



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών

“Βελτιστοποίηση συστήματος πέδησης αγωνιστικού μονοθεσίου προδιαγραφών Formula SAE με τη χρήση γενετικού σχεδιασμού”

“Optimization of Custom Brake Caliper of a Formula SAE Race Car Utilizing Generative Design.”

Διπλωματική Εργασία

Στέφανος Παπαθεοχάρης

Εισηγήτρια: Δρ. Κάρμεν Μέντρεα, Αναπληρώτρια Καθηγήτρια

Επιβλέπων: Δημήτρης Παπαγεωργίου, Εργαστηριακός συνεργάτης Πα. Δ. Α.

Αθήνα, Ιούλιος 2023

Η διπλωματική εργασία εξετάστηκε επιτυχώς από την κάτωθι εξεταστική επιτροπή:

α/α	Όνομα/Επώνυμο	Βαθμίδα/Ιδιότητα	Ψηφιακή υπογραφή
1	ΜΕΝΤΡΕΑ ΚΑΡΜΕΝ	ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΡΙΑ ΚΑΘΗΓΗΤΡΙΑ-ΕΙΣΗΓΗΤΡΙΑ	
2	ΠΑΠΑΓΕΩΡΓΙΟΥ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ	ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΑΚΟΣ ΣΥΝΕΡΓΑΤΗΣ - ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ	
3	ΚΑΡΕΛΛΑΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ-ΑΓΑΘΟΚΛΗΣ	ΠΡΟΣΩΠΙΚΟ ΕΔΙΠ	

Ευχαριστίες

Η παρούσα διπλωματική εργασία με τίτλο «Σχεδιασμός και βελτιστοποίηση συστήματος πέδησης αγωνιστικού μονοθεσίου προδιαγραφών Formula SAE με την χρήση γενετικού σχεδιασμού.» εκπονήθηκε κατά το έτος 2022 – 2023, υπό την αιγίδα του εργαστηρίου Ελέγχου Ποιότητας και Τεχνολογίας Υλικών , του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του Πα.Δ.Α.

Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά την εισηγήτρια Αν. καθηγήτρια κ. Κάρμεν Μέντρεα, για την ευκαιρία να ασχοληθώ με ένα αντικείμενο του άμεσου ενδιαφέροντός μου, με την παράλληλη προσέγγισή του ως αντικείμενο οργανωμένης έρευνας και μελέτης.

Επίσης, θέλω να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέπων από πλευράς του συγκεκριμένου εργαστηρίου Εργαστηριακό Συνεργάτη κ. Δημήτρη Παπαγεωργίου, για την αμέριστη συμπαράσταση και εκπαιδευτική καθοδήγηση κατά την εκπόνηση της εργασίας, για την προσφορά γνώσεων και συμβουλών σε οποιοδήποτε πρόβλημα και δυσκολία συνάντησα κατά την επιτέλεση της εργασίας μου.

Το ταξίδι μου με την PROM RACING υπήρξε μια τεράστια πηγή χαράς και πραγματικής τιμής. Είμαι απίστευτα ευγνώμων και θέλω να ευχαριστήσω τους φίλους και συνεργάτες μου στην ομάδα. Ήταν μια αξέχαστη εμπειρία γεμάτη γνώσεις, φιλοδοξίες, κόπο και ομαδικό πνεύμα, που κατάλαβα χάρη σε αυτούς, τι σημαίνει να παλεύεις για ένα κοινό στόχο και να μοιράζεσαι κάθε χαρά και λύπη. Κάθε σταγόνα αντοχής για αυτό το ατέλειωτο κυνήγι επίτευξης ενός υψηλού και δύσκολου στόχου, είναι οι αναμνήσεις μου για όλες αυτές τις στιγμές που ζήσαμε μαζί στον κόσμο του Formula Student.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερα την οικογένειά μου και τους φίλους μου για την πίστη και συμπαράσταση που συνέχισαν να δείχνουν σε εμένα όλα αυτά τα χρόνια σπουδών. Ακόμη και όταν οι επαγγελματικές μου υποχρεώσεις με κράταγαν μακριά, εκείνοι ήταν πάντα δίπλα μου και με στήριζαν. Είμαι πολύ τυχερός που είναι στη ζωή μου και τους οφείλω τα πάντα.

Περίληψη

Το αντικείμενο εξέτασης της εργασίας, είναι ο σχεδιασμός, η μελέτη και η βελτιστοποίηση του συστήματος πέδησης (δαγκάνες φρένων), ενός μονοθέσιου τύπου Formula Student με την χρήση του γενετικού σχεδιασμού. Το Formula Student, είναι ένας διεθνής διαπανεπιστημιακός διαγωνισμός, όπου συμμετάσχουν φοιτητές από όλο τον κόσμο, με σκοπό τη σχεδίαση, τη μελέτη και την κατασκευή ενός πλήρους λειτουργικού αγωνιστικού μονοθέσιου, σύμφωνα με τους κανονισμούς που θεσπίζονται από τους διοργανωτές.

Σκοπός, όλων των ομάδων είναι η διαρκής επιδίωξη υψηλών επιδόσεων. Η επίτευξη αυτού του στόχου σχετίζεται με την ελάττωση βάρους, της αύξησης της συνολικής ιπποδύναμης, αλλά και της δυνατότητας αποτελεσματικού φρεναρίσματος στις στρόφες, με σκοπό γρηγορότερους χρόνους. Για αυτό τον λόγο, στο μηχανοκίνητο αθλητισμό, βλέπουμε τεχνολογίες όπως αυτές των συνθέτων υλικών και εξαρτημάτων από προσθετικές κατεργασίες (Additive Manufacturing). Τα εν λόγω υλικά και οι τεχνολογίες τους, εξαιτίας του υψηλού κόστους τους, απαιτείται ανάγκη για την μελέτη τους με υπολογιστικές μεθόδους οι οποίες προσφέρουν κατευθυντήριες γραμμές κατά το σχεδιασμό και την κατασκευή.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναλύεται η μηχανική συμπεριφορά των φρένων ενός αγωνιστικού μονοθέσιου. Γίνεται λόγος για τα διαφορετικά συστήματα πέδησης καθώς και ανάλυση για την επιρροή της τελικής διαστασιολόγησης του συστήματος πέδησης. Μελετήθηκε ο βέλτιστος αριθμός εμβολών για τις δαγκάνες φρένων σε συνδυασμό με τις βέλτιστες διαμέτρους για τις ανάγκες του μονοθέσιου, αλλά και την καλύτερη κατανομή φθοράς στα τακάκια των φρένων. Για να επιτευχθεί ισορροπία μεταξύ μηχανικής συμπεριφοράς, αξιοπιστίας και βάρους, χρησιμοποιείται η μέθοδος των Πεπερασμένων Στοιχείων (Finite Element Method, FEM). Αποτελεί μια μέθοδο κατάλληλη για προβλήματα μηχανικής με αυξημένη αξιοπιστία, δεδομένης και της ευρείας χρήσης της στην έρευνα αλλά και στη βιομηχανία.

Για τον σχεδιασμό του συστήματος πέδησης χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό Autodesk Fusion360™. Το συγκεκριμένο πακέτο έχει την δυνατότητα αξιοποίησης του γενετικού σχεδιασμού (Generative Design), το οποίο επιτρέπει στον σχεδιαστή να θέσει διάφορες παραμέτρους, όπως τις μηχανικές ιδιότητες του υλικού, τις δυνάμεις που ασκούνται στη κατασκευή, τον επιθυμητό συντελεστή ασφάλειας, τις μέγιστες επιτρεπτές τιμές μετατόπισης, με γνώμονα το τελικό βάρος και τη μέθοδο κατασκευής.

Για την επαλήθευση της κατασκευής μέσω των πεπερασμένων στοιχείων αξιοποιήθηκε το υπολογιστικό πακέτο ANSYS™ στο οποίο εισάγεται η γεωμετρία του μελετώμενου εξαρτήματος. Έπειτα από την εισαγωγή των μηχανικών ιδιοτήτων των χρησιμοποιούμενων υλικών, κατασκευάζεται πλέγμα διακριτοποίησης για την επίτευξη των αριθμητικών υπολογισμών. Στη συνέχεια καθορίζονται οι συνοριακές συνθήκες του αριθμητικού μοντέλου, παράλληλα με την εισαγωγή των εξωτερικών δυνάμεων που ασκούνται σε αυτό. Έπειτα από την επίλυση του αριθμητικού προσομοιώματος, λαμβάνονται τιμές για τη συνολική και την αξονική παραμόρφωση του σώματος.

Abstract

This study focuses on the design, analysis, and optimization of the braking system (brake calipers) for a Formula Student single-seater vehicle, utilizing generative design techniques. Formula Student is an international inter-university competition where students worldwide participate in designing, studying, and constructing a fully functional racing single-seater vehicle, adhering to specific regulations.

The primary objective for all teams is to achieve high performance, involving aspects such as weight reduction, increased horsepower, and improved braking efficiency during turns in order to achieve faster lap times. Advanced technologies, including composite materials and additive manufacturing are explored in motorsports, requiring computational methods to guide design and construction due to their high cost.

This thesis delves into the mechanical behavior of the brakes in a racing single-seater vehicle, analyzing various braking systems and examining the impact of its final dimensioning. The present study investigates the optimal number of pistons for brake calipers considering vehicle needs and the ideal wear distribution on brake pads. To achieve a balance between mechanical behavior, reliability, and weight, a Finite Element Method (FEM) is employed, known for its reliability and widespread application in research and industry.

The braking system is designed using Autodesk Fusion360™ software, leveraging Generative Design to set parameters, such as material properties, applied forces, safety factors, maximum allowable displacements, with the ultimate goal of weight reduction and efficient construction.

Verification of the design is performed using the ANSYS™ computational package, simulating the mechanical behavior through finite element analysis. Boundary conditions and external forces are considered, leading to the determination of overall and axial deformation of the component.

Through this comprehensive study, valuable insights are gained, providing significant contributions to the field of racing vehicle design and braking system optimization, with implications for the motorsport industry's continuous pursuit of high-performance solutions.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

<i>Περίληψη</i>	<i>III</i>
<i>Abstract</i>	<i>IV</i>
<i>ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ</i>	<i>VI</i>
<i>ΛΙΣΤΑ ΠΙΝΑΚΩΝ</i>	<i>VIII</i>
<i>ΛΙΣΤΑ ΕΙΚΟΝΩΝ</i>	<i>IX</i>
<i>ΟΡΟΛΟΓΙΑ ΣΥΜΒΟΛΩΝ ΚΑΙ ΑΚΡΩΝΥΜΑ</i>	<i>XIII</i>
1. Εισαγωγή	1
1.1. Πρόλογος	1
1.2. Ιστορική Αναδρομή	3
1.3. Formula Student.....	8
1.4. Κεντρική ιδέα και στόχοι της εργασίας	10
2. Μεθοδολογία σχεδιασμού	12
2.1. Βιβλιογραφική Έρευνα / Survey Literature	14
2.2. Γενετικός Σχεδιασμός - Generative Design	16
2.3. Ανάλυση Πεπερασμένων στοιχείων - Finite Element Analysis (FEA)	17
2.4. Πλέγμα Διακριτοποίησης	18
3. Ανάλυση μηχανικής του συστήματος πέδησης	18
3.1. Ανάλυση Δυνάμεων.....	19
3.2. Υπολογισμοί Φορτίων	20
3.3. Υπολογισμός Μεταφοράς Βάρους.....	21
3.4. Υπολογισμός Αξονικών και Εφαπτόμενων Δυνάμεων	22
3.5. Διαστασιολόγηση Αριθμού και Διαμέτρου Πιστονιών.....	24
3.6. Υπολογισμός Κέντρου Πίεσεως σε Στατικό και Δυναμικό Φορτίο	29
3.7. Υπολογισμός Κύριου Κυλίνδρου (Master cylinder).....	36
4. Σχεδιασμός και μοντελοποίηση κατασκευής	38
4.1. Έρευνα Σχεδιασμού Αυλακιών Στεγανοποίησης (Seal Grooves).....	39
4.2. Σχεδιασμός Εμβόλων Δαγκάνας.....	46
4.3. Προεπεξεργασία και Διαμόρφωση Λύσεων Generative Design.....	65
5. Ανάλυση Πεπερασμένων Στοιχείων στο Ansys	86
5.1. Εισαγωγή	86

5.2.	Ανάλυση αποτελεσμάτων	87
5.3.	Ανάλυση κόπωσης.....	97
	Συμπεράσματα	98
	Βιβλιογραφία.....	99

ΛΙΣΤΑ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 1 : Χαρακτηριστικά γεωμετρίας μονοθέσιου P22.....	20
Πίνακας 2: Δεδομένα πέδησης μονοθέσιού P22.	22
Πίνακας 3: Πίνακας επιλογής βέλτιστης διάταξης.	27
Πίνακας 4: Υπολογιστικό φύλλο excel θέσης κέντρου πίεσης.....	34
Πίνακας 5: Πίνακας διαθέσιμων Master Cylinder.....	37
Πίνακας 6: Πίνακας ιδιοτήτων επιλογής υλικού	49

ΛΙΣΤΑ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 1: Αναπαράσταση δαγκάνας πλευστού τύπου (αριστερά), και σταθερού τύπου (δεξιά)	2
Εικόνα 2: Αναπαράσταση του συστήματος πέδησης με ξύλινα φρένα.	3
Εικόνα 3: Διαφορές μεταξύ εσωτερικού και εξωτερικού συστήματος τυμπάνου πέδησης	4
Εικόνα 4: Τρισδιάστατη απεικόνιση των μερών του ταμπούρο.	4
Εικόνα 5: Δισδιάστατη απεικόνιση των μερών του ταμπούρου.	5
Εικόνα 6: Απεικόνιση λειτουργίας των υδραυλικών φρένων.	5
Εικόνα 7: Ο Ντάνκαν Χάμιλτον περνώντας τη γραμμή της νίκης στο Le Mans το 1953.	6
Εικόνα 8 : Δισκόφρενο Dunlop 1952 που χρησιμοποιούσε η Jaguar C-Type.	7
Εικόνα 9 : Σύγχρονο 6-πιστονο σύστημα πέδησης από την AP Racing.	7
Εικόνα 10: Πανοραμική φωτογραφία του διαγωνισμού Formula Student East.	9
Εικόνα 11 : Δαγκάνα φρένων κατασκευασμένη με την βοήθεια του γενετικού σχεδιασμού απο προσθετικές κατεργασίες από την BUGATTI.	11
Εικόνα 12 : Διάγραμμα ροής μεθοδολογίας σχεδιασμού.	12
Εικόνα 13: Διάγραμμα ροής εξέλιξης σχεδιασμού δαγκάνας.	13
Εικόνα 14: Σύγκριση μεταξύ διαφορετικών κατασκευαστικών μεθόδων ως προς το βάρος και τη φύρα ανά μέθοδο.	16
Εικόνα 15 : Ανάλυση δαγκάνας φρένων με πεπερασμένα στοιχεία.	17
Εικόνα 16: Κατηγορίες πεπερασμένων στοιχείων.	18
Εικόνα 17: Ανάλυση των δυνάμεων που δέχεται η δαγκάνα φρένων.	20
Εικόνα 18: Δημιουργία κωνικότητας εξαιτίας μη ομοιογενής πίεσης.	24
Εικόνα 19: Δείγμα φθοράς και εμφάνιση κωνικότητας στο τακάκι.	25
Εικόνα 20: Παράδειγμα διαφορετικής φθοράς αναμεσα στα δυο τακάκια EBC (GPFAX184HH) της ίδιας δαγκάνας.	25
Εικόνα 21 : Δαγκάνα φρένων ISR 22-048.	26
Εικόνα 22: Διάγραμμα σύγκρισης όλων των διαθέσιμων φρένων.	28
Εικόνα 23: Διάγραμμα σύγκρισης των διαθέσιμων φρένων που πληρούν τις προϋποθέσεις.	28
Εικόνα 24: Δισδιάστατη απεικόνιση δισκοφρένου.	29
Εικόνα 25: Στατική θέση κέντρου πίεσεως.	30
Εικόνα 26: 2Δ απεικόνιση των δυνάμεων σε δυναμικές συνθήκες φόρτισης.	32
Εικόνα 27: Διάγραμμα Στατικού και Δυναμικού Κέντρου Πίεσης (CoP)	35

Εικόνα 28: Master cylinder CP7854-905PRTE AP Racing	37
Εικόνα 29: Master cylinder CP7855-905PRTE AP Racing	37
Εικόνα 30: Στιγμιότυπο από το μοντέλο της δαγκάνας στο CAD πριν το Generative Design	38
Εικόνα 31: O-ring δαγκάνας φρένων.....	39
Εικόνα 32: Αναπαράσταση του roll-back.....	41
Εικόνα 33: Διαστάσεις γεωμετρίας αυλακιού στεγανοποίησης	42
Εικόνα 34: Τομή κυλίνδρου στο CAD	43
Εικόνα 35: Παραμόρφωση O-ring στην αυλάκωση στεγανοποίησης	43
Εικόνα 36: Αναπαράσταση εξώθησης στεγανοποίησης.....	44
Εικόνα 37: Παραδείγματα τρόπων αντιμετώπισης του roll-back	45
Εικόνα 38: Διάγραμμα προσδιορισμού διάκενου σε συνάρτηση με την πίεση του συστήματος και την σκληρότητα του στεγανοποιητικού.....	46
Εικόνα 39: Έμβολο της δαγκάνας ISR (22-048) στο CAD	48
Εικόνα 40: Διάγραμμα απόδοσης ιδιοτήτων για επιλογή υλικού για δάγκανα και έμβολα	49
Εικόνα 41: Έμβολο 24 χιλ. της προτεινόμενης στο CAD μοντέλου 1	50
Εικόνα 42: FoS μοντέλου 1	51
Εικόνα 43: Μετατόπιση μοντέλου 1	51
Εικόνα 44: Τάσεις μοντέλου 1	52
Εικόνα 45: Ροή θερμότητας μοντέλου 1 στους 150 ° C	52
Εικόνα 46: Θερμοβαθμίδα μοντέλου 1 στους 150 ° C	53
Εικόνα 47: Έμβολο 24 χιλ. της προτεινόμενης στο CAD μοντέλου 2	53
Εικόνα 48: FoS μοντέλου 2	54
Εικόνα 49: Μετατόπιση μοντέλου 2	55
Εικόνα 50: Τάσεις μοντέλου 2	55
Εικόνα 51: Ροή θερμότητας μοντέλου 2 στους 150 ° C	56
Εικόνα 52: Θερμοβαθμίδα μοντέλου 2 στους 150 ° C	56
Εικόνα 53 Έμβολο 24 χιλ. της προτεινόμενης στο CAD μοντέλου 3	57
Εικόνα 54: Τομή εμβόλου 3 στο CAD	58
Εικόνα 55: FoS μοντέλου 3	58
Εικόνα 56: Μετατόπιση μοντέλου 3	59
Εικόνα 57: Τάσεις μοντέλου 3	59
Εικόνα 58: Καταπόνηση μοντέλου 3	60
Εικόνα 59: FoS μοντέλου 3 στους 150 ° C.....	60
Εικόνα 60: Μετατόπιση μοντέλου 3 στους 150 ° C	61

Εικόνα 61: Τάσεις μοντέλου 3 στους 150 ° C	61
Εικόνα 62: Καταπόνηση μοντέλου 3 στους 150 ° C	62
Εικόνα 63: Δύναμη αντίδρασης μοντέλου 3 στους 150 ° C	62
Εικόνα 64: Ροή θερμότητας μοντέλου 3 στους 150 ° C	63
Εικόνα 65: Θερμοβαθμίδα μοντέλου 3 στους 150 ° C	63
Εικόνα 66: Έμβολο 26 χιλ. της προτεινόμενης στο CAD	64
Εικόνα 67: Έμβολο 20 χιλ. της προτεινόμενης στο CAD	64
Εικόνα 68: Εισαγωγή του μοντέλου στο περιβάλλον του Generative Design.	65
Εικόνα 69: Επιλογή διατηρητέας γεωμετρίας.....	66
Εικόνα 70: Σχεδιασμός και δημιουργία εμποδίων.....	66
Εικόνα 71: Επιλογή γεωμετρικών εμποδίων	67
Εικόνα 72: Πλήρης εικόνα κατασκευής γεωμετρικών εμποδίων	67
Εικόνα 73: Εισαγωγή δυνάμεων	68
Εικόνα 74: Επιλογή περιορισμών και παραμέτρων σχεδιασμού.....	68
Εικόνα 75: Πρώτο αποτέλεσμα Generative Design.....	69
Εικόνα 76: Ανάλυση τάσεων πρώτου αποτελέσματος	69
Εικόνα 77: Δεύτερο αποτέλεσμα Generative Design	70
Εικόνα 78: Ανάλυση τάσεων δεύτερου αποτελέσματος.....	70
Εικόνα 79: Τρίτο αποτέλεσμα Generative Design.....	71
Εικόνα 80: Ανάλυση τάσεων τρίτου αποτελέσματος	71
Εικόνα 81: Τέταρτο αποτέλεσμα Generative Design	72
Εικόνα 82: Ανάλυση τάσεων τέταρτου αποτελέσματος.....	72
Εικόνα 83: Πέμπτο αποτέλεσμα Generative Design	73
Εικόνα 84: Ανάλυση τάσεων πέμπτου αποτελέσματος	73
Εικόνα 85 Έκτο αποτέλεσμα Generative Design	74
Εικόνα 86: Ανάλυση τάσεων έκτου αποτελέσματος	74
Εικόνα 87: Προεπισκόπηση έβδομου αποτελέσματος Generative Design.....	75
Εικόνα 88: Έβδομο και τελευταίο αποτέλεσμα Generative Design	75
Εικόνα 89: Ανάλυση τάσεων έβδομου αποτελέσματος.....	76
Εικόνα 90: Διάγραμμα Μάζας – Μετατόπισης παραγόμενων λύσεων Γενετικού σχεδιασμού	76
Εικόνα 91: Έβδομο μοντέλο Generative Design	77
Εικόνα 92: Προσθήκη στηρίξεων συγκράτησης πείρων ασφάλειας	78
Εικόνα 93: Ανωμαλίες στην γεωμετρία της δαγκάνας 1	79

Εικόνα 94: Ανωμαλίες στην γεωμετρία της δαγκάνας 2	79
Εικόνα 95: Διόρθωση ανωμαλιών 1	80
Εικόνα 96: Διόρθωση ανωμαλιών 2	80
Εικόνα 97: Ανοίγματα πρόσβασης για μετεπεξεργασία κυλίνδρων	81
Εικόνα 98: Προσθήκη σπειρωμάτων και αυλακιού στεγανοποίησης	82
Εικόνα 99 : Μπροστινή όψη από τα καπάκια των κύλινδρων του φρένου	82
Εικόνα 100: Πίσω όψη από τα καπάκια των κύλινδρων του φρένου	83
Εικόνα 101: Τομή του κυλίνδρου της δαγκάνας με εστίαση στα αυλάκια στεγανοποίησης	83
Εικόνα 102: Ολοκληρωμένη όψη δαγκάνας 1	84
Εικόνα 103: Ολοκληρωμένη όψη δαγκάνας 2	84
Εικόνα 104: Τομή της δαγκάνας στη μέση χωρίς τακάκια	85
Εικόνα 105: Τομή της δαγκάνας στη μέση με τακάκια	85
Εικόνα 106: Αποτέλεσμα τάσεων στην δαγκάνα	87
Εικόνα 107: Συγκεντρωμένες τάσεις στην στήριξη του τακακιού	88
Εικόνα 108: Συγκεντρωμένες τάσεις στην ένωση των γεωμετριών	88
Εικόνα 109: Πριν την προσθήκη νεύρου	89
Εικόνα 110: Μετά την προσθήκη νεύρου	89
Εικόνα 111: Τάσεις μετά την προσθήκη πρώτου νεύρου	90
Εικόνα 112: Τάσεις γύρω από την στήριξη έδρασης	90
Εικόνα 113 : Περιοχή γύρω από την στήριξη πριν την ενίσχυση	91
Εικόνα 114: Περιοχή γύρω από την στήριξη μετά την ενίσχυση	91
Εικόνα 115: Πριν την προσθήκη νεύρου 2	92
Εικόνα 116: Μετά την προσθήκη νεύρου 2	92
Εικόνα 117: Τάσεις στην στήριξη μετά την ενίσχυση	93
Εικόνα 118: Τάσεις στην ένωση μετά την ενίσχυση	93
Εικόνα 119: Τάσεις δαγκάνας	94
Εικόνα 120: Τάσεις δαγκάνας τμηματικά	94
Εικόνα 121: Μετατόπιση δαγκάνας	95
Εικόνα 122: Καταπόνηση (strain) της δαγκάνας	95
Εικόνα 123: Συντελεστής ασφάλειας δαγκάνας	96
Εικόνα 124: Συντελεστής ασφάλειας δαγκάνας τμηματικά	96
Εικόνα 125: Γράφημα κόπωσης S-N για το Ti6Al4V	97
Εικόνα 126: Σύγκριση μεθόδων κατασκευής προσθετικών κατεργασιών	98

ΟΡΟΛΟΓΙΑ ΣΥΜΒΟΛΩΝ ΚΑΙ ΑΚΡΩΝΥΜΑ

a = Επιτάχυνση (σε g)

m = Μάζα (Mass)

g = Επιτάχυνση της βαρύτητας (g 's ή m/s^2)

μ = Συντελεστής τριβής (Coefficient of Friction)

CoG = Κέντρο βάρους (Centre of Gravity)

CoP = Θέση κέντρου πίεσης (Center of Pressure)

L = Μεταξόνιο (Wheelbase)

P = Πίεση στα φρένα (Pressure in Brake Lines)

F_{Foot} = Δύναμη ποδιού οδηγού (Foot Force)

ρ = Πυκνότητα αέρα (Density of air)

CL = Συντελεστής άντωσης (lift coefficient)

DF = Αεροδυναμική ισορροπία (Aero Balance)

α_{max} = Μέγιστη Επιβράδυνση (Max Braking)

R_{BP} = Αναλογία πεντάλ φρένου (Brake Pedal Ratio)

W_b = Βάση Τροχών (Wheel Base)

W_t = Μεταφορά βάρους (Weight Transfer)

W_{bp} = ποσοστού μεταφοράς βάρους ανά άξονα

N_f = Δύναμη εμπρός φρεναρίσματος (Normal Braking Force)

B.B = Ισορροπία φρεναρίσματος (Brake Balance)

F.F. = Δυνάμεις τριβής (Friction Force)

F_t = εφαπτόμενες δυνάμεις τριβής. (Tangential Forces)

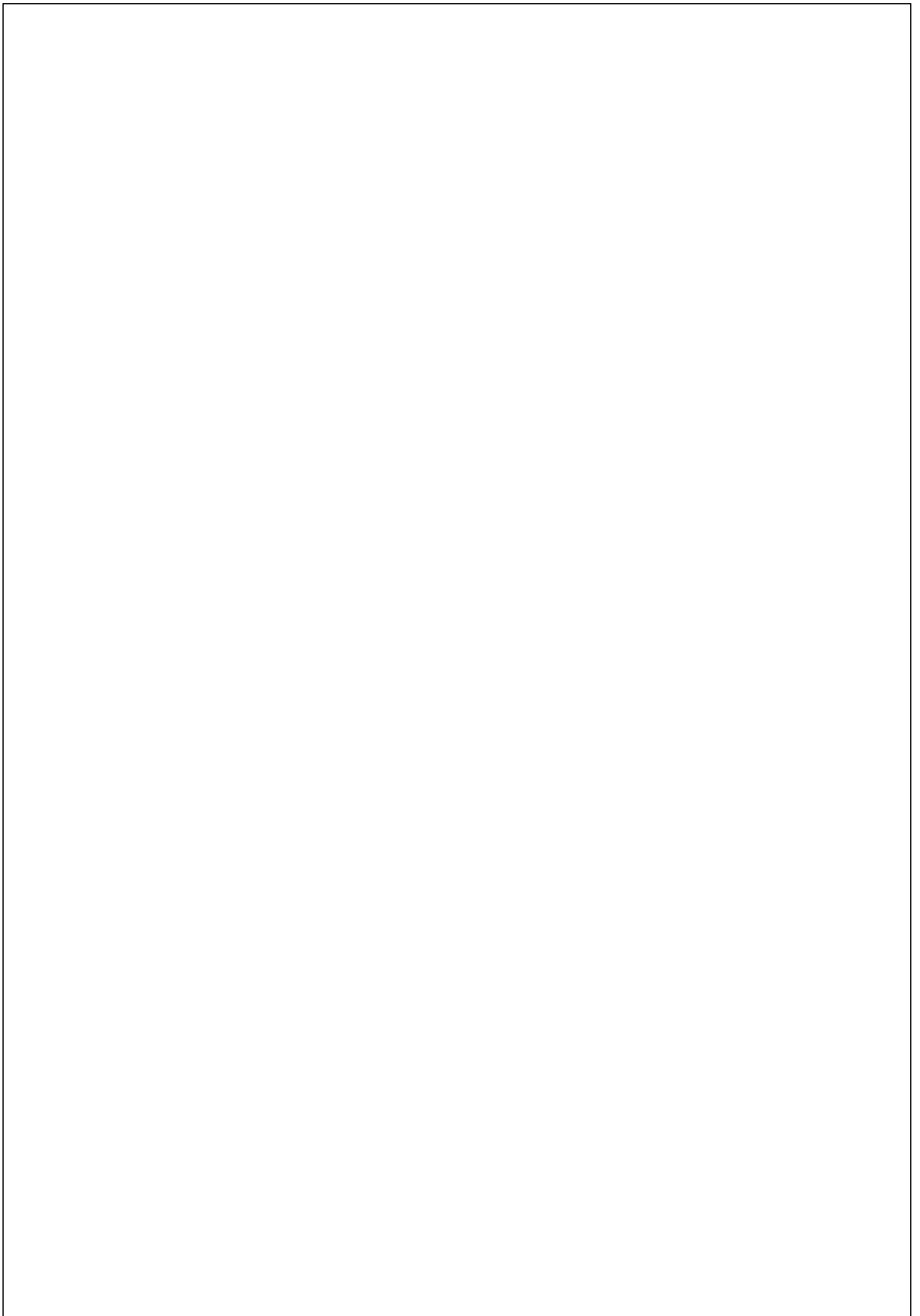
F_a = Αξονικές δυνάμεις (Axial Forces)

R_d - Ακτίνα δίσκου (Disc Radius)

μ_d - Συντελεστής τριβής μεταξύ δαγκάνας και δίσκου (Pad Disc Friction Coefficient)

A_p : Επιφάνεια εμπρόσθιων πιστονιών. (Front Piston Total Area)

l_a = Απόσταση από την θέση κέντρου πίεσης (Distance from center of pressure)



1. Εισαγωγή

1.1. Πρόλογος

Το σύστημα πέδησης είναι ένα από τα κυριότερα και πιο περίπλοκα συστήματα ενός οχήματος. Όσο αυξάνονται οι επιδόσεις ενός οχήματος τόσο μεγαλύτερη είναι και η ανάγκη για ένα πιο αποδοτικό σύστημα πέδησης. Τα αγωνιστικά ή τα αυτοκίνητα υψηλών επιδόσεων εκθέτουν τα φρένα σε πολύ μεγαλύτερα μηχανικά φορτία και για περισσότερο χρόνο. Αυτό απαιτεί, την εφαρμογή όλο πιο συγχρόνων υπολογιστικών μεθόδων για να την διασφάλιση της αξιοπιστίας και των επιδόσεων.

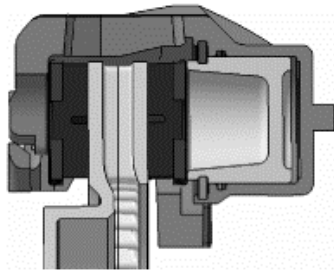
Οι δάγκανες φρένων (Brake Calipers) είναι ένα από τα βασικότερα μέρη του συστήματος πέδησης. Λειτουργούν μέσω του μηχανικού έργου του οδηγού (πάτημα του φρένου) το οποίο κατευθύνει το υδραυλικό υγρό στον κύριο κύλινδρο (master cylinder) αυξάνοντας την αρχική πίεση του οδηγού που φτάνει στις δαγκάνες. Οι δαγκάνες φρένων είναι υπεύθυνες να πιέζουν (Clamp) μέσω υδραυλικού υγρού τα τακάκια πάνω τον δίσκο με τη χρήση εμβολών, μετατρέποντας την κινητική ενέργεια του δίσκου που περιστρέφεται σε θερμική ενέργεια μέσω της τριβής που δημιουργείται μεταξύ των σωμάτων. Όσο βαρύτερο είναι ένα όχημα τόσο μεγάλη δύναμη συμπίεσης (Clamping Force) απαιτείται για την ακινητοποίηση του. Οι επιδόσεις των φρένων ενός αγωνιστικού οχήματος χαρακτηρίζονται από την απόσταση ακινητοποίησης και την μέγιστη επιβράδυνση του οχήματος. Οι δυνάμεις μπορεί να είναι αρκετά μεγάλες με αποτέλεσμα να παραμορφώσουν ελαστικά την δάγκανα ή και ακόμη πλαστικά, με αποτέλεσμα την καταστροφή της, αν δεν έχει μελετηθεί σωστά.

Υπάρχουν 2 τύποι δαγκανών. Η πρώτη και η πιο διαδεδομένη στα συμβατικά οχήματα παραγωγής είναι οι δάγκανες ελευθέρου τύπου ή πλευστές (Floating). Ονομάζονται έτσι, γιατί η στήριξη (bracket) της δαγκάνας είναι βιδωμένη σε σταθερή θέση με την πλήμνη στα άκρα του οχήματος, αφήνοντάς την ελεύθερη να κινηθεί αξονικά αριστερά και δεξιά. Έχουν συνήθως ένα με δυο έμβολα από την εσωτερική πλευρά και κατά το φρενάρισμα το υδραυλικό υγρό στο σύστημα αναγκάζει το έμβολο να εξέλθει της αρχικής του θέσης με αποτέλεσμα να «σπρώχνει» το εσωτερικό τακάκι προς την εξωτερική πλευρά. Ταυτόχρονα, καθώς βγαίνει το έμβολο, η ίδια η δαγκάνα ολισθαίνει προς τα μέσα για να εφαρμόσει το εξωτερικό τακάκι με

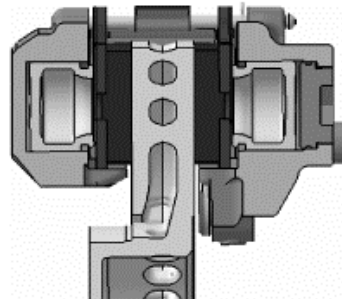
τον δίσκο. Είναι οικονομικότερες, πιο ελαφριές κ απλούστερες στην κατασκευή και είναι η επιλογή των περισσότερων κατασκευαστών.

Η δεύτερη κατηγορία ονομάζεται σταθερού τύπου (fixed). Σε αντίθεση με τις προαναφερθέντες, δεν χρειάζεται να είναι ελεύθερες να κινηθούν αριστερά κ δεξιά για να εφαρμόσουν τα τακάκια με το δίσκο, καθώς έχουν και στις δυο πλευρές έμβολα τα οποία πιέζουν ταυτόχρονα με την σειρά τους τα τακάκια στον δίσκο. Μπορεί να είναι κατασκευασμένες είτε από ένα ενιαίο κομμάτι μετάλλου (μονομπλόκ) είτε από δυο κομμάτια (διαιρούμενες) μηχανικά ενωμένες με βίδες (π.χ. κράματα αλουμίνιου ή χάλυβα). Ο τρόπος με τον οποίο το υδραυλικό υγρό επικοινωνεί μεταξύ των 2 πλευρών είναι είτε εξωτερικά με μεταλλικό σωληνάκι είτε σε κάποιες περιπτώσεις εσωτερικά της, μέσω καναλιών. Τις βρίσκουμε σε οχήματα επιδόσεων καθώς παρέχουν μεγαλύτερη δύναμη φρεναρίσματος (braking force), και καλύτερη κατανομή της πίεσης στα τακάκια λόγω περισσότερων εμβόλων.

Floating type / cantilever type



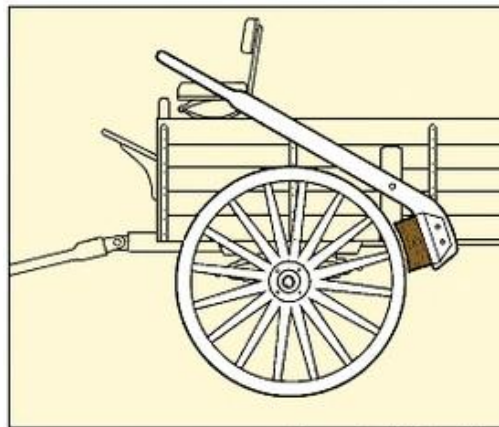
Opposed / fixed type



Εικόνα 1: Αναπαράσταση δαγκάνας πλευστού τύπου (αριστερά), και σταθερού τύπου (δεξιά)

1.2. Ιστορική Αναδρομή

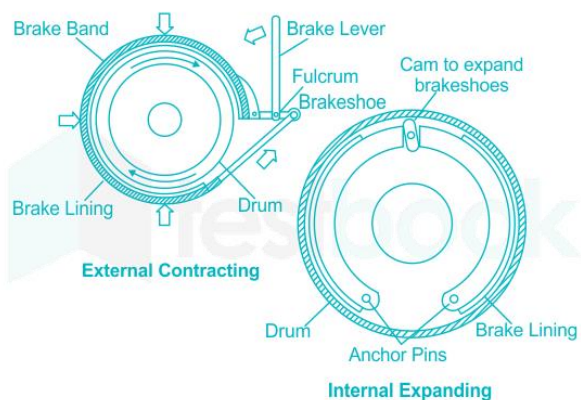
Στα τέλη του 19^{ου} αιώνα με την ανάπτυξη των σιδηροδρομικών τρένων και την δημιουργία των αυτοκινήτων, ξεκίνησε και η ανάπτυξη των συστημάτων πέδησης, όπως τα γνωρίζουμε σήμερα. Τα πρώτα συστήματα πέδησης που εφαρμοστήκαν σε οχήματα ήταν τα λεγόμενα, ξύλινα φρένα. Ήταν τοποθετημένα κυρίως σε ατμοκίνητα αυτοκίνητα και άμαξες με άλογα. Λειτουργούσαν με ένα μοχλό που ανάγκαζε ένα κομμάτι ξύλου να ακουμπάει στην επιφάνεια των ατσάλινων τροχών (Βλέπε Εικόνα 2). Η τριβή μεταξύ των δυο σωμάτων, ήταν ικανή να σταματήσει την κίνηση των τροχών, εφόσον το όχημα ταξίδευε με ταχύτητα λιγότερη των 30 χιλιομέτρων την ώρα. Την δεκαετία του 1890, οι ατσάλινες ροδές ανακαταστήθηκαν με ελαστικά κατασκευασμένα από καουτσούκ, κάτι που έκανε τα ξύλινα φρένα της εποχής παρωχημένα.



The wooden block and lever

Εικόνα 2: Αναπαράσταση του συστήματος πέδησης με ξύλινα φρένα.

Λίγο αργότερα, το 1899, ένας μηχανικός με το όνομα Gottlieb Daimler σκέφτηκε μια καινοτόμα νέα ιδέα για φρένα. Θεώρησε ότι εάν ένα τύμπανο (ταμπόρο) τυλιγμένο με καλώδιο ήταν αγκυρωμένο στο σασί του αυτοκινήτου ή στερεωμένο άλλοτε στην πλήμνη τροχού, ή σε έλικτρο (τύμπανο περιέλιξης), θα μπορούσε να σταματήσει ένα κινούμενο όχημα. Ο Louis Renault πήρε αυτή την ιδέα και κατασκεύασε το πρώτο μηχανικό φρένο τυμπάνου εξωτερικού τύπου το 1902. Αυτό θεωρείται η βάση για τα σύγχρονα φρένα αυτοκινήτου. Σύντομα διαπιστώθηκε ότι, το σύστημα εξωτερικού τύπου εκτεθειμένο σε νερό, σκόνη και κυμαινόμενες θερμοκρασίες, συχνά εμφάνιζε μεγάλες φθορές και προβλήματα αξιοπιστίας στα φρένα. Για να επιλυθεί αυτό, αναπτύχθηκε ένα σύστημα εσωτερικού συστήματος πέδησης.

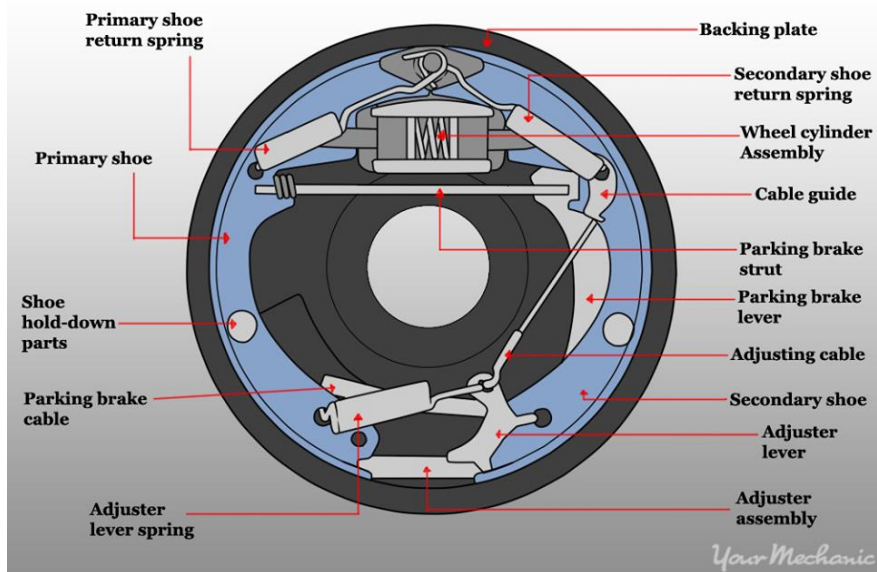


Εικόνα 3: Διαφορές μεταξύ εσωτερικού και εξωτερικού συστήματος τυμπάνου πέδησης

Στην κυλινδρική επιφάνεια αυτού (άτρακτο) εφαρμόζουν ειδικές μεταλλικές σιαγόνες (στεφάνες μεταβλητής διαμέτρου) που φέρουν εσωτερική επένδυση με υλικό υψηλού συντελεστή τριβής προκειμένου να επιτύχουν την πέδηση του περιστρεφόμενου τυμπάνου. Η λειτουργία αυτών γίνεται είτε με χειροκίνητο μοχλό (λεβιέ), είτε με κοχλιωτούς διακόπτες (κοινώς βάνες). (Βλέπε Εικόνα 4, Εικόνα 5).

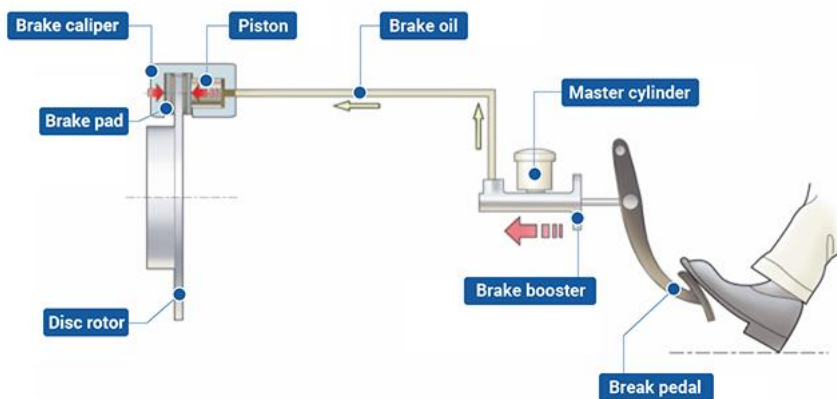


Εικόνα 4: Τρισδιάστατη απεικόνιση των μερών του ταμπόρο.



Εικόνα 5: Δισδιάστατη απεικόνιση των μερών του ταμπούρου.

Το 1918, ο Malcolm Loughead (Malcolm Lockheed) εφηύρε και πατένταρε τα υδραυλικά φρένα, τα οποία απαιτούσαν πολύ λιγότερη δύναμη από τον οδηγό για να λειτουργήσουν. Αυτό το υδραυλικό σύστημα βασίστηκε στους τύπους του επιστήμονα Blaise Pascal, το οποίο χρησιμοποιούσε υδραυλικό υγρό φρένων, ως μέσω να μεταφέρει τη δύναμη από το πόδι του οδηγού, στο πεντάλ του φρένου και αυτό με την σειρά του με μια ράβδο ώθησης ασκεί δύναμη στον κύριο κύλινδρο ή master cylinder, προκαλώντας το υγρό να ασκήσει πίεση μέσω εμβολών στη σιαγόνα του φρένου. (Βλέπε Εικόνα 6). Μέχρι τα τέλη της δεκαετίας του 1920, πολλές αυτοκινητοβιομηχανίες ενσωμάτωσαν υδραυλικά συστήματα πέδησης στα αυτοκίνητα παραγωγής.



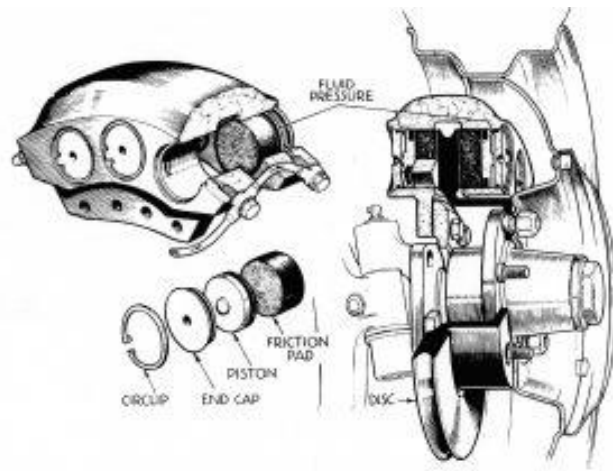
Εικόνα 6: Απεικόνιση λειτουργίας των υδραυλικών φρένων.

Τα ταμπόρα αν και αποτελεσματικά για τα οχήματα τις εποχές είχαν αρκετά προβλήματα αξιοπιστία όταν ζεσταινόντουσαν λόγω μη επαρκούς ψύξης. Από τις αρχές του 1890 στην Αγγλία είχαν αρχίσει τα πειράματα πάνω σε ένα διαφορετικό σύστημα πέδησης. Το 1902, ο Φρέντερικ Ουίλιαμ Λάντσεστερ (Frederick William Lanchester) πατεντάρισε το πρώτο σύστημα δισκόφρενού με δαγκάνα, και το χρησιμοποιούσε στα αυτοκίνητα Λάντσεστερ που παράγονταν στο Μπέρμιγχαμ. Αποτελούνταν από μια δαγκάνα με έμβολο, τα τακάκια και ένα μεταλλικό δίσκο. Ανεξαρτήτως της απόδοσης του συστήματος έναντι των τυμπάνων, τα υλικά της εποχής που ήταν διαθέσιμα δεν ήταν κατάλληλα για δισκόφρενα, έτσι τα πρώτα αξιόπιστα συστήματα δισκοφρένων ήρθαν αργότερα την δεκαετία του '50.

Τα πρώτα αξιόπιστα φρένα αναπτυχθήκαν το 1953 από την Dunlop στο Ηνωμένο Βασίλειο, έπειτα από χρόνια έρευνας κατά τον δεύτερο παγκόσμιο πόλεμο σε αεροσκάφη της Βασιλικής Πολεμικής Αεροπορίας - RAF. Την ίδια χρονιά, βοήθησαν την Jaguar, με το αγωνιστικό αυτοκίνητο C-Type, να κερδίσει τις 24 ώρες του Le Mans. Αξιοποιούσε ένα 6-πιστονο σύστημα δαγκάνας φρένων με 3 πιστόνια ανά πλευρά και ένα 4-πιστονο σύστημα στον πίσω άξονα, κάτι που θεωρείται τη σύγχρονη εποχή, το standard των αυτοκινήτων υψηλών επιδόσεων.



Εικόνα 7: Ο Ντάνκαν Χάμιλτον περνώντας τη γραμμή της νίκης στο Le Mans το 1953.



Εικόνα 8 : Δισκόφρενο Dunlop 1952 που χρησιμοποιούσε η Jaguar C-Τυρε.



Εικόνα 9 : Σύγχρονο 6-πιστονο σύστημα πέδησης από την AP Racing.

1.3. Formula Student

Όπως αναφέρθηκε και νωρίτερα το Formula Student, είναι ένας διεθνής διαπανεπιστημιακός διαγωνισμός, όπου συμμετάσχουν φοιτητές από όλο τον κόσμο, με σκοπό τη σχεδίαση, τη μελέτη και την κατασκευή ενός πλήρους λειτουργικού αγωνιστικού μονοθέσιου, σύμφωνα με τους κανονισμούς που θεσπίζονται από τους διοργανωτές.

Ο διαγωνισμός του Formula Student ιδρύθηκε από την Society of Automotive Engineers (SAE) το 1981 στην Αμερική με στόχο να υποκινήσουν την δημιουργικότητα και τις δεξιότητες μηχανικής ανάμεσα στους φοιτητές των πανεπιστημίων. Δημιουργώντας μια δεξαμενή νέων ταλαντούχων μηχανικών, για τις μεγάλες κατηγορίες του μηχανοκίνητου αθλητισμού.

Ο διαγωνισμός είχε ως σκοπό της δημιουργία ενός θεσμού όπου θα αξιολογούσε τις συλλογιστικές προσπάθειες των φοιτητών στην δημιουργία πρωτοτύπων αγωνιστικών μονοθέσιων υπό τις οδηγίες των κανονισμών. Η αξιολόγηση γίνεται μέσω μια σειράς από στατικά και δυναμικά αγωνίσματα όπου οι ομάδες βαθμολογούνται και κατατάσσονται βάση των επιδόσεων συγκεντρώνοντας τους ανάλογους πόντους.

Αρχικά όλες οι ομάδες περνάνε από τα στατικά αγωνίσματα όπου γίνεται η αξιολόγηση και η επιθεώρηση της κατασκευής και της ασφάλειας όλων των συστημάτων και μερών του μονοθέσιου σεβόμενη τους κανονισμούς που έχουν διαμορφωθεί από την SAE. Αφού αποδείξουν και περάσουν μια σειρά από τεχνικούς ελέγχους και κανονισμούς, οι ομάδες περνούν στο δυναμικό μέρος του διαγωνισμού. Οι ομάδες καλούνται να αποδείξουν έμπρακτα την δουλειά τους και τα επίπεδα επιδόσεων που έχουν βρει με το μονοθέσιο τους. Όσο καλύτερα αποδώσουν τόσο υψηλότερα θα διακριθούν.

Καθώς το Formula Student γίνεται όλο και πιο δημοφιλές, όλο και περισσότερες ομάδες εξελίσσονται χρησιμοποιώντας τεχνολογίες και υλικά από ανώτερες κατηγορίες μηχανοκίνητου αθλητισμού. Με τις περισσότερες εταιρίες στην αυτοκινητοβιομηχανία να συνεργάζονται και να βοηθούν τις ομάδες με τεχνική ή οικονομική υποστήριξη, οι γνώσεις και τα κεφάλαια των ομάδων είναι αρκετά ώστε να χρηματοδοτούν δίκες του καινοτόμες έρευνες και πρωτότυπες λύσεις.

Το Formula Student και η συμμετοχή στην φοιτητική ομάδα Prom Racing του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου ήταν η αφορμή για την εκπόνηση αυτής της εργασίας. Όπως σε κάθε παρακλάδι του μηχανοκίνητου αθλητισμού έτσι και σε αυτόν τον διαγωνισμό η επίτευξη όλων και καλύτερων επιδόσεων είναι ο πρωταρχικός ρόλος κάθε ομάδας. Ως εξ τούτου, η κάθε προσπάθεια σχεδιασμού όσο το δυνατόν ελαφρύτερων και πιο δύσκαμπτων εξαρτημάτων, σχετίζεται άμεσα με την επίδοση του μονοθέσιου. Για να μπορούν αυτές οι δυο αντίθετες έννοιες να συνυπάρχουν, πολλοί μηχανικοί και σχεδιαστές χρησιμοποιούν τυπολογική βελτιστοποίηση ή αλλιώς topology optimization με σκοπό να βρουν την χρυσή τομή μεταξύ βάρους και δυσκαμψίας.



Εικόνα 10: Πανοραμική φωτογραφία του διαγωνισμού Formula Student East

1.4. Κεντρική ιδέα και στόχοι της εργασίας

Η σύλληψη της ιδέας για την παρούσα διπλωματική εργασία, ήρθε με την συμμετοχή μου στην ομάδα της Prom Racing του ΕΜΠ. Στόχος κάθε ομάδας είναι η διαρκής βελτίωση του μονοθέσιου για καλύτερες επιδόσεις με κάθε δυνατό τρόπο. Η επιλογή βελτίωσης του συστήματος πέδησης του μονοθέσιου και η αντικατάσταση της υπάρχοντος δαγκάνας του μπροστινού άξονα έγινε με σκοπό να μειωθεί το συνολικό μη αναρτημένο βάρος του οχήματος, βοηθώντας στην δυναμική του οχήματος και να βελτιστοποιηθεί το φρενάρισμα, λύνοντας κάποια από τα πρόβλημα που αντιμετώπισε η ομάδα στο παρελθόν.

Στόχος αυτής της διπλωματικής εργασίας είναι να αποτελέσει έναν βηματικό οδηγό για την προσέγγιση σχεδίασης μιας πρωτότυπης δαγκάνας φρένων κατασκευασμένη από προσθετικές κατεργασίες, για ένα αγωνιστικό μονοθέσιο προδιαγραφών Formula Student, με την χρήση του γενετικού σχεδιασμού (Generative Design). Κάτι που δεν έχει επιχειρηθεί στο παρελθόν από την ομάδα. Η εργασία επικεντρώνεται στην μελέτη της βέλτιστης διαστασιολόγησης μεταξύ των αριθμών εμβολών σε συνδυασμό με τις βέλτιστες διαμέτρους για τις ανάγκες του μονοθέσιου, αλλά και την καλύτερη κατανομή φθοράς στα τακάκια των φρένων. Για να επιτευχθεί ισορροπία μεταξύ μηχανικής συμπεριφοράς, αξιοπιστίας και βάρους γίνεται ανάλυση της κατασκευής με την χρήση πεπερασμένων στοιχείων.

Η μείωση του μη αναρτημένου βάρους (unsprung weight), δηλαδή του βάρους που δεν στηρίζεται από τις αναρτήσεις (π.χ. λάστιχα, ζάντες, τα άκρα και τα φρένα) προσφέρει καλύτερη απόκριση του τιμονιού εξαιτίας της μικρότερης αδράνειας στους τροχούς. Οπότε, κάθε δυνατή μείωση βάρους χωρίς να θυσιάζεται η ακεραιότητα του εξαρτήματος είναι σημαντική. Επίσης, η ανάπτυξη ενός νέου συστήματος ειδικά διαμορφωμένο για τις ανάγκες του μονοθέσιου λύνει αρκετά από τα πρόβλημα που έχουν τα εμπορικά συστήματα πέδησης. Στόχος είναι μια πιο ελαφριά και δυνατότερη δάγκανα αξιοποιώντας στο βέλτιστο της ικανότητες του οχήματος.

Με την βοήθεια του γενετικού ή αλγοριθμικού σχεδιασμού μπορούμε να αξιολογήσουμε δεκάδες προτεινόμενες λύσεις με τις παραμέτρους που έχουμε θέσει, κερδίζοντας αρκετό χρόνο στην φάση του σχεδιασμού. Το λογισμικό έχει την δυνατότητα να διατήρησει την δυσκαμψία του εξαρτήματος μειώνοντας το βάρος αφαιρώντας υλικό από τα σημεία με τις λιγότερες τάσεις. Το αποτέλεσμα είναι να παράγονται οργανικές γεωμετρίες που μόνο με την χρήση προσθετικών κατεργασιών μπορούν να κατασκευαστούν.

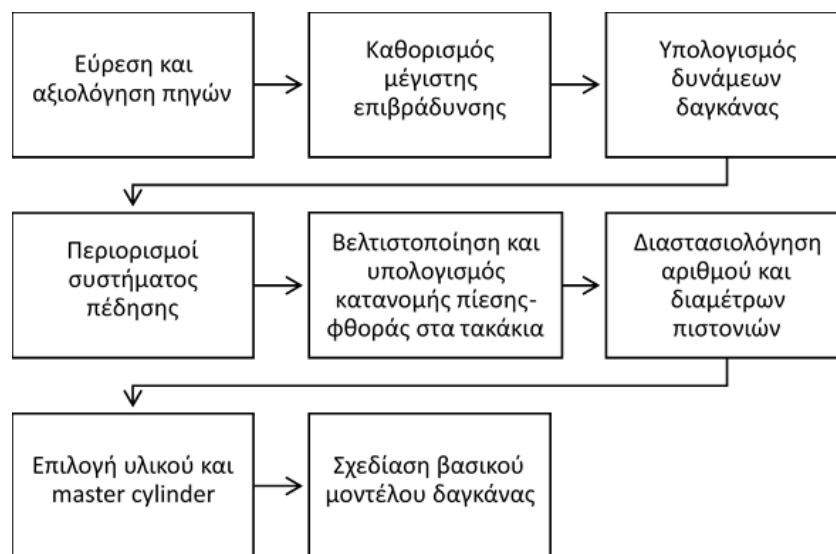


Εικόνα 11 : Δαγκάνα φρένων κατασκευασμένη με την βοήθεια του γενετικού σχεδιασμού απο προσθετικές κατεργασίες από την BUGATTI.

2. Μεθοδολογία σχεδιασμού

Η γενικότερη μεθοδολογία που ακολουθήθηκε για την εργασία, ήταν αρχικά να γίνει έρευνα για τα συστήματα φρένων από αξιόπιστες πηγές όπως ερευνητικές εργασίες, επιστημονικά βιβλία και άρθρα. Βάση αυτών γίνεται η σχεδίαση, ο υπολογισμός δυνάμεων, η διαστασιολόγηση του συστήματος και η βελτιστοποίηση του.

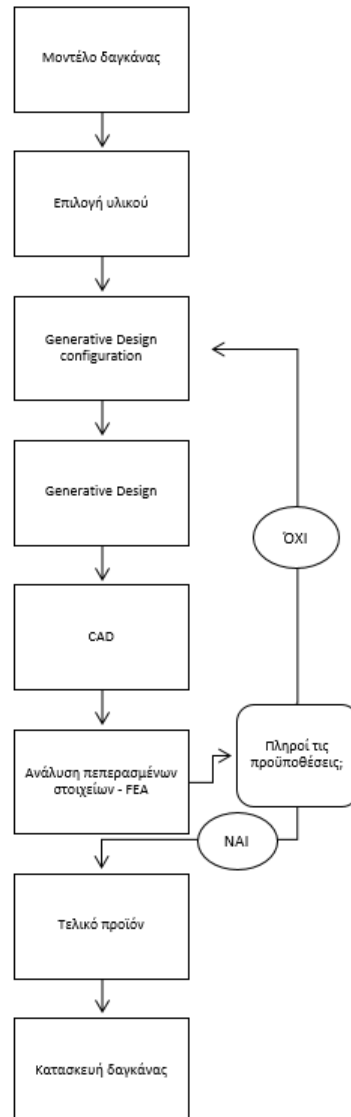
Η μεθοδολογία για τον σχεδιασμό της δαγκάνας φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα.



Εικόνα 12 : Διάγραμμα ροής μεθοδολογίας σχεδιασμού.

Έπειτα, το μοντέλο εισάγεται στο πρόγραμμα του Generative Design, επιλέγεται το υλικό και θέτονται οι απαραίτητες παράμετροι που έχουμε υπολογίσει προηγουμένως. Τα αποτελέσματα αξιολογούνται και επαληθεύονται με τη χρήση των περασμένων στοιχείων. Αν δεν πληρούν τις προϋποθέσεις, τότε επαναλαμβάνεται η διαδικασία μέχρι να ληφθούν τα επιθυμητά αποτελέσματα.

Η μεθοδολογία επίλυσης του προβλήματος φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα.



Εικόνα 13: Διάγραμμα ροής εξέλιξης σχεδιασμού δαγκάνας.

2.1. Βιβλιογραφική Έρευνα / Survey Literature

Παρουσιάζονται παρακάτω κάποιες εργασίες ερευνητών και φοιτητών σχετικά με τον σχεδιασμό δαγκάνας πέδησης και βελτιστοποίησης τοπολογίας που βασίστηκε αυτή η εργασία. Αυτές οι μελέτες καταδεικνύουν τις διαφορετικές προσεγγίσεις που ακολουθούν οι ερευνητές για τη βελτιστοποίηση του σχεδιασμού της δαγκάνας των φρένων, λαμβάνοντας υπόψη παράγοντες όπως το υλικό, το βάρος, η αντοχή, η ακαμψία και η θερμική απόδοση.

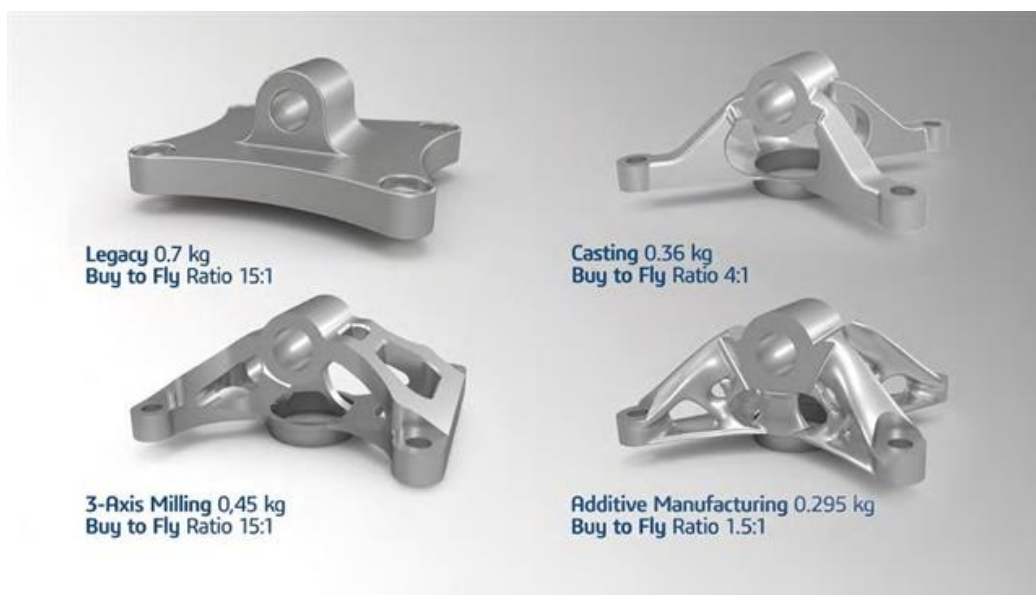
1. Ugemuge M, et al. έχει επικεντρωθεί στο σχεδιασμό και την ανάλυση μιας δαγκάνας φρένων για ένα αγωνιστικό αυτοκίνητο Formula Student. Ο στόχος ήταν να επιλεγεί ένα υλικό χαμηλής πυκνότητας αλλά υψηλής αντοχής που μπορεί να κατασκευαστεί εύκολα και με χαμηλό κόστος. Επιπλέον, το φρένο δοκιμάστηκε στατικά για να διασφαλιστεί η σωστή λειτουργία και πραγματοποιήθηκαν δυναμικές δοκιμές σε ένα αγωνιστικό μονοθέσιο τύπου Formula Student.
2. Nicolas Sergent, et al. έκανε μελέτη πάνω σε μια δαγκάνα φρένων σταθερού τύπου, τεσσάρων εμβόλων, όπου εφαρμόστηκε βελτιστοποίηση τοπολογίας. Τα δύο βελτιστοποιημένα σχέδια είχαν ως αποτέλεσμα τη μείωση της μάζας κατά 19% και 28%. Περαιτέρω ανάλυση με την χρήση των πεπερασμένων στοιχείων της δαγκάνας, έδειξε τα πιο σημαντικά χαρακτηριστικά της γέφυρας και οι συνδυασμοί τους για τη διατήρηση της ακαμψίας της δαγκάνας.
3. Ballo F, et al. ανέπτυξε ένα απλοποιημένο μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων και πραγματοποίησε διάφορες μελέτες για να ελαχιστοποιήσει την παραμόρφωση σε κρίσιμες θέσεις. Γίνεται σύγκριση, μεταξύ του βελτιστοποιημένου σχεδιασμού και συγκρίνεται με τον υπάρχοντα σχεδιασμό.
4. Ο Mastinu G χρησιμοποίησε εργαλεία βελτιστοποίησης τοπολογίας και πραγματοποίησε δομική βελτιστοποίηση στη δαγκάνα του φρένου, η οποία ελαχιστοποιεί τη συνολική μάζα μεγιστοποιώντας ταυτόχρονα την ακαμψία του εξαρτήματος. Μετά τη βελτιστοποίηση, πραγματοποιείται η προκαταρκτική ανάλυση τάσεων για την επικύρωση της δομικής ακεραιότητας.
5. Lucas Travi Farias, et al., περιέγραψε τη μεθοδολογία σχεδιασμού για την ανάπτυξη μιας δαγκάνας πέδησης, η οποία περιλαμβάνει επιλογή υλικού, αεροδυναμική ανάλυση, ανάλυση τάσης, διαδικασία βελτιστοποίησης. Περαιτέρω, το μοντέλο που σχεδιάστηκε κατασκευάζεται χρησιμοποιώντας τη διαδικασία κατασκευής μέσω προσθετικών κατεργασιών

6. M Tirovic, et al. , στην εργασία τους, χρησιμοποιούν την ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων ως εργαλείο για την πρόβλεψη των τάσεων, των παραμορφώσεων και της καταπόνησης του μοντέλου. Στην εργασία γίνεται λόγος για την συσχέτιση μεταξύ των προβλεπόμενων και των μετρούμενων τιμών καταπόνησης σε όλο το εύρος λειτουργίας των δυνάμεων της δαγκάνας.
7. Shah, A, et αι., στην εργασία εξηγεί την ανάπτυξη του συστήματος δισκοφρένου. Εξηγούν πώς η αλλαγή σε ρότορες όχι μόνο μείωσε το βάρος των φρένων αλλά μείωσε επίσης τον χρόνο και το κόστος κατασκευής.
8. Weiss E., et αι. , παρουσιάζει μια νέα μέθοδο μέτρησης για τον προσδιορισμό της δύναμης του πεντάλ του φρένου με τη χρήση αισθητήρα πίεσης. Σε αυτό το άρθρο, η δύναμη στο πεντάλ του φρένου υπολογίζεται χρησιμοποιώντας έναν αισθητήρα πίεσης που ανιχνεύει την πίεση του υδραυλικού υγρού σε αντίθεση με τις συμβατικές μεθόδους, όπου η δύναμη που εφαρμόζεται στο πεντάλ του φρένου υπολογίζεται με τη μέτρηση της γωνίας ή της διαδρομής του πεντάλ.
9. Pravin Mohan Patel, et al., επικεντρώθηκε στον εννοιολογικό σχεδιασμό της δαγκάνας πέδησης με στόχο την αύξηση της αντοχής της δαγκάνας, διατηρώντας ίδιο το βάρος της και προσπάθησε να μειώσει τη θερμική παραμόρφωση σε υψηλές θερμοκρασίες λειτουργίας. Δεδομένου ότι το τιτάνιο είναι δύσκολο να κατεργαστεί, η κατασκευή μιας μονομπλόκ δαγκάνας με συμβατικά μέσα κατεργασίας, είναι εξαιρετικά δύσκολη προτιμήθηκε να αποφευχθεί. Γι'αυτό έγινε προσπάθεια να κατασκευαστεί μια δαγκάνα φρένου με δυο μέρη (διαιρούμενες) και να ενωθεί μηχανικά με βίδες
10. Rathin Shah, et al. σχεδίασε και ανέλυσε μια δαγκάνα φρένων για όχημα παντός εδάφους, εστιάζοντας κυρίως στη μείωση του μεγέθους και του βάρους χωρίς να διακυβεύεται η αντοχή, η ακαμψία και η χαμηλή αντίσταση του εμβόλου με τον κύλινδρο. Επίσης εστιάστηκε και στη γεωμετρία της αυλάκωσης στεγανοποίησης για τη μείωση της αντίστασης του εμβόλου.

2.2. Γενετικός Σχεδιασμός - Generative Design

Το Generative Design διαφέρει από την τοπολογική βελτιστοποίηση- topology optimization. Είναι ένα αλγοριθμικό πρόγραμμα που χρησιμοποιεί μια μορφή τεχνικής νοημοσύνης για να παράξει αυτόματα σύμφωνα με τις συνθήκες και τους περιορισμούς που έχει θέσει ο χρήστης πολλά διαφορετικά σενάρια σχεδίασης και κατασκευής ενός αντικειμένου.

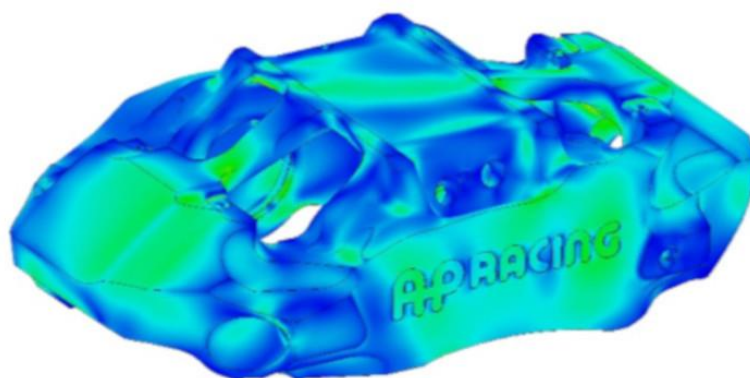
Για τον σχεδιασμό του συστήματος πέδησης χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό Autodesk Fusion360™. Το συγκεκριμένο πακέτο έχει την δυνατότητα αξιοποίησης του γενετικού ή αλγοριθμικού σχεδιασμού (Generative Design), το οποίο επιτρέπει στον σχεδιαστή να θέσει διάφορες παραμέτρους, όπως τις μηχανικές ιδιότητες του υλικού, τις δυνάμεις που ασκούνται στη κατασκευή, τον επιθυμητό συντελεστή ασφάλειας, τις μέγιστες επιτρεπτές τιμές μετατόπισης, με γνώμονα το τελικό βάρος και τη μέθοδο κατασκευής. Ο χρήστης πρέπει να ορίσει τις γεωμετρικές που θέλει να «διατηρήσει», καθώς έχει την δυνατότητα να δημιουργήσει και γεωμετρικές «εμπόδια» όπου αποτρέπουν στο πρόγραμμα να προσθέσει ή να αφαιρέσει υλικό. Έτσι, το λογισμικό λαμβάνει όλα αυτά τα δεδομένα και με την βοήθεια τη τεχνητής νοημοσύνης, δημιουργεί πολλαπλές διαφορετικές γεωμετρίες που ικανοποιούν τις παραμέτρους. Τα αποτελέσματα ανάλογα τον τρόπο κατασκευής (π.χ. 3D Printing, χύτευση,) μπορεί να έχουν ως βέλτιστη λύση μια οργανική σχεδίαση ή/και μια πιο συμβατική.



Εικόνα 14: Σύγκριση μεταξύ διαφορετικών κατασκευαστικών μεθόδων ως προς το βάρος και τη φύρα ανά μέθοδο.

2.3. Ανάλυση Πεπερασμένων στοιχείων - Finite Element Analysis (FEA)

Τα πεπερασμένα στοιχεία είναι μια πολύ διαδεδομένη υπολογιστική τεχνική η οποία χρησιμοποιείται ευρύτερα στην βιομηχανία για την εξέταση αντικειμένων κάτω από ορισμένες συνθήκες όπως άσκηση δυνάμεων - φορτίων , θερμοκρασίας, δονήσεων κ.α. Έχουν την δυνατότητα προσομοίωσης, καθώς αποτελούν και ένα οπτικό μέσο ανάλυσης συμπεριφοράς των εξεταζόμενων αντικειμένων. Μπορούν να αποτυπώσουν στατικές αλλά και δυναμικές συνθήκες με την δυνατότητα υπολογισμού και μη γραμμικών προβλημάτων. Ωστόσο, ανεξαρτήτως με το ποσό αναπτυγμένα είναι αυτά τα λογισμικά, δεν πρέπει να λαμβάνονται ως απόλυτα. Τα αποτελέσματα αποτελούν πράξεις αριθμητικών μεθόδων επίλυσης, με αυτό να σημαίνει ότι εμφανίζουν σφάλματα και είναι στην κρίση το χρήστη να τα αναγνωρίσει και να τα διορθώσει με τις κατάλληλες διαδικασίες.



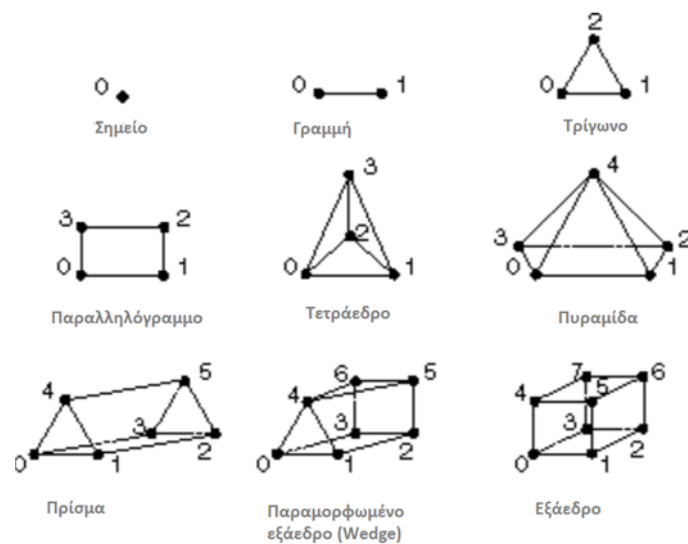
Εικόνα 15 : Ανάλυση δαγκάνας φρένων με πεπερασμένα στοιχεία.

Για την επαλήθευση της κατασκευής μέσω των πεπερασμένων στοιχείων αξιοποιήθηκε το υπολογιστικό πακέτο ANSYSTM στο οποίο 1) εισάγεται η γεωμετρία του μελετώμενου εξαρτήματος. 2) Έπειτα από την εισαγωγή των μηχανικών ιδιοτήτων των χρησιμοποιούμενων υλικών, κατασκευάζεται πλέγμα διακριτοποίησης για την επιτέλεση των αριθμητικών υπολογισμών. 3) Στη συνέχεια καθορίζονται οι συνοριακές συνθήκες του αριθμητικού μοντέλου, παράλληλα με την εισαγωγή των εξωτερικών δυνάμεων που ασκούνται σε αυτό. 4) Έπειτα από την επίλυση του αριθμητικού προσομοιώματος, λαμβάνονται τιμές για τη συνολική και την αξονική παραμόρφωση του σώματος. Για την δαγκάνα καταγράφονται οι μέγιστες κύριες τάσεις και παραμορφώσεις, ο συντελεστής ασφαλείας με βάση κριτήρια αστοχίας, οι αξονικές

παραμορφώσεις και οι διατμητικές τάσεις για κάθε σημαντικό σημείο της δαγκά-νας. Τα κρίσιμα μεγέθη που αξιολογούνται για τη λήψη αποφάσεων και τη βελτίωση του σχεδίου είναι ο λόγος δυσκαμψίας (το αντίστροφο μέγεθος της παραμόρφωσης) προς βάρος και ο λόγος συντελεστή ασφαλείας προς το βάρος. Τα μεγέθη αυτά αποτελούν τις βασικές παραμέτρους για την αξιολόγηση της προτεινόμενης λύσης της εργασίας και την αξιοπιστία των λύσεων παραγομένων από τον γενετικό σχεδιασμό.

2.4. Πλέγμα Διακριτοποίησης

Η δημιουργία του πλέγματος διακριτοποίησης είναι μια από τις σημαντικότερες διαδικασίες στήνοντας ένα μοντέλο για προσομοίωση. Κάθε πλέγμα αποτελείται από κόμβους που με την σειρά του θεωρείται πεπερασμένο στοιχείο



Εικόνα 16: Κατηγορίες πεπερασμένων στοιχείων

Η αριθμητική επίλυση των εξισώσεων κατά την διάδοση της διαταραχής στο αντικείμενο εξέτασης γίνεται μέσω των πεπερασμένων στοιχείων. Κάθε μετακίνηση των κόμβων των πεπερασμένων στοιχείων δίνουν τις τιμές παραμόρφωσης και στη συνέχεια των τάσεων και όλων των τιμών που μελετιούνται. Δηλαδή η ποιότητα του πλέγματος και το σχήμα των πεπερασμένων στοιχείων έχει άμεση συσχέτιση με την ακρίβεια των τιμών που παίρνουμε κατά την επίλυση. Όσο πιο πυκνό το πλέγμα τόσο μικρότερα σφάλματα έχουμε στις τιμές.

3. Ανάλυση μηχανικής του συστήματος πέδησης.

Στην παρούσα παράγραφο θα παρουσιαστούν εκτενέστερα, λεπτομέρειες σχετικά με τον υπολογισμό του συστήματος πέδησης, καθώς και οι περιορισμοί στην επίλυση του προβλήματος.

Για το σχεδιασμό της δαγκάνας θα πρέπει αρχικά να ληφθούν κάποιες αποφάσεις σχετικά με την χρήση που επιθυμούμε. Ο καθορισμός της μέγιστης δυνατής επιβράδυνσης είναι το πρώτο βήμα στον υπολογισμό της κατασκευής. Ο ρυθμός επιβράδυνσης εξαρτάται άμεσα από την πρόσφυση των ελαστικών και εξετάζεται στην περίπτωση του φρεναρίσματος σε ευθεία. Σύμφωνα με τον κατασκευαστή και έπειτα από πληθώρα πειραμάτων από την ομάδα της PromRacing, η μέγιστη δυνατή επιβράδυνση που μπορεί να προσφέρει το λάστιχο σε στεγνό οδόστρωμα και με τις κατάλληλες συνθήκες θερμοκρασίας σε ευθεία ανέρχεται περίπου στα 2.2 G.

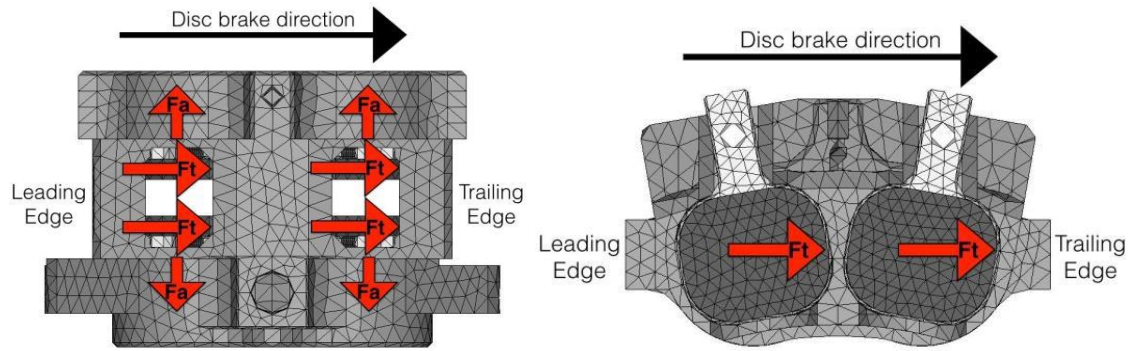
Το σύστημα πέδησης ενός μονοθέσιού FSAE σύμφωνα με τους κανονισμούς, πρέπει να έχει αρκετή δύναμη συμπίεσης ώστε να μπορεί να κλειδώσει και τους τέσσερις τροχούς συγκαταλέγοντας τις επιμέρους απώλειες. Δηλαδή, η μέγιστη επιβράδυνση που θα πρέπει να επιτύχουμε να είναι μεγαλύτερη από αυτήν που προσφέρουν τα λάστιχα.

Για τους σκοπούς της εργασίας η μέγιστη δυνατή που μπορούν να προσφέρουν οι εξεταζόμενες δάγκανες ορίζεται στα 2.5 G.

3.1. Ανάλυση Δυνάμεων

Οι βασικές τρεις που δυνάμεις που ασκούνται σε μια δάγκανα φρένων και χρησιμοποιούμε αργότερα για οριακές συνθήκες στα πεπερασμένα στοιχεία είναι :

- Η πρώτη είναι η αξονική δύναμη που δέχεται κατά το φρενάρισμα το πιστόνι και είναι ανάλογη της πίεσης του υδραυλικού υγρού.
- Η δεύτερη είναι η επαπτομένη δύναμη που αναπτύσσεται από την τριβή μεταξύ δίσκου-τακάκια κατά το φρενάρισμα.
- Και τελευταία είναι η δύναμη που δέχεται στο σημείο που εφαρμόζει με την πλήμνη ή upright του οχήματος.



Εικόνα 17: Ανάλυση των δυνάμεων που δέχεται η δάγκανα φρένων.

3.2. Υπολογισμοί Φορτίων

Οι υπολογισμοί γίνονται με βάση των παραπάνω χαρακτηριστικών του μονοθέσιου P22 της Prom Racing του ΕΜΠ. Το μονοθέσιο είναι 255 κιλά μαζί με τον οδηγό και έχει μήκος μεταξονίου 1,65 m. Το κέντρο βάρους του βρίσκεται στα 0.3 m από το έδαφος, με κατανομή βάρους 44.6 % εμπρός. Οι υπολογισμοί πραγματοποιούνται από τα 100 χλμ./ώρα με μέγιστη ταχύτητα επιβράδυνσης 2.5 G.

Στον παρακάτω πίνακα φαίνονται τα συνολικά χαρακτηριστικά οχήματος:

P22 Specs			
Mass	Μάζα	255	[kg]
Wheelbase	Μεταξόνιο	1650	[mm]
COG	Κέντρο βαρύτητας	0,3	[m]
Weight Distribution	Κατανομή βάρους	44,6	[%]
Max Velocity	Μεγίστη ταχύτητα	100	[km/h]
Density of air	Πυκνότητα αέρα	1,2	[kg/m ³]
CL	Συντελεστής άντωσης	5,2	[-]
Aero Balance	Αεροδυναμική ισορροπία	49	[%]
Max Braking	Μέγιστη Επιβράδυνση	2,5	[g]
Brake Pedal Ratio	Αναλογία πεντάλ φρένου	3,5	[-]
Foot Force	Δύναμη ποδιού οδηγού	600	[N]

Πίνακας 1 : Χαρακτηριστικά γεωμετρίας μονοθέσιου P22.

3.3. Υπολογισμός Μεταφοράς Βάρους

Αρχικά, το πρώτο μέγεθος που πρέπει να υπολογιστεί είναι η μεταφορά βάρους στους άξονες του οχήματος. Για το υπολογισμό τους χρησιμοποιούμε τις παρακάτω εξισώσεις:

Αρχικά βρίσκουμε το βάρος σε κάθε άξονα:

$$\begin{aligned} \text{Weight on Front (} W_f \text{)} &= \text{Front Weight Ratio (} F_{wr} \text{)} * \text{Weight (} W \text{)} \\ \text{Weight on Rear (} W_r \text{)} &= \text{Rear Weight Ratio (} R_{wr} \text{)} * \text{Weight (} W \text{)} \end{aligned} \quad (3.1)$$

Έπειτα βρίσκουμε την απόσταση από κάθε άξονα με τους παρακάτω τύπους:

$$\begin{aligned} \text{Length from Front Axle (} L_f \text{)} &= \frac{W_r * L}{W} \\ \text{Length from Rear Axle (} L_r \text{)} &= \frac{W_f * L}{W} \end{aligned} \quad (3.2)$$

Αφού βρούμε και τα δυο μεγέθη, μπορούμε να υπολογίσουμε την μεταφορά βάρους σε κάθε άξονα του μονοθέσιού με τους παρακάτω τύπους:

$$\begin{aligned} \text{Weight on Front Axle (} W_{fb} \text{)} &= W * \frac{L_r + (utr * Hcg)}{L + (utr - utf) * Hcg} \\ \text{Weight on Rear Axle (} W_{rb} \text{)} &= W * \frac{L_f - (utf * Hcg)}{L + (utr - utf) * Hcg} \end{aligned} \quad (3.3)$$

Λαμβάνουμε υπόψη την αεροδυναμική του οχήματος στην περίπτωση φρεναρίσματος.

$$\begin{aligned} \text{Weight on Front Axle With Aero (} W_{fb_{aero}} \text{)} &= W_{fb} + F_{adf} \\ \text{Weight on Rear Axle With Aero (} W_{rb_{aero}} \text{)} &= W_{rb} + F_{adf} \end{aligned} \quad (3.4)$$

Υπολογισμός ποσοστού μεταφοράς βάρους ανά άξονα.

$$\begin{aligned} \text{Weight Transferred (} W_{tf} \text{)} &= W_{fb} - W_f \\ \text{Weight on Front Percentage (} W_{fbp} \text{)} &= \frac{W_{fb}}{W_{fb} + W_{rb}} \\ \text{Weight on Rear Percentage (} W_{rbp} \text{)} &= \frac{W_{rb}}{W_{fb} + W_{rb}} \end{aligned} \quad (3.5)$$

3.4. Υπολογισμός Αξονικών και Εφαπτόμενων Δυνάμεων

Για τον υπολογισμό των αξονικών και των εφαπτόμενων δυνάμεων χρειαζόμαστε τα παρακάτω δεδομένα:

P22 Specs												
Disc Front (mm)			Disc Rear (mm)			Number Of Discs Front	Number Of Discs Rear	Effective Radius (mm)	Disc Friction	Balance Bar Dist. (Front) (%)	Line Pressure Front (bar)	Line Pressure Rear (bar)
Dout	Din	Rdf	Dout	Din	Rdr	2	2	199,5	0,6	38	50,2	50,2
185	131	79	174	120	73,5							

Πίνακας 2: Δεδομένα πέδησης μονοθέσιου P22.

Σύμφωνα με τα στοιχεία του παραπάνω πίνακα για τον μπροστινό άξονα έχουμε δυο δίσκους με εξωτερική διάμετρο δίσκου 185 mm και εσωτερική 131 mm, ενώ αντίστοιχα για τον πίσω άξονα έχουμε 174 mm εξωτερική με 120 mm εσωτερική διάμετρο.

Για να βρεθούν οι αξονικές δυνάμεις και οι εφαπτόμενες δυνάμεις τριβής θα πρέπει αρχικά να υπολογίσουμε τις κανονικές δυνάμεις. Με τον όρο Normal Force ή αλλιώς κανονική δύναμη χαρακτηρίζουμε την δύναμη που απαιτείται για το φρενάρισμα του οχήματος.

$$Normal\ Force = ((Wbp * \mu) + (Wtf)) * \mu * g \quad (3.6)$$

Όπου : μ = συντελεστής τριβής,

Wbp = ποσοστού μεταφοράς βάρους ανά άξονα,

Wtf = μεταφοράς βάρους,

g = επιτάχυνση της βαρύτητας ($g's$ ή m/s^2)

Αφού υπολογιστούν οι κανονικές δυνάμεις για κάθε άξονα, υπολογίζεται το ποσοστό ισοροπίας φρεναρίσματος ή Brake Balance με τον παρακάτω τύπο:

$$Brake\ Balance = \frac{NF_{front}}{NF_{rear} + NF_{front}} \quad (3.7)$$

Προκύπτει ότι έχουμε ποσοστό Brake Balance (B.B) 69.9% κατά τον εμπρός άξονα.

Τέλος, θα χρειαστεί να υπολογιστούν οι δυνάμεις τριβής ανά άξονα (FF) με τον παρακάτω τύπο:

$$\text{Friction Force Front Per Corner} = \frac{(m \cdot g \cdot a \cdot B.B)}{2} \quad (3.8)$$

Όπου : m = Βάρος μονοθέσιου,

α = Μέγιστη επιβράδυνση ,

B.B = Brake Balance / Ισορροπία φρεναρίσματος,

g = επιτάχυνση της βαρύτητας (g's ή m/s²)

Έχοντας όλα τα παραπάνω , μπορούμε να υπολογίσουμε τις αξονικές αλλά και τις εφαπτόμενες δυνάμεις τριβής.

$$\text{Tangential Forces front (Ft)} = \frac{F.F. \cdot E.R.}{Rdf} \quad (3.9)$$

Όπου: Ft = εφαπτόμενες δυνάμεις

F.F. = Friction Force

E.R. = Effective Radius,

Rdf = Front Disc Area.

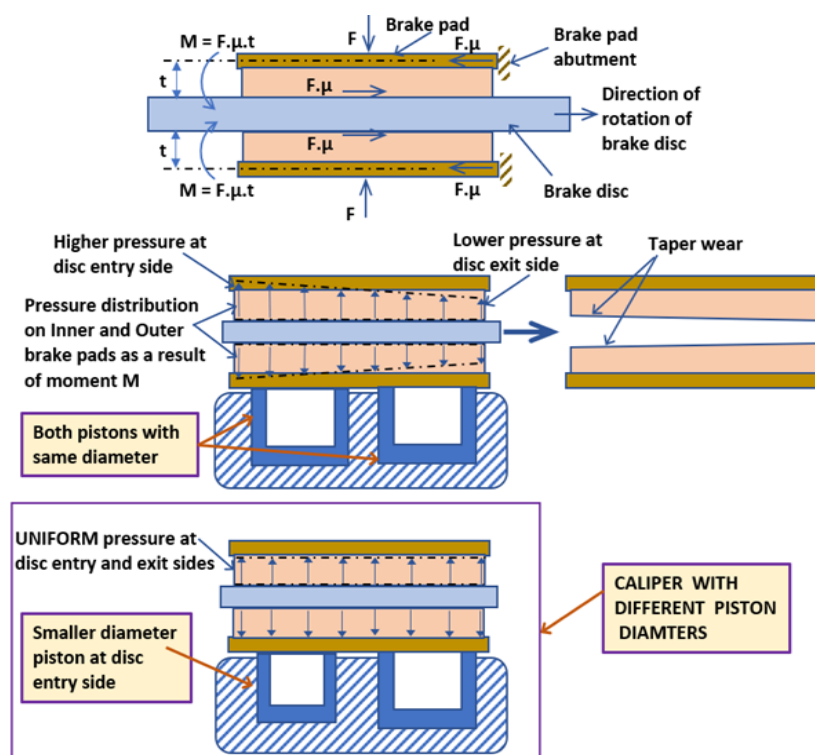
$$\text{Axial Forces (Fa)} = \frac{Ft}{\text{Disc Friction}} \quad (3.10)$$

Όπου: Fa = Αξονικές δυνάμεις

Disc Friction = Συντελεστής τριβής μεταξύ δίσκου – τακάκια

3.5. Διαστασιολόγηση Αριθμού και Διαμέτρου Πιστονιών

Κατά το φρενάρισμα είναι εύκολο να υποθέσουμε ότι η πίεση στα τακάκια είναι ίδια σε όλη την επιφάνειά τους. Αυτό είναι κάτι που στην πραγματικότητα δεν συμβαίνει και αποτελεί ένα από τα σημαντικότερα προβλήματα που καλούμαστε να λύσουμε κατά την σχεδίαση. Καθώς αναπτύσσεται η τριβή μεταξύ του δίσκου και των τακακιών, η πίεση στο χείλος προσβολής είναι μεγαλύτερη και μειώνεται σταδιακά κατά το μήκος τους. Το αποτέλεσμα είναι να δημιουργείται κωνικότητα εξαιτίας της ανομοιόμορφης φθοράς που οφείλεται στην διαφορά πίεσης. Η λύση στο πρόβλημα είναι να χρησιμοποιηθούν διαφορετικής διαμέτρου έμβολα στην δαγκάνα. Ορίζοντας τις επιθυμητές διαμέτρους μπορούμε να προσαρμόσουμε την πίεση να είναι ίδια σε όλη την επιφάνεια επαφής. Περισσότερη ανάλυση της μεθοδολογίας αναφέρεται παρακάτω.



Εικόνα 18: Δημιουργία κωνικότητας εξαιτίας μη ομοιογενούς πίεσης.

Η μη σωστή κατανομή πίεσης οδηγεί σε προβλήματα όπως μεγαλύτερη και μη ομοιογενή φθορά (βλέπε Εικόνα 19, Εικόνα 20), δονήσεις και αίσθηση «τραβήγματος» στο τιμόνι κατά την διάρκεια του φρεναρίσματος.

Για τους παραπάνω λογούς θα χρειαστεί να υπολογιστεί η βέλτιστη διαστασιολόγηση ανάμεσα στον αριθμό εμβολών και την διάμετρο τους.



Εικόνα 19: Δείγμα φθοράς και εμφάνιση κωνικότητας στο τακάκι.

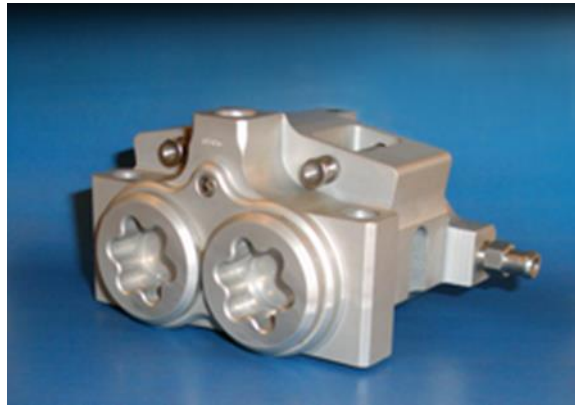
Κατά τον εννοιολογικό σχεδιασμό πάρθηκε η απόφαση να κρατηθούν ίδια τα τακάκια (που χρησιμοποιούνται στις υπάρχουσες δάγκανες της ISR (22-048), της εταιρίας EBC (GPFAX184HH)), καθώς υπάρχουν αρκετά δεδομένα για την απόδοση τους από τα προηγούμενα χρόνια της ομάδας. Υστέρα από σύγκριση με αντίστοιχα τακάκια της αγοράς, προέκυψε ότι παρέχουν τον καλύτερο λόγο επιφάνειας προς βάρος και επιπλέον προσφέρουν καλύτερη απαγωγή θερμότητας εξαιτίας του γεγονότος ότι είναι ξεχωριστά μεταξύ τους.



Εικόνα 20: Παράδειγμα διαφορετικής φθοράς αναμεσά στα δυο τακάκια EBC (GPFAX184HH) της ίδιας δαγκάνας.

Έχοντας υπολογίσει παραπάνω τις μέγιστες τιμές δυνάμεων που δέχεται η δάγκανα μπορούμε να υπολογίσουμε την επιφάνεια επαφής που χρειαζόμαστε.

Η μέγιστη δυνατή διάμετρος εμβόλου χωροταξικά για τα συγκεκριμένα τακάκια είναι 28 mm καθώς το πλάτος και το ύψος είναι 28.5 x 45.8mm αντίστοιχα. Με βάση τα παραπάνω έγινε η απαραίτητη εννοιολογική ερευνά και κατασκευάστηκε στο λογισμικό Microsoft excel ένας πίνακας που δίνει σε ποσοστό επί τοις εκατό τη βέλτιστη διαστασιολόγηση μεταξύ αριθμού και διαμέτρου εμβολών σε συνάρτηση με τις ανάγκες φρεναρίσματος.



Εικόνα 21 : Δάγκανα φρένων ISR 22-048

Η απόφαση για την σωστή επιλογή διαστασιολόγησης γίνεται λαμβάνοντας υπόψη τον συντελεστή αποτελεσματικότητας (Effectiveness), όπου στην εξίσωση λειτουργεί συγκαταλέγοντας όλους του παραπάνω υπολογισμούς και δίνεται ο συντελεστής ως ποσοστό επί τοις εκατό.

Όπως φαίνεται και στον πίνακα παρακάτω, κατά την μελέτη της σχεδίασης, λήφθηκε η απόφαση να αλλάξουμε την διαμόρφωση και να μετάβουμε σε μια μεγαλύτερη διάταξη, δηλαδή από 4 έμβολα σε 6 έμβολα, διατηρώντας παρόμοια διάμετρο του δισκοφρένου. Αξιοποιώντας μικρότερο δίσκο μπορούμε να διατηρούμε το βάρος χαμηλό, αυξάνοντας την απόδοση του συστήματος με την προσθήκη περισσότερων εμβολών.

Οι διαφορετικοί διάμετροι που αναγράφονται στην εννοιολογική στήλη (conceptual) στον πίνακα έχουν βρεθεί έπειτα από αναλυτική μελέτη, που γίνεται αναφορά στην επόμενη υποενότητα.

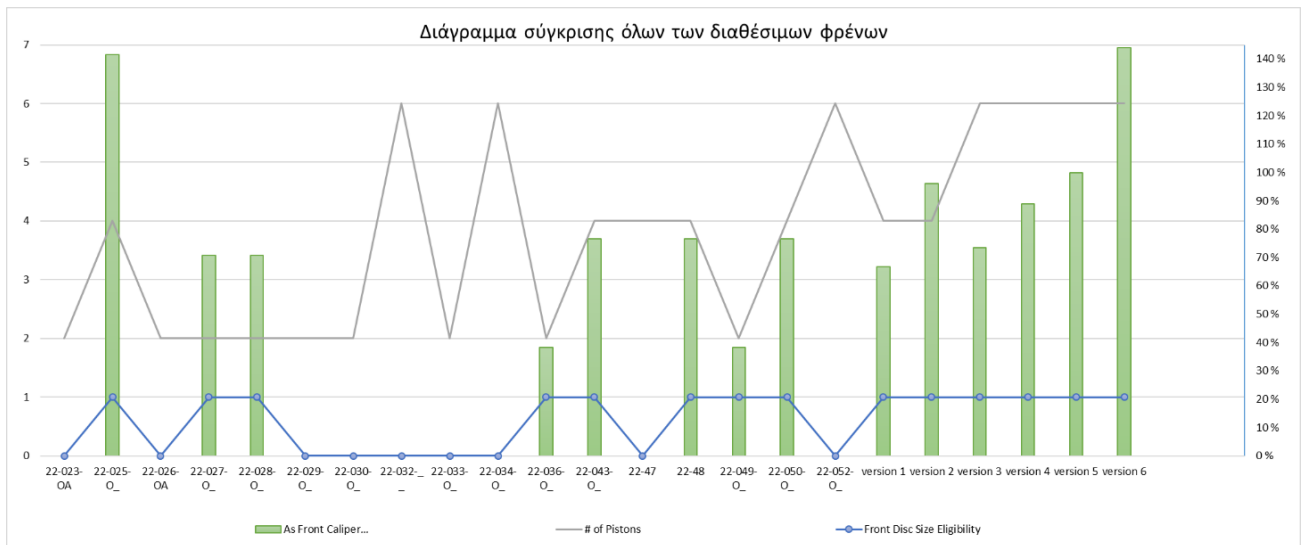
Available Calipers													
Manufacturers	Manufacturer	Part Number	Minimum Disc Diameter (mm)	Maximum Disc Diameter (mm)	# of Pistons	Piston Diameter (mm)	Front Disc Size Eligibility	As Front Caliper Effectiveness (%)	Front Choice	Rear Disc Size Eligibility	As Rear Caliper Effectiveness (%)	Rear Choice	
ISR	ISR	22-023-OA	210	-	2	43	0	0%		0	0%		
	ISR	22-025-O_	170	330	4	34	1	142%		1	290%		
	ISR	22-026-OA	210	-	2	43	0	0%		0	0%		
	ISR	22-027-O_	170	280	2	34	1	71%		1	145%		
	ISR	22-028-O_	170	280	2	34	1	71%		1	145%		
	ISR	22-029-O_	210	254	2	34	0	0%		0	0%		
	ISR	22-030-O_	220	300	2	43	0	0%		0	0%		
	ISR	22-032-__	292	300	6	30	0	0%		0	0%		
	ISR	22-033-O_	220	300	2	43	0	0%		0	0%		
	ISR	22-034-O_	280	300	6	25	0	0%		0	0%		
	ISR	22-036-O_	100	300	2	25	1	38%		1	78%		
	ISR	22-043-O_	150	280	4	25	1	76,51%		1	157%		
	ISR	22-47	280	320	4	34	0	0%		0	0%		
IN USE	ISR	22-48	150	250	4	25	1	77%	1	1	157%		
	ISR	22-049-O_	150	250	2	25	1	38%		1	78%	1	
	ISR	22-050-O_	150	250	4	25	1	77%		1	157%		
	ISR	22-052-O_	310	320	6	30	0	0%		0	0%		
	Conceptual	version 1	131	185	4	23,33	1	67%		1	136%		
	Conceptual	version 2	131	185	4	28	1	96%		1	197%		
	Conceptual	version 3	131	185	6	20	1	73%		1	150%		
	Conceptual	version 4	131	185	6	22	1	88,87%		1	182%		
CHOICE	Conceptual	version 5	131	185	6	23,33	1	99,9%	1	1	205%		
	Conceptual	version 6	131	185	6	28	1	143,954%		1	295%		

Πίνακας 3: Πίνακας επιλογής βέλτιστης διάταξης.

Στον παραπάνω πίνακα φαίνεται η διάταξη που χρησιμοποιείται μέχρι και σήμερα στα μονοθέσια της ομάδας. Η δάγκανα της ISR (22-048) (Βλέπε Εικόνα 21), είναι αρκετά δημοφιλής επιλογή από το μεγαλύτερο ποσοστό των πανεπιστημιακών ομάδων παγκοσμίως που συμμετέχουν στο Formula Student, καθώς είναι αξιόπιστες και οικονομικές, αλλά ταυτόχρονα είναι βαριές, ογκώδεις και δεν εναρμονίζονται με τις ανάγκες κάθε ομάδας.

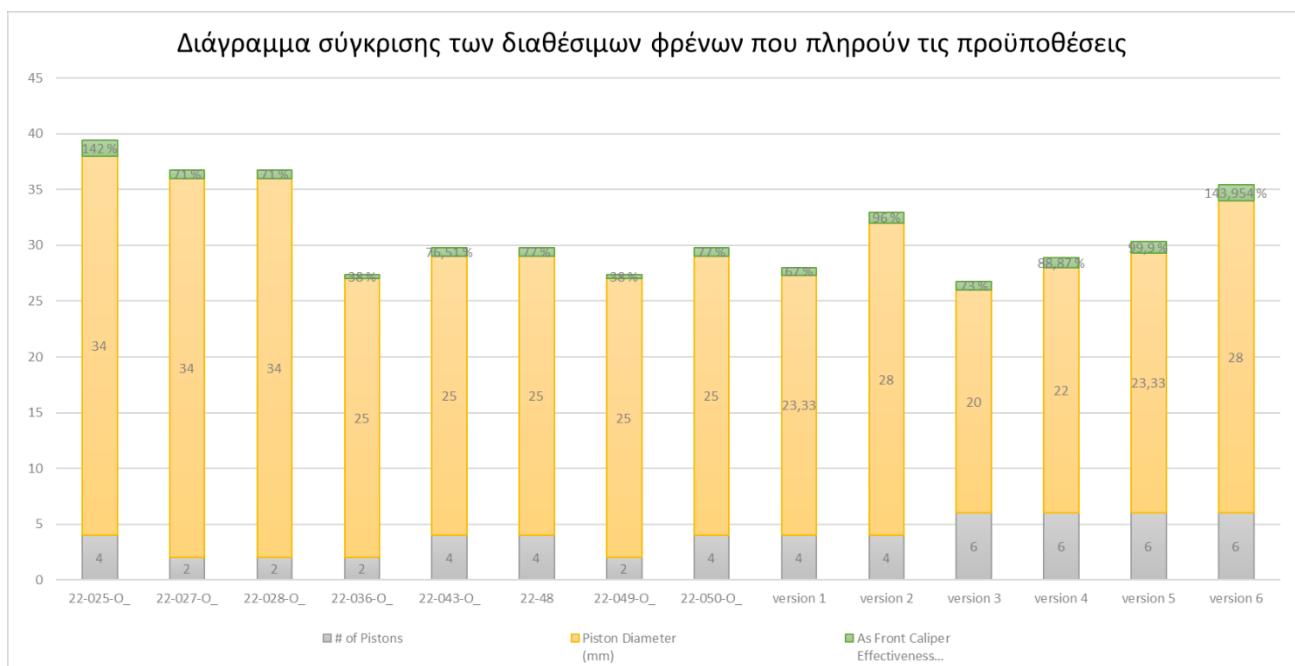
Όπως μπορούμε να παρατηρήσουμε η ISR (22-048) διαθέτει 4 έμβολα (2 ανά πλευρά) των 25 χιλ. εξυπηρετώντας μόνο στο 77% των αναγκών φρεναρίσματος του μονοθέσιου. Αντιθέτως, η προτεινομένη σχεδίαση (version 5) εξυπηρετεί στο 99,9% των αναγκών. Διαθέτει 6 έμβολα (3 ανά πλευρά) των 20, 24,26 χιλ. αντίστοιχα, στοχεύοντας στην καλύτερη απόδοση, πιο ομοιογενή τριβή και μείωση κωνικότητας.

Από τα παρακάτω διαγράμματα μπορούμε να αποκτήσουμε μια καλύτερη οπτική σχετικά με την επιλογή των φρένων.



Εικόνα 22: Διάγραμμα σύγκρισης όλων των διαθέσιμων φρένων

Παρατηρούμε πως ορισμένες δαγκάνες της ISR δεν κρίνονται κατάλληλες για τις διαστάσεις των μπροστινών φρένων και απορρίπτονται από την φάση επιλογής, όπως φαίνεται από την γραμμή Front Disc Size Eligibility. Αρκετές λύσεις αν και αποδοτικότερες από την τελική επιλογή (version 5), είναι βαρύτερες στην κατασκευή λόγω μεγαλύτερων εμβολών και απορρίπτονται. Αρκετά ξεκάθαρα φαίνεται στο παρακάτω στο διάγραμμα με τις διαθέσιμες δαγκάνες που πληρούν τις προϋποθέσεις.

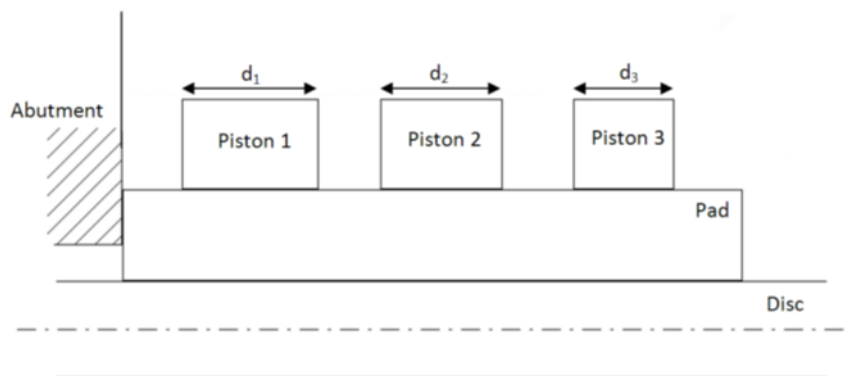


Εικόνα 23: Διάγραμμα σύγκρισης των διαθέσιμων φρένων που πληρούν τις προϋποθέσεις

Η επιλογή των συγκεκριμένων αριθμών διαμέτρων για την εξεταζόμενη διάταξη αναλύεται εκτενότερα στις επόμενες υποενότητες. Η βασική ανάλυση για τον υπολογισμό του στατικού και δυναμικού κέντρου πίεσεως βασίζεται στην διδακτορική εργασία του Nicolas Sergent (Sergent, 2010).

3.6. Υπολογισμός Κέντρου Πίεσεως σε Στατικό και Δυναμικό Φορτίο

Σύμφωνα και με το Nicolas Sergent (Sergent, 2010) , όταν ασκείται πίεση στο υδραυλικό σύστημα αλλά ο δίσκος δεν περιστρέφεται, συνήθως θεωρείται ότι δεν δημιουργούνται δυνάμεις τριβής στη διεπαφή τακακιού/δίσκου. Δεδομένου ότι δεν υπάρχει σχετική κίνηση μεταξύ του δίσκου και των τακακιών , δυνάμεις τριβής μπορούν να δημιουργηθούν μόνο ως αποτέλεσμα της διαστολής του υλικού τριβής λόγω των δυνάμεων συμπίεσής που ασκούνται σε αυτό. Μια τέτοια φόρτιση αναφέρεται συνήθως ως περίπτωση στατικής φόρτωσης.

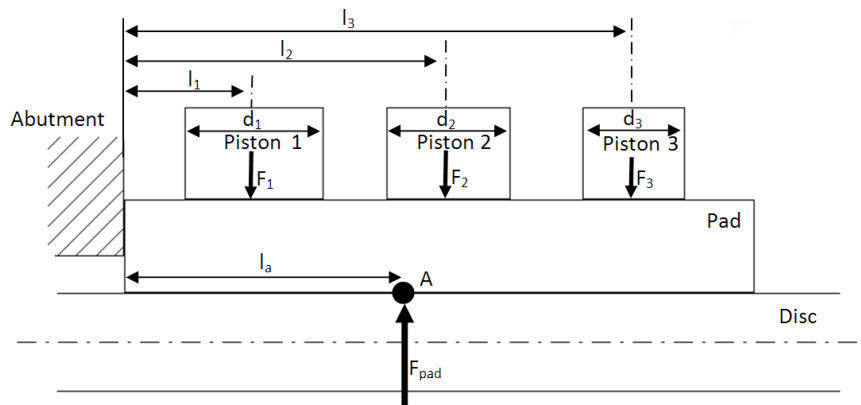


Εικόνα 24: Δισδιάστατη απεικόνιση δισκοφρένου.

Όπως φαίνεται και από την Εικόνα 24 παραπάνω, απεικονίζεται η προτεινόμενη σχεδίαση που έχει 6 έμβολα, 3 ανά πλευρά τα οποία έχουν διαφορετικές διαμέτρους. Βάση του Πίνακα 3, παραπάνω έχουμε ότι η βέλτιστη διάταξη για τις ανάγκες του μονοθέσιου είναι $d_1=26\text{mm}$, $d_2=24\text{mm}$ and $d_3=20\text{mm}$ με μέσο όρο $d_m = (d_1 + d_2 + d_3) / 3 = 23.33\text{mm}$.¹

¹ Όπου: mm = χιλιοστά του μέτρου.

➤ Υπολογισμός σε Στατικές Συνθήκες Φόρτισης (Static Loading Conditions)



Εικόνα 25: Στατική θέση κέντρου πίεσης

Η θέση κέντρου πίεσης (Center of Pressure) είναι μια σημαντική παράμετρος αφού καθορίζει σε υψηλό βαθμό την τριβή και την απόδοση του φρένου. Σε συνθήκες στατικής φόρτισης αν υποθέσουμε ότι έχουμε ένα υλικό τριβής όπου είναι απείρως άκαμπτο και δεν παραμορφώνεται κάτω από φορτίο, η γεωμετρική θέση του κέντρου πίεσης είναι ο μέσος όρος των κέντρων κάθε εμβόλου, βάσει της διατομής τους.

Προβαλλόμενη στο δισδιάστατο επίπεδο, η θέση του κέντρου πίεσης ή αλλιώς CoP αναπαρίσταται ως σημείο A στην Εικόνα 25. Τα 3 έμβολα εφαρμόζουν τις δυνάμεις F_1 , F_2 και F_3 στο πίσω μέρος του τακακιού όπως φαίνεται στην Εικόνα 25, το οποίο είναι εμπνευσμένο από την εργασία του (Sergent, 2010) και το έργο του Limpert (1999). Κάποιες παραδοχές που έγιναν για την εξαγωγή των εξισώσεων όπως ότι δεν υπάρχει επαφή ανάμεσα στις στηρίξεις (abutment) και την πλάτη του τακακιού, δίνονται παρακάτω.

Στην προτεινομένη εξαπίστονη δάγκανα θεωρούμε τις παρακάτω διαστάσεις:

$$l_{\text{pad}} = 93.3\text{mm}$$

$$l_1 = 18\text{mm}$$

$$l_2 = 51\text{mm}$$

$$l_3 = 83\text{mm}$$

Όπου:

l_{pad} : Το συνολικό μήκος των τακακιών.

l_1 : Η απόσταση από την στήριξη έως το μέσο του εμβόλου d_1 .

l_2 : Η απόσταση από την στήριξη έως το μέσο του εμβόλου d_2 .

l_3 : Η απόσταση από την στήριξη έως το μέσο του εμβόλου d_3 .

Γνωρίζοντας τα παραπάνω μπορούμε να υπολογίσουμε τη θέση κέντρου πίεσης (l_a) .

$$l_a = \frac{(l_1 * d_1^2 + l_2 * d_2^2 + l_3 * d_3^2)}{(d_1^2 + d_2^2 + d_3^2)} = 46.24 \text{ mm}$$

(3.11)

$$l_{pad} = 46.65 \text{ mm}$$

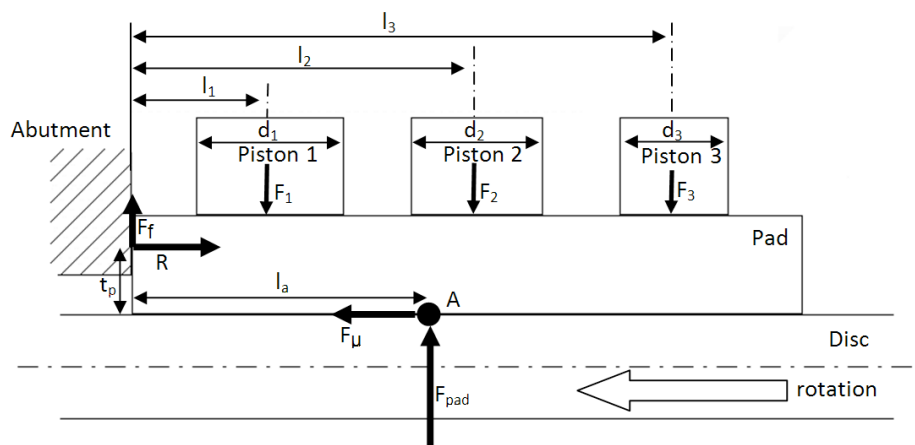
Η θέση του κέντρου πίεσης βρίσκεται περίπου 1.41 mm από τη γεωμετρική κεντρική γραμμή του τακακιού, προς το μεγαλύτερο έμβολο (d_1), το οποίο σε δυναμικές συνθήκες (dynamic conditions) αντιστοιχεί στο οπίσθιο άκρο (trailing edge) του τακακιού.

➤ Υπολογισμός σε Δυναμικές Συνθήκες Φόρτισης (Dynamic Loading Conditions)

Σύμφωνα και με το Nicolas Sergent (Sergent, 2010) , όταν ασκείται πίεση στο υδραυλικό σύστημα ενώ ο δίσκος του φρένου περιστρέφεται, τα τακάκια έρχονται σε επαφή με τον δίσκο. Στις διεπαφές τακακιού/δίσκου αναπτύσσονται δυνάμεις τριβής, οι οποίες «σύρουν» τα τακάκια και τα «σπρώχνουν» προς στα στηρίγματα της δαγκάνας. Αυτή η κατάσταση φόρτισης αναφέρεται συνήθως ως συνθήκη δυναμικής φόρτισης. Όσο οι δυνάμεις τριβής στη διεπαφή τακακιού/δίσκου αυξάνονται, οι διεπαφές του στηρίγματος ανάμεσα στα τακάκια/δαγκάνα, θα προκαλέσουν τη μετατόπιση του κέντρου πίεσης, διαφορετικό από αυτό της στατικής θέσης. Σε αυτή την υποεπένδυση, χρησιμοποιούνται αναλυτικές μέθοδοι για την πρόβλεψη της θέσης του κέντρου πίεσης σε δυναμικές συνθήκες και τη διερεύνηση της επίδρασης του μεγέθους και της θέσης των εμβόλων στη δαγκάνα.

Η θέση του κέντρου πίεσης σε συνθήκες λειτουργίας είναι ιδιαίτερα σημαντική για την απόδοση φθοράς του τακακιού. Για βέλτιστη ομοιογενή φθορά, το κέντρο πίεσης πρέπει να είναι κοντά στην ακτινωτή κεντρική γραμμή του τακακιού. Εάν η θέση του CoP δεν βρίσκεται στην κεντρική γραμμή, τότε το τακάκι θα είναι επιρρεπές να παρουσιάζει κωνική φθορά (όπως περιγράφεται από τον Limpert, 1999). Η θέση και το μέγεθος των εμβόλων στη δαγκάνα πρέπει να επιλέγονται προσεκτικά για να διασφαλίζεται ότι το κέντρο πίεσης βρίσκεται πάντα στη βέλτιστη θέση σε συνθήκες δυναμικής φόρτισης.

Στόχος είναι η εξαγωγή εξισώσεων που καθορίζουν τη θέση του κέντρου πίεσης στο επίπεδο «zx», σε σχέση με το στήριγμα της δαγκάνας. Πρέπει να γίνουν πολλές υποθέσεις για να προκύψουν οι εξισώσεις που ισχύουν. Το πρόβλημα θεωρείται και αντιμετωπίζεται ως δυο διαστάσεων (2Δ). Κατά την επίλυση, δεν έχει ληφθεί υπόψη η καμπυλότητα από τα τακάκια και η επίδραση των στεγανοποιήσεων στα έμβολα, επίσης παραμελείται. Μια άλλη υπόθεση είναι ότι η δύναμη που ασκείται από κάθε έμβολο βρίσκεται ακριβώς στο κέντρο κάθε εμβόλου. Σε πραγματικές εφαρμογές, λόγω των παραμορφώσεων της δαγκάνας, οι δυνάμεις ενδέχεται να μην μεταδίδονται ομοιόμορφα στη διεπαφή εμβόλου/τακακιού. Τέλος, η συνθήκη επαφής μεταξύ διαφορετικών σωμάτων θεωρείται πάντα τέλεια (τέλεια επίπεδες επιφάνειες).



Εικόνα 26: 2Δ απεικόνιση των δυνάμεων σε δυναμικές συνθήκες φόρτισης.

Η παραπάνω εικόνα είναι μια δισδιάστατη αναπαράσταση ενός «μισού δισκοφρένου» σε συνθήκες δυναμικής φόρτισης.

Όταν εφαρμόζεται υδραυλική πίεση στη δάγκανα και ο δίσκος περιστρέφεται (βλ. Εικ.26), αναπτύσσεται η δύναμη τριβής F_{μ} στη διεπαφή τακακιού/δίσκου. Εν συνέχεια, το τακάκι πιέζεται πάνω στο στήριγμα της δαγκάνας όπου αναπτύσσεται επίσης τριβή. Το αποτέλεσμα είναι οι δυνάμεις αντίδρασης είναι R και F_f .

Όπως φαίνεται στην Εικ.26, η δύναμη τριβής, F_{μ} , σύρει το τακάκι προς το στήριγμα. Η δύναμη αντίδρασης R , έχει ως αποτέλεσμα η δύναμη τοπικής τριβής F_f να αντιστέκεται στην ολίσθηση του τακακιού στο στήριγμα. Ο στόχος είναι να εξαχθούν εξισώσεις που διέπουν το l_a και να προσδιοριστεί η επίδραση των παραμέτρων σχεδιασμού στο l_a .

Λαμβάνοντας σημείο ισορροπίας ροπών γύρω από το κέντρο πίεσης A έχουμε :

$$F1 \cdot (l1 - la) + F2 \cdot (l2 - la) + F3 \cdot (l3 - la) + Ff \cdot la + R \cdot tp = 0 \quad (3.12)$$

Θεωρούμε ότι $R = -F\mu$ and $F\mu = F_{rad} \cdot \mu f$

$$Ff = R \cdot \mu a = -F\mu \cdot \mu a = -F_{rad} \cdot \mu f \cdot \mu a = (F1 + F2 + F3 - Ff) \mu f \cdot \mu a \quad (3.13)$$

$$Ff = (F1 + F2 + F3 - Ff) \cdot \frac{\mu f \cdot \mu a}{1 + \mu f \cdot \mu a} \quad (3.14)$$

Και

$$R = F\mu = F_{rad} \cdot \mu f = (F1 + F2 + F3 - Ff) \cdot \mu f \quad (3.15)$$

Χρησιμοποιώντας τους τύπους (3.12) και (3.13) :

$$R = (F1 + F2 + F3) \cdot \left(1 - \frac{\mu f \cdot \mu a}{1 + \mu f \cdot \mu a}\right) \cdot \mu f \quad (3.16)$$

Από τους τύπους (3.14) και (3.16) έχουμε ότι η (3.12) μπορεί να γραφτεί ως :

$$la = \mu f \cdot tp + \frac{F1 \cdot l1 + F2 \cdot l2 + F3 \cdot l3}{F1 + F2 + F3} \cdot (1 + \mu f \cdot \mu a) \quad (3.17)$$

Ανταλλακτικά μπορεί να γραφτεί και ως :

$$la = \mu f \cdot tp + \frac{d1^2 \cdot l1 + d2^2 \cdot l2 + d3^2 \cdot l3}{(d1^2 + d2^2 + d3^2)} \cdot (1 + \mu f \cdot \mu a) \quad (3.18)$$

Από την παραπάνω εξίσωση μπορούμε να υπολογίσουμε την θέση κέντρου πίεσης σε δυναμικές συνθήκες. Είναι συνάρτηση των διαμέτρων των εμβολών και του συντελεστή τριβής μa ανάμεσα σε τακάκι/δίσκο αλλά και του συντελεστή τριβής μf στις στηρίξεις ανάμεσα στο τακάκι και της δαγκάνας καθώς και της αξονικής απόστασης t_p ανάμεσα στο πρόσωπο της επιφάνειας του δίσκου και του σημείου επαφής με τις στηρίξεις της δαγκάνας.

Η επίδραση αυτών των παραμέτρων μπορεί να διερευνηθεί παραπάνω προκειμένου να βελτιστοποιηθεί η γεωμετρία της δαγκάνας σε σχέση με τη θέση του κέντρου πίεσης σε περίπτωση δυναμικής φόρτισης.

➤ Βελτιστοποίηση κέντρου πίεσης σε δυναμικές συνθήκες

Για την βελτιστοποίηση της θέσης του κέντρου πίεσης αξιοποιήθηκαν οι παραπάνω τύποι και εφαρμόστηκαν σε υπολογιστικό φύλλο excel. Εφόσον έχουμε καταλήξει στην βέλτιστη διαστασιολόγηση μεταξύ αριθμού/διαμέτρων εμβόλων, μπορούμε να διερευνήσουμε περαιτέρω την βελτιστοποίηση των παραμέτρων που επηρεάζουν την θέση πίεσης σε δυναμικές συνθήκες.

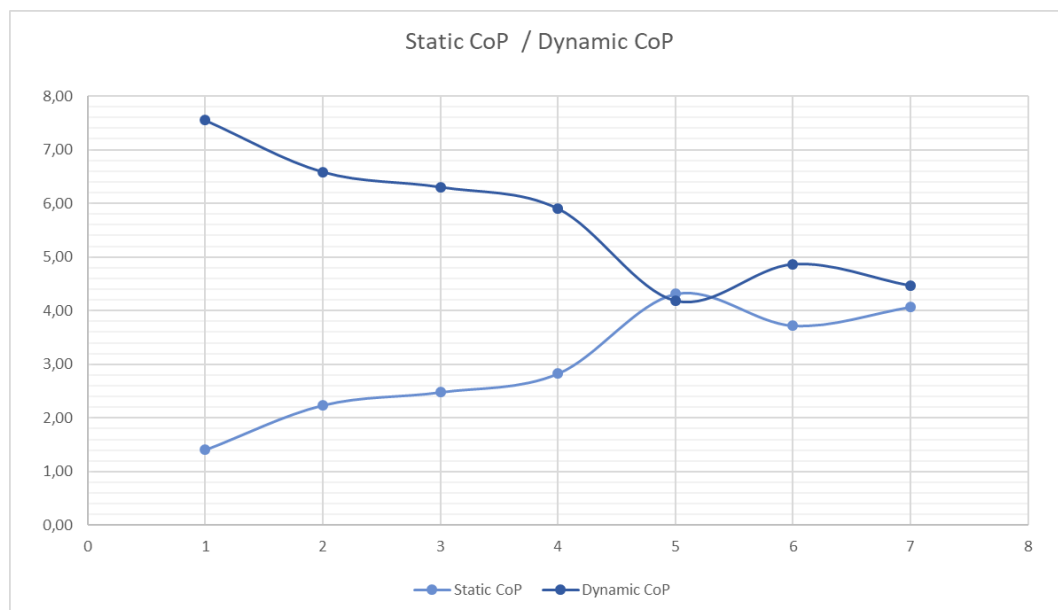
Αρχικά θα εξετάσουμε την επιρροή των l_1 , l_2 , l_3 σε στατικές συνθήκες και έπειτα σε δυναμικές.

Dimensions							
Distance (mm)	version 1	version 2	version 3	version 4	version 5	version 6	version 7
d2 from d3	10	9	8	9	7	7	8
d1 from d2	8	7	7	6	6	7	6
from d1	5	5	5	5	4	4	4
l3	83	81	80	80	77	78	78
l2	51	50	50	49	48	49	48
l1	18	18	18	18	17	17	17
l3-l2	32	31	30	31	29	29	30
l2-l1	33	32	32	31	31	32	31
Static CoP							
d1	26	\wedge^2	676				
d2	24	\wedge^2	576				
d3	20	\wedge^2	400				
lpad	93,3	/2 =	46,6500				
l3	83	81	80	80	77	78	78
l2	51	50	50	49	48	49	48
l1	18	18	18	18	17	17	17
la	45,24	44,41	44,17	43,82	42,34	42,93	42,58
from center of pressure	1,41	2,24	2,48	2,83	4,31	3,72	4,07
Dynamic CoP							
tp	4,3						
μf	0,4						
μα	0,4						
la	54,20	53,24	52,96	52,55	50,83	51,52	51,11
from center of pressure	7,55	6,59	6,31	5,90	4,18	4,87	4,46

Πίνακας 4: Υπολογιστικό φύλλο excel θέσης κέντρου πίεσης

Παρατηρούμε στον Πίνακα 4 ότι οι αρχικές διαστάσεις $l_1 = 18\text{mm}$, $l_2 = 51\text{mm}$, $l_3 = 83\text{mm}$, στην περίπτωση στατικής φόρτισης είναι μόλις 1,41 mm από το τον κέντρο πίεσης σε αντίθεση με την περίπτωση δυναμικής φόρτισης που βρίσκεται στην μεγαλύτερη απόσταση από τις υπόλοιπες εκδοχές, στα 7,55 mm από το κέντρο.

Καταλήγουμε, ότι η εκδοχή 5 (version 5) είναι η ιδανικότερη και στις δυο περιπτώσεις φόρτισης, με την κοντινότερη τιμή στο κέντρο πίεσης σε δυναμικές συνθήκες να είναι στα 4,18 mm και 4,31 mm σε στατικές συνθήκες. Στη version 5 έχουμε και τις ελάχιστες δυνατές διαστάσεις που μας επιτρέπεται χωροταξικά από θέμα σχεδιασμού.



Εικόνα 27: Διάγραμμα Στατικού και Δυναμικού Κέντρου Πίεσης (CoP)

Στο διάγραμμα της Εικόνα 27, παρουσιάζεται η συσχέτιση του στατικού και του δυναμικού CoP. Ειδικότερα οι δυο παράμετροι φαίνεται να παρουσιάζουν μέγιστες διαφορές στην πρώτη περίπτωση που έχουμε τα τοπικά μέγιστα και ελάχιστα κάθε παραμέτρου και να συγκλίνουν στο σημείο 5 του διαγράμματος οπού η διαφορά μεταξύ τους είναι και η ελάχιστη, μόλις 0,13 mm.

3.7. Υπολογισμός Κύριου Κυλίνδρου (Master cylinder)

Για τον υπολογισμό των master cylinder θα πρέπει να υπολογίσουμε την απαιτούμενη υδραυλική πίεση των φρένων για απαιτήσεις του προτεινομένου συστήματος για να βρούμε την ιδανική και διαθέσιμη διάμετρο για τους κύριους κυλίνδρους.

Χρησιμοποιώντας τον τύπο (3.10), μπορούμε να βρούμε την υδραυλική πίεση στο μπροστινό σύστημα.

$$\text{Front Piston Pressure} = \frac{\text{Axial Forces}}{\text{Front Piston Total Area}} = 35.88 \text{ bar} \quad (3.19)$$

Όπου:

Front Piston Total Area: Επιφάνεια εμπρόσθιων πιστονιών.

Λαμβάνοντας υπόψη την εξίσωση (3.19) , μπορούμε να υπολογίσουμε τη διάμετρο για τους κύριους κυλίνδρους.

$$\begin{aligned} \text{Front Master Cylinder Bore} &= \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{(\text{Brake Pedal Ratio} \cdot \text{Balance Bar (Front)} \cdot \text{Foot Force})}{100}}{\pi \cdot \frac{\text{Front Piston Pressure}}{10}}} \\ &= 16.83 \text{ mm} \end{aligned} \quad (3.20)$$

Έπειτα από ερευνά συγκεντρώθηκαν τα περισσότερα διαθέσιμα master cylinder από την AP Racing στον παρακάτω πίνακα.

Καταλήγουμε σε δυο διαθέσιμα master cylinder που εξυπηρετούν στις ανάγκες του συστήματος, το CP7854-905PRTE και CP7855-905PRTE. Και τα δυο διαθέτουν κύλινδρο διαμέτρου 16.8 mm αλλά διαφέρουν στον τρόπο που εφαρμόζουν στη βάση της πενταλιέρας.

Bore Sizes Available							
Manufacturer	Part Numbers	Bore (mm)	Bore (inch)	As Front MC Effectiveness (%)	Front Choice	As Rear MC Effectiveness (%)	Rear Choice
AP-Racing	CP6465-149PRME	14,9	0,587	127 %		81 %	
AP-Racing	CP6465-162PRME	16,2	0,638	108 %		68 %	
AP-Racing	CP6465-173PRME	17,3	0,681	94 %		60 %	
AP-Racing	CP6465-188PRME	18,8	0,740	80 %		51 %	
AP-Racing	CP6465-202PRME	20,2	0,795	69 %		44 %	
AP-Racing	CP6465-212PRME	21,2	0,835	63 %		40 %	
AP-Racing	CP6465-218PRME	21,8	0,858	59 %		38 %	
AP-Racing	CP6465-224PRME	22,4	0,882	56 %		36 %	
AP-Racing	CP6465-237PRME	23,7	0,933	50 %		32 %	
AP-Racing	CP6465-254PRME	25,4	1,000	44 %		28 %	
AP-Racing	CP7854-88PRTE	14,0	0,551	144 %		92 %	1
AP-Racing	CP7854-89PRTE	15,0	0,591	125 %		80 %	
AP-Racing	CP7854-90PRTE	15,9	0,626	112 %		71 %	
AP-Racing	CP7854-905PRTE	16,8	0,661	100 %	1	64 %	
AP-Racing	CP7854-91PRTE	17,8	0,701	89 %		57 %	
AP-Racing	CP7854-92PRTE	19,1	0,752	77 %		49 %	
AP-Racing	CP7854-93PRTE	20,6	0,811	67 %		42 %	
AP-Racing	CP7854-94PRTE	22,2	0,874	57 %		36 %	
AP-Racing	CP7854-95PRTE	23,8	0,937	50 %		32 %	
AP-Racing	CP7854-96PRTE	25,4	1,000	44 %		28 %	
AP-Racing	CP7855-88PRTE	14,0	0,551	144 %		92 %	1
AP-Racing	CP7855-89PRTE	15,0	0,591	125 %		80 %	
AP-Racing	CP7855-90PRTE	15,9	0,626	112 %		71 %	
AP-Racing	CP7855-905PRTE	16,8	0,661	100 %	1	64 %	
AP-Racing	CP7855-91PRTE	17,8	0,701	89 %		57 %	
AP-Racing	CP7855-92PRTE	19,1	0,752	77 %		49 %	
AP-Racing	CP7855-93PRTE	20,6	0,811	67 %		42 %	
AP-Racing	CP7855-94PRTE	22,2	0,874	57 %		36 %	
AP-Racing	CP7855-95PRTE	23,8	0,937	50 %		32 %	
AP-Racing	CP7855-96PRTE	25,4	1,000	44 %		28 %	

Πίνακας 5: Πίνακας διαθέσιμων Master Cylinder



Εικόνα 29: Master cylinder CP7855-905PRTE AP Racing

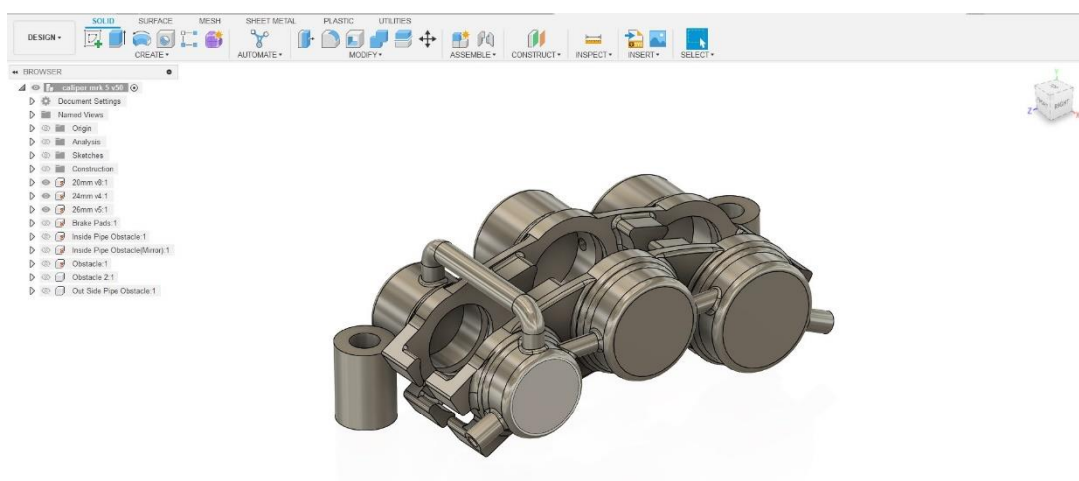


Εικόνα 28: Master cylinder CP7854-905PRTE AP Racing

4. Σχεδιασμός και μοντελοποίηση κατασκευής

Για τον σχεδιασμό της κατασκευής αξιοποιήθηκε το λογισμικό Fusion 360 της Autodesk. Το συγκεκριμένο πρόγραμμα επιλέχθηκε για τον σκοπό αξιοποίησης του Generative Design, ενός λογισμικού που είναι ενσωματωμένο στο πρόγραμμα και έχει αναπτυχθεί από την συγκεκριμένη εταιρία. Το Generative Design χρησιμοποιεί αλγόριθμους για να βελτιστοποιήσει και να δημιουργήσει καινοτόμες λύσεις και γεωμετρίες εξερευνώντας αμέτρητες διαφορετικές προσεγγίσεις, ξεπερνώντας τα όρια των παραδοσιακών μεθοδολογιών.

Ο σχεδιασμός της δαγκάνας ξεκινά με την αρχική ιδέα της δομής και του σκοπού που εξυπηρετεί. Κατά τον σχεδιασμό δόθηκε μεγάλη βάση ώστε να δημιουργηθεί ένα 3D μοντέλο το οποίο μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε σαν βάση για τον γενετικό σχεδιασμό. Πριν γίνει αυτό, θα πρέπει να μεταφερθούν όλοι οι υπολογισμοί και να σεβαστούν οι αποστάσεις μεταξύ των εμβολών βάσει της μελέτης για την εύρεση της βέλτιστης θέσης του κέντρου πίεσης. Έπειτα θα σχεδιαστούν τα έμβολα και οι στηρίξεις των τακακιών ενώ δόθηκε αρκετή προσοχή στην σχεδίαση των στεγανωτικών αυλακώσεων που τοποθετούνται τα O-ring. Πριν την εισαγωγή του μοντέλου στο περιβάλλον του γενετικού σχεδιασμού, δημιουργούνται τα κανάλια που επικοινωνούν μεταξύ τους τα έμβολα της ίδιας πλευράς και τον αγωγό που ενώνει τα δυο μέρη της δαγκάνας για να διαπερνάει το υδραυλικό υγρό. Τέλος, σχεδιάζονται οι βάσεις στήριξης, όπου έγινε προσπάθεια ώστε οι βάσεις να διατηρηθούν όσο πιο κοντά στην δαγκάνα για λόγους χωροταξίας με την πλήμνη του οχήματος.



Εικόνα 30:Στιγμιότυπο από το μοντέλο της δαγκάνας στο CAD πριν το Generative Design

4.1. Έρευνα Σχεδιασμού Αυλακιών Στεγανοποίησης (Seal Grooves)

Πριν το σχεδιασμό, έπρεπε να διεξαχθεί μια προκαταρκτική έρευνα προκειμένου να κατανοηθούν σωστά οι παράγοντες στεγανοποίησης και πώς θα αλληλοεπιδράσουν με το έμβολο της δαγκάνας. Η πίεση του υδραυλικού υγρού που φτάνει στα σωληνάκια των φρένων έρχεται σε άμεση επαφή με τα στεγανοποιητικά O-ring (τσιμούχες) που υπάρχουν αναμεσαά του κυλίνδρου/εμβόλου και είναι επιτακτική ανάγκη αυτές οι ανοχές μεταξύ των στεγανοποιητικών και του εμβόλου να είναι σωστές προκειμένου να διασφαλιστεί η σωστή λειτουργία. Το O-ring είναι ένα μηχανικό παρέμβυσμα σε σχήμα δακτυλίου που βρίσκεται αναμεσαά στον κύλινδρο και στο έμβολο. Συγκεκριμένα, εδράζεται στο εσωτερικό αυλάκι (Groove) του τοιχώματος του κυλίνδρου και χρησιμοποιείται για την επίτευξη στατικής και δυναμικής στεγάνωσης έναντι υγρών μέσων με μηχανικά μέρη.

RISK



Εικόνα 31: O-ring δαγκάνας φρένων

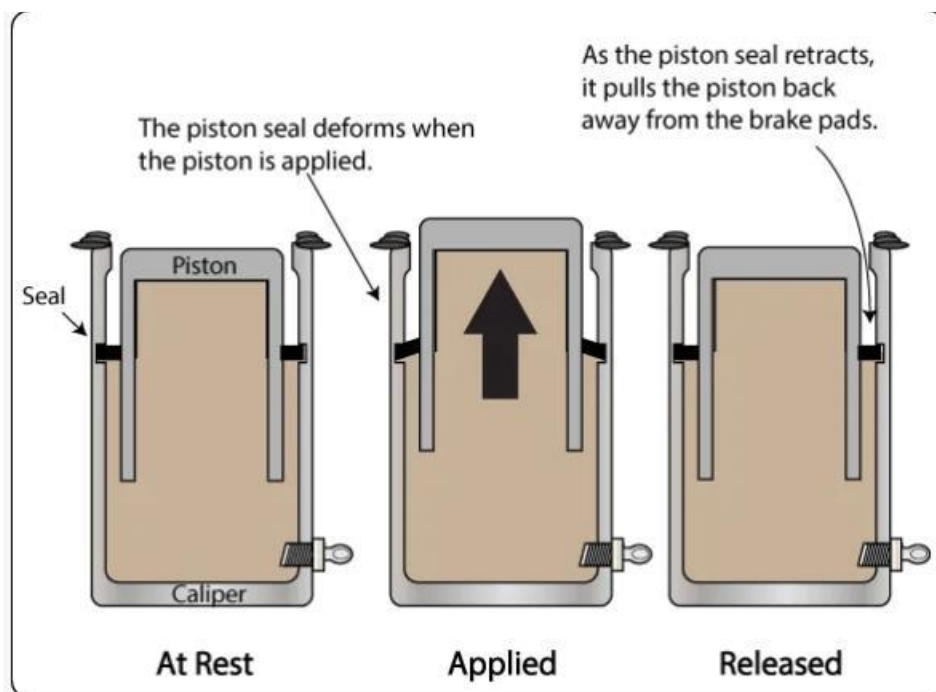
Η πίεση του συστήματος είναι μια από τους μεγαλύτερους παράγοντες κατά τον σχεδιασμό των στεγνωντικών αυλακιών. Η στεγανοποίηση που χρησιμοποιούμε θα πρέπει να είναι ικανή να αντέξει το μέγιστο σενάριο πίεσης που έχουμε υπολογίσει στο σύστημα. Η μέγιστη πίεση του ρευστού στο μπροστινό σύστημα φρένων ανέρχεται περίπου στα 36 bar. Άλλοι παράγοντες, όπως η ανοχή κυλίνδρου/έμβολου, το υλικό στεγανοποίησης και η τραχύτητα της επιφάνειας του εμβόλου θα πρέπει όλα να ληφθούν υπόψη για να διασφαλιστεί ένας λειτουργικός και επιτυχημένος σχεδιασμός στεγανοποίησης.

➤ Υλικό στεγανοποιητικού παρεμβύσματος O-ring

Για την κατάλληλη επιλογή υλικού O-ring, ανεξαρτήτως σχήματος, δηλαδή αν είναι κυκλικό ή τετράγωνο, πρέπει να εξεταστούν δύο ιδιότητες. Αυτές οι δύο ιδιότητες είναι η θερμοκρασία της δαγκάνας και του υγρού φρένων που χρησιμοποιείται. Υπάρχουν δύο κύρια υλικά που χρησιμοποιούνται στα στεγανοποιητικά παρεμβύσματα, είναι το EPDM (Ethylene Propylene Diene Monomer rubber/Αιθυλένιο Προπυλένιο Διένιο Μονομερές καουτσούκ) και το FKM (Fluorocarbon ή Viton / φθοριούχο καουτσούκ). Το EPDM είναι ένα πολύ διαδεδομένο υλικό που χρησιμοποιείται για συστήματα πέδησης με αντίσταση σε σχεδόν οποιοδήποτε υγρό φρένων στην αγορά. Το μειονέκτημα του EPDM είναι η αντοχή του στη θερμοκρασία, καθώς μπορεί να αντέξει μόνο περίπου 150 ° C, σε αντίθεση το FKM όπου σύμφωνα με τον κατασκευαστή έχει μεγαλύτερο παράθυρο λειτουργίας με εύρος θερμοκρασίας από - 25 ° C έως + 210 ° C , όπου αναλόγως το μείγμα του ρευστού, μπορεί να φτάσει έως και τους 230-250 ° C . Το μειονέκτημα του συγκεκριμένου υλικού είναι ότι δεν είναι ανθεκτικό σε οποιοδήποτε υγρό φρένων με βάση τη γλυκόλη, επομένως θα πρέπει να χρησιμοποιηθεί υγρό φρένων με βάση σιλικόνης (DOT 5). Βάση όλων των παραπάνω κα σύμφωνα με την πολυετή εμπειρία της ομάδας με τα ίδια τακάκια/δίσκους, η επιλογή υλικού FKM για O-ring είναι ξεκάθαρη καθώς αναμένουμε θερμοκρασίες του εύρους των 200+ ° C. (Auston Obringer, 2021)

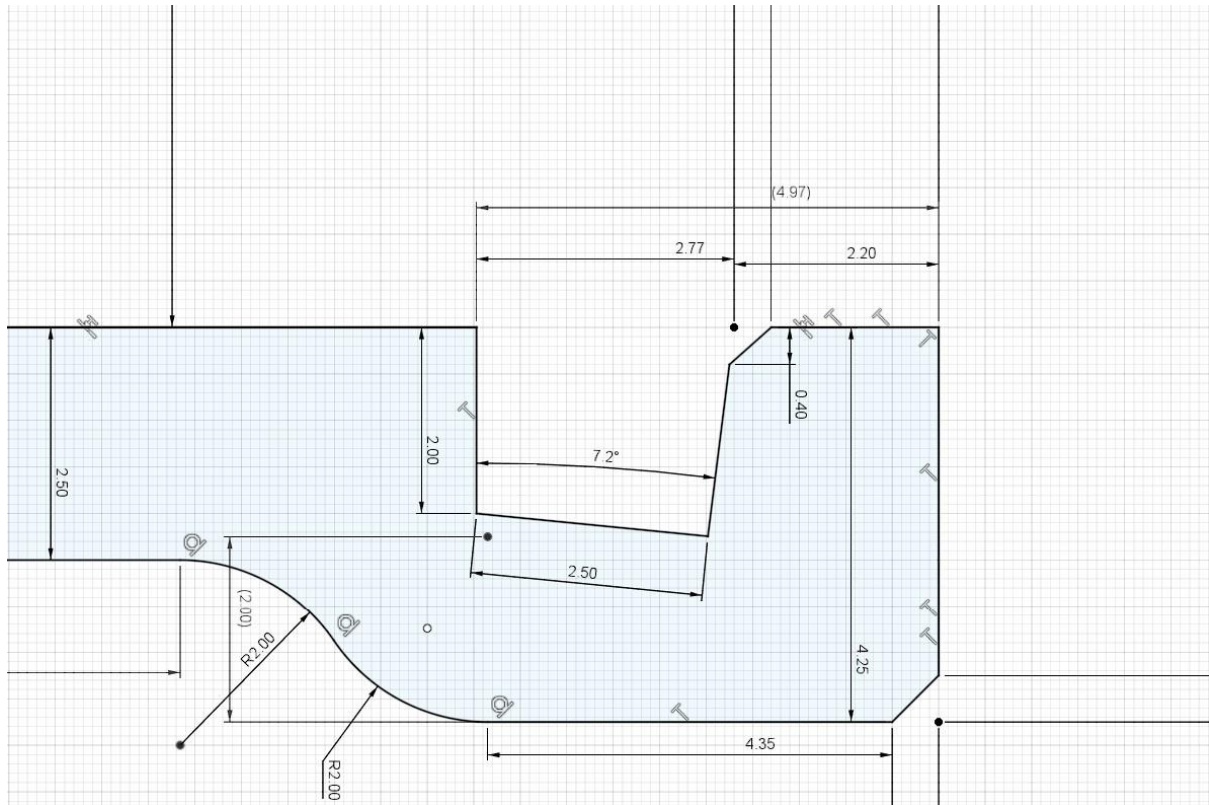
➤ Σχεδιασμός αυλακιού στεγανοποίησης

Η αυλάκωση στεγανοποίησης έχει ειδική σχεδιαστική διαμόρφωση που βοηθά το έμβολο να επιστρέψει στην αρχική του θέση μετά το φρενάρισμα. Το O-ring εξαιτίας της τριβής «κολλάει» πάνω στο έμβολο καθώς εξέρχεται της θέσης του κατά το φρενάρισμα και παραμορφώνεται με τη διαδρομή του εμβόλου, Εικόνα 32. Όταν αφαιρεθεί η πίεση, το παρέμβυσμα θα προσπαθήσει να επιστρέψει στο αρχικό του σχήμα και να επαναφέρει μαζί του εξαιτίας της αναδίπλωσης, το έμβολο. Αυτό, ονομάζεται roll-back και μπορεί να ελεγχθεί ανάλογα με το πώς έχει σχεδιαστεί γεωμετρικά το αυλάκι. (Auston Obringer, 2021)



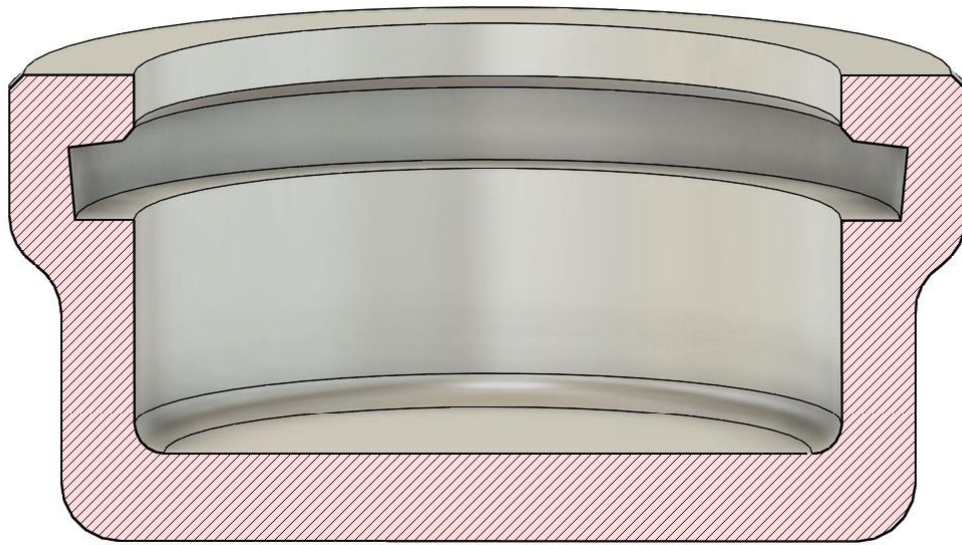
Εικόνα 32: Αναπαράσταση του roll-back

Ο σχεδιασμός του αυλακιού στεγανοποίησης είναι πολύ σημαντικός. Αν δεν είναι κατάλληλος τότε μπορεί να οδηγήσει σε διάφορα προβλήματα όπως φθορά στεγανοποίησης, διαρροή υγρού φρένων, αντίσταση εμβόλου κ.λπ. Μπορεί να φανεί στην παρακάτω Εικόνα 33, ότι το αυλάκι δεν είναι ορθογώνιο ή τετράγωνο σχήματος, ενώ η διατομή του παρεμβύσματος που επιλέχθηκε είναι τέλεια τετράγωνη.

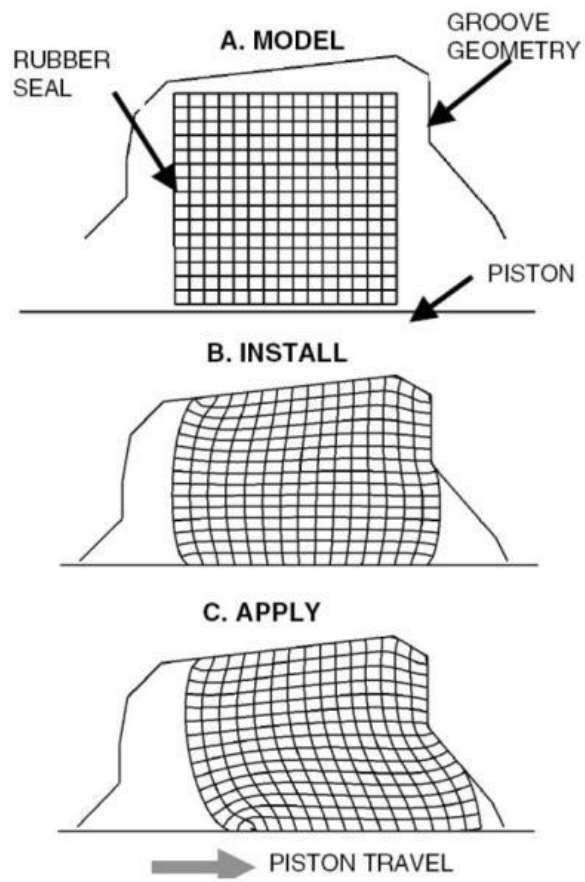


Εικόνα 33: Διαστάσεις γεωμετρίας αυλακιού στεγανοποίησης

Η μπροστινή κωνικότητα δίνεται στην αυλάκωση για να επιτρέπεται η παραμόρφωση του O-ring, ενώ η κάτω κωνικότητα δίνεται στην αυλάκωση για να εξασφαλιστεί η ευκολία εισαγωγής των εμβόλων. Μετά την τοποθέτηση του παρεμβύσματος, καθώς υπάρχει κάποια διαφορά μεταξύ της εσωτερικής και της εξωτερικής ακτίνας του αυλακιού, θα παρέχει την απαραίτητη ακτινική συμπίεση περίπου 10 - 15% στο στεγανοποιητικό για να αποτρέψει τη διαρροή υγρού φρένων από τα έμβολα της δαγκάνας. (Mosam Ugemuge, 2020)



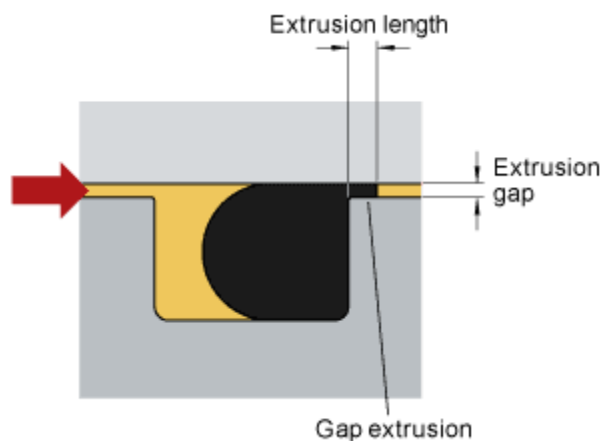
Εικόνα 34: Τομή κυλίνδρου στο CAD



Εικόνα 35: Παραμόρφωση O-ring στην αλάκωση στεγανοποίησης

➤ Υπολογισμός ανοχών μεταξύ κυλίνδρου και εμβόλου

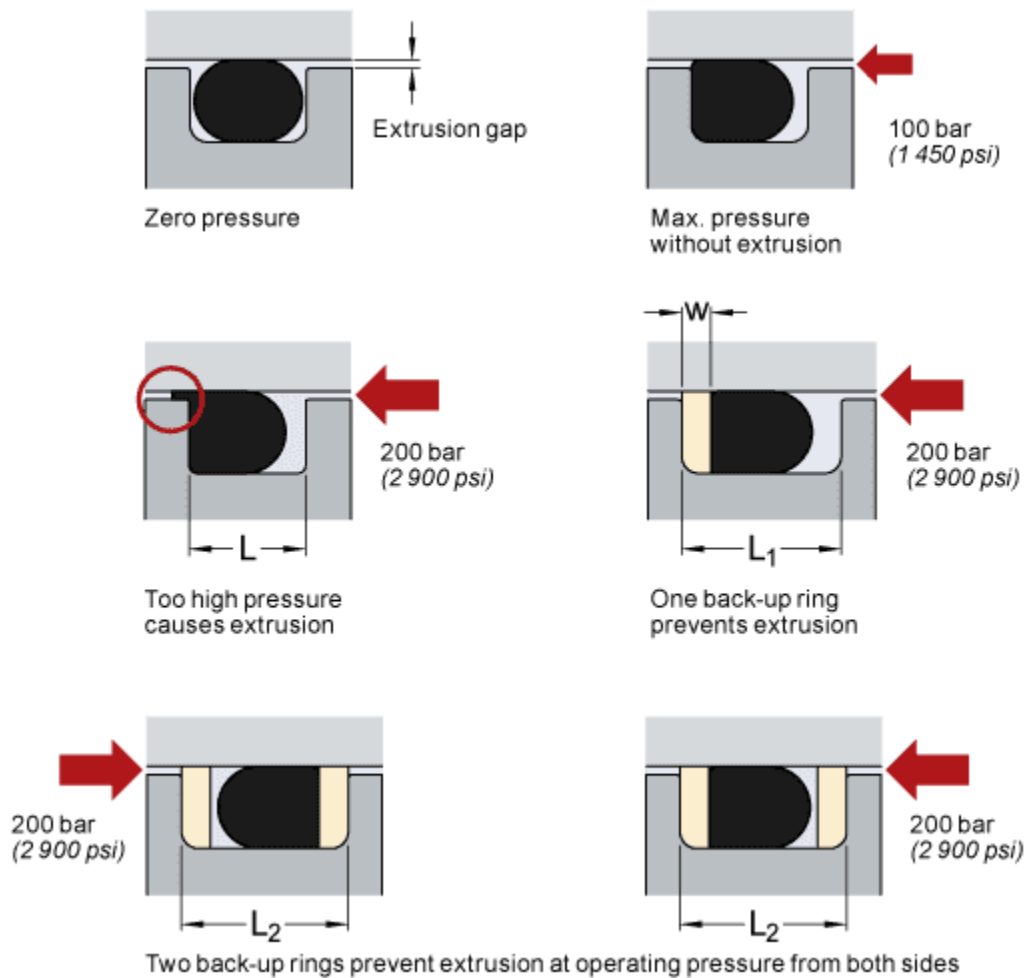
Εφόσον έχουν προσδιοριστεί όλα τα παραπάνω είναι πολύ σημαντικό να ορίσουμε τις ανοχές και το διάκενο μεταξύ του κυλίνδρου και του εμβόλου. Η κύρια αστοχία που θα συμβεί εάν δεν οριστούν ορθά οι κατάλληλες ανοχές και διάκενο είναι η εξώθηση της στεγανοποίησης. Η εξώθηση στεγανοποίησης είναι ένα φαινόμενο που παρατηρείται όταν το διάκενο μεταξύ του εμβόλου και του κυλίνδρου είναι αρκετά μεγάλο ώστε η τσιμούχα αρχίζει να εισέρχεται στο διάκενο λόγω της πίεσης του ρευστού όπως φαίνεται στη εικόνα παρακάτω από την SKF.



Εικόνα 36: Αναπαράσταση εξώθησης στεγανοποίησης

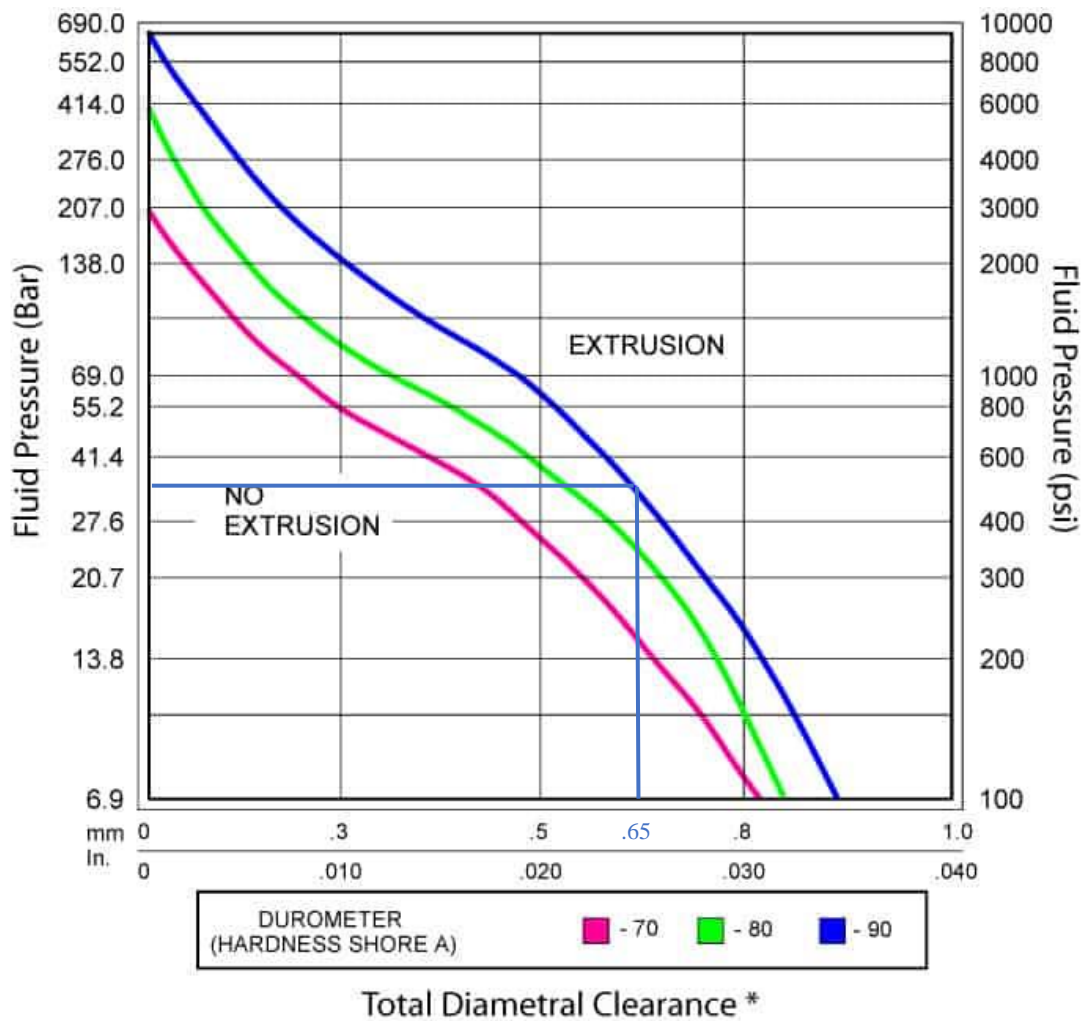
Υπάρχουν αρκετές λύσεις για την αποφυγή της εξώθησης του στεγανοποιητικού (seal extrusion). Τα περισσότερα ελαστομερή O-ring έχουν σχεδιαστεί να λειτουργούν μέχρι και σε 1500 psi ή περίπου 104 bar χωρίς κανένα πρόβλημα. Μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε υψηλότερες πιέσεις. Πόση πίεση μπορεί να αντέξει ένας δακτύλιος ο εξαρτάται από διάφορους παράγοντες όπως :

- το Διάκενο/ανοχές
- Σκληρότητα του O-Ring
- Εφεδρικά δακτυλίδια (back-up rings)
- Στατικές έναντι δυναμικών εφαρμογών



Εικόνα 37: Παραδείγματα τρόπων αντιμετώπισης του roll-back

Κατά γενικό κανόνα, όσο μικρότερο είναι το διάκενο, τόσο υψηλότερες είναι οι πιέσεις που μπορεί να αντέξει το O-ring πριν την εξώθηση του και αντίθετα όσο μεγαλύτερο είναι, τόσο μεγαλύτερη είναι και η πιθανότητα εξώθησης του. Η υψηλή πίεση σε συνδυασμό με μεγάλο διάκενο, είναι το χειρίστο σενάριο για το O-ring, ώστε να διατηρήσει τη μορφή και τη λειτουργία του.



Εικόνα 38: Διάγραμμα προσδιορισμού διάκενου σε συνάρτηση με την πίεση του συστήματος και την σκληρότητα του στεγανοποιητικού

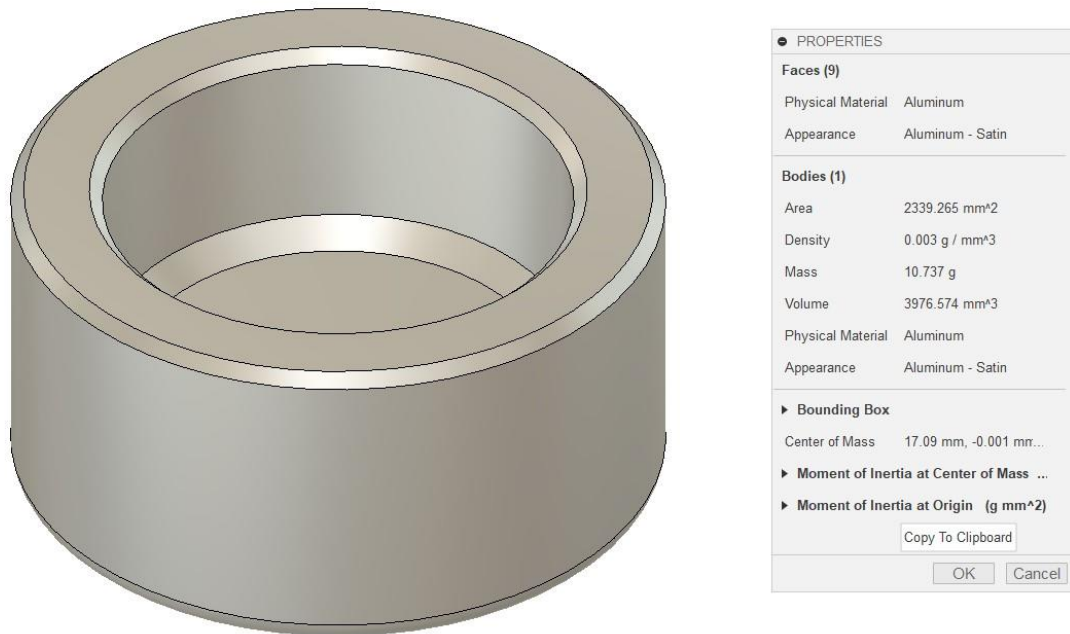
Από την προηγούμενη ενότητα είναι γνωστό ότι το μπροστινό σύστημα χρειάζεται σχεδόν 36 bar πίεσης υγρού φρένων. Το υλικό της σφράγισης που χρησιμοποιείται είναι FKM (φθοριούχο καουτσούκ) με σκληρότητα 90 Shore A. Από αυτό το διάγραμμα, καθορίζεται ότι η μέγιστη διαμετρική απόσταση του διάκενου για την αποφυγή εξώθησης του στεγανοποιητικού είναι περίπου ~0,65 mm. Για καλύτερη λειτουργικότητα και υψηλότερη απόδοση, το διάκενο από το έμβολο έως τον κύλινδρο είναι σχεδιασμένο για 0,5mm με ανοχή $\pm 0,01$ mm.

4.2. Σχεδιασμός Εμβόλων Δαγκάνας

Τα έμβολα της δαγκάνας είναι σχεδιασμένα έτσι ώστε να εξυπηρετούν ένα σκοπό και αυτός είναι να ασκούν δύναμη στα τακάκια των φρένων. Αυτό γίνεται, μέσω της εφαρμογής της υδραυλικής πίεσης στα φρένα, η οποία αναγκάζει τα έμβολα να εξέλθουν της αρχικής τους θέσης, τα οποία με τη σειρά τους πιέζουν τον ρότορα του φρένου, δημιουργώντας την απαραίτητη τριβή για την επιβράδυνση του οχήματος.

Η θερμότητα που εκλύεται από τα φρένα μετά από επανειλημμένα φρεναρίσματα μπορεί να προκαλέσει τον βρασμό του υγρού φρένων ή την δημιουργία φυσαλίδων στο υδραυλικό σύστημα με αποτέλεσμα το φαινόμενο του «σφουγγαριού», δηλαδή μια σπογγώδη αίσθηση κατά το φρενάρισμα. Αυτό γνωρίζουμε ότι συμβαίνει, διότι τα αέρια σε αντίθεση με τα υγρά μέσα, μπορούν να συμπιεστούν, δημιουργώντας μια ανεπιθύμητη αίσθηση στον οδηγό, βάζοντας τον σε μια κατάσταση αβεβαιότητας κατά το φρενάρισμα. Αυτή η κατάσταση, η οποία αναφέρεται ως προσωρινή απώλεια ισχύος πέδησης λόγω υπερθέρμανσης, μπορεί να οδηγήσει σε μεγαλύτερες αποστάσεις ακινητοποίησης και μειωμένο έλεγχο του οχήματος.

Τα έμβολα μιας δαγκάνας επιδόσεων, πρέπει να είναι ελαφριά και να μεταφέρουν όσο το δυνατόν λιγότερη θερμότητα στο υγρό φρένων, η οποία εκλύεται από την τριβή κατά το φρενάρισμα. Γι' αυτό τον λόγο, αποφασίστηκε να επανασχεδιαστούν και να βελτιστοποιηθούν. Αν κοιτάξουμε την δάγκανα της ISR (22-048) (Βλέπε Εικόνα 21), έχει 4 έμβολα διαμέτρου 25 mm σε διάμετρο και είναι κατασκευασμένα από αλουμίνιο με επίστρωση TUFRAM® με βάρος περίπου 10.74 g το καθένα. (Βλέπε Εικόνα 39)



Εικόνα 39: Έμβολο της δαγκάνας ISR (22-048) στο CAD

Το παραπάνω έμβολο χρησιμοποιήθηκε ως σχεδιαστικός οδηγός για τα έμβολα της προτεινομένης σχεδίασης και έγινε έρευνα βελτιστοποίησης με σκοπό την μείωση του βάρους, της θερμικής αγωγιμότητας και της αποδοτικότητάς τους.

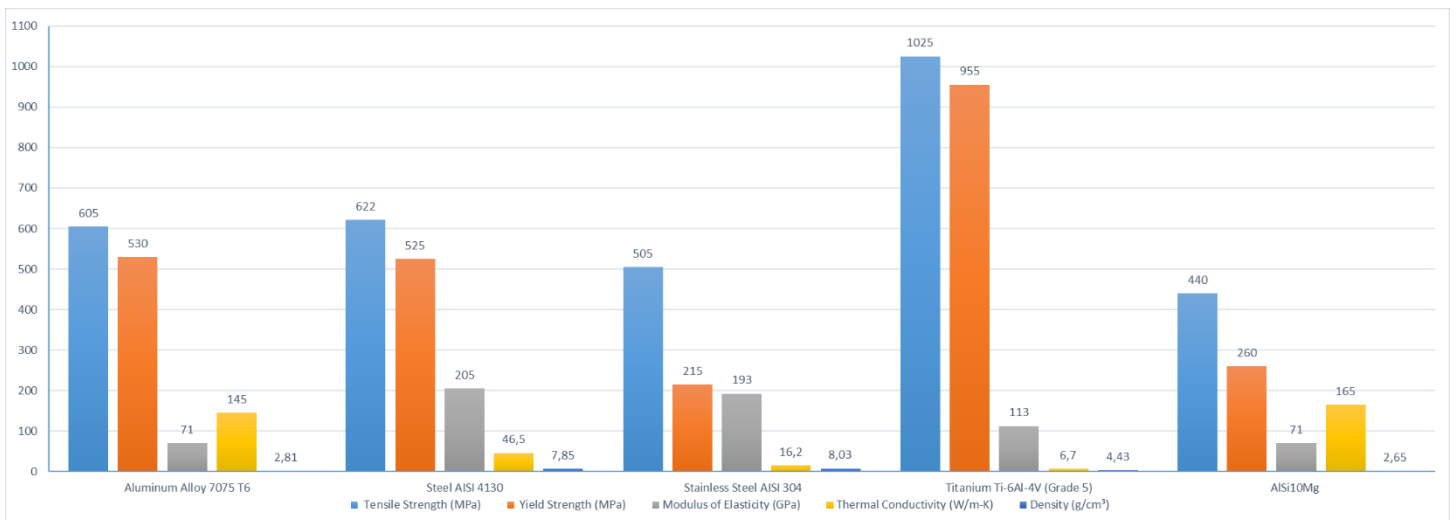
Αρχικά, σχεδιάστηκε ένα γενικό έμβολο πάνω στο οποίο εφαρμοστήκαν πεπερασμένα στοιχεία ώστε να αποτελέσουν οδηγό των υπολοίπων εκδοχών. Καταλήξαμε σε 3 διαφορετικά μοντέλα εμβόλου με την τελευταία εκδοχή να είναι και η επικρατέστερη των υπολοίπων.

Για την τελική επιλογή υλικού τόσο της δαγκάνας όσο και των εμβολών καταλήξαμε σε 5 υλικά με τα 3 από αυτά να είναι υλικά ιδανικά για προσθετικές κατεργασίες. Για τις ιδιότητες των υλικών, έχουν κρατηθεί οι μέσες τιμές κάθε υλικού οι οποία χρησιμοποιήθηκαν και για τα πεπερασμένα στοιχεία.

➤ Επιλογή υλικού

Material	Tensile Strength (MPa)	Yield Strength (MPa)	Modulus of Elasticity (GPa)	Thermal Conductivity (W/m-K)	Density (g/cm ³)
Aluminum Alloy 7075 T6	605	530	71	145	2,81
Steel AISI 4130	622	525	205	46,5	7,85
Stainless Steel AISI 304	505	215	193	16,2	8,03
Titanium Ti-6Al-4V (Grade 5)	1025	955	113	6,7	4,43
AlSi10Mg	440	260	71	165	2,65

Πίνακας 6: Πίνακας ιδιοτήτων επιλογής υλικού



Εικόνα 40: Διάγραμμα απόδοσης ιδιοτήτων για επιλογή υλικού για δαγκάνα και έμβολο

Όπως μπορούμε να παρατηρούμε και από το παραπάνω διάγραμμα καταλήξαμε για το καλύτερο υλικό κατασκευής τόσο της δαγκάνας όσο και των εμβολών είναι το κράμα Τιτανίου Ti-6Al-4V (Grade 5).

Το πρώτο σχέδιο είναι παρόμοιο με αυτό της δαγκάνας ISR (22-048). Για λόγους πρακτικότητας και συντομίας, θα παρουσιαστεί μόνο το μεσαίο έμβολο των 24 mm της προτεινομένης δαγκάνας.

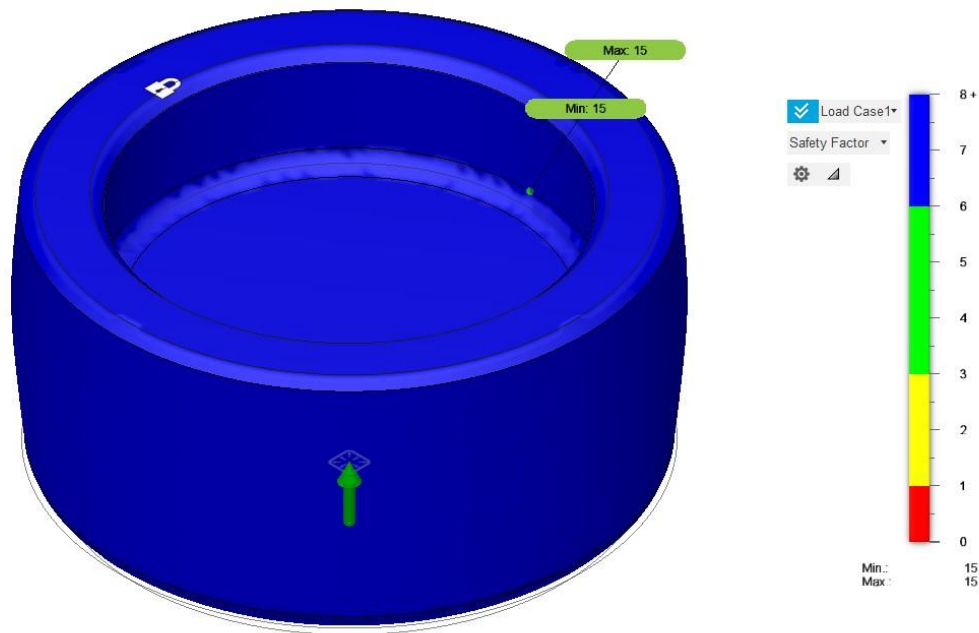
➤ **Πρώτο μοντέλο**



PROPERTIES	
Faces (9)	
Physical Material	Titanium 6Al-4V
Appearance	Titanium - Polished
Bodies (1)	
Area	2052.681 mm ²
Density	0.004 g / mm ³
Mass	17.194 g
Volume	3881.32 mm ³
Physical Material	Titanium 6Al-4V
Appearance	Titanium - Polished
▶ Bounding Box	
Center of Mass	1.868E-09 mm, 4.819...
▶ Moment of Inertia at Center of Mass ...	
▶ Moment of Inertia at Origin (g mm²)	
<input type="button" value="Copy To Clipboard"/>	
<input type="button" value="OK"/> <input type="button" value="Cancel"/>	

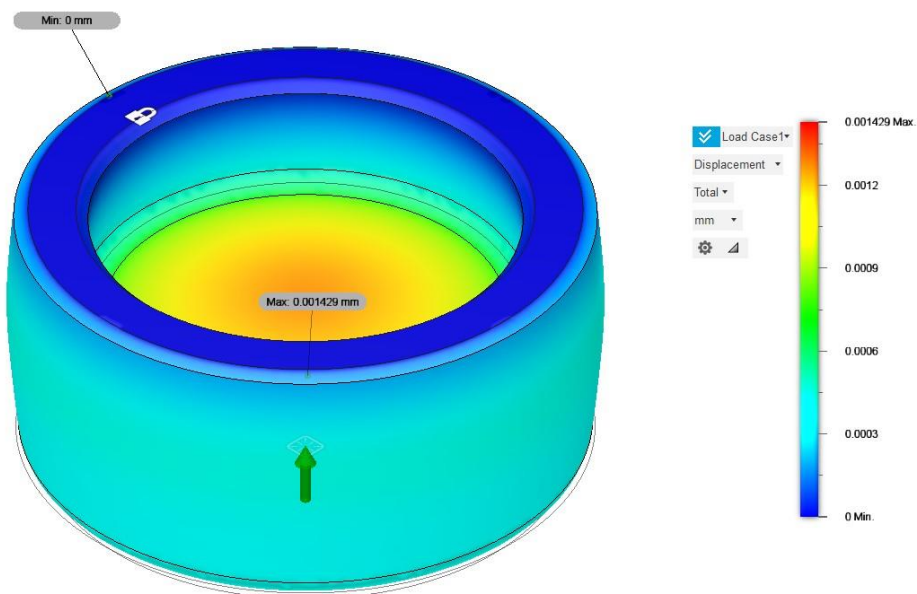
Εικόνα 41: Έμβολο 24 χιλ. της προτεινομενης στο CAD μοντέλου 1

Η πρώτη εκδοχή του εμβόλου, είναι ένα αρκετά βασικό σχέδιο με βάρος περίπου 17.2 g, αρκετά βαρύτερο της αρχικής δαγκάνας. Εξετάζεται η αντοχή του εμβόλου με την χρήση πεπερασμένων στοιχείων.

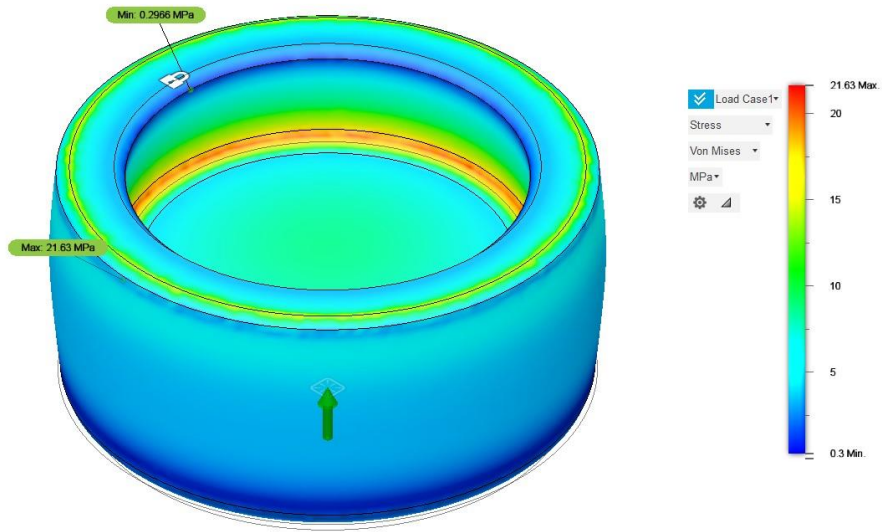


Εικόνα 42: FoS μοντέλου 1

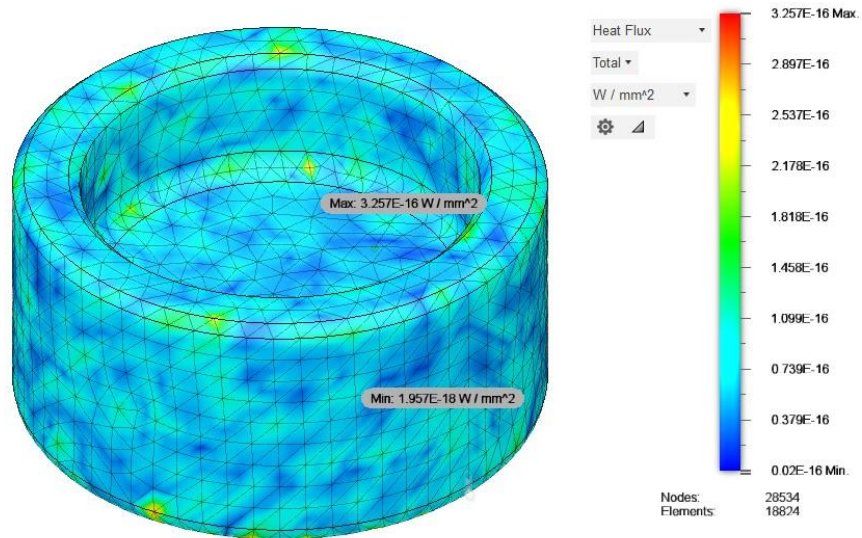
Από το παραπάνω καταλαβαίνουμε ότι με ελάχιστο συντελεστή ασφάλειας 15 το συγκεκριμένο εμβόλου είναι υπερβολικά σχεδιασμένο.



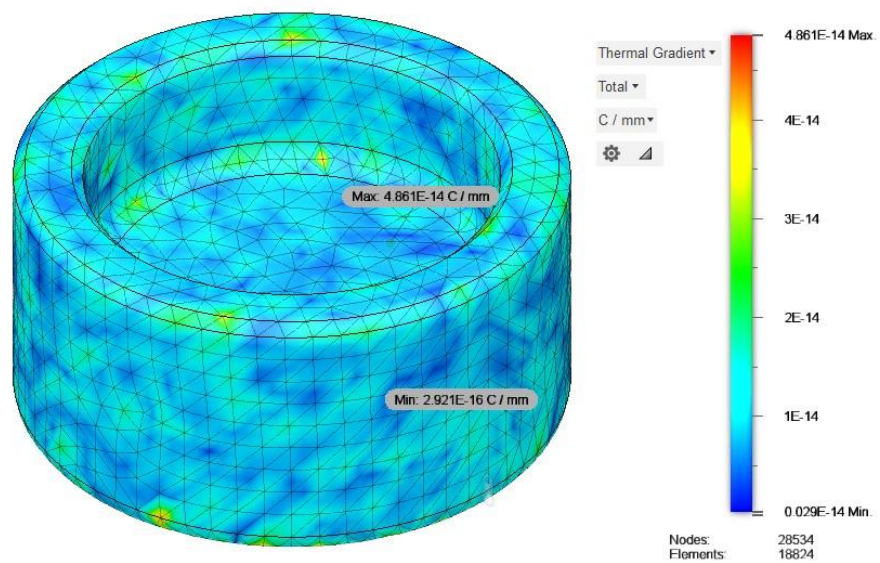
Εικόνα 43: Μετατόπιση μοντέλου 1



Εικόνα 44: Τάσεις μοντέλου 1

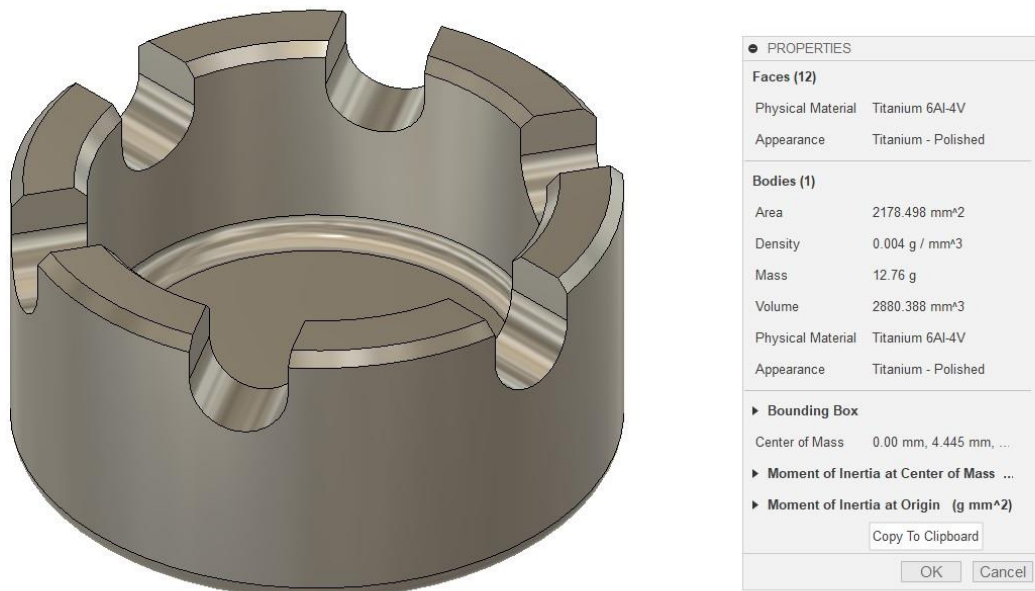


Εικόνα 45: Ροή θερμότητας μοντέλου 1 στους 150 ° C



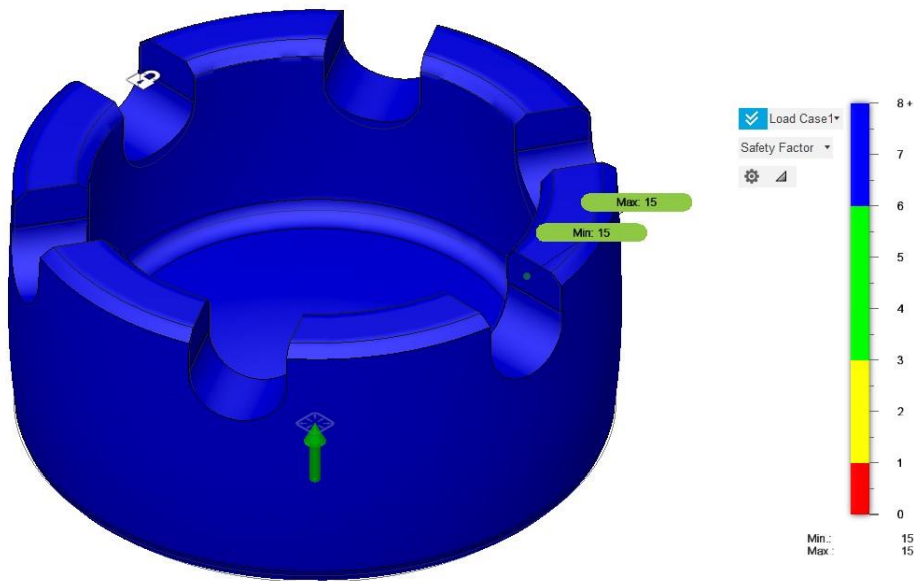
Εικόνα 46: Θερμοβαθμίδα μοντέλου 1 στους 150 °C

➤ Δεύτερο μοντέλο



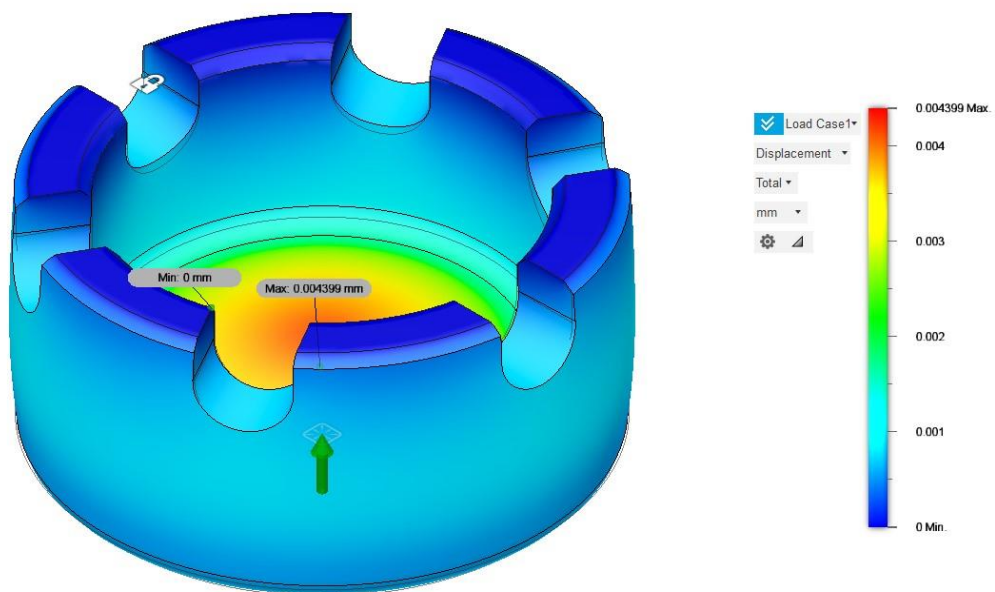
Εικόνα 47: Έμβολο 24 χιλ. της προτεινόμενης στο CAD μοντέλου 2

Στο δεύτερο μοντέλο έχουμε διατηρήσει την προηγούμενη γεωμετρία, έχοντας δημιουργήσει κάποια αυλάκια διαμετρικά στην πάνω επιφάνεια. Με αυτό τον τρόπο, θέλουμε να διοχετεύσουμε περισσότερο αέρα μέσω της κορώνας του εμβόλου για να παρέχει καλύτερη αποβολή θερμότητας, ώστε ψύχει το έμβολο. Το συνολικό βάρος, ανέρχεται στα 12,76 g , δηλαδή μειώθηκε κατά 4,44 g ή 26% σε σχέση με το προηγούμενο.

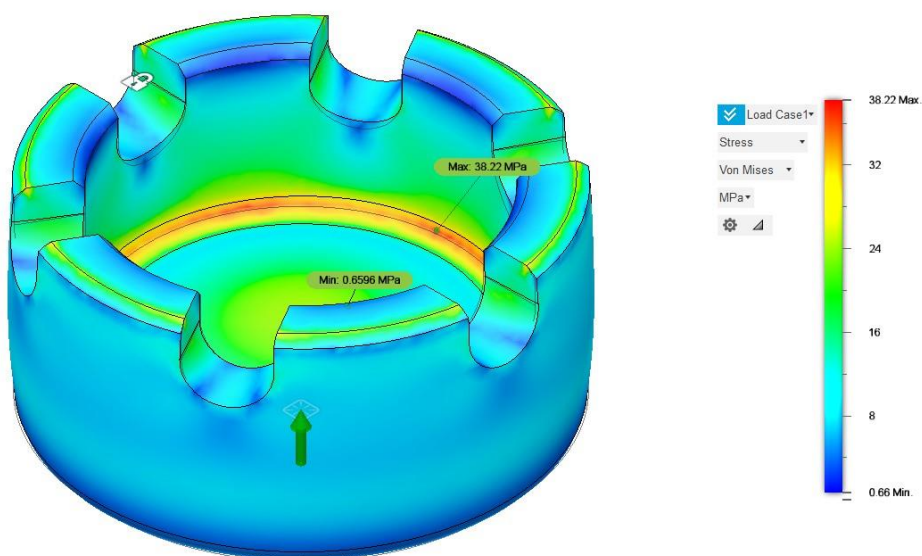


Εικόνα 48: FoS μοντέλου 2

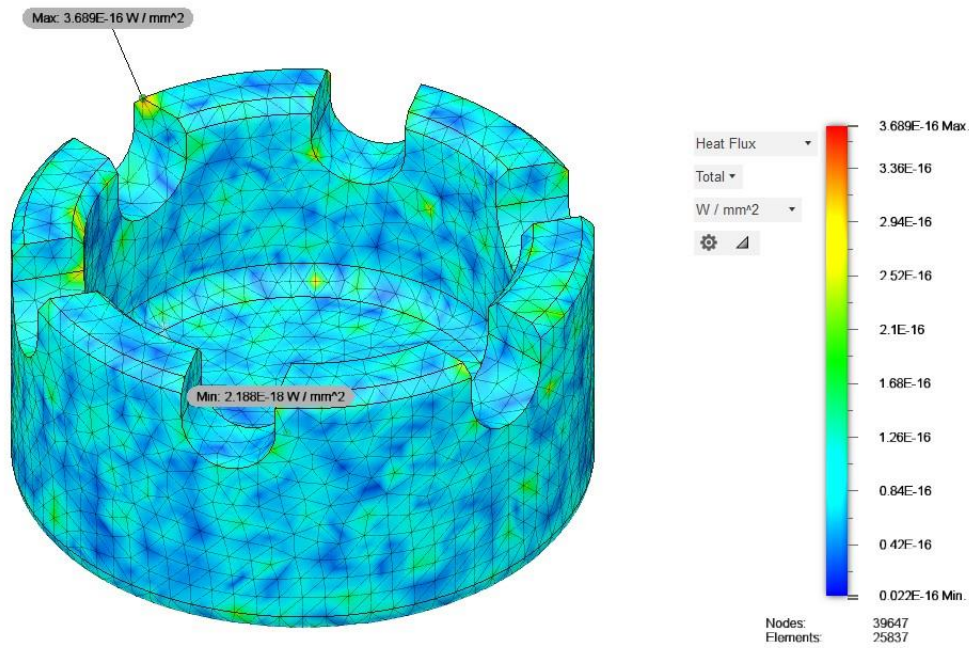
Από τον συντελεστή ασφάλειας μπορούμε να καταλάβουμε ότι έχουμε αρκετά περίσσιο υλικό στο έμβολο και έχουμε την δυνατότητα μειώσουμε τις διαστάσεις του εμβόλου και το βάρος του.



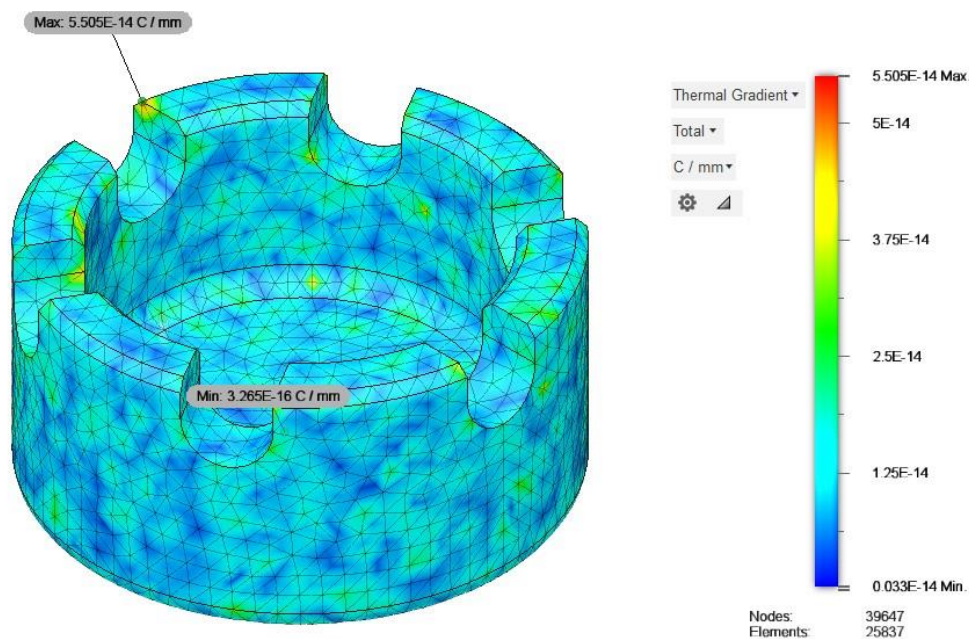
Εικόνα 49: Μετατόπιση μοντέλου 2



Εικόνα 50: Τάσεις μοντέλου 2



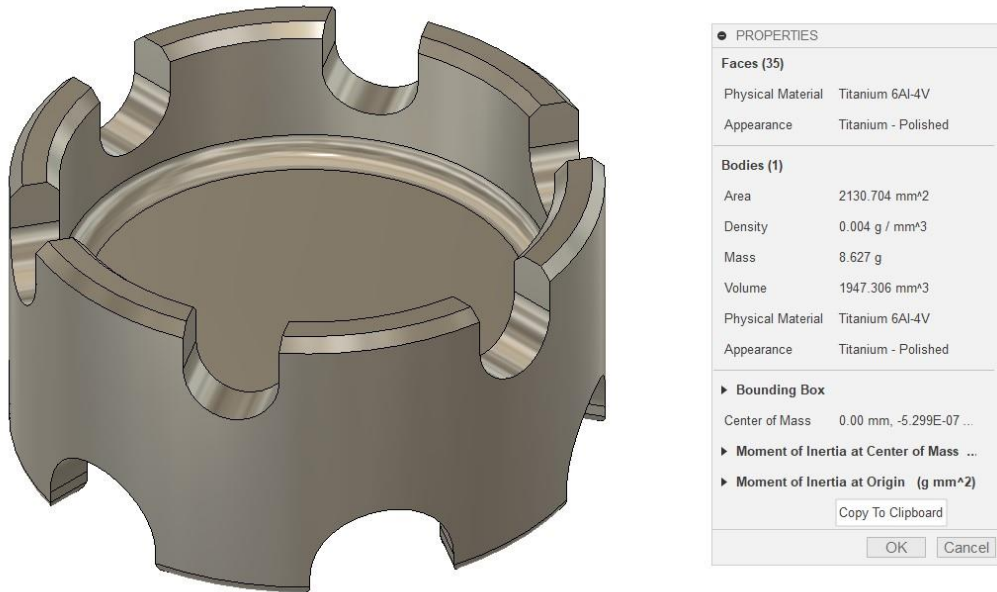
Εικόνα 51: Ροή θερμότητας μοντέλου 2 στους 150 ° C



Εικόνα 52: Θερμοβαθμίδα μοντέλου 2 στους 150 ° C

Με την βοήθεια των αυλακιών στην κορώνα του εμβόλου, καταφέραμε να αυξήσουμε την ροή θερμότητας και την θερμοβαθμίδα το δευτέρου μοντέλου κατά 13,25% και 13,26% αντίστοιχα.

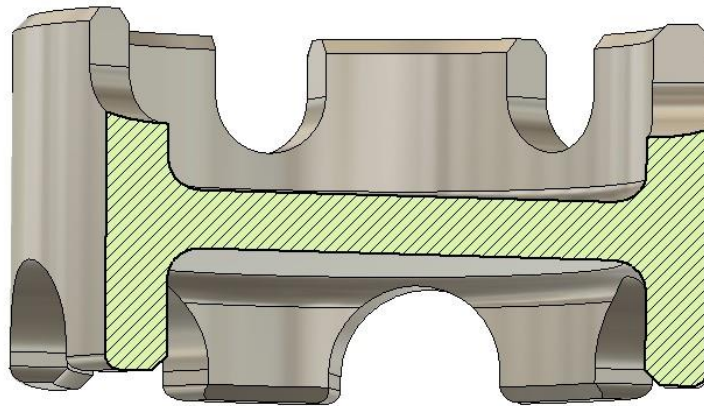
➤ Τρίτο μοντέλο



Εικόνα 53 Έμβολο 24 χιλ. της προτεινόμενης στο CAD μοντέλου 3

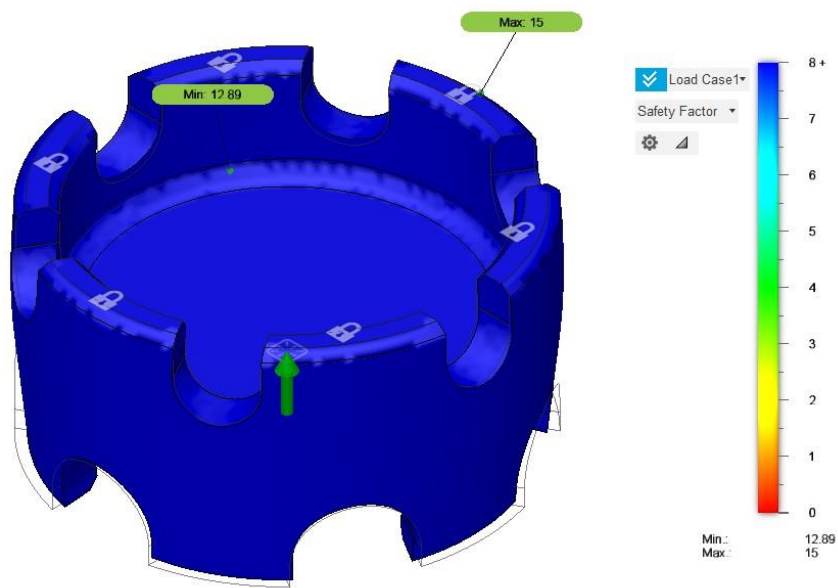
Η σχεδιαστική γραμμή για το παραπάνω έμβολο ήταν διαφορετική από τα υπόλοιπα 2. Αρχικά μειώθηκαν σημαντικά τα πάχη των τοιχωμάτων από 3 σε 2 mm, το οποίο είχε συνέπεια στην συνολική μείωση του βάρους στα 8,63 mm. Το βάρος μειώθηκε περίπου 50% συγκριτικά με το πρώτο και 32% σε σχέση το δεύτερο μοντέλο. Ακόμη, προστέθηκε ένα καινούργιο χαρακτηριστικό στο έμβολο (Εικόνα 54). Δημιουργήθηκε μια τσέπη/θάλαμος στο κάτω μέρος του εμβόλου με αυξημένη χωρητικότητα υγρού, για να αποφευχθεί το βράσιμο του υγρού φρένων που βρίσκεται ανάμεσα στη δαγκάνα και στο πίσω μέρος του εμβόλου. Διαφορετικά, αυτό το μικρό film υγρού που βρίσκεται εκεί ανάμεσα, βράζει σε συνθήκες υψηλής θερμοκρασίας δημιουργώντας το σπογγώδες φαινόμενο κατά το φρενάρισμα, που αναφέρθηκε παραπάνω. Προστέθηκαν επίσης, ανοίγματα στο κάτω μέρος του εμβόλου, για καλύτερη ροή του υγρού στην δαγκάνα.

Το έμβολο εξετάστηκε σε συνθήκες στατικού φορτίου και σε συνθήκες φορτίου με εφαρμοσμένη θερμότητα στους 150 ° C που είναι μια αντιπροσωπευτική θερμοκρασία των φρένων σε κατάσταση οδήγησης σε αγώνα.

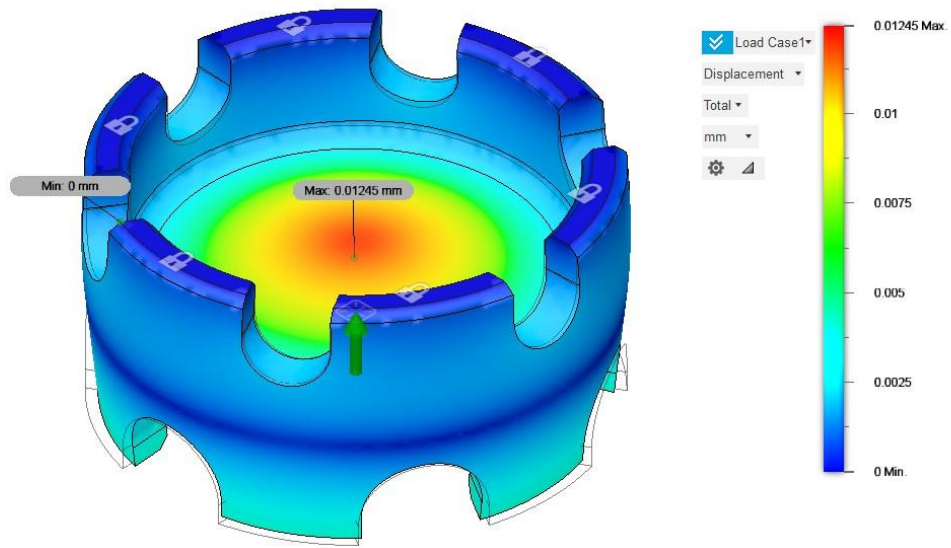


Εικόνα 54: Τομή εμβόλου 3 στο CAD

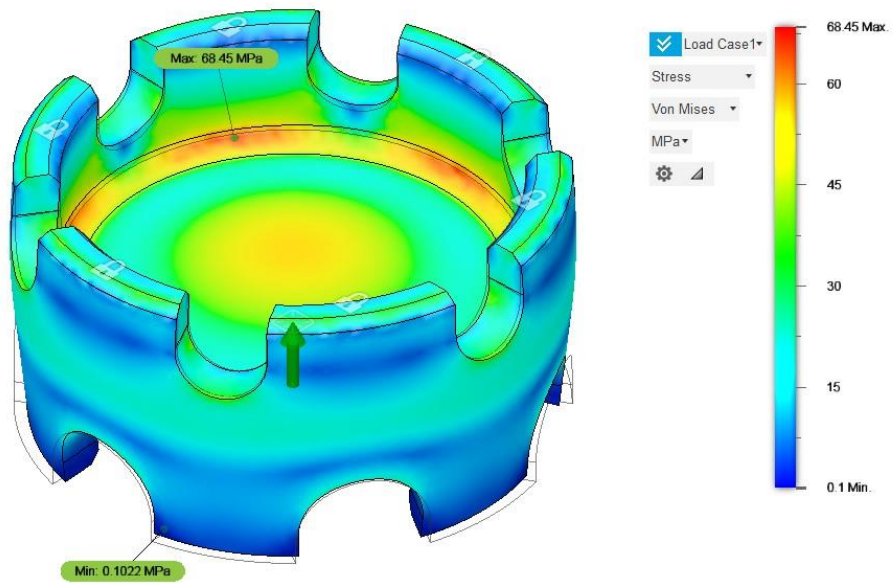
❖ Συνθήκες στατικού φορτίου



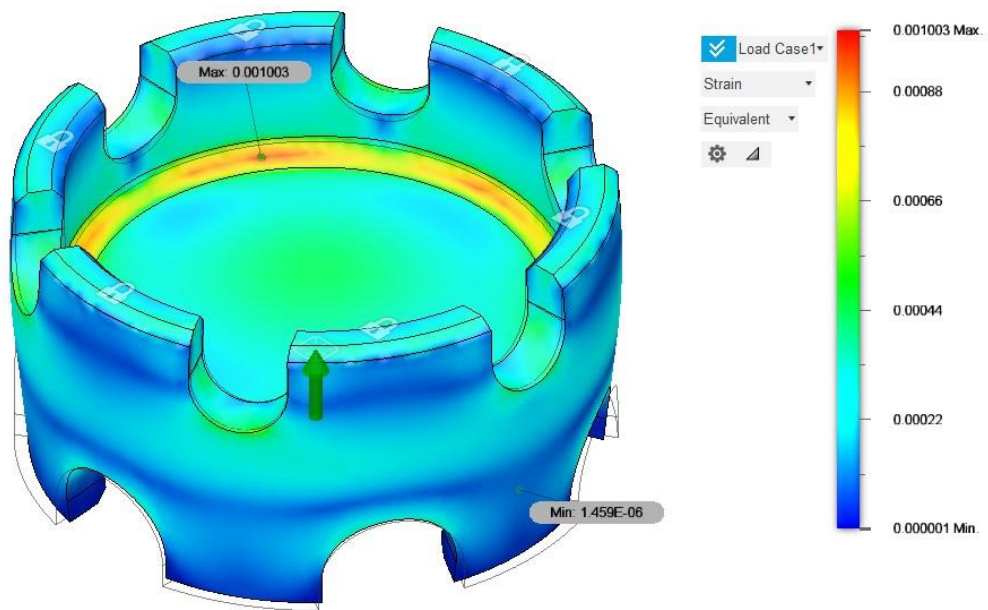
Εικόνα 55: FoS μοντέλου 3



Εικόνα 56: Μετατόπιση μοντέλου 3

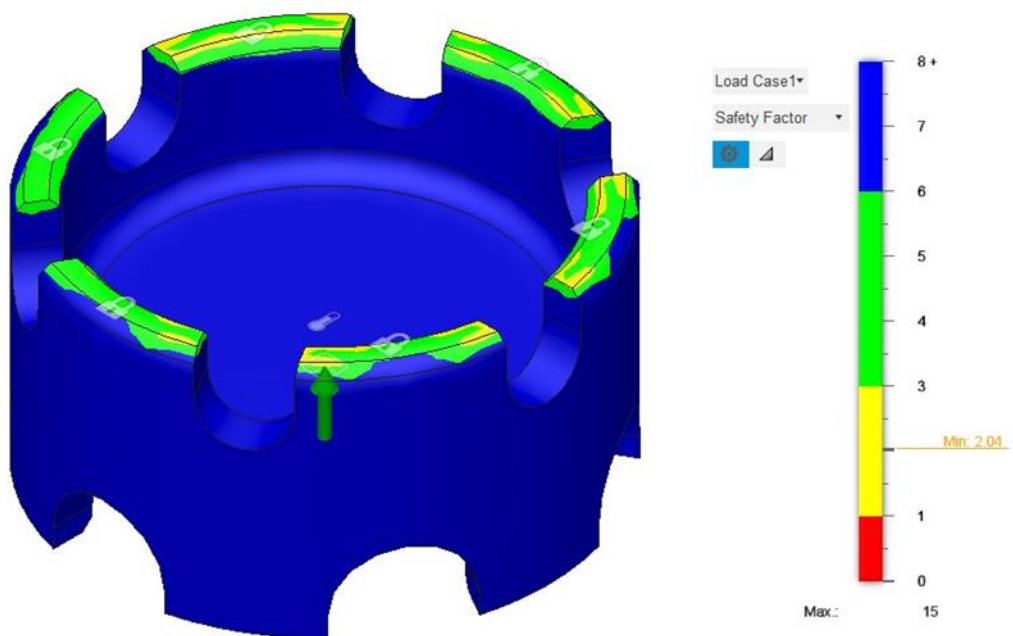


Εικόνα 57: Τάσεις μοντέλου 3



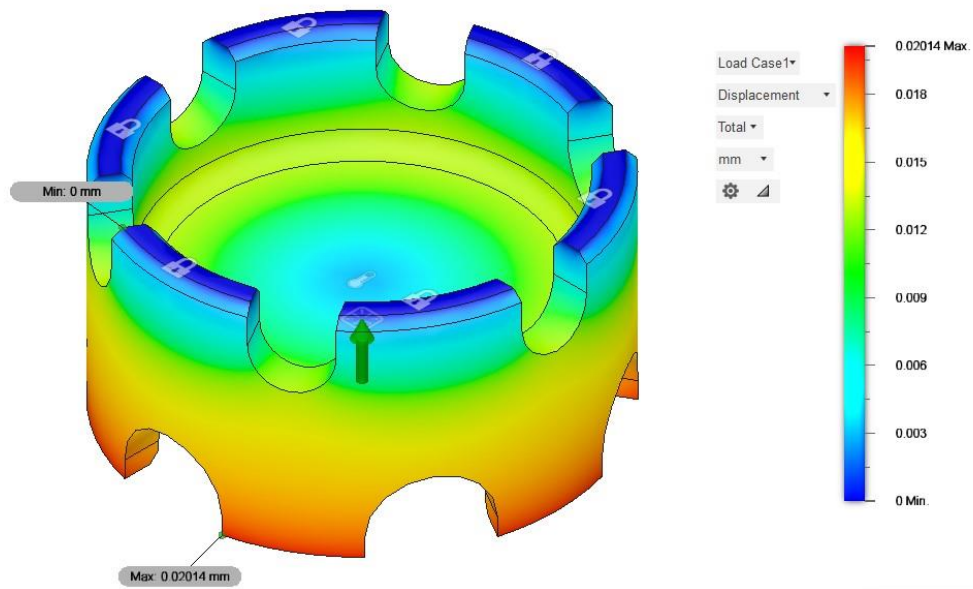
Εικόνα 58: Καταπόνηση μοντέλου 3

❖ Συνθήκες θερμικής καταπόνησης στους 150 ° C

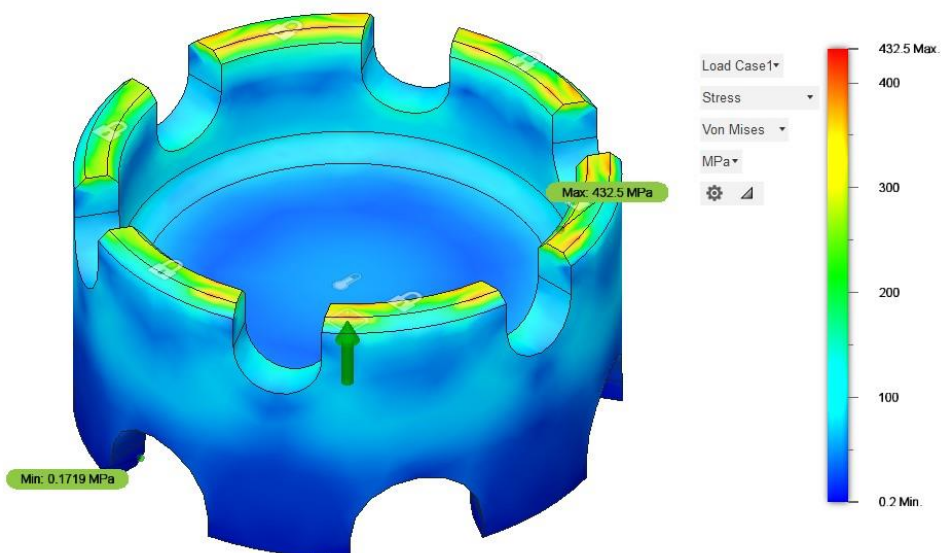


Εικόνα 59: FoS μοντέλου 3 στους 150 ° C

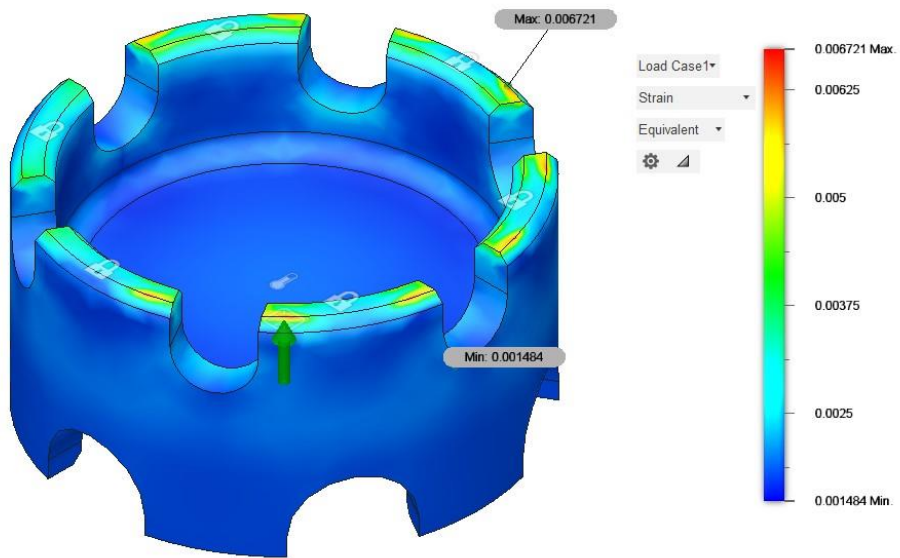
Ο συντελεστής ασφάλειας στην συγκεκριμένη περίπτωση είναι μόλις 2,04 έναντι του 12,89 που είναι για τις συνθήκες στατικού φορτίου. Μια σημαντική διαφορά που πρέπει να έχουμε υπόψη κατά τον σχεδιασμό των εξαρτημάτων εκτεθειμένα σε θηλές θερμοκρασίες.



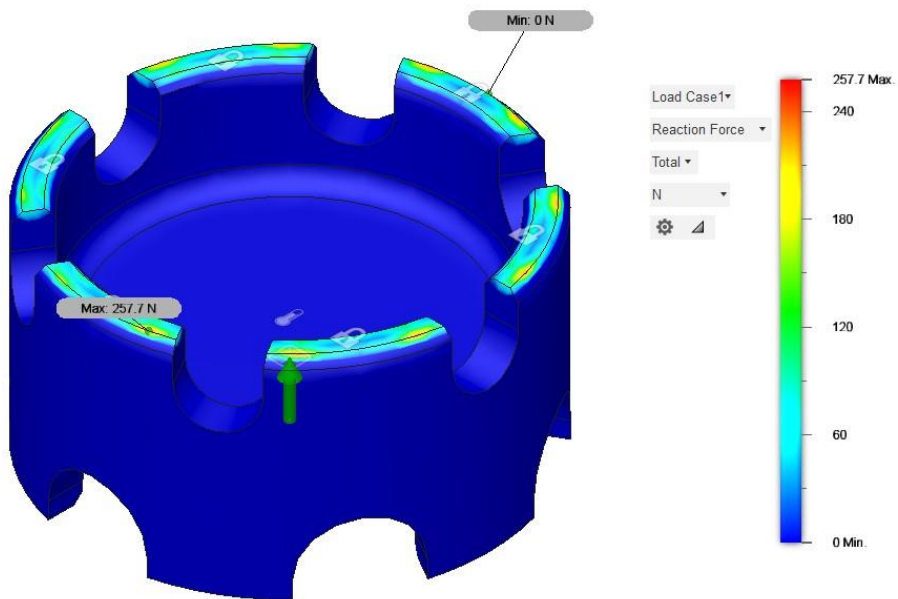
Εικόνα 60: Μετατόπιση μοντέλου 3 στους 150 ° C



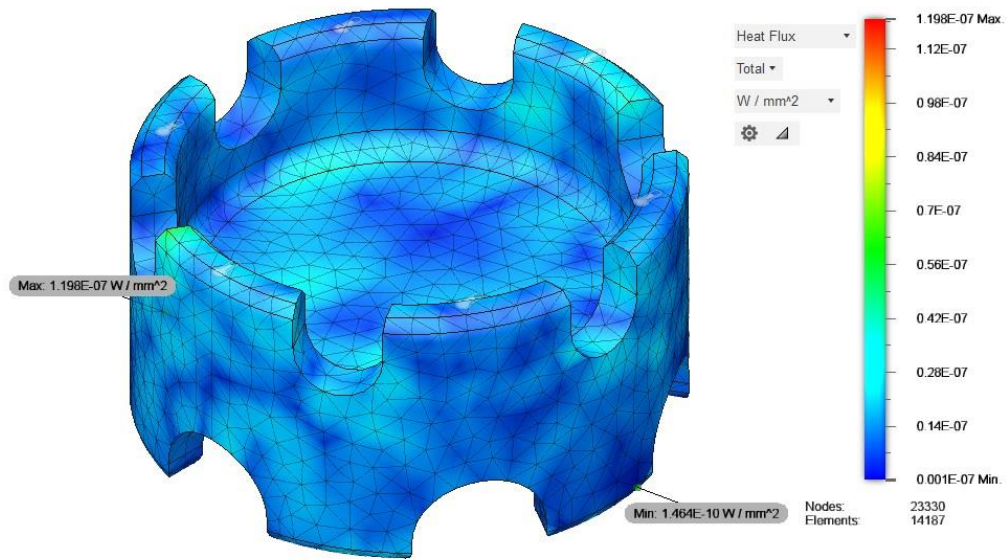
Εικόνα 61: Τάσεις μοντέλου 3 στους 150 ° C



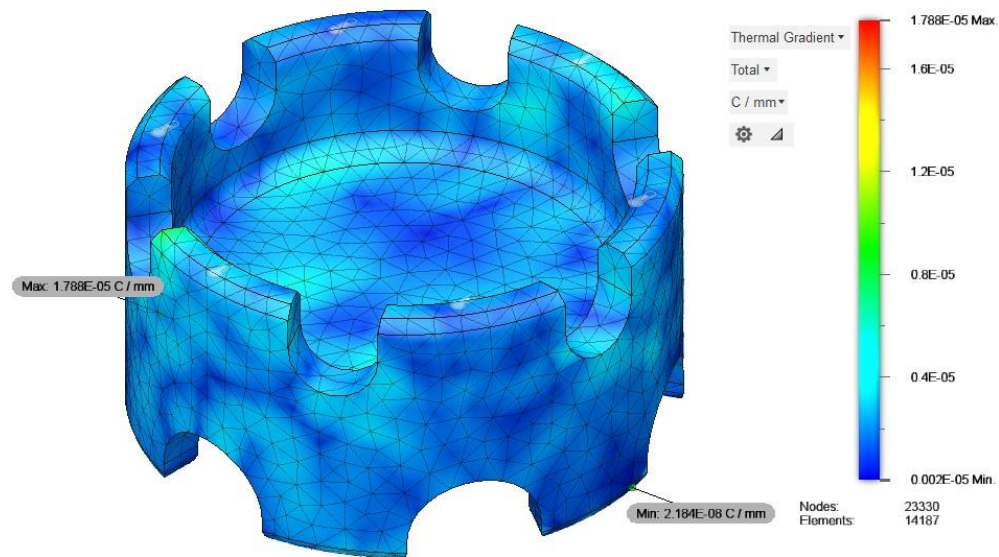
Εικόνα 62: Καταπόνηση μοντέλου 3 στους 150 ° C



Εικόνα 63: Δύναμη αντίδρασης μοντέλου 3 στους 150 ° C

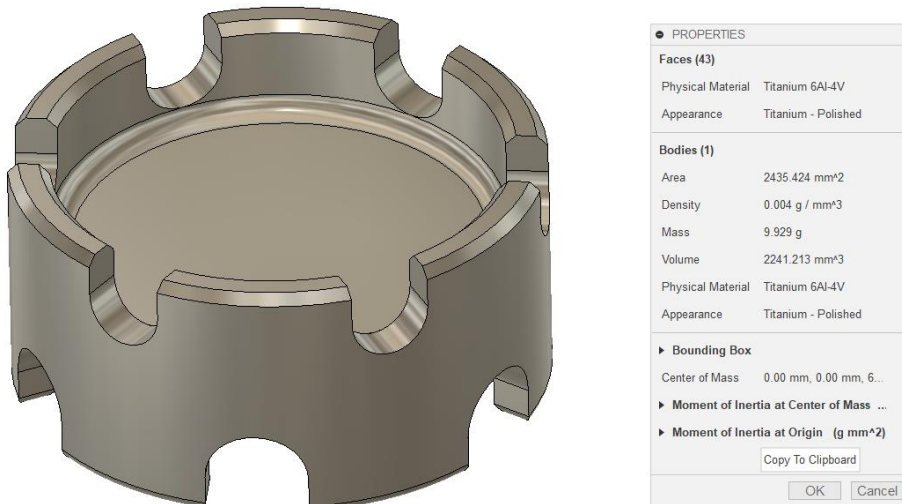


Εικόνα 64: Ροή θερμότητας μοντέλου 3 στους 150 ° C

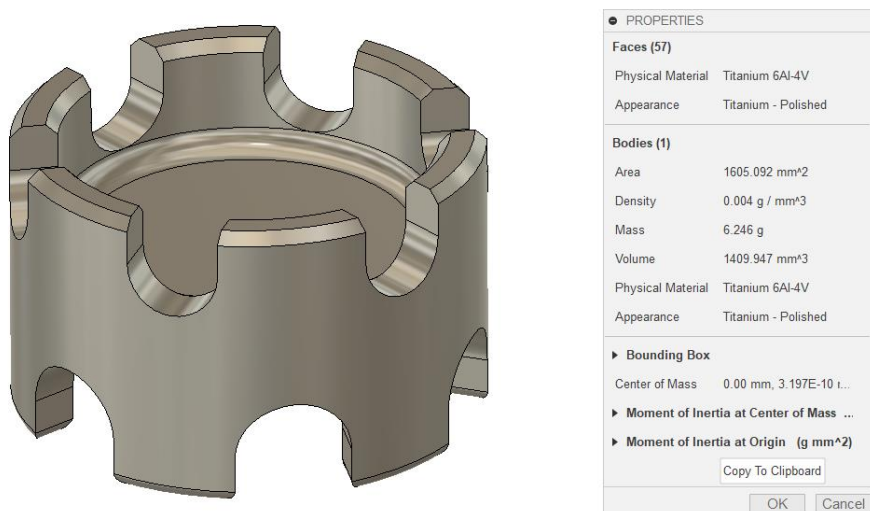


Εικόνα 65: Θερμοβαθμίδα μοντέλου 3 στους 150 ° C

Χάρη στο σχεδιασμό του μοντέλου 3, καταφέραμε να αυξήσουμε την ροή θερμότητας και τη θερμοβαθμίδα του μοντέλου σε τεράστιο βαθμό συγκριτικά με τα άλλα δυο μοντέλα. Συγκριτικά η ροή θερμότητας και η θερμοβαθμίδα του μοντέλου 2 είναι $3.69E-16$ και $5.51E-14$ αντίστοιχα, ενώ $1.198E-07$ και $1.788E-05$ για το έμβολο 3. Η διαφορά μεταξύ των δυο είναι τεράστια και οφείλεται στην γεωμετρία του μοντέλου 3.



Εικόνα 66: Έμβολο 26 χιλ. της προτεινόμενης στο CAD

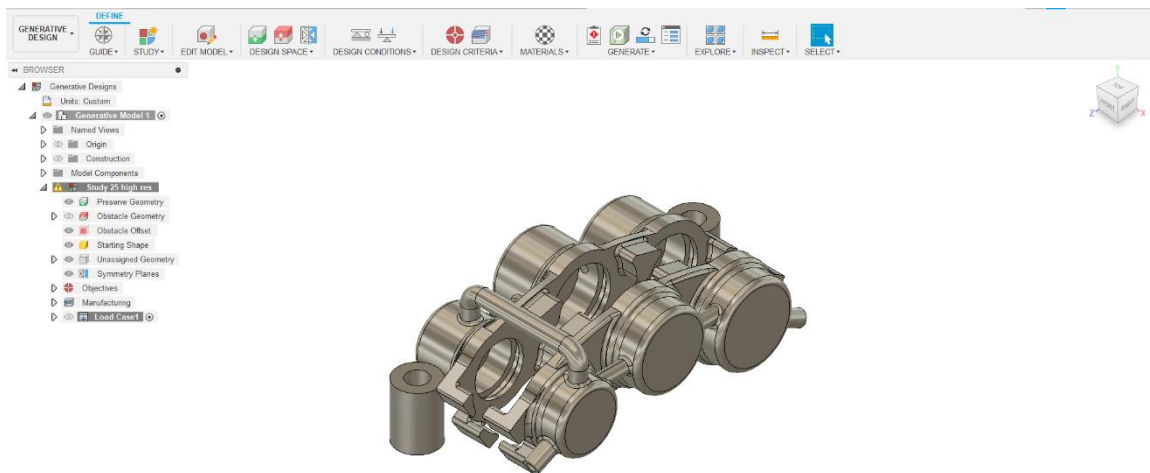


Εικόνα 67: Έμβολο 20 χιλ. της προτεινόμενης στο CAD

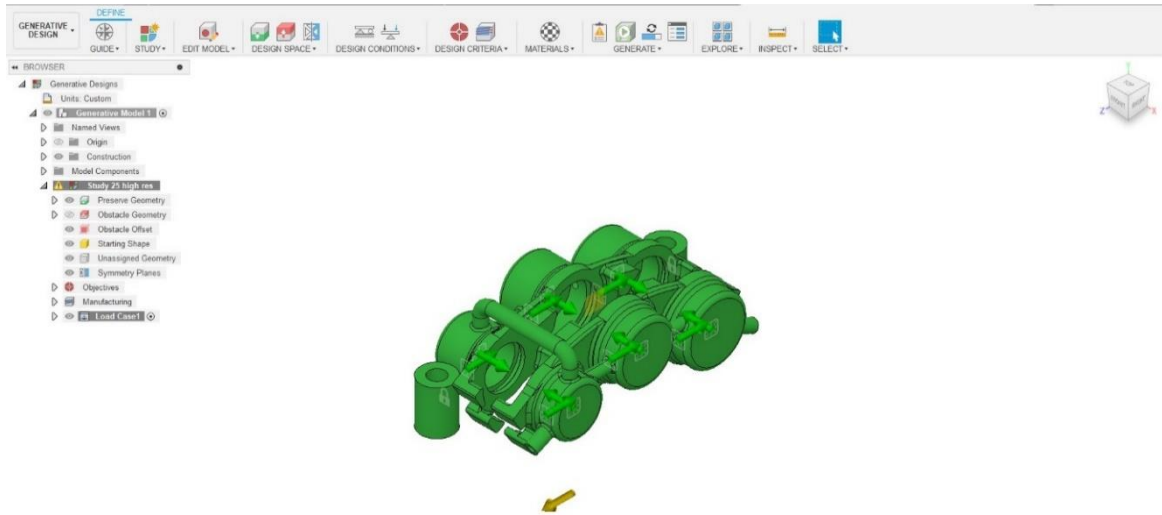
4.3. Προεπεξεργασία και Διαμόρφωση Λύσεων Generative Design

Αφού έχει τελειώσει η μοντελοποίηση της γεωμετρίας στο CAD, εισάγουμε το μοντέλο μας στο περιβάλλον του Generative Design. Έχουμε την δυνατότητα να διαλέξουμε στο χώρο σχεδιασμού, τις γεωμετρίες που θέλουμε να κρατήσουμε και επίσης να δημιουργήσουμε γεωμετρίες εμπόδια, δηλαδή που να μην προστεθεί υλικό. Το επόμενο βήμα, είναι στις συνθήκες σχεδιασμού, να εισαγάγουμε τις δυνάμεις που έχουν υπολογιστεί στα παραπάνω κεφάλαια και τους περιορισμούς γύρω από τις στηρίξεις. Στο μενού κριτήρια σχεδιασμού θέτουμε τους σχεδιαστικούς περιορισμούς και παραμέτρους και τον επιθυμητό τρόπο κατασκευής. Επιλέγουμε υλικό στο επόμενο εικονίδιο του υπό-μενού, το οποίο έχει αποφασιστεί προηγουμένως. Έχοντας τελειώσει με όλα τα παραπάνω μπορούμε να ξεκινήσουμε την μελέτη επίλυσης του μοντέλου.

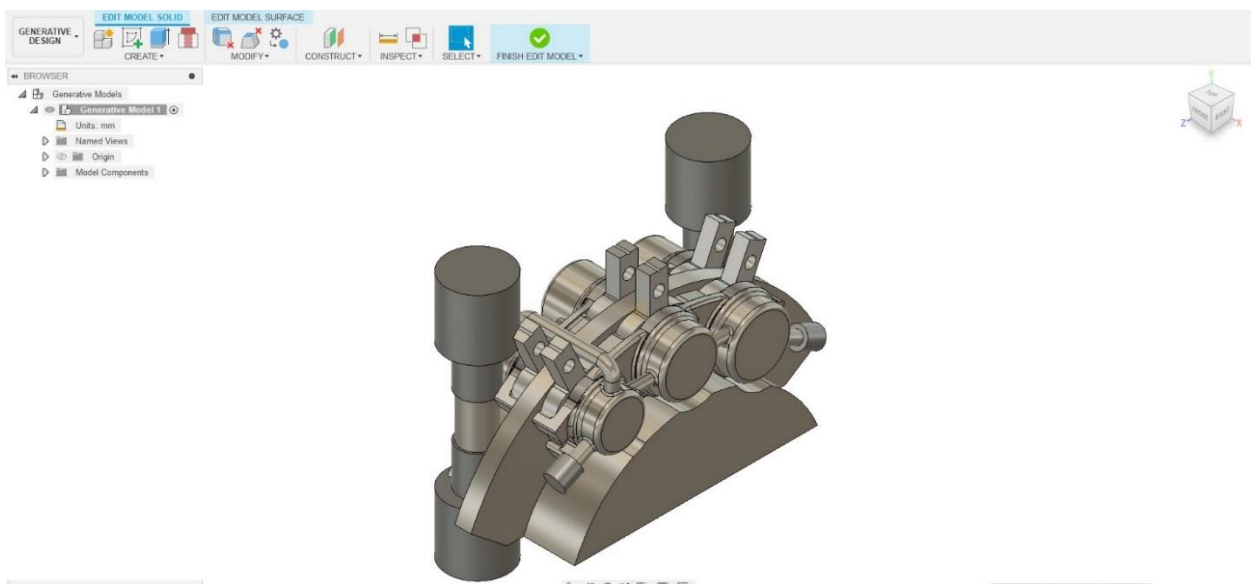
➤ Προεπεξεργασία μοντέλου



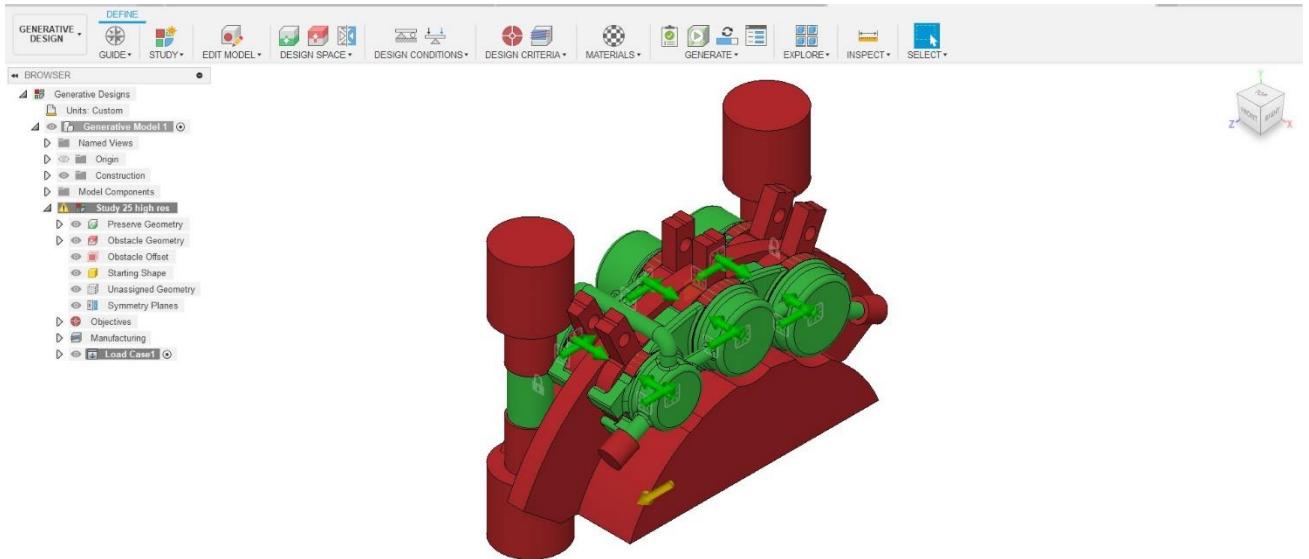
Εικόνα 68: Εισαγωγή του μοντέλου στο περιβάλλον του Generative Design.



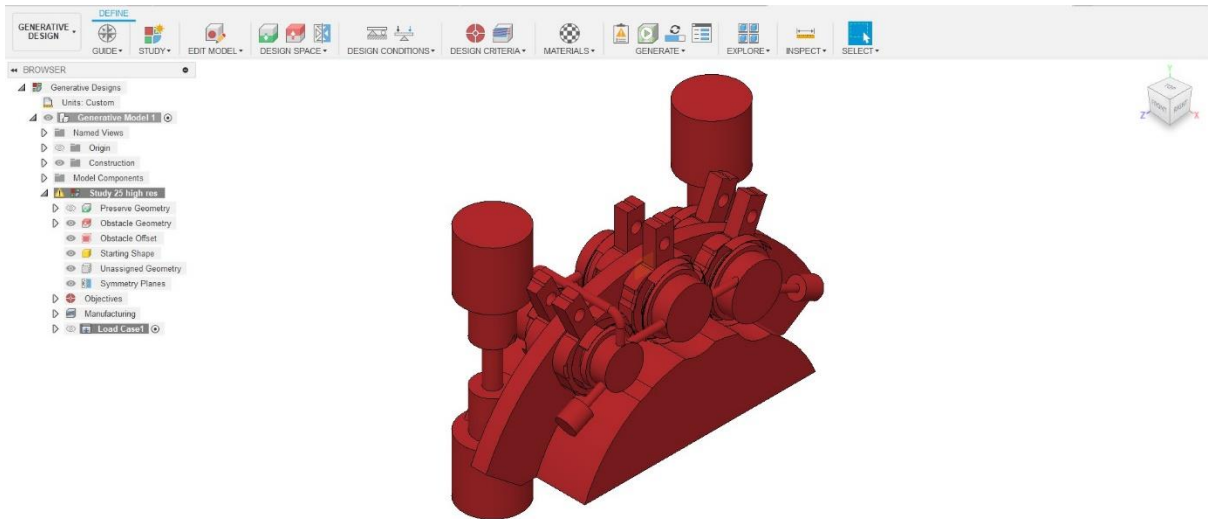
Εικόνα 69: Επιλογή διατηρητέας γεωμετρίας.



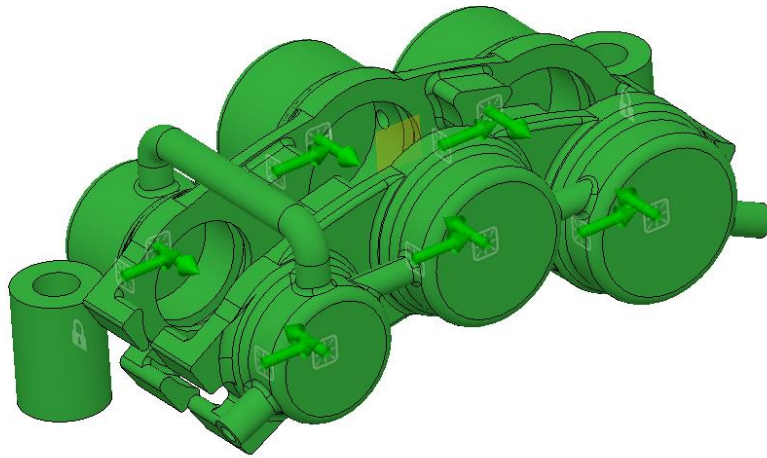
Εικόνα 70: Σχεδιασμός και δημιουργία εμποδίων



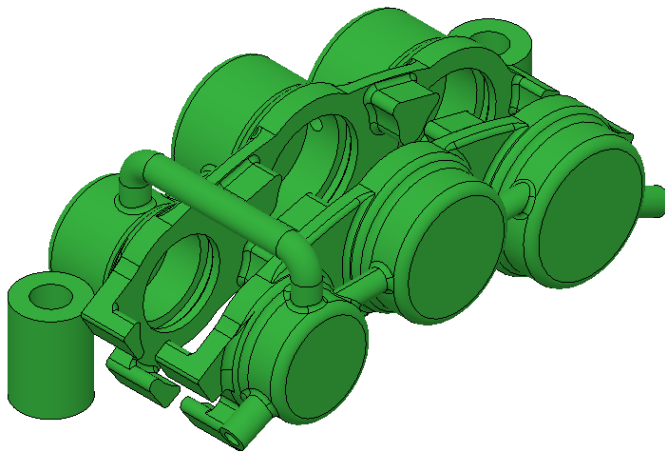
Εικόνα 71: Επιλογή γεωμετρικών εμποδίων



Εικόνα 72: Πλήρης εικόνα κατασκευής γεωμετρικών εμποδίων



Εικόνα 73: Εισαγωγή δυνάμεων



OBJECTIVES AND LIMITS

▼ Objectives

Minimize Mass

Maximize Stiffness

▼ Limits

Safety Factor

Mass Target

Modal Frequency

Displacement

Global

Local

Direction X Y Z

Maximum X

Maximum Y

Maximum Z

Buckling

Safety Factor

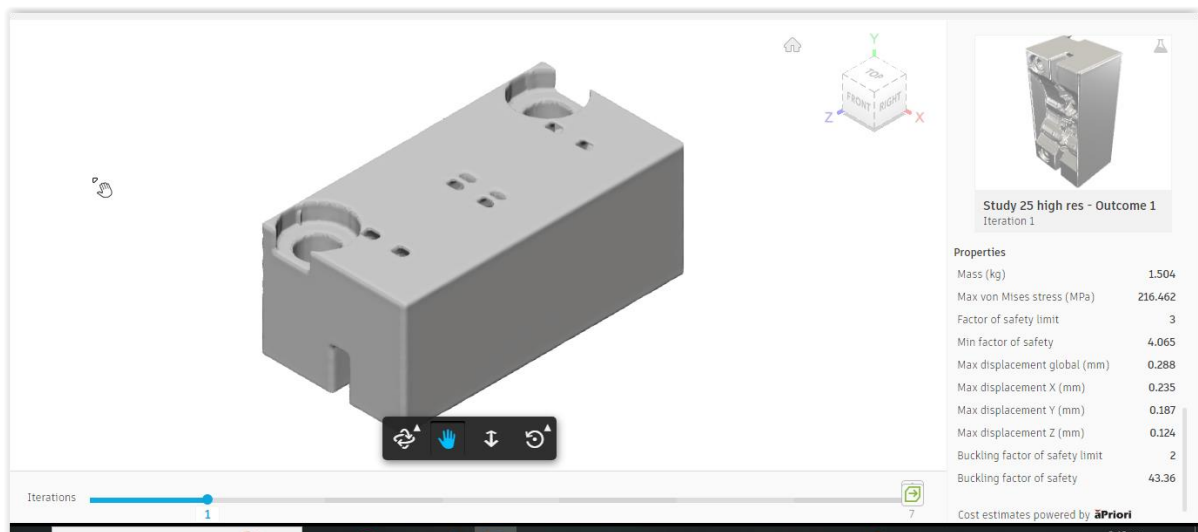
OK Cancel

Εικόνα 74: Επιλογή περιορισμών και παραμέτρων σχεδιασμού

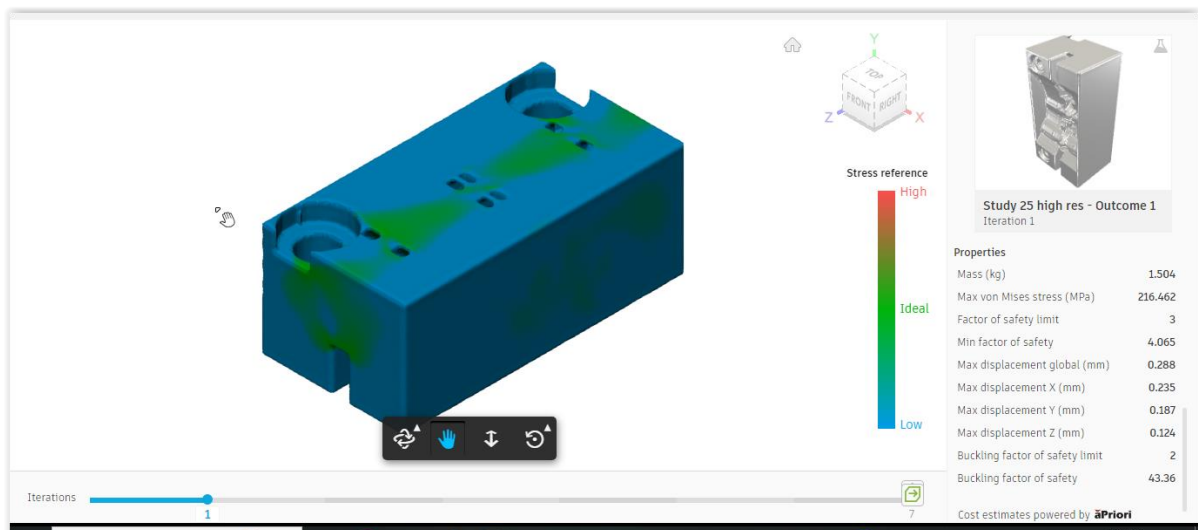
z

➤ Επίλυση και σύγκριση παραγόμενων αποτελεσμάτων

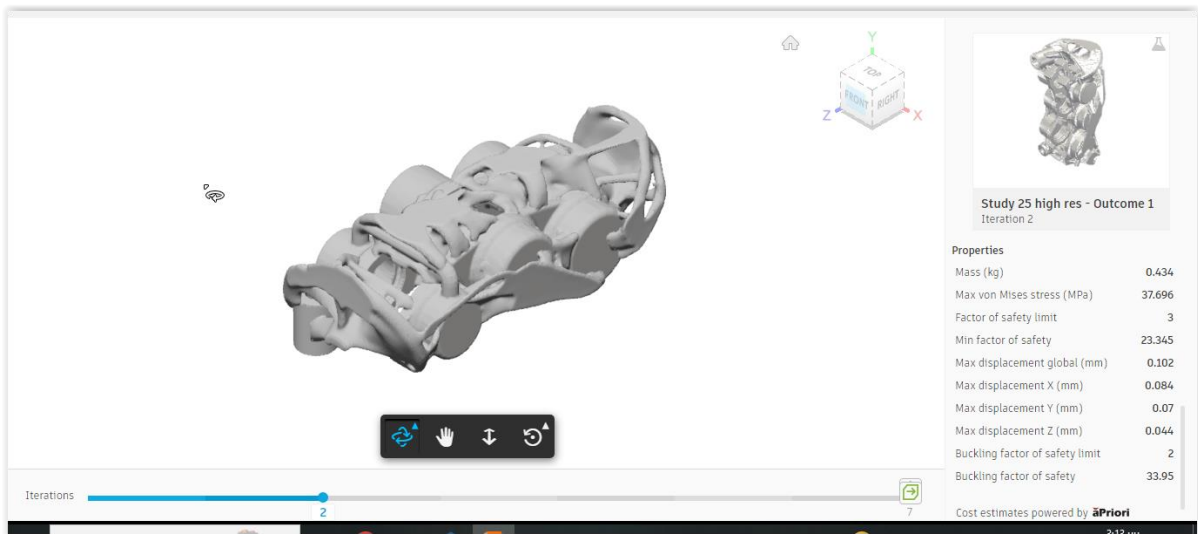
Αφού, έχουν αποφανθεί όλα τα παραπάνω μπορούμε να ξεκινήσουμε την μελέτη του γενετικού σχεδιασμού. Παρακάτω, παρουσιάζονται όλα τα σχεδιαστικά βήματα και αλλαγές που πραγματοποιεί το πρόγραμμα για την ικανοποίηση των συνθηκών και των περιορισμών που έχουμε θέσει. Το λογισμικό ολοκληρώνει συνολικά 7 προσεγγίσεις, με την τελευταία να είναι η βέλτιστη λύση επίλυσης, για το μοντέλο μελέτης που εισήχθη.



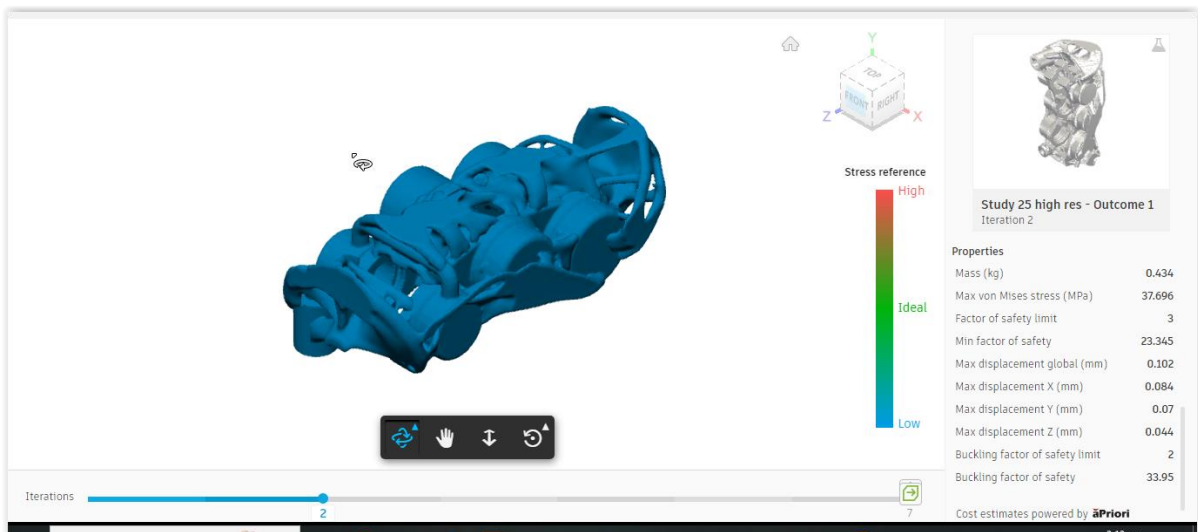
Εικόνα 75: Πρώτο αποτέλεσμα Generative Design



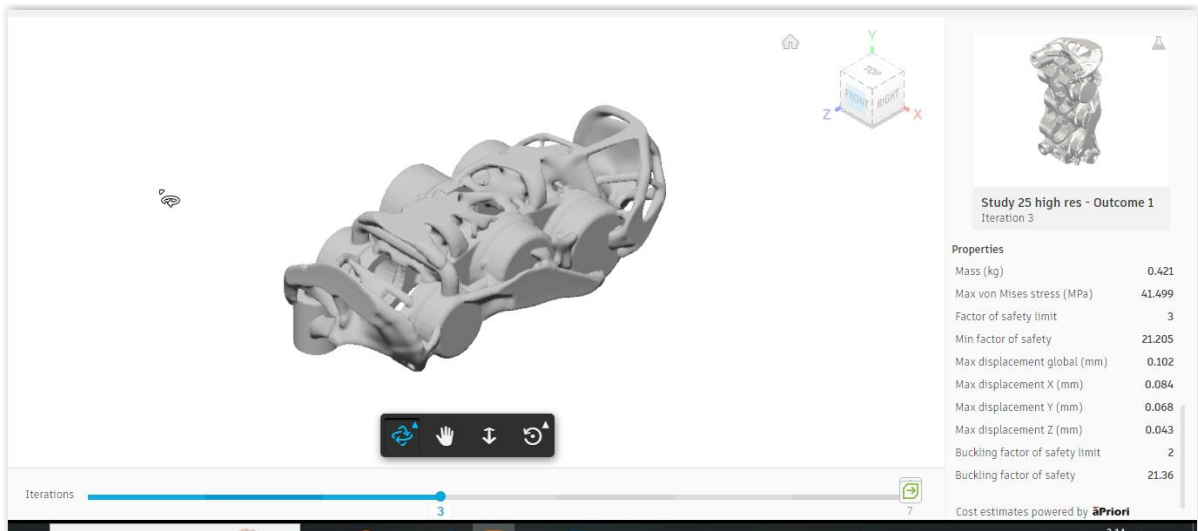
Εικόνα 76: Ανάλυση τάσεων πρώτου αποτελέσματος



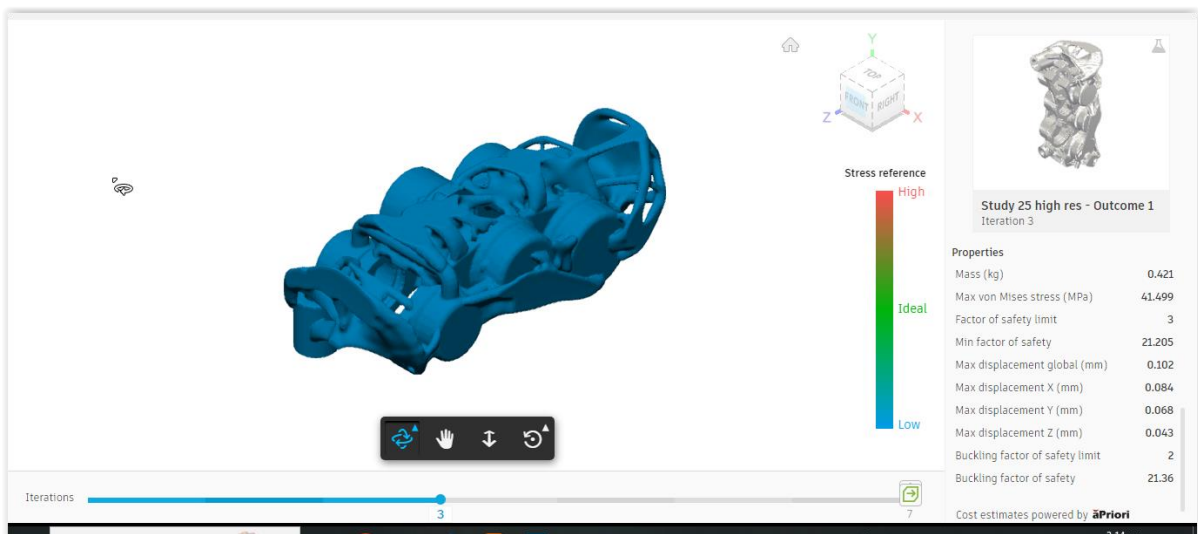
Εικόνα 77: Δεύτερο αποτέλεσμα Generative Design



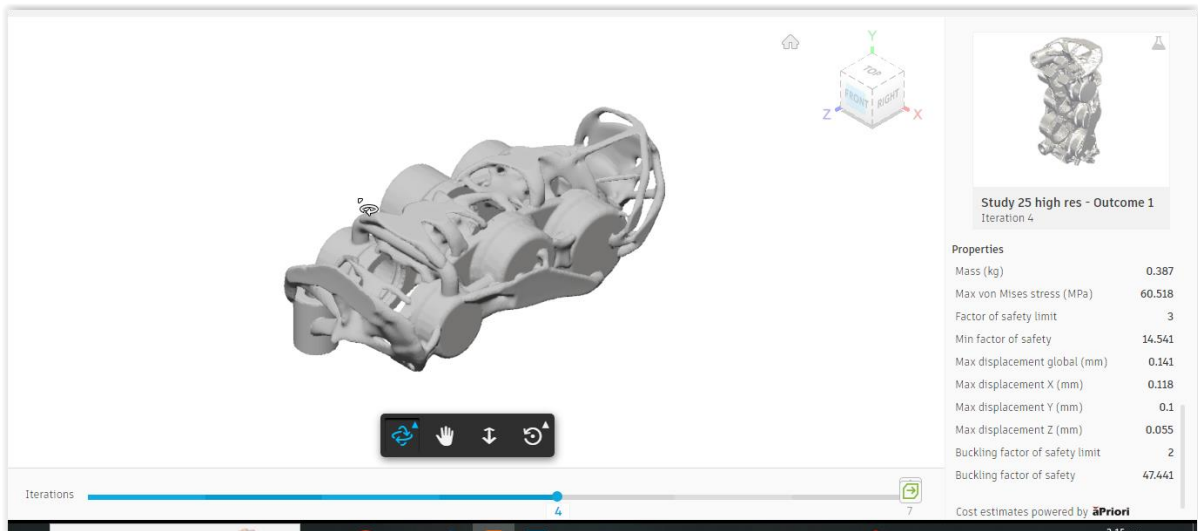
Εικόνα 78: Ανάλυση τάσεων δεύτερου αποτελέσματος



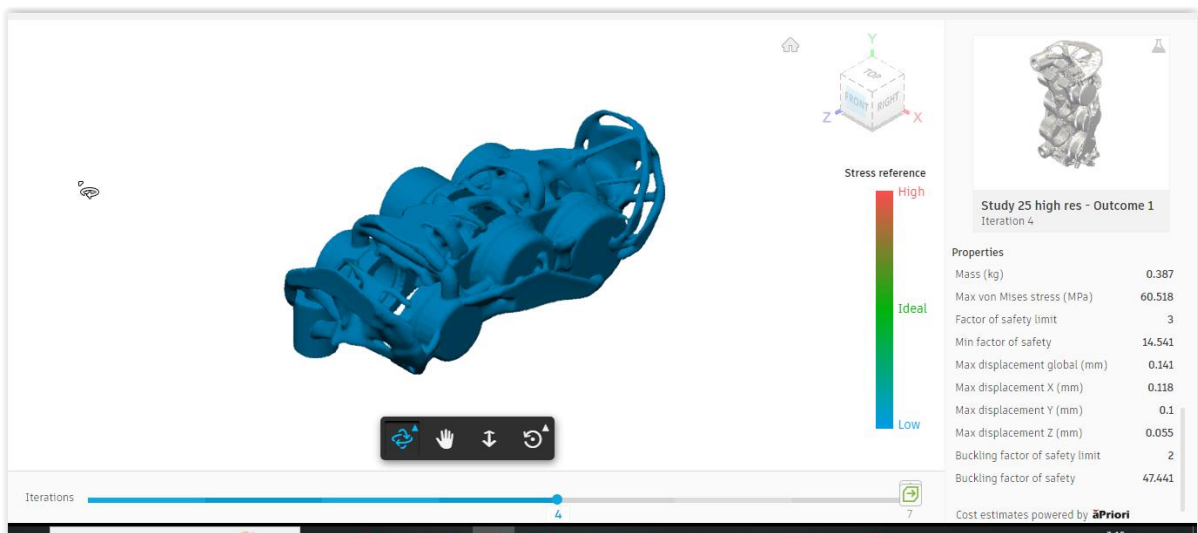
Εικόνα 79: Τρίτο αποτέλεσμα Generative Design



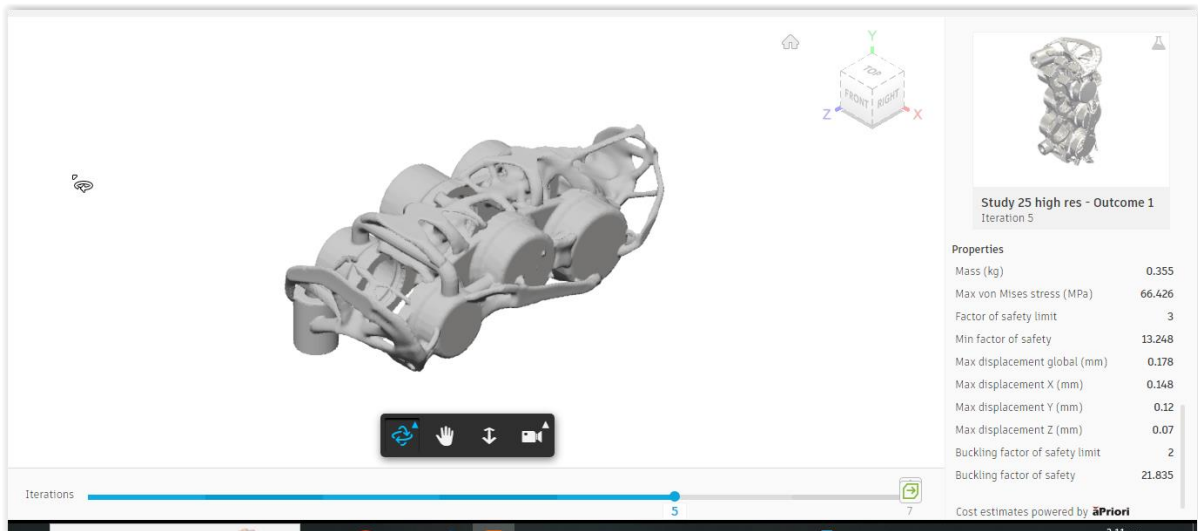
Εικόνα 80: Ανάλυση τάσεων τρίτου αποτελέσματος



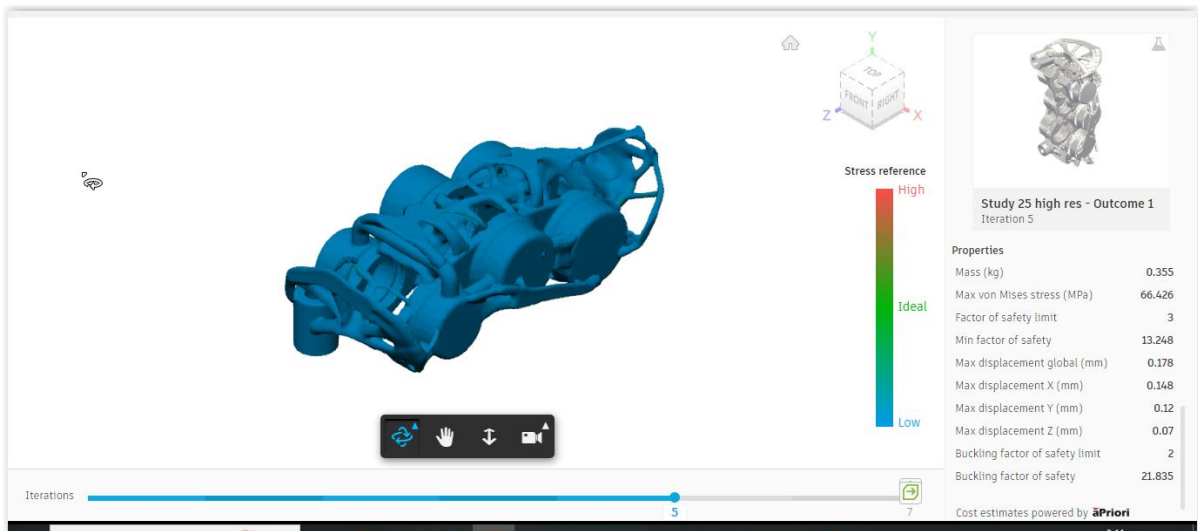
Εικόνα 81: Τέταρτο αποτέλεσμα Generative Design



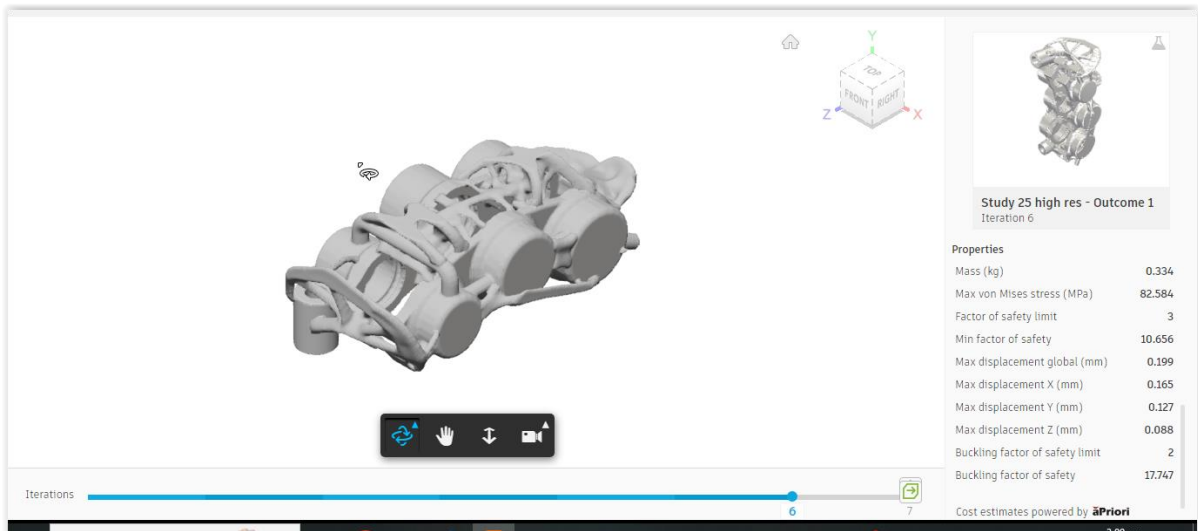
Εικόνα 82: Ανάλυση τάσεων τέταρτου αποτελέσματος



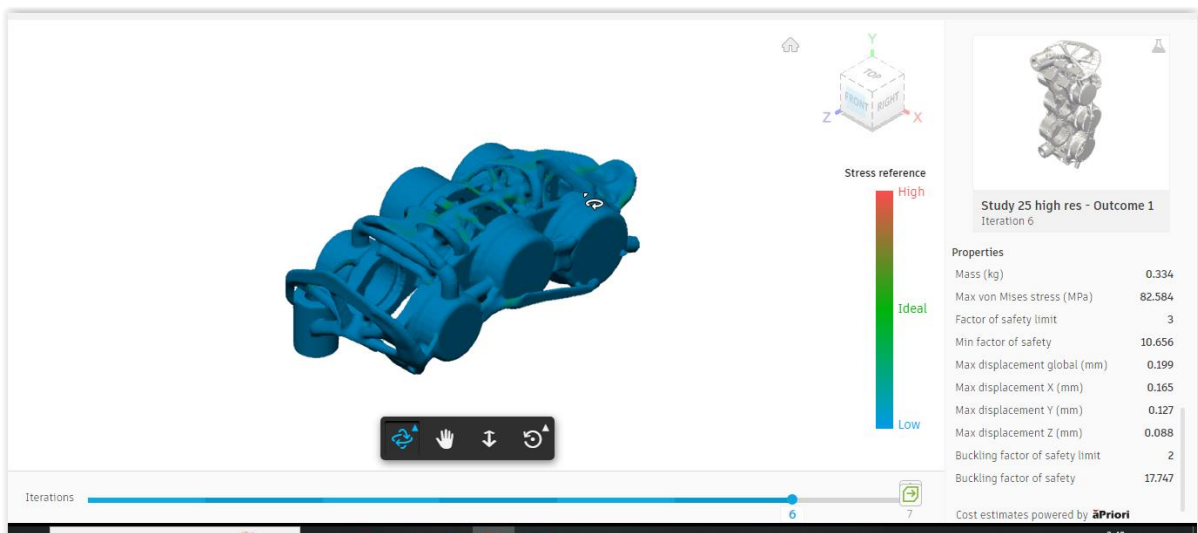
Εικόνα 83: Πέμπτο αποτέλεσμα Generative Design



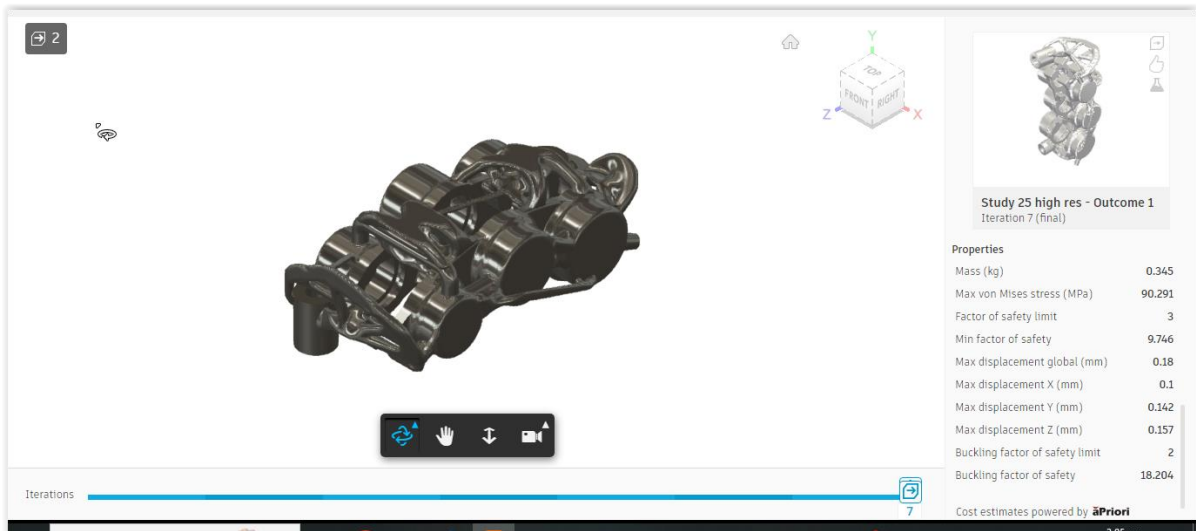
Εικόνα 84: Ανάλυση τάσεων πέμπτου αποτελέσματος



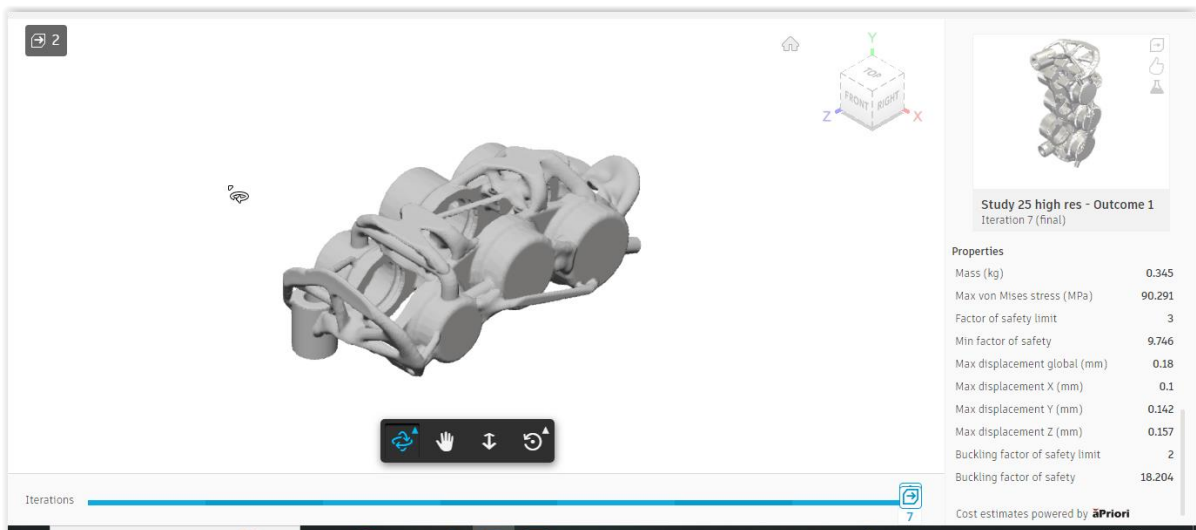
Εικόνα 85 Έκτο αποτέλεσμα Generative Design



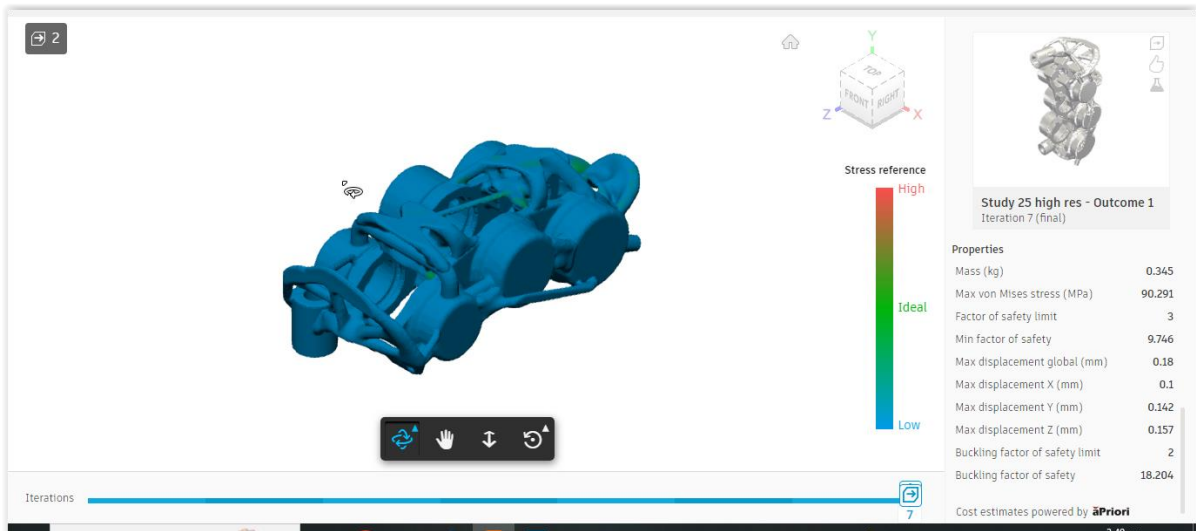
Εικόνα 86: Ανάλυση τάσεων έκτου αποτελέσματος



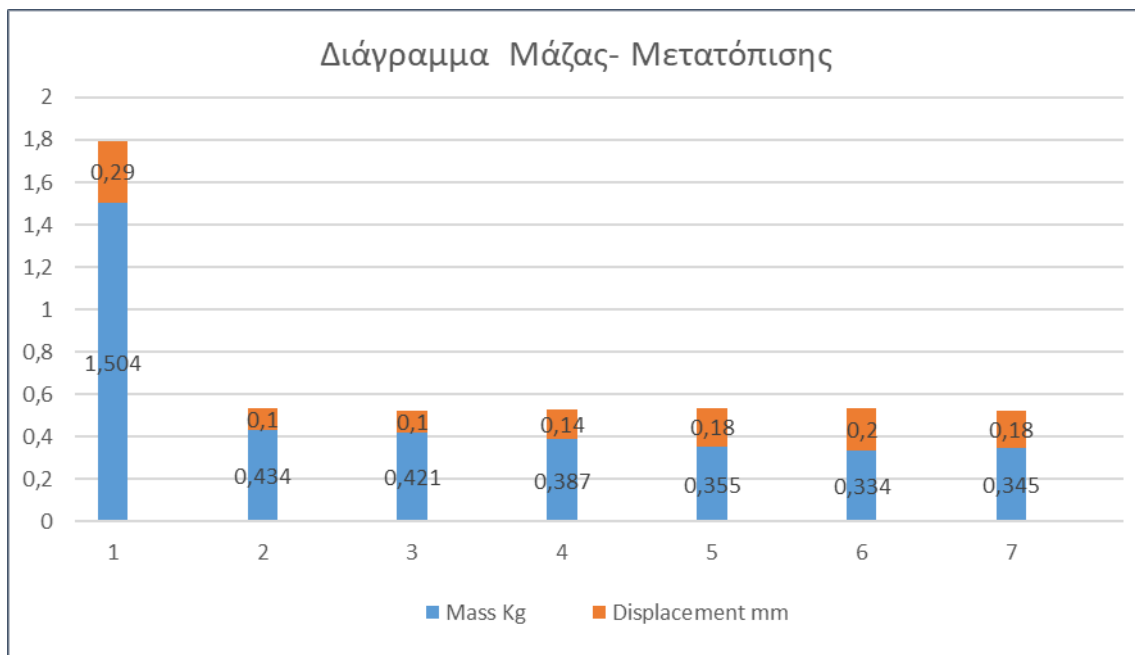
Εικόνα 87: Προεπισκόπηση εβδομουν αποτελέσματος *Generative Design*



Εικόνα 88: Έβδομο και τελευταίο αποτέλεσμα *Generative Design*



Εικόνα 89: Ανάλυση τάσεων έβδομου αποτελέσματος



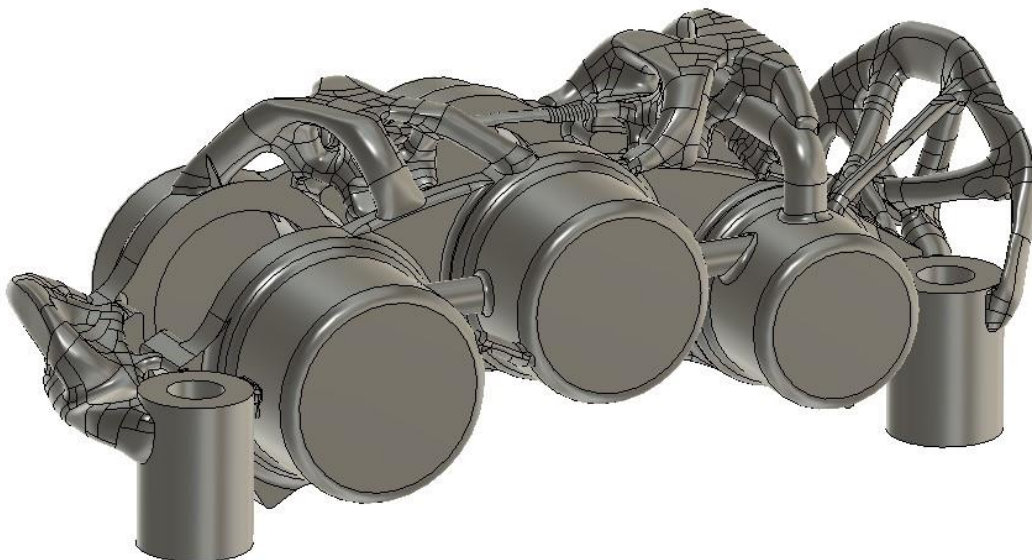
Εικόνα 90: Διάγραμμα Μάζας – Μετατόπισης παραγόμενων λύσεων Γενετικού σχεδιασμού

➤ Τελική επεξεργασία και διαμόρφωση

Αφού επιλέχθηκε το μοντέλο (Εικόνα 91) μετά τον γενετικό σχεδιασμό, στο πακέτο λογισμικού Fusion360, ήταν προφανές ότι θα έπρεπε να τροποποιήσουμε το μοντέλο που δημιουργήθηκε στα προηγούμενα βήματα.

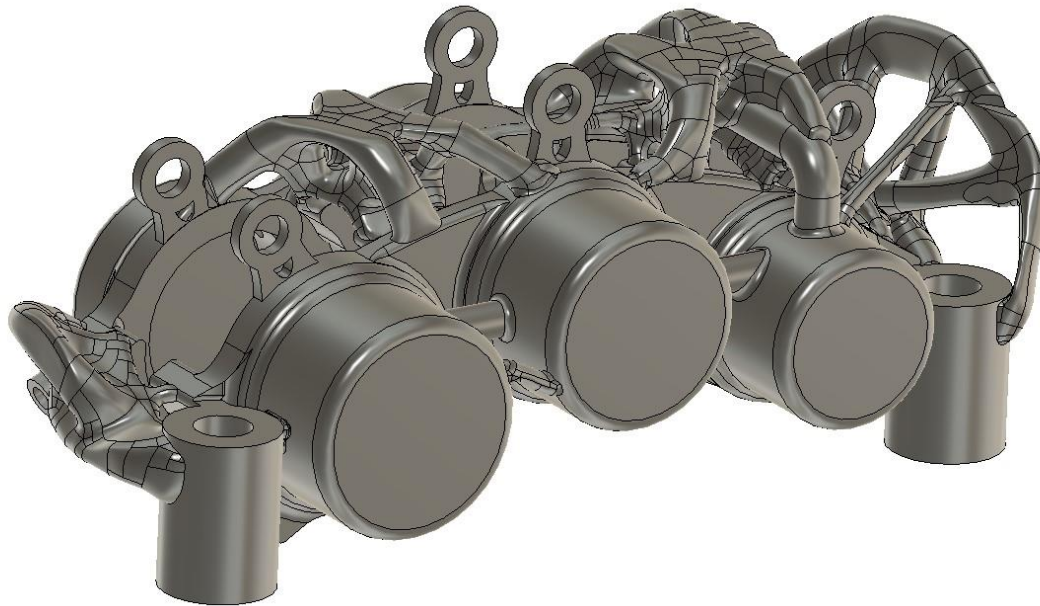
Ο λόγος για αυτό, είναι επειδή χρειάζεται να προσθέσουμε κάποια ανοίγματα πρόσβασης που θα χρησιμοποιούνταν για την εκ των υστέρων επεξεργασία των κυλίνδρων της δαγκάνας μετά την εκτύπωση και κάποια σημεία στηρίξεων συγκράτησης των πείρων ασφάλειας, ώστε να συγκρατούν τα τακάκια στην θέση τους, πάνω στην δάγκανα. Ακόμη, θα χρειαστεί να ελέγξουμε την παραγόμενη γεωμετρία από λάθη και αστοχίες του προγράμματος κατά τη λύση και κατασκευή του μοντέλου.

Αυτά τα χαρακτηριστικά, έπρεπε να διαμορφωθούν, μετά από την ανάλυση των πεπερασμένων στοιχείων, διότι υστερά από την ολοκλήρωση της μελέτης τοπολογίας, η γεωμετρία που απομένει είναι δύσκολο να τροποποιηθεί. Παρακάτω είναι οι εικόνες από τα βήματα που έγιναν στο τροποποιημένο μοντέλο που θα χρησιμοποιηθεί για την κατασκευή της δαγκάνας. Για τα πεπερασμένα στοιχεία χρησιμοποιείται το τροποποιημένο μοντέλο με κάποιες διορθώσεις και προσθήκες στην γεωμετρία με σκοπό της αύξηση της αξιοπιστίας.



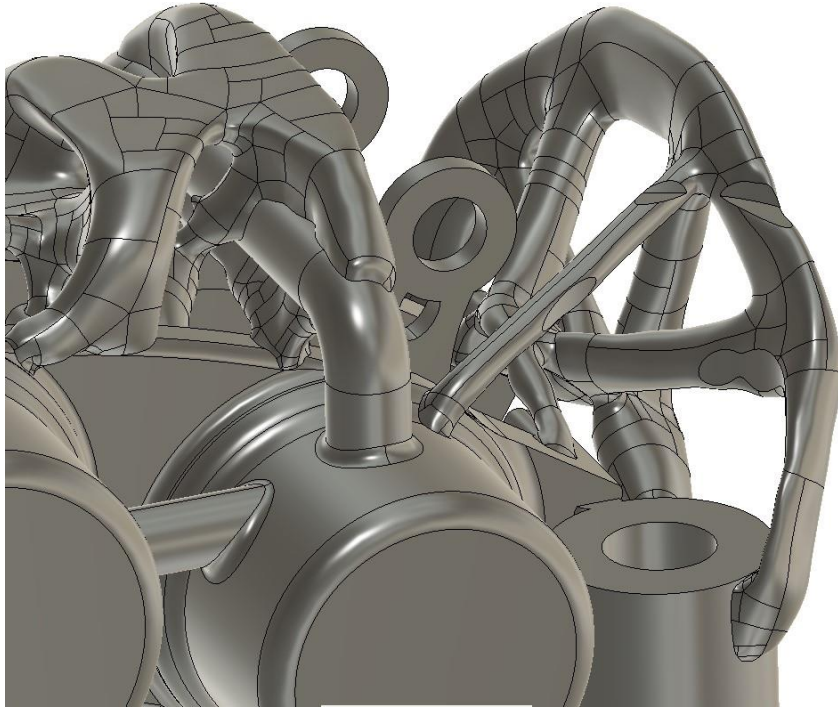
Εικόνα 91: Έβδομο μοντέλο Generative Design

1. Οι στηρίξεις συγκράτησης που τοποθετήθηκαν μετά τον γενετικό σχεδιασμό στην δάγκανα, ήταν μια απόφαση που έγινε έπειτα από αρκετές προσπάθειες να ενταχθούν στην μελέτη. Παρατηρήθηκε ότι, ήταν αρκετά πιο δύσκολο και περίπλοκο για το λογισμικό να επιλύσει και να κατασκευάσει τις απαραίτητες γεωμετρίες συγκαταλέγοντας περισσότερους περιορισμούς.

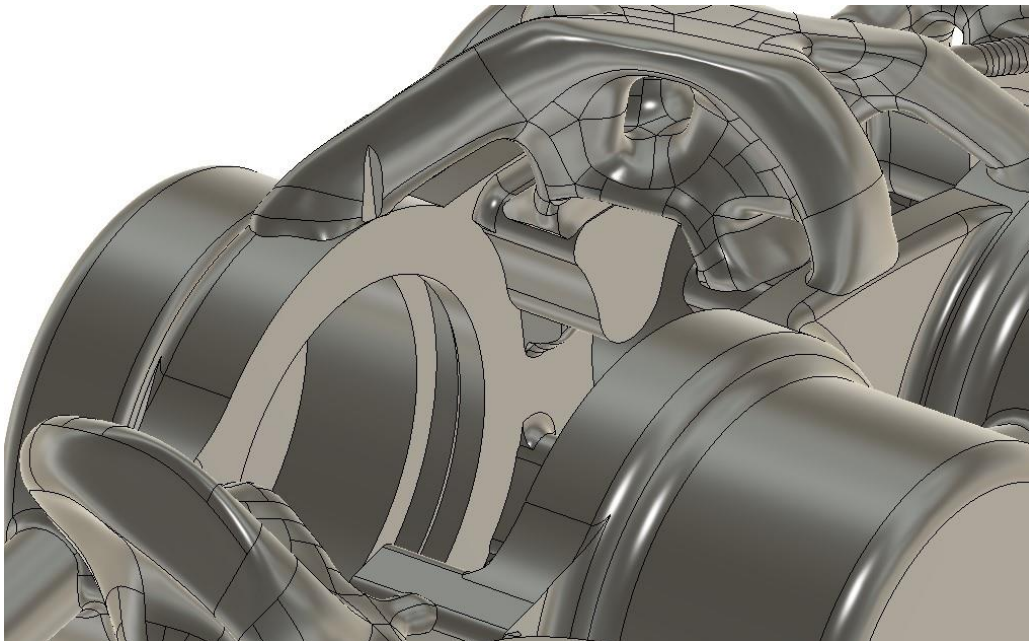


Εικόνα 92: Προσθήκη στηρίξεων συγκράτησης πείρων ασφάλειας

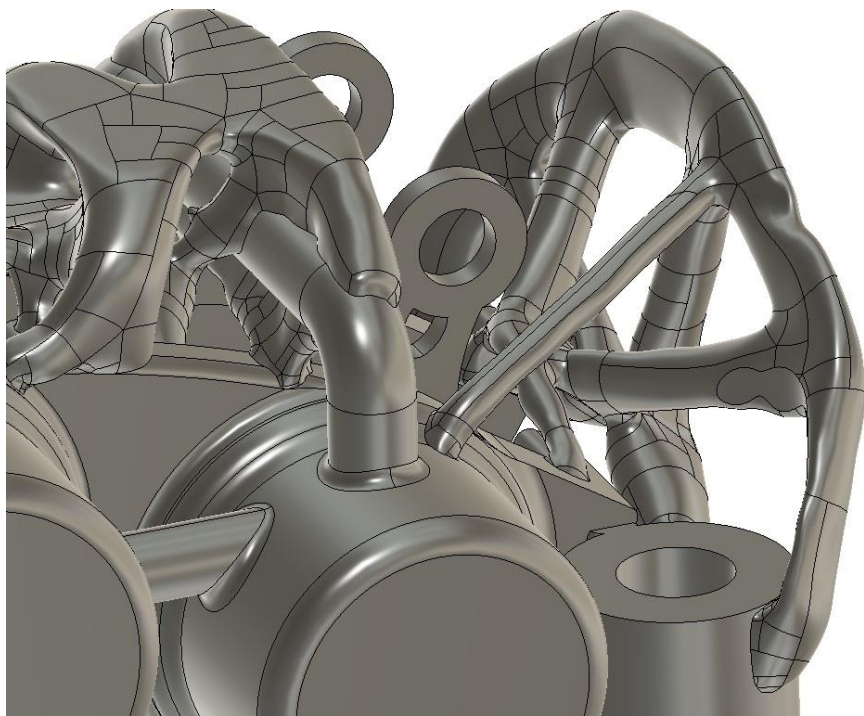
2. Κατά την μοντελοποίηση του generative design, παρατηρήθηκε ότι αρκετές λύσεις παρουσίαζαν κάποια σημεία ασυνέχειας και αστοχίας στη γεωμετρία. Βρέθηκε ότι ο λόγος αυτών των ανωμαλιών στην γεωμετρία ευθύνεται στις γεωμετρίες εμπόδια που είχαν τοποθετηθεί κατά την επίλυση της μελέτης. Κατά την αξιολόγηση των μοντέλων με πεπερασμένα στοιχεία, γύρω από τις αστοχίες αυτές, παρουσιάζονται τοπικά και ολικά μέγιστα τάσεων, εξαιτίας των ακμών που δημιούργησε το πρόγραμμα στην προσπάθεια του να αποφύγει τις γεωμετρίες εμπόδια (Βλέπε Εικόνα 93). Με βάση τα παραπάνω, έγινε προσπάθεια διόρθωσης όλων των ανωμαλιών που εντοπίστηκαν και ενισχύθηκαν σημεία με υψηλές τάσεις. Γίνεται περαιτέρω αναφορά στο επόμενο κεφάλαιο.



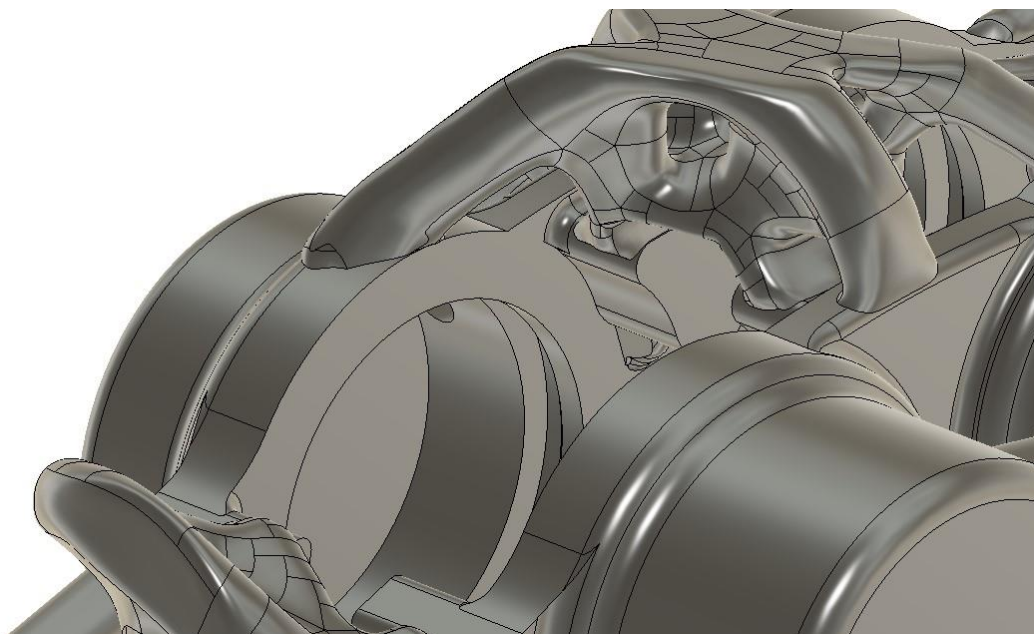
Εικόνα 93: Ανομαλίες στην γεωμετρία της δαγκάνας 1



Εικόνα 94: Ανομαλίες στην γεωμετρία της δαγκάνας 2

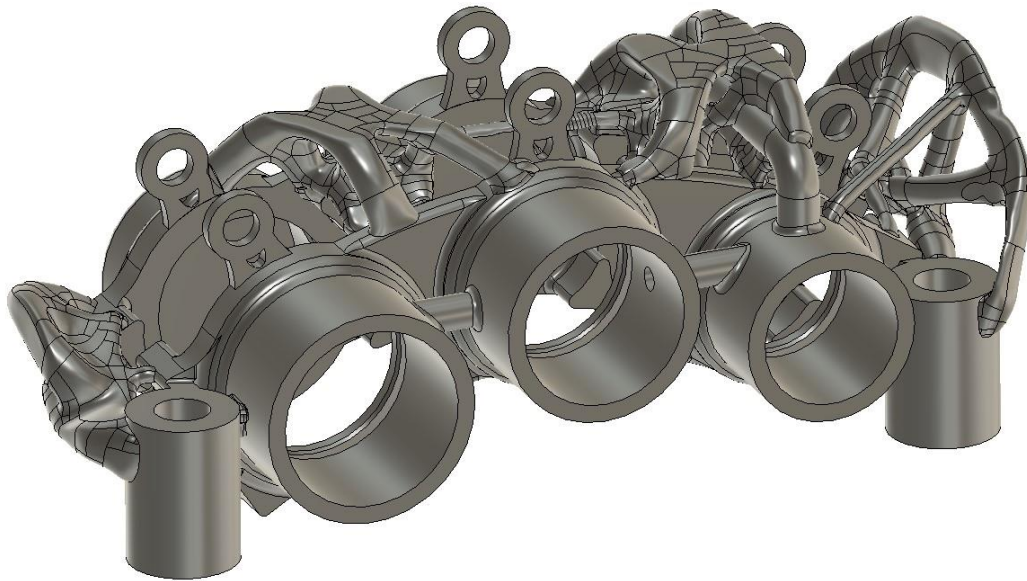


Εικόνα 95: Διόρθωση ανωμαλιών 1



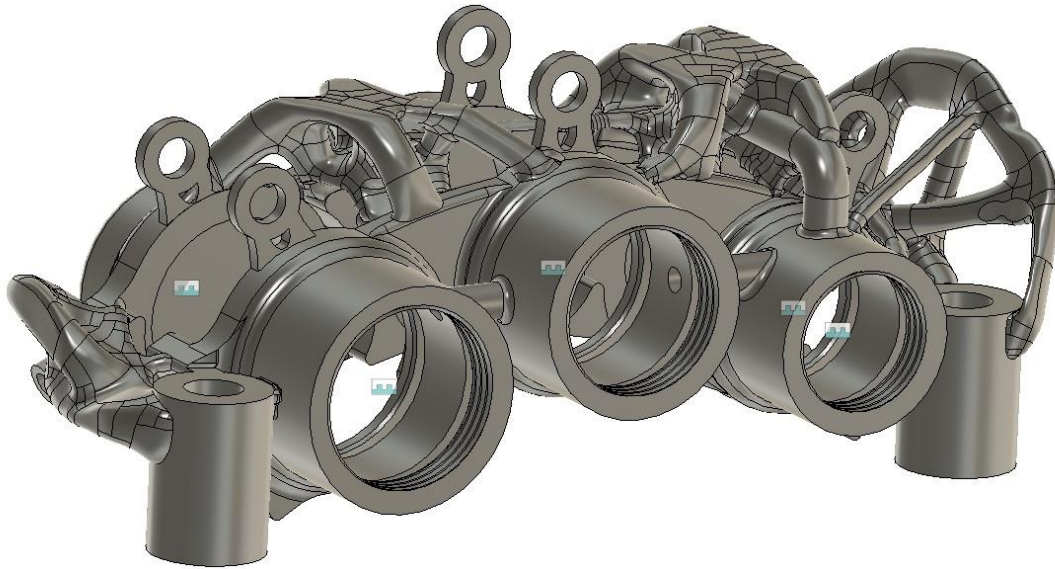
Εικόνα 96: Διόρθωση ανωμαλιών 2

3. Τα ανοίγματα στο πίσω μέρος των κυλίνδρων έγιναν, ώστε να επιτρέψουν την μετεπεξεργασία των κυλίνδρων της δαγκάνας. Ο λόγος είναι, επειδή όταν το εξάρτημα εκτυπώνεται μέσω προσθετικών κατεργασιών, η επιφάνεια που δημιουργείται μέσα σε στους κυλίνδρους δεν είναι κατάλληλη για να δημιουργήσει αποτελεσματική σφράγιση εξαιτίας της τραχύτητας.



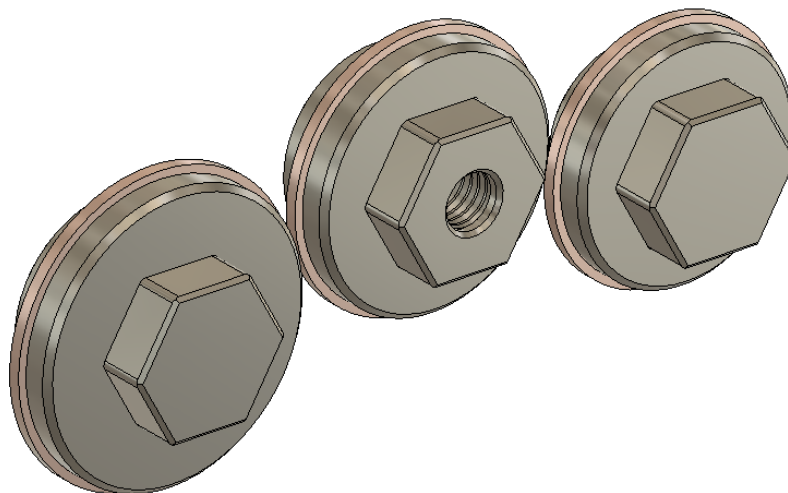
Εικόνα 97: Ανοίγματα πρόσβασης για μετεπεξεργασία κυλίνδρων

4. Δεδομένου ότι αυτό το τμήμα της δαγκάνας, θα πρέπει να υποβληθεί σε μηχανική επεξεργασία αφού ολοκληρωθεί η εκτύπωση με παραδοσιακές τεχνικές φρεζαρίσματος ώστε να κατεργαστούν τις διαστάσεις στις ανοχές που έχουμε υπολογίσει. Αυτό θα δημιουργήσει μια επιφάνεια που θα επιτρέψει μια σφιχτή συναρμογή μεταξύ του στεγανοποιητικού και του εμβόλου της δαγκάνας του φρένου.

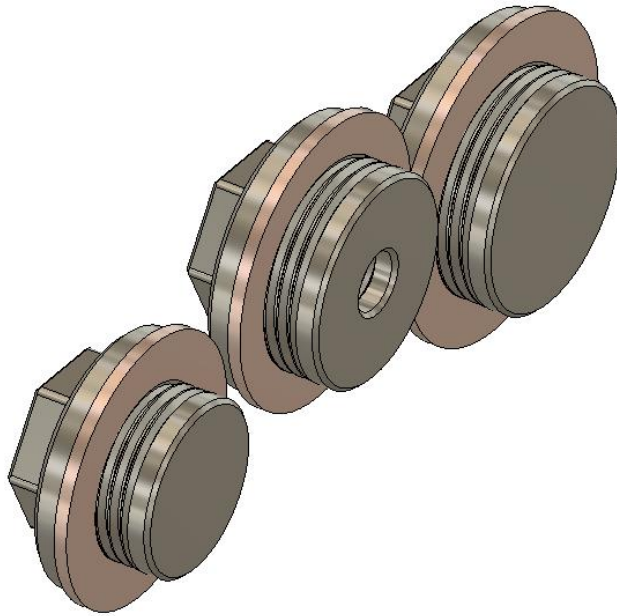


Εικόνα 98: Προσθήκη σπειρωμάτων και αυλακίου στεγανοποίησης

Για να κλειστούν αυτές οι τρύπες, χρειάστηκε να μοντελοποιηθούν προσαρμοσμένα βύσματα ή καπάκια. Αυτά τα καπάκια έχουν σχεδιαστεί με τέτοιο τρόπο, ώστε να μπορούν να κατασκευαστούν είτε με παραδοσιακές είτε με προσθετικές κατεργασίες. Αυτά τα βύσματα θα πρέπει να μπορούν βιδώσουν στο σώμα της δαγκάνας και να δημιουργήσουν ένα σφράγισμα που δεν θα επιτρέπει τη διαφυγή του υγρού φρένων υπό πίεση. Γι' αυτό τον λόγο, χρησιμοποιούνται δακτυλίδια χαλκού, όπου με την ροπή σφιξίματος, τα δακτυλίδια παραμορφώνονται και στεγανοποιούν, λειτουργώντας ως φλάντζα αναμεσα στις δυο επιφάνειες.

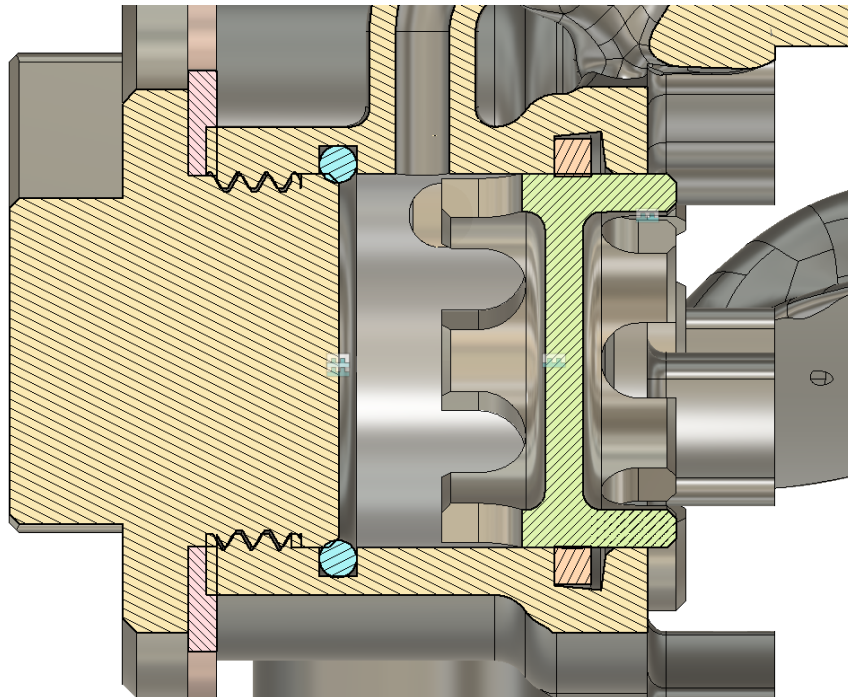


Εικόνα 99 : Μπροστινή όψη από τα καπάκια των κύλινδρων του φρένου

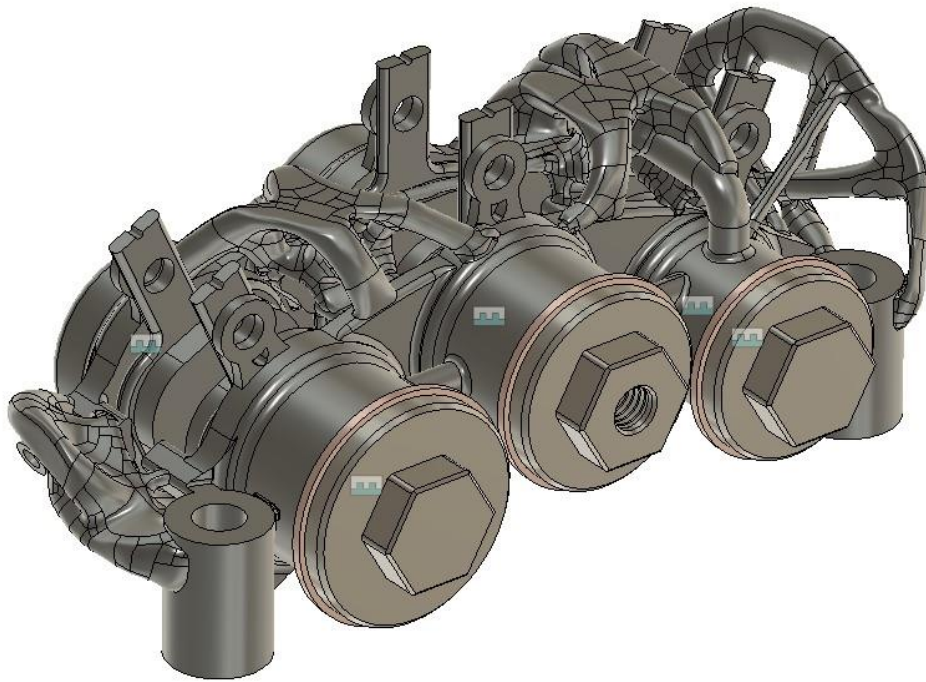


Εικόνα 100: Πίσω όψη από τα καπάκια των κύλινδρων του φρένου

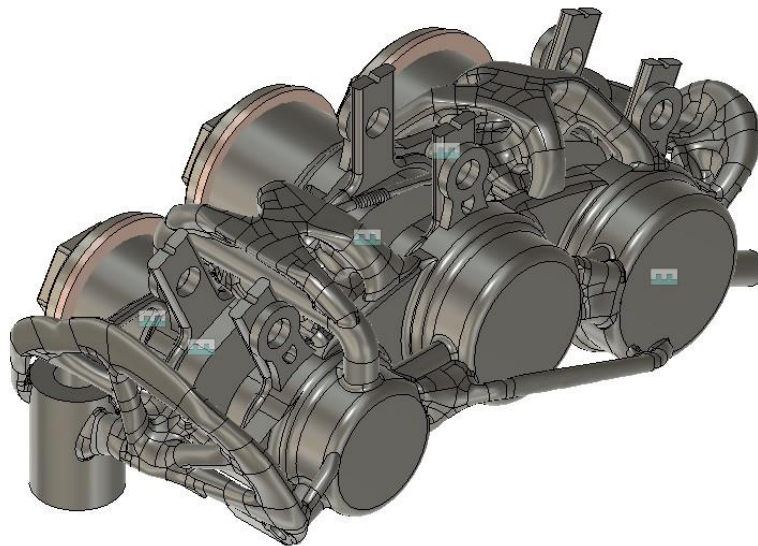
5. Για επιπλέον προστασία, διαμορφώθηκαν εσωτερικά των κυλίνδρων της δαγκάνας, πρόσθετα αυλάκια στεγανοποίησης για O-ring. Ακόμη, προστέθηκε όπως φαίνεται και παραπάνω, υποδοχή με σπείρωμα στο μεσαίο καπάκι για το σωληνάκι πίεσης του φρένου.



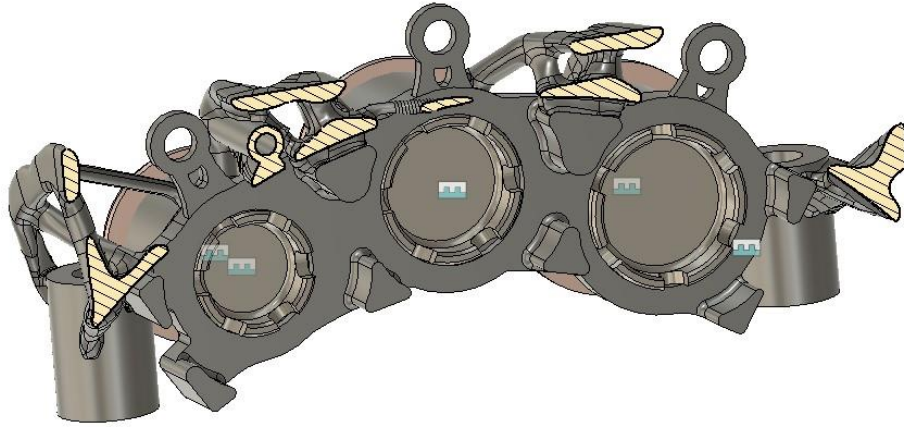
Εικόνα 101: Τομή του κυλίνδρου της δαγκάνας με εστίαση στα αυλάκια στεγανοποίησης



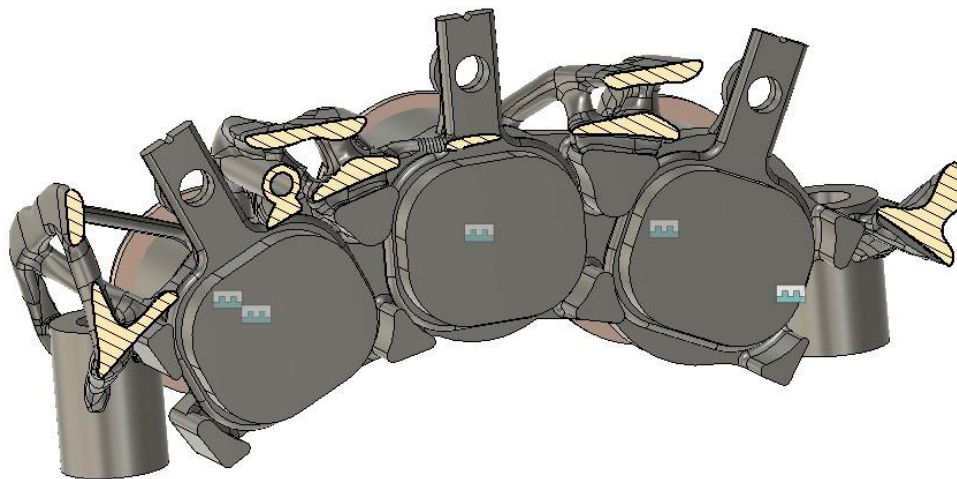
Εικόνα 102: Ολοκληρωμένη όψη δαγκάνας 1



Εικόνα 103: Ολοκληρωμένη όψη δαγκάνας 2



Εικόνα 104: Τομή της δαγκάνας στη μέση χωρίς τακάκια



Εικόνα 105: Τομή της δαγκάνας στη μέση με τακάκια

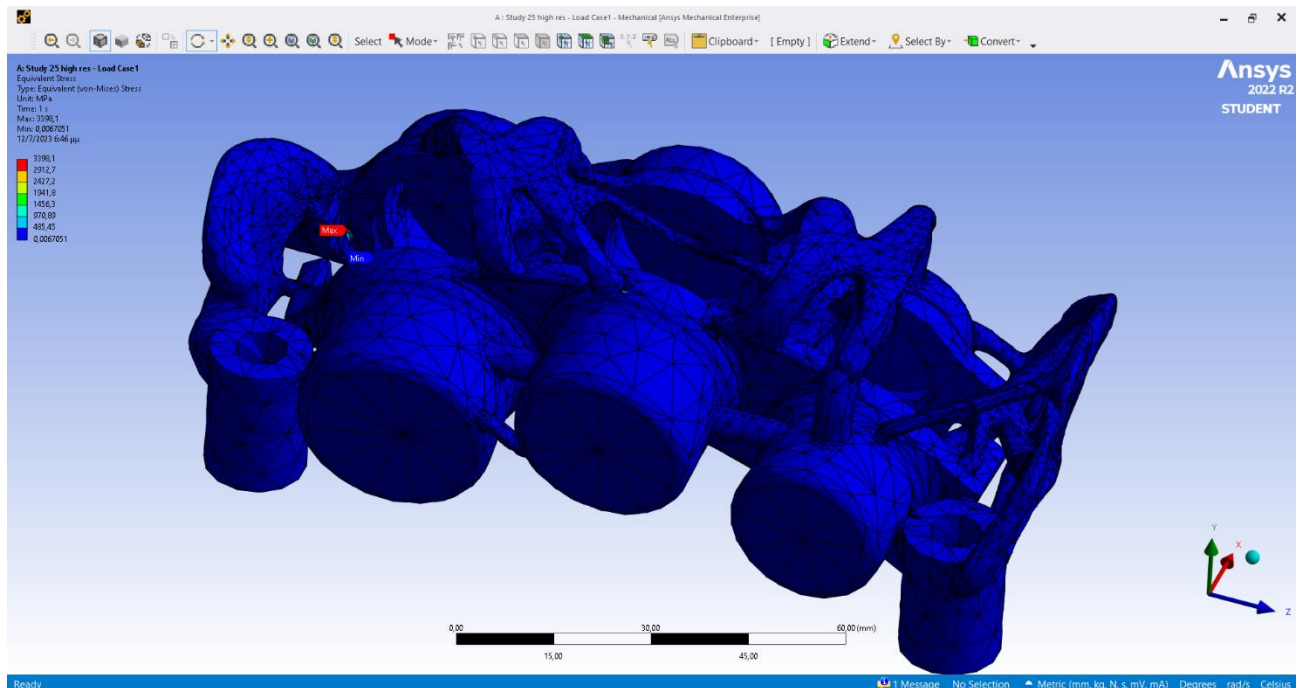
5. Ανάλυση Πεπερασμένων Στοιχείων στο Ansys

5.1. Εισαγωγή

Το λογισμικό Fusion360 προσφέρει την δυνατότητα αποστολής του μοντέλου με όλες τις δυνάμεις και τους περιορισμούς απευθείας στο περιβάλλον του Ansys Mechanical. Το Ansys είναι ένα από τα ισχυρότερα και πιο διαδεδομένα πρόγραμμα πεπερασμένων στοιχείων στην αγορά. Η αξιοποίηση του γίνεται μέσω της φοιτητικής αδείας που προσφέρει η εταιρία, δωρεάν σε κάθε φοιτητή.

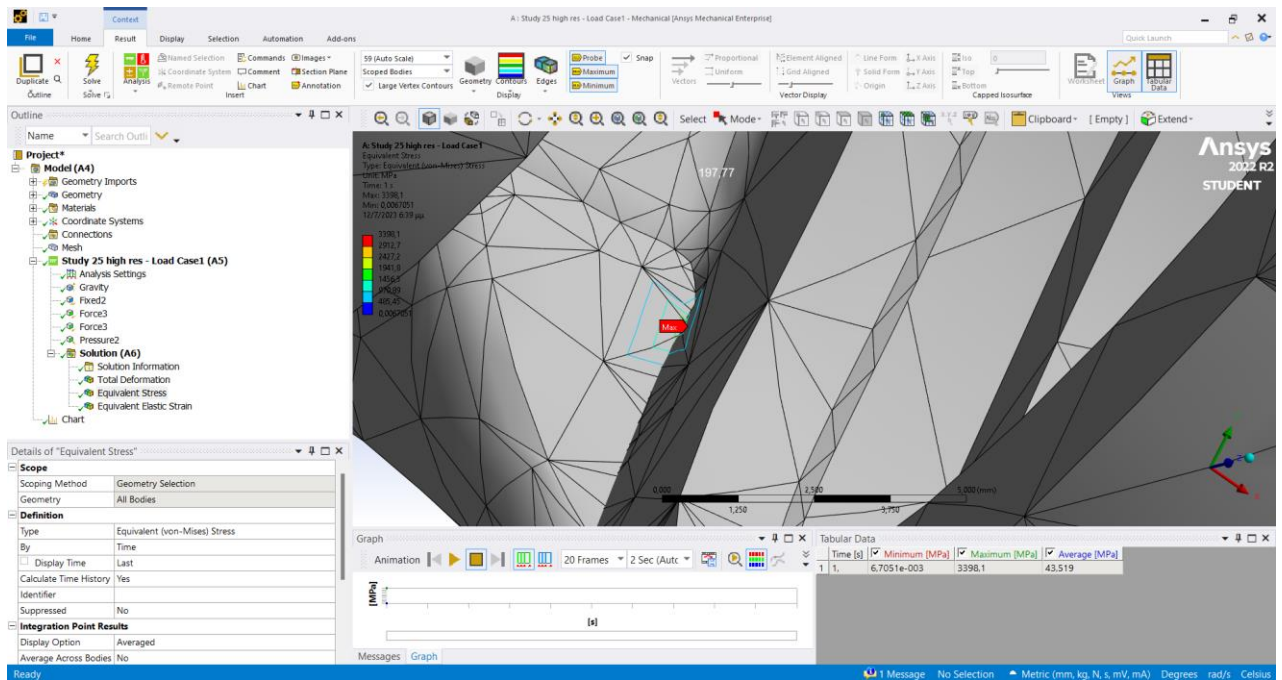
Εφόσον έχουμε ολοκληρώσει με τις διορθώσεις στην γεωμετρία της κατασκευής, μπορούμε να την εισάγουμε στο περιβάλλον του Ansys Mechanical. Μετά την εφαρμογή καθενός από τους περιορισμούς και των δυνάμεων στη δαγκάνα, μπορούμε να προχωρήσουμε στην δημιουργία τους πλέγματος και στη λύση του προβλήματος. Τα FEA χρησιμοποιούνται για να διασφαλιστεί ότι εφαρμόζονται σωστά οι δυνάμεις στην δαγκάνα, οι τάσεις κατανέμονται ομοιόμορφα και ότι η παραμόρφωση του εξαρτήματος είναι η αναμενόμενη. Παρακάτω φαίνονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τη μελέτη και οι διάφορες τροποποιήσεις που πραγματοποιήθηκαν για την διασφάλιση αξιοπιστίας της κατασκευής.

5.2. Ανάλυση αποτελεσμάτων



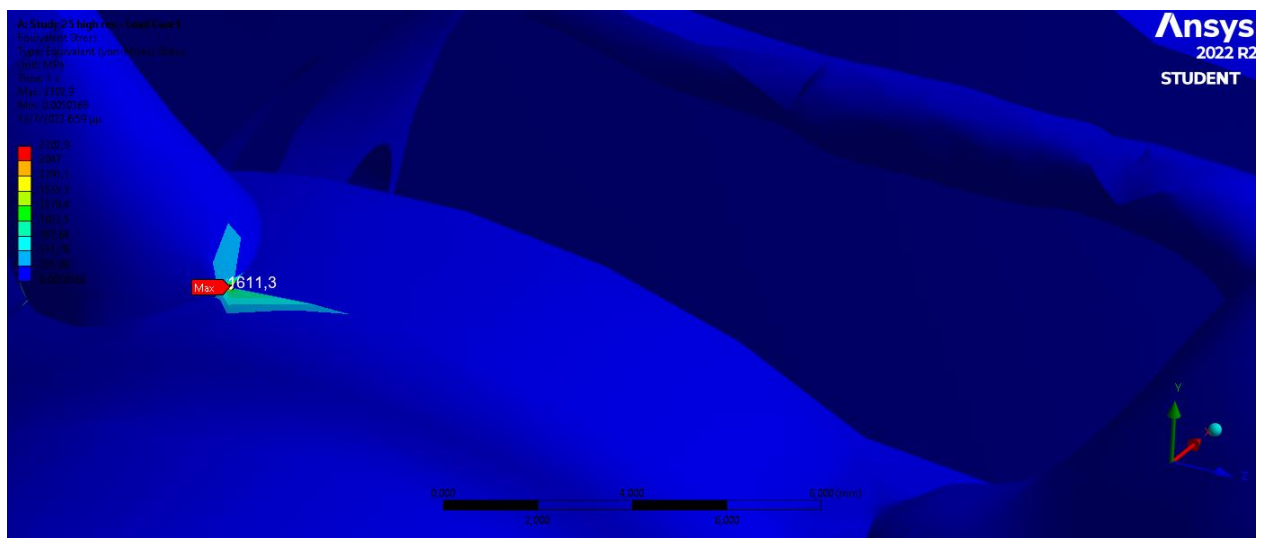
Εικόνα 106: Αποτέλεσμα τάσεων στην δαγκάνα

Προκύπτει ότι έχουμε συγκεντρωμένες τάσεις της τάξης των 3400 MPa σε ένα μικρό κομμάτι στην στήριξη που ακουμπά το τακάκι. Έπειτα από έρευνα διαπιστώθηκε ότι υπήρχαν ανωμαλίες στην γεωμετρία κατασκευής λόγω αστοχίας αναδίπλωσης υλικού από τον γενετικό σχεδιασμό.



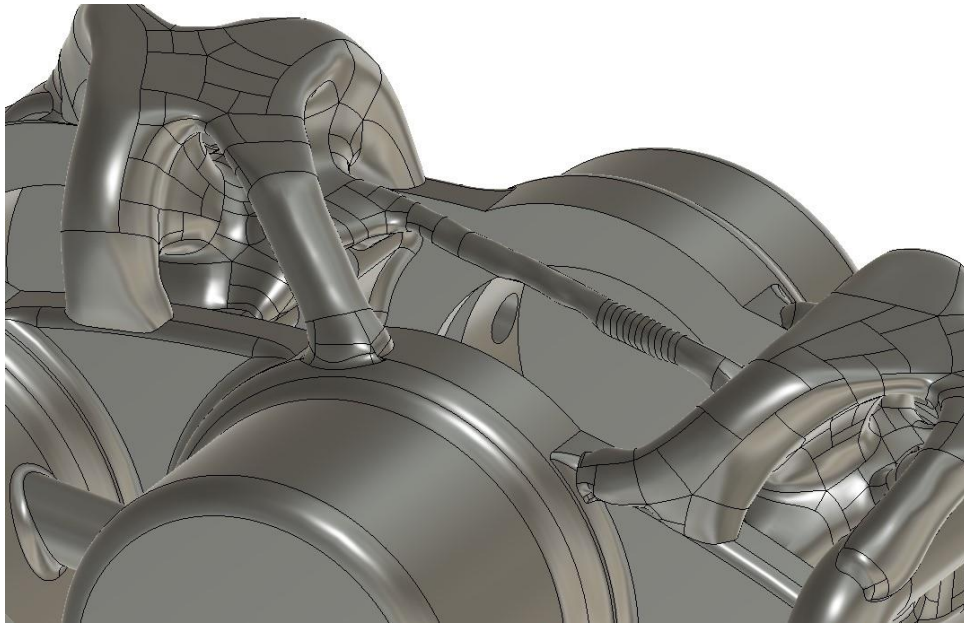
Εικόνα 107: Συγκεντρωμένες τάσεις στην στήριξη του τακακιού

Έπειτα από την διόρθωση της γεωμετρίας, ξανά εφαρμόστηκαν πεπερασμένα στοιχεία.

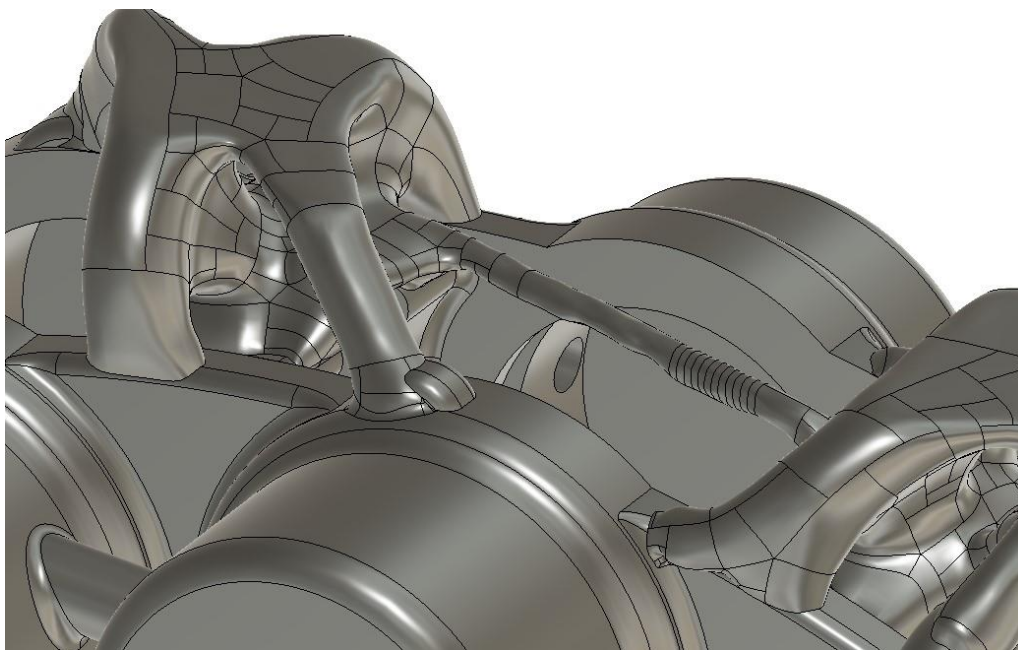


Εικόνα 108: Συγκεντρωμένες τάσεις στην ένωση των γεωμετριών

Μετά την τροποποίηση, εμφανίζει τοπικό μέγιστο 2300 MPa στην ένωση του κυλίνδρου με την γεωμετρία του generative design όπως διακρίνεται και στην φωτογραφία παραπάνω. Γι' αυτό προστέθηκε ένα νεύρο στην περιοχή που χρειάζεται ενίσχυση.

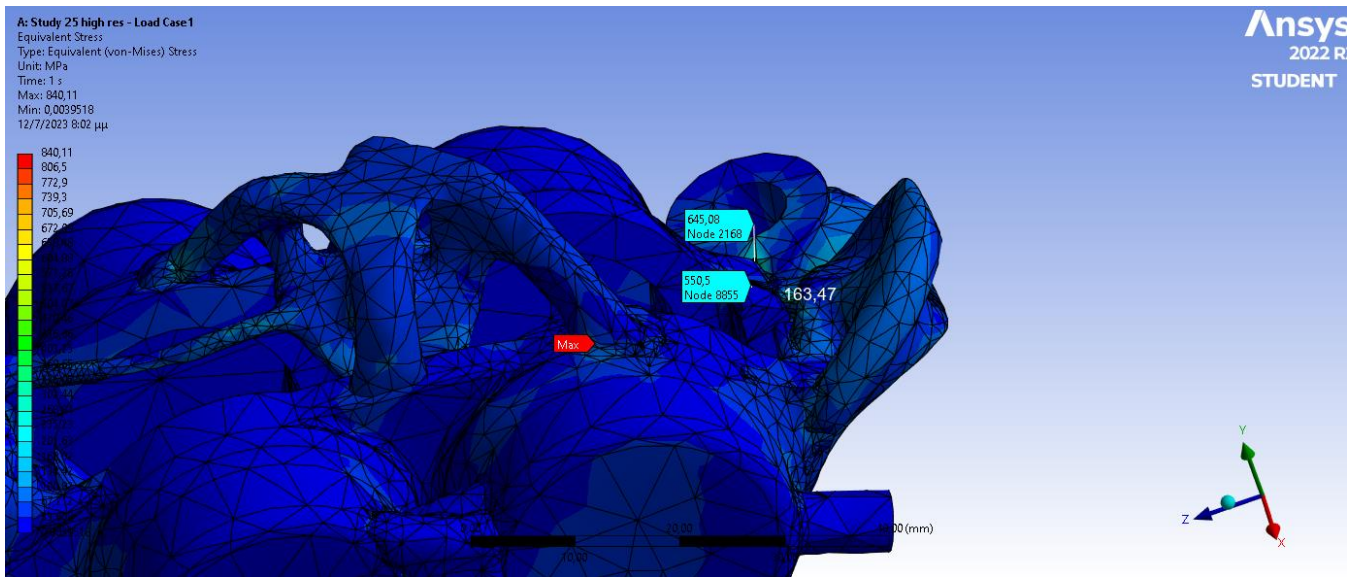


Εικόνα 109: Πριν την προσθήκη νεύρου



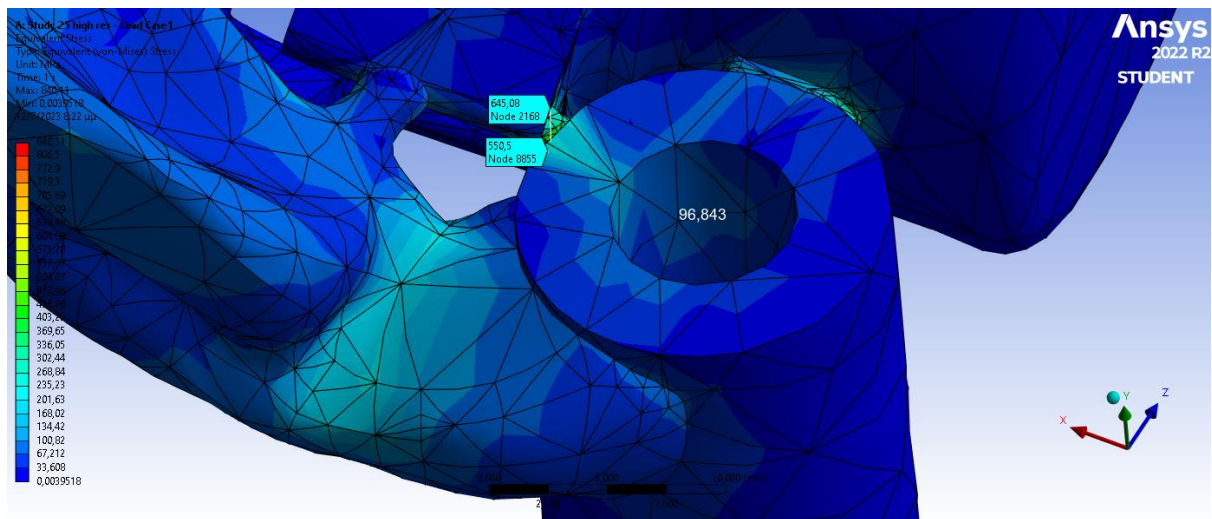
Εικόνα 110: Μετά την προσθήκη νεύρου

Αποτελέσματα μετά την προσθήκη του νεύρου, η μέγιστη ολική τάση ανέρχεται στα 840 MPa.

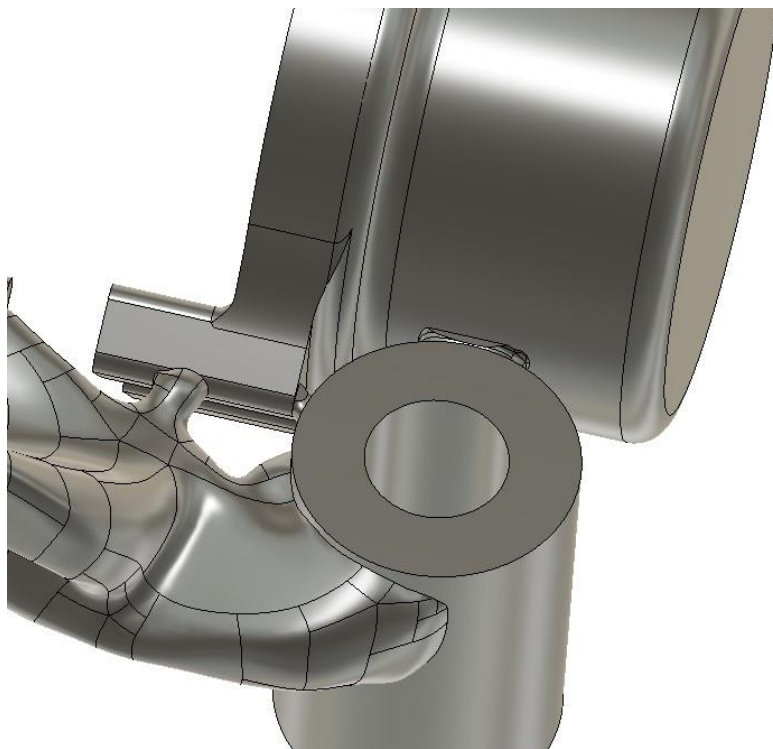


Εικόνα 111: Τάσεις μετά την προσθήκη πρώτου νεύρου

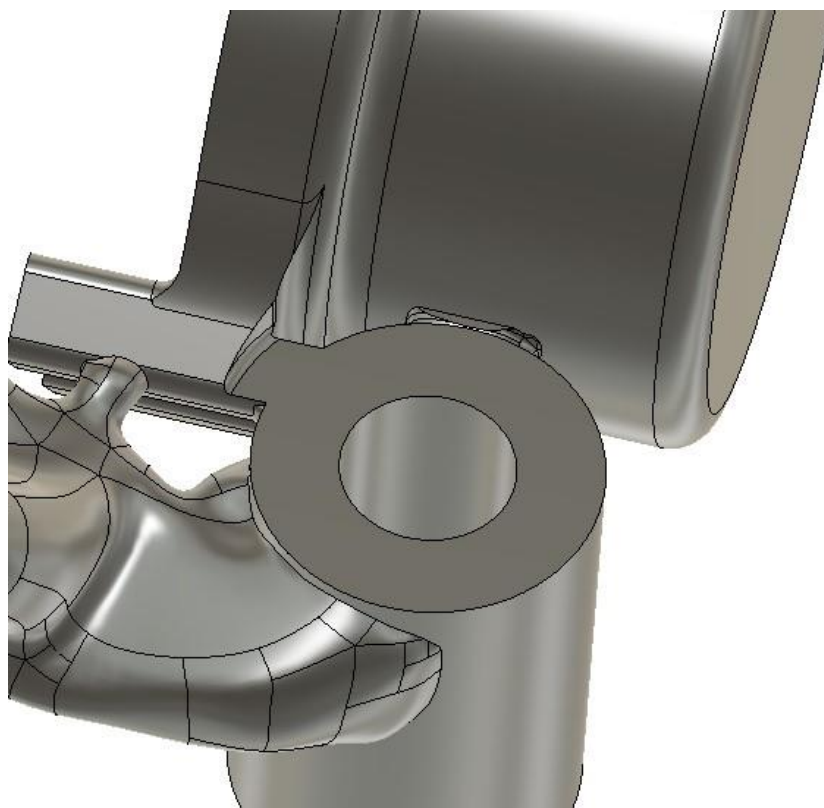
Είναι δυνατόν να μειωθούν περαιτέρω οι τάσεις προσθέτοντας ένα ακόμη νεύρο στο σημείο που εμφανίζονται οι μέγιστες τάσεις αλλά και να ενισχυθούν τα υπόλοιπα σημεία που εμφανίζουν τοπικά μέγιστα.



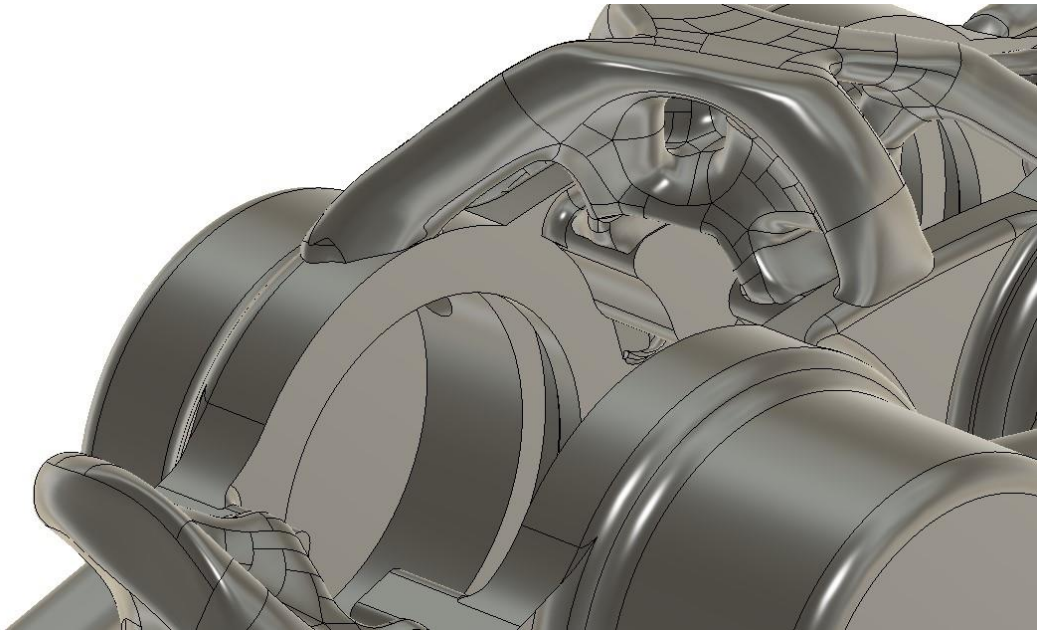
Εικόνα 112: Τάσεις γύρω από την στήριξη έδρασης



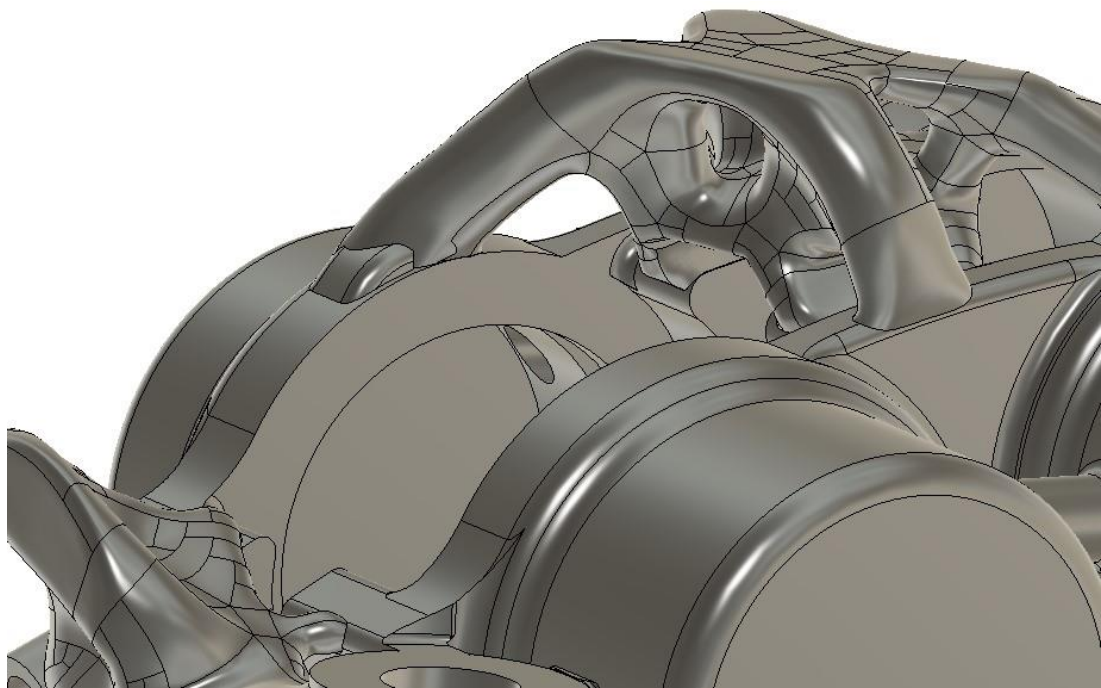
Εικόνα 113 : Περιοχή γύρω από την στήριξη πριν την ενίσχυση



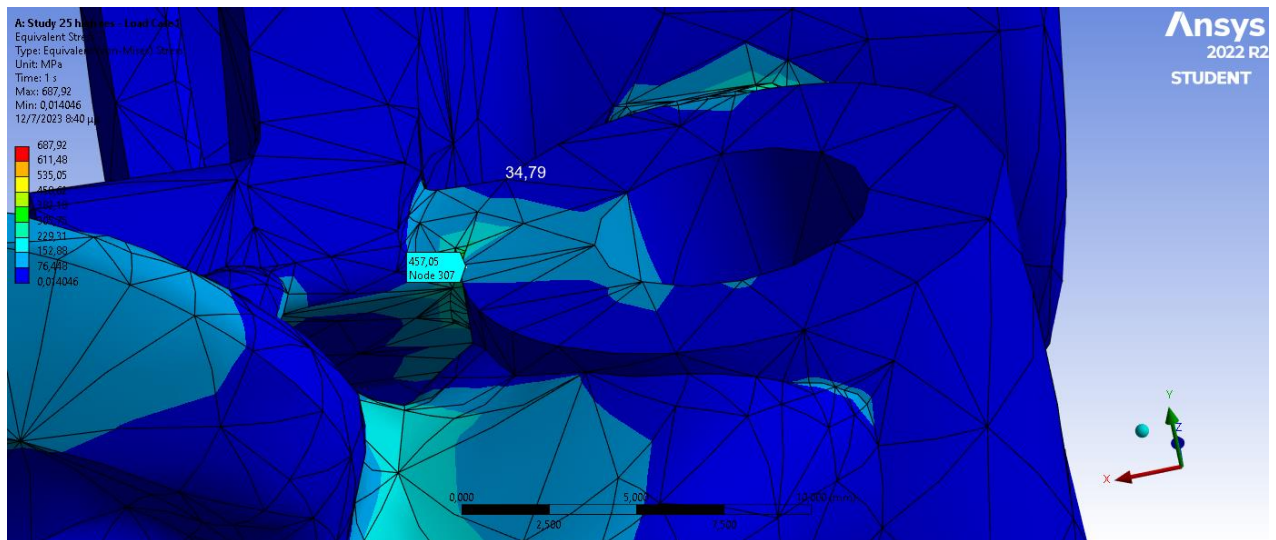
Εικόνα 114: Περιοχή γύρω από την στήριξη μετά την ενίσχυση



Εικόνα 115: Πριν την προσθήκη νεύρου 2

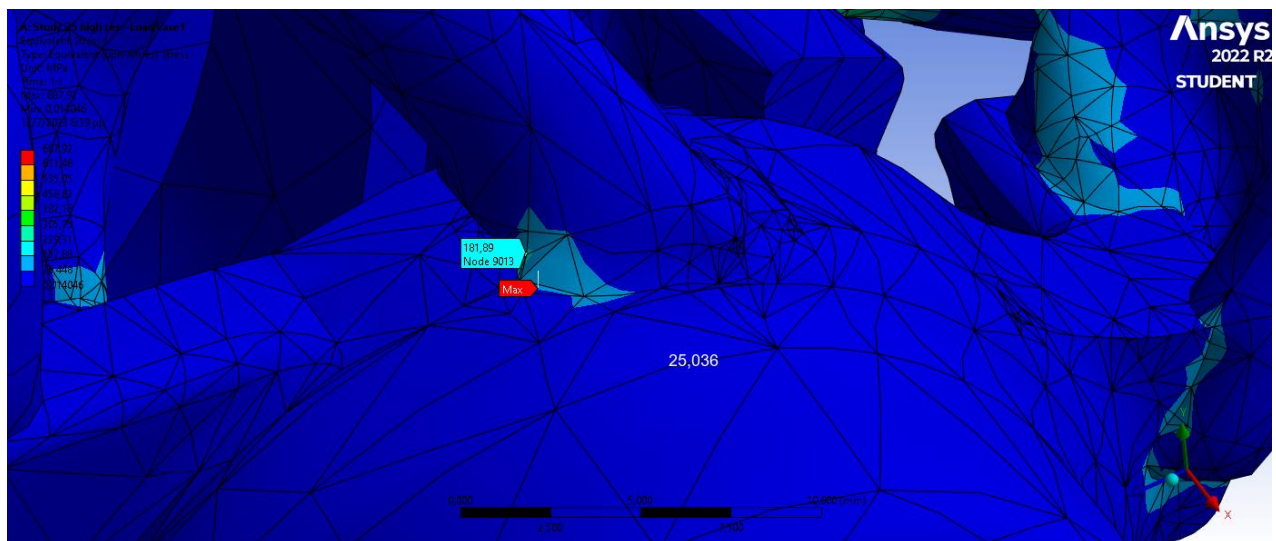


Εικόνα 116: Μετά την προσθήκη νεύρου 2



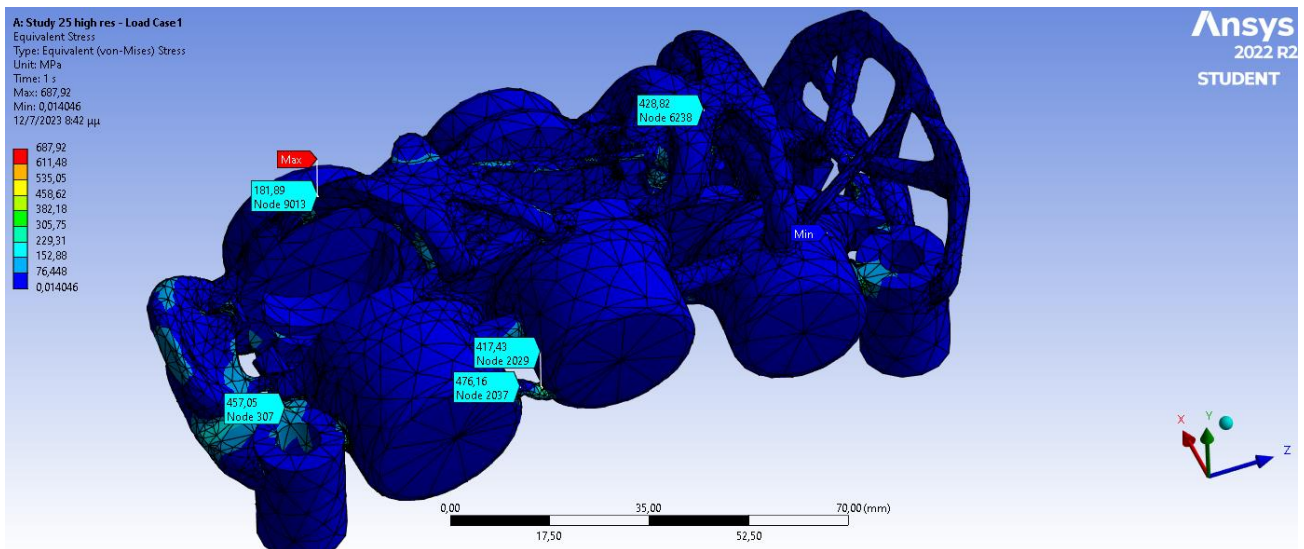
Εικόνα 117: Τάσεις στην στήριξη μετά την ενίσχυση

Πριν την παρέμβαση στην γεωμετρία, η συγκεκριμένη περιοχή είχε τοπικό μέγιστο 645 MPa. Κατάφερα και μειώσαμε τη μέγιστη τάση περίπου κατά 190 MPa.



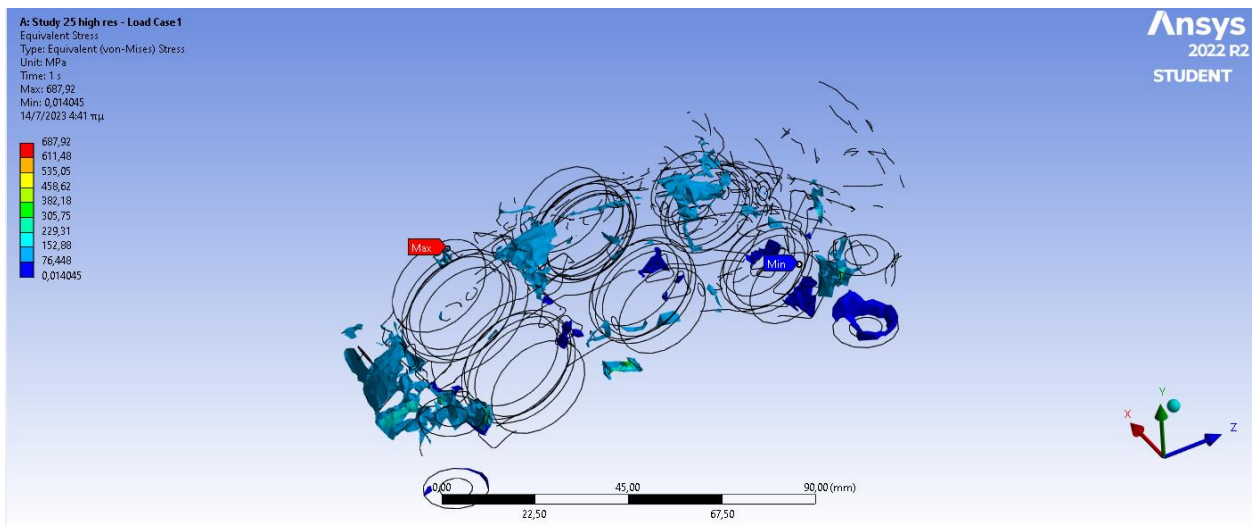
Εικόνα 118: Τάσεις στην ένωση μετά την ενίσχυση

Παρατηρείται σφάλμα τοπικού μεγίστου τάσεων όπως φαίνεται στην Εικόνα 118. Ο λόγος που μπορεί να συμβαίνει αυτό είναι εξαιτίας μη ικανοποιητικού πλέγματος διακριτοποίησης ή απειρισμού των τάσεων λόγω κάποιας ακμής. Η προτεινόμενη λύση, θα ήταν μια τοπική πύκνωση του πλέγματος, κάτι βέβαια που δεν μας επιτρέπεται να κάνουμε λόγω του περιορισμού στην χρήση των μέγιστων δυνατών κόμβων, που προσφέρει η φοιτητική άδεια του Ansys.

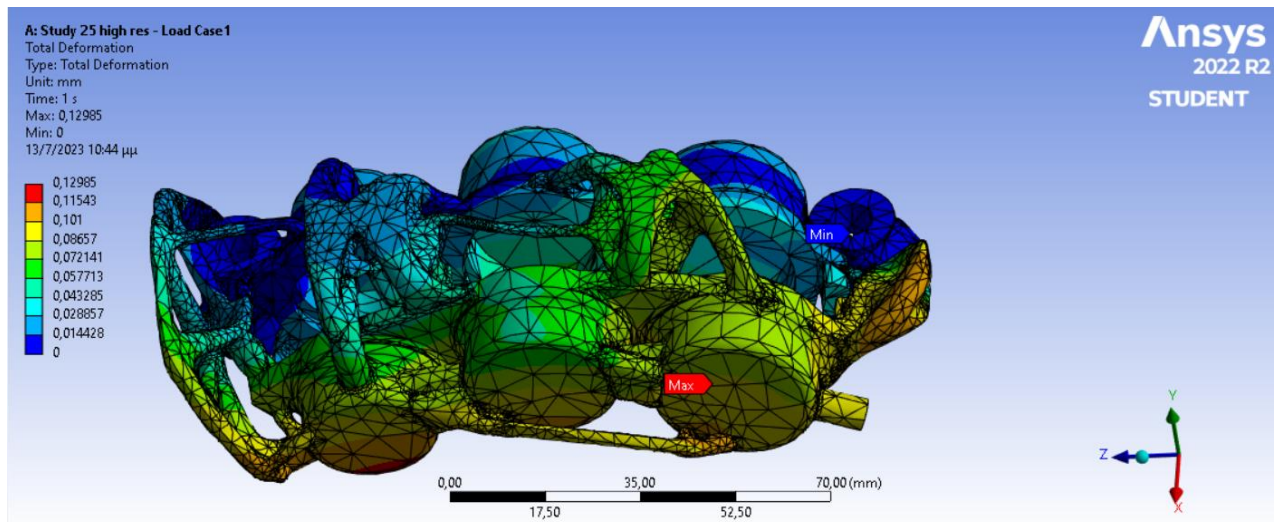


Εικόνα 119: Τάσεις δαγκάνας

Από την παραπάνω εικόνα παρατηρείται ότι οι τάσεις έχουν μειωθεί από τα 840 στα 688 MPa. Μια συνολική μείωση κατά 18%. Αναλογιζόμενοι το σφάλμα που παρουσιάζεται παραπάνω, οι μέγιστες τάσεις εμφανίζονται γύρω από την περιοχή του νεύρου που ενώνει τον μεγαλύτερο με τον μεσαίο κύλινδρο. Οι μέγιστες τάσεις φαίνεται να είναι στην περιοχή των 475-500 MPa.

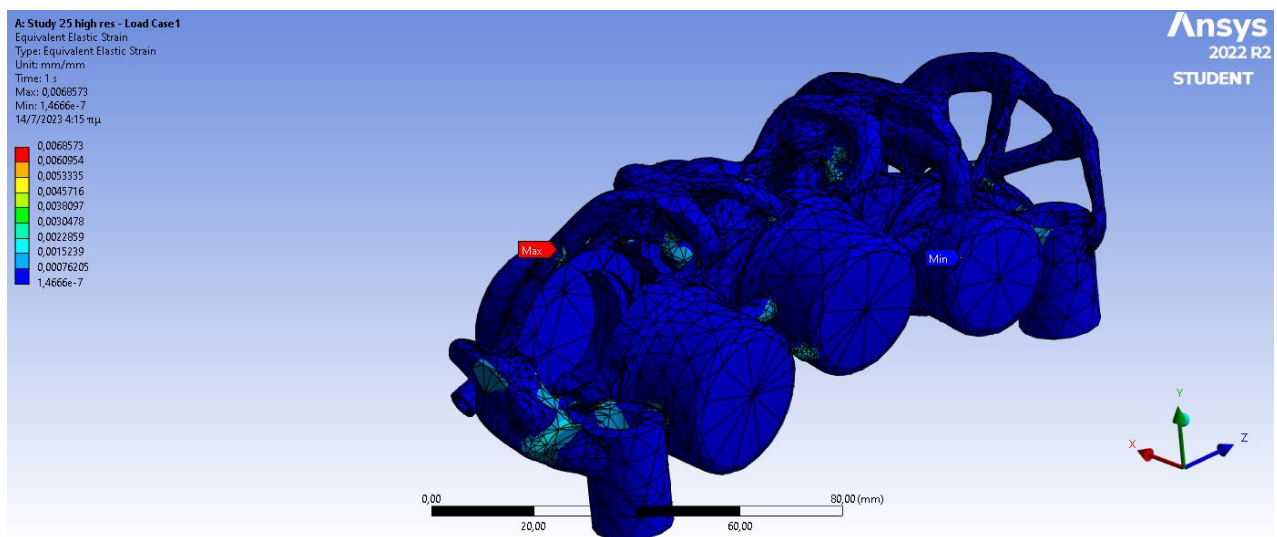


Εικόνα 120: Τάσεις δαγκάνας τμηματικά

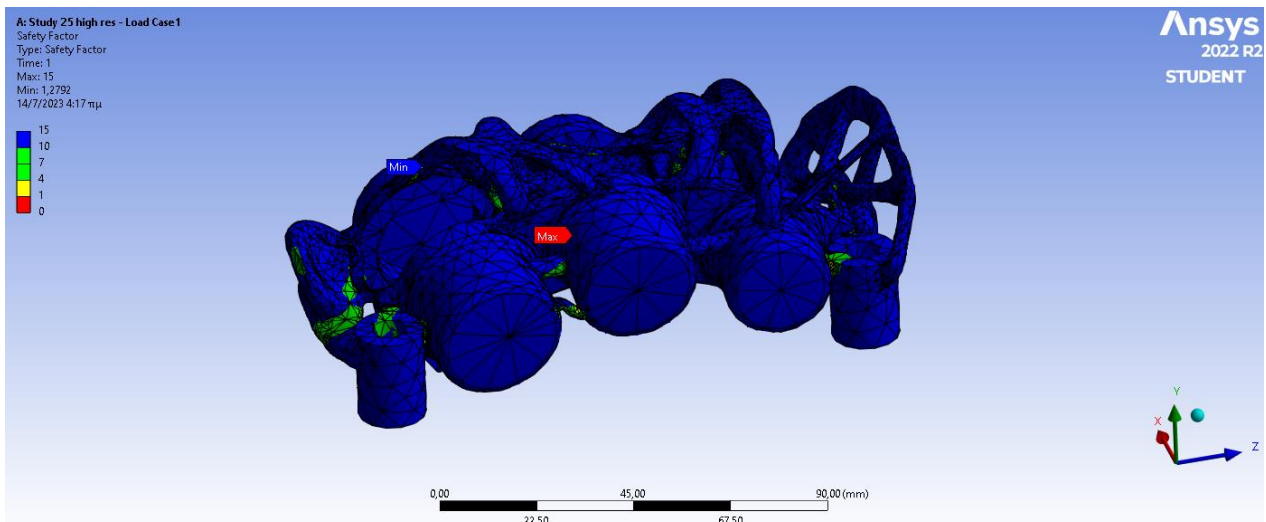


Εικόνα 121: Μετατόπιση δαγκάνας

Καταφέραμε να μειώσουμε την συνολική μετατόπιση της δαγκάνας από το αρχικό μοντέλο του Generative design κατά 0.03mm ή ποσοστό κατά 27.8%

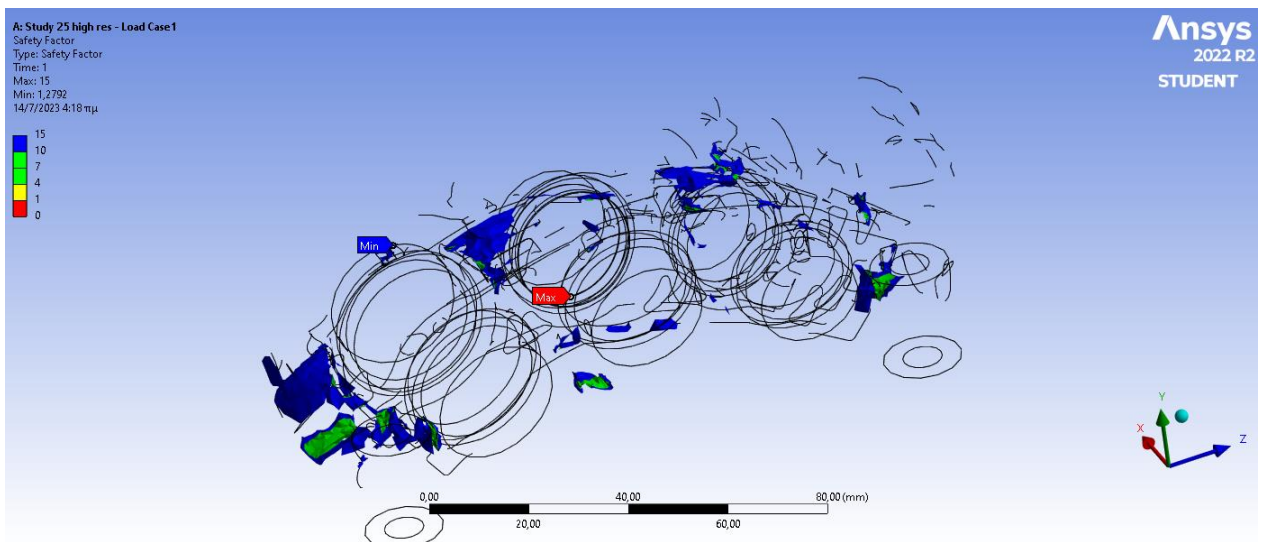


Εικόνα 122: Καταπόνηση (strain) της δαγκάνας



Εικόνα 123: Συντελεστής ασφάλειας δαγκάνας

Μετά τις τροποποιήσεις, η δαγκάνα εμφανίζει σε όλο το πεδίο της ένα καλό συντελεστή ασφάλειας με μερικά σημεία να είναι την περιοχή του 4-7. Γνωρίζοντας τις αστοχίες υλικού λόγω των προσθετικών κατεργασιών και την φύση των συνθήκων που θα λειτουργούν τα φρένα είναι μια ασφαλής περιοχή για μια πρωτότυπη δαγκάνα φρένων.

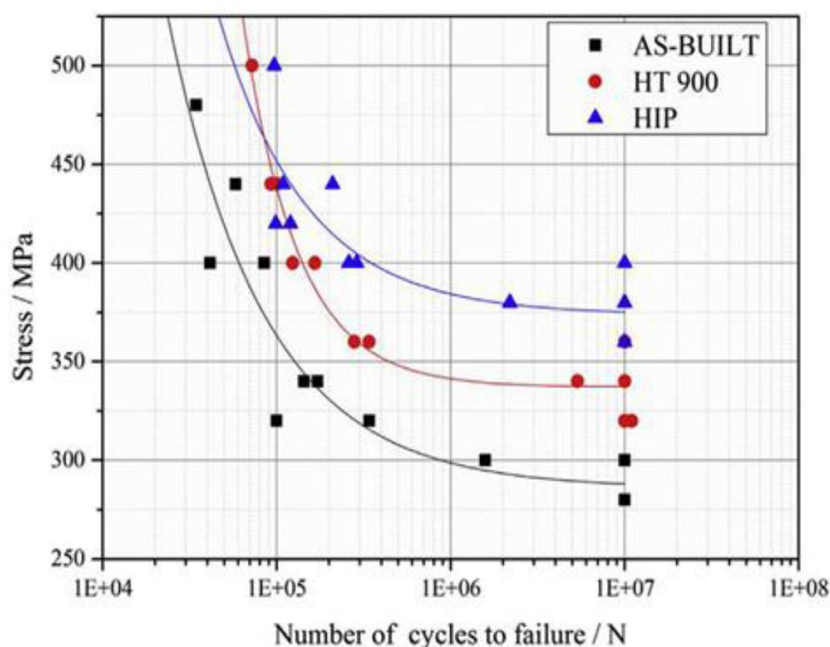


Εικόνα 124: Συντελεστής ασφάλειας δαγκάνας τμηματικά

5.3. Ανάλυση κόπωσης

Η κόπωση είναι το είδος της αστοχίας που προκύπτει λόγω της επανειλημμένης εφαρμογής φορτίου σε ένα εξάρτημα. Εδώ, η ανάλυση κόπωσης γίνεται με τη μέθοδο Stress - life (S-N). Τα αποτελέσματα της ανάλυσης προσομοιώνουν τη διάρκεια ζωής του εξαρτήματος υπό τις δεδομένες συνθήκες φόρτισης.

Η διάρκεια ζωής της δαγκάνας μπορεί να παρουσιαστεί με τη μορφή αριθμού κύκλων για ένα αγωνιστικό αυτοκίνητο ως αριθμός γύρων σε μια συγκεκριμένη πίστα αγώνα. Το ακόλουθο γράφημα είναι το γράφημα S-N για το υλικό Ti6Al4V που κατασκευάζεται με τη διαδικασία επιλεκτικής τήξης με laser (SLM).



Εικόνα 125: Γράφημα κόπωσης S-N για το Ti6Al4V

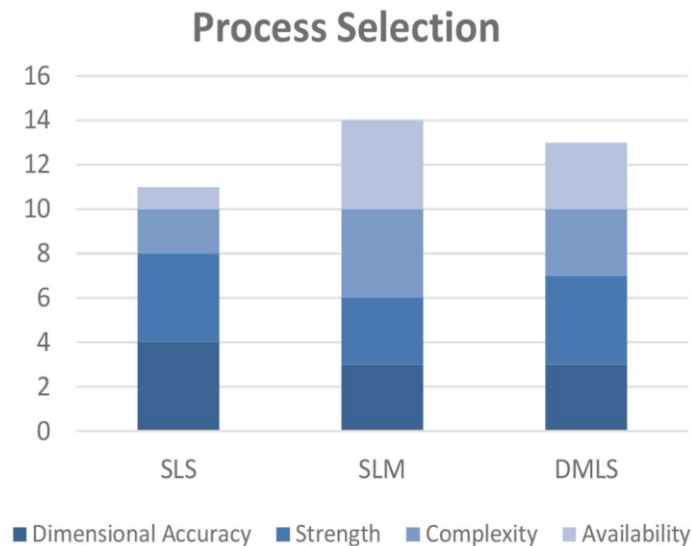
Η ανάλυση γίνεται χρησιμοποιώντας δυο συνθήκες που αναφέρονται στο παραπάνω γράφημα. As built, δηλαδή όπως κατασκευάστηκε και θερμή ισοστατική πίεση (HIP- Hot Isostatic Pressing). Οι συνθήκες φόρτισης είναι οι ίδιες με αυτές που αναφέρθηκαν παραπάνω. Τα αποτελέσματα της ανάλυσης, όπως φαίνεται από το διάγραμμα, είναι ότι μετά την κατασκευή και μετά την κατεργασία HIP, οι κύκλοι ζωής της δαγκάνας αυξήθηκαν δραστικά από 66.000 κύκλους σε 3.94.000 κύκλους, σύμφωνα με την εργασία (Mosam Ugemuge, 2019) που βασίστηκε στην ερευνητική εργασία των (Xingchen, 2018).

Υποθέτοντας ότι εάν ένας γύρος σε ένα σιρκουί αγώνα είναι 2 km και σε κάθε γύρο το αυτοκίνητο φρενάρει 8 φορές κατά μέσο όρο, τότε η δαγκάνα θα χαλάσει μετά από 49.312 γύρους ή 24.656 km. Με την ίδια λογική, αν υποθέσουμε ότι ένα μονοθέσιου μπορεί να διανύσει συνολικά 3.000 - 5.000 km στην καλύτερη των περιπτώσεων, σε μια αγωνιστική περίοδο, συμπεριλαμβανομένων των δοκιμών και των διαγωνισμών, τότε η δαγκάνα μπορεί να αντέξει 5 αγωνιστικά έτη.

Η αντοχή σε κόπωση μπορεί να ποικίλλει ανάλογα με το υλικό, τη διαδικασία κατασκευής και επίσης τη μετεπεξεργασία του υλικού. Επομένως, επιλέγεται πρώτα το υλικό και η διαδικασία κατασκευής και στη συνέχεια γίνεται ανάλυση κόπωσης για να προσδιοριστεί η διάρκεια ζωής του εξαρτήματος σχεδιασμού.

Η δαγκάνα έχει πολύπλοκες επιφάνειες και περιγράμματα τα οποία δεν μπορούν να κατεργαστούν με παραδοσιακές μεθόδους κατασκευής. Η παραγωγή μέσω προσθετικών κατεργασιών είναι η καταλληλότερη επιλογή για την κατασκευή.

Για την επιλογή της καλύτερης διαδικασίας κατασκευής, έγινε χρήση του παρακάτω διαγράμματος.



Εικόνα 126: Σύγκριση μεθόδων κατασκευής προσθετικών κατεργασιών

Η διαδικασία SLM φαίνεται να έχει τον καλύτερο δείκτη απόδοσης για το δεδομένο σύνολο παραμέτρων. Βέβαια, μπορεί να κατασκευαστεί χρησιμοποιώντας τη διαδικασία SLS για την επίτευξη υψηλότερης ακρίβειας διαστάσεων και αντοχής. Η κατεργασία HIP πρέπει να γίνει μετά την κατασκευή για να επιτευχθεί μεγαλύτερη διάρκεια ζωής και αύξηση αντοχής σε κόπωση.

Συμπεράσματα

Αυτή η εργασία προτείνει μια λεπτομερή μελέτη για το σχεδιασμό και την ανάλυση μιας πρωτότυπης δαγκάνας πέδησης αγωνιστικού μονοθέσιου Formula Student. Γίνεται λόγος για τη χρησιμότητα της βελτιστοποίησης τοπολογίας στο σχεδιασμό, με στόχο τη μείωση του βάρους και την αύξηση της ακαμψίας. Δίνεται ιδιαίτερη προσοχή στην μελέτη για την επίτευξη ισορροπίας μεταξύ βέλτιστου αριθμού και διαμέτρων εμβολών για τις ανάγκες του μονοθέσιου, σε συνδυασμό με την καλύτερη κατανομή φθοράς στα τακάκια των φρένων.

Σημεία στα οποία η μελέτη βελτιστοποίησε τη δαγκάνα πέδησης:

1. Η OEM δαγκάνα εξυπηρετούσε το 76% των αναγκών του μονοθέσιου, ενώ η προτεινομένη δαγκάνα, εξυπηρετεί στο 99%, αυξάνοντας έτσι την απόδοση του συστήματος πέδησης και την δύναμη φρεναρίσματος. Η δαγκάνα έχει σχεδιαστεί με τον στόχο να καλύπτει όλες τις ανάγκες του οχήματος διατηρώντας το βάρος όσο πιο χαμηλά γίνεται. Μια ελαφρύτερη δαγκάνα προσφέρει μικρότερο μη αναρτημένο βάρος, το οποίο συμβάλλει στην ευελιξία του οχήματος που σημαίνει ότι το όχημα θα έχει καλύτερη ταχύτητα και έλεγχο στις στροφές.
2. Για να διατηρηθεί το βάρος όσο χαμηλότερα γίνεται, έγινε μελέτη και για τα έμβολα της δαγκάνας. Το βάρος μειώθηκε περίπου 50% συγκριτικά με την σχεδίαση της OEM δαγκάνας και 32% σε σχέση το δεύτερο μοντέλο. Ακόμη, δημιουργήθηκε μια τσέπη/θάλαμος στο κάτω μέρος του εμβόλου με αυξημένη χωρητικότητα υγρού, για να αποφευχθεί το βράσιμο του υγρού φρένων. Προστέθηκαν επίσης, ανοίγματα στο κάτω μέρος του εμβόλου, για καλύτερη ροή του υγρού στην δαγκάνα.
3. Οι δαγκάνες έχουν σχεδιαστεί για να σταματούν το όχημα με 2,5 G επιβράδυνσης με συντελεστή ασφαλείας > 3 , που σημαίνει ότι η δαγκάνα μπορεί να χειριστεί μεγαλύτερα φορτία για να σταματήσει το όχημα.
4. Η προτεινόμενη δαγκάνα είναι μόλις 0,345 kg που έχει ως αποτέλεσμα σε μείωση βάρους κατά 25%.
5. Ο ελάχιστος συντελεστής ασφάλειας της δαγκάνας είναι 4 με μέγιστες τάσεις κοντά στα 470 με 500 MPa και μετριέται γύρω από τα σημεία στερέωσης της δαγκάνας και στις ενώσεις κάποιων νευρών.

6. Η προτεινομένη δαγκάνα μπορεί να αντικαταστήσει οποιαδήποτε δαγκάνα της οποίας η απαιτήσεις είναι ίσες ή μικρότερες από το σχεδιαστικό όριο που έχει υπολογιστεί. Δεδομένου ότι όλες οι ομάδες στον μηχανοκίνητο αθλητισμό, επιδιώκουν για όλο και ελαφρύτερα εξαρτήματα για να αύξηση της απόδοσή τους, αυτή η δαγκάνα θα μπορούσε να είναι η λύση για αρκετές ομάδες καθώς είναι πιο ελαφριά με υψηλό συντ. ασφάλειας και όριο διαρροής.

Βιβλιογραφία

1. Article, J. T. M. S. N. C. J. e. a., n.d. “Structural Analysis of a Commercial Vehicle Disc Brake Caliper,”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Automobile Engineering*.
2. Auston Obringer, R. K. M. S. J. J. F. M., 2021. Additive Manufactured Formula SAE Brake Caliper. Spring.
3. Ballo, F. G. M. M. G. a. P. A., n.d. “Lightweight Design of a Brake Caliper,”. *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Issue 15th International Conference on Advanced Vehicle Technologies.
4. Doshi, M. S. S. P. S. a. S. M., n.d. “Performance Optimization of Bias Bar-Type Brake System Using Data Acquisition System (DAQ),”. *Proceedings of International Conference on Intelligent Manufacturing and Automation..*
5. Farias, L. S. A. H. B. S. P. e. a., 2015. Design of a Brake Caliper using Topology Optimization Integrated with Direct Metal Laser Sintering,”. *SAE Technical Paper 2015-36-0539*,.
6. Lucas Travi Farias, A. S. B. Z. H. G. N. L. C. d. O. P. S. R. W., 2015. Design of a Brake Caliper using Topology Optimization Integrated with Direct.
7. Mastinu, G., 2016. “Brake Development Methods-Topology Optimization of a Brake Caliper and Upright of a Race Car,”. *7th International Munich Chassis Symposium 2016, Proceedings*.
8. Mosam Ugemuge, S. D., 2019. Design and Testing of Custom Brake Caliper of a Formula Student Race Car.
9. Mosam Ugemuge, S. D., 2020. Topology Optimisation of Brake Caliper. October .
10. Patel, P. a. S. S., 2017. “Design and Analysis of Titanium Caliper Disc Brake,”. Issue SSN:2321-9939.
11. Sergeant, N., 2010. Analysis and Optimisation of Disc Brake Calipers.
12. Sergeant, N. T. M. a. V. J., 2014. “Design. *Engineering Optimization of an Opposed Piston Brake Caliper*,”.
13. Shah, A. P. S. a. A. U., 2014. “Innovative Concept of Front Disc Brake Module with Weight Reduction and Cost Optimisation,”. *SAE Technical Paper 2014-01-2505*,.
14. Shah, S. R. T. C. a. S., 2017. “Design and Analysis of a Hydraulic Brake Caliper,”. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*.

15. Ugemuge, M. a. D. S., 2019. "Design and Testing of Custom. *SAE Technical Paper 2019-28-0007*,.
16. Vasseljen, B., 2018. Brake Caliper Design for Revolve NTNU.
17. Weiss, E. B. G. S. E. D. M. e. a., 2002. "Measurement of the Actuation Force of the Brake Pedal in Brake-by-wire Systems Via the Use of Micromechanical Sensors,". *Advanced Microsystems for Automotive Applications Yearbook 2002*.
18. Xingchen, C. Y. H. C. B. C. e. a., 2018. "Effect of Heat Treatment on the Phase Transformation and Mechanical Properties of Ti6Al4V Fabricated by Selective Laser Melting,". *Journal of Alloys and Compounds*,.