



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

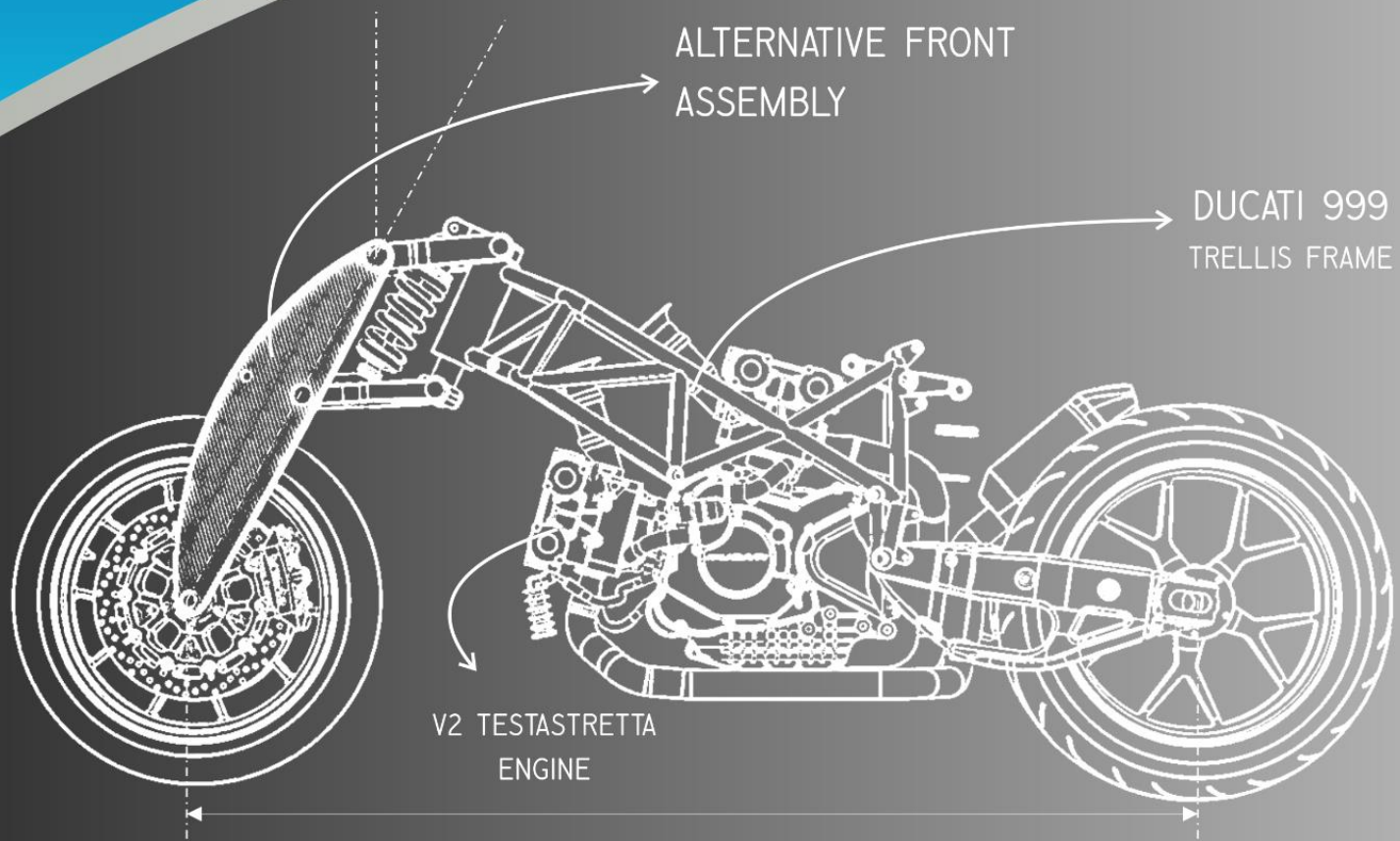
ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΜΠΑΡΔΑΚΗΣ ΙΩΑΝΝΗΣ

« Εναλλακτικό Σύστημα Εμπρός Ανάρτησης Μοτοσικλέτας »
« Alternative Front Motorcycle Suspension System »

Επιβλέπων Καθηγητής: ΜΑΝΩΛΑΚΟΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ

ΝΟΕΜΒΡΙΟΣ
2013

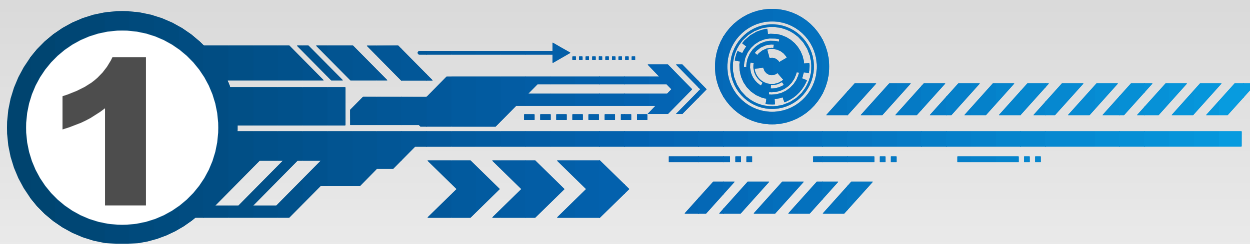


Contents

Εισαγωγή.....	4
ΠΡΟΛΟΓΟΣ	4
ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΑΝΑΔΡΟΜΗ	5
Η ΑΓΩΝΙΣΤΙΚΗ ΜΟΤΟΣΙΚΛΕΤΑ.....	10
ΕΝΑΛΛΑΚΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΕΜΠΡΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ	11
GIRDER FRONT SUSPENSION (parallelogram linkage)	12
Λύση Α)	14
Λύση Β)	14
Λύση Γ)	14
Λύση Δ)	14
Λύση Ε – (Hub steering)	14
Λύση Ζ – (Παραλλαγή της λύσης Ε)	14
Γεωμετρία	16
ΒΑΣΙΚΗ ΓΕΩΜΕΤΡΙΑ ΜΟΤΟΣΙΚΛΕΤΩΝ	16
ΙΧΝΟΣ (TRAIL).....	17
Επίδραση του Στριψίματος.....	20
Αίσθηση οδήγησης σε ευθεία πορεία	21
ΓΩΝΙΑ ΚΑΣΤΕΡ (Rake or Castor Angle - steering axis inclination)	21
1) Ελάττωση του Castor Effect.....	22
2) Αρνητικό ίχνος	24
3) Χαμήλωμα της κεφαλής του τιμονιού (Steering head drop)	24
4) Αλλαγή της γωνίας κάμπερ	25
5) Wheel spindle offset	25
6) Γωνία στροφής του τιμονιού	26
Περίληψη των επιδράσεων του ίχνους	27
ΜΕΤΑΞΟΝΙΟ (WHEELBASE).....	28
1) Η απαιτούμενη γωνία στροφής.....	28
2) Η γωνία του πίσω τροχού	29
3) Αδρανειακά φαινόμενα	29
Σύνοψη των επιδράσεων του μεταξονίου.....	29

Η ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΤΟΥ ΤΡΟΧΟΥ (WHEEL DIAMETER)	30
ΛΟΙΠΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ	31
Η ακαμψία του πλαισίου	31
Το βάρος και η κατανομή του.....	33
ΓΩΝΙΑΚΕΣ ΚΙΝΗΣΕΙΣ - ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΕΣ (Angular motions)	34
Δυνάμεις	35
Δυνάμεις ασκούμενες στη μοτοσικλέτα.....	35
Απαιτούμενη Ισχύς για τη κίνηση της Μοτοσικλέτας	35
Κίνηση με σταθερή ταχύτητα στο οριζόντιο επίπεδο	35
Επιτάχυνση στο οριζόντιο επίπεδο	36
Αλληλεπίδραση μεταξύ του εδάφους και της μοτοσικλέτας μέσω των ελαστικών	38
Συντελεστής τριβής.....	38
ΔΙΑΜΗΚΗ ΦΟΡΤΙΑ (ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΠΕΔΗΣΕΩΣ).....	40
ΕΓΚΑΡΣΙΑ ΦΟΡΤΙΑ	41
ΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΟΠΗ	42
Επίδραση της ακαμψίας στη συμπεριφορά και απόκριση της μοτοσικλέτας	44
ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΣΤΗΝ ΕΜΠΡΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗ	45
Η λειτουργία του πιρουνιού	45
Κάμψη λόγω κάθετων φορτίων.....	46
Κάμψη λόγω δύναμης πεδήσεως.....	47
Παραμόρφωση λόγω στρέψης	49
Επίδραση της παραμόρφωσης του πιρουνιού στη λειτουργικότητα	50
Τύποι τηλεσκοπικών πιρουνιών	50
Σχεδιασμός.....	52
Περιγραφή του προβλήματος	52
Ανάλυση Μηχανισμού & Υπολογισμοί.....	52
Απαιτήσεις και Περιορισμοί	52
Κινηματική ανάλυση του μηχανισμού της ανάρτησης	53
Διαστασιολόγηση του μηχανισμού	54
Η μονάδα αποσβεστήρα – ελατηρίου (αμορτισέρ).....	54
Position Analysis	56
Διανυσματική Ανάλυση Μηχανισμού – Υπολογισμός Γωνιών.....	58
Καθορισμός του Ωφέλιμου Εύρους της γωνίας θ_2	63

Επαλήθευση ότι η Γωνία Κάστερ παραμένει αμετάβλητη.....	64
Υπολογισμός της Τροχιάς του κέντρου του εμπρός τροχού	64
3D Design & Simulation	66
Design Intent.....	66
Σχεδίαση των Parts του μηχανισμού	66
Suspension Parts	73
Design Highlights.....	81
Dynamic Simulation	82
Dynamic Simulation Parameters.....	82
Dynamic Simulation Results.....	85
Stress Analysis.....	92
Stress Analysis Annex.....	93
Bottom Connector - Stress Analysis Report.....	93
Girder - Stress Analysis Report.....	151
Συμπεράσματα.....	164
Κύρια Συμπεράσματα - Παρατηρήσεις	164
Προτάσεις για περαιτέρω βελτίωση - προσθήκες.....	165
Βιβλιογραφία	166
Βιβλιογραφία - Πηγές	166



Εισαγωγή

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα μελέτη αφορά τα εναλλακτικά μπροστινά συστήματα ανάρτησης αγωνιστικών μοτοσικλετών και συγκεκριμένα των girder ή αλλιώς των αρθρωτών τετράπλευρων. Αυτού του είδους τα συστήματα δεν είναι διαδεδομένα και δημοφιλή στις μοτοσικλέτες παραγωγής για πολλούς λόγους οι κυριότεροι εκ των οποίων είναι:

- ▶ η πολυπλοκότητα τους,
- ▶ η απόρριψη τους από τα τμήματα οικονομικών και marketing πολλών εταιριών
- ▶ η αντιμετώπισή τους από τη συντριπτική πλειοψηφία των μοτοσικλετιστών με σκεπτικισμό όσον αφορά την αισθητική τους κυρίως
- ▶ η αποκομμένη οδηγική “αίσθηση” που αποκομίζει ο αναβάτης από τη συμπεριφορά και την πρόσφυση ανά πάσα στιγμή της πρόσφυσης του εμπρός τροχού.

Η λύση αυτή έχει επισκιαστεί από την καθολική επικράτηση του τηλεσκοπικού εμπρός συστήματος ανάρτησης. Παρόλα αυτά η εναλλακτική αυτή λύση για συστήματα ανάρτησης μοτοσικλετών παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον καθώς μπορεί να προσφέρει σημαντικά πλεονεκτήματα στη οδηγική συμπεριφορά της μοτοσικλέτας αλλά και στον ίδιο το τρόπο με τον οποίο σχεδιάζονται και κατασκευάζονται οι μοτοσικλέτες, προσφέροντας νέες εναλλακτικές δυνατότητες οι οποίες θα αναφερθούν παρακάτω. Σε αυτή τη μελέτη θα επιχειρηθεί μια πρώτη προσέγγιση ενός εναλλακτικού μπροστινού συστήματος ανάρτησης μοτοσικλετών τύπου Girder (αρθρωτό τετράπλευρο) σχεδιασμένο για μοτοσικλέτα συγκεκριμένων γεωμετρικών χαρακτηριστικών.

ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΑΝΑΔΡΟΜΗ

Κάνοντας μια ιστορική αναδρομή, παρατηρούμε ότι τα πρώτα εναλλακτικά μπροστινά συστήματα κάνουν την εμφάνισή τους πολύ νωρίς, παράλληλα με τα τηλεσκοπικά πιρούνια, προσπαθώντας αμφότερα να δώσουν τη βέλτιστη μορφή στα μπροστινά συστήματα ανάρτησης. Μάλιστα μέχρι και τον 2ο ΠΠ τα συστήματα girder (και όλες οι παραλλαγές τους) μεσουρανούσαν όσον αφορά τη δημοτικότητά τους, καθώς οι περισσότερες μοτοσικλέτες της περιόδου αυτής ήταν εφοδιασμένες με μια παραλλαγή του συστήματος.

Η πρώτη εμφάνισή τους έγινε στις αρχές του 20ού αιώνα, στα 1907. Μέχρι εκείνη την εποχή οι μοτοσικλέτες δεν είχαν καν αναρτήσεις καθώς η πρακτική έως τότε ήταν να χιζόνται οι μοτοσικλέτες πάνω σε ποδηλατικού τύπου πλαίσια με άκαμπτα μπροστινά πιρούνια. Όμως οι κατά πολύ βαρύτερες και πολύ ταχύτερες των ποδηλάτων μοτοσικλέτες απαιτούσαν μια υποτυπώδη μπροστινή ανάρτηση με χαρακτηριστικά απόσβεσης και με μια στοιχειώδη διαδρομή μερικών εκατοστών.

Αρχικά αυτά τα συστήματα ήταν η πιο απλή και ευθεία λύση για να προστεθεί εκ των υστέρων εμπρός ανάρτηση σε ήδη υπάρχουσες μοτοσικλέτες της εποχής, για να ακολουθήσει η παραγωγή και η προσφορά τους από τους κατασκευαστές μοτοσικλετών στα διάφορα μοντέλα τους.

Μια από τις πρώτες πατέντες για girder μπροστινά ήταν αυτή του A. Drew το 1917 (Spring Fork for Cycles, Motorcycles and the like) με την χαρακτηριστική ονομασία Druid forks. Η πατέντα αυτή κάλυπτε αρκετές σχεδιαστικές παραλλαγές της ίδιας φιλοσοφίας, ωστόσο η λύση που χρησιμοποιήθηκε πιο πολύ ήταν αυτή που απεικονίζεται στη Fig.10 της αντίστοιχης πατέντας. Πολλοί κατασκευαστές επέλεξαν να κατασκευάσουν οι ίδιοι διαφορετικές εκδοχές του Druid fork, παρά να αγοράσουν τις έτοιμες λύσεις και να πληρώσουν και τις αντίστοιχες χρεώσεις για να το κάνουν. Για αυτό το λόγο εμφανίστηκαν πολλές εκδοχές του Druid και μετέπειτα του Girder και όλες με διαφορετικές ονομασίες. Εντούτοις όλες πάνω κάτω χρησιμοποιούν την ίδια βασική σχεδιαστική δομή και γεωμετρία, με τον κάθε κατασκευαστή να επιλέγει διαφορετικά πάχη μελών, μήκη ελατηρίων, τρόπους κατασκευής κτλ.

Τα Druid forks δουλεύουν παρόμοια με τα μεταγενέστερα Girder forks των Webb & Brampton. Το girder που φέρει το τροχό μετακινείται πάνω και κάτω και συνδέεται με το πλαίσιο μέσω συνδέσμων και ελατηρίου. Τα Druid έχουν το ελατήριο κάτω και πίσω από τους συνδέσμους, ενώ τα girder έχουν το ελατήριο πιο ψηλά ανάμεσα στους συνδέσμους. Αυτοί οι σύνδεσμοι, συνδεδεμένοι με το πλαίσιο και το girder σχηματίζουν ένα 4 Bar Linkage. Τα "4 bars" είναι ένας βασικός τύπος μηχανισμού, με μόνο 4 άξονες περιστροφής και 4 συνδέσμους. (Η αναρτήσεις αυτές ωστόσο έχουν το διπλάσιο αριθμό καθώς αποτελούνται από 2 σετ 4 Bar, ένα για κάθε πλευρά του πιρουνιού). Ο σχεδιαστής μπορεί να μεταβάλλει το μήκος των άνω και κάτω συνδέσμων, την απόσταση και τη γωνία μεταξύ τους έτσι ώστε ανάλογα με τις επιδιώξεις του να κάνει το τροχό να κινείται είτε κάθετα προς το επίπεδο του οδοστρώματος, είτε σε ελαφρά επικλινές επίπεδο ως προς το επίπεδο του οδοστρώματος, ή ακόμα και σε "figure 8" (complicated motion). Στη συνέχεια οι έννοιες αυτές θα αναλυθούν διεξοδικότερα.

Όσον αφορά τα ελατήρια που χρησιμοποιούνταν, ήταν συνήθως (αλλά όχι πάντα), βαρελοειδούς μορφής, ώστε να προσδίδουν προοδευτικότητα στο ρυθμό κίνησης της ανάρτησης, αλλά επίσης και να εδράζονται πιο εύκολα.

Τα πρώτα girder, παρόλο που διέθεταν επαρκή στρεπτική ακαμψία, αρκετά έπασχαν στο τομέα της πλευρικής ακαμψίας, ωστόσο έγιναν ορισμένες αξιοσημείωτες προσπάθειες για τη βελτίωση αυτής της κατάστασης. Τόσο οι Rudge και Vincent (στο Girdraulik πιρούνι) ενίσχυσαν τα συναρμολογήματα των συνδέσμων σφυρηλατώντας τους συνδέσμους ενιαία με την έδραση του άξονα (το Girdraulic πιρούνι είχε επίσης σφυρήλατα καλάμια ελαφρού κράματος). Το πιρούνι του Webb που είχε τοποθετηθεί σε ορισμένες αρχικές Velocettes ΚΤΤ, είχε τα καλάμια του πλευρικά διασυνδεδεμένα από δοκούς που ένωναν το μέσο του κάτω μέρους του περιβλήματος του άξονα με «νύχια» στα άκρα των καλάμιών.

Ουσιαστικά τα πρώτα σοβαρά girder εμφανίστηκαν στις μονοκύλινδρες μοτοσυκλέτες της Moto Guzzi της δεκαετίας του 1920 και του 1930. Μοντέλα της όπως το C4V, Sport 14 & 15, η Condor, η GTV 500 και η Airone διέθεταν μπροστινά girder τα οποία δούλευαν άψογα για την εποχή τους. Μια άλλη μοτοσυκλέτα της εποχής η οποία είναι άξια αναφοράς είναι η Velocette TT500 του 1937, η οποία διέπρεψε στον αγώνα του Isle of Man, με το girder της να αποτελεί μια κορυφαία για την εποχή κατασκευή. Πρέπει να αναφερθεί ότι και η Harley Davidson σε αρκετά μοντέλα της χρησιμοποίησε μια παραλλαγή του μπροστινού girder, τα γνωστά springers.

Μεταπολεμικά η εξέλιξη των girders άρχισε να φθίνει, παραδίδοντας τη πρωτοκαθεδρία στα τηλεσκοπικά πιρούνια που διέθεταν υδραυλική απόσβεση, όταν πρώτη η BMW απέδειξε τα ανώτερα χαρακτηριστικά της υδραυλικής απόσβεσης στους αγώνες GP από το 1935 και ύστερα. Σε σύγκριση με τα girder, το τηλεσκοπικό σύστημα δεν απαιτούσε καμία γεωμετρική ρύθμιση συνδέσμων, ούτε συχνή λίπανση, ενώ στον αντίποδα παρείχε μεγαλύτερη διαδρομή ανάρτησης, σταθερό ίχνος κάτω από τις περισσότερες συνθήκες (εκτός από τη βύθιση του μπροστινού μέρους κατά τη πέδηση της μοτοσυκλέτας, όπου το ίχνος μειώνεται σημαντικά) και λόγω της υδραυλικής απόσβεσης πολύ ανώτερα χαρακτηριστικά απόσβεσης από τα girder συστήματα τα οποία χρησιμοποιούσαν απόσβεση τριβής, δηλαδή μόνο το ελατήριο (με εξαίρεση τα snubber springs των πρωτοπόρων Norton στα τέλη της δεκαετίας του '30).

Η ταχύτατη καθολική αποδοχή του τηλεσκοπικού συστήματος με υδραυλική απόσβεση ήταν περισσότερο λόγω της πιο «τακτοποιημένης» εμφάνισής του, στο χαμηλό κόστος παραγωγής και στις χαμηλές απαιτήσεις συντήρησής του πάρα στα δυναμικά χαρακτηριστικά του. Παρά τη τότε ανωτερότητά του από αρκετά συστήματα girder, αρκετές υλοποιήσεις του τηλεσκοπικού συστήματος υπολείπονταν σημαντικά τόσο σε στρεπτική όσο και πλευρική ακαμψία, ειδικά όσον αφορούσε την αγωνιστική χρήση. Η υδραυλική του απόσβεση, παρόλο που ήταν μεγάλη εξέλιξη σε σχέση με την απόσβεση τριβής, η απόδοσή της δεν ήταν τόσο εξευγενισμένη σε σχέση με αυτό που προσέφεραν τα κορυφαία girder της εποχής. Όπου το κόστος ήταν αμελητέο (πχ στους αγώνες GP) ή όπου ο κατασκευαστής έδινε περισσότερο βάρος στη συνολική ποιότητα παρά στο χαμηλό κόστος και την πιο απλή αισθητική, αρκετοί μηχανικοί απέρριψαν τη λύση του τηλεσκοπικού συστήματος και τα δομικά μειονεκτήματα τα οποία τη συνόδευαν και προτίμησαν πιο εξεζητημένες παραλλαγές του girder, όπως τη παραλλαγή leading-link. Αυτή η παραλλαγή προσέφερε μεγαλύτερη στρεπτική και πλευρική ακαμψία, χαμηλότερο μη αναρτώμενο βάρος, καλύτερη απόσβεση και την δυνατότητα επιλογής να διατηρείται σταθερό είτε το ίχνος είτε το μεταξόνιο, ανάλογα με τη γεωμετρία των συνδέσμων.

Στο κορυφαίο αγωνιστικό επίπεδο GP, τόσο η NSU όσο και η DKW απέρριψαν τα τηλεσκοπικά πιρούνια για χάρη των leading links ενώ και η BMW υιοθέτησε το μπροστινό του Earle. Στο ίδιο μοτίβο η Moto Guzzi ποτέ δε σκέφτηκε να χρησιμοποιήσει κάτι άλλο πέρα από leading links. Σε αυτό το επίπεδο 2 μέθοδοι εφαρμόστηκαν ώστε να συνδυαστεί το χαμηλό βάρος με την υψηλή ακαμψία. Μερικές σχεδιάσεις ένωναν τους δεξιούς και αριστερούς συνδέσμους μέσω ενός σωληνωτού βρόχου που

διερχόταν πίσω από τον εμπρός τροχό. Η Moto Guzzi ωστόσο, της οποίας οι αγωνιστικές μοτοσικλέτες της εποχής ήταν απaráμιλλες ως προς την οδηγική συμπεριφορά τους, κατάφερε να πετύχει επαρκή ακαμψία χωρίς τη προσθήκη του ενισχυτικού αυτού βρόχου, χρησιμοποιώντας έναν μεγάλο διαμέτρου κοίλο άξονα τροχού, ο οποίος ασφάλιζε σε μεγάλα πλατιά «νύχια» στα καλάμια με 4 βίδες.

Με δεδομένη την ίδια κλίση των συνδέσμων, ένα σύστημα trailing-link μπορεί να έχει τα ίδια χαρακτηριστικά με ένα leading-link, με τη μόνη διαφορά τη μεγαλύτερη αδράνεια του συστήματος διεύθυνσης. Ωστόσο η δυσκολία ώστε να κατασκευαστεί και να σχεδιαστεί σωστά ένα τέτοιο σύστημα αποθάρρυνε πολλούς κατασκευαστές από το να το δοκιμάσουν και να το ενσωματώσουν στα μοντέλα τους.

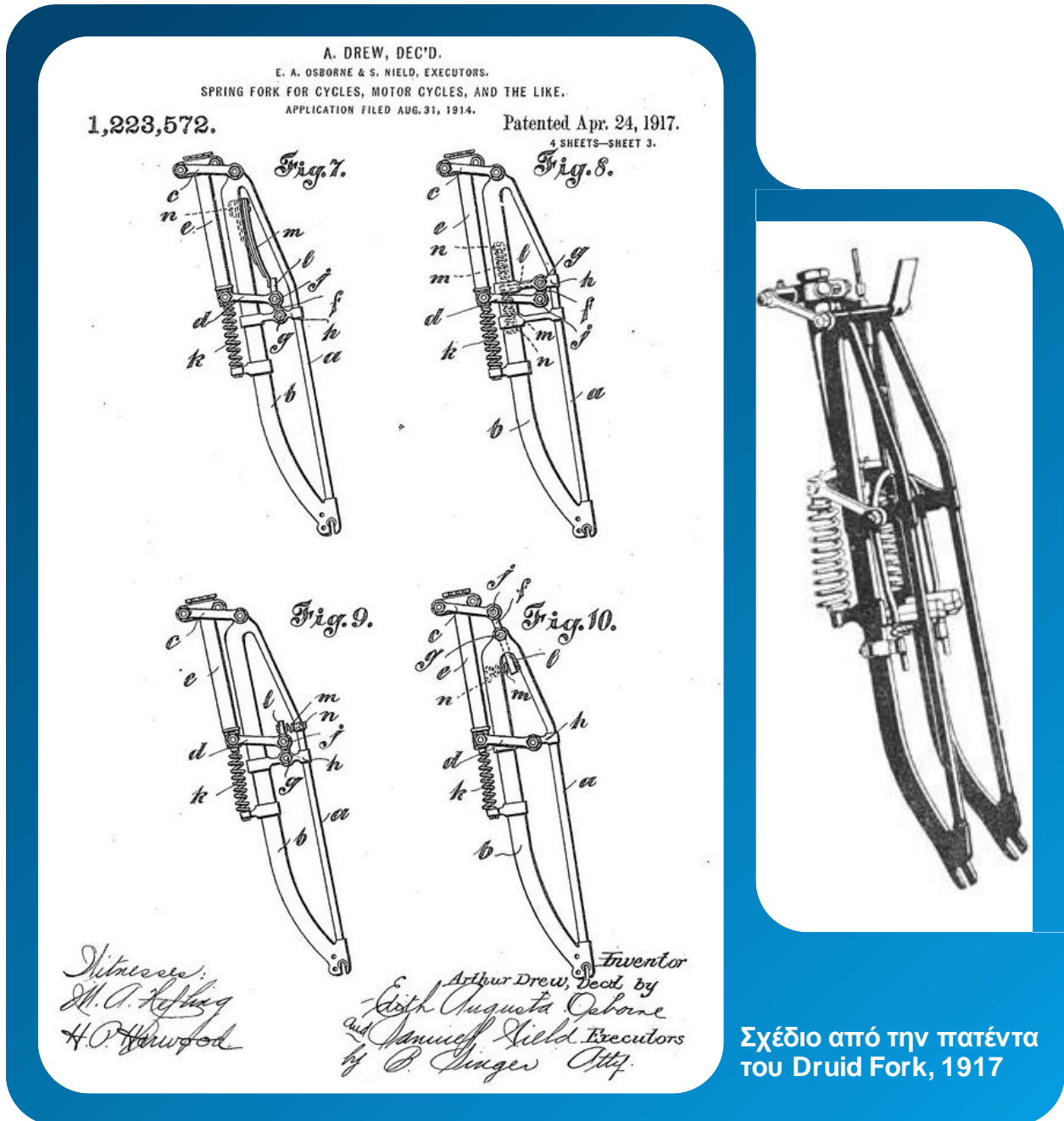
Μια άλλη παραλλαγή του leading-link είναι αυτή του Ernie Earle, η οποία αποτελείται από 2 μεγάλους συνδέσμους που συνδυάζονται σε ένα ενιαίο πιρούνι το οποίο περιστρέφεται πίσω από τον εμπρός τροχό. Η BMW τυποποίησε και χρησιμοποίησε αυτή τη διάταξη για 2 δεκαετίες περίπου εγκαταλείποντας το αρχικό τηλεσκοπικό σύστημά της.

Στη σύγχρονη εποχή, μόνο το 1991 η εταιρία Bimota παρουσιάζει ένα μοντέλο της, το Tesi 1D, το οποίο είχε μοχλικό ως εμπρός ανάρτηση (hub steering) και Omega type frame. Ενώ αυτή ήταν μια πολύ καλή ιδέα, ωστόσο στη συγκεκριμένη μοτοσικλέτα απέτυχε λόγω λάθους σχεδίασης των συνδέσμων. Επίσης πολύ τολμηρή κίνηση ήταν αυτή της Yamaha το 1993 με τη sport μοτοσικλέτα GTS1000 η οποία διέθετε σύστημα hub steering, με απόλυτα αξιοπρεπή οδική συμπεριφορά, η οποία όμως δεν είχε αξιόλογη εμπορική πορεία, καθώς τη χρονική περίοδο που εμφανίστηκε ήταν πολύ μπροστά από την εποχή της. Μια άλλη σοβαρή προσπάθεια στο χώρο των εναλλακτικών μπροστινών ήταν αυτή του James Parker, με το RADD (άλλη μια μοτοσικλέτα μπροστά από την εποχή της). Στον αντίποδα των εμπορικών αποτυχιών, έχουμε την BMW η οποία χρησιμοποίησε με επιτυχία στα μεγάλα touring μοντέλα της το σύστημα Telelever από το 1994 έως και σήμερα το οποίο και υποστηρίζει με συνεχή εξέλιξη και βελτίωση, καθώς και πιο πρόσφατα (2005 έως σήμερα) με το σύστημα Duolever (το οποίο είναι μια εφεύρεση του Hossack σχεδόν 20 χρόνια πριν) στα σπόρ μοντέλα της K1200R / S & K1300R / S. Το 2005 η Bimota παρουσίασε μια ανανεωμένη έκδοση του Tesi, το Tesi2D με σημαντικές βελτιώσεις στο μοχλικό της για να ακολουθήσει το 2008 η ακόμα πιο βελτιωμένη Tesi 3D. Το 2006 παρουσιάστηκε το Vyrus το οποίο είναι εξέλιξη της Tesi με βελτιστοποιημένο μπροστινό και άκρως ικανοποιητική οδική συμπεριφορά. Τέλος το 2005 παρουσιάστηκε από την εταιρεία Confederate το Wraith, μια chopper μοτοσικλέτα με μπροστινό girder κατασκευασμένο από carbon fiber.

Ειδική μνεία πρέπει να γίνει για την αγωνιστική μοτοσικλέτα του John Britten, ενός Νεοζηλανδού μηχανολόγου που έφτιαξε μόνος του το 1992 μια πραγματικά εκπληκτική μοτοσικλέτα, τη Britten V1000 που πέρα από τις πολλές καινοτομίες και την σχεδιαστική φιλοσοφία της, είναι το αποδεδειγμένα η καλύτερη μέχρι στιγμής μοτοσικλέτα με εναλλακτικό μπροστινό girder (κατασκευασμένο από carbon fiber). Απέδειξε την αξία της νικώντας σε μεγάλους αγώνες τις εργοστασιακές ομάδες της Ducati, Honda και άλλων μεγάλων κατασκευαστών. Μόνο 10 τέτοιες μοτοσικλέτες κατασκευάστηκαν και κατά πολλούς είναι ίσως η καλύτερη αγωνιστική μοτοσικλέτα που έχει κατασκευαστεί μέχρι και σήμερα.

Τέλος συνοψίζοντας όσον αφορά τις ονομασίες των διάφορων παραλλαγών, παραθέτουμε μια λίστα με όλες τις ονομασίες τους, που όπως ανέφερα και παραπάνω αποτελούν παραλλαγές της ίδιας σχεδιαστικής φιλοσοφίας.

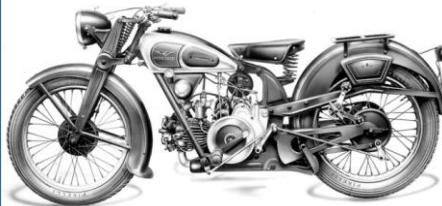
- ▶ Girder Fork
- ▶ Druid Fork
- ▶ Hossak / Fior (Duolever)
- ▶ Saxon – Matodd (Telelever)
- ▶ Coaxial Steering Front
- ▶ Springer
- ▶ Trailing Ling
- ▶ Leading Link
- ▶ Earles
- ▶ Hub Center Steering





Η Bimota Tesi 3D με το σύστημα hub steering

Η Britten V1000, μια από τις καλύτερες μοτοσυκλέτες που κατασκευάστηκαν.



Η Moto Guzzi P250, 1930

Η Moto Guzzi Airone Sport, 1949



Η ΑΓΩΝΙΣΤΙΚΗ ΜΟΤΟΣΙΚΛΕΤΑ

Στις αρχές της δεκαετίας του '90 ξεκίνησε μια επανάσταση στο χώρο της κατασκευής πλαισίων και ψαλιδιών καθώς και περιφερειακών των αγωνιστικών μοτοσικλετών. Η ύπαρξη αρκετών δεδομένων από τα αγωνιστικά πρωτότυπα των προηγούμενων περιόδων, η κατασκευή υπερβολικά δυνατών κινητήρων (σε σημείο που η εξέλιξη των κινητήρων, ιδίως κατά τη δεκαετία του '70 είχε ξεπεράσει αυτή των πλαισίων και των αναρτήσεων, με αποτέλεσμα τα πλαίσια να μη μπορούν να «διαχειριστούν» την δύναμη των κινητήρων), η μεγάλη εξέλιξη στις κατεργασίες μετάλλων και στη μεταλλουργία καθώς και ο ανταγωνισμός των μεγάλων κατασκευαστών για κατασκευή όλο και καλύτερων μοτοσικλετών οδήγησε σε πολύ προηγμένα τεχνολογικά και κατασκευαστικά πλαίσια και αναρτήσεις.

Οι σημερινές sport μοτοσικλέτες (κλάσης superbike & supersport) είναι απόλυτες κατασκευές εστιασμένες στη χρήση σε πίστα (αγωνιστική ή ερασιτεχνική) και στα διάφορα road racing events. Τέτοιου είδους χρήση φέρνει τη κατασκευή στα όριά της. Χαρακτηριστικό στοιχείο τέτοιου περιβάλλοντος λειτουργίας είναι οι υψηλές ταχύτητες, οι μεγάλες επιταχύνσεις και οι αντίστοιχα μεγάλες επιβραδύνσεις, οι γρήγορες εναλλαγές κατεύθυνσης, οι μεγάλες ροπές και ισχείς που αποδίδονται από τους κινητήρες με μεγάλους ρυθμούς μεταβολής της παροχής τους, οι οριακές κλίσεις της μοτοσικλέτας (άνω των 50ο) και οι ανομοιόμορφες αντιδράσεις που προέρχονται από το προφίλ του εδάφους καθώς και από την ανακατανομή των δυνάμεων που προέρχονται από τις φάσεις της επιτάχυνσης και της επιβράδυνσης της μοτοσικλέτας.

Στην όσο δυνατόν καλύτερη συμπεριφορά της μοτοσικλέτας σε αυτές τις συνθήκες συμβάλλει το σύνολο όλων των δομικών στοιχείων της μοτοσικλέτας. Η μοτοσικλέτα είναι ένα αρκετά πολύπλοκο σύστημα και σύνολο το οποίο αποτελείται από πολλά υποσυστήματα, των οποίων η σχεδίαση και παραμετροποίηση έχει για το καθένα το δικό του αντίκτυπο, μικρό ή μεγάλο, στη συμπεριφορά και την απόδοση της μοτοσικλέτας. Η προσέγγιση στη σχεδίασή τους δε μπορεί να είναι ποτέ μονοδιάστατη και δεν υπάρχει μια και μοναδική συνταγή για την επιτυχία, καθώς αυτά τα υποσυστήματα πρέπει ενίοτε να εκτελέσουν ασύμβατες μεταξύ τους λειτουργίες. Γι' αυτό τον λόγο πρέπει να επιλέγονται κάθε φορά οι κατάλληλοι συμβιβασμοί που θα δώσουν το εκάστοτε επιθυμητό αποτέλεσμα ανάλογα με τη χρήση για την οποία προορίζεται η μοτοσικλέτα. Ως τέτοιο παράδειγμα αναφέρω την λειτουργία της ανάρτησης, η οποία καλείται να φέρει σε πέρας 3 αντικρουόμενες μεταξύ τους λειτουργίες:

- ▶ για να επιτευχθεί η βέλτιστη άνεση του αναβάτη, απαιτείται μικρή απόσβεση και μικρή έως μέτρια ακαμψία
- ▶ για βέλτιστη οδική συμπεριφορά, απαιτείται υψηλή απόσβεση και ακαμψία
- ▶ για βέλτιστη πρόσφυση συνήθως απαιτείται μια λύση που βρίσκεται ανάμεσα στις 2 παραπάνω.

Αυτός είναι και ο λόγος που κατά τη διάρκεια των δοκιμών πριν τους αγώνες η κύρια μέριμνα των αναβατών είναι να πετύχουν τη βέλτιστη παραμετροποίηση των αναρτήσεών τους. Στις αγωνιστικές μοτοσικλέτες οι οποίες είναι πολύ δυνατές και πολύ ελαφριές ταυτόχρονα, η επίδραση της σωστής απόσβεσης και σκληρότητας των ελατηρίων είναι πολύ κρίσιμη καθώς πρέπει να παρέχει το βέλτιστο δυνατό συνδυασμό μεταξύ της ακαριαίας οδηγικής απόκρισης και της πρόσφυσης, με την άνεση να αποτελεί δευτερεύον χαρακτηριστικό.

Για τους λόγους αυτούς η σύλληψη, σχεδίαση, ανάλυση και κατασκευή μοτοσικλετών ή των υποσυστημάτων τους αποτελεί μια πραγματική πρόκληση για τους μηχανικούς.

Ενδεικτικά αναφέρονται μερικά από τα πολλά υποσυστήματα καθώς και μερικές από τις κύριες παραμέτρους που συμβάλλουν στη συμπεριφορά της μοτοσικλέτας.

- ▶ Ο Κινητήρας, το Πλαίσιο, το βάρος τους και ο τρόπος με τον οποίο συνδέονται μεταξύ τους, καθώς και το υλικό κατασκευής τους.
- ▶ Η γεωμετρία της εμπρός και πίσω ανάρτησης, καθώς και τα χαρακτηριστικά των ελατηρίων και των αποσβεστήρων τους.
- ▶ Τα Ελαστικά της μοτοσικλέτας (από τους πιο βασικούς παράγοντες).
- ▶ Το βάρος των μη αναρτώμενων μαζών (τροχοί, δισκόφρενα, δαγκάνες φρένων κτλ.).
- ▶ Τα αεροδυναμικά χαρακτηριστικά της μοτοσικλέτας.

ΕΝΑΛΛΑΚΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΕΜΠΡΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ

Έχουν υπάρξει πολλοί τύποι εναλλακτικών μπροστινών συστημάτων, και συνεχίζουν να εμφανίζονται και νέες σχεδιάσεις, αλλά πολύ λίγα από αυτά ήταν πράγματι λειτουργικά και προσέφεραν καλύτερα χαρακτηριστικά από τη κλασική τηλεσκοπική σχεδίαση.

Οι ατέλειες που πάντα απαντώνται στα πιρούνια είναι:

- ▶ φτωχή λειτουργικότητα
- ▶ ανικανότητα να προσφέρουν προοδευτική σκληρότητα και απόσβεση με αλλαγές στις συνθήκες οδήγησης
- ▶ φτωχή στιβαρότητα
- ▶ αλλαγή του ίχνους κατά τη συμπίεση της ανάρτησης
- ▶ ανικανότητα να προσφέρουν άλλη τροχιά στο τροχό, πέραν της παράλληλης στον άξονα του πιρουνιού, που καθορίζει τη συμπεριφορά pro-dive
- ▶ μεγάλο βάρος, ειδικά όσον αφορά τις μη αναρτώμενες μάζες.

Για να είμαστε ρεαλιστές όμως, ο σύγχρονος σχεδιασμός και η μεγάλη ανάπτυξη της τεχνολογίας (υλικά, λογισμικό σχεδιασμού και ανάλυσης, εργαλειομηχανές, υπολογιστές κτλ.) έχουν καταφέρει να περιορίσουν έως και να εξαλείψουν κάποια μειονεκτήματα του τηλεσκοπικού συστήματος. Ιδίως η χρήση προοδευτικών (μη γραμμικών) ελατηρίων καθώς και ο θάλαμος αέρα μέσα στα καλάμια, έκαναν δυνατή τη δημιουργία αναρτήσεων με χαρακτηριστικά δυσκαμψίας καλύπτοντας τη κάθε απαίτηση. Παρατηρώντας το σχετικό διάγραμμα δυσκαμψίας μιας σύγχρονης τηλεσκοπικής ανάρτησης, παρατηρούμε ότι στο πρώτο τμήμα της συμπεριφέρεται σχεδόν γραμμικά, ενώ καθώς η διαδρομή της ανάρτησης αυξάνει, η συνεισφορά του συμπιεσμένου τώρα αέρα αυξάνει, κάνοντας έτσι την ολική σκληρότητα της ανάρτησης προοδευτική. Επίσης για να γίνουν στιβαρότερες κατασκευές, η διάμετρος των καλαμιών έχει αυξηθεί αρκετά, ξεπερνώντας σε μερικές περιπτώσεις και τα 50 mm.

Όταν το πιρούνι συμπιέζεται κατά τη πέδηση, το ίχνος μικραίνει καθώς η γωνία κάστερ μειώνεται κατά 3 έως 4 μοίρες. Με τη τιμή του ίχνους όπως αυτή είναι κατά την ευθεία πορεία του οχήματος, κατά τη

πέδηση, όταν ο πίσω τροχός αναπηδά (λόγω μεταφοράς βάρους) σε βάρος του εμπρός συστήματος, η ροπή που αναπτύσσεται μπροστά είναι πολύ μεγάλη κάνοντας το στρίψιμο της μοτοσικλέτας αρκετά δύσκολο.

Οπότε τα πραγματικά όρια του τηλεσκοπικού συστήματος περιορίζονται από τους εξής παράγοντες: το stiction, το μεγάλο βάρος των μη αναρτώμενων μαζών, και την ανικανότητα του ελέγχου της διαδρομής της ανάρτησης όσο εμείς θέλουμε.

Υπάρχουν διάφορα είδη εναλλακτικών εμπρός συστημάτων ανάρτησης τα οποία κατατάσσονται αναλόγως του μηχανισμού τους στις εξής κατηγορίες:

- ▶ Με περιστρεφόμενο πιρούνι
- ▶ GIRDER ή σύνδεση παραλληλόγραμμου (parallelogram linkage)
- ▶ Με ευθείς οδηγούς ολίσθησης
- ▶ Με σύνδεση Paralever - Duolever (Hossack)
- ▶ Με hub steering

Στη παρούσα μελέτη θα ασχοληθούμε μόνο με την ανάρτηση girder, καθώς αυτή η λύση (και η hub steering επίσης) είναι οι μόνες που μπορούν να ξεπεράσουν σε απόδοση το τηλεσκοπικό σύστημα.

GIRDER FRONT SUSPENSION (parallelogram linkage)

Τα συστήματα girder θεωρητικά μπορούν να εξαλείψουν όλα τα προβλήματα του κλασικού τηλεσκοπικού συστήματος. Έχουν άψογη και ομαλή λειτουργία καθώς δεν υπάρχει το φαινόμενο stiction και η τριβή ολίσθησης (εδώ έχουμε περιστροφή γύρω από τα ρουλεμάν αντί της ολίσθησης των σωλήνων). Ο έλεγχος της ανάρτησης γίνεται μέσω αμορτισέρ, ίδιου με αυτού της πίσω ανάρτησης, το οποίο μπορεί κάλλιστα να έχει προοδευτική λειτουργία. Ο έλεγχος της τροχιάς του εμπρός τροχού μπορεί να είναι απλά καλός ή τέλειος, ανάλογα με το “είδος” του girder που χρησιμοποιείται.

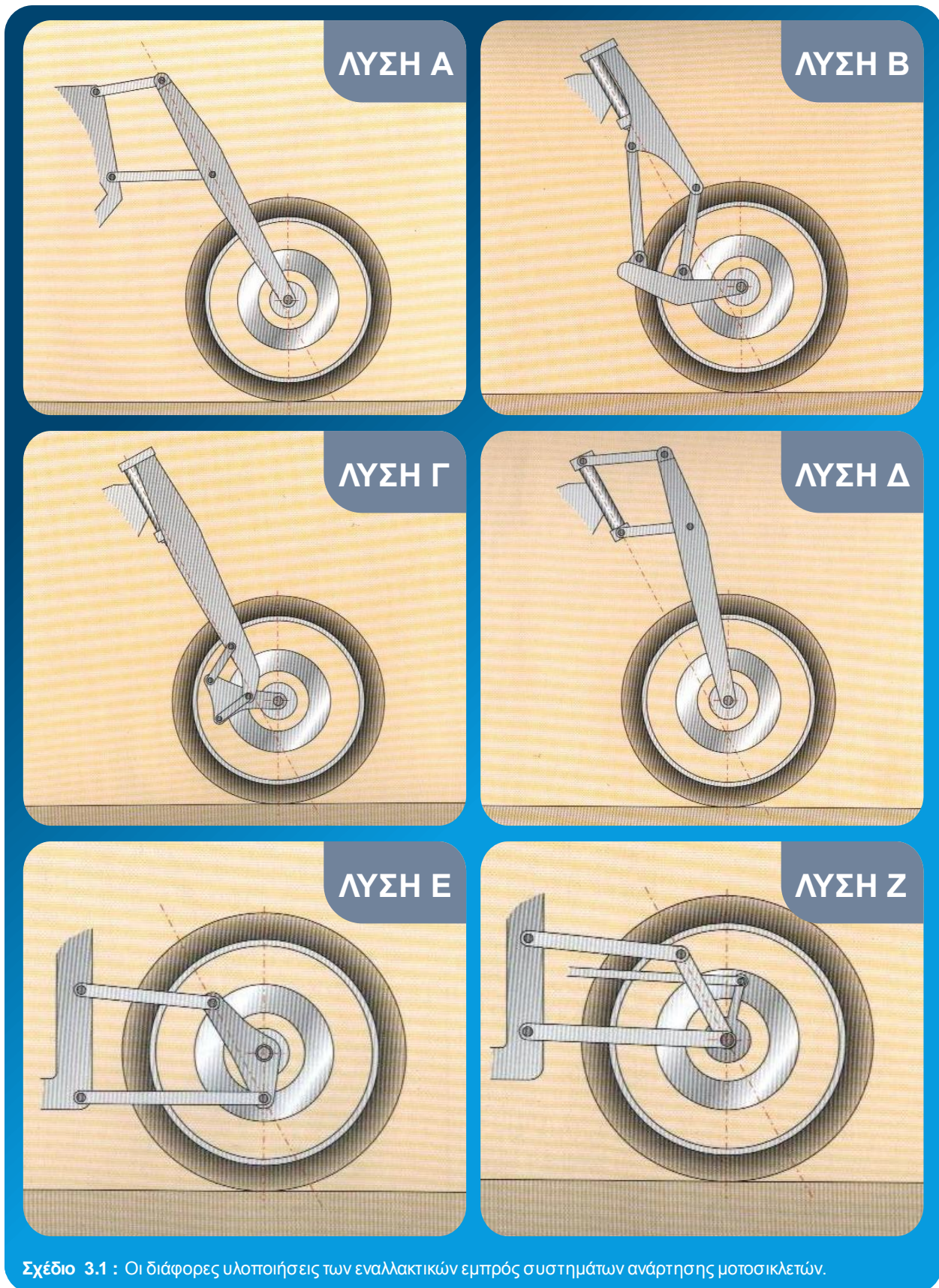
Θεωρητικά η σύνδεση παραλληλογράμμου κάνει δυνατή την επίτευξη διαφόρων τροχιών του τροχού.

Η τροχιά μπορεί να είναι κάθετη στο έδαφος, διατηρώντας όμως το ίδιο μεταξόνιο, ή μπορεί να έχει μια κλίση προς τα εμπρός αποκτώντας έτσι χαρακτηριστικά αντιβύθισης (anti-dive), ή ακόμα κατά το πρώτο μέρος της διαδρομής της ανάρτησης το σύστημα να έχει χαρακτηριστικά pro-dive (ανάλογα με τη θέση των συνδέσμων).

Άλλη πολύ σημαντική παράμετρος είναι ότι το ίχνος παραμένει ουσιαστικά αμετάβλητο καθ' όλη τη διαδρομή της ανάρτησης, ή μπορούμε κατά βούληση να το μεταβάλλουμε μειώνοντάς το ή αυξάνοντάς το ανάλογα με την απόκριση που ζητάμε από τη μοτοσικλέτα (αυτό γίνεται είτε με χρήση εκκέντρου ρύθμισης ή αλλάζοντας τη συνδεσμολογία των links σε προκαθορισμένες θέσεις).

Όσον αφορά τις μη αναρτώμενες μάζες, αυτές είναι σίγουρα μικρότερες από αυτές του τηλεσκοπικού, ωστόσο το καθαρό βάρος της ανάρτησης είναι μεν μικρότερο, όχι όμως δραματικά σε σχέση με το τηλεσκοπικό.

Τα girder έχουν τις παρακάτω παραλλαγές / σχεδιάσεις οι οποίες παρουσιάζονται στο Σχέδιο 1.1:



Σχέδιο 3.1 : Οι διάφορες υλοποιήσεις των εναλλακτικών εμπρός συστημάτων ανάρτησης μοτοσικλετών.

Λύση Α)

Αυτή είναι μια αρκετά δημοφιλής λύση, διότι επιτρέπει στα στελέχη του πιρουνιού να είναι όσο μακριά χρειάζεται να είναι με normal σύνδεση της δαγκάνας του φρένου. Ο σύνδεσμος που συγκρατεί τον τροχό μπορεί να είναι ασύμμετρος. Το στρίψιμο πρέπει να ελέγχεται μέσω σωστά τοποθετημένων συνδέσμων.

Λύση Β)

Σπανίως χρησιμοποιούμενη λύση, χαρακτηριζόμενη από το υψηλό της βάρος και τη μεγάλη αδράνειά της, με μοναδικό πλεονέκτημά της την απλότητα του συστήματος διεύθυνσης.

Λύση Γ)

Επίσης σπανία χρησιμοποιούμενη λύση, λόγω του πολύ μικρού μήκους των συνδέσμων που δημιουργεί μεγάλα κινηματικά φορτία. Όμοια πλεονεκτήματα με τη λύση Β.

Λύση Δ)

Χρησιμοποιήθηκε σε ελαφρές μοτοσυκλέτες μετά το 2ο Π.Π. Η απλότητα του συστήματος διεύθυνσης είναι πλεονέκτημα, αλλά υπάρχει περιορισμός στο μέγεθος της στρεφόμενης μάζας και στις δυνατές τροχιές του τροχού. Οι τάσεις στους συνδέσμους λόγω των αντιδράσεων του εδάφους είναι πολύ μεγάλες, δεδομένου ότι βρίσκονται πολύ ψηλά.

Λύση Ε – (Hub steering)

Αυτή η λύση χρησιμοποιείται στις πιο προηγμένες εφαρμογές, και στην ουσία συνενώνει όλα τα πλεονεκτήματα των διαφορετικών σχεδιάσεων girder. Βασίζεται στα συστήματα ανάρτησης των αυτοκινήτων. Οι σύνδεσμοι πρέπει να είναι αρκετά μεγάλοι ώστε να επιτρέπουν στο τροχό να στρίβει. Οι σύνδεσμοι ούτως ή άλλως περιορίζουν τη μέγιστη γωνία στροφής του τροχού, έτσι αυτή η λύση βρίσκει εφαρμογή μόνο σε αγωνιστικές μοτοσυκλέτες (Bimota Tesi 2D, Vyrus).

Το στρίψιμο ελέγχεται από τους συνδέσμους – ράβδους. Η όλη σχεδίαση του συστήματος επιτρέπει τη τοποθέτηση του αμορτισέρ σε περιοχές που κάνουν τη συναρμολόγηση στιβαρή και εύκολα κατασκευάσιμη.

Δύο πολύ σημαντικές παρατηρήσεις σε αυτό το σημείο είναι ότι το σύστημα αυτό των μοχλών δε δίνει σχέση στροφής τροχού – τιμονιού 1:1 και ότι η γωνία κάστερ μπορεί να λάβει εξαιρετικά χαμηλές τιμές (καλύπτοντας μια περιοχή από 6° έως 18°) δίνοντας στη μοτοσυκλέτα ακαριαία απόκριση, ιδίως στις στροφές, χωρίς να επηρεαστεί η ευστάθειά της στις υψηλές ταχύτητες.

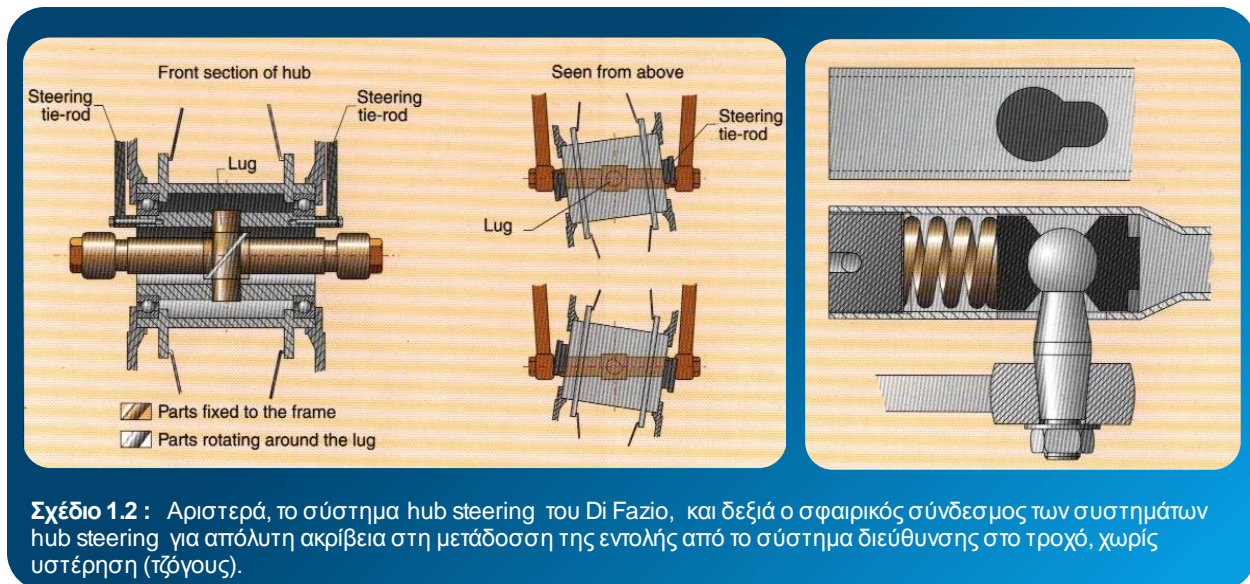
Λύση Ζ – (Παραλλαγή της λύσης Ε)

Παρόμοια με την Ε, μόνο που εδώ η διάταξη δεν επιτρέπει την ύπαρξη offset του τροχού σε σχέση με τον άξονα του τιμονιού (μηδενικό offset). Το hub center του τροχού γίνεται πιο περίπλοκο διότι πρέπει να έχει ρουλεμάν μεγάλης διαμέτρου, έτσι ώστε να χωράει σ' αυτό ο βασιλικός πύρος. Σκαρίφημα του συστήματος παρατίθεται παρακάτω.

Όπως προκύπτει από τα παραπάνω, βλέπουμε ότι σε πολλές από τις παραλλαγές της σύνδεσης παραλληλογράμμου δεν έχουμε άμεση σύνδεση του τροχού με το τιμόνι (indirect steering systems), δηλαδή η μεταφορά της εντολής γίνεται με ενδιάμεσους μοχλούς.

Για να λειτουργήσουν με ακρίβεια και ομαλά τα μοχλικά αυτά συστήματα, πρέπει να ληφθούν υπ' όψιν μερικές λεπτομέρειες που μπορούν να δημιουργήσουν διάφορα προβλήματα:

- ▶ δεν πρέπει να υπάρχουν καθόλου τζόγοι, για να μην εμφανίζονται “κενά” στο στρίψιμο του τροχού
- ▶ ο τζόγος συχνά μπορεί να αποφευχθεί με την υιοθέτηση ειδικών λύσεων
- ▶ προβλήματα ανακρίβειας στη διεύθυνση : αυτό σημαίνει ότι μεταβολές της γωνίας στροφής πρέπει να αποφεύγονται όταν οι τροχοί ταλαντώνονται. Αυτό το φαινόμενο εμφανίζεται σχεδόν πάντα στα αυτοκίνητα και συχνά χρησιμοποιείται για να βελτιώσει την ευστάθεια του αμαξώματος. Για παράδειγμα για να διασφαλισθεί η ευστάθεια στην ευθεία οι εμπρός τροχοί πρέπει να τείνουν να αποκλίνουν κατά τη βύθιση της ανάρτησης.
- ▶ προβλήματα ασφαλείας: το σύστημα διεύθυνσης πρέπει να είναι αξιόπιστο, οπότε οι μοχλοί πρέπει κατά το δυνατόν να είναι τοποθετημένοι σε περιοχές που να είναι προστατευμένες από μια ενδεχόμενη πτώση.

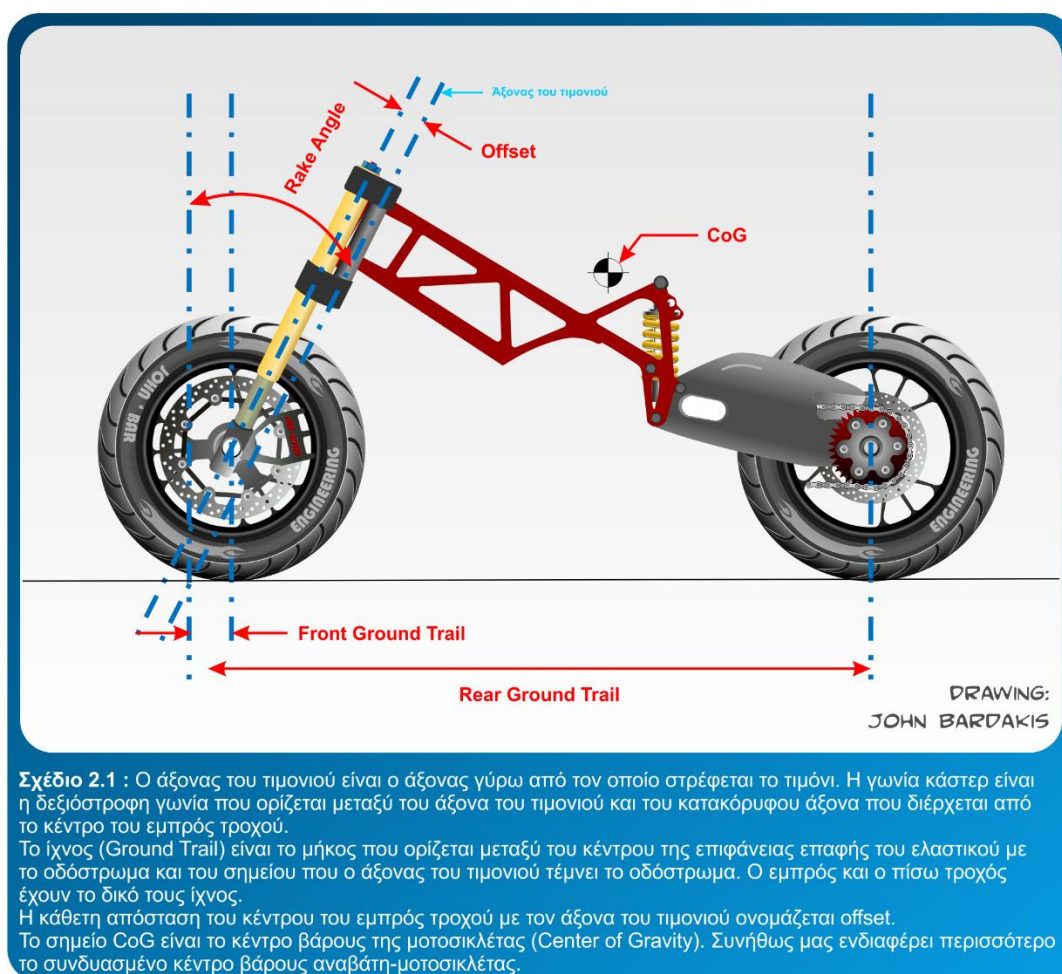


2

Γεωμετρία

ΒΑΣΙΚΗ ΓΕΩΜΕΤΡΙΑ ΜΟΤΟΣΙΚΛΕΤΩΝ

Οι βασικές γεωμετρικές παράμετροι μιας μοτοσικλέτας απεικονίζονται στο Σχέδιο 2.1:

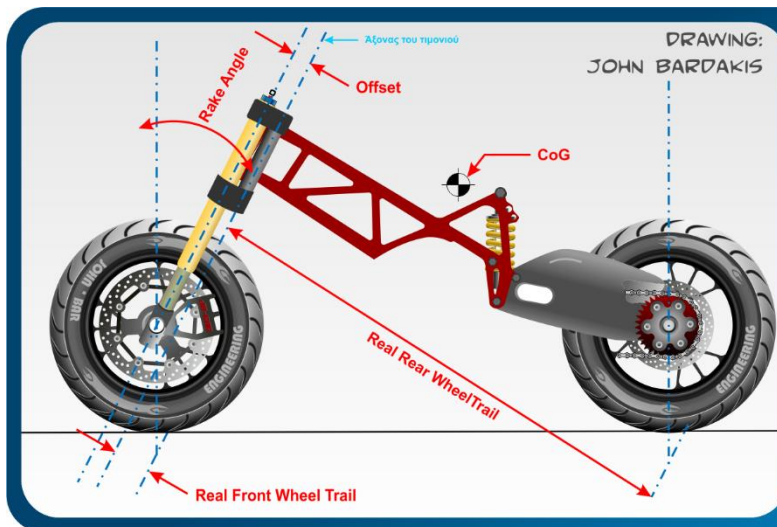


Σχέδιο 2.1 : Ο άξονας του τιμονιού είναι ο άξονας γύρω από τον οποίο στρέφεται το τιμόνι. Η γωνία κάστερ είναι η δεξιόστροφη γωνία που ορίζεται μεταξύ του άξονα του τιμονιού και του κατακόρυφου άξονα που διέρχεται από το κέντρο του εμπρός τροχού.
Το ίχνος (Ground Trail) είναι το μήκος που ορίζεται μεταξύ του κέντρου της επιφάνειας επαφής του ελαστικού με το οδόστρωμα και του σημείου που ο άξονας του τιμονιού τέμνει το οδόστρωμα. Ο εμπρός και ο πίσω τροχός έχουν το δικό τους ίχνος.
Η κάθετη απόσταση του κέντρου του εμπρός τροχού με τον άξονα του τιμονιού ονομάζεται offset.
Το σημείο CoG είναι το κέντρο βάρους της μοτοσικλέτας (Center of Gravity). Συνήθως μας ενδιαφέρει περισσότερο το συνδυασμένο κέντρο βάρους αναβάτη-μοτοσικλέτας.

ΙΧΝΟΣ (TRAIL)

Η πρωταρχική λειτουργία του ίχνους είναι να συνεισφέρει ως ένα ποσοστό στη σταθερότητα της μοτοσικλέτας κατά το στρίψιμο. Επίσης είναι μια παράμετρος μεγάλης σημασίας κατά την απαρχή της διαδικασίας του στριψίματος (δηλαδή κατά τη διάρκεια που η μοτοσικλέτα παίρνει κλίση ως προς το εσωτερικό της στροφής). Όπως μπορούμε να διακρίνουμε και στη χαρακτηριστική εικόνα και τα δυο ελαστικά (του εμπρός και πίσω τροχού) έρχονται σε επαφή με το έδαφος πίσω από το σημείο όπου ο άξονας του τιμονιού τέμνει το έδαφος. Αυτό το γεγονός προκαλεί το λεγόμενο «castor effect» και στους δυο τροχούς. (Με τον όρο εννοούμε τη τάση των τροχών να ευθυγραμμιστούν με τη διεύθυνση – τροχιά που ακολουθεί η μοτοσικλέτα). Η γραμμική προβολή αυτής της γωνίας κατά μήκος του εδάφους (τομή του άξονα του τιμονιού με το έδαφος - κέντρο της επιφάνειας επαφής του ελαστικού με το έδαφος) ονομάζεται ίχνος.

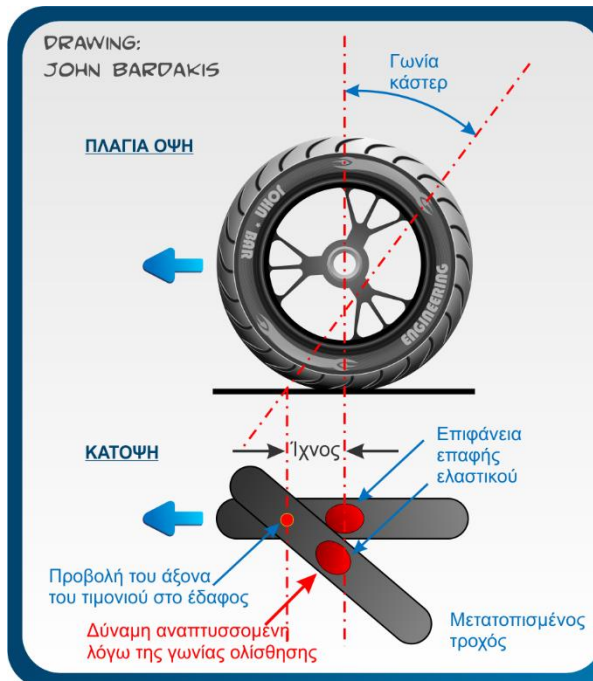
Ωστόσο θα ήταν πιο λογικό να χρησιμοποιήσουμε την απόσταση μεταξύ του κέντρου της επιφάνειας επαφής του ελαστικού με το έδαφος και του άξονα του τιμονιού, μετρούμενη υπό ορθή γωνία στον άξονα αυτό. Αυτό είναι το μήκος που δημιουργεί ροπή στρέψης ως προς τον άξονα του τιμονιού από τις δυνάμεις που ασκούνται στο ελαστικό. Για να γίνει η διάκριση μεταξύ των δύο αυτών ορισμών του ίχνους, όταν είναι απαραίτητο θα ονομάζονται αντίστοιχα Ground Trail (Ίχνος) και Real Trail (Πραγματικό Ίχνος). Το Πραγματικό ίχνος είναι περίπου το 90% του Ίχνους για μοτοσικλέτες με τυπικές γωνίες κάστερ, και είναι ίσο με το ίχνος όταν η γωνία κάστερ είναι ίση με μηδέν. (Η διαφορά τους φαίνεται στα Σχέδια 2.1 και 2.2. Η σημασία αυτής της διάκρισης θα γίνει κατανοητή αργότερα στο κεφάλαιο αυτό. (Σημ. Η SAE αναφέρεται στο Πραγματικό Ίχνος και ως «Mechanical Trail» για να το διαχωρίσει από το Ground Trail).



Σχέδιο 2.2 : Το πραγματικό (ή Μηχανικό) ίχνος είναι η κάθετη απόσταση του κέντρου του τροχού με τον άξονα του τιμονιού. Το πραγματικό ίχνος είναι μειωμένο σε σχέση με το Ground trail κατά το συνημίτονο της της γωνίας κάστερ. Για σύνηθεις τιμές της γωνίας κάστερ το πραγματικό ίχνος ισούται περίπου με 90% του ground trail.

Η διαφορά σε σχέση με το Σχέδιο 2.1 είναι εμφανής.

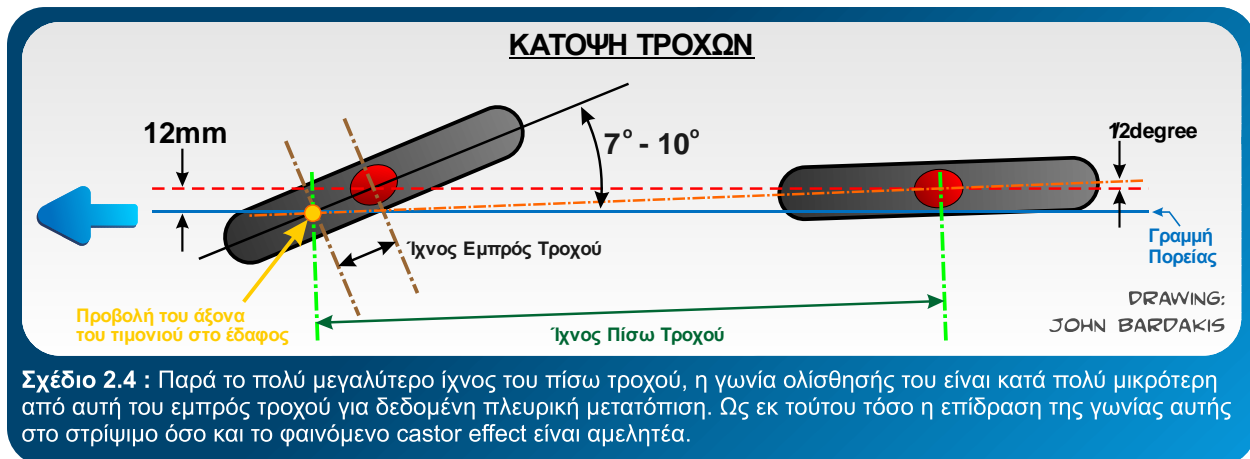
Το πώς το ίχνος προκαλεί αυτό το αυτό-ευθυγραμμιζόμενο φαινόμενο (castor effect) γίνεται κατανοητό με τη μελέτη του Σχεδίου 2.3 στο οποίο απεικονίζεται σε κάτοψη ένας τροχός ο οποίος έχει στραφεί από την ευθεία πορεία του.



Σχέδιο 2.3 : Το θετικό ίχνος και η πλευρική δύναμη που αναπτύσσεται λόγω της γωνίας ολίσθησης συνδυάζονται, γεννώντας μια ροπή η οποία τείνει να επαναφέρει τον στραμμένο τροχό στην αρχική του ευθεία πορεία. Η επίδραση αυτή προσδίδει ένα βαθμό σταθερότητας ώστε η μοτοσικλέτα να διατηρεί την ευθεία πορεία της.

Επειδή ο τροχός βρίσκεται υπό γωνία προς την κατεύθυνση της πορείας, (γωνία ολίσθησης είναι ο τεχνικός όρος) μια δύναμη κάθετα στο ελαστικό παράγεται. Δεδομένου ότι η επιφάνεια επαφής του ελαστικού είναι πίσω από τον άξονα του συστήματος διεύθυνσης (θετικό ίχνος), τότε η δύναμη αυτή δρα σε ένα μοχλοβραχίονα ώστε να παραχθεί μια διορθωτική ροπή προς τον στραμμένο τροχό. Αυτός ο μοχλοβραχίονας είναι ίσος με το πραγματικό ίχνος και όχι με το ground trail, και για το λόγο αυτό το πραγματικό ίχνος είναι η πιο λογική παράμετρος που θα έπρεπε να χρησιμοποιείται. Παρόλα αυτά είναι το ground trail αυτό το οποίο όλοι οι κατασκευαστές αναφέρουν στα τεχνικά χαρακτηριστικά της κάθε μοτοσικλέτας. Δηλαδή, εάν το τιμόνι εκτρέπεται από κάποια αιτία (π.χ. ανώμαλη επιφάνεια δρόμου), τότε το θετικού ίχνους ανθίσταται σε αυτή τη μεταβολή με τη δημιουργία ανθιστάμενης ροπής, δίνοντας έτσι ένα μέτρο της κατευθυντηρίας ευστάθειας της μοτοσικλέτας. Εάν η επιφάνεια επαφής του ελαστικού με το έδαφος ήταν μπροστά από τον άξονα του συστήματος διεύθυνσης (αρνητικό ίχνος), τότε η παραγόμενη ροπή θα ενίσχυε την αρχική ανισοροπία με αποτέλεσμα να κάνει τη μοτοσικλέτα ασταθή ως προς τη κατευθυνσιμότητά της.

Κάποιος θα μπορούσε να σκεφτεί ότι, καθώς το θετικό ίχνος του πίσω τροχού είναι κατά πολύ μεγαλύτερο αυτού του εμπρός τροχού (τυπικά 50 – 100 mm για τον εμπρός τροχό και 1300 - 1500 mm για τον πίσω), ο πίσω τροχός θα μπορούσε να είναι πολύ πιο σημαντικός από αυτή την άποψη. Όμως συμβαίνει ακριβώς το αντίθετο και υπάρχουν αρκετοί λόγοι γι' αυτό. (Σχέδιο 3.4). Έστω ότι οι επιφάνειες επαφής και των 2 τροχών μετατοπίζονται πλευρικά κατά 12mm. Ο εμπρός τροχός θα στραφεί περίπου κατά 7ο-10ο σε σχέση με τον άξονα του τιμονιού. Αυτό θα προκαλέσει μια γωνία ολίσθησης ιδίου μεγέθους και τη γένεση μιας πλευρικής δύναμης η οποία έχει ως σκοπό να αντισταθμίσει και να επαναφέρει σε ευθεία πορεία μόνο τη μικρή αδράνεια του εμπρός συστήματος διεύθυνσης, του εμπρός τροχού και του εμπρός πιρουνιού. Ωστόσο, η γωνία ολίσθησης του μετατοπισμένου πίσω τροχού θα είναι κατά πολύ μικρότερη (περίπου 1/2ο) και το ίδιο μικρή θα είναι και η αντίστοιχη δύναμη. Όχι μόνο έχουμε πολύ μικρότερη δύναμη, αλλά η δύναμη αυτή θα πρέπει να δράσει στην αυξημένη αδράνεια του μεγαλύτερου μέρους του συστήματος μοτοσικλέτας - αναβάτη, εξ ου και η απόκριση είναι πολύ ασθενέστερη από την περίπτωση του εμπρός τροχού.

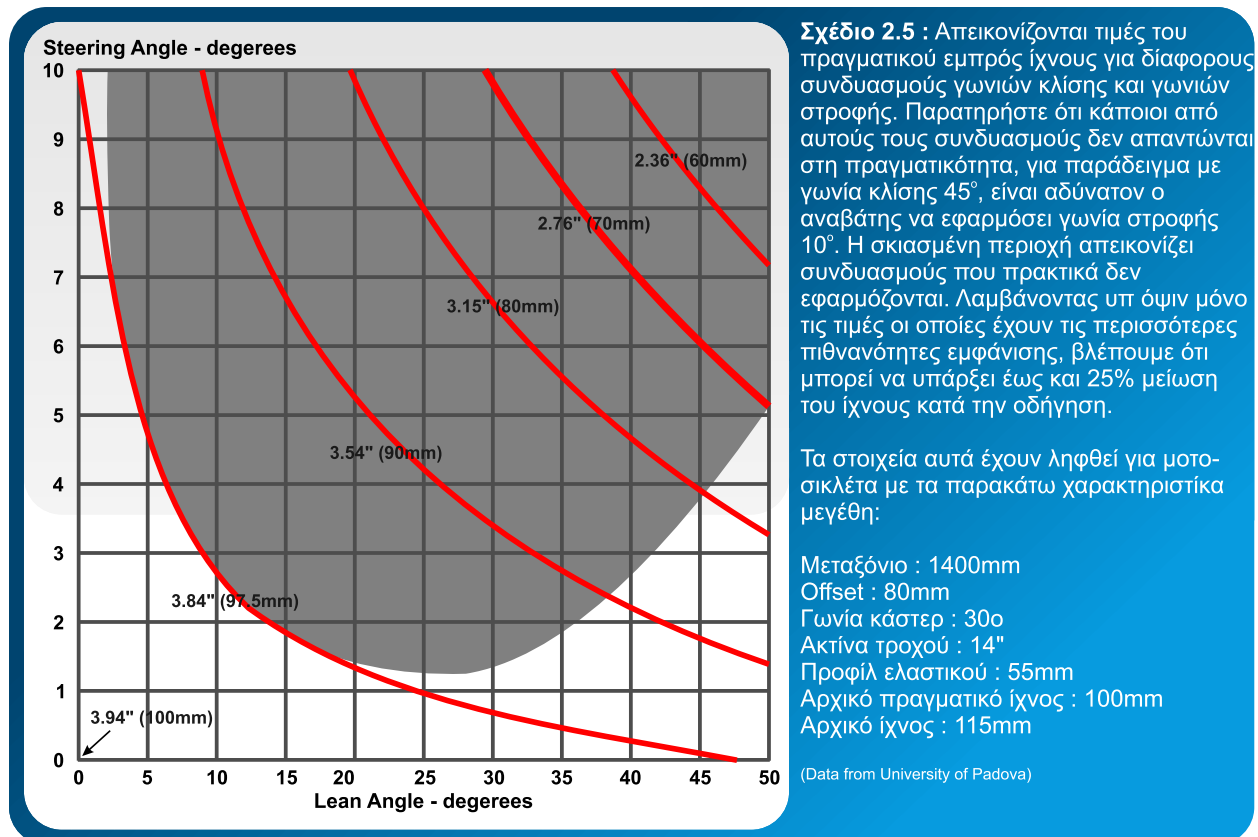


Από αυτό μπορούμε να διακρίνουμε ότι η αύξηση του ίχνους ως μέσο ως μέσο αύξησης του castor effect υπόκειται στο νόμο της φθίνουσας απόδοσης. Θα πρέπει επίσης να επισημανθεί ότι η διαταραχή της πορείας μιας μοτοσικλέτας λόγω της πλευρικής μετατόπισης της επιφάνειας επαφής του ελαστικού, είναι κατά πολύ μικρότερη από τον πίσω τροχό παρά από τον εμπρός λόγω της πολύ μικρότερης γωνιακής αλλαγής κατεύθυνσης που η μετατόπιση αυτή προκαλεί. Συνοψίζοντας μπορούμε να πούμε ότι παρόλο που το μεγάλο ίχνος του πίσω τροχού έχει ένα πολύ μικρό αποτέλεσμα στο castor effect, το ίδιο μικρή είναι και η συμβολή της πλευρικής μετατόπισης του πίσω τροχού στη σταθερότητα της πορείας της μοτοσικλέτας και έτσι αντισταθμίζεται.

Οι γυροσκοπικές αντιδράσεις έχουν σημαντική επιρροή στη σταθερότητα της πορείας της μοτοσικλέτας και το μέγεθος του ίχνους μπορεί να έχει σημαντικό ρόλο σε αυτές τις αλληλεπιδράσεις.

Είναι σημαντικό να γίνει κατανοητό ότι το ίχνος δεν είναι μια αμετάβλητη παράμετρος για μια συγκεκριμένη μοτοσικλέτα. Υπάρχουν πολλοί παράγοντες που επηρεάζουν και μεταβάλλουν τη τιμή του ίχνους κατά τη διάρκεια κανονικής οδήγησης της μοτοσικλέτας. Στο Σχέδιο 2.5 απεικονίζεται ένα διάγραμμα με τις μεταβολές του ίχνους σε σχέση με τη γωνία κλίσης της μοτοσικλέτας και της γωνίας του τιμονιού για μια συγκεκριμένη μοτοσικλέτα.

Παρόλο που ο πρωταρχικός ρόλος του ίχνους του εμπρός τροχού είναι να παρέχει ένα βαθμό σταθερότητας στη πορεία της μοτοσικλέτας, ωστόσο υπάρχουν και κάποιες παρενέργειες. Ας δούμε δυο από αυτές.



Επίδραση του Στριψίματος

Εάν γείρουμε μια ακίνητη μοτοσικλέτα προς τη μια πλευρά και γυρίσουμε το τιμόνι της, η κεφαλή του τιμονιού (steering head) είτε ανυψώνεται είτε πέφτει, ανάλογα με τη θέση και το στρίψιμο του τιμονιού. Το βάρος της μοτοσικλέτας, δρώντας στην επιφάνεια επαφής του ελαστικού προκαλεί ροπή ως προς τον άξονα του τιμονιού η οποία τείνει να στρέψει το τιμόνι προς τη χαμηλότερη θέση της κεφαλής του τιμονιού (δηλαδή στο σημείο με τη μικρότερη δυναμική ενέργεια).

Για μια δεδομένη τιμή του ίχνους, αυτή η γωνία στριψίματος επηρεάζεται από τη γωνία κάστερ και τη διάμετρο του τροχού. Όταν η μοτοσικλέτα βρίσκεται εν κινήσει, το βάρος του αναβάτη και της μοτοσικλέτας που υποστηρίζονται από τη κεφαλή του συστήματος διεύθυνσης αντιδρά με το έδαφος μέσω της επιφάνειας επαφής του ελαστικού με το έδαφος. Το βάρος και οι δυνάμεις που αναπτύσσονται κατά τη διάρκεια της στροφής εξισορροπούνται αμφότερες και η αναπτυσσόμενη ροπή από αυτή την άποψη είναι μειωμένη. Τα φαρδιά ελαστικά και η υποβοήθηση από τον αναβάτη με τη μετακίνηση του σώματός του στο εσωτερικό της στροφής εξασφαλίζουν ότι υπάρχει μια παραμένουσα ροπή και ως εκ τούτου η τιμή του ίχνους του εμπρός τροχού (μεταξύ άλλων παραμέτρων) καθορίζει τη δύναμη – ροπή που θα ασκήσει ο αναβάτης στο τιμόνι (εξ ου και η αίσθηση που αποκομίζει ο αναβάτης από το στρίψιμο) ώστε να διατηρήσει τη σωστή γωνία σε σχέση με την ακτίνα της στροφής και την ταχύτητα της μοτοσικλέτας.

Αίσθηση οδήγησης σε ευθεία πορεία

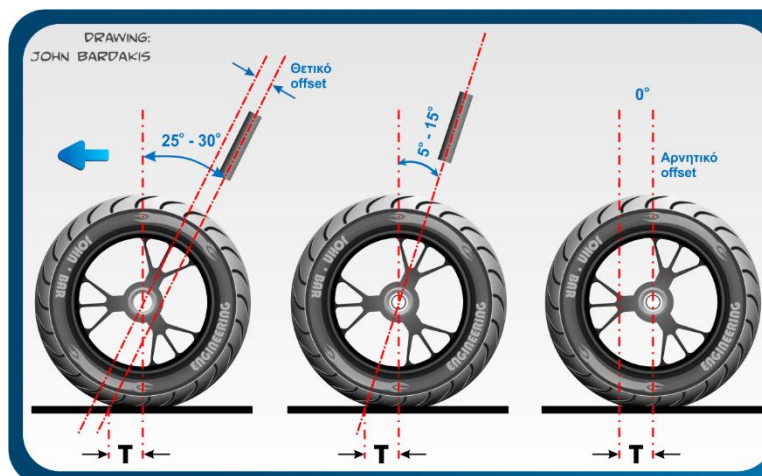
Όπως όλοι γνωρίζουμε ακόμα και όταν οδηγούμε σε ευθεία πορεία, η αίσθηση που αποκομίζουμε από το σύστημα διεύθυνσης είναι πιο ελαφριά όταν οδηγούμε σε υγρούς βρεγμένους δρόμους παρά σε στεγνούς. Αυτό γιατί η φαινομενικά ευθεία πορεία μας είναι ουσιαστικά μια αλληλουχία διορθώσεων του τιμονιού, με το τιμόνι να μετακινείται στιγμιαία από πλευρά σε πλευρά όλη την ώρα. Μια μικρή μετατόπιση του τιμονιού προκαλεί μια γωνία ολίσθησης του τροχού η οποία με τη σειρά της δημιουργεί μια ανθιστάμενη και διορθωτική ροπή. Για μια δεδομένη γωνία ολίσθησης, η ροπή αυτή εξαρτάται από τις ιδιότητες του ελαστικού, τη πρόσφυση του οδοστρώματος και το ίχνος. Έτσι μέσω του συστήματος διεύθυνσης ο αναβάτης δέχεται ανά πάσα στιγμή ανάδραση για τις συνθήκες του οδοστρώματος και παίρνει πληροφορίες για το διαθέσιμο ποσοστό πρόσφυσης (αίσθηση εξαρτώμενη από το ίχνος).

ΓΩΝΙΑ ΚΑΣΤΕΡ (Rake or Castor Angle - steering axis inclination)

Είναι η γωνία που σχηματίζει ο άξονας του συστήματος διεύθυνσης με τη κατακόρυφο. Τυπικές τιμές για τη γωνία κάστερ στις σύγχρονες μοτοσικλέτες είναι μεταξύ $23^\circ - 30^\circ$. Τα τελευταία χρόνια υπάρχει μια τάση για μικρές γωνίες κάστερ (ιδίως για τις αγωνιστικές μοτοσικλέτες) με τιμές από $20^\circ - 23^\circ$ (τιμές που για παλαιότερες μοτοσικλέτες θεωρούνταν ασταθείς).

Τα τελευταία χρόνια υπάρχει μια τάση επίσης για πολύ εμπροσθοβαρείς κατανομές βάρους στις μοτοσικλέτες. Ακόμα και ο αναβάτης λόγω της θέσης οδήγησης τοποθετείται πιο μπροστά. Αυτές οι αλλαγές έγιναν πιο εύκολες με τη χρησιμοποίηση μικρότερων γωνιών κάστερ και τοποθέτηση πιο μπροστά της κεφαλής του τιμονιού.

Οι κύριες επιδράσεις της γωνίας κάστερ αποτυπώνονται στο Σχέδιο 2.6. Στο σχέδιο αυτό φαίνονται τρεις διαφορετικές γωνίες κάστερ που όλες όμως δίνουν την ίδια τιμή ίχνους. Το πραγματικό ίχνος όμως θα είναι μικρότερο στις 2 πρώτες περιπτώσεις. Η μείωση θα είναι περίπου 10% για τις συνήθεις τιμές της γωνίας κάστερ και περίπου 3% για γωνία κάστερ 15° .



Σχέδιο 2.6 : Τρεις διαφορετικές γωνίες κάστερ που δίνουν το ίδιο ίχνος.

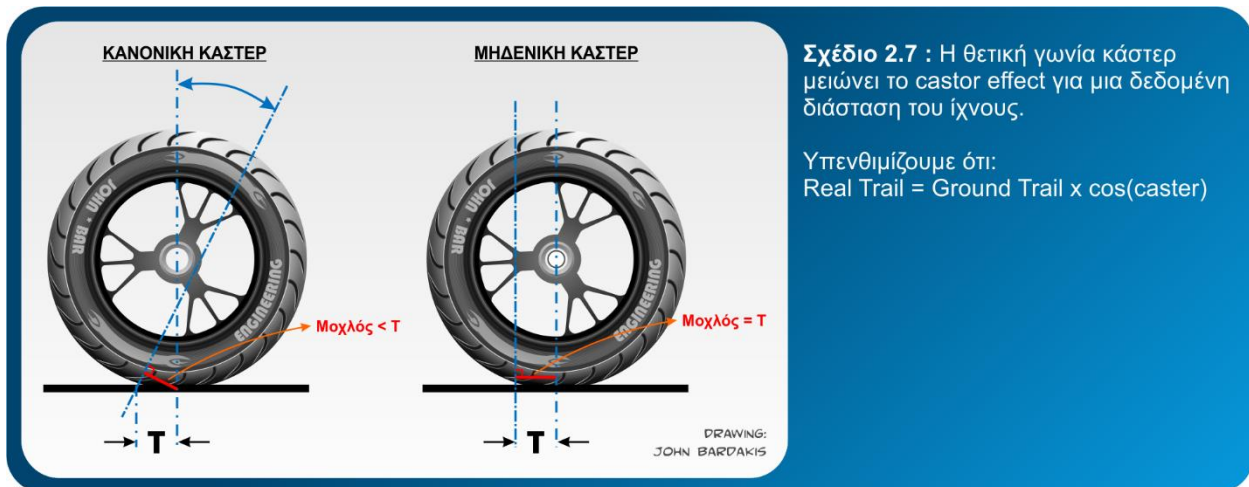
Αριστερά : Συμβατικό σύστημα, με θετικό offset.

Μέσο : Γωνία κάστερ με μηδενικό offset (λύση που απαντάται στα περισσότερα hub-steering μπροστινά).

Δεξιά : Μηδενική γωνία κάστερ (κάθετος άξονας τιμονιού). Παρατηρήστε το αρνητικό offset.

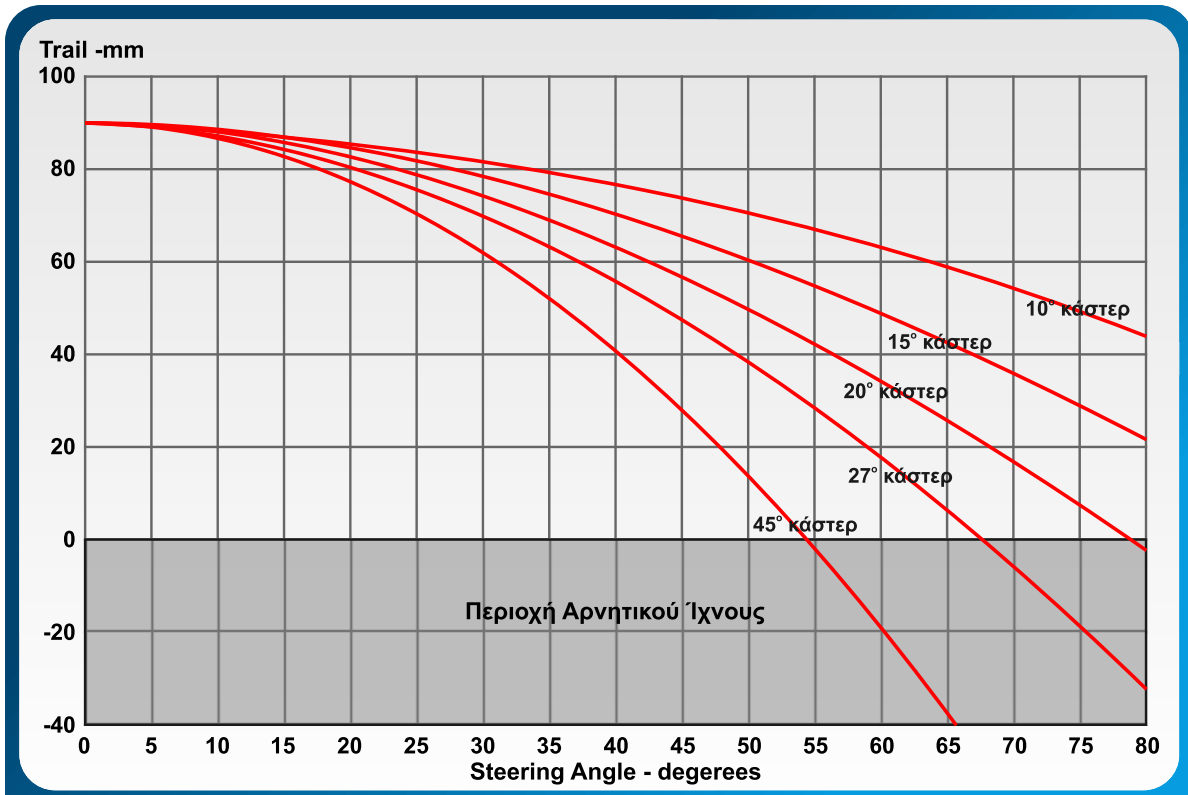
1) Ελάττωση του Castor Effect

Για μια δεδομένη τιμή του ίχνους, η ροπή αυτό-ευθυγράμμισης του εμπρός τροχού εξαρτάται από το μοχλοβραχίονα μεταξύ του κέντρου της επιφάνειας επαφής του ελαστικού και του άξονα του συστήματος διεύθυνσης, δηλαδή του πραγματικού ίχνους. Όπως μπορεί να φανεί στο Σχέδιο 2.7 ο μοχλοβραχίονας αυτός μειώνεται όσο αυξάνει το ίχνος. Στη πράξη αυτό σημαίνει ότι για να διατηρήσουμε το ίδιο πραγματικό ίχνος χρειαζόμαστε μεγαλύτερες τιμές ίχνους όσο η γωνία κάστερ αυξάνει.

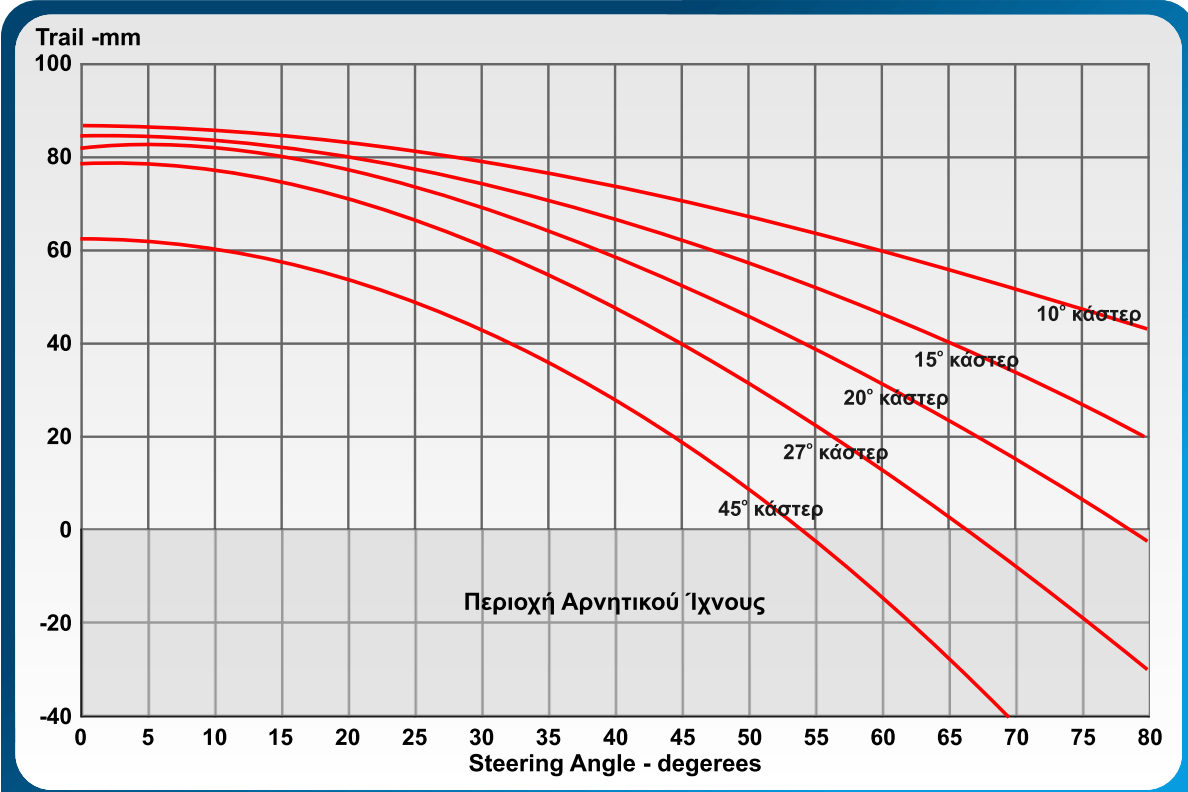


Η μείωση της τιμής του πραγματικού ίχνους τονίζεται περισσότερο όταν ο αναβάτης στρίψει το τιμόνι. Στο Σχέδιο 2.8 απεικονίζεται η μείωση της τιμής του ίχνους για διάφορες γωνίες στριψίματος του τιμονιού έως και την ακραία τιμή των 80°.

Οι αγωνιστικές μοτοσικλέτες σπάνια έχουν γωνία στροφής τιμονιού άνω των 45°, αλλά οι καμπύλες αυτές δείχνουν ότι για μια τυπική γωνία κάστερ 27° το ίχνος μειώνεται από τα 89mm στα 46mm για μια γωνία κάστερ 45°. Το Σχέδιο 2.9 απεικονίζει τα ίδια δεδομένα για το πραγματικό ίχνος. Παρατηρήστε τη διαφορά μεταξύ των δυο γραφημάτων για μικρές γωνίες στροφή του τιμονιού. Και τα δυο αυτά σετ μετρήσεων αφορούν μοτοσικλέτα ακίνητη σε όρθια θέση με διάμετρο εμπρός τροχού 305mm και ίχνους 89mm.



Σχέδιο 2.8 : Μείωση του ίχνους για διάφορες τιμές της γωνίας κάστερ σε σχέση με τη γωνία στροφής του τιμονιού.

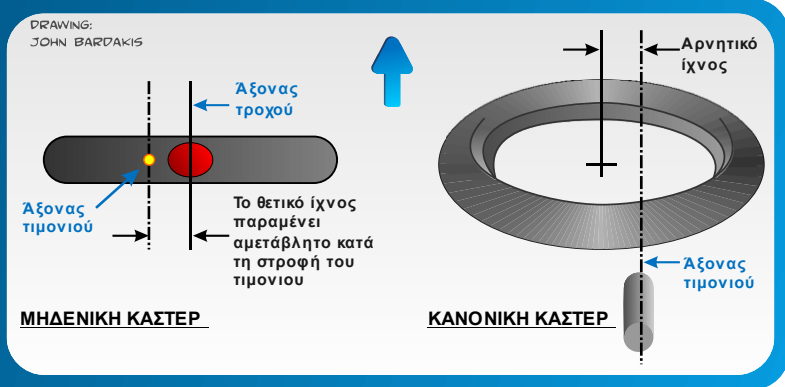


Σχέδιο 2.9 : Το γράφημα εδώ απεικονίζει τις επιπτώσεις στο πραγματικό ίχνος.

2) Αρνητικό Ίχνος

Σε μεγάλες γωνίες στροφής του τιμονιού, το ίχνος μπορεί να γίνει αρνητικό, ωστόσο πολύ μεγάλες γωνίες στροφής του τιμονιού είναι εφικτές μόνο σε πολύ μικρές ταχύτητες. Το Σχέδιο 2.10 αποτυπώνει καθαρά τι συμβαίνει σε αυτή τη περίπτωση και οι καμπύλες στα Σχέδια 2.8 και 2.9 αποτυπώνουν τις περιοχές τιμών για τις οποίες προκύπτει αρνητικό ίχνος.

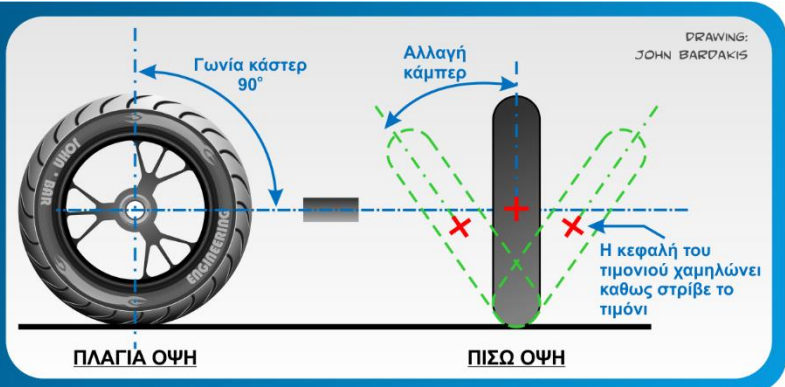
Σχέδιο 2.10 : Κάτοψη με τον εμπρός τροχό να έχει στραφεί κατά 90° προς τα αριστερά. Φαίνεται ξεκάθαρα ότι το ίχνος παραμένει αμετάβλητο για μηδενική γωνία κάστερ, καθώς επίσης για κανονικές τιμές της γωνίας κάστερ το ίχνος γίνεται αρνητικό.



3) Χαμήλωμα της κεφαλής του τιμονιού (Steering head drop)

Σε μια κανονική μοτοσικλέτα (με θετικό ίχνος και γωνία κάστερ) η οποία συγκρατείται όρθια, στρέφοντας το τιμόνι της προς τη μια ή την άλλη κατεύθυνση η κεφαλή του τιμονιού θα χαμηλώσει. (Με αρνητικό ίχνος, που δεν είναι το σύνηθες, θα ανασηκωθεί). Όσο μεγαλύτερη η γωνία κάστερ, τόσο μεγαλύτερο το χαμήλωμα. Αυτό μπορεί να γίνει καλύτερα κατανοητό σχεδιάζοντας μια ακραία γωνία κάστερ όπως στο Σχέδιο 2.11.

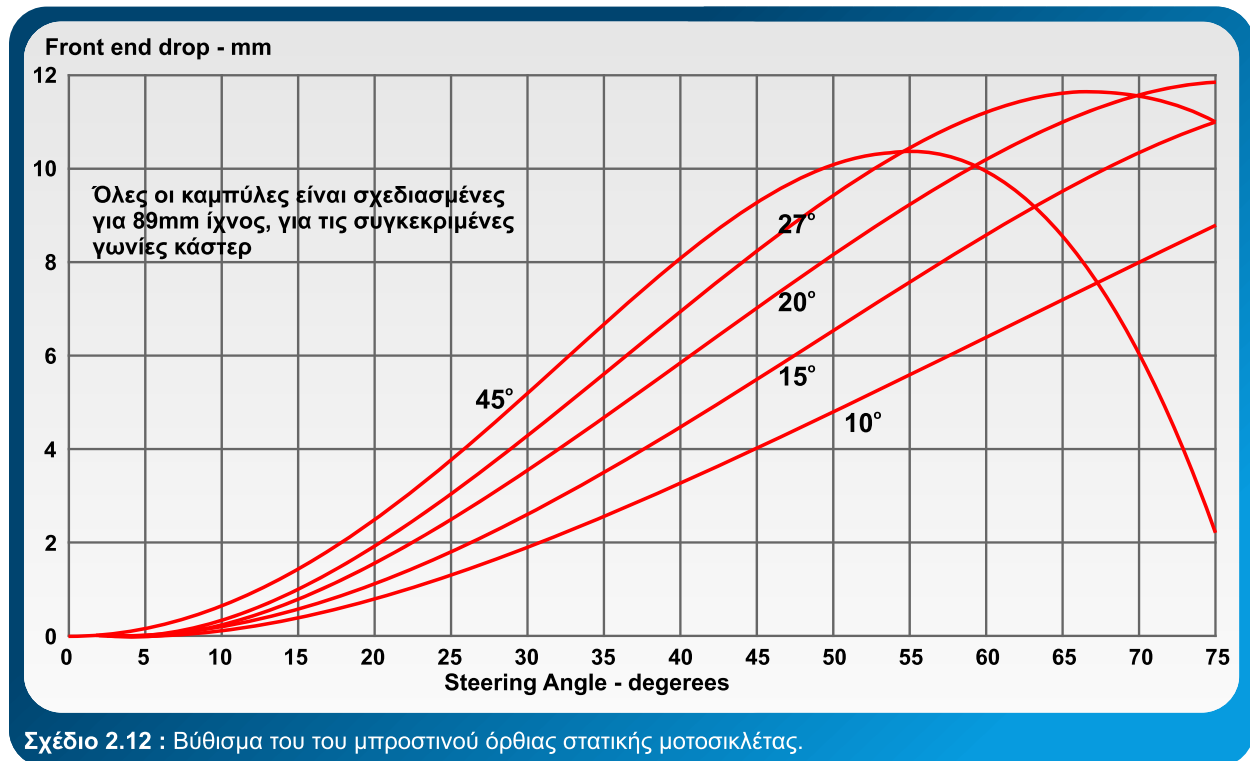
Σχέδιο 2.11 : Με γωνία κάστερ 90° φαίνεται εύκολα η αλλαγή της γωνίας κάμπερ και το χαμήλωμα της κεφαλής του τιμονιού. Για μηδενικό ίχνος τα φαινόμενα αυτά δεν υφίστανται.



Αυτό το χαμήλωμα τείνει να ακυρώνει το castor effect διότι, για να επαναφέρουμε το τιμόνι στη αρχική του θέση θα πρέπει να σηκώσουμε το διόλου αμελητέο βάρος που υποστηρίζεται από τη κεφαλή του τιμονιού.

Τα παρακάτω Σχέδια (2.12 & 2.13) αντικατοπτρίζουν τις πραγματικές συνθήκες. Στο πρώτο απεικονίζεται το χαμήλωμα της κεφαλής του τιμονιού και στο δεύτερο η ροπή που απαιτείται ώστε να ξανασηκώσουμε τη μοτοσικλέτα σε όρθια θέση. Για γωνία κάστερ 27° και 45° γωνία στροφής του τιμονιού, η κεφαλή του χαμηλώνει μόνο κατά 8.2mm και η ροπή που απαιτείται είναι μικρότερη από 6 Nm για κάθε 50 kg βάρος του μπροστινού συστήματος. Σε λιγότερο ακραίες γωνίες στροφής του τιμονιού το φαινόμενο είναι

αισθητά μικρό: για 10° γωνία στροφής του τιμονιού το χαμήλωμα δεν είναι περισσότερο από 0.5mm για γωνία κάστερ 27°.



4) Αλλαγή της γωνίας κάμπερ

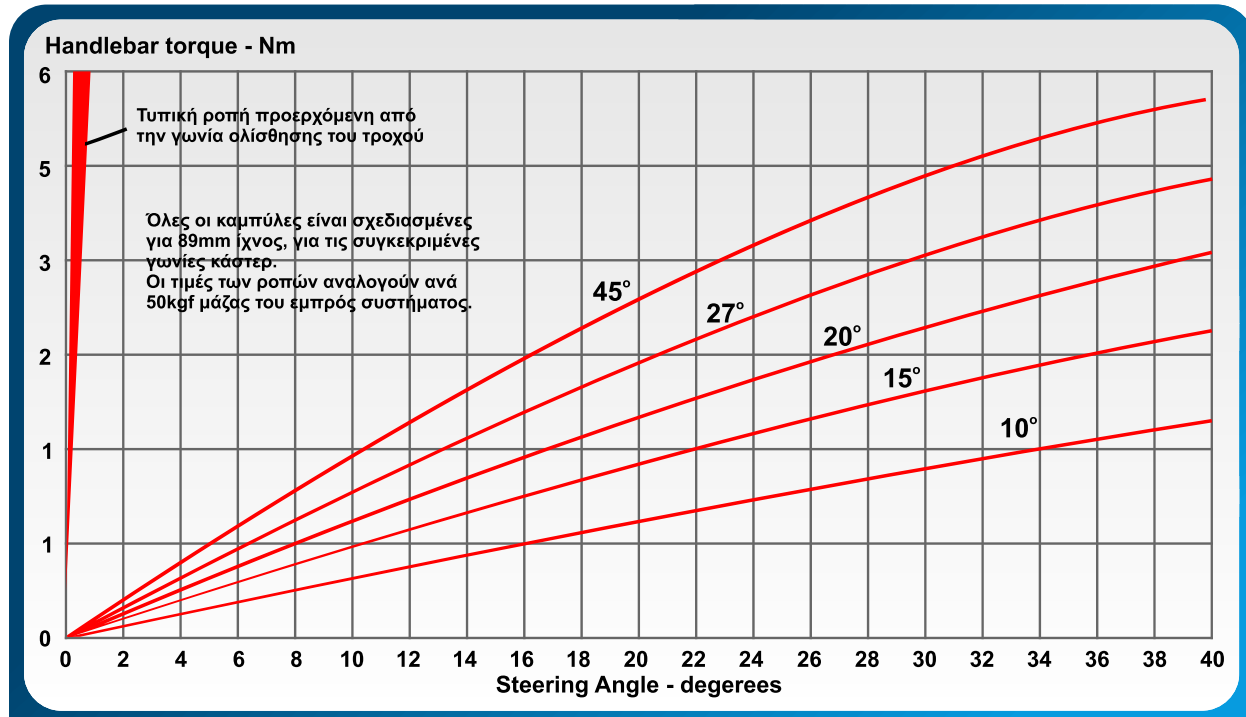
Το Σχέδιο 2.11 δείχνει τι συμβαίνει για γωνία κάστερ 90° : αλλαγή γωνίας κάμπερ. Αν και η επίδραση αυτή είναι λιγότερο έντονη με τις συμβατικές γωνίες κάστερ, είναι ακόμα εκεί – και αυτό σημαίνει ότι όταν η μοτοσικλέτα στρίβει με το τιμόνι να κοιτά το εσωτερικό της στροφής, ο εμπρός τροχός έχει μεγαλύτερη κλίση ως προς τη κατακόρυφο από τον πίσω.

5) Wheel spindle offset

Στο Σχέδιο 2.7 απεικονίζεται η διαφορά στην απόσταση (offset) που απαιτείται για διαφορετικές γωνίες κάστερ για να επιτευχθεί δεδομένη τιμή ίχνους. Για μηδενική γωνία κάστερ απαιτείται το μεγαλύτερο offset. Γενικά με όλες τις υπόλοιπες παραμέτρους σταθερές είναι πλεονέκτημα να έχουμε το μικρότερο δυνατό offset καθώς επιτυγχάνεται η ελάχιστη αδράνεια του εμπρός συστήματος.

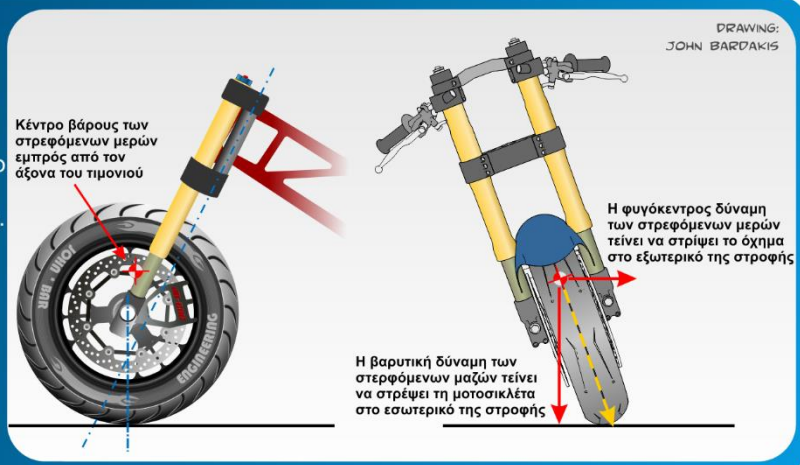
Μερικές φορές αναφέρεται ότι επειδή το offset τοποθετεί το κέντρο μάζας του τροχού και του πιρουνιού εμπρός από τον άξονα του τιμονιού, αυτό παράγει ροπή που τείνει να στρίψει περεταίρω τον τροχό προς το εσωτερικό της στροφής όσο η μοτοσικλέτα βρίσκεται υπό κλίση κατά τη διάρκεια της στροφής. Αυτό είναι αλήθεια μόνο όταν η μοτοσικλέτα είναι ακίνητη. Το Σχέδιο 2.14 δείχνει τι συμβαίνει όταν η μοτοσικλέτα στρίβει: η φυγόκεντρος δύναμη δρα μέσω του offset και τείνει να στρίψει το τροχό προς το εξωτερικό της στροφής, αλλά αυτή η επίδραση σχεδόν ζυγοσταθμίζεται πλήρως από την επίδραση της βαρυτικής δύναμης. Στη πραγματικότητα είχαμε ελαστικά μηδενικού πάχους και ο αναβάτης ήταν ευθυγραμμισμένος με τη μοτοσικλέτα, οι δυο αυτές επιδράσεις θα εξισορροπούσαν πλήρως. Επομένως

το offset έχει μικρή επίδραση στα χαρακτηριστικά αυτό-διεύθυνσης της μοτοσικλέτας, εκτός από τη περίπτωση που χρησιμοποιούνται πολύ φαρδιά ελαστικά.



Σχέδιο 2.13 : Μεση προστιθέμενη ροπή που απαιτείται ώστε να επαναφερθεί το τιμόνι στην ευθεία όρθια θέση λόγω του βυθίσματος του μπροστινού.

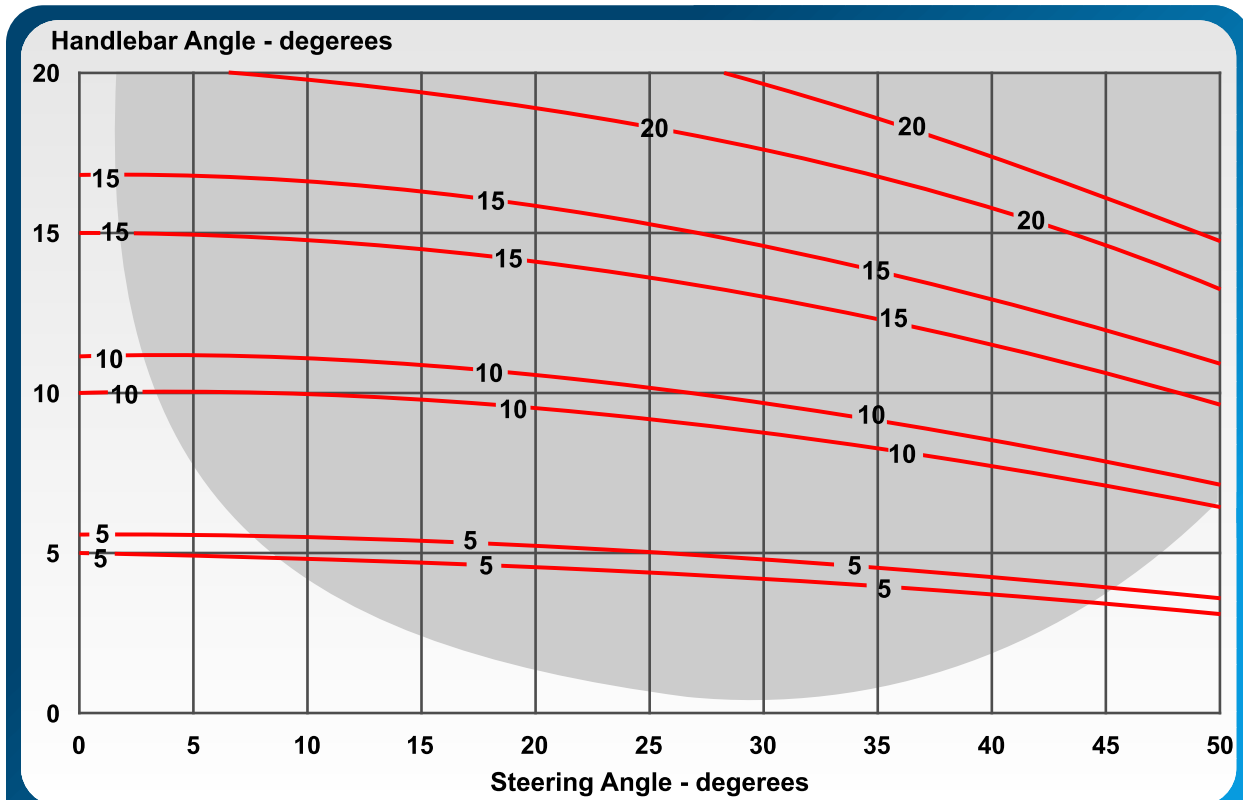
Σχέδιο 2.14 : Το εμπρός offset του κέντρου βάρους των στρεφόμενων μερών προκαλούν στρεπτικές ροπές λόγω των βαρυτικών και φυγόκεντρων δυνάμεων οι οποίες εξισορροπούν η μια την άλλη, με δεδομένο ότι το κέντρο βάρους του αναβάτη βρίσκεται επάνω στο κεντρικό επίπεδο της μοτοσικλέτας. Ο αναβάτης βγάζοντας το σώμα του προς το εσωτερικό της στροφής, μειώνει τη ροπή λόγω βαρύτητας, αλλά αυξάνει τη φυγόκεντρο.



6) Γωνία στροφής του τιμονιού

Η γωνία κάστερ μειώνει τη πραγματική γωνία στροφής μεταξύ του ελαστικού και του εδάφους, συγκρινόμενη με τη γωνία στροφής του τιμονιού. Αυτό μπορεί να φανεί χρησιμοποιώντας πάλι την ακραία γωνία κάστερ των 90°. (Σχέδιο 2.11) Στη περίπτωση αυτή δεν αναπτύσσεται πραγματική γωνία στροφής αλλά δημιουργείται μια γωνία κάμπερ ίση με τη γωνία στροφής του τιμονιού. Σε κανονικές γωνίες κάστερ έχουμε μια μικρή αλλαγή της γωνίας κάμπερ (όπως στο 4 παραπάνω) και για 27° γωνία κάστερ, η πραγματική γωνία στροφής μειώνεται στο 90% περίπου της γωνίας στροφής του τιμονιού.

Στο Σχέδιο 2.15 το διάγραμμα απεικονίζει τις πραγματικές γωνίες στροφής για ένα εύρος γωνιών κλίσης της μοτοσικλέτας για γωνίες κάστερ 0° και 27° . Παρατηρήστε ότι η πραγματική γωνία στροφής ουσιαστικά αυξάνεται όσο αυξάνει η κλίση της μοτοσικλέτας.

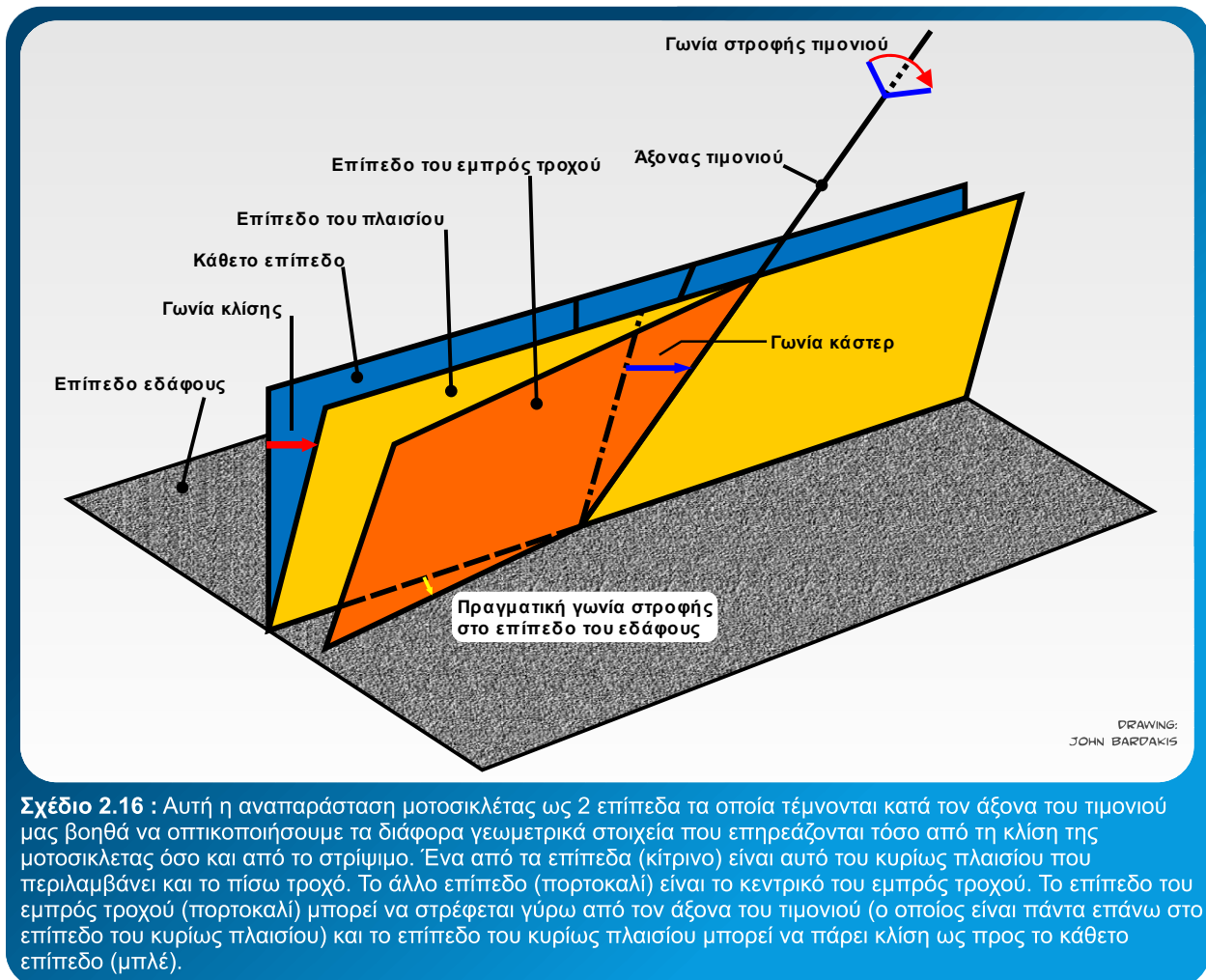


Σχέδιο 2.15 : Πραγματική γωνία στροφής στο επίπεδο του εδάφους σε σχέση με τη γωνία κλίσης, για διάφορες γωνίες στροφής του τιμονιού. Η άνω καμπύλη για κάθε ζεύγος αντιστοιχεί σε γωνία κάστερ 27° ενώ η κάτω σε μηδενική γωνία κάστερ. Παρατηρήστε για παράδειγμα ότι για μηδενική κλίση, με γωνία κάστερ 27° , η γωνία στροφής του τιμονιού πρέπει να αυξηθεί ώστε να επιτευχθεί η απαιτούμενη πραγματική γωνία στροφής. Για να έχουμε πραγματική γωνία στροφής 10° απαιτούνται περίπου 11° στροφής του τιμονιού. Στον αντίποδα, όταν αυξάνεται η γωνία κλίσης της μοτοσικλέτας η πραγματική γωνία στροφής τείνει να αυξηθεί (παρόλο που αυτό είναι σχετικά ασήμαντο για κανονικές οδηγικές συνθήκες). Η σκιασμένη περιοχή αφορά συνδυασμούς γωνίας κλίσης και στροφής που είναι απίθανο να απαντηθούν στη πραγματικότητα.

Περίληψη των επιδράσεων του ίχνους

Εκτός από τη περίπτωση του ελάχιστου offset στο 5 (παραπάνω) φαίνεται ότι μια μη μηδενική γωνία κάστερ δεν έχει ιδιαίτερα πλεονεκτήματα. Αν αυτό είναι πραγματικότητα τότε γιατί οι συμβατικές μοτοσικλέτες οδηγούνται και στρίβουν τόσο καλά; Η απάντηση βρίσκεται στις πολύ μικρές γωνίες στροφής του τιμονιού κατά τη πραγματική κανονική οδήγηση. Οι επιζήμιες επιδράσεις του ίχνους γίνονται αντιληπτές μόνο σε μεγάλες στροφές του τιμονιού. Το φαινόμενο της υποβοηθούμενης λόγω του βάρους αυτό-διεύθυνσης της μοτοσικλέτας μπορεί να είναι ή και να μην είναι ευεργετικό κατά περίπτωση. Όταν ο αναβάτης στρίβει με τη μοτοσικλέτα σε μια στροφή με δεδομένη ακτίνα και ταχύτητα θέλει αυτή την επίδραση αυτό-διεύθυνσης σε τέτοιο βαθμό ώστε να του δώσει τη βέλτιστη γωνία στριψίματος. Λίγο παραπάνω και ο αναβάτης θα πρέπει να εφαρμόσει την αντίστροφη διόρθωση μέσω του τιμονιού ώστε να πάρει σωστά τη στροφή. Η γωνία στροφής του τιμονιού για μια στροφή δεδομένης καμπυλότητας εξαρτάται από πολλούς παράγοντες και έτσι είναι δύσκολο να δημιουργηθεί ένα φαινόμενο αυτό-διεύθυνσης το οποίο να είναι ιδανικό για όλες τις συνθήκες. Αυτό είναι άλλο ένα

παράδειγμα για το πόσο αναπόφευκτο είναι να γίνονται συμβιβασμοί. Μια και μόνο αλλαγή του τύπου του ελαστικού είναι υπεραρκετή για να μεταβάλλει κατά πολύ τη συμπεριφορά.



ΜΕΤΑΞΟΝΙΟ (WHEELBASE)

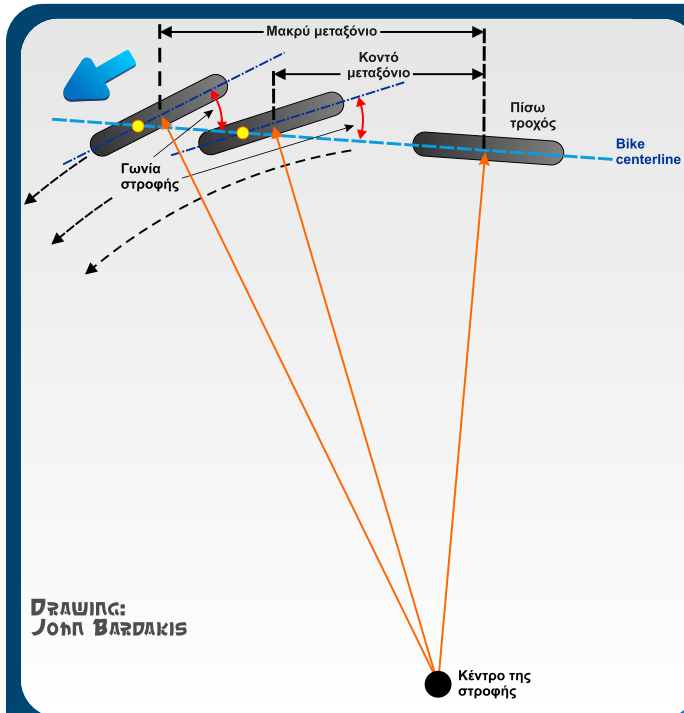
Η απόσταση μεταξύ των κέντρων των 2 τροχών έχει διάφορες επιδράσεις, αλλά γενικότερα, ισχύει ότι όσο μεγαλύτερο είναι το μεταξόνιο τόσο μεγαλύτερη είναι και η σταθερότητα της μοτοσυκλέτας και τόσο μεγαλύτερη προσπάθεια χρειάζεται ώστε να στρίψει. Υπάρχουν τρεις βασικοί λόγοι γι' αυτό.

1) Η απαιτούμενη γωνία στροφής

Το Σχέδιο 2.17 μας δείχνει πως, για μια στροφή δεδομένης ακτίνας, μια μοτοσυκλέτα με μεγάλο μεταξόνιο απαιτεί μεγαλύτερο στρίψιμο του εμπρός τροχού ώστε να την εκτελέσει. Συνεπώς απαιτεί περισσότερη προσπάθεια ώστε να στρίψει. Επίσης οι όποιες εγκάρσιες ανωμαλίες του οδοστρώματος θα έχουν μικρότερη επίδραση στη κατευθυντικότητα της μοτοσυκλέτας.

2) Η γωνία του πίσω τροχού

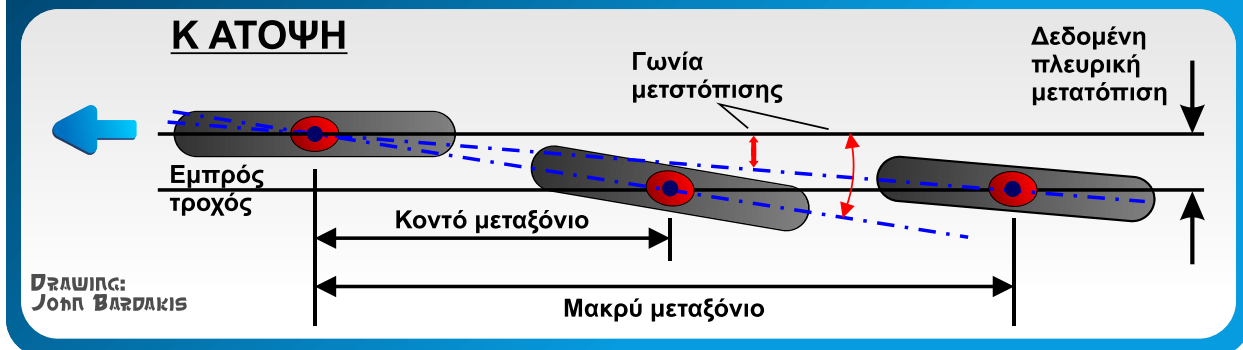
Από το Σχέδιο 2.18 γίνεται κατανοητό πως για μια δεδομένη πλευρική εκτροπή, η γωνία του πίσω τροχού σε σχέση με τη κατεύθυνση της μοτοσικλέτας είναι μικρότερη όταν έχουμε μεγαλύτερο μεταξόνιο, βελτιώνοντας έτσι την ευστάθεια της μοτοσικλέτας.



Σχέδιο 2.17 : Για μια καμπή δεδομένης ακτίνας, ένα μεγαλύτερο μεταξόνιο απαιτεί μεγαλύτερη γωνία στρώσης. Το διάγραμμα αυτό παρουσιάζει την ανωτέρω επίδραση για τη γεωμετρία Ackermann, αλλά παρόμοιες εκτιμήσεις μπορούν να εφαρμοστούν σε πιο ρεαλιστικές συνθήκες με πραγματικές γωνίες ολίσθησης.

ΠΡΑΞΗ: JOHN ΒΑΡΔΑΚΗΣ

Σχέδιο 2.18 : Ένα μακρύτερο μεταξόνιο ενισχύει τη κατευθυντική σταθερότητα μειώνοντας τη πλευρική μετατόπιση του πίσω τροχού.



ΠΡΑΞΗ: JOHN ΒΑΡΔΑΚΗΣ

3) Αδρανειακά φαινόμενα

Το μεταξόνιο έχει επίδραση στη μεταφορά φορτίου κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης ή της επιβράδυνσης. Για δεδομένο ύψος του κέντρου βάρους της μοτοσικλέτας, όσο μεγαλύτερο το μεταξόνιο, τόσο μικρότερη η μεταφορά φορτίου. Επιπλέον οι ροπές αδρανείας στα επίπεδα xy (roll plane) και xz (yaw plane) είναι αυξημένες, πράγμα που κάνει μια μοτοσικλέτα με μεγάλο μεταξόνιο πιο σταθερή και πιο «νωθρή» στη συμπεριφορά της.

Σύνοψη των επιδράσεων του μεταξονίου

Όπως και οι περισσότερες σχεδιαστικές παράμετροι μιας μοτοσικλέτας, έτσι και η επιλογή του μεταξονίου υπόκειται σε συμβιβασμούς και ποικίλλει ανάλογα με τη χρήση για την οποία προορίζεται

το όχημα. Οι μοτοσικλέτες trial για παράδειγμα χρειάζονται καλή ευελιξία, κυρίως σε χαμηλή ταχύτητα και γι' αυτό διαθέτουν μικρά μεταξόνια (1240 – 1270mm). Οι μεγάλες τουριστικές μοτοσικλέτες χρειάζονται καλή ευστάθεια και αργές μετατοπίσεις στο yz επίπεδο (pitch) για πιο χαλαρή και ξεκούραστη οδήγηση, γι αυτό και διαθέτουν μεγαλύτερα μεταξόνια (με τιμές από 1470 – 1520mm). Για τις αγωνιστικές μοτοσικλέτες πρέπει να γίνει ο βέλτιστος συμβιβασμός μεταξύ ευστάθειας στις υψηλές ταχύτητες, ευελιξίας και μεταφοράς φορτίου. Οι τυπικές τιμές του μεταξονίου τους κυμαίνονται από 1270mm για τις μικρότερες αγωνιστικές έως τα 1400mm για τα μεγαλύτερα και ταχύτερα μοντέλα.

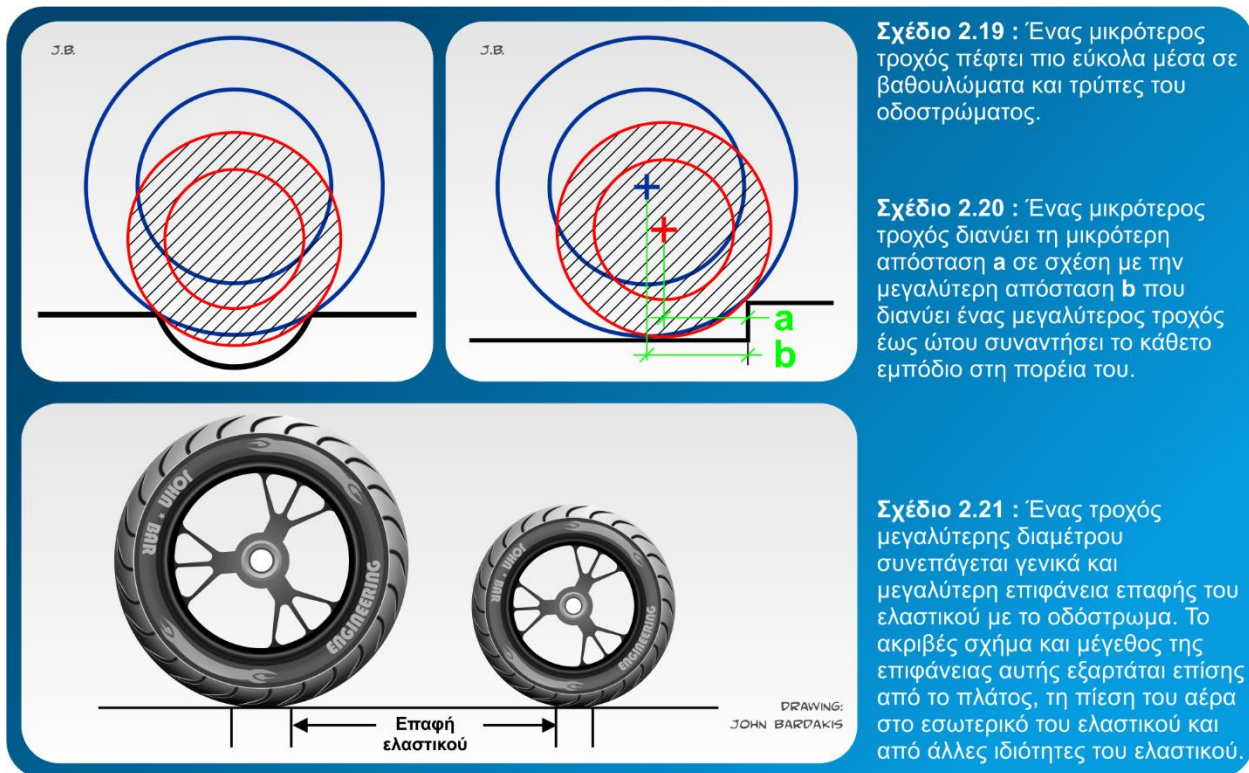
Η ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΤΟΥ ΤΡΟΧΟΥ (WHEEL DIAMETER)

Η διάμετρος των τροχών των σπορ μοτοσικλετών είχε διάφορες διακυμάνσεις στη πάροδο του χρόνου (ξεκινώντας από τροχούς μεγάλης διαμέτρου 19"). Τα τελευταία χρόνια έχει καθιερωθεί η διάμετρος των 17" ιντσών (432mm) και έχουν γίνει και κάποιες προσπάθειες με τροχούς 16,5" σεκάποια μεγαλύτερα αγωνιστικά μοντέλα.

Το μέγεθος της ζάντας και των ελαστικών είναι άλλος ένας τομέας όπου πρέπει να γίνουν συμβιβασμοί, καθώς υπάρχουν πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα ταυτόχρονα:

- ▶ Για μια δεδομένη διατομή ελαστικού, ένας μικρός τροχός μειώνει και την μη αναρτώμενη μάζα (προς όφελος του «κρατήματος») και την αδράνεια που πρέπει να υπερνικηθεί κατά το στρίψιμο. Αυτό είναι ευπρόσδεκτο πάντα.
- ▶ Το μέγεθος του τροχού επίσης επηρεάζει τις γυροσκοπικές δυνάμεις. Για δεδομένο ελαστικό και ζάντα, οι δυνάμεις αυτές είναι ανάλογες της ταχύτητας κινήσεως του οχήματος και του τετραγώνου της διαμέτρου του τροχού. Η συνεχόμενη αύξηση του πλάτους των ελαστικών για βελτίωση των επιδόσεων κατά το στρίψιμο ήταν η κύρια αιτία της μείωσης της διαμέτρου των τροχών με σκοπό να αποφευχθούν υπερβολικές αντιδράσεις λόγω του γυροσκοπικού φαινομένου, οι οποίες τείνουν να επιβραδύνουν τη διαδικασία του στριψίματος.
- ▶ Το μέγεθος του τροχού επίσης επηρεάζει τις γυροσκοπικές δυνάμεις. Για δεδομένο ελαστικό και ζάντα, οι δυνάμεις αυτές είναι ανάλογες της ταχύτητας κινήσεως του οχήματος και του τετραγώνου της διαμέτρου του τροχού. Η συνεχόμενη αύξηση του πλάτους των ελαστικών για βελτίωση των επιδόσεων κατά το στρίψιμο ήταν η κύρια αιτία της μείωσης της διαμέτρου των τροχών με σκοπό να αποφευχθούν υπερβολικές αντιδράσεις λόγω του γυροσκοπικού φαινομένου, οι οποίες τείνουν να επιβραδύνουν τη διαδικασία του στριψίματος.
- ▶ Όπως φαίνεται στο Σχέδιο 2.19 ένας μικρότερος τροχός πέφτει σε κενά του οδοστρώματος πιο βαθιά απ' ό,τι ένας μεγαλύτερος και επίσης η επίδραση των κάθετων εμποδίων / ανωμαλιών είναι μεγαλύτερη. Στο Σχέδιο 2.20 φαίνεται πως ένας μικρότερος τροχός πρέπει στον ίδιο χρόνο να υπερπηδήσει το ίδιο κάθετο εμπόδιο με ένα μεγαλύτερο τροχό. Αυτή η μεγαλύτερη κατακόρυφη επιτάχυνση του τροχού φορτίζει περισσότερο την ανάρτηση και μεταφέρει μεγαλύτερα φορτία στην αναρτώμενη μάζα της μοτοσικλέτας. Έτσι οι τουριστικές μοτοσικλέτες απαιτούν μεγαλύτερους τροχούς για περισσότερη άνεση και καλύτερη επίδοση σε ανώμαλους δρόμους, ενώ οι μοτοσικλέτες Off-road έχουν τον εμπρός τροχό αρκετά μεγαλύτερο (συνήθως 21") για να προσπερνούν τις ανωμαλίες πιο εύκολα.

- ▶ Για δεδομένη διατομή ελαστικού, η επιφάνεια επαφής με το έδαφος είναι μεγαλύτερη όσο μεγαλύτερη και η διάμετρος του τροχού. Για μικρότερους τροχούς, η επιφάνεια επαφής του ελαστικού με το έδαφος μπορεί να αυξηθεί αυξάνοντας το πλάτος του ελαστικού (όπως γίνεται στους αγώνες). Αλλά αυτό μπορεί να προκαλέσει και άλλα προβλήματα.
- ▶ Η επίδραση της αυτοδιάθεσης του τροχού να στρίψει από μόνος του όπως αναφέρθηκε νωρίτερα για τις επιδράσεις του ίχνους και της γωνίας κάστερ ενισχύεται με τη χρήση μικρότερων τροχών.
- ▶ Για καθαρά δομικούς λόγους, οι τροχοί μικρότερης διαμέτρου είναι πιο άκαμπτοι.

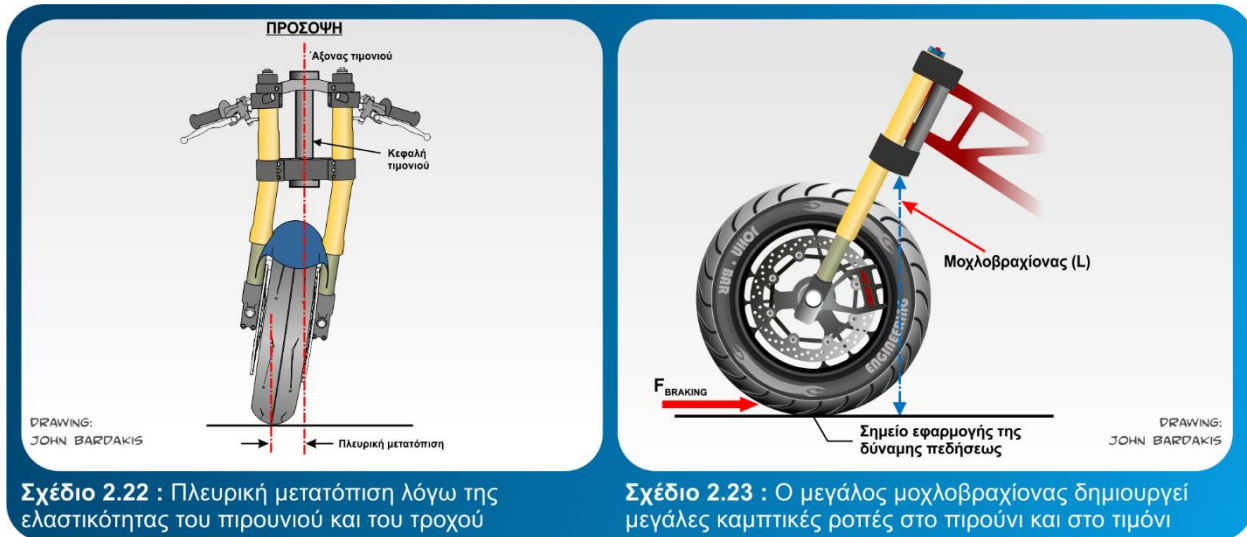


ΛΟΙΠΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ

Η ακαμψία του πλαισίου

Χτίζοντας ένα πλαίσιο κατάλληλο για το σκοπό μας, έχουμε περισσότερα προβλήματα να αντιμετωπίσουμε από εκείνα που αφορούν απλά την επίτευξη των καλύτερων δυνατών συμβιβασμών μεταξύ των παραμέτρων που αναφέρθηκαν παραπάνω. Γιατί αν το πλαίσιο δεν είναι αρκετά άκαμπτο ώστε να διατηρεί αμετάβλητη τη γεωμετρία της μοτοσυκλέτας, τότε όλοι οι γεωμετρικοί υπολογισμοί ακυρώνονται. Υπάρχουν πολλά σημεία σε μια μοτοσυκλέτα που υπόκεινται σε παραμόρφωση και όλα πρέπει να εξεταστούν και να αντιμετωπιστούν κατάλληλα ώστε να επιτύχουμε καλή οδική συμπεριφορά της μοτοσυκλέτας. Είναι ιδιαίτερα σημαντικό να διατηρηθεί η ευθυγράμμιση των επιπέδων που διέρχονται από τα κέντρα του εμπρός και του πίσω τροχού και του άξονα του τιμονιού, διαφορετικά η

ευστάθεια της πορείας της μοτοσικλέτας θα υποφέρει και η τάση εμφάνισης ταλάντωσης θα ενισχυθεί. Στο εμπρός μέρος της μοτοσικλέτας, που είναι και το πιο σημαντικό η ευθυγράμμιση αυτή διέπεται κυρίως από την πλευρική ακαμψία του πιρουνιού και του τροχού. Εδώ τα μπροστινά με Hub-center έχουν σημαντικό πλεονέκτημα λόγω της κατασκευαστικά υψηλής ακαμψίας τους.

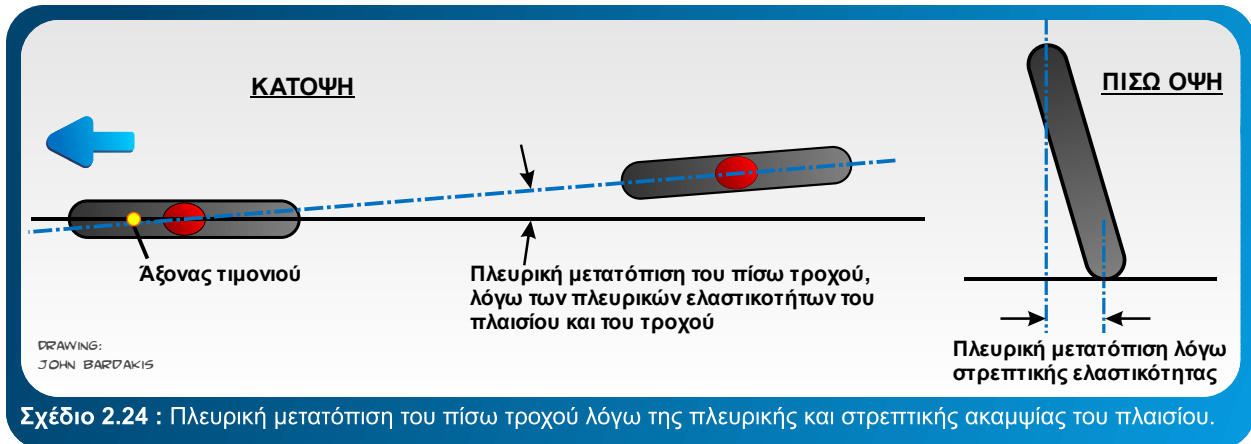


Σχέδιο 2.22 : Πλευρική μετατόπιση λόγω της ελαστικότητας του πιρουνιού και του τροχού

Σχέδιο 2.23 : Ο μεγάλος μοχλοβραχίονας δημιουργεί μεγάλες καμπτικές ροπές στο πιρούνι και στο τιμόνι

Τα τηλεσκοπικά πιρούνια που αναρτώνται ψηλά στο πλαίσιο στη κεφαλή του τιμονιού πάσχουν όσον αφορά την ακαμψία, γι' αυτό και η λύση που υιοθετείται είναι η μεγάλες πλάκες συγκράτησης στη κεφαλή του τιμονιού. Επίσης υπό ισχυρή πέδηση κάποιες από τις πιο αδύνατες κατασκευές τηλεσκοπικών συστημάτων μπορούν να προκαλέσουν έντονη ταλάντωση και αναπήδηση του τροχού. Όσο για την ευθυγράμμιση του πίσω τροχού δεν αρκεί μόνο η πλευρική ακαμψία του ίδιου του τροχού αλλά και η στρεπτική και πλευρική ακαμψία του πλαισίου και του πίσω ψαλιδιού. Σε κανονικές οδηγικές συνθήκες η στρεπτική ακαμψία μεταξύ του τιμονιού και του άξονα περιστροφής του εμπρός τροχού δεν αποτελεί συνήθως πρόβλημα. Εξαίρεση αποτελούν οι εκτός δρόμου μοτοσικλέτες όπου απαιτείται η άσκηση μεγάλης πίεσης στο τιμόνι ώστε να εξέλθει η μοτοσικλέτα από βαθιά αυλάκια.

Ένα πρακτικό θέμα που αρκετές φορές παραλείπεται, σε σχέση με την επίδρασή του στην συμπεριφορά της μοτοσικλέτας είναι η ακαμψία του υποπλαisiού το οποίο υποστηρίζει τη σέλα του αναβάτη. Ο αναβάτης λαμβάνει αρκετές από τις πληροφορίες για το «κράτημα» και τη πρόσφυση της μοτοσικλέτας μέσω της σέλας (από τις δυνάμεις που μεταφέρονται στο σώμα του). Αν το υποπλαίσιο αντιδρά ανεξάρτητα από το κυρίως πλαίσιο της μοτοσικλέτας τότε ο αναβάτης θα λάβει λανθασμένες πληροφορίες. Σε πολλές περιπτώσεις όπου υπήρχε υπόνοια κακής οδικής συμπεριφοράς της μοτοσικλέτας, η κατάσταση διορθώθηκε με την ενίσχυση του υποπλαisiού. Για παράδειγμα με τη σύνδεση του υποπλαisiού με το πλαίσιο μέσω συγκόλλησης παρά με κοχλιοσύνδεση. (Παρόλα αυτά – και για λόγους κόστους ιδίως – προτιμούνται σωστά σχεδιασμένες κοχλιωτές συνδέσεις πλαισιού - υποπλαisiού).



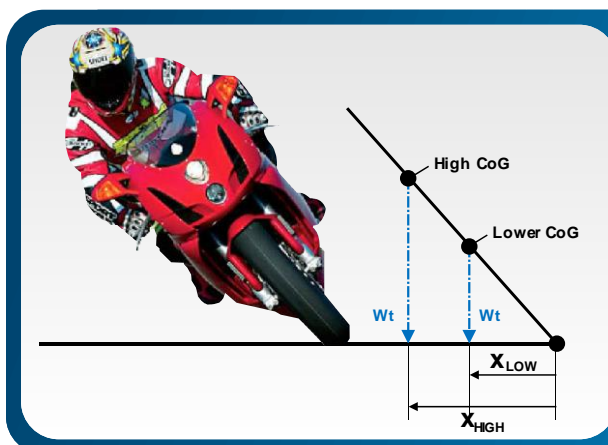
Σχέδιο 2.24 : Πλευρική μετατόπιση του πίσω τροχού λόγω της πλευρικής και στρεπτικής ακαμψίας του πλαισίου.

Το βάρος και η κατανομή του

Γενικά ισχύει ότι όσο πιο μικρή η μάζα μιας μοτοσυκλέτας τόσο το καλύτερο για πολλούς λόγους (πχ επιδόσεις, συμπεριφορά, κατανάλωση καυσίμου, φθορά ελαστικών κτλ.). Υπό την επίδραση συγκεκριμένης δύναμης μια μικρότερη μάζα επιταχύνεται και επιβραδύνεται πιο εύκολα. Αυτό σημαίνει όχι μόνο καλύτερες επιδόσεις για δεδομένη ισχύ κινητήρα αλλά και μικρότερη καταβολή προσπάθειας από τον αναβάτη για την εκτέλεση ελιγμών. Το ίδιο σημαντικό με τη τιμή της μάζας της μοτοσυκλέτας είναι και η κατανομή της καθώς και το σημείο που βρίσκεται το κέντρο βάρους της μοτοσυκλέτας, όπως φαίνεται και παρακάτω.

Ισορροπία. Το χαμηλό βάρος και το χαμηλό κέντρο βάρους βοηθούν στην επίτευξη καλής ισορροπίας για τη μοτοσυκλέτα. Στο Σχέδιο 2.25 φαίνεται για μια δεδομένη γωνία κλίσης της μοτοσυκλέτας η επίδραση του κέντρου βάρους.

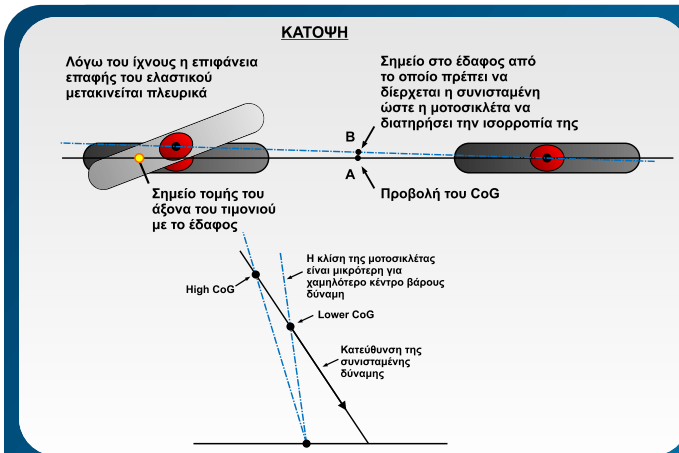
Μεταφορά φορτίου. Κατά τη πέδηση, το φορτίο μεταφέρεται κάθετα από τον πίσω τροχό στον εμπρός, ενώ κατά την επιτάχυνση συμβαίνει το αντίθετο. Μεγαλώνοντας το μεταξόνιο μειώνεται η μεταφορά φορτίου, όπως επίσης και μειώνοντας το ύψος του κέντρου βάρους και μειώνοντας τη μάζα. Η μεταφορά φορτίου δεν επηρεάζεται από τη θέση του κέντρου βάρους στο διαμήκη άξονα (αυτή η παράμετρος επηρεάζει μόνο τη στατική κατανομή βάρους μεταξύ του εμπρός και του πίσω τροχού).



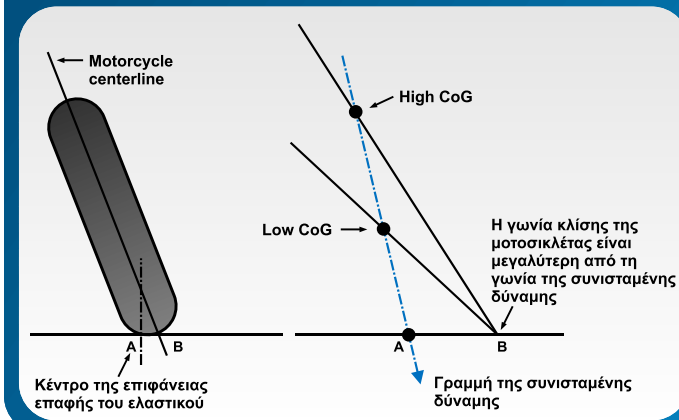
Σχέδιο 2.25 : Η ροπή λόγω βαρύτητας είναι ίση με $Wt \times X$. Εφόσον ο μοχλοβραχίονας είναι ανάλογος του ύψους του κέντρου βάρους, ένα υψηλότερα ευρισκόμενο κέντρο βάρους προκαλεί μεγαλύτερη ροπή.

Πρόσφυση. Από τη στιγμή που η δύναμη που μεταφέρει ο κινητήριος πίσω τροχός περιορίζεται από το φορτίο που φέρει ο τροχός, μια οπισθοβαρής κατανομή βάρους βελτιώνει τη πρόσφυσή του. Εντούτοις θα πρέπει να ισοσταθμίσουμε αυτή την παράμετρο σε σχέση με την ανάγκη να κρατάμε συνεχώς σε επαφή με το έδαφος τον εμπρός τροχό κατά το στρίψιμο. Μια εμπροσθοβαρής κατανομή βοηθά στην κατευθυντικότητα (όπως συμβαίνει σε ένα βέλος).

Γωνία κλίσης. Η απαραίτητη γωνία κλίσης που απαιτείται για τη ζυγοστάθμιση της φυγοκέντρης δύναμης κατά τη διάρκεια της στροφής ελάχιστα επηρεάζεται από το ύψος του κέντρου βάρους της μοτοσικλέτας. (Βλέπε Σχέδια 2.26, 2.27).



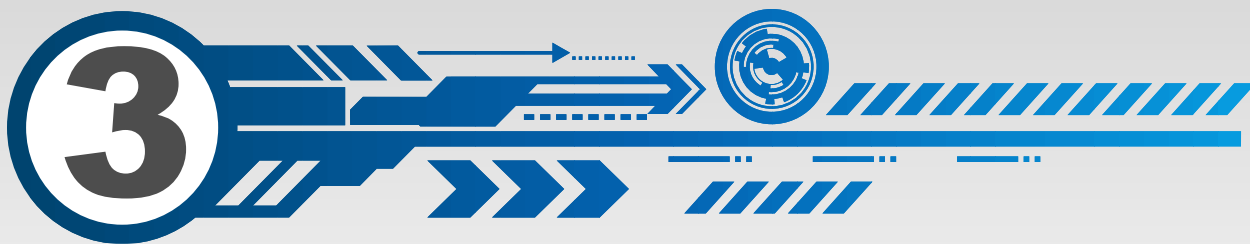
Σχέδιο 2.26 : Παίρνοντας μια στροφή, η γραμμή που συνδέει τα κέντρα των επιφανειών επαφής των ελαστικών μετατοπίζεται προς τα έξω. Ένα χαμηλότερο κέντρο βάρους απαιτεί μια μικρότερη γωνία κλίσης. Στην πράξη η επίδραση του φαινομένου αυτού είναι μικρή και αντισταθμίζεται από ένα αντίθετο φαινόμενο λόγω του πεπερασμένου πλάτους των ελαστικών. (Βλέπε Σχ. 2.27)



Σχέδιο 2.27 : Εδώ απεικονίζονται οι διαφορετικές γωνίες κλίσης που απαιτούνται για χαμηλό και υψηλό κέντρο βάρους, λόγω του πλάτους του ελαστικού. Αυτό το φαινόμενο είναι σε αντίθεση με αυτό που απεικονίζεται ανωτέρω.

ΓΩΝΙΑΚΕΣ ΚΙΝΗΣΕΙΣ - ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΕΣ (Angular motions)

Όσον αφορά τη κίνηση της μοτοσικλέτας σε ευθεία γραμμή, είναι το μέγεθος της μάζας αυτό που έχει σημασία. Όμως για περιστροφικές κινήσεις της μοτοσικλέτας γύρω από τους κύριους άξονες (pitch – περιστροφή γύρω από τον εγκάρσιο άξονα, yaw – περιστροφή γύρω από τον κατακόρυφο άξονα και roll – περιστροφή γύρω από τον διαμήκη άξονα), η κατανομή της μάζας είναι η κρίσιμη παράμετρος, καθώς από αυτή εξαρτώνται οι ροπές αδρανείας ως προς αυτούς τους άξονες και καθορίζουν την ευκολία με την οποία ο αναβάτης μπορεί να επιταχύνει την μοτοσικλέτα γύρω από αυτούς τους άξονες.



Δυνάμεις

Δυνάμεις ασκούμενες στη μοτοσικλέτα

Όπως έχουμε δει έως τώρα, εξετάζοντας τις γεωμετρικές παραμέτρους της μοτοσικλέτας και την επίδραση αυτών στη συμπεριφορά της, παρατηρήσαμε ότι αυτές σε κανονικές συνθήκες λειτουργίας δεν είναι σταθερές, αλλά συνεχώς μεταβαλλόμενες ανάλογα με τις εκάστοτε συνθήκες οδήγησης, από την στιγμή που το σύστημα της ανάρτησης και η μετάδοσης της ισχύος του κινητήρα είναι εξαιρετικά ευαίσθητα τόσο σε εγκάρσια όσο και σε διαμήκη φορτία (πρόσφυση και πέδηση). Σε αυτό το κεφάλαιο θα γίνει μια ανάλυση των δυνάμεων που επιδρούν στη μοτοσικλέτα, κάνοντας όπου χρειάζεται απλουστευτικές παραδοχές.

Απαιτούμενη Ισχύς για τη κίνηση της Μοτοσικλέτας

Η απαιτούμενη ισχύς ώστε η μοτοσικλέτα να κινηθεί με σταθερή ταχύτητα σε μια επιφάνεια (οριζόντια ή κεκλιμένη με γωνία α ως προς το οριζόντιο επίπεδο) είναι:

$$P_n = V \cdot (F_R + F_A + F_P + F_T)$$

Όπου:

- ▶ V = η ταχύτητα της μοτοσικλέτας
- ▶ F_R = η αντίσταση κύλισης των ελαστικών
- ▶ F_A = η αεροδυναμική αντίσταση
- ▶ F_P = η αντίσταση σε περίπτωση κίνησης σε ανωφέρεια γωνίας κλίσης α ($F_P = m \cdot g \cdot \sin(\alpha)$)
- ▶ F_T = οι εσωτερικές τριβές του συστήματος μετάδοσης

Κίνηση με σταθερή ταχύτητα στο οριζόντιο επίπεδο

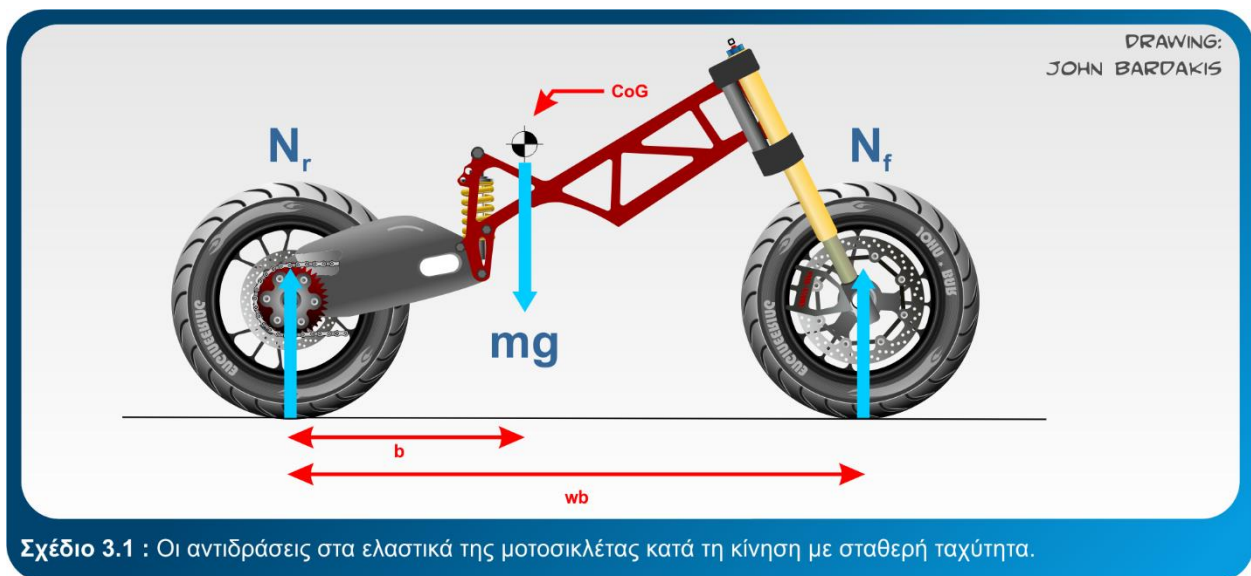
Θα θεωρήσω τη μοτοσικλέτα ως στερεό σώμα (rigid body), δηλαδή σαν να είχε «κλειδωθεί» η ανάρτηση. Επιπλέον θα αμεληθεί η αεροδυναμική αντίσταση, υποθέτοντας ότι η μοτοσικλέτα κινείται σε χαμηλή ταχύτητα. Στη περίπτωση αυτή μπορούμε να υπολογίσουμε τις κάθετες αντιδράσεις στα ελαστικά (Σχέδιο 3.1).

$$N_f = m \cdot g \cdot \frac{b}{wb}$$

$$N_r = m \cdot g \cdot \frac{wb - b}{wb}$$

Όπου:

- ▶ N_f = το φορτίο στον εμπρός τροχό
- ▶ N_r = το φορτίο στο πίσω τροχό
- ▶ b = η απόσταση μεταξύ του σημείου τομής μεταξύ του σημείου επαφής του πίσω ελαστικού με το δρόμο, με τη προβολή του κέντρου βάρους στο δρόμο
- ▶ wb = το μεταξόνιο της μοτοσικλέτας



Σχέδιο 3.1 : Οι αντιδράσεις στα ελαστικά της μοτοσικλέτας κατά τη κίνηση με σταθερή ταχύτητα.

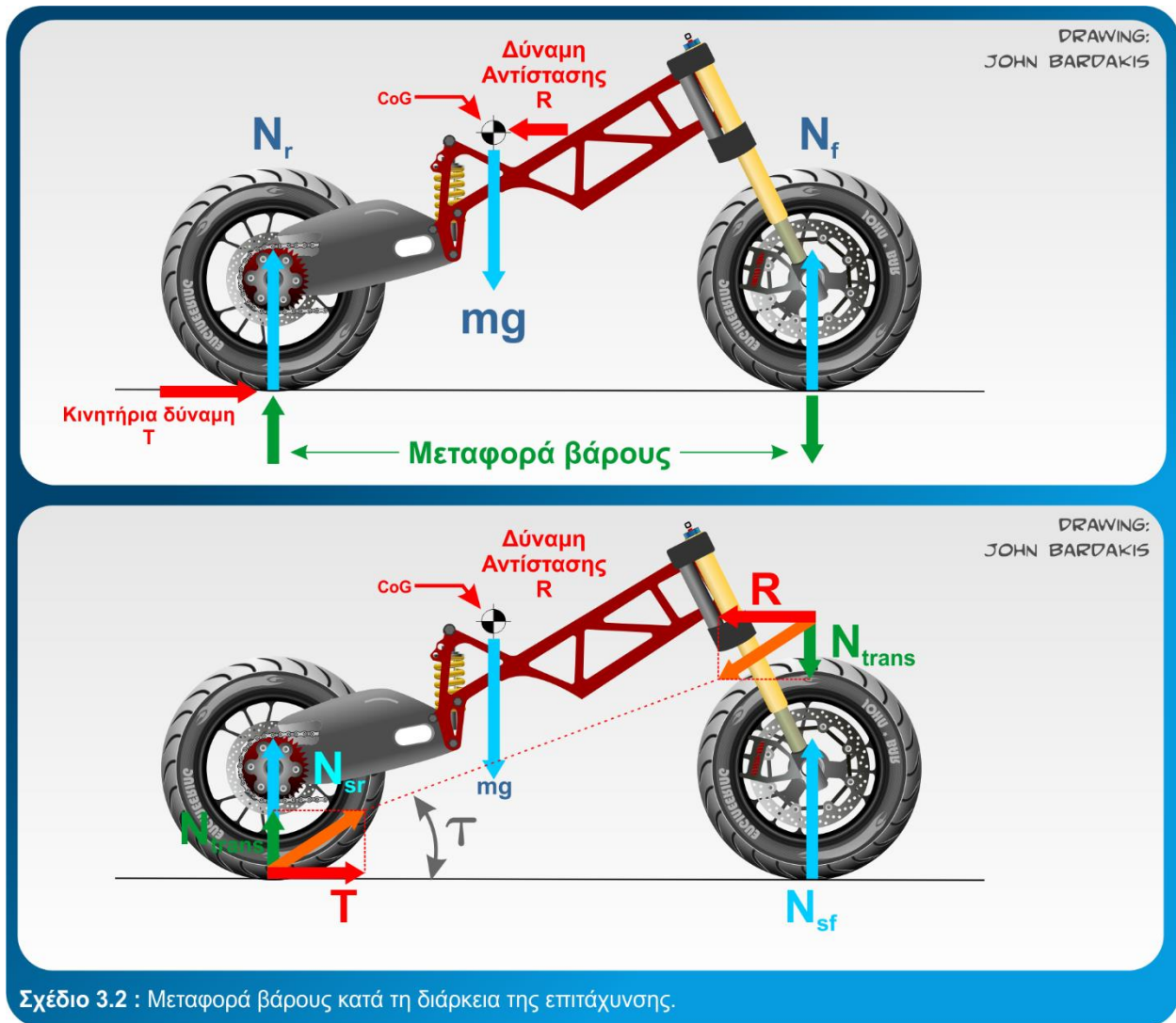
Οι τιμές των αντιδράσεων αυτών εξαρτώνται από τη θέση του κέντρου βάρους της μοτοσικλέτας, καθώς και από το βάρος αυτής. Πιο ειδικά, όσο πιο μπροστά βρίσκεται το κέντρο βάρους της μοτοσικλέτας, τόσο πιο πολύ θα φορτίζεται ο εμπρός τροχός, και το αντίθετο.

Επιτάχυνση στο οριζόντιο επίπεδο

Θα εφαρμόσουμε δύναμη ώθησης T στο σημείο επαφής του κινητήριου τροχού με το έδαφος, αμελώντας την αντίσταση κύλισης των ελαστικών, ενώ μια δύναμη αντίστασης R (στην ουσία η ροπή αδρανείας), ασκείται οριζόντια στο κέντρο βάρους της μοτοσικλέτας. Το σύστημα αυτό για να είναι σε ισορροπία, σε σχέση με τη προηγούμενη κατάσταση, θα πρέπει να υπολογίσουμε τη μεταβολή των κάθετων αντιδράσεων στα ελαστικά. Αυτό το φαινόμενο ονομάζεται στη βιβλιογραφία μεταφορά βάρους (weight transfer), και υπολογίζεται από τη σχέση:

$$N_{trans} = T \cdot \frac{h}{wb}$$

Οι αντιδράσεις στα ελαστικά είναι πλέον (Σχέδιο 3.2):



Σχέδιο 3.2 : Μεταφορά βάρους κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης.

$$N_f = m \cdot g \cdot \frac{b}{wb} - T \cdot \frac{h}{wb}$$

$$N_r = m \cdot g \cdot \frac{wb - b}{wb} + T \cdot \frac{h}{wb}$$

Είτε:

$$N_f = N_{Sf} - N_{trans}$$

$$N_r = N_{Sr} + N_{trans}$$

$$\tau = \arctan\left(\frac{h}{wb}\right)$$

Σε κάθε περίπτωση, είτε κατά τη πέδηση είτε κατά την επιτάχυνση, το άθροισμα των αντιδράσεων είναι το ίδιο με αυτό της κίνησης με σταθερή ταχύτητα.

Επίσης παρατηρούμε ότι με τη μεταφορά βάρους στο πίσω τροχό κατά την επιτάχυνση, επιτρέπεται στο σύστημα μετάδοσης να μεταδώσει μεγαλύτερη δύναμη στο έδαφος (ώθηση).

Αλληλεπίδραση μεταξύ του εδάφους και της μοτοσικλέτας μέσω των ελαστικών

Οι λειτουργίες των ελαστικών είναι:

- ▶ Να επιτρέπουν τη μετάδοση των δυνάμεων από το έδαφος στη μοτοσικλέτα.
- ▶ Η δημιουργία των κατάλληλων συνθηκών πρόσφυσης και ασφάλειας, ώστε να διευκολύνουν τον αναβάτη.

Η μετάδοση των δυνάμεων από το έδαφος λαμβάνει χώρα στην επιφάνεια επαφής πέλματος του ελαστικού με την επιφάνεια του οδοστρώματος, μέσω:

- ▶ Της τριβής μεταξύ του ελαστικού και της επιφάνειας του οδοστρώματος.
- ▶ Τη «συνεργασία» μεταξύ της γόμας του ελαστικού και της τραχύτητας του οδοστρώματος.

Ακόμα και σήμερα, ένας θεωρητικός υπολογισμός των δυνάμεων που επιδρούν μεταξύ του ελαστικού και του δρόμου αποτελεί έναν από τους πιο περίπλοκους τομείς της δυναμικής των μοτοσικλετών. Και αυτό δικαιολογημένα, διότι το ελαστικό είναι ένα σώμα του οποίου οι μηχανικές ιδιότητες είναι δύσκολο να υπολογιστούν, από τη στιγμή που είναι κατασκευασμένο από σύνθετα και ανισότροπα υλικά. Αυτό σημαίνει ότι η απόκρισή του μεταβάλλεται μη γραμμικά ανάλογα με τη κατεύθυνση των τάσεων και τις θερμοκρασίες στις οποίες υπόκειται.

Συντελεστής τριβής

Η τιμή του συντελεστή τριβής μεταξύ του ελαστικού και του δρόμου καθορίζεται από τα χαρακτηριστικά του οδοστρώματος, το τύπο του ελαστικού, και την ύπαρξη ή όχι άλλων στοιχείων μεταξύ του ελαστικού και του δρόμου (πχ νερό, λιπαντικά, ή άλλα στοιχεία).

Η μέγιστη δύναμη τριβής στην επιφάνεια του δρόμου δίνεται από τη σχέση:

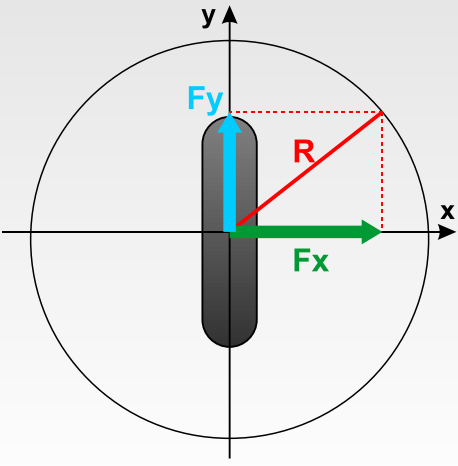
$$F_{friction} = f \cdot C$$

Για να γίνει καλύτερα κατανοητό το πώς η συνολική δύναμη τριβής χρησιμοποιείται τόσο κατά τον άξονα κίνησης της μοτοσικλέτας (άξονας Y) όσο και κατά τον εγκάρσιο (X άξονα), χρησιμοποιούμε τη θεωρία του κύκλου τριβής.

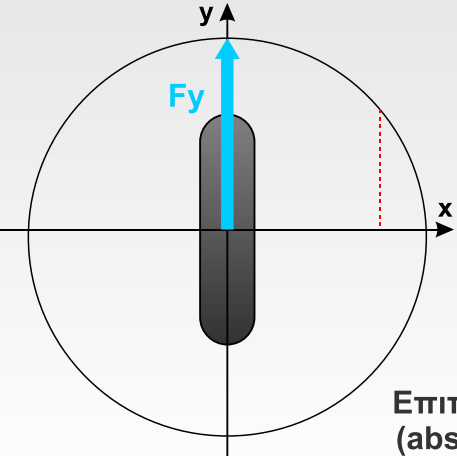
Είδαμε ότι η μέγιστη δύναμη τριβής είναι $f \cdot C$ και για δεδομένες συνθήκες αυτή η τιμή είναι πάντα σταθερή. Μπορούμε οπότε να φανταστούμε το διάνυσμα της μέγιστης δύναμης τριβής ως ένα βέλος, η βάση του οποίου παριστά το σημείο επαφής του ελαστικού με το δρόμο και ορίζει το κέντρο ενός κύκλου ακτίνας $R = f \cdot C$ (Σχέδιο 3.3).

Σημ.1: Στη πράξη για κατασκευαστικούς λόγους, το ελαστικό έχει διαφορετική απόδοση κατά τον διαμήκη άξονα και διαφορετική κατά τον εγκάρσιο άξονα, οπότε ο θεωρητικός κύκλος τριβής στην ουσία είναι έλλειψη, μοναδική για κάθε ελαστικό.

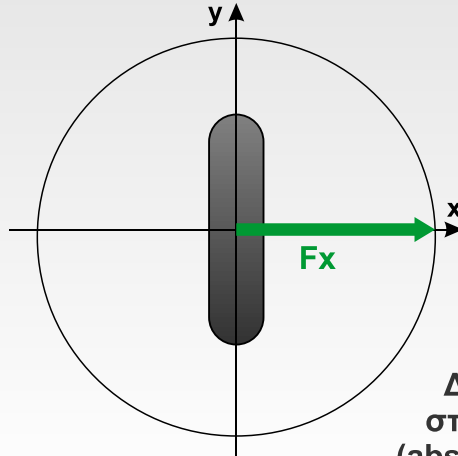
Σημ.2: Τα ελαστικά αγώνων έχουν τη δυνατότητα να λάβουν τη μέγιστη τιμή του συντελεστή τριβής ($f=1$) και ακόμα και να τη ξεπεράσουν ($f=1.2\sim 1.3$).



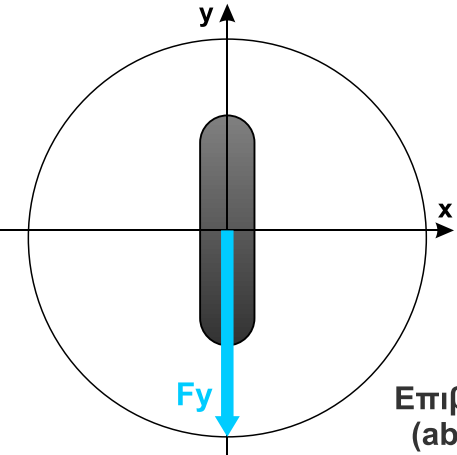
Σχέδιο 3.3 : Ο κύκλος τριβής. Ανάλυση της διαθέσιμης τριβής στις συνιστώσες της (F_x & F_y). Παρατηρήστε ότι κατά το στρίψιμο η πλάγια δύναμη F_x αυξάνεται κατά την ακτίνα έως ότου λάβει τη τιμή της F_y κατά την επιτάχυνση.



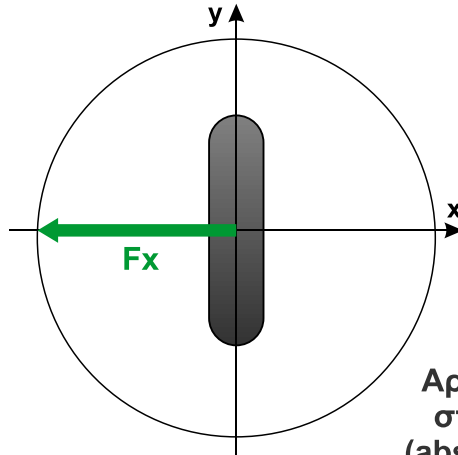
Επιτάχυνση
($abs(F_y)=R$)



Δεξιά στροφή
($abs(F_x)=R$)



Επιβράδυνση
($abs(F_y)=R$)

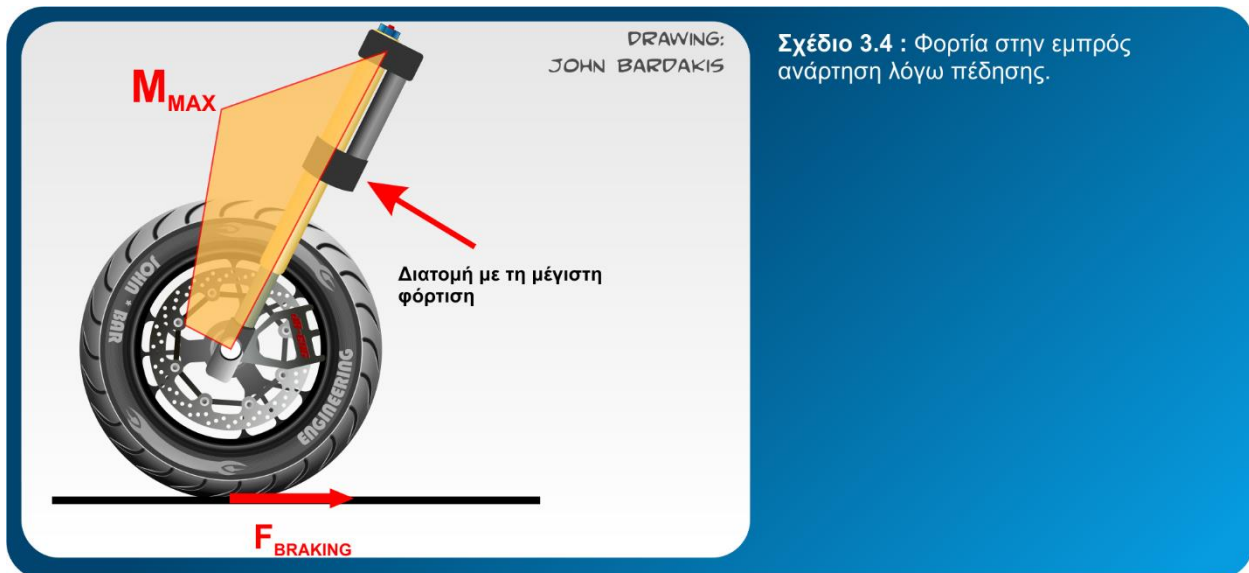


Αριστερή στροφή
($abs(F_x)=R$)

ΔΙΑΜΗΚΗ ΦΟΡΤΙΑ (ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΠΕΔΗΣΕΩΣ)

Κατά τη διάρκεια του φρεναρίσματος, μερικές πολύ ισχυρές διαμήκεις δυνάμεις αναπτύσσονται, γεννώντας μεγάλο μεγέθους καμπική ροπή, η οποία γίνεται όλο και μεγαλύτερη όσο απομακρυνόμαστε από το έδαφος έως ότου πάρει τη μέγιστη τιμή της στο λαιμό του πλαισίου (στο σημείο ένωσης δηλαδή του πλαισίου με το τιμόνι), και κατόπιν μεταφέρεται σε όλο το πλαίσιο.

Όπως φαίνεται και στο αντίστοιχο σχέδιο (Σχέδιο 3.4), η μέγιστη τιμή αυτής της ροπής εμφανίζεται στο λαιμό. Αυτό είναι το σημείο στο οποίο λόγω του μοχλού που δημιουργείται από τη πέδηση του εμπρός τροχού καταπονείται περισσότερο, ορίζοντας έτσι και το κύριο επίπεδο έντασης.



Σχέδιο 3.4 : Φορτία στην εμπρός ανάρτηση λόγω πέδησης.

Λαμβάνοντας υπ' όψη τα παραπάνω, προσεκτική έρευνα και μελέτη απαιτείται ώστε για τη βέλτιστη διαστασιολόγηση ολόκληρου του λαιμού.

Οποιαδήποτε ανεπιθύμητη ελαστικότητα κατά τη διάρκεια μιας απότομης επιτάχυνσης θα προκαλέσει αλλαγή στο ίχνος και επιπλέον, όταν η καταπόνηση από τα φρένα σταματήσει, πχ. κατά την είσοδο στη στροφή, θα υπάρξει μια απότομη ελαστική επαναφορά (rebound) σαν αντίδραση.

Το ψαλίδι αντίθετα κατά το φρενάρισμα, δεν υποβάλλεται σε μεγάλα φορτία. Το πιο σύνηθες στις αγωνιστικές μοτοσυκλέτες είναι για το φρενάρισμα να χρησιμοποιείται σχεδόν κατ' αποκλειστικότητα τα εμπρός πανίσχυρα φρένα εξ' ολοκλήρου και το πίσω φρένο χρησιμοποιείται κυρίως για έλεγχο και ελεγχόμενη ολίσθηση του πίσω τροχού σε οριακές καταστάσεις. (Σημειωτέο ότι το πίσω φρένο είναι πολύ πιο αδύναμο σε σχέση με το μπροστινό σύστημα και λόγω του δίσκου μικρότερης διαμέτρου αλλά και της ρύθμισης του master cylinder – παράγοντες που έχουν να κάνουν με τη σχεδιαστική φιλοσοφία των μοτοσυκλετών αυτών).

Κατά τη φάση της επιτάχυνσης έχουμε μεταφορά μάζας στο πίσω τροχό, και κατ' επέκταση έχουμε φόρτιση στο ψαλίδι (εδώ ο εμπρός τροχός τείνει συνήθως να εγκαταλείψει το έδαφος και να ανυψωθεί λόγω της βίαιης επιτάχυνσης). Οι ασκούμενες δυνάμεις εδώ διαχειρίζονται πολύ

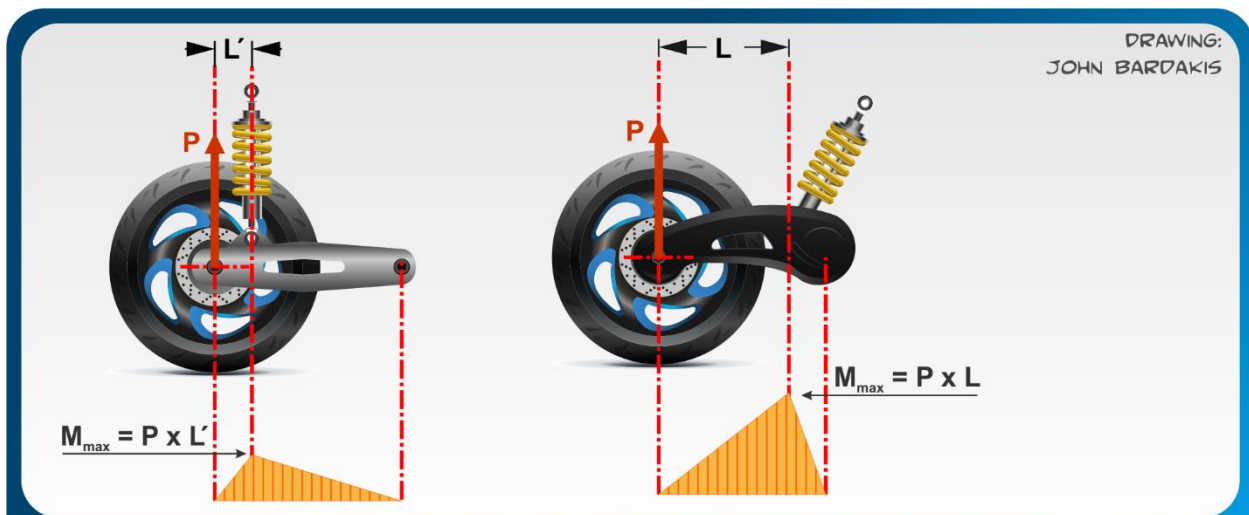
καλύτερα από το ψαλίδι καθ' ότι είναι πολύ μικρότερες από το μέγεθος του φορτίου που αναπτύσσεται κατά τη πέδηση.

Όσον αφορά τη διαχείριση φορτίων κατά την επιτάχυνση και την επιβράδυνση μέσα στη στροφή, μεγάλο ρόλο παίζει η συνεργασία του πλαισίου με το πακέτο των αναρτήσεων.

ΕΓΚΑΡΣΙΑ ΦΟΡΤΙΑ

Κατά το πέρασμα πάνω από εγκάρσιες ανωμαλίες του δρόμου ή από bumps της πίστας, τα εγκάρσια φορτία μπορούν να πάρουν πολύ μεγάλες τιμές, οπότε το πλαίσιο πρέπει να είναι αρκετά στιβαρό ώστε να αποφεύγονται ανεπιθύμητες τιμές παραμορφώσεων και παράλληλα να μπορεί να αποσβέσει όλα τα στιγμιαία φορτία τα οποία εμφανίζονται όταν τερματίζει τη διαδρομή της η ανάρτηση.

Στο μπροστινό σύστημα η περιοχή που καταπονείται περισσότερο είναι πάλι ο λαιμός, ενώ όσον αφορά το πίσω μέρος, καταπονούνται περισσότερο τα σημεία σύνδεσης του ψαλιδιού και του πλαισίου με τη πίσω ανάρτηση καθώς και όλοι οι σύνδεσμοι.



Σχέδιο 3.5 : Φορτία στο ψαλίδι ανάλογα με τη τοποθέτηση έδρασης του αμορτισέρ.

Να αναφέρουμε εδώ ότι σε περιβάλλον πίστας ακραίες ανωμαλίες είναι ανύπαρκτες, ωστόσο διάφορα bumps και το πέρασμα πάνω από τα κέρμπι ιδίως είναι αρκετά για να δημιουργήσουν αρκετά προβλήματα στο πακέτο πλαίσιο – αναρτήσεις.

Σε απλή χρήση τα μεγέθη των φορτίων που αναπτύσσονται είναι 2-3 φορές μεγαλύτερα από τα στατικά φορτία που ενεργούν στους τροχούς όταν η μοτοσικλέτα είναι ακίνητη. Σε αγωνιστικές συνθήκες αυτά φτάνουν τιμές της τάξης των 6+ φορές μεγαλύτερα σε σχέση με τα στατικά φορτία. Οπότε για μια υψηλής απόδοσης μοτοσικλέτα (120+ - 270 HP), μιλάμε για εκατοντάδες κιλών φορτίου που θα ασκηθούν στη κατασκευή κατά το πέρασμα πάνω από τυχόν ανωμαλίες του οδοστρώματος.

Οι τιμές αυτές είναι ιδιαίτερα εντυπωσιακές όταν μιλάμε για μοτοσικλέτες enduro (εκτός δρόμου).

Σε αυτό το σημείο είναι καλό να αναφέρω μερικές πληροφορίες που αφορούν τη σχεδιαστική διαδικασία, όσον αφορά το βάρος και τις διαστάσεις του πλαισίου:

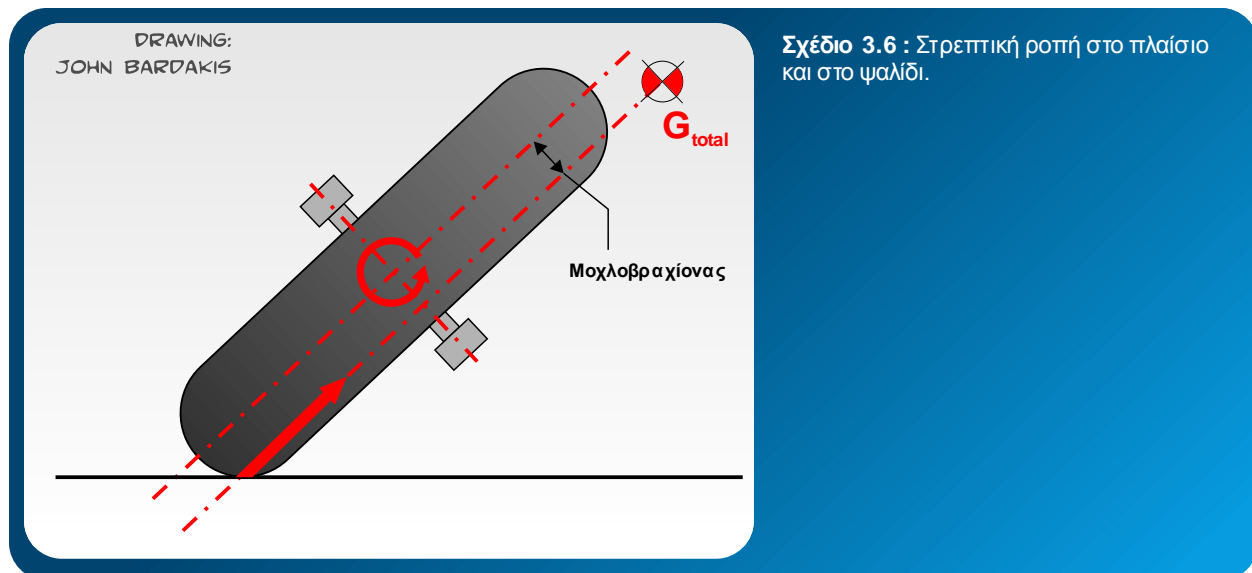
Για μια μοτοσικλέτα που χρησιμοποιείται να μεταφέρει τον αναβάτη και ένα μικρό επιπλέον βάρος (πχ λίγες αποσκευές), το μέγεθος του πλαισίου που απαιτείται για να προσφέρει καλή στήριξη στο κάθετο φορτίο δεν έχει μεγάλη αρκετά μεγάλη διαφορά είτε πρόκειται για μια μοτοσικλέτα 125cc είτε για μία πανίσχυρη 1000cc. Η διαφορά βάρους 2 τέτοιων μοτοσικλετών δεν είναι μεγαλύτερη ενός 25%, όχι όσο θα περίμενε κανείς. (Υπολογίζοντας πάντα για αναβάτη 80kg + 18kg αποσκευές και λαμβάνοντας υπόψη ότι αυτή των 125cc ζυγίζει περίπου 130kg και αυτή των 1000cc περίπου 200kg προκύπτει το σχετικό αποτέλεσμα).

Οπότε οι δύο τύποι πλαισίου πρέπει να έχουν παρεμφερείς διαστάσεις όσον αφορά την αντοχή στα εγκάρσια φορτία.

ΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΟΠΗ

Όπως φαίνεται στο αντίστοιχο σχέδιο (Σχέδιο 3.6), εξ' αιτίας του πλάτους επαφής του ελαστικού μέσα στη στροφή και του ότι ο αναβάτης έχει βγάλει το σώμα του από τη σέλα προς το εσωτερικό της στροφής, η διεύθυνση της συνισταμένης των δυνάμεων της κατασκευής και της φυγοκέντρου δεν βρίσκεται πάντα πάνω στον άξονα της μοτοσικλέτας!

Αυτό οδηγεί στην ανάπτυξη στρεπτικής ροπής η οποία ασκείται στο πλαίσιο και στο ψαλίδι.



Σχέδιο 3.6 : Στρεπτική ροπή στο πλαίσιο και στο ψαλίδι.

Στις παρακάτω περιπτώσεις υπάρχει ανάπτυξη στρεπτικής ροπής:

- ▶ Όταν κατά την είσοδο της στροφής ο αναβάτης φρενάρει ακόμα: ο αναβάτης φρενάρει και «ρίχνει» τη μοτοσικλέτα στη στροφή, τότε ο μπροστινός τροχός φορτίζεται πολύ, ο οποίος εξαναγκάζεται να στρίψει, δεν κείται πλέον στο επίπεδο της μοτοσικλέτας, οπότε η στρέψη αναπτύσσεται στο εμπρός τμήμα της μοτοσικλέτας.

- Όταν στη μέση της στροφής η μοτοσικλέτα έχει σταθερή ταχύτητα: το φορτίο στους τροχούς αυξάνεται κατά 40%. Εάν φανταστούμε ότι φρενάρουμε σε κλίση 45°, το πλάτος των ελαστικών και το κέντρο βάρους του αναβάτη που βρίσκεται στο εσωτερικό της στροφής δημιουργούν μια σημαντική στρεπτική ροπή και στον εμπρός και πίσω άξονα. Το φαινόμενο είναι εντονότερο όσο περισσότερο φορτίζεται ο άξονας και όσο μεγαλύτερος είναι ο τροχός (συνήθως ο πίσω τροχός – συμπεριλαμβανομένου του ελαστικού πάντα – είναι μεγαλύτερος από τον εμπρός).
- Κατά την έξοδο από τη στροφή επιταχύνοντας: το βάρος μετατοπίζεται και φορτίζει κυρίως το πίσω μέρος της μοτοσικλέτας, η μοτοσικλέτα παραμένει υπό μεγάλη κλίση ακόμα καθώς και ο αναβάτης είναι ακόμα γερμένος στο εσωτερικό της στροφής. Η στρεπτική ροπή σε αυτές τις συνθήκες είναι στα καλύτερά της στο πίσω τροχό.

Κατά την επιτάχυνση στην έξοδο της στροφής, οι αγωνιστικές μοτοσικλέτες μπορούν να εμφανίσουν έντονα φαινόμενα high-siding: εάν το πίσω μέρος της μοτοσικλέτας δεν είναι αρκετά στιβαρό, η κατάσταση μπορεί να χειροτερεύσει αισθητά με κατάληξη τη πτώση.

Στη πραγματικότητα, μαζί με τις κινήσεις συμπίεσης και την επαναφοράς του ψαλιδιού, υπάρχει και ελαστική παραμόρφωση η οποία ενισχύει αυτές τις κινήσεις, κάνοντάς τις πιο εμφανείς και έντονες. Αυτός είναι ένας από τους λόγους που τα ψαλίδια έχουν εξελιχθεί σε πολύ πολύπλοκες και στιβαρές κατασκευές.

Αυτές οι κατασκευές μετρούνται συνήθως ως προς το λόγο ακαμψίας προς το βάρος, ή ως προς την ακαμψία τους: όταν υποβληθούν σε συγκεκριμένα κάθετα φορτία και προκαθορισμένες στρεπτικές ροπές πρέπει να προσφέρουν απειροελάχιστη ελαστικότητα και παραμόρφωση. Τα αγωνιστικά GP τη δεκαετία του 80' είχαν τιμές της τάξης των 500Nm° στρεπτικής δυσκαμψίας. Τα αντίστοιχα της δεκαετίας του 90' είχαν στρεπτική δυσκαμψία $> 1000\text{Nm}^{\circ}$, τιμές που έχουν οι σημερινές αγωνιστικές μοτοσικλέτες παραγωγής...

Από τη στιγμή που τα ψαλίδια σχεδιάστηκαν να είναι εξαιρετικά άκαμπτα, οι εσωτερικές τους τάσεις κατά τη χρήση τους είναι ελάχιστες.

Τα πλαίσια και τα ψαλίδια της τελευταίας γενιάς αγωνιστικών μοτοσικλετών μπορούν να «φέρουν» το διπλάσιο βάρος από αυτό των μοτοσικλετών που είναι τοποθετημένα.

Όσα ανέφερα για τα ψαλίδια ισχύουν και για το μπροστινό μέρος της μοτοσικλέτας, το οποίο υπόκειται στη μέγιστη τάση, όπως είδαμε, κατά το φρενάρισμα.

Αυτές οι κατασκευές επίσης, είναι σχεδιασμένες για να είναι εξαιρετικά στιβαρές, και αυτό φαίνεται από το πόσο έχουν μεγαλώσει οι διάμετροι των πιρουνιών κατά τη δεκαετία του 90' έως και σήμερα.

Όσον αφορά τα πλαίσια, αυτά έχουν τιμές στρεπτικής ακαμψίας $> 3000\text{Nm}^{\circ}$, για της τελευταίας γενιάς αγωνιστικές μοτοσικλέτες.

Ο λόγος που το πλαίσιο είναι πολύ πιο στιβαρό από το ψαλίδι είναι το μέγεθος και η μορφή της κάθε κατασκευής:

Το ψαλίδι είναι μια «ανοικτή» κατασκευή, η οποία συνδέεται στο πίσω μέρος της μέσω της έδρασης της πλήμνης του πίσω τροχού. Τα τελευταία χρόνια η έδραση του πίσω τροχού στο ψαλίδι έχει μεγαλώσει σε μέγεθος με σκοπό την αύξηση της στιβαρότητας της σύνδεσης μεταξύ των δύο μερών του ψαλιδιού.

Σε κάθε περίπτωση, το πλαίσιο, όπως είδαμε είναι μια «κλειστή» κατασκευή με τη να είναι πολύ μεγαλύτερη και επιπλέον επωφελείται από τη «κατανομή» του κινητήρα (κλίση, διάταξη κτλ.) και του κάτω μεγάλου συνδέσμου (cradle).

Επίδραση της ακαμψίας στη συμπεριφορά και απόκριση της μοτοσικλέτας

Πειραματικές μετρήσεις έχουν δείξει ότι κάθε μορφή ελαστικότητας ενός πλαισίου, είτε είναι καμπτικές ή στρεπτικές, έχουν ως αποτέλεσμα μια πολύ εμφανή αλλαγή στην αντίληψη της οδικής συμπεριφοράς της μοτοσικλέτας, οπότε η ακαμψία πρέπει να είναι επαρκής ώστε να ανταπεξέλθει σε αλλαγές του βάρους και της απόδοσης της μοτοσικλέτας.

Πάνω απ' όλα, οι παραλλαγές ελαστικότητας προκαλούν αλλαγές στα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του πλαισίου. Έχοντας υπόψη τη πολύ μεγάλη σημασία της γωνίας κάστερ, είναι πολύ εύκολο να καταλάβουμε ότι μια μοτοσικλέτα με μεταβαλλόμενη αυτή τη γωνία λόγω των ελαστικοτήτων θα έχει και φτωχή κατευθυνσιμότητα.

Ας δούμε τι θα γινόταν εάν το εμπρός τμήμα του πλαισίου είχε ελαστικότητες:

Για τη διατήρηση της επιθυμητής τροχιάς, ο αναβάτης στρέφει το τιμόνι κατά μια ορισμένη γωνία. Εξ' αιτίας της μικρής ακαμψίας του μπροστινού μέρους, η γωνία του τιμονιού δε θα ανταποκρίνεται επακριβώς στη γωνία που θα «μεταφερθεί» στον άξονα του εμπρός τροχού, οπότε ο αναβάτης θα πρέπει πρώτα να αισθανθεί το πόσο η μοτοσικλέτα κινήθηκε προς την επιθυμητή κατεύθυνση πριν κάνει την όποια διορθωτική κίνηση.

Οπότε υψηλή ελαστικότητα πλαισίου σημαίνει υστέρηση στις εντολές του αναβάτη. Αυτό σημαίνει ότι μέχρι να τελειώσει η ελαστική «φάση», ο αναβάτης δε θα είναι σε θέση να ξεκινήσει νέα ενέργεια για αλλαγή κατεύθυνσης.

Ελαστική παραμόρφωση σε ενεργειακούς όρους, πρέπει να αντισταθμιστεί από τον αναβάτη, επιπλέον των ενεργειών που πρέπει να γίνουν για να γείρει η μοτοσικλέτα και για τη χάραξη της επιθυμητής τροχιάς.

Η αντίληψη του αναβάτη για μοτοσικλέτες με πλαίσια με χαμηλές τιμές ακαμψίας είναι χαρακτηριστικές: η μοτοσικλέτα φαίνεται βαριά και αργή με κακή αίσθηση. Για την ίδια μοτοσικλέτα με το ίδιο βάρος και χαρακτηριστικά, αλλά με πλαίσιο υψηλής ακαμψίας η αίσθηση που μεταφέρεται στον αναβάτη είναι ότι η μοτοσικλέτα έχει καλύτερη απόκριση και ότι η οδική της συμπεριφορά είναι πολύ καλύτερη.

Φυσικά υπάρχει και η άλλη όψη του νομίσματος, η αυξημένη ακαμψία.

Οι κραδασμοί, και συγκεκριμένα οι ταλαντώσεις ή το κοσκίνισμα των του εμπρός τροχού, ενισχύονται σε μέγεθος και ένταση σε απόλυτα άκαμπτες κατασκευές χωρίς ιδιαίτερα χαρακτηριστικά απόσβεσης και μπορούν να μειωθούν δραματικά μόνο με μια συνολική και αυστηρή επανεξέταση ολόκληρης της σχεδιαστικής διαδικασίας του μοντέλου.

Αυτός είναι και ο λόγος που οι απόλυτα εστιασμένες sport κατασκευές έχουν πολύ υψηλές τιμές ακαμψίας, ενώ για άλλες μοτοσικλέτες, όπως οι touring είναι επιθυμητές χαμηλότερες τιμές ακαμψίας του πλαισίου.

Άλλη μια σημαντική παράμετρος που πρέπει να έχουμε στο νου είναι τα στρεπτικά φαινόμενα στη μοτοσικλέτα. Είδαμε παραπάνω ποια φαινόμενα καθορίζουν τα στρεπτικά φαινόμενα, ενώ η ροπή αντίδρασης εξαρτάται από τη κατανομή των μαζών στον άξονα της μοτοσικλέτας.

Κατά την επιβράδυνση, η στρεπτική ροπή θα είναι μέγιστη στο εμπρός μέρος της μοτοσικλέτας και συγκεκριμένα στο λαιμό του πλαισίου, και μηδενική στο πίσω τροχό. Μειώνεται από μπροστά προς το πίσω τροχό ανάλογα με τη κατανομή των μαζών.

Κατά την επιτάχυνση, η στρεπτική ροπή θα είναι μέγιστη στο πίσω άξονα και θα μειώνεται κατά μήκος της μοτοσικλέτας, παίρνοντας μηδενική στο μπροστινό άξονα.

Για να πάρουμε τη μέγιστη απόδοση από μια μοτοσικλέτα και μια πολύ ικανοποιητική απόκριση στις εντολές του αναβάτη, είναι απαραίτητη προϋπόθεση ότι η ακαμψία και η κατανομή βάρους ολόκληρου του πακέτου πλαισίου – ψαλιδιού να είναι καλά συσχετισμένες και ομογενείς. Εάν μόνο ένα κομμάτι είναι κατασκευασμένο με μεγαλύτερη ακαμψία μπορεί να οδηγήσει σε μερική μόνο βελτίωση, ή σε καμία απολύτως βελτίωση.

ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΣΤΗΝ ΕΜΠΡΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗ

Όπως έχει ήδη αναφερθεί είναι η πιο διαδεδομένη λύση που χρησιμοποιείται στις μοτοσικλέτες. Αποτελείται από δύο ομοαξονικά τοποθετημένους κυλίνδρους, όπου ο ένας παλινδρομεί μέσα στον άλλο, έχοντας ειδικούς δακτύλιους μεταξύ του εσωτερικού και του εξωτερικού σπλήνα ώστε να μειωθεί η τριβή ολίσθησης.

Οι σωλήνες αυτοί στηρίζονται με πλάκες στο “λαιμό” του πλαισίου και έπειτα μέσω της τιμονόπλακας στο τιμόνι της μοτοσικλέτας. Με αυτό τον τρόπο το σύστημα διεύθυνσης σχηματίζει ένα ενιαίο κομμάτι με την ανάρτηση, εξασφαλίζοντας μέγιστη ασφάλεια σύνδεσης καθώς και άμεση σύνδεση. Στο κάτω μέρος οι σωλήνες της ανάρτησης συνδέονται μεταξύ τους μέσω του κέντρου του τροχού. Το σύστημα ελατηρίου αποσβεστήρα βρίσκεται στο εσωτερικό των σωλήνων.

Πολύ σημαντική παρατήρηση είναι ότι η συμπίεση του ελατηρίου σε αυτή τη περίπτωση είναι ίδια με τη μετατόπιση του τροχού (σχέση 1 : 1).

Κατά τη φάση της συμπίεσης ο όγκος του αέρα που περιέχεται στο πιρούνι ελαττώνεται, έχοντας έτσι διπλή λειτουργία:

- ▶ αυτή ενός άλλου επιπλέον ελατηρίου χαρακτηριζόμενου από πολύ μεγάλη προοδευτικότητα
- ▶ δημιουργώντας πίεση μέσα στο πιρούνι, εμποδίζοντας την εμφάνιση προβλημάτων σπηλαίωσης και του σχηματισμού αφρού στη επιφάνεια επαφής αέρα – λαδιού.

Η λειτουργία του πιρουιού

Όλα τα φορτία μεταφέρονται από τον εσωτερικό σωλήνα στον εξωτερικό (ή το αντίθετο) μέσω των δακτυλίων ολίσθησης που βρίσκονται μεταξύ των δύο σωλήνων. Αυτοί οι δακτύλιοι απαιτούν κατασκευή ακριβείας για την εξασφάλιση καλής λειτουργίας της ανάρτησης. Η επιλογή του υλικού κατασκευής τους είναι ιδιαίτερα σημαντικός παράγοντας και το υλικό πρέπει να είναι τέτοιο ώστε να έχει ένα πολύ μικρό συντελεστή τριβής και επίσης πολύ μικρή ανοχή συναρμολόγησης. Η ομαλή λειτουργία του συστήματος βασίζεται στην ουσία στο μέγεθος της τριβής που

αναπτύσσεται κατά την ολίσθηση και ιδιαίτερα στο μέγεθος της stiction (= static friction), δηλαδή της στατικής τριβής. (Αυτό είναι και ένα από τα μεγαλύτερα μειονεκτήματα του τηλεσκοπικού μπροστινού έναντι των gidlers). Η stiction παίρνει τη μέγιστη τιμή της στη φάση που έχουμε εκκίνηση της κίνησης μεταξύ των επιφανειών των σωλήνων. Σε κάθε περίπτωση, όσο μεγάλη προσοχή και αν έχει δοθεί στο σχεδιασμό και τη κατασκευή των δακτυλίων ολίσθησης, το πρόβλημα της τριβής ολίσθησης πάντα θα είναι το αδύνατο σημείο του τηλεσκοπικού μπροστινού. Σε σύγκριση με τα gidlers πρακτικά δεν υπάρχει ολίσθηση γιατί οι μετατοπίσεις αποτελούνται από περιστροφές γύρω από τα ρουλεμάν.

Το set up της ανάρτησης λαμβάνεται από τη δυσκαμψία του ελατηρίου και την απόσβεση του αποσβεστήρα, στην οποία προστίθεται και η αντίσταση που οφείλεται στη τριβή ολίσθησης.

Επειδή η τριβή ολίσθησης είναι φαινόμενο μη γραμμικό, είναι δύσκολο να προσδιορίσουμε εκ των προτέρων τη συμπεριφορά της ανάρτησης, έστω και θεωρητικά, και έτσι η σωστή λειτουργία της ανάρτησης θα καθορίζεται πάντα από την επίδραση της τριβής.

Η ελάττωση των δυνάμεων τριβής απαιτεί τα φορτία στους δακτυλίους να ελαχιστοποιηθούν κατά τη διάρκεια του σχεδιασμού, ώστε να βελτιστοποιηθεί κατά το δυνατόν η ομαλή λειτουργία του συνόλου. Τα τελευταία χρόνια, σε πολύ ακριβά μόνο τηλεσκοπικά πιρούνια τα οποία μπορούν να έχουν στη διάθεσή τους οι μεγάλες εργοστασιακές ομάδες χρησιμοποιούν εξεζητημένα υλικά καθώς και ειδικές αντιτριβικές επικαλύψεις στα καλάμια.

Μερικές απλές παρατηρήσεις επί των τηλεσκοπικών πιρουνιών μπορούν να γίνουν λαμβάνοντας υπ' όψιν τη στιβαρότητά του: όταν το πιρούνι βρίσκεται σε πλήρη έκταση, μόνο ένα μικρό μέρος του ολισθαίνοντας σωλήνα βρίσκεται μέσα στον άλλο, οπότε σε αυτή τη φάση η επικάλυψη του, C , έχει λάβει την ελάχιστη τιμή. Σε αυτή τη φάση, όπως είναι προφανές έχουμε την λιγότερο στιβαρή σύνθεση του όλου συστήματος της εμπρός ανάρτησης. Αντίθετα όταν η ανάρτηση είναι πλήρως συμπιεσμένη, τότε $C \rightarrow \max$, οπότε και η στιβαρότητα του όλου συστήματος είναι η μέγιστη.

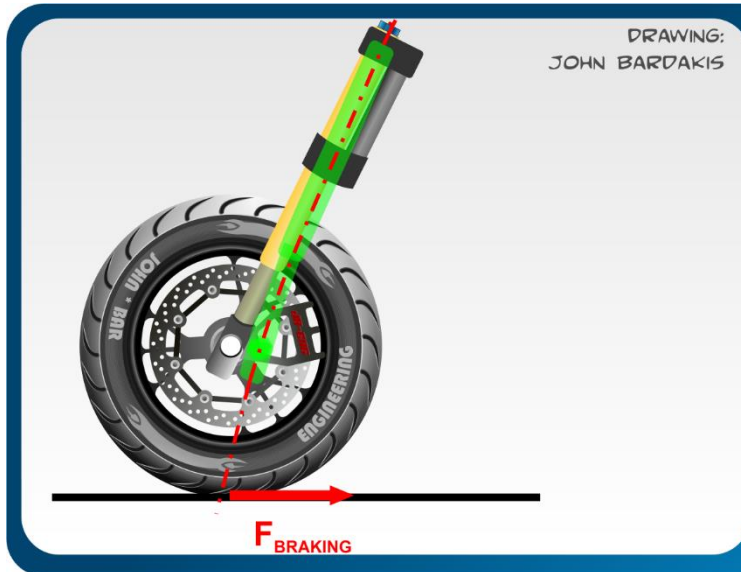
Κάμψη λόγω κάθετων φορτίων

Σε αυτή τη περίπτωση περιλαμβάνονται οι τάσεις που μεταφέρονται στην ανάρτηση από το ίδιο βάρος της μοτοσικλέτας και του αναβάτη, αλλά κυρίως οι τάσεις που γεννώνται από το προφίλ του οδοστρώματος. Αυτές οι τάσεις είναι κάθε άλλο παρά αμελητέες: για παράδειγμα, με ταχύτητα 50 km/h και για ευθεία πορεία της μοτοσικλέτας η πρόσκρουση σε εμπόδιο ύψους 5cm μπορεί πολύ εύκολα να επέλθει 100% υπερφόρτωση του μπροστινού συστήματος. Η κάθετη δύναμη που ασκείται στον εμπρός τροχό δημιουργεί μια καμπτική ροπή η οποία αυξάνει όσο η γωνία κάστερ του πιρουνιού αυξάνει. Επιπλέον, με την ίδια επιβαλλόμενη δύναμη, η καμπτική ροπή θα είναι μέγιστη όταν η ανάρτηση βρίσκεται σε πλήρη έκταση, και ελάχιστη όταν είναι πλήρως συμπιεσμένη (μεταβαλλόμενη φυσικά ανάλογα με τις αλλαγές του μοχλοβραχίονα της επιβαλλόμενης δύναμης – όπως είναι εύκολα κατανοητό, έχουμε έντονα εναλλασσόμενη καταπόνηση). Η παρακάτω εικόνα δείχνει πώς προκύπτει η παραμόρφωση του πιρουνιού.

Σημαντική παρατήρηση: Όσο πιο κοντά στο κέντρο του τροχού είναι οι δακτύλιοι ολίσθησης, τόσο μικρότερες θα είναι οι τάσεις και κατ' επέκταση τόσο καλύτερη και η λειτουργικότητα του συστήματος.

Κάμψη λόγω δύναμης πεδήσεως

Εφαρμόζοντας μια δύναμη πεδήσεως στον εμπρός τροχό θα έχει ως αποτέλεσμα τη παραμόρφωση που απεικονίζεται στο παρακάτω σχέδιο (Σχέδιο 3.7):



Σχέδιο 3.7 : Παραμόρφωση του πιρουνιού λόγω της διαμήκουσ δύναμης πεδήσεως. Το ίδιο φαινόμενο, προς την αντίθετη κατεύθυνση ισχύει για τη παραμόρφωση λόγω του στατικού φορτίου.

Σε αυτή τη περίπτωση επίσης, όσο μεγαλύτερο σε μήκος το ψαλίδι, τόσο μεγαλύτερη η κάμψη και το βέλος κάμψης.

Μια σημαντική παρατήρηση είναι ότι η παραμόρφωση λόγω των κάθετων φορτίων είναι αντίθετη αυτής που προέρχεται από τη δύναμη πεδήσεως. Όπως είδαμε σε προηγούμενη παράγραφο, κατά τη διάρκεια του φρεναρίσματος, λόγω του φαινομένου της μεταφοράς βάρους, η φόρτιση του μπροστινού αυξάνει, το οποίο σημαίνει ότι δε μπορεί να υπάρξει δύναμη πέδησης χωρίς αύξηση της κάθετης δύναμης.

Τα δύο αυτά φαινόμενα πρακτικά αντιτίθενται το ένα στο άλλο, και μέσα στη χαρακτηριστική επιβράδυνση μιας συγκεκριμένης μοτοσυκλέτας, ανάλογα πάντα με τη τιμή της γωνίας κάστερ, τη θέση του κέντρου βάρους και το μεταξόνιο, το βέλος κάμψης κατά τη διάρκεια του φρεναρίσματος δεν παίρνει επικίνδυνες τιμές.

Για να γίνουν καλύτερα κατανοητά τα παραπάνω, ακολουθεί ένα απλό αριθμητικό παράδειγμα:

Μια σπορ μοτοσυκλέτα η οποία επιβραδύνει δυνατά (αλλά όχι στο όριο), έστω με $-0.5g$. Η επιβράδυνση γίνεται με χρήση του εμπρός φρένου μόνο, οπότε όλη η δύναμη πέδησης επενεργεί στο μπροστινό τροχό. Τα λοιπά χαρακτηριστικά της μοτοσυκλέτας είναι τα εξής:

- ▶ Μεταξόνιο $w_b = 1400 \text{ mm}$
- ▶ Ύψος του κέντρου βάρους $h = 700 \text{ mm}$
- ▶ Βάρος μοτοσυκλέτας μαζί με τον αναβάτη $m = 300 \text{ kg}$
- ▶ Στατικό φορτίο του εμπρός τροχού $N_a = 1400 \text{ N}$
- ▶ Επιβράδυνση $a = 0.5 \text{ g}$
- ▶ Γωνία κάστερ $\varepsilon = 23^\circ$

Υπολογίζουμε τα παρακάτω μεγέθη:

Δύναμη πεδήσεως ασκούμενη στο τροχό:

$$F_{brake} = m \cdot a = 0.5 \cdot 3000 = 1500N$$

Εκτός από το στατικό φορτίο των 1400N, εξαιτίας της μεταφοράς βάρους κατά τη πέδηση, στον εμπρός τροχό θα δρα μια ακόμα κάθετη συνιστώσα:

$$F_{WeightTransfer} = \frac{F_{brake} \cdot h}{Static\ Load} = \frac{1500 \cdot 700}{1400} = 750N$$

Οπότε η συνολική κάθετη δύναμη στον εμπρός τροχό θα είναι:

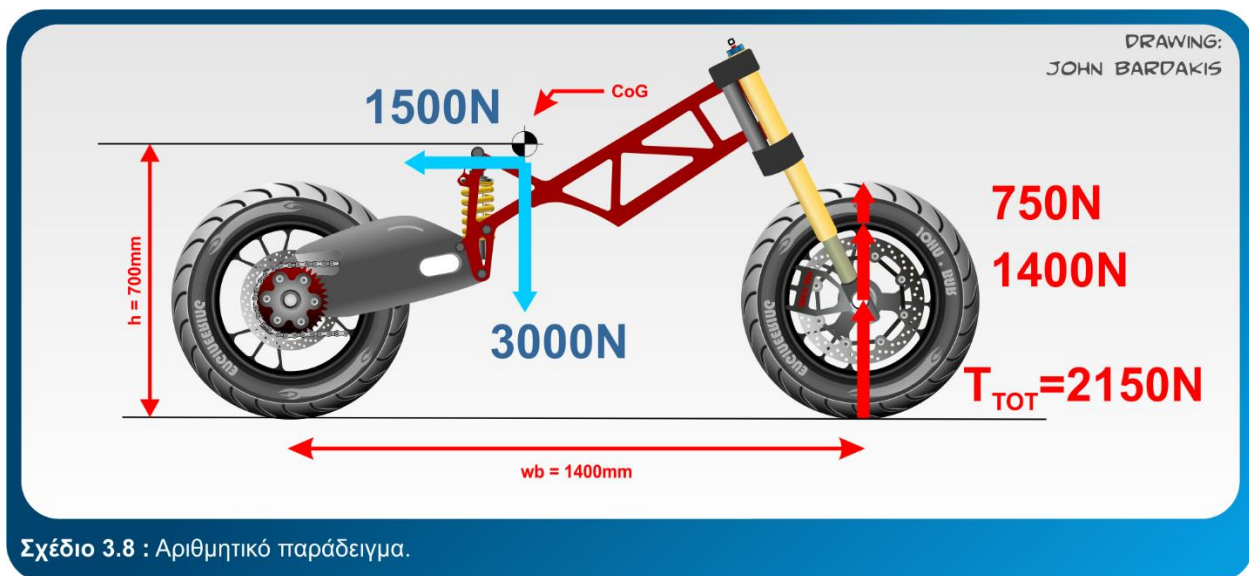
$$F_{Total} = F_{WT} + F_{brake} = 1400N + 750N = 2150N$$

Η συνισταμένη δύναμη που ασκείται στον εμπρός τροχό είναι:

$$F_{net} = \sqrt{F_{Total}^2 + F_{brake}^2} = \sqrt{2150^2 + 1500^2} = 2620N$$

η οποία εμφανίζεται σε γωνία σε σχέση με τη κατακόρυφο:

$$\theta = \arctan\left(\frac{1500}{2150}\right) = 34^\circ$$

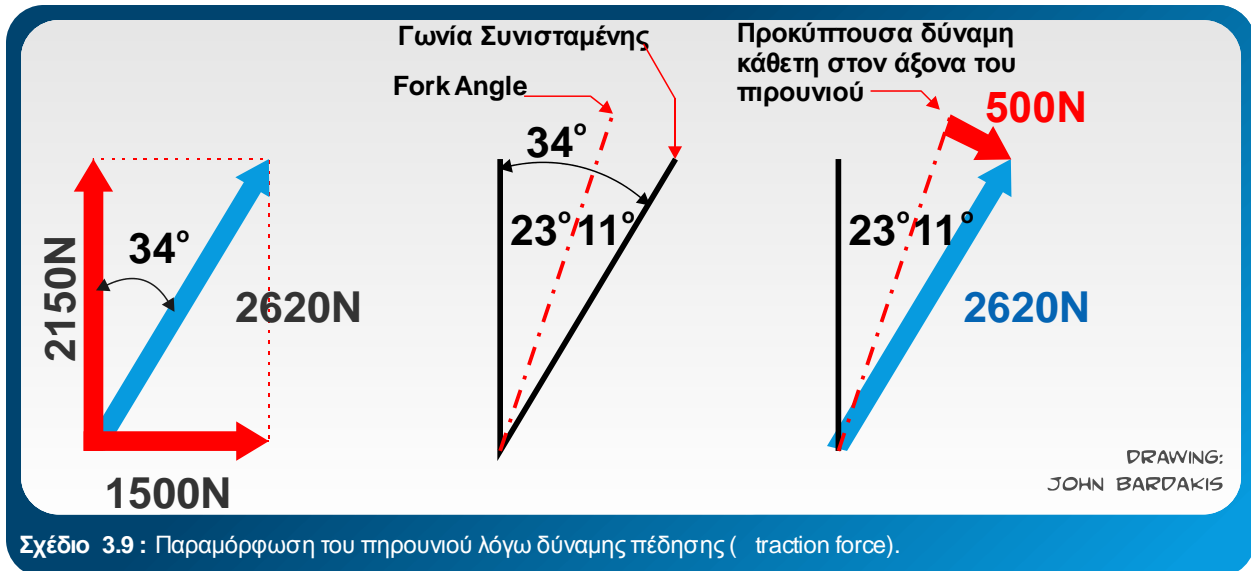


Σχέδιο 3.8 : Αριθμητικό παράδειγμα.

Με τη γωνία κάστερ να βρίσκεται στις 23 μοίρες, και τη γωνία που ασκείται η συνισταμένη F_{net} στις 34 μοίρες, η διαφορά μεταξύ των δύο διευθύνσεων είναι 11 μοίρες, οπότε το φορτίο που είναι κάθετο στο πιρούνι (και καταπονεί την ανάρτηση σε κάμψη) έχει μέτρο:

$$F_b = F_{net} \cdot \sin 11^\circ = 500N$$

Παρατηρούμε ότι το μέτρο της F_b δεν είναι ιδιαίτερα μεγάλο.



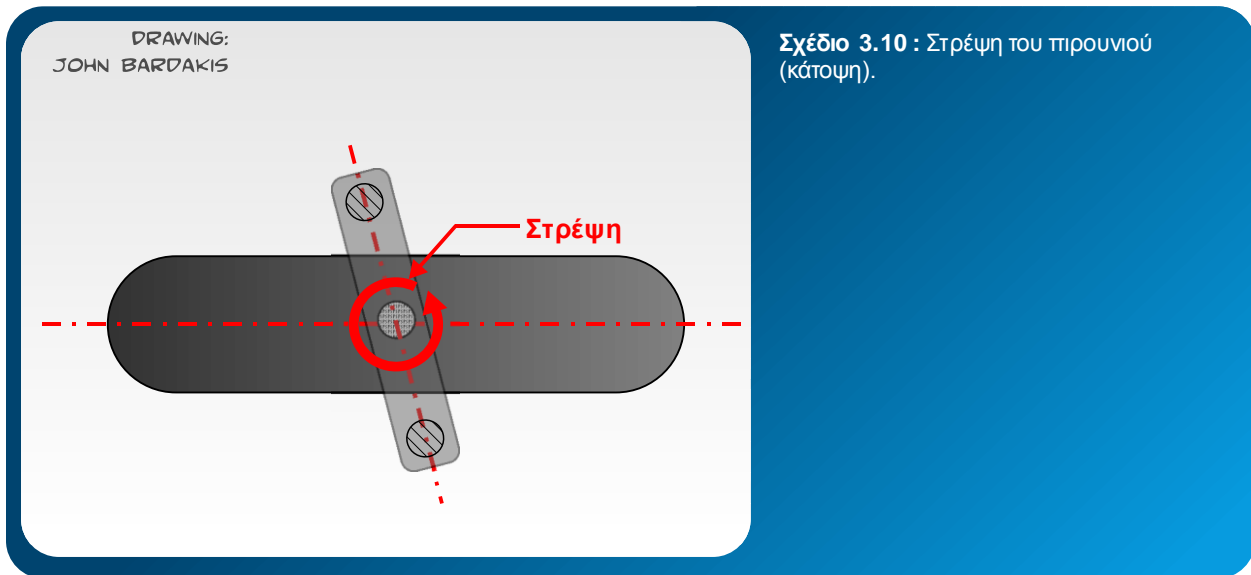
Σχέδιο 3.9 : Παραμόρφωση του πιρουνιού λόγω δύναμης πέδησης (traction force).

Οπότε συμπερασματικά μπορούμε να πούμε ότι, κατά τη πέδηση, η παραμόρφωση του πιρουνιού είναι μικρότερη από ότι αρχικά μπορεί να υποθέσει κανείς, αλλά παρόλα αυτά υπάρχει, και ως μέγεθος είναι ιδιαίτερα κρίσιμο διότι προκαλεί μη-υπολογίσιμες μεταβολές στο ίχνος και επιδρά αρνητικά στην απόκριση της μοτοσυκλέτας, λαμβάνοντας υπ’ όψιν τις ιδιαίζουσες συνθήκες κάτω από τις οποίες λειτουργεί η ανάρτηση.

Παραμόρφωση λόγω στρέψης

Οι δυνάμεις που προκαλούν στρέψη προέρχονται από:

- ▶ κακή ευθυγράμμιση μεταξύ των δυνάμεων ισορροπίας και του άξονα του πιρουνιού
- ▶ στοιχεία των δυνάμεων ισορροπίας κάθετα στον άξονα του πιρουνιού και μη ευθυγραμμισμένα με αυτόν
- ▶ από το ζεύγος δυνάμεων που ασκείται στο τιμόνι από τον αναβάτη



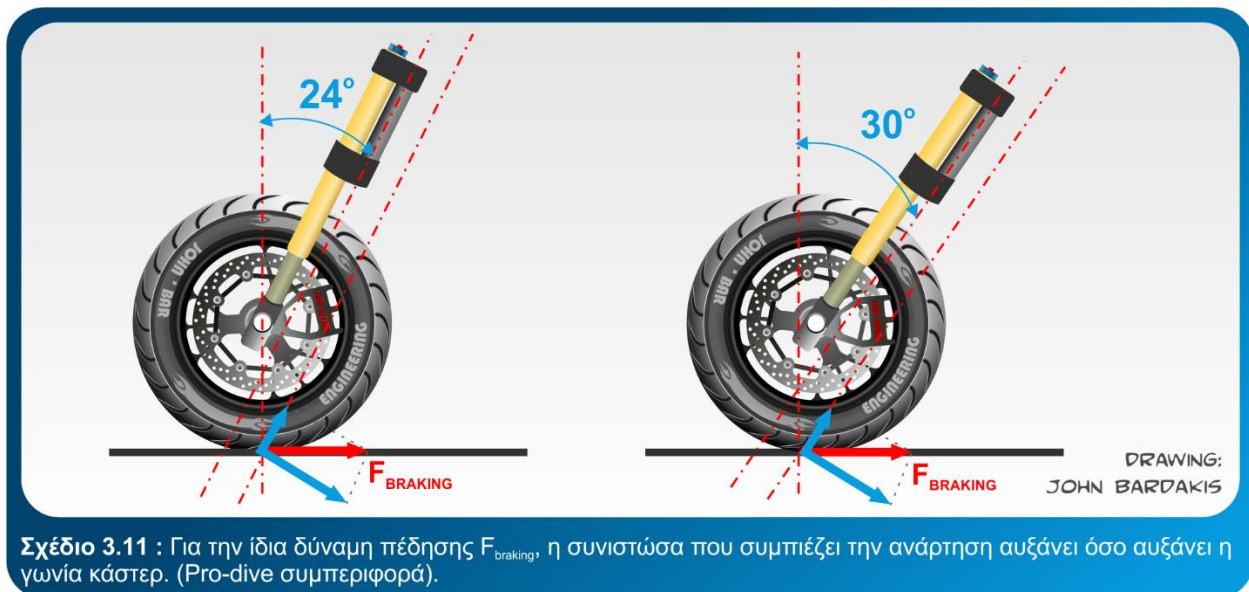
Η προκύπτουσα παραμόρφωση του πιρουνιού λόγω στρέψης είναι πολύ καθοριστική για την απόκριση της μοτοσικλέτας διότι ο τροχός δεν “πηγαίνει” εκεί ακριβώς που τον θέλει ο αναβάτης (παρατηρείται μια υστέρηση).

Επίδραση της παραμόρφωσης του πιρουνιού στη λειτουργικότητα

Όπως είναι προφανές, η παρουσία της παραμόρφωσης του πιρουνιού κάνει την ολίσθηση του ενός σωλήνα μέσα στον άλλον πολύ πιο δύσκολη (σε σημείο που σχεδόν να την σταματά σε οριακές καταστάσεις). Δυστυχώς, η παραμόρφωση είναι μέγιστη σε πολύ κρίσιμες στιγμές για τη κίνηση της μοτοσικλέτας, όπως κατά τη πέδηση για την είσοδο στη στροφή, όταν ο αναβάτης χρειάζεται τη μέγιστη δυνατή πρόσφυση και απόλυτο έλεγχο επί του οχήματος.

Τύποι τηλεσκοπικών πιρουνιών

Μια από τις ιδιαιτερότητες του τηλεσκοπικού συστήματος όπως είδαμε παραπάνω, είναι ότι ο γεωμετρικός τύπος της δράσης της ανάρτησης κατά τη συμπίεση που επιβάλλεται από το προφίλ του εδάφους είναι ευθεία γραμμή, γεγονός το οποίο κατατάσσει το τηλεσκοπικό στη κατηγορία των αναρτήσεων pro-dive.



Όσο μεγαλύτερη η γωνία κάστερ, τόσο μεγαλύτερη θα είναι και η συμπίεση (dive) της ανάρτησης. Οι σπορ μοτοσικλέτες, με τη μικρή γωνία κάστερ θα υπόκεινται σε μικρότερη συμπίεση αναλογικά με άλλου τύπου μοτοσικλέτες (on-off, custom κτλ.).

Υπάρχουν 2 κύρια είδη τηλεσκοπικών πιρουνιών που χρησιμοποιούνται στη πράξη:

- ▶ το παραδοσιακό (ή standard), με τον εσωτερικό σωλήνα (αυτόν με τη μικρότερη διάμετρο) να βρίσκεται στη πάνω θέση, συνδεδεμένος στο πλαίσιο.
- ▶ το Upside Down (inverted ή USD fork), με τον εσωτερικό σωλήνα να βρίσκεται στο κάτω μέρος συνδεδεμένο με το τροχό.

Τα υδραυλικά και ελαστικά στοιχεία των δυο αυτών λύσεων είναι άμεσα συγκρίσιμα, ή μπορεί να είναι και τα ίδια, έτσι ώστε για να διαπιστωθεί η διαφορετική απόκριση τους πάνω στην ίδια μοτοσικλέτα, μερικοί κατασκευαστές έχουν κατασκευάσει ένα “φυσίγγιο” που περιλαμβάνει το

υδραυλικό κομμάτι της ανάρτησης, το οποίο μπορεί να τοποθετηθεί στη κάθε μια από τις δυο λύσεις η οποία δοκιμάζεται.

Τα πρώτα τηλεσκοπικά συστήματα εμφανίστηκαν μετά το 2ο Παγκόσμιο πόλεμο και μέχρι τη δεκαετία του 80, η συντριπτική πλειοψηφία των μοτοσικλετών χρησιμοποιούσε το standard τύπο. Τη δεκαετία του 80 άρχισαν να εμφανίζονται τα USD πιρούνια με τα οποία εξοπλίζονται οι σπορ μοτοσικλέτες. Η διαμάχη για το ποια τελικά από τις δυο λύσεις είναι καλύτερη, όσον αφορά πάντα τα τηλεσκοπικά πιρούνια κρατά μέχρι σήμερα.

Συγκρίνοντας τις δυο αυτές λύσεις, καταλήγουμε στα εξής:

Standard (Πλεονεκτήματα):

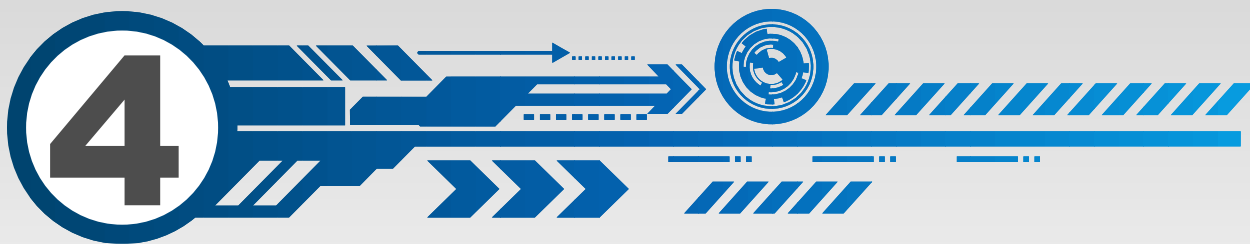
- ▶ αποτελείται από λιγότερα στοιχεία-παρελκόμενα
- ▶ μειωμένη μη αναρτώμενη μάζα σε σχέση με το USD
- ▶ οι σωλήνες ολισθαίνουν σε περιοχές που είναι καλύτερα προστατευμένες από σκόνη και από τα κρουστικά φορτία από το έδαφος

Upside Down (USD) (Πλεονεκτήματα):

- ▶ καλύτερη στρεπτική δυσκαμψία για το ίδιο βάρος, δεδομένου ότι ο μεγαλύτερης διαμέτρου σωλήνας βρίσκεται στο πάνω μέρος, προσδεμένος στο πλαίσιο, το οποίο υπόκειται σε μεγαλύτερες τάσεις λόγω της καμπτικής ροπής
- ▶ στιβαρή και στέρεα σύνδεση μεταξύ των σωλήνων και της κάτω πλάκας σύνδεσης, λόγω της μεγάλης διαμέτρου των σωλήνων

Βάσει των παραπάνω δεν μπορούμε να πούμε με βεβαιότητα ότι η μια λύση είναι απολύτως καλύτερη της άλλης. Γενικά μπορούμε να πούμε ότι το USD προσφέρει αρκετά πλεονεκτήματα όσον αφορά τη στιβαρότητα, γι' αυτό το λόγο προτιμάται σε σπορ κατασκευές. Είναι ξεκάθαρο ότι οι δυο αυτές λύσεις χαρακτηρίζονται από:

- ▶ διαφορετική στιβαρότητα
- ▶ διαφορετική κατανομή βάρους
- ▶ διαφορετικές τιμές της μη αναρτώμενης μάζας
- ▶ διαφορετικά ύψη του κέντρου βάρους μεταξύ του εδάφους και του τιμονιού
- ▶ διαφορετικές τιμές της ροπής αδρανείας γύρω από τον άξονα του τιμονιού.



Σχεδιασμός

Περιγραφή του προβλήματος

Όπως έχει γίνει ήδη κατανοητό έως τώρα, για τα εναλλακτικά εμπρός συστήματα ανάρτησης μοντέρνων μοτοσικλετών υπάρχουν δεν υπάρχουν εκτεταμένες πληροφορίες, πόσο μάλλον δε όταν δεν κυκλοφορούν ευρέως στη παγκόσμια αγορά (και δη στην ελληνική), μοτοσικλέτες εξοπλισμένες με αυτό τέτοια συστήματα. Με δεδομένο το γεγονός ότι δε μπορώ να έχω πρόσβαση σε πραγματική μοτοσικλέτα ώστε να μπορέσω να μελετήσω ελεύθερα τα κατασκευαστικά της στοιχεία, καθώς και να την οδηγήσω, η προσέγγιση που θα επιχειρήσω είναι η εξής: Θα σχεδιάσω κινηματικά ένα μηχανισμό ανάρτησης, τύπου girder (Four bar parallelogram linkage), βάσει των απαιτήσεων και των περιορισμών που θα θέσω κατά την ανάλυση του συστήματος, βασιζόμενος και στην όλη θεωρία και παρατηρήσεις που αναπτύχθηκαν στα προηγούμενα κεφάλαια.

Ανάλυση Μηχανισμού & Υπολογισμοί

Απαιτήσεις και Περιορισμοί

- ▶ Θα γίνει χρήση του μηχανισμού αρθρωτού τετράπλευρου (Four bar parallelogram linkage) ως γεωμετρία ανάρτησης για τον έλεγχο του εμπρός τροχού της μοτοσικλέτας και της διεύθυνση αυτής.
- ▶ Η γεωμετρία του πρέπει να είναι τέτοια ώστε ο τροχός να βρίσκεται σε κατακόρυφη επαφή με το έδαφος.
- ▶ Η γωνία κάστερ να παραμένει αμετάβλητη.
- ▶ Η τιμή της γωνίας κάστερ θα είναι 24° (για την επίτευξη «γρήγορης» γεωμετρίας της μοτοσικλέτας).

- ▶ Επειδή πρέπει να υπάρχει κάποιο σημείο αναφοράς (πλαίσιο μοτοσικλέτας) για την σύνδεση της ανάρτησης, θα χρησιμοποιηθεί για το σκοπό αυτό το πλαίσιο μιας ήδη υπάρχουσας μοτοσικλέτας του εμπορίου. Κατά την αρχική σύλληψη της ιδέας αυτής είχα στο μυαλό μου τη μοντέλο 999 της ιταλικής εταιρείας Ducati. Το πλαίσιό της είναι ασάλινο χωροδικτύωμα, αποτελούμενο από κυλινδρικές δοκούς διαφορετικού πάχους και διαμέτρου, το οποίο περιβάλλει έναν V2 90° υδρόψυκτο κινητήρα 998 κυβικών εκατοστών της εταιρείας. Ο λόγος που επέλεξα αυτή τη μοτοσικλέτα ως αναφορά για τη σχεδίαση και προσαρμογή του συστήματος ανάρτησης είναι η μεγάλη ακαμψία του ασάλινου χωροδικτυώματος, η ευκολότερη κατασκευή του σε σχέση με πλαίσια που έχουν χυτοπρεσσαριστές δοκούς, καθώς και ο τύπος κινητήρα που φιλοξενεί (V2 90° με ενισχυμένες κυλινδροκεφαλές. (Για το λόγω του ότι υπό προϋποθέσεις θα μπορούσα να στηρίξω την ανάρτηση κατευθείαν επάνω στη κυλινδροκεφαλή του εμπρός κυλίνδρου, χωρίς να χρειάζεται η μοτοσικλέτα κα πλαίσιο – δηλαδή να χρησιμοποιούσα τον κινητήρα της μοτοσικλέτας ως πλαίσιο, και υποπλαίσια όπου αυτό απαιτείται, εδρασμένα πάνω στον κινητήρα).
- ▶ Το αμορτισέρ πρέπει να μη γεινιάζει με εστίες θερμότητας, ώστε να μην επηρεάζεται η λειτουργία του με αύξηση της θερμοκρασίας του λαδιού του.
- ▶ Η λειτουργία της ανάρτησης να είναι ελεύθερη από σημαντικές τριβές.
- ▶ Στο τελικό συνολικό αποτέλεσμα, πρέπει η κατανομή βάρους στον εμπρός τροχό να είναι μεγαλύτερη από αυτή του πίσω τροχού.
- ▶ Επιλογή υλικών για τα links της ανάρτησης τέτοια ώστε το μη αναρτώμενο βάρος της να είναι το ελάχιστο δυνατό.

Κινηματική ανάλυση του μηχανισμού της ανάρτησης

Ακολουθεί η κινηματική ανάλυση του μηχανισμού της ανάρτησης στο επίπεδο (2D Kinematic Analysis).

Τύπος Κίνησης του Μηχανισμού: 2D Planar Kinematic

Degrees of Freedom (DOF – Mobility):

Ο μηχανισμός είναι μια κλειστή κινηματική αλυσίδα (closed kinematic chain). Είναι ενός βαθμού ελευθερίας (DOF = +1). Ο Reuleaux καλεί τους μηχανισμούς αυτούς περιορισμένους (constrained). Για την εύρεση του DOF (βαθμού ελευθερίας) του μηχανισμού μπορεί να χρησιμοποιηθεί και η σχέση του Grubler:

$$M = 3 \cdot L - 2 \cdot J - 3 \cdot G = 3 \cdot (L - 1) - 2 \cdot J$$

Όπου:

- ▶ $M = \text{DOF}$
- ▶ $L = \text{o αριθμός των συνδέσμων (links)}$
- ▶ $J = \text{o αριθμός των αρθρώσεων}$
- ▶ $G = \text{o αριθμός των grounded links}$

Είναι $M = 3 \cdot (4 - 1) - 2 \cdot 4 = 1$

Διαστασιολόγηση του μηχανισμού

Έπειτά από πολλές δοκιμές ακολουθώντας τη μέθοδο trial and error, προέκυψαν τα παρακάτω μήκη των links για τη σύνθεση του μηχανισμού, τέτοια ώστε να πληρούνται οι προϋποθέσεις που αναφέρθηκαν παραπάνω. Έτσι έχουμε:

- ▶ $L_1 = 251.34 \text{ mm}$
- ▶ $L_2 = 196.504 \text{ mm}$
- ▶ $L_3 = 314.175 \text{ mm}$
- ▶ $L_4 = 212.895 \text{ mm}$

Το συνολικό μήκος του κυρίως στελέχους της ανάρτησης (προέκταση του link 3 – δηλαδή εκεί που βρίσκεται το κέντρο του εμπρός τροχού), είναι $L_S = 628.35 \text{ mm}$.

Ακολουθεί σχηματική αναπαράσταση του μηχανισμού, όταν η μοτοσικλέτα βρίσκεται σε θέση στατικού sag.

Παρατήρηση: Με αυτή τη γεωμετρία και για ζάντα 17 ιντσών και ελαστικό Michelin Race Slick, το ίχνος της μοτοσικλέτας είναι 106mm.

Grashof Condition: Πρόβλεψη της περιστροφικής συμπεριφοράς του μηχανισμού – Rotatability Behavior.

Είναι:

- ▶ S = το μήκος του μικρότερου Link
- ▶ L = το μήκος του μεγαλύτερου Link
- ▶ P = το μήκος ενός από τα εναπομείναντα Links
- ▶ Q = το μήκος του τελευταίου Link

$$S + L = 510.679$$

$$P + Q = 464.235$$

Είναι: $S + L < P + Q$

Οπότε ο μηχανισμός είναι Grashof – Class 1 Kinematic Chain, το οποίο σημαίνει ότι τουλάχιστον ένα link του μηχανισμού μπορεί να κάνει μια πλήρη περιστροφή σε σχέση με το επίπεδο αναφοράς (ground plane, το οποίο στη περίπτωση μας είναι το link #1, το οποίο είναι συνδεδεμένο στο λαιμό του πλαισίου της μοτοσικλέτας). Στο μηχανισμό μας θεωρητικά μπορούν να περιστραφούν πλήρως τα links 2 και 3. Πρακτικά όμως αυτό δε μπορεί να γίνει καθώς η μονάδα αμορτισέρ (αποσβεστήρα) – ελατηρίου περιορίζει τη περιστροφή των συγκεκριμένων links σε συγκεκριμένο εύρος γωνίας (ανάλογο με τη μέγιστη διαδρομή του ελατηρίου).

Η μονάδα αποσβεστήρα – ελατηρίου (αμορτισέρ)

Για τη λειτουργία της ανάρτησης για τον έλεγχο της μοτοσικλέτας, αλλά και για την αντιστάμιση των στατικών φορτίων της ανάρτησης ως μηχανισμού αυτού καθαυτού, χρησιμοποιείται η

μονάδα ελατηρίου – αποσβεστήρα (αμορτισέρ). Αυτή η μονάδα στη περίπτωση μας είναι ένα link μεταβλητού μήκους, καθώς το μήκος του μεταβάλλεται ανάλογα με τις αντιδράσεις από τις ανωμαλίες του οδοστρώματος και από την αλλαγή της κινητικής κατάστασης της μοτοσικλέτας. Σε περίπτωση ακινησίας της μοτοσικλέτας, (στατικό sag), το ελατήριο, προσδίδοντας το κατάλληλο ποσό δύναμης ενεργεί έτσι ώστε να περιορίσει το βαθμό ελευθερίας του μηχανισμού σε μηδέν ($DOF_{SAG} = 0$).

Ως μονάδα αμορτισέρ για τη περίπτωση μας, επιλέγεται η μονάδα της Σουηδικής εταιρείας Ohlins με τα παρακάτω χαρακτηριστικά.

Model Name	Ohlins - S46DR1 / DU737
Ωφέλιμη Διαδρομή	120 mm
Διάμετρος Εμβόλου	46 mm
Λοιπά Χαρακτηριστικά	Monotube/ Singletube (S)
	Ρύθμιση Απόσβεσης Συμπίεσης (C1)
	Ρύθμιση Απόσβεσης Επαναφοράς (R1)
	Spring Rate: 130N/mm, Damping Coefficient: 0,65
	

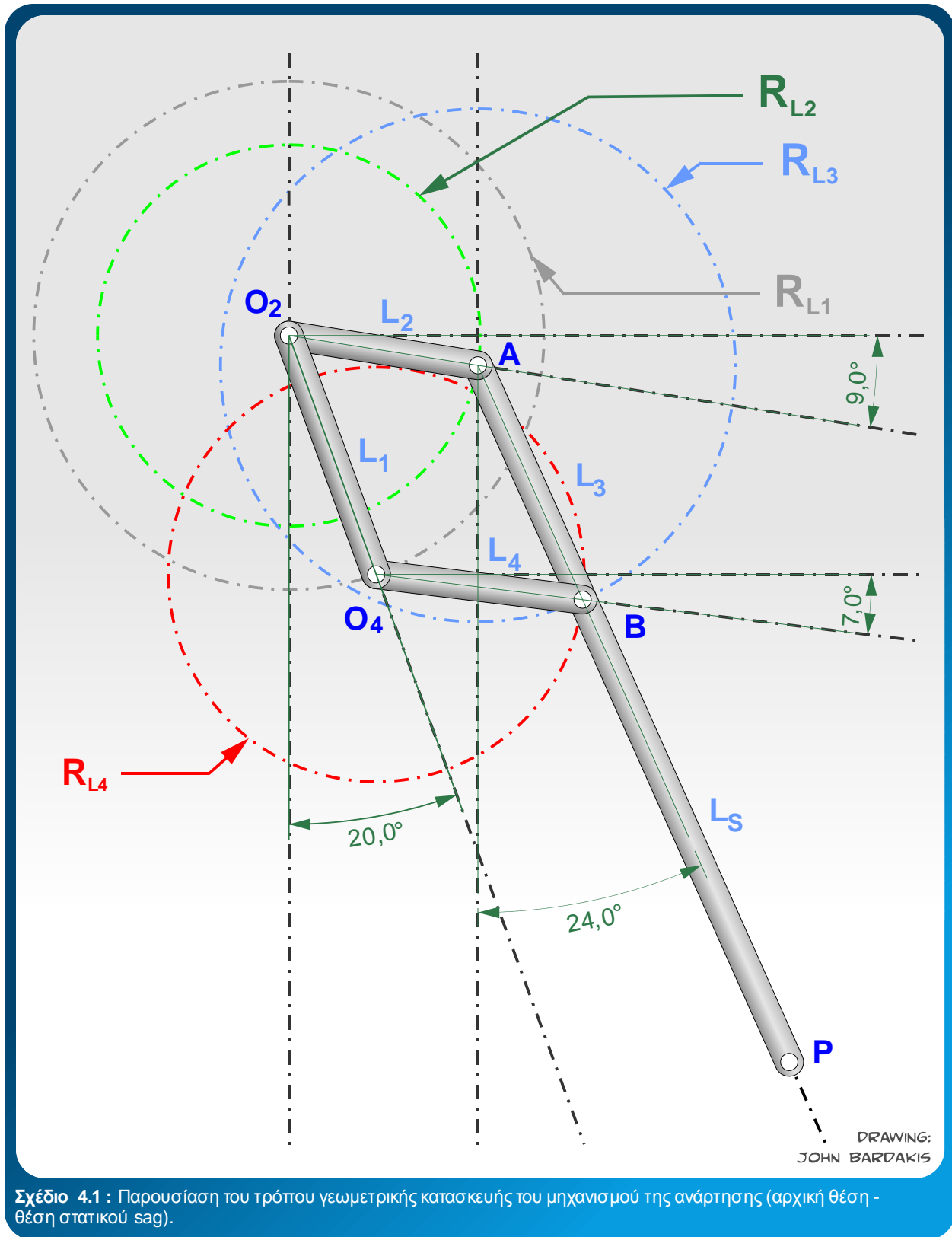
Ιδιόμορφες θέσεις (Toggle Positions): Λόγω της ύπαρξης της μονάδας αποσβεστήρα – ελατηρίου δεν είναι δυνατόν ο μηχανισμός να περιέλθει ποτέ σε toggle position.

Position Analysis

Ακολουθεί γραφική γραμμική αναπαράσταση του μηχανισμού σε θέση στατικού sag. Η κλίμακα σχεδίασης είναι 1:4.

Αυτή θα είναι και η αρχική θέση μελέτης του μηχανισμού. Ο τρόπος της γεωμετρικής κατασκευής του μηχανισμού είναι ο εξής:

- ▶ Ξεκινώ ορίζοντας το σημείο O_2 .
- ▶ Από το O_2 σχεδιάζω δύο βοηθητικούς άξονες σχεδίασης, έναν κατακόρυφο και έναν σε γωνία 20° από τον κατακόρυφο άξονα.
- ▶ Πάνω στον 2° άξονα (με απόκλιση 20° από τον κατακόρυφο) χαράσσω το **Link #1** με μήκος L_1 . Αυτό το link είναι το πλαίσιο της μοτοσικλέτας και είναι ακίνητο. Είναι: **Link #1 = ευθύγραμμο τμήμα (O_2O_4)**.
- ▶ Με κέντρο το O_2 φέρω κύκλο ακτίνας L_2 (R_{L_2}).
- ▶ Από το O_2 φέρω οριζόντιο βοηθητικό άξονα και κατόπιν άλλον ένα με απόκλιση -9° ως προς τον οριζόντιο.
- ▶ Πάνω στο νέο βοηθητικό άξονα χαράσσω το **Link #2** (είναι το τμήμα από το O_2 έως το σημείο τομής του βοηθητικού άξονα με τον κύκλο $R_{L_2} \Rightarrow$ σημείο **A**).
- ▶ Από το σημείο A φέρω κύκλο ακτίνας L_3 (R_{L_3}).
- ▶ Από το σημείο O_4 φέρω κύκλο ακτίνας L_4 (R_{L_4}).
- ▶ Το σημείο τομής των δύο κύκλων καθορίζει τα **Link #3 \Rightarrow (AB)** και **Link #4 \Rightarrow (O_4B)**.
- ▶ Το τμήμα **AP** αναπαριστά το κύριο στέλεχος της ανάρτησης Στο σημείο **P** βρίσκεται το κέντρο του εμπρός τροχού.

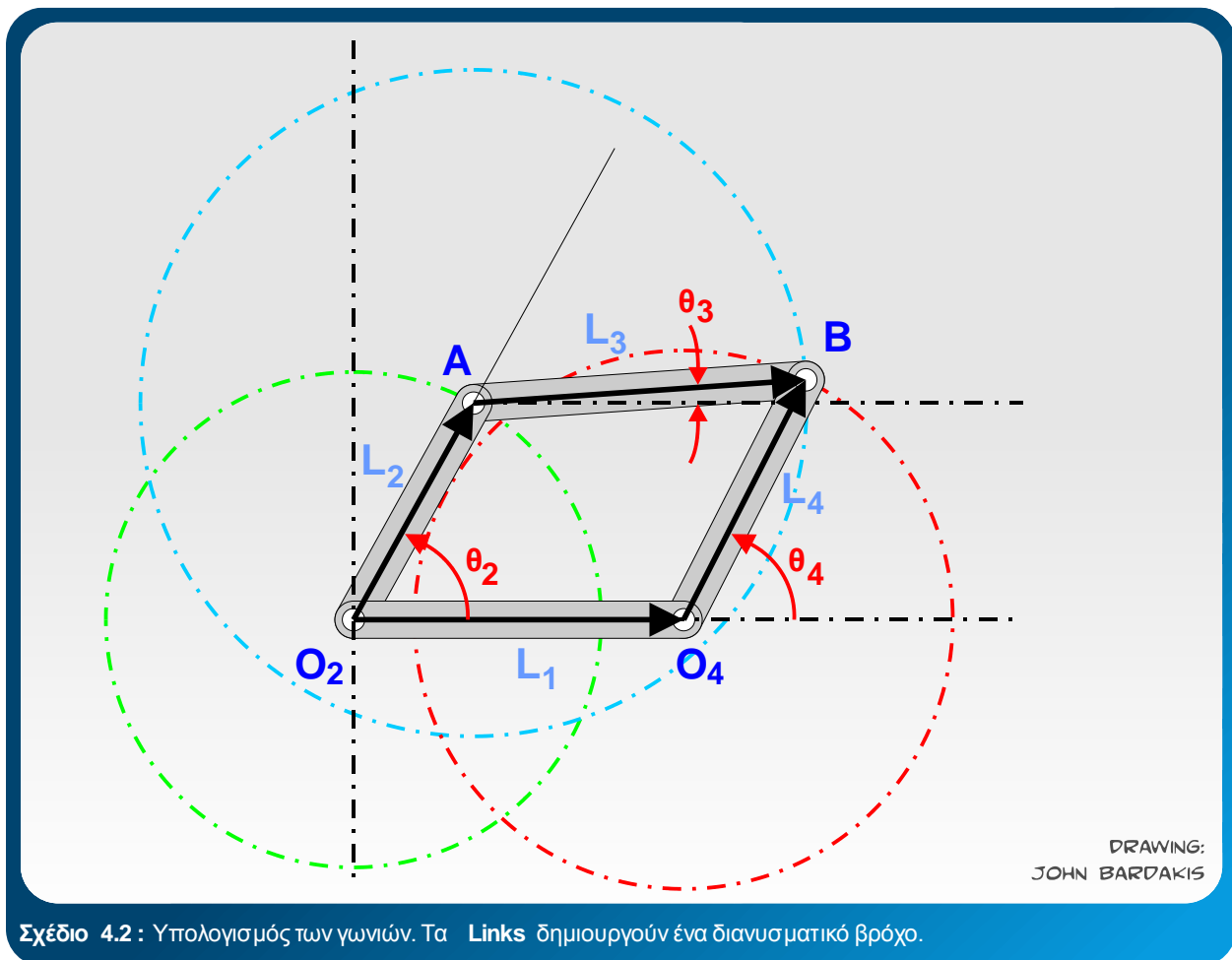


Σχέδιο 4.1 : Παρουσίαση του τρόπου γεωμετρικής κατασκευής του μηχανισμού της ανάρτησης (αρχική θέση - θέση στατικού sag).

Διανυσματική Ανάλυση Μηχανισμού – Υπολογισμός Γωνιών

Το συγκεκριμένο πρόβλημα μπορεί να επιλυθεί και με γραφικό τρόπο χρησιμοποιώντας με χρήση γεωμετρίας. Ωστόσο στη περίπτωση αυτή για λόγους πληρότητας πρέπει να βρεθεί η αναλυτική λύση για τις γωνίες και τις θέσεις, έτσι ώστε να υπολογίζονται εύκολα μέσω υπολογιστή.

Για την ανάλυση της θέσης των Links θα χρησιμοποιήσω τη προσέγγιση του Raven. Βάση αυτής αναπαριστώ τα Links ως διανύσματα θέσης. Στο Σχέδιο 4.2 τα links είναι πλέον διανύσματα θέσης τα οποία δημιουργούν έναν διανυσματικό βρόχο. Ο βρόχος κλείνει στον εαυτό του, οπότε το άθροισμα των διανυσμάτων του βρόχου είναι μηδέν. Τα μήκη των διανυσμάτων είναι γνωστά, καθώς είναι τα μήκη των links. Για την εύρεση της θέσης αρκεί σαν είσοδος η τιμή μιας γωνίας, καθώς ο μηχανισμός έχει 1 βαθμό ελευθερίας. Ως είσοδο θα χρησιμοποιήσω τη γωνία θ_2 .



Σχέδιο 4.2 : Υπολογισμός των γωνιών. Τα Links δημιουργούν ένα διανυσματικό βρόχο.

Στο Σχέδιο 4.2, ο άξονας X αντιπροσωπεύει το πραγματικό μέρος (real part) και ο άξονας Y το φανταστικό μέρος (imaginary part). Οι φορές των διανυσμάτων είναι τέτοιες ώστε να καθορίζουν τις γωνίες τους όπως επιθυμώ να τις μετρήσω. Έτσι λοιπόν θέλω η γωνία θ_4 να μετρείται στο σταθερό σημείο O_4 , οπότε το διάνυσμα R_4 σχεδιάζεται έτσι ώστε η αρχή του να βρίσκεται σε αυτό το σημείο. Θέλω να μετρήσω τη γωνία θ_3 στο σημείο A, οπότε το διάνυσμα R_3 έχει αρχή στο σημείο A. Ίδια λογική σήμανσης ακολουθείται και για τα διανύσματα R_1 και R_2 . Για λόγους απλότητας θέτω τον άξονα X κατά μήκος του Link #1 και η αρχή των αξόνων τίθεται στο σημείο

O_2 , η αρχή του διανύσματος R_2 (υπ' όψει ότι στο σχέδιο αυτό ο μηχανισμός έχει «στραφεί» κατά -20° . Οπότε στο τέλος για να υπολογίσω τις πραγματικές τιμές των γωνιών προσθέτω $+20^\circ$ στα αποτελέσματα). Οπότε βάση των παραπάνω καταλήγω στην παρακάτω εξίσωση διανυσματικού βρόχου:

$$R_2 + R_3 - R_4 - R_1 = 0$$

Έστω ότι a , b , c και d τα μήκη των Links 1,2,3 και 4 αντίστοιχα. Οπότε αντικαθιστώντας κατάλληλα στη παραπάνω εξίσωση έχω:

$$a \cdot e^{j\theta_2} + b \cdot e^{j\theta_3} - c \cdot e^{j\theta_4} - d \cdot e^{j\theta_1} = 0 \quad (1)$$

Η γωνία θ_1 είναι μηδέν καθώς το Link #1 είναι το Ground Link. Με είσοδο τη μένει να υπολογιστούν οι θ_3 και θ_4 . Οι εκφράσεις τους θα είναι της μορφής:

$$\theta_3 = \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \\ \theta_2 \end{bmatrix} \quad \theta_4 = \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \\ \theta_2 \end{bmatrix}$$

Για την επίλυση της (1) σε πολική μορφή θα κάνω χρήση της εξίσωσης Euler, και θα ξεχωρίσω τη προκύπτουσα καρτεσιανή μορφή σε 2 εξισώσεις οι οποίες μπορούν να λυθούν ταυτόχρονα για τις θ_3 και θ_4 .

Οπότε έχω:

$$a(\cos \theta_2 + j \sin \theta_2) + b(\cos \theta_3 + j \sin \theta_3) - c(\cos \theta_4 + j \sin \theta_4) - d(\cos \theta_1 + j \sin \theta_1) = 0$$

Χωρίζω τη παραπάνω εξίσωση σε δυο μέρη, το πραγματικό και το φανταστικό, και θέτω το καθένα ίσο με το μηδέν. Οπότε έχω:

Πραγματικό μέρος:

$$a \cos \theta_2 + b \cos \theta_3 - c \cos \theta_4 - d \cos \theta_1 = 0$$

Επειδή $\theta_1 = 0$ είναι:

$$a \cos \theta_2 + b \cos \theta_3 - c \cos \theta_4 - d = 0 \quad (2)$$

Φανταστικό μέρος:

$$ja \sin \theta_2 + jb \sin \theta_3 - jc \sin \theta_4 - jd \sin \theta_1 = 0$$

Ομοίως επειδή $\theta_1 = 0$ είναι:

$$a \sin \theta_2 + b \sin \theta_3 - c \sin \theta_4 = 0 \quad (3)$$

Οι εξισώσεις (2) και (3) μπορούν να επιλυθούν ταυτόχρονα ως προς θ_3 και θ_4 . Για λόγους απλότητας μερικές τριγωνομετρικές σχέσεις θα απλοποιήσουν τις εξισώσεις. Το πρώτο βήμα είναι να ξαναγράψω τις (2) και (3) έτσι ώστε να απομονώσω τον ένα από τους 2 αγνώστους στην αριστερή πλευρά. Σε πρώτη φάση θα απομονώσω τη θ_3 και θα λύσω ως προς τη θ_4 .

Είναι λοιπόν:

$$b \cos \theta_3 = -a \cos \theta_2 + c \cos \theta_4 + d \quad (4)$$

$$b \sin \theta_3 = -a \sin \theta_2 + c \sin \theta_4 \quad (5)$$

Υψώνω τις (4) και (5) στο τετράγωνο και κατόπιν τις προσθέτω:

$$\begin{aligned} b^2(\sin^2 \theta_3 + \cos^2 \theta_3) &= (-a \sin \theta_2 + c \sin \theta_4)^2 + (-a \cos \theta_2 + c \cos \theta_4 + d)^2 \Rightarrow \\ b^2 &= (-a \sin \theta_2 + c \sin \theta_4)^2 + (-a \cos \theta_2 + c \cos \theta_4 + d)^2 \Rightarrow \\ b^2 &= a^2 + c^2 + d^2 - 2ad \cos \theta_2 + 2cd \cos \theta_4 \\ &\quad - 2ac(\sin \theta_2 \sin \theta_4 + \cos \theta_2 \cos \theta_4) \quad (6) \end{aligned}$$

Για περαιτέρω απλοποίηση εισάγω τις παρακάτω σταθερές:

$$K_1 = \frac{d}{a}$$

$$K_2 = \frac{d}{c}$$

$$K_3 = \frac{a^2 - b^2 + c^2 + d^2}{2ac}$$

Οπότε έχω:

$$K_1 \cos \theta_4 - K_2 \cos \theta_2 + K_3 = \sin \theta_2 \sin \theta_4 + \cos \theta_2 \cos \theta_4$$

Χρησιμοποιώντας τη σχέση:

$$\cos(\theta_2 - \theta_4) = \sin \theta_2 \sin \theta_4 + \cos \theta_2 \cos \theta_4$$

παίρνουμε τη παρακάτω εξίσωση:

$$K_1 \cos \theta_4 - K_2 \cos \theta_2 + K_3 = \cos(\theta_2 - \theta_4) \quad (7)$$

Για να φέρω την (7) σε μια πιο ελεγχόμενη μορφή, θα κάνω χρήση των παρακάτω βοηθητικών τριγωνομετρικών σχέσεων:

$$\sin \theta_4 = \frac{2 \tan \left(\frac{\theta_4}{2} \right)}{1 + \tan^2 \left(\frac{\theta_4}{2} \right)}$$

και

$$\cos \theta_4 = \frac{1 - \tan \left(\frac{\theta_4}{2} \right)}{1 + \tan^2 \left(\frac{\theta_4}{2} \right)}$$

Το αποτέλεσμα είναι η παρακάτω εξίσωση, όπου τα μήκη των links και η γνωστή τιμή της θ_2 είναι συγκεντρωμένες μέσα στις σταθερές A, B και C.

$$A \tan^2 \left(\frac{\theta_4}{2} \right) + B \tan^2 \left(\frac{\theta_4}{2} \right) + C = 0 \quad (8)$$

Όπου:

$$A = \cos \theta_2 - K_1 - K_2 \cos \theta_2 + K_3$$

$$B = -2 \sin \theta_2$$

$$C = K_1 - (K_2 + 1) \cos \theta_2 + K_3$$

Η εξίσωση (8) έχει τη μορφή δευτεροβάθμιας εξίσωσης και η λύση της είναι:

$$\tan \left(\frac{\theta_4}{2} \right) = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2AC} \Rightarrow$$

$$\theta_{4,1,2} = 2 \arctan \left(\frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2AC} \right) \quad (9)$$

Η εξίσωση (9) έχει δύο λύσεις. Όμως στη περίπτωση μας η λύση της εξίσωσης είναι μόνο μια λόγω της ύπαρξης της μονάδας ελατηρίου-αποσβεστήρα, η οποία περιορίζει τη κίνηση του μηχανισμού σε προκαθορισμένο εύρος γωνιών. Έτσι η λύση της (9) θα είναι η θετική πραγματική (όπως καθορίζεται από το ωφέλιμο εύρος της, το οποίο θα υπολογιστεί παρακάτω).

Η λύση για τη θ_3 θα είναι παρόμοια με αυτή της θ_4 , καθώς ακολουθώ την ίδια διαδικασία, ξεκινώντας πάλι από τις εξισώσεις (2) και (3), απομονώνοντας τώρα τη θ_4 στην αριστερή πλευρά:

$$c \cos \theta_4 = a \cos \theta_2 + b \cos \theta_3 - d \quad (10)$$

$$c \sin \theta_4 = a \sin \theta_2 + b \sin \theta_3 \quad (11)$$

Υψώνοντας στο τετράγωνο και προσθέτοντας κατά μέλη έχω:

$$K_1 \cos \theta_3 + K_4 \cos \theta_2 + K_5 = \sin \theta_2 \sin \theta_3 + \cos \theta_2 \cos \theta_3 \quad (12)$$

Η σταθερά K_1 είναι η ίδια όπως και παραπάνω, ενώ οι άλλες δυο σταθερές είναι οι:

$$K_4 = \frac{d}{b}$$

$$K_5 = \frac{c^2 - d^2 - a^2 - b^2}{2ac}$$

Η εξίσωση (12) παίρνει τώρα τη μορφή:

$$D \tan^2 \left(\frac{\theta_3}{2} \right) + E \tan^2 \left(\frac{\theta_3}{2} \right) + F = 0 \quad (13)$$

Όπου:

$$D = \cos \theta_2 - K_1 - K_4 \cos \theta_2 + K_5$$

$$E = -2 \sin \theta_2$$

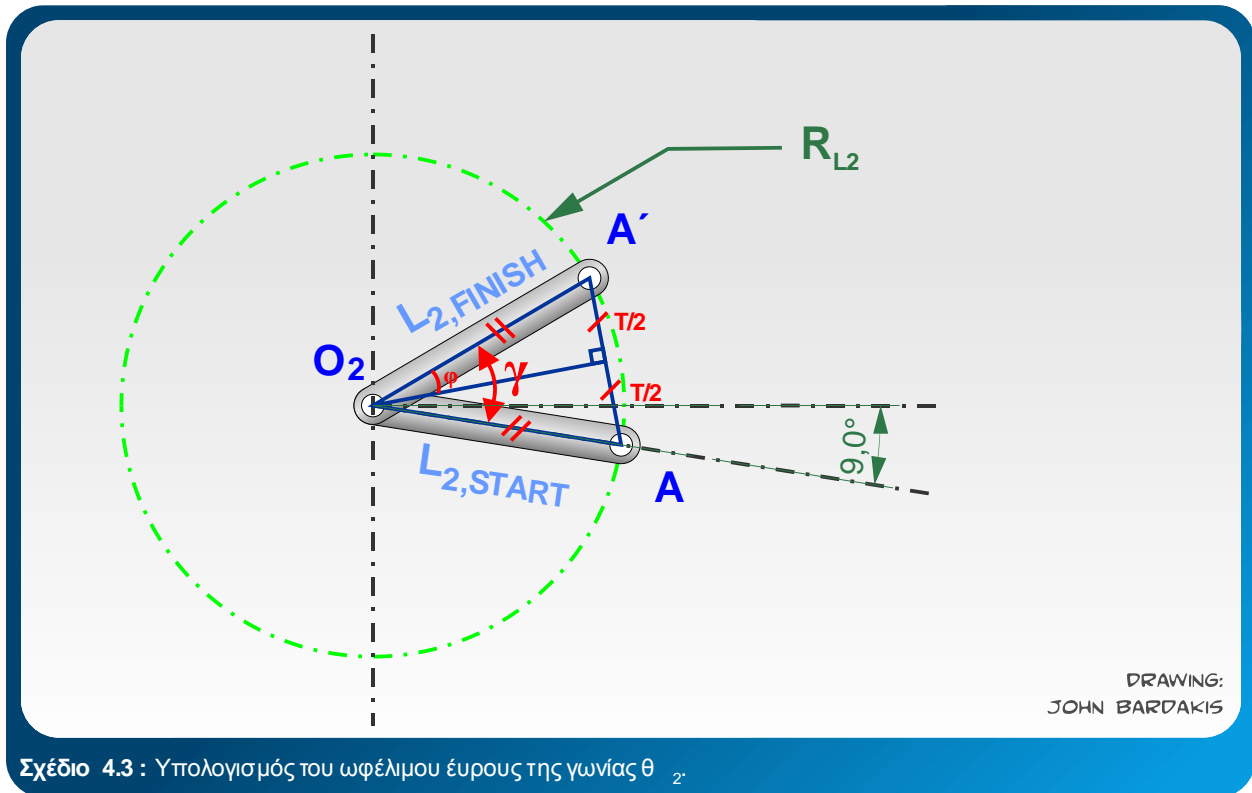
$$F = K_1 - (K_4 + 1) \cos \theta_2 + K_5$$

και η λύση της είναι:

$$\theta_{3_{1,2}} = 2 \arctan \left(\frac{-E \pm \sqrt{E^2 - 4DF}}{2D} \right) \quad (14)$$

Καθορισμός του Ωφέλιμου Εύρους της γωνίας θ_2

Ήδη στη κατάσταση του στατικού sag με τον αναβάτη να επιβαίνει στη μοτοσικλέτα η ανάρτηση έχει εξαντλήσει 30mm της διαδρομής της. Κατά τη διάρκεια της κίνησής της σε δρόμο η πίστα απομένουν από τη διαδρομή της ανάρτησης επιπλέον 90mm (suspension travel $T = 90mm$). Με τη βοήθεια του Σχεδίου X υπολογίζω το ωφέλιμο εύρος της γωνίας θ_2 .



Σχέδιο 4.3 : Υπολογισμός του ωφέλιμου εύρους της γωνίας θ_2

Από το Σχέδιο 4.3 έχω:

$$\sin^{-1} \varphi = \frac{T}{2L_2} = \frac{45mm}{133.125mm} \Rightarrow \varphi = 13.24^\circ$$

Οπότε:

$$\gamma = 2\varphi = 26.5^\circ$$

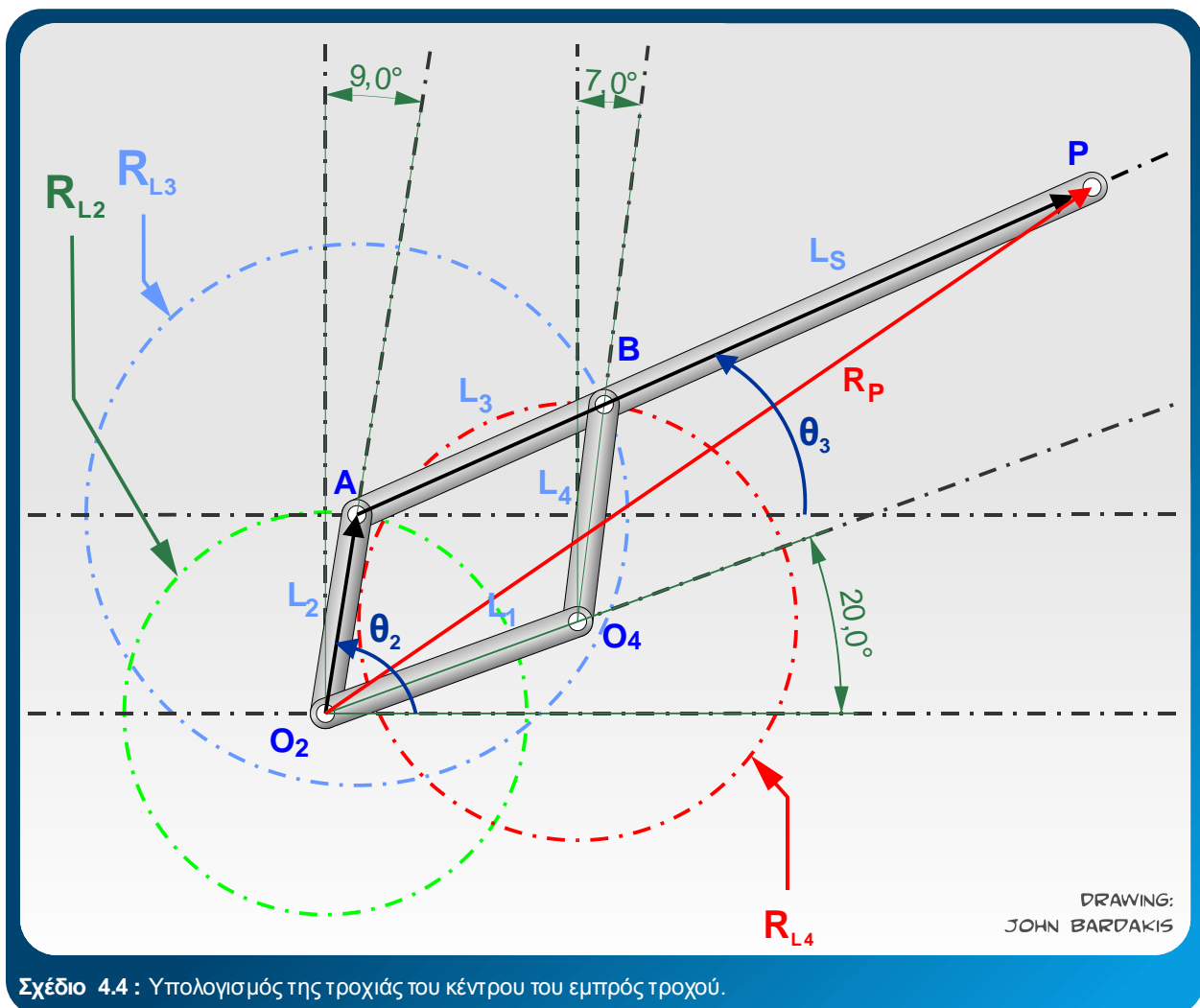
Άρα το ωφέλιμο εύρος της γωνίας θ_2 είναι $+26.5^\circ$ από τη θέση στατικού sag (η θετική μέτρηση της γωνίας με ανθρωπολογιακή φορά).

Επαλήθευση ότι η Γωνία Κάστερ παραμένει αμετάβλητη

Από τα παραπάνω προκύπτει ότι η γωνία θ_3 , η οποία είναι και η γωνία κάστερ της μοτοσυκλέτας, για τιμή της γωνίας (πλήρως περιστραμμένη από το σημείο ισορροπίας (στατικού sag), η τιμή της είναι 23.92° παρουσιάζοντας έτσι μέγιστη απόκλιση από την επιθυμητή τιμή των 24° για τη γωνία κάστερ. Αυτό πρακτικά σημαίνει ότι με τη συγκεκριμένη σχεδίαση επιτυγχάνεται ένας από τους κύριους περιορισμούς και απαιτήσεις που τέθηκαν κατά τη αρχική ανάλυση, καθώς η γωνία κάστερ παραμένει έτσι πρακτικά αμετάβλητη.

Υπολογισμός της Τροχιάς του κέντρου του εμπρός τροχού

Για τον υπολογισμό της τροχιάς του κέντρου του τροχού (σημείο P), χρησιμοποιώ πάλι διανύσματα και σύστημα συντεταγμένων όπως και στην παραπάνω ανάλυση. Μόνο που σε αυτή τη περίπτωση υπάρχει μια διαφοροποίηση στο σύστημα συντεταγμένων και στη διάταξη των διανυσμάτων σε αυτό. Η αρχή του συστήματος συντεταγμένων είναι και πάλι το σημείο O2, όμως τώρα το Link #1 δεν κείται πάνω στον άξονα X, αλλά βρίσκεται στραμμένο σε γωνία $+20^\circ$ από αυτόν, όπως και στη πραγματικότητα (Βλέπε Σχέδιο 4.4).



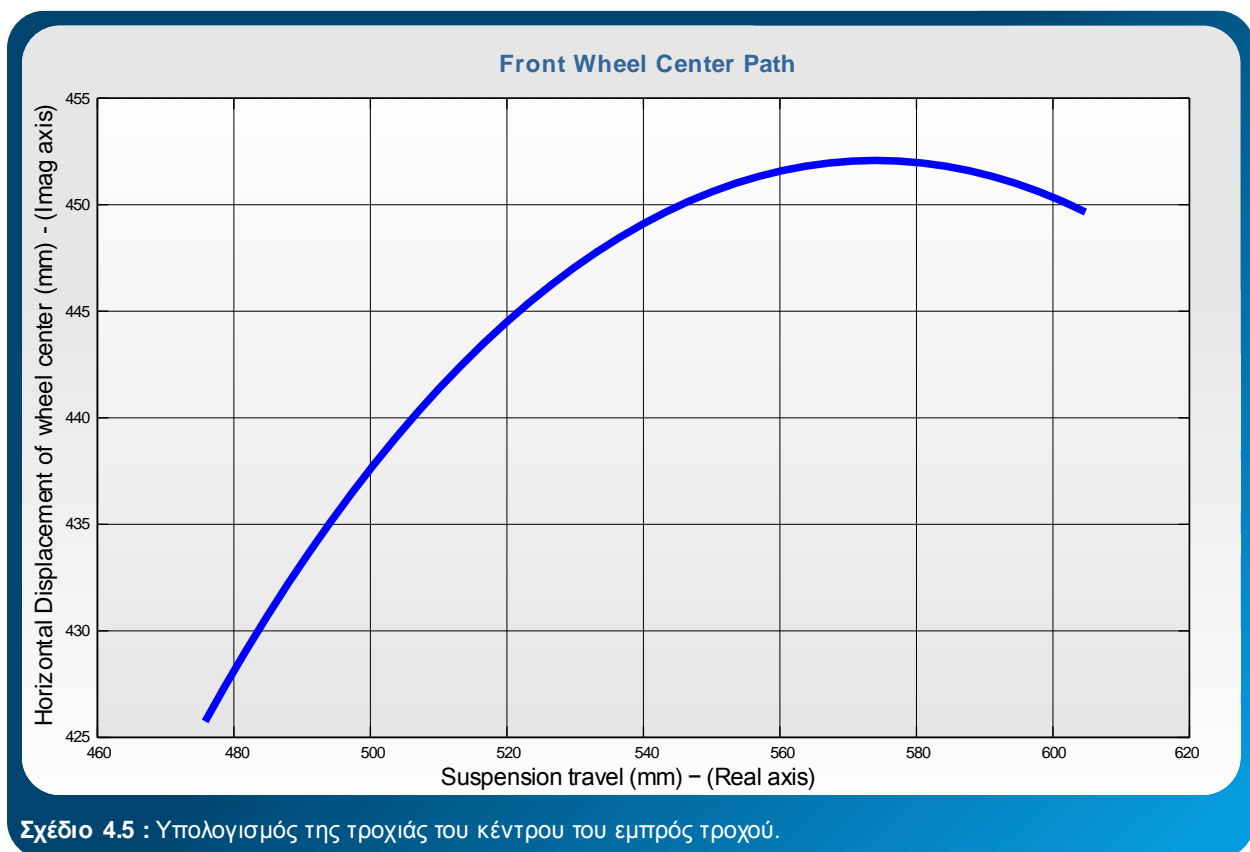
Σχέδιο 4.4 : Υπολογισμός της τροχιάς του κέντρου του εμπρός τροχού.

Η εύρεση της τροχιάς του σημείου P θα γίνει συναρτήσει των γωνιών θ_2 , θ_3 και των μηκών του Link #2 και του στελέχους S της ανάρτησης (ευθύγραμμο τμήμα AP). Η γωνία θ_3 (γωνία κάστερ) έχει σταθερό μέτρο 24° , οπότε η γωνία θ_2 θα χρησιμοποιηθεί ως είσοδος. Τα μήκη του Link #2 και του στελέχους AP είναι σταθερά, και είναι : $L_2 = 196.504mm$ και $L_S = 628.35mm$.

Είναι λοιπόν:

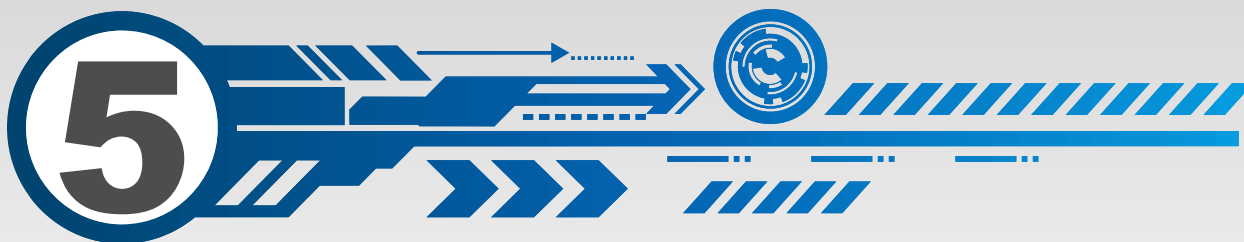
$$R_P = (L_2 \cos \theta_2 + L_2 \cos \theta_3) + j(L_2 \sin \theta_2 + L_2 \sin \theta_3) \quad (15)$$

Με τη χρήση του προγράμματος Matlab, η παραπάνω εξίσωση δίνει τη παρακάτω γραφική παράσταση που απεικονίζει τη τροχιά του σημείου P. Επισυνάπτεται ο κώδικας του προγράμματος.



Σχέδιο 4.5 : Υπολογισμός της τροχιάς του κέντρου του εμπρός τροχού.

Παρατήρηση: Με τη χρήση παρόμοιων εξισώσεων μπορούμε να υπολογίσουμε τη τροχιά οποιουδήποτε σημείου του μηχανισμού.



3D Design & Simulation

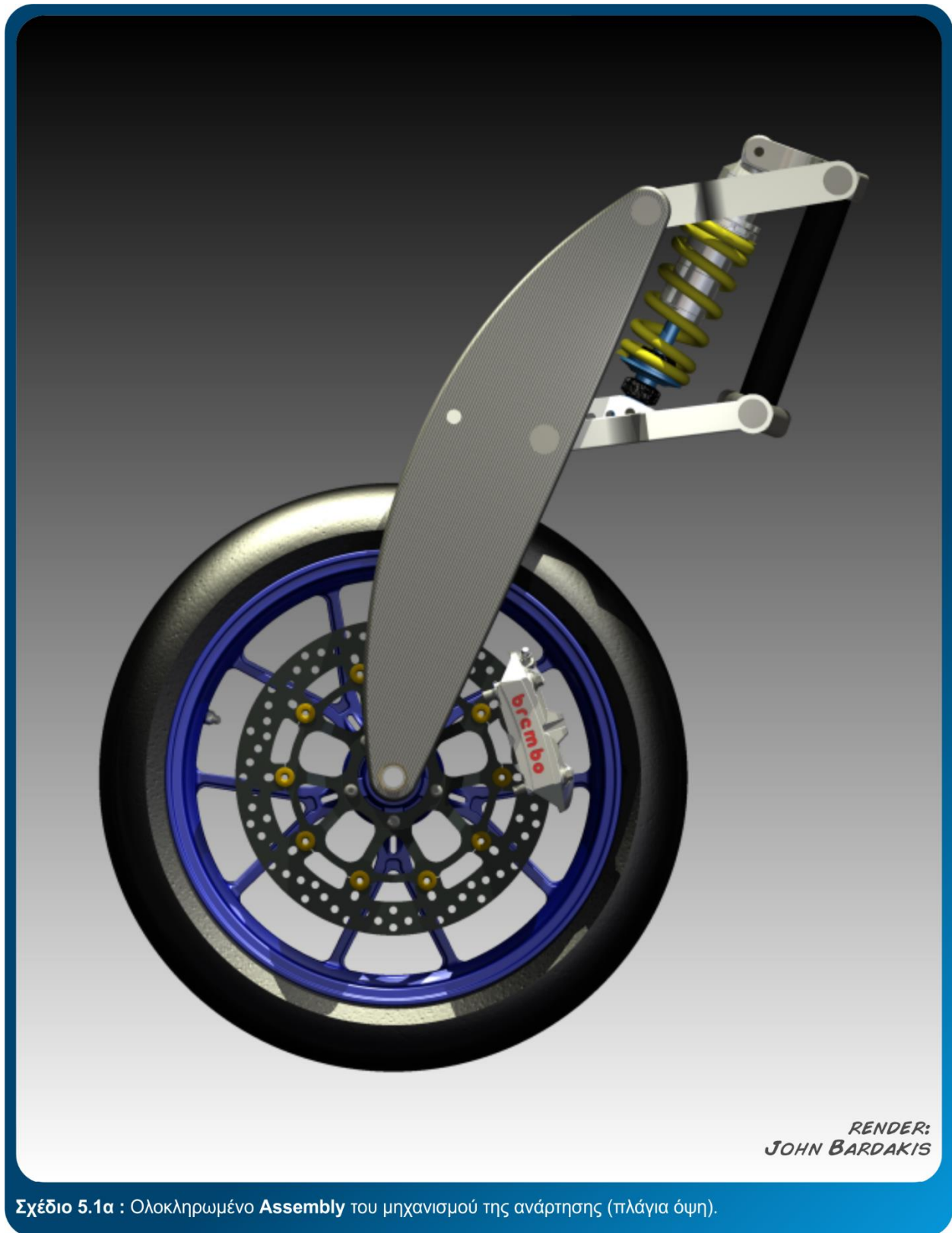
Design Intent

Έχοντας ολοκληρώσει πλέον την ανάλυση του προηγούμενου κεφαλαίου, όπου υπολογίστηκαν τα βασικά μεγέθη του μηχανισμού, στο παρών κεφάλαιο θα προχωρήσουμε στη πραγματική 3D σχεδίαση των κομματιών του μηχανισμού, και κατόπιν σε Δυναμική και Στατική ανάλυση (Dynamic Simulation & Stress Analysis) του μηχανισμού με τη βοήθεια ολοκληρωμένου πακέτου Mechanical CAD. Συγκεκριμένα η όλη σχεδίαση και ανάλυση του μηχανισμού θα πραγματοποιηθεί με τη βοήθεια του πακέτου Autodesk Inventor Professional 2014 (Student Licensed).

Η σχεδίαση και η βελτιστοποίηση του μηχανισμού πέρασε από διάφορα στάδια έως ότου καταλήξω στη τελική μορφή που θα παρουσιαστεί παρακάτω. Με τη βοήθεια ενός τέτοιου σχεδιαστικού εργαλείου ήταν δυνατή η διερεύνηση διαφορετικών σχεδιάσεων και ο real time έλεγχος τους όσον αφορά την λειτουργικότητα, την επεκτασιμότητα αλλά και την αισθητική. Η τελική μορφή του μηχανισμού η οποία προέκυψε διερευνώντας διαφορετικές σχεδιάσεις, πιστεύω ότι ικανοποιεί πλήρως τις απαιτήσεις και τους στόχους που έθεσα εξ αρχής και επιπλέον προσφέρει και κάποια πολύ σημαντικά πλεονεκτήματα τα οποία θα αναφερθούν παρακάτω και δεν τα είχα αρχικά υπολογίσει εξ αρχής, αλλά προέκυψαν κατά το στάδιο της 3D σχεδίασης.

Σχεδίαση των Parts του μηχανισμού

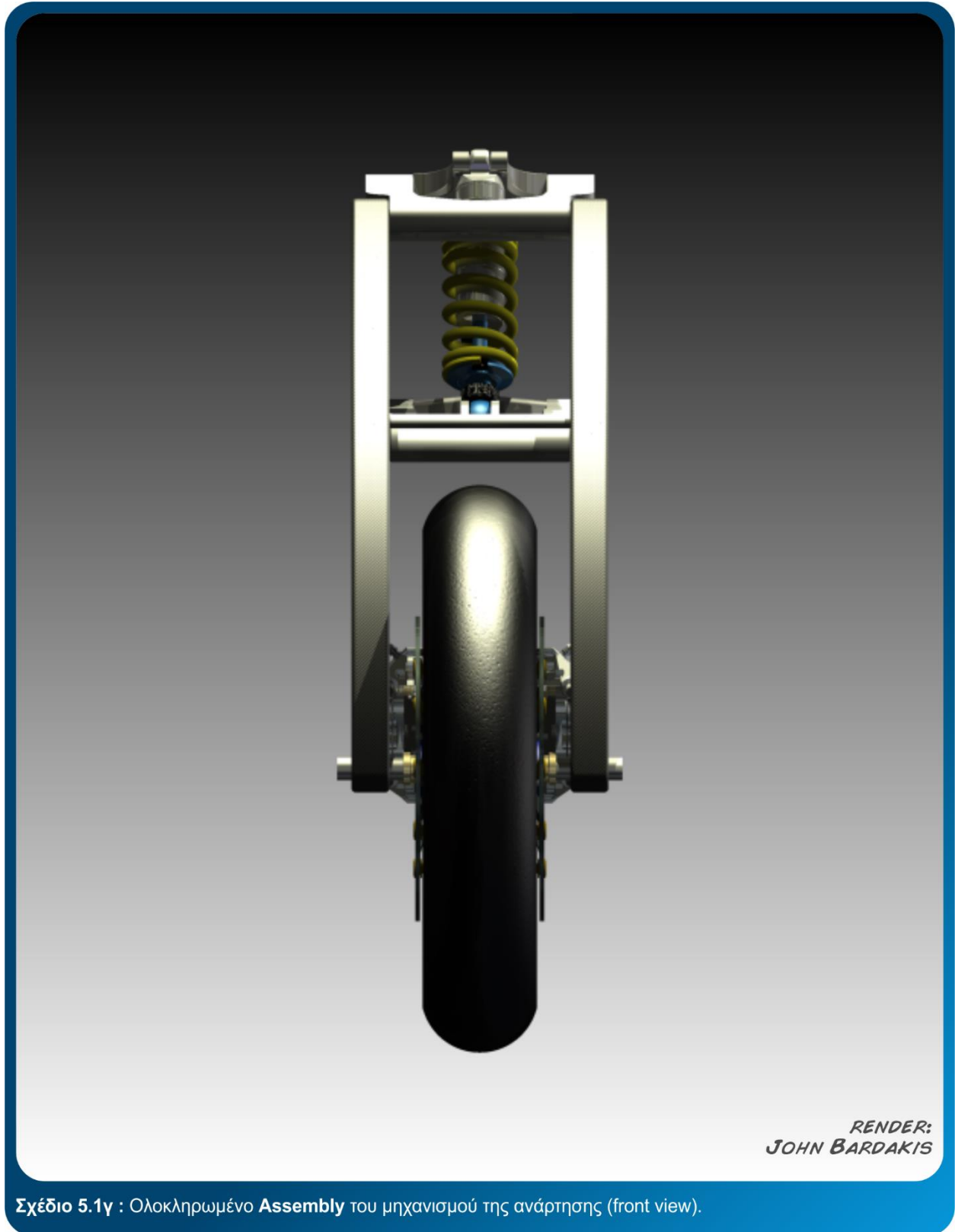
Γνωρίζοντας από το Κεφ. 4 τα μήκη των links του μηχανισμού, προχώρησα στη σχεδίαση του μηχανισμού στο Inventor. Πριν ακολουθήσει η παρουσίαση του κάθε ενός part ξεχωριστά, θεωρώ σκόπιμο να προβάλλω πρώτα το τελικό αποτέλεσμα, ώστε αυτό να βοηθήσει να γίνει περισσότερο κατανοητή η όλη λογική της σχεδίασης. Στο Σχέδιο 5.1 παρουσιάζεται το ολοκληρωμένο assembly του μηχανισμού από διάφορα views (τα renders προέρχονται από το περιβάλλον Inventor Studio).



Σχέδιο 5.1α : Ολοκληρωμένο **Assembly** του μηχανισμού της ανάρτησης (πλάγια όψη).



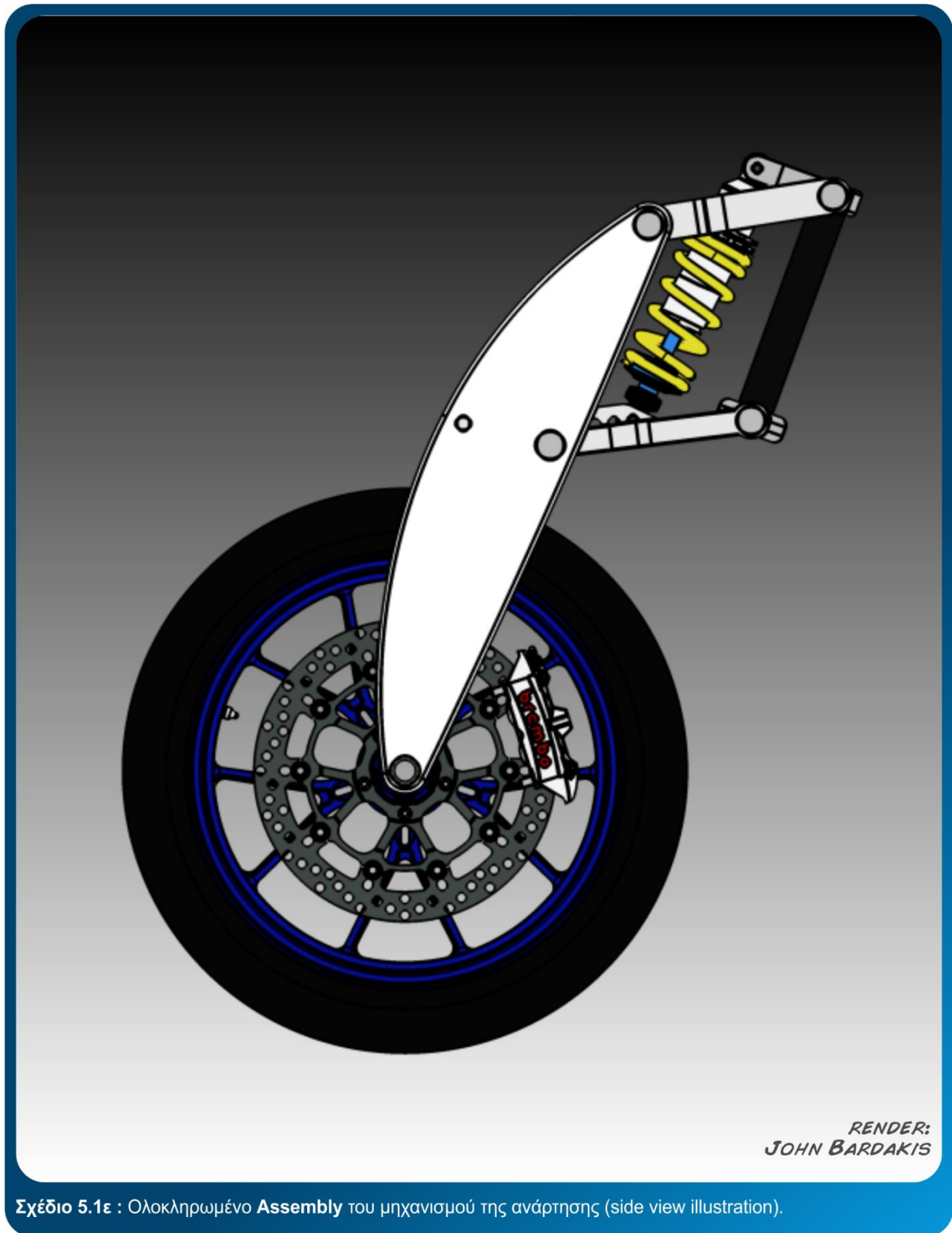
Σχέδιο 5.1β : Ολοκληρωμένο **Assembly** του μηχανισμού της ανάρτησης (top isometric).



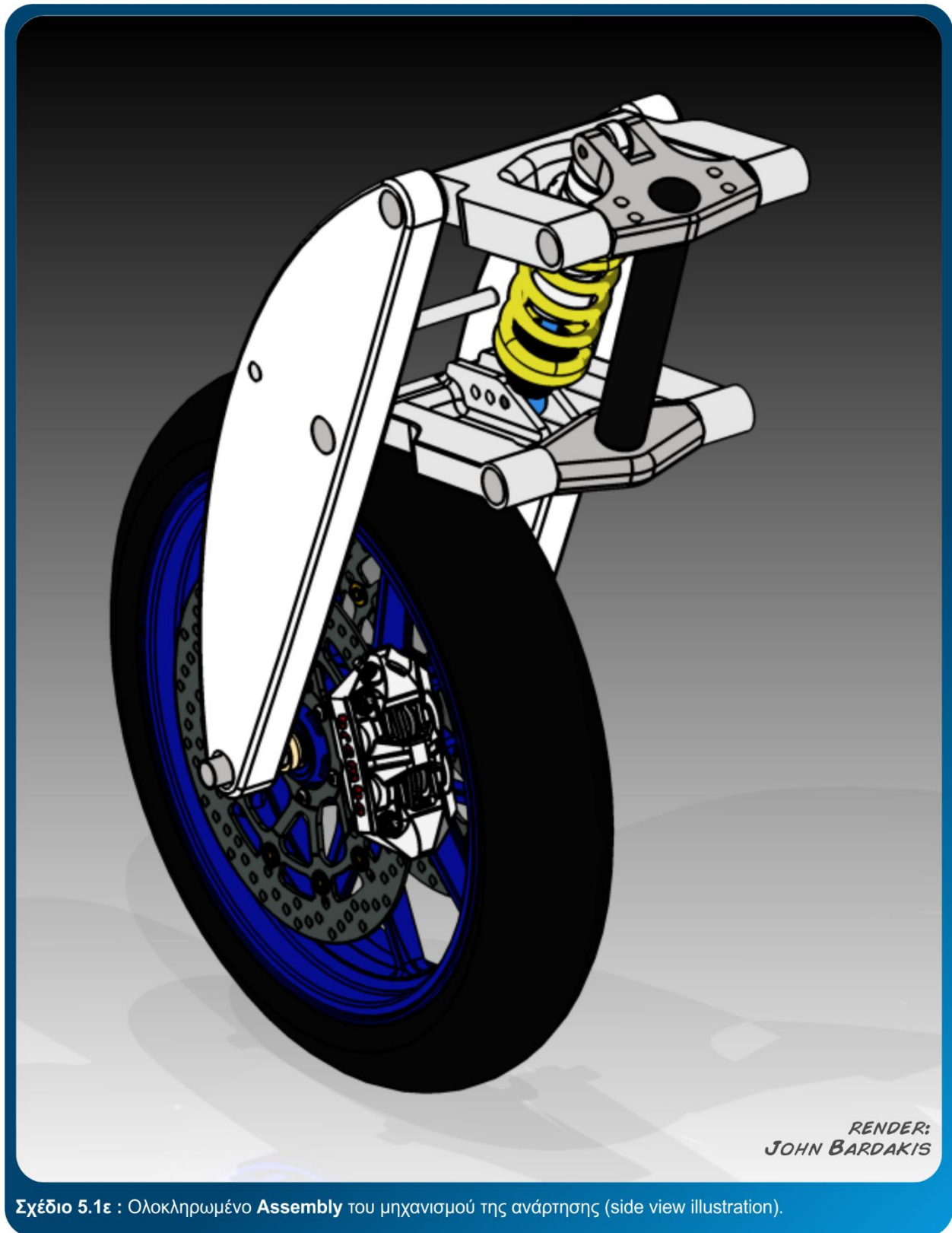
Σχέδιο 5.1γ : Ολοκληρωμένο **Assembly** του μηχανισμού της ανάρτησης (front view).



Σχέδιο 5.1δ : Ολοκληρωμένο **Assembly** του μηχανισμού της ανάρτησης (back perspective).



Σχέδιο 5.1ε : Ολοκληρωμένο **Assembly** του μηχανισμού της ανάρτησης (side view illustration).

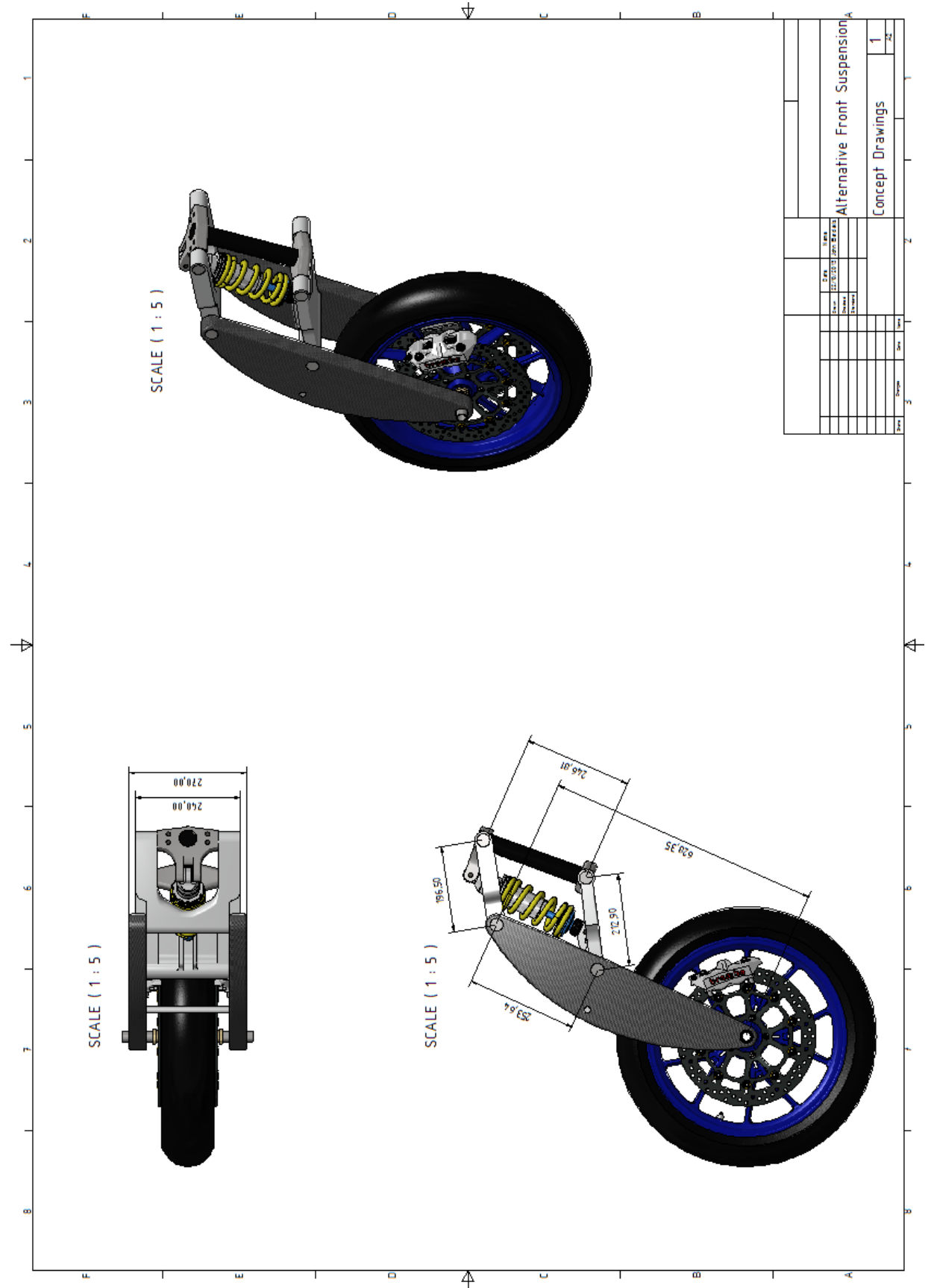


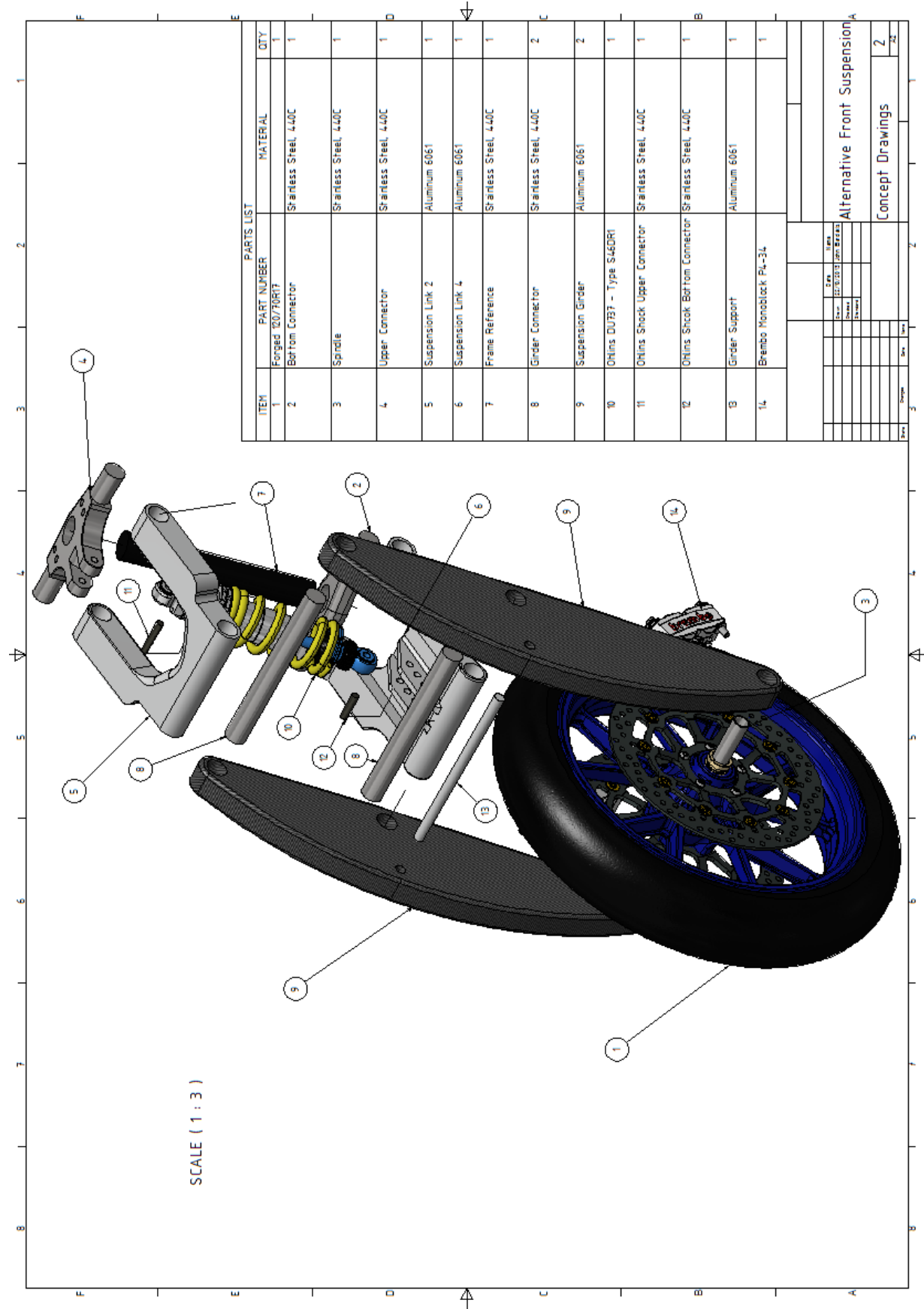
Σχέδιο 5.1ε : Ολοκληρωμένο **Assembly** του μηχανισμού της ανάρτησης (side view illustration).

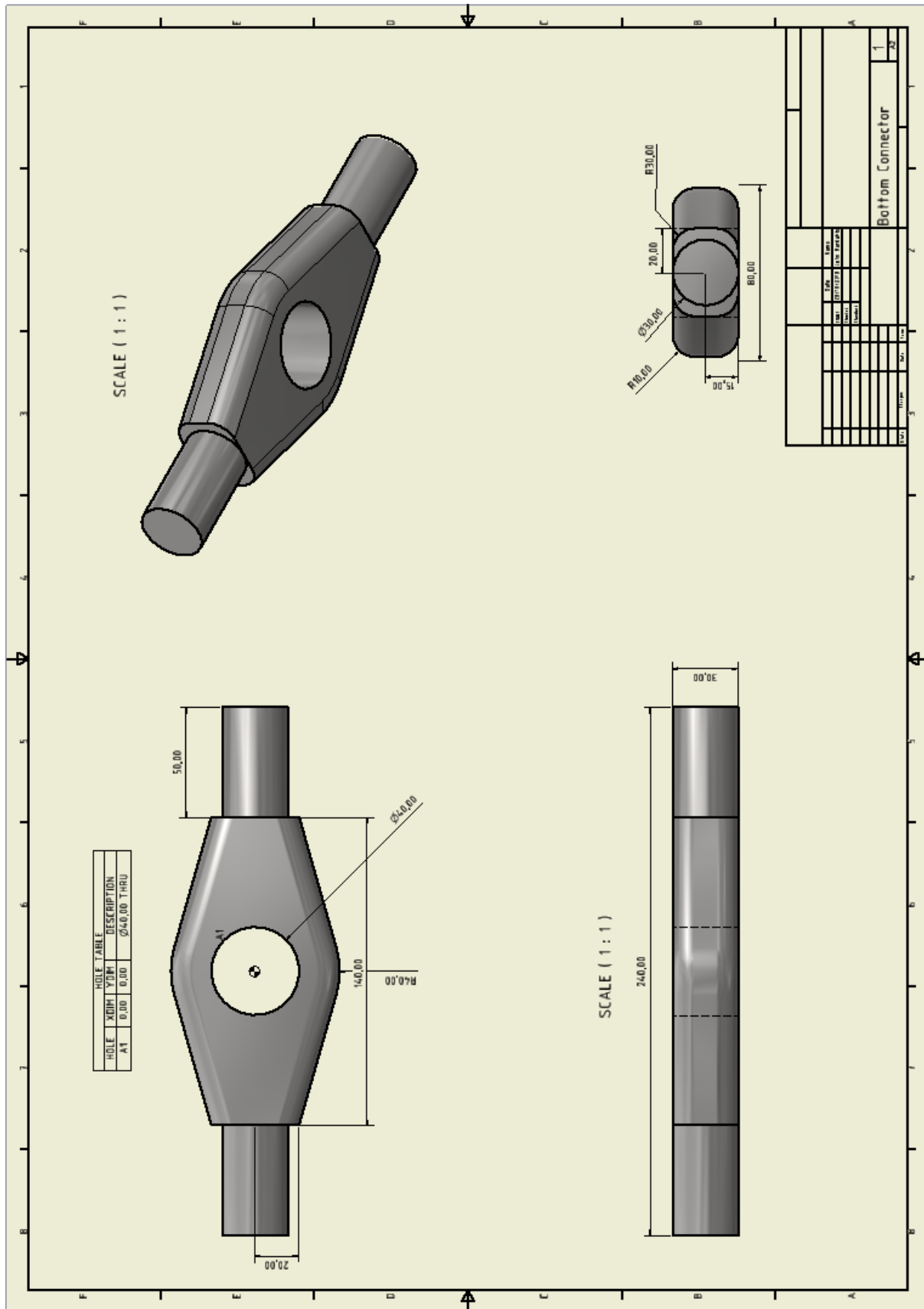
Suspension Parts

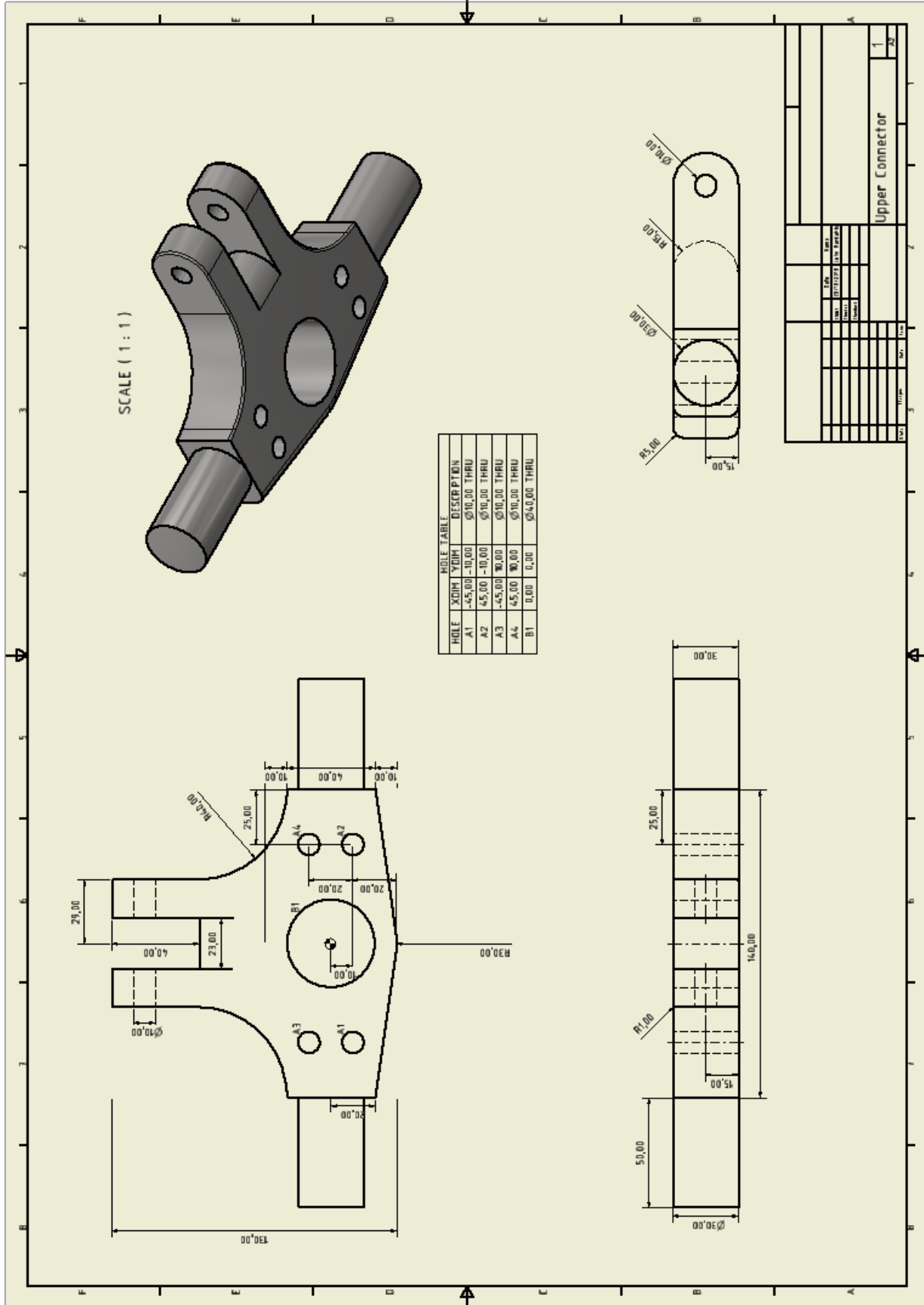
Βλέποντας τώρα το μηχανισμό στη τελική του μορφή, αποτελείται συνολικά από 6 κύρια τεμάχια. Όλα τα υπόλοιπα parts είναι τεμάχια που πωλούνται ως spare parts από τους αντίστοιχους κατασκευαστικούς οίκους που αναφέρονται στη Λίστα Υλικών (BOM). Ακολουθεί το Documentation του Assembly (Drawings & Annotations & BOM) καθώς και τα σχέδια των 6 parts του μηχανισμού.

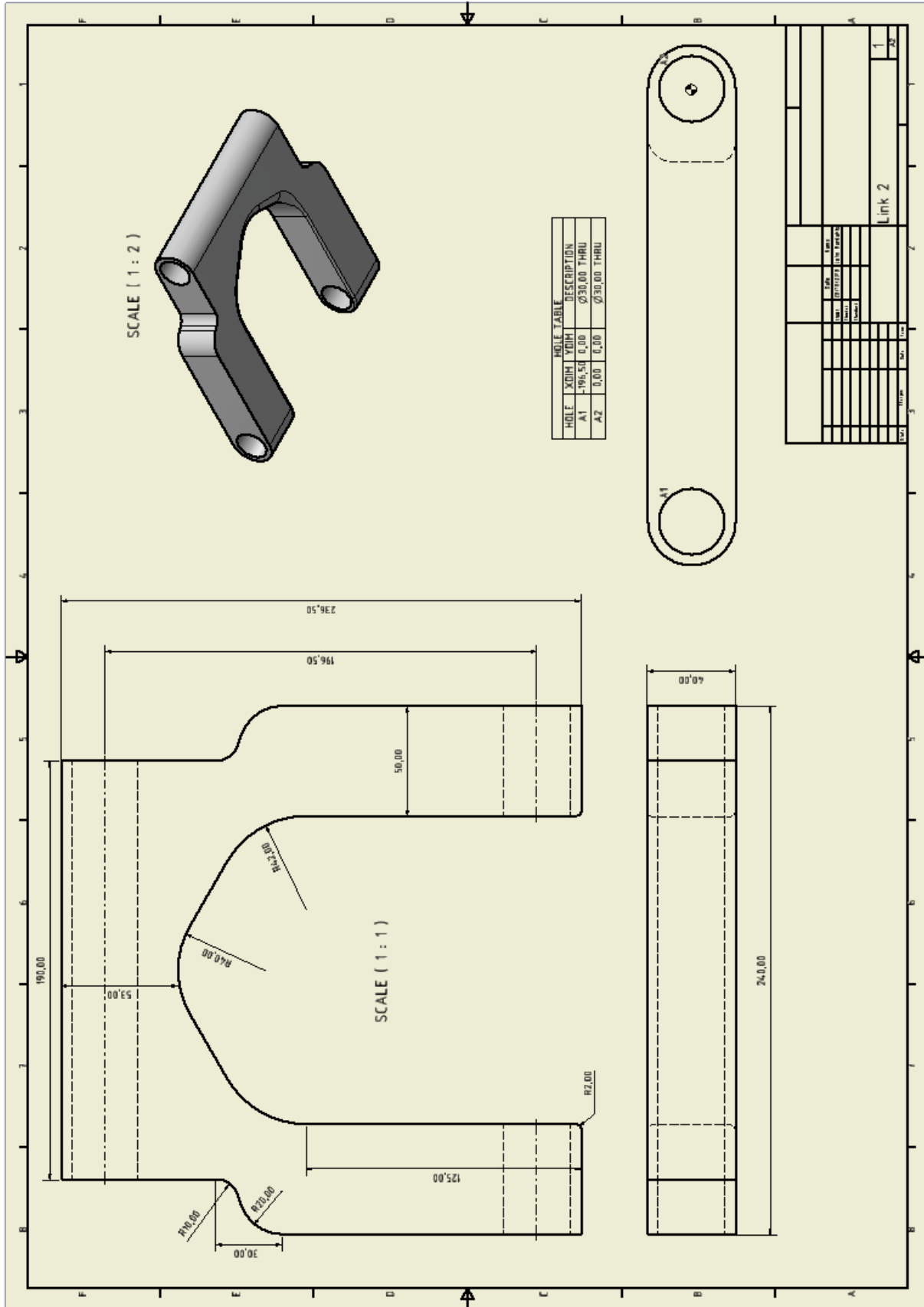
Κατόπιν ακολουθούν τα σχέδια του κάθε part ξεχωριστά. Παραθέτω κατευθείαν τα τελικά σχέδια των κομματιών που σχεδίασα χωρίς να παραθέσω σχέδια από τα ενδιάμεσα στάδια και διαφορετικές προσεγγίσεις που ακολούθησα μέχρι το τελικό αποτέλεσμα, καθώς κάτι τέτοιο θεωρώ ότι θα καταλάμβανε άσκοπα χώρο όπως επίσης δεν αναφέρω καθόλου τον τρόπο σχεδίασης στο Inventor, καθώς ο σκοπός δεν είναι η δημιουργία ενός Inventor tutorial. Η σχεδιαστική φιλοσοφία, καθώς επίσης τα πλεονεκτήματα και οι δυνατότητες που παρουσιάζει η συγκεκριμένη σχεδιαστική προσέγγιση παρατίθενται παρακάτω.

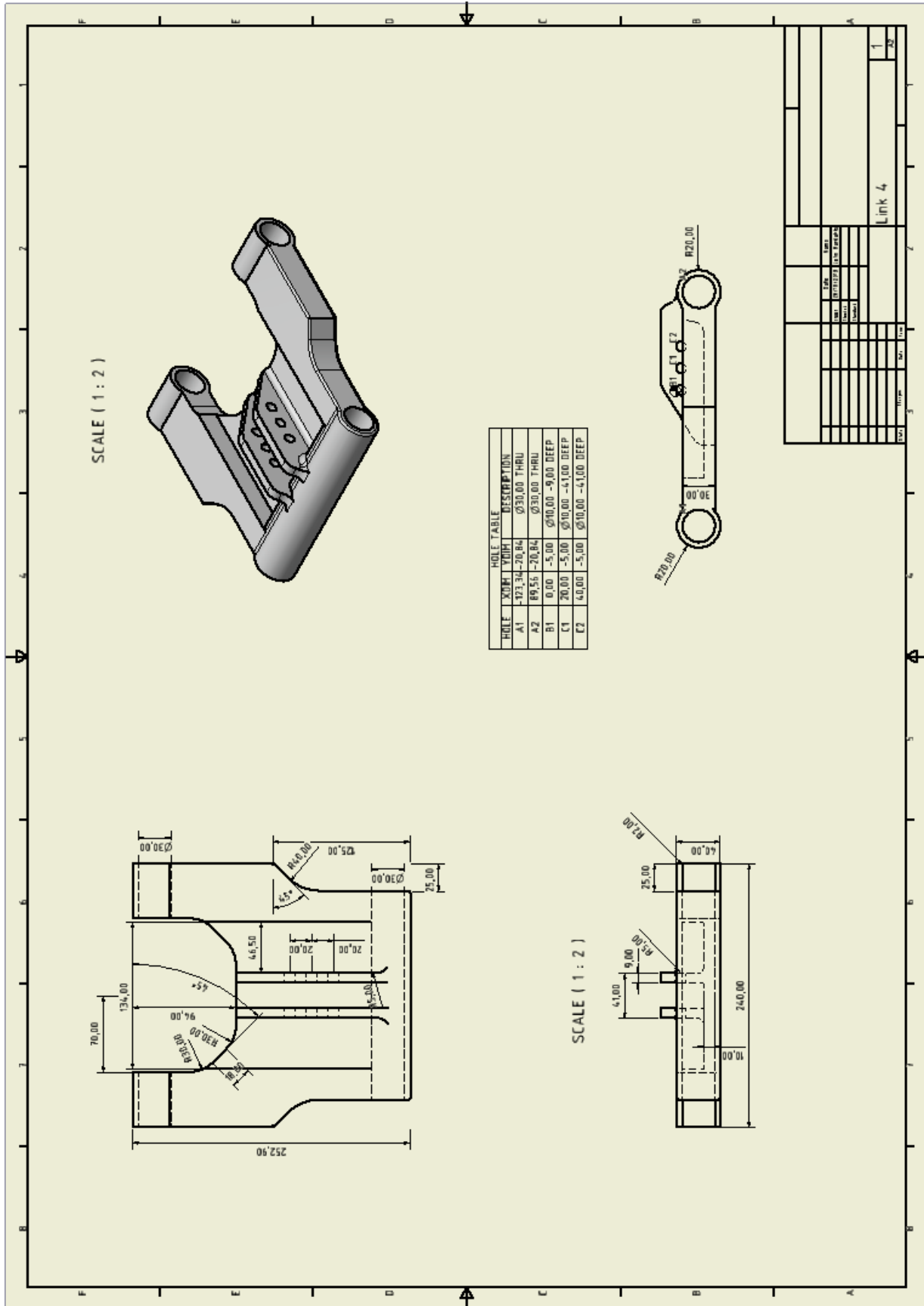


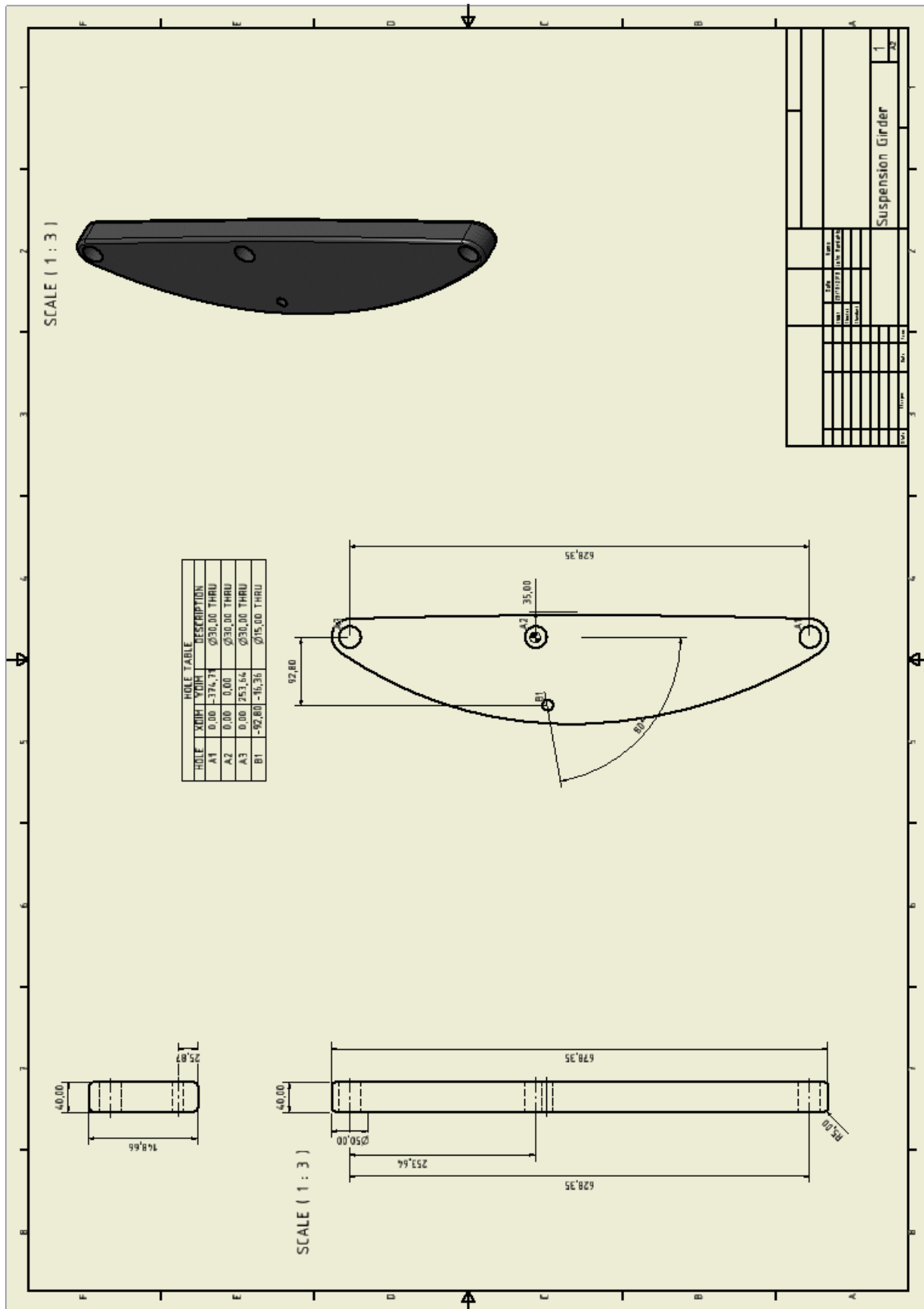












Design Highlights

Ολοκληρώνοντας τη σχεδίαση του μηχανισμού, και καταλήγοντας στη τελική του αυτή μορφή, πέρα από την επίτευξη των αρχικών απαιτήσεων που είχα θέσει αρχικά, προέκυψε και ένα άλλο εξαιρετικά σημαντικό πλεονέκτημα από τον σχεδιασμό.

Αυτό δεν είναι άλλο από την ευκολία προσαρμογής του μηχανισμού χωρίς περιορισμούς σε σχεδόν οποιοδήποτε πλαίσιο χωροδικτύωμα της αγοράς (ακόμα και σε πλαίσια τύπου Deltabox) και διαφορετική γεωμετρία. Το γεγονός αυτό προέρχεται από τον ίδιο τον τρόπο σχεδίασης του μηχανισμού.

Συγκεκριμένα ξεκινά με την υιοθέτηση των parts Upper & Bottom Connectors μέσω των οποίων γίνεται η διασύνδεση και στερέωση της ανάρτησης στο πλαίσιο της μοτοσικλέτας. Ο συνδυασμός αυτών των 2 parts μπορεί εκ κατασκευής να προσαρμοστεί άμεσα σε οποιαδήποτε γωνία λαιμού πλαισίου μοτοσικλέτας, και με κατάλληλη διαμόρφωση της κεντρικής οπής σε οποιαδήποτε διάμετρο σωλήνα λαιμού.

Επιπλέον, λόγω της σχεδίασης του Link 4, η στερέωση της μονάδας Shock Absorber μπορεί να γίνει σε 3 διαφορετικές θέσεις, προσδίδοντας με αυτό τον τρόπο διαφορετικά δυναμικά χαρακτηριστικά στη μοτοσικλέτα καθώς και ελαφρώς διαφορετική γεωμετρία.

Τα Link2 & 4 λόγω σχεδίασης μπορούν εύκολα να κατασκευαστούν σε διαφορετικές διαστάσεις (parametric design), και σε συνδυασμό με τη θέση των 2 Connectors (οι οποίοι ορίζουν το imaginary Link 1), επιτυγχάνουν μεγάλο εύρος διαφορετικών γεωμετριών καλύπτοντας διαφορετικές ανάγκες και φιλοσοφίες (από αγωνιστικές μοτοσικλέτες, έως εκτός δρόμου και chopper).

Από τα παραπάνω προκύπτει ότι με τη συγκεκριμένη σχεδίαση επιτυγχάνεται μια Universal παραμετρική σχεδίαση εναλλακτικής εμπρός ανάρτησης, εύκολα και με χαμηλό κόστος παραμετροποιήσιμη για σχεδόν κάθε μοτοσικλέτα.

Dynamic Simulation

Έχοντας σχεδιάσει το assembly του μηχανισμού στο Autodesk Inventor, προχώρησα στη Δυναμική Ανάλυση του μηχανισμού μέσω του περιβάλλοντος Dynamic Simulation του Autodesk Inventor. Ο σκοπός είναι να γίνει μιας πρώτης τάξης προσέγγιση στη δυναμική συμπεριφορά του μηχανισμού. Ο τελικός σκοπός είναι μέσω της Δυναμικής Ανάλυσης να εξαχθούν τα μέγιστα φορτία τα οποία αναμένεται να καταπονήσουν την ανάρτηση σε συνθήκες λειτουργίας καθώς και όλες τις επιμέρους παραμέτρους (διαγράμματα δυνάμεων, επιταχύνσεων, θέσεων κτλ.).

Έχοντας εξάγει τα μέγιστα φορτία μέσω του Dynamic Simulation, εισάγω αυτές τις τιμές στο περιβάλλον του Stress Analysis, ώστε να γίνει Στατική Ανάλυση του μηχανισμού.

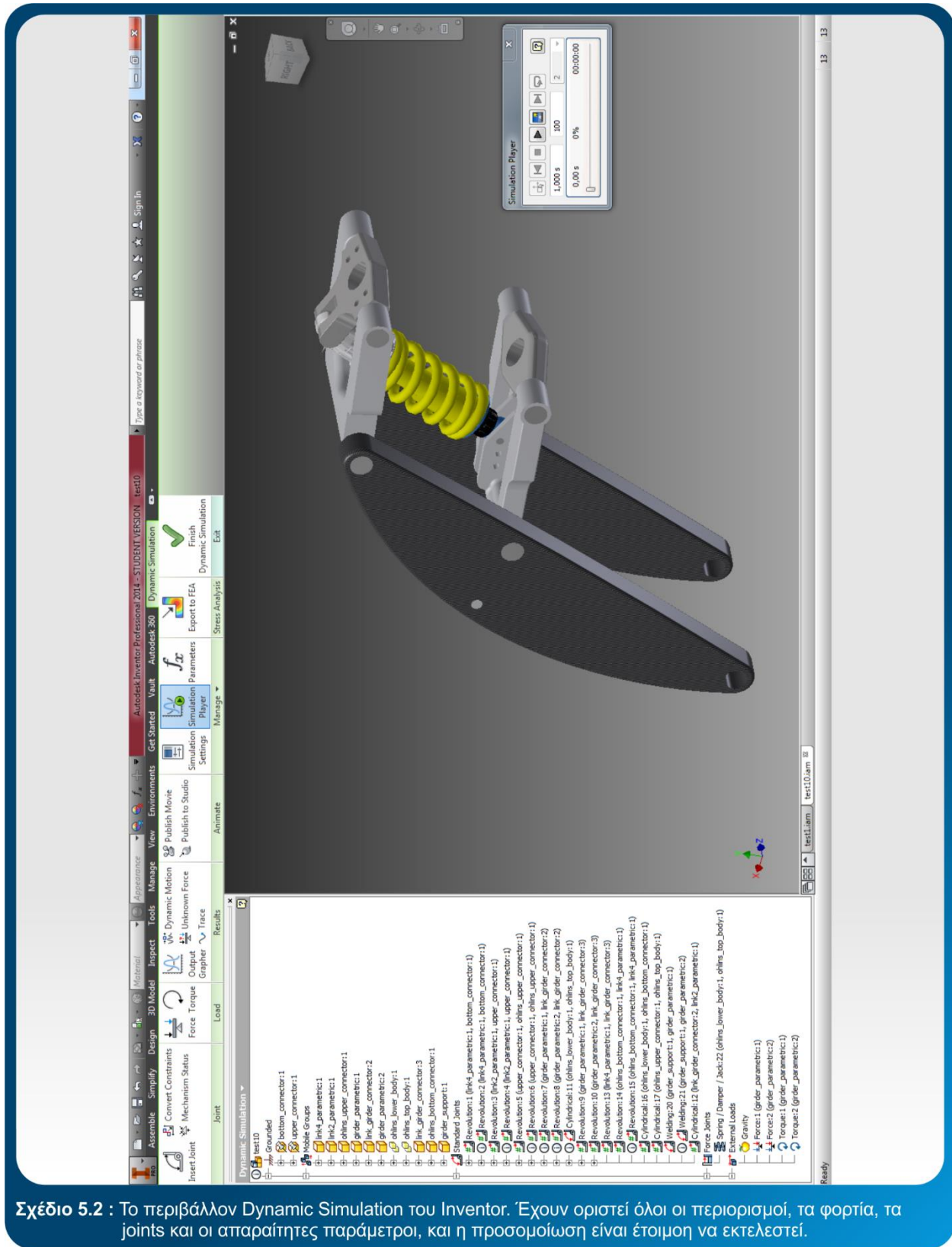
Εδώ αξίζει να αναφερθεί ότι θα μπορούσα να πάω κατευθείαν στο περιβάλλον Stress Analysis και να ορίσω κατ' ευθείαν φορτία πάνω στα parts του μηχανισμού και να κάνω την Στατική Ανάλυση. Αυτό θα ήταν σωστό αν είχα μόνο ένα ξεχωριστό τεμάχιο καθώς θα έδινε σωστά αποτελέσματα. Ωστόσο στη περίπτωση μας έχουμε έναν μηχανισμό (Multibody System) στο οποίο επιδρούν συνδυαστικά πολλές δυνάμεις, και παίζουν μεγάλο ρόλο και τα αδρανειακά φαινόμενα, καθώς και η μονάδα ελατηρίου – αποσβεστήρα. Όλα τα παραπάνω μπορούν να υπολογιστούν για Multibody Systems μόνο μέσω του περιβάλλοντος Dynamic Simulation.

Σημείωση: Σε πραγματικές συνθήκες υπολογισμού (πχ σε εργοστασιακό επίπεδο) οι αντίστοιχοι υπολογισμοί και προσομοιώσεις αφορούν τη συνολική κατασκευή της μοτοσικλέτας (πλαίσιο, αναρτήσεις, κινητήρας και τα εσωτερικά κινούμενα μέρη του, τροχοί, καθώς και το παραμικρό εξάρτημα της μοτοσικλέτας). Για τον λόγο αυτό χρησιμοποιούνται και ειδικά λογισμικά (MBS – Multiphysics) με πολύ ανώτερες δυνατότητες του εσωτερικού Dynamic Simulation Engine του Inventor ή οποιουδήποτε άλλου σχεδιαστικού πακέτου. Ωστόσο τα αποτελέσματα που μπορούν να εξαχθούν μέσω από το περιβάλλον του Inventor είναι υπεραρκετά για γρήγορη πρώτης τάξης εκτίμηση της πραγματικής κατάστασης με εξαιρετική ακρίβεια.

Dynamic Simulation Parameters

Η εκτέλεση του Dynamic Simulation έγινε με τις παρακάτω παραμέτρους:

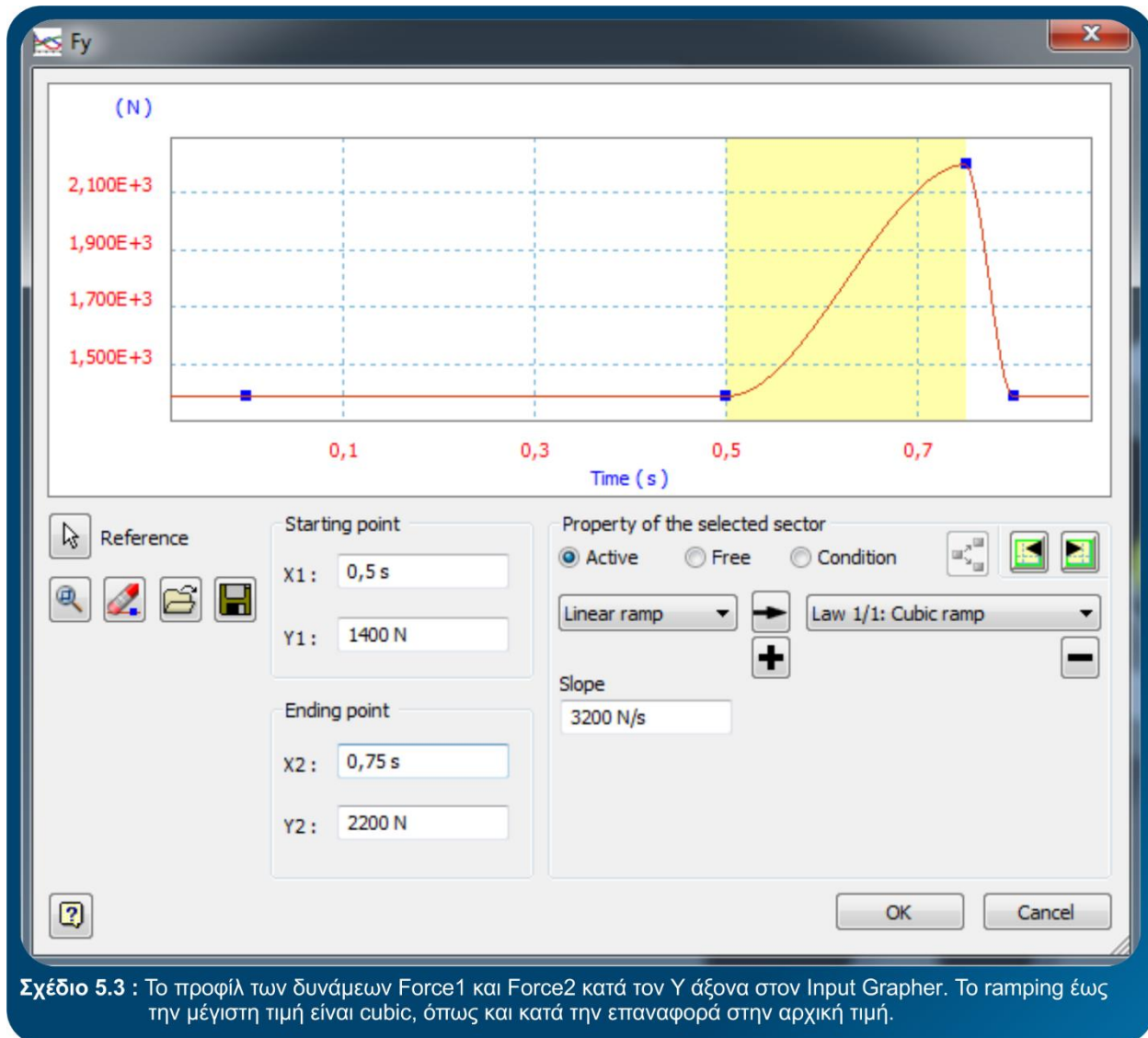
- ▶ Η μοτοσικλέτα κινείται απόλυτα ευθεία, χωρίς να πάρει κλίση.
- ▶ Η μοντελοποίηση θα γίνει μόνο για το μηχανισμό της ανάρτησης σε συνδυασμό με τον shock absorber της Ohlins.
- ▶ Η μοντελοποίηση θα γίνει με βάση τα φορτία που περιγράφονται στο Κεφάλαιο 3, Σχέδιο 3.8 (δυνάμεις, φορτία, ροπές, μετατόπιση φορτίου). Τα φορτία αυτά έχουν ληφθεί από την εταιρεία Aprilia.
- ▶ Ο χρόνος της προσομοίωσης θα είναι 2sec. Το σενάριο είναι το εξής: Η μοτοσικλέτα κινείται με σταθερή ταχύτητα σε ευθύ δρόμο, οριζόντια. Στα 0.5sec ο αναβάτης εκτελεί απότομο φρενάρισμα με τη μέγιστη δυνατή πέδηση από 0.5sec έως 0.75sec και κατόπιν ελευθερώνει το φρένο. (Η περίπτωση αυτή προσομοιώνει το στιγμιαίο δυνατό φρενάρισμα μιας αγωνιστικής μοτοσικλέτας πριν εισέλθει στη στροφή). Τα διαγράμματα των δυνάμεων και των ροπών θα αναφερθούν παρακάτω.
- ▶ Για λόγους πληρότητας και ελέγχου της ορθότητας των αποτελεσμάτων, τα joints δημιουργήθηκαν manually ένα προς ένα, και όχι με αυτόματη μετατροπή από τα constraints του Modelling Environment.



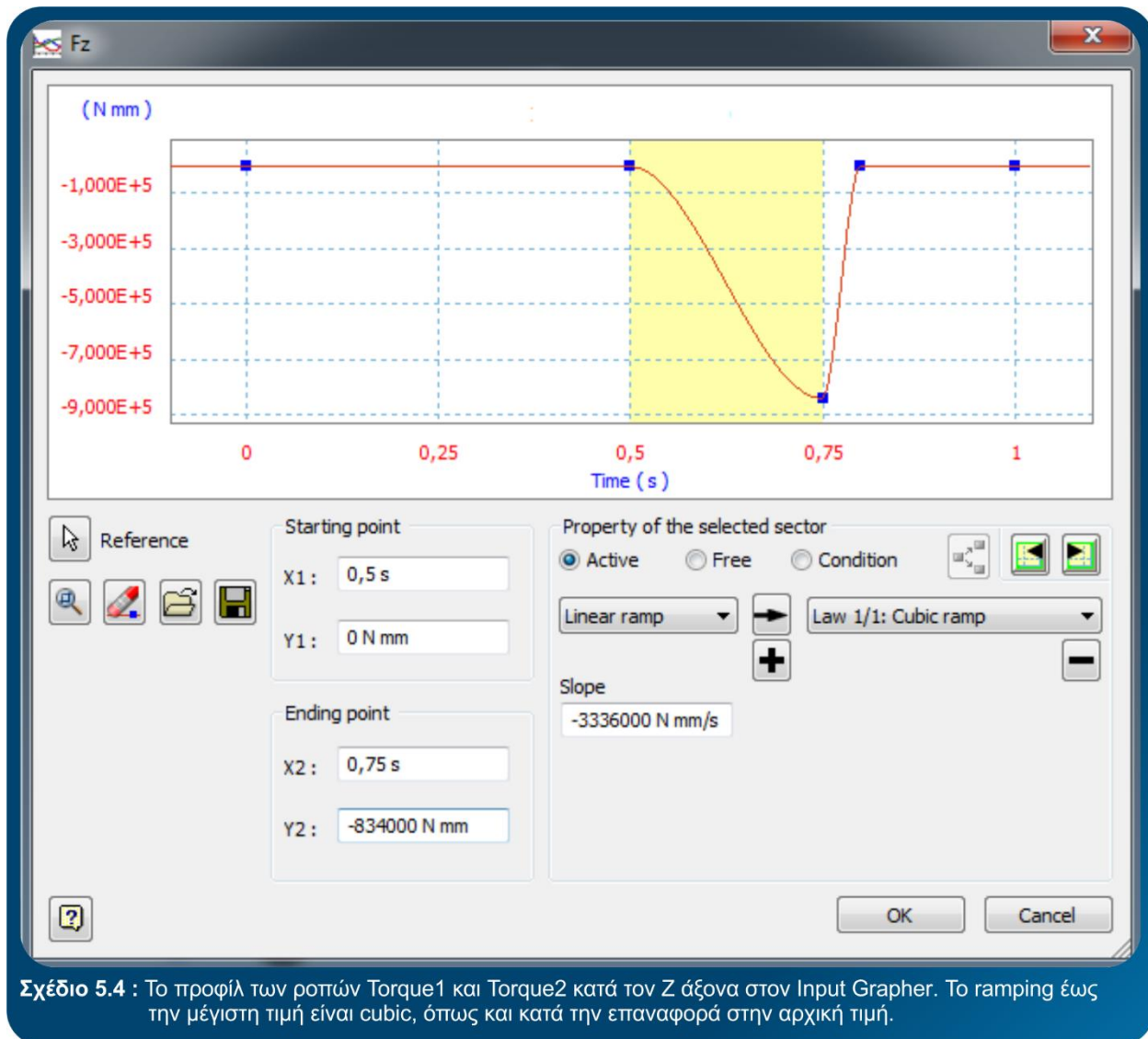
Σχέδιο 5.2 : Το περιβάλλον Dynamic Simulation του Inventor. Έχουν οριστεί όλοι οι περιορισμοί, τα φορτία, τα joints και οι απαραίτητες παράμετροι, και η προσαρμώση είναι έτοιμη να εκτελεστεί.

Στο μηχανισμό ασκούνται τα παρακάτω φορτία:

- ▶ Η βαρύτητα, με σταθερή τιμή -9810 Nmm κατά τον άξονα Y.
- ▶ Δύο όμοιες δυνάμεις, οι Force1 και Force2, στο κάθε ένα από τα 2 Girders αντίστοιχα, στο σημείο όπου διέρχεται από αυτά ο άξονας του εμπρός τροχού, με κατεύθυνση πάντα τα θετικά του άξονα Y. Οι δυνάμεις αυτές δεν είναι σταθερές και μεταβάλλονται σύμφωνα με το παρακάτω γράφημα (min value = 1400 N , max value = 2200 N) :



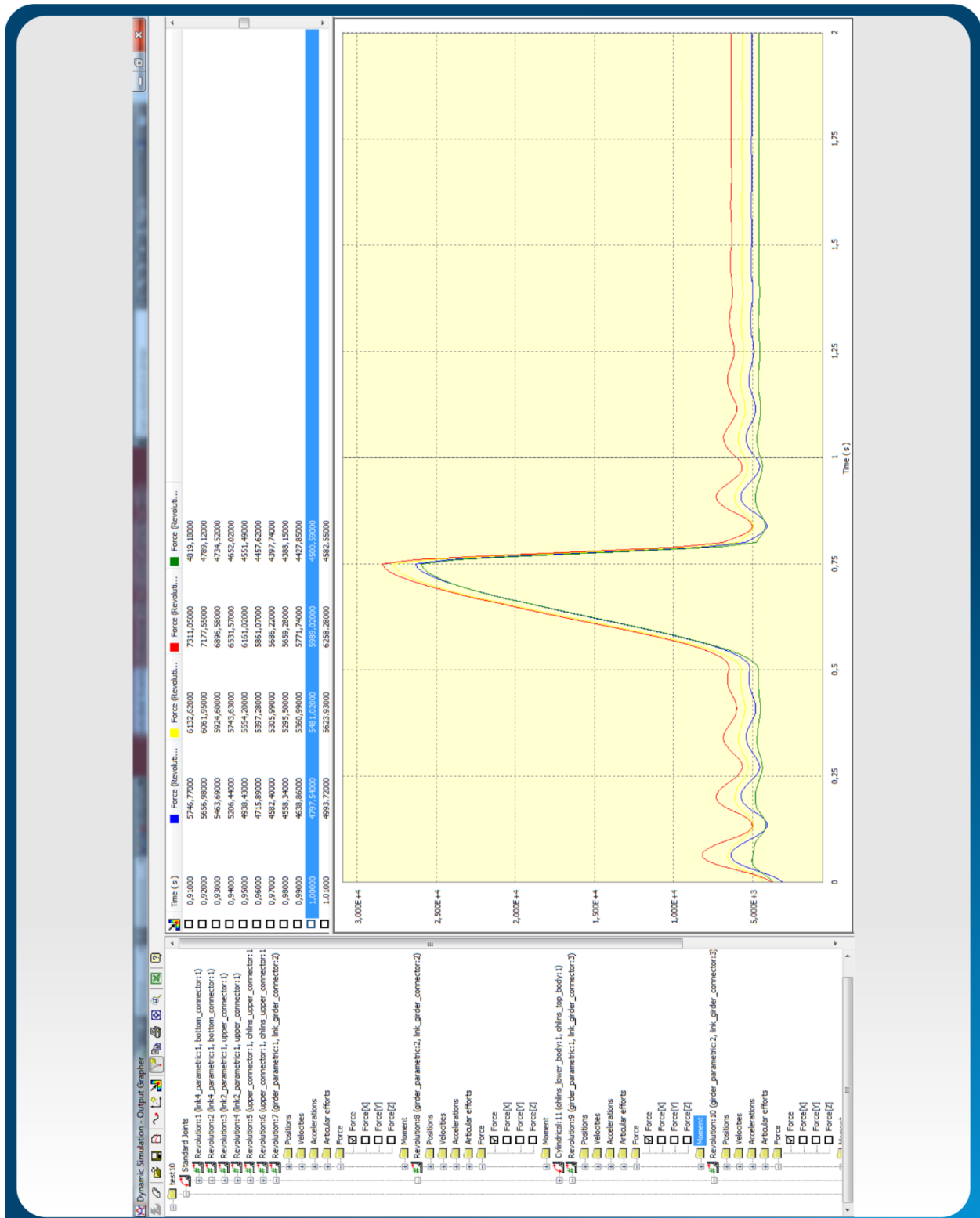
- ▶ Δύο όμοιες ροπές, μη σταθερές, οι οποίες ασκούνται σε κάθε ένα από τα 2 Girders αντίστοιχα, στο σημείο όπου διέρχεται από αυτά ο άξονας του εμπρός τροχού, και οι οποίες είναι αποτέλεσμα της πέδησης του εμπρός τροχού. Οι ροπές αυτές δεν είναι σταθερές και μεταβάλλονται σύμφωνα με το παρακάτω γράφημα (min value = 0 Nmm, max value = 834000 Nmm):



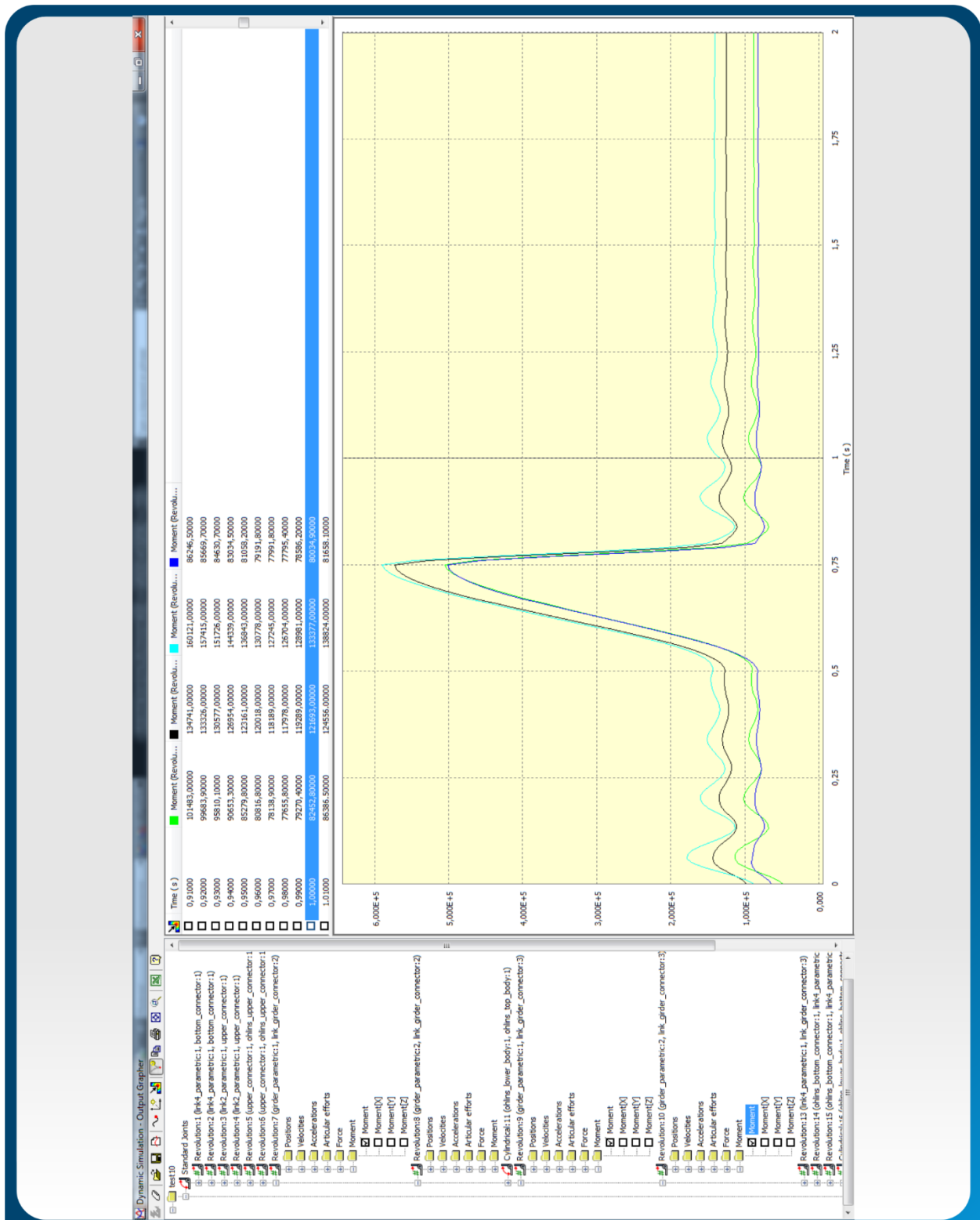
- ▶ Το κάθε Joint έχει δημιουργηθεί manually, και όχι με την αυτόματη διαδικασία δημιουργίας του μέσω των υπάρχοντων constraints μεταξύ των parts. Σε κάθε Joint έχουν τεθεί οι σωστές παράμετροι και περιορισμοί (τύπος, περιορισμοί, συντελεστές τριβής κτλ.).
- ▶ Η μονάδα shock absorber της Ohlins έχει μοντελοποιηθεί ως Force/Damping Joint με βάση τα πραγματικά χαρακτηριστικά λειτουργίας της, ήτοι Spring rate = 130 N/mm, Damping Coefficient = 0.65, Free Length = 172mm, Static Sag length = 81.4mm.

Dynamic Simulation Results

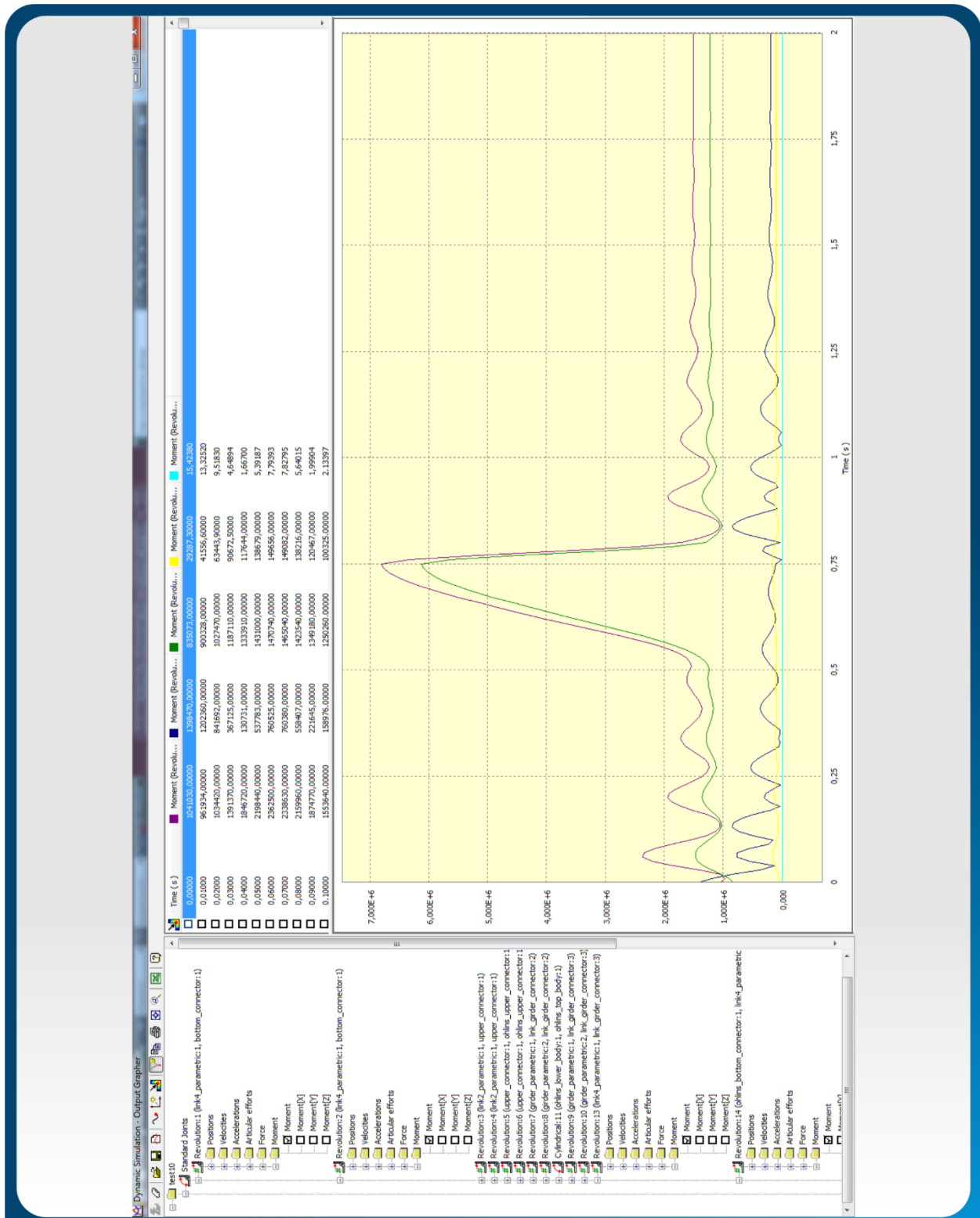
Παρακάτω ακολουθούν τα αποτελέσματα από την εκτέλεση της Dynamic Simulation. Από τα διαθέσιμα αποτελέσματα έχω επιλέξει την προβολή μόνο των δυνάμεων και ροπών σε κάθε ένα από τα parts ξεχωριστά.

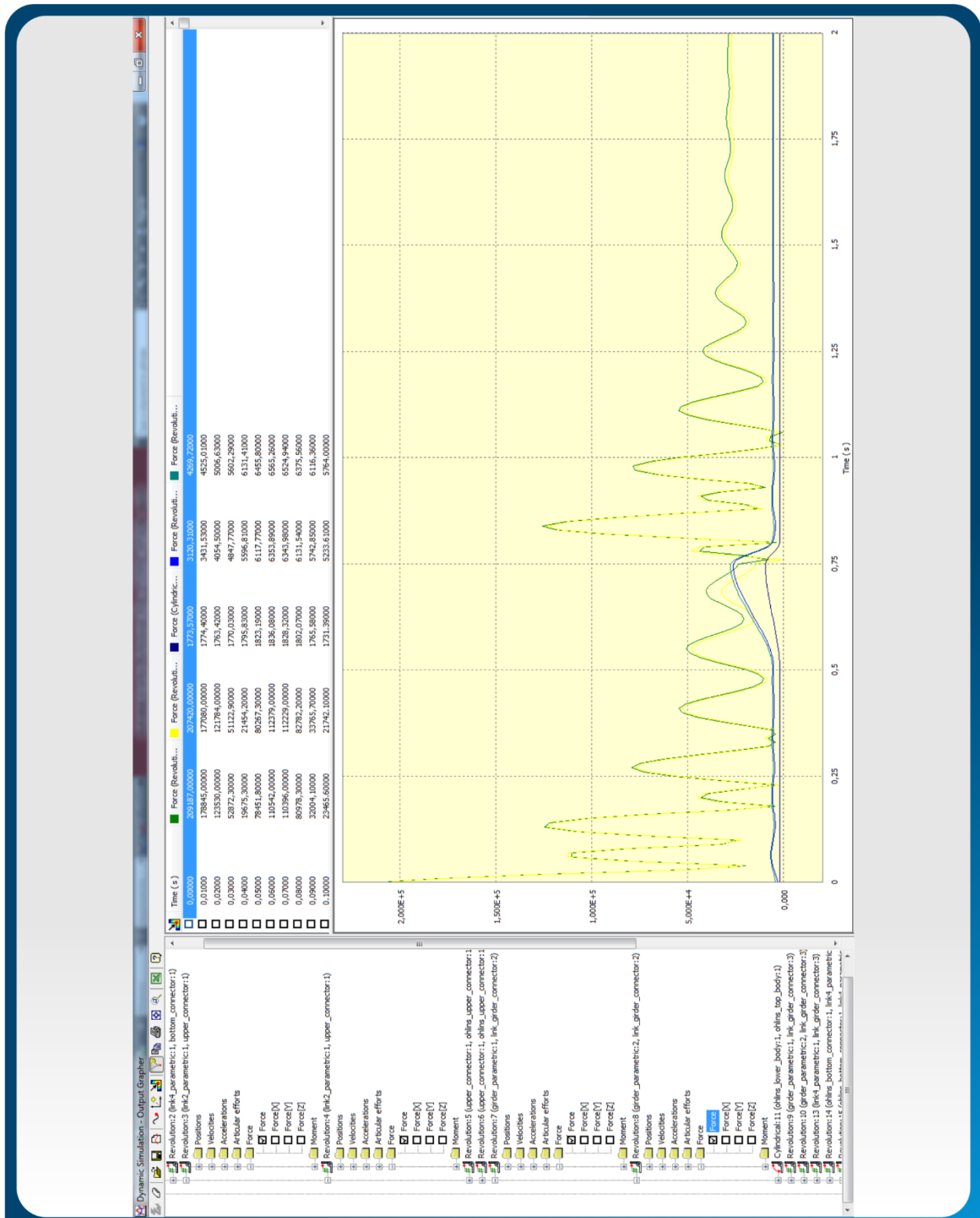


Σχέδιο 5.5 : Αποτελέσματα από τον Output Grapher για όλα τα Joints των δύο Girders (λόγω συμμετρίας τα αποτελέσματα όπως φαίνεται είναι σχεδόν τα ίδια και για τα 2 Girder). Εδώ παριστάνεται η διακύμανση των δυνάμεων του κάθε Joint κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης.

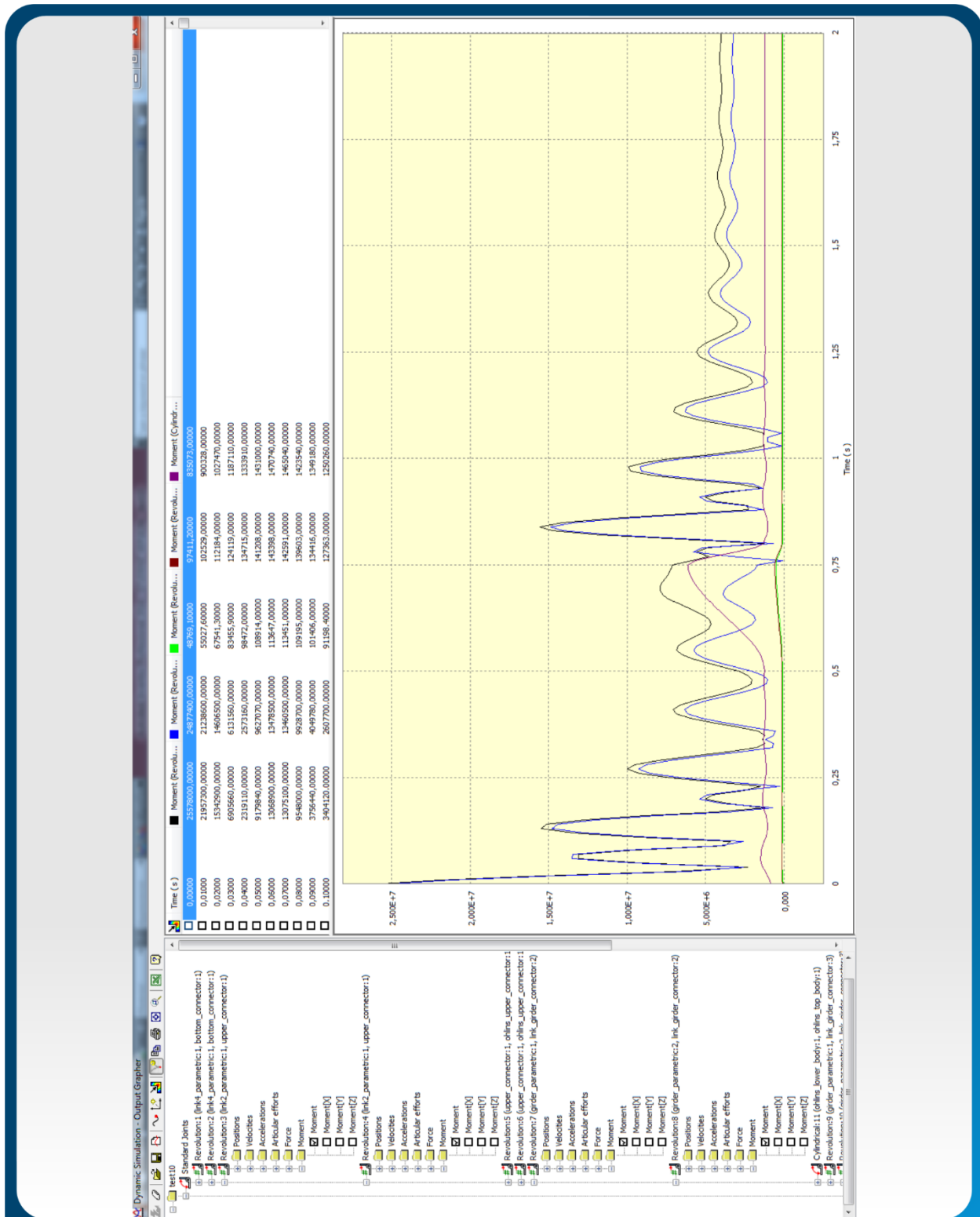


Σχέδιο 5.6 : Αποτελέσματα από τον Output Grapher για όλα τα Joints των δύο Girders (λόγω συμμετρίας τα αποτελέσματα όπως φαίνεται είναι σχεδόν τα ίδια και για τα 2 Girder). Εδώ παριστάνεται η διακύμανση των ροπών του κάθε Joint κατά τη διάρκεια της προσωμίωσης.





Σχέδιο 5.9 : Αποτελέσματα από τον Output Grapher για όλα τα Joints που αφορούν τα parts Upper Connector & Link 2. Εδώ παριστάνεται η διακύμανση των δυνάμεων του κάθε Joint κατά τη διάρκεια της προσωμοίωσης.



Σχέδιο 5.10 : Αποτελέσματα από τον Output Grapher για όλα τα Joints που αφορούν τα parts Upper Connector & Link 2. Εδώ παριστάνεται η διακύμανση των ροπών του κάθε Joint κατά τη διάρκεια της προσωμοίωσης.

Stress Analysis

Έχοντας στη διάθεσή μας όλα τα αποτελέσματα από το περιβάλλον του Dynamic Simulation, το επόμενο στάδιο είναι να γίνει στατική ανάλυση για το κάθε part του μηχανισμού. Από τα αποτελέσματα του Dynamic Simulation, επιλέγω για κάθε part τη χρονική στιγμή όπου εμφανίζονται τα μέγιστα φορτία στο κάθε τεμάχιο, και κάνω εξαγωγή των φορτίων στο περιβάλλον Stress Analysis εκτελώντας ένα διαφορετικό Simulation για κάθε part του μηχανισμού.

Εδώ πρέπει να αναφερθεί ότι το περιβάλλον Stress Analysis του Inventor μπορεί να εκτελέσει FEA με συγκεκριμένους περιορισμούς. Συγκεκριμένα:

- ▶ Το περιβάλλον Stress Analysis χρησιμοποιείται για την επίλυση μόνο γραμμικών στατικών προβλημάτων.
- ▶ Ισχύει μόνο για γραμμικά υλικά για τα οποία ισχύει ο νόμος το Hooke. Δεν υπάρχει διαρροή του υλικού.
- ▶ Το φορτίο είναι στατικό και εφαρμόζεται αργά. Φαινόμενα δυναμικής φόρτισης και κρούσης αμελούνται.
- ▶ Η θερμοκρασία δεν επηρεάζει τη γεωμετρία του τεμαχίου και τις ιδιότητές του.
- ▶ Η παραμόρφωση του τεμαχίου είναι μικρή σε σχέση με τις συνολικές του διαστάσεις.
- ▶ Φαινόμενα λυγισμού δεν λαμβάνονται υπ' όψη.

Για το λόγο αυτό στην περίπτωση μας ξεκίνησα από το περιβάλλον Dynamic Simulation για την εξαγωγή όσο το δυνατόν ακριβέστερων αποτελεσμάτων.

Επιπλέον, σαν αρχική σκέψη, ως υλικό κατασκευής των 2 girders έχω επιλέξει πολυστρωματικό Carbon Fiber. Όμως λόγω των παραπάνω περιορισμών το Dynamic Simulation και το Stress Analysis όσον αφορά αυτά τα 2 parts έγινε με υλικό Aluminum Alloy 6061 (όπως φαίνεται και στο BOM παραπάνω). Παρόλα αυτά η τελική επιλογή του Carbon Fiber ως υλικού για τα 2 Girders παραμένει μονόδρομος, καθώς προσδίδει τα μέγιστα στην δυναμική συμπεριφορά της μοτοσικλέτας, κυρίως λόγω του συνολικού χαμηλότερου βάρους των μη αναρτώμενων μαζών.

Στο παρακάτω πίνακα αναφέρονται οι χρονικές στιγμές που έχουν γίνει export από το Dynamic Simulation στο FEA Stress Analysis για το κάθε τεμάχιο ξεχωριστά.

#	Part	Timestamp
1	Bottom Connector	0.06sec
2	Upper Connector	0.75sec
3	Link 2	0.75sec
4	Link 4	0.75sec
5	Girder	0.75sec

Για το κάθε τεμάχιο ξεχωριστά, τα συγκεντρωτικά αποτελέσματα της εκάστοτε Stress Analysis παρουσιάζονται συγκεντρωτικά στην επόμενη παράγραφο, Stress Analysis Annex.

Stress Analysis Annex

Bottom Connector - Stress Analysis Report



Analyzed File:	Suspension_assembly.iam
Autodesk Inventor Version:	2014 (Build 180170000, 170)
Creation Date:	29/10/2013, 11:35 PM
Simulation Author:	John Bardakis
Summary:	Stress Analysis Report - Bottom Connector (Loads exported from Dynamic Simulation Environment @ 0.06sec)

Project Info (iProperties)

Summary

Author	John Bardakis
--------	---------------

Project

Part Number	Bottom Connector
Designer	John Bardakis

Status

Design Status	WorkInProgress
---------------	----------------

Physical

Mass	29,2697 kg
Area	932201 mm ²
Volume	8945790 mm ³
Center of Gravity	x=166,048 mm y=69,7575 mm z=0,00521602 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

Bottom Connector:1

General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	29/10/2013, 11:33 PM
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	Yes
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	Yes
Part Name(s)	bottom_connector:1
Time Step	0,06

Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	Yes
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Material(s)

Name	Stainless Steel, 440C	
General	Mass Density	7,75 g/cm ³
	Yield Strength	689 MPa

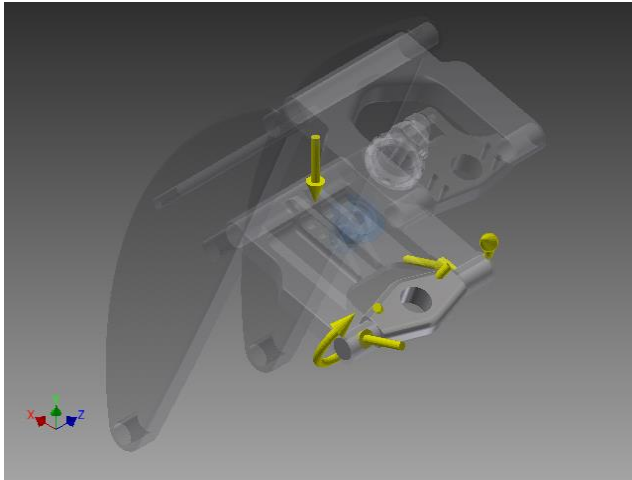
	Ultimate Tensile Strength	861,25 MPa
Stress	Young's Modulus	206,7 GPa
	Poisson's Ratio	0,27 ul
	Shear Modulus	81,378 GPa
Part Name(s)	bottom_connector	
Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2,71 g/cm ³
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa
Part Name(s)	ohlins_lower_body ohlins_top_body	

Operating conditions

Gravity

Load Type	Gravity
Magnitude	9810,000 mm/s ²
Vector X	0,000 mm/s ²
Vector Y	-9810,000 mm/s ²
Vector Z	0,000 mm/s ²

Selected Face(s)

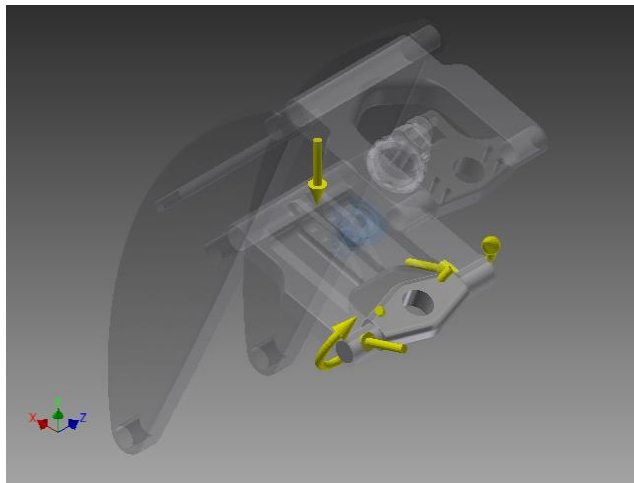


Body Loads

Load Type	Body Loads
Linear Acceleration	
Vector X	0,000 mm/s ²
Vector Y	0,000 mm/s ²
Vector Z	0,000 mm/s ²
Angular Velocity	
Vector X	0,000 deg/s
Vector Y	0,000 deg/s
Vector Z	0,000 deg/s
Axis Location X	5,433 mm
Axis Location Y	-14,398 mm
Axis Location Z	0,000 mm
Angular Acceleration	
Vector X	0,000 deg/s ²
Vector Y	0,000 deg/s ²

Vector Z	0,000 deg/s^2
----------	---------------

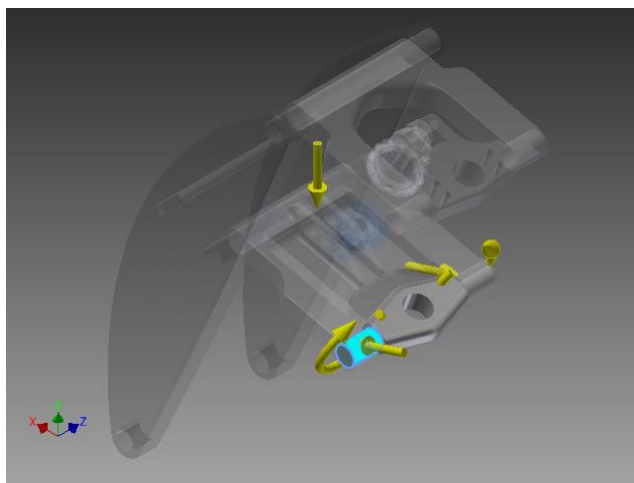
Selected Face(s)



Moment:1

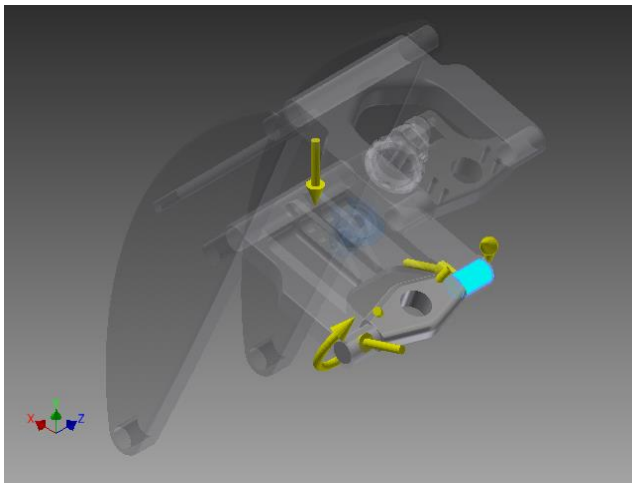
Load Type	Moment
Magnitude	430999,184 N mm
Vector X	388455,110 N mm
Vector Y	186716,160 N mm
Vector Z	0,000 N mm

Selected Face(s)



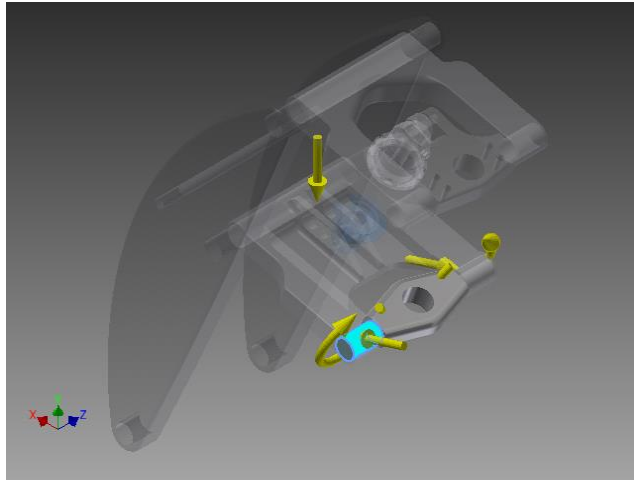
Moment:2

Load Type	Moment
Magnitude	430999,184 N mm
Vector X	-388455,110 N mm
Vector Y	-186716,160 N mm
Vector Z	0,000 N mm

Selected Face(s)**Force:1**

Load Type	Force
Magnitude	2541,340 N
Vector X	2415,520 N
Vector Y	-789,730 N
Vector Z	0,000 N

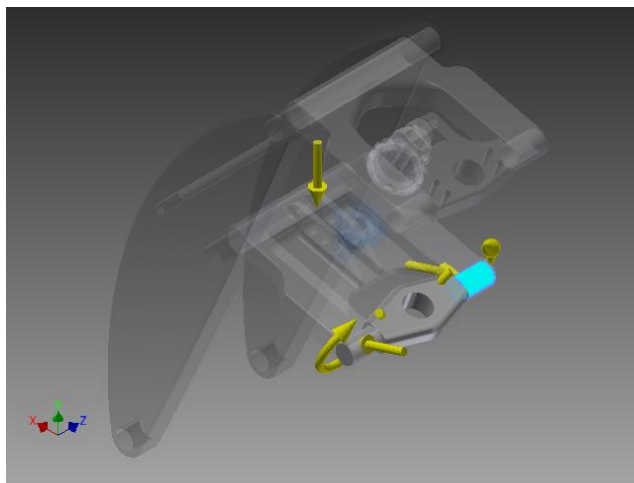
Selected Face(s)



Force:2

Load Type	Force
Magnitude	2541,340 N
Vector X	-2415,520 N
Vector Y	789,730 N
Vector Z	0,000 N

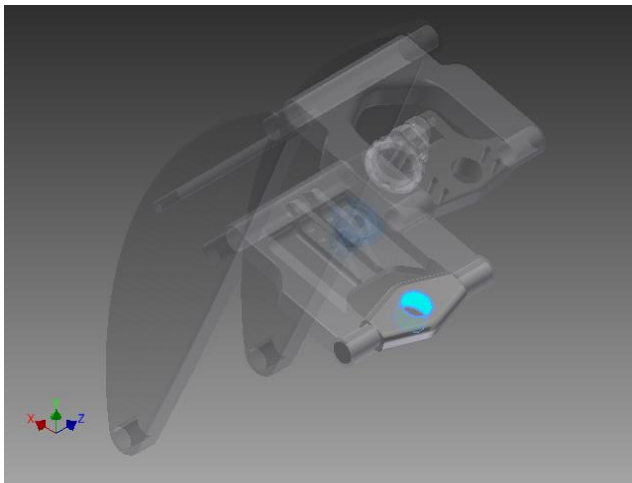
Selected Face(s)



Pin Constraint:1

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

Selected Face(s)



Results

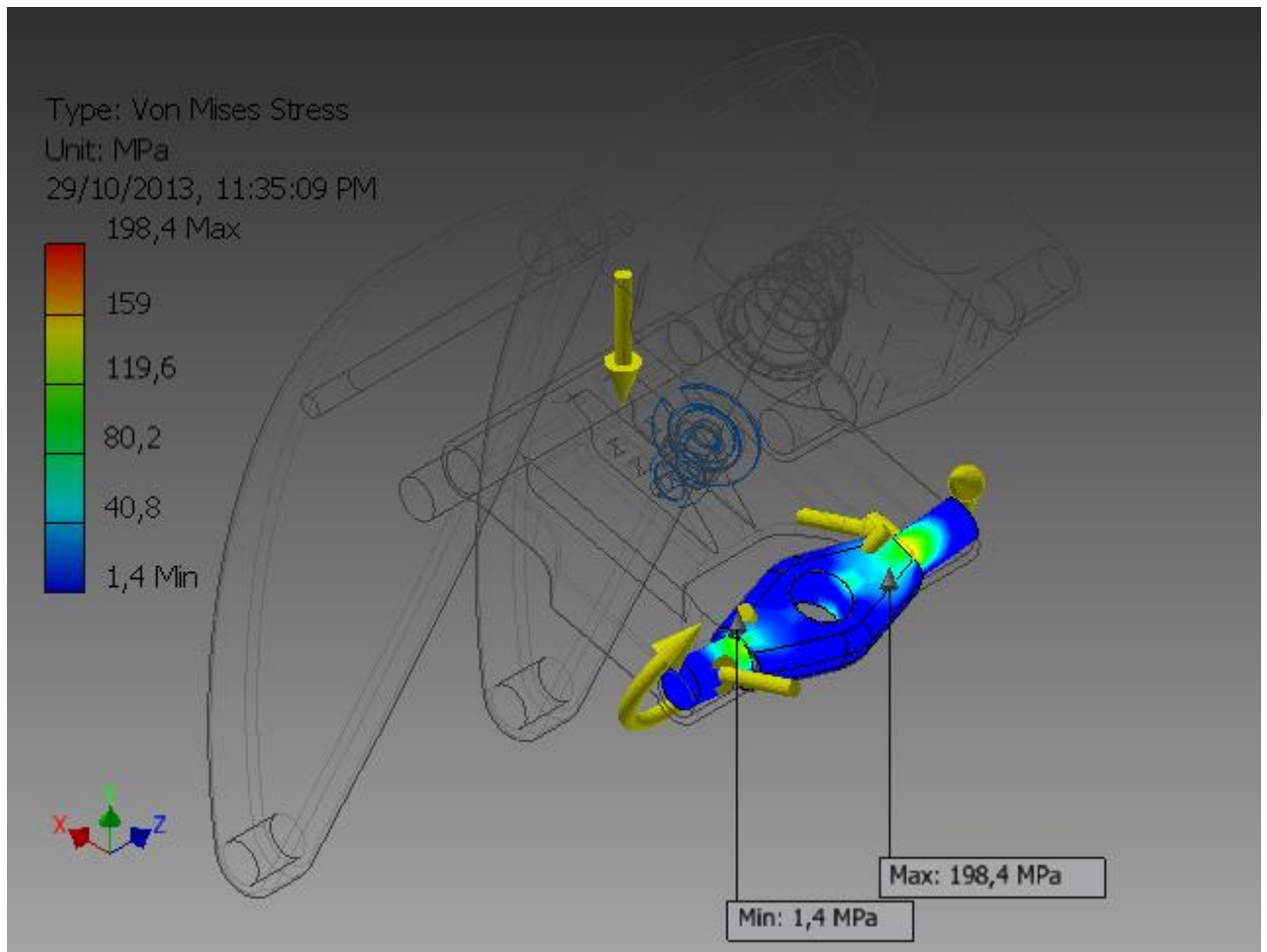
Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Pin Constraint:1	0 N	0 N	297,936 N m	279,502 N m
		0 N		103,126 N m
		0 N		-3,10222 N m

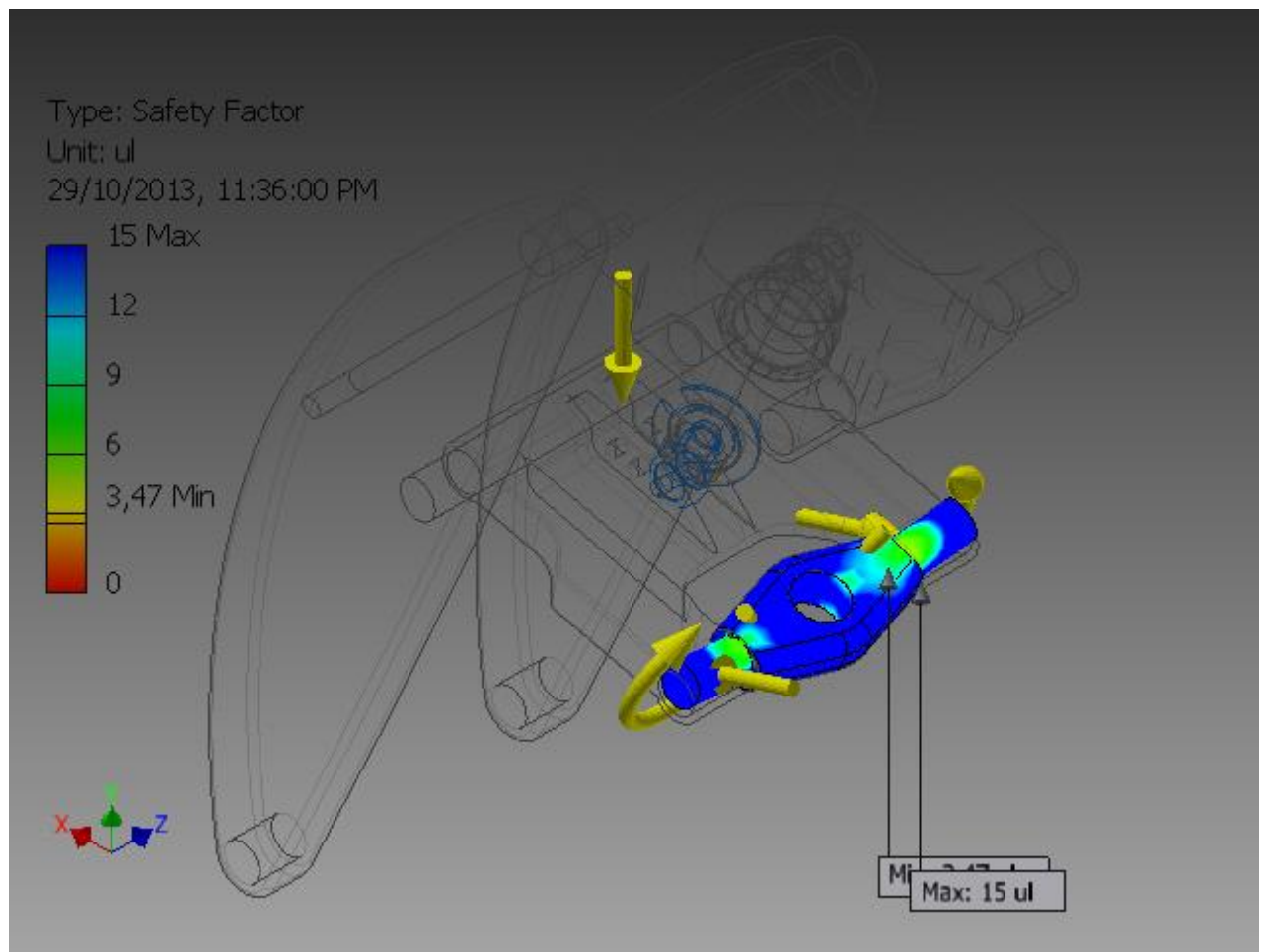
Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	8945790 mm ³	
Mass	2,10664 kg	

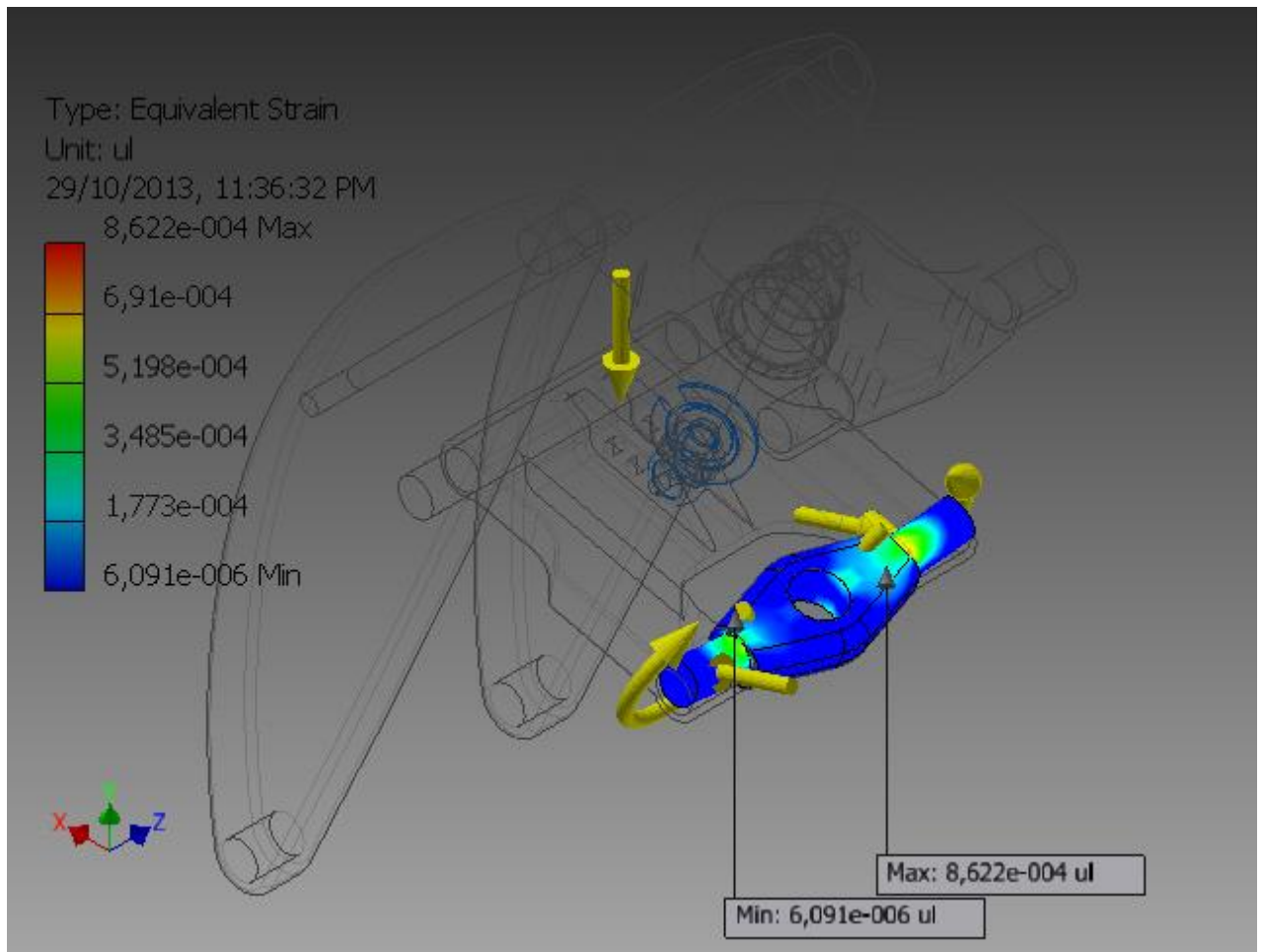
Von Mises Stress	1,44518 MPa	198,444 MPa
1st Principal Stress	-24,9605 MPa	223,488 MPa
3rd Principal Stress	-204,654 MPa	27,5084 MPa
Displacement	0,00000453328 mm	0,166254 mm
Safety Factor	3,47202 ul	15 ul
Stress XX	-46,8961 MPa	47,8784 MPa
Stress XY	-13,2914 MPa	13,6535 MPa
Stress XZ	-43,9199 MPa	36,0126 MPa
Stress YY	-34,7809 MPa	36,9352 MPa
Stress YZ	-33,5635 MPa	38,2518 MPa
Stress ZZ	-196,205 MPa	219,769 MPa
X Displacement	-0,0651563 mm	0,00141127 mm
Y Displacement	-0,00148079 mm	0,14724 mm
Z Displacement	-0,0425168 mm	0,0425232 mm
Equivalent Strain	0,00000609065 ul	0,000862192 ul
1st Principal Strain	0,00000510088 ul	0,00101518 ul
3rd Principal Strain	-0,00090607 ul	-0,00000323896 ul
Strain XX	-0,000210152 ul	0,000209499 ul
Strain XY	-0,0000816648 ul	0,0000838896 ul
Strain XZ	-0,000269851 ul	0,000221268 ul
Strain YY	-0,000209656 ul	0,000217164 ul
Strain YZ	-0,00020622 ul	0,000235026 ul
Strain ZZ	-0,000858159 ul	0,000992329 ul

Figures**Von Mises Stress**

Safety Factor



Equivalent Strain



Upper Connector - Stress Analysis Report



Analyzed File:	Suspension_assembly.iam
Autodesk Inventor Version:	2014 (Build 180170000, 170)
Creation Date:	29/10/2013, 11:02 PM
Simulation Author:	John Bardakis
Summary:	Stress Analysis Report - Upper Connector (Loads exported from Dynamic Simulation Environment @ 0.75sec)

Project Info (iProperties)

Summary

Author	John Bardakis
--------	---------------

Project

Part Number	Upper Connector
Designer	John Bardakis
Date Created	29/10/2013

Status

Design Status	WorkInProgress
---------------	----------------

Physical

Mass	29,2697 kg
Area	932201 mm ²
Volume	8945790 mm ³
Center of Gravity	x=164,681 mm y=75,3066 mm z=0,00521602 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

Upper Connector:1

General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	29/10/2013, 10:59 PM
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	Yes
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	Yes
Part Name(s)	upper_connector:1
Time Step	0,75

Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	Yes
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Material(s)

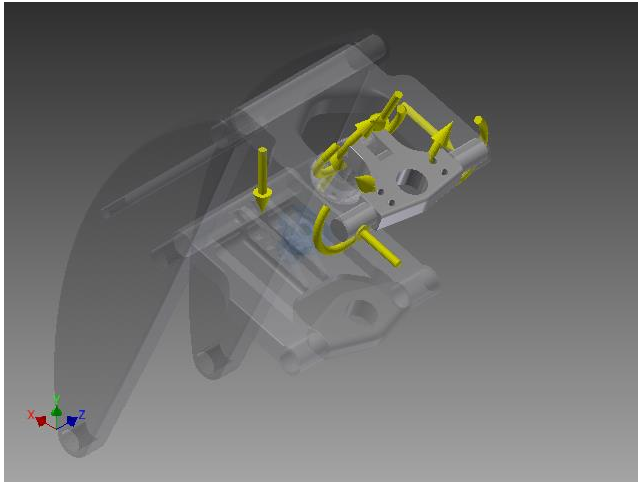
Name	Stainless Steel, 440C	
General	Mass Density	7,75 g/cm ³
	Yield Strength	689 MPa
	Ultimate Tensile Strength	861,25 MPa

Stress	Young's Modulus	206,7 GPa
	Poisson's Ratio	0,27 ul
	Shear Modulus	81,378 GPa
Part Name(s)	upper_connector	
Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2,71 g/cm ³
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa
Part Name(s)	ohlins_lower_body ohlins_top_body	

Operating conditions

Gravity

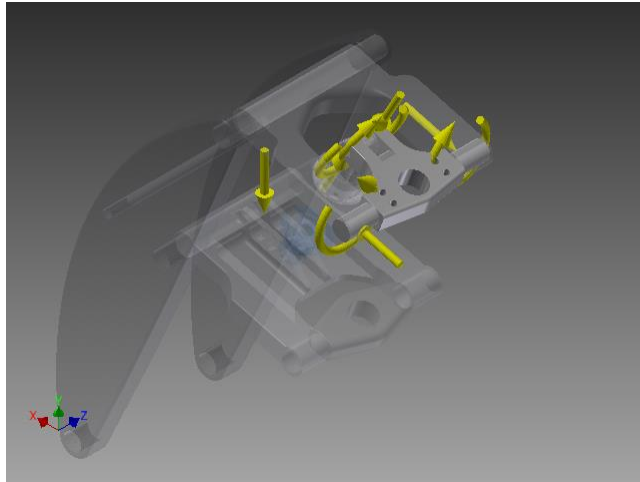
Load Type	Gravity
Magnitude	9810,000 mm/s ²
Vector X	0,000 mm/s ²
Vector Y	-9810,000 mm/s ²
Vector Z	0,000 mm/s ²

Selected Face(s)**Body Loads**

Load Type	Body Loads
Linear Acceleration	
Vector X	0,000 mm/s ²
Vector Y	0,000 mm/s ²
Vector Z	0,000 mm/s ²
Angular Velocity	
Vector X	0,000 deg/s
Vector Y	0,000 deg/s
Vector Z	0,000 deg/s
Axis Location X	-47,927 mm
Axis Location Y	233,651 mm
Axis Location Z	0,000 mm
Angular Acceleration	
Vector X	0,000 deg/s ²
Vector Y	0,000 deg/s ²

Vector Z	0,000 deg/s ²
----------	--------------------------

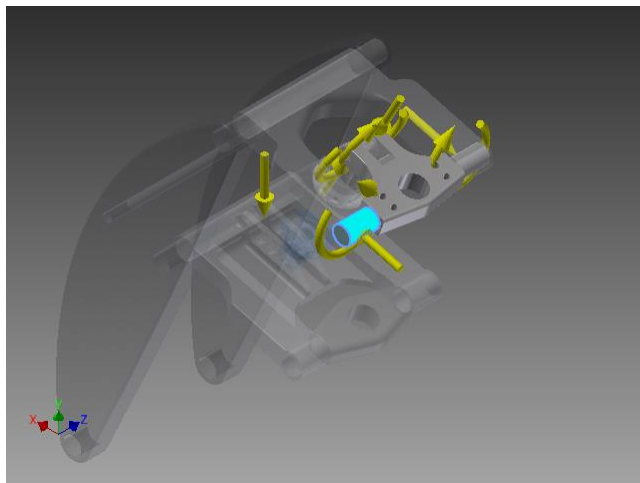
Selected Face(s)



Moment:1

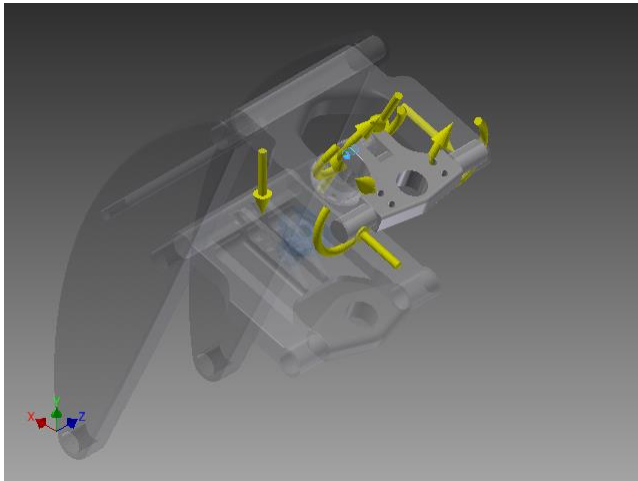
Load Type	Moment
Magnitude	285141,805 N mm
Vector X	-283419,660 N mm
Vector Y	-31291,300 N mm
Vector Z	0,000 N mm

Selected Face(s)

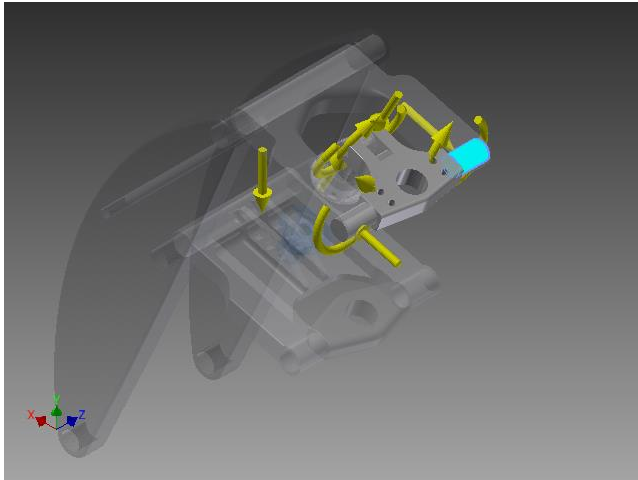


Moment:2

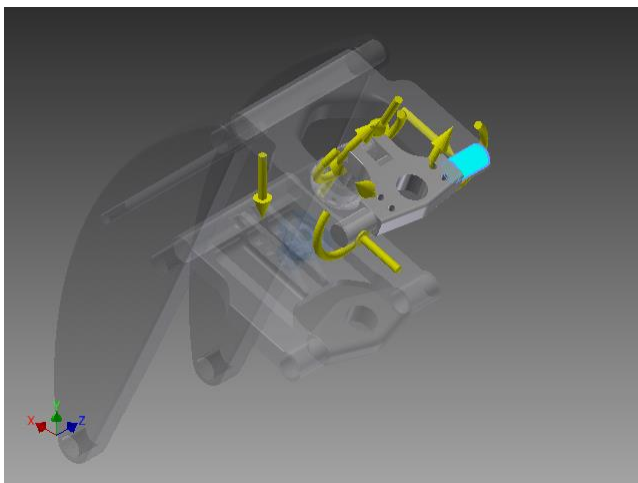
Load Type	Moment
Magnitude	104259,412 N mm
Vector X	-91071,070 N mm
Vector Y	-50755,150 N mm
Vector Z	0,000 N mm

Selected Face(s)**Moment:3**

Load Type	Moment
Magnitude	285141,805 N mm
Vector X	283419,660 N mm
Vector Y	31291,300 N mm
Vector Z	0,000 N mm

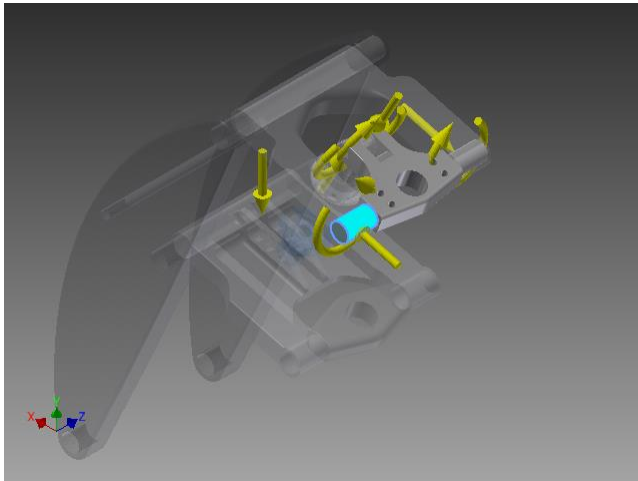
Selected Face(s)**Force:1**

Load Type	Force
Magnitude	2005,273 N
Vector X	-1938,310 N
Vector Y	-513,880 N
Vector Z	0,000 N

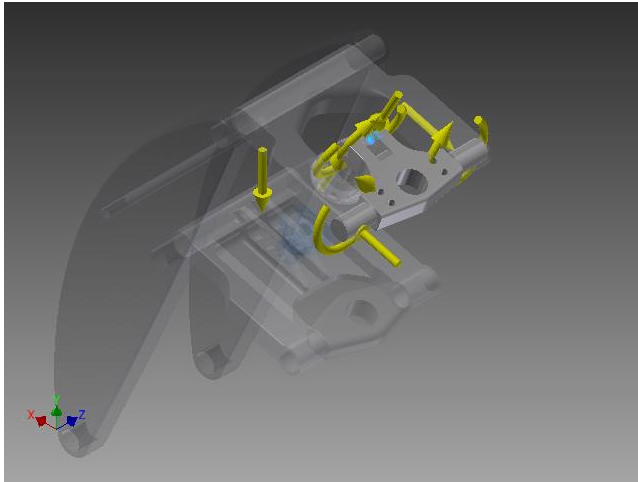
Selected Face(s)

Force:2

Load Type	Force
Magnitude	2005,273 N
Vector X	1938,310 N
Vector Y	513,880 N
Vector Z	0,000 N

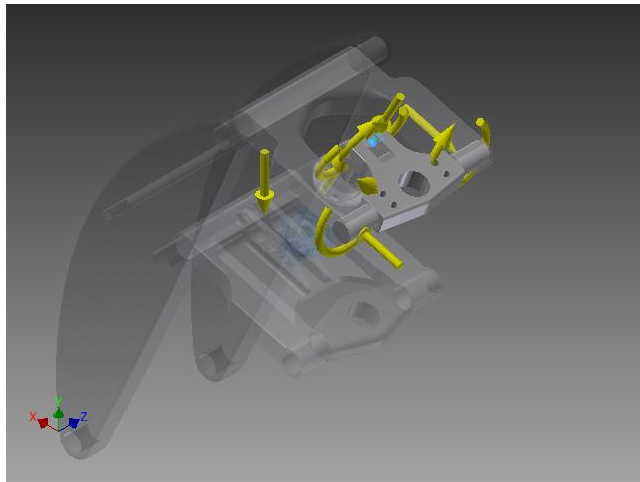
Selected Face(s)**Moment:4**

Load Type	Moment
Magnitude	104259,412 N mm
Vector X	91071,070 N mm
Vector Y	50755,150 N mm
Vector Z	0,000 N mm

Selected Face(s)**Force:3**

Load Type	Force
Magnitude	3595,152 N
Vector X	1750,180 N
Vector Y	-3140,380 N
Vector Z	0,000 N

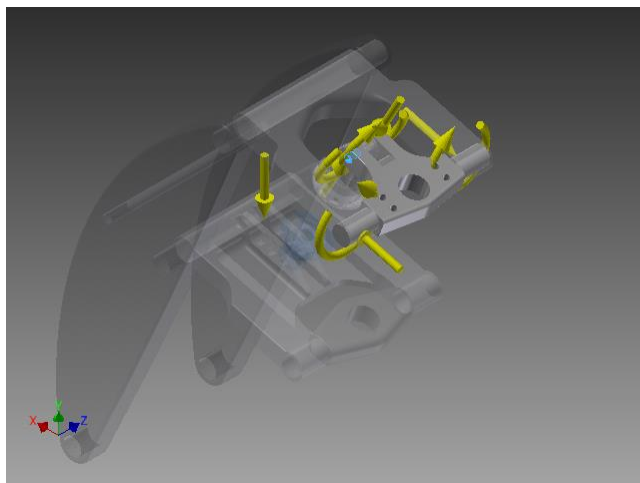
Selected Face(s)



Force:4

Load Type	Force
Magnitude	3595,152 N
Vector X	-1750,180 N
Vector Y	3140,380 N
Vector Z	0,000 N

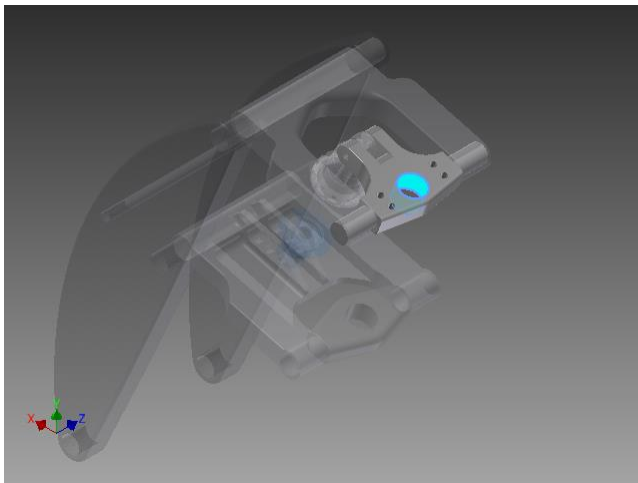
Selected Face(s)



Pin Constraint:1

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

Selected Face(s)



Results

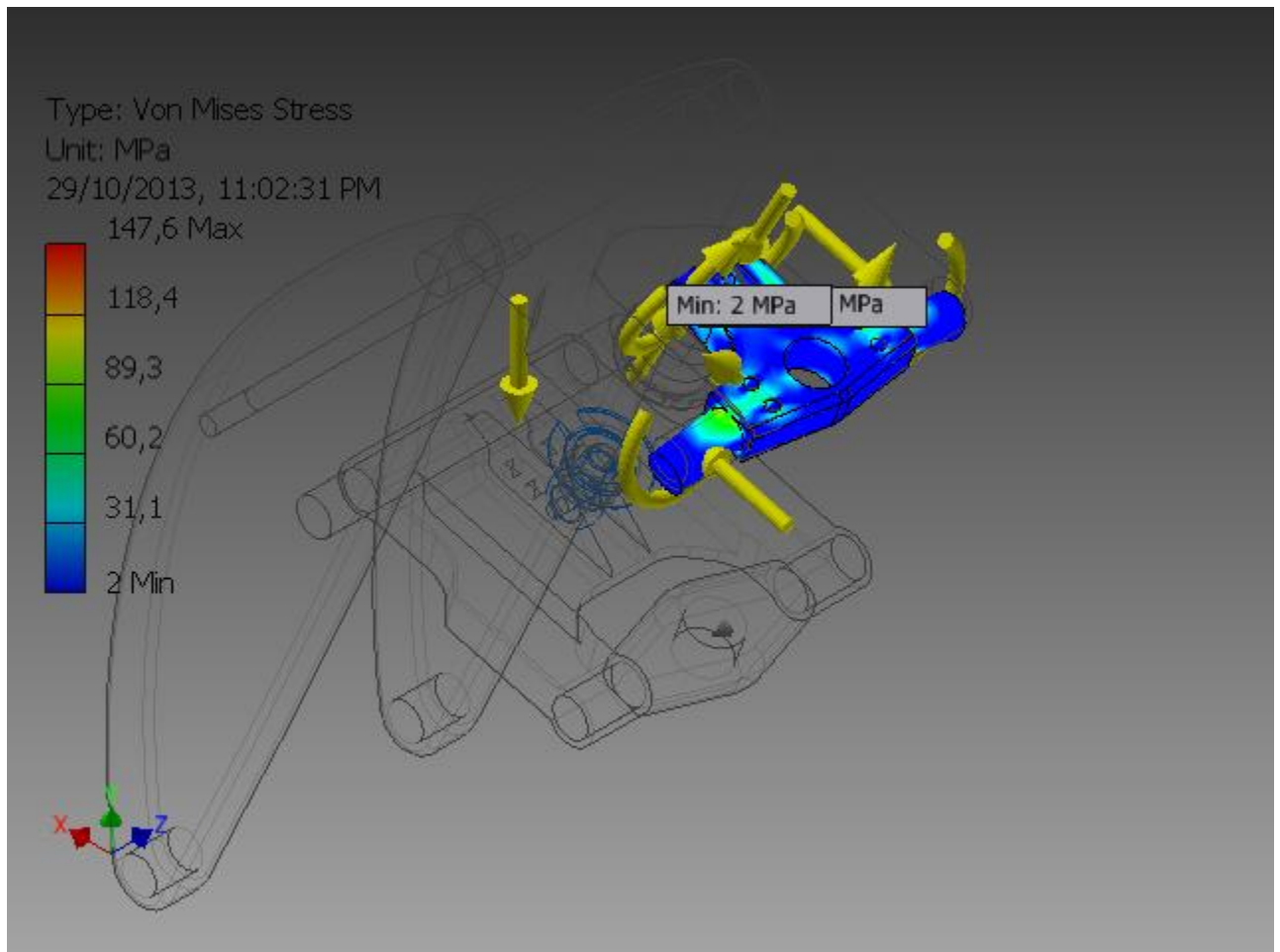
Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Pin Constraint:1	2529,57 N	118,451 N	110,984 N m	-104,46 N m
		66,5501 N		-37,4708 N m
		2525,92 N		1,2266 N m

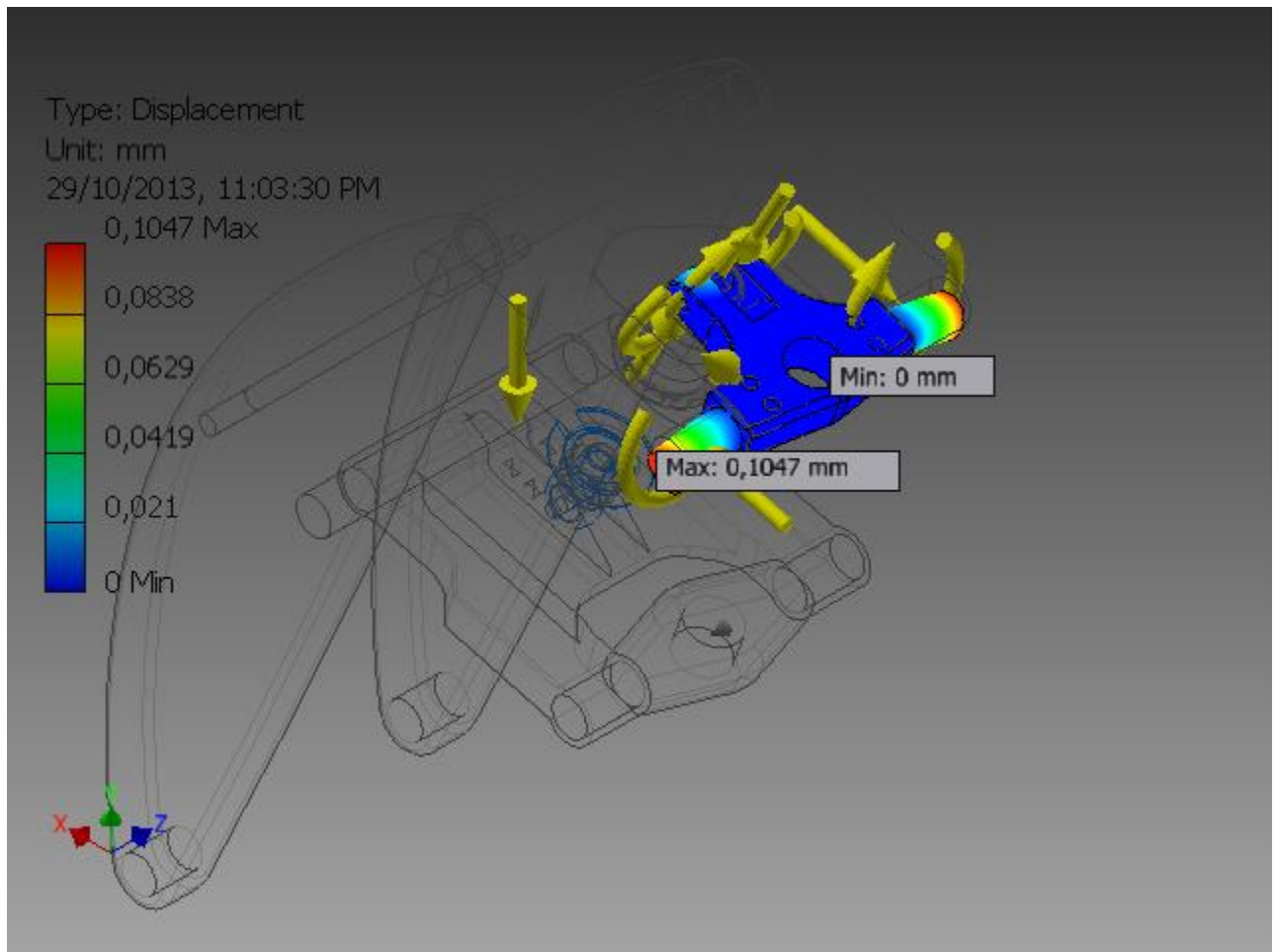
Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	8945790 mm ³	
Mass	2,60439 kg	

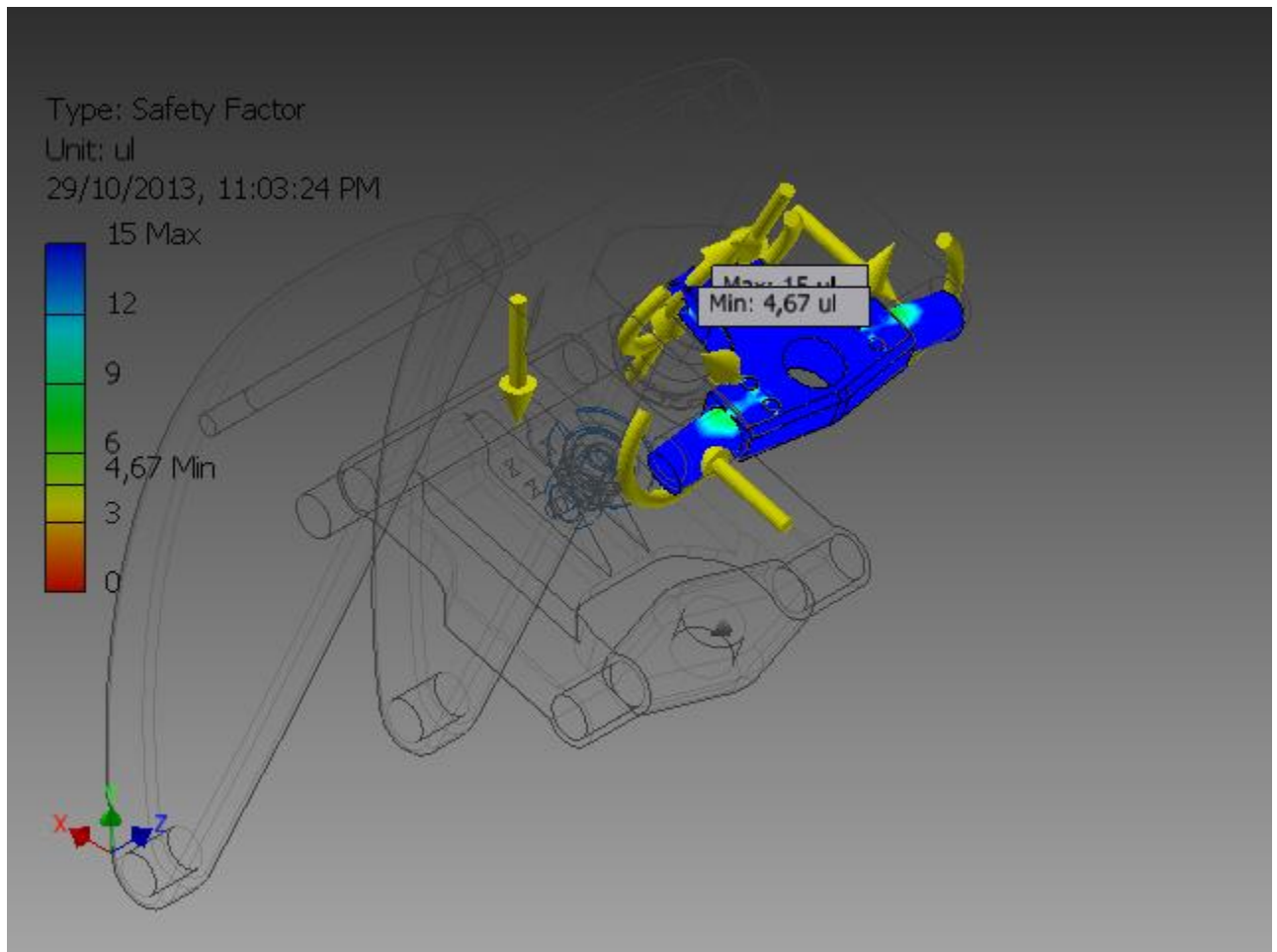
Von Mises Stress	1,96814 MPa	147,559 MPa
1st Principal Stress	-20,8684 MPa	143,072 MPa
3rd Principal Stress	-133,09 MPa	18,6523 MPa
Displacement	0,000031204 mm	0,104748 mm
Safety Factor	4,66931 ul	15 ul
Stress XX	-114,794 MPa	114,787 MPa
Stress XY	-57,6349 MPa	59,8377 MPa
Stress XZ	-42,5168 MPa	38,8843 MPa
Stress YY	-103,691 MPa	102,858 MPa
Stress YZ	-30,6081 MPa	25,0158 MPa
Stress ZZ	-129,725 MPa	140,944 MPa
X Displacement	-0,0206339 mm	0,0323283 mm
Y Displacement	-0,100926 mm	0,0430371 mm
Z Displacement	-0,032172 mm	0,0267637 mm
Equivalent Strain	0,00000884099 ul	0,000611294 ul
1st Principal Strain	0,00000360749 ul	0,000647125 ul
3rd Principal Strain	-0,000643747 ul	-0,00000427676 ul
Strain XX	-0,000553666 ul	0,000528885 ul
Strain XY	-0,000354119 ul	0,000367653 ul
Strain XZ	-0,00026123 ul	0,000238912 ul
Strain YY	-0,000415191 ul	0,000408217 ul
Strain YZ	-0,000188061 ul	0,000153701 ul
Strain ZZ	-0,000589137 ul	0,000634051 ul

Figures**Von Mises Stress**

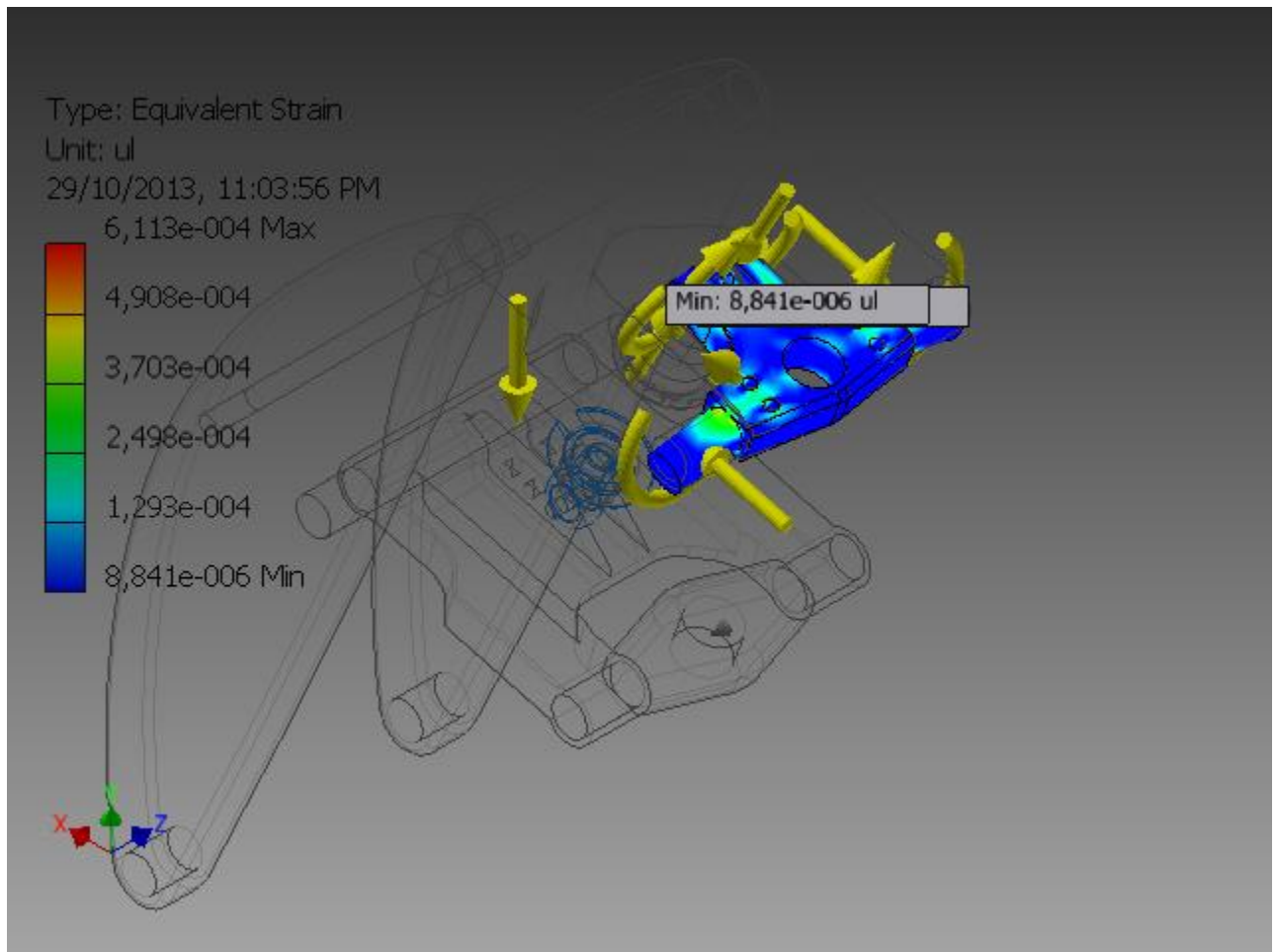
Displacement



Safety Factor



Equivalent Strain



Link 2 - Stress Analysis Report



Analyzed File:	Suspension_assembly.iam
Autodesk Inventor Version:	2014 (Build 180170000, 170)
Creation Date:	29/10/2013, 11:54 PM
Simulation Author:	John Bardakis
Summary:	Stress Analysis Report - Link 2 (Loads exported from Dynamic Simulation Environment @ 0.75sec)

Project Info (iProperties)

Summary

Author	John Bardakis
--------	---------------

Project

Part Number	Link 2
Designer	John Bardakis

Status

Design Status	WorkInProgress
---------------	----------------

Physical

Mass	29,2697 kg
Area	932201 mm ²
Volume	8945790 mm ³
Center of Gravity	x=164,681 mm y=75,3066 mm z=0,00521602 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

Link 2:1**General objective and settings:**

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	29/10/2013, 11:52 PM
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	Yes
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	Yes
Part Name(s)	link2_parametric:1
Time Step	0,75

Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	Yes
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Material(s)

Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2,71 g/cm ³
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa

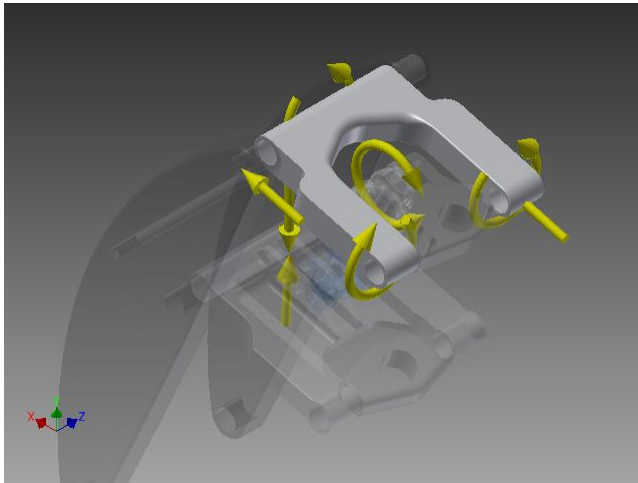
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa
Part Name(s)	link2_parametric ohlins_lower_body ohlins_top_body	

Operating conditions

Gravity

Load Type	Gravity
Magnitude	9810,000 mm/s ²
Vector X	0,000 mm/s ²
Vector Y	-9810,000 mm/s ²
Vector Z	0,000 mm/s ²

Selected Face(s)

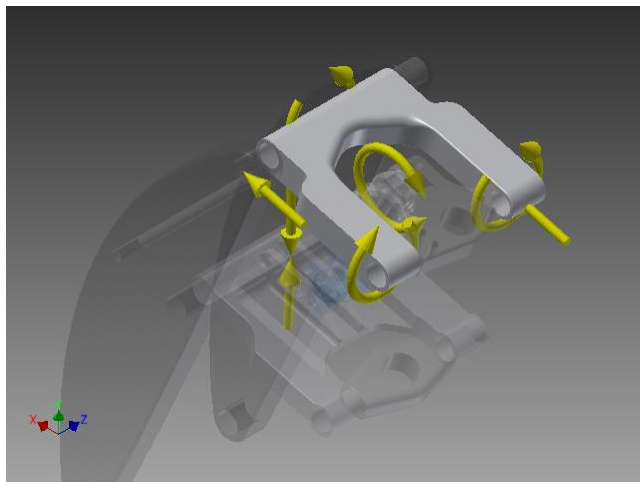


Body Loads

Load Type	Body Loads
Linear Acceleration	
Magnitude	3201,360 mm/s ²
Vector X	-191,408 mm/s ²
Vector Y	3195,633 mm/s ²

Vector Z	0,000 mm/s ²
Angular Velocity	
Magnitude	7,234 deg/s
Vector X	0,000 deg/s
Vector Y	0,000 deg/s
Vector Z	-7,234 deg/s
Axis Location X	14,138 mm
Axis Location Y	241,820 mm
Axis Location Z	0,000 mm
Angular Acceleration	
Magnitude	1829,358 deg/s ²
Vector X	0,000 deg/s ²
Vector Y	0,000 deg/s ²
Vector Z	1829,358 deg/s ²

Selected Face(s)

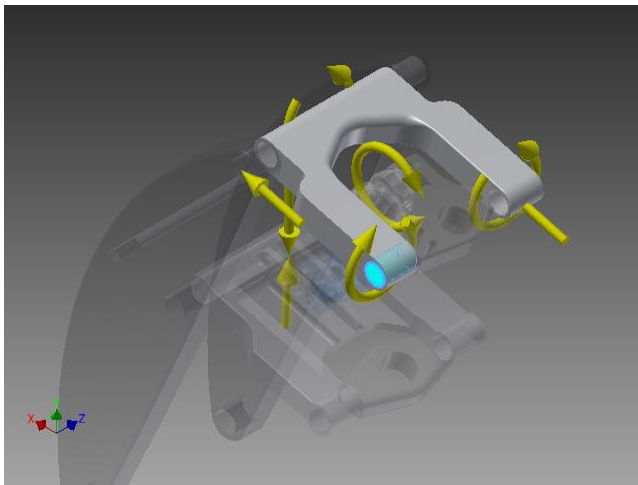


Moment:1

Load Type	Moment
-----------	--------

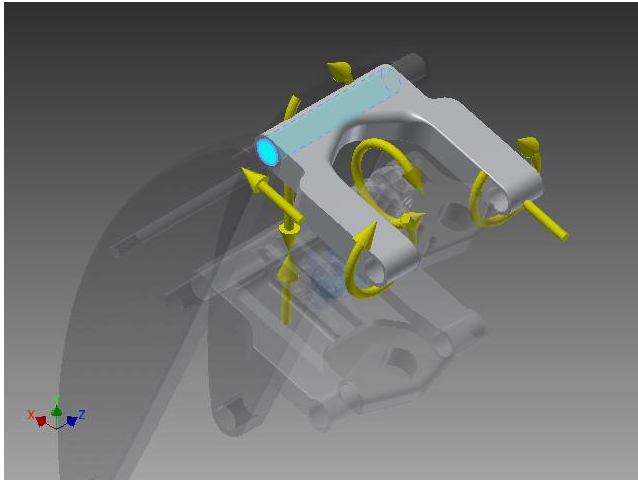
Magnitude	285141,805 N mm
Vector X	283419,660 N mm
Vector Y	31291,300 N mm
Vector Z	0,000 N mm

Selected Face(s)

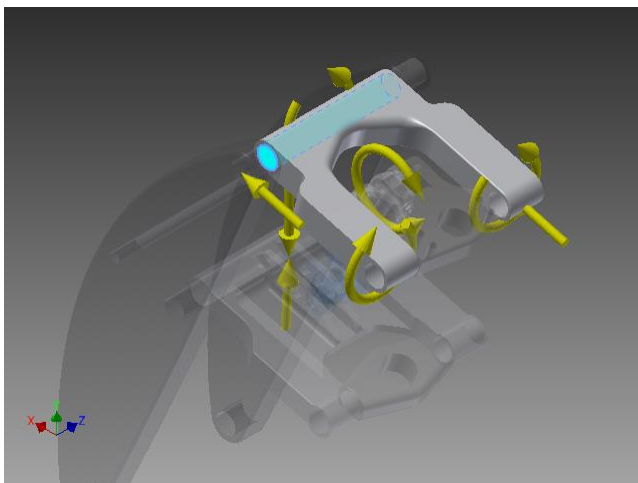


Remote Force:2

Load Type	Remote Force
Magnitude	4016,747 N
Vector X	3878,843 N
Vector Y	1043,472 N
Vector Z	0,000 N
Remote Point X	103,896 mm
Remote Point Y	286,509 mm
Remote Point Z	-135,000 mm

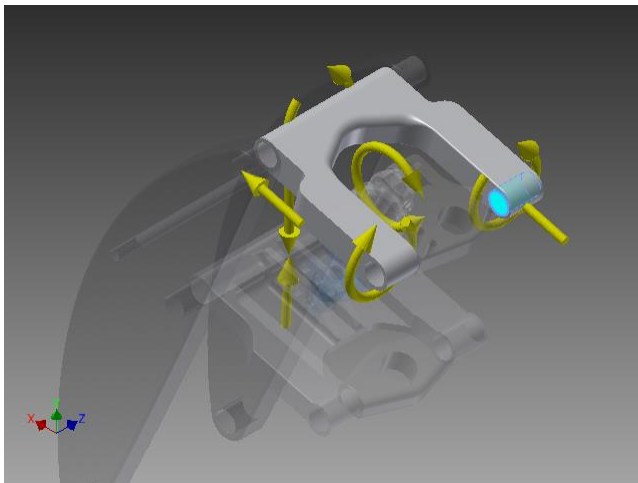
Selected Face(s)**Moment:2**

Load Type	Moment
Magnitude	584391,889 N mm
Vector X	-584377,269 N mm
Vector Y	-4133,589 N mm
Vector Z	0,000 N mm

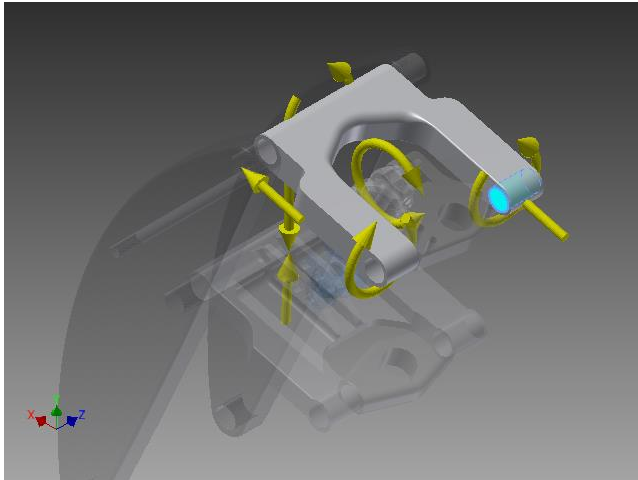
Selected Face(s)

Moment:3

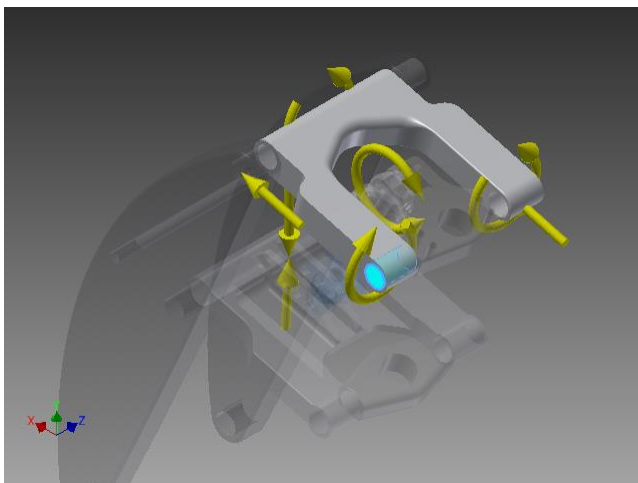
Load Type	Moment
Magnitude	285141,805 N mm
Vector X	-283419,660 N mm
Vector Y	-31291,300 N mm
Vector Z	0,000 N mm

Selected Face(s)**Force:1**

Load Type	Force
Magnitude	2005,273 N
Vector X	1938,310 N
Vector Y	513,880 N
Vector Z	0,000 N

Selected Face(s)**Force:2**

Load Type	Force
Magnitude	2005,273 N
Vector X	-1938,310 N
Vector Y	-513,880 N
Vector Z	0,000 N

Selected Face(s)

Results

Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)

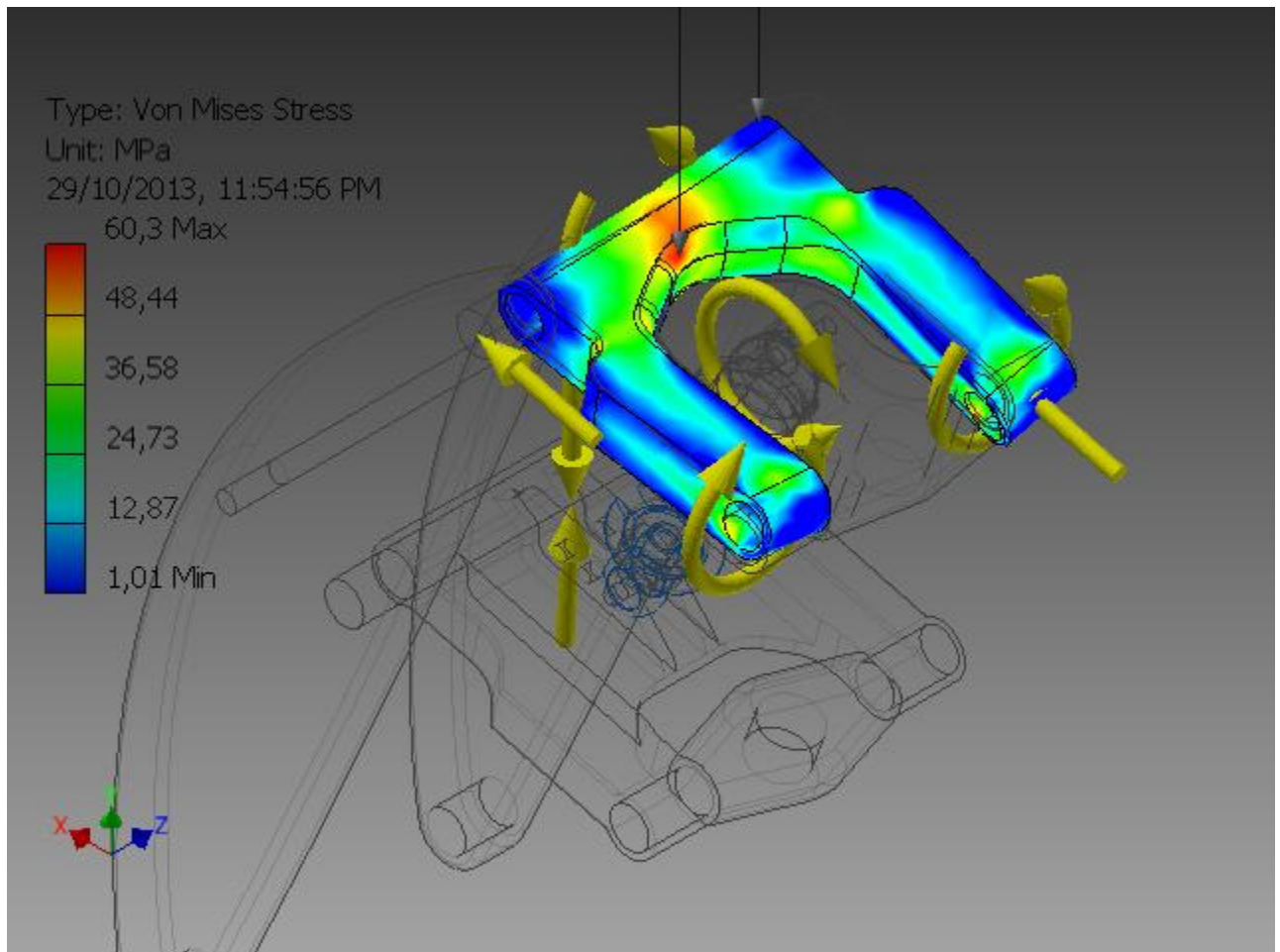
Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	8945790 mm ³	
Mass	2,45093 kg	
Von Mises Stress	1,01486 MPa	60,2969 MPa
1st Principal Stress	-8,91302 MPa	63,8924 MPa
3rd Principal Stress	-57,6532 MPa	11,1575 MPa
Displacement	0,00474059 mm	0,48545 mm
Safety Factor	4,56077 ul	15 ul
Stress XX	-46,4727 MPa	51,7879 MPa
Stress XY	-26,5872 MPa	31,2398 MPa
Stress XZ	-28,7268 MPa	27,441 MPa
Stress YY	-35,8277 MPa	38,704 MPa
Stress YZ	-24,8067 MPa	26,2047 MPa
Stress ZZ	-45,2646 MPa	40,731 MPa
X Displacement	-0,14415 mm	0,155794 mm
Y Displacement	-0,464793 mm	0,387672 mm
Z Displacement	-0,132423 mm	0,18785 mm
Equivalent Strain	0,0000140147 ul	0,000790785 ul
1st Principal Strain	0,0000082248 ul	0,000888065 ul
3rd Principal Strain	-0,000861739 ul	-0,00000674278 ul
Strain XX	-0,000648896 ul	0,0007023 ul

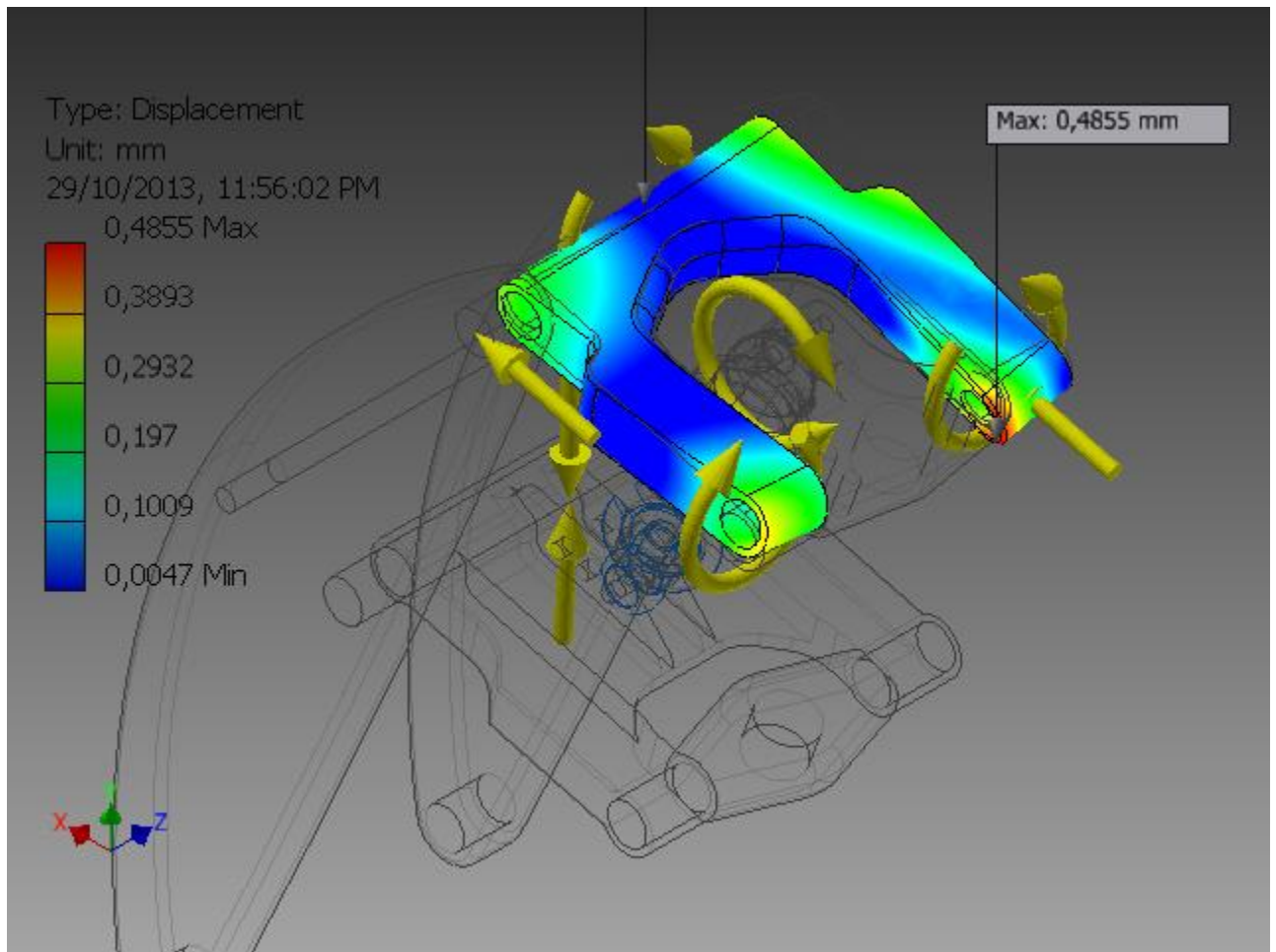
Strain XY	-0,000513221 ul	0,000603033 ul
Strain XZ	-0,000554523 ul	0,000529704 ul
Strain YY	-0,000429496 ul	0,000473082 ul
Strain YZ	-0,000478851 ul	0,000505838 ul
Strain ZZ	-0,000622597 ul	0,000555375 ul

Figures

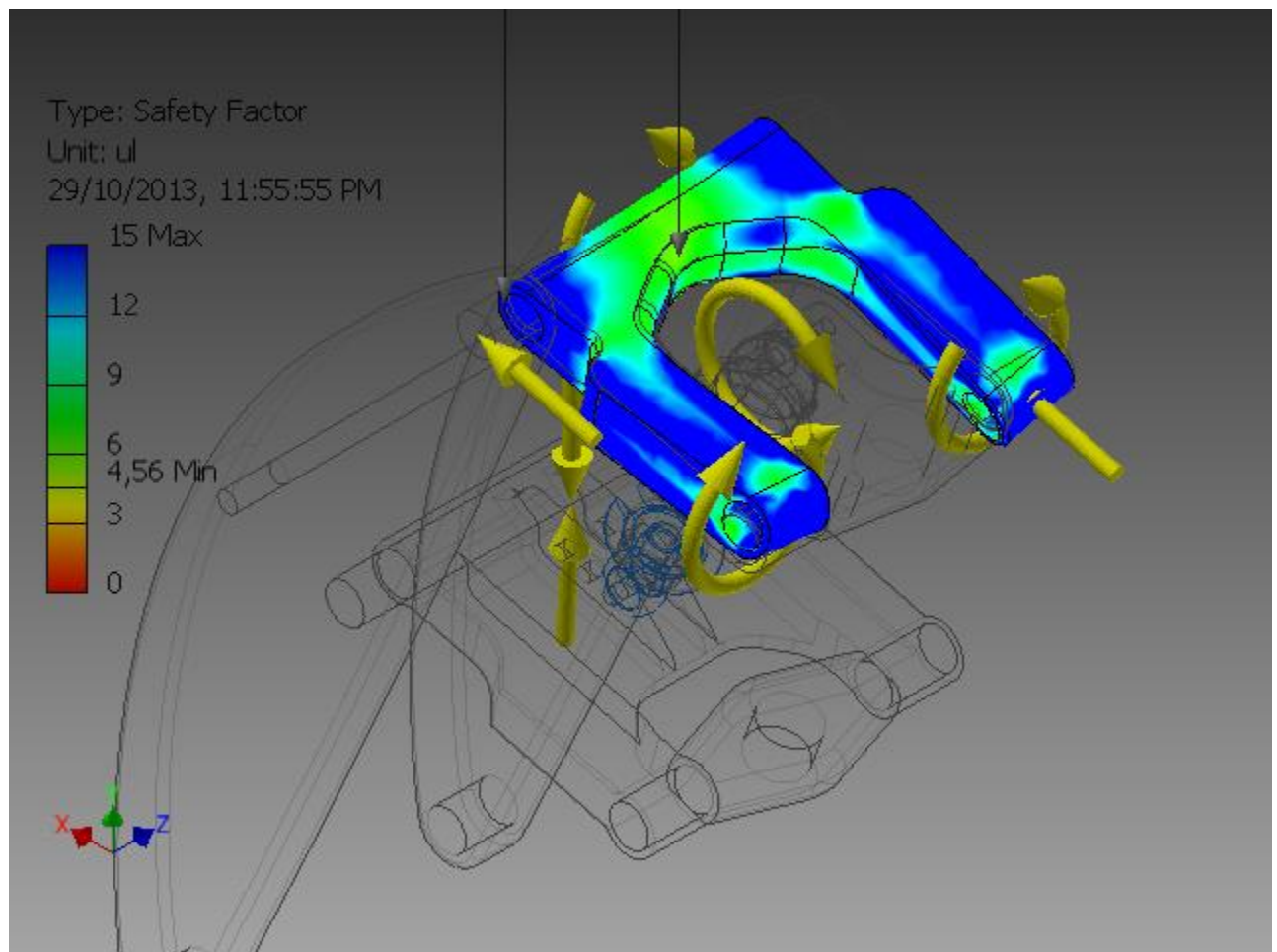
Von Mises Stress



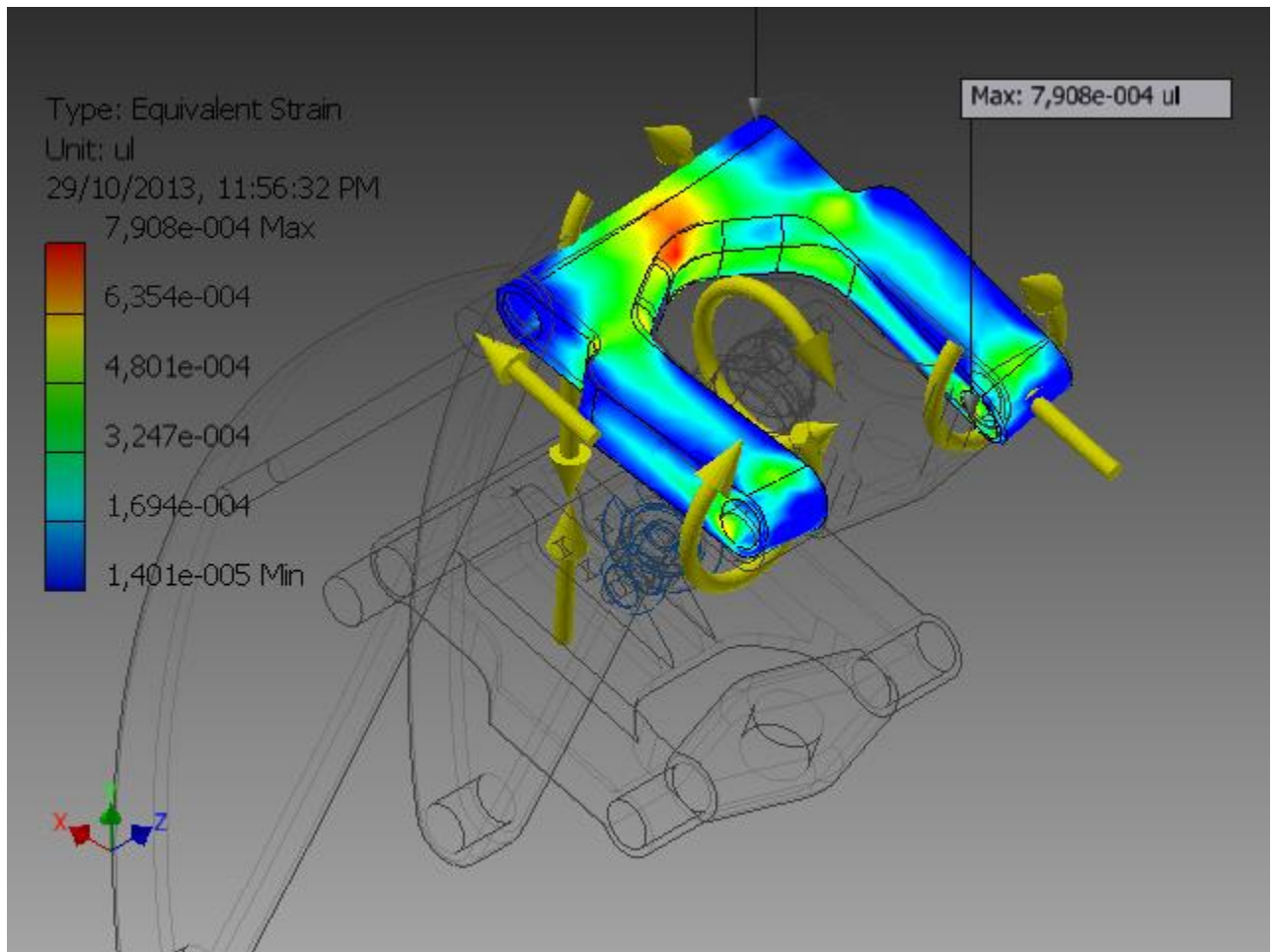
Displacement



Safety Factor



Equivalent Strain



Link 4 - Stress Analysis Report



Analyzed File:	Suspension_assembly.iam
Autodesk Inventor Version:	2014 (Build 180170000, 170)
Creation Date:	30/10/2013, 12:16 AM
Simulation Author:	John Bardakis
Summary:	Stress Analysis Report - Link 4 (Loads exported from Dynamic Simulation Environment @ 0.75sec)

Project Info (iProperties)

Summary

Author	John Bardakis
--------	---------------

Project

Part Number	Link 4
Designer	John Bardakis

Status

Design Status	WorkInProgress
---------------	----------------

Physical

Mass	29,2697 kg
Area	932201 mm ²
Volume	8945790 mm ³
Center of Gravity	x=164,681 mm y=75,3066 mm z=0,00521602 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

Link 4:1**General objective and settings:**

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	30/10/2013, 12:14 AM
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	Yes
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	Yes
Part Name(s)	link4_parametric:1
Time Step	0,75

Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	Yes
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Material(s)

Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2,71 g/cm ³
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa

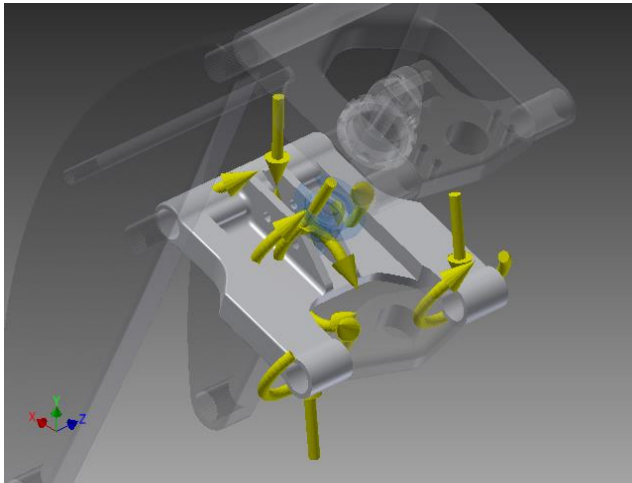
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa
Part Name(s)	link4_parametric ohlins_lower_body ohlins_top_body	

Operating conditions

Gravity

Load Type	Gravity
Magnitude	9810,000 mm/s ²
Vector X	0,000 mm/s ²
Vector Y	-9810,000 mm/s ²
Vector Z	0,000 mm/s ²

Selected Face(s)

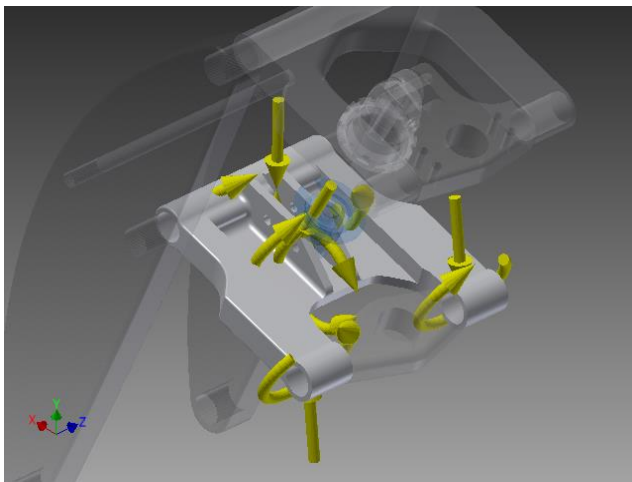


Body Loads

Load Type	Body Loads
Linear Acceleration	
Magnitude	3192,645 mm/s ²
Vector X	-234,309 mm/s ²
Vector Y	3184,036 mm/s ²

Vector Z	0,000 mm/s ²
Angular Velocity	
Magnitude	6,678 deg/s
Vector X	0,000 deg/s
Vector Y	0,000 deg/s
Vector Z	-6,678 deg/s
Axis Location X	108,317 mm
Axis Location Y	7,696 mm
Axis Location Z	0,000 mm
Angular Acceleration	
Magnitude	1688,900 deg/s ²
Vector X	0,000 deg/s ²
Vector Y	0,000 deg/s ²
Vector Z	1688,900 deg/s ²

Selected Face(s)

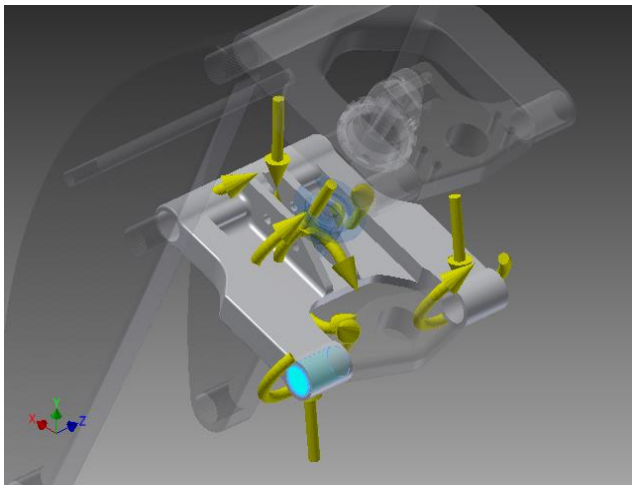


Moment:1

Load Type	Moment
-----------	--------

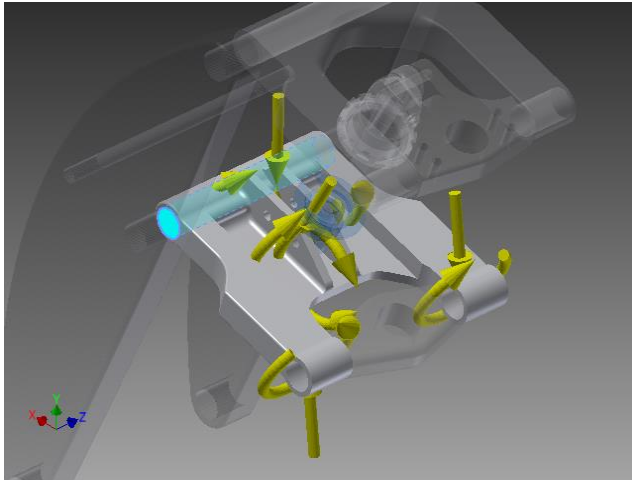
Magnitude	468453,971 N mm
Vector X	-402776,940 N mm
Vector Y	-239206,730 N mm
Vector Z	0,000 N mm

Selected Face(s)

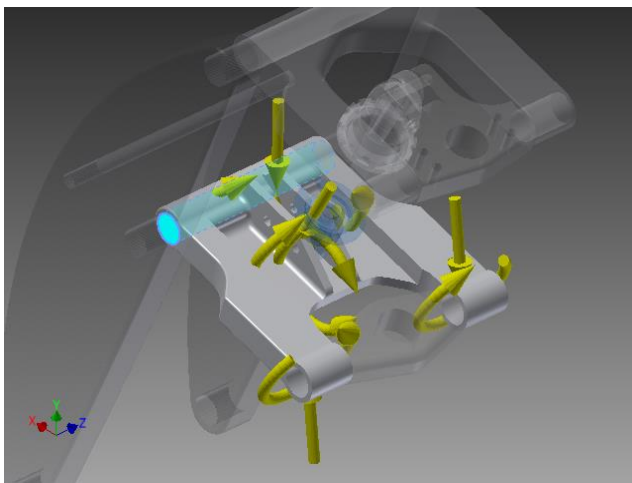


Remote Force:2

Load Type	Remote Force
Magnitude	5106,541 N
Vector X	-3909,462 N
Vector Y	3285,249 N
Vector Z	0,000 N
Remote Point X	206,063 mm
Remote Point Y	54,354 mm
Remote Point Z	0,000 mm

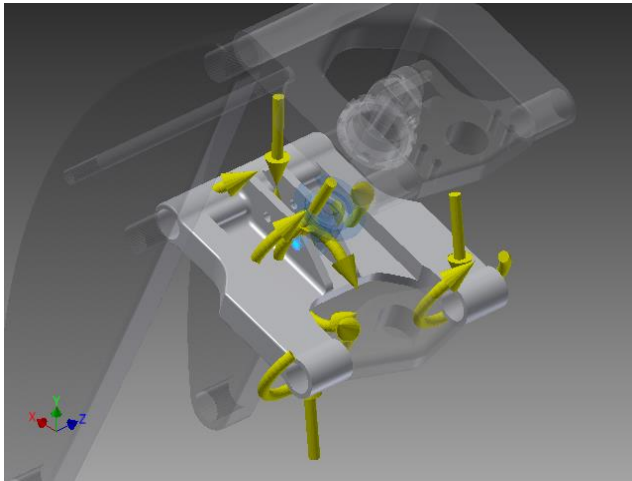
Selected Face(s)**Moment:2**

Load Type	Moment
Magnitude	689382,977 N mm
Vector X	443508,609 N mm
Vector Y	527777,418 N mm
Vector Z	0,000 N mm

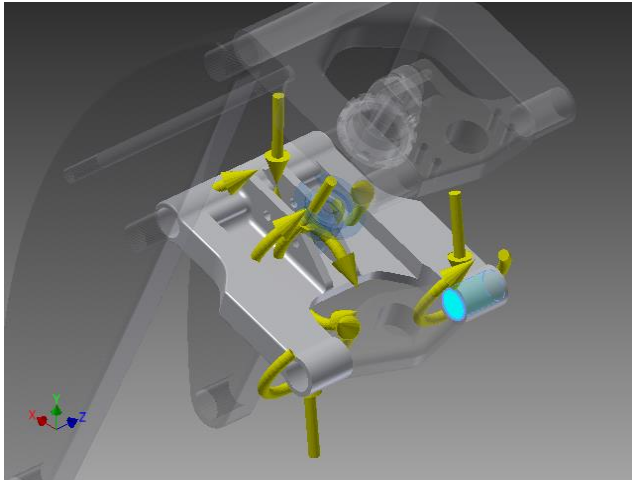
Selected Face(s)

Moment:3

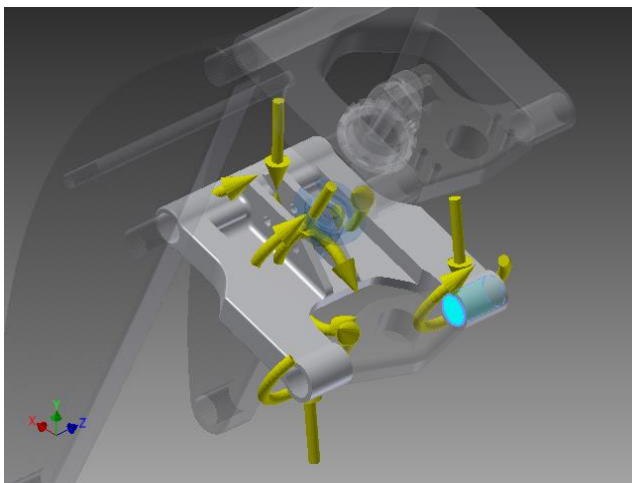
Load Type	Moment
Magnitude	73755,434 N mm
Vector X	64441,980 N mm
Vector Y	35876,110 N mm
Vector Z	0,000 N mm

Selected Face(s)**Moment:4**

Load Type	Moment
Magnitude	468453,971 N mm
Vector X	402776,940 N mm
Vector Y	239206,730 N mm
Vector Z	0,000 N mm

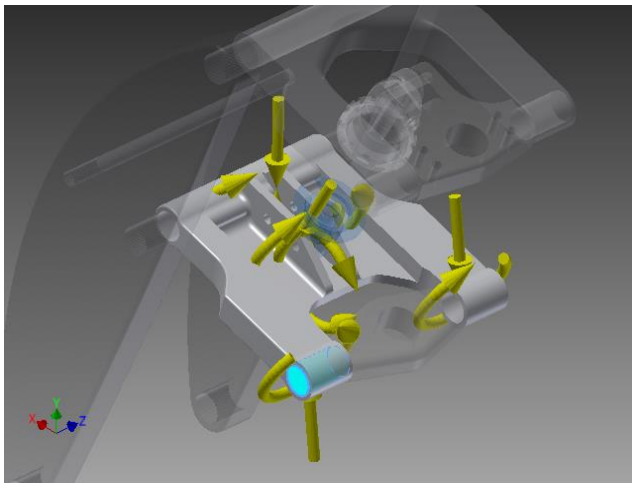
Selected Face(s)**Force:1**

Load Type	Force
Magnitude	1522,477 N
Vector X	-205,680 N
Vector Y	-1508,520 N
Vector Z	0,000 N

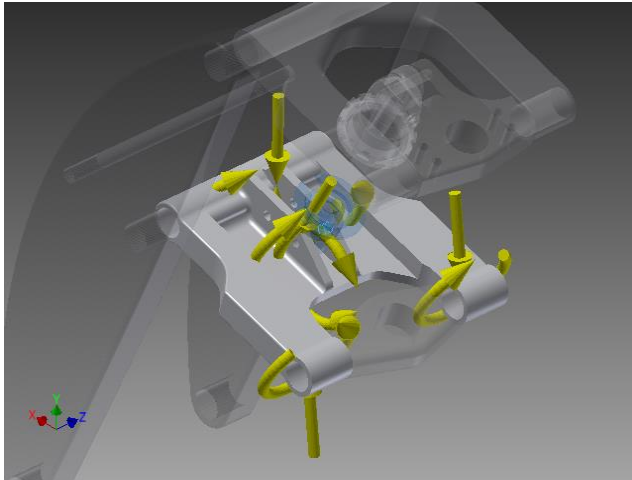
Selected Face(s)

Force:2

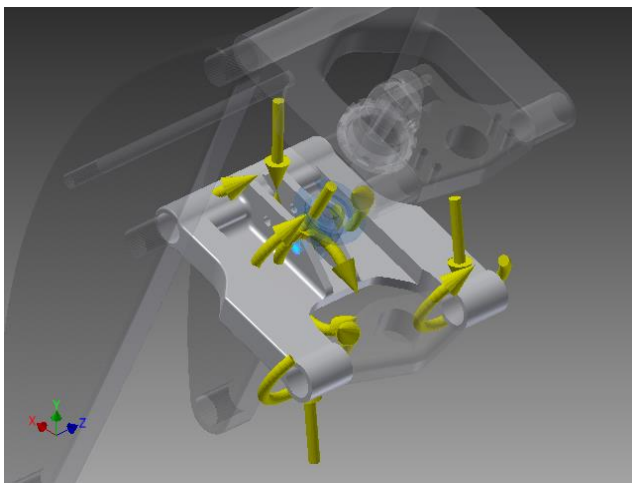
Load Type	Force
Magnitude	1522,477 N
Vector X	205,680 N
Vector Y	1508,520 N
Vector Z	0,000 N

Selected Face(s)**Moment:5**

Load Type	Moment
Magnitude	73755,434 N mm
Vector X	-64441,980 N mm
Vector Y	-35876,110 N mm
Vector Z	0,000 N mm

Selected Face(s)**Force:3**

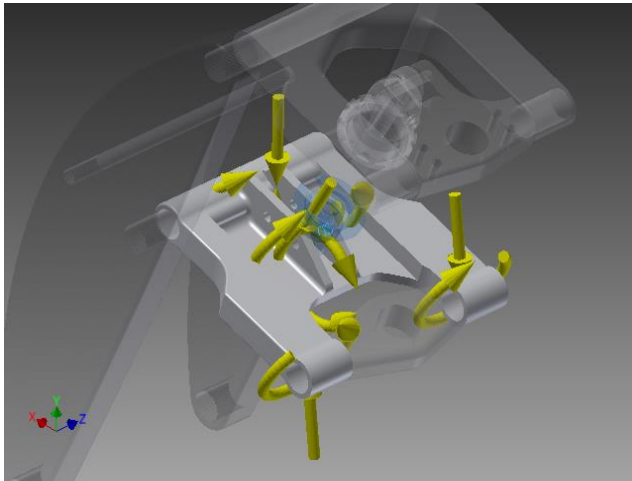
Load Type	Force
Magnitude	3597,828 N
Vector X	1750,060 N
Vector Y	-3143,510 N
Vector Z	0,000 N

Selected Face(s)

Force:4

Load Type	Force
Magnitude	3597,828 N
Vector X	-1750,060 N
Vector Y	3143,510 N
Vector Z	0,000 N

Selected Face(s)



Results

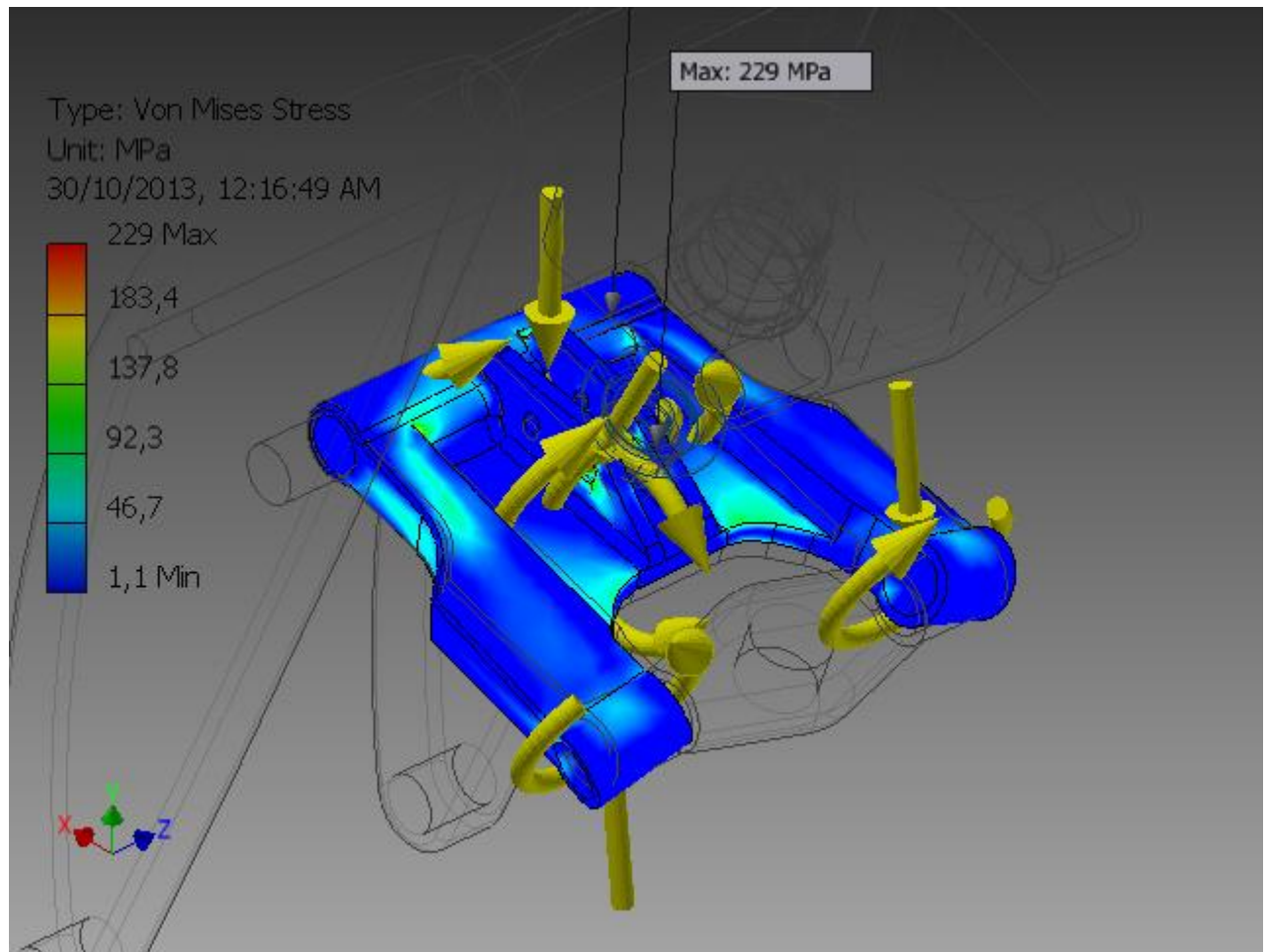
Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)

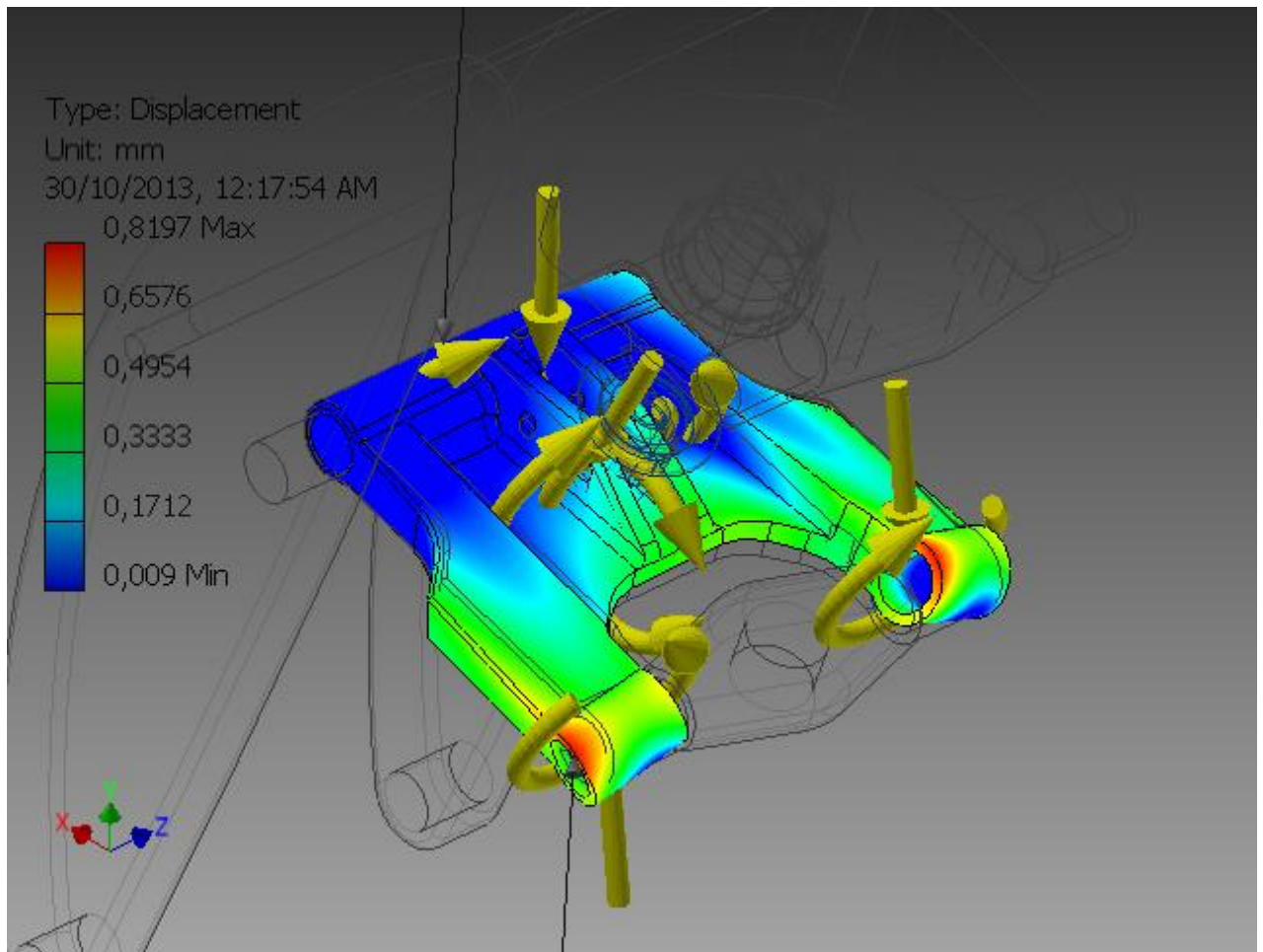
Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	8945790 mm ³	
Mass	2,35392 kg	
Von Mises Stress	1,1157 MPa	229,001 MPa
1st Principal Stress	-13,2972 MPa	223,417 MPa

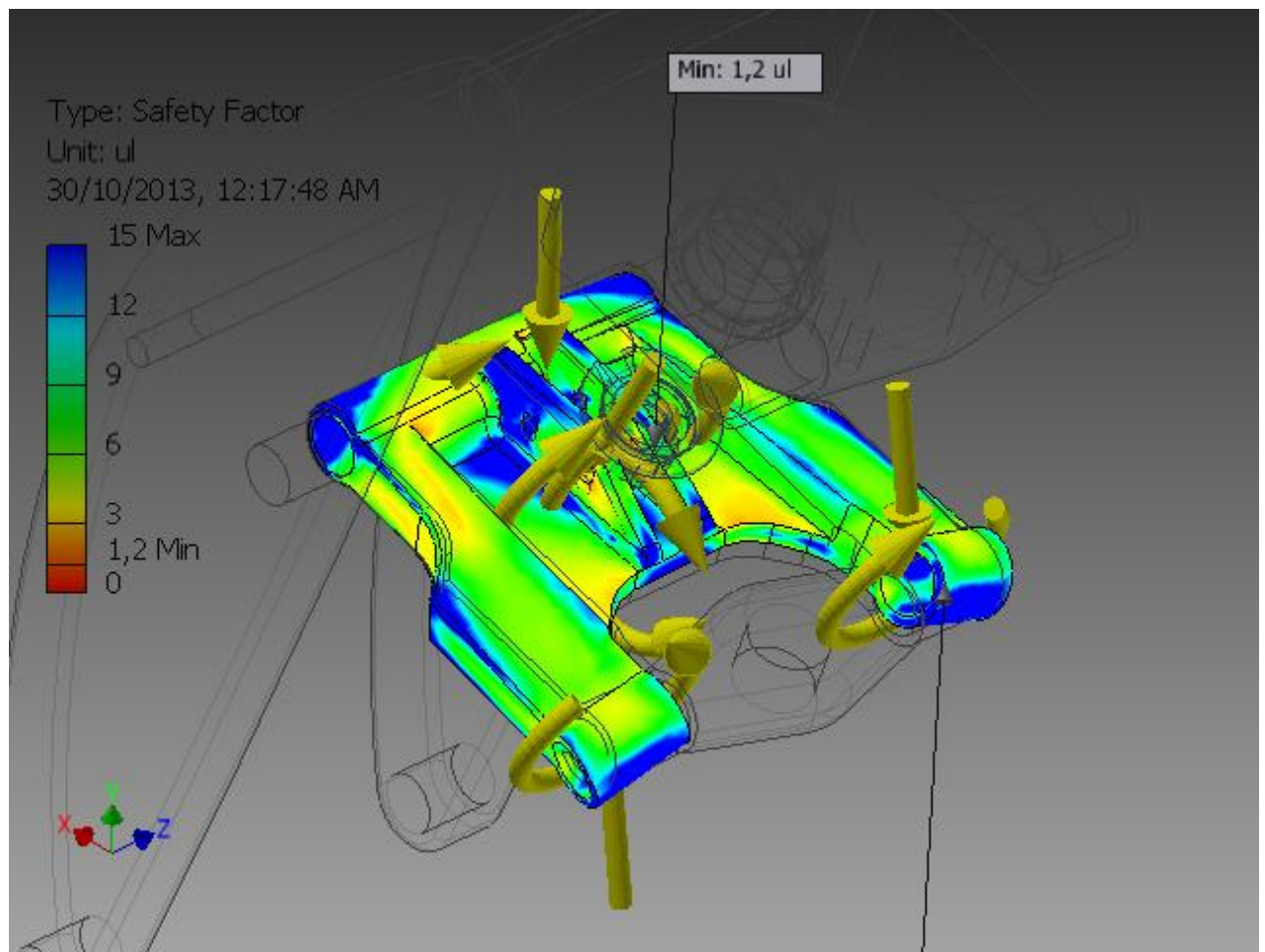
3rd Principal Stress	-249,307 MPa	38,9024 MPa
Displacement	0,00900674 mm	0,819738 mm
Safety Factor	1,20087 ul	15 ul
Stress XX	-173,365 MPa	143,856 MPa
Stress XY	-87,5019 MPa	75,3135 MPa
Stress XZ	-77,5055 MPa	83,5116 MPa
Stress YY	-220,457 MPa	176,018 MPa
Stress YZ	-80,8816 MPa	81,5064 MPa
Stress ZZ	-98,1041 MPa	182,165 MPa
X Displacement	-0,23341 mm	0,218581 mm
Y Displacement	-0,561714 mm	0,610917 mm
Z Displacement	-0,595627 mm	0,563497 mm
Equivalent Strain	0,0000146973 ul	0,00297631 ul
1st Principal Strain	0,00000757457 ul	0,00295284 ul
3rd Principal Strain	-0,00316674 ul	-0,0000129203 ul
Strain XX	-0,00197213 ul	0,00173425 ul
Strain XY	-0,00168908 ul	0,0014538 ul
Strain XZ	-0,00149612 ul	0,00161205 ul
Strain YY	-0,00260985 ul	0,00198484 ul
Strain YZ	-0,00156129 ul	0,00157334 ul
Strain ZZ	-0,00132774 ul	0,00204299 ul

Figures**Von Mises Stress**

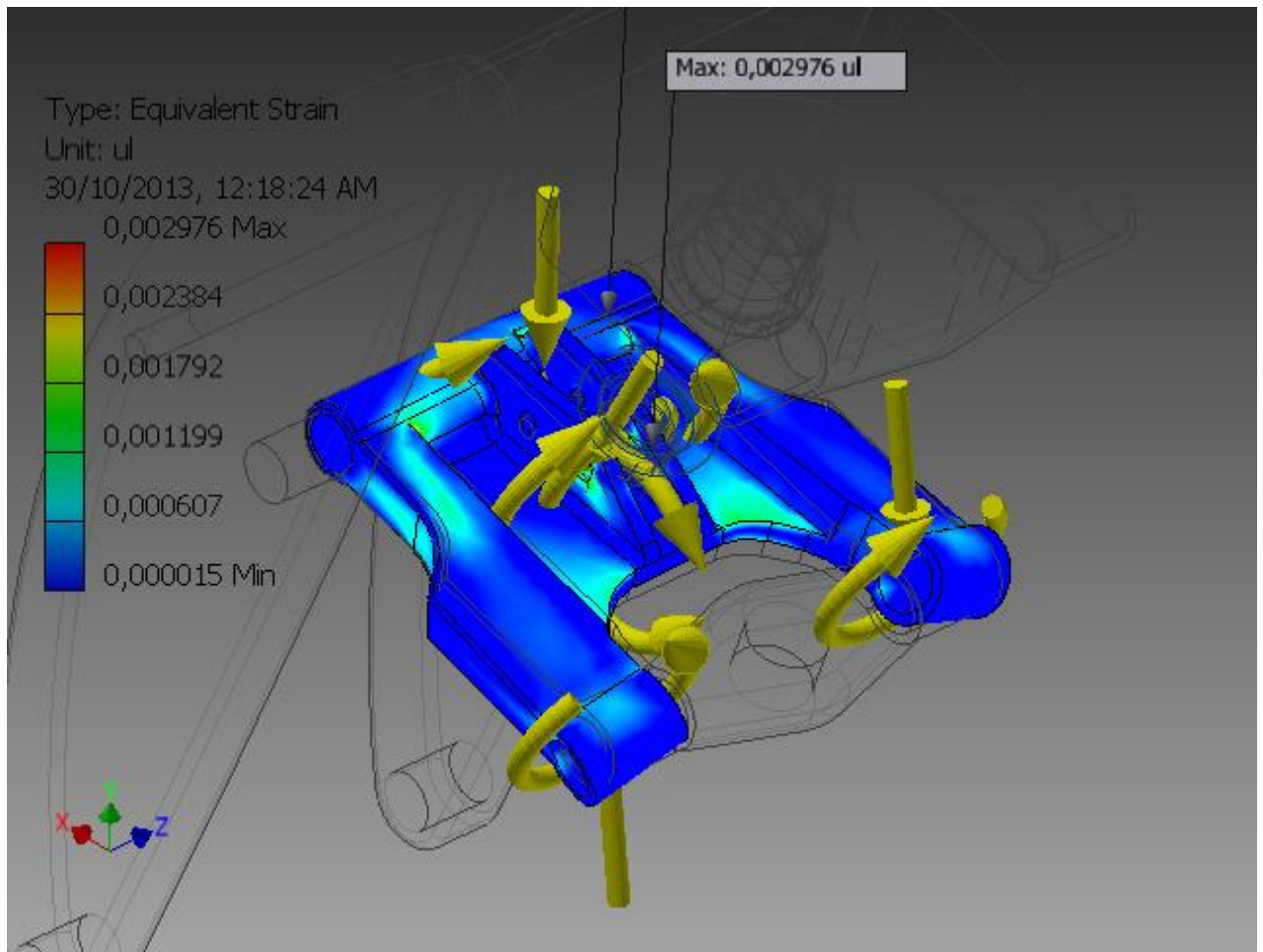
Displacement



Safety Factor



Equivalent Strain



Girder - Stress Analysis Report



Analyzed File:	Suspension_assembly.iam
Autodesk Inventor Version:	2014 (Build 180170000, 170)
Creation Date:	30/10/2013, 12:37 AM
Simulation Author:	John Bardakis
Summary:	Stress Analysis Report - Girder (Loads exported from Dynamic Simulation Environment @ 0.75sec - Same Results apply to both Girders)

Project Info (iProperties)

Summary

Author	John Bardakis
--------	---------------

Project

Part Number	Girder
Designer	John Bardakis

Status

Design Status	WorkInProgress
---------------	----------------

Physical

Mass	29,2697 kg
Area	932201 mm ²
Volume	8945790 mm ³
Center of Gravity	x=164,681 mm y=75,308 mm z=0,00521602 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

Simulation:1

General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	30/10/2013, 12:35 AM
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	Yes
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	Yes
Part Name(s)	girder_parametric:2
Time Step	0,75

Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	Yes
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Material(s)

Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2,71 g/cm ³
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa

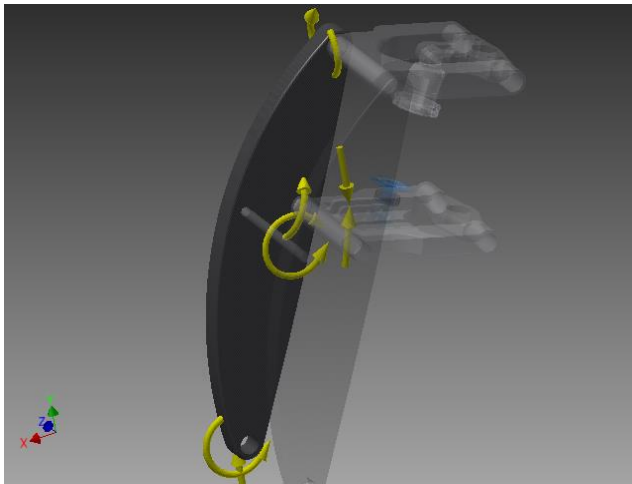
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa
Part Name(s)	ohlins_lower_body ohlins_top_body girder_parametric	

Operating conditions

Gravity

Load Type	Gravity
Magnitude	9810,000 mm/s ²
Vector X	0,000 mm/s ²
Vector Y	-9810,000 mm/s ²
Vector Z	0,000 mm/s ²

Selected Face(s)

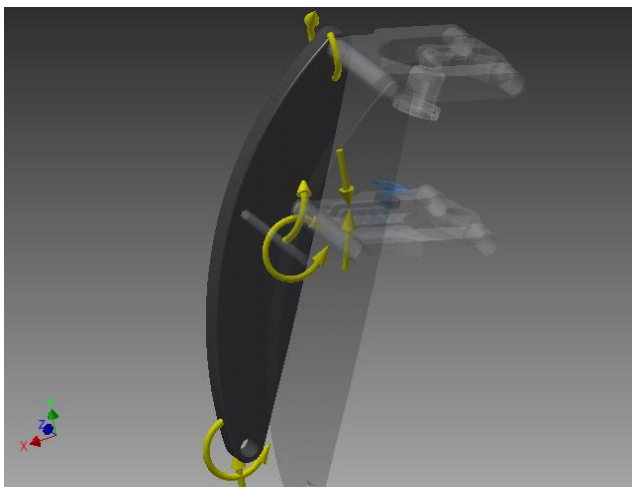


Body Loads

Load Type	Body Loads
Linear Acceleration	
Magnitude	6282,462 mm/s ²
Vector X	-1607,957 mm/s ²

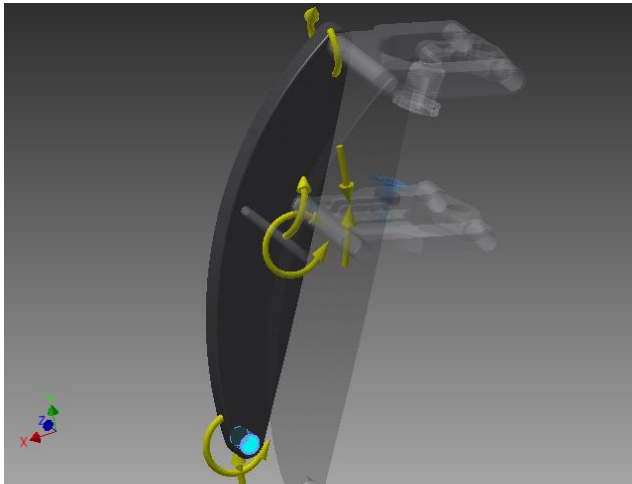
Vector Y	6073,204 mm/s ²
Vector Z	0,000 mm/s ²
Angular Velocity	
Magnitude	0,009 deg/s
Vector X	0,000 deg/s
Vector Y	0,000 deg/s
Vector Z	-0,009 deg/s
Axis Location X	230,445 mm
Axis Location Y	-1,050 mm
Axis Location Z	95,000 mm
Angular Acceleration	
Magnitude	2,099 deg/s ²
Vector X	0,000 deg/s ²
Vector Y	0,000 deg/s ²
Vector Z	2,099 deg/s ²

Selected Face(s)

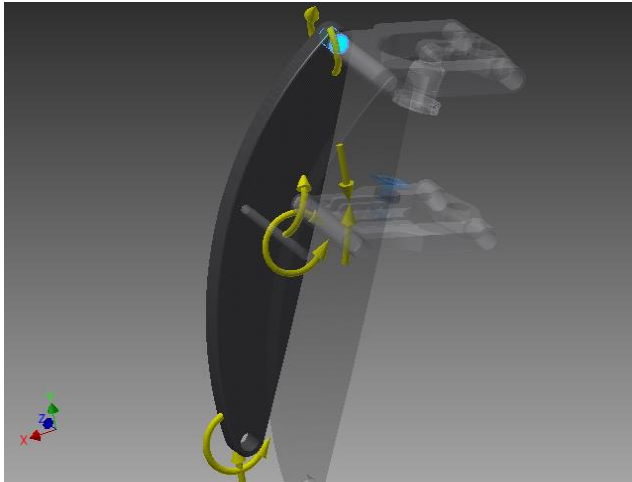


Moment:1

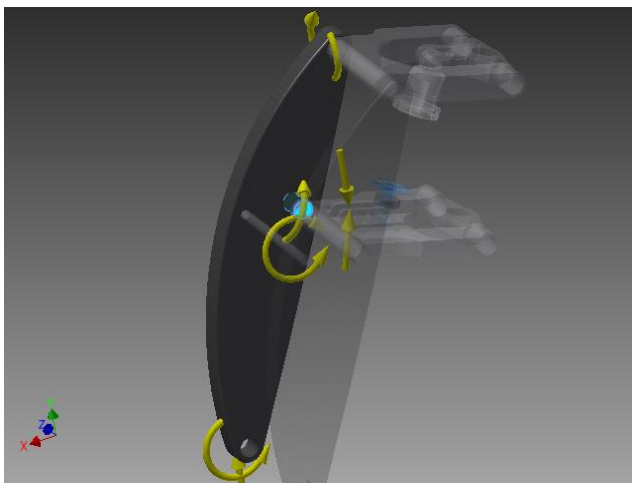
Load Type	Moment
Magnitude	834000,000 N mm
Vector X	0,000 N mm
Vector Y	0,000 N mm
Vector Z	-834000,000 N mm

Selected Face(s)**Moment:2**

Load Type	Moment
Magnitude	87404,257 N mm
Vector X	-87403,880 N mm
Vector Y	-256,675 N mm
Vector Z	0,000 N mm

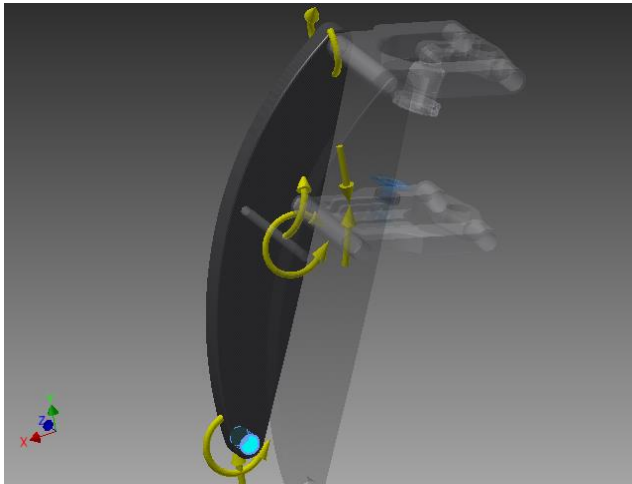
Selected Face(s)**Moment:3**

Load Type	Moment
Magnitude	451309,909 N mm
Vector X	392893,937 N mm
Vector Y	222069,782 N mm
Vector Z	0,000 N mm

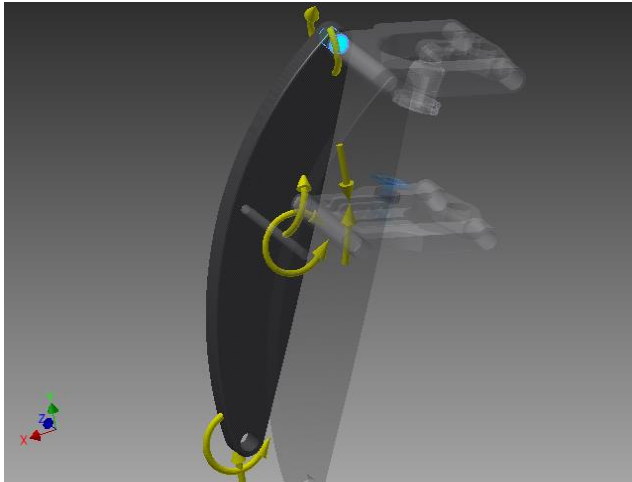
Selected Face(s)

Force:1

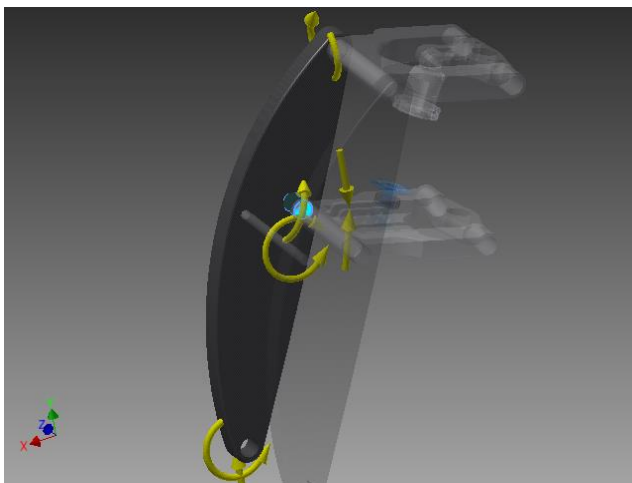
Load Type	Force
Magnitude	2200,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	2200,000 N
Vector Z	0,000 N

Selected Face(s)**Force:2**

Load Type	Force
Magnitude	9446,428 N
Vector X	-5538,911 N
Vector Y	7652,154 N
Vector Z	0,000 N

Selected Face(s)**Force:3**

Load Type	Force
Magnitude	11282,748 N
Vector X	5551,745 N
Vector Y	-9822,348 N
Vector Z	0,000 N

Selected Face(s)

Results

Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)

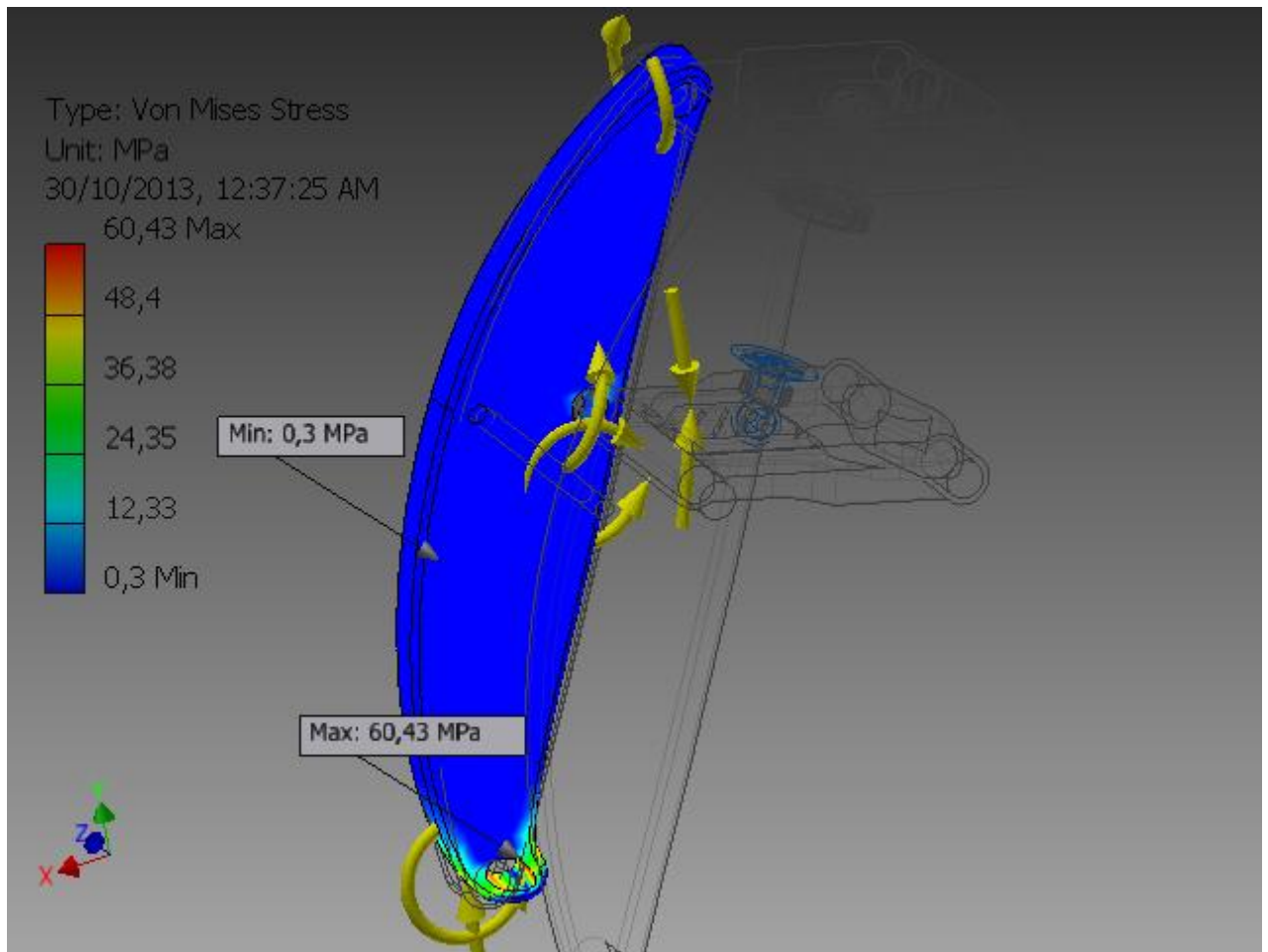
Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	8945790 mm ³	
Mass	7,97872 kg	
Von Mises Stress	0,301345 MPa	60,4308 MPa
1st Principal Stress	-6,43382 MPa	57,3377 MPa
3rd Principal Stress	-69,0125 MPa	4,56647 MPa
Displacement	0,00305364 mm	0,098514 mm
Safety Factor	4,55066 ul	15 ul
Stress XX	-57,9745 MPa	38,2384 MPa
Stress XY	-11,5743 MPa	32,0262 MPa
Stress XZ	-8,46055 MPa	7,94326 MPa
Stress YY	-47,4675 MPa	51,5861 MPa
Stress YZ	-6,11534 MPa	9,57825 MPa
Stress ZZ	-18,9106 MPa	12,416 MPa
X Displacement	-0,0974295 mm	0,0321119 mm
Y Displacement	-0,0415538 mm	0,031055 mm
Z Displacement	-0,0390902 mm	0,0404181 mm
Equivalent Strain	0,00000393501 ul	0,000789242 ul
1st Principal Strain	0,00000166611 ul	0,000821275 ul
3rd Principal Strain	-0,000886388 ul	-0,00000274806 ul
Strain XX	-0,000683828 ul	0,000446538 ul

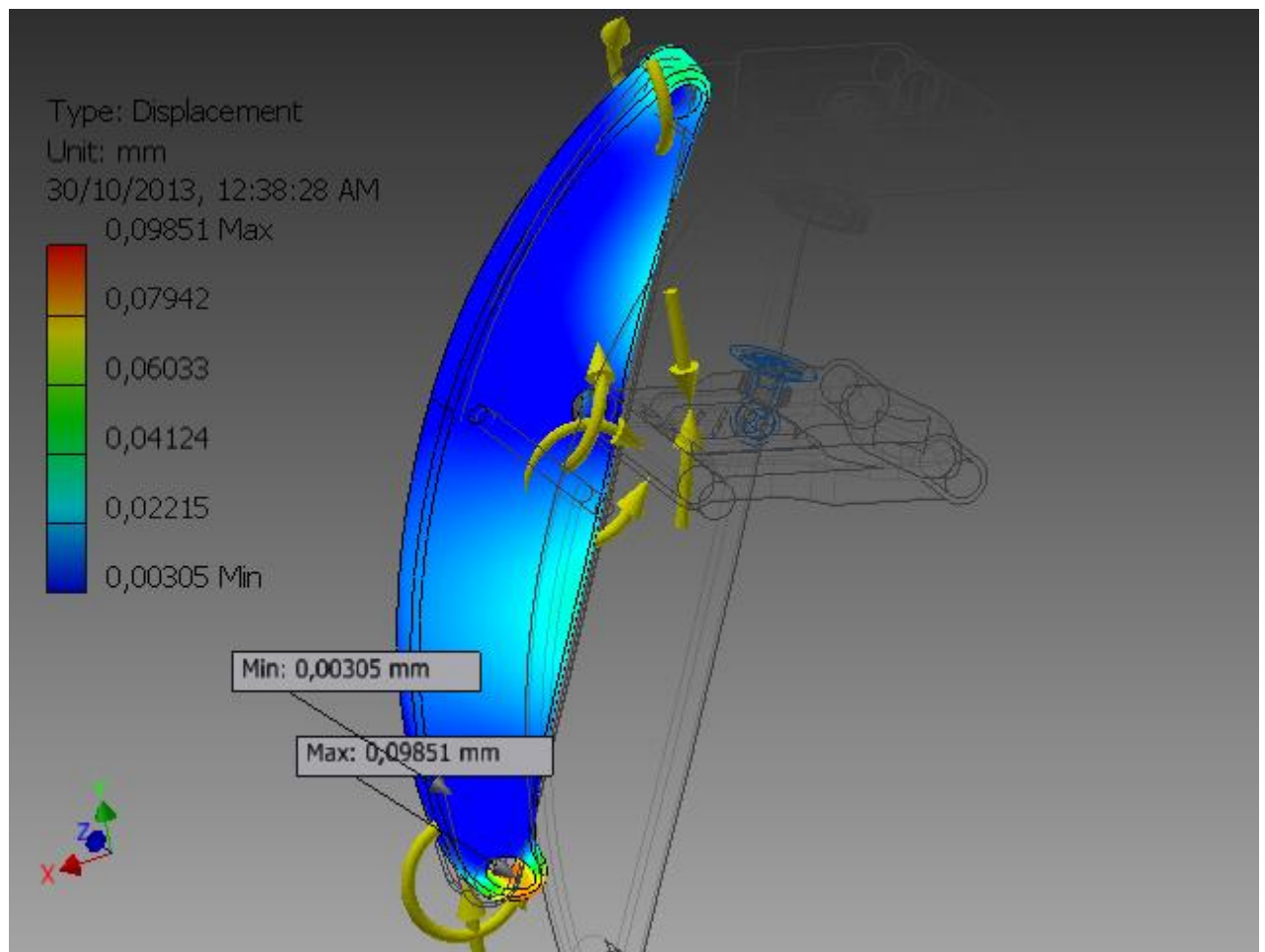
Strain XY	-0,000223423 ul	0,000618212 ul
Strain XZ	-0,000163317 ul	0,000153331 ul
Strain YY	-0,000619226 ul	0,000734882 ul
Strain YZ	-0,000118046 ul	0,000184892 ul
Strain ZZ	-0,000239082 ul	0,000228939 ul

Figures

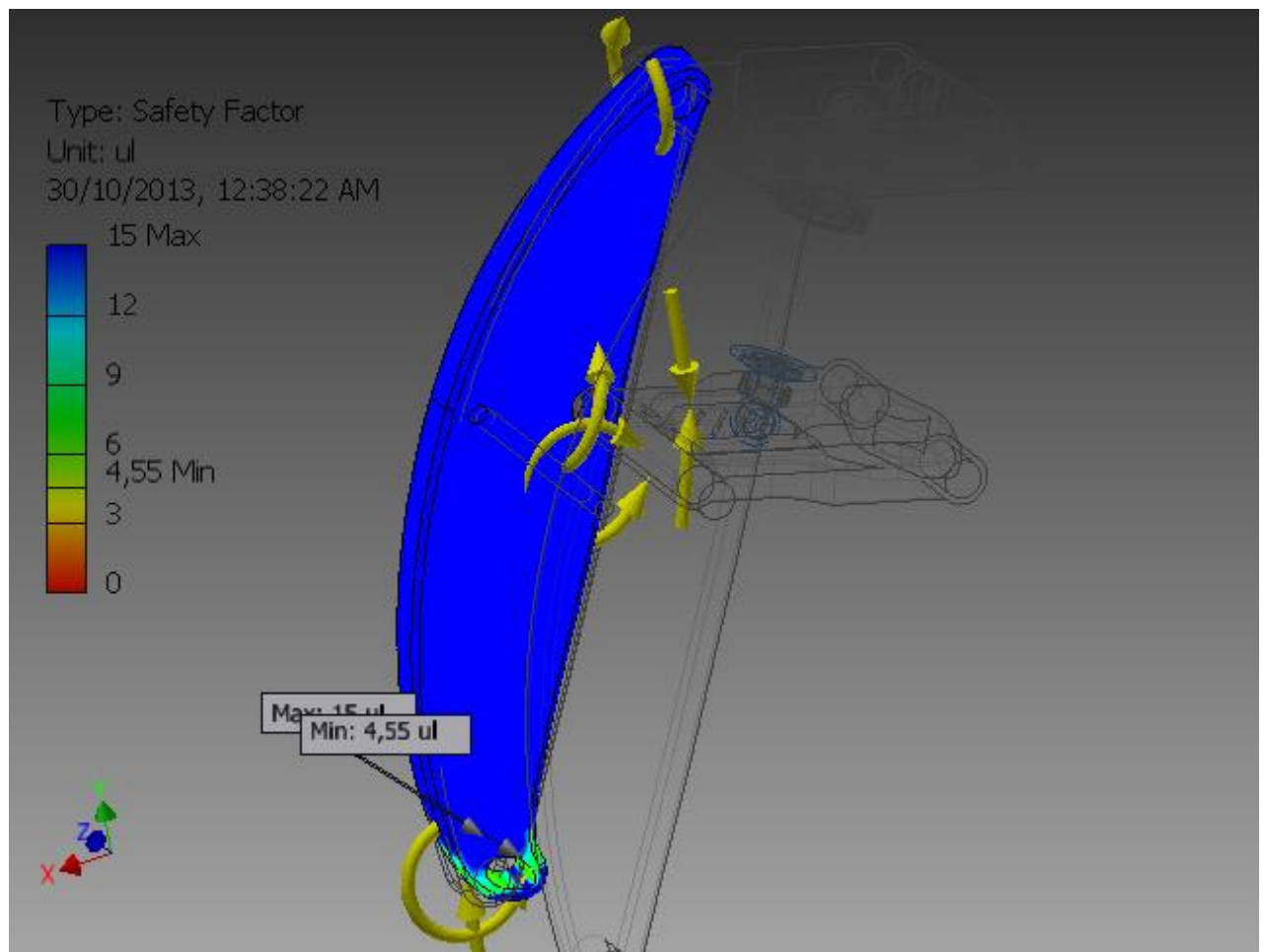
Von Mises Stress



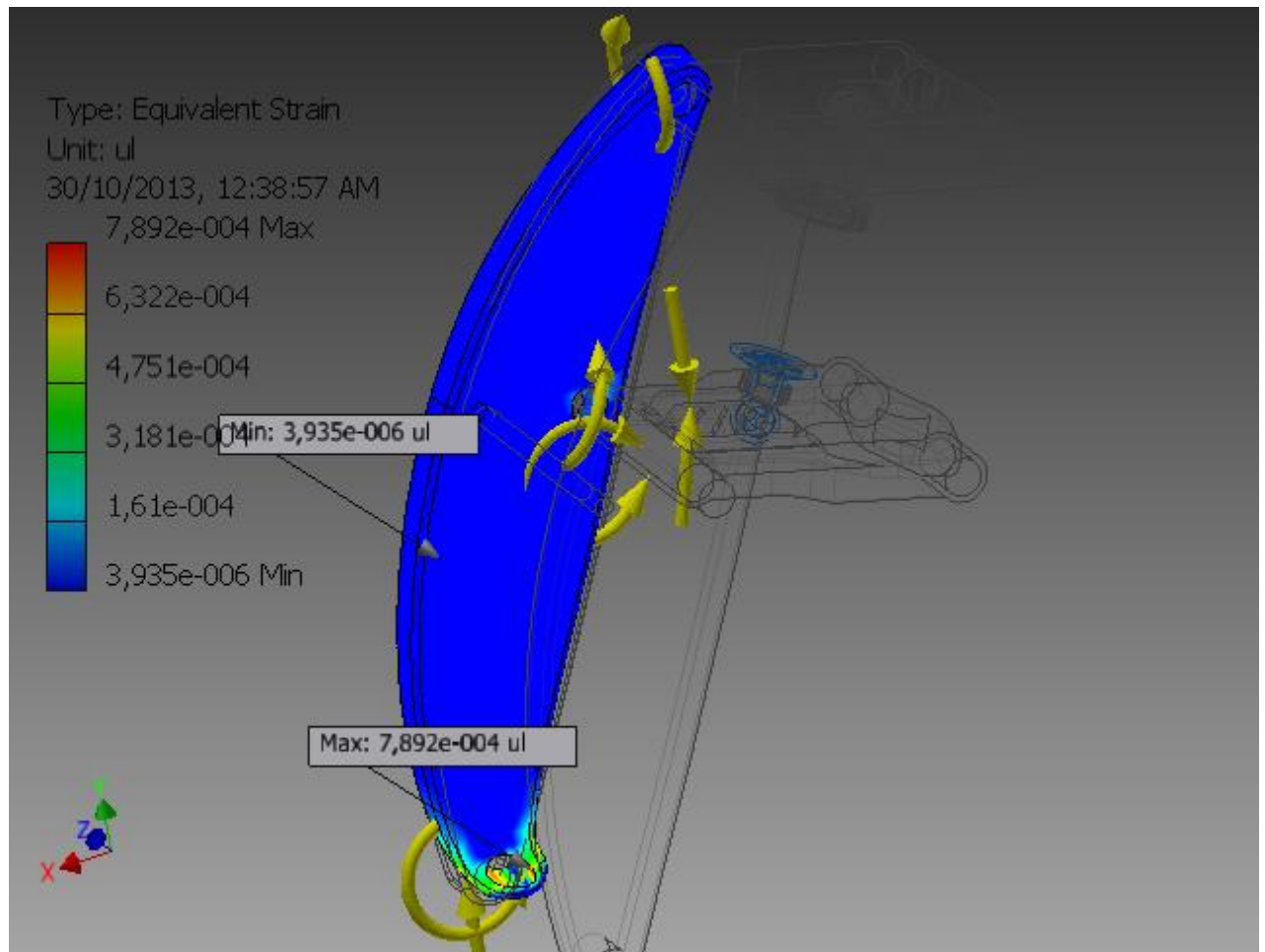
Displacement

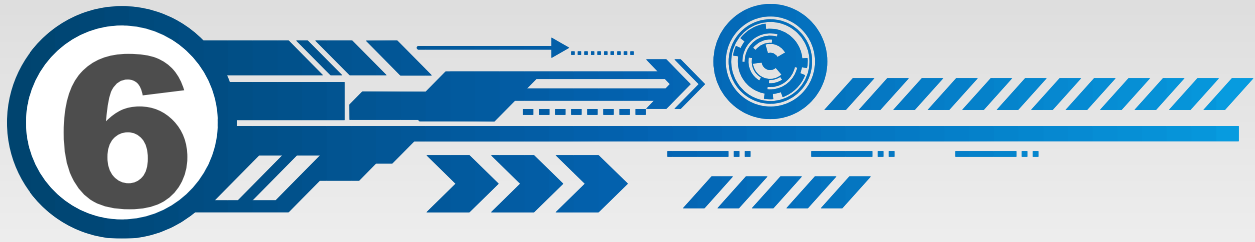


Safety Factor



Equivalent Strain





Συμπεράσματα

Κύρια Συμπεράσματα - Παρατηρήσεις

Ολοκληρώνοντας την μελέτη πάνω στην εναλλακτική πρόταση για την εμπρός ανάρτηση μοτοσικλέτας, οδηγούμαι στα παρακάτω συμπεράσματα:

Με την συγκεκριμένη γεωμετρία που ανέλυσα και σχεδίασα, για την συγκεκριμένη μοτοσικλέτα, με το συγκεκριμένο πλαίσιο, πληρούνται όλοι οι στόχοι που είχα θέσει εξ αρχής (αμετάβλητη γωνία κάστερ, κάθετη κίνηση του κέντρου του τροχού ως προς το έδαφος κτλ.).

Επιπλέον με τη συγκεκριμένη σχεδιαστική προσέγγιση, επιτυγχάνεται, όπως αναφέρεται και στο κεφάλαιο 5, εύκολη προσαρμοστικότητα της λύσης αυτής σε σχεδόν οποιαδήποτε μοτοσικλέτα παραγωγής.

Λόγω του τρόπου σχεδίασης των τεμαχίων που απαρτίζουν την λύση, γεωμετρία της ανάρτησης μπορεί να αλλάξει πολύ εύκολα, προσαρμόζοντας την ανάρτησης σε διαφορετικές κάθε φορά απαιτήσεις γεωμετρίας, άνεσης, απόκρισης και δυναμικών χαρακτηριστικών.

Αυτό επιτυγχάνεται με κατασκευή οικογένειας ουσιαστικά ομοίων τεμαχίων, με διαφορετικές βασικές διαστάσεις (scaling).

Με τη χρήση κατάλληλων σχεδιαστικών εργαλείων, είναι δυνατή η ταχεία σχεδίαση της γεωμετρίας των τεμαχίων, η διερεύνηση πληθώρας εναλλακτικών σχεδιάσεων και γεωμετριών, καθώς και η διερεύνηση των δυναμικών τους χαρακτηριστικών, χωρίς να απαιτείται κόστος για την κατασκευή ξεχωριστών πρωτοτύπων και φυσικών μοντέλων. Έτσι ο συνολικός χρόνος για να οδηγηθούμε σε λειτουργικό πρωτότυπο, πολύ κοντά σε τελικό προϊόν, από την αρχική σύλληψη της ιδέας, είναι μικρός και με κόστος σημαντικά πιο χαμηλό σε σχέση με συμβατικές προσεγγίσεις.

Προτάσεις για περαιτέρω βελτίωση - προσθήκες

Η συγκεκριμένη μελέτη είναι μια προσέγγιση πρώτου σταδίου στο πρόβλημα της εναλλακτικής εμπρός ανάρτησης μοτοσικλετών. Αφορά στην αρχική σύλληψη της ιδέας και της υλοποίησης, καθώς και μια αρχική σχεδίαση των κύριων μερών του μηχανισμού, με την αντίστοιχη δυναμική και στατική ανάλυση, ώστε να ελέγξω την ορθότητα των προσεγγισής μου.

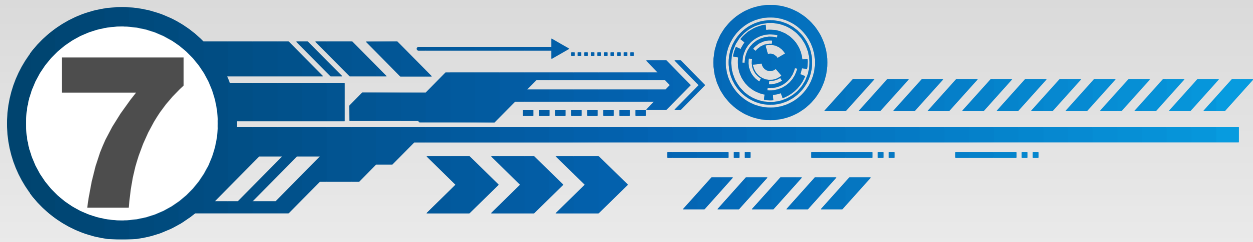
Από το σημείο αυτό και μετά προτείνω να γίνουν τα παρακάτω βήματα, ενέργειες ώστε να γίνει διερεύνηση σε βάθος της υλοποίησης αυτής της λύσης.

Προτείνεται η χρήση ανώτερου λογισμικού Multibody Simulation – Multiphysics έτσι ώστε να γίνει πλήρης simulation του μηχανισμού κάτω από πραγματικά μη γραμμικά φορτία, σε συνδυασμό με τη χρήση carbon fiber ως υλικό των 2 girder (το οποίο είναι μη γραμμικό υλικό που η απόδοσή του και οι παραμορφώσεις του εξαρτώνται από πολλούς παράγοντες), και συμπεριλαμβάνοντας στην ανάλυση επιπλέον τον τροχό μαζί με το ελαστικό (έντονα μη γραμμικό υλικό) καθώς και το σύστημα πέδησης (έντονα μη γραμμικά φαινόμενα με σημαντική έκλυση θερμότητας).

Συνίσταται στο μοντέλο να συμπεριληφθεί και η υπόλοιπη μοτοσικλέτα (το πλαίσιο, ο κινητήρας, το σύστημα μετάδοσης, η πίσω ανάρτηση, ο αναβάτης κτλ.).

Τέλος προτείνεται η εισαγωγή στην μελέτη και στην μοντελοποίηση, η επίδραση του γυροσκοπικού φαινομένου, καθώς και όλων των άλλων φαινομένων που λαμβάνουν χώρα όταν η μοτοσικλέτα διαγράφει καμπή και άρα βρίσκεται υπό κλίση.

Με την μελέτη όλων των ανωτέρω, έστω και σε simulation περιβάλλον, τα αποτελέσματα και η προσέγγιση δεν θα έχουν να ζηλέψουν τίποτε από τις αντίστοιχες «εργοστασιακές» προμελέτες των κατασκευαστών μοτοσικλετών.



Βιβλιογραφία

Βιβλιογραφία - Πηγές

- ▶ FOALE T., *Motorcycle Handling & Chassis Design, The Art and science*, Tony Foale Editions, 2002
- ▶ Cocco G., *Motorcycle Design & Technology, How and Why*, Giorgio Nada Editore, 2001
- ▶ Norton R., *Machine Design, An Integrated Approach*, Prentice Hall, 2006
- ▶ Norton R., *Design of Machinery*, McGraw Hill, 2006
- ▶ Pacejka H., *Tyre and Vehicle Dynamics*, SAE International, 2005
- ▶ Milliken D., *Racecar Vehicle Dynamics*, SAE International, 2003
- ▶ Chironis N., *Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook*, McGraw Hill, 2001
- ▶ US Patents:
 1. J. Slater (US 4.179.135),
 2. C. Fior (US 4.388.978),
 3. Ribl (US 4.212.481),
 4. de Cortanze (US 4.265.329),
 5. Smith (US 3.917.313),
 6. Smith 1869 (US 91.682)
- ▶ Σπέντζας Κ, *Θεωρία κινήσεως τροχοφόρων οχημάτων*, Εκδόσεις ΕΜΠ
- ▶ Σπέντζας Κ, *Δυναμική Οχημάτων*, Εκδόσεις ΕΜΠ
- ▶ Ducati Motorcycles SA, *Technical Handbooks, Year Models 2000 – 2012*
- ▶ Aprilia Motorcycles SA, *Technical Publications Library*
- ▶ Άρθρα των περιοδικών μοτοσυκλέτας: *Bike (US)*, *Performance Bikes (US)*