεμβάλλονται» ανάμεσα στην εμπρός ανάρτηση, η καλύτερη λύση θα ήταν να υπάρξει μια προέκταση του αμαξώματος προς τα εμπρός, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχεδιάγραμμα. Δεν είναι δυνατόν όμως να υλοποιηθεί αυτό με τους κανονισμούς Formula Student.



Σχήμα 4-4 - Επιλογή τοποθέτησης Subframe (κόκκινο) σαν προέκταση του κυρίως αμαξώματος

Επιλογή Β)

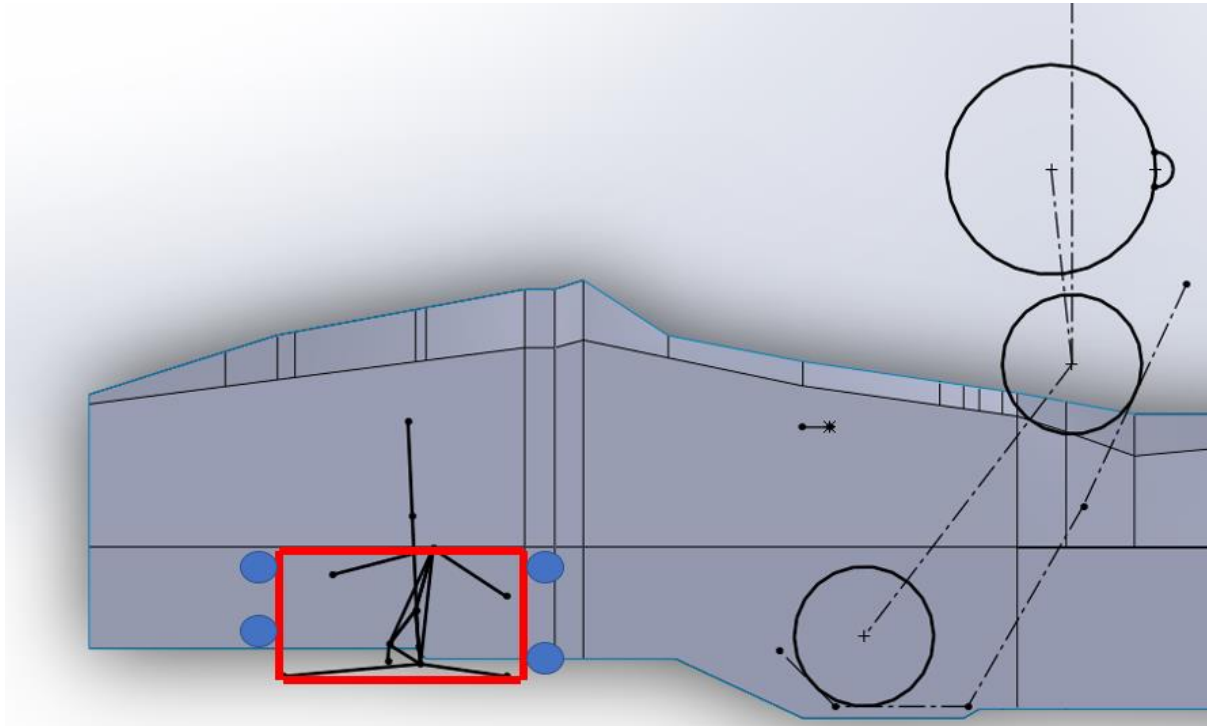
Από άποψη σιβαρότητας και αμεσότητας στην μεταφορά των φορτίων προς το κυρίως αμάξωμα, η καλύτερη λύση είναι το Subframe να περιβάλλει το κυρίως αμάξωμα. Αυτή η λύση όμως κρίθηκε ότι θα ήταν υπερβολικά επιβλαβής σε ένα μονοθέσιο Formula Student, όπου η αεροδυναμική απόδοση έχει σημαντικό ρόλο.



Σχήμα 4-5 - Επιλογή τοποθέτησης Subframe, ώστε να περικλείει το κυρίως αμάξωμα

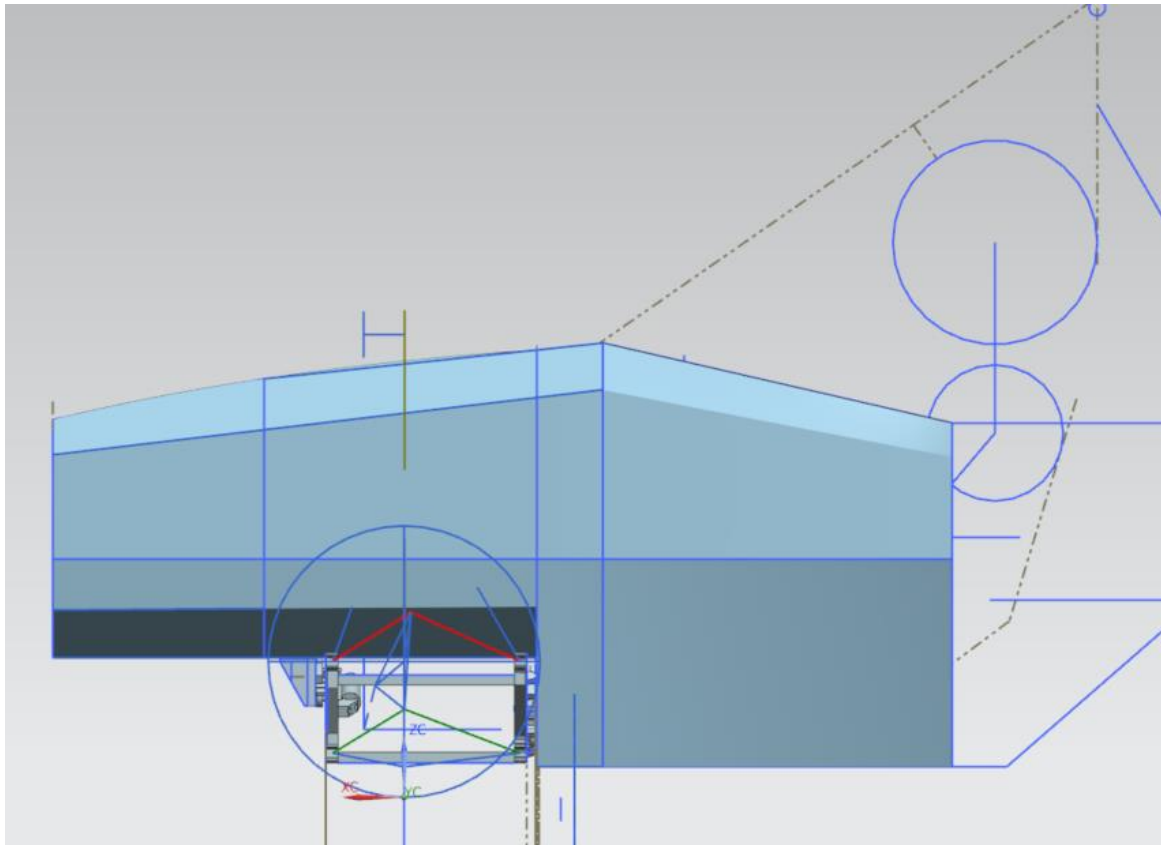
Επιλογή Γ)

Η λύση που κρίθηκε ότι ικανοποιεί όλες τις προδιαγραφές με τον καλύτερο τρόπο συνολικά, είναι η τοποθέτηση του Subframe κάτω από το κυρίως αμάξωμα και τα πόδια του οδηγού. Αυτή η απόφαση έρχεται σαν φυσικό επακόλουθο της φύσης των μονοθέσιων Formula Student, τα οποία έχουν σχετικά μικρή διάμετρο ελαστικών σε σχέση με το υπόλοιπο αμάξωμα. Συνεπώς, η ανάρτηση μπορεί να «μείνει» χαμηλά χωροταξικά και η μόνη προσαρμογή που πρέπει να γίνει είναι να «ανέβει» ελαφρώς το κυρίως αμάξωμα, το οποίο έχει ένα μικρό αεροδυναμικό μειονέκτημα.



Σχήμα 4-6 - Επιλογή τοποθέτησης Subframe κάτω από το κυρίως αμάξωμα

Έπειτα λοιπόν από τις απαραίτητες προσαρμογές το τελικό σχέδιο χωροταξικά είναι όπως στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 4-7 - Τελική χωροταξική επιλογή τοποθέτησης του Subframe και προσαρμογής του Chassis

4.4 Επιλογή Χαρακτηριστικών

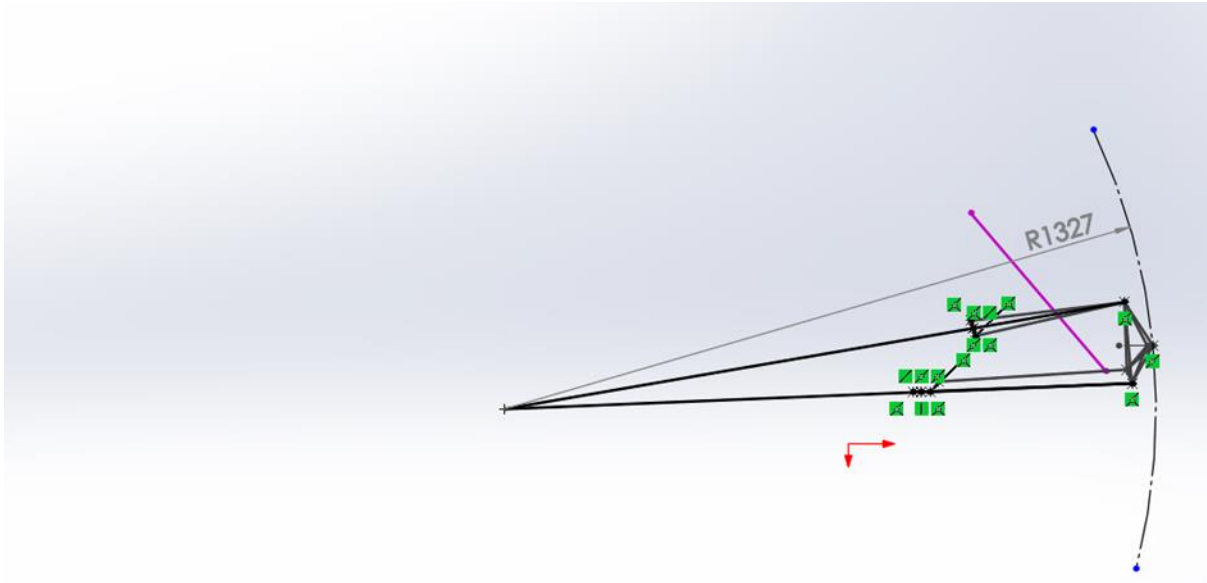
Σε αυτή την παράγραφο θα παρουσιαστεί ο τρόπος με τον οποίο επιλέχθηκαν τα κινηματικά χαρακτηριστικά της ανάρτησης Double-Chassis.

Heave Motion

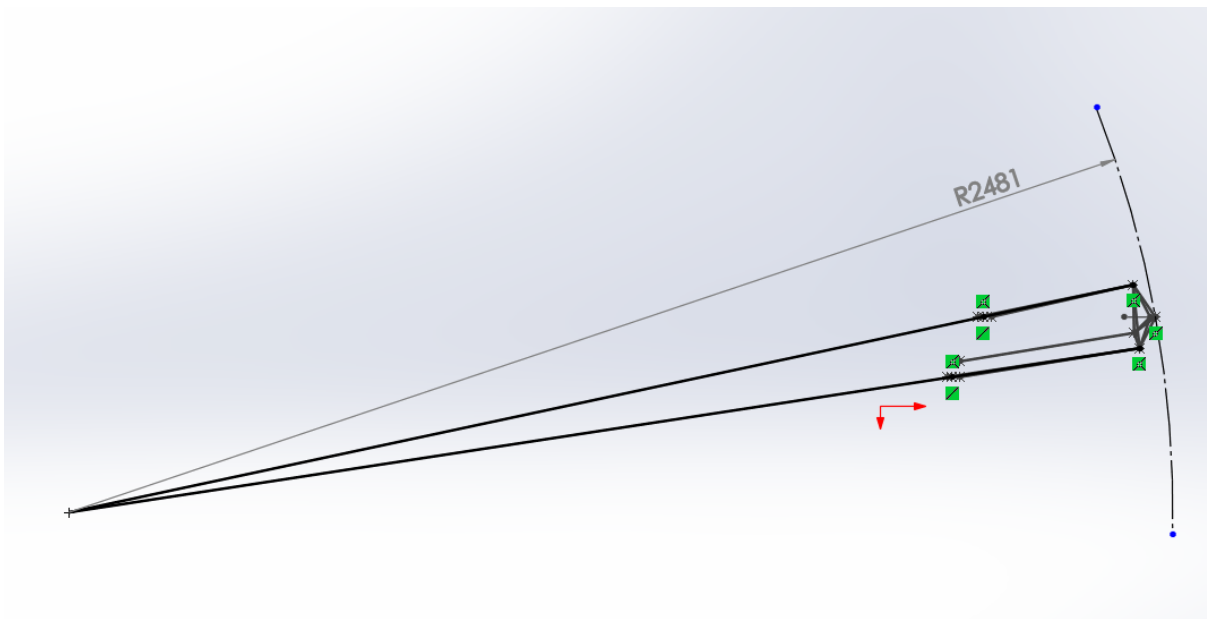
Στόχος κατά την Heave κίνηση του μονοθεσίου είναι να υπάρχει το ελάχιστον δυνατό Camber Gain, ώστε τα ελαστικά να παραμένουν κοντά στην στατική και μηδενική Camber καθ' όλη την Heave κίνηση του μονοθεσίου. Επαναλαμβάνεται δηλαδή εδώ, ότι τα ελαστικά αναπτύσσουν την μέγιστη πρόσφυση σε διαμήκη φορτία, όταν βρίσκονται σε μηδενική Camber.

Ο τρόπος με τον οποίο επιτυγχάνεται το ελάχιστο camber gain, είναι η τοποθέτηση του πάνω και κάτω ψαλιδιού όσο πιο παράλληλα γίνεται. Με αυτόν τον τρόπο το Instant Centre της ανάρτησης απομακρύνεται από τον τροχό σε πρόοψη και συνεπώς μεγαλώνει η νοητή ακτίνα γύρω από την οποία περιστρέφεται ο τροχός, κατά την κίνηση από Droop σε Bump.

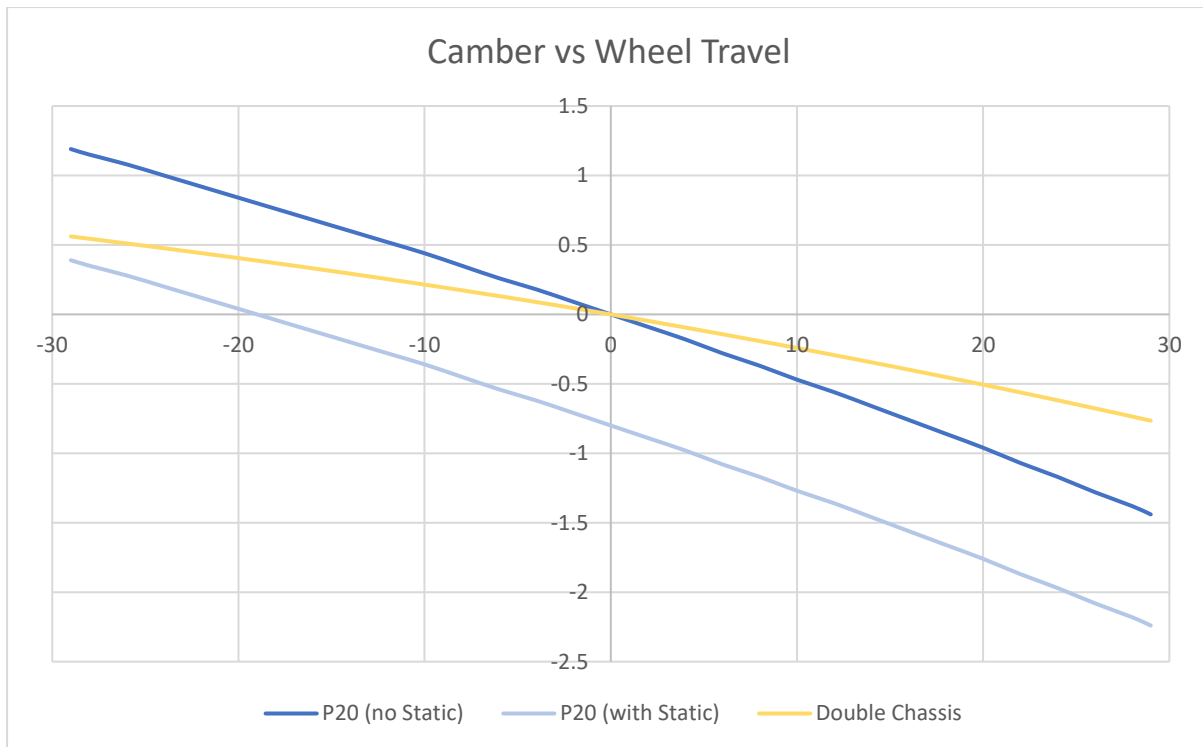
Στην συνέχεια παρουσιάζονται τα Instant Centres της συμβατικής ανάρτησης του P20 και της προσαρμοσμένης για την γεωμετρία Double-Chassis.



Σχήμα 4-8 - Instant Centre/Swing Arm - P20



Σχήμα 4-9 - Instant Centre/Swing Arm - Double Chassis

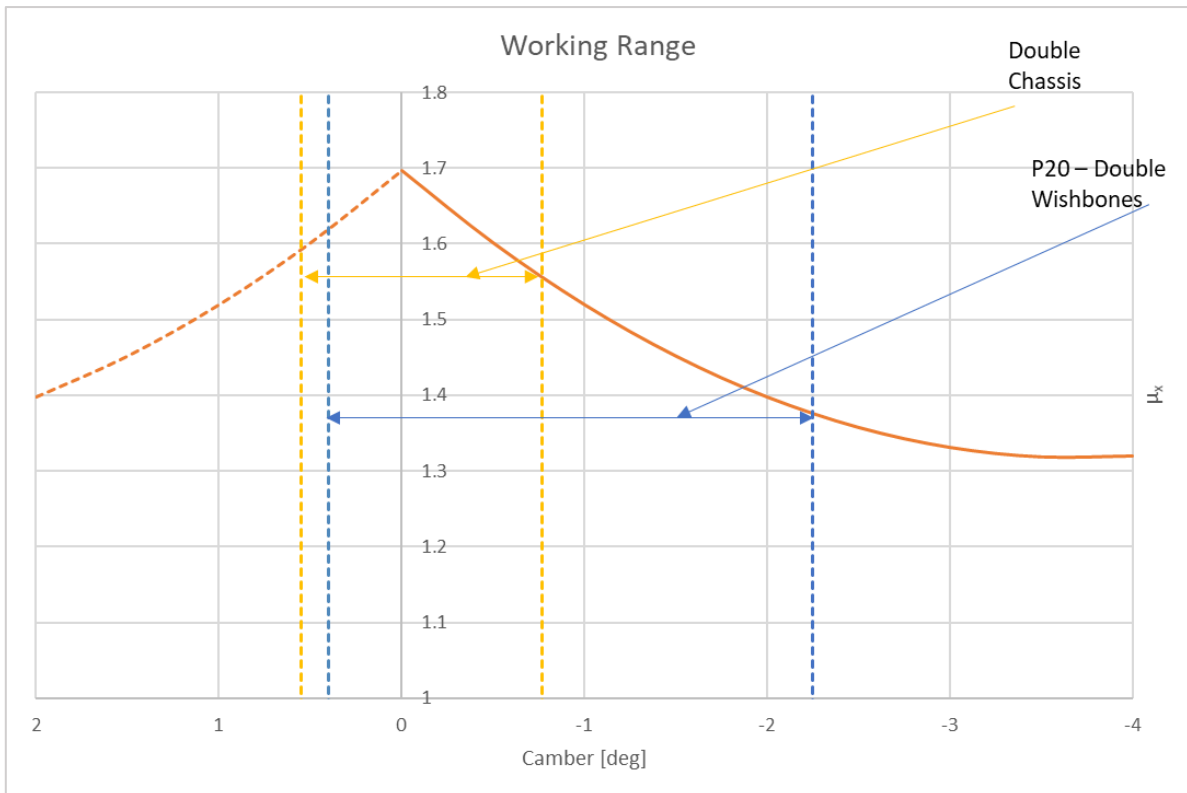


Σχήμα 4-10 - Σύγκριση διαγραμμάτων Camber gain για P20 και Double Chassis

Παρατηρήσεις:

- Είναι σαφές πως η γεωμετρία Double Chassis έχει σημαντικά μικρότερο Camber Gain, που καταλήγει σε περίπου την μισή τιμή γωνίας Camber σε σχέση με το P20.
- Ειδικότερα η σύγκριση πρέπει να γίνει με βάση την καμπύλη γωνίας Camber του P20 συμπεριλαμβανόμενης της στατικής τιμής, διότι η γεωμετρία Double Chassis δεν χρειάζεται να έχει στατική Camber. Σε αυτή την περίπτωση παρατηρούμε πως σε κατάσταση Full Bump έχουμε μόνο 0.76 deg Camber, ενάντια σε 2.24 deg του P20 (~300%).
- Ο λόγος που δεν επιλέχθηκε ακόμα μικρότερο camber gain για την γεωμετρία Double Chassis, είναι πως υπήρχε χωροταξικό πρόβλημα όσο αφορά τις συντεταγμένες Z, τόσο των επάνω ψαλιδιών (δεν μπορούσαν να πάνε ψηλότερα) όσο και των κάτω ψαλιδιών (στο όριο του πατώματος του οχήματος).

Στη συνέχεια στο παρακάτω διάγραμμα παρατηρούμε πως τα όρια της γωνίας στα οποία «λειτουργεί» το μονοθέσιο σε καταστάσεις Heave, είναι σαφέστατα πιο αποδοτικά στην περίπτωση του Double Chassis.



Σχήμα 4-11 - Σύγκριση περιοχών λειτουργίας P20 και Double Chassis σε κίνηση Heave

Roll Motion

Όπως και στην κίνηση Heave, έτσι και στην κίνηση Roll στόχος είναι το μονοθέσιο να λειτουργεί στο παράθυρο της γωνίας Camber που προσφέρει την μέγιστη πρόσφυση. Εφόσον η αρχή λειτουργίας της γεωμετρίας Double Chassis είναι η Camber να εξαρτάται από την πλευρική δύναμη στο ελαστικό, είναι προφανές πως το βέλτιστο θα ήταν να συμπίπτει η βέλτιστη γωνία Camber στην συνθήκη μέγιστης πλευρικής επιτάχυνσης.

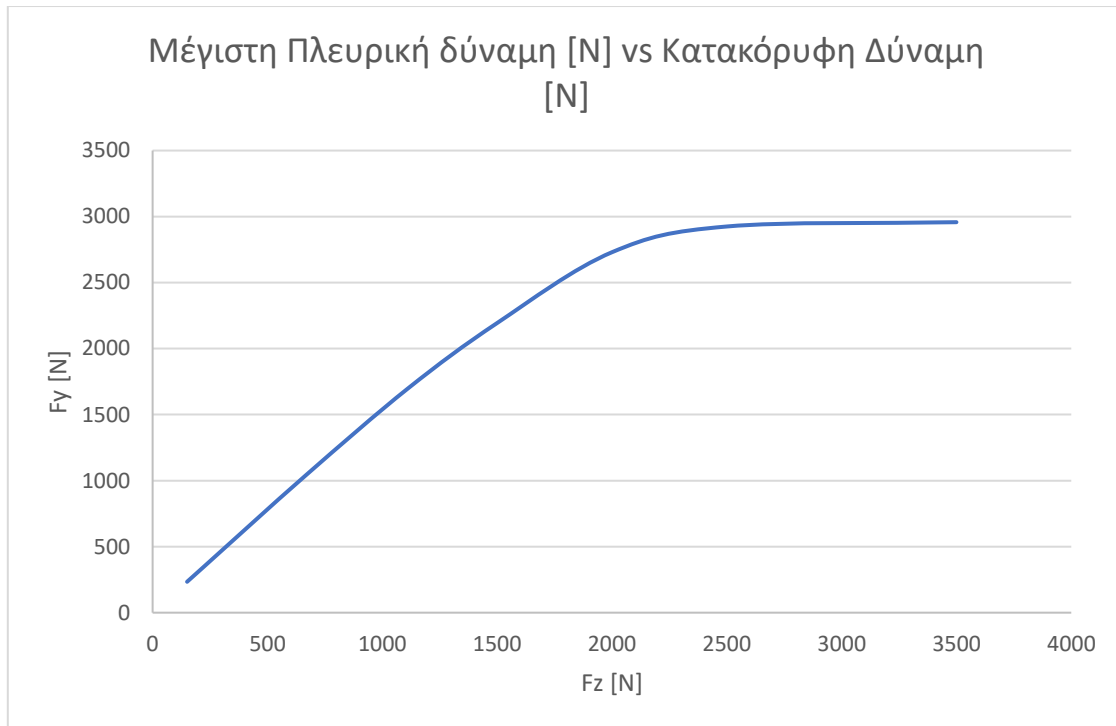
- Στόχος μέγιστης πλευρικής επιτάχυνσης

Είναι σημαντικό να αναφερθεί πως η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση εξαρτάται από τον συντελεστή τριβής του ελαστικού, ο οποίος εξαρτάται από την γωνία Camber του ελαστικού, η οποία με την σειρά της εξαρτάται από την μέγιστη πλευρική επιτάχυνση για μια γεωμετρία Double Chassis. Είναι σαφές λοιπόν, πως ιδανικά θα έπρεπε να τηρηθεί μια επαναληπτική διαδικασία που να υποθέτει μια πλευρική επιτάχυνση, να υπολογίζεται το Camber gain της γεωμετρίας Double Chassis με βάση αυτή και στην συνέχεια να επαναλαμβάνεται ο υπολογισμός του συντελεστή τριβής του ελαστικού στην νέα γωνία Camber, που θα καταλήξει και σε νέα μέγιστη πλευρική επιτάχυνση. Επειδή όμως η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση έχει πολλούς περισσότερους παράγοντες που την επηρεάζουν (αεροδυναμική απόδοση, αρχικά δεδομένα ελαστικών, δυναμική απόκριση οχήματος, κατάσταση υποστροφής/υπερστροφής) και προσφέρουν αβεβαιότητα στην αρχική εκτίμηση της, αποφασίστηκε πως δεν υπάρχει κάποιο όφελος στην επαναληπτική διαδικασία που προαναφέρθηκε και η επίδραση της είναι πολύ μικρή για τον σχεδιασμό της γεωμετρίας Double Chassis.

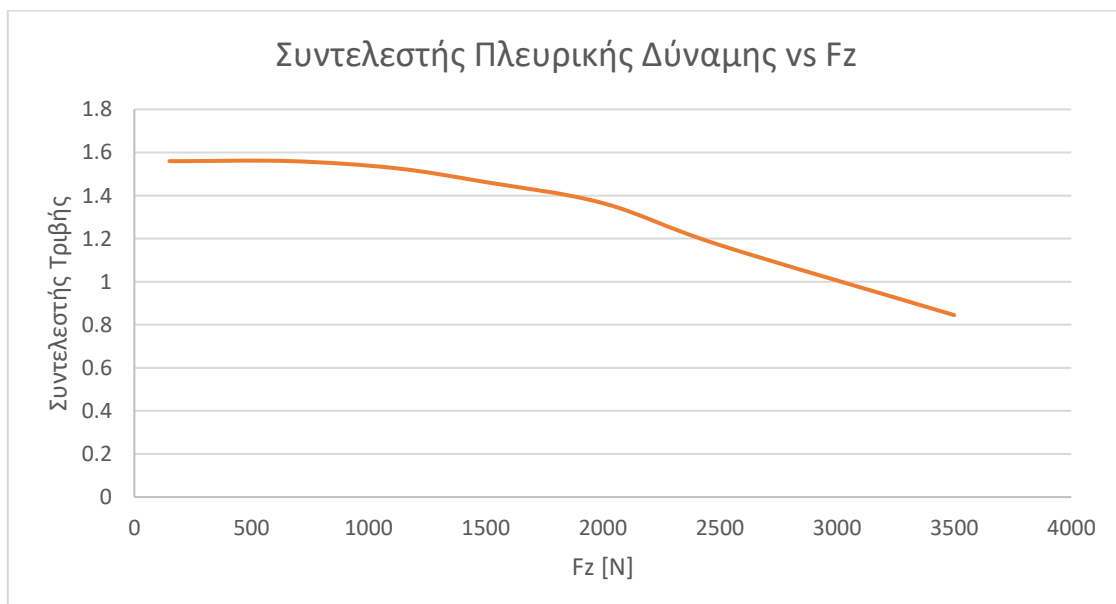
Με δεδομένο λοιπόν τον προηγούμενο ισχυρισμό η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση εκτιμήθηκε με την εξής διαδικασία ήδη από το μονοθέσιο P20:

1) Υπολογισμός συντελεστή τριβής με βάση το κατακόρυφο φορτίο στο ελαστικό.

Με βάση παρόμοιο διάγραμμα με αυτό που παρουσιάστηκε στο κεφάλαιο 2, μπορούμε να υπολογίσουμε την μέγιστη δυνατή πλευρική δύναμη συναρτήσει της διαθέσιμης κατακόρυφης δύναμης στο ελαστικό και στην συνέχεια να υπολογιστεί ο συντελεστής τριβής. Σημειώνεται ότι τα παρακάτω διαγράμματα εμπεριέχουν ήδη τον εργαστηριακό συντελεστή 0.65 που προαναφέρθηκε.



Σχήμα 4-12 - Εξάρτηση διαθέσιμης πλευρικής δύναμης από το κατακόρυφο φορτίο



Σχήμα 4-13 - Εξάρτηση συντελεστή τριβής από το κατακόρυφο φορτίο

2) Υπολογισμός μεταφοράς βάρους

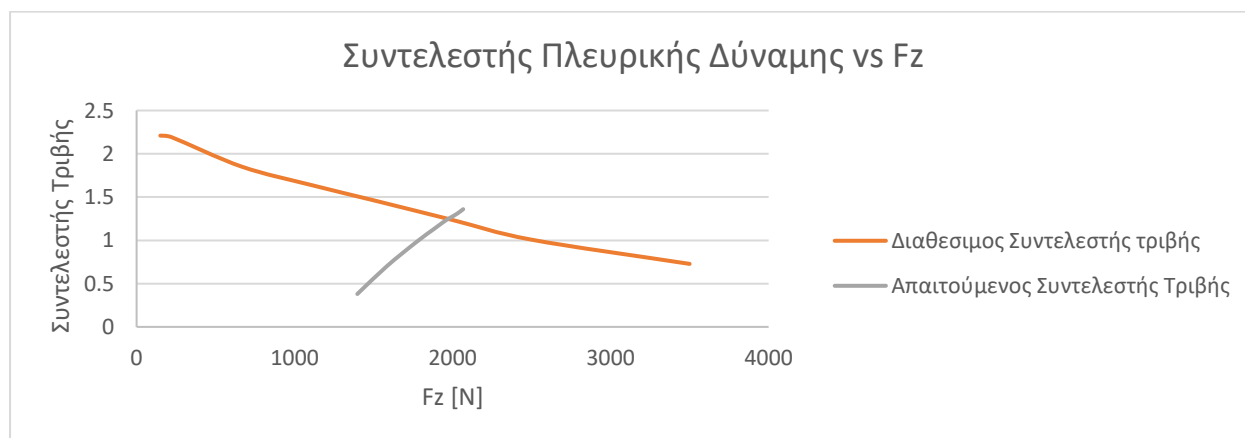
Για τον υπολογισμό μεταφοράς βάρους οι σχετικές σχέσεις έχουν αναφερθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο. Με ευκολία λοιπόν μπορεί να βρεθεί το κατακόρυφο φορτίο σε κάθε έναν από τους τέσσερις τροχούς του μονοθεσίου για τις παρακάτω συνθήκες

Pure Lateral			
Lateral Acceleration	1 g	9.81	m/s ²
Velocity	90 km/h	25.00	m/s
Front Lateral W.T.	293 N	29.8	kg
Rear Lateral W.T.	372 N	37.9	kg
Downforce	1882 N	191.9	kg
Front Outer Wheel Contact Patch			
Fz	1420 N	144.8	kg
Fx	0 N	0.0	kg
Fy	-998 N	-101.8	kg
Front Inner Wheel Contact Patch			
Fz	134 N	13.7	kg
Fx	0 N	0.0	kg
Fy	94 N	9.6	kg
Rear Outer Wheel Contact Patch			
Fz	1583 N	161.4	kg
Fx	0 N	0.0	kg
Fy	-1113 N	-113.5	kg
Rear Inner Wheel Contact Patch			
Fz	839 N	85.5	kg
Fx	0 N	0.0	kg
Fy	590 N	60.1	kg

Σχήμα 4-14 - Αποτελέσματα μεταφοράς βάρους για επιτάχυνση 1g

3) Επαναληπτική Διαδικασία για υπολογισμό ορίου.

Το κριτήριο με τον οποίο ορίζεται το όριο πρόσφυσης του οχήματος είναι η στιγμή που ένας από τους εξωτερικούς τροχούς θα φτάσει το όριο πρόσφυσης. Στην επαναληπτική διαδικασία γίνεται σταδιακή αύξηση της πλευρικής επιτάχυνσης, έως ότου ο διαθέσιμος συντελεστής τριβής ξεπεραστεί.



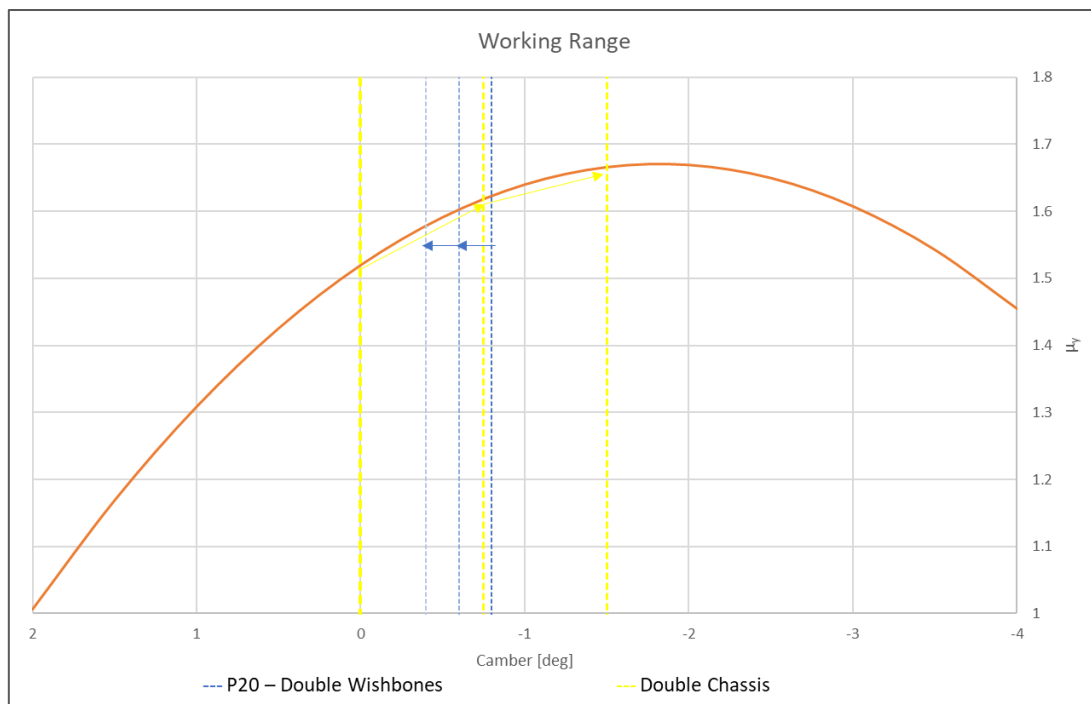
Σχήμα 4-15 - Σημείο τομής διαθέσιμης πρόσφυσης με απαιτούμενη

Το σημείο τομής των 2 καμπυλών αντιστοιχεί ~ 2.02 g πλευρικής επιτάχυνσης. Συνεπώς αποφασίστηκε να εκτιμηθεί η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση του οχήματος ως 2 g, ώστε στην συνέχεια να σχεδιαστεί η γεωμετρία Double Chassis γύρω από αυτόν τον στόχο.

- Στόχος γωνίας Camber Ελαστικού

Όπως έχει προαναφερθεί το συγκεκριμένο ελαστικό παρουσιάζει την βέλτιστη λειτουργία του σε πλευρική δύναμη όταν βρίσκεται σε συνθήκες περίπου 1.5 μοίρας γωνίας Camber.

Είναι πολύ εύκολο λοιπόν να υπολογιστεί πως ο στόχος της γεωμετρίας Double Chassis είναι ο εξωτερικός τροχός να κερδίζει περίπου 0.75 μοίρες ανά g πλευρικής επιτάχυνσης. Με αυτόν τον τρόπο, πετυχαίνουμε το μονοθέσιο να βρίσκεται στις βέλτιστες συνθήκες γωνίας τροχού (1.5 deg) όταν πλησιάζει την μέγιστη δυνατή πλευρική επιτάχυνση (2g).



Σχήμα 4-16 - Περιοχή λειτουργίας P20 και Double Chassis σε αυξανόμενη πλευρική επιτάχυνση

Στο παραπάνω διάγραμμα γίνεται σύγκριση ανάμεσα στην γεωμετρία Double Chassis σε κατάσταση **0 -> 1g -> 2g** πλευρικής επιτάχυνσης (βέλη στο διάγραμμα), σε σχέση με τις αντίστοιχες καταστάσεις του μονοθεσίου P20. Είναι σαφές, πως το σύστημα Double Chassis κερδίζει αρνητική Camber όσο αυξάνεται η επιτάχυνση, με αποτέλεσμα να βρίσκεται στο βέλτιστο σημείο των ελαστικών όταν απαιτείται η μεγαλύτερη πρόσφυση.

Παράμετροι Γεωμετρίας Double Chassis

Έχοντας καθορίσει τους κινηματικούς στόχους που επιθυμούμε να έχει η γεωμετρία κατά την κίνηση με Roll, στην συνέχεια πρέπει να επιλεγθούν με τον κατάλληλο τρόπο οι παράμετροι που θα την επιτύχουν. Αυτές οι παράμετροι είναι:

1. Camber/g πλευρικής επιτάχυνσης
2. Roll Centre
3. Arc Centre
4. Συνολική γωνία θ τ ανάμεσα σε Subframe και κυρίως Chassis
5. Γωνία Subframe θ s
6. Σκληρότητα «περιστροφικού» ελατηρίου ανάμεσα σε Subframe και Chassis
7. Σκληρότητα ελατηρίου Roll στο κυρίως Chassis.

Προκύπτει από την ανάλυση και τις σχέσεις που παρουσιάστηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο, πως εάν γνωρίζουμε τις 4 πρώτες παραμέτρους οι υπόλοιπες απλώς υπολογίζονται.

1) Camber/g

Ίσο με 0.75deg/g , όπως υπολογίστηκε στην προηγούμενη ενότητα.

2) Roll Centre

Ίσο με $Z_{RC} = -60,1\text{mm}$

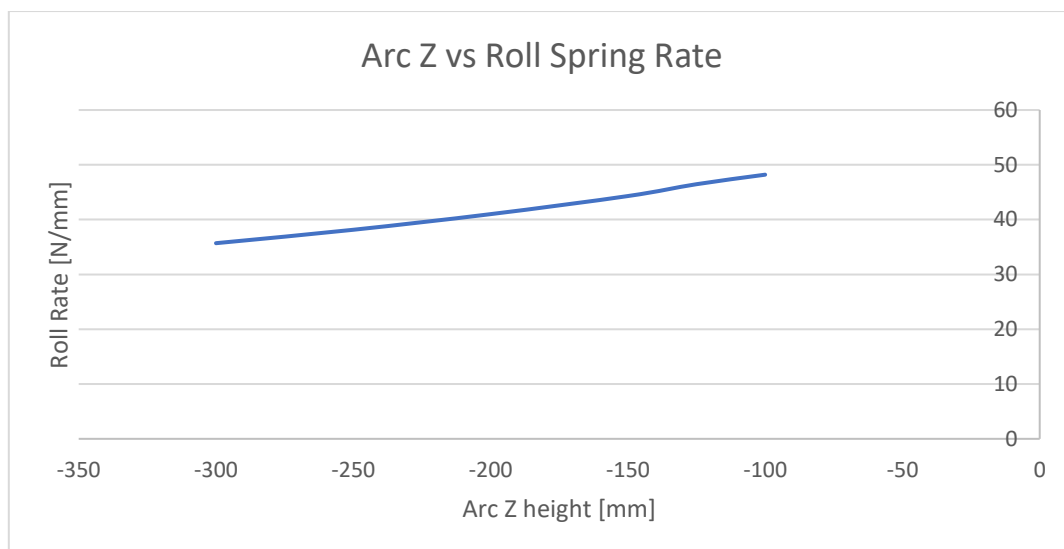
Σε γενικές γραμμές υπήρχε η επιθυμία τοποθέτησης του Roll Centre όσο το δυνατόν υψηλότερα, διότι θα άφηνε περισσότερα περιθώρια στην επιλογή του Arc Centre. Η χαμηλή του τιμή όμως, ήταν ένας συμβιβασμός ανάμεσα στην επιθυμία για σχεδόν παράλληλα ψαλίδια (όφελος που αναλύθηκε σε προηγούμενη ενότητα) και της χωροταξίας του μονοθεσίου Formula Student που υπαγορεύει την τοποθέτηση του Subframe κάτω από το κυρίως Chassis. Βγαίνει λοιπόν εδώ το συμπέρασμα, πως σε άλλο είδος όχημα, η τοποθέτηση του Roll Centre θα μπορούσε να γίνει υψηλότερα και να υπάρξει μεγαλύτερη ελευθερία στις υπόλοιπες παραμέτρους.

3) Arc Centre

Πρόκειται για το ύψος Z στο οποίο θα οριστεί ο νοητός άξονας περιστροφής ανάμεσα στο Subframe και το Chassis. Στην συνέχεια διερευνάται εάν συμφέρει η τοποθέτηση του χαμηλότερα η υψηλότερα. Για τον λόγο αυτό παρουσιάζονται τα εξής διαγράμματα:

- Επίδραση στην απαιτούμενη σκληρότητα του Roll spring ελατηρίου στο Chassis.

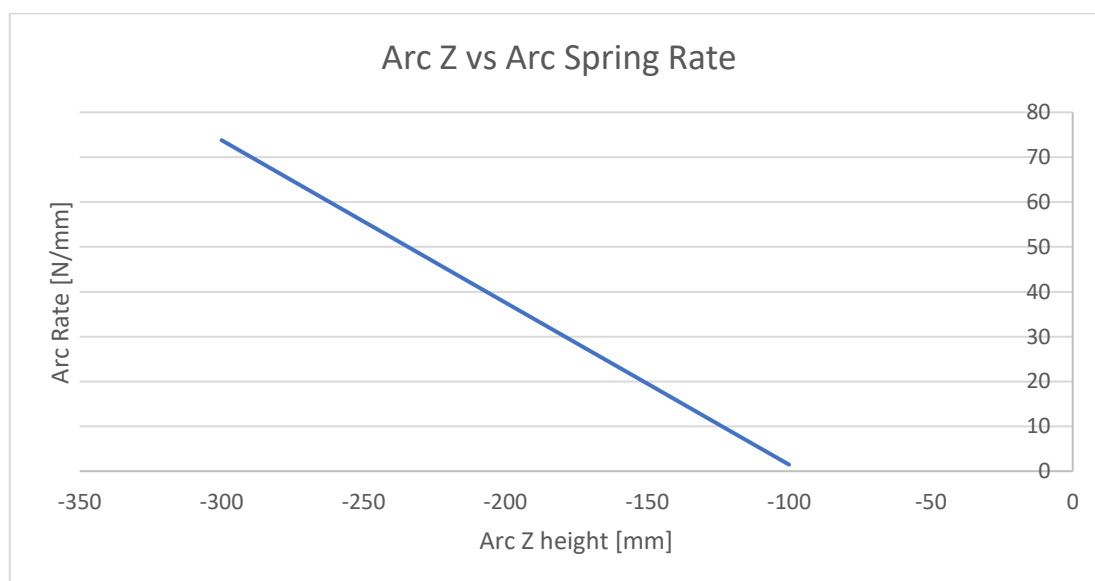
Ιδανικά θα επιθυμούσαμε να έχουμε την ελάχιστη σκληρότητα του ελατηρίου Roll στο Chassis, ώστε να βελτιωθεί η ποιότητα του "ride" σε καταστάσεις single wheel bump. Αυτό έχει όφελος και στην συνολική πρόσφυση του οχήματος και στην διατήρηση των ελαστικών. Σύμφωνα με αυτό λοιπόν θα έπρεπε να επιλεγεί το Arc Centre όσο δυνατόν χαμηλότερα. Πρέπει να σημειωθεί όμως πως η επίδραση δεν είναι μεγάλη, ειδικά χρησιμοποιώντας ποσοστιαία μεγέθη.



Σχήμα 4-17 - Εξάρτηση απαιτούμενου ελατηρίου Roll Spring από την κατακόρυφη τοποθέτηση Arc Centre

- Επίδραση στην απαιτούμενη σκληρότητα του Arc Spring

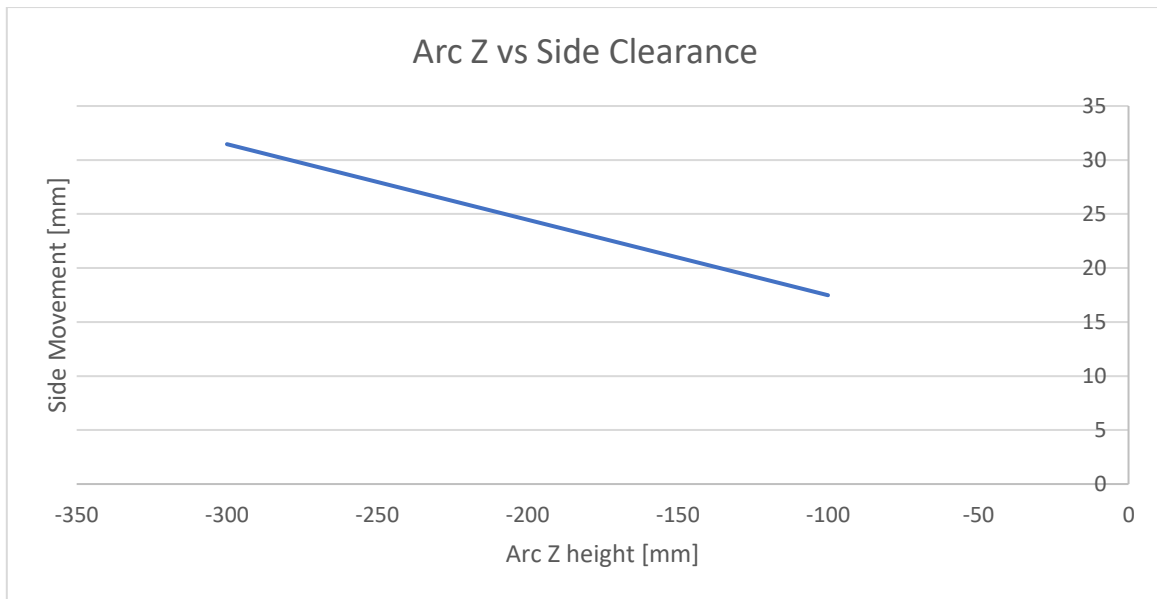
Ιδανικά και εδώ θα επιθυμούσαμε να έχουμε την ελάχιστη σκληρότητα ελατηρίου, όμως πρέπει να αναλογιστούμε πως πολύ μικρές σκληρότητες, θα καταστήσουν το σύστημα περισσότερο ευαίσθητο σε πιθανές μεταβολές των τελικών σκληροτήτων των ελατηρίων στον τροχό, λόγω τριβών και παραμορφώσεων του συστήματος.



Σχήμα 4-18 - Εξάρτηση απαιτούμενου ελατηρίου Arc Spring από την κατακόρυφη τοποθέτηση Arc Centre

- Επίδραση στην απαιτούμενη σχετική κίνηση

Είναι προφανές πως για λόγους υλοποίησης του σχεδιασμού και χωροταξίας του οχήματος είναι επιθυμητή, η όσο το δυνατόν μικρότερη σχετική κίνηση ανάμεσα Subframe και το Chassis. Είναι σαφές πως για ένα συγκεκριμένο σημείο αναφοράς του Subframe ($Z=150\text{mm}$) και για την ίδια μεταξύ του γωνία (4 μοίρες), η τοποθέτηση χαμηλότερα εμπεριέχει μεγαλύτερη δυσκολία στην υλοποίηση του σχεδιασμού.

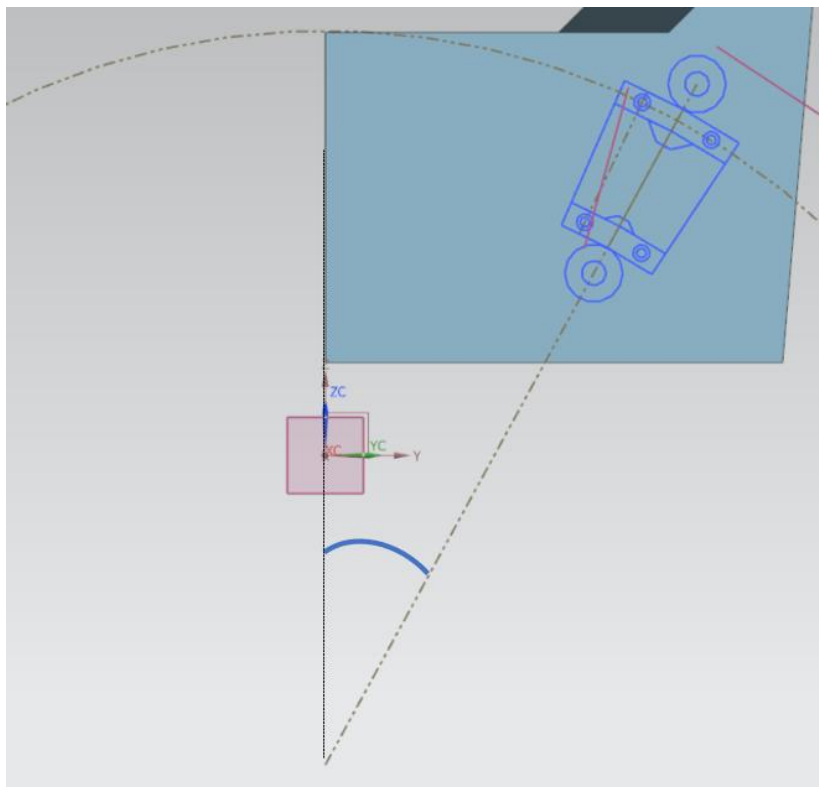


Σχήμα 4-19 - Εξάρτηση απαιτούμενου χώρου από την κατακόρυφη τοποθέτηση Arc Centre

- Επίδραση στα αναπτυσσόμενα φορτία ανάμεσα σε Subframe και Chassis

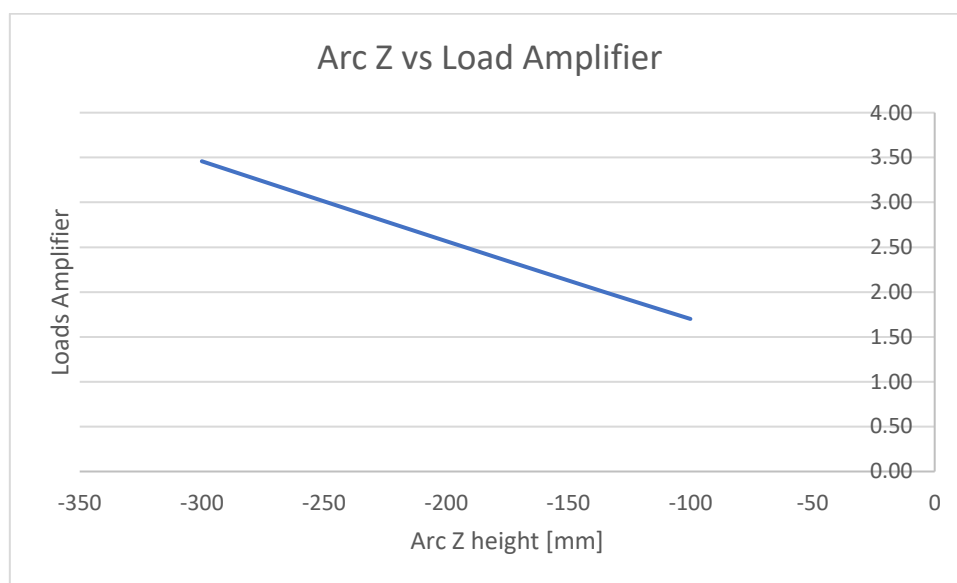
Ένα τελευταίος παράγοντας που θα πρέπει να ληφθεί υπ' όψη είναι η επίδραση που έχει η τοποθέτηση του Arc Centre στα φορτία των ρουλεμάν που συνδέουν το Chassis με το Subframe, όταν σε αυτά πρέπει να «περάσει» μια συνισταμένη πλευρική δύναμη.

Για τον γρήγορο υπολογισμό ενός τέτοιου συντελεστή θα πρέπει να είναι γνωστή η θέση του ρουλεμάν/ράγας και να υπολογιστεί η σχετική γωνία του στον νοητό κύκλο περιστροφής των δύο σωμάτων.



Σχήμα 4-20 - Γωνία αντίδρασης πλευρικών φορτίων από τα ρουλεμάν Subframe/Chassis

Εφόσον το φορτίο του ρουλεμάν είναι πάντα ακτινικό, ένα καθαρά πλευρικό φορτίο F_y θα πολλαπλασιαστεί επί τον συντελεστή: $a=(1/\sin(\theta))$



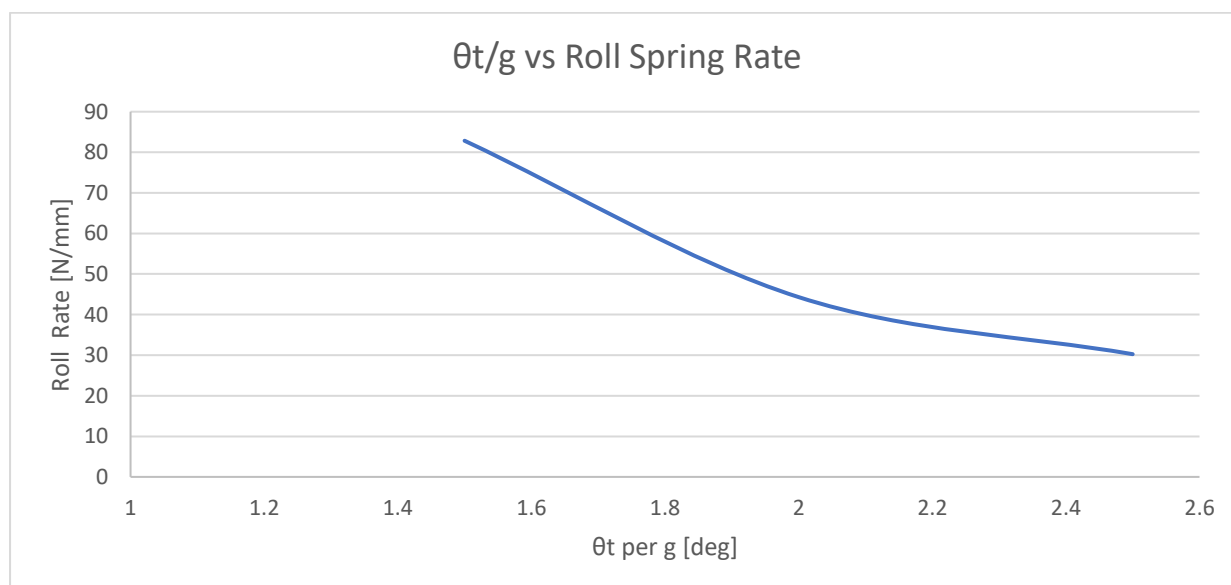
Σχήμα 4-21 - Εξάρτηση φορτίων στα ρουλεμάν από κατακόρυφη τοποθέτηση Arc Centre

Συμπέρασμα:

Αποφασίστηκε λοιπόν να τοποθετηθεί το Arc Height στο ύψος του $Z=-150\text{mm}$, μιας και η τοποθέτηση του υψηλότερα έχει τα περισσότερα πλεονεκτήματα, ενώ ταυτόχρονα βρίσκεται σε μια σεβαστή απόσταση σε σχέση με το Roll Centre, ώστε να μην επηρεάζεται σημαντικά από φαινόμενα τριβής.

4) Συνολική γωνία θ_t

Η συνολική γωνία που θα σχηματιστεί ανάμεσα στα δύο σώματα του Subframe έχει επίδραση κυρίως στην σκληρότητα του ελατηρίου Roll στο Chassis, για να επιτευχθεί πάντα ο ίδιος στόχος στην κλίση του Subframe και επομένως της γωνίας Camber.



Σχήμα 4-22 - Εξάρτηση γωνίας θ_t από σκληρότητα Roll Spring

Είναι προφανές πως ιδανικά θα επιλέγαμε την μεγαλύτερη δυνατή γωνία ανάμεσα σε Subframe και Chassis, ώστε να βελτιώσουμε την σκληρότητα του απαιτούμενου ελατηρίου Roll στο Chassis. Το όριο όμως προέρχεται από τον διαθέσιμο χώρο που υπάρχει στο όχημα για σχετική κίνηση των 2 σωμάτων.

Αποφασίστηκε να χρησιμοποιηθεί ο στόχος για 2 deg/g της εν λόγω γωνίας, εφόσον ο μηχανολογικός σχεδιασμός έχει ως όριο τις 5 μοίρες και συνεπώς υπάρχει το περιθώριο της $5-2*2=1$ μοίρας στην συνθήκη μέγιστης πλευρικής επιτάχυνσης, μέχρι τα ρουλεμάν να φτάσουν στο μηχανικό τους όριο.

5) Γωνία Subframe θ_s

Η γωνία κλίσης του Subframe ανά μονάδα g πλευρικής επιτάχυνσης, είναι άμεσα συνδεδεμένη με την επιθυμητή γωνία Camber σύμφωνα με την ακόλουθη σχέση

$$Camber = \theta_s + Camber_{Gain} \quad (4.1)$$

Όπου το Camber_Gain μπορεί να αναλυθεί ως:

$$Camber_{Gain} = \text{atan} \left(\pi * t * \frac{\theta_s}{360} * \frac{1}{FVSA} \right) \quad (4.2)$$

Όπου:

t: Μετατρόχιο (Track)

FVSA: Ακτίνα Instant Centre (Front Swing Visual Arm)

Συνεπώς η προηγούμενη σχέση μετατρέπεται σε:

$$Camber = \theta_s + \text{atan} \left(\pi * t * \frac{\theta_s}{360} * \frac{1}{FVSA} \right) \quad (4.3)$$

Για την επίλυση της επιλέχθηκε η χρήση του αλγορίθμου Goalseek του προγράμματος Microsoft Excel, ώστε να επιτευχθεί η τιμή 0.75 deg για την γωνία Camber (1g επιτάχυνσης).

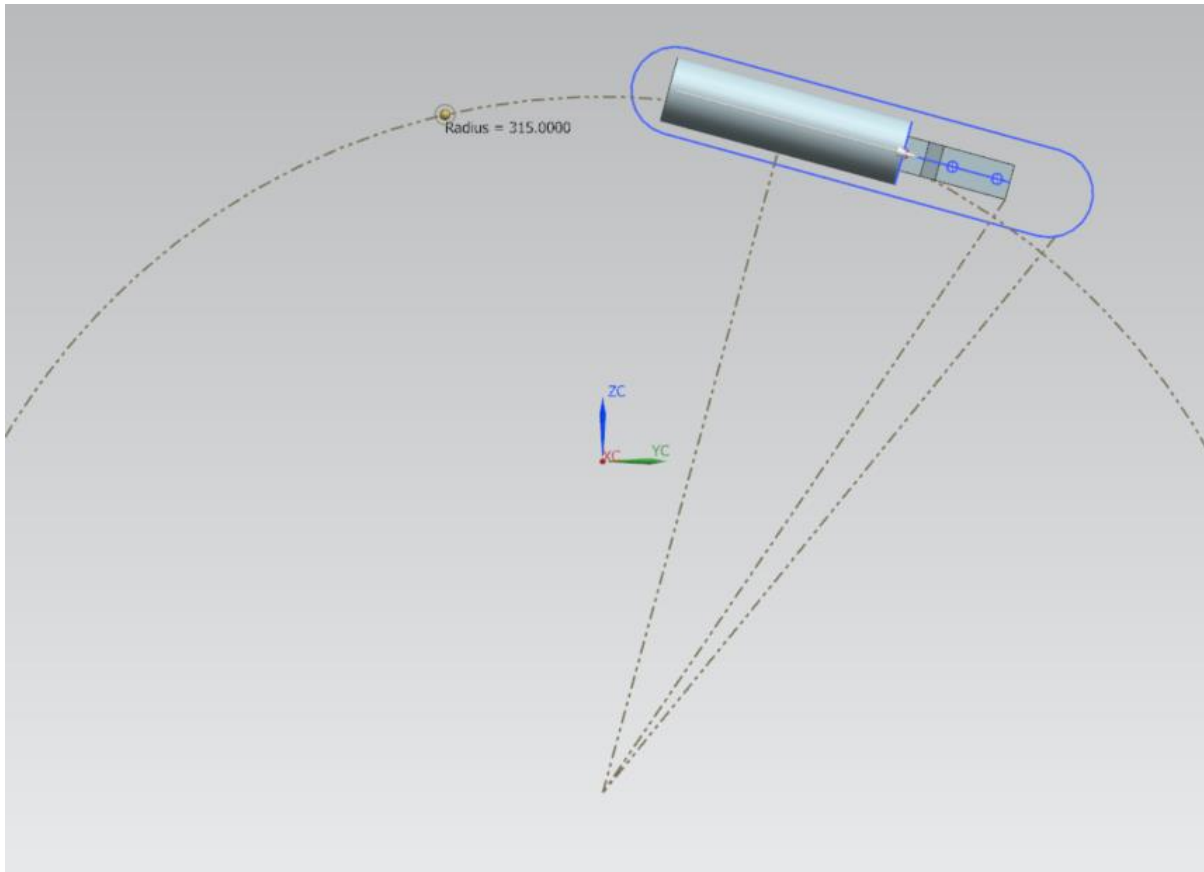
Το αποτέλεσμα είναι $\theta_s = -1.003$ deg

6) Σκληρότητα Περιστροφικού Ελατηρίου

Έχοντας τον στόχο για την επιθυμητή γωνία ανάμεσα σε Subframe και Chassis θ_t ανά g πλευρικής επιτάχυνσης η σκληρότητα του περιστροφικού ελατηρίου υπολογίζεται από την επίλυση της σχέσης (3-5) ως:

$$K_{arc} = \frac{M_t}{\theta_t} = \frac{19.6Nm}{deg} \quad (4.4)$$

Στην συνέχεια, χρειάζεται η μετατροπή του περιστροφικού ελατηρίου σε γραμμικά ελατήρια επαπτόμενα στον κύκλο περιστροφής του Subframe ως προς το Chassis, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 4-23 - Τοποθέτηση γραμμικού ελατηρίου εφαπτομενικά στο τόξο περιστροφής

Με δεδομένο ότι θα χρησιμοποιηθούν 4 γραμμικά ελατήρια για συμμετρία κατασκευής σε ακτίνα $R=315\text{mm}$ έχουμε:

$$K_{Linear_{arc}} = \frac{K_{arc}}{4 * R} * \frac{1}{\frac{2\pi R}{360}} * 1000 = \frac{2.83N}{mm} \quad (4.5)$$

7) Σκληρότητα Ελατηρίου Roll στο Chassis

Ο υπολογισμός της σκληρότητας του ελατηρίου Roll προκύπτει από την επίλυση της σχέσης (3.10) ως:

$$K_{roll,side} = \frac{abs(Prod)}{\theta_s * MR_{\theta_s} * MR_b + \theta_t * MR_{\theta_t} * MR_b} = \frac{44.3N}{mm} \quad (4.6)$$

4.5 Υπολογισμός Φορτίων

Σε αυτήν την ενότητα θα γίνει ο υπολογισμός των φορτίων που δέχεται η κατασκευή. Πιο συγκεκριμένα θα υπολογιστούν τα μέγιστα φορτία στα ρουλεμάν που συγκροτούν το Subframe με το Chassis και σχηματίζουν το τόξο σχετικής κίνησης των δύο σωμάτων, διότι αποτελούν τα πιο κρίσιμα εξαρτήματα της κατασκευής και το μέγεθός τους έχει άμεση επίδραση στην διαθέσιμη χωροταξία και το εύρος της σχετικής κίνησης.

Για τον υπολογισμό των εν λόγω φορτίων χρησιμοποιήθηκε αρχικά μέθοδος με αναλυτικούς υπολογισμούς απολύτως στερεών σωμάτων και στην συνέχεια δημιουργήθηκε μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων, το οποίο μπορεί να συμπεριλάβει την ελαστικότητα των σωμάτων και συνεπώς να καταλήξει σε ακριβέστερα αποτελέσματα.

Καταστάσεις Φόρτισης/Load Cases

Είναι ευρέως γνωστό πως ένα όχημα και συγκεκριμένα ένα μονοθέσιο, υπόκειται σε πολλές καταστάσεις φόρτισης, οι οποίες ορίζονται είτε από τις ακραίες συνθήκες πρόσφυσης, είτε από φυσικά εμπόδια που μπορεί να επηρεάσουν την πορεία του.

Ο καθορισμός όλων των καταστάσεων φόρτισης είναι μια διαδικασία που απαιτεί την ύπαρξη τόσο θεωρητικών δεδομένων, όσο και δεδομένων από δυναμικές καταστάσεις του μονοθεσίου. Είναι μια πολυδιάστατη διαδικασία που δεν εμπεριέχεται στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής.

Συνεπώς θα χρησιμοποιηθούν μόνο δύο καταστάσεις φόρτισης, οι οποίες είναι η μέγιστη πλευρική και η μέγιστη διαμήκης επιτάχυνση (πέδηση). Η δεύτερη ορίζεται με την ίδια διαδικασία που ορίστηκε η μέγιστη πλευρική στην προηγούμενη παράγραφο, αλλά χρησιμοποιώντας τον συντελεστή τριβής του ελαστικού για διαμήκη φορτία.

Μέγιστη πλευρική επιτάχυνση:

Pure Lateral			
Lateral Acceleration	2 g	19.62	m/s ²
Velocity	90 km/h	25.00	m/s
Front Lateral W.T.	585 N	59.7	kg
Rear Lateral W.T.	744 N	75.9	kg
Downforce	1882 N	191.9	kg
Front Outer Wheel Contact Patch			
Fz	1713 N	174.6	kg
Fx	0 N	0.0	kg
Fy	-2099 N	-214.0	kg
Front Inner Wheel Contact Patch			
Fz	427 N	43.5	kg
Fx	0 N	0.0	kg
Fy	523 N	53.3	kg
Rear Outer Wheel Contact Patch			
Fz	1956 N	199.3	kg
Fx	0 N	0.0	kg
Fy	-2397 N	-244.3	kg
Rear Inner Wheel Contact Patch			
Fz	467 N	47.6	kg
Fx	0 N	0.0	kg
Fy	572 N	58.4	kg

Σχήμα 4-24 - Φορτία στον τροχό από πλευρική επιτάχυνση

Μέγιστη διαμήκης επιτάχυνση:

Pure Braking			
Longitudinal Decelerat	2.2	g	21.58 m/s ²
Velocity	110	km/h	30.56 m/s
Brake Bias	61	% Front	0.61 Unitless
Longitudinal W.T.	1123	N	114.5 kg
Downforce	2812	N	286.6 kg
Front Outer Wheel Contact Patch			
Fz	1929	N	196.6 kg
Fx	-2084	N	-212.4 kg
Fy	0	N	0.0 kg
Front Inner Wheel Contact Patch			
Fz	1929	N	196.6 kg
Fx	-2084	N	-212.4 kg
Fy	0	N	0.0 kg
Rear Outer Wheel Contact Patch			
Fz	918	N	93.5 kg
Fx	-991	N	-101.1 kg
Fy	0	N	0.0 kg
Rear Inner Wheel Contact Patch			
Fz	918	N	93.5 kg
Fx	-991	N	-101.1 kg
Fy	0	N	0.0 kg

Σχήμα 4-25 - Φορτία στον τροχό από διαμήκη επιβράδυνση

Αναλυτικοί υπολογισμοί φορτίων

Πλευρικά Ρουλεμάν:

Πρόκειται για τα ρουλεμάν που αντιδρούν δυνάμεις στον άξονα Y και άξονα Z και ορίζουν ουσιαστικά το τόξο γύρω από το οποίο πραγματοποιείται η κίνηση του Subframe.

Τα ρουλεμάν αυτά είναι:

Κατηγορία A1: Αντιδρούν θετικά φορτία Z από Subframe και αρνητική ροπή My τροχού

Κατηγορία B1: Αντιδρούν θετικά αρνητικά Z από Subframe και θετική My τροχού

Κατηγορία A2: Αντιδρούν θετικά φορτία Z από Subframe και θετική My τροχού

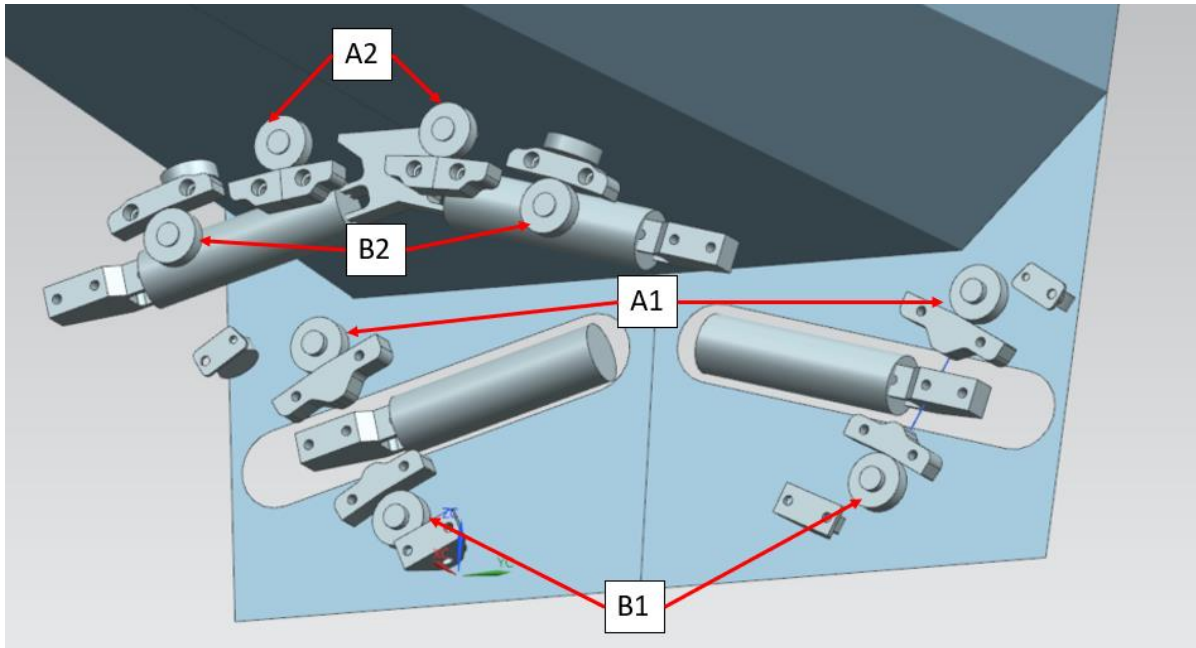
Κατηγορία B1: Αντιδρούν θετικά αρνητικά Z από Subframe και αρνητική My τροχού

Είναι κρίσιμο εδώ να διευκρινιστεί πως τα ρουλεμάν του Subframe δεν συμμετέχουν στην αντίδραση καθαρής δύναμης Z στο σημείο επαφής του τροχού, διότι αυτή η δύναμη αντιδράτε από τα σκέλη του Pushrod.

Οι συντεταγμένες επαφής των ρουλεμάν σε mm είναι:

Πίνακας 4-1 - Συντεταγμένες ρουλεμάν ανά κατηγορία

	x	y	z	R
A1	-189	173.3	167.7	361.9
B1	-189	136.7	100.6	285.5
A2	124	41.2	175.1	327.7
B2	124	107.4	159.6	327.7



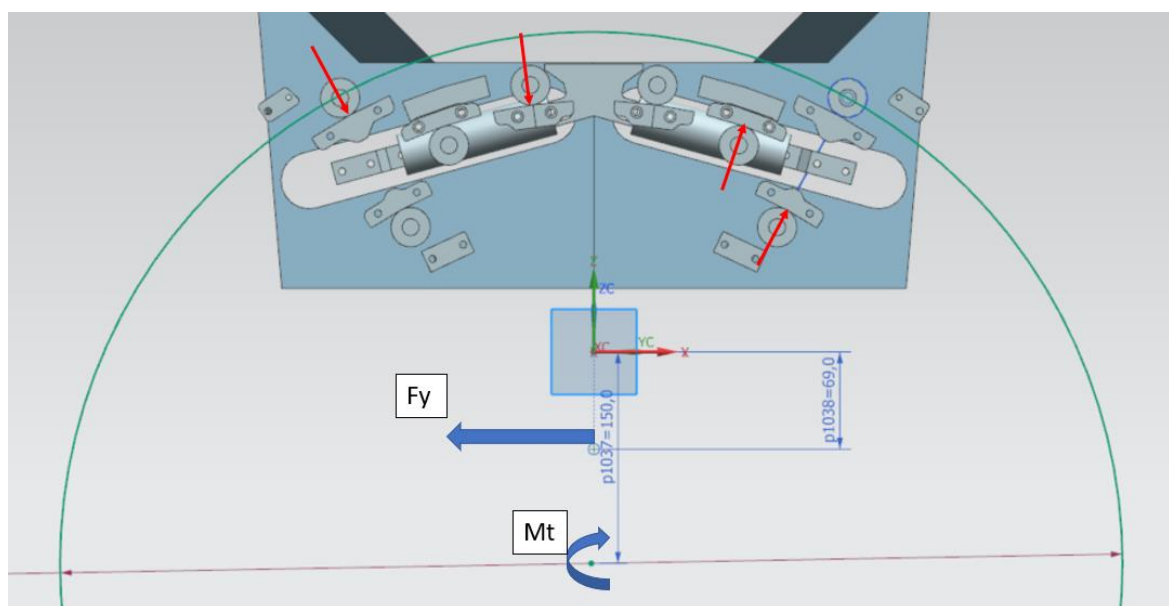
Σχήμα 4-26 - Κατηγοριοποίηση πλευρικών ρουλεμάν

- Ισορροπία Πλευρικής Δύναμης

Μέσω του Subframe διέρχεται πλευρική δύναμη, ίση με την συνολική δύναμη που ασκείται στον τροχού: $F_y = 2099 + 523 = 2622 \text{ N}$, μείον την δύναμη που μεταφέρεται από το Pushrod απευθείας στο Chassis. Αυτή είναι 922N. Συνεπώς τα ρουλεμάν και τα ελατήρια πρέπει να μεταφέρουν δύναμη 1700N. Επιπλέον από την εξίσωση (3.5), η ροπή που πρέπει να αντιδράσουν τα ελατήρια του τόξου είναι: $M_t = 93800 \text{ Nmm}$. Συνεπώς τα ελατήρια πρέπει να δημιουργήσουν δύναμη ίση με $F = 93800 / 315 = 298 \text{ N}$.

Συνεπώς τα ρουλεμάν αντιδρούν πλευρική δύναμη ίση με: $1700 - 293 = 1407 \text{ N}$

Σημαντικό είναι να αναφερθεί εδώ πως αν και έχουμε 8 ρουλεμάν που στηρίζουν το Subframe, ανάλογα την φορά της πλευρικής δύναμης F_y λειτουργούν μόνο τα 4.



Σχήμα 4-27 - Φορά δυνάμεων και αντιδράσεων

Γίνεται η υπόθεση πως όλα τα ρουλεμάν έχουν ίση αντίσταση σε παραμόρφωση κατά τον ακτινικό άξονα φόρτισης τους. Συνεπώς είναι προφανές πως τα ρουλεμάν που βρίσκονται σε μεγαλύτερη «γωνία» πάνω στο τόξο περιστροφής θα έχουν μεγαλύτερη συμβολή στην αντίδραση της πλευρικής δύναμης ως εξής:

$$\text{Συμβολή}\% = \frac{y_i/R_i}{\sum_1^4 (y_i/R_i)} \quad (4.7)$$

Επομένως,

Πίνακας 4-2 - Ποσοστό συμβολής ανά κατηγορία ρουλεμάν

	y/R	Συμβολή %
A1	0.48	0.34
B1	0.48	0.34
A2	0.13	0.09
B2	0.33	0.23

Αναμενόμενα παρατηρούμε πως το ρουλεμάν τύπου A2 , έχει την μικρότερη συμβολή στην αντίδραση της πλευρικής δύναμης , διότι βρίσκεται πιο κεντρικά σε σχέση με τα υπόλοιπα.

Στην συνέχεια υπολογίζεται η πλευρική δύναμη ως,

$$F_{y,i} = F_{y,tot} * \text{Συμβολή}\%_i \quad (4.8)$$

ενώ επαληθεύεται πως η ακτινική δύναμη κάθε ρουλεμάν είναι ίση με τις υπόλοιπες μέσω της αντίστροφης σχέσης:

$$F_{tot,i} = \frac{F_{y,i}}{y_i/R_i} \quad (4.9)$$

Τα τελικά αποτελέσματα είναι:

Πίνακας 4-3 - Τελικό φορτίο ρουλεμάν

	Fy [N]	F radial [N]
A1	477	997
B1	477	997
A2	125	997
B2	327	997

- Ισορροπία Ροπής My

Από την δεύτερη κατάσταση φόρτισης (πέδηση), αυτή η κατηγορία ρουλεμάν του Subframe αντιδρά την ροπή My που δημιουργείται από την διαμήκη δύναμη του τροχού.

Η ροπή αυτή υπολογίζεται ως εξής:

$$M_{y,tot} = 2 * F_x * Z_{centre} \quad (4.10)$$

Όπου

$$Z_{centre} = \frac{\sum_1^4 Z_i}{4} = 150.7mm \quad (4.11)$$

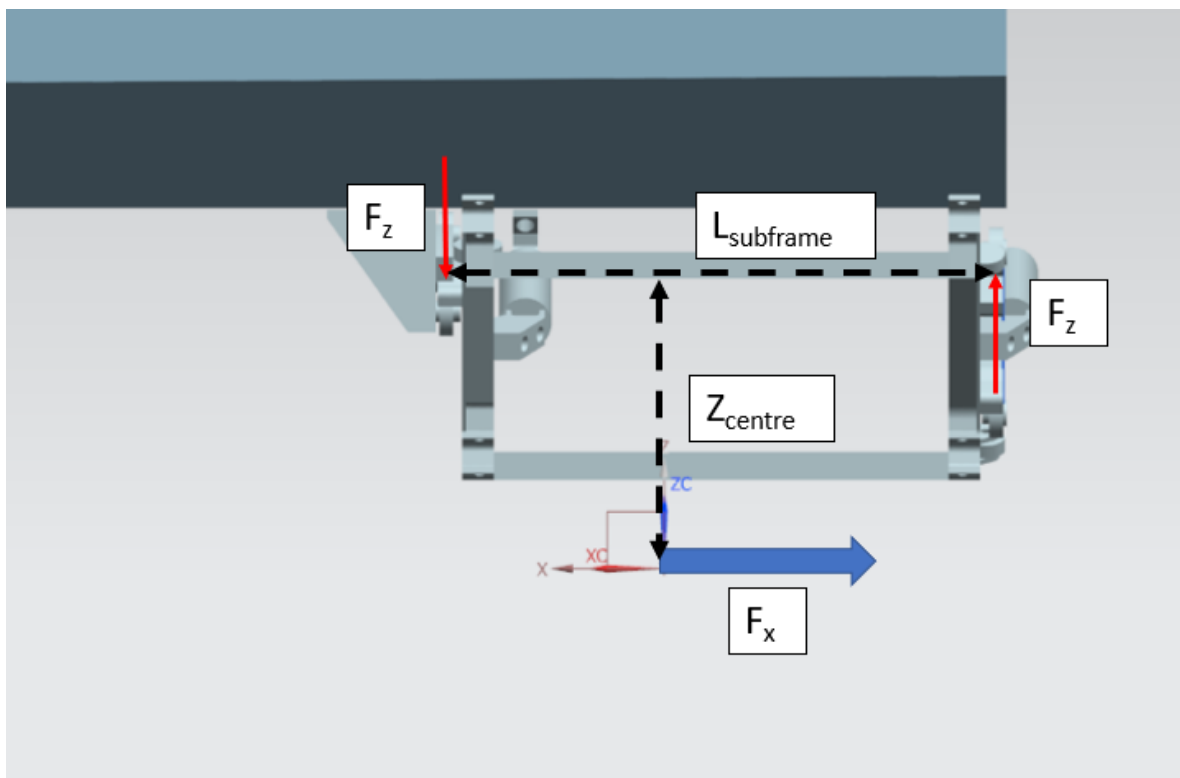
Z_{centre} : Το «κέντρο βάρους» των πλευρικών ρουλεμάν.

Στην συνέχεια υπολογίζεται η δύναμη που εφαρμόζεται ως ζεύγος στα εμπρός και τα πίσω ρουλεμάν και η οποία είναι:

$$F_z = \frac{M_{y,tot}}{L_{subframe}} = 1004N \quad (4.12)$$

Όπου,

$L_{subframe} = 313mm$: Η απόσταση κατά τον άξονα X ανάμεσα στα εμπρός και πίσω ρουλεμάν, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 4-28 - Φορά δυνάμεων και αντιδράσεων

Εφόσον επίσης στον μπροστά άξονα του οχήματος, ουσιαστικά ασκείται μόνο αρνητική διαμήκης δύναμη (πέδηση), γίνεται κατανοητό πως μόνο αυτή η φορά του ζεύγους δύναμης F_z θα αναπτυχθεί και συνεπώς μόνο τα ρουλεμάν κατηγορίας A1 και αντίστοιχα B2 θα συμμετέχουν στην αντίδραση.

Επιπλέον, αντίθετα με την αντίδραση της πλευρικής δύναμης, στην αντίδραση της κατακόρυφης τα ρουλεμάν που βρίσκονται πιο κοντά στο κέντρο του μονοθεσίου (μικρότερο μέτρο Y συντεταγμένης), είναι πιο αποδοτικά σύμφωνα με τον ακόλουθο τύπο.

$$F_{tot,i} = \frac{F_z}{Z_i/R_i} \quad (4.13)$$

Το αποτέλεσμα είναι:

Πίνακας 4-4 - Τελικό φορτίο πλευρικών ρουλεμάν από διαμήκη φόρτιση

	Fz [N]	F radial [N]
A1	502	572
B1	0	0
A2	0	0
B2	502	531

Διαμήκη Ρουλεμάν:

Πρόκειται για τα ρουλεμάν που αντιδρούν τις διαμήκεις δυνάμεις μεταξύ του Subframe και του Chassis. Είναι προφανές πως στην εμπρός ανάρτηση ενός μονοθεσίου με κινητήριο μόνο τον πίσω άξονα, τα ρουλεμάν που βρίσκονται στην πίσω μεριά του Subframe θα έχουν μεγαλύτερο ρόλο, διότι η κύρια διαμήκης δύναμη είναι η πέδηση.

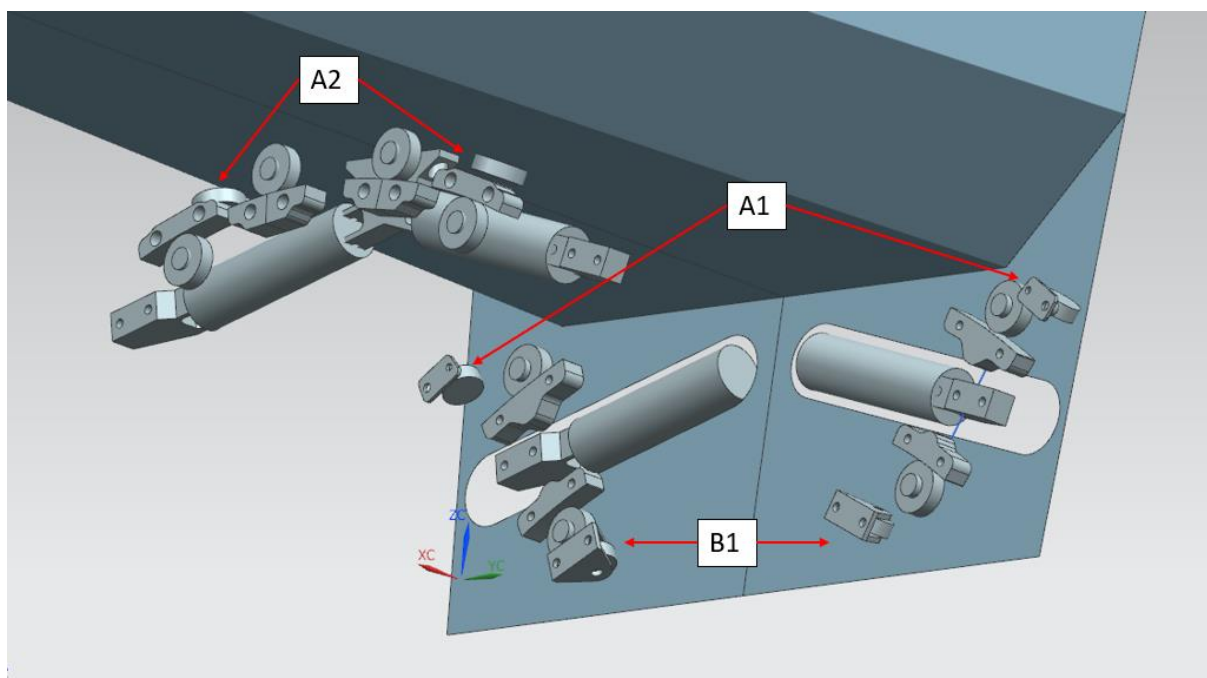
Υπάρχει όμως ανάγκη να υπάρχουν ρουλεμάν που θα αντιδρούν και θετικές διαμήκεις δυνάμεις, διότι οποιαδήποτε ανισορροπία στην εφαρμογή της πέδησης θα δημιουργήσει σημαντική ροπή M_z , η οποία αντιδράτε από ζεύγος δύναμης στα εν λόγω ρουλεμάν.

Τα ρουλεμάν αυτά είναι:

Κατηγορία A1: Αντιδρούν αρνητικά φορτία X

Κατηγορία B1: Αντιδρούν αρνητικά φορτία X

Κατηγορία A2: Αντιδρούν θετικά φορτία X



Σχήμα 4-29 - Κατηγορίες διαμήκων ρουλεμάν

Οι συντεταγμένες επαφής των ρουλεμάν είναι:

Πίνακας 4-5 - Συντεταγμένες διαμήκων ρουλεμάν ανά κατηγορία

	x	y	z
A1	-194	223.2	175.9
B1	-194	103.6	70.9
A2	117	104.5	183.6

- Συμμετρική πέδηση

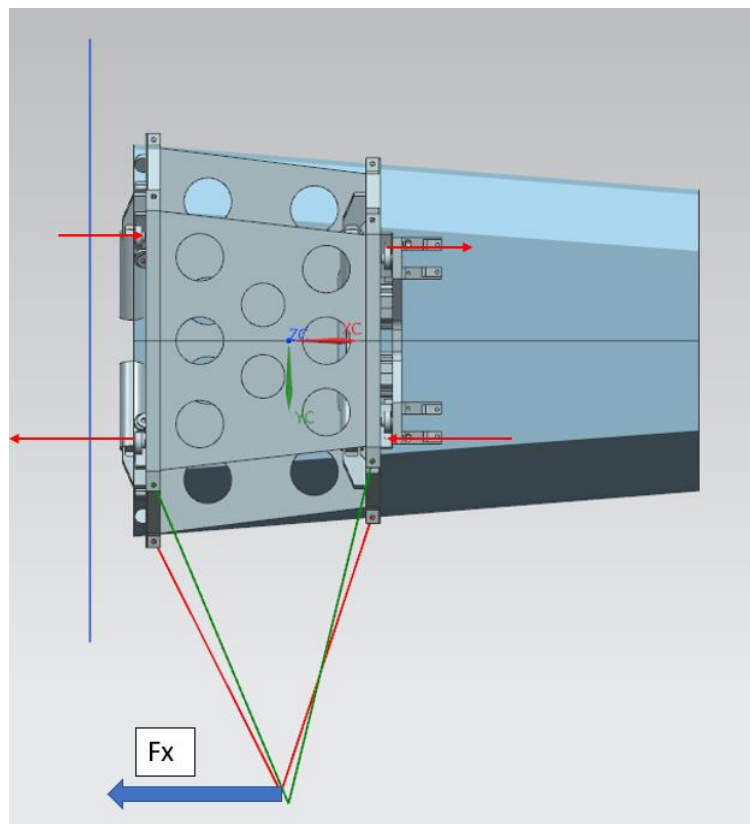
Γίνεται η παραδοχή πως και τα τέσσερα ρουλεμάν που αντιδρούν την συνολική δύναμη F_x από τον τροχό, έχουν ίση αντίσταση. Συνεπώς θα δεχτούν το 25% της συνολικής πέδησης.

Πίνακας 4-6 - Φορτίο διαμήκων ρουλεμάν από συμμετρική πέδηση

	F_x [N]
A1	-1042
B1	-1042
A2	0

- Ασύμμετρη πέδηση

Ως χειρότερο σενάριο θεωρείται η εφαρμογή της πλήρους διαμήκου δύναμης για ένα ελαστικό και η πλήρης απώλεια στο άλλο. Φυσικά ένα τέτοιο σενάριο δεν θα μπορούσε να προκύψει σε κάποια σταθερή κατάσταση φόρτισης, αλλά μόνο στιγμιαία.



Σχήμα 4-30 - Φορά δυνάμεων και αντιδράσεων κατά την ασύμμετρη πέδηση

Γίνεται η θεώρηση πως το ρουλεμάν που βρίσκεται πιο μακριά από τον ουδέτερο άξονα δέχεται και την μεγαλύτερη αντίδραση σύμφωνα με την παρακάτω σχέση

$$F_i = \frac{M_z * y_i}{\sum_1^6 (y_i^2)} \quad (4.14)$$

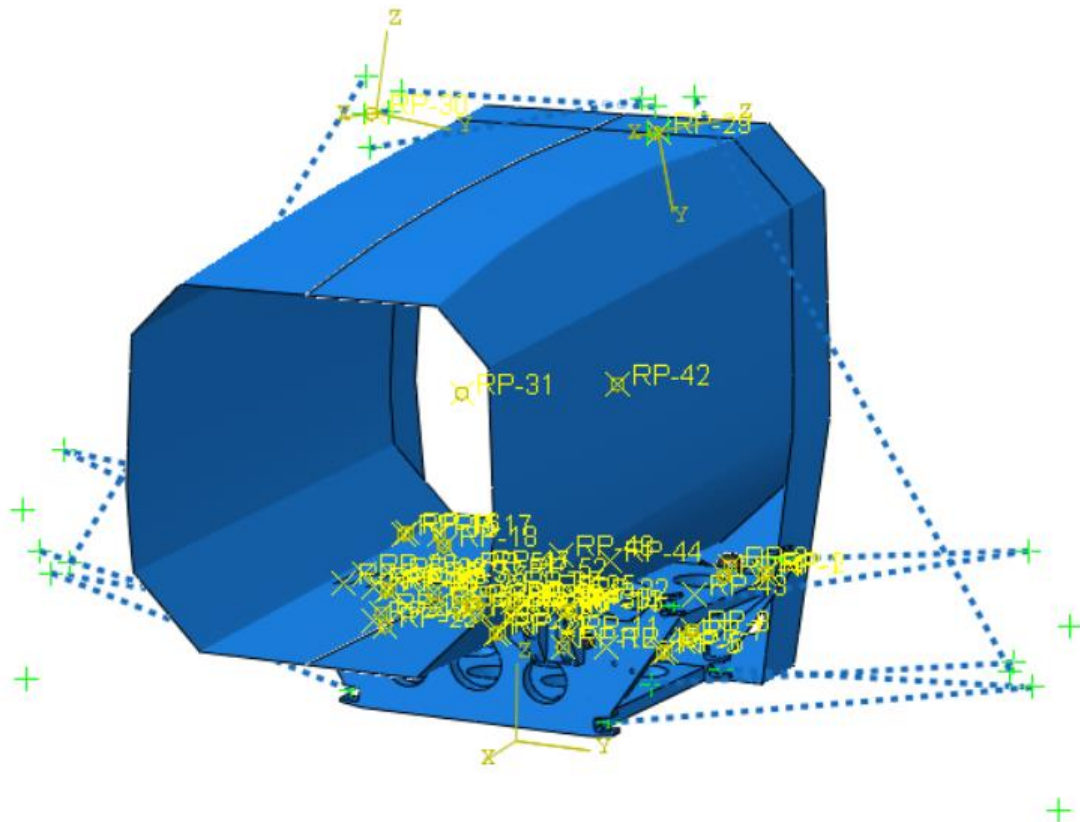
Συνεπώς έχουμε λόγω αντίδρασης στην ροπή και με επαλληλία προσθέτουμε την ισορροπία της δύναμης $F_x = -2084\text{N}$

Πίνακας 4-7 - Συνολικό φορτίο διαμήκων ρουλεμάν από ασύμμετρη πέδηση

	y	F_x Ροπής [N]	F_x Δύναμης [N]	F_x total [N]
A1 LH	223.2	-2014	-521	-2535
B1 LH	-223.2	-935	-521	-1456
A2 LH	104.5	-943	0	-943
A1 RH	-104.5	2014	-521	1493
B1 RH	103.6	935	-521	414
A2 RH	-103.6	943	0	943

Υπολογιστική Προσομοίωση

Μετά από την αρχική διαστασιολόγηση των ρουλεμάν, δημιουργήθηκε μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων με σκοπό τον ακριβέστερο υπολογισμό των φορτίων. Το πλεονέκτημα ενός τέτοιου μοντέλου είναι πως μπορεί να συμπεριλάβει την ακαμψία των εξαρτημάτων που αποτελούν το σύστημα και συνεπώς να μοιράσει τις αντιδράσεις των εξωτερικών δυνάμεων κατάλληλα.



Σχήμα 4-31 - Σφαιρική εικόνα μοντέλου πεπερασμένων στοιχείων

Χαρακτηριστικά μοντέλου:

Το μοντέλο υλοποιήθηκε στο περιβάλλον Abaqus CAE και χρησιμοποίησε τον αντίστοιχο επιλυτή. Η γεωμετρία όλων των εξαρτημάτων εξάχθηκε από το περιβάλλον CAD και χρησιμοποιήθηκε για τον προσδιορισμό των θέσεων των ρουλεμάν, ενώ η ανάρτηση κατασκευάστηκε χρησιμοποιώντας τα αντίστοιχα σημεία των σφαιρικών ρουλεμάν.

Τα παρακάτω σώματα χρησιμοποιήθηκαν για την τελική επίλυση του μοντέλου:

Στοιχεία 1 διάστασης τύπου Connectors:

- Εξωτερικά Σκέλη Ανάρτησης

Διαθέσιμοι βαθμοί ελευθερίας: U1 (Axial)

Δυσκαμψία: Απολύτως στερεό (Rigid)

Αν και κάθε σκέλος έχει ξεχωριστή δυσκαμψία σύμφωνα με την γεωμετρία και το υλικό του, αποφασίστηκε πως όσο αφορά το αποτέλεσμα στις αντιδράσεις της εσωτερικής ανάρτησης, η σχετική δυσκαμψία των εξωτερικών σκελών δεν έχει σημαντική επίδραση.

- Πλευρικά και Διαμήκη Ρουλεμάν

Διαθέσιμοι βαθμοί ελευθερίας: U1 (Axial)

Δυσκαμψία: -100kn/mm σε θλίψη

Δυσκαμψία: 0.001kn/mm σε εφελκυσμό

Όπως είναι γνωστό, τα στοιχεία τύπου Axial προκαλούν μόνο αντίδραση αξονικά ανάμεσα στα 2 σημεία που συνδέουν. Για αυτό το λόγο τα 2 σημεία κάθε στοιχείου που αντιπροσωπεύει ρουλεμάν και πλατφόρμα κύλισης, βρίσκονται πάνω στην ακτίνα που διέρχεται από το κέντρο του τόξου περιστροφής ανάμεσα στο Subframe και το Chassis.

Επιπλέον για να εξασφαλιστεί πως τα στοιχεία δεν θα αναπτύξουν δύναμη όταν βρεθούν σε εφελκυσμό, επιλέχθηκε μη γραμμική ελαστική συμπεριφορά που περιγράφεται από τον ακόλουθο πίνακα.

Data		
	F or M	U or UR
1	-100000	-1
2	0	0
3	1	1

Σχήμα 4-32 - Στοιχεία που ορίζουν την μη-γραμμική δυσκαμψία των σκελών

- Στοιχεία αποθήκευσης ενέργειας (ελατήρια)

Διαθέσιμοι βαθμοί ελευθερίας: U1 (Axial)

Δυσκαμψία Heave: 100N/mm

Δυσκαμψία Roll: 50N/mm

Δυσκαμψία Tangential: 0.889N/mm

- Στοιχεία τύπου Hinge

Διαθέσιμοι βαθμοί ελευθερίας: U1, U2, U3, UR1 (free), UR2, UR3

Δυσκαμψία: Απολύτως στερεό (Rigid)

Είναι σαφές πως το στοιχείο αυτό χρησιμοποιείται για την σύνδεση εξαρτημάτων τύπου «μεντεσέ» (Hinge). Στο συγκεκριμένο μοντέλο χρησιμοποιήθηκαν για την έδραση των αξόνων των εξαρτημάτων Rocker στο Chassis.

Στοιχεία 2 διαστάσεων:

- Chassis

Για την μοντελοποίηση του Chassis χρησιμοποιήθηκε η εξωτερική του επιφάνεια στην οποία αποδόθηκε η κατάλληλη ιδιότητα ώστε να αποκτήσει δυσκαμψία παρόμοια με την σύνθετη διατομή που αποτελείται από:

Εξωτερικό Skin: Ανθρακόνημα ~1mm

Πυρήνας Αλουμινίου: 20mm

Εσωτερικό Skin: Ανθρακόνημα ~1mm

Στο μοντέλο επιλέχθηκε να μην δοθεί σημασία στην κατεύθυνση των ινών του ανθρακονήματος και να μοντελοποιηθεί ως ένα ιστροπικό υλικό, διότι η συνολική δυσκαμψία του δεν επηρεάζεται σημαντικά, ενώ δεν υπήρξε σκοπός υπολογισμού αντοχής.

Στοιχεία 3 διαστάσεων:

- Subframe
- Chassis Hanger

Για την μοντελοποίηση του Subframe, καθώς και των λοιπών εξαρτημάτων που συγκροτούν το σύστημα χρησιμοποιήθηκαν στοιχεία 3 διαστάσεων. Επειδή δεν υπήρχε σκοπός να προσδιοριστούν με ακρίβεια οι τάσεις των υλικών, επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθούν στοιχεία 1^{ης} τάξης.

Ως υλικό επιλέχθηκε το αλουμίνιο 7075 στο οποίο δόθηκαν οι εξής ιδιότητες:

Μέτρο ελαστικότητας = 72000 (MPa)

Λόγος Poisson = 0.33

Συνδέσεις (Couplings)

Στην λογική της γενικότερης απλοποίησης του μοντέλου χρησιμοποιήθηκαν κινηματικές συνδέσεις τύπου Couplings. Ο όρος κινηματικές υποδεικνύει πως συμπεριφέρονται ως απολύτως στερεά σώματα τα οποία επιλέχθηκε να μεταφέρουν όλες τις μετακινήσεις και περιστροφές (σύνδεση όλων των βαθμών ελευθερίας). Με αυτό τον τρόπο το μοντέλο έγινε σημαντικά ταχύτερο, σε σχέση με την χρησιμοποίηση στοιχείων σύνδεσης τύπου κοχλιών στα οποία θα έπρεπε να επιλυθεί και το αντίστοιχο φορτίο προέντασης.

Φορτίσεις και στηρίξεις:

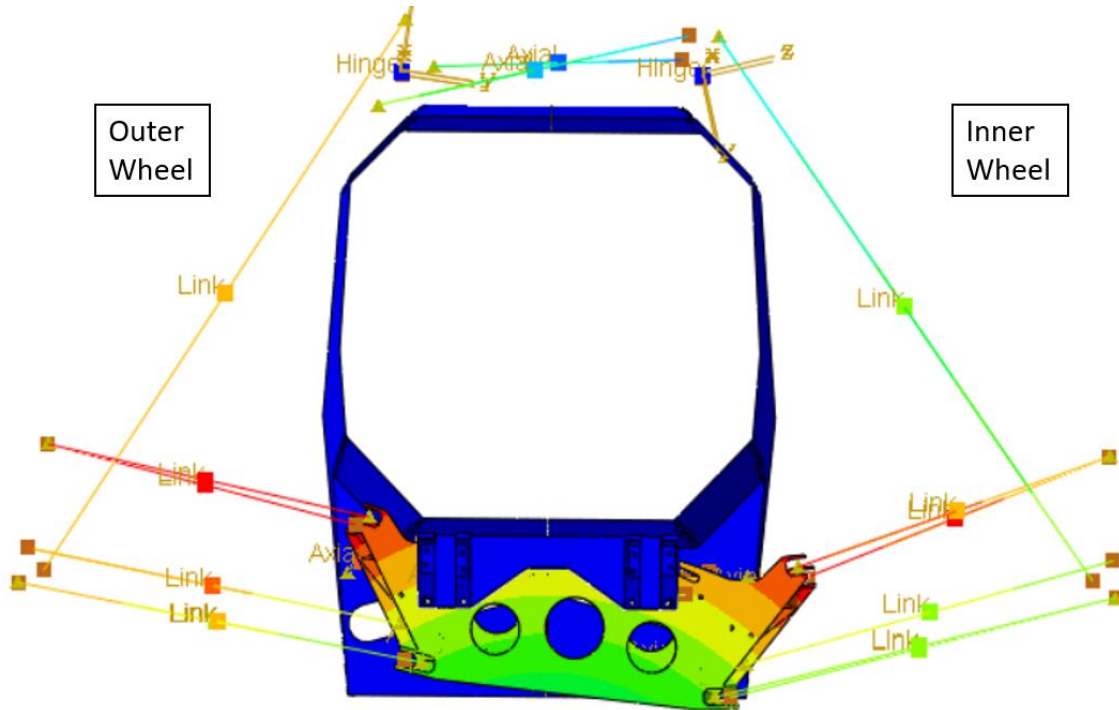
Στο μοντέλο εφαρμόζονται απευθείας το φορτία του τροχού στο σημείο που αγγίζει το έδαφος, συνεπώς μεταφέρονται με ακρίβεια στο αμάξωμα και το Subframe χωρίς να γίνονται θεωρήσεις στο ενδιάμεσο.

Το μοντέλο είναι πακτωμένο στο όριο του Chassis που έχει επιλεχθεί να κοπεί η γεωμετρία σε όλους τους βαθμούς ελευθερίας.

Αποτελέσματα πλευρικής επιτάχυνσης:

Γενική συμπεριφορά μοντέλου

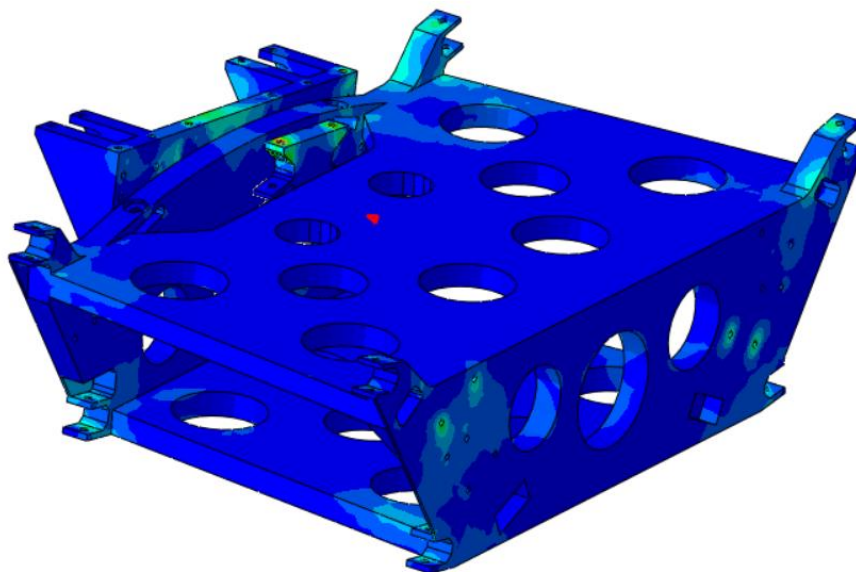
Πρόκειται για την φόρτιση που προκαλεί παρόμοια κίνηση στο αμάξωμα με αυτή που προβλέφθηκε από το αναλυτικό κινηματικό μοντέλο που αναλύθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο.



Σχήμα 4-33 - Συνολική παραμόρφωση μοντέλου υπό πλευρική επιτάχυνση

Γενικές Τάσεις:

Στην παρακάτω εικόνα το μέγιστο όριο του υπομνήματος της τάσης είναι οριοθετημένο στα 20 MPa.



Σχήμα 4-34 - Σφαιρική αξιολόγηση τάσεων. Όριο υπομνήματος στα 20 MPa

Όπως προαναφέρθηκε, λόγω της απλότητας του μοντέλου δεν είναι δυνατόν να υπολογιστούν με ακρίβεια οι τάσεις, ιδιαίτερα στα σημεία που στηρίζονται τα σκέλη της ανάρτησης και τα ρουλεμάν και δεν έχει μοντελοποιηθεί ο κοχλίας στήριξης.

Παρ' όλα αυτά είναι ξεκάθαρο από την παραπάνω εικόνα, πως το κυρίως σώμα του Subframe είναι παραπάνω από αρκετό για να μεταφέρει τα φορτία που ασκούνται. Το πόσο ελαφρύτερο επιτρέπεται να γίνει εξαρτάται κυρίως από στόχους δυσκαμψίας και όχι από τις ασκούμενες τάσεις.

Δυνάμεις μελών πλευρικών ρουλεμάν:

Πίνακας 4-8 - Δυνάμεις πλευρικών ρουλεμάν από πεπερασμένα στοιχεία

	Ftot [N]
A1 RH	1054
A1 LH	~0
B1 RH	~0
B1 LH	1067
A2 RH	689
A2 LH	~0
B2 RH	~0
B2 LH	699

Είναι σαφές πως

- Τα 4 από τα 8 ρουλεμάν δέχονται φορτίο,
- Σε αντίθεση με τους αναλυτικούς υπολογισμούς, η αντίδραση κάθε ρουλεμάν είναι διαφορετική, διότι εξαρτάται από την σχετική δυσκαμψία που έχει η δομή.
- Τα πίσω ρουλεμάν δέχονται μεγαλύτερη δύναμη, όπως αναμενόταν, διότι ελκύουν μεγαλύτερο φορτίο λόγω στιβαρότητας του Chassis.

Στην συνέχεια συγκρίνονται τα διανύσματα των δυνάμεων κατά τον άξονα Y, καθώς και οι συνολικές πλευρικές δυνάμεις.

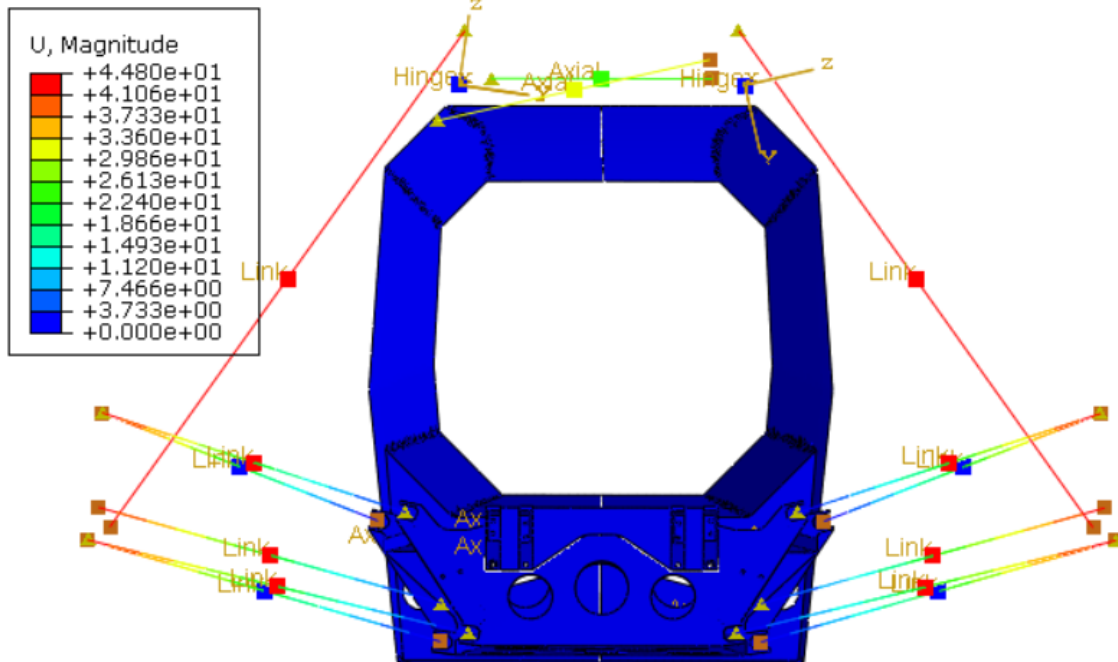
Πίνακας 4-9 – Σύγκριση δυνάμεων πλευρικών ρουλεμάν από πεπερασμένα στοιχεία (FEA) και αναλυτικούς υπολογισμούς

	Fy [N]	
	Analytically	FEA
A1	477	505
B1	477	511
A2	125	87
B2	327	229
Sum	1407	1331

Αποτελέσματα συμμετρικής διαμήκου επιτάχυνσης:

Γενική συμπεριφορά μοντέλου

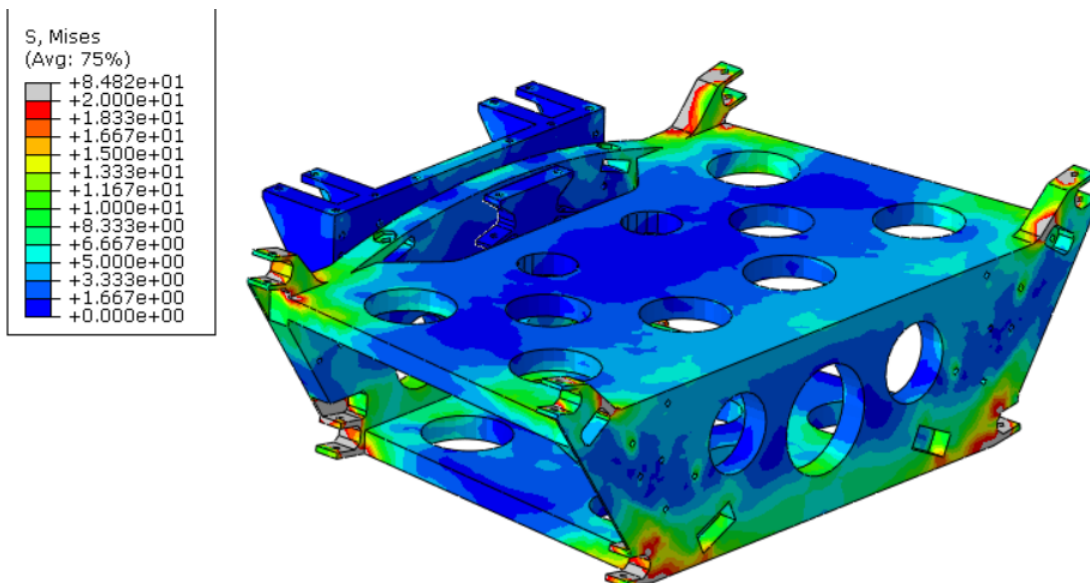
Πρόκειται φόρτιση που δεν πρέπει να προκαλέσει σχετική κίνηση μεταξύ του Subframe και του Chassis.



Σχήμα 4-35 - Συνολική παραμόρφωση μοντέλου υπό διαμήκη επιτάχυνση

Γενικές Τάσεις:

Στην παρακάτω εικόνα το μέγιστο όριο του υπομνήματος της τάσης είναι οριοθετημένο στα 20 MPa.



Σχήμα 4-36 - Σφαιρική αξιολόγηση τάσεων. Όριο υπομνήματος στα 20 MPa

Σε σχέση με την πλευρική δύναμη, οι τάσεις σε αυτήν την περίπτωση είναι σαφέστατα υψηλότερες αλλά εξακολουθούν να μην είναι καθόλου ανησυχητικές. Υπενθυμίζεται πως το όριο των 20 MPa έχει χρησιμοποιηθεί εδώ μόνο για σύγκριση, ενώ στην πραγματικότητα το όριο διαρροής/αντοχής του υλικού υπολογίζεται πάνω από μια τάξη μεγέθους υψηλότερο.

Δυνάμεις μελών πλευρικών ρουλεμάν:

Πίνακας 4-10 - Σύγκριση δυνάμεων πλευρικών ρουλεμάν από πεπερασμένα στοιχεία (FEA) και αναλυτικούς υπολογισμούς

	Ftot (N)	
	Analytically	FEA
A1 RH	502	592
A1 LH	502	591
B1 RH	0	260
B1 LH	0	260
A2 RH	0	137
A2 LH	0	136
B2 RH	502	331
B2 LH	502	330

Σε αυτήν τη περίπτωση βλέπουμε σημαντική απόκλιση σε σχέση με τους αναλυτικούς υπολογισμούς. Στην αναλυτική ανάλυση του απολύτως στερεού σώματος έγινε η υπόθεση πως η κατηγορία ρουλεμάν B1 και A2 δεν δέχεται φόρτιση. Βλέπουμε όμως πως λόγω της παραμόρφωσης του σώματος καταλήγουν να δέχονται μια μικρή φόρτιση.

Δυνάμεις μελών διαμηκών ρουλεμάν:

Πίνακας 4-11 - Σύγκριση δυνάμεων διαμηκών ρουλεμάν από πεπερασμένα στοιχεία (FEA) και αναλυτικούς υπολογισμούς

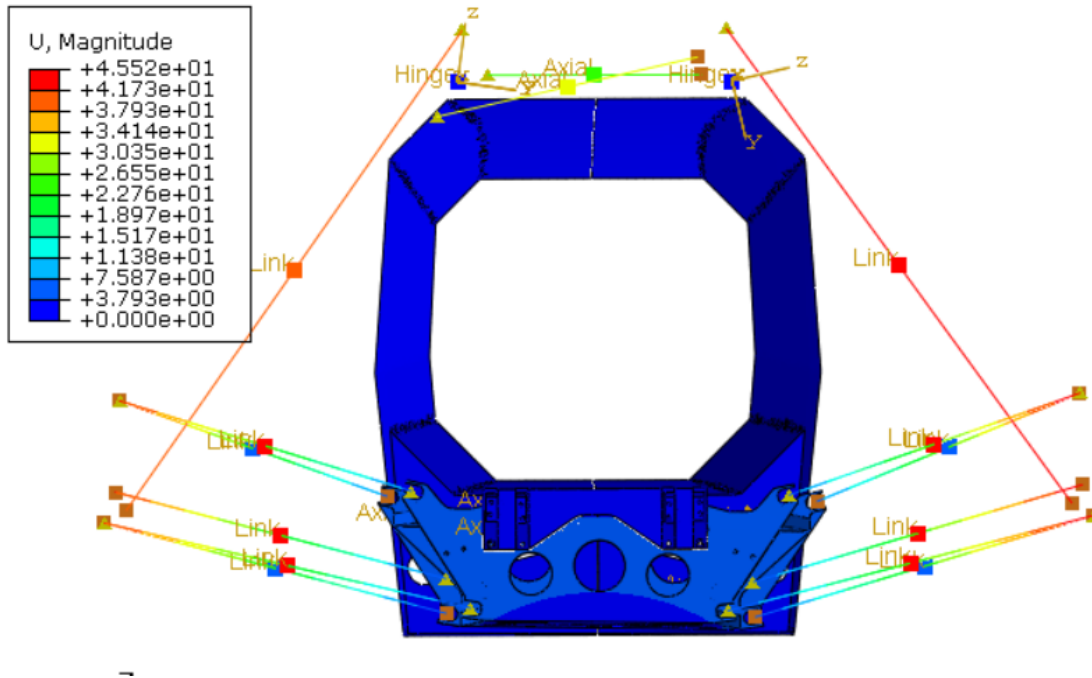
	Fx (N)	
	Analytically	FEA
A1 RH	-1042	-2700
A1 LH	-1042	-2708
B1 RH	-1042	0
B1 LH	-1042	0
A2 RH	0	624
A2 LH	0	618
Sum	-4168	-4166

Από όλες τις υπόλοιπες συγκρίσεις, τα διαμήκη ρουλεμάν έχουν την μεγαλύτερη απόκλιση σε σχέση με τους αναλυτικούς υπολογισμούς. Ο λόγος είναι πως θεωρήθηκε στους αναλυτικούς υπολογισμούς, ότι η ροπή M_y λόγω της δύναμης F_x στον τροχό, αντιδράτε αποκλειστικά από τα πλευρικά ρουλεμάν, διότι έχουν μεγαλύτερο μοχλοβραχίονα και συνεπώς μεγαλύτερη δυσκαμψία. Είναι σαφές όμως πως στην πραγματικότητα ένα μέρος της ροπής παραλαμβάνεται και από τα διαμήκη ρουλεμάν και συνεπώς αλλάζει η φορά της δύναμης που δέχονται. Σημαντικό είναι να σημειωθεί εδώ πως το άθροισμα των διαμηκών δυνάμεων συμφωνεί σχεδόν απόλυτα με τους αναλυτικούς υπολογισμούς.

Αποτελέσματα ασύμμετρης διαμήκου επιτάχυνσης:

Γενική συμπεριφορά μοντέλου

Πρόκειται για την ασύμμετρη πέδηση λόγω στιγμιαίας απώλειας πρόσφυσης σε έναν από τους δύο τροχούς του οχήματος. Σημαντικό να σημειωθεί εδώ πως η κατακόρυφη δύναμη F_z παραμένει ίση και στους δύο τροχούς με αυτήν που υπολογίστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο.



Σχήμα 4-37 Συνολική παραμόρφωση μοντέλου υπό ασύμμετρη διαμήκη επιτάχυνση

Δυνάμεις μελών διαμηκών ρουλεμάν:

Πίνακας 4-12 - Σύγκριση δυνάμεων διαμηκών ρουλεμάν από πεπερασμένα στοιχεία (FEA) και αναλυτικούς υπολογισμούς

	Ftot (N)	
	Analytically	FEA
A1 RH	1493	0
A1 LH	-2535	-2068
B1 RH	414	0
B1 LH	-1456	-2487
A2 RH	943	2539
A2 LH	-943	0

Ως επακόλουθο της συμπεριφοράς του μοντέλου που αναλύθηκε στην συμμετρική διαμήκη επιτάχυνση, είναι αναμενόμενο πως θα υπάρχουν σημαντικές διαφορές και στην ασύμμετρη περίπτωση ανάμεσα στα αποτελέσματα των πεπερασμένων στοιχείων και των αναλυτικών υπολογισμών. Η τάση όμως και η φορά των φορτίων, είναι σημαντικό να αναφερθεί πως κινείται πως την ίδια κατεύθυνση.

Διαστασιολόγηση Ρουλεμάν

Η διαστασιολόγηση των ρουλεμάν ήταν και ο βασικός σκοπός της ανάλυσης των φορτίων, τόσο με τους αναλυτικούς υπολογισμούς όσο και με τα πεπερασμένα στοιχεία, διότι αποτελούν βασικό παράγοντα που καθορίζει την χωροταξία του συστήματος και το μέγεθος τους μπορεί να καθορίσει πόσο χώρος υπάρχει διαθέσιμος για την περιστροφή του Subframe και του Chassis γύρω από το σχετικό τους τόξο.

Αρχικά στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται οι μέγιστες δυνάμεις που δέχεται κάθε ρουλεμάν, όπως αυτές προέκυψαν από τις διαφορετικές φορτίσεις και μεθόδους υπολογισμού.

Πλευρικά Ρουλεμάν:

Πίνακας 4-13 - Μέγιστες δυνάμεις πλευρικών ρουλεμάν

	Max Force [N]
A1	1054
B1	1067
A2	689
B2	689

Διαμήκη Ρουλεμάν:

Πίνακας 4-14 - Μέγιστες δυνάμεις διαμήκων ρουλεμάν

	Max Force [N]
A1	2700
B1	2706
A2	2539

Είναι σαφές πως τα συγκεκριμένα ρουλεμάν δεν λειτουργούν με τον παραδοσιακό τρόπο που είναι να έχουν διαρκή περιστροφή. Η λειτουργία του είναι περισσότερο στατική και για αυτό τον λόγο πρέπει να ανατρέξουμε στα χαρακτηριστικά του κατασκευαστή των ρουλεμάν που αφορούν την μέγιστη στατική δύναμη που επιτρέπεται να δεχτούν C_0 .

Για τα πλευρικά ρουλεμάν επιλέχθηκε η κατηγορία W 6001-2RS1 του κατασκευαστή SKF. Αποτελούν ρουλεμάν με σφαιρικά στοιχεία τύπου "Deer Groove" που παρέχει και αξονική αντίσταση ώστε να μην χρειάζεται η περαιτέρω στήριξη τους αξονικά. Επιπλέον έχουν επαρκή εσωτερική διάμετρος ώστε να χρησιμοποιηθεί κοχλίας που να αντέχει την φόρτιση που αναφέρθηκε.

Τα χαρακτηριστικά τους είναι τα ακόλουθα:

Πίνακας 4-15 - Χαρακτηριστικά πλευρικών ρουλεμάν

Εξωτερική διάμετρος	Do	=	28	mm
Εσωτερική διάμετρος	Di	=	12	mm
Πλάτος	B	=	8	mm
Static Load Rating	Co	=	2.36	kN
Μάζα	M	=	20	gr

Όμοια ρουλεμάν επιλέχθηκαν και για τα διαμήκη (62201-2RS1) , όμως δόθηκε έμφαση στην μεγαλύτερη αντοχή σε στατικό φορτίο, λόγω των υψηλότερων φορτίων. Η εσωτερική διάμετρος είναι λιγότερο σημαντική διότι ο κοχλίας που χρησιμοποιείται για την στήριξή τους είναι σε κατάσταση διπλής διάτμησης.

Πίνακας 4-16 - Χαρακτηριστικά διαμήκων ρουλεμάν

Εξωτερική διάμετρος	Do	=	32	mm
Εσωτερική διάμετρος	Di	=	12	mm
Πλάτος	B	=	10	mm
Static Load Rating	Co	=	3.1	kN
Μάζα	M	=	45	gr

4.6 Αξιολόγηση

Σε αυτήν την ενότητα θα γίνει μια προσπάθεια ποσοτικοποίησης των πλεονεκτημάτων και μειονεκτημάτων που έχει η γεωμετρία Double Chassis, σε σχέση με την κλασική γεωμετρία Double Wishbone. Αρχικά θα γίνει μια άμεση σύγκριση των μεγεθών των δύο οχημάτων και των χαρακτηριστικών της ανάρτησης, με απώτερο σκοπό τον υπολογισμό της διαφοράς στην απόδοση των οχημάτων μέσω ενός απλού μοντέλου που θα περιγραφεί στην συνέχεια.

Μάζα

Προκειμένου να γίνει μια δίκαιη σύγκριση ανάμεσα στις δύο γεωμετρίες είναι σημαντικό να υπολογιστεί η επιπλέον μάζα που θα χρειαζόταν, ώστε να γίνει εφικτό το σύστημα Double Chassis. Φυσικά, εκτός από την μάζα υπάρχουν και τα μεγέθη του κέντρου βάρους, της αεροδυναμικής απόδοσης καθώς και της δυσκαμψίας της κατασκευής που δέχονται μεταβολή. Αποφασίστηκε όμως, πως οι αλλαγές στα συγκεκριμένα μεγέθη είναι είτε μικρές, είτε είναι δύσκολο να ποσοτικοποιηθούν όσο αφορά την επίδραση τους στην απόδοση του μονοθεσίου και συνεπώς αγνοήθηκαν.

Στην συνέχεια παρουσιάζονται σε πίνακα οι μάζες των επιπλέον εξαρτημάτων για το σύστημα Double Chassis.

Πίνακας 4-17 - Πίνακας μάζας εξαρτημάτων συστήματος Double Chassis

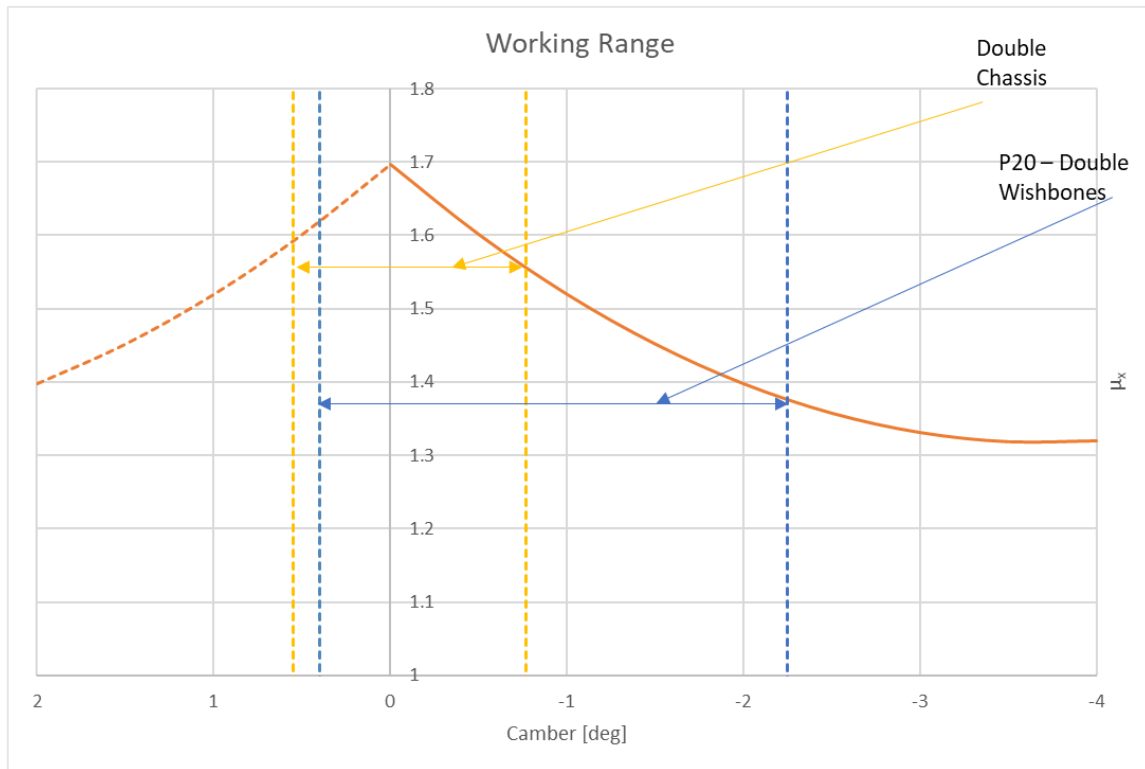
Part	Mass [g]
Double Chassis Inserts	240
Main Subframe	10177
Chassis Hanger	726
Side Bearings	160
Longitudinal Bearings	204
Rails	107
Springs	600
Sum	12214

Είναι σαφές πως αυτά τα κομμάτια αποτελούν μόνο ένα κομμάτι του συνολικού συστήματος, διότι ένα λεπτομερές σχέδιο θα απαιτούσε πολύ περισσότερα μικρά κομμάτια, τα οποία μόνο θα προσέθεταν βάρος στην κατασκευή. Θεωρείται όμως πως η εκτίμηση του συνολικού βάρους είναι καλή, διότι όπως φάνηκε και από τα πεπερασμένα στοιχεία όπου οι τάσεις ήταν σε πολύ χαμηλά επίπεδα, υπάρχει σημαντική προοπτική ελάττωσης της μάζας του κυρίως σώματος του Subframe.

Σημαντική είναι και η ποσοστιαία αύξηση της συνολικής μάζας του οχήματος. Σύμφωνα λοιπόν με τα στοιχεία που παρουσιάστηκαν για το P20 στο κεφάλαιο 2, από 210kg η μάζα του οχήματος αυξάνεται σε 213,2kg που αποτελεί 5.8% ποσοστιαία αύξηση. Συνυπολογίζοντας όμως το οδηγό (75kg) το ποσοστό αυτό μειώνεται σε 4.3% .

Διαμήκης Πρόσφυση

Όπως έχει ήδη αναφερθεί το εύρος λειτουργίας του οχήματος Double Chassis κατά την συνολική κίνηση της ανάρτησης του, είναι σε σημαντικά μικρότερες τιμές της γωνίας Camber, γεγονός που προσφέρει μεγαλύτερη πρόσφυση.



Σχήμα 4-38 - Σύγκριση εύρους λειτουργίας γεωμετρίας P20 και Double Chassis

Προκειμένου όμως να υπολογιστεί με ακρίβεια η διαφορά στην μέγιστη δυνατή διαμήκη πρόσφυση χρειάζεται να ακολουθηθεί η ακόλουθη επαναληπτική διαδικασία.

1. Αρχική τιμή διαμήκους επιτάχυνσης «α»
2. Υπολογισμός διαμήκους μεταφοράς βάρους και συνολικών κατακόρυφων φορτίων με τις ακόλουθες σχέσεις:

$$\Delta F_z = a * m_{tot} * \frac{h_{CoG}}{WB} \quad (4.15)$$

$$F_{z,front} = F_{z,front static} + F_{aero,front} + \Delta F_z \quad (4.16)$$

$$F_{z,rear} = F_{z,rear static} + F_{aero,rear} - \Delta F_z \quad (4.17)$$

3. Υπολογισμός συντελεστή τριβής με βάση το κατακόρυφο φορτίο « μ_z »
4. Υπολογισμός γωνίας Camber με βάση κατάλληλο πίνακα για κάθε γεωμετρία που εξαρτάται από το κατακόρυφο φορτίο και συνεπώς την κατακόρυφη μετατόπιση κάθε τροχού.
5. Υπολογισμός συντελεστή τριβής με βάση την γωνία Camber « μ_c »
6. Υπολογισμός συνολικού συντελεστή τριβής « μ_{tot} »
7. Υπολογισμός μέγιστης διαμήκους διαθέσιμης δύναμης με την χρήση των ακόλουθων σχέσεων:

$$F_{x,front} = F_{z,front} * \mu_{tot,front} \quad (4.18)$$

$$F_{x,rear} = F_{z,rear} * \mu_{tot,rear} \quad (4.19)$$

$$F_x = F_{x,front} + F_{x,rear} \quad (4.20)$$

8. Υπολογισμός διαμήκους επιτάχυνσης ως:

$$a = \frac{F_x}{m_{tot}} \quad (4.21)$$

9. Επανάληψη διαδικασίας

Αρχικές συνθήκες:

Όπως καθορίστηκε και στην προηγούμενη ενότητα, για τον προσδιορισμό της μέγιστης διαμήκους επιτάχυνσης επιλέγεται η ταχύτητα του μονοθεσίου ίση με 90km/h, η οποία όπως έχει προκύψει από δεδομένα είναι μια συνθήκη ταχύτητα στο τέλος μιας ευθείας και πριν από κατάσταση πέδησης

Αποτελέσματα P20 -Double Wishbones

Πίνακας 4-18 - Πίνακας επαναληπτικής διαδικασίας για υπολογισμό μέγιστης διαμήκους επιτάχυνσης με γεωμετρία Double Wishbone – P20

	a [m/s ²]	Front			Rear		
		Fz [N]	camber [deg]	μ_{tot}	Fz [N]	camber [deg]	μ_{tot}
Αρχική τιμή	9.81	2588	-1.228	1.403	1902	-0.894	1.447
Επανάληψη 1	22.48	3208	-1.436	1.283	1282	-0.432	1.616
Επανάληψη 2	21.70	3170	-1.423	1.290	1320	-0.458	1.612
Επανάληψη 3	21.80						

Αποτελέσματα Double Chassis

Πίνακας 4-19 - Πίνακας επαναληπτικής διαδικασίας για υπολογισμό μέγιστης διαμήκους επιτάχυνσης με γεωμετρία Double Chassis

	a [m/s ²]	Front			Rear		
		Fz [N]	camber [deg]	μ_{tot}	Fz [N]	camber [deg]	μ_{tot}
Αρχική τιμή	9.81	2668	-0.228	1.546	1947	-0.878	1.447
Επανάληψη 1	23.32	3360	-0.341	1.408	1255	-0.367	1.625
Επανάληψη 2	22.75	3330	-0.336	1.414	1284	-0.387	1.621
Επανάληψη 3	22.81						

Παρατηρήσεις:

- Το συνολικό συνδυασμένο βάρος των δύο αξόνων είναι μεγαλύτερο στην δεύτερη περίπτωση, διότι έχει συνυπολογιστεί το επιπλέον βάρος που υπολογίστηκε στην προηγούμενη ενότητα. Η κατανομή του βάρους επιλέχθηκε να μην διαφοροποιηθεί, διότι σε περίπτωση σχεδιασμού ενός μονοθεσίου, το επιπλέον βάρος στον εμπρός άξονα θα είχε αντισταθμιστεί με κατάλληλη μεταφορά των αξόνων κατά τον άξονα χ.
- Είναι σαφές πως το πλεονέκτημα προέρχεται όλο από τον εμπρός άξονα, ο οποίος όμως έχει και την μεγαλύτερη συμβολή στην παραγωγή πέδησης λόγω της μεταφοράς βάρους.
- Το συνολικό όφελος υπολογίζεται ως ποσοστό 4.6%

Πλευρική Πρόσφυση

Όμοια με την διαμήκη πρόσφυση έχει αναφερθεί πως το όχημα λειτουργεί σε πολύ καλύτερο εύρος της γωνίας Camber με την αύξηση της πλευρικής επιτάχυνσης, όπως υπενθυμίζεται από το παρακάτω διάγραμμα.

Προκειμένου όμως και πάλι να ποσοτικοποιηθεί με ακρίβεια το όφελος στην κατάσταση μέγιστης πλευρικής επιτάχυνσης ακολουθείται η ακόλουθη διαδικασία.

Double Wishbones:

1. Αρχική τιμή ταχύτητας οχήματος.
2. Υπολογισμός πλευρικής επιτάχυνσης «α» για δεδομένη ακτίνα στροφής.
3. Υπολογισμός πλευρικής μεταφοράς βάρους μέσω των σχέσεων που αναλύθηκαν στην ενότητα 4
4. Υπολογισμός συνολικών κατακόρυφων φορτίων στους τροχούς
5. Υπολογισμός κατακόρυφης μετατόπισης άξονα λόγω Heave
6. Υπολογισμός κλίσης Chassis λόγω πλευρικής επιτάχυνσης
7. Υπολογισμός συνολικής μετατόπισης των τεσσάρων τροχών του οχήματος.
8. Υπολογισμός γωνίας Camber με βάση κατάλληλο πίνακα για κάθε γεωμετρία που εξαρτάται από την κατακόρυφη μετατόπιση κάθε τροχού.
9. Υπολογισμός συντελεστή τριβής με βάση το κατακόρυφο φορτίο «μ_z»
10. Υπολογισμός συντελεστή τριβής με βάση την γωνία Camber «μ_c»
11. Υπολογισμός μέγιστης πλευρικής διαθέσιμης δύναμης με την χρήση των ακόλουθων σχέσεων:

$$F_{x,front,o} = F_{z,front,o} * \mu_{tot,front,o} \quad (4.22)$$

$$F_{x,front,i} = F_{z,front,i} * \mu_{tot,front,i}$$

$$F_{x,rear,o} = F_{z,rear,o} * \mu_{tot,rear,o}$$

$$F_{x,rear,i} = F_{z,rear,i} * \mu_{tot,rear,i}$$

$$F_x = F_{x,front,o} + F_{x,front,i} + F_{x,rear,o} + F_{x,rear,i} \quad (4.23)$$

12. Σύγκριση με την πλευρική δύναμη που απαιτείται για την συγκεκριμένη πλευρική επιτάχυνση.
13. Αύξηση ταχύτητας οχήματος και επανάληψη διαδικασίας, μέχρι η απαιτούμενη πλευρική δύναμη να ξεπεράσει την διαθέσιμη πλευρική δύναμη.

Double Chassis

1. Αρχική τιμή ταχύτητας οχήματος.
2. Υπολογισμός πλευρικής επιτάχυνσης «α» για δεδομένη ακτίνα στροφής.
3. Υπολογισμός πλευρικής μεταφοράς βάρους μέσω των σχέσεων που αναλύθηκαν στην ενότητα 4
4. Υπολογισμός συνολικών κατακόρυφων φορτίων στους τροχούς
5. Υπολογισμός κατακόρυφης μετατόπισης άξονα λόγω Heave
6. Υπολογισμός συνολικής μετατόπισης των τεσσάρων αξόνων του οχήματος.

7. Υπολογισμός γωνίας Camber με βάση κατάλληλο πίνακα για κάθε γεωμετρία που εξαρτάται από την κατακόρυφη μετατόπιση κάθε τροχού.
8. Υπολογισμός γωνίας Camber του εμπρός άξονα με βάση την πλευρική επιτάχυνση
9. Υπολογισμός συνολικής γωνίας Camber του άξονα
10. Υπολογισμός συντελεστή τριβής με βάση το κατακόρυφο φορτίο «μ_z»
11. Υπολογισμός συντελεστή τριβής με βάση την γωνία Camber «μ_c»
12. Υπολογισμός μέγιστης πλευρικής διαθέσιμης δύναμης με την χρήση των ακόλουθων σχέσεων:

$$F_{x,front,o} = F_{z,front,o} * \mu_{tot,front,o} \quad (4.24)$$

$$F_{x,front,i} = F_{z,front,i} * \mu_{tot,front,i}$$

$$F_{x,rear,o} = F_{z,rear,o} * \mu_{tot,rear,o}$$

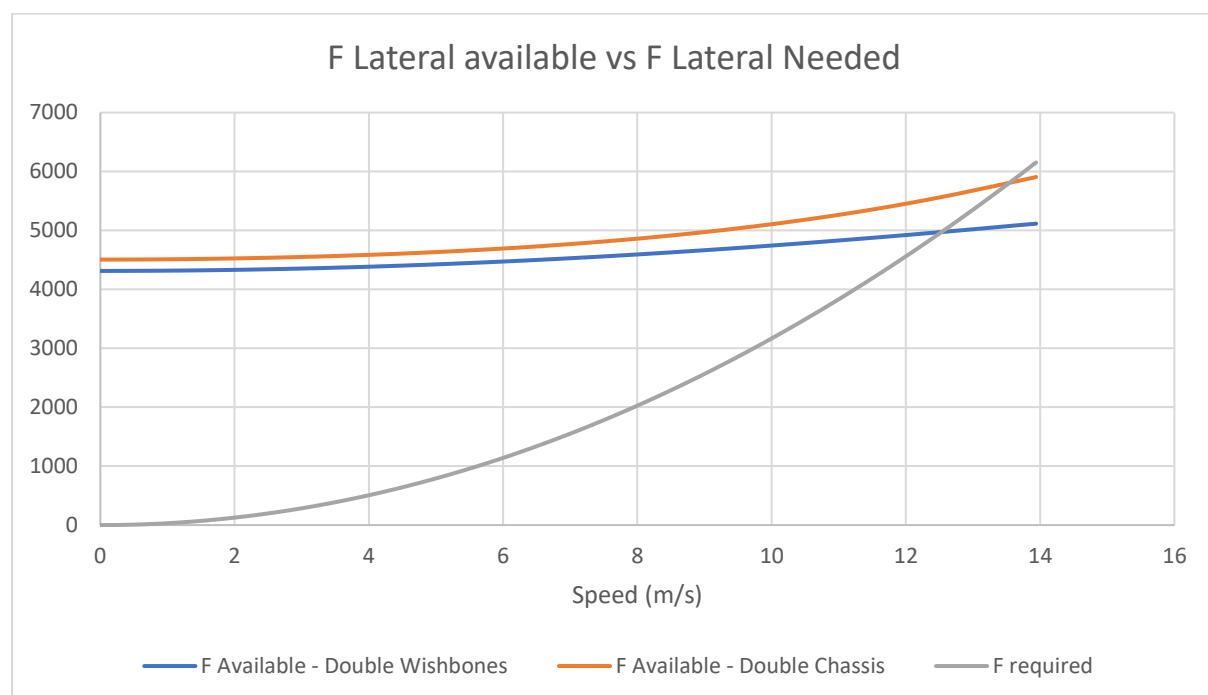
$$F_{x,rear,i} = F_{z,rear,i} * \mu_{tot,rear,i}$$

$$F_x = F_{x,front,o} + F_{x,front,i} + F_{x,rear,o} + F_{x,rear,i} \quad (4.25)$$

13. Σύγκριση με την πλευρική δύναμη που απαιτείται για την συγκεκριμένη πλευρική επιτάχυνση.
14. Αύξηση ταχύτητας οχήματος και επανάληψη διαδικασίας, μέχρι η απαιτούμενη πλευρική δύναμη να ξεπεράσει την διαθέσιμη πλευρική δύναμη.

Αποτελέσματα

Στο παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζονται οι παραπάνω υπολογισμοί για ακτίνα στροφής 9m, η οποία αντιστοιχεί και στο αγώνισμα Skidpad που αξιολογεί την καθαρή ικανότητα του μονοθεσίου για πλευρική επιτάχυνση.



Σχήμα 4-39 - Εύρεση ορίου πλευρικής πρόσφυσης για γεωμετρία P20 και Double Chassis για δεδομένη ακτίνα στροφής.

Παρατηρήσεις:

- Είναι σαφές πως με την γεωμετρία Double chassis το μονοθέσιο είναι ικανό να ολοκληρώσει την εν λόγω στροφή με μεγαλύτερη ταχύτητα, έως ότου φτάσει στο όριο της πρόσφυσης.
- Για την ακρίβεια το σημείο τομής για την γεωμετρία Double Wishbones είναι 12.54m/s (45.1km/h), ενώ της γεωμετρίας Double Chassis 13.14 m/s (47.3km/h). Αύξηση 4.8% .
- Είναι σαφές πως με την αύξηση της ταχύτητας (άρα και το κατακόρυφου αεροδυναμικού φορτίου) η γεωμετρία Double Chassis εκμεταλλεύεται πολύ καλύτερα την διαθέσιμη δύναμη.

Φθορά ελαστικού

Είναι γνωστό πως η μελέτη της φθοράς ενός ελαστικού είναι ένα πολυδιάστατο πρόβλημα, το οποίο εξαρτάται από πολλές παραμέτρους όπως:

- Θερμοκρασία περιβάλλοντος
- Θερμοκρασία ελαστικών
- Πίεση ελαστικών
- Σκληρότητα γόμας
- Τραχύτητα οδοστρώματος
- Ικανότητα πρόσφυσης οδοστρώματος
- Χαρακτηριστικά Οχήματος
- Κινηματική Ανάρτησης
- Χαρακτηριστικά κατασκευής ελαστικού

Είναι σαφές πως με το σύστημα Double Chassis, μπορεί να ελεγχθεί και να επηρεαστεί μόνο μία από τις παραπάνω παραμέτρους που αναφέρθηκαν (κινηματική) και συνεπώς δεν υπάρχει κάποιο όφελος στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας να γίνει ποσοτική σύγκριση.

Αντίθετα, μπορεί να εκτιμηθεί ποιοτικά πως η γεωμετρία Double Chassis έχει μόνο θετικό πρόσημο στην φθορά του ελαστικού, διότι:

- Το ελαστικό λειτουργεί για μεγαλύτερο χρονικό διάστημα σε “μηδενική” Camber
- Το ελατήριο Roll Spring του αμαξώματος, που ορίζει την ποιότητα της ανάρτησης στην αντιμετώπιση ανωμαλιών του οδοστρώματος στον ένα τροχό, είναι πιο μαλακό από την γεωμετρία P20, το οποίο είναι και το επιθυμητό αποτέλεσμα
- Η γωνία Caster είναι μικρότερη από την αντίστοιχη γωνία στο μονοθέσιο P20, γεγονός που ελαττώνει την φθορά του ελαστικού με την είσοδο γωνίας τιμονιού.

5. Συμπεράσματα και Προτάσεις

Η παρούσα διπλωματική εργασία αποτελεί την μελέτη και συνεπώς την απόδειξη της προτεινόμενης λύσης του συστήματος Double Chassis για τον έλεγχο της γωνίας Camber του τροχού ενός οχήματος.

Είναι σαφές από τα αποτελέσματα, ότι σε μια εφαρμογή αγωνιστικού πρόσημου, όπως είναι το μονοθέσιο Formula Student, η γεωμετρία Double Chassis έχει ξεκάθαρα πλεονεκτήματα συνολικά, διότι είναι γνωστό πως ο παράγοντας «πρόσφυση ελαστικού» είναι η αρχή και το τέλος ενός τέτοιου οχήματος. Συνεπώς, η άμεση αύξηση της πρόσφυσης του ελαστικού, δείχνει να ξεπερνά όποια προβλήματα φαίνονται να δημιουργούνται, κυρίως από το επιπλέον βάρος κατασκευής.

Επιπλέον, μέσω των δευτερευόντων συμπερασμάτων που προέκυψαν από την εφαρμογή του συστήματος, γίνεται αντιληπτό πως η γεωμετρία μπορεί να βρει εφαρμογή και σε περιπτώσεις οχημάτων που δεν έχουν ως βασικό άξονα την απόδοση, αλλά πιθανόν την φθορά των ελαστικών και την άνεση.

Το ξεκάθαρο μειονέκτημα του συστήματος Double Chassis, είναι φυσικά η πολυπλοκότητα του. Αυτή μπορεί να εντοπιστεί και στον λεπτομερή μηχανολογικό σχεδιασμό που απαιτείται για την πλήρη υλοποίηση του συστήματος, όσο και στην πιθανή λειτουργία και ρύθμιση του οχήματος με τις παραμέτρους της εν λόγω γεωμετρίας.

Ως μελλοντική προτεραιότητα λοιπόν, είναι σαφές πως πρέπει να καταβληθεί προσπάθεια ώστε να γίνει ο λεπτομερής σχεδιασμός της συγκεκριμένης ή μιας παρόμοιας γεωμετρίας Double Chassis και να κατασκευαστεί, ώστε να επαληθευτούν πειραματικά τα αποτελέσματα και συμπεράσματα της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Επιπρόσθετα, θεωρείται ενδιαφέρον θέμα η εφαρμογή και ανάλυση της συγκεκριμένης γεωμετρίας στον κινητήριο άξονα ενός οχήματος, καθώς και η εύρεση κατάλληλης λύσης για την μετάδοση της ισχύος σε περίπτωση τοποθέτησης της κινητήριας μονάδας στο κυρίως αμάξωμα.

Βιβλιογραφία

- [1] Deo, H. V. (2007). *Axiomatic Design of Customizable Automotive Suspension Systems*. MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY.
- [2] FSG Rules. (2020).
- [3] Liu, Y. (2010, January). Recent Innovations in Vehicle Suspension Systems.
- [4] Milliken, W. &. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE Publications.
- [5] Orton, K. (1994).
- [6] Sincere, S. M. (1998). Short-Long Arm Suspension System Non-Linearities and Analysis. Motorsports Engineering Conference Proceedings.
- [7] Uil, R. (2007). Tyre models for steady-state vehicle handling analysis.
- [8] Weiss, W. (2001).
- [9] Yu, M., Arana, C., & Evangelou, S. (2017, November). Quarter-Car Experimental Study for Series Active Variable Geometry Suspension.
- [10] ΘΕΟΣ, Β. (2020). Μοντελοποίηση Ελαστικών Αγωνιστικού Μονοθεσίου FSAE με Χρήση της Magic Formula. ΑΘΗΝΑ.
- [11] Τσιαπάρας, Ά. (2016). Ανάλυση Προσέγγισης Σχεδιασμού Συστήματος Ανάρτησης. Αθήνα.
- [12] <https://suspensionsecrets.co.uk/>. (2021).
- [13] <https://www.enggautopedia.com/>. (2021).
- [14] <https://www.hoosiertire.com/>. (2021).
- [15] <https://www.sciencedirect.com/>. (2021).
- [16] <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/axle-height/>. (2021).
- [17] <https://www.suspensiondesigner.com/>. (2021).

