



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

**ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ**

*Ανάλυση και σχεδιασμός υδραυλικής εργαστηριακής μηχανής  
δοκιμών με μετασκευή μονοκόχλιου διεκβολέα  
θερμοπλαστικών υλικών*

Διπλωματική εργασία

ΛΑΜΠΡΟΠΟΥΛΟΣ ΤΡΥΦΩΝ- ΙΩΑΝΝΗΣ

Επιβλέπων : Λέκτορας Β. Σπιτάς

**Αθήνα 2013**



*Αφιερώνεται στη μνήμη  
του πατρός μου*



## **ΠΕΡΙΛΗΨΗ**

Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει ως στόχο το σχεδιασμό και την ανάλυση μίας εργαστηριακής μηχανής δοκιμών, με μετασκευή ενός μονοκόχλιου διεκβολέα θερμοπλαστικών υλικών (injection moulding), αξιοποιώντας όσο το δυνατόν περισσότερα εξαρτήματα της παλαιάς μηχανής, προκειμένου το κόστος μετασκευής της νέας να παραμείνει σε ιδιαίτερος χαμηλά επίπεδα (retro fitting). Παρατίθενται οι υπολογισμοί, οι οποίοι ήταν αναγκαίο να πραγματοποιηθούν, ούτως ώστε να εξασφαλισθεί η ασφαλής και αποτελεσματική λειτουργία της νέας μηχανής



## **ABSTRACT**

The purpose of this thesis was the design and analysis of a hydraulic machine, by retrofitting an old injection moulding machine, in order to reuse existing components and minimize the construction cost. The new machine would be used for experiments of tension, compression, twisting and bending. All the calculations that were necessary to be made to ensure its' proper and safe operation are cited below.





## ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Θα ήταν τεράστια παράλειψη εκ μέρους μου να μην ευχαριστήσω τους ανθρώπους, οι οποίοι στάθηκαν δίπλα μου κατά τη δύσκολη αλλά άκρως σημαντική περίοδο της ζωής μου, κατά την οποία εκπόνησα τη διπλωματική μου εργασία.

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή μου κ. Σπιτά, ο οποίος μου εμπιστεύθηκε ένα πολύπλοκο και δύσκολο θέμα. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω όλα τα μέλη του εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών του Ε.Μ.Π. για την καλή συνεργασία και τις άριστες σχέσεις όλο αυτό το διάστημα. Απευθύνω λοιπόν ένα μεγάλο ευχαριστώ στα πιο κοντινά μου άτομα, δηλαδή στους Νικόλαο Παρασκευόπουλο, Βάιο Αραμπατζή, Χαρά Αλιμπέρτη, Στράτο Τσολάκη για την πολύ καλή κι ευχάριστη ατμόσφαιρα και τη μεγάλης σημασίας ψυχολογική υποστήριξη που μου προσέφεραν. Όμως οφείλω να διαχωρίσω τον αδερφό και συνάδελφο Γιάννη Βασιλείου ο οποίος εκτός από τα προαναφερθέντα, με βοήθησε ως προς τη συγγραφή και μορφοποίηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Ευχαριστώ επίσης ιδιαιτέρως τη μητέρα μου και την αδερφή μου, οι οποίες όλα αυτά τα χρόνια στέκονται δίπλα μου και με υποστηρίζουν. Τέλος, ευχαριστώ την κοπέλα μου και συνάδελφό μου Νάντια για την υπομονή που επέδειξε όλο αυτό το διάστημα.



## ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

<b>1</b>	<b>Εισαγωγή</b>	<b>σελ.13</b>
1.1	Μονοκόχλιος διεκβολέας θερμοπλαστικών υλικών	σελ.13
1.2	Υδραυλική μηχανή δοκιμών	σελ.14
<b>2</b>	<b>Αποσυναρμολόγηση μονοκόχλιου διεκβολέα και καταγραφή υπαρχόντων εξαρτημάτων</b>	<b>σελ.15</b>
<b>3</b>	<b>Χαρακτηριστικά αντλίας κι υδραυλικού κινητήρα</b>	<b>σελ.19</b>
3.1	Υπολογισμός ογκικής παροχής και αυξήσεως της στατικής πίεσεως δρ της αντλίας	σελ.19
3.2	Υπολογισμός ογκικής παροχής και στρεπτικής ροπής του υδραυλικού κινητήρα	σελ.24
<b>4</b>	<b>Δυναμικότητες εμβόλων κι έλεγχος καταλληλότητός τους για χρήση στη μετασκευασμένη μηχανή</b>	<b>σελ.29</b>
4.1	Κύλινδροι απλής ενεργείας	σελ.29
4.2	Κύλινδροι διπλής ενεργείας	σελ.31
4.3	Κύλινδροι με εμβολάκια απλής ενεργείας	σελ.33
<b>5</b>	<b>Σχεδιασμός υδραυλικού κυκλώματος</b>	<b>σελ.35</b>
5.1.	Εξαρτήματα ελέγχου υδραυλικής ισχύος κι ορισμός βασικών προδιαγραφών κυκλώματος	σελ.35
5.2.	Αρχικός σχεδιασμός	σελ.36
5.3.	Βέλτιστος σχεδιασμός	σελ.40
<b>6</b>	<b>Υδραυλικοί τάκοι</b>	<b>σελ.43</b>
6.1	Πρώτος τάκος	σελ.44

6.1.1. Στοιχεία πρώτου τάκου	σελ.44
6.1.2. Σχεδιασμός πρώτου τάκου	σελ.49
6.1.3. Έλεγχος με χρήση πεπερασμένων στοιχείων	σελ.50
6.1.4. Εναλλακτικός σχεδιασμός πρώτου τάκου	σελ.52
6.2. Δεύτερος τάκος	σελ.54
6.2.1. Σχεδιασμός δευτέρου τάκου	σελ.57

## **7 Ανάλυση και σχεδιασμός κυλίνδρου θλίψεως-εφελκυσμού**

**σελ.59**

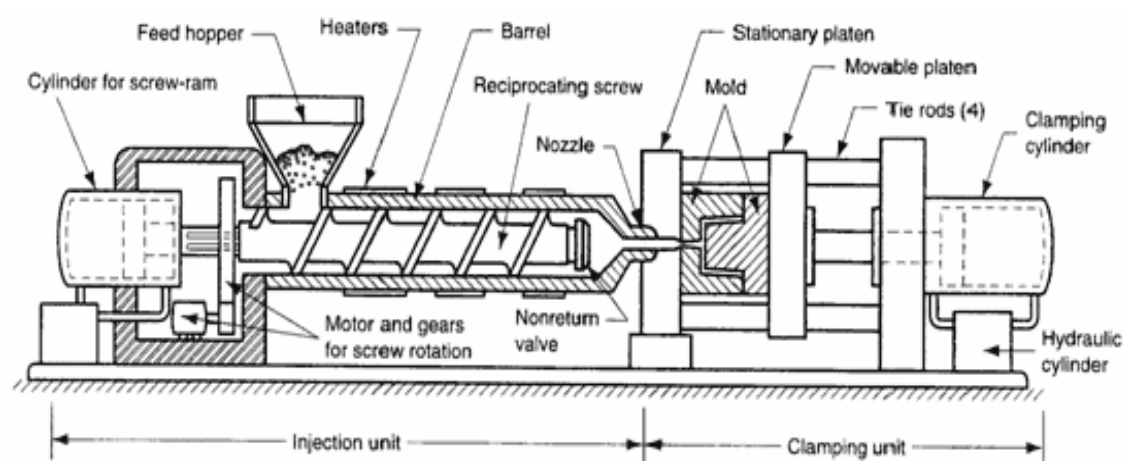
7.1 Προδιαγραφές κυλίνδρου	σελ.59
7.2.Διαστασιολόγηση εμβόλου θλίψεως-εφελκυσμού	σελ.61
7.3. Εύρεση μήκους βάρκτρου	σελ.62
7.3.1. Έλεγχος βάρκτρου ως προς λυγισμό με σχέση Euler	σελ.62
7.4. Σχεδιασμός κυλίνδρου και καπακίων	σελ.64
7.4.1. Πάχος κυλίνδρου	σελ.64
7.4.2. Υπολογισμός ενδοτικότητας	σελ.65
7.4.3. Υπολογισμός κοχλιών και καπακίων	σελ.64
7.5. Γεωμετρία βάρκτρου-σφήνας-εμβόλου	σελ.66
7.5.1. Σχεδιασμός σφήνας	σελ.67
7.5.2. Επαλήθευση σχεδιασμού σφήνας με χρήση αναλύσεως των πεπερασμένων στοιχείων	σελ.68
7.5.3. Γεωμετρία κυρίως εμβόλου και φλάντζας εμβόλου	σελ.69

## **8. Βιβλιογραφία**

**σελ.72**

# 1. Εισαγωγή

## 1.1 Μονοκόχλιος διεκβολέας θερμοπλαστικών υλικών



Σχήμα 1.1 Τυπική διάταξη μονοκόχλιου διεκβολέα

Η λειτουργία αυτής της μηχανής είναι η εξής: θερμοπλαστικό υλικό τήκεται εντός ενός εξωτερικώς θερμαινομένου με αντιστάσεις μεταφορικού κοχλία και εν συνεχεία οδηγείται σε ρευστή πλέον κατάσταση και υψηλή θερμοκρασία στη μήτρα υπό πίεση. Η περιστροφική κίνηση του μεταφορικού κοχλία εξασφαλίζεται από περυγιοφόρο υδραυλικό κινητήρα. Ο κοχλίας μετακινείται εγκάρσια με τη χρήση ενός κυλίνδρου διπλής ενεργείας. Η μήτρα αποτελείται από δύο διαχωριζόμενα τμήματα. Εκεί συμπιέζεται για κάποιο χρονικό διάστημα έως ότου στερεοποιηθεί και αποκτήσει το επιθυμητό σχήμα. Η προαναφερθείσα συμπίεση πραγματοποιείται από δύο υδραυλικούς κυλίνδρους. Τέλος, δύο βοηθητικοί κύλινδροι με βάκτρο άνευ εμβόλου, απομακρύνουν τα δύο μέρη της μήτρας και με τη βοήθεια ενός επιπλέον

βοηθητικού κυλίνδρου, ο οποίος επιτελεί το ρόλο εξολκέα, το έτοιμο πλέον τεμάχιο εξέρχεται της μήτρας. Η διαδοχική κίνηση των υδραυλικών επενεργητών, όπου επενεργητές καλούνται οι υδραυλικοί κύλινδροι και ο υδραυλικός κινητήρας, εξασφαλίζεται μέσω επιλογέων (βαλβίδων κατευθύνσεως της ροής), οι οποίοι αναλόγως προς τη φάση εργασίας, διοχετεύουν την παροχή εκ των αντλιών στους αντίστοιχους επενεργητές. Η αλλαγή θέσεως των επιλογέων υλοποιείται με χρήση πηνίων και ηλεκτρικού σήματος.

## 1.2 Υδραυλική μηχανή δοκιμών

Η προς σχεδιασμό υδραυλική μηχανή δοκιμών καλείται να δύναται να ασκήσει τις εξής φορτίσεις στο δοκίμιο:

- Θλιπτικά και εφελκυστικά φορτία (κατά τον άξονα κινήσεως)
- Καμπτικά φορτία (εγκαρσίως προς τον άξονα κινήσεως)
- Στρεπτικά φορτία (περιστροφή του δοκιμίου κατά τον άξονα κινήσεως)

Αρχικώς χρειάστηκε να καταγραφούν επακριβώς όλα τα επιμέρους τμήματα της παλαιάς μηχανής, προκειμένου να καθοριστεί σαφώς ποια εξ αυτών θα χρησιμοποιηθούν ως έχουν στη νέα μηχανή και ποια πρέπει να σχεδιαστούν εξ αρχής.

## 2. Αποσυναρμολόγηση Μονοκόχλιου Διεκβολέα και Καταγραφή Υπαρχόντων Εξαρτημάτων

Επειδή δεν υπήρχε καμία διαθέσιμη πληροφορία για τα τεχνικά χαρακτηριστικά των εξαρτημάτων της θερμοπλαστικής μηχανής, έπρεπε η αποσυναρμολόγηση να πραγματοποιηθεί με δύο βασικούς στόχους:

- Την απομάκρυνση και αποθήκευση όλων των περιττών στοιχείων
- Την καταγραφή των εξαρτημάτων, τα οποία θα χρησιμοποιηθούν στην υδραυλική πρέσα και εν συνεχεία τον υπολογισμό των τεχνικών χαρακτηριστικών αυτών, τα οποία είναι απαραίτητο να γνωρίζει κανείς ούτως ώστε να προχωρήσει σε υπολογισμό και διαστασιολόγηση της νέας μηχανής (ογκομετρική παροχή αντλιών, δυναμικότητες κυλίνδρων, στρεπτική ροπή και ογκική παροχή υδραυλικού κινητήρα).

Η αποσυναρμολόγηση της μηχανής πραγματοποιήθηκε με την εξής σειρά: Πρώτα αφαιρέθηκαν τα καλύμματα του κελύφους της μηχανής προκειμένου να διευκολυνθεί η πρόσβαση στις θέσεις των κοχλιών όλων των εξαρτημάτων. Εν συνεχεία αφαιρέθηκαν οι βοηθητικοί κύλινδροι με βάρτρα άνευ εμβόλων, καθώς και οι οδηγοί αυτών. Πλέον κατέστη δυνατόν να αφαιρεθεί ο μεταφορικός κοχλίας, η χοάνη τροφοδοσίας του, και ο κύλινδρος διπλής ενεργείας που τον ενεργοποιεί, αλλά και ο υδραυλικός κινητήρας. Ακολούθως αφαιρέθηκαν οι δύο μεγάλοι κύλινδροι, οι οποίοι συμπιέζαν τη μήτρα, και ο εξολκέας. Προφανώς, καθ'

όλη τη διάρκεια αυτών των εργασιών, απομακρύνθηκαν όλες οι σωληνώσεις καταθλίψεως και επιστροφής. Έπειτα απομακρύνθηκαν οι αντλίες και ο τριφασικός ηλεκτροκινητήρας, αφού πρώτα αφαιρέθηκε ο ελαστικός σύνδεσμος, οι καλωδιώσεις και οι σωληνώσεις αναρροφήσεως και καταθλίψεως. Κατόπιν απομακρύνθηκαν όλες οι υδραυλικές βαλβίδες, τα παθητικά στοιχεία (αντεπίστροφες βαλβίδες, ασφαλιστικά) από τους υδραυλικούς τάκους της θερμοπλαστικής μηχανής. Τέλος, απομακρύνθηκαν οι εναπομείνουσες σωληνώσεις και οι παλαιοί υδραυλικοί τάκοι από το σώμα της μηχανής.

Για εποπτικούς λόγους παρατίθεται ο κάτωθι πίνακας, ο οποίος περιέχει όλα τα προαναφερθέντα εξαρτήματα:

A/A	Τύπος	Χαρακτηριστικά	Τεμάχια
1	Ηλεκτροκινητήρας	Τριφασικός	1
2	Αντλία	Πτερυγιοφόρος	1
3	Υδρ. Κινητήρας	Πτερυγιοφόρος	1
4	Κύλινδρος διπλής ενεργείας		1
5	Κύλινδροι απλής ενεργείας		2
6	Κύλινδροι άνευ εμβόλου		2
7	Μεταφορικός Κοχλίας		1
8	Υδραυλικές Βαλβίδες		7
9	Αντεπίστροφες Βαλβίδες		4
10	Ασφαλιστικά		4
11	Meter out		1
12	Πολλαπλασιαστής ισχύος		1
13	Κινητή πλάκα		1
14	Σταθερές πλάκες		2
15	Οδηγοί πλακών		4
16	Δεξαμενή ελαίου		1

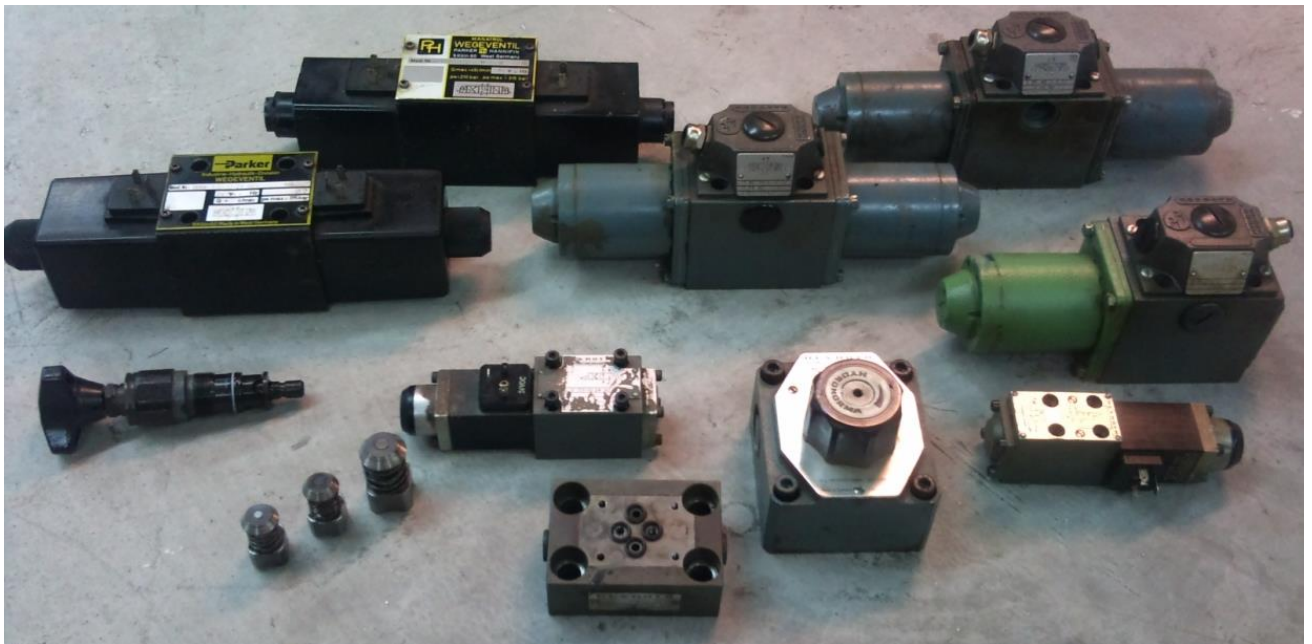
Πίνακας 2.1 Λίστα εξαρτημάτων μονοκοχλίου διεκβολέα θερμοπλαστικών υλικών (injection moulding)

Σημείωση: Σε επόμενη παράγραφο θα γίνει εκτενής αναφορά στις υδραυλικές βαλβίδες και τα παθητικά στοιχεία της εγκαταστάσεως.





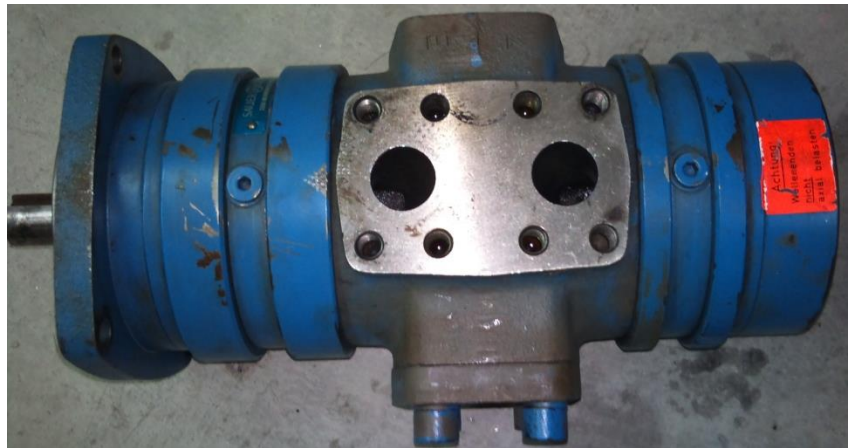
Σχήμα 2.1 Φωτογραφία μηχανής injection moulding μετά την αποσυναρμολόγηση



Σχήμα 2.2 Φωτογραφία βαλβίδων injection moulding



Σχήμα 2.3 Φωτογραφία εμβόλων injection moulding



Σχήμα 2.4 Φωτογραφία υδραυλικού κινητήρα (αριστερά) και αντλίας (δεξιά)

## 3. Χαρακτηριστικά Αντλίας και Υδραυλικού Κινητήρα

### 3.1 Υπολογισμός ογκικής παροχής και αυξήσεως της στατικής πιέσεως δρ της αντλίας

Όπως προαναφέρθηκε, δεν υπήρχε καμία πληροφορία σχετικά με τα τεχνικά χαρακτηριστικά της αντλίας. Επομένως δεν ήταν γνωστή ούτε η ογκομετρική παροχή της αντλίας, ούτε η διαφορά πιέσεως την οποία αυτή δημιουργεί. Τα μόνα στοιχεία, τα οποία ήταν γνωστά, ήταν οι στροφές του ηλεκτροκινητήρα ( $n_{H/K}$ ) και η ισχύς ( $N_{H/K}$ ) αυτού:

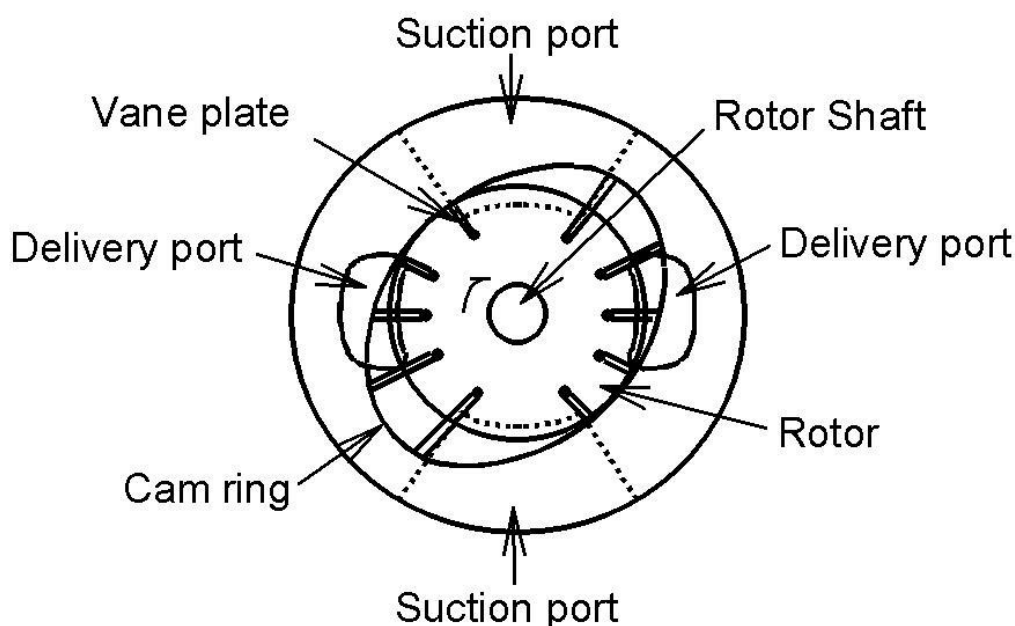
$N_{H/K}=7.5kW$  και  $n_{H/K}=1440rpm$

Επομένως έπρεπε αυτά τα μεγέθη να μετρηθούν σε συνθήκες πραγματικής λειτουργίας ή να υπολογισθούν εκ της γεωμετρίας της αντλίας. Επιλέχθηκε να υπολογισθούν, καθώς η μέτρηση ήταν περισσότερο πολύπλοκη.

Από το κέλυφος της αντλίας δεν ήταν δυνατό να εξαχθεί ασφαλές συμπέρασμα για τον τύπο της αντλίας (αν ήταν τύπου Gerotor, πτερυγιοφόρος, εμβολοφόρος ή γραναζωτή). Επομένως ήταν απαραίτητο η αντλία να αποσυναρμολογηθεί.

Κατά την αποσυναρμολόγηση παρατηρήθηκαν τα εξής: Εσωτερικώς του κελύφους υπήρχαν δύο αντλίες, η  $P_1$  και η  $P_2$ , συζευγμένες σε κοινό άξονα με κοινή αναρρόφηση και διαχωρισμένες καταθλίψεις και γεωμετρικά όμοιες μεταξύ τους. Επρόκειτο περί δύο πτερυγιοφόρων

αντλιών διαφορετικής ογκικής παροχής, όπως ήταν προφανές εκ της διαφοράς σε πλάτος των πτερυγίων και των υποδοχών αυτών.



Σχήμα 3.1 Τοπολογία εξαρτημάτων πτερυγιοφόρου αντλίας

Επειδή ο άξων της  $P_1$  συνδέεται μέσω ελαστικού συνδέσμου βιομηχανικού τύπου (coupler) με τον ηλεκτροκινητήρα, είναι εύλογο ότι η  $P_1$  και η  $P_2$  στρέφονται με τον ίδιο αριθμό στροφών, ήτοι:

$$n_{H/K} = n_{p1} = n_{p2} = n_p = 1440 \text{ rpm}$$

$$\omega_p = 2\pi n_p = 9043.2 \text{ rad/min} = 150.72 \text{ rad/sec}$$

Θεωρούνται οι εξής δύο παραδοχές:

- Μηχανικός βαθμός αποδόσεως αντλίας  $\eta_m = 0.8$
- Ογκομετρικός βαθμός αποδόσεως αντλίας  $\eta_v = 0.8$

Όπως φαίνεται στις φωτογραφίες του εσωτερικού των αντλιών:

- Η  $P_1$  καταθλίβει 10ml σε μία πλήρη περιστροφή της καθώς αποτελείται από τέσσερεις θαλάμους χωρητικότητας 2.5ml
- Η  $P_2$  καταθλίβει 6ml σε μία πλήρη περιστροφή της καθώς αποτελείται από τέσσερεις θαλάμους χωρητικότητας 1.5ml

Επειδή όμως οι δύο αντλίες είναι συζευγμένες, σε μία πλήρη περιστροφή του άξονος του ηλεκτροκινητήρα καταθλίβουν 16ml.



Σχήμα 3.2 Φωτογραφία εσωτερικού τμήματος αντλιών

Οι μετρήσεις της χωρητικότητας σε ml ελήφθησαν χρησιμοποιώντας μία σύριγγα. Για την ογκομέτρηση χρησιμοποιήθηκε υδραυλικό έλαιο, επειδή είναι αρκετά παχύρρεστο με αποτέλεσμα να μη διαρρέει εύκολα. Σε περίπτωση που χρησιμοποιείτο λεπτόρρεστο υγρό (επί παραδείγματι νερό), θα υπήρχε κίνδυνος να οξειδωθούν οι επιφάνειες αλλά και το υγρό να διαρρεύσει, με αποτέλεσμα να μη γινόταν ορθή ογκομέτρηση.

Ξεκινώντας τη μελέτη των αντλιών  $P_1$  και  $P_2$ , λαμβάνονται υπ' όψιν τα κάτωθι:

Για τον ηλεκτροκινητήρα είναι γνωστό ότι  $N_{H/K} = 7.5 \text{ kW} = 10.2 \text{ PS}$

Η στρεπτική ροπή αυτού υπολογίζεται εκ του τύπου

$$M_{dk} = 71620 \frac{N_{H/K}}{n_{H/K}}$$

όπου  $N_{H/K}$  σε PS και  $n_{H/K}$  σε rpm

Όμως  $1 \text{ kp} = 0.0098 \text{ kN} = 9.8 \text{ N}$  και  $1 \text{ cm} = 0.01 \text{ m}$ . Επομένως:

$$M_{dk} = 507 \text{ kp cm} = 49.68 \text{ Nm}$$

Μεταξύ του ηλεκτροκινητήρα και της πρώτης αντλίας παρεμβάλλεται ένας ελαστικός σύνδεσμος βιομηχανικού τύπου, με βαθμό αποδόσεως  $\eta_{\text{coupler}} = 0.995$ . Άρα στις  $P_1$  και  $P_2$  καταλήγει η ισχύς:

$$N_{p12} = 0.995 N_{H/K}$$

Δηλαδή

$$N_{p12} = 7.46 \text{ kW} = 10.15 \text{ PS}$$

Επειδή όμως η ισχύς δίδεται εκ του τύπου  $N = p \dot{V} = p \frac{dV}{dt}$  και οι δύο αντλίες είναι γεωμετρικά όμοιες με λόγο όγκων  $\frac{\dot{V}_{p1}}{\dot{V}_{p2}} = \frac{10}{6}$  και ίδιο  $p$ , οι ισχύεις τις οποίες θα απορροφούν είναι

$$N_{p1} = \frac{10}{16} N_{p12} = 0.625 N_{p12}$$

$$N_{p1} = \frac{6}{16} N_{p12} = 0.375 N_{p12}$$

Αφού

$$N_{p12} = N_{p1} + N_{p2}$$

Επομένως

$$N_{p1} = 4.66 \text{ kW} = 6.34 \text{ PS και}$$

$$N_{p2} = 2.8 \text{ kW} = 3.81 \text{ PS}$$

### Αντλία P<sub>1</sub>

Ισχύει ότι

$$N_{p1,th} = \eta_\gamma \eta_m N_{p1} = 0.8^2 N_{p1} = 3 \text{ KW} = 4.1 \text{ PS}$$

$$M_{dk1} = 71620 \frac{N_{p1}}{n_{p1}} = 315.3 \text{ kpcm} = 30.89 \text{ Nm}$$

Όμως

$$\eta_m = \frac{N_{p1,th}}{n_{p1}} = \frac{M_{dp1,th}}{M_{dk1}} = \delta p \frac{\dot{V}_p}{M_{dk1}}$$

όπου  $\dot{V}_p$  η θεωρητική παροχή της αντλίας ανά rad περιστροφής.

Η αντλία P<sub>1</sub> όπως προαναφέρθηκε για μία περιστροφή καταθλίβει 10ml=10<sup>-2</sup>lit=10<sup>-5</sup>m<sup>3</sup>

$$\text{Άρα } \dot{V}_{p1} = \frac{10^{-5}}{2\pi} \text{ m}^3/\text{rad}$$

Όμως η P<sub>1</sub> στρέφεται με n<sub>p</sub> = 1440rpm=1440min<sup>-1</sup>

$$\text{άρα } \dot{V}_{p1} = 10^{-2} \times 1440 = 14.4 \text{ lt/min} = 2.40 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{sec}$$

$$\text{Αφού ισχύει ότι } \eta_m = \delta p \frac{\dot{V}_{p1}}{M_{dk1}} \text{ συνεπάγεται ότι } \delta p = \frac{M_{dk1} \eta_m}{V_{p1}}$$

$$\text{Ισχύει επίσης ότι } \eta_{ολικό} = \eta_m \eta_\gamma \text{ και } \delta p \dot{V}_{p1} = N_{p1} \eta_{ολικό} = 3 \text{ KW.}$$

Άρα

$$\delta p = \frac{3000 \times 10^4}{2.40} = 125 \times 10^5 = 12.5 \text{ MPa} = 125 \text{ bar}$$

### Αντλία P<sub>2</sub>

Ισχύει ότι N<sub>p2,th</sub> = η<sub>m</sub> η<sub>γ</sub> N<sub>p2</sub> = 0.8<sup>2</sup> N<sub>p2</sub> = 1.8kW = 2.4PS

$$\text{και } M_{dk2} = 71620 \frac{N_{p2}}{n_{p2}} = 189.49 \text{ kpcm} = 18.59 \text{ Nm}$$

$$\text{Όμως } \eta_m = \frac{N_{p1,th}}{n_{p1}} = \frac{M_{dp2,th}}{M_{dk2}} = \delta p \frac{\dot{V}_p}{M_{dk2}}$$

όπου  $\dot{V}_p$  η θεωρητική παροχή της αντλίας ανά rad περιστροφής.

Η αντλία P<sub>2</sub> όπως προαναφέρθηκε για μία περιστροφή καταθλίβει 6ml,

$$\text{άρα } \dot{V}_{p2} = \frac{0.6 \times 10^{-5}}{2\pi} \text{ m}^3/\text{rad.}$$

Όμως η P<sub>2</sub> στρέφεται με n<sub>p</sub> = 1440rpm = 1440min<sup>-1</sup>

$$\text{άρα } \dot{V}_{p2} = 0.6 \times 10^{-2} \times 1440 = 8.64 \text{ lt/min} = 1.44 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s.}$$

$$\text{Αφού ισχύει ότι } \eta_m = \delta p \frac{\dot{V}_{p2}}{M_{dk2}} \text{ συνεπάγεται ότι } \delta p = \frac{M_{dk2} \eta_m}{V_{p2}}$$

$$\text{Ισχύει επίσης ότι } \eta_{ολικό} = \eta_m \eta_\gamma \text{ και } \delta p \dot{V}_{p2} = N_{p2} \eta_{ολικό} = 3 \text{ kW.}$$

$$\text{Άρα } \delta p = \frac{1800 \times 10^4}{1.44} = 125 \times 10^5 = 12.5 \text{ MPa} = 125 \text{ bar.}$$

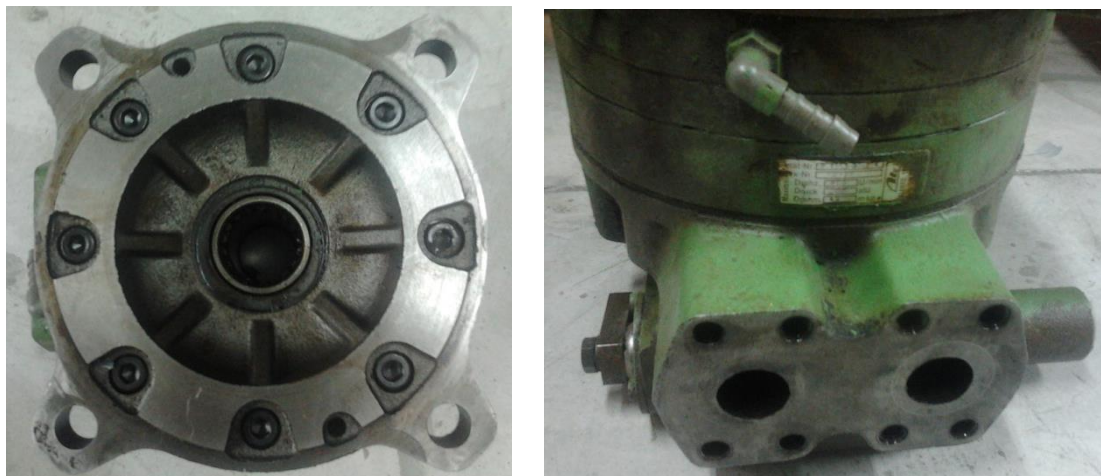
Συνοψίζοντας, οι δύο αντλίες λειτουργούν με ίδιο  $\delta p = 125\text{bar}$  και παροχές

$$\dot{V}_{p1} = 14.4 \text{ lt/min} = 2.40 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_{p2} = 8.64 \text{ lt/min} = 1.44 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

### 3.2 Υπολογισμός ογκικής παροχής και στρεπτικής ροπής του υδραυλικού κινητήρα

Στην παλαιά μηχανή, όπως προαναφέρθηκε, υπήρχε ένας υδραυλικός κινητήρας, για τον οποίο δεν υπήρχε κανένα απολύτως στοιχείο. Προκειμένου να διερευνηθεί το κατά πόσον ο συγκεκριμένος κινητήρας θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί στην νέα μηχανή, έπρεπε να μετρηθεί ο όγκος εμβολισμού του, να υπολογισθούν οι στροφές με τις οποίες θα στρέφεται, καθώς και οι στρεπτική ροπή στην άτρακτο αυτού.



Σχήμα 3.2.1 Φωτογραφία κελύφους υδραυλικού κινητήρα

Τα ανωτέρω μεγέθη θα υπολογισθούν εν συνεχεία για τρία πιθανά σενάρια:

- Ο υδραυλικός κινητήρας να τροφοδοτείται μόνο από την αντλία P<sub>1</sub> με παροχή  $\dot{V}_{p1} = 14.4 \text{ lt/min} = 2.40 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$
- Ο υδραυλικός κινητήρας να τροφοδοτείται μόνο από την αντλία P<sub>2</sub> με παροχή  $\dot{V}_{p2} = 8.64 \text{ lt/min} = 1.44 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ .



- Ο υδραυλικός κινητήρας να τροφοδοτείται μόνο από τις αντλίες P<sub>1</sub> και P<sub>2</sub> με παροχή  $V_{p,ολικό} = V_{p1} + V_{p2} = 23.04 \text{ lt/min} = 3.84 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ .

Το πρώτο βήμα ήταν να αποσυναρμολογηθεί ο κινητήρας, καθώς δεν ήταν γνωστός ούτε καν ο τύπος του.



Σχήμα 3.2.2. Φωτογραφία εσωτερικού μέρους υδραυλικού κινητήρα

Επρόκειτο περί ενός κινητήρα εξωτερικής αποστραγγίσεως. Παρατηρώντας το εσωτερικό του, προέκυψε ότι είναι πτερυγιοφόρος. Στους πτερυγιοφόρους υδραυλικούς κινητήρες, η ροπή στρέψεως της ατράκτου αναπτύσσεται λόγω της εφαρμογής πίεσεως του ρευστού στη μία πλευρά των πτερυγίων. Τα πτερύγια κινούνται ελεύθερα στις υποδοχές του δρομέα (rotor) και εφάπτονται στην εσωτερική επιφάνεια του στάτη (stator). Η επαφή είναι τέτοια ώστε η πίεση να συγκρατείται στους χώρους στους οποίους δημιουργείται. Η επαφή εξασφαλίζεται με τη συνδρομή ελατηρίων, τα οποία ωθούν τα πτερύγια διαρκώς προς τα έξω.

Ο εν λόγω κινητήρας διαθέτει  $z=14$  πτερύγια, δηλαδή  $n=14$  διάκενα (ένα διάκενο ανά δύο πτερύγια), τα οποία εκτονώνονται σε μία περιστροφή. Περιφερειακά του δρομέα (rotor) υπάρχουν τέσσερις θάλαμοι, ανά δύο όμοιοι. Αναλόγως με το που βρίσκεται το κάθε διάκενο παρέχει 2.5ml ή 3.5ml. Επομένως ένα διάκενο σε μία πλήρη περιστροφή παρέχει διαδοχικά 2.5ml, 3.5ml, 2.5ml και 3.5ml, ήτοι  $V_{περιστροφής}=12 \text{ ml/rev}$  συνολικά ανά περιστροφή. Οι μετρήσεις της χωρητικότητας σε ml ελήφθησαν χρησιμοποιώντας μία σύριγγα, όπως ακριβώς και στην περίπτωση της αντλίας.

Όμως υπάρχουν συνολικά  $n=14$  διάκενα, άρα σε μία πλήρη περιστροφή διακινούνται:

$$V_{ολικό} = V_{περιστροφής} \times n = 12 \times 14 \text{ ml/rev} = 1.68 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rev}$$

$$\text{Αφού } 1 \text{ ml} = 10^{-6} \text{ m}^3$$

### Τροφοδοσία μόνον από $\dot{V}_{p1}$

Σε αυτήν την περίπτωση, ο κινητήρας στρέφεται λόγω της  $\dot{V}_{p1} = 2.40 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ .

Επειδή όμως  $\dot{V}_{ολικό} = 1.68 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rev}$ , σε ένα sec ο κινητήρας εκτελεί  $\frac{\dot{V}_{p1}}{\dot{V}_{ολικό}} = \frac{2.40 \times 10^{-4}}{1.68 \times 10^{-4}} = 1.43 \text{ rev/sec}$ .

Επομένως, σε ένα min ο υδραυλικός κινητήρας στρέφεται με τις κάτωθι στροφές:

$$n_{m, \dot{V}_{p1}} = 60 \times 1.43 = 85.71 \text{ rpm}$$

Όμως  $N_{r,th} = \delta p \dot{V}_{th}$  άρα

$$N_{m,p1} = \delta p \dot{V}_{p1} = 125 \times 10^5 \times 2.40 \times 10^{-4} = 3 \text{ kW}$$

Όπου  $\delta p$  μετράται σε Pa και  $\dot{V}_{p1}$  σε  $\text{m}^3/\text{s}$ .

$$\text{Επιπλέον } \omega_{m,p1} = \frac{2\pi n_{m, \dot{V}_{p1}}}{60} = 8.98 \text{ rad/sec και}$$

$$M_{d,m,p1} = \frac{\delta p n_{m, \dot{V}_{p1}}}{\omega_{m,p1}} = 333.9 \text{ Nm}$$

### Τροφοδοσία μόνον από $\dot{V}_{p2}$

Σε αυτήν την περίπτωση, ο κινητήρας στρέφεται λόγω της  $\dot{V}_{p2} = 1.44 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ .

Επειδή όμως  $\dot{V}_{ολικό} = 1.68 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rev}$ , σε ένα sec ο κινητήρας εκτελεί  $\frac{\dot{V}_{p2}}{\dot{V}_{ολικό}} = \frac{1.44 \times 10^{-4}}{1.68 \times 10^{-4}} = 0.86 \text{ rev/sec}$ .

Επομένως, σε ένα min ο υδραυλικός κινητήρας στρέφεται με τις κάτωθι στροφές:

$$n_{m,\dot{V}_{p2}} = 60 \times 0.86 = 51.43 \text{ rpm}$$

$$\text{Όμως } N_{\gamma,th} = \delta p \dot{V}_{th} \text{ άρα}$$

$$N_{m,p2} = \delta p \dot{V}_{p2} = 125 \times 10^5 \times 1.44 \times 10^{-4} = 1.8 \text{ kW}$$

Όπου  $\delta p$  μετράται σε Pa και  $\dot{V}_{p2}$  σε  $\text{m}^3/\text{s}$ .

$$\text{Επιπλέον } \omega_{m,p2} = \frac{2\pi n_{m,\dot{V}_{p2}}}{60} = 5.39 \text{ rad/sec και}$$

$$M_{d,m,p2} = \frac{\delta p n_{m,\dot{V}_{p2}}}{\omega_{m,p2}} = 333.9 \text{ Nm}$$

### Τροφοδοσία από $\dot{V}_{p1}$ και $\dot{V}_{p2}$

Σε αυτήν την περίπτωση, ο κινητήρας στρέφεται λόγω της

$$\dot{V}_{p,ολικό} = \dot{V}_{p1} + \dot{V}_{p2} = 3.84 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}.$$

Επειδή όμως  $\dot{V}_{ολικό} = 1.68 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rev}$ , σε ένα sec ο κινητήρας εκτελεί

$$\frac{\dot{V}_{p,ολικό}}{\dot{V}_{ολικό}} = \frac{3.84 \times 10^{-4}}{1.68 \times 10^{-4}} = 2.29 \text{ rev/sec}.$$

Επομένως, σε ένα min ο υδραυλικός κινητήρας στρέφεται με τις κάτωθι στροφές:

$$n_{m,\dot{V}_{p,ολικό}} = 60 \times 2.29 = 137.14 \text{ rpm}$$

$$\text{Όμως } N_{\gamma,th} = \delta p \dot{V}_{th} \text{ άρα}$$

$$N_{m,p,ολικό} = \delta p \dot{V}_{p,ολικό} = 125 \times 10^5 \times 3.84 \times 10^{-4} = 4.8 \text{ kW}$$

Όπου  $\delta p$  μετράται σε Pa και  $\dot{V}_{p,ολικό}$  σε  $\text{m}^3/\text{s}$ .

$$\text{Επιπλέον } \omega_{m,p,ολικό} = \frac{2\pi n_{m,\dot{V}_{p,ολικό}}}{60} = 14.36 \text{ rad/sec και}$$

$$M_{d,m,p,ολικό} = \frac{\delta p n_{m,V,p,ολικό}}{\omega_{m,p2}} = 334.2 \text{Nm}$$

## 4. Δυναμικότητες Εμβόλων κι Έλεγχος Καταλληλότητός τους για Χρήση στη Μετασκευασμένη Μηχανή

Όπως προαναφέρθηκε, οι δύο αντλίες λειτουργούν με ίδιο  $\delta p = 125\text{bar}$  και παροχές

$$\dot{V}_{p1} = 14.4 \text{ lt/min} = 2.40 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_{p2} = 8.64 \text{ lt/min} = 1.44 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}.$$

Υπολογίσθηκαν βάσει αυτών των παροχών και της αναπτυσσομένης διαφοράς πιέσεως οι ταχύτητες και τα φορτία των κυλίνδρων του μονοκόχλιου διεκβολέα, προκειμένου να διερευνηθεί κατά πόσον αυτοί οι κύλινδροι επαρκούν ή θα έπρεπε να σχεδιαστούν νέοι.

### 4.1 Κύλινδροι απλής ενεργείας

Οι βασικές διαστάσεις αυτών των δύο πανομοιότυπων κυλίνδρων είναι οι εξής:

$$D_{\text{εμβόλου}} = 110\text{mm}$$

$$D_{\text{βάκτρον}} = 80\text{mm}$$

$$L_{\text{βάκτρον}} = 440\text{mm}$$



Σχήμα 4.1.1 Φωτογραφία εμβόλου απλής ενεργείας (αριστερά) και κυλίνδρου (δεξιά)

Προφανώς μετρήθηκαν όλες οι διαστάσεις του κυλίνδρου, απλά αναφέρονται όσες χρησιμοποιήθηκαν για των υπολογισμό των ζητουμένων.

Ισχύει ότι  $\delta p = 125 \text{ bar} = 12.5 \text{ Mpa}$  όπου  $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$ .

### Φάση εργασίας

Για να υπολογισθεί το φορτίο χρησιμοποιείται η σχέση  $p = \frac{F}{A}$ , όπου  $F$  είναι το ζητούμενο φορτίο σε  $\text{N}$  και  $A$  το εμβαδόν του εμβόλου σε  $\text{m}^2$ .

Όμως  $A = \frac{\pi}{4} D^2$  εμβόλου ήτοι  $A = 9.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ .

Άρα  $F_{\text{εργασίας}} = 11879 \text{ N}$ , δηλαδή στη φάση εργασίας ο κύλινδρος έχει τονάζ  $1211 \text{ kg}$ .

Η ταχύτητα του εμβόλου διαμορφώνεται κατά τη φάση εργασίας αναλόγως προς την παροχή τροφοδοσίας:

- Παροχή  $\dot{V}_{p1} = 14.4 \text{ lt/min} = 2.40 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{Ταχύτητα εμβόλου } U_{\dot{V}_{p1}} = \frac{\dot{V}_{p1}}{A} = 0.025 \text{ m/s.}$$

- Παροχή  $\dot{V}_{p2} = 8.64 \text{ lt/min} = 1.44 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{Ταχύτητα εμβόλου } U_{\dot{V}_{p2}} = \frac{\dot{V}_{p2}}{A} = 0.015 \text{ m/s.}$$

- $\dot{V}_{p,\text{ολικό}} = \dot{V}_{p1} + \dot{V}_{p2} = 23.04 \text{ lt/min} = 3.84 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{Ταχύτητα εμβόλου } U_{\dot{V}_{p,\text{ολικό}}} = \frac{\dot{V}_{p1} + \dot{V}_{p2}}{A} = 0.040 \text{ m/s.}$$

### Φάση επιστροφής

Εάν μετασκευαζόταν ο κύλινδρος σε διπλής ενεργείας θα ίσχυε ότι:  
 $A = \frac{\pi}{4} D_{\text{εμβόλου}}^2 - \frac{\pi}{4} D_{\text{βάκτρον}}^2$ , επομένως  $A = 4.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ .

Άρα κατά τη φάση της επιστροφής  $F_{\text{επιστροφής}} = 5596 \text{ N}$ , άρα το τονάζ θα είναι 570kg.

Αντιστοίχως στη φάση επιστροφής η ταχύτητα του εμβόλου είναι:

- Παροχή  $\dot{V}_{p1} = 14.4 \text{ lt/min} = 2.40 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{Ταχύτητα εμβόλου } U_{\dot{V}_{p1}} = \frac{\dot{V}_{p1}}{A} = 0.053 \text{ m/s.}$$

- Παροχή  $\dot{V}_{p2} = 8.64 \text{ lt/min} = 1.44 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{Ταχύτητα εμβόλου } U_{\dot{V}_{p2}} = \frac{\dot{V}_{p2}}{A} = 0.032 \text{ m/s.}$$

- $\dot{V}_{p,\text{ολικό}} = \dot{V}_{p1} + \dot{V}_{p2} = 23.04 \text{ lt/min} = 3.84 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{Ταχύτητα εμβόλου } U_{\dot{V}_{p,\text{ολικό}}} = \frac{\dot{V}_{p1} + \dot{V}_{p2}}{A} = 0.085 \text{ m/s.}$$

### 4.2 Κύλινδρος διπλής ενεργείας



Σχήμα 4.2.1. Φωτογραφία εμβόλου διπλής ενεργείας (αριστερά) και κυλίνδρου (δεξιά)

Ομοίως, οι βασικές διαστάσεις αυτού του κυλίνδρου είναι οι εξής:

$$D_{\text{εμβόλου}} = 70\text{mm}$$

$$D_{\text{βάκτρον}} = 50\text{mm}$$

$$L_{\text{βάκτρον}} = 220\text{mm}$$

### Φάση εργασίας

Ως ανωτέρω, για να υπολογισθεί το φορτίο χρησιμοποιείται η σχέση

$$p = \frac{F}{A} \text{ όπου}$$

F είναι το ζητούμενο φορτίο σε N και A το εμβαδόν του εμβόλου σε m<sup>2</sup>.

$$\text{Ομως } A = \frac{\pi}{4} D_{\text{εμβόλου}}^2, \text{ ήτοι } A = 3.9 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

Άρα  $F_{\text{εργασίας}} = 4812.5 \text{ N}$ , δηλαδή στη φάση εργασίας ο κύλινδρος έχει τονάζ 491kg.

Ομοίως υπολογίζεται η ταχύτητα του εμβόλου κατά τη φάση εργασίας:

- Παροχή  $\dot{V}_{p1} = 14.4 \text{ lt/min} = 2.40 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{Ταχύτητα εμβόλου } U_{\dot{V}_{p1}} = \frac{\dot{V}_{p1}}{A} = 0.062 \text{ m/s.}$$

- Παροχή  $\dot{V}_{p2} = 8.64 \text{ lt/min} = 1.44 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{Ταχύτητα εμβόλου } U_{\dot{V}_{p2}} = \frac{\dot{V}_{p2}}{A} = 0.037 \text{ m/s.}$$

- $\dot{V}_{p,\text{ολικό}} = \dot{V}_{p1} + \dot{V}_{p2} = 23.04 \text{ lt/min} = 3.84 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{Ταχύτητα εμβόλου } U_{\dot{V}_{p,\text{ολικό}}} = \frac{\dot{V}_{p1} + \dot{V}_{p2}}{A} = 0.099 \text{ m/s.}$$

### Φάση επιστροφής

Βάσει γεωμετρικών χαρακτηριστικών

$$A = \frac{\pi}{4} D_{\text{εμβόλου}}^2 - \frac{\pi}{4} D_{\text{βάκτρον}}^2, \text{ επομένως } A = 1.9 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$



Άρα  $F_{\text{επιστροφής}}=2357 \text{ N}$ , άρα το τονάζ θα είναι 240kg.

Αντιστοίχως στη φάση επιστροφής η ταχύτητα του εμβόλου είναι:

- Παροχή  $\dot{V}_{p1} = 14.4 \text{ lt/min} = 2.40 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{Ταχύτητα εμβόλου } U_{\dot{V}_{p1}} = \frac{\dot{V}_{p1}}{A} = 0.126 \text{ m/s.}$$

- Παροχή  $\dot{V}_{p2} = 8.64 \text{ lt/min} = 1.44 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{Ταχύτητα εμβόλου } U_{\dot{V}_{p2}} = \frac{\dot{V}_{p2}}{A} = 0.076 \text{ m/s.}$$

- $\dot{V}_{p,\text{ολικό}} = \dot{V}_{p1} + \dot{V}_{p2} = 23.04 \text{ lt/min} = 3.84 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{Ταχύτητα εμβόλου } U_{\dot{V}_{p,\text{ολικό}}} = \frac{\dot{V}_{p1} + \dot{V}_{p2}}{A} = 0.202 \text{ m/s.}$$

### 4.3 Κύλινδροι με εμβολάκια απλής ενεργείας

Με τον όρο κύλινδρος άνευ εμβόλου αποδίδεται το γεγονός ότι η διατομή της επιφανείας που φορτίζεται λόγω πίεσεως από το υδραυλικό ρευστό ισούται με τη διατομή του βάκτρου, όπερ  $D_{\text{εμβόλου}} = D_{\text{βάκτρου}}$ , αφού πρόκειται περί κυκλικών διατομών.

$$D_{\text{εμβόλου}} = 25\text{mm}$$

$$D_{\text{βάκτρου}} = 25\text{mm}$$

$$L_{\text{βάκτρου}} = 380\text{mm}$$



Σχήμα 4.3.1. Φωτογραφία εμβόλου και κυλίνδρου απλής ενεργείας

### Φάση εργασίας

Ως ανωτέρω, για να υπολογισθεί το φορτίο χρησιμοποιείται η σχέση

$$p = \frac{F}{A}$$

όπου F είναι το ζητούμενο φορτίο σε N και A το εμβαδόν του εμβόλου σε m<sup>2</sup>.

Όμως  $A = \frac{\pi}{4} D^2_{\text{εμβόλου}}$ , ήτοι  $A = 4.9 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ .

Άρα  $F_{\text{εργασίας}} = 613.6 \text{ N}$ , δηλαδή στη φάση εργασίας ο κύλινδρος έχει τονάζ 62.5kg.

Ομοίως υπολογίζεται η ταχύτητα του εμβόλου κατά τη φάση εργασίας:

- Παροχή  $\dot{V}_{p1} = 14.4 \text{ lt/min} = 2.40 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{Ταχύτητα εμβόλου } U_{\dot{V}_{p1}} = \frac{\dot{V}_{p1}}{A} = 0.490 \text{ m/s.}$$

- Παροχή  $\dot{V}_{p2} = 8.64 \text{ lt/min} = 1.44 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{Ταχύτητα εμβόλου } U_{\dot{V}_{p2}} = \frac{\dot{V}_{p2}}{A} = 0.294 \text{ m/s.}$$

- $\dot{V}_{p,\text{ολικό}} = \dot{V}_{p1} + \dot{V}_{p2} = 23.04 \text{ lt/min} = 3.84 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{Ταχύτητα εμβόλου } U_{\dot{V}_{p,\text{ολικό}}} = \frac{\dot{V}_{p1} + \dot{V}_{p2}}{A} = 0.784 \text{ m/s.}$$

## 5. Σχεδιασμός Υδραυλικού Κυκλώματος

### 5.1. Εξαρτήματα ελέγχου υδραυλικής ισχύος κι ορισμός βασικών προδιαγραφών κυκλώματος

Γνωρίζοντας πλέον τα υδραυλικά εξαρτήματα και τους υδραυλικούς επενεργητές της παλαιάς μηχανής, είναι εφικτό να σχεδιαστεί το θεωρητικό υδραυλικό κύκλωμα. Εκτός από τις επτά υδραυλικές βαλβίδες, οι οποίες αφαιρέθηκαν από το μονοκόχλιο διεκβολέα, εξασφαλίστηκαν άλλες τρεις βαλβίδες. Αναλυτικώς, τα εξαρτήματα, τα οποία διατίθεντο, ήταν τα εξής:

A/A	Τύπος/ Εταιρία	Χαρακτηριστικά	Τεμάχια
1	4/2 NG6 Hydronorma spool		2
2	4/2 NG10 Rexroth spool		1
3	4/3 NG10 Rexroth spool	Κλειστού κέντρου	1
4	4/3 NG10 Parker spool	Κλειστού κέντρου	1
5	4/3 NG10 Rexroth spool	Κλειστής καταθλίψεως	1
6	4/3 NG10 Parker spool	Κλειστής καταθλίψεως	1
7	4/3 NG6 Hydronorma solenoid	Κλειστής καταθλίψεως	1
8	4/3 NG6 Hydronorma solenoid	Ημίκλειστου κέντρου	1

9	3/2 NG6 Hydronorma	1
10	Meter out	1
11	Ασφαλιστικά	4

Πίνακας 5.1 Εξαρτήματα ελέγχου υδραυλικής ισχύος

Πριν ξεκινήσει ο αρχικός σχεδιασμός, αναγκαίο ήταν να προσδιορισθούν σαφώς οι προδιαγραφές, τις οποίες έπρεπε να πληροί η υδραυλική πρέσσα. Όπως προαναφέρθηκε, η νέα μηχανή έπρεπε να μπορεί να ασκεί τις εξής φορτίσεις στα δοκίμια:

- Θλιπτικά και εφελκυστικά φορτία
- Καμπτικά φορτία
- Στρεπτικά φορτία

Ένας άλλος παράγων, ο οποίος έπρεπε να ληφθεί υπ' όψιν, ήταν η αξιοποίηση του μεγαλύτερου δυνατού αριθμού εξαρτημάτων του μονοκόχλιου διεκβολέα. Αποφασίστηκε το πλαίσιο του σώματος της μηχανής να χρησιμοποιηθεί αυτούσιο με ελάχιστες αλλαγές, όπως ενισχύσεις των συγκολλήσεων, προσθήκη ορισμένων νεύρων για αύξηση της στιβαρότητας της κατασκευής και κάποια τρυπήματα για τη συναρμολόγηση των νέων κομματιών.

Προφανώς για την αποθήκευση του υδραυλικού ελαίου αποφασίστηκε να χρησιμοποιηθεί η ίδια δεξαμενή και για τη διακίνηση του η παλαιά αντλία, τροφοδοτούμενη από τον ηλεκτροκινητήρα της θερμοπλαστικής μηχανής.

## 5.2. Αρχικός σχεδιασμός

Όσον αφορά στους επενεργητές, τα στρεπτικά φορτία θα ασκούνταν από τον υδραυλικό κινητήρα. Τα καμπτικά φορτία αντίστοιχα αποφασίστηκε να ασκηθούν από τον κύλινδρο διπλής ενεργείας, ο οποίος στη θερμοπλαστική μηχανή μετακινούσε τον κοχλία εμπρός-πίσω. Τέλος, τα θλιπτικά και εφελκυστικά φορτία θα ασκούνταν από τους δύο κυλίνδρους απλής ενεργείας, οι οποίοι με κατάλληλες αλλαγές θα μετατρέπονταν σε διπλής ενεργείας και θα λειτουργούσαν εν παραλλήλω.

Σχετικώς με τη δομή του κυκλώματος αξίζει να σημειωθεί ότι οι υδραυλικοί επενεργητές (κύλινδροι θλίψεως-εφελκυσμού, κύλινδρος κάμψεως, υδραυλικός κινητήρας) θα τροφοδοτούνταν με δύο δυνατούς τρόπους, ένας μόνον επενεργητής τη φορά :

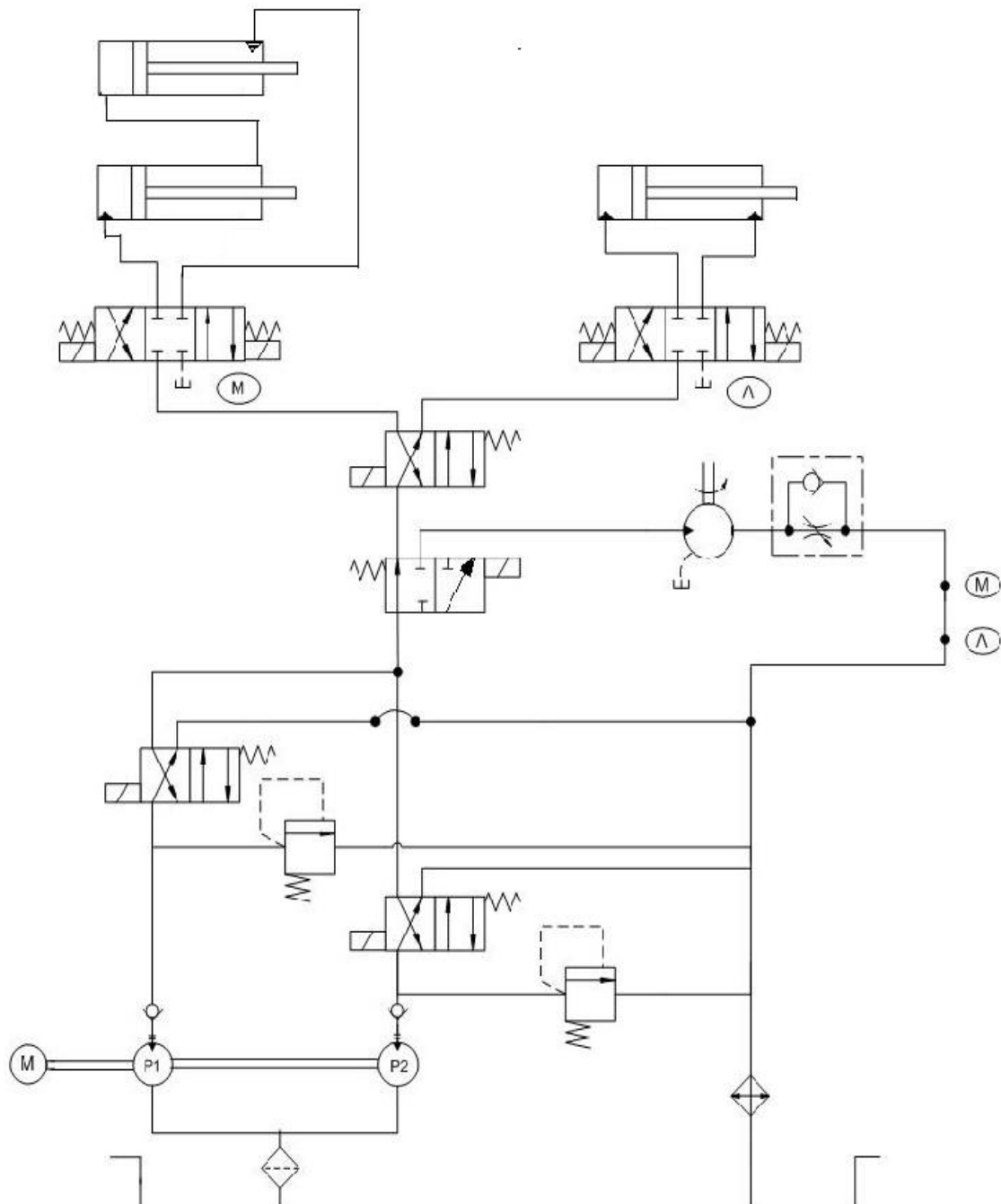
- μόνο από την αντλία P<sub>1</sub> με παροχή  $V_{p1} = 14.4 \text{ lt/min} = 2.40 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$
- από τις αντλίες P<sub>1</sub> και P<sub>2</sub> με παροχή  $V_{p,ολικό} = V_{p1} + V_{p2} = 23.04 \text{ lt/min} = 3.84 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

Αποφασίστηκε να μην υπάρχει δυνατότης να τροφοδοτείται το κύκλωμα μόνο από τη V<sub>p2</sub>, διότι η παροχή αυτή ήταν πολύ μικρή. Προφανώς ήταν απαραίτητο να προβλεφθεί αποφόρτιση (venting) της αντλίας P<sub>2</sub> όταν αυτή δε χρησιμοποιείται, ή και των δύο κατά την περίπτωση όπου το κύκλωμα ευρίσκεται εν στάσει και δεν είναι επιθυμητή η απενεργοποίηση του ηλεκτροκινητήρα, λόγου χάριν για αντικατάσταση του δοκιμίου. Με την αποφόρτιση παρατηρείται σημαντική οικονομία στην κατανάλωση ενεργείας, καθώς δε χρειάζεται να ενεργοποιηθούν τα ασφαλιστικά προκειμένου να ανακουφισθεί το κύκλωμα, απλώς απαιτείται η χρήση παρακαμπτηρίων βαλβίδων. Ως παρακαμπτήριες βαλβίδες θα χρησιμοποιούνταν βαλβίδες κατευθύνσεως της ροής 4/2 ή 3/2.

Ουσιαστικώς, με τη χρήση μίας βαλβίδας κατευθύνσεως της ροής η παροχή της δεύτερης αντλίας V<sub>p2</sub> είτε θα οδηγείτο απευθείας στη δεξαμενή, είτε θα βραχυκυκλωνόταν με τη φέρουσα την παροχή της P<sub>1</sub> γραμμή καταθλίψεως. Η ενιαία πλέον γραμμή καταθλίψεως θα οδηγείτο σε έναν εκ των τριών επενεργητών με τη χρήση επιλογέων (βαλβίδων κατευθύνσεως της ροής) ή στη δεξαμενή με τη χρήση μίας παρακαμπτηρίου βαλβίδας αποφορτίσεως. Με αυτόν τον τρόπο, αναλόγως με τη θέση στην οποία θα ευρίσκονταν οι παρακαμπτήριες βαλβίδες του venting, εκ της γραμμής καταθλίψεως θα διερχόταν είτε η V<sub>p1</sub>, είτε η συνολική παροχή των αντλιών V<sub>p,ολικό</sub>, είτε καμία εκ των δύο κατά την περίπτωση όπου το σύνολο της παροχής θα κατευθυνόταν στη δεξαμενή.

Επιπλέον αποτελεί ζητούμενο να εξασφαλίζεται ο καλός έλεγχος του υδραυλικού κινητήρα, δηλαδή ο έλεγχος της ταχύτητας περιστροφής του, ανεξαρτήτως του μεγέθους του φορτίου στην άτρακτό του. Ο προαναφερθείς έλεγχος πραγματοποιείται με τη χρήση ενός στραγγαλιστικού εξόδου (meter-out) στη γραμμή επιστροφής του

υδραυλικού κινητήρα, όπου ως αρχική υπόθεση θεωρείται αντίθλιψη (back-pressure) 5bar.



Σχήμα 5.2.1 Μονογραμμικό διάγραμμα κυκλώματος βέλτιστου σχεδιασμού

A/A	Τύπος/ Εταιρία	Χαρακτηριστικά	Τεμάχια
1	Αντλίες		2
2	Ασφαλιστικά		2
3	3/2 NG6 Hydronorma		1
4	4/2 NG6 Hydronorma spool		2
5	4/3 NG10 Rexroth spool	Κλειστού κέντρου	1
6	4/3 NG10 Parker spool	Κλειστού κέντρου	1
7	4/3 NG6 Hydronorma solenoid	Ημίκλειστου κέντρου	1
8	Αντεπίστροφες βαλβίδες		4
9	Υδραυλικός Κινητήρας		1
10	Meter out		1
11	Κύλινδροι απλής ενεργείας	Μετατροπή σε διπλής	2
12	Κύλινδρος διπλής ενεργείας	(καμπτικά φορτία)	1

Πίνακας 5.2.1 Στοιχεία μονογραμμικού κυκλώματος

Με αυτόν το σχεδιασμό προέκυπταν δύο βασικά προβλήματα: Το πρώτο σχετίζεται με το συγχρονισμό των δύο κυλίνδρων, καθώς στην εν παραλλήλω εργασία αυτών, εάν παρατηρηθούν φαινόμενα stick slip στον έναν εκ των δύο, η κινούμενη πλάκα δεν οδηγείται ορθώς και μπορεί να φθαρούν οι οδηγοί και το πλαίσιο να παραλάβει διατμητικά φορτία. Επιπροσθέτως οι δύο κύλινδροι ήταν μονού βάρους, επομένως τα θλιπτικά φορτία τα οποία θα ασκούσαν θα ήταν μεγαλύτερα από τα εφελκυστικά, αφού οι επιφάνειες του εμβόλου διαφέρουν μεταξύ τους (Αεμβόλου και Αεμβόλου-Αβάκτρου αντιστοίχως). Δεδομένου αυτού, οι ταχύτητες του εμβόλου διαφέρουν κατά τη φάση εργασίας και κατά τη φάση επιστροφής. Το δεύτερο πρόβλημα ήταν ότι με αυτόν τον σχεδιασμό μπορούσε να κινείται μόνον ένας επενεργητής τη φορά. Επομένως δεν υπήρχε η δυνατότητα να ασκούνται ταυτόχρονα συνδυαστικές φορτίσεις σε ένα δοκίμιο.

### 5.3. Βελτιωμένος σχεδιασμός

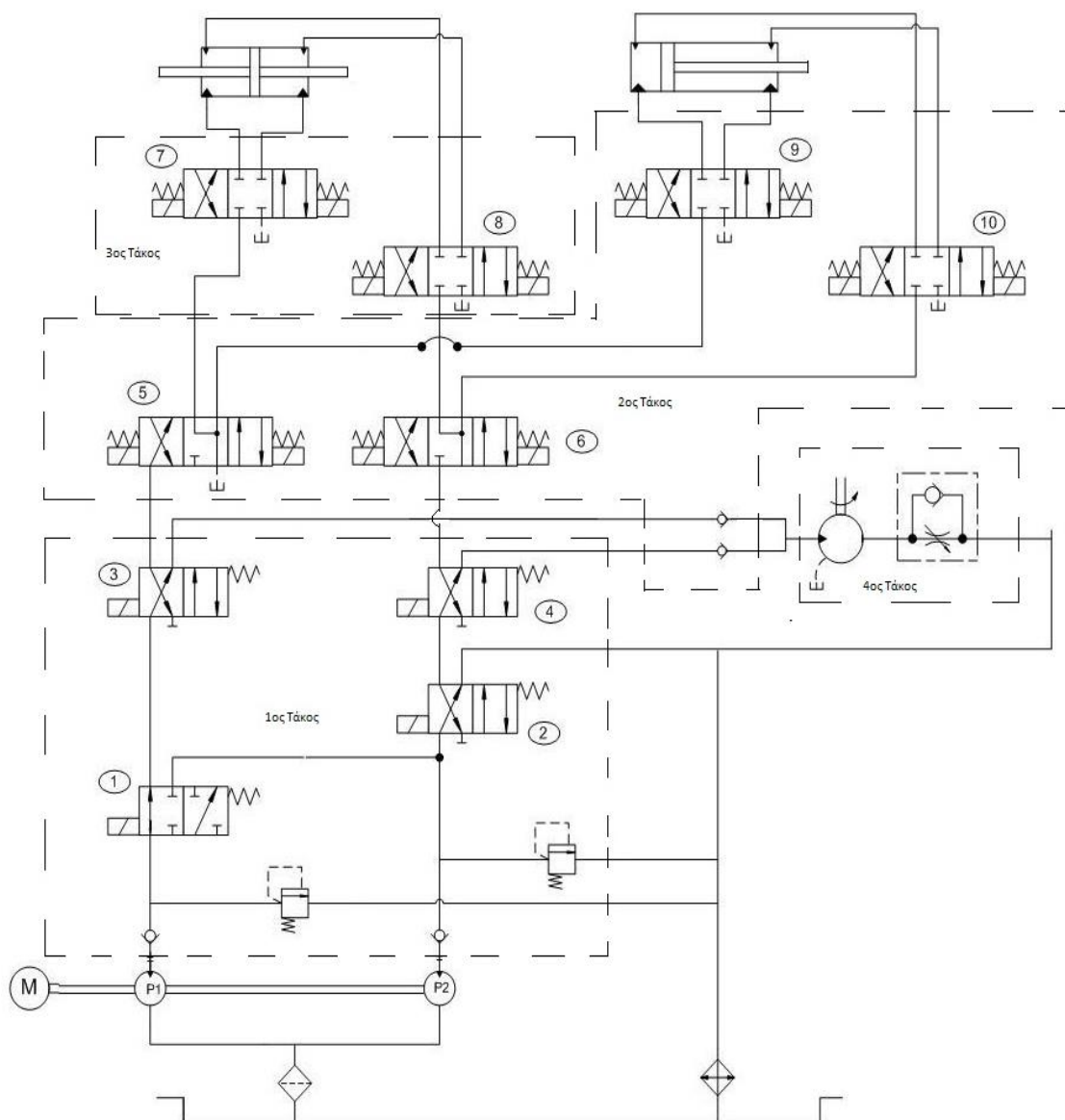
Αναγνωρίζοντας τις αδυναμίες του αρχικού σχεδιασμού, έγινε αντιληπτό ότι έπρεπε να διαφοροποιηθεί σε ορισμένα σημεία. Αποφασίστηκε λοιπόν οι δύο κύλινδροι να αντικατασταθούν από έναν καινούριο, ο οποίος θα ήταν διπλού βάκτρου. Ο λόγος ήταν ότι με αυτόν τον τρόπο επιλυόταν τόσο το θέμα του συγχρονισμού, όσο και το θέμα των διαφορετικών ταχυτήτων κατά τη φάση εργασίας και κατά τη φάση επιστροφής.

Προκειμένου να υπάρξει δυνατότης συνδυαστικών φορτίσεων, αποφασίστηκε να μη βραχυκυκλωθούν οι γραμμές καταθλίψεως των αντλιών  $P_1$  και  $P_2$ , αλλά σε καθένα εκ των τριών επενεργητών να υπήρχαν δύο διαφορετικές γραμμές καταθλίψεως, ούτως ώστε να υπάρχει η δυνατότης να τροφοδοτηθούν και από τη  $V_{p1}$  και από τη  $V_{p2}$  ταυτοχρόνως. Όπως και στον αρχικό σχεδιασμό, αποφασίστηκε να μη μπορεί να τροφοδοτηθεί μόνο ένας επενεργητής από τη  $V_{p2}$  (ενώ η  $V_{p1}$  υφίσταται venting) για λόγους απλουστεύσεως του κυκλώματος. Άρα, οι δυνατοί τρόποι τροφοδοσίας θα ήταν τρεις:

- μόνο από την αντλία  $P_1$  με παροχή  $\dot{V}_{p1} = 14.4 \text{ lt/min} = 2.40 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ , ένας μόνον επενεργητής
- από τις αντλίες  $P_1$  και  $P_2$  με παροχή  $\dot{V}_{p,\text{ολικό}} = V_{p1} + V_{p2} = 23.04 \text{ lt/min} = 3.84 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ , ένας μόνον επενεργητής
- από την αντλία  $P_1$  με παροχή  $\dot{V}_{p1} = 14.4 \text{ lt/min} = 2.40 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$  και από την αντλία  $P_2$  με παροχή  $\dot{V}_{p2} = 8.64 \text{ lt/min} = 1.44 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ , δύο επενεργητές ταυτοχρόνως

Επομένως, ο σχεδιασμός του κυκλώματος έγινε ως εξής: Η γραμμή καταθλίψεως της αντλίας  $P_1$ , με τη χρήση μίας βαλβίδας κατευθύνσεως της ροής 3/2, είτε οδηγείται προς τους επενεργητές, είτε βραχυκυκλώνεται με τη γραμμή καταθλίψεως της αντλίας  $P_2$ . Ο ενιαίος πλέον κλάδος, με μία βαλβίδα 4/2, είτε κατευθύνεται προς τη δεξαμενή, είτε προς τους επενεργητές.





Σχήμα 5.2.2 Μονογραμμικό διάγραμμα κυκλώματος βελτιωμένου σχεδιασμού

A/A	Τύπος/ Εταιρία	Χαρακτηριστικά	Τεμάχια
1	Αντλίες		2
2	Ασφαλιστικά		2
3	3/2 NG6 Hydronorma		1
2	4/2 NG10 Rexroth spool		1
4	4/2 NG6 Hydronorma spool		2
5	4/3 NG10 Rexroth spool	Κλειστού κέντρου	1
6	4/3 NG10 Parker spool	Κλειστού κέντρου	1
7	4/3 NG6 Hydronorma solenoid	Ημίκλειστου κέντρου	1
5	4/3 NG10 Rexroth spool	Κλειστής καταθλίψεως	1
6	4/3 NG10 Parker spool	Κλειστής καταθλίψεως	1
7	4/3 NG6 Hydronorma solenoid	Κλειστής καταθλίψεως	1
8	Αντεπίστροφες βαλβίδες		4
9	Υδραυλικός Κινητήρας		1
10	Meter out		1
11	Νέος κύλινδρος διπλής ενεργείας	(εφελκυσμού-θλίψεως)	2
12	Κύλινδρος διπλής ενεργείας	(καμπτικά φορτία)	1

Πίνακας 5.2.2. Στοιχεία μονογραμμικού διαγράμματος κυκλώματος

Αποτιμώντας τον νέο σχεδιασμό, παρατηρείται ότι με τη χρήση δέκα βαλβίδων δίδεται η δυνατότητα στο κύκλωμα να εκτελεί ταυτοχρόνως δύο κινήσεις επενεργητών. Με το σχεδιασμό του νέου κυλίνδρου αντιμετωπίζεται επιτυχώς το πρόβλημα του συγχρονισμού των εν παραλλήλω κυλίνδρων. Έπειτα σχεδιάστηκαν οι υδραυλικοί τάκοι (hydraulic blocks), επί των οποίων θα προσαρμόζονταν οι βαλβίδες του κυκλώματος και οι μαστοί των γραμμών παροχής.

## 6. Σχεδιασμός των Υδραυλικών Τάκων (Hydraulic Blocks)

Ο σχεδιασμός των υδραυλικών τάκων της πρέσσας απετέλεσε μία ιδιαίτερος δύσκολη και επίπονη διαδικασία. Οι δυσκολίες ήταν πάρα πολλές καθώς δεν υπάρχει καταγεγραμμένη καμία μεθοδολογία σχεδιασμού αυτών στην ελληνική και διεθνή βιβλιογραφία, καθώς αυτός πραγματοποιείται σχεδόν αποκλειστικώς με εμπειρικό τρόπο. Επειδή ο γράφων δεν είχε καμία προηγούμενη εμπειρία επί του συγκεκριμένου θέματος, προκειμένου να αποκτήσει μία πρώτη επαφή προτού ξεκινήσει το σχεδιασμό, αποσυναρμολόγησε τους παλαιούς τάκους και τους παρατήρησε επισταμένως.

Το πρόβλημα, το οποίο έπρεπε να αντιμετωπισθεί, συνοψίζεται ως εξής: Στον μικρότερο δυνατό όγκο υλικού από πλευράς αντοχής, έπρεπε να τοποθετηθούν οι βαλβίδες αντεπιστροφής, τα ασφαλιστικά και οι βαλβίδες κατευθύνσεως της ροής του κυκλώματος, ούτως ώστε να επικοινωνούν μεταξύ τους, υλοποιώντας στην πράξη το επιθυμητό κύκλωμα. Η διάταξη των βαλβίδων και των παθητικών στοιχείων έπρεπε να είναι όσο το δυνατόν βέλτιστη, προκειμένου να μη χρειασθεί μεγάλος όγκος υλικού, αλλά και να είναι ευκόλως κατεργάσιμα τα τεμάχια. Με την ελαχιστοποίηση του όγκου των τεμαχίων προέκυπταν κάποια επιπλέον πλεονεκτήματα, όπως επί παραδείγματι χαμηλότερο κόστος,

ελαφρότερα τεμάχια, μεγαλύτερη ευκολία στην τοποθέτηση. Κρίνεται σκόπιμο να υπενθυμιστεί το γεγονός ότι οι προς σχεδίαση υδραυλικοί τάκοι έπρεπε να έχουν τέτοιες διαστάσεις, ούτως ώστε να μπορούν να προσαρμοσθούν επί του πλαισίου της παλαιάς μηχανής χωρίς μετατροπές. Επομένως υπήρχε περιορισμός ως προς το διαθέσιμο χώρο. Μόνον κατά την περίπτωση όπου θα αποδεικνυόταν ότι για λόγους αντοχής οι τάκοι θα ήταν ιδιαίτερος μεγάλοι, τόσο ώστε να μην επαρκούσε ο διαθέσιμος χώρος, θα πραγματοποιείτο μετατροπή του πλαισίου (ενδεχομένως κάποια προσθήκη προβόλου ενισχυμένου με νεύρα).

Προκειμένου τα σχέδια των υδραυλικών τάκων να είναι ορθά, έπρεπε εν πρώτοις να αποτυπωθούν σκαριφηματικά οι επιφάνειες συναρμογής των εξαρτημάτων που θα τοποθετούνταν επ' αυτών καθώς και οι όγκοι τους (αντλίες, βαλβίδες, παθητικά στοιχεία), αλλά και ως τρισδιάστατα μοντέλα εν συνεχεία για την οπτική απεικόνιση των συναρμολογημάτων (assemblies). Επιπλέον, με τον τρισδιάστατο σχεδιασμό των εξαρτημάτων, υπήρχε η δυνατότητα να εντοπισθούν και να διορθωθούν εύκολα και γρήγορα αβλεψίες, οι οποίες προκύπτουν πλειστάκις κατά το σχεδιασμό πολύπλοκων τεμαχίων (επί παραδείγματι η λανθασμένη καταχώρηση μίας διαστάσεως, η οποία μπορεί να επηρεάζει τη θέση ενός εξαρτήματος οδηγώντας σε αλληλεπικαλυπτόμενα εξαρτήματα, το οποίο προφανώς είναι αδύνατον).

Για την καταγραφή των επιφανειών συναρμογής και των εξωτερικών διαστάσεων των βαλβίδων και των παθητικών στοιχείων χρησιμοποιήθηκαν δύο μέθοδοι:

- Μέτρηση με παχύμετρο
- Επαλήθευση των μετρηθεισών διαστάσεων, χρησιμοποιώντας ως βοήθημα το βιβλίο Hydraulic Components της εταιρίας Mannesmann Rexroth [2]

## **6.1. Πρώτος τάκος**

### **6.1.1. Στοιχεία πρώτου τάκου**

Πριν από το σχεδιασμό του πρώτου τάκου, έπρεπε να καταγραφούν όλα τα εξαρτήματα, τα οποία θα συνδέονταν επ' αυτού. Παρατίθεται λοιπόν ο πίνακας των εν λόγω εξαρτημάτων, όπως αυτά εικονίζονται και στο μονογραμμικό διάγραμμα του κυκλώματος:

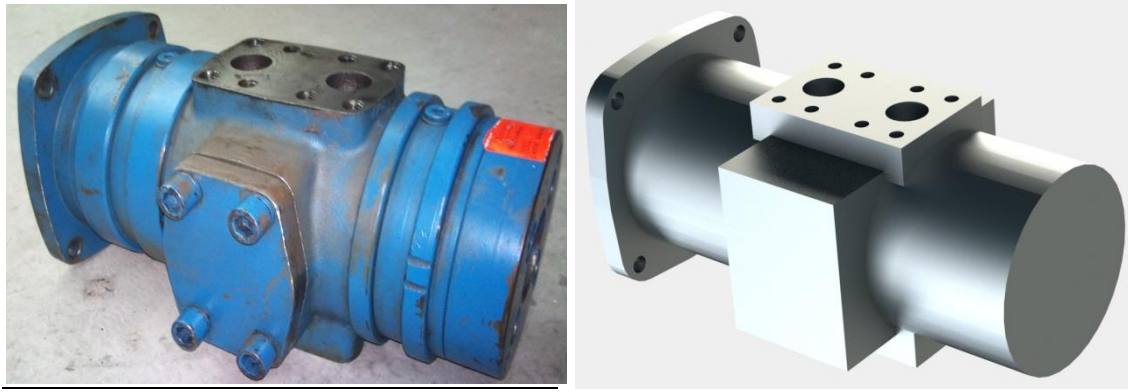
A/A	Εξαρτήματα	Τεμάχια
1	Αντλία	1
2	Βαλβίδες αντεπιστροφής	2
3	Ασφαλιστικές βαλβίδες	2
4	Βαλβίδα 4/2 Hydronorma	1
5	Βαλβίδα 4/2 Hydronorma	1

Πίνακας 6.1.1 Λίστα συνδεδεμένων επί του πρώτου τάκου εξαρτημάτων

Στις επόμενες υποπαραγράφους περιγράφονται και αναλύονται αυτά τα εξαρτήματα, προκειμένου ο αναγνώστης να αντιληφθεί ποιες παράμετροι έπρεπε να ληφθούν υπ' όψιν κατά το σχεδιασμό, τόσο από άποψη λειτουργικότητας, όσο κι από άποψη διαστάσεων και συνδεσμολογίας.

### Αντλία

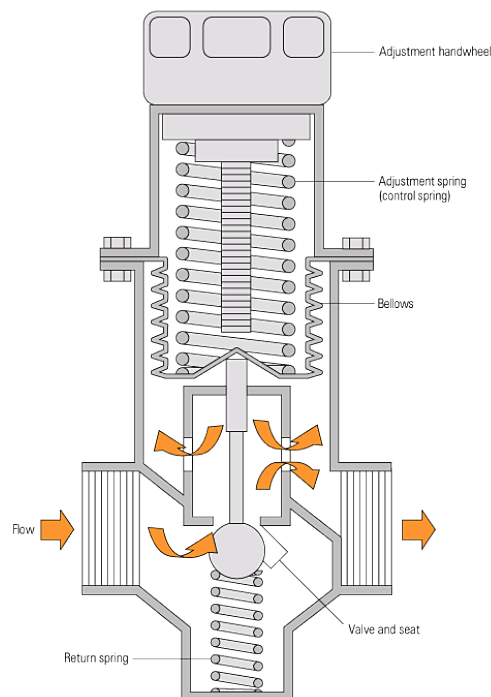
Επειδή οι γραμμές καταθλίψεως των αντλιών δεν συνδέονταν με τον παλαιό τάκο μέσω σωληνώσεων και μαστών, αλλά οι έξοδοί τους ευρίσκονταν επί του κελύφους για απευθείας κοχλίωση επί του τάκου (όπως πραγματοποιείτο στην προς συζήτησιν εφαρμογή του μονοκόχλιου διεκβολέα) ή μεταφορά των παροχών μέσω πολλαπλής εξόδου (manifold), αποφασίστηκε και στη νέα μηχανή να υλοποιηθεί με αυτόν τον τρόπο για λόγους ελαχιστοποίησης των υδραυλικών πληγμάτων (τα οποία αυξάνονται με τη χρήση εύκαμπτων σωληνώσεων), οικονομίας χώρου και απλότητας. Κάτωθι παρουσιάζεται η αντλία και το τρισδιάστατο μοντέλο της (όπως θα αναφέρονται από εδώ κι εμπρός χάριν συντομίας οι δύο αντλίες P<sub>1</sub> και P<sub>2</sub> αφού περιβάλλονται από ένα κοινό κέλυφος). Οι διαστάσεις μετρήθηκαν με τη χρήση παχυμέτρου.



Σχήμα 6.1.1 Φωτογραφία της αντλίας (αριστερά) και τρισδιάστατη απεικόνισή της (δεξιά)

Ασφαλιστικές βαλβίδες τύπου DBD, εταιρίας Hydronorma

Στο κύκλωμα της υδραυλικής πρέσσας παρατηρείται ότι χρειάζονται δύο ασφαλιστικά στους κλάδους των καταθλίψεων των αντλιών P<sub>1</sub> και P<sub>2</sub>. Από το μονοκόχλιο διεκβολέα απεσπάσθησαν τέσσερις ασφαλιστικές βαλβίδες τύπου DBD. Οι βαλβίδες τύπου DBD χρησιμοποιούνται προκειμένου να θέσουν ένα άνω όριο στην πίεση του υδραυλικού κυκλώματος για λόγους ασφαλείας, είναι δηλαδή βαλβίδες ρυθμίσεως της πιέσεως. Πρόκειται περί direct operated poppet valves, ήτοι βαλβίδες οι οποίες λαμβάνουν εντολή απευθείας από την πίεση που υπάρχει στο κύκλωμα, εν αντιθέσει με τις pilot operated valves, οι οποίες ενεργοποιούνται με πίεση εντολής μέσω εσωτερικής ροής, η οποία πιέζει και μετακινεί το ολισθαίνον εξάρτημά τους.



Σχήμα 6.1.2 Τομή βαλβίδας DBD

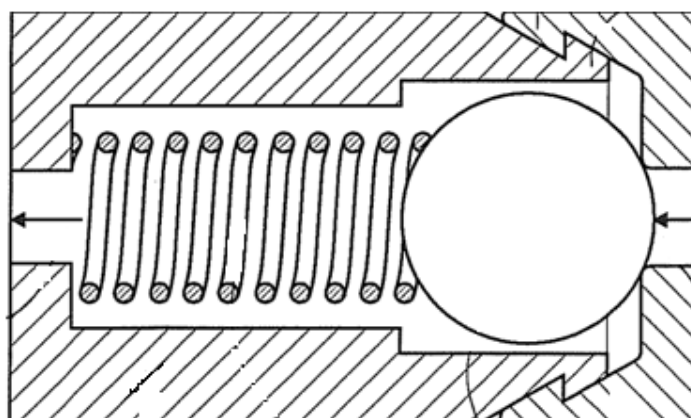
Όπως φαίνεται στην τομή, η βαλβίδα αποτελείται από ένα εξωτερικό περίβλημα, το οποίο φέρει εσωτερικώς ένα ελατήριο. Στο ένα άκρο υπάρχει ένα επιστόμιο με ελατήριο αποσβέσεως, το οποίο επικοινωνεί με τη γραμμή καταθλίψεως P. Το ελατήριο συγκρατεί το επιστόμιο στην προκαθορισμένη θέση του. Στο άλλο άκρο του περιβλήματος υπάρχει ένας ρυθμιστικός κοχλίας, ο οποίος ρυθμίζει τη σκληρότητα του ελατηρίου. Αναλόγως προς αυτήν ρυθμίζεται η απαιτούμενη πίεση, για την οποία το επιστόμιο ανοίγει και η παροχή αυτού του κλάδου οδηγείται στη δεξαμενή. Η μέγιστη διαδρομή του επιστομίου καθορίζεται από έναν πείρο. Επομένως, όταν η πίεση του κυκλώματος υπερβεί αυτό το όριο, ενεργοποιείται η βαλβίδα και το κύκλωμα ανακουφίζεται εκ της υπερπίεσεως.



Σχήμα 6.1.3 Φωτογραφία ασφαλιστικών

### Βαλβίδες αντεπιστροφής

Εκ του μονογραμμικού διαγράμματος παρατηρείται ότι απαιτείτο η χρήση δύο βαλβίδων αντεπιστροφής.



Σχήμα 6. 1.4 Ευθύγραμμη βαλβίδα αντεπιστροφής

Οι βαλβίδες αυτές επιτρέπουν τη ροή του εργαζομένου μέσου προς μία μόνον κατεύθυνση, απαγορεύοντας τη δυνατότητα ροής προς την αντίθετη. Αποτελούνται από έναν κώνο ή σφαίρα (ολισθαίνον εξάρτημα) κι ένα ελατήριο. Το ελατήριο συγκρατείται το ολισθαίνον εξάρτημα στη θέση του μέσω της δύναμης που του ασκεί, ενώ επιτελεί ταυτοχρόνως και το ρόλο του οδηγού επαναφοράς στην αρχική θέση. Μία βαλβίδα αντεπιστροφής μπορεί να είναι ευθύγραμμη ή γωνιακή. Οι αντεπίστροφες, οι οποίες απεσπάρθησαν από τον μονοκόχλιο διεκβολέα, ήταν ευθύγραμμες.



Σχήμα 6.1.5. Τομή βαλβίδας DBD

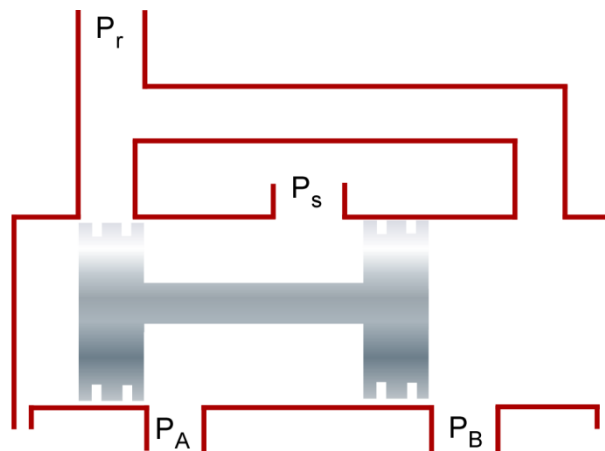
Η τοποθέτησή τους στον υδραυλικό τάκο γίνεται ως εξής: Διανοίγεται μία οπή, βάθους αναλόγου προς το μήκος του ολισθαίνοντος εξαρτήματος, προσαυξημένου κατά τι, προκειμένου να μπορεί το ολισθαίνον εξάρτημα να υποχωρήσει, ούτως ώστε να επιτραπεί στο ρευστό να διέλθει. Εν συνεχεία η οπή ταπώνεται. Επομένως, στη φάση του σχεδιασμού του πρώτου τάκου, έπρεπε να προβλεφθεί ο κατάλληλος χώρος για την τοποθέτηση των δύο βαλβίδων αντεπιστροφής και των ταπών τους.

#### Βαλβίδες κατευθύνσεως της ροής 4/2

Αυτές οι βαλβίδες αποτελούνται από ένα κέλυφος, το οποίο εσωτερικώς περιέχει διάφορες διόδους ρευστού κι ένα βάκτρο, το οποίο φέρει διάφορα ολισθαίνοντα έμβολα. Αναλόγως προς τη θέση του

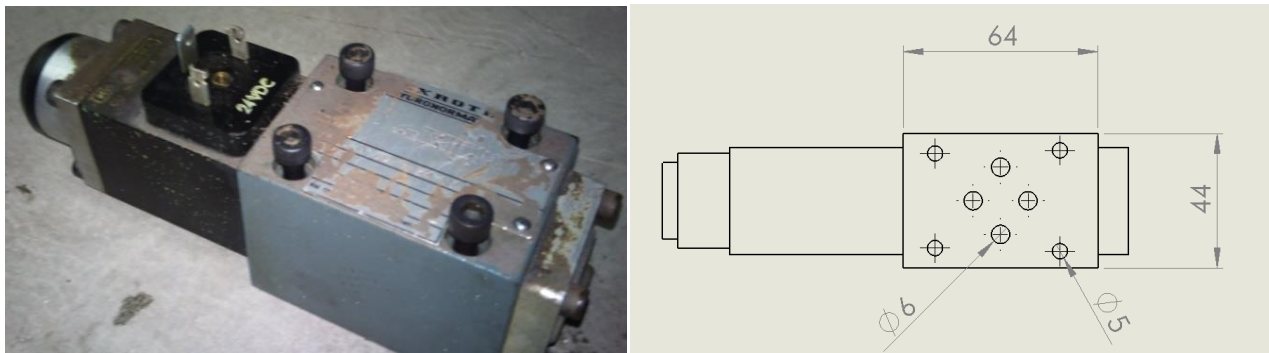


βάκτρου ανοιγοκλείνουν οι διάφορες δίοδοι. Με αυτές τις βαλβίδες ρυθμίζεται η κατεύθυνση της ροής εντός του κυκλώματος.



Σχήμα 6.1.6 Σκαρίφημα βαλβίδας κατευθύνσεως 4/2

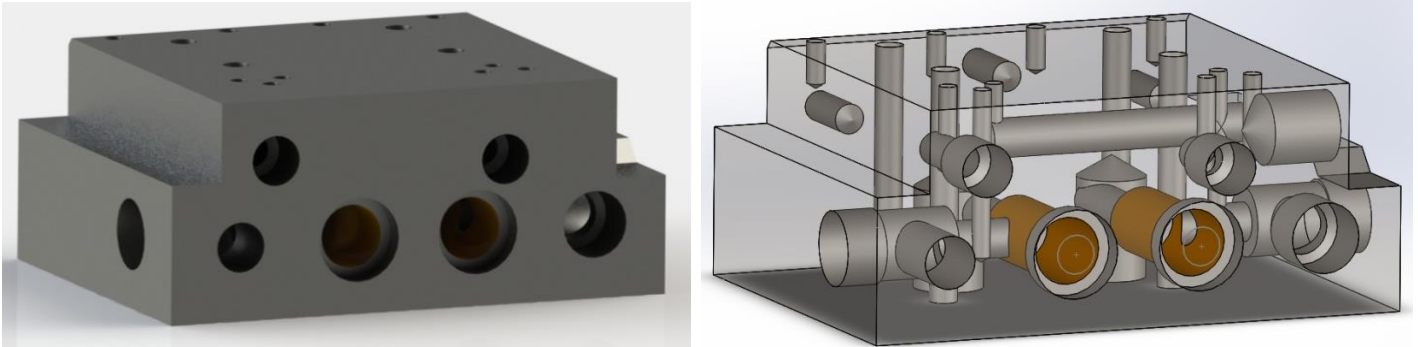
Από το μονογραμμικό διάγραμμα είναι προφανές ότι η χρήση αυτών των βαλβίδων προσομοιάζει με αυτή βαλβίδων 2/2, δηλαδή και για τις δύο βαλβίδες μας ενδιαφέρουν οι δρόμοι P-A και P-B.



Σχήμα 6.2.1.7. Φωτογραφία βαλβίδων (αριστερά) και τοπολογία NG6 (δεξιά)

### 6.1.2. Σχεδιασμός πρώτου τάκου

Γνωρίζοντας πλέον τις ακριβείς διαστάσεις των εξαρτημάτων, καθώς και τον τρόπο, με τον οποίο το κάθε εξάρτημα έπρεπε να τοποθετηθεί επί του τάκου, κατέστη δυνατόν να υλοποιηθεί ο σχεδιασμός.



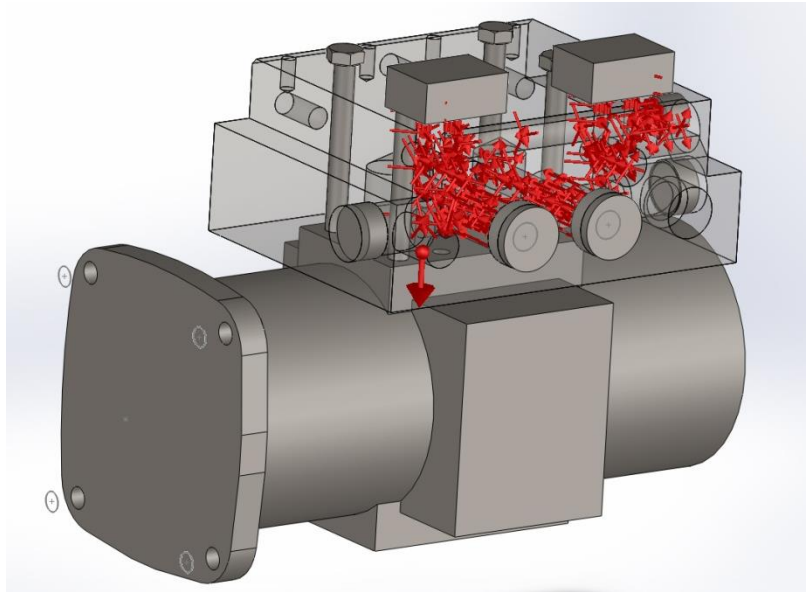
Σχήμα 6.1.2.1 Τρισδιάστατο μοντέλο πρώτου τάκου

### 6.1.3. Έλεγχος με χρήση αναλύσεως πεπερασμένων στοιχείων

Εν συνεχεία πραγματοποιήθηκε έλεγχος του τάκου με χρήση αναλύσεως πεπερασμένων στοιχείων, προκειμένου να ελεγχθεί η αντοχή του στις ασκούμενες πιέσεις. Απαραίτητο ήταν να ορισθούν οι εξής παράμετροι:

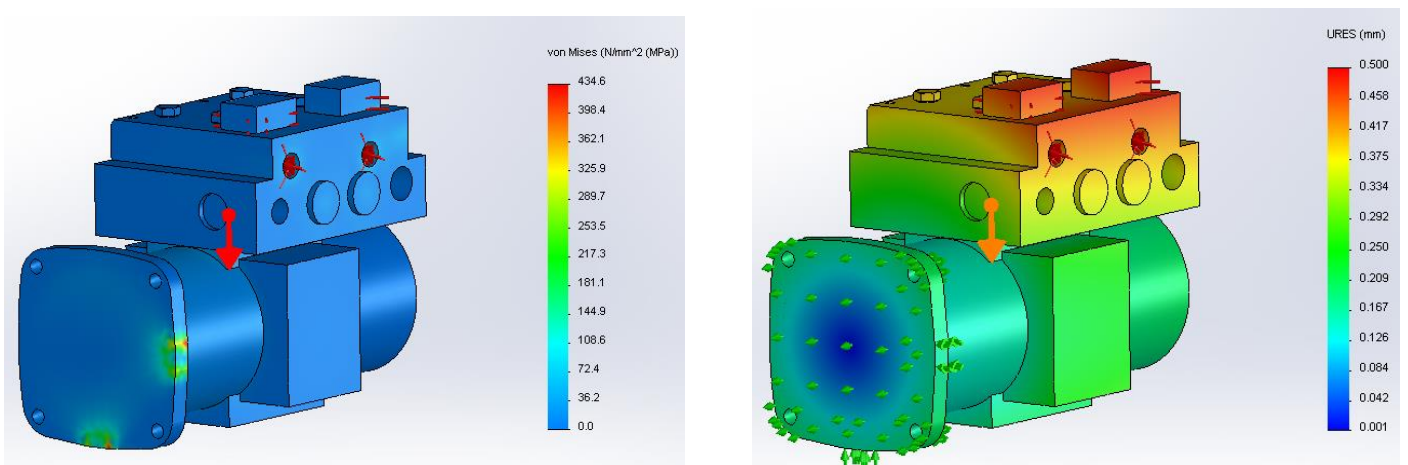
- Υλικό κατασκευής
- Στηρίξεις
- Φορτία (πιέσεις εντός των εσωτερικών καναλιών)

Ως υλικό κατασκευής επελέγη ο χάλυψ Ck45, καθώς ενδείκνυται για τέτοιες εφαρμογές. Ως προς τις στηρίξεις πραγματοποιήθηκαν διάφορες δοκιμές: στήριξη του τάκου με κοχλίωση επί μονόπακτης δοκού διατομής Γάμμα (πακτωμένης επί του πλαισίου της μηχανής), αμφίπακτης δοκού και τέλος με υποστήριξη από τη φλάντζα της αντλίας (όπως είχε υλοποιηθεί στον μονοκόχλιο διεκβολέα με κοχλίωση του τάκου επί της αντλίας). Αποφασίστηκε να συμπεριληφθεί χάριν συντομίας μόνον η προσομοίωση, στην οποία η στήριξη πραγματοποιήθηκε επί της φλάντζας της αντλίας. Ο έλεγχος έγινε για πίεση 200bar στα κανάλια επικοινωνίας της τροφοδοσίας της αντλίας, των βαλβίδων αντεπιστροφής και των βαλβίδων κατευθύνσεως της ροής. Στα ασφαλιστικά δεν ορίστηκαν πιέσεις στο τμήμα που οδηγεί την παροχή στον κλάδο επιστροφής, διότι εκεί η πίεση θα ήταν ίση με αυτήν της δεξαμενής (ατμοσφαιρική πίεση).



Σχήμα 6.1.3.1 Τοποθέτηση φορτίων προσομοιώσεως πρώτου τάκου

Για την διενέργεια της προσομοιώσεως επελέγη όσο το δυνατόν πυκνότερο πλέγμα. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης παρουσιάζονται κάτωθι:



Σχήμα 6.1.3.2 Αποτελέσματα προσομοίωσης πρώτου τάκου  
ισοδύναμης τάσης Von Mises (αριστερά) και παραμόρφωσης (δεξιά)

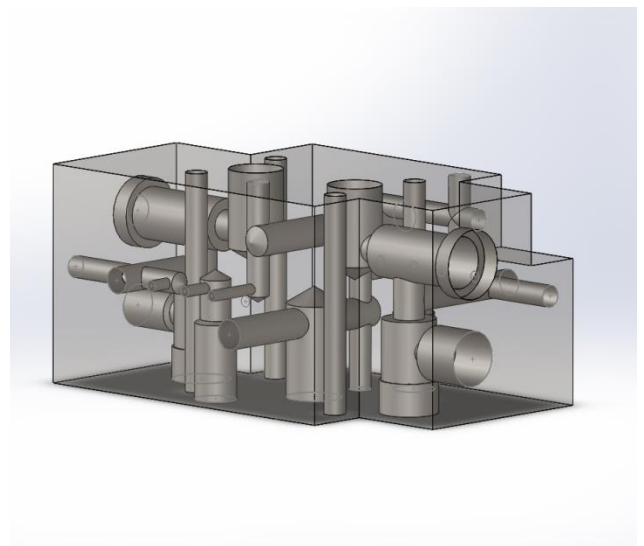
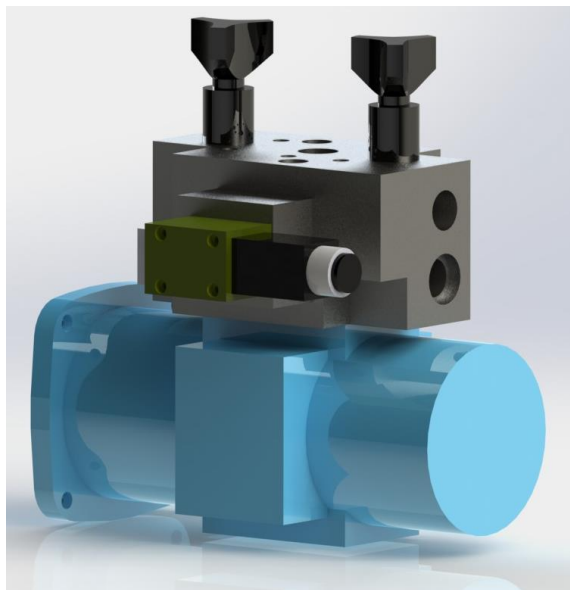
### Αξιολόγηση των αποτελεσμάτων

Όπως προέκυψε από τα αποτελέσματα, τόσο η τάση κατά κριτήριο Von Mises, όσο κι η πρώτη κύρια τάση κυμάνθηκαν σε ιδιαίτερος υψηλά επίπεδα, ξεπερνώντας τοπικά το όριο διαρροής του υλικού. Το γεγονός αυτό αποδίδεται στη λανθασμένη τοποθέτηση των εξαρτημάτων, διότι η επιλεγμένες συμμετρίες δεν αλληλοεξουδετέρωναν ικανοποιητικώς τις

ασκούμενες τάσεις. Οι μετατοπίσεις δεν ήταν ιδιαίτερες μεγάλες παρ' όλα αυτά. Επομένως ο συγκεκριμένος σχεδιασμός απορρίφθηκε και ο τάκος έπρεπε να επανασχεδιασθεί με διαφορετικό τρόπο.

#### 6.1.4. Εναλλακτικός σχεδιασμός πρώτου τάκου

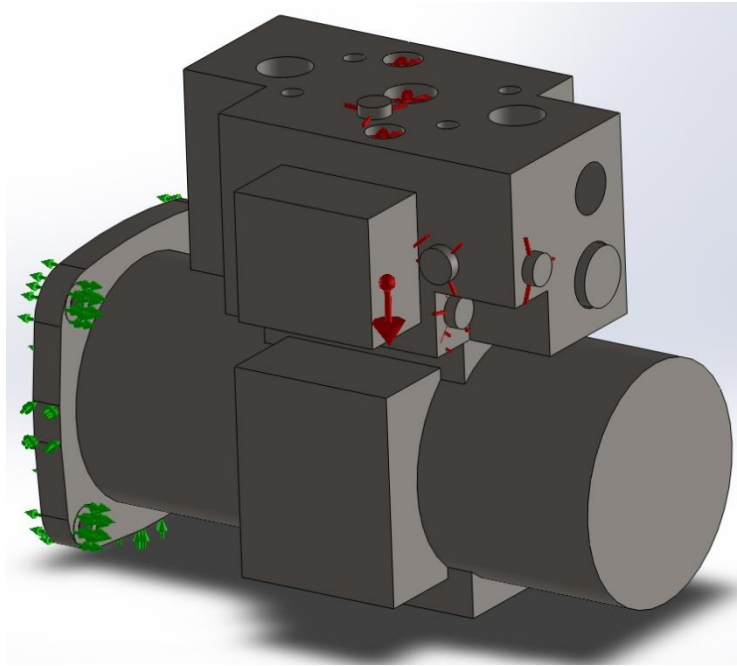
Σχεδιάστηκε λοιπόν εκ νέου ο υδραυλικός τάκος. Προκειμένου οι ασκούμενες τάσεις να αλληλοεξουδετερώνονται, τα στοιχεία του εν λόγω κυκλώματος τοποθετήθηκαν σε όλες τις πλευρές του, με τρόπο ώστε οι θέσεις των ομοίων εξαρτημάτων και των μαστών ίσης διαμέτρου να είναι συμμετρικές και να ευρίσκονται σε απέναντι πλευρές.



Σχήμα 6.1.4.1 Τρισδιάστατη απεικόνιση πρώτου τάκου

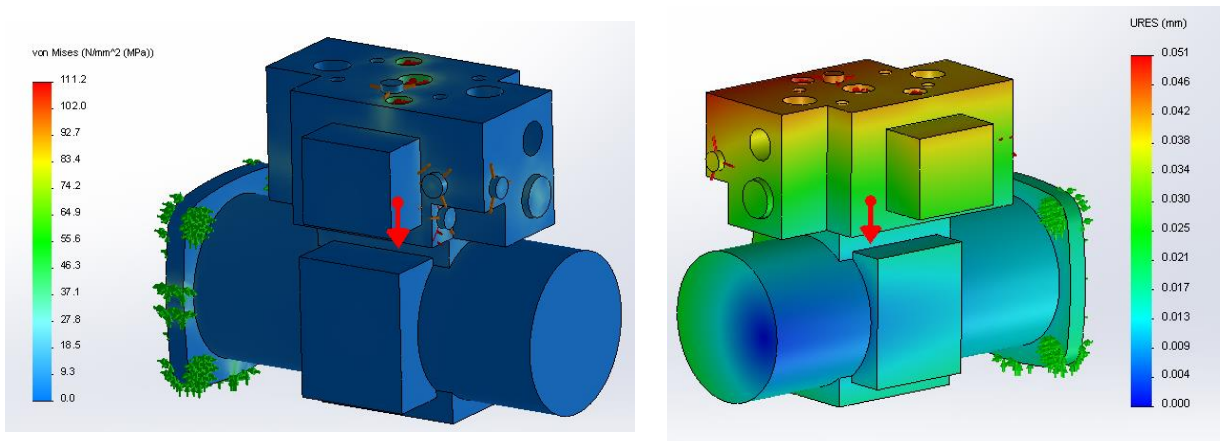
#### Έλεγχος με χρήση αναλύσεως πεπερασμένων στοιχείων

Το υλικό κατασκευής, η στήριξη και τα φορτία ήταν ακριβώς τα ίδια με αυτά της προηγούμενης περιπτώσεως.



Σχήμα 6.1.4.2 Τοποθέτηση φορτίων προσομοίωσης βελτιωμένου πρώτου τάκου

Για την διενέργεια της προσομοίωσης επελέγη όσο το δυνατόν πυκνότερο πλέγμα. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης παρουσιάζονται κάτωθι:



Σχήμα 6.1.4.2 Αποτελέσματα προσομοίωσης πρώτου τάκου  
ισοδύναμης τάσης Von Mises (αριστερά) και παραμόρφωσης (δεξιά)

### Αξιολόγηση των αποτελεσμάτων

Όπως προέκυψε από τα αποτελέσματα, τόσο η τάση κατά κριτήριο Von Mises, όσο κι η πρώτη κύρια τάση μειώθηκαν δραματικώς εν σχέσει με τον πρώτο τάκο και διατηρήθηκαν σε ιδιαίτερος χαμηλότερα επίπεδα

από το όριο διαρροής του υλικού. Οι μετατοπίσεις ήταν αμελητέες. Επομένως ο συγκεκριμένος σχεδιασμός ενεκρίθη.

## 6.2. Δεύτερος τάκος

Ομοίως με τον πρώτο τάκο, έπρεπε να καταγραφούν όλα τα εξαρτήματα, τα οποία θα συνδέονταν επί του δευτέρου τάκου. Παρατίθεται λοιπόν ο πίνακας των εν λόγω εξαρτημάτων, όπως αυτά εικονίζονται και στο μονογραμμικό διάγραμμα του κυκλώματος:

A/A	Εξαρτήματα	Τεμάχια
1	Βαλβίδες αντεπιστροφής	2
2	3/2 NG6 Hydronorma	1
3	4/2 NG10 Rexroth spool	1
4	4/3 NG10 Rexroth κλειστής καταθλίψεως	1
5	4/3 NG10 Parker κλειστής καταθλίψεως	1
6	4/3 NG10 Rexroth κλειστού κέντρου	1
7	4/3 NG10 Parker κλειστού κέντρου	1

Πίνακας 6.2.1.1 Λίστα συνδεδεμένων στο δεύτερο τάκο εξαρτημάτων

Για τα προαναφερθέντα εξαρτήματα, ισχύει ό,τι και προηγουμένως (όσον αφορά στις βαλβίδες αντεπιστροφής και στις βαλβίδες κατευθύνσεως της ροής 4/2 και 3/2). Ενδεικτικώς παρατίθενται οι διαστάσεις αυτών στα κάτωθι σχήματα.

Βαλβίδες αντεπιστροφής (check valves) (υποπαράγραφος του δευτέρου τάκου)

Οι βαλβίδες αντεπιστροφής του δευτέρου τάκου ήταν επίσης ευθύγραμμες και ήταν γεωμετρικά όμοιες με αυτές του πρώτου τάκου. Διέφεραν μόνον ως προς το μέγεθος καθώς ήταν λίγο μεγαλύτερες.



Σχήμα 6.2.1.1 Φωτογραφία βαλβίδας αντεπιστροφής (αριστερή)

Βαλβίδα κατευθύνσεως της ροής 3/2 NG24 Hydronorma

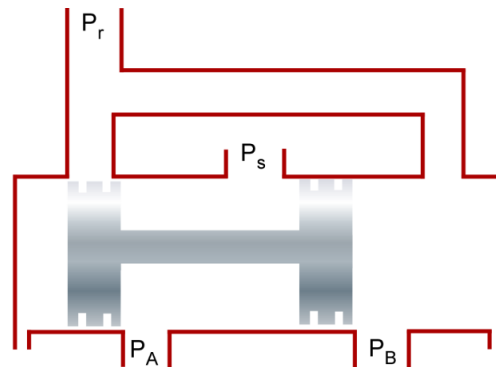
Η τοπολογία των θυρίδων αυτής της βαλβίδας απεικονίζεται κάτωθι:



Σχήμα 6.2.1.2 Φωτογραφία βαλβίδας κατευθύνσεως 3/2 NG6

Βαλβίδα κατευθύνσεως της ροής 4/2 NG10 Rexroth

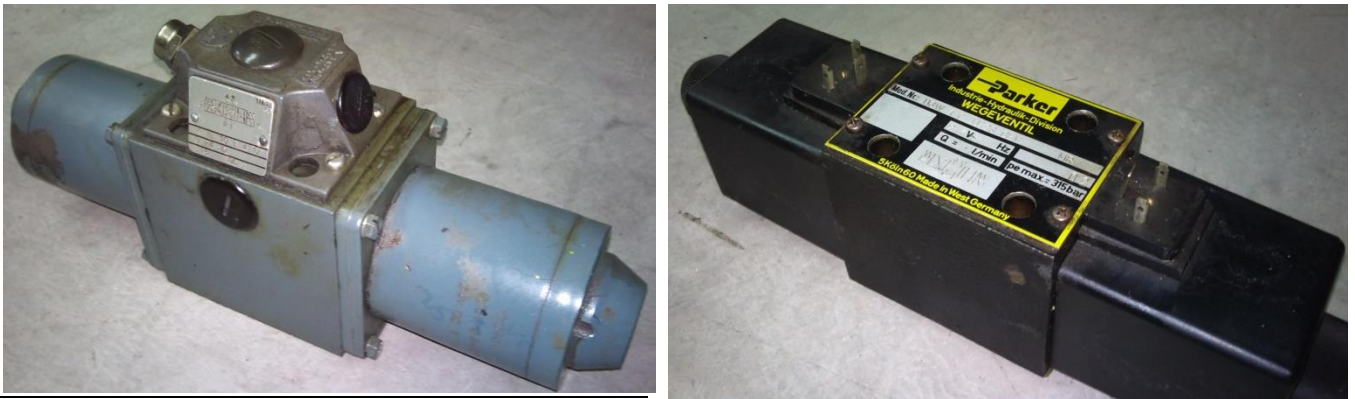
Η τοπολογία των θυρίδων αυτής της βαλβίδας απεικονίζεται κάτωθι:



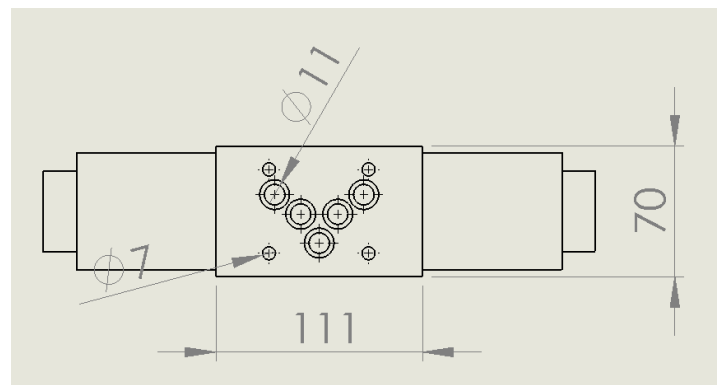
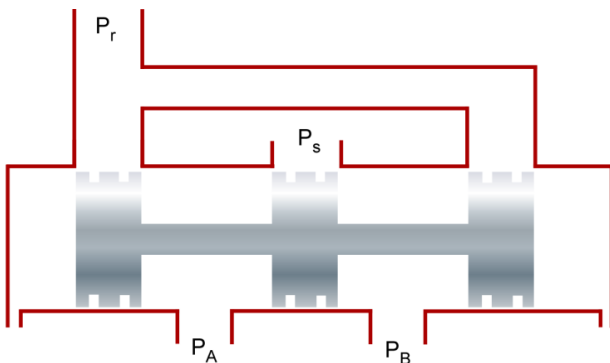
Σχήμα 6.2.1.3 Φωτογραφία και τομή βαλβίδας κατευθύνσεως 4/2-NG10

Βαλβίδες κατευθύνσεως της ροής 4/3 NG10 (Rexroth και Parker)

Για τις βαλβίδες 4/3 ισχύει ό,τι ακριβώς και στις βαλβίδες 4/2, μόνον που αντί για δύο διαθέτουν τρεις θέσεις. Η τοπολογία των θυρίδων αυτών των βαλβίδων δεν διαφοροποιείται μεταξύ των δύο εταιριών κατασκευής, αλλά είναι κοινή και για τις τέσσερις βαλβίδες. Η προαναφερθείσα τοπολογία απεικονίζεται κάτωθι:



Σχήμα 6.2.1.4 Φωτογραφία βαλβίδων NG10, 4/3 κλειστού κέντρου



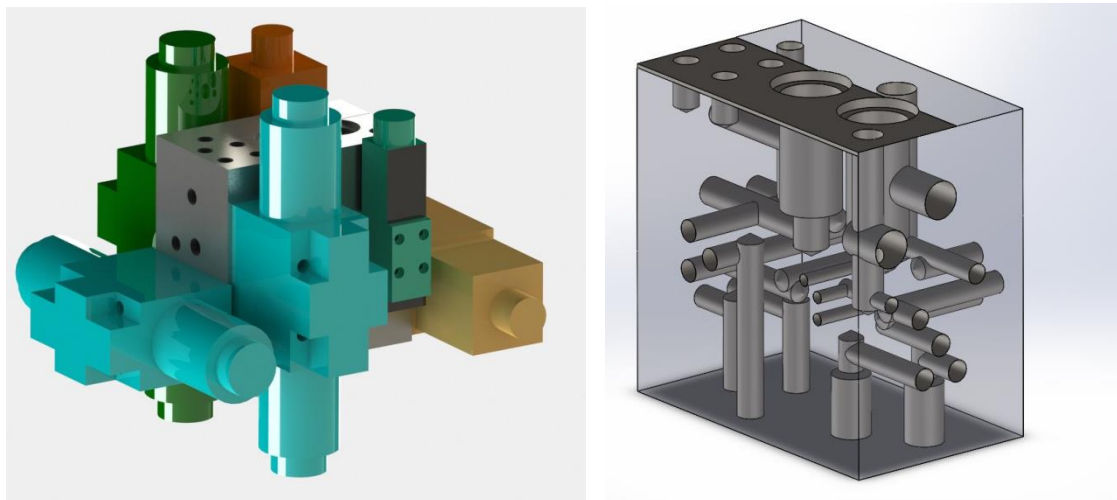
Σχήμα 6.2.1.5 Τομή βαλβίδας (αριστερά) και τοπολογία NG10 (δεξιά)

Αναλόγως προς τη διάταξη των θυρίδων των βαλβίδων (NG6 ή NG10), σχεδιάστηκαν οι θέσεις των βαλβίδων επί του τάκου, με τρόπο ώστε να υλοποιείται το κύκλωμα.



### 6.2.1. Σχεδιασμός δευτέρου τάκου

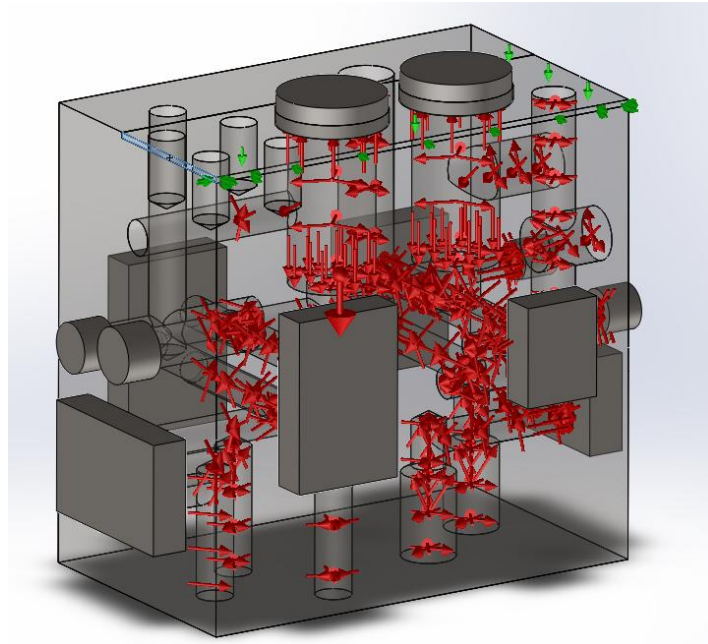
Ομοίως με τον πρώτο τάκο, σχεδιάστηκε κι ο δεύτερος. Κατόπιν διαδοχικών δοκιμών επελέγη ο τάκος όπου υπήρχε όσο το δυνατόν μεγαλύτερη συμμετρία για καλύτερη κατανομή των φορτίων κι εν συνεχεία ελέγχθηκε με χρήση αναλύσεως πεπερασμένων στοιχείων.



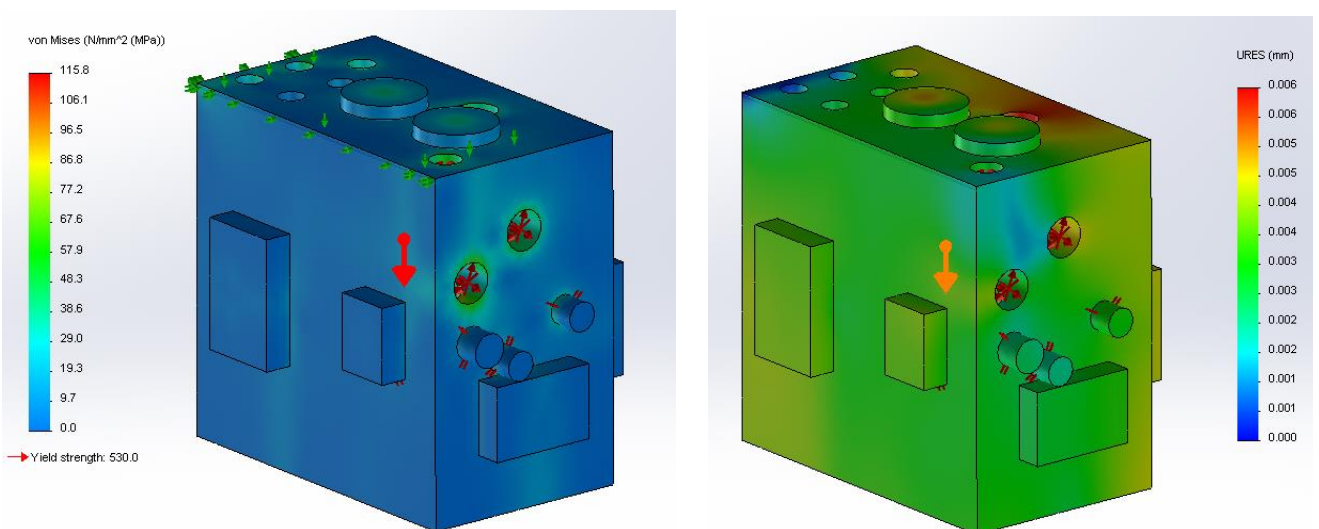
Σχήμα 6.2.1.1 Τρισδιάστατη απεικόνιση δευτέρου τάκου

#### Έλεγχος με χρήση αναλύσεως πεπερασμένων στοιχείων

Ως υλικό κατασκευής επελέγη ο χάλυψ Ck45, καθώς ενδείκνυται για τέτοιες εφαρμογές. Επελέγη η εξής στήριξη: απευθείας κοχλίωση του τάκου επί μίας δοκού με διατομή τύπου Π, εξωτερικών διαστάσεων 140x60mm και πάχους 9mm. Αυτή η δοκός ανήκε στο πλαίσιο της μηχανής κι επελέγη για δύο λόγους: λόγω της στιβαρότητας του πλαισίου και επειδή έτσι οι δύο τάκοι δεν θα απείχαν πολύ μεταξύ τους, άρα θα ελαχιστοποιείτο το μήκος των σωληνώσεων συνδέσεώς αυτών. Ο έλεγχος έγινε για πίεση 200bar στα κανάλια επικοινωνίας της τροφοδοσίας της αντλίας, των βαλβίδων αντεπιστροφής και των βαλβίδων κατευθύνσεως της ροής.



Σχήμα 6.2.1.1 Τρισδιάστατη απεικόνιση καταπόνησης δευτέρου τάκου  
Για την διενέργεια της προσομοίωσης επελέγη όσο το δυνατόν  
πυκνότερο πλέγμα. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης παρουσιάζονται  
κάτωθι:



Σχήμα 6.2.1.2 Αποτελέσματα προσομοίωσης δευτέρου τάκου

### Αξιολόγηση των αποτελεσμάτων

Όπως προέκυψε από τα αποτελέσματα, τόσο η τάση κατά κριτήριο Von Mises, όσο κι η πρώτη κύρια τάση διατηρήθηκαν σε χαμηλά επίπεδα, σαφώς μικρότερα από το όριο διαρροής του υλικού. Οι μετατοπίσεις ήταν ιδιαίτερος μικρές. Επομένως ο συγκεκριμένος σχεδιασμός ενεκρίθη.

# 7. Ανάλυση και Σχεδιασμός Κυλίνδρου Θλίψεως-Εφελκυσμού

## 7.1. Προδιαγραφές κυλίνδρου

Αρχικώς έπρεπε να προδιαγραφούν τα επιθυμητά χαρακτηριστικά του κυλίνδρου. Το μέγιστο επιθυμητό τονάζ, το οποίο θα έπρεπε να ασκεί το βάκτρο τόσο σε θλίψη, όσο και σε εφελκυσμό ορίστηκε στους 20tn. Επιπλέον αποφασίστηκε για την ίδια ογκική παροχή, το έμβολο να κινείται με την ίδια ακριβώς ταχύτητα στη φάση εργασίας (όπου καταθλίβει το δοκίμιο) και στη φάση επιστροφής (όπου εφελκύει το δοκίμιο). Εκ των δύο ανωτέρω απαιτήσεων προέκυψε ότι το προς ανάλυση

και σχεδιασμό έμβολο θα έπρεπε να είναι διπλού βάκτρου, με ίσες διαμέτρους βάκτρων, ούτως ώστε οι δύο πλευρικές επιφάνειες του εμβόλου που ενεργοποιούνται λόγω της πίεσεως να είναι ίσες, όπως αποδεικνύεται κάτωθι:

Πρέπει  $U_{A1} = U_{A2}$  και  $F_{A1} = F_{A2}$  για ίδια  $p$  και  $V_p$ . Άρα, για να ικανοποιούνται οι σχέσεις

$$F_{A1} = F_{A2}$$

$$p = \frac{F_{A1}}{A_1}$$

$$p = \frac{F_{A2}}{A_2}$$

$$U_{A1} = U_{A2}$$

$$U_{A1} = \frac{\dot{V}_p}{A_1}$$

$$U_{A2} = \frac{\dot{V}_p}{A_2}$$

προκύπτει ότι πρέπει να ισχύει  $A_1 = A_2$ .

Όμως  $A_1$  και  $A_2$  οι δύο επιφάνειες, όπου

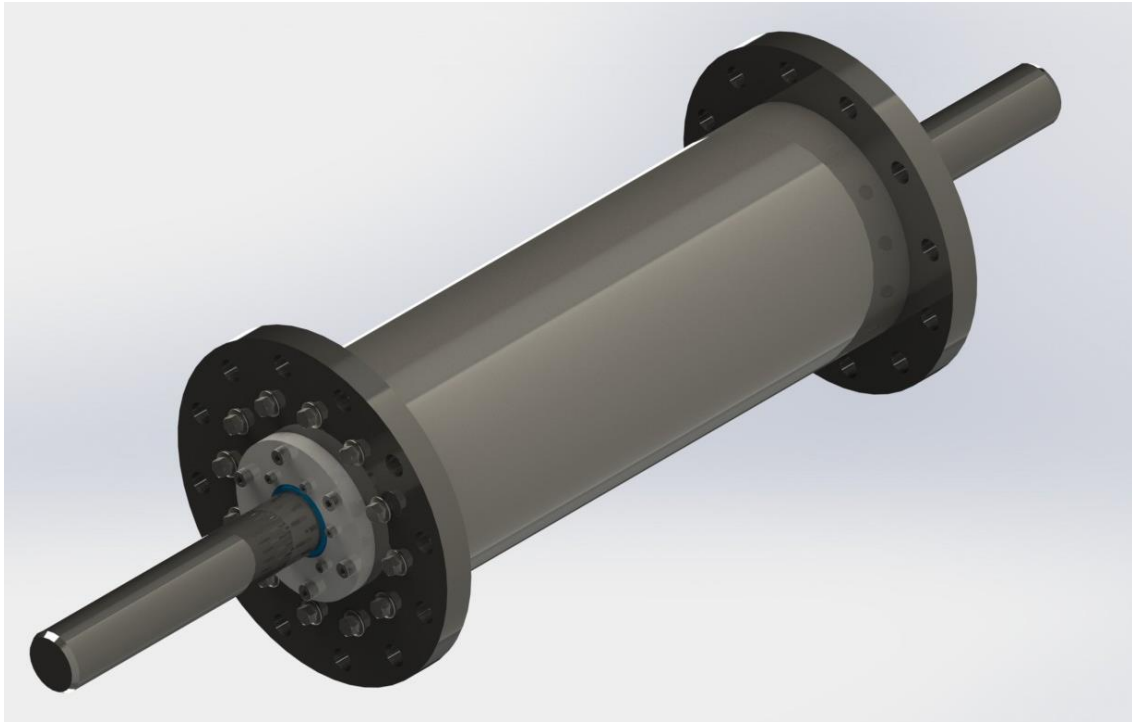
$$A_1 = \frac{\pi}{4} D_{\text{εμβόλου}}^2 - \frac{\pi}{4} D_{\text{βάκτρου1}}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} D_{\text{εμβόλου}}^2 - \frac{\pi}{4} D_{\text{βάκτρου2}}^2$$

και  $D_{\text{εμβόλου}}$  ίδιο και για τις δύο επιφάνειες. Επομένως

$$D_{\text{βάκτρου1}} = D_{\text{βάκτρου2}}$$

Όπως είναι εύλογο λόγω συμμετρίας, τα δύο καπάκια του κυλίνδρου θα ήταν πανομοιότυπα.



Σχήμα 7.1.1. Συναρμολόγημα Κυλίνδρου-Εμβόλου-Βάκτρου

## 7.2. Διαστασιολόγηση εμβόλου εφελκυσμού-θλίψεως

Η πίεση λειτουργίας του εμβόλου θα ήταν

$$p_{\text{λειτουργίας}} = 125\text{bar} = 12.5\text{MPa}$$

Το προδιαγραφόμενο τονάζ ήταν 20tn όπου  $20\text{tn}=20000\text{kg}=20000 \times 9.81\text{N}=196200\text{N}$ .

Επομένως το ζητούμενο φορτίο ήταν  $F=196200\text{N}$ .

Υπήρχε ο εξής περιορισμός: Ο κύλινδρος έπρεπε να προσαρμοσθεί επί των δύο πλακών (της σταθερής και της κινητής). Περιφερειακά των πλακών υπήρχαν τέσσερεις οδηγοί (tie rods) με απόσταση μεταξύ των διαγωνίων τους 400mm. Επομένως, η μέγιστη εξωτερική διάμετρος του κυλίνδρου έπρεπε να είναι  $D_{\text{εξωτερ. κυλίνδρου, MAX}} \leq 400\text{mm}$ .

Για να υπολογισθεί η εξωτερική διάμετρος του εμβόλου, έπρεπε πρωτίστως να υπολογισθεί η διάμετρος των βάκτρων. Η ελαχίστη διάμετρος των βάκτρων υπολογίζεται συναρτήσει της αντοχής τους σε λυγισμό, καθώς επίσης και του μήκους τους.

### 7.3. Εύρεση μήκους βάρκτρου

Όπως φαίνεται στο ανωτέρω σχήμα, μεταξύ των δύο σταθερών πλακών υπήρχε απόσταση 1070mm, ενώ η κινητή πλάκα είχε πλάτος 57mm. Επομένως, όταν το έμβολο θα ευρισκόταν σε πλήρη έκταση, η απόσταση μεταξύ της κινητής πλάκας και της σταθερής (επί της οποίας θα εδραζόταν ο κύλινδρος θα ήταν  $L=1070-57 = 1013\text{mm}$ .

Θεωρώντας μηδενικό πλάτος εμβόλου  $s=0$  (δυσμενέστερη περίπτωση καθώς εάν συνυπολογιζόταν το πάχος του εμβόλου, το μήκος του βάρκτρου θα ήταν μικρότερο, δηλαδή το βάρκτρο θα ήταν πιο στιβαρό), το απαιτούμενο μήκος βάρκτρου κατά την περίπτωση της πλήρους εκτάσεως θα ήταν  $l = \frac{L}{2} \rightarrow l = 506.5\text{mm}$

#### 7.3.1. Έλεγχος βάρκτρου ως προς λυγισμό μέσω σχέσεως

##### Euler

Προτού ξεκινήσει ο έλεγχος ως προς λυγισμό, έπρεπε να υπολογισθεί η επιφάνεια του βάρκτρου σε  $\text{mm}^2$ . Διαισθητικώς επιλέχθηκε η διάμετρος αυτού  $d_{\text{βάρκτρου}} = 50\text{mm}$ . Επομένως

$$A_{\text{βάρκτρου}} = \frac{\pi}{4} d_{\text{βάρκτρου}}^2 \rightarrow A = 1963.5\text{mm}^2$$

Υπετέθη ως υλικό κατασκευής χάλυψ με μέτρο ελαστικότητας

$$E = 2.1 \times 10^6 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} \rightarrow E = 2.06 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Ελήφθη υπ' όψιν το δυσμενέστερο ενδεχόμενο, ότι δηλαδή το ένα άκρο του βάρκτρου ήταν ελεύθερο και το άλλο πακτωμένο. Για το ελεύθερο μήκος λυγισμού ίσχυε ότι

$$s_{\kappa} = 2l \rightarrow s_{\kappa} = 1013\text{mm} \rightarrow s_{\kappa} = 1.013\text{m}$$

Θεωρήθηκε συντελεστής ασφαλείας  $S=3$ , όπου

$$K = F_{\text{θεωρητικό}} S$$

Η ροπή αδρανείας του βάρκτρου υπολογίσθηκε εκ της σχέσεως

$$\zeta = \frac{\pi}{64} d_{\text{βάρκτρου}}^4 \rightarrow \zeta = 3.07 \times 10^{-7} \text{m}^4$$

Όμως εκ της σχέσεως του Euler

$$K = \frac{\pi^2 E \zeta}{s_k^2} \xrightarrow{K=F_{\theta\omega\rho\eta\tau\iota\kappa\omicron} S} F_{\theta\omega\rho\eta\tau\iota\kappa\omicron} = \frac{\pi^2 E \zeta}{3s_k^2}$$

Όπου E σε N/m<sup>2</sup>, ζ σε m<sup>4</sup> και s<sub>k</sub> σε m. Επομένως:

$$F_{\theta\omega\rho\eta\tau\iota\kappa\omicron} = 202752 \text{ N}$$

Άρα  $F = 196200 < F_{\theta\omega\rho\eta\tau\iota\kappa\omicron}$ . Παρ' ότι η διαφορά μεταξύ των δύο ήταν μικρή, λόγω του ότι ο συντελεστής ασφαλείας ήταν μεγάλος, θεωρήθηκε ότι το βάκτρο αντέχει. Άρα  $d_{\beta\acute{\alpha}\kappa\tau\rho\upsilon} = 50\text{mm}$ .

Κατέστη πλέον δυνατόν να υπολογισθεί η εξωτερική διάμετρος του εμβόλου.

Πραγματοποιήθηκε λοιπόν μία πρώτη εκτίμηση της επιφανείας, η οποία απαιτείτο, προκειμένου να επιτευχθεί το ζητούμενο φορτίο  $F=196200\text{N}$  για  $p_{\lambda\epsilon\iota\tau\upsilon\rho\gamma\iota\alpha\varsigma} = 125\text{bar}$  εκ του τύπου:

$$F = \frac{\pi}{40} p D^2$$

Όπου F σε N, p σε bar και D σε mm<sup>2</sup>. Άρα:

$D = 141.4\text{mm}$  για επιφάνεια εμβόλου άνευ βάκτρου. Επομένως:

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \rightarrow A = 15703.2 \text{ mm}^2$$

Όμως,

$$A = A_{\epsilon\mu\beta\omicron\lambda\upsilon\upsilon} - A_{\beta\acute{\alpha}\kappa\tau\rho\upsilon} \rightarrow A_{\epsilon\mu\beta\omicron\lambda\upsilon\upsilon} = A + A_{\beta\acute{\alpha}\kappa\tau\rho\upsilon} = 17666.7 \text{ mm}^2$$

Επειδή όμως  $A_{\epsilon\mu\beta\omicron\lambda\upsilon\upsilon} = \frac{\pi}{4} D_{\epsilon\xi}^2$ , προέκυψε ότι  $D_{\epsilon\xi} = 149.98 \text{ mm}$ , δηλαδή

$$D_{\epsilon\xi} \approx 150 \text{ mm}$$

Επαληθεύοντας το αποτέλεσμα για  $p = \frac{F}{A}$  όπου p η πίεση σε Pa=N/m, F είναι το ζητούμενο φορτίο σε N και A σε m<sup>2</sup>, θεωρώντας την πίεση p ως άγνωστη και τις  $D_{\epsilon\xi}$  και  $d_{\beta\acute{\alpha}\kappa\tau\rho\upsilon}$  ως γνωστές

$$p = \frac{F}{A} \rightarrow p = \frac{196200}{\frac{\pi}{4} D_{\epsilon\xi}^2 - \frac{\pi}{4} d_{\beta\acute{\alpha}\kappa\tau\rho\upsilon}^2} \rightarrow p = 124.96 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Παρατηρήθηκε ότι οι υπολογισμοί πραγματοποιήθηκαν ορθώς. Συνοψίζοντας:

- $D_{\epsilon\xi} = 150\text{mm}$  η εξωτερική διάμετρος του εμβόλου

- $d_{\text{βάκτρου}} = 50\text{mm}$

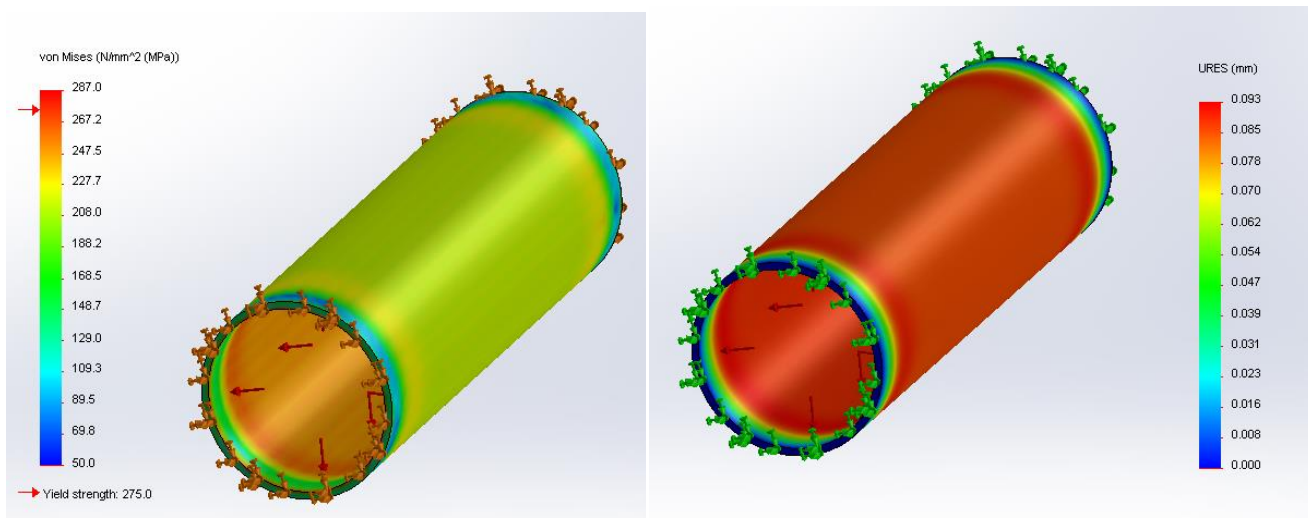
## 7.4. Σχεδιασμός κυλίνδρου και καπακίων

### 7.4.1. Υπολογισμός πάχους κυλίνδρου

Με αναλυτικούς υπολογισμούς προέκυψε το ελάχιστο πάχος κυλίνδρου:

$$t_{\min} = 6 \text{ mm}$$

Προς επαλήθευση του υπολογισθέντος πάχους, αλλά και της υπολογισθείσας παραμορφώσεως θραύσεως σχεδιάστηκε ένας κύλινδρος εσωτερικής διαμέτρου 150mm και πάχους 6mm στο λογισμικό DS Solidworks και πραγματοποιήθηκε προσομοίωση για εσωτερική πίεση 20MPa. Όπως ήταν αναμενόμενο, οι τιμές των τάσεων αλλά και των παραμορφώσεων απεξέκλιναν ελαχίστως, συγκριτικώς με αυτές που προέκυψαν από τους αναλυτικούς υπολογισμούς.



Σχήμα 7.4.2.3 Προσομοίωση Κυλίνδρου 6mm

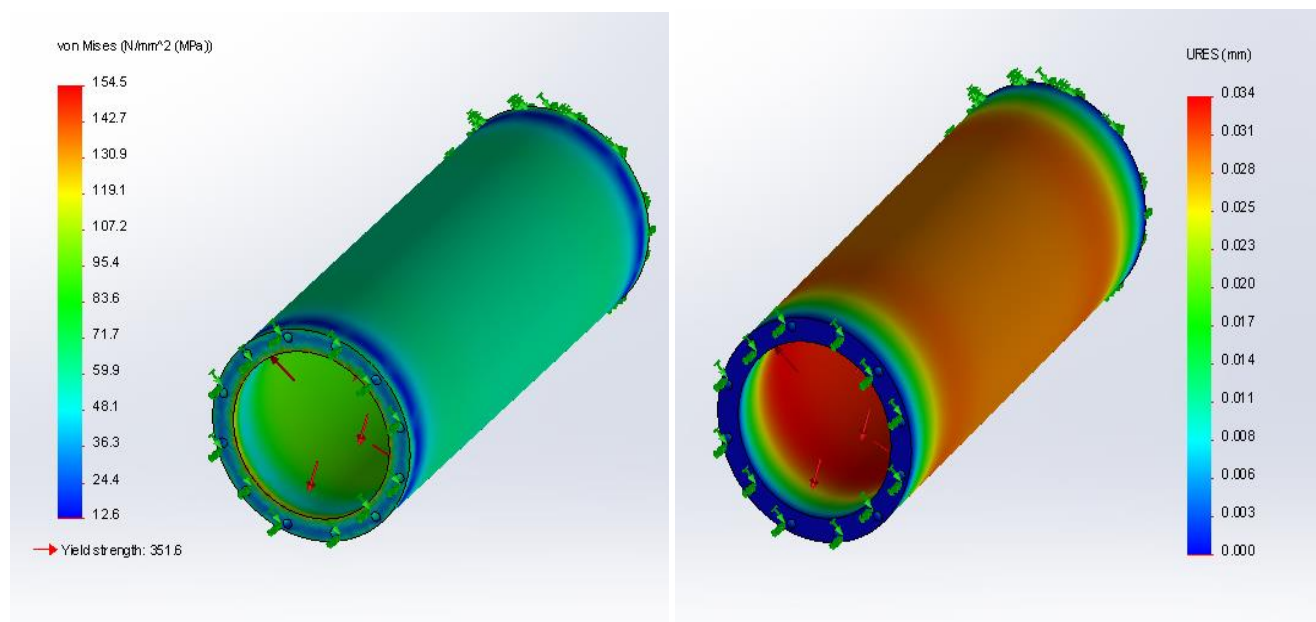
### 7.4.2. Υπολογισμός τύπου κι αριθμού κοχλιών στα καπάκια

Προκειμένου να υπολογισθεί ο τύπος κι ο αριθμός των κοχλιών στα δύο όμοια καπάκια έπρεπε να πληρούνται οι εξής βασικές προϋποθέσεις:



- Οι κοχλίες να μπορούν να αντισταθμίσουν το φορτίο που δημιουργείται λόγω της πίεσεως, η οποία ασκείται στην επιφάνεια των καπακιών
- Να εξασφαλίζεται η διαρκής επαφή των καπακιών με τον κύλινδρο, ούτως ώστε να μην υπάρχουν διαρροές, μέσω της κατάλληλης προεντάσεως των κοχλιών
- Οι καμπτικές δυνάμεις στα ελεύθερα διαστήματα μεταξύ των κοχλιών να μη δημιουργούν παραμορφώσεις, οι οποίες θα προκαλούσαν τοπική απώλεια επαφής μεταξύ των καπακιών και του κυλίνδρου (σχεδιασμός βάσει Kirchhoff-Love, όπως θα εξηγηθεί παρακάτω)
- Η συνολική φόρτιση στους κοχλίες να μην υπερέβαινε την αντοχή τους
- Οι φλάντζες των καπακιών να άντεχαν στα θλιπτικά φορτία λόγω της προεντάσεως των κοχλιών, αλλά και στα εφελκυστικά λόγω της πίεσεως του υδραυλικού ελαίου

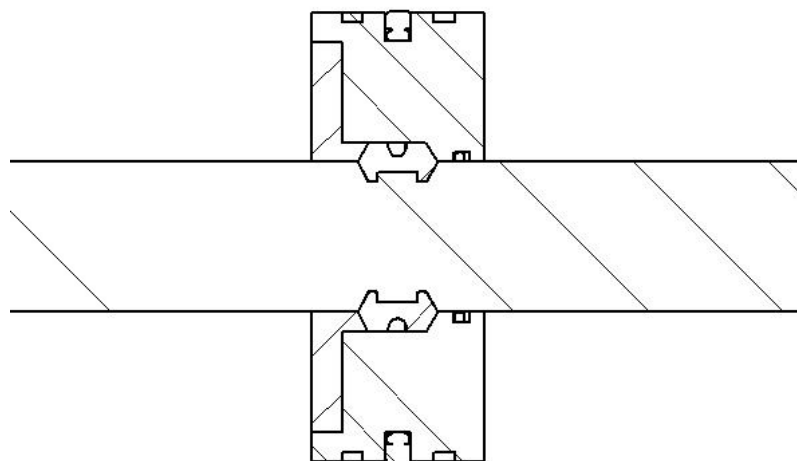
Λόγω ομοιότητας των δύο καπακιών, μελετήθηκε η περίπτωση του ενός και τα αποτελέσματα ίσχυαν και για τα δύο. Κατόπιν αναλυτικών υπολογισμών, εξελέγησαν 12 κοχλίες 8.8, πάχος καπακιού  $L=30\text{mm}$  και υπολογίσθηκε η απαιτούμενη προένταση  $F_v=25636\text{N}$ .



Σχήμα 7.4.3.1 Προσομοίωση κυλίνδρου  
ισοδύναμη τάση Von Mises (αριστερά) και παραμόρφωση (δεξιά)

## 7.5. Γεωμετρία βάκτρου - σφήνας – εμβόλου

Το συναρμολόγημα βάκτρου – σφήνας – εμβόλου σχεδιάσθηκε με την εξής φιλοσοφία: Επειδή το βάκτρο ήταν πολύ μακρύ, προκειμένου να μη δημιουργηθούν προβλήματα ευθυγραμμίας, αποφασίστηκε να κατασκευασθεί από έναν ενιαίο άξονα και ως εκ τούτου το έμβολο να μονταρισθεί επ’ αυτού με τη μέθοδο «σάντουιτς». Στο βάκτρο, μετά από τη δημιουργία καταλλήλου διαβαθμίσεως, θα ετοποθετείτο μία διαιρετή σφήνα (αποτελουμένη από δύο πανομοιότυπα ημικύκλια) κι εν συνεχεία το ένα τμήμα του εμβόλου (το οποίο θα αναφέρεται ως κυρίως έμβολο) και τέλος μία κοχλιωτή φλάντζα από την άλλη πλευρά. Με αυτόν τον τρόπο, αποτρέπεται η αξονική κίνηση του εμβόλου κατά τη διεύθυνση του βάκτρου.



Σχήμα 7.5.1. Συναρμολόγημα βάκτρου- εμβόλου- σφήνας

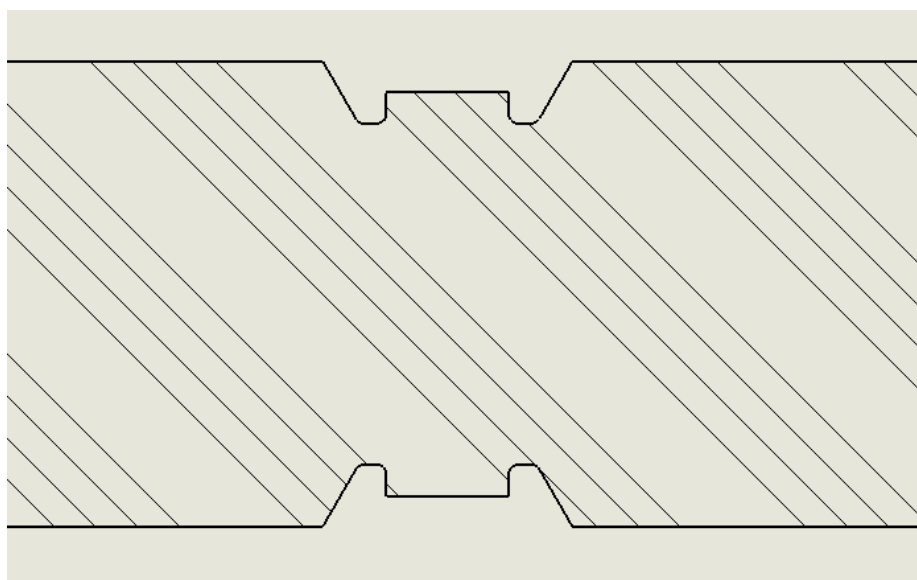
### 7.5.1. Σχεδιασμός σφήνας

Για τη σφήνα αποφασίστηκε να χρησιμοποιηθεί γεωμετρία πρίσματος. Υπενθυμίζεται εδώ ότι εσωτερικώς η σφήνα θα έφερε σχεδόν πανομοιότυπη διαμόρφωση με αυτήν του βάκτρου.

Ο λόγος για τον οποίο επελέγη αυτή η μορφή σχετιζόταν με τα ασκούμενα φορτία.

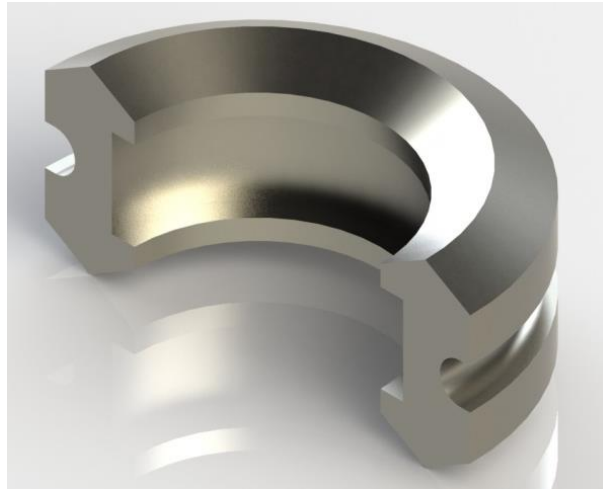
Ως υλικό βάκτρου επελέγη το St 50-2 με αντοχή σε πίεση επιφανείας  $p_0=51\text{kp/mm}^2= 500\text{N/mm}^2= 500 \text{MPa}$ . Η πίεση των 20 MPa, την οποία θα δεχόταν το έμβολο, θα δημιουργούσε δύναμη  $F=314160\text{N}$ . Από ισορροπία δυνάμεων προέκυψε ότι η κεκλιμένη πλευρά του βάκτρου θα δεχόταν δύναμη

$$F_{\text{βάκτρου}} = 0.66F \rightarrow F_{\text{βάκτρου}} = 207346\text{N}$$



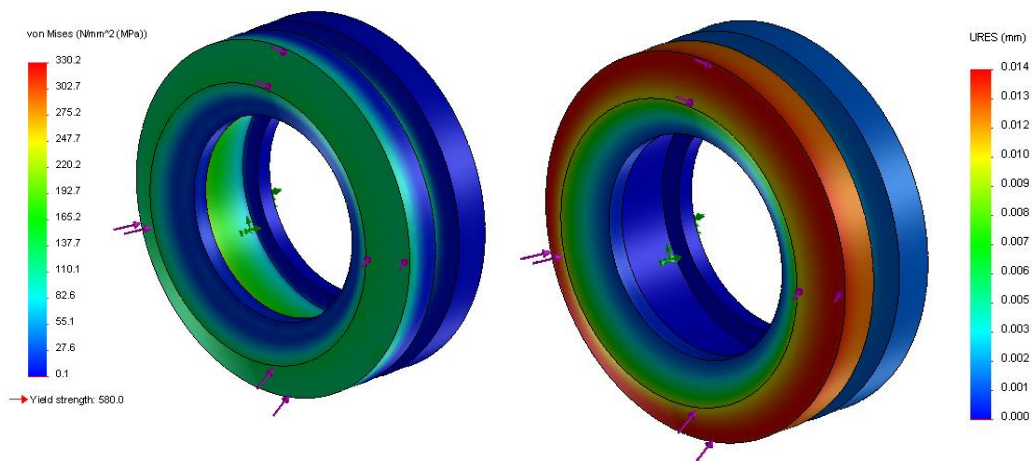
Σχήμα 7.5.1.3. Βάκτρο σε τομή  
και

Αφήνοντας 3 mm περιθώριο μεταξύ της ακμής της κεκλιμένης πλευράς και της διαβαθμίσεως του άξονος προέκυψε η συγκεκριμένη γεωμετρία, η οποία ικανοποιεί τον ανωτέρω υπολογισμό.



Σχήμα 7.5.1.5. Σχέδιο σφήνας σε τομή (αριστερά)

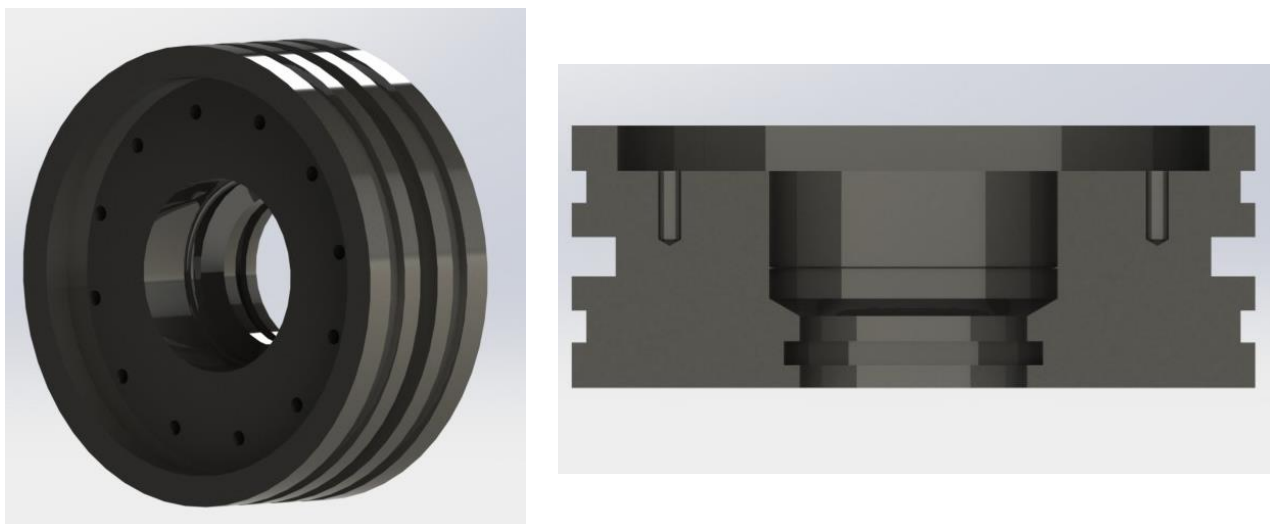
## 7.5.2. Ανάλυση με χρήση πεπερασμένων στοιχείων



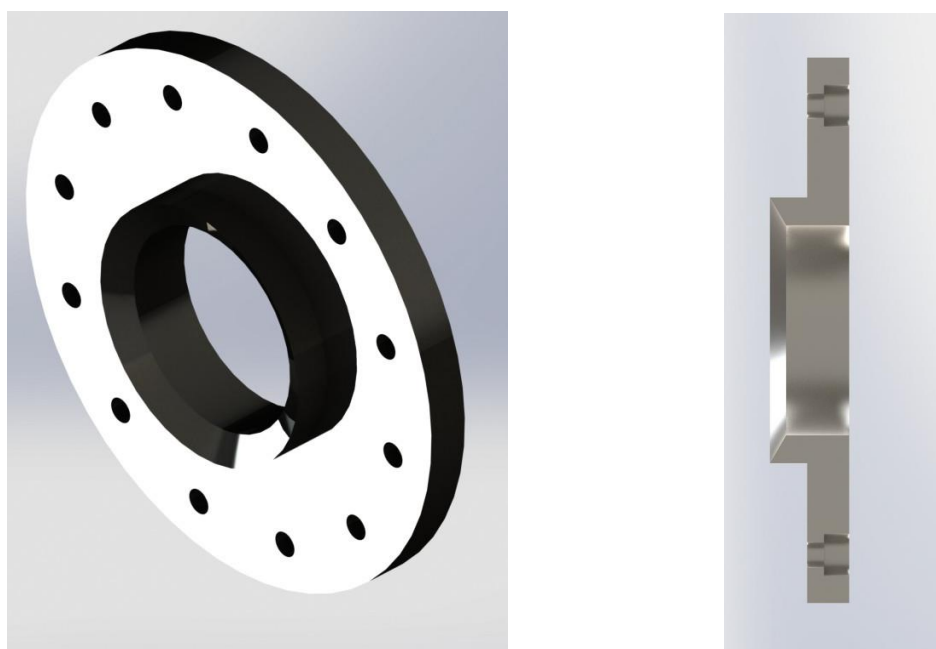
Σχήμα 7.5.2.1 Αποτελέσματα προσομοίωσης καταπόνησης σφήνας για ισοδύναμη τάση Von Mises (αριστερά) και παραμόρφωση (δεξιά)

### 7.5.3. Γεωμετρία Κυρίως Εμβόλου και Φλάντζας Εμβόλου

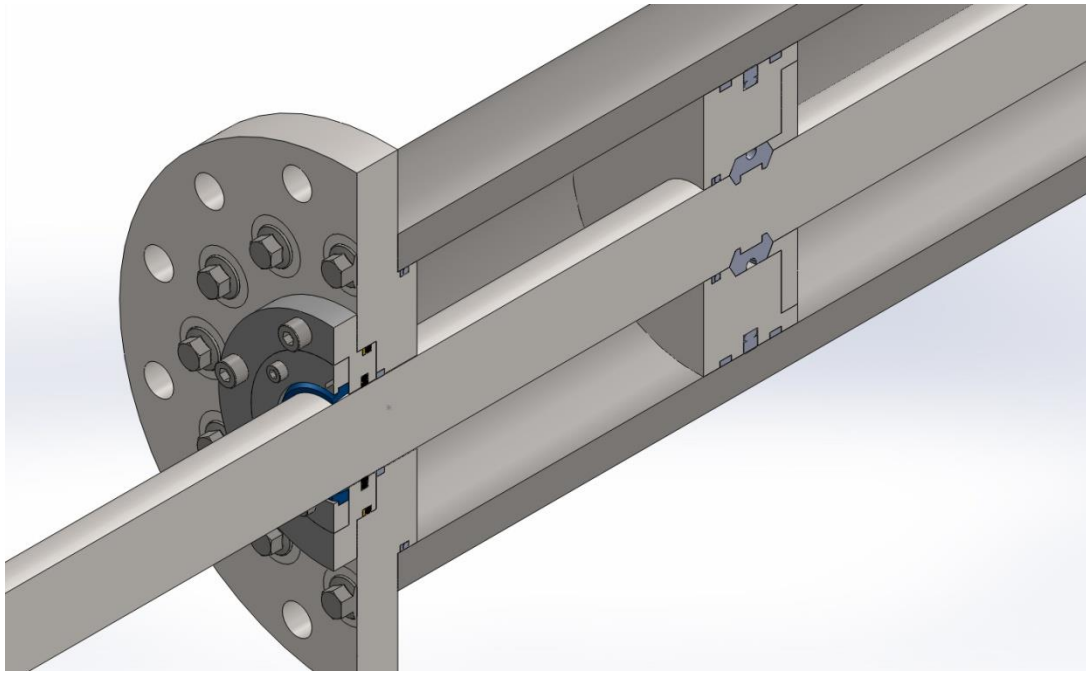
Προφανώς, οι εσωτερικές γεωμετρίες αυτών των δύο εξαρτημάτων ευρίσκονταν σε συμφωνία με τις γεωμετρίες του βάκτρου και της σφήνας. Οι υπόλοιπες διαμορφώσεις σχετίζονται με τη στεγάνωση.



Σχήμα 7.5.3.1 Γεωμετρία κυρίως εμβόλου ισομετρική όψη (αριστερά) και πλάγια όψη σε τομή (δεξιά)



Σχήμα 7.5.3.2. Γεωμετρία φλάντζας εμβόλου σε ισομετρική όψη (αριστερά) και πλάγια όψη σε τομή (δεξιά)



Σχήμα 7.5.3.3. Υδραυλικός κύλινδρος διπλής ενεργείας



## 8. Βιβλιογραφία

- [1] Θ.Ν. Κωστόπουλος, Υδραυλικά και Πνευματικά Συστήματα, εκδόσεις Συμμεών 2009
- [2] Hydraulic Components, *Mannesmann Rexroth Catalogue*
- [3] Fluid Power Seal Design Guide 5370 EPS Parker 2012
- [4] Ρ.Γραϊκούσης, Στοιχεία Μηχανών Ι, Τόμοι Ι-VIII, εκδόσεις Γιαχούδη 1983
- [5] Π.Α. Μακρή, Στοιχεία Μηχανών Ι, Πανεπιστημιακές Εκδόσεις Ε.Μ.Π. 1998
- [6] Timoshenko, Theory Of Plates And Shells 2ndEdition
- [7] Warren Young Roarks, Formulas for Stress and Strain