



ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ ΚΡΗΤΗΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΚΑΙ ΔΙΟΙΚΗΣΗΣ
ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΟ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΣΤΗ ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΚΑΙ ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΠΡΟΪΟΝΤΩΝ

*Μελέτη αντοχής και προσομοιώσεις πρόσκρουσης πλαισίου
ηλεκτρικού – ηλιακού οχήματος*



ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ ΚΡΗΤΗΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΚΑΙ ΔΙΟΙΚΗΣΗΣ

**Μελέτη αντοχής και προσομοιώσεις πρόσκρουσης πλαισίου
ηλεκτρικού – ηλιακού οχήματος**



Διατριβή που υπεβλήθη για την μερική ικανοποίηση των απαιτήσεων για την απόκτηση
Μεταπτυχιακού Διπλώματος Ειδίκευσης

Υπό

Ευάγγελο Δ. Χρήστενα

Επιβλέπων: Νικόλαος Χρ. Τσουρβελούδης, Καθηγητής

Συνεπιβλέπων: Πολυχρόνης Σπανουδάκης, ΕΔΙΠ

ΧΑΝΙΑ 2021

Η διατριβή του Ευάγγελου Δ. Χρήστενα, εγκρίνεται από:

Νικόλαος Χρ. Τσουρβελούδης

Καθηγητής, Επιβλέπων

Πολυχρόνης Σπανουδάκης

ΕΔΙΠ

Ιωάννης Κ. Νικολός

Καθηγητής

Ευχαριστίες

Με την ολοκλήρωση αυτής της εργασίας, κλείνει ο κύκλος των σπουδών μου στο Πολυτεχνείο Κρήτης.

Πρωτίστως, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή μου κ. Νικόλαο Τσουρβελούδη για την καθοδήγηση και την αμέριστη συνδρομή του κατά την εκπόνηση της εργασίας αυτής, αλλά και για την ευκαιρία που μου έδωσε να ολοκληρώσω τις σπουδές μου ερευνώντας ένα τόσο ενδιαφέρον θέμα.

Θερμές ευχαριστίες οφείλω να δώσω στο Διδάκτορα της Σχολής Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης κ. Σπανουδάκη Πολυχρόνη. Η συνεργασία μαζί του ήταν μεγάλη τιμή για μένα.

Ένα μεγάλο ευχαριστώ οφείλω στους γονείς μου Δημήτρη και Ευγενία για την αγάπη τους και την υποστήριξη που μου παρείχαν σε κάθε μου επιλογή, καθώς και για τη συνεισφορά τους, τόσο ηθική όσο και υλική κατά την πολυετή διάρκεια των σπουδών μου στην πόλη των Χανίων.

Περίληψη

Η εργασία αυτή έχει ως αντικείμενο την μελέτη αντοχής και την ανάλυση με χρήση πεπερασμένων στοιχείων, του πλαισίου ενός νέου υβριδικού οχήματος, το οποίο ανήκει στην κατηγορία των ελαφριών τετράτροχων (Quadricycle) οχημάτων. Στόχος της μελέτης είναι η βελτίωση του σχεδιασμού του αρχικού πλαισίου με ταυτόχρονη βελτίωση της ακαμψίας του σε στατικά φορτία και της ασφάλειας των επιβατών κατά την διάρκεια μίας πρόσκρουσης. Αρχικά, γίνεται ο προσδιορισμός των προδιαγραφών που πρέπει να πληρεί το όχημα για χρήση στο δρόμο και παρουσιάζεται η αντίστοιχη νομοθεσία. Στη συνέχεια διεξάγεται η μελέτη αντοχής του πλαισίου σε στατικά φορτία, με χρήση εξειδικευμένου λογισμικού πεπερασμένων στοιχείων, όπου μοντελοποιείται η εφαρμογή των φορτίων που ασκούνται στο πλαίσιο και μέσω της προσομοίωσης αξιολογούνται τα αποτελέσματα τάσεων και μετατοπίσεων. Σε επόμενο στάδιο πραγματοποιείται η μοντελοποίηση του πλαισίου με σκοπό την μελέτη προσομοιώσεων πρόσκρουσης. Οι προκύπτουσες τάσεις και μετατοπίσεις αφορούν τη μετωπική σύγκρουση σε άκαμπτο τοίχωμα. Έπειτα, υλοποιείται η μελέτη αντοχής των αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας των επιβατών του οχήματος σύμφωνα με τις απαιτήσεις της παθητικής ασφάλειας των τετράκυκλων οχημάτων. Τα αποτελέσματα των παραπάνω προσομοιώσεων επαναλαμβάνονται, με στόχο τη βελτίωση του τελικού σχεδιασμού του πλαισίου, το οποίο ικανοποιεί τις προδιαγραφές και τους στόχους που τέθηκαν εξ αρχής.

Abstract

The object of this work is the structural analysis of the chassis of a new zero emissions vehicle, powered by solar and electric energy, which belongs to the category of light quadricycles. The main target is to improve the design of the original chassis targeting higher rigidity in static loads and the safety of passengers during an impact. At first, the vehicle specifications are set as also the considerations and current legislation that must be met for road use. Then the structural analysis of static loads is carried out on the chassis, using a dedicated finite element analysis software. The loads acting on the chassis as also the materials used are modeled and the effects of stresses and displacements are evaluated through simulation scenarios. In the next step, the chassis is modeled in order to study crash test simulation scenarios. The resulting stresses and displacements are evaluated for a frontal impact on a rigid wall. Next, a dynamic simulation analysis is performed, in order to evaluate the anchorages of the passengers' safety belts, according to the passive safety requirements for four-wheeled vehicles. The results of the above simulations are repeated, in order to improve the final design of the frame, so that the specifications and objectives set are met.

Περιεχόμενα

Λίστα Εικόνων.....	15
Λίστα Πινάκων	17
1. Εισαγωγή	18
1.1. Η ιστορική εξέλιξη των πλαισίων των οχημάτων.....	18
1.2. Βασικοί Τύποι Πλαισίων.....	19
1.2.1. Πλαίσιο τύπου σκάλας.....	19
1.2.2. Πλαίσιο τύπου χωροδικτύωματος.....	20
1.2.3. Πλαίσιο τύπου «ψαροκόκαλο»	22
1.2.4. Αυτοφερόμενα πλαίσια.....	22
1.2.5. Υποπλαίσια	24
1.3. Πλαίσια οχημάτων πόλης.....	25
1.4. Η Κατηγορία των τετράκυκλων οχημάτων – Quadricycles.....	26
1.5. Νομοθεσία πιστοποίησης τετράκυκλων οχημάτων	27
1.5.1. Γενικοί κανόνες πιστοποίησης.....	27
1.5.2. Προδιαγραφές ελέγχου αγκυρώσεων ζωνών ασφαλείας.....	28
1.6. Σχετικές ερευνητικές εργασίες.....	30
1.6.1. Μελέτη αντοχής στατικών φορτίων.....	30
1.6.2. Μελέτη προσομοιώσεων πρόσκρουσης.....	31
1.6.3. Μελέτη αντοχής αγκυρώσεων ζωνών ασφαλείας.....	32
1.7. Το όχημα Sunnyclist	32
2. Μελέτη αντοχής οχήματος.....	35
2.1. Μέθοδος Πεπερασμένων Στοιχείων.....	35
2.1.1. Θεωρίες Αστοχίας.....	37
2.2. Στατική φόρτιση πλαισίου	37
2.3. Προσομοιώσεις Πρόσκρουσης.....	38
2.3.1. Αξιολόγηση των τετράκυκλων οχημάτων	39
2.3.2. Μη γραμμική ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων για πρόσκρουση	40
2.3.3. Αξιοπιστία σύγκρουσης (Crashworthiness).....	41
2.4. Αντοχή αγκυρώσεων ζωνών ασφαλείας	42
2.4.1. Το μοντέλο της LSTC.....	43
3. Μοντελοποίηση	45
3.1. Μοντελοποίηση στατικής φόρτισης.....	45
3.1.1. Δημιουργία πλέγματος.....	45
3.1.2. Μοντελοποίηση συνδέσεων.....	47

3.1.3.	Μοντελοποίηση υλικών και πάχους διατομών	48
3.1.4.	Μοντελοποίηση περιορισμών	49
3.1.5.	Μοντελοποίηση βαρύτητας και δυνάμεων	50
3.2.	Μοντελοποίηση προσομοίωσης πρόσκρουσης	52
3.2.1.	Δημιουργία πλέγματος	53
3.2.2.	Εισαγωγή άκαμπτου τοιχώματος και οδοστρώματος	53
3.2.3.	Μοντελοποίηση υλικών και περιορισμών	53
3.2.4.	Μοντελοποίηση επαφών	55
3.2.5.	Εισαγωγή επιπρόσθετων μαζών	56
3.2.6.	Αρχική ταχύτητα και επιτάχυνση της βαρύτητας	57
3.2.7.	Έλεγχος της ακεραιότητας του μοντέλου	58
3.3.	Μοντελοποίηση μελέτης αντοχής των αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας	58
3.3.1.	Μοντελοποίηση Δυνάμεων	58
3.3.2.	Μοντελοποίηση περιορισμών	59
3.3.3.	Μοντελοποίηση επαφών και έλεγχοι ακεραιότητας του μοντέλου	60
4.	Αποτελέσματα Προσομοιώσεων	61
4.1.	Αποτελέσματα προσομοιώσεων αρχικού πλαισίου	61
4.1.1.	Αποτελέσματα στατικής ανάλυσης	61
4.1.2.	Αποτελέσματα προσομοίωσης πρόσκρουσης	62
4.1.3.	Αποτελέσματα ανάλυσης αντοχής των αγκυρώσεων	66
4.1.4.	Επανασχεδιασμός σασί	67
4.2.	Αποτελέσματα Προσομοιώσεων επανασχεδιασμένου πλαισίου	70
4.2.1.	Αποτελέσματα στατικής ανάλυσης	70
4.2.2.	Αποτελέσματα προσομοίωσης πρόσκρουσης	72
4.2.3.	Αποτελέσματα ανάλυσης αντοχής των αγκυρώσεων	75
4.2.4.	Τελικός σχεδιασμός πλαισίου	76
4.3.	Αποτελέσματα Προσομοιώσεων τελικού πλαισίου	78
4.3.1.	Αποτελέσματα στατικής ανάλυσης	78
4.3.2.	Αποτελέσματα προσομοίωσης πρόσκρουσης	80
4.3.3.	Αποτελέσματα ανάλυσης αντοχής των αγκυρώσεων	82
5.	Συμπεράσματα	84
5.1.	Τελικά συμπεράσματα	84
5.2.	Μελλοντικές επεκτάσεις	85
	Βιβλιογραφία	86

Λίστα Εικόνων

Εικόνα 1. Mercedes S-Class του 1965	18
Εικόνα 2. Πλαίσιο αυτοκινήτου σε πρόγραμμα προσομοίωσης CAE	19
Εικόνα 3. Πλαίσιο τύπου σκάλας του Mercedes – Benz, G – Class.....	20
Εικόνα 4. Πλαίσιο τύπου χωροδικτυώματος. Caterham Seven	21
Εικόνα 5. Mercedes – Benz 300SL “Gullwing” του 1957.....	21
Εικόνα 6. (a) Το Tatra 11 του 1923, (b) Σασί τύπου ψαροκόκαλο της Lotus Elan του 1965.....	22
Εικόνα 7. Αλουμινένιο πλαίσιο Jaguar XJ.....	23
Εικόνα 8. Αυτοφερόμενο σασί από ανθρακονήματα – Koenigsegg Agera Rs.....	24
Εικόνα 9. Πίσω υποπλαίσιο κινητήρα. Lamborghini Aventador LP 700-4 του 2015	25
Εικόνα 10. Ηλεκτρικό όχημα Renault ZOE του 2019	26
Εικόνα 11. Τετράκυκλα οχήματα στην αγορά [6]	26
Εικόνα 12. Γεωμετρική θέση των αγκυρώσεων της ζώνης ασφαλείας [11].....	29
Εικόνα 13. Το 1ο μοντέλο Sunnyclick	33
Εικόνα 14. Το σασί του 2 ^{ου} μοντέλου	33
Εικόνα 15. Τύποι πεπερασμένων στοιχείων για (a) μονοδιάστατα, (b) δισδιάστατα και (c) τρισδιάστατα προβλήματα	36
Εικόνα 16. Κουτιά σύγκρουσης οχημάτων	39
Εικόνα 17. Η πρώτη καμπάνια δοκιμής πρόσκρουσης σε τετράκυκλα από το Euro NCAP [6]	39
Εικόνα 18. Παράδειγμα εσωτερικής, κινητικής και συνολικής ενέργειας κατά τη μετωπική πρόσκρουση	42
Εικόνα 19. Οι ζώνες ασφαλείας αγκυρωμένες στη συσκευή φόρτισης και αποτελέσματα ανάλυσης του μοντέλου [53]	43
Εικόνα 20. Το μοντέλο ανάλυσης αντοχής των αγκυρώσεων της LSTC	43
Εικόνα 21. Οι μέγιστες δυνάμεις που ασκούνται στις τρεις αγκυρώσεις του μοντέλου.....	44
Εικόνα 22. Το αρχικό τρισδιάστατο μοντέλο του πλαισίου	45
Εικόνα 23. Τμήματα του μοντέλου όπου χρησιμοποιήθηκε πλέγμα στερεού όγκου	46
Εικόνα 24. Τελική μορφή πλαισίου μετά την ολοκλήρωση του πλέγματος.....	46
Εικόνα 25. Μοντελοποίηση συνδέσμων RBE2	47
Εικόνα 26. Συνδέσεις μεταξύ των εξαρτημάτων με χρήση της συνάρτησης Contact	47
Εικόνα 27. Οι διατομές των προφίλ που χρησιμοποιούνται στο πλαίσιο. (a) Διατομή A, (b) Διατομή B και (c) Διατομή Γ.....	48
Εικόνα 28. Μοντελοποίηση πάχους διατομών και υλικών	49
Εικόνα 29. Σημεία πακτώσεων του μοντέλου.....	50
Εικόνα 30. Τα φορτία από τον οδηγό και το εμπρόσθιο κάθισμα	50
Εικόνα 31. Φορτία συνεπιβατών και πίσω καθίσματος.....	51
Εικόνα 32. Τα φορτία από το κάλυμμα και τα φωτοβολταϊκά πάνελ.....	51
Εικόνα 33. (a) Το φορτίο από τις μπαταρίες, (b) Τα φορτία από τις πεταλιέρες.....	52
Εικόνα 34. Όλα τα φορτία που δέχεται το σασί.....	52
Εικόνα 35. Το μοντέλο έπειτα από την προσθήκη του τοιχώματος και του οδοστρώματος	53
Εικόνα 36. Η καμπύλη Τάσης – Παραμόρφωσης (a) για το αλουμίνιο 6060 – T6 και (b) για τον χάλυβα AISI 4140	54
Εικόνα 37. Δημιουργία επαφών (a) Η επαφή Single Surface και (b) η επαφή Surface to Surface	55
Εικόνα 38. Επιπρόσθετες μάζες (a) του οδηγού, (b) των μπαταριών	56

Εικόνα 39. Βαρύτητα τοποθετημένη σε όλα τα σώματα	57
Εικόνα 40. Αρχική ταχύτητα 12.5 m/s σε κάθε κόμβο του πλέγματος του οχήματος.....	57
Εικόνα 41. Εφαρμογή των δυνάμεων στη θέση του οδηγού	59
Εικόνα 42. Σημεία πάκτωσης του σασί για την μελέτη αντοχής των αγκυρώσεων	60
Εικόνα 43. Κατανομή Τάσεων στατικής ανάλυσης.....	61
Εικόνα 44. Μετατοπίσεις του μοντέλου από την επιβολή των στατικών φορτίων.....	61
Εικόνα 45. Κατανομή τάσεων στο σασί	62
Εικόνα 46. Κατανομή τάσεων στο τελευταίο στάδιο της πρόσκρουσης	63
Εικόνα 47. Μέγιστη μετατόπιση πλαισίου κατά την σύγκρουση	64
Εικόνα 48. Σημείο εμφάνισης ροπής στρέψης.....	64
Εικόνα 49. Εσωτερική, κινητική και συνολική ενέργεια κατά τη μετωπική πρόσκρουση του αρχικού πλαισίου	65
Εικόνα 50. Κινητική ενέργεια που απορροφήθηκε από τα κουτιά πρόσκρουσης	65
Εικόνα 51. Κατανομή τάσεων στο σασί (a) στα 0.08 s, (b) στο τέλος της διαδικασίας.....	66
Εικόνα 52. Το επανασχεδιασμένο σασί	68
Εικόνα 53. Η καμπύλη Τάσης – Παραμόρφωσης για το αλουμίνιο 6063 – T6.....	69
Εικόνα 54. Μοντελοποίηση πάχους διατομών και υλικών του επανασχεδιασμένου πλαισίου	70
Εικόνα 55. Κατανομή Τάσεων στατικής ανάλυσης.....	71
Εικόνα 56. Μετατοπίσεις του μοντέλου από την επιβολή των στατικών φορτίων.....	71
Εικόνα 57. Κατανομή τάσεων στο σασί	72
Εικόνα 58. Κατανομή τάσεων στο τελευταίο στάδιο της πρόσκρουσης	73
Εικόνα 59. Μέγιστη μετατόπιση νέου πλαισίου κατά την σύγκρουση.....	73
Εικόνα 60. Εσωτερική, κινητική και συνολική ενέργεια κατά τη μετωπική πρόσκρουση του επανασχεδιασμένου πλαισίου	74
Εικόνα 61. Κινητική ενέργεια που απορροφήθηκε από τα crash boxes	74
Εικόνα 62. Κατανομή (a) Τάσεων και (b) Μετατοπίσεων του επανασχεδιασμένου πλαισίου	75
Εικόνα 63. Τελικό σχέδιο του πλαισίου.....	77
Εικόνα 64. Μοντελοποίηση πάχους διατομών και υλικών του τελικού πλαισίου.....	78
Εικόνα 65. Κατανομή Τάσεων στατικής ανάλυσης.....	78
Εικόνα 66. Μετατοπίσεις του μοντέλου από την επιβολή των στατικών φορτίων.....	79
Εικόνα 67. Κατανομή τάσεων στο σασί	79
Εικόνα 68. Κατανομή τάσεων στο τελευταίο στάδιο της πρόσκρουσης	80
Εικόνα 69. Μέγιστη μετατόπιση τελικού πλαισίου κατά την σύγκρουση.....	81
Εικόνα 70. Εσωτερική, κινητική και συνολική ενέργεια κατά τη μετωπική πρόσκρουση του τελικού πλαισίου	82
Εικόνα 71. Κινητική ενέργεια που απορροφήθηκε από τα crash boxes	82
Εικόνα 72. Κατανομή (a) Τάσεων και (b) Μετατοπίσεων του νέου πλαισίου	83

Λίστα Πινάκων

Πίνακας 1. Βάρη πλαισίου	38
Πίνακας 2. Ιδιότητες υλικών του αρχικού μοντέλου που εισάγονται στον προ – επεξεργαστή	48
Πίνακας 3. Ιδιότητες Αλουμινίου 6063 – T6 που εισάγονται στον προ – επεξεργαστή	68
Πίνακας 4. Συνοπτικά τα αποτελέσματα του αρχικού και του επανασχεδιασμένου πλαισίου	76
Πίνακας 5. Συνοπτικά τα αποτελέσματα του αρχικού και του τελικού πλαισίου	85

1. Εισαγωγή

1.1. Η ιστορική εξέλιξη των πλαισίων των οχημάτων

Οι άνθρωποι, από την αρχαιότητα ήδη, ανακάλυψαν τον τροχό και κατασκεύασαν τροχοφόρα οχήματα ούτως ώστε να μετακινούνται αλλά και να μετακινούν αγαθά. Έτσι πραγματοποιήθηκε η κατασκευή ενός σκελετού ο οποίος ένωνε τους τροχούς και είχε την απαραίτητη αντοχή για να στηρίξει ολόκληρη την κατασκευή.

Από την περίοδο της βιομηχανικής επανάστασης κι έπειτα η σχεδίαση των οχημάτων εξελίχθηκε με πολύ γρήγορους ρυθμούς θυμίζοντας ολοένα και περισσότερο τη σημερινή τους μορφή. Τα πρώτα πλαίσια μηχανοκίνητων οχημάτων έκαναν την εμφάνισή τους μεταξύ του 1896 και του 1910. Έμοιαζαν στη μορφή με αυτά των ιππήλατων αμαξών και ήταν κατασκευασμένα από διάφορα είδη ξύλου και χάλυβα [1, 2].

Όμως, η ανάπτυξη των πλαισίων, τα πρώτα χρόνια της αυτοκίνησης έμεινε στάσιμη. Το γεγονός αυτό οφείλεται στο ότι τα πρώτα χρόνια ανάπτυξης των αυτοκινήτων οι μηχανικοί ήταν επικεντρωμένοι στην ανάπτυξη ελαφρών και αποδοτικών κινητήρων. Με την εξέλιξη της τεχνολογίας των κινητήρων όμως, ταυτόχρονα αυξάνονταν και οι μέγιστες ταχύτητες τις οποίες μπορούσαν να φτάσουν τα αυτοκίνητα, συνεπώς μεγάλωσαν και οι απαιτήσεις αξιοπιστίας, άνεσης και ασφάλειας αυτών των οχημάτων. Τότε οι κατασκευαστές αυτοκινήτων ξεκίνησαν να αναπτύσσουν ουσιαστικά τα πλαίσια των οχημάτων τους [1, 3].

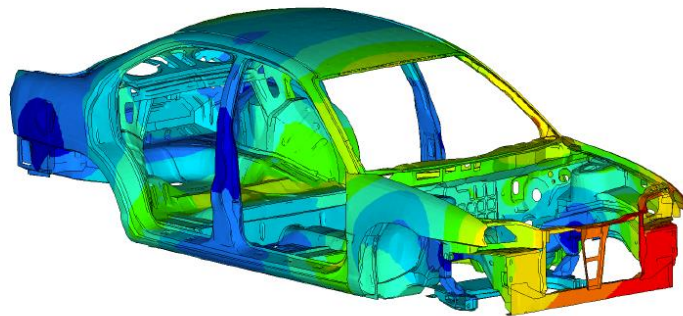
Ένα πλαίσιο αυτοκινήτου τη δεκαετία του 1950 χρειαζόταν πέντε με δέκα χρόνια εξέλιξης. Χαρακτηριστικό παράδειγμα αποτελεί η “Mercedes S-Class” μοντέλο του 1965 (Εικόνα 1), το πλαίσιο του οποίου χρειάστηκε μια ολόκληρη δεκαετία για να ολοκληρωθεί.



Εικόνα 1. Mercedes S-Class του 1965

Τα επόμενα χρόνια με την ανάπτυξη των ηλεκτρονικών υπολογιστών και της τεχνολογίας CAD (Computer Aided Design), η σχεδίαση πολύπλοκων γεωμετριών και διατάξεων έγινε ευκολότερη για τη βιομηχανία. Επίσης η ανάπτυξη προηγμένων προγραμμάτων προσομοιώσεων σε υπολογιστή, τα λεγόμενα προγράμματα CAE (Computer Aided Engineering), σε συνδυασμό με την απόκτηση ολοένα και περισσότερης γνώσης για την

δυναμική συμπεριφορά των οχημάτων, οδήγησαν σε σημαντικές βελτιώσεις για την ασφάλεια και την άνεση των αυτοκινήτων την τελευταία εικοσαετία.



Εικόνα 2. Πλαίσιο αυτοκινήτου σε πρόγραμμα προσομοίωσης CAE

Τα τελευταία χρόνια ο χρόνος ανάπτυξης των πλαισίων έχει μειωθεί στα δύο με τρία χρόνια ενώ ο ρυθμός παραγωγής τους έχει δεκαπλασιαστεί. Η αυξημένη τεχνογνωσία, καθώς και τα υλικά που χρησιμοποιούνται από τη βιομηχανία έχουν ως αποτέλεσμα τη δημιουργία πλαισίων χαμηλού βάρους και ιδιαίτερα μεγάλης αντοχής, ενώ η κατασκευή τους αποτελεί πλέον μια διαδικασία ιδιαίτερης έρευνας και ανάπτυξης [1, 2].

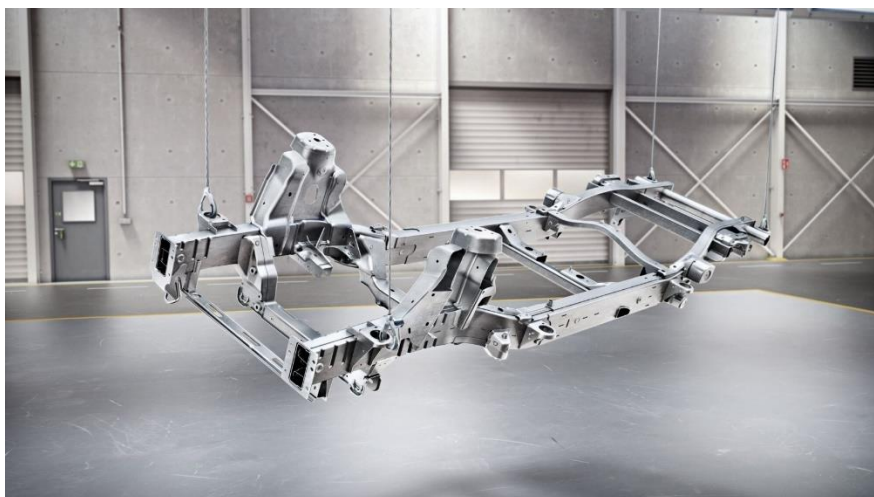
1.2. Βασικοί Τύποι Πλαισίων

Βασική αρχή για την κατασκευή ενός αυτοκινήτου αποτελεί το πλαίσιο, το οποίο είναι ο σκελετός του οχήματος και αυτό που του προσδίδει την δομική αντοχή του και τα διάφορα σημεία στήριξης των υπόλοιπων εξαρτημάτων που το αποτελούν. Για πολλά χρόνια στα επιβατικά αυτοκίνητα μέχρι τη δεκαετία του 1970, τα μη αυτοφερόμενα πλαίσια ή αλλιώς τα πλαίσια τύπου σκάλας, όπως συνηθίζεται να λέγονται λόγω του σχήματός του, είχαν επικρατήσει. Πλέον ο συγκεκριμένος τύπος πλαισίου χρησιμοποιείται αποκλειστικά σε μερικά εκτός δρόμου οχήματα.

Τα πιο διαδεδομένα υλικά κατασκευής των πλαισίων των αυτοκινήτων είναι ο χάλυβας και το αλουμίνιο, ενώ τα ανθρακονήματα, το κέβλαρ και το μαγνήσιο αποτελούν υλικά κατασκευής σπορ και πολυτελών αυτοκινήτων, καθώς και των μονοθέσιων της Formula 1 [4, 5].

1.2.1. Πλαίσιο τύπου σκάλας

Τα πλαίσια αυτού του τύπου είναι από τα πρώτα που χρησιμοποιήθηκαν στα αυτοκίνητα, έως και την δεκαετία του 1960. Ονομάζονται τύπου σκάλας διότι, οι εγκάρσια τοποθετημένες δοκοί πάνω στις δύο κύριες διαμήκειες, θυμίζουν τα σκαλοπάτια μίας σκάλας όταν κάποιος κοιτάει την κάτοψη ενός τέτοιου πλαισίου. Στην αρχή, αυτά τα πλαίσια χρησιμοποιούνταν στα κάρα τα οποία κατασκευάζονταν από ξύλο. Από το 1930 και έπειτα άρχισαν να χρησιμοποιούνται σε όλα τα οχήματα, έχοντας το ατσάλι ως βασικό υλικό κατασκευής.



Εικόνα 3. Πλαίσιο τύπου σκάλας του Mercedes – Benz, G – Class

Τα πλεονεκτήματα των πλαισίων αυτού του τύπου είναι η εύκολη σχεδίαση και κατασκευή, ενώ είναι ιδανικά για βαριά χρήση σε σκληρές συνθήκες καθώς διαθέτουν μεγάλη αντοχή. Επίσης προσφέρουν τη δυνατότητα εύκολης επισκευής και καλύτερη στρεπτική ακαμψία από άλλους τύπους πλαισίων.

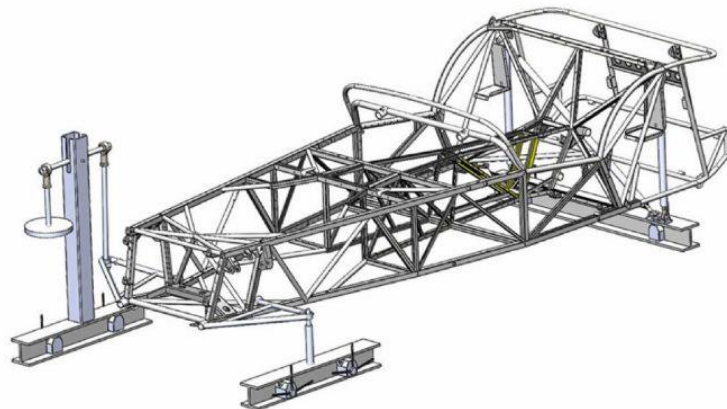
Βασικά μειονεκτήματα των πλαισίων αυτού του τύπου είναι το ψηλό κέντρο βάρους, το οποίο επηρεάζει το κράτημα και τη σταθερότητα του οχήματος και το γεγονός ότι αυτά τα πλαίσια αποτελούν μία βαριά κατασκευή, έχοντας ως αποτέλεσμα χειρότερες επιδόσεις και μεγαλύτερη κατανάλωση καυσίμου. Επιπλέον, λόγω της μεγάλης ακαμψίας τους, σε περίπτωση ατυχήματος υπάρχουν αυξημένες πιθανότητες σοβαρού τραυματισμού των επιβατών.

Συνεπώς, η χρήση των πλαισίων τύπου σκάλας είναι ιδιαίτερα διαδεδομένη σε οχήματα με τετρακίνηση αλλά και στη πλειοψηφία των ημιφορηγών, φορηγών και οχημάτων βαρέων καθηκόντων όπως γερανών, πυροσβεστικών οχημάτων, στρατιωτικών οχημάτων κ.ά. [1, 5].

1.2.2. Πλαίσιο τύπου χωροδικτύωματος

Ένα πλαίσιο του συγκεκριμένου τύπου αποτελείται από ατράκτους και ράβδους κυκλικής ή ορθογωνικής διατομής, όπου τα κομμάτια μπορεί να είναι συγκολλημένα μεταξύ τους ή βιδωμένα, ανάλογα με την σχεδίαση και τις ανάγκες του εκάστοτε κατασκευαστή, σχηματίζοντας ένα χωροδικτύωμα.

Ο κύριος στόχος της δημιουργίας των πλαισίων αυτού του τύπου είναι η αντιμετώπιση των στρεπτικών φορτίων. Με τη χρήση πολλαπλών δοκών που στηρίζουν τη βασική δομή του πλαισίου, τα φορτία στρέψης αναλύονται σε απλούστερα θλιπτικά και εφελκυστικά με αποτέλεσμα να μην εμφανίζεται καθαρή στρέψη σε κανένα τμήμα του πλαισίου.



Εικόνα 4. Πλαίσιο τύπου χωροδικτυώματος. Caterham Seven

Τα πλεονεκτήματα αυτού του τύπου πλαισίων είναι η υψηλή αντοχή σε φορτίσεις τριών διαστάσεων και το χαμηλό τους βάρος. Επίσης, τα υλικά κατασκευής τους είναι οικονομικά, καθώς και οι τεχνικές που χρησιμοποιούνται για την παραγωγή τους είναι σχετικά απλές. Το γεγονός αυτό, κάνει τα πλαίσια τύπου χωροδικτυώματος μία οικονομική αλλά ταυτόχρονα στιβαρή κατασκευή για ένα όχημα.

Λόγω της μεγάλης αντοχής τους τα συγκεκριμένα πλαίσια χρησιμοποιούνται κυρίως σε αγωνιστικά αυτοκίνητα υψηλών προδιαγραφών και επιδόσεων. Στις αρχές της δεκαετίας του 1950 η Mercedes – Benz κατασκεύασε την “300SLR”, ένα αγωνιστικό αυτοκίνητο με σωληνοειδές χωροδικτύωμα. Το όχημα αυτό οδήγησε στη δημιουργία του πρώτου αυτοκινήτου δρόμου με αυτό τον τύπο πλαισίου, την “300SL Gullwing”. Μάλιστα εξαιτίας του σχεδιασμού του πλαισίου, οι δοκοί της οροφής μείωναν την προσβασιμότητα στο όχημα. Έτσι η Mercedes έπρεπε να επεκτείνει τις πόρτες στην οροφή, γεγονός που είχε ως αποτέλεσμα τη δημιουργία των διάσημων «φτερών του γλάρου» που έδωσαν και την ονομασία του συγκεκριμένου μοντέλου (Εικόνα 5).



Εικόνα 5. Mercedes – Benz 300SL “Gullwing” του 1957

Βασικό μειονέκτημα των πλαισίων τύπου χωροδικτυώματος είναι πως λόγω του σχεδιασμού τους η κατασκευή τους είναι πολύ πιο χρονοβόρα και περίπλοκη σε σχέση με άλλους τύπους πλαισίων με αποτέλεσμα να είναι περιορισμένη η χρήση αυτόματων

μηχανημάτων σε γραμμή παραγωγής. Επιπλέον, ο χώρος στην καμπίνα των επιβατών είναι περιορισμένος, εξαιτίας της σταθερής μορφής των δοκών, [1, 2, 5].

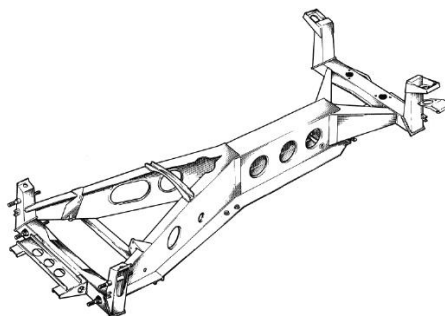
1.2.3. Πλαίσιο τύπου «ψαροκόκαλο»

Ο ιδρυτής της τσέχικης Tatra, Hans Ledwnica, το 1923, σχεδίασε και χρησιμοποίησε το πρώτο πλαίσιο τύπου «ψαροκόκαλο» για το όχημα Tatra 11 (Εικόνα 6a). Συνεχιστής αυτού του σχεδιασμού υπήρξε ο Colin Chapman ιδρυτής της Lotus, ο οποίος σχεδίασε ένα πλαίσιο αυτού του τύπου για το πρωτότυπο κάμπριο Lotus Elan (Εικόνα 6b).

Το πλαίσιο τύπου «ψαροκόκαλο» ουσιαστικά είναι ένα πλαίσιο τύπου χωροδικτυώματος στο οποίο αντί για σωλήνες ως στηρίγματα, χρησιμοποιούνται μεταλλικά ελάσματα κατάλληλα διαμορφωμένα. Ένα έλασμα διατρέχει όλη την επιφάνεια του πλαισίου δημιουργώντας έναν ενιαίο κορμό τετραγωνικής διατομής με κενό στο εσωτερικό του. Με αυτό τον τρόπο πραγματοποιείται εύκολα η τοποθέτηση των μηχανικών μερών σε περίπτωση που το όχημα διαθέτει άξονα μετάδοσης κίνησης [1, 4].



(a)



(b)

Εικόνα 6. (a) Το Tatra 11 του 1923, (b) Σασί τύπου ψαροκόκαλο της Lotus Elan του 1965

Ένα πλαίσιο αυτού του τύπου είναι πιο στιβαρό και δύσκαμπτο από ένα αντίστοιχο σωληνοτό πλαίσιο ίδιου βάρους. Αυτός είναι και ο βασικός λόγος που αυτά τα πλαίσια χρησιμοποιούνται για την κατασκευή спор αυτοκινήτων, τα οποία είναι μικρά σε μέγεθος. Επίσης, λόγω της γεωμετρίας του, με ένα πλαίσιο του συγκεκριμένου τύπου επιτυγχάνεται εξοικονόμηση χώρου, επιτρέποντας στον σχεδιαστή να προσαρμόσει κατάλληλα τα υπόλοιπα δομικά μέρη του οχήματος.

Στα μειονεκτήματα αυτών των πλαισίων παρουσιάζονται προβλήματα σχετικά με την μέγιστη επιτρεπτή ακαμψία και την ασφάλεια των επιβατών. Ένα πλαίσιο τύπου «ψαροκόκαλο» είναι αρκετά στενό στο κεντρικό τμήμα, οπότε η αντοχή του σε στρεπτικά φορτία έχει συγκεκριμένα όρια. Επίσης οι επιβάτες είναι εκτεθειμένοι σε πλευρικές συγκρούσεις λόγω της απώλειας δομικών στοιχείων στα πλαϊνά τμήματα του οχήματος [1, 4].

1.2.4. Αυτοφερόμενα πλαίσια

Σήμερα η πλειοψηφία των παραγόμενων πλαισίων είναι αυτοφερόμενα (monocoque) πλαίσια κατασκευασμένα από κράματα μετάλλων ή ανθρακονήματα. Το αυτοφερόμενο

πλαίσιο είναι μια ενιαία κατασκευή περίπλοκης γεωμετρίας, η οποία αποτελείται από επιμέρους μεταλλικά φύλλα κατάλληλα διαμορφωμένα και συγκολλημένα, δημιουργώντας με αυτό τον τρόπο ένα περίβλημα γύρω από την καμπίνα των επιβατών του οχήματος.

Αυτή τη στιγμή σχεδόν όλα τα επιβατικά αυτοκίνητα φέρουν αυτοφερόμενα πλαίσια τα οποία είναι κατασκευασμένα από κράματα μετάλλων, με πιο διαδεδομένα τα κράματα αλουμινίου (Εικόνα 7). Συγκρινόμενα με άλλους τύπους πλαισίων, τα αυτοφερόμενα πλαίσια δίνουν μία πιο ολοκληρωμένη άποψη του αυτοκινήτου. Αυτό οφείλεται στο ότι αυτού του είδους τα πλαίσια αποτελούνται από ένα μεγάλο μέρος του οχήματος και σε αρκετές περιπτώσεις και από εξωτερικά του τμήματα. Στους υπόλοιπους τύπους πλαισίων οι οποίοι έχουν αναφερθεί παραπάνω, το πλαίσιο είναι αυτό το οποίο δέχεται όλες τις φορτίσεις, ενώ τα πλευρικά τμήματα και τα πάνελ του αυτοκινήτου δεν συμμετέχουν στην απορρόφηση αυτών των φορτίων. Συνεπώς, όσο ελαφρύ και αν είναι το πλαίσιο του οχήματος, το συνολικό του βάρος τελικά αυξάνεται όσο προστίθενται τα υπόλοιπα κομμάτια πάνω στην κατασκευή. Για τον λόγο αυτό οι σχεδιαστές στράφηκαν στην κατασκευή πλαισίων τμήματα των οποίων αποτελούν και τα πάνελ του οχήματος [1, 2, 4].



Εικόνα 7. Αλουμινένιο πλαίσιο Jaguar XJ

Αυτός ο τύπος πλαισίου ενδείκνυται για επιβατικά αυτοκίνητα αλλά και για μικρού μεγέθους επαγγελματικά οχήματα, αφού προσφέρει μεγάλο μέγεθος καμπίνας αναλογικά με τις εξωτερικές διαστάσεις του οχήματος. Τα κύρια υλικά κατασκευής των αυτοφερόμενων πλαισίων είναι τα κράματα σιδήρου και αλουμινίου. Τα κράματα σιδήρου είναι οικονομικά και προσφέρουν στο πλαίσιο υψηλή αντοχή. Όταν όμως σημασία για τον κατασκευαστή έχει και το βάρος του αυτοκινήτου, τότε χρησιμοποιούνται τα κράματα αλουμινίου, τα οποία όμως είναι αρκετά πιο ακριβά, τόσο στη μελέτη όσο και στην αγορά των πρώτων υλών. Επίσης σε αγωνιστικά ή υπερύψηλης απόδοσης οχήματα τα αυτοφερόμενα πλαίσια είναι σύνηθες να κατασκευάζονται και από ανθρακονήματα (Εικόνα 8). Το ανθρακόνημα σαν υλικό προσφέρει εξαιρετικά υψηλή αντοχή, ιδιαίτερα χαμηλό βάρος κατασκευής, ενώ μπορεί να προσαρμόζεται σε πολύπλοκες γεωμετρίες. Ένα αυτοφερόμενο πλαίσιο αυτού του είδους συνήθως αποτελείται από διαφορετικούς τύπους ανθρακονήματος με πολλαπλές στρώσεις. Η διαδικασία κατασκευής η οποία ακολουθείται σε αυτές τις περιπτώσεις είναι πολύπλοκη, απαιτεί τεχνογνωσία, σύγχρονες εγκαταστάσεις και ένα σχετικά υπολογίσιμο χρόνο ανάπτυξης [1, 2].



Εικόνα 8. Αυτοφερόμενο σασί από ανθρακονήματα – Koenigsegg Agera Rs

Το κυριότερο πλεονέκτημα των αυτοφερόμενων πλαισίων είναι η ασφάλεια που προσδίδουν σε ένα όχημα. Το τμήμα το οποίο περιβάλλει τους επιβάτες καθώς και η ύπαρξη μεταλλικών ζωνών παραμόρφωσης, δίνουν ασφαλή αυτοκίνητα σε συγκρούσεις και ανατροπές. Για αυτό τον σκοπό είναι συχνό να κατασκευάζονται αυτοφερόμενα πλαίσια τα οποία φέρουν στο εμπρόσθιο και στο πίσω μέρος τους μεταλλικά υποπλαίσια. Επίσης η δομή των αυτοφερόμενων πλαισίων προσφέρει αυξημένη αντοχή σε στατικές και δυναμικές φορτίσεις. Επιπλέον το χαμηλό τους βάρος και η ευκολία βιομηχανικής παραγωγής τους με αυτοματοποιημένο τρόπο είναι οι λόγοι που τα πλαίσια αυτού του τύπου έχουν καθιερωθεί στην αυτοκίνηση [1].

1.2.5. Υποπλαίσια

Στην πλειοψηφία των οχημάτων τα βαριά και ογκώδη μηχανικά εξαρτήματα είναι τοποθετημένα επάνω στο πλαίσιο. Για το λόγο αυτό κατασκευάστηκαν τα υποπλαίσια. Τα υποπλαίσια είναι ξεχωριστές δομές πάνω στις οποίες τοποθετούνται εξαρτήματα όπως ο κινητήρας ή το πίσω σύστημα ανάρτησης του οχήματος. Στη συνέχεια αυτά προσαρμόζονται στο κυρίως πλαίσιο και ολοκληρώνεται η κατασκευή (Εικόνα 9). Ο κυριότερος τύπος πλαισίου στον οποίο χρησιμοποιούνται υποπλαίσια είναι τα αυτοφερόμενα.

Το βασικό πλεονέκτημα που προσφέρουν τα υποπλαίσια σχετίζεται με την διαδικασία συναρμολόγησης του αυτοκινήτου, καθώς δίνουν την δυνατότητα ξεχωριστής τοποθέτησης εξαρτημάτων. Επίσης παρέχουν μεγάλη προσαρμοστικότητα στο πλαίσιο αφού επιτρέπουν τη χρήση διαφορετικών μηχανικών μερών σε οχήματα ίδιου σχεδιασμού [1, 4].



Εικόνα 9. Πίσω υποπλαίσιο κινητήρα. Lamborghini Aventador LP 700-4 του 2015

1.3. Πλαίσια οχημάτων πόλης

Η μετακίνηση μέσα σε μία πόλη σήμερα δεν είναι καθόλου εύκολη υπόθεση λόγω του αυξημένου κυκλοφοριακού προβλήματος, του περιορισμένου χώρου στάθμευσης αλλά και των μεγάλων αποστάσεων εντός του αστικού κύκλου. Για αυτό τον λόγο, λοιπόν, όλο και περισσότεροι άνθρωποι αναζητούν τη λύση στα λεγόμενα οχήματα πόλης. Τα οχήματα πόλης είναι μικρού μεγέθους αυτοκίνητα, τα οποία διαθέτουν από δύο έως τέσσερις θέσεις επιβατών και μικρό αποθηκευτικό χώρο. Επίσης είναι οχήματα μικρού κυβισμού και χαμηλής κατανάλωσης καυσίμου, εφόσον η μετακίνηση εντός της πόλης δεν απαιτεί μεγάλες ταχύτητες. Σύμφωνα με στατιστικές έρευνες οι οποίες έχουν διεξαχθεί στο παρελθόν, πάνω από το 60% των αυτοκινητιστικών ατυχημάτων γίνονται εντός πόλεων. Γίνεται εύκολα κατανοητό λοιπόν, το πόσο ασφαλή πρέπει να είναι τα οχήματα πόλης για τους επιβάτες τους. Το πλαίσιο ενός οχήματος έχει καθοριστικό ρόλο για την ασφάλεια και τη σωματική ακεραιότητα των επιβατών του, κατά τη διάρκεια μίας σύγκρουσης [1, 3].

Τα τελευταία χρόνια πολλά αυτοκίνητα πόλης είναι ηλεκτρικά (Εικόνα 10). Αυτά τα οχήματα έχουν μικρό βάρος, αν εξαιρεθεί το βάρος των μπαταριών τους. Πέρα, λοιπόν, από την απαιτούμενη αντοχή σε στατικά και δυναμικά φορτία, σημαντικό χαρακτηριστικό για τους κατασκευαστές αυτών των οχημάτων είναι και η βέλτιστη αντοχή σε συγκρούσεις. Αυτός είναι και ο λόγος που η πλειοψηφία των οχημάτων πόλεως σήμερα φέρει αυτοφερόμενα πλαίσια ή πλαίσια τύπου χωροδικτυώματος από ατσάλι και άλλα μεταλλικά κράματα [4]. Επιπλέον με την καθιέρωση των ανθρακονημάτων ως υλικά κατασκευής έχουμε την εμφάνιση και τέτοιου είδους αυτοφερόμενων πλαισίων, ακόμα χαμηλότερου βάρους.



Εικόνα 10. Ηλεκτρικό όχημα Renault ZOE του 2019

1.4. Η Κατηγορία των τετράκυκλων οχημάτων – Quadricycles

Τα τελευταία χρόνια, μια νέα κατηγορία οχημάτων έχει εμφανιστεί, αυτή των τετράκυκλων (quadricycle), η οποία διαδίδεται ευρέως σε όλη την Ευρώπη. Τα τετράκυκλα είναι μια σχετικά νέα κατηγορία μικρών οχημάτων εξοικονόμησης καυσίμου που χρησιμοποιούνται σε αγροτικές ή αστικές περιοχές. Δημοφιλή στην ηπειρωτική Ευρώπη, μπορούν να θεωρηθούν ως μια οικολογική και ευέλικτη εναλλακτική λύση των μοτοσικλετών ή των αυτοκινήτων πόλης. Σε γενικές γραμμές, ο όρος «quadricycle» ή, λιγότερο συχνά, «quadracycle», «quadcycle», «quadrocycle», μπορεί να αναφέρεται σε κάθε όχημα με τέσσερις τροχούς. Από αυτή την οπτική γωνία, είναι μία αρκετά μεγάλη και πολυάριθμη κατηγορία, η οποία συμπεριλαμβάνει, για παράδειγμα, τα οχήματα παντός εδάφους (επίσης γνωστά ως "quad"), τα οχήματα χαμηλής ταχύτητας (LSV) και άλλα τετράτροχα οχήματα (Εικόνα 11). Σε κάποιες περιοχές αυτά τα μικρά οχήματα, αναφέρονται συχνά ως Εναλλακτικά Οχήματα (AVs) και επισημαίνεται πώς αυτά τα τροχοφόρα οχήματα διαφέρουν στην κατασκευή τους από αυτή των συμβατικών οχημάτων και πως δεν ακολουθούν τους ισχύοντες κανονισμούς για αυτοκίνητα ή μοτοσικλέτες [6].



Εικόνα 11. Τετράκυκλα οχήματα στην αγορά [6]

Η Ευρωπαϊκή Ένωση έχει προτείνει ταξινομήσεις αυτών των τετρακίνητων οχημάτων με βάση το βάρος, την ισχύ και την ταχύτητα τους. Σύμφωνα με τα πρότυπα της Οικονομικής Επιτροπής των Ηνωμένων Εθνών για την Ευρώπη, η οδηγία 2002/24/EEC ενίσχυσε τον ορισμό των τετράκυκλων εισάγοντας μια διάκριση μεταξύ ελαφρών τετράκυκλων (light quadricycles) και βαρέων τετράκυκλων (heavy quadricycles), δημιουργώντας δύο υποκατηγορίες, την L6e και την L7e αντίστοιχα.

Για να χαρακτηριστεί ένα όχημα ως ελαφρύ τετράκυκλο θα πρέπει να ζυγίζει λιγότερο από 350 kg, χωρίς να υπολογίζεται το βάρος των μπαταριών σε περίπτωση ηλεκτρικού οχήματος και να έχει τελική ταχύτητα μέχρι 45 km/h. Επιπλέον για τα οχήματα αυτής της κατηγορίας θα πρέπει η χωρητικότητα του κυλίνδρου του κινητήρα να μην υπερβαίνει τα 50 cm³, για οχήματα με κινητήρες βενζίνης εσωτερικής καύσης, η μέγιστη καθαρή ισχύς να μην υπερβαίνει τα 4 kW στην περίπτωση άλλων κινητήρων εσωτερικής καύσης (π.χ. πετρελαίου) και η μέγιστη συνεχής ονομαστική ισχύς να μην ξεπερνάει τα 4 kW στην περίπτωση οχημάτων με ηλεκτρικό κινητήρα.

Αντίστοιχα για να χαρακτηριστεί ένα όχημα ως βαρύ τετράκυκλο θα πρέπει η μάζα του, χωρίς φορτίο, να μην υπερβαίνει τα 450 kg μη συμπεριλαμβανομένης της μάζας των μπαταριών στην περίπτωση ηλεκτρικών οχημάτων (ή τα 550 kg για οχήματα τα οποία προορίζονται για μεταφορά εμπορευμάτων), το ωφέλιμο φορτίο να μην ξεπερνάει τα 200 kg όταν αναφερόμαστε σε επιβάτες ή τα 1000 kg όταν αναφερόμαστε σε εμπορεύματα και η μέγιστη καθαρή ισχύς του κινητήρα να μην υπερβαίνει τα 15 kW [6].

Τα στατιστικά στοιχεία για το Ηνωμένο Βασίλειο μεταξύ 2010 και 2018 δείχνουν ότι τα τετράκυκλα είναι πολύ δημοφιλή, ειδικά στο Λονδίνο. Στην Ευρώπη, σύμφωνα με τον ερευνητικό οργανισμό Persistence Market Research (PMR), η αγορά τετράκυκλων οχημάτων αναμένεται να αυξάνεται ετησίως κατά 5% μέχρι το 2029. Αυτό οφείλεται κυρίως στην ευελιξία κίνησης και στάθμευσης αυτών των οχημάτων στις αστικές περιοχές, στη συντήρηση χαμηλού κόστους και στη μείωση της ρύπανσης της ατμόσφαιρας των μεγάλων αστικών κέντρων [7]. Με την αυξανόμενη τάση των τετράκυκλων οχημάτων όμως, αυξάνονται και οι πιθανότητες ατυχημάτων. Έχει αποδειχθεί ότι ο αριθμός των θανάτων ανά όχημα είναι σχεδόν τρεις φορές μεγαλύτερος για ένα βαρύ τετράκυκλο από ό,τι για ένα επιβατικό αυτοκίνητο και σχεδόν εννέα φορές μεγαλύτερος για τα ελαφριά οχήματα. Φαίνεται λοιπόν το ποσοστό επικινδυνότητας τέτοιων οχημάτων και το γεγονός ότι παρόλο που η μέγιστη ταχύτητα ενός τετράκυκλου είναι χαμηλότερη από ένα συμβατικό όχημα, σε μία περίπτωση σοβαρής σύγκρουσης το μικρό όχημα δεν προσφέρει την απαραίτητη ασφάλεια στους επιβαίνοντες [8].

1.5. Νομοθεσία πιστοποίησης τετράκυκλων οχημάτων

Η Ευρωπαϊκή Ένωση έχει εκδώσει ορισμένους κανονισμούς οι οποίοι αναφέρονται στις απαιτήσεις λειτουργικής ασφάλειας που πρέπει να πληρούν τα οχήματα, έτσι ώστε να μπορούν οι κατασκευαστές να κάνουν αίτηση για έγκριση τύπου οχήματος κατηγορίας L. Σύμφωνα με αυτούς οι κατασκευαστές πρέπει να αποδεικνύουν στην εγκρίνουσα αρχή, μέσω μηχανολογικών υπολογισμών, μεθόδων εικονικής δοκιμής και/ή φυσικών δοκιμών επίδειξης, ότι τα οχήματα κατηγορίας L που διατίθενται στη αγορά, ταξινομούνται ή τίθενται σε κυκλοφορία στην Ευρωπαϊκή Ένωση συμμορφώνονται με τις απαιτήσεις λειτουργικής ασφάλειας.

1.5.1. Γενικοί κανόνες πιστοποίησης

Οι κατασκευαστές πρέπει να εξασφαλίσουν ότι τα οχήματα σχεδιάζονται, κατασκευάζονται και συναρμολογούνται έτσι ώστε να ελαχιστοποιείται ο κίνδυνος

τραυματισμού των επιβατών και των λοιπών χρηστών του οδικού δικτύου. Επίσης πρέπει να μεριμνούν ώστε η λειτουργική ασφάλεια του οχήματος να διατηρείται κατά τη διάρκεια του φυσιολογικού κύκλου ζωής του, εάν αυτό χρησιμοποιείται υπό κανονικές συνθήκες και συντηρείται σύμφωνα με τις συστάσεις τους. Οι γενικοί κανόνες πιστοποίησης των οχημάτων κατηγορίας L οι οποίοι αφορούν την λειτουργική τους ασφάλεια και οι οποίοι μας απασχολούν στη συγκεκριμένη μελέτη είναι [9]:

- Τα οχήματα της κατηγορίας αυτής πρέπει να διαθέτουν εμπρόσθιες και οπίσθιες προστατευτικές δομές, οι οποίες σύμφωνα με το Παράρτημα II (B) 5 του Κανονισμού 168/2013, πρέπει να σχεδιάζονται έτσι ώστε να μην διαθέτουν αιχμηρά μέρη ή προεξοχές και τα οποία ενδέχεται να πιαστούν ή να αυξήσουν σημαντικά την πιθανότητα πρόκλησης τραυματισμών ή εκδορών σε ευάλωτους χρήστες του οδικού δικτύου σε περίπτωση πρόσκρουσης.
- Πρέπει να διαθέτουν αγκυρώσεις ζωνών ασφαλείας και ζώνες ασφαλείας οι οποίες να πληρούν τις υποχρεωτικές απαιτήσεις που αναφέρονται στο Παράρτημα XII του Κανονισμού 3/2014 και παρουσιάζονται στην ενότητα 1.5.2 της παρούσας εργασίας.
- Πρέπει να διασφαλίζεται η κατασκευαστική ακεραιότητα του οχήματος μέσω εικονικών δοκιμών και/ή φυσικών δομικών δοκιμών.

1.5.2. Προδιαγραφές ελέγχου αγκυρώσεων ζωνών ασφαλείας

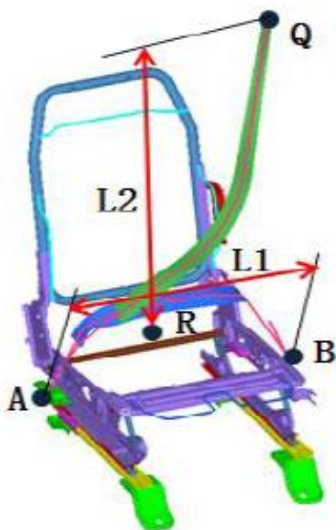
Προκειμένου να βελτιωθεί η αποτελεσματικότητα του σχεδιασμού των αγκυρώσεων και να ενισχυθεί η ασφάλεια των επιβατών του οχήματος, είναι απαραίτητο να πραγματοποιηθεί ανάλυση CAE σχετικά με την αντοχή των αγκυρώσεων πριν πραγματοποιηθούν οι φυσικές δοκιμές [10, 11]. Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι απαιτήσεις που ισχύουν για τις αγκυρώσεις των ζωνών ασφαλείας των οχημάτων κατηγορίας L του Παραρτήματος XII του Κανονισμού 3/2014.

Οι βασικότερες απαιτήσεις για την έγκριση ενός τύπου οχήματος όσον αφορά τις αγκυρώσεις των ζωνών ασφαλείας είναι [10]:

- Τα οχήματα των κατηγοριών L2e, L5e, L6e και L7e με συνολικό βάρος μεγαλύτερο των 270 kg πρέπει να διαθέτουν αγκυρώσεις ζωνών ασφαλείας και ζώνες ασφαλείας στα καθίσματα.
- Ο αριθμός των αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας πρέπει να είναι επαρκής έτσι ώστε να διευκολύνει την ορθή τοποθέτηση της ζώνης ασφαλείας σε οποιαδήποτε δεδομένη θέση.
- Οι αγκυρώσεις των ζωνών ασφαλείας επιτρέπεται να ενσωματωθούν μέσα στο πλαίσιο, το αμάξωμα, το κάθισμα ή και σε οποιαδήποτε άλλη δομή του οχήματος.
- Ένα και μοναδικό σημείο αγκύρωσης της ζώνης ασφαλείας μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη στερέωση των ζωνών ασφαλείας για δύο γειτονικές θέσεις καθημένων.
- Η απόσταση μεταξύ των δύο κατακόρυφων επιπέδων που είναι παράλληλα προς το διάμηκες επίπεδο συμμετρίας του οχήματος και διέρχονται από καθεμία από τις δύο κάτω αποτελεσματικές αγκυρώσεις A (κάτω δεξιά αγκύρωση) και B (κάτω

αριστερά αγκύρωση) της ίδιας ζώνης ασφαλείας δεν πρέπει να είναι μικρότερη από 350 mm. Αυτή μπορεί να μειωθεί σε 240 mm στην περίπτωση μιας οπίσθιας θέσης καθημένων κεντρικής σειράς. Το διάμηκες επίπεδο συμμετρίας της θέσης καθημένων διέρχεται από τα σημεία A και B σε απόσταση όχι μικρότερη από 120 mm από αυτά τα σημεία (Εικόνα 12).

- Η επάνω αγκύρωση της ζώνης ασφαλείας (σημείο Q) πρέπει να είναι τοποθετημένο σε απόσταση τουλάχιστον 450 mm κατακόρυφα πάνω από το σημείο R, δηλαδή το κέντρο μάζας της δομής του καθίσματος (Εικόνα 12).



Εικόνα 12. Γεωμετρική θέση των αγκυρώσεων της ζώνης ασφαλείας [11]

Κάθε σημείο αγκύρωσης της ζώνης ασφαλείας πρέπει να είναι ικανό να αντέχει στις δοκιμές που παρουσιάζονται στη συνέχεια. Η μόνιμη παραμόρφωση, περιλαμβανομένης της μερικής ρήξης μιας αγκύρωσης ή της γύρω περιοχής της, δεν αποτελεί αστοχία, εφόσον η απαιτούμενη δύναμη διατηρείται για την προβλεπόμενη χρονική περίοδο. Οι απαιτήσεις για τις δοκιμές που διεξάγονται σε οχήματα που έχουν μάζα σε κατάσταση ετοιμότητας προς κυκλοφορία μικρότερη των 600 kg είναι οι εξής [10, 12]:

- Όλες οι αγκυρώσεις στο εσωτερικό της ίδιας ομάδας καθισμάτων υποβάλλονται ταυτόχρονα σε δοκιμή.
- Ένα φορτίο δοκιμής $6750 \text{ N} \pm 200 \text{ N}$ εφαρμόζεται σε έναν μηχανισμό έλξης ζώνης ώμου στερεωμένο στις αγκυρώσεις της ζώνης μέσω ενός καλωδίου ή ιμάντα που αναπαράγει τη γεωμετρία του άνω διαγώνιου ιμάντα της αντίστοιχης ζώνης ασφαλείας.
- Ταυτόχρονα, μια δύναμη έλξης $6750 \text{ N} \pm 200 \text{ N}$ εφαρμόζεται σε έναν μηχανισμό έλξης ζώνης κάτω του υπογαστρίου στερεωμένο στις δύο κάτω αγκυρώσεις.
- Η ελκτική δύναμη εφαρμόζεται προς τα εμπρός υπό γωνία $10^\circ \pm 5^\circ$ πάνω από το οριζόντιο επίπεδο σε επίπεδο παράλληλο προς το διάμηκες επίπεδο συμμετρίας του οχήματος.
- Η φόρτιση αρχίζει όσο το δυνατόν γρηγορότερα. Οι αγκυρώσεις αντέχουν το καθορισμένο φορτίο τουλάχιστον για 0.2 δευτερόλεπτα.
- Οι δοκιμές διαμόρφωσης ζώνης ασφαλείας διεξάγονται ενώ ασκείται μια πρόσθετη δύναμη για κάθε κάθισμα και/ή κάθε ομάδα καθισμάτων. Η πρόσθετη διαμήκης και

οριζόντια δύναμη ισούται με το δεκαπλάσιο του βάρους του πλήρους καθίσματος και εφαρμόζεται απευθείας στο κέντρο βάρους της δομής του εν λόγω καθίσματος μέσω ενός χωριστού μηχανισμού εφαρμογής δύναμης.

- Η μέθοδος που χρησιμοποιείται για τη συγκράτηση του οχήματος κατά τη δοκιμή δεν πρέπει να έχει ως αποτέλεσμα την ενίσχυση της αγκύρωσης ή των περιοχών αγκύρωσης, ή την παρεμβολή στην κανονική παραμόρφωση της δομής. Θεωρείται ικανοποιητική αν δεν έχει επίδραση σε μια περιοχή που εκτείνεται σε όλο το πλάτος της δομής και αν το όχημα ή η δομή είναι κλειδωμένα ή στερεωμένα στο εμπρόσθιο μέρος σε συνολική απόσταση τουλάχιστον 500 mm από το πραγματικό σημείο αγκύρωσης που πρόκειται να υποβληθεί σε δοκιμή και συγκρατούνται ή στερεώνονται στο οπίσθιο μέρος σε συνολική απόσταση τουλάχιστον 300 mm από το πραγματικό σημείο αγκύρωσης που πρόκειται να υποβληθεί σε δοκιμή.

1.6. Σχετικές ερευνητικές εργασίες

Το σασί είναι μια από τις πιο σημαντικές δομές κάθε αυτοκινούμενης κατασκευής λόγω του πολύπλευρου ρόλου του στη δυναμική συμπεριφορά του οχήματος. Κατά τη διαδικασία σχεδίασης και ανάπτυξης ενός αυτοκινήτου, η ανάλυση αντοχής και η ανάλυση σύγκρουσης είναι δύο από τις σημαντικότερες διαδικασίες τις οποίες καλούνται να μελετήσουν οι μηχανικοί. Μία κακή σχεδίαση πλαισίου, η οποία συνεπάγεται φτωχή αντοχή, μπορεί να οδηγήσει σε αστοχία λειτουργίας άλλων μηχανικών εξαρτημάτων, όπως το σύστημα ανάρτησης, ο κινητήρας κ.ά. Για αυτό τα πλαίσια σχεδιάζονται και κατασκευάζονται με στόχο την αντοχή τους σε στατικά και δυναμικά φορτία τα οποία συναντώνται κατά τη διάρκεια του κύκλου ζωής ενός οχήματος. Επιπλέον, η δομή του πλαισίου ενός οχήματος σχεδιάζεται έτσι ώστε να διατηρεί την ακεραιότητά της και να παρέχει επαρκή προστασία στους επιβάτες του κατά τη διάρκεια ενός ατυχήματος [13 – 15].

1.6.1. Μελέτη αντοχής στατικών φορτίων

Πολλοί ερευνητές έχουν ασχοληθεί με την ανάπτυξη πλαισίων διαφόρων τύπων. Υπάρχει πληθώρα αναφορών στη διεθνή βιβλιογραφία για την ανάπτυξη και την μελέτη της αντοχής των πλαισίων, κυρίως σε στατικά φορτία. Στις [13, 15, 16] μελετώνται σε στατική καταπόνηση πλαίσια τύπου χωροδικτυώματος, τα οποία προορίζονται για ηλεκτρικά οχήματα φοιτητικών διαγωνισμών. Βασικός στόχος η βελτίωση της ακαμψίας του πλαισίου με ταυτόχρονη μείωση του βάρους του. Στην [17] σχεδιάζεται και μελετάται η αντοχή σε στατικά φορτία του πλαισίου ενός οχήματος της κατηγορίας L7e με στόχο τη βελτίωση της ασφάλειας των επιβατών και της αξιοπιστίας του σασί. Άλλοι ερευνητές έχουν ασχοληθεί με την ανάπτυξη και την μελέτη αντοχής μη αυτοφερόμενων πλαισίων, κατάλληλα για οχήματα βαρέου τύπου [18 – 22], ενώ στην [23] μελετάται η αντοχή ενός νέου αρθρωτού πλαισίου ηλεκτρικού οχήματος.

1.6.2. Μελέτη προσομοιώσεων πρόσκρουσης

Όσον αφορά την μελέτη μετωπικής σύγκρουσης των οχημάτων πολλές έρευνες επικεντρώνονται στην ανάπτυξη κατάλληλων εμπρόσθιων δομικών στοιχείων, τα λεγόμενα κουτιά πρόσκρουσης (crash boxes), με στόχο την αύξηση της απορροφούμενης ενέργειας από τα στοιχεία αυτά κατά τη διάρκεια ενός ατυχήματος. Το ποσοστό απορροφούμενης ενέργειας και ο τρόπος κατάρρευσης των κουτιών πρόσκρουσης επηρεάζονται σε μεγάλο βαθμό από το σχήμα και το υλικό τους [24]. Τυπικά σχήματα αποτελούν τα κουτιά τετραγωνικής και κυκλικής διατομής, ενώ τα κυριότερα υλικά κατασκευής τους είναι ο χάλυβας και το αλουμίνιο. Ωστόσο, τα τελευταία χρόνια με την ανακάλυψη νέων υλικών, πραγματοποιούνται έρευνες στη χρήση μεταλλικών αφρών, όπως ο αφρός αλουμινίου, ως υλικά ενίσχυσης των κουτιών πρόσκρουσης [25 – 27]. Επίσης μελετάται ως υλικό κατασκευής αυτών των στοιχείων η χρήση σύνθετων υλικών, όπως είναι το ενισχυμένο πλαστικό από ανθρακονήματα (CFRP). Οι δομές με σύνθετα υλικά απορροφούν μεγαλύτερη ενέργεια ανά μονάδα μάζας συγκρινόμενες με τις μεταλλικές κατασκευές από χάλυβα ή αλουμίνιο, όμως ο σχεδιασμός και η ανάλυσή τους είναι δύσκολη λόγω των ανισοτροπικών ιδιοτήτων τις οποίες έχουν τα σύνθετα υλικά [28 – 30]. Η έρευνα σχετικά με τα οχήματα της κατηγορίας των τετράτροχων (Quadricycles) που αναφέρεται στη βιβλιογραφία είναι περιορισμένη. Οι Harrison A. κ. συν. [31] κάνουν μία ανασκόπηση διαφόρων τύπων δομών πρόσκρουσης και της συμπεριφοράς τους σε διαφορετικά σενάρια σύγκρουσης, τα οποία είναι κατάλληλα για μελλοντικά τετράκυκλα οχήματα βαρέως κατηγορίας (heavy quadricycle). Στην [8] οι συγγραφείς παρουσιάζουν μια πρόταση ενός συστήματος απορρόφησης ενέργειας κατασκευασμένο από χάλυβα, για βαρέα τετράκυκλα οχήματα, το οποίο πληροί τα ποσοστά απορρόφησης ενέργειας των αντίστοιχων συστημάτων για συμβατικά οχήματα.

Με βάση τη σχετική βιβλιογραφία, τα ελαφρά τετράκυκλα οχήματα δεν προσφέρουν ισοδύναμη παθητική ασφάλεια με τα μεγαλύτερα μοντέλα επιβατικών αυτοκινήτων, σε περίπτωση ενός ατυχήματος, λόγω της έλλειψης απορρόφησης ενέργειας στη δομή του οχήματος. Για τον λόγο αυτό πραγματοποιούνται μελέτες στη συμπεριφορά των πλαισίων αυτών των οχημάτων με σκοπό τη βελτίωση της αντοχής τους σε περίπτωση σύγκρουσης, στοχεύοντας στη μεγαλύτερη ασφάλεια των επιβατών. Ένα αλουμινένιο πλαίσιο, με τμήματα από χάλυβα και υαλοβάμβακα, ενός βαρέος τετράτροχου ηλεκτρικού οχήματος δοκιμάζεται σε δύο σενάρια πρόσκρουσης, σε πλήρη και μετατοπισμένη μετωπική σύγκρουση [32], ενώ οι Kongwat S. κ. συν. [7] παρουσιάζουν αποτελέσματα προσομοιώσεων πρόσκρουσης για το σασί ενός τετράκυκλου ηλεκτρικού οχήματος της κατηγορίας L7e, του οποίου το κελί επιβατών είναι κατασκευασμένο από πολυμερές ενισχυμένο με ίνες άνθρακα απλής ύφανσης και η εμπρόσθια ζώνη παραμόρφωσης από κράμα αλουμινίου 6061 – T6, με στόχο την ακόμα μεγαλύτερη ασφάλεια των επιβατών του οχήματος.

Τα τετράκυκλα οχήματα, ωστόσο, δεν υπόκεινται στους ίδιους κανονισμούς ασφαλείας με αυτούς των συμβατικών αυτοκινήτων, διότι εμπίπτουν στο πεδίο έγκρισης τύπου των δίκυκλων και των τρίτροχων οχημάτων. Έρευνες δείχνουν ότι τα οχήματα αυτής της κατηγορίας δεν δύναται να αξιολογούνται με βάση τις δοκιμές και τις προδιαγραφές που διαθέτει προς το παρόν το Ευρωπαϊκό Πρόγραμμα Αξιολόγησης Νέων Αυτοκινήτων (Euro NCAP), για τα συμβατικά αυτοκίνητα. Υπάρχει ανάγκη για αλλαγή στις διαδικασίες αξιολόγησης [33, 34]. Οπότε, αρκετοί ερευνητές εστιάζουν σε αυτό το κομμάτι το οποίο αφορά τις μεθόδους αξιολόγησης των τετράκυκλων οχημάτων. Στην [34] προτείνεται και

αξιολογείται μέσω προσομοιώσεων μία διαδικασία μετωπικής σύγκρουσης με κινητό παραμορφώσιμο εμπόδιο. Ο Davies H. και ο Bastien C. προτείνουν ένα καινοτόμο πλαίσιο δοκιμών και αξιολόγησης των τετράτροχων οχημάτων σε μετωπική σύγκρουση που θα προσφέρει οφέλη στους καταναλωτές, τους παραγωγούς και την κοινωνία [35], ενώ οι ερευνητές στην [36] προτείνουν μια εναλλακτική δοκιμή, χρησιμοποιώντας ένα κινητό παραμορφώσιμο εμπόδιο με παραμετροποιήσιμες ιδιότητες μάζας.

1.6.3. Μελέτη αντοχής αγκυρώσεων ζωνών ασφαλείας

Σημαντικό ρόλο, επίσης, για την ασφάλεια των επιβατών ενός οχήματος αποτελούν οι αγκυρώσεις των ζωνών ασφαλείας, οι οποίες μπορεί να είναι τοποθετημένες μέσα στο πλαίσιο, το αμάξωμα, το κάθισμα ή οποιαδήποτε άλλη δομή του οχήματος. Όπως και προηγουμένως η αξιολόγηση των αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας ενός τετράτροχου οχήματος δεν υπόκειται στους ίδιους κανονισμούς, οι οποίοι ισχύουν για τα συμβατικά οχήματα. Η διαδικασία είναι ίδια, το σημείο διαφοροποίησης είναι τα φορτία στα οποία πρέπει να αντέξουν οι αγκυρώσεις των τετράτροχων οχημάτων και τα οποία είναι χαμηλότερα από τα αντίστοιχα των αυτοκινήτων. Οι έρευνες οι οποίες βρέθηκαν εστιάζουν στην αντοχή των αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας συμβατικών αυτοκινήτων [11, 12, 37] και στην αντοχή της δομής του καθίσματος [38, 39]. Είναι εύκολα κατανοητό, ότι η αντοχή των αγκυρώσεων ενός τετράκυκλου οχήματος δεν μπορεί να συγκριθεί άμεσα με εκείνη των συμβατικών αυτοκινήτων.

1.7. Το όχημα Sunnyclist

Το Sunnyclist είναι ένα καινοτόμο υβριδικό όχημα, δημιουργία της Ενεργομηχανικής Κρήτης, εταιρίας που έχει ιδρυθεί από τον Μηχανολόγο Μηχανικό Μανώλη Τσικανδυλάκη στο Ηράκλειο. Το πρώτο μοντέλο, ένα τρίκυκλο όχημα, παρουσιάστηκε το Σεπτέμβριο του 2013 και μπορεί να κινηθεί αξιοποιώντας συνδυασμούς ηλιακής, ηλεκτρικής και μυϊκής ενέργειας.

Το δεύτερο μοντέλο της εταιρίας, το σασί του οποίου μελετάμε, πρόκειται για ένα ήλεκτρο – ηλιακό όχημα που θα χρησιμοποιεί μια μεγάλη περιστρεφόμενη φωτοβολταϊκή γεννήτρια, ώστε να αποθηκεύει την ενέργεια από τον ήλιο, ως ηλεκτρική ενέργεια στις μπαταρίες λιθίου τις οποίες θα διαθέτει. Επίσης, θα εξοπλιστεί με ισχυρούς ηλεκτρικούς κινητήρες, για να μεταφέρει τρεις επιβάτες και τις αποσκευές τους χωρίς δυσκολία. Οι μπαταρίες λιθίου θα μπορούν να φορτίσουν από τον ήλιο, το ηλεκτρικό δίκτυο ή από τους επιβάτες, όταν χρησιμοποιούν τα πετάλια για την κίνησή του οχήματος. Σε κανονικές συνθήκες, οι τρεις πηγές ενέργειας, δηλαδή, η ηλιακή ενέργεια, η ενέργεια από τις μπαταρίες και η ισχύς των μυών, συμβάλλουν συμμετρικά [40].

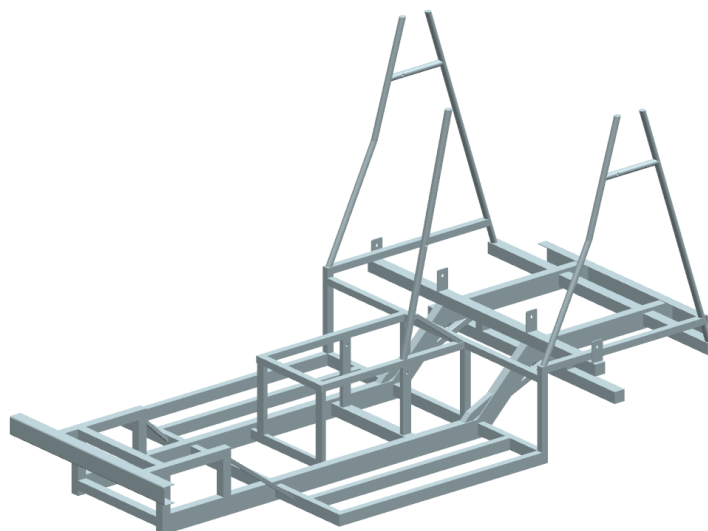
Το νέο πρωτότυπο θα διαφέρει ριζικά από το πρώτο καθώς σχεδιάζεται σύμφωνα με την οδηγία 168/2013 της Ευρωπαϊκής Επιτροπής για την έγκριση τύπου δίκυκλων - τρίκυκλων και τετράτροχων ελαφριών οχημάτων, θα έχει νέα όψη και θα ανήκει στην κατηγορία L7e-CP (βαρύ τετράκυκλο μικροαυτοκίνητο) αντί της L5e (τρίκυκλο) που ήταν το προηγούμενο. Το νέο όχημα θα διαθέτει σύστημα διαχείρισης ενέργειας που θα αναπτυχθεί ειδικά για τις

απαιτήσεις του συγκεκριμένου οχήματος με ειδικές λειτουργίες οι οποίες στοχεύουν στην απλοποίηση της χρήσης του οχήματος, τα πετάλια θα είναι αφαιρούμενα ώστε να μην επηρεάζουν σημαντικά τον εσωτερικό χώρο των επιβατών. Η φωτοβολταϊκή γεννήτρια θα είναι πτυσσόμενη ώστε να αυξάνει η ωφέλιμη επιφάνειά της στη θέση στάθμευσης. Επιπλέον το όχημα θα έχει ανώτερη ποιότητα κατασκευής και βελτιωμένα συστήματα και λειτουργίες.

Στην Εικόνα 13, παρουσιάζεται το πρώτο μοντέλο του Sunnyclick και στην Εικόνα 14 φαίνεται το αρχικό σασί του δεύτερου μοντέλου στο περιβάλλον του σχεδιαστικού προγράμματος.



Εικόνα 13. Το 1ο μοντέλο Sunnyclick



Εικόνα 14. Το σασί του 2^{ου} μοντέλου

Στόχος της μελέτης είναι η βελτίωση του σχεδιασμού του αρχικού πλαισίου του νέου μοντέλου Sunnyclick, με ταυτόχρονη βελτίωση της ακαμψίας του σε στατικά φορτία και της ασφάλειας των επιβατών κατά την διάρκεια μίας εμπρόσθιας πρόσκρουσης. Επίσης επιθυμούμε να διατηρήσουμε σε χαμηλά επίπεδα το βάρος του πλαισίου. Το αρχικό σασί ζυγίζει 33 kg. Οι κύριες απαιτήσεις του κατασκευαστή για το νέο πλαίσιο είναι:

- Σωληνωτό συγκολλητό πλαίσιο από βιομηχανικά προφίλ αλουμινίου κράματος 6060, 6082, 6063

- Πάχη διατομών $\geq 2\text{mm}$
- Μέγιστο βάρος πλαισίου 70Kg

2. Μελέτη αντοχής οχήματος

Η ανάγκη μελέτης της αντοχής των κατασκευών με μεγάλη ακρίβεια είναι το ζητούμενο σε κάθε επίπεδο εφαρμογών, όπως για παράδειγμα στην αυτοκινητοβιομηχανία, την αεροναυπηγική, την κατασκευή κτιρίων κλπ. Ακριβώς αυτή η ανάγκη είναι που οδήγησε στην ανάπτυξη υπολογιστικών μεθόδων ελέγχου της αντοχής των κατασκευών, δηλαδή λογισμικών που έχουν την δυνατότητα να προσομοιώνουν σε Η/Υ τις φορτίσεις που δέχεται ένα αντικείμενο, ώστε στη συνέχεια να γίνεται η αξιολόγησή του χωρίς να υπάρχει η ανάγκη για την κατασκευή ενός φυσικού μοντέλου. Μία από αυτές τις υπολογιστικές μεθόδους είναι η Ανάλυση με Πεπερασμένα Στοιχεία (Finite Elements Analysis – FEA). Η ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων (FEA) είναι μια μαθηματική αναπαράσταση ενός φυσικού συστήματος που περιλαμβάνει ένα κομμάτι ή μία σύνθετη κατασκευή η οποία αποτελείται από πολλά επιμέρους κομμάτια, ιδιότητες υλικών και οριακές συνθήκες. Σε πολλές περιπτώσεις, η συμπεριφορά των προϊόντων στον πραγματικό κόσμο δεν μπορεί να προσεγγιστεί με απλούς υπολογισμούς. Μια γενική τεχνική όπως η FEA είναι μια βολική μέθοδος για την αναπαράσταση σύνθετων συμπεριφορών, με την ακριβή καταγραφή φυσικών φαινομένων χρησιμοποιώντας μερικές διαφορικές εξισώσεις. Η FEA με την πάροδο των χρόνων έχει ωριμάσει και έχει εκδημοκρατιστεί έτσι ώστε να μπορεί να χρησιμοποιηθεί τόσο από μηχανικούς σχεδιασμού όσο και από ειδικούς [41, 42].

2.1. Μέθοδος Πεπερασμένων Στοιχείων

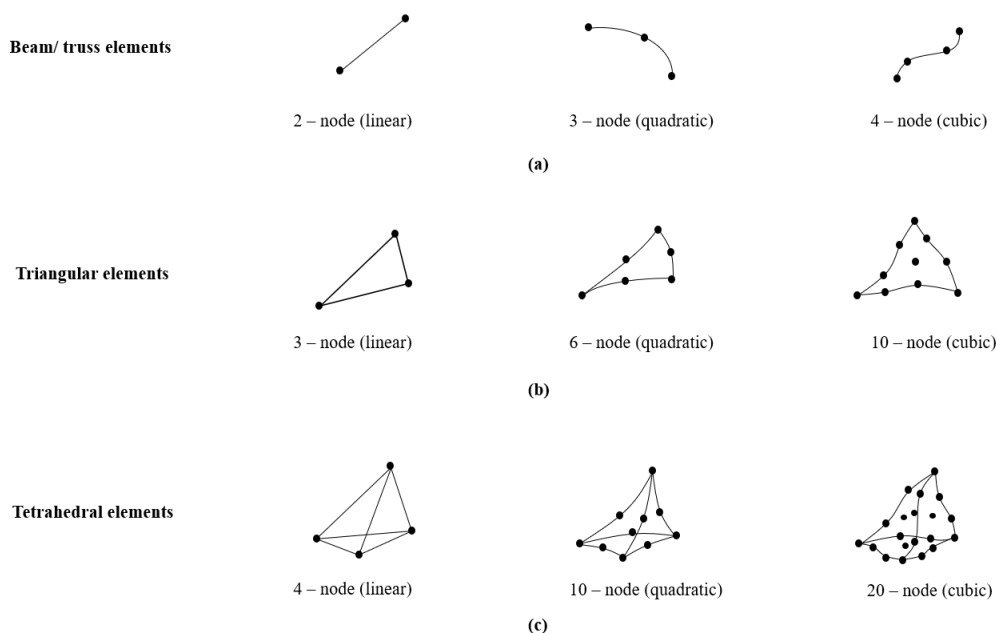
Η Μέθοδος των Πεπερασμένων Στοιχείων (Finite Elements Method: FEM) επιτρέπει τη στατική και δυναμική ανάλυση, τη θερμική ανάλυση, τη ρευστομηχανική και αεροδυναμική ανάλυση, την ακουστική ανάλυση, καθώς και την μελέτη κατανομής μαγνητικού πεδίου ή και άλλων πεδίων. Η εφαρμογή της FEM απαιτεί τη χρήση ενός απλουστευμένου αφαιρετικού μοντέλου που πρέπει να γεννηθεί είτε με αλληλεπίδραση του χρήστη είτε αυτόματα. Το λογισμικό που καθιστά δυνατή την κατασκευή του αφαιρετικού μοντέλου και τη γένεση των πεπερασμένων στοιχείων αποτελεί τον προ-επεξεργαστή (pre-processor). Μετά την εκτέλεση της ανάλυσης σε κάθε στοιχείο, ο Η/Υ συγκεντρώνει τα αποτελέσματα και τα εμφανίζει με ευανάγνωστο οπτικό τρόπο στον μέτα – επεξεργαστή (post-processor). Περιοχές υψηλών τάσεων, για παράδειγμα, μπορεί να παριστάνονται με κόκκινο χρώμα.[42, 43].

Η ανάλυση με χρήση πεπερασμένων στοιχείων περιλαμβάνει τα εξής στάδια:

- Εισάγεται η γεωμετρία της κατασκευής σε ένα σχεδιαστικό πρόγραμμα CAD και δημιουργείται το τρισδιάστατο μοντέλο.
- Χωρίζεται το μοντέλο σε πεπερασμένα στοιχεία και αφού ετοιμαστεί το πλέγμα επιλέγεται το είδος της επίλυσης και εισάγονται τα επιπλέον δεδομένα που απαιτούνται. Παραδείγματος χάριν, αν επιλεγεί να πραγματοποιηθεί στατική ανάλυση στο μοντέλο, θα πρέπει να δοθούν τα δεδομένα για τις δυνάμεις και τις στηρίξεις. Αυτή η διαδικασία γίνεται στον προ-επεξεργαστή.
- Όταν ετοιμαστούν όλα τα απαραίτητα δεδομένα, εισάγονται σε ένα πρόγραμμα το οποίο θα επιλύσει το πρόβλημα. Τέτοιου είδους προγράμματα λέγονται επιλυτές (solvers) και χρησιμοποιούνται για τις επιλύσεις με αριθμητικές μεθόδους.

- Όταν τελειώσει η επίλυση πρέπει να χρησιμοποιηθεί ο μέτα – επεξεργαστής, για να μπορέσει ο μελετητής να οπτικοποιήσει τα αποτελέσματα.

Τα διάφορα στοιχεία που υποστηρίζονται από ένα σύστημα ανάλυσης πεπερασμένων στοιχείων αποτελούν τη λεγόμενη βιβλιοθήκη στοιχείων (elements library). Όσο πιο μεγάλο το είδος των στοιχείων τόσο περισσότερα είδη προβλημάτων μπορούν να επιλυθούν. Η Εικόνα 15 δείχνει τυπικά πεπερασμένα στοιχεία που υποστηρίζονται από τους περισσότερους κώδικες. Να σημειωθεί ότι το ίδιο πλέγμα μπορεί να αντιστοιχεί σε διαφορετικά πεπερασμένα στοιχεία ανάλογα με τον αριθμό κόμβων που αποδίδονται σε αυτό [42, 43].



Εικόνα 15. Τύποι πεπερασμένων στοιχείων για (a) μονοδιάστατα, (b) δισδιάστατα και (c) τρισδιάστατα προβλήματα

Στην παρούσα εργασία έγινε χρήση του εξειδικευμένου πακέτου λογισμικών της εταιρίας BETA CAE Systems S.A. Χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό ANSA v21.1.0 ως προ-επεξεργαστής (pre – processor), υπεύθυνος για την προετοιμασία του μοντέλου και το META v21.1.0 ως μέτα – επεξεργαστής (post – processor), όπου γίνεται δυνατή η ανάλυση και η επεξεργασία των αποτελεσμάτων από τον επιλυτή (Solver). Ως επιλυτής στην περίπτωση της ανάλυσης αντοχής του πλαισίου σε στατικά φορτία χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό EPILYSIS, ενώ για τις δύο δυναμικές αναλύσεις, δηλαδή για τις προσομοιώσεις πρόσκρουσης και για την μελέτη αντοχής των αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας, ως επιλυτής χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό LS – Dyna της εταιρείας Livermore Software Technology Corporation (LSTC).

Ο προ – επεξεργαστής ANSA θεωρείται ένας από τους κορυφαίους στο είδος του, λόγω του υψηλής ποιότητας πλέγματος πεπερασμένων στοιχείων που παράγει. Ο μέτα-επεξεργαστής META δίνει την δυνατότητα επεξεργασίας των αποτελεσμάτων του επιλυτή σε γραφικό περιβάλλον.

2.1.1. Θεωρίες Αστοχίας

Όταν ένα εξάρτημα φορτίζεται ομοαξονικά, τότε η τάση και η αντοχή μπορούν να συγκριθούν απευθείας ώστε να υπολογιστεί ο συντελεστής ασφαλείας του ή για να γίνει κατανοητό εάν το αντικείμενο προς μελέτη πρόκειται να αστοχήσει. Η μέθοδος αυτή είναι απλή, καθώς υπάρχει μόνο μία τιμή τάσης και μόνο μία τιμή αντοχής, είτε είναι διαρροής, είτε είναι η μέγιστη ή η διατμητική ή ότι αρμόζει στην μελετώμενη περίπτωση [1, 2, 4].

Το πρόβλημα όμως γίνεται περίπλοκο όταν έχουμε τάσεις σε δύο διαστάσεις και ακόμα πιο περίπλοκο όταν μελετάμε τρισδιάστατα προβλήματα. Σε αυτές τις περιπτώσεις υπάρχουν πολλές τάσεις, αλλά μόνο μία σημαντική αντοχή. Για να γίνει δυνατός ο προσδιορισμός της ασφάλειας του κομματιού αναπτύχθηκαν διάφορες θεωρίες [1].

Επιγραμματικά οι πιο συχνά χρησιμοποιούμενες θεωρίες είναι:

- Η θεωρία μέγιστης ορθής τάσης
- Η θεωρία μέγιστης διατμητικής τάσης
- Η θεωρία ενέργειας παραμόρφωσης ή Von Mises Stress

Στη συγκεκριμένη μελέτη επιλέχθηκε η θεωρία ενέργειας παραμόρφωσης ή Von Mises Stress, όπου η αστοχία από διαρροή προκύπτει όταν η ισοδύναμη τάση σ_v , ισούται με το όριο διαρροής του υλικού κατασκευής του εξαρτήματος και υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση [3]:

$$\begin{aligned}\sigma_v &= \sqrt{3J_2} \\ &= \sqrt{\frac{(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{11} - \sigma_{33})^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2)}{2}} \\ &= \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}}\end{aligned}\quad (1)$$

όπου J_2 το όριο διαρροής του υλικού, σ_{ij} οι συνιστώσες της τάσης σε τρισδιάστατο σύστημα συντεταγμένων με $i, j = 1, 2, 3$ και σ_k με $k = 1, 2, 3$ οι ορθές τάσεις στις τρεις διαστάσεις του χώρου.

Η θεωρία Von Mises Stress έχει την ικανότητα να αναπαραστήσει ολόκληρη την κατάσταση των τάσεων, όσο πολύπλοκη και αν είναι αυτή, ενώ παράλληλα δίνει ακριβέστερα αποτελέσματα από τις άλλες δύο.

2.2. Στατική φόρτιση πλαισίου

Η πρώτη ανάλυση που θα πραγματοποιηθεί είναι η γραμμική στατική ανάλυση. Ως στατικά φορτία ορίζονται τα φορτία που παραμένουν αναλλοίωτα σε σχέση με το χρόνο και τις συνθήκες λειτουργίας του εξαρτήματος. Η στατική φόρτιση που δέχεται το πλαίσιο οφείλεται στα διάφορα μέρη που στηρίζονται πάνω του, αλλά και στην αντίδραση αυτού του βάρους. Στην ενότητα αυτή παρουσιάζονται τα βάρη που θα ληφθούν υπόψιν στη μελέτη αντοχής. Τα μέρη του οχήματος που δεν ασκούν δυνάμεις πάνω στο σασί (τροχοί και σύστημα πέδησης) παραλείπονται.

Στον Πίνακα 1 παραθέτονται τα βάρη των επιμέρους τμημάτων του οχήματος που φορτίζουν στατικά το σασί. Αυτά είναι οι μπαταρίες, το κάλυμμα και τα καθίσματα του οχήματος, ο οδηγός και οι δύο συνεπιβάτες για τους οποίους χρησιμοποιήθηκε το βάρος των 80kg καθώς τόσο ζυγίζουν τα αρσενικά ανδρείκελα που χρησιμοποιούνται στην αυτοκινητοβιομηχανία ως μία μέση τιμή του ανθρώπινου βάρους. Επίσης υπολογίζεται το βάρος των συσκευών που μπορούν να χρησιμοποιήσουν οι επιβάτες του οχήματος, εφόσον χρειαστεί, όπου είναι δύο μηχανισμοί με πετάλια οι οποίοι προσαρμίζονται επάνω στο πλαίσιο.

Ο πίνακας παρουσιάζει και τη μετατροπή του βάρους σε δύναμη αφού θα χρησιμεύσει κατά τη μοντελοποίηση.

Πίνακας 1. Βάρη πλαισίου

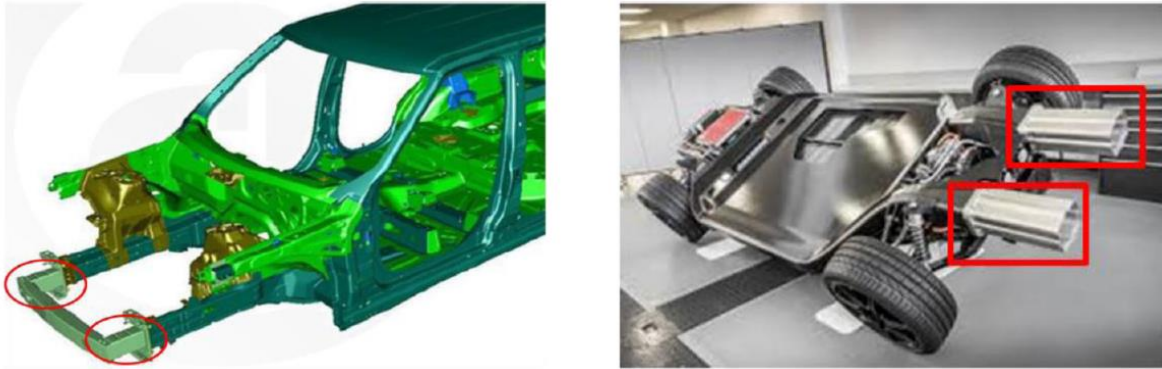
<i>Τμήμα</i>	<i>kg</i>	<i>N</i>
<i>Μπαταρίες</i>	50	490.33
<i>Κάλυμμα</i>	75	735.5
<i>Οδηγός</i>	80	784.5
<i>Εμπρόσθιο Κάθισμα</i>	5	49
<i>Πίσω Κάθισμα</i>	10	98
<i>Συνεπιβάτες</i>	2 x 80	2 x 784.5
<i>Πεταλιέρες</i>	2 x 10	2 x 98

2.3. Προσομοιώσεις Πρόσκρουσης

Λόγω της συνεχούς αύξησης του πληθυσμού στις αστικές κοινωνίες, η ζήτηση για άνετες και ασφαλείς μεταφορές αυξάνεται επίσης δραματικά. Τα αστικά οχήματα είναι ο πλέον προτιμώμενος τρόπος μεταφοράς καθώς παρέχουν πολλά πλεονεκτήματα από τη χρήση τους. Ωστόσο, ο αυξανόμενος αριθμός αυτοκινήτων στους δρόμους οδήγησε στην αύξηση των ατυχημάτων πρόσκρουσης, προκαλώντας ένα σημαντικό παγκόσμιο πρόβλημα οδικής ασφάλειας. Η αποφυγή πρόσκρουσης είναι ένα πολύ δύσκολο έργο. Ακόμα και με συστήματα ασφαλείας που χρησιμοποιούν προηγμένη τεχνολογία, δεν υπάρχει εγγύηση για την ασφάλεια των επιβατών. Για το λόγο αυτό, η ίδια η δομή του οχήματος πρέπει να είναι σε θέση να προστατεύει τους επιβάτες μετατρέποντας την κινητική ενέργεια κατά την κατάσταση σύγκρουσης, σε προβλέψιμη και ελεγχόμενη παραμόρφωση. Η ικανότητα μιας δομής να διαχειρίζεται και να απορροφά την ενέργεια μιας σοβαρής σύγκρουσης και να μειώνει τον κίνδυνο θανάτου και τραυματισμού των επιβατών είναι γνωστή ως ικανότητα σύγκρουσης [44, 45]. Συνεπώς, η ικανότητα σύγκρουσης είναι ένα από τα κύρια κριτήρια, τα οποία πρέπει να τηρούνται κατά τη σχεδίαση ενός οχήματος. Τα εξαρτήματα που εμπλέκονται στη βελτίωση της ικανότητας σύγκρουσης, συνήθως έχουν λεπτά τοιχώματα, σε σύγκριση με το βασικό πλαίσιο και λόγω αυτού μπορούν να προσφέρουν ανώτερη απόδοση σε δυναμική φόρτιση, χαμηλού κόστους κατασκευή και εύκολη εγκατάσταση.

Ένα από τα σημαντικότερα εξαρτήματα με λεπτά τοιχώματα είναι η εμπρόσθια δομή του αυτοκινήτου. Τα κουτιά σύγκρουσης (Εικόνα 16) και η εγκάρσια δοκός είναι τα κύρια κομμάτια της δομής του μπροστινού άκρου του οχήματος και συνδέονται απευθείας στο πλαίσιο για απορρόφηση σημαντικού ποσοστού ενέργειας κατά την περίπτωση μετωπικής σύγκρουσης. Ειδικότερα κατά τη διάρκεια ενός σεναρίου πλήρους μετωπικής σύγκρουσης, η

εμπρόσθια διαμήκης δομή, συμπεριλαμβανομένων των κουτιών σύγκρουσης, υφίσταται αξονική παραμόρφωση και απορροφά περίπου το 50% της συνολικής κινητικής ενέργειας όπου τα κουτιά συντριβής αντιπροσωπεύουν περίπου το 15% της συνολικής απορροφούμενης ενέργειας [46]. Η εγκάρσια δοκός υφίσταται κάμψη ή πλευρική παραμόρφωση και απορροφά περίπου το 25% της συνολικής ενέργειας [47]. Η εναπομένουσα κινητική ενέργεια απορροφάται από τα υπόλοιπα μπροστινά δομικά στοιχεία του οχήματος, όπως είναι το εμπρός πάνελ, τα φτερά των τροχών κ.ά..



Εικόνα 16. Κουτιά σύγκρουσης οχημάτων

2.3.1. Αξιολόγηση των τετράκυκλων οχημάτων

Το όχημα το οποίο μελετάται σε αυτή την εργασία ανήκει στην κατηγορία των βαρέων τετράκυκλων οχημάτων (heavy Quadricycle). Το Ευρωπαϊκό Πρόγραμμα Αξιολόγησης Νέων Αυτοκινήτων (Euro NCAP) πραγματοποίησε το 2014 για πρώτη φορά την δοκιμή των οχημάτων αυτής της κατηγορίας σε διάφορα σενάρια πρόσκρουσης, σύμφωνα με τα πρότυπα που καλούνται να καλύπτουν τα επιβατικά αυτοκίνητα (Εικόνα 17).



Εικόνα 17. Η πρώτη καμπάνια δοκιμής πρόσκρουσης σε τετράκυκλα από το Euro NCAP [6]

Αυτά τα οχήματα όμως, δεν υπόκεινται στην ίδια νομοθεσία με τα επιβατικά αυτοκίνητα και δεν χρειάζεται να δοκιμαστούν σε κάποιο σενάριο σύγκρουσης πριν μπορέσουν να πουληθούν για χρήση στο δρόμο. Επίσης αναμένεται ότι θα έχουν πολύ κακή απόδοση όταν δοκιμαστούν χρησιμοποιώντας τις κανονικές διαδικασίες του Euro NCAP για επιβατικά αυτοκίνητα. Ωστόσο, επειδή επιτρέπονται αυτού του είδους τα οχήματα σε δημόσιους δρόμους όπου διατρέχουν κίνδυνο σύγκρουσης με άλλα οχήματα ή εμπόδια, χρησιμοποιούνται δοκιμές που αξιολογούν τη δομή του οχήματος και τα συστήματα συγκράτησης των επιβατών και ταυτόχρονα προσφέρουν αποτελέσματα που επιτρέπουν την ουσιαστική σύγκριση μεταξύ οχημάτων σε αυτήν την κατηγορία. Το Euro NCAP βάσισε την αξιολόγηση των τετράκυκλων οχημάτων μόνο στην προστασία που προσφέρουν στους ενήλικες επιβάτες στα εμπρόσθια καθίσματα. Πραγματοποιήθηκαν δύο δοκιμές σύγκρουσης. Μία μετωπική πρόσκρουση πλήρους πλάτους στα 50 km/h έναντι παραμορφώσιμου στοιχείου και μια δοκιμή πλευρικής πρόσκρουσης, επίσης στα 50 km/h, στην οποία ένα παραμορφώσιμο στοιχείο συγκρούεται στην πλευρική μεριά του οχήματος [48].

Σε αυτή την εργασία, εφόσον δεν υπάρχουν συγκεκριμένες προδιαγραφές για την αξιολόγηση των οχημάτων που ανήκουν στην κατηγορία των Quadricycle από το Euro NCAP, για την πραγματοποίηση των προσομοιώσεων μετωπικής πρόσκρουσης χρησιμοποιείται ως ταχύτητα πρόσκρουσης τα 45 km/h και ως εμπόδιο τοποθετείται ένα άκαμπτο τοίχωμα.

2.3.2. Μη γραμμική ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων για πρόσκρουση

Η προσομοίωση πρόσκρουσης είναι ένα από τα δυσκολότερα μη γραμμικά προβλήματα μηχανικού σχεδιασμού, καθώς περιλαμβάνει όλες τις πηγές μη γραμμικότητας. Η δομή του οχήματος αποτελείται από πολλαπλά τμήματα με πολύπλοκη γεωμετρία τα οποία κατασκευάζονται από διαφορετικά υλικά. Κατά τη διάρκεια μίας σύγκρουσης τα τμήματα αυτά παρουσιάζουν υψηλά κρουστικά φορτία τα οποία προκύπτουν από πολύ υψηλές τάσεις. Μόλις τα φορτία αυτά υπερβούν το όριο λυγισμού ή το κρίσιμο όριο διαρροής, τα δομικά μέρη υφίστανται μεγάλες προοδευτικές ελαστοπλαστικές παραμορφώσεις. Όλη η διαδικασία πραγματοποιείται σε πολύ σύντομο χρονικό διάστημα. Η χρήση αριθμητικής προσέγγισης, ειδικά της μη γραμμικής μεθόδου ανάλυσης πεπερασμένων στοιχείων, καθίσταται αναπόφευκτη. Υπάρχουν πολλά λογισμικά πακέτα για αυτή τη δουλειά, όπως το Abaqus, το Radioss, το Pam – Crash και το LS – Dyna. Το LS – Dyna θεωρείται από πολλούς η καλύτερη λύση για την επίλυση μη γραμμικών προβλημάτων, όπως είναι τα προβλήματα προσομοιώσεων πρόσκρουσης [49].

Ο επιλυτής LS – Dyna χρησιμοποιεί για την επίλυση μη γραμμικών προβλημάτων το ρητό σχήμα κεντρικής διαφοράς (Central Difference Method) για να ολοκληρώσει τις εξισώσεις κίνησης. Σε αυτόν τον αλγόριθμο, χρησιμοποιούνται τυπικές κεντρικές εκφράσεις διαφοράς που σχετίζονται με τα παράγωγα χρόνου της μετατόπισης με τις τιμές μετατόπισης στους αυξητικούς χρόνους n , $n+1$, $n+2$, ..., του χρονικού βήματος της επίλυσης (time step). Οι ημι – διακριτές εξισώσεις κίνησης στο χρόνο n είναι [50]:

$$Ma^n = P^n - F^n + H^n \quad (2)$$

όπου M είναι η διαγώνια μήτρα μάζας, P^n αντιπροσωπεύει φορτία εξωτερικής και σωματικής δύναμης, F^n είναι το διάνυσμα απόκλισης τάσης και H^n είναι η αντίσταση κλεψύδρας

(Hourglass resistance). Για τη μετάβαση στον χρόνο t^{n+1} , χρησιμοποιείται η ολοκλήρωση χρόνου κεντρικής διαφοράς:

$$a^n = M^{-1}(P^n - F^n + H^n) \quad (3)$$

$$v^{n+\frac{1}{2}} = v^{n-\frac{1}{2}} + a^n \Delta t^n \quad (4)$$

$$u^{n+1} = u^n + v^{n+\frac{1}{2}} \Delta t^{n+\frac{1}{2}} \quad (5)$$

όπου $\Delta t^{n+\frac{1}{2}} = \frac{(\Delta t^n + \Delta t^{n+1})}{2}$ και v, u είναι τα παγκόσμια διανύσματα κομβικής ταχύτητας και μετατόπισης, αντίστοιχα. Γίνεται ενημέρωση της γεωμετρίας προσθέτοντας τα βήματα μετατόπισης στην αρχική γεωμετρία:

$$x^{n+1} = x^0 + u^{n+1} \quad (6)$$

Παρόλο που απαιτείται περισσότερος χώρος αποθήκευσης για την αποθήκευση του διανύσματος μετατόπισης, τα αποτελέσματα είναι πολύ λιγότερο ευαίσθητα σε σφάλματα στρογγυλοποίησης.

2.3.3. Αξιοπιστία σύγκρουσης (Crashworthiness)

Με την πάροδο των χρόνων, τα σασί των οχημάτων έχουν εξελιχθεί προκειμένου να απορροφούν την κινητική ενέργεια πρόσκρουσης μέσω των πλαστικών παραμορφώσεων που αναπτύσσονται. Στόχος μέσω της αξιοπιστίας σύγκρουσης είναι η βελτιστοποίηση της δομής του οχήματος που αφορά τις περιοχές παραμόρφωσής του, προκειμένου να διατηρήσει ανέπαφο τον χώρο που βρίσκονται οι επιβάτες. Εν συντομία, η δομή του οχήματος πρέπει να πληροί τις ακόλουθες απαιτήσεις αξιοπιστίας σύγκρουσης [51]:

- Να διαθέτει παραμορφώσιμη εμπρόσθια δομή για απορρόφηση της κινητικής ενέργειας πρόσκρουσης η οποία προκύπτει από μετωπικές συγκρούσεις.
- Να διαθέτει κατάλληλα σχεδιασμένες πλευρικές κατασκευές και θύρες για μεγαλύτερη ασφάλεια στις πλευρικές κρούσεις και την αποτροπή ανοίγματος των θυρών κατά τη σύγκρουση.
- Να διαθέτει ισχυρή δομή του κλωβού ασφαλείας για καλύτερη προστασία των επιβατών.

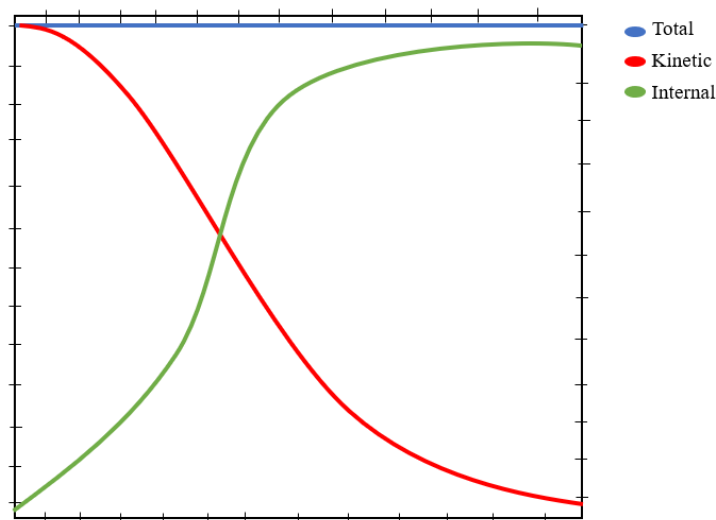
Ο νόμος της διατήρησης της ενέργειας εξηγεί ότι η ενέργεια μέσα σε ένα σύστημα δεν μπορεί να δημιουργηθεί ή να καταστραφεί, αλλά μπορεί να μεταφερθεί από μία μορφή ενέργειας σε κάποια άλλη χωρίς να αλλάξει η συνολική ποσότητά της. Λαμβάνοντας υπόψη τα μηχανικά συστήματα, όπως είναι τα οχήματα, η απορροφούμενη ενέργεια ή η εσωτερική ενέργεια ενός συστήματος δεν μπορεί να υπερβαίνει την ενέργεια εισόδου. Θεωρητικά, η εσωτερική ενέργεια είναι ίση με το έργο (E) που πραγματοποιείται από εξωτερικές δυνάμεις στο σύστημα, το οποίο είναι ίσο με το γινόμενο της ασκούμενης δύναμης (F) με την απόσταση (d) της παραμόρφωσης [51, 52].

$$E = Fd \quad (7)$$

Η κινητική ενέργεια E_k εκφράζεται από την ακόλουθη σχέση

$$E_k = \frac{1}{2}mv^2 + \frac{1}{2}I\omega^2 \quad (8)$$

Όπου m η συνολική μάζα του συστήματος, v η αρχική ταχύτητα του οχήματος, I και ω η ροπή αδράνειας και η γωνιακή ταχύτητα αντίστοιχα.

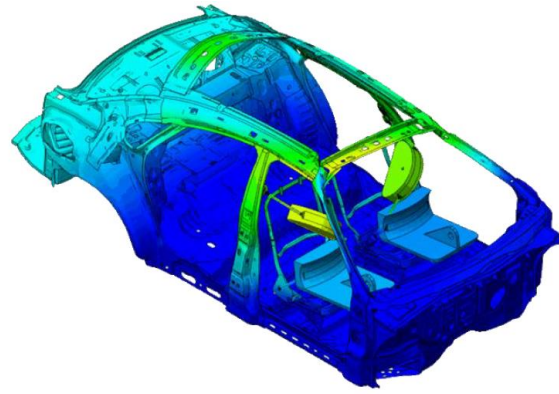


Εικόνα 18. Παράδειγμα εσωτερικής, κινητικής και συνολικής ενέργειας κατά τη μετωπική πρόσκρουση

Κατά τη διάρκεια της πρόσκρουσης ενός οχήματος, η κινητική του ενέργεια μετατρέπεται κυρίως σε πλαστική παραμόρφωση των αντίστοιχων δομών, για τις οποίες η εσωτερική ενέργεια μπορεί να υπολογιστεί χρησιμοποιώντας την εξίσωση (7).

2.4. Αντοχή αγκυρώσεων ζωνών ασφαλείας

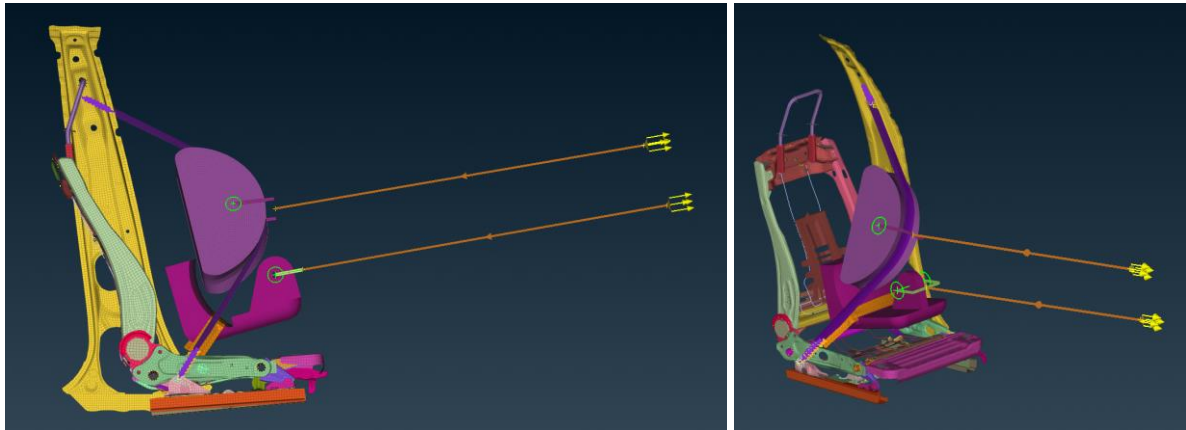
Τα καθίσματα ενός οχήματος δεν παρέχουν μόνο άνεση στους επιβάτες κατά την οδήγηση, αλλά διαδραματίζουν επίσης σημαντικό ρόλο στην προστασία της ζωής τους κατά τη διάρκεια μίας σύγκρουσης. Η αντοχή των αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας του οχήματος είναι ένας σημαντικός κανονισμός ασφαλείας. Για να διασφαλιστεί η σωστή λειτουργία του συστήματος της ζώνης ασφαλείας, οι αγκυρώσεις των ζωνών πρέπει να αντιστέκονται σε καθορισμένα φορτία δοκιμής που αντιπροσωπεύουν ένα σενάριο πρόσκρουσης οχημάτων (Εικόνα 19). Σε αυτές τις δοκιμές εφαρμόζονται υψηλές δυνάμεις στις ζώνες ασφαλείας. Όλες οι αγκυρώσεις πρέπει να αντιστέκονται στο καθορισμένο φορτίο χωρίς την ολική καταστροφή τους [11, 12].



Εικόνα 19. Οι ζώνες ασφαλείας αγκυρωμένες στη συσκευή φόρτισης και αποτελέσματα ανάλυσης του μοντέλου [53]

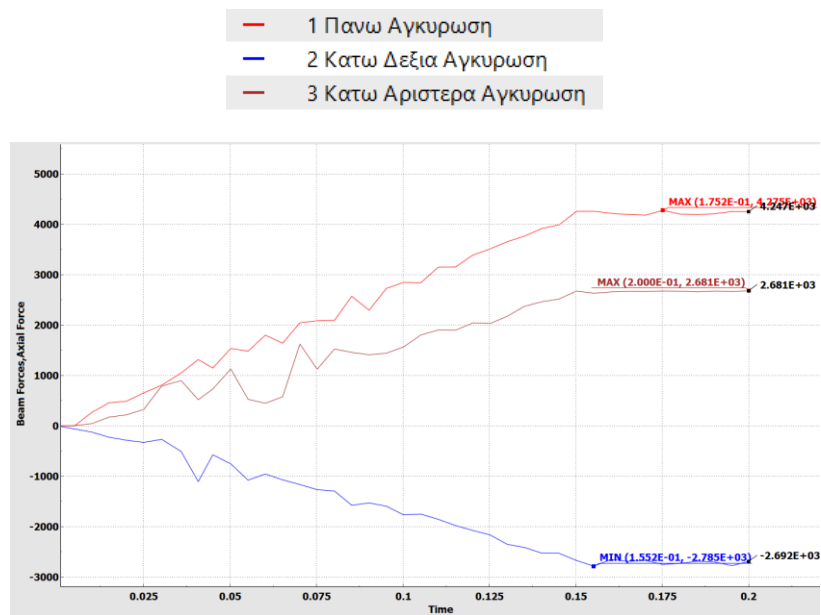
2.4.1. Το μοντέλο της LSTC

Το λογισμικό LS – Dyna, παρέχει ένα ολοκληρωμένο μοντέλο ανάλυσης αντοχής των αγκυρώσεων ενός καθίσματος. Το μοντέλο αυτό είναι μοντελοποιημένο σύμφωνα με την ισχύουσα νομοθεσία και έτοιμο προς επίλυση. Στην Εικόνα 20 φαίνεται το μοντέλο στο περιβάλλον του προ – επεξεργαστή ANSA.



Εικόνα 20. Το μοντέλο ανάλυσης αντοχής των αγκυρώσεων της LSTC

Το συγκεκριμένο μοντέλο εξετάζει την αντοχή των αγκυρώσεων μίας ζώνης τριών σημείων, χωρίς την εφαρμογή της πρόσθετης δύναμης στο κάθισμα. Χρησιμοποιήθηκε για τον υπολογισμό των δυνάμεων που ασκούνται στα σημεία των αγκυρώσεων ως αποτέλεσμα των ελκτικών δυνάμεων των $6750\text{ N} \pm 200\text{ N}$ (απαίτηση κανονισμών έγκρισης οχημάτων). Αυτό γίνεται για απλοποίηση της μοντελοποίησης της παρούσας μελέτης, όπως θα φανεί στη συνέχεια. Για τον υπολογισμό των δυνάμεων που ασκούνται στα σημεία των αγκυρώσεων του οχήματος έγινε χρήση της μέγιστης ελκτικής δύναμης των 6950 N και στα δύο σημεία εφαρμογής της. Έπειτα πραγματοποιείται η επίλυση του μοντέλου από τον επιλυτή LS – Dyna και μέσω του μετά – επεξεργαστή META βρέθηκαν οι δυνάμεις που μας ενδιέφεραν (Εικόνα 21).



Εικόνα 21. Οι μέγιστες δυνάμεις που ασκούνται στις τρεις αγκυρώσεις του μοντέλου

Όπως φαίνεται η μέγιστη δύναμη στην επάνω αγκύρωση ισούται με 4275 N, στην κάτω αριστερά αγκύρωση ισούται με 2681 N και στην κάτω δεξιά αγκύρωση η μέγιστη δύναμη είναι ίση με 2785 N.

3. Μοντελοποίηση

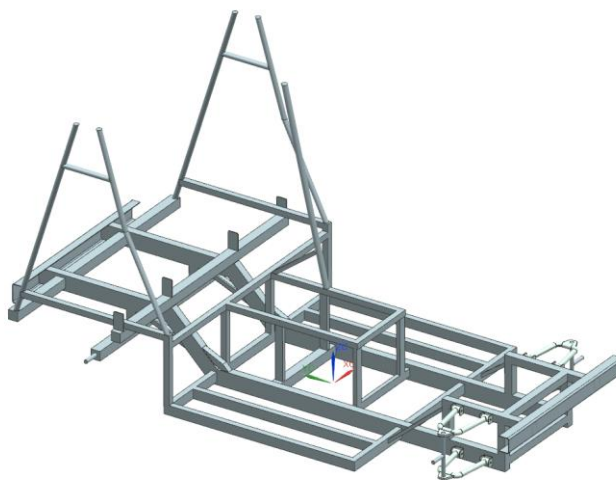
Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζεται η μοντελοποίηση του πλαισίου στον προ – επεξεργαστή. Αρχικά παρουσιάζεται αναλυτικά η διαδικασία δημιουργίας του πλέγματος των πεπερασμένων στοιχείων και η μοντελοποίηση της μελέτης των στατικών φορτίων που ασκούνται στο πλαίσιο. Έπειτα, πραγματοποιείται η προετοιμασία του μοντέλου για την δυναμική ανάλυση των προσομοιώσεων πλήρους μετωπικής πρόσκρουσης και τέλος μοντελοποιείται το πλαίσιο με σκοπό την δυναμική μελέτη αντοχής των αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας τις οποίες διαθέτει το όχημα.

3.1. Μοντελοποίηση στατικής φόρτισης

Για την πραγματοποίηση της γραμμικής στατικής ανάλυσης το μοντέλο εισάγεται από το πρόγραμμα CAD στον προ – επεξεργαστή ANSA v21.1.0 ώστε να μοντελοποιηθεί. Το στάδιο αυτό περιλαμβάνει την μοντελοποίηση των φορτίσεων, των περιορισμών, των συνδέσεων των επιμέρους κομματιών, τα χρησιμοποιούμενα υλικά και την δημιουργία του πλέγματος από τα κατάλληλα στοιχεία [54].

3.1.1. Δημιουργία πλέγματος

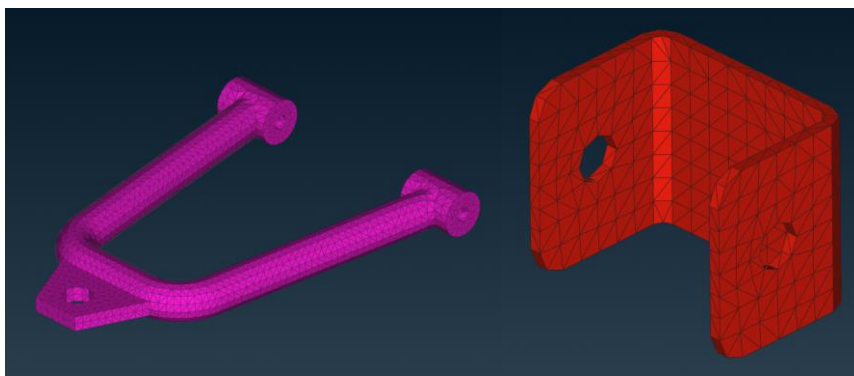
Το κυρίως τμήμα του πλαισίου αποτελείται από προφίλ αλουμινίου μικρού πάχους. Ο καλύτερος τύπος πλέγματος σε αυτές τις περιπτώσεις είναι το επιφανειακό πλέγμα στοιχείων κελύφους (Shell Mesh) [55]. Εισάγοντας στο ANSA το τρισδιάστατο μοντέλο (Εικόνα 22) υπό την μορφή όγκων, ο προ – επεξεργαστής ανιχνεύει τις επιφάνειες του μοντέλου ως επιφάνειες μηδενικού πάχους. Με τη χρήση πλέγματος κελύφους μπορεί να δοθεί μέσω των ιδιοτήτων των επιμέρους κομματιών οποιοδήποτε επιθυμητό πάχος τοιχώματος για τα προφίλ που χρησιμοποιούνται.



Εικόνα 22. Το αρχικό τρισδιάστατο μοντέλο του πλαισίου

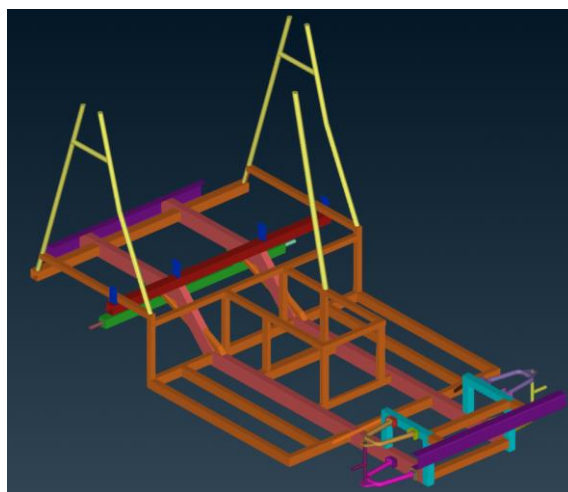
Το πλέγμα στοιχείων κελύφους δημιουργείται με τον αλγόριθμο Free, τον οποίο διαθέτει ο προ – επεξεργαστής. Ο συγκεκριμένος αλγόριθμος επιλέχθηκε διότι παράγει όσο το δυνατόν λιγότερα στοιχεία προσπαθώντας να διατηρήσει την καλύτερη δυνατή ποιότητα [55]. Το μέγεθος των στοιχείων του πλέγματος είναι $10 \times 10 \text{ mm}$ κι αυτό για να μην υπάρχει ένας μεγάλος αριθμός, μικρών σε μέγεθος στοιχείων, καθώς η γεωμετρία του πλαισίου είναι σχετικά απλή [4]. Το πλέγμα το οποίο δημιουργήθηκε με τον συγκεκριμένο αλγόριθμο αποτελείται από στοιχεία μικτής γεωμετρίας, δηλαδή υπάρχουν και τετραγωνικά (quads) αλλά και τριγωνικά (trias) στοιχεία κελύφους στο μοντέλο. Συγκεκριμένα το πλέγμα του πλαισίου αποτελείται από 66.224 στοιχεία κελύφους από τα οποία τα 65.278 είναι τετραγωνικά και τα 946 είναι τριγωνικά.

Στα σημεία με δύσκολη γεωμετρία και αυξημένο πάχος προτιμήθηκε πλέγμα στερεού όγκου (solid mesh ή volume mesh) (Εικόνα 23). Τα σημεία αυτά είναι οι άξονες των πίσω και των εμπρόσθιων τροχών, οι βάσεις των εμπρόσθιων ψαλιδιών και τα ψαλίδια. Η δημιουργία των στοιχείων του όγκου πραγματοποιήθηκε με τον αλγόριθμο Tetra Rapid ο οποίος παράγει τετράεδρα στοιχεία πλέγματος (tetras). Συνολικά το μοντέλο αποτελείται από 102.191 τετράεδρα στοιχεία.



Εικόνα 23. Τμήματα του μοντέλου όπου χρησιμοποιήθηκε πλέγμα στερεού όγκου

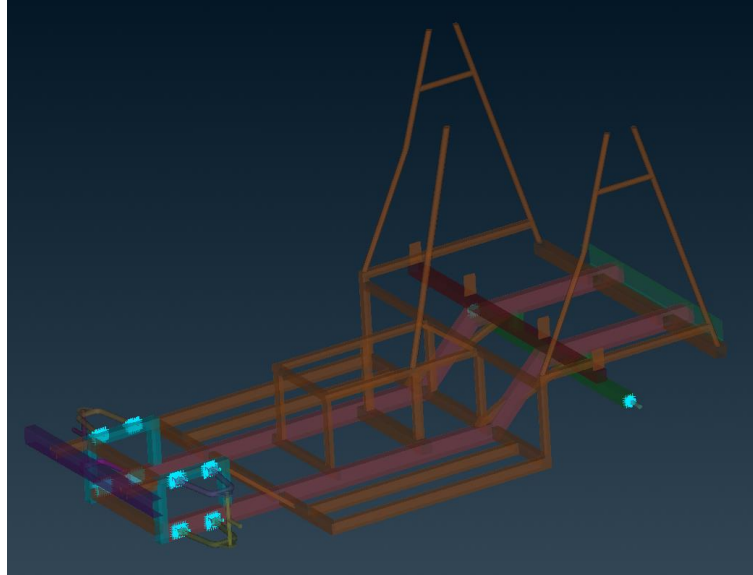
Στην παρακάτω εικόνα φαίνεται το πλαίσιο μετά την ολοκλήρωση του πλέγματος. Οι λεπτομέρειες της δομής δεν είναι εφικτό να φανούν λόγω της πυκνότητας και του μεγέθους των στοιχείων. Με τους διάφορους χρωματισμούς αναπαρίστανται τα επιμέρους τμήματα που αναγνωρίζει ο προ – επεξεργαστής.



Εικόνα 24. Τελική μορφή πλαισίου μετά την ολοκλήρωση του πλέγματος

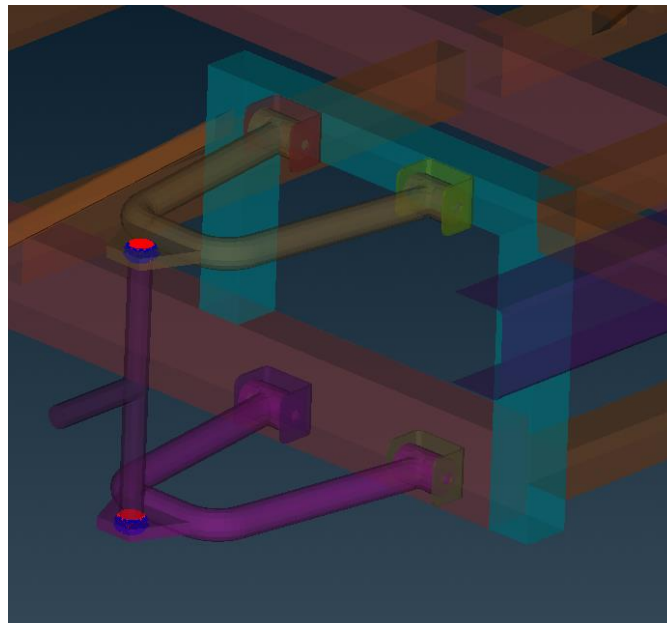
3.1.2. Μοντελοποίηση συνδέσεων

Στα τμήματα του πλαισίου που υπάρχει ανάγκη σύνδεσης διαφορετικών εξαρτημάτων χρησιμοποιείται η εντολή RBE2 η οποία συνδέει τα εξαρτήματα προσομοιώνοντας έναν σταθερό σύνδεσμο [2]. Η εντολή RBE2 χρησιμοποιήθηκε για την σύνδεση των αξόνων των πίσω τροχών με το πλαίσιο, των βάσεων των εμπρόσθιων ψαλιδιών με το πλαίσιο και για την ένωση των ψαλιδιών στις βάσεις τους (Εικόνα 25).



Εικόνα 25. Μοντελοποίηση συνδέσεων RBE2

Για την σύνδεση των αξόνων των εμπρόσθιων τροχών με τα ψαλίδια έγινε χρήση της συνάρτησης Contact του ANSA (Εικόνα 26).



Εικόνα 26. Συνδέσεις μεταξύ των εξαρτημάτων με χρήση της συνάρτησης Contact

3.1.3. Μοντελοποίηση υλικών και πάχους διατομών

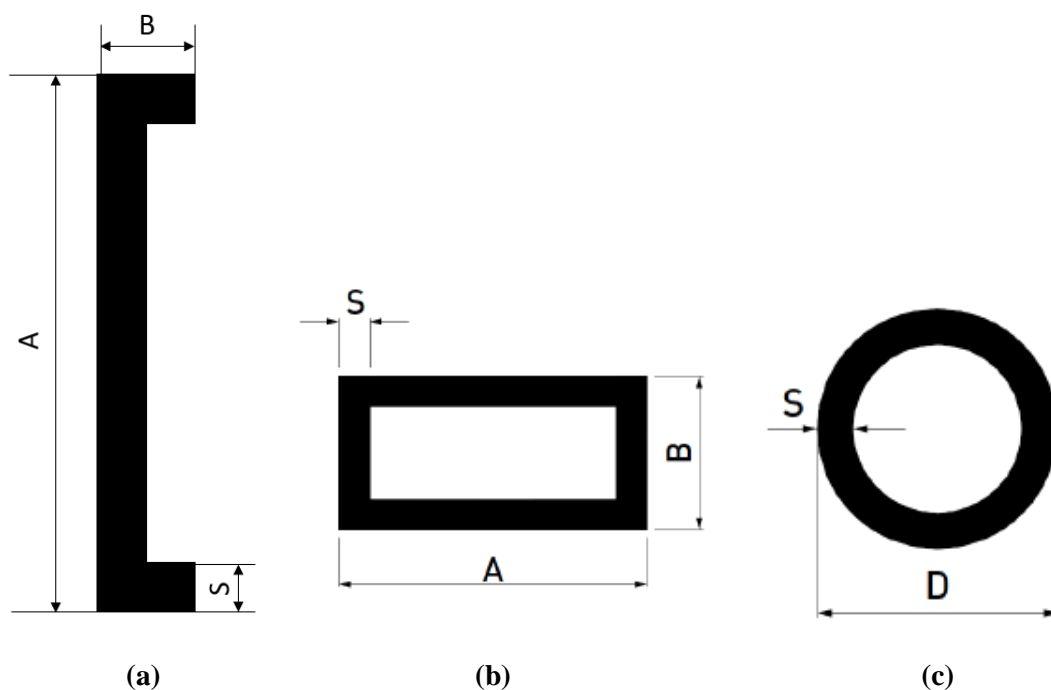
Αφού γίνει η ένωση όλων των επιμέρους κομματιών με το σασί, σειρά έχει η εισαγωγή των υλικών κατασκευής και των δομικών χαρακτηριστικών τους. Ως υλικό κατασκευής του πλαισίου επιλέγεται το κράμα αλουμινίου 6060 – T6, ενώ για τα επιμέρους εξαρτήματα, δηλαδή για τους άξονες των τροχών, τις βάσεις των ψαλιδιών και τα ψαλίδια χρησιμοποιείται ως υλικό κατασκευής χάλυβας AISI 4140. Ο ίδιος χάλυβας επιλέγεται και για το τμήμα του σασί στο οποίο συνδέονται οι άξονες των πίσω τροχών.

Όσον αφορά τις ιδιότητες των υλικών (Πίνακας 2) ο προ – επεξεργαστής χρειάζεται σαν είσοδο το μέτρο ελαστικότητας, τον λόγο Poisson, την πυκνότητα, το μέτρο διάτμησης και το όριο διαρροής.

Πίνακας 2. Ιδιότητες υλικών του αρχικού μοντέλου που εισάγονται στον προ – επεξεργαστή

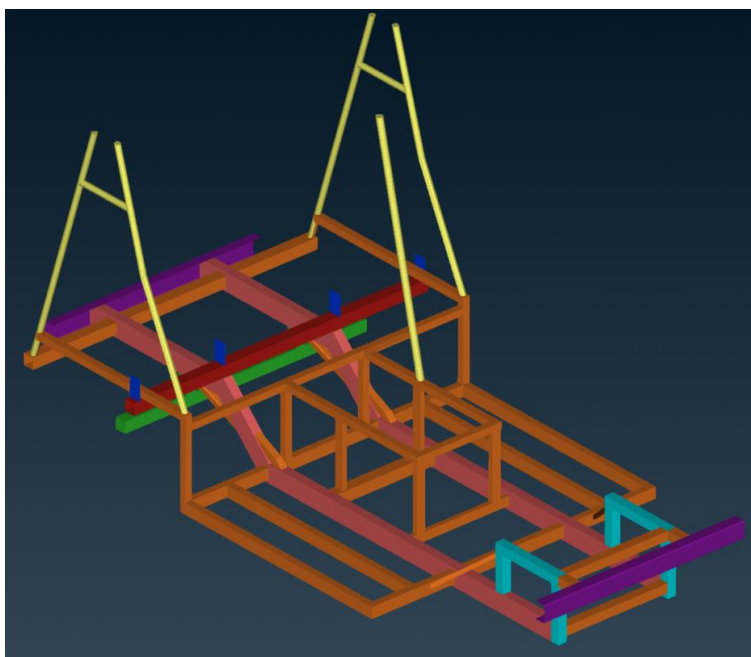
	6060 – T6	AISI 4140
Μέτρο Ελαστικότητας, E (GPa)	68	205
Λόγος Poisson, ν	0.33	0.29
Μέτρο διάτμησης, G (GPa)	26	80
Πυκνότητα, ρ ($\times 10^3$ kg/m ³)	2.7	7.85
Όριο διαρροής (MPa)	170	371









Οι διατομές των προφίλ που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή του πλαισίου είναι οι Α, Β και Γ όπως φαίνονται στην Εικόνα 27.



Εικόνα 27. Οι διατομές των προφίλ που χρησιμοποιούνται στο πλαίσιο. (α) Διατομή Α, (β) Διατομή Β και (γ) Διατομή Γ

Στην παρακάτω εικόνα φαίνεται το πλαίσιο με τις διάφορες διατομές των προφίλ που το αποτελούν, τις διαστάσεις και τα πάχη τους, καθώς και το υλικό της κάθε διατομής.

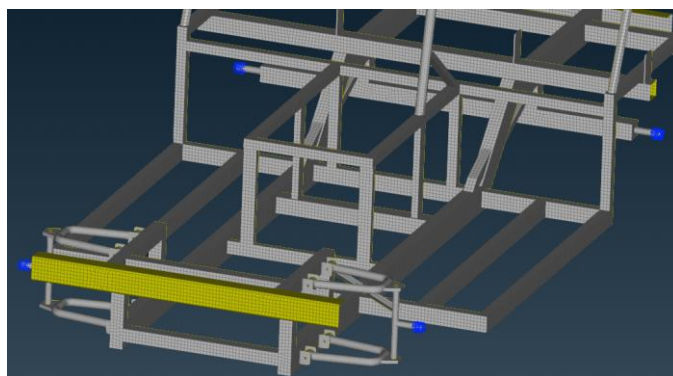


Χρώμα	Υλικό	Πάχος S (mm)	Διατομή	Διαστάσεις ΑxΒ, D (mm)
	Αλουμίνιο 6060 – T6	2	B	40x40 40x20 30x30 30x50 50x50
	Αλουμίνιο 6060 – T6	3	A	80x45
	Αλουμίνιο 6060 – T6	2.5	B	50x50
	Χάλυβας AISI 4140	2	B	50x50
	Αλουμίνιο 6060 – T6	3	B	40x40
	Αλουμίνιο 6060 – T6	2	Γ	30
	Αλουμίνιο 6060 – T6	3	B	40x80
	Αλουμίνιο 6060 – T6	4	B	50x90

Εικόνα 28. Μοντελοποίηση πάχους διατομών και υλικών

3.1.4. Μοντελοποίηση περιορισμών

Οι περιορισμοί που πρέπει να χρησιμοποιηθούν στη στατική ανάλυση είναι οι πακτώσεις στα 4 σημεία όπου το σασί συνδέεται με τους τροχούς. Επομένως οι πακτώσεις στο μοντέλο τοποθετούνται στους τέσσερεις άξονες των τροχών (Εικόνα 29).



Εικόνα 29. Σημεία πακτώσεων του μοντέλου

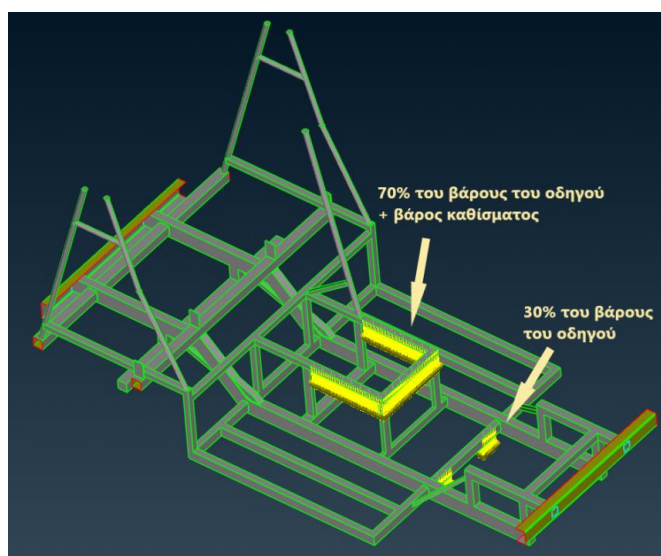
3.1.5. Μοντελοποίηση βαρύτητας και δυνάμεων

Για την εφαρμογή της βαρύτητας και των διαφόρων βαρών στο σασί υπάρχουν εξειδικευμένες εντολές στην «καρτέλα» του επιλυτή NASTRAN που χρησιμοποιείται. Η χρήση αυτών των εντολών είναι πολύ κρίσιμη αφού οποιοδήποτε λάθος στην τοποθέτηση των μεγεθών μπορεί να επηρεάσει τα αποτελέσματα [1].

Η εντολή GRAV μοντελοποιεί τη δύναμη λόγω βαρύτητας σε όλο το σασί και η χρήση της είναι απλή. Για την εφαρμογή των φορτίων που δέχεται το πλαίσιο από τα μέρη του οχήματος και τους επιβάτες έχει προηγηθεί η μετατροπή των κιλών σε Newton. Αυτό γίνεται για διευκόλυνση της μοντελοποίησης με τη χρήση κατανεμημένων δυνάμεων στα σημεία που αυτές εντοπίζονται. Εδώ τα στοιχεία εισόδου στον προ – επεξεργαστή είναι το μέτρο, η περιοχή εφαρμογής και η κατεύθυνση της κάθε δύναμης [55]. Παρακάτω παρουσιάζονται τα σημεία επιβολής των φορτίων.

Το φορτίο από τον οδηγό και από το εμπρόσθιο κάθισμα κατανέμεται ως εξής (Εικόνα 30):

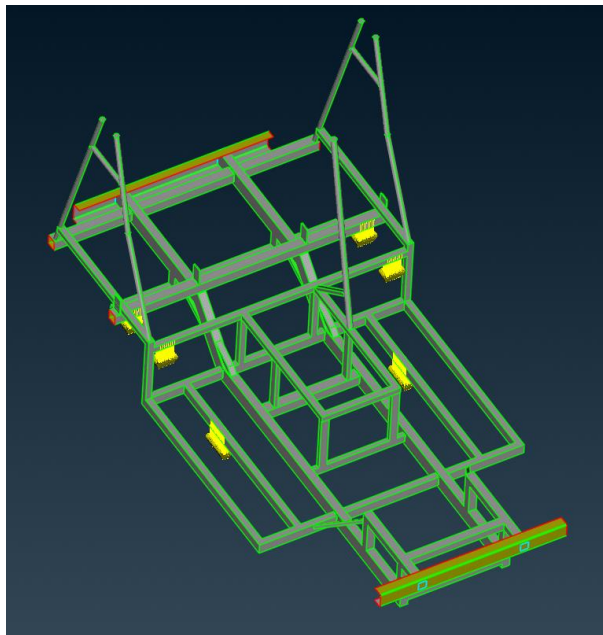
- 70 % του βάρους του οδηγού + Κάθισμα στο επάνω τμήμα = 598.15 N και
- 30 % του βάρους του οδηγού στο κάτω κομμάτι = 235.35 N.



Εικόνα 30. Τα φορτία από τον οδηγό και το εμπρόσθιο κάθισμα

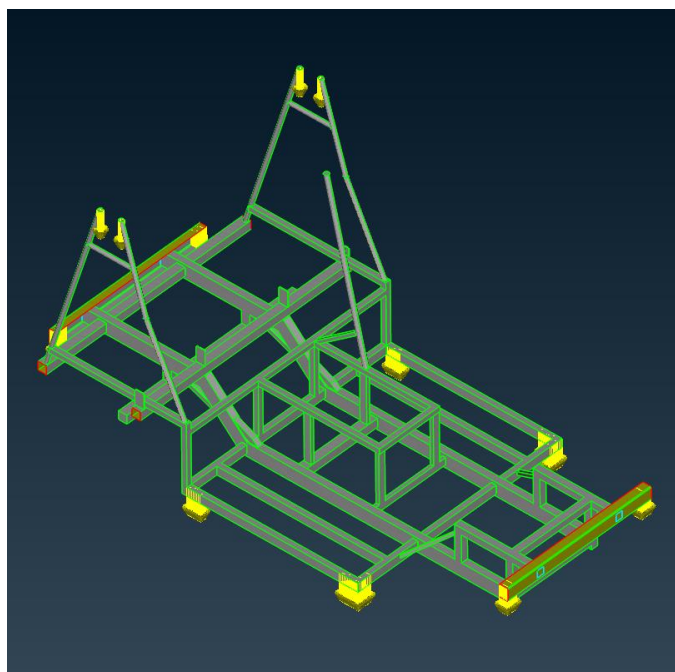
Παρόμοια κατανέμονται και τα βάρη των συνεπιβατών του πίσω καθίσματος με συνολικό φορτίο 1667 N (Εικόνα 31):

- 70 % του βάρους των επιβατών + Κάθισμα στο επάνω τμήμα = 1196.3 N και
- 30 % του βάρους των επιβατών στο κάτω κομμάτι = 470.7 N.



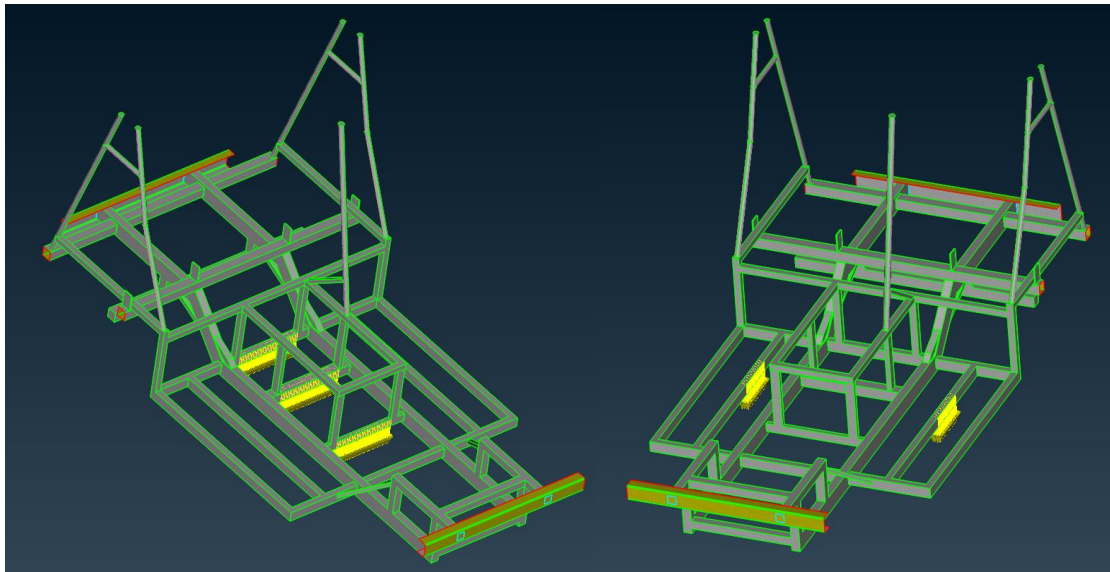
Εικόνα 31. Φορτία συνεπιβατών και πίσω καθίσματος

Στην Εικόνα 32 φαίνεται το φορτίο από το κάλυμμα και τα φωτοβολταϊκά πάνελ, το οποίο κατανέμεται ισότιμα σε δώδεκα σημεία, δηλαδή εφαρμόζονται 61.3 N σε κάθε σημείο.



Εικόνα 32. Τα φορτία από το κάλυμμα και τα φωτοβολταϊκά πάνελ

Τέλος στην Εικόνα 33a φαίνεται το φορτίο από τις μπαταρίες και στην 33b τα φορτία από τις πεταλιέρες, όπου είναι 98 N σε κάθε πλευρά.

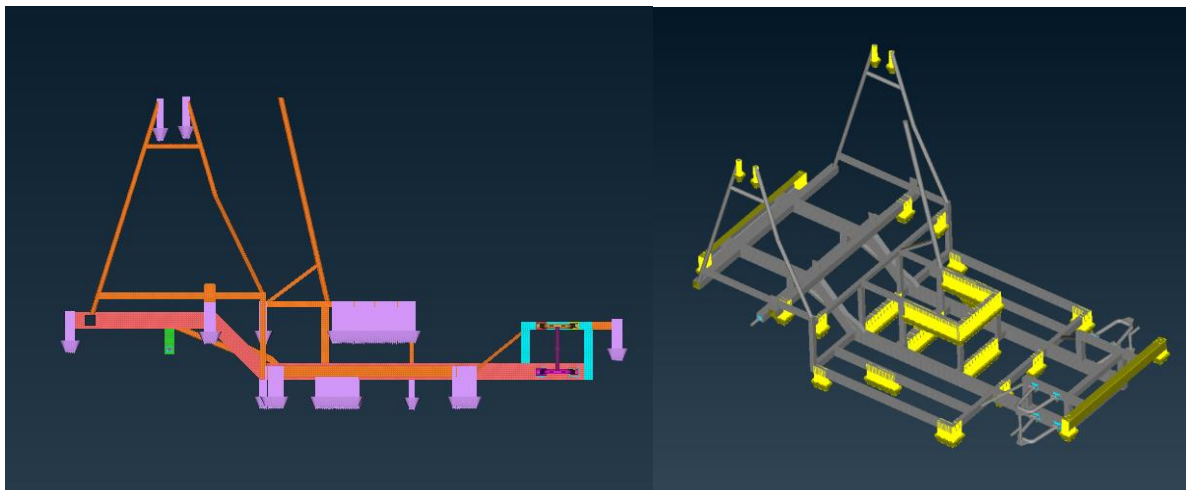


(a)

(b)

Εικόνα 33. (a) Το φορτίο από τις μπαταρίες, (b) Τα φορτία από τις πεταλιέρες

Στην επόμενη εικόνα (Εικόνα 34) φαίνεται το πλαίσιο με όλα τα επιβαλλόμενα φορτία.



Εικόνα 34. Όλα τα φορτία που δέχεται το σασί

3.2. Μοντελοποίηση προσομοίωσης πρόσκρουσης

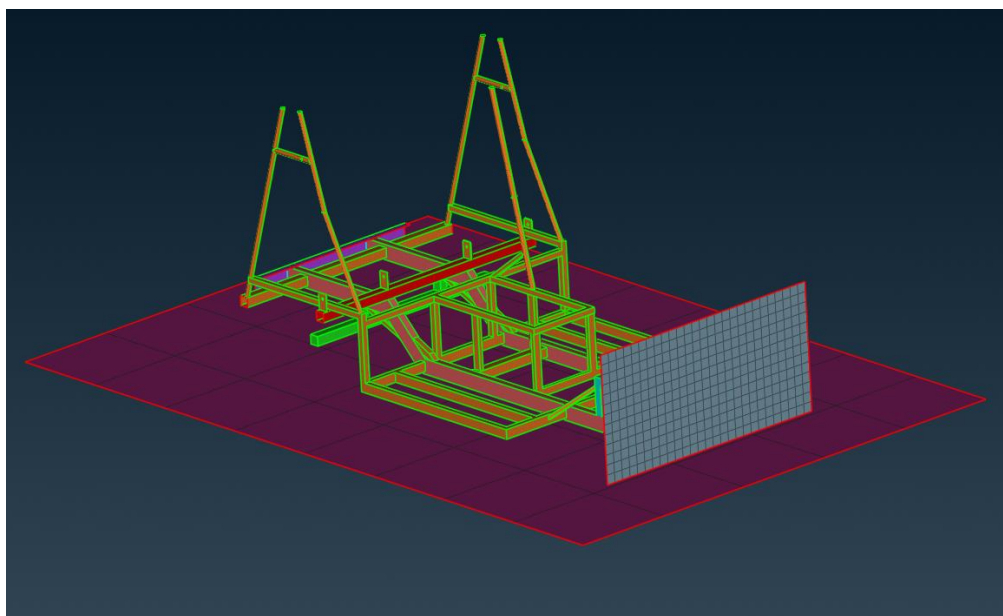
Στη συνέχεια χρησιμοποιείται το ίδιο μοντέλο του σασί, με τα ίδια πάχη διατομών, που χρησιμοποιήθηκε και για την ανάλυση των στατικών φορτίων. Για την πραγματοποίηση των προσομοιώσεων πρόσκρουσης απλοποιείται το μοντέλο του πλαισίου αφαιρώντας κάποια τμήματα, τα οποία προστέθηκαν για τις ανάγκες της γραμμικής στατικής ανάλυσης. Τα μέρη τα οποία δεν συμπεριλαμβάνονται στις προσομοιώσεις πρόσκρουσης είναι οι άξονες των τροχών, οι βάσεις των εμπρόσθιων ψαλιδιών και τα ψαλίδια.

3.2.1. Δημιουργία πλέγματος

Εφόσον έχει εισαχθεί ήδη από την προηγούμενη ανάλυση το τρισδιάστατο μοντέλο του σασί στον προ – επεξεργαστή ANSA, χρησιμοποιείται το ίδιο πλέγμα κελύφους με τη μόνη διαφορά ότι πλέον πρέπει να δηλωθεί ο τύπος των επιφανειακών στοιχείων. Στην συγκεκριμένη ανάλυση χρησιμοποιείται ο τύπος ELFORM 2 του LS-Dyna [50].

3.2.2. Εισαγωγή άκαμπτου τοιχώματος και οδοστρώματος

Στη συνέχεια γίνεται η εισαγωγή του τοιχώματος με το οποίο θα συγκρουστεί το σασί. Επίσης εισάγεται ακόμη μία επιφάνεια η οποία προσομοιώνει την επιφάνεια του οδοστρώματος. Έπειτα δημιουργείται πλέγμα στοιχείων κελύφους στις δύο νέες επιφάνειες. Στο τοίχωμα χρησιμοποιούνται τετραγωνικά στοιχεία μεγέθους 50 x 50 mm, ενώ για το οδόστρωμα γίνεται χρήση τετραγωνικών στοιχείων μεγέθους 500 x 500 mm. Συνολικά δημιουργούνται επιπλέον 391 τετραγωνικά στοιχεία, 351 στο τοίχωμα και 40 στην επιφάνεια του οδοστρώματος (Εικόνα 35).



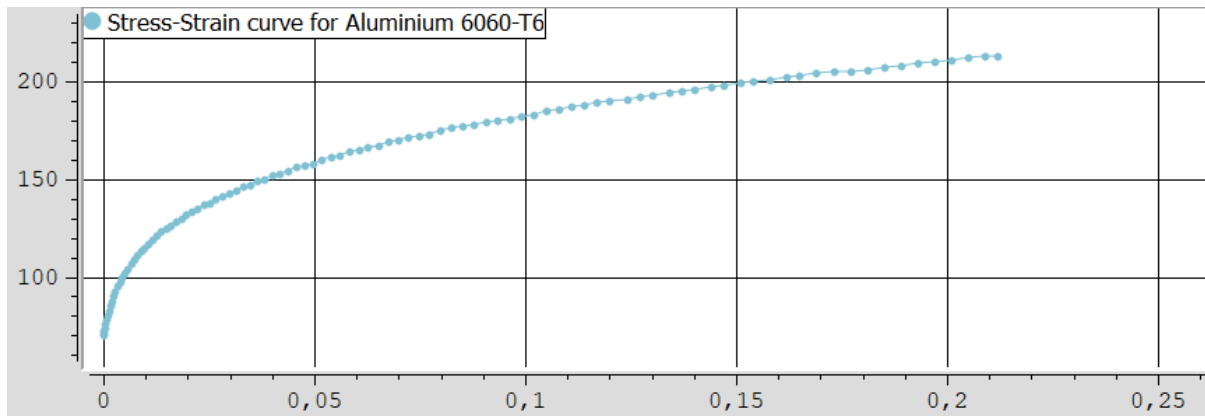
Εικόνα 35. Το μοντέλο έπειτα από την προσθήκη του τοιχώματος και του οδοστρώματος

3.2.3. Μοντελοποίηση υλικών και περιορισμών

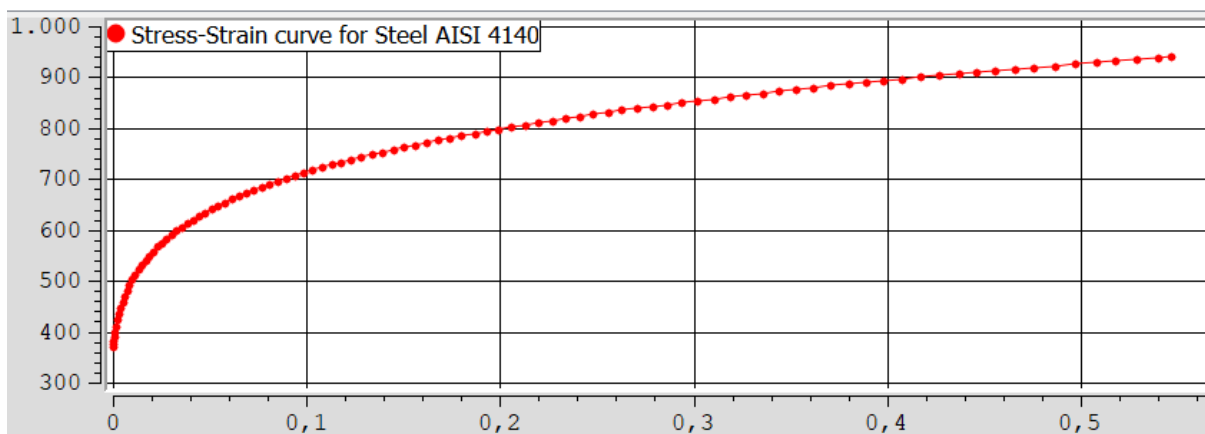
Η «καρτέλα» του επιλυτή LS – Dyna που χρησιμοποιείται, έχει μία πληθώρα επιλογών όσων αφορά την μοντελοποίηση των υλικών. Ως γνωστόν τα υλικά που επιλέχθηκαν είναι το αλουμίνιο 6060 – T6 και ο χάλυβας AISI 4140 των οποίων οι ιδιότητες παρουσιάζονται στον Πίνακα 2 της ενότητας 3.1.3.

Για την μοντελοποίηση του αλουμινίου ως υλικό κατασκευής του πλαισίου χρησιμοποιείται η κάρτα υλικού MAT24_MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY η οποία χρειάζεται ως ορίσματα το μέτρο ελαστικότητας, τον λόγο Poisson, την πυκνότητα, το όριο διαρροής, καθώς και την μέγιστη παραμόρφωση στην οποία αστοχεί το υλικό. Επίσης για

την συγκεκριμένη κάρτα υλικού χρειάζεται να οριστεί η καμπύλη Τάσης – Παραμόρφωσης (καμπύλη Stress – Strain) του υλικού που μοντελοποιείται κάθε μία φορά [50]. Η κάρτα MAT24 χρησιμοποιήθηκε και για την μοντελοποίηση του χάλυβα ως υλικό κατασκευής του τμήματος του πλαισίου πάνω στο οποίο ενώνονται οι άξονες των πίσω τροχών. Στην παρακάτω εικόνα φαίνονται οι καμπύλες Τάσης – Παραμόρφωσης για το αλουμίνιο 6060 – T6 και για τον χάλυβα AISI 4140 αντίστοιχα [56].



(a)



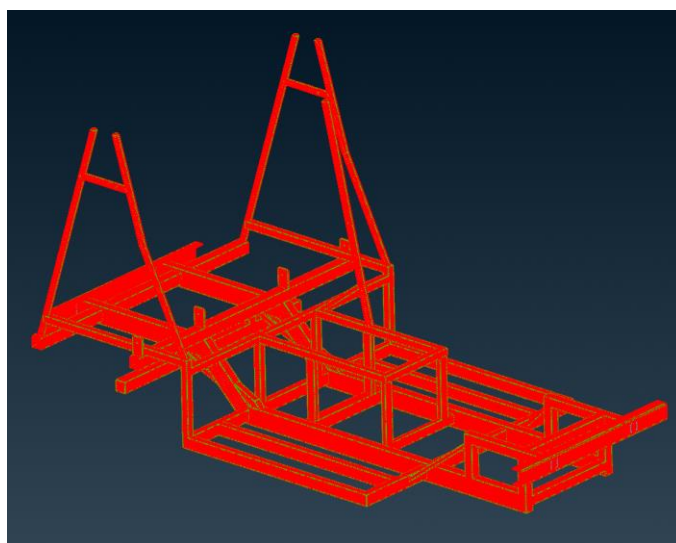
(b)

Εικόνα 36. Η καμπύλη Τάσης – Παραμόρφωσης (a) για το αλουμίνιο 6060 – T6 και (b) για τον χάλυβα AISI 4140

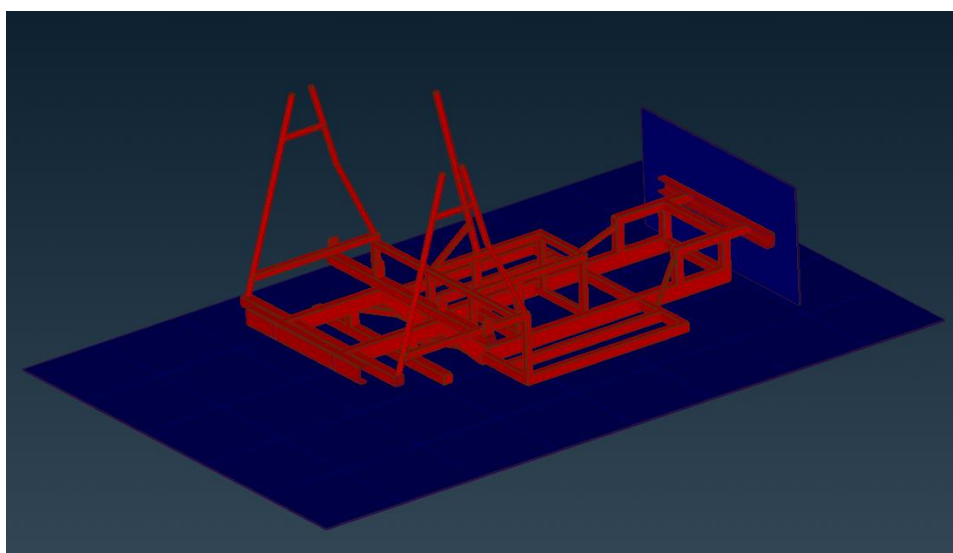
Για την μοντελοποίηση του υλικού του τοιχώματος και του οδοστρώματος γίνεται χρήση της κάρτας υλικού MAT20_MAT_RIGID, μέσω της οποίας δηλώνεται η ακαμψία των σωμάτων και δημιουργούνται κι οι περιορισμοί μετακίνησης των δύο επιφανειών στον χώρο. Τα βασικά ορίσματα που χρειάζεται για τη λειτουργία της η συγκεκριμένη κάρτα υλικού είναι το μέτρο ελαστικότητας, ο λόγος Poisson και η πυκνότητα του υλικού [44]. Στη συγκεκριμένη περίπτωση χρησιμοποιούνται τα αντίστοιχα δεδομένα του χάλυβα AISI 4140, όμως στην πραγματικότητα θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν οποιοδήποτε υλικού οι ιδιότητες, εφόσον ορίζονται ως άκαμπτα σώματα, τα οποία δεν επηρεάζουν τα αποτελέσματα της προσομοίωσης.

3.2.4. Μοντελοποίηση επαφών

Δύο τύποι επαφών πρέπει να καθοριστούν. Μία επαφή μεταξύ όλων των στοιχείων τα οποία αποτελούν το σασί και μία επαφή ολόκληρου του πλαισίου έναντι του άκαμπτου τοιχώματος και της επιφάνειας του οδοστρώματος. Η πρώτη, για το ίδιο το σασί, ορίζεται ως AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE (Εικόνα 37a), ενώ η επαφή του σασί με το τοίχωμα και το οδόστρωμα ορίζεται ως AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE (Εικόνα 37b) [50, 55]. Χρησιμοποιώντας την κάρτα CONTACT_SURFACE_TO_SURFACE, ορίζεται η επαφή του τοιχώματος και του οδοστρώματος με το μοντέλο του πλαισίου με συντελεστή στατικής τριβής ίσο με 0.61 και δυναμικό συντελεστή τριβής ίσο με 0.47. Επίσης, οι αντίστοιχες τιμές των συντελεστών τριβής που χρησιμοποιούνται για τον ορισμό της επαφής της ενιαίας επιφάνειας του σασί είναι 1.4 για την στατική τριβή και 1.05 για τον δυναμικό συντελεστή τριβής [57].



(a)

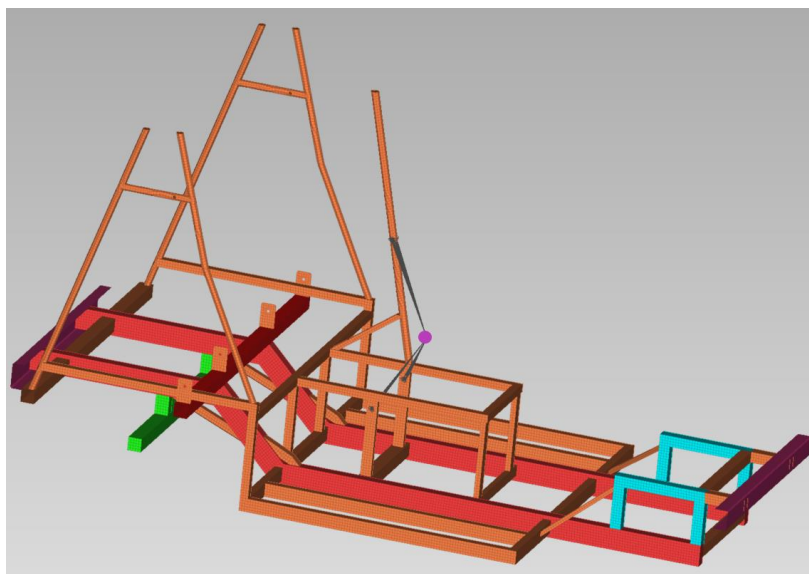


(b)

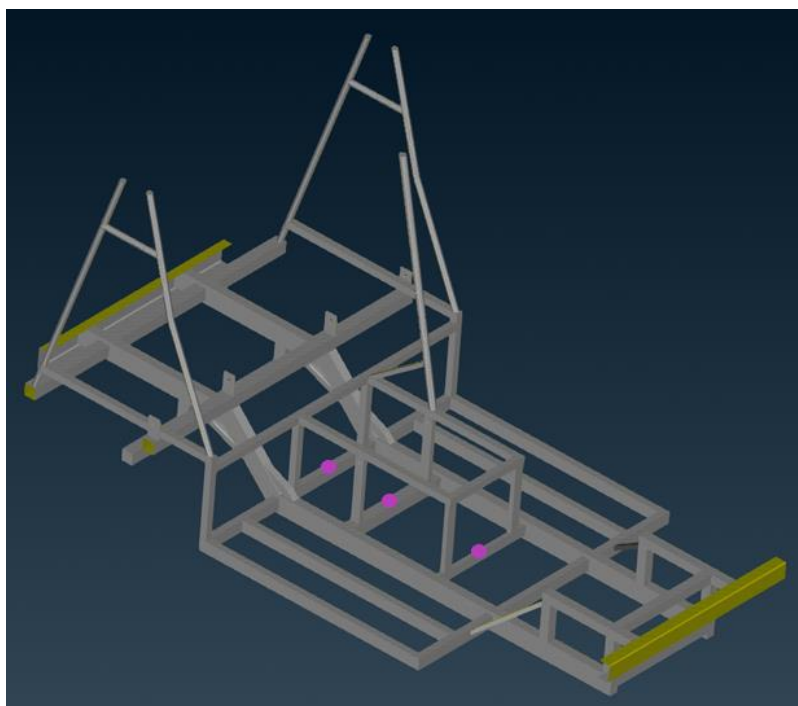
Εικόνα 37. Δημιουργία επαφών (a) Η επαφή Single Surface και (b) η επαφή Surface to Surface

3.2.5. Εισαγωγή επιπρόσθετων μαζών

Στις προσομοιώσεις πρόσκρουσης οι οποίες πραγματοποιήθηκαν για το σασί, χρησιμοποιήθηκαν ως επιπρόσθετες μάζες τα βασικά βάρη που δέχεται το όχημα. Αυτά είναι το βάρος του οδηγού και το βάρος από τις μπαταρίες. Η μοντελοποίηση των επιπρόσθετων μαζών στον προ – επεξεργαστή έγινε με τη χρήση σημειακών μαζών. Μία σημειακή μάζα 80 kg εφαρμόστηκε στο κέντρο βάρους του οδηγού, όπως φαίνεται στην Εικόνα 38a, ενώ τα 50 kg των μπαταριών εφαρμόστηκαν με τρεις ισοβαρείς σημειακές μάζες στα σημεία τοποθέτησής τους (Εικόνα 38b).



(a)

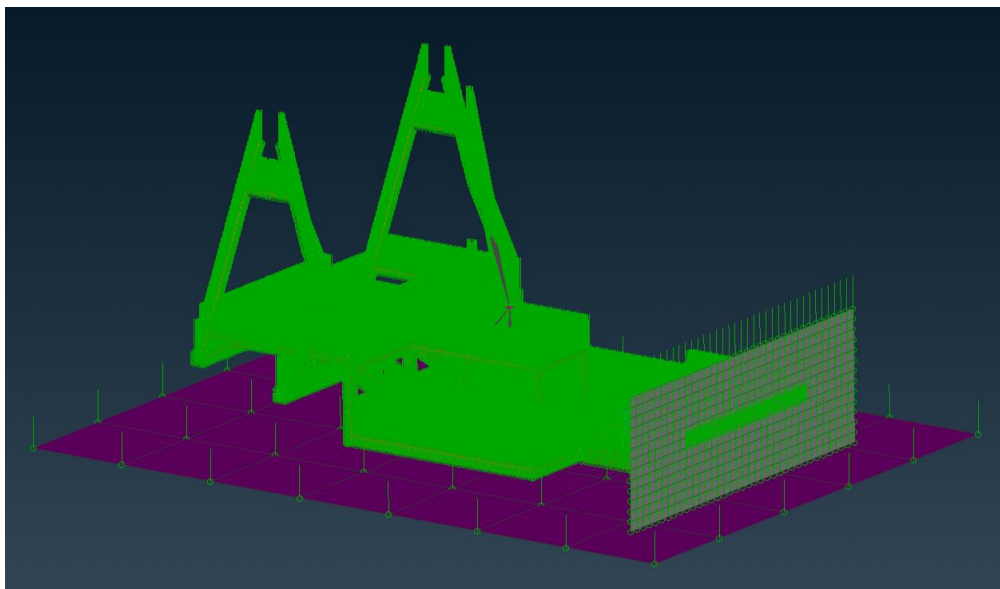


(b)

Εικόνα 38. Επιπρόσθετες μάζες (a) του οδηγού, (b) των μπαταριών

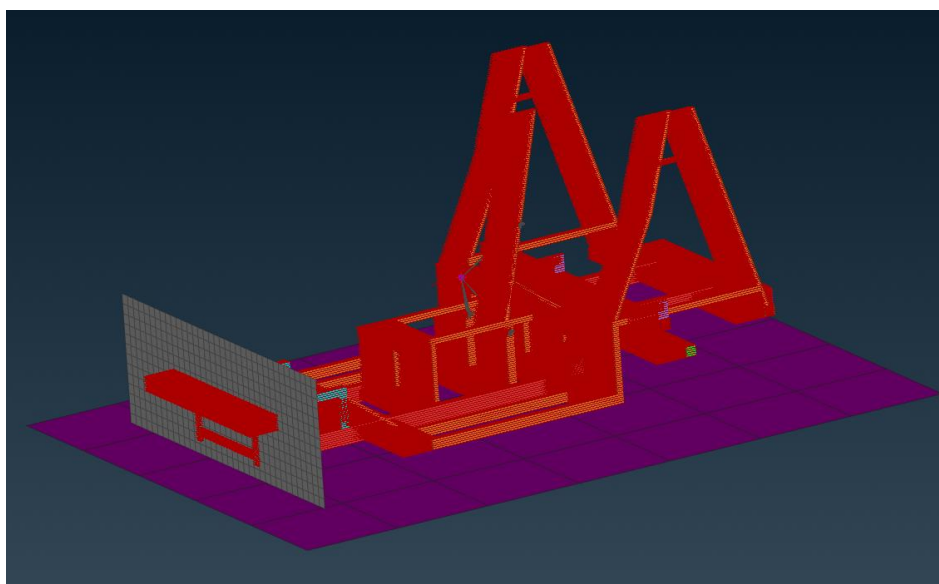
3.2.6. Αρχική ταχύτητα και επιτάχυνση της βαρύτητας

Η επιτάχυνση της βαρύτητας μοντελοποιήθηκε με την εντολή `LOAD_BODY_OPTION` επηρεάζοντας τόσο το πλαίσιο όσο και το άκαμπτο τοίχωμα και την επιφάνεια του οδοστρώματος, πράγμα που φαίνεται στην παρακάτω εικόνα (Εικόνα 39). Δεδομένων των μονάδων μέτρησης που χρησιμοποιούνται από το πρόγραμμα, η επιτάχυνση της βαρύτητας ορίστηκε ίση με $9,810 \text{ (mm/s}^2\text{)}$.



Εικόνα 39. Βαρύτητα τοποθετημένη σε όλα τα σώματα

Η αρχική ταχύτητα τοποθετήθηκε σε όλους τους κόμβους (nodes) του πλέγματος του πλαισίου. Οι μονάδες μέτρησης της ταχύτητας είναι mm/s ή m/s , οπότε τα 45 km/h θα είναι 12.5 m/s (Εικόνα 40).



Εικόνα 40. Αρχική ταχύτητα 12.5 m/s σε κάθε κόμβο του πλέγματος του οχήματος

3.2.7. Έλεγχος της ακεραιότητας του μοντέλου

Ένα από τα πιο σημαντικά καθήκοντα προ – επεξεργασίας είναι να διασφαλιστεί η εγκυρότητα ενός μοντέλου CAE προτού σταλεί στον επιλυτή για ανάλυση, στη συγκεκριμένη περίπτωση στον LS – Dyna. Η λειτουργία Check του προ – επεξεργαστή ANSA μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον εντοπισμό σφαλμάτων τα οποία προκύπτουν από την ακατάλληλη εφαρμογή περιορισμών ή άλλων στοιχείων ενός μοντέλου. Αυτοί οι έλεγχοι λαμβάνουν υπόψη τους περιορισμούς και τους κανόνες επίλυσης του LS – Dyna που εφαρμόζονται κατά την αρχικοποίηση του μοντέλου στον επιλυτή. Μερικοί από τους σημαντικότερους ελέγχους είναι [55]:

- Ο έλεγχος διείσδυσης (Penetration Check)
- Ο έλεγχος των επαφών (Contacts Check)
- Ο έλεγχος συνδέσεων (Connections Check)
- Ο έλεγχος εξάρτησης από άκαμπτο σώμα (Rigid Bodies Dependency)
- Ο έλεγχος του πλέγματος (Check Mesh) και
- Ο έλεγχος δεδομένων του μοντέλου (Model Data Check)

Αφού πραγματοποιηθούν όλοι οι απαραίτητοι έλεγχοι χωρίς την εμφάνιση σφαλμάτων η εργασία στον προ – επεξεργαστή έχει τελειώσει. Το μοντέλο είναι έτοιμο προς επίλυση.

3.3. Μοντελοποίηση μελέτης αντοχής των αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας

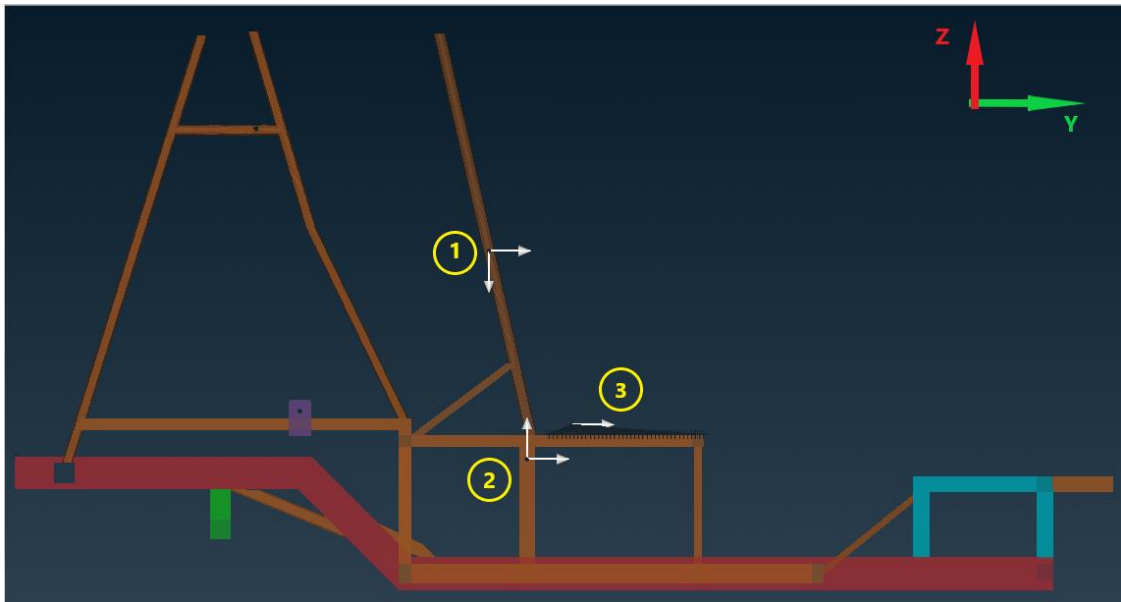
Για την μοντελοποίηση της μελέτης αντοχής των αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας του οχήματος ακολουθήθηκε παρόμοια διαδικασία με αυτή της μοντελοποίησης των προσομοιώσεων πρόσκρουσης. Χρησιμοποιείται το ίδιο επιφανειακό πλέγμα για τα τμήματα του σασί, οι ίδιες διατομές και τα πάχη των προφίλ του πλαισίου καθώς και τα ίδια υλικά κατασκευής. Οι διαφορές με την προηγούμενη ανάλυση είναι ότι αφαιρούνται το άκαμπτο τοίχωμα και το οδόστρωμα, τα οποία δεν χρειάζονται για αυτή τη μελέτη και πως πλέον το σασί δεν έχει κάποια αρχική ταχύτητα αλλά είναι ακινητοποιημένο και του ασκούνται δυνάμεις στα σημεία των αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας.

3.3.1. Μοντελοποίηση Δυνάμεων

Οι δυνάμεις οι οποίες ασκούνται στα σημεία των αγκυρώσεων είναι μεταβαλλόμενες με τον χρόνο. Αρχικά αυξάνουν όσο το δυνατόν πιο γρήγορα μέχρι τη μέγιστη τιμή τους και στη συνέχεια παραμένουν σταθερές έως το τέλος της διαδικασίας. Η μοντελοποίηση αυτού του είδους αναλύσεων είναι αρκετά περίπλοκη και δύσκολη. Για το λόγο αυτό εφαρμόζεται μία προσέγγιση της διαδικασίας. Συγκεκριμένα, έχοντας υπολογίσει σύμφωνα με την ισχύουσα νομοθεσία τις μέγιστες δυνάμεις που ασκούνται στα τρία σημεία των αγκυρώσεων από το μοντέλο του LS – Dyna, στη συνέχεια μέσω απλών τριγωνομετρικών πράξεων υπολογίζονται προσεγγιστικά οι μέγιστες τιμές των δυνάμεων οι οποίες ασκούνται στα σημεία των αγκυρώσεων του πλαισίου, καθώς και η φορά τους. Ο υπολογισμός των δυνάμεων γίνεται χρησιμοποιώντας τις γωνίες κλίσης των ζωνών ασφαλείας από το μοντέλο της LSTC.

Συγκεκριμένα η ζώνη στην επάνω αγκύρωση βρίσκεται υπό γωνία 40° , ενώ στις δύο κάτω αγκυρώσεις η ζώνη είναι τοποθετημένη σε κλίση 58° αντίστοιχα. Η εφαρμογή τους στον προ – επεξεργαστή γίνεται με την εντολή LOAD, η χρήση της οποίας είναι αρκετά απλή. Η εφαρμογή της επιτάχυνσης της βαρύτητας γίνεται με τον ίδιο ακριβώς τρόπο όπως και στην προσομοίωση πρόσκρουσης.

Στην Εικόνα 41 φαίνεται το σασί με τις δυνάμεις στα σημεία των αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας του οδηγού και η πρόσθετη δύναμη στο κέντρο βάρους του καθίσματός του. Στη θέση 1 βρίσκεται η επάνω αγκύρωση της οποίας οι δύο συνιστώσες της δύναμης ισούνται με $F_y = 3275\text{ N}$ και $F_z = -2748\text{ N}$. Στη θέση 2 φαίνεται η κάτω δεξιά για τον οδηγό αγκύρωση. Οι συνιστώσες της δύναμης σε αυτή τη θέση ισούνται με $F_y = 1476\text{ N}$ και $F_z = 2362\text{ N}$. Οι αντίστοιχες συνιστώσες της κάτω αριστερά αγκύρωσης είναι $F_y = 1421\text{ N}$ και $F_z = 2274\text{ N}$ και ασκούνται όπως οι δυνάμεις στη θέση 2. Παραλείπονται για περεταίρω απλοποίηση της διαδικασίας, οι συνιστώσες των δυνάμεων στη X διεύθυνση λόγω των χαμηλών τιμών τους. Η πρόσθετη δύναμη που ασκείται στο κέντρο βάρους της δομής του καθίσματος του οδηγού, η οποία φαίνεται στη θέση 3, είναι ίση με 490 N , ενώ η αντίστοιχη δύναμη για το πίσω κάθισμα ισούται με 980 N .

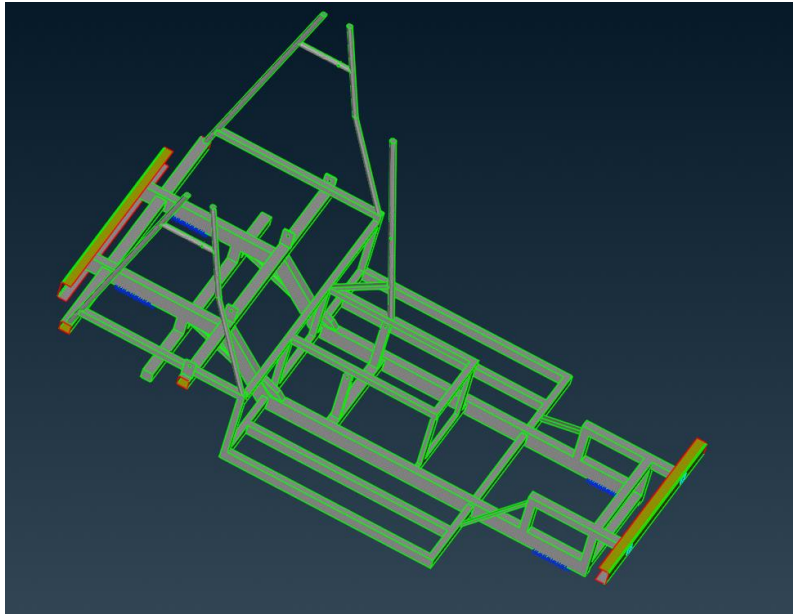


Εικόνα 41. Εφαρμογή των δυνάμεων στη θέση του οδηγού

Η ίδια διαδικασία ακολουθείται και για την μοντελοποίηση των δυνάμεων στις αγκυρώσεις των ζωνών ασφαλείας των δύο επιβατών στο πίσω κάθισμα του οχήματος.

3.3.2. Μοντελοποίηση περιορισμών

Η μέθοδος η οποία χρησιμοποιείται για τη συγκράτηση του οχήματος κατά τη δοκιμή αντοχής των αγκυρώσεων χαρακτηρίζεται ως ικανοποιητική αν δεν έχει επίδραση σε μια περιοχή που εκτείνεται σε όλο το πλάτος της δομής που πρόκειται να υποβληθεί σε δοκιμή και αν ικανοποιεί κάποιους περιορισμούς με βάση τις αποστάσεις από τα σημεία των αγκυρώσεων που είδαμε σε προηγούμενο κεφάλαιο αναφερόμενοι στους κανονισμούς (Εικόνα 42).



Εικόνα 42. Σημεία πάκτωσης του σασί για την μελέτη αντοχής των αγκυρώσεων

3.3.3. Μοντελοποίηση επαφών και έλεγχοι ακεραιότητας του μοντέλου

Στη συγκεκριμένη περίπτωση μελέτης αντοχής των αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας η μοναδική μορφή επαφής η οποία πρέπει να μοντελοποιηθεί είναι η AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE με συντελεστή στατικής τριβής και δυναμικό συντελεστή τριβής 1.4 και 1.05 αντίστοιχα.

Στη συνέχεια πραγματοποιούνται οι έλεγχοι ακεραιότητας του μοντέλου, οι οποίοι αναφέρονται στην περίπτωση της μοντελοποίησης των προσομοιώσεων πρόσκρουσης. Με την επιτυχή ολοκλήρωσή τους το μοντέλο εξάγεται από τον προ – επεξεργαστή έτσι ώστε να σταλεί στον επιλυτή LS – Dyna.

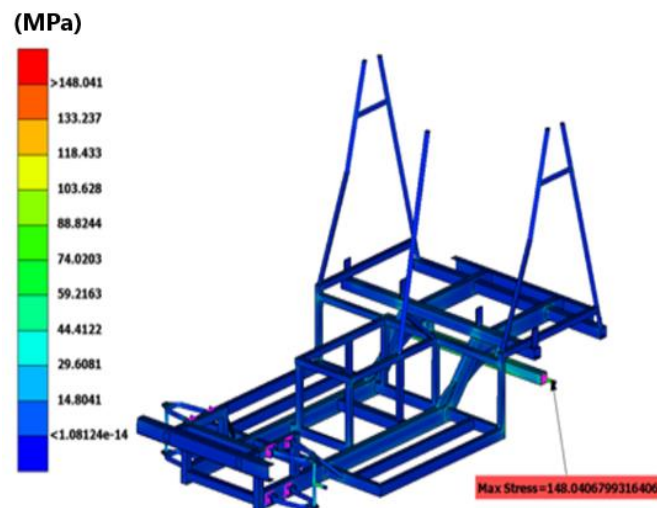
4. Αποτελέσματα Προσομοιώσεων

4.1. Αποτελέσματα προσομοιώσεων αρχικού πλαισίου

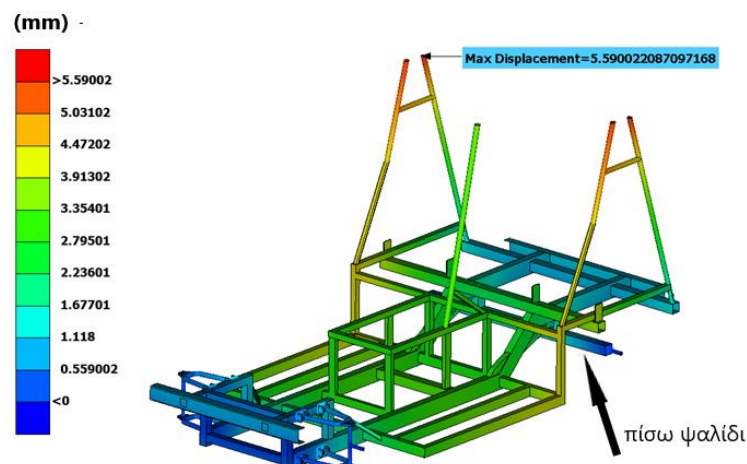
4.1.1. Αποτελέσματα στατικής ανάλυσης

Η γραμμική στατική ανάλυση του σασί εκτελέστηκε από τον επιλυτή Epilysis της εταιρίας BETA CAE Systems S.A. Για το μοντέλο ζητήθηκε από τον επιλυτή να υπολογίσει τις ορθές τάσεις κατά Von Mises (MPa) και τις μετατοπίσεις (mm) της κατασκευής. Στο τελικό στάδιο το επιλυμένο αρχείο εισάγεται στον post processor META ώστε να γίνει η γραφική αναπαράσταση και επεξήγηση των αποτελεσμάτων.

Από την επιβολή των στατικών φορτίσεων προκύπτουν τα παρακάτω αποτελέσματα για το πλαίσιο:

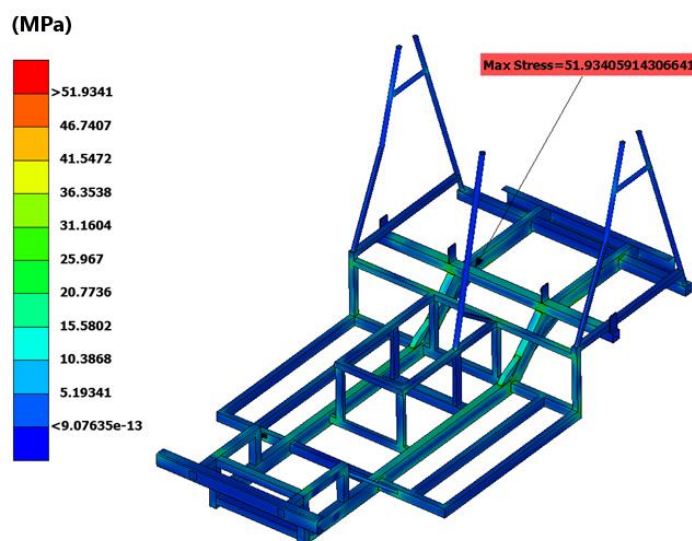


Εικόνα 43. Κατανομή Τάσεων στατικής ανάλυσης



Εικόνα 44. Μετατοπίσεις του μοντέλου από την επιβολή των στατικών φορτίων

Αυτό που φαίνεται στις Εικόνες 43 και 44 είναι η κατανομή τάσεων κατά Von Mises και οι μετατοπίσεις ολόκληρου του μοντέλου προς ανάλυση. Η μέγιστη καταπόνηση παρατηρείται στον πίσω άξονα του τροχού και ισούται με 148.04 MPa, ενώ ο άξονας έχει όριο διαρροής τα 371 MPa. Είναι εμφανές πως δεν αντιμετωπίζουμε κάποιο σοβαρό πρόβλημα αντοχής. Η μέγιστη μετατόπιση αντίστοιχα εμφανίζεται στο επάνω τμήμα του σασί στις κυλινδρικές σωλήνες και ισούται με **5.59 mm**. Η τιμή αυτή είναι σχετικά υψηλή και θα πρέπει να μειωθεί. Στην Εικόνα 45 φαίνεται μία πιο λεπτομερής κατανομή τάσεων κατά Von Mises στο σασί. Η μέγιστη καταπόνηση εμφανίζεται στο πίσω τμήμα του σασί στο σημείο όπου ενώνεται με το πίσω ψαλίδι του οχήματος και είναι ίση με **51.93 MPa**, με το υλικό κατασκευής του σασί να έχει όριο διαρροής τα 170 MPa. Αυτό θέτει τον συντελεστή ασφαλείας για το σασί πάνω από 3 το οποίο θεωρείται αρκετά ικανοποιητικό για τέτοιου είδους κατασκευές.



Εικόνα 45. Κατανομή τάσεων στο σασί

4.1.2. Αποτελέσματα προσομοίωσης πρόσκρουσης

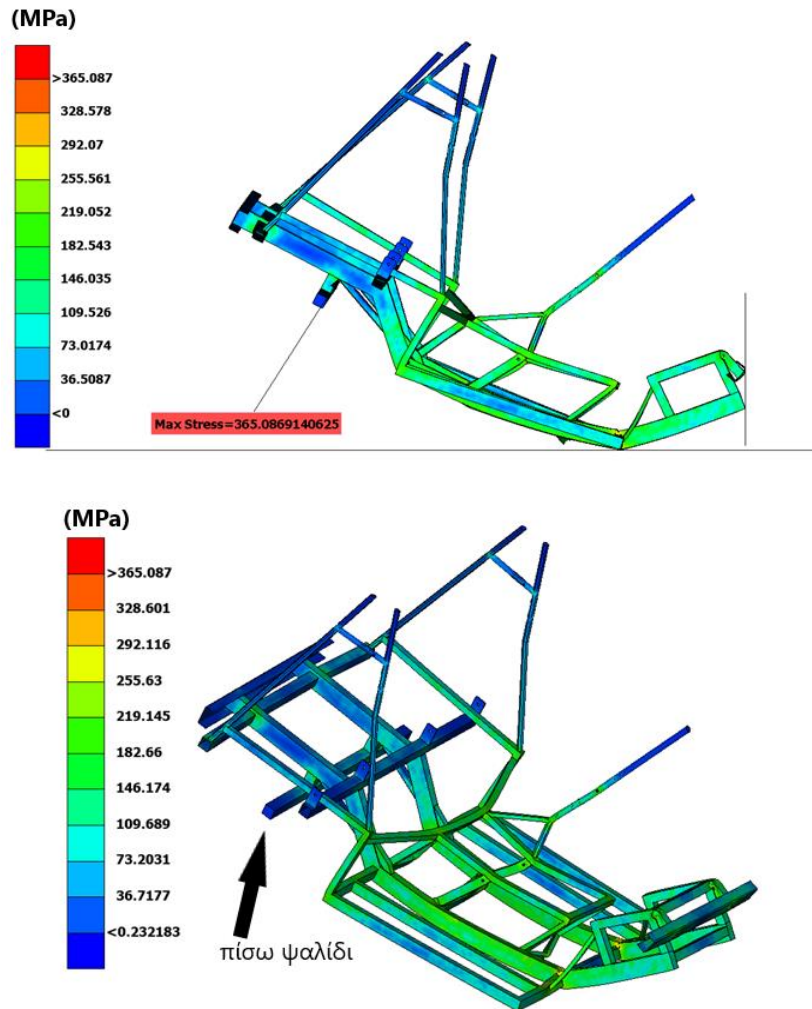
Στη συνέχεια πραγματοποιείται η εξαγωγή του ολοκληρωμένου μοντέλου του πλαισίου σε αρχείο .key του LS – Dyna, από τον προ – επεξεργαστή ANSA, χρησιμοποιώντας την εντολή output. Ακολουθεί η επίλυση του μοντέλου από τον επιλυτή LS – Dyna. Ο χρόνος επίλυσης κυμαίνεται από 2 έως 4 ώρες. Τέλος, το αρχείο d3plot που προέκυψε μετά το πέρας της επίλυσης, το ανοίγουμε εντός του μετά – επεξεργαστή META προκειμένου να δούμε και να επεξεργαστούμε τα αποτελέσματα της ανάλυσης.

Στην παρούσα εργασία για την σύγκριση μεταξύ των δοκιμών πρόσκρουσης των διαφορετικών μοντέλων του σασί γίνεται χρήση της μέγιστης τάσης Von Mises και της μέγιστης μετατόπισης του σασί. Από το μενού του META επιλέγονται αυτές οι δύο ποσότητες και έχουμε την δυνατότητα να δούμε σε στιγμιότυπα (frames – states) και σε πραγματικό χρόνο την εξέλιξη της σύγκρουσης με βάση το χρονικό βήμα (time – step) που έχει τεθεί. Εδώ αξίζει να αναφερθεί η μαθηματική σχέση με την οποία υπολογίζεται το dt δηλαδή το crash time – step. Αυτό εξαρτάται από το εκάστοτε υλικό, όπως φαίνεται στον παρακάτω τύπο:

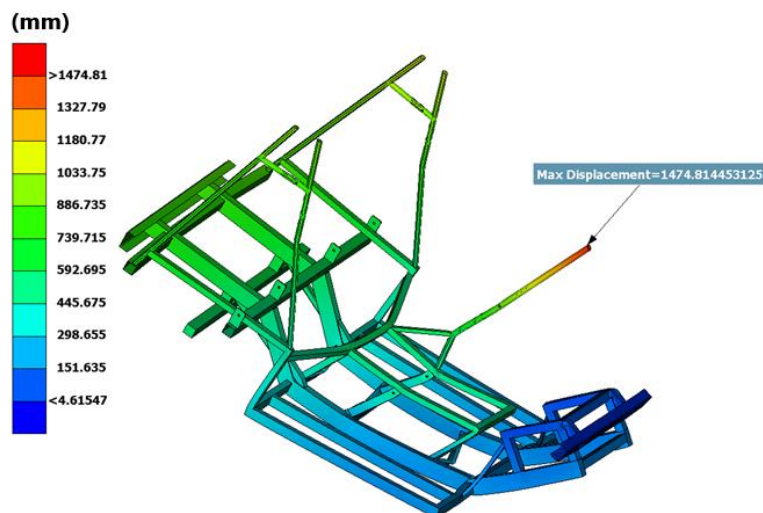
$$dt = L \sqrt{\frac{\rho}{E}} \quad (9)$$

όπου E είναι το μέτρο του Young, ρ είναι η πυκνότητα του υλικού και L είναι το Target Length των πεπερασμένων στοιχείων. Στην δική μας περίπτωση το L είναι ίσο με 10 mm.

Παρακάτω παρατίθενται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης του αρχικού πλαισίου.



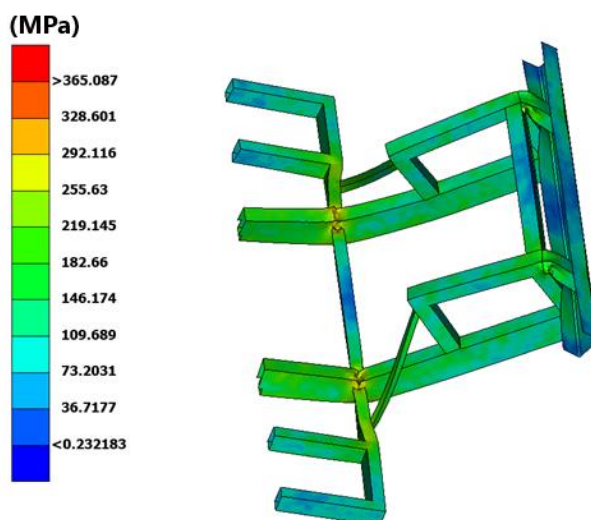
Εικόνα 46. Κατανομή τάσεων στο τελευταίο στάδιο της πρόσκρουσης



Εικόνα 47. Μέγιστη μετατόπιση πλαισίου κατά την σύγκρουση

Η μέγιστη τάση κατά Von Mises στο τελευταίο στάδιο της πρόσκρουσης παρατηρείται στο πίσω ψαλίδι του οχήματος και ισούται με 365.087 MPa. Αξίζει να σημειωθεί ότι η μέγιστη τιμή της τάσης κατά τη διάρκεια της σύγκρουσης έφτασε την τιμή των **486.655 MPa** και παρατηρήθηκε στο ίδιο σημείο με αυτό που φαίνεται στην Εικόνα 46. Το όριο διαρροής του πίσω άξονα ισούται με 371 MPa, συνεπώς υπάρχει μία μόνιμη παραμόρφωση σε αυτό το σημείο. Επίσης οι τιμές των τάσεων στο κεντρικό τμήμα του πλαισίου, στο οποίο βρίσκεται ο οδηγός και οι μπαταρίες, κυμαίνονται στα 180 με 218 MPa, πάνω από το όριο διαρροής του υλικού το οποίο ισούται με 170 MPa, αλλά και πολύ κοντά στο όριο θραύσης των 220 MPa γεγονός που μας οδηγεί στην αναθεώρηση του υλικού κατασκευής του πλαισίου.

Επιπλέον παρατηρείται η εμφάνιση μίας ροπής η οποία τείνει να στρέψει το εμπρόσθιο τμήμα του πλαισίου και οφείλεται στη θέση όπου έχει επιλεγθεί να τοποθετηθεί η εμπρόσθια δομή πρόσκρουσης. Στο σημείο που εφαρμόζεται αυτή η ροπή εμφανίζονται τάσεις μεγαλύτερες του ορίου θραύσης του αλουμινίου που χρησιμοποιείται, οι τιμές των οποίων κυμαίνονται στα 290 MPa (Εικόνα 48).

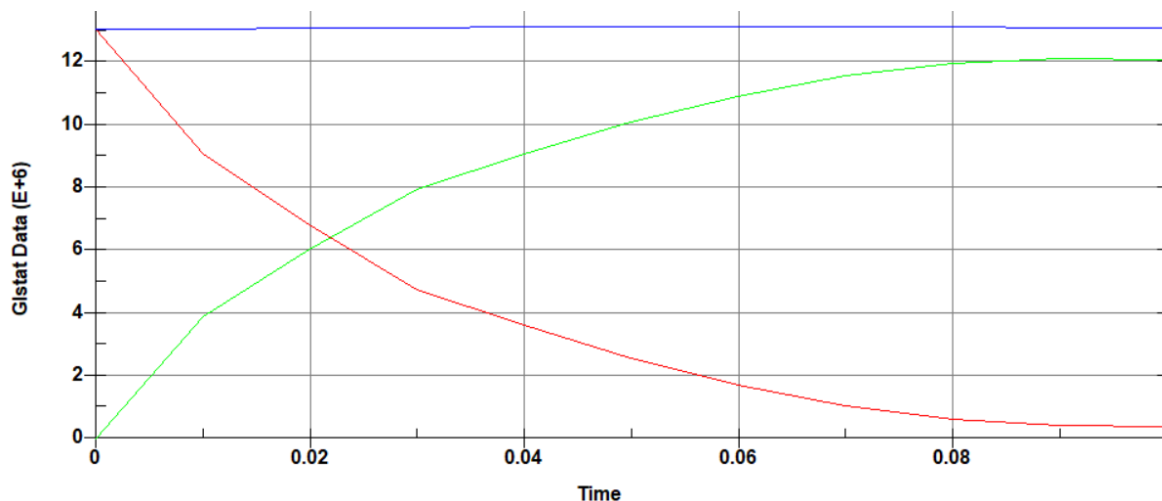


Εικόνα 48. Σημείο εμφάνισης ροπής στρέψης

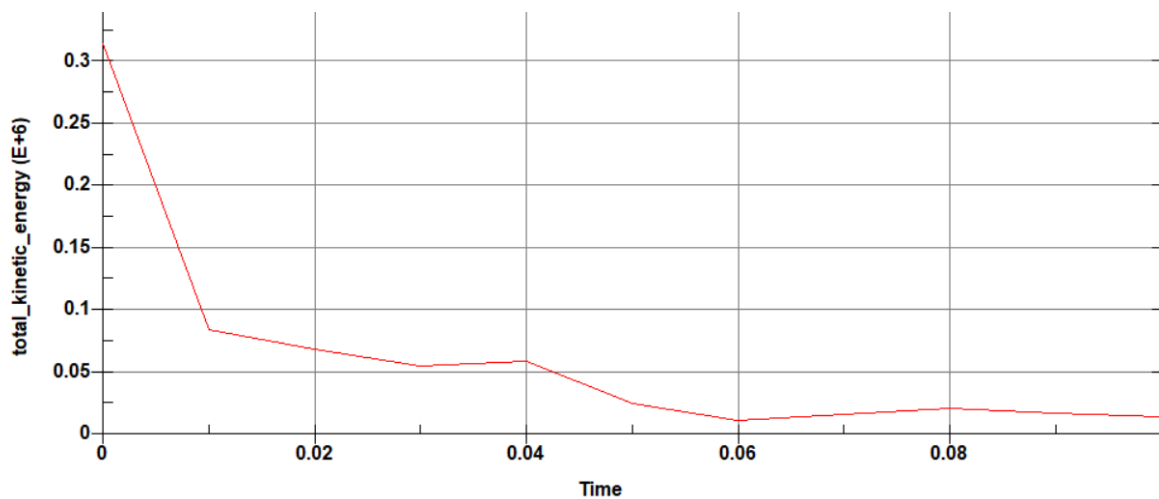
Η μέγιστη μετατόπιση, η οποία ισούται με **1474.81 mm**, παρατηρείται στο επάνω τμήμα του κυλινδρικού σωλήνα, στον οποίο βρίσκεται η επάνω αγκύρωση της ζώνης ασφαλείας του οδηγού, όπως φαίνεται στην Εικόνα 47. Τέτοιου μεγέθους μετατοπίσεις είναι απαγορευτικές για την ασφάλεια των επιβατών και στη συγκεκριμένη περίπτωση, την ασφάλεια του οδηγού.

Σχετικά με την εμπρόσθια δομή του οχήματος παρατηρείται ότι υπάρχει ανάγκη για έναν καλύτερο μηχανισμό απορρόφησης της κινητικής ενέργειας από τη σύγκρουση, καθώς τα εμπρόσθια κουτιά πρόσκρουσης, τα λεγόμενα crash boxes, δεν παρέλαβαν μεγάλο ποσό της ενέργειας ώστε να το μετατρέψουν σε πλαστική παραμόρφωση. Παρακάτω φαίνονται η συνολική ενέργεια της πρόσκρουσης, η κινητική και η εσωτερική ενέργεια πρόσκρουσης (Εικόνα 49). Επίσης στην Εικόνα 50 παρουσιάζεται η κινητική ενέργεια των κουτιών πρόσκρουσης, όπου φαίνεται ότι είναι περίπου μόνο το **2.5%** της συνολικής κινητικής ενέργειας, καθώς από τα 13,000 kJ τα κουτιά πρόσκρουσης απορροφούν περίπου τα 320 kJ.

A Kinetic Energy
B Internal Energy
C Total Energy



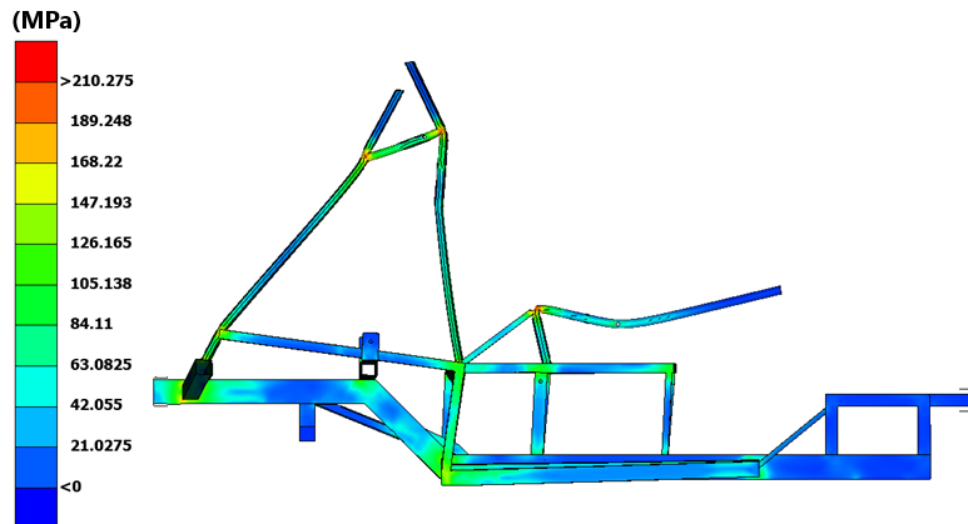
Εικόνα 49. Εσωτερική, κινητική και συνολική ενέργεια κατά τη μετωπική πρόσκρουση του αρχικού πλαισίου



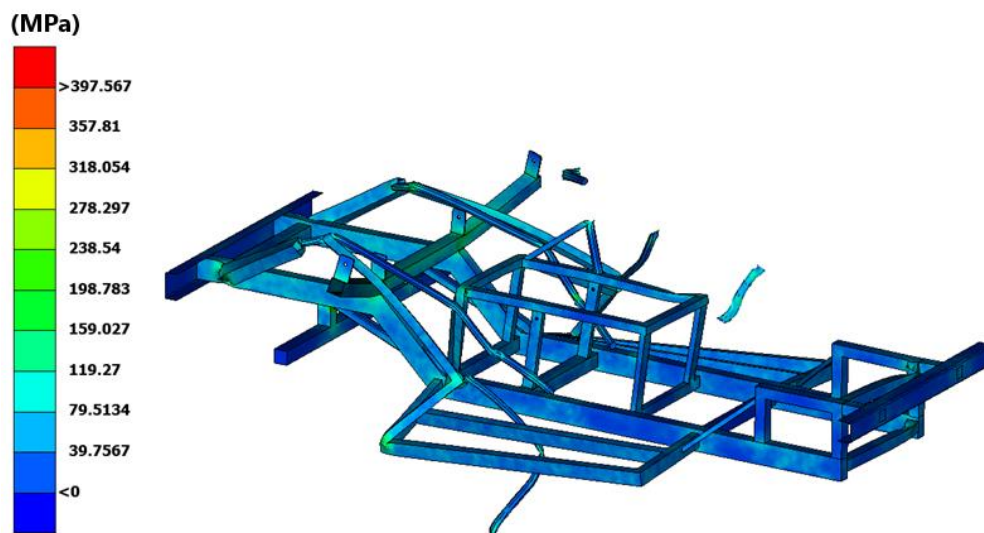
Εικόνα 50. Κινητική ενέργεια που απορροφήθηκε από τα κουτιά πρόσκρουσης

4.1.3. Αποτελέσματα ανάλυσης αντοχής των αγκυρώσεων

Τα αποτελέσματα από την ανάλυση αντοχής των αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας των επιβατών του οχήματος είναι καταστροφικά. Όπως φαίνεται στην Εικόνα 51a, η οποία αποτελεί στιγμιότυπο στα 0.08 s, η επάνω αγκύρωση του οδηγού σπάει, ενώ στη συνέχεια καταρρέει και το πίσω τμήμα των επάνω αγκυρώσεων. Η τελική μορφή του σασί μετά το πέρας των 0.2 s, όπως προβλέπεται από την νομοθεσία, φαίνεται στην Εικόνα 51b.



(a)



(b)

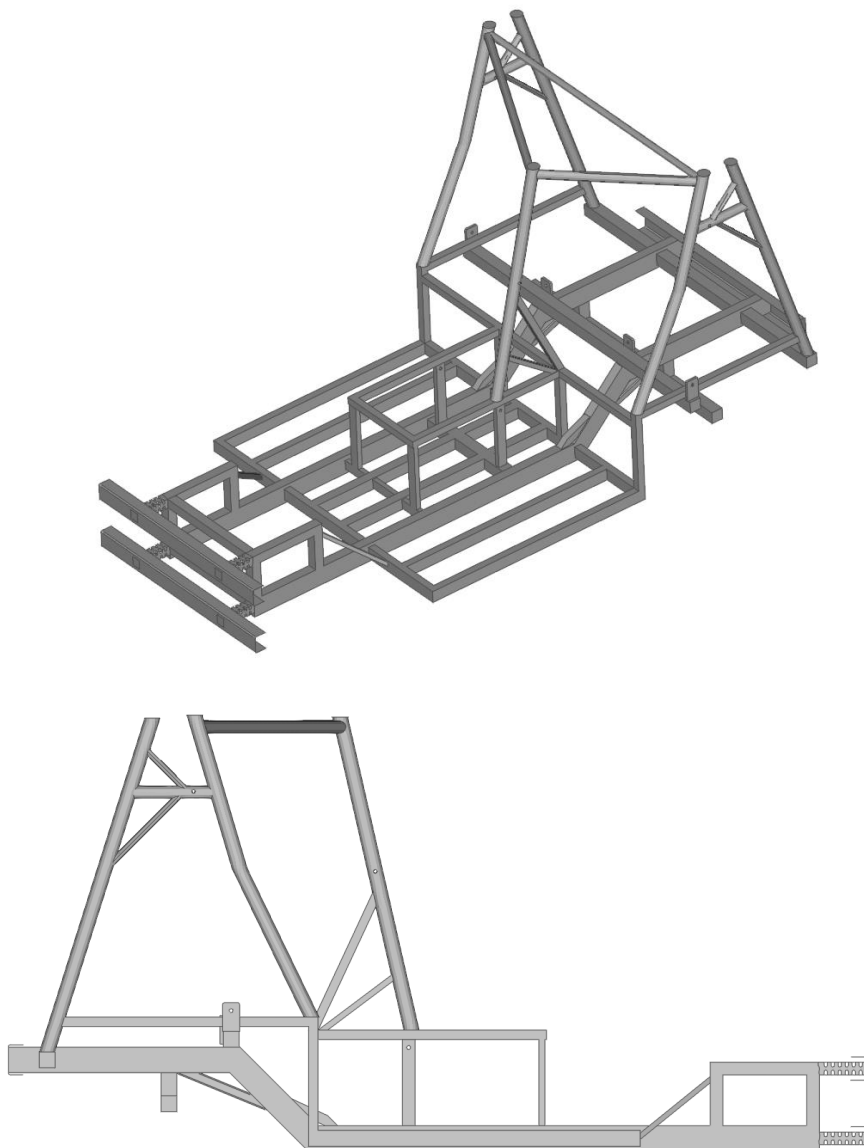
Εικόνα 51. Κατανομή τάσεων στο σασί (a) στα 0.08 s, (b) στο τέλος της διαδικασίας

Όπως παρατηρείται, λοιπόν, υπάρχει ανάγκη για δραστικές αλλαγές όσον αφορά την αντοχή των αγκυρώσεων του πλαισίου.

4.1.4. Επανασχεδιασμός σασί

Έχοντας υπόψη τα αποτελέσματα των τριών αναλύσεων που πραγματοποιήθηκαν για το αρχικό σασί, προχωρήσαμε στον επανασχεδιασμό του (Εικόνα 52). Από την ανάλυση αντοχής του αρχικού πλαισίου σε στατικά φορτία δεν προέκυψαν πολύ σοβαρά προβλήματα, εκτός από τις σχετικά υψηλές μετατοπίσεις που παρατηρήθηκαν. Ωστόσο, από την προσομοίωση εμπρόσθιας πρόσκρουσης σε συνδυασμό με την δυναμική ανάλυση αντοχής των αγκυρώσεων του πλαισίου παρατηρήθηκαν κάποια σοβαρά προβλήματα σχετικά με την αντοχή του σασί και την ασφάλεια των επιβατών. Για την αντιμετώπιση αυτών των προβλημάτων πραγματοποιήθηκαν οι εξής αλλαγές:

- Αυξήθηκε η διάμετρος των κυλινδρικών τμημάτων του πλαισίου στα 50 mm.
- Προστέθηκαν αντηρίδες στις επάνω αγκυρώσεις των ζωνών ασφαλείας των δύο επιβατών στο πίσω τμήμα του οχήματος και προστέθηκε ακόμα μία αντηρίδα για την αύξηση της αντοχής της επάνω αγκύρωσης της ζώνης ασφαλείας του οδηγού.
- Ενώθηκαν μεταξύ τους τα τμήματα που φέρουν τις επάνω αγκυρώσεις, με κυλινδρικούς σωλήνες διαμέτρου 40 mm.
- Άλλαξε η τοποθέτηση των κάτω αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας των δύο επιβατών στο πίσω κάθισμα.
- Προστέθηκε μία δεύτερη δομή πρόσκρουσης στο εμπρόσθιο τμήμα του σασί με σκοπό τη μείωση της ροπής στρέψης όπου εμφανιζόταν κατά τη σύγκρουση.
- Δημιουργήθηκαν εγκοπές στα κουτιά πρόσκρουσης με στόχο την μεγαλύτερη απορρόφηση κινητικής ενέργειας.
- Προστέθηκαν δύο επιπλέον δοκοί στο σημείο τοποθέτησης των μπαταριών για αύξηση της αντοχής του πλαισίου σε αυτό το τμήμα.

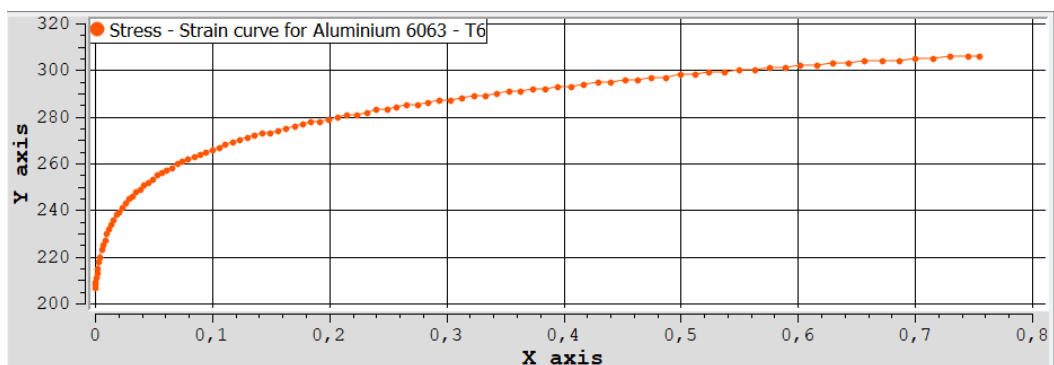


Εικόνα 52. Το επανασχεδιασμένο σασί

Επίσης προχωρήσαμε και στην αλλαγή του υλικού κατασκευής του σασί. Ως νέο υλικό επιλέχθηκε το κράμα αλουμινίου 6063 – T6, το οποίο έχει καλύτερες ιδιότητες από το 6060 – T6. Στον Πίνακα 3 παρουσιάζονται οι ιδιότητες του νέου υλικού και στην Εικόνα 53 φαίνεται το διάγραμμα Τάσης – Παραμόρφωσης του συγκεκριμένου υλικού.

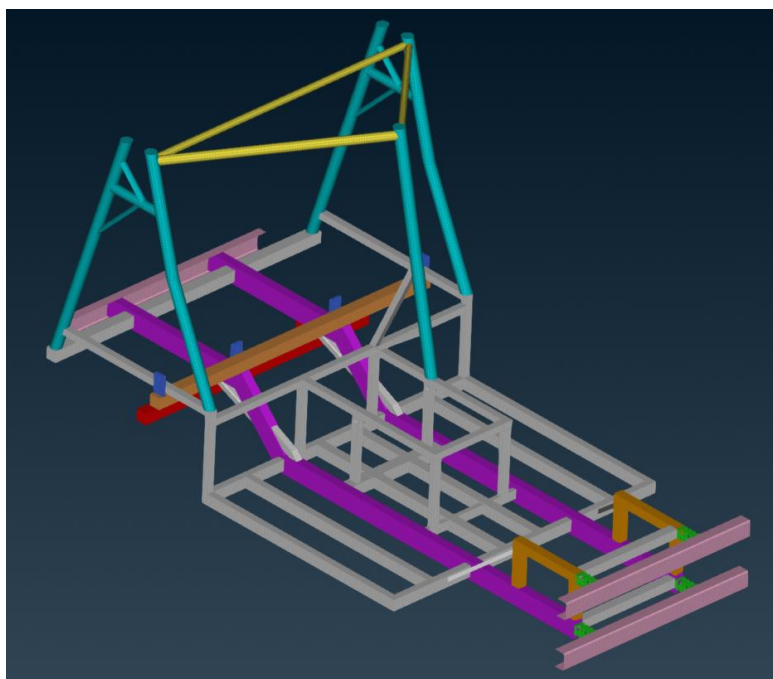
Πίνακας 3. Ιδιότητες Αλουμινίου 6063 – T6 που εισάγονται στον προ – επεξεργαστή











	6063 – T6
Μέτρο Ελαστικότητας, E (GPa)	68.9
Λόγος Poisson, ν	0.33
Μέτρο διάτμησης, G (GPa)	26
Πυκνότητα, ρ ($\times 10^3$ kg/m ³)	2.7
Όριο διαρροής (MPa)	207



Εικόνα 53. Η καμπύλη Τάσης – Παραμόρφωσης για το αλουμίνιο 6063 – T6

Μία ακόμα αλλαγή που πραγματοποιήθηκε είναι στα πάχη των διατομών κάποιων τμημάτων του πλαισίου. Συγκεκριμένα αυξήθηκε το πάχος ολόκληρης της κεντρικής δομής του σασί κατά 1 mm, το πάχος των κυλινδρικών τμημάτων που φέρουν και αγκυρώσεις έγινε 3 mm, οι κάτω αγκυρώσεις των δύο καθήμενων στο πίσω κάθισμα από 4 mm έγιναν 10 mm και το πάχος της δοκού στην οποία δένει το πίσω κάθισμα αυξήθηκε στα 4 mm. Το νέο σασί μετά τις αλλαγές που έγιναν ζυγίζει **63 kg**. Στην παρακάτω εικόνα φαίνεται το πλαίσιο με τα νέα πάχη των διατομών των προφίλ που το αποτελούν.



Χρώμα	Υλικό	Πάχος S (mm)	Διατομή	Διαστάσεις AxB, D (mm)
	Αλουμίνιο 6063 – T6	3	B	40x40 40x20 30x30 30x50 50x50 50x40
	Αλουμίνιο 6063 – T6	3	A	80x45
	Αλουμίνιο 6063 – T6	2	B	40x40
	Αλουμίνιο 6063 – T6	4	B	40x40
	Χάλυβας AISI 4140	3	B	50x50
	Αλουμίνιο 6063 – T6	3	Γ	50
	Αλουμίνιο 6063 – T6	3	Γ	40
	Αλουμίνιο 6063 – T6	4	B	40x80
	Αλουμίνιο 6063 – T6	4	B	50x50
	Αλουμίνιο 6063 – T6	10	B	50x90

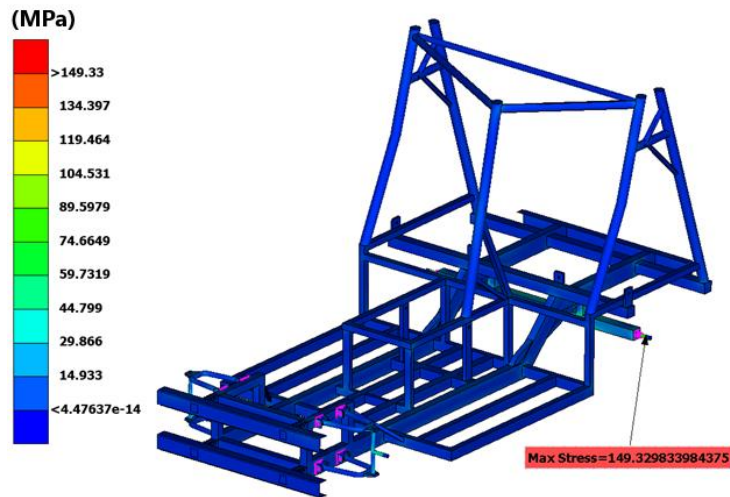
Εικόνα 54. Μοντελοποίηση πάχους διατομών και υλικών του επανασχεδιασμένου πλαισίου

4.2. Αποτελέσματα Προσομοιώσεων επανασχεδιασμένου πλαισίου

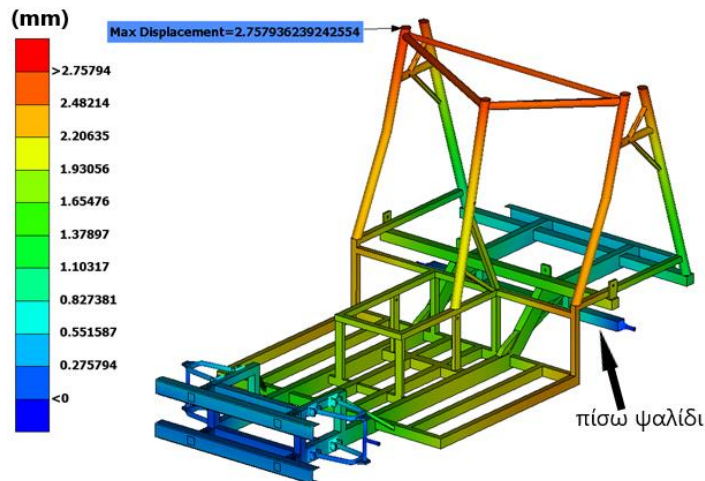
Η διαδικασία, η οποία ακολουθήθηκε για την μοντελοποίηση του επανασχεδιασμένου πλαισίου σε στατική φόρτιση, σε προσομοίωση πρόσκρουσης αλλά και σε ανάλυση αντοχής των αγκυρώσεων, περιγράφεται αναλυτικά στο Κεφάλαιο 3 και αφορά τη δημιουργία του πλέγματος, την μοντελοποίηση των συνδέσεων, των υλικών, των περιορισμών και των δυνάμεων. Ακολουθεί η επίλυση του καινούργιου μοντέλου έτσι ώστε να δούμε αν οι αλλαγές που πραγματοποιήθηκαν καλύπτουν τους στόχους που έχουν τεθεί ή αν θα πρέπει να προχωρήσουμε σε περαιτέρω επανασχεδιασμούς.

4.2.1. Αποτελέσματα στατικής ανάλυσης

Από την επιβολή των στατικών φορτίσεων προκύπτουν τα παρακάτω αποτελέσματα για το νέο πλαίσιο:

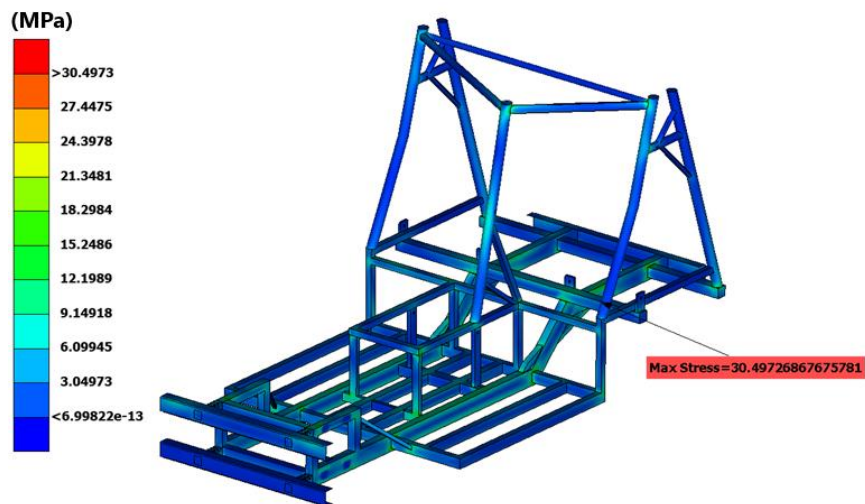


Εικόνα 55. Κατανομή Τάσεων στατικής ανάλυσης



Εικόνα 56. Μετατοπίσεις του μοντέλου από την επιβολή των στατικών φορτίων

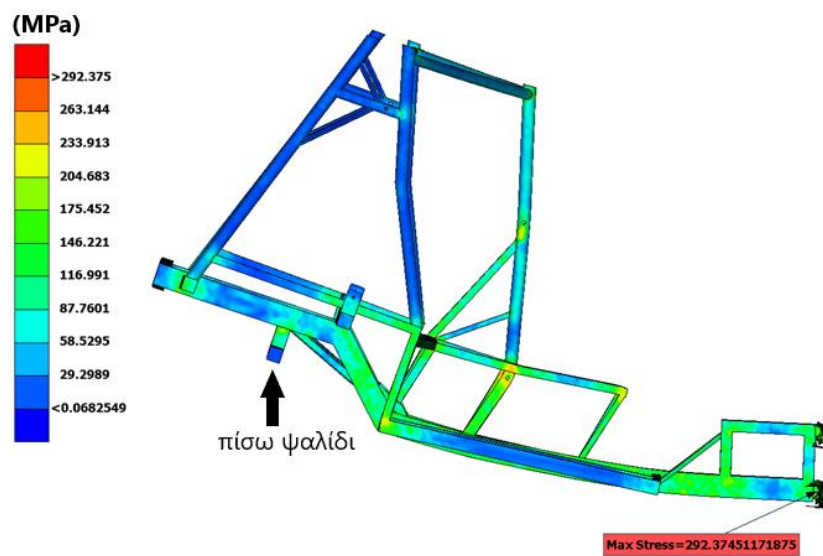
Αυτό που φαίνεται στις Εικόνες 55 και 56 είναι η κατανομή τάσεων κατά Von Mises και οι μετατοπίσεις του μοντέλου από την επιβολή των στατικών φορτίων αντίστοιχα. Είναι εμφανές ότι δεν αντιμετωπίζουμε κάποιο πρόβλημα αντοχής. Συγκεκριμένα οι τάσεις στην πλειοψηφία του συστήματος βρίσκονται κάτω από τα 20 MPa, ενώ η μέγιστη τάση του συστήματος είναι 149.33 MPa και παρατηρείται στον πίσω άξονα του τροχού, ο οποίος έχει όριο διαρροής τα 371 MPa. Το σασί εμφανίζει μέγιστη τάση **30.49 MPa**, όπως φαίνεται στην Εικόνα 57, με όριο διαρροής 207 MPa. Αυτό θέτει τον συντελεστή ασφαλείας για το σασί περίπου ίσο με **6.8** το οποίο επιβεβαιώνει ότι δεν αντιμετωπίζουμε κανένα πρόβλημα σε ό,τι αφορά την στατική ανάλυση. Η μέγιστη μετατόπιση του πλαισίου παρατηρείται στο επάνω τμήμα του και ισούται με **2.75 mm**. Με τις αλλαγές οι οποίες έγιναν επιτεύχθηκε μεγάλη μείωση στις μετατοπίσεις σε σχέση με αυτές του αρχικού μοντέλου.

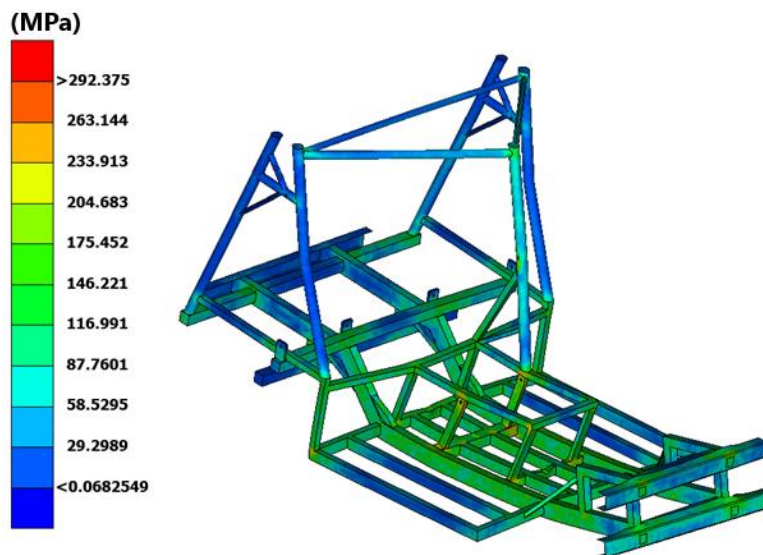


Εικόνα 57. Κατανομή τάσεων στο σασί

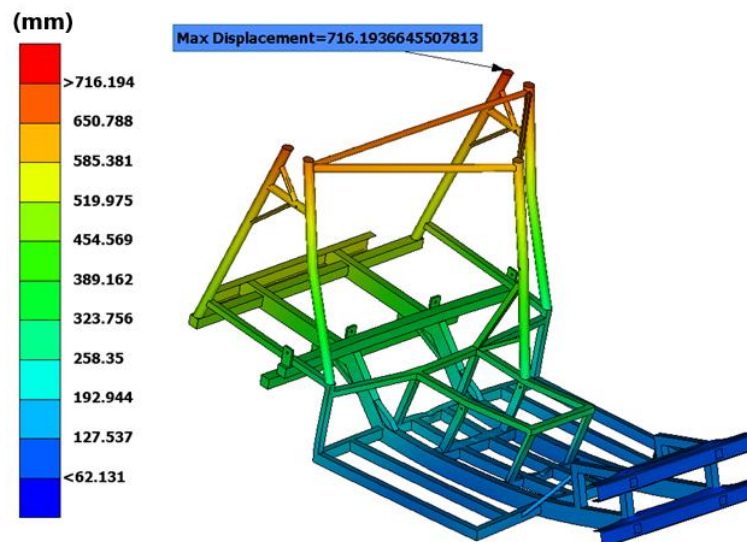
4.2.2. Αποτελέσματα προσομοίωσης πρόσκρουσης

Τα αποτελέσματα τάσεων και μετατοπίσεων για το επανασχεδιασμένο πλαίσιο στην περίπτωση πλήρους μετωπικής σύγκρουσης με άκαμπτο τοίχωμα παρουσιάζονται στις Εικόνες 58 και 59 αντίστοιχα.





Εικόνα 58. Κατανομή τάσεων στο τελευταίο στάδιο της πρόσκρουσης



Εικόνα 59. Μέγιστη μετατόπιση νέου πλαισίου κατά την σύγκρουση

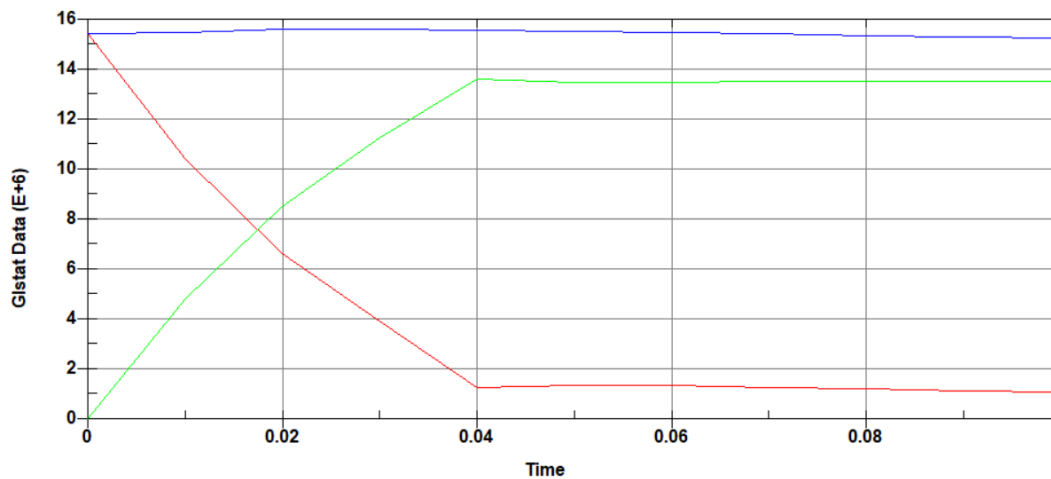
Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης πρόσκρουσης του επανασχεδιασμένου πλαισίου είναι σαφώς βελτιωμένα σε σχέση με τα αντίστοιχα αποτελέσματα του αρχικού σχεδίου. Η μέγιστη τάση κατά Von Mises στο τελευταίο στάδιο της πρόσκρουσης παρατηρείται στο εμπρόσθιο τμήμα του σασί, στο σημείο των κουτιών πρόσκρουσης και ισούται με 292.375 MPa. Η μέγιστη τιμή της τάσης κατά τη διάρκεια της σύγκρουσης έφτασε την τιμή των **309.967 MPa** και παρατηρήθηκε στο πίσω ψαλίδι του οχήματος, το οποίο είναι από χάλυβα με όριο διαρροής τα 371 MPa. Επίσης η μέγιστη μετατόπιση του πλαισίου μειώθηκε στην τιμή των **716.194 mm** και εμφανίζεται στο επάνω τμήμα του πλαισίου, όπως φαίνεται στην Εικόνα 59. Στη μείωση αυτή συνέβαλαν η αύξηση της διατομής και του πάχους των κυλίνδρων αλλά και η ένωση μεταξύ τους στο επάνω τμήμα του πλαισίου. Σημαντικό ρόλο έπαιξε και η αύξηση του πάχους των μεγάλων κεντρικών δοκών.

Οι τιμές των τάσεων στο κεντρικό τμήμα του πλαισίου, στο οποίο βρίσκεται ο οδηγός και οι μπαταρίες, κυμαίνονται επί το πλείστον στα 120 με 205 MPa και σε κάποια σημεία

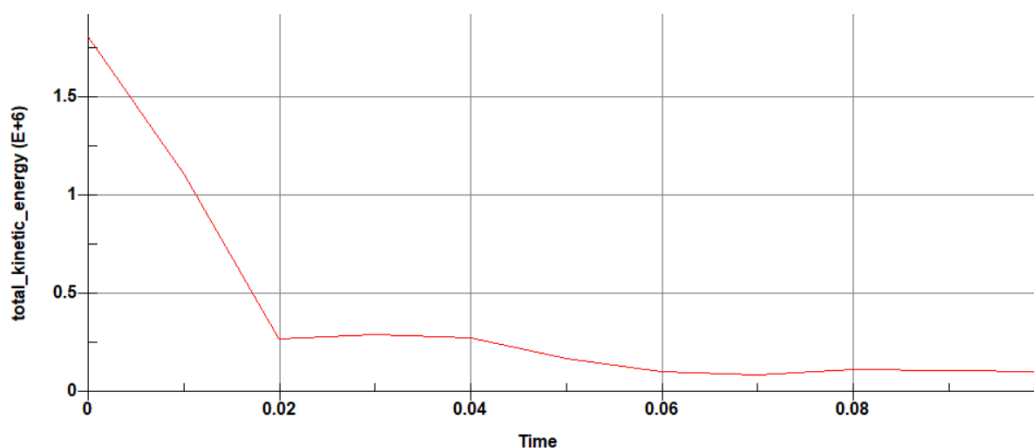
ξεπερνούν το όριο διαρροής του νέου υλικού το οποίο ισούται με 207 MPa. Επίσης οι παραμορφώσεις σε αυτό το τμήμα του πλαισίου δεν βελτιώθηκαν αρκετά, γεγονός που μας οδηγεί σε περεταίρω βελτίωση του σχεδιασμού του πλαισίου (Ενότητα 4.2.4).

Παρατηρείται ακόμα πως η προσθήκη τις δεύτερης εμπρόσθιας δομής σύγκρουσης καθώς και η δημιουργία των εγκοπών στα κουτιά πρόσκρουσης μείωσαν σε μεγάλο βαθμό την ροπή στρέψης η οποία εμφανιζόταν στο αρχικό σασί. Επίσης η σημαντικότητα των εγκοπών στη ζώνη παραμόρφωσης φαίνεται κι από την αύξηση του ποσοστού ενέργειας που απορροφήθηκε από τα κουτιά πρόσκρουσης. Από τα 15500 kJ κινητικής ενέργειας (Εικόνα 60) τα κουτιά πρόσκρουσης μετατρέπουν σε πλαστική παραμόρφωση σχεδόν το **10.3%** αυτής, δηλαδή περίπου 1600 kJ (Εικόνα 61).

A Kinetic Energy
B Internal Energy
C Total Energy



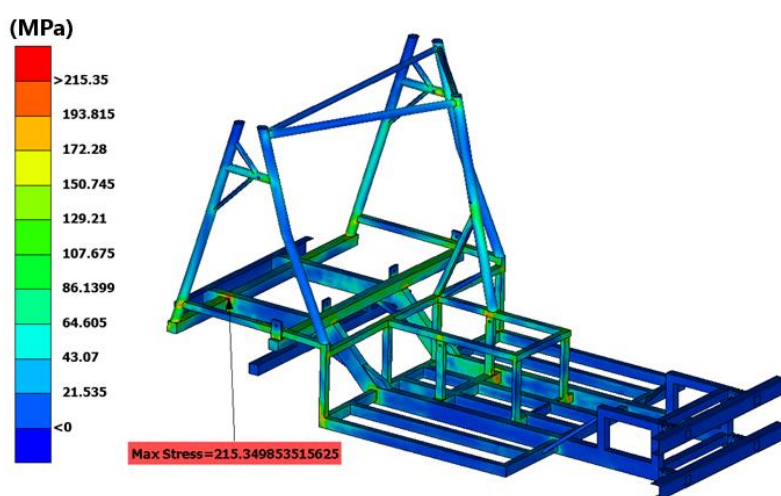
Εικόνα 60. Εσωτερική, κινητική και συνολική ενέργεια κατά τη μετωπική πρόσκρουση του επανασχεδιασμένου πλαισίου



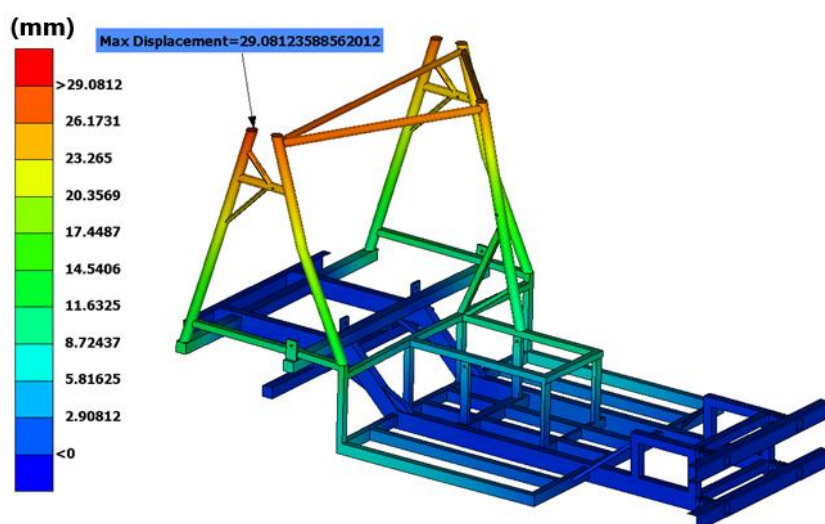
Εικόνα 61. Κινητική ενέργεια που απορροφήθηκε από τα crash boxes

4.2.3. Αποτελέσματα ανάλυσης αντοχής των αγκυρώσεων

Έπειτα από τις αλλαγές που πραγματοποιήθηκαν στο αρχικό πλαίσιο, (Ενότητα 4.1.4) τα αποτελέσματα τάσεων κατά Von Mises και μετατοπίσεων είναι σαφώς βελτιωμένα. Η μέγιστη τάση ισούται με **215.35 MPa** και παρατηρείται στο πίσω μέρος του πλαισίου, όπως φαίνεται στην Εικόνα 62a. Η τιμή αυτή είναι πάνω από το όριο διαρροής του υλικού που χρησιμοποιείται, αλλά κάτω από το όριο θραύσης των 307 MPa. Επίσης παρατηρείται πως σε αρκετά σημεία στο κομμάτι που βρίσκεται ο οδηγός και οι μπαταρίες του οχήματος, η τιμή των τάσεων είναι πάνω από το όριο διαρροής του υλικού. Το γεγονός αυτό σε συνδυασμό με τις παραμορφώσεις σε εκείνη την περιοχή στην περίπτωση της πρόσκρουσης, οδήγησε σε καινούργιο επανασχεδιασμό του πλαισίου δίνοντας έμφαση στην αύξηση της ακαμψίας αυτού του τμήματος. Στην Εικόνα 62b φαίνονται οι μετατοπίσεις από την επιβολή των δυνάμεων στις αγκυρώσεις του πλαισίου, με μέγιστη τιμή τα **29.08 mm**.



(a)



(b)

Εικόνα 62. Κατανομή (a) Τάσεων και (b) Μετατοπίσεων του επανασχεδιασμένου πλαισίου

Συνοψίζοντας (Πίνακας 4) τα παραπάνω αποτελέσματα των τριών αναλύσεων για το αρχικό και για το επανασχεδιασμένο πλαίσιο, έχουμε:

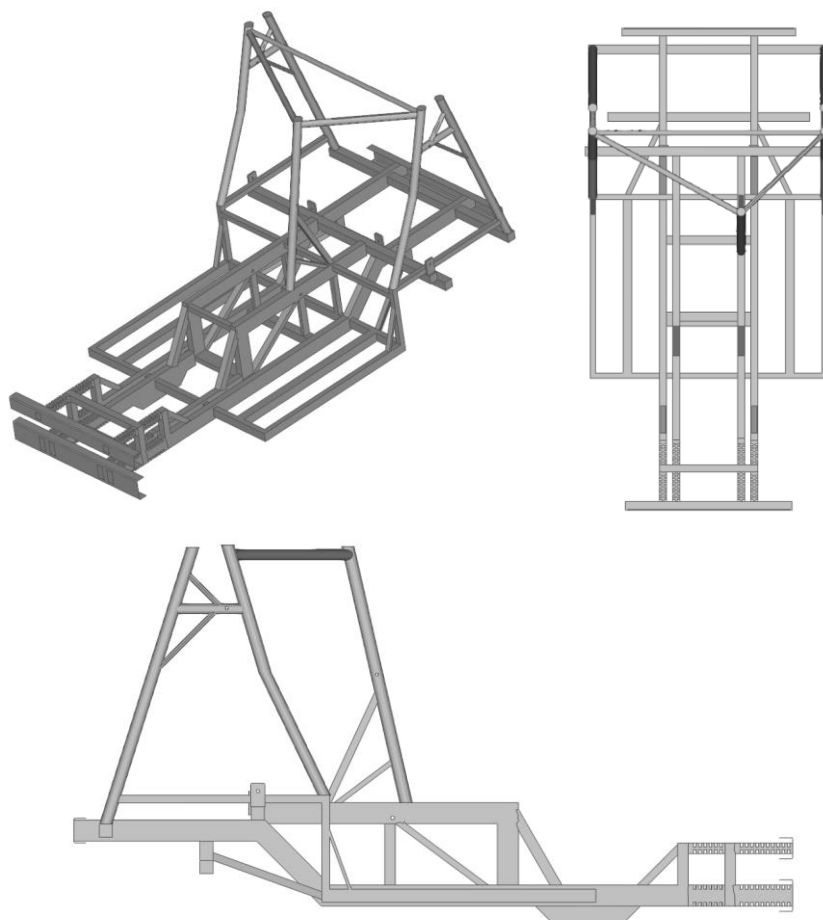
Πίνακας 4. Συνοπτικά τα αποτελέσματα του αρχικού και του επανασχεδιασμένου πλαισίου

	<i>Αρχικό Πλαίσιο</i>	<i>Επανασχεδιασμένο Πλαίσιο</i>
<u>Στατική Ανάλυση</u>		
Μέγιστη Τάση, MPa	51.93	30.49
Μέγιστη Μετατόπιση, mm	5.59	2.75
Συντελεστής ασφαλείας N	3	6.8
<u>Προσομοίωση Πρόσκρουσης</u>		
Μέγιστη Τάση, MPa	486.655	309.97
Μέγιστη Μετατόπιση, mm	1,474.81	716.2
Ποσοστό απορροφούμενης ενέργειας (%)	2.5	10.3
<u>Αντοχή Αγκυρώσεων</u>		
Μέγιστη Τάση, MPa	θραύση	215.35
Μέγιστη Μετατόπιση, mm	θραύση	29.08
<u>Βάρος, kg</u>	33	63

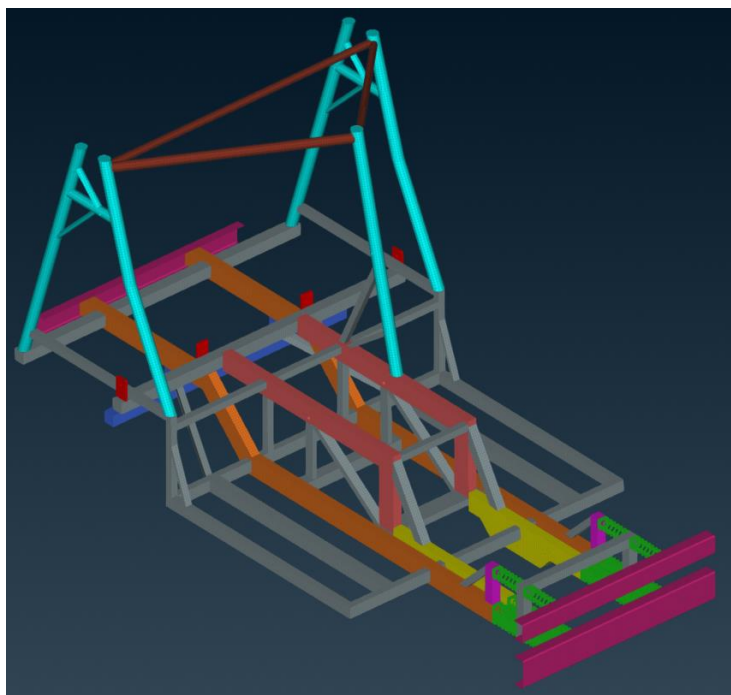
4.2.4. Τελικός σχεδιασμός πλαισίου




Ο τελικός επανασχεδιασμός του πλαισίου στοχεύει στην αύξηση της αντοχής του κεντρικού τμήματος, στο οποίο βρίσκεται η θέση του οδηγού και οι μπαταρίες. Επιπλέον μεγάλωσε η εμπρόσθια ζώνη παραμόρφωσης του πλαισίου, αυξάνοντας τον αριθμό των εγκοπών καθώς και το μήκος που καταλαμβάνουν αυτές. Επίσης προστέθηκε μία δεύτερη ζώνη παραμόρφωσης με εγκοπές στο κάτω μέρος του εμπρόσθιου τμήματος του πλαισίου και μεγάλωσε το μέγεθος της διατομής των κάτω κουτιών σύγκρουσης με στόχο την περαιτέρω μείωση της ροπής στρέψης η οποία εμφανίζεται κατά τη διάρκεια της πρόσκρουσης. Για τον λόγο αυτό, ακόμα, αυξήθηκε λίγο και το μήκος του εμπρόσθιου τμήματος του πλαισίου με αποτέλεσμα την αύξηση του μήκους των κουτιών πρόσκρουσης. Στο πίσω τμήμα του πλαισίου δεν πραγματοποιήθηκαν αλλαγές.

Το τελικό σχέδιο του πλαισίου, καθώς και τα πάχη των διατομών των προφίλ που χρησιμοποιήθηκαν φαίνονται στις Εικόνες 63 και 64 αντίστοιχα. Το τελικό σασί ζυγίζει **59 kg**.



Εικόνα 63. Τελικό σχέδιο του πλαισίου



Χρώμα	Υλικό	Πάχος S (mm)	Διατομή	Διαστάσεις AxB, D (mm)
	Αλουμίνιο 6063 – T6	3	B	40x40 40x20 30x30 30x50 50x50
	Αλουμίνιο 6063 – T6	3	A	80x45
	Αλουμίνιο 6063 – T6	2	B	40x40 40x80
	Αλουμίνιο 6063 – T6	2	B	40x80 40x60
	Αλουμίνιο 6063 – T6	4	B	40x80
	Αλουμίνιο 6063 – T6	4	B	40x40
	Χάλυβας AISI 4140	4	B	50x50
	Αλουμίνιο 6063 – T6	2	B	40x80
	Αλουμίνιο 6063 – T6	10	B	50x90
	Αλουμίνιο 6063 – T6	3	Γ	50
	Αλουμίνιο 6063 – T6	3	Γ	40

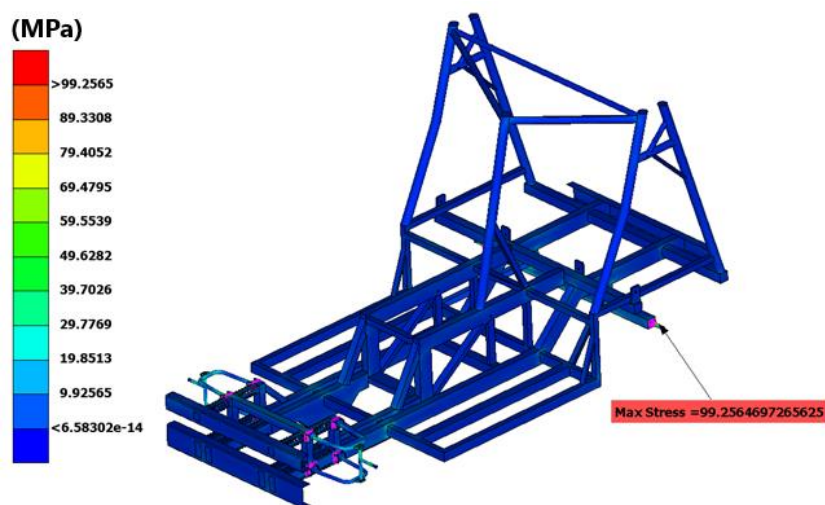
Εικόνα 64. Μοντελοποίηση πάχους διατομών και υλικών του τελικού πλαισίου

4.3. Αποτελέσματα Προσομοιώσεων τελικού πλαισίου

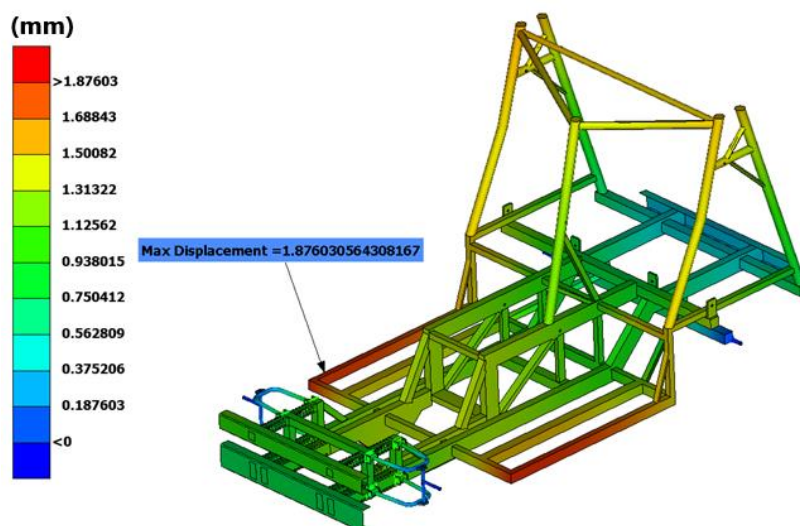
Η διαδικασία, η οποία ακολουθήθηκε για την μοντελοποίηση του τελικού πλαισίου σε στατική φόρτιση, σε προσομοίωση πρόσκρουσης και σε ανάλυση αντοχής των αγκυρώσεων, περιγράφεται αναλυτικά στο Κεφάλαιο 3.

4.3.1. Αποτελέσματα στατικής ανάλυσης

Από την επιβολή των στατικών φορτίσεων προκύπτουν τα παρακάτω αποτελέσματα τάσεων (Εικόνα 65) και μετατοπίσεων (Εικόνα 66) για το τελικό σασί του οχήματος.

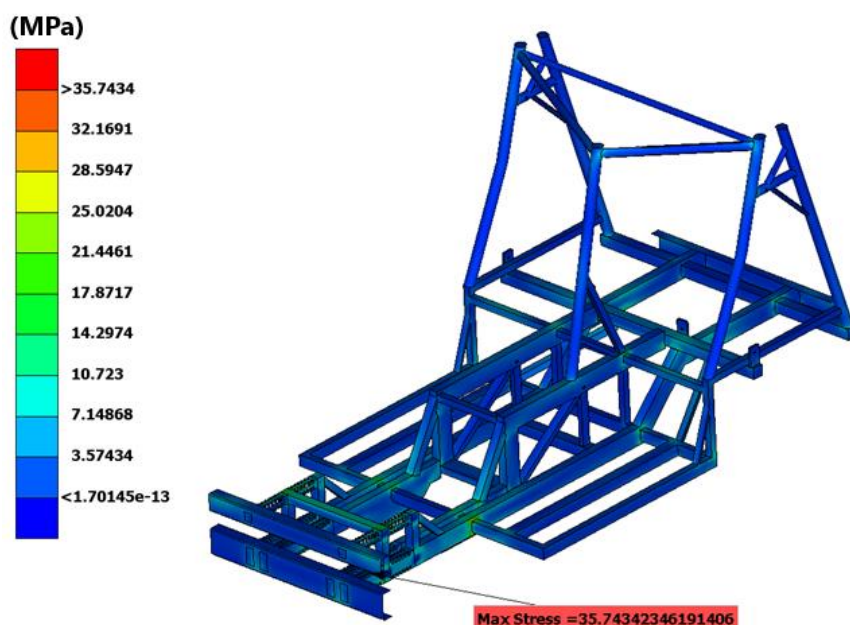


Εικόνα 65. Κατανομή Τάσεων στατικής ανάλυσης



Εικόνα 66. Μετατοπίσεις του μοντέλου από την επιβολή των στατικών φορτίων

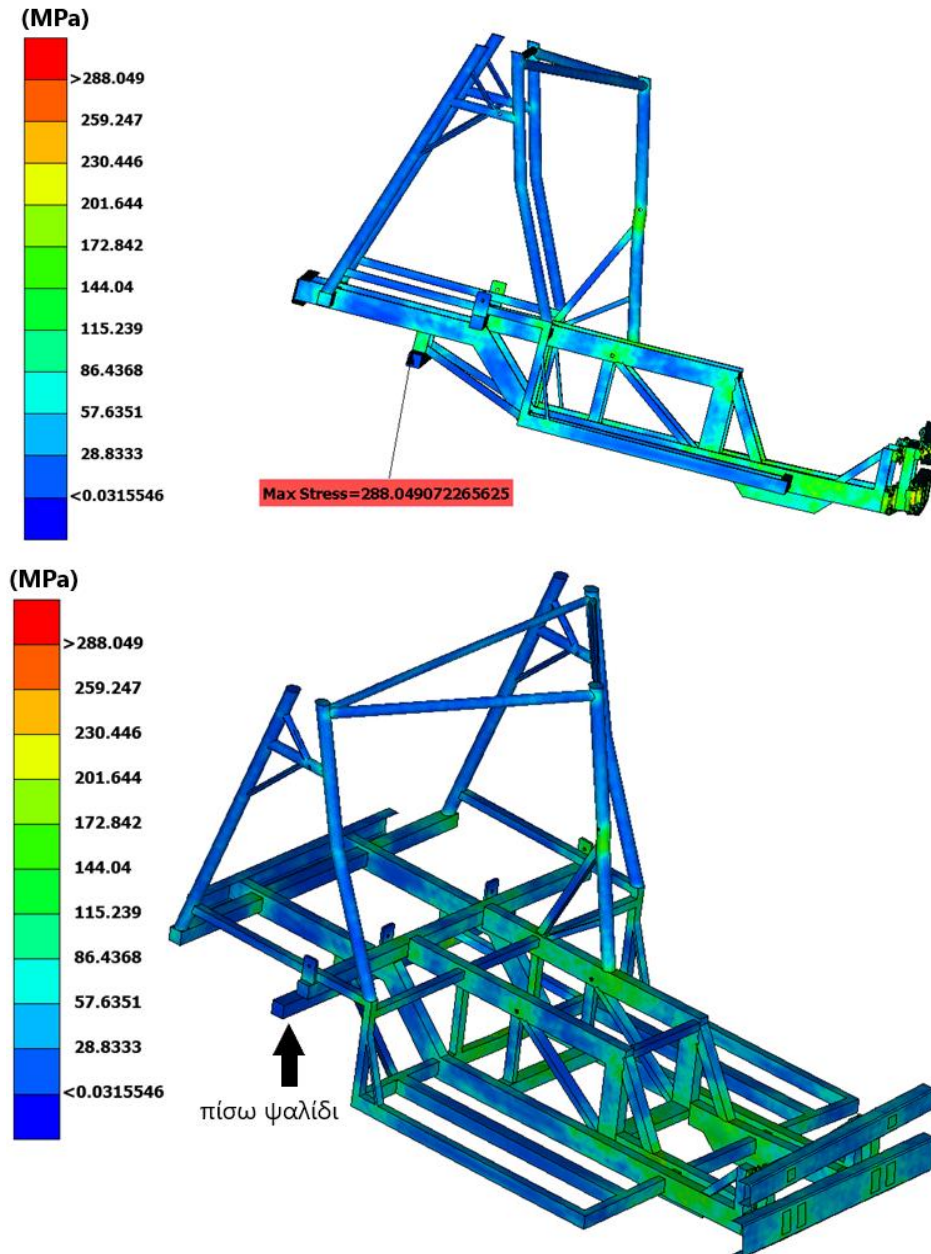
Από τα αποτελέσματα της στατικής ανάλυσης φαίνεται ότι δεν αντιμετωπίζουμε κάποιο πρόβλημα αντοχής στο νέο σασί. Συγκεκριμένα οι τάσεις στην πλειοψηφία του συστήματος βρίσκονται κάτω από τα 10 MPa, ενώ η μέγιστη τάση του συστήματος είναι 99.26 MPa και παρατηρείται στον πίσω άξονα του τροχού, ο οποίος έχει όριο διαρροής τα 371 MPa. Το σασί εμφανίζει μέγιστη τάση **35.74 MPa**, όπως φαίνεται στην Εικόνα 67, με όριο διαρροής 207 MPa. Αυτό θέτει τον συντελεστή ασφαλείας για το σασί περίπου ίσο με **5.8** το οποίο επιβεβαιώνει ότι δεν αντιμετωπίζουμε κανένα πρόβλημα σε ό,τι αφορά την στατική ανάλυση. Η μέγιστη μετατόπιση του πλαισίου ισούται με **1.88 mm** και παρατηρείται στο πλαϊνό τμήμα του.



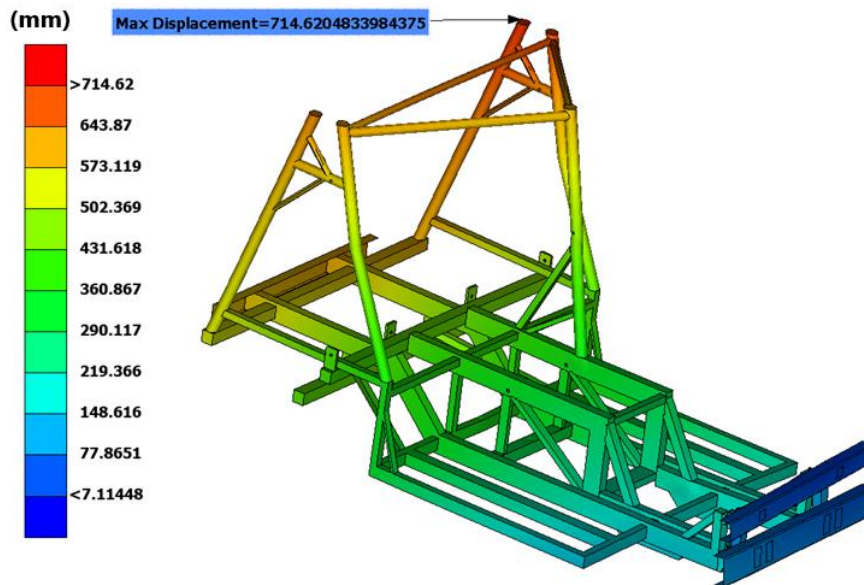
Εικόνα 67. Κατανομή τάσεων στο σασί

4.3.2. Αποτελέσματα προσομοίωσης πρόσκρουσης

Τα αποτελέσματα τάσεων και μετατοπίσεων για το καινούριο πλαίσιο στην περίπτωση πλήρους μετωπικής σύγκρουσης με άκαμπτο τοίχωμα παρουσιάζονται στις Εικόνες 68 και 69 αντίστοιχα.



Εικόνα 68. Κατανομή τάσεων στο τελευταίο στάδιο της πρόσκρουσης



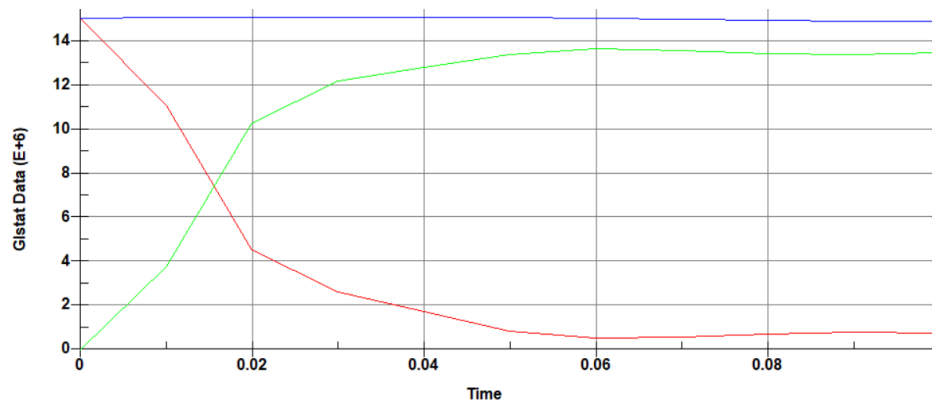
Εικόνα 69. Μέγιστη μετατόπιση τελικού πλαισίου κατά την σύγκρουση

Η μέγιστη τάση κατά Von Mises στο τελευταίο στάδιο της πρόσκρουσης του νέου πλαισίου παρατηρείται στο ψαλίδι των πίσω τροχών και ισούται με 288.05 MPa. Η μέγιστη τιμή της τάσης κατά τη διάρκεια της σύγκρουσης έφτασε την τιμή των **342.54 MPa** και παρατηρήθηκε επίσης στο πίσω ψαλίδι του οχήματος, το οποίο είναι από χάλυβα με όριο διαρροής τα 371 MPa. Επίσης η μέγιστη μετατόπιση του πλαισίου μειώθηκε στην τιμή των **714.62 mm** και εμφανίζεται στο επάνω τμήμα του πλαισίου, όπως φαίνεται στην Εικόνα 69.

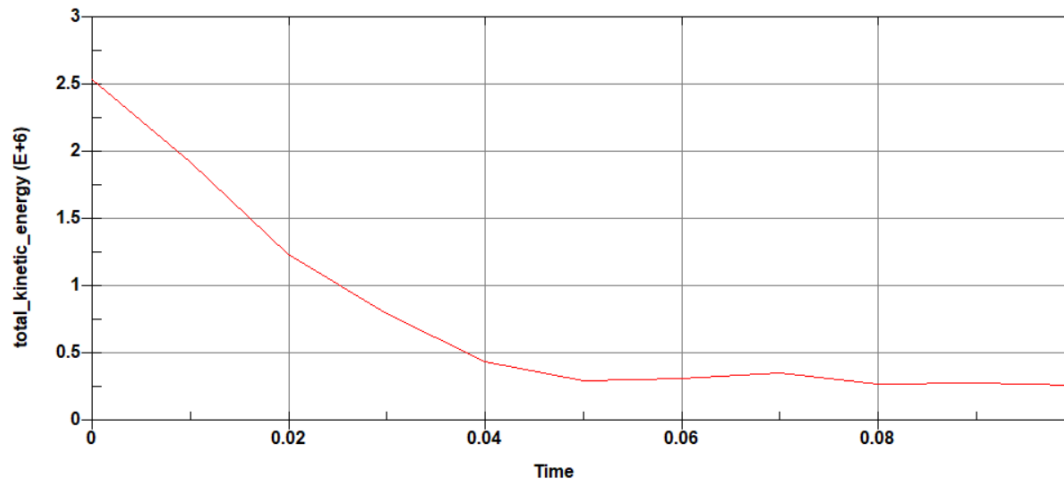
Παρατηρείται ακόμα πως η προσθήκη της δεύτερης κάτω εμπρόσθιας ζώνης σύγκρουσης, η αύξηση της διατομής των κάτω εμπρόσθιων κουτιών πρόσκρουσης, η μικρή αύξηση στο μήκος ολόκληρου του εμπρόσθιου τμήματος του πλαισίου καθώς και η αύξηση των εγκοπών στα κουτιά σύγκρουσης μείωσαν ακόμα περισσότερο την ροπή στρέψης η οποία εμφανιζόταν στο αρχικό σασί.

Επίσης η σημαντικότητα της αύξησης των εγκοπών στη ζώνη παραμόρφωσης και η ταυτόχρονη αύξηση του μήκους του πλαισίου φαίνεται κι από την αύξηση του ποσοστού ενέργειας που απορροφήθηκε από τα κουτιά πρόσκρουσης. Από τα 15000 kJ κινητικής ενέργειας (Εικόνα 70) τα κουτιά πρόσκρουσης μετατρέπουν σε πλαστική παραμόρφωση σχεδόν το **16.7%** αυτής, δηλαδή περίπου 2500 kJ (Εικόνα 71).

A Kinetic Energy
B Internal Energy
C Total Energy



Εικόνα 70. Εσωτερική, κινητική και συνολική ενέργεια κατά τη μετωπική πρόσκρουση του τελικού πλαισίου

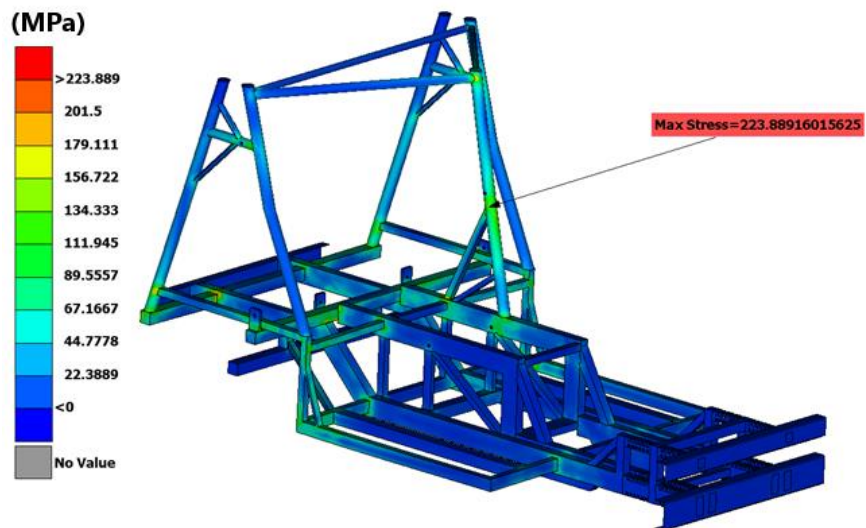


Εικόνα 71. Κινητική ενέργεια που απορροφήθηκε από τα crash boxes

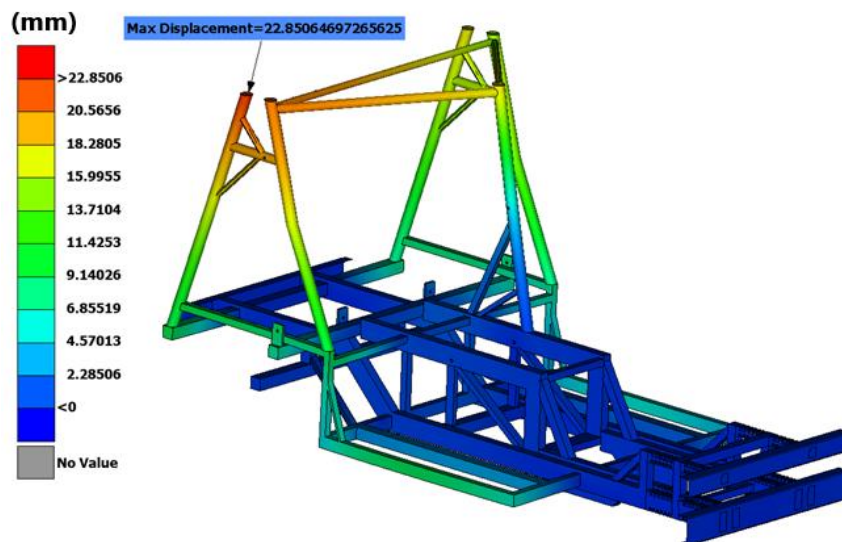
4.3.3. Αποτελέσματα ανάλυσης αντοχής των αγκυρώσεων

Τα αποτελέσματα τάσεων κατά Von Mises και μετατοπίσεων του νέου πλαισίου είναι παρόμοια με αυτά της προηγούμενης επανασχεδίασης. Η μέγιστη τάση ισούται με **223.89 MPa** και παρατηρείται στο σημείο ενίσχυσης της επάνω αγκύρωσης του οδηγού, όπως φαίνεται στην Εικόνα 72a. Η τιμή αυτή είναι πάνω από το όριο διαρροής του υλικού που χρησιμοποιείται, αλλά κάτω από το όριο θραύσης των 307 MPa. Επίσης παρατηρείται πως στο τμήμα που βρίσκεται ο οδηγός και οι μπαταρίες του οχήματος διορθώθηκε το γεγονός ότι οι τάσεις ξεπερνούσαν το όριο διαρροής του υλικού. Στο καινούριο σασί οι τιμές των τάσεων σε αυτό το τμήμα κυμαίνονται σε χαμηλά επίπεδα, τα οποία δεν προκαλούν κάποια ανησυχία.

Στην Εικόνα 72b φαίνονται οι μετατοπίσεις από την επιβολή των δυνάμεων στις αγκυρώσεις του πλαισίου, με μέγιστη τιμή τα **22.85 mm**.



(a)



(b)

Εικόνα 72. Κατανομή (a) Τάσεων και (b) Μετατοπίσεων του νέου πλαισίου

5. Συμπεράσματα

5.1. Τελικά συμπεράσματα

Σκοπός της εργασίας ήταν η μελέτη αντοχής του πλαισίου ενός νέου υβριδικού οχήματος, το οποίο ανήκει στην κατηγορία των βαρέων τετράτροχων οχημάτων. Βασικός στόχος ήταν η βελτίωση του σχεδιασμού του πλαισίου με ταυτόχρονη βελτίωση της ακαμψίας του σε στατικά φορτία και της ασφάλειας των επιβατών κατά την διάρκεια μίας πρόσκρουσης.

Ξεκινώντας από ένα αρχικό σχέδιο του πλαισίου πραγματοποιήθηκαν τρεις μελέτες: α) η μελέτη αντοχής σε στατικά φορτία, β) η μελέτη προσομοιώσεων πρόσκρουσης και γ) η μελέτη αντοχής των αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας των επιβατών του οχήματος. Η διαδικασία ανάπτυξης που παρουσιάστηκε και οι αποφάσεις που ελήφθησαν για τον τελικό σχεδιασμό του σασί του οχήματος, βασίστηκαν στα αποτελέσματα αναλύσεων πεπερασμένων στοιχείων, για κάθε μία από τις τρεις μελέτες.

Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα των αναλύσεων του τελικού σχεδίου του πλαισίου με τα αποτελέσματα του αρχικού σχεδιασμού παρατηρούμε ότι στην περίπτωση της στατικής μελέτης η μέγιστη τάση είναι χαμηλότερη κατά 31% στο τελικό σχέδιο καθώς και οι μετατοπίσεις μειώθηκαν κατά 66%. Ο συντελεστής ασφαλείας του νέου πλαισίου ισούται με $N = 5.8$. Η τιμή αυτή είναι μεγαλύτερη από τη συνηθισμένη για τέτοιου είδους κατασκευές, οπότε εξασφαλίζεται με σιγουριά η δομική ακαμψία του σασί. Ωστόσο, το βάρος του πλαισίου αυξήθηκε από τα 33 kg στα 59 kg, κάτι που ήταν αναπόφευκτο έχοντας υπόψιν την ασφάλεια των επιβατών του οχήματος. Αξίζει εδώ να σημειωθεί ότι μετά την επανασχεδίαση του πλαισίου αυξήθηκε το βάρος του στα 63 kg και έπειτα με τις αλλαγές που πραγματοποιήθηκαν στο τελικό σχέδιο επιτεύχθηκε μία μείωση της τάξης του 6%, καταλήγοντας στα 59 kg, αποτέλεσμα εντός των προδιαγραφών του κατασκευαστή.

Τα αντίστοιχα αποτελέσματα των δύο άλλων αναλύσεων είναι σαφώς βελτιωμένα στο τελικό σασί του οχήματος. Στην περίπτωση της πρόσκρουσης η μέγιστη τάση μειώθηκε από τα 486.655 MPa στα 342.54 MPa, ενώ οι μετατοπίσεις μειώθηκαν επίσης από τα 1474.81 mm στα 714.62 mm. Επίσης αυξήθηκε, όπως ήταν αναμενόμενο, το ποσοστό της απορροφούμενης ενέργειας της εμπρόσθιας δομής πρόσκρουσης του τελικού σχεδίου, από τα 2.5 % που ήταν στο αρχικό σασί στα 16.7%. Σχετικά με την ανάλυση αντοχής των αγκυρώσεων των ζωνών ασφαλείας των επιβατών του οχήματος δεν υπάρχει ανάγκη σύγκρισης μεταξύ των δύο μοντέλων, καθώς το αρχικό πλαίσιο δεν αντέχει τη φόρτιση και καταρρέει.

Στον επόμενο πίνακα συγκεντρώνονται τα αποτελέσματα τάσεων και μετατοπίσεων των αναλύσεων για το αρχικό και το τελικό σχέδιο του πλαισίου, οι συντελεστές ασφαλείας βάσει των αποτελεσμάτων των στατικών αναλύσεων και το ποσοστό της απορροφούμενης ενέργειας κατά την πρόσκρουση των δύο μοντέλων αντίστοιχα.

Πίνακας 5. Συνοπτικά τα αποτελέσματα του αρχικού και του τελικού πλαισίου

	<i>Αρχικό Πλαίσιο</i>	<i>Τελικό Πλαίσιο</i>
<u>Στατική Ανάλυση</u>		
Μέγιστη Τάση, MPa	51.93	35.74
Μέγιστη Μετατόπιση, mm	5.59	1.88
Συντελεστής ασφαλείας N	3	5.8
<u>Προσομοίωση Πρόσκρουσης</u>		
Μέγιστη Τάση, MPa	486.655	342.54
Μέγιστη Μετατόπιση, mm	1474.81	714.62
Ποσοστό απορροφούμενης ενέργειας (%)	2.5	16.7
<u>Αντοχή Αγκυρώσεων</u>		
Μέγιστη Τάση, MPa	θραύση	223.89
Μέγιστη Μετατόπιση, mm	θραύση	22.85
<u>Βάρος, kg</u>	33	59

5.2. Μελλοντικές επεκτάσεις

Οι αναλύσεις που πραγματοποιήθηκαν για τη μελέτη και σύγκριση των διαφορετικών σχεδίων του πλαισίου του οχήματος Sunnyclist είναι η βάση για άλλες αναλύσεις. Με την παρούσα εργασία έγινε το πρώτο βήμα για την βελτιστοποίηση της αντοχής του πλαισίου του οχήματος, έχοντας πάντα ως στόχο την μέγιστη ασφάλεια των επιβατών του.

Ως μελλοντικές επεκτάσεις της εργασίας προτείνονται, η μελέτη της στρεπτικής ακαμψίας του πλαισίου καθώς και η μελέτη προσομοιώσεων πλευρικής πρόσκρουσης του οχήματος στοχεύοντας στην περαιτέρω βελτιστοποίηση του σχεδιασμού του πλαισίου και την ακόμα μεγαλύτερη ασφάλεια των επιβατών του οχήματος, στην περίπτωση μίας πλευρικής σύγκρουσης.

Βιβλιογραφία

- [1] Κουμαρτζάκης, Γ. Σχεδιασμός και ανάπτυξη πλαισίου πρωτότυπου ηλεκτρικού οχήματος. Χανιά: Πολυτεχνείο Κρήτης, Σχολή Μηχανικών Παραγωγής & Διοίκησης. 2016.
- [2] Παπαδοκοκολάκης, Ε. Μελέτη και Ανάπτυξη Πλαισίου και Αναρτήσεων Πρωτότυπου Οχήματος Υδρογόνου. Χανιά: Πολυτεχνείο Κρήτης, Σχολή Μηχανικών Παραγωγής & Διοίκησης. 2020.
- [3] B. Heissing and M. Ersoy, Eds., *Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives*, 1st edition. Wiesbaden, Vieweg and Teubner, 2011.
- [4] Κατσαρός – Σεργίδτσας, Θ. Σχεδιασμός και μελέτη αντοχής πλαισίου διθέσιου ηλεκτροκίνητου αυτοκινήτου σε περιβάλλον CAD/CAE. Χανιά: Πολυτεχνείο Κρήτης, Σχολή Μηχανικών Παραγωγής & Διοίκησης. 2013.
- [5] Π. Βασιλειός. Μελέτη και σχεδίαση πλαισίου αυτοκινήτου με cad και ανάλυση με τη μεθοδο των πεπερασμένων στοιχείων. Χανιά: Πολυτεχνείο Κρήτης, Σχολή Μηχανικών Παραγωγής & Διοίκησης. 2012.
- [6] A. Pavlovic and C. Fragassa, “General considerations on regulations and safety requirements for quadricycles,” *International Journal for Quality Research*, vol. 9, pp. 657–674, 2015.
- [7] S. Kongwat, S. Jaroenjittakam, S. Chaianan, I. Atchariyauthen, and P. Jongpradist, “Design for crash safety of electric heavy quadricycle structure,” *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, vol. 1137, no. 1, pp. 12-20, 2021, doi: [10.1088/1757-899X/1137/1/012012](https://doi.org/10.1088/1757-899X/1137/1/012012).
- [8] J. Lopez-Campos, A. SEGADE Robleda, J. Vilan, P. J. Garcia Nieto, and J. Cordero, “Study of a Steel’s Energy Absorption System for Heavy Quadricycles and Nonlinear Explicit Dynamic Analysis of its Behavior under Impact by FEM,” *Materials*, vol. 8, pp. 6893–6908, 2015, doi: [10.3390/ma8105345](https://doi.org/10.3390/ma8105345).
- [9] Κανονισμός (ΕΕ) αριθ. 168/2013 του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου και του Συμβουλίου, της 15ης Ιανουαρίου 2013, για την έγκριση και την εποπτεία της αγοράς δίκυκλων ή τρίκυκλων οχημάτων και τετράκυκλων, vol. 60. 2013.
- [10] Κατ’ Εξουσιοδότηση Κανονισμός (ΕΕ) αριθ. 3/2014 της Επιτροπής της 24ης Οκτωβρίου 2013 που συμπληρώνει τον κανονισμό (ΕΕ) αριθ. 168/2013 του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου και του Συμβουλίου όσον αφορά τις απαιτήσεις λειτουργικής ασφάλειας των οχημάτων για την έγκριση δίκυκλων ή τρίκυκλων οχημάτων και τετράκυκλων, vol. 7. 2014.
- [11] P. Shi and Z. Xu, “Analysis of Seat Belt Anchorage Strength for Vehicles,” *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 301, Jan. 2018, doi: [10.1088/1757-899X/301/1/012127](https://doi.org/10.1088/1757-899X/301/1/012127).
- [12] K. Hessenberger, “Strength Analysis of Seat Belt Anchorage According to ECE R14 and FMVSS,” *4th European LS – DYNA Users Conference*, 2003.

- [13] G. Koumartzakis, P. Spanoudakis, and N. C. Tsourveloudis, "Design And Development Of A Prototype Electric Vehicle's Chassis", pp. 1-11, *7th BETA CAE International Conference*, 2017.
- [14] T. A. Babu and D. V. Praveen, "Crash Analysis Of Car Chassis Frame Using Finite Element Method," *International Journal of Engineering Research*, vol. 1, no. 8, pp. 8-16, 2012.
- [15] M. L. Mohamad, M. T. A. Rahman, S. F. Khan, M. H. Basha, A. H. Adom, and M. S. M. Hashim, "Design and static structural analysis of a race car chassis for Formula Society of Automotive Engineers (FSAE) event," *J. Phys.: Conf. Ser.*, vol. 908, pp. 12- 42, 2017, doi: [10.1088/1742-6596/908/1/012042](https://doi.org/10.1088/1742-6596/908/1/012042).
- [16] D. A. J. Gujar, V. V. Ingavale, S. M. Patil, S. S. Panhalkar, P. R. Gat, and A. S. Shinde, "Static structural analysis of Formula Student Space Frame," *International Journal of Engineering Research*, vol. 6, no. 4, pp. 5-10, 2019.
- [17] C. J. Bulgu, "Design a Space Frame Chassis for Light Weight Automobiles for Improved Safety and Reliability," *Mechanical Engineering Research*, vol. 9, no. 2, 2020, doi: [10.5539/mer.v9n2p36](https://doi.org/10.5539/mer.v9n2p36).
- [18] T. Kristyadi, A. Putra, T. Santika, and L. Hartawan, "Stress Analysis of a Cross over Electric Car Chassis," *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, vol. 14, pp. 13-28, 2017.
- [19] V. V. Patel and R. I. Patel, "Structural analysis of a ladder chassis frame," *World Journal of Science and Technology*, pp. 5-8, 2012.
- [20] A. Singh, V. Soni, and A. Singh, "Structural Analysis of Ladder Chassis for Higher Strength." *IJETAE*, vol. 4, no. 2, 2014.
- [21] A. H. Kumar and V. Deepanjali, "Design & Analysis Of Automobile Chassis," *IJESIT*, vol. 5, no. 1, pp. 187-196, 2016.
- [22] D. R. Rajappan and M. Vivekanandhan, "Static and Modal Analysis of Chassis by Using Fea," *The International Journal Of Engineering And Science*, vol. 2, no. 2, pp. 63-73, 2013.
- [23] A. F. Nejad, "Structural analysis of new modular and lightweight automobile body structure", Technical University of Torino, Department of Mechanical and Aerospace. 2013.
- [24] A. Ciampaglia, D. Fiumarella, C. Boursier Niutta , R. Ciardiello , G. Belingardi. Impact response of an origami-shaped composite crash box: Experimental analysis and numerical optimization. *Composite Structures*, vol. 256, 2021.
- [25] I. Renreng, F. Djamaluddin, F. Furqani. Energy Absorption Analysis of aluminum Filled Foam Tube Under Axial Load using Finite Element Method with Cross Section Variations. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 875, 2020. doi: [10.1088/1757-899X/875/1/012060](https://doi.org/10.1088/1757-899X/875/1/012060)

- [26] Z. Li, Q. Yu, X. Zhao, M. Yu, P. Shi, and C. Yan, “Crashworthiness and lightweight optimization to applied multiple materials and foam-filled frontend structure of auto-body,” *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 9, no. 8, 2017, doi: [10.1177/1687814017702806](https://doi.org/10.1177/1687814017702806).
- [27] I. Renreng, F. Djamaluddin, and F. Furqani, “Energy Absorption Analysis of aluminum Filled Foam Tube Under Axial Load using Finite Element Method with Cross Section Variations,” *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, vol. 875, Jul. 2020, doi: [10.1088/1757-899X/875/1/012060](https://doi.org/10.1088/1757-899X/875/1/012060).
- [28] S. Boria, A. Scattina, G. Belingardi. Experimental evaluation of a fully recyclable thermoplastic composite. *Composite Structures*, vol. 140, pp. 21 – 35, 2016.
- [29] M. S. I. Shaik Dawood, A. L. A. Ghazilan, and Q. H. Shah, “Finite element analysis of a composite crash box subjected to low velocity impact,” *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, vol. 184, pp. 12 – 17, Mar. 2017, doi: [10.1088/1757-899X/184/1/012017](https://doi.org/10.1088/1757-899X/184/1/012017).
- [30] N. N. Hussain, S. P. Regalla, and Y. V. D. Rao, “Techniques for correlation of drop weight impact testing and numerical simulation for composite GFRP crash boxes using Ls-Dyna,” *International Journal of Crashworthiness*, pp. 1–17, 2020, doi: [10.1080/13588265.2020.1837478](https://doi.org/10.1080/13588265.2020.1837478).
- [31] A. Harrison, J. Christensen, C. Bastien, and S. Kanarachos, “Crashworthy structures for future vehicle architecture of autonomous pods and heavy quadricycles on public roads: A review,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 234, no. 1, pp. 3–16, 2020, doi: [10.1177/0954407019841195](https://doi.org/10.1177/0954407019841195).
- [32] C. Fragassa and A. Pavlovic, “Numerical Simulation of Crash Test For the Heavy Quadricycle,” *International Congress Motor Vehicles & Motors 2014*.
- [33] B. J. Hardy, *Comparison of safety requirements in quadricycles and cars final report*. Wokingham: Transport Research Laboratory, 2008. Διαθέσιμο online: <http://www.trl.co.uk/reports-publications/trl-reports/report/?reportid=6934> (πρόσβαση στις 29 Ιουλίου 2021).
- [34] E. Sadeghipour, F. Duddeck, and M. Lienkamp, “Crash Compatibility of Microcars: A Study on Current Test Approaches,” 2014. doi: [10.13140/RG.2.1.2989.9361](https://doi.org/10.13140/RG.2.1.2989.9361).
- [35] H. Davies, C. Bastien, “An approach for the crash safety assessment of smaller and lightweight vehicles” *Transport Policy*, vol. 105, 2021.
- [36] E. Dux, L. Eckstein, M. Wolkenstein, G. D’Addetta, and P. Luttenberger, “A mobile deformable barrier test for the front crash assessment of future urban microcars,” 2015.
- [37] U. Heo, S.-K. Kim, M.-J. Song, I.-Y. Yang, and K.-H. Im, “Effectiveness evaluation for seat parts by seat belt anchorage strength analysis,” *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, vol. 12, no. 6, pp. 1031–1034, 2011, doi: [10.1007/s12541-011-0137-1](https://doi.org/10.1007/s12541-011-0137-1).
- [38] H. Mulla Salim, D. Yadv Sanjay, D. Shinde, and G. Deshpande, “Importance of Federal Motor Vehicle Safety Standards 207/210 in Occupant Safety - A Case Study,” *Procedia Engineering*, vol. 64, pp. 1099–1108, 2013, doi: [10.1016/j.proeng.2013.09.188](https://doi.org/10.1016/j.proeng.2013.09.188).

- [39] C. Yuce, F. Karpat, N. Yavuz, and G. Sendeniz, “A Case Study: Designing for Sustainability and Reliability in an Automotive Seat Structure,” *Sustainability*, vol. 6, no. 7, pp. 4608–4631, Jul. 2014, doi: [10.3390/su6074608](https://doi.org/10.3390/su6074608).
- [40] Sunnyclick. Διαθέσιμο online: <http://www.sunnyclick.com> (πρόσβαση στις 9 Μαρτίου 2021).
- [41] Ansys. Διαθέσιμο online: <https://www.ansys.com/blog/fundamentals-of-fea-meshing-for-structural-analysis> (πρόσβαση στις 22 Μαΐου 2021).
- [42] Χρήστενας, Ε. Μελέτη αντοχής και τοπολογική βελτιστοποίηση εμπρόσθιου ψαλιδιού ηλεκτρικής μοτοσυκλέτας. Χανιά: Πολυτεχνείο Κρήτης, Σχολή Μηχανικών Παραγωγής & Διοίκησης. 2020.
- [43] Μακρής, Π., Ψυλάκης, Γ. Μελέτη αντοχής μηχανολογικών κατασκευών με χρήση πεπερασμένων στοιχείων. Χανιά: Πολυτεχνείο Κρήτης, Σχολή Μηχανικών Παραγωγής & Διοίκησης. 2015.
- [44] G. Lu and T. X. Yu, *Energy absorption of structures and materials*. Boca Raton; Cambridge, England: CRC Press ; Woodhead Pub., 2003. Accessed: Διαθέσιμο online: <http://www.knovel.com/knovel2/Toc.jsp?BookID=2524> (πρόσβαση στις 10 Ιουνίου 2021).
- [45] N. Jones, *Structural Impact*, 2nd ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2011. doi: [10.1017/CBO9780511820625](https://doi.org/10.1017/CBO9780511820625).
- [46] W. WJ (Willem), “Improved vehicle crashworthiness design by control of the energy absorption for different collision situations,” 1999, doi: [10.6100/IR518429](https://doi.org/10.6100/IR518429).
- [47] L. Wågström, R. Thomson, B. Pipkorn, Structural adaptivity in frontal collisions: implications on crash pulse characteristics, *Int. J. Crashworthiness*. vol. 10, no. 4, pp. 371–378, 2005.
- [48] Euro NCAP. Διαθέσιμο online: <https://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/quadracycle-ratings-explained/> (πρόσβαση στις 18 Φεβρουαρίου 2021).
- [49] Μπάζιος, Π. Σχεδιασμός και μελέτη θυρών διθέσιου ηλεκτροκίνητου οχήματος σε συνθήκες πλάγιας πρόσκρουσης CAD/CAE. Χανιά: Πολυτεχνείο Κρήτης, Σχολή Μηχανικών Παραγωγής & Διοίκησης. 2015.
- [50] Livermore Software Technology Corporation, LS – Dyna Manual Volume I, Version R12, 2021.
- [51] T. Chotika, J. W. Biermann, and S. Koetnuyom, “Energy Absorption Analysis of Various Vehicles under Crash Test Simulation,” 2011.
- [52] C. C. Chou *et al.*, *Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection*. 1st edition. American Iron and Steel Institute, 2004.
- [53] midas NFX. Διαθέσιμο online: <https://www.midasoft.com/mechanical/products/midasnfx> (πρόσβαση στις 30 Μαΐου 2021).

- [54] P. Spanoudakis, E. Christenas, and N. C. Tsourveloudis, “Design and Structural Analysis of a Front Single-Sided Swingarm for an Electric Three-Wheel Motorcycle,” *Applied Sciences*, vol. 10, no. 17, pp. 6063 - 6081, 2020.
- [55] BETA CAE Systems, S.A. ANSA Version 21.1 x User’s Guide; BETA CAE Systems S.A.: Thessaloniki, Greece, 2020.
- [56] Varmintal. Διαθέσιμο online: <http://www.varmintal.com/aengr.htm> (πρόσβαση στις 10 Φεβρουαρίου 2021).
- [57] Μαρόπουλος, Σ. Σημειώσεις μαθήματος: Τριβολογία (Μηχανολόγων). Πανεπιστήμιο Δυτικής Μακεδονίας, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών. 2016.