



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών
Εργαστήριο Οχημάτων

Διπλωματική εργασία

Βουτσινάς Αρτέμιος

**Υπολογιστική προσομοίωση και βελτιστοποίηση καθίσματος
οχήματος**

Επιβλέπων: Δρ.-Μηχ. Δ. Κουλοχέρης
Επίκουρος Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Ιούλιος 2018

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα διπλωματική έχει ως στόχο την υπολογιστική προσομοίωση και βελτιστοποίηση μοντέλων παθητικών αναρτήσεων που δύναται να τοποθετηθούν σε κάθισμα οδηγού επιβατηγού οχήματος. Αρχικά, πραγματοποιήθηκε η υλοποίηση τριών προφίλ δρόμου διαφορετικής κατηγορίας που αποτέλεσαν την είσοδο σε ένα quarter car model για να λάβουμε την αντίστοιχη διέγερση του αμαξώματος, και στη συνέχεια μοντελοποιήθηκαν όλες οι αναρτήσεις καθισμάτων. Έπειτα, πραγματοποιήθηκε βελτιστοποίηση με χρήση γενετικών αλγορίθμων, ως προς τις βασικές παραμέτρους για το καθένα ξεχωριστά, με είσοδο την απόκριση του αμαξώματος για διέλευση του οχήματος από προφίλ δρόμου κατηγορίας A και στόχο την άνεση του οδηγού σε συνδυασμό με την μικρότερη δυνατή στατική παραμόρφωση της ανάρτησης του καθίσματος. Εν συνεχεία, οι βέλτιστες λύσεις που προέκυψαν χρησιμοποιήθηκαν για την προσομοίωση των καθισμάτων με είσοδο πάλι την απόκριση του αμαξώματος για διέλευση του οχήματος από άλλα δύο προφίλ δρόμου κατηγορίας B και C. Αντίστοιχη διερεύνηση έγινε μεταβάλλοντας την μάζα του επιβάτη με σκοπό τη μελέτη της ευαισθησίας των μοντέλων αυτών στη θέση ισορροπίας τους. Τέλος, σε κάθε μοντέλο έγινε προσομοίωση για τρεις βέλτιστες λύσεις και μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς καθίσματος και επιβάτη .

Αρχικά, γίνεται εισαγωγή για την σημασία της άνεσης και την ανάγκη για κατασκευή νέων καθισμάτων.

Στο Κεφάλαιο 1, παρουσιάζεται το υπολογιστικό μοντέλο του οχήματος, όπου περιγράφεται ο τρόπος υλοποίησης τυχαίων προφίλ δρόμου, καταλήγοντας στη δημιουργία τριών προφίλ βάσει της οδηγίας ISO-8608. Παρουσιάζεται αναλυτικά το μοντέλο οχήματος που θα χρησιμοποιηθεί με τις απαραίτητες εξισώσεις και τα αποτελέσματα των αποκρίσεων που θα χρειαστούν στα επόμενα.

Στο Κεφάλαιο 2, ακολουθεί αναλυτική περιγραφή όλων των μοντέλων αναρτήσεων καθισμάτων που θα μελετήθηκαν με πλήρη παράθεση του θεωρητικού υπόβαθρου και των εξισώσεων που τα διέπουν, ενώ με τον ίδιο τρόπο παρουσιάζεται στη συνέχεια και το μοντέλο του επιβάτη που θα χρησιμοποιηθεί.

Στο Κεφάλαιο 3, γίνεται αναφορά στις οδηγίες για την άνεση των επιβατών σύμφωνα με το ISO-2631.

Στο Κεφάλαιο 4, παρατίθεται εκτενής η θεωρία της βελτιστοποίησης καθώς και ο τρόπος που εφαρμόστηκε εδώ για τους σκοπούς της εργασίας, με τον απαραίτητο σχολιασμό για το κάθε μοντέλο ξεχωριστά.

Στο Κεφάλαιο 5, παρουσιάζονται αναλυτικά όλα τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τις διαδικασίες βελτιστοποίησης και προσομοίωσης. Πιο συγκεκριμένα, για το κάθε μοντέλο ξεχωριστά, παρουσιάζεται πρώτα η διερεύνηση της άνεσης με την στατική παραμόρφωση της ανάρτησης για προφίλ δρόμου κατηγορίας A, όπως προέκυψε από την βελτιστοποίηση με χρήση μετώπου Pareto. Πλήρης παράθεση των

αποτελεσμάτων των σχεδιαστικών παραμέτρων σε μορφή πινάκων, αλλά και σε διαγράμματα για τη μελέτη της συνεισφοράς τους στην άνεση. Έπειτα, γίνεται διερεύνηση της άνεσης με την αρχική παραμόρφωση για μεταβολές στη μάζα του επιβάτη και αντίστοιχη διερεύνηση για διαφορετικές κατηγορίες δρόμου.

Στο Κεφάλαιο 6, καταλήγουμε στα συμπεράσματα της παρούσας εργασίας και προτείνονται κατευθύνσεις για μελλοντική μελέτη.

Ολοκληρώνοντας την διπλωματική μου εργασία, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή κ. Δημήτρη Κουλοχέρη, του οποίου η διδασκαλία στις αίθουσες αποτέλεσε πηγή έμπνευσης να ασχοληθώ με το αντικείμενο της Δυναμικής Οχημάτων. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω την παρέα του εργαστηρίου και ιδιαίτερα τον υποψήφιο διδάκτορα Γιώργο Παπαϊωάννου για την αμέριστη βοήθεια και τη συνεχή καθοδήγησή του σε όλη τη διάρκεια εκπόνησης της εργασίας, αλλά και την ερευνήτρια Δρ. Κλειώ Βόσου για τις πολύτιμες συμβουλές της. Τέλος, θα ήθελα να εκφράσω την βαθύτατη ευγνωμοσύνη μου σε όσους με βοήθησαν και με στήριξαν, ο καθένας με τον δικό του ξεχωριστό τρόπο, καθ'όλη την διάρκεια φοίτησής μου στη σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π.

SUMMARY

This diploma thesis aims at computational simulation and optimization of passive suspension system models that can be placed in a driver's seat. Initially, three road profiles of different categories were made, which formed the inputs to a quarter car model to receive the corresponding body excitement, and then all the seat mounts were modeled. Then optimization was performed using genetic algorithms, with basic parameters for each one, with input of the body response to passage of the vehicle from category A road profiles and aiming at the comfort of the driver in combination with the least possible static distortion of the seat's suspension. The resulting optimal solutions were then used to simulate the seats by re-entering the body response to passage of the vehicle from two other road profiles of category B and C. A similar investigation was made by altering the passenger's mass in order to study the sensitivity of these models in their equilibrium position. Finally, for each model simulated three optimal solutions to study the dynamic behavior of the seat and passenger.

As an introduction, we refer at the importance of comfort and the need for the construction of new seats.

In Chapter 1, we present the vehicle's computational model, which describes how to implement random road profiles, resulting in the creation of three profiles under the ISO-8608 directive. We analyze the vehicle model to be used with the necessary equations and the results of the responses that will be needed next.

In Chapter 2, there is a detailed description of all seat suspension models that will be studied with a full citation of the theoretical background and the equations that govern them, while in the same way the model of the passenger to be used is presented below.

In Chapter 3, reference is made to the passenger comfort guidelines in accordance with ISO-2631.

In Chapter 4, the optimization theory as well as the way applied here for the purposes of the work with the necessary commentary, on each model separately, is outlined.

In Chapter 5, all the results obtained from the optimization and simulation processes are presented in detail. More specifically, for each model separately, the comfort test with the static deformation of the suspension for Class A road profiles is shown first, as a result of the Pareto front optimization. Complete listing of the results of the design parameters in the form of tables, as well as diagrams for studying their contribution to comfort. Then, comfort is investigated with the initial deformation for changes in the passenger's mass and corresponding investigation for different road categories.

In Chapter 6, the conclusions of this paper are set out and suggest guidelines for future study.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ	III
SUMMARY	V
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ	IX
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ	13
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ.....	17
ΕΙΣΑΓΩΓΗ	19
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΟΧΗΜΑΤΟΣ	23
1.1 ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ.....	23
1.2 ΜΟΝΤΕΛΑ ΟΧΗΜΑΤΩΝ.....	26
1.3 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ QUARTER CAR	26
1.3.1 Εξιιώσεις Quarter Car.....	27
1.3.2 Αποτελέσματα.....	28
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΑ ΜΟΝΤΕΛΑ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΚΑΘΙΣΜΑΤΩΝ	31
2.1 ΓΕΝΙΚΑ	31
2.2 ΠΑΘΗΤΙΚΗ ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΑΝΑΡΤΗΣΗ	32
2.3 ΑΝΑΡΤΗΣΗ QUASI-ZERO-STIFFNESS ΤΟΥ CARRELLA ET AL.	33
2.3.1 Περιγραφή.....	33
2.3.2 Εξιιώσεις.....	35
2.4 ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΧΑΜΗΛΩΝ ΣΥΧΝΟΤΗΤΩΝ ΤΟΥ THANH DANH LE ET AL.	38
2.4.1 Περιγραφή.....	38
2.4.2 Εξιιώσεις.....	41
2.5 ΜΗ ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΤΟΥ YAN ET AL.	42
2.5.1 Περιγραφή.....	42
2.5.2 Εξιιώσεις.....	45
2.6 ΜΟΝΤΕΛΟ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ KDAMPER	47
2.6.1 Περιγραφή.....	47
2.6.2 Εξιιώσεις.....	49
2.7 ΜΟΝΤΕΛΟ ΣΩΜΑΤΟΣ ΕΠΙΒΑΤΗ	51
2.7.1 Περιγραφή.....	51
2.7.2 Εξιιώσεις.....	52
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 ISO - 2631	55
3.1 Η ΒΑΣΗ ΠΟΥ ΣΤΗΡΙΖΕΤΑΙ ΤΟ ISO 2631 ΓΙΑ ΤΗΝ ΥΓΕΙΑ ΚΑΙ ΤΗΝ ΑΝΕΣΗ	55
3.2 ΟΔΗΓΙΕΣ ISO - 2631	55
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ.....	61
4.1 ΣΤΟΧΟΙ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ	62
4.2 ΜΕΘΟΔΟΙ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ	63
4.3 ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΑΝΑΔΡΟΜΗ ΕΞΕΛΙΚΤΙΚΩΝ ΑΛΓΟΡΙΘΜΩΝ	64
4.4 ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΕΞΕΛΙΚΤΙΚΟΥ ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΥ	65

4.4.1 Κωδικοποίηση ελεύθερων μεταβλητών	67
4.4.2 Τελεστής επιλογής γονέων.....	68
4.4.3 Τελεστές διασταύρωσης	68
4.4.4 Τελεστές μετάλλαξης	69
4.5 ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΓΕΝΕΤΙΚΟΥ ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΥ	69
4.6 ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΓΑ ΣΤΑ ΔΙΑΦΟΡΑ ΜΟΝΤΕΛΑ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	70
4.6.1 Μοντέλο κλασικής γραμμικής παθητικής ανάρτησης καθίσματος.	72
4.6.2 Μοντέλο Carrella et al.....	73
4.6.3 Μοντέλο Than Danh LE et al.	74
4.6.4 Μοντέλο Yan et al.	75
4.6.5 Μοντέλο KDamper	75
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ.....	77
5.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	77
5.2 ΚΛΑΣΙΚΟ ΠΑΘΗΤΙΚΟ ΚΑΘΙΣΜΑ	78
5.2.1 Διερεύνηση της RMS επιτάχυνσης με την στατική παραμόρφωση για προφίλ δρόμου κατηγορίας A	78
5.2.2 Διαγράμματα συμπεριφοράς μεταβλητών με την RMS επιτάχυνση και παρουσίαση πίνακα αποτελεσμάτων βελτιστοποίησης.....	78
5.2.3 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με την αρχική παραμόρφωση για διαφορετικές μάζες.....	83
5.2.4 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με αρχική παραμόρφωση σε διαφορετικά προφίλ δρόμου ...	84
5.3 ΜΟΝΤΕΛΟ CARRELLA.....	85
5.3.1 Διερεύνηση της RMS επιτάχυνσης με την στατική παραμόρφωση για προφίλ δρόμου κατηγορίας A	85
5.3.2 Διαγράμματα συμπεριφοράς μεταβλητών με την RMS επιτάχυνση και παρουσίαση πίνακα αποτελεσμάτων βελτιστοποίησης.....	85
5.3.3 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με την αρχική παραμόρφωση για διαφορετικές μάζες.....	92
5.3.4 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με αρχική παραμόρφωση σε διαφορετικά προφίλ δρόμου ...	92
5.4 ΜΟΝΤΕΛΟ THANH DANH LE	93
5.4.1 Διερεύνηση της RMS επιτάχυνσης με την στατική παραμόρφωση για προφίλ δρόμου κατηγορίας A	93
5.4.2 Διαγράμματα συμπεριφοράς μεταβλητών με την RMS επιτάχυνση και παρουσίαση πίνακα αποτελεσμάτων βελτιστοποίησης.....	94
5.4.3 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με την αρχική παραμόρφωση για διαφορετικές μάζες.....	100
5.4.4 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με αρχική παραμόρφωση σε διαφορετικά προφίλ δρόμου .	101
5.5 ΜΟΝΤΕΛΟ CAM-ROLLER	102
5.5.1 Διερεύνηση της RMS επιτάχυνσης με την στατική παραμόρφωση για προφίλ δρόμου κατηγορίας A	102
5.5.2 Διαγράμματα συμπεριφοράς μεταβλητών με την RMS επιτάχυνση και παρουσίαση πίνακα αποτελεσμάτων βελτιστοποίησης.....	102
5.5.3 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με την αρχική παραμόρφωση για διαφορετικές μάζες.....	108
5.5.4 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με αρχική παραμόρφωση σε διαφορετικά προφίλ δρόμου .	109
5.6 ΜΟΝΤΕΛΟ KDAMPER	109
5.6.1 Διερεύνηση της RMS επιτάχυνσης με την στατική παραμόρφωση για προφίλ δρόμου κατηγορίας A	109
5.6.2 Διαγράμματα συμπεριφοράς μεταβλητών με την RMS επιτάχυνση και παρουσίαση πίνακα αποτελεσμάτων βελτιστοποίησης.....	110

5.6.3 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με την αρχική παραμόρφωση για διαφορετικές μάζες.....	118
5.6.4 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με αρχική παραμόρφωση σε διαφορετικά προφίλ δρόμου .	118
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	121
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ : ΚΩΔΙΚΕΣ ΜΑΤΛΑΒ	125
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	131

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ

ΣΧΗΜΑ 0.1 ΣΥΣΤΑΤΙΚΑ ΜΕΡΗ ΚΑΙ ΠΕΡΙΟΧΕΣ ΓΙΑ ΤΗΝ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΤΗΣ ΑΝΘΡΩΠΙΝΗΣ ΑΝΤΙΔΡΑΣΗΣ ΣΕ ΔΟΝΗΣΕΙΣ	20
ΣΧΗΜΑ 1.1 ΔΙΑΜΗΚΕΣ ΚΑΙ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ	23
ΣΧΗΜΑ 1.2 ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΣΤΟ ΧΡΟΝΟ ΚΑΙ ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ ΚΑΤΗΓΟΡΙΑΣ Α, Β ΚΑΙ C	25
ΣΧΗΜΑ 1.3 QUARTER CAR MODEL	27
ΣΧΗΜΑ 1.4 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΤΗΣ ΚΑΘΕΤΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ ΤΟΥ ΠΑΤΩΜΑΤΟΣ ΤΗΣ ΚΑΜΠΙΝΑΣ	28
ΣΧΗΜΑ 1.5 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΤΗΣ ΚΑΘΕΤΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΠΑΤΩΜΑΤΟΣ ΤΗΣ ΚΑΜΠΙΝΑΣ	28
ΣΧΗΜΑ 1.6 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΤΗΣ ΚΑΘΕΤΗΣ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗΣ ΤΟΥ ΠΑΤΩΜΑΤΟΣ ΤΗΣ ΚΑΜΠΙΝΑΣ	29
ΣΧΗΜΑ 2.1 ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΩΝ ΕΙΔΩΝ ΚΑΘΙΣΜΑΤΩΝ	32
ΣΧΗΜΑ 2.2 ΠΑΘΗΤΙΚΟ ΚΑΘΙΣΜΑ ΜΕ ΑΝΑΡΤΗΣΗ	33
ΣΧΗΜΑ 2.3 ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΠΕΙΚΟΝΙΣΗ ΤΟΥ ΑΠΛΟΥΣΤΕΡΟΥ QZS ΣΤΗΝ ΕΠΙΘΥΜΗΤΗ ΘΕΣΗ ΙΣΟΡΡΟΠΙΑΣ	33
ΣΧΗΜΑ 2.4 ΤΥΠΙΚΟ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΔΥΝΑΜΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ ΣΕ QZS	34
ΣΧΗΜΑ 2.5 ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΠΕΙΚΟΝΙΣΗ ΤΟΥ ΑΠΛΟΥΣΤΕΡΟΥ QZS ΣΤΗΝ ΑΡΧΙΚΗ ΑΠΑΡΑΜΟΡΦΩΤΗ ΘΕΣΗ	34
ΣΧΗΜΑ 2.6 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΤΗΣ ΣΧΕΣΗΣ ΤΩΝ ΒΑΣΙΚΩΝ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ	36
ΣΧΗΜΑ 2.7 ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΠΕΙΚΟΝΙΣΗ ΔΥΝΑΜΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ QZS ΜΕ ΡΥΘΜΙΣΤΕΣ ΤΟΥ LAN ET AL.	37
ΣΧΗΜΑ 2.8 ΠΡΩΤΟΤΥΠΟ ΜΟΝΤΕΛΟΥ QZS ΜΕ ΡΥΘΜΙΣΤΕΣ ΤΟΥ LAN ET AL.	37
ΣΧΗΜΑ 2.9 ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΠΕΙΚΟΝΙΣΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ T.D. LE ΣΕ ΤΥΧΑΙΑ ΘΕΣΗ	39
ΣΧΗΜΑ 2.10 ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΠΕΙΚΟΝΙΣΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ T.D. LE (ΜΟΝΟ NSS)	39
ΣΧΗΜΑ 2.11 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΣΤΙΒΑΡΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ	40
ΣΧΗΜΑ 2.12 ΦΥΣΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ LFM	42
ΣΧΗΜΑ 2.13 ΤΡΙΔΙΑΣΤΑΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΤΗΣ ΜΗ ΓΡΑΜΜΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ	42
ΣΧΗΜΑ 2.14 ΜΗΧΑΝΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ CAM-ROLLER	43
ΣΧΗΜΑ 2.15 ΦΥΣΙΚΟ ΠΡΩΤΟΤΥΠΟ ΤΟΥ CAM-ROLLER SEAT	43
ΣΧΗΜΑ 2.16 ΜΗ ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	44
ΣΧΗΜΑ 2.17 CAM-ROLLER-SPRING	44
ΣΧΗΜΑ 2.18 ΜΟΝΤΕΛΟ KDAMPER	47
ΣΧΗΜΑ 2.19 ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΤΟΥ KDAMPER (Α) ΣΤΗ ΘΕΣΗ ΙΣΟΡΡΟΠΙΑΣ (Β) ΥΠΟ ΔΙΑΤΑΡΑΧΗ	48
ΣΧΗΜΑ 2.20 ΜΟΝΤΕΛΟ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ-ΟΔΗΓΟΥ	51
ΣΧΗΜΑ 3.1 ΤΥΠΙΚΑ ΕΥΡΗ ΣΥΧΝΟΤΗΤΩΝ ΚΑΙ ΜΕΓΕΘΩΝ ΕΝΔΙΑΦΕΡΟΝΤΟΣ ΓΙΑ ΤΗΝ ΜΕΛΕΤΗ MS, WBV ΚΑΙ ΗΤV	56
ΣΧΗΜΑ 3.2 ΣΥΣΤΗΜΑ ΣΥΝΤΕΤΑΓΜΕΝΩΝ 12 ΑΞΟΝΩΝ. ΟΙ ΑΡΧΕΣ ΤΩΝ ΑΞΟΝΩΝ ΕΙΝΑΙ (I) ΚΑΤΩ ΑΠΟ ΤΟ ΙΣΧΥΟ, (II) ΜΕΤΑΞΥ ΤΗΣ ΠΛΑΤΗΣ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΑΝΘΡΩΠΟΥ ΚΑΙ (III) ΚΑΤΩ ΑΠΟ ΤΑ ΠΟΔΙΑ	56
ΣΧΗΜΑ 3.3 ΦΙΛΤΡΑ ΣΥΧΝΟΤΗΤΩΝ ΓΙΑ ΤΗΝ ΣΤΑΘΜΙΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗΣ	59
ΣΧΗΜΑ 4.1 ΜΕΤΩΠΟ ΒΕΛΤΙΣΤΩΝ ΛΥΣΕΩΝ PARETO	63
ΣΧΗΜΑ 4.2 ΔΙΑΣΤΑΥΡΩΣΗ ΑΠΛΟΥ ΣΗΜΕΙΟΥ	68
ΣΧΗΜΑ 4.3 ΔΙΑΣΤΑΥΡΩΣΗ ΔΥΟ ΣΗΜΕΙΩΝ	69
ΣΧΗΜΑ 4.4 ΜΕΤΑΛΛΑΞΗ	69
ΣΧΗΜΑ 4.5 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΓΕΝΕΤΙΚΟΥ ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΥ	70
ΣΧΗΜΑ 4.6 ΔΙΑΘΕΣΙΜΟΣ ΧΩΡΟΣ ΓΙΑ ΤΗΝ ΤΟΠΟΘΕΤΗΣΗ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΣΕ ΚΑΘΙΣΜΑ	71
ΣΧΗΜΑ 5.1 ΜΕΤΩΠΟ PARETO ΤΟΥ ΚΛΑΣΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ	78
ΣΧΗΜΑ 5.2 ΣΤΑΘΕΡΑ ΕΛΑΤΗΡΙΟΥ	80
ΣΧΗΜΑ 5.3 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΑΠΟΣΒΕΣΗΣ	80
ΣΧΗΜΑ 5.4 ΜΕΤΑΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ ΣΤΟ ΚΑΘΙΣΜΑ	80
ΣΧΗΜΑ 5.5 ΜΕΤΑΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ ΣΤΟ ΚΕΦΑΛΙ	80
ΣΧΗΜΑ 5.6 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	81
ΣΧΗΜΑ 5.7 ΣΤΑΘΜΙΣΜΕΝΗ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	81
ΣΧΗΜΑ 5.8 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	81
ΣΧΗΜΑ 5.9 ΣΤΑΘΜΙΣΜΕΝΗ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	81
ΣΧΗΜΑ 5.10 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	82

ΣΧΗΜΑ 5.11 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	82
ΣΧΗΜΑ 5.12 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	82
ΣΧΗΜΑ 5.13 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	82
ΣΧΗΜΑ 5.14 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	82
ΣΧΗΜΑ 5.15 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	82
ΣΧΗΜΑ 5.16 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΕΛΑΤΗΡΙΟΥ	83
ΣΧΗΜΑ 5.17 ΜΕΤΩΠΟ PARETO ΤΟΥ ΚΛΑΣΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΓΙΑ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΕΣ ΜΑΖΕΣ	83
ΣΧΗΜΑ 5.18 ΜΕΤΩΠΟ PARETO ΚΛΑΣΙΚΗΣ ΠΛΑΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΓΙΑ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΑΤΗΓΟΡΙΑΣ Α, Β ΚΑΙ C	84
ΣΧΗΜΑ 5.19 ΜΕΤΩΠΟ PARETO ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ CARRELLA	85
ΣΧΗΜΑ 5.20 ΒΕΛΤΙΣΤΕΣ ΤΙΜΕΣ ΤΟΥ Γ (ΚΑΙ ΣΕ ΜΕΓΕΘΥΝΣΗ)	87
ΣΧΗΜΑ 5.21 ΛΟΓΟΙ ΣΤΑΘΕΡΩΝ ΤΩΝ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ	87
ΣΧΗΜΑ 5.22 ΑΠΟΣΤΑΣΗ ΠΡΟΣΔΕΣΗΣ ΑΠΟ ΤΟ ΤΟΙΧΩΜΑ ΤΩΝ ΟΡΙΖΟΝΤΙΩΝ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ	87
ΣΧΗΜΑ 5.23 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΑΠΟΣΒΕΣΗΣ C	87
ΣΧΗΜΑ 5.24 ΣΧΕΣΗ ΤΩΝ Α-Γ (ΚΑΙ ΣΕ ΜΕΓΕΘΥΝΣΗ)	88
ΣΧΗΜΑ 5.25 ΜΕΤΑΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ ΣΤΟ ΚΑΘΙΣΜΑ	88
ΣΧΗΜΑ 5.26 ΜΕΤΑΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ ΣΤΟ ΚΕΦΑΛΙ	88
ΣΧΗΜΑ 5.27 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	89
ΣΧΗΜΑ 5.28 ΣΤΑΘΜΙΣΜΕΝΗ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	89
ΣΧΗΜΑ 5.29 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	89
ΣΧΗΜΑ 5.30 ΣΤΑΘΜΙΣΜΕΝΗ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	89
ΣΧΗΜΑ 5.31 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	90
ΣΧΗΜΑ 5.32 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	90
ΣΧΗΜΑ 5.33 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	90
ΣΧΗΜΑ 5.34 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	90
ΣΧΗΜΑ 5.35 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	90
ΣΧΗΜΑ 5.36 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	90
ΣΧΗΜΑ 5.37 ΕΛΑΣΤΙΚΕΣ ΔΥΝΑΜΕΙΣ	91
ΣΧΗΜΑ 5.38 ΜΕΤΩΠΟ PARETO ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ CARRELLA ΓΙΑ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΕΣ ΜΑΖΕΣ	92
ΣΧΗΜΑ 5.39 ΜΕΤΩΠΟ PARETO ΓΙΑ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΑΤΗΓΟΡΙΑΣ Α, Β ΚΑΙ C	93
ΣΧΗΜΑ 5.40 ΜΕΤΩΠΟ PARETO ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ T.D. LE	93
ΣΧΗΜΑ 5.41 ΛΟΓΟΣ ΤΩΝ ΣΤΑΘΕΡΩΝ ΤΩΝ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ	94
ΣΧΗΜΑ 5.42 ΜΗΚΟΣ ΑΠΑΡΑΜΟΡΦΩΤΟΥ ΟΡΙΖΟΝΤΙΟΥ ΕΛΑΤΗΡΙΟΥ	94
ΣΧΗΜΑ 5.43 ΜΗΚΟΣ ΜΠΑΡΑΣ	94
ΣΧΗΜΑ 5.44 ΑΠΟΣΤΑΣΗ ΠΡΟΣΔΕΣΗΣ ΑΠΟ ΤΟΙΧΩΜΑ	94
ΣΧΗΜΑ 5.45 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΑΠΟΣΒΕΣΗΣ	96
ΣΧΗΜΑ 5.46 ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΗ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΣ Γ_1	96
ΣΧΗΜΑ 5.47 ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΗ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΣ Γ_2	96
ΣΧΗΜΑ 5.48 ΜΕΤΑΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ ΣΤΟ ΚΑΘΙΣΜΑ	96
ΣΧΗΜΑ 5.49 ΜΕΤΑΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ ΣΤΟ ΚΕΦΑΛΙ	96
ΣΧΗΜΑ 5.50 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	97
ΣΧΗΜΑ 5.51 ΣΤΑΘΜΙΣΜΕΝΗ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	97
ΣΧΗΜΑ 5.52 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	98
ΣΧΗΜΑ 5.53 ΣΤΑΘΜΙΣΜΕΝΗ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	98
ΣΧΗΜΑ 5.54 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	98
ΣΧΗΜΑ 5.55 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	98
ΣΧΗΜΑ 5.56 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	98
ΣΧΗΜΑ 5.57 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	98
ΣΧΗΜΑ 5.58 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	99
ΣΧΗΜΑ 5.59 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	99
ΣΧΗΜΑ 5.60 ΕΛΑΣΤΙΚΕΣ ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ	100
ΣΧΗΜΑ 5.61 ΜΕΤΩΠΟ PARETO ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ T. D. LE ΓΙΑ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΕΣ ΜΑΖΕΣ	100
ΣΧΗΜΑ 5.62 ΜΕΤΩΠΟ PARETO ΓΙΑ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΑΤΗΓΟΡΙΑΣ Α, Β ΚΑΙ C	101

ΣΧΗΜΑ 5.63 ΜΕΤΩΠΟ PARETO ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ CAM-ROLLER.....	102
ΣΧΗΜΑ 5.64 ΛΟΓΟΣ ΣΤΙΒΑΡΟΤΗΤΩΝ	104
ΣΧΗΜΑ 5.65 ΑΚΤΙΝΑ R.....	104
ΣΧΗΜΑ 5.66 ΑΠΟΣΤΑΣΗ D	104
ΣΧΗΜΑ 5.67 ΣΤΑΘΕΡΑ ΑΠΟΣΒΕΣΗΣ	104
ΣΧΗΜΑ 5.68 ΑΚΤΙΝΑ R (ΚΑΙ ΣΕ ΜΕΓΕΘΥΝΣΗ).....	104
ΣΧΗΜΑ 5.69 ΜΕΤΑΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ ΣΤΟ ΚΑΘΙΣΜΑ	105
ΣΧΗΜΑ 5.70 ΜΕΤΑΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ ΣΤΟ ΚΕΦΑΛΙ.....	105
ΣΧΗΜΑ 5.71 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ.....	105
ΣΧΗΜΑ 5.72 ΣΤΑΘΜΙΣΜΕΝΗ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ.....	105
ΣΧΗΜΑ 5.73 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	106
ΣΧΗΜΑ 5.74 ΣΤΑΘΜΙΣΜΕΝΗ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	106
ΣΧΗΜΑ 5.75 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ.....	106
ΣΧΗΜΑ 5.76 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	106
ΣΧΗΜΑ 5.77 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	106
ΣΧΗΜΑ 5.78 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	106
ΣΧΗΜΑ 5.79 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	107
ΣΧΗΜΑ 5.80 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	107
ΣΧΗΜΑ 5.81 ΕΛΑΣΤΙΚΕΣ ΔΥΝΑΜΕΙΣ	108
ΣΧΗΜΑ 5.82 ΜΕΤΩΠΟ PARETO ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ CAM-ROLLER ΓΙΑ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΕΣ ΜΑΖΕΣ	108
ΣΧΗΜΑ 5.83 ΜΕΤΩΠΟ PARETO ΓΙΑ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΑΤΗΓΟΡΙΑΣ Α, Β ΚΑΙ C	109
ΣΧΗΜΑ 5.84 ΜΕΤΩΠΟ PARETO ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΚDAMPER.....	110
ΣΧΗΜΑ 5.85 ΑΠΟΣΤΑΣΗ ΠΡΟΣΔΕΣΗΣ ΤΗΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΜΑΖΑΣ ΑΠΟ ΤΑ ΠΛΑΪΝΑ ΤΟΙΧΩΜΑΤΑ	113
ΣΧΗΜΑ 5.86 ΜΗΚΟΣ ΑΠΑΡΑΜΟΡΦΩΤΟΥ ΟΡΙΖΟΝΤΙΟΥ ΕΛΑΤΗΡΙΟΥ.....	113
ΣΧΗΜΑ 5.87 ΜΗΚΟΣ ΜΠΑΡΑΣ.....	113
ΣΧΗΜΑ 5.88 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΑΠΟΣΒΕΣΗΣ	113
ΣΧΗΜΑ 5.89 ΣΤΑΘΕΡΕΣ ΟΛΩΝ ΤΩΝ ΕΜΠΛΕΚΟΜΕΝΩΝ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ	113
ΣΧΗΜΑ 5.90 ΜΕΤΑΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ ΣΤΟ ΚΑΘΙΣΜΑ	114
ΣΧΗΜΑ 5.91 ΜΕΤΑΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ ΣΤΟ ΚΕΦΑΛΙ.....	114
ΣΧΗΜΑ 5.92 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ.....	115
ΣΧΗΜΑ 5.93 ΣΤΑΘΜΙΣΜΕΝΗ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ.....	115
ΣΧΗΜΑ 5.94 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	115
ΣΧΗΜΑ 5.95 ΣΤΑΘΜΙΣΜΕΝΗ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	115
ΣΧΗΜΑ 5.96 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ.....	115
ΣΧΗΜΑ 5.97 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	115
ΣΧΗΜΑ 5.98 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	116
ΣΧΗΜΑ 5.99 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	116
ΣΧΗΜΑ 5.100 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	116
ΣΧΗΜΑ 5.101 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΕΦΑΛΗΣ	116
ΣΧΗΜΑ 5.102 ΣΥΝΕΙΣΦΟΡΑ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΜΑΖΑΣ	117
ΣΧΗΜΑ 5.103 ΜΕΤΩΠΟ PARETO ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΚDAMPER ΓΙΑ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΕΣ ΜΑΖΕΣ	118
ΣΧΗΜΑ 5.104 ΜΕΤΩΠΟ PARETO ΓΙΑ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΑΤΗΓΟΡΙΑΣ Α, Β ΚΑΙ C	119
ΣΧΗΜΑ 6.1 ΜΕΤΩΠΟ PARETO ΓΙΑ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΑΤΗΓΟΡΙΑΣ Α.....	121

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ

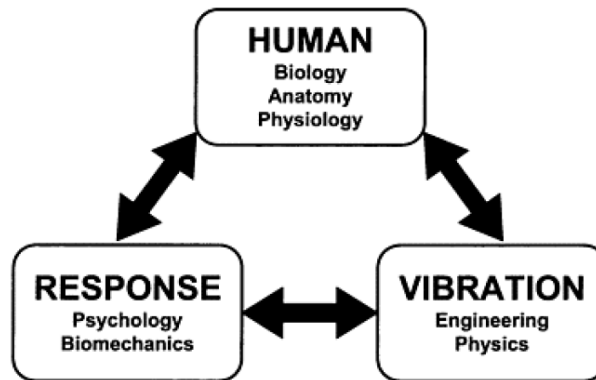
ΠΙΝΑΚΑΣ 0.1 ΙΔΙΟΣΥΧΝΟΤΗΤΕΣ ΜΕΛΩΝ ΤΟΥ ΑΝΘΡΩΠΙΝΟΥ ΣΩΜΑΤΟΣ	21
ΠΙΝΑΚΑΣ 1.1 ΚΑΤΗΓΟΡΙΕΣ ΠΟΙΟΤΗΤΑΣ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΩΝ.....	26
ΠΙΝΑΚΑΣ 1.2 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ QUARTER CAR MODEL.....	27
ΠΙΝΑΚΑΣ 2.1 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΜΟΝΤΕΛΟΥ CARRELLA	34
ΠΙΝΑΚΑΣ 2.2 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΤΗΑΝΗ ΔΑΝΗ LE.....	38
ΠΙΝΑΚΑΣ 2.3 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΜΟΝΤΕΛΟΥ CAM-ROLLER	45
ΠΙΝΑΚΑΣ 2.4 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΜΟΝΤΕΛΟΥ KDAMPER.....	48
ΠΙΝΑΚΑΣ 2.5 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΑΝΘΡΩΠΟΥ ΚΑΙ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ	53
ΠΙΝΑΚΑΣ 3.1 ΕΠΙΡΡΟΗ ΤΗΣ RMS ΣΤΟΝ ΑΝΘΡΩΠΟ	58
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.1 ΌΡΙΑ ΜΕΤΑΒΛΗΤΩΝ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ CLASSIC PASSIVE	73
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.2 ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΙ ΓΙΑ ΤΟ ΓΡΑΜΜΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ PASSIVE	73
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.3 ΌΡΙΑ ΜΕΤΑΒΛΗΤΩΝ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ SIMPLE QZS	73
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.4 ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΙ ΓΙΑ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ CARRELLA.....	74
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.5 ΌΡΙΑ ΜΕΤΑΒΛΗΤΩΝ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ LfvIM.....	74
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.6 ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΙ ΓΙΑ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ T.D. LE	74
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.7 ΌΡΙΑ ΜΕΤΑΒΛΗΤΩΝ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ CAM-ROLLER.....	75
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.8 ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΙ ΓΙΑ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ CAM-ROLLER	75
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.9 ΌΡΙΑ ΜΕΤΑΒΛΗΤΩΝ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ KDAMPER.....	76
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.10 ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΙ ΓΙΑ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ KDAMPER	76
ΠΙΝΑΚΑΣ 5.1 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ ΚΛΑΣΙΚΟΥ ΓΡΑΜΜΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ	79
ΠΙΝΑΚΑΣ 5.2 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ ΜΟΝΤΕΛΟΥ CARRELLA ET AL.	86
ΠΙΝΑΚΑΣ 5.3 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ ΜΟΝΤΕΛΟΥ T. D. LE	95
ΠΙΝΑΚΑΣ 5.4 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ CAM-ROLLER	103
ΠΙΝΑΚΑΣ 5.5 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ KDAMPER.....	111
ΠΙΝΑΚΑΣ 5.6 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ KDAMPER (ΣΥΝΕΧΕΙΑ)	112

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η ανησυχία του ανθρώπου για βελτίωση του βιοτικού του επιπέδου έχει οδηγήσει σε μια απίστευτη μεταμόρφωση των καθημερινών καθηκόντων στο σπίτι και τους χώρους εργασίας. Ειδικά στις εκβιομηχανισμένες χώρες έχει εξελιχθεί ήδη ο «καθήμενος» άνθρωπος (homo “sedens”) και τείνει να εξαπλωθεί παντού ανά την υδρόγειο. Το να κάθεται κανείς σε κάθισμα ενός οχήματος, όπως σε αυτοκίνητα, λεωφορεία, τρένα, κινούμενα γεωργικά μηχανήματα ή μηχανήματα εκτός δρόμου, πολύ συχνά συνδέεται με κραδασμούς. Καθώς αυτή η νέα τάση αυξάνεται, αυξάνεται και το ποσοστό των ανθρώπων που πάσχουν από ασθένειες, που οφείλονται κυρίως στην εργασία τους, με τους πόνους στην πλάτη να κυριαρχούν. Το γεγονός αυτό δεν πρέπει να μας αφήνει αδιάφορους, ενώ η διορατικότητα και λήψη προληπτικών μέτρων σε τέτοια θέματα πρέπει να τίθεται ως ζήτημα πρωτίστης σημασίας. Πολλές είναι οι έρευνες των τελευταίων χρόνων που προσπαθούν να αντιληφθούν το πρόβλημα και τις υποκείμενες αιτίες. Στην παρούσα εργασία γίνεται μια προσπάθεια να συγκεντρώσουμε και να εξετάσουμε καθίσματα με νέα χαρακτηριστικά σαν προληπτικές λύσεις, καθώς είναι γνωστή η σύνδεση θεμάτων υγείας και άνεσης με την έκθεση ολόκληρου του ανθρώπινου σώματος σε κραδασμούς.

Η λέξη άνεση που χρησιμοποιείται σε πολλές εργονομικές μελέτες και διεθνή πρότυπα μπορεί να οριστεί ως η συνειδητή ευεξία. Πολλοί είναι οι παράγοντες που συνδυάζονται για να καθορίσουν την αίσθηση της ευημερίας σε ένα άτομο μια οποιαδήποτε στιγμή. Οι κραδασμοί είναι μόνο ένας από αυτούς, χωρίς όμως να είναι ικανός να δώσει κάποια γενική πρόβλεψη για την πλήρη ικανοποίηση του ατόμου ως προς το περιβάλλον γύρω του. Η βελτίωση της άνεσης και η πρόληψη των βλαβών για την υγεία θεωρούνται συνυφασμένα και πρέπει να μελετώνται και να εξελίσσονται από κοινού, αφού η επιβάρυνση της υγείας ενός ατόμου επηρεάζει και την άνεσή του.

Είναι σύνηθες ο άνθρωπος να βιώνει κραδασμούς σε όλο του το σώμα τις περισσότερες ημέρες στη διάρκεια της ζωής του. Από έναν υπάλληλο γραφείου που μπορεί να ταξιδέψει με αυτοκίνητο, λεωφορείο ή τρένο, να χρησιμοποιήσει ποδήλατο ή μηχανή, έναν εργαζόμενο σε κάποιο εργοστάσιο ή υπηρεσία που θα οδηγήσει φορτηγό, ή τον γεωργό που θα οργώσει με το τρακτέρ, ο ταξιδιώτης που θα επιβιβαστεί σε αεροσκάφος, πλοίο ή μια βάρκα, αστροναύτες στο διάστημα, επαγγελματίες οδηγοί στα οδικά δίκτυα ή οδηγοί αγώνων στις πίστες, καθώς και επιβάτες σε κάθε είδους μέσο μεταφοράς μπορούν να εκτεθούν σε δονήσεις ολόκληρου του σώματος. Σε αυτά και σε πολλά άλλα περιβάλλοντα οι άνθρωποι είναι αυτοί που πρωτίστως εκτίθενται σε κραδασμούς, ενόσω κάθονται, και αυτό συμβαίνει σε ένα ευρύ φάσμα μεγεθών, κυματομορφών και διάρκειας. Οι κραδασμοί σε ολόκληρο το σώμα εμφανίζονται όταν ένας άνθρωπος υποστηρίζεται από μία ταλαντούμενη επιφάνεια και οι δονήσεις επηρεάζουν όλα τα μέρη του σώματός του, που θα έχουν τη δική τους ξεχωριστή δυναμική απόκριση. Οι τελευταίες είναι ευρέως γνωστές υπό τον όρο Whole Body Vibration (WBV).



Σχήμα 0.1 Συστατικά μέρη και περιοχές για την συμπεριφορά της ανθρώπινης αντίδρασης σε δονήσεις

Η ζήτηση, λοιπόν, για νέα συστήματα αναρτήσεων υψηλής απόδοσης αυξάνεται συνεχώς τα τελευταία χρόνια, καθώς πολλοί άνθρωποι ανησυχούν όλο και περισσότερο για την ποιότητα στην οδήγηση των οχημάτων, που συνδέεται άμεσα με την κόπωση των οδηγών, τη δυσφορία και τελικά την ασφάλεια. Καθώς τα ταξίδια αυξάνονται, οι οδηγοί εκτίθενται περισσότερο σε ταλαντώσεις προερχόμενες κυρίως από την αλληλεπίδραση της επαφής του οδοστρώματος με τους τροχούς του οχήματος. Έρευνες του συγκεκριμένου πεδίου έχουν δείξει ότι η έκθεση ολόκληρου του σώματος σε χαμηλές συχνότητες διέγερσης ευθύνονται για πολλούς προσωρινούς τραυματισμούς, ή ακόμα και μόνιμους. Οι συνεχείς βελτιώσεις στο σχεδιασμό των καθισμάτων είναι μια περιοχή τεράστιου ενδιαφέροντος των τελευταίων ετών. Ο ακατάλληλος σχεδιασμός και τα άβολα καθίσματα τείνουν να προκαλούν επιβλαβείς επιπτώσεις σε διάφορα μέρη του σώματος του οδηγού. Ο οδηγός είναι που πρέπει να βρίσκεται στο επίκεντρο, καθώς δέχεται περισσότερη κόπωση από τους υπόλοιπους επιβαίνοντες σε ένα όχημα. Αν το κάθισμα του οδηγού δεν είναι άνετο, η απόδοσή του ενδέχεται να μειωθεί και με έντονο τον κίνδυνο πιθανότητας κοπώσεως και διαφόρων άλλων μυοσκελετικών διαταραχών, θα μπορούσε να προκληθεί κάποιο ατύχημα. Το κάθισμα του αυτοκινήτου παίζει σημαντικό ρόλο στη βελτίωση της άνεσης ενός επαγγελματία οδηγού και διαδραματίζει σημαντικό ρόλο στην καθημερινότητα, καθότι από την συμπεριφορά του εξαρτώνται πολλά. Για την κατασκευή ενός καθίσματος λαμβάνονται υπόψη εργονομικοί παράγοντες, οι εσωτερικές διαστάσεις της καμπίνας του αμαξώματος (τεχνικά χαρακτηριστικά σχεδίασης) καθώς και ανθρωπομετρικά κριτήρια. Όλα αυτά οφείλουν να εφαρμόζονται ταυτόχρονα για την εκπλήρωση της άνεσης που προσδοκεί ο χρήστης.

Στην έρευνα σχετικά με την άνεση και την υγεία, όσον αφορά τις ταλαντώσεις, πρέπει να γίνει μια επιλογή στο εύρος της συχνότητας ενδιαφέροντος. Οι συχνότητες που υπερβαίνουν τα 15 Hz έχουν μεγαλύτερη επιρροή σε διαταραχές της όρασης, στην απόδοση της εργασίας και ως επακόλουθο στην υποκειμενική άνεση. Οι δονήσεις χαμηλής συχνότητας (<15 Hz) μπορούν να προκαλέσουν κακώσεις στην σπονδυλική στήλη (οστών ή συναρθρώσεων, νευρολογικές ή μυϊκές πέριξ αυτής) εξαιτίας της υψηλότερης ευαισθησίας της σε αυτό το εύρος.

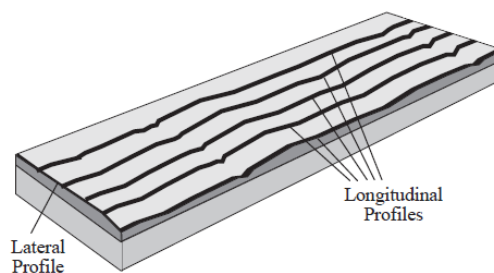
Πίνακας 0.1 Ιδιοσυχνότητες μελών του ανθρώπινου σώματος

Ιδιοσυχνότητες των μελών ανθρωπίνου σώματος σε καθιστή θέση κατά την κατεύθυνση z	
Μέλος του σώματος	Ιδιοσυχνότητα σε Hz
Κορμός	3-6
Θώρακας	4-6
Σπονδυλική Στήλη	3-5
Ύμνοι	2-6
Στομάχι	4-7
Οφθαλμοί	20-25

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 Υπολογιστικό μοντέλο οχήματος

1.1 Προφίλ δρόμου

Ως προφίλ δρόμου, ορίζεται ένα διδιάστατο κομμάτι από την επιφάνεια ενός δρόμου, κατά μήκος μίας φανταστικής γραμμής αυτού. Τα προφίλ κατά μήκος του κάθετου άξονα (lateral profiles) δείχνουν την ανύψωση και την κορυφή (peak) του δρόμου, όπως επίσης τις αυλακώσεις ή όποιες άλλες διαταραχές υπάρχουν. Τα διαμήκη προφίλ (longitudinal profiles) δείχνουν το βαθμό σχεδίασης του δρόμου και την σκληρότητα του.



Σχήμα 1.1 Διαμήκες και εγκάρσιο προφίλ δρόμου

Σε ένα προφίλ δρόμου επιλέγεται μία μέση γραμμή που είναι αντιπροσωπευτική της γεωμετρίας του δρόμου όταν είναι επιθυμητή η πειραματική του μοντελοποίηση. Εκτός της πειραματικής μοντελοποίησης των προφίλ των δρόμων, έχουν αναπτυχθεί και αρκετές υπολογιστικές μέθοδοι τόσο για την δημιουργία συγκεκριμένης γεωμετρίας όσο και τυχαίων προφίλ δρόμου. Στην πρώτη κατηγορία εμπίπτουν συγκεκριμένα προφίλ ή εμπόδια που παρουσιάζουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον για έρευνα, όπως εγκάρσια εμπόδια, σαμαράκια, λακκούβες και άλλα βασισμένα σε αρμονικές συναρτήσεις ημιτόνου. Στην δημιουργία τυχαίων προφίλ δρόμου έχουν αναπτυχθεί μέθοδοι με διαφορετικό βαθμό δυσκολίας και ακρίβειας στην προσομοίωση πραγματικών προφίλ.

Οι ανωμαλίες στην επιφάνεια του δρόμου προκαλούν διαταραχές που ταξινομούνται ως σοκ ή δόνηση. Η πρώτη περίπτωση σχετίζεται με διακριτές διαταραχές, οι οποίες συσχετίζονται συνήθως με υψηλότερα πλάτη, όπως ένα χτύπημα ή μια λακκούβα. Η δεύτερη συνδέεται με συνεχείς ανωμαλίες, όπως ένας μη ασφαλτοστρωμένος δρόμος. Και οι δύο τύποι έχουν διαφορετικές απαιτήσεις για το σύστημα ανάρτησης, αλλά για να το σχεδιάσει κανείς πρέπει να μπορούν να αντιμετωπιστούν και οι δύο αυτές εφαρμογές. Μία από τις σημαντικές πτυχές στην ανάλυση της δυναμικής συμπεριφοράς ενός οχήματος είναι το προφίλ δρόμου που χρησιμοποιείται ως συνάρτηση εισόδου. Οι δυναμικές ιδιότητες του συστήματος ανάρτησης του οχήματος, η ταχύτητα του οχήματος και η ανύψωση της ανομοιομορφίας του οδοστρώματος καθορίζουν τα επίπεδα κραδασμών. Έτσι, η παραγωγή προφίλ δρόμου αποτελεί ένα ισχυρό πλεονέκτημα για τους ερευνητές, καθώς τους επιτρέπει να δοκιμάζουν το όχημα υπό διαφορετικές οδικές συνθήκες. Η

πιο συνηθισμένη προσέγγιση στη βιβλιογραφία είναι η μελέτη ενός οχήματος υπό κάποιο εμπόδιο ή τυχαίο οδόστρωμα. Σε αυτή την εργασία, δημιουργήθηκαν τρία τυχαία οδικά προφίλ, όπως φαίνεται στο σχήμα 1.2.

Για τη δημιουργία τυχαίων προφίλ δρόμων σύμφωνα με το ISO 8606 χρησιμοποιείται ο υπολογισμός της φασματικής πυκνότητας ισχύος (power spectral density PSD). Βασικά στοιχεία που χρησιμοποιούνται για την δημιουργία τέτοιων προφίλ δρόμου είναι η χωρική συχνότητα που ορίζεται ως κύκλοι ανά μέτρο (cycles/meter), το προφίλ δρόμου που είναι οι διαφοροποιήσεις στο ύψος της επιφάνειας του δρόμου κατά μήκος μιας πορείας παράλληλης στο δρόμο, και η φασματική πυκνότητα ισχύος. Η χρήση του ISO 8608 βασίζεται στην υπόθεση ότι ένας δεδομένος δρόμος έχει ίσες στατιστικές ιδιότητες σε όλο το εύρος που θα κατηγοριοποιηθεί. Σύμφωνα με αυτή την υπόθεση η επιφάνεια του δρόμου είναι ένας συνδυασμός ενός μεγάλου αριθμού από μεγαλύτερα και μικρότερα περιοδικά σωμαράκια με διαφορετικά πλάτη. Ο συνδυασμός είναι ίδιος σε οποιαδήποτε σημείο κατά μήκος του δρόμου. Σύμφωνα με το ISO 8608, για να είναι δυνατή η σύγκριση διαφορετικών προφίλ σκληρότητας δρόμων, προτείνει μια κατηγοριοποίηση, η οποία βασίζεται στις φασματικές πυκνότητες ισχύος, υπολογιζόμενες με τυπικές τιμές: για την χωρική συχνότητα $n_0=0.1 \text{ cycles/m}$ και για τη χωρική γωνιακή συχνότητα $\Omega_0=1 \text{ rad/m}$.

Το τυχαίο προφίλ δρόμου δημιουργείται με βάση τον κανονισμό ISO 8608, ο οποίος ταξινομεί τα προφίλ σύμφωνα με την ποιότητα του οδοστρώματος. Το προφίλ μπορεί να αναπαρασταθεί από μία PSD (power spectral density) συνάρτηση, όπως φαίνεται στο σχήμα 1.2. Οι φασματικές πυκνότητες ισχύος των δρόμων παρουσιάζουν χαρακτηριστική πτώση στο μέγεθος με τον αριθμό κύματος. Για να προσδιοριστεί η φασματική πυκνότητα ισχύος, ή αλλιώς συνάρτηση PSD, είναι απαραίτητο να μελετηθεί η επιφάνεια προβολής σε σχέση με ένα επίπεδο αναφοράς. Τα τυχαία προφίλ δρόμου προσεγγίζονται από ένα PSD στην εξής μορφή:

$$\Phi(\Omega) = \Phi(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w} \quad (1)$$

Όπου $\Omega=2\pi/L$ σε rad/m υποδηλώνει τη γωνιακή χωρική συχνότητα, L είναι το μήκος κύματος, $\Phi(\Omega_0)$ σε $\text{m}^2/(\text{rad/m})$ περιγράφει τις τιμές του PSD στον αριθμό κύματος αναφοράς $\Omega_0=1 \text{ rad/m}$, $n=\Omega/2\pi$ είναι η χωρική συχνότητα, $n_0=0.1 \text{ cycle/m}$ και w είναι η κυματομορφή, που για τις περισσότερες επιφάνειες δρόμου είναι ίση με 2.

Βασιζόμενοι σε μελέτες των Tyan, Agostinacchio και Andren, τρία τυχαία προφίλ δρόμων κλάσεων A, B και C παράχθηκαν χρησιμοποιώντας ημιτονοειδή προσέγγιση. Εάν το όχημα υποθέσουμε ότι κινείται με μία σταθερή ταχύτητα V πάνω σε ένα τμήμα δρόμου με μήκος L_S , τότε ένα τυχαίο προφίλ δρόμου μπορεί να προσεγγιστεί από μία προσθήκη $N(\rightarrow\infty)$ ημιτονοειδών κυμάτων:

$$y(t) = \sum_{n=1}^N A_n \sin(n\omega_0 t - \varphi_n) \quad (2)$$

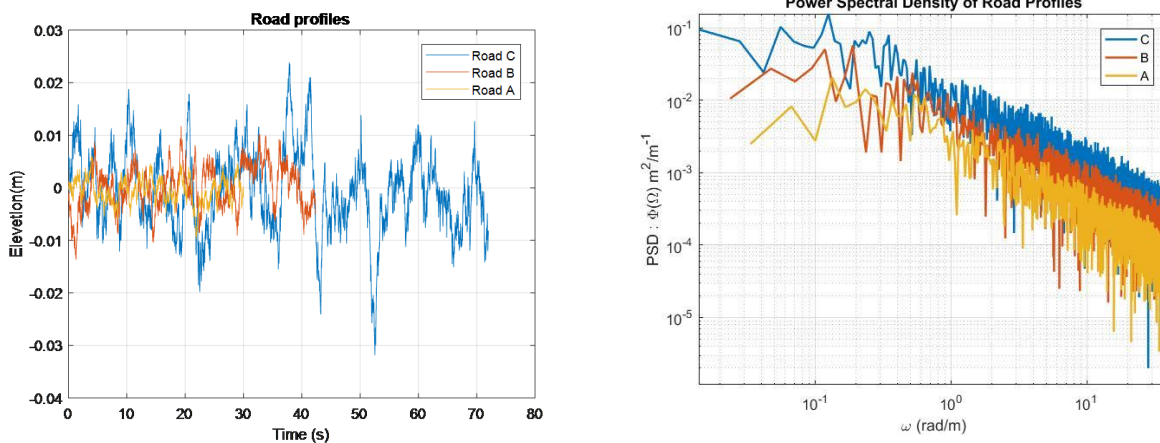
Όπου η θεμελιώδης προσωρινή συχνότητα είναι:

$$\omega_0 \triangleq V\Delta\Omega, \Delta\Omega \triangleq V\frac{2\pi}{L} \quad (3)$$

και το πλάτος A_i ορίζεται ως:

$$A_i = \sqrt{\Phi(\Omega_i) \frac{\Delta\Omega}{\pi}}, i = 1, \dots, N \quad (4)$$

Στην οποία είναι $\Delta\Omega = \frac{\Omega_N - \Omega_1}{N-1} \left(\frac{rad}{sec}\right)$, οι γωνίες φάσης $\varphi_n, n=1, \dots, N$ αντιμετωπίζονται ως τυχαίες μεταβλητές που ακολουθούν μια ομοιόμορφη κατανομή στο διάστημα $[0, 2\pi)$ και V είναι η ταχύτητα του οχήματος που θεωρείται σταθερή. Η ταχύτητα του οχήματος σε αυτές τις τρεις περιπτώσεις καθορίστηκε στα 120, 85 και 50 km/h για το κάθε προφίλ αντίστοιχα. Το προφίλ φαίνεται στα επόμενα διαγράμματα και σε χρονικά πεπερασμένα, αλλά και στο πεδίο της συχνότητας δεδομένα της κάθε περίπτωσης.



Σχήμα 1.2 Προφίλ δρόμου στο χρόνο και στο πεδίο συχνότητας κατηγορίας A,B και C

Υποθέτοντας τιμές για τα μεγέθη $\Phi(n_0)$ και $\Phi(\Omega_0)$, οι οποίες καθορίζονται από την οδηγία και παρουσιάζονται στον Πίνακα 1.1, αναγνωρίζονται 8 κατηγορίες προφίλ δρόμου (κατηγορίες A-H). Με σύγκριση των τιμών της φασματικής πυκνότητας των διαφορετικών κατηγοριών, φαίνεται ότι η κατηγορία A περιλαμβάνει δρόμους με μικρό επίπεδο σκληρότητας, και επομένως είναι πολύ καλής ποιότητας, αντίθετα με την κατηγορία H που αναφέρεται σε δρόμους με ιδιαίτερα αυξημένα επίπεδα σκληρότητας και συνεπώς περιλαμβάνει δρόμους πολύ χαμηλής (φτωχής) ποιότητας.

Για μια γρήγορη εκτίμηση της ποιότητας τραχύτητας ενός δρόμου μπορούμε να υιοθετήσουμε τα εξής:

1. Φρεσκοστρωμένοι δρόμοι, όπως για παράδειγμα με άσφαλτο ή στρώματα σκυροδέματος μπορεί να θεωρηθούν ότι έχουν καλή (B) ή ακόμα και πολύ καλή ποιότητα (A)
2. Παλαιότερα οδοστρώματα που δεν συντηρούνται ταξινομούνται ως μέτριας ποιότητας (C)
3. Χαλικόδρομοι ή άλλοι με παρόμοια υλικά στρωμένοι ταξινομούνται ως μέτριοι, ή κακής ποιότητας, φτωχοί (D) ή πολύ φτωχοί (E)

Στις προσομοιώσεις, η σκληρότητα της επιφάνειας του δρόμου σύμφωνα με το ISO 8606 προκύπτει από τις εξισώσεις

$$\Phi(\Omega) = \begin{cases} \Phi(\Omega_0)\Omega_1^{-2}, & \text{για } 0 \leq \Omega \leq \Omega_1 \\ \Phi(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-2}, & \text{για } \Omega_1 < \Omega \leq \Omega_N \\ 0, & \text{για } \Omega_N < \Omega \end{cases} \quad (5)$$

Όπου οι τιμές αναφοράς του PSD για $\Omega_0=1(\text{rad/m})$, $\Phi(\Omega_0)$ δίνονται από το ISO 8608 στον προηγούμενο πίνακα. Επίσης, προτείνει $\Omega_1=0.02\pi(\text{rad/m})$ και $\Omega_N=6\pi(\text{rad/m})$.

Πίνακας 1.1 Κατηγορίες ποιότητας προφίλ δρόμων

Road class	Degree of roughness $\Phi(n_0)$ ($10^{-6} \text{m}^2/(\text{cycle/m})$) where $n_0=0.1\text{cycle/m}$			Degree of roughness $\Phi(\Omega_0)$ (10^{-6}m^3) where $\Omega_0=1\text{rad/m}$		
	Lower limit	Geometric mean	Upper limit	Lower limit	Geometric mean	Upper limit
A	-	16	32	-	1	2
B	32	64	128	2	4	8
C	128	256	512	8	16	32
D	512	1024	2048	32	64	128
E	2048	4096	8192	128	256	512

1.2 Μοντέλα Οχημάτων

Σε μια υπολογιστική προσομοίωση, η ακρίβεια των αποτελεσμάτων διαδραματίζει καίριο ρόλο, ούτως ώστε το πείραμα να προσεγγίζει την πραγματικότητα. Για την μελέτη της δυναμικής των οχημάτων έχουν καθιερωθεί συγκεκριμένα μοντέλα υπολογισμού. Τα μοντέλα οχημάτων αποτελούν ουσιαστικά μαθηματικές αναπαραστάσεις των κάθετων κινήσεων του οχήματος. Προσομοιάζουν είτε ένα μέρος του οχήματος είτε ολόκληρο. Η αξιοπιστία της προσομοίωσης εξαρτάται από την πολυπλοκότητα του μοντέλου που χρησιμοποιείται. Τα πιο συνηθισμένα, περιλαμβάνουν μοντελοποίηση του ¼ του οχήματος (Quarter Car Model), του ½ του οχήματος (Bicycle Car/Half Car Model) και τέλος ολόκληρου του οχήματος (Full Car Model). Με ένα Quarter Car Model τα αποτελέσματα που θα εξαχθούν μπορεί να είναι αρκούτως αξιόπιστα, αλλά για την επίτευξη της καλύτερης δυνατής προσομοίωσης απαιτείται η χρήση ενός Full Car Model. Η επιλογή του τελευταίου, όμως, έχει ως μειονέκτημα την πολυπλοκότητα των εξισώσεων προς επίλυση, αλλά και τον αρκετά αυξημένο υπολογιστικό χρόνο που απαιτείται για τη λύση του. Τελικά, το πιο συνετό είναι να πραγματοποιηθούν αρχικές προσομοιώσεις με ένα σχετικά απλό μοντέλο, έτσι ώστε να υπάρξουν προκαταρκτικά αποτελέσματα, που θα χρησιμοποιηθούν καταλλήλως για να οδηγήσουν το πείραμα προς το καλύτερο δυνατό σενάριο, το οποίο μπορεί να δοκιμαστεί μετέπειτα σε ένα πιο περίπλοκο μοντέλο.

1.3 Περιγραφή Quarter Car

Το πιο απλό και διαδεδομένο μοντέλο «ενός τετάρτου» προσομοιώνει έναν τροχό και τη μάζα του οχήματος που μελετάμε. Το συγκεκριμένο μαθηματικό μοντέλο είναι απλό, τόσο ως προς την μελέτη, αλλά και ως προς την υλοποίησή του. Χρησιμοποιείται κυρίως για μελέτη των αναρτήσεων ενός οχήματος και συνεπώς της κατακόρυφης κίνησης του σώματος του οχήματος, παρέχοντας ικανοποιητικά

αποτελέσματα. Τα κύρια στοιχεία ενός quarter car μοντέλου, όπως παρουσιάζονται στο σχήμα 1.3, είναι η αναρτημένη μάζα m_s , η μη αναρτημένη μάζα m_u , που περιλαμβάνει την μάζα του τροχού και των δισκόφρενων του, καθώς και την ανάρτηση που τα συνδέει και έχει μοντελοποιηθεί με ένα ελατήριο (K_u) και ένα αποσβεστήρα (C_u) σε παράλληλη σύνδεση. Τέλος, ο τροχός μοντελοποιείται με ένα ελατήριο σταθεράς K_{Tu} . Οι βαθμοί ελευθερίας είναι δύο, ένας για την κάθετη μετατόπιση της αναρτημένης μάζας και ένας για την κάθετη μετατόπιση της μη αναρτημένης.

1.3.1 Εξισώσεις Quarter Car

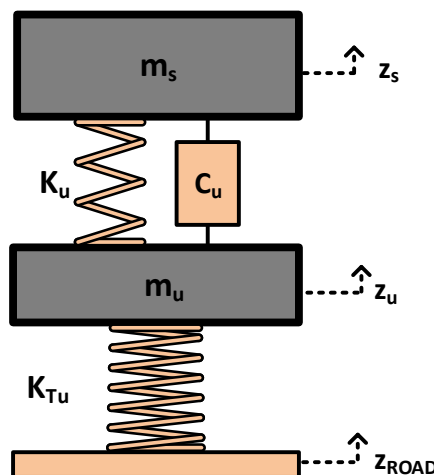
Ακολουθεί η παράθεση των βασικών εξισώσεων που διέπουν την κίνηση του οχήματος. Το σύστημα ανάρτησης θεωρείται παθητικό με γραμμικά στοιχεία (ελατήρια και αποσβεστήρας). Για την κατάστρωση των εξισώσεων χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος Lagrange, και η παράθεσή τους γίνεται στην μορφή εξισώσεων και όχι πινάκων, καθώς με τον τρόπο αυτό χρησιμοποιήθηκαν σε όλο το εύρος της εργασίας.

Εξίσωση αναρτημένης μάζας:

$$m_s \ddot{z}_s + K_u(z_s - z_u) + C_u(\dot{z}_s - \dot{z}_u) = 0 \quad (1)$$

Εξίσωση μη αναρτημένης μάζας:

$$m_u \ddot{z}_u - K_u(z_s - z_u) - C_u(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + K_{Tu}(z_u - z_{Road}) = 0 \quad (2)$$



Σχήμα 1.3 Quarter Car model

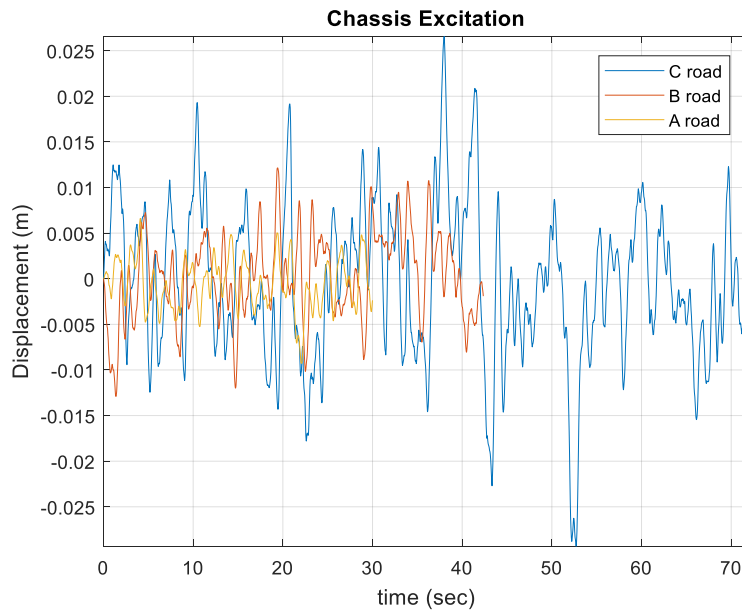
Συνοπτικά στον πίνακα 1.2 δίνονται οι περιγραφές όλων των μεγεθών του μοντέλου Quarter Car:

Πίνακας 1.2 Παράμετροι Quarter Car model

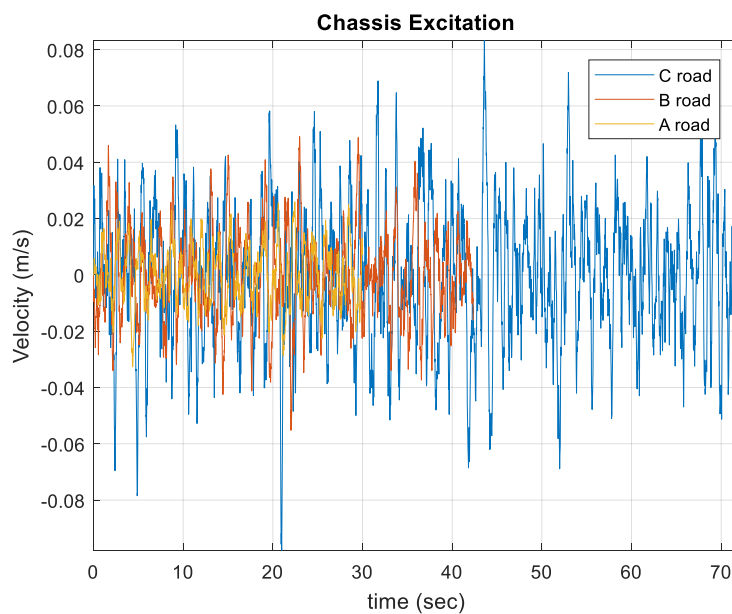
Σύμβολο	Περιγραφή	Τιμές
m_s	Αναρτημένη μάζα (1/4 Σώματος) [kg]	1140/4 kg
m_u	Μη αναρτημένη μάζα (Τροχός+Δισκόφρενα) [kg]	25 kg
K_u	Σταθερά ελατηρίου ανάρτησης [N/m]	30000 Ns/m
C_u	Συντελεστής απόσβεσης ανάρτησης [Ns/m}	2500 Ns/m
K_{Tu}	Σταθερά ελατηρίου τροχού [N/m]	200000 N/m

1.3.2 Αποτελέσματα

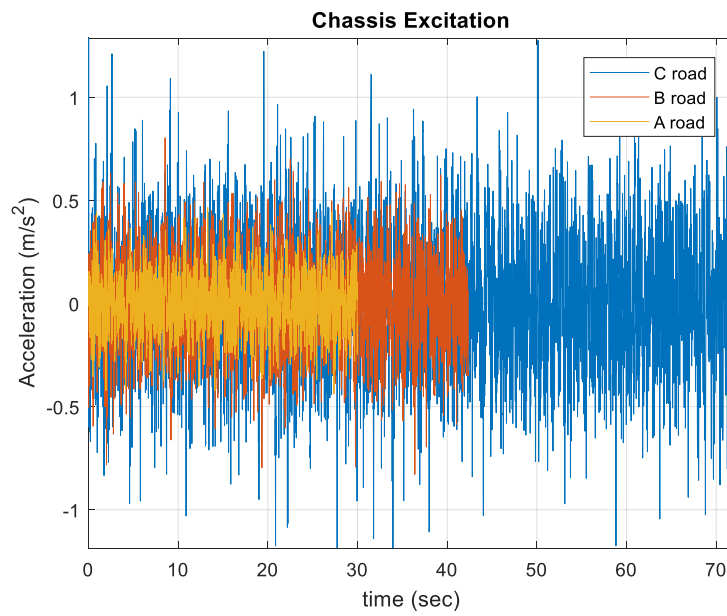
Το σώμα του οχήματος (m_s) διεγέρθηκε λαμβάνοντας ως είσοδο την μετατόπιση του οδοστρώματος (Z_{road}), όπως προέκυψε από την παραπάνω ανάλυση και φαίνεται στις εξισώσεις της προηγούμενης ενότητας. Τα διαγράμματα που ακολουθούν εμφανίζουν την απόκριση του αμαξώματος, η οποία με τη σειρά της θα αποτελεί την είσοδο στις εξισώσεις των καθισμάτων που μελετώνται στα επόμενα κεφάλαια. Παρατίθενται οι διεγέρσεις, για τα ξεχωριστά προφίλ δρόμων (Α, Β και C) που μελετήθηκαν, στο πεδίο του χρόνου.



Σχήμα 1.4 Διάγραμμα της κάθετης μετατόπισης του πατώματος της καμπίνας



Σχήμα 1.5 Διάγραμμα της κάθετης ταχύτητας του πατώματος της καμπίνας



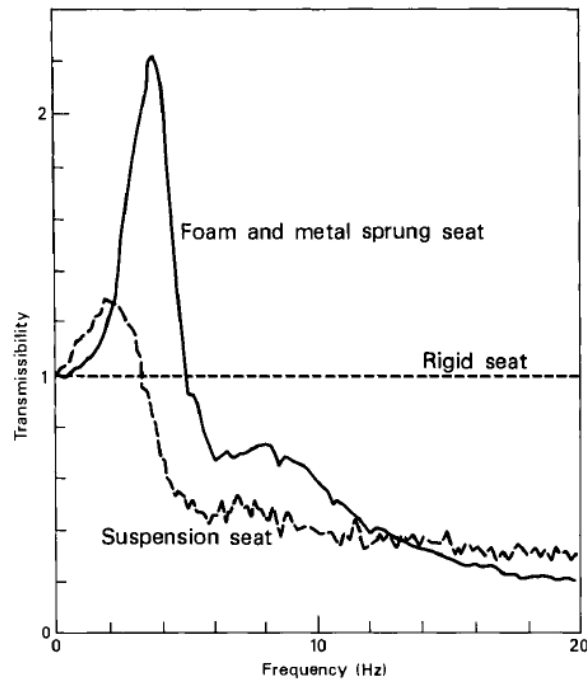
Σχήμα 1.6 Διάγραμμα της κάθετης επιτάχυνσης του πατώματος της καμπίνας

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 Υπολογιστικά μοντέλα δυναμικής συμπεριφοράς καθισμάτων

2.1 Γενικά

Ένα κάθισμα που εμπεριέχει έναν ανεξάρτητο μηχανισμό ανάρτησης στο εσωτερικό του διαφέρει τελείως από ένα συμβατικό, το οποίο αποτελείται ουσιαστικά από μία συμπαγή κατασκευή με προσθήκη μίας μαλακής επένδυσης (μαξιλάρι). Ο μηχανισμός ανάρτησης αποτελείται από κάποιου είδους ελατήρια και έναν αποσβεστήρα και μπορεί να τοποθετηθεί κάτω από το μαξιλάρι του καθίσματος ή μερικές φορές πίσω από την πλάτη αυτού. Η επιλογή των εξαρτημάτων βασίζεται στον τύπο του οχήματος για τον οποίο σχεδιάζεται το κάθισμα. Ο μηχανισμός αυτός αυξάνει σημαντικά το μέγεθος και το βάρος, όπως και το κόστος κατασκευής και ως εκ τούτου είναι κατάλληλος μόνο για εφαρμογές που μπορεί όντως να εγκατασταθεί. Η χαμηλή στιβαρότητα τέτοιων καθισμάτων προκαλεί τη στατική τους εκτροπή κατά αρκετά εκατοστά όταν φορτώνεται το βάρος ενός ατόμου. Συνήθως, περιορίζονται στα 100mm κάθετης μετατόπισης (διαδρομής ανάρτησης), ούτως ώστε η στιβαρότητα να ρυθμίζεται συγκριτικά με τη μάζα του υποκειμένου και να είναι δυνατή η λειτουργία γύρω από την επιλεγμένη θέση ισορροπίας. Για παράδειγμα, καθίσματα με αναρτήσεις συναντώνται συχνά σε μεγάλα οχήματα εκτός δρόμου, όπου το κάθισμα αποτελεί ένα μικρό ποσοστό της μάζας του συνολικού οχήματος (και κόστους), αλλά δεν είναι και τόσο πρακτικό για τοποθέτηση σε οχήματα δρόμου. Τα καθίσματα με ανάρτηση έχουν ασύγκριτα καλύτερη συμπεριφορά σε χαμηλές συχνότητες από τα συμβατικά, πράγμα που σημαίνει μείωση της έκθεσης του καθιζόμενου σε κραδασμούς. Παθητικά συστήματα ανάρτησης με χρήση χαλύβδινων ελατηρίων είναι τα πλέον συνηθισμένα και επιτρέπουν στο χρήστη να ρυθμίζει τη στιβαρότητα του ελατηρίου στην κατάλληλη τιμή.

Ένα πρόβλημα που γεννάται με τη χρήση τέτοιων μηχανισμών είναι όταν η ανάρτηση του καθίσματος φτάνει στο τέλος της διαδρομής της. Όταν το όχημα διασχίζει ένα μεγάλο εμπόδιο, τότε τα όρια της διαδρομής μπορούν να ξεπεραστούν προκαλώντας κρούση, καθώς ο μηχανισμός χτυπά τα όρια συμπίεσης ή επέκτασής του. Θεωρώντας ότι οι επιπτώσεις μπορούν να περιγραφούν από μια σοβαρή μορφή δονήσεων, είναι πιθανό ο κίνδυνος για την υγεία να είναι μεγαλύτερος από τους κινδύνους που αποφεύγονται κατά την ομαλή λειτουργία. Για να ελαχιστοποιηθεί η επιβράδυνση κατά την διάρκεια της πρόσκρουσης, τοποθετούνται στοπ ακραίου τερματισμού από καουτσούκ στα άκρα της διαδρομής ανάρτησης. Επομένως, οι επιπτώσεις πλέον ονομάζονται «τελικού σταδίου» (end stop impacts). Εδώ κάπου σημειώνεται και το εξής παράδοξο: η εισαγωγή τέτοιων παρεμβυσμάτων μειώνει την διαδρομή ανάρτησης και συνεπώς αυξάνει τη συχνότητα εμφάνισης τέτοιων περιστατικών (αν και είναι μικρότερης σοβαρότητας). Σε χαμηλές συχνότητες ενδέχεται η τριβή των εμπλεκόμενων μερών να μην επιτρέπει την λειτουργία της ανάρτησης σύμφωνα με το επιθυμητό, αλλά σε μεγαλύτερα μεγέθη παρατηρούνται σαφώς καλύτερα αποτελέσματα.



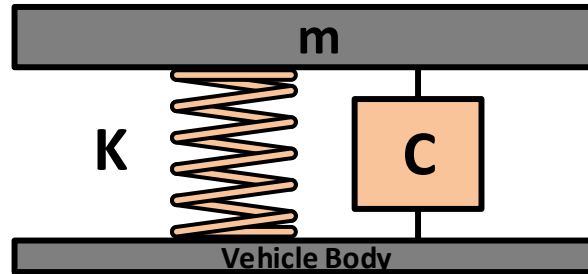
Σχήμα 2.1 Σύγκριση διαφορετικών ειδών καθισμάτων

Η απομόνωση ανεπιθύμητων κραδασμών είναι ένα πρόβλημα που επηρεάζει πολλές μηχανικές κατασκευές, και ο άνθρωπος σε όλο αυτό δεν μένει ανέπαφος. Οι κραδασμοί σε χαμηλές συχνότητες διέγερσης (0.5-5 Hz) αποτελούν τους κύριους παράγοντες κινδύνου για οσφυαλγίες ή ραχιαλγίες που επηρεάζουν σοβαρά την σωματική, μα και την ψυχική υγεία των οδηγών και των επιβατών, ενώ μειώνουν ακόμα και την αποδοτικότητα της εργασίας τους. Προκειμένου να αναβαθμιστεί η άνεση στην οδήγηση και η ασφάλεια για οδηγούς και επιβάτες, οι δονήσεις αυτές θα πρέπει να καταστέλλονται.

2.2 Παθητική γραμμική ανάρτηση

Το κλασικό μοντέλο 1BE που χρησιμοποιείται συχνά για την απομόνωση των δονήσεων μιας μάζας m , αποτελείται από ένα ελατήριο γραμμικής ακαμψίας και έναν αποσβεστήρα (σχήμα 2.2). Η εξασθένηση των κραδασμών επιτυγχάνεται μόνο για συχνότητες εισόδου μεγαλύτερες από $\sqrt{2}$ φορές την ιδιοσυχνότητα του συστήματος απομόνωσης. Για συχνότητες εισόδου κάτω από $(\frac{\sqrt{2}}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}})$ και ειδικά εκείνες που βρίσκονται κοντά στη φυσική συχνότητα, η στάθμη κραδασμών του απομονωμένου εξοπλισμού είναι στην πραγματικότητα αυξημένη σε σύγκριση με εκείνη της βάσης. Είναι προφανές ότι χρησιμοποίηση μιας μικρότερης ακαμψίας οδηγεί σε μια ευρύτερη περιοχή συχνοτήτων απομόνωσης. Ωστόσο, μικρότερη ακαμψία οδηγεί σε μεγαλύτερη στατική μετατόπιση της μάζας, και αυτή η σχέση μεταξύ της απομόνωσης και της στατικής μετατόπισης είναι γνωστή. Το εύρος συχνοτήτων στο οποίο λειτουργεί μια γραμμική παθητική ανάρτηση περιορίζεται συχνά από τη μέγιστη δυσκαμψία του ελατηρίου που απαιτείται για την υποστήριξη ενός στατικού φορτίου σταθερής μάζας και συνήθως το σύστημα μπορεί να προσφέρει μόνο καλή αποτελεσματικότητα για τις υψηλές συχνότητες διέγερσης.

Το γεγονός αυτό μπορεί να βελτιωθεί με τη χρήση μη γραμμικών υποστηρίξεων που ενσωματώνουν στοιχεία αρνητικής ακαμψίας (μηχανισμοί με ελατήρια) διαμορφωμένα κατά τέτοιο τρόπο, ώστε η δυναμική δυσκαμψία να είναι πολύ μικρότερη από τη στατική ακαμψία.



Σχήμα 2.2 Παθητικό κάθισμα με ανάρτηση

Μετατόπιση καθίσματος:

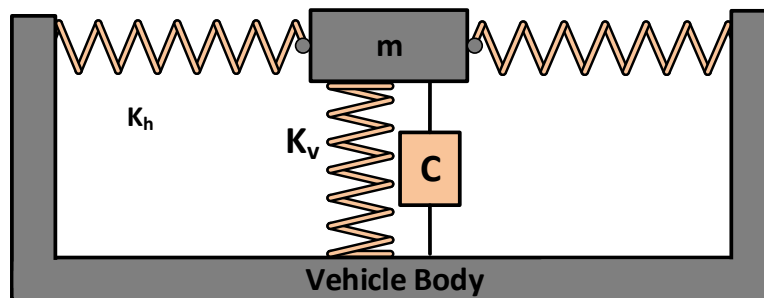
$$m\ddot{x} + K(x - z) + C(\dot{x} - \dot{z}) = 0 \quad (1)$$

Όπου z η μετατόπιση σε (m) και \dot{z} η ταχύτητα σε (m/s) ως είσοδοι από το πάτωμα του αμαξώματος.

2.3 Ανάρτηση quasi-zero-stiffness του Carrella et al.

2.3.1 Περιγραφή

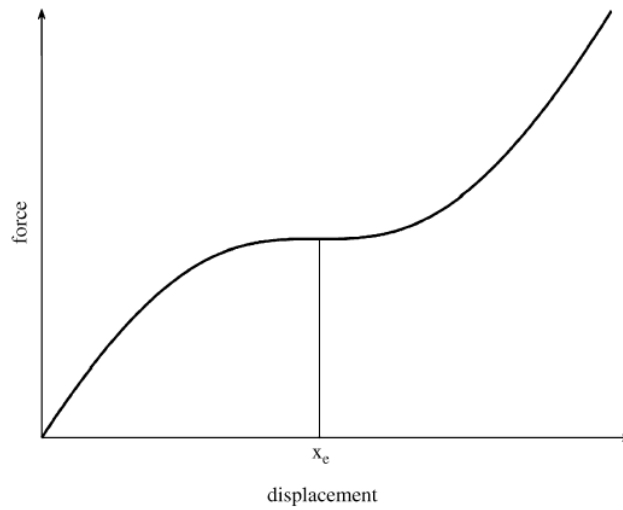
Γενικά, οι μηχανισμοί “quasi-zero-stiffness” (QZS) επιτυγχάνονται συνδυάζοντας ένα αρνητικό στοιχείο ακαμψίας με ένα στοιχείο θετικής δυσκαμψίας. Ένα απλό μοντέλο περιγράφεται από τον Carrella et al. Στο μοντέλο αυτό, όταν φορτίζεται με κατάλληλη μάζα όλα τα ελατήρια συμπιέζονται, έτσι ώστε τα κεκλιμένα (K_h) να βρίσκονται σε οριζόντια θέση και το στατικό φορτίο να λαμβάνεται εξ ολοκλήρου από το κατακόρυφο ελατήριο (K_v). Αυτή είναι η θέση στατικής ισορροπίας και η κίνηση γύρω από αυτή είναι αυτή που μας ενδιαφέρει. Κατ'αυτόν τον τρόπο τα κεκλιμένα δρουν ως αρνητική δυσκαμψία στην κατακόρυφη κατεύθυνση που αντισταθμίζει τη θετική ακαμψία του κάθετου ελατηρίου.



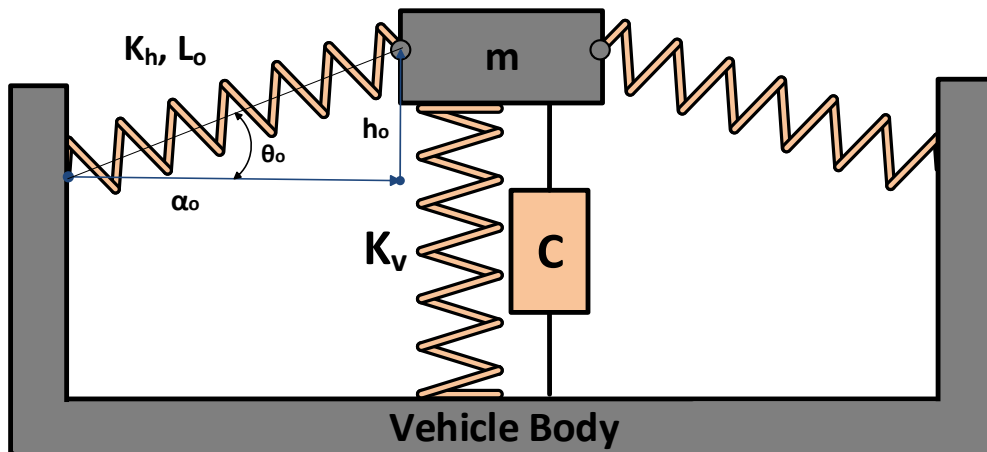
Σχήμα 2.3 Σχηματική απεικόνιση του απλούστερου QZS στην επιθυμητή θέση ισορροπίας

Πίνακας 2.1 Παράμετροι μοντέλου Carrella

Σύμβολο	Περιγραφή
K_h	Σταθερά οριζόντιου ελατηρίου [N/m]
K_v	Σταθερά κάθετου ελατηρίου [N/m]
L_o	Αρχικό μήκος απαραμόρφωτου οριζόντιου ελατηρίου [m]
h_o	Αρχική παραμόρφωση του κάθετου ελατηρίου [m]
θ_o	Αρχική γωνία κεκλιμένου ελατηρίου με το οριζόντιο επίπεδο [°]
α_o	Απόσταση σύνδεσης της μάζας από τοίχωμα [m]
g	Επιτάχυνση της βαρύτητας [m/s ²]
α	Λόγος σταθερών ελατηρίων



Σχήμα 2.4 Τυπικό διάγραμμα δύναμης μετατόπισης σε QZS



Σχήμα 2.5 Σχηματική απεικόνιση του απλούστερου QZS στην αρχική απαραμόρφωτη θέση

Μπορούμε να εξετάσουμε αρχικά την συμπεριφορά μονάχα των κεκλιμένων ελατηρίων, θεωρώντας το σύστημα της εικόνας, όπως φαίνεται αφαιρώντας το κάθετο ελατήριο K_v . Τα δύο γραμμικά ελατήρια, σταθεράς K_h , αρθρώνονται στα τοιχώματα και έχουν το καθένα αρχικό μήκος L_o . Η δύναμη του βάρους

εφαρμόζεται στις αρθρώσεις, όπου η απόσταση απ' τα τοιχώματα είναι a_0 , το ύψος h_0 από το οριζόντιο επίπεδο και η γωνία θ_0 .

2.3.2 Εξισώσεις

Η κάθετη συνιστώσα της εφαρμοζόμενης δύναμης που σχετίζεται με τα οριζόντια ελατήρια είναι

$$f = 2K_h(L_0 - L) \sin \theta \quad (1)$$

όπου L είναι το μήκος του συμπιεσμένου ελατηρίου και $\sin \theta = \frac{x}{L}$, είναι η γωνία, όπως φαίνεται στο σχήμα 3.5. Σημειώνοντας ότι

$$L_0 = \sqrt{h_0^2 + a_0^2} \quad (2)$$

και

$$L = \sqrt{(h_0 - x)^2 + a_0^2} \quad (3)$$

η εξίσωση (1) μπορεί να γραφτεί στη μορφή

$$f = 2K_h(h_0 - x) \left(\frac{\sqrt{h_0^2 + a_0^2}}{\sqrt{(h_0 - x)^2 + a_0^2}} - 1 \right) \quad (4)$$

με $\gamma = \frac{a_0}{L_0} = \cos \theta_0$ την γεωμετρική παράμετρο.

Όταν $\gamma=0$ τα κεκλιμένα ελατήρια είναι αρχικά κάθετα και όταν $\gamma=1$, αυτά κείτονται οριζόντια.

Στη στατική θέση ισορροπίας όλο το βάρος υποστηρίζεται από το κάθετο γραμμικό ελατήριο και ισχύει $K_v h_0 = mg$, ούτως ώστε τα κεκλιμένα να ευθυγραμμίζονται στο οριζόντιο επίπεδο.

Εξισώσεις Δυναμικής Συμπεριφοράς

Μετατόπιση σώματος γύρω από την στατική θέση ισορροπίας:

$$m\ddot{x} + C(\dot{x} - \dot{z}) + K_v h_0 - f - mg = 0 \quad (5)$$

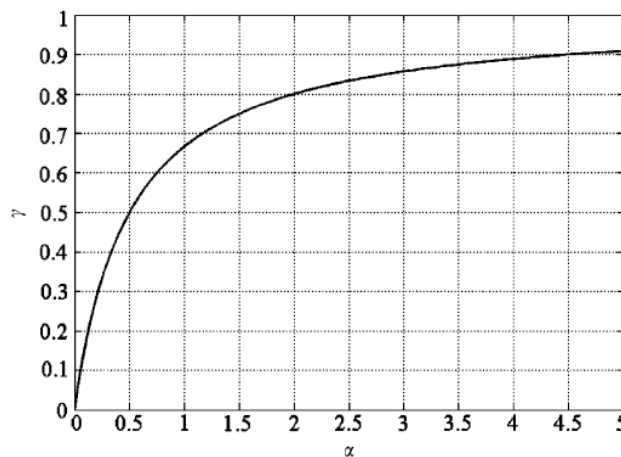
Αναπτύσσοντας κατά σειρά Taylor την f γύρω από τη θέση ισορροπίας $x=0$ κρατώντας τα στοιχεία μέχρι 3^{ου} βαθμού καταλήγουμε

$$m\ddot{x} + C(\dot{x} - \dot{z}) + K_v(x - z) - K_v \left(2\alpha \frac{1-\gamma}{\gamma} \right) (x - z) + K_v \left(\frac{a}{L_0^2 \gamma^3} \right) (x - z)^3 = 0 \quad (6)$$

Με z σημειώνεται η μετατόπιση της βάσης σε μέτρα (m) και \dot{z} η ταχύτητα σε (m/s^2) που αποτελούν τις εισόδους του συστήματος ανάρτησης.

Με $\alpha = K_h/K_v$, ορίζουμε τον λόγο σταθερών των ελατηρίων.

Υπάρχει μια μοναδική σχέση μεταξύ της γεωμετρικής παραμέτρου γ και του λόγου των σταθερών α , που αποφέρει τα επιθυμητά χαρακτηριστικά ενός σταθερού QZS $\gamma_{QZS} = 2\alpha/(2\alpha+1)$, ή για δοσμένο γ , είναι $\alpha_{QZS} = \gamma/2(1-\gamma)$ και η οποία επιβεβαιώθηκε στην ανάλυση καθώς θα δούμε παρακάτω στα αποτελέσματα. Οι δύο αυτές παράμετροι είναι εξαρτημένες και οι συνδυασμοί τους φαίνονται στο επόμενο γράφημα.



Σχήμα 2.6 Διάγραμμα της σχέσης των βασικών παραμέτρων

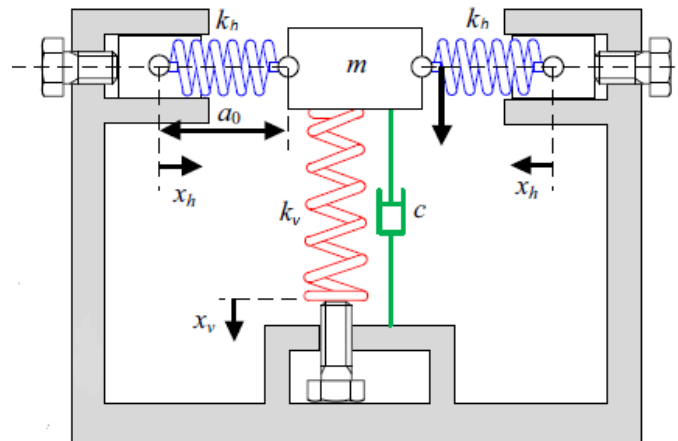
Για μικρές αρχικές γωνίες ($\gamma \approx 1$) τα κεκλιμένα ελατήρια πρέπει να είναι κατά πολύ σκληρότερα από το κάθετο. Όταν η αρχική γωνία κλίσης είναι μεταξύ 37° - 66° ($0.4 < \gamma < 0.8$) μπορούν να τοποθετηθούν τότε κάθετο και κεκλιμένα περίπου ίδιας στιβαρότητας, γεγονός όμως που αποφέρει μεγαλύτερες στατικές παραμορφώσεις των ελατηρίων.

Παρότι οι δύο παράμετροι μπορούν με κατάλληλο συνδυασμό να αποφέρουν ένα σύστημα QZS, υπάρχουν άπειροι συνδυασμοί αυτών. Ωστόσο, το εύρος των μετατοπίσεων, όπου η δυναμική ακαμψία είναι μικρότερη από αυτή του κάθετου μονάχα εξαρτάται πολύ περισσότερο από την γεωμετρική παράμετρο γ .

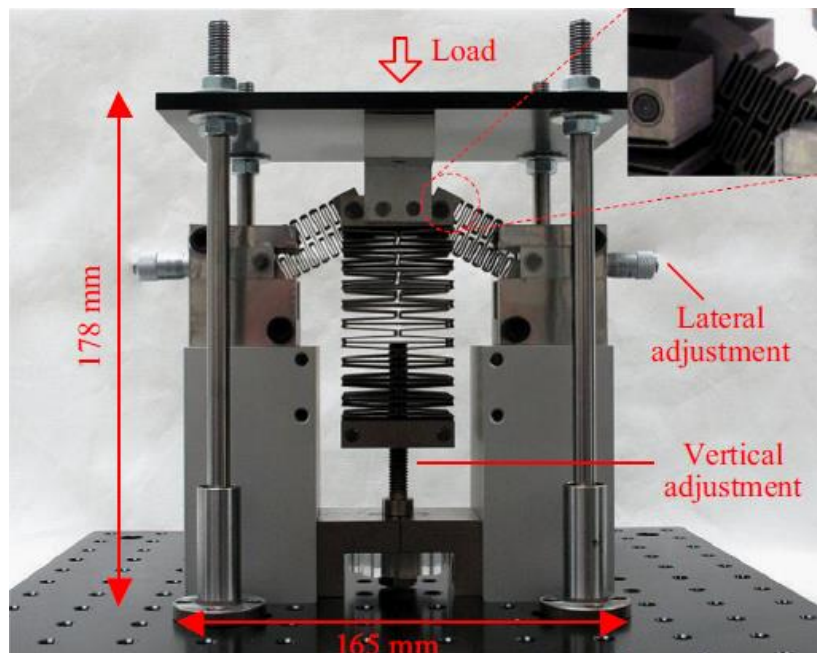
Παρόλα τα πλεονεκτήματα του να ενσωματώσει κανείς ελατήρια που ενεργούν ως αρνητική ακαμψία σε ένα σύστημα ανάρτησης όπως αυτό, υπάρχουν επίσης και κάποια αξιοσημείωτα μειονεκτήματα. Τα κεκλιμένα ελατήρια δρουν αρνητικά μόνο σε συγκεκριμένο εύρος μετατοπίσεων. Εκτός αυτού ενεργούν θετικά, αυξάνοντας τη στιβαρότητα του συστήματος. Το κόστος, λοιπόν, ενός τέτοιου μηχανισμού είναι ότι για μεγάλες διεγέρσεις από τη στατική θέση ισορροπίας η στιβαρότητα ολόκληρου του συστήματος μπορεί να αυξηθεί ίσως 2 και 3 φορές από αυτήν του κάθετου ελατηρίου μονάχα.

Παρακάτω φαίνεται η πρόταση του Chao-Chieh Lan et al. με εισαγωγή ρυθμιστών σε αντίστοιχο μοντέλο με του Carrella et al. που προσαρμόζουν όλα τα ελατήρια κατάλληλα, ώστε να επιτυγχάνεται η επιθυμητή

θέση ισορροπίας υπό τη φόρτιση με διαφορετικά βάρη (οδηγού-καθίσματος). Μεγάλη γωνία κλίσης, απαιτεί μεγαλύτερη ρύθμιση για να εξισορροπήσει συγκεκριμένη διαφορά βάρους. Αυτό που πραγματικά, όμως, επηρεάζει την λειτουργία της ανάρτησης είναι τα κεκλιμένα ελατήρια. Αυτά καθορίζουν το μέγεθος του καθίσματος, το εύρος απομόνωσης, και το αποτέλεσμα των ρυθμιστών. Εν συντομία, μια μεγάλη αρχική γωνία επιτυγχάνει καλύτερη ταλαντωτική συμπεριφορά και διευκολύνει τον κάθετο ρυθμιστή. Στον αντίποδα, όμως, παρουσιάζεται η ανάγκη για χρήση μεγαλύτερου κάθετου ελατηρίου που οδηγεί σε αύξηση του όγκου της εγκατάστασης, ούτως ώστε να χωρέσει το κάθετο και ο κατάλληλος ρυθμιστής.



Σχήμα 2.7 Σχηματική απεικόνιση δυναμικού μοντέλου QZS με ρυθμιστές του Lan et al.



Σχήμα 2.8 Πρωτότυπο μοντέλου QZS με ρυθμιστές του Lan et al.

Στο επόμενο σχήμα φαίνεται η πειραματική κατασκευή του Lan et al. με χρήση ορθογωνικών ελατηρίων σε μια προσπάθεια για επιτυχία υψηλής ακαμψίας με μικρότερο μέγεθος, αλλά και αποφυγή των ανεπιθύμητων ταλαντώσεων στο κάθετο επίπεδο του ελατηρίου, όπως θα συνέβαινε με τα σύνηθη ελικοειδή ελατήρια.

2.4 Ανάρτηση χαμηλών συχνοτήτων του Thanh Danh Le et al.

2.4.1 Περιγραφή

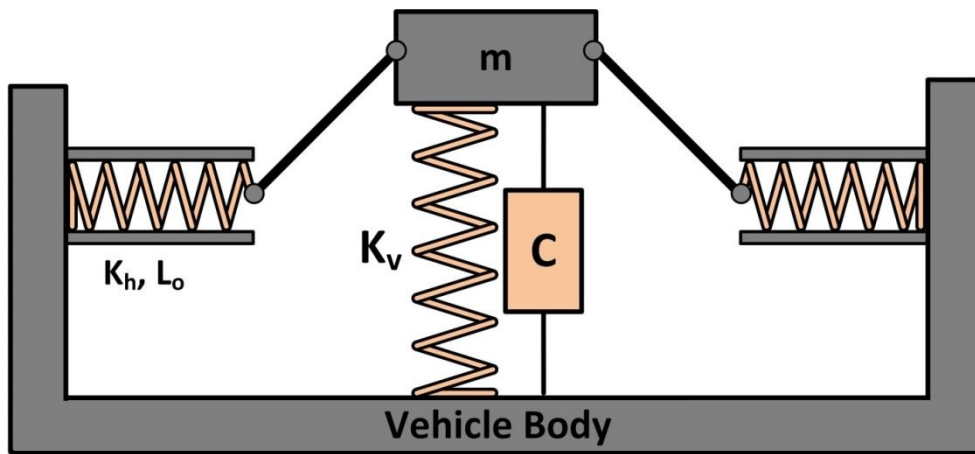
Για την βελτίωση της αποτελεσματικότητας απομόνωσης των δονήσεων του καθίσματος ενός οχήματος υπό χαμηλές συχνότητες διέγερσης προτείνεται ένα μοντέλο από τον T. Danh Le et al. Στηριγμένο στη φιλοσοφία του προηγούμενου QZS το κύριο χαρακτηριστικό του συστήματος αυτού, όπως και πριν, είναι η χρήση δύο συμμετρικών δομών αρνητικής δυσκαμψίας (negative stiffness structure - NSS) συνδεδεμένων παράλληλα με μια δομή θετικής δυσκαμψίας. Η διαδικασία σχεδίασης προκύπτει, ούτως ώστε η κορυφή συντονισμού της καμπύλης απόκρισης-συχνότητας να μετακινηθεί προς τα αριστερά, η ικανότητα στήριξης φορτίου του συστήματος να είναι ίδια με μια κλασική ανάρτηση, το συνολικό μέγεθος της κατασκευής να μειώνεται για πιο εύκολη πρακτική εφαρμογή και το σημαντικότερο, η καμπύλη απόκρισης-συχνότητας να ελαχιστοποιείται. Το προτεινόμενο σύστημα έχει μεγαλύτερη περιοχή συχνοτήτων που απομονώνει από εκείνη ενός συστήματος χωρίς NSS.

Πίνακας 2.2 Παράμετροι μοντέλου Thanh Danh Le

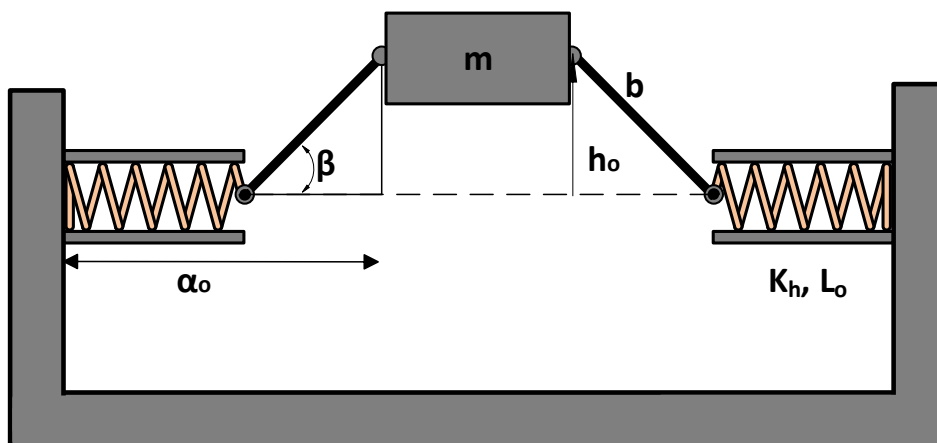
Σύμβολο	Περιγραφή
K_h	Σταθερά οριζόντιου ελατηρίου [N/m]
K_v	Σταθερά κάθετου ελατηρίου [N/m]
L_o	Αρχικό μήκος απαραμόρφωτου οριζόντιου ελατηρίου [m]
h_o	Αρχική παραμόρφωση του κάθετου ελατηρίου [m]
b	Μήκος μπάρας [m]
α_o	Απόσταση σύνδεσης της μάζας από τοίχωμα [m]
g	Επιτάχυνση της βαρύτητας [m/s^2]
α	Λόγος σταθερών ελατηρίων
γ_1	Γεωμετρική παράμετρος 1 = b/L_o
γ_2	Γεωμετρική παράμετρος 2 = α_o/L_o

Το μοντέλο καθίσματος του T.D. Le περιλαμβάνει δύο συμμετρικές δομές ακαμψίας στο κάθετο επίπεδο, έναν αποσβεστήρα (C) και ένα ελατήριο στήριξης φορτίου (κατακόρυφο ελατήριο K_v). Κάθε δομή αρνητικής ακαμψίας, η οποία απαρτίζεται από ένα οριζόντιο ελατήριο (σταθεράς K_h) σε σειρά με μια ράβδο (μήκους b), συνδέεται παράλληλα με το κατακόρυφο ελατήριο. Ένα άκρο του οριζόντιου ελατηρίου στερεώνεται στον τοίχο, ενώ το άλλο άκρο συνδέεται με τη μία πλευρά του μπλοκ οδηγού ολίσθησης, ο οποίος είναι ελεύθερος να ολισθαίνει στο οριζόντιο επίπεδο σε δύο παράλληλες τροχιές. Η άλλη πλευρά του μπλοκ ολίσθησης είναι στερεωμένη στο ένα άκρο της ράβδου μέσω μιας άρθρωσης. Το άλλο άκρο της ράβδου είναι αρθρωμένο στον εξοπλισμό απομόνωσης (μάζα m), ώστε να μπορεί να περιστραφεί γύρω από τον σύνδεσμο. Με βάση αυτή την απλή διαμόρφωση, ο εξοπλισμός απομόνωσης επιτρέπεται να

κινείται κατά μήκος της ολισθαίνουσας διαδρομής κατακόρυφα. Η δυναμική δυσκαμψία μπορεί ρυθμιστεί αλλάζοντας την απόσταση α_0 και το μήκος της ράβδου b ή μεταβάλλοντας την αναλογία α , που ορίζεται ως ο λόγος μεταξύ της ακαμψίας του οριζώντιου και του κατακόρυφου ελατηρίου (K_h/K_v). Αρχικά, στη θέση στατικής ισορροπίας που παρουσιάζεται από τη διακεκομμένη γραμμή (σχήμα 2.9), η μάζα διατηρείται σε ισορροπία από τη δύναμη συμπίεσης του κατακόρυφου ελατηρίου F_v , η οποία είναι ίση και αντίθετη με τη δύναμη βαρύτητας (mg). Επομένως, η χωρητικότητα του υποστηριζόμενου φορτίου του συστήματος εξαρτάται μόνο από την ακαμψία του κατακόρυφου ελατηρίου και την αρχική του παραμόρφωση. Η λειτουργία μιας τέτοιας κατασκευής βασίζεται στην προϋπόθεση ότι και τα τρία ελατήρια είναι πάντοτε συμπιεσμένα. Όταν η βάση διεγείρεται οδηγώντας την σε ταλάντωση, οι κραδασμοί μεταδίδονται στον εξοπλισμό απομόνωσης μέσω του κατακόρυφου ελατηρίου και του αποσβεστήρα. Το επίπεδο δόνησης της μάζας εξαρτάται από τη δυναμική ακαμψία του συστήματος απομόνωσης.



Σχήμα 2.9 Σχηματική απεικόνιση του μοντέλου T.D. LE σε τυχαία θέση



Σχήμα 2.10 Σχηματική απεικόνιση του μοντέλου T.D. LE (μόνο NSS)

Ο αρνητικός μηχανισμός θεωρείται όπως φαίνεται στο σχήμα, μόνο που το κάθετο ελατήριο και ο αποσβεστήρας αποκλείονται. Το βάρος που απομονώνεται αγνοείται προς το παρόν. Όπως φαίνεται από

το σχήμα η μάζα μετακινείται κατακόρυφα προς τα κάτω κατά x από την αρχική θέση από την δύναμη F που αντιτίθεται στη μετατόπιση. Το αποτέλεσμα είναι τα δύο οριζόντια ελατήρια να συμπιέζονται και να παράγεται μία συνισταμένη κάθετη δύναμη επαναφοράς στη μάζα.

Το ολικό έργο κατά την κατακόρυφο που εμφανίζεται στη μάζα προέρχεται ως εξής :

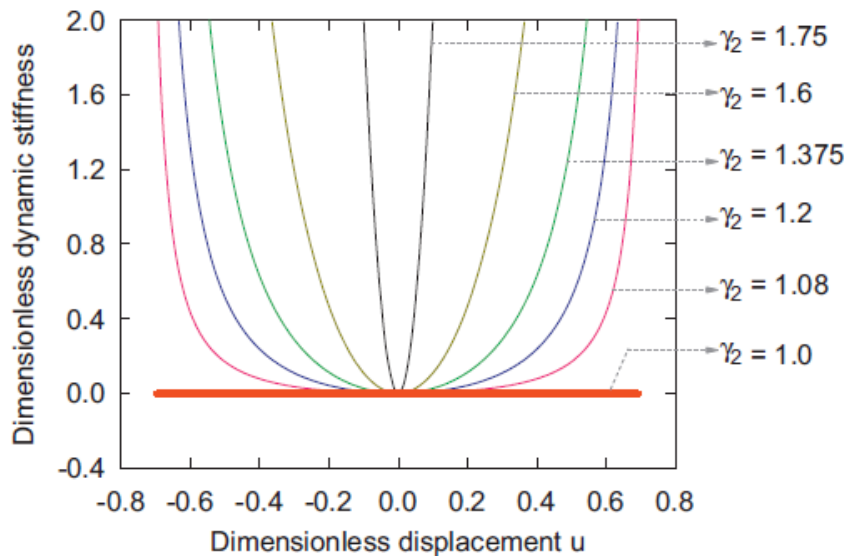
$$\delta U = F\delta x - 2F_h \tan(\beta)\delta x \quad (1)$$

Από την αρχή διατήρησης έργου διεξάγεται η επόμενη εξίσωση

$$F\delta x - F_h \tan(\beta)\delta x = 0 \quad (2)$$

Όπου $F_h = K_h(L_o - L_h)$ είναι η οριζόντια δύναμη ελατηρίου, β η γωνία της μπάρας με την οριζόντιο σε μοίρες και L_o , L_h είναι το αρχικό μήκος του απαραμόρφωτου οριζόντιου ελατηρίου και το μήκος του ελατηρίου σε τυχαία θέση αντίστοιχα. Το μήκος του κυλιόμενου μπλοκ εδώ θεωρείται αμελητέο.

Η σχέση μεταξύ των φυσικών παραμέτρων του συστήματος με την οποία η δυναμική στιβαρότητα του συστήματος στην θέση ισορροπίας είναι μηδέν είναι $\gamma_2 = 1 + \gamma_1(2\alpha - 1)/2\alpha$



Σχήμα 2.11 Διάγραμμα δυναμικής στιβαρότητας του συστήματος

Όπως φαίνεται στο παραπάνω διάγραμμα στην περίπτωση τιμών $\gamma_2=1$ και $\alpha=0.5$ η δυναμική στιβαρότητα είναι πάντοτε μηδενική σε οποιαδήποτε θέση κι αν βρίσκεται η μάζα. Ωστόσο, με αύξηση των τιμών της γ_2 το εύρος της επιτρεπόμενης μετατόπισης μειώνεται. Ως γνωστόν, το σύστημα που έχει το μεγαλύτερο εύρος μετατοπίσεων μπορεί να πραγματοποιήσει και την καλύτερη απόδοση απομόνωσης ταλαντώσεων. Επιπλέον, $\gamma_2=1$ και $\alpha=0.5$ είναι ο καλύτερος συνδυασμός τιμών για το σχεδιασμό ενός τέτοιου συστήματος. Μόνο που σε πρακτικές εφαρμογές αυτές οι τιμές είναι δύσκολο να εξασφαλιστούν εξαιτίας της ύπαρξης σφαλμάτων στο σχεδιασμό, την κατασκευή ή συναρμολόγηση κτλ. Συνεπώς, προκειμένου να επιτευχθεί χαμηλή δυναμική στιβαρότητα και να εξασφαλιστεί το όσο το δυνατόν

μικρότερο μέγεθος του συστήματος, σχεδιάζοντας έναν τέτοιο μηχανισμό, οι βασικές φυσικές παράμετροι του συστήματος συμπεριλαμβανομένου του λόγου των σταθερών α , και και των διαμορφωτικών παραμέτρων γ_1 και γ_2 θα πρέπει να ικανοποιούνται οι επόμενες συνθήκες.

$$a) \gamma_2 \approx 1 \text{ αλλά } \gamma_2 > 1$$

$$b) \gamma_2 - 1 \leq \gamma_1$$

$$c) \alpha < \frac{\gamma_1}{2(1+\gamma_1-\gamma_2)}$$

Οι παραπάνω συνθήκες εξασφαλίζουν ένα σύστημα που έχει το μεγαλύτερο δυνατό εύρος επιτρεπτών μετατοπίσεων για το οποίο η δυναμική στιβαρότητά του είναι σχεδόν μηδενική και το μέγεθος της κατασκευής το μικρότερο δυνατό. Επιπλέον, η καμπύλη απόκρισης-συχνότητας μειώνεται σημαντικά.

2.4.2 Εξισώσεις

Η κάθετη δύναμη επαναφοράς του συστήματος που εμφανίζεται είναι

$$f = K_v(\sqrt{b^2 - (a_o - L_o)^2} - x) + 2K_h\left(\frac{L_o}{\sqrt{b^2 - x^2}} - \frac{a_o}{\sqrt{b^2 - x^2}} + 1\right)x \quad (1)$$

$$h_o = \sqrt{b^2 - (a_o - L_o)^2} \quad \text{και} \quad mg = h_o K_v \quad (2)$$

$$\gamma_1 = \frac{b}{L_o} \quad (3)$$

$$\gamma_2 = \frac{a_o}{L_o} \quad (4)$$

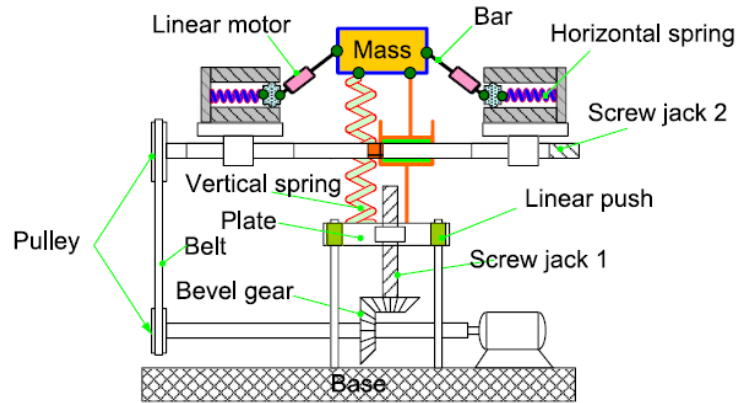
$$f = K_v(h_o - x) + 2K_h\left(\frac{1}{\sqrt{\gamma_1^2 - x^2}} - \frac{\gamma_2}{\sqrt{\gamma_1^2 - x^2}} + 1\right)x \quad (5)$$

Αναπτύσσοντας κατά σειρά Taylor την f γύρω από τη θέση ισορροπίας $x=0$ μέχρι 3^{ου} βαθμού λαμβάνεται κατά προσέγγιση η δυναμική εξίσωση του συστήματος στην σταθερή κατάσταση.

$$m\ddot{x} + C(\dot{x} - \dot{z}) + K_v\left(1 - 2\alpha\frac{1-\gamma_2+\gamma_1}{\gamma_1}\right)(x - z) + \alpha\frac{\gamma_2-1}{\gamma_1^3}\frac{K_v}{L_o^2}(x - z)^3 = 0 \quad (6)$$

Όπου z είναι η διέγερση της βάσης της καμπίνας του οχήματος σε (m) και \dot{z} η ταχύτητά της (m/s²) που είναι οι είσοδοι του συστήματος ανάρτησης.

Υπάρχει πειραματική κατασκευή του ιδίου.



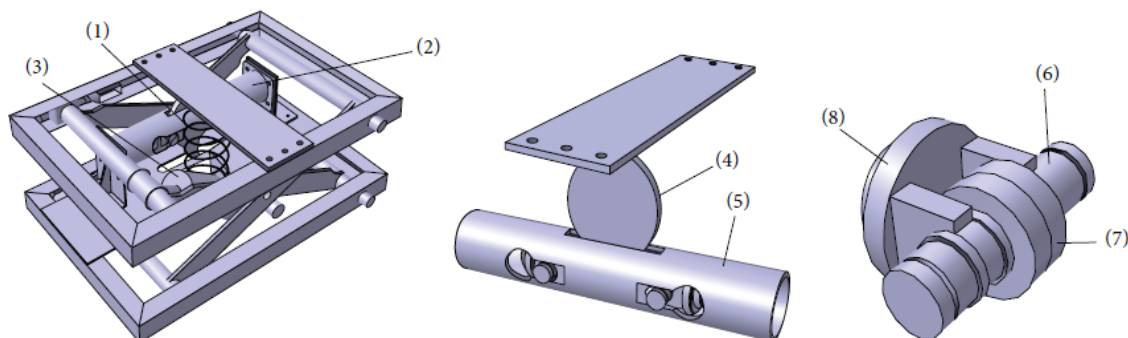
Σχήμα 2.12 Φυσικό μοντέλο LFVIM

Και εδώ, όπως είδαμε και στο προηγούμενο μοντέλο, υπάρχει η δυνατότητα με κατάλληλο μηχανισμό (Low frequency vibration isolator mechanism - LFVIM) να ελέγξουμε την επιθυμητή θέση ισορροπίας ανάλογα με το βάρος καθίσματος και οδηγού.

2.5 Μη γραμμική Ανάρτηση του Yan et al.

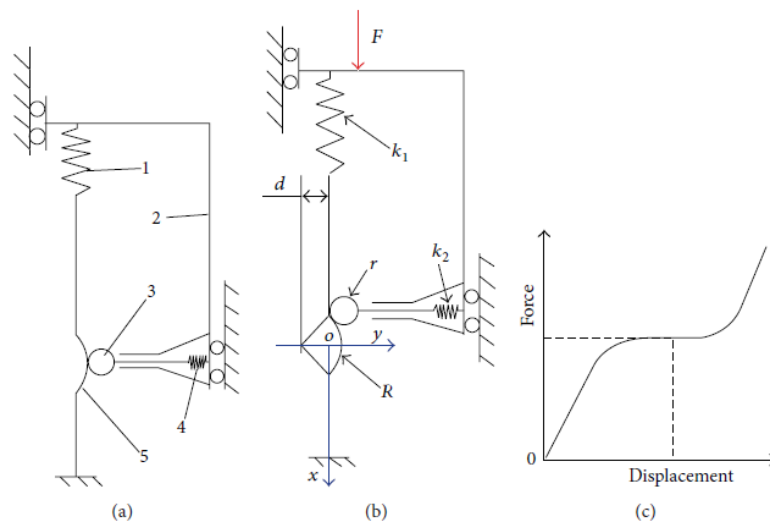
2.5.1 Περιγραφή

Μία καινοτόμος μη γραμμική ανάρτηση καθίσματος είναι το μοντέλο Cam-Roller-spring, όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 2.13. Η συγκεκριμένη ανάρτηση περιλαμβάνει ένα πλαίσιο, ένα κύριο ελατήριο (1), έναν μηχανισμό αρνητικής δυσκαμψίας (2) και έναν αποσβεστήρα (3). Ο μηχανισμός αρνητικής δυσκαμψίας με τη σειρά του περιλαμβάνει ένα στοιχείο καμπύλης ακμής (4), έναν σωλήνα (5), ένα ζεύγος αξόνων (6), ένα ζεύγος εδράνων (7), ένα ζεύγος τεμαχίων στήριξης (8) και δύο οριζόντια ελατήρια συνδεδεμένα στα άκρα του σωλήνα. Καθιζόμενος ένας οδηγός στο παρόν, το άνω πλαίσιο με το καμπύλο άκρο (4) κατέρχεται, τα έδρανα (7) κυλούν στο δίσκο καμπυλωμένης ακμής (4) και τα οριζόντια ελατήρια συμπιέζονται. Το σύστημα τελικά ισορροπεί και τα έδρανα έρχονται σε επαφή με τις κορυφές του εσωτερικού δίσκου (4). Κατά την οδήγηση εκτός δρόμου, οι κραδασμοί μεταδίδονται στο πλαίσιο ανάρτησης του καθίσματος οδηγού. Το εξάρτημα καμπύλης άκρης ανέρχεται και κατεβαίνει με το κέντρο ως σημείο ζυγостаθμησης απομονώνοντας έτσι τις δονήσεις.

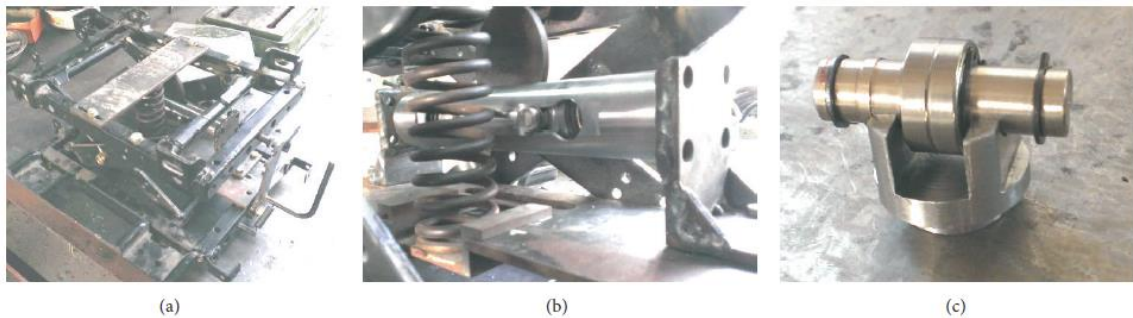


Σχήμα 2.13 Τριδιάστατο μοντέλο της μη γραμμικής ανάρτησης

Η προαναφερθείσα μη γραμμική ανάρτηση καθίσματος μπορεί να σχεδιαστεί σε ένα μηχανικό μοντέλο, όπως φαίνεται στο σχήμα που ακολουθεί.



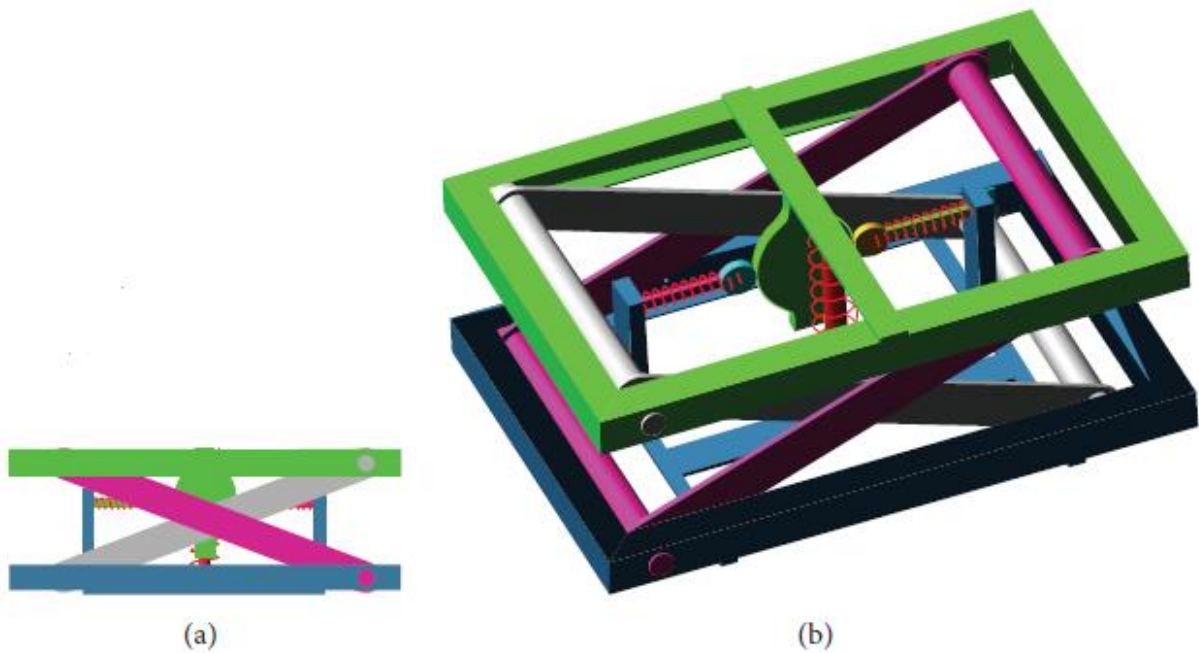
Σχήμα 2.14 Μηχανικό μοντέλο Cam-Roller



Σχήμα 2.15 Φυσικό πρωτότυπο του Cam-Roller seat

Εδώ, η ακαμψία του κύριου ελατηρίου (1) είναι K_v , η ισοδύναμη ακαμψία των οριζόντιων ελατηρίων (4) είναι K_h , το πλαίσιο (2) είναι το ανώτερο πλαίσιο του τύπου ψαλιδιού, ο κύλινδρος (3) είναι το έδρανο, η δομή (5) είναι το καμπύλο στοιχείο και η δύναμη F είναι η βαρύτητα του οδηγού. Όταν η δύναμη F αυξάνεται από το μηδέν μέχρι τη βαρύτητα του οδηγού, το πλαίσιο (2) κατεβαίνει και ο κύλινδρος (3) κυλά στην καμπύλη άκρη του εξαρτήματος (5). Τα μηχανικά χαρακτηριστικά ολόκληρου του συστήματος μπορούν να χαρακτηριστούν από υψηλή στατική ακαμψία και ταυτόχρονη χαμηλή δυναμική δυσκαμψία. Η προ-συμπίεση του κύριου ελατηρίου (1) θεωρείται ότι είναι u_1 , ενώ η προ-συμπίεση του οριζόντιου ελατηρίου είναι u_2 , η καμπυλωτή ακτίνα ακμής του εξαρτήματος (5) είναι R και η ακτίνα του κυλίνδρου (3) είναι r . Από στατικά πειράματα επιβεβαιώνονται τα αποτελέσματα της θεωρητικής ανάλυσης και η τριβή αναφέρεται ως ο κύριος παράγοντας που προκαλεί αποκλίσεις μεταξύ της θεωρίας και των καμπυλών των μετρήσεων. Όταν οι παράμετροι ταιριάζουν καλά, ολόκληρο το σύστημα ανάρτησης δύναται να επιτύχει πραγματική μηδενική ακαμψία και η μη γραμμική απόδοση της ανάρτησης του καθίσματος μπορεί να αλλάξει ανάλογα με το βάρος του εκάστοτε οδηγού ρυθμίζοντας την προ-συμπίεση του κύριου ελατηρίου. Η απόσβεση, πρέπει να αντιστοιχεί σε στατικά χαρακτηριστικά, δεδομένης μιας πιο επίπεδης στατικής

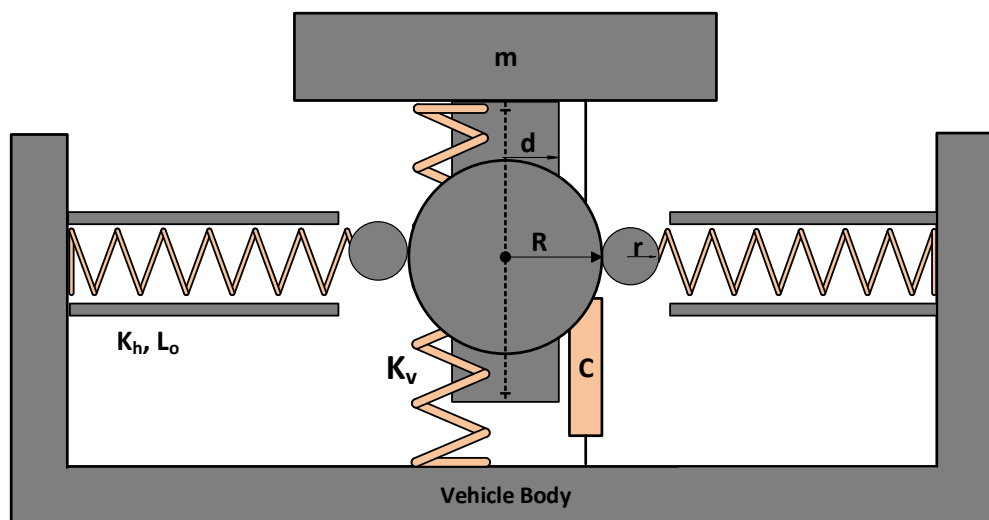
χαρακτηριστικής καμπύλης, και η αντίστοιχη τιμή της πρέπει να είναι σχετικά μικρή για να αποφευχθεί η μείωση της απόδοσης στην απομόνωση των δονήσεων.



Σχήμα 2.16 Μη γραμμική ανάρτηση καθίσματος

Οι παρακάτω παράμετροι πρέπει να ακολουθούν βασικούς γεωμετρικούς περιορισμούς για την ύπαρξη αλλά και επιτυχία μιας τέτοιας ανάρτησης.

$$r > 0, d > 0, R > d, u_1 \geq 0, u_2 \geq 0 \quad (1)$$



Σχήμα 2.17 Cam-Roller-spring

Πίνακας 2.3 Παράμετροι μοντέλου Cam-Roller

Σύμβολο	Περιγραφή
K_h	Σταθερά οριζόντιου ελατηρίου [N/m]
K_v	Σταθερά κάθετου ελατηρίου [N/m]
u_2	Αρχική παραμόρφωση οριζόντιου ελατηρίου [m]
u_1	Αρχική παραμόρφωση του κάθετου ελατηρίου [m]
R	Ακτίνα Cam [m]
r	Ακτίνα Roller [m]
g	Επιτάχυνση της βαρύτητας [m/s ²]
α	Λόγος σταθερών ελατηρίων
d	Απόσταση από το κέντρο του Cam [m]
C	Σταθερά απόσβεσης [Ns/m]

2.5.2 Εξιώσεις

Όταν το σύστημα βρίσκεται στην αρχική θέση (κατάσταση 2(β) του σχήματος 2.14) οι συντεταγμένες του κέντρου του τροχίσκου (3) μπορούν να παρθούν σύμφωνα με τη γεωμετρική σχέση που τις συνδέει, όπως φαίνεται παρακάτω

$$(x_0, y_0) = \left(-\sqrt{(R+r)^2 - (d+r)^2}, r \right) \quad (2)$$

Οι τριβές αγνοούνται, θεωρώντας ότι κάθε στιγμή βρίσκεται στην κατάσταση στατικής ισορροπίας όταν το πλαίσιο (2) επιβραδύνεται. Η εξωτερική δύναμη F που συνεισφέρει στο έργο W μετατρέπεται σε ελαστική δυναμική ενέργεια του κύριου και των οριζόντιων ελατηρίων.

Θεωρώντας, πάλι, ότι το κύριο ελατήριο (1) και το οριζόντιο είναι προ-συμπιεσμένα, ισχύει η ακόλουθη εξίσωση όταν οι συντεταγμένες του κέντρου του τροχίσκου (3) είναι (x, y) :

$$U = k_1 u_1 (x - x_0)^2 + \frac{1}{2} k_1 (x - x_0)^2 + k_2 u_2 (y - y_0) + \frac{1}{2} k_2 (y - y_0)^2 \quad (3)$$

Ο τροχίσκος (3) κυλιέται στην άκρη της κορυφής της καμπύλης άκρης του στελέχους (5), οπότε και οι συντεταγμένες του κέντρου του ικανοποιούν την επόμενη εξίσωση:

$$x^2 + (y + d)^2 = (R + r)^2 \quad (4)$$

Διαφορίζοντας την εξίσωση (3) ως προς την συντεταγμένη x , η δύναμη F μπορεί να εκφραστεί ως

$$F = \frac{dW}{dx} = k_1 u_1 + k_1 (x - x_0) + k_2 u_2 y' + k_2 (y - y_0) y', \quad (5)$$

Όπου

$$y' = \frac{dy}{dx} = -\frac{x}{\sqrt{(R+r)^2 - x^2}} \quad (6)$$

Διαφορίζοντας την (5) ως προς x ξανά, η στιβαρότητα k μπορεί να εκφραστεί ως

$$k = k_1 + k_2 u_2 y'' + k_2 y'^2 + k_2 (y - y_0) y'', \quad (7)$$

Όπου

$$y'' = \frac{dy'}{dx} = -\frac{(R+r)^2}{\sqrt{[(R+r)^2 - x^2]^3}} \quad (8)$$

Αντικαθιστώντας τις εξισώσεις (4),(6) και (8) στην (7) προκύπτει η ακόλουθη:

$$k = k_1 - k_2 + k_2 (d + r - u_2) \frac{(R+r)^2}{\sqrt{[(R+r)^2 - x^2]^3}} \quad (9)$$

$F(u)$ είναι η στατική χαρακτηριστική της μη γραμμικής ανάρτησης καθίσματος, η οποία προκύπτει από το στατικό χαρακτηριστικό μοντέλο. Στην (5) το αρχικό σημείο του συστήματος συντεταγμένων μεταφέρεται στη θέση ισορροπίας και η επόμενη εξίσωση μας δίνει την δυναμική του καθίσματος.

$$m\ddot{x} + C(\dot{x} - \dot{z}) + K_v(x - z) + 2K_h u_2 \left(-\frac{x - z}{\sqrt{(R+r)^2 - (x-z)^2}} \right) + 2K_h (\sqrt{(R+r)^2 - (x-z)^2} - d - r) \left(-\frac{x-z}{\sqrt{(R+r)^2 - (x-z)^2}} \right) = 0 \quad (10)$$

Όπου z η διέγερση της βάσης σε μέτρα (m) και \dot{z} η ταχύτητά της (m/s²) οι είσοδοι του συστήματος.

Απ' την μελέτη των στατικών χαρακτηριστικών της ανάρτησης για δύο διαφορετικές περιπτώσεις κρατώντας σταθερές όλες τις παραμέτρους και αλλάζοντας μόνο τη μία κάθε φορά προκύπτουν τα εξής συμπεράσματα. Η πρώτη αφορά την αλλαγή του r , όπου, με αύξηση του r η καμπύλη $F-x$ κατέρχεται και το εύρος της χαμηλότερης στιβαρότητας που παρατηρείται αυξάνεται. Οι δύο καμπύλες πλαταίνουν. Ενώ η δεύτερη περίπτωση αφορά την αλλαγή του d , όπου με αύξηση του d η καμπύλη $F-x$ κατέρχεται και στην k - x το εύρος της χαμηλότερης στιβαρότητας που μπορεί να επιτευχθεί μειώνεται. Συνεπώς, οι δύο καμπύλες πλαταίνουν.

Η μη γραμμική ανάρτηση καθίσματος που περιγράφεται εδώ κατασκευάζεται ώστε να επιτυγχάνει τα βέλτιστα όταν το βάρος του οδηγού είναι προκαθορισμένο, όπως ακριβώς και οι προηγούμενες. Τα ταλαντωτικά της χαρακτηριστικά χειροτερεύουν όσο μεγαλύτερη αλλαγή έχουμε στο βάρος. Όπως παρατηρείται από την ανάλυση προηγουμένως, η προσυμπίεση u_1 είναι ανάλογη της F και δεν επηρεάζει το συνολικό k . Έτσι, η προσυμπίεση του κάθετου μπορεί να ρυθμιστεί, σε περίπτωση που το βάρος του οδηγού αλλάζει, για να παρουσιάζει τη βέλτιστη απόδοσή της η ανάρτηση.

Όσον αφορά τα δυναμικά χαρακτηριστικά του συστήματος μικρό k χαμηλώνει το μέγιστο στην κορυφή της καμπύλης μεταδοτικότητας και έχει πιο ήπια χαρακτηριστική. Χαμηλώνοντας τον συντελεστή

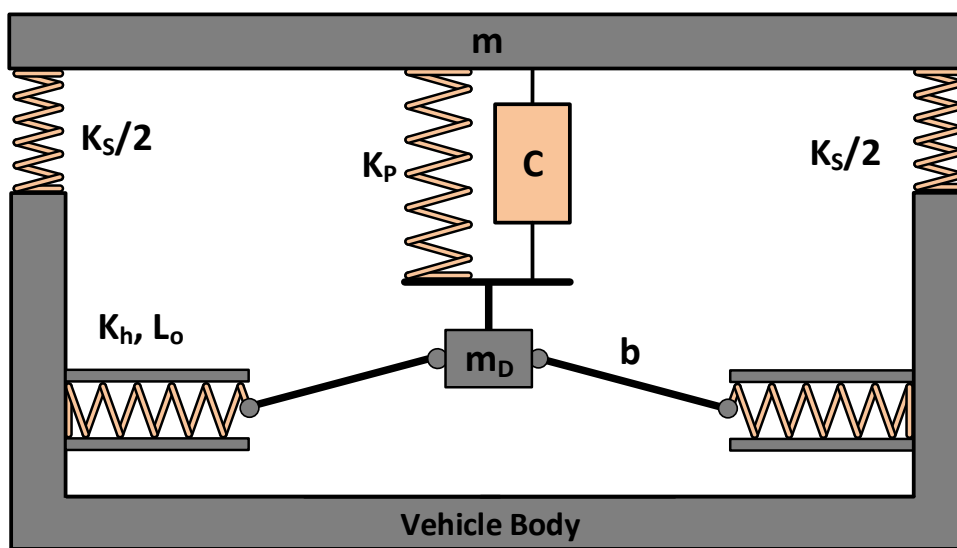
απόσβεσης η κορυφή της χαρακτηριστικής της μεταδοτικότητας αυξάνεται, αλλά το εύρος της μειώνεται αισθητά, ενώ αντίθετα αυξανόμενου του C η καμπύλη κατέρχεται και πλαταίνει. Για να ταιριάξουν αυτές οι 2 παράμετροι ($k-C$) και να επιτευχθούν τα ιδανικά αποτελέσματα για την συμπεριφορά της ανάρτησης θα πρέπει να επιλεχθεί κατάλληλος συνδυασμός χαμηλής απόσβεσης και χαμηλής στιβαρότητας.

2.6 Μοντέλο ανάρτησης KDamper

2.6.1 Περιγραφή

Ο KDamper αποτελεί μια καινοτόμο ιδέα παθητικής ανάρτησης, βασισμένη ουσιαστικά στον ιδανικό συνδυασμό κατάλληλων στοιχείων στιβαρότητας, συμπεριλαμβανομένου και ενός αρνητικού μηχανισμού. Το μοντέλο μπορεί να εξασφαλίσει πολύ καλύτερα χαρακτηριστικά στην απόσβεση ταλαντώσεων σε χαμηλές συχνότητες συγκριτικά με άλλα μοντέλα που χρησιμοποιούν επιπλέον μεγάλες μάζες (Tuned Mass Damper - TMD). Ο KDamper δεν απαιτεί καμία μείωση στην ολική στιβαρότητα του συστήματος ξεπερνώντας, έτσι, το κύριο μειονέκτημα των QZS μηχανισμών, οι οποίοι απαιτούν δραστική μείωση του επιτρεπόμενου φέροντος φορτίου.

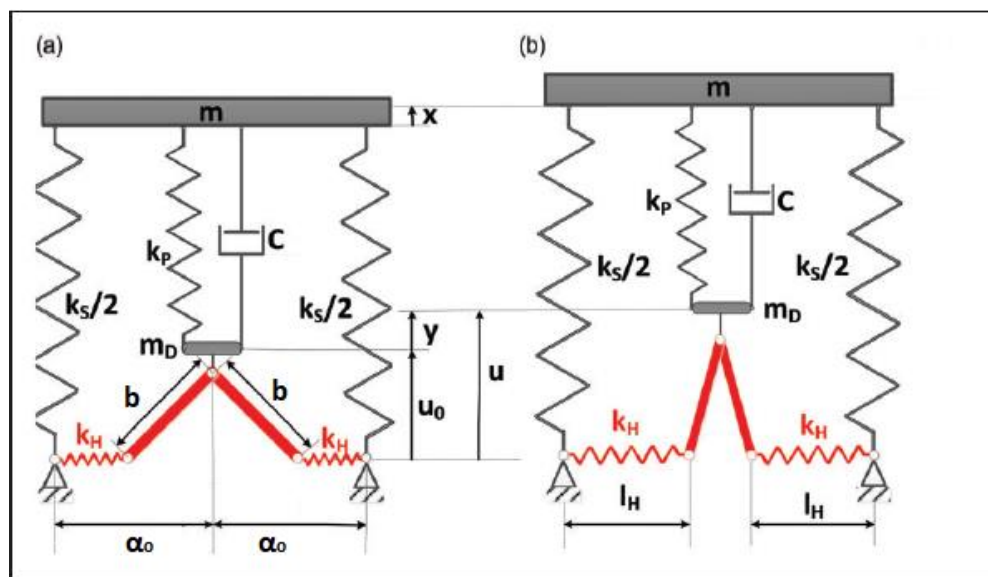
Πιο συγκεκριμένα, ο ταλαντωτής αυτός περιλαμβάνει ένα στοιχείο αρνητικής στιβαρότητας (NSS), και μπορεί να επιτύχει ασυνήθιστες για τα δεδομένα ιδιότητες απόσβεσης, χωρίς τα μειονεκτήματα των παραδοσιακών γραμμικών ταλαντωτών ή των αντίστοιχων σχεδόν-μηδενικής-στιβαρότητας. Επίσης, είναι σχεδιασμένος να παρουσιάζει την ίδια (στατική) στιβαρότητα, όπως ένα κλασικό παθητικό γραμμικό σύστημα ανάρτησης. Παρόλα αυτά, όμως, διαφέρει και απ' την κλασική ανάρτηση 1BE και από τους υπόλοιπους αρνητικούς μηχανισμούς, αφού επιχειρεί αναδιανομή των ανεξάρτητων στοιχείων στιβαρότητας και ανακατανομή της απόσβεσης αντίθετα με τα συνηθισμένα. Παρότι το προτεινόμενο σύστημα εμπεριέχει ένα αρνητικό μηχανισμό, σχεδιάζεται ώστε να είναι σταθερό τόσο στατικά όσο και δυναμικά.



Σχήμα 2.18 Μοντέλο KDamper

Πίνακας 2.4 Παράμετροι μοντέλου KDamper

Σύμβολο	Περιγραφή
K_h	Σταθερά οριζόντιου ελατηρίου [N/m]
K_p	Σταθερά κάθετου εσωτερικού ελατηρίου [N/m]
K_s	Σταθερά κάθετου εξωτερικού ελατηρίου [N/m]
u_o	Αρχική απόσταση εσωτερικής μάζας από την οριζόντια θέση [m]
m_D	Εσωτερική μάζα [kg]
m	Μάζα καθίσματος [kg]
L_o	Αρχικό μήκος απαραμόρφωτου οριζόντιου ελατηρίου [m]
α_o	Απόσταση πρόσδεσης εσωτερικής μάζας από τοίχωμα [m]
c_I	Συντελεστής
b	Μήκος μπάρας [m]
C	Σταθερά απόσβεσης [Ns/m]



Σχήμα 2.19 Σχηματική παρουσίαση του KDamper (α) στη θέση ισορροπίας (β) υπό διαταραχή

Ένα παράδειγμα για την εφαρμογή του KDamper απεικονίζεται στο παρακάτω σχήμα. Αποτελείται από μία μάζα η οποία υποστηρίζεται από δύο παράλληλα γραμμικά ελατήρια στιβαρότητας K_s και K_p αντίστοιχα, και με έναν αποσβεστήρα σταθεράς C . Ο αποσβεστήρας C και το ελατήριο K_p είναι επίσης συνδεδεμένα με μία μάζα m_D . Η αρνητική δυσκαμψία K_N μπορεί να επιτευχθεί από ένα σετ δύο συμμετρικών γραμμικών οριζόντιων ελατηρίων με σταθερές K_h , τα οποία υποστηρίζουν τη μάζα m_D με τη βοήθεια ενός αρθρωτού μηχανισμού. Η θέση στατικής ισορροπίας του συστήματος απεικονίζεται στο επόμενο σχήμα (α) υπό την επίδραση μονάχα της δύναμης της βαρύτητας. Η διαταραγμένη θέση μετά από μια εξωτερική δυναμική διέγερση φαίνεται στο (β) μαζί με τις απαραίτητες σημειώσεις σχετικά με τις διάφορες μετατοπίσεις του συστήματος.

2.6.2 Εξισώσεις

Οι εξισώσεις κίνησης του προτεινόμενου ταλαντωτή είναι

$$m\dot{x} + C(\dot{x} - \dot{y}) + K_S(l_S - l_{SI}) + K_P(l_P - l_{PI}) = f + mg \quad (1a)$$

$$m_D\dot{y} - C(\dot{x} - \dot{y}) - K_P(l_P - l_{PI}) + f_N(u) = m_Dg \quad (1b)$$

Όπου $l_S(t)$ είναι το μήκος του ελατηρίου K_S , l_{SI} είναι το αρχικό μήκος του απαραμόρφωτου ελατηρίου K_S , $l_P(t)$ είναι το μήκος του ελατηρίου K_P , l_{PI} είναι το αρχικό μήκος του απαραμόρφωτου ελατηρίου K_P και $f_N(u)$ είναι η μη γραμμική δύναμη που εξέρχεται από το σετ των δύο συμμετρικών οριζόντιων ελατηρίων K_h .

Οι εξισώσεις του συστήματος στην στατική θέση ισορροπίας προκύπτουν από τις παραπάνω

$$K_S(l_{S0} - l_{SI}) + K_P(l_{P0} - l_{PI}) = mg \quad (2a)$$

$$-K_P(l_{P0} - l_{PI}) + f_N(u_0) = m_Dg \quad (2b)$$

Όπου δείκτης (0) χρησιμοποιείται για να δηλώσει τη στατική θέση ισορροπίας, l_{S0} είναι το μήκος του κανονικά παραμορφωμένου ελατηρίου K_S στη θέση ισορροπίας, l_{P0} είναι το μήκος του κανονικά παραμορφωμένου ελατηρίου K_P στην στατική Θ1 και $f_N(u_0)$ είναι η μη γραμμική δύναμη που προέρχεται από το σετ των δύο συμμετρικών οριζόντιων ελατηρίων K_h στη Θ1.

Δηλώνοντας τα παρακάτω

$$v_S = l_{S0} - l_{SI} \quad (3a)$$

$$v_P = l_{P0} - l_{PI} \quad (3b)$$

$$f_{N0} = f_N(u_0) \quad (3c)$$

Προκύπτουν οι εξής

$$v_S = [(m + m_D)g - f_{N0}]/K_S \quad (4a)$$

$$v_E = (-m_Dg + f_{N0})/K_P \quad (4b)$$

Περαιτέρω επεξεργασία των σετ (2), (3) και (4) με αντικατάσταση στο σετ (5) οδηγεί στο τελικό σετ εξισώσεων κίνησης του συστήματος:

$$m\ddot{x} + C(\dot{x} - \dot{y}) + K_S(x - z) + K_P(x - y) = 0 \quad (6a)$$

$$m_D\ddot{y} - C(\dot{x} - \dot{y}) - K_P(x - y) + f_{ND}(u) = 0 \quad (6b)$$

Όπου η

$$f_{ND}(u) = f_N(u) - f_N(u_0) = f_N(u) - f_{N0} \quad (7a)$$

$$u = u_0 + y \quad (7b)$$

$$l_S = l_{S0} + x \quad (7c)$$

$$l_P = l_{P0} + x - y \quad (7d)$$

Οι επόμενες εκφράσεις μπορούν να παρθούν για την εσωτερική ενέργεια U_N , τη μη γραμμική δύναμη f_N και την ισοδύναμη μη γραμμική στιβαρότητα K_N των σετ των οριζόντιων ελατηρίων K_h :

$$U_N[u(y)] = 2 \frac{1}{2} K_h (l_H - l_{HI})^2 \quad (8)$$

$$f_N(u) = \frac{\partial U_N}{\partial y} = \frac{\partial U_N}{\partial u} = -2K_h \left(1 + \frac{l_{HI} - a_o}{\sqrt{b^2 - u^2}} \right) u = -2K_h \left(1 + c_I \frac{1}{\left(1 - \frac{u^2}{b^2}\right)^{1/2}} \right) u \quad (9)$$

$$K_N = \frac{\partial f_N}{\partial y} = \frac{\partial f_N}{\partial u} = -2K_h \left[1 + \frac{l_{HI} - a_o}{b} \frac{1}{\left(1 - \frac{u^2}{b^2}\right)^{3/2}} \right] = -2K_h \left[1 + c_I \frac{1}{\left(1 - \frac{u^2}{b^2}\right)^{3/2}} \right] \quad (10)$$

Όπου l_{HI} είναι το αρχικό μήκος των απαραμόρφωτων ελατηρίων K_h (L_o στον πίνακα 2.4), $l_H(t)$ είναι το μήκος των ελατηρίων K_h .

$$l_H = a_o - (b^2 - u^2)^{1/2} \quad (11)$$

Και

$$c_I = \frac{l_{HI} - a_o}{b} \quad (12)$$

Στην περίπτωση που $c_I=0$ τα 2 οριζόντια ελατήρια ισοδυναμούν με ένα ελατήριο αρνητικής σταθεράς $K_N=-2K_h$.

Η τιμή του u_o επιλέγεται $1mm$, δηλαδή κοντά στο μηδέν για να πραγματοποιείται, όσο δύναται, μία συμμετρική απόκριση γύρω από τη θέση ισορροπίας. Επίσης, μια μικρή αρνητική τιμή του συντελεστή c_I επιλέγεται ώστε να εγγυάται όσο το δυνατόν μια γραμμική συμπεριφορά.

Το συγκεκριμένο μοντέλο είναι υπό μελέτη και δεν έχει κατασκευαστεί ακόμα, ούτε έχει γίνει προσπάθεια εισαγωγής του σε κάθισμα οδηγού.

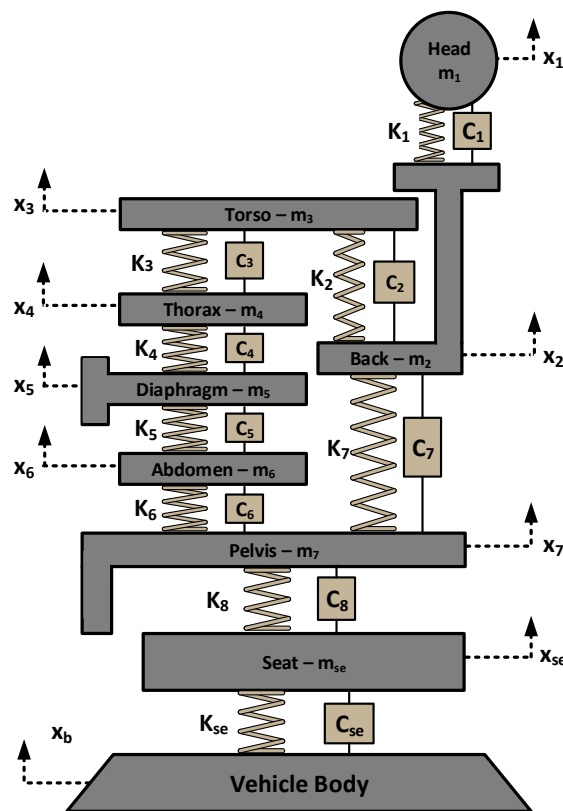
Κυρίαρχο πλεονέκτημα της κατασκευής που μόλις παρουσιάστηκε, είναι το γεγονός της ύπαρξης ενός επαρκούς επιπέδου ελαστικών δυνάμεων, οι οποίες επιδρούν σε ολόκληρη την περιοχή συχνοτήτων. Είναι ικανές να εξουδετερώνουν τις αδρανειακές και όποιες άλλες εξωτερικές δυνάμεις διέγερσης, ενώ οι δυνάμεις απόσβεσης και οι αδρανειακές δυνάμεις της επιπλέον μάζας παραμένουν ελάχιστες σε ολόκληρο το εύρος συχνοτήτων συμπεριλαμβανομένων και των φυσικών συχνοτήτων. Επιπλέον, η εγγενής μη γραμμική φύση της δύναμης του αρνητικού μηχανισμού, αξιοποιείται ώστε να προσφέρει περεταίρω δυναμικά αποτελέσματα όπως ευρωστία, ευρυζωνική απόκριση και καταβόθρες ενέργειας.

Παρότι τα ελαστικά μέρη του προτεινόμενου συστήματος ανάρτησης χρειάζονται επανασχεδιασμό για να επιτύχουν την υψηλή στιβαρότητα που απαιτείται συγκριτικά με ένα σύστημα που χρησιμοποιεί τα κλασικά ελατήρια, κρατώνται εντός λογικών και επιτρεπτών πλαισίων για τον μηχανολογικό σχεδιασμό τους. Ο αποσβεστήρας είναι ικανός να δημιουργήσει μια διαφορά φάσης μεταξύ των ελαστικών δυνάμεων των θετικών και αρνητικών στοιχείων στιβαρότητας του συστήματος. Ως αποτέλεσμα, οι δυνάμεις είτε μόνο των θετικών στοιχείων ακαμψίας, είτε του στοιχείου αρνητικής δυσκαμψίας, ή και των δύο μαζί, είναι επαρκείς στάθμης για να εξισορροπήσουν την αδράνεια και τις δυνάμεις διέγερσης σε ολόκληρη την περιοχή συχνοτήτων. Κάποιο φαινόμενο συντονισμού, αν και εγγενές και κλασικά παρατηρηθέν σε γραμμικά 1BE συστήματα, δεν μπορεί να προκύψει εδώ.

2.7 Μοντέλο σώματος επιβάτη

2.7.1 Περιγραφή

Για μεγαλύτερη ακρίβεια στον υπολογισμό της καταπόνησης των επιβατών και του οδηγού και την περαιτέρω διερεύνηση της άνεσης προστίθεται το εκάστοτε μοντέλο καθίσματος και ένα μοντέλο ανθρώπου στο υπάρχον Quarter Car. Αυτό επιτρέπει την επιπλέον μελέτη των ταλαντώσεων, που μεταφέρονται σε κάθε μέλος του ανθρώπινου σώματος και την επιλογή καλύτερων χαρακτηριστικών για το όχημα ή το κάθισμα, ώστε να επιτυγχάνουμε τη βέλτιστη ταλαντωτική συμπεριφορά.



Σχήμα 2.20 Μοντέλο καθίσματος-οδηγού

Στην παρούσα εργασία θα χρησιμοποιηθεί μοντέλο που κάνει χρήση μαζών συσσωρευμένων ιδιοτήτων, θεωρώντας τα μέλη του ανθρώπου σαν ξεχωριστά άκαμπτα σώματα συνδεδεμένα με ελατήρια

και αποσβεστήρες. Ο συγκεκριμένος τύπος μοντέλου είναι απλός στην ανάλυση. Ωστόσο, το μειονέκτημά του είναι ο περιορισμός σε μονοδιάστατη ανάλυση, που όμως δεν μας προβληματίζει ιδιαίτερα, καθώς η έκθεση του οδηγού στις κάθετες ταλαντώσεις είναι το κύριο μέλημά μας. Το ανθρώπινο σώμα έχει 7ΒΕ, όπως προτάθηκε από τους Patil και Palanichamy, αποτελούμενο από 7 τμήματα μαζών διασυνδεδεμένα από 8 σετ ελατηρίων - αποσβεστήρων. Οι επτά μάζες αντικατοπτρίζουν τα ακόλουθα τμήματα του σώματος : κεφάλι και λαιμός (m_1), πλάτη (m_2), άνω κορμός (m_3), θώρακας (m_4), διάφραγμα (m_5), κοιλιά (m_6), μηρούς και λεκάνη (m_7). Χέρια και πόδια ενσωματώνονται με τον άνω κορμό και τους μηρούς αντίστοιχα. Οι ιδιότητες ακαμψίας και απόσβεσης των μηρών και της λεκάνης είναι $K_8 - C_8$, η κοιλιά είναι $K_6 - C_6$, το διάφραγμα είναι $K_5 - C_5$, ο θώρακας είναι $K_4 - C_4$, ο κορμός είναι $K_2 - C_2$ και $K_3 - C_3$, η πλάτη είναι $K_7 - C_7$ και η κεφαλή είναι $K_1 - C_1$.

Το μοντέλο παρουσιάζεται στο σχήμα 2.20.

2.7.2 Εξισώσεις

Οι δυναμικές εξισώσεις του μοντέλου καθίσματος-οδηγού είναι οι (1)-(8).

Εξίσωση καθίσματος:

$$m_{se}\ddot{x}_{se} + k_{se}(x_{se} - x_b) + c_{se}(\dot{x}_{se} - \dot{x}_b) - k_8(x_7 - x_{se}) - c_8(\dot{x}_7 - \dot{x}_{se}) = 0 \quad (1)$$

Εξίσωση λεκάνης:

$$m_7\ddot{x}_7 - k_6(x_6 - x_7) - c_6(\dot{x}_6 - \dot{x}_7) - k_7(x_2 - x_7) - c_7(\dot{x}_2 - \dot{x}_7) + k_8(x_7 - x_{se}) + c_8(\dot{x}_7 - \dot{x}_{se}) = 0 \quad (2)$$

Εξίσωση κοιλιάς:

$$m_6\ddot{x}_6 - k_5(x_5 - x_6) - c_5(\dot{x}_5 - \dot{x}_6) + k_6(x_6 - x_7) + c_6(\dot{x}_6 - \dot{x}_7) = 0 \quad (3)$$

Εξίσωση διαφράγματος:

$$m_5\ddot{x}_5 - k_4(x_4 - x_5) - c_4(\dot{x}_4 - \dot{x}_5) + k_5(x_5 - x_6) + c_5(\dot{x}_5 - \dot{x}_6) = 0 \quad (4)$$

Εξίσωση θώρακα:

$$m_4\ddot{x}_4 - k_3(x_3 - x_4) - c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + k_4(x_4 - x_5) + c_4(\dot{x}_4 - \dot{x}_5) = 0 \quad (5)$$

Εξίσωση κορμού:

$$m_3\ddot{x}_3 + k_2(x_3 - x_2) + c_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + k_3(x_3 - x_4) + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) = 0 \quad (6)$$

Εξίσωση πλάτης:

$$m_2\ddot{x}_2 - k_1(x_1 - x_2) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_2(x_3 - x_2) - c_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + k_7(x_2 - x_7) + c_7(\dot{x}_2 - \dot{x}_7) = 0 \quad (7)$$

Εξίσωση κεφαλιού:

$$m_1\ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0 \quad (8)$$

Οι τιμές που επιλέχθηκαν για τις παραμέτρους στιβαρότητας και απόσβεσης καθίσματος και ανθρώπου προέρχονται από τη βιβλιογραφία και παρουσιάζονται στον πίνακα που ακολουθεί.

Πίνακας 2.5 Παράμετροι ανθρώπου και καθίσματος

Μέλος	Μάζα (kg)	Σταθερά ελατηρίου (N/m)	Συντελεστής απόσβεσης (N.s/m)
1	5.55	53640	3651
2	6.94	53640	3651
3	33.33	8941	298
4	1.389	8941	298
5	0.4629	8941	298
6	6.02	8941	298
7	27.7	53640	3651
8	-	25500	378
seat	13.6081	-	-

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 ISO - 2631

3.1 Η βάση που στηρίζεται το ISO 2631 για την υγεία και την άνεση

Βιοδυναμικές έρευνες, όπως επίσης και επιδημιολογικές μελέτες έχουν δώσει στοιχεία για αυξημένο κίνδυνο εμφάνισης προβλημάτων υγείας που συνδέονται άμεσα με την μακροπρόθεσμη έκθεση σε υψηλής έντασης WBV, με την οσφυϊκή μοίρα της σπονδυλικής στήλης και το νευρικό σύστημα να επηρεάζονται κυρίως. Μεταβολικοί και άλλοι παράγοντες προερχόμενοι από τα έσω μπορεί να έχουν μία κάποια επιπλέον επίδραση στον εκφυλισμό, που δεν θα ασχοληθούμε εδώ. Μερικές φορές υποτίθεται ότι άλλοι περιβαλλοντικοί παράγοντες, όπως είναι η στάση του σώματος, οι χαμηλές θερμοκρασίες και το βύθισμα του καθίσματος μπορούν να οδηγήσουν σε μυϊκούς πόνους. Ωστόσο, άγνωστο παραμένει εάν αυτοί οι παράγοντες συμβάλλουν στον εκφυλισμό των σπονδύλων και των μεσοσπονδύλιων δίσκων.

Αυξημένη διάρκεια (μέσα σε μια εργάσιμη ημέρα ή σε καθημερινή βάση με την πάροδο των χρόνων) και αυξημένη ένταση των δονήσεων αποφέρει αυξημένη δόση δονήσεων, που θεωρείται με τη σειρά της ότι αυξάνει τον κίνδυνο προβλημάτων, ενώ περίοδοι ανάπαυσης μπορούν να συμβάλλουν στη μείωση. Δεν υπάρχουν επαρκή δεδομένα που να αποδεικνύουν κάποια ποσοτική σχέση μεταξύ της έκθεσης σε δονήσεις και του κινδύνου για επιπτώσεις στην υγεία. Επιπλέον, είναι αδύνατο να εκτιμηθούν οι κραδασμοί σε ολόκληρο το σώμα όσον αφορά την πιθανότητα κινδύνου στην έκθεση σε διάφορα μεγέθη και διάρκειες.

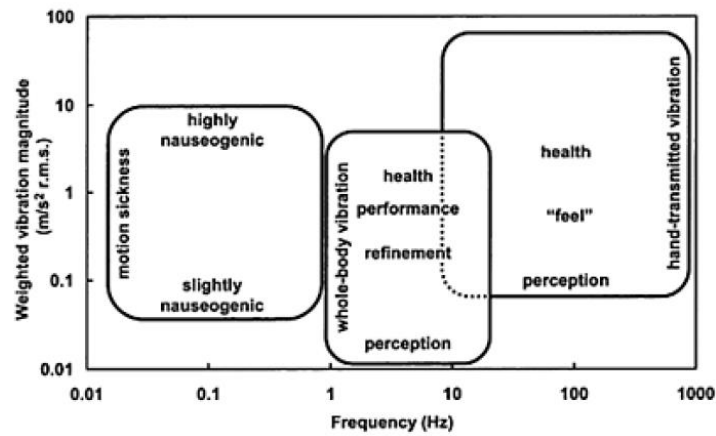
Όσον αφορά την άνεση, μια δόνηση μπορεί να θεωρηθεί ότι προκαλεί απαράδεκτη δυσφορία σε μία κατάσταση, αλλά να μπορεί να κατηγοριοποιηθεί ως ευχάριστη ή αναζωογονητική σε μιαν άλλη. Πολλοί παράγοντες συνδυάζονται για να προσδιορίσουν το βαθμό στον οποίο μπορεί να παρατηρηθεί ή να γίνει ανεκτή η ενόχληση. Μια ακριβής αξιολόγηση της αποδοχής της δόνησης και της διατύπωσης των ορίων κραδασμών μπορεί μόνο να γίνει με την επίγνωση πολλών παραγόντων. Οι προσδοκίες για άνεση και ανοχή της ενόχλησης διαφέρουν στα οχήματα συγκριτικά με άλλους τομείς.

Παρεμβολές σε δραστηριότητες (όπως διάβασμα, γράψιμο, φαγητό ή ποτό κτλ.) λόγω των κραδασμών μπορεί μερικές φορές να θεωρηθούν ως αιτίες δυσφορίας. Αυτά τα αποτελέσματα συχνά είναι υψηλά εξαρτώμενα από την λεπτομέρεια της δραστηριότητας (π.χ. υποστήριξη χρησιμοποιείται για το γράψιμο και δοχείο τοποθέτησης για το νερό) και δεν είναι στη σκοπιά των οδηγιών του ISO. Όπως και να 'χει, λοιπόν, οι αντιδράσεις σε διάφορα μεγέθη εξαρτώνται από τις προσδοκίες των επιβατών όσον αφορά τη διάρκεια του ταξιδιού και το είδος των δραστηριοτήτων που αναμένεται να επιδιώξουν να πραγματοποιήσουν και πολλούς άλλους τυχαίους παράγοντες (ακουστικός θόρυβος, θερμοκρασία κτλ.).

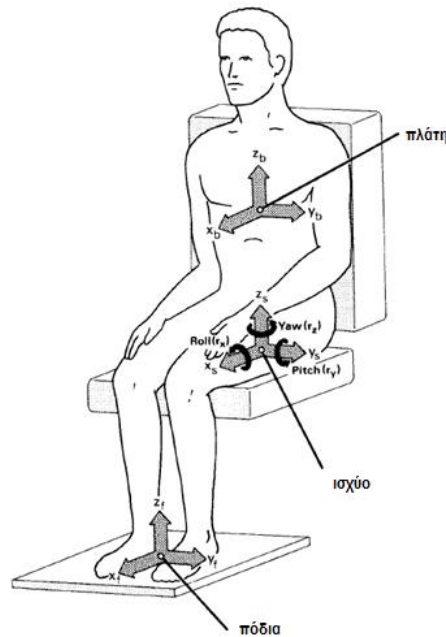
3.2 Οδηγίες ISO - 2631

Κρίνεται, λοιπόν, αναγκαία η ύπαρξη οδηγιών, όπως αυτές του ISO - 2631 που έχει πρωταρχικό σκοπό να προσδιορίσει τις μεθόδους κατηγοριοποίησης των WBV σε σχέση με:

1. την ανθρώπινη υγεία και άνεση
2. την πιθανότητα αντίληψης κραδασμών
3. την επίπτωση της ναυτίας



Σχήμα 3.1 Τυπικά εύρη συχνότητων και μεγεθών ενδιαφέροντος για την μελέτη MS, WBV και HTV



Σχήμα 3.2 Σύστημα συντεταγμένων 12 αξόνων. Οι αρχές των αξόνων είναι (i) κάτω από το ισχύο, (ii) μεταξύ της πλάτης καθίσματος και ανθρώπου και (iii) κάτω από τα πόδια

Επίσης, προσδιορίζει μεθόδους για την μέτρηση περιοδικών, τυχαίων αλλά και παροδικών WBV. Υποδεικνύει τους κύριους παράγοντες που συνδυάζονται για να καθορίσουν τον βαθμό στον οποίο η έκθεση σε μια δόνηση μπορεί να είναι αποδεκτή.

Το εύρος της συχνότητας που θα μας απασχολήσει είναι:

- 0.5 Hz ως 80 Hz για την υγεία, άνεση και την αντίληψη
- 0.1 Hz ως 0.5 Hz για την ναυτία

Ο τρόπος κατά τον οποίο η δόνηση επηρεάζει την υγεία, την άνεση, την αντίληψη και την ναυτία εξαρτάται από τη συχνότητα κραδασμών. Διαφορετικοί, λοιπόν, συντελεστές απαιτούνται για διαφορετικούς άξονες και ένας ξεχωριστός περιλαμβάνεται για την αξιολόγηση των δονήσεων χαμηλών συχνοτήτων που προκαλούν ναυτία.

Το σύστημα ανάρτησης σε ένα κάθισμα πρέπει να είναι σε θέση να απομονώνει τον οδηγό από τις ανεπιθύμητες οδικές διαταραχές για να του παρέχει καλή ποιότητα οδήγησης, μειώνοντας τις ταλαντωτικές δυνάμεις που μεταφέρονται από το αμάξιμα σε αυτόν. Αυτό συνεπάγεται απαίτηση στη μείωση της επιτάχυνσης του οδηγού. Η άνεση στην οδήγηση μπορεί να μετρηθεί μέσω διαφόρων συντελεστών, όπως είναι η σταθμισμένη RMS επιτάχυνση, Vibration Dose Value (VDV) και Crest Factor (CF) που προτείνονται από το πρότυπο ISO-2631 το οποίο αξιολογεί την έκθεση του ανθρώπου σε δονήσεις ολόκληρου του σώματος. Η αξιολόγηση των κραδασμών σύμφωνα με το ISO 2631 θα πρέπει πάντα να περιλαμβάνει μετρήσεις της σταθμισμένης τετραγωνικής ρίζας της χρονικής μέσης τιμής του τετραγώνου των επιταχύνσεων (RMS). Για τους σκοπούς αυτού του τμήματος του ISO ο συντελεστής κορυφής (Crest Factor) προσδιορίζεται ως το μέτρο του λόγου της μέγιστης στιγμιαίας τιμής κορυφής του σταθμισμένου με συχνότητα σήματος επιτάχυνσης ως προς την τιμή της RMS. Η κορυφαία τιμή θα πρέπει να καθορίζεται καθ'όλη τη διάρκεια της μέτρησης, δηλαδή η χρονική περίοδος T που χρησιμοποιείται για την ολοκλήρωση της RMS. Ας σημειωθεί ότι ο συντελεστής κορυφής από μόνος του δεν υποδεικνύει τη σοβαρότητα της δόνησης. Χρησιμοποιείται για την διερεύνηση εάν η βασική μέθοδος αξιολόγησης είναι η κατάλληλη για να περιγράψει την σοβαρότητα της δόνησης σε σχέση με τις επιπτώσεις στους ανθρώπους. Για δονήσεις με συντελεστές κορυφής χαμηλότερους ή ίσους με 9, η βασική μέθοδος αξιολόγησης είναι συνήθως επαρκής. Για συγκεκριμένους τύπους δονήσεων, ιδιαίτερα εκείνων που περιλαμβάνουν περιστασιακά σοκ, η μέθοδος μπορεί να υποτιμά την σοβαρότητα όσον αφορά την δυσφορία, ακόμη και όταν ο συντελεστής κορυφής δεν είναι μεγαλύτερος από 9. Σε περιπτώσεις αμφίβολες είναι επόμενο να προτείνεται η χρήση και αναφορά επιπλέον αξιολογήσεων που θα δούμε παρακάτω, όπως επίσης και για συντελεστές κορυφής μικρότερους ή ίσους με 9.

Πιο συγκεκριμένα, η σταθμισμένη από τη συχνότητα RMS επιτάχυνση υπολογίζεται ως εξής σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση ή τα ισοδύναμά της στον τομέα των συχνοτήτων:

$$RC_i = RMS(\ddot{z}_{wi}) = \left[\frac{1}{T} \left(\int_0^T \ddot{z}_{wi}(t)^2 dt \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

Όπου T είναι η διάρκεια της μέτρησης σε δευτερόλεπτα και \ddot{z}_{wi} είναι η σταθμισμένη επιτάχυνση σαν συνάρτηση του χρόνου (m/s^2) και i είναι το επιλεγμένο υποσύστημα του οδηγού ή του μοντέλου του οχήματος από τις εξισώσεις (1)-(8) της ενότητας 2.7 ως προς την αξιολόγηση του $RMS(\ddot{z}_{wi})$. Οι καμπύλες στάθμισης της συχνότητας που χρησιμοποιήθηκαν με βάση το ISO-2631 παρουσιάζονται στα σχήματα 3.3 και χρησιμοποιούνται με βάση την επόμενη εξίσωση:

$$Z_{wi} = WP_{i_1} * WA_{i_2} * Z_i \quad (2)$$

Όπου το Z_i είναι η υπολογισμένη επιτάχυνση z_i στο πεδίο της συχνότητας, WP είναι ο κύριος συντελεστής στάθμισης που σχετίζεται με την υγεία, την άνεση και την αντίληψη που απεικονίζουν τη συχνότητα στάθμισης είτε για την κατεύθυνση z και για την κατακόρυφη κατεύθυνση εκτός από την κεφαλή ($i_1=k$) ή για την x - y κατεύθυνση και για οριζόντια στάση ($i_1=d$) και τέλος WA είναι οι πρόσθετοι συντελεστές στάθμισης που σχετίζονται (α) με την πλάτη του καθίσματος ($i_2=c$), (β) μετρήσεις για περιστροφικές δονήσεις ($i_2=e$), (γ) μετρήσεις κραδασμών κάτω από την κεφαλή ξαπλωμένου ατόμου ($i_2=j$). Σε περίπτωση που δεν υπάρχει ανάγκη πρόσθετης στάθμισης της μέτρησης, η WA είναι ίση με 1.

Πίνακας 3.1 Επιρροή της RMS στον άνθρωπο

Frequency-weighted RMS acceleration value σε m/s^2	Αντιδράσεις
Μικρότερη από 0.315	Καθόλου άβολα
0.315 ως 0.63	Ανεπαίσθητα άβολα
0.5 ως 1	Λίγο άβολα
0.8 ως 1.6	Άβολα
1.25 ως 2.5	Πολύ άβολα
Μεγαλύτερη από 2	Υπερβολικά άβολα

Σε περιπτώσεις, όπου η βασική μέθοδος δεν κρίνεται επαρκής και ίσως να υποτιμά τις επιπτώσεις των κραδασμών (υψηλοί παράγοντες κορυφής, περιστασιακά σοκ ή παροδικοί κραδασμοί) η τρέχουσα RMS της μετρούμενης επιτάχυνσης προτείνεται ως μέτρο και επιπλέον μέθοδος αξιολόγησης μαζί με τη μέγιστη μεταβατική τιμή δόνησης (Maximum transient vibration value $MTVV$), την Τιμή δόσης δόνησης (Vibration dose value VDV) και τον παράγοντα κορυφής (Crest Factor CF) της μέτρησης και υπολογίζονται μέσω των επόμενων εξισώσεων:

$$RMS(\ddot{z}_{r_i}) = \left[\frac{1}{T} \left(\int_{t_0-\tau}^{t_0} \ddot{z}_{wr_i}(t)^2 dt \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

$$MTVV_i = \max(\ddot{z}_i(t)) \quad (4)$$

$$CF = \frac{\max(\ddot{z}_i)}{\text{rms}(\ddot{z}_i)} \quad (5)$$

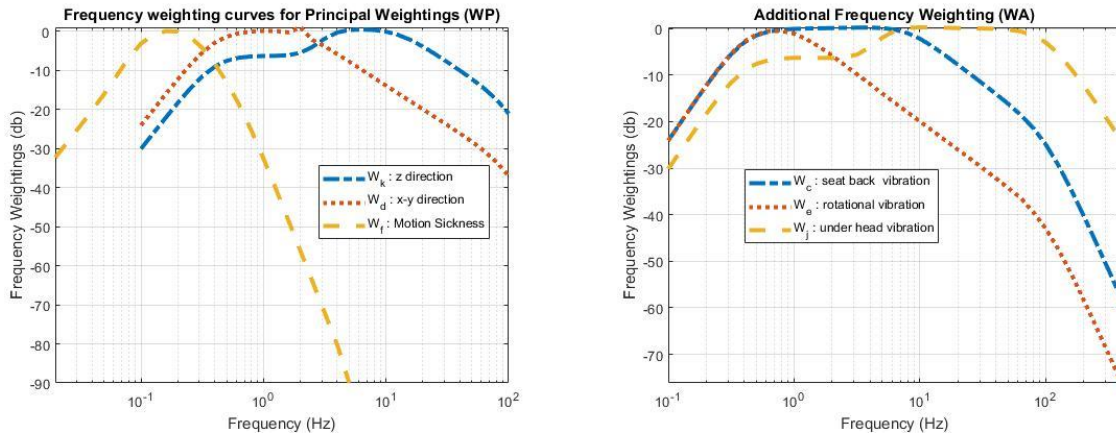
$$VDV_i = \left\{ \int_0^T [\ddot{z}_i(t)]^4 dt \right\}^{\frac{1}{4}} \quad (6)$$

Όπου i είναι το επιλεγμένο υποσύστημα, όπως και πριν, του οδηγού ή του μοντέλου του οχήματος, ώστε να αξιολογηθούν οι \ddot{z}_i , $\ddot{z}_{wr_i}(t)$ είναι η στιγμιαία σταθμισμένη με συχνότητα επιτάχυνση, τ είναι ο χρόνος

ολοκλήρωσης για τον τρέχοντα μέσο όρο, t είναι ο χρόνος και t_0 είναι ο χρόνος παρατήρησης. Τα επιπλέον μετρητικά που είδαμε είναι χρήσιμα για την αξιολόγηση της υγείας ή της άνεσης όταν:

$$\frac{MTVV_i(\ddot{z}_i)}{RMS(\ddot{z}_{w_i})} = 1.5 \tag{7}$$

$$\frac{VDV_i}{RMS(\ddot{z}_{w_i})T^{0.25}} = 1.75 \tag{8}$$



Σχήμα 3.3 Φίλτρα συχνοτήτων για την στάθμιση της επιτάχυνσης

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 Βελτιστοποίηση

Η βελτιστοποίηση ορίζεται ως μία διαδικασία εύρεσης της καλύτερης δυνατής λύσης σε σχέση με κάποιο στόχο και ικανοποιώντας κάποια κριτήρια από ένα σύνολο λύσεων. Για να επιτευχθεί η βελτιστοποίηση, αναπτύχθηκαν αρκετές μέθοδοι με το πέρασμα του χρόνου, ενώ υπήρξε ανάπτυξη μαθηματικής διαδικασίας για την επίλυση τέτοιων προβλημάτων. Αρχικά, τα προβλήματα βελτιστοποίησης διακρίνονται σε συνεχή και διακριτά. Τα συνεχή προβλήματα εμπλέκουν πραγματικές μεταβλητές ως ελεύθερες μεταβλητές ή ελεύθερες παραμέτρους ή μεταβλητές σχεδιασμού ή μεταβλητές βελτιστοποίησης, ενδεχομένως με άνω και κάτω όρια που οριοθετούν και τον χώρο ανίχνευσης κάθε μεταβλητής. Είναι προφανές ότι στα συνεχή προβλήματα βελτιστοποίησης αναζητείται η βέλτιστη λύση σε ένα άπειρο πλήθος υποψήφιων λύσεων. Στα διακριτά προβλήματα βελτιστοποίησης, η λύση είναι μια ακέραια τιμή που αναζητείται σε ένα πεπερασμένο πλήθος επιθυμητών λύσεων και συνήθως το πλήθος αυτό είναι τεράστιο και δεν μπορούν να δοκιμασθούν μία προς μία οι λύσεις. Οι αντικειμενικές συναρτήσεις ή συναρτήσεις στόχων και οι συναρτήσεις περιορισμών στα συνεχή προβλήματα είναι συνήθως συνεχείς και παραγωγίσιμες.

Μια άλλη κατηγοριοποίηση των προβλημάτων βελτιστοποίησης είναι σε αιτιοκρατικά και σε στοχαστικά. Στα δεύτερα εμπίπτουν προβλήματα που δεν μπορούν να καθορισθούν πλήρως με σαφήνεια, και εμπεριέχουν τυχαιότητα. Τέτοια είναι τα περισσότερα οικονομικά και εμπορικά προβλήματα, όπου περιέχεται η προσφορά και η ζήτηση της αγοράς και επομένως η τυχαιότητα. Αντίθετα, τα αιτιοκρατικά μπορούν να καθορισθούν πλήρως.

Παραπάνω αναφέρθηκαν οι μεταβλητές σχεδιασμού, οι συναρτήσεις στόχων και οι συναρτήσεις περιορισμών. Αυτά τα τρία στοιχεία είναι από τα πιο σημαντικά στην επίλυση κάθε προβλήματος βελτιστοποίησης. Οι μεταβλητές σχεδιασμού αποτελούν τις παραμέτρους που υπόκεινται στην βελτιστοποίηση και γίνεται η αναζήτηση του καλύτερου συνδυασμού τους. Η αξιολόγηση των λύσεων για την εύρεση του καλύτερου συνδυασμού γίνεται από την συνάρτηση στόχου. Κατά τη διάρκεια της βελτιστοποίησης γίνεται επίλυση των εξισώσεων του προβλήματος και γίνεται η προσπάθεια εύρεσης της μικρότερης τιμής της συνάρτησης στόχου με σκοπό την εύρεση του καλύτερου συνδυασμού των τιμών των μεταβλητών σχεδιασμού. Ωστόσο, οι μεταβλητές βελτιστοποίησης πρέπει να είναι μέσα στα όρια της επιθυμητής λύσης, καθώς και να ικανοποιούνται οι διάφορες συναρτήσεις περιορισμών. Αυτές οι συναρτήσεις μπορεί να είναι για τις μεταβλητές σχεδιασμού ή για το πρόβλημα γενικότερα και εκφράζονται σε μορφή ισότητας ή ανισότητας. Τέλος, ένα ακόμα βασικό στοιχείο της βελτιστοποίησης είναι το κριτήριο τερματισμού. Αυτό καθορίζει πότε θα τελειώσει η βελτιστοποίηση και ονομάζεται κριτήριο σύγκλισης. Όταν ικανοποιηθεί ένα από αυτά τα κριτήρια (π.χ. αριθμός επαναλήψεων, υπολογιστικός χρόνος, τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης κλπ), σταματάει και η διαδικασία βελτιστοποίησης.

Η βελτιστοποίηση ανάλογα με τη μέθοδο που επιλέγεται και τις συνθήκες μπορεί να είναι καθολική ή τοπική. Στην καθολική η λύση είναι το καθολικό ακρότατο, ενώ αντίθετα στην τοπική η λύση είναι ένα τοπικό ακρότατο, δηλαδή μια λύση που κυριαρχεί στην «γειτονιά» της. Στόχος είναι η εύρεση του καθολικού βέλτιστου και όχι ενός τοπικού.

4.1 Στόχοι βελτιστοποίησης

Κάθε βελτιστοποίηση έχει στόχο την εύρεση της βέλτιστης λύσης για την επίλυση ενός προβλήματος. Αυτό το πρόβλημα μπορεί να έχει είτε ένα στόχο είτε πολλούς. Τα προβλήματα ενός στόχου είναι συνήθως πιο απλά και στην αντικειμενική συνάρτηση υπάρχει μόνο ένας στόχος που τίθεται προς βελτιστοποίηση. Τα προβλήματα πολλών στόχων έχουν συνήθως αντικρουόμενους στόχους. Εάν ένα πρόβλημα βελτιστοποίησης με πολλαπλά κριτήρια είναι καλώς ορισμένο, τότε δεν θα υπάρχει μοναδική λύση η οποία ταυτόχρονα να ελαχιστοποιεί τον κάθε στόχο στον ελάχιστο δυνατό. Σε κάθε περίπτωση ένα κριτήριο πρέπει να έχει φτάσει σε ένα σημείο τέτοιο, ώστε κάθε προσπάθεια επιπλέον βελτιστοποίησής του να έχει ως αποτέλεσμα την υποβάθμιση άλλων κριτηρίων. Τα προβλήματα πολλών στόχων μπορούν να αντιμετωπιστούν μετατρέποντας τα σε προβλήματα ενός στόχου, εισάγοντας κατάλληλους συντελεστές βαρύτητας για κάθε στόχο, ή να χρησιμοποιηθεί μία μέθοδος που υπολογίζει ένα μέτωπο (σύνολο) βέλτιστων λύσεων, που είναι γνωστό ως μέτωπο Pareto. Το πλεονέκτημα του πρώτου τρόπου είναι ότι ένα πρόβλημα πολλών στόχων γίνεται ευκολότερο να επιλυθεί όταν γίνεται πρόβλημα ενός στόχου, όμως μειονεκτεί στο γεγονός ότι η λύση που θα υπολογισθεί από την διαδικασία βελτιστοποίησης θα είναι η βέλτιστη για τους συγκεκριμένους συντελεστές βαρύτητας που επιλέχτηκαν κατά την επίλυση και άρα στερείται γενικότητας.

Ο σκοπός της βελτιστοποίησης είναι η ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης αν είναι ενός στόχου ή των αντικειμενικών συναρτήσεων αν είναι πολλαπλών στόχων. Έτσι, ισχύει η επόμενη εξίσωση:

$$\min_x f_i(x) \quad (1)$$

Με την προϋπόθεση να τηρούνται οι περιορισμοί:

$$g_j(x) \leq 0 \quad (2)$$

$$h_k(x) = 0 \quad (3)$$

όπου με x συμβολίζονται οι μεταβλητές σχεδιασμού, με $f(x)$ η αντικειμενική συνάρτηση και με $g_j(x)$ οι περιορισμοί ανισότητας. Η βελτιστοποίηση ενός στόχου δίνει μία βέλτιστη λύση όπου αν οι μεταβλητές σχεδιασμού πάρουν τις τιμές αυτές προκύπτει η ελάχιστη τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης. Για τα προβλήματα πολλών στόχων, έστω M , η λύση x κυριαρχεί της λύσης y και συμβολίζεται με:

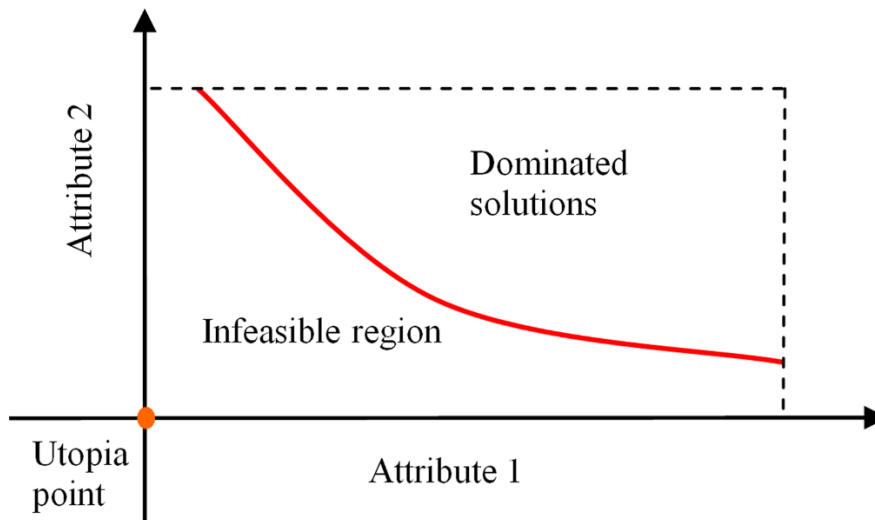
$$x < y \tag{4}$$

αν και μόνο αν ισχύουν οι εξισώσεις (5) και (6).

$$f_m(x) \leq f_m(y) \quad m=1, \dots, M \tag{5}$$

$$f_k(x) < f_k(y) \tag{6}$$

Δηλαδή, αν οι τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων του x είναι μικρότερες ή ίσες από του y (σχέση 5) και για τουλάχιστον μία ισχύει η ανισότητα μόνο (σχέση 6). Η λύση x αποτελεί κατά Pareto βέλτιστη λύση του προβλήματος βελτιστοποίησης της f αν και μόνο αν δεν υπάρχει άλλη λύση y η οποία να κυριαρχεί της x . Όταν το πρόβλημα είναι δύο στόχων, ή επιλέγεται να παρουσιαστούν δύο στόχοι, γίνεται ένα διάγραμμα στο επίπεδο των τιμών των αντικειμενικών συναρτήσεων που οι βέλτιστες λύσεις αποτελούν το μέτωπο Pareto. Οι βέλτιστες κυριαρχούν των υπολοίπων λύσεων. Δύο μέλη του μετώπου Pareto είναι αδύνατον να συγκριθούν μεταξύ τους. Μία λύση υπερτερεί μια άλλης λύσης του μετώπου ως προς τον ένα στόχο, υστερεί όμως ως προς τον άλλο στόχο. Αν απαιτείται η επιλογή μιας λύσης από το μέτωπο έχουν αναπτυχθεί κάποιες μέθοδοι για να γίνεται η επιλογή σύμφωνα με κριτήρια. Όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 4.1, η επιθυμητή λύση βρίσκεται στην αρχή των αξόνων, όμως αυτή λόγω των περιορισμών του προβλήματος δεν είναι δυνατό να επιτευχθεί. Έτσι, η περιοχή κάτω από την κόκκινη γραμμή δεν αποτελείται από εφικτές λύσεις λόγω των περιορισμών και οι βέλτιστες δυνατές λύσεις αποτυπώνονται με την κόκκινη γραμμή. Όσες λύσεις βρίσκονται μεταξύ της κόκκινης γραμμής και των διακεκομμένων κυριαρχούνται από τις βέλτιστες λύσεις.



Σχήμα 4.1 Μέτωπο βέλτιστων λύσεων Pareto

4.2 Μέθοδοι βελτιστοποίησης

Μία βασική διάκριση των μεθόδων βελτιστοποίησης είναι η διάκριση σε αιτιοκρατικές και στοχαστικές μεθόδους. Η αιτιοκρατική μέθοδος χρησιμοποιεί τη γενικευμένη έννοια της παραγώγου της συνάρτησης στόχου. Μέσω αυτών, η υποψήφια πιθανή λύση ανανεώνεται βηματικά, «οδηγώντας» την διαδικασία σε

σημεία μηδενικής παραγώγου της αντικειμενικής συνάρτησης (τοπικά ή ολικά ακρότατα). Τιμές της οποίας πρέπει να υπολογίσει ή να προσεγγίσει. Οι ντετερμινιστικές μέθοδοι βασίζονται στο θεώρημα του P.D. Fermat. Ο Fermat διατύπωσε τη γενική μέθοδο εύρεσης τοπικού ελαχίστου/μεγίστου συνεχών συναρτήσεων μέσω του μηδενισμού της πρώτης παραγώγου. Η στοχαστική μέθοδος για την εύρεση της βέλτιστης λύσης χρησιμοποιεί στοιχεία τυχαίας ή οργανωμένα τυχαίας αναζήτησης της λύσης. Έτσι, σε αυτή τη διαδικασία, εντοπίζεται «τυχαία» η βέλτιστη λύση. Η επίλυση με αιτιοκρατική μέθοδο απαιτεί περισσότερο χρόνο να οργανωθεί σωστά, δεν είναι εύκολα επεκτάσιμη σε παρεμφερή προβλήματα (π.χ. όταν αλλάζει η αντικειμενική συνάρτηση) και συγκλίνει σχετικά γρήγορα στη λύση που, όμως, μπορεί να είναι ένα τοπικό και όχι καθολικό βέλτιστο, ανάλογα με το σημείο εκκίνησης. Επίσης μπορούν να χειρίζονται μεγάλο αριθμό μεταβλητών σχεδιασμού. Η στοχαστική μέθοδος είναι πιο γενική και μπορεί να επεκταθεί πιο εύκολα σε άλλα προβλήματα, είναι πιο αργή μέθοδος από την αιτιοκρατική στην εύρεση της βέλτιστης λύσης λόγω της τυχειότητας του αλγορίθμου, όμως μπορεί να εντοπίσει το καθολικό ακρότατο ανεξάρτητα από το σημείο εκκίνησης. Μία κύρια κατηγορία των στοχαστικών μεθόδων είναι οι εξελικτικοί αλγόριθμοι (EA).

4.3 Ιστορική αναδρομή εξελικτικών αλγόριθμων

Από τη δεκαετία του 1990 και έκτοτε, η γεωμετρική αύξηση της υπολογιστικής ισχύος και το κόστος των μεγάλων και γρήγορων υπολογιστών συντέλεσαν στην ευρεία αποδοχή και χρήση των στοχαστικών μεθόδων βελτιστοποίησης (εξελικτικοί αλγόριθμοι). Βασικό στοιχείο που οδήγησε στη γρήγορη και ευρεία επικράτησή τους ήταν αφενός το ενδιαφέρον, μη-μαθηματικό υπόβαθρο τους, η ευκολία με την οποία προσαρμόζονται σε κάθε νέο πρόβλημα αρκεί να υπάρχει προγραμματισμένο λογισμικό αξιολόγησης κάθε υποψήφιας λύσης και, κυρίως, η δυνατότητά τους (ως στοχαστική μέθοδος) να μην εγκλωβίζονται σε τοπικά ακρότατα. Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα των EA είναι ότι πρακτικά σε ένα νέο πρόβλημα η χρήση τους είναι γενικά άμεση χωρίς τις παρεμβάσεις στη διαδικασία βελτιστοποίησης που απαιτούν οι αιτιοκρατικές μέθοδοι αν και αναμφισβήτητα η γνώση του προβλήματος και η χρήση πληροφορίας από αυτό μέσω ειδικών τελεστών επιταχύνει το ρυθμό σύγκλισης. Παρόλα αυτά, βασικό τους μειονέκτημα είναι ο εντοπισμός της βέλτιστης λύσης που απαιτεί συνήθως μεγάλο αριθμό αξιολογήσεων. Οι EA είχαν προταθεί από τη δεκαετία του 1960, αλλά η χρήση τους εξαπλώθηκε μετά το 1990.

Βασικό γνώρισμα των EA είναι ότι χειρίζονται πληθυσμούς υποψηφίων λύσεων και όχι μια μεμονωμένη λύση σε κάθε επανάληψη, όπως άλλες στοχαστικές μέθοδοι. Οι EA, ενώ αρχικά αναπτύχθηκαν για την επίλυση προβλημάτων ενός στόχου, με κατάλληλες μετατροπές μπορούν να αντιμετωπίσουν προβλήματα πολλών στόχων και μάλιστα, υπερτερούν ως προς αυτό το θέμα σε σχέση με άλλες μεθόδους, λόγω του ότι χειρίζονται έναν πληθυσμό ατόμων και με την ολοκλήρωσή τους αποδίδουν ένα σύνολο λύσεων.

Με τον όρο εξέλιξη χαρακτηρίζουμε την αυτόματη διαδικασία της προσαρμογής κάθε συστήματος στο περιβάλλον. Ο όρος «περιβάλλον» περιλαμβάνει το σύνολο των εξωτερικών συνθηκών που επηρεάζουν το σύστημα. Οι EA είναι υπολογιστικά μοντέλα τα οποία, με χρήση αντίστοιχης με τη φύση διαδικασίας

προσαρμογής στο περιβάλλον, επιλύουν προβλήματα. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιούν στοχαστικούς μηχανισμούς εξέλιξης προερχόμενους από τη φύση και βασίζονται στις αρχές εξέλιξης των ειδών, όπως αυτές διατυπώθηκαν αρχικά από το Δαρβίνο περί το 1960. Οι ΕΑ προσομοιώνουν μερικώς και με απλουστευμένο τρόπο την εξέλιξη των φυσικών πληθυσμών. Σύμφωνα με τη θεωρία του Δαρβίνου, τα άτομα ενός πληθυσμού συναγωνίζονται για την απόκτηση πόρων όπως στέγη, τροφή και ανταγωνίζονται ακόμη για την προσέλκυση συντρόφου. Τα επιτυχημένα άτομα σαφώς εδώ έχουν την μεγαλύτερη πιθανότητα να οδηγηθούν σε αναπαραγωγή και να διαιωνισθούν. Αυτή η φυσική επιλογή, σημαίνει ότι τα γονίδια των επιτυχημένων ατόμων ή των ατόμων που έχουν προσαρμοστεί καλύτερα στο περιβάλλον επιβιώνουν και με την πάροδο των γενεών τα χαρακτηριστικά τους μεταφέρονται σε μεγαλύτερο αριθμό απογόνων. Ο συνδυασμός καλών χαρακτηριστικών από διαφορετικούς επιτυχημένους γονείς φέρει ως ενδεχόμενο να παράγει απογόνους με χαρακτηριστικά καλύτερα από αυτά των γονέων. Με τον τρόπο αυτό οι φυσικοί πληθυσμοί εξελίσσονται και προσαρμόζονται στο εκάστοτε περιβάλλον.

Οι γενετικοί αλγόριθμοι (ΓΑ) είναι μάλλον η πιο διαδεδομένη κατηγορία εξελικτικών αλγορίθμων. Οι εξελικτικές στρατηγικές (ΣΕ) είναι μια λιγότερο χρησιμοποιούμενη τεχνική. Μια τρίτη τεχνική είναι ο γενετικός προγραμματισμός (ΓΠ).

Τα χαρακτηριστικά που πρέπει να έχει ένας αλγόριθμος βελτιστοποίησης για να χαρακτηριστεί εξελικτικός είναι:

- Να χρησιμοποιεί πληθυσμούς ατόμων τα οποία εξελίσσονται συγχρόνως, αντί μεμονωμένων ατόμων.
- Η εξέλιξη του πληθυσμού από γενιά σε γενιά να καθορίζεται από την τιμή καταλληλότητας (μεγιστοποίηση) ή τιμή κόστους ατόμων (ελαχιστοποίηση), με βάση κατάλληλη αντικειμενική συνάρτηση.
- Να λαμβάνει χώρα δυναμική διαδοχή πληθυσμών, με τη δημιουργία νέων ατόμων και εξαφάνιση άλλων με βάση την τιμή καταλληλότητάς τους.
- Κατά την εξέλιξη από γενιά σε γενιά, να υπάρχει κληρονομικότητα χαρακτηριστικών από τους γονείς στους απογόνους, αλλά και στοχαστική εμφάνιση νέων χαρακτηριστικών.

4.4 Λειτουργία εξελικτικού αλγορίθμου

Οι εξελικτικοί αλγόριθμοι χειρίζονται πληθυσμούς λύσεων. Κατά την εξέλιξη, που είναι η βασική διαδικασία αναζήτησης της βέλτιστης λύσης, ένας πληθυσμός μ υποψήφιων λύσεων (γονείς, κατά τη γενετική ορολογία) εξελίσσεται στον πληθυσμό των λ απογόνων. Αυτοί οι απόγονοι είναι νέες λύσεις, που προκύπτουν από τους μ γονείς, έχοντας ενδεχομένως καλύτερα χαρακτηριστικά. Από τους λ απογόνους, με κριτήριο την καταλληλότητά τους, επιλέγονται οι μ γονείς της επόμενης γενιάς. Αυτό συνεχίζεται γενιά με γενιά μέχρι την ικανοποίηση κάποιου κριτηρίου σύγκλισης.

Πιο συγκεκριμένα, σε κάθε γενιά g ενός ΕΑ συνυπάρχουν τρία διαφορετικά σύνολα ατόμων. Το σύνολο των γονιών $S^{g,\mu}$ με μ μέλη, των απογόνων $S^{g,\lambda}$ με λ μέλη και των επίλεκτων ή ελίτ ατόμων $S^{g,e}$. Το σύνολο $S^{g,e}$ αποθηκεύει τα επίλεκτα-καλύτερα άτομα (δηλαδή υποψήφιας λύσεις) που έχουν προκύψει από τη διαδικασία εξέλιξης μέχρι τη γενιά. Ο σκοπός ύπαρξης του συνόλου είναι διπλός. Ένας λόγος είναι ότι οποτεδήποτε σταματήσει η εξέλιξη το σύνολο $S^{g,e}$ περιέχει μία μοναδική ή περισσότερες βέλτιστες λύσεις. Ένας άλλος λόγος είναι ότι κατά την εξέλιξη, χρησιμοποιείται πληροφορία από το σύνολο $S^{g,e}$ για την ενίσχυση των καλών χαρακτηριστικών των μελών της νέας γενιάς που θα προκύψει. Αυτή η ενίσχυση αποτελεί τον «ελιτισμό» στους ΕΑ. Ακολουθεί μία περιγραφή των βημάτων σε κάθε γενιά ενός ΕΑ:

1. Επιλέγονται βασικές παράμετροι όπως ο αριθμός των γονιών μ και των απογόνων λ . Η μηδενική γενιά συμβολίζεται με $g=0$. Επιλέγονται τυχαία τα μέλη του αρχικού πληθυσμού $S^{0,\lambda}$.
2. Αξιολογούνται τα λ άτομα του συνόλου του $S^{g,\lambda}$. Για να γίνει αυτή η αξιολόγηση χρειάζονται λ κλήσεις του κώδικα, οπότε απαιτεί αρκετό υπολογιστικό χρόνο.
3. Αναεώνεται το σύνολο των επίλεκτων $S^{g,e}$ με όσα μέλη του $S^{g,\lambda}$ αξίζουν βάση της τιμής της αντικειμενικής συνάρτησης να ενταχθούν σε αυτό. Ισχύει η σχέση (7).

$$S^{g+1,e} = T_e(S^{g,\lambda} U S^{g,e}) \quad (7)$$

όπου με T_e συμβολίζεται ο τελεστής εντοπισμού των επίλεκτων μελών. Σε προβλήματα ενός στόχου το σύνολο $S^{g,e}$ περιέχει μία λύση, ενώ σε προβλήματα πολλών στόχων μπορεί να περιέχει περισσότερα στοιχεία.

4. Εφαρμόζεται ο τελεστής επιλεκτικότητας ή ελιτισμού, με τον οποίο τυχαία επιλεγμένα άτομα του συνόλου των επίλεκτων $S^{g,e}$ αντικαθιστούν άτομα του συνόλου των απογόνων $S^{g,\lambda}$. Συνήθως τα άτομα των απογόνων με την χειρότερη τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης είναι αυτά που θα αντικατασταθούν.

$$S^{g,\lambda} = T_{e2}(S^{g,\lambda} U S^{g+1,e}) \quad (8)$$

όπου με T_{e2} συμβολίζεται ο τελεστής ελιτισμού. Με την χρήση του ελιτισμού αποφεύγεται μια νέα γενιά να δώσει χειρότερη βέλτιστη λύση από την προηγούμενη γενιά.

5. Εφαρμόζεται ο τελεστής γονέων T_μ με τη βοήθεια του οποίου επιλέγεται το σύνολο των μελών του νέου πληθυσμού γονέων $S^{g+1,\mu}$. Για το σχηματισμό του νέου συνόλου γονέων χρησιμοποιούνται τα υπάρχοντα σύνολα γονέων $S^{g,\mu}$ και απογόνων $S^{g,\lambda}$, δηλαδή ισχύει:

$$S^{g+1,\mu} = T_\mu(S^{g,\mu} U S^{g,\lambda}) \quad (9)$$

6. Στη συνέχεια δημιουργούνται οι απόγονοι της επόμενης γενιάς $S^{g+1,\lambda}$ με τη διαδικασία της αναπαραγωγής. Για τη δημιουργία καθενός από τους λ απογόνους επιλέγονται τυχαία ρ

(συνήθως $\rho=2$ αλλά δεν αποκλείεται και $\rho>2$, όπως να έχουμε τρεις γονείς που να δημιουργούν τρεις απογόνους) γονείς από το σύνολο των γονέων $S^{g+1,\mu}$. Σε κάποιες αλγοριθμικές παραλλαγές επιτρέπεται ενίοτε κάποιο ή κάποια από τα ρ άτομα να προέρχονται από το σύνολο των επίλεκτων $S^{g+1,e}$, επιλεγμένα συνήθως με μικρότερη πιθανότητα. Για κάθε σύνολο ρ γονέων που επιλέχθηκαν εφαρμόζονται διαδοχικά κάποιοι τελεστές όπως ο τελεστής διασταύρωσης ή επανασυνδυασμού T_r και ο τελεστής μετάλλαξης T_m .

$$S^{g+1,\lambda} = T_m(T_r(S^{g+1,\mu} US^{g+1,e})) \quad (10)$$

7. Ελέγχονται αν ικανοποιούνται τα κριτήρια σύγκλισης και αν η μέθοδος δεν συγκλίνει, επαναλαμβάνονται τα βήματα (2) έως (7) για μια νέα γενιά όπου θεωρείται πλέον $g \leftarrow g+1$.

4.4.1 Κωδικοποίηση ελεύθερων μεταβλητών

Βασικό χαρακτηριστικό κάθε μεθόδου βελτιστοποίησης αποτελεί η κωδικοποίηση των διαφόρων μεταβλητών. Όλες οι περαιτέρω διαδικασίες του αλγορίθμου δομούνται βάσει της κωδικοποίησης αυτής. Για τις μεταβλητές του προβλήματος μπορεί να εφαρμοστεί είτε δυαδική είτε πραγματική κωδικοποίηση. Η πρώτη είναι χαρακτηριστικό των κλασικών γενετικών αλγορίθμων, ενώ η δεύτερη κυρίως των εξελικτικών στρατηγικών.

Αν θεωρηθεί \vec{x} το διάνυσμα των ελεύθερων μεταβλητών με N συνιστώσες (x_1, x_2, \dots, x_N) , η δυαδική κωδικοποίηση στους γενετικούς αλγορίθμους απαιτεί τον καθορισμό ενός κατώτατου ορίου $x_{i,L}$, ενός ανώτατου $x_{i,U}$ και το πλήθος n_i των δυαδικών ψηφίων ανά μεταβλητή i , με $i \in N$. Το πλήθος n_i καθορίζει την ακρίβεια της διακριτοποίησης της i -ιστής μεταβλητής που δίνεται από τον τύπο (11).

$$\delta x_i = \frac{x_{i,U} - x_{i,L}}{2^{n_i} - 1} \quad (11)$$

Η ενιαία δυαδική συστοιχία ή το χρωμόσωμα που περιγράφει κάθε υποψήφια λύση δημιουργείται από την συνένωση των δυαδικών συστοιχιών όλων των μεταβλητών. Αν για παράδειγμα οι μεταβλητές σχεδιασμού είναι $N=3$ με $n_1=4$, $n_2=6$, $n_3=5$, και πιο συγκεκριμένα σε δυαδική μορφή:

$$\begin{cases} x_1 = 1001 \\ x_2 = 010010 \\ x_3 = 10010 \end{cases} \quad (12)$$

ένα πιθανό χρωμόσωμα θα μπορούσε να είναι αυτό που παρουσιάζεται στην εξίσωση (13).

$$x = \underbrace{1001}_{x_1} \underbrace{010010}_{x_2} \underbrace{10010}_{x_3} \quad (13)$$

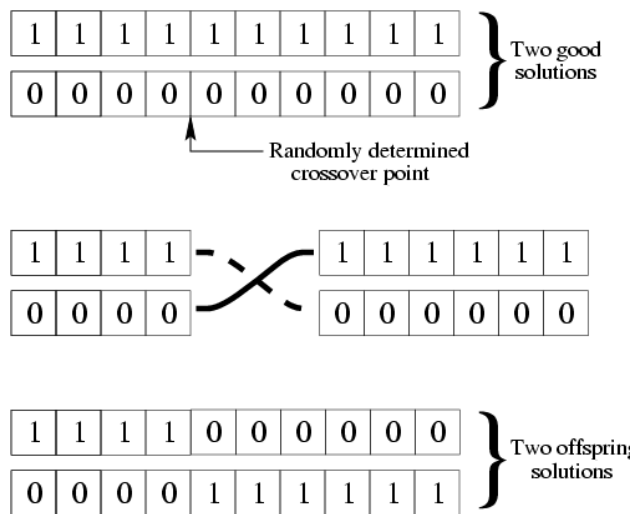
4.4.2 Τελεστής επιλογής γονέων

Στο πέμπτο βήμα αναφέρθηκε ο τελεστής επιλογής γονέων T_μ που δημιουργεί τους γονείς της νέας γενιάς $S^{g+1,\mu}$ επιλέγοντας άτομα από τα σύνολα απογόνων $S^{g,\lambda}$ και γονέων $S^{g,\mu}$ της τρέχουσας γενιάς. Η διαδικασία επιλογής γονέων δίνει μεγαλύτερες πιθανότητες στα άτομα με καλύτερη τιμή αντικειμενικής συνάρτησης να συμμετέχουν στη δημιουργία απογόνων. Αντίθετα, τα άτομα με χειρότερη τιμή αντικειμενικής συνάρτησης έχουν μικρότερες πιθανότητες να συμμετάσχουν στο νέο σύνολο γονέων. Άρα, η επιλογή βασίζεται στις τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης. Στη βιβλιογραφία αναφέρονται η αναλογική επιλογή, η γραμμική κατάταξη, η πιθανοτική επιλογή με διαγωνισμό κ.α.

4.4.3 Τελεστές διασταύρωσης

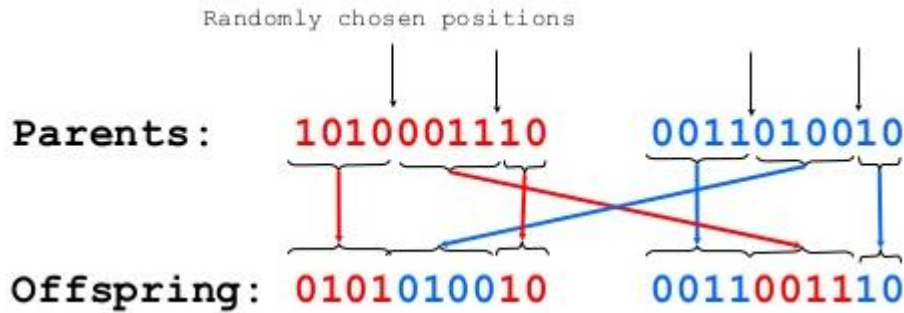
Για τη δυαδική κωδικοποίηση η διασταύρωση συνδυάζει δύο τυχαία επιλεγμένους γονείς για να δημιουργήσει ισόποσους απογόνους.

Η διασταύρωση απλού σημείου επιλέγει τυχαία μια θέση μεταξύ δύο διαδοχικών δυαδικών ψηφίων του χρωμοσώματος. Στη συνέχεια επιλέγονται τυχαία δύο γονείς από το αντίστοιχο σύνολο με τη χρήση τελεστών, όπως προαναφέρθηκε. Οι δύο αυτοί γονείς διασταυρώνονται, δηλαδή εναλλάσσουν τα δύο μέρη εκατέρωθεν της θέσης διασταύρωσης, παράγοντας έτσι δύο απογόνους.



Σχήμα 4.2 Διασταύρωση απλού σημείου

Διαδεδομένη είναι και η διασταύρωση δύο σημείων, όπου επιλέγονται δύο τυχαίες θέσεις διασταύρωσης και ο πρώτος απόγονος σχηματίζεται από το πρώτο και το τρίτο μέρος του πρώτου γονέα καθώς και το δεύτερο μέρος του δεύτερου γονέα.



Σχήμα 4.3 Διασταύρωση δύο σημείων

Υπάρχουν και άλλες μέθοδοι διασταύρωσης που, όμως, δεν είναι τόσο διαδεδομένες. Οι εξελικτικοί αλγόριθμοι χρησιμοποιούν τη μέθοδο της διασταύρωσης με πιθανότητα P_r (συνήθως κοντά στη μονάδα, π.χ. $P_r=0.90$). Ο λόγος είναι να επιτρέπει με μικρή πιθανότητα ίση με $1-P_r$ τη μεταφορά αναλλοίωτων των χαρακτηριστικών των γονέων στους απογόνους.

4.4.4 Τελεστές μετάλλαξης

Η μετάλλαξη εφαρμόζεται σε κάθε νέο απόγονο που προέκυψε από την διασταύρωση. Στόχος της είναι η εισαγωγή νέου γενετικού υλικού στον πληθυσμό των απογόνων με πιθανότητα P_m η οποία είναι πολύ μικρή, π.χ. $P_m=0.01$. Στη δυαδική κωδικοποίηση η μετάλλαξη επιτρέπει να αντιστραφεί το δυαδικό ψηφίο που θα επιλεγεί, δηλαδή αν ήταν μηδέν να γίνει ένα και αντίστροφα. Με την μετάλλαξη η μία λύση μπορεί να διαφέρει αρκετά από την επόμενη.

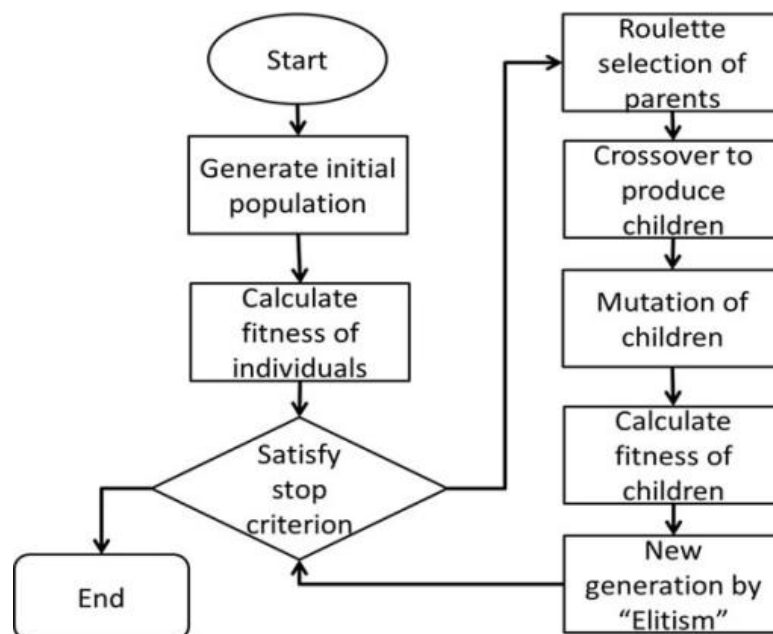


Σχήμα 4.4 Μετάλλαξη

4.5 Διαδικασία γενετικού αλγόριθμου

Οι γενετικοί αλγόριθμοι αποτελούν τους πιο διαδεδομένους εξελικτικούς αλγόριθμους και βασικό τους χαρακτηριστικό είναι ότι έχουν ίδιο αριθμό μελών γονέων και απογόνων, δηλαδή ισχύει $\mu=\lambda$. Στην αρχή της βελτιστοποίησης, ο γενετικός αλγόριθμος αρχικοποιεί τις τιμές των παραμέτρων (αρχικός πληθυσμός). Ο αρχικός πληθυσμός χρησιμοποιείται για την επίλυση των εξισώσεων του συστήματος. Ο πληθυσμός κωδικοποιείται σε χρωμοσώματα, μια δυαδική αναπαράσταση της λύσης. Μια λειτουργία αξιολόγησης βαθμολογεί τις λύσεις από την άποψη της φυσικής τους κατάστασης. Η φυσική τους κατάσταση είναι μία αριθμητική τιμή που περιγράφει την πιθανότητα για μια λύση να επιζήσει και να αναπαραχθεί. Επιλέγονται τυχαία οι γονείς από τον υπάρχων πληθυσμό. Μόνο ένα μέρος του πληθυσμού (επιζώντες ή

λύσεις με καλύτερη τιμή φυσικής κατάστασης) επιλέγεται για τη δημιουργία νέου πληθυσμού. Αυτός ο νέος πληθυσμός δημιουργείται χρησιμοποιώντας τη διασταύρωση. Η διασταύρωση είναι μία διαδικασία ανταλλαγής κομματιών από τα δεδομένα των χρωμοσωμάτων μεταξύ τους. Η διασταύρωση επιτρέπει στις γενιές που έχουν καλή φυσική κατάσταση να διατηρούνται και να μεγαλώνουν στις νέες γενιές του πληθυσμού. Η μετάλλαξη είναι μία διαδικασία που αλλάζει τυχαία τα κομμάτια του γενότυπου ενός απογόνου και δημιουργούνται οι απόγονοι με αυτόν τον τρόπο. Αυτό είναι ισοδύναμο με διατάραξη του ζευγαρώματος του πληθυσμού στοχαστικά. Η μετάλλαξη εμποδίζει τον πληθυσμό από ομογενοποίηση σε ένα συγκεκριμένο σύνολο γονιδίων, έτσι ώστε οποιοδήποτε γονίδιο σε μια γενιά να έχει μια ορισμένη πιθανότητα να μεταλλαχθεί σε μελλοντικές γενιές. Τέλος, δημιουργείται η νέα γενιά με την προσθήκη των επίλεκτων μελών. Μόλις δημιουργηθεί η νέα γενιά, τα προηγούμενα βήματα επαναλαμβάνονται μέχρι να ικανοποιηθεί κάποιο κριτήριο σύγκλισης.



Σχήμα 4.5 Διάγραμμα γενετικού αλγορίθμου

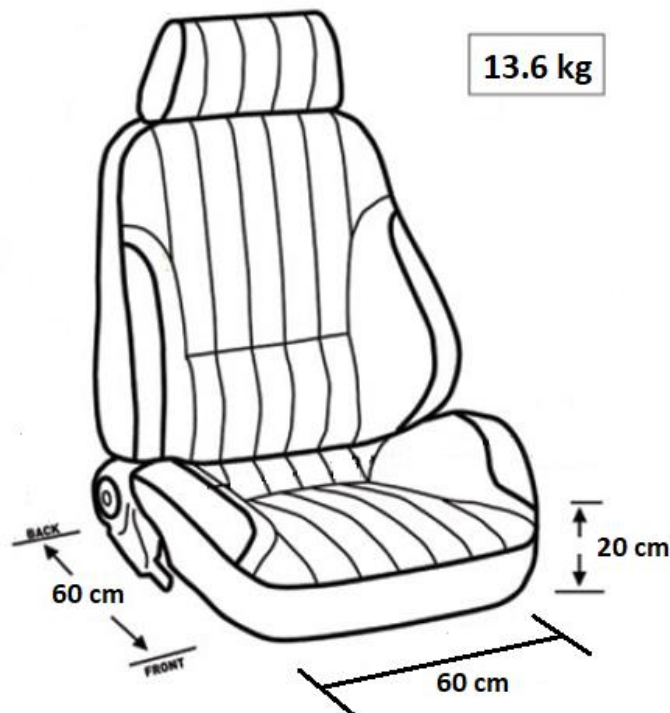
4.6 Εφαρμογή ΓΑ στα διάφορα μοντέλα καθίσματος

Στην περίπτωση του καθίσματος με χαμηλή φυσική συχνότητα η φόρτωσή του με μία μάζα άκαμπτου σώματος (ίση με το 73% του βάρους του οδηγού) οδηγεί σε παρόμοια αποτελέσματα σε σύγκριση με τη φόρτωση από γραμμικούς ταλαντωτές πολλαπλών σωμάτων που μιμούνται τη δυναμική του πραγματικού οδηγού. Συνυπολογίζοντας τη μάζα του καθίσματος (13.6 kg) και το μοντέλο 7BE του οδηγού που υπολογίζεται στα 81.4 kg, χρησιμοποιήθηκε για την βελτιστοποίηση μία συνολική μάζα 95kg.

Η στατική μετατόπιση των ελατηρίων σχετίζεται κυρίως με τον διαθέσιμο χώρο στην καμπίνα, ενώ η RMS της επιτάχυνσης με την άνεση. Μεγάλη τιμή της σκληρότητας του ελατηρίου προσφέρει μικρότερη αρχική μετατόπιση και λιγότερη άνεση, αντίθετα μικρή τιμή της σκληρότητας ελατηρίου οδηγεί σε περισσότερη άνεση και μεγαλύτερη μετατόπιση. Μεγάλος συντελεστής απόσβεσης αποσβαίνει σε

μεγαλύτερο βαθμό τις ταλαντώσεις στον οδηγό, άρα είναι πιο άνετο το όχημα. Όμως με μεγάλο συντελεστή απόσβεσης η ταλαντωτική συμπεριφορά χειροτερεύει την άνεση. Κατά την βελτιστοποίηση, αναζητείται ο βέλτιστος συνδυασμός αυτών των στοιχείων για την ικανοποίηση των αντικρουόμενων στόχων της άνεσης και της μετατόπισης σε ένα κάθισμα αυτοκινήτου.

Εδώ, λοιπόν, χρησιμοποιήθηκαν γενετικοί αλγόριθμοι για την βελτιστοποίηση των μοντέλων ως προς την άνεση του οδηγού και την στατική μετατόπιση από την αρχική απαραμόρφωτη θέση. Για τους δύο αυτούς στόχους καθοριστικό ρόλο φέρουν τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του κάθε μοντέλου, απόπου προκύπτει και η σιβαρότητα του κάθετου ελατηρίου, που επηρεάζει με τη σειρά του την τιμή του συντελεστή απόσβεσης για να επιτευχθούν οι βέλτιστες λύσεις. Πιο συγκεκριμένα, ως μεταβλητές σχεδιασμού για τα μοντέλα των μη γραμμικών αναρτήσεων επιλέχθηκαν όλες οι απαραίτητες μεταβλητές για την κατασκευή και ως περιορισμοί οι αναγκαίοι και ικανοί περιορισμοί για την εξασφάλιση της λειτουργίας των αναρτήσεων, όπως παρουσιάζονται στους πίνακες που ακολουθούν στις επόμενες υποενότητες.



Σχήμα 4.6 Διαθέσιμος χώρος για την τοποθέτηση ανάρτησης σε κάθισμα

Κατά τη βελτιστοποίηση των μη γραμμικών αναρτήσεων επιλέχθηκαν τα όρια των μεταβλητών σχεδιασμών σύμφωνα με την υπάρχουσα βιβλιογραφία, αλλά και να είναι ρεαλιστικές και εφικτές οι τιμές τους. Έτσι, η απόσβεση μπορεί να κυμαίνεται από 200 Ns/m έως 2500 Ns/m. Για τα ελατήρια θεωρήθηκε ένα ευρύ πεδίο τιμών, από 2000-180000 N/m ανάλογα την κάθε περίπτωση. Επίσης, πραγματοποιήθηκε βελτιστοποίηση και για το παθητικό μοντέλο για να έχουμε σαφέστερη εικόνα των δυνατοτήτων των μη γραμμικών αναρτήσεων.

Οι στόχοι της βελτιστοποίησης εκφράζονται από τις αντικειμενικές συναρτήσεις, όπως αναφέρθηκε προηγουμένως. Έτσι ως αντικειμενικές συναρτήσεις επιλέχθηκαν μία που εκφράζει την άνεση του οδηγού και μία που εκφράζει την μετατόπιση από την αρχική θέση έως τη θέση ισορροπίας. Η πρώτη εκφράζεται από την επιτάχυνση που δέχεται ο οδηγός και πιο συγκεκριμένα είναι η ενεργός τιμή της επιτάχυνσης του καθίσματος του οδηγού, δηλαδή η τετραγωνική ρίζα της χρονικής μέσης τιμής του τετραγώνου των επιταχύνσεων (root mean square of seat's acceleration, rms). Η δεύτερη αντικειμενική συνάρτηση είναι το X_{ST} . Η μαθηματική τους διατύπωση δίνεται στις εξισώσεις (1) και (2).

$$f_1 = rms(\ddot{x}) \quad (1)$$

$$f_2 = X_{ST} \quad (2)$$

Ένα ακόμα σημαντικό στοιχείο της βελτιστοποίησης είναι οι περιορισμοί. Υπάρχουν περιορισμοί λόγω της τεχνολογίας και της σχεδίασης του καθίσματος όπως ο διαθέσιμος χώρος, αλλά και περιορισμοί που έχουν να κάνουν με την άνεση, όπως η επιτάχυνση του καθίσματος του οδηγού που κρίνουμε ως αποδεκτή. Όλοι οι περιορισμοί που τέθηκαν φαίνονται στα πινακίδια που έπονται. Ειδικότερα οι τιμές που επιλέχθηκαν προέρχονται από την βιβλιογραφία και εξασφαλίζουν την ασφαλή λειτουργία της εκάστοτε ανάρτησης, αλλά και την επίτευξη μεγαλύτερης άνεσης με την μικρότερη δυνατή αρχική παραμόρφωση καθώς και βασικοί περιορισμοί για την RMS και το X_{ST} .

Ο πληθυσμός σε κάθε γενιά επιλέχθηκε να είναι ίσος με 200 άτομα για κάθε γενιά, που αποτελεί μία τυπική τιμή για βελτιστοποίηση που περιέχει πάνω από πέντε μεταβλητές σχεδιασμού, όπως ισχύει εδώ στα περισσότερα μοντέλα που χρησιμοποιήθηκαν. Αν επιλεγεί μικρός αριθμός πληθυσμού, ενδέχεται η βελτιστοποίηση να εγκλωβιστεί σε τοπικά ακρότατα και απ'την άλλη εάν επιλεγεί ιδιαίτερα μεγάλος αριθμός, η διαδικασία απαιτεί πολύ περισσότερο υπολογιστικό χρόνο. Ο πληθυσμός των επίλεκτων ατόμων ορίστηκε στο 10, δηλαδή το 5% του πληθυσμού. Το ποσοστό της διασταύρωσης είναι 0.8, που είναι και η αυτόματη ρύθμιση στην εντολή της MATLAB. Η βελτιστοποίηση τελειώνει όταν η μέση αλλαγή στην καλύτερη τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης είναι μικρότερη από την τιμή για το κριτήριο τερματισμού, που είναι 10^{-4} . Για να επιτευχθεί αυτό, χρειάστηκαν να υπολογιστούν πάνω από 100 γενιές σε κάθε βελτιστοποίηση που πραγματοποιήθηκε στο κάθε μοντέλο ξεχωριστά. Ο αριθμός των λύσεων που προέκυψαν είναι περίπου 70, και σχετίζεται με τον αριθμό του πληθυσμού απ'όπου προέκυψε. Οι λύσεις αποτελούν το 35% του αριθμού του αρχικού πληθυσμού.

4.6.1 Μοντέλο κλασικής γραμμικής παθητικής ανάρτησης καθίσματος.

Τα όρια που θέτουμε στην σταθερά του αποσβεστήρα επιβάλλονται απ'την υπάρχουσα τεχνολογία και θα είναι ίδια για όλα τα μοντέλα. Σε αντίθεση με την σταθερά του ελατηρίου που επιλέγεται πιο αυθαίρετα εφόσον καλυπτόμεθα από τους περιορισμούς που ακολουθούν.

Πίνακας 4.1 Όρια μεταβλητών σχεδιασμού classic passive

Μεταβλητή σχεδιασμού	Κάτω όρια	Πάνω όρια
$C [Ns/m]$	200	2500
$K [N/m]$	10000	150000

Η μετατόπιση από την αρχική θέση δίνεται $X_{ST} = \frac{mg}{K}$

Οι δύο περιορισμοί που τίθενται εδώ είναι οι απολύτως απαραίτητοι για την αποδοχή του μοντέλου ανάρτησης και θα κρατηθούν ίδιοι και στα επόμενα.

Πίνακας 4.2 Περιορισμοί για το γραμμικό μοντέλο passive

Περιορισμοί	
1	Rms acceleration < 1 m/s ²
2	$X_{ST} < 0.1$ m

4.6.2 Μοντέλο Carrella et al.

Τα όρια των μεταβλητών σχεδιασμού στο QZS του Carrella προκύπτουν, όπως είδαμε στην αντίστοιχη ενότητα πιο πάνω, από τις αναγκαίες συνθήκες για την ύπαρξη ανάρτησης με αρνητικά χαρακτηριστικά, αλλά και την δυνατότητα να χωρέσει αυτή κάτω από ένα κάθισμα επιβατηγού οχήματος. Έτσι, λοιπόν, περιορίζουμε την γεωμετρική παράμετρο γ εφόσον η γωνία των κεκλιμένων μπορεί να είναι $0 < \theta < 90^\circ$, τον λόγο των σταθερών των ελατηρίων α τον περιορίζουμε, ώστε να καλύπτει τις τεχνολογικές απαιτήσεις και να μπορεί να επιτευχθεί από οποιοδήποτε είδος ελατηρίου, ενώ το α_0 καθορίζεται ξεκάθαρα από τον χώρο που έχουμε στη διάθεσή μας για να τοποθετήσουμε μια τέτοια ανάρτηση.

Πίνακας 4.3 Όρια μεταβλητών σχεδιασμού simple QZS

Μεταβλητή σχεδιασμού	Κάτω όρια	Πάνω όρια
γ	0.01	0.99
α	0	5
$\alpha_0 [m]$	0.1	0.3
$C [Ns/m]$	200	2500

Η μετατόπιση δίνεται $X_{ST} = \sqrt{L_0^2 - a_0^2}$, όπου $L_0 = \alpha_0 / \gamma$ και η στιβαρότητα του κάθετου ελατηρίου προκύπτει $K_v = \frac{mg}{X_{ST}}$.

Οι περιορισμοί είναι οι ίδιοι όπως πριν.

Πίνακας 4.4 Περιορισμοί για το μοντέλο Carrella

Περιορισμοί	
1	Rms acceleration < 1 m/s ²
2	X _{ST} < 0.1 m

4.6.3 Μοντέλο Than Danh LE et al.

Τα όρια στις μεταβλητές σχεδιασμού εδώ καθορίζονται από την ανάλυση του Le και λαμβάνονται ως εξής: ο λόγος σταθερών περιορίζεται στο 0 έως 1, το αρχικό μήκος του ελατηρίου τίθεται από τους περιορισμούς στον διαθέσιμο χώρο, όπως επίσης και το μήκος της μπάρας, αλλά και η απόσταση πρόσδεσης και φαίνονται στον επόμενο πίνακα.

Πίνακας 4.5 Όρια μεταβλητών σχεδιασμού LFM

Μεταβλητή σχεδιασμού	Κάτω όρια	Πάνω όρια
α	0	1
L_o [m]	0.1	0.3
b [m]	0.05	0.3
α_o [m]	0.1	0.3
C [Ns/m]	200	2500

Η μετατόπιση είναι $X_{ST} = \sqrt{b^2 - (\alpha_o - L_o)^2}$ και η στιβαρότητα του κάθετου ελατηρίου προκύπτει $K_v = \frac{mg}{X_{ST}}$.

Πίνακας 4.6 Περιορισμοί για το μοντέλο T.D. Le

Περιορισμοί	
1	$\alpha < \gamma_1 / (2(1 + \gamma_1 - \gamma_2))$
2	$\gamma_2 - 1 \leq \gamma_1$
3	$\gamma_2 < 1$
4	$L_o < \alpha_o$
5	$b^2 - (\alpha_o - L_o)^2 > 0$
6	Rms acceleration < 1 m/s ²
7	X _{ST} < 0.1 m

Οι περιορισμοί που έχουμε εδώ, πέραν των δύο που παραμένουν ίδιοι σε όλα τα μοντέλα, προκύπτουν από την προσπάθεια του ίδιου να εξασφαλίσει ένα σύστημα που να έχει το μεγαλύτερο δυνατό εύρος επιτρεπτών μετατοπίσεων για το οποίο η δυναμική στιβαρότητά του να είναι σχεδόν μηδενική και το

μέγεθος της κατασκευής να παρουσιάζεται όσο μικρότερο γίνεται για τα δεδομένα. Οι υπόλοιποι $L_o < \alpha_o$ και $b^2 - (\alpha_o - L_o)^2 > 0$ ορίζονται για την ευκολότερη και πιο άμεση εύρεση των βέλτιστων λύσεων.

4.6.4 Μοντέλο Yan et al.

Οι μεταβλητές σχεδιασμού καθορίζονται με την ίδια λογική, επιλέγοντας τον λόγο των σταθερών από 0 έως 5, τις ακτίνες R και r μέχρι 25 εκατοστά λαμβάνοντας υπόψη τον διαθέσιμο χώρο και για το d επίσης.

Πίνακας 4.7 Όρια μεταβλητών σχεδιασμού Cam-Roller

Μεταβλητή σχεδιασμού	Κάτω όρια	Πάνω όρια
α	0	5
$R [m]$	0.01	0.25
$d [m]$	0	0.25
$r [m]$	0.01	0.25
$C [Ns/m]$	200	2500

Η μετατόπιση είναι $X_{ST} = \sqrt{(R+r)^2 - (d+r)^2}$ και η στιβαρότητα του κάθετου ελατηρίου προκύπτει $K_v = \frac{mg}{X_{ST}}$.

Για την λειτουργία της ανάρτησης πρέπει να ισχύει $(R+r) > u_2$. Επιλέγουμε ως μεγαλύτερη την ακτίνα του εσωτερικού δίσκου ($R > r$) για μεγαλύτερη ευκολία στην κατασκευή ενός τέτοιου συστήματος, αλλά και σε συνδυασμό με τον περιορισμό $0.8 R > d$ να μπορούμε να επιτύχουμε μεγαλύτερο εύρος δυνατών μετατοπίσεων του καθίσματος. Η αρχική προσομπίεση u_2 των οριζόντιων ελατηρίων επιλέχθηκε ίση με 1mm όταν αυτά βρίσκονται στις ακραίες θέσεις ούτως ώστε να μην χάνεται η επαφή roller-cam.

Πίνακας 4.8 Περιορισμοί για το μοντέλο Cam-Roller

Περιορισμοί	
1	$(R+r) > u_2$
2	$R > r$
3	$0.8 R > d$
4	Rms acceleration $< 1 \text{ m/s}^2$
5	$X_{ST} < 0.1 \text{ m}$

4.6.5 Μοντέλο KDamper

Εδώ οι μεταβλητές σχεδιασμού ακολουθούν τη λογική των προηγούμενων μοντέλων όσον αφορά τις καθαρά κατασκευαστικές, όπως είναι το μήκος πρόσδεσης της εσωτερικής μάζας, το επιτρεπόμενο αρχικό μήκος των οριζόντιων ελατηρίων, αλλά και το μήκος της μπάρας. Οι υπόλοιπες (στιβαρότητες ελατηρίων) ορίζονται από τα όρια που μπορεί να λειτουργήσει ένα ελατήριο για τέτοιο σκοπό. Η εσωτερική μάζα

επιλέχθηκε ίση με 1 kg δηλαδή περίπου ίση με το 1% της μάζας του ολόκληρου φορτίου που επρόκειτο να αναλάβει η ανάρτηση.

$$\text{Η μετατόπιση είναι } X_{ST} = ((m + m_d)g - f_{N0})/K_S$$

Πίνακας 4.9 Όρια μεταβλητών σχεδιασμού KDamper

Μεταβλητή σχεδιασμού	Κάτω όρια	Πάνω όρια
$\alpha_o [m]$	0.1	0.3
$L_o [m]$	0.1	0.3
$b [m]$	0.1	0.3
$C [Ns/m]$	200	2500
$K_S [N/m]$	10000	180000
$K_P [N/m]$	2000	70000
$K_h [N/m]$	2000	70000

Ως περιορισμός, πέραν απ'τους κοινούς, χρησιμοποιήθηκε το c_l , που επιλέγεται να είναι μικρό για να προσεγγίζεται μια γραμμική συμπεριφορά.

Πίνακας 4.10 Περιορισμοί για το μοντέλο KDamper

Περιορισμοί	
1	$-0.1 < c_l < 0.1$
2	Rms acceleration $< 1 \text{ m/s}^2$
3	$X_{ST} < 0.1 \text{ m}$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 Αποτελέσματα

5.1 Εισαγωγή

Στην εργασία αυτή όπως προαναφέρθηκε, έγινε προσπάθεια να βελτιστοποιηθούν καινοτόμα μοντέλα καθισμάτων τοποθετημένα σε ένα κοινό επιβατικό όχημα με την μελλοντική προοπτική της κατασκευής τους. Οι στόχοι, οι μεταβλητές σχεδιασμού και οι περιορισμοί που χρησιμοποιήθηκαν στην βελτιστοποίηση παρουσιάστηκαν εκτενώς στο προηγούμενο κεφάλαιο.

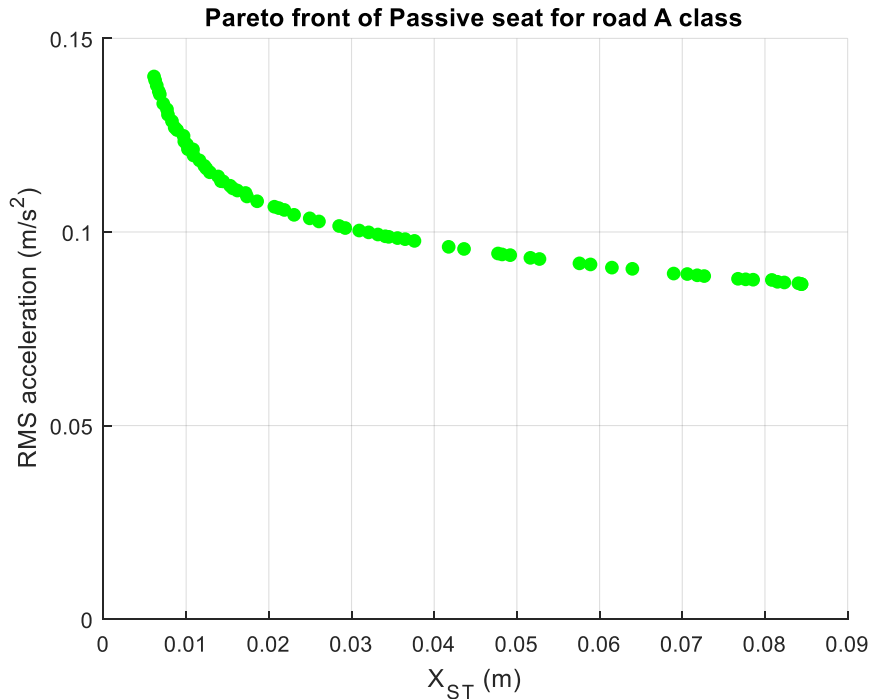
Τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται παρακάτω ακολουθούν συγκεκριμένη σειρά με στόχο την ευκολότερη παρατήρηση και εξαγωγή συμπερασμάτων. Πρώτα γίνεται μια διερεύνηση της RMS επιτάχυνσης (f_1) με την στατική παραμόρφωση της ανάρτησης (f_2), όπου ήταν οι στόχοι της βελτιστοποίησης με τη βοήθεια του μετώπου Pareto. Στην συνέχεια, παρατίθενται η συσχέτιση των μεταβλητών σχεδιασμού με την f_1 και με άξονες τα όρια βελτιστοποίησης. Ταυτόχρονα, γίνεται παρουσίαση των μεταβλητών σχεδιασμού σε πίνακες. Επίσης, επιπλέον διαγράμματα διαφόρων μεγεθών από την προσομοίωση των μοντέλων με χρήση τριών λύσεων του μετώπου Pareto έχουν αναπαραχθεί. Εν συνεχεία, γίνεται διερεύνηση της f_1 με την f_2 για διαφορετικές μάζες (± 20 kg) και για διαφορετικά προφίλ δρόμων σε ξεχωριστές ενότητες, χρησιμοποιώντας όμως, τις παραμέτρους που βρέθηκαν από τη βελτιστοποίηση για προφίλ δρόμου κατηγορίας A και μάζα 95 κιλών (συνολική μάζα καθίσματος και ανθρώπου μαζί).

Οι μη γραμμικές αναρτήσεις που μελετάμε επιτυγχάνουν τη βέλτιστη συμπεριφορά τους όταν το βάρος που τοποθετείται (οδηγός και κάθισμα) είναι προκαθορισμένο και σταθερό. Όπως είδαμε, έχουν βρεθεί τρόποι για να ρυθμίζεται η θέση ισορροπίας και να λαμβάνονται τα επιθυμητά. Στις επόμενες ενότητες που θα μελετηθεί η συμπεριφορά των αναρτήσεων σε φόρτωση διαφορετικών μαζών, οι αρνητικοί μηχανισμοί θα κρατώνται με τα ίδια χαρακτηριστικά ρυθμίζοντας μόνο την στιβαρότητα του κάθετου ελατηρίου, που είναι και πιο εύκολο να πραγματοποιηθεί (κόστος και διαθέσιμος χώρος).

5.2 Κλασικό παθητικό κάθισμα

Αρχικά, θα δείξουμε τη συμπεριφορά της κλασικής ανάρτησης για να μπορέσουμε στην πορεία να εντοπίσουμε τα πλεονεκτήματα πρόσθεσης αρνητικών μηχανισμών σε ένα κάθισμα.

5.2.1 Διερεύνηση της RMS επιτάχυνσης με την στατική παραμόρφωση για προφίλ δρόμου κατηγορίας A



Σχήμα 5.1 Μέτωπο Pareto του κλασικού μοντέλου

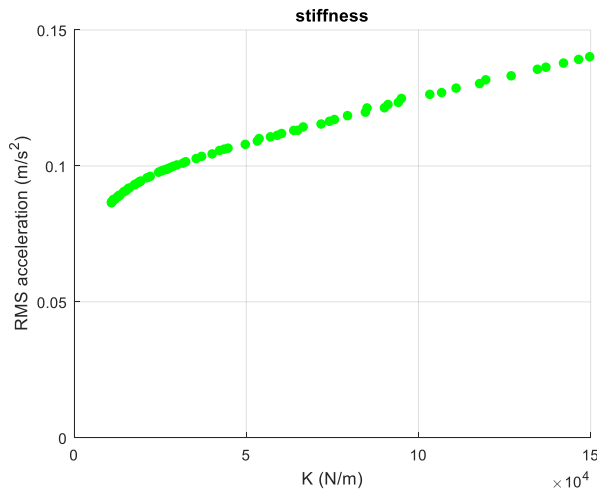
Το μέτωπο Pareto εμφανίζει τις βέλτιστες τιμές της f_1 που μπορούν να επιτευχθούν από μία κλασική ανάρτηση σε κάθισμα με τα σύγχρονα δεδομένα σε καλό οδόστρωμα κατηγορίας A, σε συνδυασμό με αρχικές μετατοπίσεις (f_2) που φτάνουν μέχρι τα 8.5 cm σχεδόν. Όσο μεγαλύτερη η X_{ST} τόσο καλύτερη η άνεση του οδηγού, η οποία όμως είναι ήδη αρκετά κάτω από τα επιτρεπόμενα όρια της άνεσης, που υποδηλώνονται από το ISO2631.

5.2.2 Διαγράμματα συμπεριφοράς μεταβλητών με την RMS επιτάχυνση και παρουσίαση πίνακα αποτελεσμάτων βελτιστοποίησης

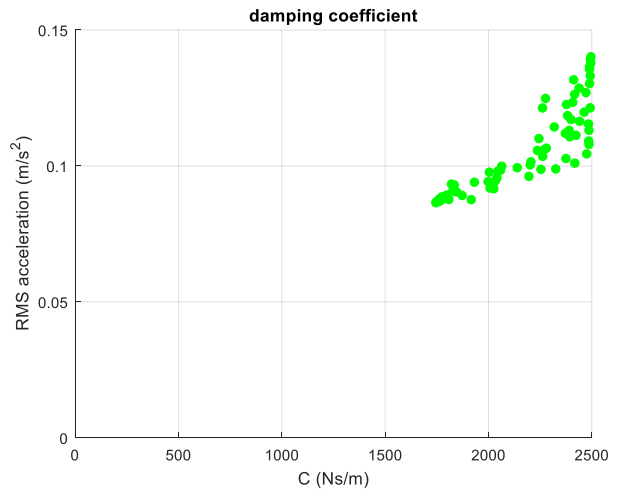
Οι μεταβλητές σχεδιασμού που προέκυψαν από την βελτιστοποίηση παρουσιάζονται στον πίνακα 5.1 (με στρογγυλοποίηση στο 3^ο δεκαδικό ψηφίο) και η συμπεριφορά τους στα διαγράμματα 5.2-5.3. Τα χρώματα που χρησιμοποιούνται για τις καμπύλες των διαγραμμάτων (5.4-5.16) αντιστοιχούν στα σημεία που πάρθηκαν από το Pareto. Με κίτρινο είναι η τιμή με την ελάχιστη f_1 (μέγιστη X_{ST}), με κόκκινο το μέσον και με μπλε η μέγιστη f_1 (ελάχιστη X_{ST}).

Πίνακας 5.1 Αποτελέσματα βελτιστοποίησης κλασικού γραμμικού μοντέλου

A/A	K (N/m)	C (Nm/s)	A/A	K (N/m)	C (Nm/s)
1	11,026.006	1,749.101	36	27,990.290	2,142.100
2	11,026.006	1,749.101	37	146,686.126	2,496.025
3	59,158.984	2,426.756	38	106,891.738	2,474.891
4	142,290.824	2,497.670	39	37,199.806	2,265.507
5	11,303.658	1,766.144	40	53,898.536	2,247.179
6	15,130.213	1,830.056	41	35,621.652	2,377.907
7	49,871.687	2,489.331	42	119,710.917	2,415.274
8	40,254.323	2,478.435	43	11,845.791	1,811.343
9	13,494.030	1,800.478	44	14,545.998	1,848.111
10	32,577.934	2,208.674	45	11,418.529	1,761.840
11	65,105.618	2,489.284	46	18,905.292	1,934.647
12	42,400.787	2,239.775	47	95,219.141	2,279.050
13	22,268.042	2,198.740	48	79,566.965	2,385.945
14	74,316.698	2,443.956	49	24,711.116	2,007.052
15	15,793.924	2,028.639	50	17,638.951	1,837.247
16	137,178.365	2,491.691	51	127,087.527	2,495.463
17	27,259.274	2,328.386	52	43,743.211	2,275.676
18	18,013.054	1,823.604	53	12,127.529	1,787.180
19	94,317.911	2,410.539	54	111,098.516	2,441.768
20	12,809.430	1,777.387	55	84,759.625	2,466.115
21	66,695.672	2,321.559	56	53,381.719	2,487.905
22	90,298.271	2,495.438	57	85,242.199	2,264.689
23	16,159.937	2,010.582	58	103,459.853	2,419.900
24	149,894.347	2,499.024	59	26,931.708	2,256.842
25	19,488.280	2,035.622	60	134,719.821	2,492.184
26	11,514.232	1,919.588	61	28,964.230	2,067.083
27	21,321.184	2,044.096	62	57,179.763	2,396.949
28	63,954.515	2,393.507	63	30,029.645	2,204.743
29	44,863.415	2,282.909	64	19,288.013	2,001.362
30	25,473.361	2,049.360	65	75,770.657	2,402.015
31	31,757.488	2,420.721	66	60,414.346	2,375.237
32	11,983.271	1,763.507	67	12,959.508	1,796.891
33	71,876.092	2,486.733	68	13,179.798	1,875.393
34	11,074.250	1,751.226	69	117,917.694	2,492.357
35	91,324.164	2,380.680	70	26,131.764	2,061.000

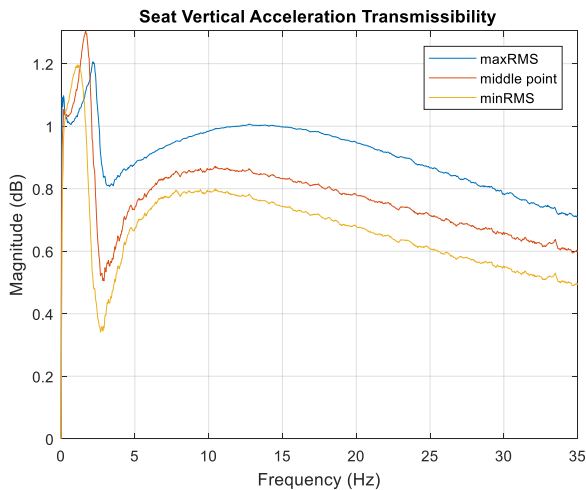


Σχήμα 5.2 Σταθερά ελατηρίου

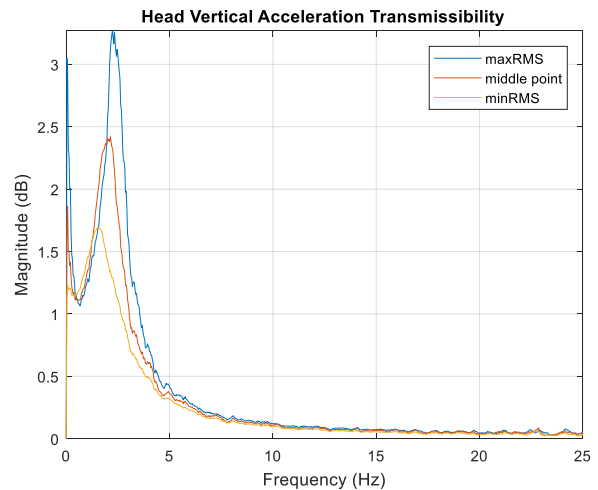


Σχήμα 5.3 Συντελεστής απόσβεσης

Η σταθερά του ελατηρίου βλέπουμε να κυμαίνεται σε όλο το εύρος των πιθανών λύσεων δίνοντας μάλιστα ξεκάθαρη εικόνα ότι αναφερόμαστε στο γραμμικό μοντέλο. Απ΄την άλλη, ο συντελεστής απόσβεσης φαίνεται να αγγίζει τα άνω όρια που τέθηκαν επαληθεύοντας το γεγονός ότι χαμηλώνοντας την τιμή του επιτυγχάνεται καλύτερη άνεση.

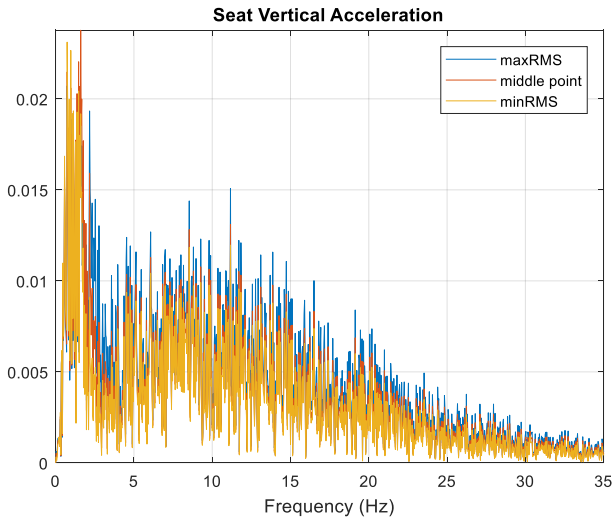


Σχήμα 5.4 Μεταδοτικότητα στο κάθισμα

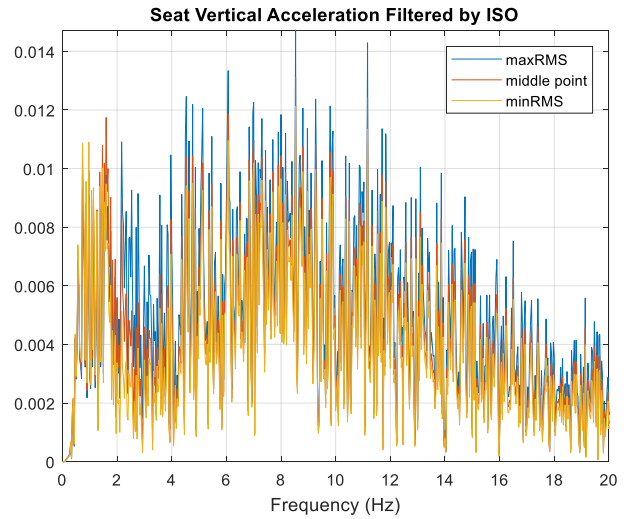


Σχήμα 5.5 Μεταδοτικότητα στο κεφάλι

Οι μετασχηματισμοί Fourier από τα αποτελέσματά μας στο πεδίο της συχνότητας μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την εξαγωγή της συνάρτησης μεταδόσεως σταθερής κατάστασης για την απόλυτη επιτάχυνση της απόκρισης. Η συνάρτηση μεγέθους που προκύπτει είναι $Seat\ Acceleration\ Transmissibility = \ddot{x}_{seat}/\ddot{x}_{floor}$ και $Head\ Acceleration\ Transmissibility = \ddot{x}_{head}/\ddot{x}_{floor}$. Όσον αφορά την μεταδοτικότητα έχουμε ενίσχυση στις χαμηλές συχνότητες (<4 Hz) σε όλες τις περιπτώσεις και ειδικά στο κεφάλι, όπου είναι παραπάνω από τριπλάσια στην ακραία τιμή.

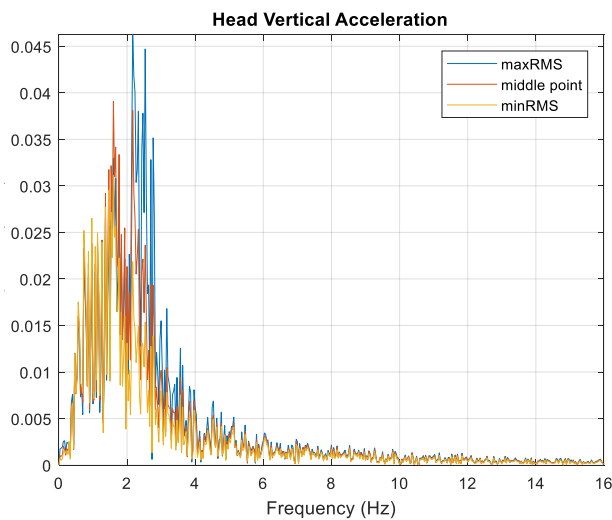


Σχήμα 5.6 Επιτάχυνση καθίσματος

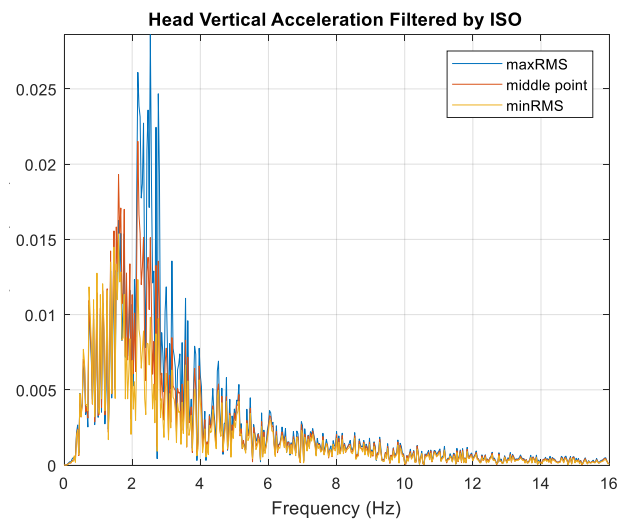


Σχήμα 5.7 Σταθμισμένη Επιτάχυνση καθίσματος

Εδώ σημειώνονται μικρές διαφορές στις τρεις περιπτώσεις και φαίνεται η συνεισφορά των φίλτρων κατά ISO πώς μειώνει το πλάτος της επιτάχυνσης, κυρίως στην περιοχή 0-4 Hz.

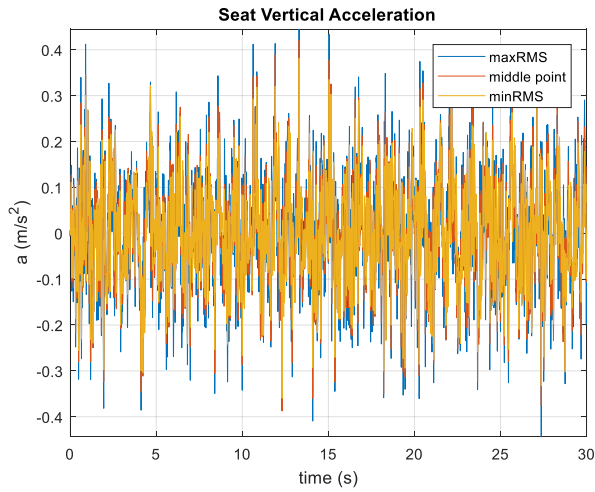


Σχήμα 5.8 Επιτάχυνση κεφαλής

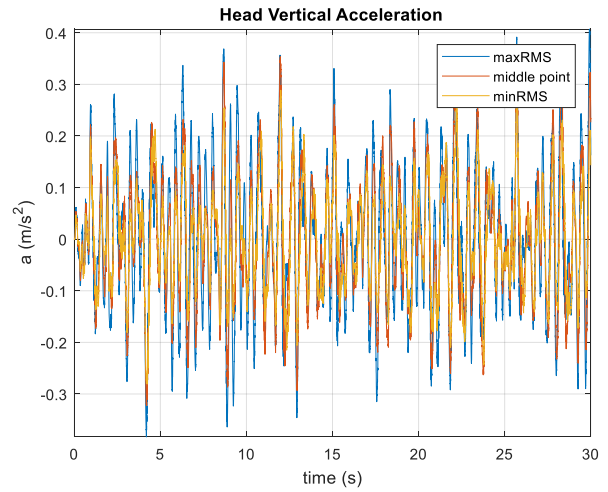


Σχήμα 5.9 Σταθμισμένη επιτάχυνση κεφαλής

Η συμπεριφορά του καθίσματος, όπως φαίνεται στα παραπάνω διαγράμματα, δεν διαφέρει και πολύ μεταξύ των σημείων που επιλέχθηκαν. Η επιτάχυνση στην ελάχιστη χ_{ST} φαίνεται να παίρνει πολύ μεγαλύτερες τιμές, που κρίνονται αποδεκτές όμως και αυτές ως προς την άνεση.

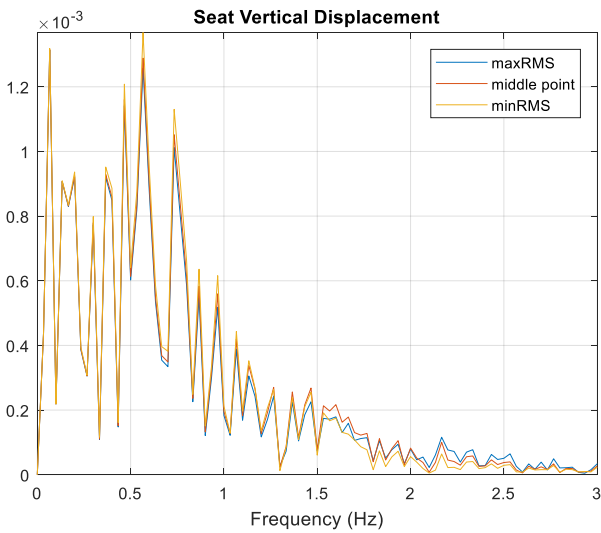


Σχήμα 5.10 Επιτάχυνση καθίσματος

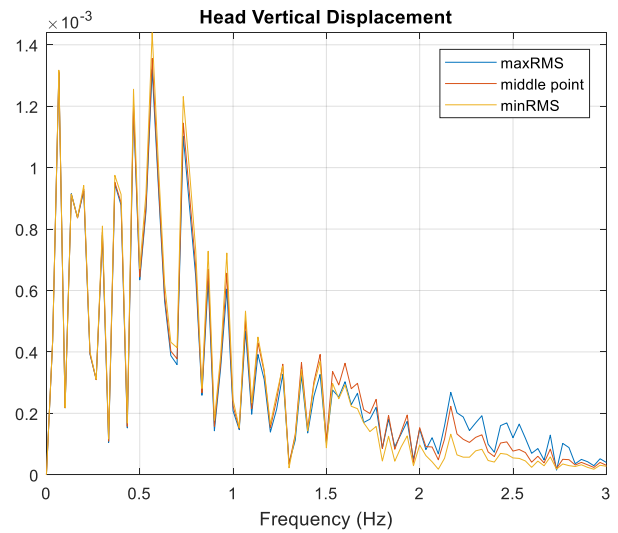


Σχήμα 5.11 Επιτάχυνση κεφαλής

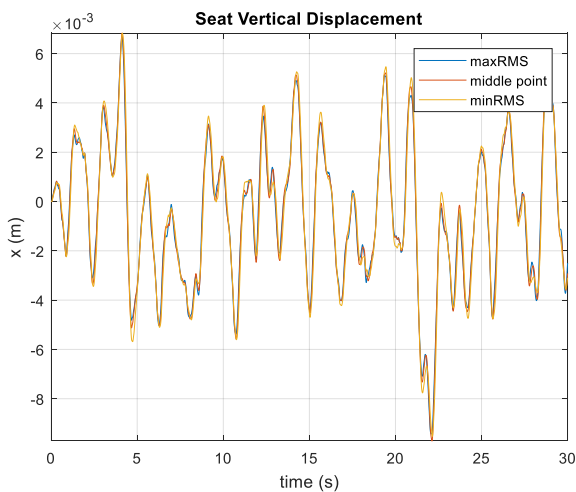
Μικρές διαφορές έχουμε και εδώ με τις μέγιστες τιμές που λαμβάνει η επιτάχυνση να είναι παρόμοιες, με τα πλάτη όμως στην maxRMS να είναι κατά πολύ μεγαλύτερα απ' τις άλλες περιπτώσεις.



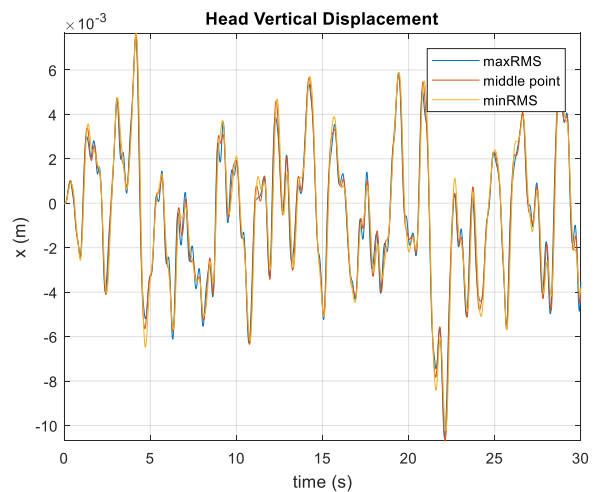
Σχήμα 5.12 Μετατόπιση καθίσματος



Σχήμα 5.13 Μετατόπιση κεφαλής

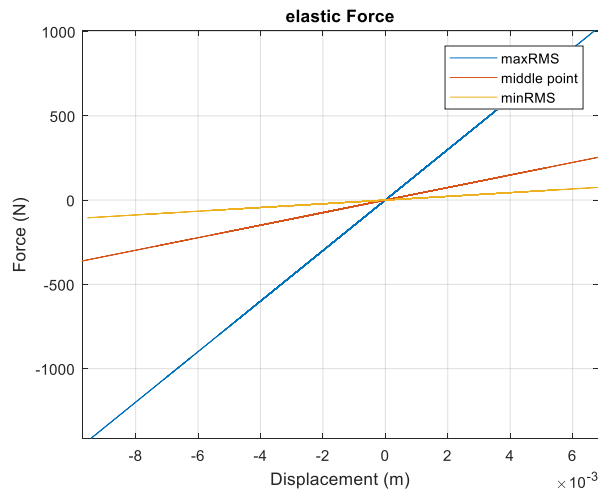


Σχήμα 5.14 Μετατόπιση καθίσματος



Σχήμα 5.15 Μετατόπιση κεφαλής

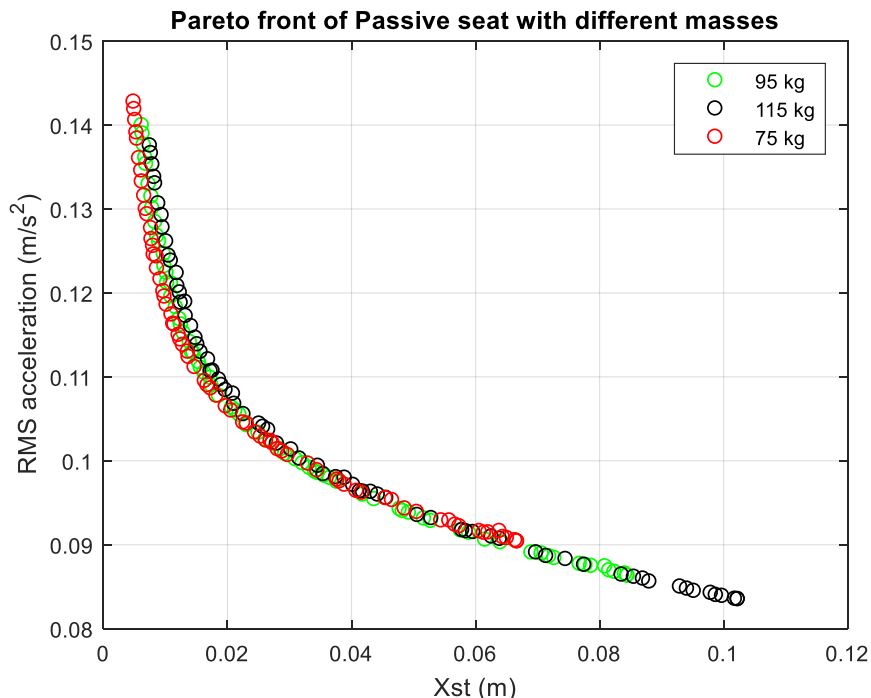
Οι μετατοπίσεις και στο πεδίο του χρόνου αλλά και της συχνότητας είναι παρόμοιες σε κάθε περίπτωση με πολύ μικρές διαφορές στο πλάτος σε κάθε περίπτωση, με την απόσβεση στην minRMS να είναι εμφανώς καλύτερη γεγονός που παρατηρείται ιδιαίτερα στη μετατόπιση του κεφαλιού (time domain: 5-10 sec και frequency domain: 2-3 Hz).



Σχήμα 5.16 Δυνάμεις ελατηρίου

Εδώ εμφανίζεται η γραμμική δύναμη του κάθετου ελατηρίου με την τεράστια διαφορά των δύο ακραίων λύσεων να είναι εμφανής.

5.2.3 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με την αρχική παραμόρφωση για διαφορετικές μάζες



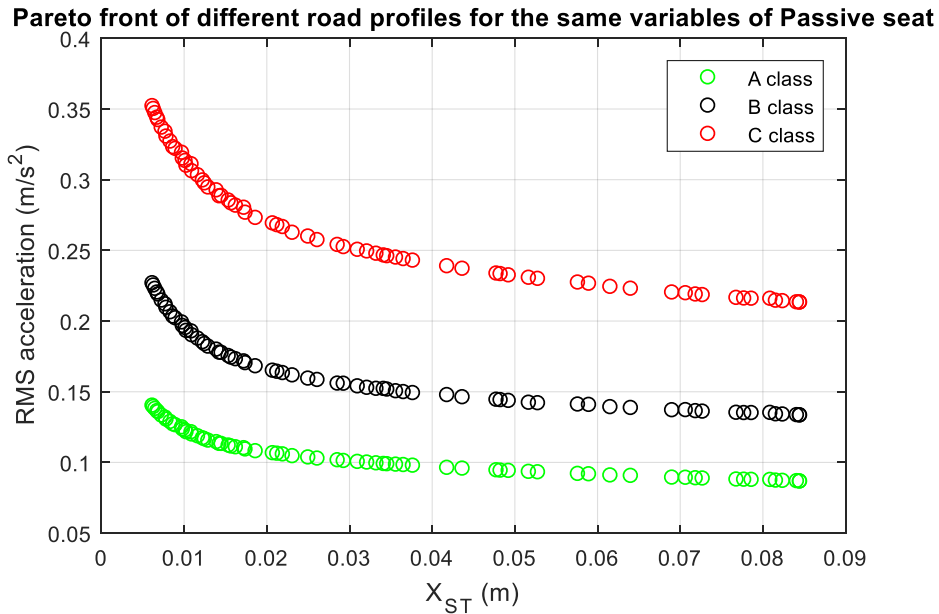
Σχήμα 5.17 Μέτωπο Pareto του κλασικού μοντέλου για διαφορετικές μάζες

Το μέτωπο Pareto μας πληροφορεί ότι η αλλαγή της μάζας στην παθητική ανάρτηση χωρίς επιπλέον αρνητικούς μηχανισμούς έχει την ίδια σχεδόν συμπεριφορά ως προς την RMS για κάθε περίπτωση και μέσα στα επιτρεπτά πλαίσια. Το μόνο που επηρεάζεται περισσότερο είναι η αρχική παραμόρφωση,

πράγμα λογικό με την αλλαγή του βάρους που επιχειρείται, που οδηγεί στην αύξηση της διασποράς των λύσεων για μεγαλύτερο βάρος και σε αντίστοιχη μείωση για μικρότερο.

5.2.4 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με αρχική παραμόρφωση σε διαφορετικά προφίλ δρόμου

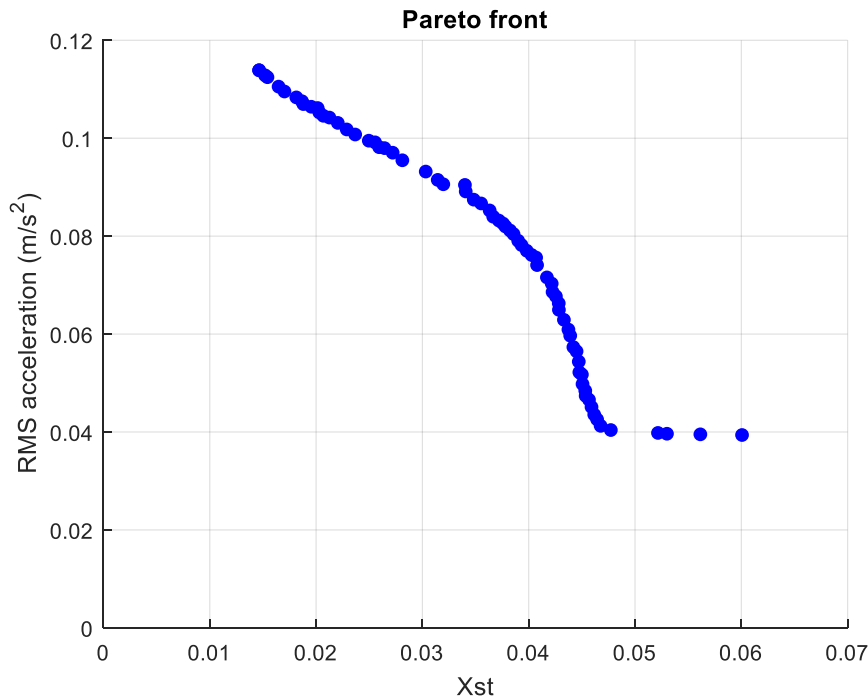
Για την γραμμική ανάρτηση τα αποτελέσματα φαίνονται στο επόμενο σχήμα. Η rms επιτάχυνση εμφανίζεται καλύτερη όσο πιο καλό είναι και το προφίλ του δρόμου, όπως και αναμέναμε εξάλλου. Σε μικρές αρχικές μετατοπίσεις και για μέτριο οδόστρωμα (κατηγορίας C) γίνεται ολίγον άβολο το κάθισμα και αυξάνεται πολύ περισσότερο συγκριτικά με την αύξηση από A→B.



Σχήμα 5.18 Μέτωπο Pareto κλασικής παθητικής ανάρτησης για προφίλ δρόμου κατηγορίας A, B και C

5.3 Μοντέλο Carrella

5.3.1 Διερεύνηση της RMS επιτάχυνσης με την στατική παραμόρφωση για προφίλ δρόμου κατηγορίας A



Σχήμα 5.19 Μέτωπο Pareto του μοντέλου Carrella

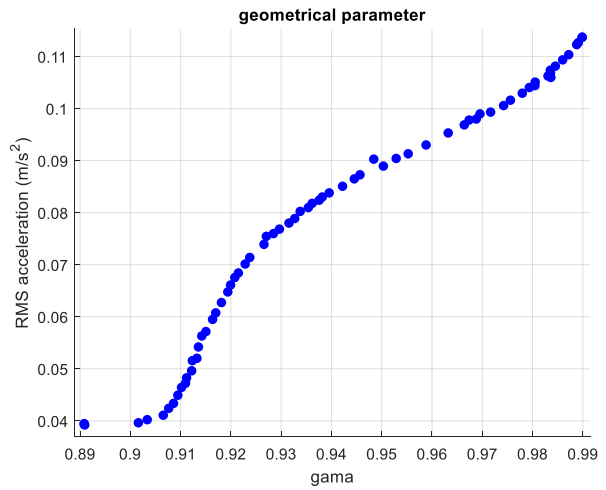
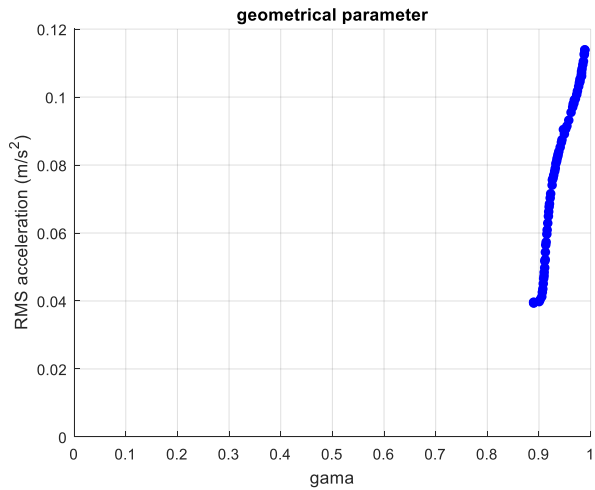
Το μέτωπο Pareto εμφανίζει τις βέλτιστες τιμές της f_1 (άνεση) που μπορούν να επιτευχθούν από το μοντέλο ανάρτησης του Carrella τοποθετημένο σε κάθισμα επιβατηγού οχήματος που κινείται σε καλό οδόστρωμα κατηγορίας A, σε συνδυασμό με την στατική εκτροπή (f_2) που φτάνουν μέχρι τα 8.5 cm σχεδόν. Διακρίνουμε μία ανάρτηση που δύναται να προσφέρει καλή άνεση, η οποία όμως δυσχεραίνει με την μείωση της αρχικής παραμόρφωσης. Φαίνεται επίσης, να μην έχει ιδιαίτερη βελτίωση σε μεγαλύτερες αρχικές μετατοπίσεις, λόγω των κατασκευαστικών και χωροθετικών περιορισμών.

5.3.2 Διαγράμματα συμπεριφοράς μεταβλητών με την RMS επιτάχυνση και παρουσίαση πίνακα αποτελεσμάτων βελτιστοποίησης

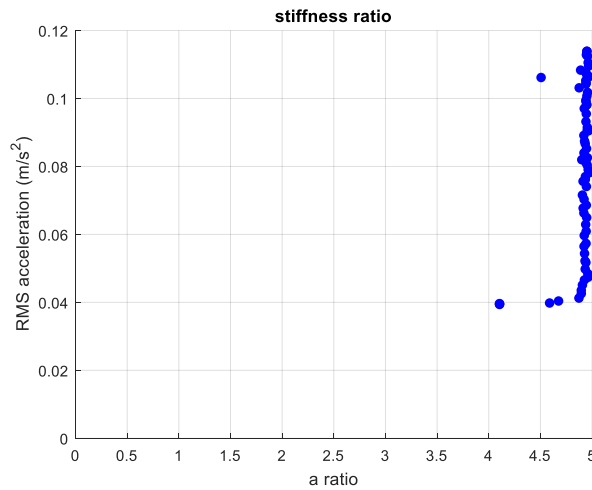
Οι μεταβλητές σχεδιασμού που προέκυψαν από την βελτιστοποίηση παρουσιάζονται στον πίνακα 5.2 (με στρογγυλοποίηση στο 3^ο δεκαδικό ψηφίο) και η συμπεριφορά τους στα διαγράμματα 5.20-5.23. Τα χρώματα που χρησιμοποιούνται για τις καμπύλες των διαγραμμάτων (5.25-5.36) αντιστοιχούν στα σημεία που πάρθηκαν από το μέτωπο Pareto. Με κίτρινο είναι η τιμή με την ελάχιστη f_1 (μέγιστη X_{ST}), με κόκκινο το μέσον και με μπλε η μέγιστη f_1 (ελάχιστη X_{ST}).

Πίνακας 5.2 Αποτελέσματα βελτιστοποίησης μοντέλου Carrella et al.

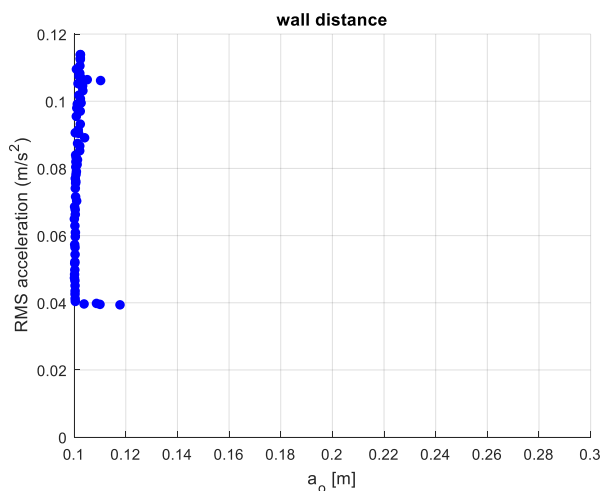
A/A	γ	α	α_0 (m)	C (Ns/m)	A/A	γ	α	α_0 (m)	C (Ns/m)
1	0.912	4.939	0.100	563.109	36	0.989	4.951	0.103	1,796.237
2	0.930	4.941	0.101	1,011.523	37	0.969	4.956	0.102	1,776.164
3	0.891	4.110	0.104	517.990	38	0.946	4.933	0.102	1,380.456
4	0.914	4.933	0.101	637.137	39	0.938	4.934	0.101	1,289.591
5	0.990	4.956	0.103	1,807.332	40	0.983	4.977	0.105	1,765.328
6	0.891	4.110	0.118	513.871	41	0.987	4.968	0.102	1,793.791
7	0.915	4.947	0.100	682.223	42	0.911	4.965	0.100	615.079
8	0.902	4.595	0.109	515.216	43	0.927	4.919	0.101	790.024
9	0.909	4.912	0.101	562.817	44	0.966	4.930	0.103	1,714.950
10	0.919	4.953	0.100	662.315	45	0.972	4.946	0.103	1,760.809
11	0.891	4.110	0.110	517.317	46	0.920	4.927	0.101	709.455
12	0.912	4.946	0.100	639.039	47	0.963	4.950	0.101	1,761.179
13	0.907	4.879	0.101	549.105	48	0.913	4.938	0.101	563.414
14	0.909	4.901	0.101	552.358	49	0.936	4.906	0.101	1,387.214
15	0.980	4.949	0.104	1,799.120	50	0.985	4.895	0.102	1,757.161
16	0.911	4.967	0.100	593.880	51	0.938	4.960	0.102	1,376.533
17	0.903	4.681	0.101	524.326	52	0.917	4.949	0.101	699.201
18	0.986	4.973	0.101	1,798.858	53	0.910	4.932	0.101	579.303
19	0.928	4.941	0.101	904.672	54	0.945	4.939	0.102	1,379.152
20	0.921	4.919	0.101	710.067	55	0.948	4.970	0.102	1,158.052
21	0.981	4.945	0.102	1,740.293	56	0.984	4.512	0.110	1,791.907
22	0.984	4.955	0.103	1,805.806	57	0.933	4.968	0.101	1,241.665
23	0.921	4.950	0.100	928.315	58	0.935	4.947	0.101	1,277.353
24	0.978	4.881	0.104	1,767.951	59	0.984	4.947	0.102	1,750.314
25	0.979	4.946	0.103	1,747.223	60	0.989	4.962	0.103	1,795.993
26	0.976	4.962	0.102	1,793.613	61	0.955	4.960	0.102	1,787.484
27	0.970	4.947	0.101	1,650.850	62	0.918	4.944	0.101	638.765
28	0.914	4.928	0.101	685.279	63	0.942	4.952	0.102	1,340.287
29	0.924	4.912	0.101	852.244	64	0.916	4.930	0.101	596.839
30	0.959	4.946	0.103	1,773.544	65	0.908	4.901	0.101	562.712
31	0.927	4.951	0.101	1,019.320	66	0.967	4.950	0.101	1,664.958
32	0.932	4.982	0.101	1,230.684	67	0.940	4.928	0.101	1,485.380
33	0.953	4.959	0.101	1,701.087	68	0.934	4.958	0.101	1,438.658
34	0.990	4.956	0.103	1,807.332	69	0.974	4.956	0.103	1,807.332
35	0.950	4.926	0.104	1,556.538	70	0.923	4.929	0.101	718.496



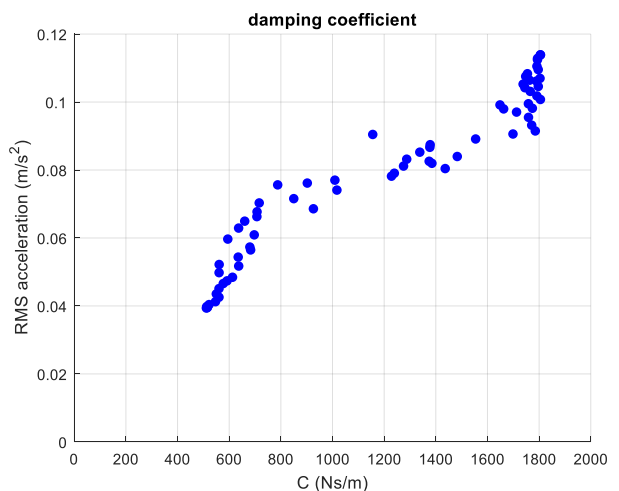
Σχήμα 5.20 Βέλτιστες τιμές του γ (και σε μεγέθυνση)



Σχήμα 5.21 Λόγοι σταθερών των ελατηρίων



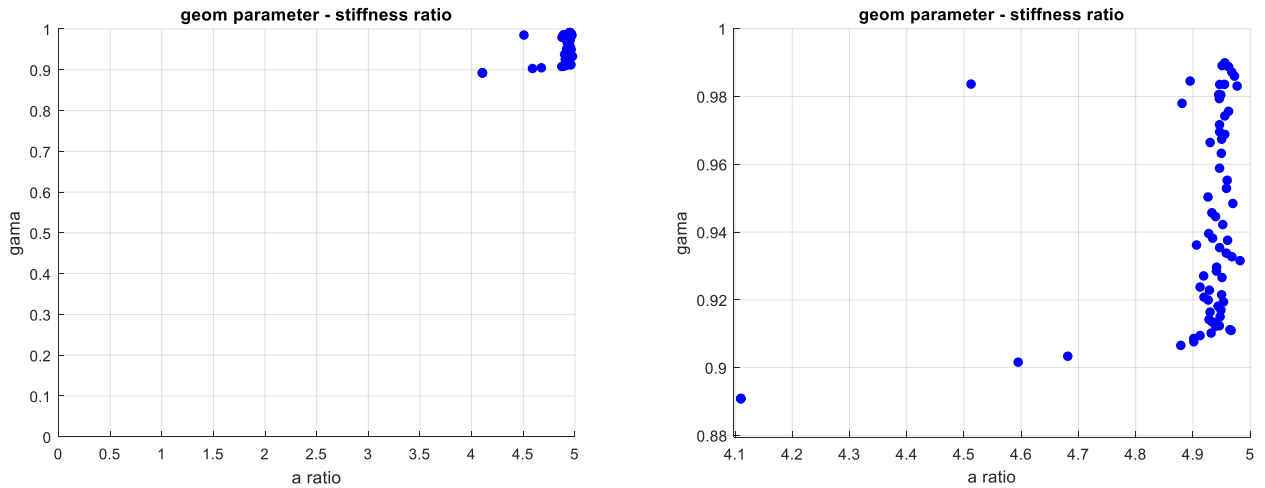
Σχήμα 5.22 Απόσταση πρόσδεσης από το τοίχωμα των οριζόντιων ελατηρίων



Σχήμα 5.23 Συντελεστής απόσβεσης C

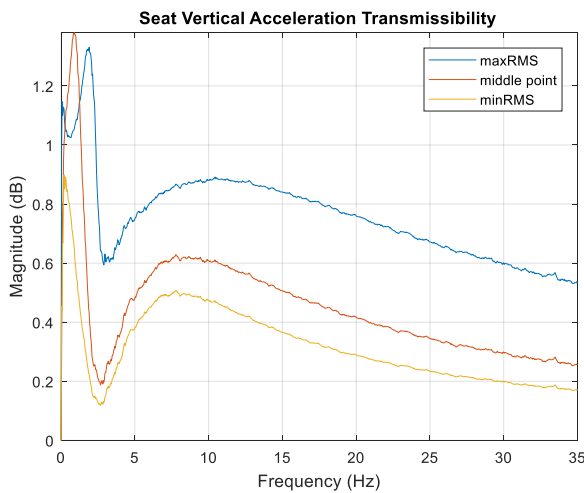
Ως γενικό σχόλιο εδώ, από την παρατήρηση των παραπάνω διαγραμμάτων μπορούμε να σημειώσουμε ότι σχεδόν όλα τα μεγέθη εντοπίζονται πολύ κοντά στα όρια που τέθηκαν κατά την βελτιστοποίηση, εκτός

από την σταθερά του αποσβεστήρα που κινείται σε όλο σχεδόν το επιτρεπτό εύρος, και όσο χαμηλότερη τιμή λαμβάνει, τόσο καλύτερη η άνεση που προσφέρει στο σύστημα. Η γεωμετρική παράμετρος γ είναι 0.9-1, ο λόγος των σταθερών των ελατηρίων α σταθερά κοντά στο 5 με κάποιες τιμές να φτάνουν ως το 4 το λιγότερο. Η απόσταση πρόσδεσης α_0 παραμένει όσο μικρότερη γίνεται στα 10 το πολύ 12 cm σε κάποιες περιπτώσεις.

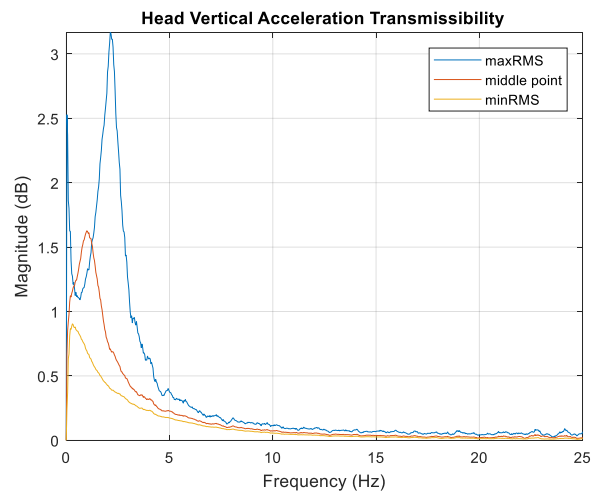


Σχήμα 5.24 Σχέση των α - γ (και σε μεγέθυνση)

Χάριν πληρότητας παρατίθεται η σχέση της γεωμετρικής παραμέτρου με τον λόγο των σταθερών των ελατηρίων, όπου φαίνονται και οι δύο να αγγίζουν τα άνω τους όρια χωρίς να αφήνουν πολλά περιθώρια επιλογής για το σκοπό που επιζητούμε.



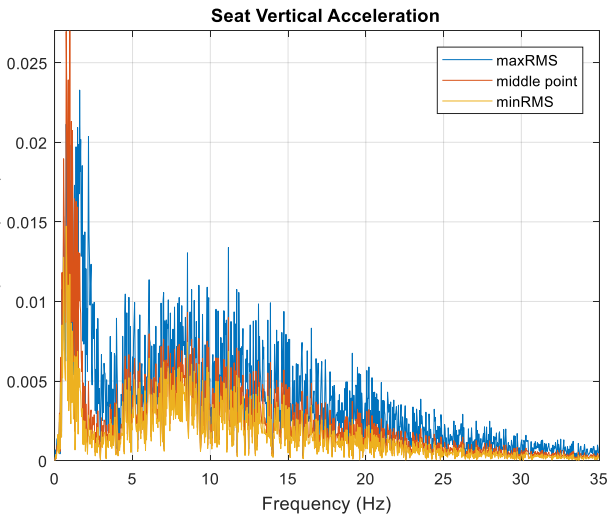
Σχήμα 5.25 Μεταδοτικότητα στο κάθισμα



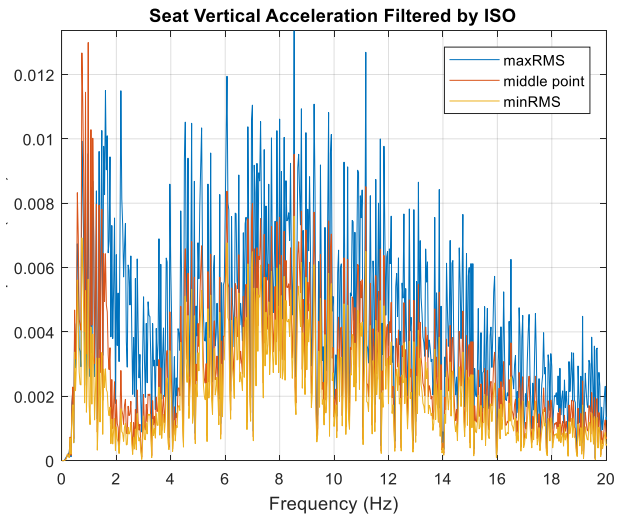
Σχήμα 5.26 Μεταδοτικότητα στο κεφάλι

Οι μετασχηματισμοί Fourier από τα αποτελέσματά μας στο πεδίο της συχνότητας μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την εξαγωγή της συνάρτησης μεταδόσεως σταθερής κατάστασης για την απόλυτη επιτάχυνση της απόκρισης. Η συνάρτηση μεγέθους που προκύπτει είναι $Seat\ Acceleration\ Transmissibility = \ddot{x}_{seat} / \ddot{x}_{floor}$ και $Head\ Acceleration\ Transmissibility =$

$\ddot{x}_{head}/\ddot{x}_{floor}$. Όσον αφορά την μεταδοτικότητα έχουμε ενίσχυση στις χαμηλές συχνότητες (περίπου 2.5 Hz) και ειδικά στο κεφάλι, όπου είναι παραπάνω από τριπλάσια στην ακραία περίπτωση, όπως και στο κλασικό κάθισμα. Για τις τιμές όμως στην minRMS σε όλο το εύρος συχνοτήτων φαίνεται να υπάρχει καλή απομόνωση των δονήσεων.

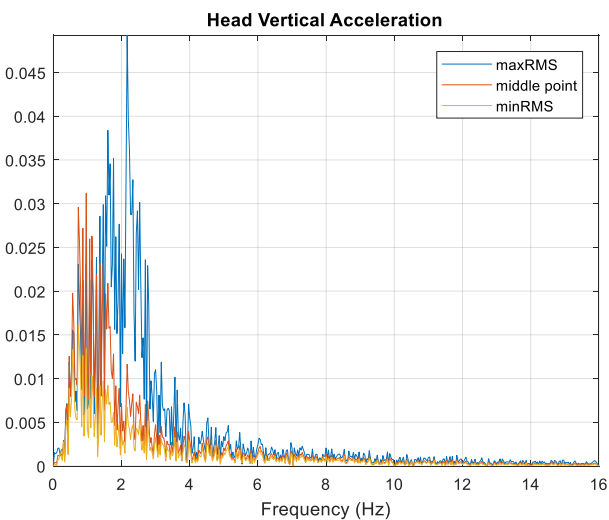


Σχήμα 5.27 Επιτάχυνση καθίσματος

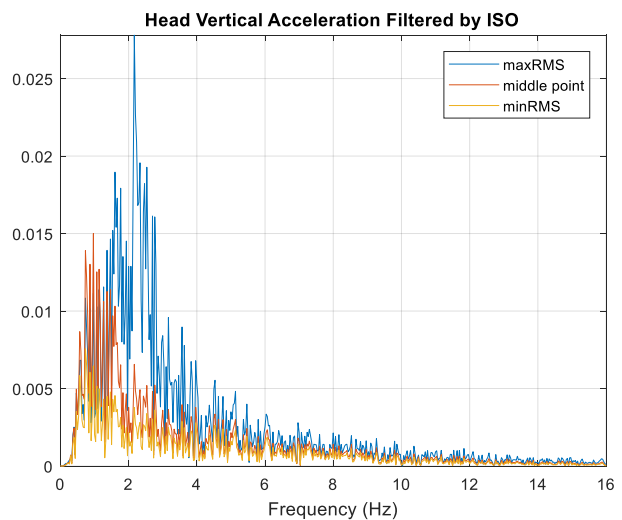


Σχήμα 5.28 Σταθμισμένη επιτάχυνση καθίσματος

Εδώ σημειώνεται η διαφορά στην ακραία θέση (maxRMS), φαίνεται η συνεισφορά των φίλτρων κατά ISO πώς μειώνει το πλάτος της επιτάχυνσης και επαληθεύονται τα συμπεράσματα των διαγραμμάτων 5.25.

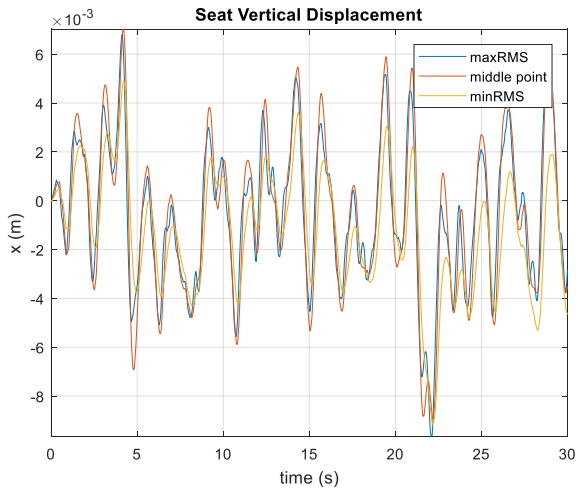


Σχήμα 5.29 Επιτάχυνση κεφαλής

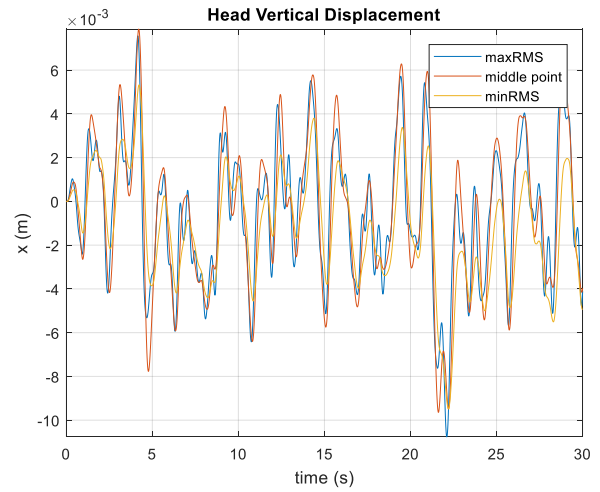


Σχήμα 5.30 Σταθμισμένη επιτάχυνση κεφαλής

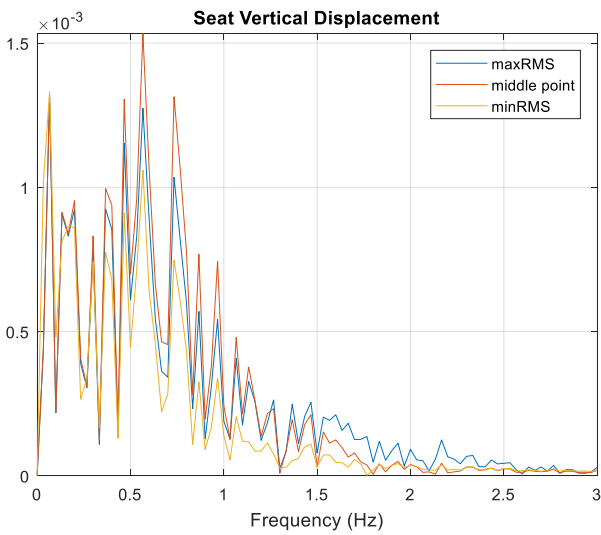
Συνολικά από τα παραπάνω διαγράμματα και με αποκορύφωμα τις επιταχύνσεις στο τέλος φαίνεται ότι στην μέγιστη εκτροπή από την αρχική θέση ($min f_1$) τα αποτελέσματα που λαμβάνονται ως προς την άνεση είναι τα πλέον κατάλληλα με μεγάλη διαφορά από τις υπόλοιπες επιλογές .



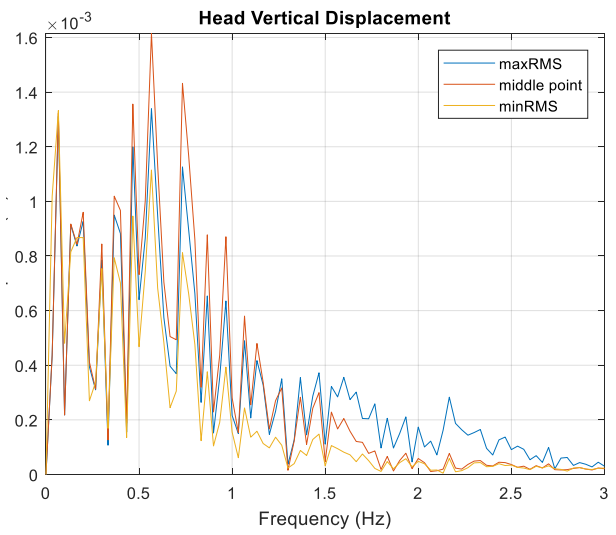
Σχήμα 5.31 Μετατόπιση καθίσματος



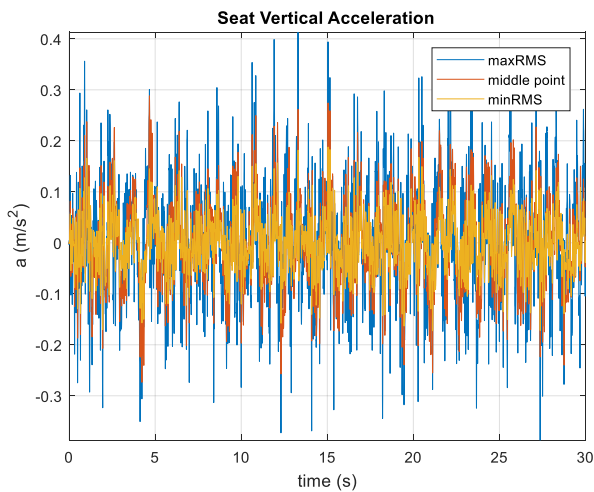
Σχήμα 5.32 Μετατόπιση κεφαλής



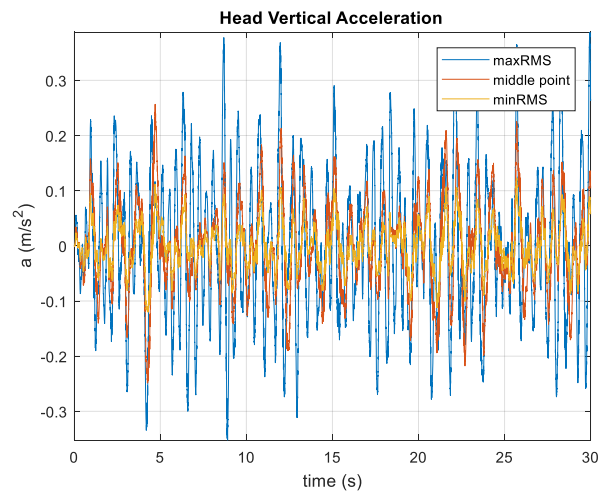
Σχήμα 5.33 Επιτάχυνση καθίσματος



Σχήμα 5.34 Επιτάχυνση κεφαλής

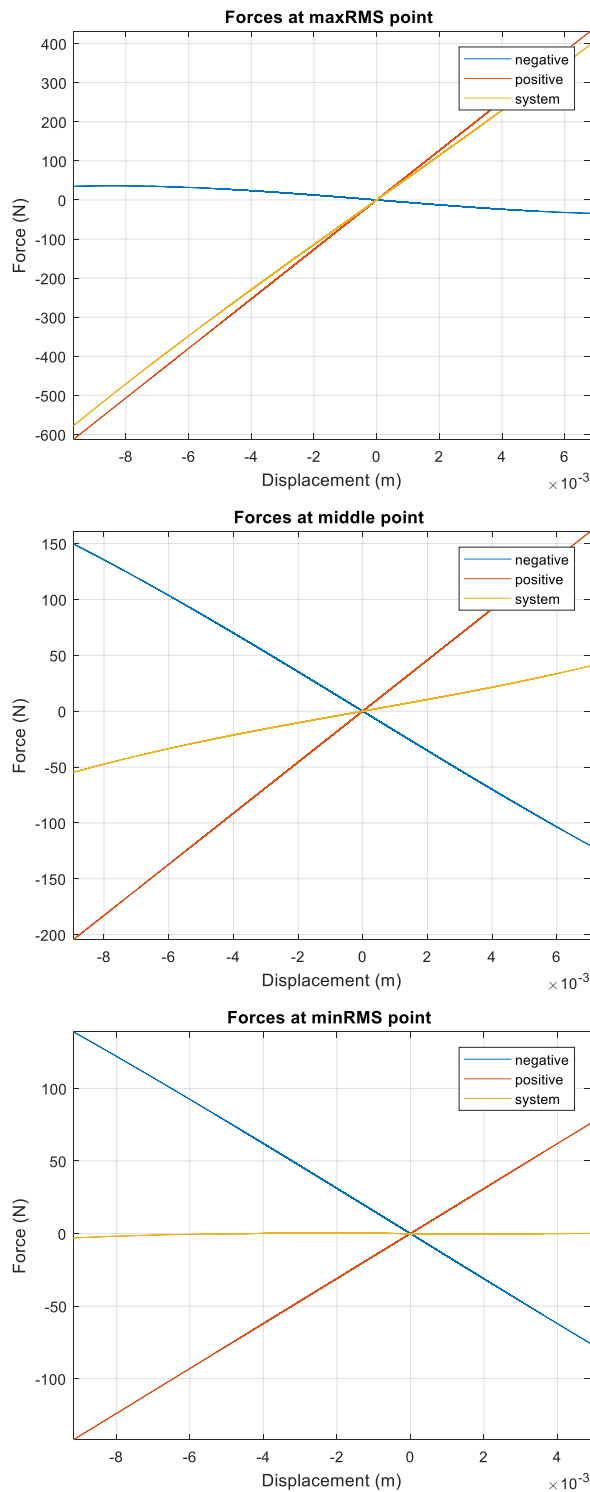


Σχήμα 5.35 Επιτάχυνση καθίσματος



Σχήμα 5.36 Επιτάχυνση κεφαλής

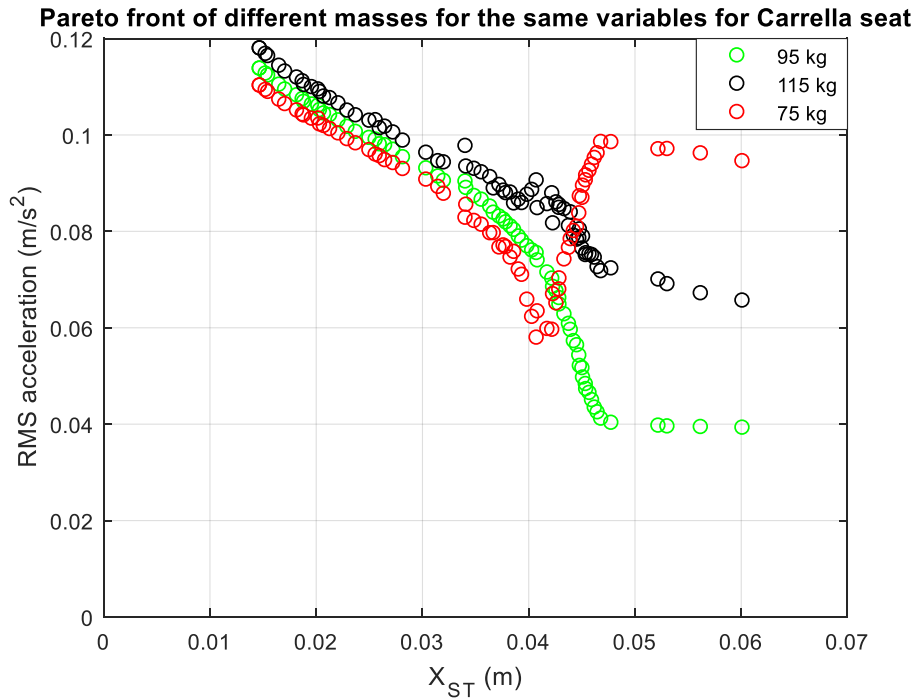
Αρκετές διαφορές έχουμε και εδώ με τις μέγιστες τιμές που λαμβάνει η επιτάχυνση να είναι κατά πολύ μεγαλύτερες στην maxRMS απ' τις υπόλοιπες περιπτώσεις.



Σχήμα 5.37 Ελαστικές δυνάμεις

Η συνεισφορά του αρνητικού μηχανισμού και το επιθυμητό QZS φαίνεται να επιτυγχάνεται σε όλο το εύρος των μετατοπίσεων στην minRMS περίπτωση, όπως και αναμέναμε από τα προηγούμενα, σ' αντίθεση με την maxRMS περίπτωση, όπου φαίνεται η πολύ μικρή συνεισφορά του αρνητικού μηχανισμού.

5.3.3 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με την αρχική παραμόρφωση για διαφορετικές μάζες

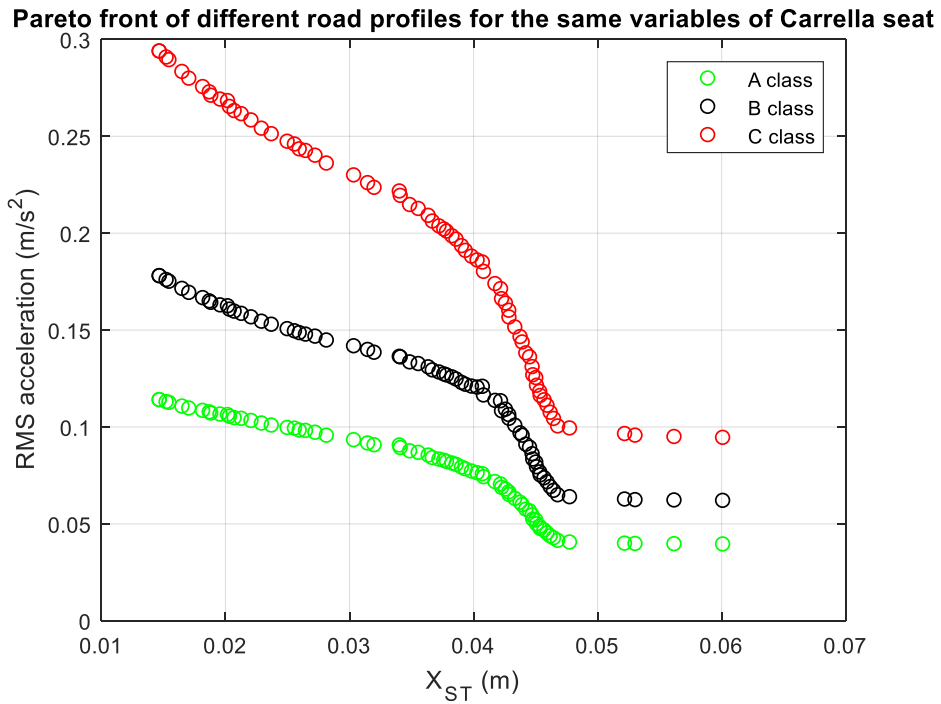


Σχήμα 5.38 Μέτωπο Pareto του μοντέλου Carrella για διαφορετικές μάζες

Για την μεταβολή στη μάζα που φορτώνεται στην ανάρτηση αυτή, επιλέγουμε να ρυθμίζουμε μόνο την στιβαρότητα του κάθετου ελατηρίου αφήνοντας ίδιες τις σχεδιαστικές παραμέτρους του αρνητικού μηχανισμού. Έτσι, λοιπόν, αποδεικνύεται από την εικόνα το κύριο μειονέκτημα των κατασκευών QZS που λειτουργούν στο αναμενόμενο όταν το βάρος είναι σταθερό. Στην περίπτωση μας στα 95 kg που έγινε και η βελτιστοποίηση παρατηρείται η καλύτερη λειτουργία σε όλο το εύρος των μετατοπίσεων. Αυτό που μας προβληματίζει εδώ είναι ότι μετά τα 4 cm, και ειδικά στην περίπτωση μικρότερου βάρους, η άνεση μειώνεται (σε αποδεκτά πλαίσια), γεγονός που επαληθεύει την ευαισθησία των μηχανισμών αυτών στη μάζα που απομονώνουν.

5.3.4 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με αρχική παραμόρφωση σε διαφορετικά προφίλ δρόμου

Σε αυτήν την ενότητα και στις αντίστοιχες παρακάτω παρουσιάζονται τα μέτωπα Pareto για κάθε μοντέλο που μελετήθηκε ξεχωριστά σε εφαρμογή και για τα υπόλοιπα προφίλ (B και C), χρησιμοποιώντας τις τιμές των μεταβλητών σχεδίασης που βρέθηκαν από τη βελτιστοποίηση για το προφίλ δρόμου κατηγορίας A και με σταθερή τη μάζα στα 95 kg.

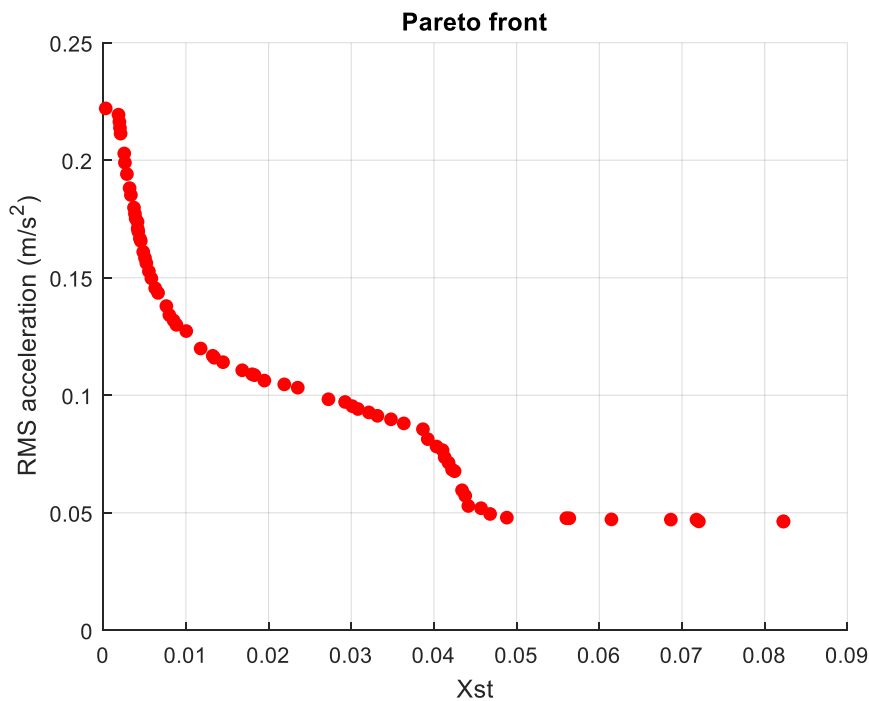


Σχήμα 5.39 Μέτωπο Pareto για προφίλ δρόμου κατηγορίας A, B και C

Στο μη γραμμικό μοντέλο του Carrella με την χειροτέρευση της κατηγορίας δρόμου η RMS αυξάνεται. Και στα τρία προφίλ, όμως, οι τιμές της άνεσης καταλήγουν σε καλά αποτελέσματα λίγο μετά τα 4.5 εκατοστά στατικής εκτροπής, τιμή αρκετά μεγάλη για επιβατικά οχήματα.

5.4 Μοντέλο Thanh Danh Le

5.4.1 Διερεύνηση της RMS επιτάχυνσης με την στατική παραμόρφωση για προφίλ δρόμου κατηγορίας A

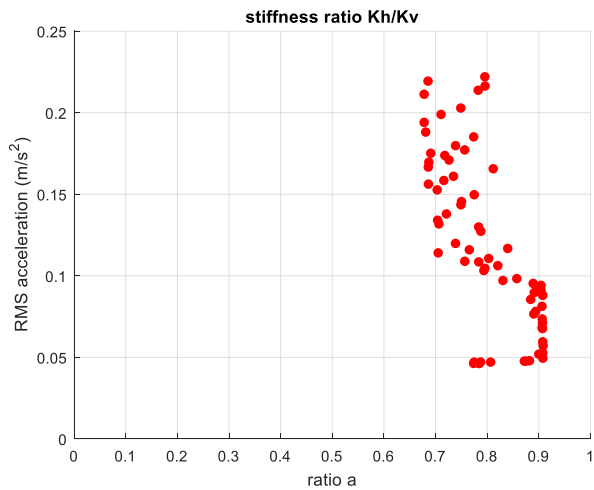


Σχήμα 5.40 Μέτωπο Pareto του μοντέλου T.D. Le

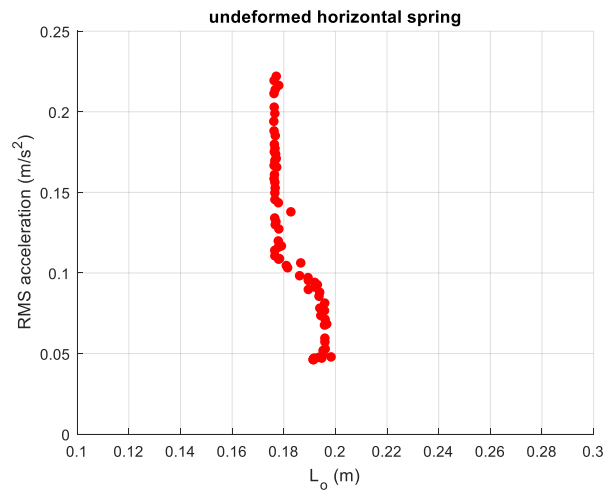
Το μέτωπο Pareto της ανάρτησης του T.D. Le φαίνεται να έχει 2 λύσεις ακολουθώντας παρόμοια τροχιά με το μοντέλο του Carrella όντας και τα δύο της φιλοσοφίας QZS. Η χαμηλότερη τιμή στην άνεση περιορίζεται από τα κατασκευαστικά όρια, ενώ παρατηρείται ότι για μικρές αρχικές παραμορφώσεις εκτοξεύεται χωρίς, όμως, να επηρεάζεται το επίπεδο της άνεσης που παρέχει το κάθισμα.

5.4.2 Διαγράμματα συμπεριφοράς μεταβλητών με την RMS επιτάχυνση και παρουσίαση πίνακα αποτελεσμάτων βελτιστοποίησης

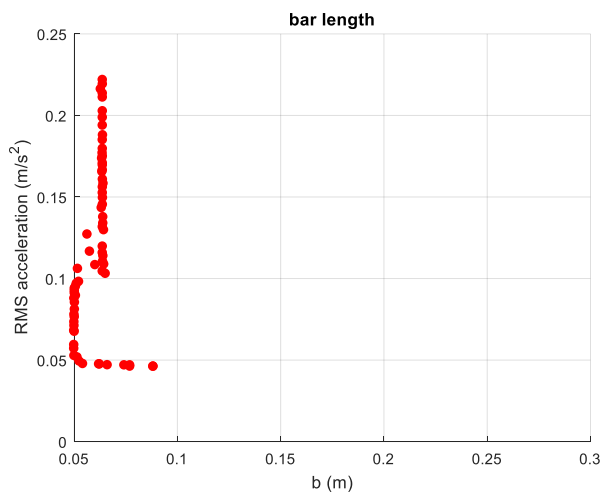
Οι μεταβλητές σχεδιασμού που προέκυψαν από την βελτιστοποίηση παρουσιάζονται στον πίνακα 5.3 (με στρογγυλοποίηση στο 3^ο δεκαδικό ψηφίο) και η συμπεριφορά τους στα διαγράμματα 5.41-5.47. Τα χρώματα που χρησιμοποιούνται για τις καμπύλες των διαγραμμάτων (5.48-5.60) αντιστοιχούν στα σημεία που πάρθηκαν από το μέτωπο Pareto. Με κίτρινο είναι η τιμή με την ελάχιστη f_1 (μέγιστη χ_{ST}), με κόκκινο το μέσον και με μπλε η μέγιστη f_1 (ελάχιστη χ_{ST}).



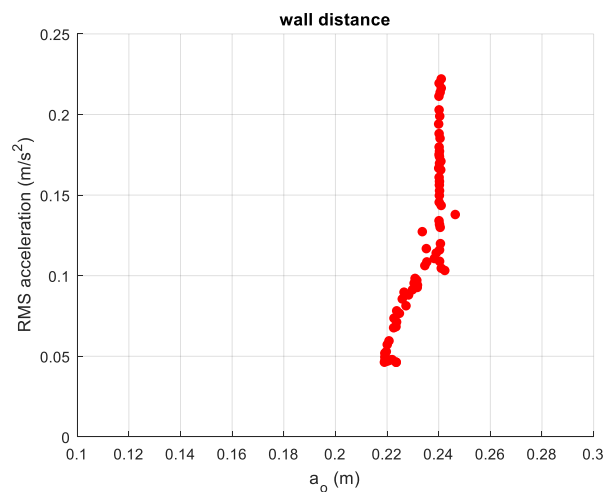
Σχήμα 5.41 Λόγος των σταθερών των ελατηρίων



Σχήμα 5.42 Μήκος απαράμορφωτου οριζόντιου ελατηρίου



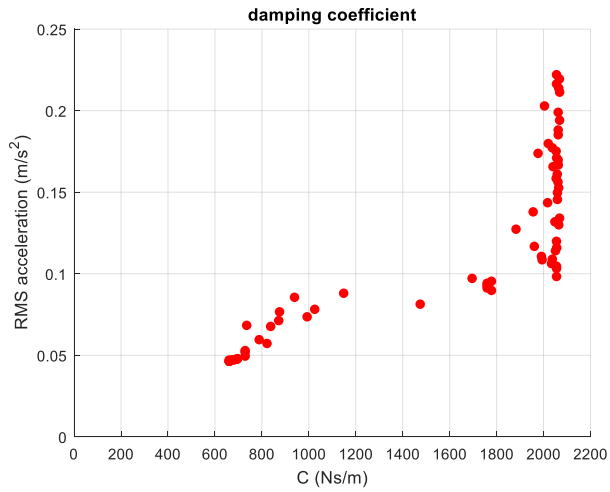
Σχήμα 5.43 Μήκος μπάρας



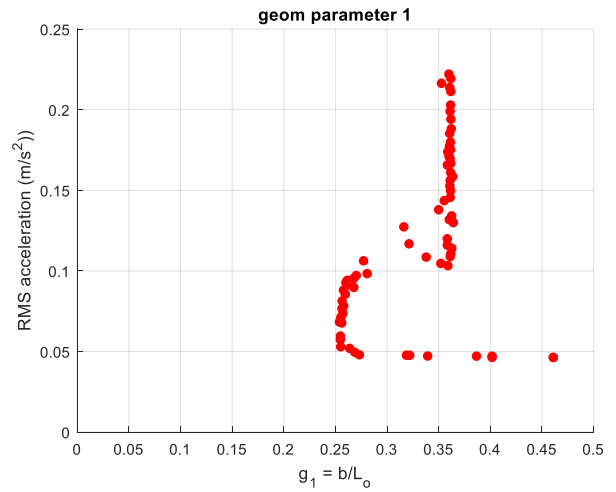
Σχήμα 5.44 Απόσταση πρόσδεσης από τοίχωμα

Πίνακας 5.3 Αποτελέσματα βελτιστοποίησης μοντέλου T. D. Le

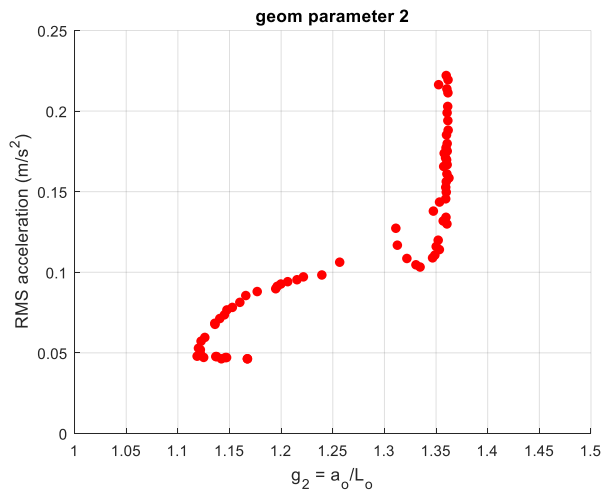
A/A	α	L_0 (m)	b (m)	α_0 (m)	C (Ns/m)	A/A	α	L_0 (m)	b (m)	α_0 (m)	C (Ns/m)
1	0.797	0.177	0.064	0.241	2,057.709	36	0.901	0.195	0.052	0.219	731.143
2	0.786	0.192	0.088	0.224	663.508	37	0.785	0.177	0.065	0.241	2,067.284
3	0.679	0.176	0.064	0.240	2,070.925	38	0.776	0.192	0.077	0.220	662.817
4	0.808	0.192	0.074	0.221	681.879	39	0.704	0.177	0.064	0.241	2,066.905
5	0.775	0.192	0.077	0.219	662.816	40	0.687	0.176	0.064	0.240	2,065.294
6	0.797	0.178	0.063	0.241	2,057.710	41	0.909	0.194	0.050	0.229	1,151.004
7	0.784	0.177	0.064	0.241	2,067.284	42	0.873	0.194	0.062	0.221	697.313
8	0.679	0.176	0.064	0.240	2,070.925	43	0.766	0.178	0.064	0.241	2,058.602
9	0.750	0.177	0.064	0.240	2,006.484	44	0.895	0.194	0.050	0.224	1,027.626
10	0.876	0.195	0.062	0.221	697.315	45	0.758	0.177	0.064	0.241	2,039.845
11	0.786	0.192	0.088	0.224	663.508	46	0.740	0.177	0.064	0.240	2,022.602
12	0.883	0.199	0.054	0.222	697.323	47	0.813	0.177	0.064	0.241	2,042.731
13	0.775	0.177	0.064	0.241	2,065.065	48	0.858	0.186	0.052	0.231	2,057.847
14	0.719	0.177	0.064	0.241	1,979.153	49	0.717	0.176	0.064	0.241	2,056.173
15	0.905	0.192	0.050	0.230	1,761.957	50	0.740	0.178	0.064	0.241	2,057.530
16	0.909	0.196	0.050	0.220	824.362	51	0.797	0.181	0.064	0.241	2,057.710
17	0.907	0.197	0.050	0.224	737.786	52	0.901	0.193	0.050	0.232	1,761.959
18	0.909	0.196	0.050	0.220	731.134	53	0.751	0.177	0.064	0.240	2,061.647
19	0.736	0.177	0.064	0.240	2,060.977	54	0.708	0.177	0.064	0.241	2,050.863
20	0.890	0.190	0.051	0.231	1,780.646	55	0.706	0.177	0.064	0.239	2,053.329
21	0.907	0.196	0.050	0.228	1,476.977	56	0.692	0.177	0.064	0.240	2,056.230
22	0.687	0.177	0.064	0.240	2,064.181	57	0.776	0.177	0.064	0.240	2,061.830
23	0.908	0.196	0.050	0.224	874.383	58	0.908	0.196	0.050	0.223	839.949
24	0.722	0.183	0.064	0.247	1,958.221	59	0.909	0.195	0.053	0.219	731.135
25	0.788	0.195	0.066	0.219	675.234	60	0.841	0.179	0.058	0.235	1,963.212
26	0.682	0.176	0.064	0.240	2,064.949	61	0.705	0.177	0.064	0.240	2,070.769
27	0.789	0.178	0.056	0.234	1,885.287	62	0.785	0.178	0.060	0.236	1,996.420
28	0.712	0.177	0.064	0.241	2,064.805	63	0.832	0.190	0.051	0.232	1,698.187
29	0.750	0.178	0.063	0.241	2,019.762	64	0.891	0.196	0.050	0.225	877.752
30	0.905	0.192	0.050	0.232	1,761.957	65	0.909	0.196	0.050	0.221	791.012
31	0.822	0.187	0.052	0.235	2,036.261	66	0.892	0.190	0.051	0.227	1,780.648
32	0.885	0.194	0.050	0.226	941.629	67	0.908	0.195	0.050	0.223	995.250
33	0.688	0.177	0.064	0.241	2,064.705	68	0.795	0.182	0.065	0.243	2,057.712
34	0.727	0.177	0.064	0.241	2,058.280	69	0.758	0.179	0.065	0.241	2,039.847
35	0.687	0.176	0.064	0.240	2,070.240	70	0.804	0.177	0.064	0.239	1,993.460



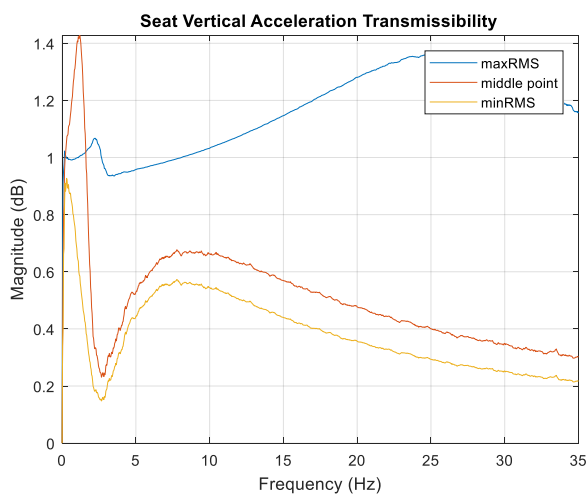
Σχήμα 5.45 Συντελεστής απόσβεσης



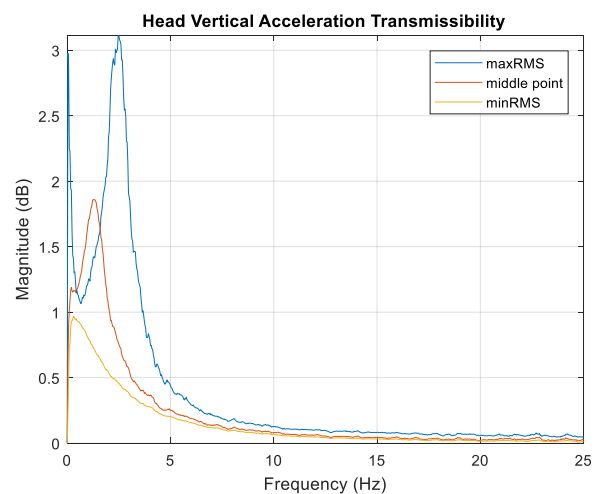
Σχήμα 5.46 Γεωμετρική παράμετρος γ_1



Σχήμα 5.47 Γεωμετρική παράμετρος γ_2



Σχήμα 5.48 Μεταδοτικότητα στο κάθισμα

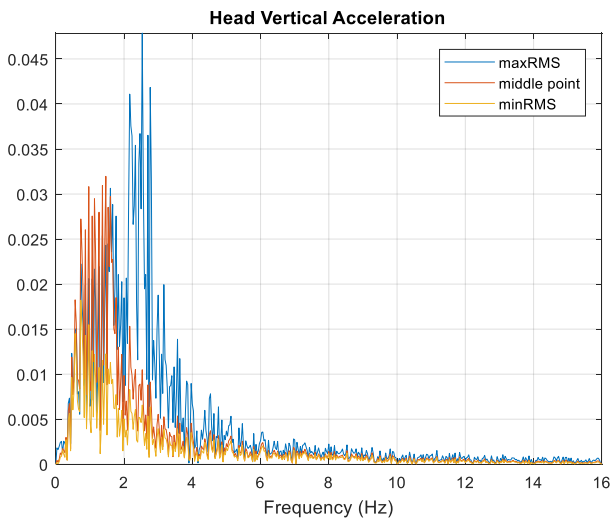


Σχήμα 5.49 Μεταδοτικότητα στο κεφάλι

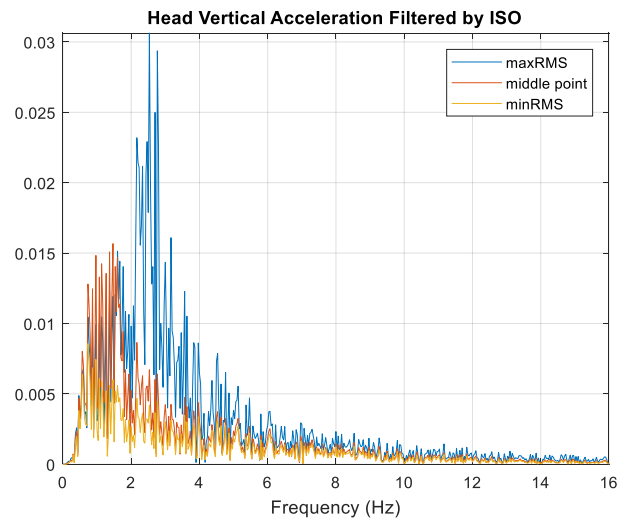
Σχολιάζοντας τα παραπάνω διαγράμματα, οφείλουμε να σημειώσουμε ότι αρκετά μεγέθη επιτυγχάνουν αρκετά καλή σύγκλιση εντός των ορίων. Φαίνονται ξεκάθαρα οι τιμές που πρέπει να

λαμβάνουν για να σχεδιαστεί το μοντέλο, όπως στην περίπτωση του μήκους της μπάρας ($b=5-7\text{cm}$), του μήκους του απαραμόρφωτου ελατηρίου ($L_0=17.5-20\text{ cm}$) και του λόγου των σταθερών των ελατηρίων που κυμαίνεται περίπου $\alpha=0.7-0.9$. Αντίθετα, οι τιμές της σταθεράς του αποσβεστήρα κινούνται σε όλο σχεδόν το εύρος, όπου με επιλογή μικρών τιμών να επιτυγχάνεται καλύτερη άνεση και τις μεγάλες να συγκλίνουν στο $C=2000\text{ Nm/s}$. Τα διαγράμματα των γεωμετρικών παραμέτρων γ_1 και γ_2 επηρεάζονται από τις σχεδιαστικές που εκπροσωπούν.

Οι μετασχηματισμοί Fourier από τα αποτελέσματά μας στο πεδίο της συχνότητας μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την εξαγωγή της συνάρτησης μεταδόσεως σταθερής κατάστασης για την απόλυτη επιτάχυνση της απόκρισης. Η συνάρτηση μεγέθους που προκύπτει είναι *Seat Acceleration Transmissibility* $= \ddot{x}_{seat}/\ddot{x}_{floor}$ και *Head Acceleration Transmissibility* $= \ddot{x}_{head}/\ddot{x}_{floor}$. Όσον αφορά την μεταδοτικότητα έχουμε ενίσχυση στις χαμηλές συχνότητες (2.5 Hz) και ειδικά στο κεφάλι, όπου είναι παραπάνω από τριπλάσια στην ακραία περίπτωση, όπως και στην ανάρτηση Carrella. Παρατηρείται ενίσχυση στη μεταδοτικότητα από το πάτωμα του αμαξώματος στο κάθισμα μετά τα 10 Hz που μας προβληματίζει στην θέση της $\max f_1$. Οι τιμές στην $\min f_1$ από την άλλη είναι αξιόλογες σε όλο το εύρος συχνοτήτων, όπου φαίνεται να υπάρχει καλή απομόνωση των δονήσεων.

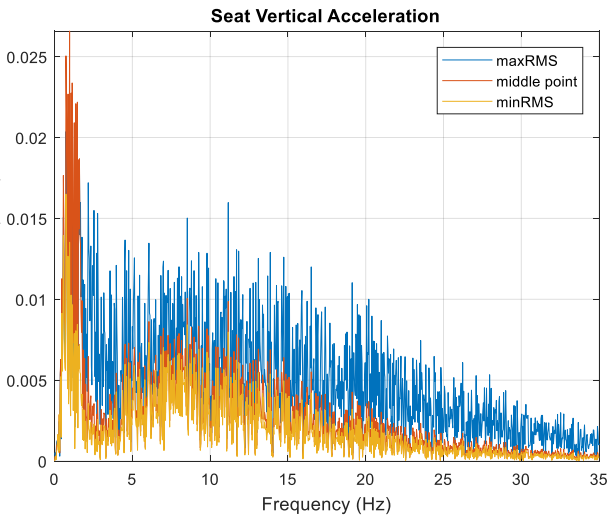


Σχήμα 5.50 Επιτάχυνση κεφαλής

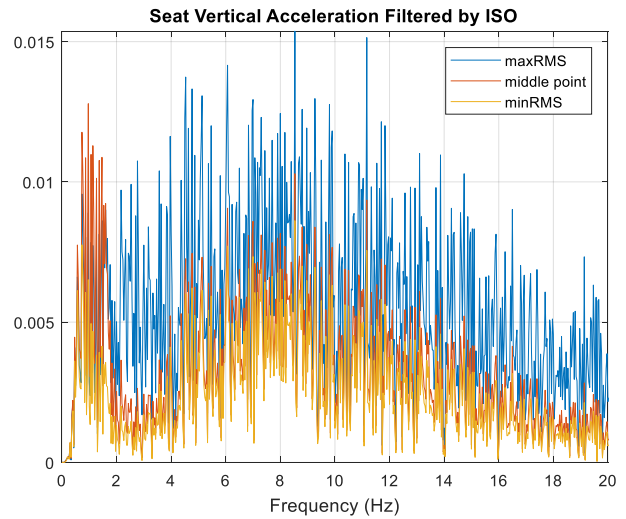


Σχήμα 5.51 Σταθμισμένη επιτάχυνση κεφαλής

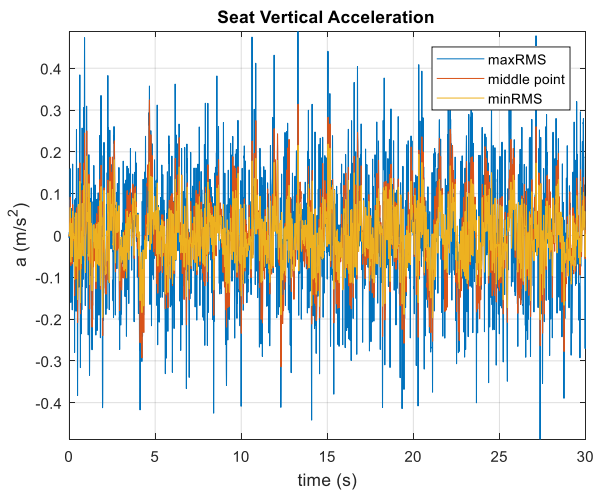
Στα παραπάνω μπορούμε να σχολιάσουμε την τεράστια διαφορά των μεγεθών στη χαμηλότερη παραμόρφωση συγκριτικά με τις άλλες θέσεις η οποία οφείλεται στον ιδιαίτερα μεγάλο συντελεστή απόσβεσης. Κρατάμε, τέλος, την εξαιρετική απόδοση που παρουσιάζει στην μέγιστη παραμόρφωση.



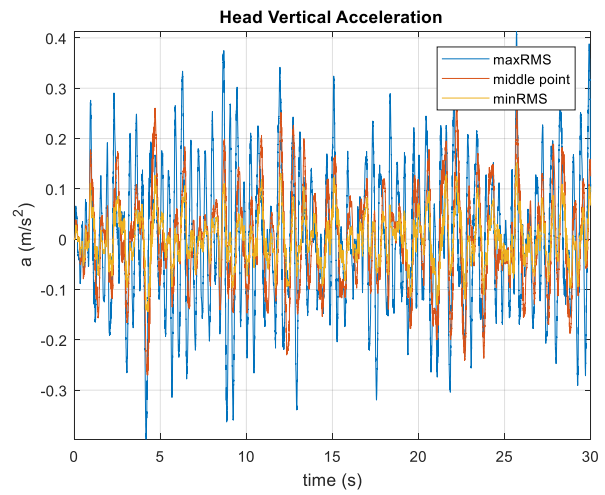
Σχήμα 5.52 Επιτάχυνση καθίσματος



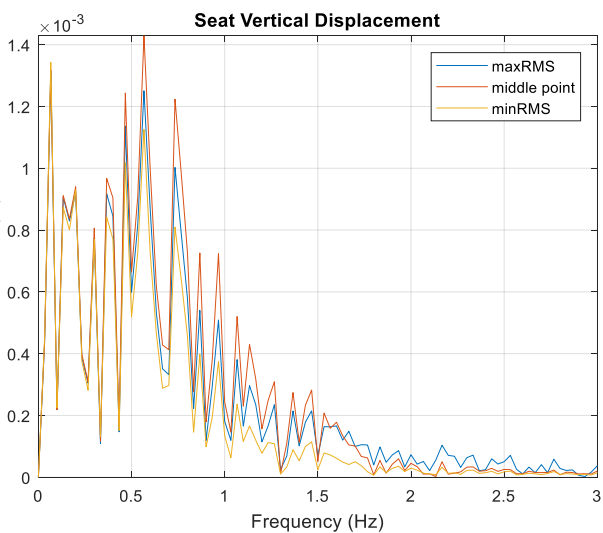
Σχήμα 5.53 Σταθμισμένη επιτάχυνση καθίσματος



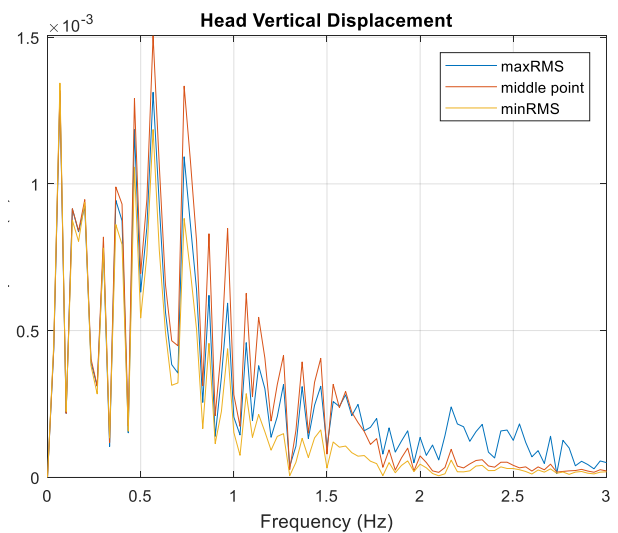
Σχήμα 5.54 Επιτάχυνση καθίσματος



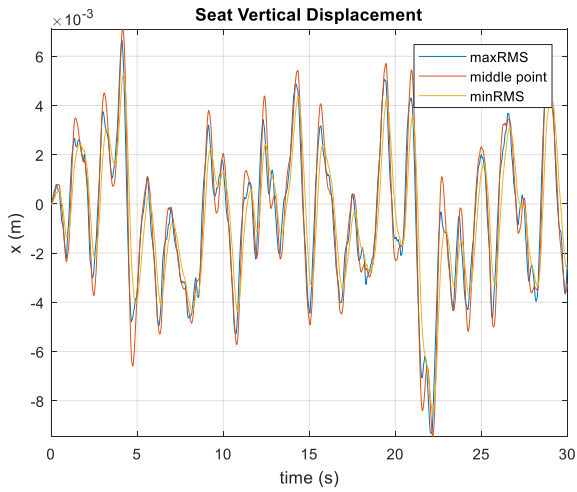
Σχήμα 5.55 Επιτάχυνση κεφαλής



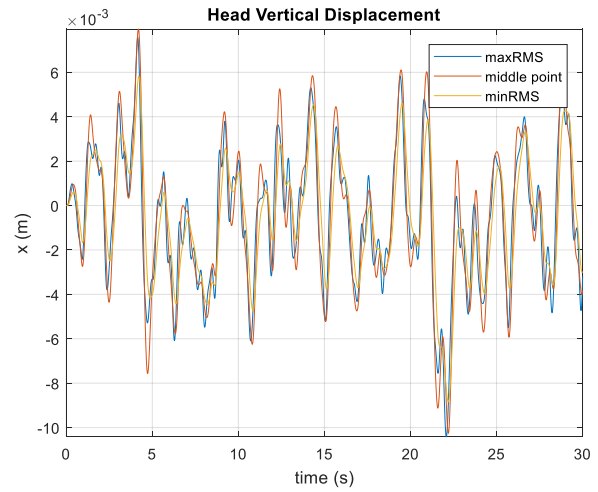
Σχήμα 5.56 Μετατόπιση καθίσματος



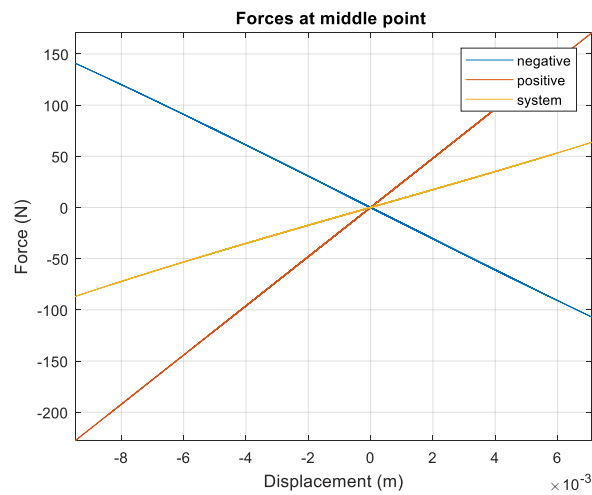
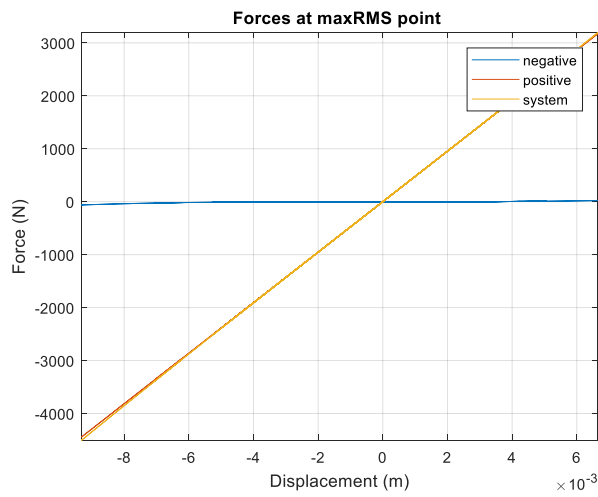
Σχήμα 5.57 Μετατόπιση καθίσματος

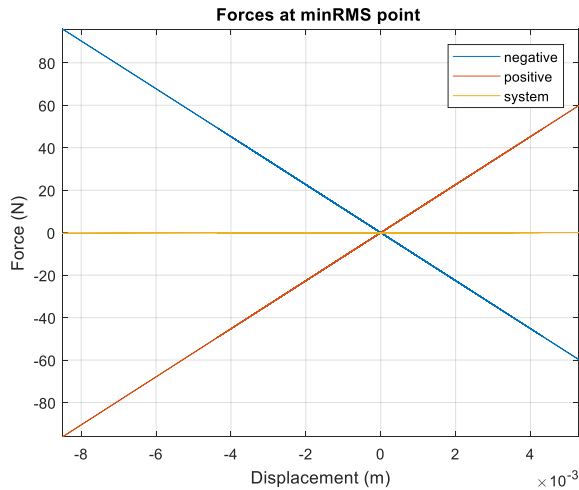


Σχήμα 5.58 Μετατόπιση κεφαλής



Σχήμα 5.59 Μετατόπιση κεφαλής

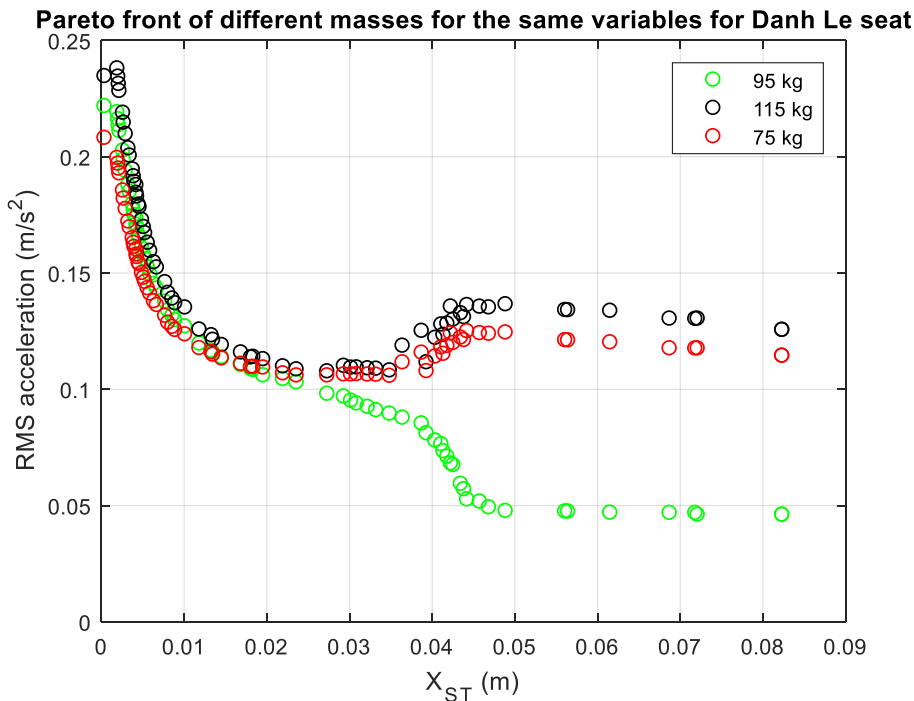




Σχήμα 5.60 Ελαστικές δυνάμεις συστήματος

Όπως φάνηκε και στα προηγούμενα διαγράμματα, εδώ επιβεβαιώνεται η μηδενική ελαστική δύναμη στο σημείο για την περίπτωση της minRMS, ενώ αντίθετα στην maxRMS, η στιβαρότητα του αρνητικού μηχανισμού φαίνεται να μην έχει καμία επίδραση στη λειτουργία της ανάρτησης, εφόσον παραμένει σχεδόν μηδενική σε όλο το εύρος διακύμανσης των μετατοπίσεων.

5.4.3 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με την αρχική παραμόρφωση για διαφορετικές μάζες



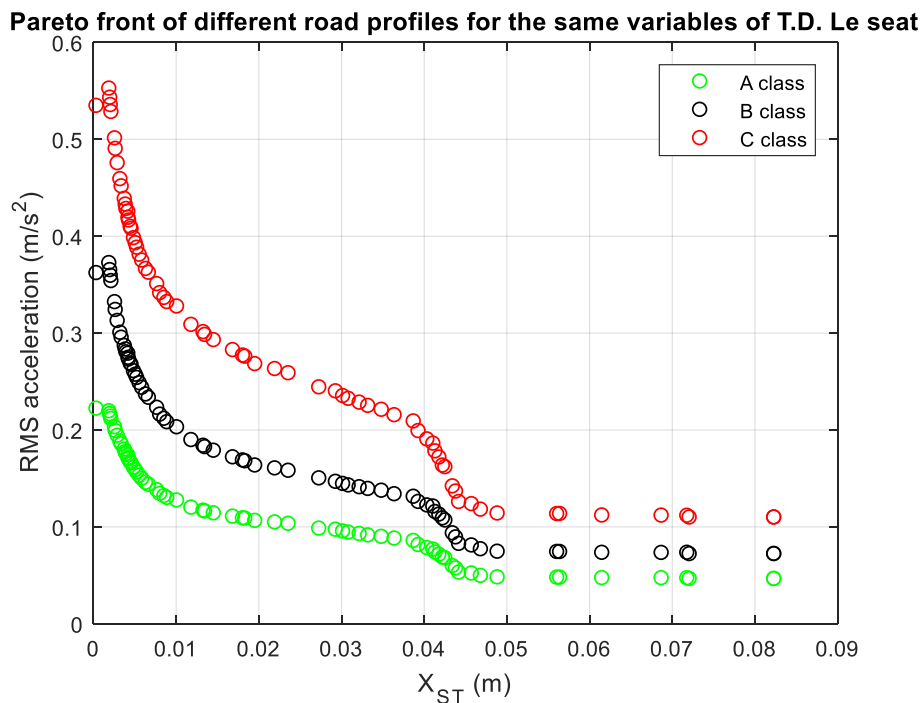
Σχήμα 5.61 Μέτωπο Pareto του μοντέλου T. D. Le για διαφορετικές μάζες

Για την μεταβολή στη μάζα του οδηγού που επρόκειτο να καθίσει, επιλέγουμε να ρυθμίζουμε μόνο την στιβαρότητα του κάθετου ελατηρίου αφήνοντας ίδιες τις σχεδιαστικές παραμέτρους που αφορούν τον αρνητικό μηχανισμό στην ίδια λογική με το προηγούμενο μοντέλο. Πάλι, λοιπόν, αποδεικνύεται από την εικόνα το μειονέκτημα των QZS που λειτουργούν κατάλληλα με προκαθορισμένο βάρος. Στην περίπτωση

μας στα 95 kg που έγινε και η βελτιστοποίηση παρατηρείται η καλύτερη λειτουργία σε όλο το εύρος των μετατοπίσεων. Αρχικά, για κάθε μεταβολή στη μάζα έχουμε και παρόμοιες τιμές στην RMS. Μετά τα 3 cm, και ιδιαίτερα στην περίπτωση ενός μεγαλύτερου βάρους, η άνεση μειώνεται χωρίς να μας προβληματίζει ως προς τα αποδεκτά επίπεδα. Φαίνεται, λοιπόν, ξεκάθαρα η ευαισθησία στην αλλαγή της μάζας σε μεγαλύτερο βαθμό από το προηγούμενο μοντέλο του Carrella.

5.4.4 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με αρχική παραμόρφωση σε διαφορετικά προφίλ δρόμου

Σε αυτήν την ενότητα παρουσιάζονται τα μέτωπα Pareto για το μοντέλο ανάρτησης του T.D. Le σε εφαρμογή και για τα υπόλοιπα προφίλ που υλοποιήθηκαν (B και C), χρησιμοποιώντας τις τιμές των μεταβλητών σχεδίασης που βρέθηκαν από τη βελτιστοποίηση για το προφίλ δρόμου κατηγορίας A και με σταθερή τη μάζα στα 95 kg.

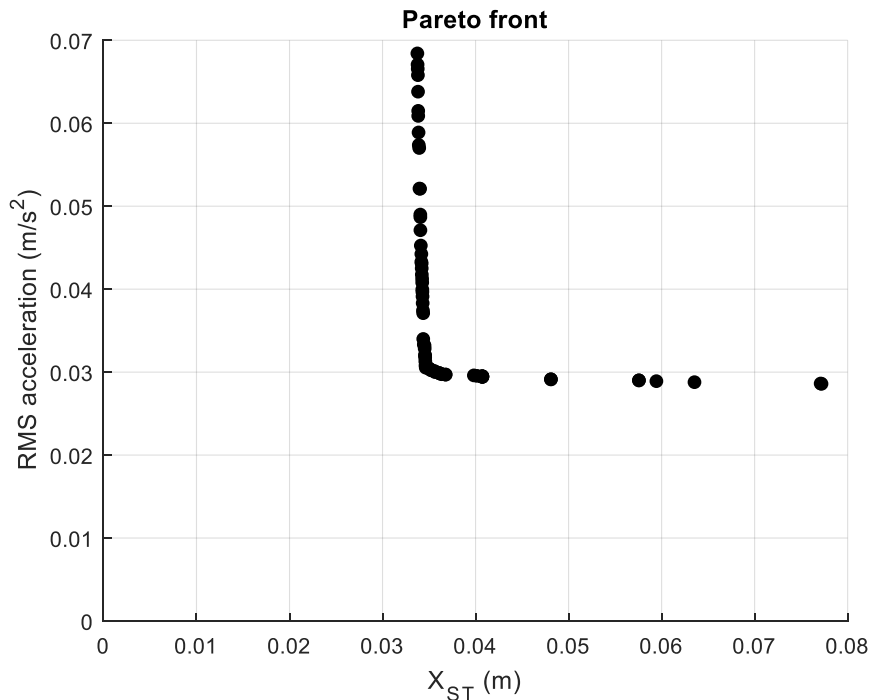


Σχήμα 5.62 Μέτωπο Pareto για προφίλ δρόμου κατηγορίας A, B και C

Εδώ, λοιπόν, παρατηρούμε ότι η RMS της επιτάχυνσης αυξάνεται όσο χειρότερη γίνεται η ποιότητα του δρόμου φτάνοντας ακόμα και σε τιμές που το κάθισμα να γίνεται αρκετά άβολο σε χαμηλές στατικές εκτροπές ($X_{ST} < 0.5\text{cm}$) στο προφίλ C και λίγο άβολο στο B και μέχρι το 1cm στο προφίλ C. Μετά τα 4 εκατοστά περίπου παρατηρείται βελτίωση της συμπεριφοράς της ανάρτησης, με την άνεση να είναι σε πολύ καλύτερο επίπεδο για όλα τα προφίλ.

5.5 Μοντέλο Cam-Roller

5.5.1 Διερεύνηση της RMS επιτάχυνσης με την στατική παραμόρφωση για προφίλ δρόμου κατηγορίας A



Σχήμα 5.63 Μέτωπο Pareto του μοντέλου Cam-Roller

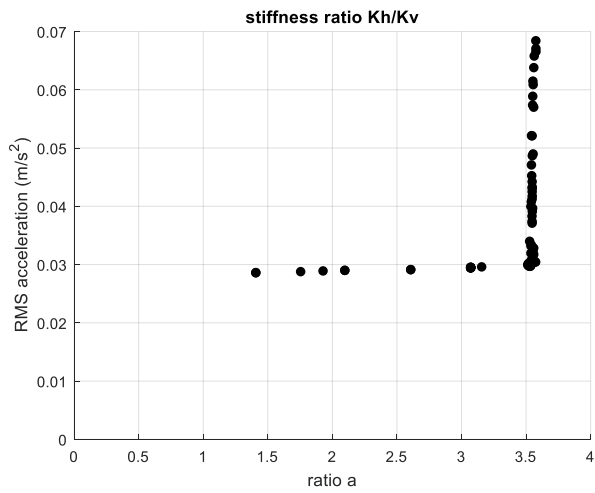
Το Pareto της ανάρτησης του Cam-Roller δίνει εμφανώς διακριτή λύση στο πρόβλημα της βελτιστοποίησης που θέσαμε με τους όποιους περιορισμούς. Κύριο χαρακτηριστικό το γεγονός ότι δεν υπάρχει λύση με μικρότερη παραμόρφωση από τα 3.3 cm, το οποίο προέκυψε από την επιλογή των ορίων στις μεταβλητές μας για να έχουμε μια λειτουργική ανάρτηση στον διαθέσιμο χώρο που επιβάλλεται από τα δεδομένα σε ένα επιβατηγό όχημα. Εξάλλου και ο ίδιος ο Yan προτείνει την ανάρτηση για off-road οχήματα που δεν έχουμε συνήθως τέτοιου είδους προβλήματα.

5.5.2 Διαγράμματα συμπεριφοράς μεταβλητών με την RMS επιτάχυνση και παρουσίαση πίνακα αποτελεσμάτων βελτιστοποίησης

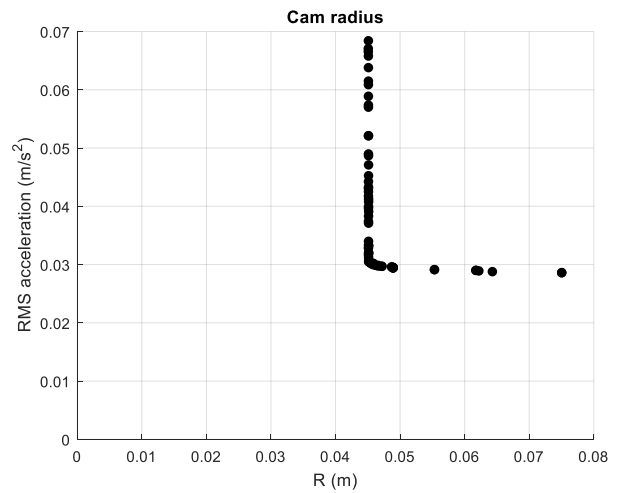
Οι μεταβλητές σχεδιασμού που προέκυψαν από την βελτιστοποίηση παρουσιάζονται στον πίνακα 5.4 (με στρογγυλοποίηση στο 3ο δεκαδικό ψηφίο) και η συμπεριφορά τους στα διαγράμματα 5.64-5.68. Τα χρώματα που χρησιμοποιούνται για τις καμπύλες των διαγραμμάτων (5.69-5.81) αντιστοιχούν στα σημεία που πάρθηκαν από το μέτωπο Pareto. Με κίτρινο είναι η τιμή με την ελάχιστη f1 (μέγιστη XST), κόκκινο το μέσον και μπλε η μέγιστη f1 (ελάχιστη XST).

Πίνακας 5.4 Αποτελέσματα βελτιστοποίησης Cam-Roller

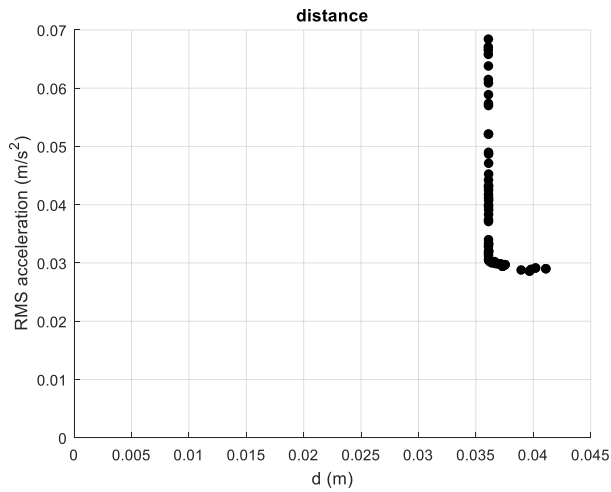
A/A	α	R (m)	d (m)	r (m)	C (Ns/m)	A/A	α	R (m)	d (m)	r (m)	C(Ns/m)
1	2.101	0.062	0.041	0.029	327.378	35	3.545	0.045	0.036	0.025	387.743
2	3.579	0.045	0.036	0.027	341.865	36	3.542	0.045	0.036	0.025	383.469
3	1.412	0.075	0.040	0.027	323.462	37	3.076	0.049	0.037	0.028	327.465
4	3.076	0.049	0.037	0.028	327.472	38	2.611	0.055	0.040	0.029	325.176
5	3.541	0.047	0.037	0.027	331.309	39	3.558	0.045	0.036	0.023	439.903
6	3.076	0.049	0.037	0.028	327.472	40	3.568	0.045	0.036	0.023	418.493
7	3.524	0.046	0.036	0.027	336.356	41	3.551	0.045	0.036	0.025	383.592
8	3.520	0.046	0.037	0.027	332.016	42	3.552	0.045	0.036	0.024	389.595
9	3.075	0.049	0.037	0.028	327.459	43	3.546	0.045	0.036	0.024	369.200
10	2.611	0.055	0.040	0.029	325.176	44	3.553	0.045	0.036	0.025	345.963
11	3.542	0.045	0.036	0.026	357.651	45	3.564	0.045	0.036	0.023	425.729
12	3.581	0.045	0.036	0.023	430.924	46	3.555	0.045	0.036	0.025	371.182
13	3.161	0.049	0.038	0.028	326.035	47	3.551	0.045	0.036	0.025	353.786
14	3.517	0.046	0.036	0.027	335.958	48	3.581	0.045	0.036	0.023	430.923
15	3.542	0.045	0.036	0.025	357.651	49	3.075	0.049	0.037	0.028	327.459
16	3.076	0.049	0.037	0.028	327.462	50	3.552	0.045	0.036	0.024	387.657
17	3.076	0.049	0.037	0.028	329.419	51	3.556	0.045	0.036	0.026	346.645
18	1.759	0.064	0.039	0.028	323.587	52	3.532	0.047	0.038	0.028	331.115
19	3.535	0.046	0.036	0.027	338.748	53	3.559	0.045	0.036	0.026	357.030
20	3.528	0.046	0.037	0.027	331.960	54	3.556	0.045	0.036	0.023	416.674
21	3.525	0.046	0.037	0.026	336.356	55	3.552	0.045	0.036	0.024	384.438
22	3.546	0.045	0.036	0.025	362.416	56	3.564	0.045	0.036	0.026	359.468
23	3.574	0.045	0.036	0.027	342.211	57	3.560	0.045	0.036	0.023	421.281
24	2.101	0.062	0.041	0.029	327.378	58	3.551	0.045	0.036	0.025	370.732
25	1.932	0.062	0.040	0.028	323.954	59	3.553	0.045	0.036	0.024	380.620
26	3.580	0.045	0.036	0.023	441.108	60	3.551	0.045	0.036	0.024	358.868
27	3.532	0.047	0.038	0.028	331.115	61	3.552	0.045	0.036	0.024	366.616
28	3.551	0.045	0.036	0.026	343.691	62	3.540	0.047	0.037	0.028	331.270
29	3.540	0.046	0.036	0.026	339.721	63	3.548	0.045	0.036	0.024	369.703
30	1.412	0.075	0.040	0.027	323.507	64	3.564	0.045	0.036	0.023	400.354
31	3.555	0.045	0.036	0.023	411.736	65	3.559	0.045	0.036	0.024	365.016
32	3.532	0.045	0.036	0.025	366.599	66	3.547	0.045	0.036	0.023	391.056
33	3.546	0.045	0.036	0.026	348.416	67	3.552	0.045	0.036	0.024	383.164
34	3.564	0.045	0.036	0.026	355.917	68	3.552	0.045	0.036	0.024	425.126



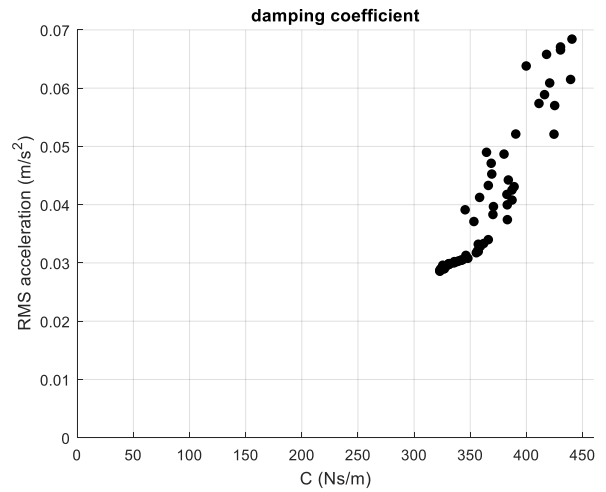
Σχήμα 5.64 Λόγος στιβαροτήτων



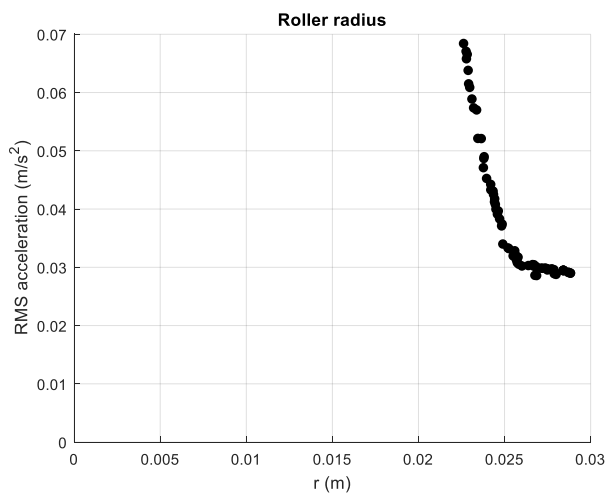
Σχήμα 5.65 Ακτίνα R



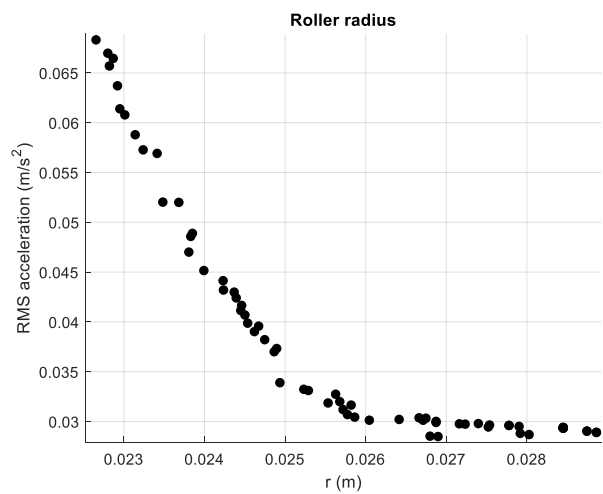
Σχήμα 5.66 Απόσταση d



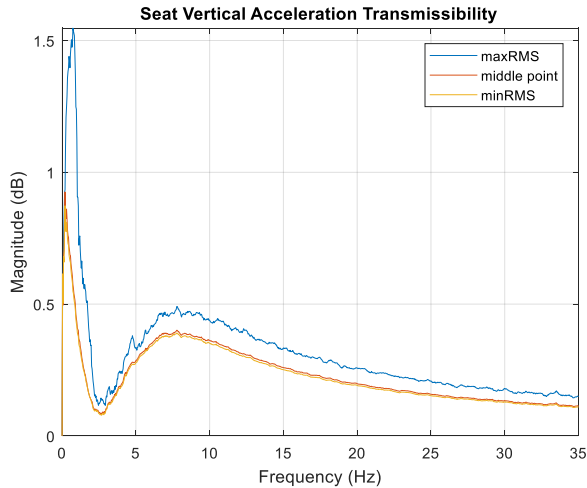
Σχήμα 5.67 Σταθερά απόσβεσης



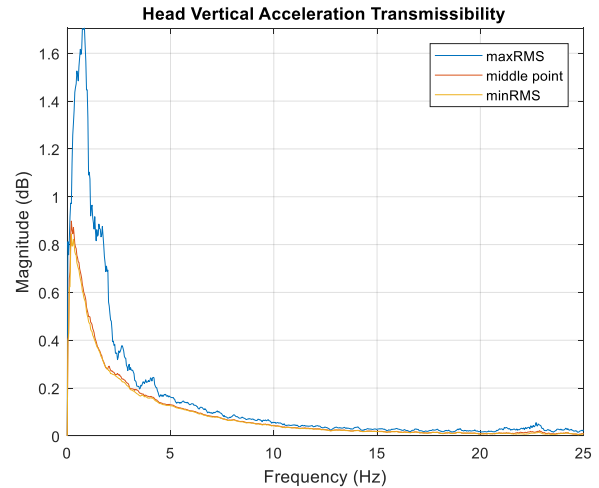
Σχήμα 5.68 Ακτίνα r (και σε μεγέθυνση)



Η μορφή του αρχικού μετώπου Pareto για την διερεύνηση της RMS της επιτάχυνσης με την στατική εκτροπή δικαιολογείται κάλλιστα από τη συμπεριφορά των μεταβλητών σχεδιασμού ως προς την άνεση που προσφέρει σύστημα. Βλέπουμε όλες τις παραμέτρους να συγκλίνουν (εντός ορίων και όχι στα άκρα, όπως είδαμε σε προηγούμενα μοντέλα) στην καλύτερη δυνατή τιμή της f_1 , πράγμα που σημαίνει ότι οι λύσεις είναι ξεκάθαρες. Ακόμα και ο συντελεστής απόσβεσης δεν παρουσιάζει μεγάλες αποκλίσεις (320-450 Nm/s) και όσο μικρότερη τιμή λαμβάνει τόσο καλύτερη η άνεση που παρέχεται.

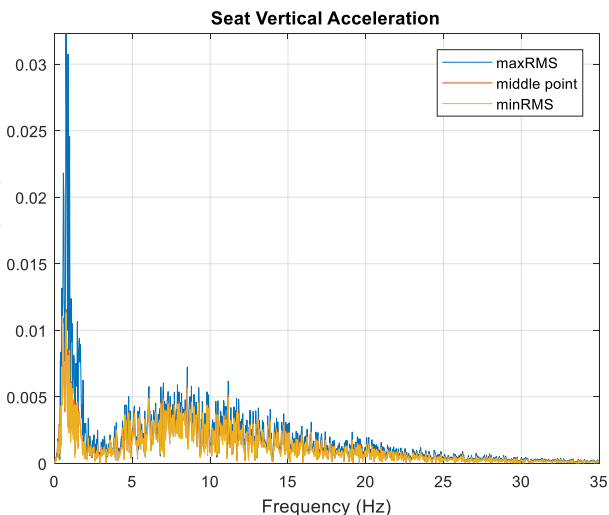


Σχήμα 5.69 Μεταδοτικότητα στο κάθισμα

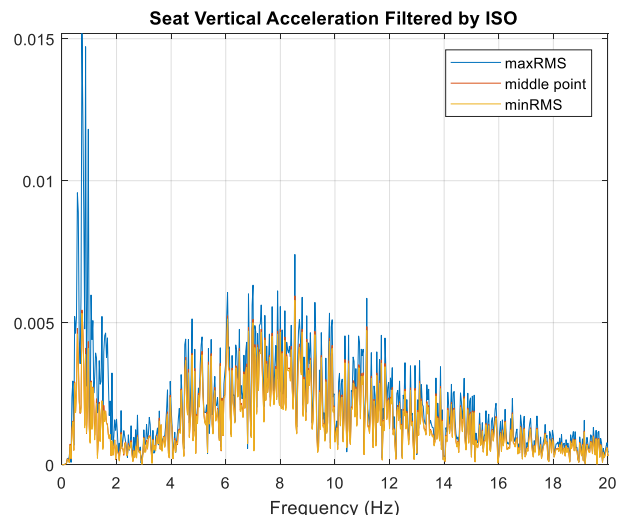


Σχήμα 5.70 Μεταδοτικότητα στο κεφάλι

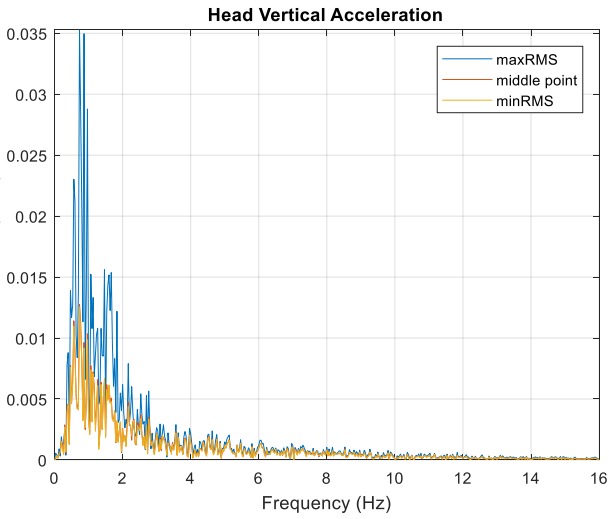
Οι μετασχηματισμοί Fourier από τα αποτελέσματά μας στο πεδίο της συχνότητας μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την εξαγωγή της συνάρτησης μεταδόσεως σταθερής κατάστασης για την απόλυτη επιτάχυνση της απόκρισης. Η συνάρτηση μεγέθους που προκύπτει είναι $Seat\ Acceleration\ Transmissibility = \ddot{x}_{seat}/\ddot{x}_{floor}$ και $Head\ Acceleration\ Transmissibility = \ddot{x}_{head}/\ddot{x}_{floor}$. Συγκριτικά με τα προηγούμενα μοντέλα, ακόμα και στην ακραία θέση της $max\ f_1$ το κάθισμα με μηχανισμό cam-roller ανταποκρίνεται κατάλληλα προσφέροντας πολύ καλή απομόνωση και στην περιοχή των 0-10 Hz, σε αντίθεση με τα προηγούμενα που οι τιμές ήταν πολύ υψηλές στο εύρος αυτό.



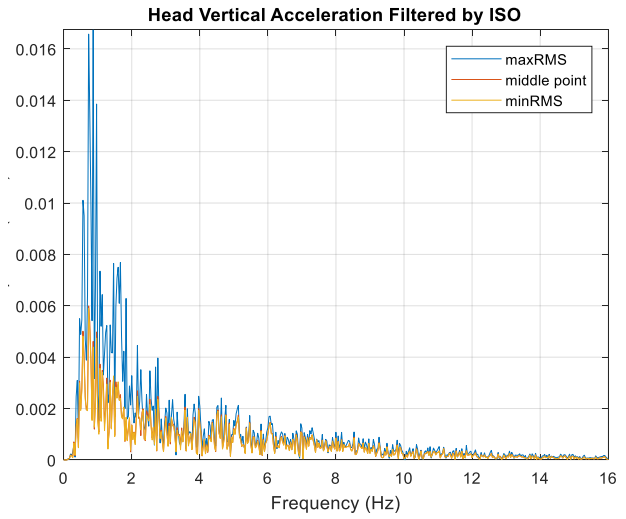
Σχήμα 5.71 Επιτάχυνση καθίσματος



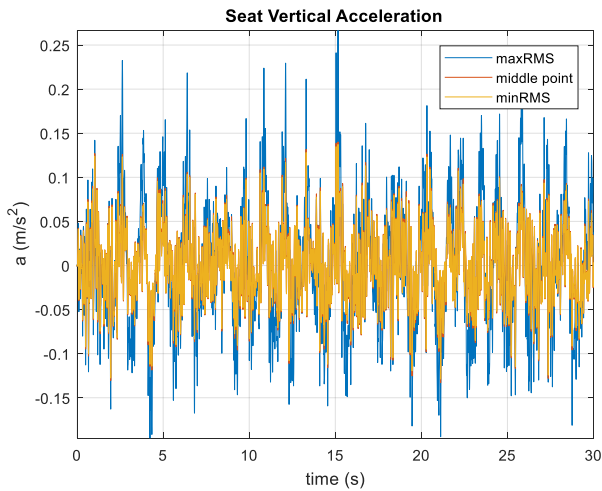
Σχήμα 5.72 Σταθμισμένη επιτάχυνση καθίσματος



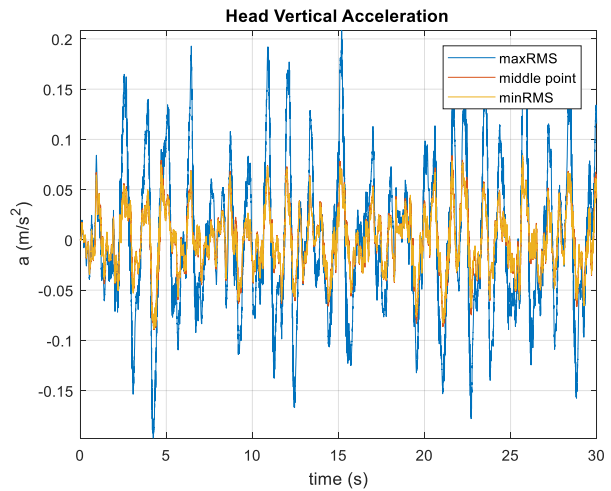
Σχήμα 5.73 Επιτάχυνση κεφαλής



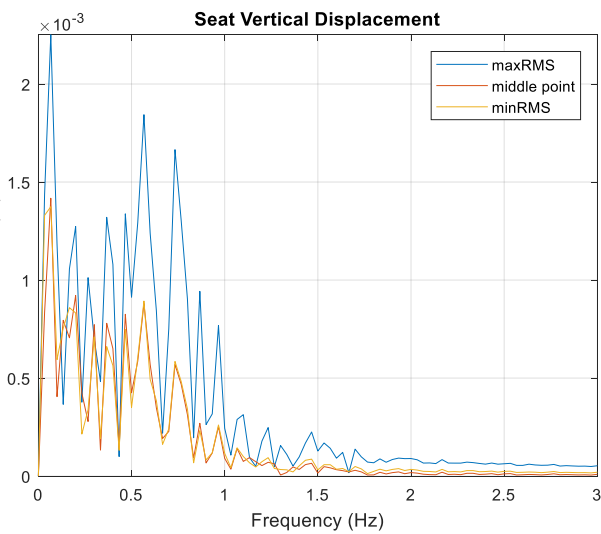
Σχήμα 5.74 Σταθμισμένη επιτάχυνση κεφαλής



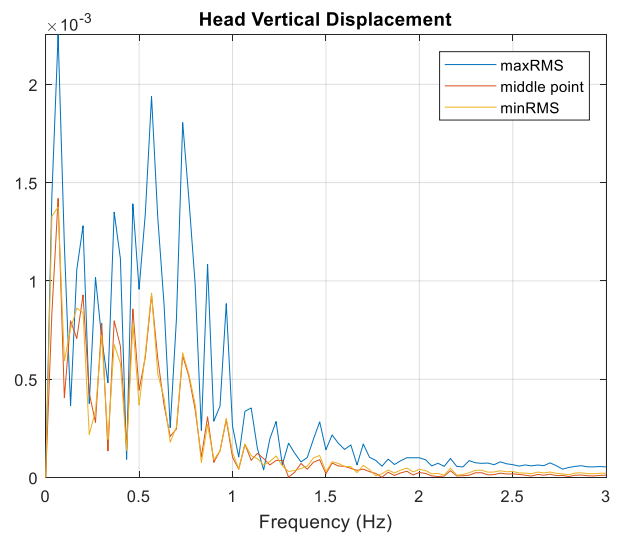
Σχήμα 5.75 Επιτάχυνση καθίσματος



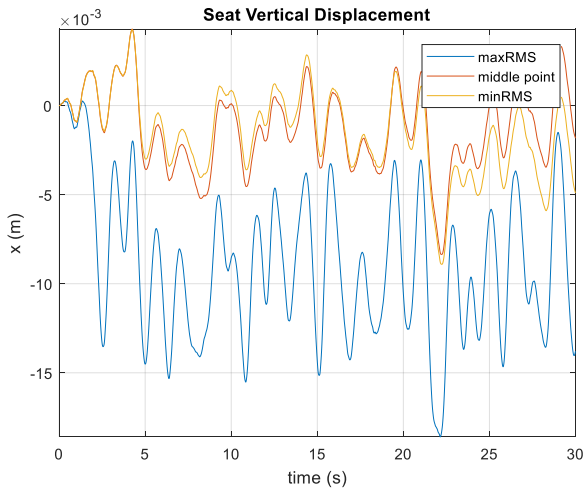
Σχήμα 5.76 Επιτάχυνση κεφαλής



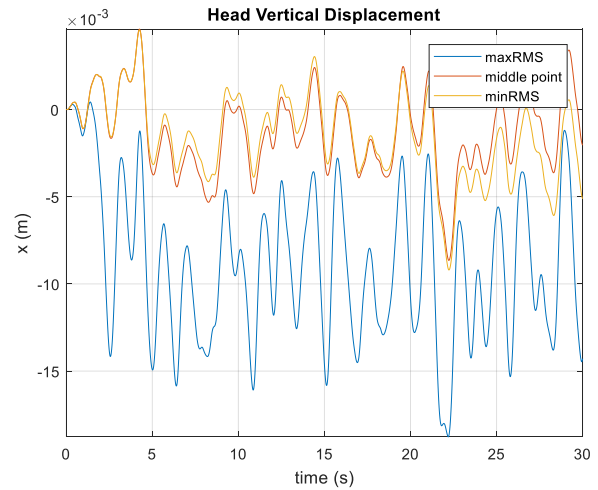
Σχήμα 5.77 Μετατόπιση κεφαλής



Σχήμα 5.78 Μετατόπιση κεφαλής

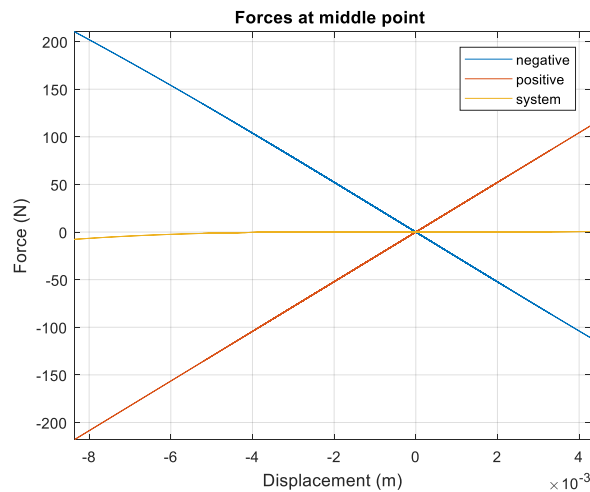
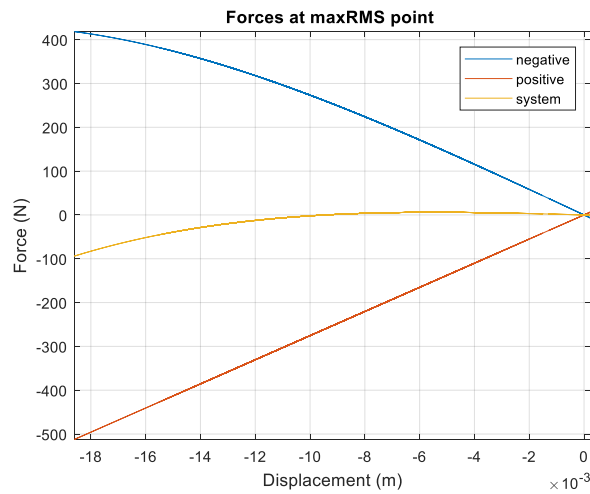


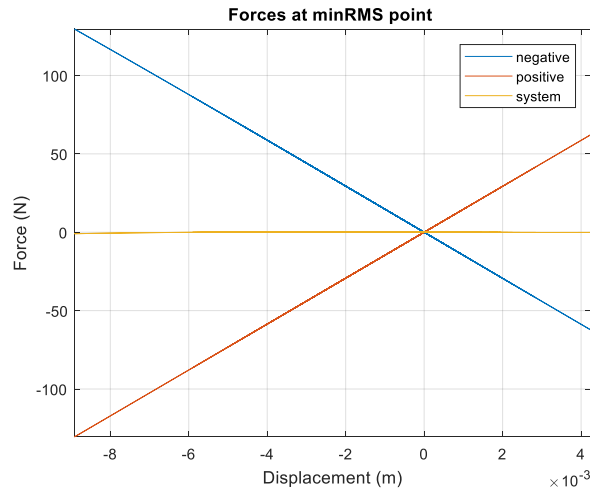
Σχήμα 5.79 Μετατόπιση καθίσματος



Σχήμα 5.80 Μετατόπιση καθίσματος

Από όλα τα διαγράμματα το μόνο αξιοσημείωτο, πέρα από την ιδιαίτερα καλή ταλαντωτική συμπεριφορά του συστήματος, εδώ, είναι η «βύθιση» της επιθυμητής θέσης ισορροπίας (περί το 1 cm), στην περίπτωση της $\max f_i$, η οποία εμφανίζεται και στα διαγράμματα συχνότητας 5.77 και 5.78. Παρά το γεγονός αυτό, η ανάρτηση παραμένει λειτουργική και έχει καλή απόδοση.

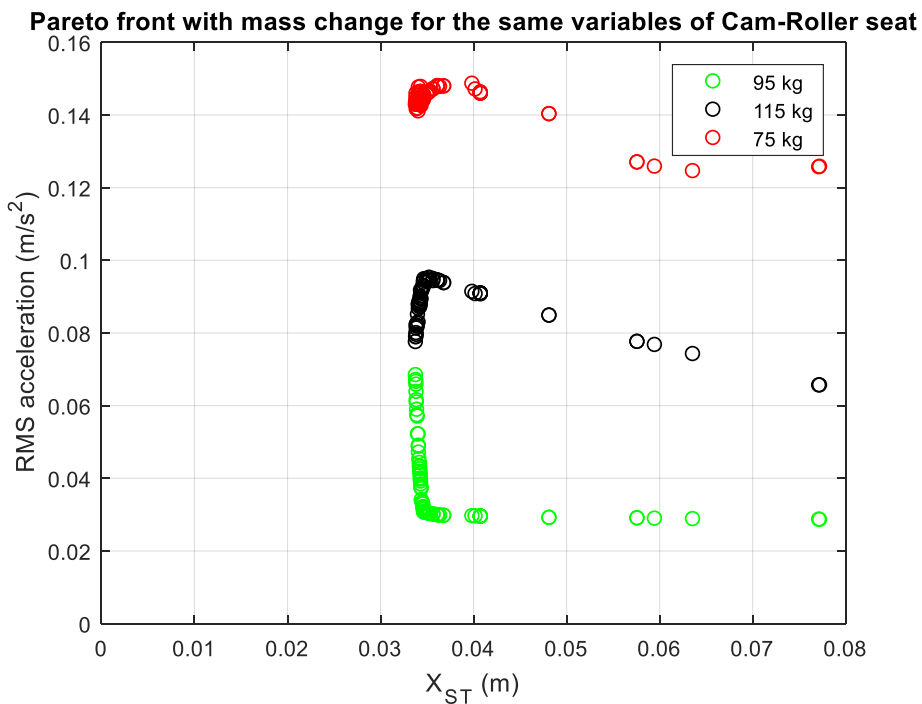




Σχήμα 5.81 Ελαστικές δυνάμεις

Στα διαγράμματα φαίνεται ξεκάθαρα η μηδενική ελαστική δύναμη μεταφοράς του συστήματος ακόμα και στην πρώτη ακραία περίπτωση. Σημαντικό ρόλο εδώ θα έχει η σταθερά απόσβεσης που πρέπει να επιλέγεται σε χαμηλές τιμές για να έχουμε καλά αποτελέσματα.

5.5.3 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με την αρχική παραμόρφωση για διαφορετικές μάζες



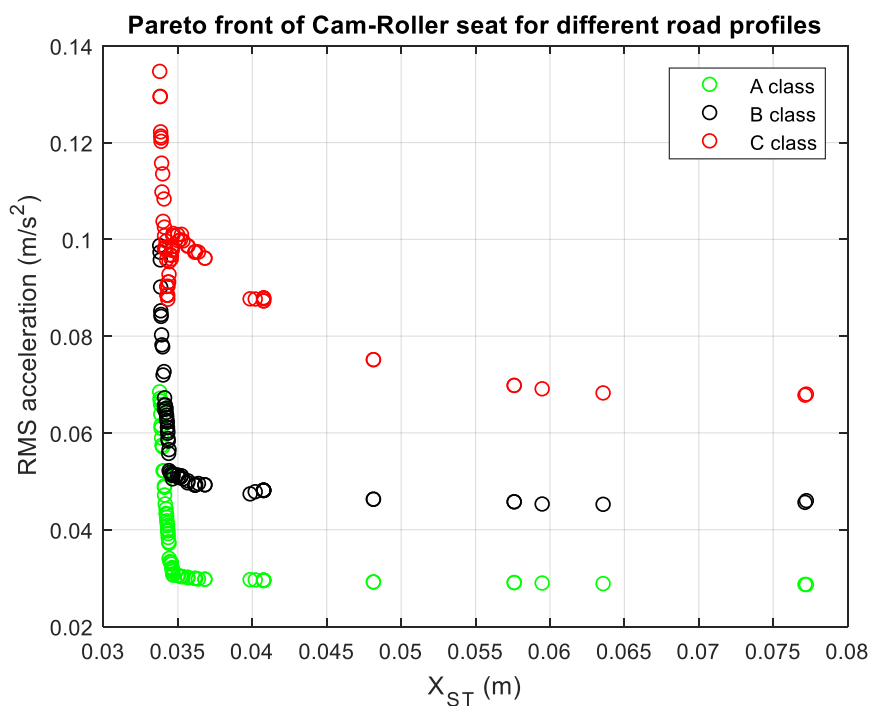
Σχήμα 5.82 Μέτωπο Pareto του μοντέλου Cam-Roller για διαφορετικές μάζες

Με μεταβολή στη μάζα του οδηγού, επιλέγουμε να ρυθμίσουμε μόνο την προσυμπίεση του κάθετου ελατηρίου αφήνοντας ίδιες τις σχεδιαστικές παραμέτρους που αφορούν τον αρνητικό μηχανισμό ακολουθώντας την ίδια λογική με τα άλλα δύο μοντέλα QZS. Είναι εμφανές πως η ανάρτηση υστερεί όσον αφορά στην αλλαγή του βάρους. Στα 95 kg που έγινε η βελτιστοποίηση παρατηρείται μακράν η καλύτερη λειτουργία σε όλο το εύρος των μετατοπίσεων. Στην περίπτωση μικρότερου βάρους, η άνεση μειώνεται

κατά πολύ χωρίς να μας προβληματίζει ως προς την άνεση, όπως επίσης συμβαίνει και με το μεγαλύτερο, επαληθεύοντας την ευαισθησία τους στο φορτίο που έχουν σχεδιαστεί και η οποία είναι πολύ μεγαλύτερη συγκριτικά με τα μοντέλα του Carrella και T.D Le.

5.5.4 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με αρχική παραμόρφωση σε διαφορετικά προφίλ δρόμου

Σε αυτήν την ενότητα παρουσιάζονται τα μέτωπα Pareto για το μοντέλο ανάρτησης του Yan et al. σε εφαρμογή και για τα υπόλοιπα προφίλ που υλοποιήθηκαν (B και C), χρησιμοποιώντας τις τιμές των μεταβλητών σχεδίασης που βρέθηκαν από τη βελτιστοποίηση για το προφίλ δρόμου κατηγορίας A και με σταθερή τη μάζα στα 95 kg.



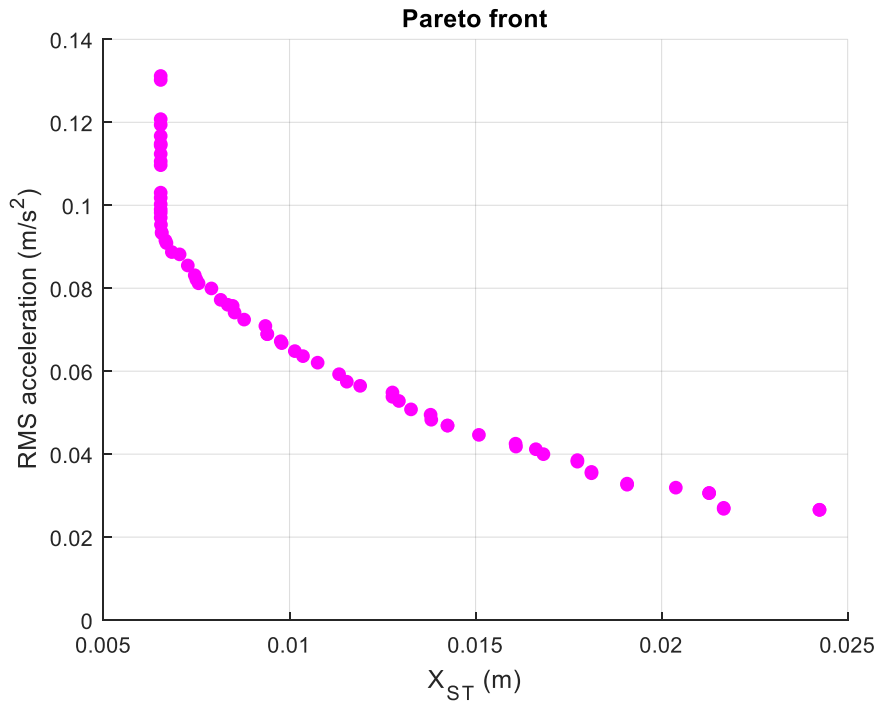
Σχήμα 5.83 Μέτωπο Pareto για προφίλ δρόμου κατηγορίας A, B και C

Και εδώ, παρατηρείται πάλι μια συμπεριφορά παρόμοια με τα προηγούμενα μοντέλα, μόνο που στην ελάχιστη μετατόπιση από την αρχική θέση βλέπουμε πολλά σημεία να συμπέφτουν μεταξύ τους ανά δύο διαφορετικά προφίλ (A-B και B-C) γεγονός που μας δίνει αρκετές λύσεις που θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν σε διάφορες περιπτώσεις.

5.6 Μοντέλο KDamper

5.6.1 Διερεύνηση της RMS επιτάχυνσης με την στατική παραμόρφωση για προφίλ δρόμου κατηγορίας A

Στο μέτωπο Pareto που ακολουθεί διαπιστώνεται η επιτυχία της επιθυμητής άνεσης σε συνδυασμό με χαμηλές στατικές μετατοπίσεις από την αρχική θέση, γεγονός που καθιστά ιδανικό το επιχείρημα τοποθέτησης της ανάρτησης KDamper σε κάθισμα επιβατηγού οχήματος.



Σχήμα 5.84 Μέτωπο Pareto του μοντέλου KDamper

5.6.2 Διαγράμματα συμπεριφοράς μεταβλητών με την RMS επιτάχυνση και παρουσίαση πίνακα αποτελεσμάτων βελτιστοποίησης

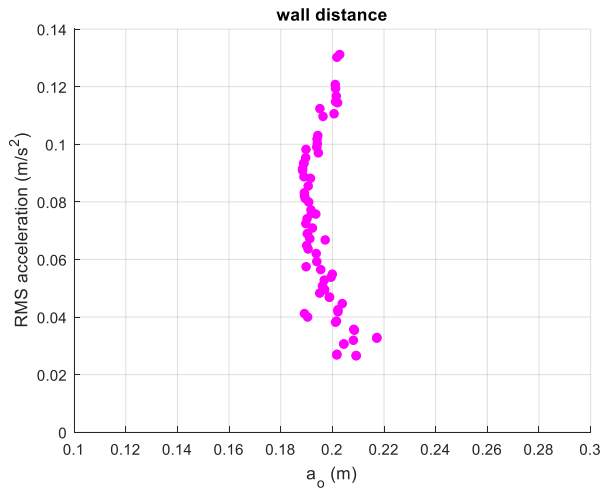
Οι μεταβλητές σχεδιασμού που προέκυψαν από την βελτιστοποίηση παρουσιάζονται στον πίνακα 5.5 (με στρογγυλοποίηση στο 3^ο δεκαδικό ψηφίο) και η συμπεριφορά τους στα διαγράμματα 5.85-5.89. Τα χρώματα που χρησιμοποιούνται για τις καμπύλες των διαγραμμάτων (5.90-5.102) αντιστοιχούν στις λύσεις που πάρθηκαν από το μέτωπο Pareto. Με κίτρινο είναι η τιμή με την ελάχιστη f_1 (μέγιστη X_{ST}), κόκκινο το μέσον και μπλε η μέγιστη f_1 (ελάχιστη X_{ST}).

Πίνακας 5.5 Αποτελέσματα βελτιστοποίησης KDampers

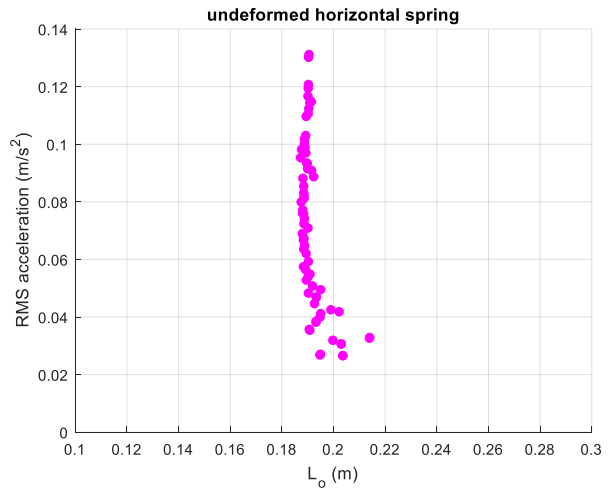
A/A	α_0 (m)	L_0 (m)	b (m)	C (Ns/m)	K_s (N/m)	K_p (N/m)	K_h (N/m)
1	0.194	0.190	0.228	624.752	82,070.845	63,197.985	18,173.499
2	0.189	0.190	0.218	623.507	141,466.266	62,748.068	21,692.324
3	0.202	0.195	0.255	624.370	42,962.517	62,626.504	13,108.670
4	0.202	0.190	0.242	736.941	142,044.628	54,713.327	20,394.253
5	0.199	0.194	0.226	619.696	65,309.558	62,547.640	16,397.389
6	0.192	0.188	0.200	605.535	111,433.133	63,936.135	20,758.360
7	0.189	0.193	0.202	610.432	135,832.332	63,573.772	21,340.562
8	0.209	0.204	0.247	684.943	38,404.653	58,932.887	11,909.634
9	0.202	0.195	0.255	624.371	42,962.518	62,626.505	13,108.670
10	0.199	0.194	0.227	619.696	65,309.558	62,547.640	16,397.389
11	0.197	0.190	0.207	624.125	71,892.792	62,556.691	17,355.534
12	0.194	0.189	0.260	670.043	142,043.099	60,071.674	21,457.130
13	0.191	0.189	0.227	616.875	89,739.129	63,586.398	18,817.663
14	0.204	0.193	0.211	625.511	61,664.250	62,481.582	16,395.970
15	0.192	0.190	0.218	623.138	99,414.334	63,288.934	19,531.286
16	0.201	0.190	0.250	681.826	142,044.601	54,262.574	20,422.883
17	0.190	0.187	0.215	626.967	141,894.403	61,551.526	21,760.758
18	0.201	0.193	0.208	652.558	52,476.005	61,071.740	14,697.219
19	0.195	0.190	0.254	635.217	142,031.083	60,572.455	21,733.790
20	0.191	0.188	0.186	608.931	98,878.199	63,510.103	19,611.409
21	0.190	0.189	0.203	617.590	80,598.496	63,834.476	17,960.670
22	0.195	0.189	0.252	680.498	142,044.569	58,570.859	21,176.815
23	0.191	0.189	0.241	623.807	127,848.309	63,709.909	21,502.784
24	0.202	0.199	0.232	622.766	57,888.632	61,119.862	15,074.792
25	0.189	0.195	0.231	633.745	55,995.399	62,355.326	14,369.130
26	0.189	0.189	0.220	610.878	123,920.964	64,195.067	21,238.440
27	0.190	0.189	0.195	607.321	109,041.640	64,070.878	20,359.125
28	0.201	0.192	0.251	718.697	142,044.625	55,724.313	20,433.719
29	0.196	0.189	0.187	622.549	78,170.805	63,260.669	18,120.161
30	0.195	0.191	0.248	728.649	142,044.616	54,834.013	20,129.360
31	0.191	0.195	0.229	639.294	55,320.344	61,811.404	14,332.343
32	0.189	0.189	0.198	616.723	124,659.395	63,910.409	21,234.226
33	0.194	0.189	0.262	655.466	142,042.580	60,101.801	21,584.492
34	0.209	0.191	0.211	631.526	51,378.713	62,380.681	15,397.720
35	0.209	0.191	0.211	631.526	51,378.713	62,380.681	15,397.720

Πίνακας 5.6 Αποτελέσματα βελτιστοποίησης KDamper (συνέχεια)

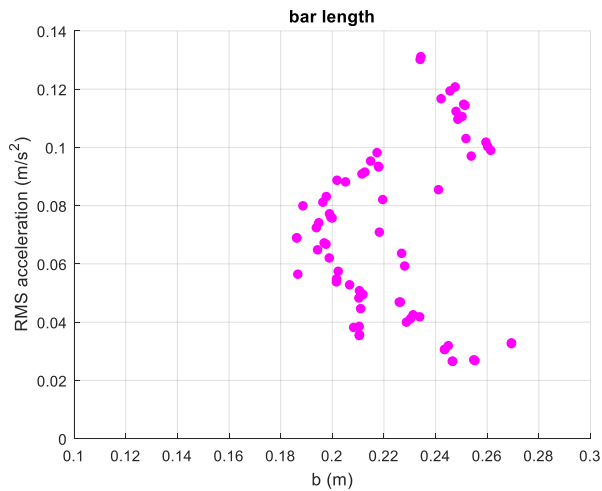
A/A	α_0 (m)	L_0 (m)	b (m)	C (Ns/m)	K_s (N/m)	K_p (N/m)	K_h (N/m)
36	0.197	0.190	0.249	724.309	142,044.575	56,038.235	20,671.898
37	0.209	0.204	0.247	684.943	38,404.650	58,932.886	11,909.633
38	0.189	0.190	0.218	623.507	141,466.266	62,748.069	21,692.324
39	0.205	0.203	0.244	639.902	43,753.808	59,036.337	12,655.615
40	0.217	0.214	0.270	631.589	48,804.703	62,542.334	13,893.642
41	0.189	0.190	0.213	620.777	139,352.534	63,424.653	21,669.962
42	0.200	0.190	0.202	625.108	72,863.512	62,398.444	17,637.218
43	0.190	0.189	0.197	605.432	122,976.814	64,235.509	21,233.104
44	0.202	0.191	0.252	736.229	142,044.622	54,786.606	20,527.956
45	0.202	0.191	0.234	779.678	142,044.633	53,284.810	19,349.063
46	0.194	0.189	0.260	658.196	142,043.097	60,082.295	21,522.928
47	0.194	0.190	0.199	617.233	86,457.956	63,145.037	18,677.022
48	0.191	0.189	0.197	607.902	95,214.845	63,849.304	19,371.484
49	0.190	0.188	0.218	629.580	142,032.378	60,528.303	21,378.764
50	0.201	0.190	0.246	742.146	142,044.631	54,413.180	20,115.792
51	0.192	0.188	0.205	623.616	131,830.136	63,386.752	21,813.017
52	0.201	0.191	0.248	775.796	142,044.633	53,857.157	20,068.016
53	0.197	0.195	0.212	620.032	67,459.955	62,314.756	16,357.371
54	0.196	0.192	0.211	619.688	70,132.287	63,051.115	16,954.627
55	0.191	0.188	0.186	608.931	98,878.199	63,510.103	19,611.409
56	0.189	0.192	0.212	618.535	138,777.615	63,530.516	21,511.176
57	0.194	0.189	0.200	614.660	109,702.937	63,692.555	20,688.672
58	0.192	0.188	0.199	612.494	114,014.768	63,931.206	20,899.619
59	0.203	0.191	0.235	779.678	142,044.633	53,284.811	19,349.063
60	0.217	0.214	0.270	631.589	48,804.703	62,542.334	13,893.642
61	0.190	0.189	0.194	607.376	105,863.848	64,064.996	20,118.527
62	0.190	0.189	0.195	609.685	91,669.931	63,794.764	18,968.506
63	0.200	0.191	0.202	625.110	72,863.513	62,398.445	17,637.218
64	0.208	0.200	0.245	627.676	45,673.309	59,755.091	13,409.039
65	0.197	0.189	0.198	614.201	94,963.981	63,692.520	19,984.906
66	0.191	0.188	0.189	600.886	117,607.555	64,249.272	21,104.312
67	0.205	0.203	0.244	639.902	43,753.808	59,036.337	12,655.615
68	0.202	0.202	0.234	625.383	57,852.419	61,403.494	14,909.527
69	0.195	0.190	0.211	622.534	67,371.076	63,005.876	16,684.241
70	0.202	0.194	0.211	652.562	52,476.010	61,071.742	14,697.223



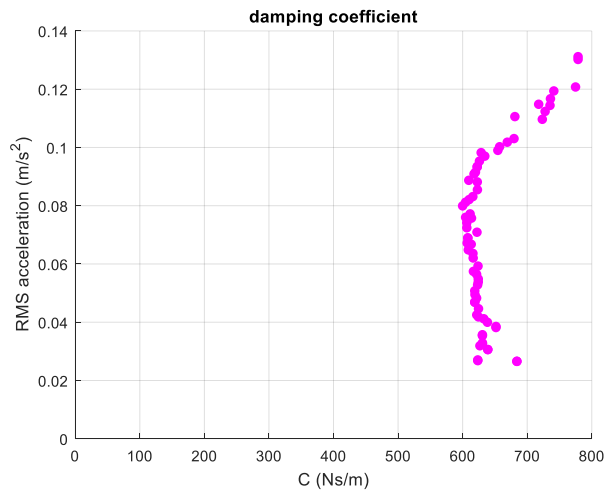
Σχήμα 5.85 Απόσταση πρόσδεσης της εσωτερικής μάζας από τα πλαϊνά τοιχώματα



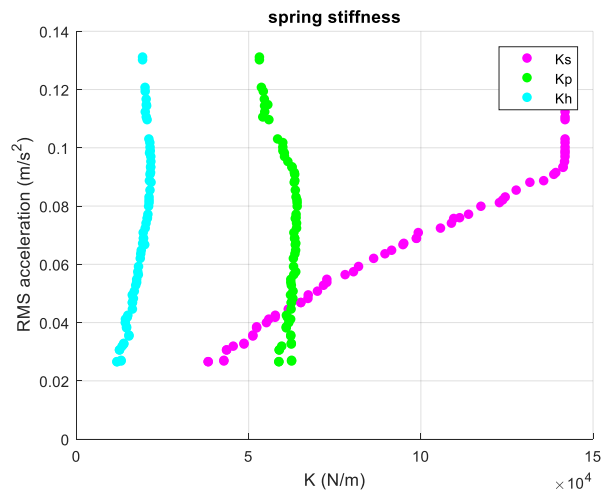
Σχήμα 5.86 Μήκος απαραμόρφωτου οριζόντιου ελατηρίου



Σχήμα 5.87 Μήκος μπάρας



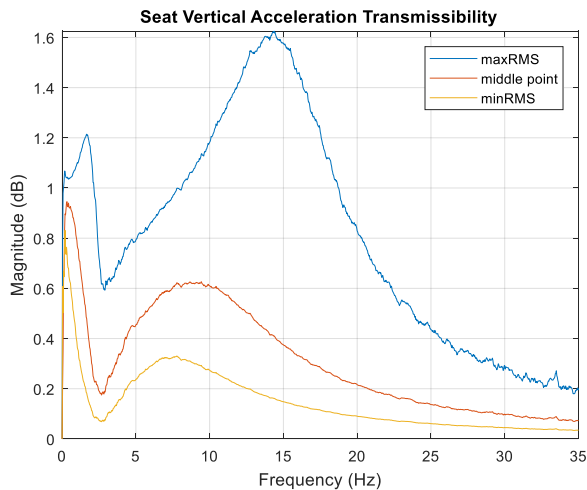
Σχήμα 5.88 Συντελεστής απόσβεσης



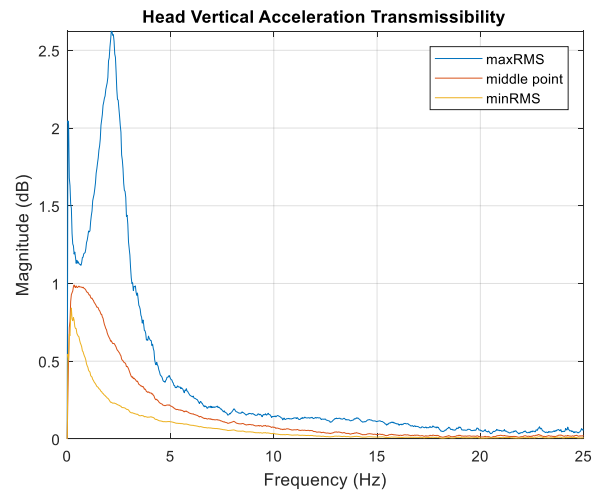
Σχήμα 5.89 Σταθερές όλων των εμπλεκόμενων ελατηρίων

Στα παραπάνω διαγράμματα συμπεριφοράς των μεταβλητών σχεδιασμού ως προς την άνεση φαίνονται ξεκάθαρα οι βέλτιστες λύσεις εντός των ορίων που τέθηκαν κατά την διαδικασία της βελτιστοποίησης χωρίς να τα αγγίζουν. Η απόσταση πρόσδεσης (a_0) και το μήκος του απαραμόρφωτου ελατηρίου (L_0) κυμαίνονται στα ίδιες τιμές περί των 19 cm, καθώς και ο συντελεστής απόσβεσης $C=600$ -

700 Ns/m. Μόνο το μήκος της μπάρας (b) φαίνεται δύσκολο να προσδιοριστεί καθώς έχουμε επιλογές από ένα εύρος λίγο μικρότερο των 10 cm, ενώ η σταθερά K_s του κάθετου εξωτερικού ελατηρίου φέρεται ως η κύρια που επηρεάζει την άνεση συγκριτικά με τα υπόλοιπα ελατήρια ($K_p \approx 55-65000$ N/m και $K_i \approx 13-20000$ N/m) και μπορεί να επιλεχθεί σε όλη την έκταση των ορίων της με τις χαμηλότερες τιμές της να προσφέρουν σαφώς καλύτερη άνεση.

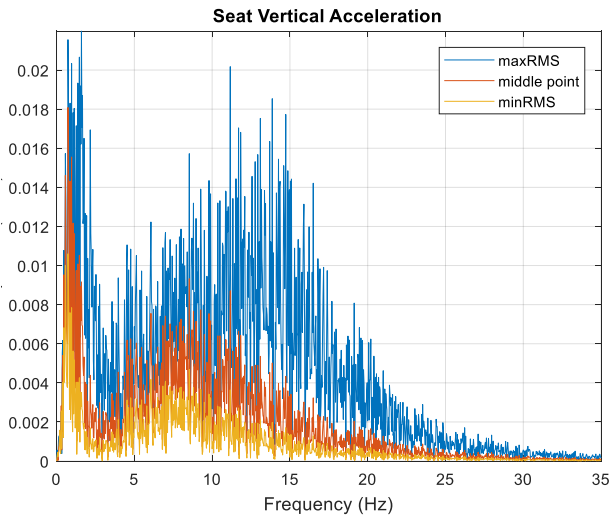


Σχήμα 5.90 Μεταδοτικότητα στο κάθισμα

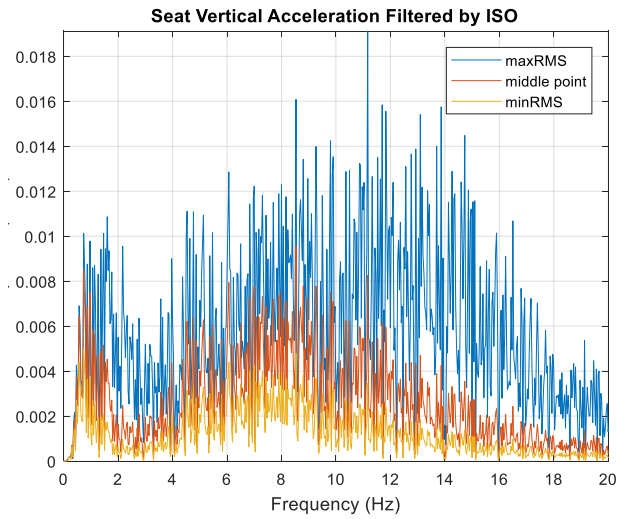


Σχήμα 5.91 Μεταδοτικότητα στο κεφάλι

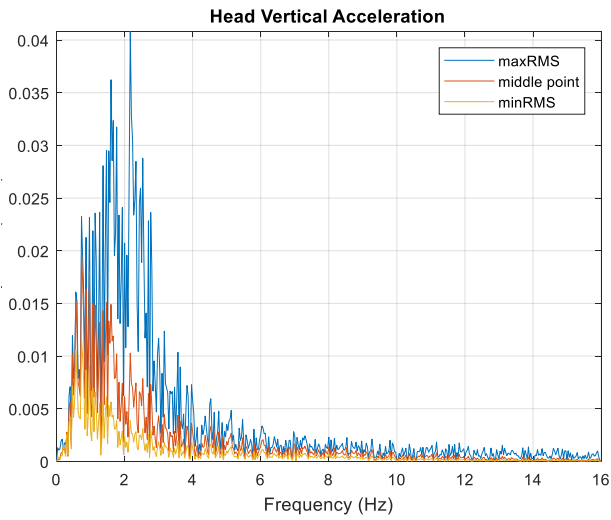
Οι μετασχηματισμοί Fourier από τα αποτελέσματά μας στο πεδίο της συχνότητας μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την εξαγωγή της συνάρτησης μεταδόσεως σταθερής κατάστασης για την απόλυτη επιτάχυνση της απόκρισης. Η συνάρτηση μεγέθους που προκύπτει είναι $Seat\ Acceleration\ Transmissibility = \ddot{x}_{seat}/\ddot{x}_{floor}$ και $Head\ Acceleration\ Transmissibility = \ddot{x}_{head}/\ddot{x}_{floor}$. Στην ακραία θέση της $max\ f_1$ το κάθισμα με ανάρτηση KDamper φαίνεται να μην ανταποκρίνεται κατάλληλα και υστερεί συγκριτικά με τις άλλες επιλογές, ειδικά στην περιοχή των 10-20 Hz, όπου παρατηρείται ενίσχυση των δονήσεων. Οι υπόλοιπες λύσεις, όμως, μπορούν και απομονώνουν αποτελεσματικά σε όλο το εύρος των συχνοτήτων ενδιαφέροντος.



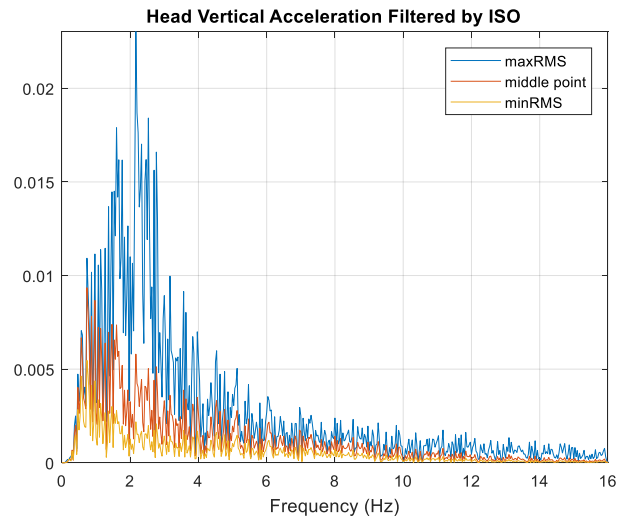
Σχήμα 5.92 Επιτάχυνση καθίσματος



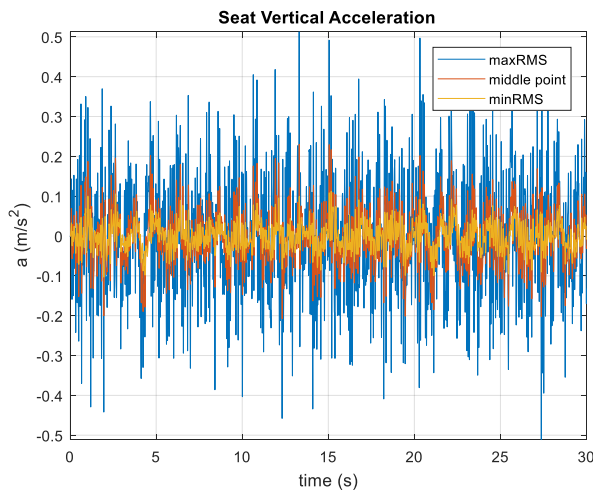
Σχήμα 5.93 Σταθμισμένη επιτάχυνση καθίσματος



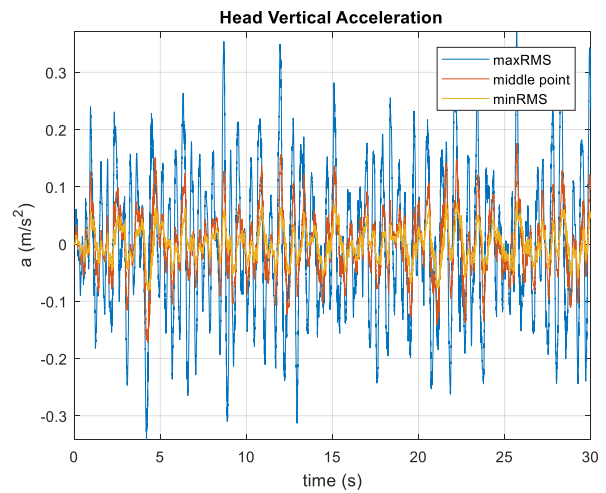
Σχήμα 5.94 Επιτάχυνση κεφαλής



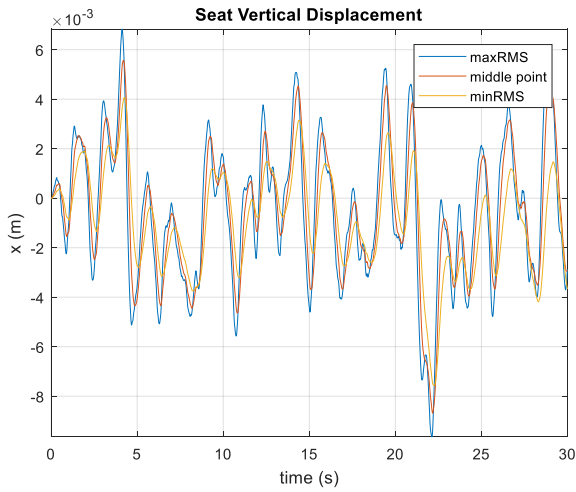
Σχήμα 5.95 Σταθμισμένη επιτάχυνση κεφαλής



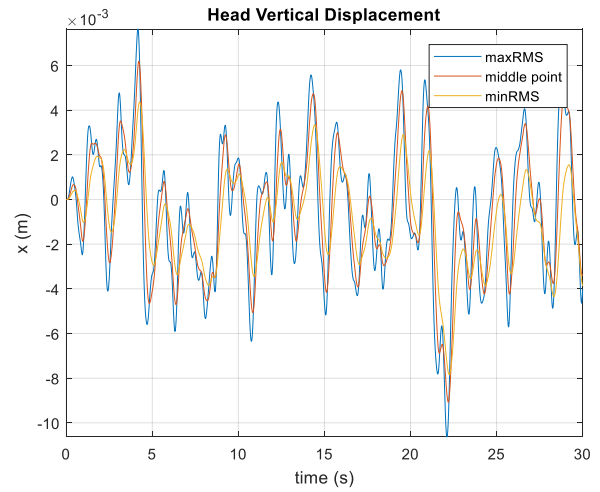
Σχήμα 5.96 Επιτάχυνση καθίσματος



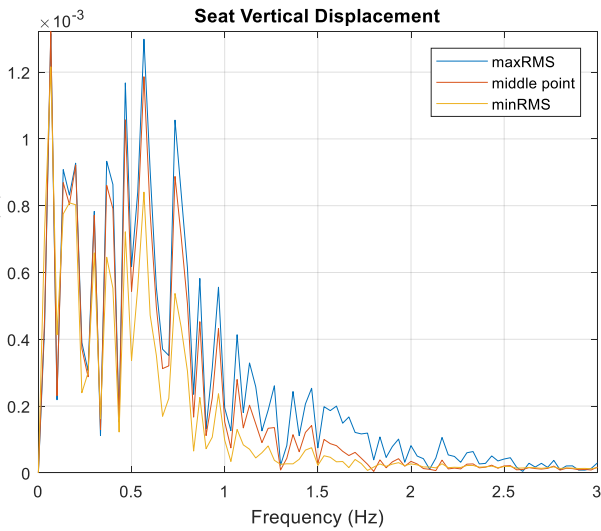
Σχήμα 5.97 Επιτάχυνση κεφαλής



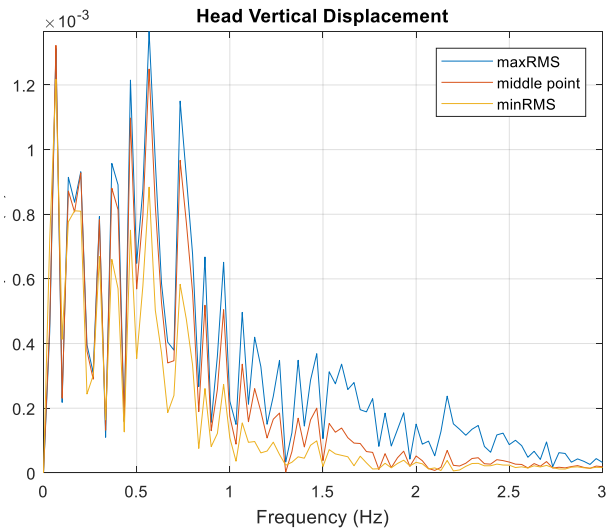
Σχήμα 5.98 Μετατόπιση καθίσματος



Σχήμα 5.99 Μετατόπιση κεφαλής

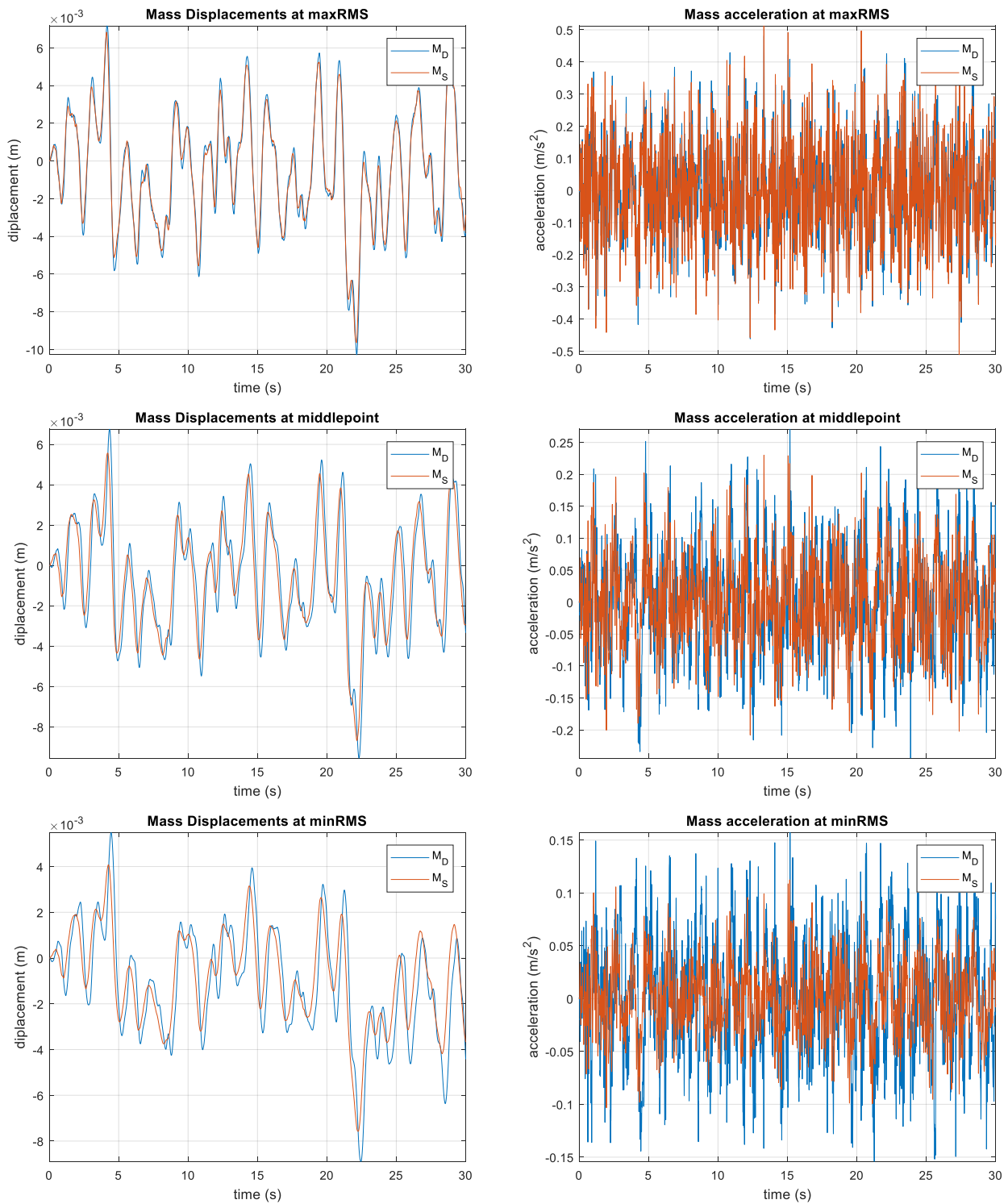


Σχήμα 5.100 Μετατόπιση καθίσματος



Σχήμα 5.101 Μετατόπιση κεφαλής

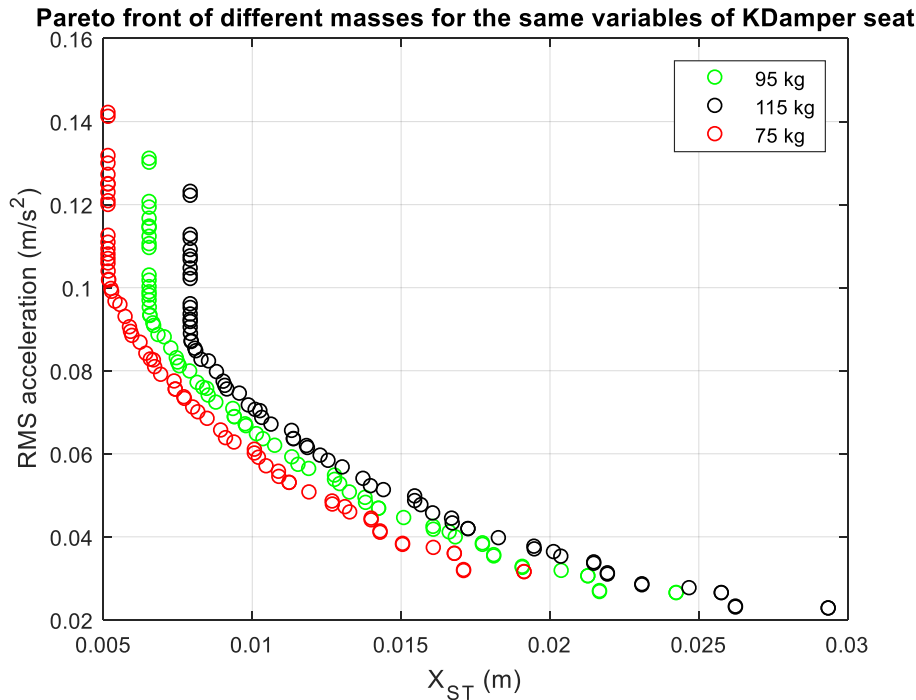
Πέραν της ακραίας τιμής στη μικρότερη δυνατή στατική μετατόπιση, τα παραπάνω διαγράμματα αποδεικνύουν την εξαιρετική λειτουργία ενός τέτοιου συστήματος ανάρτησης. Ακόμα και στην ακραία τιμή, όμως, οι επιδόσεις της υπερέρχουν κατά πολύ των υπολοίπων αν σκεφτούμε και το γεγονός ότι επιτυγχάνει την μικρότερη αρχική παραμόρφωση που επιζητούμε σε ένα κάθισμα αυτοκινητού.



Σχήμα 5.102 Συνεισφορά εσωτερικής μάζας

Τα παραπάνω διαγράμματα επιδεικνύουν τη συνεισφορά του αρνητικού μηχανισμού σε συνδυασμό με την εσωτερική μάζα στην λειτουργία της ανάρτησης. Παρατηρούμε την εσωτερική μάζα να ταλαντώνεται σε μεγαλύτερα πλάτη απ’ότι το κάθισμα που είναι και ο στόχος μας, όπως ακριβώς αναμέναμε από την θεωρία εντός των αποδεκτών πάντοτε ορίων που τέθηκαν κατά το σχεδιασμό. Στην minRMS που έχουμε και τα καλύτερα αποτελέσματα, μπορούμε να παρατηρήσουμε τις καμπύλες της μετατόπισης που εξομαλύνονται σημειώνοντας και την διαφορά φάσης μεταξύ των δύο μαζών.

5.6.3 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με την αρχική παραμόρφωση για διαφορετικές μάζες

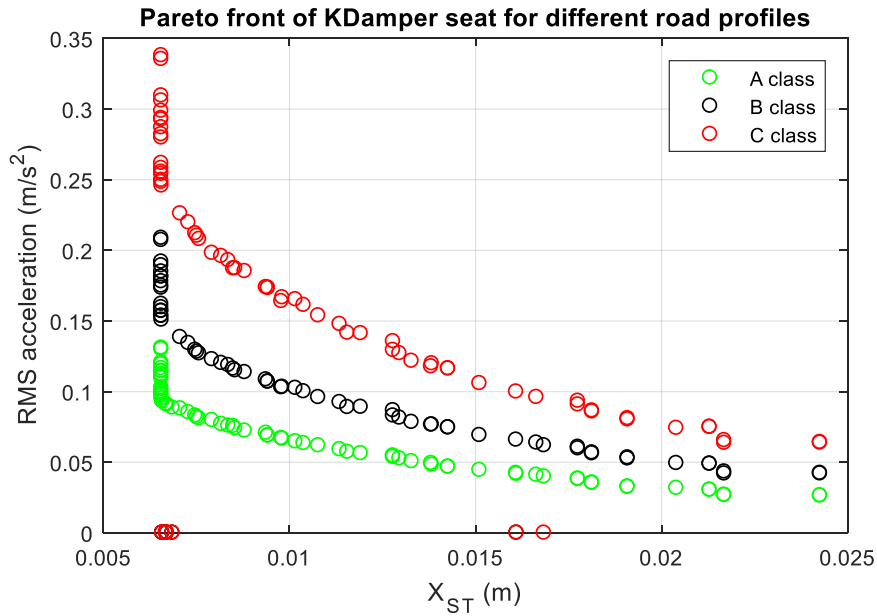


Σχήμα 5.103 Μέτωπο Pareto του μοντέλου KDamper για διαφορετικές μάζες

Μπορούμε χωρίς ενδιασμούς να παρομοιάσουμε τον KDamper με μια γραμμική ανάρτηση, αφού ακολουθεί αντίστοιχη συμπεριφορά. Επιτυγχάνει, όμως, πολύ καλύτερη άνεση σε συνδυασμό με μικρή παραμόρφωση και όλα αυτά χωρίς τα μειονεκτήματα των υπόλοιπων αναρτήσεων που χρησιμοποιούν επίσης μηχανισμούς αρνητικής στιβαρότητας. Αυτό βέβαια προκύπτει και από το γεγονός ότι η μεταβολή στη μάζα που τοποθετείται σε αυτήν την ανάρτηση δεν επηρεάζει το μοντέλο στο βαθμό που παρατηρήθηκε στα προηγούμενα (QZS mechanisms). Και τούτο, διότι εξαρχής επιλέχθηκαν ως μεταβλητές σχεδιασμού οι σταθερές των ελατηρίων χωρίς τους γεωμετρικούς περιορισμούς που είχαν τα υπόλοιπα, όπως ακριβώς συνέβη και με το κλασικό γραμμικό μοντέλο. Αυτό που επηρεάζεται περισσότερο είναι η αρχική παραμόρφωση, πράγμα λογικό με την αλλαγή του βάρους που επιχειρείται, με αποτέλεσμα να οδηγούμαστε στην αύξηση της διασποράς των λύσεων.

5.6.4 Διερεύνηση RMS επιτάχυνσης με αρχική παραμόρφωση σε διαφορετικά προφίλ δρόμου

Τέλος, παρόμοια συμπεριφορά όπως και στα υπόλοιπα μοντέλα έχουμε και εδώ. Στο προφίλ κατηγορίας C παρατηρούνται μηδενικές τιμές της RMS, που οφείλονται στις ποιές που ορίστηκαν για περιπτώσεις όπου ο σχεδιασμός αποτύγχανε να λειτουργήσει υπό την συγκεκριμένη διέγερση.

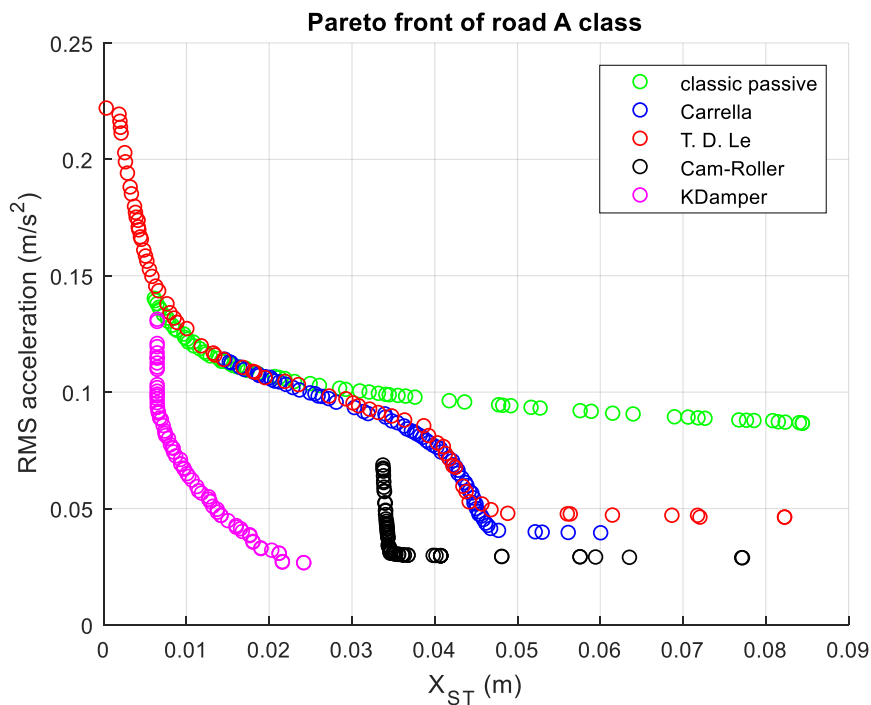


Σχήμα 5.104 Μέτωπο Pareto για προφίλ δρόμου κατηγορίας A, B και C

Η RMS επιτάχυνση εμφανίζεται καλύτερη όσο πιο καλό είναι και το προφίλ του δρόμου, όπως και αναμέναμε εξάλλου. Σε μικρές αρχικές εκτροπές το κάθισμα μπορεί να είναι λίγο άβολο σε οδόστρωμα κατηγορίας C πράγμα που βελτιώνεται κατά πολύ όταν επιλέξουμε κάποια λύση με στατική εκτροπή μεγαλύτερη από 1 cm.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 Συμπεράσματα

Συνοψίζοντας, η εργασία αυτή είχε ως στόχο τόσο την βελτιστοποίηση των χαρακτηριστικών των διαφόρων μοντέλων αναρτήσεων καθισμάτων όσο και τη μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς αυτών και του επιβάτη. Στα πλαίσια αυτά, τα διάφορα μοντέλα που αναλύθηκαν βελτιστοποιήθηκαν με πολυκριτηριακή βελτιστοποίηση έχοντας ως στόχους την άνεση και την στιβαρότητα της κατασκευής. Οι βέλτιστες λύσεις των μεταβλητών σχεδίασης που προέκυψαν αφορούν αποκλειστικά τη συγκεκριμένη διέγερση (τυχαίο προφίλ δρόμου κατηγορίας A), δεδομένου ότι το υπολογιστικό κόστος ήταν υψηλό και δεν μπορούσε να γίνει αντίστοιχη διερεύνηση για τα υπόλοιπα προφίλ. Παρόλα αυτά, για την μελέτη των μοντέλων κάτω από ισχυρότερες διεγέρσεις, έγιναν προσομοιώσεις των μοντέλων με χρήση όλων των βέλτιστων παραμέτρων υπό άλλα δύο προφίλ δρόμου (κατηγορίας B και C). Στην συνέχεια, έγινε η δοκιμή των βέλτιστων λύσεων των μοντέλων με δύο επιβάτες διαφορετικής μάζας στοχεύοντας στην διερεύνηση της απόδοσης του κάθε μοντέλου.



Σχήμα 6.1 Μέτωπο Pareto για προφίλ δρόμου κατηγορίας A

Συνοπτικά, απ' όλα τα μοντέλα που μελετήθηκαν μπορούν να παρθούν λύσεις για την κατασκευή καθίσματος που θα προσφέρει την άνεση που επιζητεί ο επιβάτης. Σε όλα τα μοντέλα παρατηρήθηκε η υπεροχή της ακραίας λύσης (minRMS) ως προς την άνεση, πράγμα λογικό εξ ορισμού. Το γεγονός, όμως, ότι στη θέση αυτή έχουμε και την μεγαλύτερη στατική εκτροπή δεν πρέπει να αμελείται. Ο σχεδιαστής/κατασκευαστής οφείλει να λάβει υπόψη του τα κριτήρια που επιζητούνται κάθε φορά.

Όσον αφορά τις βέλτιστες λύσεις που προέκυψαν για τα διάφορα μοντέλα, παρουσιάζονται συγκριτικά με τα μέτωπα Pareto τους στο Σχήμα 6.1, όπου μπορούν να εξαχθούν βασικά συμπεράσματα σχετικά με

την απόδοση των αναρτήσεων που μελετήσαμε, όπως και να διαπιστώσουμε τα όσα γράφτηκαν στα προηγούμενα κεφάλαια για την συμπεριφορά και την λειτουργία των μοντέλων.

Σύμφωνα με το Σχήμα 6.1, εύκολα διακρίνουμε την υπεροχή των μοντέλων που περιλαμβάνουν μη γραμμικούς μηχανισμούς αναρτήσεων σε σχέση με το κλασικό γραμμικό μοντέλο, ειδικά έπειτα από μερικά εκατοστά αρχικής παραμόρφωσης (2 cm). Επίσης, παρατηρείται ότι ναι μεν τα μοντέλα του Carrella και Thanη D.Le αρχικά δίνουν παρόμοιες RMS επιταχύνσεις για τις ίδιες αρχικές παραμορφώσεις του κάθετου ελατηρίου συγκριτικά με το κλασικό γραμμικό μοντέλο, αλλά σε μεγαλύτερες θέσεις δίνουν εμφανώς καλύτερα αποτελέσματα ($X_{st} > 3cm$). Υποδηλώνοντας την πιθανή καλή λειτουργία τους σε εκτός - δρόμου και αγροτικά οχήματα, στα οποία παρέχεται η δυνατότητα τοποθέτησης μεγαλύτερης κατασκευής ανάρτησης και ως εκ τούτου μεγαλύτερες αρχικές παραμορφώσεις να είναι εφικτές. Στην συνέχεια, όσον αφορά την ανάρτηση Cam-Roller είναι διακριτή η λύση που μπορούμε να πάρουμε σαν βέλτιστη για το υπό σχεδίαση κάθισμα δεδομένου ότι το μέτωπο Pareto αποτελείται από δύο σχεδόν κάθετες καμπύλες. Βέβαια, αξίζει να σημειωθεί ότι, για ένα επιβατηγό όχημα, προβληματίζουν τα αρκετά εκατοστά αρχικής παραμόρφωσης των βέλτιστων λύσεων που προέκυψαν, αλλά αυτός είναι και ο λόγος που τα περισσότερα μοντέλα τέτοιου είδους αναρτήσεων προτείνονται για off-road εφαρμογές, όπως προαναφέρθηκε. Τέλος, ο KDampner, επιτυγχάνει ιδιαίτερα μικρή αρχική παραμόρφωση και χαμηλές RMS επιταχύνσεις, γεγονός που τον καθιστά ιδανικό για την εφαρμογή που επιζητούμε συγκριτικά με τα υπόλοιπα μοντέλα.

Βάσει των αποτελεσμάτων που παρουσιάστηκαν στην προηγούμενη ενότητα, αξίζει να αναφερθούμε στην μελέτη της ευαισθησίας του κάθε μοντέλου που προέκυψε με την αλλαγή της μάζας του επιβάτη. Όλα τα μοντέλα φάνηκε να μπορούν να διαχειριστούν τις διαφορετικές μάζες επιβάτη και να μην δυσλειτουργεί ο μηχανισμός ανάρτησης. Στο κλασικό γραμμικό μοντέλο, παρουσιάστηκαν ανεπιθύητες αλλαγές στην τιμή της RMS. Η αλλαγή αυτή στην μάζα στα quasi zero stiffness μοντέλα, όπως του Carella και του Than Le, είτε μειώνοντας την είτε αυξάνοντας της, οδήγησε σε ιδιαίτερα μεγάλη αύξηση της RMS τιμής ειδικά στην περιοχή των μεγάλων αρχικών παραμορφώσεων, όπου ο αρνητικός μηχανισμός έχει μεγαλύτερη επιρροή. Αυτή η συμπεριφορά επαληθεύει την ευαισθησία των μηχανισμών αρνητικής ανάρτησης στο αρχικό φορτίο που τους τοποθετείται. Αντίθετα, στις χαμηλές αρχικές παραμορφώσεις επιδείκνυαν αντίστοιχη συμπεριφορά με το κλασικό γραμμικό μοντέλο, διατηρώντας την RMS της επιτάχυνσης οριακά σταθερή. Επιπλέον, πολύ μεγάλη ευαισθησία στο αρχικό φορτίο επιδεικνύει το μοντέλο Cam Roller, όπου παρουσίασε ακόμα μεγαλύτερες αυξήσεις, είτε μειώνοντας την μάζα του επιβάτη είτε αυξάνοντάς την. Σε αντίθεση με τα παραπάνω μοντέλα, οι βελτιστες λύσεις που προέκυψαν για το κάθισμα με KDampner, παρουσιάζουν πολύ μικρές αλλαγές με την αλλαγή του φορτίου, μειώνοντας την τιμή της RMS για πιο βαρύ επιβάτη και αυξάνοντας την για ελαφρύτερο. Η συμπεριφορά αυτή είναι ταυτόσημη με αυτήν του παθητικού μοντέλου.

Τέλος, η αντίστοιχη διερεύνηση που έγινε για τα διαφορετικά προφίλ δρόμου, παρουσίασε την αναμενόμενη αύξηση στην τιμή της RMS επιτάχυνση καθώς χαμηλώναμε την κατηγορία του προφίλ

δρόμου. Την χειρότερη προσαρμογή στα χειρότερα προφίλ δρόμου, επέδειξαν τα μοντέλα του Carella και του Than Le, όπου οδηγήθηκαν σε αυξήσεις των τιμών της RMS εκτός ορίων άνεσης σύμφωνα με το ISO 2631. Ομοίως, αλλά σε πολύ μικρότερο βαθμό, αντίστοιχη ήταν η συμπεριφορά που επέδειξαν τα μοντέλα του Cam roller και του KDamper και μόνο για τις πολύ χαμηλές αρχικές παραμορφώσεις που προέκυψαν στις βέλτιστες λύσεις, δηλαδή στην περιοχή γύρω από τα 0.5cm και τα 3.5 cm αντίστοιχα.

Ολοκληρώνοντας, στην εργασία πραγματοποιήθηκε μια εις βάθος μελέτη της βελτιστοποίησης και προσομοίωσης της δυναμικής συμπεριφοράς παθητικών μοντέλων αναρτήσεων με μηχανισμούς αρνητικής στιβαρότητας που μπορούν να τοποθετηθούν σε κάθισμα επιβατηγού οχήματος. Όμως, υπάρχουν ακόμα περιθώρια επέκτασης και μελλοντικής μελέτης. Στα πλαίσια αυτά, θα ήταν επιθυμητό να ελεγχθούν οι βέλτιστες λύσεις που προέκυψαν ως προς την κατασκευαστική τους προοπτική και καταλληλότητα για κάθε μοντέλο, έτσι ώστε να απορριφθούν οι μη ρεαλιστικές λύσεις. Στην συνέχεια, θα μπορούσε να σχεδιαστεί κάποιο από τα προτεινόμενα μοντέλα, όπως το KDamper που δεν έχει ακόμα κατασκευασθεί, βάσει των παρόντων βέλτιστων λύσεων και να δοκιμασθεί σε πειραματική διάταξη που αντιπροσωπεύει την κίνηση ενός οχήματος.

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ : Κώδικες MATLAB

Ενδεικτικά παρατίθενται οι κώδικες που χρησιμοποιήθηκαν σε αυτή την εργασία για την προσομοίωση του παθητικού γραμμικού μοντέλου.

```

%% code for classic passive seat

%% dilwsi statherwn odigou

P = table(categorical({'Head';'Back';'Torso';'Thorax';...
    'Diaphragm';'Abdomen';'Pelvis';'assafrolex'})...
    , [5.55;6.94;33.33;1.389;0.4629;6.02;27.7;0],...
    [53640;53640;8941;8941;8941;8941;53640;25500],...
    [3651;3651;298;298;298;298;3651;378],...
    'Variablenames',{'Parts' 'M' 'K' 'C'});

%% Vehicle data
load('QC_ResultsVehicleA.mat')
xe      = QC_ResultsVehicle.TimeDomain.Displacements.xs;
xedot   = QC_ResultsVehicle.TimeDomain.Velocities.us;
xe2dot  = QC_ResultsVehicle.TimeDomain.Accelerations.as;
t       = QC_ResultsVehicle.TimeDomain.Time;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
xef     = QC_ResultsVehicle.FreqDomain.Displacements.xs;
xedotf  = QC_ResultsVehicle.FreqDomain.Velocities.us;
xe2dotf = QC_ResultsVehicle.FreqDomain.Accelerations.as;
f       = QC_ResultsVehicle.FreqDomain.Frequency;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
i1      = max(find(f == f(1)));
i2      = max(find(f == f(end)));
load filter_ISO
w       = filter_ISO;
D       = max(find(w(:,1)<=max(f)));
Filter_1 = interp1(w(1:D,1),w(1:D,2),f );
Filter_1(find(isnan(Filter_1))) = 0;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

ms      = 13.6081; % maza kathismatos
g       = 9.81;    % gravity constant

%% variables of classic passive seat

load workA

K1      = var(i,1);
C1      = var(i,2);

Xst1   = (ms+sum(P.M(:)))*g/K1;

%% initial conditions
initial = zeros(16,1);

%% Klisi Synartisis ode45

[t,x1] = ode45(@solutionPassive,t,initial,[],t,P,C1,ms,K1,xe,xedot);

```

```

%% Klisi Synartisis accelerations
acc1 = passive(P,x1,ms,C1,K1,xe,xedot);

L_df = length(f);
df = (f(L_df)-f(1))/(L_df-1);
L = length(acc1(:,1));

AH11 = fft(acc1(:,1),L)/L;
AH1(:,i) = 2*abs(AH11(1:L/2+1)); % head acceleration
AH1(1,:) = 0;

AH1F(:,i) = Filter_1.*AH1(:,i)/1000; % head acceleration filtered

NumA(:) = smooth(AH1(:,i),10)/df/2;
NumAF(:) = smooth(AH1F(:,i),10)/df/2;

DenA(:) = smooth(xe2dotf,10)/df/2;

ATH1(:,i) = NumA(:)./DenA(:); % head acceleration transmissibility

AS11 = fft(acc1(:,8),L)/L;
AS1(:,i) = 2*abs(AS11(1:L/2+1)); %seat acceleration
AS1(1,:) = 0;

AS1F(:,i) = Filter_1.*AS1(:,i)/1000; % seat filtered acceleration

NumA(:) = smooth(AS1(:,i),10)/df/2;
NumAF(:) = smooth(AS1F(:,i),10)/df/2;

DenA(:) = smooth(xe2dotf,10)/df/2;

ATS1(:,i) = NumA(:)./DenA(:); % seat acceleration transmissibility

figure
plot(f(i1:i2),ATH1)
hold
grid
axis tight
xlabel('Frequency (Hz)')
ylabel('Magnitude (dB)')
legend('maxRMS','middle point','minRMS')
title('Head Vertical Acceleration Transmissibility')
xlim([0 25])

figure
plot(f(i1:i2),AH1F)
grid
axis tight
xlabel('Frequency (Hz)')
ylabel('Amplitude')
legend('maxRMS','middle point','minRMS')
title('Head Vertical Acceleration Filtered by ISO')
xlim([0 16])

figure
plot(f(i1:i2),AH1)
grid
axis tight
xlabel('Frequency (Hz)')

```

```

ylabel('Amplitude')
legend('maxRMS','middle point','minRMS')
title('Head Vertical Acceleration')
xlim([0 16])

```

```

figure
plot(f(i1:i2),XH1)
grid
axis tight
xlabel('Frequency (Hz)')
ylabel('Amplitude')
legend('maxRMS','middle point','minRMS')
title('Head Vertical Displacement')
xlim([0 3])

```

```

figure
plot(t,disp1(:,15))
hold
plot(t,disp2(:,15))
plot(t,disp3(:,15))
ylabel('x (m)')
xlabel('time (s)')
legend('maxRMS','middle point','minRMS')
title('Seat Vertical Displacement')
xlim([3.5 5.5])
grid
axis tight

```

```

figure
plot(t,accel1(:,8))
hold
plot(t,accel2(:,8))
plot(t,accel3(:,8))
ylabel('a (m/s^2)')
xlabel('time (s)')
legend('maxRMS','middle point','minRMS')
title('Seat Vertical Acceleration')
xlim([3.5 5.5])
grid
axis tight

```

```

figure
plot(t,disp1(:,1))
hold
plot(t,disp2(:,1))
plot(t,disp3(:,1))
ylabel('x (m)')
xlabel('time (s)')
legend('maxRMS','middle point','minRMS')
title('Head Vertical Displacement')
xlim([3.5 5.5])
grid
axis tight

```

```

figure
plot(t,accel1(:,1))
hold
plot(t,accel2(:,1))
plot(t,accel3(:,1))
ylabel('a (m/s^2)')
xlabel('time (s)')
legend('maxRMS','middle point','minRMS')
title('Head Vertical Acceleration')

```

```

xlim([3.5 5.5])
grid
axis tight

figure
plot(f(i1:i2),XS1)
grid
axis tight
xlabel('Frequency (Hz)')
ylabel('Amplitude')
legend('maxRMS','middle point','minRMS')
title('Seat Vertical Displacement')
xlim([0 3])

figure
plot(f(i1:i2),AS1)
grid
axis tight
xlabel('Frequency (Hz)')
ylabel('Amplitude (m/s^2)')
legend('maxRMS','middle point','minRMS')
title('Seat Vertical Acceleration')
xlim([0 35])

figure
plot(f(i1:i2),AS1F)
grid
axis tight
xlabel('Frequency (Hz)')
ylabel('Amplitude')
legend('maxRMS','middle point','minRMS')
title('Seat Vertical Acceleration Filtered by ISO')
xlim([0 20])

figure
plot(f(i1:i2),ATS1)
grid
axis tight
xlabel('Frequency (Hz)')
ylabel('Magnitude (dB)')
legend('maxRMS','middle point','minRMS')
title('Seat Vertical Acceleration Transmissibility')
xlim([0 35])

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

function [sadel]=solutionPassive(time,x1,t,P,C1,ms,K1,xe,xedot)

% displacement
ze = interp1(t(:),xe(:),time);

% velocity
zedot = interp1(t(:),xedot(:),time);

acc1(1) = -(P.K(1)/P.M(1))*(x1(1)-x1(3))...
           -(P.C(1)/P.M(1))*(x1(2)-x1(4));

acc1(2) = (P.K(1)/P.M(2))*(x1(1)-x1(3))...
           +(P.C(1)/P.M(2))*(x1(2)-x1(4))...
           +(P.K(2)/P.M(2))*(x1(5)-x1(3))...
           +(P.C(2)/P.M(2))*(x1(6)-x1(4))...
           -(P.K(7)/P.M(2))*(x1(3)-x1(13))...

```

```

- (P.C(7)/P.M(2)) * (x1(4) - x1(14));

acc1(3) = - (P.K(2)/P.M(3)) * (x1(5) - x1(3)) ...
- (P.C(2)/P.M(3)) * (x1(6) - x1(4)) ...
- (P.K(3)/P.M(3)) * (x1(5) - x1(7)) ...
- (P.C(3)/P.M(3)) * (x1(6) - x1(8));

acc1(4) = (P.K(3)/P.M(4)) * (x1(5) - x1(7)) ...
+ (P.C(3)/P.M(4)) * (x1(6) - x1(8)) ...
- (P.K(4)/P.M(4)) * (x1(7) - x1(9)) ...
- (P.C(4)/P.M(4)) * (x1(8) - x1(10));

acc1(5) = (P.K(4)/P.M(5)) * (x1(7) - x1(9)) ...
+ (P.C(4)/P.M(5)) * (x1(8) - x1(10)) ...
- (P.K(5)/P.M(5)) * (x1(9) - x1(11)) ...
- (P.C(5)/P.M(5)) * (x1(10) - x1(12));

acc1(6) = (P.K(5)/P.M(6)) * (x1(9) - x1(11)) ...
+ (P.C(5)/P.M(6)) * (x1(10) - x1(12)) ...
- (P.K(6)/P.M(6)) * (x1(11) - x1(13)) ...
- (P.C(6)/P.M(6)) * (x1(12) - x1(14));

acc1(7) = (P.K(6)/P.M(7)) * (x1(11) - x1(13)) ...
+ (P.C(6)/P.M(7)) * (x1(12) - x1(14)) ...
+ (P.K(7)/P.M(7)) * (x1(3) - x1(13)) ...
+ (P.C(7)/P.M(7)) * (x1(4) - x1(14)) ...
- (P.K(8)/P.M(7)) * (x1(13) - x1(15)) ...
- (P.C(8)/P.M(7)) * (x1(14) - x1(16));

acc1(8) = -(C1/ms) * (x1(16) - zedot) ...
- (K1/ms) * (x1(15) - ze) ...
+ (P.K(8)/ms) * (x1(13) - x1(15)) ...
+ (P.C(8)/ms) * (x1(14) - x1(16));

sadel = [ x1(2); acc1(1);
          x1(4); acc1(2);
          x1(6); acc1(3);
          x1(8); acc1(4);
          x1(10); acc1(5);
          x1(12); acc1(6);
          x1(14); acc1(7);
          x1(16); acc1(8) ];

end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

function[acc1]= passive(P,x1,ms,C1,K1,xe,xedot)

acc1(:,1)=- (P.K(1)/P.M(1)) * (x1(:,1) - x1(:,3)) ...
- (P.C(1)/P.M(1)) * (x1(:,2) - x1(:,4));
acc1(:,2)=(P.K(1)/P.M(2)) * (x1(:,1) - x1(:,3)) ...
+ (P.C(1)/P.M(2)) * (x1(:,2) - x1(:,4)) ...
+ (P.K(2)/P.M(2)) * (x1(:,5) - x1(:,3)) ...
+ (P.C(2)/P.M(2)) * (x1(:,6) - x1(:,4)) ...
- (P.K(7)/P.M(2)) * (x1(:,3) - x1(:,13)) ...
- (P.C(7)/P.M(2)) * (x1(:,4) - x1(:,14));
acc1(:,3)=- (P.K(2)/P.M(3)) * (x1(:,5) - x1(:,3)) ...
- (P.C(2)/P.M(3)) * (x1(:,6) - x1(:,4)) ...
- (P.K(3)/P.M(3)) * (x1(:,5) - x1(:,7)) ...

```

```

- (P.C(3)/P.M(3)) * (x1(:,6)-x1(:,8));
acc1(:,4)=(P.K(3)/P.M(4)) * (x1(:,5)-x1(:,7)) ...
+ (P.C(3)/P.M(4)) * (x1(:,6)-x1(:,8)) ...
- (P.K(4)/P.M(4)) * (x1(:,7)-x1(:,9)) ...
- (P.C(4)/P.M(4)) * (x1(:,8)-x1(:,10));
acc1(:,5)=(P.K(4)/P.M(5)) * (x1(:,7)-x1(:,9)) ...
+ (P.C(4)/P.M(5)) * (x1(:,8)-x1(:,10)) ...
- (P.K(5)/P.M(5)) * (x1(:,9)-x1(:,11)) ...
- (P.C(5)/P.M(5)) * (x1(:,10)-x1(:,12));
acc1(:,6)=(P.K(5)/P.M(6)) * (x1(:,9)-x1(:,11)) ...
+ (P.C(5)/P.M(6)) * (x1(:,10)-x1(:,12)) ...
- (P.K(6)/P.M(6)) * (x1(:,11)-x1(:,13)) ...
- (P.C(6)/P.M(6)) * (x1(:,12)-x1(:,14));
acc1(:,7)=(P.K(6)/P.M(7)) * (x1(:,11)-x1(:,13)) ...
+ (P.C(6)/P.M(7)) * (x1(:,12)-x1(:,14)) ...
+ (P.K(7)/P.M(7)) * (x1(:,3)-x1(:,13)) ...
+ (P.C(7)/P.M(7)) * (x1(:,4)-x1(:,14)) ...
- (P.K(8)/P.M(7)) * (x1(:,13)-x1(:,15)) ...
- (P.C(8)/P.M(7)) * (x1(:,14)-x1(:,16));
acc1(:,8)=- (C1/ms) * (x1(:,16)-xedot(:)) ...
- (K1/ms) * (x1(:,15)-xe(:)) ...
+ (P.K(8)/ms) * (x1(:,13)-x1(:,15)) ...
+ (P.C(8)/ms) * (x1(:,14)-x1(:,16));
end

```

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] LAN, Chao-Chieh; YANG, Sheng-An; WU, Yi-Syuan. Design and experiment of a compact quasi-zero-stiffness isolator capable of a wide range of loads. *Journal of Sound and Vibration*, 2014, 333.20: 4843-4858.
- [2] ANTONIADIS, I., et al. Hyper-damping properties of a stiff and stable linear oscillator with a negative stiffness element. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 346: 37-52.
- [3] LE, Thanh Danh; NGUYEN, Vu Anh Duy. Low frequency vibration isolator with adjustable configurative parameter. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2017, 134: 224-233.
- [4] HOSTENS, Ivo. *Analysis of seating during low frequency vibration exposure*. 2004. PhD Thesis. Katholieke Universiteit Leuven.
- [5] ANTONIADIS, Ioannis A., et al. KDamping: A stiffness based vibration absorption concept. *Journal of Vibration and Control*, 2018, 24.3: 588-606.
- [6] MANSFIELD, Neil J. *Human response to vibration*. CRC press, 2004.
- [7] HEIBING, Bernhard; ERSOY, Metin (ed.). *Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives*. Springer Science & Business Media, 2010.
- [8] JHINKWAN, Ankit; SINGH, Jaswinder. Design specifications and ergonomic evaluation of car seat (A review). *International Journal of Engineering*, 2014, 3.5.
- [9] GRIFFIN, Michael J. *Handbook of human vibration*. Academic press, 2012.
- [10] ABBAS, W., et al. Application of Genetic Algorithms to The Optimal Design of Vehicle's Driver-Seat Suspension Model. In: *Proceedings of the World Congress on Engineering*. 2010.
- [11] ISO. *Mechanical Vibration and Shock: Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration. Part 1, General Requirements: International Standard ISO 2631-1: 1997 (E)*. ISO, 1997.
- [12] BELLMANN, Michael A. *Perception of whole body vibrations: From basic experiments to effects of seat and steering wheel vibrations on the passenger's comfort inside vehicles*. Shaker, 2002.
- [13] LE, Thanh Danh; AHN, Kyoung Kwan. A vibration isolation system in low frequency excitation region using negative stiffness structure for vehicle seat. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330.26: 6311-6335.
- [14] CARRELLA, A.; BRENNAN, M. J.; WATERS, T. P. Static analysis of a passive vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic. *Journal of sound and vibration*, 2007, 301.3-5: 678-689.
- [15] PARK, S. T.; LUU, T. T. Techniques for optimizing parameters of negative stiffness. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2007, 221.5: 505-510.
- [16] LE, Thanh Danh; AHN, Kyoung Kwan. Experimental investigation of a vibration isolation system using negative stiffness structure. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2013, 70: 99-112.
- [17] JAZAR, Reza N. *Vehicle dynamics: theory and application*. Springer, 2017.
- [18] YAN, Zhenhua, et al. Modeling and analysis of static and dynamic characteristics of nonlinear seat suspension for off-road vehicles. *Shock and Vibration*, 2015, 2015.
- [19] MIROSLAV DEMIC, ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ Ν. ΣΠΕΝΤΖΑΣ, ΘΕΩΡΙΑ ΚΙΝΗΣΕΩΣ ΤΡΟΧΟΦΟΡΩΝ ΟΧΗΜΑΤΩΝ, ΣΕΙΡΑ ΣΥΓΓΡΑΜΑΤΩΝ ΤΟΥ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟΥ ΟΧΗΜΑΤΩΝ ΤΟΥ Ε. Μ. ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟΥ, ΑΘΗΝΑΙ 2004
- [20] Γιαννάκογλου Κ. Χ., Μέθοδοι βελτιστοποίησης στην αεροδυναμική, Εργαστήριο Θερμικών Στροβιλομηχανών Ε.Μ.Π., 2006

- [21] TYAN, Feng, et al. Generation of random road profiles. *Journal of Advanced Engineering*, 2009, 4.2: 1373-1378.
- [22] AGOSTINACCHIO, M.; CIAMPA, D.; OLITA, S. The vibrations induced by surface irregularities in road pavements—a Matlab® approach. *European Transport Research Review*, 2014, 6.3: 267-275.
- [23] Wong J.Y. (2008), *Theory of Ground Vehicles*, John Wiley & Sons, United States of America.
- [24] Mike Blundell, Damian Harty (2004), *Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*, Elsevier Butterworth Heinemann, New York
- [25] YU, Hong Biao; YU, N. A. Application of genetic algorithms to vehicle suspension design. *The Pennsylvania State University, University park*, 2003, 1-9.
- [26] ALKHATIB, R.; JAZAR, G. Nakhaie; GOLNARAGHI, M. F. Optimal design of passive linear suspension using genetic algorithm. *Journal of Sound and vibration*, 2004, 275.3-5: 665-691.
- [27] IBRAHIM, R. A. Recent advances in nonlinear passive vibration isolators. *Journal of sound and vibration*, 2008, 314.3-5: 371-452.
- [28] FLOUDAS, Christodoulos A.; PARDALOS, Panos M. (ed.). *Encyclopedia of optimization*. Springer Science & Business Media, 2001.
- [29] GÜNDÖĞDU, Ö., Optimal seat and suspension design for a quarter car with driver model using genetic algorithms. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 2007, 37.4: 327-332.
- [30] Κουλοχέρης Δ.Β., *Βελτιστοποίηση Συστημάτων*, Εργαστήριο Οχημάτων Ε.Μ.Π. 2010.
- [31] KOULOCHERIS, D.; PAPAIOANNOU, G.; CHRISTODOULOU, D. Optimal design solution among pareto alternatives for vehicle nonlinear suspension system. In: *Proceedings of 26th International Automotive Conference "Science and Motor Vehicles" (26th JUMV)*, Beograd, Serbia. 2017.
- [32] ABBAS, Wael, et al. Optimal seat and suspension design for a half-car with driver model using genetic algorithm. *Intelligent Control and Automation*, 2013, 4.02: 199.
- [33] SAYERS, Michael W.; KARAMIHAS, Steven M. The little book of profiling. *University of Michigan*, 1998, 705.
- [34] ΝΑΤΣΙΆΒΑΣ, Σ. Ταλαντώσεις Μηχανικών Συστημάτων. *Εκδόσεις Ζήτη, Θεσσαλονίκη*, 2001, 5.
- [35] Κανάραχος Ανδρέας Ε., Αντωνιάδης Ι., ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΜΗΧΑΝΩΝ, Εκδόσεις Παπασωτηρίου, Αθήνα 1998.
- [36] KOVACIC, Ivana; BRENNAN, Michael J. *The Duffing equation: nonlinear oscillators and their behaviour*. John Wiley & Sons, 2011.
- [37] PATIL, Mothiram K.; PALANICHAMY, M. S. A mathematical model of tractor-occupant system with a new seat suspension for minimization of vibration response. *Applied Mathematical Modelling*, 1988, 12.1: 63-71.