



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΤΑΧΕΙΑΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ ΠΡΩΤΟΤΥΠΩΝ & ΕΡΓΑΛΕΙΩΝ

Μέθοδοι CAE και Βελτιστοποίησης στην Ανάλυση Ανοχών

Διπλωματική Εργασία

Αδαμάντιος Τζωρτζίνης

Επιβλέπων: Δρ. Χριστόφορος Προβατίδης

Καθηγητής ΕΜΠ

ΑΘΗΝΑ 2014

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Αντικείμενο αυτής της εργασίας είναι η διερεύνηση της επιρροής των ανοχών στη λειτουργία και στο κόστος ενός μηχανισμού. Στα πλαίσιά της εφαρμόζονται σύγχρονες μέθοδοι CAE με στόχο να διερευνηθεί το πώς η προδιαγραφόμενη αβεβαιότητα στη λειτουργία ενός τυπικού μηχανισμού κατανέμεται με βέλτιστο τρόπο στα εξαρτήματα που τον συγκροτούν. Επίσης, αναλύεται η διαφοροποίηση που προκαλούν οι διαφόρων μορφών γεωμετρικές αποκλίσεις στη λειτουργία του μηχανισμού, περιλαμβάνοντας όχι μόνον αυτές που αναπόφευκτα προκαλούνται κατά την κατασκευή των επιμερούς εξαρτημάτων αλλά και τις γεωμετρικές παραμορφώσεις που προκαλούνται από τη λειτουργία.

Στο πρώτο Κεφάλαιο περιγράφεται η αναγκαιότητα, ο ρόλος και η σημασία των γεωμετρικών και διαστασιολογικών ανοχών στον σχεδιασμό και στην παραγωγή μηχανολογικών κατασκευών και αναφέρονται με συντομία οι βασικές μέθοδοι του προσδιορισμού τους.

Στο δεύτερο Κεφάλαιο διαμορφώνεται και παρουσιάζεται μεθοδολογία κατανομής της διαστασιολογικής αβεβαιότητας ενός τυπικού μηχανισμού στα εξαρτήματα που τον απαρτίζουν με στόχο την επίτευξη του ελάχιστου κόστους κατασκευής. Αρχικά γίνεται ανάλυση ενός απλοποιημένου συναρμολογήματος με οδοντωτό τροχό με στόχο να γίνει κατανοητή η προτεινόμενη μεθοδολογία. Στη συνέχεια γίνεται μια πιο σύνθετη ανάλυση ενός τυπικού μηχανισμού κίνησης εμβολοφόρου μηχανής εσωτερικής καύσης. Στα πλαίσια της εν λόγω ανάλυσης εκφράζεται η σχέση που συνδέει τις διαστασιολογικές ανοχές του κάθε εξαρτήματος με τις κρίσιμες ανοχές που λειτουργικά απαιτούνται να διατηρηθούν μετά τη συναρμολόγηση. Ακολουθεί η μαθηματική διατύπωση της συνάρτησης ανοχών-κόστους κατασκευής. Τέλος, υπολογίζεται η βέλτιστη τιμή της ανοχής κάθε διάστασης, με στόχο την επίτευξη του ελάχιστου κόστους, με χρήση του Optimization Toolbox στο υπολογιστικό περιβάλλον του Matlab.

Στο τρίτο Κεφάλαιο μελετάται η επιρροή των γεωμετρικών ανοχών στη λειτουργία του παραπάνω μηχανισμού. Αρχικά παρουσιάζονται αναλυτικά οι εξισώσεις που περιγράφουν την κινηματική συμπεριφορά του μηχανισμού κίνησης εμβολοφόρου μηχανής εσωτερικής καύσης. Στη συνέχεια εισάγονται χαρακτηριστικές γεωμετρικές ατέλειες στο κάθε εξάρτημα και εξάγονται οι σχέσεις που περιγράφουν την κίνηση του μη ιδεατού μηχανισμού. Ακολουθεί η υπολογιστική ανάλυση με τη χρήση της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων για τον προσδιορισμό των παραμορφώσεων, οι οποίες εισάγονται στην παραπάνω ανάλυση ανοχών. Τέλος, παρουσιάζονται και σχολιάζονται με συντομία τα αποτελέσματα.

Η εργασία κλείνει με την συνοπτική παρουσίαση των συμπερασμάτων που διαμορφώθηκαν κατά την εκπόνησή της.

ABSTRACT

Purpose of this study is to investigate the influence of the tolerances in the operation and the cost of a mechanism. Thereunder we apply modern CAE methods in order to investigate how the specified uncertainty in the operation of a typical mechanism is distributed optimally in the components. Also we analyze the variation caused by various forms of geometric deviations in the operation of the mechanism, including not only those which are inevitably caused by the construction of individual components but also the geometric deformations caused by the operation.

The first chapter describes the necessity, the role and importance of geometric and dimensional tolerances in the design and production engineering and mentions briefly the basic methods of determination.

In the second chapter is formed and presented an allocation methodology of dimensional uncertainty of a typical mechanism in its constituent components in order to achieve the minimum construction cost. Initially we analyze a simplified assembly with pinion in order to understand the proposed methodology. Then a more complex analysis of a typical piston assembly of an internal combustion engine is presented. As part of this analysis, the relationship between the dimensional tolerances of each component with the critical tolerances required to operate after assembly. After we present the mathematical formulation of the manufacturing cost –tolerances function. Finally, we calculate the optimum value of the tolerance of each dimension, in order to achieve minimum cost, using the Optimization Toolbox in the computing environment Matlab.

In the third chapter, we study the influence of geometric tolerances in the operation of this mechanism. Originally presented analytical equations that describe the kinematic behavior of the piston assembly of the internal combustion engine. Then we introduce characteristic geometric imperfections in each component and export relations describing the motion of non-ideal mechanism. Then a computer analysis using the finite element method for the determination of deformations, which are introduced in the analysis tolerances is performed. Finally, the results are presented and discussed briefly.

The paper ends with a summary of the conclusions reached during its preparation.

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Θα ήθελα καταρχήν να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα Καθηγητή Ε.Μ.Π. Δρ. Χριστόφορο Προβατίδη για την ανάθεση αλλά και για την καθοδήγησή του κατά την εκπόνηση της Διπλωματικής μου Εργασίας. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Δρ. Γ. Καϊσαρλή και την Δρ. Κ. Βόσσου για την πολύτιμη βοήθεια που μου παρείχαν κατά την ενασχόλησή μου με την παρούσα εργασία.

Επίσης, νοιώθω την υποχρέωση να ευχαριστήσω όλους τους ανθρώπους στον τομέα Μηχανολογικών Κατασκευών και Αυτομάτου Ελέγχου της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. που συμβάλουν καθημερινά με τη δουλειά τους στη διατήρηση μιας υψηλού επιπέδου εκπαιδευτικής διαδικασίας που οδηγεί στην επιστημονική κατάρτιση που απαιτείται να έχει ένας ανταγωνιστικός κατασκευαστής μηχανολόγος μηχανικός στη σύγχρονη αγορά εργασίας.

Τέλος θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένειά μου, η στήριξη της οποίας υπήρξε βασικός παράγοντας για την εκπλήρωση των σπουδών μου.

Περιεχόμενα:

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1	Σχεδιασμός και ανοχές γεωμετρίας –διαστάσεων.....	11
1.2	Ανοχές και ακρίβεια καταργασίας.....	13
1.2.1	Κατασκευαστικές Επιφάνειες.....	13
1.2.2	Σφάλμα καταργασίας και ανοχές σχεδιασμού.....	14
1.3	Γενικά για την ανάλυση γεωμετρικών και διαστασιολογικών ανοχών.....	18
1.3.1	Διαστασιολόγηση μιάς συντεταγμένης.....	21
1.3.2	Διαστασιολόγηση δύο ή τριών συντεταγμένων....	22
1.4	Πλαίσια στοιχείων αναφοράς.....	24
1.4.1	Πρωτεύοντα, δευτερεύοντα και τριτεύοντα στοιχεία αναφοράς.....	25
1.4.2	Μέγεθος και τοποθέτηση μετρητικών οργάνων..	26
1.5	Πλαίσιο εγγραφής γεωμετρικών ανοχών.....	27
1.6	Αρχή του Taylor.....	28
1.6.1	Ενεργός διάσταση συναρμογής.....	29
1.6.2	Αρχή του πλήρους υλικού (ΑΠΥ).....	30
1.6.3	Αρχή του ελάχιστου υλικού (ΑΕΥ).....	32
1.6.4	Γεωμετρική ανοχή ανεξάρτητη από τη διάσταση	33
1.7	Χρησιμοποιούμενα σύμβολα γεωμετρικών ανοχών.....	34
1.8	Ανοχές τόπου.....	35
1.8.1	Ανοχές θέσης.....	35
1.8.2	Ανοχές ομοκεντρότητας και συμμετρίας.....	36
1.8.3	Ανοχές μορφής προφίλ.....	37
1.8.4	Ανοχές απόκλισης εκ περιστροφής.....	39

2. ΒΕΛΤΙΣΤΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΙΚΩΝ ΑΝΟΧΩΝ

2.1	Σημασία των συνθηκών λειτουργίας στην ανάλυση ανοχών	41
2.2	Συσσώρευση ανοχών (Tolerance Stacking) και μέθοδοι ανάλυσης.....	42
2.3	Μοντελοποίηση και ανάλυση ανοχών οδοντωτού τροχού/εδράσεων για το μοντέλο χείριστης περίπτωσης.....	50
2.4	Βέλτιστος προσδιορισμός ανοχών μηχανισμού μετάδοσης κίνησης μηχανής εσωτερικής καύσης.....	56
2.4.1	Κινηματική ανάλυση μηχανισμού ΜΕΚ.....	59
2.4.2	Διαγράμματα διανυσμάτων και στατιστικό μοντέλο ανάλυσης ανοχών.....	60
2.4.3	Κατασκευή συνάρτησης κόστους ποιότητας.....	71
2.4.4	Διαμόρφωση προβλήματος βελτιστοποίησης	80
2.4.5	Επιλογή αλγορίθμου βελτιστοποίησης και σχολιασμός αποτελεσμάτων.....	83

3. ΑΝΑΛΥΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ ΜΕ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΕΣ ΑΤΕΛΕΙΕΣ

3.1	Σημασία των γεωμετρικών ανοχών στο σχεδιασμό του μηχανισμού.....	93
3.2	Ανάλυση μηχανισμού με ενσωμάτωση γεωμετρικών ατελειών.....	94
3.3	Διαμόρφωση σχέσεων για τον μη-ιδεατό μηχανισμό.....	96
3.4	Μοντελοποίηση λειτουργίας μηχανής εσωτερικής καύσης	106
3.5	Διερεύνηση της επιρροής των κατασκευαστικών ανοχών στο έδρανο του διωστήρα στη λειτουργία του μηχανισμού.....	116
	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	123

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 Σχεδιασμός και ανοχές γεωμετρίας- διαστάσεων

Η τεχνική ακρίβεια μιας κατασκευής και η ποσοτική της αξιολόγηση αναφέρονται στον βαθμό ανταπόκρισης των διαφόρων γεωμετρικών, διαστασιολογικών, φυσικών και τεχνικών χαρακτηριστικών της σε προδιαγεγραμμένες τιμές όπως αυτές καθορίζονται στις ονομαστικές τεχνικές απαιτήσεις (προδιαγραφές). Αναπόφευκτα, σφάλματα κατά την κατασκευή και τη συναρμολόγηση των επιμέρους στοιχείων, συνόλων και υποσυνόλων καθιστούν ανέφικτη την απόλυτη, με την αυστηρή μαθηματική έννοια, ακρίβεια. Στα πλαίσια του σύγχρονου σχεδιασμού των μηχανολογικών κατασκευών περιλαμβάνεται, πέραν της επίτευξης της επιθυμητής ποιότητας, και η διατήρηση αυτής καθόλη την προδιαγεγραμμένη διάρκεια ζωής της κατασκευής.

Εξαιτίας των σύγχρονων αυτοματοποιημένων μεθόδων παραγωγής έχει γίνει όλο και πιο επιτακτική η ανάγκη για ορθολογικό προσδιορισμό της απαιτούμενης ποιότητας κατά τον σχεδιασμό που, σε συνάρτηση με τις δυνατότητες που προσφέρουν τα υπάρχοντα μέσα παραγωγής και το κόστος, συνδέεται άμεσα με την δημιουργία ενός επιτυχημένου προϊόντος.

Ο αναλυτικός προσδιορισμός της ακρίβειας είναι εξαιρετικά δύσκολος ως και αδύνατος. Η πλειονότητα των σημερινών γραμμών παραγωγής βασίζεται σε εμπειρικά και πειραματικά δεδομένα για τον προσδιορισμό των παραπάνω. Η μέθοδος Taguchi που παρουσιάζεται σε επόμενες ενότητες αποτελεί μια σύγχρονη και βιομηχανικά αποδεκτή προσέγγιση για τον υπολογιστικό προσδιορισμό ανοχών.

Είναι κοινά αποδεκτό το γεγονός ότι οι απαιτήσεις για υψηλή ακρίβεια, όπως αυτή εκφράζεται από τις ανοχές γεωμετρίας, διαστάσεων και την ποιότητα επιφανειών, οδηγούν σε εκθετική αύξηση του κόστους κατασκευής.

Κατά το στάδιο της κατασκευαστικής διαμόρφωσης (embodiment design) επιδιώκεται οι προσδιοριζόμενες στα σχέδια ανοχές να καλύπτουν τις λειτουργικές ανάγκες και την ασφάλεια της κατασκευής και ταυτόχρονα να είναι επιτεύξιμες με τις διαθέσιμες μεθόδους και μέσα παραγωγής.

Γενικά, κατά τον σχεδιασμό μηχανολογικών κατασκευών συνιστάται:

- Αποφυγή υπερχαθορισμού των ανοχών και/ή εξαναγκασμένης εξασφάλισης ακρίβειας.
- Αντικατάσταση μικρών ανοχών ή μεγάλης χάρης με ελαστικά και/ή ασφαλιστικά στοιχεία.
- Αποφυγή μικρών ανοχών με την εφαρμογή ρυθμιζόμενων διατάξεων/συστημάτων.
- Προσδιορισμός ανοχών στις μικρότερες το δυνατόν διαστάσεις του κατασκευαστικού σχεδίου. Επιτυγχάνονται με μικρότερο οπωσδήποτε κόστος.
- Μικρές ανοχές/χάρες επιτυγχάνονται ευκολότερα όταν περιορίζονται κατά το δυνατόν οι κοινές επιφάνειες επαφής-συνεργασίας.
- Περιορισμός κατά το δυνατόν του αριθμού των στοιχείων μιας αλυσίδας ανοχών.
- Αποφυγή δημιουργίας μορφής και διαστάσεων με έμμεσες- όχι σαφώς επενεργούσες μεθόδους παραγωγής και/ή αιτίες (πλαστικές, ελαστικές παραμορφώσεις, θερμοκρασιακές διαστολές-συστολές, φθορές κ.α.).
- Πρόβλεψη, κατά περίπτωση, δυνατότητας τελικής κατεργασίας αποπεράτωσης σε συναρμολογημένη κατάσταση.

- Κατασκευαστική πρόβλεψη, ώστε κρίσιμες για την ακρίβεια επιφάνειες και μορφές να μπορούν άνετα να κατασκευασθούν.

1.2 Ανοχές και ακρίβεια καταργασίας

Οι ανοχές διαστάσεων των επιμέρους μερών και στοιχείων μιας κατασκευής είναι ο βασικότερος παράγοντας εξάρτησης της ακρίβειας και του κόστους. Η επίτευξη των απαιτούμενων ανοχών εξαρτάται από τις μεθόδους παραγωγής και συναρμολόγησης, τις εργαλειομηχανές, τα εργαλεία, τις ιδιοσκευές και τις μεθόδους ποιοτικού ελέγχου. Συνεπώς η εκτενής ανάλυση των διαδικασιών στις οποίες συμμετέχουν τα παραπάνω είναι κρίσιμη για το σχεδιασμό μηχανολογικών κατασκευών.

1.2.1 Κατασκευαστικές Επιφάνειες

Διακρίνονται σε:

(α) Βασικές:

Καθορίζονται κατά την διαμόρφωση του κομματιού και αναφέρονται στον φυσικό προσανατολισμό του καθώς και στον συσχετισμό του με άλλα μέρη και στοιχεία του συνόλου που ανήκει. Στα κατασκευαστικά σχέδια προσδιορίζονται έμμεσα με τις αξονικές γραμμές, τα επίπεδα συμμετρίας, τις γωνίες θέσης, τα ενδεικτικά βέλη όψεων κλπ.

(β) Λειτουργικές :

Είναι οι επιφάνειες εφαρμογής του κομματιού στο σύνολο που ανήκει. Διακρίνονται σε λειτουργικές επιφάνειες μόνιμης και - δύσκολα/εύκολα - λυόμενης σύνδεσης.

(γ) Αναφοράς:

Σε αυτές αναφέρονται όλες οι κρίσιμες διαστάσεις του κομματιού, τόσο για την κατασκευή και τον ποιοτικό έλεγχο, όσο και για την συναρμολόγηση του. Στα κατασκευαστικά σχέδια γίνεται επίσης έμμεση χρήση τους με άξονες αναφοράς, συμμετρίας, χαρακτηριστικές γραμμές ή σημεία κλπ.

(δ) Πρόσδεσης:

Χρησιμεύουν για την πρόσδεση του κομματιού στην/στις εργαλειομηχανή/νές. Χαρακτηρίζονται ανάλογα με τον προσορισμό τους σε εκχόνδρισης, ενδιάμεσων φάσεων, αποπεράτωσης, σε κύριες και βοηθητικές επιφάνειες πρόσδεσης.

Σε αυτόματες εργαλειομηχανές και εργαλειομηχανές NC/CNC οι επιφάνειες πρόσδεσης για εκχόνδριση και ενδιάμεσες φάσεις συνήθως συμπίπτουν. Σε πολλές επίσης περιπτώσεις οι επιφάνειες (α),(β),(γ) και (δ) συμπίπτουν ή επιδιώκεται να συμπίπτουν σε μία ή περισσότερες από τις υπόλοιπες. Η σύμπτωση των κατασκευαστικών επιφανειών συμβάλλει προφανώς στη βελτίωση της ακρίβειας και του κόστους της μηχανουργικής κατεργασίας.

1.2.2 Σφάλμα Κατεργασίας και Ανοχές Σχεδιασμού

Η μηχανουργική κατεργασία ενός εξαρτήματος πραγματοποιείται κατά κανόνα σε περισσότερες από μία φάσεις στην ίδια ή και σε διαφορετικές εργαλειομηχανές. Η τελικώς επιτευξιμη ακρίβεια γεωμετρίας και διαστάσεων προκύπτει ως αποτέλεσμα της ακρίβειας των διαδοχικών φάσεων και κυρίως αυτής των φάσεων αποπεράτωσης. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι το σφάλμα κατεργασίας μιας ενδιάμεσης φάσης επηρεάζει την ακρίβεια της φάσης που την ακολουθεί και την τελική επιθυμητή ακρίβεια καλούνται να αποδώσουν οι φάσεις αποπεράτωσης. Τα σφάλματα κατεργασίας των επιμέρους φάσεων συσχετίζονται συνεπώς άμεσα με τις ανοχές κατασκευής του εξαρτήματος. Η εκτίμηση του σφάλματος κατεργασίας συνιστά για τους προαναφερθέντες λόγους θεμελιώδη προϋπόθεση του Ολοκληρωμένου Μηχανολογικού Σχεδιασμού μέσα στο πλαίσιο της εξασφάλισης της εφικτότητας και της ορθολογικότητας των προδιαγραφόμενων στα κατασκευαστικά μηχανολογικά σχέδια γεωμετρικών και διαστασιολογικών ανοχών.

Γενικά το σφάλμα κατεργασίας “ σ ” σε μια δεδομένη εργαλειομηχανή με μια δεδομένη ιδιοσκευή πρόσδεσης, με δεδομένα κοπτικά εργαλεία και δεδομένη τη διάταξη και ρύθμιση τους, είναι μια συνάρτηση επτά μερικών σφαλμάτων,

$$\sigma = f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4, \sigma_5, \sigma_6, \sigma_7)$$

όπου :

σ_1 : το σφάλμα κατεργασίας που οφείλεται στην ελαστικότητα του βρόχου κατεργασίας-εργαλειομηχανή, κοπτικό εργαλείο, κομμάτι.

σ_2 : το ίδιο σφάλμα γεωμετρίας του κοπτικού εργαλείου (-ων).

σ_3 : το σφάλμα που οφείλεται στη συνεχιζόμενη φθορά του κοπτικού εργαλείου-ών

σ_4 :το σφάλμα που προκαλείται από την τοποθέτηση και τις συνθήκες συγκράτησης

σ_5 :το σφάλμα που προκαλείται από την διάταξη, τις ρυθμίσεις και την ακρίβεια μεταθέσεων των εργαλειοφορέων ή τις κινήσεις της τραπέζης της εργαλειομηχανής.

σ_6 :το αθροιστικό σφάλμα μορφής που οφείλεται στα γεωμετρικά σφάλματα και την ακρίβεια κατασκευής της εργαλειομηχανής.

σ_7 :το σφάλμα που οφείλεται στις θερμικές παραμορφώσεις.

Οι παραπάνω επτά παράγοντες είναι ανεξάρτητοι μεταξύ τους διότι:

Σφάλμα σ_1 : Όπως είναι γνωστό από την Δυναμική της Κοπής και των Εργαλειομηχανών, στο κλειστό ελαστικό σύστημα του βρόχου κατεργασίας, η δύναμη κοπής χρονικά μεταβάλλεται λόγω μεταβολών του βάθους κοπής (διαφοροποιήσεις στις ακατέργαστες αρχικές διατομές, διαστάσεις και ανοχές), των μηχανικών χαρακτηριστικών του υλικού του κομματιού, της γεωμετρίας και των διαστάσεων του κοπτικού εργαλείου (φθορά). Το προκαλούμενο από την αιτία αυτή σφάλμα διαστάσεων σ_1 –και κατ' επέκταση μορφής- εξαρτάται από την στιβαρότητα του συστήματος σε περισσότερες διευθύνσεις και από τις συνθήκες, ανάλογα με την περίπτωση φόρτισης του. Γενικά

το σ_1 προσδιορίζεται για την θέση της ελάχιστης στιβαρότητας του βρόχου κατεργασίας.

Σφάλμα σ_2 : Κυρίως αφορά στα κοπτικά εργαλεία μορφής και/ή διαστάσεων που βασίζονται στην αρχή της αντιγραφής (κοπή αυλακώσεων, οδηγών, σπειρωμάτων, οπών κλπ.) Το σ_2 επηρεάζεται επίσης από τη θερμότητα και τη φθορά.

Σφάλμα σ_3 : Η φθορά του κοπτικού εργαλείου έχει ως συνέπεια, μεταξύ των άλλων, την μεταβολή του βάθους κοπής και το προκαλούμενο από αυτή σφάλμα αποκτά ιδιαίτερη σημασία κατά την κατεργασία κομματιών μεγάλων διαστάσεων (αύξηση ολικού μήκους κοπής με την ίδια κόψη του εργαλείου, επίδραση στην γεωμετρία και τις διαστάσεις).

Σφάλμα σ_4 : Αφορά κυρίως στην κατεργασία σειράς και αποτελείται από τέσσερις συνιστώσες:

Σφάλμα τοποθέτησης: Είναι η διαφορά μεταξύ της μέγιστης και της ελάχιστης απόστασης της θεωρούμενης επιφάνειας αναφοράς του κομματιού και της αρχικής θέσης εκκίνησης του κοπτικού εργαλείου. Το σφάλμα προκύπτει όταν δεν συμπίπτουν μεταξύ τους οι επιφάνειες πρόσδεσης και αναφοράς του κομματιού. Για κάθε διάσταση είναι και διαφορετικό. Επηρεάζεται προφανώς και από το σφάλμα μορφής της αντίστοιχης επιφάνειας της εργαλειομηχανής ή ιδιοσκευής. Γενικά τα σφάλματα τοποθέτησης έχουν συνέπειες μόνο στην ακρίβεια των διαστάσεων.

Σφάλμα συγκράτησης: Είναι η διαφορά μεταξύ της μέγιστης και της ελάχιστης απόστασης του κοπτικού εργαλείου από την επιφάνεια αναφοράς του κομματιού, που προκαλείται από την μετατόπιση του λόγω δράσης των δυνάμεων συγκράτησης (σύσφιξης). Συνήθως συνυπολογίζεται με το σφάλμα τοποθέτησης. Μπορεί να μειωθεί/ αντιμετωπισθεί με ελεγχόμενα υδραυλικά/πνευματικά μέσα και με ορθολογική κατανομή δυνάμεων και ροπών στην αντίστοιχη ιδιοσκευή.

Ίδιον σφάλμα ιδιοσκευής πρόσδεσης: Αποτελείται από τα σφάλματα κατεργασίας και συναρμολόγησης των επιμέρους μερών και εξαρτημάτων της, τις φθορές και τους τραυματισμούς χρήσης και τέλος από τα αντίστοιχα σφάλματα τοποθέτησης και συγκράτησης της ιδιοσκευής στην εργαλειομηχανή.

Σφάλμα παραμορφώσεων: Οφείλεται στην δράση των δυνάμεων και ροπών πρόσδεσης πάνω στο κομμάτι. Σε εργαλειομηχανές που διαθέτουν υδραυλική ή πνευματική πρόσδεση το σφάλμα αυτό μπορεί να θεωρηθεί σταθερό και

ελεγχόμενο. Ιδιαίτερα ευαίσθητα είναι τα κομμάτια με λεπτά τοιχώματα και εκείνα με μειωμένη στιβαρότητα. Στις περιπτώσεις αυτές επιβάλλεται κατάλληλη κατασκευαστική πρόβλεψη / πρόσδεση / ιδιοσκευή.

Σφάλμα σ₅: Εξαρτάται από την προβλεπόμενη ποιότητα κατασκευής της εκάστοτε εργαλειομηχανής. Προσεγγιστικά ισχύει

$$\sigma_5 \leq (1-2) \cdot \tau$$
$$T \approx (1.5-6) \cdot \tau \text{ και } \tau = 6 \cdot \sigma$$

όπου τ η ανοχή της κατεργασίας της εργαλειομηχανής, σ η τυπική απόκλιση της ακρίβειας κατεργασίας που αυτή επιτυγχάνεται και T η κατασκευαστική ανοχή του κομματιού.

Σφάλμα σ₆: Οφείλεται στα γεωμετρικά σφάλματα της εργαλειομηχανής και επηρεάζει την μορφή και την σχετική θέση των επιφανειών του κομματιού. Δεν έχει άμεση επίδραση στην ακρίβεια των διαστάσεων. Τα γεωμετρικά αυτά σφάλματα της εργαλειομηχανής, προκύπτουν από σφάλματα κατασκευής, συναρμολόγησης και φθοράς των βασικών της μερών και υποσυνόλων. Οι σύγχρονες εργαλειομηχανές CNC έχουν περιορίσει τα σφάλματα αυτά στο ελάχιστο και σε αποδεικτά γενικά όρια χωρίς βέβαια αυτό να σημαίνει ότι δεν πρέπει να ελέγχονται καθιερωμένα.

Σφάλμα σ₇: Η θερμότητα και η διανομή της στο σύστημα κοπής, οι τριβές των κινούμενων μερών και των ε δράσεων. στις σύγχρονες μηχανές είναι αρκετά μικρό για ορθολογικές συνθήκες κοπής.

1.3 Γενικά για την ανάλυση διαστασιολογικών και γεωμετρικών ανοχών.

Η βασικές αρχές της γεωμετρικής διαστασιολόγησης και του συναφούς προσδιορισμού των ανοχών (Geometric Dimensioning and Tolerancing, GD&T) εισήχθησαν από τον Stanley Parker στη Σκωτία στα τέλη του 1930. Ο στόχος ήταν να αντιμετωπιστούν πρακτικά τεχνικά προβλήματα που

προέρχονταν από την ασαφή, με τα έως τότε διαθέσιμα πρότυπα και κανόνες, έκφραση των προδιαγραφών ακριβείας. Χαρακτηριστικό παράδειγμα: όταν δύο διαφορετικά στοιχεία σχεδιάζονται ως ομόκεντρα ή συμμετρικά ως προς μια κύρια γραμμή, τίθεται το ερώτημα του πόσο ομόκεντρα ή συμμετρικά αυτά οφείλουν να είναι, προσδιορίζοντας έτσι την απαιτούμενη ποιότητα της εκάστοτε κατεργασίας, τη σειρά με την οποία αυτές πρέπει να εκτελεστούν και βεβαίως το κόστος του τελικού προϊόντος.

Παρ' όλα αυτά δεν υπήρξε διαδεδομένη χρήση του συστήματος GD&T μέχρι τον 2^ο Παγκόσμιο Πόλεμο, καθώς μέχρι τότε η πλειονότητα της βιομηχανικής παραγωγής ήταν οργανωμένη σε ξεχωριστές, πλήρως αυτόνομες γραμμές παραγωγής. Συνεπώς, σε γενικές γραμμές, ο σχεδιαστής μηχανικός είχε τη δυνατότητα να επικοινωνεί άμεσα με τη συνολική εγκατάσταση της παραγωγής (σχεδιαστήρια μητρών και καλουπιών, χυτήρια, μηχανουργούς κι ελεγκτές ποιότητας) και να δίνει τις κατευθυντήριες γραμμές και τις απαραίτητες επεξηγήσεις για την κατασκευή διαφόρων χαρακτηριστικών που επηρέαζαν άμεσα τη λειτουργικότητα του τελικού προϊόντος όπως π.χ. οπές και σφηνάβλακες. Λόγω των αυξημένων απαιτήσεων σε επίπεδο βιομηχανικής παραγωγής κατασκευών ακριβείας κατά τη διάρκεια του 2^{ου} Παγκοσμίου Πολέμου, οι βιομηχανίες αναγκάστηκαν να αναπτύξουν ευρύτατο δίκτυο υποκατασκευαστών με στόχο να προμηθεύονται έτοιμα τεμάχια προς συναρμολόγηση, κάτι το οποίο οδήγησε στην απουσία πλέον της άμεσης επικοινωνίας μεταξύ της φάσης του σχεδιασμού και της παραγωγής. Αποτέλεσμα αυτού ήταν η κατασκευή τεμαχίων που καθιστούσε δύσκολη ή ακόμα και αδύνατη τη συναρμολόγηση καθώς και η αδύναμη κάλυψη των διαφόρων λειτουργικών απαιτήσεων.

Οι κανόνες του συστήματος γεωμετρικής διαστασιολόγησης ουσιαστικά παρείχαν τη λύση σε αυτό το πρόβλημα καθώς η εφαρμογή τους παρέχει στο σχεδιαστή/ μελετητή μηχανικό τη δυνατότητα της αποτελεσματικής, σαφούς και μονοσήμαντης απεικόνισης όχι μόνο των διαστασιολογικών μεγεθών αλλά του συνόλου των χαρακτηριστικών που είναι σημαντικά κατά την κατασκευή και τη λειτουργία του τελικού προϊόντος.

Γενικά, η καταχώρηση ανοχών στις διαστάσεις εξασκεί, μέχρις ενός σημείου, κάποιο έμμεσο έλεγχο στη γεωμετρία ενός εξαρτήματος και, κατ' επένταση, στη γεωμετρία ενός συναρμολογημένου συνόλου. Αυτό όμως δεν είναι αρκετό για τις περισσότερες σύγχρονες μηχανολογικές κατασκευές καθώς και για τις σύγχρονες μεθόδους παραγωγής και ποιοτικού ελέγχου (εργαλειομηχανές CNC, μετρητικές μηχανές συντεταγμένων CMM, αυτόματη/ρομποτική

συναρμολόγηση κ.λ.π.). Σήμερα είναι επιβεβλημένη, για τις περισσότερες τουλάχιστον εφαρμογές, η καταχώρηση στα κατασκευαστικά σχέδια και πρόσθετων καθαρά γεωμετρικών ανοχών που, σε αρμονία με τις ανοχές διαστάσεων, εξασφαλίζουν την κατασκευή ενός κομματιού με γεωμετρία και διαστάσεις μέσα σε αποδεκτά όρια. Εξυπακούεται βεβαίως, όπως άλλωστε ισχύει και για τις ανοχές διαστάσεων, ότι η εφαρμογή και γεωμετρικών ανοχών γίνεται με τη μεγαλύτερη δυνατή προσοχή και μόνο όπου κρίνεται απολύτως απαραίτητη, αφού οπωσδήποτε και αυτές επιβαρύνουν σημαντικά τόσο το κόστος κατασκευής όσο και το κόστος ποιοτικού ελέγχου. Συναφώς σημειώνεται ότι, ενώ οι οριακές τιμές της γραμμικής διαστασιολόγησης μπορούν να ανήκουν σε συστήματα αναφοράς μιάς, δύο ή τριών διαστάσεων, τα όρια των γεωμετρικών αποκλίσεων αντιθέτως αφορούν πάντοτε σε περιβάλλον δύο και συχνά τριών διαστάσεων. Όπως οι ανοχές διαστάσεων, έτσι και οι γεωμετρικές ανοχές δεν επιβάλλουν επίσης οιαδήποτε συγκεκριμένη μέθοδο παραγωγής, μέτρησης ή διαδικασία ποιοτικού ελέγχου.

Οι διαστασιολογικές και γεωμετρικές ανοχές ενός στοιχείου μηχανής ή μιας μηχανολογικής κατασκευής γενικότερα, με τον καθορισμό επιτρεπτών ορίων απόκλισης των διαστάσεων και της γεωμετρίας, εξασφαλίζουν εκτός από την καθαυτή διαστασιολογική και γεωμετρική ακρίβεια, τη συναρμολογησιμότητα και τη λειτουργικότητά της, καθώς και την εναλλαξιμότητά της. Η αρχή της εναλλαξιμότητας προσδιορίζει για ένα εξάρτημα τη δυνατότητα να μπορεί να χρησιμοποιείται ανεξάρτητα από το χρόνο, τον τόπο και τον τρόπο κατασκευής του (μέθοδος, μέσα, συνθήκες κατασκευής) με την ίδια πάντοτε αποτελεσματικότητα, άμεσα και χωρίς ανάγκη διαλογής ή διορθωτικών επεμβάσεων. Η αρχή της εναλλαξιμότητας εφαρμόζεται συνεπώς σε οιονδήποτε σχεδιασμό μικρής, μεσαίας ή μαζικής βιομηχανικής παραγωγής. Τονίζεται ιδιαίτερα ότι οι κανόνες μηχανολογικού σχεδιασμού προϋποθέτουν κατ' αρχήν την ανεξαρτησία των ανοχών των διαστάσεων μεταξύ τους και με τις αντίστοιχες γεωμετρικές ανοχές. Οι ανοχές επομένως των διαστάσεων δεν θέτουν περιορισμούς για τις επιτρεπόμενες γεωμετρικές αποκλίσεις και η δυνατότητα ή ο χαρακτήρας κατά συνέπεια μιας συναρμογής εξαρτάται κατά κανόνα από τη σύνθεση των εκάστοτε διαστασιολογικών και γεωμετρικών αποκλίσεων.

Μια μηχανολογική συναρμογή προκύπτει από το συσχετισμό των συνεργαζόμενων επιφανειών δύο ή περισσότερων κομματιών ενός μηχανολογικού συνόλου. Προϋποθέσεις για την εξασφάλιση της γεωμετρικής εναλλαξιμότητας μέσα από διαδικασίες τεχνολογικής και κοστολογικής βελτιστοποίησης, σε συνδυασμό και με τα προηγούμενα, αποτελούν:

α. Το σύστημα της γραμμικής διαστασιολόγησης:

- Μονάδα μέτρησης μήκους (π.χ. mm, μm).
- Θεωρητική γεωμετρική περιγραφή και συναφής διαστασιολογικός καθορισμός της.

β. Το σύστημα ανοχών διαστάσεων:

- Διάκριση ανοχών σε λειτουργικές, κατασκευαστικές.
- Καθορισμός πεδίου ανοχών και βασικής απόκλισης.
- Κατάταξη ανοχών κατά μέγεθος διάστασης, βαθμό ακριβείας, ίση δυσκολία επίτευξης.
- Καθορισμός σειρών προτιμητέων τιμών ανοχών.

γ. Το σύστημα συναρμογών διαστάσεων:

- Σχέση μεταξύ ανοχών συναρμογών.
- Βάση αναφοράς συναρμογών (προβληματικά συστήματα βασικού άξονα και βασικού τμήματος).
- Σειρές προτιμητέων συναρμογών διαστάσεων.

δ. Η γεωμετρική ανάλυση της συναρμογής:

- Γνώση των συνθηκών λειτουργίας του συνόλου και σχέση τους με τις ανοχές/συναρμογές των διαστάσεων.
- Πραγματικές αποκλίσεις διαστάσεων, μορφής, θέσης και προσανατολισμού.
- Ακρίβεια κατασκευής που, με κανονικές συνθήκες, επιτυγχάνουν οι μέθοδοι και τα μέσα παραγωγής.
- Διατιθέμενα μέσα μετροτεχνικού ελέγχου κομματιών, συνόλων, ελεγκτήρων, αντελεγκτήρων.

ε. Η μεθοδολογία της μέτρησης:

- Καθορισμός των προς έλεγχο γεωμετρικών χαρακτηριστικών και διαστάσεων.
- Καθορισμός των μεθόδων μέτρησης (μηχανές μέτρησης, ελεγκτήρες, μετρήσεις με εργαλεία, αποτυπώσεις ιδιοσυσκευές κ.λ.π.).
- Καθορισμός του είδους των ελεγκτήρων, οργάνων, συσκευών και μηχανών μέτρησης (ακρίβεια, βαθμονόμηση/ πιστοποίηση κ.λ.π.).
- Καθορισμός του τρόπου διεξαγωγής του μετροτεχνικού ελέγχου (μέγεθος δείγματος, συχνότητα δειγματοληψίας κ.λ.π.).

1.3.1 Διαστασιολόγηση μιας συντεταγμένης

1.3.1.1 Εξωτερικές Διαστάσεις

Μια εξωτερική διάσταση είναι μια διάσταση που μπορεί να μετρηθεί από το εξωτερικό ενός κομματιού ή μηχανολογικού συνόλου. Είναι η βραχύτερη απόσταση μεταξύ δύο σημείων που ανήκουν σε γεωμετρικά ιδανικά μορφής του κομματιού ή του συνόλου (επίπεδες, κυλινδρικές, σφαιρικές κ.α. επιφάνειες). Οι διαστάσεις αυτές, που αντιστοιχούν σε μονοσήμαντες και απόλυτα καθορισμένες καταστάσεις, από γεωμετρική άποψη ανήκουν σε συστήματα μιας συντεταγμένης. Οι εξωτερικές διαστάσεις ανάλογα με την θέση και τον προσανατολισμό των επιφανειών μέτρησης διακρίνονται σε διαστάσεις μήκους, βάθους, ύψους, πάχους, εξωτερικής διαμέτρου κ.λ.π. Εξωτερικές διαστάσεις που ορίζονται από παράλληλες και επίπεδες επιφάνειες είναι ίσες προς το μήκος της κάθετης απόστασης μεταξύ των επιφανειών αυτών. Για κειλιμένες μεταξύ τους επιφάνειες δεν μπορεί να προσδιοριστεί μονοσήμαντη εξωτερική διάσταση. Στις κυλινδρικές επιφάνειες ως εξωτερική διάσταση λαμβάνεται η απόσταση μεταξύ δύο αντιδιαμετρικών γενετειρών τους. Για τμήματα κυλινδρικών επιφανειών η εξωτερική διάσταση προκύπτει έμμεσα με την μέτρηση δύο ή τριών σημείων. Η μέτρηση εξωτερικών διαστάσεων είναι κατά κανόνα εύκολη και χωρίς ιδιαίτερα προβλήματα.

1.3.1.2 Εσωτερικές Διαστάσεις

Οι εσωτερικές διαστάσεις ενός κομματιού καθορίζονται από επιφάνειες μέτρησης που βρίσκονται στο εσωτερικό του και δεν είναι προσιτές από έξω.

Μια εσωτερική διάσταση είναι και αυτή επίσης, όπως και μια εξωτερική διάσταση, η βραχύτερη μεταξύ δύο σημείων που ανήκουν σε γεωμετρικά ιδανικά στοιχεία μορφής. Για παράλληλες επίπεδες επιφάνειες είναι η κάθετος μεταξύ τους απόσταση. Στα τμήματα ως διάμετρος λαμβάνεται η απόσταση δύο αντιδιαμετρικά κείμενων γενετειρών της κυλινδρικής επιφάνειάς τους. Από τις γεωμετρικές αποκλίσεις θέσης ή γωνίας του άξονα μέτρησης προκύπτουν αντίστοιχα σφάλματα. Κατά αντιστοιχία προς τις εξωτερικές κυλινδρικές επιφάνειες, η διάμετρος ή η ακτίνα τμήματος εσωτερικής κυλινδρικής επιφάνειας προκύπτουν από μέτρηση τριών σημείων. Στις μετρητικές μηχανές συντεταγμένων (CMM) η διάμετρος ή η ακτίνα προσδιορίζονται αντίστοιχα από τουλάχιστον τρία και συνήθως από περισσότερα σημεία.

1.3.2 Διαστασιολόγηση δύο ή τριών συντεταγμένων

1.3.2.1 Συστήματα συντεταγμένων CNC/CMM

Η κατασκευαστική διαμόρφωση ενός κομματιού αποδίδεται εξωτερικά από επιμέρους επιφανειακά γεωμετρικά στοιχεία μορφής (επίπεδα, κυλινδρικές, σφαιρικές, κωνικές ή οιασδήποτε μορφής), από τις διαστάσεις τους, καθώς και από την σχετική θέση και τον προσανατολισμό μεταξύ. Οι αξονικές γραμμές, οι γραμμές συμμετρίας, οι γενέτειρες, οι τομές των επιφανειακών στοιχείων, είναι γραμμικά γεωμετρικά στοιχεία μορφής. Γωνίες, ακμές, κορυφές και σημεία συμμετρίας συνιστούν σημειακά γεωμετρικά στοιχεία μορφής.

Στο σύνολο τους οι κανόνες της γεωμετρικής διαστασιολόγησης αποτελούν ένα σύνολο συμβόλων και κανονισμών που περιγράφουν τον τρόπο έκφρασης των προδιαγραφών ακρίβειας για τις διαστάσεις και τις γεωμετρίες στα κατασκευαστικά μηχανολογικά σχέδια. Όλες οι σχετικές προδιαγραφές περιλαμβάνονται σε ειτενή σειρά διεθνών προτύπων ISO, αλλά και σε σειρές εθνικών προτύπων, όπως το γενικό πρότυπο ASME Y14.5M και ειδικότερων, όπως το πρότυπο ASME Y14.8 που αφορά σε ανοχές για κατεργασίες χύτευσης και σφυρηλάτησης.

Γενικά η χρήση των παραπάνω κανόνων συστήνεται:

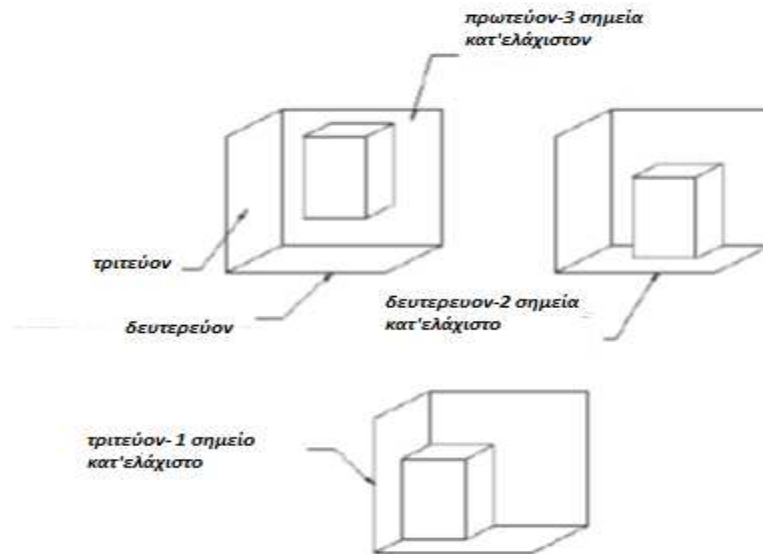
- Ο άξονας της βαθμίδας $\varnothing 2.00$ πρέπει να είναι ομοαξονικός με τον άξονα της βαθμίδας $\varnothing 1.00$ εντός μιας ζώνης ανοχής $\varnothing .005$ εάν η διάμετρος είναι $\varnothing 2.01$ σύμφωνα με την αρχή του πλήρους υλικού που θα εξηγηθεί παρακάτω.
- Η οπή $\varnothing 1.00$ είναι το μέγεθος από το οποίο προσδιορίζεται η απόσταση .500 για την τοποθέτηση της οπής $\varnothing .120$. Η απαιτούμενη ανοχή για τον προσδιορισμό της θέσης της οπής είναι .014 για το ελάχιστο υλικό (οπή $\varnothing .120$).

1.4 Πλαίσια στοιχείων αναφοράς (Datum Reference Frames)

Τα πλαίσια στοιχείων αναφοράς αποτελούν σημαντικό μέρος του συστήματος κανόνων γεωμετρικής διαστασιολόγησης. Τόσο κατά την κατασκευή όσο και κατά τον ποιοτικό έλεγχο ενός τεμαχίου απαιτείται η πλήρης κατανόηση των πλαισίων αναφοράς που καθορίζονται από το μηχανολογικό του σχέδιο. Αυτά ουσιαστικά συγκροτούν καρτεσιανά συστήματα συντεταγμένων τα οποία υλοποιούνται, μέσω του εξοπλισμού που χρησιμοποιείται κατά τη φάση της κατεργασίας και της επιθεώρησης, από τα κύρια γεωμετρικά στοιχεία του εξαρτήματος όπως είναι π.χ. οι επιφάνειες πρόσδεσης. Με βάση τις θέσεις αυτών των στοιχείων προσδιορίζονται οι σχέσεις μεταξύ των υπολοίπων διαστάσεων και γεωμετριών του εξαρτήματος.

1.4.1 Πρωτεύοντα, Δευτερεύοντα και Τριτεύοντα στοιχεία αναφοράς

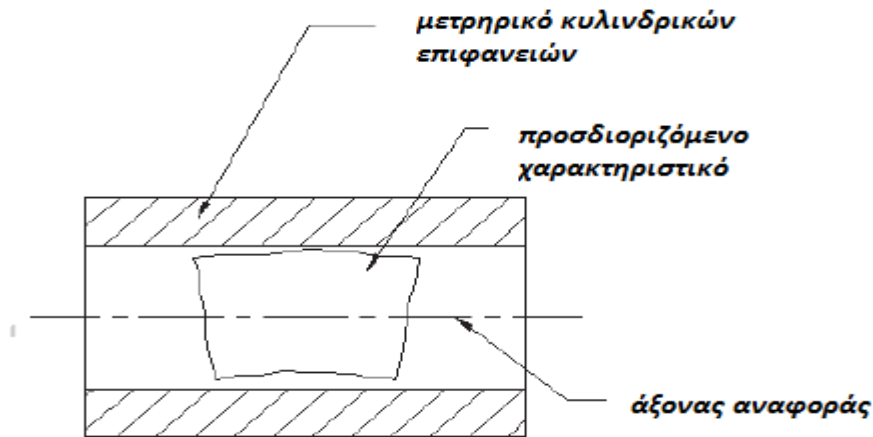
Ο ρόλος της ιεραρχίας των datum σε ένα πλαίσιο στοιχείων αναφοράς εξηγείται εδώ με βάση τον κλασικό κανόνα «3-2-1». Έτσι, το πρωτεύον στοιχείο αναφοράς είναι αυτό που έρχεται πρώτο σε επαφή κατά την τοποθέτηση με κατ' ελάχιστο τρία σημεία επαφής, το δευτερεύον είναι αυτό που έρχεται δεύτερο σε επαφή με κατ' ελάχιστο δύο σημεία επαφής και το τριτεύον αυτό που έρχεται τρίτο σε επαφή με κατ' ελάχιστο ένα σημείο επαφής όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Εάν στο τεμάχιο περιλαμβάνεται κάποιο κυκλικό/ κυλινδρικό γεωμετρικό στοιχείο τότε αυτό το μπορεί να οριστεί ως πρωτεύον. Ο άξονας συμμετρίας του έχει τη δυνατότητα να «κλειδώσει» τέσσερις βαθμούς ελευθερίας, δύο περιστροφικούς και δύο μεταφορικούς. Στη συνέχεια είναι απαραίτητο και ένα επιπλέον στοιχείο για να δεσμευθούν, αν απαιτείται, οι εναπομείναντες βαθμοί ελευθερίας. Η σειρά προτεραιότητας με την οποία προσδιορίζονται τα datum καθορίζεται από τη σειρά με την οποία αναγράφονται τα γράμματα τα οποία τα χαρακτηρίζουν στα πλαίσια στοιχείων αναφοράς. Οι επιφάνειες για τις οποίες παρέχονται γεωμετρικά χαρακτηριστικά είναι οι επιφάνειες που έρχονται σε επαφή με τις επιφάνειες πρόσδεσης κατά τη μέτρηση όπως φαίνεται παρακάτω.

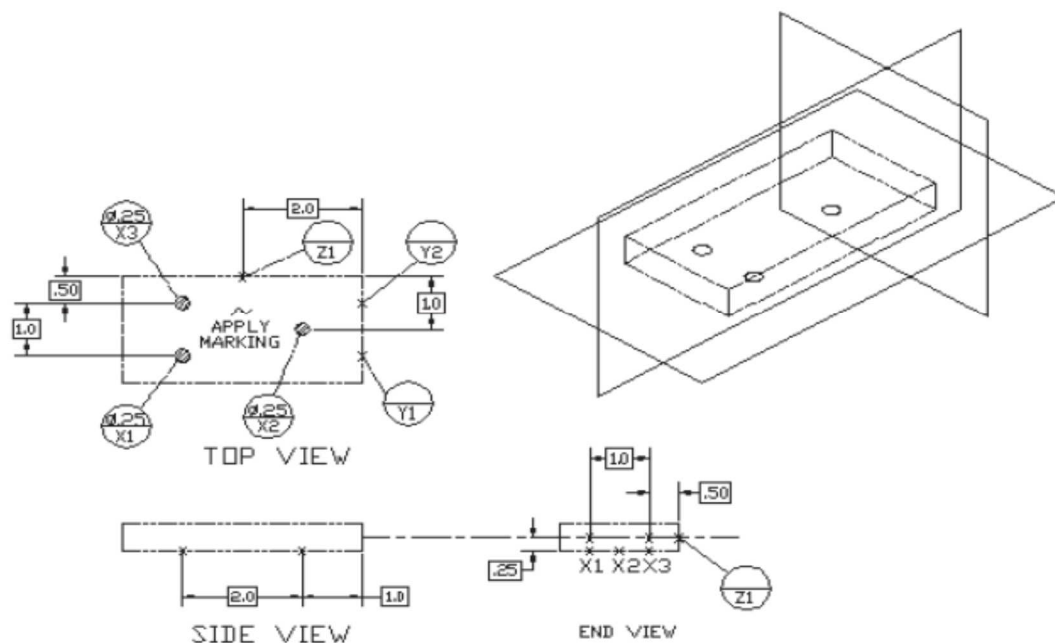


Αντίστοιχα, π.χ. στη μέτρηση κυλινδρικότητας μπορούμε να προσδιορίσουμε τον άξονα αναφοράς. Ο άξονας αναφοράς πρέπει να ορίζεται από την τομή δύο πλαισίων αναφοράς όπως φαίνεται παρακάτω:



1.4.2 Μέγεθος και τοποθέτηση μετρητικών οργάνων

Τα μετρητικά όργανα που χρησιμοποιούνται έχουν κατά κανόνα σφαιρικά άκρα για τη επάφη τους με τις προς μέτρηση επιφάνειες, είτε κυλινδρική γεωμετρία με κάποιας μορφής τσοκ για τον καθορισμό των αξόνων στις μετρήσεις για εξακρίβωση πιθανής εκκεντρότητας.

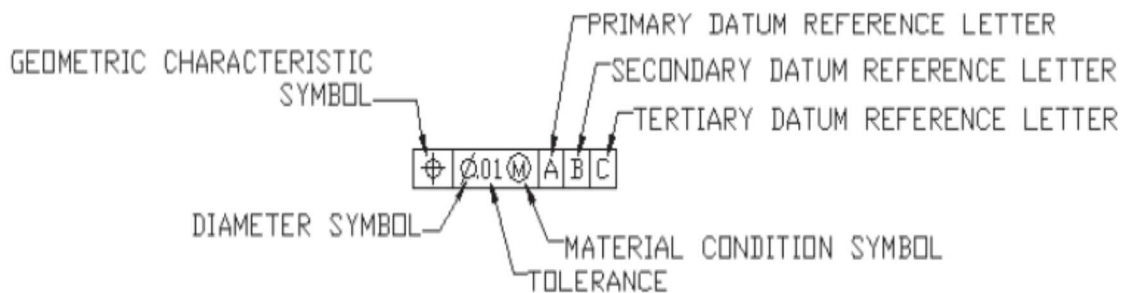


Στο παραπάνω σχέδιο οι συμβολισμοί χρησιμοποιούνται :

- Για τον καθορισμό της διεύθυνσης του μετρητικού κατά την επαφή με τις μετρούμενες επιφάνειες.
- Τον καθορισμό της προς μέτρηση επιφάνειας με τη χρήση του “APPLY MARKING”

1.5 Πλαίσιο εγγραφής γεωμετρικών ανοχών

Η γεωμετρικές ανοχές για ένα γεωμετρικό στοιχείο στα μηχανολογικά σχέδια αναγράφονται στο πλαίσιο εγγραφής γεωμετρικών ανοχών, το οποίο αποτελείται από δύο ή περισσότερα ξεχωριστά τμήματα. Στο πρώτο τμήμα εγγράφεται το σύμβολο του χαρακτηριστικού που ελέγχει η ανοχή, δηλαδή το σύμβολο της ευθύτητας, της παραλληλότητας, της θέσης κ.ο.κ. Στο δεύτερο τμήμα εγγράφεται η τιμή της ανοχής, το μέγεθος δηλαδή του πεδίου ανοχής σε μονάδες που χρησιμοποιούνται για τη σχεδίαση. Σε περίπτωση που το πεδίο ανοχής είναι κυκλικό ή κυλινδρικό προηγείται το σύμβολο Φ . Στα υπόλοιπα τμήματα αναγράφεται, όταν είναι απαραίτητο, το γράμμα ή τα γράμματα που συμβολίζουν τα στοιχεία αναφοράς όπως φαίνεται παρακάτω.



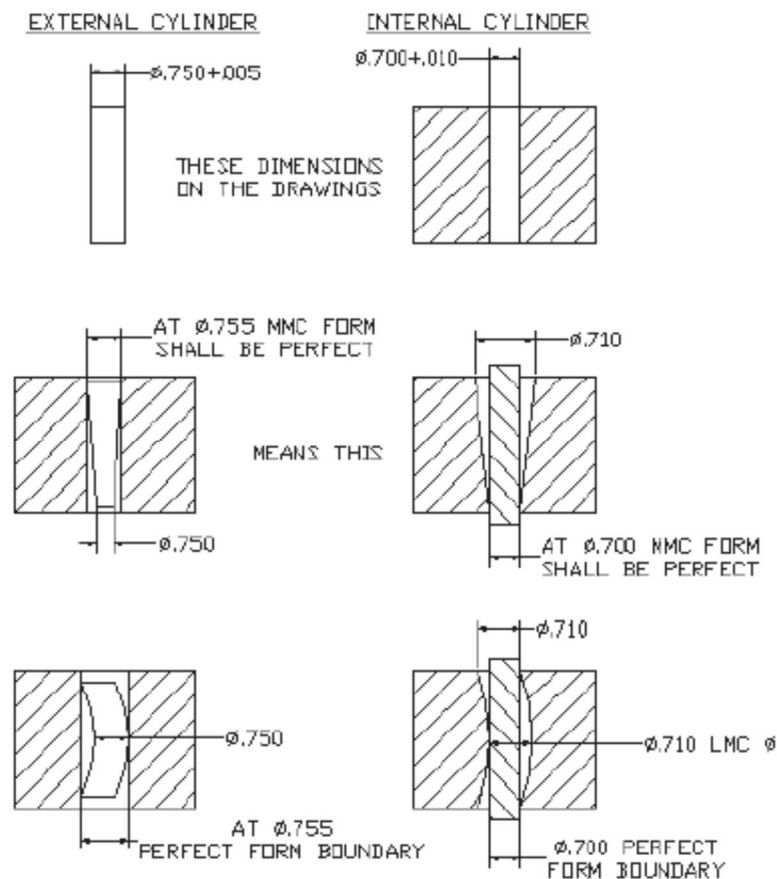
Το πλαίσιο εγγραφής ανοχών συνδέεται με το στοιχείο στο οποίο αφορά η ανοχή μέσω μιας γραμμής που τελειώνει σε βέλος με έναν απο τους εξής τρόπους:

- Στο περίγραμμα του στοιχείου ή μια προέκταση αυτού χωρίς να ευθυγραμμίζεται με την γραμμή διάστασης, όταν η γραμμή αφορά σε αυτή καθαυτή την γραμμή ή την επιφάνεια που απεικονίζει το περίγραμμα.
- Σαν προέκταση της γραμμής διάστασης όταν η ανοχή αφορά στον άξονα ή στο επίπεδο συμμετρίας του στοιχείου.

- Στον άξονα, όταν η ανοχή αφορά στον κοινά άξονα ή το κοινό επίπεδο συμμετρίας περισσοτέρων του ενός στοιχείων.

1.6 Αρχή του Taylor

Όταν προσδιορίζεται μόνο η διαστασιολογική ανοχή για ένα συγκεκριμένο γεωμετρικό στοιχείο τότε η γεωμετρία του συγκεκριμένου στοιχείου δεν πρέπει να ξεπερνά ένα συγκεκριμένο όριο που έχει την τέλεια γεωμετρία, κατά την Αρχή του Πλήρους Υλικού (ΑΠΥ). Με άλλα λόγια η διάσταση στην ΑΠΥ πρέπει να οδηγεί σε τέλεια γεωμετρία στην προσδιοριζόμενη επιφάνεια. Συνεπώς ο μετροτεχνικός έλεγχος για την απόρριψη ενός κομματιού πρέπει να διεξάγεται ξεχωριστά για όλες ανεξαιρέτως τις πραγματικές και ανεξάρτητες μεταξύ τους διαστάσεις.



1.6.1 Ενεργός Διάσταση Συναρμογής

Όπως έχουμε αναφέρει, για πραγματικά κομμάτια με διαστασιολογικά και γεωμετρικά σφάλματα η ανοχή αποδοχής πρακτικά αφορά σε μια ενεργό διάσταση συναρμογής P , ενώ η ανοχή απόρριψης σε όλες τις πραγματικές και προς έλεγχο τιμές διαστάσεων. Ενεργός Διάσταση Συναρμογής P είναι η διάσταση της ιδανικής γεωμετρικής διατομής που περιβάλλει την ή περιβάλλεται από την προς συναρμολόγηση πραγματική διατομή και εφάπτεται με αυτή σε ένα ή περισσότερα σημεία. Σύμφωνα με τον ορισμό αυτό για ένα τμήμα η ενεργός διάσταση συναρμογής P είναι η διάμετρος ενός γεωμετρικά ιδανικού κυλινδρικού τμήματος ίσου μήκους που η επιφάνεια του εφάπτεται στα προεξέχοντα σημεία της επιφάνειας του άξονα.

Η ενεργός διάσταση συναρμογής P είναι τις περισσότερες φορές μονοσήμαντη. Από την άλλη όμως πλευρά δεν μπορεί συνήθως να μετρηθεί απευθείας με μετρητικά μέσα. Είναι εξαιρετικά λίγες και πολύ απλές οι περιπτώσεις που η P μπορεί να υπολογισθεί μαθηματικά. Οι πραγματικές τιμές των διαστάσεων αντίθετα μετρώνται με σχετικά απλά όργανα, συσκευές και/ή μετρητικές μηχανές, αλλά προφανώς δεν είναι μονοσήμαντα αντιπροσωπευτικές, καθώς εξαρτώνται από τον τρόπο, τη θέση και τη διεύθυνση της μέτρησης.

1.6.2 Αρχή του Πλήρους Υλικού (ΑΠΥ)

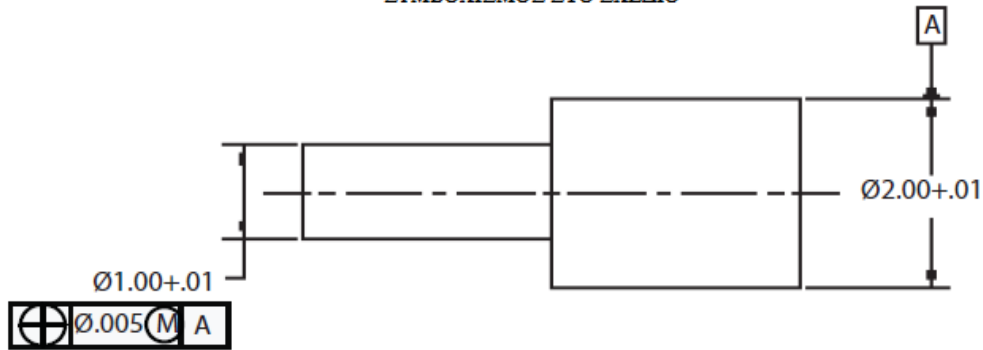
Η ενεργός διάσταση συναρμογής του P και η γεωμετρική απόκλιση α μπορεί γενικά να υπολογισθούν για πολύ απλές περιπτώσεις. Για πολύπλοκα εξαρτήματα, με πολλές επιφάνειες συνεργασίας δεν προσδιορίζεται ενεργός διάσταση συναρμογής P . Η εφαρμογή ΑΠΥ προσφέρει στην παραγωγή το πλεονέκτημα του συνδυασμού των ανοχών διαστάσεων και γεωμετρίας κατά τον τεχνικά και κοστολογικά επωφελέστερο τρόπο, αίροντας, κατά περίπτωση, τη θεσμοθετημένη ανεξαρτησία των ανοχών. Κατά αυτό τον τρόπο εξαρτήματα με γεωμετρικές αποκλίσεις πέραν των επιτρεπόμενων, που συνήθως είναι αδύνατο ή ασύμφορο να διορθωθούν, είναι δυνατό να γίνονται αποδεκτά και να χρησιμοποιούνται εφόσον οι διαστάσεις τους είναι επαρκώς απομακρυσμένες από την διάσταση πλήρους υλικού.

Η ΑΠΥ εφαρμόζεται τόσο σε γεωμετρικά στοιχεία όσο και σε στοιχεία αναφοράς. Στην δεύτερη περίπτωση επιτρέπει μια μετατόπιση του άξονα ή του επιπέδου αναφοράς κατά ίση ποσότητα με την απομάκρυνση του στοιχείου αναφοράς που καθορίζει τον άξονα ή το επίπεδο, από την αντίστοιχη διάσταση

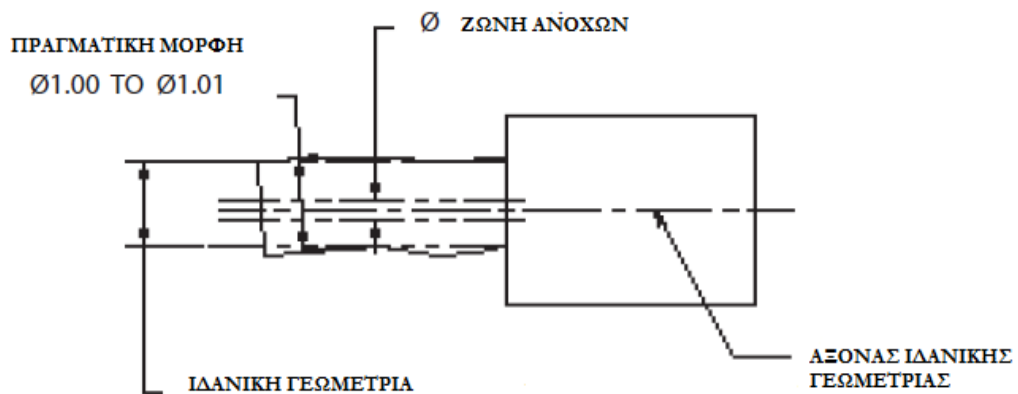
πλήρους υλικού. Από τις ανοχές μορφής, η ΑΠΥ εφαρμόζεται κυρίως στην ανοχή ευθύτητας. Η εφαρμογή της ΑΠΥ σε ανοχές θέσης είναι ιδιαίτερα χρήσιμη για την εξασφάλιση της δυνατότητας συναρμολόγησης κομματιών χωρία ιδιαίτερες απαιτήσεις ακριβείας. Σε στοιχεία τα οποία εμφανίζονται σε ομάδες και όχι μεμονωμένα, η επιτυχία της σύνδεσης εξαρτάται από τον συνδυασμό των γεωμετρικών αποκλίσεων των στοιχείων αυτών, γεγονός που ουσιαστικά μειώνει την πιθανότητα αποδοχής του κομματιού.

Παράδειγμα χρήσης ΑΠΥ:

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΣ ΣΤΟ ΣΧΕΔΙΟ



ΣΗΜΑΣΙΑ ΣΥΜΒΟΛΩΝ ΑΝΟΧΩΝ



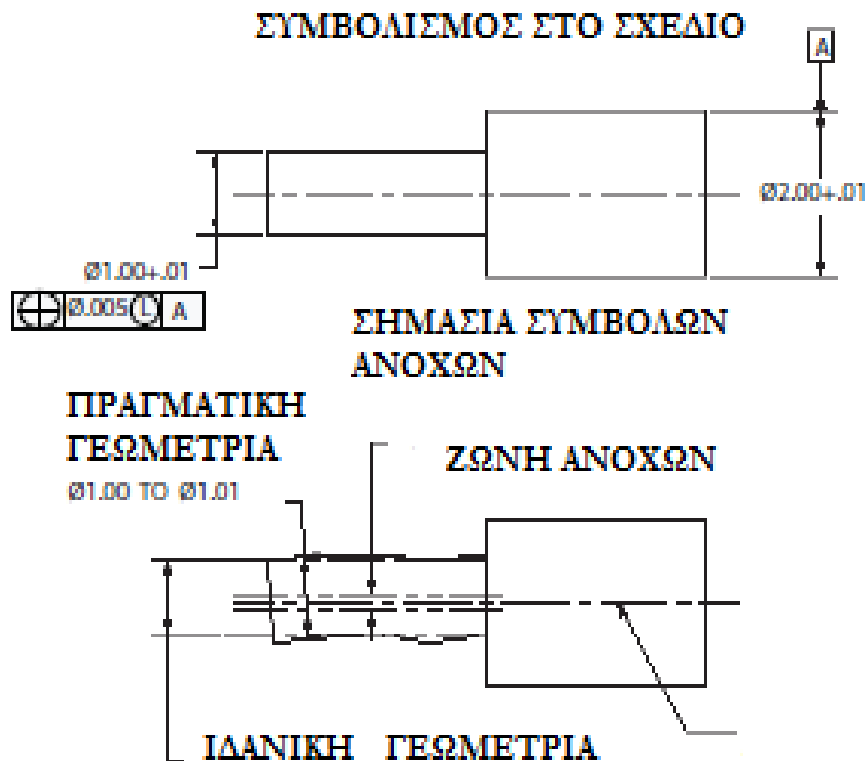
ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΖΟΜΕΝΑ ΟΡΙΑ ΓΙΑ ΤΗ ΔΙΑΜΕΤΡΟ	ΠΡΟΚΥΠΤΟΥΣΑ ΑΝΟΧΗ ΓΙΑ ΤΟΝ ΑΞΟΝΑ
$\text{Ø}1.01$.005
$\text{Ø}1.00$.015

1.6.3 Αρχή Ελάχιστου Υλικού (ΑΕΥ)

Εκφράζει το αντίθετο από την ανοχή μέγιστου υλικού, που ουσιαστικά αναφέρεται στην ελάχιστη διάσταση ενός εξωτερικού γεωμετρικού στοιχείου

όπως είναι ένας κύλινδρος και στη μέγιστη διάσταση ενός εσωτερικού γεωμετρικού στοιχείου όπως είναι μια οπή. Η ΑΟΥ χρησιμοποιείται π.χ. για να προσδιορίσει την ελάχιστη απαιτούμενη κατεργασία που απαιτεί ένα γεωμετρικό στοιχείο καθώς και το ελάχιστο πάχος μεταξύ μιας εσωτερικής και μιας εξωτερικής επιφάνειας.

Παράδειγμα χρήσης ΑΟΥ:

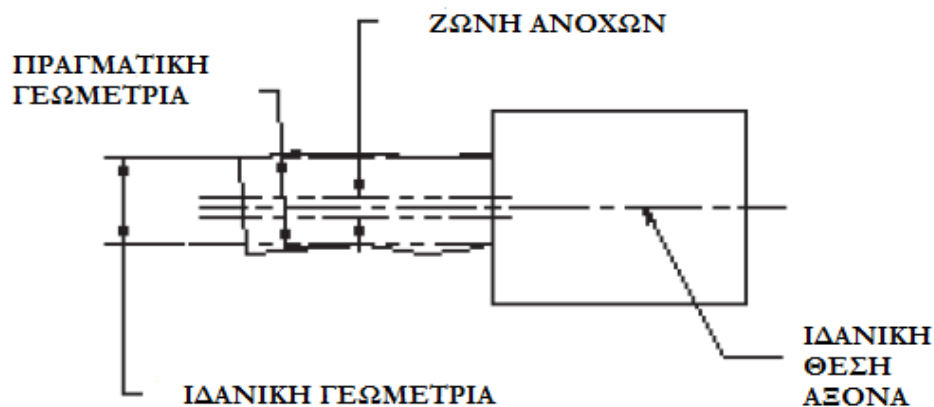


ΟΡΙΑ ΓΙΑ ΤΗ ΔΙΑΜΕΤΡΟ	ΟΡΙΑ ΓΙΑ ΤΟΝ ΑΞΟΝΑ
$\varnothing 1.00$.005
$\varnothing 1.01$.015

1.6.4 Γεωμετρική Ανοχή ανεξάρτητη από τη διάσταση

Χρησιμοποιείται όταν δεν καθορίζεται κάποια από τις δύο αρχές που αναφέρθηκαν παραπάνω (ΑΠΥ και ΑΕΥ) και υποχρεώνει τον καθορισμό π.χ. της θέσης του άξονα αναφοράς ενός γεωμετρικού στοιχείου ανεξάρτητα από την επιτρεπόμενη διαστασιολογική ανοχή στο προσδιοριζόμενο από αυτόν επίπεδο.

Παράδειγμα χρήσης γεωμετρικής ανοχής ανεξάρτητης από τις διαστάσεις:



ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΖΟΜΕΝΑ ΟΡΙΑ ΓΙΑ ΤΗ ΔΙΑΜΕΤΡΟ	ΠΡΟΚΥΠΤΟΥΣΑ ΑΝΟΧΗ ΓΙΑ ΤΟΝ ΑΞΟΝΑ
Ø1.00	.005
Ø1.01	.005

1.7 Χρησιμοποιούμενα Σύμβολα Γεωμετρικών Ανοχών

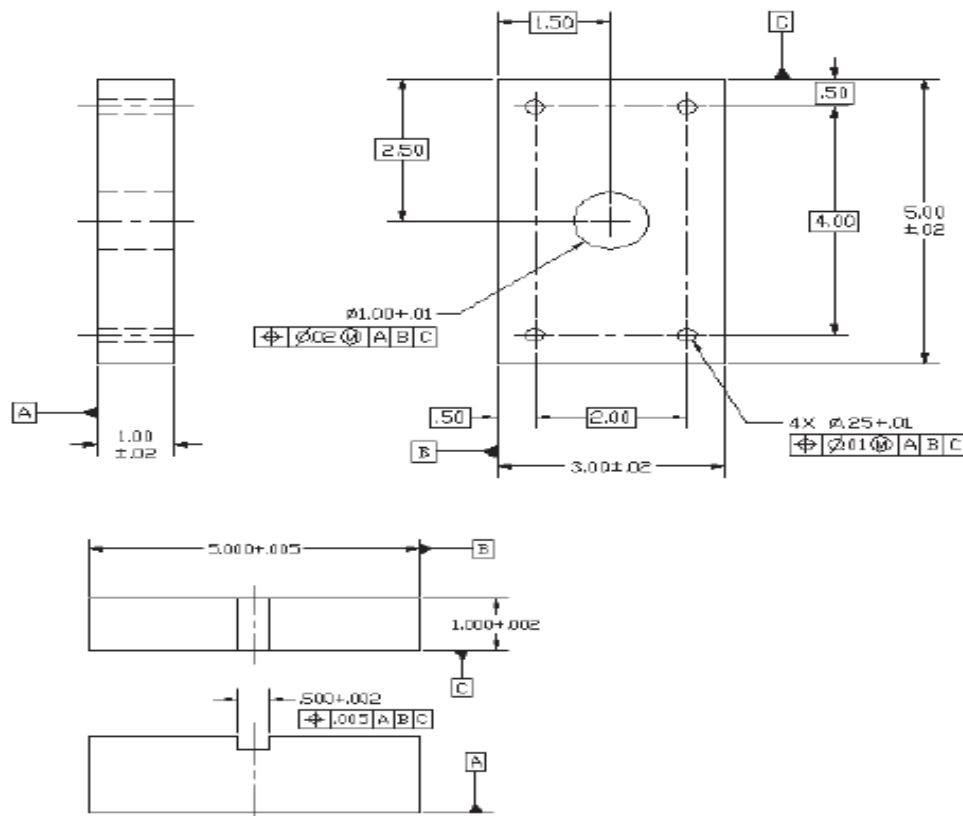
είδος ανοχής	Χαρακτηριστικό	Σύμβολο	Στοιχείο αναφοράς
Ανοχές μορφής	Ευθύτητα	—	OXI
	Επιπεδότητα	\square	
	Κυλινδricότητα	O	
	Κυλινδρικήτητα	\neq	
Ανοχές τόπου	Θέση	\neq	NAI
	Ομοκεντρότητα	\odot	
	Συμμετρία	\equiv	
Ανοχές προσανατολισμού	Καθετότητα	\perp	NAI
	Παράλληλότητα	\parallel	
	Κλίση	\sphericalangle	
Ανοχές μορφής-προσκιλ.	Πιστότητα γραμμής	\triangle	NAI ή OXI
	Πιστότητα επιφάνειας	\cap	
Ανοχές απόκλισης	Τοπική απόκλιση	\sphericalangle	NAI
	Συνολική απόκλιση	\sphericalangle	

1.8 Ανοχές τόπου

Στις ανοχές τόπου περιλαμβάνονται η αληθής θέση (true position), η ομοκεντρότητα και η συμμετρία. Η θέση χρησιμοποιείται μεταξύ άλλων για τον έλεγχο της ομοαξονικότητας ενός γεωμετρικού στοιχείου, της κάθετης απόστασης μεταξύ δύο επιφανειών και της θέσης ενός συνόλου χαρακτηριστικών ενός τεμαχίου. Η ομοκεντρότητα και η συμμετρία χρησιμοποιούνται για τον καθορισμό της επιτρεπόμενης απόκλισης ενός χαρακτηριστικού από ένα άλλο (άξονα ή επίπεδο).

1.8.1 Ανοχές θέσης

Οι ανοχές θέσης χρησιμοποιούνται περισσότερο από κάθε άλλο γεωμετρικό έλεγχο. Χρησιμοποιούνται για τον καθορισμό θέσης ενός γεωμετρικού στοιχείου από ένα δεδομένο επίπεδο ή άξονα αναφοράς. Η ανοχή οριοθετεί μια ζώνη μέσα στην οποία ο άξονας ή το κέντρο ενός επιπέδου μπορούν να βρισκονται. Η ομοαξονικότητα εκφράζει συνήθως μια κυλινδρικής μορφής ζώνη ανοχής της οποίας η διάμετρος εκφράζει την απόκλιση από έναν δεδομένο άξονα, όπως φαίνεται παρακάτω στο παράδειγμα καθορισμού της θέσεως των οπών και της αύλακας.

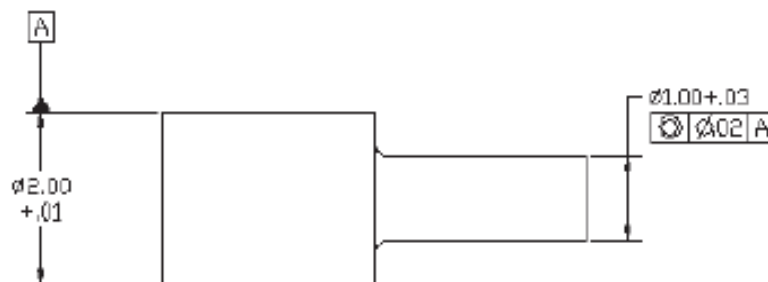


1.8.2 Ανοχές Ομοκεντρικότητας και Συμμετρίας

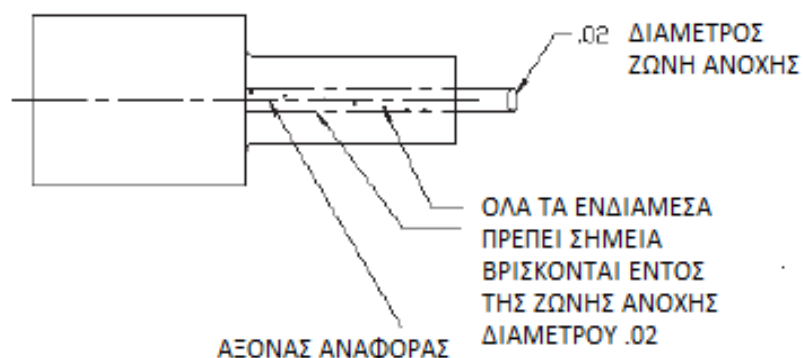
Αυτές οι ανοχές χρησιμοποιούνται για τον καθορισμό της επιτρεπόμενης απόκλισης δύο κέντρων όταν πρόκειται για κυκλικά γεωμετρικά στοιχεία και συμμετρίας για μη κυκλικά γεωμετρικά στοιχεία. Αμφότερες οι παραπάνω ανοχές απαιτούν τον περιορισμό των ενδιάμεσων σημείων του προσδιοριζόμενου χαρακτηριστικού, άσχετα από τις διαστάσεις του, μέσα στη ζώνη ανοχών. Χρησιμοποιούνται σπάνια λόγω της δυσκολίας καθορισμού των ενδιάμεσων σημείων και η κύρια χρήση τους γίνεται για τον περιορισμό της ανισορροπίας που προκύπτει όταν το κέντρο μάζας και το κέντρο περιστροφής ενός τεμαχίου αποκλίνουν πολύ.

Παράδειγμα χρήσης ανοχής ομοκεντρικότητας:

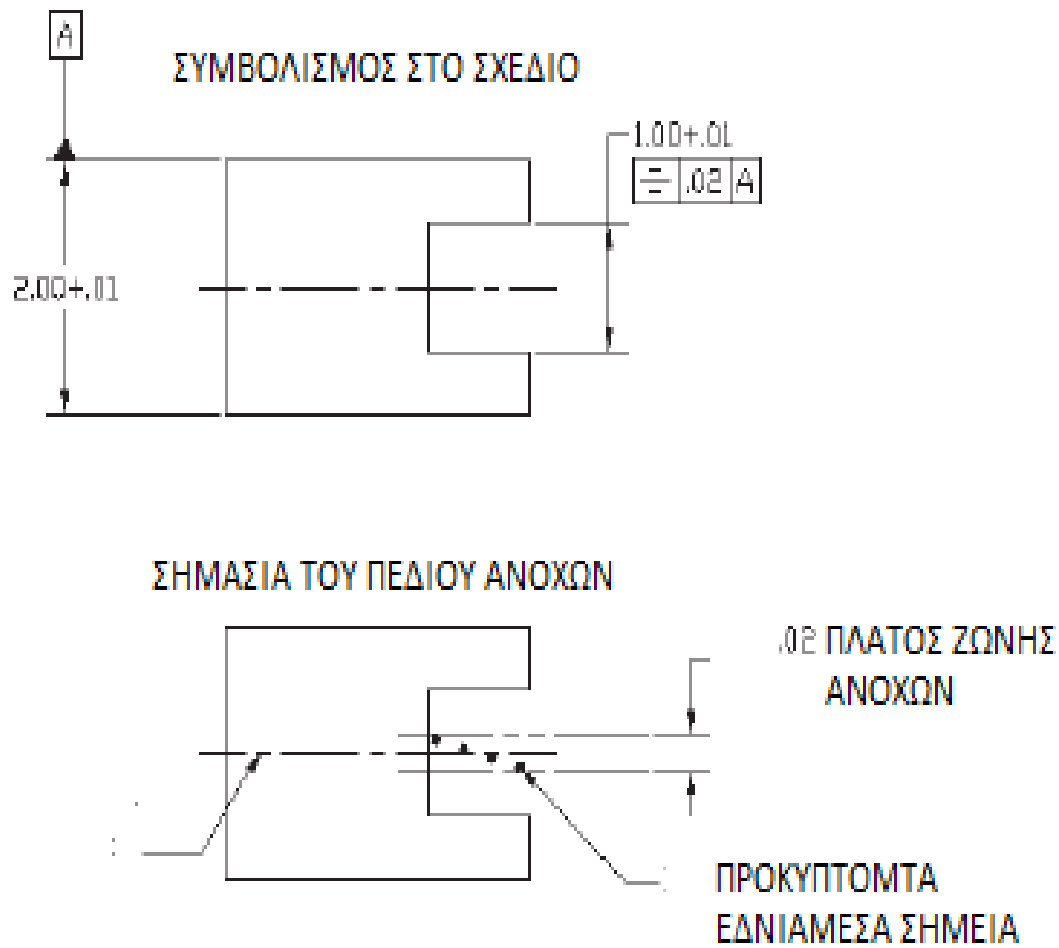
ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΣ ΣΤΟ ΣΧΕΔΙΟ



ΣΗΜΑΣΙΑ ΤΟΥ ΠΕΔΙΟΥ ΑΝΟΧΩΝ



Παράδειγμα χρήσης ανοχής συμμετρίας



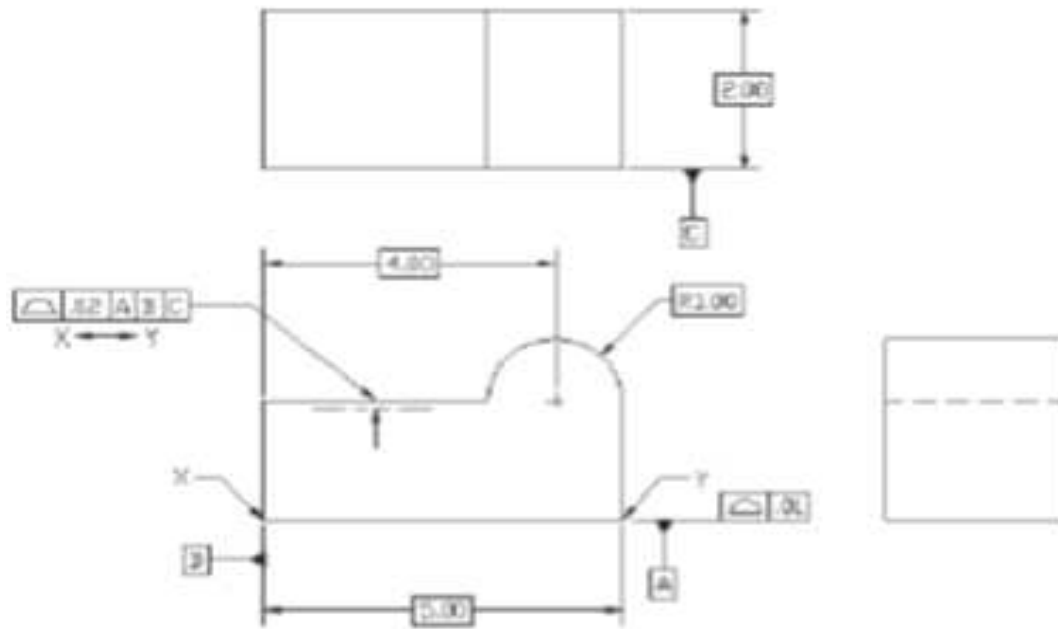
1.8.3 Ανοχές μορφής προφίλ

Οι ανοχές μορφής που αφορούν τα προφίλ χρησιμοποιούνται για τον καθορισμό της θέσης, του προσανατολισμού και μορφής επιφανειών. Το ιδανικό προφίλ μιας επιφάνειας εκφράζεται μέσω βασικών διαστάσεων σε σχέση με κάποια επιφάνεια ή άξονα αναφοράς αλλά και από μόνη της όπως φαίνεται παρακάτω:

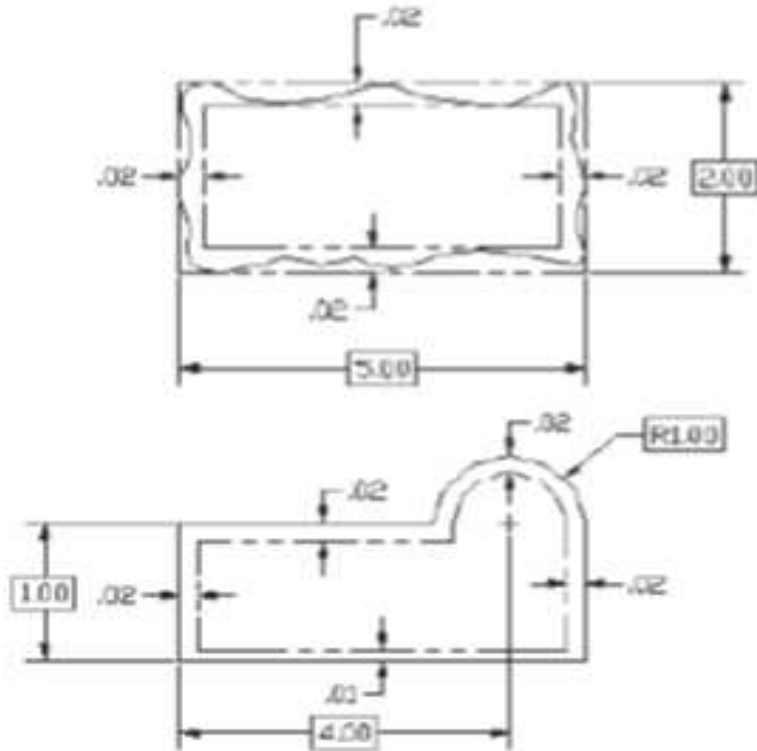
Παραδείγματα ανοχών προφίλ:

-Με χρήση στοιχείων αναφοράς:

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΣ ΣΤΟ ΣΧΕΔΙΟ

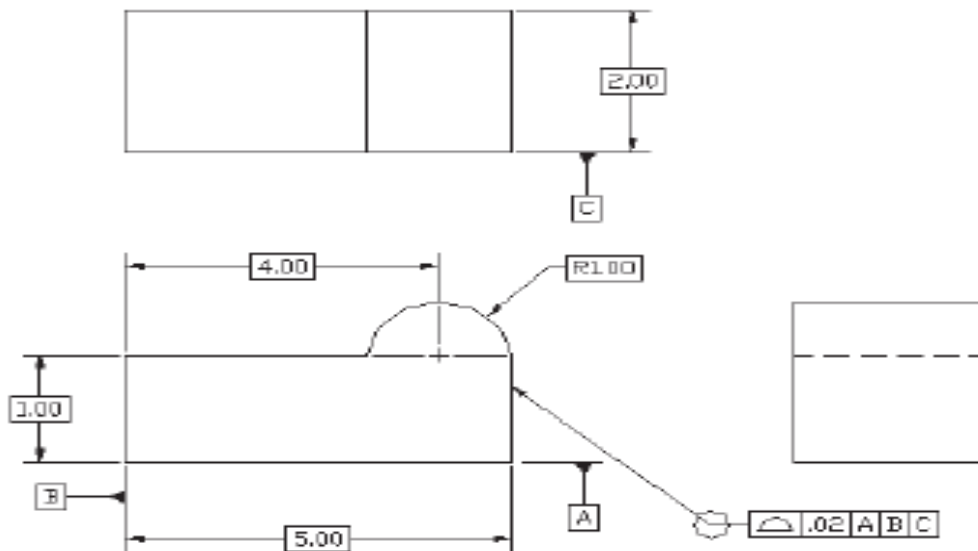


ΣΗΜΑΣΙΑ ΤΟΥ ΠΕΔΙΟΥ ΑΝΟΧΩΝ

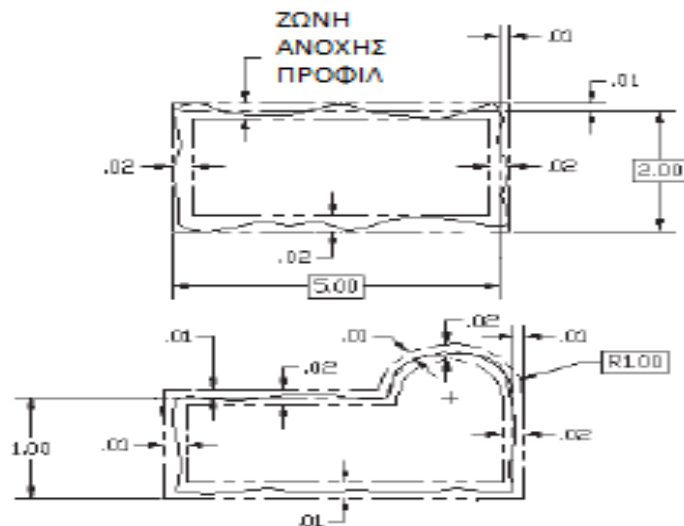


-Χωρίς τη χρήση στοιχείων αναφοράς:

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΣ ΣΤΟ ΣΧΕΔΙΟ



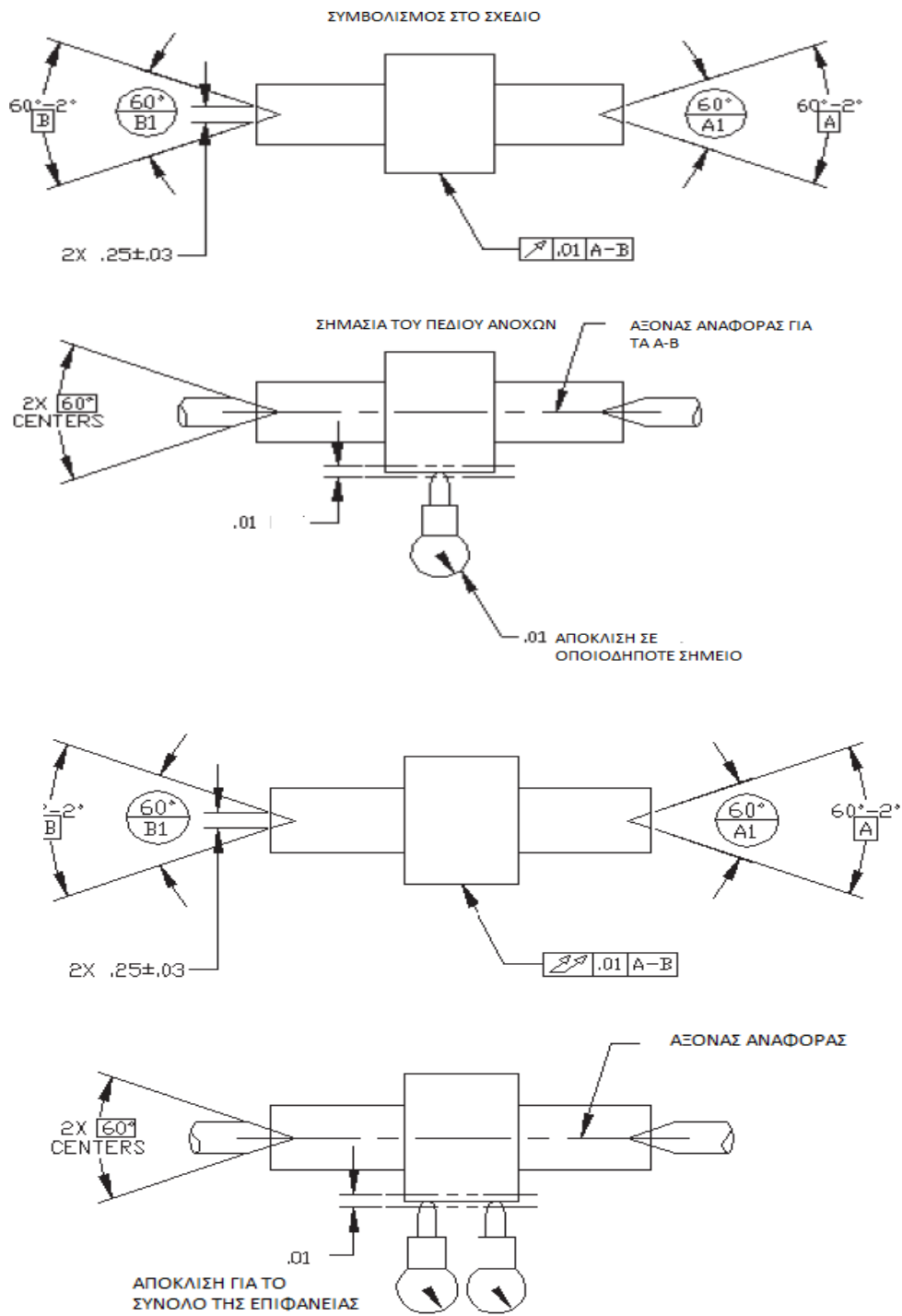
ΣΗΜΑΣΙΑ ΤΟΥ ΠΕΔΙΟΥ ΑΝΟΧΩΝ



1.8.4 Ανοχές Απόκλισης εκ περιστροφής

Οι ανοχές απόκλισης εκ περιστροφής γεωμετρικών στοιχείων καθορίζονται από έναν ή δύο άξονες και διακρίνονται σε τοπικές και ολικές. Οι ανοχές τοπικές απόκλισης ελέγχουν την συσσωρευμένη διαφοροποίηση στην κυκλικότητα και ομοαξονικότητα σε κάθε ένα σημείο ενώ αυτές της ολικής απόκλισης ελέγχουν την διαφοροποίηση στην κυκλικότητα και την ομοαξονικότητα συνολικά στην επιφάνεια. Η διαφορά των δύο γίνεται φανερή στο παράδειγμα παρακάτω.

Παράδειγμα ανοχών απόκλισης:



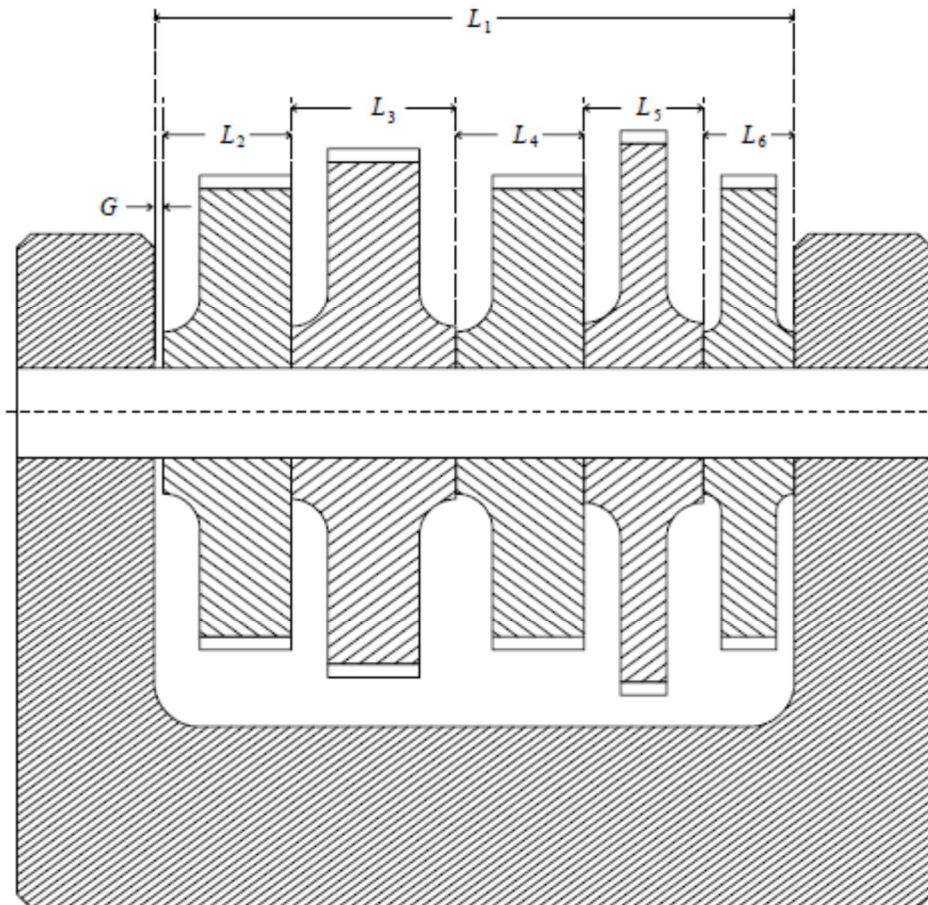
2. ΒΕΛΤΙΣΤΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΙΚΩΝ ΑΝΟΧΩΝ

2.1 Σημασία των συνθηκών λειτουργίας στην ανάλυση ανοχών

Αρχικά θέτουμε τους λειτουργικούς περιορισμούς/ προδιαγραφές για τον μηχανισμό που εξετάζουμε. Αυτοί εκφράζονται ποσοτικά μέσω της αβεβαιότητας που επιτρέπουμε να υπάρχει στις κρίσιμες για τη λειτουργία διαστάσεις. Στη συνέχεια αυτές κατανομούνται στα διάφορα εξαρτήματα του μηχανισμού μέσω των μαθηματικών σχέσεων που εκφράζονται από τις “αλυσίδες ανοχών” (tolerance chains). Έτσι, συνδέονται τεχνικά η αβεβαιότητα των κρίσιμων διαστάσεων του συναρμολογήματος (assembly) με τις επιτρεπόμενες ανοχές κάθε εξαρτήματος. Κατόπιν, εκφράζοντας το συνολικό κόστος παραγωγής με παράμετρο τις απαιτούμενες ανοχές του κάθε τεμαχίου μπορούμε να βελτιστοποιήσουμε την κατανομή των ανοχών στα τεμάχια ελαχιστοποιώντας το κόστος παραγωγής. Για την οριοθέτηση και τη διαρεύνηση των παραπάνω, στην παρούσα εργασία έγινε η επιλογή δύο τυπικών συναρμολογημάτων (α) ενός οδοντωτού τροχού με τα στοιχεία έδρασής του και (β) ενός συστήματος μετάδοσης κίνησης μιας μηχανής εσωτερικής καύσης. Στις ενότητες που ακολουθούν παρουσιάζεται η μοντελοποίηση της λειτουργίας τους με στόχο την περεταίρω διερεύνηση και την τελική διαμόρφωση ενός μεθοδολογικού πλαισίου ανάλυσης ανοχών.

2.2 Συσσώρευση ανοχών (Tolerance Stacking) και μέθοδοι ανάλυσης

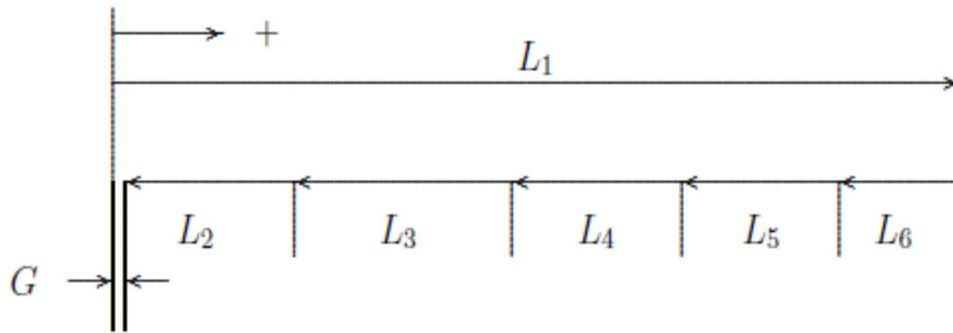
Το πρόβλημα του Tolerance Stacking εμφανίζεται σε συναρμολογήματα τα εξαρτήματα των οποίων απαιτούμε να είναι εναλλάξιμα μεταξύ τους. Σε αυτή τη περίπτωση είτε οι διαστάσεις διαφέρουν από τις ονομαστικές είτε η φάση της συναρμολόγησης οδηγεί σε αποκλίσεις. Αυτό μπορεί να οδηγήσει σε συναρμολόγηση το οποίο δεν ικανοποιεί κάποιο λειτουργικό κριτήριο. Για το παράδειγμα που φαίνεται στην παρακάτω εικόνα έχουμε:



$$\begin{aligned} G &= L_1 - (L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6) = \\ &= L_1 - L_2 - L_3 - L_4 - L_5 - L_6 \end{aligned}$$

Και το κριτήριο που θέλουμε να ικανοποιείται εδώ είναι: $G > 0$

Η αλυσίδα ανοχών που δημιουργείται για το παραπάνω παράδειγμα είναι :



Για τα L_1, L_2, \dots, L_6 ισχύει ότι παρουσιάζουν μια διαστασιολογική διακύμανση $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_6$. Αντίστοιχα, το μέγεθος G θέλουμε να ορίζεται με μια αβεβαιότητα (ανοχή διάστασης) $\pm \gamma$ μεταβάλλοντας έτσι την παραπάνω σχέση:

$$\begin{aligned} G - \gamma &= (L_1 - \lambda_1) - (L_2 - \lambda_2) - (L_3 - \lambda_3) - (L_4 - \lambda_4) \\ &\quad - (L_5 - \lambda_5) - (L_6 - \lambda_6) \\ &= \varepsilon_1 - \varepsilon_2 - \varepsilon_3 - \varepsilon_4 - \varepsilon_5 - \varepsilon_6 \end{aligned}$$

Το πρόβλημα του Tolerance Stacking είναι η εύρεση του τρόπου σύνθεσης των λ_i ώστε να έχουμε ποσοτική ανάλυση του γ . Γενικεύοντας την παραπάνω σχέση έχουμε :

$$\begin{aligned} G - \gamma &= \alpha_1(L_1 - \lambda_1) + \alpha_2(L_2 - \lambda_2) + \dots + \alpha_n(L_n - \lambda_n) \\ &= \alpha_1\varepsilon_1 + \alpha_2\varepsilon_2 + \dots + \alpha_n\varepsilon_n \quad \text{με } \alpha_1, \dots, \alpha_n = \pm 1 \end{aligned}$$

Γενιότερα παρατηρούμε ότι δημιουργείται μια σχέση με εισόδους X_1, \dots, X_n και εξόδο Y συνεπώς αναφερόμαστε πλέον σε μια σχέση :

$$\begin{aligned} Y &= f(X_1, \dots, X_n) \approx f(v_1, \dots, v_n) + a_1(X_1 - v_1) + \dots + a_n(X_n - v_n) \\ &= a_0 + a_1X_1 + \dots + a_nX_n \end{aligned}$$

$$\text{όπου } \alpha_i = \frac{\partial f(v_1 \dots v_n)}{\partial v_i}, i = 1, \dots, n \text{ με}$$

$$\alpha_0 = f(v_1, \dots, v_n) - a_1v_1 - \dots - a_nv_n$$

όπου θεωρούμε ότι η f έχει συνεχή πρώτη παραγωγο σε όλα τα $(v_1 \dots v_n)$ ώστε με την παραπάνω γραμμικοποίηση να έχουμε τιμές α_i εκτός του ± 1 και τα v_i εκφράζουν τις ονομαστικές διαστάσεις. Συνεπώς η διαφορά του Y από την ονομαστική διάσταση v για τη γενικευμένη εξίσωση γίνεται :

$$Y - v \approx a_1(X_1 - v_1) + \dots + a_n(X_n - v_n) = a_1\varepsilon_1 + \dots + a_n\varepsilon_n$$

Σε πολλές περιπτώσεις η λειτουργική σχέση $Y = f(X_1, \dots, X_n)$ δεν μπορεί να προσεγγίσει κατάλληλα τη διακύμανση που παρουσιάζουν οι τιμές X_1, \dots, X_n .

Όπως εξηγήθηκε παραπάνω η γραμμικοποίηση της f γίνεται μόνο για συναρτήσεις με συνεχή δεύτερη παράγωγο. Για να γίνει αυτό κατανοητό ως εξετάσουμε το παρακάτω παράδειγμα: Έστω η συνάρτηση :

$$f(X_1, X_2) = \sqrt{X_1^2 + X_2^2}$$

Που περιγράφει την απόσταση του κέντρου μιας σπής από την ονομαστική της θέση (0,0). Αυτή η συνάρτηση δεν έχει παραγώγους στο (0,0).

Η πρώτη μέθοδος που θα παρουσιασθεί είναι αυτή της χειρίστης περίπτωσης. Δεδομένου ότι:

$$|\varepsilon_i| = |L_i - \lambda_i| \leq T_i \text{ για όλα τα } i = 1, 2, \dots, n$$

το $|G - \gamma|$ περιορίζεται από την

$$T_{assy}^{arith} = |a_1|T_1 + |a_2|T_2 + \dots + |a_n|T_n$$

όπου με $\alpha_1 \dots \alpha_n = 1$ η σχέση απλοποιείται και γίνεται

$$T_{assy}^{arith} = T_1 + T_2 + \dots + T_n$$

Με την παραπάνω μέθοδο μπορούμε να εγγυηθούμε ότι όσο και εάν κυμαίνονται οι τιμές των λ το $|G - \gamma|$ δεν θα ξεπερνά το T_{assy}^{arith} και αυτό αποτελεί το βασικό πλεονέκτημα της μεθόδου.

Το βασικό μειονέκτημα της μεθόδου είναι ότι το T_{assy}^{arith} αυξάνεται ή μειώνεται γραμμικά μαζί με τον αριθμό των συνεργαζόμενων εξαρτημάτων.

Δηλαδή θεωρώντας $T_i = T_\alpha$ ίδια ανοχή για κάθε εξάρτημα έχουμε $T_a = \frac{T_{assy}^{arith}}{n}$. Συμπεραίνουμε ότι καθώς το n αυξάνεται τόσο πιο αυστηρή γίνεται η ανοχή.

Το όνομα της μεθόδου οφείλεται στην παραδοχή ότι όλες οι ανοχές στα εξαρτήματα είναι αυτές που καταλήγουν σε μέγιστη διαφορά $|G - \gamma|$.

Στην περίπτωση όπου οι ανοχές των εξαρτημάτων δεν είναι όλες ίδιες, γίνεται πιο σύνθετο να τις ορίσουμε βάσει ενός κριτηρίου. Για παράδειγμα θεωρώντας

$$T_i = T_1 + \rho_2 T_1 + \dots + \rho_n T_n = T_1 (1 + \rho_2 + \dots + \rho_n)$$

Έχουμε :

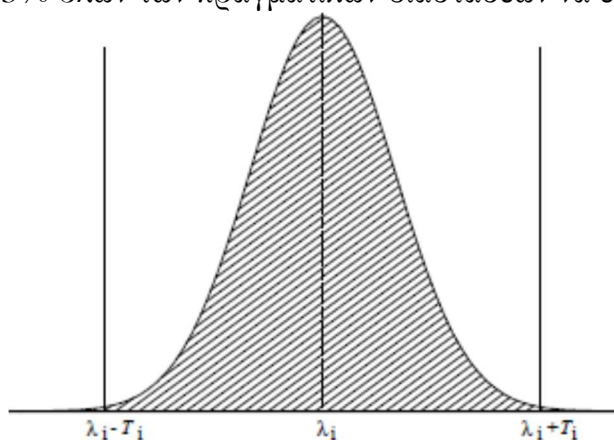
$$T_1 = \frac{T_{assy}^{arith}}{1 + \rho_2 + \dots + \rho_n}, \quad \text{και} \quad T_i = \frac{\rho_i T_{assy}^{arith}}{1 + \rho_2 + \dots + \rho_n}$$

Για $i=2, \dots, n$.

Απο τα παραπάνω γίνεται αντιληπτό ότι η μεταβολή της ανοχής του συναρμολογήματος επηρεάζει το ίδιο κάθε μία από τις ανοχές των εξαρτημάτων.

Η δεύτερη μέθοδος ανάλυσης του Stackup Tolerancing είναι η στατιστική μέθοδος. Στα πλαίσια αυτής θεωρούμε πως η διακύμανση των ανοχών είναι ανεξάρτητη από τεμάχιο σε τεμάχιο. Η θεώρηση ότι όλες οι τιμές των ανοχών των συναρμολογημάτων θα είναι στη χειριστη τιμή που μπορούν να λάβουν είναι μάλλον απίθανο να συμβεί. Η στατιστική μέθοδος στηρίζεται σε δύο πολύ βασικές παραδοχές.

- 1) Θεωρούμε ότι οι πραγματικά κατασκευασμένες διαστάσεις που ελέγχονται από τις ανοχές κυμαίνονται μεταξύ των ορίων ακολουθώντας κανονική κατανομή με μέση τιμή την ονομαστική και διασπορά $\pm 3\sigma$ ώστε το 99.73% όλων των πραγματικών διαστάσεων να εμπεριέχονται.



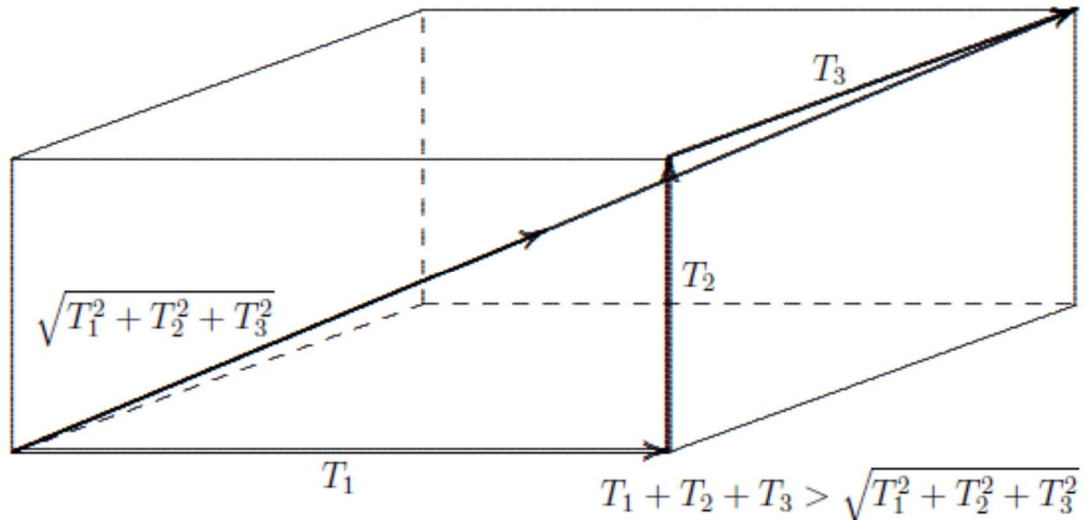
Η παραπάνω θεώρηση έχει νόημα στις περιπτώσεις όπου η διακύμανση οφείλεται σε αίτια που είναι εκτός του ελέγχου μας. Βέβαια πολλές φορές δεν είναι τεχνικά πλήρως αιτιολογημένο να θεωρούμε κανονική κατανομή, ή να θεωρούμε κανονική κατανομή με άλλη μέση τιμή.

- 2) Θεωρούμε ανεξάρτητη διακύμανση μεταξύ των διακυμάνσεων, που σημαίνει πως η $L_i - \lambda_i$ δεν σχετίζεται με κάποιο τρόπο με την $L_j - \lambda_j$ για $i \neq j$. Επίσης αυτό σημαίνει πως αναμένεται ένα μείγμα θετικών και αρνητικών ανοχών στο ίδιο συναρμολόγημα. Αυτή η παραδοχή είναι αληθής όταν οι διαστάσεις δύο τεμαχίων προέρχονται από δύο διαφορετικές κατεργασίες.

Αποδεχόμενοι τα παραπάνω, έχουμε:

$$T_{assy}^{stat} = \sqrt{a_1^2 T_1^2 + a_2^2 T_2^2 + \dots + a_n^2 T_n^2} = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 + \dots + T_n^2}$$

Συνήθως ισχύει $T_{assy}^{stat} < T_{assy}^{arith}$. Για να γίνει κατανοητή η διαφορά ως θεωρήσουμε συναρμολόγημα με $n=3$. Στο παρακάτω σχήμα γίνεται σχηματική απεικόνιση της διαφοράς των δύο μεθόδων. Πρέπει βέβαια να σημειωθεί ότι για μοντέλο χειριστής περίπτωσης έχουμε 100% ασφάλεια ενώ για στατιστικό μοντέλο 99.73%.



Η τρίτη μέθοδος που θα παρουσιασθεί είναι το στατιστικό μοντέλο με παράγοντες πληθωρισμού (inflation factors). Επειδή στην βιομηχανική πράξη έχει αποδειχτεί ότι το απλό στατιστικό μοντέλο δεν δίνει τελικά την ασφάλεια 99.73%, γίνεται κατανοητό ότι οι διακυμάνσεις είναι ευρύτερες του $\gamma \pm T_{assy}^{stat}$. Οι λόγοι για αυτό είναι:

- Δεν ισχύει η παραδοχή της ανεξαρτησίας για συγκεκριμένες περιπτώσεις
- Δεν αντιπροσωπεύει το $3\sigma_i = T_i$ πλήρως τη διακύμανση.
- Η διακύμανση δεν αντιπροσωπεύεται από την κανονική κατανομή.
- Η μέση τιμή δεν είναι η ονομαστική τιμή.

Η ανεξαρτησία πολύ συχνά δεν ισχύει καθώς δημιουργείται εξάρτηση μεταξύ των γεωμετρικών στοιχείων και των τεμαχίων με τρόπους που πολλές φορές δεν είναι προσιτό να συστηματικοποιηθούν.

Όσον αφορά τη δεύτερη αιτία, πολύ συχνά έχουμε $T_i = 2\sigma_i$ καθώς πολύ συχνά οι τιμές εκτός του 2σ διαγράφονται από τα δεδομένα της παραγωγής και οδηγούμαστε σε ελλιπή πληροφόρηση. Για αυτή την περίπτωση έχουμε :

$$T_{assy}^{stat} (Bender) = 1.5 \sqrt{a_1^2 T_1^2 + \dots + a_n^2 T_n^2}$$

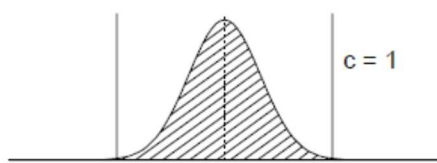
Σύμφωνα με τον τύπο του Bender.

Στις κατεργασίες αποβολής υλικού μια βασική παράμετρος που συνήθως οδηγεί πρακτικά σε απόκλιση από την κανονική κατανομή είναι η φθορά του κοπτικού εργαλείου, η οποία αυξάνεται και αλλάζει τις παραγόμενες διαστάσεις με το χρόνο.

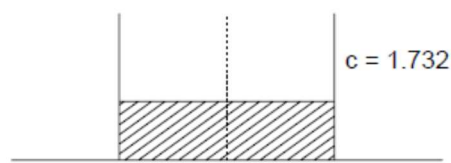
Για να εξετάσουμε όλα τα παραπάνω εισάγουμε τους παράγοντες πληθωρισμού και μεταβάλλουμε την εξίσωση του στατιστικού μοντέλου.

$$T_{assy}^{stat}(c) = T_{assy}^{stat}(c_1, \dots, c_n) = \sqrt{(c_1 a_1 T_1)^2 + (c_2 a_2 T_2)^2 + \dots + (c_n a_n T_n)^2}$$

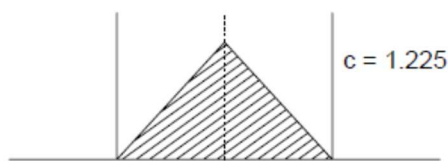
Και οι παράγοντες ανάλογα με την κατανομή αλλάζουν όπως φαίνεται παρακάτω:



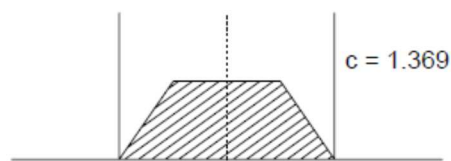
normal density



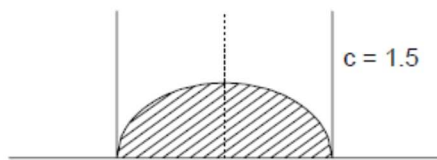
uniform density



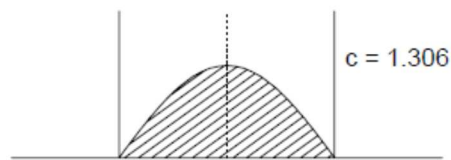
triangular density



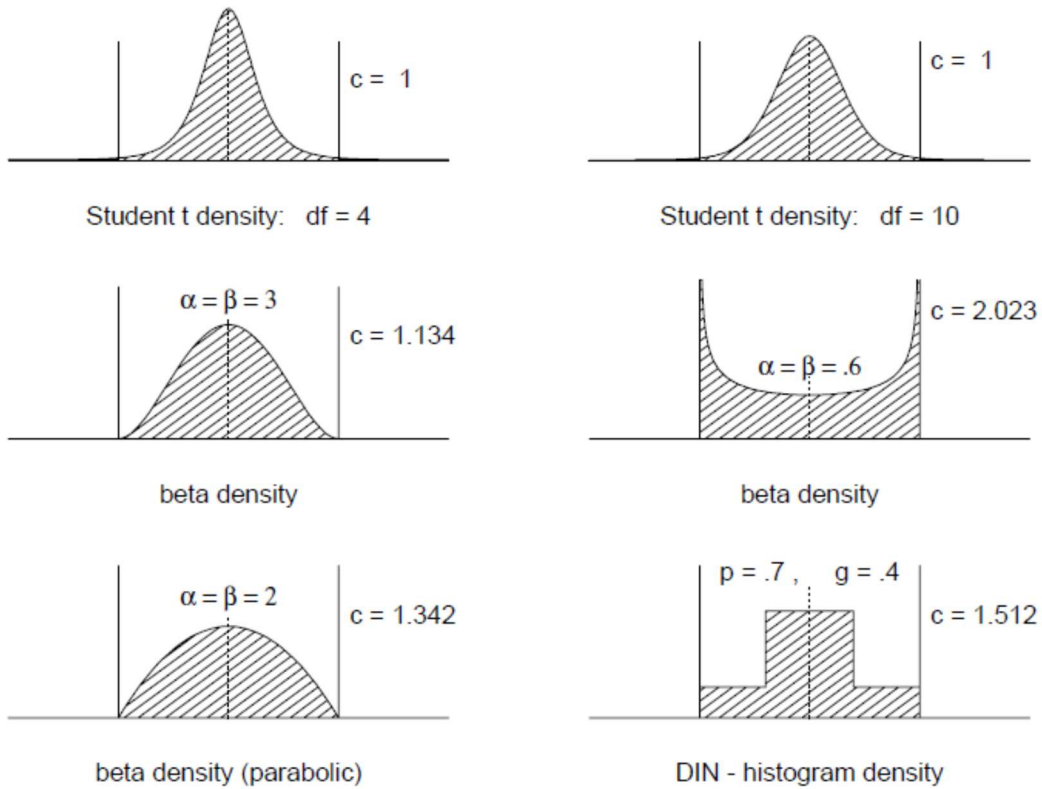
trapezoidal density: k = .5



elliptical density



half cosine wave density



Πέραν τον παραπάνω, έχουν κατά καιρούς προταθεί και άλλα μη συμβατικά μοντέλα για την ανάλυση της συσσώρευσης των ανοχών σε ένα συναρμολόγημα. Μια από τις μεθόδους που έχουν προταθεί για πιο ρεαλιστική προσέγγιση των ανοχών είναι η μέθοδος του Spott (1978). Στην ουσία η μέθοδος αυτή υπολογίζει τη μέση τιμή που παράγεται από το μοντέλο χειριστής περιπτώσεων και το στατιστικό μοντέλο. Έτσι έχουμε:

$$\frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^{n_k} a_i t_i + \sqrt{\sum_{i=1}^{n_k} a_i^2 t_i^2} \right] \leq T_{assy}^{Spott}$$

Επίσης από τους Greenwood και Chase (1987) προτάθηκε μια τροποποιημένη μέθοδος της εκτιμώμενης μέσης μετατόπισης (Estimated Mean Shift, EMS), μέσω της οποίας μας δίνεται η δυνατότητα να ελέγξουμε την τιμή της μέσης τιμής. Αυτό περιλαμβάνει το μοντέλο χειριστής περιπτώσεις και το στατιστικό μοντέλο ως ακραίες περιπτώσεις και μπορεί να προσομοιώσει ότι περιλαμβάνεται ενδιάμεσα. Αυτή η μέθοδος δίνει συνήθως καλλίτερη προσέγγιση της κατανομής. Για αυτή τη μέθοδο ισχύει:

$$\sum_{i=1}^{n_k} \omega_i \xi_i t_{id} + \frac{Z}{3} \sqrt{\sum_{i=1}^{n_k} (1 - \omega_i)^2 \xi_i^2 t_{id}^2} \leq T_k$$

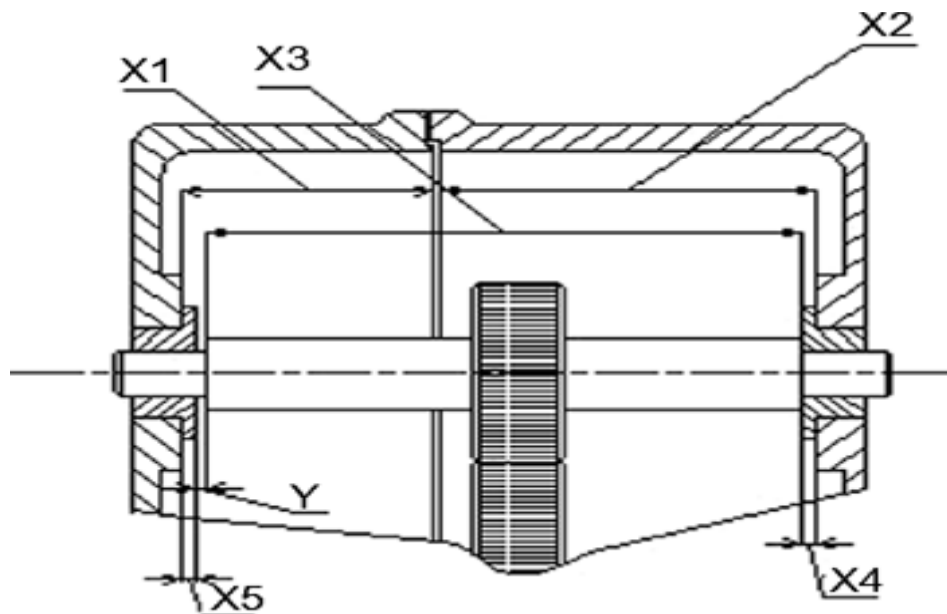
Στη σχετική τεχνική βιβλιογραφία, υπάρχουν μη συμβατικοί τρόποι έκφρασης του κόστους κατασκευής σε σχέση με την απαιτούμενη ακρίβεια καταργασίας. Στη δική μας ανάλυση επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθεί η κλασσική εκθετική σχέση κόστους - ανοχής.

Στον παρακάτω πίνακα δίνονται και άλλες συχνά χρησιμοποιούμενες εκφράσεις της σχέσης κόστους - ανοχής για λόγους πληρότητας:

Μοντέλο Κόστους	Μαθηματική έκφραση
Συνδυασμός αμοιβαίων και εκθετικών όρων	$C(t) = a + \frac{b}{t^c} + d * \exp(-et)$
Συνδυασμός Γραμμικών και εκθετικών όρων	$C(t) = a + bt + c \exp(-dt)$
Καμπύλες B-spline	$C(t) = a_1 B_1^4(t) + a_2 B_2^4(t) + a_3 B_3^4(t) + a_4 B_4^4(t) + a_5 B_5^4(t)$
Κυβικό πολυώνυμο	$C(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3$
Τετάρτου βαθμού πολυώνυμο	$C(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3 + a_4 t^4$
Πέμπτου βαθμού πολυώνυμο	$C(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3 + a_4 t^4 + a_5 t^5$

2.3 Μοντελοποίηση και ανάλυση ανοχών συναρμολογήματος οδοντωτού τροχού/εδράνων για το μοντέλο χειρίστης περίπτωσης.

Για να περιγραφεί με κατνοητό τρόπο η μεθοδολογική προσέγγιση που αναπτύσσουμε, αναλύουμε στην παράγραφο αυτή ένα περιορισμένης πολυπλοκότητας συναρμολόγημα, προτού προχωρήσουμε με την εμβάθυνση της ανάλυσης στην επόμενη ενότητα. Σημειώνεται ότι οι τιμές που παρακάτω δίνονται για τις διάφορες σταθερές έχουν αντληθεί από τη βιβλιογραφία. Το συνολικό συναρμολόγημα που εξετάζεται απεικονίζεται παρακάτω κι επιλέχθηκε ως κλασσικό παράδειγμα εφαρμογής των αλυσίδων ανοχών στην τεχνική βιβλιογραφία.



Εδώ, για την επίτευξη της απαιτούμενης ποιότητας συναρμολόγησης ισχύει:
 $Y=X1+X2-X3-X4-X5$

Οι σχετιές με κάθε διάσταση ανοχές (t_1, t_2, t_3, t_4, t_5) πρέπει να προσδιοριστούν ώστε το διάκενο Y να βρίσκεται εντός των ορίων λειτουργικότητας δηλαδή $Y=T\pm S$.

Στην δική μας περίπτωση έχουμε:

$$X1=54.62 \text{ mm}$$

$$X2=144.52 \text{ mm}$$

$$X3=179.1 \text{ mm}$$

$$X4=10 \text{ mm}$$

$$X5=10 \text{ mm}$$

$$T=0.9 \text{ mm}$$

$$S=0.2 \text{ mm}$$

Επιλέξαμε τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του οδ. τροχού ως εξής:

- Αριθμός οδόντων: $Z=32$
- module: $m=3$
- Ονομαστική διάμετρος: $d_o=96$ mm
- Διάμετρος κεφαλής: $d_k=102$ mm
- Διάμετρος ποδός: $d_f=88.5$ mm
- Γωνία εξειλιγμένης: $\alpha_0=20^\circ$
- Διάμετρος βασικού κύκλου: $d_g=d_o \cdot \cos\alpha_0 = 90.21$ mm
- Βήμα στον αρχικό κύκλο: $t_o = \pi \cdot d_o / Z = 9.42$ mm
- Βήμα στον βασικό κύκλο: $t_g = t_o \cdot \cos\alpha_0 = 8.851$ mm
- Βαθμός επικάλυψης: $\varepsilon=1.7$

Τα υλικά που χρησιμοποιούνται και τα χαρακτηριστικά τους είναι:

Πίνακας 1:

Εξάρτημα	Υλικό	E (Pa)	ν	$k(C^{-1})$
Οδ. Τροχός	Χάλυβας St70	$200 \cdot 10^9$	0,305	$1,2 \cdot 10^{-5}$
Έδρανο	Χαλκός	$113,5 \cdot 10^9$	0,331	$1,9 \cdot 10^{-5}$
Κέλυφος	Χυτοσίδηρος	$130 \cdot 10^9$	0,26	$1,2 \cdot 10^{-5}$

Όπως αναφέρθηκε, για σύνολο n εξαρτημάτων έχουμε t_1, t_2, \dots, t_n οι οποίες βάσει της σχέσης που ορίζεται από το διάγραμμα διανυσμάτων οδηγούν σε μια συνολική t_{tot} . Η τελευταία πρέπει να μην ξεπερνά το μέγεθός του επιθυμητού διακένου μείον την ολική παραμόρφωση που εξήγαμε από το μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων. Στη συνέχεια πρέπει να προσδιορίσουμε τις ανοχές για το κάθε τεμάχιο ξεχωριστά, θέτοντας ως αντικειμενική συνάρτηση το ελάχιστο ολικό κόστος παραγωγής. Για τον σκοπό αυτό προσδιορίζουμε τη μαθηματική σχέση για το ολικό κόστος παραγωγής. Έτσι ορίζουμε το συνολικό κόστος :

$$\text{Total Cost} = M + L$$

- όπου M το άθροισμα του κόστους της κατεργασίας του κάθε τεμαχίου δεδομένης της απαιτούμενης ποιότητας, το οποίο αποτελεί εκθετική

συνάρτηση της μορφής $Cost_m = a + b * e^{-ct}$, οι σταθερές της οποίας ορίζονται βάσει εμπειρικών δεδομένων.

- Όπου L η συνάρτηση απώλειας ποιότητας (quality loss function), η οποία εκφράζει ποσοτικά το προστιθέμενο κόστος λόγω της διαφοροποίησης των διαστάσεων από τις ονομαστικές τους τιμές. Η εν λόγω συνάρτηση εκφράζεται σύμφωνα με την προσέγγιση Taguchi ως

$$Loss(x) = k * [(U_x - T_x)^2]$$

όπου ο παράγοντας $(U_x - T_x)^2$ εκφράζει τη διαφορά που έχει η μέση τιμή της παραγόμενης διάστασης X , U_x ως προς την επιθυμητή (ονομαστική) της τιμή T_x . Στην περίπτωση του συναρμολογήματός μας οδηγούμαστε στη σχέση:

$$Loss(x) = k * a * t_{tot}$$

Όπου $k = \frac{A}{\Delta^2}$ και $t_{tot} = t_1^2 + t_2^2 + t_3^2 + t_4^2 + t_5^2$

με A τη συνολική ζημία (απώλεια) σε περίπτωση συναρμολογήματος που δεν ικανοποιεί τα πρότυπα ποιότητας και Δ η επιτρεπόμενη ανοχή. Εάν οι προκύπτουσες διαστάσεις για τα προϊόντα κάθε παρτίδας ακολουθούν συνάρτηση σταθερής πυκνότητας τότε το $\alpha = 0.333$.

Στην περίπτωση μας έχουμε για:

$$\Delta = 0,2mm \text{ και } A = \$US 150$$

Έχουμε

$$k = 3750$$

Για τις σταθερές a , b , c της συνάρτησης κόστους ισχύει:

Πίνακας 2:

Εξάρτημα	a	b	c
Οδοντωτός τροχός	4	3	5
Έδρανα	2	2	4
Κέλυφος	2	2	3

Συνεπώς καταλήγουμε στο παρακάτω μαθηματικό μοντέλο:

Ελαχιστοποίηση της εξίσωσης: $Total Cost = \sum_{i=1}^n C_i(t_i) + kat_{tot}^2$

Ικανοποιώντας την $t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 \leq 0.2$

Συνοψίζοντας καταλήγουμε στο παρακάτω πρόβλημα βελτιστοποίησης:

ελαχιστοποίηση της:

$$\begin{aligned} Total Cost = & 4 + 3 * \exp(-5 * t_3) + 2 + 2 * \exp(-4 * t_4) + 20 \\ & + 2 * \exp(-4 * t_5) + 25 + 2 * \exp(-3 * t_2) \\ & + 2 + 2 * \exp(-3 * t_1) \\ & + 1248,75 * (t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5)^2 \end{aligned} \quad (1a)$$

ικανοποιώντας την:

$$t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 \leq 0,2 \quad (1\beta)$$

Για την βελτιστοποίηση των παραπάνω προβλημάτων θα γίνει χρήση του Matlab Optimization Toolbox. Θα γίνει χρήση γενετικού αλγορίθμου με τη συνάρτηση ga.

Ο γενετικός αλγόριθμος αποτελεί μια στοχαστική μέθοδο αναζήτησης βέλτιστων λύσεων κατά την οποία δημιουργείται ένας αριθμός αρχικών σημείων που ονομάζονται γονιδιώματα. Στη συνέχεια δημιουργείται μια σειρά τυχαίων ανασυνδυασμών των αρχικών 'γονιδιωμάτων'. Οι συνδυασμοί που δίνουν αποτελέσματα εγγύτερα στο επιθυμητό συνεχίζουν να εξελίσσονται και να ανασυνδυάζονται μεταξύ τους. Συνεπώς όσο περισσότεροι επανασυνδυασμοί και όσο μεγαλύτερος πληθυσμός τόσο πιο ικανοποιητικά αποτελέσματα. Στην περίπτωση μας θα έχουμε πληθυσμό 100 γονιδιωμάτων και θα τα επανασυνδυάσουμε 500 φορές.

Για την εκτέλεση του γενετικού αλγορίθμου στο Matlab αρχικά δημιουργούμε αρχείο m-file με την αντικειμενική συνάρτηση για το απαράμορφο συναρμολόγημα:

```
function f = my_fun1(x)
```

$$\begin{aligned}
f &= 40 + 3 \cdot \exp(-5 \cdot x(3)) + 20 \\
&+ 2 \cdot \exp(-4 \cdot x(4)) + 20 + 2 \cdot \exp(-4 \cdot x(5)) \\
&+ 25 + 2 \cdot \exp(-3 \cdot x(2)) + 25 + 2 \cdot \exp(-3 \cdot x(1)) \\
&+ 1248.75 \cdot (x(1) + x(2) + x(3) + x(4) + x(5))^2
\end{aligned}$$

στη συνέχεια φέρνουμε τον ανισοτικό περιορισμό σε μητρική μορφή:

$$\begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix} * [x(1) \ x(2) \ x(3) \ x(4) \ x(5)] \leq [0,2]$$

$$\text{με } x(1) = t_1, x(2) = t_2, \dots, x(5) = t_5$$

Και θέτουμε $A = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix}$ και $b = [0,2]$ τα μητρώα των ανισοτικών

περιορισμών για να κληθεί.

Πρόσθετοι περιορισμούς που πρέπει να εισαχθούν αποτελούν οι δυνατότητες κατασκευαστικής ακρίβειας που έχουν οι μέθοδοι παραγωγής που χρησιμοποιούμε. Έτσι θέτουμε :

$$0.014 \text{ mm} \leq t_1 \leq 0.042 \text{ mm}$$

$$0.018 \text{ mm} \leq t_2 \leq 0.052 \text{ mm}$$

$$0.024 \text{ mm} \leq t_3 \leq 0.072 \text{ mm}$$

$$0.01 \text{ mm} \leq t_4 \leq 0.03 \text{ mm}$$

$$0.01 \text{ mm} \leq t_5 \leq 0.03 \text{ mm}$$

Τα οποία εκφράζουν τα άνω και κάτω όρια τα οποία μπορούν να δοθούν στις τιμές του διανύσματος x κατά τη χρήση του γενετικού αλγορίθμου. Άρα έχουμε:

$$\text{κάτω όριο } lb = \begin{bmatrix} 0.014 \\ 0.018 \\ 0.024 \\ 0.01 \\ 0.01 \end{bmatrix} \text{ και πάνω όριο } ub = \begin{bmatrix} 0.042 \\ 0.052 \\ 0.072 \\ 0.03 \\ 0.03 \end{bmatrix}$$

Εξισωτικοί περιορισμοί δεν υπάρχουν στο συγκεκριμένο πρόβλημα άρα έχουμε :

$$Aeq = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ και } b = [0]$$

Για την επίλυση των προβλημάτων βελτιστοποίησης θέτουμε τους παραπάνω περιορισμούς στο Matlab Optimization Toolbox και λαμβάνουμε τα παρακάτω αποτελέσματα για το μοντέλο του μηχανισμού:

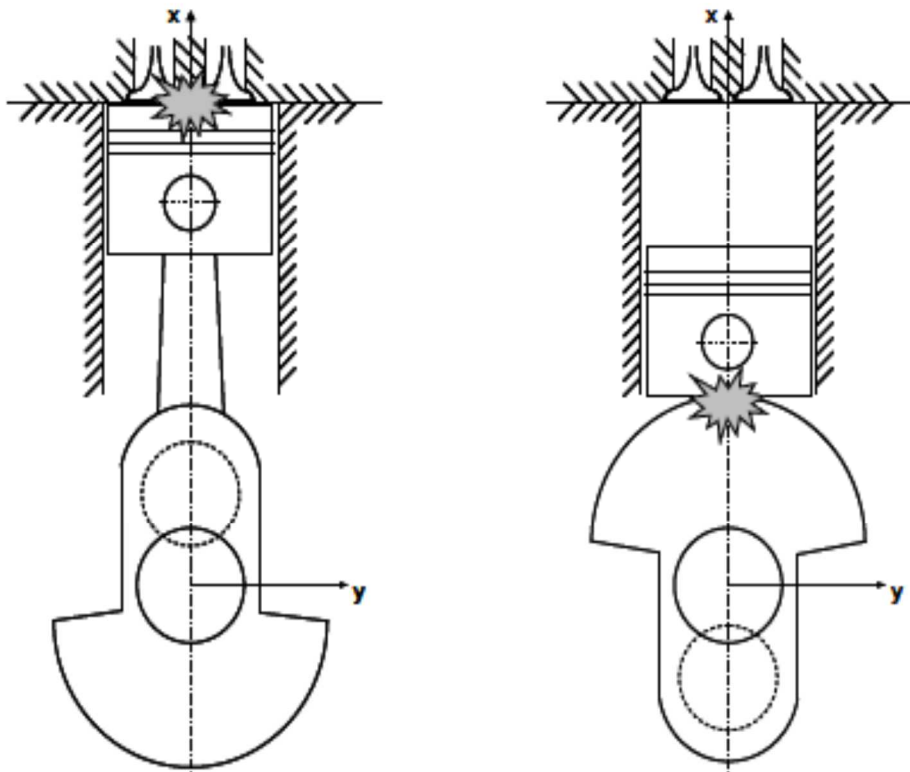
Πίνακας 3 :

t_1	0.0405
t_2	0.0507
t_3	0.0719
t_4	0.0125
t_5	0.0245
ΚΟΣΤΟΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ	62,2991
ΑΠΩΛΕΙΑ ΠΟΙΟΤΗΤΑΣ	49.9748
ΣΥΝΟΛΙΚΟ ΚΟΣΤΟΣ	112,2739

2.4 Βέλτιστος προσδιορισμός ανοχών μηχανισμού μετάδοσης κίνησης μηχανής εσωτερικής καύσης

Στην εφαρμογή αυτή εξετάζουμε τη λειτουργία τυπικού συναρμολογήματος με πιστόνι, διωστήρα, στροφαλοφόρο άξονα και θάλαμο καύσης (κέλυφος) μιας μηχανής εσωτερικής καύσης. Σκοπός της παρακάτω ανάλυσης είναι η κατανομή των ανοχών στα συνεργαζόμενα τεμάχια με στόχο την ελαχιστοποίηση του κόστους παραγωγής. Η διαφοροποίηση αυτής της ανάλυσης από την προηγούμενη περιλαμβάνει μεταξύ άλλων και τη χρήση του στατιστικού μοντέλου ανάλυσης ανοχών που θα εξηγηθεί παρακάτω.

Η ανάλυση του εν λόγω μηχανισμού εστιάζεται στις δύο ακραίες θέσεις του πιστονιού όπου θέλουμε να βεβαιωθούμε πως η διακύμανση των ανοχών στο συναρμολόγημα, σε συνδυασμό με τις θερμικές και μηχανικές παραμορφώσεις, δεν οδηγεί σε σύγκρουση μεταξύ των εξαρτημάτων όπως φαίνεται παρακάτω. Οι δύο αυτές θέσεις αναγνωρίζονται καταρχήν ως οι πλέον κρίσιμες για την παρούσα ανάλυση κι έτσι αιτιολογείται η περεταίρω εμβάθυνσή της προς το παρόν σε αυτές αποκλειστικά.

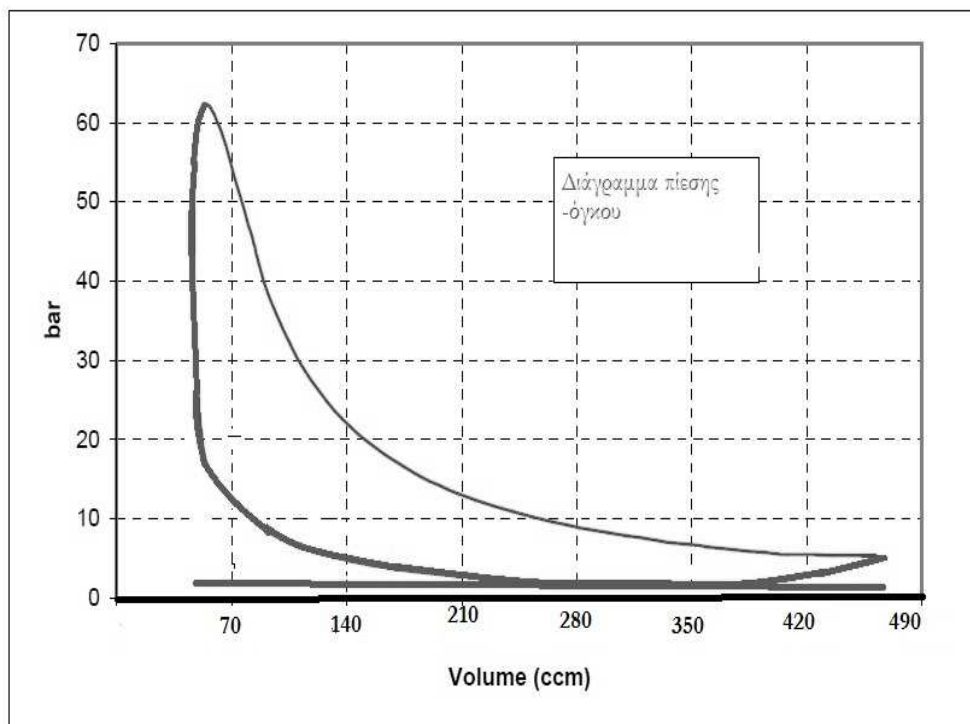


Τα βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά και τα διαγράμματα λειτουργίας της μηχανής εσωτερικής καύσης που εξετάζουμε έχουν ως εξής:

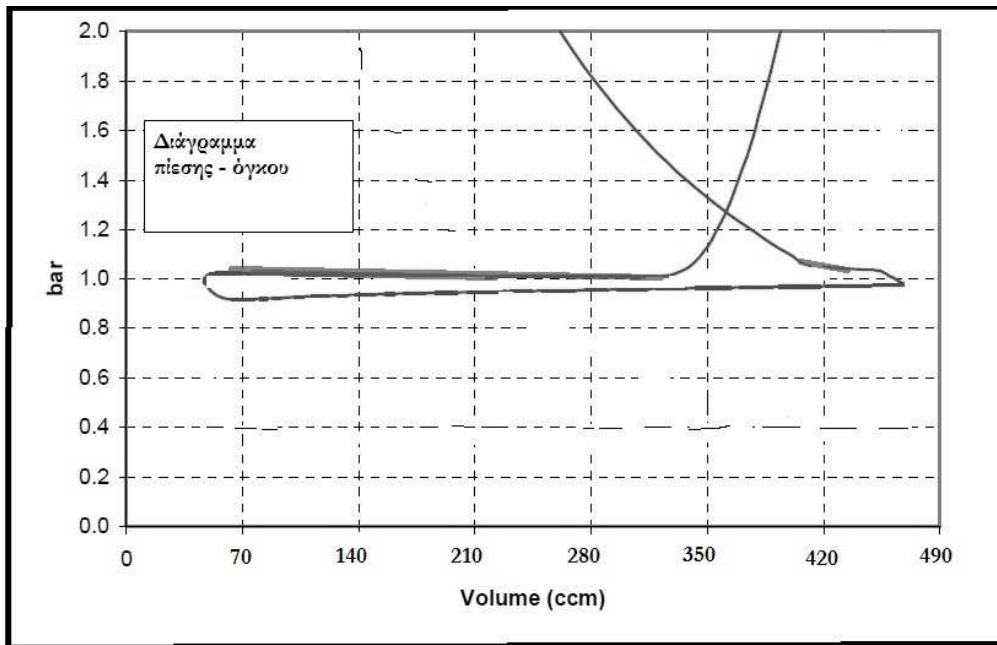
Πίνακας 4:

Ακτίνα Στροφαλοφόρου r [mm]	48
Μήκος Διωστήρα l [mm]	170
Διάμετρος Πιστονιού D [mm]	74
Μέγιστη πίεση στον κύλινδρο p_{max} [bar]	62
Ταχύτητα περιστροφής n [min ⁻¹]	3000

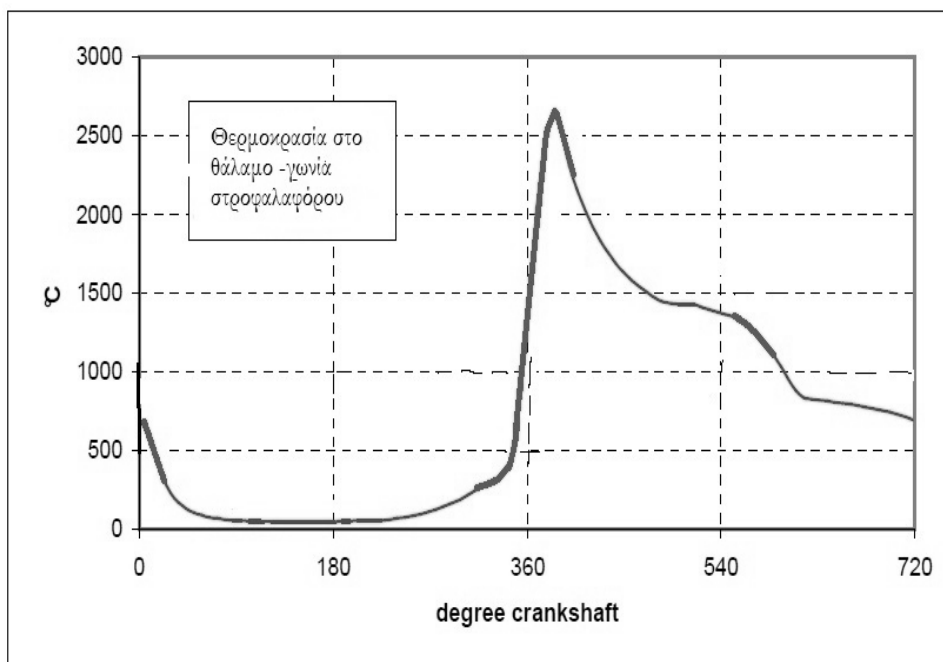
Διάγραμμα Πίεσης Όγκου -1:



Διάγραμμα Πίεσης Όγκου -2:

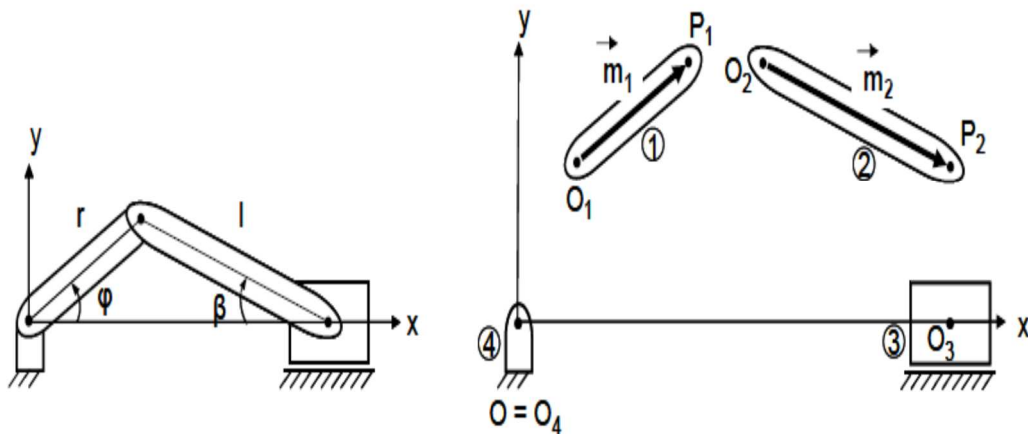


Διάγραμμα Θερμοκρασίας στο Θάλαμο- Γωνίας Στροφαλοφόρου :



2.4.1 Κινηματική ανάλυση του μηχανισμού μετάδοσης κίνησης ΜΕΚ

Κατά την κινηματική ανάλυση του μηχανισμού θεωρούμε όλα τα συνεργαζόμενα μέρη ως απαραμόρφωτα. Η κίνηση του μηχανισμού φαίνεται στο σχήμα παρακάτω.



Η κίνηση του σημείου x εκφράζεται συναρτήσει των γεωμετρικών μεγεθών r , l .

$$x = r * \cos\varphi + l * \cos\beta = r * \cos\varphi + l * (1 - \lambda^2 * \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}}$$

όπου $\lambda=r/l$

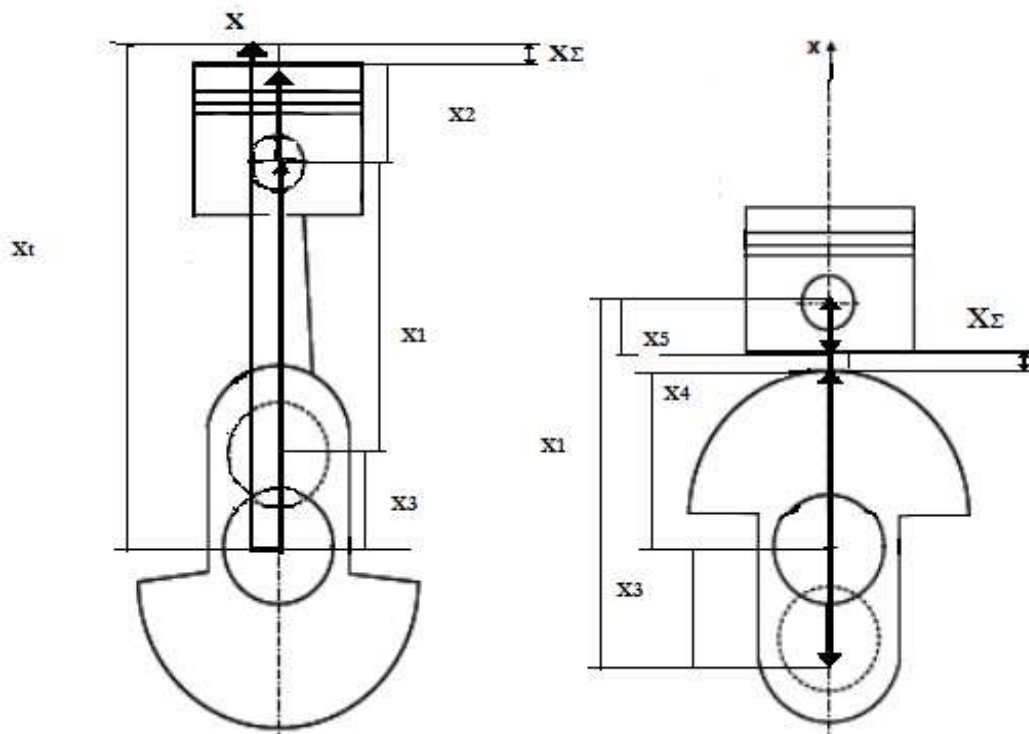
Δεδομένου ότι $\omega=d\varphi/dt=2\pi n$ παραγωγίζουμε και βρίσκουμε τον τύπο της ταχύτητας και της επιτάχυνσης:

$$\dot{x} = -r * \omega * \left(\sin\varphi + \frac{\lambda * \sin\varphi * \cos\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 * \sin^2 \varphi}} \right)$$

$$\ddot{x} = -r * \omega^2 * \left(\cos\varphi + \frac{\lambda * (\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi)}{\sqrt{1 - \lambda^2 * \sin^2 \varphi}} + \frac{\lambda^3 * \sin^2 \varphi * \cos^2 \varphi}{\sqrt{(1 - \lambda^2 * \sin^2 \varphi)^3}} \right)$$

2.4.2 Διαγράμματα διανυσμάτων και στατιστικό μοντέλο ανάλυσης ανοχών

Απο τα παρακάτω διαγράμματα διαμορφώνουμε τις σχέσεις που διασφαλίζουν την αποφυγή συγκρούσεων κατά τη λειτουργία του μηχανισμού:



Για την άνω θέση λειτουργίας:

$$X_{\Sigma A} = X_6 - X_1 - X_2 - X_3$$

Για την κάτω θέση λειτουργίας:

$$X_{\Sigma K} = X_1 - X_3 - X_4 - X_5$$

Απο τις παραπάνω σχέσεις μπορούμε, σε συνδυασμό με όσα αναφέρθηκαν σε προηγούμενες παραγράφους, να οδηγηθούμε στις συναρτήσεις που περιγράφουν τις αλυσίδες ανοχών τόσο για το στατιστικό μοντέλο όσο και για το μοντέλο χειρίστης περίπτωσης. Επίσης, θα δοθούν σχέσεις και για την περίπτωση χρήσης του μοντέλου του Bender και θα σχολιαστούν τα αποτελέσματα που θα δώσει η κάθε προσέγγιση.

Στις παραπάνω εξισώσεις δεν περιλαμβάνεται η επίδραση των εκκεντροτήτων στις συνδέσεις μεταξύ στροφαλοφόρου και διωστήρα καθώς και μεταξύ

διωστήρα και πιστονιού. Στο παρακάτω σκαρίφμα φαίνονται οι δύο πιθανές θέσεις εκκεντρότητας οι οποίες εξαρτώνται ουσιαστικά από την ποιότητα κατασκευής των οπών. Ταυτόχρονα το διάκενο στις συνδέσεις των συνεργαζόμενων μερών είναι απαραίτητο για την κάλυψη των αναγκών λίπανσης των στρεφόμενων μερών. Συνεπώς η εκκεντρότητα μεταξύ οπών και αξόνων είναι περιορισμένες σε αυστηρά όρια ακριβείας που πρέπει να ληφθούν υπόψιν.

Έστω C το απαιτούμενο διάκενο για ικανοποιητική λίπανση κατά τη λειτουργία. Εάν έχουμε $C_{\min} \leq C \leq C_{\max}$, η επιτρεπόμενη διακύμανση του διακένου στα πλαίσια της οποίας ικανοποιούνται οι ανάγκες λίπανσης, και d_{inner} , d_{outer} , διάμετρος τρήματος και οπής αντίστοιχα, τότε

$$C_{\min} \leq \frac{d_{\text{outer}} - d_{\text{inner}}}{2} \leq C_{\max}$$

Για την εκκεντρότητα στη σύνδεση της μεγάλης οπής του διωστήρα έχουμε :

$$50 * 10^{-3} \text{mm} \leq \frac{d_{\text{outer}} - d_{\text{inner}}}{2} \leq 60 * 10^{-3} \text{mm}$$

Για την εκκεντρότητα στη σύνδεση οπής του πιστονιού έχουμε:

$$25 * 10^{-3} \text{mm} \leq \frac{d_{\text{outer}} - d_{\text{inner}}}{2} \leq 35 * 10^{-3} \text{mm}$$

Συνοψίζοντας οι τελευταίες τέσσερις εξισώσεις πρέπει να ικανοποιούνται για να έχουμε την απαιτούμενη ποιότητα στο παραγόμενο προϊόν:

$$X_{\Sigma\Lambda} = X_6 - X_1 - X_2 - X_3 - T_{\varepsilon 1} - T_{\varepsilon 2} \quad (1)$$

$$X_{\Sigma\kappa} = X_1 - X_3 - X_4 - X_5 - T_{\varepsilon 1} - T_{\varepsilon 2} \quad (2)$$

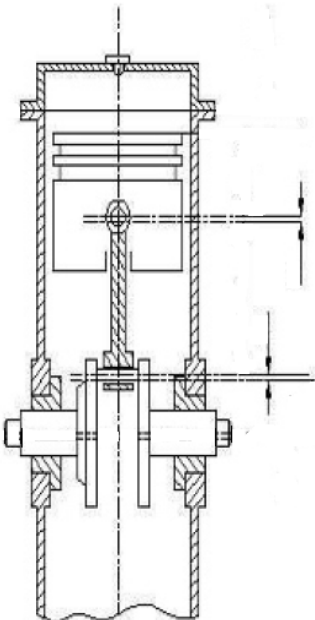
$$\text{Όπου } X_{\Sigma\Lambda} = T_{\Lambda} \pm S_{\Lambda} = 0.7 \pm 0.3 \text{ mm}$$

$$X_{\Sigma\kappa} = T_{\kappa} \pm S_{\kappa} = 1.5 \pm 0.5 \text{ mm}$$

Όπου $T_{\varepsilon 1}, T_{\varepsilon 2}$ οι εκκεντρότητες στις αρθρώσεις που περιορίζονται

από τις σχέσεις: $50 * 10^{-3} \text{mm} \leq \frac{d_{\text{out},1} - d_{\text{in},1}}{2} \leq 60 * 10^{-3} \text{mm}$ (3)

$$25 * 10^{-3} \text{mm} \leq \frac{d_{\text{out},2} - d_{\text{in},2}}{2} \leq 35 * 10^{-3} \text{mm} \quad (4)$$



Με χρήση του στατιστικού μοντέλου ανοχών θα εξάγουμε από τις παραπάνω εξισώσεις για τις διαστάσεις τις αντίστοιχες εξισώσεις για τις ανοχές.

Στο στατιστικό μοντέλο ανάλυσης ανοχών θεωρούμε πως η διακύμανση στη γεωμετρία είναι τυχαία και ανεξάρτητη από τεμάχιο σε τεμάχιο. Η χρήση αυτού του μοντέλου κρίνεται αναγκαία καθώς το μοντέλο χειριστής περίπτωσης που χρησιμοποιήθηκε στην προηγούμενη εφαρμογή οδηγεί συχνά σε υπερβολικά, και συνεπώς κοστοβόρα αποτελέσματα. Θεωρώντας κανονική κατανομή στη διακύμανση της γεωμετρίας οδηγούμαστε στην παρακάτω σχέση μεταξύ της ανοχής ενός συναρμολογήματος και των ανοχών του κάθε εξαρτήματος:

$$T_{assem}^{stat} = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 + \dots + T_n^2} \quad (5)$$

Με χρήση της παραπάνω σχέσης και των εξισώσεων που πρέπει να ικανοποιούνται για την επίτευξη της απαιτούμενης ποιότητας έχουμε :

- Για το άνω σημείο λειτουργίας:

$$T_3^2 + T_1^2 + T_2^2 + T_{\varepsilon 1}^2 + T_{\varepsilon 2}^2 \leq 0.3^2 \text{ mm} \quad (6)$$

Όπου :

T₃: Ανοχή διάστασης X₃

T₁: Ανοχή διάστασης X₁

T₂: Ανοχή διάστασης X₂

T_{ε1}: Διακύμανση στην εκκεντρότητα στην μεγάλη οπή του διωστήρα

T_{ε2}: Διακύμανση στην εκκεντρότητα της οπής του πιστονιού

- Για το κάτω σημείο λειτουργίας:

$$T_3^2 + T_4^2 + T_5^2 + T_{\varepsilon 1}^2 + T_{\varepsilon 2}^2 \leq 0.5^2 \text{ mm} \quad (7)$$

T₃: Ανοχή διάστασης X₃

T₄: Ανοχή διάστασης X₄

T₅: Ανοχή διάστασης X₅

$T_{\varepsilon 1}$: Διακύμανση στην εκκεντρότητα στη μεγάλη οπή του διωστήρα

$T_{\varepsilon 2}$: Διακύμανση στην εκκεντρότητα στην οπή του πιστονιού

- Για τους περιορισμούς στην εκκεντρότητα:

Αναλύοντας τις σχέσεις (3) και (4) έχουμε:

$$50 * 10^{-3} mm \leq \frac{d_{out,1} - d_{in,1}}{2} \leq 60 * 10^{-3} mm \quad (8)$$

$$25 * 10^{-3} mm \leq \frac{d_{out,2} - d_{in,2}}{2} \leq 35 * 10^{-3} mm \quad (9)$$

$$d_{in,2} = d_{in,2}^{nominal} \pm T_{in,2}$$

$$d_{out,2} = d_{out,2}^{nominal} \pm T_{out,2}$$

$$d_{out,1} = d_{out,1}^{nominal} \pm T_{out,1}$$

$$d_{in,1} = d_{in,1}^{nominal} \pm T_{in,1}$$

Δεδομένου ότι για τον δικό μας μηχανισμό ισχύει:

$$d_{in,1}^{nominal} = 47.89 mm ,$$

$$d_{out,1}^{nominal} = 48.00 mm ,$$

$$d_{in,2}^{nominal} = 18.94 mm ,$$

$$d_{out,2}^{nominal} = 19.00 mm .$$

Άρα για το διάκενο ισχύει:

$$C_1 = C_1^{nominal} \pm C_1^{tol} = 0.055 \pm 0.005 mm \quad (10)$$

$$C_2 = C_2^{nominal} \pm C_2^{tol} = 0.03 \pm 0.005 mm \quad (11)$$

Και απο το στατιστικό μοντέλο καταλήγουμε:

$$T_{out,1}^2 + T_{in,1}^2 \leq 0.01^2 \text{ mm} \quad (12)$$

$$T_{out,2}^2 + T_{in,2}^2 \leq 0.01^2 \text{ mm} \quad (13)$$

Όπου:

$$T_{\varepsilon 1} = T_{out,1} + T_{in,1} \quad (14)$$

$$T_{\varepsilon 2} = T_{out,2} + T_{in,2} \quad (15)$$

Συνοψίζοντας οι (6), (7), (12), (13), (14) και (15) αποτελούν τους περιορισμούς για την επίτευξη της απαιτούμενης ποιότητας.

Αντίστοιχες εξισώσεις μπορούν να κατασκευασθούν και για το μοντέλο χειρίστης περίπτωσης όπου έχουμε :

$$T_{out,1} + T_{in,1} \leq 0.01 \text{ mm} \quad (16)$$

$$T_{out,2} + T_{in,2} \leq 0.01 \text{ mm} \quad (17)$$

$$T_3 + T_1 + T_2 + T_{\varepsilon 1} + T_{\varepsilon 2} \leq 0.3 \text{ mm} \quad (18)$$

$$T_3 + T_4 + T_5 + T_{\varepsilon 1} + T_{\varepsilon 2} \leq 0.5 \text{ mm} \quad (19)$$

Αντίστοιχα για το μοντέλο του Spott έχουμε :

$$0.5 * ((T_{out,1}^2 + T_{in,1}^2)^{\frac{1}{2}} + (T_{out,1} + T_{in,1})) \leq 0.01 \text{ mm} \quad (20)$$

$$0.5 * ((T_{out,2} + T_{in,2}) + (T_{out,2}^2 + T_{in,2}^2)^{1/2}) \leq 0.01 \text{ mm} \quad (21)$$

$$0.5 * ((T_3^2 + T_1^2 + T_2^2 + T_{\varepsilon 1}^2 + T_{\varepsilon 2}^2)^{\frac{1}{2}} + (T_3 + T_1 + T_2 + T_{\varepsilon 1} + T_{\varepsilon 2})) \leq 0.3 \text{ mm} \quad (22)$$

$$0.5 * ((T_3^2 + T_4^2 + T_5^2 + T_{\varepsilon 1}^2 + T_{\varepsilon 2}^2)^{\frac{1}{2}} + (T_3 + T_4 + T_5 + T_{\varepsilon 1} + T_{\varepsilon 2})) \leq 0.5 \text{ mm} \quad (23)$$

Και για το EMS , με Z=3 και $\omega_i=0.25$:

$$\frac{3}{3} * ((1 - 0.25)^2 * T_{out,1}^2 + (1 - 0.25)^2 * T_{in,1}^2)^{\frac{1}{2}} + (0.25 * T_{out,1} + 0.25 T_{in,1}) \leq 0.01 \text{ mm} \quad (20)$$

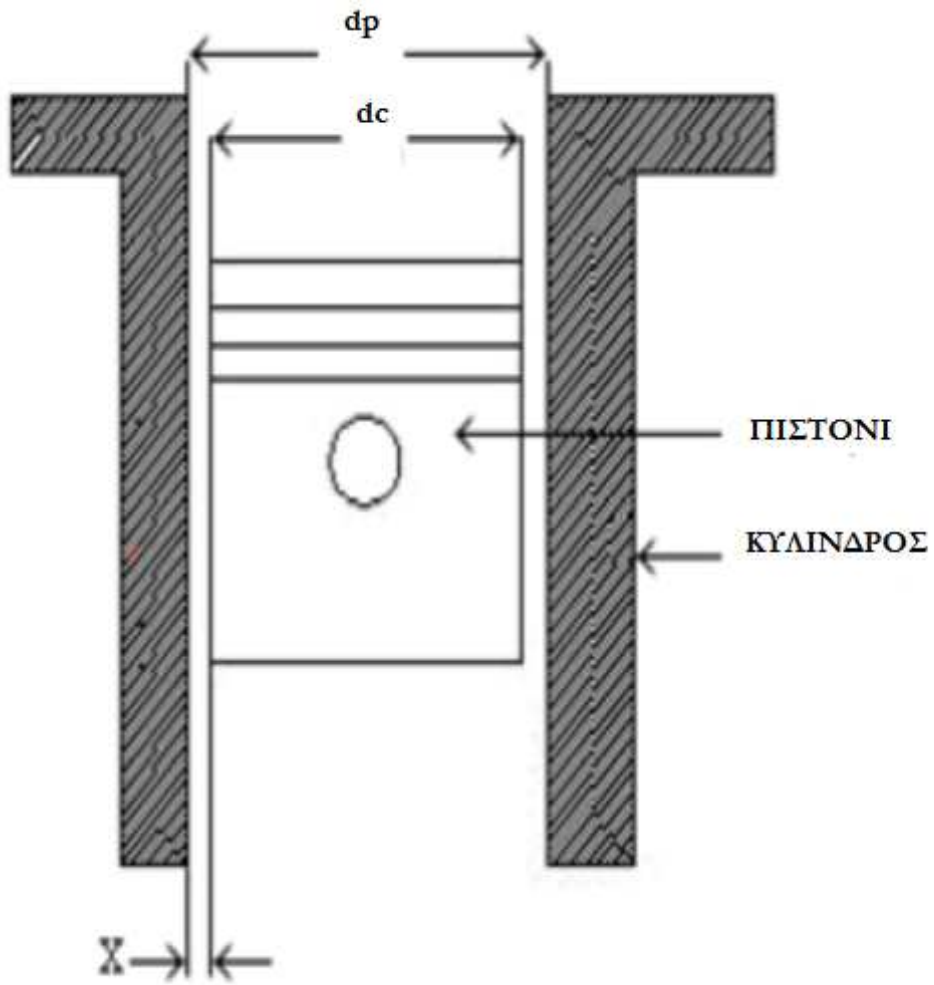
$$\frac{3}{3} * ((1 - 0.25)^2 * T_{out,2}^2 + (1 - 0.25)^2 * T_{in,2}^2)^{\frac{1}{2}} + (0.25 * T_{out,2} + 0.25 * T_{in,2}) \leq 0.01 \text{ mm} \quad (21)$$

$$\frac{3}{3} * (1 - 0.25) * (T_3^2 + T_1^2 + T_2^2 + T_{\varepsilon 1}^2 + T_{\varepsilon 2}^2)^{\frac{1}{2}} + 0.25 * (T_3 + T_1 + T_2 + T_{\varepsilon 1} + T_{\varepsilon 2}) \leq 0.3 \text{ mm} \quad (22)$$

$$\frac{3}{3} * (1 - 0.25) * (T_3^2 + T_4^2 + T_5^2 + T_{\varepsilon 1}^2 + T_{\varepsilon 2}^2)^{\frac{1}{2}} + 0.25 * (T_3 + T_4 + T_5 + T_{\varepsilon 1} + T_{\varepsilon 2}) \leq 0.5 \text{ mm} \quad (23)$$

Πριν κλείσουμε αυτή την παράγραφο θα πρέπει να εισάγουμε μια ακόμη λειτουργική απαίτηση στη διαστασιολόγηση του μηχανισμού. Αυτή αφορά στη συναρμογή του πιστονιού με τον κύλινδρο όπως φαίνεται στο σχήμα παρακάτω. Αυτός ο λειτουργικός περιορισμός είναι αρκετά πιο αυστηρός από τους προηγούμενους. Γενικά η κατασκευή αυτών των γεωμετριών περνάει από αρκετές διαφορετικές φάσεις. Στη διαστασιολόγηση των διαμέτρων πιστονιού και κυλίνδρου θα εξετάσουμε όχι μόνο την τελική ανοχή που παράγεται από την τελευταία κατεργασία αλλά θα κατανέμουμε τις ανοχές που θέλουμε να παράγονται από όλες τις φάσεις κατεργασίας. Για να γίνει αυτό θα πρέπει να εισάγουμε τις δυνατότητες κατασκευαστικής ακρίβειας όλων των φάσεων κατεργασίας με τη μορφή περιορισμών καθώς και περιορισμούς που να συνδέουν την απαιτούμενη ανοχή ανα φάση κατεργασίας με την επόμενη ώστε να μην απαιτούνται αποτελέσματα από μια φάση κατασκευής που να αναιρούν την επόμενη. Για τους περιορισμούς στις ανοχές των κατεργασιών υπαγορεύεται ότι το άθροισμα της κατασκευαστικής ανοχής μια κατεργασίας και αυτό της κατεργασίας που ακολουθεί πρέπει να είναι μικρότερο ή ίσο της διαφοράς μεταξύ της ονομαστικής και της ελάχιστης τιμής της κατασκευαστικής χάρης που απαιτείται να υπάρχει για τις επόμενες κατεργασίες. Συνεπώς ισχύει:

$$\delta_{ij} + \delta_{i(j-1)} \leq \Delta A_{ij}$$



Επίσης για τις διαφορετικές κατεργασίες έχουμε διαφορετικούς συντελεστές στην συνάρτηση κόστους που προκύπτουν από τον παρακάτω πίνακα:

Size Range	A	B	C	Min Tol	Max Tol
Lap / Hone					
0.000-0.599		0.00189378	0.9508781	0.0002	0.0004
0.600-0.999		0.00052816	1.1302036	0.00025	0.00045
1.000-1.499		0.00220173	0.9808618	0.0003	0.0005
1.500-2.799		0.00033129	1.2590875	0.0004	0.0006
2.800-4.499		0.00026156	1.3269297	0.0005	0.0008
4.500-7.799		0.00038119	1.3073528	0.0006	0.001
7.800-13.599		0.00059824	1.2716314	0.0007	0.0012
13.600-20.999		0.00427422	1.0221757	0.0008	0.0015
Grind / Diamond turn					
0.000-0.599		0.02484363	0.6465727	0.0002	0.0005
0.600-0.999		0.01525616	0.7221989	0.00025	0.0006
1.000-1.499		0.0205072	0.7039047	0.0003	0.0008
1.500-2.799		0.0133561	0.7827624	0.0004	0.001
2.800-4.499		0.01492268	0.790932	0.0005	0.0012
4.500-7.799		0.02467047	0.7413291	0.0006	0.0015
7.800-13.599		0.05119944	0.6548091	0.0007	0.002
13.600-20.999		0.08317908	0.6017646	0.0008	0.0025
Broach					
0.000-0.599		0.0438552	0.548619	0.00025	0.0008
0.600-0.999		0.04670538	0.55230115	0.0003	0.001
1.000-1.499		0.04071362	0.58686634	0.0004	0.0012
1.500-2.799		0.048524	0.579761	0.0005	0.0015
2.800-4.499		0.0637591	0.559608	0.0006	0.002
4.500-7.799		0.0922923	0.521758	0.0007	0.0025
7.800-13.599		0.144046	0.46957	0.0008	0.003
13.600-20.999		0.171785	0.45907	0.001	0.004
Ream					
0.000-0.599		0.03245261	0.6000163	0.0005	0.0012
0.600-0.999		0.04682158	0.565492	0.0006	0.0015
1.000-1.499		0.04204992	0.6021191	0.0008	0.002
1.500-2.799		0.04809684	0.6021191	0.001	0.0025
2.800-4.499		0.06929088	0.565492	0.0012	0.003
4.500-7.799		0.09203907	0.5409254	0.0015	0.004
Turn / bore / shape					
0.000-0.599		0.07201641	0.46822793	0.0008	0.003
0.600-0.999		0.085969502	0.45747142	0.001	0.004
1.000-1.499		0.101233386	0.44723008	0.0012	0.005
1.500-2.799		0.11800302	0.4389869	0.0015	0.006
2.800-4.499		0.11804756	0.45747142	0.002	0.008
4.500-7.799		0.12576137	0.46536684	0.0025	0.01
7.800-13.599		0.15997103	0.4389869	0.003	0.012
13.600-20.999		0.15300611	0.46822793	0.004	0.015
Mill					
0.000-0.599		0.0862308	0.4259173	0.0012	0.003
0.600-0.999		0.10878812	0.4044547	0.0015	0.004
1.000-1.499		0.09544417	0.4431399	0.002	0.005
1.500-2.799		0.10186958	0.4500798	0.0025	0.006
2.800-4.499		0.14399071	0.4044547	0.003	0.008
4.500-7.799		0.12976209	0.4431399	0.004	0.01
7.800-13.599		0.13916564	0.4500798	0.005	0.012
13.600-20.999		0.17114563	0.4259173	0.006	0.015
Drill					
0.000-0.599		0.00301435	1.0955124	0.003	0.005
0.600-0.999		0.00085791	1.3801824	0.004	0.006
1.000-1.499		0.00318631	1.1906627	0.005	0.008
1.500-2.799		0.00644133	1.0955124	0.006	0.01
2.800-4.499		0.00223316	1.3801824	0.008	0.012

Παρακάτω προσδιορίζονται οι διαστάσεις του πιστονιού και του κυλίνδρου:

D_p (διάμετρος πιστονιού)	<i>75mm</i>
D_c (διάμετρος κυλίνδρου)	<i>75.056mm</i>
X (διάκενο)	<i>0.056±0.001 mm</i>

Το φασεολόγιο το οποίο ακολουθούμε για το πιστόνι έχει ως εξής:

- Ξεχόνδρισμα σε τόρνο d_{11}
- Φινίρισμα σε τόρνο d_{12}
- Λείανση 1^η φάση d_{13}
- Λείανση 2^η φάση d_{14}

Αντίστοιχα οι κατεργασίες για τον κύλινδρο είναι:

- Διάτρηση d_{21}
- Boring 1^η φάση d_{22}
- Boring 2^η φάση d_{23}
- Λείανση d_{24}

Οι τιμές των παραγόμενων ανοχών από τις κατεργασίες που αναφέρθηκαν φαίνονται παρακάτω σε mm. Στο πίνακα που δίνεται υπάρχουν δύο βασικές παράμετροι για τις ανοχές για τη καθεμία από τις οποίες δίνονται τέσσερις

παράμετροι που αφορούν τις κατασκευαστικές ανοχές ανάλογα με τη φάση κατεργασίας.

Ο πρώτος από τους περιορισμούς τους οποίους θέτουμε είναι αυτός της διατήρησης της ανοχής του διακένου, δηλαδή:

$$d_p^2 + d_c^2 \leq 0.001^2$$

Χρησιμοποιώντας πάλι στατιστικό μοντέλο και θεωρώντας ανεξαρτησία των ανοχών μεταξύ τους.

Προφανώς ισχύει:

$$d_p = d_{14} \text{ και } d_c = d_{24}$$

Επίσης για τις παραγόμενες από τις κατεργασίες ανοχές ισχύει:

$$d_{11} + d_{12} \leq 0.02, d_{12} + d_{13} \leq 0.005, d_{13} + d_{14} \leq 0.0018$$

για το πιστόνι, και :

$$d_{21} + d_{22} \leq 0.02, d_{22} + d_{23} \leq 0.005, d_{23} + d_{24} \leq 0.0018$$

Διάμετρος Πιστονιού σε mm			Διάμετρος Κυλίνδρου σε mm		
	<i>Κάτω όριο</i>	<i>Άνω όριο</i>		<i>Κάτω όριο</i>	<i>Άνω όριο</i>
d_{11}	0.005	0.02	d_{21}	0.007	0.02
d_{12}	0.002	0.012	d_{22}	0.003	0.012
d_{13}	0.0005	0.003	d_{23}	0.0006	0.005
d_{14}	0.0002	0.001	d_{24}	0.0003	0.002

Αντίστοιχα με προηγουμένως η εξίσωση που περιγράφει την αλυσίδα ανοχών μεταβάλλεται ανάλογα με το μοντέλο που χρησιμοποιούμε:

-Μοντέλο Χείριστης Περίπτωσης

$$d_p + d_c \leq 0.001$$

- Στατιστικό μοντέλο:

$$d_p^2 + d_c^2 \leq 0.001^2$$

- Μοντέλο Spott:

$$0.5[(d_p + d_c) + (d_p^2 + d_c^2)^{\frac{1}{2}}] \leq 0.001$$

- Μοντέλο EMS:

$$(0.25 * d_p + 0.25 * d_c) + \frac{3}{3} \sqrt{((1 - 0.25)^2 * d_p^2 + (1 - 0.25)^2 * d_c^2)} \leq 0.001$$

2.4.3 Κατασκευή συνάρτησης κόστους - ποιότητας

Γενικά το συνολικό κόστος παραγωγής υπολογίζεται από το άθροισμα του συνολικού κόστους κατεργασίας και τη συνάρτηση απώλειας ποιότητας:

$$Total\ Cost = Manufacturing\ Cost + Quality\ Losses$$

Τα υλικά που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή του μηχανισμού είναι:

Πίνακας 7:

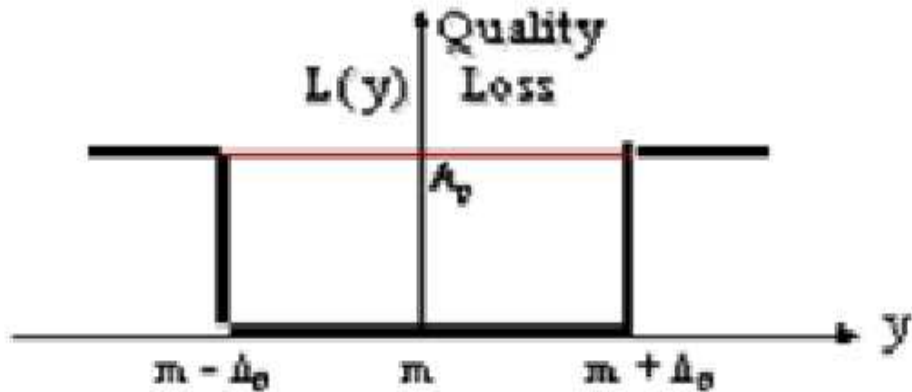
Εξάρτημα	Υλικό	E(Pa)	v	k(C ⁻¹)
Πιστόνι	Κράμα Ni Cr Al	0,7*10 ⁵	0,34	2.38*10 ⁻⁵
Πείρος Σύνδεσης	Κράμα Ni Cr Al	0,7*10 ⁵	0,34	2.38*10 ⁻⁵
Διωστήρας	Κράμα Χάλυβα 35Mn2Mo28	2,1*10 ⁵	0,3	1,11*10 ⁻⁵
Στροφαλοφόρος	Κράμα Χάλυβα 35Mn2Mo28	2,1*10 ⁵	0,3	1,11*10 ⁻⁵

Το κόστος κατεργασίας υπολογίζεται από το άθροισμα του κόστους κατεργασίας κάθε εξαρτήματος και είναι συνάρτηση της μορφής:

$$C_i(t_i) = a + b * e^{-c*t} \quad (3a)$$

Ουσιαστικά το a εκφράζει το κόστος που είναι ανεξάρτητο από την ακρίβεια κατεργασίας ενός συγκεκριμένου χαρακτηριστικού το οποίο εμείς περιλαμβάνουμε στην ανάλυση μας. Σε αυτό περιλαμβάνεται το κόστος της πρώτης ύλης και της επεξεργασίας όλων των γεωμετρικών χαρακτηριστικών εκτός αυτού που εμείς λαμβάνουμε στη διαστασιολογική ανάλυση. Η σταθερά b εκφράζει το προστιθέμενο κόστος για την επίτευξη της ιδανικής διάστασης. Απο μαθηματικής απόψεως το κόστος γίνεται C=a+b για t=0 ,δηλαδή για τέλεια γεωμετρία κάτι που είναι αδύνατο να συμβεί , αλλά προσεγγίζεται ως το κόστος που δίνει τέλεια γεωμετρία, βάσει των μετρητικών δυνατοτήτων που έχουμε διαθέσιμα στη παραγωγή. Τέλος η σταθερά c εκφράζει τον ρυθμό με τον οποίο αυξάνεται εκθετικά το κόστος καθώς αυξάνονται οι απαιτήσεις στη ποιότητα.

Πέραν του κόστους κατασκευής μεγάλη σημασία έχει και η συνάρτηση υποβάθμισης ποιότητας. Η συνάρτηση υποβάθμισης της ποιότητας, μέσω της προσέγγισης Taguchi, ουσιαστικά εισάγει την έννοια της αύξησης του κόστους κατά την απόκλιση από την ονομαστική τιμή ακόμη και εάν το προϊόν γίνεται αποδεκτό από τον ποιοτικό έλεγχο. Αυτό αλλάζει την σχέση του κόστους με την ποιότητα από όπως φαίνεται στο δεύτερο διάγραμμα σε αντίθεση με τη περιγραφή που δίνεται στο πρώτο.



Η συνάρτηση υποβάθμισης της ποιότητας αναλυμένη σε σειρά Taylor γύρω από την ονομαστική τιμή x_0 παίρνει τη μορφή :

$$L(x) = L(x_0 + x - x_0) = L(x_0) + \frac{L'(x_0)}{1!}(x - x_0) + \frac{L''(x_0)}{2!}(x - x_0)^2 + \dots$$

Επειδή εξ ορισμού $L(x_0) = 0$, η ελάχιστη τιμή της $L(x)$ αντιστοιχεί επίσης στην ίδια τιμή $x = x_0$, δηλ. $L'(x_0) = 0$, η παραπάνω σχέση διαμορφώνεται τελικά, αν παραλειφθούν επίσης οι ανώτερη δεύτερης τάξης, όροι,

$$L(x) = \frac{L''(x_0)}{2!} (x - x_0)^2$$

Η $L(x) = k(x - x_0)^2$

Όπου k μια σταθερά αναλογίας.

Για τις τιμές $x = x_0 \pm t$ είναι προφανές ότι $L(x_0 - t) = L(x_0 + t) = A$ και από την παραπάνω σχέση υπολογίζουμε για το k

$$k = \frac{A}{t^2}$$

Για ένα εργοστάσιο που μπορεί να παράγει τη χαρακτηριστική διάσταση ή το χαρακτηριστικό μέγεθος x με μια τυπική απόκλιση σ , η προσδοκώμενη υποβάθμιση της ποιότητας, υπολογίζεται ως:

$$L_\sigma = k\sigma^2 = \frac{A}{t^2} \sigma^2$$

Πέραν των παραπάνω η συνάρτηση υποβάθμισης ποιότητας εξαρτάται και από το είδος της ανοχής της οποίας χρησιμοποιούμε. Οι τύποι ανοχών που χρησιμοποιούνται διακρίνονται στους παρακάτω τέσσερις τύπους:

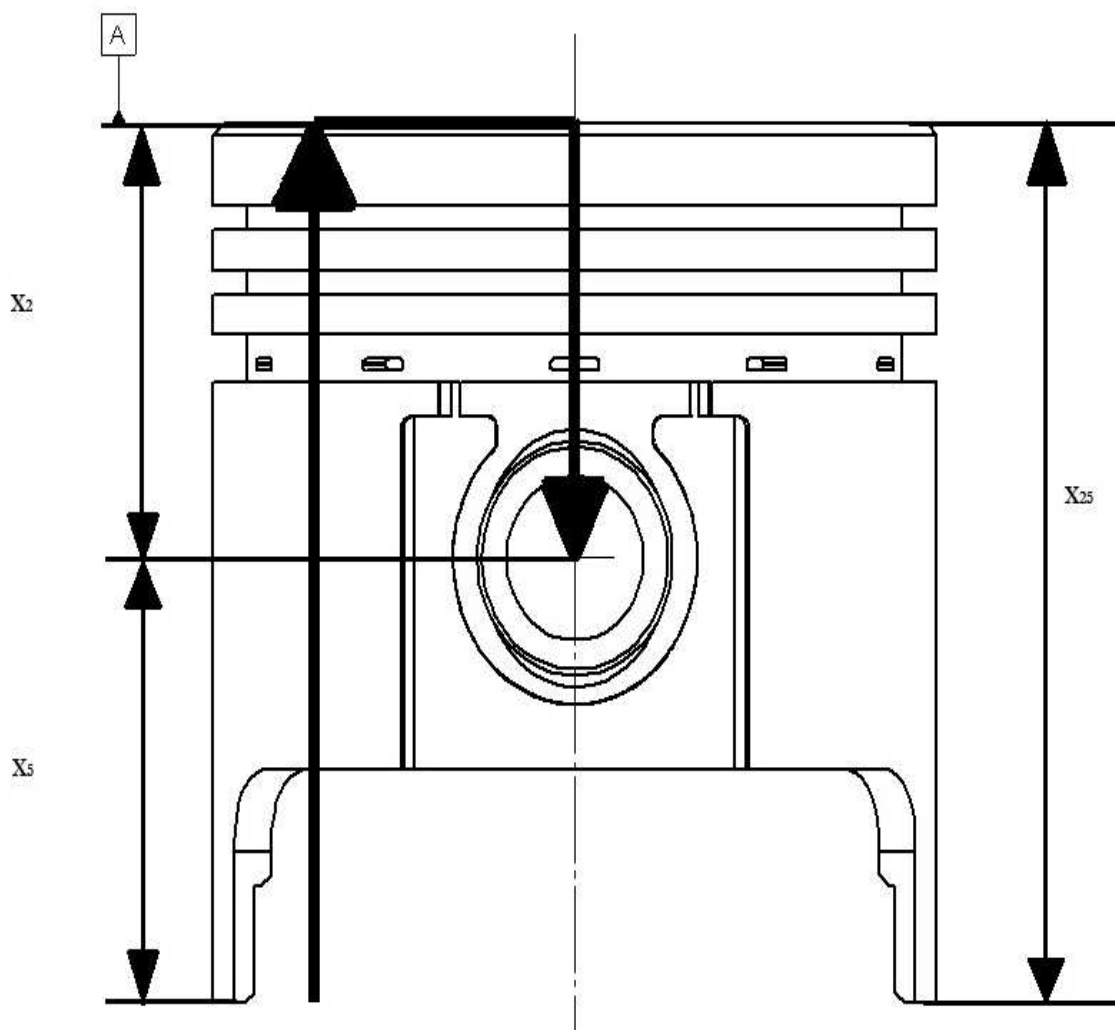
- (1) Ανοχές Τύπου N : Όσο πλησιέστερα προς την ονομαστική τιμή της παραμέτρου τόσο το καλύτερο.
- (2) Ανοχές Τύπου E : Όσο πλησιέστερα προς τις ελάχιστες τιμές του πεδίου ανοχής τόσο το καλύτερο.
- (3) Ανοχές τύπου M: Όσο πλησιέστερα προς τις μέγιστες του πεδίου ανοχής τόσο το καλύτερο.
- (4) Ανοχές τύπου A: Ασύμμετρη υποβάθμιση της ποιότητας ως προς το πρόσημο της απόκλισης από την ονομαστική τιμή. (Υπαρξη δύο τιμών της σταθερές k_1, k_2)

Κάτι που πρέπει να προσδιοριστεί για να προχωρήσει η παρούσα ανάλυση είναι η αποσύνθεση των διαστάσεων X_5 και X_2 . Για να γίνει πιο κατανοητό αυτό ας θεωρήσουμε πώς πρώτη κατασκευάζεται η άνω επιφάνεια του πιστονιού και έχοντας αυτή ως επιφάνεια αναφοράς υπολογίζουμε τη θέση κατασκευής της οπής. Συνεπώς η αλυσίδα ανοχών αναλύεται όπως φαίνεται παρακάτω:

Άρα για την T_5 ισχύει:

$$T_5^2 = T_2^2 + T_{25}^2$$

Με αυτό τον τρόπο εμπλέκεται ουσιαστικά η ανοχή του X_2 και στα δύο εξεταζόμενα κριτήρια λειτουργίας.



Δεδομένων των παραπάνω μπορούμε να κατασκευάσουμε πλήρως τη συνάρτηση κόστους κατασκευής – ανοχών δεδομένου του παρακάτω πίνακα που είναι

διαθέσιμος εφόσον γνωρίζουμε τη παραγωγική μονάδα για την οποία σχεδιάζουμε.

Η σταθερές a , b , c δίνονται για κάθε εξάρτημα στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 8

Εξάρτημα	Χαρακτ.	Ον. Διάσταση	Κατεργασία	Εφικτή Ακρίβεια (mm)	B	a	c
Πιστόνι	X2	36.6 mm	Τόρνευση	0.0015 – 0.006	0.01599	10	0.4389
Πιστόνι	X25	74,6 mm	Τόρνευση	0.003 – 0.012	0.0159	10	0.4389
Πείρος Σύνδεσης	dinner,2	18.94 mm	Τόρνευση	0.0004 – 0.001	0.1012	6	0.4472
Πιστόνι	doutter,2	19 mm	Λείανση	0.001	0.1012	10	0.4472
Διωστήρας	doutter,1	48 mm	Λείανση	0.0015 – 0.006	0.0133	8	0.7827
Διωστήρας	X1	170 mm	Λείανση	0.003 – 0.012	0.125	8	0.4653
Στροφαλοφόρος	dinner,1	47.89 mm	Λείανση	0.0015 – 0.006	0.0133	12	0.6827
Στροφαλοφόρος	X3	45.8	Τόρνευση	0.0025 – 0.01	0.4586	12	0.9389
Στροφαλοφόρος	X4	72.25 mm	Τόρνευση	0.0025 – 0.01	0.2180	12	0.9389

Οι τιμές των εφικτών ανοχών εκφράζουν τις δυνατότητες κατασκευαστικής ακρίβειας που έχουν τα μέσα παραγωγής που χρησιμοποιούμε. Απο αυτά προκύπτουν οι περιορισμοί των τιμών των ανοχών που θα εισάγουμε στον αλγόριθμο βελτιστοποίησης.

Η συνάρτηση υποβάθμισης ποιότητας αντιπροσωπεύει τη ζημία που προκαλείται όσο μια διάσταση απομακρύνεται από την ονομαστική της τιμή. Σύμφωνα με την ανάλυση του Taguchi έχουμε:

$$L = k * (U_x - T_x)^2$$

L=ζημία

U_x =μέση τιμή παραγόμενης διάστασης χαρακτηριστικού

T_x =ονομαστική διάσταση χαρακτηριστικού

k= σταθερά

Η ζημία για παραγόμενο προϊόν εκτός προδιαγραφών A_o υπολογίζεται για $y=m*\Delta_o$: $A_o = k * \Delta_o^2$ όπου Δ_o η προδιαγραφόμενη ανοχή .

Στη δική μας περίπτωση έχουμε $A_o = \text{US\$}150$ και $\Delta_o = 0.3 \text{ mm}$ για την πρώτη περίπτωση και $\Delta_o = 0.5 \text{ mm}$ και $A_o = \text{US\$}100$ για τη δεύτερη περίπτωση. Για κανονική κατανομή στη διακύμανση των πραγματικών διαστάσεων από την ονομαστική τιμή έχουμε:

$$(y - m)^2 = 0.333 * t_r$$

$$\text{όπου } t_r = (t_1^2 + t_2^2 + t_3^2 + t_{\varepsilon 1}^2 + t_{\varepsilon 2}^2) ,$$

$$\text{ή } t_r = (t_3^2 + t_4^2 + t_5^2 + t_{\varepsilon 1}^2 + t_{\varepsilon 2}^2)$$

Πέραν της κανονικής κατανομής υπάρχουν διαφορετικά μοντέλα προσέγγισης της αβεβαιότητας στις παραγόμενες διαστάσεις. Γενικά η συνάρτηση απώλειας κόστους είναι μια τετραγωνική έκφραση που προσέγγιζει το μέσο κόστος και το συγκρίνει με το απαιτούμενο από τον πελάτη καθορίζοντας την απόκλιση της γεωμετρίας με όρους οικονομικούς σε περίπτωση παραγωγής προϊόντος εκτός προδιαγραφών. Η επίτευξη της μέγιστης δυνατής ποιότητας για το ελάχιστο κόστος είναι ο αντικειμενικός σκοπός. Συνήθως οι προδιαγραφές επιβάλλουν την ύπαρξη μιας μέσης τιμής και μιας στατιστικής απόκλισης που εκφράζει την ανοχή. Διαφορετικοί τύποι συνάρτησης ζημίας εκφράζονται ως εξής:

- Βέλτιστη η μέση τιμή:

$$L(y) = \frac{A}{\Delta^2} (y - m)^2$$

- Βέλτιστη η ελάχιστη τιμή : $L(y) = \frac{A}{\Delta^2} y^2$

-Βέλτιστη η μέγιστη τιμή: $L(y) = \frac{A}{\Delta^2} \left(\frac{1}{y^2}\right)$

Σε συγκεκριμένες περιπτώσεις η απόκλιση προς τη μία πλευρά έχει μεγαλύτερη επιβάρυνση στο κόστος από ότι στην άλλη . Συνεπώς η ασύμμετρη συνάρτηση απώλειας ποιότητας ορίζεται ως:

$$L(y) = K_1 * (y - m)^2 , y > m$$

$$L(y) = K_2 * (y - m)^2 , y < m$$

$$Quality Loss = \left(\frac{150}{0.3^2}\right) * 0.333 * t_{r1}^2 \quad (3b)$$

Το άθροισμα των (3 a) και (3 b) μας δίνει το συνολικό κόστος το οποίο θέλουμε να ελαχιστοποιήσουμε.

Για να δούμε τη διαφοροποίηση που προκαλεί στο τελικό κόστος η απαίτηση για ανώτερη ποιότητα θα χρησιμοποιήσουμε ασύμμετρη συνάρτηση απώλειας ποιότητας για τις λειτουργικές προδιαγραφές στη κατώτερη θέση.

Εξετάζοντας λοιπόν την επιρροή που έχει η διάσταση X5 στην αλυσίδα ανοχών διαπιστώνουμε τα εξής:

- Η διάσταση X5 θέλουμε να λαμβάνει κατά το δυνατόν την ελάχιστη επιτρεπόμενη τιμή της ώστε να ικανοποιείται το λειτουργικό κριτήριο της κατώτερης θέσης. Αυτό οδηγεί στην απαίτηση για για κατά το δυνατό πιο μικρή τιμή στη X25 και πιο μεγάλη στη X2.
- Η τιμή της X2 επηρεάζει άμεσα το λειτουργικό κριτήριο για την άνω θέση το οποίο όμως απαιτείται να είναι ελάχιστο . Συνεπώς βλέπουμε πως η T₂ , T₅ επηρεάζουν το πρώτο ή το δεύτερο κριτήριο περισσότερο ανάλογα με το πρόσημό τους.

Απο τα παραπάνω γίνεται κατανοητό ότι για το μέλος των ανοχών t₂ , t₅ στη συνάρτηση υποβάθμισης κόστους ισχύει :

$$L_{t_2}^+ = \left(\frac{150}{0.3^2}\right) * 0.333 * t_2^2, L_{t_5}^- = \left(\frac{150}{0.3^2}\right) * 0.333 * t_5^2 \text{ για } t_2 > 0, t_5 < 0$$

$$L_{t_2}^- = \left(\frac{100}{0.3^2}\right) * 0.333 * t_2^2, L_{t_5}^+ = \left(\frac{100}{0.3^2}\right) * 0.333 * t_5^2 \text{ για } t_2 < 0, t_5 > 0$$

Ίδια συμπεριφορά παρουσιάζουν και οι διάστασεις

$X_1, d_{inn,1}, d_{out,1}, d_{inn,2}, d_{out,2}$ για τις οποίες αντιστοίχως ισχύει:

$$L_{d_{out,1}}^- = \left(\frac{150}{0.3^2}\right) * 0.333 * t_{out,1}^2, L_{d_{out,2}}^- = \left(\frac{150}{0.3^2}\right) * 0.333 * t_{out,2}^2, \text{ για } t_{out,2}, t_{out,1} < 0$$

$$L_{d_{in,1}}^- = \left(\frac{150}{0.3^2}\right) * 0.333 * t_{in,1}^2, L_{d_{in,2}}^- = \left(\frac{150}{0.3^2}\right) * 0.333 * t_{in,2}^2, \text{ για } t_{in,2}, t_{in,1} < 0$$

$$L_{t_1}^+ = \left(\frac{150}{0.3^2}\right) * 0.333 * t_1^2, \text{ για } t_1 > 0$$

$$L_{d_{out,1}}^+ = \left(\frac{100}{0.5^2}\right) * 0.333 * t_{out,1}^2, L_{d_{out,2}}^+ = \left(\frac{100}{0.5^2}\right) * 0.333 * t_{out,2}^2, \text{ για } t_{out,2}, t_{out,1} > 0$$

$$L_{d_{in,1}}^+ = \left(\frac{100}{0.5^2}\right) * 0.333 * t_{in,1}^2, L_{d_{in,2}}^+ = \left(\frac{100}{0.5^2}\right) * 0.333 * t_{in,2}^2, \text{ για } t_{in,2}, t_{in,1} > 0$$

$$L_{t_1}^- = \left(\frac{100}{0.5^2}\right) * 0.333 * t_1^2, \text{ για } t_1 < 0$$

Τα παραπάνω δεν επηρεάζουν τον υπολογισμό των ανοχών παρά μόνο εφόσον έχουμε ένα συνολικό δείγμα παραγόμενων προϊόντων που να ακολουθούν μια συγκεκριμένη κατανομή μεταξύ ελάχιστης και μέγιστης διάστασης. Δεδομένου ότι οι τιμές των παραγόμενων ανοχών ακολουθούν κανονική κατανομή έχουμε 50% θετικές και 50% αρνητικές τιμές.

Επιπρόσθετα πρέπει να λάβουμε υπόψη μας τους όρους της συνάρτησης κόστους κατασκευής και υποβάθμισης ποιότητα που οφείλονται στις διαστάσεις που αφορούν τον τρίτο λειτουργικό περιορισμό. Για αυτές θα δοθούν μεταβλητές για κάθε κατεργασία που συμμετέχει στη διαμόρφωση των τελικών διαστάσεων ξεχωριστά. Επιπρόσθετα για μη ικανοποίηση αυτού του κριτηρίου οδηγούμαστε σε ζημία $A_0 = \text{US}\$80$ για $\Delta_0 = 0.025$.

Για τις σταθερές α,b,c ισχύει:

Σταθερές	Ξεχόνδρισμα σε τόρνο	Φινίρισμα σε τόρνο	Λείανση 1 ^η φάση	Λείανση 2 ^η φάση	Διάτρηση	Boring 1 ^η φάση	Boring 2 ^η φάση	Λείανση
a	10	10	10	10	12	12	12	12
b	0.5	0.204	0.053	0.0219	0.702	0.297	0.06	0.036
c	0.151	0.436	0.748	0.1199	0.235	0.529	0.967	0.1312

Όσον αφορά τη συνάρτηση υποβάθμισης ποιότητας για τις ανοχές αυτού του λειτουργικού περιορισμού έχουμε:

$$L_d = \left(\frac{80}{(0.025)^2} \right) * 0.333 * (d_p^2 + d_c^2)$$

2.4.4 Διαμόρφωση προβλήματος βελτιστοποίησης

Όπως αναφέρθηκε ήδη στόχος είναι η ελαχιστοποίηση του συνολικού κόστους κατασκευής δεδομένων συγκεκριμένων κατασκευαστικών και λειτουργικών περιορισμών. Προσανατολιζόμαστε στην σύγκριση των αποτελεσμάτων που δίνει αυτή η ανάλυση χρησιμοποιώντας λιγότερο ή περισσότερο αυστηρά κριτήρια στην ποιότητα. Και για της δύο αναλύσεις έχουμε:

- Συνολικό Κόστος = Κόστος Κατασκευής + Απώλεια ποιότητας
Μεταξύ των δύο περιπτώσεων δε μεταβάλλεται καθόλου η συνάρτηση κόστους κατασκευής καθώς δεν επηρεάζονται οι μέθοδοι κατασκευής. Αυτό που μεταβάλλεται είναι η συνάρτηση απώλειας ποιότητας καθώς διαφοροποιείται η απαιτούμενη ακρίβεια στις τελικές διαστάσεις.

Πιο συγκεκριμένα ,όπως δείξαμε σε προηγούμενη παράγραφο , για την συνάρτηση υποβάθμισης ποιότητας ισχύει:

$$Quality Loss = \frac{A}{\Delta^2} * t_r^2$$

Όπου Δ το μέγεθος της κρίσιμης διάστασης που πρέπει να διατηρείται.

Συνεπώς έχουμε:

$$Total Cost = Manufacturing Cost + Quality Loss$$

Όπου:

$$Manufacturing Cost = \sum a_i + b_i * \exp(-c_i * t_i)$$

Δεδομένων των απαιτήσεων ποιότητας για την άνω θέσης και το διάκενο:

$$Quality Loss Symmetric = \left(\frac{150}{0.3^2}\right) * 0.333 * (t_1^2 + t_2^2 + t_3^2 + t_{in,1}^2 + t_{in,2}^2 + t_{out,1}^2 + t_{out,2}^2) + L_d$$

Ενώ εισάγοντας και τον ποιοτικό περιορισμό για την κατώτερη θέση λειτουργίας έχουμε:

$$Quality Loss Assymetric = 0.5 * (L_{d_{out,1}}^- + L_{d_{out,2}}^- + L_{d_{in,1}}^- + L_{d_{in,2}}^- + L_{t_1}^- + L_{t_2}^+ + L_{t_5}^+) + 0.5 * (L_{d_{out,1}}^+ + L_{d_{out,2}}^+ + L_{d_{in,1}}^+ + L_{d_{in,2}}^+ + L_{t_1}^+ + L_{t_2}^+ + L_{t_5}^+) + L_{t_3} + L_{t_4} + L_d$$

Για να ολοκληρώσουμε το πρόβλημα βελτιστοποίησης πρέπει να εισάγουμε συγκεκριμένους περιορισμούς οι οποίοι εκφράζονται από τη δυνατότητα κατασκευαστικής ακρίβειας των μεθόδων παραγωγής του συναρμολογήματος. Η παραπάνω συνάρτηση ελαχιστοποιείται δεδομένων των παρακάτω περιορισμών:

$$0.003mm \leq t_1 \leq 0.012mm$$

$$0.0015mm \leq t_2 \leq 0.006mm$$

$$0.0025mm \leq t_3 \leq 0.01mm$$

$$0.0025mm \leq t_4 \leq 0.01mm$$

$$0.003mm \leq t_5 \leq 0.012mm$$

$$0.0004mm \leq t_{in,1} \leq 0.001mm$$

$$0.0004mm \leq t_{in,2} \leq 0.001mm$$

$$0.0015mm \leq t_{out,1} \leq 0.006mm$$

$$0.0015mm \leq t_{out,2} \leq 0.006mm$$

$$t_{out,1}^2 + t_{in,1}^2 \leq 0.01^2 mm$$

$$t_{out,2}^2 + t_{in,2}^2 \leq 0.01^2 mm$$

$$t_3^2 + t_4^2 + t_{25}^2 + t_2^2 + t_{in,1}^2 + t_{out,1}^2 + t_{in,2}^2 + t_{out,2}^2 \leq 0.5^2 mm$$

$$t_3^2 + t_1^2 + t_2^2 + t_{in,1}^2 + t_{out,1}^2 + t_{in,2}^2 + t_{out,2}^2 \leq 0.3^2 mm$$

$$d_p^2 + d_c^2 \leq 0.001^2$$

$$0.0005mm \leq d_{11} \leq 0.02mm$$

$$0.002mm \leq d_{12} \leq 0.012mm$$

$$0.0005mm \leq d_{13} \leq 0.003mm$$

$$0.007mm \leq d_{21} \leq 0.02mm$$

$$0.003mm \leq d_{22} \leq 0.012mm$$

$$0.0006mm \leq d_{23} \leq 0.005mm$$

$$0.0002mm \leq d_p \leq 0.001mm$$

$$0.0003mm \leq d_c \leq 0.002mm$$

$$d_{11} + d_{12} \leq 0.02mm$$

$$d_{12} + d_{13} \leq 0.005mm$$

$$d_{13} + d_{14} \leq 0.0018mm$$

$$d_{21} + d_{22} \leq 0.02mm$$

$$d_{22} + d_{23} \leq 0.005mm$$

$$d_{23} + d_{24} \leq 0.0018mm$$

Για την βελτιστοποίηση των παραπάνω προβλημάτων γίνεται χρήση του Matlab Optimization Toolbox.

2.4.5 Επιλογή αλγορίθμου βελτιστοποίησης και σχολιασμός αποτελεσμάτων

Η βιβλιοθήκη αλγορίθμων βελτιστοποίησης του Matlab περιλαμβάνει 21 αλγορίθμους. Στη παράγραφο αυτή θα γίνει σύντομη περιγραφή των αλγορίθμων που μας ενδιαφέρουν για την επίλυση του δικού μας προβλήματος και θα αξιολογηθούν τα αποτελέσματα που μας δίνει η κάθε μία.

Αρχικά πρέπει να γίνει αναγνώριση των απαιτήσεων που έχει το πρόβλημα βελτιστοποίησης που θέλουμε να επιλύσουμε. Το πρόβλημα βελτιστοποίησης που έχουμε έχει 17 μεταβλητές. Βασικό χαρακτηριστικό του προβλήματος αποτελεί η ύπαρξη μη γραμμικών εκφράσεων της αντικειμενικής συνάρτησης και των περιορισμών. Επίσης το εύρος πιθανών τιμών για τις μεταβλητές είναι σαφώς περιορισμένο από την κατασκευαστική ακρίβεια των μεθόδων παραγωγής που έχουμε. Το σημαντικότερο ερώτημα κατά την επιλογή αλγορίθμου βελτιστοποίησης αποτελεί η ύπαρξη ή όχι μοναδικής βέλτιστης λύσης. Αυτό οδηγεί σε επιλογή ντετερμινιστικής ή στοχαστικής μεθόδου αντίστοιχα.

Οι ντετερμινιστικές μέθοδοι βελτιστοποίησης λαμβάνουν ένα σημείο εκκίνησης και κινούνται προς το επόμενο το οποίο δίνει μικρότερη τιμή στην αντικειμενική συνάρτηση. Συνεπώς δεν επηρεάζεται η λειτουργία του αλγορίθμου από παράγοντες τυχαιότητας. Αυτό όμως μπορεί να οδηγήσει σε «εγκλωβισμό» του αλγορίθμου σε κάποιο τοπικό ελάχιστο. Αντιθέτως, οι στοχαστικές μέθοδοι δημιουργούν ένα πλήθος σημείων μέσα στο εύρος ύπαρξης της λύσης και συνεπώς δεν παρουσιάζουν αυτό το πρόβλημα. Στη συνέχεια με σύγκριση των αποτελεσμάτων που δίνουν αυτά τα αρχικά σημεία η μέθοδος προχωράει διατηρώντας τα σημεία που οδηγούν σε καλύτερο αποτέλεσμα. Αυτές κρίνονται καλύτερες για την αντιμετώπιση προβλημάτων που παρουσιάζουν έντονες διακυμάνσεις στη τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης για μικρές αλλαγές στις μεταβλητές που θέλουμε να βελτιστοποιήσουμε.

Για να γίνει κατανοητή η διαφορά που έχει η επιλογή ντετερμινιστικού ή στοχαστικού αλγορίθμου θα κάνουμε δοκιμαστική επίλυση του προβλήματος με χρήση της `fmincon`, που αποτελεί ντετερμινιστική μέθοδο, για διαφορετικά σημεία εκκίνησης και θα δούμε κατά πόσο διαφοροποιούνται οι λύσεις.

Αρχικά κατασκευάζουμε δύο συναρτήσεις σε `m.files` στο Matlab. Στη πρώτη έχουμε την αντικειμενική συνάρτηση με όνομα `objfun_1.m`, και στη δεύτερη τους περιορισμούς με όνομα `confun_1.m`. Έτσι έχουμε:

Οι υπόλοιποι περιορισμοί που αφορούν την κάθε μεταβλητή ξεχωριστά τίθενται ως όρια του πεδίου διερεύνησης πιθανής λύσης. Σαν πρώτο σημείο εκκίνησης θέτουμε το:

$X_{start,1} = [0.02 \ 0.010 \ 0.014 \ 0.007 \ 0.008 \ 0.001 \ 0.001 \ 0.006 \ 0.002]$

και λαμβάνουμε ως βέλτιστη λύση μετά από μόλις 2 βήματα:

$X_{optimum,1} = [0.01 \ 0.012 \ 0.015 \ 0.006 \ 0.003 \ 0.0004 \ 0.0004 \ 0.001 \ 0.001]$

Που οδηγεί σε συνολικό κόστος:

$$Total \ Cost = 53.375$$

Σαν δεύτερο σημείο θέτουμε το :

$X_{start,2} = [0.015 \ 0.007 \ 0.008 \ 0.008 \ 0.009 \ 0.0008 \ 0.0008 \ 0.005 \ 0.005]$

και λαμβάνουμε ως βέλτιστη λύση μετά από 4 βήματα:

$X_{optimum,2} = [0.01 \ 0.003 \ 0.006 \ 0.006 \ 0.003 \ 0.0004 \ 0.0004 \ 0.001 \ 0.001]$

Που οδηγεί σε συνολικό κόστος:

$$Total \ Cost = 52.1596$$

Απο το παραπάνω παράδειγμα γίνεται εμφανές ότι το πρόβλημα μας δεν έχει καθορισμένη συμπεριφορά. Δηλαδή παρουσιάζει συνεχείς διακύμανσεις, οι οποίες καθιστούν δύσκολη την επίλυση του με ντετερμινιστικές μεθόδους καθώς η επίλυση εγκλωβίζεται σε τοπικά ελάχιστα. Αυτό καθιστά αναγκαία τη χρήση στοχαστικών μεθόδων και αποκλείει τη χρήση συγκεκριμένων συναρτήσεων που προσφέρονται από το Matlab.

Για να αποφύγουμε τα προβλήματα που παρουσιάζονται παραπάνω επιλέγουμε τη χρήση γενετικού αλγορίθμου για την επίλυση του προβλήματος.

Όπως κάναμε και στη προηγούμενη εφαρμογή εισάγουμε τους περιορισμούς στο Matlab σε μορφή μητρώων και προχωρούμε στην επίλυση του προβλήματος. Οι ανισοτικοί περιορισμοί έρχονται σε μητρική μορφή όπως φαίνεται παρακάτω:

Δεδομένου ότι :

$$x = [t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, t_{in,1}, t_{in,2}, t_{out,1}, t_{out,2}, d_{11}, d_{12}, d_{13}, d_p, d_{21}, d_{22}, d_{23}, d_c]$$

$$lb = \begin{bmatrix} 0.003 \\ 0.0015 \\ 0.0025 \\ 0.0025 \\ 0.003 \\ 0.0004 \\ 0.0004 \\ 0.0015 \\ 0.0015 \\ 0.0005 \\ 0.002 \\ 0.0005 \\ 0.0002 \\ 0.007 \\ 0.003 \\ 0.0006 \\ 0.0003 \end{bmatrix} \quad \text{και} \quad ub = \begin{bmatrix} 0.012 \\ 0.006 \\ 0.01 \\ 0.01 \\ 0.012 \\ 0.001 \\ 0.001 \\ 0.006 \\ 0.006 \\ 0.02 \\ 0.012 \\ 0.003 \\ 0.001 \\ 0.02 \\ 0.012 \\ 0.005 \\ 0.002 \end{bmatrix}$$

κατώτερο και ανώτερο όριο στο πρόβλημα βελτιστοποίησης αντίστοιχα.

Στη συνέχεια πρέπει να ορισθούν οι περιορισμοί που διέπουν τη λειτουργία του μηχανισμού. Αυτοί είναι σε μη γραμμική μορφή συνεπώς θα πρέπει να ορισθούν σε ξεχωριστό m-file, για αυτό δημιουργούμε το παρακάτω αρχείο confun_1.m:

```

function [c, ceq] = confun_1(x)
% Nonlinear inequalities
c(1)=(x(6)^2 + x(8)^2-0.01^2);
c(2)=(x(9)^2 +x(7)^2-0.01^2);
c(3)=(x(3)^2 + x(4)^2 + x(5)^2
+x(2)^2+x(6)^2+x(7)^2+x(8)^2+x(9)^2-0.5^2);
c(4)=(x(3)^2 +x(1)^2 +x(2)^2 +x(6)^2
+x(7)^2+x(8)^2+x(9)^2-0.3^2);
c(5)=(x(10)+x(11)-0.02);
c(6)=(x(11)+x(12)-0.005);
c(7)=(x(12)+x(13)-0.0018);
c(8)=(x(14)+x(15)-0.02);
c(9)=(x(15)+x(16)-0.005);
c(10)=(x(16)+x(17)-0.0018);
c(11)=(x(13)^2+x(17)^2-0.001^2);

% Nonlinear equalities
ceq = [];

```

Οι παραπάνω συνάρτηση αναφέρεται στο στατιστικό μοντέλο. Αντίστοιχα αρχεία κατασκευάζονται και για τα υπόλοιπα μοντέλα. Επίσης η συνάρτηση υποβάθμισης ποιότητας μεταβάλλεται για ασύμμετρη και συμμετρική ανοχή του μ με τους όρους t5, t2, dout1, dout2, din1, din2 να αθροίζεται με διαφορετικό παράγοντα ζημίας με συντελεστή 0.5 . Ο συντελεστής προκύπτει για την παραδοχή ότι το σύνολο των εξαρτημάτων θα παραχθεί με 50% θετικές και 50% αρνητικές ανοχές. Αρχικά το πρόβλημα τίθεται ως ένα πρόβλημα 17 μεταβλητών με 28 περιορισμούς, όμως τα αποτελέσματα που δίνονται από το Matlab δεν είναι ικανοποιητικά καθώς για επανειτελέσεις του ίδιου προβλήματος δίνονται διαφορετικά αποτελέσματα ακόμα και με τη χρήση γενετικού αλγορίθμου. Για να ξεπεραστεί το εμπόδιο αυτό, το πρόβλημα βελτιστοποίησης διαχωρίζεται σε δύο ξεχωριστά προβλήματα, ένα που περιλαμβάνει τις μεταβλητές t και ένα που περιλαμβάνει τις μεταβλητές d καθώς δεν υπάρχουν περιορισμοί που να τις σχετίζουν. Το πρόβλημα βελτιστοποίησης λύνεται με χρήση γενετικού αλγορίθμου για αρχικό πληθυσμό 100 τιμών και 500 επαναλήψεις. Η ίδια διαδικασία ακολουθείται για όλες τις περιπτώσεις . Στο τέλος συντάσσεται πίνακας με όλα τα αποτελέσματα για σύγκριση και σχολιασμό.

Μοντέλο Χείριστης Περίπτωσης			
Συμμετρική Υποβάθμιση Ποιότητας		Ασύμμετρη Υποβάθμιση Ποιότητας	
t_1	0.003 mm	t_1	0.003 mm
t_2	0.0016 mm	t_2	0.0015 mm
t_3	0.0026 mm	t_3	0.0025 mm
t_4	0.0025mm	t_4	0.0025 mm
t_5	0.0031 mm	t_5	0.0031 mm
$t_{in,1}$	0.0004367 mm	$t_{in,1}$	0.0004 mm
$t_{in,2}$	0.00049367 mm	$t_{in,2}$	0.00042184 mm
$t_{out,1}$	0.0015 mm	$t_{out,1}$	0.0016 mm
$t_{out,2}$	0.0016 mm	$t_{out,2}$	0.0015 mm
d_{11}	0.0155mm	d_{11}	0.018 mm
d_{12}	0.0045 mm	d_{12}	0.002 mm
d_{13}	0.0005 mm	d_{13}	0.0015 mm
d_p	0.00021454 mm	d_p	0.00025751 mm
d_{21}	0.0162 mm	d_{21}	0.0158 mm
d_{22}	0.0038 mm	d_{22}	0.0042 mm
d_{23}	0.0012 mm	d_{23}	0.00079887 mm
d_c	0.00032625 mm	d_c	0.0003 mm
<i>Manufacturing Cost (d)</i>	17.023	<i>Manufacturing Cost</i>	16.9549
<i>Manufacturing Cost (t)</i>	36.4986	<i>Manufacturing Cost (t)</i>	36.8421
<i>Quality Loss (d)</i>	1.6410	<i>Quality Loss</i>	1.3251
<i>Quality Loss(t)</i>	1.501	<i>Quality Loss(t)</i>	1.2257
<i>Total Cost</i>	56.6637	<i>Total Cost</i>	56.3478

Στατιστικό Μοντέλο			
Συμμετρική Υποβάθμιση Ποιότητας		Ασύμμετρη Υποβάθμιση Ποιότητας	
t_1	0.003mm	t_1	0.003mm
t_2	0.0033mm	t_2	0.0015mm
t_3	0.0025mm	t_3	0.0025mm
t_4	0.01mm	t_4	0.01mm
t_5	0.003mm	t_5	0.003mm
$t_{in,1}$	0.00047522 mm	$t_{in,1}$	0.0004986mm
$t_{in,2}$	0.00041535 mm	$t_{in,2}$	0.00042244mm
$t_{out,1}$	0.0015mm	$t_{out,1}$	0.0016mm
$t_{out,2}$	0.0016mm	$t_{out,2}$	0.0015mm
d_{11}	0.0175mm	d_{11}	0.0155mm
d_{12}	0.0025mm	d_{12}	0.0045mm
d_{13}	0.0016mm	d_{13}	0.0005mm
d_p	0.0002mm	d_p	0.0002811mm
d_{21}	0.0166mm	d_{21}	0.0156mm
d_{22}	0.0034mm	d_{22}	0.0044mm
d_{23}	0.0015mm	d_{23}	0.0006mm
d_c	0.0003021mm	d_c	0.0004068mm
<i>Manufacturing Cost(d)</i>	14.8641	<i>Manufacturing Cost(d)</i>	14.7541
<i>Manufacturing Cost(t)</i>	37.0512	<i>Manufacturing Cost(t)</i>	37.162
<i>Quality Loss(d)</i>	1.4383	<i>Quality Loss(d)</i>	1.2153
<i>Quality Loss(t)</i>	1.3013	<i>Quality Loss(t)</i>	1.1054
<i>Total Cost</i>	54.6549	<i>Total Cost</i>	54.2368

Μέθοδος του Spott			
Συμμετρική Υποβάθμιση Ποιότητας		Ασύμμετρη Υποβάθμιση Ποιότητας	
t_1	0.003 mm	t_1	0.003 mm
t_2	0.00245 mm	t_2	0.0015 mm
t_3	0.00255 mm	t_3	0.0025 mm
t_4	0.00625 mm	t_4	0.00625 mm
t_5	0.00305 mm	t_5	0.00305 mm
$t_{in,1}$	0.00045596 mm	$t_{in,1}$	0.0004493 mm
$t_{in,2}$	0.002323585 mm	$t_{in,2}$	0.0042214 mm
$t_{out,1}$	0.0015 mm	$t_{out,1}$	0.0016 mm
$t_{out,2}$	0.0016 mm	$t_{out,2}$	0.0015 mm
d_{11}	0.00165 mm	d_{11}	0.01675 mm
d_{12}	0.0035 mm	d_{12}	0.00325 mm
d_{13}	0.00105 mm	d_{13}	0.001 mm
d_p	0.00020727 mm	d_p	0.000269305 mm
d_{21}	0.0164 mm	d_{21}	0.01565 mm
d_{22}	0.0036 mm	d_{22}	0.00434 mm
d_{23}	0.00135 mm	d_{23}	0.000649718 mm
d_c	0.000314175 mm	d_c	0.003801 mm
<i>Manufacturing Cost (d)</i>	15.9436	<i>Manufacturing Cost(d)</i>	15.85425
<i>Manufacturing Cost (t)</i>	36.67035	<i>Manufacturing Cost (t)</i>	37.00205
<i>Quality Loss (d)</i>	1.53965	<i>Quality Loss (d)</i>	1.2205
<i>Quality Loss (t)</i>	1.36335	<i>Quality Loss (t)</i>	1.21525
<i>Total Cost</i>	55.6593	<i>Total Cost</i>	55.2923

Εκτιμώμενη μέση μετατόπιση			
Συμμετρική Υποβάθμιση Ποιότητας		Ασύμμετρη Υποβάθμιση Ποιότητας	
t_1	0.003 mm	t_1	0.003 mm
t_2	0.002875 mm	t_2	0.0015 mm
t_3	0.002525 mm	t_3	0.0025 mm
t_4	0.008125 mm	t_4	0.008125 mm
t_5	0.003025 mm	t_5	0.003025 mm
$t_{in,1}$	0.00046559 mm	$t_{in,1}$	0.00047395 mm
$t_{in,2}$	0.003238543 mm	$t_{in,2}$	0.00042229 mm
$t_{out,1}$	0.0015 mm	$t_{out,1}$	0.0016 mm
$t_{out,2}$	0.0016 mm	$t_{out,2}$	0.0015 mm
d_{11}	0.0017 mm	d_{11}	0.016125 mm
d_{12}	0.003 mm	d_{12}	0.003875 mm
d_{13}	0.001325 mm	d_{13}	0.00075 mm
d_p	0.000203635 mm	d_p	0.000275203 mm
d_{21}	0.0165 mm	d_{21}	0.01565 mm
d_{22}	0.0035 mm	d_{22}	0.00435 mm
d_{23}	0.001425 mm	d_{23}	0.000649718 mm
d_c	0.000308138 mm	d_c	0.0003801 mm
<i>Manufacturing Cost (d)</i>	15.42135	<i>Manufacturing Cost (d)</i>	15.3043
<i>Manufacturing Cost (t)</i>	36.91305	<i>Manufacturing Cost (t)</i>	37.082025
<i>Quality Loss (d)</i>	1.488975	<i>Quality Loss (d)</i>	1.24275
<i>Quality Loss (t)</i>	1.351225	<i>Quality Loss (t)</i>	1.135475
<i>Total Cost</i>	55.1571	<i>Total Cost</i>	54.76455

Αρχικά είναι εμφανές πως το στατιστικό μοντέλο δίνει μικρότερο τελικό κόστος. Αυτό δεν αποτελεί λόγο για να επιλεγεί από τον σχεδιαστή για την μοντελοποίηση της κατανομής. Εκτός του μοντέλου χειριστής περίπτωσης όλα τα υπόλοιπα μοντέλα που χρησιμοποιήθηκαν μπορούν να εφαρμοσθούν ανάλογα με τα στοιχεία τα οποία λαμβάνουμε από τον έλεγχο ποιότητας και γενικότερα τα δεδομένα παραγωγής (Production Data). Επίσης παρατηρούμε πως η χρήση συμμετρικής συνάρτησης ποιότητας δίνει πιο μικρό κόστος. Αυτό οφείλεται στο ότι ο λειτουργικός περιορισμός για το κατώτερο σημείο λειτουργίας είναι λιγότερο αυστηρός καθώς και προκαλεί μικρότερη ζημία σε περίπτωση αποτυχημένης κατασκευής. Όπως έχει προαναφερθεί, η χρήση της ασύμμετρης συνάρτησης ποιότητας στην εν λόγω περίπτωση έχει ως στόχο την καλύτερη προσαρμογή των λειτουργικών περιορισμών στον αλγόριθμο βελτιστοποίησης. Για τις ανάγκες της επίλυσης το πρόβλημα χωρίστηκε σε δύο μέρη. Το ένα αφορά τις κατασκευαστικές ανοχές στη διεύθυνση της παλινδρόμησης και το άλλο τις κατασκευαστικές ανοχές των διαμέτρων πιστονιού και θαλάμου καύσης. Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζουν οι τιμές του κόστους κατασκευής για τις διαστάσεις των ανοχών t . Σε αυτή παρατηρείται αντίθετη συμπεριφορά από ότι στα υπόλοιπα μεγέθη. Για να εξηγηθεί αυτό προχωρήσαμε σε περαιτέρω διερεύνηση της συμπεριφοράς της συνάρτησης κόστους των μεταβλητών t . Αρχικά παρατηρούμε ότι σε αυτά τα μεγέθη τίθενται πολλοί περισσότεροι και πολύ αυστηρότεροι περιορισμοί. Ιδιαίτερο ρόλο παίζουν οι διάμετροι στις συνδέσεις που λόγω της πολύ μικρής τους διάστασης και των ιδιαίτερων αυστηρών περιορισμών τους επηρεάζουν περισσότερο το τελικό κόστος. Η χρήση πολύ αυστηρών περιορισμών σε κάποιες από τις μεταβλητές οδηγεί συχνά τον αλγόριθμο βελτιστοποίησης σε λανθασμένα αποτελέσματα, καθώς κάποιες από τις μεταβλητές τον οδηγούν σε τοπικό και όχι ολικό ελάχιστο. Ειδικά στην περίπτωση μας, που οι αυστηρά περιοριζόμενες μεταβλητές επηρεάζουν ιδιαίτερα το κόστος, κάτι τέτοιο είναι πολύ πιθανό να συμβεί. Για να επαληθεύσουμε αυτή την πρόταση θα επιλύσουμε το πρόβλημα ξανά με χρήση του στατιστικού μοντέλου αγνοώντας τις ανοχές στις συνδέσεις. Θα χρησιμοποιηθεί ξανά συμμετρική και ασύμμετρη συνάρτηση ποιότητας για να δούμε εάν αλλάζει η συμπεριφορά, δηλαδή εάν μειώνεται το κατασκευαστικό κόστος για τα t .

Τα αποτελέσματα που παίρνουμε είναι:

Στατιστικό Μοντέλο (χωρίς ανοχές συνδέσεων)		
<i>Manufacturing Cost (t)</i>	34.567	34.251

Παρατηρούμε λοιπόν ότι η χρήση αυστηρών περιορισμών σε κάποιες μεταβλητές σε σύγκριση με τις υπόλοιπες οδηγεί πολλές φορές σε λανθασμένα αποτελέσματα. Αυτό πρέπει να λαμβάνεται υπόψιν από τον εκάστοτε σχεδιαστή. Μια λύση για το πρόβλημα αυτό θα ήταν ο προσδιορισμός συγκεκριμένων μεγεθών να γίνεται σε αναλογία με κάποια άλλα βάσει εμπειρίας και τεχνικών προδιαγραφών.

3. ΑΝΑΛΥΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ ΜΕ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΕΣ ΑΤΕΛΕΙΕΣ

3.1 Σημασία των γεωμετρικών ανοχών κατά το σχεδιασμό του μηχανισμού

Η θερμοδυναμική διαδικασία μέσα σε μια μηχανή εσωτερικής καύσης ελέγχεται ουσιαστικά από την λειτουργία του μηχανισμού του στροφάλου. Η καύση προκαλεί την παλινδρόμηση του πιστονιού που περιστρέφει τον στροφαλοφόρο. Κατά τους τέσσερις χρόνους της λειτουργίας (εισαγωγή, συμπίεση, αποτόνωση και εξαγωγή) ο στροφαλοφόρος ειτελεί δύο περιστροφές και αντίστοιχα το πιστόνι κινείται δύο φορές από την ανώτερη θέση στην κατώτερη και πάλι πίσω. Η κίνηση των εξαρτημάτων πρέπει να είναι συγχρονισμένη με ακρίβεια, και γι' αυτό ο σχεδιαστής πρέπει να έχει προβλέψει την επιτρεπόμενη χάρη ανάμεσα στα εξαρτήματα. Ο πολύ υψηλός λόγος συμπίεσης και και το μήκος στο οποίο ανοίγουν οι βαλβίδες καθώς και η απόσταση μεταξύ του πιστονιού και του αντίβαρου του στροφαλοφόρου πρέπει να είναι αυστηρά καθορισμένα. Ιδιαίτερα για το κατώτερο σημείο λειτουργίας πρέπει να ληφθεί υπόψιν ότι η κατώτερη θέση δεν είναι απαραίτητα η χειριστή. Συγκεκριμένα υπάρχουν μελέτες [Köhler et al. 2006] που δείχνουν ότι η πιο πιθανή θέση σύγκρουσης μπορεί να αποκλίνει 20° - 40° από την κατώτερη θέση ανάλογα με το σχεδιασμό του στροφάλου και του πιστονιού. Αυτό μας υποχρεώνει να εξετάσουμε όχι μόνο τις ακραίες θέσεις λειτουργίας του μηχανισμού αλλά όλοι την κίνηση των 720° .

3.2 Ανάλυση μηχανισμού με ενσωμάτωση γεωμετρικών ατελειών

Πέραν της ανάλυσης διαστασιολογικών ανοχών για εξασφάλιση της απαιτούμενης ποιότητας κατά τη λειτουργία του μηχανισμού που προηγήθηκε, θα εξετάσουμε στις παρακάτω ενότητες και τις μεταβολές που προκαλούν οι γεωμετρικές ανοχές στην λειτουργία του μηχανισμού λαμβάνοντας υπόψιν και τις παραμορφώσεις κατά τη λειτουργία. Για τις ανάγκες της ανάλυσης θα εισάγουμε γεωμετρικές ατέλειες στον μηχανισμό, και θα εξετάσουμε πως αυτές περιορίζονται από τα όρια που τίθενται στις αποκλίσεις της κίνησης του πιστονιού για ομαλή λειτουργία. Στην ανάλυση αυτή θα εισάγουμε πλέον τις παραμορφώσεις που προκαλούνται από τη λειτουργία.

Οι εξισώσεις που περιγράφουν τη κινηματική δόθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο και επαναλαμβάνονται παρακάτω:

$$x = r * \cos\varphi + l * \cos\beta = r * \cos\varphi + l * (1 - \lambda^2 * \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}}$$

$$\dot{x} = -r * \omega * (\sin\varphi + \frac{\lambda * \sin\varphi * \cos\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 * \sin^2 \varphi}})$$

$$\ddot{x} = -r * \omega^2 * (\cos\varphi + \frac{\lambda * (\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi)}{\sqrt{1 - \lambda^2 * \sin^2 \varphi}} + \frac{\lambda^3 * \sin^2 \varphi * \cos^2 \varphi}{\sqrt{(1 - \lambda^2 * \sin^2 \varphi)^3}})$$

Όπου $\lambda = r/l$.

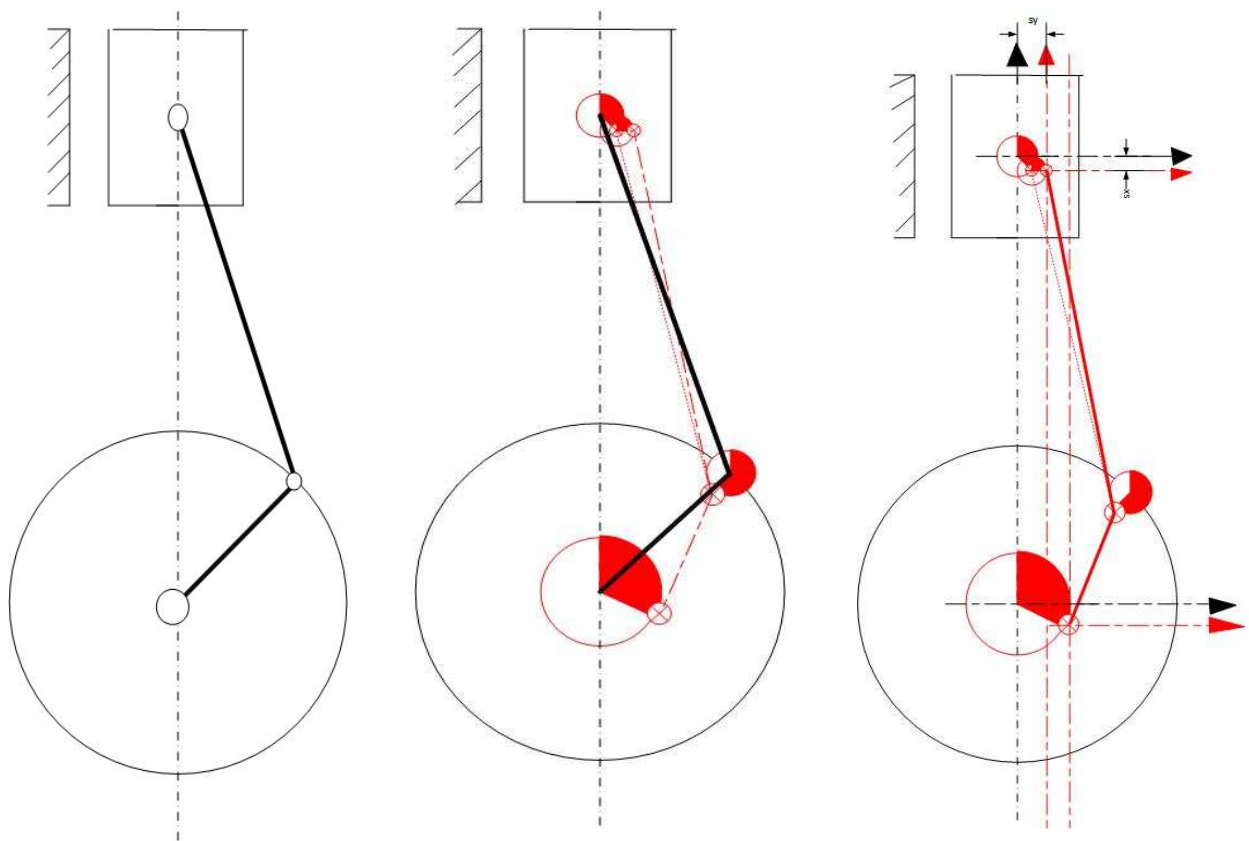
Στα πλαίσια της παρούσας ανάλυσης θα εξετάσουμε πως η εκκεντρότητα στις οπές του διωστήρα και του πιστονιού, και στον στρόφαλο επηρεάζουν τη διαδρομή του πιστονιού.

Οι σχέσεις που περιγράφουν τη διαδρομή του μηχανισμού συμπεριλαμβανομένων των γεωμετρικών αποκλίσεων διαφέρουν από αυτές για τον ιδεατό μηχανισμό που παρουσιάστηκαν παραπάνω.

Στο σχήμα 1α φαίνεται ο μηχανισμός για ιδανική κατασκευή της γεωμετρίας. Για να γίνει η σημασία των γεωμετρικών αποκλίσεων πιο κατανοητή θεωρούμε γύρω από κάθε κέντρο ένα κυκλικό πεδίο ανοχών με ακτίνα ίση με τη μέγιστη

επιτρεπόμενη εκκενρότητα. Έτσι δημιουργείται ένα πεδίο ανοχών γύρω από τα κέντρα των στροφάλων, ένα πεδίο ανοχών γύρω από τη μεγάλη οπή του διωστήρα, ένα πεδίο ανοχών από το κέντρο της μικρής οπής του διωστήρα και ένα πεδίο ανοχών γύρω από το κέντρο της οπής του πιστονιού. Οι ακτίνες των πεδίων ανοχής c_1, c_2, c_3, c_4, c_5 αποτελούν τις ακραίες τιμές της εκκενρότητας και $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$ οι γωνίες από τον άξονα x που προσδιορίζουν τον προσανατολισμό τους στο χώρο όπως φαίνονται στο σχήμα με κόκκινο.

Σχήμα 1.



(α) Ιδεατός μηχανισμός (β) Θέσεις εκκενρότητας (γ) Μη ιδεατός μηχανισμός

Αυτή η μετατόπιση των κέντρων οδηγεί σε μεταβολή των μεγεθών r, l, φ και β και η τελική πορεία κίνησης του πιστονιού μεταβάλλεται όπως φαίνεται στο σχήμα 1γ. Γνωρίζοντας τους περιορισμούς στην τελική θέση του πιστονιού θα εξετάσουμε πως αυτοί επηρεάζονται από το μέγεθος των γεωμετρικών ανοχών στις τέσσερις προηγούμενες θέσεις.

3.3 Διαμόρφωση σχέσεων για τον μη-ιδεατό μηχανισμό.

Στην ανάλυση που ακολουθεί αναφερόμαστε σε δύο συστήματα συντεταγμένων. Το πρώτο είναι το ιδανικό σύστημα συντεταγμένων που το κέντρο είναι στον άξονα του τροφάλου και ο άξονας x είναι ομοδιευθυντικός με την ιδανική διαδρομή του πιστονιού. Το δεύτερο είναι το πραγματικό σύστημα συντεταγμένων. Σε αυτό το κέντρο των αξόνων είναι στον άξονα του τροφάλου συμπεριλαμβανομένου του κατασκευαστικού σφάλματος και ο άξονας x συμπίπτει με την πραγματική διαδρομή του πιστονιού.

Οι θέσεις των κεντρών ως προς το ιδανικό σύστημα συντεταγμένων περιγράφονται ως εξής:

- Κέντρο Στροφαλοφόρου:

$$(x_1, y_1)_{ideal} = (c_1 * \cos(a_1), c_1 * \sin(a_1))$$

- Κέντρο μεγάλης οπής διωστήρα και τροφάλου σύνδεσης:

$$(x_2, y_2)_{ideal} = (r * \cos \varphi + c_2 * \cos \alpha_2, r * \sin \varphi + c_2 * \sin \alpha_2)$$

- Κέντρο μικρής οπής διωστήρα:

$$(x_4, y_4)_{ideal} = (r * \cos \varphi + l * \cos(\arcsin(\frac{r}{l} * \sin \varphi)) + c_4 * \cos \alpha_4, c_4 * \sin \alpha_4 + c_2 * \sin \alpha_2 + c_3 * \sin \alpha_3)$$

Συνεπώς η τελική θέση του κέντρου της οπής του πιστονιού προς το ιδανικό σύστημα αναφοράς δίνεται από τη σχέση :

$$x = r * \cos \varphi + l * \left(1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 * \sin^2 \varphi\right)^{0,5} + c_4 * \cos \alpha_4$$

$$y = c_4 * \sin \alpha_4 + c_2 * \sin \alpha_2 - c_3 * \sin \alpha_3$$

Αλλά πρὸς το πραγματικό σύστημα αναφοράς ἔχουμε:

$$x = r' * \cos\varphi' + l' * \cos\beta' \text{ και}$$

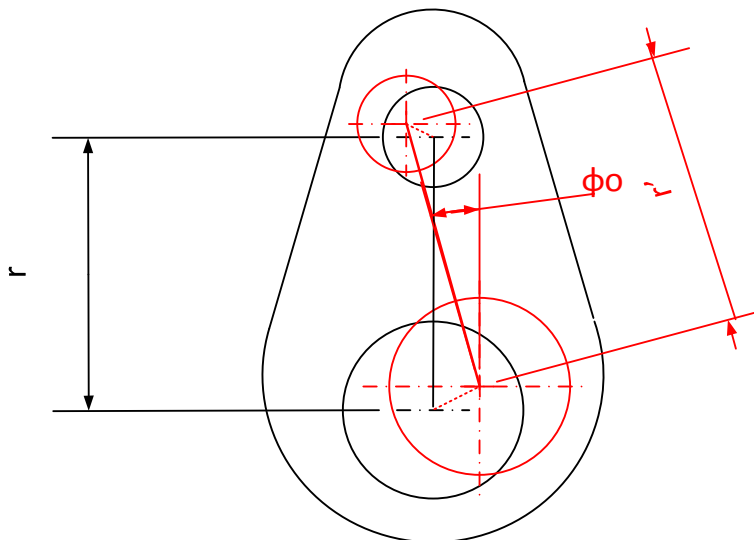
$$y = c_4 * \sin\alpha_4 + c_2 * \sin\alpha_2 - c_3 * \sin\alpha_3 - c_1 * \sin\alpha_1$$

Ὅπου :

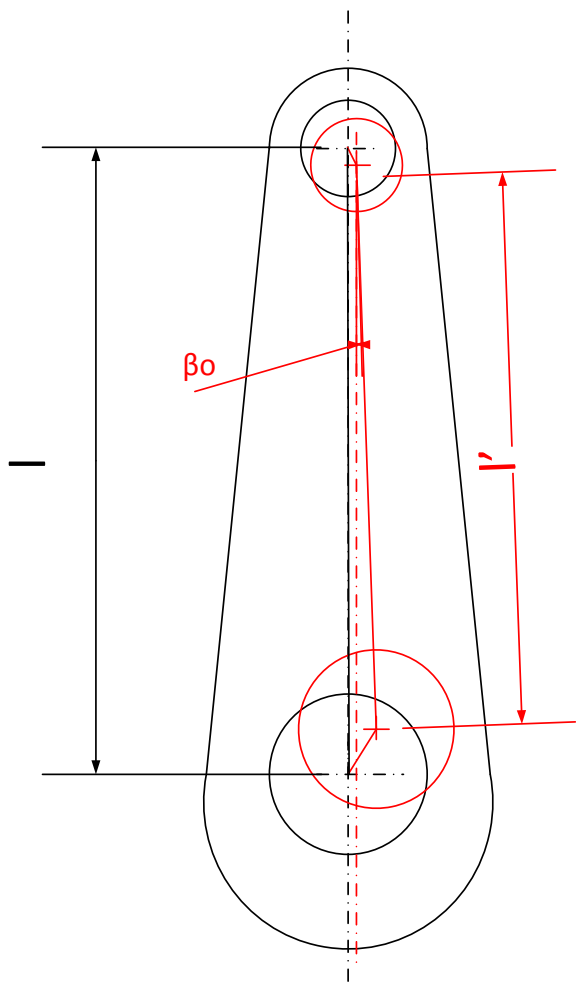
$$r' = \sqrt{(x_2^{ideal} - x_1^{ideal})^2 + (y_2^{ideal} - y_1^{ideal})^2}$$

$$\varphi_0 = \text{atan2}(y_2^{ideal} - y_1^{ideal}, x_2^{ideal} - x_1^{ideal})$$

με: $\varphi' = \varphi + \varphi_0$



Σχήμα 2. Εγκεντρότητες στις οπές του στροφαλοφόρου.



$$l' = \sqrt{(x_4^{ideal} - x_3^{ideal})^2 + (y_4^{ideal} - y_3^{ideal})^2}$$

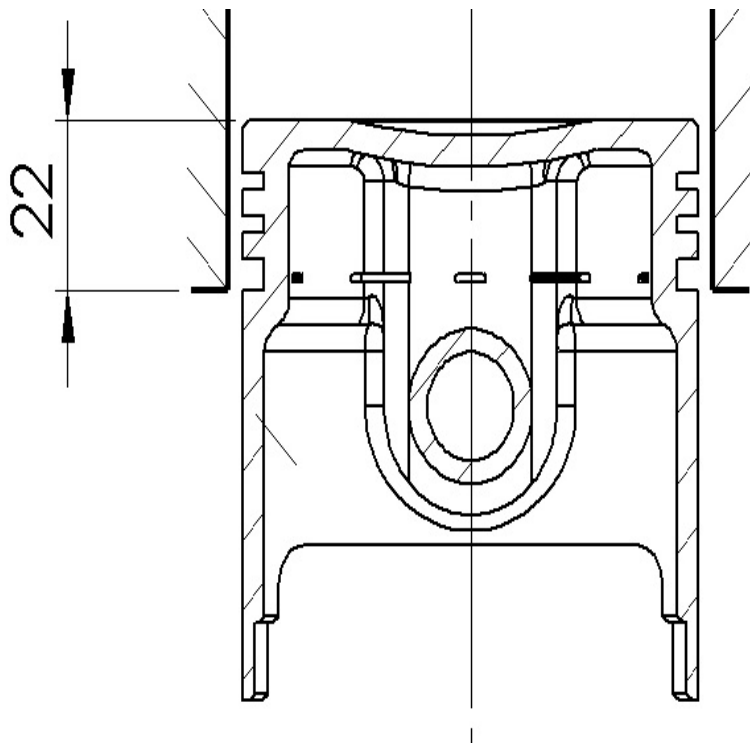
$$\beta' = \beta + \beta_0$$

Όπου:

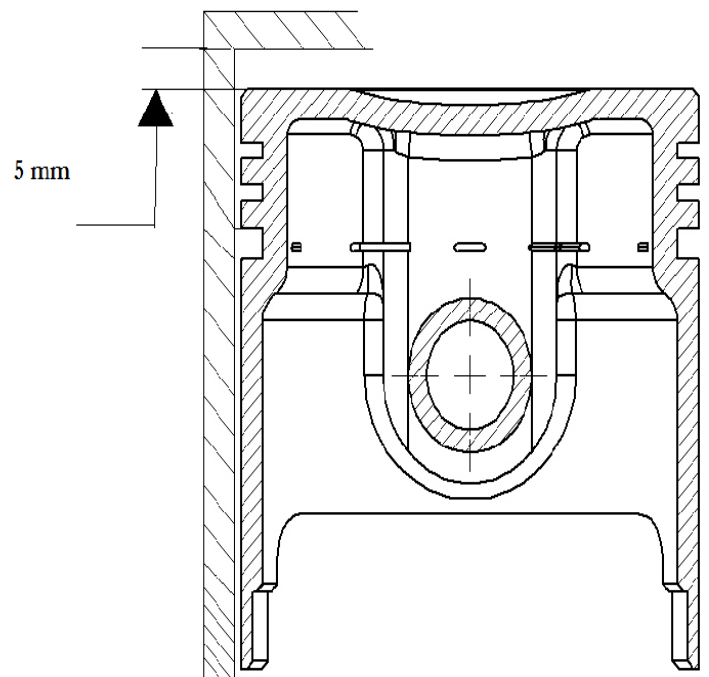
$$\beta_0 = \text{atan2}(y_3^{ideal} - y_4^{ideal}, -x_3^{ideal} + x_4^{ideal})$$

Σχήμα 3. Εκκεντρότητες στις οπές του διωστήρα.

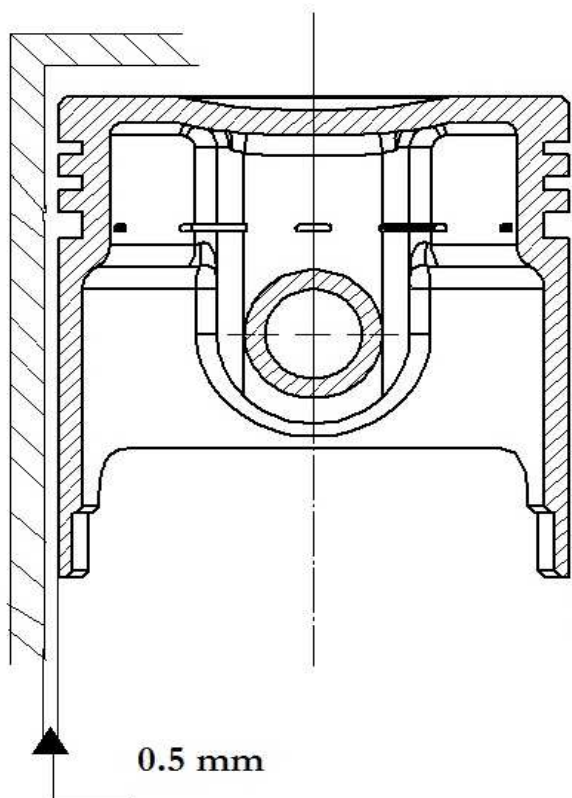
Το μέγεθος που μας αφορά να εξετάσουμε είναι η μεταβολή της απόστασης μεταξύ του θαλάμου και του πιστονιού δεδομένων των γεωμετρικών αποκλίσεων, συμπεριλαμβανομένων των παραμορφώσεων που υφίσταται ο μηχανισμός από τις θερμικές και μηχανικές τάσεις. Στην ανάλυση μας θέλουμε $d_{ch} - d_{piston} \geq 1$ mm κατά τη λειτουργία. Επίσης απαιτούμε στην άνω θέση λειτουργίας του μηχανισμού να διατηρείται ελάχιστη απόσταση $d_{upper} = 5$ mm από την άνω πλευρά του θαλάμου και στην κάτω θέση λειτουργίας να διατηρείται $d_{lower} = 22$ mm από την κάτω πλευρά του θαλάμου.



A) Κάτω θέση λειτουργίας



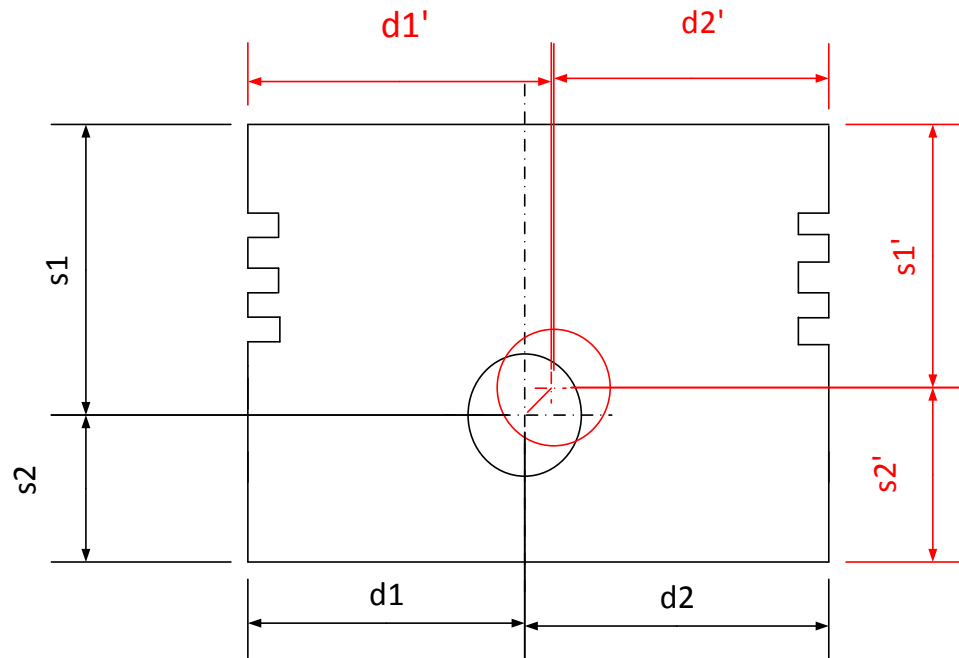
B) Άνω θέση λειτουργίας



Γ) Περιφερειακό διάκενο

Σχήμα 4. Απαιτήσεις στις ανοχές κατά τη λειτουργία του πιστονιού

Τα τελικά σημεία τα οποία μας ενδιαφέρει να ελέγξουμε είναι οι άνω γωνίες του πιστονιού καθώς στην άνω επιφάνεια έχουμε τις μέγιστες θερμικές και μηχανικές παραμορφώσεις κατά τη λειτουργία. Οι θέσεις των παραπάνω επηρεάζονται από την απόκλιση της οπής του πιστονιού που εκφράζεται από τα c_5 , a_5 :



Σχήμα 5. Εκκεντρότητα στην οπή του πιστονιού

Όπου:

$$d_1 = d_2 = d_{\text{piston}}/2$$

$$d'_1 = d_1 + c_5 * \cos a_5$$

$$d'_2 = d_2 - c_5 * \cos a_5$$

$$s'_1 = s_1 - c_5 * \sin a_5$$

$$s'_2 = s_2 + c_5 * \sin a_5$$

Και $s_{\text{cyl}}=123$ mm και $d_{\text{cyl}}=75$ mm το βάθος και η διάμετρος του κυλίνδρου.

Έχοντας εκφράσει όλες τις απαιτούμενες σχέσεις προχωρούμε πλέον στην ανάλυση του μηχανισμού. Η ανάλυση γίνεται για τις μέγιστες και ελάχιστες τιμές των μεγεθών $l, r, \varphi, \beta, d_2', s_1'$. Στα πλαίσια της εν λόγω ανάλυσης δοκιμάσαμε διαφορετικά μεγέθη c_1, c_2, c_3, c_4, c_5 για τα οποία τα μεγέθη $l_{\max}, l_{\min}, r_{\max}, r_{\min}, \varphi^0_{\max}, \varphi^0_{\min}, \beta^0_{\max}, \beta^0_{\min}, d_2'_{\max}, s_1'_{\max}, d_2'_{\min}, s_1'_{\min}$ μεταβάλλονται βάσει των εξισώσεων που δόθηκαν και συνοψίζονται παρακάτω:

$$l_{\max} = l + c_3 + c_4$$

$$l_{\min} = l - c_3 - c_4$$

$$r_{\max} = r + c_1 + c_2$$

$$r_{\min} = r - c_1 - c_2$$

$$\varphi^0_{\max} = \text{atan2}(c_2 * \sin 90^\circ - c_1 * \sin 270^\circ, r + c_2 * \cos 90^\circ - c_1 * \cos 270^\circ)$$

$$\varphi^0_{\min} = \text{atan2}(c_2 * \sin 270^\circ - c_1 * \sin 90^\circ, r + c_2 * \cos 270^\circ - c_1 * \cos 90^\circ)$$

$$\beta^0_{\max} = \text{atan2}(c_3 * \sin 90^\circ - c_4 * \sin 270^\circ, r + l + c_4 * \cos 270^\circ - r + c_3 * \cos 90^\circ)$$

$$\beta^0_{\min} = \text{atan2}(c_3 * \sin 270^\circ - c_4 * \sin 90^\circ, r + l + c_4 * \cos 90^\circ - r + c_3 * \cos 270^\circ)$$

$$s'_{1,\max} = s_1 + c_5, \quad s'_{1,\min} = s_1 - c_5,$$

$$d'_{2,\max} = d_2 + c_5, \quad d'_{2,\min} = d_2 - c_5.$$

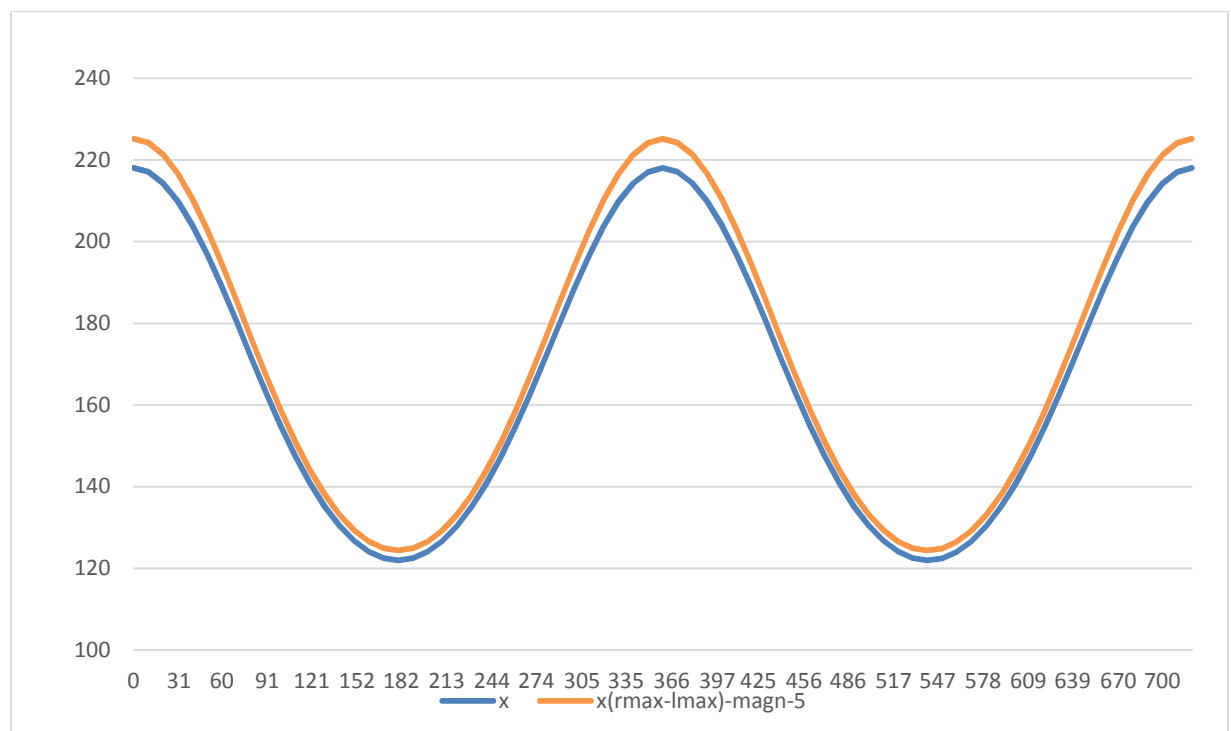
Στη συνέχεια εξάγουμε διαγράμματα χείριστης περίπτωσης λειτουργίας του μηχανισμού. Αυτά αναφέρονται στις περιπτώσεις όπου οι γεωμετρικές αποκλίσεις βρίσκονται στη μέγιστη απόλυτη τιμή τους και για γωνίες α στη δυσχερέστερη τιμή τους δεδομένων των λειτουργικών περιορισμών. Η διακύμανση για το κάθε μέγεθος είναι :

- Ακτίνα στροφαλοφόρου: $r = 48 \pm 0.4 \text{ mm}$
- Μήκος διωστήρα: $l = 170 \pm 0.8 \text{ mm}$

Για να γίνεται εμφανής η διαφοροποίηση στις τιμές των διαγραμμάτων και ο περαιτέρω σχολιασμός των αποτελεσμάτων χρησιμοποιούμε έναν αυξητικό παράγοντα 5 στη διαφορά των τιμών .

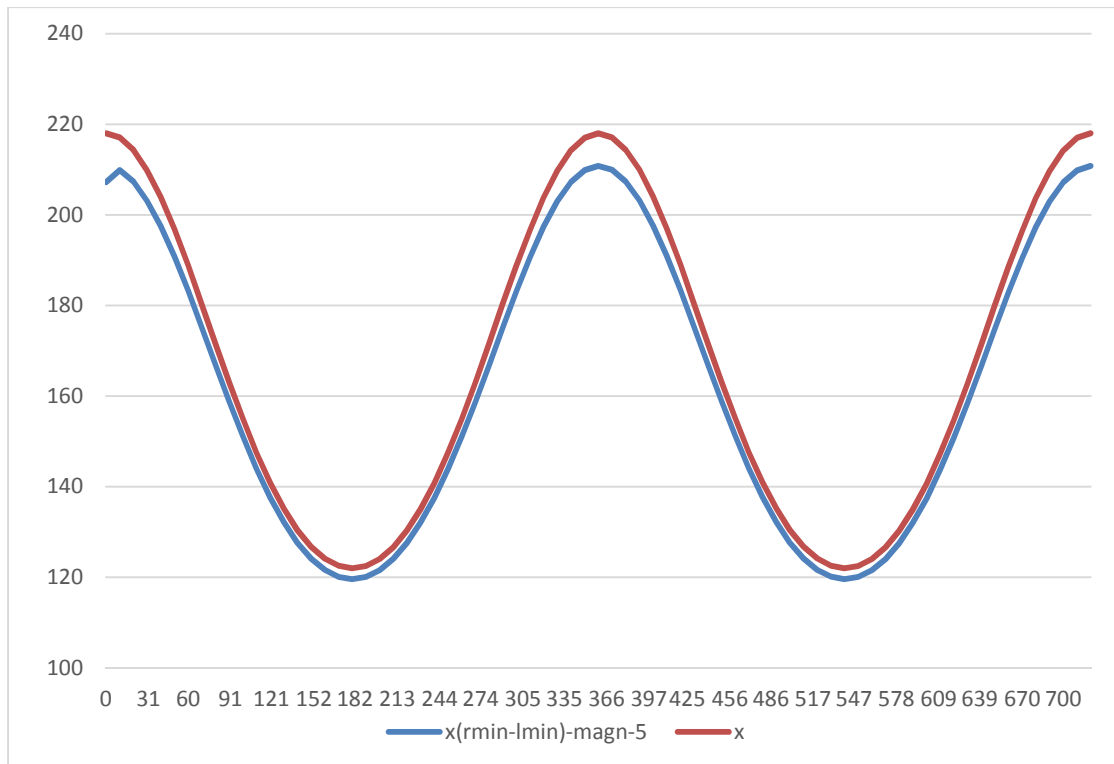
Κατά αυτόν τον τρόπο εξάγονται τα παρακάτω διαγράμματα:

- r_{max}, l_{max} :
 $c1, c2=0.2 \quad c3, c4=0.4 \quad \alpha1, \alpha3, \alpha5=180^\circ \quad \alpha2, \alpha4=0^\circ$



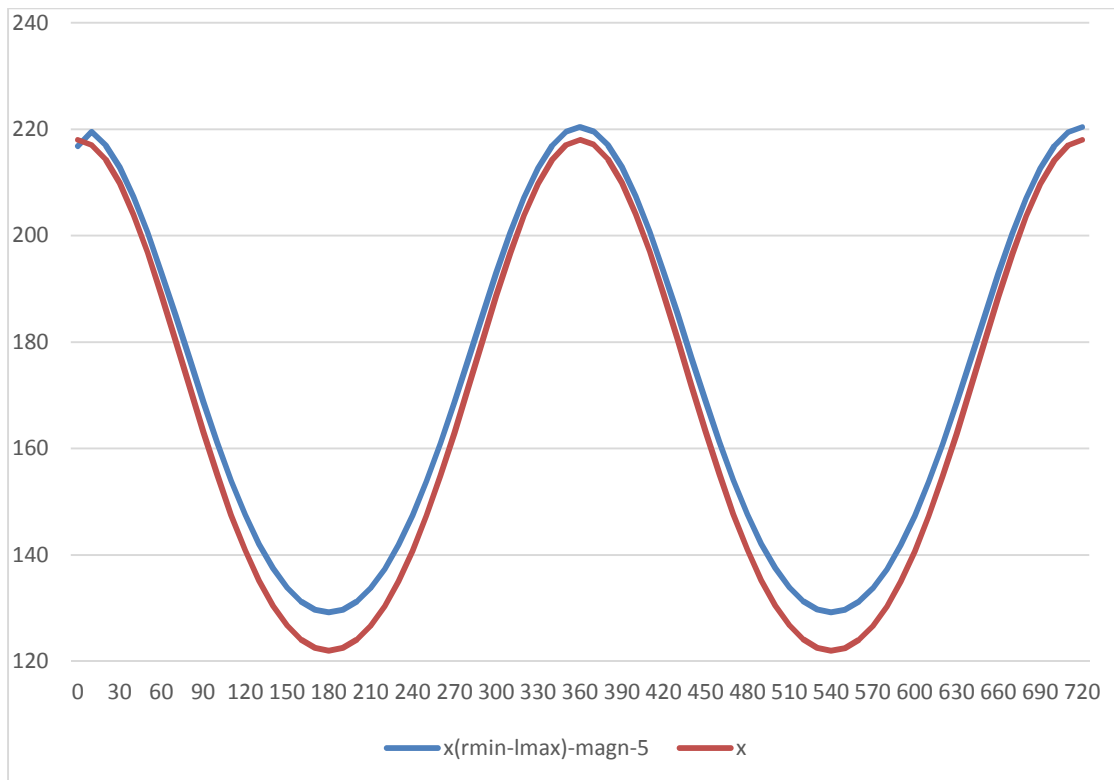
- rmin, lmin:

$c_1, c_2 = 0.2$ $c_3, c_4 = 0.4$ $\alpha_1, \alpha_3 = 0^\circ$ $\alpha_2, \alpha_4 = 180^\circ$



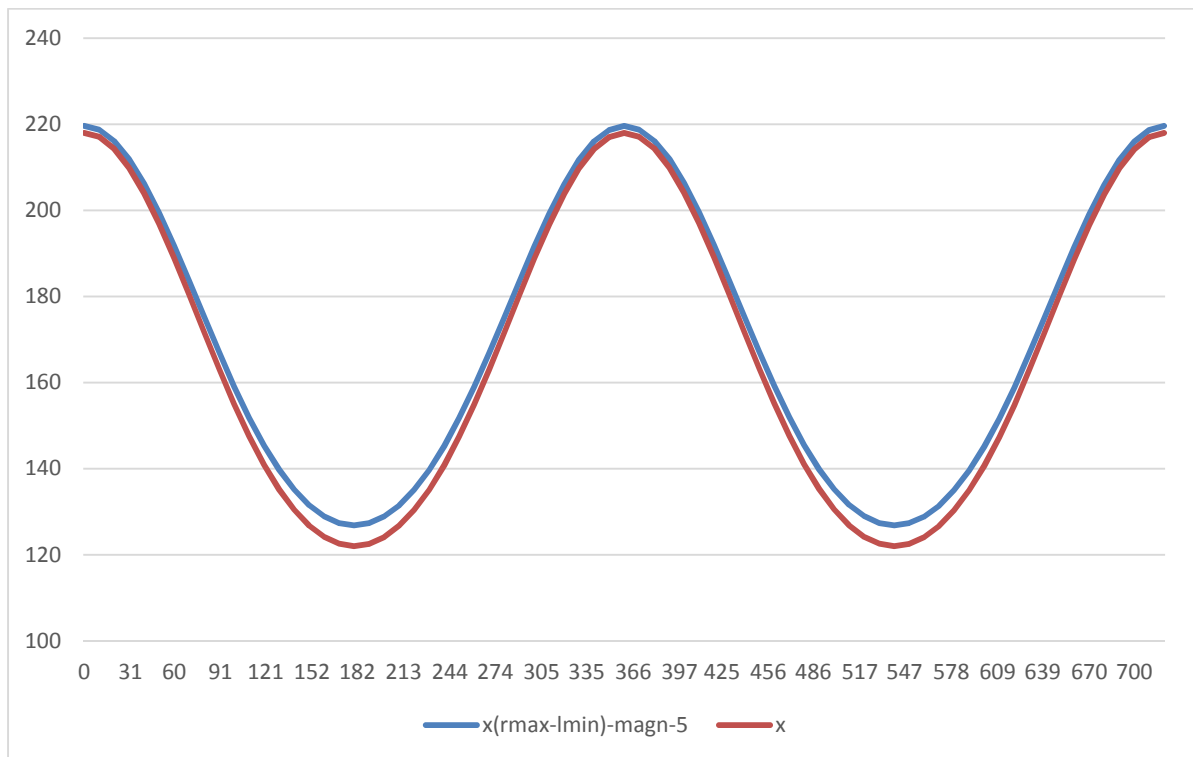
- rmin, lmax:

$c_1, c_2 = 0.2$ $c_3, c_4 = 0.4$ $\alpha_1, \alpha_4 = 0^\circ$ $\alpha_2, \alpha_3 = 180^\circ$



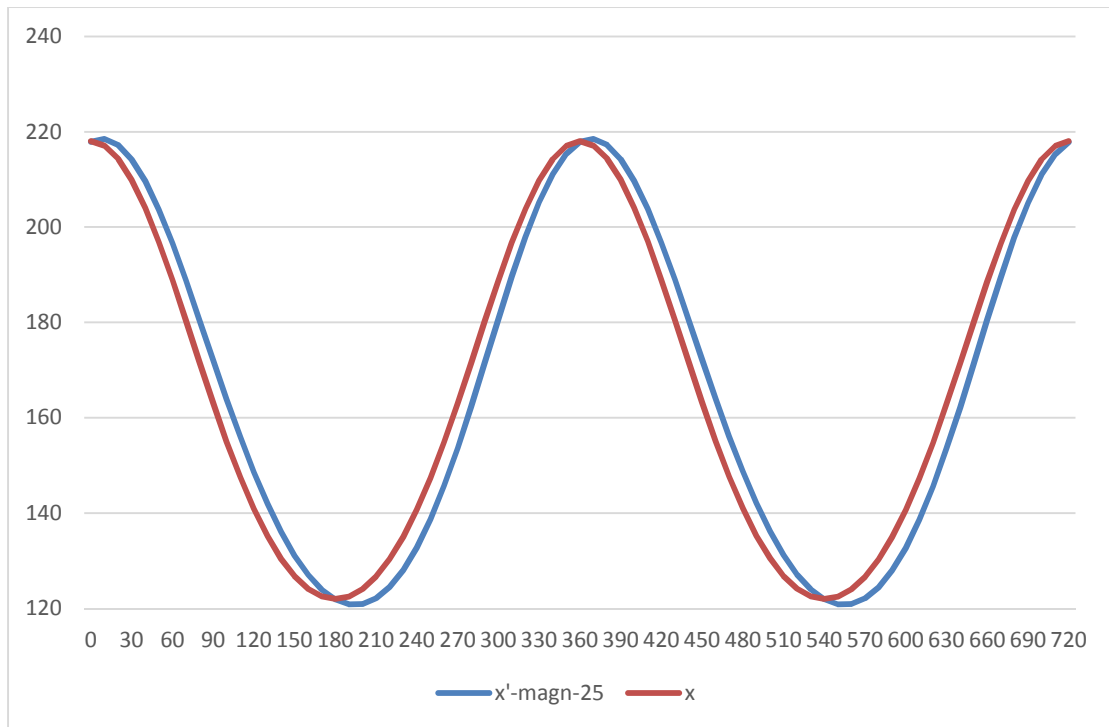
- r_{max}, l_{min} :

$$c_1, c_2 = 0.2 \quad c_3, c_4 = 0.4 \quad \alpha_1, \alpha_3 = 180^\circ \quad \alpha_4, \alpha_2 = 180^\circ$$



Στη συνέχεια φτιάχνουμε διαγράμματα για την μέγιστη απόκλιση που μπορεί να έχει το τελικό σημείο παλινδρόμησης κατά την οριζόντια διεύθυνση (άξονας y). Η διαφορά που προκαλεί η απόκλιση αυτή είναι ότι ουσιαστικά οφείλεται στη διαφοροποίηση της γωνίας λειτουργίας β . Για το μοντέλο μας ισχύει $y_{max} = c_1 + c_2 + c_3 + c_4$ που ισχύει για γωνίες $\alpha_1 = 270^\circ, \alpha_2 = 90^\circ, \alpha_3 = 270^\circ, \alpha_4 = 90^\circ$

Άρα για $y = 0.2 \text{ mm}$ έχουμε:



Στα πρώτα τέσσερα διαγράμματα δίνεται η θέση του πιστονιού για τους τέσσερις συνδυασμούς των μέγιστων και ελάχιστων τιμών. Γίνεται εμφανές ότι οι διακυμάνσεις επηρεάζουν περισσότερο τη θέση του άνω σημείου λειτουργίας από το κάτω. Η εξήγηση για αυτό είναι ότι οι διακυμάνσεις στην άνω θέση προστίθενται ενώ στην κάτω θέση καλύπτουν η μία την άλλη λόγω της σχετικής θέσης του στροφάλου και του διωστήρα. Στα πρώτα δύο διαγράμματα και τα δύο μεγέθη παίρνουν τις ακραίες τους τιμές, όπου και γίνεται εμφανής η επιρροή στο κάτω σημείο λειτουργίας σε σχέση με το άνω. Όσον αφορά το τελευταίο διάγραμμα, η απόκλιση κατά τον άξονα y επηρεάζει τις ακραίες θέσεις καθώς αυτές είναι μικρότερες. Επίσης οι ακραίες θέσεις δεν βρίσκονται πλέον ακριβώς στις $0, 180^\circ, 360^\circ$ κ.τ.λ.π. αλλά οριακά μετατοπισμένες. Επιπρόσθετα πρέπει να σημειωθεί πως η οφειλόμενη στη μεταβολή των γωνιών απόκλιση κατά τον y επηρεάζει πολύ λιγότερο τη λειτουργία του μηχανισμού σε σχέση με την διακύμανση των r και l . Τέλος, γίνεται εμφανές πως το πρωταρχικό μας κριτήριο στην επιλογή των γεωμετρικών ανοχών πρέπει να είναι ο λειτουργικός περιορισμός στην άνω θέση όπου οι εκκεντρότητες αθροίζονται.

3.4 Μοντελοποίηση λειτουργίας μηχανής εσωτερικής καύσης.

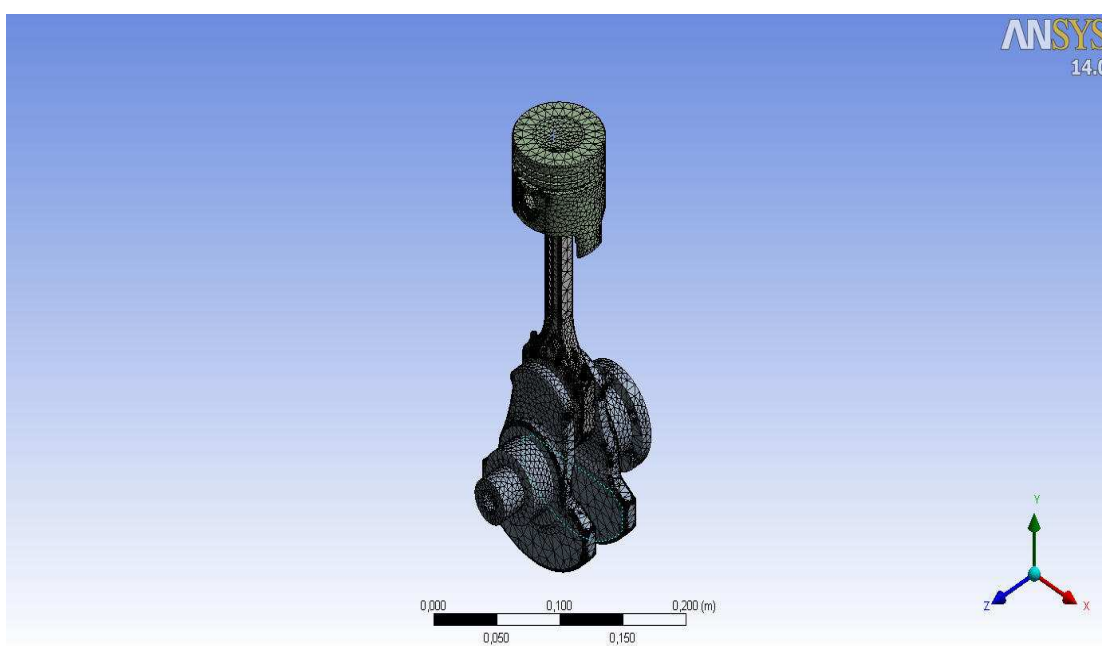
Για τη μοντελοποίηση της λειτουργίας του μηχανισμού θα χρησιμοποιήσουμε το Ansys Transient. Αρχικά κατασκευάσαμε τρισδιάστο μοντέλο του συναρμολογήματος στο λογισμικό Solidworks όπως φαίνεται παρακάτω:



Στη συνέχεια μεταφέραμε το παραπάνω μοντέλο στο λογισμικό Ansys. Κατά τη μεταβατική ανάλυση με πεπερασμένα στοιχεία εισάγουμε τις μηχανικές και θερμικές παραμορφώσεις που οφείλονται στη λειτουργία ανα χρονικά βήματα dt . Στη δική μας περίπτωση μεταφέρουμε τις τιμές από τα διαγράμματα $p-V$, $p-T$. Ιδιαίτερη σημασία απαιτείται στην εκλογή του χρονικού βήματος. Γενικά κατά τη μεταβατική ανάλυση με πεπερασμένα στοιχεία πρώτα γίνεται η κινηματική ανάλυση (Motion Analysis), υπολογίζονται οι θέσεις που θα έχουν τα εξαρτήματα μετά από χρόνο dt δεδομένων των δυνάμεων που ασκήθηκαν στο μηχανισμό και ακολουθεί ο υπολογισμός των παραμορφώσεων (Stress Analysis). Συνεπώς απαιτείται πολύ μικρότερο χρονικό βήμα για τις φάσεις της ανάλυσης όπου έχουμε μεγάλες μεταβολές στις τάσεις, όπως είναι η συμπίεση, για να οδηγηθεί το σύστημα σε σύγκλιση. Κατά το «στήσιμο» του μοντέλου καλούμαστε να καθορίσουμε τη κινηματική συμπεριφορά του ενός εξαρτήματος

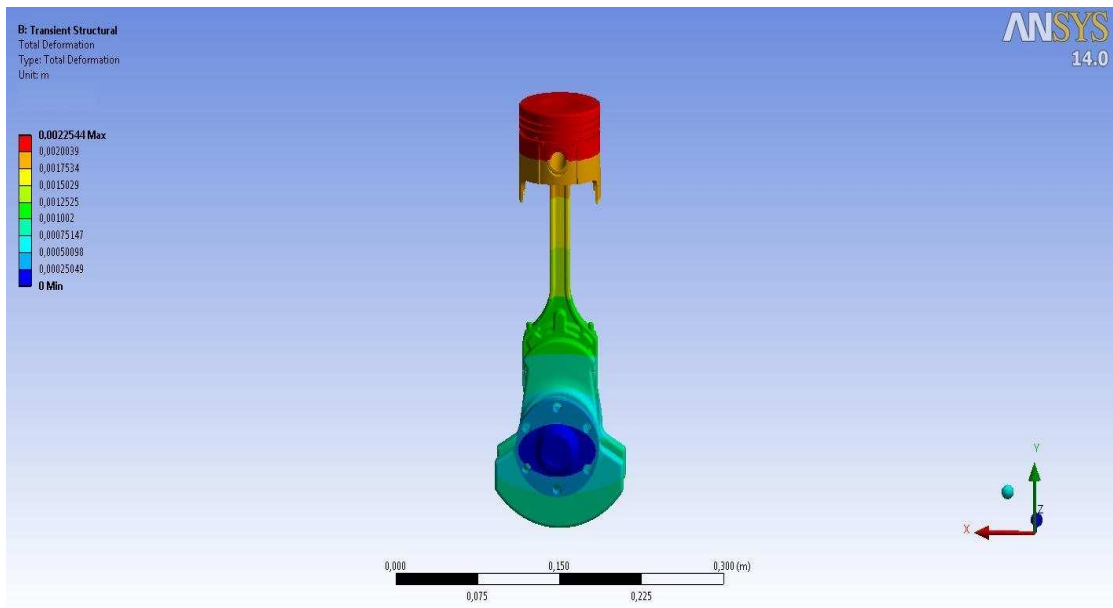
ως προς το άλλο καθορίζοντας το είδος των αρθρώσεων μεταξύ των εξαρτημάτων. Στη περίπτωση μας θέτουμε περιστροφικές αρθρώσεις μεταξύ διωστήρα και στροφαλοφόρου , και διωστήρα και πιστονιού (body to body rotational), περιστροφική άρθρωση στο στροφαλοφόρο με το «έδαφος» (body to ground joint) και μεταφορική στο πιστόνι (body to ground translational). Στη συνέχεια θέτουμε την παραγόμενη από την καύση πίεση και θερμοκρασία στην άνω πλευρά του πιστονιού για 50 χρονικά βήματα διαφορετικής διάρκειας, με τα μικρότερης διάρκειας στη φάση της συμπίεσης. Λαμβάνουμε υπόψη μας δυνάμεις αδράνειας που προκαλούνται από την επιτάχυνση της βαρύτητας και της κίνησης του μηχανισμού.

Παρακάτω παρουσιάζεται το μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων του μηχανισμού:

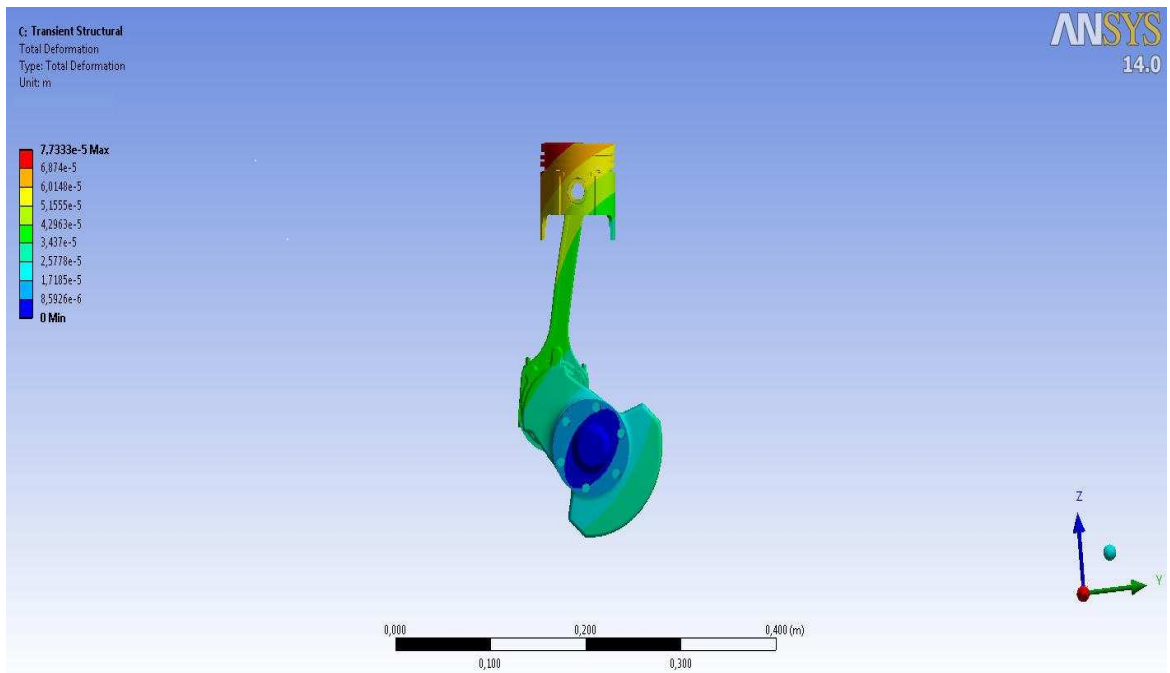


Στη συνέχεια δίνονται τα αποτελέσματα για κάποιες από τις φάσεις λειτουργίας του μηχανισμού:

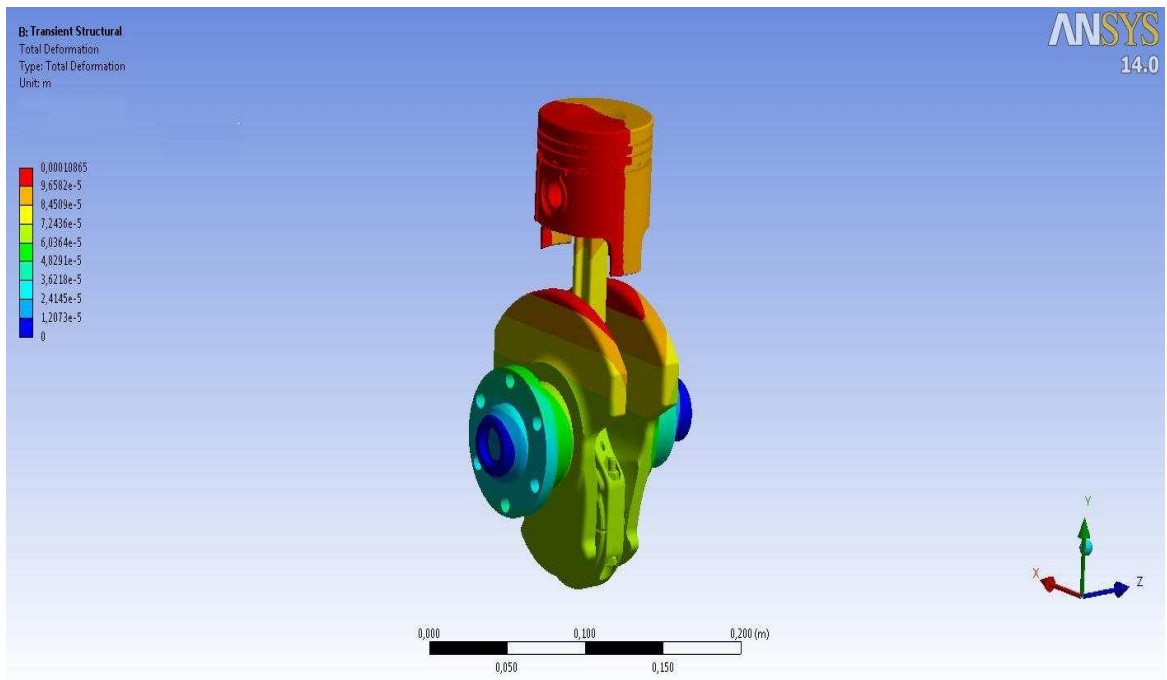
- $\varphi=0^\circ$:



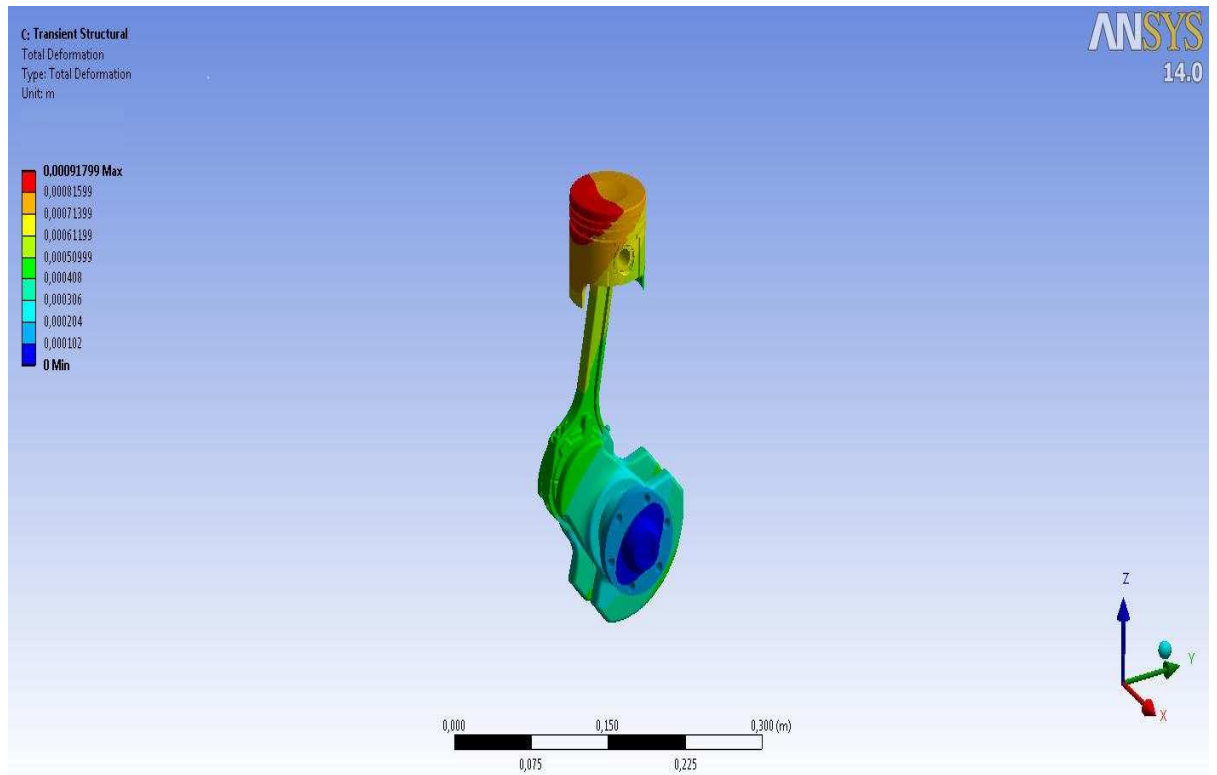
- $\varphi=60^\circ$:



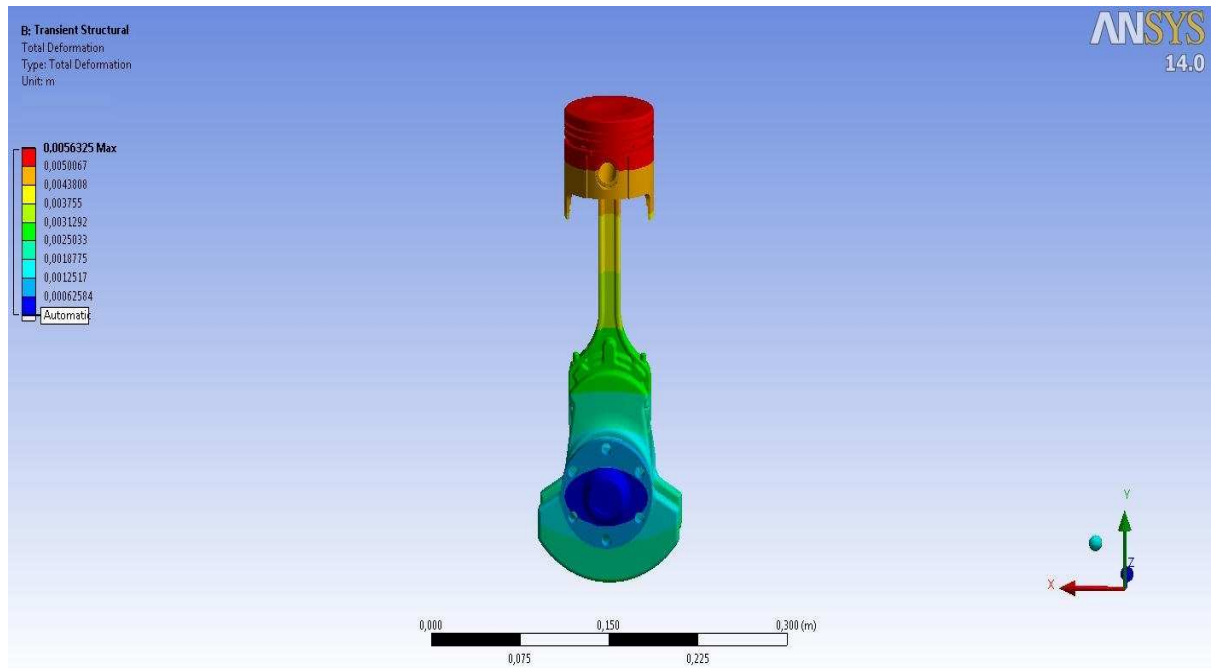
- $\varphi=180^\circ$



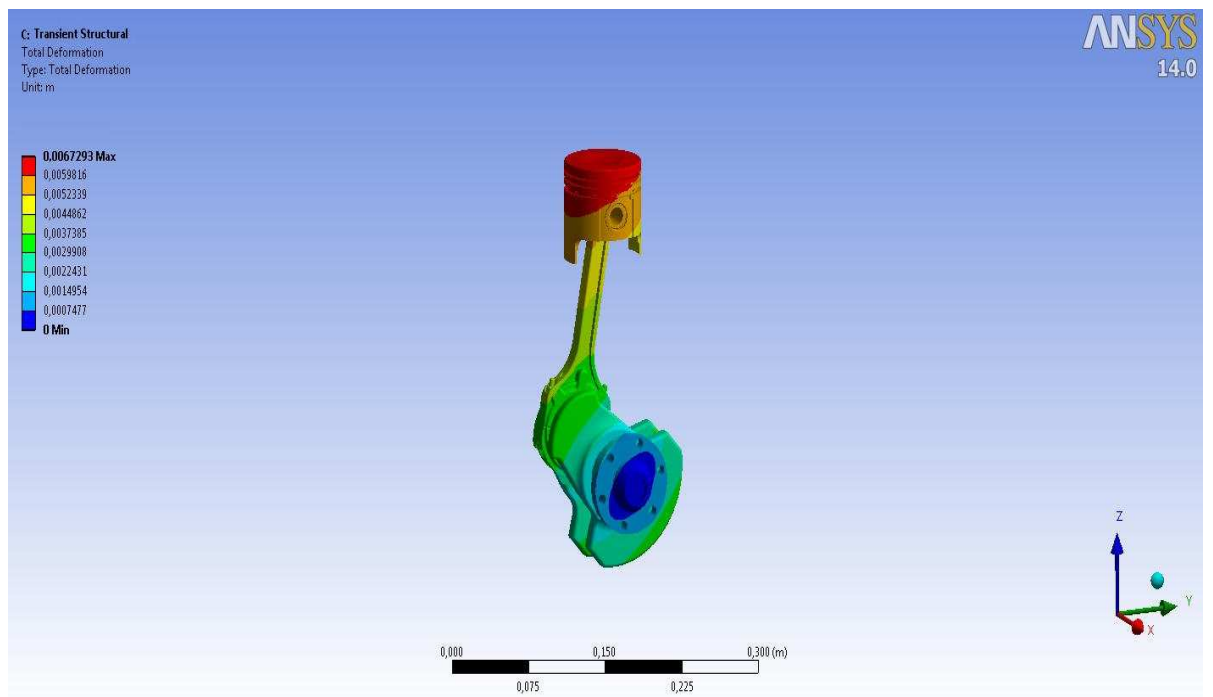
- $\varphi=240^\circ$



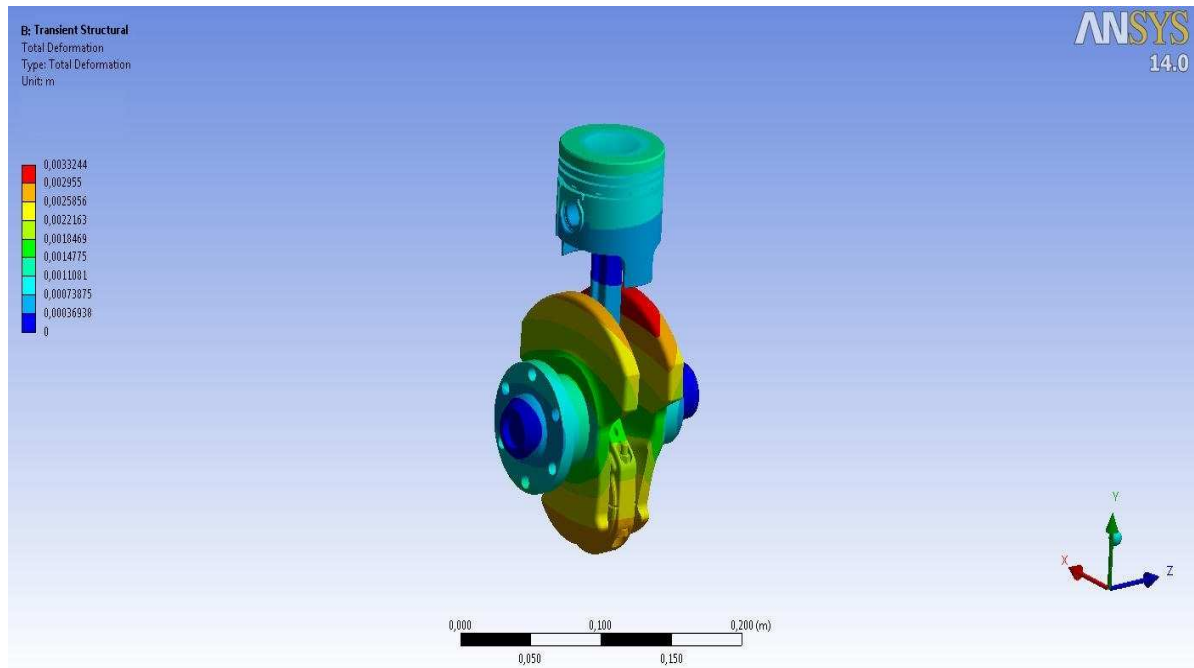
- $\varphi=360^\circ$



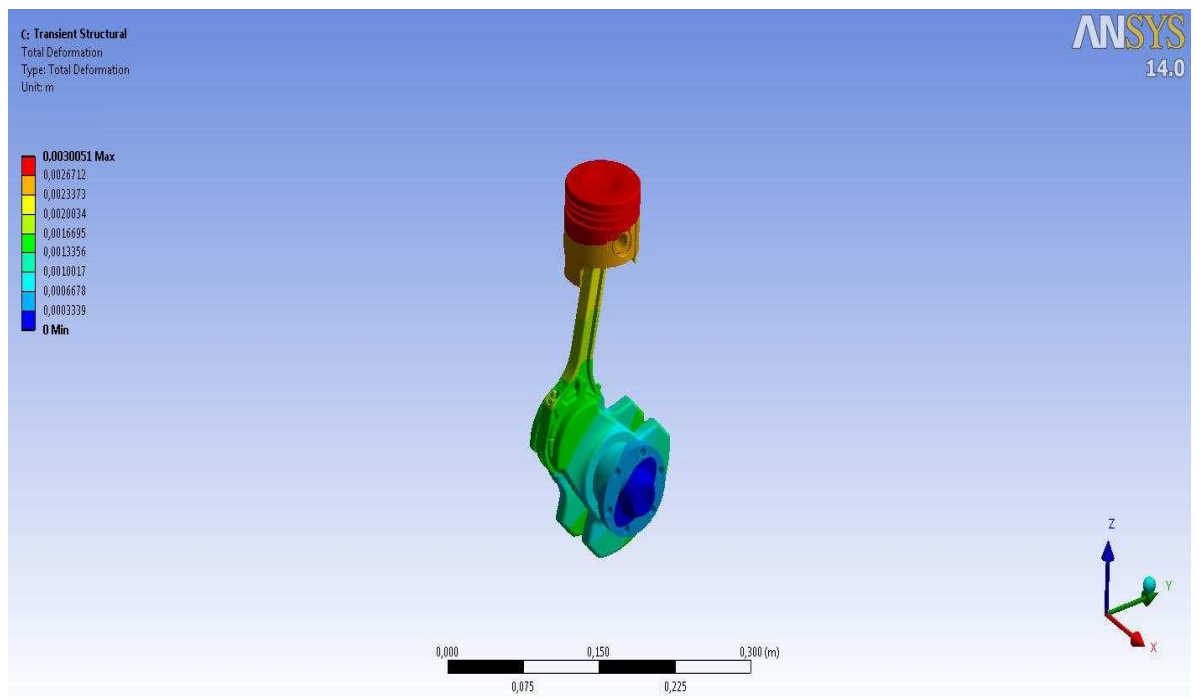
- $\varphi=420^\circ$



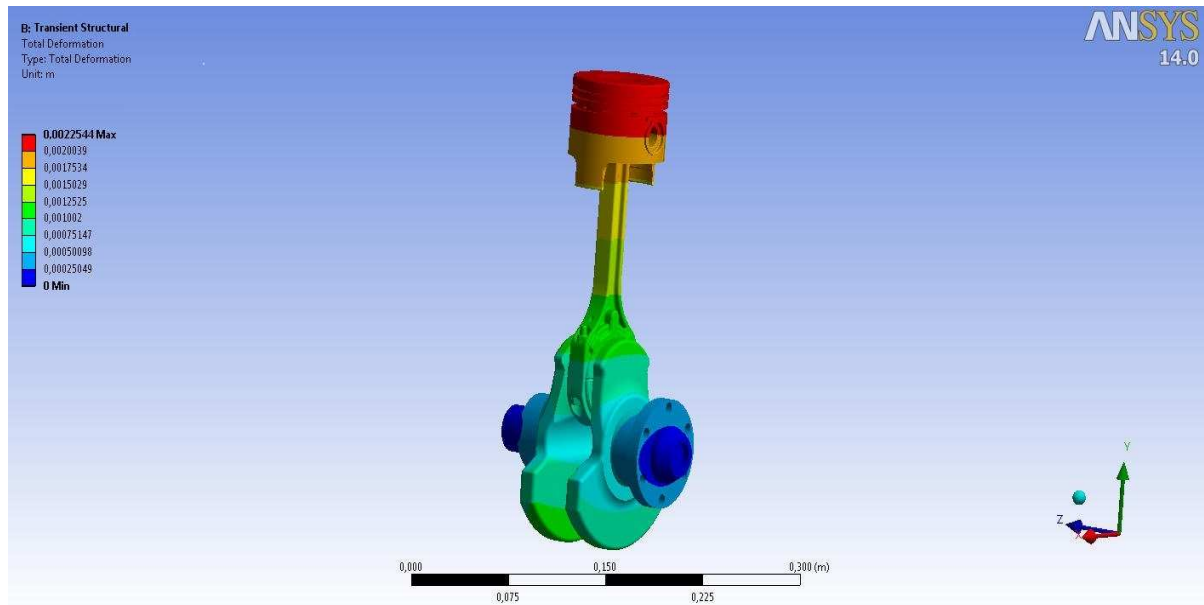
- $\varphi=480^\circ$



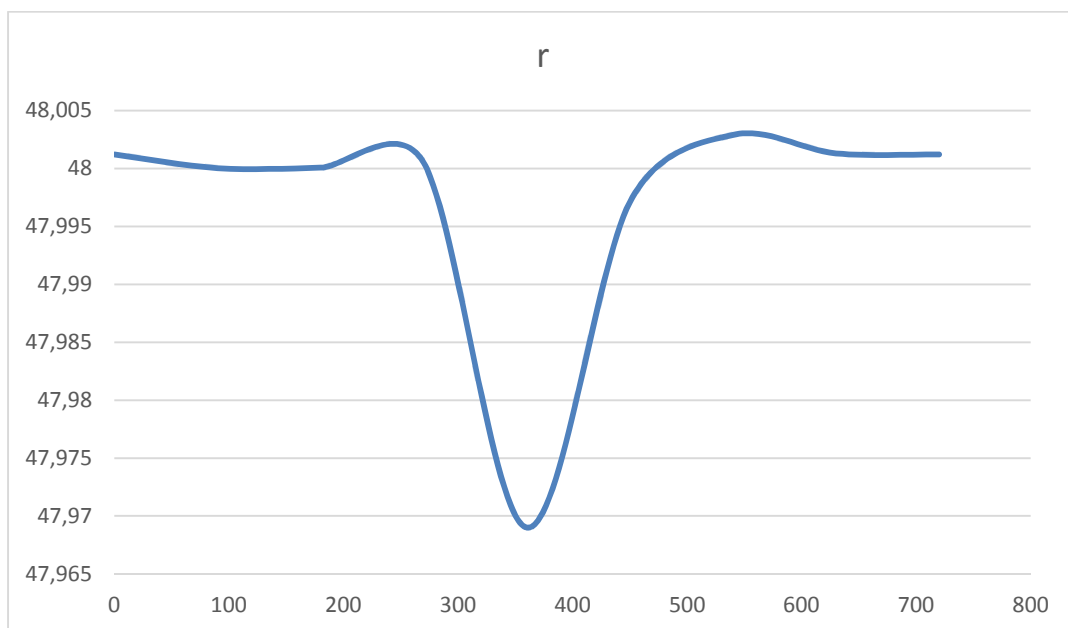
- $\varphi=660^\circ$

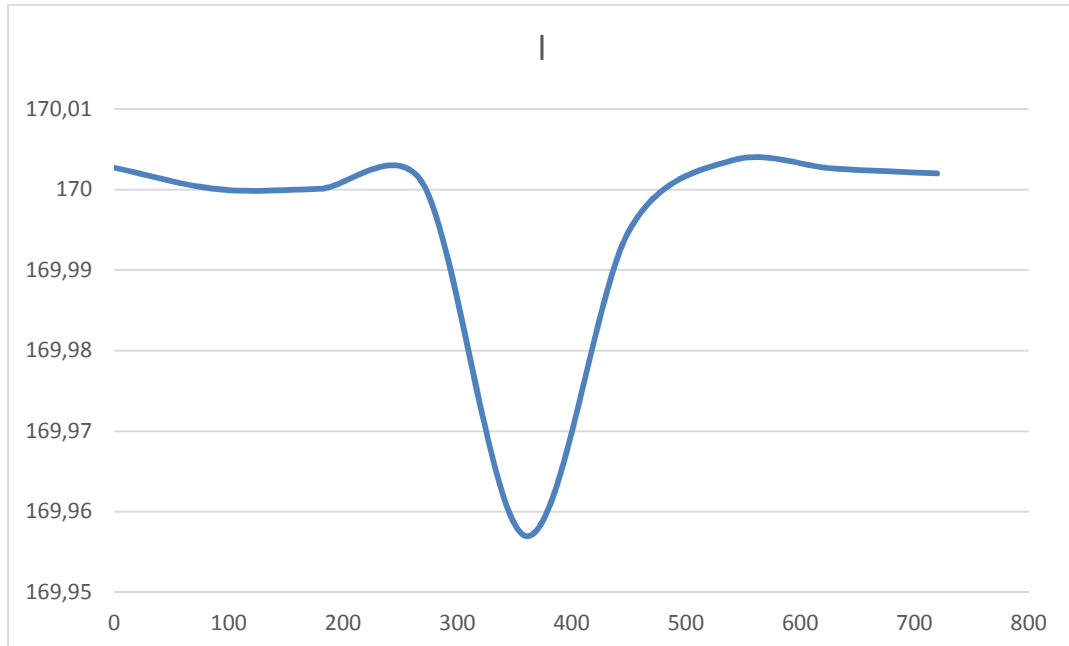


- $\varphi=720^\circ$

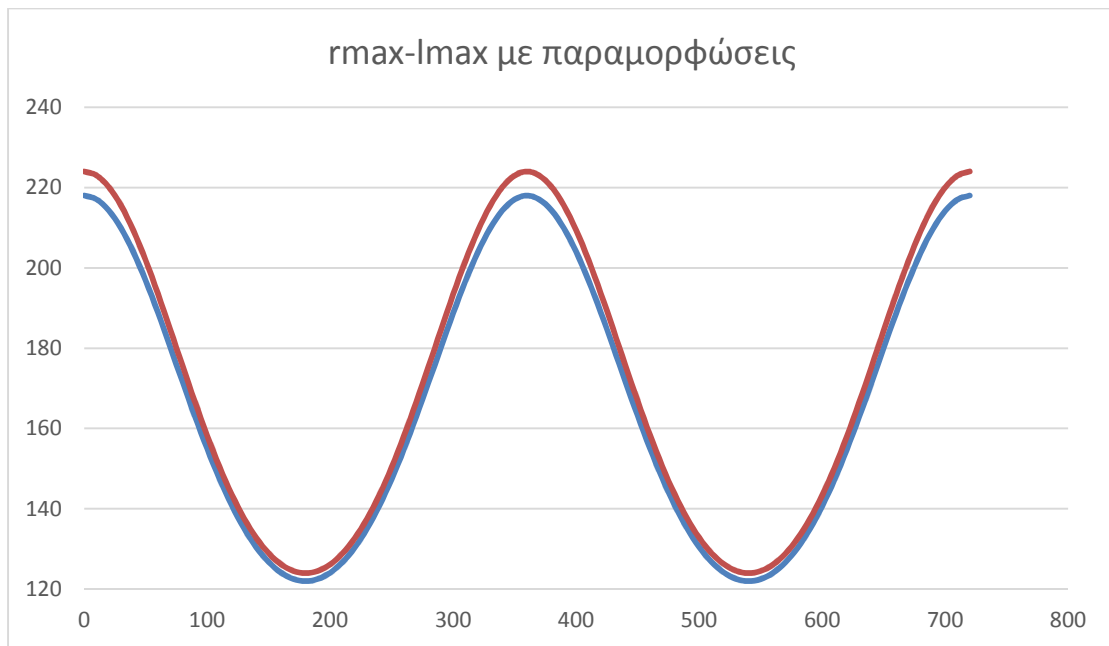


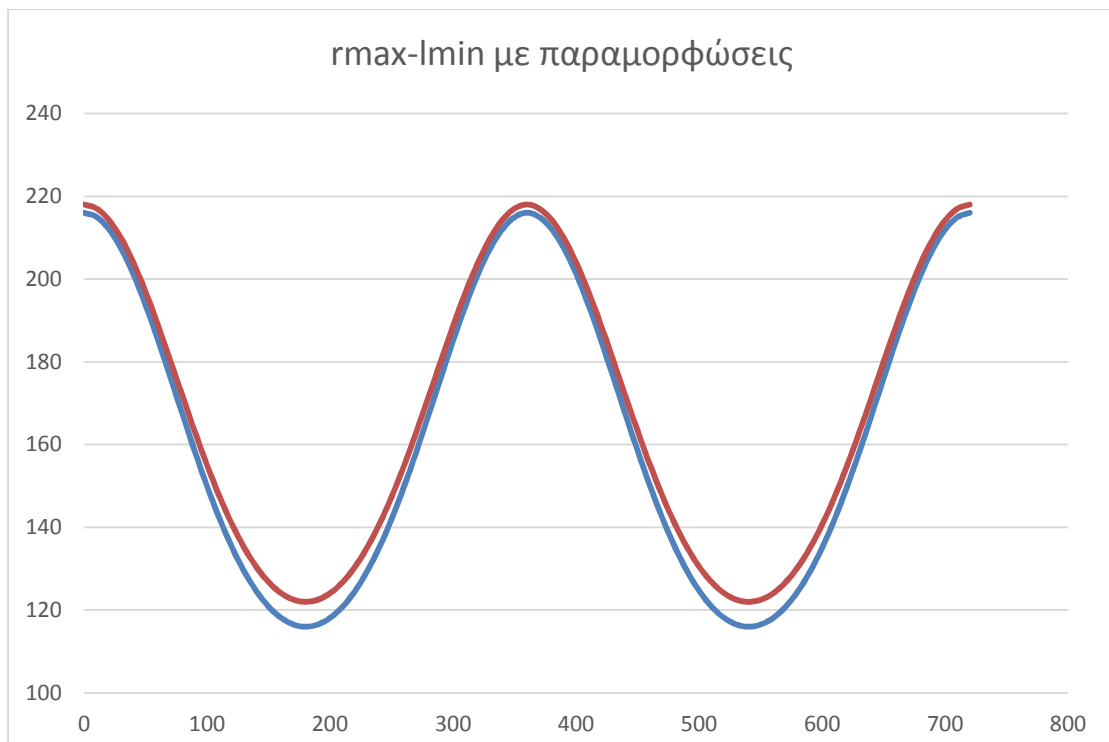
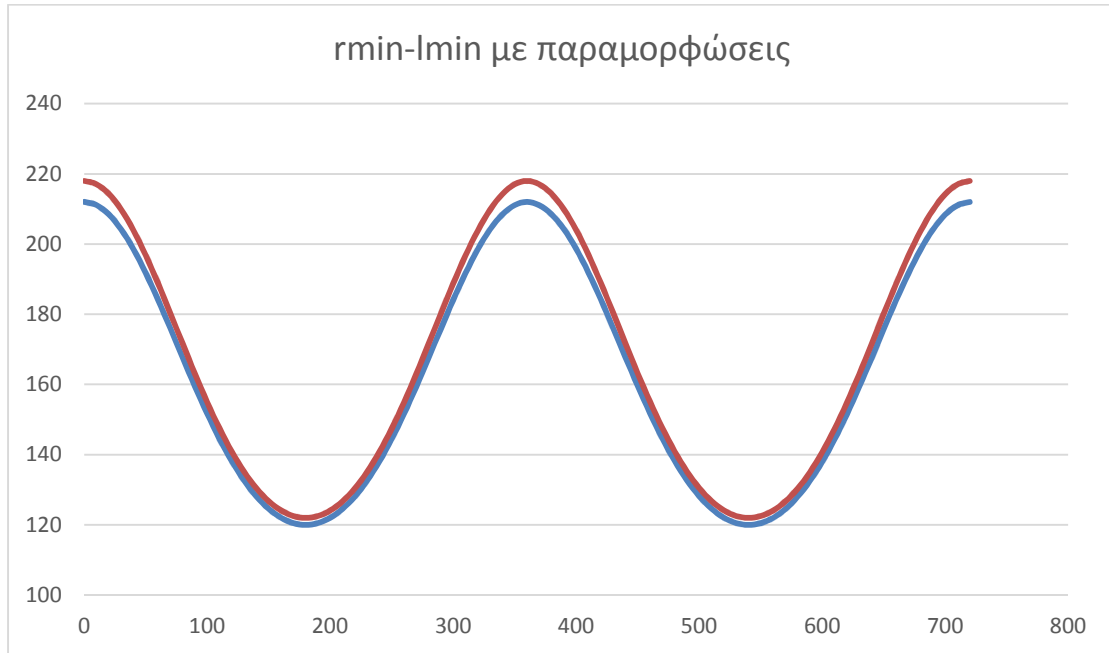
Η συνολική παραμόρφωση των l , r σε σχέση με τη γωνία στροφάλου φαίνεται στα παρακάτω διαγράμματα:

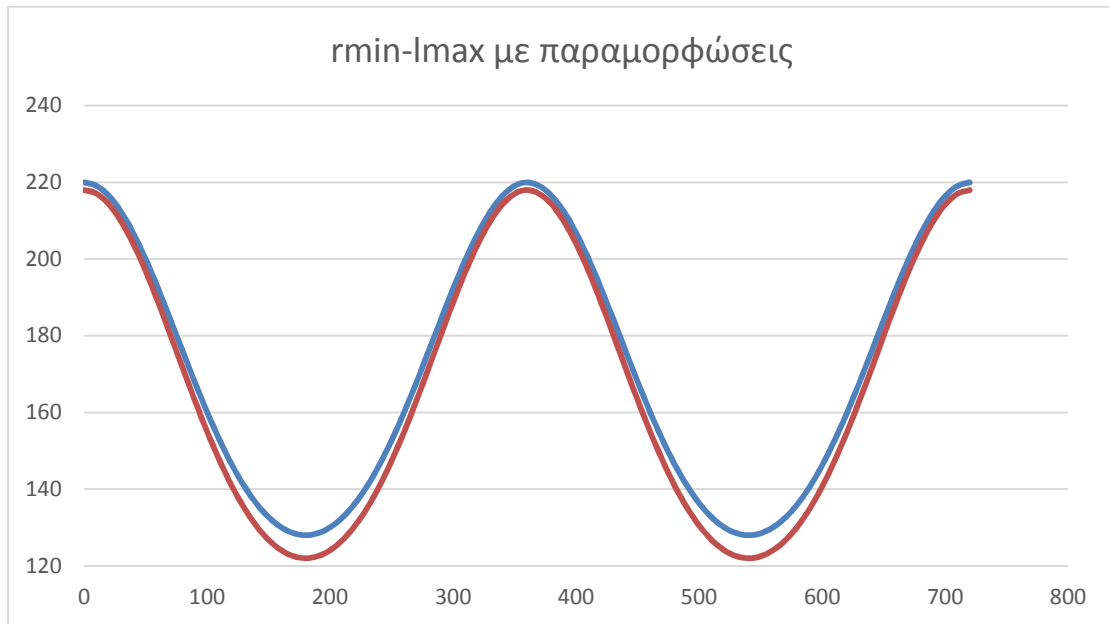




Είναι εμφανές ότι κατά τη φάση της συμπίεσης οι παραμορφώσεις είναι κατά πολύ μεγαλύτερες. Στις υπόλοιπες φάσεις υπάρχει μια αύξηση των διαστάσεων λόγω των θερμικών τάσεων και των δυνάμεων αδράνειας. Στη συνέχεια αναπαράγουμε τα διαγράμματα της προηγούμενης παραγράφου με χρήση των I , r δεδομένων των παραμορφώσεων:





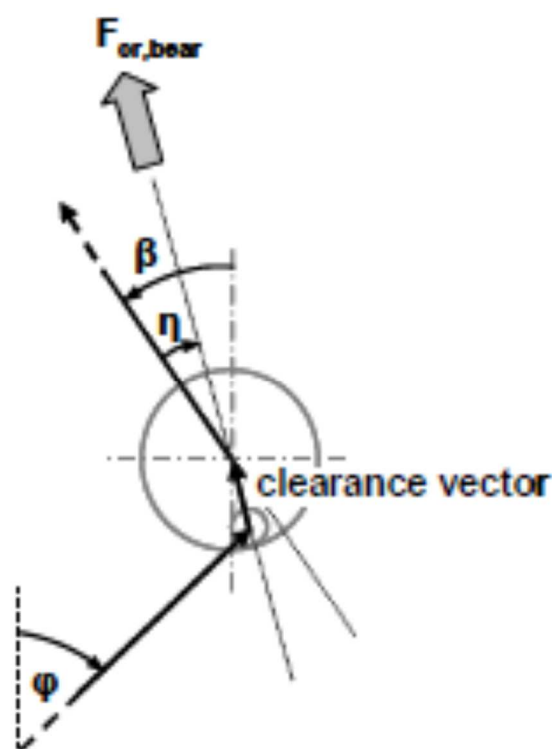


Απο τα παραπάνω βλέπουμε ότι η παραμορφωσιμότητα ελάχιστα επηρεάζει την ανάλυση μας καθώς οι πιθανές γεωμετρικές ατέλειες είναι πολύ μεγαλύτερες από τις παραμορφώσεις. Μόνο στη φάση της συμπίεσης φαίνεται να υπάρχει παραμόρφωση του μηχανισμού που οδηγεί σε αύξηση του διακένου μεταξύ πιστονιού και βαλβίδων, κάτι το οποίο μειώνει τις απαιτήσεις κατά το σχεδιασμό της άνω θέσεις. Ταυτόχρονα, στην κάτω θέση λειτουργίας είναι τέτοιες που μειώνουν το διάκενο, κάτι που ασφαλώς δεν θέλουμε αλλά συμβαίνει σε μικρό βαθμό καθώς οι παραμορφώσεις στην κάτω θέση προκύπτουν από δύο φάσεις με μικρές θερμικές και μηχανικές τάσεις (τέλος εισαγωγής-αρχή συμπίεσης, τέλος αποτόνωσης-αρχή εξαγωγής). Συνοψίζοντας, η μέγιστη παραμόρφωση είναι της τάξεως του 7% στο μήκος του διωστήρα και 4% στην ακτίνα στροφάλου στην ανώτερη θέση λειτουργίας. Αυτό που παρατηρούμε είναι ότι σε αυτή τη περίπτωση η τελική θέση του μη ιδεατού μηχανισμού προσεγγίζει πολύ καλύτερα την ιδεατή λειτουργία καθώς οι γεωμετρικές ατέλειες και οι παραμορφώσεις από τη λειτουργία αλληλοκαλύπτονται. Ταυτόχρονα αυτό δημιουργεί πρόβλημα στην κάτω θέση λειτουργίας όπου οι γεωμετρικές ατέλειες αθροίζονται με τις παραμορφώσεις από τη λειτουργία και συνεπώς αυτή η θέση

θα είναι η κρίσιμη για την επιλογή των διαστασιολογικών περιορισμών κατά τη κατασκευή του μηχανισμού.

3.5 Διερεύνηση της επιρροής των κατασκευαστικών ανοχών του εδράνου του διωστήρα στη λειτουργία του μηχανισμού

Παρόλο που κατά τον προσδιορισμό των διαστασιολογικών ανοχών του μηχανισμού δόθηκε ιδιαίτερη σημασία στις ανοχές των συνδέσμων, απαιτείται περαιτέρω διερεύνηση του πώς μεταβάλλεται η λειτουργία λόγω του διακένου που απαιτείται για την αποτελεσματική λίπανση του μηχανισμού. Παράτω φαίνεται το πώς επηρεάζει το διάκενο την τελική θέση του μηχανισμού και στο διάγραμμα που ακολουθεί φαίνεται η απόκλιση που προκαλείται από την ιδανική λειτουργία :



Η εξίσωση που περιγράφει την κίνηση του μηχανισμού σε αυτή τη περίπτωση είναι:

$$x = r * \cos\phi + \left(\frac{S}{2}\right) * \cos(\arcsin(\lambda * \sin(\phi)) - \eta) + l * \cos(\arcsin(\lambda * \sin(\phi)))$$

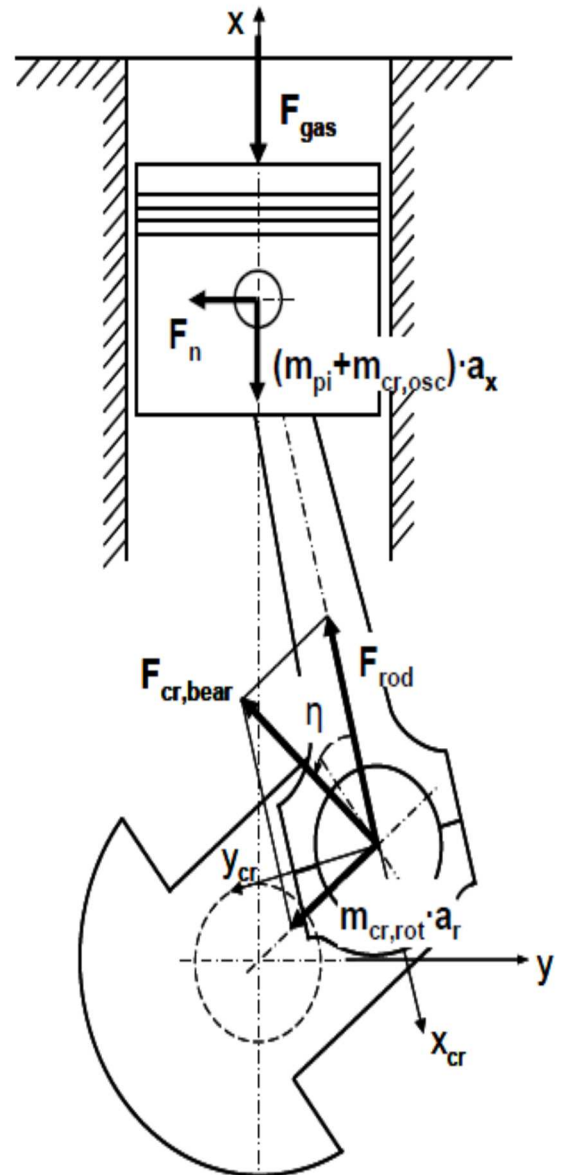
Όσον αφορά τον υπολογισμό της γωνίας η έχουμε:

$$\blacktriangleright F_{cr,bear} = \frac{m_{cr,rot} \cdot a_r \cdot \sin \gamma - F_{rod}}{\cos \eta}$$

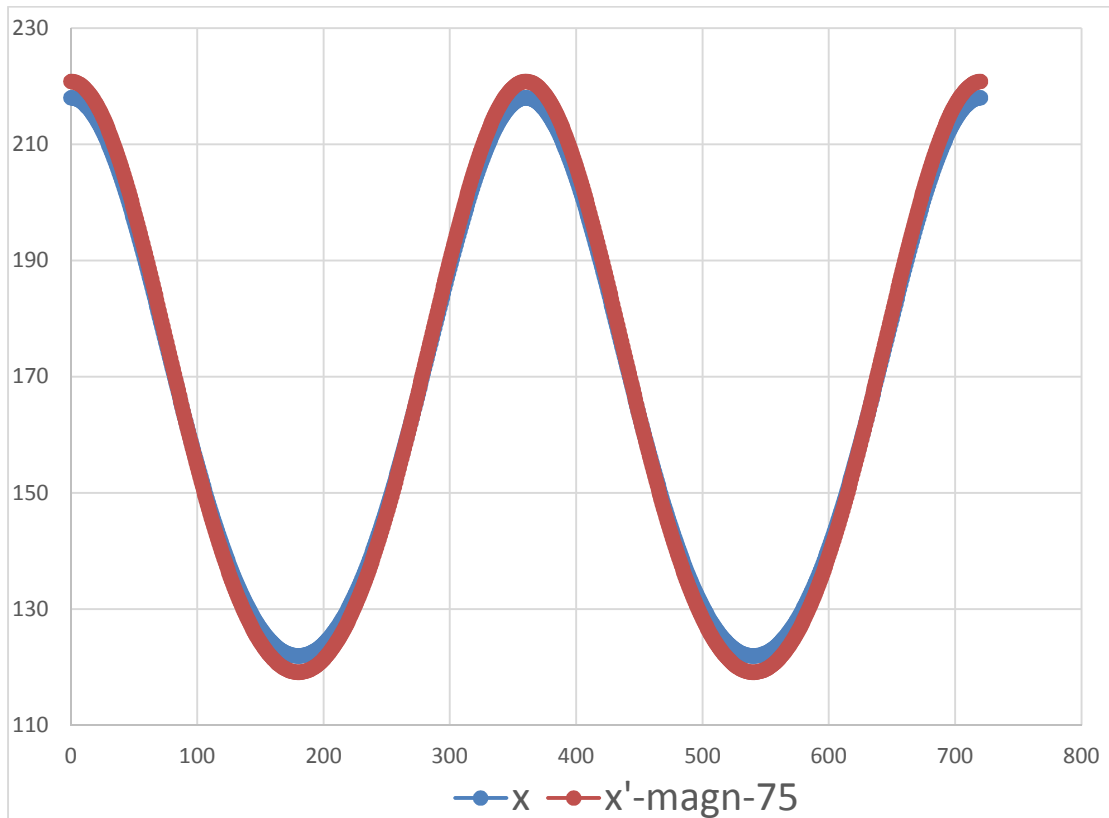
$$\blacktriangleright F_{rod} = \frac{F_{gas} + (m_{pi} + m_{cr,osc}) \cdot \ddot{x}}{\cos \beta}$$

$$\blacktriangleright \eta = \arctan \left(\frac{-m_{cr,rot} \cdot a_r \cdot \cos(90^\circ - \beta - \varphi)}{m_{cr,rot} \cdot a_r \cdot \sin(90^\circ - \beta - \varphi) - F_{rod}} \right)$$

$$\blacktriangleright m_{cr,rot} = \frac{3}{4} * m_{cr} \quad , \quad m_{cr,osc} = \frac{1}{4} * m_{cr}$$



Από τα παραπάνω υπολογίζουμε για $\varphi = 0-720$ την θέση του πιστονιού όπως φαίνεται παρακάτω:



Παρατηρούμε ότι το μέγεθος του διάκενου αθροίζεται στη τελική θέση του πιστονιού στις ακραίες θέσεις λειτουργίας. Κατά τον υπολογισμό της γωνίας θεωρούμε ότι η θέση της συνισταμένης δύναμης συμπίπτει με τη θέση του ελάχιστου διακένου, κάτι το οποίο δεν ισχύει. Για να γίνει ακριβέστερος προσδιορισμός αυτού του μεγέθους αλλά και για να εξεταστούν τα υδροδυναμικά φαινόμενα και η ποιότητα λιπανσης του εδράνου κατά την διακύμανση των διαμέτρων μέσα στα όρια των προβλεπόμενων ανοχών, θα επιχειρήσουμε να μοντελοποιήσουμε τη λειτουργία του εδράνου με χρήση του Ansys Fluent.

Η εξίσωση που περιγράφει τη λειτουργία του υδροδυναμικού εδράνου είναι:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} * \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} * \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 * U * \frac{\partial h}{\partial x}$$

Στη συγκεκριμένη εφαρμογή ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η παροχή λιπαντικού στο έδρανο. Αυτή μπορεί να υπολογιστεί προσεγγιστικά από το άθροισμα δύο διαφορετικών παροχών. Έτσι έχουμε:

Παροχή λόγω υδροδυναμικών φαινομένων:

$$\left(\frac{Q_H * \eta}{C_r^3 * P_n} \right) * \left(\frac{L}{D} \right) = 4 * M_{\frac{L}{D}=1/4}$$

Παροχή αντλίας:

$$\frac{Q_p * \eta}{C_r^3 * P_f} = 0,675 * (h_g * C_r)^3 * \left(\frac{d_h}{L + 0,4} \right)^{1,75}$$

Έχοντας της παραπάνω σχέσεις μπορούμε να προχωρήσουμε στη μοντελοποίηση του υδροδυναμικού εδράνου. Η ανάλυση αυτή αποτελεί ουσιαστικά τρισδιάστατο μοντέλο υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (3D CFD) με χρήση πλέγματος με κινούμενα όρια στον όγκο του ρευστού (Moving Dynamic Mesh) και επαναπλεγματοποίηση (Remeshing). Για την επίτευξη των παραπάνω πρέπει ο χρήστης να δημιουργήσει δικό του, εξωτερικό κώδικα σε γλώσσα C και σε σύνδεση με το εμπορικό πακέτο ANSYS Fluent να προχωρήσει στην επίλυση. Το διάγραμμα που επεξηγεί την μεθοδολογία που εφαρμόστηκε δίνεται στη διπλανή σελίδα.

Στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας δεν έγινε δυνατό να φτάσουμε σε σύγκλιση του παραπάνω μοντέλου. Το πρόβλημα εντοπίζεται στο μικρό μέγεθος του διακένου (50-100 μm) και στην επιλογή του χρονικού βήματος το οποίο όπως φαίνεται πρέπει να μεταβάλλεται σε συσχετισμό με την επιτάχυνση που έχει ο άξονας της έδρασης με σχέση η οποία θα πρέπει να προσδιοριστεί. Περαιτέρω

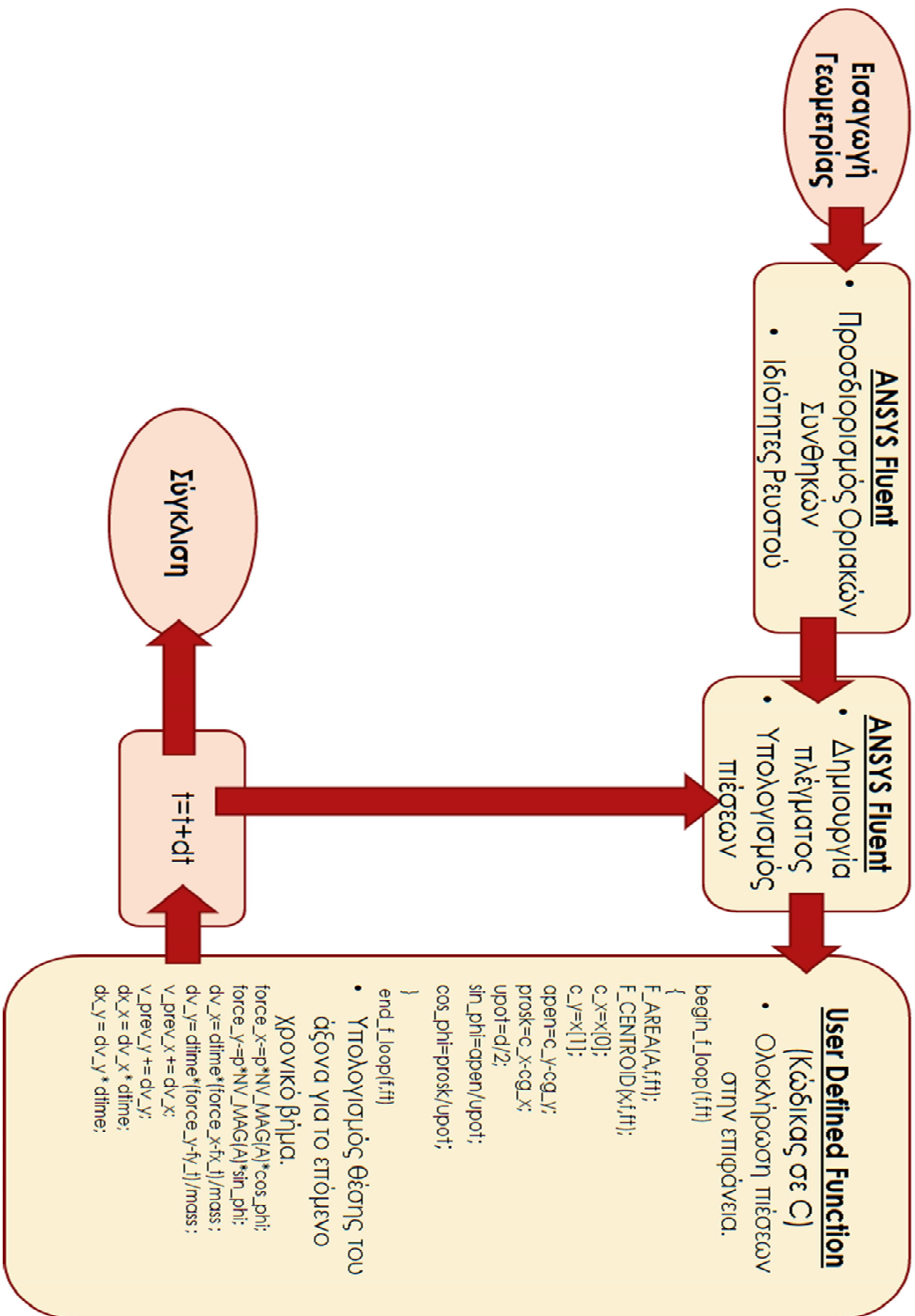
ανάλυση του εν λόγω προβλήματος εντάσσεται στα πλαίσια της Υπολογιστικής Ρευστομηχανικής και ξεφεύγει από τους στόχους της εργασίας αυτής.

Συμπεράσματα:

Στην παρούσα εργασία αναπτύχθηκε μεθοδολογικό πλαίσιο ανάλυσης και προσδιορισμού των διαστασιολογικών και γεωμετρικών ανοχών. Στο πρώτο σκέλος του πλαισίου αυτού έγινε κατάλληλη προσαρμογή της μεθόδου των αλυσίδων ανοχών σε συνδυασμό με διαφορετικά στατιστικά μοντέλα και εφαρμογή της για έναν μηχανισμό με τρεις λειτουργικούς περιορισμούς. Στο δεύτερο σκέλος έγινε ανάλυση της κίνησης ενός μηχανισμού με γεωμετρικές ατέλειες, η οποία μας δίνει τη δυνατότητα να εξετάσουμε το πόσο επηρεάζει η απόκλιση ενός κατασκευαστικού χαρακτηριστικού τη λειτουργία του συνόλου. Έτσι, σε συνδυασμό βεβαίως με πειραματικά ή/ και εμπειρικά δεδομένα, μπορούμε να έχουμε μια εγκυρη ποσοτική ανάλυση ως πρόσθετο παράγοντα κατά την κρίσιμη φάση προσδιορισμού των ανοχών, που να βασίζεται στην ορθή εφαρμογή σύγχρονων τεχνολογικών εργαλείων και μεθόδων, όπως η ανάλυση με πεπερασμένα στοιχεία και η υπολογιστική βελτιστοποίηση.

Ασφαλώς οι μέθοδοι που αναπτύχθηκαν δεν αποτελούν «πανάκεια». Οι σχεδιαστικές επιλογές βρίσκονται πάντα στη κρίση του μηχανικού και στην γνώση των κατασκευαστικών μεθόδων που θα χρησιμοποιηθούν. Τα αποτελέσματα της εφαρμογής μεθόδων βελτιστοποίησης σε προβλήματα προσδιορισμού ανοχών εξαρτώνται σε μεγάλο βαθμό από την καταλληλότητα της μεθόδου βελτιστοποίησης. Το ίδιο ισχύει και για τα στατιστικά μοντέλα που χρησιμοποιούμε για να περιγράψουμε με μαθηματικές σχέσεις τις αλυσίδες ανοχών. Τα παραπάνω αφήνονται επίσης στην κρίση του σχεδιαστή καθώς δεν μπορούν να δοθούν λύσεις που να καλύπτουν ολοκληρω το φάσμα των εφαρμογών παρά μόνο κάποιες κατευθυντήριες. Τέλος, η προύσα ανάλυση έγινε

για δεδομένα και σταθερές που εντοπίστηκαν στην τεχνική βιβλιογραφία και που σίγουρα οφείλουν να προσαρμοστούν στις ιδιαιτερότητες της εκάστοτε παραγωγικής μονάδας.



Βιβλιογραφία:

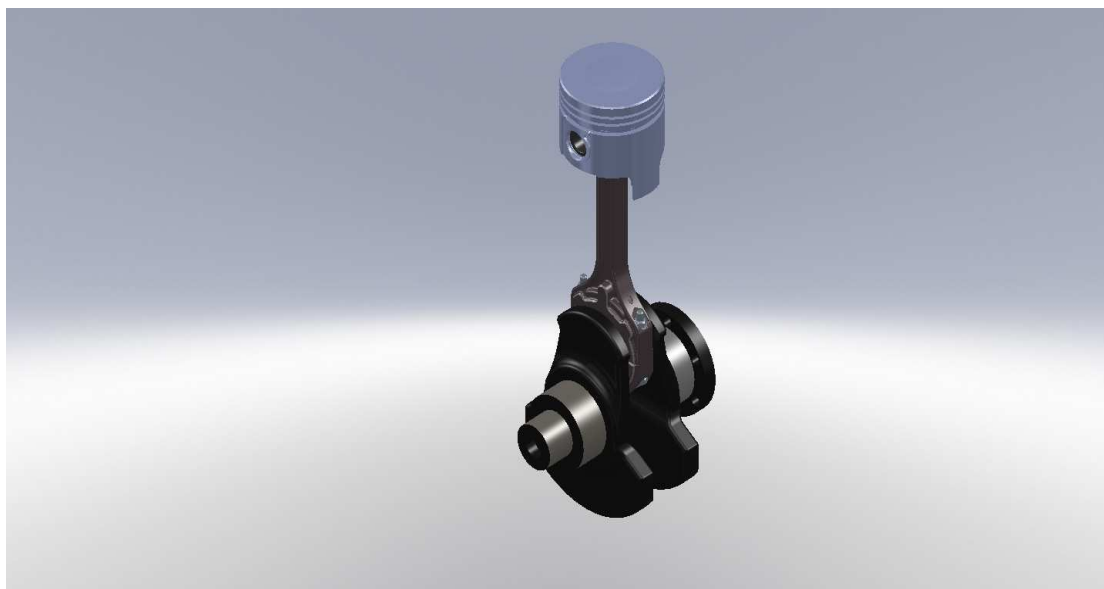
- 1) Σχεδιασμός Μηχανολογικών Κατασκευών. Τόμος I.
Μ.Σφαντζικόπουλος, Έκδοση Ε.Μ.Π.
- 2) Σχεδιασμός Μηχανολογικών Κατασκευών. Τόμος II.
Μ.Σφαντζικόπουλος, Έκδοση Ε.Μ.Π.
- 3) Geometric Dimensioning & Tolerancing Handbook.
- 4) Mechanical Tolerance Stackup and Analysis. Bryan R.Fischer
- 5) Integrated Product Design and Manufacturing Using Geometric Dimensioning and Tolerancing. Robert G. Campbell , Edward S. Roth
.
- 6) Tolerance design of mechanical assembly using NSGA II and finite element analysis. Jayaprakash Govindarajalu, Sivakumar Karuppan, Thilak Manoharan.
- 7) Tolerance Analysis of Geometrically Non-ideal Systems in Motion. J Stuppy, H Meerkamm.
- 8) Geometric Dimensioning and Tolerancing. Application and Techniques for Use in Design, Manufacturing, and Inspection. James D. Meadows
- 9) Geometric Tolerancing of Products. Francois Villeneuve, Luc Mathieu.
- 10) Geometrical Dimension And Tolerancing for Design, Manufacturing and Inspection. G.Henzold
- 11) Geometric Design Tolerancing: Theories, Standards and Application. Hoda A. ElMaraghy
- 12) The Geometrical Tolerancing Desk Reference. Paul Green.

- 13) Geometric Product Specification and Verification: Integration of Functionality. Pierre Bourdet, Luc Mathieu.
- 14) Geometric Tolerances. Impact on Product Design, Quality Inspection and Statistical Process Monitoring. Bianca M.Colosimo, Nicola Senin.
- 15) Geometric Dimensioning and Tolerancing for Mechanical Design. Gene R. Cogorno.
- 16) Optimization Concepts and Applications in Engineering. A.Belegudu, T.Chandrupatla.
- 17) ANSYS Theory Guide 12.1

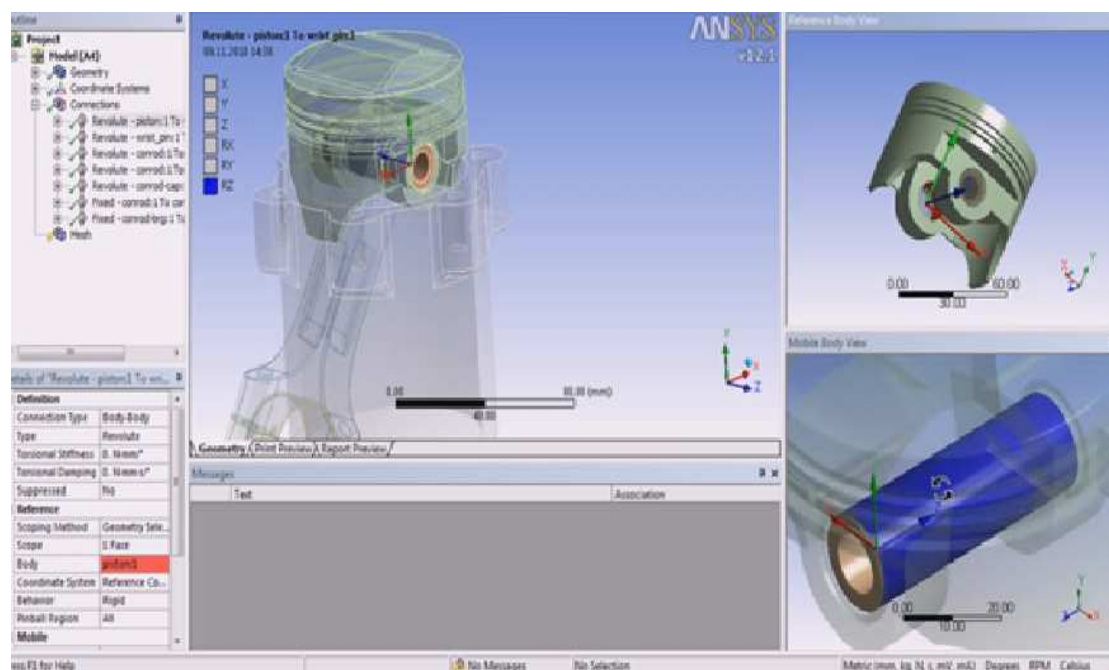
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

Ανάλυση λειτουργίας Μ.Ε.Κ. χρήση ANSYS Transient Structural:

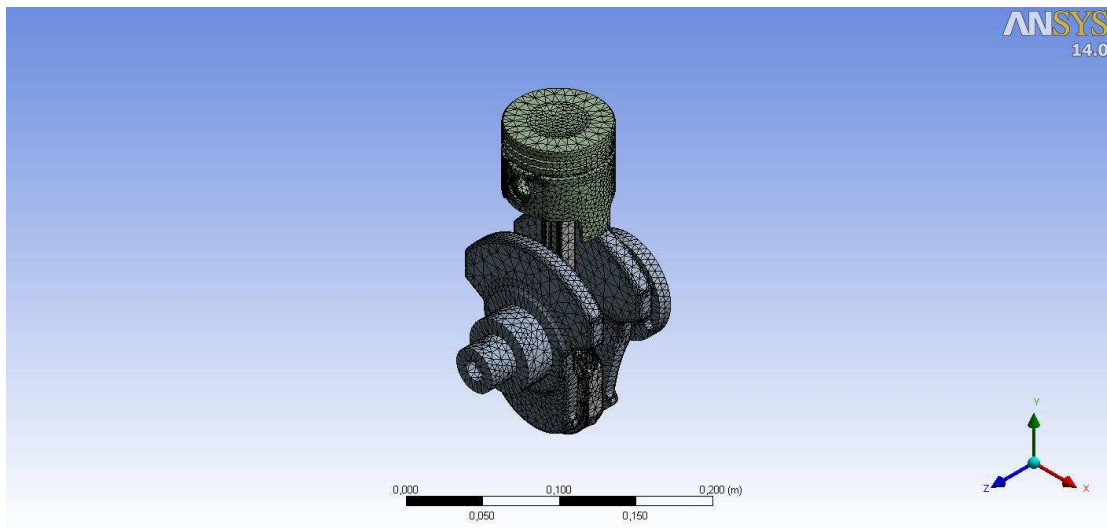
Αρχικά μεταφέρουμε το μοντέλο απο το Solidworks στο ANSYS σε μοφή .xjt:



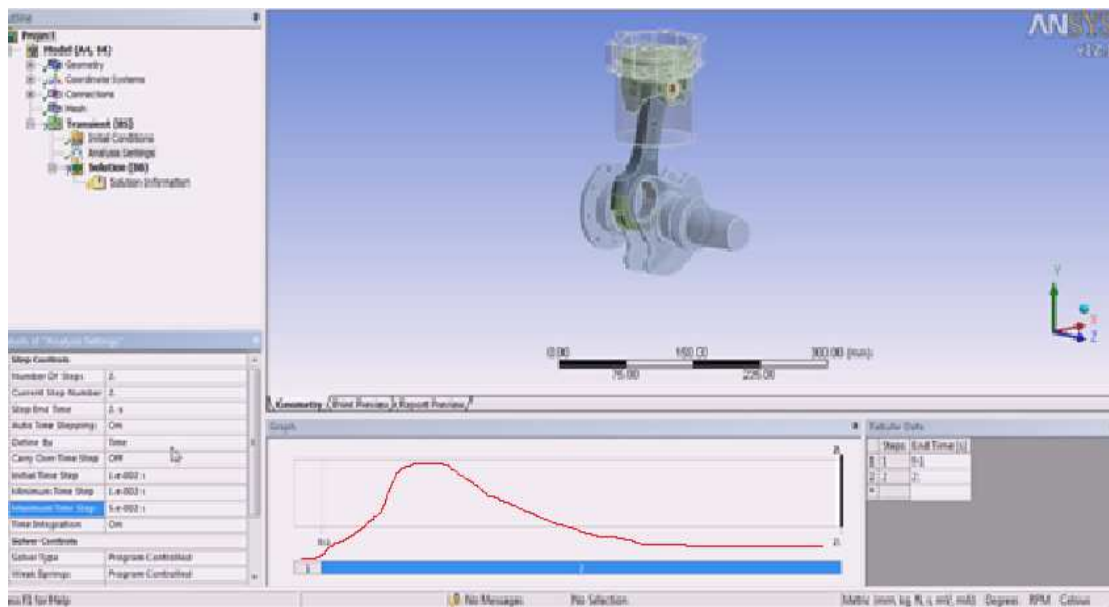
Θέτουμε τις ιδιότητες των υλικών του κάθε εξαρτήματος και χαρακτηρίζουμε τον τύπο της άρθρωσης που εκφράζει τον κινηματικό συσχετισμό μεταξύ του κάθε εξαρτήματος:



Δημιουργούμε πλέγμα:



Διακριτοποιούμε τα διαγράμματα πίεσης και θερμοκρασίας. Τα χρονικά βήματα που επιλέγονται πρέπει να είναι τόσα ώστε να έχουμε αρκετά μικρό και σταθερό λόγο dP/dt και dT/dt , το μέγεθος των οποίων εξαρτάται από την εφαρμογή. Στη περίπτωση μας θέτουμε dP/dt και dT/dt ίσα με 10^{-6} Pa/s και C/s αντίστοιχα.

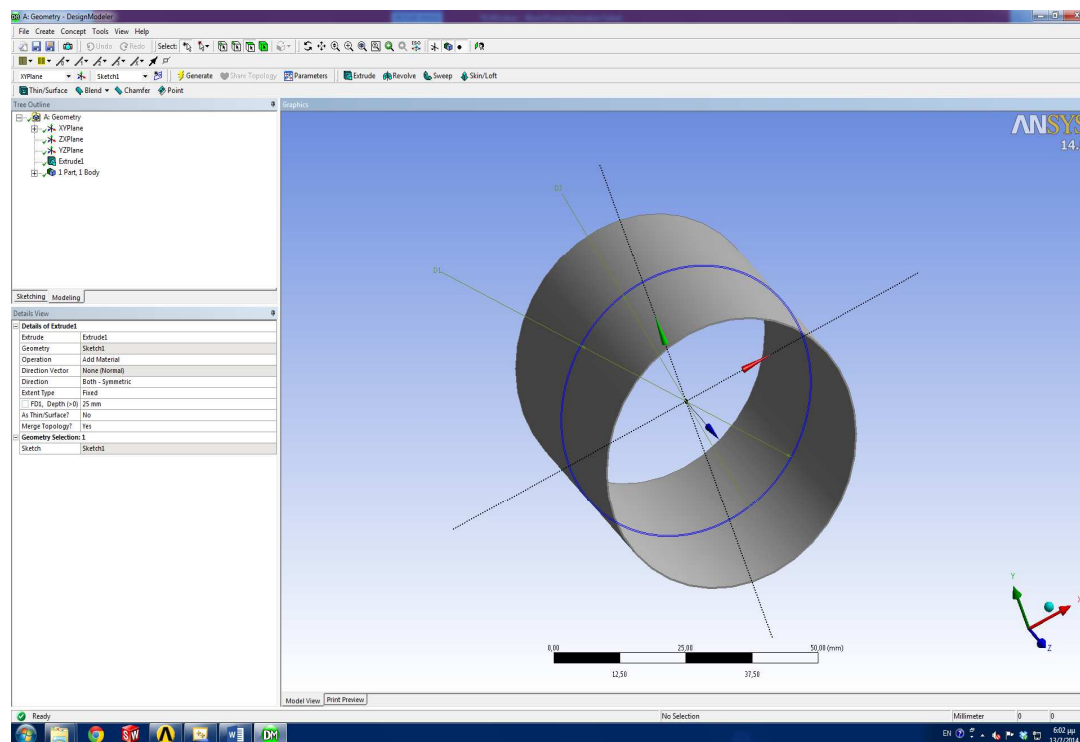


Τέλος επειδή στις ακραίες θέσεις λειτουργίας έχουμε απότομη αλλαγή της διεύθυνσης της επιτάχυνσης και συνεπώς και των αδρανειακών δυνάμεων απαιτείται πολύ ικρό χρονικό βήμα σε αυτές τις θέσεις έως και 1000 φορές μικρότερο . Για να αποφευχθεί μια τόσο χρονοβόρα ανάλυση εξετάσαμε το φαινόμενο ξεχωριστά στις 4 διαφορετικές φάσεις του σταματώντας λίγο πριν της ακραίες θέσεις. Αξίζει να σημειωθεί πως ο συνολικός χρόνος της ανάλυσης ήταν περίπου 15 ώρες παρά την απλοποίηση αυτή. Τα αποτελέσματα δίνονται στο κυρίως κείμενο.

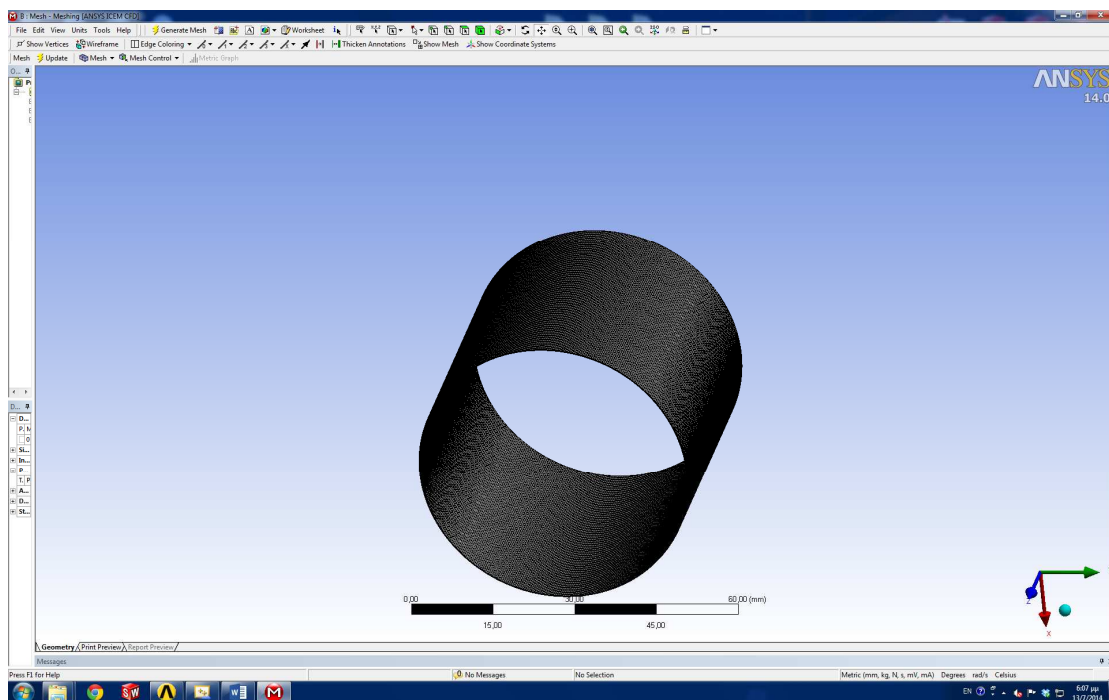
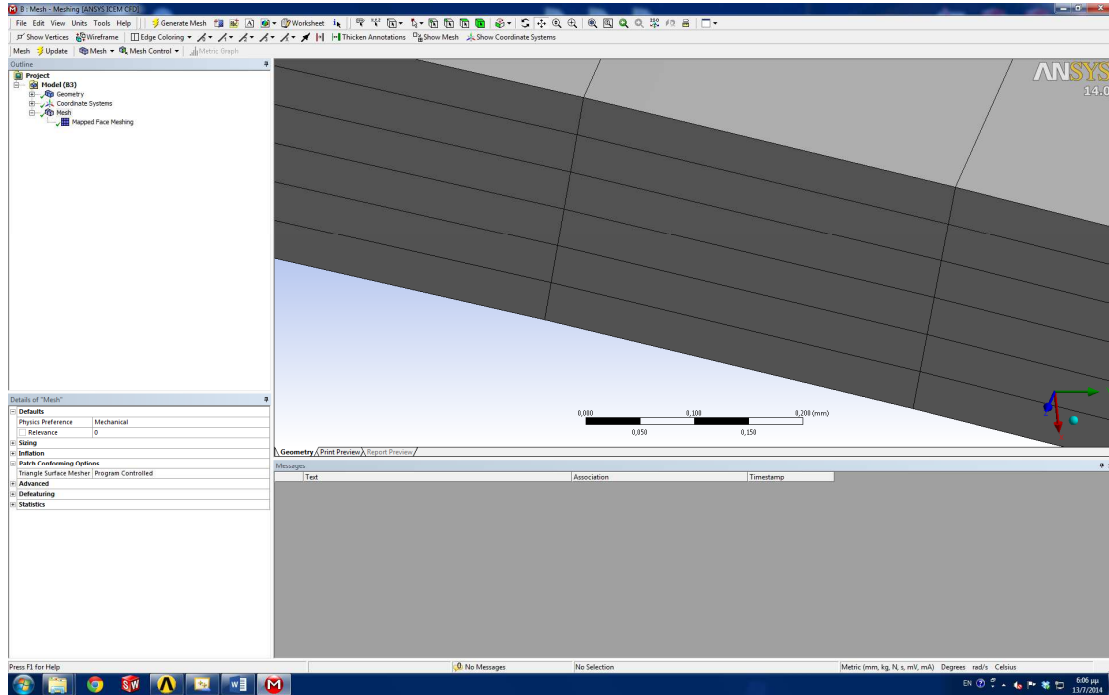
Μοντελοποίηση Υδροδυναμικού Εδράνου Πεπερασμένου Μήκους:

Σε πρώτη φάση θελήσαμε να υπολογίσουμε ποιό θα είναι το προφίλ πιέσεων του εδράνου σε περίπτωση κωνικότητας της ατράκτου. Για να γίνει αυτό αναπτύχθηκε μοντέλο CFD στο ANSYS Fluent. Τα βήματα με τα οποία προσεγγίσαμε το πρόβλημα είναι τα εξής:

Αρχικά δημιουργήσαμε κυλινδρινό σώμα ρευστού πάχους 235μm στον modeler:



Στη συνέχεια προχωρήσαμε στη δημιουργία πλέγματος. Εδώ ιδιαίτερη προσοχή χρειάζεται να δοθεί στο μέγεθος του παραγόμενου πλέγματος. Χωρίζουμε το σώμα ρευστού σε εξαέδρα θέλοντας οι πλευρές να μην έχουν μεταξύ τους λόγο μικρότερο του ένα προς οκτώ και έξι στοιχεία στην ακτινική διεύθυνση. Αυτό για τη δική μας γεωμετρία $L/D=0,05\text{m}/0,05\text{m}=1$ δίνει 601235 στοιχεία.



Έπειτα έπρεπε να γραφεί κώδικας σε C ο οποίος να ολοκληρώνει τις πιέσεις γύρω απο το έδρανο , να τις συγκρίνει με τις ασκούμενες στην άτρακτο δυνάμεις και να υπολογίζει τη νέα θέση του κέντρου του άξονα. Η νέα γεωμετρία με τη σειρά της θα πρέπει να διακριτοποιηθεί εκ νέου και να επαναληφθεί για αυτή η ίδια διαδικασία μέχρι να οδηγηθούμε σε μετατόπιση του άξονα μικρότερη του 1μm όπου και συγκλίνει το μοντέλο.

```
#include "udf.h"
#include "metric.h"
#include "dynamesh_tools.h"

DEFINE_CG_MOTION(inner,dt, cg_vel, cg_omega, time, dtime)
{

    Domain *d=Get_Domain(1);
    Thread *ft=DT_THREAD(dt);

    face_t f;
    real A[ND_ND], x[ND_ND] ;
    real dv_x, dv_y, dx_x, dx_y, apen , prosk, upot, sin_phi,
    cos_phi, c_x, c_y, mass, pa ,force_y ,force_x, ro, p ;
    static real v_prev_x, v_prev_y, cg_x, cg_y ;

    cg_vel[2]=0.0;
    cg_omega[0]=0.0;
    cg_omega[1]=0.0;
    cg_omega[2]=2.5620;

    if (!Data_Valid_P ())

return;

    pa = 101325;
    mass= 3.812;
    p=0;
    cg_x=0.0;
    cg_y=0.0;
    force_x=0.0;
    force_y=0.0;
    ro=960;

    begin_f_loop(f,ft)
    {
        F_AREA(A, f, ft);
        F_CENTROID(x, f, ft);
        c_x=x[0];
        c_y=x[1];
    }
}
```

```

apen= abs(c_y-cg_y);
prosk=abs(c_x-cg_x);
upot=0.025;
sin_phi=apen/upot;
cos_phi=prosk/upot;

p=F_P(f,ft)+101325;

if(c_x>cg_x)
{
    if(c_y>cg_y)
    {
        force_x-=p*NV_MAG(A)*cos_phi;
force_y-=p*NV_MAG(A)*sin_phi;
    }
    if(c_y<cg_y)
    {
        force_x-=p*NV_MAG(A)*cos_phi;
force_y+=p*NV_MAG(A)*sin_phi;

    }

}

if(c_x<cg_x)
{
    if(c_y>cg_y)
    {
        force_x+=p*NV_MAG(A)*cos_phi;
force_y-=p*NV_MAG(A)*sin_phi;

    }

    if(c_y<cg_y)
    {
        force_x+=p*NV_MAG(A)*cos_phi;
force_y+=p*NV_MAG(A)*sin_phi;

    }

}

if((c_x==cg_x)&&(c_y-cg_y>0))
{
    force_y-=p*NV_MAG(A)*sin_phi;
}
if((c_x==cg_x)&&(c_y-cg_y<0))
{
    force_y+=p*NV_MAG(A)*sin_phi;
}
if((c_y==cg_y)&&(c_x-cg_x<0))
{

```

```

        force_x+=p*Nv_MAG(A)*cos_phi;
    }
    if((c_y==cg_y)&&(c_x-cg_x>0))
    {
        force_x-=p*Nv_MAG(A)*cos_phi;

    }

}
end_f_loop(f,ft)

dv_x= dttime*force_x/mass ;
dv_y= dttime*(force_y-9.81*mass)/mass ;

v_prev_x += dv_x;
v_prev_y += dv_y;

dx_x = dv_x * dttime;
dx_y = dv_y * dttime;

cg_x += dx_x;
cg_y += dx_y;

cg_vel[0] =v_prev_x;
cg_vel[1] =v_prev_y;

Message ("dxx= %f,dxy=%f ,cgx=%f ,cgy=%f cgxvel= %f,cgyvel=%f ,fx=%f
,fy=%f", dx_x, dx_y, cg_x, cg_y, v_prev_x, v_prev_y, force_x,
force_y ) ;

}

```

