



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

***Ανάλυση και σχεδιασμός διάταξης ελέγχου οδοντώσεων με
χρήση θερμοϋδραυλικών επενεργητών υψηλής
στιβαρότητας.***

Διπλωματική Εργασία

ΒΑΣΙΛΕΙΟΥ ΓΕΩΡΓΙΟΣ

Επιβλέπων : Επίκουρος Καθ. Β. Σπιτάς

ΑΘΗΝΑ 2015

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναλύεται και σχεδιάζεται διάταξη ελέγχου οδοντώσεων με χρήση θερμοϋδραυλικών επενεργητών υψηλής στιβαρότητας. Η εκπόνηση της διπλωματικής εργασίας έγινε στο Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Η διάταξη που σχεδιάστηκε επικεντρώνεται στον έλεγχο της δυναμικής συμπεριφοράς οδοντωτών τροχών συναρτήσει της ευθυγράμμισης των αξόνων τους. Υπό αυτή την έννοια, η διάταξη αυτή διαφέρει από τις υπάρχουσες, οι οποίες αδυνατούν να βγάλουν αξιόπιστα συμπεράσματα σχετικά με την επιρροή της κακής ευθυγράμμισης στην δυναμική συμπεριφορά οδοντωτών τροχών. Για την επίτευξη αυτού του στόχου, γίνεται χρήση θερμοδραυλικών επενεργητών υψηλής στιβαρότητας με στόχο την κατά το δοκούν μεταβολή της απόστασης των αξόνων για την καταρχήν σωστή ευθυγράμμιση και βαθμονόμηση της διάταξης και κατά δεύτερον πρόκληση της επιθυμητής γωνίας αξόνων και μέτρηση αποτελεσμάτων. Σημαντική διαφορά με τις υπάρχουσες διατάξεις είναι επίσης ο αριθμός των οδοντωτών τροχών προς έλεγχο. Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιείται ένα μόνο ζεύγος οδοντωτών τροχών. Στα κεφάλαια που ακολουθούν γίνεται εκτενής περιγραφή του προβλήματος της κακής ευθυγράμμισης στην λειτουργία οδοντωτών τροχών, γίνεται σύγκριση του σχεδιασμένου επενεργητή με άλλους επενεργητές και τέλος γίνεται παρουσίαση και ανάλυση της διάταξης καθώς και αναλυτική περιγραφή των μέσων επίτευξης των απαιτήσεων της διάταξης και υπολογισμοί αντοχών των διαφόρων μερών της.

ABSTRACT

Dynamic gear testing is a very common practice among the industry worldwide, already counting decades of activity. Most well-known research centers all over the world deal with analyzing – numerically and experimentally, dynamic gear behavior, constantly trying to improve their efficiency. It's needless to start counting the applications using gear operated power transmissions, such as the automotive industry. However, despite the long experience on the field, there has not been any significant improvement on the ability of the test rig to simulate gear deviations such as misalignment, machining and assembly errors and extract useful data concerning their effect on dynamic gear 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. Minding all that, this diploma thesis is aiming at designing a gear test rig that will allow to successfully perform dynamic gear testing, parametrizing the effect of misalignment, either angular or parallel offset misalignment. The operation principle of the apparatus is divided in two steps. Firstly, the gears are positioned inside the apparatus in a way that are perfectly aligned with each other thus allowing its calibration. Then with the use of very high stiffness thermo-hydraulic linear actuators a desired amount of misalignment is induced into the system. That way series of tests can be performed on spur and helical gears and consequently observe and measure the misalignment effects on dynamic gear behavior. The whole apparatus is very stiff so as to have high eigenvalues which can easily be identified and separated from the gear meshing induced frequencies. This thesis is proposing the design of a new innovative test rig radically different from the existing, in the sense that it uses a single gear pair of identical gears and most importantly because it aims at identifying the effects of misalignment on dynamic gear behavior. A thorough analysis is performed to justify each design decision and to provide the necessary proof of concept, in anticipation of the future construction of the apparatus that will be able to prove all assumptions with reliable experimental data.

*Αφιερώνεται,
στην οικογένειά μου*

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Η παρούσα διπλωματική εργασία σηματοδοτεί και τυπικά το πέρας των σπουδών μου στην Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου με κατεύθυνση αυτή του Κατασκευαστή Μηχανολόγου Μηχανικού, κατά την περίοδο 2008-2015. Κοιτώντας πίσω στο παρελθόν μόνο με αγάπη μπορώ να αναλογιστώ τα χρόνια που πέρασα εδώ. Για τον λόγο αυτό ευχαριστώ όλους μου τους καθηγητές από τους οποίους πήρα τα απαραίτητα εφόδια για την επικείμενη εργασιακή μου καριέρα.

Η διπλωματική μου εργασία αποτελεί μια σύνοψη όλης αυτής της διαδικασίας. Εκπονήθηκε κατά την διάρκεια του τρέχοντος ακαδημαϊκού έτους στο Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών υπό την επιτήρηση του επιβλέποντος Αναπληρωτή καθηγητή Βασίλειου Σπιτά, η καθοδήγηση και εμπειρία του οποίου ήταν καταλυτική για την ολοκλήρωση της αρκετά φιλόδοξης εργασίας αυτής.

Πιο πολύ από όλους, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένειά μου, τους γονείς και την αδερφή μου – στους οποίους και αφιερώνω αυτή την εργασία – για την διαρκή τους υποστήριξη και βοήθεια σε όλη μου την ζωή.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω και τους συναδέλφους μου, όλα τα παιδιά τα οποία εκπονούν ή εκπόνησαν τις διπλωματικές τους εργασίες στο Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών, με τους οποίους αλληλοβοηθηθήκαμε, συνεργαστήκαμε επαγγελματικά και κυρίως δημιουργήσαμε σχέσεις φιλίας καθώς και τον φίλο μου Δρ.Μηχανολόγο Μηχανικό Γεώργιο Καϊσαρλή, του Εργαστηρίου Ταχείας Κατασκευής Προτοτύπων και Εργαλείων-Αντίστροφου Σχεδιαμού. Επιγραμματικά αναφέρω τους: Ανδρέα Μαυρίδη-Τουργέλη, Αριστοτέλη-Μωυσή Νταρούις και τον Ευστράτιο Τσολάκη.

ΑΝΤΙ ΠΡΟΛΟΓΟΥ

Ο μηχανικός αποτελεί την ραχοκοκαλιά της βιομηχανίας και είναι αυτός το πιο παραγωγικό και δημιουργικό μέλος της. Ο μηχανικός και δη ο σχεδιαστής μηχανικός καλείται να αντιμετωπίσει αποτελεσματικά τα προβλήματα που προκύπτουν στην παραγωγή αλλά και να βελτιώσει συνολικά το βιοτικό επίπεδο του κόσμου μέσα από την εξέλιξη της τεχνολογίας στην υπηρεσία του ανθρώπου. Ταυτόχρονα του δίνεται η δυνατότητα να εκφραστεί ακόμη και "καλλιτεχνικά" μέσα από το έργο του κοιτώντας έξω από το συνηθισμένο εκεί που κανείς δεν πιστεύει ότι υπάρχει μέλλον.

Είτε αυτός είναι μηχανικός συντήρησης, ασφαλείας είτε σχεδιαστής καλείται να χρησιμοποιήσει τις φυσικές αρχές και να συνδυάσει τις γνώσεις των τομέων της μηχανικής, της μηχανικής των ρευστών, της μεταφοράς θερμότητας και των υπόλοιπων θεμελιωδών αρχών της μηχανολογίας με σκοπό την επίλυση προβλημάτων.

Καθίσταται λοιπόν σαφής η ανάγκη για παραγωγή μηχανικών με σφαιρικές γνώσεις ενάντια στην τάση της εποχής για εξαντλητική εξειδίκευση ρολίστων μηχανικών. Η πλειοψηφία των προβλημάτων είναι διεπιστημονικής φύσης και αυτά καλείται να αντιμετωπίσει ο σύγχρονος μηχανικός.

Ιδιαίτερα ο σχεδιαστής Μηχανολόγος Μηχανικός εκτός από τις προαναφερθείσες γνώσεις πρέπει να κατέχει πλήθος άλλων γνώσεων οι οποίες όμως είναι κομβικής σημασίας για την εξέλιξη και επιτυχία του. Μερικές από αυτές συνοψίζονται στους όρους Σχεδιασμός για Κατασκευή (Design for Manufacturing), Σχεδιασμός για Συναρμολόγηση (Design for Assembly), Σχεδιασμός για Διαχείριση και Μεταφορά (Design for Logistics).

Όπως το όρισαν οι Gerhard Pahl και Wolfgang Beitz στο Theory of Systematic Engineering Design & Practice 1996[12], οι βασικοί κανόνες του embodiment design είναι : Σαφήνεια, Απλότητα, Ασφάλεια.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΚΕΦΑΛΑΙΟ	ΤΙΤΛΟΣ	ΣΕΛΙΔΑ
1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ - ΣΧΕΔΙΑΣΤΙΚΕΣ ΑΠΟΦΑΣΕΙΣ	11
1.1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ	11
1.2	ΣΧΕΔΙΑΣΤΙΚΕΣ ΑΠΟΦΑΣΕΙΣ	12
1.2.1	ΥΠΑΡΧΟΥΣΕΣ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ	13
1.2.2	ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ	17
1.2.2.1	ΠΑΡΑΓΟΝΤΕΣ ΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΣΗΣ ΚΑΙ ΕΦΑΡΜΟΓΗΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ	17
1.2.2.2	ΠΑΡΑΓΟΝΤΕΣ ΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΣΗΣ ΔΙΑΤΑΞΗΣ ΚΑΙ ΕΦΑΡΜΟΓΗΣ ΙΣΧΥΟΣ	19
2	ΕΠΙΡΡΟΗ ΓΡΑΜΜΙΚΩΝ ΚΑΙ ΓΩΝΙΑΚΩΝ ΒΑΘΜΩΝ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ (B.E.) ΣΤΟ ΣΦΑΛΜΑ ΕΥΘΥΓΡΑΜΜΙΣΗΣ ΚΑΙ ΠΑΡΑΛΛΗΛΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ	20
2.1	ΓΩΝΙΑΚΟΙ ΒΑΘΜΟΙ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ	21
2.1.1	ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΓΩΝΙΑΣ ΑΞΟΝΩΝ	23
2.2	ΓΡΑΜΜΙΚΟΙ ΒΑΘΜΟΙ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ	23
2.3	ΣΦΑΛΜΑ ΕΥΘΥΓΡΑΜΜΙΣΗΣ ΠΑΡΑΛΛΗΛΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ (PARALLEL OFFSET MISALIGNMENT)	24
2.4	ΠΡΑΚΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΦΑΛΜΑΤΟΣ ΕΥΘΥΓΡΑΜΜΙΣΗΣ ΚΑΙ ΠΑΡΑΛΛΗΛΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ	26
3	ΓΡΑΜΜΙΚΟΣ ΕΠΕΝΕΡΓΗΤΗΣ	29
3.1	ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ	29
3.2	ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΝΑΛΙΩΝ ΠΑΡΟΧΩΝ	33
3.2.1	ΠΡΩΤΟΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΙ ΚΑΝΑΛΙΩΝ ΠΑΡΟΧΩΝ	33
3.2.2	ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΝΑΛΙΩΝ ΠΑΡΟΧΩΝ ΕΠΕΝΕΡΓΗΤΗ	36
3.3	ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΕΠΕΝΕΡΓΗΤΗ ΜΕ ΑΛΛΟΥΣ ΓΡΑΜΜΙΚΟΥΣ ΕΠΕΝΕΡΓΗΤΕΣ	38
3.3.1	ΥΔΡΑΥΛΙΚΟΣ ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ	39
3.3.2	ΚΟΧΛΙΑΣ-ΠΕΡΙΚΟΧΛΙΟ	52
3.3.3	ΤΕΛΙΚΟΣ ΕΠΕΝΕΡΓΗΤΗΣ	60
3.3.4	ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΤΕΛΙΚΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ	66
4	ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΔΙΑΤΑΞΗΣ	67
4.1	ΑΡΧΙΚΟΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΙ	67
4.1.1	1 ^{ος} ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ	68
4.1.2	2 ^{ος} ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ	70
4.1.3	3 ^{ος} ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ	72
4.2	ΤΕΛΙΚΟΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ	75
4.2.1	ΣΧΕΔΙΑΣΤΙΚΕΣ ΛΕΠΤΟΜΕΡΕΙΕΣ	75
4.2.2	ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΥΧΝΟΤΗΤΩΝ	83
4.3	ΜΕΤΡΗΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΠΕΙΡΑΜΑΤΩΝ	87
4.4	ΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΣΗ – ΑΠΟΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΣΗ ΔΙΑΤΑΞΗΣ	88
4.5	ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΞΕΛΙΞΗ	90
	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	91
	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ	92

1 : ΕΙΣΑΓΩΓΗ - ΣΧΕΔΙΑΣΤΙΚΕΣ ΑΠΟΦΑΣΕΙΣ

1.1: ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στην σημερινή εποχή, με τις ολοένα και αυξανόμενες απαιτήσεις στην απόδοση των συστημάτων μεταφοράς ισχύος καθίσταται αναγκαίος ο εξονυχιστικός έλεγχος της δυναμικής συμπεριφοράς των εν λόγω συστημάτων. Οι οδοντωτοί τροχοί ως μέσω μετάδοσης ισχύος είναι ευρέως χρησιμοποιούμενοι στην βιομηχανία λόγω της υψηλής συγκέντρωσης ισχύος. Για τον λόγο αυτό αποτελούν αντικείμενο συνεχούς μελέτης και βελτίωσης. Αν και η βιομηχανία ασχολείται ενεργά με την βελτιστοποίηση των οδοντώσεων και της δυναμικής τους συμπεριφοράς εδώ και δεκαετίες, εντούτοις η εξέλιξη των μηχανών δοκιμών τα τελευταία χρόνια γίνεται με εξαιρετικά βραχείς ρυθμούς. Έτσι, ακόμα δεν είναι δυνατή η μοντελοποίηση και πιο σημαντικά η πειραματική τεκμηρίωση της μεταβολής της δυναμικής τους συμπεριφοράς λόγω των διαφόρων ελαττωμάτων των ιδίων των οδοντωτών τροχών (κατασκευαστικές ατέλειες) ή των μηχανών που τους χρησιμοποιούν.

Εκεί έγκειται και η καινοτομία της παρούσας εργασίας η οποία φιλοδοξεί στον σχεδιασμό μιας ευέλικτης και ρυθμιζόμενης διάταξης για πειραματική μελέτη της κακής ευθυγράμμισης των οδοντωτών τροχών. Η κακή ευθυγράμμιση είναι ένα σύνηθες ελάττωμα των μηχανών που χρησιμοποιούν οδοντώσεις ως μέσο μετάδοσης ισχύος παρ'όλα αυτά οι συνέπειές της δεν έχουν προσδιοριστεί ποτέ σε πειραματικό επίπεδο, ενώ και τα αριθμητικά μοντέλα που έχουν κατά καιρούς δημοσιευτεί δεν παρέχουν αξιόπιστα αποτελέσματα. Ως εκ τούτου η διάταξη που σχεδιάστηκε στην παρούσα διπλωματική εργασία επιχειρεί να επιτύχει ακριβώς αυτό. Σε πρώτο στάδιο την «τέλεια» ευθυγραμμισμένη τοποθέτηση των οδοντωτών τροχών στο σύστημα με σκοπό την βαθμονόμησή του και σε δεύτερο στάδιο την εφαρμογή οιασδήποτε τιμής κακής ευθυγράμμιση με σκοπό την διερεύνηση των επιπτώσεών της στην δυναμική συμπεριφορά των οδοντωτών τροχών.

1.2:ΣΧΕΔΙΑΣΤΙΚΕΣ ΑΠΟΦΑΣΕΙΣ

Ο σχεδιασμός μιας νέας πειραματικής διάταξης ελέγχου της δυναμικής συμπεριφοράς οδοντωτών τροχών, απαιτεί την αναλυτική και διεξοδική μελέτη των ήδη υπάρχουσών διατάξεων και τον προσδιορισμό των βασικών τους χαρακτηριστικών αλλά και μειονεκτημάτων.

Η μέχρι τώρα έρευνα στο χώρο των οδοντωτών τροχών και της δυναμικής τους συμπεριφοράς αδυνατεί να συμπεριλάβει στις πειραματικές μελέτες της σφάλματα που προκύπτουν από:

- Κακή ευθυγράμμιση αξόνων (Misalignment Errors)
- Σφάλματα κατασκευής (Machining Errors)
- Σφάλματα συναρμολόγησης (Assembly Errors)

Ταυτόχρονα αλλαγές της δυναμικής συμπεριφοράς που προκύπτουν από τροποποιήσεις των οδόντων (tooth modifications) όπως οι μετατοπισμένες οδοντώσεις και το crowning απαιτούν προσαρμοσμένες διατάξεις (tailor made) ώστε να δώσουν ορθά αποτελέσματα.

Πάγια τακτική είναι ο σχεδιασμός διατάξεων με αρκετά μεγάλες ιδιοσυχνότητες ώστε στο φάσμα των μετρήσεων που λαμβάνεται από την πειραματική διαδικασία να μην εμπλέκεται με τις συχνότητες που παράγουν οι εμπλεκόμενοι οδόντες.

Ως εκ τούτου, τα πρότυπα που δίνονται από τους διεθνείς οργανισμούς ISO [13] (International Organization for Standardization) και AGMA [7,8,9] (American Gear Manufacturers Association) για τον σχεδιασμό οδοντωτών τροχών και τον υπολογισμό των επιφανειακών τάσεων (Tooth Surface Contact Stress) και των καμπτικών τάσεων ποδός των οδοντωτών τροχών (Tooth Root Bending Stress), περιλαμβάνουν συντελεστές ασφαλείας τέτοιους ώστε να περιλαμβάνουν τα αποτελέσματα των παραπάνω σφαλμάτων.

Καθώς η αλλαγή της δυναμικής συμπεριφοράς τόσο των οδοντωτών τροχών με ευθείς οδόντες όσο και των ελικοειδών οδοντωτών τροχών μεταβάλλεται συναρτήσει των προαναφερθέντων σφαλμάτων και λαμβάνοντας υπόψη πως η γνώση που έχουμε για τα αποτελέσματά τους είναι κυρίως εμπειρική και λιγότερο πειραματική, γίνεται αντιληπτό πως οι συντελεστές του ISO επιδέχονται βελτίωση καθώς δεν μπορούν να προβλέψουν με ακρίβεια την πραγματική συμπεριφορά ενός ζεύγους συνεργαζόμενων τροχών.

1.2.1: ΥΠΑΡΧΟΥΣΕΣ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ

➤ **FZG Gear Test Rig**

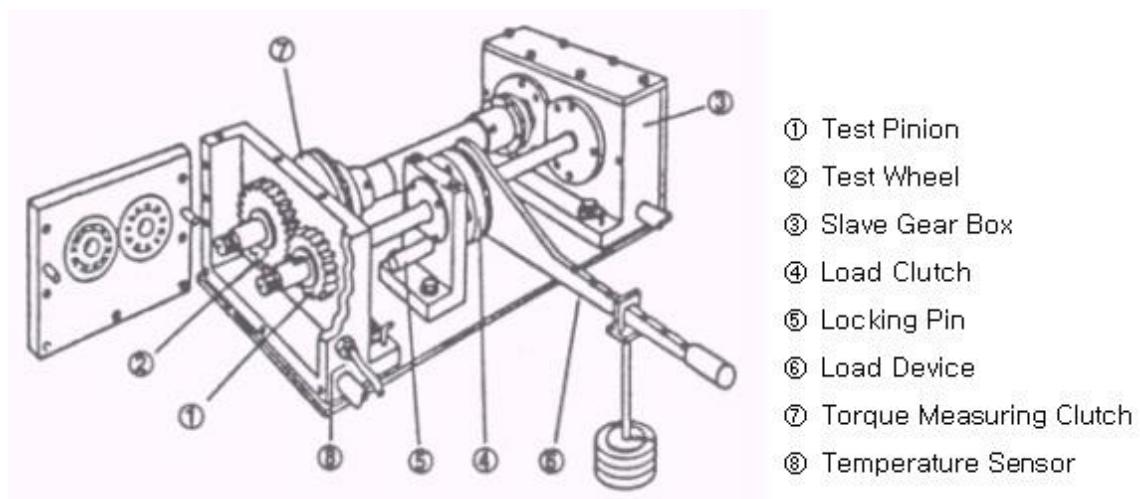
FZG [28] είναι τα αρχικά του "Forschungsstelle fur Zahnradler und Getriebebau (-GER)" the Technical Institute for the Study of Gears and Drive Mechanisms (-ENG).

Η πειραματική διάταξη ελέγχου της δυναμικής συμπεριφοράς οδοντωτών τροχών της FZG περιλαμβάνει δυο βαθμίδες συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών, την κύρια ή προς έλεγχο βαθμίδα (Test Gearbox) και την βοηθητική βαθμίδα (Drive/Slave Gear Box) βλ.Εικόνα 1.2.1.1. Οι δύο βαθμίδες είναι συνδεδεμένες σε διάταξη με ανακυκλοφορούσα ισχύ μέσω στροφικού συνδέσμου στον οποίο κλειδώνεται το φορτίο των τροχών το οποίο είναι γνωστό σε κάθε πείραμα. Η θερμοκρασία των λιπαντικών ελέγχεται και διατηρείται σταθερή (θερμαίνεται ή ψύχεται ανάλογα το πείραμα) ενώ ο ηλεκτροκινητήρας που κινεί το σύστημα έχει δυνατότητα ρύθμισης στροφών από 100-3000RPM.

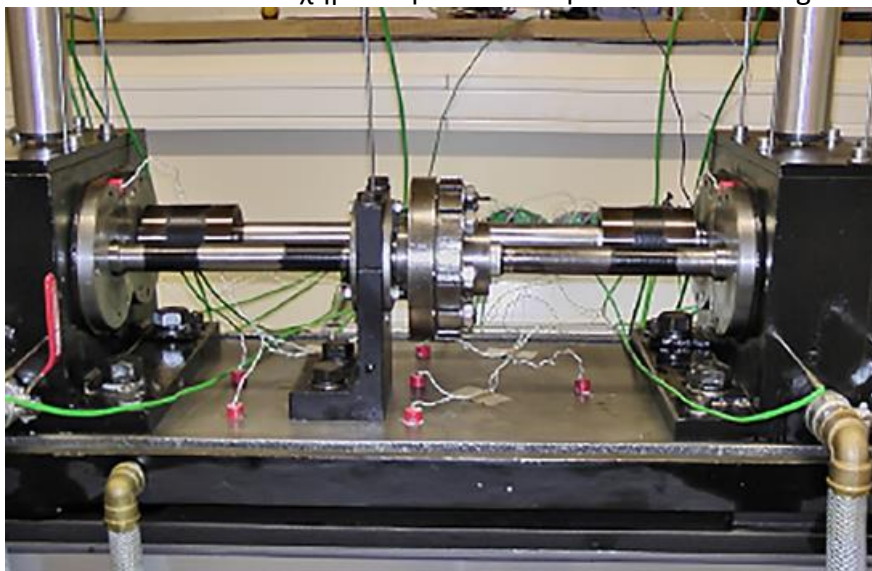
Μερικά από τα πειράματα που πραγματοποιούνται στην συγκεκριμένη διάταξη είναι:

- FZG Gear Wear (ASTM D5182). Έλεγχος αντίστασης οδόντων σε φθορά τύπου scuffing λόγω των λιπαντικών τα οποία βρίσκονται σε θερμοκρασία 90°C. Εκτός από οπτική αξιολόγηση, η απώλεια βάρους μετράται με ζύγισμα του τροχού. Συνθήκες πειράματος: 1450RPM, 12 στάδια φόρτισης με διαλείμματα 15 λεπτών.
- FZG Gear Wear (ASTM D4998) . Έλεγχος αντίστασης οδόντων σε φθορά, με σταθερή φόρτιση. Συνθήκες πειράματος: 100RPM για 20 ώρες. Οπτική αξιολόγηση και ζύγισμα τροχού.
- FZG Pitting - Type C Gears. Έλεγχος αντίστασης οδόντων σε pitting. Συνθήκες πειράματος: 300 ώρες με σταθερή ταχύτητα, θερμοκρασία και φορτίο. Έλεγχος σε σταθερά διαστήματα και στις δυο επιφάνειες του δοντιού.

Όπως παρατηρούμε, η πειραματική διάταξη της FZG αν και είναι μαζικής παραγωγής και ευρέως χρησιμοποιούμενη, δεν μπορεί να ανταπεξέλθει σε συνθήκες που περιλαμβάνουν σφάλματα ευθυγράμμισης. Αυτό σαφώς μεταβάλλει τα αποτελέσματα και μειώνει την αξιοπιστία τους.



Εικόνα 1.2.1.1 : Σχηματική απεικόνιση FZG Gear Test Rig



Εικόνα 1.2.1.2 : FZG Gear Test Rig σε λειτουργία, με όλα τα μετρητικά συστήματα που περιλαμβάνει.



Εικόνα 1.2.1.3 : Βαθμίδα οδοντωτών τροχών με ελικοειδείς οδόντες προς έλεγχο σε ένα FZG Gear Test Rig

➤ **NASA Gear Test Rig**

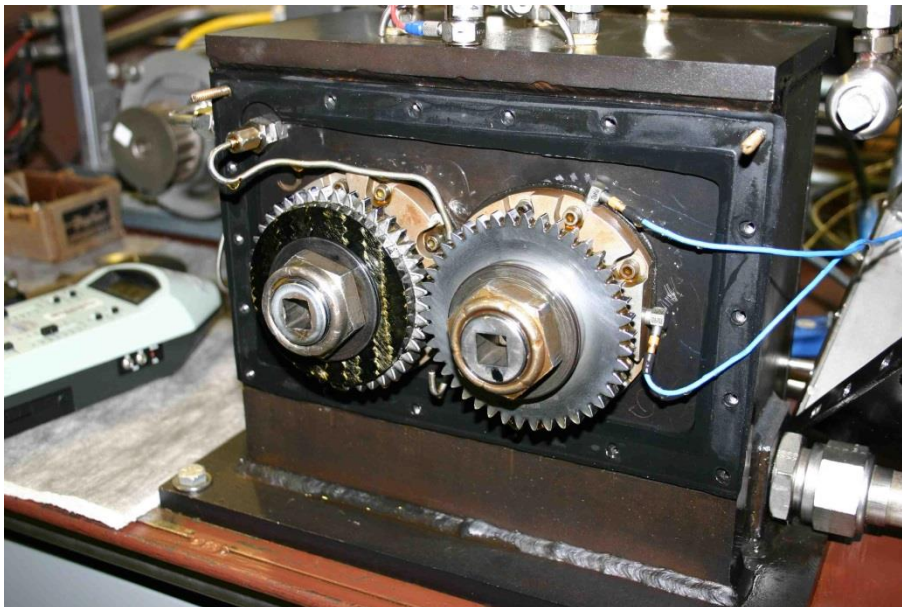
Η NASA¹ (National Aeronautics and Space Administration) χρησιμοποιεί διατάξεις (από το 1972) για την διεξαγωγή επιταχυνόμενων πειραμάτων προσδιορισμού της κόπωσης και της επιφανειακής φθοράς οδοντωτών τροχών καθώς και πειράματα μελέτης της δυναμικής τους συμπεριφοράς.

Η αρχή λειτουργίας της διάταξης της NASA είναι παρόμοια με αυτή της FZG καθώς οι οδοντωτοί τροχοί συνδέονται σε διάταξη με ανακυκλοφορούσα ισχύ. Είναι δυνατός ο έλεγχος βαθμίδων κάθε είδους οδοντωτών τροχών (ευθείας οδόντωσης, ελικοειδείς, κωνικοί με ευθεία οδόντωση, τοξωτοί κ.τ.λ.) και με σχέση μετάδοσης έως 4:1

Λοιπά χαρακτηριστικά:

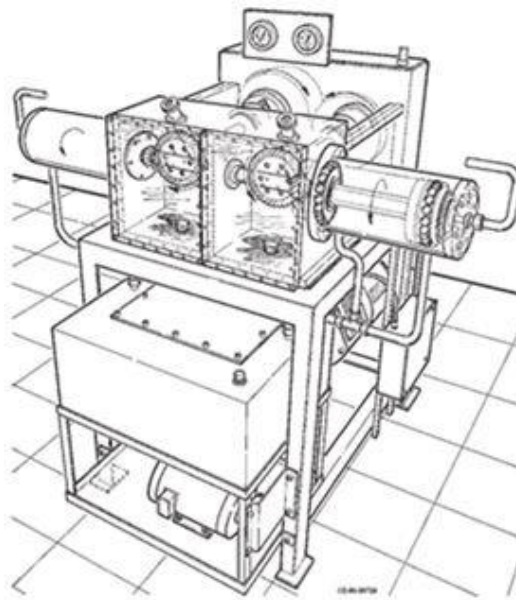
- Έλεγχος οδοντωτών τροχών με ισχείς έως 560kW
- Ταχύτητα περιστροφής εισόδου πινιόν έως 5000RPM
- Έλεγχος θερμικής συμπεριφοράς, επιφανειακής κόπωσης, παραμορφώσεων, ταλαντώσεων και θορύβου.

Στις εικόνες που ακολουθούν φαίνεται η διάταξη για ευθείς και ελικοειδείς οδοντωτούς τροχούς (Εικόνα 1.2.1.4) καθώς και για κωνικούς και τοξωτούς (Εικόνα 1.2.1.5,1.2.1.6).

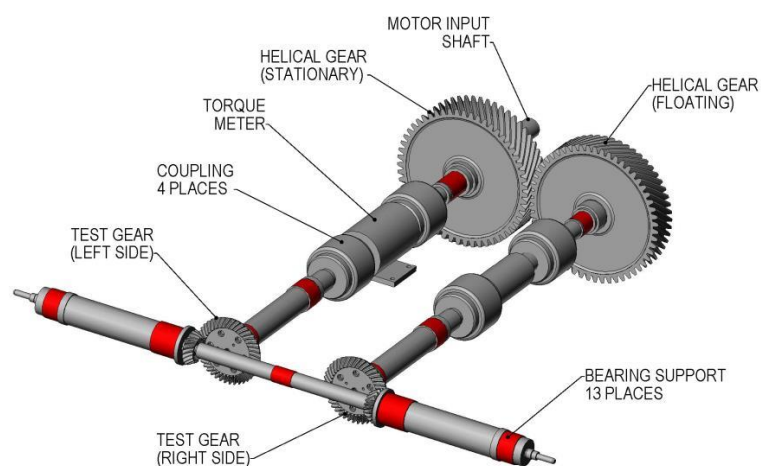


Εικόνα 1.2.1.4 : NASA Gear Test Rig για οδοντωτούς τροχούς με ευθείς οδόντες

¹ [27] Πηγή : <http://www.grc.nasa.gov/>



Εικόνα 1.2.1.5 : NASA Gear Test Rig για τοξωτούς και οδοντωτούς τροχούς με ευθείς οδόντες



Εικόνα 1.2.1.6 : Σχηματική αναπαράσταση διάταξης Εικόνας 5

➤ Gear Test Rig Using Vibro-acoustic Propagation

Η πιο πρόσφατη διάταξη (δεν είναι διάταξη εμπορίου) δημοσιεύτηκε τον Ιούλιο 2014 [8] και αφορά στην αξιολόγηση της δυναμικής συμπεριφοράς οδοντωτών τροχών μέσω μέτρησης ακουστικών κυμάτων στα τοιχώματα του μειωτήρα. Η διάταξη, που είναι τοποθετημένη στο Glenn Research Center της NASA, δεν παρουσιάζει σημαντικές διαφορές με τα προαναφερθέντα. Διαφορά υπάρχει στην μέθοδο που χρησιμοποιείται. Αν και αναγνωρίζεται το ενδεχόμενο ύπαρξης πρόσθετων σφαλμάτων λόγω κακής ευθυγράμμισης, εντούτοις αυτό δεν συσχετίζεται με την ευθυγράμμιση.

1.2.2 : ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ

Γίνεται επομένως φανερή η ανάγκη του σχεδιασμού μιας πειραματικής διάταξης που να μπορεί να μετράει το αποτέλεσμα της κακής ευθυγράμμισης στην δυναμική συμπεριφορά των οδοντωτών τροχών. Οι απαιτήσεις αυτής της διάταξης είναι:

- Μέτρηση και αξιολόγηση της δυναμικής συμπεριφοράς των οδοντωτών τροχών με τέλεια ευθυγράμμιση (μηδενικό σφάλμα ευθυγράμμισης). Προφανώς μηδενικό σφάλμα δεν μπορεί να υπάρξει. Το ελάχιστο σφάλμα που θα προκύπτει θα καθορίζεται από τις ιδιότητες του συστήματος και των μετρητικών οργάνων.
- Πρόκληση σφάλματος ευθυγράμμισης κατά βούληση –εντός συγκεκριμένων ορίων- με σκοπό την ποσοτικοποίηση της επίδρασης του σφάλματος ευθυγράμμισης και δημιουργία σχετικών καμπυλών.

Από τα παραπάνω γίνεται σαφές πως πρέπει να μπορεί το σύστημα να αλλάζει “μορφή” σύμφωνα με τις απαιτήσεις του κάθε πειράματος. Αυτό σημαίνει μεταβολή της απόστασης των αξόνων που περιέχουν τους οδοντωτούς τροχούς προς μελέτη σε δυο επίπεδα:

1. Στο επίπεδο που ορίζεται από τους άξονες
2. Στο κάθετο στο παραπάνω επίπεδο.

1.2.2.1 : Παράγοντες συναρμολόγησης και εφαρμογής οδοντωτών τροχών

- Λειτουργικές απαιτήσεις: οι ανοχές συναρμολόγησης θα πρέπει να αξιολογούνται σύμφωνα με την επίδρασή τους στην διατήρηση επιτρεπόμενου backlash και επαρκούς βαθμού επικάλυψης.
 - Backlash: Η απόσταση αξόνων επιδρά άμεσα στο backlash με την προσεγγιστική σχέση:

$$B = \Delta C 2 \tan \phi$$

όπου :

B=backlash

ΔC =Απόκλιση απόστασης αξόνων από την ονομαστική

ϕ = Γωνία εξειλιγμένης

- Βαθμός επικάλυψης και εμπλοκή: Η αλλαγή της απόστασης των αξόνων μπορεί να προκαλέσει απώλεια επαφής ή εμπλοκή. Σε οδοντωτούς τροχούς εξωτερικής οδόντωσης, πολύ μεγάλη απόσταση αξόνων προκαλεί απώλεια επαφής και αντίστροφα, πολύ μικρή απόσταση προκαλεί εμπλοκή στην περιοχή ποδός των οδόντων.

➤ Παράγοντες επιρροής

- Ανοχή απόστασης αξόνων. Η απόσταση των αξόνων είναι μέγιστης σημασίας διότι επηρεάζει άμεσα το backlash (χάρη κατατομών), τον βαθμό επικαλύψεως και τυχόν εμπλοκές. Η διαστασιολόγηση της απόστασης των αξόνων απαιτεί ιδιαίτερη προσοχή διότι αλλαγές της απόστασης των αξόνων μπορεί να απαιτεί τροποποιήσεις της μορφής της κατατομής των οδόντων ώστε να μην υπάρχουν εμπλοκές, απώλεια επαφής ή υπερβολική χάρη.

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	0.5/300 mm
Q9 to Q11	0.025	0.05	0.1	0.1	0.1/300mm
Q12 to Q14	0.005	0.01	0.01	0.015	0.025/300mm

Πίνακας 1.2.2.1.1: Ανοχή απόστασης αξόνων για διάφορες ποιότητες και μεγέθη οδοντωτών τροχών

- Θερμική διαστολή: Λόγω της διαφοράς της τιμής του συντελεστή θερμικής διαστολής στα υλικά των οδοντωτών τροχών και του κιβωτίου μπορεί να προκληθεί διαφορική μεταβολή της απόστασης των αξόνων, ειδικά σε περιπτώσεις πλαστικών οδοντωτών τροχών. Στην περίπτωση ίδιου υλικού η αλλαγή αυτή θεωρείται αμελητέα.
- Συναρμογές αξόνων και τρημάτων: Αυτές μπορούν να επηρεάσουν επίσης την απόσταση των αξόνων και να προκαλέσουν περαιτέρω backlash και αλλαγή του βαθμού επικαλύψεως.
- Bearing Runout: Ρουλεμάν χαμηλής ποιότητας μπορούν να έχουν runout ικανό να μεταβάλλει το στιγμιαίο κέντρο περιστροφής καθώς και να προκαλέσει άλλα επιβλαβή αποτελέσματα.
- Ποιότητα οδοντωτών τροχών: Τα επίπεδα ανοχών των οδοντωτών τροχών, όπως αυτά του αριθμού Q της AGMA, καθορίζουν ένα εύρος ανοχών και για την ανοχή της απόστασης αξόνων υπό την έννοια ότι πρέπει να υπάρχει συνέπεια μεταξύ ανοχών προφίλ, runout και ανοχής απόστασης αξόνων. Θα ήταν παράλογο να τεθεί πολύ λεπτή ανοχή στην απόσταση αξόνων και ταυτόχρονα οι οδοντωτοί τροχοί να είναι χαμηλής ποιότητας και άρα αρκετά χονδρών ανοχών.
- Module (Diametral Pitch) και Μέγεθος απόστασης αξόνων: Το module παίζει ρόλο με την έννοια ότι όσο αυτό μικραίνει απαιτείται πιο ενδελεχής έλεγχος της απόστασης αξόνων. Αντίστοιχα, η απόσταση αξόνων επηρεάζει τις ανοχές με την έννοια ότι προβλήματα τα οποία είναι αμελητέα σε μικρές διαστάσεις, διογκώνονται και γίνονται σημαντικά όσο αυξάνουν οι διαστάσεις. Τέτοια προβλήματα περιλαμβάνουν την θερμική διαστολή, παραμορφώσεις των οδόντων των οδοντωτών τροχών όπως η

καμπτική μετατόπιση καθώς επίσης και σφάλματα κατασκευαστικά τα οποία μεγεθύνονται αυξανόμενου του μεγέθους.

Για οδηγίες σχεδιασμού της ανοχής της απόστασης αξόνων μπορεί κανείς να αναφερθεί στον Πίνακα 1.2.2.1.1 [16]. Πρέπει να σημειωθεί πως ο πίνακας αυτός είναι προσεγγιστικός και για πιο λεπτομερείς οδηγίες πρέπει κανείς να αναφέρεται στα πρότυπα AGMA 2002-B88 [9].

1.2.2.2 : Παράγοντες συναρμολόγησης διάταξης και εφαρμογής ισχύος

Εκτός από τους προαναφερθέντες παράγοντες της δυναμικής συμπεριφοράς των οδοντωτών τροχών, πρέπει να ληφθεί υπόψη και η συναρμολόγηση των μονάδων ισχύος (κινητήρας- φορτίο). Αυτές μπορούν να εισάγουν στο σύστημα περαιτέρω σφάλματα λόγω της συναρμολόγησής τους και της διάταξής τους στον χώρο. Οι συνήθεις τακτικές περιλαμβάνουν τον κινητήρα και το φορτίο συνδεδεμένα με τις ατράκτους μέσω στροφικών συνδέσμων. Η χωροταξική τους τοποθέτηση μπορεί να εισάγει σφάλματα ευθυγράμμισης μεταξύ του άξονα του κινητήρα και του άξονα του πινιόν και αντίστοιχα μεταξύ του άξονα του φορτίου και του άξονα του συνεργαζόμενου τροχού.

Τα σφάλματα αυτά επηρεάζουν κυρίως την δυναμική συμπεριφορά των ρουλεμάν φθείροντάς τα και εισάγουν χαρακτηριστικές συχνότητες αυτών στις μετρήσεις του συστήματος. Οι συχνότητες αυτές δεν είναι επιθυμητές και θα γίνει προσπάθεια εξάλειψης του φαινομένου.

Στον παρακάτω Πίνακα 1.2.2.2.1 φαίνονται οι ανοχές ευθυγράμμισης (σε ίντσες) για συνδέσεις αξόνων.

RPM	Angular Misalignment Mils per in. .001/1 in.		Offset Misalignment Mils .001 in.	
	Excellent	Acceptable	Excellent	Acceptable
3600	0.3/1 in.	0.5/1 in.	1.0	2.0
1800	0.5/1 in.	0.7/1 in.	2.0	4.0
1200	0.7/1 in.	1.0/1 in.	3.0	6.0
900	1.0/1 in.	1.5/1 in.	4.0	8.0

Πίνακας 1.2.2.2.1: Ανοχές ευθυγράμμισης αξόνων

2 : ΕΠΙΡΡΟΗ ΓΡΑΜΜΙΚΩΝ ΚΑΙ ΓΩΝΙΑΚΩΝ ΒΑΘΜΩΝ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ (Β.Ε.) ΣΤΟ ΣΦΑΛΜΑ ΕΥΘΥΓΡΑΜΜΙΣΗΣ ΚΑΙ ΠΑΡΑΛΛΗΛΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ

Σύμβολα:

S_0 = Καθολικό Σύστημα Συντεταγμένων - ΚΣΣ – (τοποθετημένο στον R^3)

S_i = Σωματόδετο Σύστημα Συντεταγμένων του i στοιχείου - ΣΣ

m_1 =Κωνική έδραση 1

m_2 =Κωνική έδραση 2

b_1 = Έδραση ρουλεμάν 1

b_2 = Έδραση ρουλεμάν 2

g = Οδοντωτός τροχός

x_i = Γραμμικός Β.Ε. στον x άξονα του S_0

y_i = Γραμμικός Β.Ε. στον y άξονα του S_0

L = Απόσταση στον z άξονα των κέντρων περιστροφής των m_i

H = Απόσταση στον z άξονα μεταξύ οδοντωτού τροχού και S_{mi}

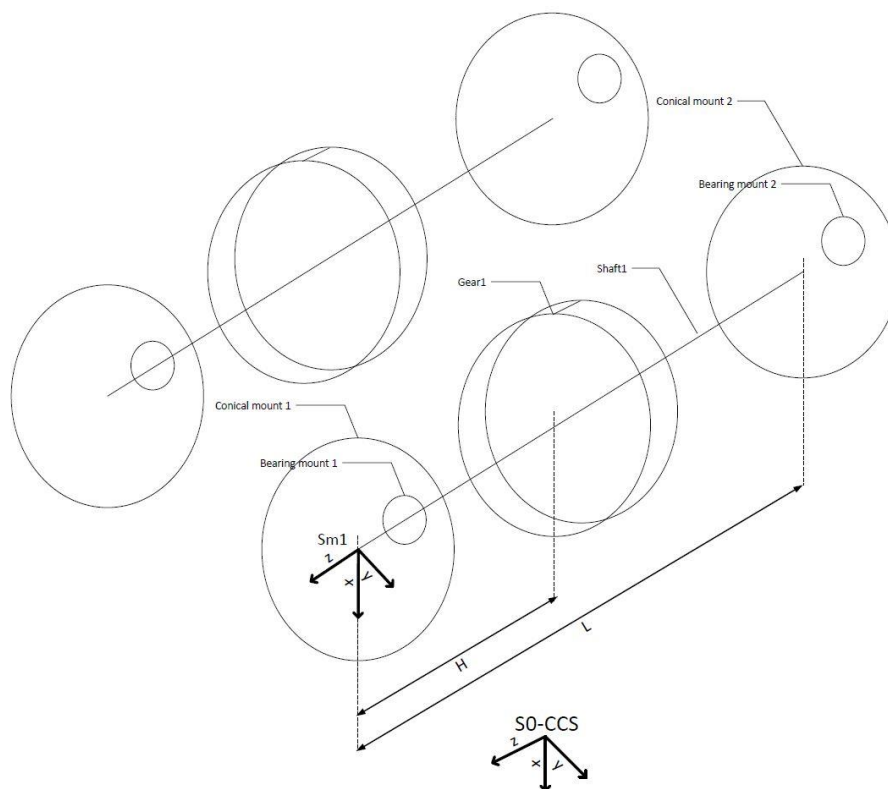
X_i = Αρχική απόσταση του S_{mi} και του επιπέδου yz του ΚΣΣ

Y_i = Αρχική απόσταση του S_{mi} και του επιπέδου xz του ΚΣΣ

Z_i = Αρχική απόσταση του S_{mi} και του επιπέδου xy του ΚΣΣ

$c\theta$ = Συνημίτονο της γωνίας θ

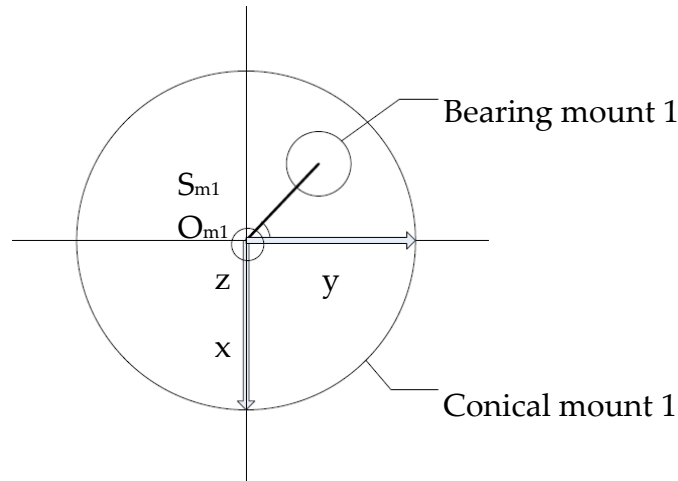
$s\theta$ = Ημίτονο της γωνίας θ



Εικόνα 2.1: Γεωμετρική διάταξη στοιχείων

2.1: ΓΩΝΙΑΚΟΙ ΒΑΘΜΟΙ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ

Πρώτον εξετάζεται η συμβολή των γωνιακών Β.Ε. (θ_i) στην δημιουργία κακής ευθυγράμμισης ή ακριβέστερα στην αλλαγή της θέσης του ρουλεμάν 1 (O_{b1}) στον χώρο R^3 . Παρατίθεται η Εικόνα 2.1.1.



Εικόνα 2.1.1: Γωνιακός βαθμός ελευθερίας

1. Εάν O_{m1} είναι η αρχή συντεταγμένων του S_{m1} όπως φαίνεται στην Εικόνα 2.1.1, τότε το Ευκλείδειο διάνυσμα από την αρχή συντεταγμένων O του ΚΣΣ θα είναι :

$${}^0\mathbf{r}_{m1} = (x_{m1}, y_{m1}, z_{m1}) = (X_1, Y_1, Z_1) \quad (1)$$

2. Ο πίνακας μετατροπής για την μετάφραση των εκφρασμένων στο S_{m1} συντεταγμένων στο S_0 είναι:

$${}^0\mathbf{T}_{m1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & X_1 \\ 0 & 1 & 0 & Y_1 \\ 0 & 0 & 1 & Z_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Το οποίο σημαίνει πως το S_{m1} προκύπτει από απλή μεταφορά σε σχέση με το S_0 και όχι περιστροφή επομένως:

$$\mathbf{x}_{m1} \times \mathbf{x}_0 = \mathbf{0}, \mathbf{y}_{m1} \times \mathbf{y}_0 = \mathbf{0}, \mathbf{z}_{m1} \times \mathbf{z}_0 = \mathbf{0}$$

Όπου $\mathbf{x}_i, \mathbf{y}_i, \mathbf{z}_i$ τα μοναδιαία διανύσματα.

Κατά συνέπεια ένα οποιοδήποτε διάνυσμα ${}^{m1}\mathbf{v}$ μπορεί να μεταφραστεί στο S_0 προσθέτοντας το

$${}^0\mathbf{r}_{m1} = (X_1, Y_1, Z_1): {}^0\mathbf{v} = {}^{m1}\mathbf{v} + {}^0\mathbf{r}_{m1} \quad (2)$$

Περιστρέφοντας την κωνική έδραση 1 κατά μια γωνία θ , το κέντρο περιστροφής του ρουλεμάν 1 καθορίζεται από το διάνυσμα:

$${}^{m1}\mathbf{r}_{b1} = (R_1 \sin \theta_1, R_1 \cos \theta_2, 0) \quad (3)$$

ΣΗΜΕΙΩΣΗ:

$\sin \theta$ και $\cos \theta$ είναι οι αλγεβρικές τιμές των συναρτήσεων συνημίτονου και ημιτόνου και R_1 είναι το μέτρο του διανύσματος ή η τιμή της εκκεντρότητας που είναι μεταβλητή σχεδίασης και πρέπει να οριστεί κατάλληλα.

Επομένως η θέση του πρώτου ρουλεμάν εκφρασμένη στο S_0 είναι:

$${}^0\mathbf{r}_{b1} = {}^{m1}\mathbf{r}_{b1} + {}^0\mathbf{r}_{m1} = (R_1 \sin \theta_1 + C_1, R_1 \cos \theta_1 + Y_1, Z_1) \quad (4)$$

- Ακολουθώντας την ίδια προσέγγιση για την κωνική έδραση 2 λαμβάνουμε τα παρακάτω:

$${}^0\mathbf{r}_{m2} = (X_2, Y_2, Z_2)$$

$${}^0\mathbf{r}_{b2} = {}^{m2}\mathbf{r}_{b2} + {}^0\mathbf{r}_{m2} = (R_2 \sin \theta_2 + C_2, R_2 \cos \theta_2 + Y_2, Z_2) \quad (5)$$

Το Ευκλείδειο διάνυσμα που ενώνει τα O_{b1} και O_{b2} είναι :

$$\mathbf{O}_{b1}\mathbf{O}_{b2} = {}^0\mathbf{r}_{b2} - {}^0\mathbf{r}_{b1} = \begin{bmatrix} R_2 \sin \theta_2 + X_2 - R_1 \sin \theta_1 - X_1 \\ R_2 \cos \theta_2 + Y_2 - R_1 \cos \theta_1 - Y_1 \\ Z_2 - Z_1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

Το παραπάνω διάνυσμα περιγράφει το μήκος του άξονα 1 και τον προσανατολισμό του στον χώρο.

- Ακολουθώντας την ίδια προσέγγιση και για τις κωνικές εδράσεις 3 και 4 λαμβάνουμε τα παρακάτω:

$$\mathbf{O}_{b3}\mathbf{O}_{b4} = {}^0\mathbf{r}_{b4} - {}^0\mathbf{r}_{b3} = \begin{bmatrix} R_4 \sin \theta_4 + X_4 - R_3 \sin \theta_3 - X_3 \\ R_4 \cos \theta_4 + Y_4 - R_3 \cos \theta_3 - Y_3 \\ Z_4 - Z_3 \end{bmatrix} \quad (7)$$

Το οποίο περιγράφει το μήκος του άξονα 2 και τον προσανατολισμό του στον χώρο.

2.1.1: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΓΩΝΙΑΣ ΑΞΟΝΩΝ

Για να υπολογιστεί το κατά πόσον ευθυγραμμισμένοι είναι οι άξονες πρέπει να υπολογιστεί η μεταξύ τους γωνία.

$$\mathbf{O}_{b1} \mathbf{O}_{b2} \cdot \mathbf{O}_{b3} \mathbf{O}_{b4} = |\mathbf{O}_{b1} \mathbf{O}_{b2}| |\mathbf{O}_{b3} \mathbf{O}_{b4}| \cos(\mathbf{O}_{b1} \mathbf{O}_{b2}, \mathbf{O}_{b3} \mathbf{O}_{b4})$$

$$\Theta = (\mathbf{O}_{b1} \mathbf{O}_{b2}, \mathbf{O}_{b3} \mathbf{O}_{b4})$$

$$\Theta = \cos^{-1} \frac{\mathbf{O}_{b1} \mathbf{O}_{b2} \cdot \mathbf{O}_{b3} \mathbf{O}_{b4}}{|\mathbf{O}_{b1} \mathbf{O}_{b2}| |\mathbf{O}_{b3} \mathbf{O}_{b4}|}$$

2.2: ΓΡΑΜΜΙΚΟΙ ΒΑΘΜΟΙ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ

Συμπερίληψη των γραμμικών Β.Ε. (x_i, y_i) στην ευθυγράμμιση.

Η μόνη αλλαγή που προκύπτει από την συμπερίληψη των γραμμικών Β.Ε. είναι ότι τώρα τα διανύσματα θέσης ${}^0r_{mi}$ αλλάζουν στα παρακάτω:

$${}^0r_{mi} = (X_i + x_i, Y_i + y_i, Z_1)$$

Το οποίο κατά συνέπεια οδηγεί στα διανύσματα των αξόνων να πάρουν την παρακάτω μορφή:

$$\mathbf{O}_{b1} \mathbf{O}_{b2} = {}^0r_{b2} - {}^0r_{b1} = \begin{bmatrix} R_2 \sin \theta_2 + X_2 + x_2 - R_1 \sin \theta_1 - X_1 - x_1 \\ R_2 \cos \theta_2 + Y_2 + y_2 - R_1 \cos \theta_1 - Y_1 - y_1 \\ Z_2 - Z_1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{O}_{b3} \mathbf{O}_{b4} = {}^0r_{b4} - {}^0r_{b3} = \begin{bmatrix} R_4 \sin \theta_4 + X_4 + x_4 - R_3 \sin \theta_3 - X_3 - x_3 \\ R_4 \cos \theta_4 + Y_4 + y_4 - R_3 \cos \theta_3 - Y_3 - y_3 \\ Z_4 - Z_3 \end{bmatrix}$$

Όπου ξανά η γωνία της ευθυγράμμισης υπολογίζεται από τον τύπο:

$$\Theta = \cos^{-1} \frac{\mathbf{O}_{b1} \mathbf{O}_{b2} \cdot \mathbf{O}_{b3} \mathbf{O}_{b4}}{|\mathbf{O}_{b1} \mathbf{O}_{b2}| |\mathbf{O}_{b3} \mathbf{O}_{b4}|}$$

Όλες οι μεταβλητές της παραπάνω έκφρασης είτε συνιστούν μεταβλητές σχεδίασης είτε θα μετρούνται με μία CMM, παρέχοντάς επομένως την προκύπτουσα τιμή της ευθυγράμμισης Θ .

2.3: ΣΦΑΛΜΑ ΕΥΘΥΓΡΑΜΜΙΣΗΣ ΠΑΡΑΛΛΗΛΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ (PARALLEL OFFSET MISALIGNMENT)

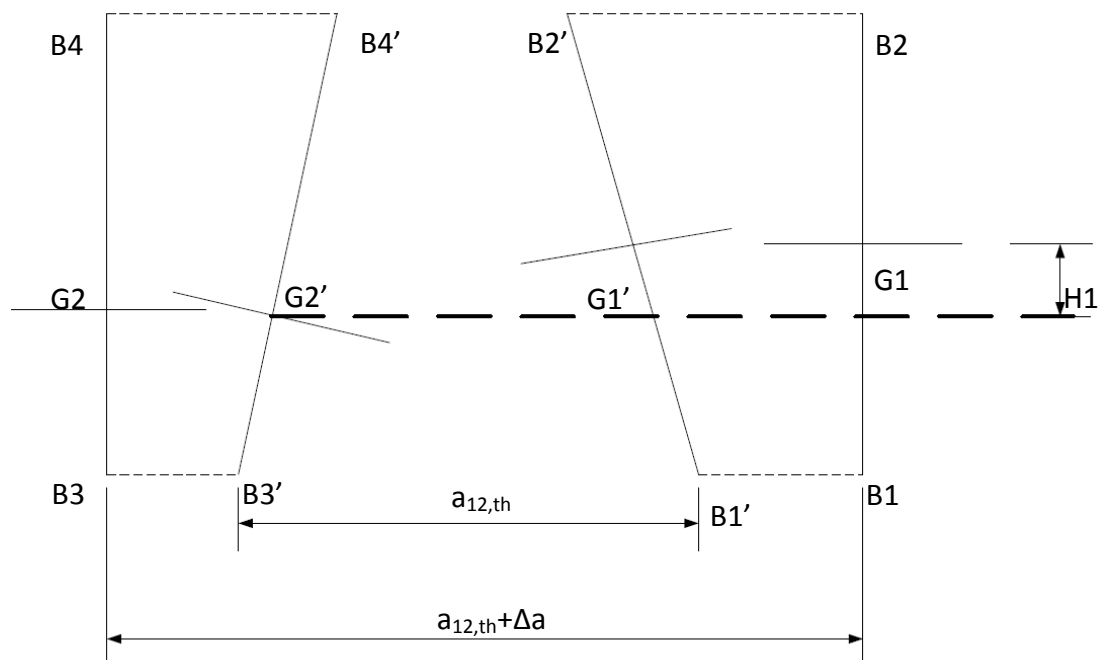
Εκτός από την κακή γωνιακή ευθυγράμμιση που υπολογίστηκε παραπάνω, κακή ευθυγράμμιση παράλληλης μετατόπισης προκύπτει ως αποτέλεσμα

- Αρχικής συναρμολόγησης της διάταξης
- Κατασκευαστικών ανοχών
- Μεταβολής των Β.Ε. (γωνιακών και γραμμικών) που ορίστηκαν παραπάνω.

Το σφάλμα στην ευθυγράμμιση λόγω παράλληλης μετατόπισης γίνεται σε δύο επίπεδα:

- Στο επίπεδο των αξόνων των οδοντωτών τροχών από παράλληλη μετατόπισή τους οπότε προκαλείται αλλαγή της απόστασής τους
- Στο κάθετο με το παραπάνω επίπεδο όπου τα πρόσωπα των οδοντωτών τροχών δεν ταυτίζονται.

Το σφάλμα ευθυγράμμισης λόγω παράλληλης μετατόπισης φαίνεται στην παρακάτω Εικόνα 2.3.1.



Εικόνα 2.3.1: Σφάλμα ευθυγράμμισης λόγω παράλληλης μετατόπισης

Στην Εικόνα 2.3.1 φαίνεται πως μπορούν να μετρηθούν οι αρχικές συντεταγμένες των κέντρων περιστροφής των οδοντωτών τροχών. Το σφάλμα ευθυγράμμισης λόγω παράλληλης μετατόπισης $H1$ παραμένει αμετάβλητο από τους Β.Ε (δεν ορίστηκε μεταβολή της z συντεταγμένης κανενός στοιχείου).

Η απόσταση των κέντρων όμως επηρεάζεται από τους Β.Ε. και δεν συμπίπτει με την θεωρητική της τιμή $a_{12,th}$ αλλά έχει μια τιμή $a_{12,th} + \Delta a$. Αυτό μεταβάλλει τα σημεία επαφής των δυο οδοντωτών τροχών και κατά συνέπεια μεταβάλλει την δυναμική τους συμπεριφορά.

$$a_{12} = |\mathbf{O}_{g1}\mathbf{O}_{g2}|$$

Γνωρίζουμε πως τα διανύσματα $\mathbf{O}_{b1}\mathbf{O}_{g1}$ και $\mathbf{O}_{b1}\mathbf{O}_{b2}$ είναι συγγραμμικά το οποίο σημαίνει πως:

$$\mathbf{O}_{b1}\mathbf{O}_{g1} \times \mathbf{O}_{b1}\mathbf{O}_{b2} = \mathbf{0}$$

Η z συντεταγμένη του κέντρου περιστροφής του οδοντωτού τροχού παραμένει σταθερή επομένως μπορούμε να υπολογίσουμε το διάνυσμα $\mathbf{O}_{b1}\mathbf{O}_{g1}$ από το παραπάνω εξωτερικό γινόμενο. Με όμοια διαδικασία υπολογίζουμε το $\mathbf{O}_{b3}\mathbf{O}_{g2}$.

Τελικά υπολογίζουμε το διάνυσμα $\mathbf{O}_{g1}\mathbf{O}_{g2}$ και από αυτό την απόσταση των κέντρων περιστροφής των οδοντωτών τροχών.

2.4: ΠΡΑΚΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΦΑΛΜΑΤΟΣ ΕΥΘΥΓΡΑΜΜΙΣΗΣ ΚΑΙ ΠΑΡΑΛΛΗΛΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ

Στην παραπάνω διανυσματική ανάλυση, γίνεται υπολογισμός της γωνίας του σφάλματος ευθυγράμμισης αλλά και του σφάλματος ευθυγράμμισης παράλληλης μετατόπισης διανυσματικά. Η γωνία (Θ) που υπολογίστηκε παραπάνω είναι δηλαδή η γωνία που σχηματίζουν οι άξονες των συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών στον χώρο.

Εντούτοις το σφάλμα αυτό για την καλύτερη κατανόησή του μπορεί να αναλυθεί σε δυο άλλα σφάλματα που συνδέονται με τους βαθμούς ελευθερίας x, y (όπως αυτοί ορίστηκαν για το καθολικό σύστημα συντεταγμένων - ΚΣΣ) με πιο εμφανή τρόπο. Για να γίνει αυτό πιο κατανοητό ακολουθεί το Σχήμα 2.4.1.

Στο Σχήμα 2.4.1 φαίνεται σε τομή ένα δόντι ενός οδοντωτού τροχού δι'εξειλιγμένης. Η διακεκομμένη γραμμή αποτελεί την θεωρητική γραμμή επαφής με τον συνεργαζόμενο τροχό, σε κάποιο στιγμιότυπο της λειτουργίας τους. Στην κατατομή του ορίζονται δυο επίπεδα:

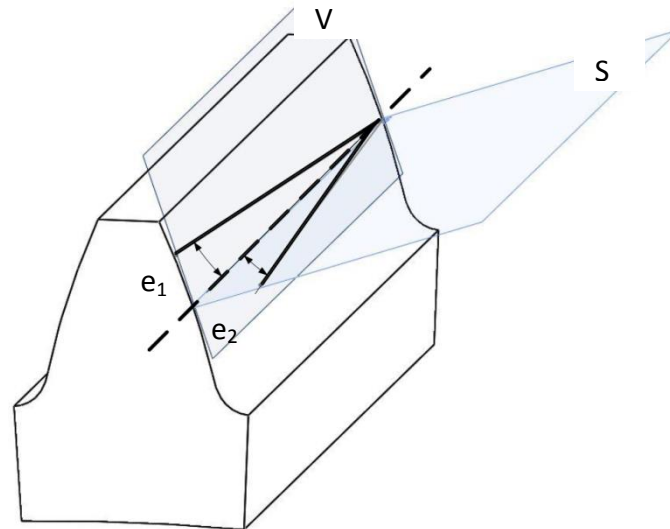
- Το επίπεδο (S) που ορίζεται από την θεωρητική γραμμή επαφών και είναι κάθετο στην κατατομή του οδόντος
- Το επίπεδο (V) το οποίο ορίζεται από την θεωρητική γραμμή επαφών και είναι κάθετο στο επίπεδο (S).

Στα επίπεδα αυτά ορίζονται τα σφάλματα ευθυγράμμισης με τις γωνίες $e_1(S)$ και $e_2(V)$. Τα σφάλματα αυτά προκύπτουν απευθείας από τους βαθμούς ελευθερίας του συστήματος και συγκεκριμένα:

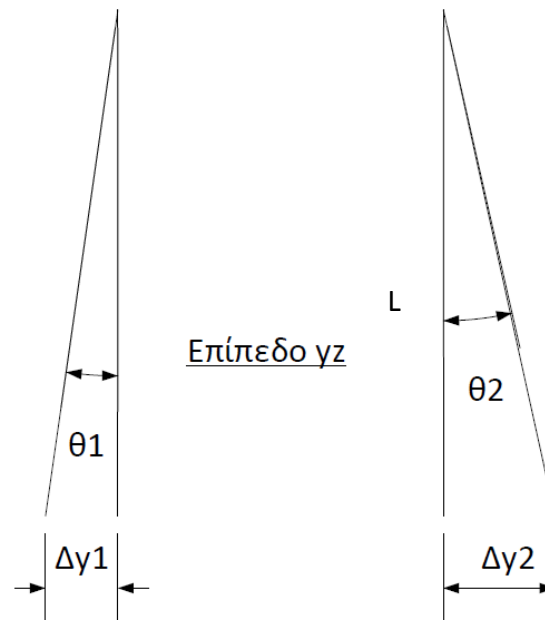
- Το σφάλμα (e_1) του επιπέδου (S) προκύπτει από μεταβολή του x βαθμού ελευθερίας των εδράσεων των αξόνων (x συντεταγμένες ρουλεμάν και κωνικών εδράσεων) και αναφέρεται στο επίπεδο xz όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.4.3. Συγκεκριμένα, από την σχετική γωνία των δυο αξόνων στο επίπεδο xz . Αυτό προκαλεί στροφή των κατατομών στο κοινό κάθετο επίπεδο και όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.4.1 χάνεται η γραμμική επαφή των οδόντων.
- Το σφάλμα (e_2) του επιπέδου (V) προκύπτει από την μεταβολή του y βαθμού ελευθερίας των εδράσεων των αξόνων και αναφέρεται στο επίπεδο yz (βλ. Σχήμα 2.4.2) ή αλλιώς το επίπεδο που ορίζουν οι δυο άξονες κατά την έννοια του μήκους τους. Αυτό προκαλεί στροφή των κατατομών στο κοινό εφαπτόμενο επίπεδο και όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.4.1 χάνεται η γραμμική επαφή των οδόντων.

Η σημασία της παραπάνω ανάλυσης γίνεται άμεσα αντιληπτή καθώς γίνεται φανερό πως τώρα τα σφάλματα ευθυγράμμισης μπορούν να υπολογισθούν αλγεβρικά (βλ. Σχήματα 2.4.2 & 2.4.3) και επίσης μπορεί να γίνει ευθεία σύνδεση των βαθμών ελευθερίας με τα αντίστοιχα σφάλματα και σημαντικότερα απομόνωση των βαθμών ελευθερίας που επηρεάζουν κάθε σφάλμα.

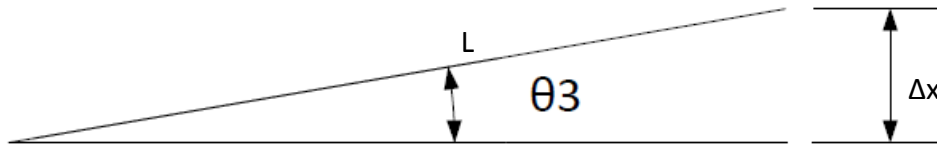
Για παράδειγμα, μεταβολή των θέσεων των κωνικών εδράσεων κατά γ δημιουργεί σφάλμα e_2 με τιμή που υπολογίζεται όπως στο Σχήμα 2.4.2.



Σχήμα 2.4.1: Ανάλυση σφάλματος ευθυγράμμισης σε δύο επίπεδα S,V



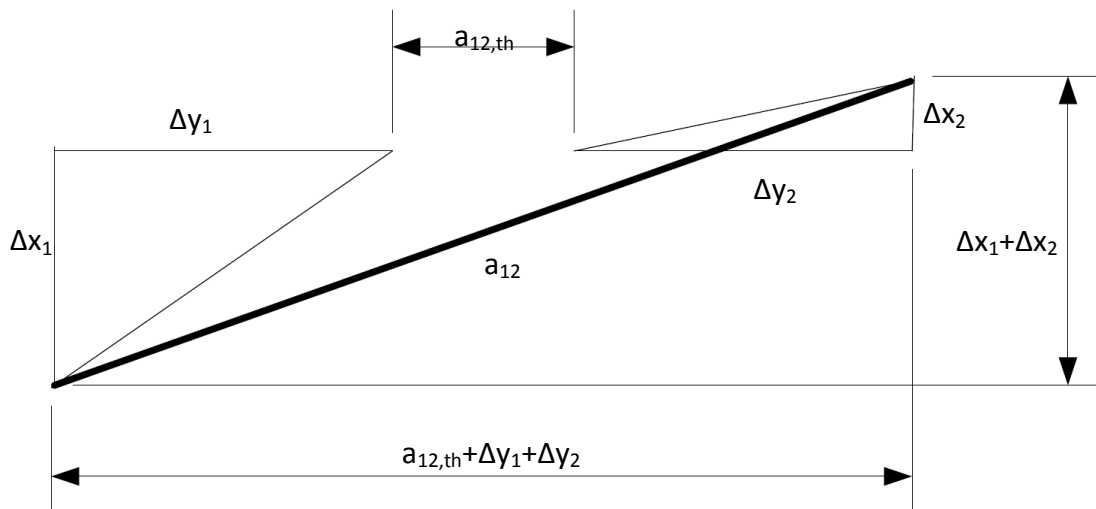
Σχήμα 2.4.2: Σφάλμα e_2 – στο παράδειγμα του σχήματος προκύπτει από το άθροισμα των γωνιών θ_1 και θ_2



Επίπεδο xz

Σχήμα 2.4.3: Σφάλμα e_1 – οι δύο άξονες στο παράδειγμα του σχήματος σχηματίζουν γωνία θ_3 που προκαλεί το σφάλμα e_1

Η ίδια ανάλυση γίνεται και για το σφάλμα ευθυγράμμισης λόγω παράλληλης μετατόπισης. Δηλαδή η απόσταση των αξόνων αλλάζει λόγω της μετατόπισης κατά x και y των εδράσεων των αξόνων όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.4.4.



Σχήμα 2.4.4: Σφάλμα ευθυγράμμισης παράλληλης μετατόπιση – όψη επιπέδου xy

Το πιο σημαντικό συμπέρασμα της παραπάνω ανάλυσης είναι η δυνατότητα διεξαγωγής πειραμάτων προσανατολισμένων στην διερεύνηση της σημασίας και του αντίκτυπου των παραπάνω σφαλμάτων στην δυναμική συμπεριφορά ενός ζεύγους συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών.

3: ΓΡΑΜΜΙΚΟΣ ΕΠΕΝΕΡΓΗΤΗΣ

Η ανάγκη σχεδιασμού ενός γραμμικού επενεργητή προκύπτει από την απαίτηση μεταβολής της απόστασης των αξόνων των οδοντωτών τροχών πάνω στο επίπεδο που σχηματίζουν οι άξονές τους. Επίσης υπάρχει η απαίτηση η μεταβολή αυτής της απόστασης να μπορεί να γίνει στην μικρο-κλίμακα.

Για τον λόγο αυτό επιλέχθηκε να γίνει σχεδιασμός ενός θερμικού γραμμικού επενεργητή όπου γίνεται εκμετάλλευση της αλλαγής των διαστάσεων του εξαρτήματος σε συνάρτηση με την μεταβολή της θερμοκρασίας και τον συντελεστή θερμικής διαστολής α_v . Επίσης είναι απαραίτητη προϋπόθεση να μην υπάρχει ροή θερμότητας στα εξωτερικά τοιχώματα του επενεργητή (αδιαβατικό τοίχωμα). Ο συγκεκριμένος σχεδιασμός έχει τα εξής πλεονεκτήματα:

- ✓ Το εξωτερικό ψυχρό τοίχωμα εμποδίζει την διαστολή του θερμού πυρήνα στο επίπεδο της διατομής τους και επομένως επιτυγχάνεται πλήρως γραμμική διαστολή και άρα πλήρη εκμετάλλευση της θερμικής διαστολής του πυρήνα.
- ✓ Αδιαβατικό τοίχωμα σημαίνει μη συναλλαγή θερμότητας μεταξύ της επιφάνειας του επενεργητή και των τοιχωμάτων της κύριας διάταξης. Αυτό θα οδηγούσε σε αύξηση της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων της κύριας διάταξης και άρα μεταβολή των διαστάσεών της με τρόπο μη ελέγξιμο.

3.1: ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Η αρχή λειτουργίας του επενεργητή στηρίζεται στην ύπαρξη δύο ζωνών, μιας θερμής (HOT του πυρήνα) και μιας ψυχρής (COLD του μανδύα). Με την ύπαρξη σταθερής θερμοκρασίας ίσης με αυτής του περιβάλλοντος στην ψυχρή ζώνη, πετυχαίνουμε να δημιουργήσουμε ένα αδιαβατικό τοίχωμα στην εξωτερική επιφάνεια του επενεργητή, όπου δεν συναλλάσσεται θερμότητα με το περιβάλλον και τα τοιχώματα της διάταξης.

Σχηματικά, η λειτουργία του επενεργητή δίνεται στα σχήματα 1 και 2 όπου Α οι διατομές των ζωνών και Ε τα μέτρα ελαστικότητας των υλικών τους.

Η αναφορά στα μέτρα ελαστικότητας πυρήνα και μανδύα γίνεται διότι επιλέχθηκε να γίνει επιλογή διαφορετικών υλικών για κάθε ένα από τα δύο κομμάτια. Με επιλογή κράματος με μικρότερο μέτρο ελαστικότητας από αυτό του πυρήνα μπορούμε να πετύχουμε μεγαλύτερη μεταβολή του μεγέθους του επενεργητή με την ίδια μεταβολή της θερμοκρασίας. Αυτό φαίνεται στην ανάλυση που ακολουθεί:

Ο μανδύας και ο πυρήνας είναι συνδεδεμένοι με σφιχτή συναρμογή επομένως η συνολική μεταβολή του μήκους του επενεργητή θα είναι κοινή για μανδύα και πυρήνα. Όμως για δεδομένη μεταβολή της θερμοκρασίας του ΔT ο πυρήνας πρέπει να επιμηκυνθεί κατά:

$$\Delta L_1 = \alpha_{\text{HOT}} \Delta T L \quad (1)$$

Λόγω της αντίστασης του μανδύα η τελική μετατόπιση θα είναι δ κοινή για τα δύο κομμάτια.

Από το νόμο του Hooke έχουμε:

$$\sigma = E \varepsilon \Leftrightarrow$$

$$\sigma A = EA \frac{\Delta L}{L} \Leftrightarrow$$

$$F = \frac{EA}{L} \Delta L \Leftrightarrow F = K \Delta L \quad (2)$$

Όπου K η δυσκαμψία του αντίστοιχου εφελκυστικού μονοαξονικού ελατηρίου.

Από ισορροπία δυνάμεων προκύπτει:

$$F_{\text{HOT}} = K_{\text{HOT}} (\Delta L - \delta)$$

$$F_{\text{COLD}} = K_{\text{COLD}} \delta$$

$$|F_{\text{HOT}}| = |F_{\text{COLD}}| \Leftrightarrow$$

$$K_{\text{HOT}} \Delta L - K_{\text{HOT}} \delta = K_{\text{COLD}} \delta \Leftrightarrow K_{\text{HOT}} \Delta L = \delta (K_{\text{HOT}} + K_{\text{COLD}}) \Leftrightarrow$$

$$\delta = \frac{K_{\text{HOT}}}{K_{\text{HOT}} + K_{\text{COLD}}} \Delta L = \frac{\frac{E_{\text{HOT}} A_{\text{HOT}}}{L}}{\frac{E_{\text{HOT}} A_{\text{HOT}}}{L} + \frac{E_{\text{COLD}} A_{\text{COLD}}}{L}} \Delta L \Leftrightarrow$$

$$\delta = \frac{E_{\text{HOT}} A_{\text{HOT}}}{E_{\text{HOT}} A_{\text{HOT}} + E_{\text{COLD}} A_{\text{COLD}}} \Delta L \quad (3)$$

- ✓ Πυρήνας και μανδύας από το ίδιο υλικό.

$$E_{\text{HOT}} = E_{\text{COLD}}$$

$$(3) \Leftrightarrow \delta = \frac{A_{\text{HOT}}}{A_{\text{HOT}} + A_{\text{COLD}}} \Delta L$$

- ✓ Πυρήνας και μανδύας από διαφορετικό υλικό.

$$E_{\text{HOT}} > E_{\text{COLD}}$$

$$\delta = \frac{A_{\text{HOT}}}{A_{\text{HOT}} + \frac{E_{\text{COLD}}}{E_{\text{HOT}}} A_{\text{COLD}}} \Delta L \quad (4)$$

Ο παρονομαστής της εξίσωσης (4) είναι μικρότερος από αυτόν της εξίσωσης (3) και επομένως επιτυγχάνεται μεγαλύτερη επιμήκυνση δ για το ίδιο ΔT .

Απαιτήσεις για τα υλικά μανδύα και πυρήνα είναι οι παρακάτω.

Πυρήνας:

- Υψηλός συντελεστής θερμικής διαστολής $a \left(\frac{\mu m}{mK} \right)$, (thermal expansion coefficient) και ειδική θερμική αγωγιμότητα $k \left(\frac{W}{mK} \right)$, (thermal conductivity).
- Υψηλό μέτρο ελαστικότητας E (GPa).

Μανδύας:

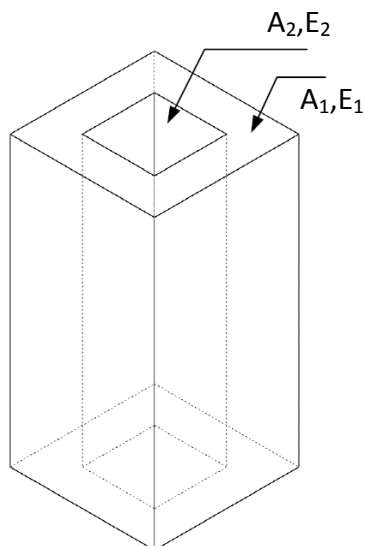
- Μέτρο ελαστικότητας μικρότερο από αυτό του πυρήνα αλλά αρκούντως μεγάλο.
- Μικρός συντελεστής θερμικής διαστολής και ειδική αγωγιμότητα για περαιτέρω παρεμπόδιση μεταφοράς θερμότητας από τον πυρήνα στον μανδύα.

Τελικά επιλέγονται τα υλικά του Πίνακα 3.1.1 παρακάτω².

	ΠΥΡΗΝΑΣ	ΜΑΝΔΥΑΣ
Υλικό	AISI Type 304 Stainless Steel	Titanium Ti-6Al-4V (Grade 5), Annealed
Μέτρο ελαστικότητας E(GPa)	200	113.8
Thermal Expansion Coefficient α (μm/mK)	17.3	8.6
Thermal Conductivity (W/mK)	16.2	6.7
Πίνακας 3.1.1: Υλικά μανδύα και πυρήνα επενεργητή		

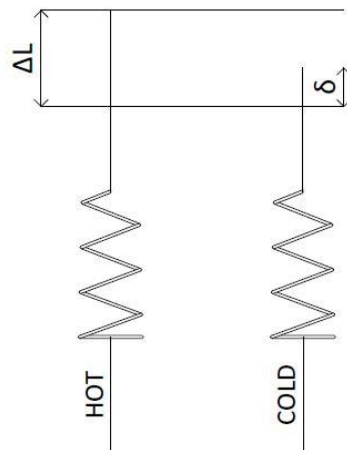
Με τις παραπάνω τιμές η εξίσωση (4) γίνεται:

$$\delta = \frac{A_{\text{HOT}}}{A_{\text{HOT}} + 0,569A_{\text{COLD}}} \Delta L \quad (5)$$



Εικόνα 3.1.1 : Αρχή λειτουργίας επενεργητή

² Πηγή: <http://asm.matweb.com/>



Εικόνα 3.1.2: Μονοδιευθυντική ανάλυση

3.2: ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΝΑΛΙΩΝ ΠΑΡΟΧΩΝ

Για την ψύξη και θέρμανση θα χρησιμοποιηθεί ως μέσο μετάδοσης θερμότητας νερό.

Για τον σχεδιασμό των καναλιών των παροχών πρέπει να ληφθούν υπόψη κάποιοι περιορισμοί. Αρχικά, πρέπει όλες οι είσοδοι-έξοδοι να βρίσκονται τοποθετημένες σε μια μόνο επιφάνεια του επενεργητή λόγω του τρόπου με τον οποίο γίνεται η συναρμολόγησή του πάνω στην διάταξη. Άλλες απαιτήσεις είναι η μικρή σχετικά κατανάλωση ισχύος.

3.2.1: Πρώτοι σχεδιασμοί καναλιών παροχών.

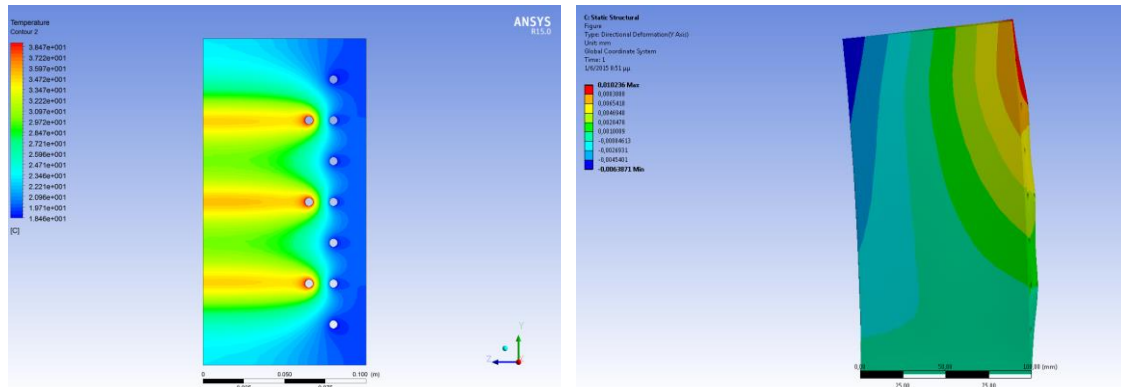
Ορισμένες πρώτες διατάξεις των καναλιών του επενεργητή φαίνονται στις παρακάτω Εικόνες 3.2.1.1 έως 3.2.1.6. Σε όλες τις εικόνες δεσμεύονται όλοι οι βαθμοί ελευθερίας της κάτω επιφάνειας των επενεργητών



Στον σχεδιασμό της Εικόνας 3.2.1.1 τα κανάλια του θερμού και του ψυχρού ρεύματος έχουν την μορφή Π. Παρατηρείται όμως πως ο σχεδιασμός αυτός έχει τα εξής προβλήματα:

- Το εξωτερικό τοίχωμα του επενεργητή δεν έχει ομοιομορφή θερμοκρασία περιβάλλοντος
- Αυτή η ανομοιομορφία της θερμοκρασίας προκαλεί καμπτικές τάσεις οι οποίες προκαλούν κάμψη του επενεργητή → μη επιθυμητό αποτέλεσμα.

Εικόνα 3.2.1.1

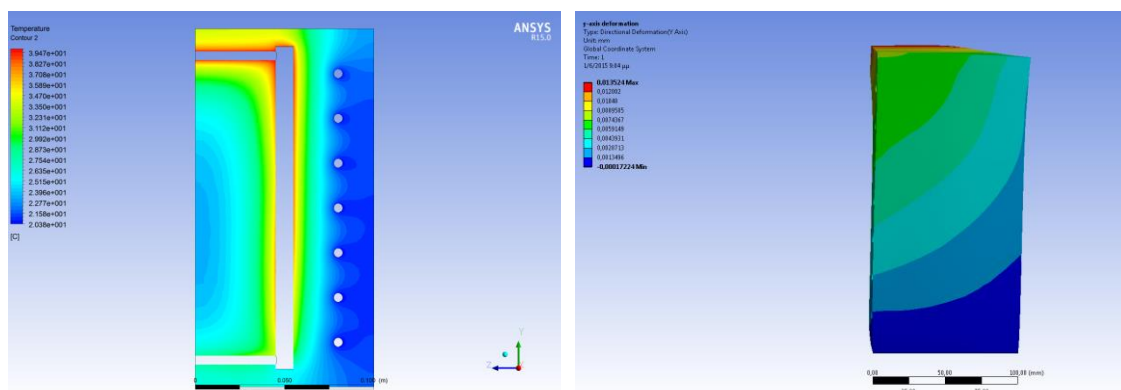


Εικόνα 3.2.1.2



Ο δεύτερος σχεδιασμός (Εικόνα 3.2.1.3) περιλαμβάνει την ίδια διαμόρφωση Π των καναλιών του ψυχρού ρεύματος και έναν κατακόρυφο αγωγό για το θερμό ρεύμα. Αν και ο σχεδιασμός αυτός διορθώνει σε μεγάλο βαθμό την καμπτική συμπεριφορά του επενεργητή, εντούτοις προκαλεί πολύ μεγάλες απώλειες ενέργειας το οποίο καθιστά τον επενεργητή μη υλοποιήσιμο.

Εικόνα 3.2.1.3

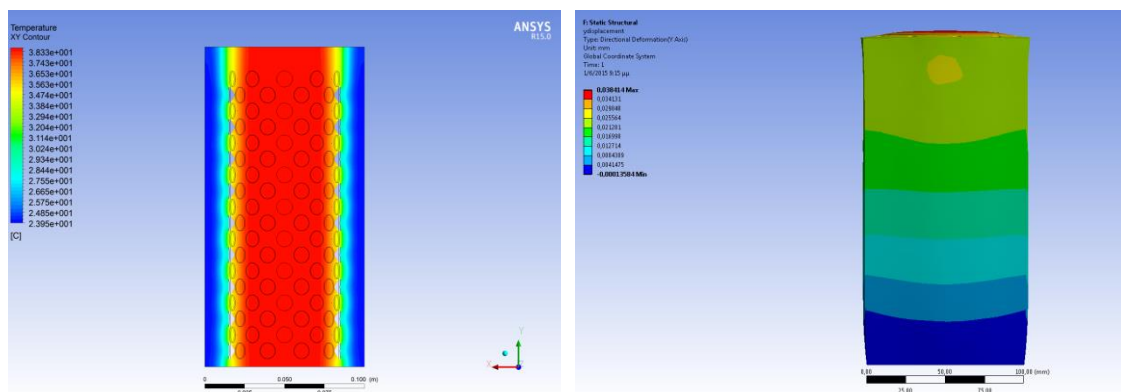


Εικόνα 3.2.1.4



Σχεδιάζοντας τον επενεργητή με κανάλια ακτινικά τοποθετημένα για τα δυο ρεύματα (Εικόνα 3.2.1.5), πετυχαίνουμε αφενός ομοιόμορφη κατανομή θερμοκρασίας (διακριτές ζώνες θερμού-ψυχρού ρεύματος) και αφετέρου εξαλείφεται το πρόβλημα της εμφάνισης καμπτικών τάσεων. Επίσης σημαντική είναι η μείωση της δαπανούμενης ενέργειας λόγω του μηδενικού gradient της θερμοκρασίας στο εσωτερικό του θερμού πυρήνα.

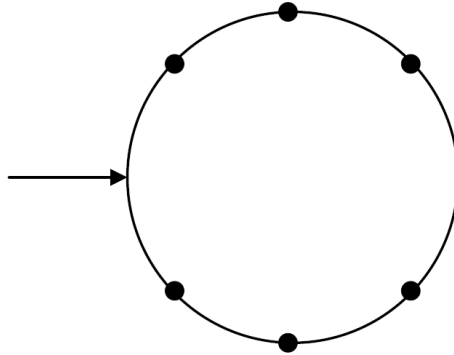
Εικόνα 3.2.1.5



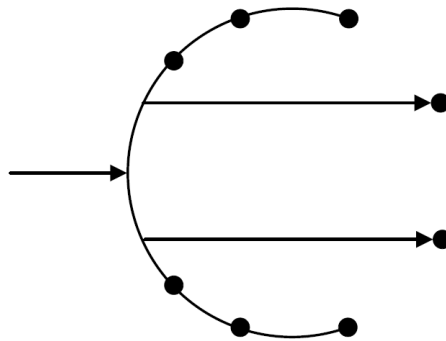
Εικόνα 3.2.1.6

3.2.2: Σχεδιασμός Καναλιών Παροχών Επενεργητή

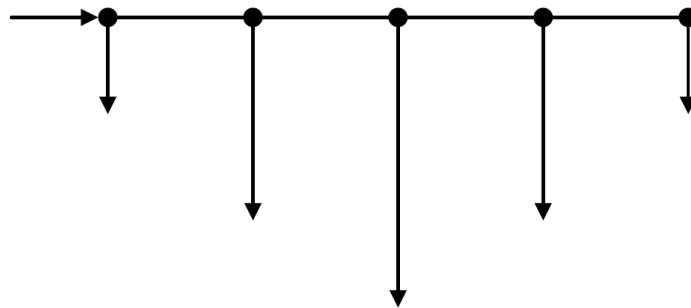
Στην συνέχεια προκύπτει η ανάγκη ελέγχου των παροχών ώστε αυτές να είναι ίδιες σε όλα τα κανάλια. Ο σχεδιασμός των παροχών έγινε λαμβάνοντας υπόψη διάφορες διατάξεις όπως αυτές που φαίνονται στις παρακάτω εικόνες.



Εικόνα 3.2.2.1: Πρόταση σχεδιασμού καναλιών



Εικόνα 3.2.2.2: Πρόταση σχεδιασμού καναλιών



Εικόνα 3.2.2.3: Τελική πρόταση σχεδιασμού καναλιών

Από αυτές τις λύσεις επιλέχθηκε ως βέλτιστη αυτή της Εικόνας 3.2.2.3 διότι:

- Υπερισχύει κατασκευαστικά καθώς αποτελείται μόνο από γραμμικά τμήματα τα οποία μπορούν να κατασκευαστούν με μεγαλύτερη ευκολία από κυκλικά κανάλια.
- Ο υπολογισμός και έλεγχος των διατομών των καναλιών καθώς και των απωλειών πίεσης είναι ακριβέστερος λόγω των γραμμικών τμημάτων.

Λόγω της απαίτησης για ίδια παροχή στα κανάλια του επενεργητή, πρέπει να υπολογιστούν αναλυτικά οι διατομές των αγωγών. Δεδομένου ότι όλες οι παροχές τροφοδοτούνται από μια κοινή παροχή (οριζόντια γραμμή Εικόνας 3.2.2.3) πρέπει οι υπόλοιποι αγωγοί να μεταβάλλουν την διάμετρό τους ώστε να προκύπτουν ίδιες απώλειες πίεσης και επομένως ίδιες παροχές.

Γνωρίζοντας πως στην έξοδο του επενεργητή η πίεση θα είναι ομοιόμορφη, εφαρμόζουμε τις ισχύουσες σχέσεις υπολογισμού σωληνογραμμών συνδεδεμένων σε σειρά ή παράλληλα [6].

- Σύνδεση σωληνογραμμών σε σειρά:

$$\delta p_{f,tot} = \sum_i \delta p_{f,i} = \sum_i K_i Q^n = K_{tot} Q^n$$

$$K_{tot} = \sum_i K_i$$

- Σύνδεση σωληνογραμμών παράλληλα:

$$Q_{tot} = \sum_i Q_i = \sum_i \left(\frac{\delta p_f}{K_i} \right)^{1/n} = \delta p_f^{1/n} \sum_i \frac{1}{\sqrt[n]{K_i}} = \frac{\delta p_f}{K_{tot}}$$

$$\frac{1}{\sqrt[n]{K_{tot}}} = \sum_i \frac{1}{\sqrt[n]{K_i}}$$

Όπου K ο συντελεστής απωλειών που εξαρτάται από:

- Την διατομή της σωληνογραμμής
- Το μήκος της σωληνογραμμής
- Το είδος της ροής (στρωτή/τυρβώδης)
- Την πυκνότητα του ρευστού που διακινείται διαμέσου των αγωγών.

Ο συντελεστής απωλειών K αναφέρεται συνολικά στις γραμμικές απώλειες ανά τμήμα της σωληνογραμμής καθώς και στις εντοπισμένες απώλειες λόγω αλλαγών διατομής ή/και διεύθυνσης της ροής, διακλαδώσεις και παρεμβολή εμποδίων στην ροή όπως μετρητικά όργανα.

Οι γραμμικές απώλειες δίνονται από τον τύπο:

$$\delta p_f = \lambda \frac{8}{\pi^2} \frac{L \rho}{D^5} Q^2$$

Οι εντοπισμένες απώλειες δίνονται από τον τύπο:

$$\delta h_e = \zeta \frac{8}{g \pi^2} \frac{1}{D^4} Q^2$$

ΠΙΝΑΚΑΣ ΜΕΓΕΘΩΝ

Μέγεθος	Μονάδες
L	m
D	m
Q	m ³ /s
ρ	kg/m ³
g	m/s ²
δp_f	bar
δh_e	mΣΥ

Πίνακας 3.2.2.1: Πίνακας μονάδων μεγεθών ενεργειακών απωλειών σωληνογραμμών

3.3:ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΕΠΕΝΕΡΓΗΤΗ ΜΕ ΑΛΛΟΥΣ ΓΡΑΜΜΙΚΟΥΣ ΕΠΕΝΕΡΓΗΤΕΣ

Προκειμένου να καταδειχθούν τα πλεονεκτήματα του σχεδιασμένου επενεργητή έναντι άλλων, πρέπει να γίνει μια σύγκριση αυτών (benchmark). Ως μέτρο σύγκρισης των επενεργητών επιλέγεται η ενδοτικότητα τους (το αντίστροφο μέγεθος της δυσκαμψίας) που έχει μονάδες μήκους προς δύναμη.

Για την σύγκριση αυτή επιλέχθηκαν εκτός από τον νέο σχεδιασμένο επενεργητή, ένας υδραυλικός κύλινδρος και ένα σύστημα κοχλία-περικοχλίου σπειρώματος M48x3.

Η σύγκριση της ενδοτικότητας των επενεργητών γίνεται σε τρεις βαθμούς ελευθερίας:

1. Τον αξονικό βαθμό ελευθερίας (ως προς την διεύθυνση δηλαδή που καλείται να παράγει έργο)
2. Τον καμπτικό βαθμό ελευθερίας ώστε να εξασφαλίσουμε την μη ύπαρξη σφαλμάτων λόγω φορτίων κάθετων στην αξονική διεύθυνση
3. Τον στρεπτικό βαθμό ελευθερίας (με άξονα περιστροφής την αξονική διεύθυνση) για τον ίδιο λόγο με παραπάνω.

Για την υλοποίηση της προαναφερθείσας σύγκρισης γίνεται χρήση λογισμικών και αναλυτικών εξισώσεων, ενώ ταυτόχρονα λαμβάνονται υπόψη οι κατασκευαστικές ανοχές και συναρμογές των συνεργαζόμενων τεμαχίων.

Για τις αναλύσεις των λογισμικών χρησιμοποιούνται πεπερασμένα στοιχεία επαφών (contact elements) ώστε να περιγράψουν με ακριβή τρόπο την επαφή των συνεργαζόμενων στοιχείων μηχανών.

3.3.1: Υδραυλικός κύλινδρος

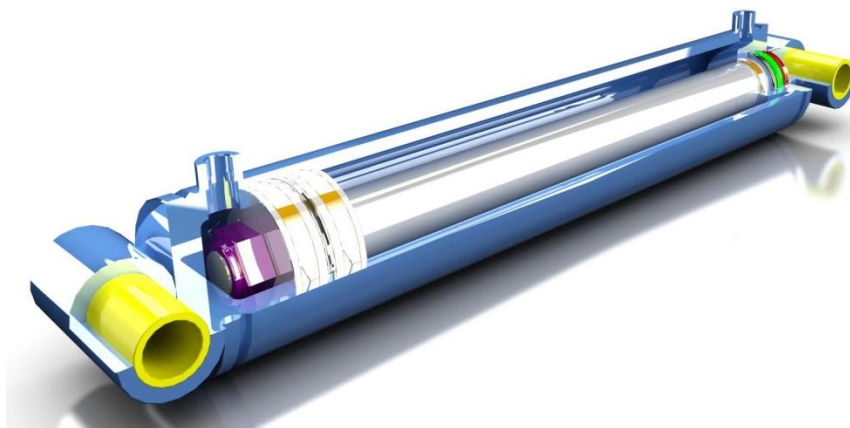
Ο υδραυλικός κύλινδρος που εξετάζεται έχει εξωτερική διάμετρο 120mm και διάμετρο βάκτρου 55mm. Όλα τα στοιχεία του είναι εμπορίου και συγκεκριμένα, όλες οι στεγανώσεις, ξύστρες, O-rings και οδηγοί έχουν σχεδιαστεί από τους καταλόγους της SKF.

Στην ανάλυση που έγινε, απλοποιήθηκε το μοντέλο και δεν περιελήφθησαν τα εξαρτήματα τα οποία δεν μπορούν να παραλάβουν σημαντικά φορτία ή δεν συμμετέχουν άμεσα στην συμπεριφορά του κυλίνδρου.

Έτσι όπως φαίνεται και στις εικόνες που αφορούν τις προσομοιώσεις ανά περίπτωση, δεν συμπεριλαμβάνονται τα O-rings, οι ξύστρες και οι στεγανώσεις, παρά μόνο ο κύλινδρος, το βάκτρο και οι οδηγοί.

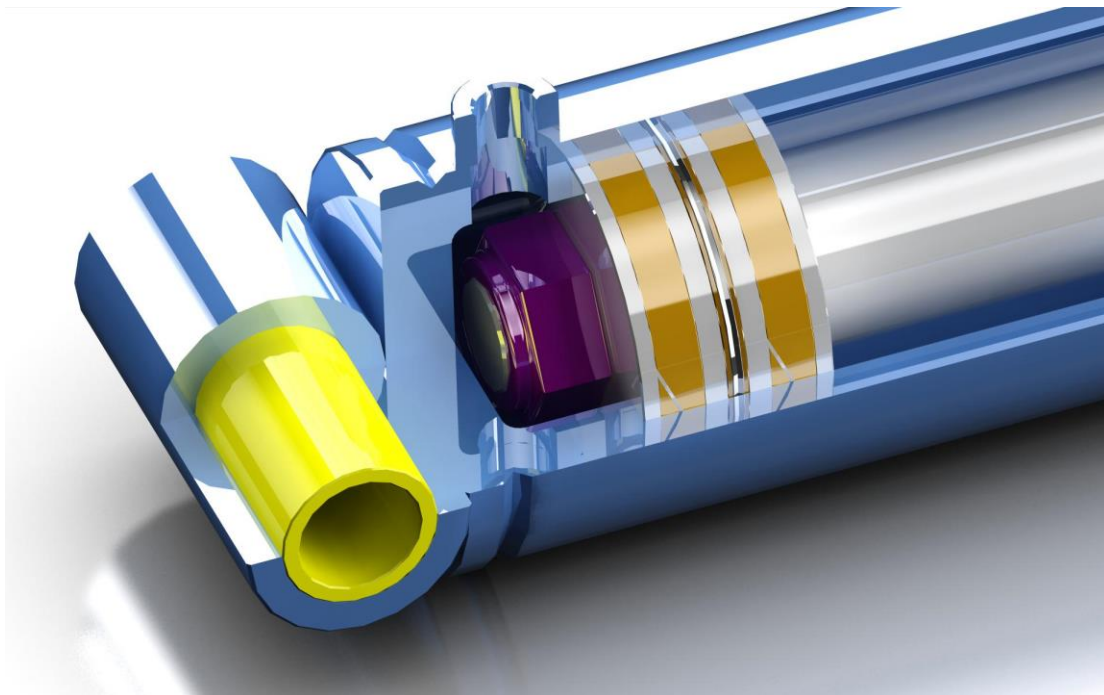
Για τις προσομοιώσεις σε όλα τα μεταλλικά μέρη χρησιμοποιείται επιχρωμιωμένος χάλυβας μέτρου ελαστικότητας $E=210$ GPa, ενώ οι οδηγοί που έχουν κωδικό PGR 100 και RGR 55³ είναι κατασκευασμένοι από PF (phenolic resin with cotton fabric laminate) μέτρου ελαστικότητας $E=2,41$ GPa.

Σε όλες τις προσομοιώσεις που έγιναν το ελεύθερο μήκος του βάκτρου είναι 100 mm.

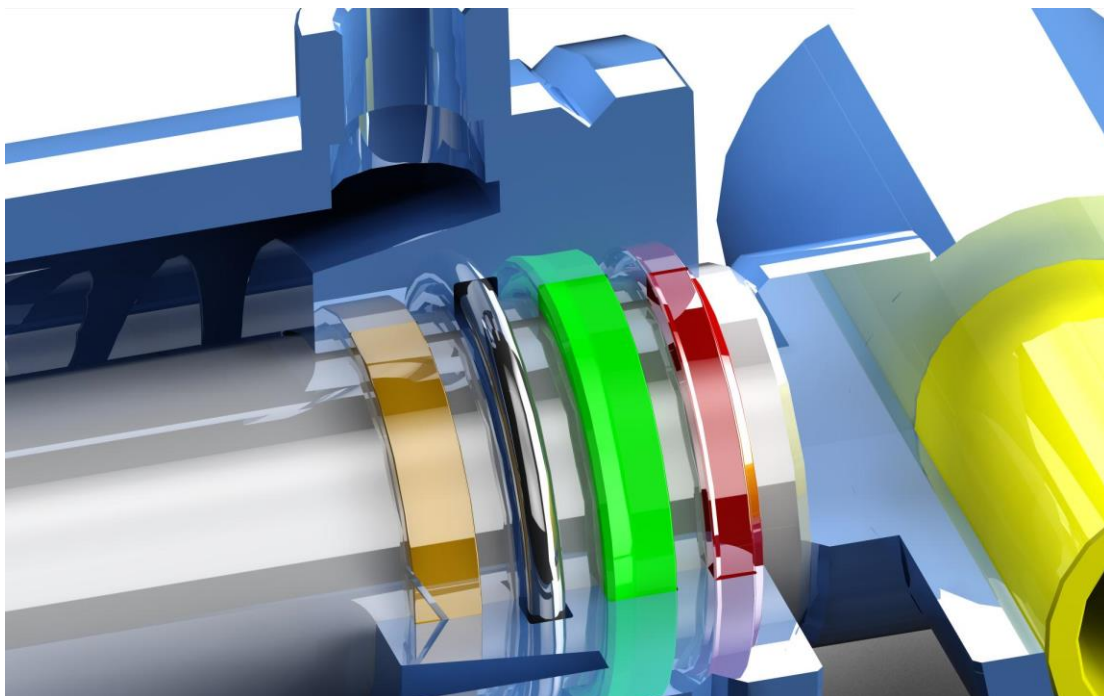


Εικόνα 3.3.1.1: Υδραυλικός κύλινδρος σε ημιτομή

³ [20] SKF Hydraulic Seals Catalogue



Εικόνα 3.3.1.2: Υδραυλικός κύλινδρος: Έμβολο με τσιμούχα και οδηγούς



Εικόνα 3.3.1.3: Βάκτρο κυλίνδρου με οδηγό, O-ring και τσιμούχες.

ΑΞΟΝΙΚΗ ΔΙΕΥΘΥΝΣΗ

Για τον έλεγχο της ενδοτικότητας στην αξονική διεύθυνση χρησιμοποιείται πίεση 200 bar στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Η εξωτερική επιφάνεια του κυλίνδρου στηρίζεται με κυλινδρική στήριξη (cylindrical support) δεσμεύοντας όλους τους βαθμούς ελευθερίας του (αξονικό, ακτινικό και περιστροφικό).

Το φορτίο αυτό, λαμβάνεται απευθείας από τα δεδομένα του κυλίνδρου. Αυτό σημαίνει, πως ο κύλινδρος δύναται να απορροφήσει αξονικό φορτίο ίσο με αυτό που προκύπτει από την εφαρμογή πίεσης στο εσωτερικό του.

Για τον λόγο αυτό εφαρμόζοντας κύλιση (δέσμευση αξονικού βαθμού ελευθερίας) στο δεξιό άκρο του βάρου είναι δυνατός ο υπολογισμός της προκύπτουσας δύναμης από την εφαρμογή της πίεσης.

Τα τασικά πεδία καθώς και η μετατόπιση κατά την αξονική διεύθυνση φαίνονται παρακάτω στις Εικόνες 3.3.1.4 έως 3.3.1.7.

Η αντίδραση στο άκρο του βάρου βρίσκεται ίση με 42100 N.

Για την μέτρηση της μετατόπισης μετράται η μετατόπιση στο αριστερό άκρο του βάρου (βλέπε Εικόνα 3.3.1.7) και βρίσκεται ίση με 30,8μm.

Συγκεντρωμένα τα αποτελέσματα βρίσκονται στον παρακάτω Πίνακα 3.3.1.1.

Μέγεθος	Πίεση (bar)	Δύναμη (N-Newton)	Μετατόπιση (μm)
Τιμή	200	42100	30,8

Πίνακας 3.3.1.1: Συγκεντρωμένα αποτελέσματα ελέγχου αξονικής ενδοτικότητας

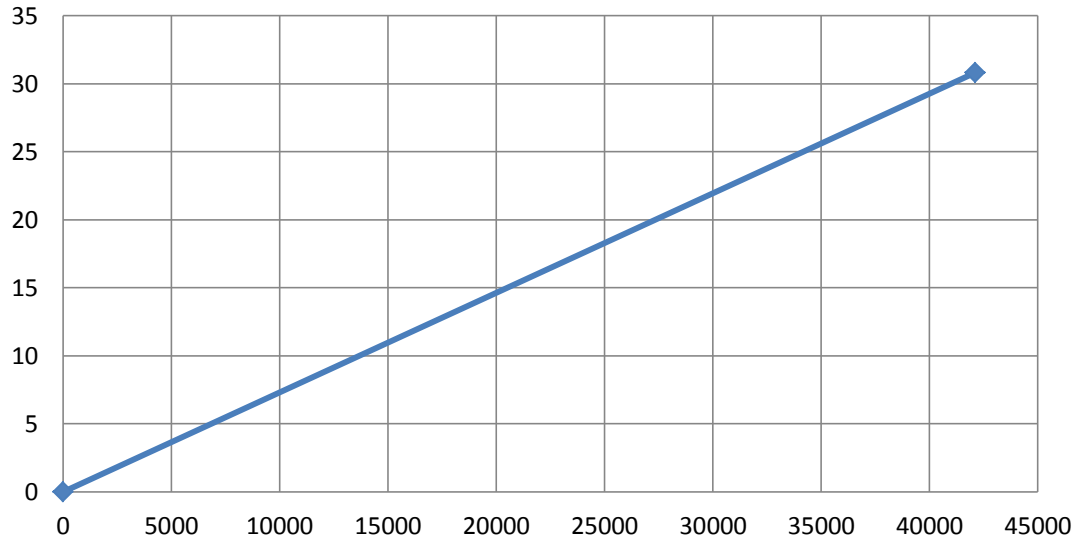
Προφανώς τα αποτελέσματα αυτά είναι γραμμικά σύμφωνα με τον νόμο του Hooke.

$$F = \frac{EA}{L} \Delta L \Leftrightarrow p A_p = \frac{EA}{L} \Delta L \Leftrightarrow p = \frac{EA}{A_p L} \Delta L \Leftrightarrow p = K_{eq} \Delta L$$

όπου A_p η διαφορά στην επιφάνεια όπου εφαρμόζεται η πίεση εκατέρωθεν του εμβόλου – σταθερή.

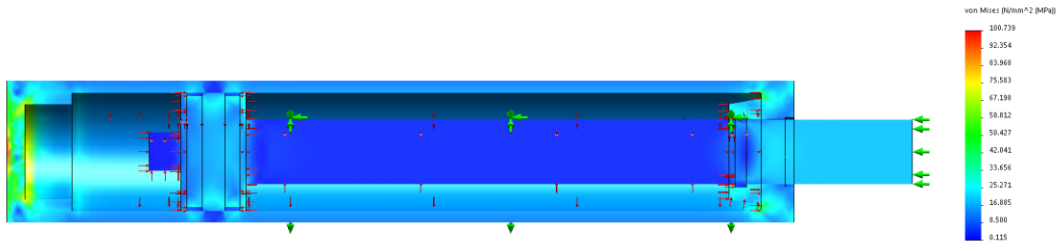
Κατά συνέπεια, η ενδοτικότητα του κυλίνδρου στην αξονική διεύθυνση είναι:

$$\frac{1}{K} = \frac{\Delta L}{F} = \frac{30,8(\mu\text{m})}{42100(\text{N})} = 7,32 \cdot 10^{-4} \mu\text{m}/\text{N}$$



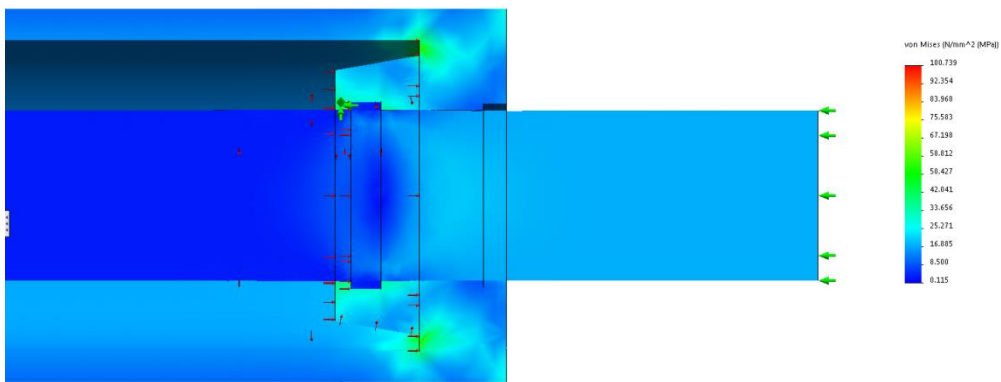
Γράφημα 3.3.1.1: Αξονική μετατόπιση U_z συναρτήσει της δύναμης (μm)

Model name: a33p.1
 Study name: A33p1 Test1 config 2-
 Plot type: Static modal stress Stress1
 Deformation scale: 1



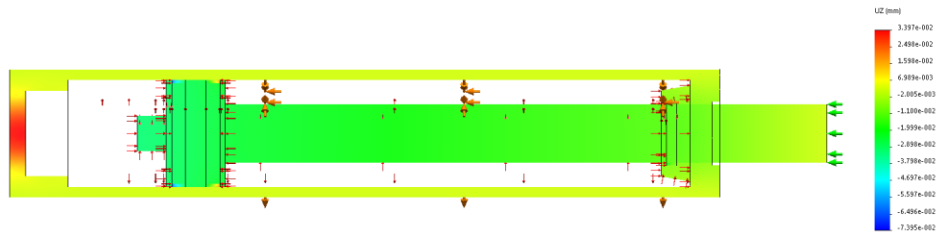
Εικόνα 3.3.1.4: Τασικό πεδίο στον κύλινδρο (όψη σε τομή)

Model name: a33p.1
 Study name: A33p1 Test1 config 2-
 Plot type: Static modal stress Stress1
 Deformation scale: 1

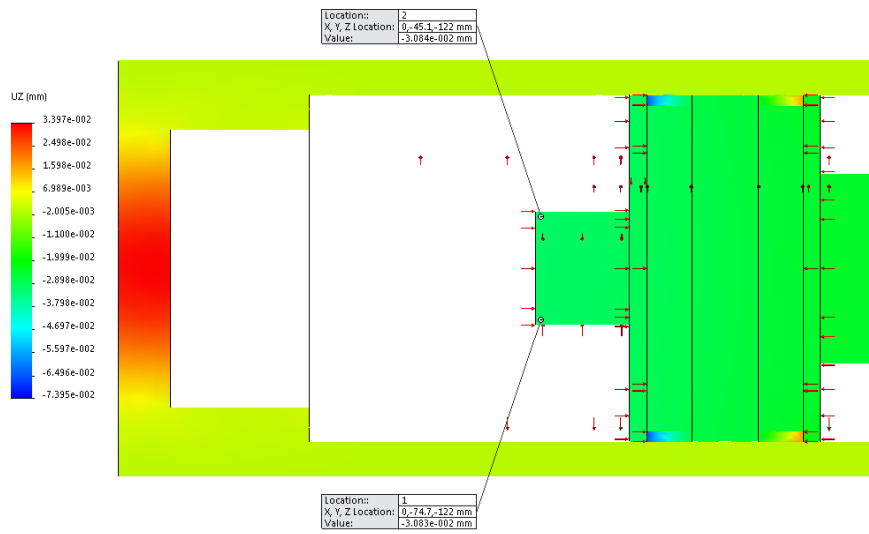


Εικόνα 3.3.1.5: Τασικό πεδίο στον κύλινδρο (όψη σε τομή) - λεπτομέρεια

Model name: a39_1
 Study name: Anal Test1.config 2.1
 Plot type: Static displacement Displacement2



Εικόνα 3.3.1.6: Μετατόπιση κατά την αξονική διεύθυνση-Uz



Εικόνα 3.3.1.7: Μετατόπιση κατά την αξονική διεύθυνση - Uz- λεπτομέρεια

ΚΑΜΠΤΙΚΗ ΕΝΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ

Για τον έλεγχο της καμπτικής ενδοτικότητας του υδραυλικού κυλίνδρου χρησιμοποιείται πίεση 200 bar στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Η εξωτερική επιφάνεια του κυλίνδρου στηρίζεται με κυλινδρική στήριξη (cylindrical support) δεσμεύοντας όλους τους βαθμούς ελευθερίας του (αξονικό, ακτινικό και περιστροφικό). Για την αποφυγή κίνησης του συστήματος εμβόλου – βάκτρου (rigid body motion) καθώς και για να ομοιάζει με τις πραγματικές συνθήκες λειτουργίας στο ελεύθερο άκρο του βάκτρου εφαρμόζεται αξονικό φορτίο ίσο με το ισοδύναμο φορτίο που προκύπτει από την εφαρμογή της πίεσης (σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας το άκρο του κυλίνδρου θα εργάζεται σε επαφή με την διάταξη).

Επίσης λαμβάνονται υπόψη οι συναρμογές μεταξύ εμβόλου - κυλίνδρου και βάκτρου – κυλίνδρου οι οποίες είναι:

- Έμβολο-κύλινδρος $\varnothing 100 \frac{h6}{H9}$ που αντιστοιχεί σε ακτινικό διάκενο από 0 έως 109μm.
- Βάκτρο-κύλινδρος $\varnothing 55 \frac{h6}{H9}$ που αντιστοιχεί σε ακτινικό διάκενο από 0 έως 93μm.

Οι ανοχές αυτές χρησιμοποιούνται στο τρισδιάστατο μοντέλο προκειμένου να γίνει η προσομοίωση.

Το αξονικό φορτίο στο άκρο του βάκτρου είναι ξανά ίσο με 42100 N.

Το καμπτικό φορτίο με το οποίο καταπονείται ο κύλινδρος είναι 5000 N.

Η μέγιστη μετατόπιση κατά τον γ άξονα μετράται στο ελεύθερο άκρο του βάκτρου (όπου ενδιαφέρει) και είναι ίση με 141μm.

Συγκεντρωμένα τα αποτελέσματα βρίσκονται στον παρακάτω Πίνακα 3.3.1.2.

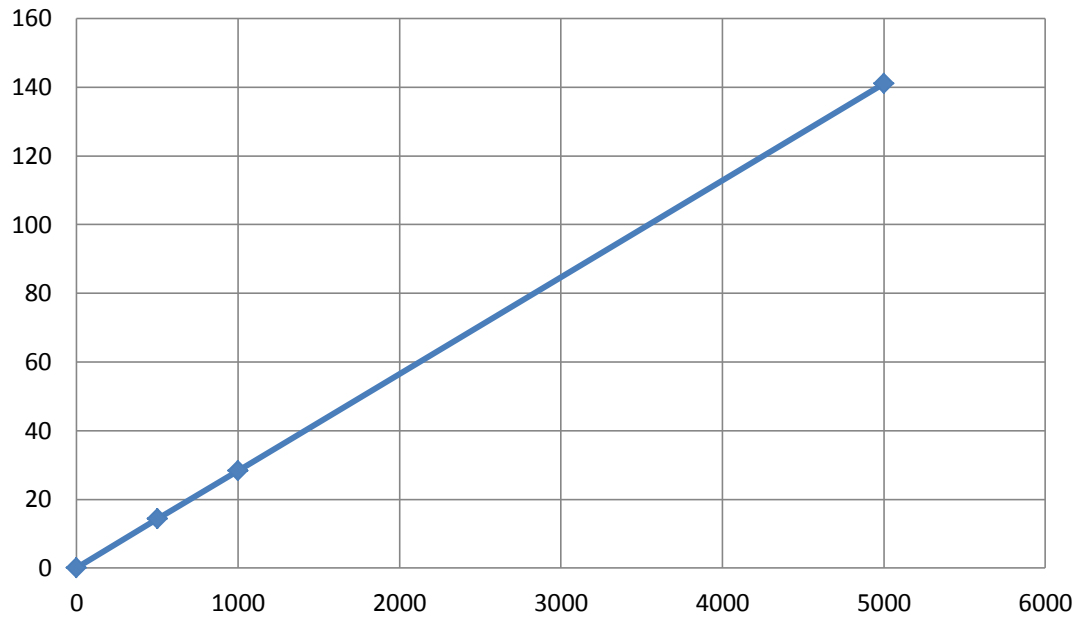
Μέγεθος	Πίεση (bar)	Αξονική Δύναμη (N-Newton)	Καμπτική Δύναμη (N)	Μετατόπιση Uy (μm)
Τιμή	200	42100	500	14,3
	200	42100	1000	28,33
	200	42100	5000	141

Πίνακας 3.3.1.2: Συγκεντρωμένα αποτελέσματα ελέγχου καμπτικής ενδοτικότητας

Όπως φαίνεται από τα αποτελέσματα του Πίνακα 3.3.1.2 το διάγραμμα μετατόπισης Uy – καμπτικού φορτίου είναι γραμμικό.

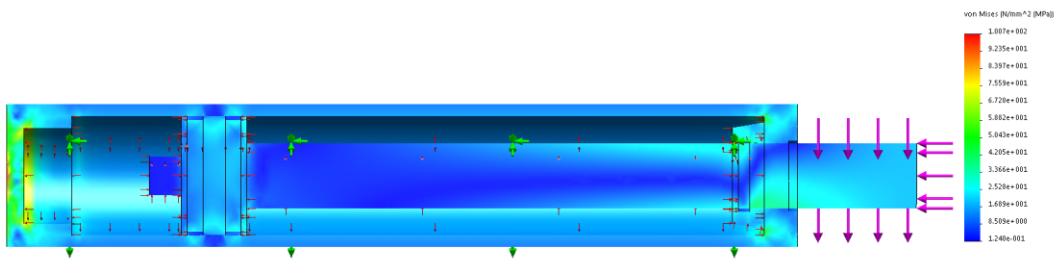
Κατά συνέπεια, η καμπτική ενδοτικότητα του κυλίνδρου είναι:

$$\frac{1}{K} = \frac{\Delta L}{F} = \frac{141(\mu\text{m})}{5000(\text{N})} = 0,0282\mu\text{m}/\text{N}$$

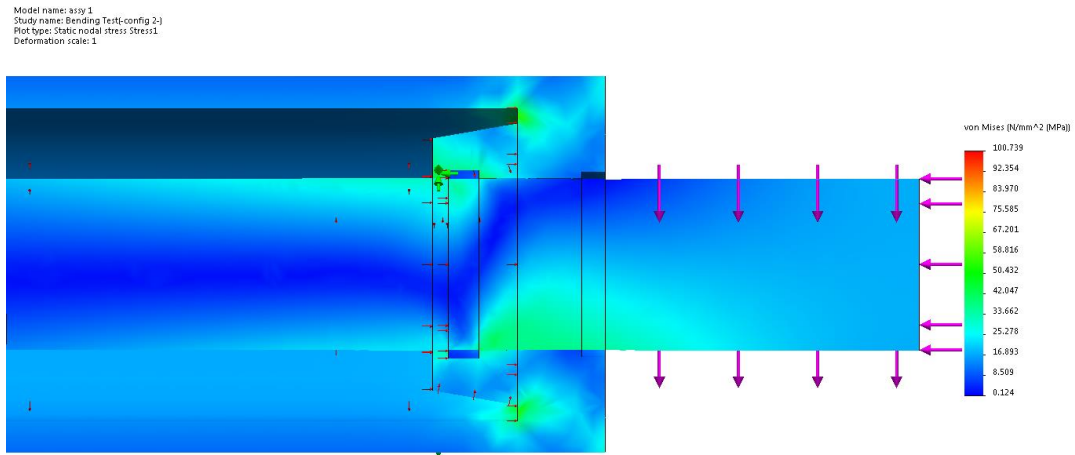


Γράφημα 3.3.1.2: Εγκάρσια μετατόπιση Δy συναρτήσει της δύναμης (μm)

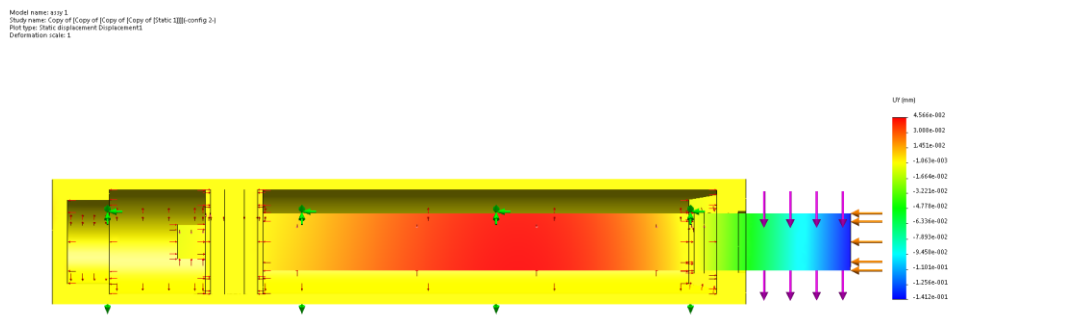
Model name: assy.1
Study name: Copy of (Copy of (Copy of (Static)))-config.2)
Plot type: Static model stress Stress1
Deformation scale: 1



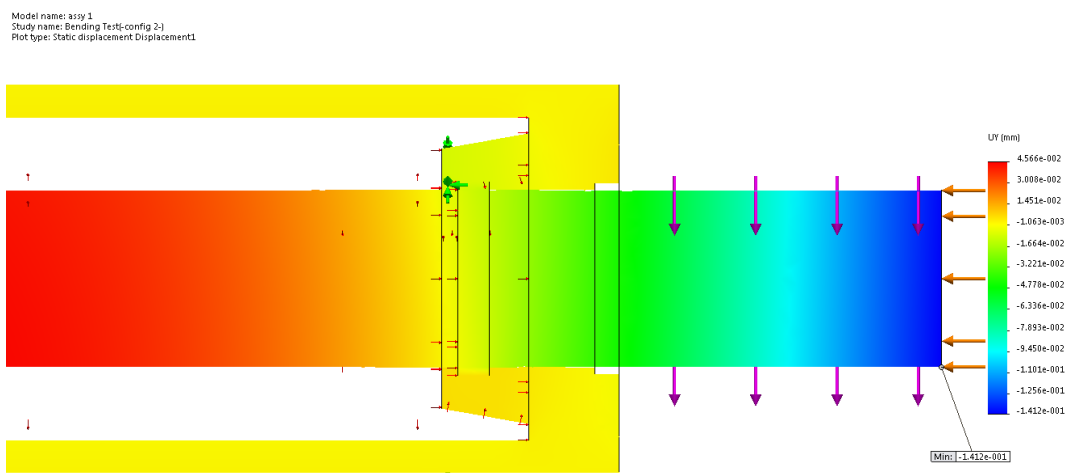
Εικόνα 3.3.1.8: Τασικό πεδίο στον κύλινδρο (όψη σε τομή)



Εικόνα 3.3.1.9: Τασικό πεδίο στον κύλινδρο (όψη σε τομή)-λεπτομέρεια



Εικόνα 3.3.1.10: Μετατόπιση λόγω κάμψης Uy



Εικόνα 3.3.1.11: Μετατόπιση λόγω κάμψης Uy- λεπτομέρεια

ΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΕΝΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ

Αναφορικά με την ενδοτικότητα σε στρέψη του κυλίνδρου ισχύουν τα εξής:

- Επαφή μεταξύ βάκτρου-κυλίνδρου και εμβόλου-κυλίνδρου επιτυγχάνεται μέσω των οδηγών από PF και των O-rings.
- Οι επαφές των οδηγών είναι ελεύθερες ώστε να μην παρεμποδίζουν την λειτουργία του κυλίνδρου σύμφωνα με την SKF⁴ (βλέπε Εικόνα 3.3.1.12)
- Επομένως ο κύλινδρος σαν συναρμολογημένο σύνολο παραλαμβάνει στρεπτικά φορτία μόνο από τα O-rings καθώς αυτά ασκούν στην επιφάνεια του κυλίνδρου δύναμη λόγω τριβής. Η δύναμη αυτή είναι ίση με το άθροισμα της δύναμης λόγω πίεσης που ασκούν καθώς και τις δυνάμεις λόγω σφικτής συναρμογής (shrink fit).

Συγκεκριμένα οι ανοχές των εδράσεων των οδηγών είναι:

- Έμβολο-κύλινδρος PGR 100

$$\varnothing 100H9 = \varnothing 100 \begin{matrix} +87 \\ 0 \end{matrix}$$

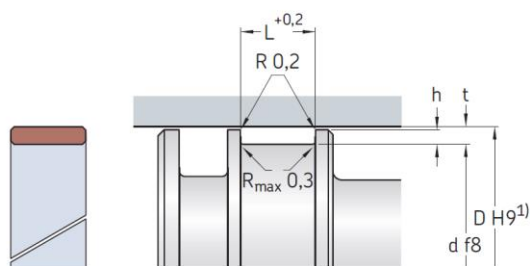
$$\varnothing 94f8 = \varnothing 94 \begin{matrix} -36 \\ -90 \end{matrix}$$

- Βάκτρο- κύλινδρος RGR 55

$$\varnothing 60H9 = \varnothing 60 \begin{matrix} +74 \\ 0 \end{matrix}$$

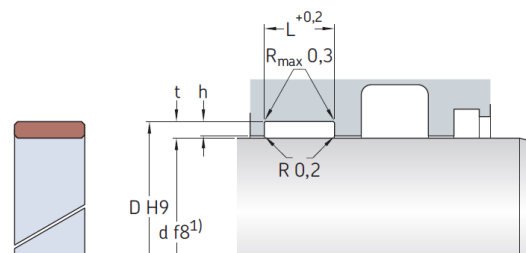
$$\varnothing 55f8 = \varnothing 55 \begin{matrix} -30 \\ -76 \end{matrix}$$

5.4 PGR piston guide rings, metric sizes D 16 – 220 mm



$$h \geq t/2$$

5.3 RGR rod guide rings, metric sizes d 12 – 140 mm

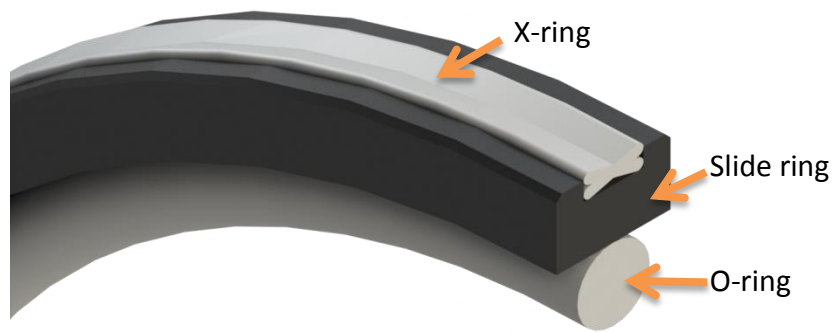


$$h \geq t/2$$

Εικόνα 3.3.1.12: Κατασκευαστικές ανοχές θέσεων οδηγών εμβόλου

Επομένως, όπως φαίνεται και από τα παραπάνω στοιχεία οι οδηγοί δεν παραλαμβάνουν κανένα στρεπτικό φορτίο.

⁴ [20] SKF Hydraulic Seals Catalogue



Εικόνα 3.3.1.13: Στεγανωτικό APR-100 – SKF, O-ring & X-ring από NBR, slide ring από PTFE.

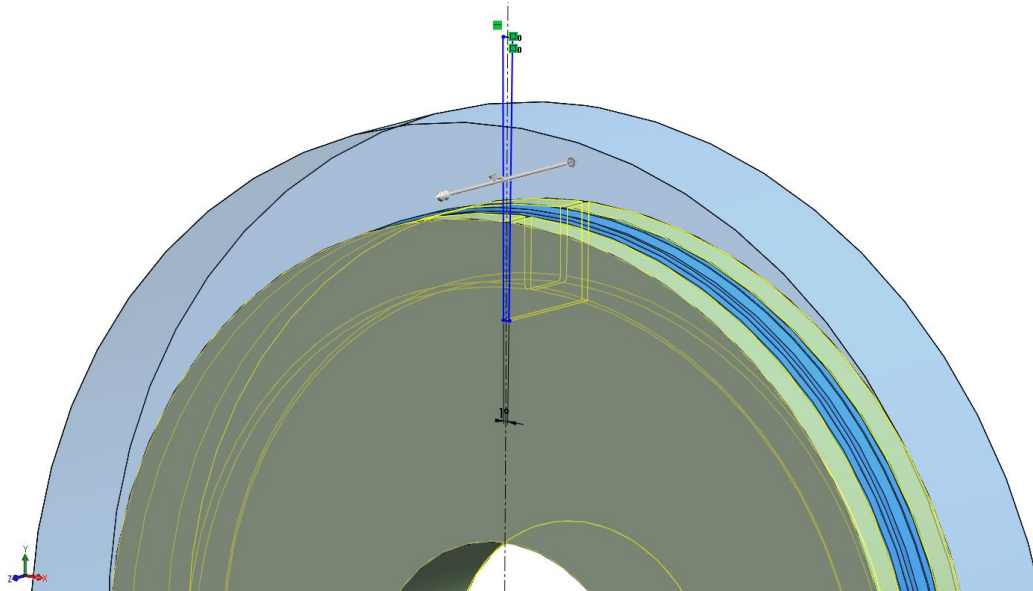


Εικόνα 3.3.1.14: Στεγανωτικό S9B55 – SKF , O-ring από NBR ,slide ring από PTFE.

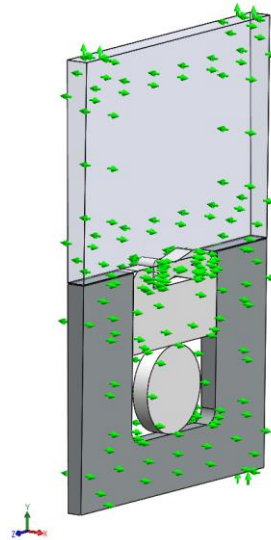
Υπολογισμός δυνάμεων λόγω σφικτής συναρμογής ασφαλιστικών.

Για τον υπολογισμό αυτό γίνονται τα εξής βήματα:

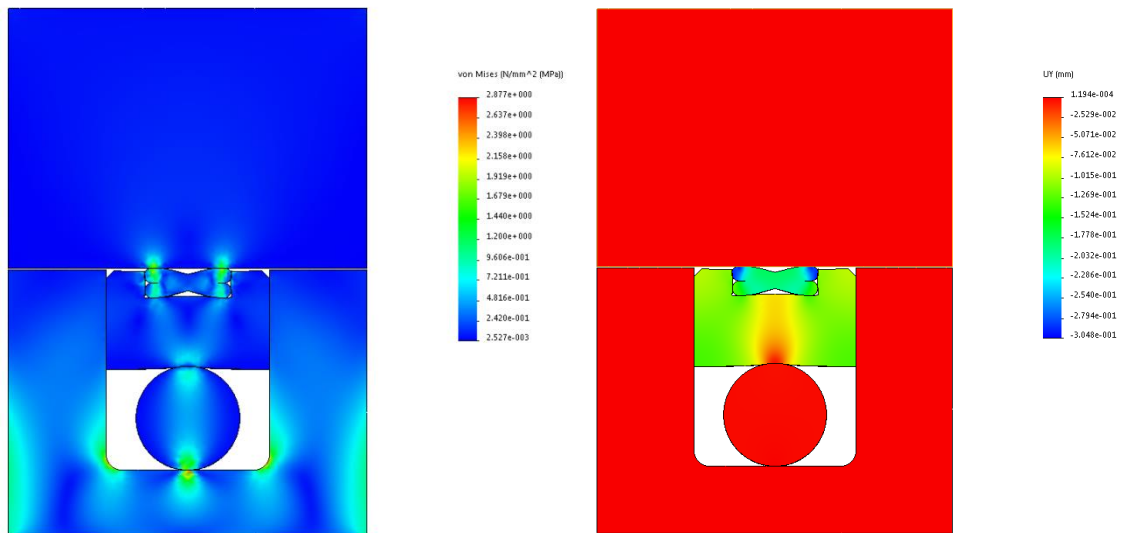
- Λαμβάνεται φέτα 1° για εξοικονόμηση υπολογιστικής ισχύος. Οι δυνάμεις που θα υπολογιστούν θα πολλαπλασιαστούν επί 360 για να δώσουν το αποτέλεσμα σε όλη την επιφάνεια επαφής.
- Στις εξωτερικές κυλινδρικές επιφάνειες δεσμεύονται όλοι οι βαθμοί ελευθερίας.
- Κάθετα στα πρόσωπα που έγινε η τομή δεσμεύεται ο κάθετος βαθμός ελευθερίας καθώς δεν επιτρέπεται να υπάρχει κίνηση υλικού έξω από το επίπεδο.
- Οι επιφάνειες που έρχονται σε επαφή πλεγματοποιούνται με πεπερασμένα στοιχεία επαφών (contact elements) και το είδος της επαφής είναι frictional no penetration (τα σώματα μπορούν να απομακρυνθούν και συμπεριλαμβάνεται τριβή μεταξύ των επιφανειών).



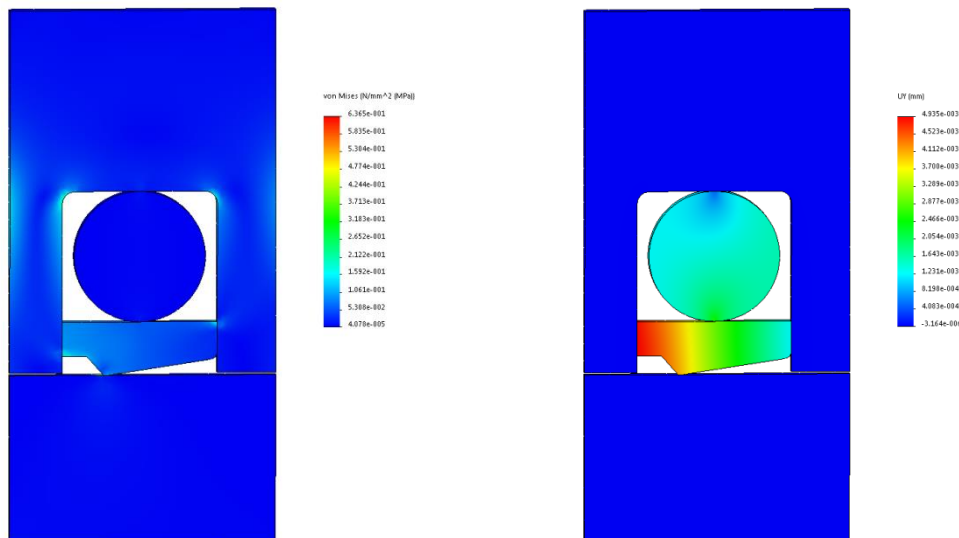
Εικόνα 3.3.1.15: Τομή κυλινδρικού τομέα για προσομοίωση



Εικόνα 3.3.1.16: Στηρίξεις στην τομή του κυλινδρικού τομέα για προσομοίωση



Εικόνα 3.3.1.17: Τάσεις και παραμόρφωση ασφαλιστικού APR-100 λόγω σφικτικής συναρμογής



Εικόνα 3.3.1.18: Τάσεις και παραμόρφωση ασφαλιστικού S9B55 λόγω σφικτικής συναρμογής

Υπολογίζεται η κάθετη δύναμη (ακτινική) που ασκείται από τα ασφαλιστικά στο βάκτρο και στο έμβολο. Τα αποτελέσματα που προκύπτουν από την ανάλυση δείχνουν ότι οι δυνάμεις που προκύπτουν από τις σφικτές αυτές συναρμογές είναι της τάξης των 10^{-5} N και άρα θεωρούνται αμελητέες.

Εν συνεχεία υπολογίζονται οι αναπτυσσόμενες δυνάμεις λόγω της πίεσης. Αυτές προκύπτουν από το γινόμενο της επιφάνειας των ασφαλιστικών όπου ασκούνται επί την πίεση. Πολλαπλασιασμένες με συντελεστή τριβής 0,1 δίνουν την δύναμη λόγω τριβής που αντιστέκεται στην περιστροφή του εμβόλου και του βάκτρου. Για τον υπολογισμό της μέγιστης ροπής που μπορεί το σύστημα να αντέξει χωρίς να αρχίσει να περιστρέφεται πολλαπλασιάζονται οι δυνάμεις τριβής με τις ακτίνες των επιφανειών στις οποίες αυτή ασκείται. Τα αποτελέσματα δίνονται στον παρακάτω πίνακα:

Μέγεθος	APR-100	S9B55
Πίεση (MPa)	20	20
Επιφάνεια (mm ²)	1019,76	723,586
Ακτινική Δύναμη (N)	20395,2	14471,72
Δύναμη Τριβής (N)	2039,52	1447,172
Ακτίνα (mm)	42,25	27,5
Ροπή (Nmm)	86169,72	39797,23

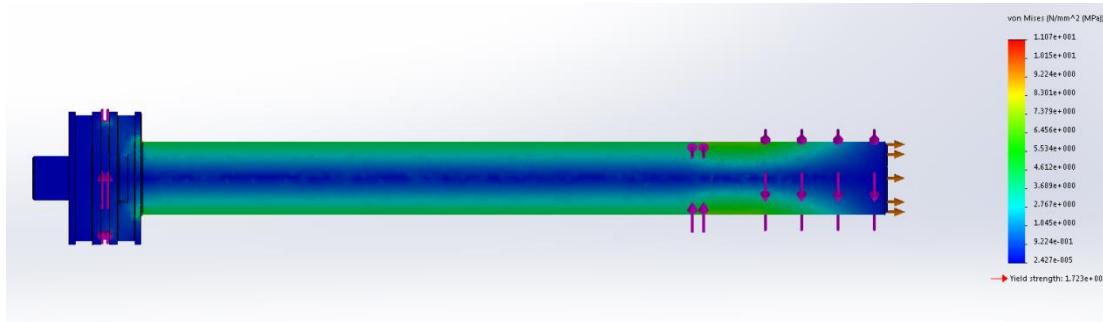
Πίνακας 3.3.1.3: Συγκεντρωμένα αποτελέσματα μέγιστης ροπής υδραυλικού κυλίνδρου

Τελικά, η μέγιστη ροπή που μπορεί το σύστημα να αντέξει χωρίς να αρχίσει να περιστρέφεται είναι 125966,95 Nmm=125,97Nm. Η ροπή αυτή αντιστοιχεί σε δύναμη F=4580,61N στην επιφάνεια του βάκτρου (R=27,5mm).

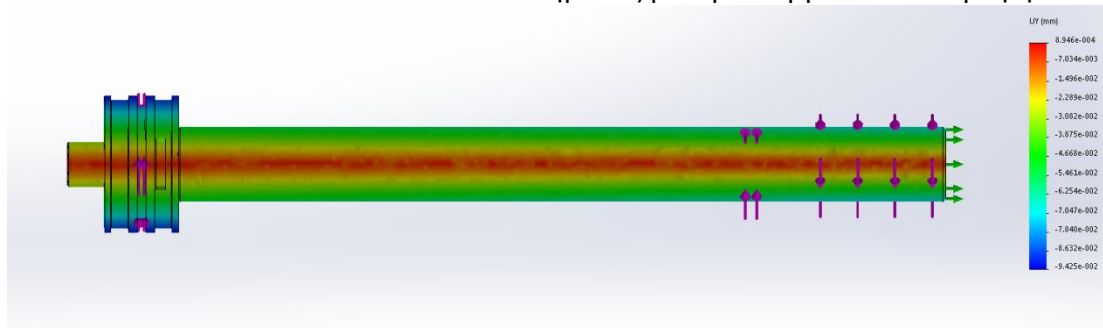
Πρέπει ξανά να σημειωθεί, πως αν η τιμή αυτή της δύναμης ξεπεραστεί, το σύστημα βάκτρο-έμβολο θα αρχίσει να περιστρέφεται ελεύθερα, με μειωμένο συντελεστή τριβής (συντελεστής τριβής ολίσθησης).

Όπως φαίνεται και στην εικόνα 3.3.1.21 στο άκρο του βάκτρου η περιφερειακή μετατόπιση είναι περίπου 71μm. Επομένως, η στρεπτική ενδοτικότητα του υδραυλικού κυλίνδρου είναι:

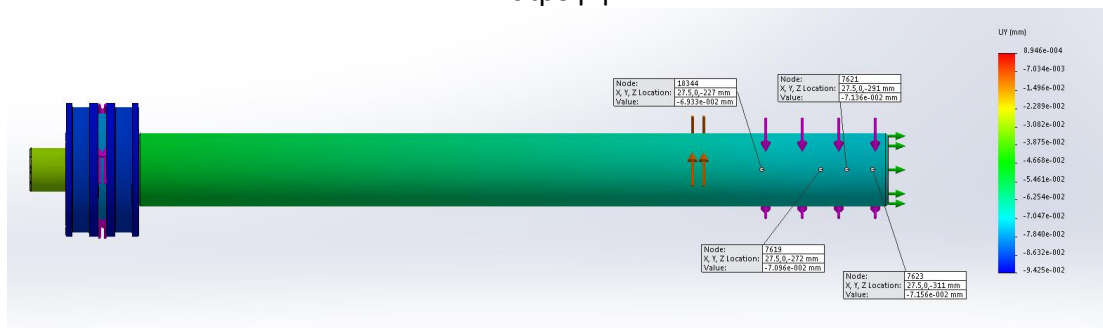
$$\frac{1}{K} = \frac{\Delta L}{F} = \frac{71(\mu\text{m})}{4580,61(\text{N})} = 0,0155\mu\text{m}/\text{N}$$



Εικόνα 3.3.1.19: Τασικό πεδίο συστήματος βάκτρου-εμβόλου σε στρέψη



Εικόνα 3.3.1.20: Περιφερειακή μετατόπιση συστήματος βάκτρου-εμβόλου σε στρέψη

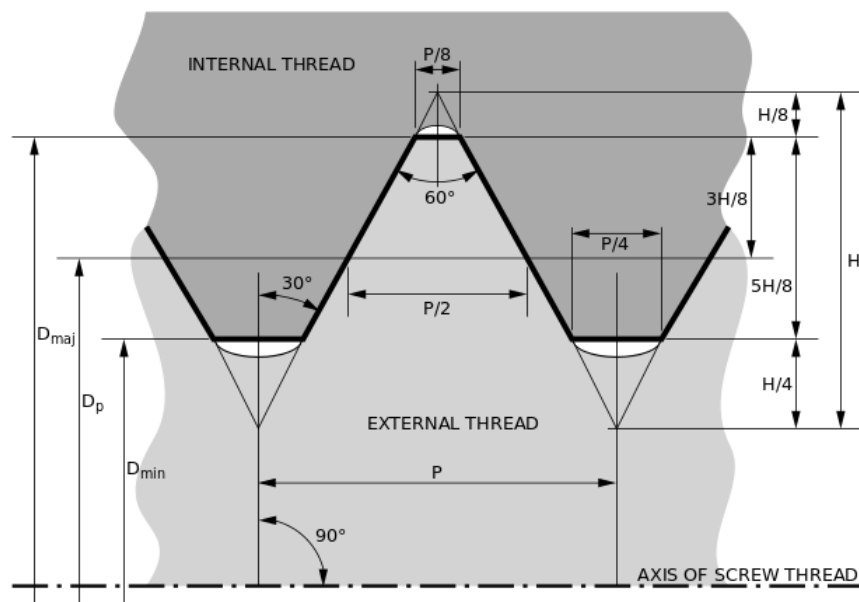


Εικόνα 3.3.1.21: Τιμές περιφερειακής μετατόπισης συστήματος βάκτρου-εμβόλου σε στρέψη στο άκρο του βάκτρου

3.3.2: Κοχλίας-Περικόχλιο

Το σύστημα κοχλία-περικοχλίου που χρησιμοποιήθηκε είναι M48x3 (fine thread) προκειμένου να υπάρχει κάποια αντιστοιχία στις γεωμετρίες των επενεργητών. Για τον σχεδιασμό του ελήφθησαν υπόψη οι διαστατικές ανοχές των σπειρωμάτων. Οι συνήθεις ανοχές σπειρωμάτων εμπορίου είναι g6 για τον κοχλία και G6 για το σπείρωμα του περικοχλίου.

Τα βασικά μεγέθη του σπειρώματος φαίνονται στην Εικόνα 3.3.2.1. Οι διαστάσεις που προκύπτουν από τις ανοχές φαίνονται στον Πίνακα 3.3.2.1 όπου έχουν ληφθεί οι ακραίες τιμές.

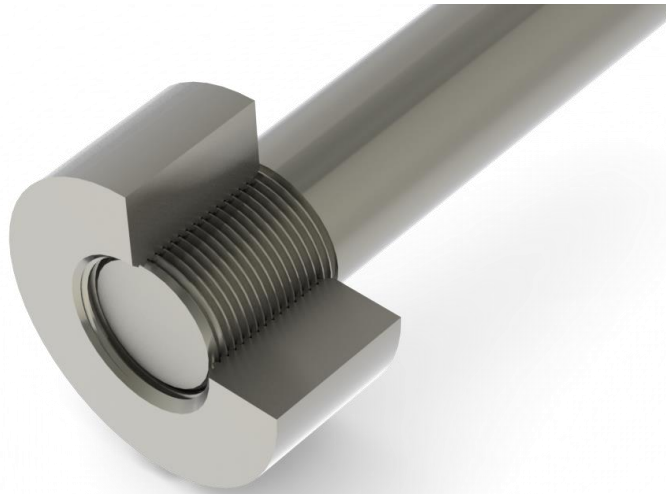


Εικόνα 3.3.2.1: Διαστάσεις μετρικών σπειρωμάτων κατά ISO 68-1

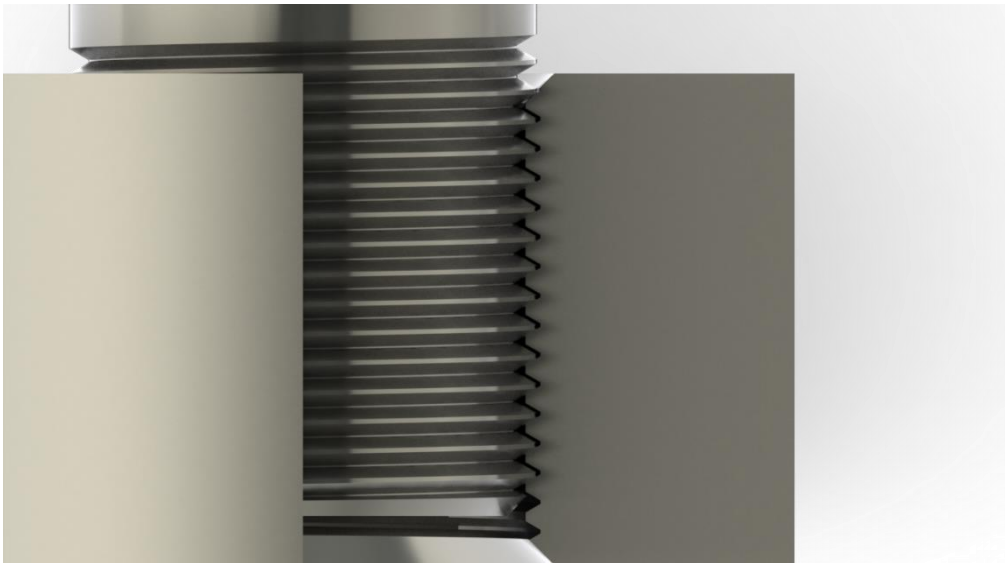
ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΣΠΕΙΡΩΜΑΤΟΣ M48x3 -6G

Παράμετρος	Σύμβολο	Τιμή	Μονάδες
Τύπος Σπειρώματος		M48x3	
Ανοχή Σπειρώματος Κοχλία		6g	
Ανοχή Σπειρώματος Περικοχλίου		6G	
Ποιότητα Σπειρώματος		Λεπτό (Fine)	
Βήμα		3	mm
Όρια διαστάσεων εξωτερικού σπειρώματος (κοχλίας)			
Ελάχιστη Εξωτερική Διάμετρος	d_{min}	47,577	
Ελάχιστη Μέση Διάμετρος	d_{2min}	45,791	mm
Ελάχιστη Εσωτερική Διάμετρος	d_{3min}	43,943	
Όρια διαστάσεων εσωτερικού σπειρώματος (περικόχλιο)			
Μέγιστη Εσωτερική Διάμετρος	D_{min}	45,3	
Μέγιστη Μέση Διάμετρος	D_{pmax}	46,379	mm
Μέγιστη Εξωτερική Διάμετρος	D_{max}	48,268	

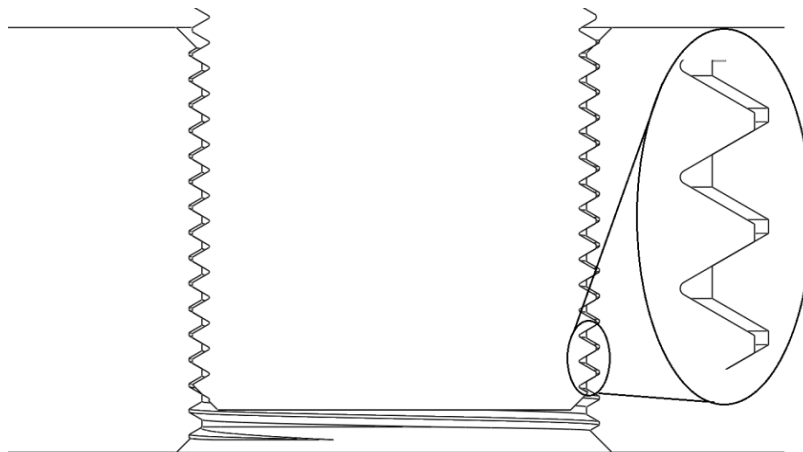
Πίνακας 3.3.2.1: Γεωμετρικά μεγέθη σπειρωμάτων κοχλία-περικοχλίου



Εικόνα 3.3.2.2: Σύστημα κοχλία-περικοχλίου



Εικόνα 3.3.2.3: Σύστημα κοχλία-περικοχλίου – Ανοχές σπειρωμάτων



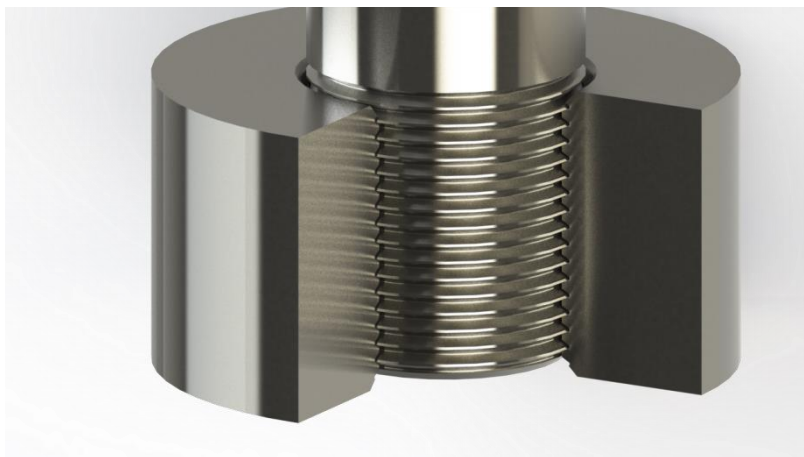
Εικόνα 3.3.2.4: Σύστημα κοχλία-περικοχλίου – Ανοχές σπειρωμάτων

ΑΞΟΝΙΚΗ ΕΝΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ

Για τον υπολογισμό της αξονικής ενδοτικότητας του συστήματος κοχλία-περικοχλίου χρησιμοποιήθηκε υλικό χάλυβας, μέτρου ελαστικότητας $E=210\text{GPa}$ και λόγου Poisson $\nu=0,3$.

Επειδή το σπείρωμα προκύπτει από έλικα (sweep boss), τα διαθέσιμα λογισμικά μεταφράζουν την επιφάνεια του σπειρώματος σαν υψηλής τάξης NURBs (Non-uniform rational B-Spline) η οποία είναι δύσκολο να πλεγματοποιηθεί και απαιτεί αρκετή υπολογιστική ισχύ και χρόνο. Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας δεν κρίνεται σκόπιμο να γίνει ανάλυση σε βάθος των επαφών σπειρωμάτων και για τον λόγο αυτό γίνεται η εξής απλοποίηση:

- Οι σπείρες αντικαθίστανται από ομόκεντρες επιφάνειες όπως φαίνεται και στην Εικόνα 3.3.2.5. Αυτή η μέθοδος αν και αποκλίνει από την πραγματική περίπτωση και συνεπώς δεν είναι απόλυτα ακριβής εντούτοις αποτελεί συνήθη τακτική στην βιβλιογραφία.



Εικόνα 3.3.2.5: Τροποποιημένο σπείρωμα κοχλία – περικοχλίου

Για τον υπολογισμό της αξονικής ενδοτικότητας του συστήματος κοχλία περικοχλίου γίνεται μη-γραμμική στατική ανάλυση και για περαιτέρω απλοποίηση του προβλήματος το συναρμολόγημα αντιμετωπίζεται ως αξονοσυμμετρικό.

Τα συγκεντρωμένα αποτελέσματα φαίνονται στον παρακάτω Πίνακα 3.3.2.2.

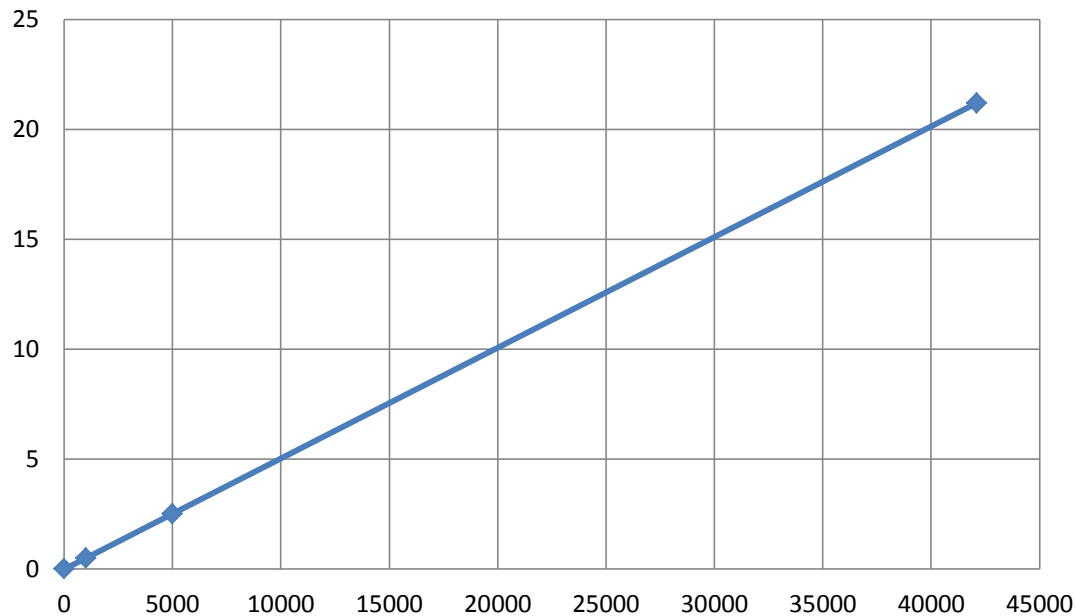
Μέγεθος	Δύναμη (N-Newton)	Μετατόπιση (μm)
Τιμή	1000	0,5
	5000	2,52
	42100	21,2

Πίνακας 3.3.2.2: Συγκεντρωμένα αποτελέσματα ελέγχου αξονικής ενδοτικότητας

Όπως φαίνεται και στα αποτελέσματα του πίνακα, η αξονική μετατόπιση είναι γραμμική σε σχέση με την εφαρμοζόμενη δύναμη.

Κατά συνέπεια, η ενδοτικότητα του συστήματος κοχλία-περικοχλίου στην αξονική διεύθυνση είναι:

$$\frac{1}{K} = \frac{\Delta L}{F} = \frac{21,2(\mu\text{m})}{42100(\text{N})} = 5,04 \cdot 10^{-4} \mu\text{m}/\text{N}$$



Γράφημα 3.3.2.1: Αξονική μετατόπιση Δz συναρτήσει της δύναμης (μm)

Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων συμφωνούν με την αναλυτική λύση η οποία προκύπτει από πρόσθεση των μετατοπίσεων του ελεύθερου μήκους του κοχλία λόγω θλίψης και του σπειρωτομημένου τμήματός του.

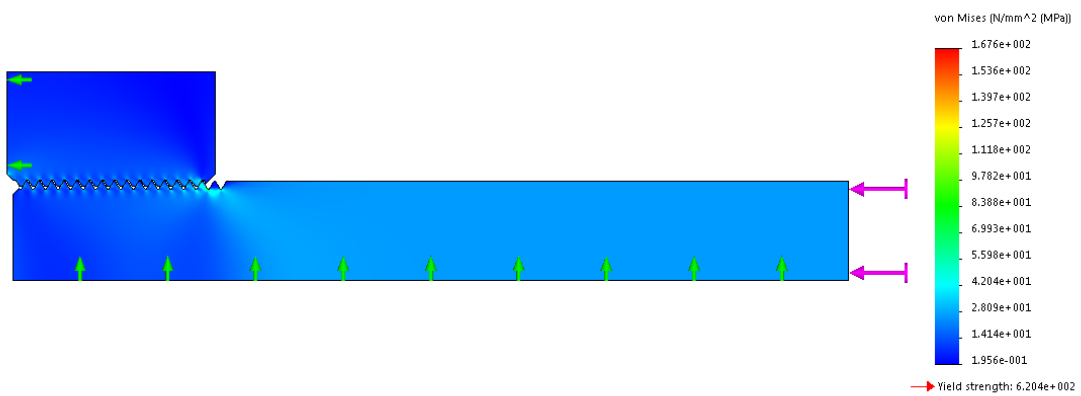
$$\delta = \delta_k + \delta_\sigma = \frac{\sigma_k L_k}{E} + \frac{\sigma_\sigma L_\sigma}{E} = \frac{F}{E} \left(\frac{L_k}{A_k} + \frac{L_\sigma}{A_\sigma} \right) = 23,114 \mu\text{m}$$

όπου:

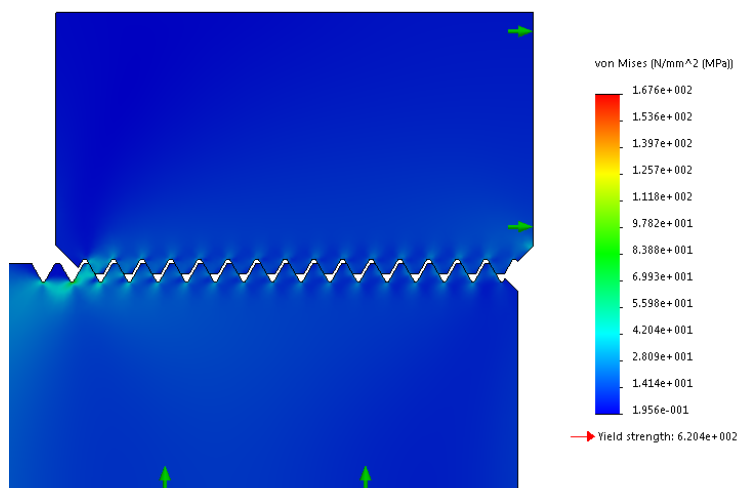
$$A_k = \frac{\pi D_k^2}{4}, D_k = 47,577 \text{mm}$$

$$A_\sigma = \frac{\pi D_\sigma^2}{4} = \frac{\pi (d_2 + d_3)^2}{4}$$

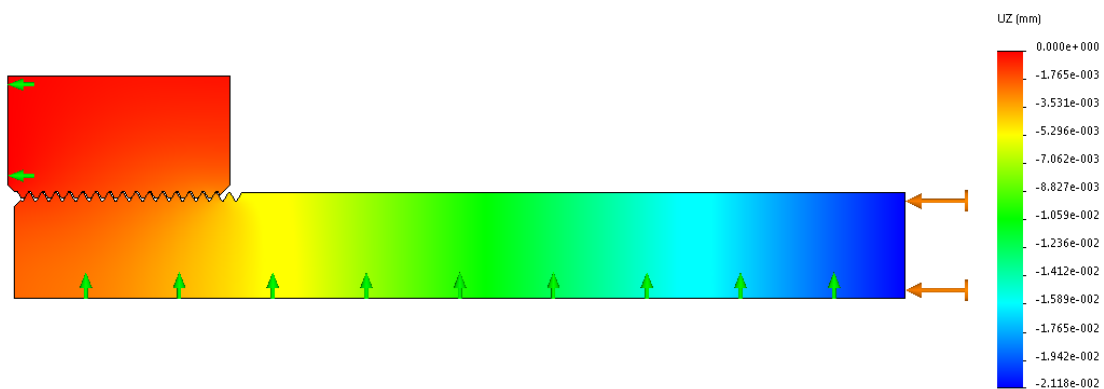
Με απόκλιση από τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων ίση με 8,3%.



Εικόνα 3.3.2.6: Τασικό πεδίο συστήματος κοχλία-περικοχλίου



Εικόνα 3.3.2.7: Τασικό πεδίο συστήματος κοχλία-περικοχλίου - λεπτομέρεια



Εικόνα 3.3.2.8: Μετατόπιση U_z συστήματος κοχλία - περικοχλίου

ΚΑΜΠΤΙΚΗ ΕΝΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ

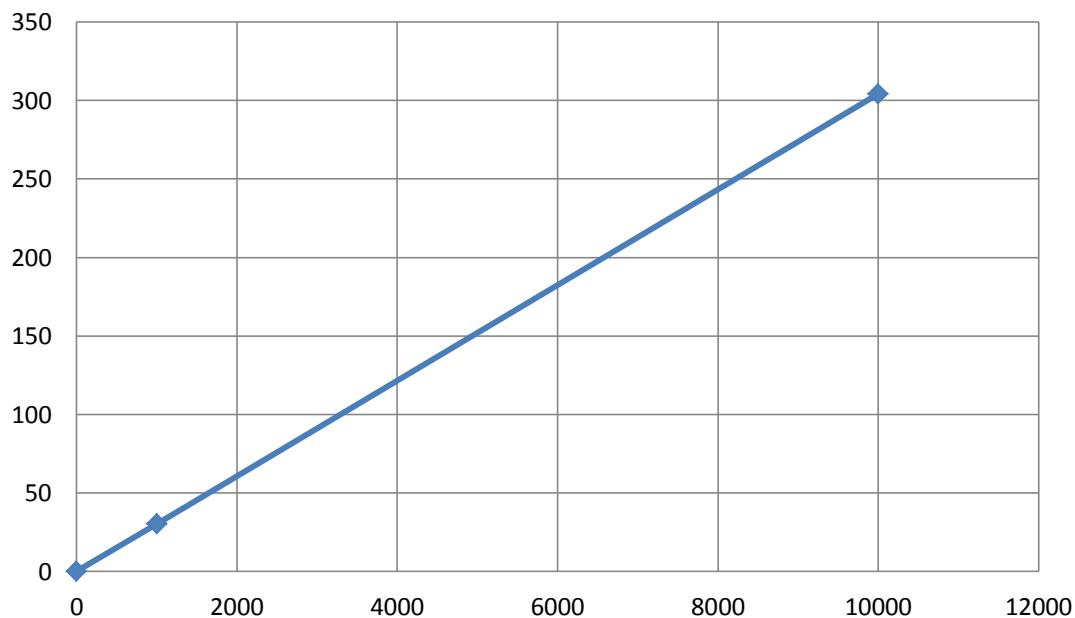
Μέγεθος	Δύναμη (N-Newton)	Μετατόπιση (μm)
Τιμή	1000	30,33
	10000	304

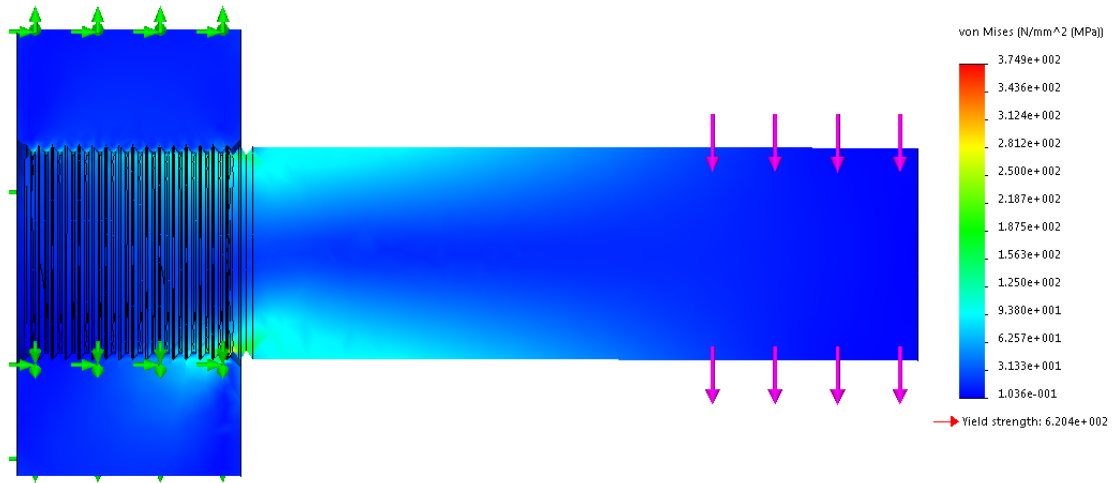
Πίνακας 3.3.2.3: Συγκεντρωμένα αποτελέσματα ελέγχου καμπτικής ενδοτικότητας

Όπως φαίνεται και στα αποτελέσματα του πίνακα, η μετατόπιση λόγω κάμψης είναι γραμμική σε σχέση με την εφαρμοζόμενη δύναμη.

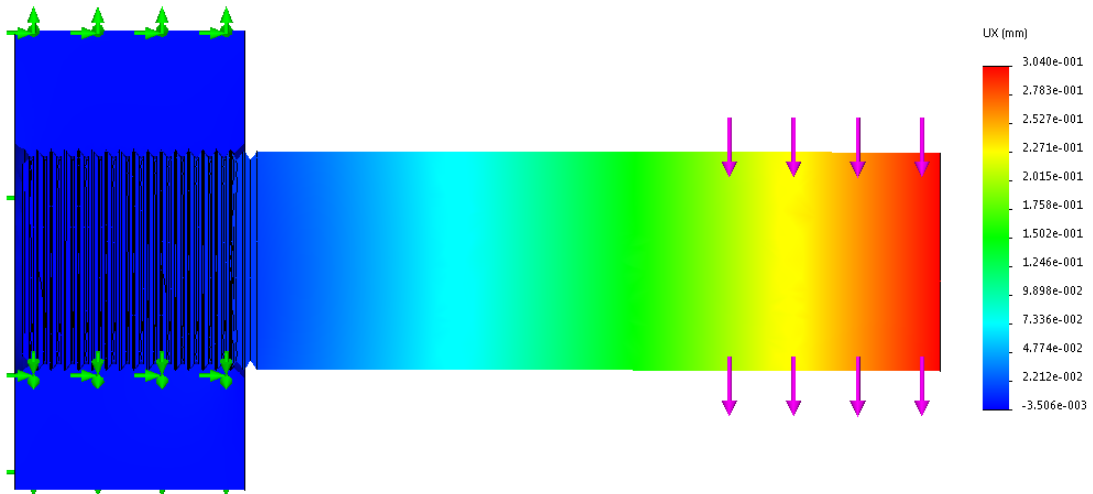
Κατά συνέπεια, η ενδοτικότητα του συστήματος κοχλία-περικοχλίου στην εγκάρσια διεύθυνση είναι:

$$\frac{1}{K} = \frac{\Delta L}{F} = \frac{304(\mu\text{m})}{10000(\text{N})} = 0,0304\mu\text{m}/\text{N}$$

Γράφημα 3.3.2.2: Αξονική μετατόπιση Δx συναρτήσει της δύναμης (μm)



Εικόνα 3.3.2.9: Τασικό πεδίο συστήματος κοχλία-περικοχλίου



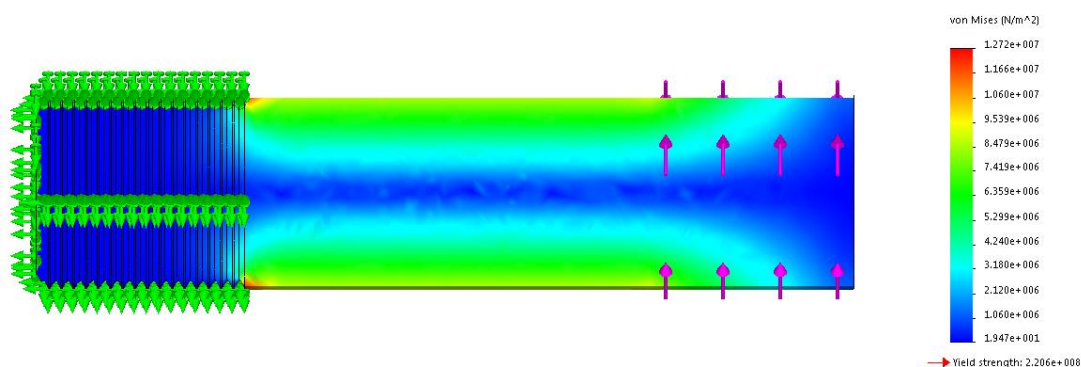
Εικόνα 3.3.2.10: Μετατόπιση Uz συστήματος κοχλία - περικοχλίου

ΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΕΝΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ

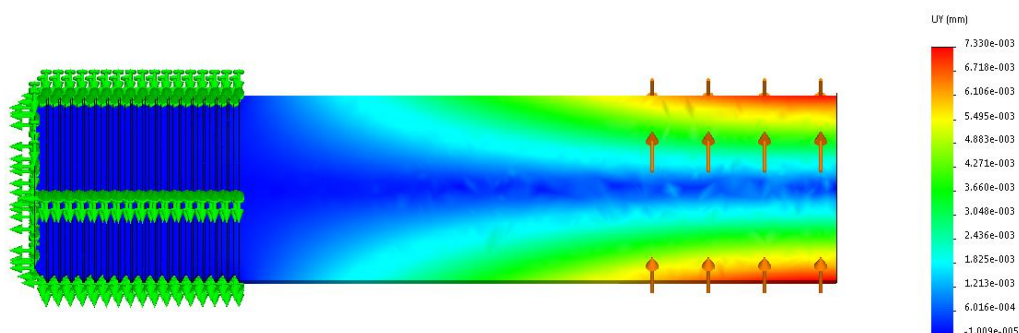
Για τον υπολογισμό της στρεπτικής ενδοτικότητας του κοχλία δεσμεύονται όλοι οι βαθμοί ελευθερίας στις σπείρες του σπειρώματός του και ασκείται ροπή 100Nm στο άκρο του και προκύπτει περιφερειακή μετατόπιση ίση με 7,3μm. Η ροπή αυτή αντιστοιχεί σε δύναμη $F=4166.67\text{N}$ στην επιφάνεια του κοχλία ($R=24\text{mm}$). Επομένως, η στρεπτική του ενδοτικότητα είναι:

$$\frac{1}{K} = \frac{\Delta L}{F} = \frac{7,3(\mu\text{m})}{4166,67(\text{N})} = 0,00175\mu\text{m}/\text{N}$$

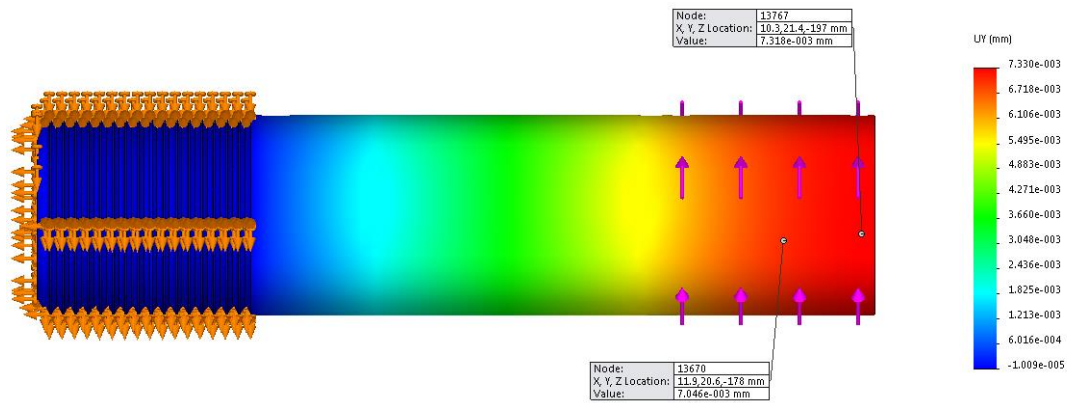
Στις παρακάτω εικόνες φαίνονται τα σχετικά αποτελέσματα.



Εικόνα 3.3.2.11: Τασικό πεδίο κοχλία σε στρέψη



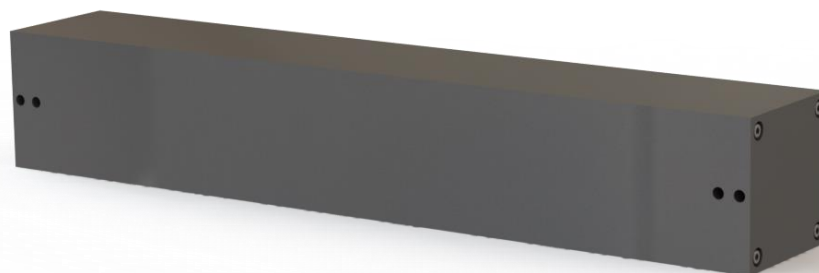
Εικόνα 3.3.2.12: Περιφερειακή μετατόπιση κοχλία σε στρέψη-τομή



Εικόνα 3.3.2.13: Περιφερειακή μετατόπιση κοχλία σε στρέψη

3.3.3: Τελικός Επενεργητής

Ο επενεργητής που θα χρησιμοποιηθεί στην διάταξη φαίνεται παρά κάτω στην Εικόνα 3.3.3.1. Όπως θα συζητηθεί και στο Κεφάλαιο 4.2.1 το αρχικό του μήκος ήταν 260mm και διατομής 100x100mm, εντούτοις αυτό μεταβλήθηκε στα 605mm (με σταθερή διατομή) για να εξυπηρετήσει τις ανάγκες του τελικού σχεδιασμού. Τα υλικά και η μορφή του έχουν ήδη αναφερθεί παραπάνω. Στην συνέχεια ακολουθεί ο υπολογισμός της ενδοτικότητάς του σε αξονική, καμπτική και στρεπτική καταπόνηση για να συγκριθεί με τους προηγούμενους επενεργητές αυτού του κεφαλαίου.



Εικόνα 3.3.3.1 : Επενεργητηςδιάταξης

ΑΞΟΝΙΚΗ ΕΝΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ

Για τον υπολογισμό της αξονικής ενδοτικότητας του σχεδιαζόμενου επενεργητή πρέπει να ληφθεί υπόψη πως αυτός βρίσκεται υπό καταπόνηση από υδραυλική πίεση. Η πίεση αυτή έχει επιλεγεί στα 50bar. Για τον υπολογισμό της καταπόνησης τοποθετείται πίεση μέτρου 50bar στο εσωτερικό όλων των αγωγών. Εν συνεχεία ασκείται το αξονικό φορτίο, εδώ 1000N.

Όπως φαίνεται και στις παρακάτω Εικόνες 3.3.3.2 έως 3.3.3.4, λόγω της άσκησης πίεσης στις εισόδους και εξόδους του ρευστού, αλλά και λόγω της ανομοιομορφίας της διατομής (το τετράγωνο δεν έχει την ίδια ροπή αδράνειας σε όλες τις διευθύνσεις), προκαλείται μικρή κάμψη στον επενεργητή, μέτρου μερικών μικρομέτρων. Μετρώντας την μέση τιμή της μετατόπισης στην ελεύθερη επιφάνεια του επενεργητή, παίρνουμε τον παρακάτω Πίνακα 3.3.3.1.

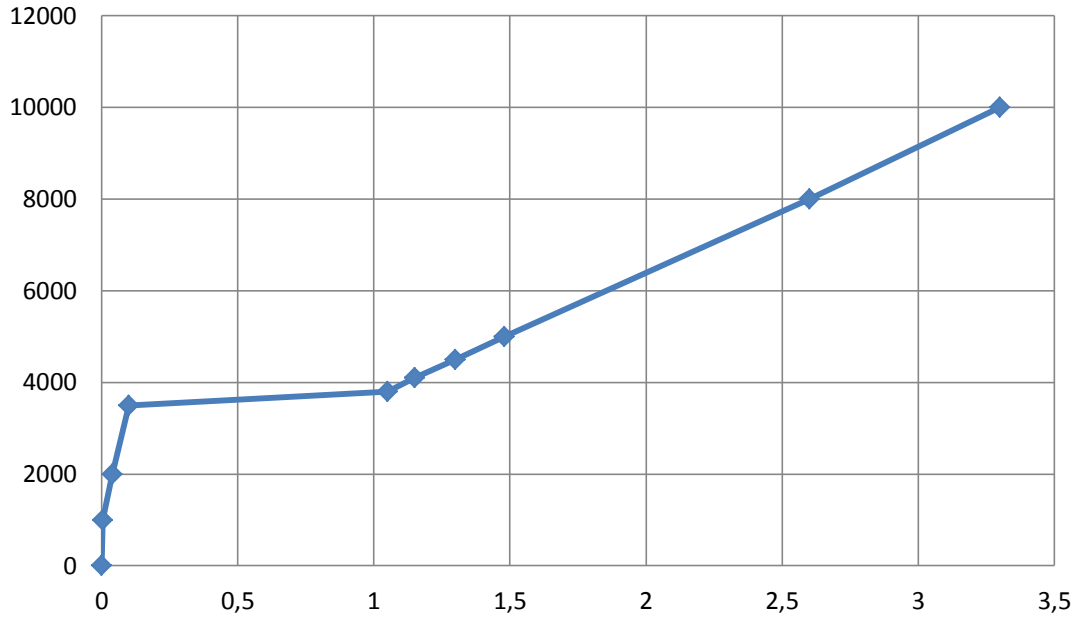
Μέγεθος	Δύναμη (N-Newton)	Μετατόπιση (μm)
Τιμή	1000	$0,36 \cdot 10^{-2}$
	3500	0,1
	5000	1,48
	8000	2,6
	10000	3,3

Πίνακας 3.3.3.1: Συγκεντρωμένα αποτελέσματα ελέγχου αξονικής ενδοτικότητας τελικού επενεργητή

Παρατηρούμε από τα δεδομένα του Πίνακα 3.3.3.1 και του γραφήματος που ακολουθεί πως η μετατόπιση του επενεργητή σε συνάρτηση με την ακούμενη δύναμη δεν είναι γραμμική σε όλο το εύρος φορτίων. Μετά το πέρασ των 3800N περίπου ξεπερνιέται το καμπτικό εφέ της πίεσης και η διατομή συμπιέζεται ομοιόμορφα κατά τον άξονα γ. Αυτό το γεγονός δεν αποτελεί πρόβλημα διότι η διάταξη θα είναι πάντα προεντεταμένη ώστε να αυξάνονται οι ιδιοσυχνότητές της.

Υπολογίζεται λοιπόν η ενδοτικότητα του επενεργητή για αξονική φόρτιση στην γραμμική περιοχή.

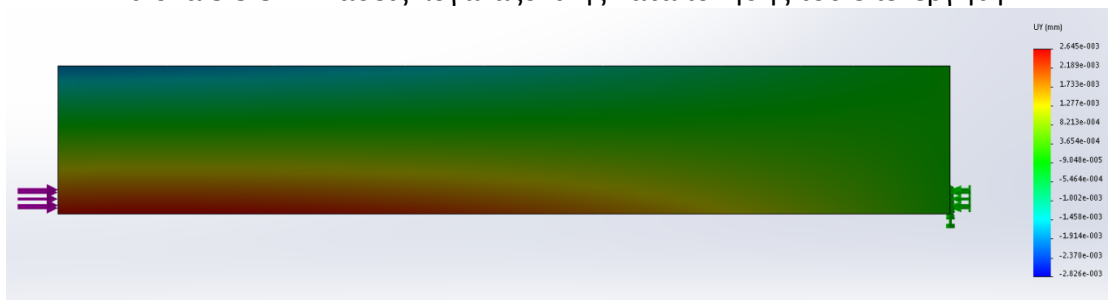
$$\frac{1}{K} = \frac{\Delta L}{F} = \frac{3,3(\mu\text{m})}{10000(\text{N})} = 3,3 \cdot 10^{-4} \mu\text{m}/\text{N}$$



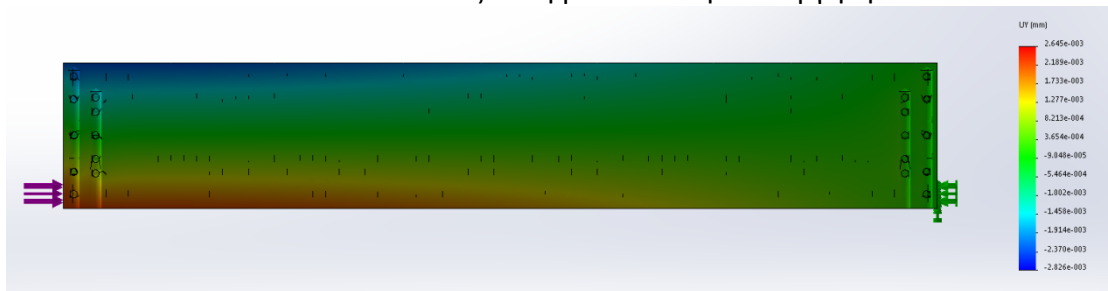
Γράφημα 3.3.3.1: Αξονική μετατόπιση επενεργητή συναρτήσει του ασκούμενου φορτίου (μm)



Εικόνα 3.3.3.2 : Τάσεις λόγω αξονικής καταπόνησης του επενεργητή



Εικόνα 3.3.3.3 : Αξονική μετατόπιση επενεργητή



Εικόνα 3.3.3.4 : Αξονική μετατόπιση επενεργητή – όψη σε τομή

ΚΑΜΠΤΙΚΗ ΕΝΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ

Για τον υπολογισμό της καμπτικής ενδοτικότητας του επενεργητή δεσμεύονται όλοι οι βαθμοί ελευθερίας της μιας ελεύθερης επιφάνειας και ασκείται καμπτικό φορτίο στην άλλη. Και σε αυτή την περίπτωση ο επενεργητής βρίσκεται υπό υδραυλική πίεση 50 bar. Τα αποτελέσματα παρατίθενται στον Πίνακα 3.3.3.2.

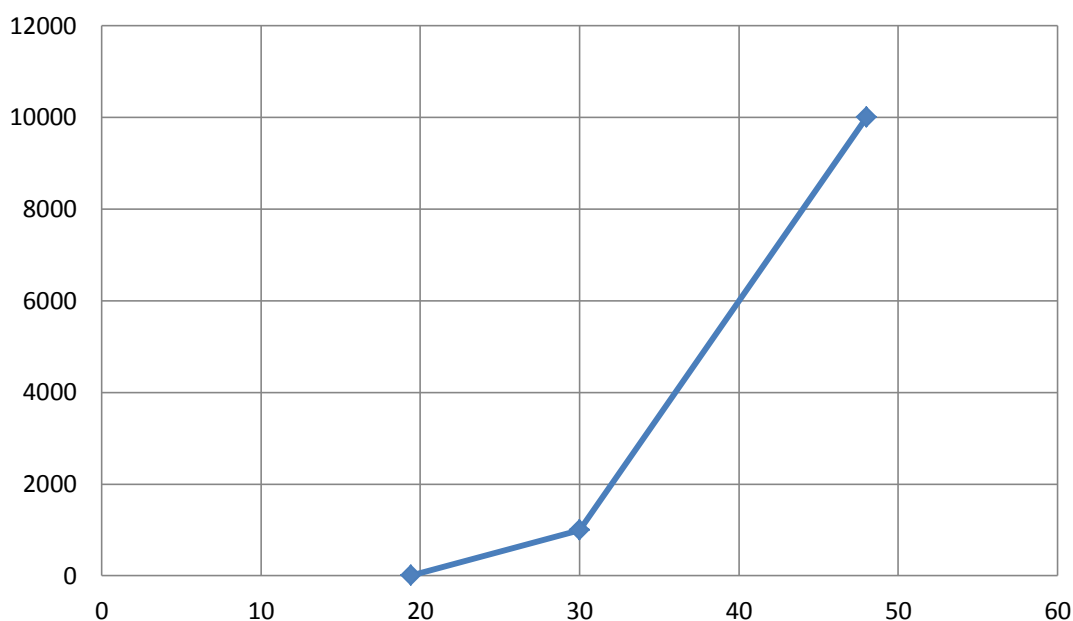
Μέγεθος	Δύναμη (N-Newton)	Μετατόπιση (μm)
Τιμή	1000	30
	10000	48

Πίνακας 3.3.3.2: Συγκεντρωμένα αποτελέσματα ελέγχου καμπτικής ενδοτικότητας τελικού επενεργητή

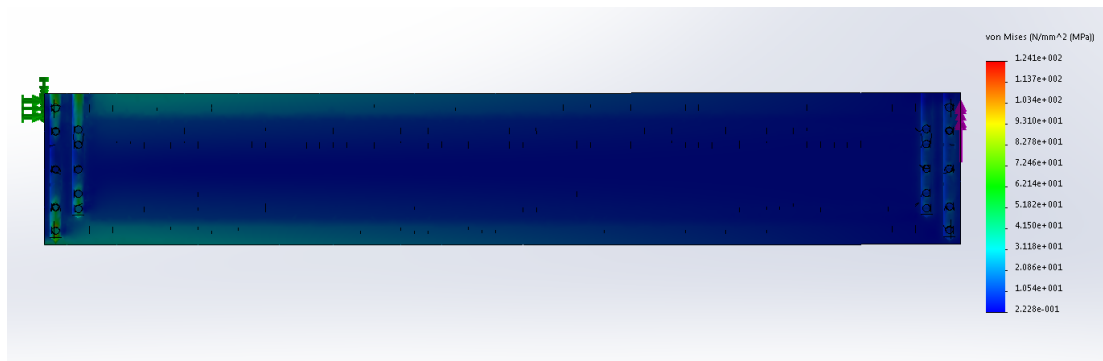
Υπολογίζεται λοιπόν η ενδοτικότητα του επενεργητή σε κάμψη.

$$\frac{1}{K} = \frac{\Delta L}{F} = \frac{48(\mu\text{m})}{10000(\text{N})} = 48 \cdot 10^{-4} \mu\text{m}/\text{N}$$

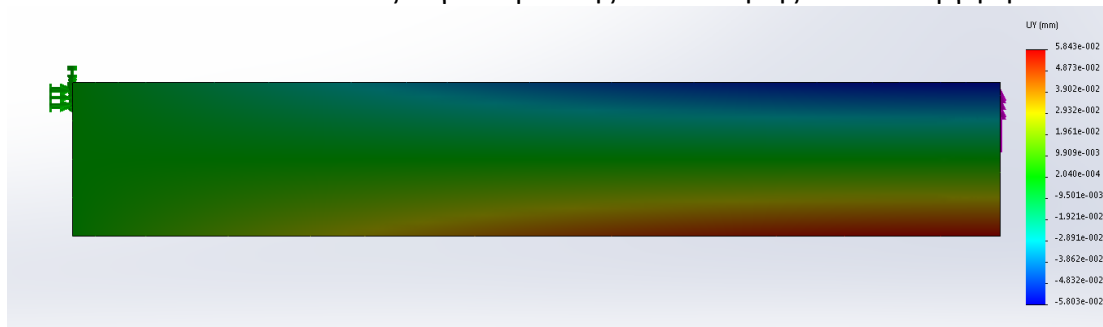
Παρατηρούμε πως η ενδοτικότητα σε κάμψη του τελικού επενεργητή είναι πολύ μικρότερη από αυτή που υπολογίστηκε για τους προηγούμενους επενεργητές. Αυτό εξηγείται και από το γεγονός πως η διεύθυνση του καμπτικού φορτίου προκαλεί παραμόρφωση αντίθετη από αυτή που προκαλεί η υδραυλική πίεση. Και πάλι παρατηρούμε την ύπαρξη μιας μη-γραμμικής περιοχής μέχρι περίπου τα 1000N, η οποία εξηγείται και αυτή όπως στην περίπτωση της αξονικής φόρτισης.



Γράφημα 3.3.3.2: Βέλος κάμψης U_x , επενεργητή σε καμπτική καταπόνηση (μm)



Εικόνα 3.3.3.5 : Τάσεις λόγω καμπτικής καταπόνησης του επενεργητή



Εικόνα 3.3.3.6: Καμπτική μετατόπιση επενεργητή

ΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΕΝΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ

Για τον υπολογισμό της στρεπτικής ενδοτικότητας του επενεργητή ακολουθείται η ίδια διαδικασία με πριν και συμπερίληψη της υδραυλικής πίεσης 50bar. Και πάλι δεσμεύονται όλοι οι βαθμοί ελευθερίας της μιας ελεύθερης επιφάνειας του επενεργητή και το φορτίο ασκείται στην παράπλευρη επιφάνειά του με την μορφή ζευγών δυνάμεων. Τα αποτελέσματα φαίνονται στον παρακάτω Πίνακα 3.3.3.3.

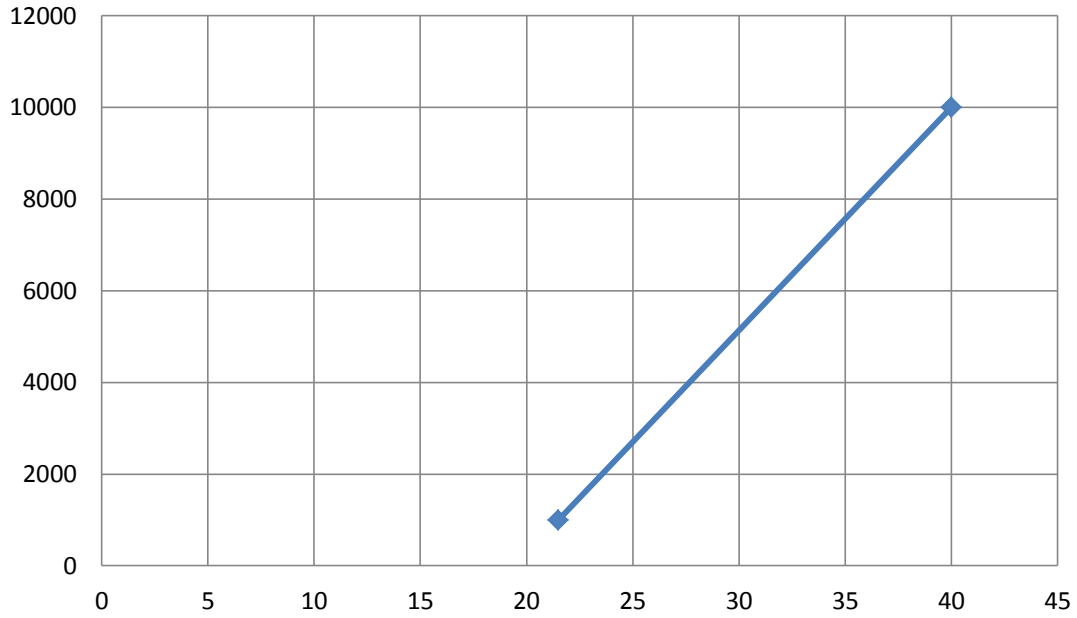
Μέγεθος	Δύναμη (N-Newton)	Μετατόπιση (μm)
Τιμή	1000	21,5
	10000	40

Πίνακας 3.3.3.3: Συγκεντρωμένα αποτελέσματα ελέγχου καμπτικής ενδοτικότητας τελικού επενεργητή

Πρέπει να αναφερθεί πως διαφορετικής διεύθυνσης φορτίο θα προκαλούσε διαφορετική παραμόρφωση λόγω της διαφοράς της ροπής αδράνειας της τετράγωνης διατομής.

Η ενδοτικότητα σε στρέψη υπολογίζεται ως εξής:

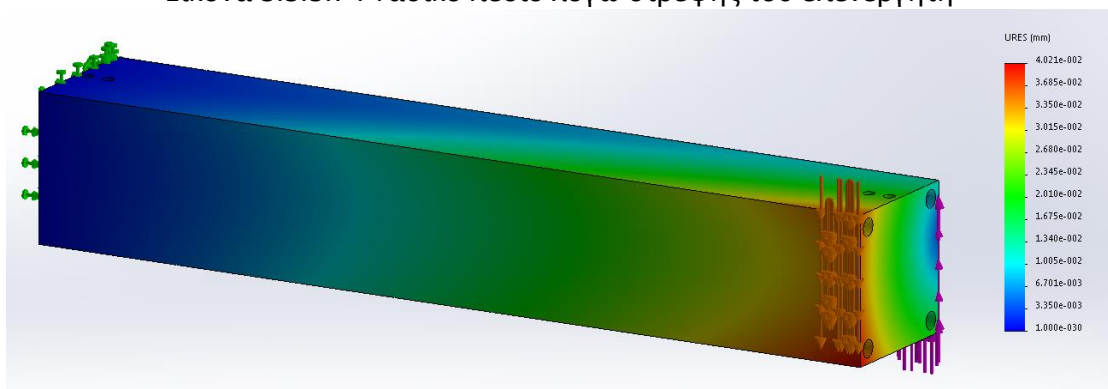
$$\frac{1}{K} = \frac{\Delta L}{F} = \frac{40(\mu\text{m})}{10000(\text{N})} = 40 \cdot 10^{-4} \mu\text{m}/\text{N}$$



Γράφημα 3.3.3.3: Περιφερειακή Μετατόπιση επενεργητή λόγω στρεπτικής καταπόνησης (μm)



Εικόνα 3.3.3.7 : Τασικό πεδίο λόγω στρέψης του επενεργητή



Εικόνα 3.3.3.8: Περιφερειακή μετατόπιση επενεργητή λόγω στρέψης

3.3.4: ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΤΕΛΙΚΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

Ακολουθεί ο Πίνακας 3.3.4.1 με τα συγκεντρωτικά αποτελέσματα του υπολογισμού των ενδοτικότητων των τριών επενεργητών.

Επενεργητής	Αξονική Ενδοτικότητα ($\mu\text{m}/\text{N}$)	Καμπτική Ενδοτικότητα ($\mu\text{m}/\text{N}$)	Στρεπτική Ενδοτικότητα ($\mu\text{m}/\text{N}$)
Υδραυλικός Κύλινδρος	$7,32 \cdot 10^{-4}$	0,0282	0,0155
Κοχλίας- Περικόχλιο	$5,04 \cdot 10^{-4}$	0,0304	0,00175
Θερμοϋδραυλικός Επενεργητής	$3,3 \cdot 10^{-4}$	0,0048	0,0040
Πίνακας 3.3.4.1: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα ενδοτικότητων			

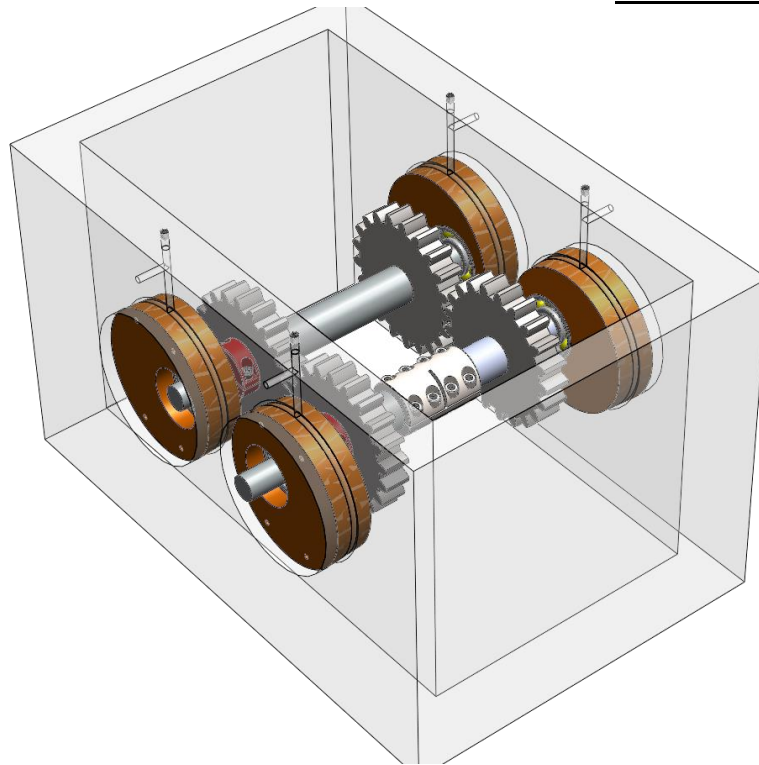
Παρατηρείται πως οι ενδοτικότητες του θερμοδραυλικού επενεργητή σε όλες τις διευθύνσεις είναι πολύ μικρότερες από αυτές των άλλων δυο επενεργητών εκτός από την στρεπτική του ενδοτικότητα που είναι η δεύτερη μικρότερη μετά από αυτή του συστήματος κοχλίας-περικόχλιου. Παρόλα αυτά η στρεπτική ενδοτικότητα του κοχλίας υπολογίσθηκε θεωρώντας πακτωμένες τις σπείρες του. Αυτό αντιτίθεται με την πραγματικότητα καθώς η μέγιστη στρεπτική ροπή που μπορεί να δεχθεί εξαρτάται από τον κινητήρα που τον κινεί. Επομένως ο σχεδιασμός του επενεργητή κρίνεται επιτυχημένος.

4: ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΔΙΑΤΑΞΗΣ

Στο παρόν κεφάλαιο γίνεται ανάλυση του σχεδιασμού της τελικής διάταξης καθώς και παρουσίαση πρότερων σχεδιασμών (conceptual designs) και παρουσίαση των μειονεκτημάτων τους έναντι του τελικού σχεδιασμού.

4.1: ΑΡΧΙΚΟΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΙ

Όλες οι παράμετροι που αναλύθηκαν στα κεφάλαια 1-3 λήφθηκαν υπόψη κατά τις φάσεις του σχεδιασμού της τελικής διάταξης. Σε κάθε διάταξη που σχεδιάστηκε έγινε προσπάθεια να εξαλειφθούν κατά το δυνατόν τα μειονεκτήματα των υπάρχουσών λύσεων (όπως αυτά σχολιάστηκαν στο Κεφάλαιο 1) ή και να ενσωματώσει ορισμένες αρχές λειτουργίας αυτών. Στην συνέχεια, ακολουθεί παρουσίαση και σχολιασμός των αρχικών σχεδιασμών.

4.1.1: 1^{ος} Σχεδιασμός:

Εικόνα 4.1.1.1: Πρώτος σχεδιασμός διάταξης

Ο πρώτος σχεδιασμός φαίνεται στην παραπάνω Εικόνα 4.1.1.1. Ο σχεδιασμός αυτός όντας πολύ πρώιμος απέχει αρκετά στην αρχή λειτουργίας με τον τελικό σχεδιασμό. Τα χαρακτηριστικά αυτού του σχεδιασμού είναι:

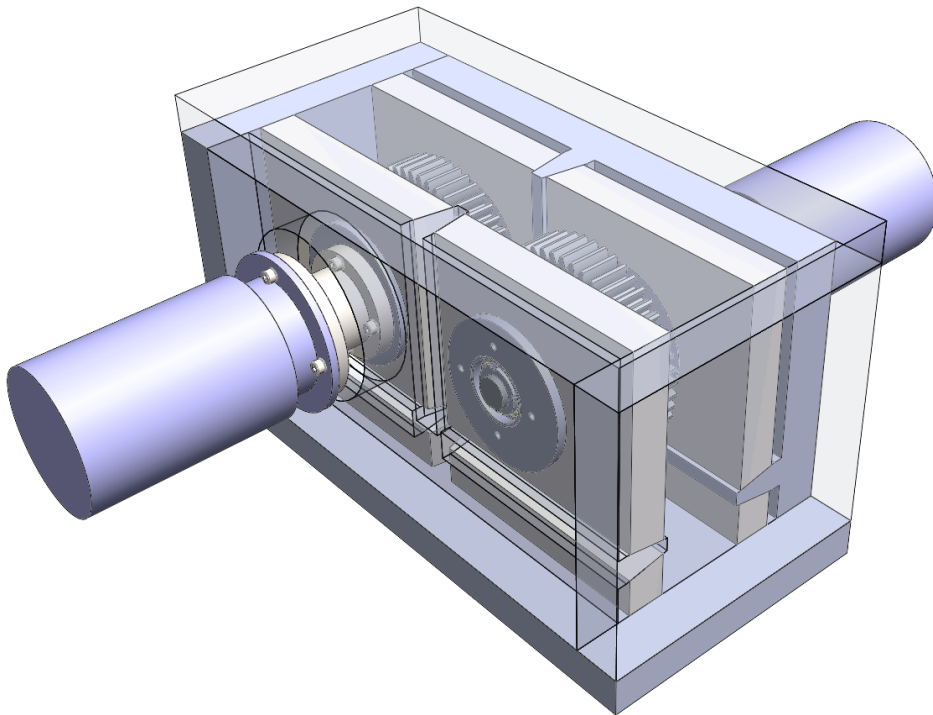
- Περιέχει δύο βαθμίδες συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών με σχέση μετάδοσης 1:1 (ίδιο module, ίδιος αριθμός οδόντων). Η διάταξή τους είναι με ανακυκλοφορούσα ισχύ ενώ ο σύνδεσμος των αξόνων που φαίνεται στην Εικόνα 4.1.1.1 αποτελεί μια απεικόνιση του τρόπου επιβολής του φορτίου κατ'αντιστοιχία με τις διατάξεις της FZG και της NASA.
- Τα έγκεντρα που χρησιμοποιούνται ως εδράσεις των ρουλεμάν (βλ.Κεφάλαιο 3) τοποθετούνται για να ορίσουν ουσιαστικά το εύρος μεγεθών οδοντωτών τροχών που μπορούν να χρησιμοποιηθούν στην ίδια διάταξη.

Μειονεκτήματα σχεδιασμού:

- Στον σχεδιασμό αυτό –όντας πολύ πρώιμος- δεν γίνεται αναφορά σε χρήση επενεργητών για την επίτευξη της επιθυμητής ρύθμισης της απόστασης αξόνων και επομένως δεν μπορεί να επιτελέσει την λειτουργία για την οποία σχεδιάστηκε.
- Το μεγαλύτερο όμως μειονέκτημα που γίνεται αντιληπτό είναι πως ακόμη και αν υπήρχε η δυνατότητα ρύθμισης της απόστασης αξόνων, λόγω χάρη στην πρώτη βαθμίδα των οδοντωτών τροχών, αυτή η μεταβολή θα επηρέαζε και την απόσταση των αξόνων του δεύτερου ζεύγους οδοντωτών τροχών.

Αυτό το πρόβλημα δεν θα λυνόταν ούτε εάν ρυθμιζόταν η απόσταση των αξόνων του δεύτερου ζεύγους. Αυτό συμβαίνει διότι στην παρούσα εργασία (όπως και σε οποιαδήποτε διάταξη της βιβλιογραφίας) δεν λαμβάνονται υπόψη οι γεωμετρικές ανοχές όπως η ευθύτητα των αξόνων, η ανοχή μορφής της κατατομής των οδοντωτών τροχών ή η ομοκεντρία μεταξύ της τρύπας (bore) του οδοντωτού τροχού και του άξονα στον οποίο εδράζεται. Αυτό λοιπόν το γεγονός, θα μας εισήγαγε συχνότερες αποδιδόμενες σε κακή ευθυγράμμιση του ενός ζεύγους οδοντωτών τροχών στις μετρήσεις μας καθιστώντας αδύνατη την βαθμονόμηση του συστήματος και επομένως καθιστώντας το όλο πείραμα άκυρο.

Για τον λόγο αυτό γίνεται εμφανές πως η αρχή λειτουργίας δεν μπορεί να είναι η ίδια με τις υπάρχουσες (FZG, NASA Rig) αλλά πρέπει να διερευνηθεί μια διαφορετική.

4.1.2: 2^{ος} Σχεδιασμός:

Εικόνα 4.1.2.1: Δεύτερος σχεδιασμός διάταξης

Ήδη από τον δεύτερο σχεδιασμό γίνεται πλέον εμφανής η ανάγκη για την ύπαρξη επενεργητών που θα είναι ικανοί να προκαλέσουν μετατοπίσεις στους άξονες x,y του καθολικού συστήματος συντεταγμένων όπως αυτά ορίστηκαν στο Κεφάλαιο 2. Ακολουθεί ανάλυση των χαρακτηριστικών του δεύτερου σχεδιασμού.

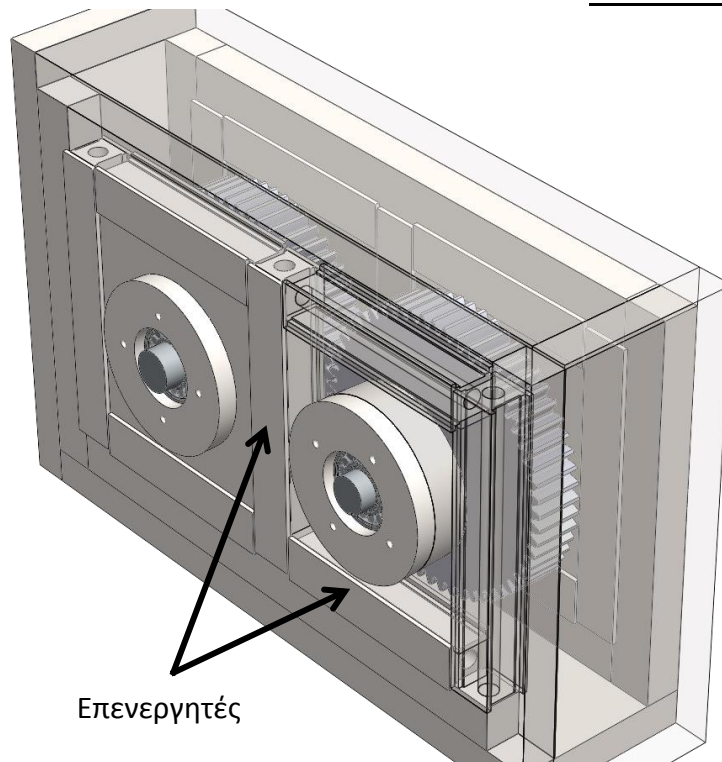
- Η πρώτη παρατήρηση που γίνεται άμεσα φανερή, είναι η χρήση ενός μόνο ζεύγους οδοντωτών τροχών έναντι των δυο βαθμίδων που συζητήθηκαν προηγουμένως. Έτσι αποφεύγονται τα προβλήματα που συζητήθηκαν στην παρουσίαση του πρώτου σχεδιασμού αλλά επιπλέον επιτυγχάνεται και κάτι πολύ σημαντικό: μειώνοντας πολύ το ελεύθερο μήκος των αξόνων, η μετατόπιση λόγω κάμψης που θα παρουσιάσουν γίνεται αρκετά μικρή ώστε να θεωρηθεί αμελητέα για τα αποτελέσματα των πειραμάτων.
- Τα έκκεντρα χρησιμοποιούνται ξανά ως εδράσεις των ρουλεμάν για τους ίδιους λόγους που αναφέρθηκαν κατά τον σχολιασμό της πρώτης διάταξης.
- Λαμβάνεται πρόληψη για την παράμετρο συναρμολόγησης και εφαρμογής της ισχύος του Κεφαλαίου 1.2.2.2 (αποφυγή σφαλμάτων κακής γωνιακής ευθυγράμμισης και παράλληλης μετατόπισης μεταξύ αξόνων και μονάδων ισχύος – κινητήρας, φορτίο). Έτσι, στην Εικόνα 4.1.2.1 φαίνεται ο κινητήρας ονομαστικής ισχύος 1kW καθώς και η πέδη δεμένη απευθείας πάνω στα έκκεντρα ώστε να αποφευχθούν αυτά τα σφάλματα.
- Η μεταβολή των γραμμικών βαθμών ελευθερίας γίνεται με μηχανικό τρόπο και συγκεκριμένα μέσω των σφηνών που φαίνονται στην Εικόνα 4.1.2.1. Οι σφήνες πιέζονται έναντι των τοιχωμάτων της διάταξης και προκαλούν

μετατοπίσεις κατά τους άξονες x,y . Όπως φαίνεται και στην Εικόνα 4.1.2.1 χρησιμοποιούνται ξεχωριστές σφήνες για τις μετατοπίσεις στους αντίστοιχους άξονες x,y .

Μειονεκτήματα σχεδιασμού:

Ο σχεδιασμός αυτός ενώ αποτελεί μια πολύ στιβαρή διάταξη και φαίνεται εκ πρώτης όψεως να ικανοποιεί την πλειοψηφία των απαιτήσεων, εντούτοις παρουσιάζει σημαντικά μειονεκτήματα.

- Η χρήση σφηνών για την μεταβολή των γραμμικών βαθμών ελευθερίας είναι ιδιαίτερα προβληματική. Αυτό συμβαίνει κυρίως για τρεις λόγους:
 - Υπάρχει πολύ μεγάλη απαίτηση φορτίου ώστε να μπορούν να πραγματοποιηθούν οι επιθυμητές μετατοπίσεις. Λόγω των εξαιρετικά μεγάλων δυνάμεων τριβής που θα αναπτύσσονταν στις συνεργαζόμενες επιφάνειες θα ανατασσόταν και θερμότητα η οποία με την σειρά της θα μετέβαλε την γεωμετρία της διάταξης. Αυτά γίνονται εμφανή από το ίδιο σχήμα της σφήνας. Ξανά λόγω του σχήματος της σφήνας εκτός από το επιθυμητό φορτίο στους άξονες x,y , θα εμφανιζόταν ισχυρό φορτίο και κατά την έννοια του άξονα z . Αυτό θα εισήγαγε καμπτικά φορτία στο σύστημα τα οποία θα ήταν μη αποδεκτά καθώς θα προκαλούσαν και μετατοπίσεις κατά τον άξονα z . Μέγιστο κάθετο φορτίο παίρνουμε για ελάχιστη γωνία της σφήνας.
 - Η σφήνα έχει άλλο ένα μειονέκτημα: αν και το κάθετο φορτίο που προκαλεί μεγιστοποιείται όσο μικραίνει η γωνία της σφήνας, το αντίθετο συμβαίνει για την προκύπτουσα μετατόπιση. Η μετατόπιση που προκαλεί στα τοιχώματα ανάλογη της γωνίας της σφήνας. Συγκεκριμένα όσο μικραίνει η γωνία τόσο μικραίνει και η προκύπτουσα μετατόπιση των τοιχωμάτων της διάταξης.
 - Δεν θα ήταν εύκολος ο έλεγχος των μετατοπίσεων του συστήματος και αυτό αντίκειται στις προδιαγραφές του που απαιτούν ικανότητα ρύθμισης στην μικροκλίμακα.

4.1.3: 3^{ος} Σχεδιασμός:

Εικόνα 4.1.3.1: Τρίτος σχεδιασμός διάταξης

Στην Εικόνα 4.1.3.1 φαίνεται ο τρίτος σχεδιασμός της διάταξης. Αυτός παρουσιάζει πολλά κοινά με τον δεύτερο σχεδιασμό αλλά και ουσιαστικές διαφορές. Ακολουθεί ανάλυση των χαρακτηριστικών του δεύτερου σχεδιασμού.

- Όπως και στους δυο προηγούμενους σχεδιασμούς διατηρείται η χρήση των έκκεντρων.
- Διατηρείται επίσης – όπως και στον δεύτερο σχεδιασμό – το δέσιμο κινητήρα και πέδης πάνω στα έκκεντρα για τους ήδη αναπτυχθέντες λόγους (δεν εμφανίζονται στην Εικόνα 4.1.3.1).
- Καταργούνται οι σφήνες και αντί αυτών χρησιμοποιούνται θερμικοί επενεργητές για την πρόκληση των μετατοπίσεων. Οι επενεργητές αυτοί δεν μοιάζουν σε τίποτα με τον επενεργητή που παρουσιάστηκε στο Κεφάλαιο 3 εντούτοις δείχνουν την αρχή λειτουργίας.
- Στο σημείο αυτό ακόμη δεν είχε γίνει λόγος για σχεδιασμό ενός επενεργητή αδιαβατικού και για τον λόγο αυτό η λειτουργία της διάταξης θα βασιζόταν ουσιαστικά σε μεταβολή του θερμοκρασιακού προφίλ ολόκληρου του όγκου της και άρα μεταβολή των διαστάσεών της (διαστολή και συστολή αυτής).

Μειονεκτήματα σχεδιασμού:

Στο σημείο αυτό ο σχεδιασμός πλησιάζει αρκετά τον τελικό σχεδιασμό, υπό την έννοια της χρήσης ενός θερμικού επενεργητή – που αποτελεί και τον κορμό της παρούσας εργασίας – παρά ταύτα παρουσιάζει πολλά μειονεκτήματα:

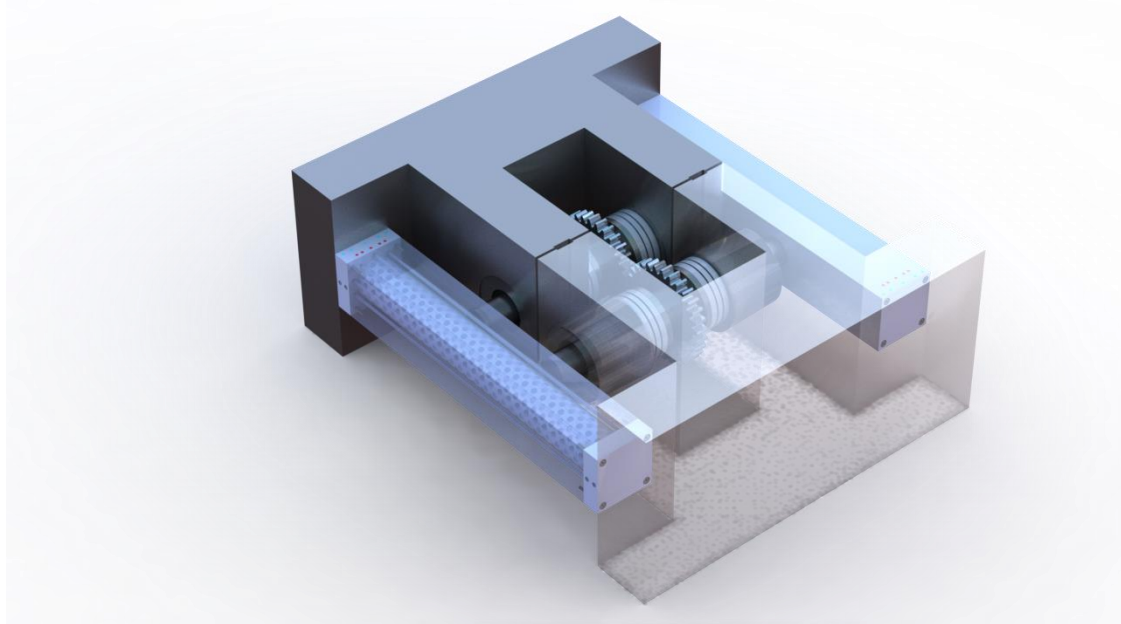
- Κατά αντιστοιχία με τον δεύτερο σχεδιασμό, τα σημαντικότερα μειονεκτήματα που παρουσιάζει αυτός ο σχεδιασμός συνοψίζονται στον επενεργητή του. Αυτός παρουσιάζει τα εξής προβλήματα:
 - Το πιο σημαντικό πρόβλημα της διάταξης αυτής είναι το γεγονός πως υπάρχει μεταφορά θερμότητας στο σύνολο του όγκου της και άρα μεταβολή του θερμοκρασιακού της προφίλ. Αυτό συνεπάγεται όχι μόνο μεταβολή της απόστασης των αξόνων αλλά και μια σειρά από προβλήματα με πιθανώς καταστροφικές συνέπειες.
 1. Με αύξηση της θερμοκρασίας του λιπαντικού των ρουλεμάν, αυτό θα μετέβαλε το ιξώδες του και δεν θα είχε την προβλεπόμενη συμπεριφορά. Αυτό μπορεί να οδηγήσει σε βλάβες ακόμα και καταστροφή των ρουλεμάν, με σοβαρό αντίκτυπο στην λειτουργία της διάταξης.
 2. Αλλάζουν όλες οι συναρμογές άξονα-τρήματος ειδικά στην περίπτωση που τα συνεργαζόμενα μέρη έχουν διαφορετικά υλικά και επομένως διαφορετικούς συντελεστές θερμικής διαστολής.
 3. Στην περίπτωση που το υλικό των οδοντωτών τροχών δεν είναι το ίδιο με αυτό των τοιχωμάτων στα οποία εδράζονται, η μεταβολή της απόστασης των συνεργαζόμενων κατατομών (στο εκάστοτε θεωρητικό σημείο λειτουργίας τους) δεν είναι ίδια με αυτή της μεταβολής της απόστασης των αξόνων. Αυτό σημαίνει αναντιστοιχία μεταξύ της απόστασης αξόνων και της θέσης των κατατομών (βλ. Κεφάλαιο 1.2.2.1).
 - Στην Εικόνα 4.1.3.1 οι κατακόρυφοι επενεργητές είναι υπεύθυνοι για την κατά y μετατόπιση και οι οριζόντιοι για την κατά x μετατόπιση. Ένα σημαντικό πρόβλημα που υπάρχει εδώ είναι πως κατά την μεταβολή της θερμοκρασίας ενός σώματος αυτό μεταβάλλει τις διαστάσεις του σύμφωνα με τον συντελεστή θερμικής διαστολής α . Αυτός για συνήθεις χάλυβες είναι της τάξης των $17,3\mu\text{m}/\text{mK}$. Λόγω των μικρών διαστάσεων του επενεργητή κατά την έννοια της εκάστοτε επιθυμητής μετατόπισης η απαιτούμενη θερμοκρασιακή διαφορά από την θερμοκρασία του περιβάλλοντος θα ήταν εξωφρενικά μεγάλη και κατά συνέπεια θα υπήρχαν τεράστιες απαιτήσεις ενέργειας.
 - Τέλος ένα πιο πρακτικό μειονέκτημα αυτής της διάταξης είναι το γεγονός πως με την ύπαρξη υψηλής θερμοκρασίας του συστήματος δεν θα ήταν βολική και ασφαλής η χρήση του από ανθρώπους.

Με τα παραπάνω γίνεται εμφανές πως και αυτός ο σχεδιασμός δεν είναι κατάλληλος γιατί εκτός από τις τεράστιες απαιτήσεις ενέργειας κρίνεται μάλλον αδύνατος ο έλεγχος της μεταβολής της θέσης των αξόνων σε άμεση συσχέτιση με την θερμοκρασιακή μεταβολή των επενεργητών.

Στη συνέχεια ακολουθεί η παρουσίαση και ανάλυση της τελικής διάταξης, όπως αυτή σχεδιάστηκε με χρήση του επενεργητή που παρουσιάστηκε στο Κεφάλαιο 3.

4.2: ΤΕΛΙΚΟΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ

Στην συνέχεια παρουσιάζεται ο τελικός σχεδιασμός της διάταξης και γίνεται λεπτομερής ανάλυση των αποφάσεων που ελήφθησαν κατά τον σχεδιασμό των επιμέρους μερών.

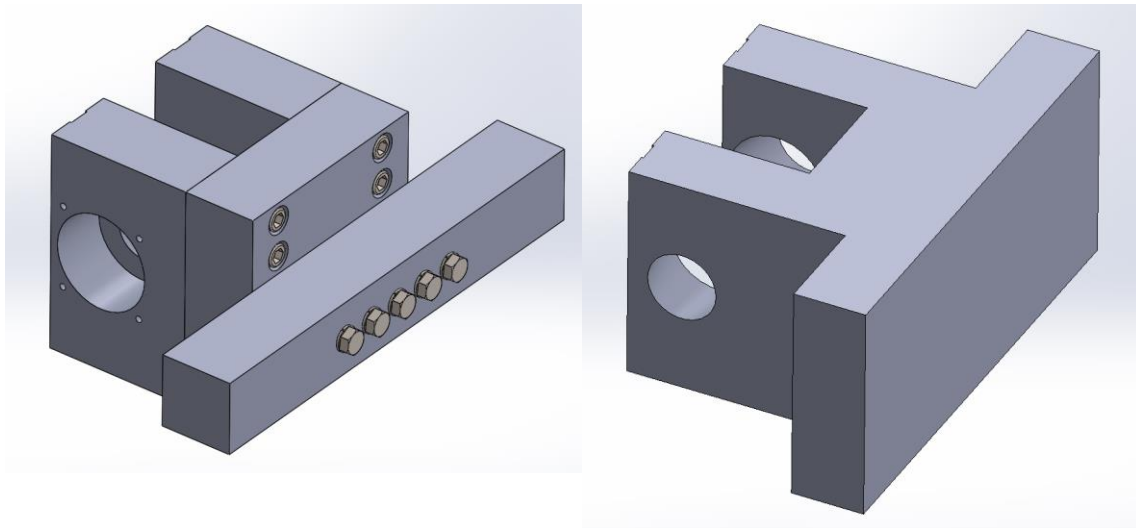


Εικόνα 4.2.1: Τελική Διάταξη

4.2.1: ΣΧΕΔΙΑΣΤΙΚΕΣ ΛΕΠΤΟΜΕΡΕΙΕΣ

- **Σχεδιασμός Τοιχωμάτων Διάταξης**

Όπως αναφέρθηκε από την αρχή της εργασίας βασική απαίτηση είναι η διάταξη να είναι πολύ στιβαρή. Αυτή η λογική ακολουθείται στον σχεδιασμό όλων των επιμέρους μερών της. Στην Εικόνα 4.2.1.1 φαίνεται ένα παράδειγμα αυτής της μεθοδολογίας.



Εικόνα 4.2.1.1: Χειρότερος σχεδιασμός (αριστερά) – καλύτερος σχεδιασμός (δεξιά)

Τα τοιχώματα που φαίνονται στο αριστερό τμήμα της Εικόνας 4.2.1.1 συνδέονται με βίδες προκειμένου να υπάρχει εξοικονόμηση υλικού. Παρόλα αυτά οι κοχλιοσυνδέσεις παρουσιάζουν μεταβλητή στιβαρότητα σε θλίψη και σε εφελκυσμό καθώς μεταβάλλονται οι επιφάνειες που έρχονται σε επαφή. Χωροταξικά επίσης δεν υπάρχει τρόπος να τοποθετηθούν όλοι οι απαραίτητοι κοχλίες προκειμένου να εξαιρεθεί αυτό το πρόβλημα.

Για τον λόγο αυτό επιλέγεται να γίνει σχεδιασμός μονολιθικών τοιχωμάτων (ενιαίο μπλοκ υλικού) ώστε να υπάρχει ομοιογένεια στην δυναμική του συμπεριφορά (δεξιό τμήμα της Εικόνας 4.2.1.1).

- **Σχεδιασμός άξονα και στήριξης οδοντωτών τροχών.**

Για τον σχεδιασμό του άξονα και της στήριξης των οδοντωτών τροχών στην διάταξη πρέπει να αναφερθούν κάποιες προδιαγραφές που πρέπει να πληρούνται.

1. Η στιβαρότητα της διάταξης. Για να υπάρχει σιγουριά πως οι μετρήσεις που θα λαμβάνονται θα περιλαμβάνουν μόνο σήματα προερχόμενα από την συνεργασία των οδοντωτών τροχών πρέπει να εξασφαλισθεί η απουσία άλλων σημάτων. Έτσι τα ρουλεμάν στα οποία θα στηρίζεται ο άξονας πρέπει να είναι τέτοια ώστε να είναι πολύ στιβαρά και χαμηλού προφίλ.
2. Καθώς η ουσία της διάταξης είναι μέτρηση των επιπτώσεων της κακής ευθυγράμμισης στην δυναμική συμπεριφορά των οδοντωτών τροχών, τα ρουλεμάν δεν μπορεί να είναι αυτορρυθμιστά. Τα αυτορρυθμιστά ρουλεμάν έχουν το χαρακτηριστικό πως μπορούν να λειτουργήσουν επιτρέποντας μεγάλη σχετικά γωνία μεταξύ των αξόνων του εσωτερικού και εξωτερικού δακτυλίου τους. Αυτή η λειτουργία όμως δεν είναι επιθυμητή στην παρούσα εφαρμογή καθώς θα μετέβαλε τα αποτελέσματα.
3. Η διάταξη σχεδιάστηκε για έλεγχο οδοντωτών τροχών με ευθεία και ελικοειδή οδόντωση. Αν και οι οδοντωτοί με ευθεία οδόντωση μεταφέρουν

μόνο ακτινικό φορτίο εντούτοις οι τροχοί με ελικοειδή οδόντωση μεταφέρουν και αξονικό. Εκτός αυτού με την πρόκληση κακής ευθυγράμμισης στο σύστημα θα υπάρχουν συνιστώσες των μεταφερόμενων φορτίων και στην αξονική διεύθυνση. Για τον λόγο αυτό γίνεται εμφανής η ανάγκη χρήσης και ωστικών ρουλεμάν. Αναφορικά με τα ωστικά ρουλεμάν, αυτά θα είναι ένσφαιρα και όχι βελονοειδή διότι έχουμε την απαίτηση μηδενικής ολίσθησης. Τα στοιχεία κύλισης των βελονοειδών ωστικών ρουλεμάν έχουν γραμμική επαφή με τους δακτυλίους του ρουλεμάν και λόγω της διαφορετικής τους ακτίνας μεταξύ εσωτερικής και εξωτερικής διαμέτρου παρουσιάζουν διαφορές στην γραμμική τους ταχύτητα και κατά συνέπεια ολισθαίνουν. Η συμπεριφορά αυτή είναι μη επιθυμητή καθώς εισάγει σήματα στις μετρήσεις. Σε αντίθεση τα ωστικά ρουλεμάν με σφαιρικά στοιχεία κύλισης έχουν σημειακή επαφή και κατά συνέπεια δεν επιδεικνύουν την παραπάνω συμπεριφορά. Τελικά επιλέγονται βελονοειδή ρουλεμάν για την στήριξη του άξονα και ένσφαιρα ωστικά ρουλεμάν για τα αξονικά φορτία. Σε κάθε έδραση τοποθετούνται τρία ίδια βελονοειδή ρουλεμάν για αύξηση της επιφάνειας επαφής και της στιβαρότητας. Τα στοιχεία τους φαίνονται στον Πίνακα 4.2.1.1 που ακολουθεί.

4. Η χρήση κοχλιών και πείρων ευθυγράμμισης για την σύνδεση των οδοντωτών τροχών με τους άξονες (Εικόνα 4.2.1.2) δεν ενδείκνυται διότι είναι αζυγοστάθμητη. Αντίστοιχα αποκλείονται τα πολύσφηνα διότι παρουσιάζουν απρόβλεπτη δυναμική συμπεριφορά. Για τον λόγο αυτό επιλέγεται σύνδεση τριβής με τον άξονα με χρήση κωνικών εδράσεων κατά αντιστοιχία με τις κωνικές εδράσεις των ρουλεμάν που έχουν αναφερθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο. Αναλυτική μελέτη τους γίνεται στην παράγραφο στην συνέχεια του κεφαλαίου. Για την αξονική στήριξη των οδοντωτών τροχών γίνεται εκμετάλλευση των ωστικών ρουλεμάν, η οποία φαίνεται παρακάτω στην Εικόνα 4.2.1.3.
5. Επιλογή υλικού άξονα. Η διαφορική εξίσωση που περιγράφει μονοδιευθυντικά την ταλαντωτική συμπεριφορά (δυναμική) ενός σώματος είναι η $m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t)$. Από την εξίσωση αυτή εξάγουμε το συμπέρασμα

πως η ιδιοσυχνότητα είναι η $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{f(\text{geometry}, E)}{g(\text{geometry}, \rho)}}$. Η τελευταία

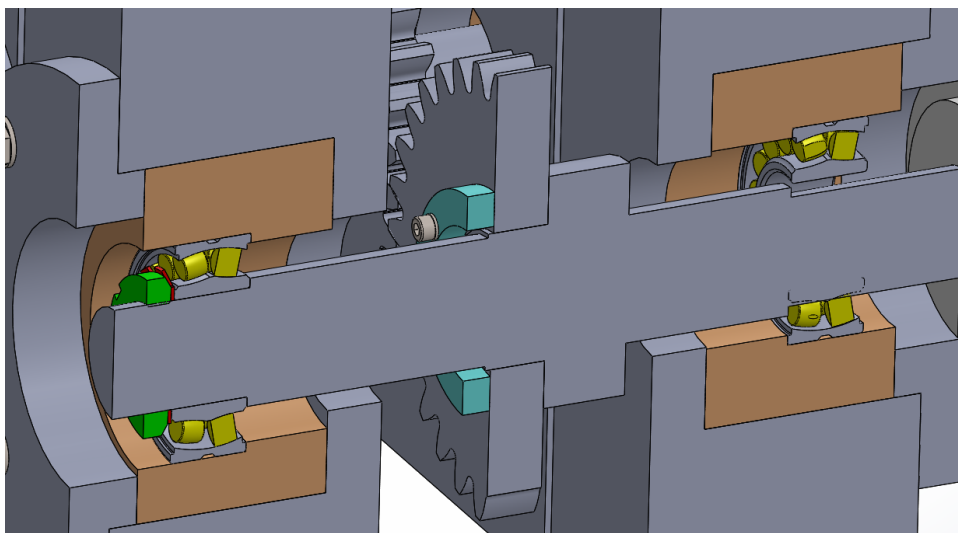
εξίσωση έχει τους όρους $f(\text{geometry}, E)$ και $g(\text{geometry}, \rho)$ κάτω από την ρίζα. Οι f, g είναι συναρτήσεις που εκφράζουν την δυσκαμψία (k) και την μάζα (m) αντίστοιχα. Και οι δύο είναι συναρτήσεις της γεωμετρίας του προς μελέτη εξαρτήματος ενώ E είναι το μέτρο ελαστικότητας του υλικού (βασική μεταβλητή της δυσκαμψίας) και ρ είναι η πυκνότητα (βασική μεταβλητή της μάζας). Επομένως γίνεται αντιληπτό από την απαίτηση πολύ υψηλών ιδιοσυχνοτήτων πως είναι επιθυμητή η μεγιστοποίηση του όρου E/ρ . Για τον λόγο αυτό γίνεται μια σύγκριση διαφόρων συνήθων μετάλλων για εύρεση της καλύτερης επιλογής. Αναφορικά με την γεωμετρία, στην παρούσα εφαρμογή έχει να κάνει με επιλογή διαμέτρου τέτοιας ώστε να έχει ελάχιστο βέλος κάμψης. Ο Πίνακας 4.2.1.2 περιέχει τα υλικά που συγκρίθηκαν. Τελικά επιλέγεται ως υλικό των αξόνων το τιτάνιο καθώς έχει τον μεγαλύτερο λόγο E/ρ μαζί με το αλουμίνιο, αλλά το αλουμίνιο έχει πολύ μικρό μέτρο ελαστικότητας.

Όνομα	Τύπος	d(mm)	D(mm)	C(kN)	C0(kN)	Ref.Speed (RPM)	Lim.Speed (RPM)
51312	Ένσφαιρο Ωστικό	60	110	101	224	2200	3000
NKI 50/25	Βελονοειδές	50	68	40,2	88	7500	8500

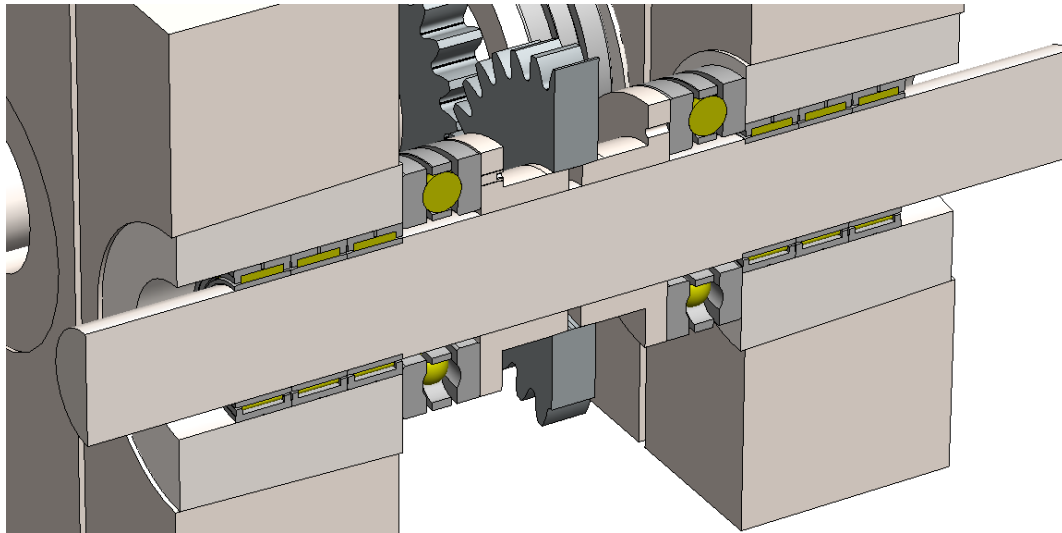
Πίνακα 4.2.1.1: Στοιχεία χρησιμοποιούμενων ρουλεμάν

Υλικό	Μέτρο Ελαστικότητας E(GPa)	Πυκνότητα $\rho(\text{kg/m}^3 * 10^3)$
Αλουμίνιο	80	2,7
Τιτάνιο	120	4
Χάλυβας	200	7,8
Βολφράμιο	310	19

Πίνακας 4.2.1.2: Πίνακας σύγκρισης υλικών άξονα



Εικόνα 4.2.1.2: Απορριπτόμενος σχεδιασμός άξονα – οδοντωτών τροχών



Εικόνα 4.2.1.3: Τελικός σχεδιασμός άξονα – οδοντωτών τροχών

- **Κωνικές Στηρίξεις**

Στην Εικόνα 4.2.1.4 φαίνεται η στατική ανάλυση των δυνάμεων σε κεκλιμένο επίπεδο. Αυτό χρησιμεύει στον υπολογισμό της κωνικότητας των διαφόρων στοιχείων μηχανών. Ο Πίνακας 4.2.1.3 περιέχει την επεξήγηση των συμβόλων που χρησιμοποιούνται.

Σύμβολο (Μονάδες)	Περιγραφή
F (N)	Ασκούμενη Αξονική Δύναμη
F _u (N)	Προκύπτουσα Δύναμη Σύσφιξης
N (N)	Κάθετη Αντίδραση
F _t (N)	Δύναμη Τριβής
θ (° - μοίρες)	Γωνία Κλίσης

Πίνακας 4.2.1.3: Σύμβολα Εικόνας 5.2.1.4

Ισχύουν οι σχέσεις:

$$F_t = \mu N \quad (1)$$

$$\sum F_x = 0 \Leftrightarrow -F + N \sin \theta + F_t \cos \theta = 0 \Leftrightarrow F = N \sin \theta + F_t \cos \theta \xrightarrow{(1)} \quad (2)$$

$$F = N(\sin \theta + \mu \cos \theta)$$

$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow F_u - N \cos \theta + F_t \sin \theta = 0 \Leftrightarrow F_u = N \cos \theta - F_t \sin \theta \xrightarrow{(1)} \quad (3)$$

$$F_u = N(\cos \theta - \mu \sin \theta)$$

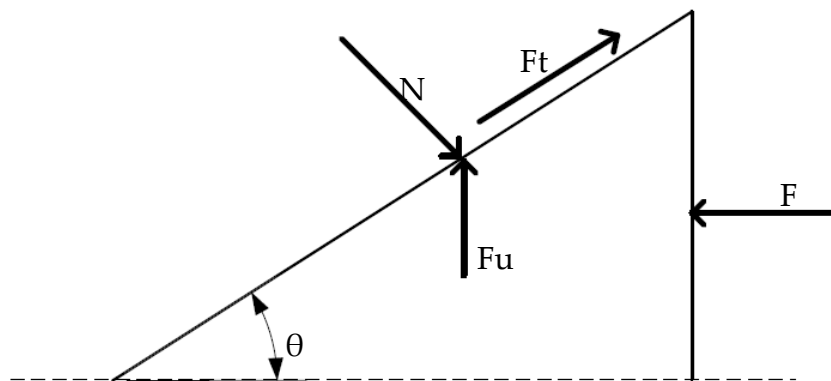
Διαιρώντας κατά μέλη τις εξισώσεις (3) και (2) παίρνουμε:

$$F_u = F \frac{\cos \theta - \mu \sin \theta}{\sin \theta + \mu \cos \theta} \quad (4)$$

Με παράμετρο σχεδιασμού την γωνία θ , αναζητείται η γωνία θ για την οποία προκύπτει η μεγαλύτερη δύναμη σύσφιξης. Για τον λόγο αυτό παραγωγίζεται η (4) ως προς θ και προκύπτει:

$$\frac{dF_u}{d\theta} = \frac{d}{d\theta} \left(F \frac{\cos\theta - \mu\sin\theta}{\sin\theta + \mu\cos\theta} \right) = F \frac{d}{d\theta} \left(\frac{\cos\theta - \mu\sin\theta}{\sin\theta + \mu\cos\theta} \right) = F \frac{-1 - \mu^2}{(\sin\theta + \mu\cos\theta)^2} < 0 \quad (5)$$

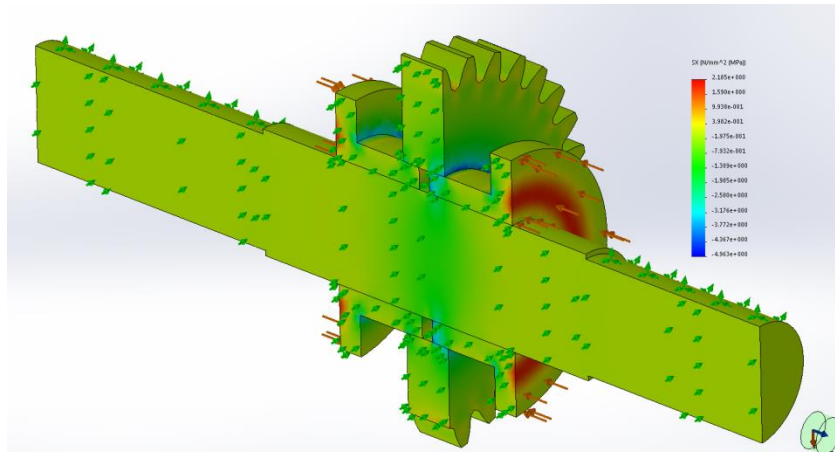
Από την Εξίσωση (5) γίνεται φανερό πως αυξανόμενης της γωνίας θ μικραίνει η δύναμη σύσφιξης F_u . Τα αποτελέσματα αυτά αποδεικνύονται και αριθμητικά με χρήση των κατάλληλων λογισμικών. Παρακάτω παρατίθενται τα αποτελέσματα για δυο διαφορετικές τιμές της γωνίας θ , 2° και 10° και αξονικό φορτίο $F=1000\text{N}$, στον Πίνακα 4.2.1.4 και στις Εικόνες 4.2.1.5 και 4.2.1.6.



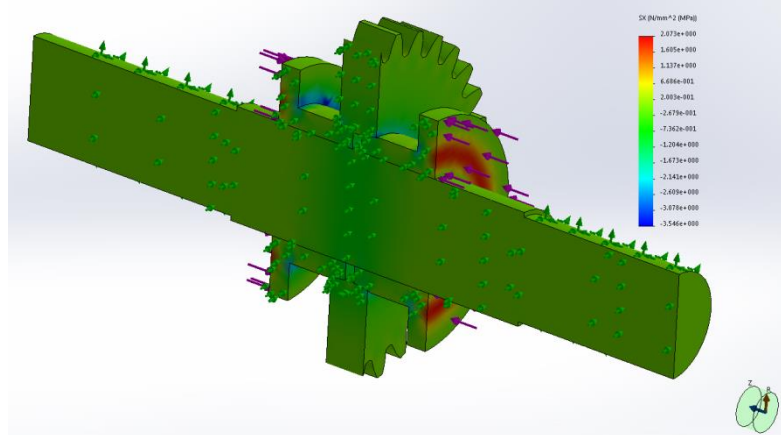
Εικόνα 4.2.1.4: Στατική ανάλυση δυνάμεων στο κεκλιμένο επίπεδο

Γωνία θ	Αναλυτική Λύση	Αριθμητική Λύση	Απόκλιση
2	3084	3440	10%
10	2304	2388	3,5%

Πίνακας 4.2.1.4: Σύγκριση αναλυτικών και αριθμητικών αποτελεσμάτων υπολογισμού δύναμης σύσφιξης.



Εικόνα 4.2.1.5: Αριθμητική λύση δύναμης σύσφιξης με γωνία $\theta=2^\circ$



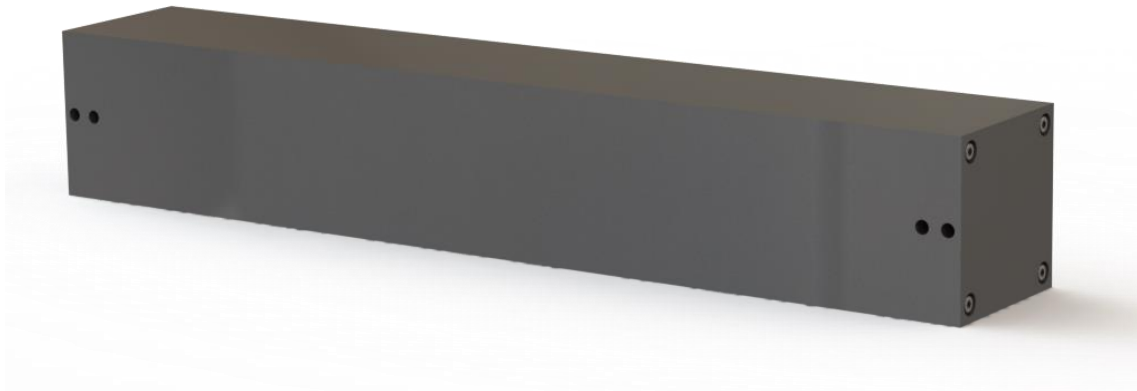
Εικόνα 4.2.1.6: Αριθμητική λύση δύναμης σύσφιξης με γωνία $\theta=10^\circ$

Όπως φάνηκε και στα προηγούμενα, καλύτερη επιλογή είναι η γωνία κλίσης να έχει όσο το δυνατόν μικρότερη τιμή.

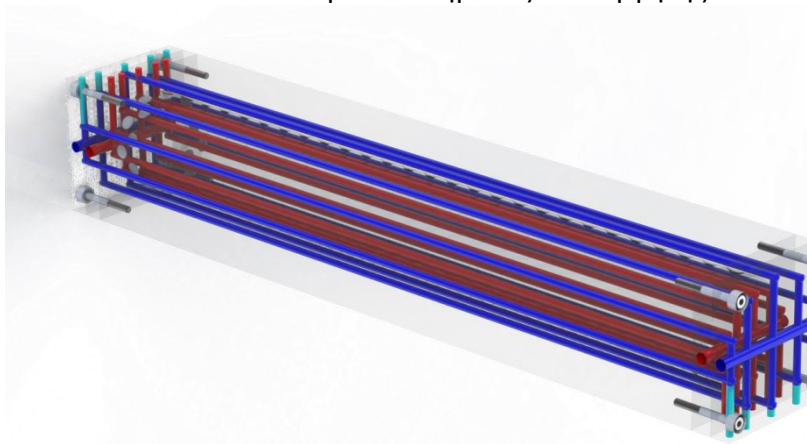
Τελικά επιλέγεται γωνία κλίσης τόσο για τις κωνικές στηρίξεις όσο και για τα ασφαλιστικά των οδοντωτών τροχών $\theta=2^\circ$.

- **Τροποποίηση Επενεργητή**

Όπως φαίνεται και στην Εικόνα 4.2.1.7 ο επενεργητής επιμηκύνεται ώστε να προσδένεται απευθείας στα τοιχώματα της διάταξης χωρίς την ανάγκη ύπαρξης περαιτέρω εξαρτημάτων. Με τον τρόπο αυτό μπορεί να εκμεταλλευτεί το νέο αυξημένο μήκος του επενεργητή με την έννοια ότι για τις ίδιες θερμοκρασιακές διαφορές επιτυγχάνει μεγαλύτερη επιμήκυνση.



Εικόνα 4.2.1.7: Τροποποιημένος Επενεργητής



Εικόνα 4.2.1.8: Τροποποιημένος Επενεργητής – Εσωτερική Διαμόρφωση

- **Μετάδοση Ισχύος**

Η μετάδοση ισχύος στην διάταξη θα γίνεται με χρήση τροχαλιών. Αν και όπως σχολιάστηκε στα Κεφάλαια 1.2.2.2 και 4.1.2 η ιδανική επιλογή θα ήταν η απευθείας πρόσδεση του κινητήρα και του φορτίου στις εδράσεις των αξόνων για την επίτευξη τέλει ευθυγράμμισης, εντούτοις λόγω χωροταξικών περιορισμών (αποφυγή μεγάλων βελών κάμψης στα τοιχώματα της διάταξης) επιλέγεται η μεταφορά κινητήρα και φορτίου σε άλλο επίπεδο από αυτό της διάταξης και η σύνδεσή τους με αυτή μέσω ιμαντοκίνησης και συγκεκριμένα με τραπεζοειδή ιμάντα. Ο λόγος που δεν επιλέγεται άλλος τύπος μετάδοσης της ισχύος όπως λ.χ. ιμάντας με οδόντωση ή αλυσοτροχοί είναι το γεγονός πως η ύπαρξη οποιασδήποτε μορφής οδόντωση θα επηρεάζει την δυναμική του συστήματος. Επιπλέον η δυναμική συμπεριφορά της ιμαντοκίνησης δεν επηρεάζεται δραστικά από την μη καλή ευθυγράμμιση των τροχαλιών. Αυτό είναι σημαντικό πλεονέκτημα για την επιλογή της συγκεκριμένης μορφής μετάδοσης ισχύος.

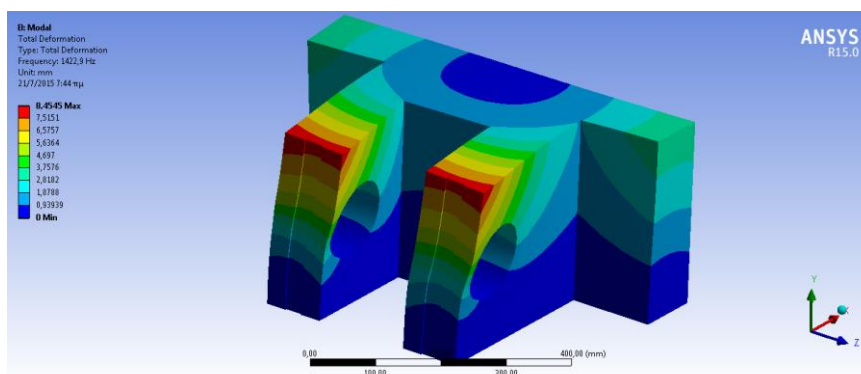
4.2.2: ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΥΧΝΟΤΗΤΩΝ

Στην συνέχεια πραγματοποιήθηκε ανάλυση συχνοτήτων στα τοιχώματα της διάταξης για να βρεθούν οι ιδιοσυχνότητές τους. Στον Πίνακα 4.2.2.1 παρουσιάζονται οι πρώτες 10 ιδιοσυχνότητες των τοιχωμάτων.

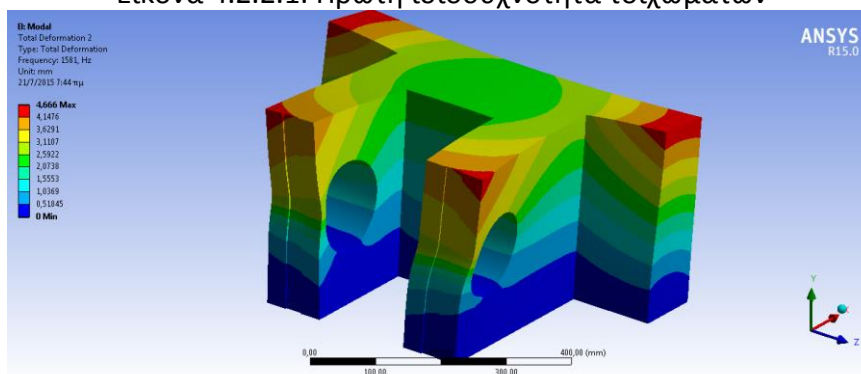
<u>No</u>	<u>Ιδιοσυχνότητα (Hz)</u>
1	1422,9
2	1581,0
3	1655,4
4	1874,2
5	2321,1
6	2539,6
7	2958,2
8	3267,9
9	3580,6
10	4127,4

Πίνακα 4.2.2.1: Οι 10 πρώτες ιδιοσυχνότητες των τοιχωμάτων της διάταξης

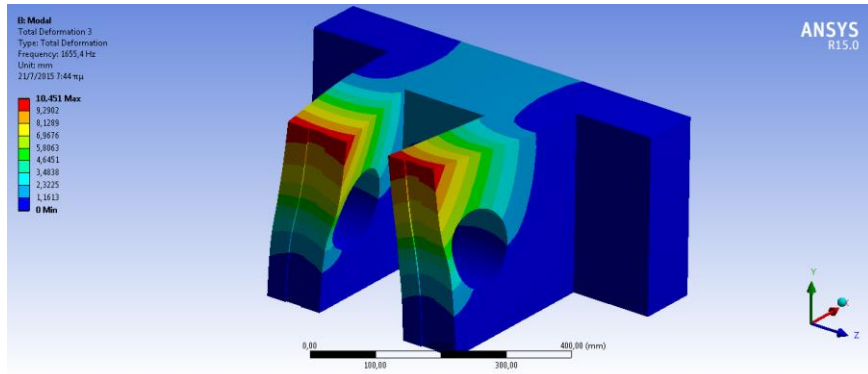
Στις Εικόνες 4.2.2.1 έως 4.2.2.6 παρουσιάζονται οι έξι πρώτες ιδιοσυχνότητες των τοιχωμάτων.



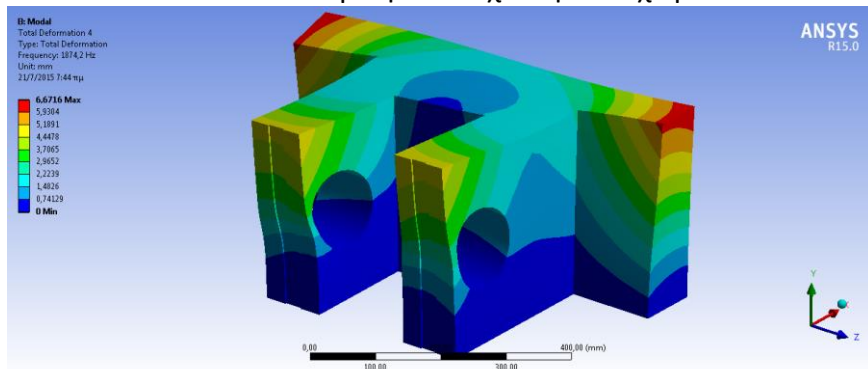
Εικόνα 4.2.2.1: Πρώτη ιδιοσυχνότητα τοιχωμάτων



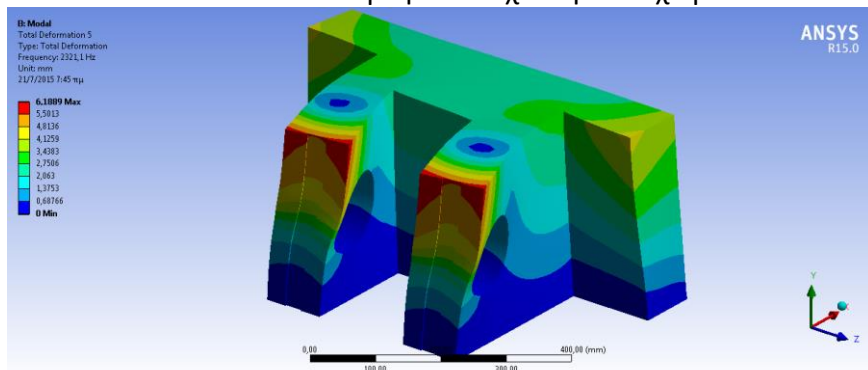
Εικόνα 4.2.2.2: Δεύτερη ιδιοσυχνότητα τοιχωμάτων



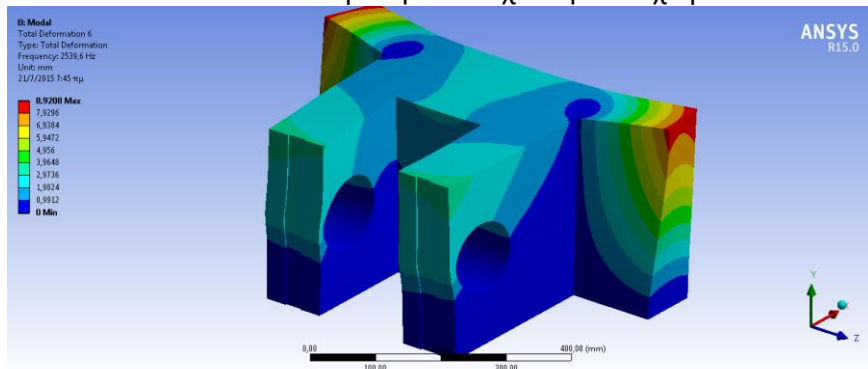
Εικόνα 4.2.2.3: Τρίτη ιδιοσυχνότητα τοιχωμάτων



Εικόνα 4.2.2.4: Τέταρτη ιδιοσυχνότητα τοιχωμάτων



Εικόνα 4.2.2.5: Πέμπτη ιδιοσυχνότητα τοιχωμάτων



Εικόνα 4.2.2.6: Έκτη ιδιοσυχνότητα τοιχωμάτων

Στο τέλος ακολουθεί μελέτη συχνοτήτων της συναρμολογημένης διάταξης. Για να υπολογίσουμε τις ιδιοσυχνότητες της διάταξης, αυτή πρέπει να είναι προεντεταμένη λόγω των επενεργητών. Την προένταση αυτή την υπολογίζουμε στηρίζοντας τα τοιχώματα με elastic support στιβαρότητας που υπολογίζεται παρακάτω, ενώ το φορτίο της προέντασης είναι ίσο με 3800N όπως υπολογίστηκε από την αξονική ενδοτικότητα του επενεργητή στο Κεφάλαιο 3.

$$\frac{E_{eq} A}{L} = \frac{10^7}{3,3} \Leftrightarrow E_{eq} = 183333 \frac{N}{mm^2}$$

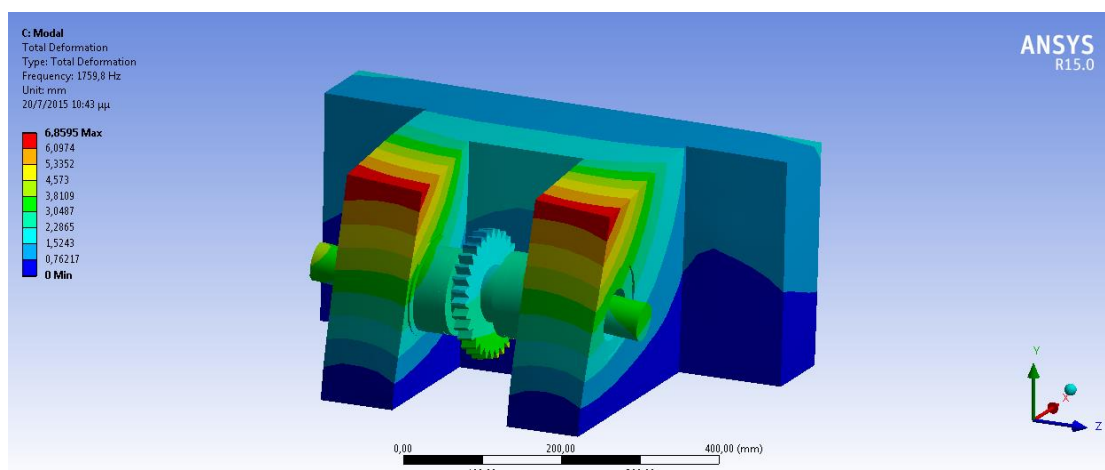
Όπου E_{eq} η ισοδύναμη δυσκαμψία, $L=605mm$ το μήκος του επενεργητή και $A=10^4 mm^2$ η διατομή του επενεργητή.

Οι προκύπτουσες ιδιοσυχνότητες φαίνονται στον Πίνακα 4.2.2.2.

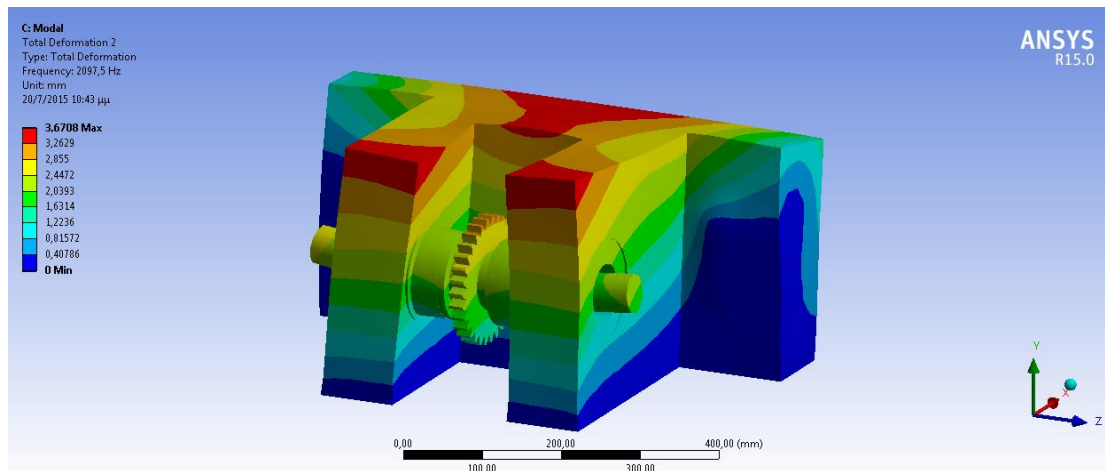
<u>No</u>	<u>Ιδιοσυχνότητα (Hz)</u>
1	1759,8
2	2097,5
3	2352,3
4	2359,8
5	3080,6
6	3720,1
7	3854,2
8	3981,4
9	4019,5
10	4075,5

Πίνακα 4.2.2.2: Οι 10 πρώτες ιδιοσυχνότητες της διάταξης

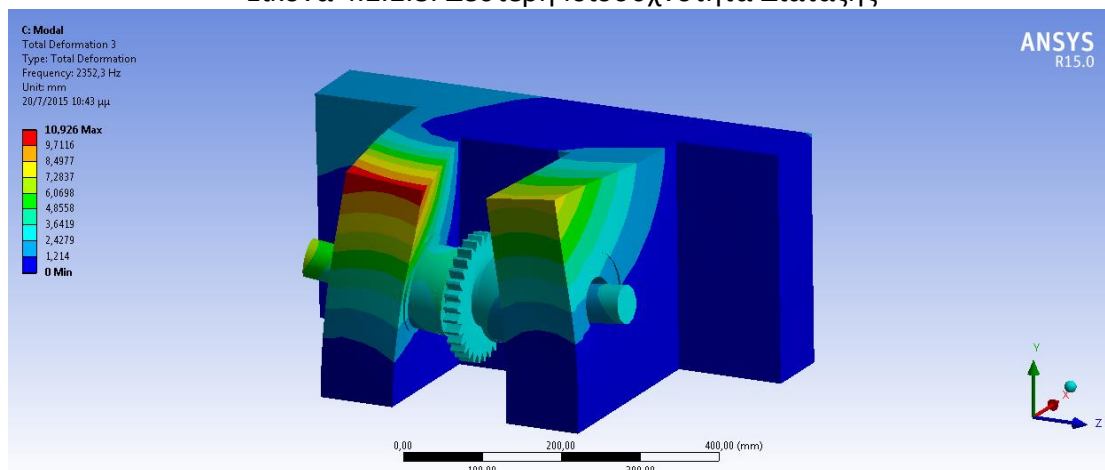
Στις Εικόνες 4.2.2.7 έως 4.2.2.11 παρουσιάζονται οι πέντε πρώτες ιδιοσυχνότητες των τοιχωμάτων.



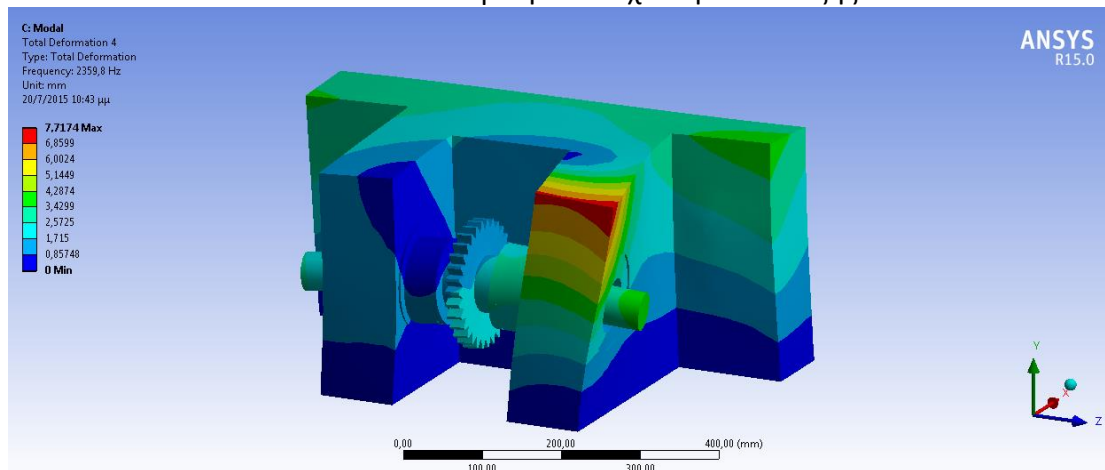
Εικόνα 4.2.2.7: Πρώτη Ιδιοσυχνότητα Διάταξης



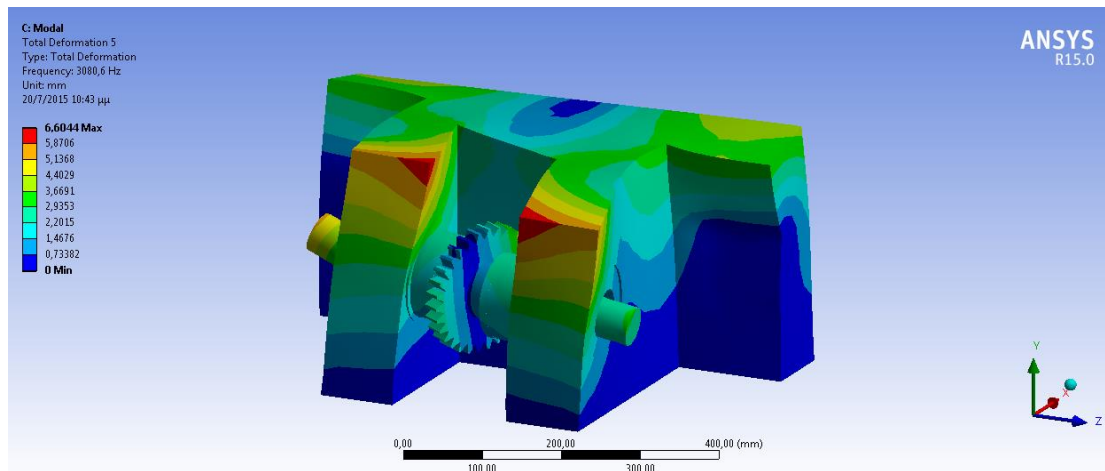
Εικόνα 4.2.2.8: Δεύτερη Ιδιοσυχνότητα Διάταξης



Εικόνα 4.2.2.9: Τρίτη Ιδιοσυχνότητα Διάταξης



Εικόνα 4.2.2.10: Τέταρτη Ιδιοσυχνότητα Διάταξης



Εικόνα 4.2.2.11: Πέμπτη Ιδιοσυχρότητα Διάταξης

4.3: ΜΕΤΡΗΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΠΕΙΡΑΜΑΤΩΝ

Σημαντικό επίσης στοιχείο της διεξαγωγής των απαραίτητων πειραμάτων θα είναι και η χρήση των κατάλληλων μετρητικών διατάξεων για την εποπτεία των πειραμάτων. Οι βασικότερες παράμετροι προς εποπτεία και μέτρηση είναι:

1. Ταχύτητα περιστροφής αξόνων
2. Επιμηκύνσεις επενεργητών
3. Μετατοπίσεις αξόνων
4. Ταλαντώσεις σε επιλεγμένες θέσεις πάνω στην διάταξη

Για τις παραπάνω μετρήσεις θα χρησιμοποιηθούν μετρητικά όργανα εμπορίου. Επιγραμματικά αναφέρονται κάποια τέτοια μετρητικά συστήματα του εμπορίου ανά χρήση.

- Για την μέτρηση της γωνιακής ταχύτητας των αξόνων θα προτείνεται να χρησιμοποιηθούν περιστροφικοί encoders.
- Για τις μετρήσεις των μετατοπίσεων προτείνεται συνδυασμός χρήσης δυο διαφορετικών μετρητικών συστημάτων: μηχανοστάθμια για την μέτρηση της επιμήκυνσης των επενεργητών και laser την μέτρηση της μετατόπισης των αξόνων. Τέτοια laser υπάρχουν στο εμπόριο με ονομαστική ανάλυση που φτάνει την τάξη των 10nm.
- Μετρήσεις ταλαντώσεων με χρήση επιταχυνσιόμετρων.

Τέλος η διάταξη μετά την συναρμολόγησή της θα μετράται με χρήση μηχανής CMM προκειμένου να γίνεται η μέτρηση των ακριβών της γεωμετρικών χαρακτηριστικών και να μπορούν να συσχετιστούν με τις μετρήσεις.

4.4: ΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΣΗ – ΑΠΟΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΣΗ

ΔΙΑΤΑΞΗΣ

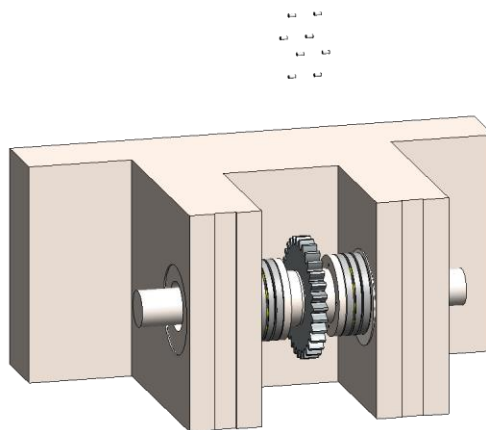
Προφανώς η διάταξη αυτή σχεδιάστηκε για να μπορεί να ελέγχει ένα εύρος οδοντωτών τροχών και συγκεκριμένα οποιοδήποτε ζεύγος όμοιων οδοντωτών τροχών με απόσταση αξόνων στο εύρος $155\pm 10\text{mm}$ (συνδυασμός module και αριθμού οδόντων Z).

Επομένως υπάρχει η απαίτηση η διάταξη να μπορεί να συναρμολογείται πριν από κάθε πείραμα και να αποσυναρμολογείται με το πέρας του.

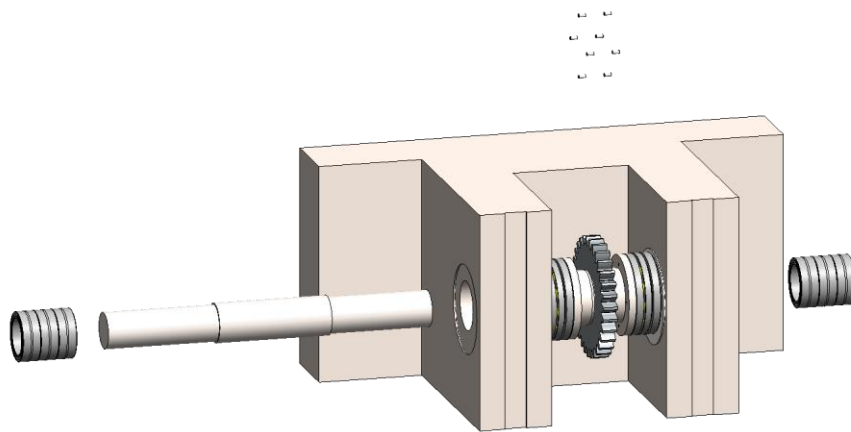
Στον παρόν κεφάλαιο παρουσιάζεται η διαδικασία συναρμολόγησης και αποσυναρμολόγησης της διάταξης. Για να επιτευχθεί αυτό παρουσιάζονται παρακάτω οι Εικόνες 4.4.1 έως 4.4.4 που περιγράφουν την διαδικασία.

Επιγραμματικά, η αποσυναρμολόγηση της διάταξης γίνεται με τα παρακάτω βήματα:

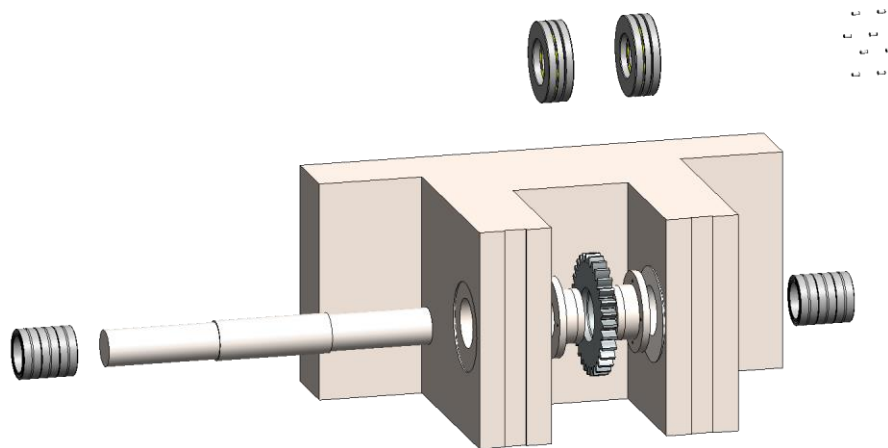
1. Αποκοχλίωση κοχλιών σύσφιξης – χάνεται η αξονική σύσφιξη του οδοντωτού τροχού και κατά συνέπεια η ακτινική καθώς δεν ασκείται δύναμη μέση των κωνικών στηρίξεών του. Επίσης χάνεται η σύσφιξη των κωνικών έκκεντρων εδράσεων.
2. Απομακρύνεται ο άξονας μαζί με τρία βελονοειδή ρουλεμάν από την μία πλευρά και εν συνεχεία απομακρύνονται τα υπόλοιπα τρία βελονοειδή ρουλεμάν.
3. Τα ωστικά ρουλεμάν είναι ελεύθερα τώρα να απομακρυνθούν από την διάταξη και έπειτα οι κωνικές εδράσεις με τον οδοντωτό τροχό.
4. Απομακρύνονται οι κωνικές έκκεντρες εδράσεις των αξόνων.



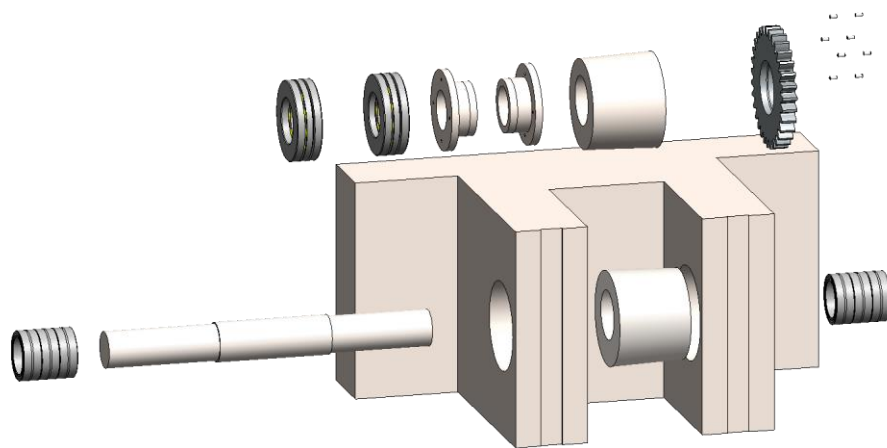
Εικόνα 4.4.1: Βήμα 1^ο-αφαίρεση ακέφαλων κοχλιών σύσφιξης



Εικόνα 4.4.2: Βήμα 2^ο – Εξαγωγή άξονα και βελονοειδών ρουλεμάν



Εικόνα 4.4.3: Βήμα 3^ο – Εξαγωγή υπόλοιπων στοιχείων



Εικόνα 4.4.4: Βήμα 4^ο – Εξαγωγή κωνικών έκκεντρων εδράσεων

4.5: ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΞΕΛΙΞΗ

Στο Κεφάλαιο 3 έγινε λεπτομερής ανάλυση (διανυσματική και αλγεβρική) των σφαλμάτων λόγω κακής ευθυγράμμισης. Εντούτοις στα πλαίσια της παρούσας εργασίας, έγινε μελέτη των σφαλμάτων όπως αυτά προκύπτουν λόγω μετατόπισης των αξόνων σε ένα μόνο επίπεδο.

Στα πλαίσια αυτής της διπλωματικής εργασίας έγινε προσπάθεια απόδειξης της λειτουργίας (proof of concept) μιας τέτοιας υπερστιβαρής διάταξης. Εντούτοις η μελλοντική ανάπτυξη αυτής της διάταξης μπορεί να γίνει δίνοντας βάση σε τρεις κύριους άξονες:

1. Τον σχεδιασμό και δημιουργία μιας διάταξης ικανής να μελετήσει ενδελεχώς την επιρροή των σφαλμάτων λόγω κακής ευθυγράμμισης και στα δύο επίπεδα στην δυναμική συμπεριφορά οδοντωτών τροχών.
2. Δυνατότητα σχεδιασμού μιας τέτοιας διάταξης που να μπορεί να φιλοξενήσει και να μετρήσει οποιοδήποτε είδος ζεύγους οδοντωτών τροχών (εσωτερικής και εξωτερικής οδόντωσης, κωνικούς, ασυμβάτων αξόνων κ.ο.κ.)
3. Σχεδιασμός μιας διάταξης με modularity ικανό να μπορεί να αναπροσαρμόζεται ανάλογα με τις απαιτήσεις του εκάστοτε πειράματος για πολύ μεγάλο εύρος μεγεθών οδοντωτών τροχών.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1	Γραικούσης Ρ., <i>Στοιχεία Μηχανών Ι</i> , Εκδόσεις Γιαχούδη, Θεσσαλονίκη 1983
2	Βούλγαρης Δ.Μελέτιος, <i>Μηχανολογικό Σχέδιο</i> , Εκδόσεις Σύγχρονη Εποχή, Αθήνα 2004
3	Κακάτσιος Ξ., <i>Αρχές Μεταφοράς Θερμότητας και Μάζης</i> , Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα 2006
4	Κωστόπουλος Θ., <i>Οδοντώσεις και Μειωτήρες Στροφών</i> , Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα 2010
5	Κωστόπουλος Θ., <i>Υδραυλικά και Πνευματικά Συστήματα</i> , Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα 2009
6	Μαθιουλάκης Δ.Σ., Αναγνωστόπουλος Ι.Σ., και Τουζόπουλος Δ.Γ., <i>Βιομηχανική Ρευστομηχανική</i> , Εκδόσεις Θωμάϊδίου Ιδρύματος, Αθήνα 2006
7	AGMA 912-A04, Mechanisms of Gear Tooth Failure
8	AGMA 913-A98, Method for Specifying the Geometry of Spur and Helical Gears
9	ANSI/AGMA 2002-B88, Tooth Thickness Specification and Measurement
10	C.Spitas and V.Spitas, <i>Multi-DOF dynamic contact analysis model for the simulation of gear tooth contact loss, contact reversal, impacts and rattling under variable torque considering compliant contact geometry, backlash and coupling of lateral-torsional displacements and deflections</i> , 2004
11	C.Spitas, V.Spitas and A.Amani, <i>A versatile analytical-numerical method for accurate calculation of instantaneous gear mesh compliance in real time</i> , Acta Mechanica
12	Gerhard Pahl, W. Beitz, Jörg Feldhusen, Karl-Heinrich Grote, <i>Engineering Design: A Systematic Approach</i> , Springer
13	ISO/TC 60 - Gears
14	Juan Luis Ferrando Chacon, Estefania Artigao Andicoberry, Vassilios Kappatos, Georgios Asfis, Tat-Hean Gan, Wamadeva Balachandran, <i>Shaft angular misalignment detection using acoustic emission</i> , Applied Acoustics 85 (2014) 12–22
15	Shuting Li, <i>Effects of machining errors, assembly errors and tooth modifications on loading capacity, load-sharing ratio and transmission error of a pair of spur gears</i> , Mechanism and Machine Theory 42 (2007) 698–726
16	Townsend D.P., Editor in Chief, <i>Dudley's Gear Handbook</i> , McGraw-Hill, 1992
17	Yi Guo, Tugan Eritenel, Tristan M. Ericson and Robert G. Parker, <i>Vibro-acoustic propagation of gear dynamics in a gear-bearing-housing system</i> , Journal of Sound and Vibration 333 (2014) 5762–5785
18	Young W.C. and Budynas R.G., <i>Roark's Formulas for Stress and Strain</i> , McGraw-Hill
19	SKF Rolling Bearings Catalogue, 2013
20	SKF Hydraulic Seals Catalogue, August 2014
21	http://www.solidworks.com/
22	http://www.ansys.com/
23	http://www.kisssoft.ch/
24	http://www.engineeringtoolbox.com/
25	http://asm.matweb.com/
26	https://en.wikipedia.org/
27	http://www.grc.nasa.gov/
28	http://www.fzg.mw.tum.de/
29	http://www.intertek.com/automotive/atf/fzg/

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

- Κώδικας υπολογισμού γωνίας αξόνων στον χώρο

```

format compact
R1=input('give eccentricity value for conical mount 1:');
R2=input('give eccentricity value for conical mount 2:');
R3=input('give eccentricity value for conical mount 3:');
R4=input('give eccentricity value for conical mount 1:');
R1
R2
R3
R4
X=zeros(1,4);
for n=1:4
    X(n)=input('give x-coordinate of conical mount');
    Y(n)=input('give y-coordinate of conical mount');
    Z(n)=input('give z-coordinate of conical mount');
end
for n=1:4
    theta(n)=input('give theta angle in radians');
end
for n=1:4
    x(n)=input('give linear x-axis displacement');
    y(n)=input('give linear y-axis displacement');
end
%shaft 1 vector calculation
shaft1=[R2*sin(theta(1,2))+X(1,2)+x(1,2)-R1*sin(theta(1,1))-X(1,1)-
x(1,1)
    R2*cos(theta(1,2))+Y(1,2)+y(1,2)-R1*cos(theta(1,1))-Y(1,1)-y(1,1)
    Z(1,2)-Z(1,1)];
shaft2=[R4*sin(theta(1,4))+X(1,4)+x(1,4)-R3*sin(theta(1,3))-X(1,3)-
x(1,3)
    R4*cos(theta(1,4))+Y(1,4)+y(1,4)-R3*cos(theta(1,3))-Y(1,3)-y(1,3)
    Z(1,4)-Z(1,3)];
%
%
%Calculating the angular misalignment Theta
%
%
C=dot(shaft1,shaft2)/(norm(shaft1)*norm(shaft2));
Theta=acos(C);
disp('The angular misalignment is radians is:')
Theta

```

- Κώδικας υπολογισμού διαμέτρων παροχών επενεργητή συναρτήσεως των απωλειών τους.

```

format long
l1=9.99;
l2=16.1641;
L1=8.498;
L2=22.248;
L3=27.5;
D=input('give main flow tube diameter:');
K12=l1/D^5;
K23=l2/D^5;
K34=K23;
K45=K12;
%Υπολογισμος diametron epagogika 3ekinontas apo thn megaluterh D5
D5=input('give last diameter D5:');
K5E=L1/D5^5;
K4D=K45+K5E;
D4=(L2/K4D)^(1/5)
K4E=K45+K5E;
K4DE=(sqrt(K4D*K4E)/(sqrt(K4D)+sqrt(K4E)))^2;
K3DE=K4DE+K34;
D3=(L3/(4*K3DE))^(1/5)
K3C=L3/D3^5;
K3CDE=((sqrt(K3C*K3DE)/(sqrt(K3C)+sqrt(K3DE))))^2;
K2CDE=K3CDE+K23;
D2=(L2/(9*K2CDE))^(1/5)
K2B=L2/D2^5;
K2BCDE=(sqrt(K2B*K2CDE)/(sqrt(K2B)+sqrt(K2CDE)))^2;
D1=(L1/(16*K2BCDE))^(1/5)

```