



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**  
**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

**ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ**

***Παραμετρικός βέλτιστος σχεδιασμός μηχανισμού μετάδοσης  
κίνησης κινητήρα Stirling τύπου-β.***

Διπλωματική Εργασία

ΚΟΤΑΚΗΣ ΧΑΡΑΛΑΜΠΟΣ

Επιβλέπων : Επίκουρος Καθ. Β. Σπιτάς

ΑΘΗΝΑ 2015







## ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Η διπλωματική εργασία αποτελεί το τελευταίο βήμα για την ολοκλήρωση ενός μηχανικού. Η πραγματοποίηση του τελευταίου αυτού βήματος μας θέτει πλέον αντιμέτωπους με ένα πολύ όμορφο κομμάτι της ζωής, που δεν είναι άλλο από το κυνήγι υλοποίησης των ονείρων και των στόχων μας συνεχίζοντας να χτίζουμε σε ένα οικοδόμημα γνώσεων που δημιουργήθηκε κατά την διάρκεια της φοίτησής μας. Αυτό το βήμα παράλληλα αποτελεί το πρώτο δυνατό crash test των δυνατοτήτων, των αντοχών του καθένος καθώς και των γνώσεων που ο κάθε φοιτητής έχει προσλάβει κατά τα χρόνια της φοίτησής του. Σε αυτό το τελευταίο κομμάτι, είχα την τύχη να έχω δίπλα μου ως επιβλέποντα καθηγητή τον Δρ. Β. Σπιτά, τον οποίο θα ήθελα να ευχαριστήσω για τη συνεργασία. Μια συνεργασία που με βοήθησε αρκετά στο να παγιώσω τα δυνατά σημεία των γνώσεών μου και να βελτιώσω τα αδύναμα. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω το εργαστήριο Θερμοδυναμικής και προσωπικά τον κύριο Ρογδάκη για τις γνώσεις που μου έδωσε και σε επίπεδο μηχανών Stirling αλλά και σε επίπεδο θερμοδυναμικής. Η πρωτοβουλία του κυρίου Ρογδάκη και η προθυμία των κυρίων Κομνηνού και Δόγκα να βοηθήσουν στο θερμοδυναμικό κομμάτι της έρευνάς μου ήταν κάτι που έπαιξε σημαντικό ρόλο στην εξαγωγή των τελικών αποτελεσμάτων. Ακόμη θα ήθελα να ευχαριστήσω τον φίλο μου Στράτο Τσολακη για την πολύτιμη βοήθεια του, αλλά και όλα τα παιδιά με τα οποία συνυπάρξαμε στο εργαστήριο και μέσω της φιλικής σχέσης που αναπτύξαμε, πέτυχαν αυτό το χρονικό διάστημα να μείνει ως μια ευχάριστη ανάμνηση στη μνήμη μου. Τέλος θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένειά μου για την συνεχή στήριξη και πίστη τους στο πρόσωπό μου.



## Περίληψη

Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναπτύσσεται και περιγράφεται μια έρευνα που έγινε με αντικείμενο τις μηχανές Stirling. Ειδικότερα, στην συνέχεια του παρόντος βιβλίου παρουσιάζεται η τροποποίηση που αποφασίστηκε να γίνει στον ρομβικό κινηματικό μηχανισμό μιας β-τύπου μηχανής Stirling που είχε κατασκευαστεί από την NASA, με την ονομασία GPU3. Στόχος της έρευνας ήταν η κατά το δυνατόν μεγαλύτερη συγκέντρωση ισχύος για δεδομένο όγκο μηχανής, ίσο με την προαναφερθείσα μηχανή της NASA, καθώς και βαθμό απόδοσης αντίστοιχο με αυτόν της GPU3. Μέσω των υπολογισμών προέκυψαν εν τέλει αποτελέσματα για δύο μηχανές, όπως παρουσιάζονται στη συνέχεια, με τροποποιημένο κινηματικό μηχανισμό συγκριτικά με τον ρομβικό μηχανισμό των β-τύπου μηχανών Stirling. Επιπλέον στο τελευταίο κεφάλαιο της παρούσας εργασίας παρουσιάζεται πλήρως η μια εκ των δύο νέων μηχανών σε κατασκευαστικά εφαρμόσιμο επίπεδο.



## **Abstract**

The main purpose of this study was to investigate the possibility of an increase in the produced power of a rhombic driven type-b Stirling engine by modifying the kinematic mechanism of the model. After searching in the literature about the influence of the kinematic mechanism on the finally produced power, it was found that a modification in the kinematic mechanism, is something that can give a good increase in the produced power of a b-type model Stirling engine. This conclusion came up due to the fact that in the already constructed models there is a big problem to achieve the equal volume processes which help the system to achieve the equal temperature processes. The modifications that resolved to be implemented were concerned to the independence of the geometrical characteristics between the piston and the displacer. For example, in rhombic driven b-type Stirling engines there is only one hole on the gear for the rod to hitch. This means that the piston and the displacer do not have different eccentricity. After several tests and modifications, data for every geometrical characteristic was exported in order to design two new engines. The parameters that remain constant were the volume and the thermal efficiency of an engine that was built and used from NASA, called GPU3. The increase in the produced power was beyond every expectation. The difference between the two new engines was that in one of them a gear transmission was added.



## Περιεχόμενα

1	Κεφάλαιο 1-Εισαγωγή .....	13
1.1	Ιστορική αναδρομή .....	13
1.2	Τρόπος λειτουργίας και βασικές παραλλαγές.....	14
1.2.1	Μηχανή Stirling α-τύπου(Stirling engine a-type) .....	15
1.2.2	Μηχανή Stirling β-τύπου(Stirling engine type-b).....	16
1.2.3	Μηχανή Stirling γ-τύπου(Stirling engine gamma-type) .....	18
1.3	Επιλογή μηχανισμού για έρευνα .....	19
2	ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2- Έναρξη έρευνας,πρώτα συμπεράσματα .....	21
2.1	Ορισμός μεγεθών.....	21
2.2	Χρήση προγράμματος Solidworks-Δημιουργία αρχείου Excel.....	23
2.2.1	Αρχικώς σχεδιασμένο μοντέλο για ανάλυση.....	23
2.2.2	Σχεδίαση και ανάλυση μηχανής GPU3.....	25
2.2.3	Διαγράμματα P-V(πίεσης-όγκου) για τις δύο μηχανές.....	27
2.3	Ανάλυση αποτελεσμάτων-Τελικές αποφάσεις.....	30
3	ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – Μετατροπές και σχεδιασμός μοντέλων .....	31
3.1	Βασικές μετατροπές μοντέλου GPU3 .....	31
3.1.1	Διαφορά φάσης στη λειτουργία των εμβόλων.....	31
3.1.2	Ανεξαρτητοποίηση των εκκεντροτήτων $r_1$ , $r_2$ .....	31
3.1.3	Ανεξαρτητοποίηση μεγέθους ράβδων ενώσεως .....	34
3.1.4	Διαφορετική τιμή μεγέθους $e$ .....	34
3.1.5	Κατασκευαστικοί περιορισμοί .....	34
3.2	Εφαρμογή μετατροπών στον κινηματικό μηχανισμό.....	35
3.2.1	Υπολογιστικά μοντέλα.....	35

3.2.2	Τελική επιλογή μεγεθών .....	36
3.2.3	Παρουσίαση αποτελεσμάτων .....	39
3.3	Σχεδιασμός με σχέση μετάδοσης .....	42
3.3.1	Κατασκευαστικοί περιορισμοί μοντέλου .....	44
3.3.2	Τελική επιλογή μεγεθών για σχέση μετάδοσης.....	45
3.3.3	Αποτελέσματα κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης $i=2$ .....	49
4	ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4- Υπολογιστικά προγράμματα.....	53
4.1	Παράθεση υπολογιστικών προγραμμάτων .....	53
4.2	Πρόγραμμα Excel .....	53
4.3	Πρόγραμμα Mathcad .....	58
5	ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 –Υπολογισμός κατασκευαστικών μεγεθών .....	61
5.1	Επιλογή υλικών για κατασκευαστική εφαρμογή μηχανής.....	61
5.2	Υπολογισμός αντοχής τεμαχίων .....	64
6	ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 – ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ.....	69
7	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ .....	71

## Λίστα Σχημάτων

Σχήμα 1-Τομή μηχανής Stirling α-τύπου.....	15
Σχήμα 2-Τομή μηχανής Stirling β-τύπου .....	16
Σχήμα 3-Τομή μηχανής Stirling β τύπου με ρομβικό μηχανισμό .....	17
Σχήμα 4-Διάταξη μηχανής Stirling β-τύπου με μηχανισμό μοχλοβραχίονα .....	17
Σχήμα 5-Ross-Yoke μηχανισμός γ-τύπου Stirling.....	19
Σχήμα 6-Σχεδιάγραμμα των υπό μελέτη μεγεθών .....	21
Σχήμα 7-Φάσεις εμβόλων σε έναν κύκλο λειτουργίας. Με γωνίες(από αριστερά) $\theta=0$ , $\theta=90$ , $\theta=180$ , $\theta=270$ .....	24

Σχήμα 8-Σχεδιασμός GPU3 στο Solidworks.....	26
Σχήμα 9-Πρόοψη θεωρητικού κινηματικού μηχανισμού.....	32
Σχήμα 10-Πλάγια όψη θεωρητικού κινηματικού μηχανισμού εκ δεξιών .....	32
Σχήμα 11-Κάτοψη θεωρητικού κινηματικού μηχανισμού.....	33
Σχήμα 12-Πρόοψη τελικής σχεδίασης νέου κινηματικού μηχανισμού.....	37
Σχήμα 13-Κάτοψη τελικής σχεδίασης νέου κινηματικού μηχανισμού .....	38
Σχήμα 14-Πλάγια από δεξιά όψη τελικής σχεδίασης νέου κινηματικού μηχανισμού.....	38
Σχήμα 15-Χαρακτηριστικά σημεία λειτουργίας τελικής σχεδίασης νέου κινηματικού μηχανισμού με γωνίες(από αριστερά) $\theta=0$ , $\theta=90$ , $\theta=180$ , $\theta=270$ .....	39
Σχήμα 16-Πρόοψη κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης.....	43
Σχήμα 17-Πλάγια από δεξιά όψη κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης .....	43
Σχήμα 18-Κάτοψη κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης .....	44
Σχήμα 19-Πρόοψη τελικού κινηματικού με σχέση μετάδοσης $i=2$ .....	47
Σχήμα 21-Κάτοψη κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης $i=2$ .....	47
Σχήμα 20-Πλάγια από δεξιά όψη κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης $i=2$ .....	48
Σχήμα 22-Χαρακτηριστικά σημεία λειτουργίας κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης $i=2$ , για γωνίες στροφάλου (απο αριστερά) $\theta=0$ , $\theta=90$ , $\theta=180$ και $\theta=270$ .....	48
Σχήμα 23 – Πρόοψη τελικού σχεδίου νέου κινηματικού μηχανισμού.....	62
Σχήμα 24 – Πλάγια από δεξιά όψη τελικού σχεδίου νέου κινηματικού μηχανισμού .....	62
Σχήμα 25 – Κάτοψη τελικού σχεδίου νέου κινηματικού μηχανισμού .....	63
Σχήμα 26 – Διαγώνια όψη μηχανισμού .....	63
Σχήμα 27 – Τομή κατασκευαστικού μοντέλου στο σημείο πρόσδεσης των ράβδων ενώσεως στους τροχούς.....	66

## Λίστα Διαγραμμάτων

Διάγραμμα 1-Θεωρητικό διάγραμμα πίεσης όγκου (P-V) μηχανών Stirling.....	14
Διάγραμμα 2-Μεταβολή όγκων $V_c$ , $V_e$ , $V_{tot}$ αρχικά σχεδιασμένου μηχανισμού συναρτήσει τη γωνίας $\theta$ .....	25
Διάγραμμα 3-Μεταβολή όγκων $V_c$ , $V_e$ , $V_{tot}$ μηχανής GPU3 συναρτήσει τη γωνίας $\theta$ .....	26

Διάγραμμα 4-Πίεση συναρτήσει όγκου( $P(atm)-V(cm^3)$ ) αρχικά σχεδιασμένης μηχανής....	29
Διάγραμμα 5-Πίεση συναρτήσει όγκου( $P(atm)-V(cm^3)$ ) μηχανής GPU3 .....	29
Διάγραμμα 6-Μεταβολή όγκων( $cm^3$ ) $V_c$ (όγκος συμπίεσης), $V_e$ (όγκος εκτόνωσης), $V_{tot}$ (συνολικός όγκος) συναρτήσει της γωνίας στροφάλου $\theta$ .....	39
Διάγραμμα 7-Μεταβολή πίεσης ( $atm$ ) συναρτήσει του όγκου( $cm^3$ )( $P-V$ ) του νέου κινηματικού μηχανισμού.....	40
Διάγραμμα 8-Μεταβολές των πιέσεων( $atm$ ) συναρτήσει των όγκων( $cc$ ) για την GPU3 (κόκκινη καμπύλη) και τη μηχανή με το νέο κινηματικό μηχανισμό.....	41
Διάγραμμα 9-Μεταβολή των όγκων συμπίεσης ( $V_c$ ), εκτόνωσης ( $V_e$ ) καθώς και του συνολικού όγκου ( $V_{tot}$ ) συναρτήσει τη γωνίας στροφάλου $\theta$ .....	49
Διάγραμμα 10-Μεταβολή πίεσης συναρτήσει του όγκου για κινηματικό μηχανισμό με σχέση μετάδοσης.....	50
Διάγραμμα 11-Μεταβολή πίεσης-όγκου για τη GPU3 (κόκκινη καμπύλη) και τη μηχανή με κινηματικό μηχανισμό με σχέση μετάδοσης $i=2$ (μπλε καμπύλη).....	51

## Λίστα Πινάκων

Πίνακας 1-Εύρος γωνιών για να διανυθεί το 3% του συνολικού όγκου στα σημεία μέγιστου και ελάχιστου όγκου .....	25
Πίνακας 2-Εύρος γωνιών για να διανυθεί το 3% του συνολικού όγκου στα σημεία μέγιστου και ελάχιστου όγκου από την GPU3 .....	27
Πίνακας 3-Εύρος γωνιών για να διανυθεί το 3% του συνολικού όγκου στα σημεία μέγιστου και ελάχιστου όγκου από τη μηχανή με τον νέο κινηματικό μηχανισμό.....	40
Πίνακας 4-Συγκεντρωτικός πίνακας βελτίωσης.....	42
Πίνακας 5-Εύρος γωνιών για να διανυθεί το 3% του συνολικού όγκου στα σημεία μέγιστου και ελάχιστου όγκου από τη μηχανή με το νέο κινηματικό μηχανισμό με σχέση μετάδοσης $i=2$ .....	49
Πίνακας 6-Σύγκριση βασικών μεγεθών της μηχανής με νέο κινηματικό μηχανισμό με σχέση μετάδοσης και της μηχανής GPU3.....	52

## Κεφάλαιο 1-Εισαγωγή

### 1.1 Ιστορική αναδρομή

Αντικείμενο της έρευνας που έγινε σε επίπεδο διπλωματικής εργασίας ήταν η κατά το δυνατόν βελτίωση του τρόπου λειτουργίας ενός συγκεκριμένου τύπου μιας μηχανής εξωτερικής καύσης, και πιο συγκεκριμένα μιας μηχανής Stirling.

Η ονομασία της μηχανής αυτής προέρχεται από το όνομα του εμπνευστή της, Robert Stirling (1790-1878). Ο Stirling ήταν ένας Σκωτσέζος κληρικός που εφηύρε το πρώτο θεωρητικό μοντέλο μιας κλειστού κύκλου μηχανής αέρα το 1816. Δύο χρόνια μετά τη θεωρητική σχεδίαση του μοντέλου μιας τέτοιας μηχανής, ήρθε η πρακτική εφαρμογή του με την κατασκευή ενός πρωτότυπου. Παρά την αμφισβήτηση που υπήρχε για τα αποτελέσματα μιας τέτοιας μηχανής, η κατασκευή του πρωτότυπου έδωσε κίνητρο για τη μελέτη και τη δημιουργία μηχανών εξωτερικής καύσης τύπου Stirling, λόγω της ανάγκης ύπαρξης μηχανών ασφαλέστερων από τις έως τότε πολύ διαδεδομένες ατμομηχανές. Όμως η έλλειψη γνώσεων σε επίπεδο αντοχής υλικών σε συνδιασμό με την ανάγκη των μηχανών Stirling να λειτουργούν σε πολύ μεγάλες θερμοκρασίες για να μεγιστοποιήσουν την παραγωγή ισχύος και τον βαθμό απόδοσής τους, οδήγησε στο να μην εξελιχθεί η συγκεκριμένη μηχανή.

Χρειάστηκαν παραπάνω από εκατό χρόνια έως ότου η εταιρία Philips ερευνήσει τις μηχανές Stirling στα τέλη της δεκαετίας το 1930 θέλοντας να αυξήσει τις πωλήσεις της σε ραδιόφωνα ακόμα και σε μέρη που δεν υπήρχε επαρκές ρεύμα. Προς αυτήν την κατεύθυνση, επομένως, και προκειμένου να παραχθεί η απαιτούμενη ποσότητα ηλεκτρικής ενέργειας για τη λειτουργία ενός ραδιοφώνου, η Philips εστίασε την έρευνά της στη δημιουργία μιας μηχανής Stirling. Η επιλογή της μηχανής αυτής έγινε κυρίως λόγω των χαμηλών επιπέδων θορύβου που παράγει κατά τη λειτουργία της, αλλά και λόγω της ευελιξίας της να λειτουργεί με διάφορες πηγές ενέργειας.

Από εκείνο το σημείο και μετά υπήρξε περαιτέρω έρευνα γύρω από τις μηχανές Stirling με σημαντικά αποτελέσματα, όπως η τοποθέτηση το 1996 από μια Σουηδική εταιρία μιας

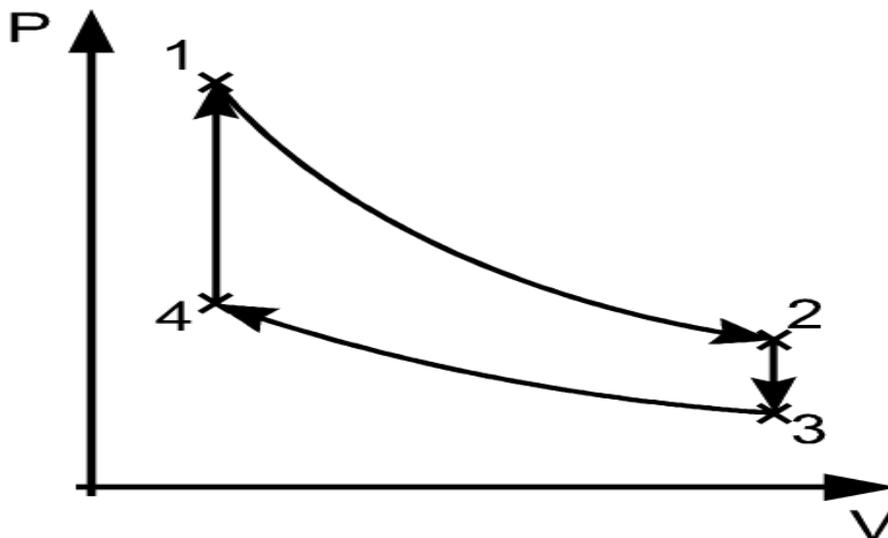
## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ

μηχανής Stirling σε υποβρύχια για την παραγωγή επιπλέον ενέργειας. Επίσης, σήμερα υπάρχουν εταιρείες που ασχολούνται με την κατασκευή μηχανών Stirling κυρίως για την παραγωγή ηλεκτρισμού μέσω της εκμετάλλευσης της ηλιακής ακτινοβολίας.

### 1.2 Τρόπος λειτουργίας και βασικές παραλλαγές

Ο τρόπος λειτουργίας των μηχανών Stirling βασίζεται στη μετακίνηση αέριων μαζών από μια θερμή περιοχή, που ονομάζεται θάλαμος εκτόνωσης, σε μια ψυχρή περιοχή, που ονομάζεται θάλαμος συμπίεσης και αντίστροφα.

Σε θεωρητικό επίπεδο, σε κάθε κύκλο λειτουργίας μιας μηχανής Stirling το εργαζόμενο μέσο, δηλαδή το αέριο, διαγράφει τέσσερις μεταβολές, όπως φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα:



Διάγραμμα 1-Θεωρητικό διάγραμμα πίεσης όγκου (P-V) μηχανών Stirling

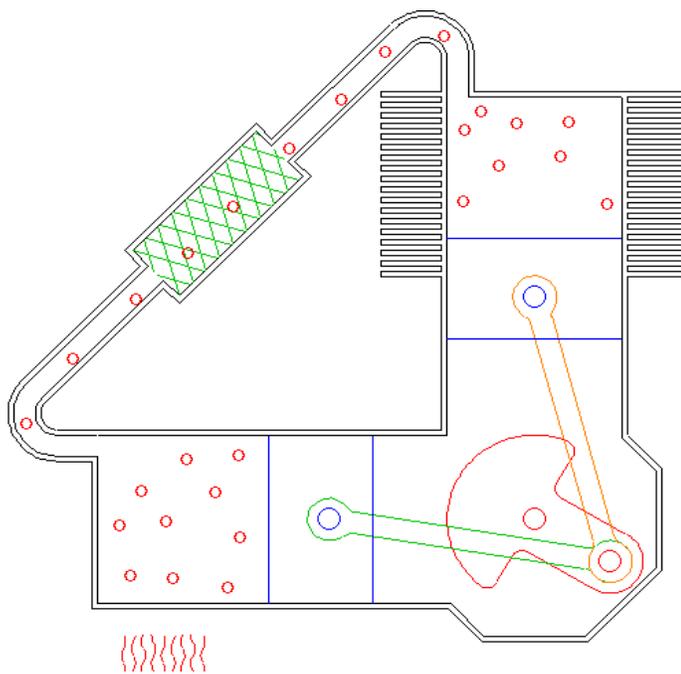
- ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση (1->2)
- ισόογκη ψύξη(2->3)
- ισοθερμοκρασιακή συμπίεση(3->4)
- ισόογκη θέρμανση(1->4)

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Για την επίτευξη της μετακίνησης των αερίων προσεγγίζοντας παράλληλα τις παραπάνω αναφερθείσες μεταβολές, υπάρχουν σήμερα τρεις βασικές διατάξεις. Η καθεμιά από αυτές διαφοροποιείται από τις υπόλοιπες κυρίως ως προς τον τρόπο επικοινωνίας ανάμεσα στο θάλαμο συμπίεσης και το θάλαμο εκτόνωσης, αλλά και ως προς τον κινηματικό τους μηχανισμό.

## 1.2.1 Μηχανή Stirling α-τύπου(Stirling engine a-type)

Στο συγκεκριμένο τύπο η θερμή περιοχή ορίζεται από έναν κύλινδρο και ένα έμβολο, που ονομάζεται έμβολο εκτόνωσης ή εκτοπιστής, ενώ η ψυχρή περιοχή ορίζεται από ένα άλλο ζεύγος κυλίνδρου και εμβόλου, που ονομάζεται έμβολο συμπίεσης. Στην εξωτερική πλευρά του θερμού κυλίνδρου και πιο συγκεκριμένα στο κέλυφος του κυλίνδρου προσδίδεται θερμότητα είτε μέσω ακτινοβολίας είτε μέσω θερμών αέριων μαζών, ανάλογα με τη χρήση της μηχανής. Στο κέλυφος του ψυχρού κυλίνδρου η θερμοκρασία η οποία επικρατεί είναι η θερμοκρασία του περιβάλλοντος. Η μεταφορά των αέριων μαζών πραγματοποιείται μέσω ενός καναλιού σύνδεσης, πάνω στο οποίο είναι συνδεδεμένος ο εναλλάκτης. Οι διωστήρες των δύο εμβόλων προσδένονται πάνω στον ίδιο στρόφαλο(γρανάζι). Για καλύτερη κατανόηση της διάταξης αυτής παρατίθεται η παρακάτω φωτογραφία.

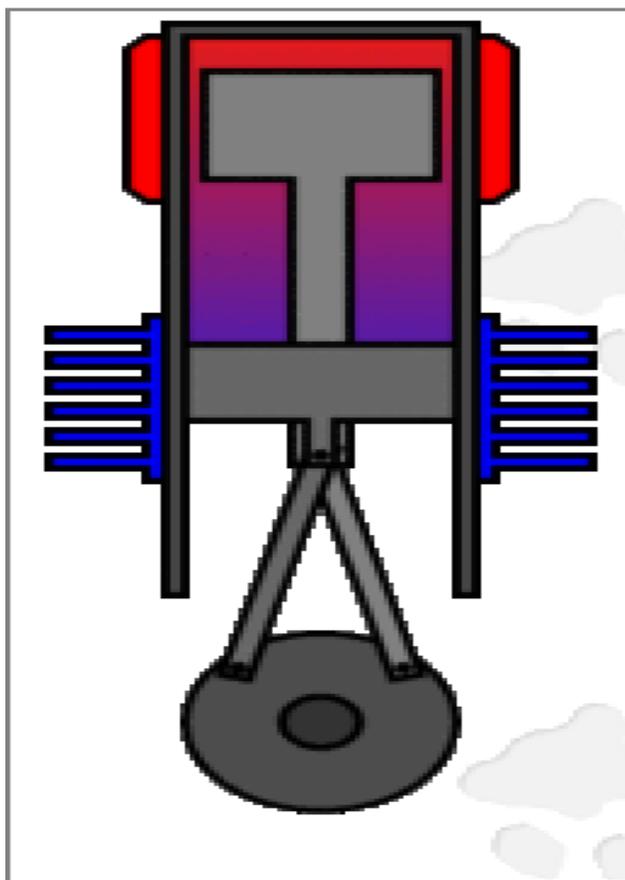


Σχήμα 1-Τομή μηχανής Stirling α-τύπου

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ

## 1.2.2 Μηχανή Stirling β-τύπου(Stirling engine type-b)

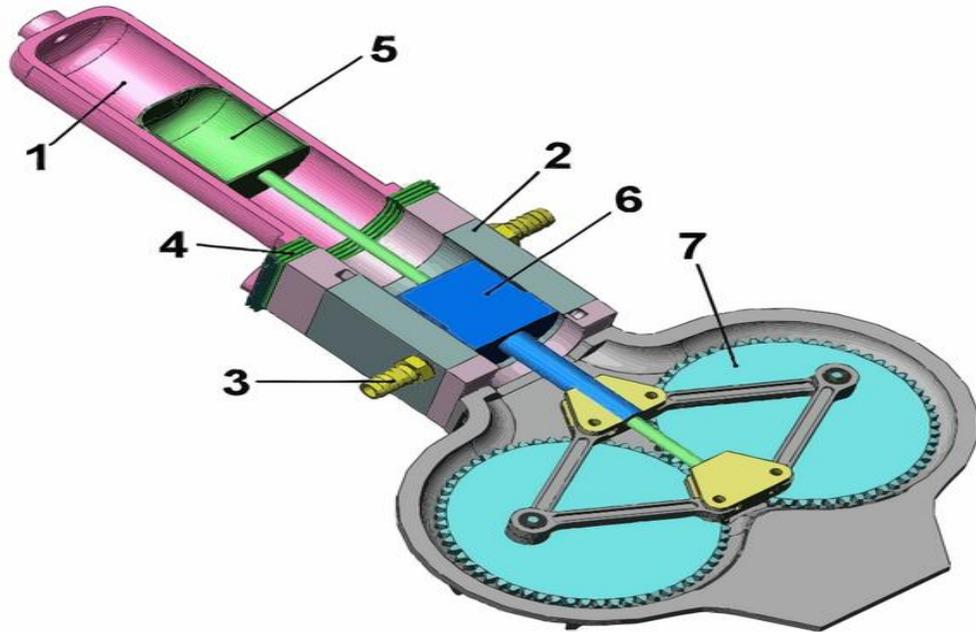
Στο συγκεκριμένο τύπο της μηχανής Stirling οι δύο περιοχές λειτουργίας βρίσκονται εντός του ίδιου κυλίνδρου. Ειδικότερα, και ο εκτοπιστής και το έμβολο συμπίεσης βρίσκονται στον ίδιο κύλινδρο, με τον εκτοπιστή να βρίσκεται ψηλότερα του εμβόλου συμπίεσης. Η επικοινωνία των δύο περιοχών γίνεται μέσω ενός διάκενου που υπάρχει ανάμεσα στον εκτοπιστή και στον κύλινδρο. Και σε αυτήν τη διατάξη στο θάλαμο εκτόνωσης προσδίδεται θερμότητα στο κέλυφος του κυλίνδρου από μια εξωτερική πηγή, ενώ το κέλυφος του κυλίνδρου του θαλάμου συμπίεσης παραμένει σε θερμοκρασία περιβάλλοντος. Στο συγκεκριμένο τύπο ο διωστήρας του εκτοπιστή περνάει μέσα από το διωστήρα του εμβόλου συμπίεσης. Οι διωστήρες των δύο εμβόλων προσδέονται πάνω στον ίδιο στρόφαλο (οδοντωτός τροχός). Για καλύτερη κατανόηση ακολουθεί παρακάτω σχήμα με την τυπική διάταξη μιας β-τύπου μηχανής Stirling.



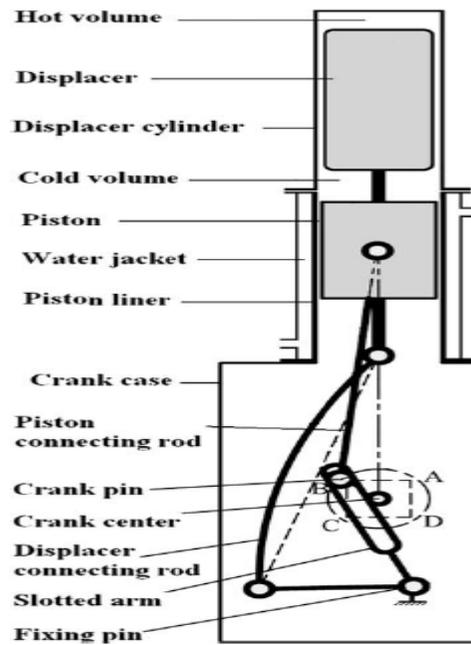
Σχήμα 2-Τομή μηχανής Stirling β-τύπου

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Για το συγκεκριμένο τύπο της μηχανής Stirling έχουν σχεδιαστεί διάφορες παραλλαγές, όπως είναι η μηχανή Stirling β-τύπου με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό ή η μηχανή Stirling με μηχανισμό μοχλοβραχίονα.



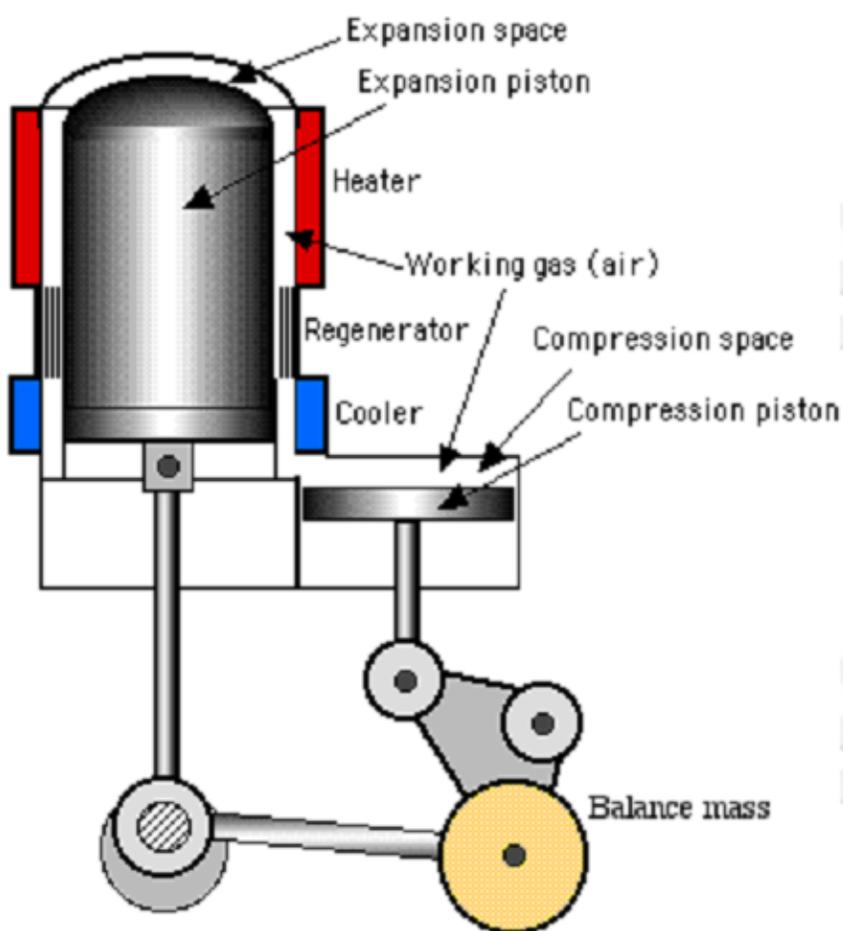
Σχήμα 3-Τομή μηχανής Stirling β τύπου με ρομβικό μηχανισμό



Σχήμα 4-Διάταξη μηχανής Stirling β-τύπου με μηχανισμό μοχλοβραχίονα

### 1.2.3 Μηχανή Stirling γ-τύπου(Stirling engine gamma-type)

Ο συγκεκριμένος τύπος της μηχανής Stirling είναι, αν θα μπορούσε να χαρακτηριστεί, ένας συνδυασμός των δύο προαναφερθέντων τύπων. Πιο συγκεκριμένα, στο γ-τύπο της μηχανής Stirling παρατηρείται η ύπαρξη δύο κυλίνδρων, στον καθένα από τους οποίους κινούνται το έμβολο συμπίεσης και το έμβολο εκτόνωσης αντίστοιχα, όπως συμβαίνει στον α-τύπο των μηχανών Stirling. Το κοινό σημείο του γ-τύπου με τον β-τύπο της μηχανής Stirling είναι το γεγονός ότι η αέρια μάζα μεταφέρεται από τον έναν κύλινδρο στον άλλο μέσω ενός διακένου, που υπάρχει ανάμεσα στο έμβολο εκτόνωσης και στον κύλινδρο. Από εκεί και πέρα, ο γ-τύπος διαθέτει ξεχωριστούς τρόπους σύνδεσης των εμβόλων στον στρόφαλο (οδοντωτός τροχός). Ένας ευρέως διαδομένος τρόπος πρόσδεσης στον στρόφαλο παρουσιάζεται παρακάτω.



## 1.3 Επιλογή μηχανισμού για έρευνα

Μετά τη μελέτη των τριών διαφορετικών τύπων της μηχανής Stirling που προαναφέρθηκαν, επιλέχθηκε να τεθεί προς μελέτη ο β-τύπος ως προς το κομμάτι του κινηματικού του μηχανισμού για δύο σημαντικούς λόγους.

- δεν έχει σημεία νεκρού όγκου (όπως είναι τα κανάλια επικοινωνίας), σε αντίθεση με το γ-τύπο, και πολύ περισσότερο με τον α-τύπο,
- ο ρομβικός μηχανισμός, ο οποίος και θα μελετηθεί, παρουσίαζε τα περισσότερα περιθώρια βελτίωσης σε σχέση με τις υπόλοιπες διατάξεις.

Ο πρώτος λόγος είναι πολύ σημαντικός για τη μη επιλογή των άλλων δύο τύπων, διότι εξαιτίας της ύπαρξης των νεκρών όγκων, οι οποίοι υφίστανται λόγω της ύπαρξης των καναλιών, δημιουργείται πρόβλημα τόσο ως προς τη συμπίεση του αερίου μέσα στην κλειστού κύκλου μηχανή όσο και ως προς την αύξηση των τριβών που δημιουργούνται στο αέριο μέσω των τοιχωμάτων.

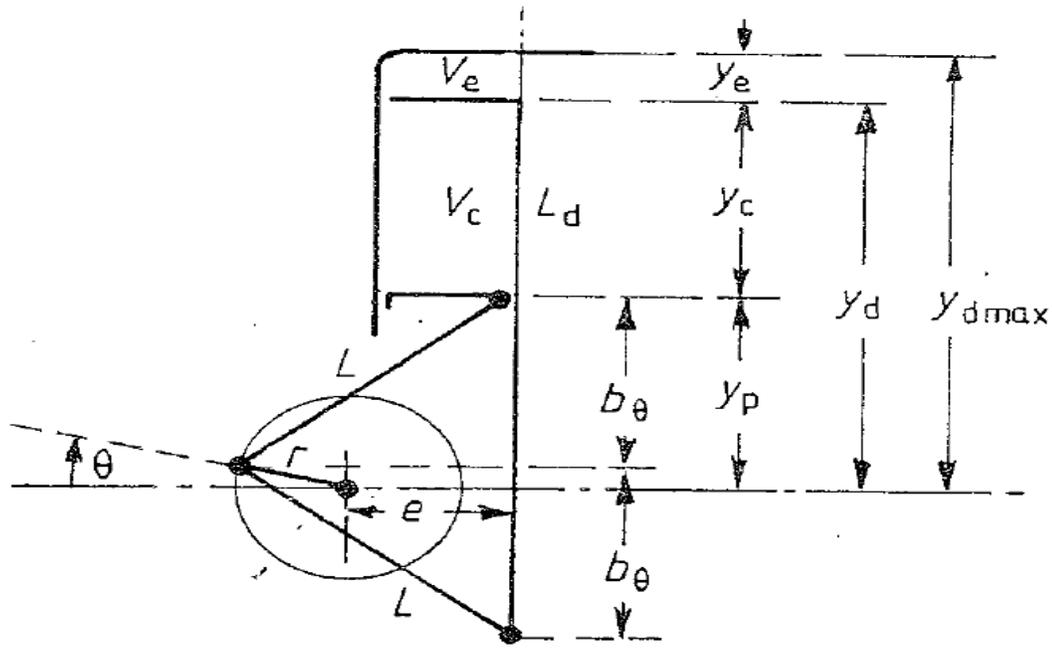


## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2- Έναρξη έρευνας, πρώτα συμπεράσματα

### 2.1 Ορισμός μεγεθών

Μετά την επιλογή του τύπου της μηχανής Stirling που θα μελετούνταν, ακολούθησε η σχεδίαση ενός μοντέλου β-τύπου με ρομβικό μηχανισμό. Τα μεγέθη των επιμέρους τεμαχίων επιλέχτηκαν τυχαία, αφού ο στόχος της συγκεκριμένης σχεδίασης ήταν να γίνει μια πρώτη ανάλυση της επιρροής του κινηματικού μηχανισμού στα τελικά αποτελέσματα. Στο σημείο αυτό θα πρέπει να γίνει μια αναφορά ως προς τον ορισμό των μεγεθών που χρησιμοποιήθηκαν για την καλύτερη κατανόηση των παρακάτω.

Το μέγεθος της ράβδου ενώσεως (connecting rod), που στην ουσία συνδέει το διωστήρα του κάθε εμβόλου με τον κινηματικό μηχανισμό, ονομάστηκε  $L$ . Η απόσταση μεταξύ του άξονα περιστροφής του γραναζιού με το σημείο πρόσδεσης της ράβδου ενώσεως ( $L$ ) πάνω σε αυτό, ονομάστηκε  $r$ . Τέλος, η απόσταση του άξονα περιστροφής του γραναζιού από το σημείο πρόσδεσης της ράβδου ενώσεως με το διωστήρα ονομάστηκε  $e$ . Ο ορισμός των παραπάνω αναφερθέντων μεγεθών παρουσιάζεται στο σχήμα που ακολουθεί.



Σχήμα 6-Σχεδιάγραμμα των υπό μελέτη μεγεθών

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 – ΕΝΑΡΞΗ ΕΡΕΥΝΑΣ, ΠΡΩΤΑ ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Σε επίπεδο σχεδίασης και εφαρμογής, ωστόσο, θα ήταν χρήσιμο να αναφερθεί πως η σύνδεση της ράβδου ενώσεως με το διωστήρα του εμβόλου δε γίνεται μέσω ενός πείρου, όπως φαίνεται στο Σχήμα 5, άλλα μέσω ενός τεμαχίου. Έτσι, το μέγεθος  $e$  ορίζει πλέον την απόσταση του άξονα περιστροφής του στροφάλου από το σημείο πρόσδεσης της ράβδου ενώσεως με το τεμάχιο. Έπι των τεμαχίων θα εδράζονταν οι διωστήρες των δύο εμβόλων. Η γωνία που δημιουργείται ανάμεσα στις ράβδους ενώσεως και στο παραπάνω αναφερθέν τεμάχιο καλείται γωνία  $f$ .

Στο παραπάνω σχήμα παρατηρούμε πως εκτός των ήδη αναφερθέντων μεγεθών, υπάρχουν και μεγέθη που ακόμα δεν έχουν οριστεί. Αρχικά, γίνεται αντιληπτή η ύπαρξη μιας γωνία  $\theta$  που ακολουθεί την ωρολογιακή φορά. Αρχή μέτρησης αυτής της γωνίας θεωρήθηκε το ακραίο σημείο του οδοντωτού τροχού από αριστερά, και πάνω στον οριζόντιο άξονα συμμετρίας του γραναζιού. Τα μεγέθη  $y_p$  και  $y_d$  απεικονίζουν την μετατόπιση συναρτήσεως της γωνίας  $\theta$  των εμβόλων συμπίεσης και εκτόνωσης αντίστοιχα. Ως  $y_c$  ορίζεται η διαδρομή (stroke) στο χώρο συμπίεσης, ενώ ως  $y_e$  ορίζεται η διαδρομή (stroke) στο χώρο εκτόνωσης. Τα  $y_c$  και  $y_e$  αφού πολλαπλασιαστούν με τα εμβαδά επιφάνειας του εμβόλου συμπίεσης και του εμβόλου εκτόνωσης αντίστοιχα και στη συνέχεια το γινόμενο τους προστεθεί στους νεκρούς όγκους  $V_{c1c}$  και  $V_{c1e}$  αντίστοιχα, ορίζουν τα μεγέθη που στο σχήμα είναι ορισμένα ως  $V_c$  και  $V_e$ . Τέλος, το μέγεθος  $b_\theta$  είναι η προβολή της ράβδου ενώσεως  $L$  στον άξονα μετατόπισης των εμβόλων, ενώ το μέγεθος  $L_d$  αποτυπώνει τη διαφορά μήκους μεταξύ των δύο διωστήρων.

Στο σημείο αυτό και έπειτα από την πλήρη περιγραφή όλων των μεγεθών που έχουν ορισθεί στο σχήμα, θα παρατεθούν οι εξισώσεις, μέσα από τη χρήση των οποίων έγινε η επεξεργασία των αποτελεσμάτων, τα οποία προέκυψαν από τον κινηματικό μηχανισμό που σχεδιάστηκε. Οι εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν είναι οι εξής:

$$y_p = r \sin(\theta) + b_\theta \quad (1)$$

$$y_d = L_d - b_\theta + r \sin(\theta) \quad (2)$$

$$\text{όπου} \quad b_\theta = \sqrt{L^2 - (e + r \cos(\theta))^2} \quad (3)$$

$$\text{και} \quad L_d = \max(b_{\theta} + b_{\theta_{in}}) = 2\sqrt{L^2 - (e-r)^2} \quad (4)$$

Για τη διαδρομή στους θαλάμους οι εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν είναι:

$$Y_c = Y_d - Y_p \quad (5)$$

$$Y_e = Y_{d_{\max}} - Y_d \quad (6)$$

Τέλος, για τον υπολογισμό των όγκων έχουμε τις εξισώσεις:

$$V_c = V_{cic} + \gamma_c A_p \quad (7)$$

$$V_e = V_{cie} + \gamma_e A_d \quad (8)$$

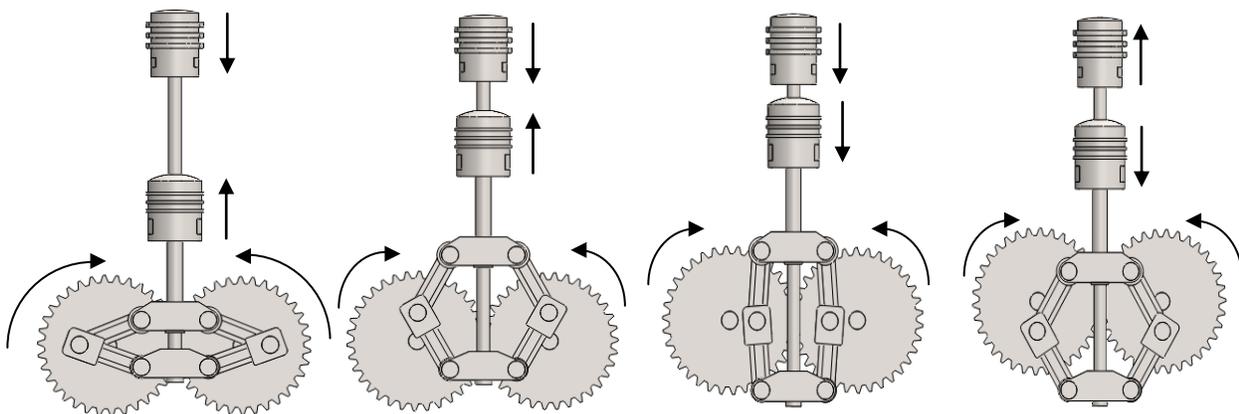
$$V_{\text{tot}} = V_c + V_e \quad (9)$$

όπου  $V_c$  ο όγκος του θαλάμου συμπίεσης,  $V_e$  ο όγκος του θαλάμου εκτόνωσης και  $V_{\text{tot}}$  ο συνολικός όγκος που διανύει το εργαζόμενο μέσο (αέριο)

## 2.2 Χρήση προγράμματος Solidworks-Δημιουργία αρχείου Excel

### 2.2.1 Αρχικώς σχεδιασμένο μοντέλο για ανάλυση

Έπειτα από τη συλλογή των εξισώσεων ξεκίνησε η χρήση του σχεδιαστικού προγράμματος Solidworks 2012. Σκοπός της χρήσης αυτού του προγράμματος στο σημείο εκείνο ήταν μια πρώτη σχεδίαση ενός τυπικού μοντέλου κινήτρα Stirling β-τύπου με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό. Από τη σχεδίαση στο Solidworks του μοντέλου παρατίθενται τέσσερα στιγμιότυπα από τη λειτουργία της μηχανής.



## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 – ΕΝΑΡΞΗ ΕΡΕΥΝΑΣ, ΠΡΩΤΑ ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

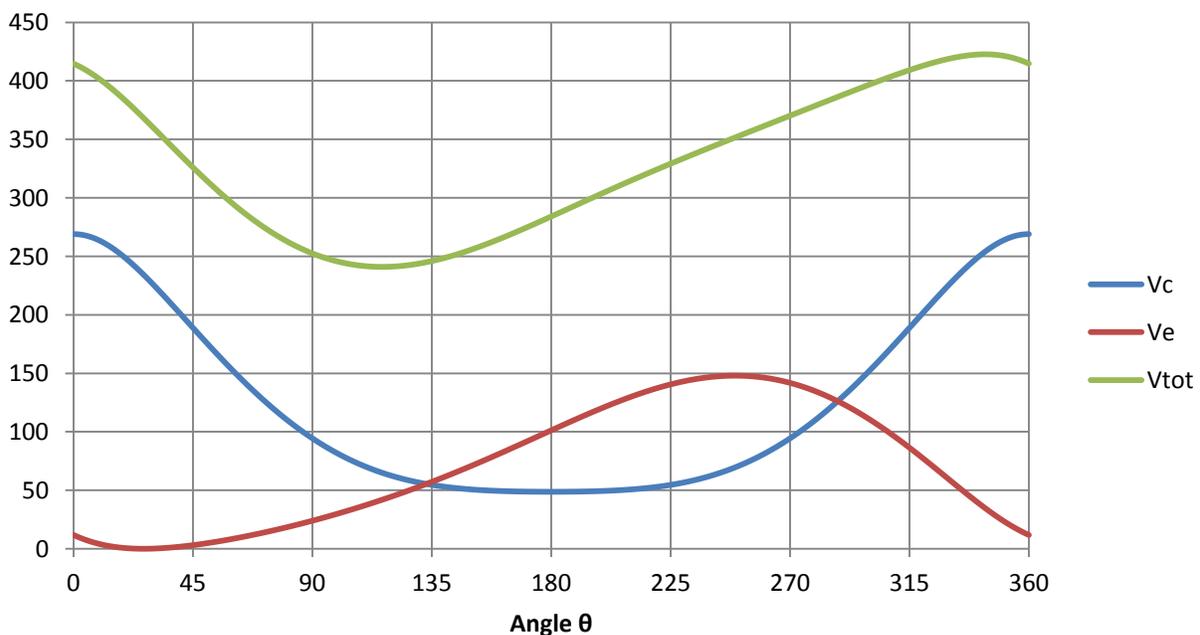
Σχήμα 7-Φάσεις εμβόλων σε έναν κύκλο λειτουργίας. Με γωνίες(από αριστερά)  $\theta=0$ ,  $\theta=90$ ,  $\theta=180$ ,  $\theta=270$

Μετά το πέρας της παραπάνω σχεδίασης στο Solidworks, ξεκίνησε η ανάλυση και επεξεργασία των αποτελεσμάτων στο πρόγραμμα Microsoft Excel 2007. Βασικό αντικείμενο της επεξεργασίας αποτέλεσε ο έλεγχος των ισόογκων φάσεων στον κύκλο λειτουργίας της μηχανής.

Στο πρόγραμμα που φτιάχτηκε δόθηκαν τυχαία τα παρακάτω δεδομένα.

- $r=30\text{mm}$
- $e=35\text{mm}$
- $l_1=70\text{mm}$  (ράβδος ενώσεως εμβόλου συμπίεσης)
- $l_2=70\text{mm}$  (ράβδος ενώσεως εκτόπιστή)
- $d_1=56\text{mm}$  (διάμετρος εμβόλου συμπίεσης)
- $d_2=50\text{mm}$  (διάμετρος εκτοπιστή)
- $V_{c1c}=48.76\text{cm}^3$  (νεκρός όγκος θαλάμου συμπίεσης)
- $V_{c1e}=0\text{cm}^3$  (νεκρός όγκος θαλάμου εκτόνωσης)

Με βάση τα παραπάνω μεγέθη το διάγραμμα μεταβολής όγκου διαμορφώνεται ως εξής:



## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 – ΕΝΑΡΞΗ ΕΡΕΥΝΑΣ, ΠΡΩΤΑ ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

**Διάγραμμα 2-Μεταβολή όγκων  $V_c$ ,  $V_e$ ,  $V_{tot}$  αρχικά σχεδιασμένου μηχανισμού συναρτήσει τη γωνίας  $\theta$**

Παράλληλα με τη δημιουργία των διαγραμμάτων και επειδή, όπως αναφέρθηκε νωρίτερα, δόθηκε έμφαση στα ισόογκα σημεία της μεταβολής, μελετήθηκε στο πρόγραμμα Excel το εύρος των γωνιών, για τις οποίες το εργαζόμενο μέσο διανύει το 3%(ορίστηκε αυθαίρετα ως μέτρο σύγκρισης) του συνολικού όγκου στις φάσεις του μέγιστου και του ελάχιστου όγκου. Τα αποτελέσματα παρατίθενται παρακάτω.

	max $V_{tot}$	min $V_{tot}$
from	308	93
to	349	128
nr of angles	41	35
Sum	76	

Πίνακας 1-Εύρος γωνιών για να διανυθεί το 3% του συνολικού όγκου στα σημεία μέγιστου και ελάχιστου όγκου

### 2.2.2 Σχεδίαση και ανάλυση μηχανής GPU3

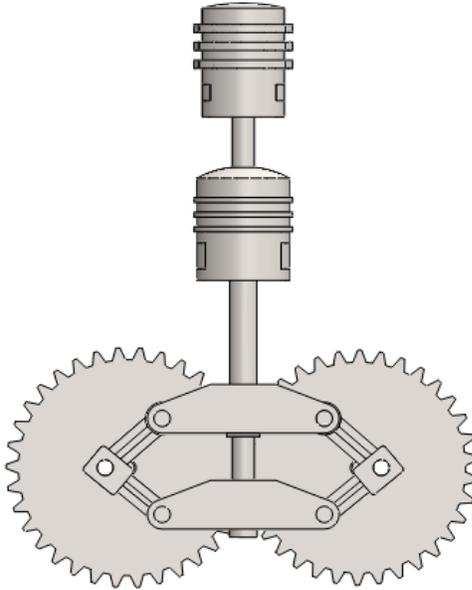
Μετά τη σχεδίαση και την κινηματική ανάλυση του μηχανισμού, βρέθηκε από τη βιβλιογραφία, και συγκεκριμένα από τη δημοσίευση του Dr Ismael Urieli, μια ανάλυση για μια μηχανή Stirling β-τύπου με ρομβικό μηχανισμό που είχε κατασκευαστεί από τη NASA(National Aeronautics and Space Administration), με την ονομασία GPU3. Τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά καθώς και ο κινηματικός μηχανισμός της GPU3 ήταν αρκετά κοντά στο τυχαία σχεδιασμένο πρωτότυπο του Solidworks. Έτσι, στη συνέχεια των υπολογισμών και της έρευνας χρησιμοποιήθηκε ως μέτρο σύγκρισης η ανάλυση της προαναφερθείσας μηχανής.

Τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά της GPU3 είναι:

- $r=13.8\text{mm}$
- $e=20.8\text{mm}$
- $l_1=46\text{mm}$  (ράβδος ενώσεως εμβόλου συμπίεσης)
- $l_2=46\text{mm}$  (ράβδος ενώσεως εκτοπιστή)
- $d_1=69.6\text{mm}$  (διάμετρος εμβόλου συμπίεσης)
- $d_2=68.94\text{mm}$  (διάμετρος εκτοπιστή)
- $V_{c1c}=28.68\text{cm}^3$  (νεκρός όγκος θαλάμου συμπίεσης)
- $V_{c1e}=30.52\text{cm}^3$  (νεκρός όγκος θαλάμου εκτόνωσης)

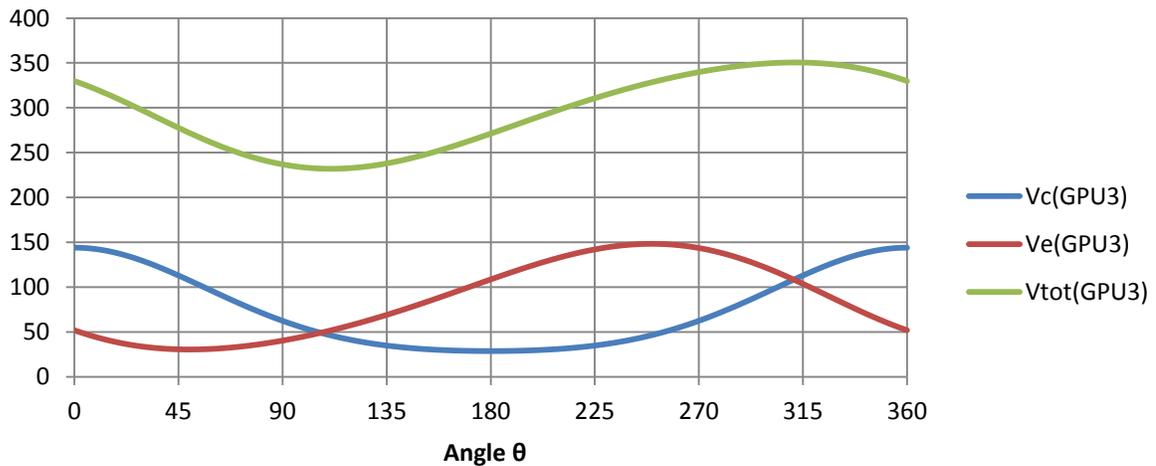
## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 – ΕΝΑΡΞΗ ΕΡΕΥΝΑΣ, ΠΡΩΤΑ ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Με τροποποίηση του ήδη σχεδιασμένου μοντέλου προέκυψε η διάταξη της μηχανής GPU3 στο Solidworks.



Σχήμα 8-Σχεδιασμός GPU3 στο Solidworks

Ο τρόπος λειτουργίας της GPU3 είναι ακριβώς ίδιος με αυτόν της μηχανής που σχεδιάστηκε αρχικά στο Solidworks. Από την ανάλυση του κινηματικού μηχανισμού GPU3 προέκυψε το παρακάτω διάγραμμα μεταβολής των επιμέρους όγκων όσο και του συνολικού όγκου.



Διάγραμμα 3-Μεταβολή όγκων  $V_c$ ,  $V_e$ ,  $V_{tot}$  μηχανής GPU3 συναρτήσει τη γωνίας  $\theta$

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 – ΕΝΑΡΞΗ ΕΡΕΥΝΑΣ, ΠΡΩΤΑ ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στο διάγραμμα 3 είναι εμφανής η ύπαρξη διαφοράς φάσης στη λειτουργία των δύο εμβόλων. Η διαφορά φάσης των δύο εμβόλων επιτυγχάνεται μέσω των διαφορετικών γωνιών  $f$  στις οποίες εργάζονται τα δύο έμβολα. Το μέτρο της γωνίας  $f$  προκύπτει από τον τύπο:

$$\sin ( f ) = \frac{e}{L} \quad (10)$$

Ειδικότερα, παρατηρείται πως οι ράβδοι ενώσεως που συνδέονται στο τεμάχιο που έχει προσδεθεί ο διωστήρας του εκτοπισή έχουν ίση κατά μέτρο, αλλά με αντίθετο πρόσημο γωνία  $f$ , με τις ράβδους ενώσεως που συνδέονται με το τεμάχιο που είναι προσδεμένος ο διωστήρας του εμβόλου συμπίεσης. Το αντίθετο πρόσημο ανάμεσα στις δύο γωνίες  $f$  γίνεται αντιληπτό αν οριστεί η κάθετος στο σημείο πρόσδεσης των ράβδων ενώσεως στα τεμάχια πρόσδεσης των διωστήρων ως σημείο μηδέν των γωνιών . Θεωρώντας ως θετική φορά κίνησης των γωνιών την ωρολογιακή, φαίνεται πως αν η μια γωνία έχει μέτρο  $f$  (η γωνία ανάμεσα στις ράβδους ενώσεως και το τεμάχιο πρόσδεσης του εμβόλου συμπίεσης) η άλλη γωνία έχει μέτρο  $-f$ . Λόγω του διαφορετικού προσήμου της  $f$  προκύπτει η ύπαρξη διαφοράς φάσης.

Στην περίπτωση της GPU3 το εργαζόμενο μέσο διανύει το 3% του συνολικού όγκου στις φάσεις του μέγιστου και του ελάχιστου όγκου, όπως φαίνεται παρακάτω:

	max Vtot(GPU3)	min Vtot(GPU3)
from	287	93
to	331	128
nr of angles	44	35
Sum	79	

Πίνακας 2-Εύρος γωνιών για να διανυθεί το 3% του συνολικού όγκου στα σημεία μέγιστου και ελάχιστου όγκου από την GPU3

### 2.2.3 Διαγράμματα P-V(πίεσης-όγκου) για τις δύο μηχανές

Από την ανάλυση της GPU3 προέκυψαν τα δεδομένα ορισμένων μεγεθών όπως είναι τα:

- $V_k=13.18\text{cm}^3$  (κενός όγκος ψύκτη)
- $V_r=50.55\text{cm}^3$  (κενός όγκος αναγεννητή)
- $V_h=70.28\text{cm}^3$  (κενός όγκος θερμαντήρα)

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 – ΕΝΑΡΞΗ ΕΡΕΥΝΑΣ, ΠΡΩΤΑ ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Τα μεγέθη αυτά χρησιμοποιήθηκαν ως δεδομένα στη συνέχεια των υπολογισμών για τη βελτίωση, μέσω του επανασχεδιασμού του κινηματικού μηχανισμού, της ισχύος σε σχέση με τον βαθμό απόδοσης. Επιπλέον, από τη μελέτη της ανάλυσης της GPU3 χρησιμοποιήθηκαν τα ίδια όρια ισοθερμοκρασιακών καμπυλών, που είναι:

- $T_k=288$  K (χαμηλή θερμοκρασία)
- $T_h=977$  K (υψηλή θερμοκρασία)

Για καλύτερη κατανόηση των παρακάτω θα ήταν χρήσιμο να υπενθυμιστεί στο σημείο αυτό πως σε ένα διάγραμμα P-V (πίεσης όγκου) μιας μηχανής, το εμβαδόν που περικλείεται από την καμπύλη λειτουργίας της μηχανής ισούται με την ισχύ της. Έτσι κατασκευάστηκαν τα διαγράμματα P-V των δύο μηχανών ούτως ώστε να συγκρίνουμε την αποδοτικότητά τους. Για τη δημιουργία των διαγραμμάτων P-V χρησιμοποιήθηκε η παρακάτω εξίσωση.

$$P = \frac{MR}{\frac{V_c(\theta)}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e(\theta)}{T_e}} \quad (11)$$

όπου  $T_c$ ,  $T_e$  οι θερμοκρασίες που επικρατούν στους θαλάμους συμπίεσης και εκτόνωσης αντίστοιχα κατά τη λειτουργία της μηχανής, ενώ  $T_r$  είναι η θερμοκρασία του εναλλάκτη, που ως γνωστόν ισούται με

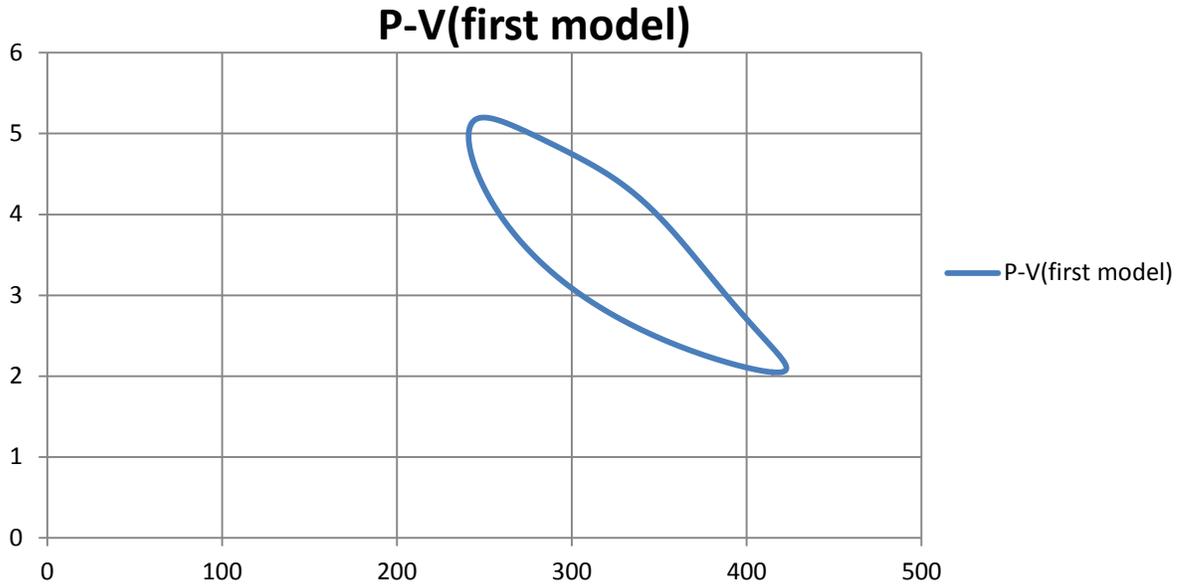
$$T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)} \quad (12)$$

Λόγω του ότι δεν ήταν γνωστή η ακριβής μεταβολή της θερμοκρασίας των θαλάμων κατά τη διάρκεια της λειτουργίας της μηχανής, θεωρήθηκε αρχικά ότι παραμένει σταθερή, έτσι ώστε να μπορέσει να γίνει μια προσέγγιση των πιέσεων με μια πρώτη γρήγορη ανάλυση. Έτσι πλέον ο παράπανω τύπος μετατράπηκε σε:

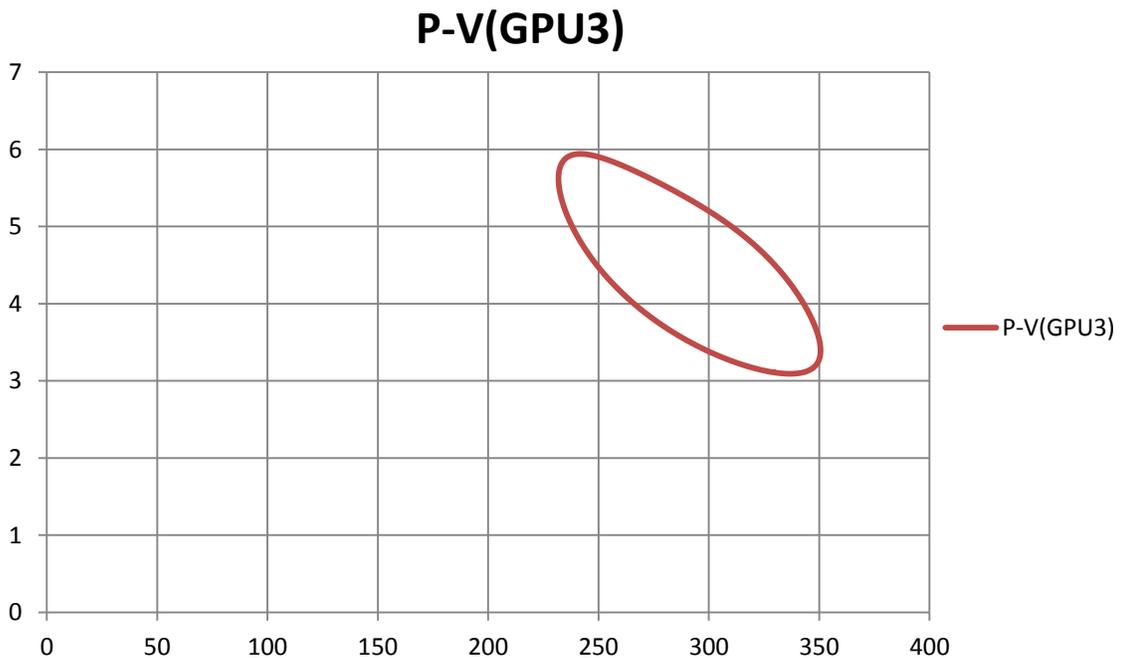
$$P = \frac{MR}{\frac{V_c(\theta)}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e(\theta)}{T_h}} \quad (13)$$

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 – ΕΝΑΡΞΗ ΕΡΕΥΝΑΣ, ΠΡΩΤΑ ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Με τη χρήση της εξίσωσης (13) και χρησιμοποιώντας παράλληλα τα μεγέθη  $V_k$ ,  $V_r$ ,  $V_h$ ,  $T_k$ ,  $T_h$  της GPU3 φτιάχτηκε το διάγραμμα πίεσης όγκου (P-V) της αρχικώς σχεδιασμένης μηχανής, καθώς και της GPU3. Τα διαγράμματα που ακολουθούν δείχνουν τα αποτελέσματα.



Διάγραμμα 4-Πίεση συναρτήσει όγκου(P(atm)-V(cm<sup>3</sup>)) αρχικά σχεδιασμένης μηχανής



Διάγραμμα 5-Πίεση συναρτήσει όγκου(P(atm)-V(cm<sup>3</sup>)) μηχανής GPU3

### 2.3 Ανάλυση αποτελεσμάτων-Τελικές αποφάσεις

Τα αποτελέσματα που εξήχθησαν από το Excel για κάθε μια από τις δύο μηχανές ήταν τέτοια που δεν επέτρεψαν τη σύγκρισή τους, αφού δεν υπήρχε κάποιο κοινό σημείο αναφοράς μεταξύ τους.

Με γνώμονα στο εξής αυτό το γεγονός, αποφασίστηκε στη μελέτη που θα ακολουθούσε για τη βελτίωση της απόδοσης της μηχανής GPU3 μέσω αλλαγών στον κινηματικό της μηχανισμό, η σύγκριση να πραγματοποιηθεί με δεδομένο όγκο αναφοράς τον όγκο της μηχανής GPU3, καθώς και με κατά το δυνατόν ίδιες μέγιστες πιέσεις.

Πέραν αυτού, κάτι άλλο που παρατηρήθηκε, είναι πως η σκέψη για καλύτερη μεταβολή του συνολικού όγκου είναι κάτι το οποίο παρουσίαζε πολλά περιθώρια βελτίωσης, αφού ακόμα και στη μηχανή GPU3 ήταν εμφανές πως οι δύο ισόογκες μεταβολές δεν ικανοποιούνταν σε μεγάλο βαθμό.

### ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – Μετατροπές και σχεδιασμός μοντέλων

#### 3.1 Βασικές μετατροπές μοντέλου GPU3

Μετά το πέρας των υπολογισμών για τη μηχανή GPU3 τέθηκαν επί τάπητος τα παρακάτω τέσσερα δεδομένα με βάση τα οποία θα κινούνταν οι υπολογισμοί.

##### 3.1.1 Διαφορά φάσης στη λειτουργία των εμβόλων

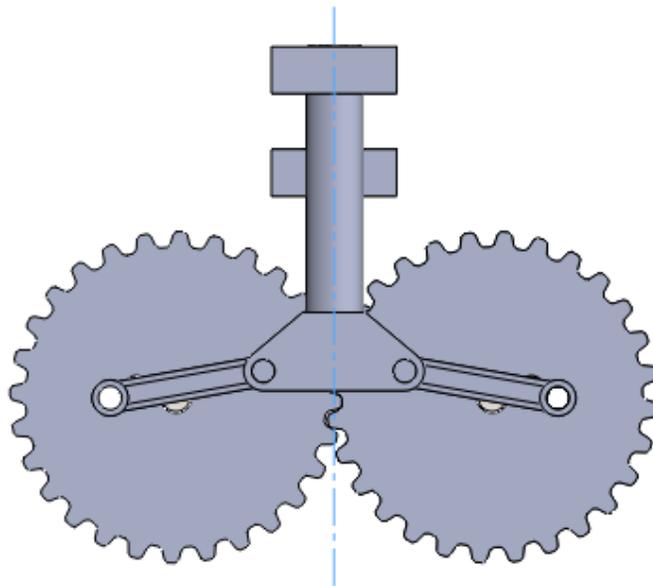
Βασική σκέψη ήταν να δημιουργηθεί ένας κινηματικός μηχανισμός που θα καθιστούσε ικανή και σε θεωρητικό αλλά πολύ περισσότερο σε πρακτικό επίπεδο την ύπαρξη διαφοράς φάσης λειτουργίας μεταξύ του εμβόλου συμπίεσης και του εμβόλου εκτόνωσης. Σε αντίθεση με τον τρόπο επίτευξης διαφοράς φάσης στη μηχανή GPU3, που επιτυγχάνεται μέσω διαφορετικού εύρους γωνιών  $f$ , στο νέο μοντέλο η διαφορά φάσης θα γινόταν εφικτή μέσω διαφορετικού σημείου πρόσδεσης των ράβδων ενώσεως στον στρόφαλο. Με την παραπάνω αναφερθείσα διαφοροποίηση θα ήταν πλέον πιο εύκολη η πρόσβαση στην επεξεργασία της διαφοράς φάσης των εμβόλων απ' ό,τι στην GPU3. Υπενθυμίζεται πως στη μηχανή GPU3 η τροποποίηση της διαφοράς φάσης μπορούσε να επιτευχθεί μόνο με αλλαγή των μεγεθών  $L$  και  $e$ . Πλέον τα δύο αυτά μεγέθη απομονώνονται από την ύπαρξη ή μη διαφοράς φάσης. Η μόνη παράμετρος που πλέον παίζει ρόλο στην διαφορά φάσης είναι η γωνία που δημιουργείται ανάμεσα στις οπές πρόσδεσης των ράβδων ενώσεως ως προς τον άξονα περιστροφής του γριναζιού.

##### 3.1.2 Ανεξαρτητοποίηση των εκκεντροτήτων $r_1, r_2$

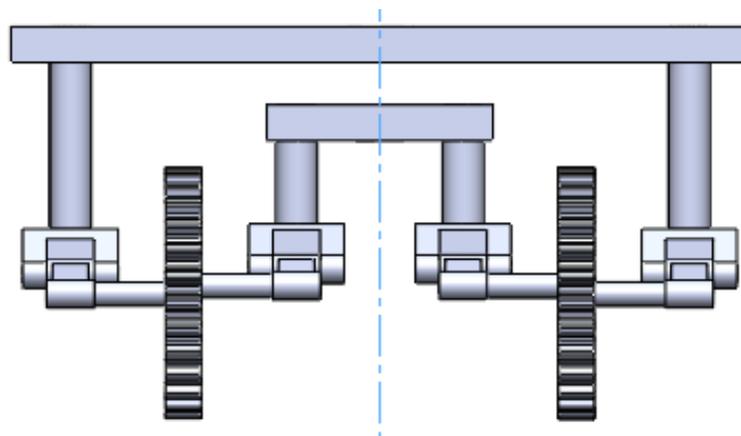
Δεύτερο σημείο μετατροπής του ρομβικού κινηματικού μηχανισμού των μηχανών Stirling αποτέλεσε η ανεξαρτητοποίηση των αποστάσεων πρόσδεσης των ράβδων ενώσεως από το κέντρο περιστροφής του στροφάλου (μέγεθος  $r$ ). Αυτή η μετατροπή έρχεται σε αντίθεση με τα ήδη υπάρχοντα μοντέλα μηχανών Stirling β-τύπου με ρομβικό κινηματικό μηχανισμό, όπου οι ράβδοι ενώσεων των δύο εμβόλων δένονται πάνω στον στρόφαλο είτε στο ίδιο ακριβώς σημείο είτε σε διαφορετικά σημεία διατηρώντας όμως ίδια απόσταση από το κέντρο του στροφάλου.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – ΜΕΤΑΤΡΟΠΕΣ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΜΟΝΤΕΛΩΝ

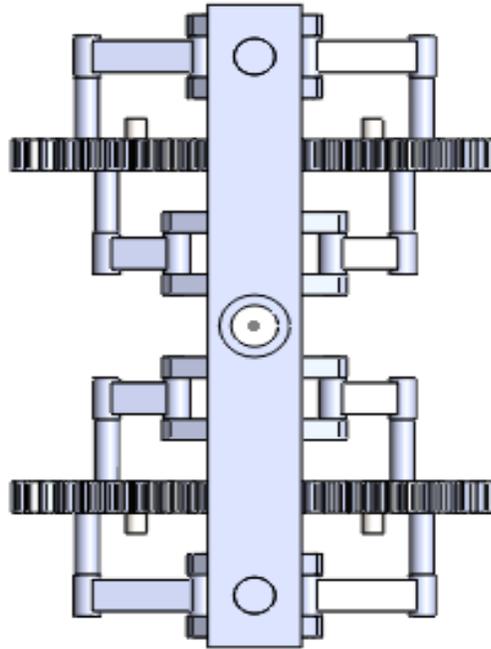
Η ύπαρξη διαφορετικού σημείου πρόσδεσης στον στρόφαλο οδηγούσε εξ αρχής σε μεγάλη μετατροπή του κινηματικού μηχανισμού σε σχέση με τον ήδη υπάρχοντα. Ο λόγος της μεγάλης μετατροπής ήταν το γεγονός πως για να είναι δυνατόν να λειτουργήσει ένα τέτοιο μοντέλο κατασκευαστικά θα έπρεπε να αξιοποιηθούν και οι δύο πλευρές του στροφάλου(γρاناζιού). Επιπλέον, για να μπορέσει να υπάρξει ένας άξονας συμμετρίας του μηχανισμού, επί του οποίου θα εργάζονταν τα έμβολα, θεωρήθηκε σκόπιμη η ύπαρξη ενός ακόμη ζεύγους γρاناζιών, που θα λειτουργούσαν όπως ακριβώς τα εξ' αρχής τοποθετημένα και θα συνδέονταν μαζί τους. Η διάταξη αυτή παρουσιάζεται στις παρακάτω εικόνες.



Σχήμα 9-Πρόοψη θεωρητικού κινηματικού μηχανισμού



Σχήμα 10-Πλάγια όψη θεωρητικού κινηματικού μηχανισμού εκ δεξιών



Σχήμα 11-Κάτοψη θεωρητικού κινηματικού μηχανισμού

Στα παραπάνω σχήματα φαίνεται ποια θα είναι η νέα διάταξη που θα έχει ο κινηματικός μηχανισμός. Στις εξωτερικές πλευρές των γραναζιών βρίσκονται οι ράβδοι ενώσεων του εμβόλου συμπίεσης, ενώ στις εσωτερικές πλευρές των γραναζιών εδράζονται οι ράβδοι ενώσεων του εκτοπιστή. Ειδικά στα σχήματα 9 και 10 είναι φανερός ο άξονας συμμετρίας του μηχανισμού. Επί αυτού του άξονα συμμετρίας θα εργάζονται τα έμβολα. Παρότι περισσότερα θα αναφερθούν παρακάτω, θα ήταν χρήσιμο να σημειωθεί σε αυτό το σημείο πως για την επικοινωνία των τεμαχίων, στα οποία προσδένονται οι ράβδοι ενώσεως του εκτοπιστή, θα τοποθετηθεί μια διάταξη σχήματος «Π», όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 10. Αντίστοιχα για την επικοινωνία των τεμαχίων που προσδένονται με τις ράβδους ενώσεως του εμβόλου συμπίεσης θα τοποθετηθεί μια διάταξη ίδιου σχήματος.

Στο παραπάνω προσχέδιο του νέου κινηματικού μηχανισμού είναι φανερό πως χρησιμοποιούνται και οι δύο πλευρές των γραναζιών. Εξαιτίας λοιπόν αυτού, εμφανίστηκε το πρόβλημα ως προς το πως θα καταστεί δυνατή η τελική συγκέντρωση της ροπής που θα παράξει η μηχανή. Γι' αυτό αποφασίστηκε να τοποθετηθεί ένας επιπλέον τροχός, από τον άξονα περιστροφής του οποίου θα λαμβάνεται τελικώς η ροπή.

### 3.1.3 Ανεξαρτητοποίηση μεγέθους ράβδων ενώσεως

Τρίτο σημείο διαφοροποίησης του νέου κινηματικού μηχανισμού σε σύγκριση με τη μηχανή GPU3 αποτέλεσε η ανεξαρτητοποίηση του μεγέθους των ράβδων ενώσεως μεταξύ τους. Πιο συγκεκριμένα, στη GPU3 το μέγεθος των ράβδων ενώσεως του εμβόλου συμπίεσης ήταν ίδιο με το μέγεθος των ράβδων ενώσεως του εκτοπιστή. Αντιθέτως, στο νέο κινηματικό μηχανισμό τα παραπάνω αναφερθέντα μεγέθη δεν υπόκεινται υποχρεωτικά στον περιορισμό του ίδιου μεγέθους, χωρίς αυτό βέβαια να αποκλείει την επιλογή ισομεγέθων ράβδων. Σε κάθε περίπτωση η τελική επιλογή του μεγέθους των ράβδων ενώσεως θα γινόταν με γνώμονα την καλύτερη προσέγγιση των ισόογκων διαδικασιών.

### 3.1.4 Διαφορετική τιμή μεγέθους $e$

Από την ανάλυση της GPU3 που μελετήθηκε, διαπιστώθηκε πως το μέγεθος  $e$  και για τα δύο έμβολα ήταν το ίδιο. Στο σημείο αυτό θα ήταν χρήσιμο να υπενθυμιστεί πως το μέγεθος  $e$  είναι η απόσταση του άξονα περιστροφής του γραναζιού από το σημείο πρόσδεσης της ράβδου ενώσεως με το τεμάχιο, στο οποίο προσδένεται ο διωστήρας. Στο νέο κινηματικό μηχανισμό το ένα μέγεθος  $e$  θα μπορεί να πάρει οποιαδήποτε τιμή ανεξάρτητα από την τιμή του άλλου. Μια τέτοιου είδους αλλαγή θεωρήθηκε αναγκαία, διότι η τιμή του μεγέθους  $e$  ορίζει και το μέγεθος της γωνίας που σχηματίζεται ανάμεσα στη ράβδο ενώσεως και στο τεμάχιο πρόσδεσης του διωστήρα. Η γωνία αυτή, που έχει οριστεί νωρίτερα ως  $f$ , δείχνει το πώς μεταβάλλεται η προβολή της ράβδου ενώσεως στον άξονα συμμετρίας, επομένως η διαφοροποίηση του εύρους των γωνιών αυτών για τα δύο έμβολα δίνει διαφορετική μεταβολή των τελικών όγκων.

### 3.1.5 Κατασκευαστικοί περιορισμοί

Στις διαφοροποιήσεις που επιλέχθηκαν να γίνουν στο ρομβικό κινηματικό μηχανισμό μιας μηχανής Stirling β-τύπου υπήρξαν ορισμένοι κατασκευαστικοί περιορισμοί, οι οποίοι έπρεπε να ικανοποιηθούν. Αυτοί είναι:

- Για την πρακτική εφαρμογή της ύπαρξης διαφοράς φάσης επί του στροφάλου, ο περιορισμός αφορούσε στην ελάχιστη απόσταση που θα υπήρχε ανάμεσα στις οπές πρόσδεσης των ράβδων ενώσεως. Αναλυτικότερα η ελάχιστη απόσταση θα

έπρεπε να ήταν τέτοια που να έδινε τη δυνατότητα να τοποθετηθούν πείροι πρόσδεσης με διατομή υπολογισμένη, έτσι ώστε να μπορούν να αντέξουν τη μέγιστη καταπόνηση που θα δεχτεί ο μηχανισμός κατά τη λειτουργία του μοντέλου.

- Για την ανεξαρτητοποίηση των εκκεντροτήτων  $r_1$ ,  $r_2$  ο περιορισμός που υπήρχε ήταν ίδιος με τον προαναφερθέντα. Μοναδικός επιπλέον περιορισμός για την επεξεργασία των εκκεντροτήτων ήταν να ληφθεί υπόψιν πως πέραν των οπών πρόσδεσης των ράβδων ενώσεως υπάρχει και μια οπή στην οποία προσδέεται ο άξονας του στροφάλου-γρاناζιού. Συνυπολογίζοντας λοιπόν και αυτό το δεδομένο οι εκκεντρότητες έπρεπε να ξεκινούν από κάποιο σημείο και έπειτα. Το ελάχιστο σημείο απ'το οποίο θα ξεκινούσαν οι οπές θα προέκυπτε κατόπιν της δυναμικής ανάλυσης του κινηματικού μηχανισμού.
- Οι μετατροπές του μεγέθους των εκκεντροτήτων, των ράβδων ενώσεως και του μεγέθους  $e$  θα έπρεπε να ήταν τέτοιες, που να ικανοποιούν το γεωμετρικό περιορισμό για τη λειτουργία του μηχανισμού. Ειδικότερα, θα έπρεπε η τιμή του μεγέθους  $e$ , που πλέον θα ήταν διαφορετικό για τα δύο έμβολα, να ικανοποιεί τη συνθήκη:

$$l \sin(f_{\max}) - r = l \sin(f_{\min}) + r \quad (14)$$

όπου η γωνία  $f$  είναι η γωνία που σχηματίζεται ανάμεσα στη ράβδο ενώσεως και στο τεμάχιο πρόσδεσης του διωστήρα του κάθε εμβόλου.

### 3.2 Εφαρμογή μετατροπών στον κινηματικό μηχανισμό

#### 3.2.1 Υπολογιστικά μοντέλα

Το επόμενο στάδιο έπειτα από τη λήψη αποφάσεων για τις μετατροπές στον κινηματικό μηχανισμό ήταν η εφαρμογή των υπολογισμών στην πράξη. Ειδικότερα, στο πρόγραμμα του Excel που είχε δημιουργηθεί ξεκίνησαν οι αλλαγές των μεγεθών με στόχο να βρεθεί ο βέλτιστος συνδυασμός τους, που θα μας δίνει όσο το δυνατόν καλύτερη ισχύ με βαθμό απόδοσης και όγκο ίδιους με της GPU3. Στο σημείο αυτό θα ήταν καλό να επισημανθεί πως από την ανάλυση της μηχανής GPU3 και πιο συγκεκριμένα μετά από εστίαση γύρω από τους

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – ΜΕΤΑΤΡΟΠΕΣ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΜΟΝΤΕΛΩΝ

νεκρούς όγκους της, βγήκε το συμπέρασμα πως επιλέχθηκαν με τέτοιο τρόπο, ώστε στη μέγιστη πίεση με την οποία καταπονείται η μηχανή να μπορούν κατασκευαστικά να αντέξουν τα τεμάχια. Το δεδομένο που οδήγησε σε αυτό το συμπέρασμα ήταν πως οι νεκροί όγκοι αποτελούν ένα μεγάλο κομμάτι των συνολικών όγκων στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης. Στο χώρο συμπίεσης, παραδείγματος χάριν, ο νεκρός όγκος καταλαμβάνει το 19,9% του συνολικού όγκου συμπίεσης, ενώ στο χώρο της εκτόνωσης ο νεκρός όγκος καταλαμβάνει το 20,6% του συνολικού όγκου εκτόνωσης. Έτσι, μετά και από την τελευταία παρατήρηση στους υπολογισμούς που έγιναν, οι νεκροί όγκοι επιλέχθηκαν με τρόπο τέτοιο, ώστε η μέγιστη καταπόνηση που δέχονται τα τεμάχια της μηχανής λόγω της πίεσης να μην ξεπερνάει την αντίστοιχη καταπόνηση στην οποία υποβάλλονταν τα αντίστοιχα τεμάχια της GPU3.

Παράλληλα με το πρόγραμμα Excel που χρησιμοποιήθηκε για την άμεση πρόσβαση στα αποτελέσματα (ίσχυς, όγκος, πιέσεις) που προέκυπταν από τις μετατροπές που επιβάλλονταν στον κινηματικό μηχανισμό, δημιουργήθηκε και ένα πρόγραμμα MATHCAD, μέσω του οποίου δίνονταν δεδομένα ως προς τη διακύμανση των θερμοκρασιών συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, καθώς και το βαθμό απόδοσης της υπό σχεδίασης μηχανής.

### 3.2.2 Τελική επιλογή μεγεθών

Έπειτα από την ανάλυση των αποτελεσμάτων πολλών διαφορετικών συνδυασμών μεγεθών, προέκυψαν τα τελικά κατασκευαστικά μεγέθη του κινηματικού μηχανισμού. Τα επιλεγμένα μεγέθη που θα παρατεθούν παρακάτω ήταν αυτά που πληρούσαν όλους τους κατασκευαστικούς περιορισμούς, ενώ παράλληλα έδιναν την καλύτερη ισχύ με δεδομένο τον συνολικό όγκο της μηχανής GPU3 και βαθμό απόδοσης ίδιο με αυτόν της συγκεκριμένης μηχανής (GPU3). Τα μεγέθη αυτά είναι:

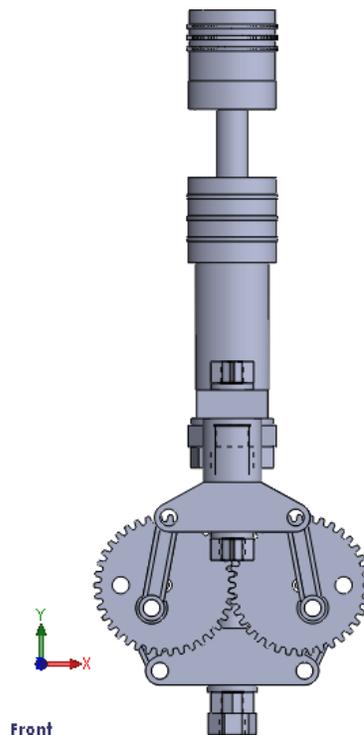
- $r(\text{εκτοπιστή})=31 \text{ mm}$
- $e(\text{εκτοπιστή})=-3.5 \text{ mm}$
- $l(\text{εκτοπιστή})=66.4 \text{ mm}$
- $r(\text{εμβόλου συμπίεσης})=18.6 \text{ mm}$
- $e(\text{εμβόλου συμπίεσης})=2.7 \text{ mm}$

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – ΜΕΤΑΤΡΟΠΕΣ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΜΟΝΤΕΛΩΝ

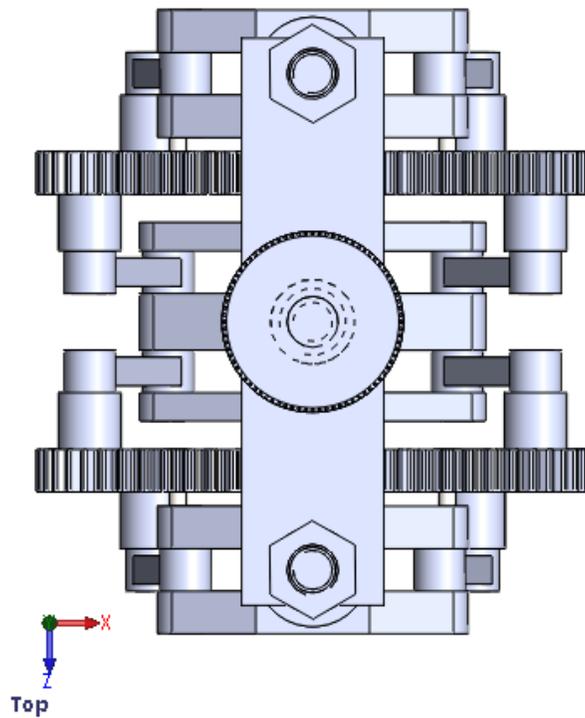
- $l$ (εμβόλου συμπίεσης)=65 mm
- $df=60.1 \text{ deg}$ (αντιωρολογιακά)
- $V_{clc}=7.28\text{cm}^3$
- $V_{cle}=7.62\text{cm}^3$
- $cyldiam=31.87 \text{ mm}^2$
- $roddiam=28.20 \text{ mm}^2$

Στα παράπανω μεγέθη που παρατέθηκαν το μέγεθος  $df$  αφορά στη διαφορά φάσης, που στο νέο μοντέλο κινηματικού μηχανισμού επιτυγχάνεται μέσω διαφορετικού σημείου πρόσδεσης πάνω στο στρόφαλο (γρανάζι).

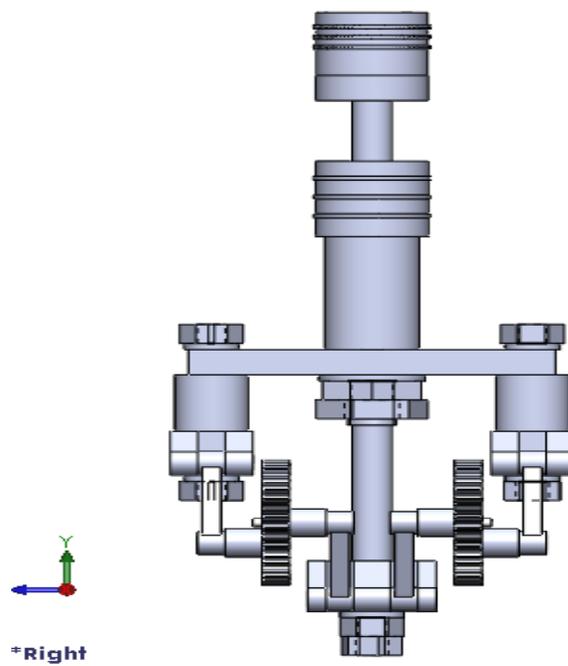
Ο νέος κινηματικός μηχανισμός θα έχει εν τέλει την εξής μορφή, όπως αυτή παρουσιάζεται παρακάτω, απο την πρόοψή του,την κάτοψή του,την πλάγια από δεξιά όψη του, καθώς και από τα τέσσερα χαρακτηριστικά σημεία λειτουργίας στις  $\theta=0,\theta=90,\theta=180$  και  $\theta=270$  μοίρες.



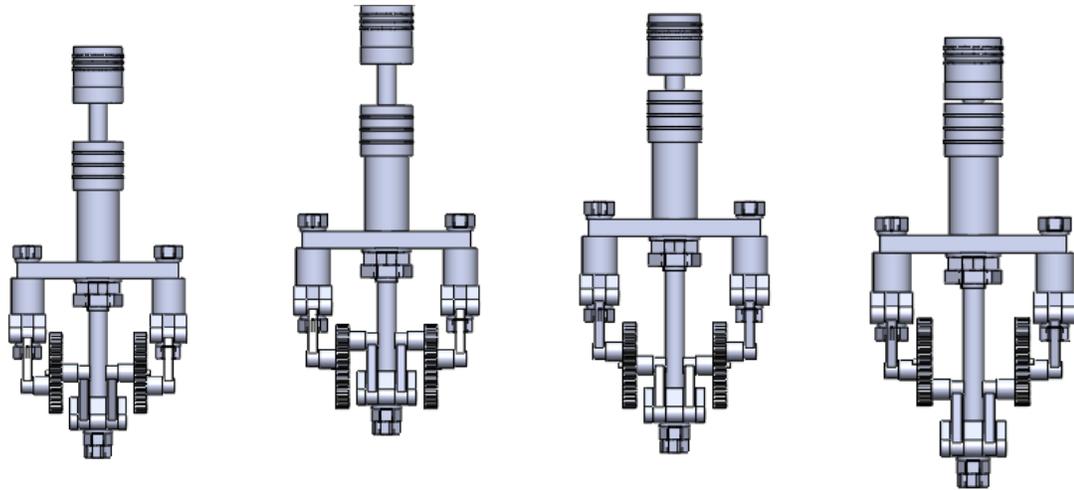
Σχήμα 12-Πρόοψη τελικής σχεδίασης νέου κινηματικού μηχανισμού



Σχήμα 13-Κάτοψη τελικής σχεδίασης νέου κινηματικού μηχανισμού



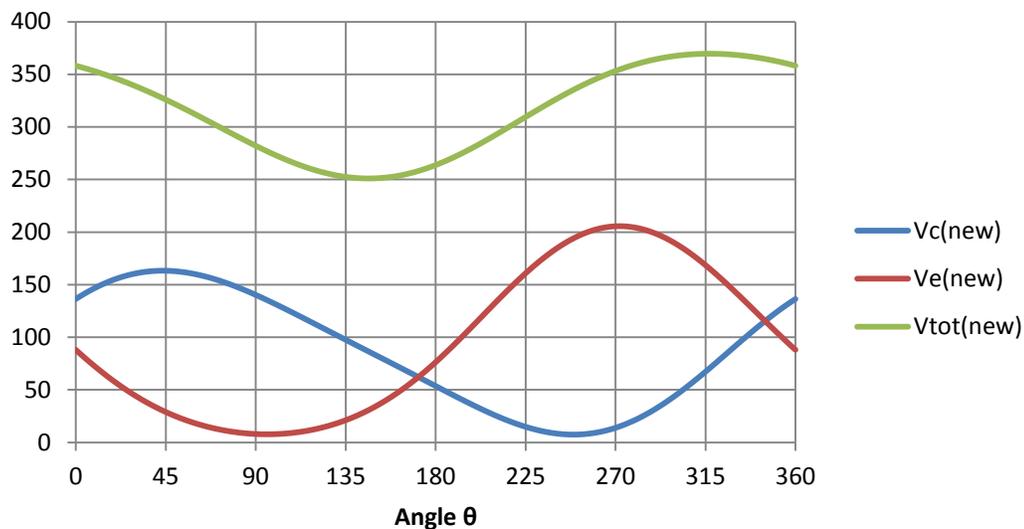
Σχήμα 14-Πλάγια από δεξιά όψη τελικής σχεδίασης νέου κινηματικού μηχανισμού



Σχήμα 15-Χαρακτηριστικά σημεία λειτουργίας τελικής σχεδίασης νέου κινηματικού μηχανισμού με γωνίες(από αριστερά)  $\theta=0$ ,  $\theta=90$ ,  $\theta=180$ ,  $\theta=270$

### 3.2.3 Παρουσίαση αποτελεσμάτων

Τα αποτελέσματα του κινηματικού μηχανισμού που δημιουργήθηκε ήταν σημαντικά. Το διάγραμμα μεταβολής των όγκων πλέον γίνεται:



Διάγραμμα 6-Μεταβολή όγκων(cm<sup>3</sup>)  $V_c$ (όγκος συμπίεσης),  $V_e$ (όγκος εκτόνωσης),  $V_{tot}$ (συνολικός όγκος) συναρτήσει της γωνίας στροφάλου  $\theta$

Από μια πρώτη παρατήρηση του διαγράμματος μεταβολής όγκου του νέου κινηματικού μηχανισμού παρατηρείται πως συγκριτικά με τη μηχανή GPU3 (διάγραμμα 3), η νέα μηχανή

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – ΜΕΤΑΤΡΟΠΕΣ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΜΟΝΤΕΛΩΝ

διαθέτει μεγαλύτερους όγκους συμπίεσης και εκτόνωσης. Η ύπαρξη μεγαλύτερων όγκων δεν δημιουργεί κάποιο πρόβλημα πτώσης ισχύος λόγω τριβών, αφού τελικά ο συνολικός όγκος στον οποίο κινείται το εργαζόμενο μέσο (ο όγκος δηλαδή της μηχανής) είναι ακριβώς ο ίδιος.

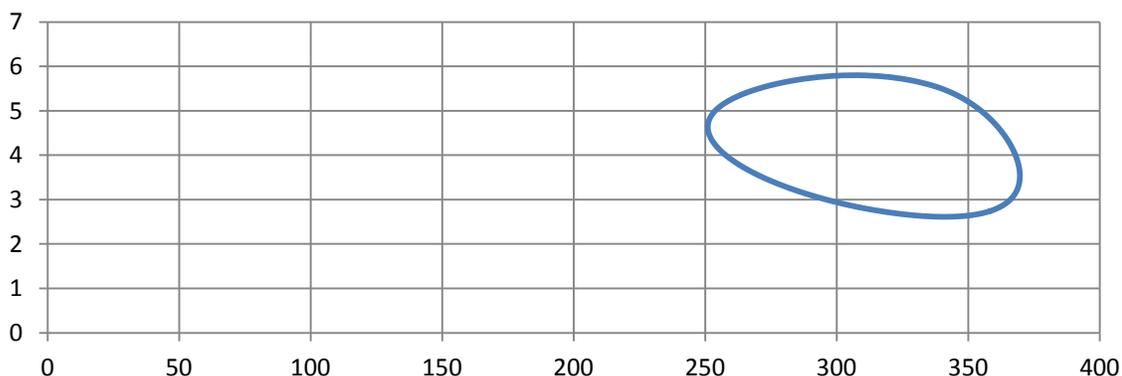
Στην περίπτωση της μηχανής με το νέο κινηματικό μηχανισμό το εργαζόμενο μέσο διανύει το 3% του συνολικού όγκου στις φάσεις του μέγιστου και του ελάχιστου όγκου, όπως φαίνεται παρακάτω:

	max Vtot	min Vtot
from	310	135
to	356	169
nr of angles	46	34
Sum	80	

Πίνακας 3-Εύρος γωνιών για να διανυθεί το 3% του συνολικού όγκου στα σημεία μέγιστου και ελάχιστου όγκου από τη μηχανή με τον νέο κινηματικό μηχανισμό

Είναι εμφανές πως τελικά το εύρος των γωνιών για τις οποίες το εργαζόμενο μέσο διανύει το 3% του συνολικού όγκου στα σημεία του μέγιστου και ελάχιστου όγκου δεν έχει πολύ μεγάλη διαφορά με την GPU3 (Πίνακας 2). Όμως, παρά το γεγονός αυτό, το διάγραμμα πίεσης-όγκου που παρατίθεται παρακάτω δείχνει πως υπήρξε μεγάλη μεταβολή ως προς την τελική ισχύ που θα απέδιδε η νέα μηχανή.

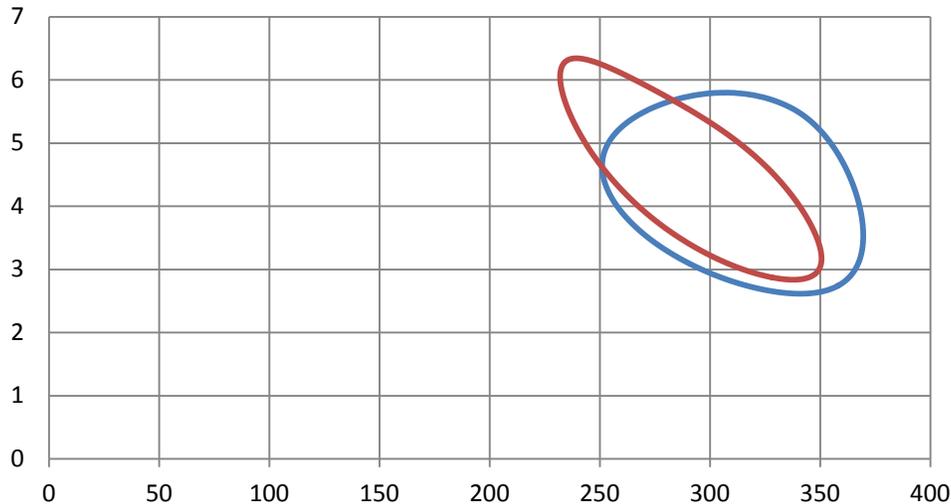
### P-V(new kinematic mechanism)



Διάγραμμα 7-Μεταβολή πίεσης (atm) συναρτήσει του όγκου( $\text{cm}^3$ )(P-V) του νέου κινηματικού μηχανισμού

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – ΜΕΤΑΤΡΟΠΕΣ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΜΟΝΤΕΛΩΝ

Κάνοντας μια πρώτη σύγκριση πάνω στο ίδιο διάγραμμα με τη μεταβολή της πίεσης συναρτήσει του όγκου για τη μηχανή GPU3 είναι εμφανής η αύξηση της παραγόμενης ισχύος.



**Διάγραμμα 8-Μεταβολές των πιέσεων(atm) συναρτήσει των όγκων(cc) για την GPU3 (κόκκινη καμπύλη) και τη μηχανή με το νέο κινηματικό μηχανισμό**

Βλέποντας πιο εκτενώς το εμβαδόν των δύο παράπανω καμπυλών βλέπουμε πως η καμπύλη πίεσης-όγκου του νέου κινηματικού μηχανισμού έχει εμβαδόν, άρα και ισχύ, 40.82% μεγαλύτερο από το αντίστοιχο της GPU3. Ειδικότερα, η μηχανή με το νέο κινηματικό μηχανισμό αποδίδει ισχύ ίση με:

$$P = 5.574KW$$

ενώ η GPU3 απέδιδε ισχύ ίση με:

$$P_{GPU3} = 3.958KW$$

Συνυπολογίζοντας και τους δύο περιορισμούς του ίσου συνολικού όγκου της νέας μηχανής με την GPU3, αλλά και τον περιορισμό του ίδιου βαθμού απόδοσης, γίνεται κατανοητό πως ο νέος κινηματικός μηχανισμός επιτυγχάνει μια αξιοσημείωτη βελτίωση.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – ΜΕΤΑΤΡΟΠΕΣ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΜΟΝΤΕΛΩΝ

	New kinematic mechanism	GPU3
Power(KW)	5.574	3.958
Thermal efficiency(%)	34.498%	34.494%
Volume(cc)	118.662	118.668

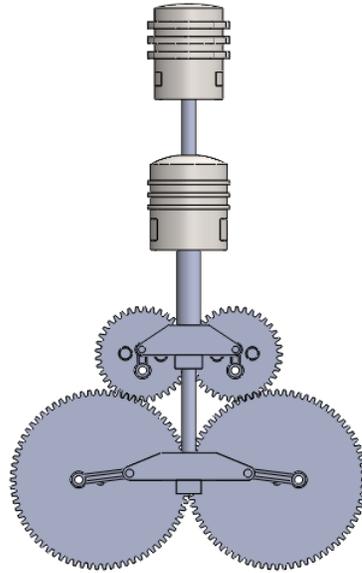
Πίνακας 4-Συγκεντρωτικός πίνακας βελτίωσης

### 3.3 Σχεδιασμός με σχέση μετάδοσης

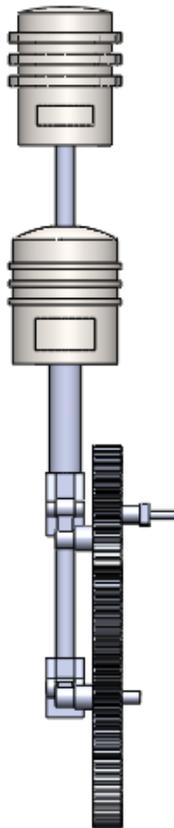
Κατά τη διάρκεια των υπολογισμών τέθηκε επί τάπητος η εισαγωγή σχέσης μετάδοσης μεταξύ των γραναζιών. Πιο συγκεκριμένα, σε μια νέα διάταξη με ύπαρξη σχέσης μετάδοσης θα υπήρχαν δύο ζεύγη γραναζιών τα οποία θα συνεργάζονταν με μια σχέση μετάδοσης «i». Στο ένα ζεύγος συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών θα προσδένονταν οι ράβδοι ενώσεως του εκτοπιστή. Στο δεύτερο ζεύγος συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών θα είναι προσδεδεμένες οι ράβδοι ενώσεως του εμβόλου συμπίεσης. Οι τροχοί με τη μικρότερη ακτίνα επιλέχθηκε κατόπιν μελέτης να είναι αυτοί που δίνουν κίνηση στο έμβολο συμπίεσης.

Ύστερα από μια πρώτη ανάλυση στο Excel αποφασίστηκε η σχέση μετάδοσης να παίρνει τιμές που θα είναι πολλαπλάσια του 0.5 . Βασικός συντελεστής σε αυτήν την απόφαση ήταν μια πρώτη μελέτη ενός κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης 0.9. Πιο συγκεκριμένα, για την πλήρη επαναφορά των εμβόλων στη φάση που βρίσκονταν πριν την έναρξη της λειτουργίας της μηχανής χρειαζόμασταν 10 περιστροφές του στροφάλου γύρω από τον άξονα του, που σημαίνει πως η επεξεργασία του μηχανισμού γινόταν πιο σύνθετη, αφού έπρεπε να μελετηθεί η μηχανή με υπερκύκλους.

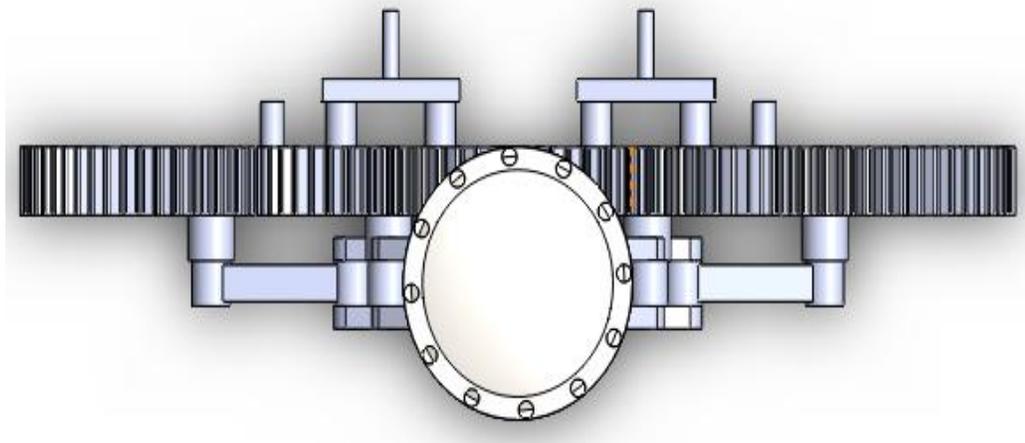
Τα κινηματικά μέρη του μηχανισμού με σχέση μετάδοσης παρουσιάζονται παρακάτω:



Σχήμα 16-Πρόοψη κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης



Σχήμα 17-Πλάγια από δεξιά όψη κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης



Σχήμα 18-Κάτοψη κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης

### 3.3.1 Κατασκευαστικοί περιορισμοί μοντέλου

Σε αντίθεση με τους κατασκευαστικούς περιορισμούς που υπήρχαν στον υπολογισμό του νέου κινηματικού μηχανισμού, με τις ράβδους ενώσεως και των δύο εμβόλων να είναι προσδεδεμένες στους ίδιους οδοντωτούς τροχούς, σε ένα ενδεχόμενο σχεδιασμό με σχέση μετάδοσης οι περιορισμοί ήταν πολύ λιγότεροι. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι πλέον τα δύο ζεύγη οδοντωτών τροχών θα συνεργάζονταν μεταξύ τους, με αποτέλεσμα να έχουμε πλέον τη δυνατότητα να χρησιμοποιήσουμε μόνο τη μία πλευρά των γριναζιών για την πρόσδεση των ράβδων ενώσεως. Αυτό είχε σαν αποτέλεσμα οι δύο πρώτοι περιορισμοί που αναφέρθηκαν στην παράγραφο 3.1.5 να μην υφίστανται.

Ειδικότερα, από την στιγμή που οι ράβδοι ενώσεως των εμβόλων θα προσδένονταν σε διαφορετικό ζεύγος οδοντωτών τροχών, δεν υπήρχε ο κατασκευαστικός περιορισμός που επέβαλε να ελέγχουμε σε κάθε μετατροπή των μεγεθών τη μεταβολή της ελάχιστης απόστασης ανάμεσα στις οπές πρόσδεσης των ράβδων ενώσεως.

Ακόμη, από την στιγμή που οι ράβδοι ενώσεως θα προσδένονταν σε διαφορετικό ζεύγος γριναζιών, η συμμετρία του μηχανισμού μπορούσε να επιτευχθεί απλώς και μόνο από την πρόσδεση των ράβδων αυτών στην ίδια πλευρά. Έτσι, αφού πλέον η άλλη πλευρά του οδοντωτού τροχού έμενε ελεύθερη, μπορούσε η οπή πρόσδεσης του άξονα του γριναζιού να μην βρίσκεται στο κέντρο περιστροφής του, αλλά αντ' αυτής να δημιουργηθούν δύο συμμετρικές ως προς το κέντρο περιστροφής του γριναζιού οπές πρόσδεσης, στις οποίες θα

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – ΜΕΤΑΤΡΟΠΕΣ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΜΟΝΤΕΛΩΝ

συνδέονταν ένα τεμάχιο αντίστοιχο με τα τεμάχια πρόσδεσης που χρησιμοποιούνται για την στήριξη της στεφάνης στα πλανητικά συστήματα. Με αυτήν την περαιτέρω διευκόλυνση δεν ισχύει πλέον ούτε ο δεύτερος περιορισμός της παραγράφου 3.1.5 για έναν κινηματικό μηχανισμό με σχέση μετάδοσης μεταξύ των γραναζιών.

Ο μοναδικός κατασκευαστικός περιορισμός που παρέμεινε, είναι αυτός που αφορούσε στη σχέση η οποία συνδέει τα μεγέθη του κάθε εμβόλου. Πιο συγκεκριμένα, η σχέση (σελίδα 26) που ισχύει για την κατασκευαστική εφαρμογή του μοντέλου ισχύει και εδώ. Υπενθυμίζουμε πως τα μεγέθη που απαρτίζουν την παραπάνω αναφερθείσα σχέση απεικονίζουν την εξάρτηση ανάμεσα στα μεγέθη του κάθε εμβόλου ξεχωριστά.

### 3.3.2 Τελική επιλογή μεγεθών για σχέση μετάδοσης

Μετά από πολλές δοκιμές πολλών διαφορετικών συνδιασμών μεγεθών ,επιλέχθηκαν τα μεγέθη εκείνα, για τα οποία επιτυγχάνεται βαθμός απόδοσης και όγκος ίδιοι με αυτόν της GRU3, ενώ παράλληλα λαμβάνεται όσο το δυνατόν περισσότερη ισχύς.

Τα μεγέθη λοιπόν διαμορφώθηκαν ως εξής:

- $r(\text{εκτοπιστή})=28 \text{ mm}$
- $e(\text{εκτοπιστή})=0 \text{ mm}$
- $l(\text{εκτοπιστή})=28.3 \text{ mm}$
- $r(\text{εμβόλου συμπίεσης})=13 \text{ mm}$
- $e(\text{εμβόλου συμπίεσης})=0 \text{ mm}$
- $l(\text{εμβόλου συμπίεσης})=13.9 \text{ mm}$
- $df=221.4 \text{ deg}(\text{αντιωρολογιακά})$
- $V_{clc}=7.76 \text{ cm}^3$
- $V_{cle}=8.44 \text{ cm}^3$
- $\text{cyl diam}=73.3 \text{ mm}^2$
- $\text{roddiam}=20.4 \text{ mm}^2$

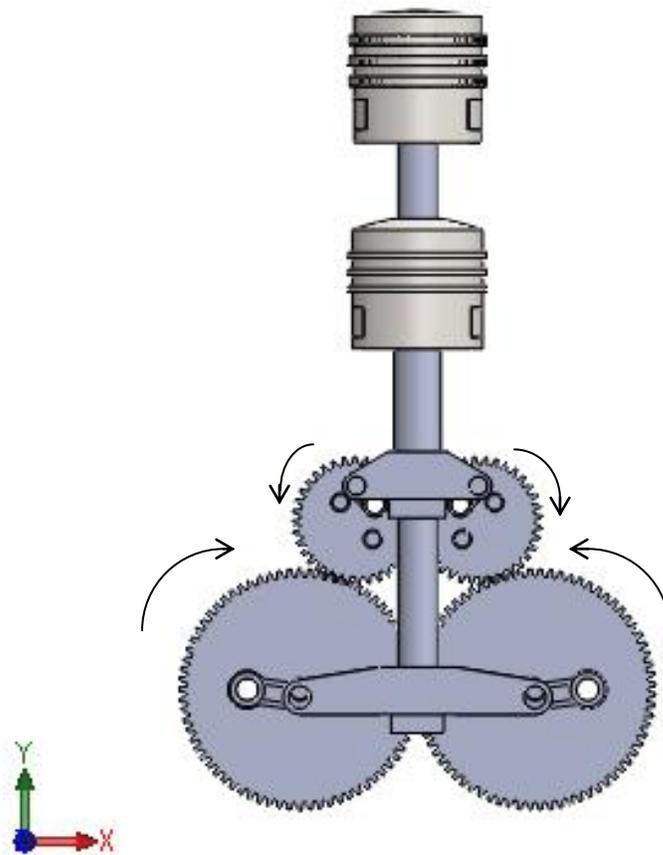
## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – ΜΕΤΑΤΡΟΠΕΣ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΜΟΝΤΕΛΩΝ

- $i=2$  (σε μια πλήρη περιστροφή του ζεύγους οδοντωτών τροχών του εκτοπιστή έχουμε δύο πλήρεις περιστροφές του ζεύγους οδοντωτών τροχών του εμβόλου συμπίεσης)

Στα παράπανω μεγέθη που παρατέθηκαν, το μέγεθος  $df$  αφορά στη διαφορά φάσης, που στο νέο μοντέλο κινηματικού μηχανισμού επιτυγχάνεται, αν για δεδομένο σημείο  $O$  μοιρών ως προς τον οριζόντιο άξονα συμμετρίας του ζεύγους των μεγάλων οδοντωτών τροχών, οι οπές πρόσδεσης των ράβδων ενώσεως του εμβόλου συμπίεσης στο ζεύγος των μικρότερων οδοντωτών τροχών βρίσκονται στις  $221.4$  μοίρες ως προς τον οριζόντιο άξονα συμμετρίας τους.

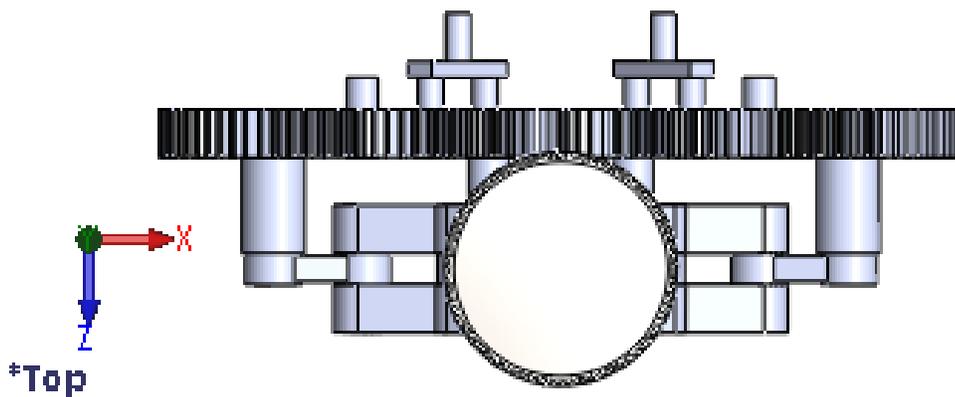
Παρατηρώντας τα μεγέθη αυτά γίνεται αντιληπτό πως τα  $e$  του εκτοπιστή και του εμβόλου συμπίεσης έχουν μηδενικό μέτρο. Αυτό πρακτικά σημαίνει πως η σύνδεση της ράβδου ενώσεως με το τεμάχιο πρόσδεσης του διωστήρα κινείται επί ενός άξονα που τέμνει κάθετα τον άξονα περιστροφής των γραναζιών. Η εν λόγω λειτουργία θα μπορούσε να παρομοιαστεί με εκείνη των μηχανών εσωτερικής καύσης, όπου τα έμβολα εργάζονται σε έναν άξονα που τέμνει κάθετα το κέντρο περιστροφής του στροφάλου.

Με δεδομένα πλέον αυτά τα μεγέθη η τελική σχεδίαση του κινηματικού μηχανισμού για κινητήρα Stirling  $\beta$ -τύπου διαμορφώνεται όπως παρουσιάζεται παρακάτω από την πρόοψη του μηχανισμού, την πλάγια από δεξιά όψη του, την κάτοψή του, καθώς και από τέσσερα χαρακτηριστικά σημεία λειτουργίας για γωνίες περιστροφής του ζεύγους των μεγάλων οδοντωτών τροχών (που αποτελούν το σημείο αναφοράς)  $\theta=0$ ,  $\theta=90$ ,  $\theta=180$  και  $\theta=270$ .



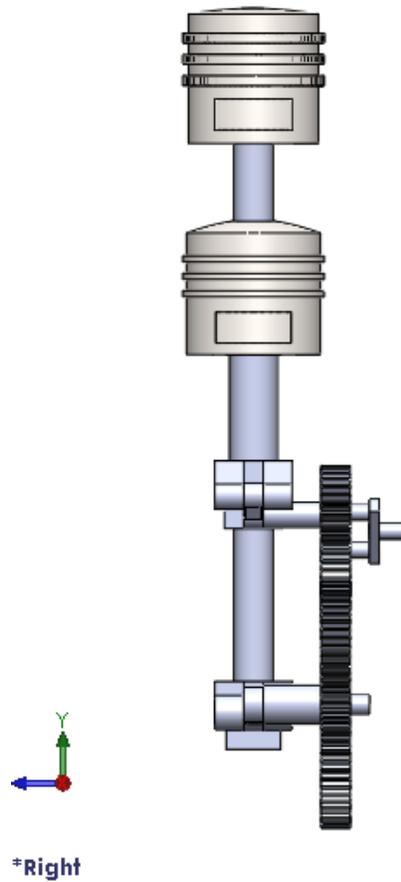
Front

Σχήμα 19-Πρόοψη τελικού κινηματικού με σχέση μετάδοσης  $i=2$

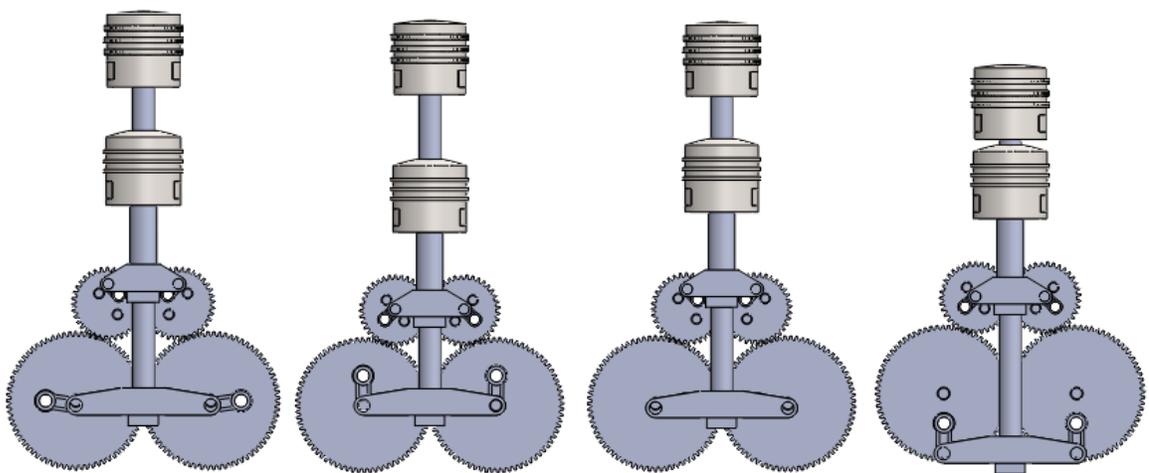


\*Top

Σχήμα 20-Κάτοψη κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης  $i=2$



Σχήμα 21-Πλάγια από δεξιά όψη κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης  $i=2$

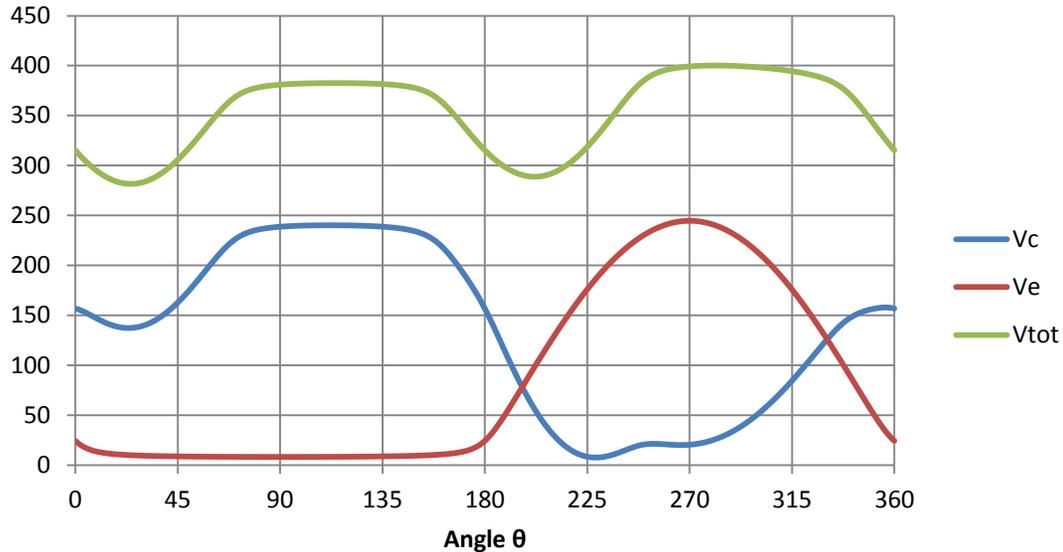


Σχήμα 22-Χαρακτηριστικά σημεία λειτουργίας κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης  $i=2$ , για γωνίες στροφάλου (απο αριστερά)  $\theta=0^\circ$ ,  $\theta=90^\circ$ ,  $\theta=180^\circ$  και  $\theta=270^\circ$

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – ΜΕΤΑΤΡΟΠΕΣ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΜΟΝΤΕΛΩΝ

### 3.3.3 Αποτελέσματα κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης $i=2$

Στον κινηματικό μηχανισμό που παρουσιάστηκε παραπάνω, το διάγραμμα μεταβολής των όγκων συναρτήσει της γωνίας του στροφάλου (ως γωνία του στροφάλου ορίζεται η γωνία περιστροφής του ζεύγους των οδοντωτών τροχών του εκτοπιστή) διαμορφώνεται ως εξής:



**Διάγραμμα 9-Μεταβολή των όγκων συμπίεσης ( $V_c$ ), εκτόνωσης ( $V_e$ ) καθώς και του συνολικού όγκου ( $V_{tot}$ ) συναρτήσει τη γωνίας στροφάλου  $\theta$**

Παρατηρώντας το διάγραμμα 9 φαίνεται πως στα σημεία του μέγιστου όγκου ικανοποιείται σε αρκετά μεγάλο βαθμό η ανάγκη επίτευξης της ισόογκης διαδικασίας, που σε θεωρητικό επίπεδο είχε εμπνευστεί ο Stirling. Ο συγκεντρωτικός πίνακας που ακολουθεί, δείχνει το εύρος των μοιρών για τις οποίες το εργαζόμενο μέσο διανύει το 3% του συνολικού όγκου (όπως νωρίτερα είχε αναφερθεί, είχε οριστεί αυθαίρετα για τις μετρήσεις) στα σημεία του μέγιστου και του ελάχιστου όγκου.

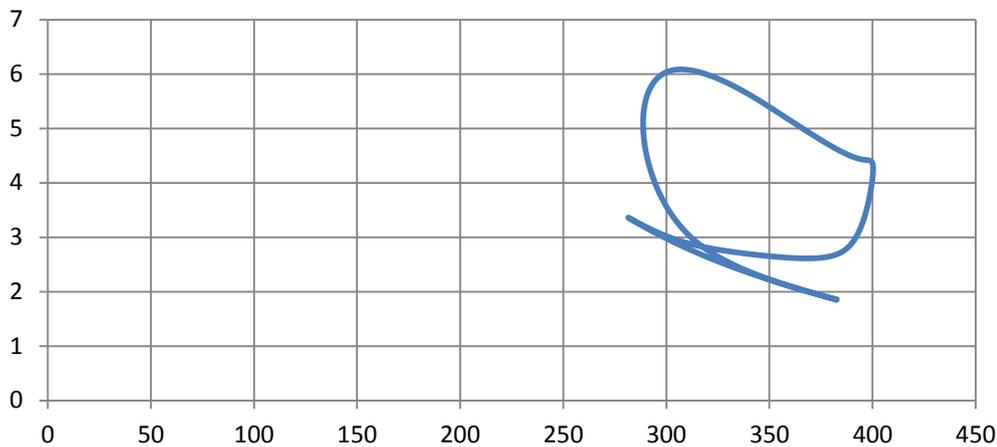
	max $V_{tot}$		min $V_{tot}$	
From	84	264	18	198
To	144	324	31	211
nr of angles	121		27	
Sum	148			

**Πίνακας 5-Εύρος γωνιών για να διανυθεί το 3% του συνολικού όγκου στα σημεία μέγιστου και ελάχιστου όγκου από τη μηχανή με το νέο κινηματικό μηχανισμό με σχέση μετάδοσης  $i=2$**

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – ΜΕΤΑΤΡΟΠΕΣ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΜΟΝΤΕΛΩΝ

Ένα ακόμη συμπέρασμα που εξάγεται από τη μελέτη του κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης  $i=2$ , είναι ότι, όπως και στον κινηματικό μηχανισμό που παρουσιάστηκε προηγουμένως, οι όγκοι συμπίεσης και εκτόνωσης είναι μεγαλύτεροι από αυτούς της GPU3. Βέβαια, όπως σημειώθηκε και νωρίτερα, κάτι τέτοιο δεν αποτελεί πρόβλημα, καθώς τελικά το εργαζόμενο μέσο κινείται εντός ενός συνολικού όγκου που είναι ίσος με αυτόν της GPU3.

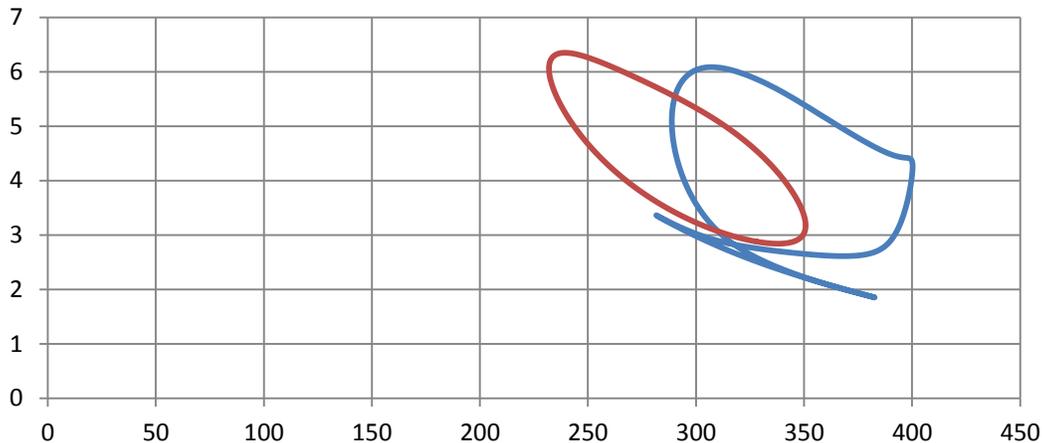
Η βελτίωση ως προς την απόδοση ισχύος που επιτυγχάνεται με το νέο κινηματικό μηχανισμό είναι φανερή στο διάγραμμα 10 που ακολουθεί και απεικονίζει τη μεταβολή της πίεσης συναρτήσει του όγκου της μηχανής με κινηματικό μηχανισμό με σχέση μετάδοσης  $i=2$ .



**Διάγραμμα 10-Μεταβολή πίεσης συναρτήσει του όγκου για κινηματικό μηχανισμό με σχέση μετάδοσης**

Οι δύο καμπύλες πιέσεων-όγκου που συγκρίνονται, δηλαδή η καμπύλη πίεσης-όγκου για τη μηχανή με κινηματικό μηχανισμό με σχέση μετάδοσης και για τη GPU3, αποτυπώνονται στο διάγραμμα 11 που ακολουθεί.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – ΜΕΤΑΤΡΟΠΕΣ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΜΟΝΤΕΛΩΝ



**Διάγραμμα 11-Μεταβολή πίεσης-όγκου για τη GPU3 (κόκκινη καμπύλη) και τη μηχανή με κινηματικό μηχανισμό με σχέση μετάδοσης  $i=2$  (μπλε καμπύλη)**

Φαίνεται πως η καμπύλη πίεσης-όγκου του νέου κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης  $i=2$  (μπλε καμπύλη) έχει αισθητά μεγαλύτερο εμβαδόν από την αντίστοιχη της GPU3. Από την ανάλυση που έγινε στο Excel προέκυψε πως το εμβαδόν της νέας μηχανής στο διάγραμμα πίεσης-όγκου είναι κατά 33% μεγαλύτερο του εμβαδού της GPU3. Επειδή, όπως έχει ειπωθεί και νωρίτερα και είναι γνωστό, το εμβαδόν που περικλείεται από την καμπύλη λειτουργίας μιας μηχανής σε ένα διάγραμμα P-V ισούται με την ισχύ του, προκύπτει ότι η τελική ισχύς που αποδίδει η μηχανή με τον κινηματικό μηχανισμό με σχέση μετάδοσης είναι:

$$P = 5.264KW$$

όταν η GPU3 αποδίδει ισχύ

$$P_{GPU3} = 3.958KW$$

Η αποδιδόμενη ισχύς του νέου κινηματικού μηχανισμού με σχέση μετάδοσης  $i=2$  επιτυγχάνεται τόσο για βαθμό απόδοσης ίδιο με αυτόν της GPU3 όσο και για όγκο ίσο με αυτής. Παρακάτω παρουσιάζεται ένας συγκεντρωτικός πίνακας από την τελική σύγκριση των δύο μηχανών.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – ΜΕΤΑΤΡΟΠΕΣ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΜΟΝΤΕΛΩΝ

	New kinematic mechanism with gear transmission	GPU3
<b>Power(KW)</b>	<b>5.264</b>	<b>3.958</b>
<b>Thermal efficiency(%)</b>	<b>34.496%</b>	<b>34.494%</b>
<b>Volume(cc)</b>	<b>118.662</b>	<b>118.668</b>

Πίνακας 6-Σύγκριση βασικών μεγεθών της μηχανής με νέο κινηματικό μηχανισμό με σχέση μετάδοσης και της μηχανής GPU3

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4- Υπολογιστικά προγράμματα

### 4.1 Παράθεση υπολογιστικών προγραμμάτων

Για τον υπολογισμό των αποτελεσμάτων του κινηματικού μηχανισμού χρησιμοποιήθηκαν τα υπολογιστικά προγράμματα Microsoft Excel 2007 και MATHCAD 14. Στα προγράμματα αυτά γινόταν χρήση των εξισώσεων που αναφέρθηκαν στις παραγράφους 2.1 και 2.2. Για τους υπολογισμούς θεωρήθηκε ως βήμα μεταβολής των όγκων η περιστροφή του στροφάλου κατά μία μοίρα.

### 4.2 Πρόγραμμα Excel

Στο πρόγραμμα του Excel που δημιουργήθηκε υπολογίζονταν αρχικώς οι κινήσεις των εμβόλων. Πιο συγκεκριμένα στο πρώτο φύλλο των υπολογισμών αναλυόταν η κίνηση του εμβόλου συμπίεσης για κάθε μοίρα περιστροφής του στροφάλου. Ενδεικτικά παρατίθεται παρακάτω ένα δείγμα του φύλλου του Excel για το έμβολο συμπίεσης.

		angle $\theta_{\pi}$	angle f	b $\theta$	rsin( $\theta_{\pi}$ )	$\gamma_p$
		-60,1	10,61	63,89	-16,12	47,76
r(piston)	18,6	-59,1	10,86	63,83	-15,96	47,87
L(piston)	65	-58,1	11,11	63,78	-15,79	47,99
e(piston)	2,7	-57,1	11,36	63,73	-15,62	48,11
		-56,1	11,60	63,67	-15,44	48,23
		-55,1	11,84	63,62	-15,25	48,36
min f	-14,20	-54,1	12,08	63,56	-15,07	48,49
max f	19,09	-53,1	12,32	63,50	-14,87	48,63
		-52,1	12,55	63,45	-14,68	48,77
		-51,1	12,78	63,39	-14,48	48,91
		-50,1	13,01	63,33	-14,27	49,06
		-49,1	13,23	63,27	-14,06	49,22
		-48,1	13,45	63,22	-13,84	49,37
		-47,1	13,67	63,16	-13,63	49,53
		-46,1	13,88	63,10	-13,40	49,70

Παρατηρείται πως η γωνία  $\theta_{\pi}$  έχει ως πρώτη τιμή τις -60.1 μοίρες. Αυτό συμβαίνει διότι, όπως προαναφέρθηκε, η διαφορά φάσης στην λειτουργία των εμβόλων προέρχεται από την ύπαρξη γωνίας ανάμεσα στις οπές πρόσδεσης των εμβόλων πάνω στον στρόφαλο, που

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΑ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΑ

επιλέχθηκε μετά από υπολογισμούς να είναι 60.1 μοίρες, καθώς και επειδή επιλέχθηκε στη οπή με την εν λόγω γωνία να προσδεθεί το έμβολο συμπίεσης. Η ύπαρξη αρνητικού προσήμου στις μοίρες της γωνίας  $\theta_{\pi}$  υπάρχει για να υποδηλώσει πως στο σημείο  $\theta=0$  του στροφάλου η γωνία στην οποία βρίσκεται το έμβολο συμπίεσης είναι 60.1 μοίρες αντιωρολογιακά. Για τον υπολογισμό του  $b_{\theta}$  χρησιμοποιήθηκε η σχέση 3 σελίδα 13, ενώ για τον υπολογισμό του  $\gamma_{\theta}$  χρησιμοποιήθηκε η σχέση 1 σελίδα 13. Το μέγεθος  $e$  προσδιορίστηκε από την εξίσωση 14 σελίδα 16.

Στη μηχανισμό με σχέση μετάδοσης  $i=2$ , η γωνία  $\theta_{\pi}$  που παρουσιάστηκε παραπάνω διαγράφει δύο μοίρες για κάθε μία μοίρα περιστροφής του στροφάλου. Επιπροσθέτως, ακολουθεί την αντιωρολογιακή φορά, λόγω της συνεργασίας των οδόντων.

Αντίστοιχα για τον εκτοπιστή προγραμματίστηκε στο επόμενο φύλλο του Excel η κίνηση του για κάθε γωνία του στροφάλου. Ενδεικτικά παρουσιάζεται η παρακάτω εικόνα.

		angle $\theta$	angle f	$b_{\theta}$	$r\sin(\theta)$	$\gamma_{\theta}$
		0	24,47	60,44	0,00	93,48
r(displacer)	31	1	24,46	60,44	0,54	94,02
L(displacer)	66,4	2	24,45	60,45	1,08	94,55
e(displacer)	-3,5	3	24,43	60,46	1,62	95,08
		4	24,39	60,47	2,16	95,61
		5	24,35	60,49	2,70	96,13
min f	-31,25	6	24,31	60,51	3,24	96,64
max f	24,49	7	24,25	60,54	3,78	97,15
		8	24,18	60,57	4,31	97,66
		9	24,10	60,61	4,85	98,16
		10	24,02	60,65	5,38	98,65
		11	23,93	60,69	5,92	99,14
		12	23,83	60,74	6,45	99,62
		13	23,72	60,79	6,97	100,10
		14	23,60	60,85	7,50	100,57
		15	23,47	60,91	8,02	101,03

Παρατηρώντας τον παραπάνω πίνακα, φαίνεται πως ο εκτοπιστής για μηδενική περιστροφή του στροφάλου παρουσιάζεται γωνία  $\theta=0$ . Επομένως ;όπως γίνεται αντιληπτό ο εκτοπιστής ακολουθεί επακριβώς την κίνηση του στροφάλου. Στο συγκεκριμένο φύλλο το μέγεθος  $\gamma_{\theta}$  υπολογίστηκε απο την εξίσωση 2 σελίδα 13. Θα ήταν χρήσιμο να αναφερθεί στο

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΑ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΑ

σημείο αυτό πως εξαιτίας του διαφορετικού σημείου πρόσδεσης στο στρόφαλο των ράβδων ενώσεως των εμβόλων, η εξίσωση 4 σελίδα 13 που έδινε την διαφορά ανάμεσα στα μήκη των δύο διωστήρων της μηχανής μετατρέπεται. Μετά από ανάλυση της εξίσωσης 4 έγινε αντιληπτό πως η πλήρης έκφραση του μεγέθους  $L_d$  προέκυπτε από την εξίσωση:

$$L_d = m \max((b_{\theta} - r1) + (b_{\theta} + r2)) \quad (15)$$

όπου  $b_{\theta}, r1$  αφορούν στον εκτοπιστή

και  $b_{\theta}, r2$  αφορούν στο έμβολο συμπίεσης

Η εξίσωση 15 δίνει την διαφορά μήκους των διωστήρων σε όλες τις περιπτώσεις. Στην περίπτωση της GPU3 αφού τα  $r1$  και  $r2$  είναι ίσα κατά μέτρο απαλείφονται με την εξίσωση πλέον να γίνεται ίδια με την εξίσωση 4.

Με τον υπολογισμό του φύλλου για την κίνηση του εκτοπιστή ακολούθησε η δημιουργία ενός νέου φύλλου που θα συγκεντρώνει τις κινήσεις των εμβόλων και θα παρουσιάζει και τις διαδρομές που κάνουν τα έμβολα, όπως φαίνεται παρακάτω:

angle $\theta$	$y_p$	$y_d$	$y_c$	$y_e$	$V_{tot}$	$y_c$
0	47,76	93,48	45,72	25,21	70,93	0,00
1	47,87	94,02	46,14	24,67	70,82	55,27
2	47,99	94,55	46,56	24,14	70,70	
3	48,11	95,08	46,97	23,61	70,58	
4	48,23	95,61	47,37	23,08	70,46	$y_e$
5	48,36	96,13	47,77	22,56	70,33	0,00
6	48,49	96,64	48,15	22,05	70,20	62,11
7	48,63	97,15	48,52	21,54	70,06	
8	48,77	97,66	48,89	21,03	69,92	
9	48,91	98,16	49,24	20,53	69,78	total vol
10	49,06	98,65	49,59	20,04	69,63	35,13
11	49,22	99,14	49,92	19,55	69,48	72,37
12	49,37	99,62	50,25	19,07	69,32	3%
13	49,53	100,10	50,56	18,59	69,16	37,23
14	49,70	100,57	50,87	18,12	68,99	
15	49,87	101,03	51,17	17,66	68,82	

όπου τα  $y_c, y_e$  προκύπτουν από χρήση των εξισώσεων 5,6 σελίδα 14. Ως  $V_{tot}$  είχε οριστεί ο όγκος που καταλαμβάνει το εργαζόμενο μέσο σε κάθε χρονική στιγμή.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΑ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΑ

Μετά από το παραπάνω φύλλο,δημιουργήθηκε ένα ακόμη με δεδομένα αυτά που φαίνονται παρακάτω.

	GPU3	New engine		Vc(new)	Ve(new)	Vtot(new)	New eng	
cyl diam	6,96	6,37	0	136,22	285,90	556,13	118,6616	cm <sup>3</sup>
Ad	38,046	31,869	1	137,43	284,18	555,62		
rod diam	0,952	2,16	2	138,61	282,48	555,10	GPU3	
Ap	37,334	28,205	3	139,77	280,79	554,57	118,6682	cm <sup>3</sup>
			4	140,90	279,12	554,03		
			5	142,01	277,46	553,48		
			6	143,09	275,82	552,92		
			7	144,14	274,19	552,35		
			8	145,17	272,58	551,77		
			9	146,17	270,99	551,18		
			10	147,15	269,42	550,58		
			11	148,09	267,86	549,97		
			12	149,01	266,33	549,35		
			13	149,90	264,81	548,72		
			14	150,76	263,31	548,08		
			15	151,59	261,83	547,43		

Για τον υπολογισμό του συγκεκριμένου φύλλου έγινε χρήση των εξισώσεων (7), (8), (9) της σελίδας 16. Για τον υπολογισμό των νεκρών όγκων δόθηκαν τιμές ανάλογες που να δίνουν τη δυνατότητα να κατασκευαστεί η μηχανή διατηρώντας παράλληλα την μέγιστη πίεση μικρότερη έως οριακά ίση με της GPU3.

Από το φύλλο που μόλις παρατέθηκε, γίνεται αντιληπτό πως μετά τον υπολογισμό των διαδρομών των εμβόλων υπολογίζονταν οι όγκοι που σαρώνουν τα έμβολα. Παράλληλα με αυτό, ελέγχονταν οι τιμές της διαμέτρου του κυλινδρού και της διαμέτρου του διωστήρα του εκτοπιστή, αφενός μεν για να επιτευχθεί ο στοχός που αφορούσε στο να έχει η νέα μηχανή ίδιο όγκο με την GPU3, αφετέρου να δοθεί μια διάμετρος στον διωστήρα τέτοια που να μην δημιουργεί αμφιβολίες για ενδεχόμενη αστοχία του κατά την λειτουργία της μηχανής.

Στη συνέχεια των υπολογισμών, λαμβάνονταν τα δεδομένα της μεταβολής της πίεσης συναρτήσει του όγκου. Ταυτόχρονα με τα αποτελέσματα του νέου κινηματικού μηχανισμού (new kinematic mechanism,n.k.m) συγκρινόταν η συμπεριφορά της GPU3 για την ίδια

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΑ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΑ

περιστροφή του στροφάλου. Για τον υπολογισμό της πίεσης συναρτήσε του όγκου αρχικά χρησιμοποιήθηκε η εξίσωση (13) της σελίδας 21, δηλαδή θεωρήκαν σταθερές οι θερμοκρασίες στους χώρους συμπίεσης και ίσες με τις θερμοκρασίες που επικρατούσαν στα κελύφη τους. Έτσι έγινε μια πρώτη εξαγωγή δεδομένων. Στη συνέχεια μετά και την κατάστρωση του προγράμματος στο Mathcad 14, μπορούσαν πλέον να εξαχθούν οι ακριβείς πίεσεις (όπως παρουσιάζονται παρακάτω), με χρήση της εξίσωσης (11) της σελίδας 21, αφού το πρόγραμμα του Mathcad έδινε, όπως έχει ειπωθεί και νωρίτερα, τις θερμοκρασίες στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης του εργαζόμενου μέσου καθώς και τον βαθμό απόδοσης της μηχανής. Περισσότερα θα αναφερθούν στην επόμενη παράγραφο. Τα αποτελέσματα απο τις πρώτες 15 μοίρες περιστροφής του στροφάλου παρουσιάζονται παρακάτω.

angle $\theta$	Vtot(n.k.m)	P-V(n.k.m)	Vtot(GPU3)	P-V(GPU3)
0	358,20	2,740	328,15	2,874
1	357,68	2,731	327,23	2,881
2	357,16	2,722	326,29	2,888
3	356,63	2,713	325,33	2,896
4	356,09	2,705	324,35	2,904
5	355,54	2,697	323,36	2,912
6	354,98	2,689	322,35	2,922
7	354,41	2,682	321,33	2,932
8	353,83	2,675	320,29	2,942
9	353,24	2,669	319,23	2,953
10	352,64	2,663	318,17	2,965
11	352,03	2,657	317,08	2,977
12	351,41	2,651	315,99	2,989
13	350,78	2,646	314,88	3,003
14	350,14	2,642	313,76	3,017
15	349,49	2,638	312,63	3,031

Ταυτόχρονα με τη δημιουργία αυτού του πίνακα, υπολογιζόταν το εμβαδόν που περικλείεται μέσα στο διάγραμμα P-V με τη χρήση της υπολογιστικής μεθόδου των εμβαδών τραπεζίων. Στη συνέχεια το εμβαδό που προέκυπτε συγκρινόταν με το εμβαδόν που είχε προκύψει από την αντίστοιχη διαδικασία στη GPU3.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΑ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΑ

Μετά την ολοκλήρωση αυτού του φύλλου πλέον υπήρχε μια πλήρης γνώση όσων αφορά το κατά πόσο με τις μετατροπές που επιβάλλονταν στα μεγέθη που δίνανε στα  $r$ ,  $l$ ,  $e$  των εμβόλων καθώς και στην διαφορά φάσης, επιτεύχθηκε βέλτιωση στη συγκέντρωση ισχύος ή όχι.

### 4.3 Πρόγραμμα Mathcad

Το πρόγραμμα Mathcad όπως ειπώθηκε και νωρίτερα αποτέλεσε ένα πολύ σημαντικό εργαλείο στην αναζήτηση της βέλτιστης λύσης. Στο Mathcad παραμετροποιήθηκε ολόκληρη η θερμοδυναμική συμπεριφορά της μηχανής. Έπειτα από αυτή την ανάλυση εξαγόταν οι πληροφορίες για τη μεταβολή της θερμοκρασίας στους δύο χώρους της μηχανής και λαμβάνονταν οι πληροφορίες για τον ακριβή βαθμό απόδοσης.

Αρχικά στο πρόγραμμα δόθηκαν τα δεδομένα σε S.I. που θα παρέμεναν ίδια με της GPU3

$$M = 1.1362 \times 10^{-3} \quad R = 2080 \quad \gamma = 1.67 \quad T_h = 977 \quad T_c = 288 \quad T_r = 564.05$$

$$c_p = \gamma \frac{R}{\gamma - 1} \quad c_v = \frac{R}{\gamma - 1}$$

$$\varphi = 0,1..360$$

Στη συνέχεια δίνονταν οι εξισώσεις του μηχανισμού σε αναλυτική μορφή.

$$\varphi_p(\varphi) = -60.1 + \varphi$$

$$y_p = 18.6 \sin(\varphi_p \text{ deg}) + \sqrt{65^2 - (2.7 + 18.6 \cos(\varphi_p \text{ deg}))^2}$$

$$y_c(\varphi) = 153.917641 + 31 \sin(\varphi \text{ deg}) - \sqrt{66.4^2 - (-3.5 + 31 \cos(\varphi \text{ deg}))^2}$$

$$y_c(\varphi) = y_c(\varphi) - y_p(\varphi) \quad \mu\epsilon \quad y_p(\varphi) = y_p(\varphi_p(\varphi))$$

$$y_c(\varphi) = 118.6908198 - y_c(\varphi)$$

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΑ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΑ

$$A_d = 31.86902 \quad A_p = 28.20467 \quad V_{ce} = 7.615903 \quad V_{cc} = 7.283458$$

$$V_c(\varphi) = \left( \frac{y_c(\varphi)A_p}{10} + V_{cc} \right) 10^{-5} \quad V_e(\varphi) = \left( \frac{y_e(\varphi)A_d}{10} + V_{ce} \right) 10^{-5}$$

$$V(\varphi) = V_e(\varphi) + V_c(\varphi) + V_c + V_r + V_n$$

Μετά τη επεξεργασία από το Mathcad μιας σειράς από εξισώσεις θερμοδυναμικής, από το πρόγραμμα εξάγονταν τα παρακάτω δεδομένα.

	0
0	253.332
1	253.169
2	253.015
3	252.869
4	252.732
5	252.604
6	252.485
Tc = 7	252.374
8	252.273
9	252.180
10	252.096
11	252.021
12	251.954
13	251.897
14	251.849
15	...

	0
0	749.178
1	748.086
2	747.034
3	746.022
4	745.050
5	744.117
6	743.225
Te = 7	742.373
8	741.560
9	740.788
10	740.055
11	739.361
12	738.708
13	738.094
14	737.519
15	...

### Thermal efficiency=34.496

Τα δεδομένα των θερμοκρασιών συναρτήσεως της γωνίας περιστροφής των γραναζιών χρησιμοποιούνταν στο τελευταίο φύλλο του Excel που παρουσιάστηκε, με χρήση της εξίσωσης (11) της σελίδας 16.

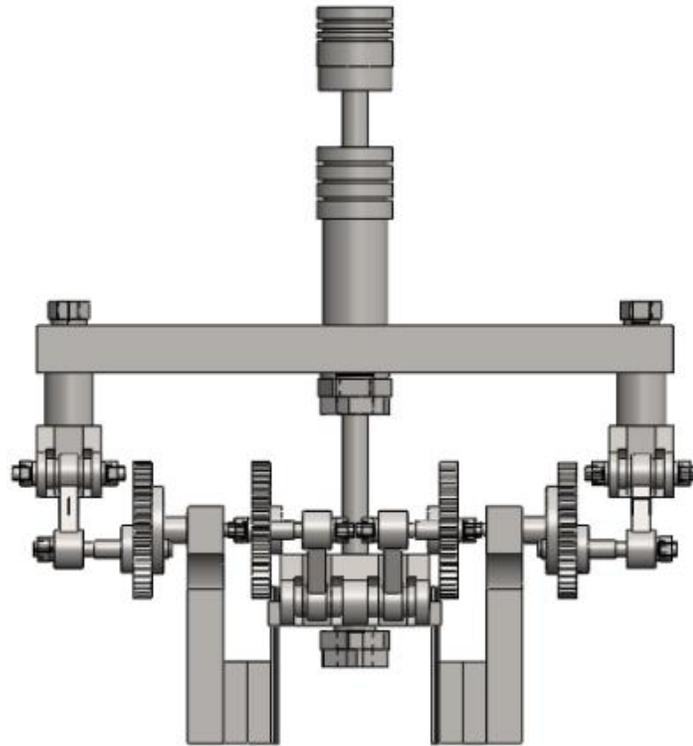


### ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 –Υπολογισμός κατασκευαστικών μεγεθών

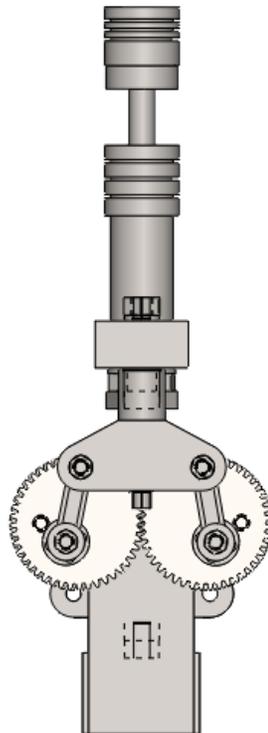
#### 5.1 Επιλογή υλικών για κατασκευαστική εφαρμογή μηχανής

Με την ολοκλήρωση των υπολογισμών σε επίπεδο Excel και Mathcad, και κατόπιν της αρχικής σχεδίασης του μηχανισμού στο πρόγραμμα Solidworks 2012, όπως παρουσιάστηκε παραπάνω, η έρευνα κινήθηκε γύρω από την κατασκευαστική εφαρμογή του μοντέλου χωρίς ύπαρξη σχέσης μετάδοσης. Ο λόγος της επιλογής της μελέτης του συγκεκριμένου μηχανισμού ήταν εξαιτίας κάποιων προβληματισμών που δημιουργήθηκαν κατά την μελέτη των τροποποιήσεων, και αφορούσαν στο κατά πόσο θα μπορούσε να επιτευχθεί η κατασκευή ενός τέτοιου μοντέλου από την στιγμή που και στις δύο επιφάνειες κάθε γραναζιού εδράζονται οι πείροι πρόσδεσης των ράβδων ενώσεως, διαγράφοντας παράλληλα μια περιστροφική κίνηση που σάρωνε όλη την επιφάνεια του γραναζιού μη αφήνοντας τον απαραίτητο χώρο για την τοποθέτηση στηρίξεων στους άξονες περιστροφής των γραναζιών. Επιπρόσθετα, όλα τα τεμάχια στο κινηματικό μηχανισμό χωρίς σχέση μετάδοσης, όπως παρουσιάστηκαν στα σχήματα 13 και 14, κατά τη διάρκεια της λειτουργίας της μηχανής διέγραφαν είτε περιστροφικές είτε μεταφορικές κινήσεις είτε σύνθετες, απαγορεύοντας την στήριξη του μηχανισμού σε αυτά.

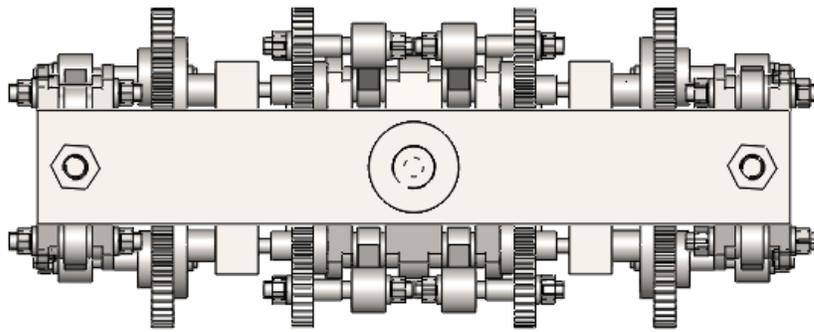
Κομβικό σημείο της αλλαγής στο κινηματικό μηχανισμό αποτέλεσε η επιλογή για τοποθέτηση τεσσάρων επιπλέον οδοντωτών τροχών. Με την προσθήκη των τεσσάρων προαναφερθέντων οδοντωτών τροχών, πλέον οι ράβδοι ενώσεως του εμβόλου συμπίεσης δεν θα προσδένονταν στην εξωτερική πλευρά των ήδη υπάρχοντων οδοντωτών τροχών, όπως παρουσιάστηκε, αλλά στην εξωτερική πλευρά των νέων οδοντωτών τροχών. Το αποτέλεσμα αυτής της μετατροπής ήταν η ύπαρξη χώρου για την τοποθέτηση ενός τεμαχίου στήριξης των τροχών. Στο σημείο αυτό, θα ήταν χρήσιμο να αναφερθεί πως ο λόγος της προσθήκης δύο νέων βαθμίδων γραναζιών έγινε με στόχο, όπως και νωρίτερα με την προσθήκη μίας βαθμίδας γραναζιών, την ύπαρξη συμμετρίας στον μηχανισμό κυρίως για την ομοιόμορφη κατανομή των δυνάμεων. Για καλύτερη κατανόηση των μετατροπών παρακάτω παρουσιάζεται η νέα διάταξη του μηχανισμού που τον καθιστά πλέον κατασκευαστικά υλοποιήσιμο.



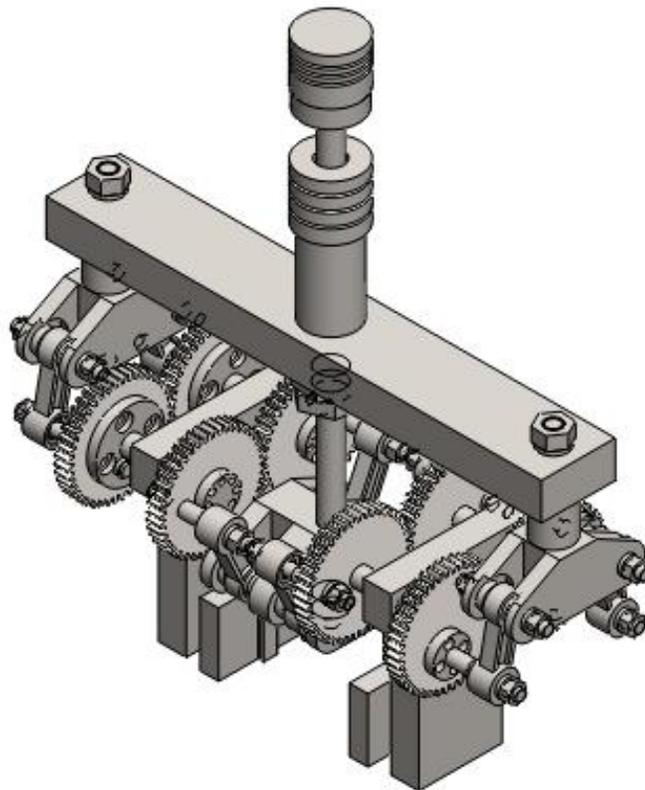
Σχήμα 23 – Πρόοψη τελικού σχεδίου νέου κινηματικού μηχανισμού



Σχήμα 24 – Πλάγια από δεξιά όψη τελικού σχεδίου νέου κινηματικού μηχανισμού



Σχήμα 25 – Κάτοψη τελικού σχεδίου νέου κινηματικού μηχανισμού



Σχήμα 26 – Διαγώνια όψη μηχανισμού

Μετά την παρουσίαση του κατασκευάσιμου μοντέλου του τροποποιημένου μηχανισμού, αξίζει να σχολιαστεί πως η πρόσληψη της παραγόμενης ισχύος θα επιτευχθεί με την τοποθέτηση ενός ακόμα γρανιζιού, που θα συνεργάζεται με κάποιο από τα ήδη παρουσιασμένα.

## 5.2 Υπολογισμός αντοχής τεμαχίων

Το πρώτο τεμάχιο που επιλέχθηκε να μελετηθεί ως προς την αντοχή του, ήταν ο διωστήρας του εκτοπιστή. Ο διωστήρας του εκτοπιστή θα μπορούσε να καταπονηθεί σε λυγισμό. Στην έναρξη των υπολογισμών επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθεί ως υλικό για την κατασκευή του χάλυβας St-50, και να υπολογιστεί η μέγιστη επιτρεπόμενη δύναμη λυγισμού. Στον διωστήρα του εκτοπιστή υπήρχαν στην ουσία δύο κυλίσεις με αξονική οδήγηση. Η μία προερχόταν από την αξονική οδήγηση του εκτοπιστή από το κέλυφος και η δεύτερη από τα εσωτερικά στεγανωτικά ελατήρια του εμβόλου συμπίεσης που και αυτά με τη σειρά τους δέχονταν αξονική οδήγηση από το κέλυφος.

Για τον έλεγχο λοιπόν μιας ενδεχόμενης αστοχίας του υλικού από λυγισμό, χρησιμοποιήθηκε η σχέση Euler για ελεύθερο μήκος, όπως παρουσιάζεται παρακάτω.

$$F_{\lambda\upsilon\gamma} = \frac{\pi^2 E J}{s_k^2} \quad (16)$$

όπου  $s_k = l_{\max} = \max(y_c)$ , (17)

$$J = \frac{\pi D^4}{64} \quad (18)$$

και  $l_{\max} = 5.53\text{cm}$  (19)

Με βάση τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την ανάλυση της λειτουργίας της μηχανής υπολογίστηκε πως η μέγιστη δύναμη που δέχεται ο εκτοπιστής κατά την λειτουργία της μηχανής είναι ίση με:

**$F_{\max} = 18491 \text{ N}$**

Μετά απο υπολογισμούς διαπιστώθηκε πως ο χάλυβας St-50, με τη δεδομένη γεωμετρία και καταπόνηση, δεν δημιουργεί κάποιο κίνδυνο δημιουργίας λυγισμού. Το συμπέρασμα αυτό εξήχθει μετά απο σύγκριση του μεγέθους της  $F_{\lambda\upsilon\gamma}$  με την μέγιστη δύναμη που καταπονείται ο εκτοπιστής, και την παρατήρηση ότι η  $F_{\lambda\upsilon\gamma}$  είναι πολλές τάξεις μεγαλύτερη.

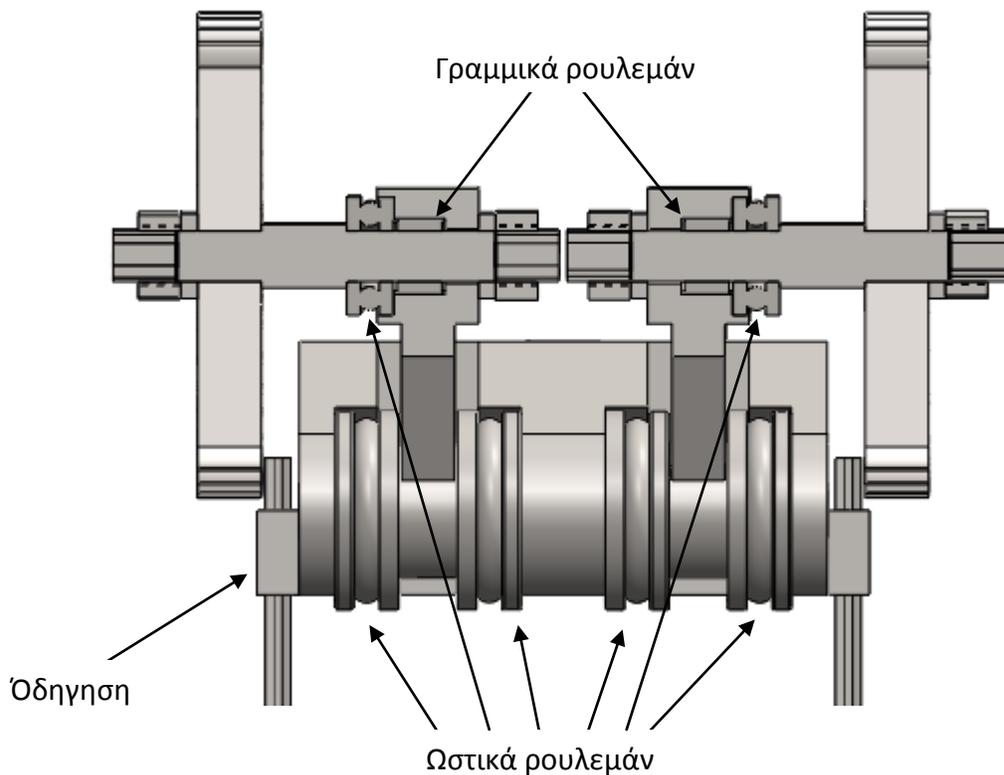
## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5—ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ

Στο κατασκευαστικό κομμάτι του μηχανισμού επιλέχθηκε η πρόσδεση του διωστήρα του εκτοπιστή πάνω στο τεμάχιο που προσδένονται οι ράβδοι ενώσεως του εκτοπιστή, να γίνει μέσω τοποθέτησης συστήματος κοχλία-περικοχλίου, με εσωτερική διάμετρο σπειρώματος του κοχλία στα 16mm. Επιλέχθηκε δηλαδή σπείρωμα M16x2.

Στη συνέχεια κατά τους υπολογισμούς επιλέχθηκαν τα παρακάτω ρουλεμάν.

- στους πείρους πρόσδεσης των ράβδων ενώσεως του εκτοπιστή στους τροχούς επιλέχθηκε να τοποθετηθούν ρουλεμάν από τον κατάλογο της εταιρίας SKF στο κομμάτι των Needle Roller Bearings. Επιλέχθηκε ρουλεμάν με εσωτερική διάμετρο τα 12mm, με εξωτερική τα 18mm και με πλάτος τα 12mm. Ο λόγος αυτής της επιλογής προέκυψε με δεδομένο ότι από τον κατάλογο της SKF ορίζεται πως η μέγιστη καταπόνηση σε δυναμικό φορτίο που μπορούν αυτά να αντέξουν είναι ίση με  $F=6270N$ , την στιγμή που η μέγιστη καταπόνηση που δέχονται τα συγκεκριμένα ρουλεμάν κατά τη λειτουργία της μηχανής είναι ίση με  $F_{καταπ}=4623N$ , αφού στον κινηματικό μηχανισμό η δύναμη των  $F=18943N$  που δέχεται ο εκτοπιστής ισομοιράζεται λόγω συμμετρίας του μηχανισμού και στα τέσσερα σημεία πρόσδεσης των ράβδων ενώσεως στους τροχούς.
- επιπλέον, ρουλεμάν με διαστάσεις ίδιες με των παραπάνω αναφερθέντων, χρησιμοποιήθηκαν για την απόσβεση τριβών λόγω περιστροφής στη συνεργασία ανάμεσα στους πείρους πρόσδεσης των ράβδων ενώσεως με τα τεμάχια πρόσδεσης του διωστήρα με τις ράβδους ενώσεως.

Για την καλύτερη κατανόηση ως προς το σημείο πρόσδεσης των ρουλεμάν παρατίθεται το παρακάτω σχήμα, που παρουσιάζει σε τομή την πρόσδεση των ράβδων ενώσεων στους τροχούς.



**Σχήμα 27 – Τομή κατασκευαστικού μοντέλου στο σημείο πρόσδεσης των ράβδων ενώσεως στους τροχούς**

Στην τομή που παρουσιάστηκε παραπάνω, είναι εμφανής η ύπαρξη και άλλων οδηγήσεων πέραν των ήδη αναφερθέντων. Κατ' αρχήν, φαίνεται η τοποθέτηση τεσσάρων ωστικών ρουλεμάν στα σημεία συνεργασίας και πρόσδεσης των ράβδων ενώσεως με το τεμάχιο πρόσδεσης του διωστήρα του εκτοπιστή. Τα ρουλεμάν αυτά εκλέχθηκαν και πάλι από τον κατάλογο της SKF, κατηγορίας Needle Roller Thrust Bearings με εσωτερική διάμετρο 20mm εξωτερική διάμετρο 35mm και μήκος 11.25mm. Ακόμη είναι εμφανής η τοποθέτηση ωστικών ρουλεμάν ανάμεσα στους πείρους, πρόσδεσης των ράβδων ενώσεως στους τροχούς, με τις ράβδους ενώσεως. Τα εν λόγω ρουλεμάν επιλέχθηκαν λόγω της δυνατότητάς να αντέξουν σε δυνάμεις μέχρι  $F=12000N$ .

Ένα επιπλέον δεδομένο που αξίζει να σημειωθεί στην παραπάνω τομή είναι η τοποθέτηση δύο οδηγήσεων της HIWIN HGH15C που εδράζονται επί του τεμαχίου πρόσδεσης του διωστήρα. Η τοποθέτηση των οδηγήσεων αυτών έγινε για την αποφυγή δυσλειτουργίας του μηχανισμού στην ακραία περίπτωση που κατά την λειτουργία της μηχανής, η μέγιστη

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5—ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ

---

δύναμη που μπορεί θερμοδυναμικά να καταπονήσει τον εκτοπιστή ασκηθεί στη διάμετρο του δημιουργώντας ροπές.

Αντίστοιχη διάταξη με την παραπάνω είναι και η διάταξη που επιλέχθηκε για τις συνεργασίες ανάμεσα στους πείρους πρόσδεσης των ραβδων ενώσεως στους τροχούς και στο τεμάχιο πρόσδεσης του διωστήρα.



### ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 – ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ

Μετά την ολόκληρωση της ανάλυσης της έρευνας για τη δυνατότητα μετατροπής του κινηματικού ενός β-τύπου κινητήρα Stirling, θεωρήθηκε σκόπιμο να γίνει μια ανασκόπη της μεθοδολογίας και των αποτελεσμάτων. Σε επίπεδο μεθοδολογίας, μετά την μελέτη επιστημονικών δημοσιεύσεων γύρω από τους κινητήρες Stirling β-τύπου προέκυψε η σκέψη για μετατροπή του κινηματικού μηχανισμού των μηχανών αυτών. Στη συνέχεια σχεδιάστηκε ένα πρωτότυπο στο σχεδιαστικό πρόγραμμα Solidworks, και συγκρίθηκε με το δεύτερο μοντέλο που σχεδιάστηκε, αυτό της μηχανής της NASA με την ονομασία GPU3. Μέσω της σύγκρισης πάρθηκε η τελική απόφαση να ελεγχθεί η παραγόμενη ισχύς ενός νέου κινηματικού μηχανισμού διατηρώντας σταθερό τόσο τον θερμικό βαθμό απόδοσης της μηχανής (όσο και στη GPU3) όσο και τον όγκο σάρωσης του εργαζόμενου μέσου. Στο πρώτο μοντέλο που επιλέχθηκε μετά από συνεχείς μετατροπές, παρατηρήθηκε πως η αύξηση της παραγόμενης ισχύος ήταν αξιοσημείωτη και πιο συγκεκριμένα της τάξεως του 41%. Παρ' όλα αυτά, λόγω της περίπλοκης τελικής σχεδίασης του μηχανισμού αυτού για να καταστεί κατασκευαστικά εφαρμόσιμος (Σχήματα 23-27), η έρευνα συνεχίστηκε με την προσθήκη αυτή την φορά, παράλληλα με τις υπόλοιπες μετατροπές, σχέσης μετάδοσης μεταξύ των γραναζιών. Για την επίτευξη σχέσης μετάδοσης αποφασίστηκε η προσθήκη μιας ακόμα βαθμίδας οδοντωτών τροχών στον κινηματικό μηχανισμό, επί της οποίας βαθμίδας θα προσδένονταν μόνον οι ράβδοι ενώσεως του εμβόλου συμπίεσης, ενώ οι ράβδοι ενώσεως του εκτοπιστή θα προσδένονταν όπως και νωρίτερα στα αρχικώς τοποθετημένα γρανάζια. Τα αποτελέσματα της νέας σχεδίασης ήταν ιδιαίτερα καλά. Ειδικότερα, η μηχανή με κινηματικό μηχανισμό με σχέση μετάδοσης για ίσο όγκο και θερμικό βαθμό απόδοσης με την GPU3 καταφέρνει να παράξει ισχύ 33% μεγαλύτερη από την GPU3. Παρότι η παραγόμενη ισχύς των 5.26KW είναι μικρότερη από την ισχύ των 5.56KW που παρήγαγε ο κινηματικός μηχανισμός που δημιούργησε ερωτηματικά ως προς την κατασκευή του, ένας κινητήρας Stirling β-τύπου με σχέση μετάδοσης είναι αρκετά πιο εύκολα επεξεργάσιμος και αποδεκτός, όντας σχεδιαστικά κοντά στα ήδη υπάρχοντα μοντέλα.



## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1]I. Urieli, D.M. Berchowitz, Stirling Cycle Engine Analysis
- [2]Θερμοδυναμική Ι, Δημήτρης Κουρεμένος
- [3]Wikipedia-the free encyclopedia, [http://en.wikipedia.org/wiki/Robert\\_Stirling](http://en.wikipedia.org/wiki/Robert_Stirling)
- [4]D.J.Shendage, S.B. Kedare, S.L. Bapat. An analysis of beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism
- [5]Ihsan Batmaz, Sulleyman Ustun. Design and manufacturing of a V-type Stirling Engine with double heaters
- [6]Iskander Tlili, Sa'ed A. Musmar. Thermodynamic evaluation of a second order simulation for Yoke Ross Stirling Engine
- [7] H.Karabulut, C. Cinar, E.Ozturk, H.S. Yucesu. Torque and power characteristics of a helium charged Stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanism
- [8][www.solidworks.com](http://www.solidworks.com)
- [9]Στοιχεία Μηχανών, Χρήστος Α. Παπαδόπουλος
- [10]Mechanisms and mechanical devices sourcebook, Neil Sclater, Nicholas P. Chironis