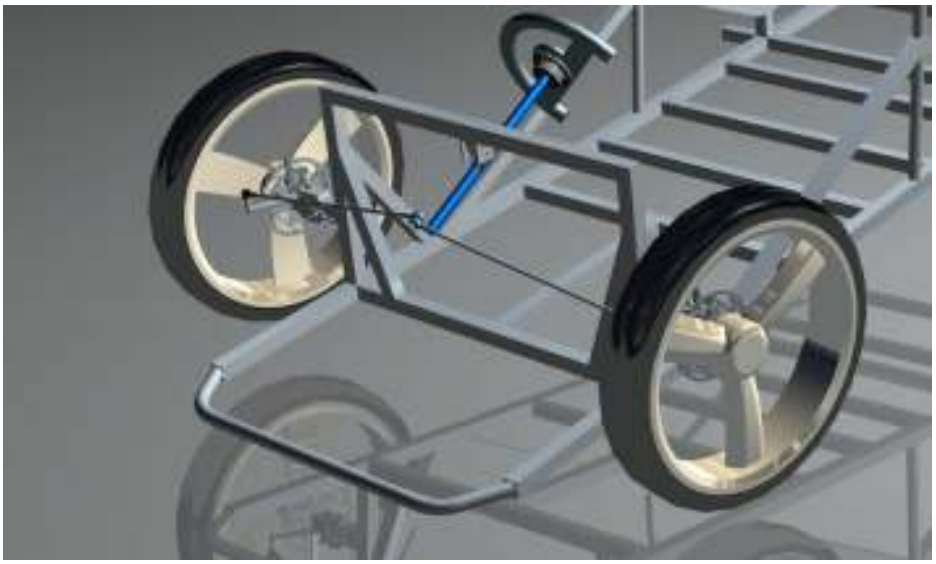
ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ ΚΡΗΤΗΣ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ & ΔΙΟΙΚΗΣΗΣ

Διπλωματική εργασία

«Σχεδίαση, μελέτη και κατασκευή συστήματος διεύθυνσης για το όχημα ER10»



Παππάς Αναστάσιος

Επιβλέπων Καθηγητής: Τσουρβελούδης Νικόλαος

ΧΑΝΙΑ 2010

Περιεχόμενα

Εισαγωγή…… 4
Κεφάλαιο 1:Εισαγωγικά Στοιχεία…… 5
1.1Σκοπός…….....5
1.2 Διατύπωση του προβλήματος…….....5
1.3 Επιστημονική μεθοδολογία……5
1.4 Περίληψη αποτελεσμάτων……..6
1.5 Δομή εργασίας.....6
Κεφάλαιο 2 : Συστήματα Διευθύνσεως……7
2.1 Γενικά…….. 7
2.2 Συστήματα διεύθυνσης αυτοκινήτων……7
2.2.1 Διάταξη κρεμαγιέρας…… 7
2.2.2 Υδραυλικά συστήματα…….. 8
2.2.3 Ήλεκτρο-υδραυλικά συστήματα…….....9
2.2.4 Σύστημα Drive-by-Wire…….....9
2.3 Συστήματα διευθύνσεων οχημάτων καρτ…… 9
Κεφάλαιο 3 : Γεωμετρίες Συστημάτων Διευθύνσεως…… 11
3.1 Γεωμετρίες και γωνίες τροχών στα συστήματα διεύθυνσης.....11
3.1.1 Γενικά…… 11
3.1.2 Γωνία Camber……..... 11
3.1.3 Γωνία βασιλικού πείρου(kingpin inclination-KPI)……13
3.1.4 Γωνία Caster……..... 14
3.1.5 Γωνίες σύγκλισης-απόκλισης……19
3.2 Η έννοια της γωνίας ολίσθησης……16
3.3 Υπερστροφή και υποστροφή……17
3.4 Ακτίνα στροφής – Γεωμετρία του Ackerman……18
3.5 Σχεδιασμός γεωμετρίας διευθύνσεων……..20
3.5.1 Διεύθυνση Ackerman……20
3.5.2 Παράλληλη πηδαλιούχηση……22
3.5.3 Αντίστροφη γεωμετρία Ackerman (Anti – Ackerman)……....22
Κεφάλαιο 4 : Σύστημα Διεύθυνσης του ER10……23
4.1 Το σύστημα διεύθυνσης του ER10……23
4.1.1 Γενικά…… 23
4.2 Γεωμετρίες διευθύνσεων και τροχών ER10……24
4.2.1 Γωνία Camber ER10……24
4.2.2 Γωνία βασιλικού πείρου (kingpin) ER10……25
4.2.3. Γωνία Caster ER10……..25
4.3 Γεωμετρία πηδαλιούχησης ER10-Υπολογισμοί γωνιών.……25
4.4 Εξαρτήματα του συστήματος διευθύνσεως του οχήματος ER10…..27
4.4.1 Βάση ψαλιδιού……27
4.4.2 Ψαλίδι…… 28
4.4.3 Ακρόμπαρο…… 28
4.4.4 Ημιαξόνιο τροχού……29
4.4.5 Βάση δαγκάνας δισκοφρένου……29
4.4.6 Τιμόνι ,πλήμνη τιμονιού και κολόνα διευθύνσεως……30
4.4.7 Λοιπά εξαρτήματα……30
Κεφάλαιο 5 : Φορτίσεις……31
5.1 Φορτίσεις – Γενικά…… 31
5.1.1 Στατική φόρτιση……....31

5.1.2 Υπολογισμός κέντρου βάρους..... 31
5.1.3 Δυναμική φόρτιση.....33
Κεφάλαιο 6 : Μελέτη Αντοχής.....43
6.1 Γενικά..... 43
6.2 Έλεγχος..... 44
6.2.1 Συντελεστής Ασφαλείας..... 44
6.2.2 Αντοχή και Παραμόρφωση.....44
6.3 ΘΕΩΡΗΤΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ.....44
6.3.1 Η Μέθοδος των Πεπερασμένων Στοιχείων.....44
6.3.2 Τύποι Στοιχείων Μοντελοποίησης..... 47
6.3.3 Θεωρίες Αστοχίας 47
6.4 Μοντελοποίηση.....49
6.4.1 Δημιουργία του Πλέγματος.....49
6.4.2 Επιλογή Στοιχείων.....50
6.4.3 Επιλογή Υλικού 50
6.5 Μελέτη αντοχής εξαρτημάτων..... 52
6.5.1 Μελέτη ψαλιδιού και άξονα – Πρώτη σχεδίαση..... 52
6.5.2 Μελέτη ψαλιδιού και άξονα – Τελική σχεδίαση.....55
6.5.3 Μελέτη βάση δαγκάνας δισκοφρένου- Πρώτη σχεδίαση.....57
6.5.4 Μελέτη βάση δαγκάνας δισκοφρένου- Τελική σχεδίαση..... 59
6.5.5 Μελέτη βάσης ψαλιδιού – Πρώτη σχεδίαση 60
6.5.6 Μελέτη βάσης ψαλιδιού –Τελική σχεδίαση 61
Κεφάλαιο 7 : Συμπεράσματα και μελλοντικές προτάσεις.....64
7.1 Συμπεράσματα.....64

Βιβλιογραφία..... 65

Παράρτημα «Κατασκευαστικά σχέδια»..... 66

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η εργασία αυτή έχει ως σκοπό το σχεδιασμό, μελέτη και κατασκευή συστήματος διεύθυνσης για το όχημα ER10, ενός ηλεκτρικού οχήματος πόλης που κατασκευάστηκε και εξελίσσεται στο Πολυτεχνείο Κρήτης. Για τη σχεδίαση αρχικά πραγματοποιείται ολοκληρωμένη έρευνα στην οποία προσδιορίζονται όλα τα συστήματα διευθύνσεων παρόμοιων οχημάτων αυτού του τύπου καθώς και οι τρόποι κατασκευής τους. Η έρευνα αυτή χρησιμοποιείται ως βάση πληροφοριών για την εξαγωγή των αρχικών προδιαγραφών του συστήματος διεύθυνσης του οχήματος. Μελετώντας δηλαδή τα βασικά χαρακτηριστικά παρόμοιων οχημάτων και λαμβάνοντας υπόψη τις ανάγκες και τα επιθυμητά χαρακτηριστικά του κατασκευαζόμενου οχήματος πραγματοποιείται η σχεδίαση αυτού με τη βοήθεια εξειδικευμένου σχεδιαστικού πακέτου, και παρουσιάζονται τα σχέδια των βασικών τμημάτων της κατασκευής σε τρισδιάστατη απεικόνιση. Στο επόμενο στάδιο πραγματοποιούνται οι απαραίτητοι υπολογισμοί/έλεγχοι από τους οποίους προκύπτουν τα χαρακτηριστικά του προϊόντος με βάση το σχεδιασμό, τα οποία συγκρίνονται με τις αρχικές προδιαγραφές. Τέλος, γίνεται ανάλυση των φορτίσεων/τάσεων που δέχεται στα ακραία διάφορα σενάρια καταπόνησης με τη μέθοδο των Πεπερασμένων Στοιχείων και επανασχεδιάζονται τα τμήματα που παρουσιάζουν ατέλειες και επιδέχονται βελτίωσης πιστοποιείται έτσι τη ορθότητα των επιλογών της σχεδίασης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: Εισαγωγικά Στοιχεία

1.1 ΣΚΟΠΟΣ

Η εργασία αυτή έχει ως σκοπό το σχεδιασμό, μελέτη και κατασκευή συστήματος διεύθυνσης για το όχημα ER10, ενός ηλεκτρικού οχήματος πόλης το οποίο συμμετέχει στον Μαραθώνιο Οικονομίας της Shell (SEM) στην κατηγορία αυτοκινήτου πόλεως. Το σύστημα διεύθυνσης αυτό πρέπει :

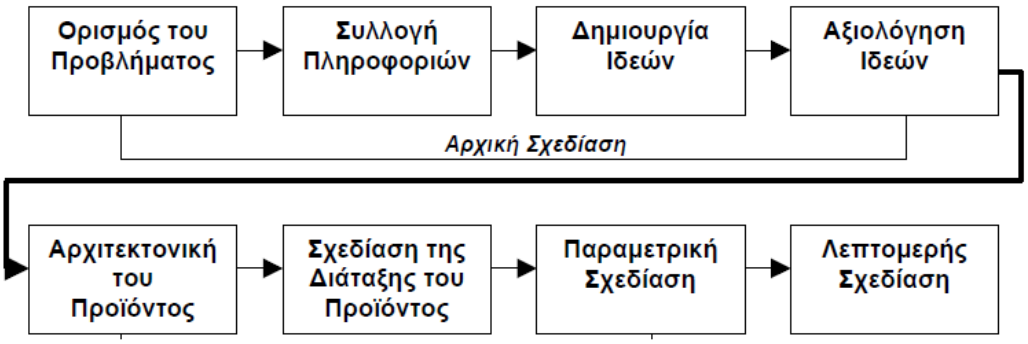
i. Να στρέφει το όχημα με ακρίβεια τηρώντας τις βασικές αρχές σχεδίασης ενώ ταυτόχρονα να διατηρεί χαμηλό βάρος
ii. Να αντέχει τις φορτίσεις (στατικές και δυναμικές)
iii. Να ελαχιστοποιεί τις τριβές

1.2 ΔΙΑΤΥΠΩΣΗ ΤΟΥ ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΟΣ

Για την σχεδίαση ενός τέτοιου συστήματος απαιτείται η ικανοποίηση των περιορισμών που αφορούν την ορθή λειτουργία του. Οι περιορισμοί αυτοί ορίζονται από την αποδοτικότητα και την αντοχή του κατά την χρήση και έχουν άμεση επίδραση σε όλες τις κατασκευαστικές λεπτομέρειες της σχεδίασης. Έτσι η διατύπωση του προβλήματος διαμορφώνεται με την ακόλουθη πρόταση: “Να σχεδιαστεί και να κατασκευαστεί ένα αποτελεσματικό και αποδοτικό σύστημα διεύθυνσης και να ελεγχθεί η αντοχή του”. Ο έλεγχος της αντοχής θα γίνει με χρήση εξειδικευμένου λογισμικού ανάλυσης πεπερασμένων στοιχείων.

1.3 ΕΠΙΣΤΗΜΟΝΙΚΗ ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ

Για την επίλυση του προβλήματος ακολουθήθηκε συγκεκριμένη μεθοδολογία ανάπτυξης νέου προϊόντος και με βάση αυτήν ορίστηκαν τα βήματα της σχεδίασης. Τα στάδια παρουσιάζονται στην Εικόνα 1.1



Εικόνα 1.1 Μεθοδολογία ανάπτυξης προϊόντος

Ο *Ορισμός του Προβλήματος* αποτελεί τον οδηγό της μελέτης και συνοψίζεται σε όσα αναφέρονται στην παραπάνω παράγραφο.

Η *Συλλογή Πληροφοριών* είναι πολύ σημαντικό κομμάτι της ανάπτυξης, καθώς μέσα από αυτήν στοιχειοθετείται η υπάρχουσα τεχνολογία, προσδιορίζονται τα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα των υπαρχόντων προϊόντων και εντοπίζεται η κατάσταση της αγοράς.

Στη φάση της *Δημιουργίας Ιδεών*, πραγματοποιείται η εξαγωγή ιδεών για την σχεδίαση του και στη συνέχεια αξιολογούνται όλες οι προτάσεις με βάση τις απαιτήσεις που προκύπτουν. Λόγω της φύσης του προϊόντος, κατά την αξιολόγηση είναι απαραίτητος ο έλεγχος της αντοχής της προτεινόμενης σχεδίασης. Οι προσομοιώσεις πραγματοποιούνται με τη βοήθεια ειδικού λογισμικού σε ηλεκτρονικό υπολογιστή. Τα επόμενα στάδια της Εικόνας 1.1, δηλαδή αυτά που περιλαμβάνονται στην *Πραγματοποίηση Σχεδίασης*, υλοποιούνται κατά την δημιουργία του πρωτοτύπου του προϊόντος.

Τέλος στο *Λεπτομερή Σχεδιασμό*, καθορίζεται η γεωμετρία του προϊόντος, με όλες τις διαστάσεις, τα υλικά και τις ανοχές όλων των εξαρτημάτων του προϊόντος.

Σε όλη την διάρκεια ανάπτυξης του νέου προϊόντος χρησιμοποιήθηκε ειδικό λογισμικό σχεδίασης (Pro/E Wildfire 2.0) καθώς και εξειδικευμένο λογισμικό ανάλυσης πεπερασμένων στοιχείων (Ansys v10) για τον έλεγχο της αντοχής των εξαρτημάτων του οχήματος σε ακραίες συνθήκες καταπόνησης. Με βάση τα αποτελέσματα των πειραμάτων πιστοποιήθηκε η ασφάλεια λειτουργίας της κατασκευής, κάτω από συγκεκριμένες συνθήκες καταπόνησης.

1.4 ΠΕΡΙΛΗΨΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

Τα προτεινόμενα σχέδια των επιμέρους κομματιών του οχήματος υπεβλήθησαν σε συγκεκριμένες συνθήκες καταπόνησης, επανασχεδιάστηκαν ώστε να βελτιωθούν οι αντοχές του και να κυμαίνονται σε επιτρεπτά επίπεδα και επαναλήφθηκαν ξανά πειράματα καταπόνησης, ώσπου πιστοποιήθηκε η σωστή ανταπόκριση τους. Τελικά προέκυψαν εξαρτήματα ικανά να αντεπεξέλθουν στις συνθήκες λειτουργίας του οχήματος.

1.5 ΔΟΜΗ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Η εργασία είναι οργανωμένη με τον ακόλουθο τρόπο:

Στο Κεφάλαιο 2 πραγματοποιείται έρευνα ώστε να συλλεχθούν πληροφορίες για τα τεχνολογικά χαρακτηριστικά των συστημάτων διεύθυνσης των επιβατικών αυτοκινήτων καθώς και μικρών οχημάτων όπως καρτ κτλ.

Στο Κεφάλαιο 3, περιγράφονται γενικά στοιχεία των γεωμετριών των συστημάτων διεύθυνσης και των τροχών μέσω του οποίου στοιχειοθετούνται οι ανάγκες του οχήματος ER10.

Στο Κεφάλαιο 4, παρουσιάζεται η σχεδίαση των εξαρτημάτων και εξηγούνται οι επιλογές συγκεκριμένων τεχνικών και τεχνολογικών χαρακτηριστικών αυτού με τρισδιάστατη απεικόνιση.

Στο Κεφάλαιο 5 υπολογίζονται οι φορτίσεις των εξαρτημάτων και γίνεται ανάλυση στατικής μηχανικής.

Στο Κεφάλαιο 6 γίνεται μελέτη αντοχής με την μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων και γίνεται επανασχεδίαση μέχρι το τελικό προϊόν.

Στο Κεφάλαιο 7 παρουσιάζονται τα συμπεράσματα που προκύπτουν από την εργασία αυτή καθώς και οι μελλοντικές προτάσεις της.

Τέλος παρατίθεται η χρησιμοποιούμενη βιβλιογραφία της εργασίας αυτής.

Στο Παράρτημα «Κατασκευαστικά Σχέδια», δίνονται λεπτομερή μηχανολογικά σχέδια του οχήματος και των επιμέρους τμημάτων του.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: Συστήματα Διεύθυνσης

2.1 ΓΕΝΙΚΑ

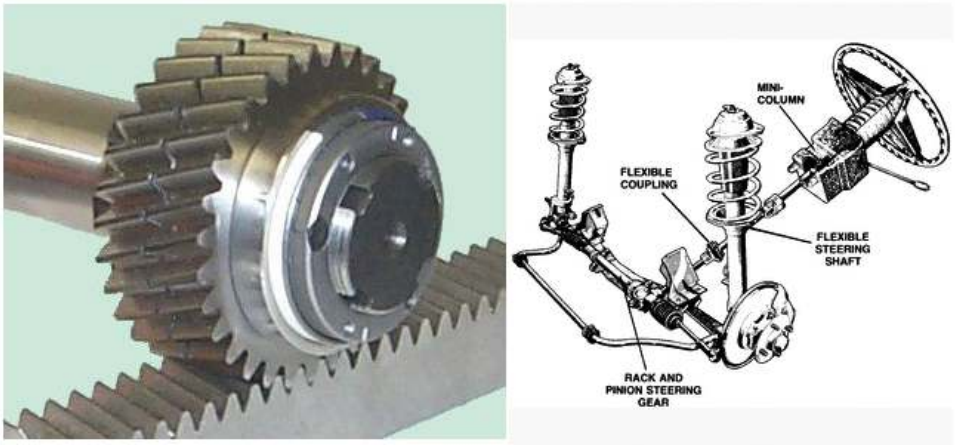
Σύστημα διεύθυνσης ονομάζουμε ένα σύνολο μηχανικών, ηλεκτρικών και ηλεκτρονικών μερών και συνδέσμων που επιτρέπουν σε ένα όχημα (αυτοκίνητο, μοτοσικλέτα, ποδήλατο, πλοίο κτλ) να ακολουθήσει την επιθυμητή πορεία του χειριστή/χρήστη του. Εξαίρεση αποτελούν τα τραίνα τα οποία ακολουθούν προδιαγεγραμμένη σιδηροτροχιά.

Ένα από τα σημαντικότερα μέρη του αυτοκινήτου είναι αναμφισβήτητα και το σύστημα διεύθυνσης. Είναι αξιοσημείωτο το γεγονός ότι αν και ερχόμαστε καθημερινά (έστω και με έμμεσο τρόπο) σε επαφή μαζί του η απροβλημάτιστη και συνάμα αξιόπιστη λειτουργία του το κάνει να περνά απαρατήρητο από όλους μας. Ωστόσο, η ύπαρξη του εν λόγω συστήματος ταυτίζεται με την γένεση των πρώτων τετράτροχων οχημάτων αφού χωρίς κάποιου συστήματος διεύθυνσης δεν νοείται η αλλαγή κατεύθυνσης ενός οχήματος.

2.2 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΔΙΕΥΘΥΝΣΗΣ ΑΥΤΟΚΙΝΗΤΩΝ

2.2.1 Διάταξη κρεμαγιέρας

Τα συστήματα διεύθυνσης που χρησιμοποιούνται στην συντριπτική πλειοψηφία έχουν διάταξη κρεμαγιέρας. Η αρχή λειτουργίας της κρεμαγιέρας βασίζεται σε ένα γρανάζι συνήθως με ελικοειδή οδόντωση, το οποίο κινεί έναν οδοντωτό κανόνα μετατρέποντας την περιστροφική κίνηση σε γραμμική. Όταν ο οδηγός περιστρέφει το τιμόνι δεξιά ή αριστερά ανάλογα κινείται και το γρανάζι με πολλαπλάσια ωστόσο ροπή εξαιτίας της σχέσης μετάδοσης. Η γραμμική πλέον κίνηση μετακινεί τον κανόνα δεξιά ή αριστερά αλλάζοντας την κατεύθυνση των τροχών των οποίων οι πλήμνες είναι αρθρωμένες με τα ακρόμπαρα και αυτά με την σειρά τους στα άκρα της κρεμαγιέρας.



Εικόνα 2.1 Διάταξη κρεμαγιέρας

Σε κάθε περίπτωση η ανταπόκριση του τιμονιού καθορίζεται από την σχέση μετάδοσης που έχει επιλέξει ο κατασκευαστής. Για παράδειγμα ένα τιμόνι με λιγότερες στροφές από άκρη σε άκρη μπορεί να υπερτερεί σε ταχύτητα κάνει όμως δυσκολεύει διαδικασίες όπως αυτή της στάθμευσης λόγω της επιπλέον δύναμης που πρέπει να καταβάλει ο οδηγός. Την λύση σε αυτό το πρόβλημα καλούνται να δώσουν τα συστήματα υποβοήθησης.

2.2.2 Υδραυλικά συστήματα

Λόγω του αυξημένου φορτίου στον εμπρός άξονα, ειδικά στην περίπτωση οχημάτων βαρέως τύπου, τα πράγματα δεν ήταν καθόλου ευχάριστα για τον οδηγό. Αυτοκινητοβιομηχανίες όπως η Chevrolet επινόησαν περίπου στις αρχές της δεκαετίας του ΄50 υδραυλικά συστήματα τα οποία υποβοηθούσαν το στρίψιμο του τιμονιού. Από τα τέλη της προηγούμενης χιλιετίας μόνο ορισμένες βασικές εκδόσεις αυτοκινήτων πόλης δεν διαθέτουν υδραυλική υποβοήθηση η οποία όμως απειλείται άμεσα από την ηλεκτρική και σε μερικά χρόνια απλά τα υδραυλικά συστήματα θα έχουν καταργηθεί (τουλάχιστον στα επιβατικά οχήματα).

Επομένως, πρόκειται για ένα υδραυλικό κύκλωμα όπου η πίεση μεταβάλλεται από μια φυγοκεντρική αντλία η οποία λαμβάνει κίνηση μέσο του ιμάντα από τον στροφαλοφόρο άξονα (επομένως δεν λειτουργεί αν δεν λειτουργεί ο κινητήρας).

Τα τελευταία υδραυλικά συστήματα συνδυάζονται με αισθητήρα που αντιλαμβάνεται την μεταβολή της γωνιακής ταχύτητας της κολόνας του τιμονιού. Γενικά η μέγιστη τιμή της υποβοήθησης, η οποία θεωρητικά φτάνει τα 120bar, στην πράξη δεν ξεπερνά τα 80bar και την συναντάμε στην διαδικασία επιτόπιων ελιγμών. Στην περίπτωση αυτή η ενέργεια που καταναλώνει η αντλία από τον κινητήρα γίνεται αντιληπτή αν παρατηρήσουμε την αυξομείωση των στροφών του κινητήρα. Αξίζει να σημειωθεί ότι όταν οι τροχοί βρίσκονται σε ευθεία στο υδραυλικό κύκλωμα επικρατεί ισορροπία, δηλαδή μηδενικές -πάντα θεωρητικά- πιέσεις.

Επομένως, η ειδοποιός διαφορά ανάμεσα στα υδραυλικά συστήματα εντοπίζεται στο μέσο υποβοήθησης καθώς η αντλία αντικαθίσταται από έναν μικρό σε μέγεθος ηλεκτροκινητήρα.

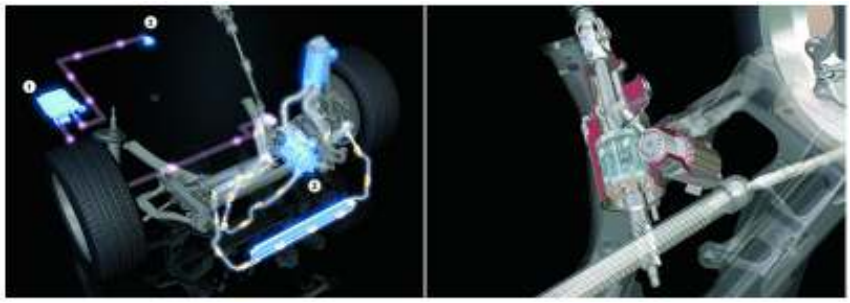
Εικόνα 2.2 Ηλεκτρομηχανικό σύστημα από VW Golf με τον ηλεκτροκινητήρα να βρίσκεται παράλληλα με την κρεμαγιέρα.

2.2.3 Ήλεκτρο-υδραυλικά συστήματα

Τα συστήματα EPS (Electrically Power Steering) δομούνται από έναν ηλεκτροκινητήρα ο οποίος συνδυάζεται με ένα μικροσκοπικό μειωτήρα. Η συνολική διάταξη συνήθως βρίσκεται τοποθετημένη στην κολόνα του τιμονιού αν και είθισται πλέον η παράλληλη με την κρεμαριέρα τοποθέτηση της λόγω της καλύτερης αμεσότητας. Πριν από τον ηλεκτροκινητήρα όμως έχει τοποθετηθεί ένας αισθητήρας ροπής ο οποίος επικοινωνεί συνεχώς με την ηλεκτρονική μονάδα του EPS προκειμένου να την τροφοδοτήσει με πληροφορίες σχετικά με το μέγεθος της ροπής που υφίσταται η κολόνα. Με αυτό τον τρόπο η λειτουργία του ηλεκτρικού κινητήρα διαχειρίζεται ανάλογα μεταβάλλοντας παράλληλα το μέγεθος της υποβοήθησης. Η ηλεκτρική υποβοήθηση έχει επικρατήσει δυο βασικούς λόγους. Αφενός για την απλούστερη και φτηνότερη κατασκευή του συστήματος και το μειωμένο βάρος. Ταυτόχρονα, η απουσία υδραυλικών υγρών δεν επιβαρύνει το περιβάλλον. Αφετέρου, καταλαμβάνει 20-30% λιγότερο χώρο ενώ η κατανάλωση μειώνεται έως και μισό λίτρο ανά 100 χλμ, περισσότερο από 4% σε σχέση με ένα μοντέλο που διαθέτει υδραυλική υποβοήθηση. Το τελευταίο πλεονέκτημα των EPS δικαιολογείται άμεσα αν αναλογισθεί κανείς ότι στα υδραυλικά συστήματα η αντλία είναι μόνιμα συνδεδεμένη με τον κινητήρα απορροφώντας έως και 12 φορές περισσότερη ενέργεια. Ο ηλεκτροκινητήρας ενεργοποιείται μόνο όταν το απαιτήσουν οι συνθήκες

2.2.4 Σύστημα Drive-by-Wire

Στο πλαίσιο της τεχνολογίας drive-by-wire συγκαταλέγεται μεταξύ άλλων το καλωδιακό σύστημα διεύθυνσης στο οποίο σχεδόν καταργείται οποιοδήποτε μηχανικό μέρος ή σύνδεση ανάμεσα στα χειριστήρια και τους τροχούς. Τιμονιέρες ή χειριστήρια τύπου joystick θα μεταβιβάζουν μέσω καλωδίων την πρόθεση του οδηγού όπου ένας ελεγκτής θα εκτιμά την κατάσταση και ανάλογα θα ενεργοποιεί ηλεκτροκινητήρες που θα κατευθύνουν τους τροχούς. Μέχρι όμως να εφαρμοσθεί η τεχνολογία αυτή και να καταργηθεί εντελώς η παραδοσιακή κρεμαγιέρα θα περάσουν αρκετά χρόνια ίσως και δεκαετίες.

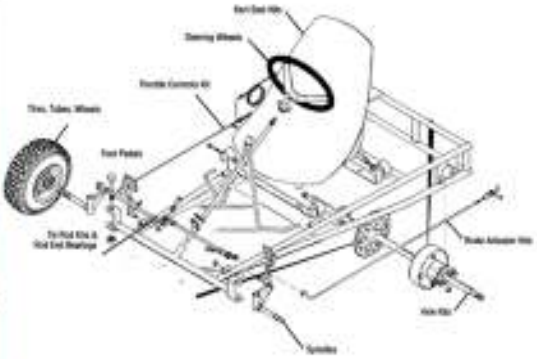


Εικόνα 2.3 Σύστημα Drive-by-Wire

2.3 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΔΙΕΥΘΥΝΣΕΩΝ ΟΧΗΜΑΤΩΝ ΚΑΡΤ

Τα συστήματα διεύθυνσης οχημάτων καρτ θα αποτελέσουν σημείο αναφοράς για την σχεδίαση του συστήματος διεύθυνσης του οχήματος ER10.

Τα συγκριμένα συστήματα είναι απλοποιημένες, (σε σχέση με επιβατικά οχήματα) αμιγώς μηχανικές κατασκευές αποτελούμενες από συγκεκριμένη συνδεσμολογία. Η περιστροφική κίνηση του τιμονιού μετατρέπεται σε γραμμική μέσω της κολόνας του τιμονιού στην άκρη της οποίας είναι δεμένοι μεταλλικοί σύνδεσμοι οι οποίοι οδηγούνται στα ακρόμπαρα των ψαλιδιών στρέφοντας τους τροχούς στην επιθυμητή διεύθυνση. Λόγω της διάταξης της συνδεσμολογίας η σχέση μετάδοσης τιμονιού και τροχών είναι περίπου 1:1.



Εικόνα 2.4 Πλαίσιο και σύστημα διεύθυνσης καρτ

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: Γεωμετρίες Διευθύνσεως

3.1 Γεωμετρίες και γωνίες τροχών στα συστήματα διεύθυνσης

3.1.1 Γενικά

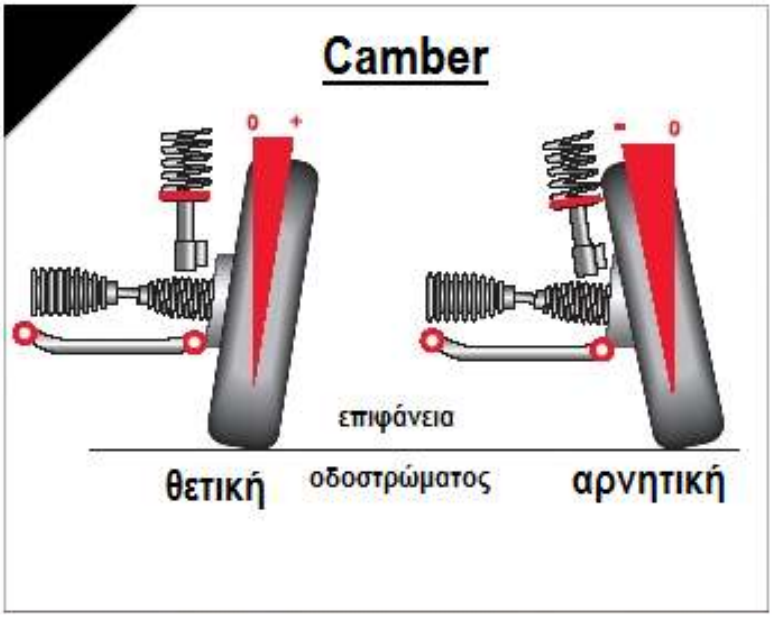
Σε όλα σχεδόν τα συστήματα διεύθυνσης τετράτροχων οχημάτων και ανεξαρτήτως της τεχνολογίας που χρησιμοποιούν υπάρχουν ορισμένες γωνίες και γεωμετρίες των τροχών και συνδεσμολογιών που είναι άρρηκτα συνδεδεμένες με τη συμπεριφορά του οχήματος και της διεύθυνσης του.

Οι σημαντικότερες από αυτές είναι :

- Γωνία Camber
- Γωνία Caster
- Γωνίες σύγκλισης-απόκλισης
- Γωνία βασιλικού πείρου (kingpin)
- Γεωμετρία του Ackerman η τραπέζιο του Ackerman (Ackerman' s trapezoid)

3.1.2 Γωνία Camber

Είναι η γωνία που ανάμεσα στο επίπεδο της περιφέρειας του τροχού και στην κατακόρυφο. Όταν το πάνω μέρος του ελαστικού (κοιτάζοντας το όχημα από μπροστά) βρίσκεται πιο έξω από το κάτω μέρος (απόκλιση) τότε λέμε πως έχουμε θετική Camber ενώ όταν συμβαίνει το αντίθετο αρνητική (σύγκλιση).

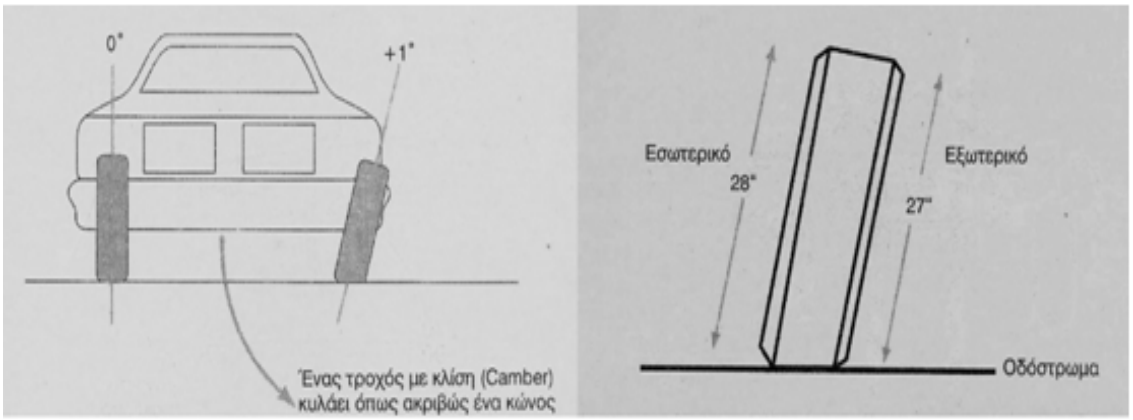


Εικόνα 3.1 Γωνία Camber

Ανάλογα με τον αν είναι θετική η αρνητική η camber υπάρχει διαφορετική πρόσφυση του οχήματος με το οδόστρωμα αλλά και διαφορετική φθορά του ελαστικού. Θετική camber προκαλεί φθορά της εξωτερικής πλευράς του ελαστικού ενώ αρνητική του εσωτερικού. Συμπερασματικά καταλαβαίνουμε πως όσο μεγαλύτερη είναι γωνία camber τόσο μεγαλύτερη είναι και η φθορά του ελαστικού. Για μέγιστη απόδοση και ελάχιστη φθορά η γωνία αυτή πρέπει να ρυθμιστεί στις 0 μοίρες.

Στην πραγματικότητα στα αυτοκίνητα παραγωγής οι γωνία αυτή ρυθμίζεται από – 3 έως +3 μοίρες για να βοηθείται η διεύθυνση του οχήματος. Αυτό μπορούμε να το κατανοήσουμε καλύτερα αν κυλήσουμε ένα κωνικό αντικείμενο πάνω σε μια επιφάνεια, το αντικείμενο αυτό δεν θα κινηθεί ευθεία γραμμή αλλά με κατεύθυνση του αναπτύγματος του κώνου. Ομοίως όταν οδηγούμε ένα ποδήλατο η μια μοτοσικλέτα και θέλουμε να στρίψουμε προς μια κατεύθυνση δίνουμε μια μικρή κλίση με το σώμα μας ώστε να διευκολύνουμε την στροφή του οχήματος μας.

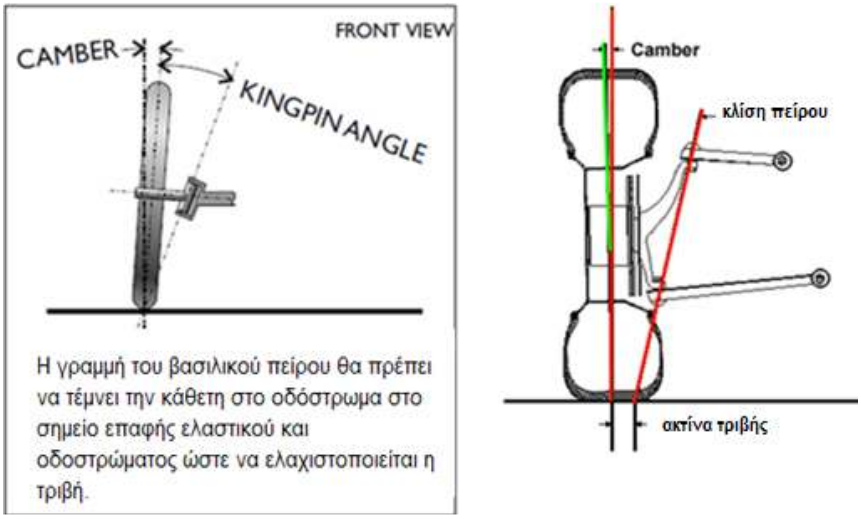
Όταν οι μπροστινοί τροχοί είναι ρυθμισμένοι σύμφωνα με τις προδιαγραφές του κατασκευαστή τότε παραμένουν πολύ κοντά στις 0 μοίρες κατά την διάρκεια μιας μέσης οδήγησης με μέση σκληρότητα. Αν υπάρχει υπερβολικά μεγάλη θετική γωνία Camber σε έναν από τους μπροστινούς τροχούς, τότε ο τροχός κλίνει προς το εξωτερικό του οχήματος και το κέντρο βάρους του οχήματος μετατοπίζεται προς το εξωτερικό άκρο του τροχού. Κάτω από αυτές τις συνθήκες εξωτερικό άκρο του ελαστικού έχει μικρότερη διάμετρο από εσωτερικό. Έτσι λοιπόν, το εξωτερικό άκρο του τροχού πρέπει να ολοκληρώσει περισσότερες περιστροφές για να διαγράψει την ίδια απόσταση με το εσωτερικό άκρο. Αφού και τα δύο άκρα βρίσκονται στο ίδιο ελαστικό το εξωτερικό άκρο πρέπει να ολισθαίνει πάνω στο οδόστρωμα καθώς περιστρέφεται ο τροχός. Από την άλλη, υπερβολικά μεγάλη αρνητική Camber αναγκάζει τον τροχό να κλίνει προς τα μέσα και να μετατοπίζει το κέντρο βάρους του οχήματος προς το εσωτερικό άκρο του τροχού. Η κατάσταση αυτή προκαλεί φθορά και σκασίματα στο εσωτερικό άκρο του πλέγματος του ελαστικού.



Εικόνα 3.2 Σχηματικό παράδειγμα γωνίας Camber

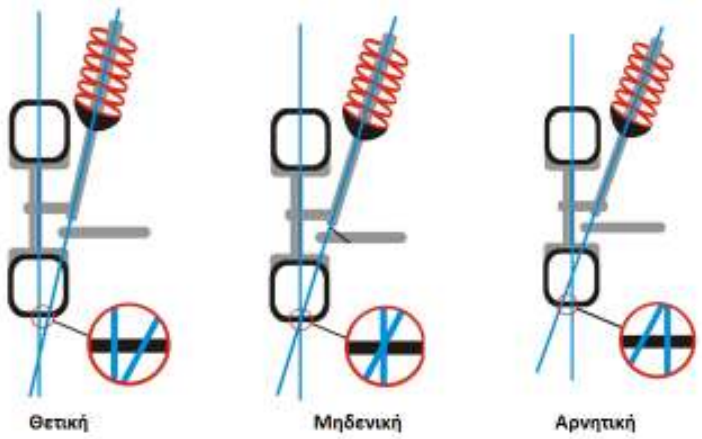
Αντικανονική ρύθμιση της γωνίας camber μπορεί να έχει σαν αποτέλεσμα την γρήγορη φθορά του πέλματος του ελαστικού και το «τράβηγμα» του οχήματος προς την μια πλευρά η την άλλη.

3.1.3 Γωνία βασιλικού πείρου (kingpin inclination-KPI)



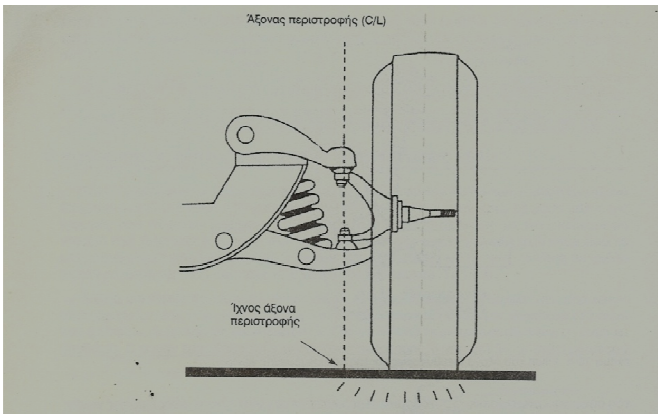
Εικόνα 3.3 Γωνία kingpin και ακτίνα τριβής

Η γωνία kingpin είναι η γωνία που σχηματίζεται μεταξύ του άξονα του βασιλικού πείρου (kingpin) και της πραγματικής κάθετης κοιτάζοντας το όχημα από μπροστά η πίσω. Η γωνία αυτή έχει σημαντική επίδραση στην διεύθυνση του οχήματος καθώς κάνει το σύστημα διεύθυνσης να τείνει στην κεντρική του (ευθεία) θέση. Αυτό συμβαίνει διότι η κεντρική θέση του συστήματος διεύθυνσης είναι η θέση όπου ο τροχός βρίσκεται στο ψηλότερο σημείο σε σχέση με το σασί του οχήματος με αποτέλεσμα το βάρος του οχήματος να μετακινεί το σύστημα στην κεντρική του θέση. Μια δεύτερη επίδραση που έχει είναι ότι ρυθμίζει την ακτίνα τριβής του διευθυνόμενου τροχού. Η ακτίνα τριβής είναι η απόσταση μεταξύ του σημείου επαφής με το έδαφος του ελαστικού και της προέκτασης του άξονα του βασιλικού πείρου. Αν αυτά τα δυο σημεία συμπίπτουν τότε αυτή η απόσταση ισούται με το μηδέν. Όταν η τομή των δυο αυτών σημείων συμβαίνει από την εσωτερική πλευρά του σημείου επαφής του ελαστικού με το έδαφος τότε μιλάμε για θετική τιμή ενώ όταν συμβαίνει στην εσωτερική για αρνητική. Για καλύτερη απόδοση και ελάχιστη φθορά η απόσταση αυτή θα πρέπει να είναι πιο κοντά στην μηδενική τιμή.



Εικόνα 3.4 Περιπτώσεις θετικής, μηδενικής και αρνητικής ακτίνα τριβής

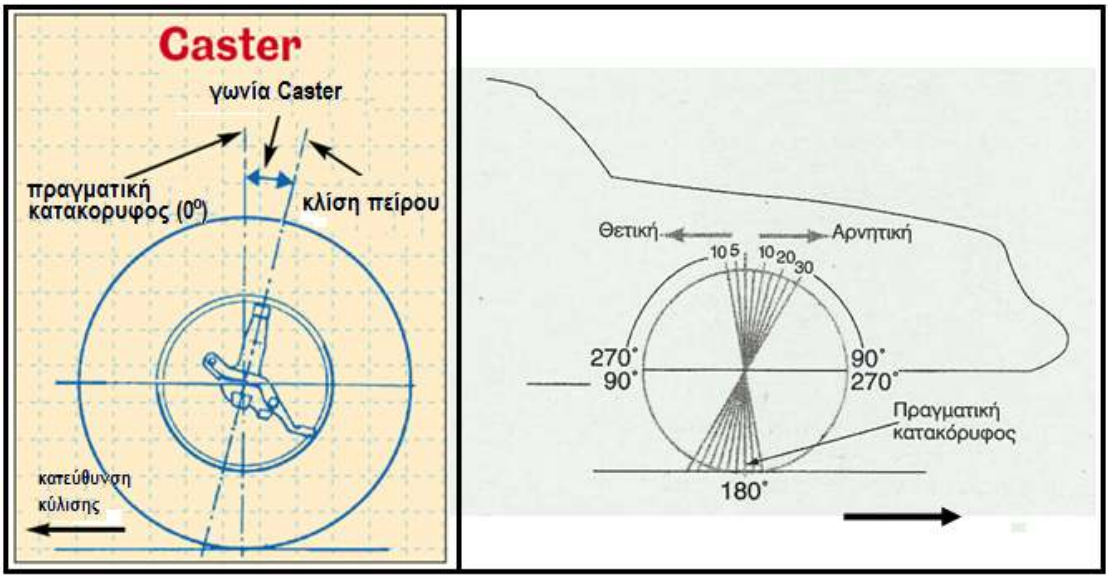
Όταν η γραμμή KPI είναι σε κάθετη θέση θα χρειαστεί να καταβληθεί μεγαλύτερη προσπάθεια κατά την διάρκεια των στροφών. Επίσης ο μηχανισμός του συστήματος διευθύνσεως καταπονείται περισσότερο. Ο σχεδιασμός του τύπου αυτού μπροστινής ανάρτησης προκαλεί υπερβολικούς κραδασμούς του τιμονιού κατά την διάρκεια των στροφών ενώ υπάρχει αυξημένη φθορά ελαστικών σε διαδικασίες όπως αυτή του παρκαρίσματος επειδή η ακτίνα τριβής είναι αυξημένη.



Εικόνα 3.5 Μηδενική κλίση kingpin

3.1.4 Γωνία Caster

Είναι η γωνία ανάμεσα στην κατακόρυφο διεύθυνση της ζάντας και την διεύθυνση του βασιλικού πείρου (kingpin), δηλαδή τον άξονα που στρέφεται ο τροχός όταν στρίβουμε το τιμόνι (κοιτάζοντας το από τα πλάγια).



Εικόνα 3.6 Γωνία Caster-θετικές και αρνητικές τιμές

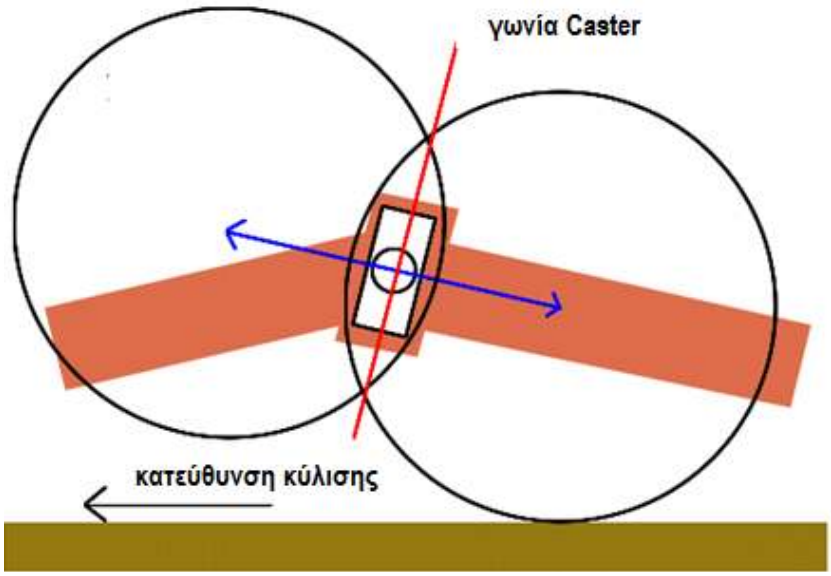
Όταν ο βασιλικός πείρος γέρνει προς τα πίσω (από την φορά της κίνησης) όπως στην πρώτη φωτογραφία τότε μιλάμε για **θετική** caster.
Ομοίως όταν γέρνει προς τα μπρός δηλαδή στην διεύθυνση της κίνησης τότε αναφερόμαστε σε **αρνητική** caster.

Θετική Caster
1) Θα προκαλεί στο τιμόνι να επιστρέφει
στην κεντρική θέση του (η ρόδα από την δύναμη του βάρος της και της ελευθερίας κίνησης της μόνο κατά την κάθετη του άξονα του kingpin τείνει να επιστρέφει στην ευθεία θέση της)
2) Θα μένει πιο εύκολα σταθερό στη ευθεία
3)Θα κάνει πιο δύσκολή την στροφή (στην στροφή θα σηκώνεται ο τροχός ελάχιστα από το έδαφος)

Αρνητική Caster
1)Δεν θα προκαλεί στο τιμόνι να επιστρέφει στην κεντρική θέση
2)Θα δυσκολεύει το τιμόνι να μένει ευθεία
3)Θα στρίβει πιο εύκολα

Η θετική γωνία Caster αυξάνει την ικανότητα εύκολης διεύθυνσης και σταθερότητας επειδή προσφέρει την τάση στους τροχούς να παραμένουν στην ευθεία μετά από μια στροφή. Οι δυνάμεις επαναφοράς στην ευθεία θέση είναι ανάλογες της τιμής της γωνίας Caster

Από την άλλη η υπερβολικά μεγάλη τιμής θετικής Caster είναι ανεπιθύμητη επειδή αυξάνει υπερβολικά την ικανότητα διευθύνσεως προκαλώντας υπερβολικά γρήγορη επαναφορά του τιμονιού στην ευθεία. Εάν η Caster οριστεί στις 0 μοίρες τα ημιαξόνια και τα ψαλίδια του συστήματος διεύθυνσης θα περιστρέφονταν οριζόντια σε σχέση με την επιφάνεια του οδοστρώματος.



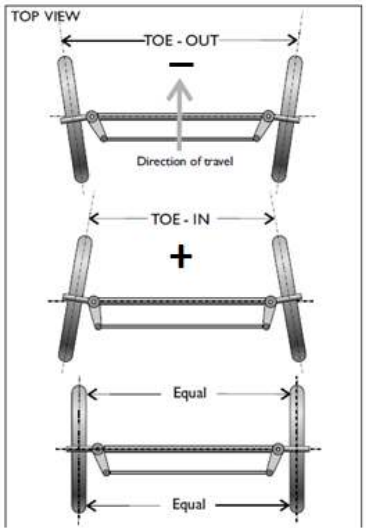
Εικόνα 3.7 Η Caster προκαλεί ανύψωση ή κατέβασμα του τροχού σε σχέση με το σασί

Καθώς στρέφεται το τιμόνι η Caster προκαλεί ανύψωση η κατέβασμα του τροχού σε σχέση με το σασί.

Η μεγάλη γωνία Caster έχει ως αποτέλεσμα την γρήγορη επαναφορά του τιμονιού και πιο σταθερό τιμόνι στην ευθεία αλλά όσο μεγαλύτερη είναι η συγκεκριμένη γωνία τόσο πιο βαρύ και κοφτό είναι ένα σύστημα διεύθυνσης.

3.1.5 Γωνίες σύγκλισης-απόκλισης

Οι γωνίες σύγκλισης-απόκλισης είναι οι γωνίες που στοχεύουν οι ρόδες παρατηρώντας τες από πάνω(κάτοψη).Θετική τιμή θεωρούμε όταν υπάρχει σύγκλιση και αρνητική όταν υπάρχει απόκλιση.



Εικόνα 3.8 Γωνία toe-in-out και πρόσημα

Σε ένα εμπροσθοκίνητο αυτοκίνητο, η ροπή του μπροστινού άξονα κινήσεως ωθεί τους μπροστινούς τροχούς σε τέτοια θέση ώστε να αυξάνεται ελαφρά η σύγκλιση μεταξύ τους. Έτσι λοιπόν οι κατασκευαστές συνήθως καθορίζουν τιμές σύγκλισης για τους μπροστινούς τροχούς. Στα οπισθοκίνητα αυτοκίνητα, η τριβή των ελαστικών στο οδόστρωμα αναγκάζει τους τροχούς να αποκλίνουν όταν το όχημα κινείται. Σε αυτά τα οχήματα οι κατασκευαστές συνήθως καθορίζουν μια ελαφριά απόκλιση στους μπροστινούς τροχούς. Οι μπροστινοί τροχοί ρυθμίζονται με μια ελαφριά σύγκλιση η απόκλιση με το όχημα σταθμευμένο ,ώστε οι τροχοί να είναι παράλληλοι ο ένας με τον άλλον, όταν το όχημα κινείται.

Η αντικανονική ρύθμιση της σύγκλισης η απόκλισης προκαλεί γρήγορη φθορά στα ελαστικά και αυξάνει το κίνδυνο ατυχήματος. Η υπερβολικά μεγάλη απόκλιση προκαλεί φθορά στο εσωτερικό άκρο του πέλματος του τροχού και επίσης μια οξύτερη φθορά στο εξωτερικό άκρο του πέλματος. Από την άλλη υπερβολικά μεγάλη σύγκλιση προκαλεί την αντίστροφο αποτέλεσμα.

3.2 Η έννοια της Γωνίας Ολίσθησης (slip angle)

Η γωνία ολίσθησης δεν αφορά άμεσα κάποια γωνία γεωμετρίας των τροχών η κάτι ανάλογο. Ωστόσο η σημασία της ενδέχεται να επηρεάσει την διεύθυνση του οχήματος ως προς το σχεδιασμό της συνδεσμολογίας του συστήματος διεύθυνσης του οχήματος. Στην κινηματική δυναμική των οχημάτων, γωνίας ολίσθησης ή γωνία εκτροπής, ονομάζεται η διαφορά στην γωνία μεταξύ της πραγματικής κατευθύνσεως ενός κυλιόμενου τροχού με την κατεύθυνση που αυτό δείχνει.

Όταν ένα ελαστικό στρίβει, η επιφάνεια επαφής τείνει να αντισταθεί στις δυνάμεις τριβής μεταξύ του υλικού του ελαστικού και την επιφάνεια του οδοστρώματος. Λόγω της ελαστικής φύσεως του υλικού του ελαστικού το

πέλμα του παραμορφώνεται με τέτοιο τρόπο ανάλογα με τις δυνάμεις οι οποίες του ασκούνται. Έτσι αντιστέκεται στην αλλαγή κατεύθυνσης του δείχνοντας σε διαφορετική διεύθυνση από τη πραγματική και επιθυμητή.

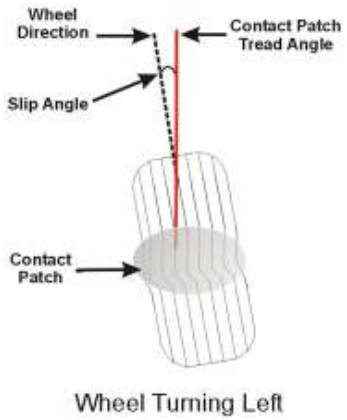
Τα ελαστικά λειτουργούν στην μέγιστη απόδοση τους όταν δημιουργείται σε αυτά μια μικρή γωνίας ολίσθησης διότι τότε δημιουργείται το μεγαλύτερο «πάτημα» και το όχημα αποκτά την μεγαλύτερη δυνατή πρόσφυση. Για ελαστικά αυτοκινήτων αγώνων η βέλτιστη γωνία είναι από 6-10 μοίρες ενώ για ελαστικά απλών επιβατικών είναι λίγο μικρότερη(2-6 μοίρες).Στην διάρκεια μιας στροφής αν η γωνία ολίσθησης είναι κάτω από το βέλτιστο όριο τότε το ελαστικό υποχρησιμοποιείται ενώ αν είναι πάνω από το όριο υπερχρησιμοποείται.

Η γωνία ολίσθησης των εμπρός ελαστικών υπολογίζεται από τους εξής εξίσωση:

$$\alpha_f = \frac{W_f \ V^2}{C_{af} \ g \ R} \qquad (1)$$

W_f = βάρος στους εμπρός τροχούς
V= ταχύτητα οχήματος
Ca= ακαμψία τροχού

$$\alpha_r = \frac{W_r \ V^2}{C_{ar} \ g \ R} \qquad (2)$$



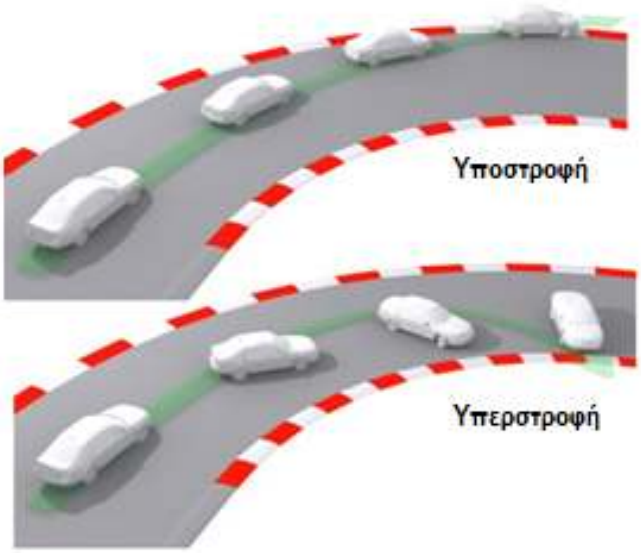
Εικόνα 3.9 Γωνία Ολίσθησης ή εκτροπής

3.3 Υπερστροφή και υποστροφή

Αν η γωνία ολίσθησης των μπροστινών ελαστικών είναι μεγαλύτερη από την γωνία ολίσθησης των πίσω τότε το όχημα μας κατά την διάρκεια της στροφής υπερστρέφεται. Αντιθέτως, αν η γωνία ολίσθησης των πίσω ελαστικών είναι μεγαλύτερη από των μπροστινών τότε υποστρέφεται. Το μέγεθος τους εξαρτάται από την διαφορά των γωνιών ολίσθησης.
Αν η γωνία ολίσθησης των εμπρός τροχών είναι ίδια με των πίσω τότε αλληλεπιδρούν και δεν παρατηρείται κανένα φαινόμενο από τα δύο.

Η κυριότερη αίτια υπερστροφής και υποστροφής έγκειται στο γεγονός ότι το κέντρο βάρους του αμαξιού δεν βρίσκεται ακριβώς στο κέντρο του

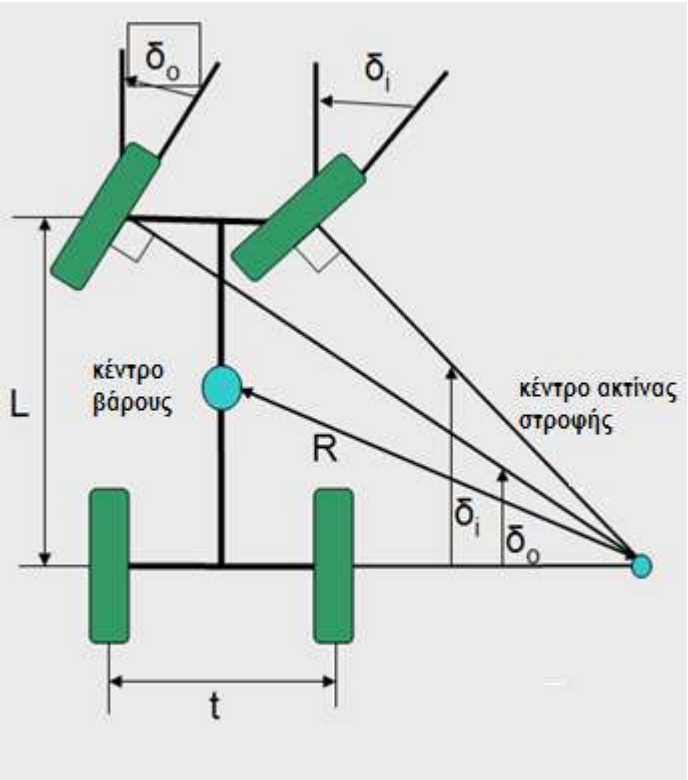
μετατρόχιου του ενώ αν ακόμα και αν βρίσκεται κατά την διάρκεια μιας στροφής παρατηρείται μεταφορά βάρους στην δεξιά η αριστερή πλευρά του αυτοκινήτου (ανάλογα με την στροφή). Έτσι λοιπόν οι δυνάμεις που ασκούνται στα ελαστικά του αυτοκινήτου κατά την διάρκεια της ίδιας στροφής είναι διαφορετικές προκαλώντας διαφορετική γωνία ολίσθησης οδηγώντας το όχημα σε υποστροφή ή υπερστροφή.



Εικόνα 3.10 Υποστροφή και Υπερστροφή

3.4 Ακτίνα στροφής – Γεωμετρία του Ackerman

Είναι η σημαντικότερη γεωμετρία σε όλα τα συστήματα διεύθυνσης. Η αρχή του Ackerman στηρίζεται στην εξής απλή σκέψη. Όταν το όχημα παίρνει στροφή ο εσωτερικός τροχός διαγράφει μικρότερο τόξο από τον εξωτερικό. Δεν αρκεί μόνο αυτό καθώς ο εσωτερικός όχι μόνο πρέπει να κινείται με μικρότερη περιστροφική ταχύτητα αλλά και να αποκλίνει από τον εξωτερικό. Σε οποιαδήποτε άλλη περίπτωση κατά την στροφή του οχήματος η μια από τις δυο ρόδες (ανάλογα την στροφή δεξιά η αριστερή) θα ολισθαίνει στο οδόστρωμα και δεν θα κυλάει σωστά προκαλώντας επιβράδυνση, ανεπιθύμητες τάσεις, φθορά των ελαστικών, τριβή και άρα σπατάλη ενέργειας. Η γεωμετρία αυτή διασφαλίζει ότι όλοι οι τροχοί κυλούν ελεύθερα χωρίς ολίσθηση επειδή οι τροχοί στρίβουν με τέτοιο τρόπο ώστε να πληρούνται οι παραπάνω προϋποθέσεις. Η πατέντα αυτή κατοχυρώθηκε από τον Rudolf Ackerman το 1818 , αν και δεν ανακαλύφθηκε από αυτόν, όπου γινόταν η χρήση του σε κάρα αλόγων.



Εικόνα 3.11 Ακτίνα στροφής Ackerman

t : μετατρόχιο – απόσταση μεταξύ σημείων επαφής πίσω τροχών με το έδαφος
L : μεταξόνιο – απόσταση μεταξύ πίσω μπροστά άξονα

Ουσιαστικά η διαφορά των γωνιών δ_i – δ_o πρέπει να ανάλογη με την το μέγεθος της ακτίνας στροφής R
Έτσι ένα όχημα λέγεται ότι έχει γεωμετρία διεύθυνσης Ackerman όταν οι κάθετοι των τροχών του συναντιούνται σε ένα κοινό σημείο που απέχει όσο η ακτίνα της στροφής.
Η απαιτούμενη γωνία στροφής δ η οποία ισούται με την μέση τιμή των γωνιών των μπροστινών τροχών είναι γνωστή ως γωνία Ackerman και συγκεκριμένα ισούται:

$$\delta = \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \qquad (3)$$

Ωστόσο σε χαμηλές ταχύτητες (κάτω των 40 km) οι γωνίες ολίσθησης των εμπρός και πίσω τροχών θεωρούνται αμελητέες και ο τύπος διαμορφώνεται ως εξής :

$$\delta = \frac{L}{R} \qquad (4)$$

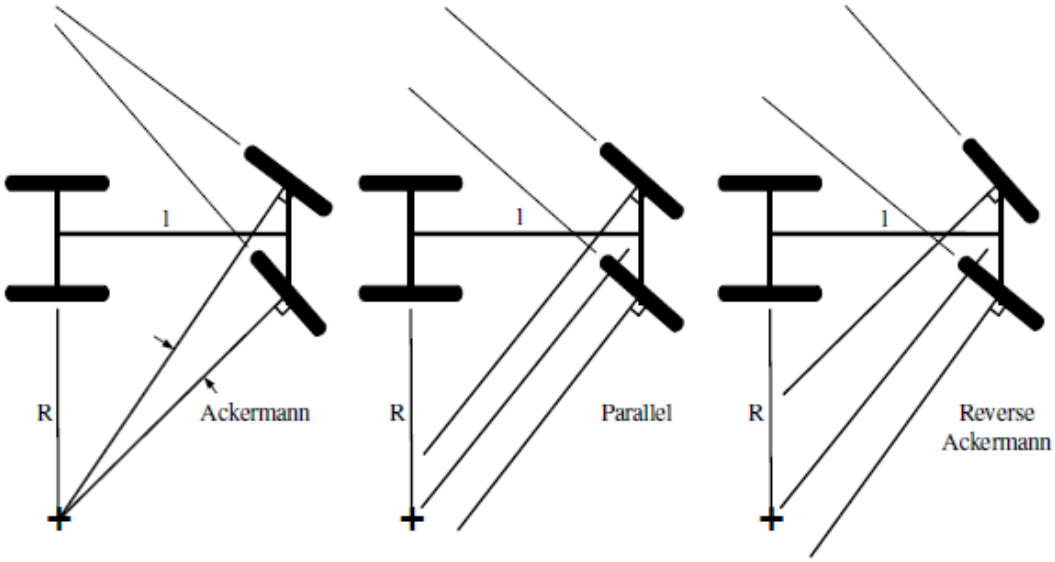
Εσωτερικού τροχού :

$$\tan(\delta 1) = \frac{L}{R1 - t/2} \quad => \quad \delta_1 = tan^{-1} = \frac{L}{R - t/2} \qquad (5)$$

Εξωτερικού τροχού :

$$\tan(\delta 2) = \frac{L}{R1+t/2} \quad => \quad \delta_1 = tan^{-1} = \frac{L}{R+t/2} \qquad (6)$$

Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα ο εξωτερικός τροχός να έχει διαφορετική γωνία στροφής από τον εσωτερικό. Αν και οι δύο έχουν την ίδια γωνία στροφής τότε το όχημα έχει Παράλληλη πηδαλιουχία (Parallel steer) ενώ αν ο εξωτερικός έχει μεγαλύτερη γωνία στροφής από τον εσωτερικό τότε έχουμε Αντίστροφο Ackerman.Τα επιβατικά αυτοκίνητα έχουν γεωμετρία πηδαλιούχησης κάπου μεταξύ παράλληλης και Ackerman ενώ είναι σύνηθες για αγωνιστικά αυτοκίνητα να χρησιμοποιούν Αντίστροφο Ackerman.



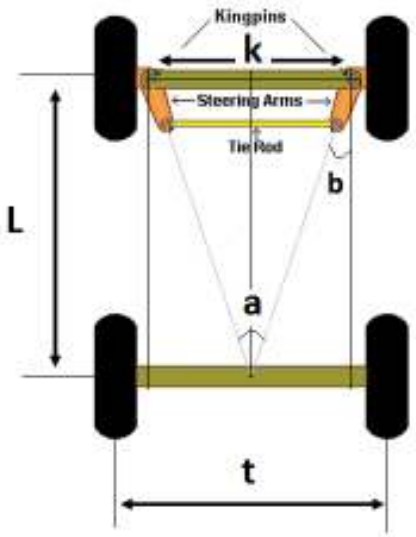
Εικόνα 3.12 Ackerman – Parallel – Reverse Ackerman steering

Οπότε γνωρίζοντας τις αποστάσεις την ακτίνα στροφής R_1 το μεταξόνιο του οχήματος μας L και το μεταξόνιο t μπορούμε να υπολογίσουμε τι γωνία πρέπει να έχει ο κάθε τροχός για διαφορετική ακτίνα στροφής ώστε να σέβεται την αρχή του Ackerman.

3.5 Σχεδιασμός γεωμετρίας διευθύνσεων

3.5.1 Διεύθυνση Ackerman

Για να σχεδιάσουμε την γεωμετρία του Ackerman ενώνουμε το κέντρο του πίσω νοητού άξονα του οχήματος με τους άξονες περιστροφής των τροχών (kingpin-βασιλικός πείρος)



Εικόνα 3.13 Σχηματική απεικόνιση συνδεσμολογίας τραπεζίου

t :μετατρόχιο
L : μεταξόνιο
k : απόσταση μεταξύ βασιλικών πείρων

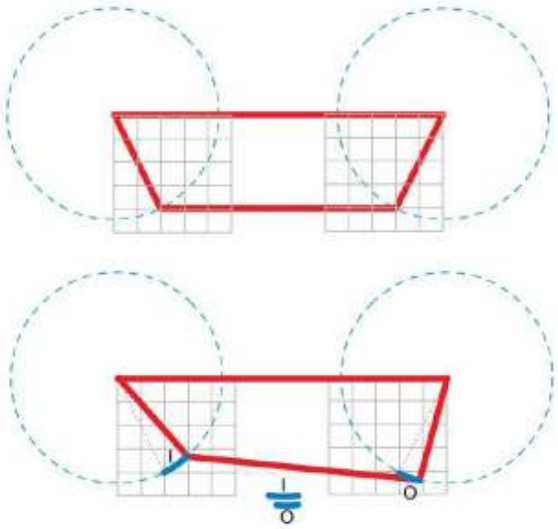
Ενώνουμε το κέντρο της απόστασης του μετατρόχιου t με τους βασιλικούς πείρους.

Από το σχήμα προκύπτει ότι :

$a/2 = b$ (ως εντός και εναλλάξ γωνίες)

$\tan\left(\frac{a}{2}\right) = \tan b = \frac{k}{2}$ / L => $b = tan^{-1}[(k/2)$ / L] (7)

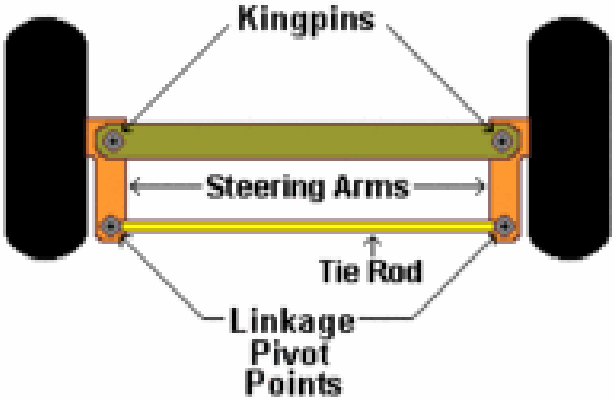
Όπως φαίνεται στο σχήμα με την γεωμετρία αυτή δημιουργείται ένα τραπέζιο από την διάταξη της συνδεσμολογίας. Το τραπέζιο αυτό οδηγεί σε διαφορετικές γωνίες των τροχών κατά την στροφή του οχήματος.



Εικόνα 3.14 Διαφορετικό τόξο στους δύο τροχούς

Το διαφορετικό τόξο που διαγράφεται στους δύο ισοδιαμετρικούς κύκλους έχει ως αποτέλεσμα στην διαφορετική γωνία των τροχών κατά την στροφή.

3.5.2 Παράλληλη πηδαλιούχηση (Parallel steering)



Εικόνα 3.15 Παράλληλη συνδεσμολογία

Σε μια τέτοια διάταξη υπάρχει η γεωμετρία της συνδεσμολογίας δεν σχηματίζει πια τραπέζιο αλλά ορθογώνιο. Αυτή η διάταξη έχει πρόβλημα αφού οι τροχοί κατά την στροφή ολισθαίνουν στο οδόστρωμα και δεν θα κυλάνε σωστά προκαλώντας επιβράδυνση, ανεπιθύμητες τάσεις, φθορά των ελαστικών, τριβή και σπατάλη ενέργειας.

3.5.3 Αντίστροφη γεωμετρία Ackerman (Anti – Ackerman)

Υπάρχουν περιπτώσεις οποίες γίνεται χρήση της *αντίστροφης* γεωμετρίας Ackerman (Anti – Ackerman).Αυτό συμβαίνει σε γρήγορα αυτοκίνητα αγώνων (π.χ. formula 1) για να αντισταθμίσει την μεγάλη διαφορά στην γωνία ολίσθησης μεταξύ των εσωτερικών και της εξωτερικών μπροστινών ελαστικών όταν το όχημα εισέρχεται σε μια στροφή με μεγάλη ταχύτητα

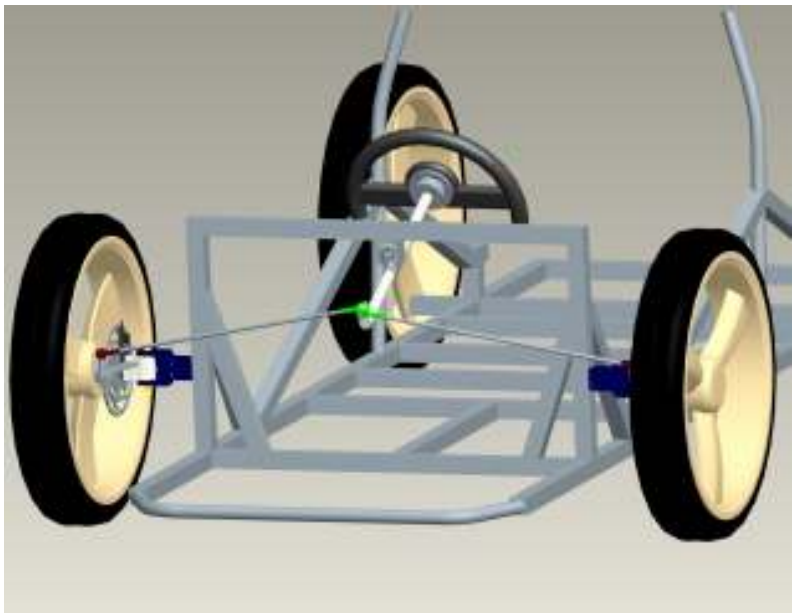
Για να σχεδιάσουμε το Anti – Ackerman απλά σχεδιάζουμε το Ackerman και το αντικατοπτρίζουμε με άξονα καθρεπτισμού τον νοητό άξονα των μπροστά τροχών του οχήματος. Όλες οι γωνίες είναι οι ίδιες μόνο που βρίσκονται από το άλλο ημιεπίπεδο. Ουσιαστικά το anti – Ackerman είναι το ανάποδο του Ackerman.Δηλαδή η εσωτερική ρόδα αποκτά μικρότερη γωνία από την εξωτερική κατά την στροφή του οχήματος. Η τεχνική αυτή χρησιμοποιείται για να αποτρέψει τα αγωνιστικά οχήματα να βγουν εκτός δρόμου εκεί που ένα όχημα με κανονικό Ackerman θα έβγαινε. Μπορούμε να το κατανοήσουμε καλύτερα αν σκεφτούμε ένα όχημα που μπαίνει σε μια στροφή και υπερστρέφεται δηλαδή χάνει την πρόσφυση στους πίσω τροχούς και εμείς προσπαθούμε να κάνουμε «ανάποδο τιμόνι» για να το κρατήσουμε στην στροφή.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: Σύστημα διεύθυνσης του ER10

4.1 Το σύστημα διεύθυνσης του ER10

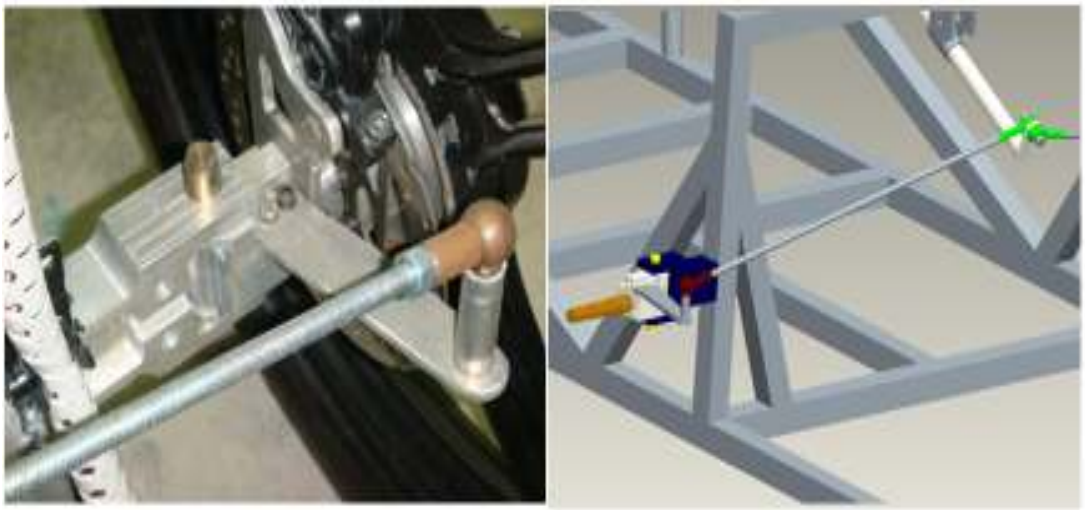
4.1.1 Γενικά

Το σύστημα διεύθυνσης του ER10 είναι ένα απλό, καθαρά μηχανικό σύστημα διεύθυνσης παραπλήσιο με εκείνο ενός καρτ. Επειδή το όχημα αυτό αφορά μια πλατφόρμα ανάπτυξης με θέματα που σχετίζονται με χαμηλή κατανάλωση το θέμα του βάρους αποτέλεσε βασικό γνώμονα στην σχεδίαση οποιαδήποτε εξαρτήματος του. Επομένως, η ανάγκη για ένα σύστημα διεύθυνσης όσο απλό, ελαφρύ και αποδοτικό όσο δυνατόν γίνεται, ήταν επιβεβλημένη.



Εικόνα 4.1 Τρισδιάστατη απεικόνιση του συστήματος διεύθυνσης του ER10

Εικόνα 4.2 Φωτογραφία του συστήματος διεύθυνσης του ER10



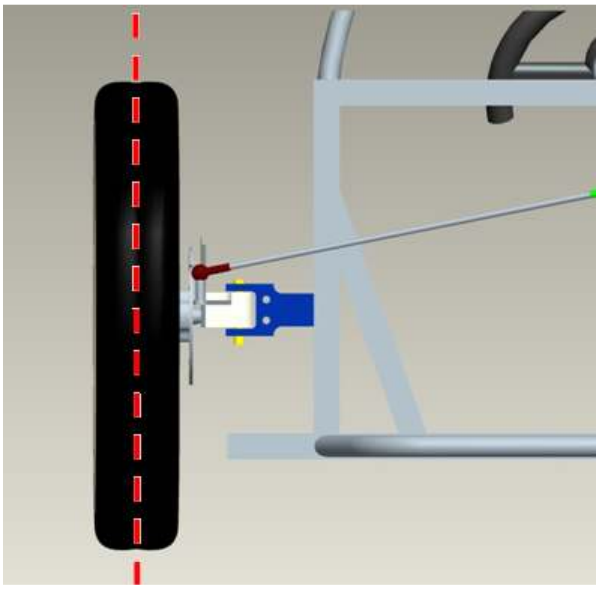
Εικόνα 4.3 Εξαρτήματα του συστήματος διεύθυνσης

4.2 Γεωμετρίες διευθύνσεων και τροχών ER10

Σύμφωνα με όσα αναφέρθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο για τις γεωμετρίες διευθύνσεων και τροχών μπορούμε να καταλήξουμε για το ποιες τιμές αυτών είναι σωστές για ένα όχημα σαν το ER10.Σε αυτή την απόφαση θα συμβάλλει και η πολυπλοκότητα της κατασκευής των εξαρτημάτων που θα δίνουν το επιθυμητό αποτέλεσμα.

4.2.1 Γωνία Camber ER10

Η γωνία camber θα οριστεί αυστηρά στις 0° αφού για μια τέτοια γωνία υπάρχει η μέγιστη απόδοση σε λόγους που αφορούν την σωστή κύλιση του οχήματος και η μικρότερη τριβή και φθορά του ελαστικού. Ακόμα, σε αυτή απόφαση συμβάλλει το γεγονός ότι το όχημα ER10 δεν έχει αναρτήσεις ώστε να υπάρχουν αλληλεπιδράσεις με την γωνία Camber



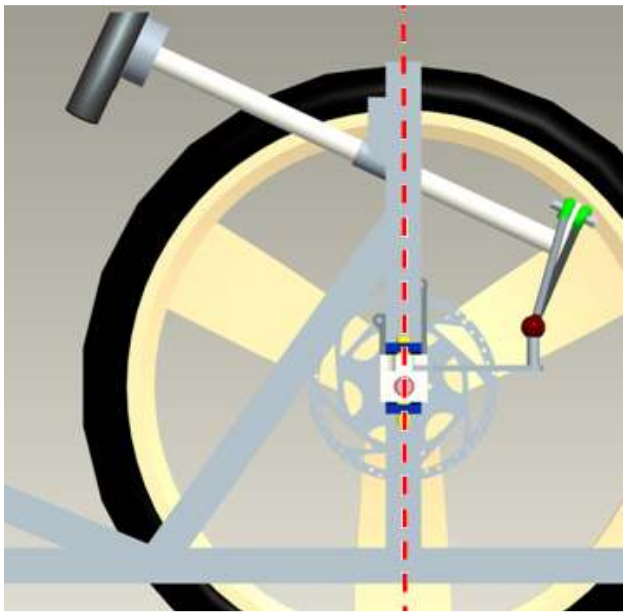
Εικόνα 4.4 Γωνία Camber τροχού

4.2.2 Γωνία βασιλικού πείρου (kingpin) ER10 και γωνία σύγκλισης-απόκλισης

Η γωνία kingpin είναι η γωνία που παίρνει ο βασιλικός πείρος δηλαδή ο πείρος γύρω από τον οποίο στρέφονται οι τροχοί. Η γωνία αυτή σχετίζεται με θέματα όπως φθορά ελαστικού και καταπόνηση του συστήματος διεύθυνσης κατά την διαδικασία της στροφής. Το όχημα ER10 με βάρος μόλις 120 κιλά και μέγιστη ταχύτητα 25 km παρουσιάζει ελάχιστη φθορά στα ελαστικά του. Θεωρήθηκε ότι η κλίση του πείρου θα πρέπει να οριστεί στις μηδέν μοίρες(Εικόνα 4.4). Βασικός λόγος αποτέλεσε το γεγονός ότι διευκόλυνε και απλοποίησε την κατασκευή των διαφόρων εξαρτημάτων. Τέλος, όσο αναφορά την γωνία σύγκλισης-απόκλισης οι εμπρός τροχοί ορίζονται με μία ελαφριά σύγκλιση για λόγους που αναφέρθηκαν σε προηγούμενο κεφάλαιο.

4.2.3 Γωνία Caster ER10

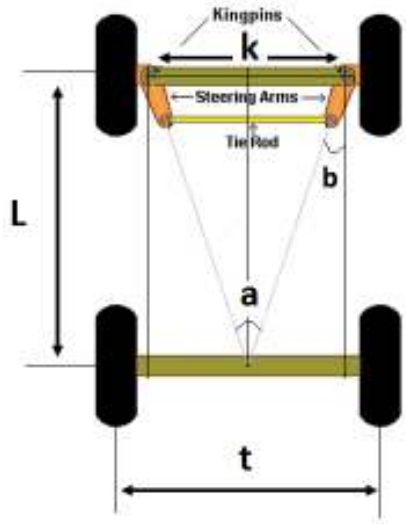
Η γωνία Caster των τροχών ορίζεται και αυτή στις 0° . Το όχημα ER10 έχει βάρος περίπου 120 κιλά. Η αίσθηση του τιμονιού σε ένα τέτοιο όχημα με τόσο μικρό βάρος είναι αμελητέα. Έτσι λόγω ευκολίας της κατασκευής και συναρμολόγησης του συστήματος επιλέγεται στις μηδέν μοίρες.



Εικόνα 4.5 Γωνία Caster τροχού

4.3 Γεωμετρία πηδαλιούχησης ER10 –Υπολογισμοί γωνιών συνδεσμολογίας τραπεζίου

Το όχημα ER10 είναι ένα όχημα που σέβεται πλήρως την αρχή του Ackerman και με γνώμονα αυτό σχεδιάστηκε η συνδεσμολογία του. Γνωρίζοντας μεγέθη και αποστάσεις που αφορούν το μέγεθος του οχήματος μπορούμε να καταλήξουμε στις γωνίες που πρέπει να έχει η συνδεσμολογία του συστήματος ώστε το όχημα να σέβεται πλήρως την αρχή.



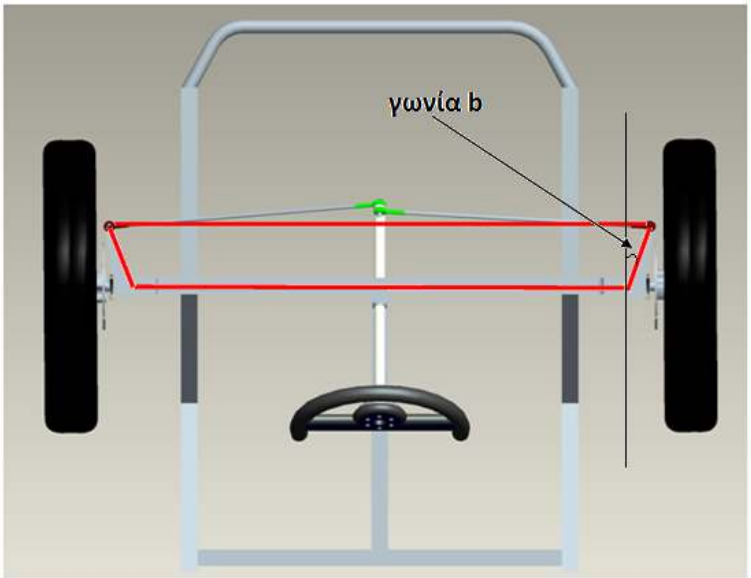
Εικόνα 4.6 Γωνίες διευθύνσεως τραπεζίου του Ackerman

t :μετατρόχιο = 1.1 m
L : μεταξόνιο = 1.4 m
k : απόσταση μεταξύ βασιλικών πείρων = 0.9 m
Ενώνουμε το κέντρο της απόστασης του μετατρόχιου t με τους βασιλικούς πείρους. Από το σχήμα προκύπτει ότι :

$\frac{\alpha}{2} = b$ (εντός και εναλλάξ γωνίες)

Ακόμη:
$tan\ (a/2) = \frac{k/2}{L} = \frac{0.9/2}{1.4} = 0.32142\ \ => \ \frac{a}{2} = b = \ 17.818$ μοίρες (8)

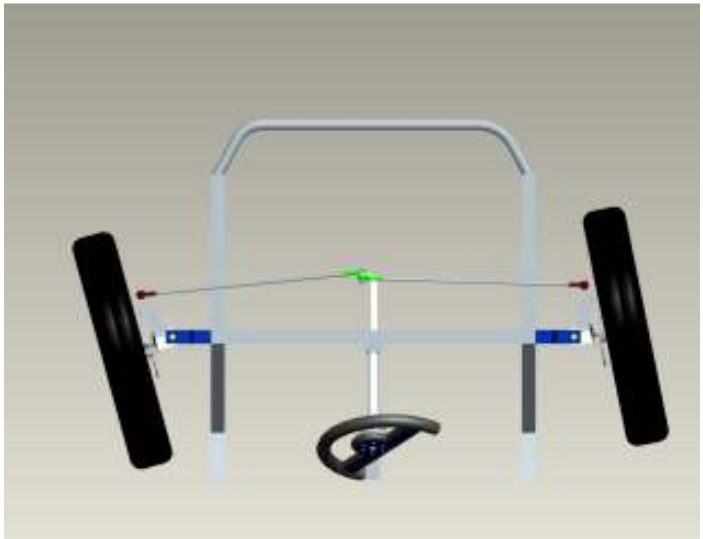
Η γωνία αυτή αντιπροσωπεύει ουσιαστικά την γωνία με την οποία θα πρέπει να κατασκευαστούν τα ψαλίδια των τροχών. Παρακάτω θα αναφερθούν λεπτομέρειες της σχεδίασης.



Εικόνα 4.7 Κάτοψη συστήματος διεύθυνσης

Το σύστημα διεύθυνσης κατασκευάστηκε έτσι ώστε το τραπέζιο του Ackerman να δημιουργείται από την εμπρός μεριά των τροχών και όχι από την πίσω όπως συνηθίζεται. Ο λόγος έγκειται στο γεγονός ότι αφενός υπάρχει περιορισμός χώρου για το οδηγό και αφετέρου είναι επικίνδυνο για το οδηγό να υπάρχουν κινούμενα μέρη γύρω και κάτω από τα πόδια του.

Λόγω της φύσεως της συνδεσμολογίας το «τραπέζιο» του Ackerman που σχηματίζεται δεν είναι ενιαίο. Οι σύνδεσμοι από το ένα ακρόμπαρο στο άλλο διακόπτονται από την κολόνα του τιμονιού ενώ έχουν μια μικρή κλίση. Για το λόγο αυτό η θεωρητική γωνία b πρέπει να αλλάξει λίγο ώστε να υιοθετηθεί από το συγκεκριμένο σύστημα. Από την προσομοίωση της κίνησης του συστήματος διεύθυνσης που πραγματοποιήθηκε στο σχεδιαστικό πρόγραμμα Pro/E (Mechanism) καταλήξαμε στο συμπέρασμα ότι η γωνία του ψαλιδιού πρέπει να πάρει την τιμή b = 22.5^{o}. Το συμπέρασμα αυτό υπήρξε απόρροια διαφορετικών παραμέτρων της συνδεσμολογίας.

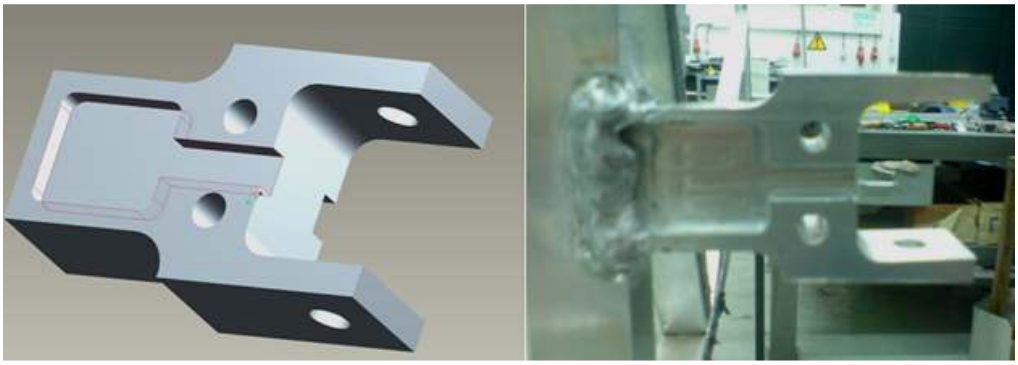


Εικόνα 4.8 Οι τροχοί διαγράφουν διαφορετικό τόξο

4.4 Εξαρτήματα του συστήματος διευθύνσεως του οχήματος ER10

4.4.1 Βάση ψαλιδιού

Η βάση ψαλιδιού συγκολλείται με την μέθοδο TIG (Tungsten Inertia Gas) πάνω στο κυρίως πλαίσιο. Σε αυτό θα ενωθεί με τον βασιλικό πείρο το ψαλίδι του οχήματος όπου θα γίνεται η περιστροφή των τροχών.



Εικόνα 4.9 Βάση ψαλιδιού

4.4.2 Ψαλίδι

Το ψαλίδι είναι το εξάρτημα που περιστρέφεται γύρω από τον βασιλικό πείρο ώστε να περιστρέφονται οι τροχοί. Στο πάνω και κάτω μέρος του έχει διαμορφωθεί έτσι ώστε να φωλιάζουν ρουλεμάν ώστε να γίνεται η περιστροφή. Τα ρουλεμάν που χρησιμοποιήθηκαν είναι ρουλεμάν από την σειρές της εταιρείας SKF με κωδικό 61900-2Z. Στην εμπρός του πλευρά υπάρχουν κατάλληλες οπές με σπείρωμα ώστε να τοποθετείται η βάση που θα στηριχθεί η δαγκάνα. Ακόμη υπάρχει μια μεγαλύτερη οπή ώστε να τοποθετείται το ημιαξόνιο που στηρίζει το τροχό. Τέλος, στα πλάγια υπάρχουν ακόμα δυο οπές όπου στηρίζεται το ακρόμπαρο που δένει με την κολόνα του τιμονιού.

Εικόνα 4.10 Ψαλίδι τροχού

4.4.3 Ακρόμπαρο

Το ακρόμπαρο είναι το εξάρτημα που δένει στο ψαλίδι και περιστρέφει το ψαλίδι. Οι δύο οπές στην άκρη του είναι κατασκευασμένες ώστε να εφαρμόζουν ακριβώς με τις οπές του ψαλιδιού. Η γωνία που δημιουργεί με το ψαλίδι είναι η γωνία b που υπολογίστηκε στις προηγούμενες παραγράφους.

Εικόνα 4.11 Ακρόμπαρο

4.4.4 Ημιαξόνιο τροχού

Το ημιαξόνιο τοποθετείται εντός του ψαλιδιού μεταξύ των οποίων υπάρχει σφιχτή συναρμογή ενώ ασφαλίζεται με ειδικό κοχλία ώστε να μην μετακινείται. Στην άκρη του άξονα υπάρχει σπείρωμα στο οποίο τοποθετείται περικόχλιο ώστε να εξασφαλίζεται ότι ο τροχός δεν μετακινείται από την θέση του προς την έξω μεριά ενώ από την μέσα υπάρχει ειδική αυλάκωση.

Εικόνα 4.12 Ημιαξόνιο τροχού

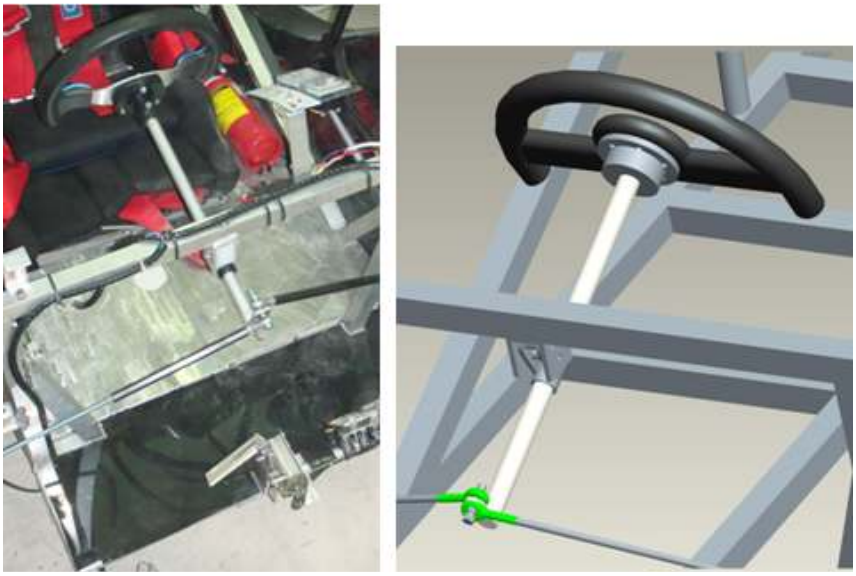
4.4.5 Βάση δαγκάνας δισκοφρένου

Η βάση της δαγκάνας του δισκοφρένου τοποθετείται με τρείς οπές πάνω στο ψαλίδι. Οι οπές έχουν με τέτοιο τρόπο ώστε να εφαρμόζουν με τις οπές του ψαλιδιού. Τα δισκόφρενα του οχήματος ER10 είναι δισκόφρενα ποδηλάτων. Το ελαφρύ βάρος τους και η χρήση επιτραπέζιου λαδιού (mineral oil) αντί για υγρό φρένων υπήρξαν βασικοί λόγοι για την επιλογή τους. Το σχήμα της βάσης σχεδιάστηκε έτσι ώστε να μιμείται τις αντίστοιχες οπές που έχει ένα πιρούνι ποδηλάτου στα οποία εφαρμόζονται τέτοιου είδους δισκόφρενα αλλά και ταυτόχρονα να στηρίζεται στο ψαλίδι του συστήματος. Τέλος, η ειδική εγκοπή στην βάση είναι αφενός για να περνάει το ημιαξόνιο

και αφετέρου να για να μπορεί να αφαιρείται εύκολα η βάση του φρένου για να γίνονται μικρό-ρυθμίσεις.

Εικόνα 4.13 Βάση στήριξης δαγκάνας δισκοφρένου

4.4.6Τιμόνι, πλήμνη τιμονιού και κολόνα διευθύνσεως



Εικόνα 4.14 Τιμόνι, πλήμνη και κολόνα διευθύνσεως

Η κολόνα του τιμονιού ενώνει το τιμόνι με τους συνδέσμους που μεταβιβάζουν την αλλαγή κατεύθυνσης. Αν παρατηρήσουμε η άκρη της κολόνας έχει μια προεξοχή στην οποία δένουν οι σύνδεσμοι που οδηγούν στα ακρόμπαρα.

4.4.7 Λοιπά εξαρτήματα:

Βάση στήριξης κολόνας τιμονιού (1) - δακτύλιοι ασφάλισης (2)
Βασιλικοί πείροι (2)
Μεταλλικοί σύνδεσμοι με σπείρωμα (2) (ντίζες)
Uniballs (2)
Ροζέτες (2)
Λοιποί κοχλίες και περικόχλια

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5: Φορτίσεις εξαρτημάτων

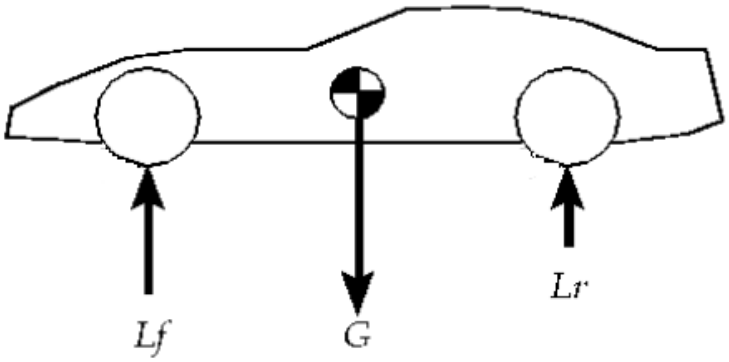
5.1 Φορτίσεις- Γενικά

Το όχημα δέχεται κάποιες στατικές αλλά και κάποιες δυναμικές φορτίσεις. Στις στατικές συγκαταλέγονται δυνάμεις που αφορούν αντιδράσεις του συνολικού βάρους του οχήματος ενώ στις δυναμικές δυνάμεις που δημιουργούνται κατά την διάρκεια της πέδησης.

5.1.1 Στατική φόρτιση

Το όχημα δέχεται μια στατική φόρτιση ως αντίδραση του βάρους του όταν είναι ακίνητο. Η δύναμη αυτή είναι αντίθετη στην δύναμη του βάρους του και είναι κάθετη στον μπροστά και πίσω νοητό άξονα.

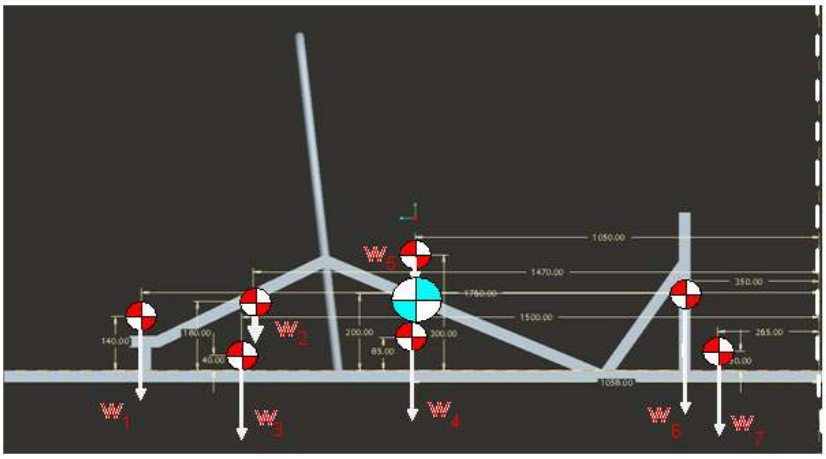
$$L_f + L_r = G \qquad (9)$$



Εικόνα 5.1 Δύναμη βάρους και αντιδράσεις

Για να υπολογιστούν οι τιμές των αντιδρώντων δυνάμεων L_f και L_r θα πρέπει να υπολογίσουμε την κατανομή βάρους του οχήματος στους μπροστινούς και οπίσθιους τροχούς.

5.1.2 Υπολογισμός κέντρου βάρους



Εικόνα 5.2 Κέντρο βάρους

Τα επιμέρους κέντρα βάρους των στοιχείων του οχήματος συνθέτουν το συνολικό κέντρο βάρους. Παρακάτω παρουσιάζονται αναλυτικά οι υπολογισμοί του κέντρου βάρους.

Στοιχείο	Βάρος (kg)	Απόσταση (mm) x από εμπρός Lxi	Kg * Απόσταση	Απόσταση (mm) y από έδαφος Lyi	Kg * Απόσταση
Ηλεκτρικός Κινητήρας	13	1775	23075	270	3510
Fuel Cell	12	1485	17820	310	3720
DC-DC Converter	2	1515	3030	170	340
Σασί	9	1073	9657	215	1935
Οδηγός + Κάθισμα	75	1065	79875	430	32250
Μπροστά Σύστημα	7	365	2555	330	2310
Μπαταρία φώτων	2	280	560	180	360
Σύνολο (χωρίς τροχούς)	**120**		**136572**		**44425**
4 Τροχοί	50	***Δεν επιδρούν στην εύρεση του κέντρου βάρους***			
Σύνολο	**170**				

$$\textit{Κέντρο Βάρους x} = 136572 / 120 = 1138.1 \qquad (10)$$

$$\textit{Κέντρο Βάρους y} = 44425 / 120 = 370.2 \qquad (11)$$

Να σημειωθεί ότι αποστάσεις στον άξονα x λαμβάνονται από την νοητή ευθεία αναφοράς στο μπροστά μέρος του σασί (πλαισίου) ενώ στον άξονα y από το έδαφος.

Κέντρο Βάρους x	Κέντρο Βάρους y (Cg height)
1138,1	**370,2**

Αναλυτικός υπολογισμός κέντρου βάρους:

Γνωρίζοντας τις ακριβείς θέσεις εφαρμογής των βαρών των επιμέρους τμημάτων το κέντρο βάρους του οχήματος βρίσκεται από την εξισώσεις:

Κατά την διεύθυνση x

$$L_{KB}\, W_{ολικό} = Lx_1W_1 + Lx_2W_2 + Lx_3W_3 + Lx_4W_4 + Lx_5W_5 + Lx_6W_6 + Lx_7W_7$$

$$L_{KB} = 1138.1 \qquad (12)$$

Κατά την διεύθυνση y

$$L_{KB}\, W_{ολικό} = Ly_1W_1 + Ly_2W_2 + Ly_3W_3 + Ly_4W_4 + Ly_5W_5 + Ly_6W_6 + Ly_7W_7$$

$$L_{KB} = 370.2 \qquad (13)$$

Γνωρίζοντας το σημείο του κέντρου βάρους στον άξονα x και τα σημεία των αξόνων του οχήματος υπολογίζω το ποσοστό κατανομής του βάρους στον εμπρός και πίσω άξονα.

Ποσοστό κατανομής βάρους στους πίσω τροχούς :

$$\Pi\,\% = 627 / 1400 = 0{,}447857143 = 45\,\% \qquad (14)$$

Ποσοστό κατανομής βάρους στους εμπρός τροχούς :

$$M\,\% = 773 / 1400 = 0{,}552142857 = 55\,\% \qquad (15)$$

Το συνολικό βάρος του οχήματος χωρίς τους τροχούς με τον οδηγό ορίζεται στα 170 κιλά και έχοντας υπολογίσει ότι η κατανομή είναι 55% - 45% (μπροστά – πίσω) βρίσκουμε την δύναμη αυτή στο μπροστινό νοητό άξονα.

$$F_{static}\,(\text{εμπρός}) = 170\,kg * 0.55 * 9.81\,m/s^2 = 917.235\,N \qquad (16)$$

Η δύναμη αυτή μοιράζεται ισόποσα σε κάθε ημιαξόνιο και θεωρώντας ότι η κατανομή βάρους του οχήματος σε κάτοψη (δεξιά- αριστερά) είναι 50% - 50%.Συμπερασματικά η στατική δύναμη σε κάθε ημιαξόνιο είναι :

$$F' = F / 2 = 458.6175\,N \qquad (17)$$

5.1.3 Δυναμική φόρτιση

Στις δυναμικές φορτίσεις συγκαταλέγεται οι δυνάμεις που επηρεάζουν το όχημα κατά την διάρκεια της πέδησης (δυνάμεις από δισκόφρενα και μεταφορά βάρους).

Ιδιότητες ER10		
Κέντρο βάρους	0,359	m
Μεταξόνιο	1,400	m
Ακτίνα κύλισης εμπρός τροχού	0,280	m
Ακτίνα κύλισης πίσω τροχού	0,280	m
Μέγιστη επιβράδυνση	0,5	g
Βάρος στον εμπρός άξονα	92	kg
Βάρος στον πίσω άξονα	78	kg
Συντελεστής τριβής μ	0,0025	
Συνολικό βάρος (με οδηγό)	170	kg
Ποσοστό κατανομής βάρους εμπρός τροχού	54,1	%
Ποσοστό κατανομής βάρους πίσω τροχού	45,9	%

Υπολογίζουμε την μεταφορά βάρους κατά την διάρκεια πέδησης:

$$M = a * W * (\frac{y}{L}) = 21.8\ \text{kg δύναμης} \qquad (18)$$

$\alpha = \text{μέγιστη επιβράδυνση}$
$W = \text{συνολικό βάρος}$
$y = \text{κέντρο βάρους άξονα } y)$
$L = \text{μεταξόνιο}$

$$\alpha = \frac{(U_s - U_f)}{t} \quad (19)$$

$\alpha = Επιβράδυνση$
$U_s = Ταχύτητα\ πριν\ το\ φρενάρισμα$
$U_f = Ταχύτητα\ μετά\ το\ φρενάρισμα$
$t = Χρόνος\ που\ χρειάστηκε$

Η δύναμη στους εμπρός άξονες λόγω πέδησης (μεταφοράς βάρους) ισούται:

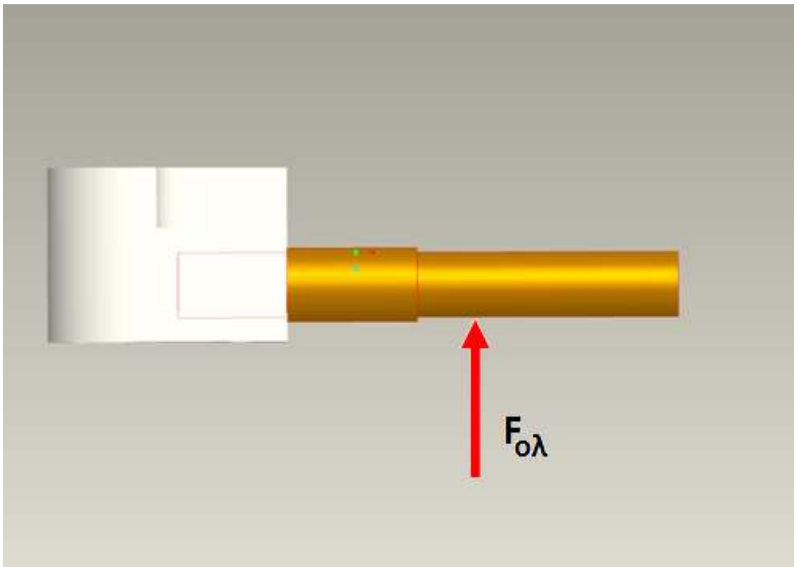
$$F_{dynamic} = 21.8 * 9.81 = 213.85\ N \quad (20)$$

Η δύναμη αυτή μοιράζεται ισόποσα σε κάθε ημιαξόνιο και θεωρώντας ότι η κατανομή βάρους του οχήματος σε κάτοψη είναι 50% - 50%(δεξιά- αριστερά).

$$F'_{dynamic} = F_{dynamic} / 2 = 196.2 / 2 = 106.92\ N \quad (21)$$

Έτσι η συνολική δύναμη που δέχονται το κάθε ημιαξόνιο στις ακραίες συνθήκες καταπόνησης περιγράφεται ως:

$$F_{ολ} = F_{static} + F_{dynamic} = 458 + 106 = 564\ N \quad (22)$$



Εικόνα 5.3 Φόρτιση στο ημιαξόνιο

Μια ακόμη δυναμική φόρτιση είναι η δύναμη που δέχονται τα εξαρτήματα ψαλίδι και βάση ψαλιδιού από την βάση της δαγκάνας του φρένου κατά την διάρκεια του φρεναρίσματος. Η δύναμη αυτή που αρχικά υπολογίζεται ως ροπή σε σημείο της δισκόπλακας (σημείο επαφής δαγκάνας και δισκόπλακας-μέση ακτίνα) και στην συνέχεια μεταφέρεται και ασκείται στα τρία σημεία επαφής της βάσης της δαγκάνας και του ψαλιδιού. Έτσι η δύναμη μεταφέρεται από την δισκόπλακα στην βάση της δαγκάνας και από εκεί στο ψαλίδι.

Αρχικά θα πρέπει να υπολογίσουμε την ροπή πέδησης. Η ροπή αυτή εξαρτάται από διάφορες παραμέτρους που αφορούν το δισκόφρενο και το σύστημα πέδησης στο σύνολο του. Στο πίνακα παρουσιάζονται οι διάφοροι παράμετροι:

Brake System Dimensions

Δύναμη στο πεντάλ πέδησης	30	kg
Λόγος πεντάλ	4	:1
Front		
Ακτίνα τροχού	0,280	m
Διάμετρος κεντρικού κυλίνδρου	0,5	in
Distance - pushrod to balance bar pivot	30	mm
Επιφάνεια του υλικού τριβής	0,0008	m^2
Συντελεστής τριβής τακακίου	0,35	
Διάμετρος δίσκου	160	mm
Βάθος τακακίου	3	mm
Διάκενο μεταξύ τακακίου και δίσκου	1	mm

Δύναμη στο πεντάλ πέδησης	294,3	N
Δύναμη στην δοκό εξισορρόπησης	1.177	N
Απόσταση άκρων δοκού εξισορρόπησης	70	mm

Επιφάνεια κεντρικού κυλίνδρου	0,00013	m^2
Κατανομή πέδησης (δεξιά- αριστερά)	**50%**	**Front**
Δύναμη στο πιστόνι κεντρικού κυλίνδρου	672,68571	N
Πίεση στο υδραυλικό σύστημα	5.310.249	N/m^2
Δύναμη δαγκάνας στην δισκόπλακα	4.459	N
Δύναμη x Συντελεστή τριβής	1.561	N
Ενεργή διάμετρος πλάκας	0,0775	m
Ροπή φρεναρίσματος στο δίσκο	**121**	**Nm**

Όπου M = Ροπή φρεναρίσματος
$F =$ *Δύναμη* στο πεντάλ
C_f = Συντελεστής τριβής
D_{ef} = *Ενεργή Διάμετρος Δισκόπλακας*

$$F = CFd * PadCf \qquad (23)$$

Όπου F = Δύναμη
CFd = Δύναμη δαγκάνας στην δισκόπλακα)
$PadC_f$ = Συντελεστής τριβής του υλικού τριβής της δαγκάνας (τακάκι)

$$Def = \frac{Dd-Pd}{2} - GapPd \qquad (24)$$

Όπου D_{ef} = Ενεργή διάμετρος δισκόπλακας
Dd = Διάμετρος δισκόπλακας
Pd = Πλάτος που καλύπτει το τακάκι
GapPd = Απόσταση δισκόπλακας-τακάκι

$$CFd = Lp * Pa \qquad (25)$$

Όπου CFd = Δύναμη δαγκάνας στην δισκόπλακα
Lp = Πίεση στο υδραυλικό σύστημα
Pa = Επιφάνεια του υλικού τριβής (τακάκι)

$$Lp = \frac{Fc}{Ma} \qquad (26)$$

Όπου L_p = Πίεση στο υδραυλικό σύστημα
F_c = Δύναμη στο Πιστόνι του κεντρικού κυλίνδρου

M_a = Επιφάνεια κεντρικού κυλίνδρου

$$Ma = \pi * \frac{[(Md*0,0254)^2]}{4} \quad (27)$$

Όπου M_α = Επιφάνεια κεντρικού κυλίνδρου
M_d = Διάμετρος κεντρικού κυλίνδρου

$$Fc = Bb * FBb \quad (28)$$

Όπου Fc = Δύναμη στο πιστόνι του κεντρικού κυλίνδρου
Bb = Κατανομή πέδησης δεξιά και αριστερά
FBb = Δύναμη στη δοκό εξισορρόπησης

$$Bb = \frac{Pr}{Pf+Pr} \quad (29)$$

Όπου Bb = Κατανομή πέδησης δεξιά και αριστερά
Pr = Πίσω κατανομή πέδησης
Pf = Μπροστά κατανομή πέδησης

$$FBb = Fp * PRa \quad (30)$$

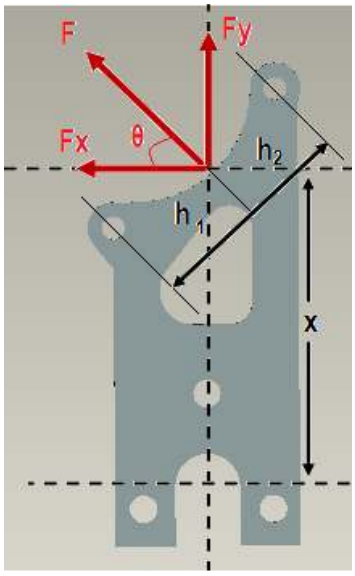
Όπου FBb = Δύναμη στη δοκό εξισορρόπησης
Fp = Δύναμη στο πεντάλ πέδησης
PRa = Λόγος του πεντάλ

Η συνολική ροπή πεδήσεως του οχήματος στον καθένα από του εμπρός τροχούς υπολογίζεται στα 120 Nm.Ωστόσο, προσεγγίζοντας την χειρότερη δυνατή περίπτωση θεωρούμε ότι η κατανομή της πέδησης είναι 100% στον εμπρός άξονα και έτσι η τιμή της ροπής από τα 120 Nm γίνεται 180 Nm. Η ροπή αυτή την μετατρέπουμε σε δύναμη στο σημείο επαφής δισκοφρένου και δίσκου. Η δύναμη αυτή θα ασκηθεί αρχικά στην δαγκάνα των φρένων και έπειτα στα ψαλίδια που στρέφουν τον τροχό.

$$M = F * x => \quad F = \frac{M}{X} = \frac{180}{67.5\ 10^{-3}} = 2666\ N \quad (31)$$

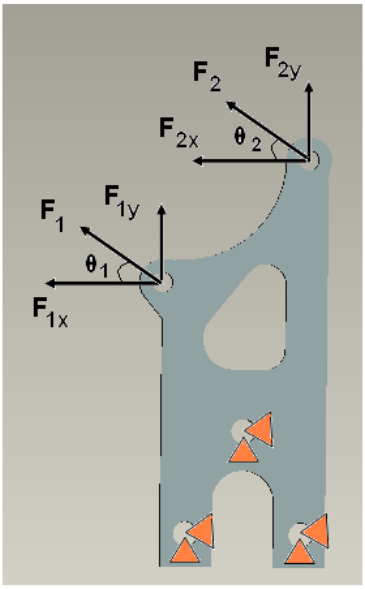
x : απόσταση σημείου εφαρμογής δύναμης από το κέντρο του δίσκου

Η δαγκάνα του δισκοφρένου τοποθετείται σε κλίση περίπου θ = 40 μοιρών. Η γωνία αυτή είναι υποχρεωτικό να υπάρχει λόγω περιορισμών της κατασκευής και σωστής εφαρμογής του δισκοφρένου-δίσκου. Η κατεύθυνση της δύναμης είναι κάθετη στην κλίση της δαγκάνας και έχει μέτρο όπως υπολογίστηκε παραπάνω.



Εικόνα 5.3 Δύναμη στην βάση της δαγκάνας

Στην συνέχεια αναλύουμε την δύναμη με τις αντίστοιχες συνιστώσες της στα σημεία που συνδέεται η δαγκάνα του δισκοφρένου με την βάση της. Η σύνδεση αυτή γίνεται σε δύο σημεία με κοχλίες. Οι υπολογισμοί των μέτρων και κατευθύνσεων αναφέρονται παρακάτω.



Εικόνα 5.4 Δυνάμεις στην βάση της δαγκάνας

$$F_y = \sin 40^o * F = 1756 \quad (32)$$

$$F_x = \cos 40^o * F = 2005 \quad (33)$$

$$\Sigma F = 0 \Rightarrow \quad F_{1y} + F_{2y} = F_y \Rightarrow F_{1y} + F_{2y} = 1756 \quad (34)$$

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow \quad F_{1x} + F_{2x} = F_x \Rightarrow F_{1x} + F_{2x} = 2005 \quad (35)$$

$$\Sigma M_{(A)} = 0 \Rightarrow F_{1y} * h_1 - F_{2y} * (h_1 + h_2) = 0 \Rightarrow$$

$1756 * 0.02657 - F_{2y} * (0.0465) = 0 \Rightarrow F_{2y} = 1003$ (35)

Από (32) και (34) =>

$F_{1y} = 1756 - 1003 = 753$ (36)

Οι θετικές τιμές των αποτελεσμάτων των εξισώσεων επαληθεύουν την σωστή υπόθεση των κατευθύνσεων των δυνάμεων κατά τον y άξονα.
Το πρόβλημα στατικής που προκύπτει είναι στατικά αόριστο. Για το λόγο αυτό θα πρέπει να εισάγουμε μια ακόμη εξίσωση. Η εξίσωση αυτή θα προκύψει από το συμβιβαστό της παραμόρφωσης .

$\delta_1 = \frac{N_1 h_1}{E A}$ (37)

$\delta_2 = \frac{N_2 h_2}{E A}$ (38)

$\delta_1 = -\delta_2 = 0 \Rightarrow \frac{N_1 h_1}{E A} = -\frac{N_2 h_2}{E A} = 0 \Rightarrow N_1 * h_1 + N_2 * h_2 = 0 \Rightarrow$

$N_1 + F_{1x} = 0 \Rightarrow N_1 = F_{1x}$ (39)

$N_2 = F_{2y}$ (40)

$F_{1x} * h_1 = F_{2x} * h_2 \Rightarrow F_{2x} = F_{1x} * (\frac{h1}{h2}) \Rightarrow F_{2x} = 859$ (41)

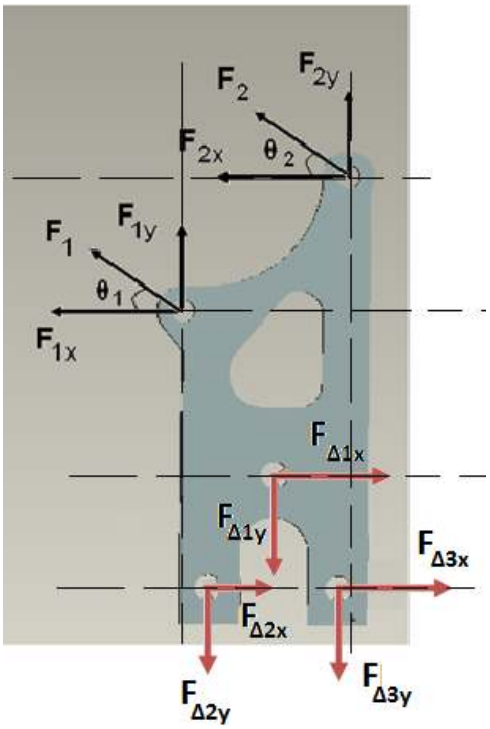
Από σχέση (34) έχουμε:

$F_{1x} = 1145$ (42)

Γνωρίζοντας τα μέτρα των συνιστωσών δυνάμεων μπορούμε να υπολογίσουμε και τις γωνίες που ασκούνται.

$\tan\theta_1 = 753/1145 \Rightarrow \theta_1 = \tan^{-1}(753/1145) = 33^o$ (43)
$\tan\theta_2 = 1003/853 \Rightarrow \theta_2 = \tan^{-1}(1003/853) = 49^o$ (44)

Στην συνέχεια υπολογίζουμε τις αντιδράσεις των στηρίξεων στην βάση της δαγκάνας. Η βάση της δαγκάνας συνδέεται με το ψαλίδι με τρεις κοχλιωτές συνδέσεις. Για να επιλύσω το πρόβλημα στατικής υποθέτω τις αντιδράσεις των πακτώσεων:



Εικόνα 5.5 Αντιδράσεις στηρίξεων

$F_{1x} = 1145$ (45)

$F_{2x} = 859$ (46)

$F_{1y} = 753$ (47)

$F_{2y} = 1003$ (48)

$\Sigma M_{(\Delta 1)} = 0 \Rightarrow$

$35.98 * F_{1x} + 65.98 * F_{2x} - 20 * F_{1y} + 15.15 * F_{2y} + 25 * F\Delta_{2x} + 25 * F\Delta_{3x} + 13.85 * F\Delta_{2y} - 15.15\, F\Delta_{3y} = 0$ (48)

$\Sigma M_{(\Delta 2)} = 0 \Rightarrow$

$60.98 * F_{1x} + 90.98 * F_{2x} - 6.15 * F_{1y} + 29 * F_{2y} - 25 * F_{\Delta 1x} - 13.85 * F_{\Delta 1y} - 28 * F_{\Delta 3y} = 0$ (49)

$\Sigma M_{(\Delta 3)} = 0 \Rightarrow$

$60.98 * F_{1x} + 90.98 * F_{2x} - 35.15 * F_{1y} + F_{2y} - 25 * F\Delta_{1x} + 14.15 * F_{\Delta 1y} + 28 * F\Delta_{2y} = 0$ (50)

$\Sigma M_{(1)} = 0 \Rightarrow$

$30 * F_{2x} + 35.15 * F_{2y} + 35.98 * F\Delta_{1x} + 60.98 * F\Delta_{2x} + 60.98 * F\Delta_{3x} - 20 * F_{\Delta 1y} - 6.15 * F_{\Delta 2y} - 35.15 * F_{\Delta 3y} = 0$ (51)

$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow$

$$F_{1x} + F_{2x} - F\Delta_{1x} - F\Delta_{2x} - F\Delta_{3x} = 2005 \qquad (52)$$

$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$

$$F_{1y} + F_{2y} - F\Delta_{1y} - F\Delta_{2y} - F\Delta_{3y} = 1756 \qquad (53)$$

Για την επίλυση των παραπάνω εξισώσεων και την εύρεση των αγνώστων θα χρησιμοποιήσουμε την βοήθεια του ειδικού πακέτου λογισμικού MATLAB. Μοντελοποιούμε το πρόβλημα ως ένα πρόβλημα της μορφής :

$$A\,\mathbf{x} = \mathbf{b}$$

$$\begin{bmatrix} a_{1,1} & a_{1,2} & \cdots & a_{1,n} \\ a_{2,1} & a_{2,2} & \cdots & a_{2,n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{m,1} & a_{m,2} & \cdots & a_{m,n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \vdots \\ b_m \end{bmatrix}$$

Η λύση της θα είναι

$$x = A^{-1} b$$

Πίνακας Α

F_{1x}	F_{2x}	F_{1y}	F_{2y}	$F_{\Delta1x}$	$F_{\Delta2x}$	$F_{\Delta3x}$	$F_{\Delta1y}$	$F_{\Delta2y}$	$F_{\Delta3y}$
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
35.98	65.98	-20	15.15	0	25	25	0	13.85	-15.15
60.98	90.98	-6.15	29	-25	0	0	-13.85	0	-28
60.98	90.98	-35.15	1	-25	0	0	14.15	28	0
0	30	0	35.15	35.98	60.98	60.98	-20	-6.15	-35.15
1	1	0	0	-1	-1	-1	0	0	0
0	0	1	1	0	0	0	-1	-1	-1

Το διάνυσμα των άγνωστων:

$$X = [\, F_{1x}\ \ F_{2x}\ \ F_{1y}\ \ F_{2y}\ \ F_{\Delta1x}\ F_{\Delta2x}\ \ F_{\Delta3x}\ \ F_{\Delta1y}\ \ F_{\Delta2y}\ \ F_{\Delta3y}\,]^T$$

Το διάνυσμα των σταθερών όρων

$$b = [\, 1145\ \ 859\ \ 753\ \ 1003\ \ 0\ \ 0\ \ 0\ \ 0\ \ 2005\ \ 1756\,]^T$$

```
MATLAB 7.10.0 (R2010a)
File Edit Debug Parallel Desktop Window Help
Current Folder: C:\Documents and Settings\User\Τα έγγραφά μου\MATLAB
Shortcuts  How to Add  What's New
Command Window
>> A =[ 1  0  0  0  0  0  0  0  0  0 ; 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 ; 0 0 1 0 0 0 0 0 0 0 ;0 0 0 1 0 0 0 0 0 0;35.98 65.98 -20 15.15 0

A =

         1         0         0         0         0         0         0         0         0         0
         0         1         0         0         0         0         0         0         0         0
         0         0         1         0         0         0         0         0         0         0
         0         0         0         1         0         0         0         0         0         0
     35.98     65.98       -20     15.15         0        25        25         0     13.85    -15.15
     60.98     90.98     -6.15        29       -25         0         0    -13.85         0       -28
     60.98     90.98    -35.15         1       -25         0         0     14.15        28         0
         0        30         0     35.15     35.98     60.98     60.98       -20     -6.15    -35.15
         1         1         0         0        -1        -1        -1         0         0         0
         0         0         1         1         0         0         0        -1        -1        -1
fx >>
```

Εικόνα 5.6 Δήλωση πίνακα A στην MATLAB

```
MATLAB 7.10.0 (R2010a)
File Edit Debug Parallel Desktop Window Help
Current Folder: C:\Documents and Settings\Ju
Shortcuts  How to Add  What's New
Command Window
>> b=[1145;859;753;1003;0;0;0;0;2005;1756]

b =

        1145
         859
         753
        1003
           0
           0
           0
           0
        2005
        1756
fx >>
```

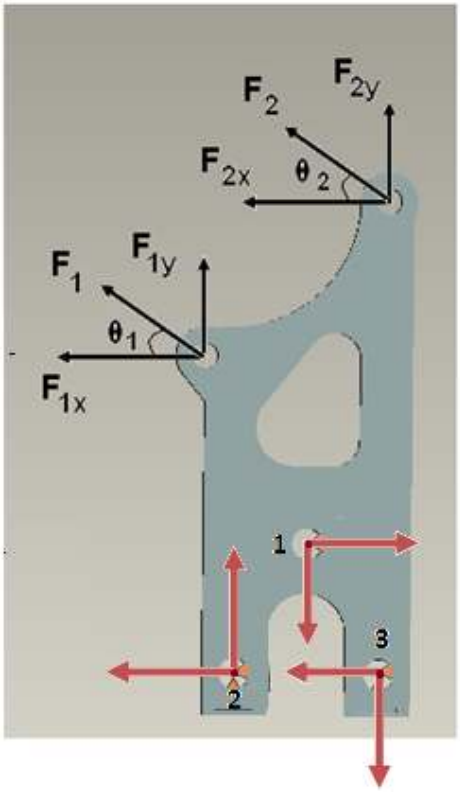
Εικόνα 5.7 Δήλωση διανύσματος σταθερών όρων

```
MATLAB 7.10.0 (R2010a)
File Edit Debug Parallel Desktop Window Help
Current Folder: C:\Documents and Settings\User\Τα έγγρ
Shortcuts  How to Add  What's New
Command Window
>> C = pinv(A) * b

C =

        1145
         859
       649.8
        1003
      5093.2
     -1541.8
     -1541.8
      2467.7
     -1208.1
      409.05
fx >>
```

Εικόνα 5.8 Αποτελέσματα – λύσεις εξισώσεων

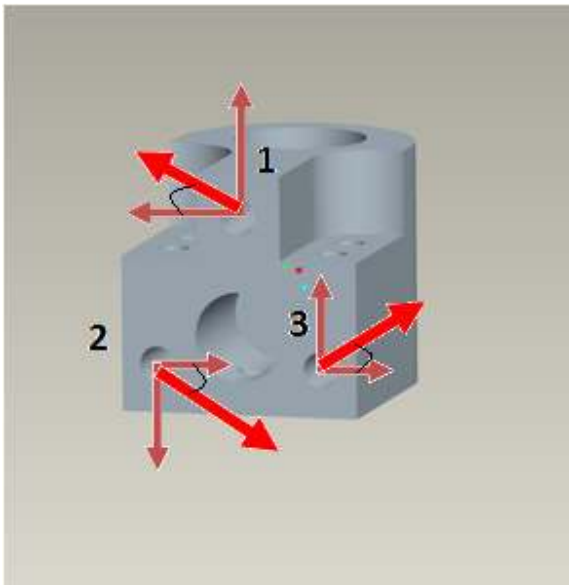
Αν παρατηρήσουμε τα αποτελέσματα του λογισμικού MATLAB θα παρατηρήσουμε πως κάποιες τιμές των δυνάμεων είναι αρνητικές. Το αρνητικό πρόσημο μας καταδεικνύει πως η αρχική υπόθεση των

κατευθύνσεων ορισμένων δυνάμεων ήταν λανθασμένη. Παρακάτω φαίνονται οι κατευθύνσεις των δυνάμεων όπως αυτές καταδεικνύονται από την επίλυση.



Εικόνα 5.9 Αντιδράσεις στηρίξεων βάσει αποτελεσμάτων

Οι αντιδράσεις των δυνάμεων που υπολογίστηκαν παραπάνω θα είναι οι δυνάμεις που ασκούνται στο ψαλίδι από την βάση της δαγκάνας.



Εικόνα 5.10 Δυνάμεις στο ψαλίδι

$$\tan\theta_1 = 2467/5093 \Rightarrow \theta_1 = \tan^{-1}(753/1145) = 25^o \quad (54)$$
$$\tan\theta_2 = 1208/1541 \Rightarrow \theta_2 = \tan^{-1}(753/1145) = 38^o \quad (55)$$
$$\tan\theta_3 = 409/1541 \Rightarrow \theta_3 = \tan^{-1}(753/1145) = 15^o \quad (56)$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6: Μελέτη αντοχής

6.1 Γενικά

Η ανάγκη μελέτης και εξακρίβωσης της αντοχής των κατασκευών με όλο και ακριβέστερες μεθόδους είναι το ζητούμενο σε κάθε επίπεδο εφαρμογών. Για το λόγο αυτό έχουν αναπτυχθεί προγράμματα που βοηθούν στην ανάλυση, εξέταση και βελτίωση τέτοιου είδους κατασκευών. Τα προγράμματα αυτά στηρίζονται στην μέθοδο της ανάλυσης με πεπερασμένα στοιχεία που για συντομία στη συνέχεια θα αναφέρεται με τη διεθνή ονομασία της ως FEA (Finite Elements Analysis). Η μέθοδος αυτή μπορεί να δώσει αποτελέσματα ακριβείας για πολύπλοκες κατασκευές, απαιτεί όμως πολλούς και χρονοβόρους υπολογισμούς οι οποίοι με την παρούσα τεχνολογία στους ηλεκτρονικούς υπολογιστές πραγματοποιούνται μέσα σε αρκετά σύντομο χρονικό διάστημα. Η χρήση αυτών των λογισμικών πακέτων σε συνδυασμό με άλλα εξειδικευμένα πακέτα σχεδίασης (CAD) αρχίζουν να αποτελούν το βασικό πυρήνα για την ανάπτυξη και τον έλεγχο πολύπλοκων κατασκευών.

Ολοένα και περισσότερες εταιρίες χρησιμοποιούν λογισμικά πακέτα ανάλυσης πεπερασμένων στοιχείων για την αξιολόγηση των κατασκευών τους. Η χρήση τους προσδίδει μείωση του χρόνου και του κόστους ανάπτυξης ενός προϊόντος αλλά και πολύ μεγάλη ευελιξία στην βελτιστοποίηση στοιχείων της κατασκευής. Όμως, το υπέρογκο κόστος σε χρήμα και χρόνο για την πραγματοποίηση τέτοιου είδους δοκιμών έκανε αναγκαία την μοντελοποίηση και επίλυση τέτοιων προβλημάτων με τη χρήση λογισμικών πακέτων FEA.

Πάρα πολλά πειράματα έχουν πραγματοποιηθεί μέχρι σήμερα για να εξακριβωθεί κατά πόσον τα αποτελέσματα τέτοιου είδους αναλύσεων συμφωνούν με πειραματικές δοκιμές. Τέτοιες δοκιμές έχουν πραγματοποιηθεί από αυτοκινητοβιομηχανίες, μεγάλα διεθνή ιδρύματα και οργανισμούς , και πανεπιστήμια. Σύμφωνα με τα πειράματα αυτά αποδεικνύεται ότι η χρήση τέτοιου λογισμικού είναι και ακριβής στα αποτελέσματα που εξάγονται και πολύ φθηνή και πολύ πιο γρήγορη εφόσον ακολουθείται σωστή μεθοδολογία κατά την μοντελοποίηση της κατασκευής.

Σημαντικό στοιχείο στις αναλύσεις αποτελούν και οι κανονισμοί ασφάλειας που πρέπει να ικανοποιούνται. Οι κανονισμοί αυτοί οριοθετούν τις καταπονήσεις της κατασκευής και αποτελούν το βασικό γνώμονα για την αξιολόγηση της αντοχής της. Στην περίπτωση μας το ζητούμενο είναι ο έλεγχος αντοχής της προτεινόμενης κατασκευής κάτω από συγκεκριμένα στατικά και δυναμικά φορτία. Για τον έλεγχο, τα στοιχεία της κατασκευής υποβάλλονται σε συγκεκριμένες δοκιμασίες. Η διαδικασία αυτή μας δίνει τη δυνατότητα παράλληλα με τον έλεγχο της κατασκευής να προχωρήσουμε σε βελτιστοποίηση των σχεδίων του ώστε αυτά να ανταποκρίνονται στις ασκούμενες φορτίσεις κρατώντας το βάρος σε χαμηλά επίπεδα.

Το λογισμικό πακέτο που επιλέχθηκε για την πραγματοποίηση των δοκιμών είναι το ANSYS v10 της ομώνυμης εταιρίας Ansys Inc. Το λογισμικό αυτό χρησιμοποιείται από πολλούς κατασκευαστές καθιστώντας τα αποτελέσματα του αξιόπιστα και ακριβή, ενώ η εταιρία παραγωγής του έχει μεγάλη εμπειρία σε αυτού του είδους τις εφαρμογές με μεγάλες διεθνείς συνεργασίες ανά τον κόσμο.

Για την καλύτερη κατανόηση της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων στη συνέχεια δίνονται κάποια στοιχεία θεωρίας που σχετίζονται με τις γενικές αρχές τους, ώστε να γίνει δυνατή η κατανόηση της διαδικασίας υπολογισμών που ακολουθείται κατά την επίλυση ενός προβλήματος.

Επίσης επεξηγείται ο τρόπος μοντελοποίησης της κατασκευής, των υλικών και των φορτίσεων πριν την έναρξη της υπολογιστικής διαδικασίας ενώ παρουσιάζονται και οι χρησιμοποιούμενες μέθοδοι υπολογισμού της αντοχής και του συντελεστή ασφαλείας κατά την αξιολόγηση των αποτελεσμάτων που προκύπτουν από το λογισμικό.

Τέλος παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της ανάλυσης με τη βοήθεια του λογισμικού πακέτου και παρουσιάζεται η διαδικασία βελτιστοποίησης της σχεδίασης των επιμέρους κομματιών ώστε να καταλήξουμε σε επιτρεπτά όρια αντοχής με την μικρότερη δυνατή τιμή βάρους.

6.2 Έλεγχος

Για να γίνει ο έλεγχος αντοχής των διαφόρων εξαρτημάτων του οχήματος απαιτείται γνώση των μεγίστων φορτίσεων που επιδέχονται. Έχοντας γνώση των συνθηκών κάτω από τις οποίες εμφανίζονται τα φορτία αυτά, είναι δυνατή η διενέργεια δοκιμαστικών φορτίσεων που θα αποκαλύψουν την αντοχή της μελετώμενης κατασκευής. Έτσι, με βάση αναλύσεις που αναφέρθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο, στοιχειοθετείται ο τρόπος δοκιμών και ορίζονται όλα τα στοιχεία που είναι απαραίτητα για την μοντελοποίηση των δοκιμών αλλά και την ανάλυση των αποτελεσμάτων που προκύπτουν από το χρησιμοποιούμενο λογισμικό.

6.2.1 Συντελεστής Ασφαλείας

Ο συντελεστής ασφαλείας για μεταλλικές και ξύλινες κατασκευές πρέπει να είναι μεταξύ **1.5-1.8**, **1.9** για ενισχυμένες με ανθρακονήματα συνθετικές κατασκευές που υποβάλλονται σε θερμότητα ή υγρασία και **2.25** όπου δε γίνεται καμία ιδιαίτερη θεώρηση για υγρασία και θερμότητα κατά την διάρκεια κατασκευαστικού ελέγχου. Ο συντελεστής ασφαλείας ακολουθεί κάποιες συνήθεις τιμές για διαφορετικές κατασκευές. Στην πραγματικότητα επηρεάζεται σε μεγάλη κλίμακα από παραμέτρους όπως βεβαιότητα/αβεβαιότητα φορτίσεων, σκοπός της κατασκευής, αντοχή σε κόπωση υλικών σε βάθος χρόνου κτλ.

6.2.2 Αντοχή και Παραμόρφωση

Η κατασκευή πρέπει να είναι σε θέση να δεχτεί τις μέγιστες φορτίσεις χωρίς μόνιμη παραμόρφωση και χωρίς παραμορφώσεις που είναι αρκετά μεγάλες ώστε να παρεμβαίνουν στην ασφαλή λειτουργία της. Για λόγους ασφαλείας η μέγιστη τάση δεν θα πρέπει καν να πλησιάζει την τιμή στην οποία παρατηρείται στο υλικό η οποιαδήποτε παραμικρή παραμόρφωση.

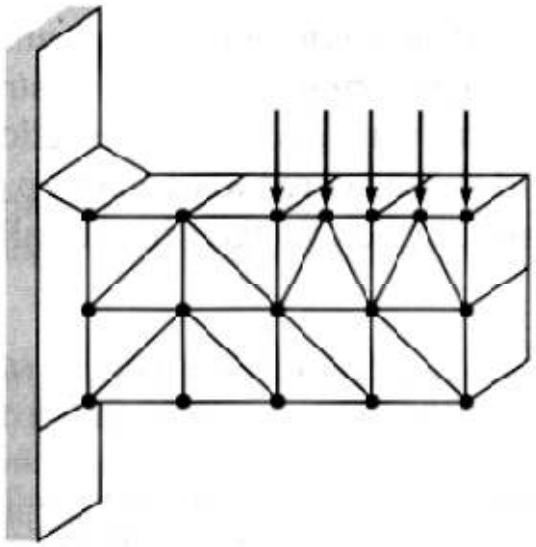
6.3 ΘΕΩΡΗΤΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ

6.3.1 Η Μέθοδος των Πεπερασμένων Στοιχείων

Η ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων (Finite Element Analysis ή FEA) είναι μια βασισμένη σε υπολογιστή αριθμητική μέθοδος για επίλυση μεγάλου φάσματος προβλημάτων του τομέα εφαρμοσμένης μηχανικής όπως ανάλυση τάσεων, θερμική ανάλυση, ροής ρευστών, ρευστής διάχυσης ροής και μαγνητικών πεδίων . Στην ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων ένα στερεό ή ένα συνεχές ρευστό, θεωρείται δομημένο από πολυάριθμα μικροσκοπικά συνδεδεμένα στοιχεία. Δεδομένου ότι τα στοιχεία μπορούν να είναι τοποθετημένα ουσιαστικά με οποιαδήποτε τρόπο, μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την διαμόρφωση πολύ σύνθετων μορφών. Κατά συνέπεια, δεν είναι πλέον απαραίτητο να βρεθεί μια αναλυτική λύση η οποία να μεταχειρίζεται ένα στενά "εξιδανικευμένο" μοντέλο, μαντεύοντας πώς η απόκλιση από το μοντέλο επηρεάζει το πρωτότυπο. Κατά την ανάπτυξη της, η μέθοδος πεπερασμένων στοιχείων έχει αντικαταστήσει σημαντικά την ακριβή προκαταρκτική μέσω δοκιμών ανάπτυξη, με τη γρηγορότερη και φτηνότερη μοντελοποίηση μέσο υπολογιστή.

Σε αντίθεση με τις αναλυτικές μεθόδους που συχνά απαιτούν τη χρήση υψηλότερου επιπέδου μαθηματικών, η μέθοδος πεπερασμένων στοιχείων βασίζεται σε απλές αλγεβρικές εξισώσεις. Εντούτοις, μια λύση FEA μπορεί να απαιτήσει την ταυτόχρονη επίλυση εκατοντάδων εξισώσεων με εκατοντάδες άγνωστους όρους. Επομένως, η ανάπτυξη της τεχνικής απαίτησε τη διαθεσιμότητα πολύ γρήγορων ψηφιακών υπολογιστών για να μπορεί να λύσει αποτελεσματικά τις εξισώσεις με την μέθοδο των πινάκων. Η γρήγορη αποδοχή της ανάλυσης πεπερασμένων στοιχείων, οφείλεται κατά ένα μεγάλο μέρος στην αυξανόμενη διαθεσιμότητα του λογισμικού FEA μέσο των ηλεκτρονικών υπολογιστών.

Στη μέθοδο πεπερασμένων στοιχείων, η φορτισμένη δομή μοντελοποιείται με ένα πλέγμα χωριστών στοιχείων. Τα στοιχεία συνδέονται το ένα με το άλλο στις γωνίες τους και τα συνδεόμενα σημεία καλούνται κόμβοι. Για μία ανάλυση τάσεων, η λύση προκύπτει χρησιμοποιώντας βασικές εξισώσεις ορθών τάσεων και παραμορφώσεων για τον υπολογισμό των μετατοπίσεων κάθε στοιχείου, από το σύστημα των δυνάμεων που μεταδίδονται από τα γειτονικά στοιχεία μέσο των κόμβων. Η παραμόρφωση καθορίζεται από την εκτροπή των κόμβων και από αυτήν η ορθή τάση από την κατάλληλη εξίσωση. Εντούτοις, το πρόβλημα είναι πιο σύνθετο από ότι αρχικά φαίνεται καθώς η δύναμη σε κάθε κόμβο εξαρτάται από τη δύναμη σε κάθε άλλο κόμβο. Τα στοιχεία συμπεριφέρονται όπως ένα σύστημα ελατηρίων τα οποία εκτρέπονται έως ότου όλες οι δυνάμεις βρεθούν σε ισορροπία. Αυτό οδηγεί σε ένα σύνθετο σύστημα ταυτόχρονων εξισώσεων όπου απαιτείται η άλγεβρα πινάκων για να χειριστεί τα δυσκίνητα συστήματα των εξισώσεων.



Εικόνα 6.1 Απλή αναπαράσταση μίας δοκού με πεπερασμένα στοιχεία.

Το βασικό κομμάτι των πληροφοριών είναι η μήτρα δυσκαμψίας για κάθε στοιχείο. Μπορεί να θεωρηθεί ως ένα είδος σταθεράς ελατηρίου που περιγράφει το μέγεθος της μετατόπισης των κομβικών σημείων εξαιτίας ενός συστήματος εφαρμοζόμενων δυνάμεων. Σε μορφή πινάκων αυτό δίνεται από:

$$\{f\} = [k]\{\delta\}$$

όπου,

{f} :ένας πίνακας στήλη των δυνάμεων που ασκούνται στο στοιχείο,
[k] : η μήτρα δυσκαμψίας
{δ} :ο πίνακας στήλη των μετατοπίσεων των κόμβων του στοιχείου.

Η μήτρα δυσκαμψίας κατασκευάζεται από τις συντεταγμένες των θέσεων των κόμβων και τον πίνακα των σταθερών ελαστικότητας του υλικού. Ένα τριγωνικό στοιχείο [k] μπορεί να κατασκευαστεί με βάση τις αρχές της στατικής, όμως, πιο περίπλοκα στοιχεία απαιτούν τη χρήση ενεργειακών μεθόδων για τον προσδιορισμό του [k]. Όταν όλα τα στοιχεία του συστήματος συγκεντρωθούν η βασική εξίσωση των μητρών είναι:

$$\{F\} = [K]\{\delta\}$$

Όπου,

[K] = η βασική μήτρα δυσκαμψίας, σχηματιζόμενη από όλα τα [k] για όλα τα στοιχεία
{F} = εξωτερικές δυνάμεις σε κάθε κόμβο
{δ} = μετατοπίσεις σε κάθε κόμβο

Ο πίνακας των δυνάμεων είναι γνωστός καθώς αποτελείται από αριθμητικές τιμές των φορτίων και των αντιδράσεων που υπολογίζονται πριν την έναρξη της ανάλυσης των πεπερασμένων στοιχείων. Οι μετατοπίσεις είναι οι άγνωστοι και βρίσκονται με τη μετάθεση της μήτρας δυσκαμψίας στην

παραπάνω εξίσωση. Αυτή η υπολογιστική λύση δίνει τις μετατοπίσεις σε όλους τους κόμβους. Όταν πολλαπλασιάζεται με τον πίνακα των συντεταγμένων των θέσεων των κόμβων [B] και τον πίνακα των ελαστικών σταθερών [D], δίνει την τάση σε κάθε κόμβο.

$$\{\sigma\} = [D][B]\{\delta\}$$

Η ανάλυση συνήθως γίνεται για να προσδιοριστούν οι τάσεις και οι διευθύνσεις τους σε όλο το κομμάτι. Τα δεδομένα που προκύπτουν από τον υπολογιστή, ειδικά για πολύπλοκα μοντέλα, είναι πάρα πολλά και δύσκολα να χρησιμοποιηθούν. Έτσι οι γραφικές αναπαραστάσεις των τελικών τιμών με διανύσματα τάσεων, έγχρωμα γραφικά κ.α., είναι αναγκαία και πλέον βρίσκονται σε όλα τα πακέτα λογισμικού για FEA.

6.3.2 Τύποι Στοιχείων Μοντελοποίησης

Η ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων αρχικά αναπτύχθηκε για δισδιάστατες καταστάσεις. Ένα τρισδιάστατο στερεό αυξάνει την τάξη μεγέθους στον αριθμό των εξισώσεων που πρέπει να επιλυθούν ταυτόχρονα. Όμως αυτό το χειρίζονται πλέον τα λογισμικά FEA με τη χρήση μεγαλύτερου βαθμού στοιχείων και γρηγορότερων υπολογιστών. Τα πιο διαδεδομένα στοιχεία είναι δύο: τα συνεχή και τα δομικά. Στα συνεχή η γεωμετρία τους ορίζεται πλήρως από τις συντεταγμένες των κόμβων τους. Τα δομικά στοιχεία είναι στοιχεία που συμπεριφέρονται σύμφωνα με παραδοχές της συμπεριφοράς των κατασκευών σε σχέση με την αντοχή των υλικών. Στην Εικόνα 6.2 παρουσιάζονται μερικά από τα στοιχεία που χρησιμοποιούνται στις αναλύσεις πεπερασμένων στοιχείων. Τα τρίγωνα και τετράγωνα (a,b) είναι τα πιο απλά στοιχεία με δύο βαθμούς ελευθέριας σε κάθε κόμβο. Προσθέτοντας κι άλλους κόμβους στις άκρες ή στο κέντρο μοντελοποιούνται καλύτερα καμπύλες και μέτωπα (c). Τρισδιάστατα μοντέλα έχουμε: τα ισοπαραμετρικά τρίγωνα (d), τα τετράεδρα (e) και τα εξάεδρα (f). Τέλος, τα πιο κοινά δομικά στοιχεία είναι: το στοιχείο δοκού (g), το στοιχείο δίσκου (h) και το στοιχείο κελύφους (i).

6.3.3 Θεωρίες Αστοχίας

Όταν ένα κομμάτι φορτίζεται ομοαξονικά, τότε η τάση και η αντοχή μπορούν να συγκριθούν απευθείας για να υπολογιστεί ο συντελεστής ασφαλείας του ή για να γίνει φανερό αν το κομμάτι θα αστοχήσει. Η μέθοδος αυτή είναι απλή, καθώς υπάρχει μία μόνο τιμή τάσης και μία τιμή αντοχής, είτε είναι διαρροής είτε είναι μέγιστη ή διατμητική ή ότι αρμόζει στην μελετώμενη περίπτωση.

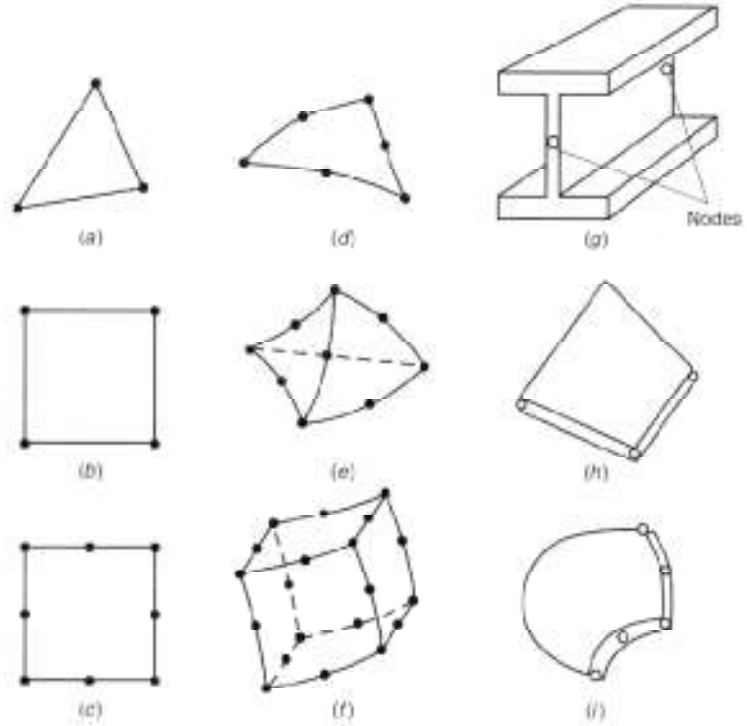
Το πρόβλημα όμως γίνεται αρκετά πολύπλοκο όταν έχουμε τάσεις σε δύο ή τρεις διαστάσεις. Σε τέτοιες περιπτώσεις υπάρχουν πολλές τάσεις, αλλά μονάχα μία σημαντική αντοχή. Για να γίνει δυνατός λοιπόν ο προσδιορισμός της ασφάλειας του κομματιού, αναπτύχθηκαν διάφορες θεωρίες για να βοηθήσουν στον υπολογισμό αυτό. Οι θεωρίες αυτές είναι :

- **Θεωρία μέγιστης ορθής τάσης**

Σύμφωνα με τη θεωρία αυτή, αστοχία θα προκύψει όταν μία από τις τρεις βασικές τάσεις φτάσει την αντοχή του υλικού. Έτσι αν κατατάξουμε τις τάσεις για οποιαδήποτε κατάσταση στην παρακάτω σειρά: $\sigma_1>\sigma_2>\sigma_3$, τότε η θεωρία αυτή προβλέπει ότι θα έχουμε αστοχία όταν:

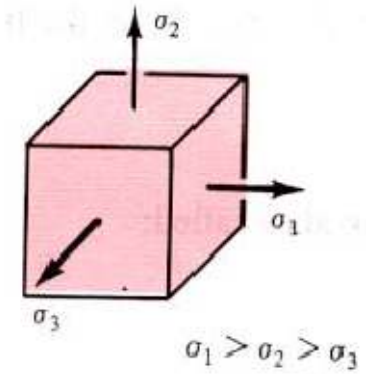
$$\boldsymbol{\sigma_1=S_y \text{ ή } \sigma_3=-S_c}$$

όπου S_y και S_c είναι οι αντοχές θλίψης και εφελκυσμού, που αφορούν, είτε το όριο διαρροής είτε το μέγιστο όριο αντίστοιχα.



Εικόνα 6.2 Χρησιμοποιούμενοι τύποι στοιχείων μοντελοποίησης στην ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων.

Στην Εικόνα 6.3 παρουσιάζεται ένα τρισδιάστατο τετραγωνικό πρίσμα στο οποίο εφαρμόζονται τάσεις και στις τρεις διαστάσεις και συμβολίζονται με σ_1, σ_2 , σ_3 που χρησιμοποιήθηκαν στους προηγούμενους τύπους.



Εικόνα 6.3 Οι εφαρμοζόμενες ορθές τάσεις σε τρισδιάστατο δοκίμιο.

- **Θεωρία μέγιστης διατμητικής τάσης**

Στη θεωρία αυτή δηλώνεται ότι, η διαρροή ξεκινάει όταν η μέγιστη διατμητική τάση σε οποιοδήποτε κομμάτι γίνει ίση με την μέγιστη ορθή τάση ενός δείγματος κομματιού σε εφελκυσμό, το οποίο αποτελείται από το ίδιο υλικό, όταν το δείγμα αυτό αρχίσει να διαρρέει. Αν καταταχθούν και πάλι τις τάσεις σαν $\sigma_1>\sigma_2>\sigma_3$, τότε η θεωρία αυτή προβλέπει η διαρροή θα προκύψει όταν:

$$\tau_{max} \geq S_y/2 \text{ ή } \sigma_1 - \sigma_3 \geq S_y$$

- **Θεωρία ενέργειας παραμόρφωσης ή Von Misses**

Σε αυτήν προβλέπεται ότι η αστοχία από διαρροή προκύπτει όταν η Von Misses ή αλλιώς ισοδύναμη τάση σ′, ισούται με το όριο διαρροής του υλικού. Η τιμή της τάσης αυτής προκύπτει χρησιμοποιώντας μια υπόθεση για την ενέργεια παραμόρφωσης και δίνεται από την ακόλουθο τύπο:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_1-\sigma_3)^2}{2}\right]^{1/2}$$

Το σημαντικό στοιχείο της θεωρίας αυτής είναι ότι μπορεί να αναπαραστήσει ολόκληρη την κατάσταση των τάσεων, όσο πολύπλοκη και αν είναι αυτή, ενώ παράλληλα δίνει ακριβέστερα αποτελέσματα από τις άλλες δύο.

6.4 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ

Για να πραγματοποιηθεί μία ανάλυση με χρήση λογισμικού πεπερασμένων στοιχείων, είναι απαραίτητη η μοντελοποίηση του σχεδίου που έχει προκύψει από το σχεδιαστικό πακέτο, με τον προσδιορισμό των φορτίσεων, περιορισμών, χρησιμοποιούμενων υλικών και την δημιουργία του πλέγματος από τα κατάλληλα στοιχεία.

6.4.1 Δημιουργία του Πλέγματος

Εφόσον έχει ολοκληρωθεί η δημιουργία του γεωμετρικού μοντέλου, οι γραμμές, οι επιφάνειες και οι όγκοι μπορούν να τμηματοποιηθούν δημιουργώντας δοκούς, κελύφη και στερεά στοιχεία. Τυπικά, οι γεωμετρία διαχωρίζεται με την εφαρμογή ενός πλέγματος κατά μήκος μίας καμπύλης ή μίας γραμμής, ή μεταξύ δύο ακμών μίας επιφάνειας, ή τριών ακμών ενός όγκου χρησιμοποιώντας τις δυνατότητες του λογισμικού πακέτου. Το πλέγμα δεν χρειάζεται να είναι ομοιόμορφο. Επίσης η πυκνότητα του καθορίζει την γενικότερη λεπτότητα ή τραχύτητα της τμηματοποίησης και θα πρέπει να είναι τόσο εκλεπτυσμένη ώστε να επιτρέπει τον λυγισμό, την θλίψη και τις μεγάλες παραμορφώσεις. Για την αποδοτικότητα της ανάλυσης, η τμηματοποίηση δεν πρέπει να είναι τόσο εκλεπτυσμένη όσο σε ένα τυπικό στατικό μοντέλο το οποίο επιλύεται για ένα μικρό αριθμό φορτίσεων, καθώς τα δυναμικά μοντέλα επιλύονται για κάθε χρονικό διάστημα.

6.4.2 Επιλογή Στοιχείων

Τα βασικά στοιχεία σε ένα δυναμικό κώδικα πεπερασμένων στοιχείων είναι οι δοκοί (ή οι ράβδοι εάν η κάμψη δεν είναι απαραίτητη), τα κελύφη (τριγωνικά ή τετράπλευρα), τα στερεά (εξάγωνα, πεντάγωνα και τετραεδρικά), και τα ελατήρια . Τα τριγωνικά κελύφη και τα πεντάγωνα και τετράεδρα στερεά είναι πολύ άκαμπτα και δεν θα πρέπει να χρησιμοποιούνται εκτός αν είναι απολύτως απαραίτητο. Τα στοιχεία για τους μη γραμμικούς μεταβατικούς κώδικες είναι απλά, σταθερά και πολύ αποδοτικά. Πάρα πολύς χρόνος έχει αναλωθεί στην ανάπτυξη τους ώστε να γίνουν αποτελεσματικά. Έχει αποδειχθεί ότι είναι πιο αποτελεσματική η ύπαρξη μεγάλου αριθμού απλών στοιχείων από την ύπαρξη μικρότερου αριθμού υψηλής τάξης στοιχείων. Παρότι τα στοιχεία υψηλής τάξης μπορεί να είναι διαθέσιμα στο άμεσο μέλλον, τα στερεά στοιχεία στους περισσότερους πεπερασμένους κώδικες σήμερα χρησιμοποιούν μόνο ένα σημείο ολοκλήρωσης στο γεωμετρικό κέντρο του στοιχείου για να υπολογίσουν τις τάσεις. Επομένως, αν είναι σημαντικό να μοντελοποιηθεί κάμψη χρησιμοποιώντας στερεά στοιχεία, τουλάχιστον τρία στοιχεία απαιτούνται διαμέσου του πάχους του μοντέλου. Επίσης, παρότι τα στοιχεία κελύφους μπορούν να έχουν πολλαπλά σημεία ολοκλήρωσης και έτσι μοντελοποιούν την κάμψη, όλα τα σημεία αυτά βρίσκονται στο κέντρο του στοιχείου. Έτσι, χωρίς να δαπανάται ενέργεια, διπλανά κελύφη μπορούν να παραμορφωθούν στο επίπεδο σε μη φυσικά σχήματα «κλεψύδρας». Ειδικοί αλγόριθμοι ονομαζόμενοι ως «έλεγχος κλεψύδρας» έχουν αναπτυχθεί για την αποφυγή ανάπτυξης τέτοιων φαινομένων. Παρ' όλα αυτά, εάν πολύ «ενέργεια κλεψύδρας» χρησιμοποιηθεί για την πρόληψη του φαινομένου, η λύση δεν θα είναι έγκυρη. Για το λόγο αυτό πάντα ελέγχεται η ενέργεια κατά τη διάρκεια της λύσης και διαπιστώνεται αν υπάρχει υπερβολική ενέργεια «κλεψύδρας».

Στις μοντελοποιήσεις που λαμβάνουν χώρα κατά τις δοκιμές αντοχής, χρησιμοποιούνται τετράπλευρα στοιχεία κελύφους με τρία σημεία ολοκλήρωσης. Τα στοιχεία αυτά μπορούν να μοντελοποιήσουν ικανοποιητικά το σωληνωτό πλαίσιο του οχήματος. Τα τρία σημεία ολοκλήρωσης επιλέχθηκαν με βάση τις οδηγίες που δίνονται στο εγχειρίδιο χρήσης του λογισμικού πακέτου ANSYS v10.

6.4.3 Επιλογή Υλικού

Η επιτυχία και η αποτελεσματικότητα σε μία μη γραμμική επίλυση υλικού, εξαρτάται από την επιλογή του μοντέλου του υλικού. Ορισμένα μοντέλα χρειάζονται πολύ λίγα δεδομένα ενώ άλλα απαιτούν λεπτομερή στοιχεία τάσης-παραμόρφωσης. Ένα απλό μοντέλο δεν σημαίνει πάντα και μία απλή λύση. Πάντως, ακόμα και τα πιο πολύπλοκα μοντέλα υλικών παραμένουν καλές εξιδανικεύσεις της πραγματικότητας.

Μία γραμμική ανάλυση απαιτεί η τάση και η παραμόρφωση να είναι ανάλογες με βάση μία σταθερά που ονομάζεται σταθερά ελαστικότητας. Αν η σταθερά αυτή είναι η αρχική κλίση της καμπύλης τάσης-παραμόρφωσης, που επίσης απαιτείται από μία μη-γραμμική ανάλυση, αποκαλείται και συντελεστής Young. Σε ένα μη γραμμικό μοντέλο υλικού, δύο, τρεις ή και περισσότεροι συντελεστές απαιτούνται για τον ορισμό της σχέσης τάσης-παραμόρφωσης. Το κλειδί σε μία μη γραμμική επίλυση είναι η ανάγκη για συνεχή επαναπροσδιορισμό της παραμόρφωσης για να βρεθεί ποιος συντελεστής πρέπει να εφαρμοστεί σε κάθε στοιχείο σε μία φόρτιση.

Ένα άλλο στοιχείο της μοντελοποίησης ενός υλικού, είναι οι κανόνες σκλήρυνσης. Ένας κανόνας σκληρότητας καθορίζει πως ένα μοντέλο υλικού αντιδρά σε επαναλαμβανόμενες αντιστροφές τάσεων ή αλλαγές μεταξύ εφελκυσμού και θλίψης. Σε ελατά υλικά που δεν έχουν υποστεί πλαστική παραμόρφωση ποτέ, το όριο διαρροής σε εφελκυσμό αναμένεται να είναι ίσο και αντίθετο με το όριο σε θλίψη. Εφόσον όμως διαρροή έχει προκύψει, ορισμένα υλικά παρουσιάζουν ένα φαινόμενο γνωστό ως φαινόμενο Bauschinger, εξαιτίας του οποίου το όριο διαρροής σε θλίψη θα είναι λίγο μικρότερο από το αντίστοιχο του αρχικού ορίου διαρροής. Έτσι, στις μη γραμμικές λύσεις έχουν αναπτυχθεί κανόνες σκλήρυνσης που επιτρέπουν την ρύθμιση του ορίου διαρροής σε εναλλαγές της τάσης.

Ένα μοντέλο ισοτροπικής σκλήρυνσης δεν λαμβάνει υπόψη του το φαινόμενο Bauschinger και το όριο διαρροής σε θλίψη ισούται πάντα με το όριο διαρροής σε εφελκυσμό. Η απόλυτη τιμή των δύο αυτών ισούται με το αρχικά ορισμένο όριο διαρροής.

Στα ελαστο-πλαστικά μοντέλα υλικών που χρησιμοποιούνται σε μη γραμμικές αναλύσεις και άλλες επιλογές πρέπει να γίνουν για τον ορισμό του ακριβές μοντέλου. Έτσι, πρέπει επίσης να επιλεχθεί εάν το μοντέλο θα είναι δι-γραμμικό, τρι-γραμμικό ή πολυ-γραμμικό. Σε ένα δι-γραμμικό μοντέλο υλικού υπάρχουν δύο απαιτούμενες σταθερές: ο συντελεστής ελαστικότητας και ο συντελεστής πλαστικότητας. Ο συντελεστής ελαστικότητας είναι ο τυπικός γραμμικός συντελεστής Young. Ο συντελεστής πλαστικότητας ενεργοποιείται όταν η τάση σε ένα στοιχείο ξεπερνά το δεδομένο κριτήριο διαρροής. Όπως σε μία γραμμική ανάλυση, ο συντελεστής πλαστικότητας παρεμβάλλεται για όλες τις παραμορφώσεις πέραν της διαρροής. Πολλά υλικά παρουσιάζουν σημαντική σκλήρυνση μετά το ξεκίνημα της πλαστικής περιοχής. Στα υλικά αυτά, η αντίδραση του συστήματος σε μεγάλες παραμορφώσεις θα αποκλίνει σε ένα δι-γραμμικό μοντέλο. Για το λόγο αυτό, ένα τρι-γραμμικό μοντέλο περιέχει ένα τρίτο συντελεστή, το συντελεστή σκλήρυνσης, για να αναλάβει την περίπτωση αυτή.

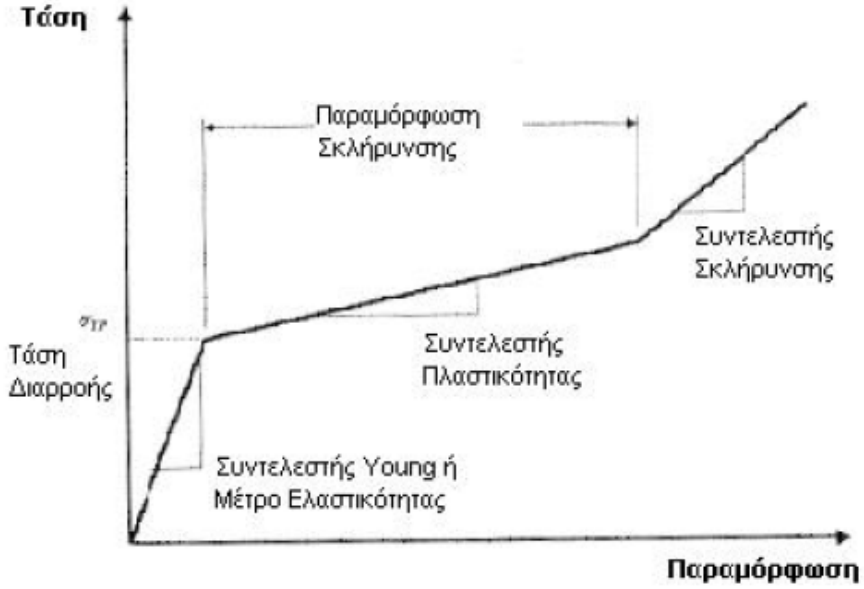
Το υλικό που έχει επιλεχθεί για το πλαίσιο είναι ένα κράμα αλουμινίου με κωδικό **6082 –T6**. Βασικά χαρακτηριστικά αυτού του τύπου αλουμινίου :

Μέτρο ελαστικότητας E (Young modulus) = 70 10^9 Pa
Poisson ratio : 0.33
Πυκνότητα ρ = 2.7 g /cc
Όριο διαρροής yield strength = 255 MPa

Όπως παρατηρούμε πρόκειται για ένα τύπο αλουμινίου του οποίου το όριο διαρροής είναι αυξημένο εώς και 5 φορές από εκείνο του κοινού τύπου αλουμινίου ενώ παράλληλα διατηρεί το ίδιο βάρος. Γενικά, το βασικότερο κριτήριο επιλογής υλικού αποτέλεσε ο συνδυασμός μεγάλης αντοχής και μικρού βάρους. Τέλος, χαρακτηριστικά όπως μεγάλη επεξεργασιμότητα και συγκολησιμοτητα αποτέλεσαν βασικές προϋποθέσεις επιλογής. Περισσότερες πληροφορίες και τεχνικά στοιχεία για το υλικό παρουσιάζονται στο τέλος της εργασίας στο παράρτημα που υπάρχει.

Το μοντέλο αυτό αποτελεί ιδανική επιλογή για την εξαγωγή σωστών αποτελεσμάτων όταν βασική παράμετρος είναι η πλαστική παραμόρφωση. Στην περίπτωση των δικών μας δοκιμών πτώσης, ζητούμενο είναι η αποφυγή της εμφάνισης τάσεων στην πλαστική περιοχή του υλικού. Έτσι, καθώς

βασική παράμετρος είναι η ελαστική περιοχή του υλικού, χρησιμοποιείται ένα ισοτροπικό γραμμικό ελαστικό μοντέλο. Η επιλογή αυτή έγινε και για την μείωση του χρόνου υπολογισμού.



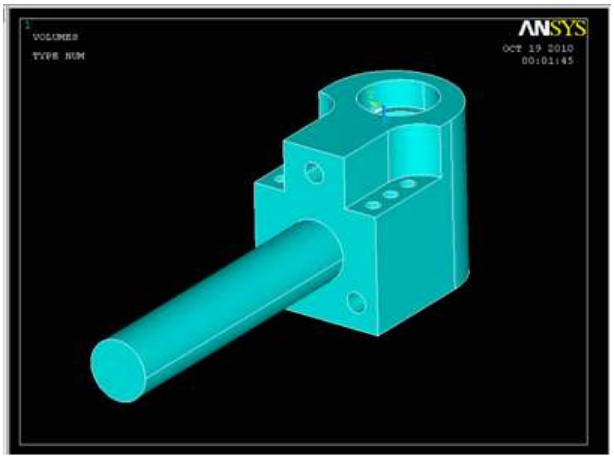
Εικόνα 6.4 Διάγραμμα τάσης – παραμόρφωσης για όλκιμα υλικά

6.5 Μελέτη αντοχής εξαρτημάτων

6.5.1 Μελέτη ψαλιδιού και άξονα – Πρώτη σχεδίαση

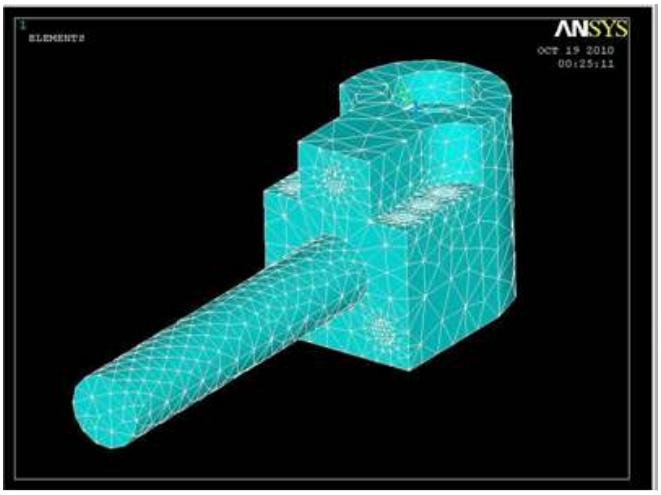
Έχοντας υλοποιήσει την αρχική σχεδίαση στο Pro/E εισαγάγουμε το αρχείο στο Ansys. Μεταξύ των δυο λογισμικών υπάρχει επικοινωνία όσο αφορά το είδος των αρχείων που μπορούν να ανοίξουν. Έτσι μπορούμε είτε να εισάγουμε το αρχείο με την προέκταση .prt είτε ως .igs .

Τα δυο εξαρτήματα, ημιαξόνιο και ψαλίδι, αν και ξεχωριστά σχέδια μελετούνται μαζί. Στο λογισμικό Ansys αυτό μπορεί να επιτευχθεί δηλώνοντας την σχέση αυτών των δυο εξαρτημάτων. (επαφής τριβής, αχώριστα, ενωμένα κτλ)



Εικόνα 6.6 Αρχική σχεδίαση – μοντέλο όγκων

Αφού εισάγουμε το αρχείο, ξεκινάμε με την δημιουργία του πεπερασμένου πλέγματος(meshing). Το πρόβλημα θα μοντελοποιηθεί με τρισδιάστατα πεπερασμένα στοιχεία υψηλής τάξης (SOLID92). Ο λόγος έγκειται στο γεγονός ότι τα στοιχεία υψηλής τάξης παράγουν ακριβέστερα αποτελέσματα με μειονέκτημα αυξημένο υπολογιστικό φόρτο και αυξημένο χρόνο επίλυσης. Στην συνέχεια, ορίζουμε τις ιδιότητες του υλικού του μελετώμενου κομματιού. Επειδή το μοντέλο μας πρόκειται για ένα ισοτροπικό γραμμικό ελαστικό μοντέλο επιλέγονται οι ομώνυμες επιλογές και δίνονται τα στοιχεία του μέτρου ελαστικότητας (Young's Modulus) και ο λόγος Poisson (Poisson ratio).



Εικόνα 6.7 Πεπερασμένο πλέγμα

Στην συνέχεια ορίζουμε τις αρχικές συνθήκες του προβλήματος (δυνάμεις , πιέσεις , πακτώσεις). Οι δυνάμεις που ασκούνται από την βάση της δαγκάνας εφαρμόζονται ως πιέσεις. Τα μέτρα τους προκύπτουν από την διαίρεση των δυνάμεων με τις επιφάνειες εφαρμογής.

$$P = F / A = F / d\,L \qquad (57)$$

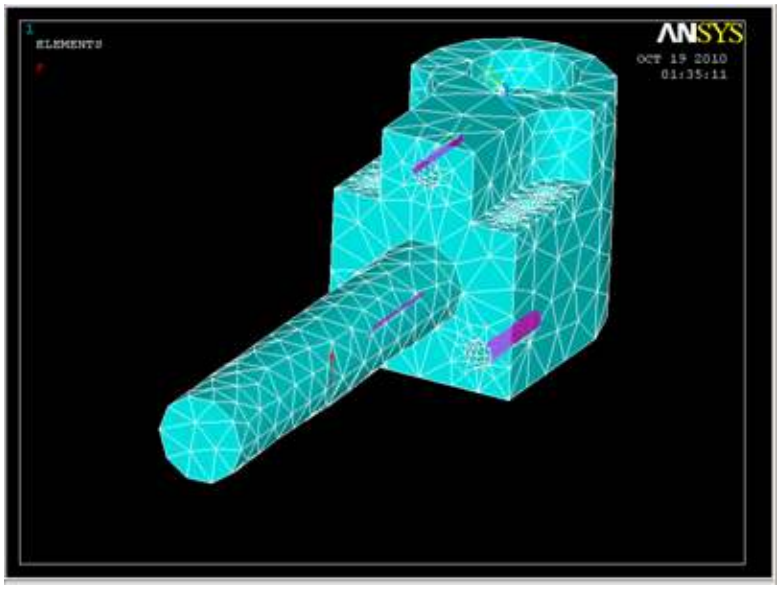
Όπου:
d: διάμετρος οπής
L: μήκος οπής

Πιέσεις

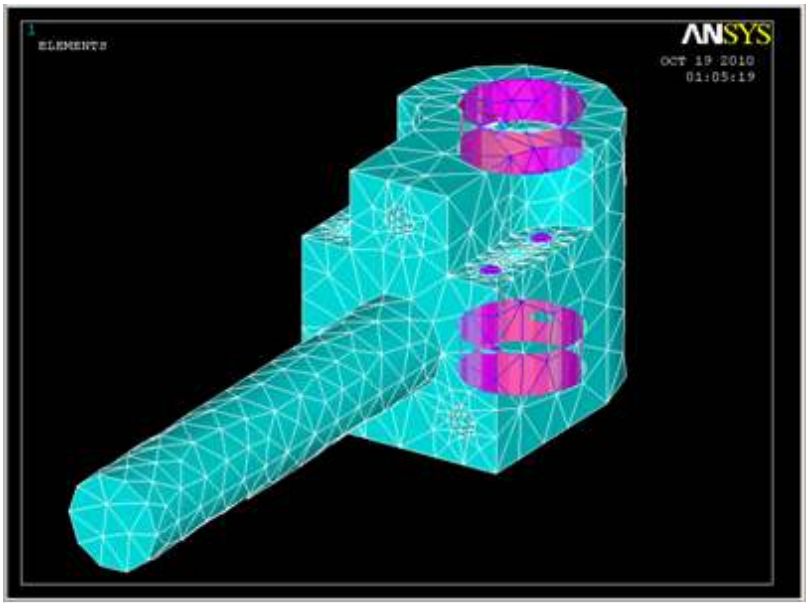
$$P_1 = F_1 / A_1 = F_1 / d_1\,L_1 = 5837 / 0.025 * 0{,}006 = 38913333\ Pa \qquad (58)$$
$$P_2 = F_2 / A_2 = F_2 / d_2\,L_2 = 1962 / 0.025 * 0.006 = 10408708\ Pa \qquad (59)$$
$$P_3 = F_3 / A_3 = F_3 / d_3\,L_3 = 1580 / 0.025 * 0.006 = 8382140\ Pa \qquad (60)$$

Η δύναμη στον άξονα

$$F_{o\lambda} = \boldsymbol{F_{static}} + \boldsymbol{F_{dynamic}} = 458 + 106 = 564\ N \qquad (61)$$



Εικόνα 6.8 Δυνάμεις και πιέσεις



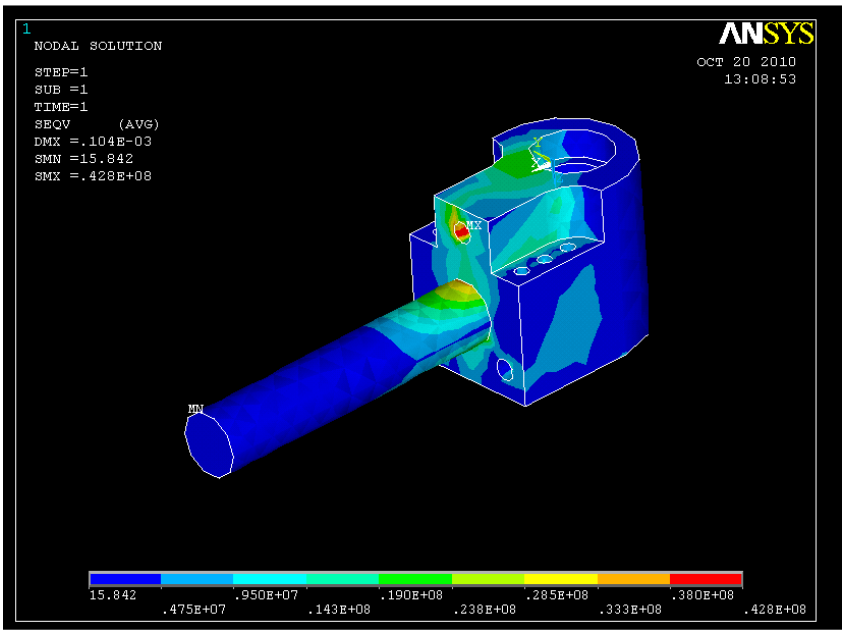
Εικόνα 6.9 Πακτώσεις

Οι πακτώσεις εφαρμόζονται όπως φαίνονται στην παραπάνω φωτογραφία. Οι μεγάλες επιφάνειες στην φωτογραφία έχουν πακτώσεις σε όλους του βαθμούς ελευθερίας (UX, UY ,UZ , RotX , RotY) ενώ οι μικρές στον RotZ.

Αποτελέσματα

Στο κάτω μέρος κάθε εικόνας εμφανίζεται η χρωματική αντιστοιχία για κάθε εύρος τάσης. Όσο τα μεγέθη των τάσεων αυξάνονται, τα χρώματα απεικόνισης μετασχηματίζονται από το μπλε σκούρο προς το κόκκινο. Οι τάσεις υπολογίζονται με βάση τον κανόνα Von Misses προσδιορίζονται πάνω στο μοντέλο η μέγιστη και η ελάχιστη εμφανιζόμενη τάση, ως MX ή MN αντίστοιχα. Στο πάνω αριστερό μέρος κάθε εικόνας εμφανίζεται η χρονική στιγμή της ανάλυσης –σε δευτερόλεπτα- και οι ακριβείς τιμές της μέγιστης και ελάχιστης εφαρμοζόμενης τάσης στο μοντέλο (ως SMX και SMN αντίστοιχα).

Προσδιορίζονται έτσι ανά πάσα στιγμή τα σημεία εμφάνισης των μέγιστων τάσεων.



Εικόνα 6.10 Αποτελέσματα τάσεων κατά von Mises

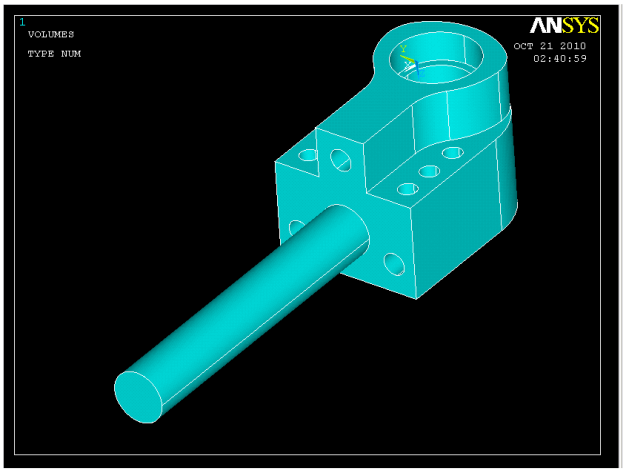
Η μέγιστη τάση που ασκείται στο εξάρτημα έχει την τιμή SMX = 42,8 MPa και βρίσκεται στην μεσαία οπή που γίνεται η ένωση του ψαλιδιού με την βάση δαγκάνας του φρένου. Υπολογίζοντας τον συντελεστή ασφαλείας :

Συντελεστής ασφαλείας = 255 / 42.8 = 5.95

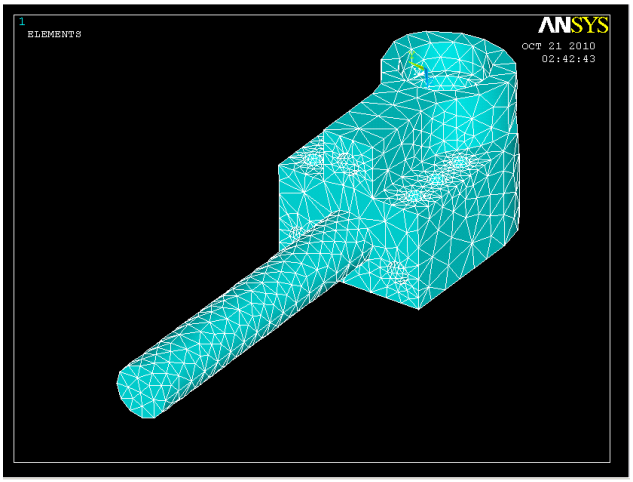
Παρατηρούμε πώς σαφώς και υπάρχουν περιθώρια βελτίωσης ως προς τη μείωσης του βάρους. Επανασχεδιάζουμε το εξάρτημα , ελέγχουμε αντοχή και επαναλαμβάνουμε την διαδικασία μέχρι την τελική «βελτιστοποιημένη» σχεδίαση.

6.5.2 Μελέτη ψαλιδιού και άξονα – Τελική σχεδίαση

Στο εξάρτημα έχουν γίνει αλλαγές όσων αναφορά βασικές διαστάσεις του (ύψος και πλάτος) ενώ έχει αφαιρεθεί υλικό από σημεία όπου η τάση είναι σχετικά μικρή. Τέλος, όσον αφορά το ημιαξόνιο έχει γίνει μείωση διαμέτρου.



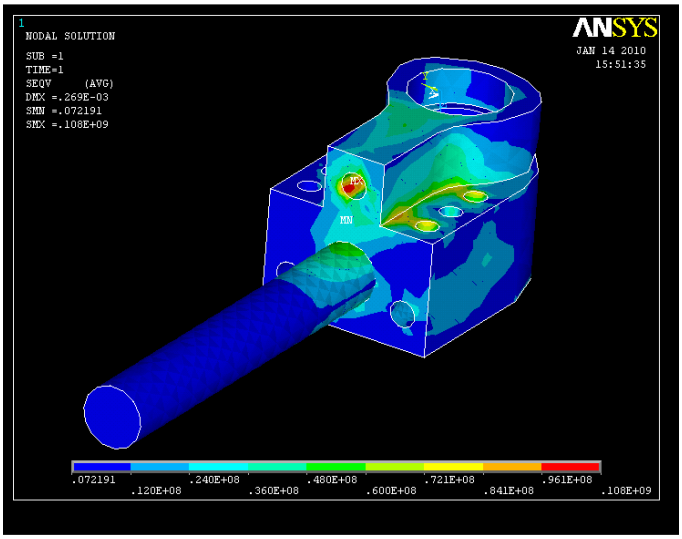
Εικόνα 6.11 Μοντέλο όγκων



Εικόνα 6.12 Πεπερασμένο πλέγμα

Οι δυνάμεις που εφαρμόζονται είναι ίδιες όπως και στην πρώτη σχεδίαση. Εμφανίζουμε τα αποτελέσματα όπως και πριν σύμφωνα με τον κανόνα von Mises.

Αποτελέσματα



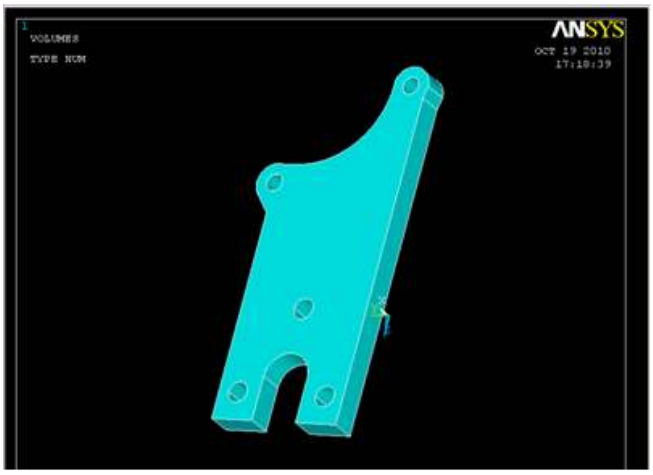
Εικόνα 6.13 Αποτελέσματα τάσεων κατά von Mises

Παρατηρούμε από τα αποτελέσματα ότι η μέγιστη τάση έχει μέτρο 108 MPa και εμφανίζεται στο σημείο που συνδέεται με την βάση του φρένου στην μεσαία οπή. Συγκρινόμενη με το όριο διαρροής του υλικού μας είναι σαφώς μικρότερη. Η τιμή του συντελεστή ασφαλείας της κατασκευής έχει οριστεί περίπου στο δύο. Μικρότερες τιμές από αυτήν δεν θα γίνονται αποδεκτές και θα προκαλούν επανασχεδίαση του μελετώμενου εξαρτήματος.

Συντελεστής ασφαλείας = 255 / 108 = 2.14

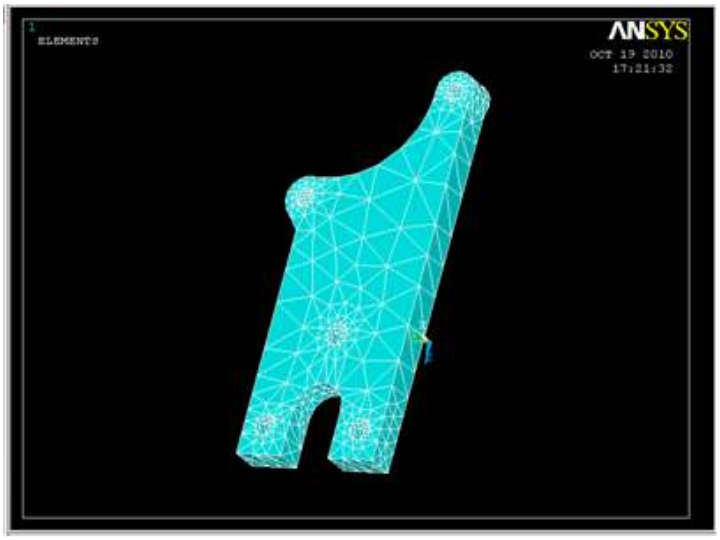
6.5.3 Μελέτη βάση δαγκάνας δισκοφρένου- Πρώτη σχεδίαση

Η διαδικασία μοντελοποίησης είναι ίδια που αναφέρθηκε και προηγουμένως όσον αναφορά τη δημιουργία του πλέγματος και τις ιδιότητες του υλικού.

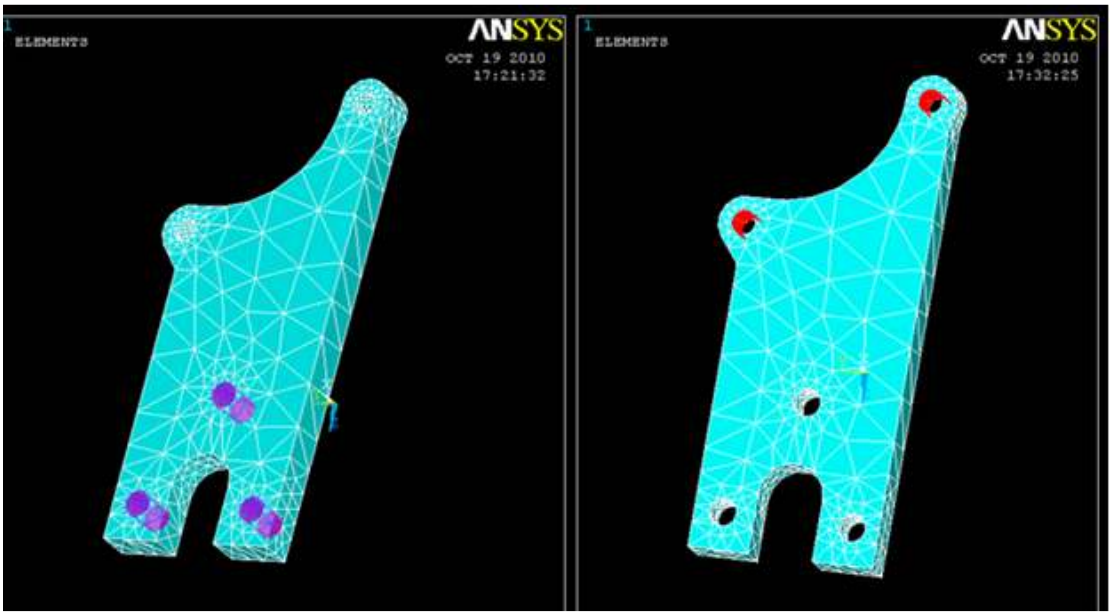


Εικόνα 6.14 Μοντέλο όγκων

Δημιουργούμε το πεπερασμένο πλέγμα και εισάγουμε ιδιότητες που αφορούν το υλικό που επιλέξαμε να χρησιμοποιήσουμε για την κατασκευή, προσέχοντας ιδιαίτερα τις περιοχές γύρω από τις οπές όπου υπάρχει απότομη αλλαγή γεωμετρίας ραφινάροντας με αποτέλεσμα την πύκνωση του πλέγματος σε εκείνο το σημείο.



Εικόνα 6.15 Πεπερασμένο πλέγμα



Εικόνα 6.16 Πακτώσεις και πιέσεις

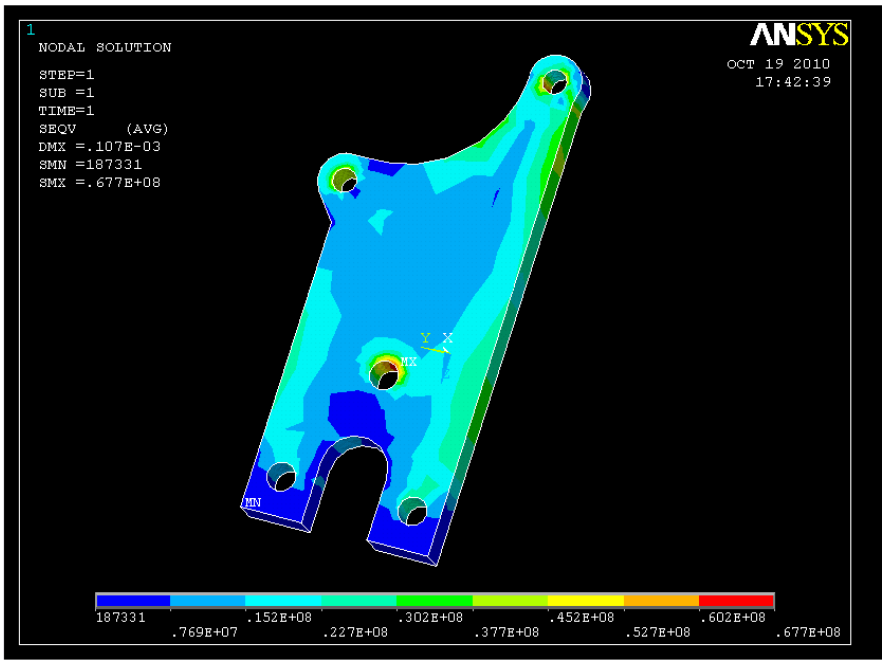
Εφαρμόζουμε πακτώσεις και δυνάμεις.Οι πακτώσεις εφαρμόζονται στις τρεις οπές όπου συνδέονται με το ψαλίδι των τροχών με κοχλίες (φώτο αριστερά) . Εδώ, όπως και πριν οι δυνάμεις θα εφαρμοστούν με την μορφή πιέσεων.

Πιέσεις:

$P_1 = F_1 / d\,L = 1382 / 0.005 * 0.005 = 21995511\ Pa$ (62)

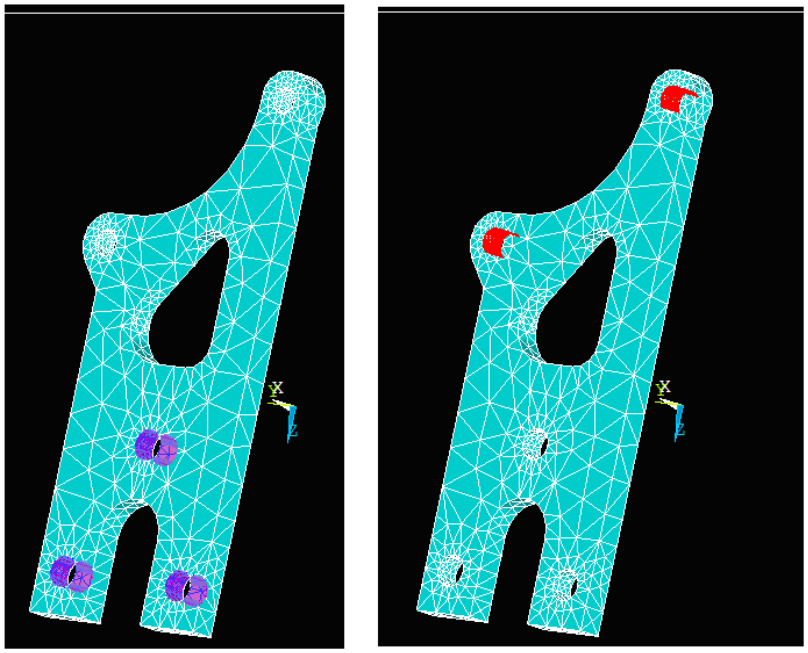
$P_2 = F_2 / d\,L = 1328 / 0.005 * 0.005 = 21136063\ Pa$ (63)

Αποτελέσματα:



Εικόνα 6.17 Τάσεις κατά von Misses

6.5.4 Μελέτη βάση δαγκάνας- Τελική σχεδίαση

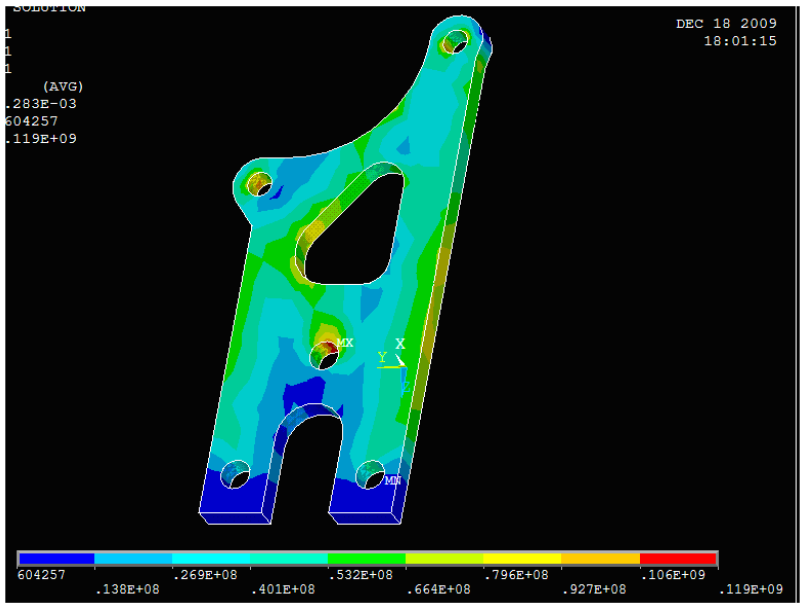


Εικόνα 6.18 Πακτώσεις και πιέσεις

Στην τελική σχεδίαση μειώνουμε το πάχος της βάσης ενώ αφαιρούμε υλικό σε σημεία που δεν επηρεάζουν την χρησιμότητα της κατασκευής, προσπαθώντας με τον τρόπο αυτό να μειώσουμε το βάρος της κατασκευής . Η επιφάνεια εφαρμογής μικραίνει αφού μίκρυνε το πάχος του εξαρτήματος. Οι νέες πιέσεις έχουν τα εξής μέτρα:

$$P_1 = F / d\,L = 1382 / 0.005 * 0.005 = 55280000\ Pa \quad (64)$$
$$P_2 = F / d\,L = 1328 / 0.005 * 0.005 = 53120000\ Pa \quad (65)$$

Αποτελέσματα κατά von Misses:



Εικόνα 6.19 Τάσεις κατά von Misses

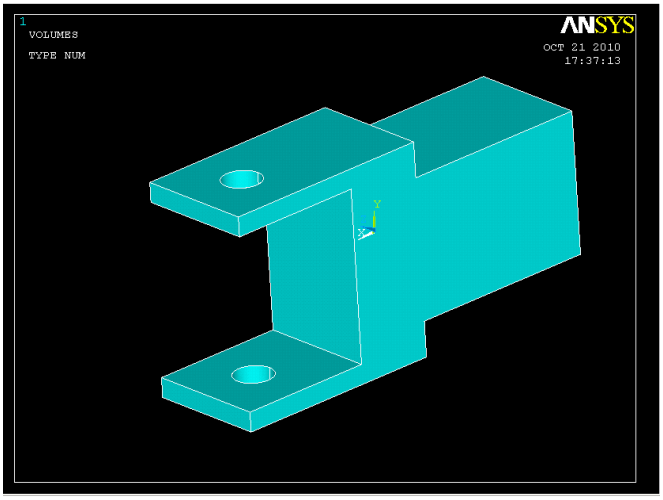
Παρατηρούμε ότι η μέγιστη τάση βρίσκεται γύρω από το σημείο της μεσαίας οπής στο σημείο της πάκτωσης και έχει την τιμή SMX = 119 M Pa. Υπολογίζουμε το συντελεστή ασφαλείας :

Συντελεστής ασφαλείας = 255 / 119 = 2.142

Θεωρούμε ότι είναι αρκετά ικανοποιητικός και κοντά στο δύο που ορίσαμε ως κατώφλι.

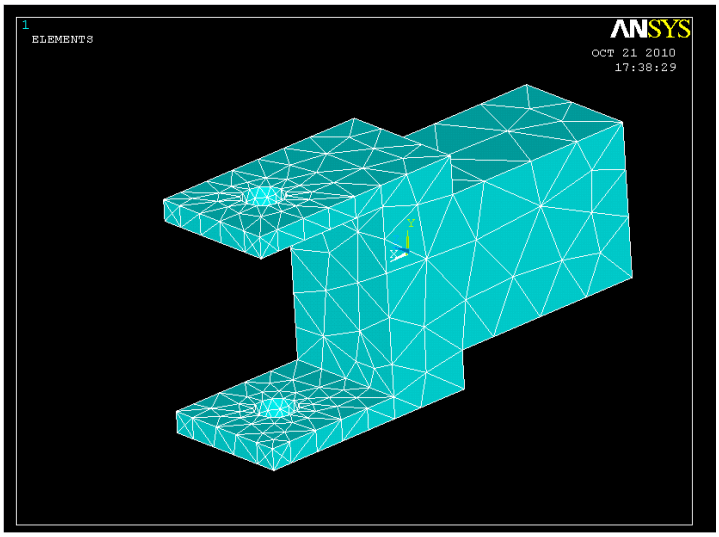
6.5.5 Μελέτη βάσης ψαλιδιού – Πρώτη σχεδίαση

Ακολουθείται η ίδια διαδικασία που αναφέρθηκε στα προηγούμενα εξαρτήματα.



Εικόνα 6.20 Μοντέλο όγκων βάσης ψαλιδιού

Δημιουργούμε το πεπερασμένο πλέγμα:

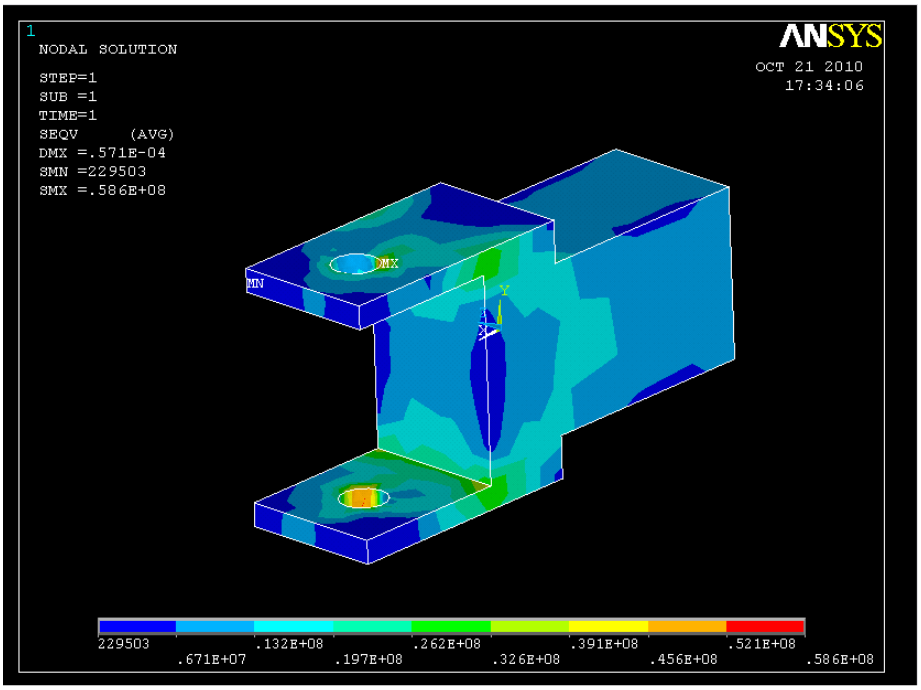


Εικόνα 6.21 Πεπερασμένο πλέγμα

Στο εξάρτημα αυτό εφαρμόζεται μια βασική πάκτωση στην πίσω επιφάνεια και αφορά όλους άξονες και βαθμούς ελευθερίας (DOF-Degrees of Freedom). Η επιφάνεια αυτή είναι η επιφάνεια η οποία θα συγκολληθεί πάνω

στον σκελετό (σασί) του οχήματος όπως φαίνεται στις εικόνες στα προηγούμενα κεφάλαια.

Αποτελέσματα :



Εικόνα 6.22 Αποτελέσματα τάσεων

Η μέγιστη τάση σημειώνεται στην πάνω και στην κάτω οπές από τις οποίες περνάει η βασιλικός πείρος και έχει τιμή SMX = 58.6 MPa. Η τιμή του συντελεστή ασφαλείας

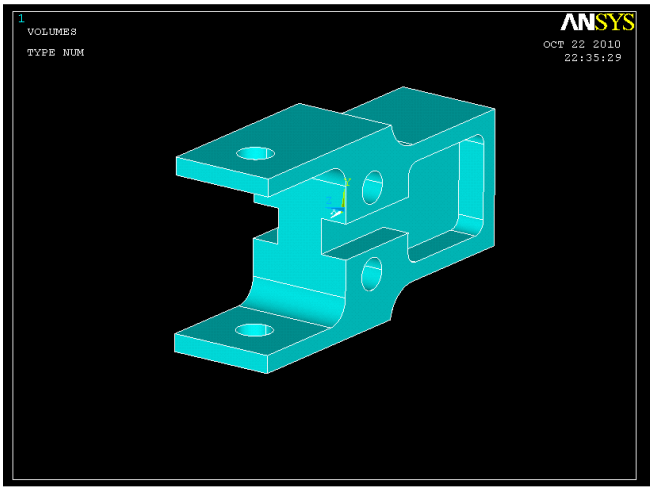
Συντελεστής ασφαλείας = 255 / 58.6 = 4.3

Η τιμή του συντελεστή είναι αρκετά μακριά από την ελάχιστη τιμή που ορίσαμε. Επανασχεδιάζουμε και επανελέγχουμε την αντοχή μέχρι το τελικό προϊόν.

6.5.6 Μελέτη βάσης ψαλιδιού – Τελική σχεδίαση

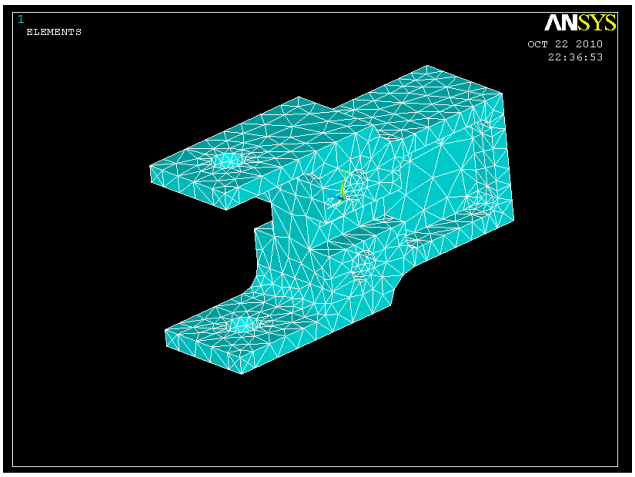
Το δοκίμιο έχει υποστεί αλλαγές στις βασικές διαστάσεις του ενώ έχουν δημιουργηθεί οπές και μείωση πάχους σε συγκεκριμένα σημεία με χαμηλή τάση σε προσπάθεια αφαίρεσης υλικού με σκοπό την μείωση του βάρους. Η σχεδίαση του εξαρτήματος αυτού επηρεάζεται άμεσα από την σχεδίαση των υπολοίπων αφού υπάρχει συγκεκριμένη συνδεσμολογία μεταξύ τους. Κάτι τέτοιο σημαίνει πως αλλαγή των βασικών διαστάσεων του ενός σημαίνει και αλλαγή βασικών διαστάσεων και στα υπόλοιπα.

Το πρόβλημα και εδώ όπως και στις δυο προηγούμενες περιπτώσεις θα μοντελοποιηθεί ως τριδιάστατο-στερεό. Η διαδικασία που ακολουθείται είναι ίδια όπως και στις άλλες δυο περιπτώσεις



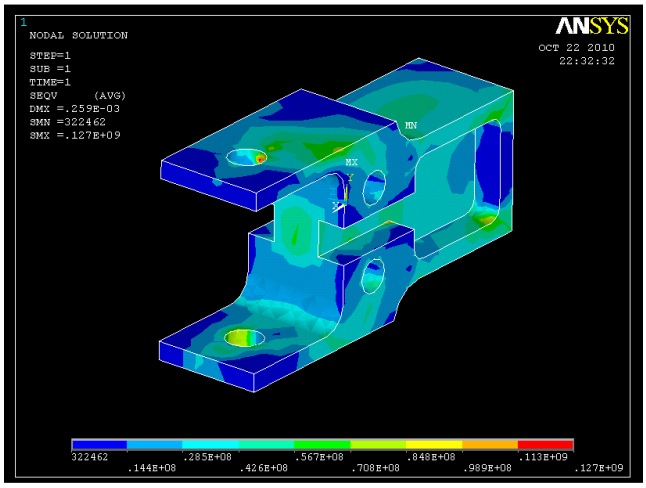
Εικόνα 6.23 Μοντέλο όγκων

Δημιουργούμε το πλέγμα των πεπερασμένων στοιχείων δίνοντας προσοχή στα σημεία απότομης αλλαγής της γεωμετρίας στα οποία πυκνώνουμε το πεπερασμένο πλέγμα επιτυγχάνοντας ακριβέστερο αποτέλεσμα.



Εικόνα 6.24 Πεπερασμένο πλέγμα βάσης ψαλιδιού

Αποτελέσματα:



Εικόνα 6.25 Τάσεις κατά von Misses

Στα αποτελέσματα βλέπουμε πως η μέγιστη τάση βρίσκεται πάλι στην οπές που περνάει ο βασιλικός πείρος αλλά και στον κυρίως κορμό του εξαρτήματος και έχει την τιμή SMX = 127 MPa.

Συντελεστής ασφαλείας = 255 / 127 = 2.007

Η τιμή του συντελεστή ασφαλείας βρίσκεται περίπου στο δύο όπου είναι και η τιμή που ορίστηκε. Οπότε θεωρητικά επιτεύχθηκε η βέλτιστη σχεδίαση τουλάχιστον όσον αφορά το βάρος κάθε τεμαχίου.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7: Συμπεράσματα

7.1 Συμπεράσματα

Βασικός σκοπός της εργασίας αυτής ήταν η σχεδίαση και μελέτη ενός συστήματος διεύθυνσης και ο έλεγχος αντοχής της προτεινόμενης κατασκευής.

Ο έλεγχος της κατασκευής αποτελεί την πιστοποίηση της ορθότητας και καταλληλότητας της σχεδίασης του. Λαμβάνοντας υπόψη συγκεκριμένες παραμέτρους που απαιτούνται για την κατασκευή τέτοιου είδους κατασκευών και με χρήση ειδικού λογισμικού πεπερασμένων στοιχείων, εκτελέστηκαν συγκεκριμένες δοκιμές από τις οποίες προέκυψαν τα παραπάνω αποτελέσματα. Με βάση την ανάλυση των αποτελεσμάτων αυτών επιβεβαιώθηκε η καταλληλότητα του προτεινόμενου σχεδιασμού.

Βρέθηκε ότι η τελική σχεδίαση του συστήματος διεύθυνσης ανταποκρίνεται αποτελεσματικά στο βασικό της ρόλο ενώ αντέχει τις καταπονήσεις και εμφανίζει τιμές τάσης αρκετά πιο χαμηλές από το όριο διαρροής του υλικού. Αυτό δηλώνει ότι το υλικό παραμένει στην ελαστική περιοχή, δεν παρουσιάζει δηλαδή πλαστικές παραμορφώσεις, οι οποίες με τη χρήση θα οδηγήσουν σε αστοχία και άρα σε θραύση τους. Ταυτόχρονα, το βάρος της κατασκευής έμεινε σε αρκετά χαμηλά επίπεδα αφού το σύστημα διεύθυνσης συνολικά ζύγιζε μόλις 2,6 kg (συνολικό βάρος οχήματος 120 kg).

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

[1] G. E. Dieter, “Engineering Design”, McGraw-Hill International Press, Singapore, 2000

[2] Don Knowles, “Automotive Suspension and Steering”, Saskatchewan , Canada 1995

[3] Vince Adams, Abraham Askenazi, “Building Better Products with Finite Element Analysis”, Santa Fe , USA 1999

[4] “Fundamentals of motor vehicle technology” Victor Albert Walter Hillier

[5] Brian Beckman 1991 , “The Physics of Racing”

[6] Thomas D.Gillespie , “Fundamentals of vehicle Dynamics” 1998

[7] “Steering drift and wheel movement during braking: static and dynamic” measurements Jameson Klaps

[8] “Στοιχεία Μηχανών”, Γραικούσης Ρ. 1983

[9] ”Εισαγωγή στα πεπερασμένα στοιχεία” , Χαράλαμπος Φραγκάκης 2005

[10] Materials Science and Engineering, An introduction , William D. Callister 2000

[11] “Συστήματα CAD /CAM και Τρισδιάστατη μοντελοποίηση”, Νικόλαος Μπιλάλης, Εμμανουήλ Μαραβελάκης

[12] “Αντοχή των υλικών”, Ευριπίδης Παπαμίχος, Χαραλαμπάκης Νίκος 2005

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ
«ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΑ ΣΧΕΔΙΑ»