



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΔΠΜΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΥΤΟΜΑΤΙΣΜΟΥ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

Σχεδιασμός πρωτότυπης θερμοϋδραυλικής διάταξης υψηλής ακρίβειας ρύθμισης θέσης με χρήση πεπερασμένων στοιχείων

Διπλωματική εργασία

ΒΑΙΟΣ ΑΡΑΜΠΙΑΤΖΗΣ

Επιβλέπων: Αναπληρωτής Καθ. Β. Σπιτάς

Αθήνα 2019

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην παρούσα διπλωματική εργασία, πραγματοποιείται μελέτη και σχεδιασμός γραμμικού θερμοϋδραυλικού επενεργητή χαμηλής ενδοτικότητας για τοποθέτηση σε διάταξη δοκιμών οδοντωτών τροχών χαμηλής ενδοτικότητας. Η εκπόνηση της διπλωματικής εργασίας έγινε στο Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Η διάταξη δοκιμών έχει ως βασικό στόχο την δυνατότητα αξιολόγησης της επίδρασης των σφαλμάτων ευθυγράμμισης στη δυναμική συμπεριφορά των οδοντωτών τροχών. Συνεπώς, ο σχεδιαζόμενος γραμμικός επενεργητής είναι αναγκαίο να μπορεί, αφενός, να επιβάλλει τις κατάλληλες μετατοπίσεις στους άξονες των τροχών, αφετέρου να μην επηρεάζει αρνητικά την στιβαρότητα της όλης διάταξης. Για τον λόγο αυτό, εξετάζεται η τοποθέτηση του επενεργητή εντός των στηριγμάτων του άξονα. Στην παρούσα εργασία, παρατίθενται αρχικά κάποια βασικά στοιχεία αναφορικά με τα σφάλματα ευθυγράμμισης βαθμίδων οδοντωτών τροχών, έπειτα μελετώνται και σχεδιάζονται τα κυκλώματα των εργαζόμενων ρευστών και, συνακόλουθα, ο γραμμικός επενεργητής και, τέλος, σχεδιάζεται το στήριγμα των αξόνων και η βάση της διάταξης, με στόχο την δυνατότητα δοκιμών ενός εύρους μεγέθους οδοντωτών τροχών.

ABSTRACT

Dynamic gear testing has been extensively used for the improvement of gears and efficiency throughout many decades. However, despite the long experience on the field, there has not been any significant improvement on the ability of the currently used test rigs to simulate the effect of misalignment errors on gears behavior. During the last few years, there have been a few published papers trying to numerically simulate such errors and predict the resulting dynamic behavior. In the same direction, Machine Elements Laboratory of School of Mechanical Engineering at National Technical University of Athens is studying the construction of a testing apparatus that has the ability to measure and validate this kind of errors during gear meshing in a clear and robust way. The currently developing gear test rig has to be very stiff, in order the resonance of the whole apparatus by the dynamic loads that appear during gear meshing to be avoided, while the ability to perform test at a number of gear sizes.

This master thesis aims at the study and design of a thermo-hydraulic linear actuator, positioned inside the gear shaft mounts, that is capable of inducing the desired amount of misalignment at the gear shafts of the system. A coupled fluid – thermal analysis of the fluid flows is performed, in order to achieve uniform heat transfer phenomena during the operation. Using these results, the actuator is designed towards the maximum achievable linear deformation without any material failure. Finally, the design of the gear shaft mount and the test rig base is studied, in terms of high rigidity and modularity.

Στον Φώτη και τον Γιάννη

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Η απόφαση που έλαβα να παρακολουθήσω το Μεταπτυχιακό Πρόγραμμα Σπουδών στα Συστήματα Αυτοματισμού του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου δεν ήταν εύκολη, καθώς έπρεπε να αφήσω τη δουλειά στην οποία ήμουν για δύο χρόνια. Ωστόσο, ήταν η πιο σωστή κίνηση που μπορούσα να κάνω, από τη στιγμή που ο στόχος μου επετεύχθη, δηλαδή να γίνω και να νιώσω καλύτερος Μηχανικός. Η εκπόνηση της διπλωματικής μου εργασίας συνέβαλε αποφασιστικά προς την κατεύθυνση αυτή, καθώς το πολύ ευρύ και ενδιαφέρον αντικείμενο που αφορούσε και η καθοδήγηση που έλαβα από τον επιβλέποντα Αναπληρωτή καθηγητή Βασίλειο Σπιτά, με τον οποίο μας συνδέει μια σχέση αλληλοεκτίμησης εδώ και πολλά χρόνια και τον Υποψήφιο Διδάκτορα και φίλο Γιώργο Βασιλείου, στη διδακτορική διατριβή του οποίου εντάσσεται η εργασία αυτή, μου έδωσαν τη δυνατότητα να ανακαλύψω και να αγαπήσω ξανά την επιστήμη της Μηχανολογίας.

Πάνω απ' όλα θέλω να πω ένα μεγάλο ευχαριστώ στους γονείς μου, την αδερφή μου και την κοπέλα μου για την διαρκή υποστήριξη και την αγάπη τους.

Τέλος, θέλω να ευχαριστήσω όλα τα παιδιά του Εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών και, κυρίως τους Υποψήφιους Διδάκτορες Ανδρέα Μαυρίδη – Τουργέλη, Χρήστο Βακουφτσή και Κώστα Τσιουμάνη, για την αλληλοβοήθεια και, κυρίως, τις σχέσεις φιλίας που αναπτύξαμε.

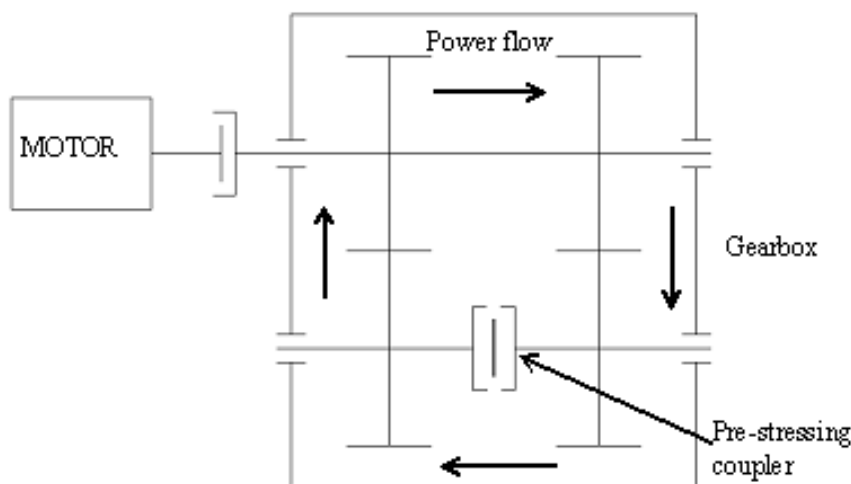
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1	Εισαγωγή.....	1
2	Concept της διάταξης δοκιμών.....	5
3	Σχεδιασμός Γραμμικού Θερμοϋδραυλικού Επενεργητή.....	7
3.1	Αρχή λειτουργίας.....	7
3.1.1	Αναλυτική μοντελοποίηση του φαινομένου της θερμικής διαστολής.....	7
3.1.2	Επιλογή υλικών.....	10
3.2	Βασικές αρχές μεταφοράς θερμότητας.....	11
3.3	Σχεδιασμός Συναρμολογήματος Πυρήνα – Μανδύα.....	13
3.3.1	Πρώτη προσέγγιση.....	13
3.3.2	Ανάλυση θερμικού – ρευστομηχανικού προβλήματος.....	16
3.3.3	Ανάλυση του φαινομένου της θερμικής διαστολής.....	18
3.4	Σχεδιασμός των κυκλωμάτων.....	20
3.4.1	Κύριες σχεδιαστικές αποφάσεις για τον καταναμητή και τον συλλέκτη των ρευστών.....	20
3.4.2	Μέθοδος υπολογισμού διατομών των διαδρομών διαμοίρασης.....	21
3.4.3	Σχεδιασμός των κυκλωμάτων 1 IN-1 OUT ανά εργαζόμενο ρευστό.....	22
3.4.4	Σχεδιασμός των κυκλωμάτων 2 IN-2 OUT ανά εργαζόμενο ρευστό.....	33
3.4.5	Στεγανοποίηση των manifolds.....	44
4	Σχεδιασμός της διάταξης δοκιμών.....	51
4.1	Βασικές προδιαγραφές σχεδίασης.....	51
4.2	Σχεδιασμός των στηριγμάτων των αξόνων.....	52
4.2.1	Μελέτη μηχανικής συμπεριφοράς.....	52
4.2.2	Ανάλυση ιδιοσυχνοτήτων.....	56
4.3	Σχεδιασμός της βάσης.....	63
5	Συμπεράσματα και μελλοντική εξέλιξη της εργασίας.....	68
6	Βιβλιογραφία.....	69

1 Εισαγωγή

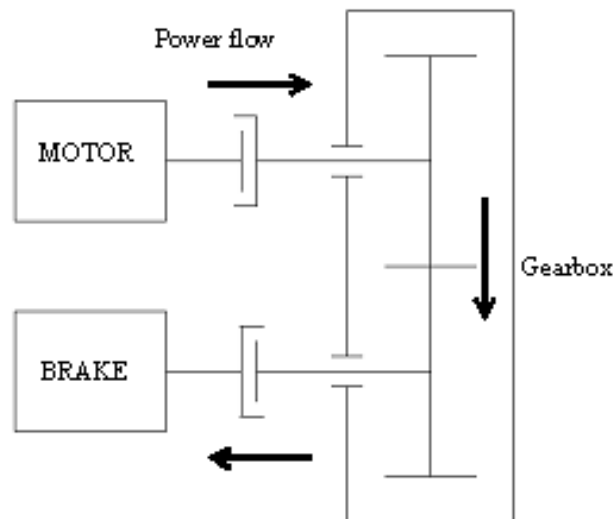
Η χρήση οδοντωτών τροχών είναι ο πιο συνηθισμένος τρόπος μετάδοσης ισχύος σε ένα μεγάλο εύρος εφαρμογών εδώ και δεκαετίες, με αποτέλεσμα να υπόκεινται σε συνεχή ανάλυση και πειραματική διερεύνηση της συμπεριφοράς τους, προκειμένου να βελτιωθεί η δυναμική τους συμπεριφορά και να μεγιστοποιηθεί η αποτελεσματικότητά τους. Παρά το γεγονός ότι διεξάγονται εκτενείς δυναμικές δοκιμές αναφορικά με τη συνεργασία οδοντωτών τροχών παγκοσμίως, τα σφάλματα που εμφανίζονται σε αυτούς, όπως η εσφαλμένη ευθυγράμμιση και τα σφάλματα μηχανικής κατεργασίας και συναρμολόγησης, δεν έχουν εξεταστεί και προσομοιωθεί διεξοδικά. Οι αποκλίσεις αυτές είναι γνωστό ότι προκαλούν μια ποικιλία δυσλειτουργιών που μπορεί να οδηγήσουν τα συστήματα μετάδοσης κίνησης σε αστοχία. Συνεπώς, η ανάγκη κατάλληλης ποσοτικοποίησης της επίδρασης των σφαλμάτων αυτών στη δυναμική συμπεριφορά των οδοντωτών τροχών είναι υποχρεωτική.

Οι πλέον ευρέως χρησιμοποιούμενες σήμερα διατάξεις δοκιμών οδοντωτών τροχών (FZG Test rig, NASA Test rig, Vibro-acoustic Propagation Gear test rig) είναι διατάξεις δύο βαθμίδων οδοντωτών τροχών, την κύρια (Test gearbox) προς έλεγχο βαθμίδα και την βοηθητική βαθμίδα (Slave gearbox) [9], [11], [13]. Οι δύο βαθμίδες είναι συνδεδεμένες σε διάταξη ανακυκλοφορούσας ισχύος, όπου ο οδηγών και ο οδηγούμενος άξονας είναι κλειδωμένοι μεταξύ τους και προεντεταμένοι σε γνωστό σταθερό φορτίο ροπής με τη χρήση στροφικού συνδέσμου. Ωστόσο, η ύπαρξη των δύο βαθμίδων οδοντωτών τροχών δεν επιτρέπει την ταυτόχρονη ακριβή ευθυγράμμισή των, με αποτέλεσμα οι διατάξεις αυτές να μην μπορούν να θεωρηθούν ικανές να χρησιμοποιηθούν για την αξιολόγηση της δυναμικής συμπεριφοράς δύο συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών.



Εικόνα 1.1: Διάγραμμα ροής ισχύος διάταξης ανακυκλοφορούσας ισχύος

Για τον λόγο αυτό, όπως έχει ήδη προταθεί από το προϋπάρχον ερευνητικό έργο του Εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών του ΕΜΠ, προκρίνεται ο σχεδιασμός μια διάταξης δοκιμών απλής ροής ισχύος, στην οποία η ισχύς, που παράγεται από τον κινητήρα και μεταφέρεται στον κινητήριο άξονα, καταναλώνεται από πέδη συνδεδεμένη στον κινούμενο άξονα [3], [4].



Εικόνα 1.2: Διάγραμμα απλής ροής ισχύος

Οι δύο τύποι σφαλμάτων ευθυγράμμισης των αξόνων είναι το σφάλμα γωνιακής ευθυγράμμισης και το σφάλμα παράλληλης μετατόπισης [4].

Το σφάλμα γωνιακής μετατόπισης παρατηρείται σε δύο επίπεδα:

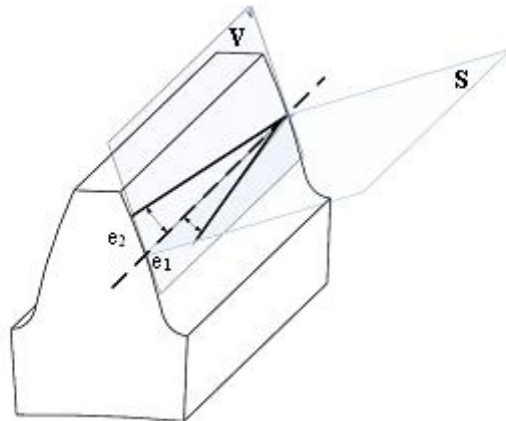
- Στο κάθετο στην κατατομή του οδόντος επίπεδο (S)
- Στο εφαπτόμενο στην κατατομή του οδόντος επίπεδο (V)

Τα συγκεκριμένα σφάλματα προκαλούν απώλεια της γραμμικής επαφής μεταξύ των οδόντων των συνεργαζόμενων τροχών. Τα ανωτέρω επίπεδα και τα αντίστοιχα σφάλματα απεικονίζονται στην Εικόνα 1.3.

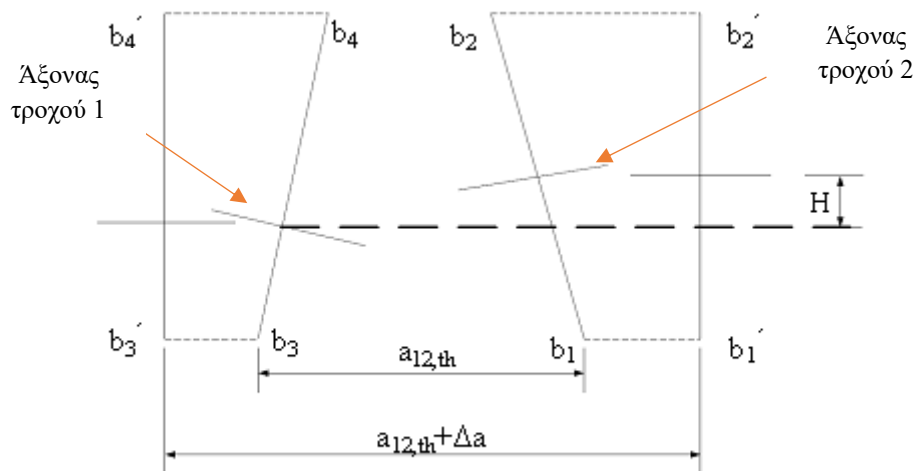
1. Το σφάλμα παράλληλης μετατόπισης προκαλείται επίσης σε δύο επίπεδα:

- Στο επίπεδο που ορίζεται από τους άξονες περιστροφής των τροχών (SP)
- Στο κάθετο στο (SP) επίπεδο (VP).

Στην Εικόνα 1.4 φαίνονται τα σφάλματα που προκαλούνται εξαιτίας της παράλληλης μετατόπισης των αξόνων. Εφόσον (b_1, b_2, b_3, b_4) είναι οι αρχικές θέσεις των εδράσεων των αξόνων και $a_{12,th}$ η ονομαστική απόσταση μεταξύ των αξόνων, προκαλείται το σφάλμα Δa λόγω επίπεδης μετατόπισης των εδράσεων στις θέσεις (b_1', b_2', b_3', b_4'). Το σφάλμα H σχετίζεται με την συναρμολόγηση της βαθμίδας και δεν θα εξεταστεί στην εργασία αυτή.

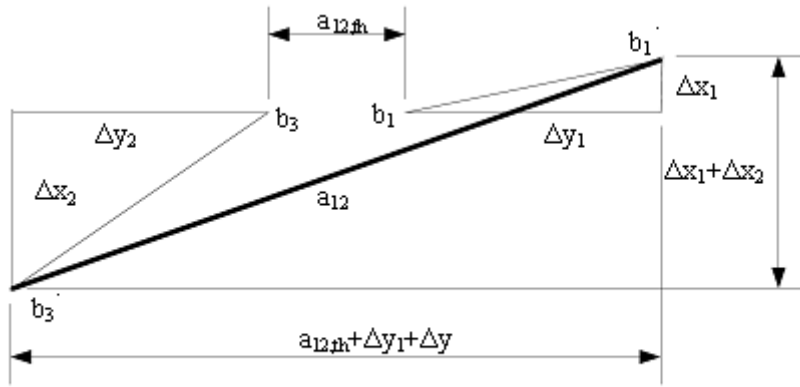


Εικόνα 1.3: Σφάλματα γωνιακής ευθυγράμμισης



Εικόνα 1.4: Σφάλμα παράλληλης μετατόπισης στο επίπεδο των αξόνων (SP)

Αντίστοιχα, στην Εικόνα 1.5 απεικονίζεται το σφάλμα παράλληλης μετατόπισης στο κάθετο επίπεδο (VP), όπου το τελικό υπολογιζόμενο σφάλμα προκύπτει ως το αποτέλεσμα των γραμμικών μετατοπίσεων στην x και y – διεύθυνση ενός τυχαίου συστήματος συντεταγμένων επί του επιπέδου.



Εικόνα 1.5: Σφάλμα παράλληλης μετατόπισης στο κάθετο επίπεδο (VP)

Γίνεται εμφανές από τα ανωτέρω ότι τα σφάλματα ευθυγράμμισης είναι άμεσα συνδεδεμένα με τους γραμμικούς βαθμούς ελευθερίας της βαθμίδας των συνεργαζόμενων τροχών.

2 Concept της διάταξης δοκιμών

Προκειμένου η σχεδιαζόμενη διάταξη δοκιμών οδοντωτών τροχών να έχει τη δυνατότητα ακριβούς μέτρησης της επίδρασης των σφαλμάτων ευθυγράμμισης στη δυναμική συμπεριφορά της συνεργασίας των τροχών, χρειάζεται να μπορεί να επιβάλει ικανή μεταβολή των γραμμικών βαθμών ελευθερίας στο σύστημα των συνεργαζόμενων τροχών. Στον Πίνακα 2.1 παρατίθενται ενδεικτικά το εύρος ανοχών ως προς την απόσταση αξόνων [8]. Πρέπει να σημειωθεί πως ο πίνακας αυτός είναι προσεγγιστικός και για πιο λεπτομερείς οδηγίες πρέπει κανείς να αναφέρεται στα πρότυπα AGMA 2002-B88 [1].

Ποιότητα ζεύγους τροχών κατά AGMA	Απόσταση αξόνων				
	Κάτω από 25mm	25-150mm	150-300mm	300-600mm	Πάνω από 600mm
Q7,Q8	0.1	0.15	0.25	0.5	0.5/300mm
Q9 - Q11	0.025	0.05	0.1	0.1	0.1/300mm
Q12 - Q14	0.005	0.01	0.01	0.015	0.025/300mm

Πίνακας 2.1: Ανοχές απόστασης αξόνων (mm) για πλήθος αποστάσεων και ποιότητας ζεύγους οδοντωτών τροχών

Συνεπώς, τα πειράματα που θα λαμβάνουν χώρα θα αποτελούνται από τα εξής διακριτά βήματα:

- Ρύθμιση της θέσης των αξόνων ούτως ώστε να είναι αποδεκτά ευθυγραμμισμένοι, με στόχο τη διεξαγωγή πειραμάτων επικύρωσης (validation) της δυναμικής συμπεριφοράς ενός τέλεια ευθυγραμμισμένου ζεύγους οδοντωτών τροχών και, εν τέλει, τη βαθμονόμηση της διάταξης (calibration).
- Δημιουργία της επιθυμητής απόκλισης στην ευθυγράμμιση των αξόνων για την πειραματική μέτρηση της δυναμικής συμπεριφοράς του μη ευθυγραμμισμένου ζεύγους οδοντωτών τροχών και σύγκριση των αποτελεσμάτων σε σχέση με το πλήρως ευθυγραμμισμένο ζεύγος τροχών

Με τον τρόπο αυτό, είναι δυνατή η μέτρηση και αξιολόγηση της επίδρασης της κακής ευθυγράμμισης των αξόνων στην δυναμική συμπεριφορά της συνεργασίας μιας βαθμίδας οδοντωτών τροχών [4].

Το φάσμα απόκρισης που θα προκύπτει από τα διεξαγόμενα πειράματα είναι απαραίτητο να είναι όσο το δυνατόν πιο καθαρό από ταλαντώσεις που δημιουργούνται από τα υπόλοιπα εξαρτήματα της διάταξης (έδρανα, στηρίγματα των αξόνων, κινητήρας κλπ.). Άρα, είναι αναγκαίο η όλη διάταξη να μη διεγείρεται από τις παραγόμενες ταλαντώσεις σε σημείο που να επηρεάζονται οι τελικές μετρήσεις, δηλαδή η στιβαρότητα της κατασκευής να είναι αρκούντως υψηλή ούτως ώστε οι ιδιοσυχνότητές της να υπερβαίνουν κατά τι την συχνότητα διέγερσης.

Ταυτοχρόνως, η όλη φιλοσοφία σχεδιασμού κινείται στην κατεύθυνση του να δίνεται η δυνατότητα να μπορεί η διάταξη να χρησιμοποιηθεί για ένα ικανό εύρος μεγέθους οδοντωτών τροχών με ευθύγραμμους ή ελικοειδείς οδόντες.

Οι ανωτέρω απαιτήσεις οδηγούν στη σχεδίαση μιας διάταξης της οποίας η βάση θα είναι μια πλάκα μεγάλων διαστάσεων, με την πάνω επιφάνειά της να έχει έναν μεγάλο αριθμό τρυπών με σπείρωμα και σταθερές μεταξύ τους αποστάσεις, προκειμένου να χρησιμοποιηθούν ως θέσεις στερέωσης των στηριγμάτων των αξόνων με τη χρήση κοχλιών. Παράλληλα, η πλάκα αυτή θα έχει αρκετά μεγάλο πάχος, ούτως ώστε να συνεισφέρει στην συνολική ακαμψία του συστήματος.

Αναφορικά με την σκόπιμη επιβολή συγκριμένων αποκλίσεων ευθυγράμμισης των αξόνων που φέρουν τους οδοντωτούς τροχούς, η ανάγκη της χαμηλής ενδοτικότητας της όλης διάταξης οδηγεί στην κατασκευή και τοποθέτηση καθαρά γραμμικών επενεργητών, με τέτοιο τρόπο που να μην επηρεάζεται αρνητικά η ιδιοσυχνотική συμπεριφορά του συστήματος. Προτείνεται, λοιπόν, η τοποθέτηση ενός επενεργητή εντός των στηριγμάτων του άξονα, ο οποίος θα μετατοπίζει τον άξονα κατά το κάθετο ως προς τους άξονες επίπεδο VP. Η επιβολή μετατόπισης στο επίπεδο των αξόνων SP δεν απασχολεί την παρούσα εργασία.

Τέλος, η μέτρηση της αρχικής θέσης των οδοντωτών τροχών επί της διάταξης δοκιμών θα πραγματοποιείται με τη χρήση της μηχανής μέτρηση συντεταγμένων (Coordinates Measuring Machine – CMM) που βασίζεται στον ρομποτικό βραχίονα FARO του Εργαστηρίου Ταχείας Κατασκευής Πρωτοτύπων & Εργαλείων του ΕΜΠ.

3 Σχεδιασμός Γραμμικού Θερμοϋδραυλικού Επενεργητή

Στο κεφάλαιο αυτό, περιγράφεται αναλυτικά η διαδικασία σχεδίασης και υλοποίησης του προτεινόμενου γραμμικού επενεργητή, βάσει των απαιτήσεων, όπως αυτές περιεγράφησαν στο Κεφάλαιο 2. Συνοπτικά, είναι αναγκαίο ο επενεργητής να:

- μπορεί να μετατοπίζει τους άξονες των οδοντωτών τροχών κατά τη διεύθυνση τοποθέτησής του, σε κλίμακα μικρομέτρων (μm), χωρίς την εμφάνιση στρεπτικών ή καμπτικών φορτίων.
- είναι αρκούτσως στιβαρός, ούτως ώστε να μην μειώνει την συνολική ενδοτικότητα του συστήματος και, κατά συνέπεια, επηρεάζει την ποιότητα των μετρήσεων της μετρητικής διάταξης.

3.1 Αρχή λειτουργίας

Ο σχεδιαζόμενος επενεργητής βασίζει τη λειτουργία του στο συναρμολόγημα ενός κυλίνδρου (πυρήνας), ο οποίος υπόκειται σε θερμική διαστολή, τοποθετημένου αξονοσυμμετρικά εντός ορθογωνίου παραλληλεπίπεδου (μανδύα). Ο πυρήνας και ο μανδύας χρησιμεύουν για τη δημιουργία δυο θερμοκρασιακών ζωνών (Ζεστής του πυρήνα και Κρύας του μανδύα) [4]. Η επίτευξη θερμοκρασίας των εξωτερικών τοιχωμάτων του μανδύα ίσης με το περιβάλλον οδηγεί στη δημιουργία ενός πρακτικά αδιαβατικού τοιχώματος στην εξωτερική επιφάνεια του επενεργητή, με αποτέλεσμα την ελαχιστοποίηση της θερμοκρασιακής έκτασης του πυρήνα στη διάσταση της διατομής του, άρα σχεδόν πλήρως γραμμική διαστολή του. Ταυτόχρονα, οι εξωτερικές διαστάσεις του επενεργητή δεν επηρεάζονται από τις θερμοκρασιακές μεταβολές, ενώ δεν μεταφέρεται θερμότητα στην κυρία διάταξη, γεγονός που θα μπορούσε να επηρεάσει την όλη μετρητική αξιοπιστία της.

3.1.1 Αναλυτική μοντελοποίηση του φαινομένου της θερμικής διαστολής

Πυρήνας και μανδύας έχουν αρχικό μήκος L_0 και θερμοκρασία T_0 . Ο πυρήνας έχει διατομή A_c , Μέτρο ελαστικότητας E_c και συντελεστή θερμικής διαστολής α_c , ενώ τα αντίστοιχα μεγέθη του μανδύα είναι A_m , E_m και α_m . Θα εξεταστεί η περίπτωση όπου $\alpha_c > \alpha_m$ [7], ενώ υπάρχει και η επιπλέον υπόθεση όπου η μέση θερμοκρασία του μανδύα αυξάνεται μεν αλλά σε μικρότερο ποσοστό σε σχέση με τον πυρήνα, προκειμένου το πρόβλημα να προσεγγίζει τις πραγματικές συνθήκες, δηλαδή $\Delta T_c > \Delta T_m$.

Εφόσον τα δυο τεμάχια είχαν τη δυνατότητα να διασταλούν ελεύθερα, θα ίσχυαν οι ακόλουθες σχέσεις:

$$\delta_c = L_0 \alpha_c \Delta T_c \quad (3.1.1)$$

$$\delta_m = L_0 a_m \Delta T_m \quad (3.1.2)$$

Από το σχήμα είναι επίσης εμφανές ότι η συνολική μετατόπιση ισούται με:

$$\delta = \delta_m + \Delta \delta_m = \delta_c - \Delta \delta_c \Leftrightarrow \Delta \delta_m + \Delta \delta_c = \delta_c - \delta_m \quad (3.1.3)$$

Από τις σχέσεις (1), (2), (3) προκύπτει

$$\Delta \delta_m + \Delta \delta_c = L_0 (a_c \Delta T_c - a_m \Delta T_m) \quad (3.1.4)$$

Βάσει του νόμου του Hooke:

$$F_c = K_c \Delta \delta_c = \frac{E_c A_c}{L_0} \Delta \delta_c \Rightarrow \Delta \delta_c = \frac{F_c L_0}{E_c A_c} \quad (3.1.5)$$

$$\text{Ομοίως, } \Delta \delta_m = \frac{F_m L_0}{E_m A_m} \quad (3.1.6)$$

$$\begin{aligned} (4) \xrightarrow[(7)]{(6)} \frac{F_c L_0}{E_c A_c} + \frac{F_m L_0}{E_m A_m} &= L_0 (a_c \Delta T_c - a_m \Delta T_m) \Rightarrow \\ \Rightarrow \frac{F_c}{E_c A_c} + \frac{F_m}{E_m A_m} &= a_c \Delta T_c - a_m \Delta T_m \end{aligned} \quad (3.1.7)$$

Ωστόσο, λόγω του γεγονότος ότι τα δύο σώματα είναι σε σφιχτή συναρμογή μεταξύ τους, επιμηκύνονται το ίδιο. Ασκείται δηλαδή ένα θλιπτικό φορτίο F_c στον πυρήνα και ένα εφελκυστικό στον μανδύα F_m . Εφόσον δεν υπάρχουν εξωτερικές φορτίσεις, ισχύει:

$$F_c = F_m = F \quad (3.1.8)$$

Τελικά, η προκύπτουσα έκφραση της δύναμης είναι:

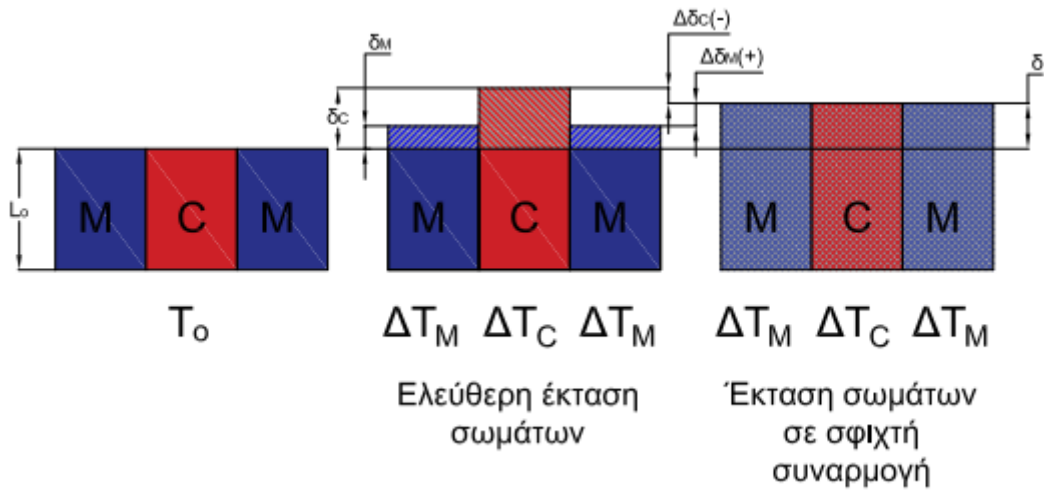
$$\begin{aligned} (8) \xrightarrow{(5)} \frac{F}{E_c A_c} + \frac{F}{E_m A_m} &= a_c \Delta T_c - a_m \Delta T_m \Rightarrow \\ \Rightarrow F &= \frac{(E_c A_c E_m A_m)(a_c \Delta T_c - a_m \Delta T_m)}{E_c A_c + E_m A_m} \end{aligned} \quad (3.1.9)$$

Τέλος, η επιμήκυνση του συναρμογώματος πυρήνα – μανδύα, συναρτήσει της μεταβολής της επιμήκυνσης του πυρήνα, από τις σχέσεις (3.1.1), (3.1.2), (3.1.3), (3.1.5), (3.1.9) είναι:

$$\begin{aligned} \delta &= \delta_c - \Delta \delta_c = L_0 a_c \Delta T_c - \frac{F L_0}{E_c A_c} = \\ &= L_0 a_c \Delta T_c - \frac{(E_c A_c E_m A_m)(a_c \Delta T_c - a_m \Delta T_m)}{E_c A_c + E_m A_m} \frac{L_0}{E_c A_c} \Rightarrow \\ \Rightarrow \delta &= L_0 a_c \Delta T_c - \frac{E_m A_m (a_c \Delta T_c - a_m \Delta T_m) L_0}{E_c A_c + E_m A_m} \end{aligned} \quad (3.1.10)$$

Η ισοδύναμη σχέση ως προς την μεταβολή της επιμήκυνσης του μανδύα, από τις σχέσεις (3.1.1), (3.1.2), (3.1.3), (3.1.6), (3.1.9) είναι:

$$\delta = L_0 a_m \Delta T_m + \frac{E_c A_c (a_c \Delta T_c - a_m \Delta T_m) L_0}{E_c A_c + E_m A_m} \quad (3.1.11)$$



Εικόνα 3.1: Θερμική διαστολή Πυρήνα - Μανδύα

3.1.2 Επιλογή υλικών

Η μέθοδος υπολογισμού της επιμήκυνσης του συναρμολογήματος πυρήνα – μανδύα που παρουσιάστηκε στην προηγούμενη παράγραφο είναι ιδιαίτερος χρήσιμη ώστε γίνει αντιληπτή η επίδραση που έχει στο τελικό αποτέλεσμα η επιλογή των κατάλληλων υλικών για δεδομένες θερμικές και γεωμετρικές συνθήκες [3].

Πιο συγκεκριμένα, αναλύοντας τη σχέση (3.1.11):

$$\delta = L_0 a_m \Delta T_m + \frac{E_c A_c (a_c \Delta T_c - a_m \Delta T_m) L_0}{E_c A_c + E_m A_m} = \delta_1 + \delta_2$$

$$\delta_2 = \frac{E_c A_c (a_c \Delta T_c - a_m \Delta T_m) L_0}{E_c A_c + E_m A_m} = \frac{E_c A_c}{E_c A_c + E_m A_m} (a_c \Delta T_c - a_m \Delta T_m) L_0$$

Υποθέτοντας ότι πυρήνας και μανδύας αποτελούνται από το ίδιο υλικό, δηλαδή

$$E_c = E_m = E, \quad a_c = a_m = a \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \delta_2 = \frac{A_c}{A_c + A_m} a (\Delta T_c - \Delta T_m) L_0 \quad (3.1.12)$$

Αντίστοιχα, για διαφορετικά υλικά πυρήνα και μανδύα, όπου

$$E_c > E_m, \quad a_c > a_m \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \delta_2 = \frac{A_c}{A_c + \frac{E_m}{E_c} A_m} (a_c \Delta T_c - a_m \Delta T_m) L_0 \quad (3.1.13)$$

Συγκρίνοντας τις δυο προηγούμενες σχέσεις, γίνεται φανερό πως επιτυγχάνεται μεγαλύτερη επιμήκυνση με χρήση της Εξίσωσης (3.1.13).

Συνεπώς, τα υλικά που θα χρησιμοποιηθούν θα πρέπει να πληρούν τα ακόλουθα κριτήρια:

- Πυρήνας:
 - Υψηλός συντελεστής θερμικής διαστολής a_c
 - Υψηλή ειδική θερμική αγωγιμότητα k_c
 - Υψηλό μέτρο ελαστικότητας E_c
- Μανδύας:
 - Μέτρο ελαστικότητας E_m μικρότερο αυτού του πυρήνα, αλλά όχι τόσο μικρό ώστε να επηρεάζει την ενδοτικότητα της κατασκευής
 - Τον χαμηλότερο δυνατό συντελεστής θερμικής διαστολής a_m και ειδική θερμική αγωγιμότητα k_m

Βάσει των ανωτέρω κριτηρίων και συνυπολογίζοντας την απαίτηση ευκολίας στην κατεργασία των υλικών λόγω των γεωμετριών που πρέπει να κατασκευαστούν, επιλέχθηκαν η χρήση του ανοξείδωτου χάλυβα τύπου 304 για τον πυρήνα και του κράματος τιτανίου Ti-6Al-4V για τον μανδύα. Οι βασικές ιδιότητες των υλικών αυτών παρατίθενται στον Πίνακα 3.1:[10].

	Πυρήνας	Μανδύας
Υλικό	AISI Type 304 Stainless Steel	Titanium Ti-6Al- 4V (Grade 5), Annealed
Μέτρο Ελαστικότητας E (GPa)	200	113,8
Συντελεστής θερμικής διαστολής α_c ($\mu\text{m}/\text{mK}$)	17,3	8,6
Ειδική θερμική αγωγιμότητα k_c (W/mK)	16,2	6,7

Πίνακας 3.1: Μηχανικές ιδιότητες SS304 και Ti-6Al-4V

3.2 Βασικές αρχές μεταφοράς θερμότητας

Όπως έχει επισημανθεί και προηγουμένως, η όλη λειτουργία του επενεργητή βασίζεται στη θέρμανση του πυρήνα μέσω θερμότερου υδραυλικού υγρού και την ταυτόχρονη ψύχρανση του μανδύα με τη χρήση του ίδιου υδραυλικού υγρού ευρισκόμενου σε μια τυπική θερμοκρασία περιβάλλοντος. Συνεπώς, το φαινόμενο της μεταφοράς θερμότητας στο συναρμολόγημα πυρήνα – μανδύα μπορεί να αναλυθεί στα ακόλουθα βήματα:

- Πρόσδοση θερμότητας λόγω ροής θερμού υδραυλικού υγρού στα κανάλια του πυρήνα μέσω συναγωγής.
- Μετάδοση θερμότητας από τον πυρήνα στον μανδύα μέσω αγωγής λόγω της σφικτής συναρμογής μεταξύ τους.
- Απαγωγή θερμότητας από τον μανδύα λόγω ροής ψυχρού υδραυλικού υγρού στα κανάλια του μανδύα μέσω συναγωγής.

Προκειμένου να εξασφαλίζονται σταθερές συνθήκες ροής, στα κυκλώματα ψυχρού και θερμού υγρού θα χρησιμοποιηθούν αντλίες θετικής μετατόπισης, οι οποίες έχουν την δυνατότητα να παρέχουν σταθερή παροχή υπό σταθερή πίεση.

Οι βασικές σχέσεις της μεταφοράς θερμότητας μέσω εξαναγκασμένης συναγωγής στο εσωτερικό αγωγών είναι οι κατωτέρω [5]:

$$Q_{conv} = hA_{eff} (T_{fluid} - T_{ref}) = h\pi D_{channel} L_{channel} (T_{fluid} - T_{ref}) \quad (3.1.14)$$

$$h = \frac{k_{fluid} Nu}{D_{channel}} \quad (3.1.15)$$

Για δεδομένες διαστάσεις των καναλιών και θερμοκρασιακές συνθήκες του ρευστού και των σωμάτων, είναι εμφανής, μέσω της σχέσης (3.1.15), η εξάρτηση του συντελεστή συναγωγιμότητας h από τον αριθμό Nusselt.

Επιπροσθέτως, είναι γνωστό ότι οι τυρβώδεις ροές (δηλαδή ο αριθμός Reynolds έχει μεγαλύτερη τιμή από 2300) επιτυγχάνουν καλύτερη μεταφορά θερμότητας σε σχέση με τις στρωτές ροές. Συνεπώς, για τον υπολογισμό του αριθμού Nusselt θα χρησιμοποιηθεί η σχέση των Dittus-Boelter:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (3.1.16)$$

όπου $n=0.4$ για θέρμανση του ρευστού
 $n=0.3$ για ψύξη του ρευστού

Οι αδιάστατοι αριθμοί Reynolds και Prandtl ορίζονται ως εξής:

$$Re = \frac{u_{fluid} D_{channel}}{\nu_{fluid}} = \frac{4\dot{m}}{\pi \mu_{fluid} D_{channel}} \quad (3.1.17)$$

$$Pr_{fluid} = \frac{\mu_{fluid} C_{p,fluid}}{k_{fluid}} \quad (3.1.18)$$

Ο αριθμός Prandtl εξαρτάται αποκλειστικά από τις ιδιότητες του ρευστού, ενώ, ταυτόχρονα, δεν εμφανίζει σημαντικές διακυμάνσεις για μεγάλο εύρος θερμοκρασιών και πίεσης. Άρα, ο αριθμός Re, δηλαδή η ταχύτητα ροής, ή η παροχή μάζας αντίστοιχα, και οι διάμετροι των καναλιών, έχουν άμεση επίδραση στην μεταφορά της θερμότητας.

Όσον αφορά την μεταφορά θερμότητας από τον πυρήνα στον μανδύα μέσω αγωγής, θεωρείται ότι το συναρμολόγημα πυρήνα – μανδύα ισοδυναμεί με σύνθετο κυλινδρικό σώμα. Η εσωτερική επιφάνεια του σώματος έχει σταθερή θερμοκρασία ίση με τη θερμοκρασία του θερμού ρευστού, ενώ η εξωτερική του επιφάνεια ισούται με τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος.

Το ρεύμα θερμότητας μέσω αγωγής υπολογίζεται ως εξής [5]:

$$Q_{cond} = \frac{T_{HOT} - T_{COLD}}{\frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi k_{core} L} + \frac{\ln(r_3 / r_2)}{2\pi k_{mantle} L}} \quad (3.1.19)$$

3.3 Σχεδιασμός Συναρμολογήματος Πυρήνα – Μανδύα

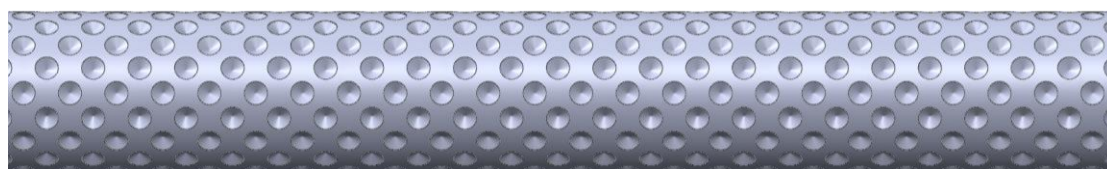
3.3.1 Πρώτη προσέγγιση

Μια αρχική μελέτη ως προς τον σχεδιασμό της καρδιάς του προτεινόμενου επενεργητή, δηλαδή της συναρμογής πυρήνα – μανδύα, έχει ήδη πραγματοποιηθεί από το Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του ΕΜΠ [3], [4]

Πέραν των βασικών αρχών σχεδιασμού, όπως αυτές έχουν ήδη περιγραφεί στις Παραγράφους 3.1.1 και 3.1.2, μια σημαντική προδιαγραφή αναφορικά με τη διάταξη αφορά την πίεση του ρευστού στον επενεργητή.

Το χρησιμοποιούμενο ρευστό για τα δύο κυκλώματα μεταφοράς θερμότητας, το οποίο είναι το νερό, ρέει εντός καναλιών με μικρή διάμετρο (περίπου 5 mm). Προκειμένου να επιτευχθεί η απαιτούμενη πρόσδοση και απαγωγή θερμότητας, είναι απαραίτητο το νερό να κινείται με υψηλές και, ει δυνατόν, σταθερές ταχύτητες. Ωστόσο, το γεγονός αυτό έχει ως αποτέλεσμα αυξημένες απώλειες πίεσης. Για το λόγο αυτό, τα κυκλώματα επιλέγεται να βρίσκονται υπό σταθερή πίεση (γύρω στα 50 bar), ώστε να εξασφαλίζεται σταθερή ροή και, συνεπώς, ελεγχόμενη μεταφορά θερμότητας και, κατ' επέκταση, επιμήκυνση του πυρήνα του επενεργητή [4].

Τέλος, για την μείωση του ρεύματος θερμότητας από τον πυρήνα στον μανδύα, η επιφάνεια του πυρήνα κατεργάζεται, προκειμένου να μειωθεί η επιφάνεια επαφής μεταξύ πυρήνα και μανδύα. Σε αυτή την πρώτη προσέγγιση, επιλέχθηκε στην επιφάνεια του πυρήνα να πραγματοποιηθούν πονταρίσματα μικρού βάθους με δρόπανο, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.2.



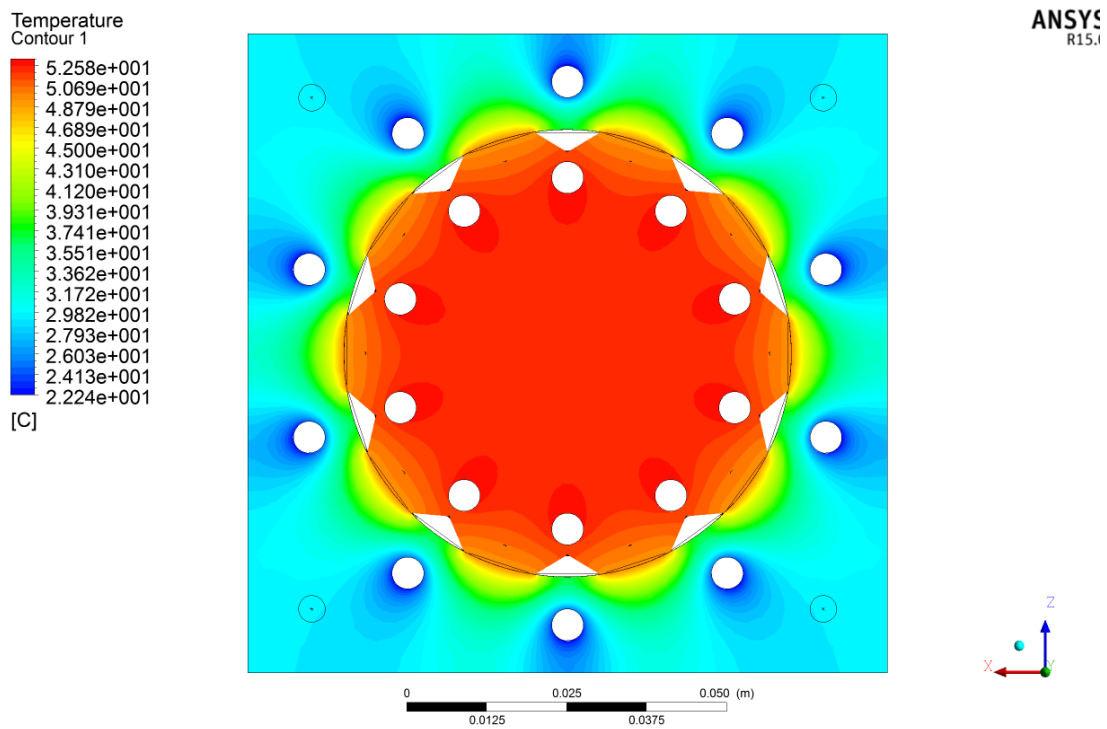
Εικόνα 3.2: Αρχική προσέγγιση της γεωμετρίας του πυρήνα [4]

Η μελέτη του συζευγμένου ρευστοδυναμικού – θερμικού προβλήματος πραγματοποιήθηκε με της χρήση του προγράμματος πεπερασμένων μεθόδων ANSYS 15.0 και, συγκεκριμένα, του επιλύτη πεπερασμένων όγκων CFX.

Οι αρχικές συνθήκες του προβλήματος που θα επιλυθεί στο CFX παρουσιάζονται συνοπτικά στον Πίνακα 3.2 ενώ τα αποτελέσματα της αρχικής αυτής προσέγγισης παρατίθενται στις Εικόνες 3.3 και 3.4:

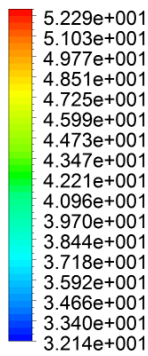
Κύκλωμα θερμού νερού (Πυρήνας)	PCD αγωγών:	30 mm
	Αριθμός καναλιών:	10
	Διάμετρος καναλιών:	5 mm
	Θερμοκρασία:	60°C
	Πίεση εισόδου:	50 bar
	Παροχή μάζας ανά κανάλι:	0,2 kg/s
Κύκλωμα κρύου νερού (Μανδύας)	Εξωτερικές διαστάσεις:	100x100 mm
	PCD αγωγών:	45 mm
	Αριθμός καναλιών:	10
	Διάμετρος καναλιών:	5 mm
	Θερμοκρασία:	20°C
	Πίεση εισόδου:	50 bar
	Παροχή μάζας ανά κανάλι:	0,2 kg/s

Πίνακας 3.2: Αρχικές συνθήκες πρώτης προσέγγισης



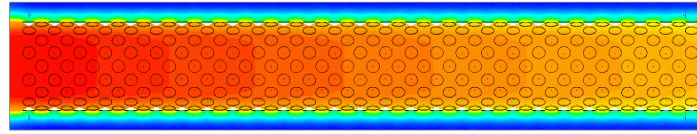
Εικόνα 3.3: Θερμοκρασιακό προφίλ εγκάρσιας διατομής πυρήνα – μανδύα [4]

Temperature
Contour 2



[C]

ANSYS
R15.0



Εικόνα 3.4: Θερμοκρασιακό προφίλ διαμήκους διατομής πυρήνα – μανδύα [4]

Παρατηρώντας την Εικόνα 3.3, γίνεται εμφανές το γεγονός ότι, ενώ δημιουργείται μια ζώνη εντός του πυρήνα σχεδόν σταθερής θερμοκρασίας (περίπου στους 50°C), αφενός η θερμοκρασία αυτή απέχει από την προδιαγεγραμμένη θερμοκρασία των 60°C , αφετέρου το κύκλωμα του κρύου νερού δεν μπορούν να απαγάγουν τη θερμότητα που μεταφέρεται από τον πυρήνα. Αποτέλεσμα είναι η ελάχιστη θερμοκρασία του μανδύα να είναι αρκετά υψηλότερη από τους 20°C (πάνω από τους 32°C), με συνέπεια να υπάρχουν απώλειες θερμότητας στο περιβάλλον.

3.3.2 Ανάλυση θερμικού – ρευστομηχανικού προβλήματος

Όπως κατέστη πρόδηλο στην Παράγραφο 3.3.1, είναι απαραίτητη η βελτίωση της θερμικής συμπεριφοράς του μανδύα, ούτως ώστε να ελαχιστοποιηθεί το ρεύμα θερμότητας που μεταφέρεται ακτινικά από τον πυρήνα στον μανδύα.

Αξιολογώντας ξανά την Εικόνα 3.3, γίνεται αντιληπτή η ανάγκη η βελτίωση στον σχεδιασμό του κυκλώματος κρύου νερού, καθώς αυτό αδυνατεί να δημιουργήσει μια ζώνη σταθερής θερμοκρασίας στον μανδύα, η οποία είναι ίση με τη θερμοκρασία του κρύου νερού. Προτείνεται, συνεπώς, η αύξηση της απαγωγής θερμότητας μέσω συναγωγής από το κρύο νερό.

Πιο αναλυτικά, συνδυάζοντας τις σχέσεις (3.1.16), (3.1.17) και (3.1.18), προκύπτει ότι για κάθε κανάλι κρύου νερού ισχύει ότι:

$$Nu = 0.028 \frac{\dot{m}^{0.8} C_p^{0.4}}{\mu^{0.4} k^{0.4}} \frac{1}{D^{0.8}} \quad (3.3.1)$$

Αντικαθιστώντας την (3.3.1) στη σχέση (3.1.15):

$$h = 0.028 \frac{\dot{m}^{0.8} C_p^{0.4}}{\mu^{0.4}} \frac{k^{0.6}}{D^{1.8}} \quad (3.3.2)$$

Τελικά, η πλήρης εξίσωση για τον υπολογισμό του ρεύματος θερμότητας που παράγεται από ένα κανάλι κρύου νερού είναι η εξής:

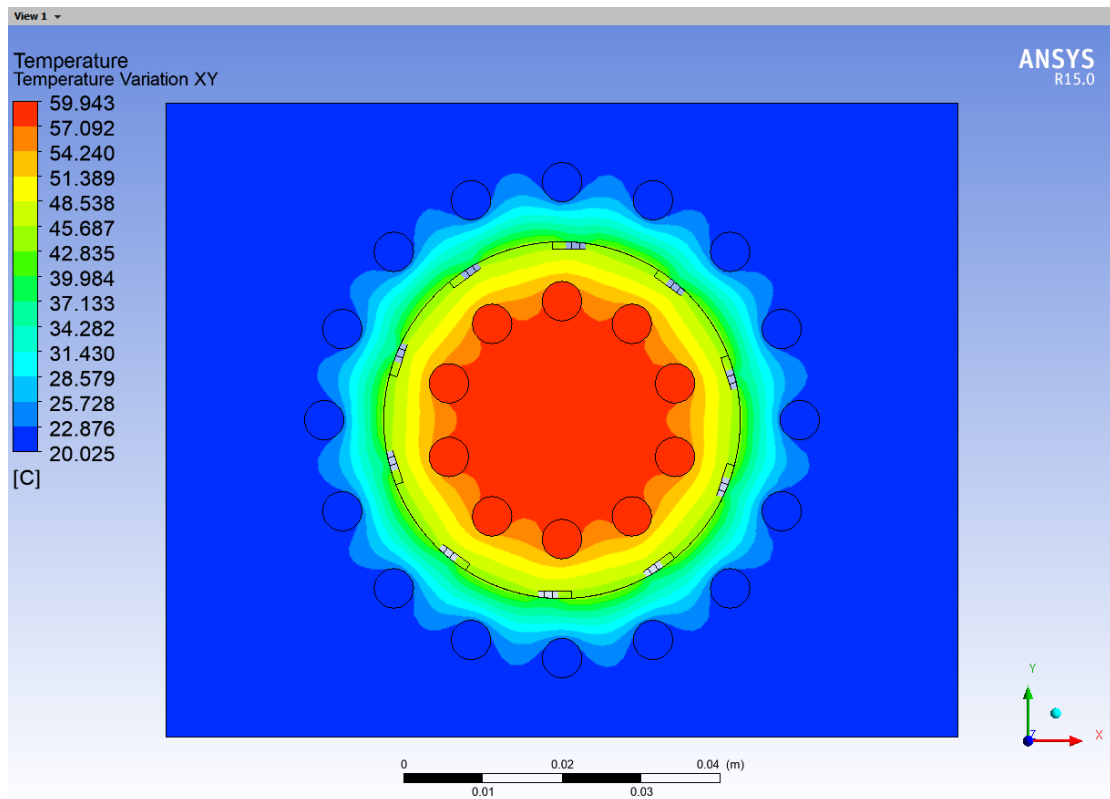
$$Q_{conv} = 0.088 \frac{C_p^{0.4} k^{0.4}}{\mu^{0.4}} \dot{m}^{0.8} \frac{1}{D^{0.8}} L(T_1 - T_2) \quad (3.3.3)$$

Θεωρώντας ότι οι ιδιότητες του ρευστού παραμένουν σταθερές, η ανωτέρω σχέση δείχνει ότι το ρεύμα θερμότητας λόγω συναγωγής αυξάνεται με

- Αύξηση της παροχής μάζας ανά κανάλι
- Μείωση της διατομής των καναλιών
- Αύξηση του μήκους των καναλιών, άρα και του επενεργητή
- Αύξηση της διαφοράς θερμοκρασίας (μέσω αύξησης της θερμοκρασίας του θερμού νερού)

Επιπλέον, η εξίσωση (3.3.3) ισχύει για κάθε αγωγό κρύου νερού, οπότε αύξηση του αριθμού των καναλιών οδηγεί σε αντίστοιχη αύξηση της απαγωγής θερμότητας από το κύκλωμα κρύου νερού.

Συνεπώς, το νέο μοντέλο που θα μελετηθεί θα αποτελείται από 16 κανάλια κρύου ρευστού παροχής μάζας 0.4kg/s, ενώ το κύκλωμα του θερμού ρευστού θα παραμείνει ως έχει. Η βελτίωση ως προς το θερμοκρασιακό προφίλ των σωμάτων είναι σημαντική, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.5, συνεπώς η προσέγγιση αυτή θα διατηρηθεί.



Εικόνα 3.5: Θερμοκρασιακό προφίλ με αυξημένο αριθμό καναλιών και διπλάσια παροχή κρύου ρευστού.

3.3.3 Ανάλυση του φαινομένου της θερμικής διαστολής

Από τη στιγμή που τα δύο κυκλώματα του θερμοϋδραυλικού επενεργητή έχουν πληρωθεί με ρευστό και έχει επέλθει θερμοδυναμική ισορροπία στο σύστημα, τα σώματα έχουν παραμορφωθεί λόγω θερμικής διαστολής.

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η διεπαφή πυρήνα – μανδύα, καθώς ο πυρήνας διογκώνεται λόγω της διαφοράς θερμοκρασίας, με αποτέλεσμα η εξωτερική του επιφάνεια στην ακτινική διάσταση να πιέζεται επί της εσωτερικής επιφάνειας του μανδύα. Αντίστοιχη συμπεριφορά παρουσιάζει και ο μανδύας, εξαιτίας την θερμότητας που μεταφέρεται μέσω αγωγής σε αυτόν από τον θερμότερο πυρήνα. Συνέπεια των ανωτέρω είναι να δημιουργείται πίεση επιφανείας μεταξύ των δύο σωμάτων.

Άρα, λοιπόν, είναι αναγκαίο η επιφάνεια του πυρήνα να υποστεί την κατάλληλη κατεργασία, προκειμένου να μειωθεί όσο το δυνατόν περισσότερο η επιφάνεια της διεπαφής, ούτως ώστε να ελαχιστοποιηθεί η μεταφορά θερμότητας λόγω αγωγής και, ταυτόχρονα, η πίεση επιφανείας να μην υπερβαίνει το όριο διαρροής του υλικού του πυρήνα. Συγκεκριμένα, προτείνεται η δημιουργία αυλακιών στη διαμήκη και την εφαπτομενική διάσταση του κυλινδρικού πυρήνα, μια κατεργασία η οποία μπορεί να πραγματοποιηθεί σχετικά εύκολα σε τόρνο. Ταυτόχρονα, όμως, πρέπει να ληφθεί υπόψιν στον σχεδιασμό το γεγονός ότι η μείωση της επιφάνειας επαφής αυξάνει την τάση στην επιφάνεια του πυρήνα λόγω της πίεσης επιφανείας.

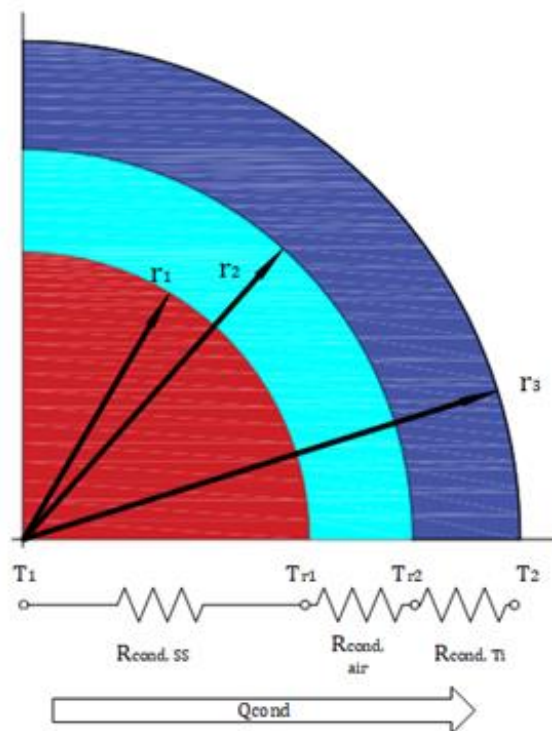
Τέλος, προς την κατεύθυνση της στιβαρότητας του επενεργητή, επιλέγεται το συνολικό ύψος του πυρήνα, άρα και του μανδύα, να είναι 100mm, με αποτέλεσμα η επίδραση της υδροστατικής πίεσης των δύο ρευστών να θεωρείται αμελητέα.

Για τον υπολογισμό του ελάχιστου απαραίτητου βάθους των αυλακιών, θα πραγματοποιηθεί η παρακάτω ανάλυση, η οποία είναι βασισμένη στη μέθοδο υπολογισμού μεταφοράς θερμότητας με αγωγή σε σύνθετο κυλινδρικό σώμα, αποτελούμενο από τρία διαφορετικά υλικά, δηλαδή του πυρήνα (Stainless Steel 304), του μανδύα (Ti-6Al-4V) και του κενού χώρου που δημιουργείται (αέρας).

Πιο αναλυτικά, θεωρείται ότι εμφανίζεται μεταφορά θερμότητας σε τρεις ομόκεντρους κύλινδρους. Ο πρώτος κύλινδρος έχει εσωτερική ακτίνα r_0 , στην οποία παρατηρείται σταθερή θερμοκρασία $T_1 = 60^\circ\text{C}$, όπως αυτή προέκυψε προσεγγιστικά από τη θερμοκρασιακή κατανομή των μοντέλων CFD και είναι ίση με 33 mm. Η εξωτερική του ακτίνα $r_{1,\min} \in (r_0, r_2)$, με προσεγγιστική θερμοκρασία $T_{r_1} = 52^\circ\text{C}$ είναι ίση με την επιφάνεια των αυλακιών, που είναι και το ζητούμενο του προβλήματος. Ο δεύτερος κύλινδρος έχει ακτίνα r_2 ίση με 45 mm, η οποία είναι η επιφάνεια επαφής του πυρήνα με τον μανδύα και έχει προσεγγιστική θερμοκρασία $T_{r_2} = 32^\circ\text{C}$. Τέλος, η ακτίνα r_3 του τρίτου κύλινδρου ελήφθη επίσης από τον θερμοκρασιακό χάρτη των μοντέλων CFD για σταθερή θερμοκρασία $T_2 = 20^\circ\text{C}$ και ισούται με 63 mm.

Το μήκος των κυλίνδρων είναι $L = 0.1$ m, ενώ οι θερμικές αγωγιμότητες των τριών υλικών είναι οι ακόλουθες:

1. $k_{\text{core}} = k_{\text{SS304}} = 16.2 \text{ W/mK}$
2. $k_{\text{mantle}} = k_{\text{Ti-6Al-4V}} = 6.7 \text{ W/mK}$
3. $k_{\text{air}} = 0.027 \text{ W/mK}$



Εικόνα 3.6: Μεταφορά θερμότητας στο σύνθετο κυλινδρικό σώμα
πυρήνα – αέρα – μανδύα

Τα ρεύματα θερμότητας σε κάθε κυλινδρικό σώμα υπολογίζονται με αντικατάσταση των δεδομένων ως εξής:

$$\bullet \quad Q_1 = \frac{T_1 - T_{r_1}}{\frac{\ln(r_{1,\min} / r_0)}{2\pi k_{\text{core}} L}} = \frac{129.6}{\ln(r_{1,\min} / 0.033)} \text{ W} \quad (3.3.4)$$

$$\bullet \quad Q_2 = \frac{T_{r_1} - T_{r_2}}{\frac{\ln(r_2 / r_{1,\min})}{2\pi k_{\text{air}} L}} = \frac{0.54}{\ln(0.045 / r_{1,\min})} \text{ W} \quad (3.3.5)$$

$$\bullet \quad Q_3 = \frac{T_{r_2} - T_2}{\frac{\ln(r_3 / r_2)}{2\pi k_{\text{mantle}} L}} = 218.66 \text{ W} \quad (3.3.6)$$

Στην επιφάνεια επαφής ακτίνας r_2 το θερμικό ισοζύγιο είναι:

$$\bullet \quad Q_1 + Q_2 = Q_3 \quad (3.3.7)$$

Αντικαθιστώντας τις σχέσεις (3.3.4), (3.3.5), (3.3.6) στην (3.3.7), προκύπτει:

$$\begin{aligned} 129.60 \ln(0.045 / r_{1,\min}) + 0.54 \ln(r_{1,\min} / 0.033) &= \\ = 218.66 \ln(0.045 / r_{1,\min}) \ln(r_{1,\min} / 0.033) & \end{aligned} \quad (3.3.8)$$

Πραγματοποιώντας τις αριθμητικές πράξεις, η (3.3.8) μετασχηματίζεται στην ακόλουθη δευτεροβάθμια εξίσωση:

$$218.66x^2 + 1293.87x + 1909.48 = 0 \quad (3.3.9)$$

$$\text{όπου } x = \ln r_{1,\min}$$

Οι λύσεις της (3.3.9) είναι:

$$\text{➤ } \ln r_{1,\min} = -2.8142 \Rightarrow r_{1,\min} = 59.95 \text{ mm} \notin (r_0, r_2) \rightarrow \underline{\text{Απορρίπτεται}}$$

$$\text{➤ } \ln r_{1,\min} = -3.1031 \Rightarrow r_{1,\min} = 44.91 \text{ mm} \in (r_0, r_2) \rightarrow \underline{\text{Λύση αποδεκτή}}$$

Παρατηρείται ότι το ελάχιστο υπολογιζόμενο βάθος των αυλακιών είναι αρκετά μικρό, καθώς ελλοχεύει η πιθανότητα η ακτινική θερμική διαστολή του πυρήνα να υπερβεί την τιμή αυτή και να αχρηστεύσει ουσιαστικά τις διαμορφώσεις. Για τον λόγο αυτό, επιλέγεται το βάθος των αυλακιών να είναι ίσο με 0,5mm.

3.4 Σχεδιασμός των κυκλωμάτων

Ένα από τα πιο απαιτητικά ζητήματα της παρούσας εργασίας αποτέλεσε ο σχεδιασμός των κυκλωμάτων του ρευστού. Όπως έχει ήδη εξηγηθεί, τα κανάλια κάθε κυκλώματος έχουν ίδια μεταξύ τους διατομή, έτσι ώστε να εξασφαλίζεται σταθερή ταχύτητα ροής και, κατά συνέπεια, ομαλή μεταφορά θερμότητας στο εσωτερικό του επενεργητή.

Συνεπώς, είναι αναγκαίος ο κατάλληλος σχεδιασμός του κατανεμητή και του συλλέκτη των δυο ρευμάτων ρευστού (Inlet – Outlet manifold), προκειμένου να εξασφαλίζεται σταθερή παροχή εισόδου σε κάθε κανάλι και ομαλή έξοδος από το σύστημα, αντίστοιχα.

3.4.1 Κύριες σχεδιαστικές αποφάσεις για τον κατανεμητή και τον συλλέκτη των ρευστών

Η βασική αναγκαιότητα της χαμηλής ενδοτικότητας όλης της μετρητικής διάταξης, οδήγησε στην απαίτηση της, κατά το δυνατόν, ελαχιστοποίησης του συνολικού μεγέθους του επενεργητή. Για τον λόγο αυτό, οι κεντρικές παροχές εισόδου και των ρευμάτων θερμού και κρύου νερού επιλέχθηκε να βρίσκονται σε ένα εξάρτημα στην είσοδο. Παράλληλα, για να διατηρηθεί ομοιόμορφη ροή του κρύου και του θερμού

ρευστού σε ολόκληρο τον επενεργητή, το εξάρτημα εξόδου θα είναι ίδιο με το εξάρτημα εισόδου.

Τα δύο manifolds (διαστάσεων $W \times L \times H = 100 \times 80 \times 25$ mm) θα τοποθετηθούν στις δύο έδρες του επενεργητή, στερεωμένα με τυφλούς κοχλίες στο σώμα του μανδύα. Λόγω της ροής του θερμού ρευστού, τα manifolds θα μεταφέρουν θερμότητα στον μανδύα λόγω αγωγής. Άρα, θα αποτελούνται από το ίδιο υλικό με τον μανδύα, δηλαδή το χαμηλής θερμικής αγωγιμότητας κράμα τιτανίου Ti-6Al-4V, ώστε να μειωθεί το ρεύμα θερμότητας λόγω αγωγής προς τον μανδύα.

3.4.2 Μέθοδος υπολογισμού διατομών των διαδρομών διαμοίρασης

Η απαίτηση ίδιας παροχής σε κάθε κανάλι και η ύπαρξη μιας κοινής παροχής ανά κύκλωμα προϋποθέτει την κατάλληλη μεταβολή της διαμέτρου κάθε τμήματος των διαδρομών διαμοίρασης. Για τον υπολογισμό των διατομών, ακολουθήθηκε η ακόλουθη απλή μεθοδολογία:

Η παροχή μάζας στην είσοδο του κάθε κλάδου της διαδρομής διαμοίρασης και σε ένα κανάλι του επενεργητή είναι αντίστοιχα:

$$\dot{m}_{Inlet} = \rho \dot{V}_{Inlet} = \rho u_{Inlet} A_{Inlet} \quad (3.4.1)$$

$$\dot{m}_{channel} = \rho \dot{V}_{channel} = \rho u_{channel} A_{channel} \quad (3.4.2)$$

Θεωρώντας ότι η ταχύτητα της ροής σε όλο το κύκλωμα παραμένει σταθερή, άρα $u_{Inlet} = u_{channel}$ και διαιρώντας κατά μέλη τις παραπάνω σχέσεις, προκύπτει ότι:

$$\frac{\dot{m}_{Inlet}}{\dot{m}_{channel}} = \frac{A_{Inlet}}{A_{channel}} \Rightarrow A_{Inlet} = \frac{\dot{m}_{Inlet}}{\dot{m}_{channel}} A_{channel} \quad (3.4.3)$$

Λόγω της εξίσωσης διατήρησης της μάζας και της απαίτησης σταθερής παροχής σε όλα τα κανάλια του επενεργητή αριθμού N , ισχύει ότι:

$$\dot{m}_{Inlet} = N \dot{m}_{channel} \quad (3.4.4)$$

Αντικαθιστώντας την εξίσωση (3.4.4) και τη σχέση της κυκλικής διατομής $A = \frac{\pi D^2}{4}$ στην εξίσωση (3.4.3) προκύπτει τελικά ότι:

$$D_{Inlet} = \sqrt{N} D_{channel} \quad (3.4.5)$$

Με τον ίδιο τρόπο, μπορούν να υπολογιστούν οι διάμετροι σε όλο το μήκος του καναλιού διαμοίρασης, είτε ως προς τη διατομή εισόδου είτε ως προς τη διατομή των καναλιών του επενεργητή. Αντίστοιχα, καθώς η συνολική παροχή εισόδου του κυκλώματος μοιράζεται εξίσου στους δύο κλάδους της διαδρομής διαμοίρασης, ισχύει:

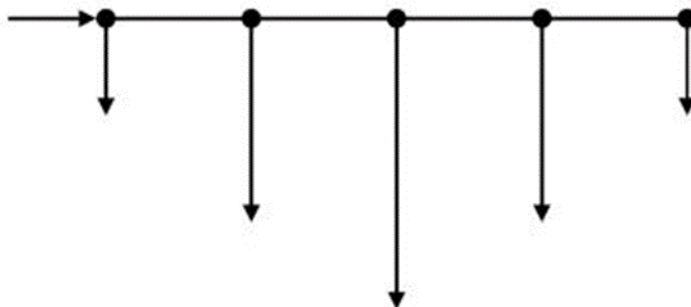
$$D_O = \sqrt{2} D_{Inlet} \quad (3.4.6)$$

3.4.3 Σχεδιασμός των κυκλωμάτων 1 IN-1 OUT ανά εργαζόμενο ρευστό

Σε πρώτο στάδιο, εξετάστηκε η σχεδίαση μιας κεντρικής τροφοδοσίας και εξόδου για τα κανάλια του εκάστοτε εργαζόμενου ρευστού.

Προκειμένου να σχεδιαστούν οι κατάλληλες διαδρομές διαμοίρασης των ροών, εξετάστηκαν περιπτώσεις ευθύγραμμων και καμπύλων τμημάτων.

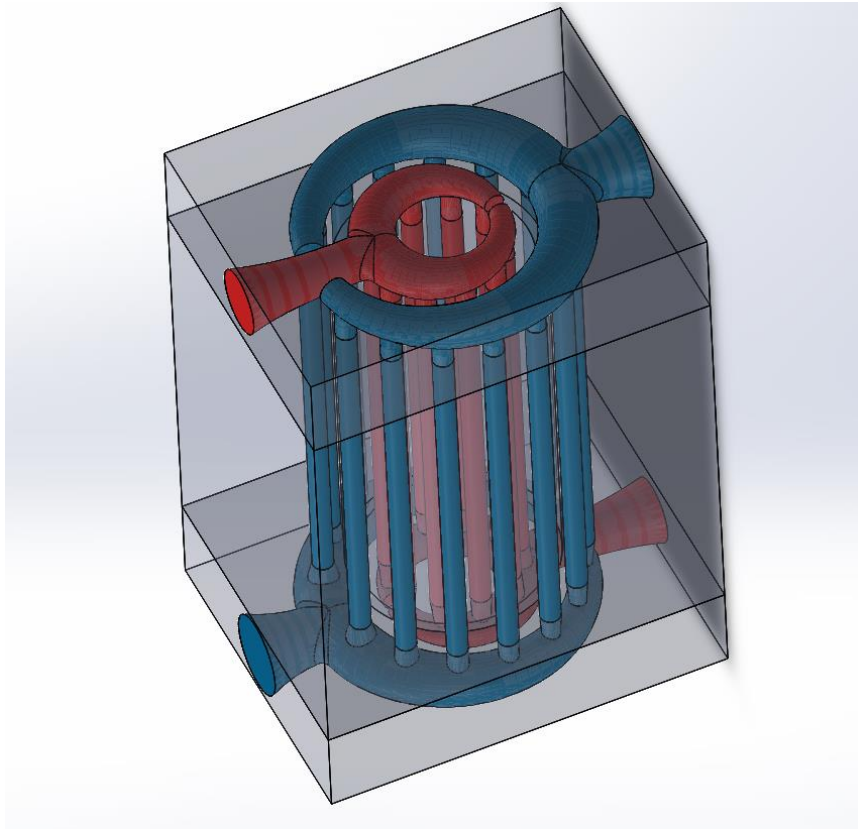
Η κατασκευή ευθύγραμμων τμημάτων απορρίφθηκε καθώς δεν υπάρχει ο απαιτούμενος χώρος για τη δημιουργία των δύο κυκλωμάτων θερμού και κρύου νερού στο ίδιο επίπεδο. Θα έπρεπε λοιπόν να σχεδιαστούν σε δύο ξεχωριστά επίπεδα, γεγονός το οποίο θα οδηγούσε σε αυξημένο όγκο των εξαρτημάτων και, ταυτόχρονα, σε υψηλή δυσκολία κατασκευής.



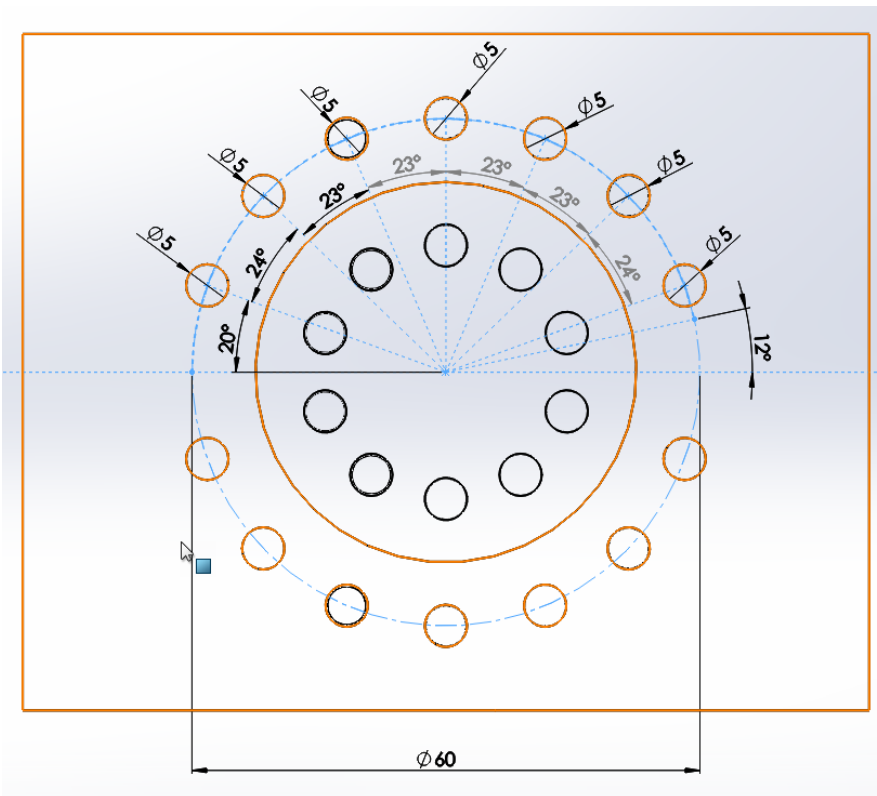
Εικόνα 3.7 Απορριφθείσα πρόταση σχεδιασμού καναλιών

Η εφαρμογή των καμπύλων καναλιών διαμοίρασης δίνει τη δυνατότητα σχεδίασης των δυο κυκλωμάτων στο ίδιο επίπεδο. Η τροφοδοσία των καναλιών του επενεργητή γίνεται από μια παροχή εισόδου για το κάθε κύκλωμα του συστήματος.

Τα κανάλια των δυο κυκλωμάτων είναι τοποθετημένα κυκλικά ούτως ώστε να δημιουργούνται οι δύο θερμοκρασιακές ζώνες στον επενεργητή. Προκειμένου να υπάρχει η δυνατότητα κατασκευής των καναλιών διαμοίρασης στο ίδιο επίπεδο ήταν αναγκαίο να αφαιρεθούν δύο ζεύγη καναλιών του κρύου νερού, έτσι ώστε να μπορεί να δημιουργηθεί η παροχή του θερμού νερού. Η διάταξη των καναλιών του θερμού νερού, από την άλλη, παραμένουν ως έχουν.



Εικόνα 3.8: Ισομετρική όψη των δύο κυκλωμάτων του συστήματος

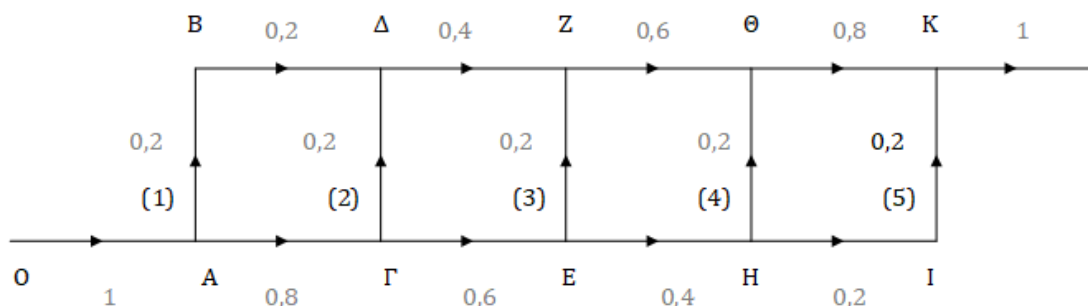


Εικόνα 3.9: Τοποθέτηση καναλιών κρούς ρευστού

3.4.3.1 Κύκλωμα θερμού ρευστού

Αρχικά, πραγματοποιήθηκε ανάλυση του κυκλώματος θερμού υγρού και, βάσει του τελικού του σχεδιασμού, έγινε ανάλογη μελέτη του κυκλώματος κρύου νερού.

Το κύκλωμα είναι συμμετρικό, συνεπώς το μοντέλο θα αποτελείται από το μισό κύκλωμα. Σε πρώτη φάση, οι επιθυμητές παροχές μάζας ανά κανάλι θα είναι 0.2 kg/s και η παροχή εισόδου 1 kg/s. Συνεπώς, οι παροχές στο κύκλωμα θα είναι αυτές που απεικονίζονται στην Εικόνα 3.10.



Εικόνα 3.10: Μονογραμμικό διάγραμμα του μισού θερμού κυκλώματος με τις διάφορες παροχές μάζας ανά τμήμα (kg/s)

Στη συνέχεια, υπολογίστηκαν βάσει της προαναφερθείσας μεθοδολογίας (Εξισώσεις (3.4.1) έως (3.4.6)) οι διάφορες διάμετροι των διαδρομών των manifolds εισόδου και εξόδου. Είναι σημαντικό να επισημανθεί το γεγονός ότι οι διαδρομές των manifolds είναι αντισυμμετρικές ως προς το επίπεδο συμμετρίας του επενεργητή, προκειμένου να εξασφαλίζεται η ομαλότητα της ροής. Ισχύει, δηλαδή, ότι $D_A = D_K, D_\Gamma = D_\Theta, D_E = D_Z, D_H = D_\Delta, D_I = D_B$.

Συνοπτικά, οι υπολογιζόμενες διάμετροι των διαδρομών παρατίθενται, έπειτα από στρωγγυλοποίηση, στον Πίνακα 3.3:

D_O	16mm
D_A	11mm
D_Γ	10mm
D_E	8.5mm
D_H	7mm
D_I	5mm

Πίνακας 3.3: Διατομές διαδρομών κατανεμητή και συλλέκτη κυκλώματος θερμού νερού

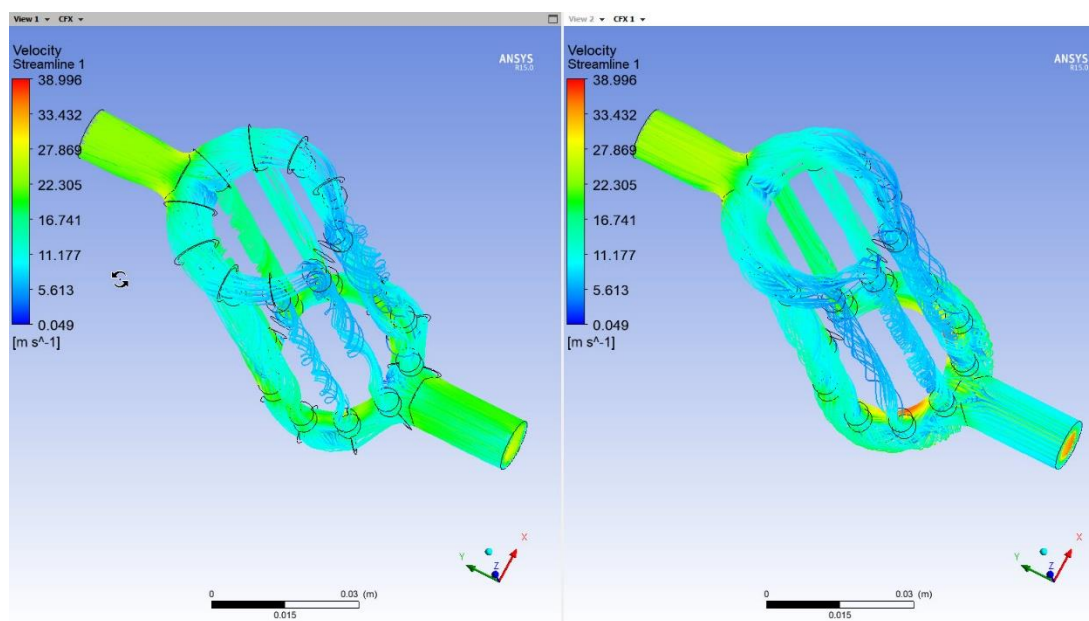
Βάσει των ανωτέρω, θα προσομοιωθεί η ροή του θερμού ρευστού στον επιλύτη CFX του ANSYS 15.0, μεταβάλλοντας κατάλληλα τη γεωμετρία των διαδρομών, για να ελεγχθεί το κατά πόσον τα κανάλια του επενεργητή πληρώνονται ομοιόμορφα. Καθώς είναι πρακτικά αδύνατον να επιτευχθεί πλήρης ομοιομορφία, εντάσσεται ένα εύρος ανοχής της παροχής $\pm 10\%$, δηλαδή

$$\dot{m}_{channel} \in (0.18, 0.22) \text{ kg/s}$$

Στην προκείμενη φάση, θα γίνει ισοθερμοκρασιακή μελέτη της ροής, αγνοώντας τα θερμικά φαινόμενα. Οι αρχικές συνθήκες του μοντέλου είναι οι εξής:

- Στατική πίεση εισόδου: 50 bar
- Σταθερή θερμοκρασία εισόδου: 60°C
- Παροχή εξόδου: 1 kg/s

Αρχικά, οι διατομές των διαδρομών στην διαδρομή εισόδου μειώνονται βηματικά στη θέση του κάθε καναλιού, ενώ στην έξοδο αυξάνονται αντίστοιχα. Το αποτέλεσμα της ανάλυσης δείχνει ότι, παρά την ομαλή ταχύτητα στις περιοχές ενδιαφέροντος, υπάρχει πολύ χαμηλός βαθμός αξιοποίησης των δύο πρώτων ζευγών καναλιών. Για τον λόγο αυτό, η πρώτη σχεδιαστική αλλαγή θα αφορά την ομαλή μείωση των διατομών.

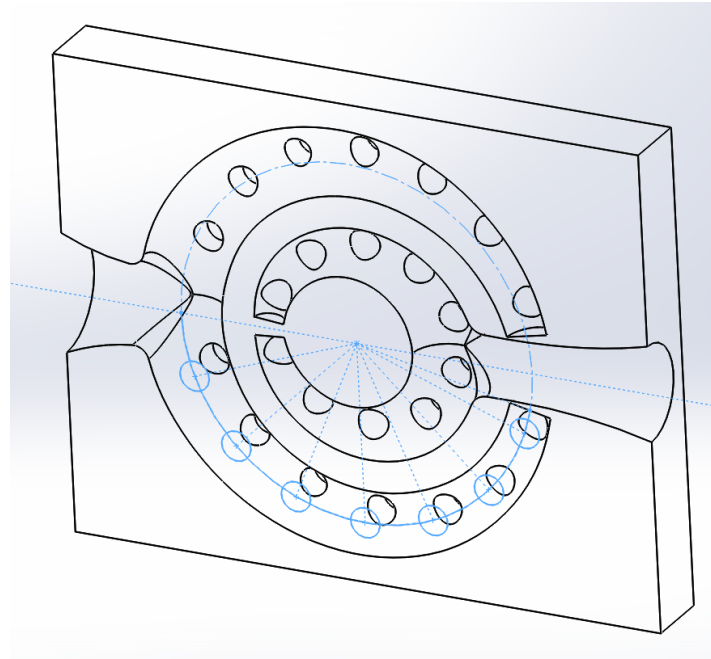


Εικόνα 3.11: Ροή θερμού ρευστού σε βηματικά και ομαλά μεταβαλλόμενη γεωμετρία

Από την Εικόνα 3.11, γίνεται εμφανής η καλύτερη πλήρωση των καναλιών με ρευστό, μια βελτίωση, όμως, η οποία δεν είναι αρκετή, καθώς στα κανάλια η παροχή μάζας είναι εκτός του προδιαγεγραμμένου εύρους τιμών.

Στα ανωτέρω μοντέλα, τα κοψίματα που συνδέουν τα κανάλια με τις διαδρομές διαμοίρασης είναι ευθεία. Συνεπώς, αποφασίστηκε οι συνδέσεις αυτές να έχουν κωνική μορφή, να αυξηθεί, δηλαδή, ή να μειωθεί η εντοπισμένη αντίσταση στις εισόδους των καναλιών, προκειμένου να εξισορροπηθεί η κατανομή των παροχών στα κανάλια.

Ο σχεδιασμός των διαμορφώσεων έγινε με επίπεδο αναφοράς το επίπεδο συμμετρίας του εξαρτήματος, επί του οποίου σχεδιάζονται κύκλοι ομόκεντροι με τα κανάλια του επενεργητή, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.12. Η μεταβολή της διαμέτρου των κύκλων αυτών σε σχέση με την διάμετρο 5mm των καναλιών θα καθορίζουν την κωνικότητα της εκάστοτε διαμόρφωσης.



Εικόνα 3.12: Μεταβαλλόμενες διαμέτρους των εισόδων των καναλιών στο μέσο επίπεδο του manifold

Στον Πίνακα 3.4, παρατίθενται τα αποτελέσματα των νέων μοντέλων για τις διάφορες αλλαγές στην κωνικότητα της εισόδου, όπου γίνεται αντιληπτό ότι τελικά επιτυγχάνονται παροχές εντός του καθορισμένου πεδίου τιμών.

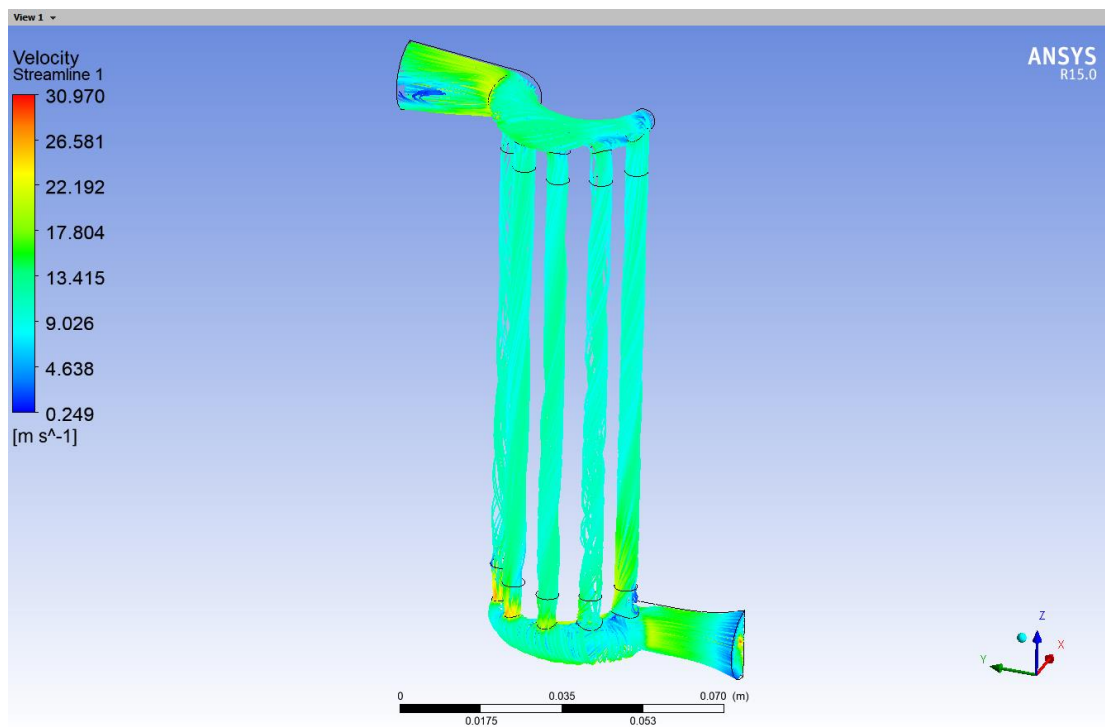
Α.Α μοντέλου	Α.Α καναλιού	Διάμετρος στο επίπεδο συμμετρίας (mm)	Παροχή μάζας (kg/s)	Απόκλιση από \dot{m}_{target} (%)
1	1	7	0.1687	-15.65
	2	6	0.1682	-15.90
	3	5	0.2385	19.25
	4	4	0.2629	31.45
	5	3	0.1672	-16.40
2	1	8	0.1613	-19.35
	2	7	0.1789	-10.55
	3	4	0.2321	16.05
	4	3	0.1837	-8.15
	5	4	0.2507	25.35
3	1	8,5	0.1711	-14.45
	2	7,5	0.1731	-13.45
	3	4	0.2247	12.35
	4	3,5	0.2163	8.15
	5	3,5	0,2149	7.45
4	1	8,5	0.1832	-8.40
	2	7,5	0.1922	-3.90
	3	4	0.2162	8.10
	4	3	0.1932	-3.40
	5	3,5	0.2152	7.60

Πίνακας 3.4: Παροχές μάζας καναλιών θερμού ρευστού με μεταβαλλόμενη κωνικότητα εισόδου

Επιπλέον, εξετάστηκε η δημιουργία κοίλης διαμόρφωσης (fillet) ακτίνας 3mm στην είσοδο του κυκλώματος με ταυτόχρονη αλλαγή της κωνικότητας των εισόδων των καναλιών.

Α.Α μοντέλου	Α.Α καναλιού	Διάμετρος στο επίπεδο συμμετρίας (mm)	Παροχή μάζας (kg/s)	Απόκλιση από \dot{m}_{target} (%)
1	1	7	0.1824	-8.80
	2	6	0.1711	-14.45
	3	5	0.2194	9.70
	4	4	0.2549	27.45
	5	3	0.1728	-13.60
2	1	7	0.1976	-1.20
	2	6.5	0.1907	-4.65
	3	4	0.2128	6.40
	4	3	0.2065	3.25
	5	3.5	0.1924	-3.80

Πίνακας 3.5: Παροχές μάζας καναλιών με προσθήκη fillet 3mm στην είσοδο του κυκλώματος

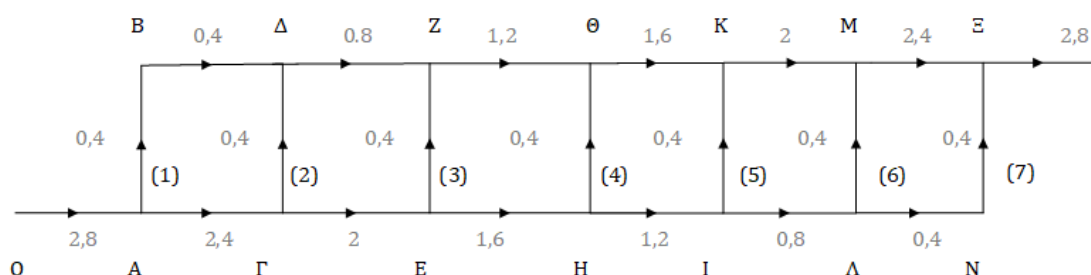


Εικόνα 3.13: Γραμμές ροής του τελικού μοντέλου θερμού κυκλώματος 1 IN – 1 OUT

3.4.3.2 Κύκλωμα κρύου ρευστού

Όσον αφορά το κύκλωμα του κρύου ρευστού, θα ακολουθηθεί η ίδια λογική σχεδίασης με το κύκλωμα του θερμού νερού, δηλαδή ομαλά μειούμενη διατομή της διατομής διαμοίρασης, κωνικές διαμορφώσεις στις εισόδους των καναλιών και καμπύλωση στην είσοδο. Το κύκλωμα είναι επίσης συμμετρικό και αποτελείται από επτά ζεύγη καναλιών.

Η επιθυμητή παροχή ανά κανάλι είναι η διπλάσια σε σχέση με του θερμού κυκλώματος, δηλαδή ίση με 0.4 kg/s, ενώ η συνολική παροχή εισόδου είναι 2.8 kg/s. Το κύκλωμα είναι και πάλι συμμετρικό, οπότε οι παροχές στο μισό κύκλωμα θα είναι όπως απεικονίζονται στην Εικόνα 3.14.



Εικόνα 3.14: Μονογραμμικό διάγραμμα του μισού κρύου κυκλώματος με τις διάφορες παροχές μάζας ανά τμήμα (kg/s)

Οι διαμέτροι των διαδρομών του κατανεμητή και του συλλέκτη υπολογίστηκαν βάσει της ίδιας μεθοδολογίας με το κύκλωμα θερμού ρευστού και παρατίθενται στον Πίνακα 3.6

D_O	18
D_A	13mm
D_Γ	12mm
D_E	11mm
D_H	10mm
D_I	8.5mm
D_Λ	7mm
D_I	5mm

Πίνακας 3.6: Διατομές διαδρομών κατανεμητή και συλλέκτη κυκλώματος κρύου ρευστού

Λαμβάνεται και πάλι ένα εύρος ανοχής της παροχής μάζας $\pm 10\%$ στα κανάλια, δηλαδή

$$\dot{m}_{channel} \in (0.36, 0.44) \text{ kg/s}$$

Αντίστοιχα, οι αρχικές συνθήκες του μοντέλου είναι οι εξής:

- Στατική πίεση εισόδου: 50 bar
- Σταθερή θερμοκρασία εισόδου: 20°C
- Παροχή εξόδου: 2.8 kg/s

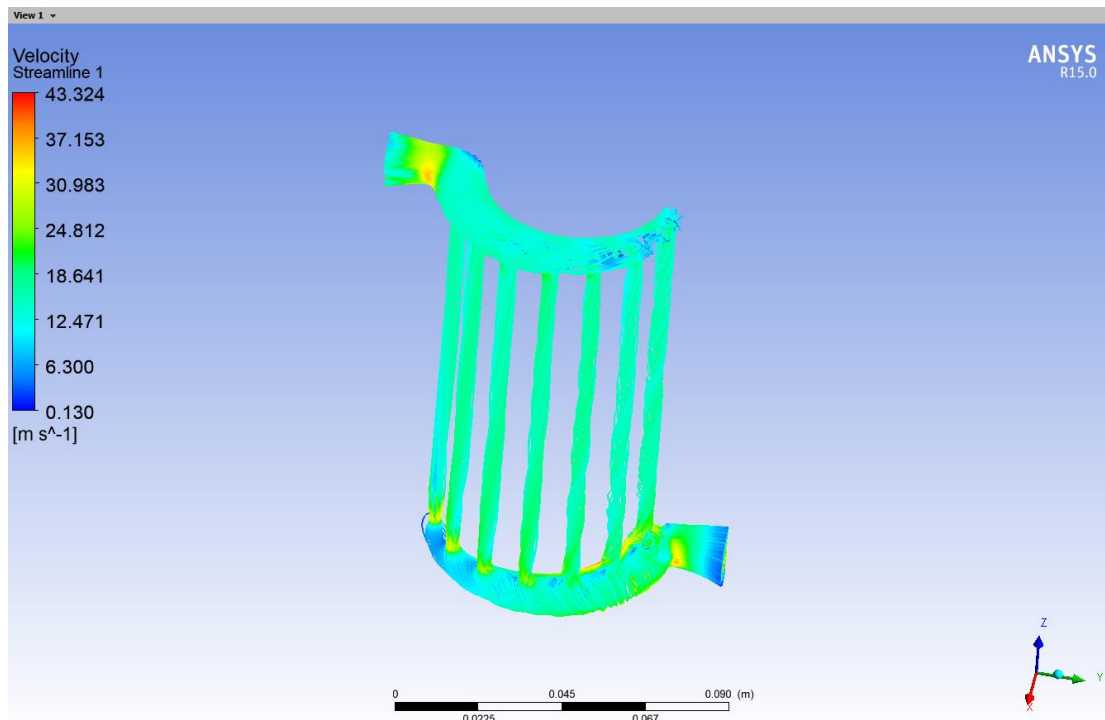
Στους Πίνακες 3.7 και 3.8 παρατίθενται συνοπτικά τα αποτελέσματα των αναλύσεων στο CFX για τα διάφορα μοντέλα με μεταβαλλόμενες κωνικές διαμορφώσεις στις εισόδους των καναλιών και καμπύλωση στην είσοδο του κυκλώματος.

Α.Α μοντέλου	Α.Α καναλιού	Διάμετρος στο επίπεδο συμμετρίας (mm)	Παροχή μάζας (kg/s)	Απόκλιση από \dot{m}_{target} (%)
1	1	6	0,268	-33,09
	2	6	0,299	-25,16
	3	6	0,333	-16,65
	4	6	0,401	0,33
	5	6	0,421	5,31
	6	6	0,492	23,02
	7	6	0,585	46,22
2	1	7.5	0,318	-20,62
	2	7	0,319	-20,15
	3	6	0,331	-17,16
	4	6	0,405	1,13
	5	6	0,425	6,33
	6	5.5	0,469	17,24
	7	5	0,533	33,27
3	1	9	0,360	-10,10
	2	7,5	0,360	-10,06
	3	5,5	0,349	-12,69
	4	5	0,414	3,41
	5	4,5	0,413	3,22
	6	4	0,415	3,67
	7	4	0,490	22,55
4	1	9.5	0,375	-6,25
	2	8	0,361	-9,75
	3	7	0,404	1,09
	4	5	0,422	5,42
	5	4.5	0,429	7,13
	6	4	0,437	9,13
	7	3	0,373	-6,87

Πίνακας 3.7: Παροχές μάζας καναλιών κρύου ρευστού με μεταβαλλόμενη κωνικότητα εισόδου

A.A μοντέλου	A.A καναλιού	Διάμετρος στο επίπεδο συμμετρίας (mm)	Fillet στην είσοδο (mm)	Παροχή μάζας (kg/s)	Απόκλιση από \dot{m}_{target} (%)
1	1	9,5	3	0,335	-16,26
	2	8		0,397	-0,86
	3	7		0,413	3,31
	4	5		0,431	7,66
	5	4,5		0,429	7,36
	6	4		0,444	10,97
	7	3		0,351	-12,18
2	1	9,5	2.5	0,349	-12,67
	2	8		0,375	-6,28
	3	7		0,407	1,83
	4	5		0,426	6,58
	5	4,5		0,428	7,03
	6	4		0,442	10,50
	7	3		0,372	-7,00
3	1	10	2.5	0,359	-10,16
	2	7,5		0,397	-0,81
	3	6,5		0,416	3,89
	4	4,5		0,427	6,66
	5	4		0,424	6,08
	6	3,5		0,414	3,51
	7	3		0,363	-9,16
4	1	10	2.5	0,390	-2,41
	2	6.5		0,377	-5,80
	3	6.5		0,415	3,86
	4	4.5		0,420	5,03
	5	4		0,415	3,68
	6	3.5		0,403	0,83
	7	3		0,379	-5,19

Πίνακας 3.8: Παροχές μάζας καναλιών με προσθήκη fillet στην είσοδο του κυκλώματος



Εικόνα 3.15: Γραμμές ροής τελικού μοντέλου κρύου κυκλώματος 1 IN – 1 OUT

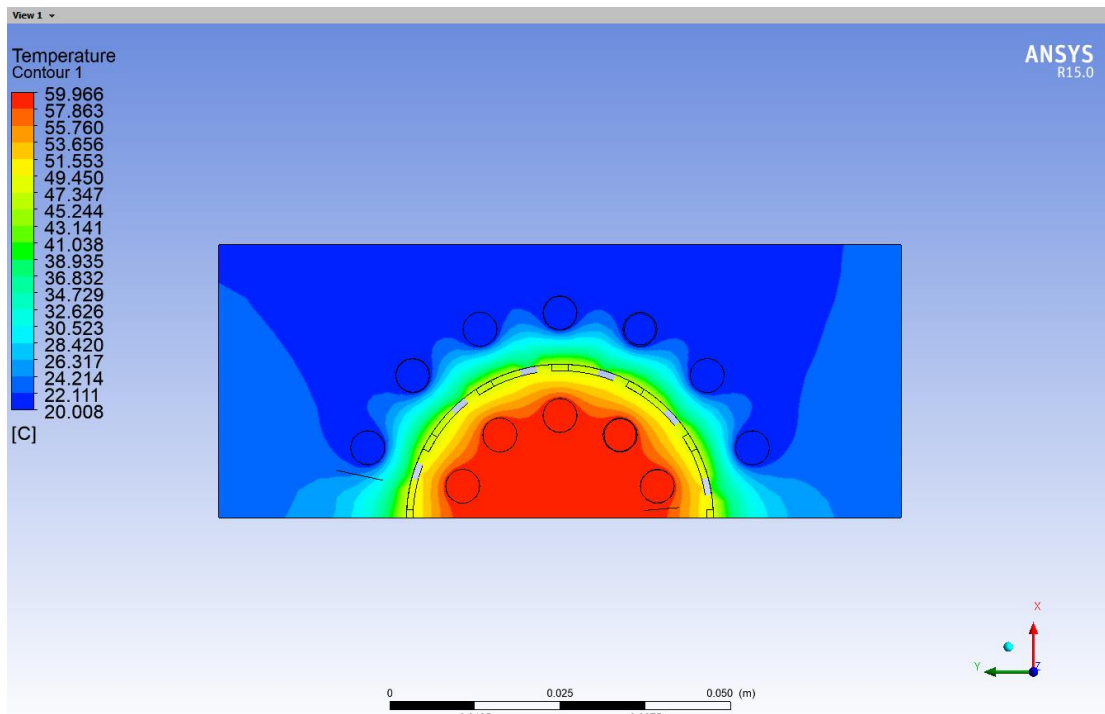
3.4.3.3 Ανάλυση της θερμομηχανικής συμπεριφοράς του επενεργητή

Έπειτα από τον σχεδιασμό των κυκλωμάτων, θα πραγματοποιηθεί η μελέτη του θερμικού προβλήματος στο πλήρες συναρμολόγημα του επενεργητή, δηλαδή θα υπολογιστούν οι αναπτυσσόμενες τάσεις και μετατοπίσεις λόγω των θερμικών φορτίων.

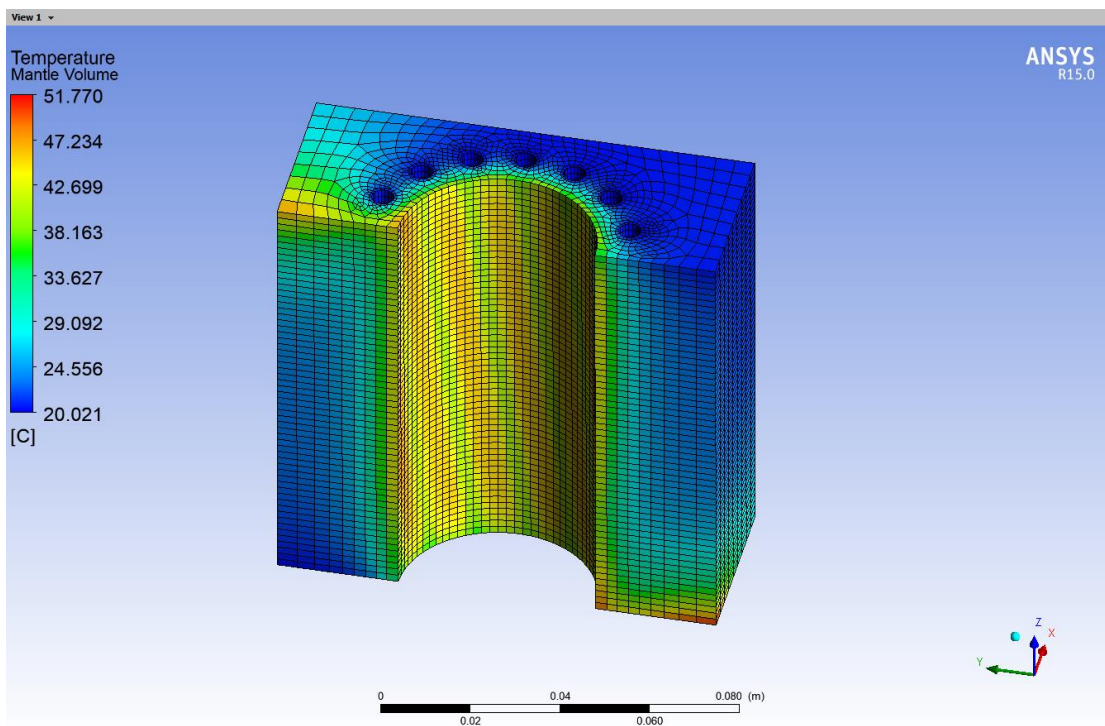
Όπως έχει ήδη αναφερθεί προηγουμένως, το συναρμολόγημα έχει ένα επίπεδο συμμετρίας, γεγονός το οποίο θα αξιοποιηθεί για τη μείωση του μεγέθους του μοντέλου.

Για τη ρευστοδυναμική ανάλυση στο CFX, οι αρχικές συνθήκες του προβλήματος είναι οι ίδιες οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν στις Παραγράφους 3.4.3.1 και 3.4.3.2.

Παρατηρώντας τις Εικόνες 3.16 και 3.17, γίνεται εμφανές το γεγονός ότι ο συγκεκριμένος σχεδιασμός με μόνο μία είσοδο και έξοδο για τα δύο ρευστά μεταφοράς θερμότητας και άρα η ύπαρξη μόνο ενός επιπέδου συμμετρίας στο πρόβλημα προκαλεί ασύμμετρη θέρμανση και, τελικό αποτέλεσμα την δημιουργία καμπτικών φορτίων στον επενεργητή. Αυτό συμβαίνει εξαιτίας της θερμότητας που μεταφέρεται από το θερμό ρευστό στον κατανεμητή και τον συλλέκτη και, συνακόλουθα, άγεται στον μανδύα.



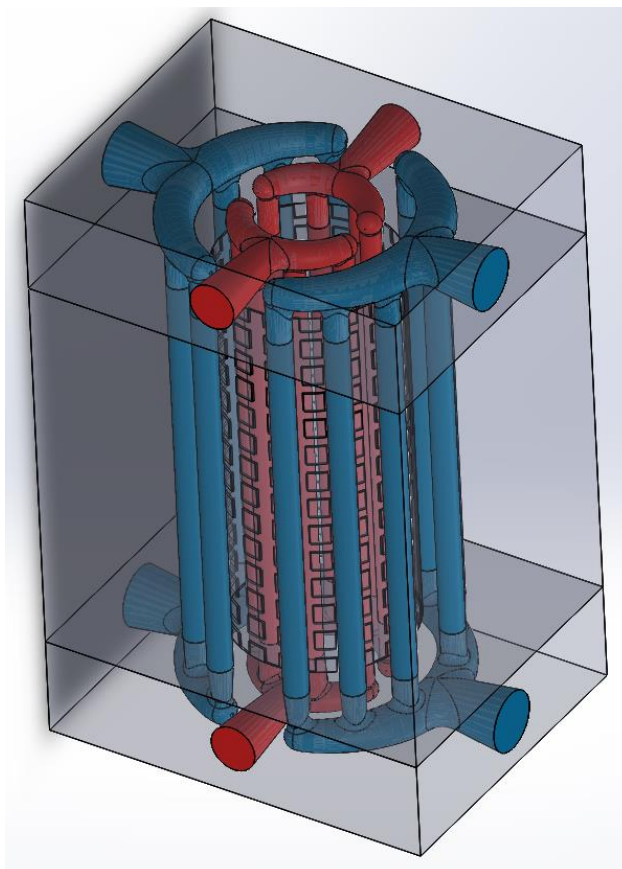
Εικόνα 3.16: Εικόνα θερμοκρασιακού προφίλ



Εικόνα 3.17: Απεικόνιση θερμοκρασίας μανδύα

3.4.4 Σχεδιασμός των κυκλωμάτων 2 IN-2 OUT ανά εργαζόμενο ρευστό

Συνεπώς, βάσει των αποτελεσμάτων της Παραγράφου 3.4.3.3, κρίθηκε αναγκαίο να δημιουργηθούν συνολικά τέσσερα κυκλώματα εντός του επενεργητή, δύο για το θερμού και δύο για το κρύο ρευστό.

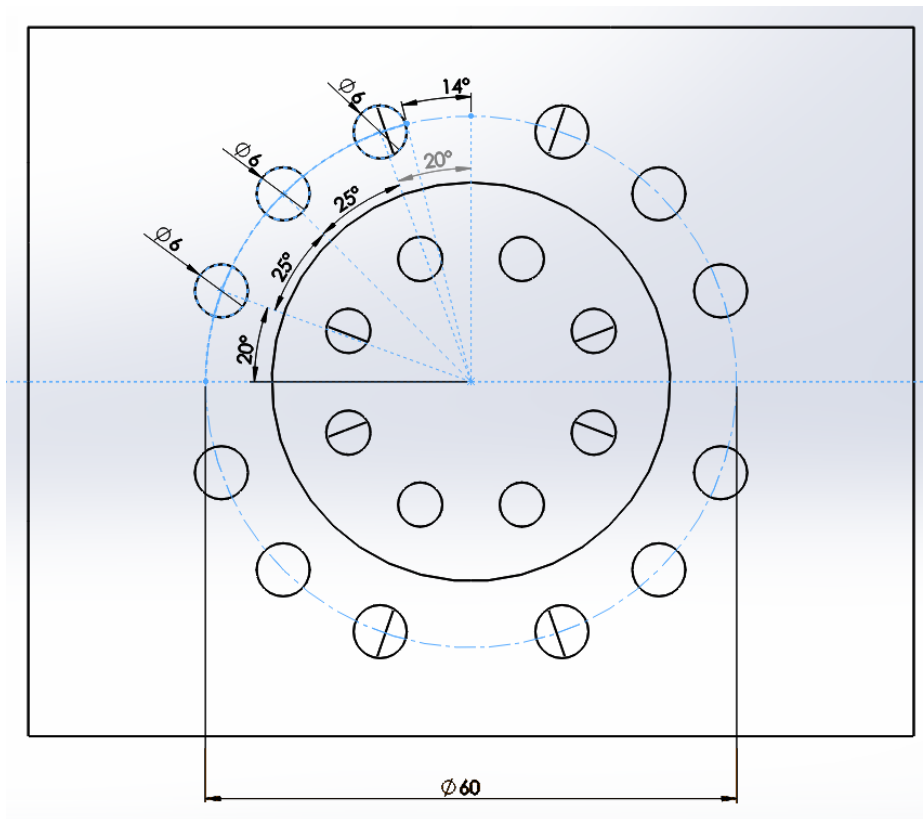


Εικόνα 3.18: Ισομετρική όψη των κυκλωμάτων θερμού και κρύου ρευστού

Το γεγονός αυτό έχει ως αποτέλεσμα την περαιτέρω αλλαγή της τελικής διάταξης των καναλιών, με τελικό στόχο την δημιουργία δύο επιπέδων συμμετρίας στον επενεργητή. Συγκεκριμένα, οι εισοδοί των κυκλωμάτων για κάθε εργαζόμενο ρευστό βρίσκονται στις απέναντι μεταξύ τους πλευρές των ορθογώνιων παραλληλεπιπέδων που ορίζουν τα manifolds εισόδου και εξόδου. Άρα, τα δύο κυκλώματα του θερμού ρευστού είναι συμμετρικά μεταξύ του ως προς το ένα επίπεδο συμμετρίας, ενώ τα κανάλια του ενός κυκλώματος είναι συμμετρικά ως προς το δεύτερο επίπεδο συμμετρίας. Το αντίστοιχο ισχύει για τα κυκλώματα του κρύου ρευστού.

Τα κανάλια του θερμού ρευστού θα ισαπέχουν μεταξύ τους γωνιακά, ώστε να διατηρηθεί η ομαλή δημιουργία της ζώνης σταθερής θερμοκρασίας στον πυρήνα. Από την άλλη, η ανάγκη ύπαρξης χώρου για να περάσουν οι εισοδοί του θερμού ρευστού έχει ως συνέπεια μην ισχύει το ίδιο για τα κανάλια του κρύου νερού. Προκειμένου να

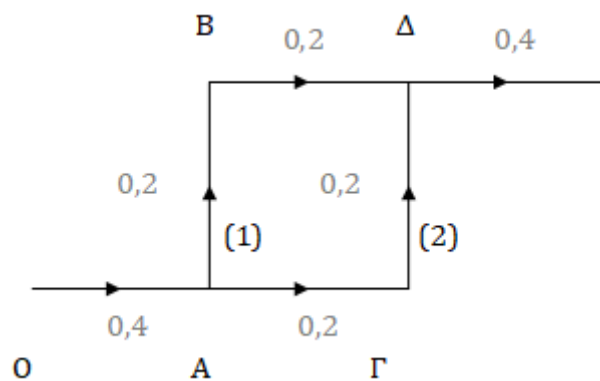
βελτιωθεί η μειωμένη απαγωγή θερμότητας από το κρύο νερό, αποφασίστηκε η ενεργή επιφάνεια συναγωγής ανά κανάλι μέσω της αύξησης της διαμέτρου τους στα 6mm.



Εικόνα 3.19: Τοποθέτηση καναλιών κρύου ρευστού

3.4.4.1 Κύκλωμα θερμού ρευστού

Η μεθοδολογία σχεδιασμού των κυκλωμάτων είναι η ίδια με αυτή που ακολουθήθηκε στην Παράγραφο 3.4.3, ενώ έγινε χρήση του επιπλέον επιπέδου συμμετρίας για την περαιτέρω απλοποίηση των μοντέλων.



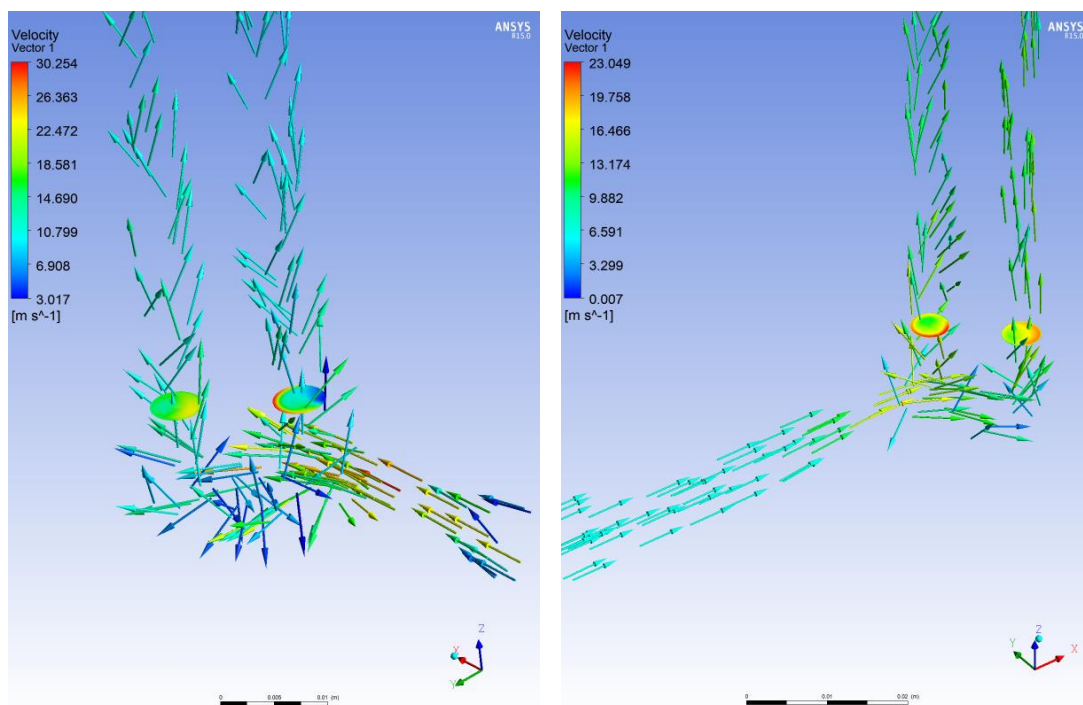
Εικόνα 3.20: Μονογραμμικό του μισού τμήματος του ενός θερμού κυκλώματος με τις διάφορες παροχές μάζας ανά τμήμα (kg/s)

D_O	11,8mm (1/4'')
D_A	7mm
D_Γ	5mm

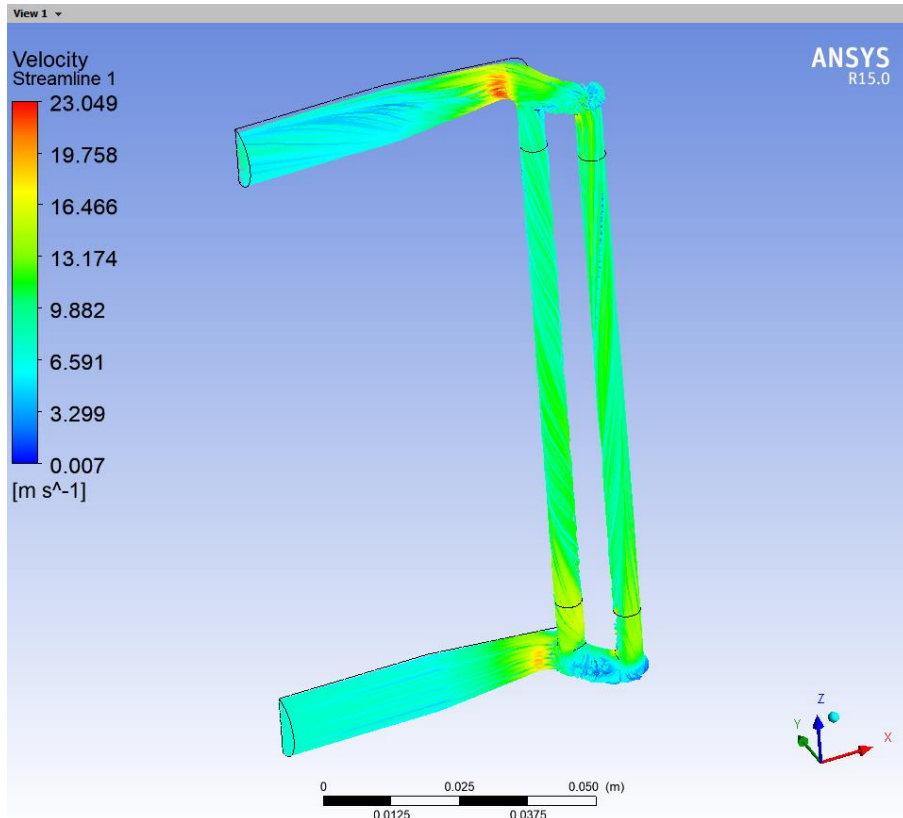
Πίνακας 3.9: Διάμετροι διαδρομών κυκλώματος 2 IN – 2 OUT θερμού ρευστού

Τα αποτελέσματα της ρευστοδυναμικής ανάλυσης της ροής για πρώτο μοντέλο, όπου δεν ελήφθησαν υπόψιν η μεταβολή κωνικότητας στις εισόδους των καναλιών και η προσθήκη καμπύλωσης στην είσοδο του κυκλώματος είναι πολύ κοντά στο επιθυμητό, καθώς οι παροχές μάζας είναι 0,184 και 0,216 kg/s για το πρώτο και το δεύτερο κανάλι αντίστοιχα, ήτοι η απόκλιση των δύο παροχών σε απόλυτη τιμή από την παροχή στόχου είναι 8,125%, βρίσκεται δηλαδή εντός ορίων.

Όμως, από την παρατήρηση των γραμμών ροής, γίνεται εμφανές ότι υπάρχουν περιοχές σχετικά έντονης ανακυκλοφορίας στις διαδρομές διαμοίρασης, γεγονός που μπορεί να επηρεάζει τη μέση ταχύτητα της ροής στα κανάλια. Στην κατεύθυνση, λοιπόν, της ομαλοποίησης της ροής, επιλέχθηκε η τοποθέτηση fillet 4 mm στην είσοδο του κυκλώματος, καθώς και fillet 1mm στις εισόδους των καναλιών, αλλαγές οι οποίες βελτιώνουν κατά τι την ροϊκή συμπεριφορά του ρευστού στο κύκλωμα, χωρίς κάποια ουσιαστική επίδραση στις παροχές των καναλιών.



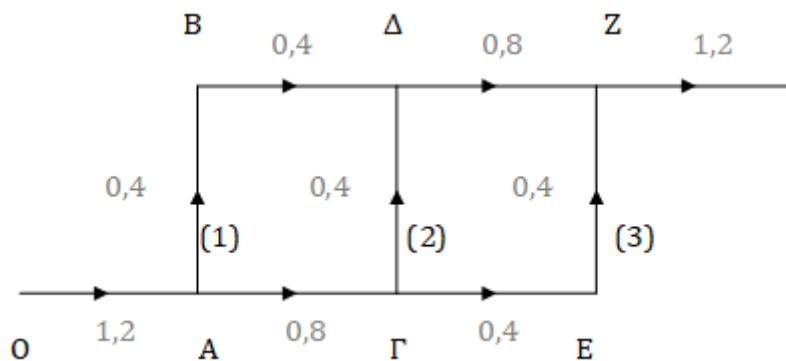
Εικόνα 3.21: Διανύσματα ταχυτήτων ροής κυκλώματος θερμού ρευστού πριν και μετά την τοποθέτηση fillets



Εικόνα 3.22: Γραμμές ροής τελικού κυκλώματος θερμού ρευστού 2IN – 2OUT

3.4.4.2 Κύκλωμα κρύου ρευστού

Αναφορικά με το κύκλωμα του κρύου ρευστού, επιλέχθηκε εξαρχής η δημιουργία καμπύλωσης στα ίδια σημεία με το κύκλωμα του θερμού ρευστού. Συνεπώς, για το αρχικό μοντέλο ισχύουν τα εξής



Εικόνα 3.23: Μονογραμμικό του μισού τμήματος του ενός κρύου κυκλώματος με τις διάφορες παροχές μάζας ανά τμήμα (kg/s)

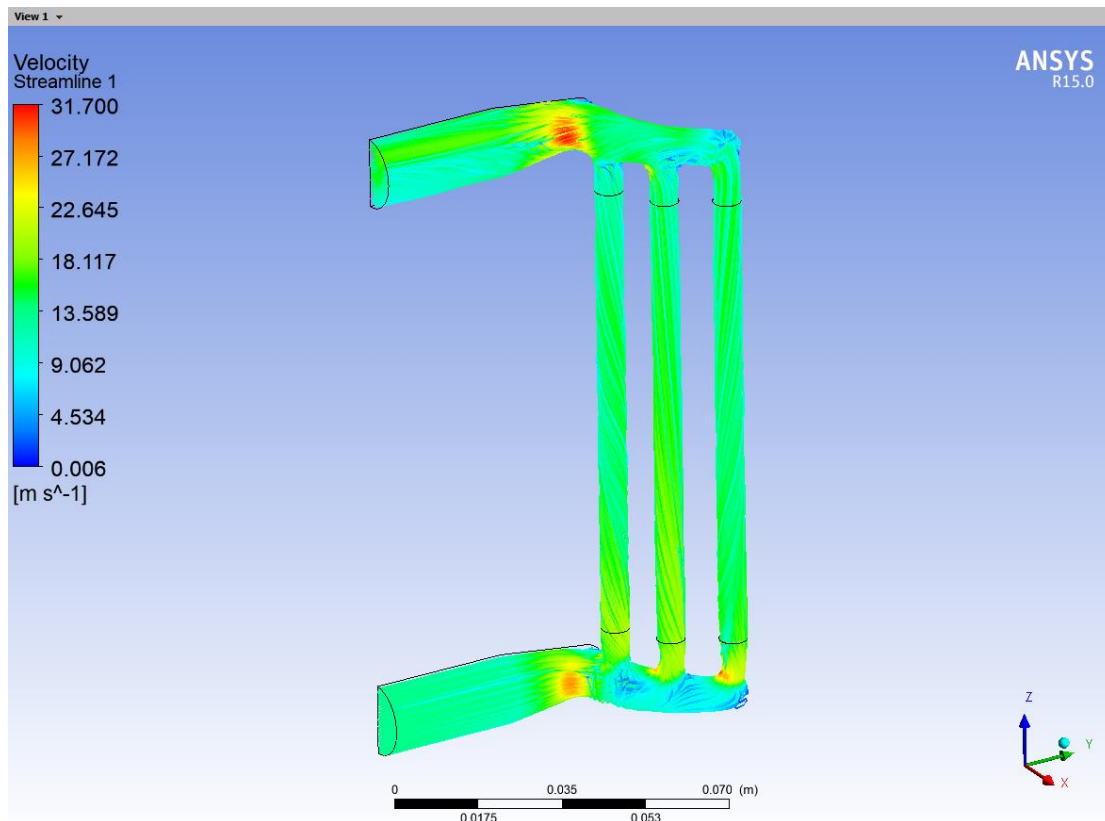
D ₀	15,25mm (3/8'')
D _A	10
D _Γ	8.5
D _E	6

Πίνακας 3.10: Διάμετροι διαδρομών κυκλώματος 2 IN – 2 OUT κρύου ρευστού

Καθώς τα αποτελέσματα της ανάλυσης του πρώτου μοντέλου δείχνουν ότι υπάρχουν παροχές μάζας πάνω από 0,44 kg/s, θα διερευνηθεί η επίδραση της μεταβολής της γεωμετρίας και η χρήση fillets στις εισόδους των καναλιών και, επίσης, η χρήση fillets στην είσοδο του κυκλώματος. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται συνοπτικά στον Πίνακα 3.11.

Α.Α μοντέλου	Α.Α καναλιού	Διάμετρος εισόδου καναλιών στο επίπεδο συμμετρίας (mm)	Fillet στην είσοδο του κυκλώματος (mm)	Fillet στις εισόδους των καναλιών (mm)	Παροχή μάζας (kg/s)	Απόκλιση από \dot{m}_{target} (%)
1	1	6	4	1	0,336	-16
	2	6			0,404	1
	3	6			0,461	15,25
2	1	6	4	1	0,373	-6,75
	2	5			0,418	4,5
	3	4			0,409	2,25
3	1	6	5	1	0,367	-8,25
	2	5			0,419	4,75
	3	4			0,414	3,5
4	1	6	6	2	0,377	-5,75
	2	5			0,431	7,75
	3	4			0,392	-2

Πίνακας 3.11: Παροχές μάζας στα κανάλια του κυκλώματος κρύου ρευστού



Εικόνα 3.24: Γραμμές ροής τελικού κυκλώματος κρύου ρευστού 2IN – 2OUT

3.4.4.3 Ανάλυση της θερμομηχανικής συμπεριφοράς του επενεργητή

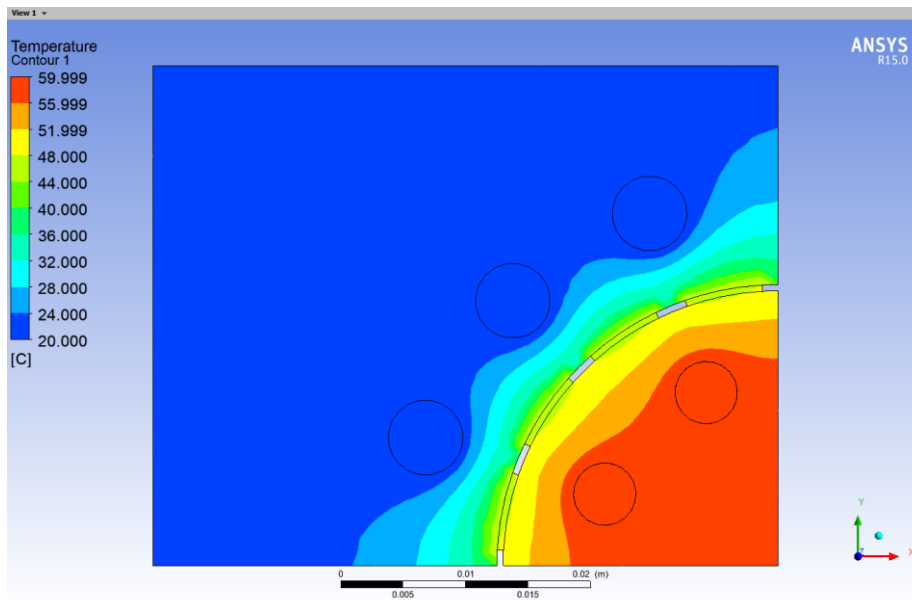
Έχοντας καταλήξει στη σχεδίαση του κατανεμητή και του συλλέκτη των ρευστών, πραγματοποιείται μελέτη του πλήρους συναρμολογήματος του επενεργητή ως προς το θερμικό φαινόμενο και, συνακόλουθα, τις τάσεις και τις παραμορφώσεις στις οποίες υπόκειται.

Αρχικά, βάσει όσων έχουν αναλυθεί στην Παράγραφο 3.3.3, εξετάζεται η συμπεριφορά του πυρήνα στο συναρμολόγημα πυρήνα – μανδύα. Ως πρώτο βήμα, μελετώνται δύο μοντέλα για πλάτος αυλακιών πυρήνα 2,5mm και 4mm αντίστοιχα.

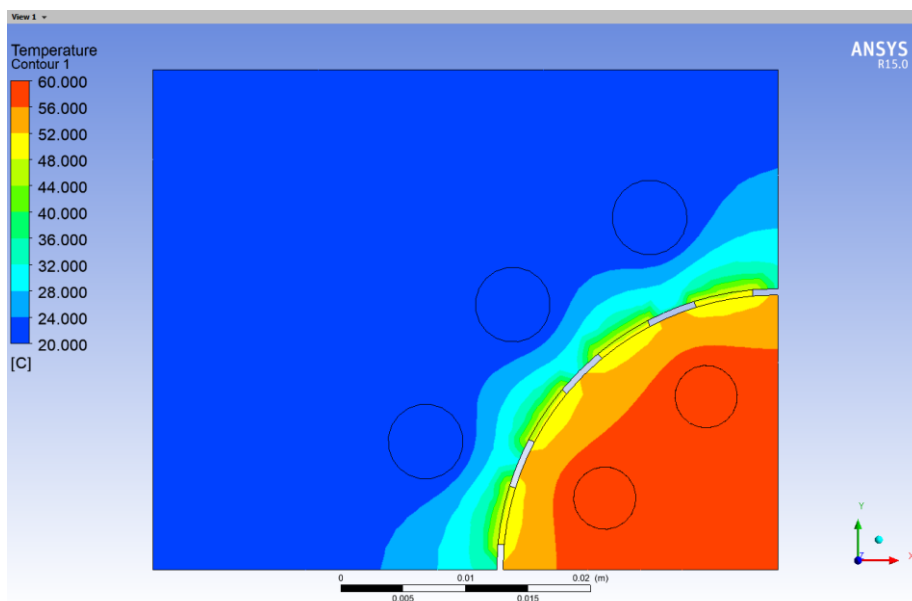
Χρησιμοποιείται ξανά το ένα τεταρτημόριο του επενεργητή ως μοντέλο λόγω των δύο επιπέδων συμμετρίας του. Όσον αφορά τη θερμική μελέτη, οι επιφάνειες στα επίπεδα συμμετρίας λαμβάνονται ως αδιαβατικά τοιχώματα, ενώ οι αρχικές συνθήκες για τα δύο κυκλώματα ρευστών θα είναι ίδιες με αυτές που χρησιμοποιήθηκαν στις Παραγράφους 3.4.4.1 και 3.4.4.2. Για τον υπολογισμό των κατανομών θερμοκρασίας στον επενεργητή, εφαρμόζεται το μοντέλο υπολογισμού θερμικής ενέργειας του CFX (Thermal energy), ενώ αγνοούνται οποιεσδήποτε θερμικές αντιστάσεις επαφής.

Στο σημείο αυτό, αξίζει να αναφερθεί το γεγονός ότι ο αέρας που βρίσκεται στον κενό χώρο μεταξύ πυρήνα και μανδύα δεν ελήφθη υπόψιν στην μοντελοποίηση πεπερασμένων στοιχείων διότι η επίδραση της θερμότητας που άγεται μέσω του αέρα

είναι πολύ μικρή σε σχέση με το αυξημένο υπολογιστικό κόστος ενός επιπλέον σώματος προς ανάλυση.



Εικόνα 3.25: Θερμοκρασιακό προφίλ για πυρήνα με αυλάκια πλάτους 2,5mm



Εικόνα 3.26: Θερμοκρασιακό προφίλ για πυρήνα με αυλάκια πλάτους 4mm

Από τις Εικόνες 3.25 και 3.26, γίνεται εμφανές το γεγονός του σχηματισμού πλήρως αδιαβατικών τοιχωμάτων του μανδύα, ένα βασικό ζητούμενο της ανάλυσης. Φαίνεται επίσης ότι τα κοψίματα μεγαλύτερου πλάτους δίνουν καλύτερα αποτελέσματα ως προς τις αναπτυσσόμενες θερμοκρασίες στα δύο σώματα, όχι όμως σε βαθμό αποφασιστικό.

Όσον αφορά τη θερμική διαστολή του συναρμολογήματος, τα προηγούμενα αποτελέσματα εισάγονται στο ANSYS Mechanical. Για την πραγματοποίηση της ανάλυσης, γίνεται χρήση των δύο επιπέδων συμμετρίας του προβλήματος, η πλευρά του μανδύα από την οποία εισέρχεται στα κανάλια το κρύο ρευστό θεωρείται πακτωμένη (Fixed support), ενώ η αντίστοιχη πλευρά του πυρήνα θεωρείται κύλιση (Frictionless support).

Όσον αφορά τη θερμική διαστολή του επενεργητή, η μελέτη μόνο του συναρμολογήματος πυρήνα – μανδύα δεν μπορεί να παράσχει σωστά αποτελέσματα, καθώς υπάρχει δυσκολία μοντελοποίησης των οριακών συνθηκών του πυρήνα με τον καταναμητή και τον συλλέκτη. Συνεπώς, αναλύεται το πλήρες συναρμολόγημα του επενεργητή, πρώτα στο CFX και, στη συνέχεια, οι θερμοκρασίες των σωμάτων μεταφέρονται στο ANSYS Mechanical. Αναφορικά με τις οριακές συνθήκες, γίνεται χρήση των δύο επιπέδων συμμετρίας του προβλήματος, ενώ η κάτω πλευρά του καταναμητή θεωρείται πακτωμένη (Fixed support). Επιπλέον, οι διεπαφές του πυρήνα με τα υπόλοιπα σώματα μοντελοποιούνται με πεπερασμένα στοιχεία επαφής τριβής (frictional contact), ενώ στις επιφάνειες επαφής του μανδύα με τα manifolds θεωρούνται ότι δεν υπάρχει μεταξύ τους σχετική κίνηση (bonded contact).

Για τις διαμορφώσεις του πυρήνα, εξετάζονται τρεις περιπτώσεις:

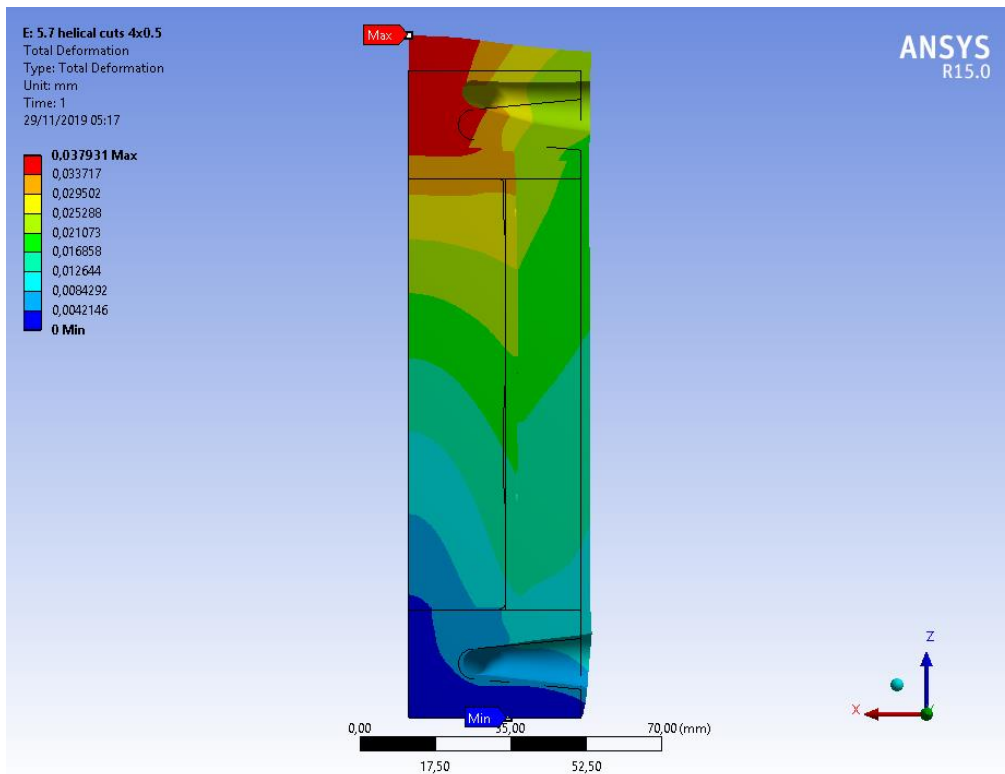
- Διαμήκη αυλάκια 2,5 και 4 mm
- Διαμήκη και εφαπτομενικά αυλάκια 2,5 και 4 mm
- Ελικοειδή αυλάκια 2,5 και 4 mm

Τα αποτελέσματα των αναλύσεων για τα διάφορα μοντέλα παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.12:

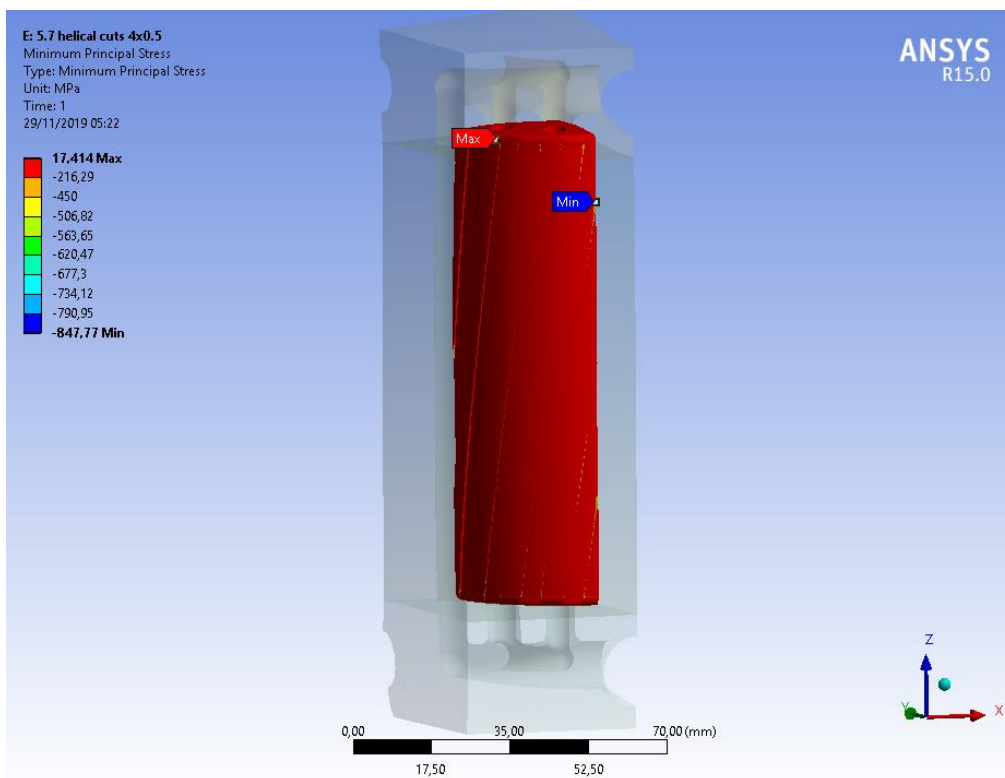
Τύπος αυλακίων	Πλάτος διαμόρφωσης (mm)	Συνολική επιμήκυνση (μm)
Διαμήκη	2,5	36,1
	4	29,2
Διαμήκη – εφαπτομενικά	2,5	29,2
	4	30,7
Ελικοειδή	2,5	35,9
	4	37,9

Πίνακας 3.12: Γραμμική διαστολή επενεργητή για διάφορες γεωμετρίες του πυρήνα

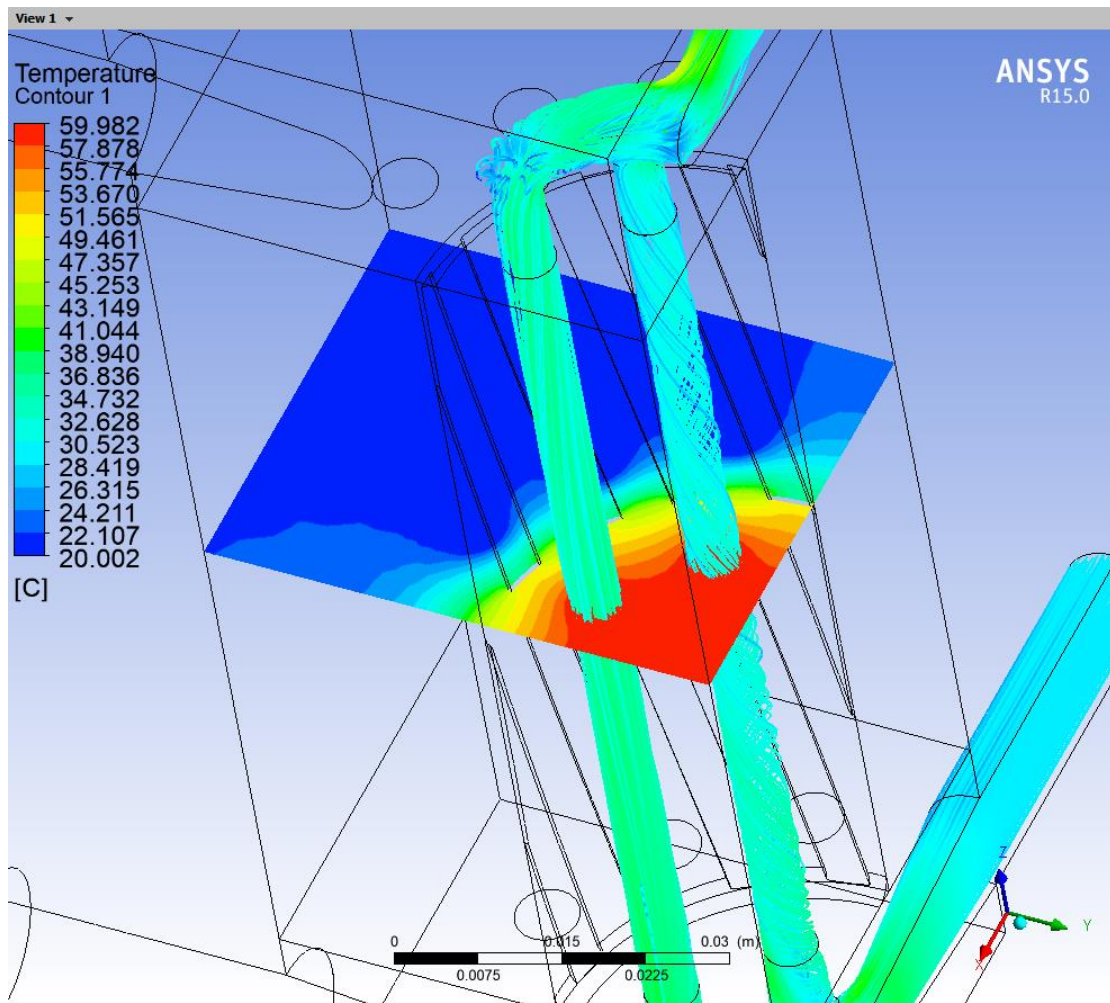
Στις Εικόνες 3.27 και 3.28 απεικονίζονται η τελική επιμήκυνση του επενεργητή και η μέγιστη αναπτυσσόμενη κύρια τάση στον πυρήνα για το τελικό μοντέλο με τις ελικοειδείς διαμορφώσεις. Καθώς ο πυρήνας συμπιέζεται λόγω της πίεσης επιφανείας, η μέγιστη κύρια τάση αντιστοιχεί στην σ_3 και είναι σε όλο τον όγκο του σώματος κάτω από το όριο θραύσης του Ανοξειδωτού χάλυβα 304 των 450MPa. Εξάιρεση αποτελεί μια μικρή ακμή, η οποία προέκυψε λόγω της μη συμμετρίας του πυρήνα ως προς τα επίπεδα συμμετρίας που χρησιμοποιήθηκαν για την μείωση του μοντέλου, συνεπώς δεν λαμβάνεται υπόψη ως σημείο αστοχίας.



Εικόνα 3.27: Θερμική έκταση πυρήνα – μανδύα για ελικοειδείς διαμορφώσεις πλάτους 2,5mm

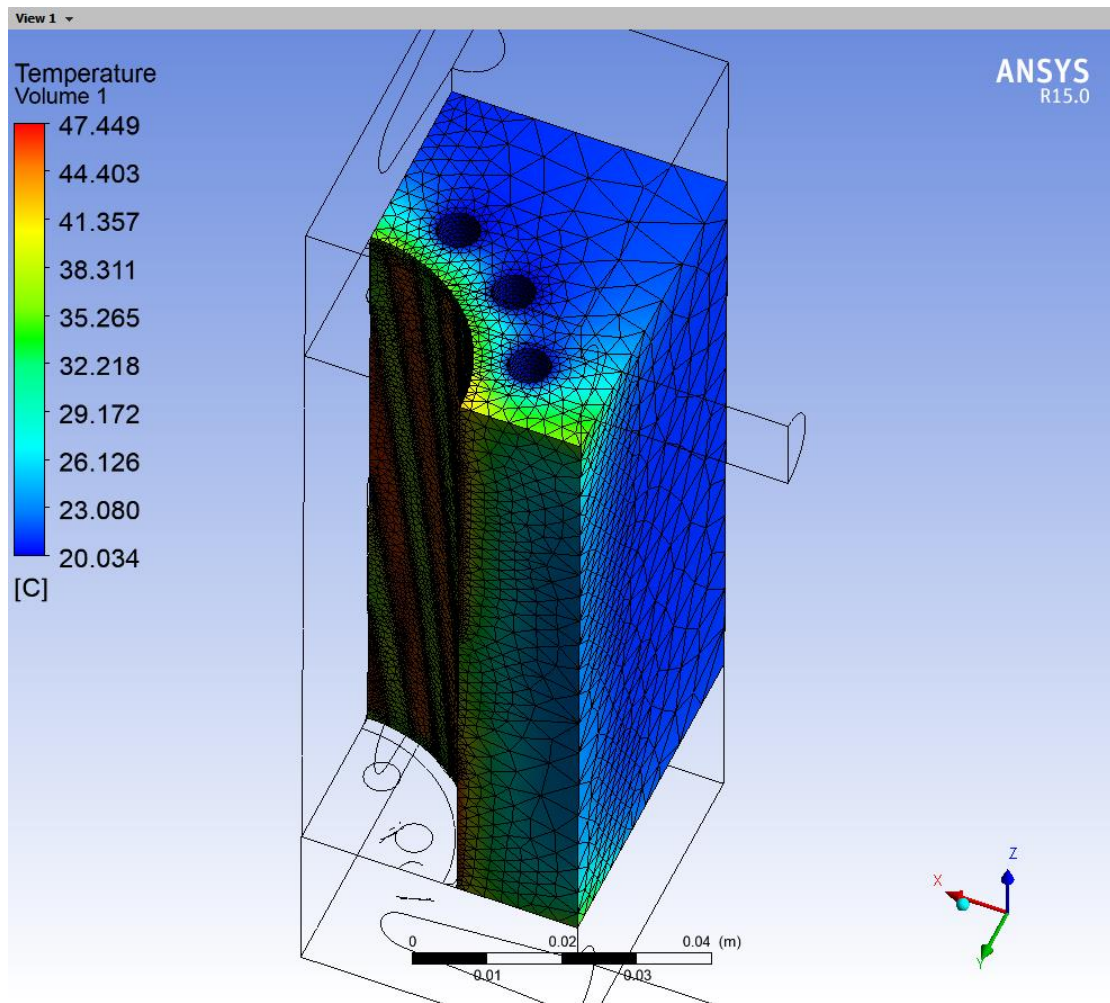


Εικόνα 3.28: Μέγιστη κύρια τάση (σ_3) στον πυρήνα



Εικόνα 3.29: Θερμοκρασιακό προφίλ του τελικού μοντέλου του επενεργητή

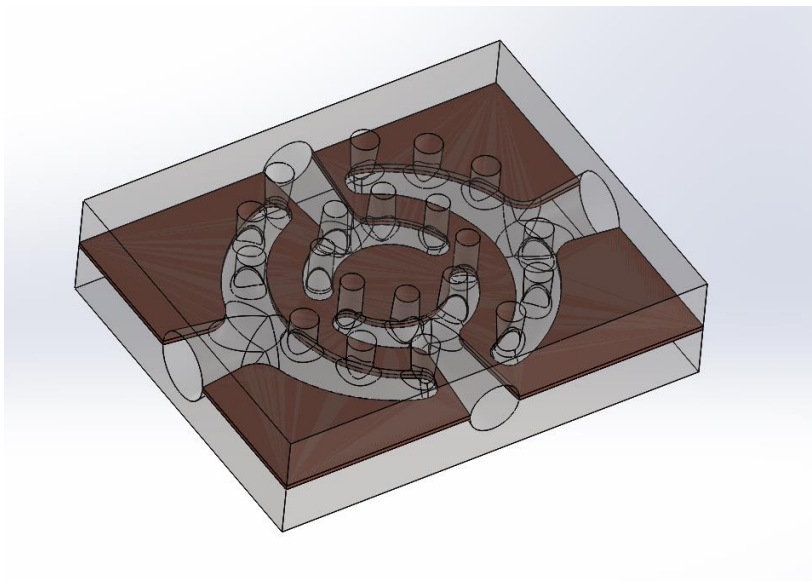
Τέλος, παρατηρώντας την Εικόνα 3.29, είναι εμφανές ότι στην περιοχή του μανδύα που βρίσκεται ανάμεσα στην είσοδο και την έξοδο του θερμού ρευστού διαρρέει θερμότητα στο περιβάλλον, δηλαδή τα τοιχώματα του επενεργητή δεν είναι πλήρως αδιαβατικά. Ωστόσο, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.30, η διαφορά θερμοκρασίας με το περιβάλλον είναι περίπου 4°C σε όλη σχεδόν την επιφάνεια, οπότε ο σχεδιασμός θεωρείται επαρκής.



Εικόνα 3.30: Θερμοκρασιακό προφίλ του μανδύα του τελικού μοντέλου

3.4.5 Στεγανοποίηση των manifolds

Η αρκετά περίπλοκη κατασκευαστικά γεωμετρία των διαδρομών διαμοίρασης στα manifolds του επενεργητή δεν επιτρέπει την δυνατότητα εσωτερικής κατεργασίας του όγκου τους. Συνεπώς τα manifolds θα είναι διαιρετά στο επίπεδο συμμετρίας των κυκλωμάτων, αποτελούμενα από δύο κομμάτια, στα οποία θα κατασκευαστούν οι διαδρομές με τη χρήση σφαιρικών κοπτικών εργαλείων (ball mills) σε CNC φρέζα. Το γεγονός αυτό απαιτεί μια επιπρόσθετη μελέτη ως προς την στεγανότητα των manifolds, με τη χρήση ειδικά σχεδιασμένης τσιμούχας (gasket).



Εικόνα 3.31: Απεικόνιση τσιμούχας στο συναρμολόγημα του manifold

Προκειμένου να επιτευχθεί η στεγάνωση σε όλο το μήκος των διαδρομών, είναι απαραίτητο να ικανοποιείται η βασική απαίτηση ως προς τη δύναμη προέντασης που χρειάζεται να ασκούν οι κοχλίες της συναρμογής [7], δηλαδή:

$$F_{bolt} = KP_t A_m \quad (3.5.1)$$

[2]

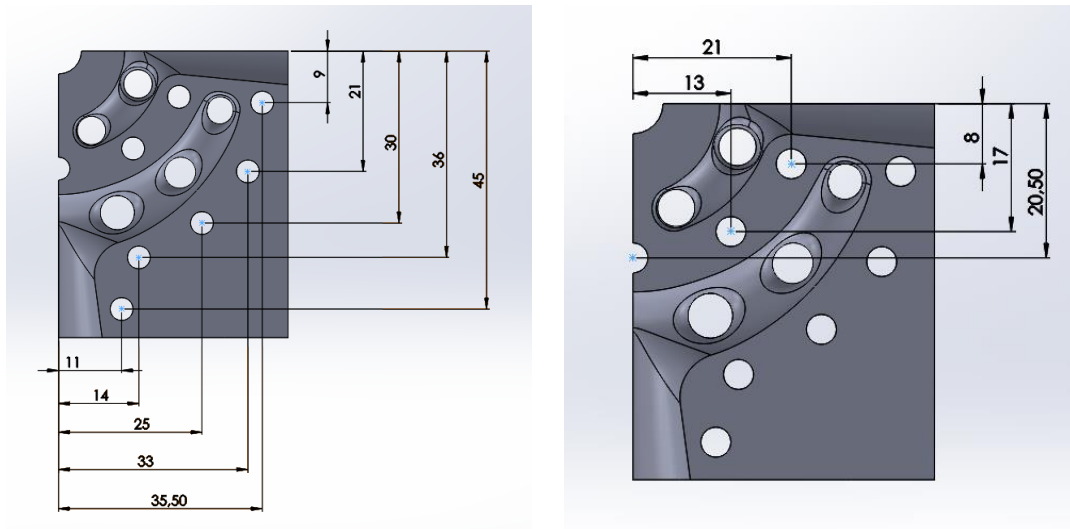
Αρχικά, καθορίζεται ότι η γεωμετρία της τσιμούχας ακολουθεί ακριβώς τις διαδρομές των ρευστών, ενώ το πάχος της τσιμούχας επιλέγεται ίσο με 1mm. Βάσει του μοντέλου στο Solidworks, η υδροστατική επιφάνεια της τσιμούχας A_m είναι ίση με 154.75 mm². Επιπλέον, η πίεση των δύο κυκλωμάτων είναι 50 bar, η οποία ισοδυναμεί με 5 MPa. Τέλος, επιλέγεται ένας αρκετά μεγάλος συντελεστής ασφαλείας, της τάξης του 4.

Συνεπώς, από τη σχέση (3.5.1), η συνολική απαιτούμενη δύναμη προέντασης πρέπει να είναι τουλάχιστον 3095 N.

Ένας δεύτερος έλεγχος που χρειάζεται να γίνει είναι ότι η πίεση επιφανείας στη διεπαφή μεταξύ της τσιμούχας και των δύο φλαντζών είναι μεγαλύτερη από την πίεση του ρευστού, δηλαδή:

$$\sigma_{gasket} > 5\text{MPa} \quad (3.5.2)$$

Η γεωμετρία των manifolds οδηγεί στην ανάγκη να τοποθετηθούν ένας αριθμός κοχλιών στις κατάλληλες θέσεις κατά μήκος των διαδρομών. Οι κοχλίες θα είναι τυφλοί και τύπου allen (socket head screws), προκειμένου η κατασκευή να παραμείνει συμπαγής.










Εικόνα 3.32: Απεικόνιση της θέσης των κοχλιών

Για τον υπολογισμό της προέντασης των κοχλιών που θα τοποθετηθούν, αρχικά χρησιμοποιείται η εξής σχέση υπολογισμού της δύναμης που θεωρητικά ένας κοχλίας μπορεί να ασκήσει [2]. Η τιμή αυτή καθορίζεται από την θεωρητική αντοχή του εκάστοτε κοχλίας και εξαρτάται από την κλάση του.

$$F_{proof} = \sigma_{proof} A_t \quad (3.5.3)$$

όπου σ_{proof} : η θεωρητική αντοχή του κοχλίας (proof strength) (N/mm^2)

A_t : η επιφάνεια του κοχλίας που εφελκύεται (tensile stress area) (mm^2)

Property Class	Size Range, Inclusive	Minimum Proof Strength,† MPa	Minimum Tensile Strength,† MPa	Minimum Yield Strength,† MPa	Material	Head Marking
4.6	M5–M36	225	400	240	Low or medium carbon	
4.8	M1.6–M16	310	420	340	Low or medium carbon	
5.8	M5–M24	380	520	420	Low or medium carbon	
8.8	M16–M36	600	830	660	Medium carbon, Q&T	
9.8	M1.6–M16	650	900	720	Medium carbon, Q&T	
10.9	M5–M36	830	1040	940	Low-carbon martensite, Q&T	
12.9	M1.6–M36	970	1220	1100	Alloy, Q&T	

Εικόνα 3.33: Κλάσεις αντοχής μετρικών κοχλιών [2]

Τέλος, οι μέγιστες συνιστώμενες τιμές της προέντασης του κοχλίου είναι:

$$F_{preload} = 0.75F_{proof} \text{ για μη μόνιμες συνδέσεις} \quad (3.5.4)$$

$$F_{preload} = 0.9F_{proof} \text{ για μόνιμες συνδέσεις} \quad (3.5.5)$$

Εν προκειμένω, επιλέγεται η περίπτωση της μη μόνιμης συναρμογής, ως ένας επιπλέον συντελεστής ασφαλείας της κατασκευής.

Αρχικά, επιλέγονται M4 κοχλίες για τις θέσεις κατά μήκος των διαδρομών και ένας M8 κοχλίας στο κέντρο του manifold, κλάσης 9.8. Συνοπτικά, τα αριθμητικά μεγέθη των επιλεχθέντων κοχλιών παρατίθενται στον Πίνακα 3.13:

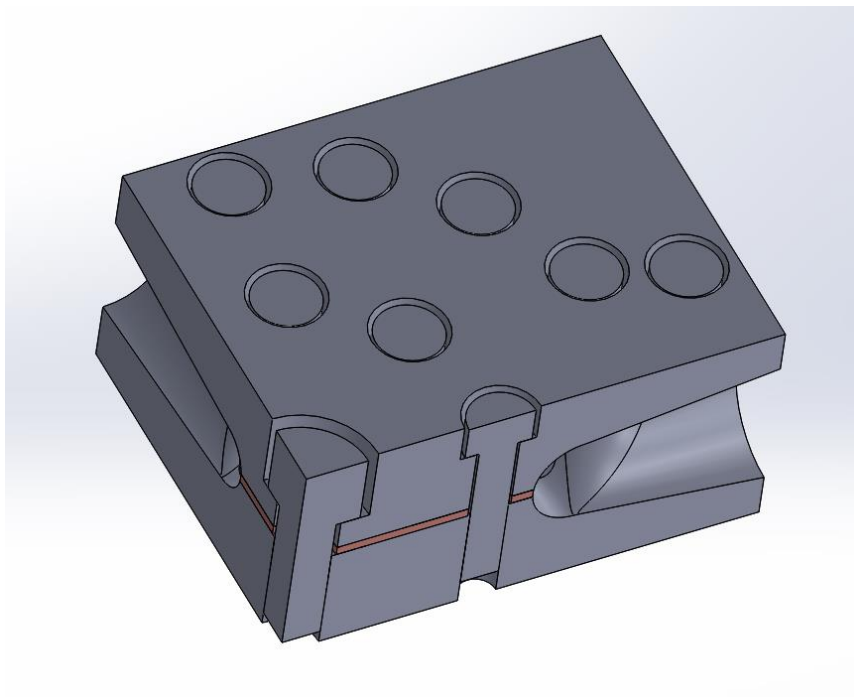
Τύπος κοχλίας	σ_{proof} (N/mm ²)	A_t (mm ²)	F_{proof} (N)	$F_{preload}$ (N)
M4 – 9.8	650	8,78	5707	4281
M8 – 9.8	650	36,6	23790	17843

Πίνακας 3.13: Τιμές προέντασης M4 και M8 κοχλιών

Βάσει των ανωτέρω τιμών, είναι προφανές ότι ικανοποιείται η απαίτηση της σχέσης (3.5.1).

Nominal Major Diameter d mm	Coarse-Pitch Series			Fine-Pitch Series		
	Pitch p mm	Tensile-Stress Area A_t mm^2	Minor-Diameter Area A_s mm^2	Pitch p mm	Tensile-Stress Area A_t mm^2	Minor-Diameter Area A_s mm^2
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

Εικόνα 3.34: Τιμές εργαζόμενης επιφάνειας μετρικών κοχλιών [2]

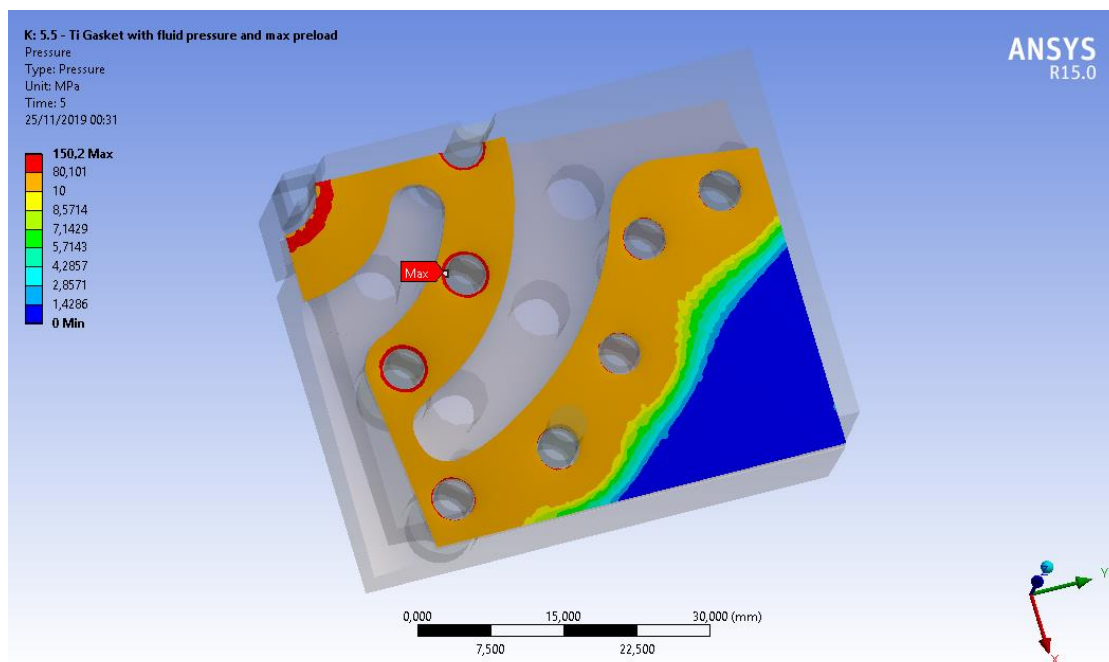


Εικόνα 3.35: Μοντέλο συναρμολογήματος manifold

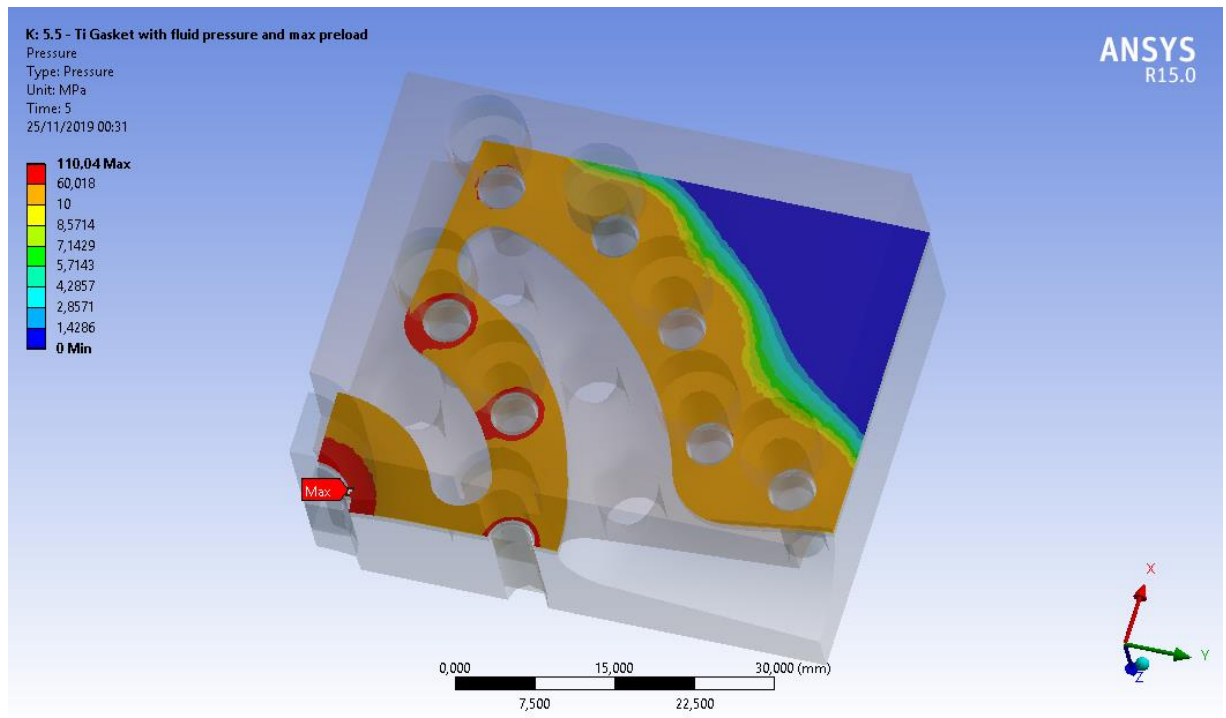
Όσον αφορά το υλικό της τσιμούχας, εξετάστηκαν διάφορα υλικά, είτε γραμμικά είτε μη γραμμικά (ελαστομερή). Ωστόσο, λόγω της μεγάλης επιφάνειας επαφής προκρίθηκε η χρήση μεταλλικού υλικού προς την κατεύθυνση της πιο ομαλής κατανομής πίεσης επιφανείας, χωρίς η τσιμούχα λόγω της συμπίεσης να επηρεάζει τις διαδρομές των ρευστών. Επιπλέον, η ταυτόχρονη απαίτηση της ευκολότερης κατασκευασιμότητας της τσιμούχας και της χαμηλής θερμικής αγωγιμότητας, ώστε να μην επηρεαστεί η θερμοκρασιακή κατανομή στα manifolds, οδήγησε στην χρήση και πάλι του κράματος τιτανίου Ti-6Al-4V.

Η μελέτη του φαινομένου της στεγάνωσης της κατασκευής έγινε στο ANSYS Mechanical. Καταρχάς, το μοντέλο που εξετάστηκε κάνει και πάλι χρήση των δύο επιπέδων συμμετρίας. Η μια επιφάνεια θεωρείται πακτωμένη (Fixed support), οι διεπαφές τσιμούχας και φλαντζών, καθώς και οι κεφαλές των κοχλιών με τη φλάντζα στην οποία πατούν, θεωρείται ότι είναι υπό τριβή (Frictional contact), ενώ οι επιφάνειες των σπειρωμάτων θεωρούνται δεμένες μεταξύ τους (Bonded contact). Οι μέγιστες δυνάμεις προέντασης είναι ίσες με τις υπολογισμένες από τον Πίνακα 3.13, ενώ εφαρμόζεται και η πίεση του ρευστού των 50 bar (5MPa) στις επιφάνειες ροής.

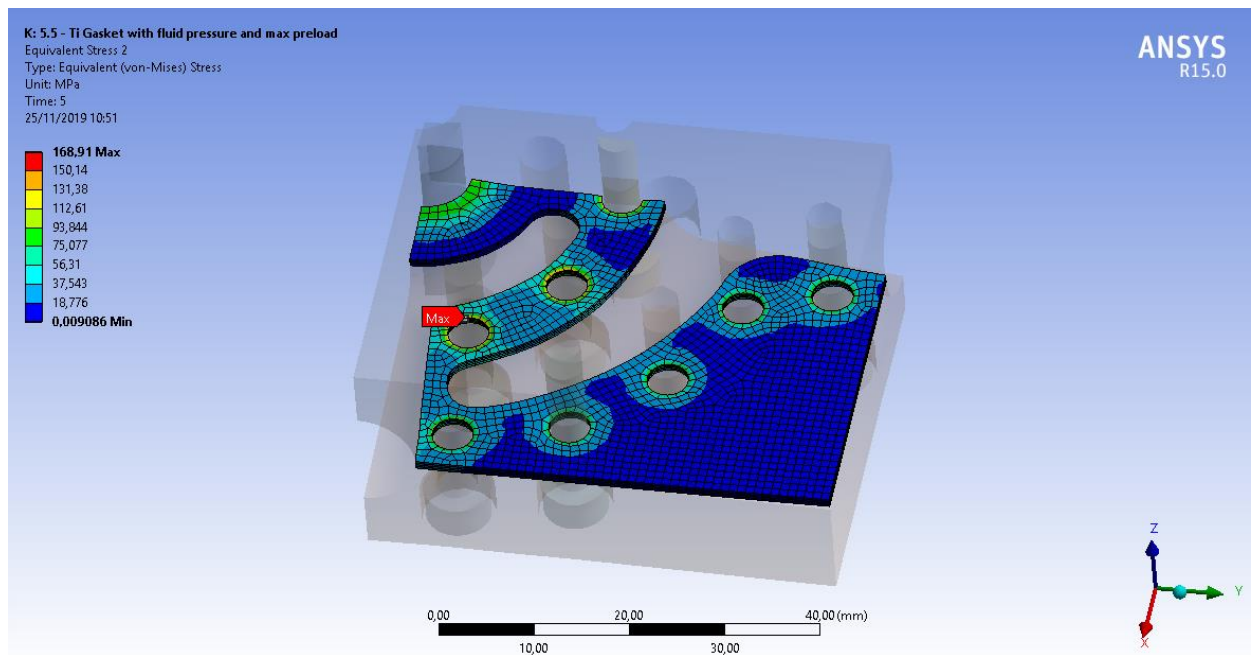
Από τις Εικόνα 3.37 και Εικόνα 3.36 προκύπτει ότι στις περιοχές γύρω από τις διαδρομές των ρευστών η πίεση επιφανείας είναι σταθερά μεγαλύτερη από 5MPa, ικανοποιείται δηλαδή η σχέση (3.5.2), ενώ είναι εμφανής η ύπαρξη μιας περιοχής που αναμενόμενα δε συμμετέχει στη στεγάνωση των διαδρομών. Στην περιοχή αυτή θα τοποθετηθούν οι κοχλίες που θα συγκρατούν τα manifolds με τον πυρήνα. Επιπλέον, δεν υπάρχει φόβος για την αντοχή της τσιμούχας, καθώς η ισοδύναμη τάση που αναπτύσσεται είναι πολύ κάτω από το όριο διαρροής του υλικού της (880MPa). Τέλος, παρατηρείται ότι η ισοδύναμη τάση στον M8 κοχλία είναι πάνω από το όριο της θεωρητικής αντοχής του, συνεπώς θα αντικατασταθεί από κοχλία κλάσης 10.9.



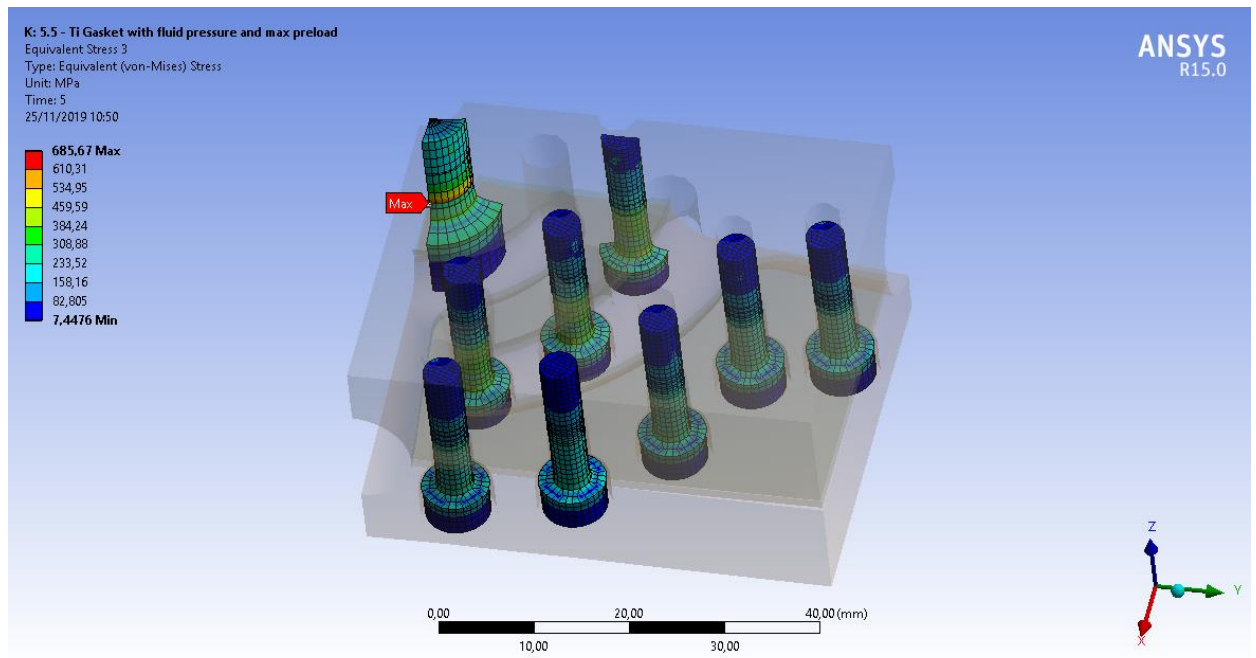
Εικόνα 3.36: Πίεση επιφανείας της πάνω πλευράς της τσιμούχας



Εικόνα 3.37: Πίεση επιφανείας της κάτω πλευράς της τσιμούχας



Εικόνα 3.38: Ισοδύναμη τάση στην τσιμούχα



Εικόνα 3.39: Ισοδύναμη τάση που αναπτύσσεται στους κοχλίες

4 Σχεδιασμός της διάταξης δοκιμών

Η αδήριτη ανάγκη της υψηλής στιβαρότητας της διάταξης δοκιμών επιβάλλει την κατάλληλη σχεδίαση αναφορικά με τη δυναμική συμπεριφορά του συστήματος. Στην παρούσα εργασία, η μελέτη θα επικεντρωθεί στην επάρκεια της κατασκευής ως προς την αποφυγή του συντονισμού της από τα φορτία που ασκούνται λόγω της συνεργασίας των οδοντωτών τροχών.

4.1 Βασικές προδιαγραφές σχεδίασης

Ένα βασικό δυναμικό μέγεθος που εμφανίζεται στα φάσματα μετρήσεων των δονήσεων κατά την συνεργασία των οδοντωτών τροχών είναι η συχνότητα συνεργασίας των οδόντων (Gear Mesh Frequency), η οποία υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$GMF = Z_{pinion}\omega_{pinion} = Z_{gear}\omega_{gear} \text{ (Hz)} \quad (4.1.1)$$

όπου Z : ο αριθμός των οδόντων του τροχού

ω : η ταχύτητα περιστροφής του τροχού (Hz)

Η διάταξη δοκιμών προδιαγράφεται για δοκιμές σε οδοντωτούς τροχούς που χρησιμοποιούνται σε κιβώτια ταχυτήτων αυτοκινήτων. Το συνηθισμένο εύρος των οδόντων (Z) και του module (m) των συγκεκριμένων οδοντωτών τροχών είναι:

- Z : 15 έως 50
- m : 1 έως 5

Ως τιμή ελέγχου της συχνότητα συνεργασίας οδόντων επιλέγεται η ακόλουθη:

$$GMF_{ref} = 1500Hz$$

Η συγκεκριμένη τιμή μπορεί να προκύψει, βάσει των ανωτέρω ευρών και της Εξίσωσης (4.1.1) για μέγιστη γωνιακή ταχύτητα του πινιόν 6000RPM.

4.2 Σχεδιασμός των στηριγμάτων των αξόνων

Προκειμένου να ικανοποιούνται οι προδιαγραφές της Παραγράφου 4.1, η σχεδίαση των στηριγμάτων των αξόνων που θα φέρουν το ζεύγος των συνεργαζόμενων τροχών θα έχει τα εξής βασικά χαρακτηριστικά:

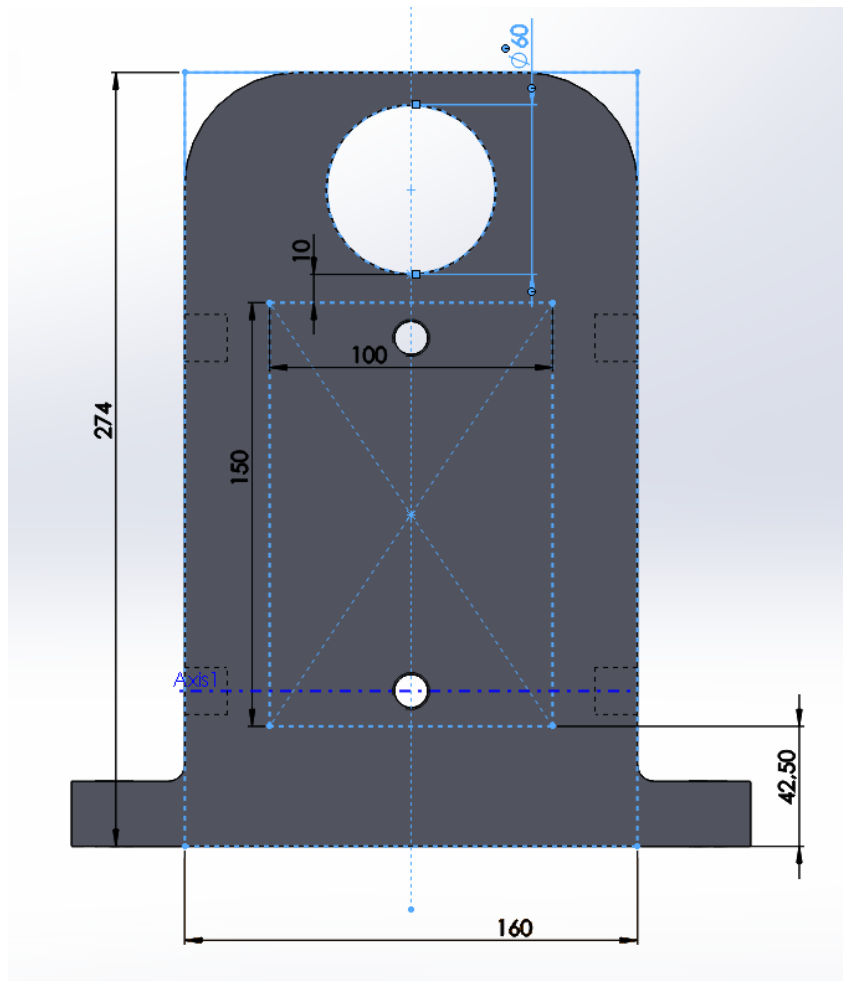
- Ο επενεργητής που προκαλεί το επιβαλλόμενο σφάλμα στην διεύθυνση του Υ άξονα του καθολικού συστήματος συντεταγμένων τοποθετείται εντός του στηρίγματος σε θέση κατάλληλη, ώστε να είναι όσο δυνατόν περισσότερο εκμεταλλεύσιμη η διαστολή του επενεργητή.
- Οι διαστάσεις των στηριγμάτων είναι όσο γίνεται μικρότερες, προκειμένου να αυξηθεί περαιτέρω η στιβαρότητά τους.

Επιπροσθέτως, η τοποθέτηση του επενεργητή εντός του κάθε στηρίγματος σημαίνει ότι οι σύνδεσμοι (ρακόρ) των παροχών εισόδου και εξόδου των κυκλωμάτων βιδώνονται πάνω στο σώμα του στηρίγματος. Άρα, κατά τη λειτουργία του επενεργητή, το θερμό ρευστό έρχεται σε επαφή με το στήριγμα, με αποτέλεσμα να μεταφέρεται θερμότητα στο στήριγμα. Συνεπώς το υλικό των στηριγμάτων επιλέγεται και πάλι να είναι το κράμα τιτανίου Ti-6Al-4V.

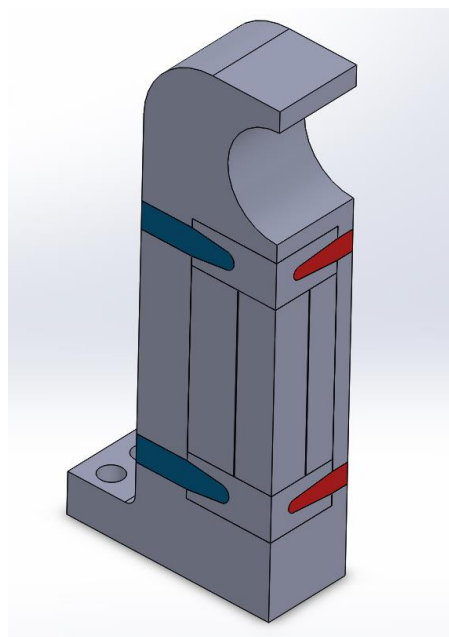
4.2.1 Μελέτη μηχανικής συμπεριφοράς

Το πρώτο μοντέλο του στηρίγματος έχει εξωτερικές διαστάσεις 274mm σε ύψος, 240mm σε μήκος και 100mm σε πλάτος. Στην Εικόνα 4.1 απεικονίζονται οι βασικές του διαστάσεις, μαζί με τη θέση του επενεργητή.

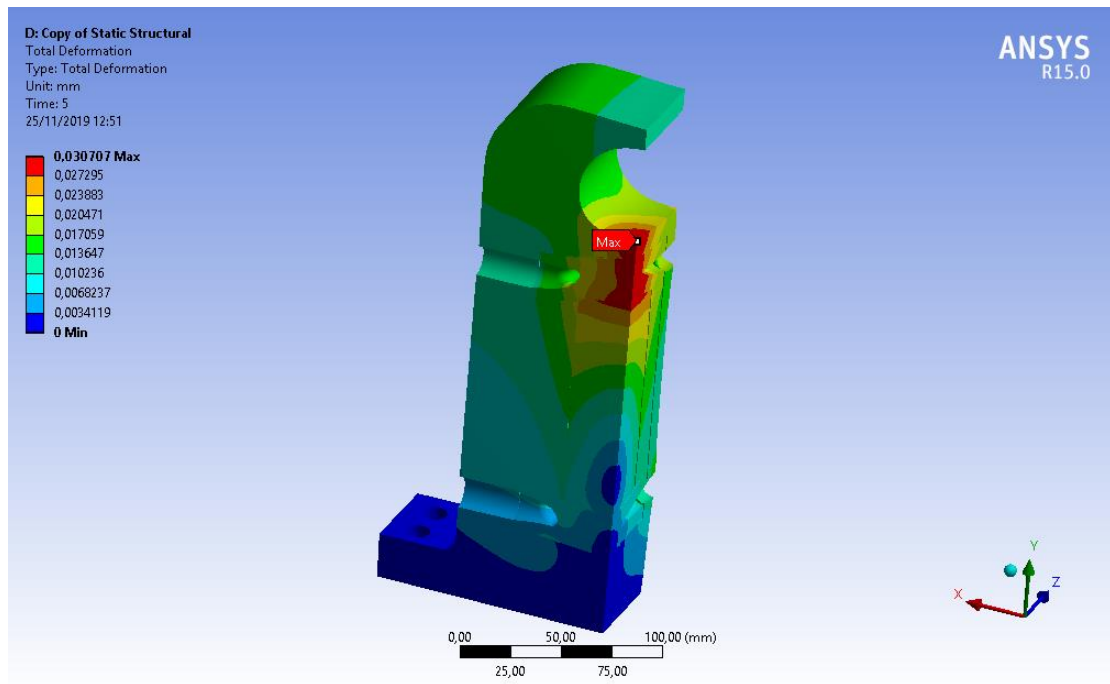
Για την πλήρη μελέτη του προβλήματος, θα πραγματοποιηθεί πρώτα ρευστοδυναμική ανάλυση στο CFX ώστε να υπολογιστούν οι θερμοκρασίες των σωμάτων και, έπειτα, το στατικό πρόβλημα στο ANSYS Mechanical. Στην ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων χρησιμοποιείται το ένα τέταρτο του πλήρους συναρμολογήματος, στη θέση των κοχλιών εφαρμόζεται πάκτωση, ενώ οι επιφάνειες επαφής του επενεργητή με το στήριγμα είναι υπό την ύπαρξη τριβής. Τα αποτελέσματα της ανάλυσης παρουσιάζονται στην Εικόνα 4.3.



Εικόνα 4.1: Βασικές διαστάσεις αρχικού μοντέλου στηρίγματος

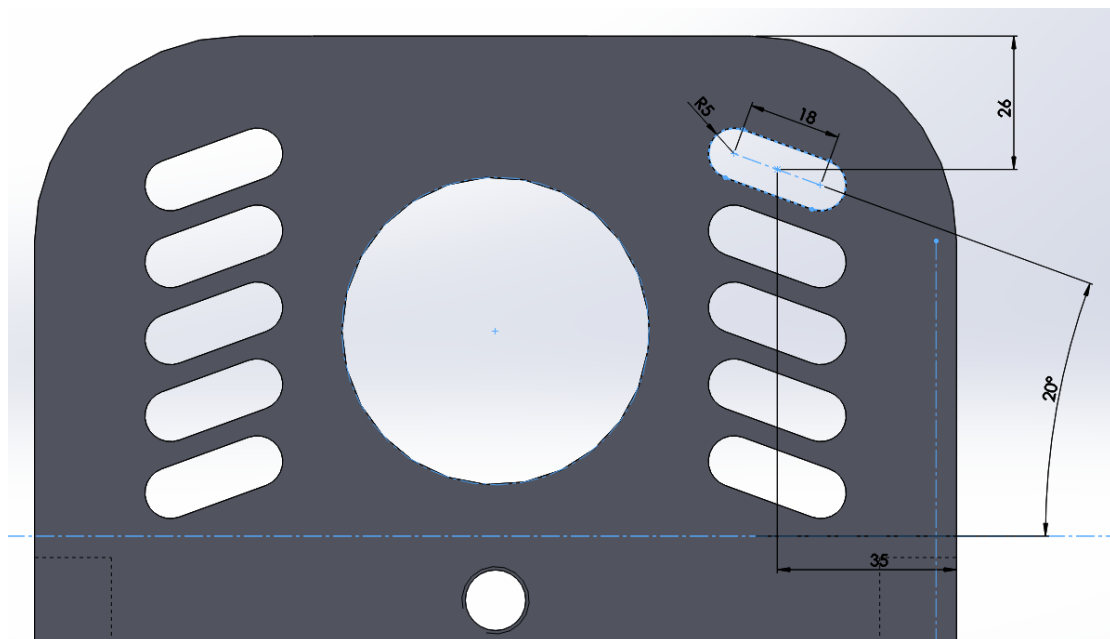


Εικόνα 4.2: Αρχικό μοντέλο συναρμολογήματος στηρίγματος – επενεργητή (quarter model)

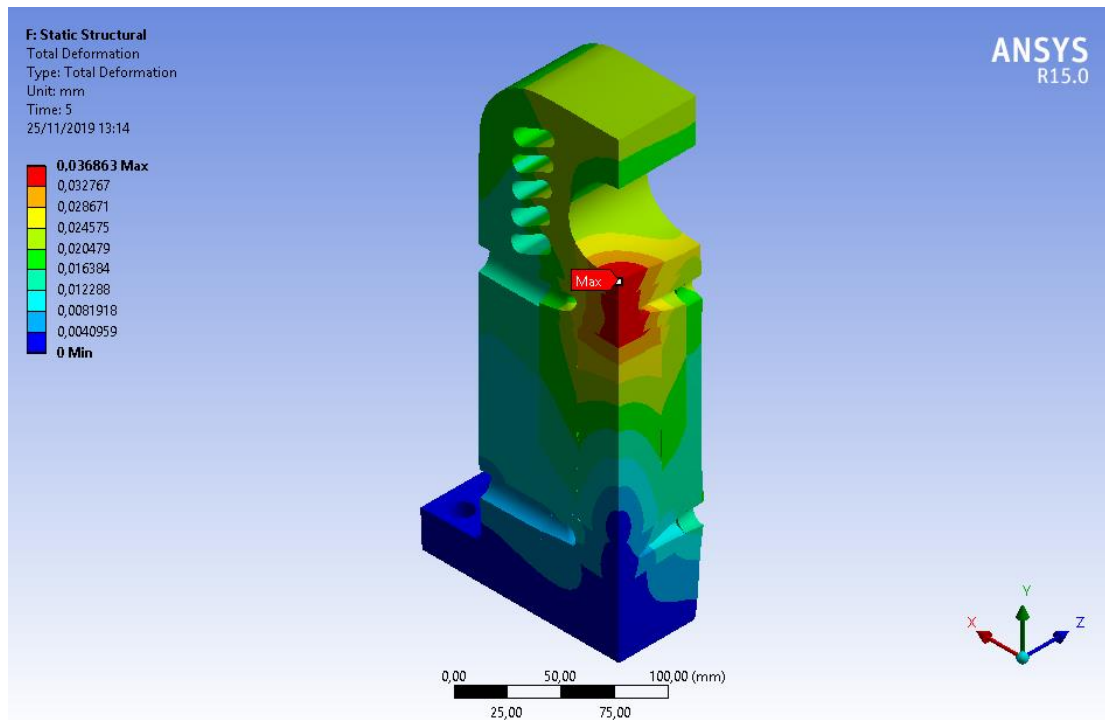


Εικόνα 4.3: Συνολική μετατόπιση του 1^{ου} μοντέλου του στηρίγματος

Η μετατόπιση της επιφάνειας έδρασης του άξονα κατά την y-διεύθυνση μπορεί να αυξηθεί με την δημιουργία slots εκατέρωθεν της θέσης του άξονα. Συγκεκριμένα, θα κατασκευαστούν 5 ισαπέχοντα κατά 15mm μεταξύ τους slots, με τα εξής γεωμετρικά χαρακτηριστικά:



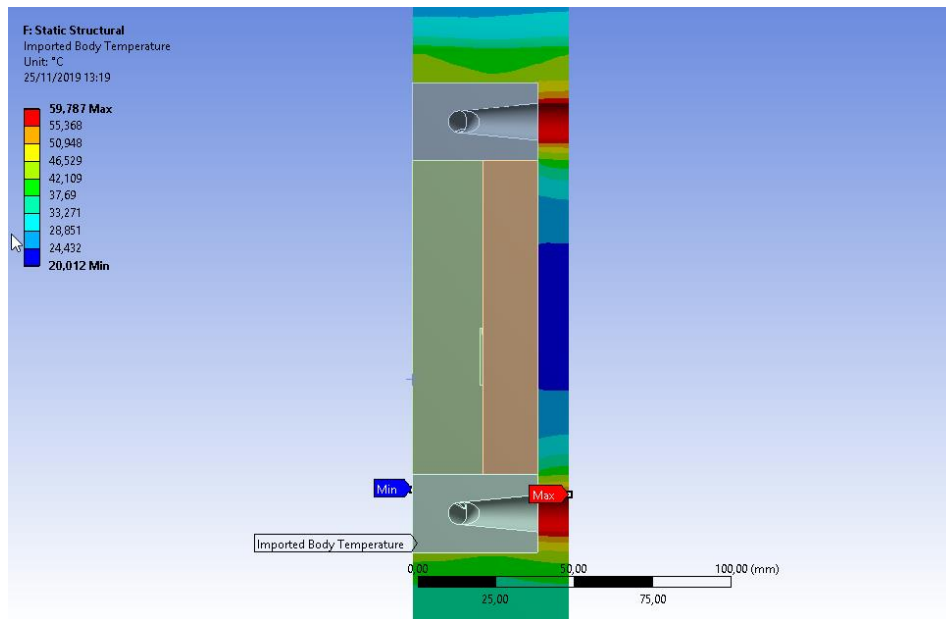
Εικόνα 4.4: Γεωμετρία των slots εκατέρωθεν της θέσης του άξονα



Εικόνα 4.5: Συνολική μετατόπιση του μοντέλου του στηρίγματος με slots

Όπως φαίνεται στην Εικόνα 4.5, η τελική μετατόπιση του θέσης του άξονα φτάνει τα 36,8μm, μια τιμή η οποία είναι αφενός πολύ κοντά στο τελικό αποτέλεσμα της επιμήκυνσης του επενεργητή των 37,9μm της Παραγράφου 3.4.4.3 και, αφετέρου, δείχνει την ορθή επιλογή της χρήσης των slots, καθώς είναι μεγαλύτερη κατά 20% σε σχέση με το αρχικό μοντέλο.

Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι, παρά τη χρήση τιτανίου σαν υλικό του στηρίγματος, μεταφέρεται εν τέλει ένα σημαντικό ποσό θερμότητας στο στήριγμα από τις θέσεις εισόδου κα εξόδου του θερμού ρευστού, γεγονός που μπορεί να επηρεάσει αρνητικά την ομαλή λειτουργία της διάταξης. Το σημείο αυτό του σχεδιασμού, ωστόσο, δεν απασχολεί την παρούσα εργασία.



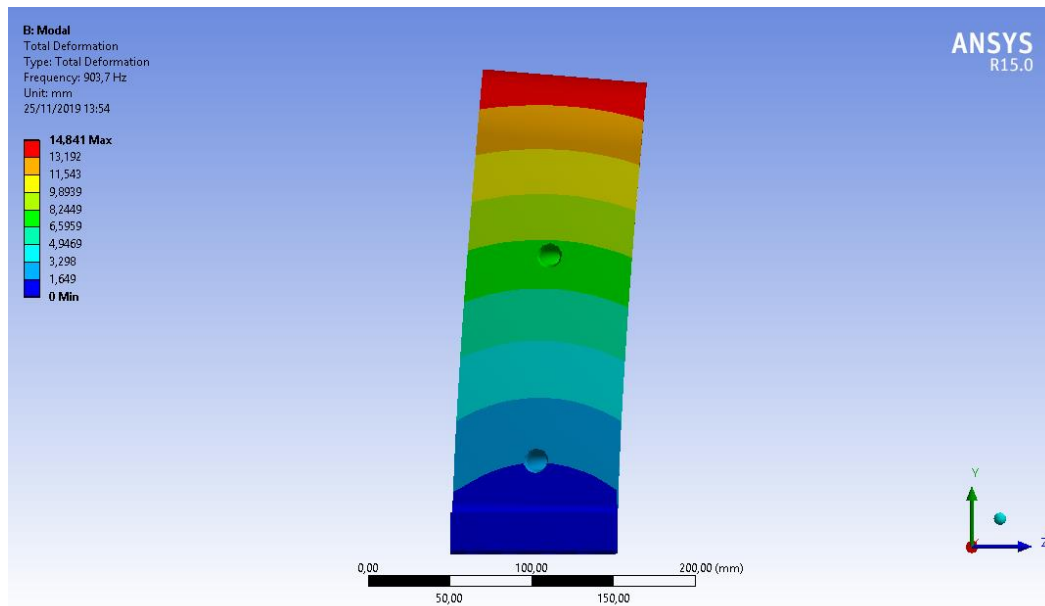
Εικόνα 4.6: Θερμοκρασίες στο στήριγμα λόγω μεταφοράς θερμότητας από το θερμό ρευστό

4.2.2 Ανάλυση ιδιοσυχνοτήτων

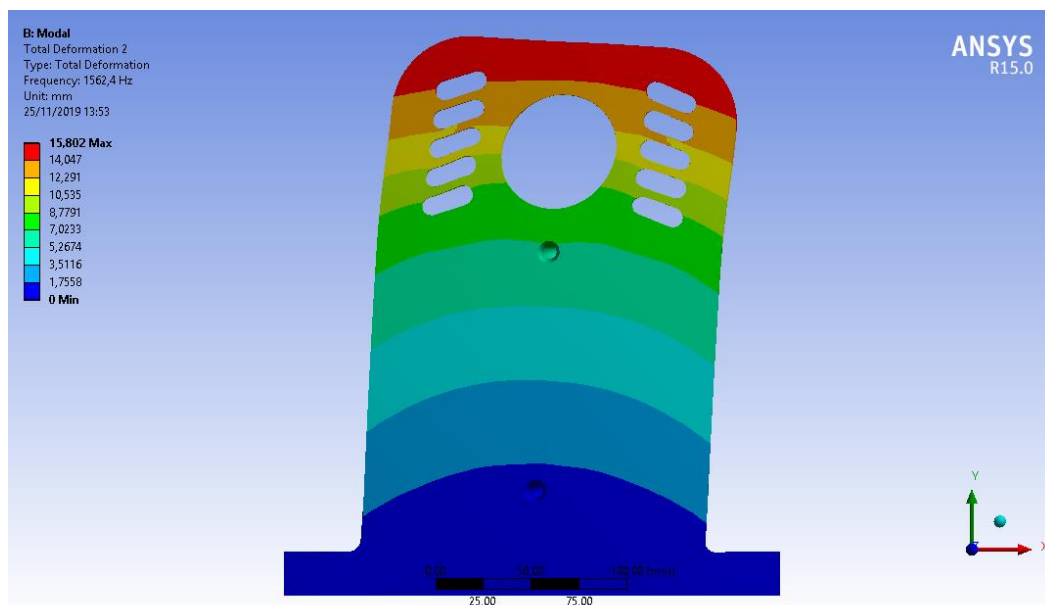
Για την εύρεση των ιδιοσυχνοτήτων του αρχικού μοντέλου του στηρίγματος, θα εισαχθεί το πλήρες μοντέλο στο ANSYS Modal. Για τις οριακές συνθήκες του μοντέλου, οι θέσεις των κοχλιών που ενώνουν το στήριγμα με την βάση θεωρούνται πακτώσεις, η κάτω επιφάνεια του στηρίγματος θεωρείται κύλιση, ενώ επενεργητής και στήριγμα λαμβάνονται υπόψιν ως ένα σώμα (bonded contacts). Οι προκύπτουσες πρώτες έξι ιδιοσυχνότητες είναι οι εξής:

Mode	Συχνότητα (Hz)	Ιδιομορφή
1	903,7	Κάμψη στο επίπεδο XY
2	1562,4	Κάμψη στο επίπεδο YZ
3	2053,5	Στρέψη περί τον άξονα Y
4	2711,2	Κάμψη στο επίπεδο XY
5	3679,1	Κάμψη στο επίπεδο YZ
6	4643,6	Εφελκυσμός στον άξονα Y

Πίνακας 4.1: Ιδιοσυχνότητες αρχικού μοντέλου

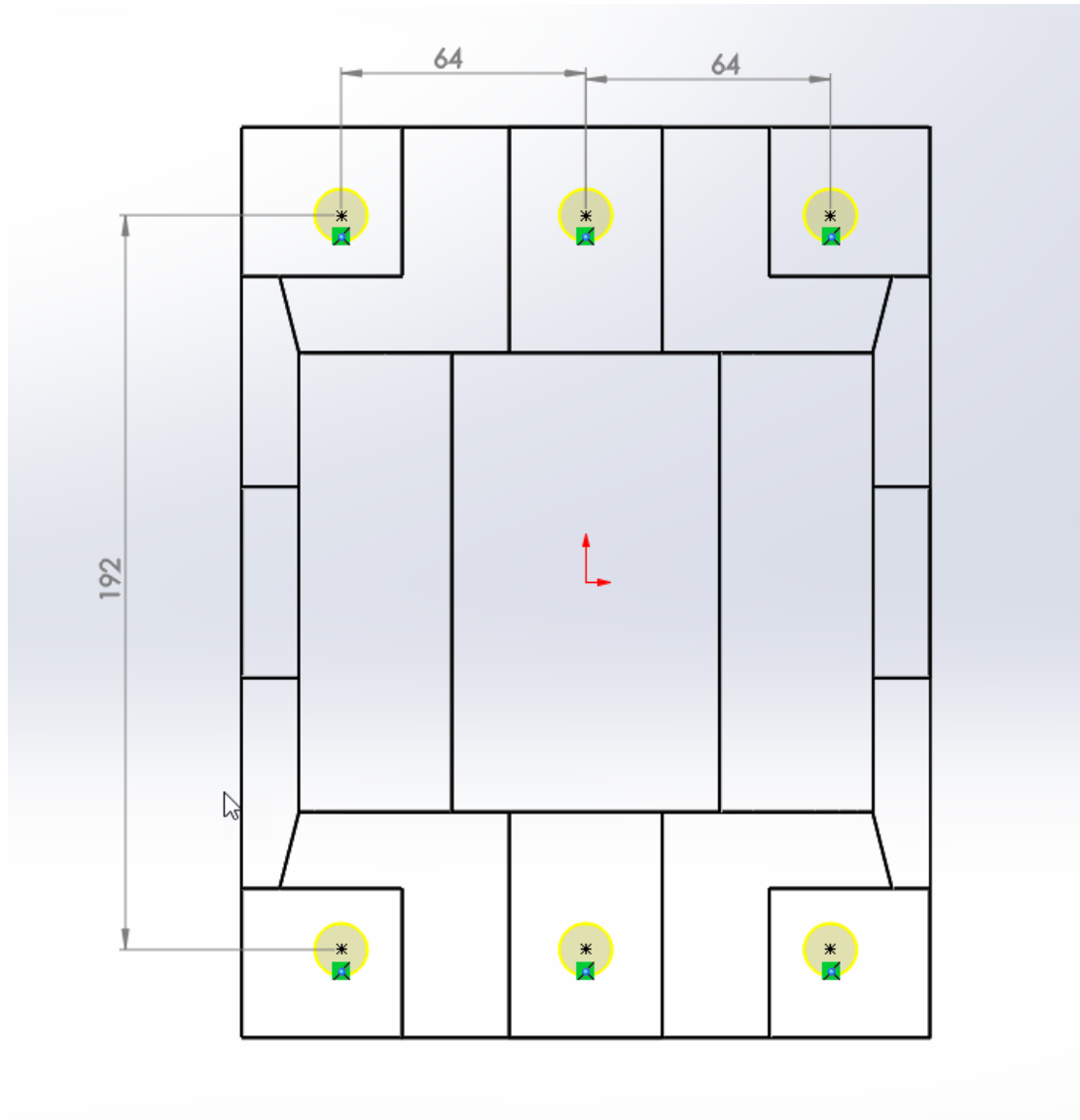


Εικόνα 4.7: 1η Ιδιομορφή αρχικού μοντέλου στηρίγματος



Εικόνα 4.8: 2η Ιδιομορφή αρχικού μοντέλου στηρίγματος

Για τη βελτίωση της ιδιοσυχνотικής συμπεριφοράς του μοντέλου στο εύρος ενδιαφέροντος, δηλαδή την αύξηση της συχνότητας συντονισμού των δύο πρώτων καμπτικών modes, όπως φαίνεται ανωτέρω, εξετάζεται η τοποθέτηση νεύρων περιμετρικά της κατασκευής, με ταυτόχρονη αλλαγή της γεωμετρίας της κάτω επιφάνειας του στηρίγματος. Συγκεκριμένα, η κάτω επιφάνεια γίνεται ορθογωνική διαστάσεων 238x180 mm, ενώ οι θέσεις των κοχλιών σύνδεσης, μεγέθους M12, φαίνονται στην Εικόνα 4.9.

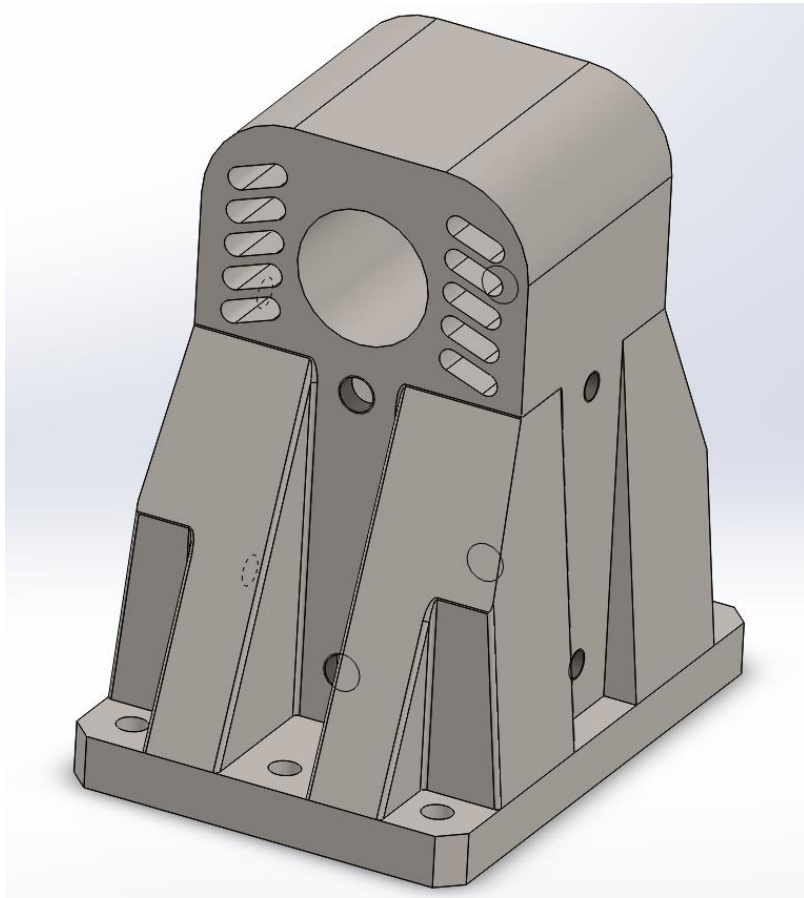


Εικόνα 4.9: Θέση κοχλιών σύνδεσης στηρίγματος με τη βάση

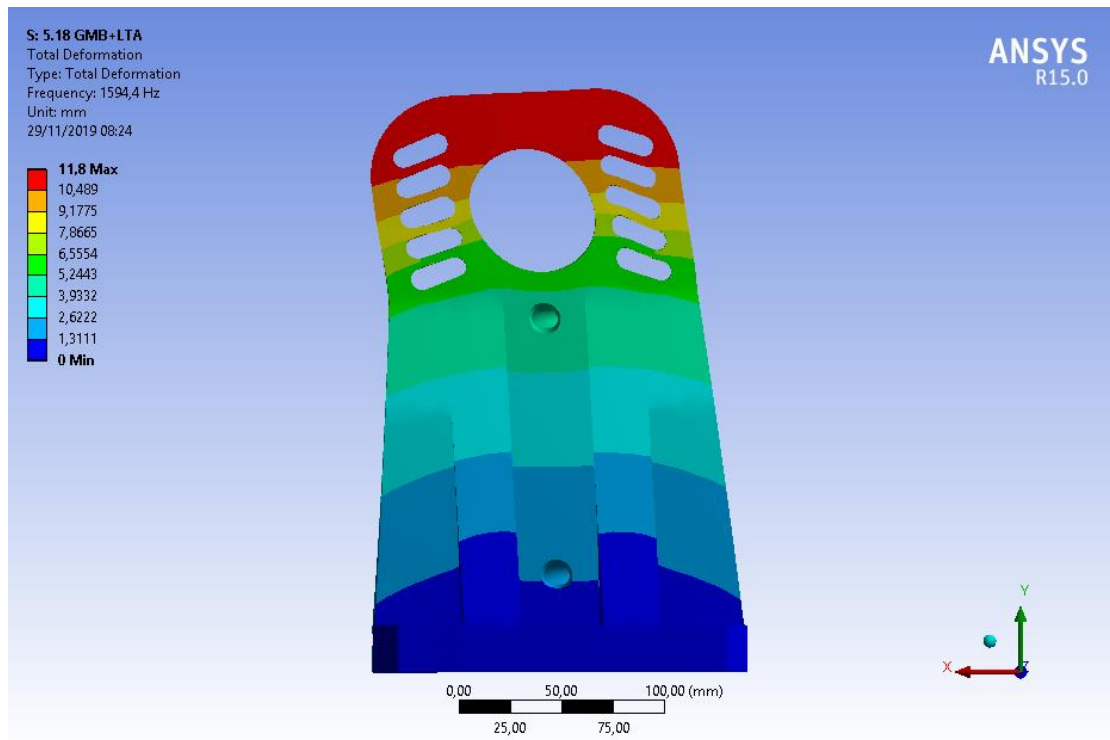
Έπειτα από διάφορες δοκιμές, προκρίνεται η γεωμετρία της Εικόνα 4.10, η οποία παρουσιάζει σημαντικά καλύτερη ιδιοσυχνοτική συμπεριφορά, όπως φαίνεται ακολούθως, καθώς ξεπερνάει το όριο των 1500Hz που έχει τεθεί προηγουμένως, με συνέπεια ο σχεδιασμός να θεωρείται αποδεκτός.

Mode	Συχνότητα (Hz)	Ιδιομορφή
1	1594,4	Κάμψη στο επίπεδο YZ
2	2009,7	Κάμψη στο επίπεδο XY
3	2965,7	Στρέψη περί τον άξονα Y
4	3259	Κάμψη 2 ^{ης} τάξης στο επίπεδο YZ
5	4173,1	Κάμψη 2 ^{ης} τάξης στο επίπεδο XY
6	5160	Εφελκυσμός στον άξονα Y

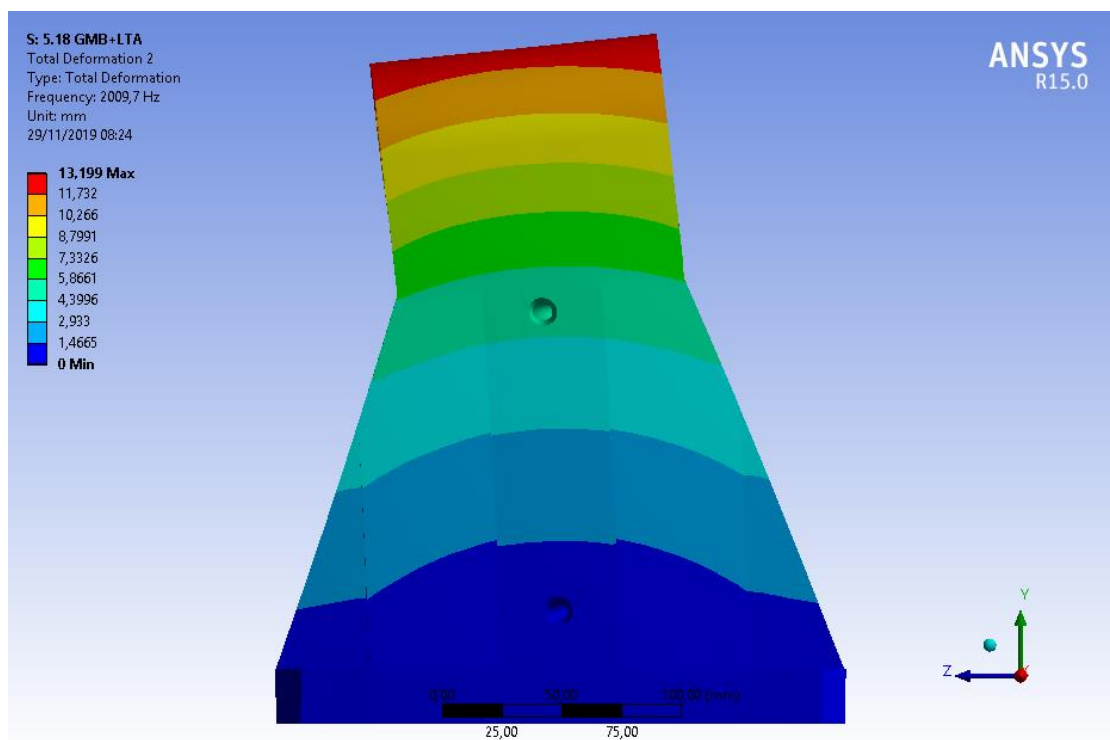
Πίνακας 4.2: Ιδιοσυχνότητες τελικού μοντέλου στηρίγματος άξονα



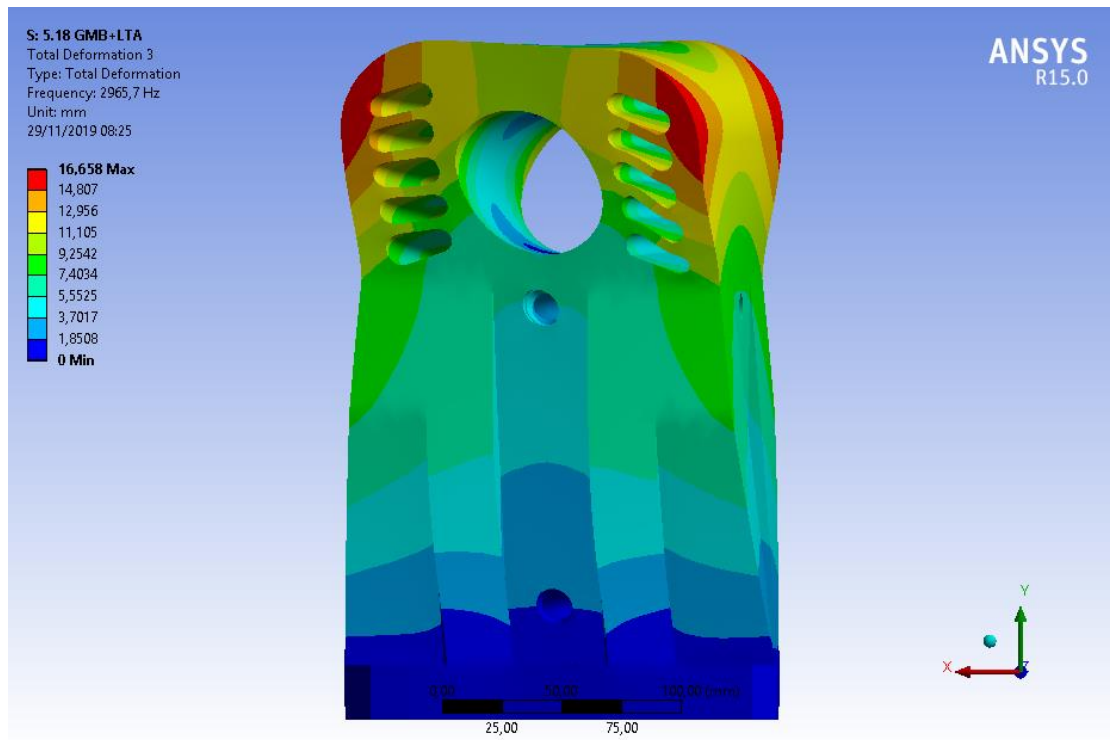
Εικόνα 4.10: Πρόταση τελικής γεωμετρίας στηρίγματος



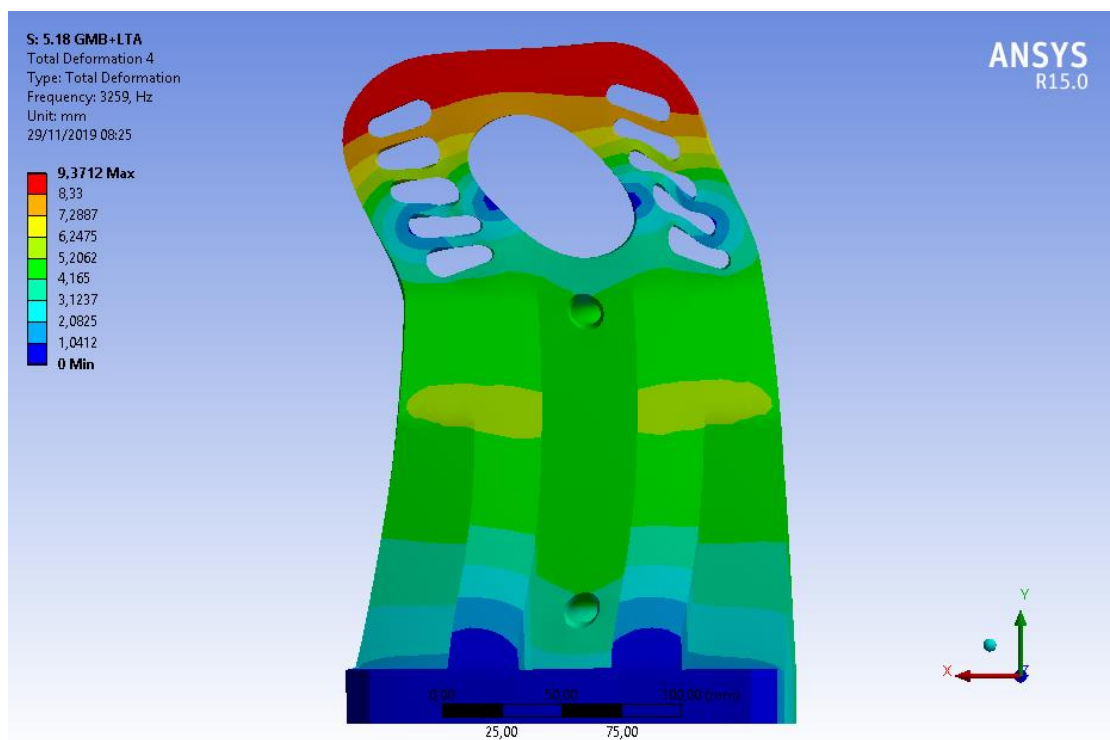
Εικόνα 4.11: 1^η Ιδιομορφή τελικού μοντέλου



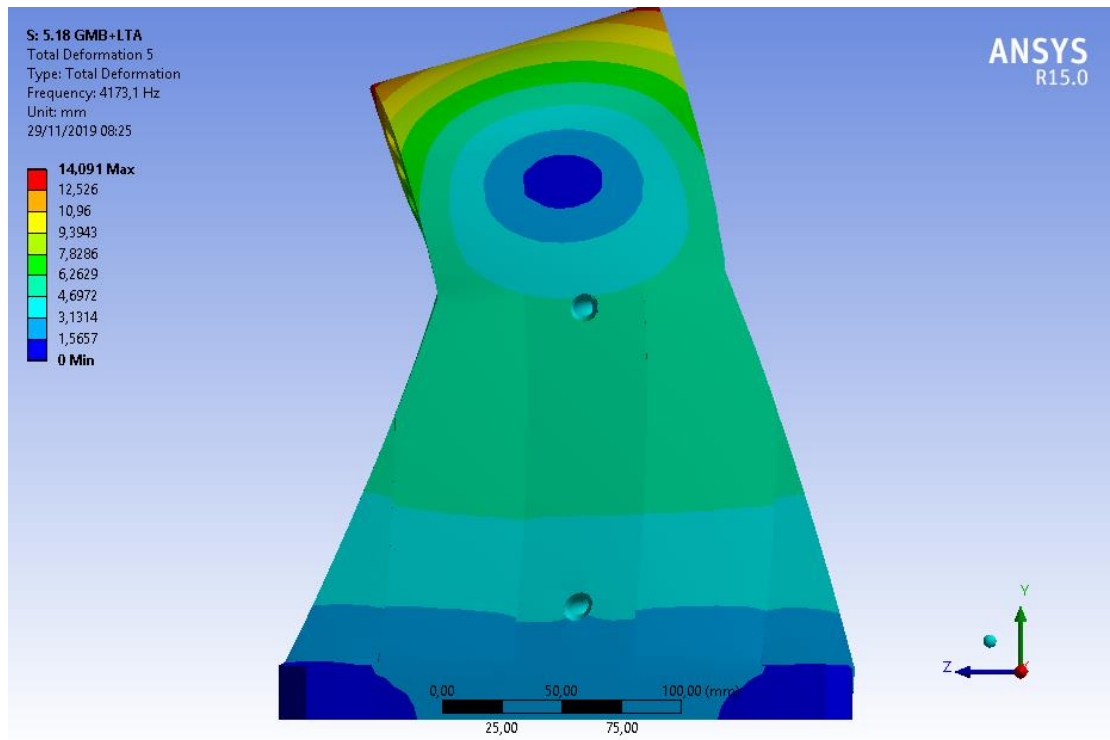
Εικόνα 4.12: 2^η Ιδιομορφή τελικού μοντέλου στηρίγματος άξονα



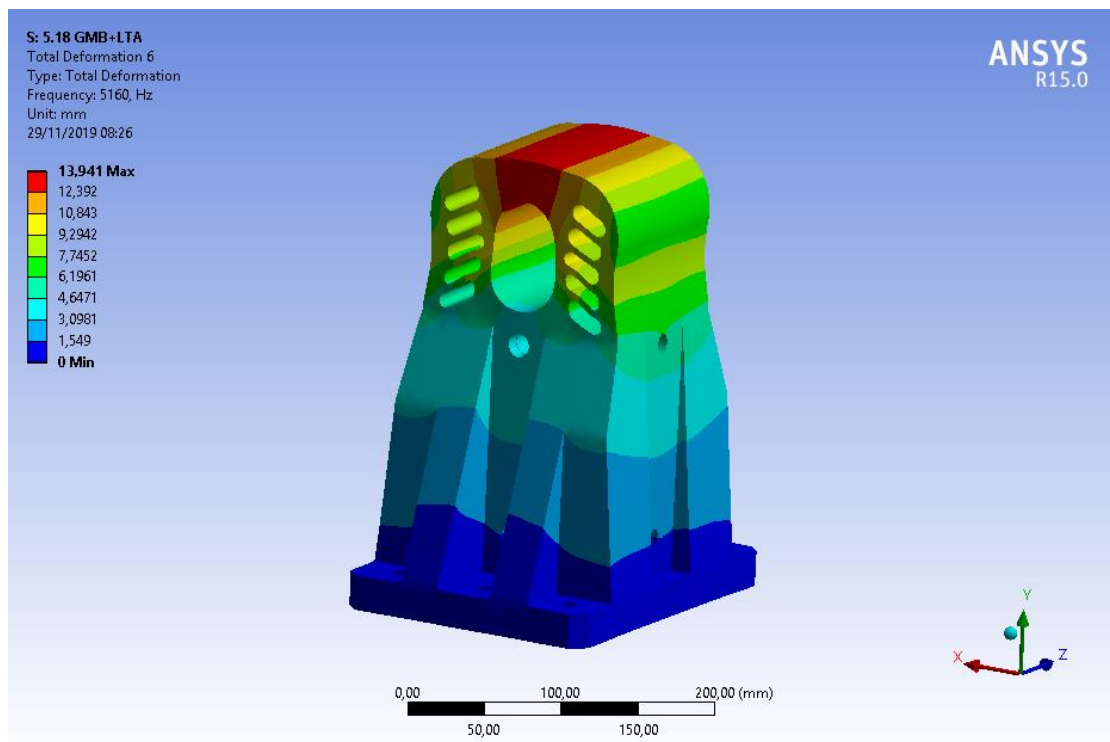
Εικόνα 4.13: 3η Ιδιομορφή τελικού μοντέλου στηρίγματος άξονα



Εικόνα 4.14: 4^η Ιδιομορφή τελικού μοντέλου στηρίγματος άξονα



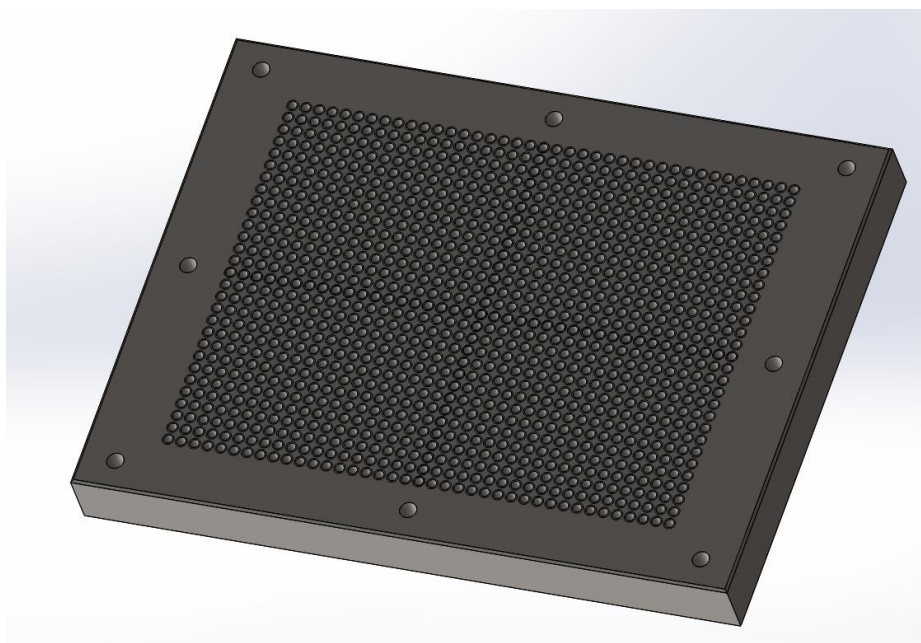
Εικόνα 4.15: 5^η Ιδιομορφή τελικού μοντέλου στηρίγματος άξονα



Εικόνα 4.16: 6^η Ιδιομορφή τελικού μοντέλου στηρίγματος άξονα

4.3 Σχεδιασμός της βάσης

Προκειμένου να ικανοποιούνται οι απαιτήσεις της διάταξης, όπως αυτές περιεγράφησαν στο Κεφάλαιο 2, δηλαδή υψηλή στιβαρότητα και δυνατότητα δοκιμής ενός εύρους μεγέθους βαθμίδων οδοντωτών τροχών, ως βάση του συστήματος θα επιλεγεί μια πλάκα καλουπιών, διαστάσεων 796 x 596 mm και πάχους 76mm. Με δεδομένο ότι οι θέσεις τοποθέτησης των κοχλιών στερέωσης στα στηρίγματα απέχουν 64 mm στην οριζόντια διάσταση και 192 στην κατακόρυφη, επί της πλάκας θα ανοιχθούν τυφλές οπές με σπειρώματα M12 βάθους 28mm. Οι οπές αυτές θα ισαπέχουν μεταξύ τους κατά 16 mm, την ελάχιστη δηλαδή σταθερή απόσταση που μπορούν να έχουν, βάσει της τοποθέτησης των οπών στο στήριγμα των αξόνων. Συνεπώς, οι βαθμίδες που μπορούν να δοκιμαστούν σε διάταξη με τα ανωτέρω χαρακτηριστικά έχουν ελάχιστη απόσταση αξόνων 192 mm. Επιπλέον, δημιουργούνται έξι περαστές οπές για κοχλίες M18, με τους οποίους η βάση θα στερεώνεται με χρήση ούπατ στο έδαφος.

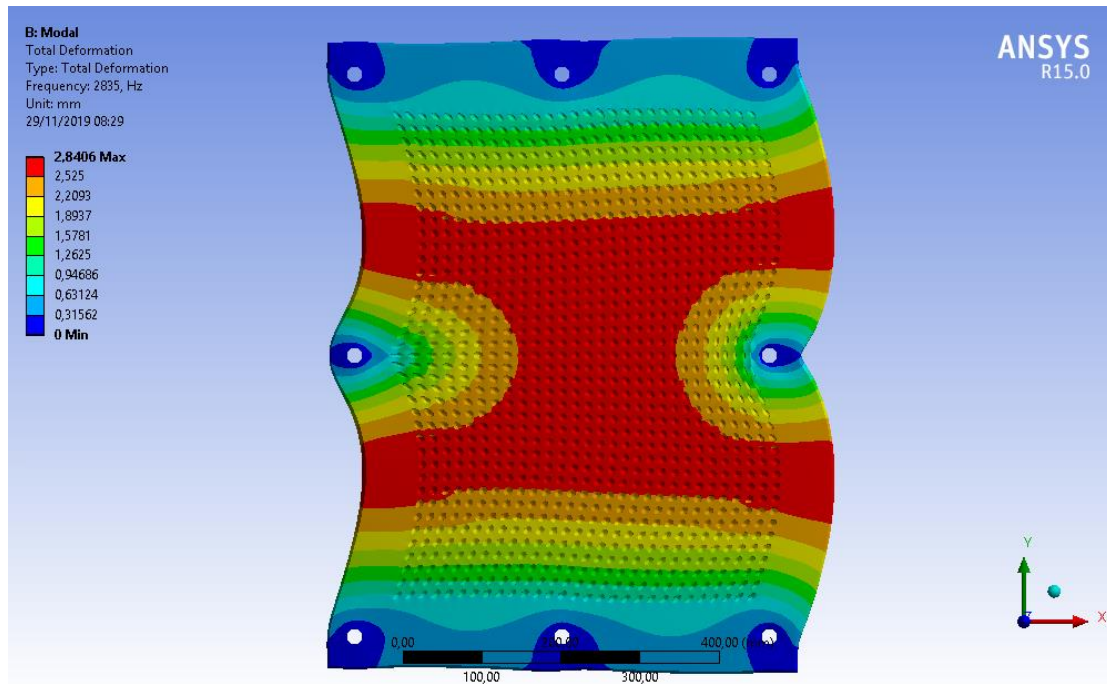


Εικόνα 4.17: Εικόνα της βάσης της διάταξης

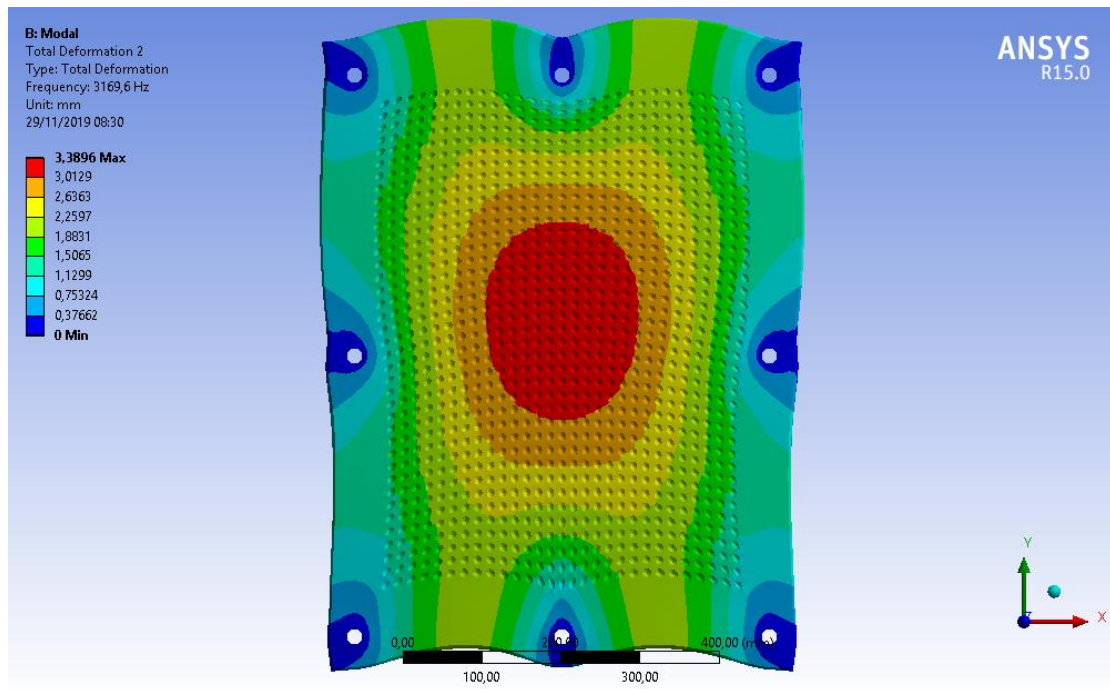
Για τις οριακές συνθήκες της ανάλυσης ιδιοσυχνοτήτων, θεωρείται ότι η κάτω επιφάνειά της εδράζεται σε κύλιση, ενώ οι πλευρές της δεν μετατοπίζονται στην κάθετη διεύθυνσή τους. Όπως παρατηρείται στα αποτελέσματα της ανάλυσης που ακολουθούν, η επιλεγθείσα πλάκα είναι ιδιαίτερος στιβαρή, με πρώτη συχνότητα συντονισμού ίση με 2835Hz.

Mode	Συχνότητα (Hz)	Ιδιομορφή
1	2835	Κάμψη στο επίπεδο XY
2	3169,6	Κάμψη στο επίπεδο XY
3	3642,2	Κάμψη στο επίπεδο XY
4	4475,3	Κάμψη στο επίπεδο XY
5	4509,3	Κάμψη στο επίπεδο XY
6	4723,9	Κάμψη στο επίπεδο XY

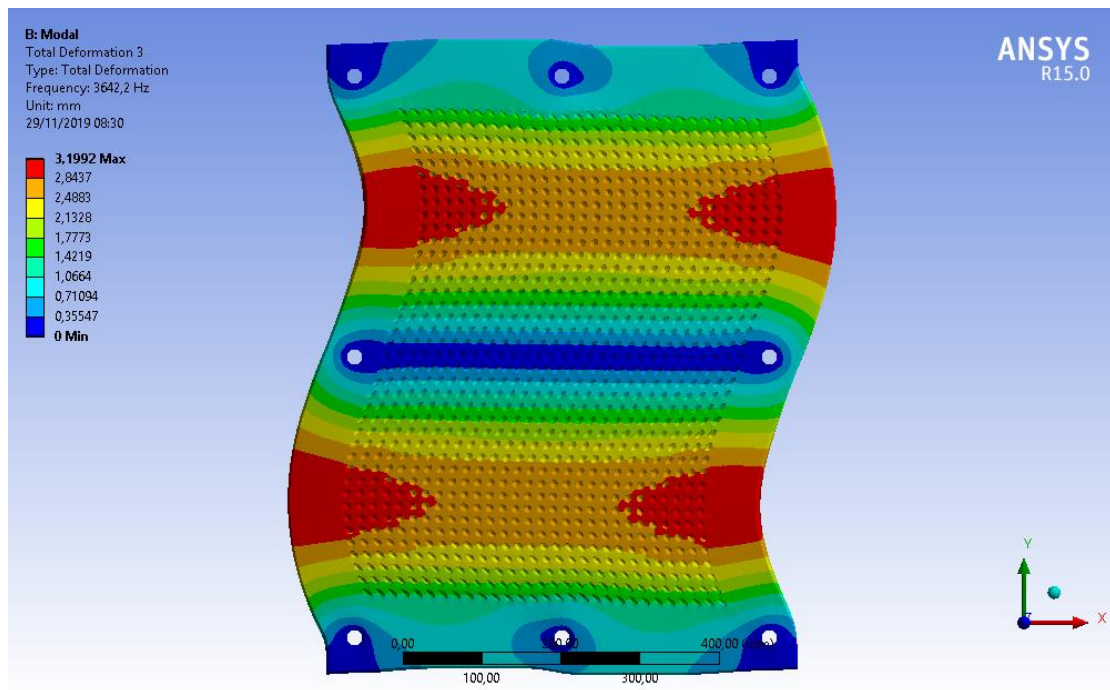
Πίνακας 4.3: Ιδιοσυχνότητες τελικού μοντέλου βάσης της διάταξης



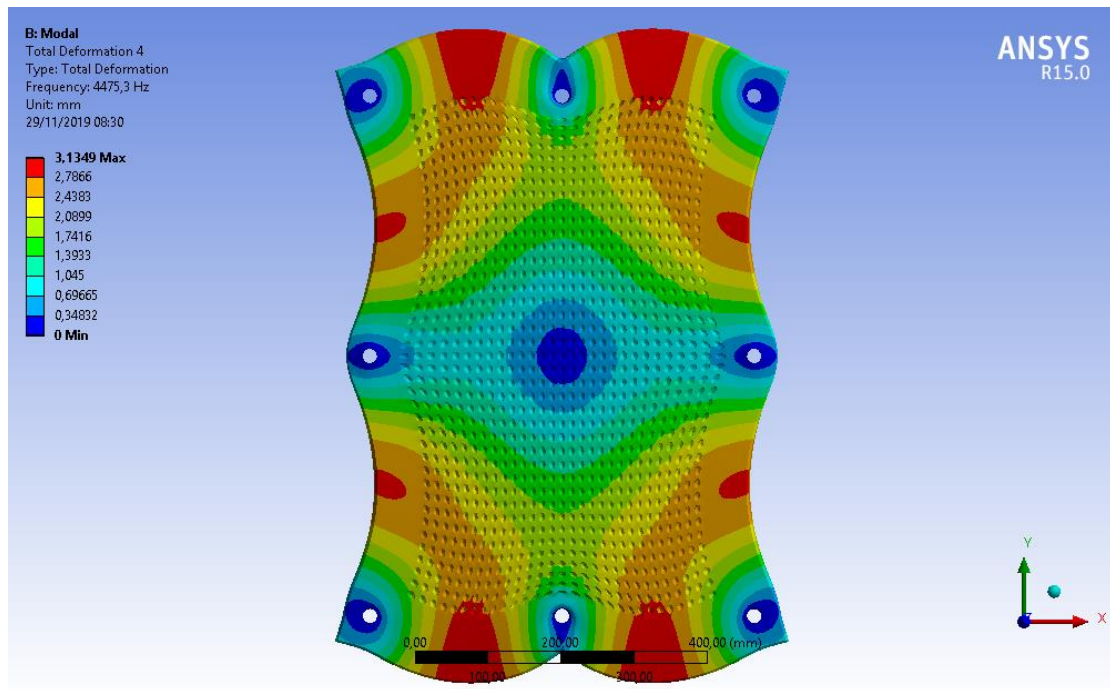
Εικόνα 4.18: 1^η ιδιομορφή της βάσης της διάταξης



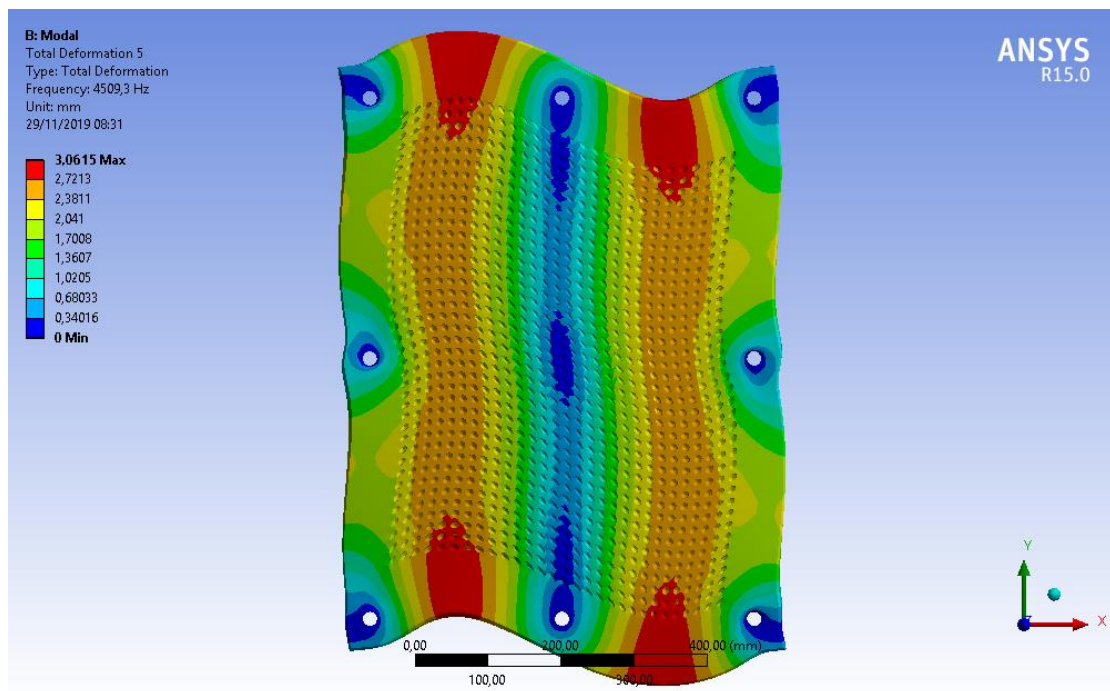
Εικόνα 4.19: 2^η ιδιομορφή της βάσης της διάταξης



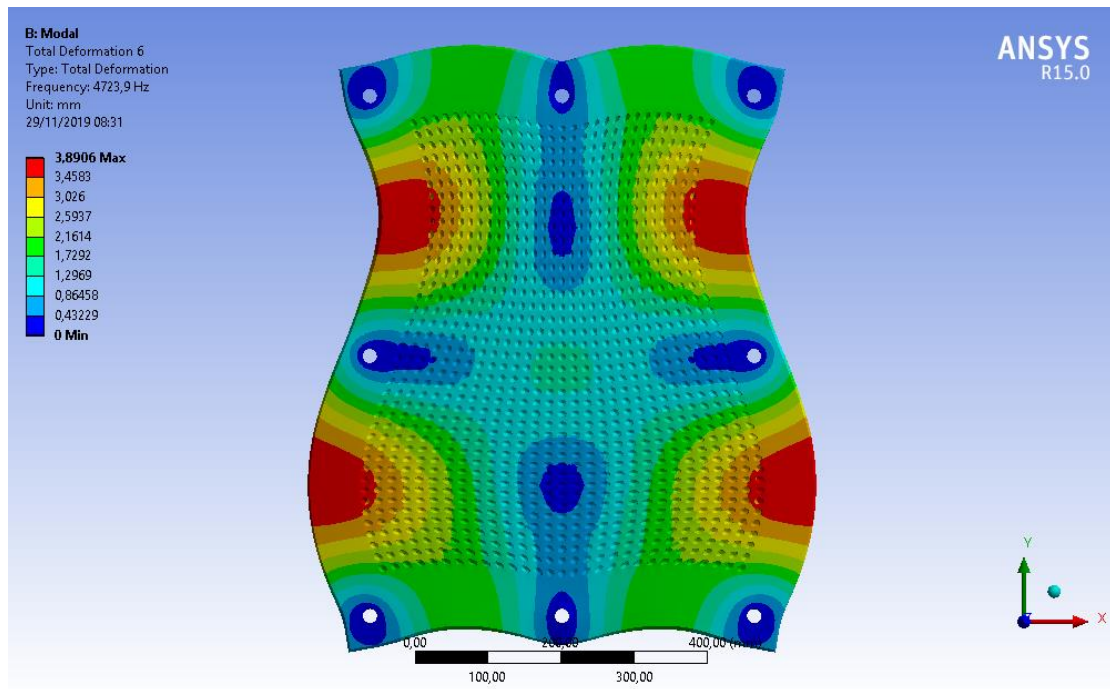
Εικόνα 4.20: 3^η ιδιομορφή της βάσης της διάταξης



Εικόνα 4.21: 4^η ιδιομορφή της βάσης της διάταξης



Εικόνα 4.22: 5^η ιδιομορφή της βάσης της διάταξης



Εικόνα 4.23: 6^η ιδιομορφή της βάσης της διάταξης

5 Συμπεράσματα και μελλοντική εξέλιξη της εργασίας

Στην παρούσα εργασία μελετήθηκε εκτενώς η σχεδίαση ενός γραμμικού θερμοϋδραυλικού επενεργητή για την επιβολή επιθυμητών μετατοπίσεων στη σχεδιαζόμενη από το Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών του ΕΜΠ διάταξη δοκιμών οδοντωτών τροχών υψηλής στιβαρότητας.

Στο Κεφάλαιο 2, παρουσιάστηκαν οι βασικές προδιαγραφές της διάταξης δοκιμών, οι οποίες έθεσαν το πλαίσιο της συνολικής εργασίας. Στο Κεφάλαιο 3, αρχικά πραγματοποιήθηκε αναλυτική μοντελοποίηση των φυσικών φαινομένων που περιγράφουν την λειτουργία του επενεργητή και, στη συνέχεια, σχεδιάστηκε με τη βοήθεια μεθόδων πεπερασμένων στοιχείων. Τέλος, στο Κεφάλαιο 4, προτάθηκε ο σχεδιασμός των στηριγμάτων των αξόνων και της βάσης της διάταξης, με κύριο στόχο την επίτευξη χαμηλής ενδοτικότητας και τη δυνατότητα χρήσης της συσκευής για ένα εύρος μεγέθους οδοντωτών τροχών.

Αναφορικά με την μελλοντική ανάπτυξη της εργασίας αυτής, χρειάζεται να δοθεί βάρος στα ακόλουθα:

- Λεπτομερής σχεδίαση του συναρμολογήματος του επενεργητή και του στηρίγματος με κύριους άξονες την εξασφάλιση στεγάνωσης στις διεπαφές των σωμάτων και της ομοκεντρίας των καναλιών των κυκλωμάτων με τον κατανεμητή και τον συλλέκτη.
- Κατασκευή του επενεργητή και έλεγχος μέσω πειραμάτων της ακρίβειας των αποτελεσμάτων της παρούσας εργασίας.
- Βελτιστοποίηση του μεγέθους του επενεργητή και του στηρίγματος για την δυνατότητα τοποθέτησης και δοκιμής οδοντωτών τροχών με απόσταση αξόνων μικρότερης των 192,5 mm.
- Μοντελοποίηση, σχεδιασμός και τοποθέτηση των εδράσεων και αξόνων στα στηρίγματα και έλεγχος ως προς την γραμμική μετατόπιση που μπορεί να προκαλέσει ο επενεργητής.
- Έλεγχος της στιβαρότητας της όλης διάταξης μέσω μοντελοποίησης των δυναμικών φαινομένων που προκύπτουν λόγω της συνεργασίας των οδοντώσεων.
- Επιλογή του κινητήρα και της πέδης που θα τοποθετηθούν στους δύο άξονες
- Υπολογισμός και επιλογή των αντλιών των κυκλωμάτων των δύο ρευστών.

6 Βιβλιογραφία

- [1] ANSI/AGMA 2002-B88, *Tooth Thickness Specification*.
- [2] R. G. Budynas και J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, New York: McGraw-Hill, 2011.
- [3] Γ. Βασιλείου, «Ανάλυση και σχεδιασμός διάταξης ελέγχου οδοντώσεων με χρήση θερμοϋδραυλικών επενεργητών υψηλής στιβαρότητας.,» Αθήνα, 2015.
- [4] G. Vasiliou και V. Spitas, «Analysis and design of a dynamic gear testing apparatus using high stiffness thermo-hydraulic actuators,» pp. 1-22, 2016.
- [5] Ξ. Κακάτσιος, *Αρχές Μεταφοράς Θερμότητας και Μάζης*, Αθήνα: Εκδόσεις Συμμεών, 2006.
- [6] Γ. Ι. Τσαμασφύρος, *Μηχανική Παραμορφώσιμων Σωμάτων*, Αθήνα: Εκδόσεις Συμμετρία, 1990.
- [7] J. E. Shigley και C. R. Mischke, *Standard Handbook of Machine Design*, McGraw-Hill, 1996.
- [8] D. P. Townsend, *Dudley's Gear Handbook*, McGraw-Hill, 1992.
- [9] Y. Guo, T. Eritenel, T. G. Ericsson και R. G. Parker, «Vibro-acoustic propagation of gear dynamics in a gear-bearing-housing system,» *Journal of Sound and Vibration*, αρ. 333, p. 5762–5785 , 2014.
- [10] <http://asm.matweb.com/>
- [11] <http://www.grc.nasa.gov/>
- [12] <https://en.wikipedia.org/>
- [13] <http://www.fzg.mw.tum.de/>