



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

Σχεδιασμός κοχλιοφόρου αντλίας κονιαμάτων με μεταβλητή διατομή
Διπλωματική Εργασία

ΜΑΥΡΟΓΙΑΝΝΑΚΗΣ ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ

Επιβλέπων : Λέκτορας Καθηγητής Β. Σπιτάς

ΑΘΗΝΑ 2014

Ευχαριστίες

Πρώτα απ' όλα, θέλω να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα της διπλωματικής εργασίας μου, Λέκτορα Καθηγητή Δρ. Βασίλειο Σπιτά, για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγησή του κατά τη διάρκεια της δουλειάς μου. Οφείλω ευχαριστίες στον Καθηγητή Δρ. Χ. Προβατίδη, για την υποστήριξη που μου παρείχε το Εργαστήριο Ταχείας Κατασκευής Πρωτότυπων και Εργαλείων και νιώθω ιδιαίτερα ευγνώμων για τους κυρίους Καϊσαρλής Γεώργιος και Πολύδωρας Σταμάτης για την βοήθεια και την καθοδήγησή τους στην αποτύπωση της γεωμετρίας και την κατασκευή πρωτότυπου κατά την περάτωση της εργασίας αυτής. Ευχαριστώ τον καθηγητή Δ. Μανωλάκο και το προσωπικό του Εργαστηρίου Κατεργασιών των Υλικών, για την βοήθειά τους στην πραγματοποίηση της σκληρομέτρησης στον αντίστροφο σχεδιασμό. Ευχαριστώ τους φίλους για την ηθική υποστήριξή τους. Πάνω απ' όλα, είμαι ευγνώμων στους γονείς μου και τα αδέρφια μου για την ολόψυχη αγάπη και υποστήριξή τους όλα αυτά τα χρόνια.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναπτύσσεται και περιγράφεται ο σχεδιασμός μηχανήματος άντλησης και εκτόξευσης δομικών υλικών με βάση το τσιμέντο και το νερό με μέγιστη ομογενή κοκκομετρία 10mm. Στόχος της μελέτης αυτής ήταν να σχεδιαστεί ένα μηχανήμα ώστε να μπορεί να είναι ανταγωνιστικό με κάθε άλλο σύγχρονο ευρωπαϊκό και μη μηχανήμα και να έχει πλεονέκτημα ως προς την χρήση της αντλίας του σε δυσμενείς συνθήκες (μεγάλες θερμοκρασίες περιβάλλοντος, ανομοιογενή κοκκομετρία, ανειδίκευτους εργάτες). Ως εκ τούτου, ο πυρήνας αυτής, αφορούσε την επίτευξη υψηλών επιδόσεων με το ελάχιστο δυνατό κόστος ανάπτυξης. Για την υλοποίηση αυτού του στόχου, ο σχεδιασμός που προτείνεται διαφέρει από τις υπάρχουσες λύσεις που επικρατούν μέχρι σήμερα, στην βραδέως εξελισσόμενη περιοχή της σχεδίασης δομικών μηχανημάτων. Η προσέγγιση που ακολουθήθηκε αφορούσε στην σχεδίαση μία νέας καινοτόμου αντλίας που θα συνεργάζεται με άλλες μηχανικές διατάξεις παραγωγής δομικών κονιαμάτων σε ένα συμπαγές, φορητό και ρυμουλκούμενο σύστημα παραγωγής με αξιόλογες αποδόσεις παραγωγής με τη βοήθεια υδραυλικών συστημάτων. Στο κείμενο που ακολουθεί αναπτύσσονται εκτενώς τα χαρακτηριστικά αυτού του σχεδιασμού και δικαιολογούνται οι επιλογές που λήφθηκαν. Στην συνέχεια, προς επιβεβαίωση της αξιοπιστίας της λειτουργίας παρατίθενται έλεγχοι που έγιναν αναφορικά με τα στατικά και δυναμικά χαρακτηριστικά των κεντρικών στοιχείων της μηχανής. Τέλος παρουσιάζονται τα συμπεράσματα που προέκυψαν από αυτήν την διαδικασία και προτείνονται σχέδια μελλοντικής επέκτασης του σχεδιασμού.

ABSTRACT

This thesis outlines the design and performance of a pumping and spraying machine for cement- and water-based building materials with a maximum grain size of 10mm. The purpose of this study was to design a machine that could compete well with any other European or other machine, having the advantage of functioning under difficult circumstances (high ambient temperature, nonhomogeneous fluids and non-specialized workers). Therefore, the main aspect of this study is focused on the achievement of higher performance with minimum development costs. To attain this objective, the suggested pump design differs from existing solutions that are widely adopted so far in the slowly evolving field of construction machinery design. The approach followed in this thesis involves the design of a new, innovative pump that works well together with other mechanical parts that produce mortar within a compact, portable and towed production system with remarkable performance, which is assisted by a high-pressure hydraulic system. In the following research, the features of the pump design are extensively analyzed and the choices that are made are sufficiently justified. Further, all the CAD simulations conducted with respect to the static and dynamic characteristics of the main features of the pump are presented in this paper, in order to confirm the reliability of the function of the designed pump. Finally, the conclusions drawn from this study are presented and ideas for future expansion of the design are proposed.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1. Εισαγωγή	σελ. 8
2. Βασικές Σχεδιαστικές Αποφάσεις	σελ. 9
2.1. Εισαγωγή	σελ. 9
2.2. Βασικές κατηγορίες υπαρχόντων δομικών μηχανημάτων	σελ. 10
2.3. Νέες προκλήσεις στις νέες αγορές	σελ. 13
2.4. Χαρακτηριστικά νέου σχεδιασμού	σελ. 14
3. Εμβολοφόρα Αντλία Δομικών Υλικών	σελ. 16
3.1 Εισαγωγή	σελ.16
3.2 Λειτουργία εμβολοφόρων αντλιών	σελ. 17
4. Κοχλιοφόρες Αντλίες Θετικής Μετατόπισης	σελ. 19
4.1. Εισαγωγή στις Κοχλιοφόρες Αντλίες Θετικής Μετατόπισης (Κ.Α.Θ.Μ.)	σελ. 19
4.2. Γεωμετρικά χαρακτηριστικά Κ.Α.Θ.Μ.	σελ. 23
4.3. Αντίστροφος Σχεδιασμός	σελ. 44
4.4. Απαιτήσεις συστήματος	σελ. 50
4.5. Σχεδίαση Κοχλιοφόρου Αντλίας Θετικής Μετατόπισης (Κ.Α.Θ.Μ.)με Κωνικότητα	σελ. 52
5. Σύστημα ανάμιξης-ανάδευσης	σελ. 61
5.1. Εισαγωγή	σελ. 61
5.2. Σχεδιασμός συστήματος ανάδευσης-ανάμιξης	σελ. 62

6. Λειτουργία Υδραυλικού κυκλώματος	σελ.67
6.1. Απαιτήσεις λειτουργίας από το υδραυλικό κύκλωμα.	σελ. 67
6.2. Μελέτη του Υδραυλικού κυκλώματος	σελ. 69
7. Σχολιασμός αποτελεσμάτων	σελ. 81
7.1. Εισαγωγή	σελ. 81
7.2. Σύνοψη αποτελεσμάτων	σελ. 82
7.3. Μελλοντική ανάπτυξη	σελ. 83
8. Ευρετήριο Όρων	σελ. 84
9. Βιβλιογραφία	σελ. 85
Παράρτημα Τεχνικών φυλλαδίων	
σελ. 86	

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Τα δομικά μηχανήματα κονιαμάτων, έχουν 3 κύρια χαρακτηριστικά που τα διαφοροποιούν με όλα τα υπόλοιπα. Πρώτον είναι συμπαγή μηχανήματα με σχετικά μικρό μέγεθος που δεν ξεπερνούν τους 2 τόνους ώστε να μπορούν να μεταφερθούν από ένα κοινό επαγγελματικό όχημα. Δεύτερον η λειτουργία τους είναι απλή και δεν είναι απαραίτητο κάποιο δίπλωμα για τον χειρισμό τους. Τρίτον αφορούν τις οικοδομικές εργασίες των οποίων τα υλικά έχουν χαρακτηριστικά όμοια με το ρευστό που αποτελείται από τσιμέντο, άμμο και νερό, δηλαδή κονίαμα.

Οι κύριες οικοδομικές εργασίες που απαιτούν την χρήση τέτοιων κονιαμάτων άρα και κατ' επέκταση των αντίστοιχων μηχανημάτων αφορούν το 35-40% του συνολικού κόστους της κατασκευής ενός κτηρίου (συμπεριλαμβανομένου των αδειών και των μελετών κατασκευής). Επίσης η αγορά στην οποία απευθύνονται αυτά τα μηχανήματα είναι παγκόσμια καθώς το μεταφορικό τους κόστος στην δυσμενέστερη περίπτωση (αποστολή ενός φθηνού μηχανήματος από την Κίνα στην Ευρώπη) αποτελεί το 8% της συνολικής αξίας του μηχανήματος.

Από τα παραπάνω συμπεραίνεται πως τέτοια μηχανήματα απευθύνονται σε μία αγορά εκατομμυρίων πελατών κυρίως στις αναπτυσσόμενες περιοχές του πλανήτη. Τα δομικά μηχανήματα αναπτύχθηκαν κυρίως μετά το 1960 με τα πρώτα εμβολοφόρα μηχανήματα (πρέσες μπετού, τσιμεντοκονίας, σοβά) αλλά οι σημαντικότερες βελτιώσεις έγιναν μέχρι τα τέλη της δεκαετίας '80 κυρίως με την εισαγωγή της τεχνολογίας των Αντλιών Προοδευτικών Κοιλοτήτων. Φυσικά πριν την είσοδο στην 2^η χιλιετία είχαν ήδη υπάρξει οι πρώτοι ηλεκτρονικοί αυτοματισμοί χωρίς όμως να έχουν συμβάλει σε κάποια ουσιαστική μείωση χειρωνακτικής εργασίας, όπως είχαν κάνει νωρίτερα τα υδραυλικά συστήματα. Παρόλα ταύτα τα δομικά μηχανήματα είχαν συμβάλει κατά πολύ στην διευκόλυνση των οικοδομικών εργασιών οι οποίες παραμένουν από τις βαρύτερες ανθρώπινες εργασίες.

2. ΒΑΣΙΚΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΤΙΚΕΣ ΑΠΟΦΑΣΕΙΣ

2.1 Εισαγωγή

Τα δομικά μηχανήματα άντλησης κονιαμάτων όπως και κάθε τεχνολογικό επίτευγμα, σχεδιάστηκαν και κατασκευάστηκαν με σκοπό να υπηρετήσουν μια ανάγκη. Την ανάγκη να κάνουν ευκολότερες και γρηγορότερες τις οικοδομικές εργασίες. Με τα σύγχρονα δομικά μηχανήματα, οι οικοδομικές εργασίες τελούνται πλέον σε πολύ λιγότερο χρονικό διάστημα, με μεγαλύτερη ακρίβεια και με μικρότερη σωματική καταπόνηση από τους τεχνίτες.

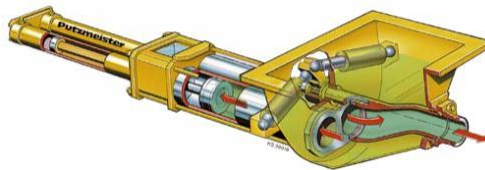
Όπως συμβαίνει πάντα όμως σε ένα τεχνολογικό πεδίο, η βελτίωση και οι αναβάθμιση του οδηγείται πάντοτε από μια νέα τεχνική πρόκληση. Στο πεδίο των δομικών μηχανημάτων αυτή η πρόκληση παρουσιάζεται σε κάθε νέα αγορά που εμφανίζει σημάδια οικοδομικής ανάπτυξης. Η τελευταία γεωπολιτική αλλαγή που έχει επηρεάσει άμεσα τον προσανατολισμό όλων των κατασκευαστών δομικών μηχανημάτων είναι η ξαφνική οικοδομική ανάπτυξη στις χώρες τις μέσης ανατολής όπως και βορειότερα όπως και η ξαφνική μείωση της οικοδομικής δραστηριότητας στις Δυτικές ανεπτυγμένες χώρες. Αυτό οδήγησε στην ανάγκη σχεδιασμού και ανάπτυξης μηχανημάτων σύμφωνα με τις δομικές συνήθειες και τα δομικά προϊόντα τα οποία θα χρησιμοποιούνται σε αυτές τις αναδυόμενες αγορές.

Στον παρόν κεφάλαιο γίνεται αναφορά στην υπάρχουσα τεχνολογία και στις νέες προκλήσεις που έχουν εμφανιστεί. Εν συνεχεία σχολιάζονται τα μειονεκτήματα των υπάρχουσών μηχανημάτων. Τέλος παρουσιάζονται οι βασικές σχεδιαστικές αποφάσεις που πάρθηκαν κατά την παρούσα διπλωματική εργασία, με σκοπό να κατασκευαστεί ένα νέο δομικό μηχάνημα που να καλύπτει τις νέες ανάγκες στο πεδίο της σύγχρονης δόμησης, με το ελάχιστο δυνατό κόστος.

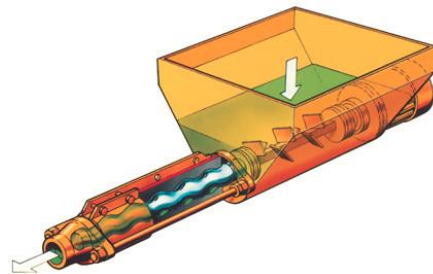
2.2 Βασικές κατηγορίες υπαρχόντων Δομικών Μηχανημάτων

Τα Μηχανήματα που συναντώνται στα εργοτάξια όλων των σύγχρονων ανεπτυγμένων χωρών αλλά και των αναπτυσσόμενων επίσης χωρίζονται σε δύο μεγάλες κατηγορίες και σε 2 μικρότερες. Στην πρώτη μεγάλη κατηγορία ανήκουν τα μηχανήματα με εμβολοφόρες αντλίες και στη δεύτερη τα μηχανήματα με Κοχλιοφόρες Αντλίες. Συναντώνται επίσης σε μικρότερο αριθμό και μηχανήματα που προωθούν ξηρή τσιμεντοκονία (με ελάχιστη ποσότητα νερού) με την πίεση του αέρα, στα οποία δεν θα δοθεί κάποια ιδιαίτερη βαρύτητα καθώς αφορούν μία μόνο συγκεκριμένη οικοδομική εργασία στεγνής τσιμεντοκονίας η οποία πολλές φορές μπορεί να αντικατασταθεί με την υγρή τσιμεντοκονία η οποία μπορεί να αντληθεί με μεγάλη ευκολία είτε με εμβολοφόρα είτε με κοχλιοφόρα αντλία.. Τέλος υπάρχουν και πιο ειδικά μηχανήματα με Περισταλτικές αντλίες.

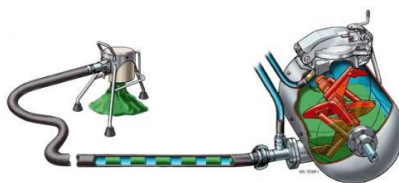
ΕΜΒΟΛΟΦΟΡΑ ΑΝΤΛΙΑ



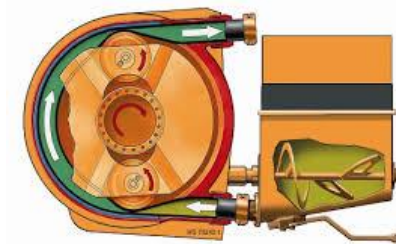
ΑΝΤΛΙΑ ΠΡΟΟΔΕΥΤΙΚΩΝ ΚΟΙΛΟΤΗΤΩΝ



ΠΝΕΥΜΑΤΙΚΗ ΜΕΤΑΦΟΡΑ



ΠΕΡΙΣΤΑΛΤΙΚΗ ΑΝΤΛΙΑ



Σχήμα 2.2.1 Τα 4 διαφορετικά είδη αντλιών

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΟΧΛΙΟΦΟΡΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ ΚΟΝΙΑΜΑΤΩΝ ΜΕ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗ ΔΙΑΤΟΜΗ

Παρακάτω απεικονίζονται κάποια δομικά μηχανήματα από ευρωπαϊκούς κατασκευαστές:

Uni 30

TURBOSOL (Ιταλία)



Product	Uni 30
Q (l/min)	50.
Grain size (mm)	10
Max Pressure	50

M-TEC (Γερμανία)

P30



Product	P-30
Q (l/min)	30 to 130
Grain size (mm)	8
Max Pressure	30

Pro H DM



Product	Pro H DM
Q (l/min)	65
Grain size (mm)	10
Max Pressure	30

UTIFORM (Ισπανία)

V1



Product	V1
Q (l/min)	133 to 166
Grain size (mm)	12
Max Pressure	10 to 30

Talent



Product	Talent
Q (l/min)	55
Grain size (mm)	6
Max Pressure	40

V3



Product	V3
Q (l/min)	166 to 200
Grain size (mm)	12
Max Pressure	10 to 30

P5



Product	Pro H CLB
Q (l/min)	150
Grain size (mm)	18
Max Pressure	20

Product	P5
Q (l/min)	20 to 45
Grain size (mm)	4 to 6
Max Pressure	10 to 30

ULZENER (Γερμανία)

S82



Product	S82
Q (l/min)	15 - 45
Grain size (mm)	6
Max Pressure	40

S30



Product	S30
Q (l/min)	10. - 50
Grain size (mm)	6
Max Pressure	20

S64



Product	S64
Q (l/min)	2. - 6.
Grain size (mm)	4
Max Pressure	-

PUTZMEISTER (Γερμανία)

SP11



Product	SP11
Q (l/min)	250
Grain size (mm)	8
Max Pressure	20

SP20



Product	SP20
Q (l/min)	250 - 300
Grain size (mm)	8
Max Pressure	35

P13



Product	P13
Q (l/min)	20 - 80 (90)
Grain size (mm)	10
Max Pressure	40

S5



Product	S5
Q (l/min)	7-40 , 90
Grain size (mm)	10
Max Pressure	25

ΕΚΤΟΧΕΦΤΙΣ (Ελλάδα)

B4



Product	B4d
Q (l/min)	25 - 115
Grain size (mm)	8
Max Pressure	40

RS40



Product	RS40
Q (l/min)	7 - 40
Grain size (mm)	6
Max Pressure	25

PFT (Γερμανία)

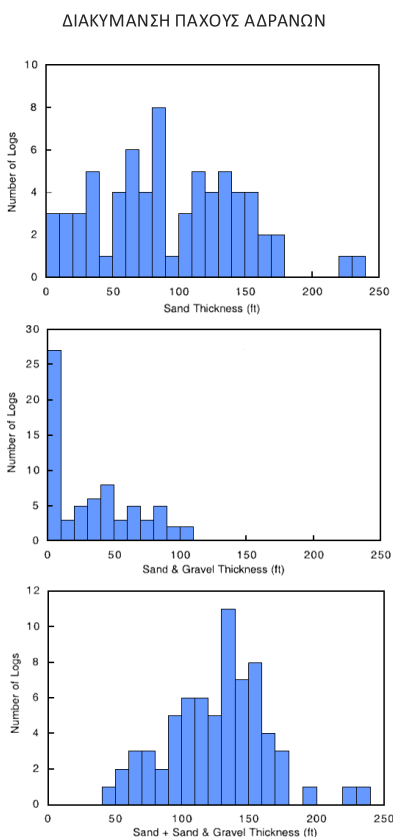
ZP3



Product	ZP 3
Q (l/min)	5 - 120
Grain size (mm)	6
Max Pressure	30

2.3 Νέες προκλήσεις στις νέες αγορές

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω οι νέες αγορές στις οποίες επικεντρώνονται οι κατασκευαστές δομικών μηχανημάτων συναντώνται κυρίως στις αναπτυσσόμενες χώρες. Το παράδοξο το οποίο υπάρχει σε αυτές τις νεοεμφανιζόμενες αγορές είναι το εξής: επιβάλλεται να ακολουθηθούν όλοι οι νέοι κανονισμοί και τεχνικές σύγχρονης δόμησης όπως και στα πιο ανεπτυγμένα κράτη του πλανήτη, χωρίς όμως να υπάρχουν βασικά στοιχεία υποδομών όπως είναι τα ομογενή ως προς την κοκκομετρία τους αδρανή υλικά. (Εικόνα 2.3.1). Για παράδειγμα σε μία ραγδαίως αναπτυσσόμενη αγορά της Μέσης ανατολής, παρόλο τις απαιτήσεις για σύγχρονη δόμηση, οι πρώτες ύλες (άμμος) παραδίδονται με ελάχιστη προεργασία στο εργοτάξιο (Εικόνα 2.3.2) Τέλος, ένας εξίσου σημαντικός παράγοντας που δυσκολεύει κατά πολύ την χρήση δομικών μηχανημάτων στις χώρες αυτές είναι οι ανειδίκευτοι εργάτες ο οποίοι τις περισσότερες φορές στερούνται της βασικής μόρφωσης.



Εικόνα 2.3.1 Γραφικές παραστάσεις που παρουσιάζουν τις διακυμάνσεις σε πάχος των αδρανών

2.4 Χαρακτηριστικά νέου σχεδιασμού

Αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής ήταν ο σχεδιασμός ενός νέου μηχανήματος που θα μπορεί να λειτουργεί χωρίς προβλήματα σε δυσμενείς συνθήκες από ανειδίκευτους εργάτες και που θα έχει την ίδια ή ακόμη και καλύτερη απόδοση από άλλα ανταγωνιστικότερα. Η μεγαλύτερη όμως πρόκληση αυτού του εγχειρήματος, ήταν πως το τελικό μηχάνημα, έπρεπε να παρουσιάζει τις παραπάνω ιδιότητες σε περισσότερες από 3 βασικές εργασίες στο εργοτάξιο. Ο λόγος που τέθηκε μία τόσο αυστηρή προδιαγραφή, είχε να κάνει με τον μεγάλο ανταγωνισμό που υπάρχει στον χώρο και άρα να γίνει περισσότερο επιθυμητό από άλλα μηχανήματα τα οποία είτε είναι φθηνότερα καθώς παράγονται σε χώρες με φθηνότερο εργατικό δυναμικό, είτε είναι περισσότερο αναγνωρίσιμα λόγω της χώρας προέλευσης τους (π.χ. Γερμανία). Είναι λοιπόν σαφές πως για την υλοποίηση του έπρεπε να ακολουθηθεί μια τεχνολογία διαφορετική από τις ήδη χρησιμοποιούμενες.

Μετά από ενδελεχή έρευνα στον τρόπο δόμησης εντοπίστηκαν οι κυριότερες δύο παραδοσιακές οικοδομικές εργασίες, η εκτόξευση κονιαμάτων επιχρισμάτων και η εφαρμογή τσιμεντοκονίας για την διαμόρφωση των δαπέδων, και μία η οποία τείνει να γίνεται όλο και πιο γνωστή και είναι η εφαρμογή Αφρομπετόν. Ήταν λοιπόν ζωτικής σημασίας το νέο δομικό μηχάνημα να μπορεί να φέρει εις πέρας τουλάχιστον τις παρακάτω τρεις εφαρμογές με ακρίβεια και ταχύτητα.

Σε αντίθεση λοιπόν με ό,τι συμβαίνει μέχρι τώρα σε αυτό το πεδίο σχεδιασμού, στην παρούσα διπλωματική εργασία, παρουσιάζεται ένα νέο δομικό μηχάνημα του οποίου η βασικότερη διαφορά με όλα τα υπόλοιπα είναι η γεωμετρία της αντλίας καθώς πρόκειται για την καρδιά του συστήματος.

Λαμβάνοντας υπόψιν όλα τα παραπάνω αποφασίστηκε ο σχεδιασμός μίας νέας η οποία σε συνεργασία με το υδραυλικό σύστημα το οποίο επίσης μελετάται σε αυτή τη διπλωματική καταφέρνουν να αντλούν συνεχόμενα κονιάματα μέχρι 10 mm σε κάθε εργοτάξιο που θα ζητηθεί.

Το μηχάνημα που σχεδιάστηκε έχει μεγαλύτερους χώρους ανάμιξης και ανάδευσης υλικών από άλλα αντίστοιχα οι οποίοι είναι απαραίτητοι για την μεγάλη παραγωγικότητα που απαιτείται στην εφαρμογή του Αφρομπετόν.

Επίσης σε αντίθεση με τα περισσότερα μηχανήματα Αφρομπετόν της αγοράς, στο μηχανήμα που σχεδιάστηκε, δεν γίνεται ανάμιξη του αφρού με το κονίαμα μέσα στις δεξαμενές του μηχανήματος αλλά αφού αντληθεί το κονίαμα περνάει μέσα από ένα στατικό μίξερ και αφού αναμιχθεί με τον αφρό συνεχίζει την πορεία του προς το μέρος εφαρμογής του.

Το μηχανήμα αυτό σχεδιάστηκε για την συνεχή ομαλή ροή κονιαμάτων ώστε να γίνει καλύτερη η εφαρμογή τους. Το κονίαμα στο οποίο χρειαζόμαστε ιδιαίτερη ομαλή ροή χωρίς παλμούς είναι ο σοβάς και η αντλία που παρέχει ομαλότερη ροή είναι η Αντλία Προοδευτικών κοιλοτήτων, όπως θα εξηγηθεί και παρακάτω.

Στο σχήμα που ακολουθεί φαίνεται η συνολική άποψη της νέας μηχανής, προς αποσαφήνιση των ανωτέρω. Στην συνέχεια γίνεται η συνέχεια του σχολιασμού των σχεδιαστικών αποφάσεων.

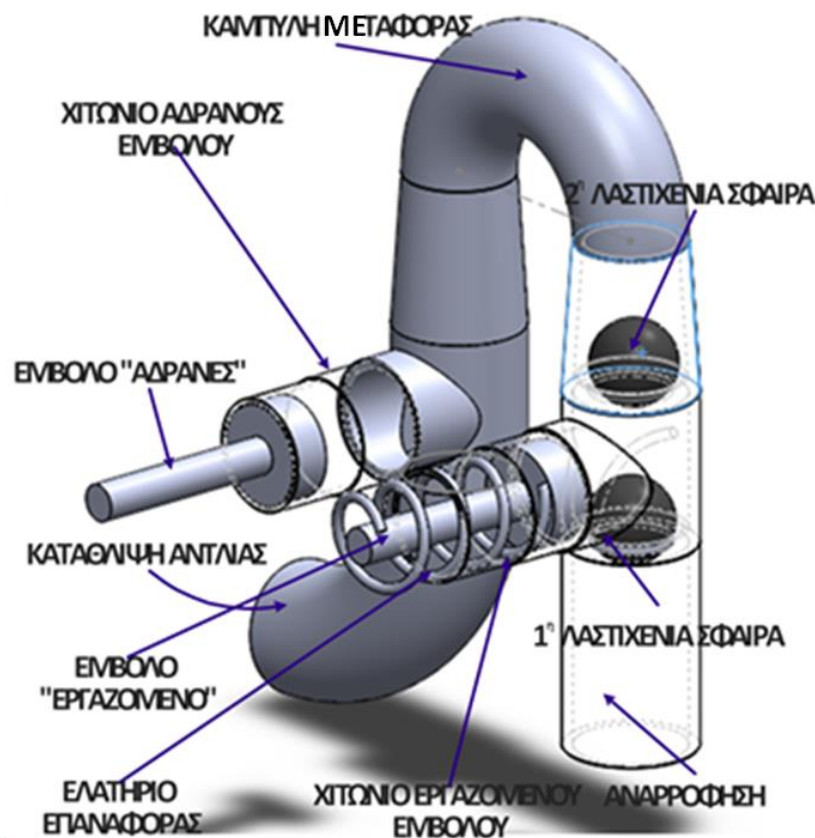


Εικόνα 2.3.2 Άμμος από παραπόταμο του Ευφράτη στο Ιράκ

3. ΕΜΒΟΛΟΦΟΡΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ ΔΟΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΩΝ

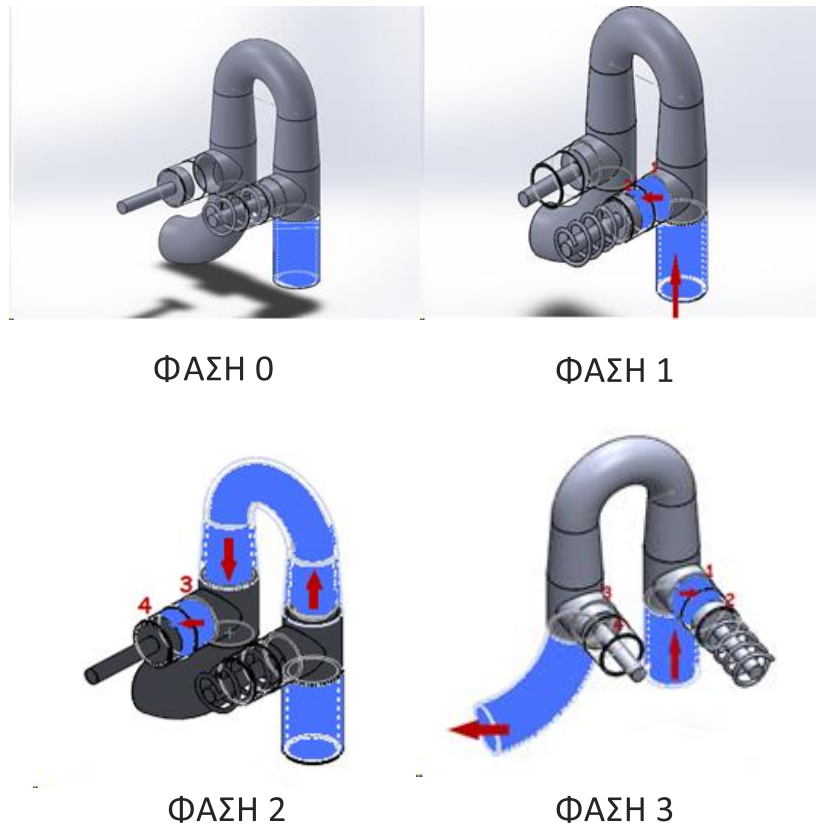
3.1. Εισαγωγή

Η βασική αρχή λειτουργίας αυτών των μηχανημάτων είναι η δημιουργία πίεσης – υποπίεσης για την αναρρόφηση του υλικού από το δοχείο και την προώθησή του με υψηλή πίεση στους ελαστικούς σωλήνες μεταφοράς που το οδηγούν στον τόπο εφαρμογής του. Στην εικόνα 3.1.1 φαίνεται μία τυπική αντλία προώθησης και τα μέρη της. Στην εικόνα 3.1.2 φαίνονται οι τρεις διαδοχικές φάσεις των εμβόλων σε έναν κύκλο λειτουργίας.



Εικόνα 3.1.1 Μέρη εμβολοφόρας αντλίας

3.2 Λειτουργία εμβολοφόρων αντλιών



Εικόνα 3.1.2 Λειτουργία εμβολοφόρας αντλίας

ΦΑΣΗ 1

Κατά αυτή τη θέση λειτουργίας, το έμβολο από την θέση 1 μεταφέρεται στη θέση 2 σαρώνοντας όλη την ενεργή επιφάνεια του χιτωνίου. Σε αυτή τη θέση η ελαστομερή σφαίρα μέσα στον χώρο αναρρόφησης μετακινείται προς τα πάνω λόγω της υποπίεσης που δημιουργείται και ανοίγει ελεύθερη δίοδο για την ροή του υλικού .

ΦΑΣΗ 2

Το έμβολο με την βοήθεια του ελατηρίου επαναφοράς και του έκκεντρου προωθείται με ταχύτητα στην προηγούμενη θέση της και σαν επακόλουθο η κάτω σφαίρα φράζει την διαρροή υλικού προς την αναρρόφηση ενώ η δεύτερη ελαστομερή σφαίρα μετατοπίζεται ελεύθερα υπό

την πίεση του ρευστού προς τα επάνω δημιουργώντας δίοδο προς την κατάθλιψη. Κατά την δεύτερη φάση, το αδρανές έμβολο μετατοπίζεται προς τα πίσω υπό την πίεση που ασκείται από το υλικό όταν βρίσκεται σε μεγαλύτερη υψομετρική διαφορά όταν αυτή υπάρχει. Γι' αυτό λέγεται και αδρανές έμβολο, καθώς δεν έχει την δυνατότητα να αντλήσει το υλικό. Υπάρχουν ωστόσο αντλίες με 4 ελαστομερή σφαίρες όπου και τα δύο έμβολα είναι ενεργά.

ΦΑΣΗ 3

Η φάση αυτή είναι ουσιαστικά η επανάληψη της πρώτης όπου το εργαζόμενο έμβολο αναρροφά το υλικό και ο αδρανές έμβολο βοηθάει στην προώθηση του υλικού δημιουργώντας επιπλέον πίεση.

Τα προβλήματα που δημιουργούνται στη λειτουργία αυτού του είδους αντλίας είναι τα εξής :

Όταν μαζεύονται σωματίδια μεγαλύτερα από τη μέγιστη κοκκομετρία λειτουργίας, στην περίπτωση μας 10 mm, στην βάση των ελαστομερών σφαιρών το εμποδίζουν να μετακινηθεί στην σωστή τοποθεσία και επομένως η αντλία δεν δουλεύει σωστά.

Υπάρχει μία τρίτη ελαστομερή σφαίρα, αμέσως μετά την κατάθλιψη, η οποία αντιλαμβάνεται την διακοπή της ροής του κονιάματος σε κάποιο σημείο των ελαστικών σωληνώσεων μεταφοράς από την αύξηση πίεσης που θα δημιουργηθεί. Αυτή η αύξηση πίεσης που δημιουργείται λόγω της συνεχιζόμενης άντλησης από τη μία και την παύση ροής από την άλλη πιέζει την τρίτη ελαστομερή σφαίρα η οποία διακόπτει την ροή αέρα. Η διακοπή της ροής αέρα προκαλεί με την σειρά της μία δεύτερη αύξηση πίεσης στο σύστημα εμπλοκής της μετάδοσης κίνησης προς τα έγκεντρα των εμβόλων. Λόγω της αύξησης πίεσης του αέρα το σύστημα μετάδοσης απομπλέκεται και άρα σταματάει να λειτουργεί η αντλία.

Το πρόβλημα που δημιουργείται συνήθως είναι πως σε υψηλές θερμοκρασίες το ελαστομερές χάνει τις ελαστικές του ιδιότητες οπότε δεν υπάρχει ταχεία ανάδραση του συστήματος ασφαλείας με αποτέλεσμα η πίεση του κονιάματος μέσα στις ελαστικές σωληνώσεις μεταφοράς να ξεπεράσει τα επιτρεπτά όρια τους και των συνδέσμων του με αποτέλεσμα να υπάρξει αστοχία υλικών και πιθανώς ανθρώπινοι τραυματισμοί.

4. ΚΟΧΛΙΟΦΟΡΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΤΙΚΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ

4.1 Εισαγωγή στις Κοχλιοφόρες Αντλίες Θετικής Μετατόπισης (Κ.Α.Θ.Μ.)

Σχεδόν κάθε ρευστό υλικό μπορεί να αντληθεί με Κ.Α.Θ.Μ.. Από τότε που ο Rene Moineu σύλλαβε την αντλητική αρχή το 1930, ένας μεγάλος αριθμός διαφορετικών βιομηχανικών εφαρμογών χρησιμοποίησε αυτή την αντλία θετικής μετατόπισης μία από της πιο χρήσιμες τεχνολογίες για την μεταφορά ρευστών, από αμμώδες αργό πετρέλαιο μέχρι λάσπη αποβλήτων.

Από πλευράς παροχής και εύρους πίεσης, οι αντλίες προοδευτικής κοιλότητας(Κ.Α.Θ.Μ.) ανταγωνίζονται ικανοποιητικά κάθε άλλο τύπο αντλίας. Μπορούν να ανταπεξέλθουν στις απαιτήσεις παροχών(αντλίας) ελάχιστων έως και μερικών χιλιάδων λίτρων ανά λεπτό. Η ικανότητα πίεσης εξαρτάται από τον αριθμό των σταδίων(κορυφές του στάτη), και συνήθως φτάνει τα 50 με 80 bar. Το εύρος των ρευστών που μπορούν να διαχειριστούν είναι τεράστιο, λόγω της ικανότητάς τους να αντλούν υγρό τόσο με μικρό(1 cSt), όσο και με μεγάλο ιξώδες, όπως είναι ο πηλός, το τσιμέντο, αλλά και η λάσπη/επεξεργασμένα λύματα έως και 1.000.000 cSt.

Δεδομένου ότι ο δρομέας και ο στάτης βρίσκονται σε σφικτή συναρμογή (ο μεταλλικός δρομέας είναι τοποθετημένος σε έναν ελαστικό στάτη), και έχουν χαμηλή ταχύτητα περιστροφής, το ιξώδες του κονιάματος αυξάνει (shear thinning fluids). Ως αποτέλεσμα κατά την εφαρμογή τους στη βιομηχανία τροφίμων, αυτές οι αντλίες μερικές φορές χρησιμοποιούνται για τη διαχείριση κερασιών ή μήλων, τα οποία προωθούνται στο εσωτερικό τους χωρίς βλάβες. Ομοίως και στην περίπτωση μας που απαιτείται μεταφορά ευαίσθητων σωματιδίων ειδικών κονιαμάτων, όπως είναι ο περλίτης στο περλιτομπετόν και οι κυψέλες αέρα στο αφρομπετόν. Η παροχή με ελάχιστες διακυμάνσεις πίεσης και η αθόρυβη λειτουργία

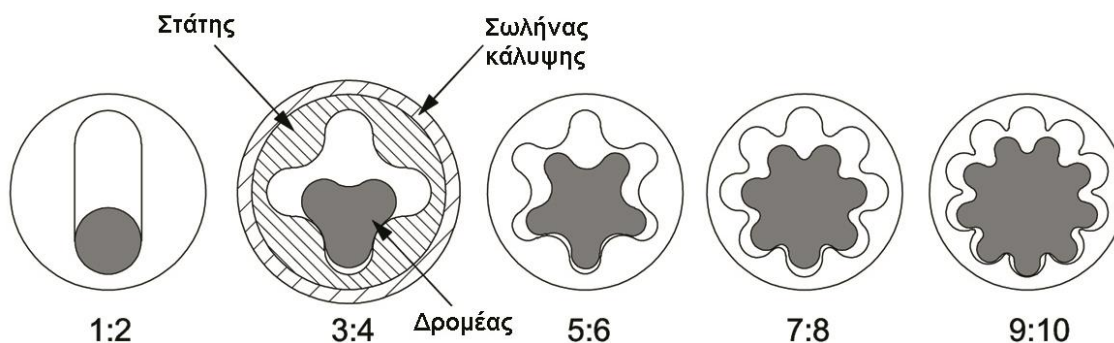
των Κ.Α.Θ.Μ. αποτελούν επιπρόσθετα πλεονεκτήματα για αντλούμενα μη-Νευτώνεια ρευστά (shear thinning fluids).

Οι Κ.Α.Θ.Μ. στην απλούστερη μορφή τους αποτελούνται από μία μονού σπειρώματος κοχλία (δρομέας), ο οποίος γυρίζει εσωτερικά ενός διπλού σπειρώματος περικόχλιο (στάτης), δημιουργώντας συνεχόμενες κοιλότητες που χωρίζονται στεγανά από περατωτικές καμπύλες.



Εικόνα 4.1.1 Κοιλότητες μέσα σε Κ.Α.Θ.Μ. με λόγω λοβών 1:2

Αυτή η απλή διαμόρφωση ανήκει στη κατηγορία των Μονών Κοχλιοφόρων Αντλιών Θετικής Μετατόπισης. Περισσότερο σύνθετες γεωμετρίες με μεγάλο αριθμό λοβών χρησιμοποιούνται επίσης. Μπορεί να χρησιμοποιηθεί οποιοσδήποτε συνδυασμός, αρκεί ο στάτης να έχει πάντοτε μία περισσότερη αρχή από τον δρομέα.



Κάθετες στον άξονα της αντλίας τομές διαφόρων λόγων λοβού.

Εικόνα 4.1.2 Διάφορες Κ.Α.Θ.Μ. με διαφορετικό λόγο αριθμού λοβών Στάτη/Δρομέα

Η πρώτη γενιά Κ.Α.Θ.Μ. είχε μεταλλικό στάτη και δρομέα, σχηματίζοντας άκαμπτες κινούμενες κοιλότητες στο κενό μεταξύ των δύο επιφανειών. Οι επόμενες γενιές παρουσίασαν έναν Δρομέα καλυπτόμενο με ελαστομερές, που συναντάται κοινώς αυτές τις μέρες. Ο παραμορφώσιμος στάτης δημιουργεί συναρμογή (σφικτή) με τον στροφέα, σε αντίθεση με τη μεταλλική αντλία όπου υπάρχει μία μικρή ανοχή που οδηγεί σε μεγαλύτερη διαρροή μεταξύ

των συνεχόμενων κοιλοτήτων. Θεωρώντας ότι οι παραμορφώσιμοι στάτες έχουν λειτουργικούς περιορισμούς που συσχετίζονται με την θερμοκρασία και τη μηχανική αντίσταση του ελαστομερούς, οι μεταλλικές Κ.Α.Θ.Μ. έχουν αναγνωριστεί από όλες τις βιομηχανίες πετρελαίου ως μία σημαντική εναλλακτική τεχνολογία για βαριά παραγωγή πετρελαίου.

Αυτός ο προφανώς απλός μηχανισμός παράγει μία **αρκετά ομαλή θετικής μετατόπισης ροή**, χωρίς την ανάγκη χρησιμοποίησης βαλβίδων, βασιζόμενος στην κίνηση των κοιλοτήτων από την αναρρόφηση μέχρι την αποφόρτιση στο τέλος της αντλίας καθώς ο Δρομέας περιστρέφεται μέσα στον στάτη.

Η ογκομετρική ροή παραδίδεται από μία Κ.Α.Θ.Μ. με σταθερή ταχύτητα Δρομέα και διαφορά πίεσης εξαρτώμενη από **τρία σχεδιαστικά χαρακτηριστικά**: α) την διάμετρο του Δρομέα, β) την εκκεντρότητα του Δρομέα και γ) το βήμα του στάτη. Η τάξη μεγέθους πίεσης της αντλίας εξαρτάται από τον αριθμό των σταδίων. Ένα ιδιόμορφο χαρακτηριστικό των Κ.Α.Θ.Μ. είναι η εμφάνιση ανάστροφης ροής, της επονομαζόμενης ροής ολίσθησης, η οποία οφείλεται στις μη τέλεια σφραγισμένες κοιλοότητες.

Χάρη στον μοναδικό σχεδιασμό και της αρχής Λειτουργίας τους, οι Κ.Α.Θ.Μ. παρέχουν πολλά πλεονεκτήματα στις εφαρμογές άντλησης δομικών κονιαμάτων, όπως για παράδειγμα παρουσιάζουν υψηλή αντοχή σε υλικά με μεγάλη περιεκτικότητα στερεών, **καλύτερη απόδοση με ρευστά υψηλής πυκνότητας, απλή εγκατάσταση και Λειτουργία**.

Οι Κ.Α.Θ.Μ. είναι **εξαιρετικές αντλίες αυτόματης αναρρόφησης** και έχουν πολύ καλά χαρακτηριστικά αναρρόφησης. Επιδεικνύουν αντοχή στην τροφοδοσία αέρα και αερίων, και παράγουν ελάχιστο στροβιλισμό και αφρό.

Ένα άλλο βασικό χαρακτηριστικό αυτών των μηχανών είναι η υψηλή αντοχή τους στη διάβρωση. Συχνά αποκαλούμενες ως «αντλίες ύστατης λύσης», οι Κ.Α.Θ.Μ. συχνά αξιοποιούνται σε εξαιρετικά διαβρωτικές εφαρμογές, χάρη στη μοναδική ιδιότητα του ελαστομερούς που βρίσκεται επενδυμένο κατά μήκος της εσωτερικής επιφάνειας του στάτη και προστατεύει από τις διαβρώσεις. Το ελαστομερές μπορεί να κατασκευαστεί από διάφορους τύπους λάστιχου ή και από άλλα υλικά, όπως Viton®, Teflon® κ.λ.π. Στην περίπτωση μας, πρόκειται για λάστιχο τύπου Buna-N.

Ωστόσο, οι Κ.Α.Θ.Μ., παρά την προσαρμοστικότητα τους, παρουσιάζουν και κάποιους περιορισμούς, κυρίως σχετιζόμενους με το μέγεθος της αντλίας. Για να αποτραπεί η διαρροή ρευστού (δηλαδή, η διαρροή του ρευστού από το στάδιο κατάθλιψης προς το στάδιο

αναρρόφησης της αντλίας), ο αριθμός των σταδίων της αντλίας πρέπει να αυξάνεται καθώς αυξάνεται και η πίεση. Αυτό θα έχει ως επακόλουθο την αύξηση του συνολικού μήκους της μονάδας. Ωστόσο, για την κάλυψη αναγκών τέτοιων εφαρμογών με απαιτήσεις υψηλής πίεσης, αποδεικνύεται συχνά δύσκολη η προσαρμογή και ο εξοπλισμός των ήδη υπάρχοντων εγκαταστάσεων, εκεί όπου λειτουργούσαν μικρότερες αντλίες(όπως π.χ. φυγοκεντρικές αντλίες). Πάντως, όταν δεν τίθεται ζήτημα χώρου, η παράμετρος του μεγέθους της αντλίας δεν αποτελεί πρόβλημα.

Ένας άλλος λόγος στον οποίο οφείλεται το μεγαλύτερο μέγεθος των Κ.Α.Θ.Μ., είναι η χαμηλή τους ταχύτητα, που απαιτεί ένα μειωτήρα στροφών ανάμεσα στον κινητήρα και στην αντλία. Στην περίπτωση μας, όμως, χρησιμοποιούμε υδραυλικό μοτέρ, που συνδέεται ομοαξονικά με την Κ.Α.Θ.Μ., μεταδίδοντας κατ' αυτόν τον τρόπο κατ' ευθείαν κίνηση στην αντλία.

Είναι ευρέως γνωστό ότι οι χαρακτηριστικές καμπύλες αλλάζουν σημαντικά με την πυκνότητα του ρευστού και την περιεκτικότητα σε αέριο, έτσι οι καμπύλες των αντλιών που παρέχονται από τους κατασκευαστές συνήθως δεν αντιπροσωπεύουν την πραγματική επίδοση ιδιαίτερα όταν αυτές λειτουργούν στο όριο. Επιπλέον για να σχεδιάσουμε μία αντλία Κ.Α.Θ.Μ. η οποία μπορεί να λειτουργήσει σε ακραίες συνθήκες, είναι σημαντικό να κατανοήσουμε τις επιδράσεις κάθε γεωμετρικής σχεδιαστικής παραμέτρου στην επίδοση της αντλίας. Αυτοί είναι οι κύριοι λόγοι πίσω από τις προσπάθειες έρευνας που στοχεύουν στην μελέτη της ροής μέσα στην Κ.Α.Θ.Μ..

Η επίδοση της Κ.Α.Θ.Μ. βασίζεται στην εξισορρόπηση της ογκομετρικής παροχής και της ροής ολίσθησης. Ο περιορισμένος αριθμός των απλών μοντέλων που προβλέπουν την επίδοση της αντλίας συσχετίζεται με την **δυσκολία υπολογισμού των εσωτερικών ροών ολίσθησης**.

Μία Κ.Α.Θ.Μ. αποτελείται βασικά από ένα **υδραυλικό μέρος**(ένα Δρομέα τοποθετημένο μέσα σε ένα Στάτη) και το οδηγό-πλαίσιο/πλαίσιο μετάδοσης κίνησης, το οποίο μεταδίδει την περιστροφική κίνηση του άξονα στο υδραυλικό μέρος με τη βοήθεια ενός ειδικά διαμορφωμένου συνδέσμου. Η σύνδεση επιτυγχάνεται με διάφορα μέσα όπως είναι ο συνδετικός πείρος, ο σύνδεσμος (Cardan), ή ένας εύκαμπτος σύνδεσμος.

Η κινητήρια μηχανή (πετρελαιοκινητήρας, ηλεκτροκινητήρας ή οποιοδήποτε άλλο μέσο παραγωγής ισχύος) συμπλέκεται με έναν άξονα εισόδου μετατρέποντας την ενέργειά του σε μηχανική ενέργεια περιστροφής του άξονα. Ο άξονας υποστηρίζεται από ένσφαιρα έδρανα

τριβείς στον οδηγό-πλαίσιο της αντλίας, και ο οδηγός-πλαίσιο του περιστροφικού άξονα μετατρέπεται σε έκκεντρη κίνηση του δρομέα στο υδραυλικό μέρος. Ο δρομέας σχηματίζει μία κοιλότητα μεταξύ του ίδιου και του στάτη, όπως θα επεξηγηθεί παρακάτω λεπτομερώς. Η έκκεντρη κίνηση του δρομέα έχει σαν αποτέλεσμα την προώθηση του ρευστού μέσα στην κοιλότητα κατά μήκος του εσωτερικού του στάτη από το σημείο αναρρόφησης μέχρι το σημείο κατάθλιψης.

4.2 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά Κ.Α.Θ.Μ.

ΑΡΧΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΩΝ ΥΔΡΑΥΛΙΚΩΝ ΜΕΡΩΝ (ΔΡΟΜΕΑΣ-ΣΤΑΤΗΣ)

Αν κανείς εξετάσει τη γεωμετρία του δρομέα, θα εκπλαγεί από την ομοιότητα που παρουσιάζει με μία βίδα, έχοντας σπείρωμα με λείες και συνεχόμενες σπείρες κατά μήκος του άξονα του. Το ίδιο ισχύει και για το στάτη, ο οποίος μοιάζει με παξιμάδι μέσα στο οποίο εισάγεται ο δρομέας παρουσιάζοντας έτσι από πλευράς γεωμετρίας παρόμοια μορφολογικά χαρακτηριστικά με αυτά του τελευταίου. Αυτό, ωστόσο, που διαφοροποιεί ένα ζεύγος δρομέα-στάτη από ένα μηχανικό ζεύγος κοχλία-περικόχλιου είναι ότι ο αριθμός των αρχών του δρομέα δεν είναι ίσος με αυτόν των αρχών του στάτη. Αντιθέτως, ένας κοχλίας και το αντίστοιχο παξιμάδι της έχουν τον ίδιο αριθμό λοβών και βημάτων(σπειρώματος), αλλιώς δε θα ταίριαζαν μαζί. Ο αριθμός των κορυφών(λοβών) του στάτη, απ' την άλλη πλευρά, ισοδυναμεί με τον αριθμό των λοβών του δρομέα συν ένα. Το βήμα του σπειρώματος διαφέρει, επίσης. Βήμα του σπειρώματος είναι η αξονική απόσταση μεταξύ αρχής και τέλους ενός συγκεκριμένου λοβού (περιγράφοντας ελικοειδή περιστροφή 360 μοιρών).

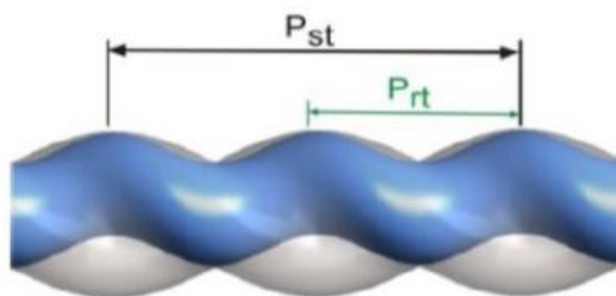
Για παράδειγμα, για έναν στάτη αποτελούμενο από πέντε λοβούς, υπάρχουν 5 κορυφές ανά βήμα. Ως εκ τούτου, δε θα μπορούσε κάποιος να εισάγει ένα δρομέα μέσα σε ένα στάτη και να τον περιστρέψει κατά τον ίδιο τρόπο, όπως εισάγεται και περιστρέφεται μία βίδα μέσα σε ένα παξιμάδι. Το γεωμετρικό προφίλ ενός δρομέα και ενός στάτη είναι, λοιπόν, διαφορετικό απ' αυτό μίας βίδας και ενός παξιμαδιού. Ειδικότερα, το κέντρο της βίδας ευθυγραμμίζεται πάντα με το κέντρο του αντίστοιχου παξιμαδιού, σε αντίθεση με το κέντρο του δρομέα που μετατοπίζεται κατά την κίνησή του κατά μήκος του άξονα. Κάθε σημείο του δρομέα που κατά τη λειτουργία της αντλίας έρχεται σε επαφή με την εσωτερική επιφάνεια του στάτη, βρίσκεται

έκκεντρα τοποθετημένο σε σχέση με τον άξονα του στάτη. Επιπλέον, κατά τη λειτουργία της αντλίας, ο δρομέας περιστρέφεται (έκκεντρα) γύρω από τον άξονα/κέντρο του στάτη. Αυτή η περιστροφική κίνηση του δρομέα γύρω από τον άξονα του στάτη ονομάζεται «νεύση του άξονα». Η ηθελημένη έλλειψη συμμετρίας του δρομέα σε σχέση με το στάτη δημιουργεί μία πολύπλοκη κοιλότητα μεταξύ τους, την οποία η νέυση του δρομέα προωθεί κατά μήκος του άξονα.

Οι κοιλότητες, καθώς προωθούνται από το σημείο αναρρόφησης στο σημείο κατάθλιψης, αποδίδουν ένα σταθερό όγκο ρευστού, που ισούται με τον όγκο των κοιλοτήτων. **Ο όγκος που αποδίδεται είναι πρακτικά συνεχής**, ανεξαρτήτως των συνθηκών εισαγωγής ή εξαγωγής του ρευστού. Ως εκ τούτου, αν γίνει αντιληπτή η γεωμετρία των προωθούμενων αυτών κοιλοτήτων, δηλαδή, του μεταβαλλόμενου κενού χώρου μεταξύ του κινητού και ακίνητου μέρους της αντλίας, τότε όλες οι επακόλουθες παράμετροι και μηχανισμοί λειτουργίας μιας Κ.Α.Θ.Μ. καθίστανται σαφείς και εύληπτοι.

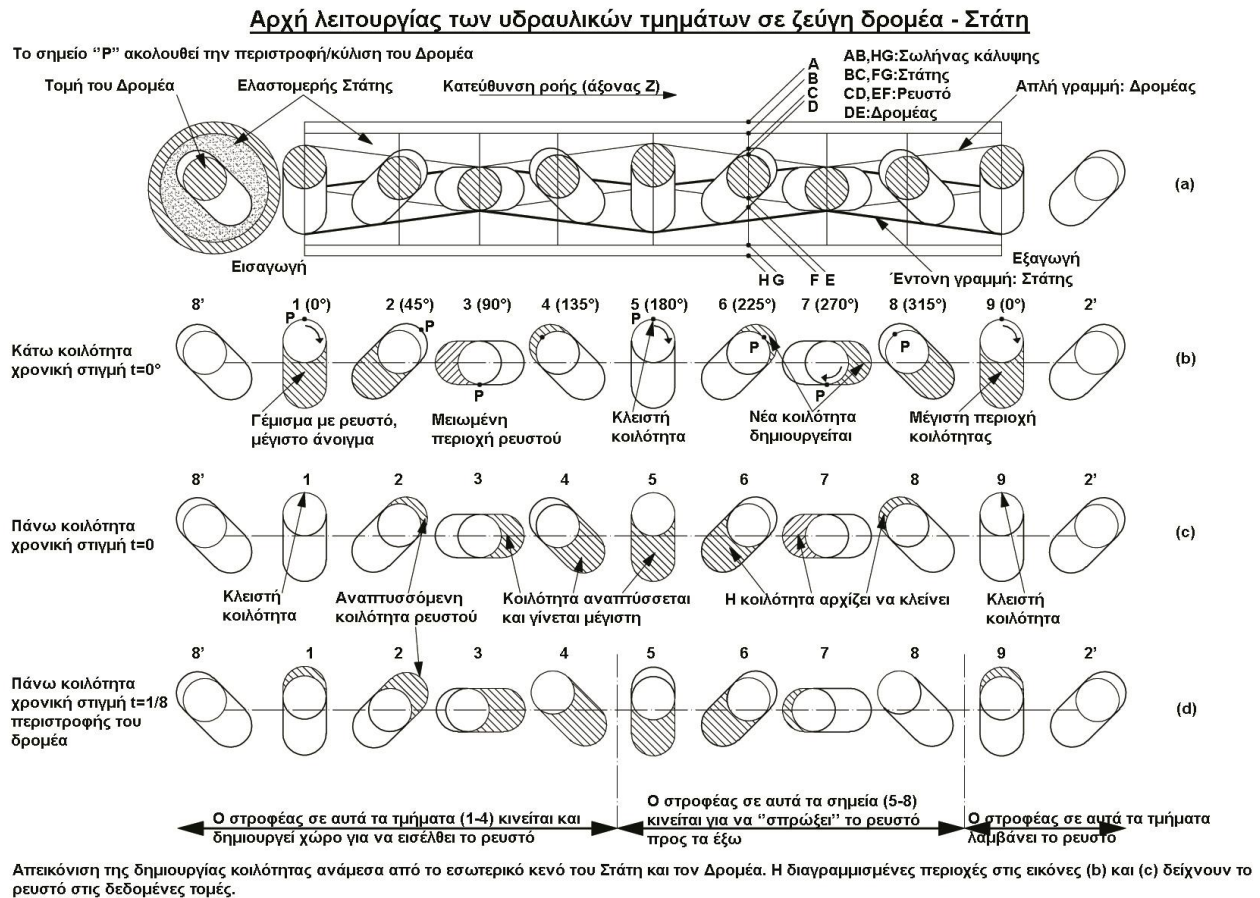
ΓΕΩΜΕΤΡΙΑ

Με μια πρώτη ματιά, η γεωμετρία των θαλάμων που σχηματίζονται σε μια κοχλιωτή αντλία θετικής μετατόπισης, είναι εξαιρετικά περίπλοκη και δεν είναι δυνατόν να παρασταθεί με μία κλειστού τύπου (αναλυτική) λύση. Για το λόγο αυτό και επιλέχθηκε η μοντελοποίηση της γεωμετρίας στο Solidworks, μετά από την αντίστροφη αποτύπωση μηχανολογίας που εφαρμόστηκε για την κατανόηση της γεωμετρίας των δύο μερών.



Εικόνα 4.2.1 Διαφορά του βήματος του Στάτη με το βήμα του Δρομέα.

ΔΙΑΜΟΡΦΩΣΗ ΚΟΙΛΟΤΗΤΩΝ



Εικόνα 4.2.2 Απεικόνιση της δημιουργίας κοιλότητας ανάμεσα από το εσωτερικό κενό του στάτη και τον δρομέα. Η διαγραμμισμένες περιοχές στις εικόνες (b) και (c) δείχνουν το ρευστό στις δεδομένες τομές. Η εικόνα (d) δείχνει την διαμόρφωση κοιλότητας σε στιγμιαίο χρόνο, καθώς ο Δρομέας έχει περιστραφεί κατά $1/8$ μία πλήρης περιστροφής, σε σύγκριση με την εικόνα (c). Οι εικόνες (c) και (d) απεικονίζουν μία "προοδευτική" κοιλότητα.

Αν θεωρηθεί το σχήμα της κοιλότητας στην απλούστερη περίπτωση, δηλαδή αυτή του Δρομέα μονού λοβού. Ορισμένες κοιλότητες μπορούν να παρατηρηθούν στην Εικόνα 4.2.2, σαν να ήταν στιγμιότυπα κατά τη διάρκεια περιστροφής του Δρομέα. Προς απλούστευση, ένα μόνο στάδιο απεικονίζεται, ωστόσο οι αντλίες έχουν διάφορα στάδια που το καθένα εξαρτάται από τη συνολική διαφορά πίεσης ανάμεσα στην αναρρόφηση και την κατάθλιψη. Στην Εικόνα 4.2.2, τα στιγμιότυπα 8' και 2' μπορεί κανείς να τα θεωρήσει ως ανήκοντα σε παρακείμενα στάδια,

αν υποθέσουμε ότι αυτά υπήρχαν. Στα πρώτα στιγμιότυπα (εισόδου) στις εικόνες 4.2.2 (a), (b), (c) απεικονίζεται το Δρομέα βρισκόμενο στο επάνω άκρο του στάτη. Προχωρώντας κατά μήκος του άξονα, τα τμήματα του στάτη «γυρίζουν» περιφερειακά έως ότου ολοκληρωθεί μία περιστροφή 360° προς το άλλο άκρο του στάτη σε αξονική απόσταση ίση με ένα βήμα του σπειρώματος του στάτη. Για να δημιουργηθεί μία κλειστή κοιλότητα, το αντίστοιχο τμήμα του δρομέα πρέπει και αυτό να περιστραφεί κατά μήκος του άξονα του στάτη, και μάλιστα δύο φορές. Ο δρομέας ολοκληρώνει την πρώτη 360° περιστροφή στη μέση του στάτη και τη δεύτερη 360° περιστροφή κατά τη διάρκεια του δεύτερου μισού του βήματος του σπειρώματος του στάτη (εικόνα 4.2.2 (a), (b), (c)).

Εξαιτίας της εκκεντρότητας του δρομέα, η περιστροφή του μοιάζει με εκείνη του τροχού του αυτοκινήτου καθώς αυτό κινείται κατά μήκος του δρόμου –η κίνηση είναι στην πραγματικότητα μια στιγμιαία περιστροφή γύρω από το σημείο της επαφής μεταξύ του τροχού και του δρόμου (στιγμιαίο κέντρο περιστροφής) και όχι γύρω από το κέντρο του τροχού. Πρόκειται για κυλινδρική γραμμική κίνηση και όχι για ολίσθηση.

Αν εξεταστούν οι θέσεις των τμημάτων του στάτη στην Εικόνα 4.2.2 στο χρονικό σημείο $t=0$, παρατηρείται ο σχεδιασμός διαφόρων κοιλοτήτων. Μία απ' αυτές, ξεκινώντας από μηδενικό άνοιγμα, αρχίζει να διαμορφώνεται στο άνω σημείο της εισόδου [στιγμιότυπο 4.2.2(c) 1] και σταδιακά αυξάνεται. Καθώς το τμήμα του δρομέα περιστρέφεται, η μικρή κοιλότητα που φαίνεται στην πάνω πλευρά στο στιγμιότυπο 2 (θέση των 45 μοιρών). Η κοιλότητα συνεχίζει να αυξάνεται λίγο περισσότερο στο στιγμιότυπο 3, φτάνοντας το μέγιστο μέγεθος της στο στιγμιότυπο 5 και έπειτα περιστρέφεται προς την άλλη πλευρά. Ταυτόχρονα, αρχίζει να μειώνεται και τελικά επιστρέφει στο 0 (στιγμιότυπο 4.2.2(c) 9), που αποτελεί το τέλος του βήματος του Στάτη (δηλαδή, τον τερματισμό ενός σταδίου).

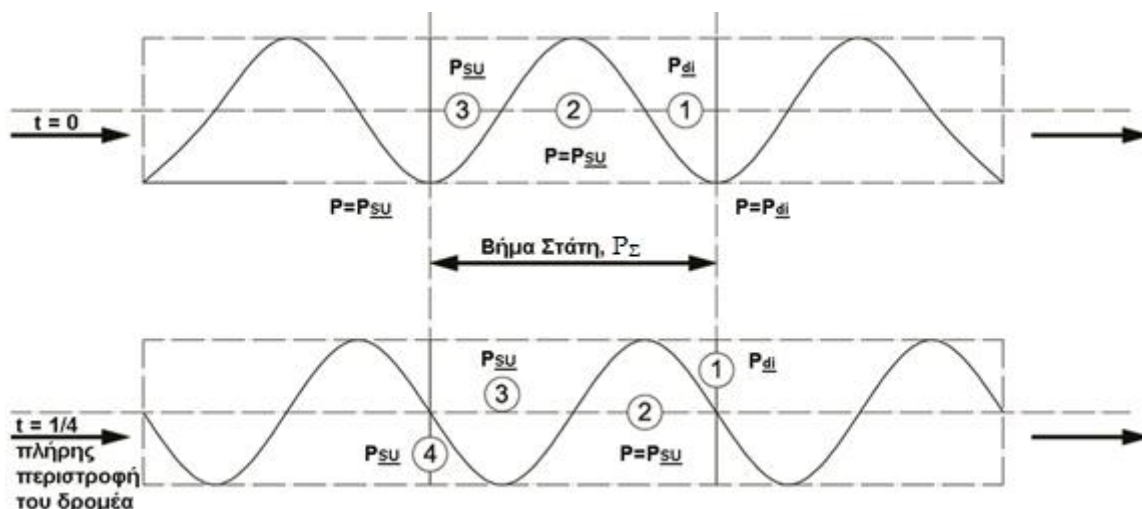
Αυτή η κοιλότητα [«πάνω», σχήμα 4.2.1(c)] έχει το μέγιστο όγκο της. Έχει μηδενικό άνοιγμα στα τμήματα εισόδου και εξόδου και μέγιστο άνοιγμα στο μέσο του βήματος του στάτη. Την ίδια στιγμή, μια άλλη κοιλότητα [σχήμα 4.2.1 (b)] καταλαμβάνει το ένα δεύτερο του μήκους του βήματος του στάτη και έχει το μέγιστο άνοιγμα της στο τμήμα εισόδου (στο τμήμα, δηλαδή, που διασταυρώνεται και επικοινωνεί με την αμέσως επόμενη σχηματιζόμενη κοιλότητα), βαίνοντας σταδιακά μειούμενη προς τη μέση. Από τη μέση ακόμα μία κοιλότητα αρχίζει πάλι να διαμορφώνεται και φτάνει το μέγιστο μέγεθός της στο σημείο εξόδου. Συνεπώς, ενόσω η πρώτη κοιλότητα αυξάνεται καθώς κινούμαστε κατά μήκος του άξονα, η δεύτερη μειώνεται μέχρι να έχει μηδενικό όγκο ακριβώς τη στιγμή που η πρώτη φτάνει το μέγιστο στο στιγμιότυπο 5. Μία τρίτη κοιλότητα ξεκινάει να διαμορφώνεται ακριβώς όταν η

δεύτερη τερματισθεί, και αυξάνεται με τρόπο παρόμοιο με την πρώτη κοιλότητα, με εξαίρεση ότι αρχίζει στο στιγμιότυπο 5 (αντί για το στιγμιότυπο 1, όπου η πρώτη κοιλότητα ξεκινάει να αναπτύσσεται). Μέχρι τα τμήματα να φτάσουν στο τέλος του μήκους του σταδίου του στάτη (στιγμιότυπο 9), η τρίτη κοιλότητα αγγίζει το μέγιστο μέγεθός της στο σημείο κατάθλιψης.

Τα παραπάνω περιγράφουν τη θέση του δρομέα στο εσωτερικό του στάτη σε έναν ορισμένο χρόνο. Αν τώρα εξεταστεί η θέση του δρομέα στο επόμενο χρονικό διάστημα κατά τη διάρκεια της περιστροφής ($1/8$ της αξονικής περιστροφής, ή 45°), παρατηρούμε ότι κάθε διατομή του δρομέα (που είναι κυκλική για την περίπτωση του στάτη με μονό λοβό) θα περιστρέφεται παρόμοια όπως περιστρέφονται οι τροχοί του αυτοκινήτου. Στην εικόνα [4.2.2(d)] ο δρομέας έχει περιστραφεί ελαφρώς, συνεπώς στο στιγμιότυπο 2 υπάρχει μεγαλύτερο άνοιγμα επιτρέποντας στο υγρό να εισέλθει και να γεμίσει την κοιλότητα, και το ίδιο συμβαίνει στα στιγμιότυπα 3 και 4. Στο στιγμιότυπο 5 μετατοπίζεται προς τα μέσα, απομακρυνόμενος από τα ακραία σημεία του στάτη, πιέζοντας το υγρό αξονικά προς το επόμενο τμήμα. Στα στιγμιότυπα 6,7 και 8 παρουσιάζονται παρόμοιες κινήσεις, σε κάθε μία από τις οποίες παραλαμβάνεται η ίδια ποσότητα υγρού από τα προηγούμενα τμήματα, ενώ ταυτόχρονα προωθείται το υγρό ολόενα και πιο κοντά προς την κατάθλιψη. Η κοιλότητα στο στιγμιότυπο 9 αναπτύσσεται για να δεχτεί το υγρό από το στιγμιότυπο 8, ενώ προωθεί το ήδη υπάρχον σ' αυτήν υγρό στην κατάθλιψη. Καθώς συνεχίζεται η αξονική περιστροφή, όταν ο δρομέας φτάσει στο χαμηλότερο σημείο του στάτη στο στιγμιότυπο 1, η κοιλότητα θα διανύσει το $1/2$ του κύκλου της (μισή αξονική στροφή), και η πρώτη κοιλότητα θα ξεκινήσει τώρα να αναπτύσσεται στο υψηλότερο σημείο του στάτη στο στιγμιότυπο 5, και να εξαλείφεται στο στιγμιότυπο 9.

Αυτή η διαδικασία είναι συνεχής, έχοντας ως αποτέλεσμα την ομαλή και συνεχόμενη μετατόπιση του υγρού από την αναρρόφηση στην κατάθλιψη, και μπορεί να παρομοιαστεί με εκείνη ενός τρυπανιού εισερχόμενου σε μία οπή. Η κίνηση του ρευστού ομοιάζει με αξονική, αλλά δεν είναι ακριβώς η ίδια. Σε ένα τρυπάνι η κατεύθυνση της παροχής είναι ευθύγραμμη εξαιτίας του ότι ο αντίστοιχος αγωγός είναι επίσης ευθύγραμμος, σε αντίθεση, όμως, ο στάτης με λοβούς αποκλίνει από το ευθύγραμμο μονοπάτι που χαράσσει ο άξονας, και το σχήμα προσομοιάζει με μία έλικα.

Αν εξεταστεί η κοιλότητα στις τρεις διαστάσεις και δομηθεί μία ισοδύναμη δισδιάστατη αναπαράσταση, το αποτέλεσμα θα έμοιαζε με την εικόνα 4.2.3 που αναπαριστά πώς η πίεση μεταβάλλεται μέσα στην κοιλότητα κατά τη διάρκεια της περιστροφικής κίνησης.



Εικόνα 4.2.3 Μια «ξετυλιγμένη» κοιλότητα.

Στην κορυφή, η κοιλότητα (1) είναι στη μισή διαδρομή για την ολοκλήρωση της διαδρομής της μέσα στον στάτη και βρίσκεται σε πίεση εξόδου (P_{di}). Η κοιλότητα (2) είναι ακραία κατάσταση (όπως φαίνεται η «πάνω» κοιλότητα στην εικόνα 5) και περιέχει ρευστό σε πίεση αναρρόφησης (P_{su}), ακριβώς την στιγμή πριν βρεθεί σε πίεση εξόδου. Η κοιλότητα (3) είναι στο ήμισυ μέσα στον στάτη και επίσης βρίσκεται σε πίεση αναρρόφησης.

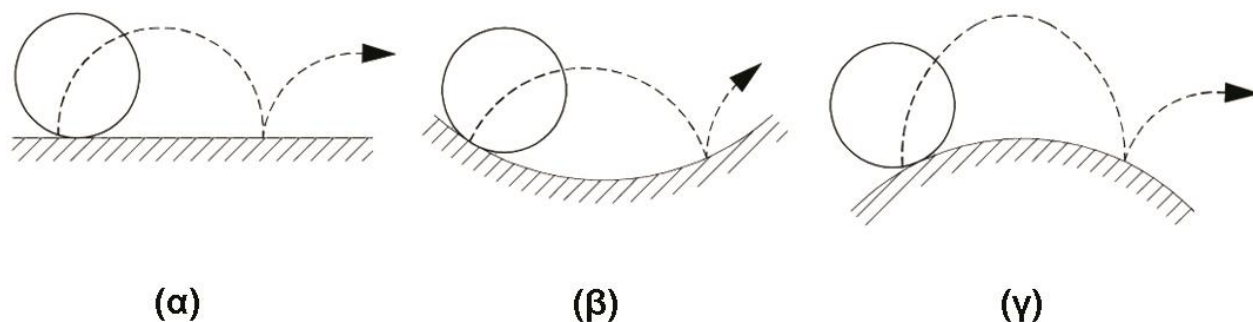
Στην κάτω απεικόνιση γίνεται συστρόφη του δρομέα κατά $\frac{1}{4}$. Η κοιλότητα (1) έχει σχεδόν ολοκληρώσει την διαδρομή της μέσα στον στάτη, η κοιλότητα (2) έχει ανηχθεί σε πίεση εξόδου, η κοιλότητα (3) συνεχίζει να αναπτύσσεται μέσα στο στάτη, η κοιλότητα (4) μόλις ξεκίνησε να εισέρχεται στον στάτη.

Οι Κ.Α.Θ.Μ. σε σχέση με άλλες αντλίες θετικής μετατόπισης έχουν λιγότερους παλμούς πίεσης εξαιτίας της ευθύγραμμης κατεύθυνσης της ροής. Ειδικά για την περίπτωση του μονού λοβού μία σταδιακή μεταβολή πίεσης, εναλλάσσεται ανάμεσα στην αναρρόφηση και την κατάθλιψη και υπολογίζεται με μία συχνότητα της μίας στροφής ανά λεπτό .

Μία μικρή μείωση πίεσης προκύπτει λόγω της εσωτερικής διαρροής αλλά και της ιξώδους τριβής. Στην περίπτωση των μονάδων με πολλά στάδια, οι διακυμάνσεις της πίεσης βασίζονται σε μία κατά στάδιο αξιολόγηση (δηλαδή, η διαφορά καθαρής πίεσης ανάμεσα στην αναρρόφηση και την κατάθλιψη διαιρείται με τον αριθμό των σταδίων). Αυτό μειώνει τις διακυμάνσεις της πίεσης ακόμα περισσότερο.

Κατασκευή της κατατομής των μηχανικών μερών της αντλίας (δρομέα/στάτη)

Παραπάνω, έγινε αναφορά στο απλό κυκλοειδές- μία τροχιά ενός σημείου ενός κύκλου ο οποίος κυλιέται επάνω σε ευθεία επιφάνεια. Πάραυτα, η επιφάνεια πάνω στην οποία ο τροχός (κύκλος) κυλιέται μπορεί να είναι και καμπύλη (Εικόνα 4.2.4 (β),(γ)). Μόνο υποκυκλοειδές χρησιμοποιούνται για την δημιουργία κατατομής των Κ.Α.Θ.Μ. .



Εικόνα 4.2.4 (α) Ορθοκυκλοειδές (β) Υποκυκλοειδές (γ) Επικυκλοειδές

Δυστυχώς, δεν υπάρχει μία κοινώς αποδεκτή ορολογία για τις γεωμετρικές παραμέτρους για να αποδώσουμε τα χαρακτηριστικά του προφίλ των μονάδων προοδευτικής κοιλότητας. Διαφορετικές δημοσιεύσεις, από διαφορετικές χώρες και κατασκευαστές χρησιμοποιούν ακόμα εσωτερικά διακριτικά, τα οποία συχνά οδηγούν σε σύγχυση και επικοινωνιακές δυσκολίες. Παρόλ'αυτά η ορολογία που αναφέρεται ακολουθεί τα βιομηχανικά πρότυπα τουλάχιστον για τις σημαντικότερες παραμέτρους όπως μέγιστη, ελάχιστη διάμετρος και τα βήματα του δρομέα και του στάτη.

Για να ξεκινήσει η δημιουργία κατατομής, θεωρούμε μία διάμετρο κύκλου d και έναν παράγωγο κύκλο με ακτίνα e , ο οποίος κυλιέται μέσα στον κατασκευαστικό κύκλο ακτίνας d_e . Δεν υπάρχει ολίσθηση μεταξύ του παράγωγου και του κατασκευαστικού κύκλου.

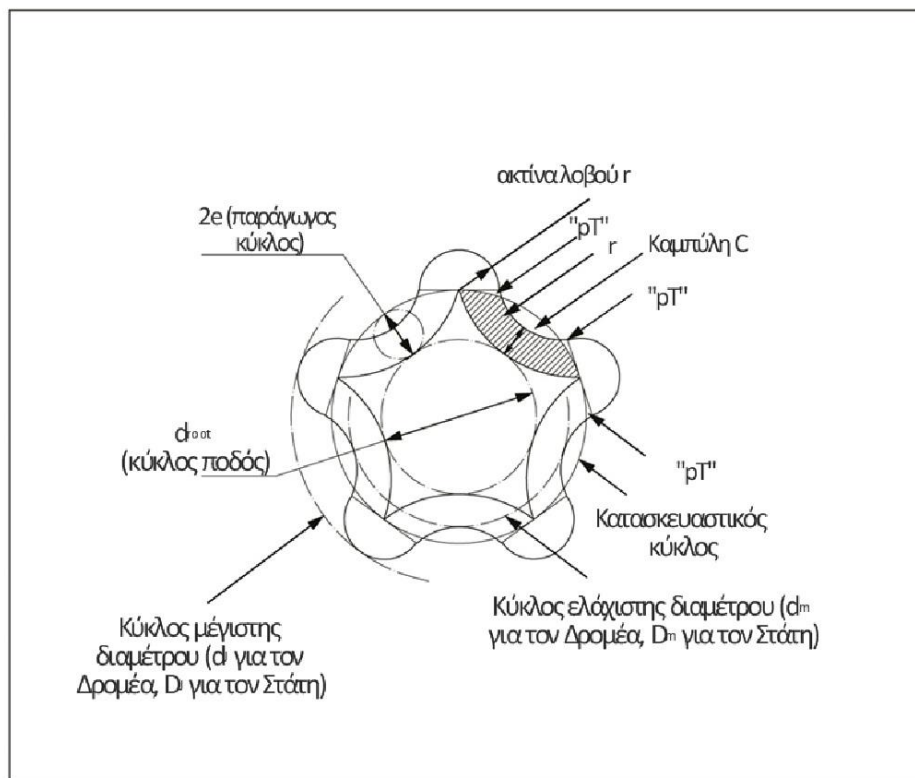
Πρέπει να υπάρχει μία συγκεκριμένη σχέση μεταξύ παράγωγου και κατασκευαστικού κύκλου, ειδάλλως ο παράγωγος κύκλος δεν θα καταλήγει στο σημείο που ξεκίνησε και έτσι δεν θα δημιουργηθεί κλειστό προφίλ. Το μήκος τόξου του κατασκευαστικού κύκλου που προβλέπεται να διανύσει ο παράγωγος κύκλος σε μία περιστροφή του είναι ίσος με την περιφέρεια του παράγωγου κύκλου επί έναν ακέραιο αριθμό που προσδιορίζει τον αριθμό των οδόντων της κατατομής.

$(2e)\pi n = \pi d$, όπου n ένας ακέραιος αριθμός.

Οι λοβοί δημιουργούνται προσθέτοντας κύκλους λοβών με ακτίνα r και κέντρο τις κορυφές της υποκυκλοειδούς τροχιάς. Έτσι το n είναι ίσο με τον αριθμό των λοβών. Στην περίπτωση που ο στάτης είναι ένας μονός λοβός εξετάζεται διαφορετικά.

Με αυτό τον τρόπο πρέπει να δημιουργηθεί μία ομαλή συνεχόμενη καμπύλη. Η ομαλότητα είναι πολύ σημαντική. Όταν εξετάζεται ένας δρομέας, παρατηρείται η ομαλή και συνεχή επιφάνεια που έχει. Αν έχει σχεδιαστεί με τις σωστές προδιαγραφές δεν πρέπει να υπάρχει κάποια ανωμαλία που εντοπίζεται από την αφή. Αν ανιχνευτεί κάποια υποκοπή ή ανωμαλία, θεωρείται ότι ανήκει στο υποκυκλοειδές, στο σημείο που η ακτίνα r μετατρέπεται σε καμπύλη C , όπως φαίνεται στην Εικόνα 4.2.5. Αυτή η εικασία όμως είναι λανθασμένη καθώς το σημείο pT ανήκει συγχρόνως στον κύκλο του λοβού αλλά και της καμπύλης C , από την φύση της κατασκευής του.

Στην εικόνα 4.2.5 απεικονίζονται τα παραπάνω γεωμετρικά στοιχεία.



Εικόνα 4.2.5 Κατασκευή προφίλ μηχανικού στοιχείου Κ.Α.Θ.Μ. (Δρομέα-Στάτη)

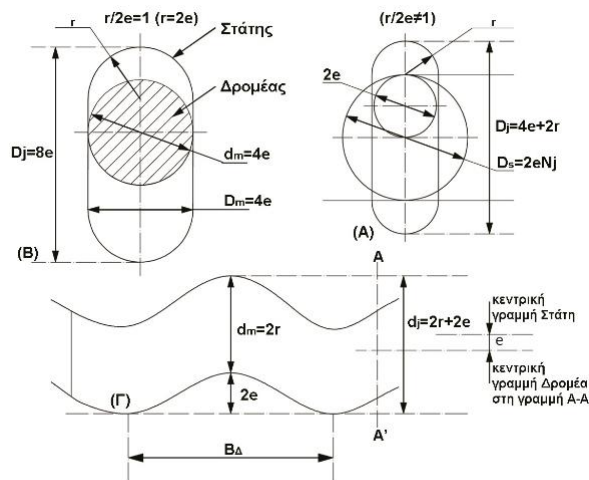
Το παραπάνω προφίλ ανήκει σε κατατομές με αριθμό λοβών $n \geq 2$. Σε αυτή την περίπτωση ισχύει μόνο για τον στάτη, καθώς η κατατομή του δρομέα είναι απλά ένας κύκλος με ακτίνα

ιση με την ακτίνα r του λοβού του δρομέα και η μέγιστη διάμετρος του, εξαρτάται από την εκκεντρότητα e που θα έχει. Κατά την κατασκευή της κατατομής του στάτη ισχύουν οι σχέσεις:

$$\left\{ \begin{array}{l} D_j = d_c + 2r \\ D_m = d_c - 4e + 2r \\ D_j - D_m = 4e = \text{σταθερό} \end{array} \right.$$

Μελέτη της ειδικής περίπτωσης Μονού Λοβού ($N_\Delta = 1, N_\Sigma$)

Οι περισσότερες Κ.Α.Θ.Μ. έχουν λόγο οδόντων (λοβών) 1/2 (δηλαδή, ένας δρομέας μονού λοβού θα τοποθετηθεί σε ένα στάτη διπλού λοβού), υπάρχουν βέβαια και ορισμένες αντλίες με λόγο λοβών 2/3, αλλά αυτές οι περιπτώσεις είναι σπάνιες. Δεδομένου ότι ο στάτης με λόγο λοβών 1/2 έχει δύο λοβούς, όλοι οι τύποι που προέκυψαν προηγουμένως για τις περιπτώσεις πολλαπλών λοβών, βρίσκουν εφαρμογή και εδώ. Ωστόσο, η διατομή του δρομέα είναι κάτι διαφορετικό. Πρόκειται για έναν απλό κύκλο του οποίου η διάμετρος είναι η ελάχιστη διάμετρος, και ισούται, επίσης, με την ελάχιστη διάμετρο του στάτη (δηλαδή, $d_m = D_m$). Η μέγιστη διάμετρος δε χρησιμοποιείται με την ίδια έννοια όπως για τους σχηματισμούς πολλαπλών λοβών, όπου η μέγιστη και η ελάχιστη διάμετρος βρίσκονται στο ίδιο επίπεδο διατομής. Αντιθέτως, η μέγιστη διαμετρική απόσταση, που περικλείει το δρομέα, χρησιμοποιείται ως μέγιστη διάμετρος, παρ' όλο που δε βρίσκεται στην ίδια διατομή. Αν προβληθεί σε μία διατομή, θα παρουσιαστεί όπως φαίνεται στην εικόνα 4.2.6.



Περίπτωση Μονού Λοβού ($N_\Delta = 1, N_\Sigma = 2$)

Εικόνα 4.2.6 Γεωμετρικό προφίλ Στάτη-Δρομέα

Όλες οι γεωμετρικές σχέσεις που προκύπτουν για το στάτη ($N_s = 2$) συνεχίζουν να βρίσκουν εφαρμογή και εδώ, αλλά για το Δρομέα διαφέρουν:

$$d_m = 2r. \quad (4.1)$$

$$d_i = 2r + 2e. \quad (4.2)$$

$$d_i - d_m = 2e \text{ (δηλαδή } \neq 4e \text{, όπως ήταν όταν } n > 1 \text{)}). \quad (4.3)$$

Αν χρησιμοποιήσουμε την συνηθισμένη σχέση $r/2e = 1$, τότε ισχύουν οι τύποι:

$$D_m = d_m = 4e \quad (4.4)$$

$$D_j = 8e \quad (4.5)$$

$$d_j = 6e \quad (4.6)$$

Συναρμογή Δρομέα-Στάτη

Ως τώρα, έχει θεωρηθεί μία θεωρητική συναρμογή μεταξύ δρομέα και στάτη. Για μία κανονική αντλία, αυτή η συναρμογή πρέπει να είναι διάφορη του μηδέν. Για να επιτύχουμε μικρότερη διαρροή (υψηλότερος βαθμός απόδοσης, δηλαδή, μεγαλύτερη παροχή), η διάμετρος του δρομέα κατασκευάζεται ελαφρώς μεγαλύτερη, ή ο στάτης κατασκευάζεται μικρότερος για να επιτευχθεί κατάλληλη συναρμογή σύσφιξης (σφιχτή), (δηλαδή, να περιορίζεται ροή). Τυπικά παραδείγματα εφαρμογών με πιο σφιχτή συναρμογή προορίζονται για υγρό με χαμηλό ιξώδες που παρουσιάζουν μικρότερη τριβή, και ως εκ τούτου μεγαλύτερη διαρροή από κοιλότητες μεγαλύτερης πίεσης προς τα πίσω, δηλαδή προς κοιλότητες μικρότερης πίεσης. Ωστόσο, αν η συναρμογή είναι υπερβολικά σφιχτή, η τριβή μεταξύ του μεταλλικού δρομέα και του ελαστομερούς που είναι επενδυμένο εσωτερικά του στάτη θα ήταν υπερβολική, με αποτέλεσμα να απαιτείται μεγαλύτερη ροπή λειτουργίας και εκκίνησης που οδηγεί σε μειωμένο συνολικό βαθμό απόδοσης. Το ζήτημα της υψηλής ροπής εκκίνησης είναι σημαντικό, και συνήθως γνωστό πρόβλημα των Κ.Α.Θ.Μ., αν η συναρμογή είναι σφιχτή. Πρόωρη φθορά, και η σταδιακά καταστροφική, είναι δείγμα πολύ σφιχτής συναρμογής. Πρέπει να υπάρχει μία ισορροπία αφενός μεταξύ της παροχής και της μηχανικής απόδοσης, και αφ' ετέρου της διάρκειας ζωής του ελαστομερούς.

Μερικές φορές μία μεγάλη τεχνητή χάρη είναι ηθελημένα σχεδιασμένο για εφαρμογές με απαιτήσεις υψηλότερων θερμοκρασιών ώστε να διαχειριστεί τη θερμική αύξηση σε υψηλής θερμοκρασίας συνθήκες λειτουργίας, όπου η συναρμογή είναι σφιχτή. Για τέτοιες εφαρμογές,

η συναρμογή μπορεί να μειωθεί κατά 0,5-2 mm, κάτι που εξαρτάται από τις συνθήκες της εκάστοτε εφαρμογής, τις ιδιότητες του ελαστομερούς, κ.τ.λ. Προφανώς, οι εργοστασιακές δοκιμές τέτοιων χαλαρότερης συναρμογής κατασκευών δεν έχουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον, εξαιτίας της υπερβολικής διαρροής κρύας κατάστασης (δηλαδή, σημαντικής απώλειας παροχής). Στην περίπτωση αυτή όπως μελετήθηκε δεν υπάρχει κάποιο θερμοκρασιακό πρόβλημα.

Η ακτινική συναρμογή ποικίλει ανάμεσα στην μέγιστη και ελάχιστη τιμή, διαφοροποιούμενη κατά μήκος της γραμμής στεγανοποίησης. Μία απόφαση σχετικά με το ποιες διαστάσεις (του δρομέα ή του στάτη) πρέπει να διαφοροποιηθούν για να επιτευχθεί η επιθυμητή συναρμογή επηρεάζεται από διάφορους παράγοντες. Για παράδειγμα, αν οι διαστάσεις του δρομέα διατηρηθούν θεωρητικά ίδιες, τότε η συναρμογή μπορεί να διαφοροποιείται χρησιμοποιώντας διαφορετικά υλικά προς έγχυση για το ελαστομερές του στάτη. Αυτή η προσέγγιση συμβάλλει στην τυποποίηση των διαστάσεων των δρομέων, και οι κατασκευαστές αντλιών θα πρέπει να διατηρούν διαθέσιμη, ποικιλία τέτοιων υλικών για να μην δημιουργείται πρόβλημα όταν κατασκευάζουν στάτες «μειωμένου μεγέθους». Αντιστρόφως, αν μόνο ένα είδος τέτοιο υλικού είναι διαθέσιμο τυποποιώντας τη δημιουργία στάτη με συγκεκριμένες διαστάσεις), τότε οι δρομείς πρέπει να κατασκευάζονται για εφαρμογές που απαιτούν διαφορετικές συναρμογές. Κάθε προσέγγιση έχει τα πλεονεκτήματα και τα αδύναμα σημεία της. Η προσέγγιση της τυποποίησης στατών επιτρέπει τη διεξαγωγή λιγότερων δοκιμών και, ως εκ τούτου, τη μείωση λαθών κατά τη διάρκεια δοκιμών στο ελαστομερές. Τα ελαστομερή είναι πάντα πιο δύσκολο να λεπτύνουν ομοιόμορφα, εξαιτίας του βαθμού της θερμικής διαστολής, της πολυπλοκότητας της διαδικασίας του βουλκανισμού του λάστιχου, και άλλες μεταβλητές της διαδικασίας. Από τη στιγμή που ολοκληρωθεί ο σχεδιασμός του ελαστομερούς, ο κατασκευαστής συνήθως θέλει να μείνει με το πρότυπο που είναι πιο λειτουργικό και ίσως προτιμήσει να διαχειριστεί μελλοντικές μεταβολές στη συναρμογή διαφοροποιώντας τις διαστάσεις του δρομέα. Η διαδικασία παραγωγής της αρσενικής γεωμετρίας της αντλίας, δηλαδή του δρομέα, είναι ευκολότερη και πιο προβλέψιμη. Ο χρήστης, από την άλλη πλευρά, ίσως προτιμάει να έχει τυποποιημένο το τμήμα με τη μικρότερη φθορά (δρομέας), ώστε να μπορεί να δοκιμάσει διαφορετικούς στάτες για τον ίδιο δρομέα για τις εφαρμογές του.

Στην παρούσα διπλωματική, για επεξηγηματικούς σκοπούς, οι διαστάσεις του Δρομέα δεν αλλάζουν και αναλύονται οι απαιτήσεις συναρμογής σύσφιξης μέσω της ροποποίησης του

μεγέθους του στάτη. Γι' αυτό το λόγο θα προσθήθεται ο δείκτης 0 για τις θεωρητικές διαστάσεις(δηλαδή, $d_{m0}, d_{j0}, D_{m0}, D_{j0}$). Άρα, λοιπόν, οι πραγματικές διαστάσεις του στάτη θα είναι:

$$D_j = D_{j0} + 2c \quad (4.7)$$

$$D_m = D_{m0} + 2c_m \quad (4.8)$$

$$(Αλλά $d_j = d_{j0}$ and $d_m = d_{m0}$). \quad (4.9)$$

Αυτό σημαίνει ότι,

$$2c_j = D_j - D_{j0}. \quad (4.10)$$

$$2c_m = D_m - D_{m0}. \quad (4.11)$$

Οι παραπάνω σχέσεις ιδρύουν ένα συμβατικό σύμβολο: μία συναρμογή με θετικό πρόσημο υποδηλώνει την ύπαρξη χάρης, ενώ μία συναρμογή με αρνητικό πρόσημο υποδηλώνει σύσφιξη. Για παράδειγμα, οι συναρμογές +0,20 mm συνεπάγονται την ύπαρξη χάρης 200μ., ενώ οι συναρμογές -0.30 mm 300μ σύσφιξη.

Η διαδικασία υπολογισμού της συναρμογής βασίζεται στις επιβεβαιωμένες με μετρήσεις διαστάσεις του δρομέα και του στάτη, γι' αυτό γίνεται απλή. Πρώτα, θεωρούνται ότι οι θεωρητικές διαστάσεις του δρομέα ισοδυναμούν με τις μετρημένες διαστάσεις. Ύστερα, υπολογίζονται οι θεωρητικές διαστάσεις του στάτη. Η διαφορά ανάμεσα στις μετρημένες και στις θεωρητικές διαστάσεις αποτελεί τη συναρμογή, με θετικό πρόσημο για την ελεύθερη συναρμογή και με αρνητικό για τη σφικτή.

Υπολογισμός Συναρμογής για την ειδική Περίπτωση του Μονού λοβού

Η μόνη διαφορά σ' αυτούς τους υπολογισμούς είναι ότι η εκκεντρότητα e υπολογίζεται διαφορετικά απ' ότι για τις περιπτώσεις πολλαπλών λοβών :

$$e = (d_{j0} - d_{m0}) / 2 \quad (4.12)$$

$$D_{m0} = 2r = d_{m0} \quad (4.13)$$

$$\begin{aligned} D_{j0} &= 4e + 2r = 4e + d_{m0} \\ &= 4 \times (d_{j0} - d_{m0}) / 2 + d_{m0} \\ &= 2d_{j0} - d_{m0} \end{aligned} \quad (4.14)$$

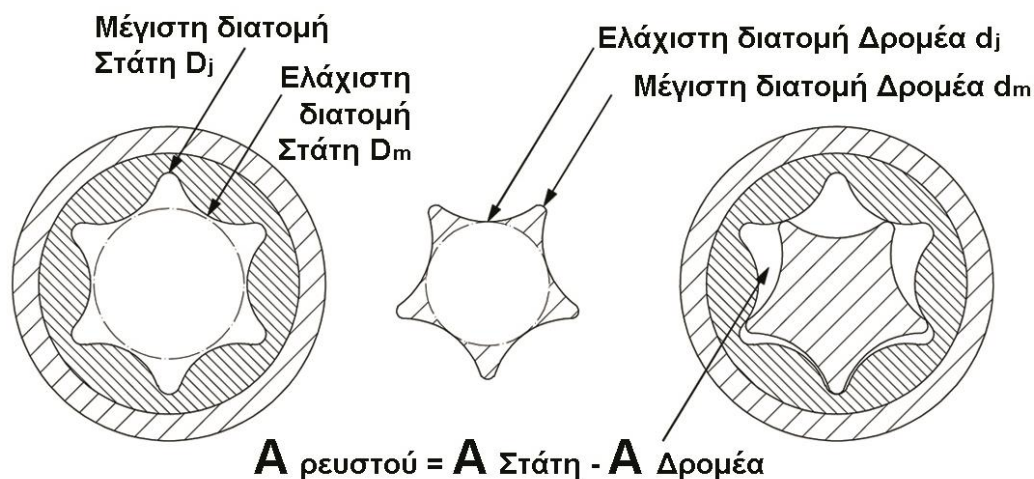
$$2c_j = D_j - D_{jD_j-0} = D_j - 2d_{j0} + d_{m0} \quad (4.15)$$

$$2c_m = D_m - D_{m0} = D_m - d_{m0} \quad (4.16)$$

Χαρακτηριστικά Επίδοσης Λειτουργίας

Αρχικά υπολογίζεται η επιφάνεια που καταλαμβάνει το ρευστό σε μία εγκάρσια τομή $A_{\text{ρευστού}}$. Πρώτον, μία απλοποιημένη αλλά και ακριβής μέθοδος είναι να υποθέσουμε τις περιοχές μεταξύ 2 διαδοχικών λοβών ότι είναι ίση με τις περιοχές των κοιλότητων μεταξύ των λοβών. Αυτή η εκτίμηση συχνά χρησιμοποιείται για τους άλλους τύπους περιστροφικών αντλιών όπως είναι οι γραναζωτές αντλίες όπου η επιφάνεια των οδόντων εικάζεται ότι είναι ίση με την κοιλότητα μεταξύ των οδόντων. Με μία τέτοια εικασία, η μορφή του προφίλ είναι ασημαντη πληροφορία, αφού η καθαρή επιφάνεια μεταξύ της μέγιστης με της ελάχιστης διαμέτρου είναι ίση με την μισή από την συνολική επιφάνεια μεταξύ του μέγιστου και του ελάχιστου κύκλου.

Η περιοχή του ρευστού είναι ίση με την διαφορά μεταξύ των ανοιχτών διατομών του Στάτη μείον του μεταλλικού τμήματος του Δρομέα, ανά περιστροφή όπως φαίνεται στην εικόνα 4.2.7:



Εικόνα 4.2.7 Επιφάνεια ρευστού

Για τον υπολογισμό της ειδικής παροχής όμως πρέπει να βρεθεί κατ' αρχήν ο όγκος της κοιλότητας και ύστερα να πολλαπλασιαστεί με το βήμα του στάτη:

$$V_{\text{κοιλότητας}} = A_{\text{κοιλότητας}} \times P_{\Sigma} \quad (4.17)$$

Η ειδική παροχή ($q_0 = Q/rpm$) είναι μία σημαντική χαρακτηριστική παράμετρος που περιγράφει την παροχή ανά περιστροφή του άξονα που περιστρέφει το δρομέα (δηλαδή, λίτρα ανά περιστροφή, l/rev). Αυτό το χαρακτηριστικό είναι θεμελιώδες για κάθε περιστροφική ή άλλη θετικής εκτόπισης αντλία. Στην περίπτωση του μονού λοβού του δρομέας ισχύει ότι η ειδική παροχή ισούται με το εμβαδό της κοιλότητας. Δεδομένου ότι το q_0 σχετίζεται με τη γεωμετρία της κοιλότητας, και μία απλοποιημένη μέθοδος υπολογισμού του όγκου της επεξηγήθηκε παραπάνω, η παροχή σε ένα θεωρητικό μηδενικό σημείο πίεσης είναι

$$Q_0 = V_{\text{κοιλότητας}} \times rpm \quad (4.18)$$

Αν η διαφορική πίεση κατά μήκος της αντλίας δεν είναι μηδέν, πρέπει να γίνουν διορθώσεις για την αποφυγή διαρροής. Ωστόσο, για υγρά υψηλού και μέτριου ιξώδους αυτή η διόρθωση είναι μικρή, και η παραπάνω εξίσωση μπορεί και σε αυτήν την περίπτωση να χρησιμοποιηθεί κατά προσέγγιση.

Αναλύοντας τη διαρροή η παροχή και ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης είναι:

$$Q = Q_0 - Q_{slip} \quad (4.19)$$

Και

$$\eta_{vol} = \frac{Q}{Q_0} \quad (4.20)$$

Όπως ισχύει σε όλες τις αντλίες θετικής μετατόπισης (όπου η παροχή είναι ανάλογη της ταχύτητας), η ροπή ισοδυναμεί με :

$$T = \frac{V_{κοιλότητας} \cdot \Delta P}{24\pi} \eta \quad (4.21)$$

Ο ολικός βαθμός απόδοσης (η) σπάνια υπολογίζεται για αυτού του είδους τις αντλίες, σε αντίθεση με αυτό που ισχύει για άλλους τύπους αντλιών, όπως είναι οι φυγοκεντρικές. Αντιθέτως, ο βαθμός ογκομετρικής απόδοσης αποτελεί μία βασική παράμετρο σύγκρισης αυτών των αντλιών. Παρ' όλα αυτά ο ολικός βαθμός απόδοσης αποτελεί μία σημαντική παράμετρο που πρέπει να ληφθεί υπόψη όταν συγκρίνονται οι Κ.Α.Θ.Μ. με άλλους τύπους αντλιών. Συνυπολογίζει όλες τις απώλειες, συμπεριλαμβανομένων και αυτών που λαμβάνουν χώρα εξαιτίας της διαρροής (ογκομετρικής), της τριβής του ρευστού (υδραυλικής), και μηχανικές απώλειες όπως είναι η τριβή στα σημεία συναρμογής μεταξύ Δρομέα και Στάτη. Να σημειωθεί ότι οι υδραυλικές και μηχανικές απώλειες πολύ συχνά συνυπάρχουν.

Η υδραυλική ισχύς (FHP) ισοδυναμεί με

$$FHP = \frac{\Delta P \times Q}{6.56} \quad (\text{US customary units}) \quad (4.22)$$

Στις αντλίες, ο λόγος της υδραυλικής ισχύος προς τη συνολική μηχανική ισχύ είναι ο βαθμός απόδοσης. Γι' αυτό,

$$BHP = \frac{FHP}{\eta} \quad (\text{US customary units}) \quad (4.23)$$

Η μηχανική ροπή σχετίζεται με την ισχύ με τον εξής τύπο :

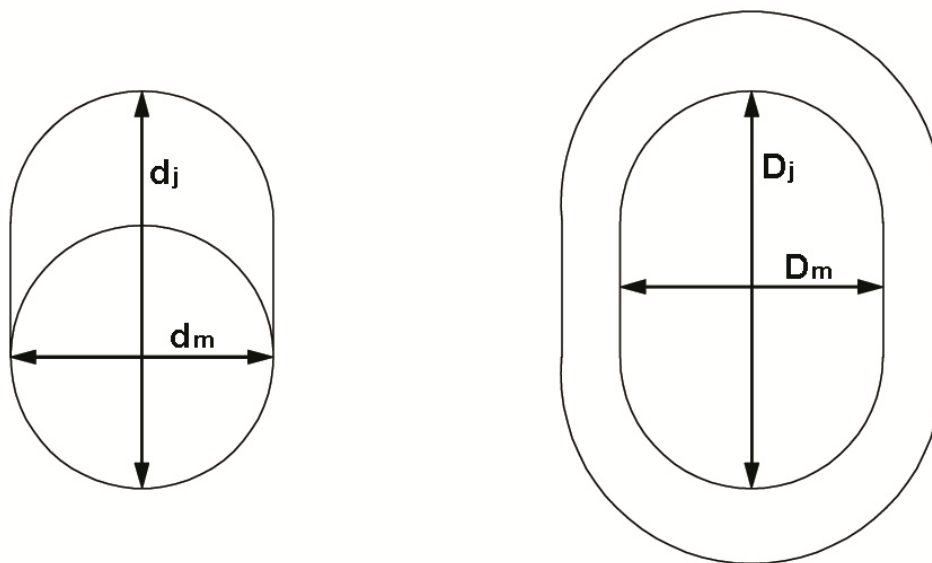
$$BHP = \frac{T \times rpm}{5.252} \quad (\text{US customary units}) \quad (4.24)$$

Από τις παραπάνω εξισώσεις, παρατηρούμε ότι η ροπή εξαρτάται από τη διαφορική πίεση κατά μήκος της αντλίας, και είναι ανεξάρτητη της ταχύτητας ή της παροχής, αφού η ογκομετρική παροχή είναι συνεχής (παραβλέποντας τις όποιες μεταβολές λόγω διαρροών πίεσης).

ΣΗΜΑΝΤΙΚΕΣ ΑΝΑΛΟΓΙΕΣ

Η δημιουργία του γεωμετρικού προφίλ των Κ.Α.Θ.Μ. αρχίζει με την επιλογή ενός κατασκευαστικού κύκλου d (d_s για το δρομέα και d_s για το στάτη).

Από όλες όμως τις γεωμετρικές παραμέτρους που αναλύθηκαν προηγουμένως μόνο κάποιες είναι απαραίτητες από την σκοπιά της εφαρμογής και είναι: η εκκεντρότητα, οι μέγιστες και ελάχιστες διαμέτροι του δρομέα και του στάτη (εικόνα 4.2.8) καθώς και τα βήματα αυτών. Όπως φαίνεται στην εικόνα 4.2.6, η εκκεντρότητα (e) και η ακτίνα του λοβού (r) επιλέγονται ανεξάρτητα, και οι αναλογίες ανάμεσα στο r και στο e δημιουργούν γεωμετρίες με πιο ομαλές ή πιο οξείες κορυφές. Ο λόγος $r/2e$ αποτελεί, ως εκ τούτου, μέτρο του πόσο οξύ είναι το προφίλ της αντλίας. Τα περισσότερα παραδοσιακά σχέδια χρησιμοποιούν $r/2e=1$, αλλά όχι πάντα.



Εικόνα 4.2.8 Βασικά γεωμετρικά στοιχεία στην περίπτωση του μονού λοβού.

Μόλις ο σχεδιασμός ολοκληρωθεί και οι μονάδες κατασκευαστούν, η κατασκευαστική διάμετρος δεν είναι πια υπολογίσιμη με συμβατά μετρητικά όργανα. Μόνο η μέγιστη και ελάχιστη διάμετρος και το βήμα μπορούν να μετρηθούν. Ο όρος σχεδιασμού ($r/2e$) αντικαθίσταται από τον μετρούμενο όρο (d_m/e). Εξετάζοντας την εικόνα 4.2.5, μπορεί εύκολα να συναχθεί ότι:

$$d_m / e = (d_{root} + 2r) / e \quad (4.25)$$

Για ένα σχέδιο με δεδομένο λόγο λοβών, υπάρχει μία άμεση σχέση ανάμεσα στο λόγο $r/2e$ και d_m/e . Για ένα ονομαστικό μέγεθος αντλίας(δηλαδή, με δεδομένο d_m), επιλέγοντας το λόγο d_m/e προκύπτει η εκκεντρότητα, e .

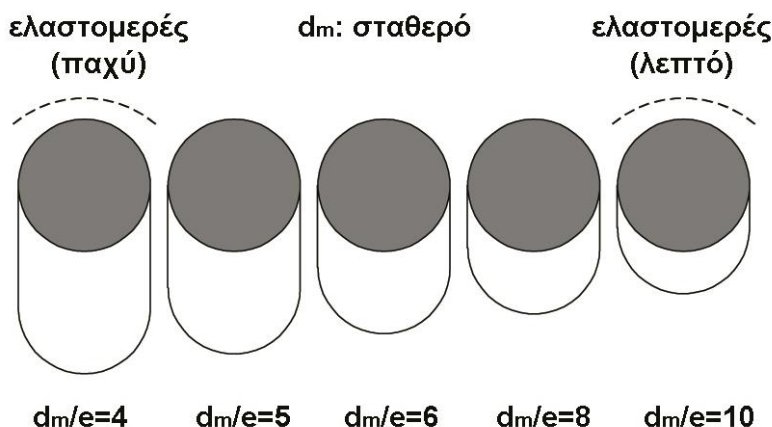
Ένας άλλος ανεξάρτητος παραμετρικός λόγος που χρησιμοποιείται είναι P_Σ/e . Σύμφωνα με την παραπάνω λογική, αφού καθορισθεί ή εκκεντρότητα e , το βήμα του στάτη υπολογίζεται ως αριθμός φορών εκκεντρότητας με τον λόγο B_Σ/e . Το βήμα του δρομέα μπορεί ύστερα να υπολογιστεί, καθώς αποτελεί μία λειτουργία του βήματος του στάτη και του λόγου του λοβού.

Λόγος διαμέτρου- εκκεντρότητας (d_m/e):

Οι κοχλιοφόρες αντλίες είναι εκ φύσεως ασύμμετρες γιατί οι δρομείς τους δεν είναι ευθύγραμμοι, αλλά περιστρέφονται έκκεντρα γύρω από τον άξονα του στάτη. Η φυγόκεντρος δύναμη που αποτελεί την κύρια πηγή της δόνησης είναι ίση με το βάρος του δρομέα επί το τετράγωνο της ταχύτητας περιστροφής επί την εκκεντρότητα:

$$F = W \times \omega^2 \times e \quad (4.26)$$

Η φυγόκεντρος δύναμη είναι μεγαλύτερη όταν είναι μικρότερος ο λόγος d_m/e



Εικόνα 4.2.9 Διαφορετικοί λόγοι d_m/e

Ικανότητα διαχείρισης στερεών υλικών: Μικρότερη αναλογία επιτρέπει μεγαλύτερα στερεά να διέλθουν από την αντλία. Αυτό ισχύει, επίσης, όταν το d_m διατηρείται σταθερό, κάτι που έχει σαν αποτέλεσμα τη διαμόρφωση μεγαλύτερων περιοχών καθαρού ρευστού.

Μικρότερες αναλογίες συνεπάγονται **μεγαλύτερες ταχύτητες στο ελαστομερές** (και άρα μειωμένη διάρκεια ζωής) ενώ υψηλότερες αναλογίες συνεπάγονται μεγαλύτερες και πιο ακριβής αντλίες, αλλά μόνο εφ' όσον το d_m διατηρείται σταθερό. Ο μηχανικός βαθμός μηχανικής απόδοσης, όμως βελτιώνεται αφού λόγω της μειωμένης τριβής, χρειάζεται να καταβληθεί λιγότερη ενέργεια ώστε να υπερνικηθεί η τριβή ελαστικού.

Θερμοκρασία: Μικρή αναλογία d_m/e συνεπάγεται λειτουργία του στάτη σε υψηλότερες θερμοκρασίες και μικρότερη ικανότητα διαχείρισης ρευστών υψηλής θερμοκρασίας.

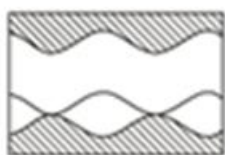
Ρυθμός μεταβολής ταχύτητας του ιξώδους: Μεγαλύτερη αναλογία d_m/e προκαλεί περισσότερους στροβιλισμούς και μεγαλύτερη διάτμηση, κάτι το οποίο μπορεί να είναι απαγορευτικό για ορισμένα ρευστά που είναι ευαίσθητα σε μεταβολές ταχύτητας του ιξώδους (shear thinning fluids).

Λόγος βήματος/εκκεντρότητας (P_s/e): Η διαφοροποίηση του λόγου του βήματος προς την εκκεντρότητα θα έχει τις ακόλουθες συνέπειες.

Ρυθμός φθοράς: Όσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος βήματος/εκκεντρότητας, τόσο μεγαλύτερος είναι και ο ρυθμός φθοράς της αντλίας.

NPSHr(net positive suction head required): Μεγάλος λόγος P_{Σ}/e συνεπάγεται αναρρόφηση με χαμηλότερης ποιότητας χαρακτηριστικά.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑΤΑ



$$\frac{P_{\Sigma}}{e} = 15$$

Ταχύτητα σωματιδίων: 1.5m/s
Ρυθμός διάτμησης: 430 s⁻¹



$$\frac{P_{\Sigma}}{e} = 25$$

Όγκος σάρωσης πανομοιότυπος, $d_m/e=5$ για όλα τα παραδείγματα, οι ταχύτητες υπολογίζονται στις 100rpm



$$\frac{P_{\Sigma}}{e} = 35$$



$$\frac{P_{\Sigma}}{e} = 50$$



$$\frac{P_{\Sigma}}{e} = 100$$

Ταχύτητα σωματιδίων: 2.5m/s
Ρυθμός διάτμησης: 1427 s⁻¹

Εικόνα 4.2.10 Παραδείγματα διαφοράς ταχυτήτων ανάλογα με τον λόγο βήματος στάτη προς την εκκεντρότητα (P_{Σ}/e)

Ρευστά με μεγάλο Ιξώδες: Είναι ευκολότερο να διαχειριστεί κανείς ρευστά μεγάλου ιξώδους με **μικρότερες αναλογίες**, διότι ο ρυθμός μεταβολής ταχύτητας του ιξώδους είναι υψηλός σε υψηλές αναλογίες και χαμηλότερος σε χαμηλότερες αναλογίες.

Μέση Ταχύτητα Ρευστού. : Μεγαλύτερος λόγος P_{Σ}/e συνεπάγεται μεγαλύτερη μέση ταχύτητα ρευστού.

Ταχύτητα σωματιδίων: Είναι μεγαλύτερη όταν ο λόγος P_{Σ}/e είναι μεγαλύτερος.

Φθορά διακινούμενου υλικού: Είναι περισσότερο πιθανή, όσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος $P\%e$.

Γραμμή στεγανοποίησης: Είναι φαρδύτερη όταν η αναλογία $P\%e$ είναι μεγαλύτερη, και, ως εκ τούτου, περισσότερο δύσκολο να ασφαλισθεί από διαρροές (χαμηλότερη ικανότητα πίεσης).

Ροπή εκκίνησης: Μεγαλύτερη αναλογία $P\%e$, έχει σαν αποτέλεσμα μεγαλύτερη απαιτούμενη ροπή εκκίνησης.

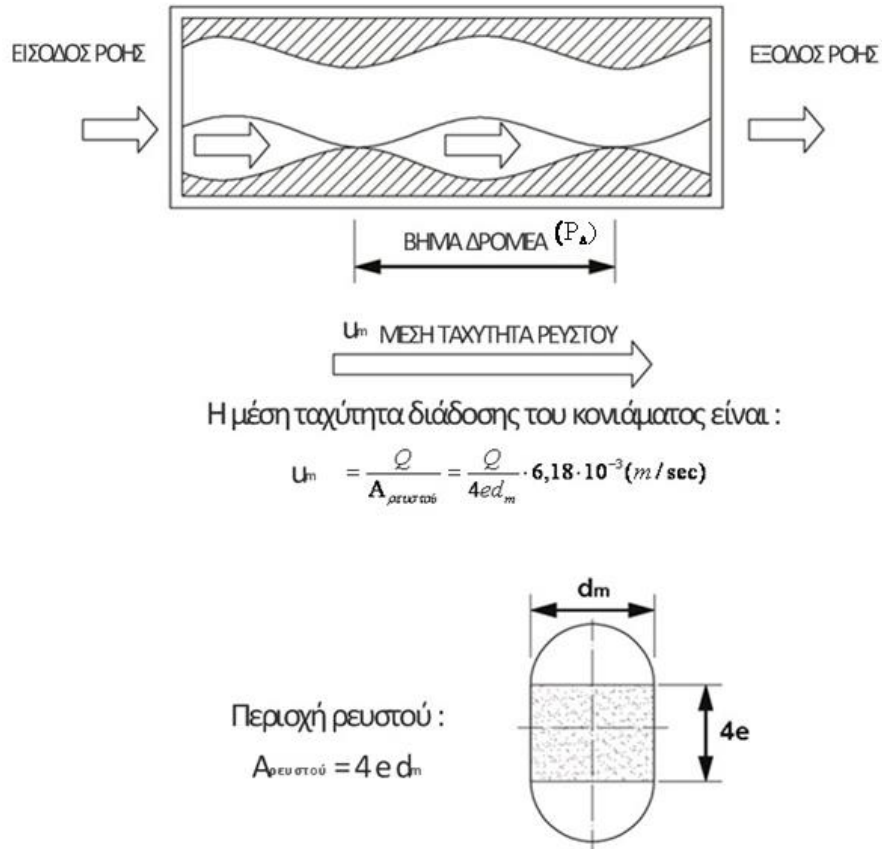
Σύνθλιψη σωματιδίων: Μεγαλύτερη αναλογία $P\%e$ έχει σαν αποτέλεσμα την ύπαρξη λιγότερων σημείων επαφής μεταξύ του δρομέα και του στάτη, γεγονός που αυξάνει την πιθανότητα εγκλωβισμού των σωματιδίων μεταξύ δρομέα και στάτη.

Όπως μπορεί να παρατηρηθεί από την παραπάνω λίστα, η επιλογή της αναλογίας του βήματος είναι λιγότερο απλή συγκριτικά με την επιλογή της αναλογίας της διαμέτρου, αν λάβει κανείς υπόψη τις διαφορετικές και αντιτιθέμενες επιπτώσεις που προκαλεί η διαφοροποίηση του λόγου του βήματος.

Ταχύτητα Ρευστού-Σωματιδίων

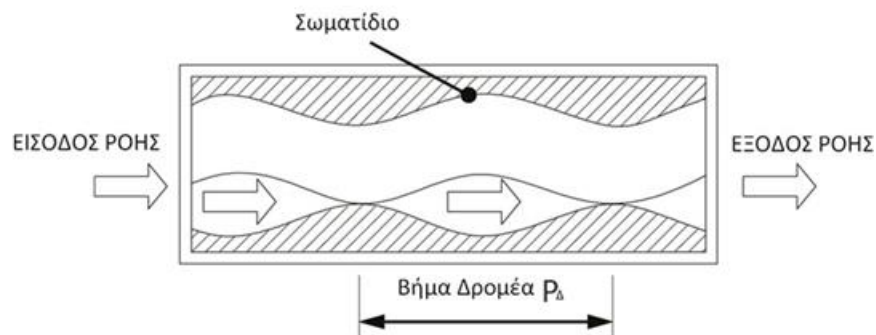
Μεγάλη σημασία για αυτή την εφαρμογή και την αντιμετώπιση του προβλήματος του κολλήματος της αντλίας έχει η ταχύτητα των σωματιδίων και του ρευστού. Η ταχύτητα του ρευστού, των σωματιδίων και του δρομέα όταν εφάπτεται με το ελαστομερές (ταχύτητα ελαστομερούς) είναι 3 πολύ σημαντικοί παράμετροι για τον χρόνο ζωής και την σωστή λειτουργία (χωρίς τυχαίες φθορές) της Κ.Α.Θ.Μ.. Οι τρεις μεταβλητές που επηρεάζουν τις ταχύτητες αυτές είναι η εκκεντρότητα, η ελάχιστη διάμετρος και το βήμα. Στην εικόνα 4.2.11 υπάρχει αυτή τη συσχέτιση.

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΟΧΛΙΟΦΟΡΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ ΚΟΝΙΑΜΑΤΩΝ ΜΕ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗ ΔΙΑΤΟΜΗ



Εικόνα 4.2.11 Υπολογισμός της Μέσης Ταχύτητας Ρευστού

Στην παρακάτω εικόνα βλέπουμε τον υπολογισμό της μέγιστης ταχύτητας των σωματιδίων. Στον τύπο της εικόνας 4.2.12 εισάγουμε τις μεταβλητές σε in και το αποτέλεσμα είναι σε ft/sec.



Εικόνα 4.2.12 Η μέγιστη ταχύτητα διάδοσης των στερεών σωματιδίων είναι στα άκρα, δηλαδή στη μέγιστη διάμετρο του Στάτη

$$U_{\max} = \frac{N(\text{rpm}) \times \sqrt{\pi^2 (4e + d_m)^2 + P_{\Delta}^2}}{229} (\text{ft/sec}) \quad (\text{U.S. customary units}) \quad (4.27)$$

4.3 Αντίστροφος Σχεδιασμός.

Η γεωμετρία της Κ.Α.Θ.Μ. όπως αναφέρθηκε είναι περίπλοκη και αποτελεί ένα μεγάλο πεδίο για έρευνα. Στα πλαίσια της διπλωματικής εφαρμόστηκε η μέθοδος της αντίστροφης μηχανολογίας για να επαληθευθούν καλύτερα τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των Κ.Α.Θ.Μ. και η επίδραση που έχουν στην απόδοσή τους.

Έτσι πήραμε σημεία από έναν δρομέα και ένα στάτη της εταιρεία Putzmeister που χρησιμοποιείται για γυψοκονιάματα.

Η επίδοση της συγκεκριμένης Κ.Α.Θ.Μ όπως αναφέρεται από τον κατασκευαστή είναι αυτή που φαίνεται στον Πίνακα 4.3.1:

Τύπος	Παροχή(100rpm με 75% απόκλιση) (l/min)	Μέγιστη κοκκομετρία (mm)	Μέγιστη πίεση (bar)	Σκληρότητα (° Shore)
D6 Power	6,5	4	40	73

Πίνακας 4.3.1 Χαρακτηριστικά Αντλίας D6 Power

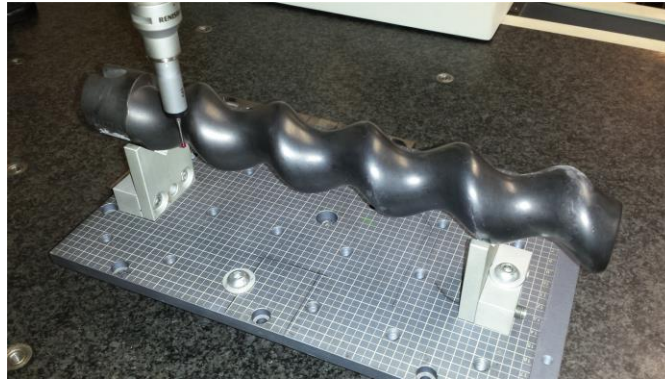
Παρακάτω αναλύεται η μέθοδος με την οποία αποτυπώσαμε την γεωμετρία των μερών μίας Κ.Α.Θ.Μ. στο εργαστήριο ταχείας κατασκευής πρωτοτύπων και εργαλείων του Ε.Μ.Π. .

Διαδικασία αποτύπωσης της γεωμετρίας του δρομέα.

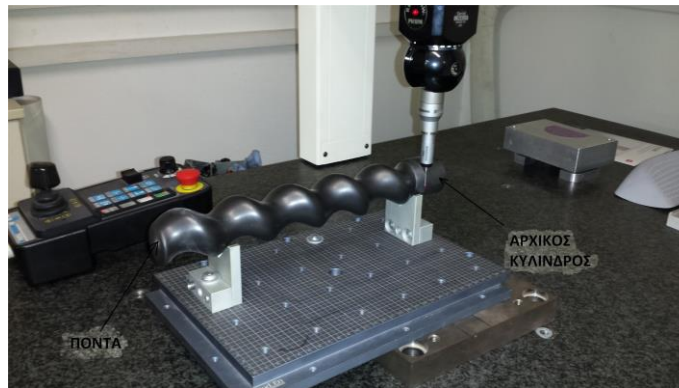
Αρχικά αποτυπώνονται σημεία από τον αρχικό κύλινδρο και αναγνωρίζεται η γεωμετρία του (κέντρο κυλίνδρου, αρχική επιφάνεια). Ειδικότερα, αποτυπώνονται περιμετρικά τα σημεία του κυλίνδρου, τα σημεία της εγκοπής (πρώτης γραμμής), τα σημεία του επιπέδου (αρχή του κυλίνδρου) και έπειτα καθορίζεται ως σημείο αναφοράς των συντεταγμένων το κέντρο του κυλίνδρου στην τομή με το επίπεδο. Ακόμη, αποτυπώνεται και δεύτερο επίπεδο για να κλειδωθεί η περιστροφή, ορίζοντας το σύστημα συντεταγμένων. Στη συνέχεια, καθορίζονται 3 σημεία χειροκίνητα (start, point A, end) και ορίζονται τα $r=0$, $z > 0$, καθώς το 3D Scanner σαρώνει την ευθεία αυτή ($r=0$) και παίρνει ένα σύνολο σημείων που θα δημιουργήσουν την καμπύλη. Επιπλέον ορίζεται το τέλος αποτυπώνοντας με την ακίδα τρία σημεία από την

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΟΧΛΙΟΦΟΡΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ ΚΟΝΙΑΜΑΤΩΝ ΜΕ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗ ΔΙΑΤΟΜΗ

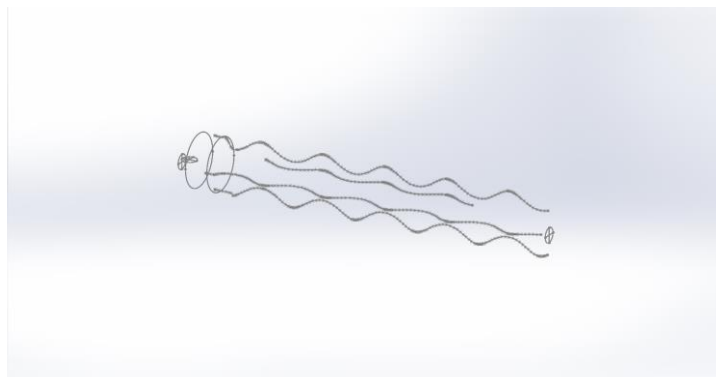
τελική επιφάνεια (αυτή με την πόντα). Η δεύτερη σάρωση αποτυπώνεται χωρίς να περιστραφεί ο δρομέας και καθορίζονται πάλι τρία σημεία χειροκίνητα (start, point A, end) αλλά αυτή τη φορά στο επίπεδο xz με $r > 0$ και σαρώνεται η αντίστοιχη ευθεία. Η τρίτη σάρωση γίνεται ομοίως με τη δεύτερη, αλλά με $r < 0$. Τέλος η τέταρτη σάρωση αφορά την καμπύλη που βρίσκεται στο κάτω μέρος του δρομέα ανάμεσα από τα ερείσματα.



Σάρωση δεξιάς γραμμής



Σάρωση αριστερής γραμμής



Σημεία που αποτυπώθηκαν

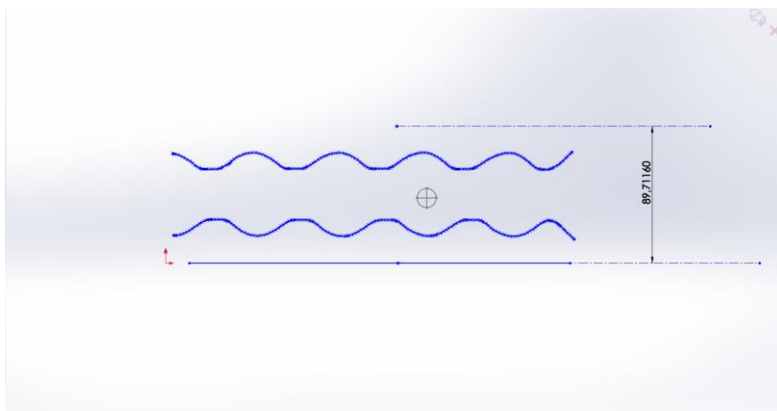
Εικόνα 4.3.1 Σάρωση σημείων Δρομέα

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΟΧΛΙΟΦΟΡΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ ΚΟΝΙΑΜΑΤΩΝ ΜΕ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗ ΔΙΑΤΟΜΗ

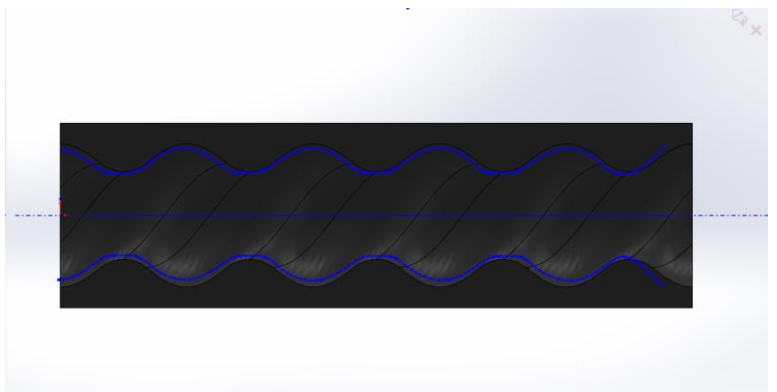
Επαναλαμβάνεται η ίδια διαδικασία για τον στάτη ο οποίος έχει προηγουμένως κόψει στην μέση την διατομής του με laser κοπή.



ΤΟΜΗ ΣΤΑΤΗ



ΣΗΜΕΙΑ ΠΟΥ ΛΗΦΘΗΚΑΝ

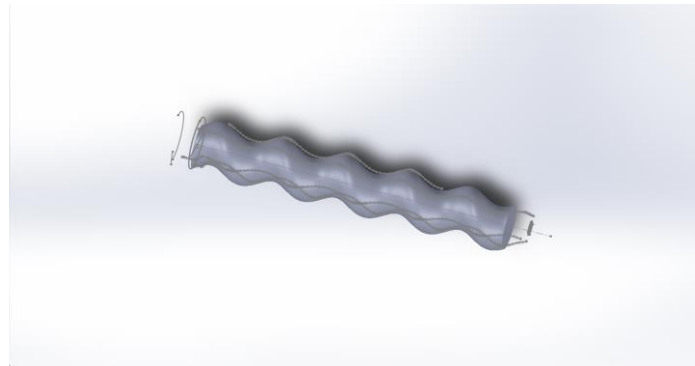


ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΣΤΑΤΗ -ΕΠΑΛΗΘΕΥΣΗ ΓΕΩΜΕΤΡΙΑΣ

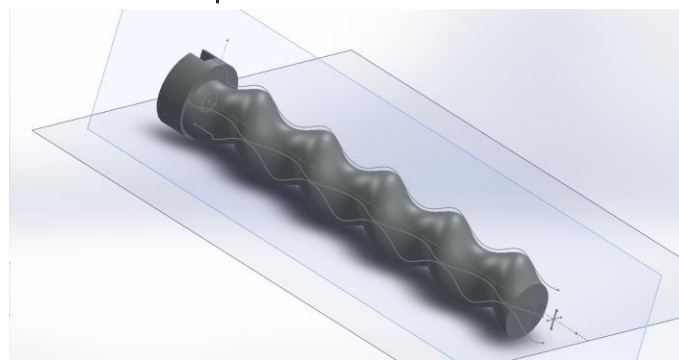
Εικόνα 4.3.2 Σάρωση σημείων Στάτη

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΟΧΛΙΟΦΟΡΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ ΚΟΝΙΑΜΑΤΩΝ ΜΕ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗ ΔΙΑΤΟΜΗ

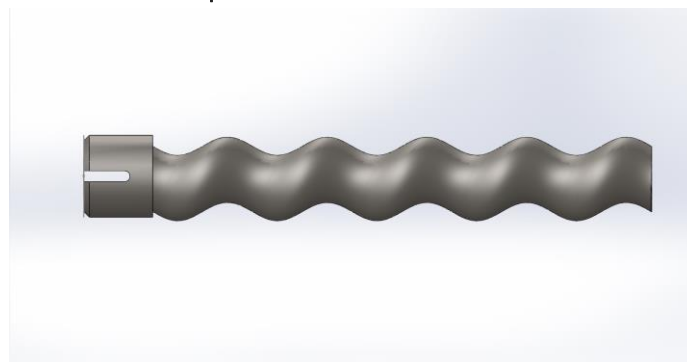
Μετά από την αποτύπωση των παραπάνω γεωμετριών εντοπίστηκαν με ακρίβεια τα κύρια γεωμετρικά στοιχεία με το περισσότερο ενδιαφέρον (εκκεντρότητα βήμα στάτη και δρομέα, μέγιστες και ελάχιστες διατομές στάτη και δρομέα) και επαληθεύτηκαν με την ταύτιση του μοντέλου που σχεδιάστηκε με τις αποτυπώσεις.



1η ΤΑΥΤΙΣΗ ΣΗΜΕΙΩΝ



2η ΤΑΥΤΙΣΗ ΚΑΜΠΥΛΗΣ

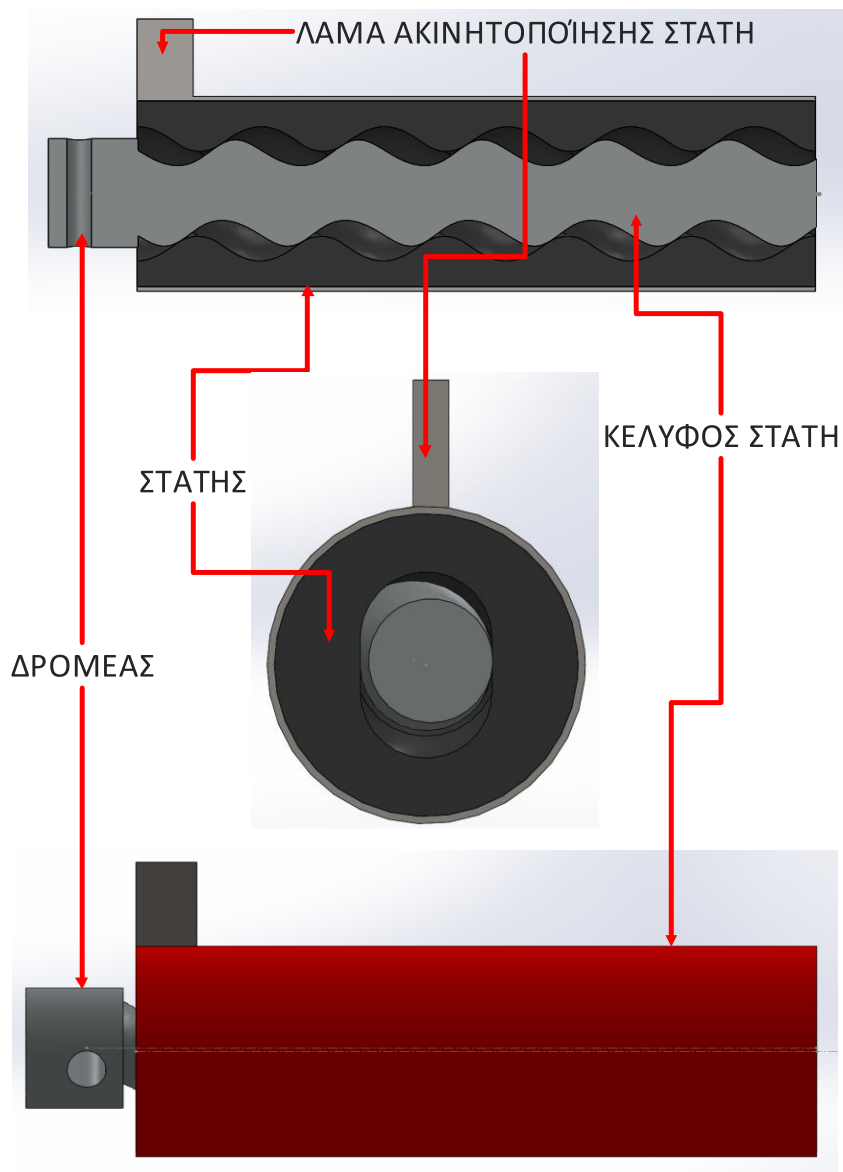


ΤΕΛΙΚΟΣ ΔΡΟΜΕΑΣ

Εικόνα 4.3.3 Στάδια Ταύτισης Γεωμετρίας Δρομέα

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΟΧΛΙΟΦΟΡΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ ΚΟΝΙΑΜΑΤΩΝ ΜΕ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗ ΔΙΑΤΟΜΗ

Αφού αποτυπώθηκε η γεωμετρία από ένα ζευγάρι δρομέα-στάτη και ταυτίστηκαν με τα στοιχεία που σχεδιάστηκαν, πραγματοποιήθηκε μελέτη κίνησης όπου και τα δύο στοιχεία συνεργάστηκαν με επιτυχία. Στην Εικόνα 4.3.4 παρατηρείται σε δύο όψεις και μία τομή τα συνεργαζόμενα τεμάχια.



Εικόνα 4.3.4 Συναρμογή δρομέα-στάτη και επεξηγήσεις

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά που μετρήθηκαν από αυτό το ζεύγος Κ.Α.Θ.Μ. είναι τα εξής:

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΟΧΛΙΟΦΟΡΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ ΚΟΝΙΑΜΑΤΩΝ ΜΕ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗ ΔΙΑΤΟΜΗ

Εκκεντρότητα: $e=5,5$
 Ελάχιστη διάμετρος δρομέα: $d_m=38=2r$
 Βήμα σάτη: $P_\Sigma=55\text{mm}$

Κατά συνέπεια οι λόγοι που χρησιμοποιήθηκαν για αυτή την σχεδίαση είναι:

$e/r=0.57$ και $P_\Sigma/e=5$

Εφαρμόζοντας τους τύπους για την εύρεση των παραπάνω μεγεθών χρησιμοποιώντας ως δεδομένα τα στοιχεία που προέκυψαν από την αντίστροφη μηχανολογία τα παρακάτω αποτελέσματα για την παροχή:

$$Q_0 = A_{\text{ρευστού}} \times P_\Sigma \times 100 = 9 \text{ l/min. } Q = 0,75 \times Q_0 = 6.75 \text{ l/m}$$

Στο εργαστήριο πραγματοποιήθηκαν επίσης και μετρήσεις σκληρότητας με την μέθοδο Vickers:

Σκληρομέτρηση κατά Vickers 136 Αδαμ. Πυραμίδα	
A/α	Ένδειξη (VH)
1	558
2	564
3	599
4	512
5	742
6	770
7	683
Μέσος όρος 5 συγκλινουσών μετρήσεων	<u>583,2</u>

Πίνακας 4.3.2 Μέτρηση σκληρότητας

Η τιμή 583,6 VH αντιστοιχεί ανάμεσα στις τιμές 72 και 74 (Sh-A). Ακριβώς όσο και ισχυρίζεται ο κατασκευαστής.

4.4 Απαιτήσεις συστήματος

Η γενική απαίτηση μας από το σύστημα είναι να ανταπεξέλθει στις δυσμενείς συνθήκες που θα κληθεί να λειτουργήσει και να μην παρουσιάσει κάποια βλάβη η οποία δεν θα είναι αναμενόμενη μετά από κάποιες μηχανώρες λειτουργίας. Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω αλλά θα αναλυθεί περισσότερο σε αυτό το κεφάλαιο, οι δυσμενείς συνθήκες αφορούν ίσως την θερμοκρασία περιβάλλοντος, το επίπεδο μόρφωσης-κατάρτισης του χειριστή και τα δύσκολα υλικά που θα κληθεί κατά περίπτωση να αντλήσει. Σε όλους τους υπολογισμούς έχει οριστεί ένα κονίαμα αναφοράς το οποίο είναι ένα θεωρητικό κονίαμα αρκετά δύσκολο ως προς την ανάδευση και την άντλησή του από κάθε δομικό μηχάνημα.

Το κονίαμα αναφοράς έχει τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

ΚΟΝΙΑΜΑ ΑΝΑΦΟΡΑΣ			
ΠΡΟΣΜΙΚΤΟ	ΠΥΚΝΟΤΗΤΑ (kg/m³)	ΠΟΣΟΤΗΤΑ(kg)	Όγκος(L)
NPC (Τσιμέντο)	2000	500	250,00
Άμμος 10 mm	1600	750	468,75
Νερό	1005	60	59,70
<u>ΣΥΝΟΛΟ</u>	1,683	1310	778,45

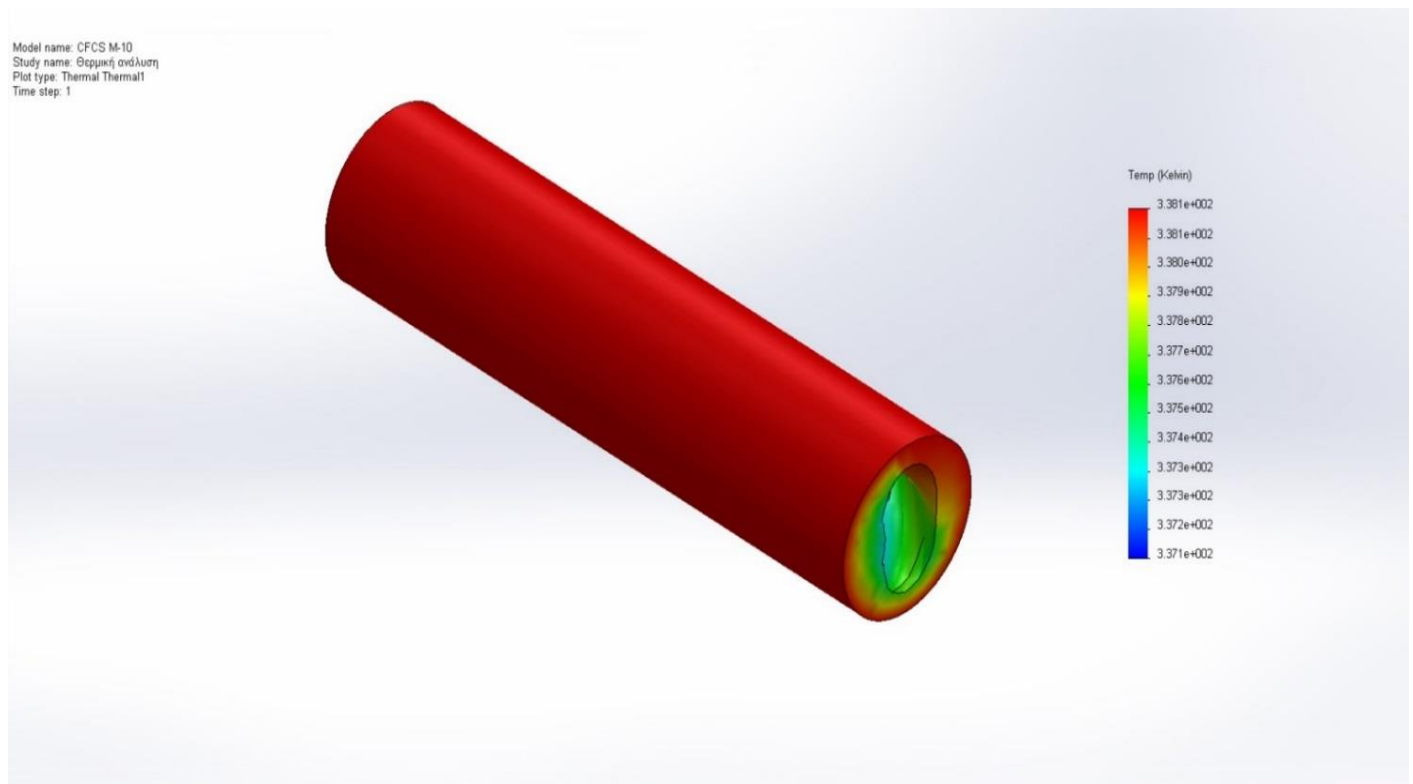
Πίνακας 4.4.1 Στοιχεία κονιάματος αναφοράς

Το υλικό Αφρομπετόν, είναι ένα υλικό που όπως το προδίδει και η ονομασία του αποτελείται από τσιμέντο και κυψέλες αέρα οι οποίες είναι εγκλωβισμένες μέσα του. Κάτι ακόμα που πρέπει να σημειωθεί για το Αφρομπετόν και να ληφθεί υπόψιν σε σχέση με τις απαιτήσεις απόδοσης από την αντλία είναι οι κυψέλες αυτές να έχουν ομοιόμορφη διασπορά σε όλο τον όγκο του ρευστού και επίσης να διατηρήσουν τον όγκο τους έως και το σημείο εφαρμογής του. Επομένως ένα ακόμα πλεονέκτημα της είναι ότι μεταφέρει το υλικό χωρίς να το υποβάλλει σε διαφορετική μετακίνηση και κατά συνέπεια χωρίς να επιδρά αρνητικά στην ομοιογένειά του ή στα επιμέρους συστατικά του.

Η νέα αντλία, θα σχεδιαστεί για να ξεπεράσει τα δύο κύρια προβλήματα που συναντώνται στις αναπτυσσόμενες χώρες λόγω των υλικών τους. Πρώτον το μεγάλο ποσοστό

σωματιδίων με κοκκομετρία μεγαλύτερη των 10 mm που βρίσκονται στο κονίαμα σε συνδυασμό με την αδυναμία ελέγχου του εργάτη που τροφοδοτεί το μηχάνημα με υλικό έχουν ως αποτέλεσμα τα συνεχόμενα «κολλήματα» της αντλίας. Δεύτερον σε περίπτωση που τα σωματίδια δημιουργήσουν συσσωμάτωμα στους ελαστικούς σωλήνες μεταφοράς, όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο, είναι υποχρεωτικό ένα σύστημα ασφαλείας και διακοπής της λειτουργίας της αντλίας. Η καινοτομία η οποία θα εφαρμοστεί σε συνεργασία με ένα αυτόματο υδραυλικό κύκλωμα υψηλής πίεσης, θα βοηθήσουν αρκετά στην αντιμετώπιση των παραπάνω προβλημάτων.

Όσον αφορά στην θερμοκρασία περιβάλλοντος ύστερα από έρευνα που έγινε, αποφασίστηκε η χρήση του ελαστομερούς υλικού Buna-N, το οποίο παρουσιάζει αντοχή σε θερμοκρασίες υψηλότερες από τους 100 °C . Εφόσον οι θερμοκρασίες περιβάλλοντος δεν ξεπερνάνε τους 70 °C, και τα υλικά άντλησης είναι κονιάματα που θερμοκρασία τους δεν ξεπερνάει τους 30 °C χωρίς να επιδρά αρνητικά στην ομοιογένεια του ή στα επιμέρους συστατικά του, όπως φαίνεται και από την θερμική ανάλυση στην εικόνα 4.4.1.



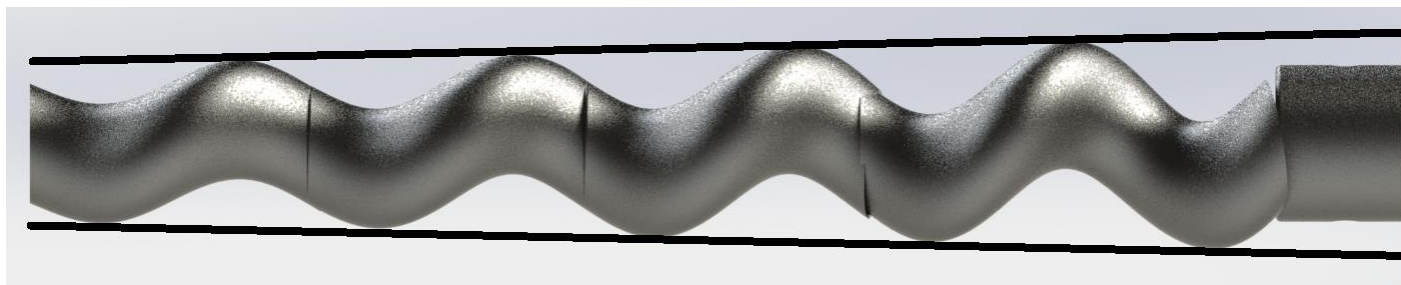
Εικόνα 4.4.1 Θερμική ανάλυση Στάτη

Στην παραπάνω θερμική ανάλυση παρατηρούμε ότι με το υλικό που επιλέχθηκε, η θερμοκρασία περιβάλλοντος δεν επιδρά ουσιαστικά στο μεταφερόμενο υλικό που βρίσκεται μέσα στις κοιλότητες τις αντλίας. Επίσης η ανώτερη θερμοκρασία που αναπτύσσεται (με έντονο κόκκινο χρώμα) είναι οι 65 βαθμοί της κλίμακας κελσίου, κάτω από το κρίσιμο όριο των 70 βαθμών κελσίου.

4.5 Σχεδίαση νέας Κοχλιοφόρου Αντλίας Θετικής Μετατόπισης (Κ.Α.Θ.Μ.) με κωνικότητα

Ύστερα από την εκτενή μελέτη γύρω από την γεωμετρία και τα χαρακτηριστικά μίας Κ.Α.Θ.Μ. αλλά και τον αντίστροφο σχεδιασμό που εφαρμόστηκε, θα σχεδιαστεί την νέα Κ.Α.Θ.Μ. που θα εκπληρώνει τις απαιτήσεις του συστήματος.

Η κύρια σχεδιαστική καινοτομία που εφαρμόστηκε και μελετήθηκε σε αυτή τη διπλωματική εργασία, είναι η δημιουργία κωνικότητας στα μηχανικά μέρη του υδραυλικού μέρους της Αντλίας (δρομέας, στάτης). Η βασική ιδέα που υποστήριξε αυτή την επιλογή είναι η δυνατότητα αξονικής μετακίνησης κάποιων χιλιοστών του δρομέα με συνέπεια την αύξηση του όγκου των κοιλοτήτων. Επίσης λόγω της υδραυλικής οδήγησης με την εισαγωγή βαλβίδων στο υδραυλικό σύστημα υπάρχει μεγαλύτερη ασφάλεια. Τέλος ένα ακόμα πλεονέκτημα που θα υπολογιστεί κατά το σχεδιασμό της νέας αντλίας είναι ότι το ρευστό ναι μεν θα έχει λιγότερη πίεση σε σχέση με τις εμβολοφόρες αντλίες, αλλά θα έχει μεγαλύτερη ταχύτητα.



Εικόνα 4.5.1 Ο πρώτος δοκιμαστικός νέος κωνικός δρομέας

Για τον νέο κωνικό δρομέα, έχουμε ως απαίτηση τα παρακάτω χαρακτηριστικά.

Παροχή αντλίας (l/min)	Ύψος άντλησης (m)	Κοκκομετρία (mm)
10-200	50	10

ΒΑΣΙΚΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ

Απ' όλες τις παραμέτρους που λαμβάνονται υπόψη κατά το σχεδιασμό και αναλύονται στο Κεφάλαιο 4.2, μόνο ορισμένες θεμελιώδεις παράμετροι απαιτείται να ληφθούν υπόψη από πλευράς απαιτήσεων εφαρμογών. Αυτές οι γεωμετρικές μεταβλητές είναι οι εξής: **η εκκεντρότητα, η ελάχιστη και μέγιστη διάμετρος για τους δρομείς και τους στάτες, και το βήμα του δρομέα και του στάτη.**

Επομένως για την σχεδίαση οι κύριες μεταβλητές οι οποίες όπως προαναφέρθηκε παραπάνω, για την γεωμετρία της Κ.Α.Θ.Μ. είναι σημαντικές είναι οι εξής τρεις: **το βήμα του στάτη (P_z), η εκκεντρότητα (e) και η ακτίνα λοβού (r).** Επιπλέον για να συνεχίσει η σχεδίαση είναι απαραίτητοι παρακάτω λόγοι.

Αυτό που πρέπει να καθορίσουμε πρώτον είναι ο λόγος r/e . Ο λόγος που εφαρμόστηκε στην αντλία ήταν μόλις $r/e=0,57$, πολύ μικρότερος από την παραδοσιακό λόγο $r/e=2$ που χρησιμοποιείται στις μεγάλες Κ.Α.Θ.Μ. που χρησιμοποιούνται για άντληση αργού πετρελαίου. Ωστόσο σε αυτή την περίπτωση κα για να επιτευχθούν οι στόχοι για μεγαλύτερη διάρκεια ζωής, και την ανάπτυξη μικρότερων φυγόκεντρων δυνάμεων, όπου λόγω και της κωνικότητας είναι μεγαλύτερες επιλέγεται ένας αρκετά μεγάλος λόγος για αντλίες δομικών υλικών, λίγο μικρότερος από τον παραδοσιακό λόγο, **$r/e=1,9$** . Δεν επιλέγεται μεγαλύτερος λόγος από αυτόν για να υπάρχουν πλεονέκτημα ως προς την κοκκομετρία.

Ένας άλλος λόγος ο οποίος πρέπει να καθοριστεί πριν γίνει η διαστασιολόγηση είναι ο λόγος **P_z/e** . Το σημαντικότερο στοιχείο που προσέχουμε κατά την σχεδίαση είναι το διάκενο που θα δημιουργηθεί να έχει σαν αποτέλεσμα την ύπαρξη περισσότερων σημείων επαφής μεταξύ του δρομέα και του στάτη, γεγονός που μειώνει την πιθανότητα εγκλωβισμού των σωματιδίων μεταξύ δρομέα και στάτη. **Για τον λόγο αυτό επιλέγεται η μικρότερη δυνατή τιμή για το μέγεθος τις αντλίας μας, $P_z/e=15$**

Υστερα ολοκληρώνεται η παραμετροποίηση όλων των άλλων παραμέτρων ώστε να ικανοποιούνται οι απαιτήσεις – δεδομένα των συνθήκων εργασίας.

Παροχή Αντλίας

Η παροχή σε μία Κ.Α.Θ.Μ. καθορίζεται από τον αριθμό στροφών της αντλίας και τον όγκο της κοιλότητας. Επειδή θα εφαρμοστεί κωνική γεωμετρία, επιλέγεται ως κοιλότητα αναφοράς την τελευταία. Ο υπολογισμός του όγκου της κοιλότητας είναι:

$$A_{\text{κοιλότητας}} = 4ed_m \quad (4.28)$$

$$V_{\text{κοιλότητας}} = A_{\text{κοιλότητας}} \times B_{\Sigma} \quad (4.29)$$

$$V_{\text{κοιλότητας}} = 4ed_m \times B_{\Sigma} \quad (4.30)$$

$$Q_0 = V_{\text{κοιλότητας}} \times rpm \quad (4.31)$$

$$Q = Q_0 - Q_{\text{slip}}$$

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{Q}{Q_0} \quad (4.32)$$

Κάνοντας μία πρώτη προσέγγιση, για παροχή 90 l/min στις 100 rpm, με θεωρητικό βαθμό απόδοσης $\eta=85\%$ και συνυπολογισμένους τους παραπάνω λόγους προκύπτουν οι τιμές: α) $P_{\Sigma}=250 \text{ mm}$ β) $e=16,5 \text{ mm}$ και γ) $r=31,5 \text{ mm}$

Με τις παραπάνω τιμές προκύπτει μία θεωρητική παροχή $Q_0=103 \text{ l/min}$ και πραγματική παροχή $Q=87,6 \text{ l/min}$ στις 100rpm, ενώ στις 400 rpm που είναι και η μέγιστες θεωρητικές στροφές θα προκύψουν αντιστοίχως $Q_0=415,8 \text{ l/min}$ και $Q=311,9 \text{ l/min}$ με 75% απόδοση.

Ύψος Αντλησης

Λόγω του μικρού λόγου $P_{\Sigma}/e=15$ όπως εξηγήθηκε παραπάνω, υπάρχει μεγαλύτερη διαφορά πίεσης εφόσον η σφράγιση των κοιλοτήτων γίνεται καλύτερα και με την τεχνολογία της κωνικότητας που εφαρμόστηκε, αφού η μπροστινή διάμετρος είναι μικρότερης διατομής από την προηγούμενη. Επομένως υπολογίζεται μία συνολική διαφορά πίεσης των 20 bar (5 bar/stage), με την ύπαρξη τεσσάρων σταδίων προώθησης (stages). Κάτι το οποίο δεν είναι αρκετό για άντληση κονιαμάτων με πυκνότητα πάνω από 2400 kg/m^3 σε ύψος πάνω από 80m. Για τον λόγο αυτό επιλέγεται να υπάρχουν πέντε στάδια προώθησης και επομένως 25 bar διαφορά πίεσης.

Κοκκομετρία

Όπως αναφέρθηκε και προηγούμενος για μεγαλύτερη όριο στην κοκκομετρία επιλέξαμε τον λόγο $r/e=1,9$. Αυτό που εξασφαλίζει όμως την άνεση στην άντληση ομοιογενούς κονιάματος με κοκκομετρία 10 mm είναι το μεγάλο βάθος της κοιλότητας ως προς το βήμα ή αλλιώς ο μικρός λόγος $P_\Sigma/e=15$.

Κωνικότητα

Η κωνικότητα της έλικας είναι μόλις μία μοίρα αλλά η επίδραση που έχει στις τελικές διαστάσεις είναι πολύ μεγάλη. Έτσι ενώ η μεγαλύτερη κατατομή της αντλίας σχεδιάστηκε σύμφωνα με της παραπάνω μεταβλητές, η μικρότερη κατατομή που εφάπτεται με την βάση πρόσδεσης στον δρομέα, έχει όπως είναι φυσικό μικρότερη εκκεντρότητα και άρα οι λόγοι r/e και P_Σ/e αλλάζουν και αυτοί :

α) $e_b=11,1$ β) $r_b=26,8$ γ) $r_b/e_b=2,7$ και δ) $P_\Sigma/e_b=22,5$

Οι αποκλίσεις των στόχων πίεσης και κοκκομετρίας ($P_\Sigma/e_b=22,5$) μας είναι αρκετά μεγάλοι και αναμένονται αρκετά προβλήματα κατά την εφαρμογή και την δοκιμή μία τέτοιας αντλίας.

Επαναπροσδιορίζεται επομένως ο σχεδιασμός μας μειώνοντας την διάμετρο της ελάχιστης διατομής του δρομέα καθώς και την εκκεντρότητα.

οι νέες παράμετροι που επιλέγονται, έχουν λόγους στην αρχική διατομή σαφώς μικρότερους (καθώς ήδη αυξήθηκε το μέγεθος της αντλίας προσθέτοντας ένα βήμα ακόμα) από τους προηγούμενους, αλλά στις υπόλοιπες κατά τομές, όσο η έλικα μικραίνει οι λόγοι αυτοί μικραίνουν οι νέες παράμετροι έχουν ως εξής:

α) $P_\Sigma=200\text{ mm}$ β) $e_a=15\text{ mm}$ με $e_b=10,3$ και γ) $r_a=30\text{ mm}$ με $r_b=25,6\text{ mm}$

και οι αντίστοιχοι λόγοι:

$r_a/e_a=2$ και $P_\Sigma/e_a=13,3$ με $r_b/e_b=2,5$ και $P_\Sigma/e_b=19,4$ που είναι αποδεκτοί.

Και τα νέα χαρακτηριστικά μεγέθη της είναι:

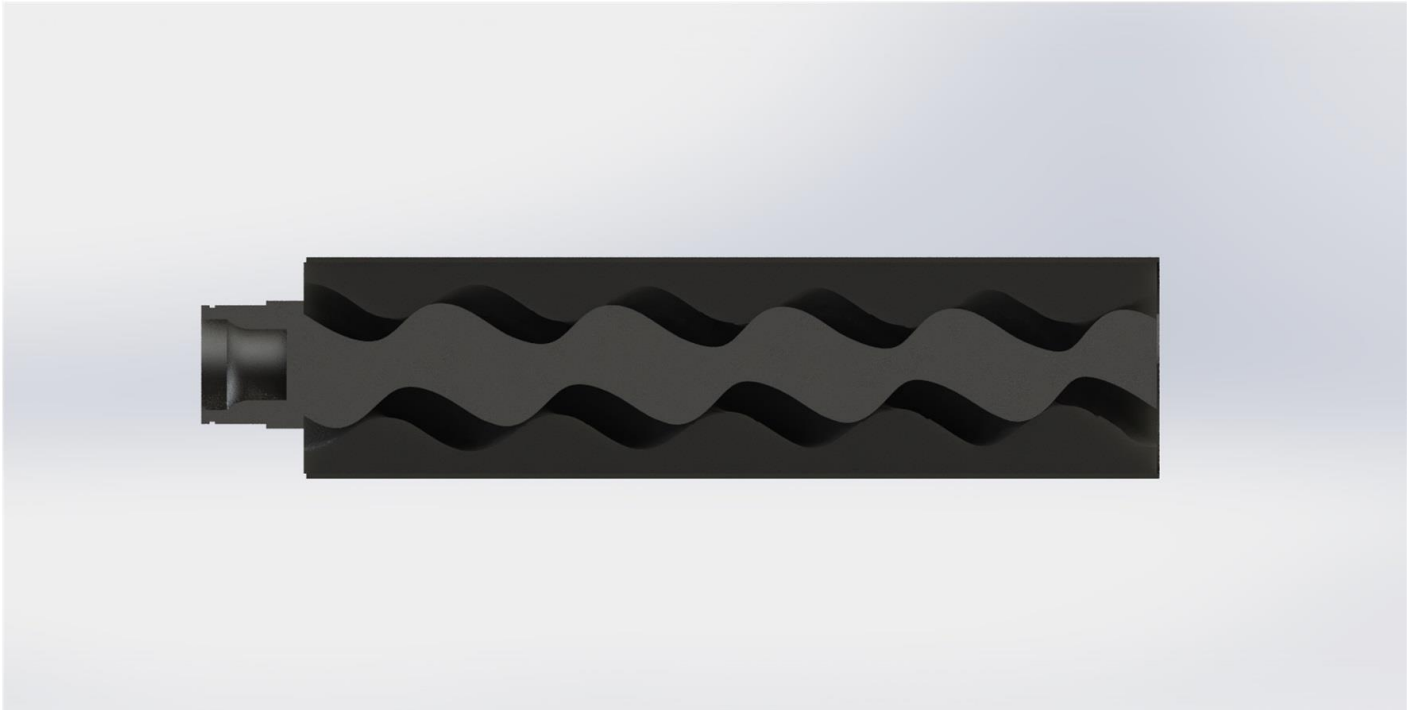
Παροχή

Η θεωρητική παροχή στη νέα αντλία είναι μικρότερη, καθώς στις 100rpm είναι $Q_0=72\text{ l/min}$ και η πραγματική παροχή $Q=61\text{ l/min}$ αλλά στις 400 rpm είναι $Q_0=288\text{ l/min}$ και $Q=216\text{ l/min}$, που είναι μέσα στους στόχους μας.

Πίεση

Η πίεση αυξήθηκε κατά 5 bar αφού αυξήθηκαν και τα επίπεδα συμπίεσης κατά ένα.

Κατά την σχεδίαση και του δρομέα και του στάτη ακολουθήθηκε η μέθοδος της τμηματικής σχεδίασης. Συγκεκριμένα για τον δρομέα σχεδιάζοταν μία ξεχωριστή έλικα για κάθε βήμα και η επόμενη έλικα ακολουθούσε την προηγούμενη. Έπειτα η διατομή d παρέμενε αμετάβλητη.

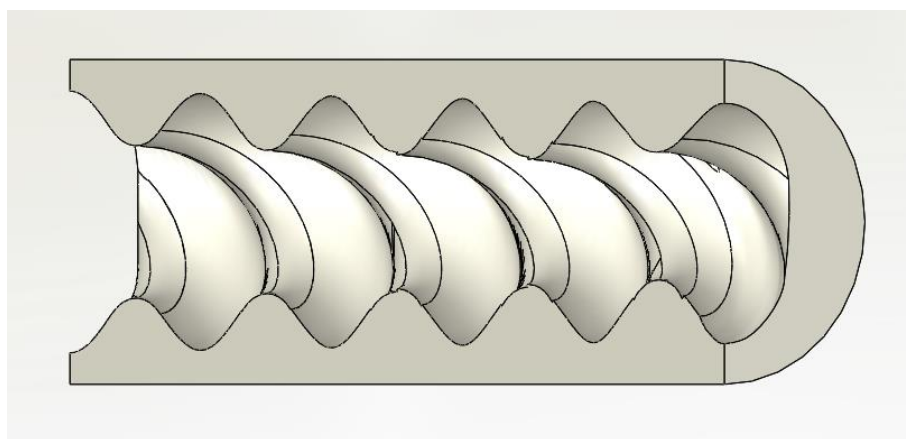


Εικόνα 4.5.2 Κωνικός Δρομέας μέσα σε κωνικό στάτη

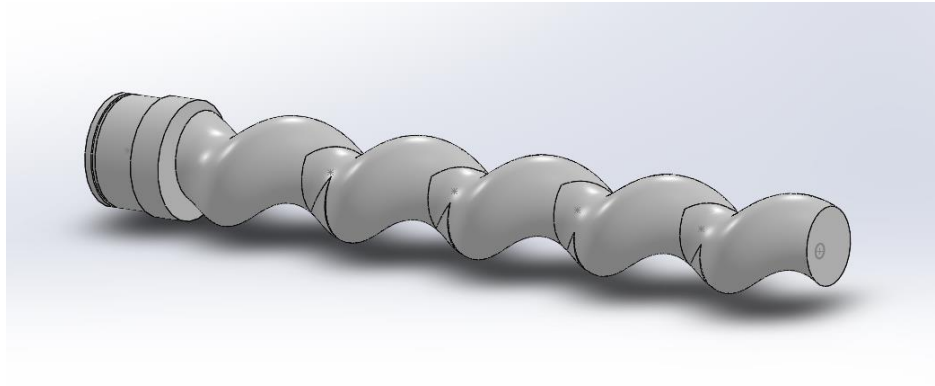
Τελικά μεγέθη σχεδιαζόμενης Κ.Α.Θ.Μ.

Η νέα Κ.Α.Θ.Μ., έχει τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

Υπολογισμός απαιτούμενης Ροπής/ Ισχύς			
Θεωρητική Παροχή Αντλίας (Μέγιστη δυνατή)	l/m	Q _{th}	0,29
Μετατόπιση κοιλότητας (Διατομή a)	m ²	s	0,00072
Εκκεντρότητα (Διατομή a)	mm	e	15
Ελάχιστη Διάμετρος Δρομέα (Διατομή a)	mm	d _m	60
Μήκος Βήματος Στάτης	mm	B _Δ	200
Στροφές/λεπτό	rpm	ω	400
Πραγματική Παροχή αντλίας	l/m	Q _a	0,22
Παροχή Ολίσθησης	l/m	Q _{sl}	0,07
Πίεση	bar	P	25
Ροπή	Nm	T	375
Ολική Ισχύς	kW	Pt(kW)	18,75



Εικόνα 4.5.3 Ο νέος κωνικός στάτης



Εικόνα 4.5.4 Ο Νέος Κωνικός Δρομέας

Δημιουργία Τρισδιάστατου Μοντέλου στο εργαστήριο ταχέων πρωτοτύπων.

Για να διαπιστωθεί αν πράγματι τα κομμάτια της κωνικής Κ.Α.Θ.Μ. που σχεδιάστηκαν με πρόγραμμα CAD συνεργάζονται και στην πραγματικότητα, κατασκευάστηκε ένα πρωτότυπο σε κλίμακα 1:4. Τα οποία πράγματι συνεργάζονται τόσο στην κίνηση κατά την άντληση, όσο και στην μετατόπιση κατά τον άξονα x όπου ήταν και το αντικείμενο της μελέτης μας.



Εικόνα 4.5.5 Τα πρωτότυπα



Εικόνα 4.5.6 Τα πρωτότυπα συνεργαζόμενα



Εικόνα 4.5.7 Ο πρωτότυπος Δρομέας μετακινημένος κατά τον άξονα x



Εικόνα 4.5.8 Τα πρωτότυπα τοποθετημένα κατακόρυφα

5. ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΑΜΙΞΗΣ ΑΝΑΔΕΥΣΗΣ

5.1 Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται μια μελέτη γύρω από το σύστημα ανάμιξης ανάδευσης και στον τρόπο λειτουργίας του. Το σύστημα ανάμιξης αποτελεί ένα σημαντικό μέρος των δομικών μηχανημάτων καθώς είναι υπεύθυνο για τα περισσότερα ποιοτικά χαρακτηριστικά που επιθυμούμε να έχει το μίγμα μας. Με μία σωστή ανάμιξη το υλικό αποκτάει ομοιογένεια που είναι πολύ σημαντική τόσο για τα ποιοτικά χαρακτηριστικά του όσο και για την ομαλή άντληση του υλικού. Ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα μη καλής ανάμιξης είναι όταν κόκκοι άμμου δημιουργούν ένα φράγμα ροής μέσα στα λάστιχα μεταφοράς του υλικού, παρόλο που δεν έχει υπάρξει προηγούμενα κάποια διακοπή στην άντληση. Έχοντας λάβει υπόψιν το μικρό χρονικό διάστημα στο οποίο παραμένει στην δεξαμενή το υλικό, έγινε μελέτη για δημιουργία στροβιλισμού κατά την ανάμιξη και διαρκούς κίνησης για την ανάδευση στην δεξαμενή διατήρησης του υλικού. Κατά τη μελέτη του συστήματος ανάδευσης έγινε μελέτη και ως προς τα εργονομικά χαρακτηριστικά που θα πρέπει να έχει ο αναμικτήρας κατά την φόρτωση του

5.2 Σχεδιασμός συστήματος ανάμιξης- ανάδευσης

Ξεκινώντας την σχεδίαση του αναμικτήρα, καθορίζεται πρώτα ο χώρος που είναι επιθυμητός να καταλαμβάνει η δεξαμενή ανάμιξης. Η αντλία μελετήθηκε για παραγωγή 200 l/min κονιάματος και 300 l/m Αφρομπετόν (λόγω της τεχνολογίας άντλησης του Αφρομπετόν, η αντλία προωθεί 200 l/min τσιμεντόνερο τα οποία αναμιγνύονται ύστερα με 100 l/min αφρού).

Στην ακραία περίπτωση της μέγιστης παραγωγής Αφρομπετόν, θεωρείται ένας θεωρητικός κύκλος συνεχούς παροχής υλικού τα 15 λεπτά. Σε αυτά τα 15 λεπτά το μηχάνημα θα έχει αντλήσει 4,5 m³ Αφρομπετόν, από τα οποία τα 3 m³ είναι τσιμεντόνερο. Από τον Πίνακα 5.2.2 παρατηρείται ότι σε 15 λεπτά 2 εργάτες θα έχουν φορτώσει στις δεξαμενές 2,6 m³, με αποτέλεσμα να μένει 0,4 m³ να φορτωθεί.

Η πάνω δεξαμενή έχει χωρητικότητα 80% της κάτω για λόγους ασφαλείας τόσο ως προς την καταπόνηση της κατασκευής αλλά κατά την λειτουργεί του μηχανήματος σε περίπτωση που δεν υπολογιστεί καλά το επίπεδο που είναι γεμάτη η κάτω δεξαμενή πριν ελευθερώσει πλήρως την ροή από την πάνω δεξαμενή προς την κάτω και γίνει υπερχείλιση της κάτω δεξαμενής. Ορίζοντας με τις μεταβλητές Χ την κάτω δεξαμενή και Υ την επάνω, έχοντας επίσης και ως δεδομένο την προετοιμασία του μηχανήματος έχοντας ετοιμάσει δύο μίγματα με χωρητικότητα όσο η πάνω δεξαμενή (αφού ετοιμαστεί το πρώτο μίγμα αδειάζεται στην κάτω δεξαμενή και ετοιμάζεται το δεύτερο), υπολογίζεται η χωρητικότητα των δεξαμενών.

Επιλέγεται η δεξαμενή αναμίξεως στα **300 λίτρα** και η δεξαμενή αναδέυσεως- διατήρησης στα **350 λίτρα**. Οι χωρητικότητες αυτές υπολογίστηκαν για ένα κύκλο εργασίας 15 λεπτών συνεχόμενης άντλησης-φόρτωσης κονιαμάτων στην πιο ακραία περίπτωση στην οποία παρατηρείται η μεγαλύτερη παραγωγική ικανότητα του μηχανήματος με την χρήση των λιγότερων εργατωρών, ώστε να έχει την μεγαλύτερη απόδοση.

ΚΑΘΑΡΟΙ ΧΡΟΝΟΙ ΦΟΡΤΩΣΕΩΣ ΚΟΝΙΑΜΑΤΟΣ ΑΝΑΦΟΡΑΣ			
ΠΡΟΣΜΙΚΤΟ	ΡΥΘΜΟΣ ΦΟΡΤΩΣΗΣ (sec/kg)	ΠΟΣΟΤΗΤΑ (kg)	ΧΡΟΝΟΣ ΦΟΡΤΩΣΗΣ (sec)
NPC (Τσιμέντο)	0,18	500	90
Άμμος 8 mm	0,28	750	210
Νερό	0,25	60	15
		1310	
ΡΥΘΜΟΣ ΦΟΡΤΩΣΗΣ (l/min)		148,3	

Πίνακας 5.2.1 Χρόνος φορτώσεως κονιάματος αναφοράς από 2 εργάτες

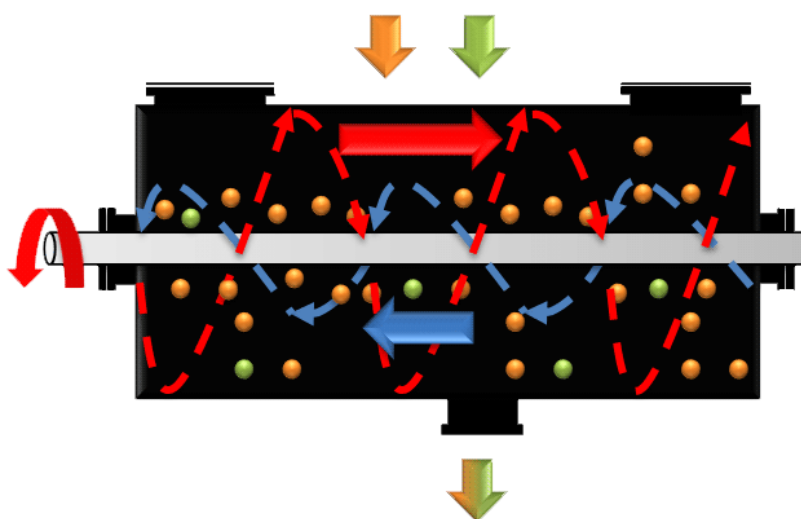
ΚΑΘΑΡΟΙ ΧΡΟΝΟΙ ΦΟΡΤΩΣΕΩΣ ΚΟΝΙΑΜΑΤΟΣ ΑΦΡΟ-ΜΠΕΤΟ			
ΠΡΟΣΜΙΚΤΟ	ΡΥΘΜΟΣ ΦΟΡΤΩΣΗΣ (sec/kg)	ΠΟΣΟΤΗΤΑ (kg)	ΧΡΟΝΟΣ ΦΟΡΤΩΣΗΣ (sec)
NPC (Τσιμέντο)	0,18	1500	270
Αφρογόνο	0,25	3	0,75
Νερό	0,25	300	75
		1803	
ΡΥΘΜΟΣ ΦΟΡΤΩΣΗΣ (l/min)		173,8	

Πίνακας 5.2.2 Χρόνος φορτώσεως κονιάματος Αφρό-Μπετο από 2 εργάτες

Ανάμιξη

Το μηχάνημα για να ξεκινήσει να αντλεί πρέπει αρχικά να έχει υλικό. Η δυνατότητα άντλησης του μηχανήματος βασίζεται κατά μεγάλο ποσοστό και στην ικανότητα ανάμιξης των επιμέρους υλικών που επιθυμεί ο χειριστής να προσθέσει στο κονιάμά του. Για το λόγο αυτό το μηχάνημα έχει σχεδιαστεί για άντληση μέχρι και υλικά με ιξώδες 8.000cP . Ο άξονας ανάμιξης παίρνει κίνηση από έναν μειωτή στροφών ο οποίος περιστρέφεται με μάντα κίνησης από τον κινητήρα.

Η ανάμιξη γίνεται με την περιστροφή λαμών(μαχαίρια) με ελαφριά κλίση μεταξύ τους ώστε το κονιάμα να αλλάζει διαρκώς διεύθυνση και τα συστατικά του στοιχεία παρόλο τις διαφορές που παρουσιάζουν τόσο σε πυκνότητα όσο και σε κινηματική συνεκτικότητα να αναμιχθούν και να δημιουργήσουν ένα ομογενές κονιάμα.



Εικόνα5.2.1 Κατευθύνσεις της ροής (κόκκινο και μπλε χρώμα) μέσα στον αναμίκτη.

Παρακάτω παρατίθενται οι υπολογισμοί που έγιναν για το τμήμα του αναμίκτη:

Μετά από πολλές δεκαετίες έρευνας και πειραματισμών, οι μελετητές κατέληξαν σε έναν πρότυπο σχεδιασμό της αναδύομενης δεξαμενής (ή κουβά), που φαίνεται στην Εικόνα 5.2.1:

- ύψος του υγρού μέσα στη δεξαμενή (H): ίσο με το μήκος της δεξαμενής (T).
- διάμετρος(μήκος) των λαμών ανάμιξης (D): συνήθως απέχουν 3-4 χιλιοστά από τα τοιχώματα.
- απόστασή τους από τα τοιχώματα της δεξαμενής (C): διαμορφώνεται με τις λάμες (μαχαίρια) ώστε να απέχουν μόλις κάποια χιλιοστά και από τα τοιχώματα για να μην παραμένει κονίαμα και στεγνώσει εκεί.
- μορφή πυθμένα: επίπεδος ή καμπύλος, στην περίπτωση μας που θέλουμε το υλικό να αδειάσει με τη βοήθεια της βαρύτητας, καμπύλος.
- αριθμός και πλάτος των λαμών: επειδή η περιστροφική κίνηση του αναμίκτη συμπαρασύρει και το ρευστό σε περιστροφική κίνηση, αυτό έχει ως αποτέλεσμα να σχηματιστεί ένας έντονος στροβιλισμός στο κέντρο της δεξαμενής, με έναν κώνο χωρίς υγρό να εκτείνεται σταδιακά, καθώς αυξάνεται ο ρυθμός περιστροφής του, σχεδόν μέχρι τον αναμίκτη. Μια τέτοια κατάσταση δεν προάγει την ανάμιξη, γιατί το υγρό έχει την τάση απλώς να περιστρέφεται γύρω από τα τοιχώματα της δεξαμενής ως μια ενιαία μάζα (solid body rotation). Για την αντιμετώπιση αυτών των φαινομένων οι λάμες τοποθετούνται αντίρροπα η μία με την άλλη ώστε να μην δημιουργούν μία ενιαία κατεύθυνση του ρευστού (Εικόνα 5.2.1). Για το λόγο αυτό επιλέγεται να τοποθετηθούν 8 λάμες σε 4 ισαπέχοντα ζεύγη των δύο. (Εικόνα 5.2.2)

Υπολογισμός ισχύος αναμίκτη

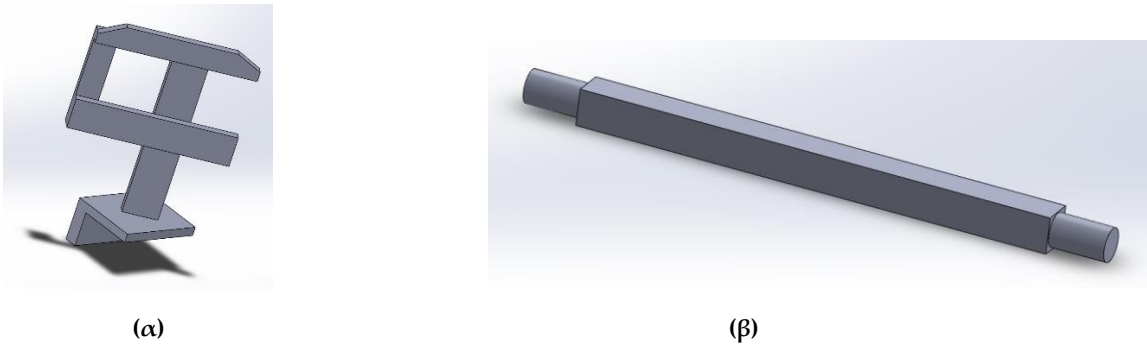
Για τον υπολογισμό ισχύος θα θεωρηθεί ένα κονίαμα με συγκεκριμένα χαρακτηριστικά, $\rho = 2100 \text{ kg/m}^3$, και $\mu = 8.000 \text{ cP}$, και $N = 45/60 = 0,75 \text{ Hz}$.

$$\text{Υπολογίζεται ο αριθμός Reynolds: } Re = \frac{\rho N D^2}{\mu} = \frac{2100 * 0,6 * 0,42^2}{8000} = 0,0277 < 10,$$

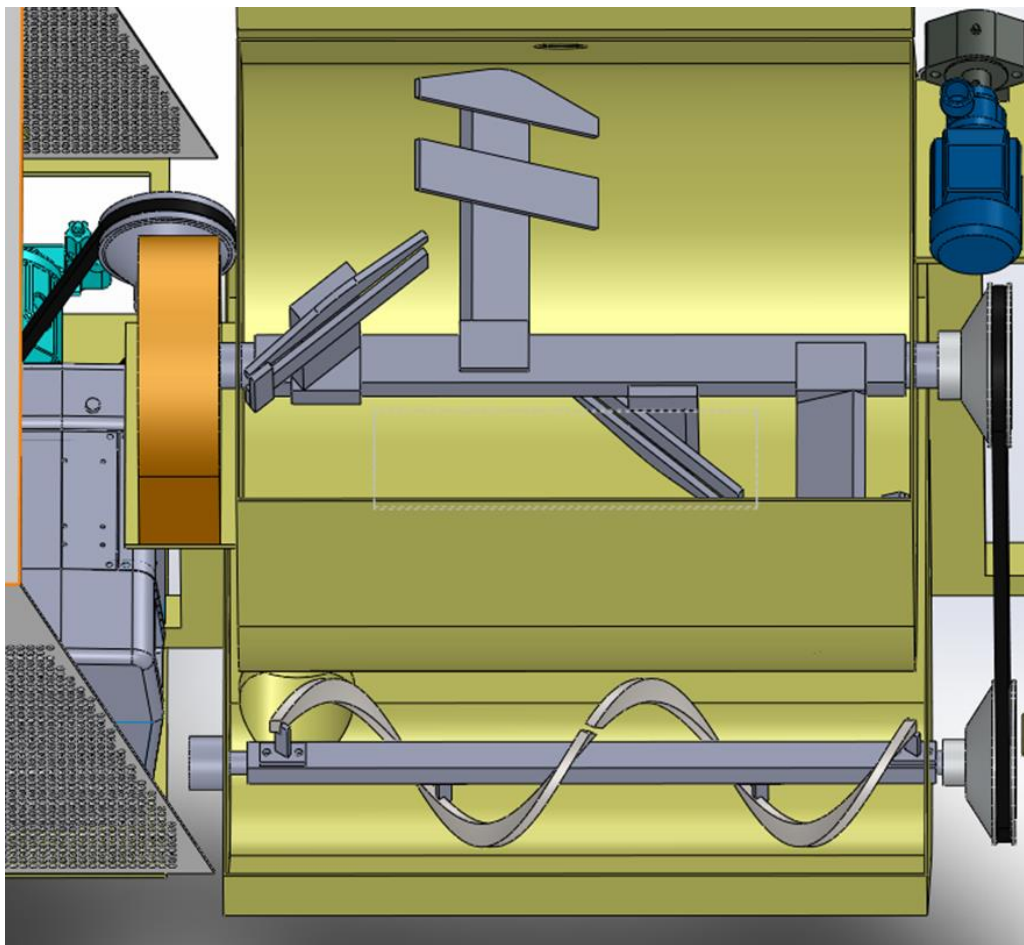
$$\text{Οπότε υπολογίζεται η ισχύς από τον τύπο: } P_0 = \frac{K_L}{Re}, K_L=40, P_0=1.444$$

$$P = P_0 \rho N^3 D^5 = 1.444 \cdot 2100 \cdot 0,6^3 \cdot 0,42^5, \underline{\underline{Pm=8,53 \text{ kW}}}$$

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΟΧΛΙΟΦΟΡΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ ΚΟΝΙΑΜΑΤΩΝ ΜΕ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗ ΔΙΑΤΟΜΗ



Εικόνα 5.2.2 (α) Ζεύγος 2 Λαμών κατασκευασμένες για τοποθέτηση υπό γωνία πάνω στον (β) άξονα της ανάμιξης



Εικόνα 5.2.3 Δεξαμενή ανάμιξης (Πάνω κουβάς) και δεξαμενή ανάδευσης (Κάτω κουβάς)

Ανάδευση

Η ανάδευση γίνεται στην δεύτερη δεξαμενή η οποία τροφοδοτείται ανοίγοντας μία μικρή καταπακτή που βρίσκεται στην πάνω δεξαμενή. Στην κάτω δεξαμενή υπάρχει ένας αναδευτήρας τύπου ελικοειδούς άγκυρας για την διατήρηση της ομοιογένειας σε πολύ ιξώδη ρευστά. Ο άξονας της ανάδευσης κινείται και αυτό με την σειρά του από τον άξονα ανάμιξης μέσω μάντα κίνησης.

Υπολογισμός Ισχύος Αναδευτήρα.

Για τον υπολογισμό Ισχύος θα θεωρήσουμε το ίδιο κονίαμα με τον αναμίκτη όπως και τις ίδιες στροφές λειτουργείας αφού οι τροχαλίες στους 2 άξονες έχουν την ίδια διάμετρο. Αυτό που αλλάζει στην περίπτωση του αναμίκτη είναι η διάμετρος του καθώς είναι 0,2 m και όχι 0,42 m .

$$\text{Υπολογίζεται ο αριθμός Reynolds: } Re = \frac{\rho ND^2}{\mu} = \frac{2100 \cdot 0,6 \cdot 0,2^2}{8000} = 0,0063 < 10,$$

$$\text{Οπότε υπολογίζεται και η ισχύς από τον τύπο : } P_0 = \frac{K_L}{Re}, K_L=40, P_0=6.349,2$$

$$P = P_0 \rho N^3 D^5 = 6.349,2 \cdot 2100 \cdot 0,6^3 \cdot 0,2^5, \quad \mathbf{Pc=0,926 \text{ kW}}$$

Άρα οι συνολικές απαιτήσεις ισχύος από το σύστημα ανάμιξης ανάδευσης είναι

$$\mathbf{Pag.=9.456 \text{ kW}}$$

6. ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΥΔΡΑΥΛΙΚΟΥ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ

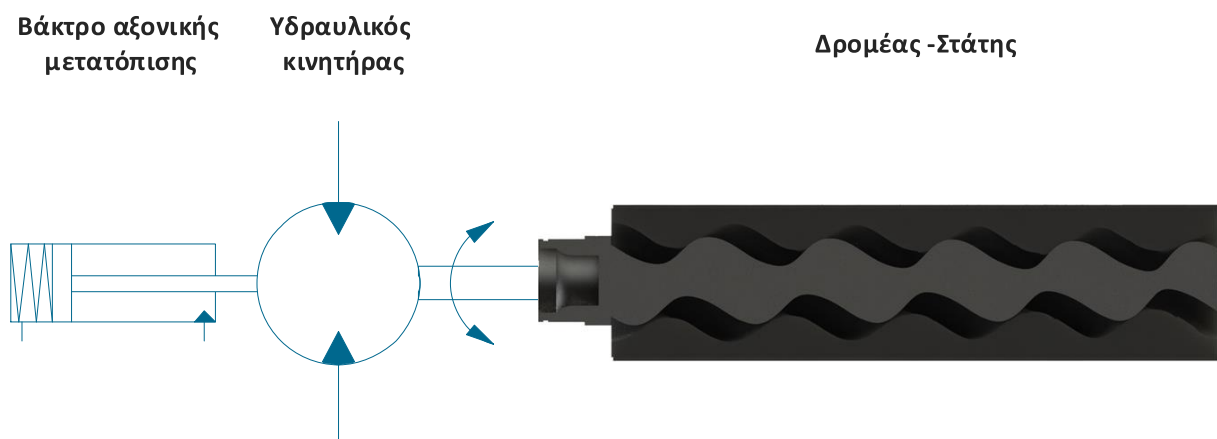
6.1. Γενικές απαιτήσεις λειτουργίας από το υδραυλικό κύκλωμα.

Οι κύριες και βασικότερες λειτουργίες που απαιτούνται από το σύστημα να τις εκτελεί με ακρίβεια, είναι πρώτων η δυνατότητα δεξιόστροφης και αριστερόστροφης περιστροφής του Δρομέα με ανώτερη ταχύτητα τις 500 rpm, και την δυνατότητα αύξησης της ταχύτητας από 0 έως 500 rpm γραμμικά.

Η δεύτερη βασική λειτουργία του συστήματος είναι η αξονική μετατόπιση του Υδραυλικού κινητήρα που θα περιστρέφει τον δρομέα. Η επιθυμητή μετατόπιση είναι της τάξης των 2 mm.

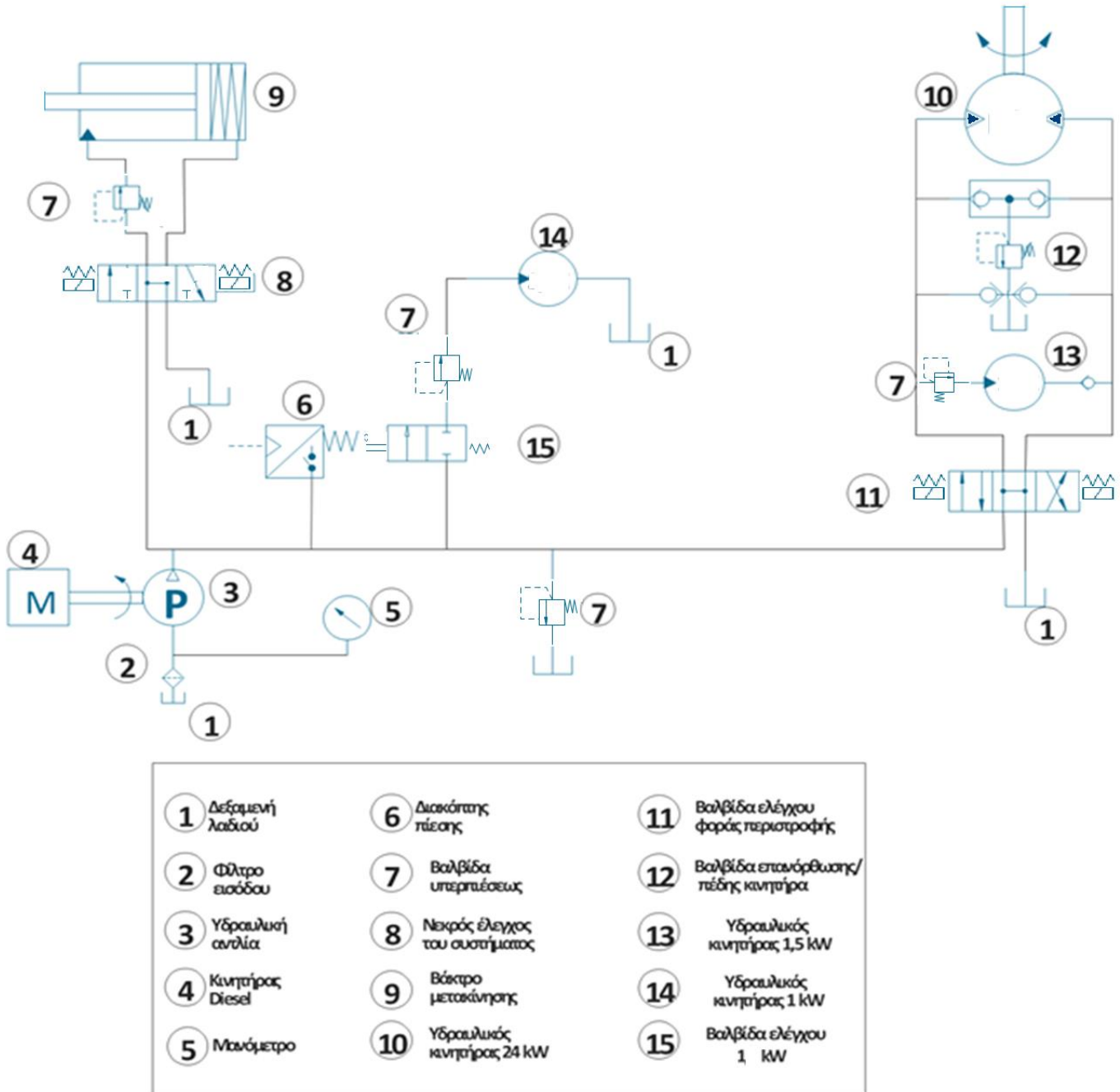
Στο υδραυλικό κύκλωμα προστέθηκαν ακόμα και δύο μικροί υδραυλικοί κινητήρες που θα δίνουν ισχύ σε 2 αντλίες νερού.

Στην επόμενη σελίδα παρουσιάζεται το υδραυλικό κύκλωμα με τα βασικότερα στοιχεία που μας ενδιαφέρουν στη μελέτη μας.



Εικόνα 6.1 Διάταξη αξονικής μετατόπισης του δρομέα

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΟΧΛΙΟΦΟΡΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ ΚΟΝΙΑΜΑΤΩΝ ΜΕ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗ ΔΙΑΤΟΜΗ



Εικόνα 6.1.1 Διάγραμμα υδραυλικού κυκλώματος του συστήματος

6.2 Μελέτη του υδραυλικού κυκλώματος

Ξεκινάει η μελέτη καθορίζοντας τις απαιτήσεις ισχύος από τον κινητήρα και την απαίτηση της δύναμης από το βάκτρο, αυτές είναι:

Ισχύς Περιστροφής υδραυλικού κινητήρα 16,7 kW:	$P_B=24 \text{ kW}$
Δύναμη Βάκτρου μετατόπισης:	$F_B= 60 \text{ kN}$
Ισχύς Περιστροφής πρώτου υδραυλικού κινητήρα 1,5 kW:	$P_{S1}=1,5 \text{ kW}$
Ισχύς Περιστροφής δεύτερου υδραυλικού κινητήρα 1 kW:	$P_{S2}=1 \text{ kW}$

Αρχικά μεγέθη σε πρώτη εκτίμηση

Διακρίνονται οι εξής Φάσεις λειτουργίας του συστήματος:

Φάση 1^η: Αντληση Κονιαμάτων

Σε αυτή τη φάση λειτουργούν και οι τρεις κινητήρες:

Φάση 2^η: Κόλλημα της αντλίας Κονιαμάτων, Λειτουργία του Βάκτρου και του κινητήρα 24 kW

Σε αυτή τη φάση αυξάνεται η πίεση στον κλάδο κατάθλιψης πάνω από τα 400bar, αυτομάτως ενεργοποιείται το βάκτρο μετατόπισης του κινητήρα 24 kW αξονικά προς τα πίσω 3-4 mm και επαναφέρεται στην αρχική θέση.

Φάση 3^η: Αντίστροφη λειτουργία του κινητήρα 24 kW και αναρρόφηση του κονιάματος από τα λάστιχα μεταφοράς

Η φάση αυτή εκτελείται κατόπιν εντολής από το υδραυλικό χειριστήριο.

Ο κινητήρας 24 kW θα πρέπει να έχει ισχύ 16,7 kW στις 500 rpm αλλά χρειάζεται πολύ μεγάλη ροπή κατά την εκκίνηση της Κ.Α.Θ.Μ. καθώς και στα κολλήματα, οπότε υπολογίζουμε πως θα ήταν αρκετά ικανός ένας υδραυλικός κινητήρας με ισχύ 20 kW τουλάχιστον. Μετά από έρευνα που έγινε στους υδραυλικούς κινητήρες, επιλέχθηκε ο γερμανικής κατασκευής Duesterloh με τον τύπο 160N. Παρακάτω παρατίθενται ο πίνακας με τα χαρακτηριστικά του.

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΟΧΛΙΟΦΟΡΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ ΚΟΝΙΑΜΑΤΩΝ ΜΕ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗ ΔΙΑΤΟΜΗ

Τύπος Ακτινικού κινητήρα	Κυβισμός cm ³ /U	Ροπή		Εύρος Ταχύτητας		Διαρκής Πίεση bar	Μέγιστη Πίεση bar	Στιγμαία υψηλή Πίεση bar	Ισχύς	
		Τειδ. Nm/bar	T _{max} Nm	η _{min} * min ⁻¹	η _{max} min ⁻¹				Συνεχής kW	Διαλείπουσα kW
160N	160	2,36	742	5	800	250	315	400	24	30

Πίνακας 6.2.1 Χαρακτηριστικά Υδραυλικού Κινητήρα

Το βάκτρο, σύμφωνα με την εκφώνηση, πρέπει να υπερνικήσει δύναμη 60kN σε πίεση 200 Bar.

Με αυτά τα δεδομένα από τον πίνακα 8.1 σελ.138^[1] επιλέγεται διάμετρος κυλίνδρου D = 75 mm που μπορεί να υπερνικήσει δύναμη 88,4kN .

Ο κινητήρας 1,5 kW σχεδιάστηκε να κινήσει μία αντλία νερού στις 1400rpm και να τίθεται σε λειτουργεί όταν δώσουμε εντολή με ένα χρονοδιακόπτη. Για μία τέτοια εφαρμογή, ο κινητήρας 1,5 kW επιλέγουμε να έχει παροχή $Q_{1ymk}=8$ cc/rev και μέγιστη πίεση 200 bar.^[10]

Ο κινητήρας 1 kW σχεδιάστηκε να κινεί μία αντλία νερού στις 450rpm και να τίθεται σε λειτουργία όποτε βρίσκεται σε λειτουργία και η Κ.Α.Θ.Μ.. Η παροχή που επιλέχθηκε να έχει είναι $Q_{2ymk}=4$ cc και μέγιστη πίεση 250 bar.^[11]

Στον παρακάτω πίνακα φαίνονται οι Υδραυλικοί επενεργειτές και τα βασικά στοιχεία τους

Όνομασία	Είδος	Μέγιστη Παροχή (l/min)	Μέγιστη πίεση	Ισχύς/ Δύναμη	Φάση Λειτουργίας
Κινητήρας 24 kW	Κινητήρας	128	400	24 kW	1,3
Κινητήρας 1,5 kW	Κινητήρας	12	200	1,5 kW	1,2
Κινητήρας 1 kW	Κινητήρας	3,6	250	1 kW	1
EMB	Βάκτρο	1	200	84 kN	2

Πίνακας 6.2.2 Μηχανισμοί του υδραυλικού συστήματος

Για τις παραπάνω απαιτήσεις επιλέγεται αντλία με τα εξής χαρακτηριστικά:

ΥΔΡΑΥΛΙΚΗ ΑΝΤΛΙΑ			
ΤΥΠΟΣ	Μέγιστη Παροχή (l/min)	Μέγιστη πίεση (bar)	Μέγιστη ταχύτητα rpm
PBF10.4.56	319	400	300

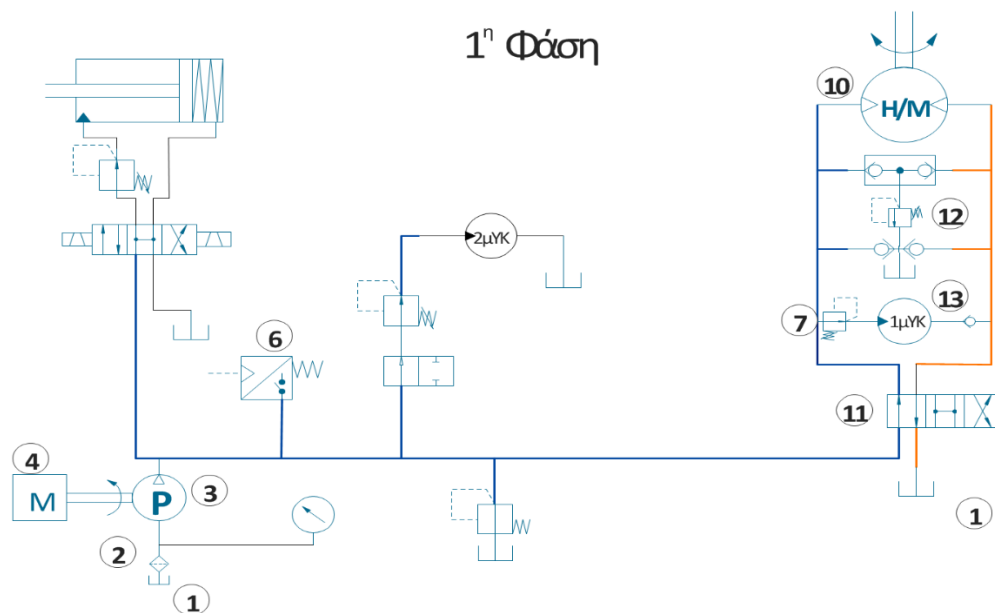
Πίνακας 6.2.3 Στοιχεία υδραυλικής αντλίας

Για το υδραυλικό σύστημα θεωρούνται τα παρακάτω δεδομένα :

Για υδραυλικό υγρό χρησιμοποιείται SAE 30W με Κιν. Συνεκτικότητα: 60 cST, καθώς είναι εύκολο να το προμηθευτεί ο χειριστής του μηχανήματος, και είναι κατάλληλο και σε υψηλές θερμοκρασίες (≥ 30 °C) και η πυκνότητα του 900 kg/m^3 .

Φάση 1^η

Στη φάση αυτή δίνεται κίνηση στην Κ.Α.Θ.Μ. και επομένως και στην υδραυλικός κινητήρας 1 kW. Σε αυτή τη φάση μπορεί να δουλεύει για 30s και ο υδραυλικός κινητήρας 1,5 kW, οπότε συμπεριλαμβάνεται και αυτή στον σχεδιασμό. Σε αυτή τη φάση το κύκλωμα έχει την παρακάτω μορφή:



Εικόνα 6.2.2 Το κύκλωμα στη 2^η φάση.

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΔΙΑΜΕΤΡΟΥ ΣΩΛΗΝΩΣΕΩΝ

Κλάδος αναρρόφησης

Για παροχή $V_\alpha = 2,41 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec}$ επιλέγεται από τον πίνακα 8.2 σελ.143^[1] σωλήνα εσωτερικής διαμέτρου $d_{\alpha,1} = 50 \text{ mm}$. Ταχύτητα ρευστού στον κλάδο αναρρόφησης :

$$U_\alpha = \frac{4 \cdot V_\alpha}{\pi \cdot d_{\alpha,1}^2} = \frac{4 \cdot 2,4 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (50 \cdot 10^{-3})^2} = 1,22 (\text{m} / \text{sec}) < 1,5 \text{ m/sec} \quad (6.1)$$

Κλάδος κατάθλιψης

Για παροχή $V_\kappa = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec}$ επιλέγεται από τον Πίνακα 8.2 σελ. 143 σωλήνα εσωτερικής διαμέτρου $d_{\kappa,1} = 25 \text{ mm}$. Ταχύτητα ρευστού στον κλάδο κατάθλιψης:

$$U_\kappa = \frac{4 \cdot V_\kappa}{\pi \cdot d_{\kappa,1}^2} = \frac{4 \cdot 2,4 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (25 \cdot 10^{-3})^2} = 4,9 (\text{m} / \text{sec}) < 6 \text{ m/sec} \quad (6.2)$$

Κλάδος επιστροφής

Η παροχή στον κλάδο επιστροφής είναι:

Κινητήρας 1 kW : $V_{\text{ευδραυλικός κινητήρας 1 kW}} = 0,06 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec}$

Κινητήρας 24 kW + Κινητήρας 1,5 kW: $V_{\text{εΜΥΚ}} = (2,13 + 0,2) \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec} = 2,33 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec}$

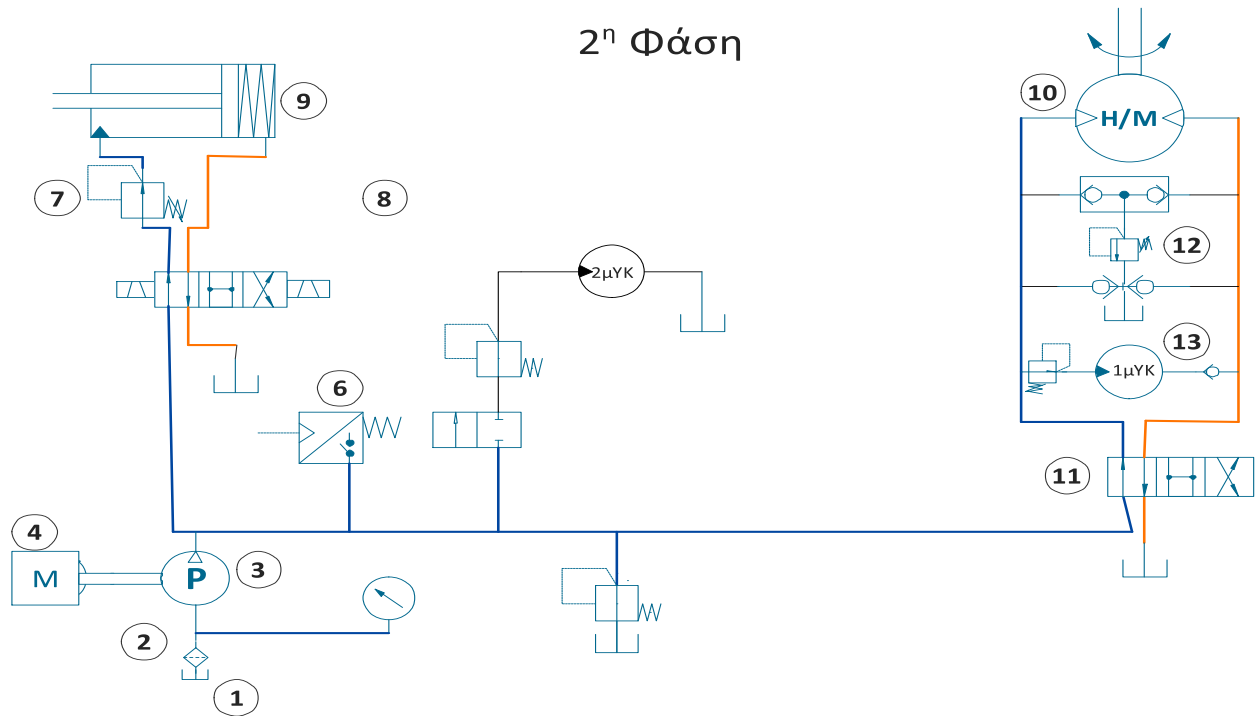
Για τις παροχές αυτές επιλέγεται από τον πίνακα 8.2 σελ.143^[1] σωλήνα εσωτερικής διαμέτρου $d_{\text{ευδραυλικός κινητήρας 1 kW},1} = 15 \text{ mm}$ και $d_{\text{εΥΚ24 kW},1} = 32 \text{ mm}$. Ταχύτητα ρευστού στον κλάδο επιστροφής:

$$U_{\varepsilon 1} = \frac{4 \cdot V_{\varepsilon 2 \mu \text{ΥΚ}}}{\pi \cdot d_{\varepsilon 2 \mu \text{ΥΚ},1}^2} = \frac{4 \cdot 0,06 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (15 \cdot 10^{-3})^2} = 0,34 \text{ m/sec} < 3 \text{ m/sec} \quad (6.3)$$

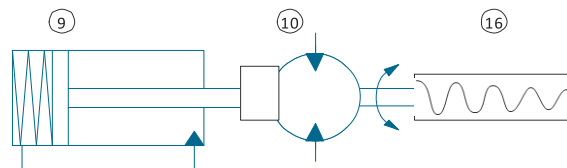
$$U_{\varepsilon 2} = \frac{4 \cdot V_{\varepsilon \text{ΜΥΚ}}}{\pi \cdot d_{\varepsilon \text{ΜΥΚ},1}^2} = \frac{4 \cdot 2,33 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (32 \cdot 10^{-3})^2} = 2,9 \text{ m/sec} < 3 \text{ m/sec} \quad (6.4)$$

Φάση 2^η

Στη φάση αυτή ο κινητήρας 24 kW σταματά να περιστρέφεται λόγω κάποιας αντίστροφης ροής που υπάρχει. Η πίεση στο σύστημα ανεβαίνει και ο διακόπτης πίεσης ενεργοποιεί τον πιεζοηλεκτρικό διακόπτη ελέγχου του Βάκτρου. Το υδραυλικό σύστημα σε αυτή τη Φάση έχει την παρακάτω μορφή.



Εικόνα 6.2.3 Το κύκλωμα στη 2^η φάση.



Εικόνα 6.2.4 Σχηματική απεικόνιση της διάταξης του (9) βάκτρου, του (10) κινητήρα 24 kW και της κοχλιοφόρου αντλίας.

Κλάδος αναρρόφησης

Για παροχή $V_a = 0,37 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{sec}$ επιλέγεται από τον πίνακα 8.2 σελ.143^[1] σωλήνα εσωτερικής διαμέτρου $d_{a2} = 15 \text{ mm}$. Ταχύτητα ρευστού στον κλάδο αναρρόφησης :

$$U_{\alpha} = \frac{4 \cdot V_{\alpha}}{\pi \cdot d_{\alpha,1}^2} = \frac{4 \cdot 0,037 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (15 \cdot 10^{-3})^2} = 0,21 \text{ m/sec} < 1,5 \text{ m/sec} \quad (6.5)$$

Κλάδος κατάθλιψης

Για παροχή $V_{\kappa} = 0,037 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec}$ επιλέγεται από τον πίνακα 8.2 σελ.143^[1] σωλήνα εσωτερικής διαμέτρου $d_{\kappa,2} = 8 \text{ mm}$. Ταχύτητα ρευστού στον κλάδο κατάθλιψης:

$$U_{\kappa} = \frac{4 \cdot V_{\kappa}}{\pi \cdot d_{\kappa,2}^2} = \frac{4 \cdot 0,037 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (8 \cdot 10^{-3})^2} = 0,73 \text{ m/sec} < 6 \text{ m/sec} \quad (6.6)$$

Κλάδος επιστροφής

Η παροχή στον κλάδο επιστροφής είναι:

Κινητήρας 1,5 kW : $V_{\text{ευδραυλικός κινητήρας 1,5 kW}} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec}$

EMB: $V_{\text{EMB}} = 0,037 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec}$

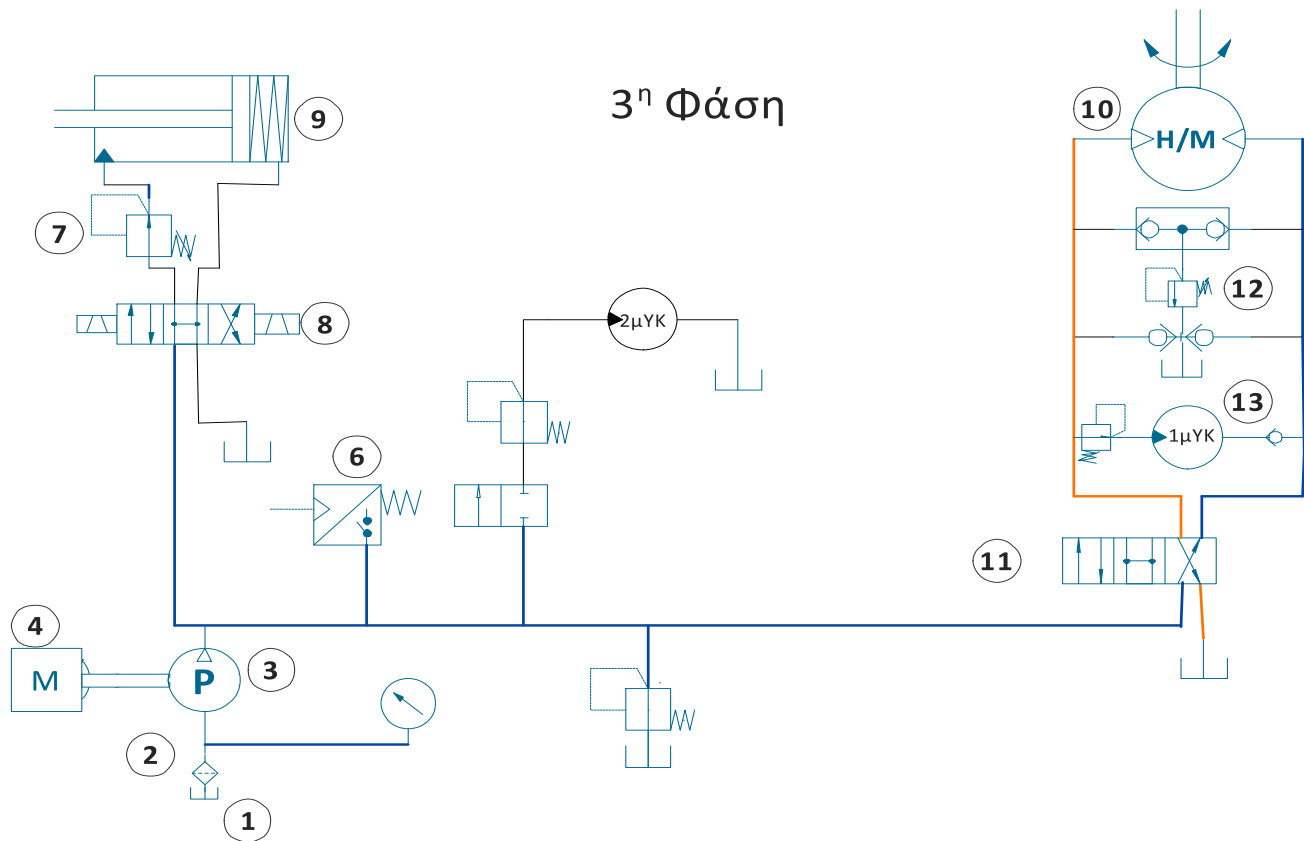
Για τις παροχές αυτές επιλέγεται από τον πίνακα 8.2 σελ.143^[1] σωλήνα εσωτερικής διαμέτρου $d_{\text{ευδραυλικός κινητήρας 1,5 kW,1}} = 15 \text{ mm}$ και $d_{\text{εμβ,1}} = 15 \text{ mm}$. Ταχύτητα ρευστού στον κλάδο επιστροφής:

$$U_{\text{ευδραυλικός κινητήρας 1,5 kW,1}} = \frac{4 \cdot V_{\text{ε1μΥΚ}}}{\pi \cdot d_{\text{ε1μΥΚ,1}}^2} = \frac{4 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (15 \cdot 10^{-3})^2} = 1,13 \text{ m/sec} < 3 \text{ m/sec} \quad (6.7)$$

$$U_{\text{εμβ}} = \frac{4 \cdot V_{\text{EMB}}}{\pi \cdot d_{\text{εμβ,1}}^2} = \frac{4 \cdot 0,037 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (15 \cdot 10^{-3})^2} = 0,21 \text{ m/sec} < 3 \text{ m/sec} \quad (6.8)$$

Φάση 3^η

Στη φάση αυτή ο χειριστής θέτει σε ανάποδη λειτουργία τον κινητήρα 24 kW ενώ όλοι οι άλλοι υδραυλικοί κινητήρες και το βάκτρο δεν λειτουργούν. Το υδραυλικό σύστημα σε αυτή τη Φάση έχει την παρακάτω μορφή:



Εικόνα 6.2.5 Το κύκλωμα στη 3^η φάση

Κλάδος αναρρόφησης

Για παροχή $V_\alpha = 2,13 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec}$ επιλέγεται από τον πίνακα 8.2 σελ.143^[1] σωλήνα εσωτερικής διαμέτρου $d_{\alpha,3} = 40 \text{ mm}$. Ταχύτητα ρευστού στον κλάδο αναρρόφησης :

$$U_\alpha = \frac{4 \cdot V_\alpha}{\pi \cdot d_{\alpha,3}^2} = \frac{4 \cdot 2,13 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2} = 1,7 \text{ m/sec} > 1,5 \text{ m/sec} , \quad (6.9)$$

άρα επιλέγεται η αμέσως μεγαλύτερη διατομή $d_{\alpha,3} = 50 \text{ mm}$

Κλάδος κατάθλιψης

Για παροχή $V_\kappa = 2,13 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec}$ επιλέγεται από τον πίνακα 8.2 σελ.143^[1] σωλήνας εσωτερικής διαμέτρου $d_{\kappa,3} = 25 \text{ mm}$. Ταχύτητα ρευστού στον κλάδο κατάθλιψης:

$$U_\kappa = \frac{4 \cdot V_\kappa}{\pi \cdot d_{\kappa,3}^2} = \frac{4 \cdot 2,13 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (25 \cdot 10^{-3})^2} = 4,34 \text{ m/sec} < 6 \text{ m/sec} \quad (6.10)$$

Κλάδος επιστροφής

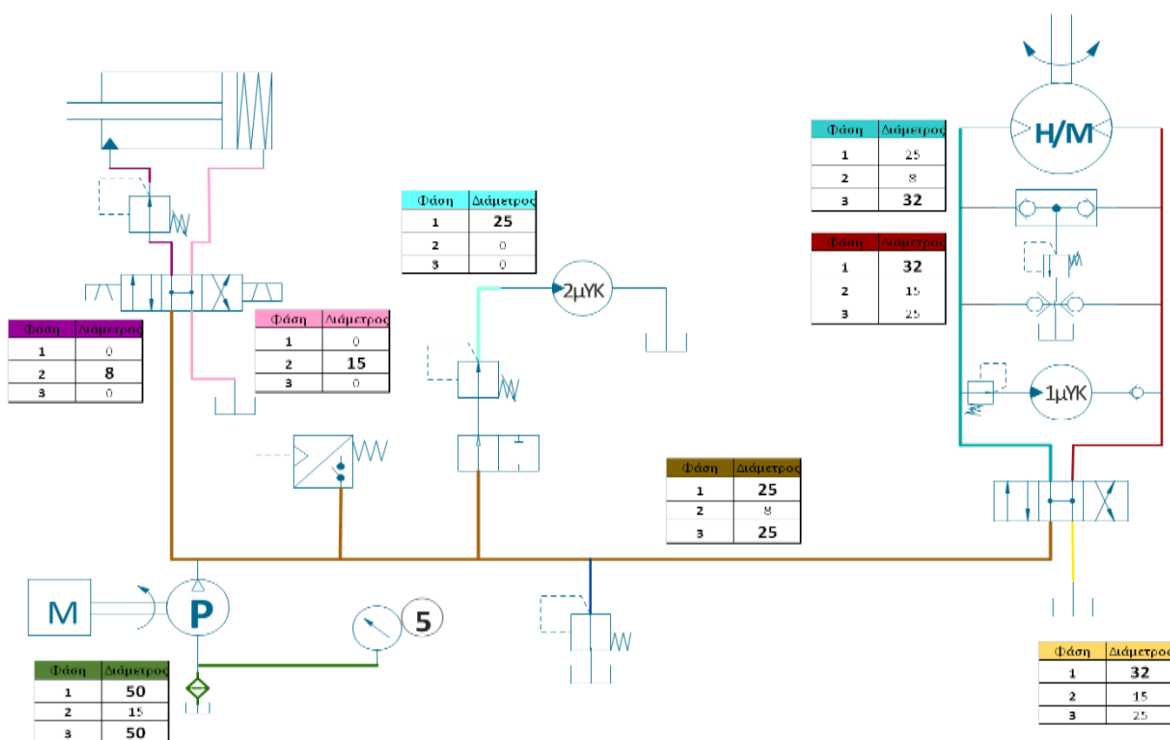
Η παροχή στον κλάδο επιστροφής είναι:

$$V_{\varepsilon} = 2,13 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec}$$

Για την παροχή αυτή επιλέγεται από τον πίνακα 8.2 σελ.143^[1] σωλήνας εσωτερικής διαμέτρου $d_{\varepsilon,1} = 32 \text{ mm}$. Ταχύτητα ρευστού στον κλάδο επιστροφής:

$$U_{\varepsilon} = \frac{4 \cdot V_{\varepsilon}}{\pi \cdot d_{\varepsilon,3}^2} = \frac{4 \cdot 2,13 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (32 \cdot 10^{-3})^2} = 2,64 \text{ m/sec} < 3 \text{ m/sec} \quad (6.11)$$

Επιλέγονται οι μεγαλύτερες διαμέτροι για τον κάθε κλάδο – τμήμα σωληνώσης και δημιουργείται η παρακάτω εικόνα:

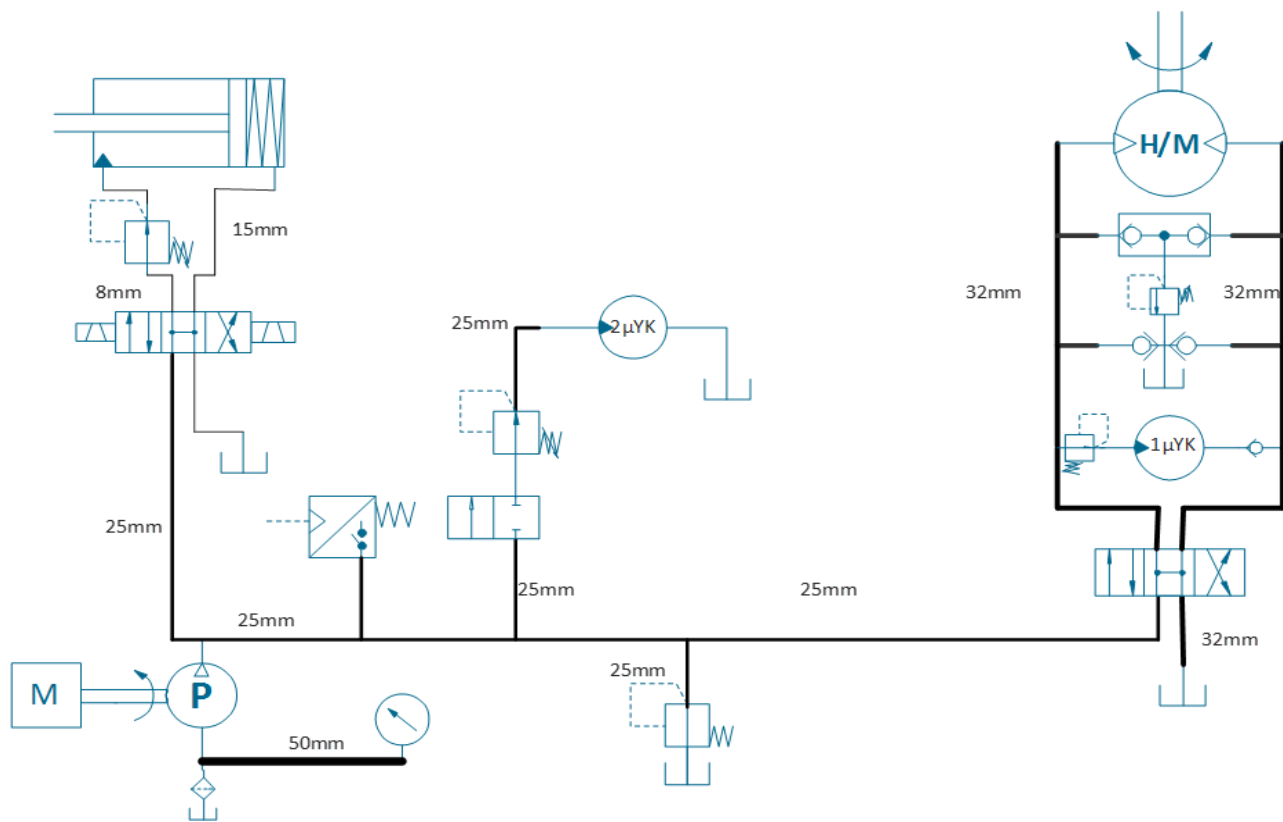


Εικόνα 6.2.6 Οι πιθανές διαμέτροι των σωληνώσεων

Υπολογισμός πιέσεων

Το σχήμα με τις μεγαλύτερες εσωτερικές διαμέτρους των σωληνώσεων, σύμφωνα με το οποίο θα υπολογιστούν και οι απώλειες πιέσεως, φαίνεται παρακάτω:

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΟΧΛΙΟΦΟΡΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ ΚΟΝΙΑΜΑΤΩΝ ΜΕ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗ ΔΙΑΤΟΜΗ



Εικόνα 6.2.7 Οι τελικές διαμέτρους των σωληνώσεων

Γραμμικές απώλειες

Απώλειες	Πάχος Σωληνώσεων	Μήκος Σωληνώσεων (μ)	Ταχύτητα ρευστού	Φάσεις	Re	λ	<u>δρ</u>
<u>Αναρρόφησης</u>	<u>50</u>	0,7	1,5	1	1500	0,047	<u>0,7</u>
<u>Κατάθλιψης (α)</u>	<u>25</u>	1,2	4,9	1	2450	0,029	<u>14,8</u>
<u>Κατάθλιψης (β)</u>	<u>32</u>	0,3	2,9	1	1856	0,038	<u>1,3</u>
<u>Επιστροφής</u>	32	1,5	2,9	1	1856	0,038	6,7
<u>Αναρρόφησης</u>	50	0,7	1,5	2	1500	0,047	0,7
<u>Κατάθλιψης (α)</u>	25	1,2	0,73	2	365	0,192	2,2
<u>Κατάθλιψης (β)</u>	8	0,3	0,73	2	116,8	0,599	5,4
<u>Επιστροφής</u>	15	1,5	0,73	2	219	0,320	7,7
<u>Αναρρόφησης</u>	50	0,7	1,7	3	1700	0,041	0,7
<u>Κατάθλιψης (α)</u>	25	1,2	4,34	3	2170	0,032	13,1
<u>Κατάθλιψης (β)</u>	32	0,3	2,64	3	1690	0,041	1,2
<u>Επιστροφής</u>	<u>32</u>	1,5	2,64	3	1690	0,041	<u>6,1</u>

Πίνακας 6.2.4 Γραμμικές απώλειες

Τοπικές απώλειες

Όνομασία	Τοπικές αντιστάσεις			Κλάδος
	Συντελεστής Κ	Συντελεστής ξ	Φάσεις στις οποίες υπάρχει (Φορές)	
Είσοδος ρευστού σε σωλήνα	0,5	0,6	1(1) , 2(1) , 3(1)	Αναρρόφησης
Μεταβολή 25/8 διαμέτρου	0,34	0,408	1(0) , 2(1) , 3(0)	Κατάθλιψης
Μεταβολή 25/32 διαμέτρου	0,05	0,06	1(1) , 2(0) , 3(1)	Κατάθλιψης
Μεταβολή 15/32 διαμέτρου	0,36	0,432	1(0) , 2(1) , 3(0)	Κατάθλιψης
Συνδέσεις σωληνώσεων	0,1	0,12	1(5) , 2(2) , 3(4)	Κατάθλιψης
Αλλαγή διεύθυνσης	2,5	3	1(3) , 2(2) , 3(2)	Κατάθλιψης
Εξοδος ρευστού από σωλήνα	1	1,2	1(3) , 2(1) , 3(1)	Επιστροφής

Πίνακας 6.2.5 Τοπικές αντιστάσεις

Οι μέγιστες συνολικές συγκεντρωτικές απώλειες που εντοπίζονται ανά κλάδο είναι:

Αναρρόφησης: $\delta p_{\alpha 2} = 0,58 \text{ bar}$

Κατάθλιψης: $\delta p_{\kappa 2} = 11 \text{ bar}$

Επιστροφής: $\delta p_{\epsilon 2} = 0,9 \text{ bar}$

Απώλειες στον κλάδο αναρρόφησης

Γραμμικές απώλειες(μέγιστες) : $\delta p_{\alpha 1}=0,7 \text{ bar}$

Τοπικές απώλειες: $\delta p_{\alpha 1}=0,58 \text{ bar}$

Συνολικές απώλειες αναρρόφησης: $\delta p_{\alpha}= 1.28 \text{ bar}$

Απώλειες στον κλάδο κατάθλιψης

Γραμμικές απώλειες(μέγιστες) : $\delta p_{\kappa 1}=16.1 \text{ bar}$

Τοπικές απώλειες: $\delta p_{\kappa 2}= 11 \text{ bar}$

Συνολικές απώλειες κατάθλιψης: $\delta p_{\kappa}= 27,1 \text{ bar}$

Απώλειες στον κλάδο επιστροφής

Γραμμικές απώλειες(μέγιστες) : $\delta p_{\alpha 1}=6,1 \text{ bar}$

Τοπικές απώλειες: $\delta p_{\alpha 1}= 0.9 \text{ bar}$

Συνολικές απώλειες επιστροφής: $\delta p_{\alpha}= 7\text{bar}$

Εύρεση του κατάλληλου πάχους των σωληνώσεων

Με βάση τον πίνακα 3.1 της σελ. 40^[1], επιλέγονται τα εξής πάχη σωληνώσεων:

Πάχη σωληνώσεων				
Εσωτερική Διάμετρος (mm)	Πίεση Υπολογισμού (bar)	Εξωτερική Διάμετρος (mm)	Πάχος (mm)	τοιχώματος
49	2	50	1	
32	400	42	4,5	
25	403	35	10	
15	353	20	2,5	
8	507	14	3	

Πίνακας 6.2.6 Πάχη σωληνώσεων

7. ΣΧΟΛΙΑΣΜΟΣ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

7.1 Εισαγωγή

Η διπλωματική αυτή είχε ως στόχο την μελέτη για την ανάπτυξη ενός μηχανήματος άντλησης δομικών μηχανημάτων που θα ξεπερνάει μεγάλα προβλήματα λειτουργικότητας σε αντίξοες συνθήκες εργασίας. Η καινοτομία που εφαρμόστηκε στη διπλωματική αφορούσε τον σχεδιασμό μίας Α.Π.Κ με κωνικότητα σε όλη την γεωμετρία της, και αποδείχθηκε τόσο υπολογιστικά όσο και πειραματικά (με την κατασκευή πρωτοτύπου) ότι μία αξονική μετακίνηση τουλάχιστον 3 mm με την υπολογιζόμενη υδραυλική Ισχύ είναι καταρχήν δυνατή. Αυτή η ελάχιστη μετακίνηση μπορεί να απελευθερώσει τα μεγαλύτερα σωματίδια, από αυτά που υπολογίσθηκε να λειτουργεί η μηχανή, χωρίς να υπάρξει σημαντική καθυστέρηση στην παραγωγή.

7.2 Σύνοψη αποτελεσμάτων

Η παρούσα διπλωματική εργασία επικεντρώθηκε στην υλοποίηση κοχλιοφόρου αντλίας μεταβλητής γεωμετρίας και στη μελέτη των προβλημάτων λειτουργίας που αντιμετωπίζει. Οι στόχοι της εργασίας εντοπίζονται σε δυο κύρια σημεία:

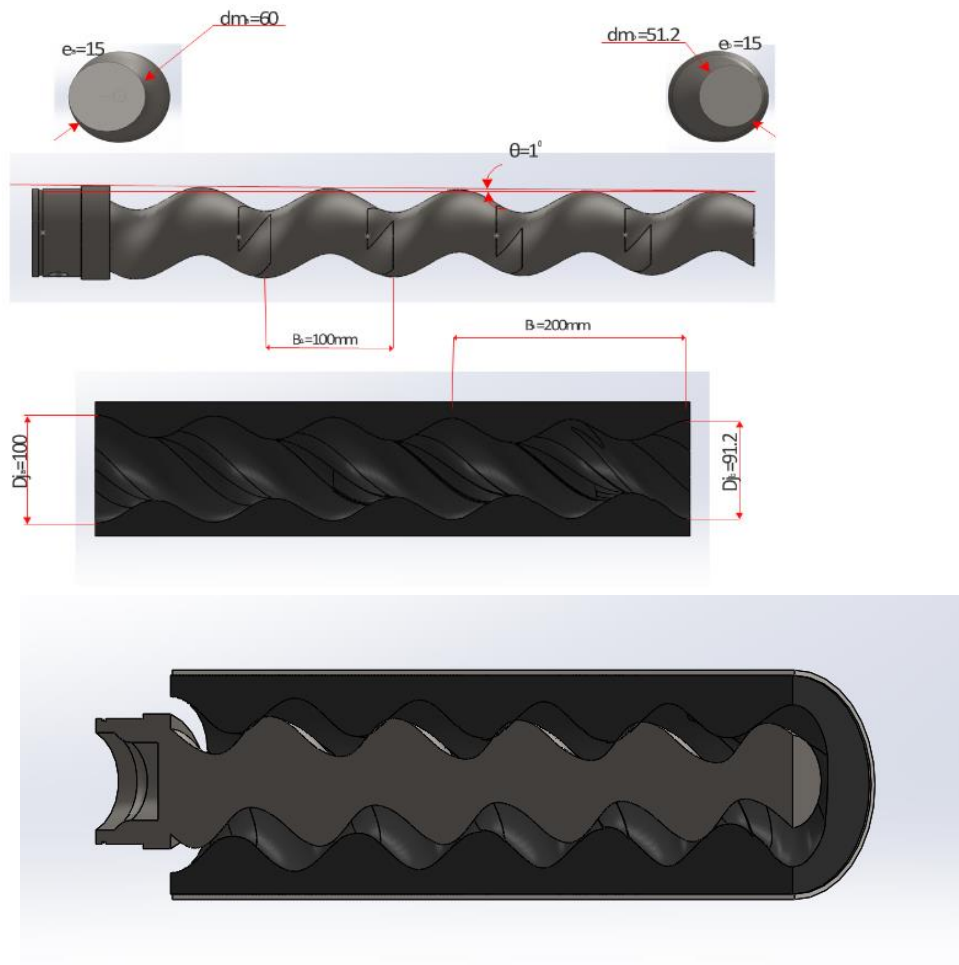
Κυρίαρχο σημείο αποτέλεσε ο αντίστροφος σχεδιασμός στον οποίο εξήχθησαν συμπεράσματα για την γεωμετρία και τον τρόπο σχεδιασμού των κοχλιοφόρων αντλιών. Υπολογίστηκε επίσης ο βαθμός κωνικότητας που επιτρέπει την αρμονική συνεργασία του δρομέα και του στάτη καθώς την αξονική μετατόπιση πρώτου όταν βρίσκεται σε συναρμογή με τον δεύτερο. Διαπιστώθηκε πως ο δρομέας συνεργάζεται ομαλά και μετά την μετατόπισή του κατά 1-3 mm. Επίσης, παρατηρήθηκε σφικτή συναρμογή παρόλο την μεταβλητή διατομή που είχαν.

Κατέστη σαφές πως δεν είναι δυνατή η ακριβής μελέτη της συναρμογής των μερών της αντλίας χωρίς την κατασκευή πρωτότυπου. Συνεπώς, με τον αντίστροφο σχεδιασμό και την κατασκευή πρωτοτύπου επιβεβαιώθηκε η αρμονική συνεργασία και η σφικτή συναρμογή.

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΟΧΛΙΟΦΟΡΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ ΚΟΝΙΑΜΑΤΩΝ ΜΕ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗ ΔΙΑΤΟΜΗ

Συνοψίζοντας, οι επιδιωκόμενοι στόχοι της παρούσας έρευνας πραγματοποιήθηκαν, υπάρχουν ωστόσο και άλλοι παράγοντες που οφείλαμε να λάβουμε υπόψη για να είναι μια ολοκληρωμένη βελτιστοποίηση στα ποιοτικά χαρακτηριστικά της αντλίας.

Συνοπτικά τα αποτελέσματα από την διεξαχθείσα έρευνα φαίνονται στην Εικόνα 7.2.1



Εικόνα 7.2.1 Βασικά γεωμετρικά μεγέθη της νέας κοχλιοφόρου αντλίας μεταβλητής γεωμετρίας.



Εικόνα 7.2.2 Μηχάνημα άντλησης κονιαμάτων με Κωνική Κ.Α.Θ.Μ

7.3 Θέματα μελλοντικής έρευνας

Οι κοχλιοφόρες αντλίες μεταβλητής γεωμετρίας αποτελούν ένα άκρως ενδιαφέρον αντικείμενο έρευνας. Στην παρούσα εργασία πραγματοποιήθηκε η πρώτη σχεδίαση μίας τέτοιας αντλίας χωρίς ωστόσο να ερευνηθεί παράλληλα ο βαθμός απόδοσης αυτών των αντλιών. Θα ήταν συνεπώς ενδιαφέρουσα η βελτιστοποίηση του σχεδιασμού αυτών των αντλιών. Επιπλέον, μια εναλλακτική ενδεχόμενη πρόκληση για έρευνα θα αποτελούσε και η μελέτη των κατάλληλων υλικών για την κατασκευή κοχλιοφόρων αντλιών μεταβλητής γεωμετρίας. Τέλος, μία μεγάλη πρόκληση έπειτα από την μελέτη είναι και η κατασκευή μίας κοχλιοφόρου αντλίας μεταβλητής γεωμετρίας.


8. Ευρετήριο όρων

Αριθμός λοβών Δρομέα:	N_{Δ}
Αριθμός λοβών Στάτη:	N_{Σ}
Εκκεντρότητα (απόσταση κέντρων δρομέα-στάτη):	e
Μέγιστη διάμετρος Δρομέα:	D_j
Μέγιστη διάμετρος Στάτη:	d_j
Ελάχιστη διάμετρος Δρομέα:	D_m
Ελάχιστη διάμετρος Στάτη:	d_m
Βήμα Στάτη	P_{Σ}
Βήμα Δρομέα	P_{Δ}
Πίεση αναρρόφησης:	P_{su}
Πίεση αποφόρτισης:	P_{de}
Ακτίνα λοβού:	r
Καταλαμβνόμενη επιφάνεια κοιλότητας:	$A_{\text{κοιλότητας}}$
Καταλαμβανόμενος όγκος κοιλότητας:	$V_{\text{κοιλότητας}}$


9.Βιβλιογραφία

- [1] Θ.Ν. Κωστόπουλος, Υδραυλικά και Πνευματικά Συστήματα, εκδόσεις Συμεών 2009
- [2] Hydraulic Components, Mannesmann Rexroth Catalogue
- [3] [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] Γ.Τ. Τσαμασφύρος, «Μηχανική Παραμορφωσίμου Σώματος Ι», εκδόσεις Συμμετρία, Αθήνα 1991
- [7] http://www.grainger.com/product/EATON-Hydraulic-Motor-5PZF8?cm_sp=EN-_L2-_MostPopular&cm_vc=FFMP?opr=APPD&pbi=
- [8] <http://www.surpluscenter.com/Hydraulics/Hydraulic-Motors/High-Speed-Low-Torque-Hydraulic-Motors/0-835-CU-IN-MARZOCCHI-HYD-MOTOR-9-7871.axd>
- [9] <http://www.surpluscenter.com/Hydraulics/Hydraulic-Motors/High-Speed-Low-Torque-Hydraulic-Motors/0-250-CU-IN-MARZOCCHI-HYD-MOTOR-9-7870.axd>
- [10] Wikipedia-the free encyclopedia, <http://en.wikipedia.org/wiki/Plastic>
- [11] Progressing Cavity Pumps, Shauna Noonan Conoco Phillips, Society of Petroleum Engineers

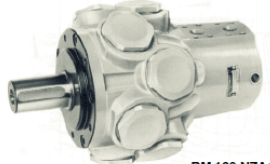
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ ΤΕΧΝΙΚΩΝ ΦΥΛΛΑΔΙΩΝ



Radialkolbenmotor
RM 160N
Technische Daten



Katalog HM1 - 014
RM1 - 221
Seite 1 von 2
Ausgabe 2008.06/06



Hydraulische Kenngrößen

Geometr. Schluckvolumen:	[cm ³ /U]	161
Theor. spez. Drehmoment:	[Nm/bar]	2,56
Mittl. spez. Drehmoment:	[Nm/bar]	2,36
Höchstdruck:	[bar]	400
Max. Betriebsdruck:	[bar]	315
Dauerdruck:	[bar]	250
Max. Betriebsdrehmoment:	[Nm]	750
Dauerdrehmoment:	[Nm]	595
Leckflüssigkeitsdruck:	Leckflüssigkeit drückt aus (max. 1 bar) zum Tank abfließen	
Druckmitteltemperaturbereich:	[°C]	242 - 363
	[°C]	- 30 - + 90
Viskositätsbereich:	[mm ² /s]	20 - 150
		(beim Anlauf bis 1000)

Druckflüssigkeiten:
Mineralöl H-LP nach DIN 51424 Teil 2
Biologisch abbaubare Flüssigkeiten auf Anfrage
* Details nach DIN 24.712. Nichtdruck > 100% über der max. Betriebsdruck lassen gefährliche Druckverluste bei den Motorherstellern ist.
* Ist die Summe von Eingangs- und Ausgangsdruck (Gesamtdruck) höher als der Nichtdruck, so muss im Werk nachgefragt werden.

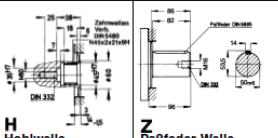
HFC	Drücke auf 70 % reduzieren Lagerlebensdauer nachrechnen	Detailform CETOP RF 77 H
HFD	FPM-FKM-Dichtungen erforderlich	ISO/DIS 6071

Filterung
Max. zulässiger Verschmutzungsgrad der Druckflüssigkeit nach NAS 1638 Klasse 9
Wir empfehlen Filter mit einer Mindestschkaltweite β₁ ≥100
Für eine hohe Lebensdauer NAS 1638 Klasse 9, empfehlen wir Filter mit einer Mindestschkaltweite β₁ ≥100

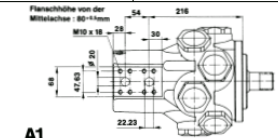
Kenngrößen nach VDI 3278

Gewicht:	[kg]	58,0
Einbaulage:	beliebig	
Drehrichtung:	bei Blick auf die Wellenstirnfläche	
rechts:	bei Durchfluss von Anschluss 2 nach 1	
links:	bei Durchfluss von Anschluss 1 nach 2	
Betriebsdrehzahlbereich:	[min ⁻¹]	5 → 800
Massenträgheitsmoment:	[kgm ²]	0,0027
Dauerleistung:	[kW]	24,0
Intermittierende Leistung:	[kW]	39,0

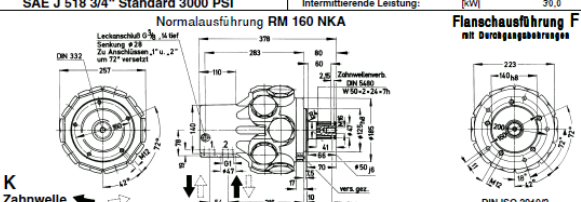
H Hohlwelle **Z Paßfeder-Welle**



A1
SAE J 518 3/4" Standard 3000 PSI



Normalausführung RM 160 NKA **Flanschsausführung F mit Übergangsbearbeitung**



K Zahnwelle **DIN ISO 3019/3**

Typenschlüssel Radialkolbenmotor RM 160 N

Motortyp	Nenngröße	Wellenende	Anschlußart	Dichtungen	Medwelle	Flansch	Zusatzangaben	
RM	160 N	Zahnwelle Hohlwelle Paßfeder	K H Z	Gewinde G1 SAE J519 C % Standard	A A1	Perbuxan Viton silic nit	normal DIN ISO 2019/2	F

Änderungen vorbehalten
DÜSTERLOH Fluidtechnik GmbH • im Vogelsang 105 • D-45527 Hattingen • Telefon +49 / (0) 2324 / 709-0 • Fax +49 / (0) 2324 / 709-110

- 28 -

