



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΡΕΥΣΤΩΝ – ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

**ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΤΩΣΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΣΕ
ΦΙΛΤΡΟ ΤΥΠΟΥ «BASKET».**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΤΙΜΟΛΕΩΝ Β. ΧΡΟΝΟΠΟΥΛΟΥ

Επιβλέπων:

Παπαντώνης Δημήτριος

Καθηγητής Ε.Μ.Π.

ΑΘΗΝΑ

ΙΑΝΟΥΑΡΙΟΣ 2011

.....
Τιμολέων Β. Χρονόπουλος

Copyright © Τιμολέων Χρονόπουλος, 2011.

Με επιφύλαξη παντός δικαιώματος. All rights reserved.

Απαγορεύεται η αντιγραφή, αποθήκευση και διανομή της παρούσας εργασίας, εξ ολοκλήρου ή τμήματος αυτής, για εμπορικό σκοπό. Επιτρέπεται η ανατύπωση, αποθήκευση και διανομή για σκοπό μη κερδοσκοπικό, εκπαιδευτικής ή ερευνητικής φύσης, υπό την προϋπόθεση να αναφέρεται η πηγή προέλευσης και να διατηρείται το παρόν μήνυμα. Ερωτήματα που αφορούν στη χρήση της εργασίας για κερδοσκοπικό σκοπό πρέπει να απευθύνονται προς τον συγγραφέα.

Οι απόψεις και τα συμπεράσματα που περιέχονται σε αυτό το έγγραφο εκφράζουν τον συγγραφέα και δεν πρέπει να ερμηνευθεί ότι αντιπροσωπεύουν τις επίσημες θέσεις του Εθνικού Μετσοβίου Πολυτεχνείου.

Πρόλογος

Η παρούσα διπλωματική εργασία με τίτλο «Υπολογισμός πτώσης πίεσης σε φίλτρο τύπου Basket» αποτελεί τον επίλογο των προπτυχιακών μου σπουδών στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Η εργασία αυτή εκπονήθηκε στα πλαίσια του προπτυχιακού μαθήματος «Υδροδυναμικές Μηχανές» του Τομέα Ρευστών.

Αντικείμενο της εργασίας αυτής αποτέλεσε η μελέτη και η σύγκριση των αποτελεσμάτων του πειράματος που εκπονήθηκε στο εργαστήριο των υδροδυναμικών μηχανών σε φίλτρο τύπου «Basket» με τον εμπειρικό τρόπο που χρησιμοποιήθηκε για τους υπολογισμούς της πτώσης πίεσης του φίλτρου αυτού, στον οποίο και βασίστηκε ο σχεδιασμός και η κατασκευή του..

Θα ήθελα σε αυτό το σημείο να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα καθηγητή της Διπλωματικής Εργασίας μου, τον κ. Δημήτριο Παπαντώνη για την ανάθεση του θέματος της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας, τις πολύτιμες συμβουλές του, την καθοδήγηση και τη βοήθεια του τόσο στο πειραματικό μέρος όσο και σε κάθε φάση της δημιουργίας της.

Επίσης θέλω να ευχαριστήσω την εταιρεία Μέτρον Α.Ε. για την πολύ καλή συνεργασία που είχαμε κατά την εκτέλεση του πειράματος.

Θα ήθελα, κλείνοντας, πάνω απ' όλα να εκφράσω την ευγνωμοσύνη μου στα μέλη της οικογένειάς μου και στους φίλους μου για τη συμπαράστασή τους καθ' όλη την προσπάθειά μου τόσο κατά τη διάρκεια εκπόνησης αυτής της εργασίας όσο και κατά τη διάρκεια των σπουδών μου.

Χρονόπουλος Β. Τιμολέων,

Αθήνα, Ιανουάριος 2011.

Περιεχόμενα

ΠΡΟΛΟΓΟΣ	3
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ.....	5
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο – ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ	8
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο – ΜΕΤΡΗΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ	11
2.1 ΒΑΝΕΣ.....	13
2.1.1 Σφαιρικές βάνες (ball valves)	13
2.1.2 Βάνες τύπου πεταλούδας (butterfly valves).....	14
2.1.3 Κωνικές βάνες (globe valves).....	15
2.1.4 Βάνες τύπου θύρας (gate valves).....	16
2.2 ΌΡΓΑΝΑ	19
2.2.1 Μανόμετρα	19
2.2.2 Διαφορικά Μανόμετρα.....	19
2.2.3 Μεταδότες Πίεσης.....	20
2.2.4 Διαφορικοί Μεταδότες Πίεσης.....	20
2.2.5 Θερμόμετρα.....	21
2.2.6 Θερμοστοιχείο	21
2.3 ΜΕΤΡΗΤΕΣ	22
2.3.1 Ηλεκτρομαγνητικοί μετρητές ροής.....	22
2.3.2 Υπερηχητικοί Μετρητές Ροής (Doppler, χρόνος διέλευσης)	26
2.3.3 Μετρητές ροής Coriolis.....	32
2.3.4 Μετρητές ροής Turbine	36
2.3.5 Μετρητές θετικής μετατόπισης.....	40
2.4 ΑΠΑΕΡΩΤΕΣ ΚΑΙ ΣΥΝΔΥΑΣΜΟΣ ΑΥΤΩΝ ΜΕ ΦΙΛΤΡΑ.....	48
2.4.1 Περιγραφή	48
2.4.2 Αρχή Λειτουργίας.....	49
2.5 ΦΙΛΤΡΑ.....	51
2.5.1 Φίλτρα τύπου Y.....	52
2.5.2 Φίλτρα τύπου Basket.....	53
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο – ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΤΡΟΠΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΤΗΣ ΠΤΩΣΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΤΟΥ ΦΙΛΤΡΟΥ ..	57
3.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΕΡΓΟΥ ΠΟΥ ΘΑ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΘΕΙ ΤΟ ΦΙΛΤΡΟ ΤΟΥ ΠΕΙΡΑΜΑΤΟΣ.....	57
3.1.1 Μετρητής	61
3.1.2 Φίλτρο.....	62
3.2 ΘΕΩΡΙΑ	62
3.2.1 ΜΟΡΙΑΚΗ ΘΕΩΡΗΣΗ ΤΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΤΩΝ ΡΕΥΣΤΩΝ	62
3.2.2 ΜΑΚΡΟΣΚΟΠΙΚΗ ΘΕΩΡΗΣΗ ΤΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΤΩΝ ΡΕΥΣΤΩΝ	63
3.2.3 ΚΑΤΑΝΟΜΗ ΤΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΡΕΥΣΤΟΥ ΜΕΣΑ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΙΚΟ ΑΓΩΓΟ.....	65
3.2.4 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΤΡΙΒΗΣ	65
3.2.5 ΠΤΩΣΗ ΠΙΕΣΗΣ ΣΕ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΣΩΛΗΝΩΣΕΩΝ.....	69
3.2.6 ΕΞΙΣΩΣΗ BERNOLLI	70
3.3 ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΤΩΣΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΣΤΟ ΦΙΛΤΡΟ.....	71
3.3.1 Επιφάνειες Φίλτρασης.....	71
3.3.2 Υπολογισμός της ανοικτής επιφάνειας μιας διάτρητης λαμαρίνας.....	73
3.3.3 Υπολογισμός πτώσης πίεσης φίλτρου	73
3.3.4 ΘΕΩΡΗΤΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ.....	81
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο – ΠΕΙΡΑΜΑ.....	84

4.1	ΘΕΩΡΙΑ ΣΦΑΛΜΑΤΩΝ	84
4.2	ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΑΤΑΞΗ	85
4.3	ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ	89
4.3.1	ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ	90
	ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5^ο – ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	93
5.1	ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ	93
5.2	ΣΧΟΛΙΑΣΜΟΣ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ – ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	94
	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	96
	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ	100

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο

ΕΙΣΑΓΩΓΗ



ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο – ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο σκοπός του παρόντος συγγράμματος είναι η μελέτη της πτώσης πίεσης σε φίλτρο τύπου basket. Οι παράμετροι που πρέπει να συνυπολογιστούν για τον σχεδιασμό ενός φίλτρου ποικίλουν. Δεδομένης αυτής της συνθήκης η θεωρητική προσέγγιση της ροής και ο υπολογισμός της πτώσης πίεσης γίνεται με τη χρήση υπολογιστικού προγράμματος. Στην εργασία αυτή γίνεται προσπάθεια η πτώση πίεσης να υπολογιστεί χρησιμοποιώντας μόνο εμπειρικούς κανόνες. Οι εμπειρικοί κανόνες προέρχονται από δεδομένα κατασκευαστών φίλτρων και διαγράμματα που σχετίζουν την πτώση πίεσης με την παροχή για διαφορετικού τύπου πλέγματα.

Στην παρούσα μελέτη θα γίνει η σύγκριση των αποτελεσμάτων του εμπειρικού τρόπου υπολογισμού με τα αποτελέσματα του πειράματος το οποίο εκτελέστηκε στο εργαστήριο υδροδυναμικών μηχανών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Για την περάτωση του πειράματος χρησιμοποιήθηκε το σύστημα αντλιών του τομέα με ανακυκλοφορία για διάφορες παροχές.

Σύνοψη της εργασίας

Η δομή των κεφαλαίων που ακολουθούν είναι η εξής:

Στο 2^ο Κεφάλαιο γίνεται μια εκτενής περιγραφή των μετρητικών συστημάτων. Παρουσιάζονται ορισμένα από τα βασικά στοιχεία ενός μετρητικού συστήματος πετρελαίου σε βιομηχανική εγκατάσταση. Στη συνέχεια, παρατίθεται ο ορισμός των φίλτρων και ο ρόλος αυτών σε ένα τέτοιο σύστημα. Τέλος, αναλύεται η σημασία του ελέγχου της πτώσης πίεσης κατά τον σχεδιασμό ενός φίλτρου.

Στο 3^ο Κεφάλαιο παρουσιάζεται το φίλτρο που θα μελετηθεί στην παρούσα διπλωματική εργασία, καθώς επίσης και η θεωρία υπολογισμού της πτώσης πίεσης σε αγωγούς. Ο εμπειρικός τρόπος που χρησιμοποιήθηκε για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης στο φίλτρο και τα θεωρητικά αποτελέσματα για διάφορες τιμές παροχής θα μας απασχολήσουν επίσης στο κεφάλαιο αυτό.

Στο 4^ο Κεφάλαιο περιγράφεται η πειραματική διάταξη και πειραματική

διαδικασία βάσει της οποίας εκτελέσθηκε το πείραμα της παρούσας εργασίας.

Στο 5^ο Κεφάλαιο αναλύονται τα αποτελέσματα του πειράματος σε σχέση με αυτά που προέκυψαν από την χρήση του εμπειρικού κανόνα που χρησιμοποιήθηκε για το σχεδιασμό του φίλτρου τύπου basket. Στη συνέχεια χρησιμοποιούνται τα στοιχεία που προέκυψαν έτσι ώστε να εξαχθούν τα συμπεράσματα σχετικά με το πόσο αξιόπιστος είναι ο εμπειρικός κανόνας που χρησιμοποιείται για το σχεδιασμό φίλτρων αυτού του τύπου.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο

ΜΕΤΡΗΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ



ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο – ΜΕΤΡΗΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ

Σε βιομηχανικές εγκαταστάσεις καυσίμων είναι αναγκαία η μέτρηση των προϊόντων που διακινούνται. Επομένως, απαραίτητη προϋπόθεση μιας εγκατάστασης διακίνησης είναι η ύπαρξη ενός μετρητικού συστήματος (metering skid).

Τα βασικά μέρη μίας τυπικής εγκατάστασης διακίνησης καυσίμου παρατίθενται στη συνέχεια:

- **Δεξαμενή αποθήκευσης καυσίμου**, είναι ο χώρος όπου γίνεται η αποθήκευση του καυσίμου.



Εικόνα 1 - Δεξαμενές Αποθήκευσης Καυσίμου

- **Η αντλία**, με την οποία γίνεται η άντληση του καυσίμου από τη δεξαμενή αποθήκευσης μέσω των σωληνώσεων έως το σημείο φόρτωσης.
- **Μετρητικό σύστημα**, με το οποίο γίνεται ο καθαρισμός του προϊόντος από άλλα σωματίδια και η μέτρηση του καυσίμου που μεταφέρεται στο σημείο φόρτωσης.

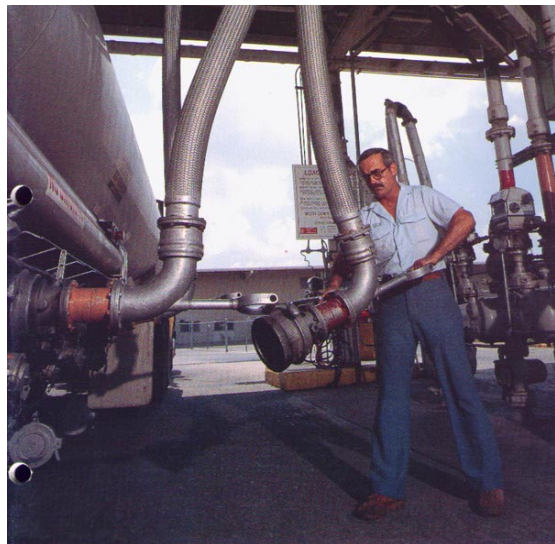


Εικόνα 2 - Μετρητικό Σύστημα

- **Νησίδα φόρτωσης**, είναι το σημείο φόρτωσης το οποίο έχει τον κατάλληλο εξοπλισμό για να συνδεθεί το όχημα που θα μεταφέρει το καύσιμο.



*Εικόνα 3 - Νησίδα Φόρτωσης
Δεξαμενόπλοιων*



Εικόνα 4 - Νησίδα Φόρτωσης Βυτιοφόρων

Στην εργασία αυτή παρουσιάζονται αναλυτικά τα μετρητικά συστήματα. Το μετρητικό σύστημα αποτελείται από ένα φίλτρο, με ή χωρίς απαερωτή, το μετρητή και μία διάταξη από βάνες και όργανα, τα οποία χρησιμοποιούνται στον έλεγχο της ροής του προϊόντος.



Εικόνα 5 - Το μετρητικό σύστημα που περιγράφεται στην εργασία

Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα κύρια μέρη ενός μετρητικού συστήματος:

2.1 Βάνες

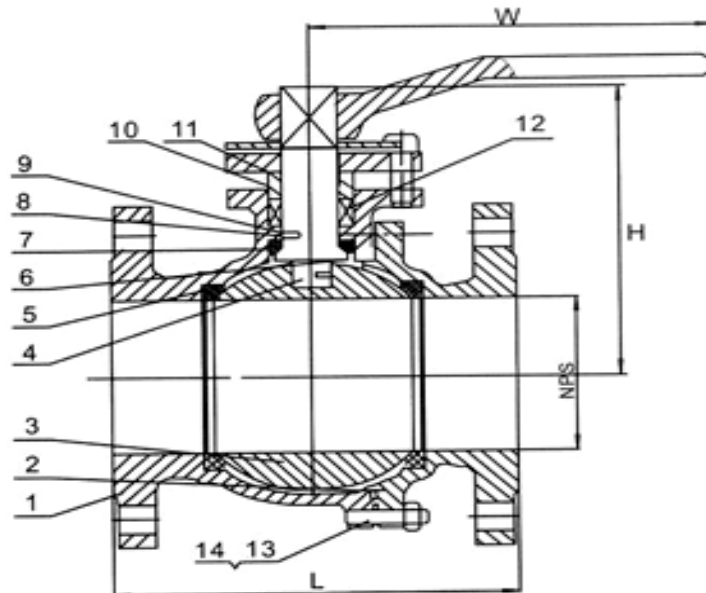
Οι τύποι βανών που χρησιμοποιούνται στα μετρητικά συστήματα ποικίλουν. Ορισμένοι βασικοί τύποι περιγράφονται ακολούθως.

2.1.1 Σφαιρικές βάνες (ball valves)

Χρησιμοποιούνται κυρίως ως αποφρακτικές βάνες. Διακρίνονται σε πλήρους διάτρησης όπου η διατομή τους είναι ίδια με αυτή του αγωγού που τοποθετούνται και σε μειωμένης διάτρησης όπου η διατομή τους είναι μικρότερη κατά ένα τυποποιημένο μέγεθος από το ονομαστικό της βάνας.

Σύμφωνα με τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά τους διακρίνονται σε :

- ❖ Ελεύθερης ή σταθερής σφαίρας
- ❖ Σφαιρικές βάνες τύπου “fire safe”
- ❖ Ενιαίου ή διαιρούμενου σώματος
- ❖ Σφαιρικές βάνες με διακόπτες ασφαλείας



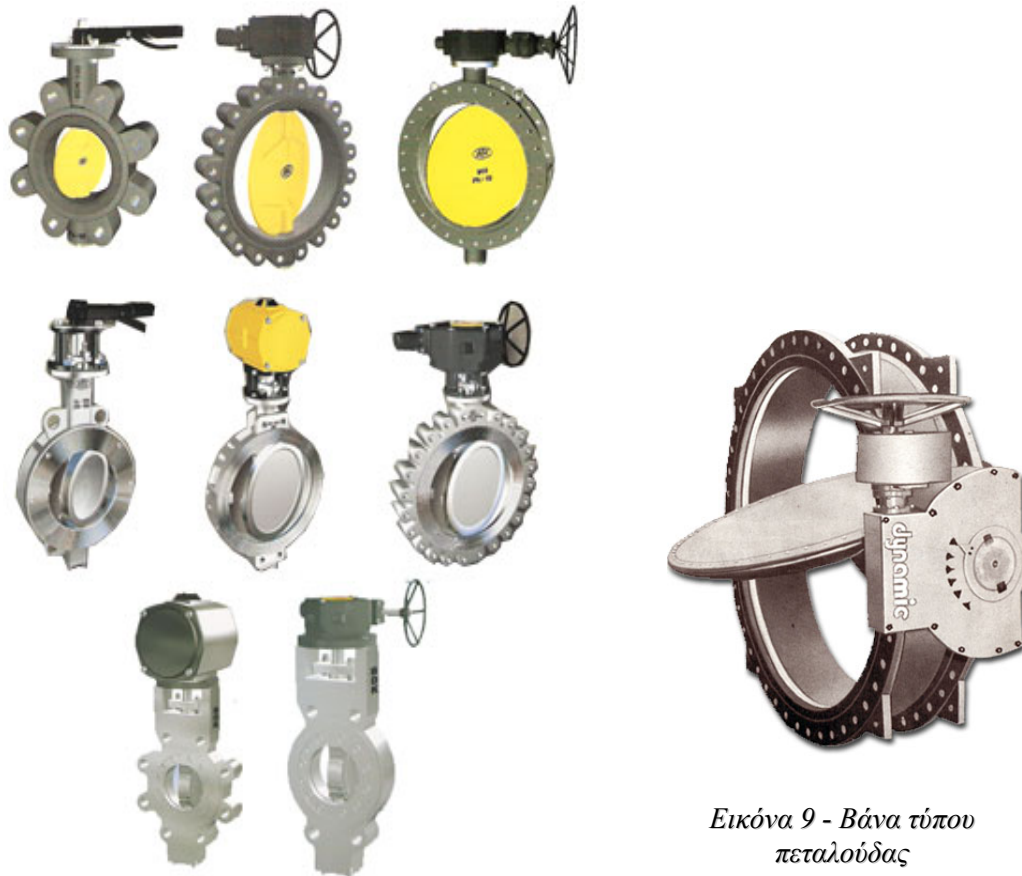
Εικόνα 6 – Σχέδιο Σφαιρικής Βάνας



Εικόνα 7 - Διάφορα μεγέθη σφαιρικών βανών

2.1.2 Βάνες τύπου πεταλούδας (*butterfly valves*)

Οι βάνες αυτές χρησιμοποιούνται επίσης ως αποφρακτικές για χαμηλές συνήθως πιέσεις. Με ειδική σχεδίαση πάντως επαρκούν και για μεγάλες διαφορές πίεσης. Ακόμη μία εφαρμογή τους είναι ο έλεγχος της ροής. Χρησιμοποιούνται σε μεγάλο βαθμό αφού η απλή σχεδίαση τους έχει ως αποτέλεσμα το μικρό κόστος.



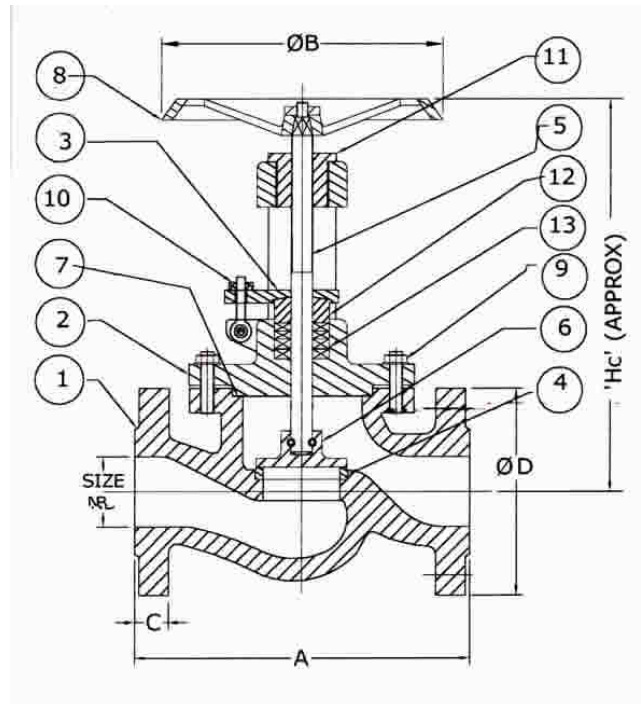
Εικόνα 9 - Βάνα τύπου πεταλούδας

Εικόνα 8 - Διάφορα μεγέθη και τρόποι συνδέσεις βανών τύπου πεταλούδας

2.1.3 Κωνικές βάνες (*globe valves*)

Οι κωνικές βάνες έχουν το πλεονέκτημα να είναι λιγότερο ευαίσθητες στη σκόνη απ' ό,τι είναι οι υπόλοιπες. Οι βάνες αυτές πρέπει να λιπαίνονται με γράσο για να έχουν καλύτερα αποτελέσματα στη θέση κλεισίματος. Συνήθως δεν προτιμούνται σε εγκαταστάσεις στις οποίες το προϊόν είναι αέριο,

δεδομένου ότι το γράσο παρασυρόμενο από το αέριο μπορεί να προκαλέσει σοβαρές βλάβες στα εξαρτήματα της εγκατάστασης.



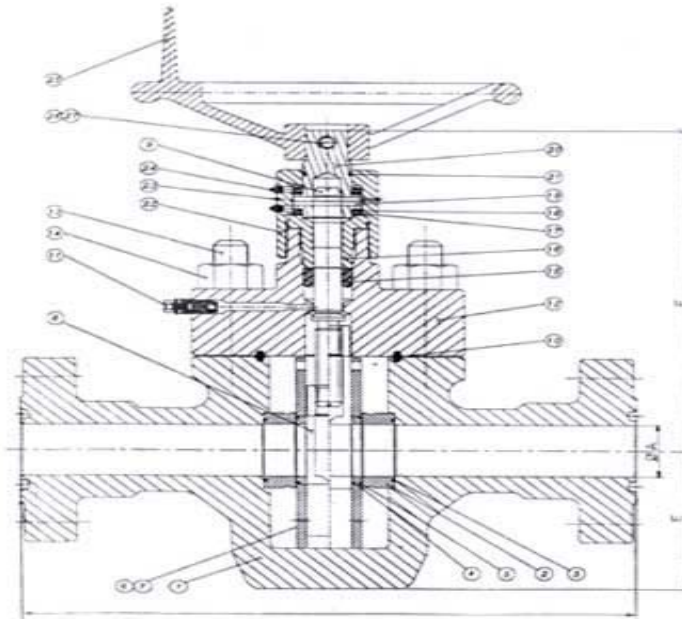
Εικόνα 10 - Σχέδιο τύπου κωνικής βάνας



Εικόνα 11 - Βάνα τύπου κωνικού

2.1.4 Βάνες τύπου θύρας (gate valves)

Χρησιμοποιούνται για χαμηλές και υψηλές πιέσεις σε περιπτώσεις απόφραξης αγωγών σε συνθήκες πλήρους φορτίου. Οι μεγάλες εξωτερικές τους διαστάσεις όμως τις κάνουν λιγότερο πρακτικές και πιο ακριβές από τις συνηθισμένες βάνες.



Εικόνα 12 - Σχέδιο Βάνας τύπου Θύρας



Εικόνα 13 - Διάφορα μεγέθη βάνας τύπου θύρας

Γενικά όλες οι βάνες πρέπει να εγκαθίστανται έτσι ώστε οι χειροτροχοί και μοχλοί να είναι εύκολα αντιστρέψιμοι. Η απαιτούμενη δύναμη για να λειτουργήσουν οι χειροτροχοί και οι μοχλοί θα πρέπει να είναι μέσα στα φυσιολογικά όρια της δύναμης του ανθρώπινου χεριού. Επίσης σε όλες τις βάνες γίνονται ειδικές δοκιμές (υδραυλικές και με αέρα) για να διαπιστωθεί η αντοχή τους. Οι δοκιμές αυτές είναι τυποποιημένες και καθορίζονται από τους οργανισμούς τυποποίησης και προδιαγραφών. Οι πιο συνήθεις, είναι οι δοκιμές που καθορίζονται από τα ISO, DIN, ASTM, και API. Το υλικό είναι χάλυβας ή χυτοσίδηρος ή άλλα υλικά τα οποία επίσης καθορίζονται από τις προδιαγραφές που χρησιμοποιούνται στη σχεδίαση μιας εγκατάστασης.



Εικόνα 14 – Διαφορετικοί τύποι και μεγέθη βανών

2.2 Όργανα

Τα όργανα που συναντάμε συνήθως σε ένα μετρητικό σύστημα είναι τα εξής:

2.2.1 Μανόμετρα

Τα μανόμετρα είναι τα όργανα τα οποία χρησιμοποιούμε για να δούμε την πίεση ενός σημείου του συστήματος. Μονάδα μέτρησης PSI, BAR, Torr, Pascal, mmHg.



Εικόνα 15 - Τύποι μανομέτρων



Εικόνα 16 - Παρουσίαση μανομέτρου

2.2.2 Διαφορικά Μανόμετρα

Τα διαφορικά μανόμετρα χρησιμοποιούνται για να συγκρίνουν την πίεση ενός σημείου (συνήθως είσοδος του συστήματος) με ένα άλλο σημείο (συνήθως έξοδο του συστήματος) στο ίδιο σύστημα.



Εικόνα 17 - Παρουσίαση Διαφορικού μανομέτρου

2.2.3 Μεταδότες Πίεσης

Ο μεταδότης πίεσης αποτελείται από μία επιφάνεια που έρχεται σε επαφή με το ρευστό και μέσω ενός πιεζοκρυστάλλου μετατρέπει την πίεση σε ηλεκτρικό σήμα, το οποίο έπειτα μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε με διαφορετικούς τρόπους.



Εικόνα 18 - Μεταδότης πίεσης με τοπική ένδειξη πίεσης



Εικόνα 19 - Τύποι μεταδότην πίεσης

2.2.4 Διαφορικοί Μεταδότες Πίεσης

Όπως και τα διαφορικά μανόμετρα έτσι και οι διαφορικοί μεταδότες πίεσης παίρνουν ενδείξεις πίεσης από δύο σημεία ενός συστήματος. Μετατρέπουν τις ενδείξεις αυτές σε ηλεκτρικό σήμα χρησιμοποιώντας στην επιφάνεια που έρχεται σε επαφή με το ρευστό ένα είδος πιεζοκρυστάλλου.



Εικόνα 20 - Διαφορικός μεταδότης πίεσης με τοπική ένδειξη



Εικόνα 21- Διαφορικός μεταδότης πίεσης

2.2.5 Θερμόμετρα

Θερμόμετρα ονομάζονται γενικά τα όργανα μέτρησης της θερμοκρασίας των διαφόρων σωμάτων. Τα θερμόμετρα βασίζονται στις ιδιότητες που έχουν διάφορα σώματα, τα λεγόμενα και "θερμομετρικά", να διαστέλλονται ή να συστέλλονται και γενικά να μεταβάλλουν σχήμα ή όγκο ανάλογα: με την αυξομείωση της θερμοκρασίας.



Εικόνα 22 - Θερμόμετρο



Εικόνα 23 - Θερμόμετρο με επέκταση για την ένδειξη της θερμοκρασίας

2.2.6 Θερμοστοιχείο

Το θερμοστοιχείο καθώς θερμαίνεται παράγει ηλεκτρικό ρεύμα. Φέρει δύο σύρματα από διαφορετικά μέταλλα που συνδέονται στα δύο άκρα τους. Έτσι όταν η μία σύνδεση διατηρείται ζεστή και η άλλη ψυχρή, λόγω της διαφοράς θερμοκρασίας παρατηρείται κίνηση ηλεκτρονίων ανάμεσα στα σύρματα, δημιουργώντας έτσι ηλεκτρικό ρεύμα.

Η ένταση του ρεύματος του θερμοστοιχείου εξαρτάται ακριβώς από τη διαφορά θερμοκρασίας που παρουσιάζουν οι ακροδέκτες του. Αυτό επιτρέπει τη χρήση του θερμοστοιχείου και ως θερμόμετρο



Εικόνα 24 - Παρουσίαση Θερμοστοιχείου

2.3 Μετρητές

Η μέτρηση της ροής των ρευστών καθίσταται όλο και περισσότερο ως μία από τις πιο σημαντικές παραμέτρους στις εγκαταστάσεις διακίνησης καυσίμου και όχι μόνο. Το νερό, ο ατμός, τα χημικά αλλά κυρίως το φυσικό αέριο και το πετρέλαιο είναι συνήθως τα ρευστά που υπόκεινται σε διαδικασίες μέτρησης. Οι σύγχρονες καινοτομίες στη μέτρηση της ροής ενσωματώνουν τις ηλεκτρονικές συσκευές οι οποίες μπορούν να διορθώσουν τη μέτρηση ανεξάρτητα από τις διαφορετικές πιέσεις και θερμοκρασίες.

2.3.1 *Ηλεκτρομαγνητικοί μετρητές ροής*

Ο πιο κοινός μετρητής ροής εκτός από τους μηχανικούς μετρητές ροής, είναι ο μαγνητικός, αναφερόμενος συνήθως ως «μετρητής MAG» ή «electromag». Οι ηλεκτρομαγνητικοί μετρητές ροής (magmeters) χρησιμοποιούνται από το 1939. Ο Σουηδός κληρικός και εφευρέτης τους Bonaventura Thurlemann (1909-1997) άνοιξε τον δρόμο στην εκμετάλλευση αυτής της μετρητικής αρχής στον βιομηχανικό τομέα.

Το φυσικό φαινόμενο στο οποίο βασίζεται αυτή η τεχνική μέτρησης ήταν γνωστό από πολύ παλιότερα. Ο Άγγλος φυσικός Michael Faraday (1791 - 1867) συνειδητοποίησε ότι προκαλούνται ηλεκτρικές φορτίσεις σε μία αγώγιμη μεταλλική ράβδο με μήκος (L) κινούμενη με ταχύτητα (v) μέσα σε ένα μαγνητικό πεδίο (B) και συνεπώς δημιουργείται μία τάση (Ue) μερικών मिलιβोलτ μεταξύ των άκρων της ράβδου. Ο Faraday επίσης ανακάλυψε ότι το μέγεθος της τάσης που δημιουργήθηκε με αυτόν τον τρόπο είναι ανάλογο της ταχύτητας κίνησης (v) και της δύναμης του μαγνητικού πεδίου (B).

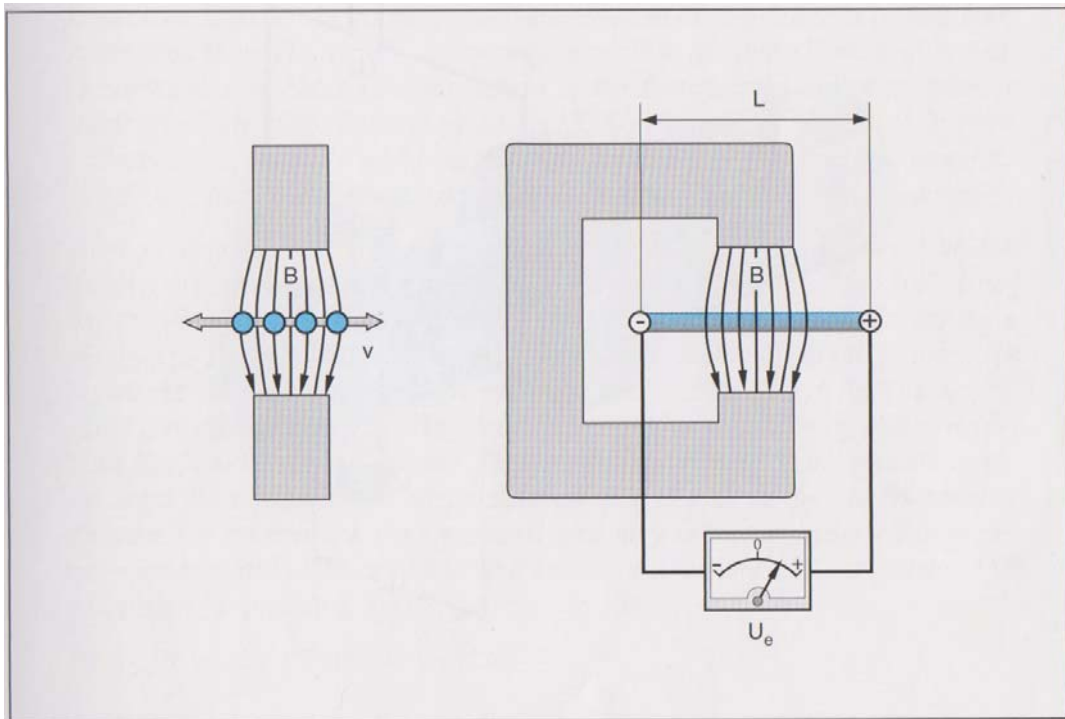
$$U_e = B \times L \times v, \text{ όπου:}$$

Ue : Τάση

B : Δύναμη μαγνητικού πεδίου

L : Μήκος του ηλεκτρικά αγώγιμου μέσου (αντιστοιχεί στο διάστημα των ηλεκτροδίων μέσα στον μετρητικό σωλήνα)

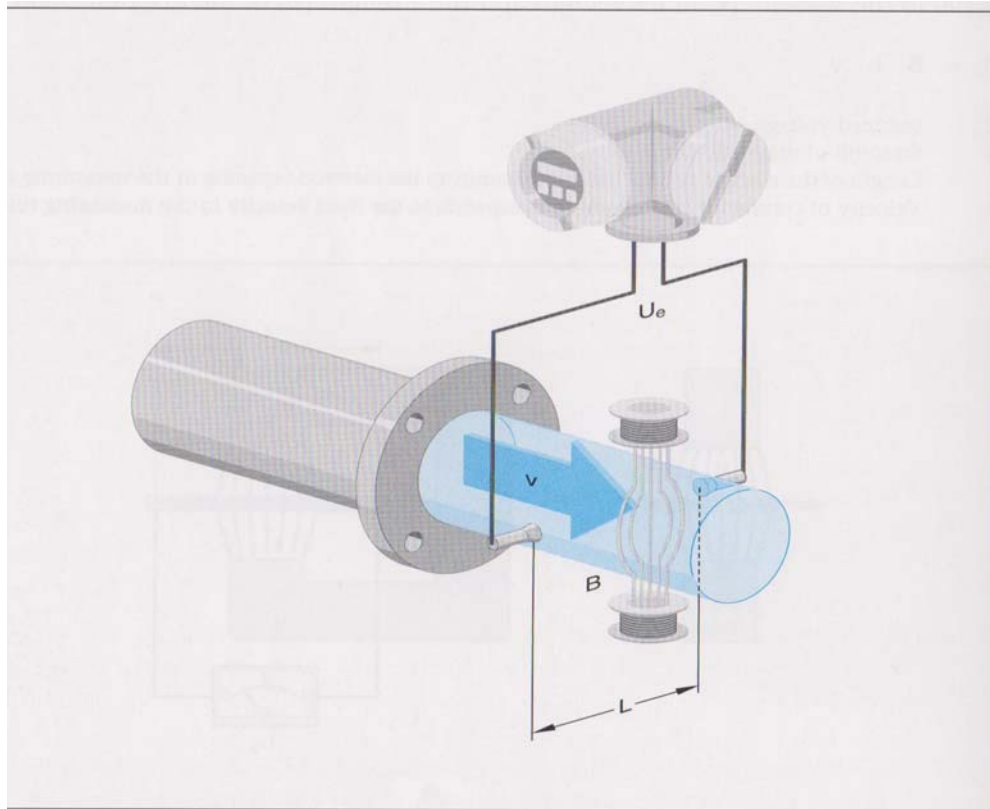
V : Ταχύτητα του αγώγιμου μέσου (αντιστοιχεί στην ταχύτητα του υγρού μέσα στον μετρητικό σωλήνα)



Εικόνα 25 – Αρχή της Ηλεκτρομαγνητικής επαγωγής

Σε έναν ηλεκτρομαγνητικό μετρητή το αγώγιμο υγρό του μετρητικού σωλήνα αντιστοιχεί στην μεταλλική ράβδο που χρησιμοποιήθηκε στο πείραμα του Faraday. Σταθερό μαγνητικό πεδίο δημιουργείται από δύο πηνία (field coils), ένα από την κάθε πλευρά του μετρητικού σωλήνα. Δύο ηλεκτρόδια που βρίσκονται στο εσωτερικό τοίχωμα του σωλήνα ανιχνεύουν την τάση που δημιουργείται καθώς το υγρό ρέει μέσα στο πεδίο. Ο μετρητικός σωλήνας είναι ηλεκτρικά μονωμένος, από το υγρό και τα ηλεκτρόδια, με μία αγώγιμη επένδυση (πχ. λάστιχο, τεφλόν κτλ). Έχοντας ένα μαγνητικό πεδίο με σταθερή δύναμη (B) η παραπάνω εξίσωση μας δείχνει ότι η τάση που προκλήθηκε είναι ανάλογη της ταχύτητας του υγρού (v). Η διατομή του αγωγού είναι γνωστή (A), οπότε και η παροχή (Qv) υπολογίζεται εύκολα:

$$Qv = v \times A = Ue \times A / B \times L$$



Εικόνα 26 – Αρχή του Ηλεκτρομαγνητισμού σε ροή ρευστών

Πρακτικά, υπάρχουν ένας αριθμός από παρεμβαλλόμενες τάσεις (πχ μαγνητικό πεδίο Γης, ηλεκτροστατικές τάσεις εσωτερικού τοιχώματος σωλήνα) οι οποίες πρέπει να φιλτραριστούν από το ανιχνευμένο φορτίο στα ηλεκτρόδια προτού το σήμα να μπορεί να χρησιμοποιηθεί.

Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα αυτής της μετρητικής αρχής είναι ότι δεν επηρεάζεται από την πίεση, την θερμοκρασία και το ιξώδες. Τα χαρακτηριστικά του ρευστού έχουν ελάχιστη επιρροή στα αποτελέσματα των μετρήσεων. Αυτές οι ιδιότητες καθιστούν τους μαγνητικούς μετρητές εξαιρετικά ελκυστικούς σε ένα ευρύ φάσμα μετρητικών εφαρμογών στη βιομηχανία. Στην πραγματικότητα, η αρχή αυτή χρησιμοποιήθηκε για μετρήσεις σε όλο τον κόσμο.

2.3.1.1 Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα

Πλεονεκτήματα

- ✓ Η αρχή είναι ανεξάρτητη από την πίεση, τη θερμοκρασία και το ιξώδες του υγρού.
- ✓ Ακόμα και υγρά τα οποία συμπαρασύρουν κάποια στερεά μπορούν να μετρηθούν
- ✓ Μεγάλο φάσμα ονομαστικής διαμέτρου είναι διαθέσιμο: DN 2 (1/12") DN 3000 (120")
- ✓ Εφαρμόζεται άμεσα πάνω στην εγκατάσταση
- ✓ Δεν υπάρχουν απώλειες πίεσης
- ✓ Δεν γίνεται κάποια συστολή η οποία μπορεί να επηρεάσει τη διατομή του αγωγού
- ✓ Μεγάλη μετρητική αξιοπιστία, μακροπρόθεσμη σταθερότητα.
- ✓ Ελάχιστη δαπάνη συντήρησης

Μειονεκτήματα

- Μπορούν να μετρηθούν μόνο αγωγίμα ρευστά.
- Η μέτρηση είναι λιγότερο έγκυρη και περισσότερο δύσκολη όταν το υλικό δεν είναι αρκετά αγωγίμο.
- Ιζήματα μέσα στον μετρητικό σωλήνα ή πάνω στα ηλεκτρόδια



Εικόνα 27 – Ηλεκτρομαγνητικοί Μετρητές

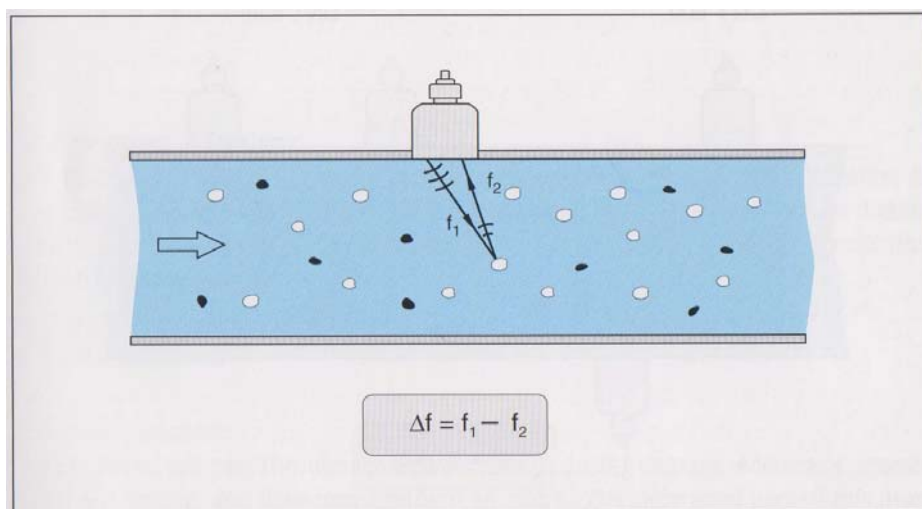
2.3.2 Υπερηχητικοί Μετρητές Ροής (Doppler, χρόνος διέλευσης)

Το πεδίο των υπερηχητικών μετρήσεων καλύπτει ένα ευρύ φάσμα μετρητών ροής. Ο όρος «υπερηχητικός» δεν περιγράφει ξεκάθαρα τον τύπο των μετρητών, απλώς υποδηλώνει ότι η ένταση της ροής μετριέται με υπερήχους. Στην πραγματικότητα η ροή μετριέται με μία από τις δύο παρακάτω μεθόδους:

- ❖ Μέθοδος Doppler
- ❖ Μέθοδος «Χρόνου Διέλευσης» (transit time differential method, time of flight)

2.3.2.1 Μέθοδος Doppler

Σε έναν μετρητή Doppler για τη μέτρηση της ροής χρησιμοποιείται το φαινόμενο Doppler. Το φαινόμενο αυτό είναι η μεταβολή (αύξηση ή μείωση) της συχνότητας των ηχητικών κυμάτων καθώς η απόσταση μεταξύ της πηγής ήχου και του δέκτη μεταβάλλεται (αυξάνεται ή μειώνεται). Προϋπόθεση για την επιτυχή λειτουργία του μετρητή Doppler είναι το ρευστό να περιέχει σωματίδια (πχ φυσαλίδες) τα οποία αντανακλούν τα εισερχόμενα ηχητικά κύματα. Για τον σκοπό αυτό ένας μετρητής Doppler χρειάζεται δύο αισθητήρες. Ο πρώτος εκπέμπει μέσα στο ρευστό ένα υπερηχητικό κύμα, με μία δεδομένη συχνότητα, ενώ ο δεύτερος είναι ο αποδέκτης των αντανακλώμενων κυμάτων.



Εικόνα 28 – Μέτρηση της ροής με τη μέθοδο Doppler. Οι συχνότητες των υπερηχητικών κυμάτων, που εκπέμπονται (f_1) και αντανακλώνται (f_2), διαφέρουν

ανάλογα με την ταχύτητα των σωματιδίων της ροής.

Η συχνότητα του αντανακλώμενου ηχητικού κύματος μεταβάλλεται κατά ένα ποσό ανάλογο της ταχύτητας των κινούμενων σωματίων ή φυσαλίδων. Η ταχύτητα του ρευστού ορίζεται βάσει της υπόθεσης ότι η ταχύτητα που μετράται στο σωματίδιο/φυσαλίδα είναι ταυτόσημη με αυτή του ρευστού. Η παροχή υπολογίζεται ως εξής:

$$Q = K \times Df, \text{ όπου:}$$

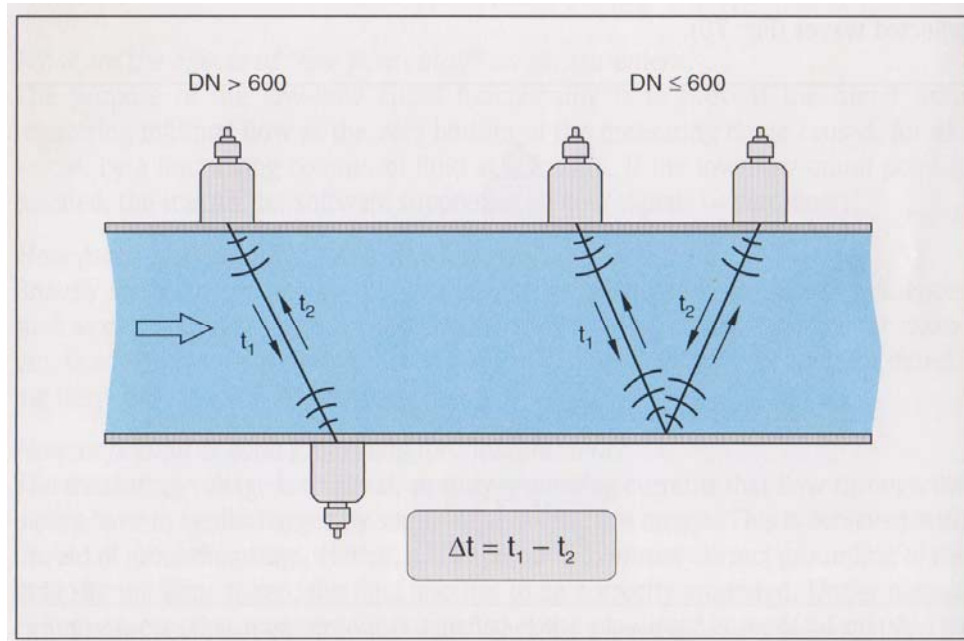
Δf : Μεταβολή Συχνότητας (f_1-f_2)

K : Σταθερά = f (γωνία πρόσπτωσης)

Η μέθοδος Doppler είναι εντελώς σωστή όταν μετράται η ταχύτητα ενός σωματιδίου. Όταν όμως θέλουμε να μετρηθεί η ταχύτητα του ρευστού είναι απαραίτητο να μετρήσουμε την ταχύτητα πολλών διαφορετικών σωματιδίων. Η ταχύτητα των σωματιδίων ποικίλει και εξαρτάται από τον προσανατολισμό και τη θέση τους μέσα στο ρευστό. Για τον υπολογισμό της ταχύτητας κρίνεται απαραίτητη η στάθμιση των αποτελεσμάτων μέτρησης λαμβάνοντας υπόψη την θέση ενός συγκεκριμένου σωματιδίου. Επιπλέον, είναι σημαντικό να προσέξουμε ότι ένα αντανακλώμενο σήμα μπορεί να επηρεαστεί από άλλα σωματίδια καθώς επιστρέφει στον δέκτη (2ος αισθητήρας).

2.3.2.2 Μέθοδος «Χρόνου Διέλευσης»(transit time differential method, time of flight)

Η μέθοδος αυτή βασίζεται στο γεγονός ότι η διάδοση των ηχητικών κυμάτων μέσα στο ρευστό επηρεάζεται άμεσα από την ταχύτητα του ρευστού. Με απλά λόγια, η κολύμβηση έναντι της ροής του νερού χρειάζεται περισσότερη δύναμη και χρόνο από την κολύμβηση σύμφωνα με την ροή. Η μέτρηση της ροής με χρήση του χρόνου διέλευσης βασίζεται σε αυτό το απλό φυσικό φαινόμενο.



Εικόνα 29 – Μέτρηση της ροής με τη μέθοδο χρόνου διέλευσης. Η ταχύτητα με την οποία μεταδίδεται το ηχητικό κύμα διαφέρει ανάλογα με την ταχύτητα του ρευστού και τη φορά της.

Δύο αισθητήρες τοποθετημένοι πάνω στον αγωγό εκπέμπουν και λαμβάνουν ταυτοχρόνως υπερηχητικούς παλμούς. Όταν η ροή είναι μηδενική και οι δύο αισθητήρες μεταδίδουν το υπερηχητικό κύμα στον ίδιο χρόνο, χωρίς να υπάρχει καθυστέρηση κατά τη μεταφορά. Όταν όμως υπάρχει ροή τα υπερηχητικά κύματα χρειάζονται διαφορετικά χρονικά διαστήματα (εξαρτώνται από την ροή) για να φτάσουν στο δεύτερο αισθητήρα. Αν η απόσταση μεταξύ των δύο αισθητήρων είναι γνωστή τότε η διαφορά του υπολογισμένου χρόνου διέλευσης είναι ανάλογη με την ταχύτητα του ρευστού. Οι δύο αισθητήρες είναι συνδεδεμένοι με έναν μεταδότη. Ο μεταδότης διεγείρει τους αισθητήρες να παράξουν ηχητικά κύματα και μετρά τον χρόνο διέλευσης καθώς διαδίδονται από τον ένα αισθητήρα προς τον άλλο.

$$Q = K \times (t_1 - t_2) / (t_1 \times t_2), \text{ όπου:}$$

t_1 : Χρόνος διέλευσης με την διεύθυνση της ροής

t_2 : Χρόνος διέλευσης αντίθετα από τη διεύθυνση της ροής

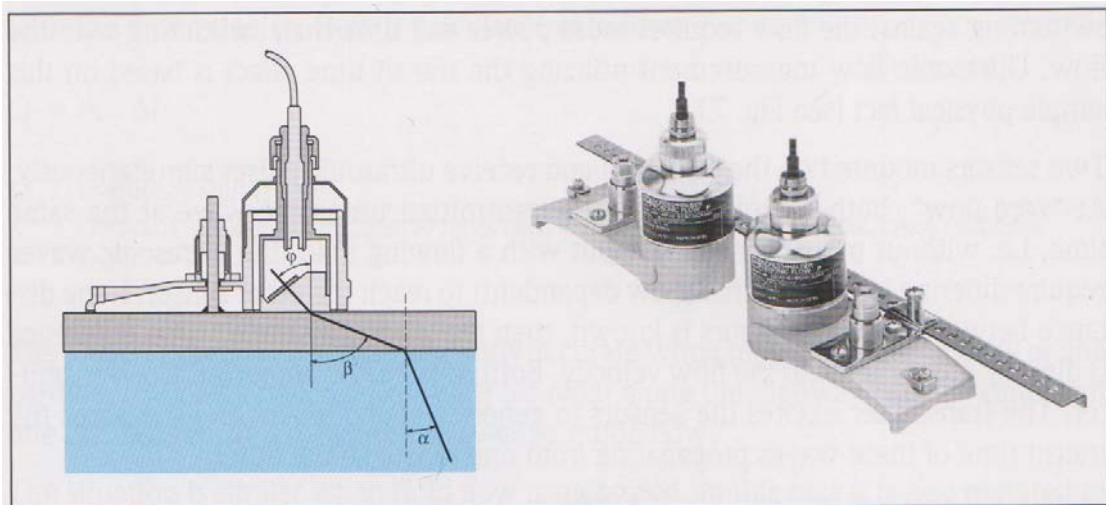
K : $K=f$ (μήκος κύματος)

2.3.2.3 Τύποι / Σχέδια Αισθητήρων

Δύο είναι οι βασικές υποκατηγορίες αισθητήρων που μπορούν να χρησιμοποιηθούν και στις δύο προαναφερθείσες μεθόδους (Doppler, Transit Time Differential method):

Clamp-on sensors

Τα ηχητικά κύματα μπορούν να περάσουν μέσα από τα υλικά χωρίς να προκαλέσουν κάποια αλλοίωση. Η ιδιότητά τους αυτή χρησιμοποιείται ευρέως σε ιατρικές διαγνώσεις, στον έλεγχο των υλικών και στις μετρήσεις ροής. Ο αισθητήρας μπορεί να είναι έξω από τον αγωγό χωρίς να έρχεται σε επαφή με το ρευστό. Αυτές οι συσκευές ονομάζονται αισθητήρες «Clamp-on» (Εικόνα 30). Ένα χαρακτηριστικό των αισθητήρων αυτών είναι ότι τα υπερηχητικά κύματα περνούν πάντα μέσα από την κεντρική διάμετρο του σωλήνα δεδομένου ότι το τοίχωμα του είναι αγωγός των κυμάτων αυτών.

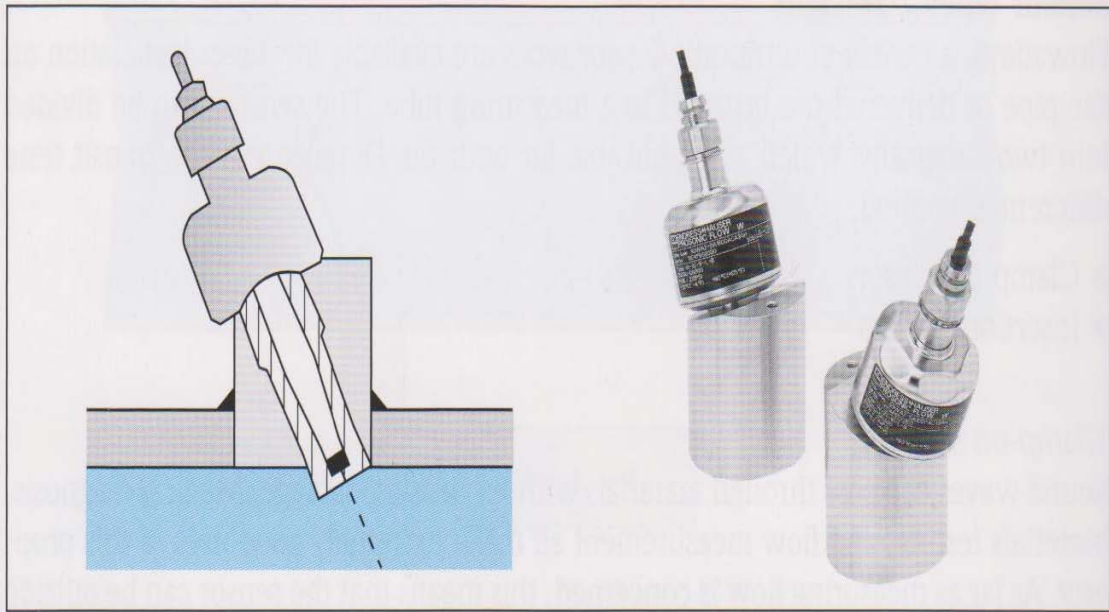


Εικόνα 30 – Οι αισθητήρες Clamp-On τοποθετούνται απευθείας στην εξωτερική επιφάνεια του αγωγού που διέρχεται το ρευστό, το οποίο θα μετρηθεί.

Insertion sensors

Οι αισθητήρες που έρχονται σε άμεση επαφή με το ρευστό ονομάζονται τύπου «insertion» ή τύπου «wetted». Οι συγκεκριμένοι αισθητήρες

χρησιμοποιούνται όταν ο αγωγός είναι κατασκευασμένος από μη αγώγιμο, σε ηχητικά κύματα, υλικό (πορώδες σκυρόδεμα).



Εικόνα 31 – Οι αισθητήρες Insertion έρχονται σε άμεση επαφή με το ρευστό. Η βάση του αισθητήρα συγκολλείται στα τοιχώματα του αγωγού.

2.3.2.4 Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα

Πλεονεκτήματα μετρητών

- ✓ Μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε αγωγούς με πολύ μικρή ή μεγάλη ονομαστική διάμετρο (DN 15 μέχρι 4000 / ½ μέχρι 160")
- ✓ Διαβρωτικά ρευστά μπορούν να μετρηθούν χωρίς να πρέπει να υπάρξει άμεση επαφή
- ✓ Δεν υπάρχουν απώλειες πίεσης
- ✓ Μεγάλη διάρκεια ζωής
- ✓ Οι υπερηχητικοί αισθητήρες μπορούν είτε να τοποθετηθούν στο εξωτερικό ενός αγωγού είτε να έρθουν σε επαφή με το ρευστό
- ✓ Αν το ρευστό είναι ομογενές τότε η αρχή μέτρησης είναι ανεξάρτητη από τις φυσικές ιδιότητες.

Μειονεκτήματα μετρητών

- Τα αποτελέσματα της μέτρησης εξαρτώνται άμεσα από τα χαρακτηριστικά της ροής διότι η ταχύτητα του ρευστού μετράται μόνο σε μία μικρή περιοχή του αγωγού.
- Η ακρίβεια της μέτρησης ορίζεται από μέτρια ως χαμηλή. Εξαρτάται άμεσα από τις ιδιότητες του ρευστού.
- Τα ιζήματα μπορεί να προκαλέσουν μετρητικό σφάλμα.
- Η μέθοδος Doppler μπορεί να χρησιμοποιηθεί μόνο σε συγκεκριμένες εφαρμογές π.χ παρακολούθηση ροής.

Περιορισμοί μετρητών

- Αν στο ρευστό υπάρχουν σε μεγάλο βαθμό και άλλες ουσίες
- Υπάρχει περιορισμός στο φάσμα θερμοκρασίας που μπορεί να έχει το ρευστό
- Αν σταματήσει απότομα η ροή του ρευστού



Εικόνα 32 – Ηλεκτρομαγνητικός Μετρητής με αισθητήρες Insertion.

2.3.3 Μετρητές ροής Coriolis

Σε πολλούς τομείς της βιομηχανίας χρειάζεται να μετρηθεί η μάζα ενός υγρού και όχι ο όγκος του. Κατά την κατεργασία τροφών όπως το γιαούρτι και άλλων σε μορφή πολτού που χωρίζονται σε παρτίδες με βάση το βάρος τους και όχι τον όγκο τους. Η μέτρηση της μάζας προτιμάται δεδομένου ότι ο όγκος των περισσότερων ρευστών ποικίλει ανάλογα με τις συνθήκες στις οποίες βρίσκεται (θερμοκρασία, πίεση και πυκνότητα). Η μάζα ενός σώματος δεν επηρεάζεται από αυτούς τους παράγοντες, γι'αυτό και η μέτρηση της ροής μέσω της μάζας του υγρού έχει πλεονεκτήματα σε σχέση με την ογκομετρική μέτρηση.

Η μάζα ενός σώματος προσδιορίζεται μέσω ζυγίσματος. Από την πλευρά της μηχανολογίας, πολύ μεγάλες δυσκολίες πρέπει να ξεπεραστούν όταν καλείται κανείς να μετρήσει τη μάζα ενός υγρού που ρέει συνεχώς μέσα σε ένα σύστημα αγωγών. Αυτός είναι ο λόγος που τις τελευταίες δεκαετίες έχει εμφανιστεί μία μετρητική αρχή που καθιστά δυνατή την άμεση και συνεχή μέτρηση της μάζας της ροής σε αγωγό. Η αρχή αυτή ονομάζεται Coriolis. Σε ορισμένες εφαρμογές φαίνεται λογική η χρήση της αρχής αυτής από τον προσδιορισμό της μάζας έμμεσα μέσω του όγκου και της πυκνότητας της ροής.

2.3.3.1 Μετρητική αρχή

Η αρχή Coriolis έχει πάρει το όνομά της από τον Γάλλο φυσικό και μαθηματικό Gaspar Gustave de Coriolis (1792 - 1843).

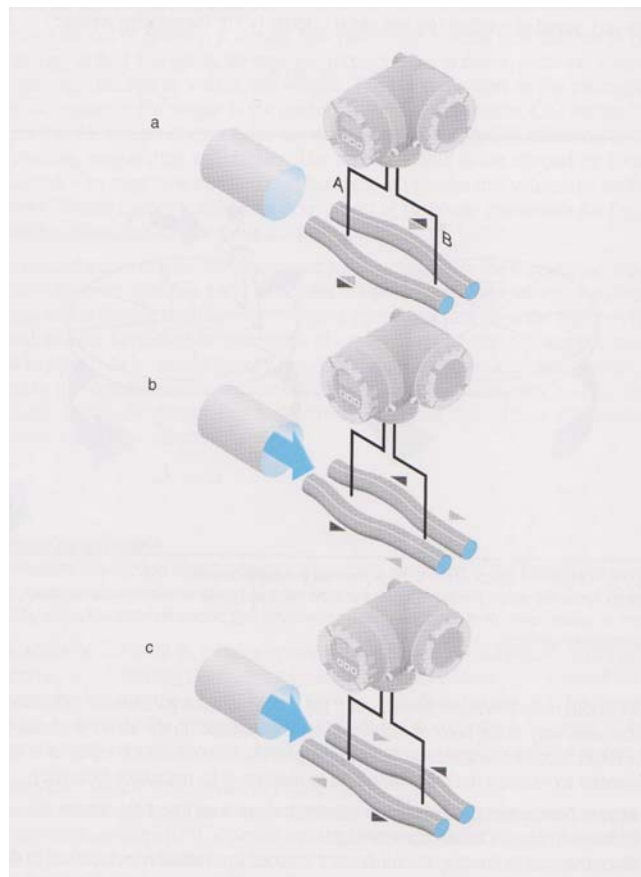
Το φαινόμενο αυτό παρουσιάζεται μόνο σε περιστρεφόμενα συστήματα αλλά δεν πρέπει να συγχέεται με την φυγόκεντρο δύναμη. Παρά το γεγονός ότι ο όρος «Δύναμη Coriolis» χρησιμοποιείται ευρέως, είναι δύσκολο να περιγράψει κανείς τη δύναμη, πόσο μάλλον να την εξηγήσει.

Σε ένα μετρητή Coriolis (Εικόνα 33), ασκείται στα ανεξάρτητα σωματίδια μάζας του υγρού μία δύναμη ανάλογη της κινούμενης μάζας (m), της ταχύτητας περιστροφής (ω) και της ακτινικής ταχύτητας (Vr). Η δύναμη αυτή

ονομάζεται Coriolis και εμφανίζεται διεγείροντας τον μετρητικό αγωγό με αποτέλεσμα να δημιουργηθεί ταλάντωση στη συχνότητα συντονισμού αυτού.

$$F_c = 2 \times m \times \omega \times V_r \text{ (Δύναμη Coriolis)}$$

- ❖ Σε μηδενική ροή, όταν το ρευστό είναι ακίνητο δεν υπάρχει γραμμική κίνηση (α) οπότε δεν εμφανίζεται δύναμη Coriolis.
- ❖ Όταν το ρευστό ρέει η κίνηση που προκαλείται από την ταλάντωση στον μετρητικό αγωγό μετατρέπει τη ροή του υγρού σε στρωτή. Η δύναμη Coriolis κάνει τους μετρητικούς αγωγούς να περιστρέφονται. Οι αισθητήρες στην είσοδο και την έξοδο της ροής μετρούν τη διαφορά φάσης της κίνησης. Όσο πιο δυνατά ρέει η μάζα τόσο μεγαλύτερη είναι διαφορά φάσης (Εικόνα 34).

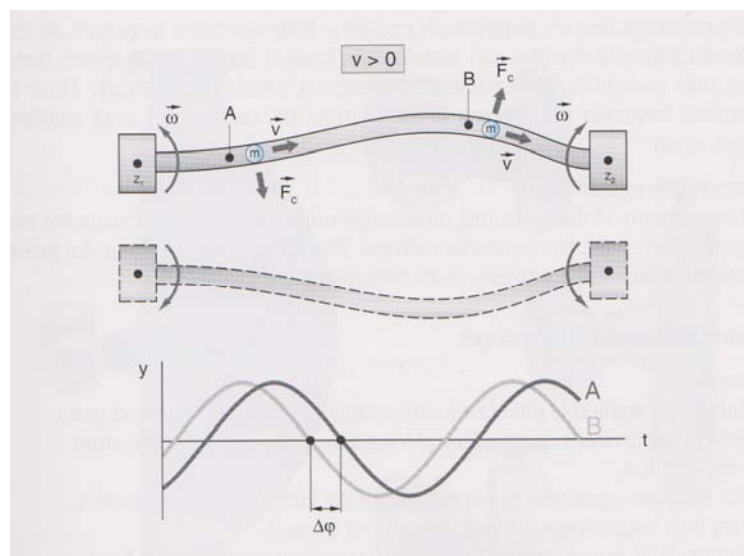


Εικόνα 33- Αρχή Μέτρησης Coriolis

- a : ταλάντωση των μετρητικών αγωγών όταν η ροή είναι μηδενική*
b : ταλάντωση των μετρητικών αγωγών στο πρώτο σημείο της μέτρησης
c : ταλάντωση των μετρητικών αγωγών στο πρώτο σημείο της μέτρησης

Όταν χρησιμοποιούμε μετρητές Coriolis είναι σημαντικό να λαμβάνουμε υπόψη ορισμένους εξωτερικούς παράγοντες όπως οι δονήσεις του αγωγού. Οι δονήσεις στα συστήματα αγωγών κυμαίνεται από 50 έως 150 Hz.

Η ονομαστική διάμετρος μετρητών αυτού του τύπου κυμαίνεται από DN1 μέχρι DN 300 (1/24 μέχρι 12"). Μπορούν να χρησιμοποιηθούν στη μέτρηση μικρών ποσοτήτων, σε εφαρμογές της φαρμακοβιομηχανίας αλλά και στη μέτρηση μεγάλων φορτίων όπως αυτά των δεξαμενόπλοιων.



Εικόνα 34 – Η δύναμη Coriolis και η γεωμετρία των μετρητικών αγωγών κατά την ταλάντωση.

Μέτρηση Πυκνότητας

Οι μετρητικοί αγωγοί διεγείρονται συνεχώς στην συχνότητα συντονισμού τους. Καθώς η πυκνότητα του υγρού αλλάζει, μεταβάλλεται και η μάζα του ταλαντευόμενου συστήματος (μετρητικός αγωγός και ρευστό). Αντίστοιχα προσαρμόζεται και η συχνότητα. Κατά συνέπεια, η συχνότητα συντονισμού εξαρτάται από την πυκνότητα του υγρού και μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως ένα επιπρόσθετο σήμα εξόδου.

Μέτρηση Θερμοκρασίας

Η θερμοκρασία των μετρητικών αγωγών καθορίζεται με στόχο να υπολογιστεί ο σταθμικός παράγοντας λόγω θερμοκρασιακών επιδράσεων. Το σήμα αντιστοιχεί στη θερμοκρασία της διαδικασίας και είναι επίσης διαθέσιμο ως σήμα εξόδου.

2.3.3.2 Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα

Πλεονεκτήματα μετρητών

- ✓ Παγκοσμίως εφαρμόσιμη αρχή στη μέτρηση της ροής υγρών και αερίων.
- ✓ Άμεση μέτρηση της μάζας της ροής (δεν χρειάζεται να γίνει μέτρηση πίεσης και θερμοκρασίας)
- ✓ Η μετρητική αρχή είναι ανεξάρτητη από την πυκνότητα και το ιξώδες του υγρού.
- ✓ Πολύ μεγάλη ακρίβεια μέτρησης(+/- 0,1%)
- ✓ Μεταβλητή χρήση των αισθητήρων: Ταυτόχρονη μέτρηση της μάζας της ροής, της πυκνότητας και της θερμοκρασίας.
- ✓ Δεν επηρεάζεται από το είδος της ροής
- ✓ Δε χρειάζεται να γίνουν δοκιμές στην είσοδο και την έξοδο του αγωγού.

Μειονεκτήματα μετρητών

- Σχετικά μεγάλη αρχική επένδυση
- Η δαπάνη για την εγκατάσταση είναι σημαντική και εξαρτάται από το σχέδιο και τον κατασκευαστή
- Περιορισμένο φάσμα θερμοκρασιών: -50 μέχρι +350 C.
- Περιορισμένη χρησιμότητα όταν η περιεκτικότητα του ρευστού σε αέριο είναι μεγάλη και όταν έχουμε να κάνουμε με πολυφασικά ρευστά.
- Βαρύς εξοπλισμός σε ορισμένα σχέδια.



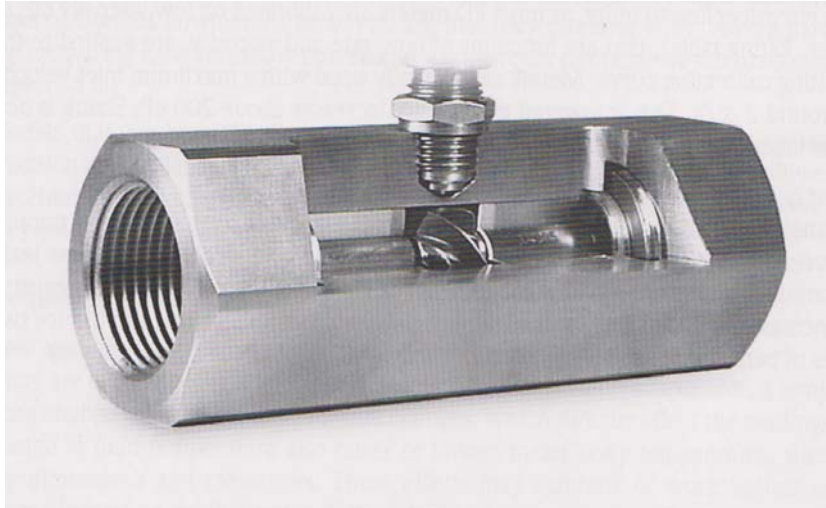
Εικόνα 35- Μετρητής Coriolis

2.3.4 Μετρητές ροής Turbine

Αυτός ο τύπος είναι ένας από τους πιο ακριβείς μετρητές που έχουν αναπτυχθεί. Συνεπώς, αυτοί οι μετρητές είναι ευρέως διαδεδομένοι στη μέτρηση ραφιναρισμένων υδρογονανθράκων. Οι μετρητές υψηλής ακρίβειας έχουν μεγάλο κόστος κατασκευής και βαθμονόμησης. Ωστόσο, άλλοι πιο οικονομικοί μετρητές είναι διαθέσιμοι όπως αυτοί που χρησιμοποιούνται στη μέτρηση κατανάλωσης νερού και σε εφαρμογές ρουτίνας ενός εργοστασίου. Όλοι οι μετρητές αυτού του τύπου χαρακτηρίζονται για την επαναληψιμότητα τους αλλά και για την ευαισθησία τους στις ιδιότητες του ρευστού και στο είδος της ροής.

2.3.4.1 Μετρητική αρχή

Στην παρακάτω εικόνα διακρίνονται τα βασικά στοιχεία του μετρητή. Όλοι οι μετρητές Turbine έχουν έναν ρότορα με λεπίδες τοποθετημένο πάνω σε ρουλεμάν που στηρίζονται σε έναν κεντρικό άξονα. Όλη αυτή η συναρμολόγηση είναι κεντρικά τοποθετημένη στο μετρητικό σώμα. Η κινητική ενέργεια του ρευστού οδηγεί την ππερωτή με μία ταχύτητα ανάλογη του όγκου της ροής. Η ππερωτή συνήθως ονομάζεται «ρότορας» σε συμβατικούς μετρητές και «δρομέας» σε μηχανολογικούς μετρητές.



Εικόνα 36 – Μετρητής Turbine. Στην τομή φαίνεται ο ρότορας του μετρητή και ο επαγωγικός αισθητήρας, με τον οποίο μετρούνται οι περιστροφές του ρότορα.

Η ταχύτητα του ρότορα γίνεται αντιληπτή μηχανικά ή επαγωγικά ανάλογα με το μετρητή. Στους συμβατικούς μετρητές turbine κάθε φορά που η λεπίδα περνάει από τον αισθητήρα, ένας παλμός εμφανίζεται και αντιστοιχεί με ένα συγκεκριμένο όγκο ρευστού. Ο αριθμός των παλμών δίνει την ποσότητα της ροής μέσα σε συγκεκριμένο χρονικό διάστημα και η συχνότητα των παλμών δίνει την παροχή της ροής.

Ο άξονας του ρότορα είναι παράλληλος στην κατεύθυνση της ροής. Σε ορισμένους μετρητές όμως είναι τοποθετημένος κάθετα. Οι λεπίδες είναι τοποθετημένες σε γωνία με τη ροή και έτσι το ρευστό που περνά μεταδίδει ροπή στρέψης στον ρότορα. Η παροχή υπολογίζεται με τον παρακάτω τύπο:

$$Q_v = V_m \times A = 2\pi \times n \times r_m \times \cot \beta \times A, \text{ όπου}$$

Q_v : Παροχή Ρευστού

V_m : Μέση ταχύτητα ροής

A : Διατομή ροής

n : Στροφές ρότορα

r_m : Ακτίνα Ρότορα

β : Κλίση λεπίδας

Αυτή η απλή έκφραση της παροχής δείχνει ότι ο αριθμός και το σχήμα των λεπίδων είναι οι πιο σημαντικοί παράγοντες στην ταχύτητα του ρότορα. Ωστόσο, η ταχύτητα του ρευστού δεν είναι σταθερή κατά μήκος του αγωγού. Οι δυνάμεις στις λεπίδες της πτερωτής είναι πολύπλοκες. Η μεγαλύτερη ταχύτητα εμφανίζεται κοντά στο κέντρο, ενώ οπισθέλκουσες δυνάμεις εμφανίζονται κοντά στις άκρες. Αυτή η ισορροπία μεταξύ της κινητηρίου δύναμης και της οπισθέλκουσας (αντίσταση προκαλείται και από τα ρουλεμάν) διατηρεί τον ρότορα σε σταθερή ταχύτητα για μια σταθερή παροχή.

Η θεωρία έχει δείξει ότι μπορεί να χρησιμοποιηθεί η παρακάτω έκφραση για τον αριθμό των παλμών που εμφανίζεται (n) ως συνάρτηση της παροχής (Q).

$$n/Q = A + B/Q - C/Q^2$$

Το πρώτο μέρος (A) εξαρτάται από την ορμή και έτσι αποτελεί και τον κυρίαρχο όρο στις πολύ υψηλές παροχές. Το δεύτερο μέρος (B/Q) επηρεάζεται από το ιξώδες και την ροή στα άκρα. Ο τελευταίος παράγοντας (C/Q^2) εξαρτάται από τις οπισθέλκουσες δυνάμεις του αισθητήρα και των ρουλεμάν, τις μηχανικές καθώς επίσης και τις αεροδυναμικές δυνάμεις. Επικρατεί στις χαμηλές παροχές και είναι ένας επιβραδυντικός παράγοντας. Στην πραγματικότητα η θεωρία είναι πολύ σύνθετη γιατί η επιρροή του προφίλ της ταχύτητας και της γεωμετρίας των λεπίδων υποδηλώνει ότι πολύπλοκα ολοκληρώματα εμφανίζονται μέσα στις σταθερές A , B , C .

2.3.4.2 Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα

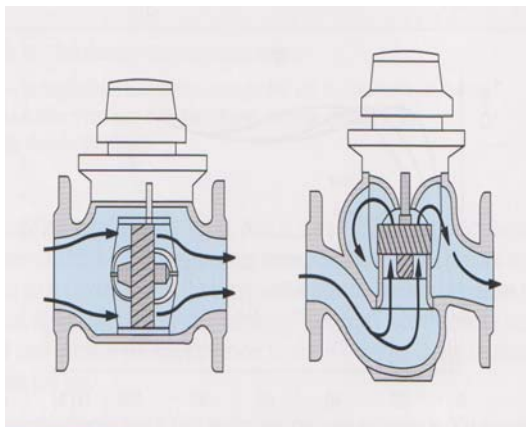
Πλεονεκτήματα μετρητών

- ✓ Ευρύ φάσμα χρήσης
- ✓ Χαμηλές απώλειες πίεσης
- ✓ Εξαιρετική, άμεση απόκριση
- ✓ Υψηλή αξιοπιστία και θετικά αποτελέσματα σε εφαρμογές λιπαντικών ρευστών
- ✓ Συνεπυγμένος σχεδιασμός για καθορισμένους ρυθμούς ροής.

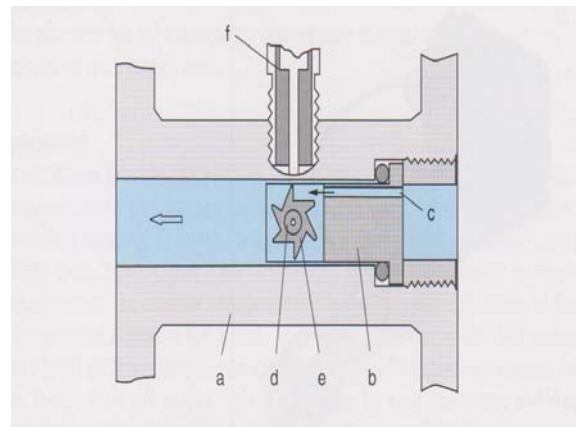
- ✓ Ψηφιακό αποτέλεσμα για την συνολική μέτρηση και την παροχή της ροής.
- ✓ Μεγάλη ακρίβεια κάτω από προκαθορισμένες συνθήκες (πχ ιξώδες)

Μειονεκτήματα μετρητών

- Μικρά μεγέθη έχουν περιορισμένο φάσμα χρήσης
- Επηρεάζονται από παλλόμενες ροές. Καταλήγουν σε πολύ υψηλές μετρήσεις.
- Η εγκατάσταση θα πρέπει να έχει καθαριστεί εξολοκλήρου πριν από την αρχική λειτουργία.
- Ένα αντίθετο προς τη ροή φίλτρο είναι απαραίτητο αν το ρευστό περιέχει συμπαρασυρόμενα υλικά (αλλιώς προκαλείται πτώση πίεσης)
- Η φθορά των ρουλεμάν προκαλεί μεταβολές στην απόδοση και μειώνει την διάρκεια ζωής της εφαρμογής.
- Εύκολα επηρεάζονται από το στροβίλισμα της ροής
- Μεγάλου μήκους αγωγός πρέπει να προηγείται του μετρητή (20x ονομαστική διάμετρος) και να ακολουθεί μετά από αυτόν (5 x ονομαστική διάμετρος)



Εικόνα 37 – Μετρητής ροής Turbine μηχανικού τύπου. Στα αριστερά ο ρότορας είναι αξονικός και στα δεξιά κατακόρυφος



Εικόνα 38 – Μετρητής ροής Turbine για πολύ μικρές παροχές ροής. *a* : Το σώμα του μετρητή, *c* : άνοιγμα μέτρησης, *d* : ρουλεμαν, *e* : ρότορας, *f* : αισθητήρας επαγωγής



Εικόνα 39 – Μετρητής ροής Turbine

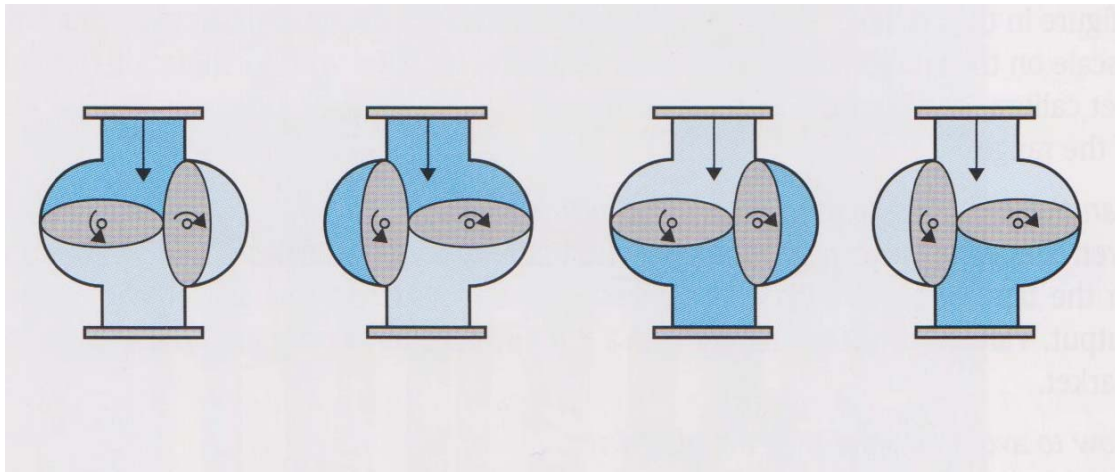
2.3.5 Μετρητές θετικής μετατόπισης

Αυτή η κατηγορία μετρητών είναι η μοναδική που δείχνει τον συνολικό όγκο της ροής. Ποικίλουν σε σχέδια και μεγέθη. Μπορούν να χρησιμοποιηθούν μόνο με καθαρά ρευστά και είναι αρκετά περιορισμένοι στο μέγεθος και το ρυθμό της ροής που μπορούν να διαχειριστούν σε σχέση με άλλους μετρητές. Είναι γνωστοί ως «PD» μετρητές και έτσι θα τους συναντούμε και στο παρόν σύγγραμμα.

2.3.5.1 Μετρητική αρχή

Μία συσκευή που χρησιμοποιείται στη συγκεκριμένη αρχή έχει κινούμενους θαλάμους στους οποίους το ρευστό μοιράζεται σε ακριβείς όγκους με στόχο να μετρηθεί καθώς μεταφέρεται μέσα στον μετρητή (Εικόνα 40). Προσθέτοντας τους διαφορετικούς όγκους παίρνουμε το τελικό αποτέλεσμα. Τα διάκενα των μετρητικών θαλάμων μετακινούνται λόγω της πίεσης στον

αγωγό. Ο αριθμός των περιστροφών είναι ένας έγκυρος δείκτης του όγκου που έχει περάσει.



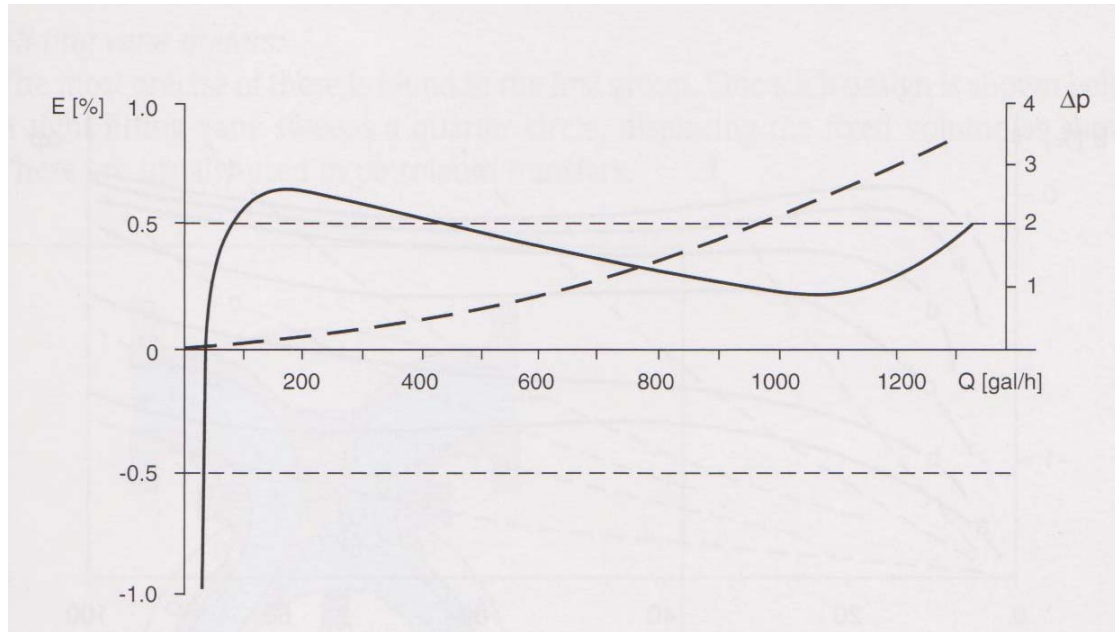
Εικόνα 40 – Αρχή λειτουργίας μετρητή ροής τύπου θετικής μετατόπισης

Οι μετρητές θετικής μετατόπισης είναι αμιγώς ογκομετρικές συσκευές και μπορούν να μετρήσουν την ροή σε μία κατεύθυνση και μόνο. Το κυκλικό γέμισμα και άδειασμα των μετρητικών θαλάμων εξαιτίας της ροής, δημιουργεί ανάλογα ένα συγκεκριμένο παλμό. Η δύναμη του παλμού εξόδου εξαρτάται από το ρυθμό της ροής και τον σχεδιασμό του μετρητή. Αυτό σημαίνει ότι τα σήματα εξόδου θα πρέπει να παραμετροποιηθούν πριν χρησιμοποιηθούν σε διαδικασίες ελέγχου.

Η κίνηση από τα διάκενα κίνησης των θαλάμων μέτρησης μπορεί άμεσα να μεταφερθεί σε έναν μηχανολογικό μετρητή. Εναλλακτικά, οι μετρητές μετατόπισης μπορούν επίσης να εξοπλιστούν με επαγωγικές ή άλλες συσκευές παραγωγής σήματος. Σε σχέση με άλλους μετρητές, οι μετρητές μετατόπισης μπορούν να λειτουργήσουν χωρίς εξωτερική πηγή ενέργειας.

Ο κοινός παρονομαστής για όλους τους μετρητές είναι το ευρύ φάσμα μέτρησης που είναι περισσότερο από 40:1 (που επεκτείνεται τόσο υψηλά όσο 400:1) χωρίς να υπάρξει αλλαγή στο όριο τους σφάλματος μέτρησης. Η προσεκτική κατασκευή και ο αυστηρός καθαρισμός μεταξύ του αντικειμένου που μετράται και του σώματος του μετρητή συμβάλλουν προς την κατεύθυνση αυτή. Οι PD μετρητές είναι από τους λίγους μετρητές που η

ακρίβειά τους αυξάνεται όσο αυξάνεται το ιξώδες. Λειτουργούν ανεξάρτητα από τις δίνες και την παραμόρφωση του προφίλ της ροής. Ωστόσο, η παρουσία αέρα ή στερεού μέσα στην ροή μπορεί να υποβιβάσει σημαντικά την απόδοση του μετρητή.

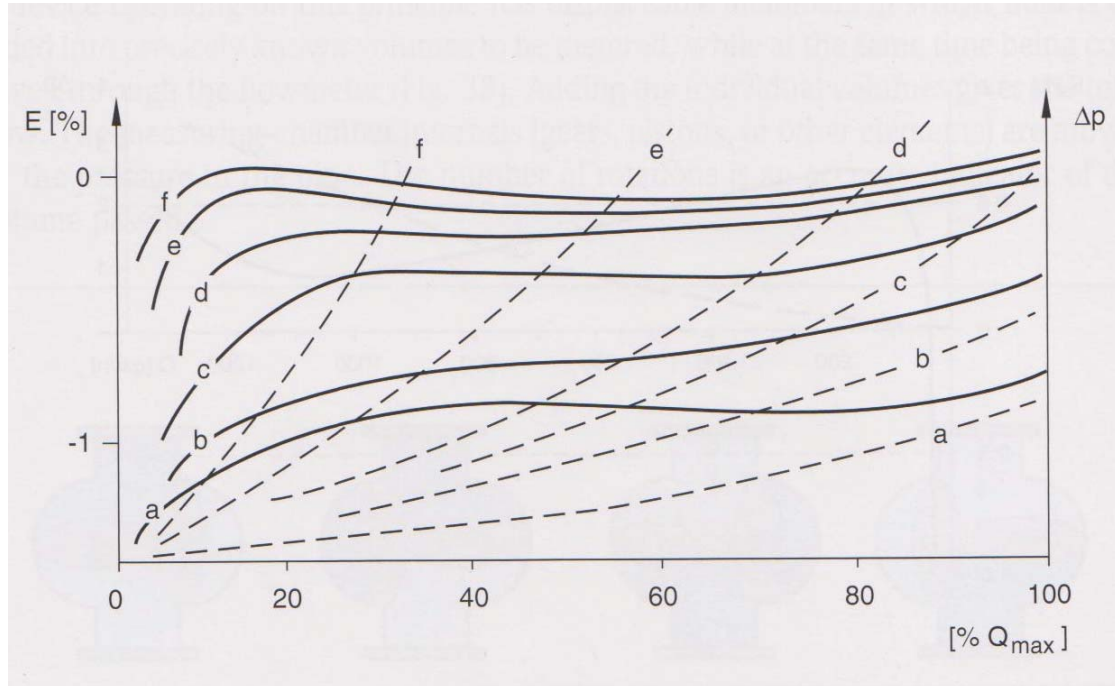


Εικόνα 41-Σφάλμα μέτρησης E και πτώση πίεσης με μετρητές ροής θετικής μετατόπισης

Στο παραπάνω διάγραμμα φαίνεται η χαρακτηριστική καμπύλη λειτουργίας των μετρητών PD. Σε χαμηλές παροχές η αντίσταση τριβής μέσα στο μετρητή είναι μεγάλη συγκριτικά με τη δύναμη μετάδοσης κίνησης. Το ρευστό μπορεί να περάσει μέσα από διάκενο και να μην μετρηθεί. Αυτό το φαινόμενο ονομάζεται «slip» και είναι σύνηθες στους turbine μετρητές. Καθώς η παροχή αυξάνεται το μετρητικό σφάλμα φτάνει στη μέγιστη τιμή του προτού αρχίσει να μειώνεται ξανά. Σε υψηλές παροχές, το σφάλμα αυξάνεται ξανά εξαιτίας αδρανειακών επιδράσεων μέσα στο σώμα. Η παρατεταμένη χρήση σε υψηλές παροχές προκαλεί φθορά και κατ'επέκταση αστοχία μέσα στον μετρητή.

Στην παρακάτω εικόνα αποτυπώνονται ορισμένες τυπικές καμπύλες απόδοσης. Μία αύξηση στο ιξώδες εμποδίζει τη διαρροή του ρευστού μέσω των διακένων, έτσι μειώνεται η μετρητική αβεβαιότητα καθώς η πτώση πίεση με σταθερή παροχή αυξάνεται. Όταν έχουμε αλλαγή στο ιξώδες (μέτρηση

υδρογονανθράκων υψηλής περιεκτικότητας σε άνθρακα) οι μετρητές PD πρέπει να διαβαθμιστούν κοντά στις συνθήκες λειτουργίας του ρευστού που πρόκειται να μετρήσουν.



Εικόνα 42 – Επίδραση του ιξώδους στο σφάλμα μέτρησης E μετρητή ροής θετικής μετατόπισης και στην πτώση πίεσης.

a : Βενζίνη, b : Νερό, c : Ελαφρύ Λάδι, d : Λάδι ιξώδους 20 cP, e : Λάδι Ιξώδους 100cP, f : Λάδι Ιξώδους 300cP

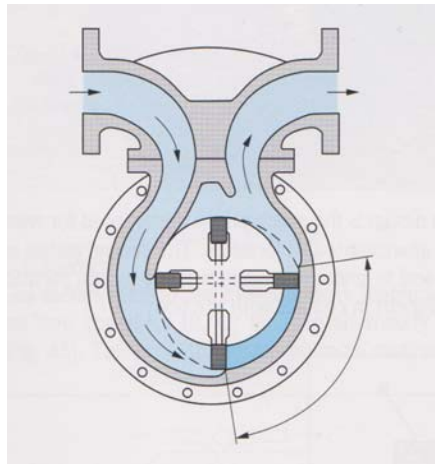
Σχέδια Μετρητών Θετικής Μετατόπισης

Μερικοί από τους πολλούς μετρητές PD έχουν πάρει το όνομά τους από το κύριο εξάρτημα τους. Τέσσερα είναι τα κύρια σχέδια:

- ❖ Περιστροφικοί (μηχανισμός μετάδοσης, κοχλίας ή πτερωτή ως κύριο εξάρτημα)
- ❖ Παλινδρομικοί (κύριο εξάρτημα, έμβολο)
- ❖ Ταλάντωσης (περιστροφικό κύριο εξάρτημα)
- ❖ Μεταπτωτικοί (nutating) (κύριο εξάρτημα τύπου δίσκου)

2.3.5.2 Μετρητές κινητής περωτής:

Η μεγαλύτερη ακρίβεια εμφανίζεται στους περιστροφικούς μηχανισμούς. Ένα σχέδιο της πρώτης κατηγορίας φαίνεται στη συνέχεια. Μία περωτή διανύει το ένα τέταρτο ενός κύκλου μετατοπίζοντας συγκεκριμένο όγκο όπως φαίνεται στην Εικόνα 42. Χρησιμοποιούνται συνήθως σε μεταφορές πετρελαίου.

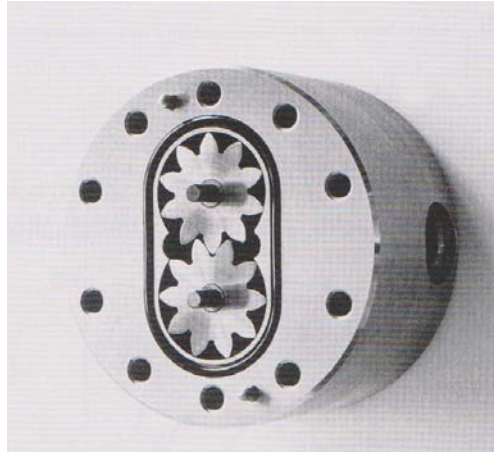


Εικόνα 43 – Μετρητής κινητής περωτής

2.3.5.3 Μετρητές με οβάλ γρανάζι:

Ο μετρητής αυτός αποτελείται από δύο οβάλ γρανάζια. Ο τρόπος με τον οποίο η ροπή στρέψης παράγεται ποικίλει ανάλογα με την σχετική κίνηση των δύο οβάλ γραναζιών. Τα γρανάζια κινούνται το ένα γύρω από το άλλο συγκρατώντας το ρευστό σε ανάλογες ροές γνωστού όγκου, μέσα στον μετρητή. Αυτό είναι χαρακτηριστικό για πολλά σχέδια μετρητών θετικής μετατόπισης, συμπεριλαμβανομένων αυτών που τα γρανάζια τους δεν είναι οβάλ.

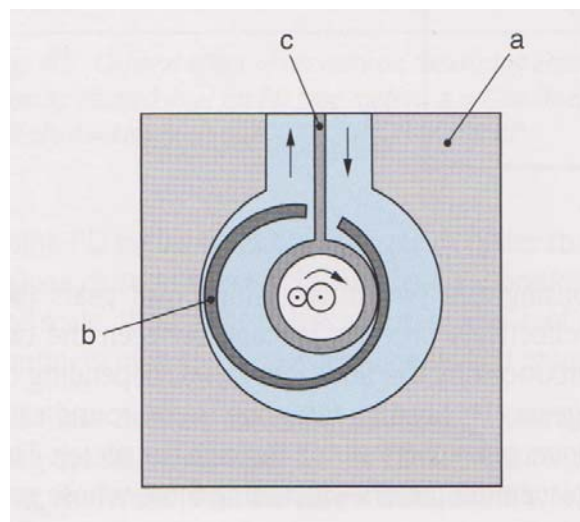
Τα υλικά που χρησιμοποιούνται για τον περίβλημα, τα οβάλ γρανάζια, τους άξονες και τα ρουλεμάν ποικίλουν ανάλογα με τις συνθήκες της διαδικασίας. Τα υλικά που συνήθως χρησιμοποιούνται για τα γρανάζια είναι συνήθως, χυτοσίδηρος, χυτοχάλυβας, ορείχαλκος. Αυτά τα υλικά χρησιμοποιούνται και σε άλλα πολλά σχέδια.



Εικόνα 44 – Μετρητής με οβάλ γρανάζι

2.3.5.4 Μετρητές με περιστρεφόμενα έμβολα

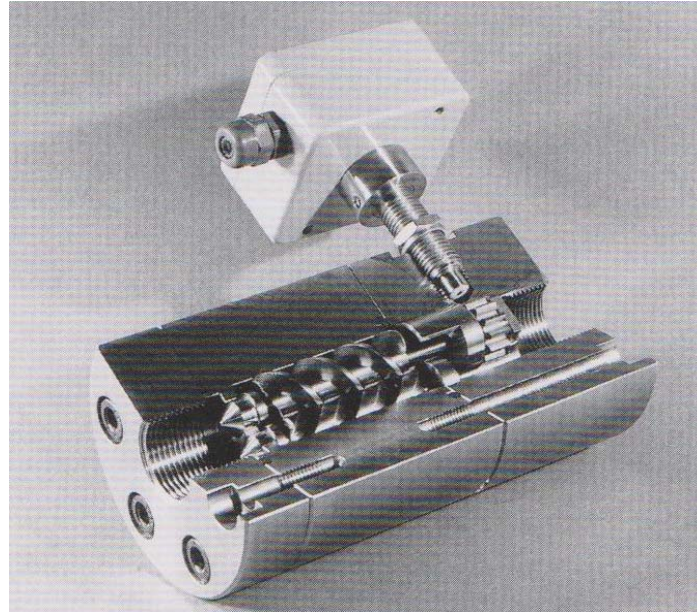
Από τους μετρητές ταλάντωσης (Τρίτη κατηγορία) είναι ο πιο γνωστός. Χρησιμοποιείται για την μέτρηση κατανάλωσης νερού σε σπίτια και εργοστάσια. Το κεντρικό έμβολο ταλαντώνεται γύρω από έναν κεντρικό άξονα.



Εικόνα 45- Μετρητής με περιστρεφόμενα έμβολα.

A : Σώμα μετρητή, B: Θάλαμος Μέτρησης, C: Λαμαρίνα διαμέρισης

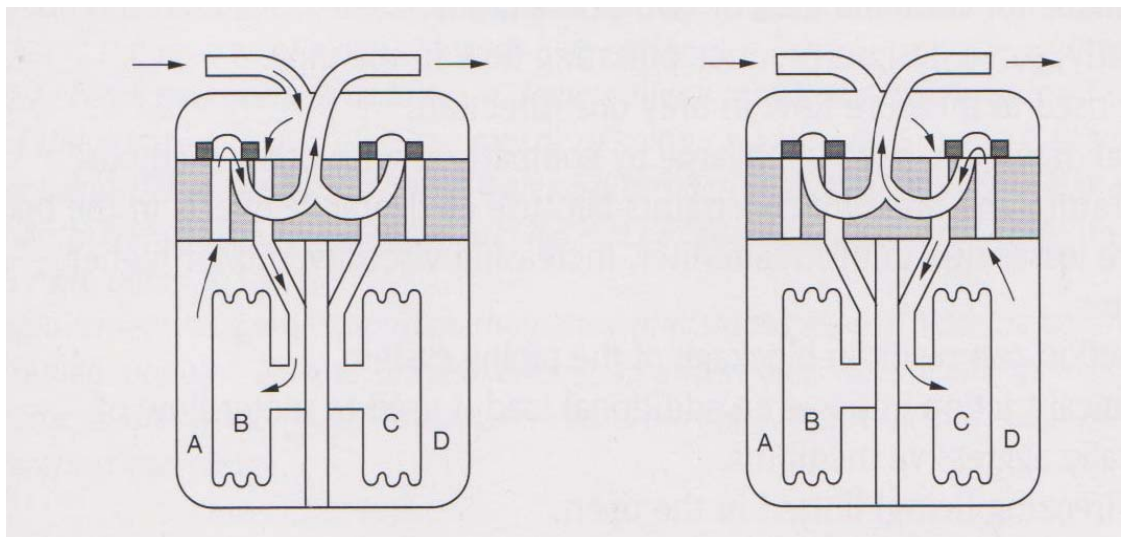
Σε όλα τα σχέδια ο κεντρικός άξονας μετατρέπει την κίνηση σε περιστροφική δύναμη που προωθεί τα γρανάζια-μετρητές ή απλά μετρώνται οι περιστροφές από εξωτερικούς αισθητήρες. Στην εικόνα που ακολουθεί φαίνεται η βασική δομή ενός μετρητή με ελικοειδές σπείρωμα.



Εικόνα 46- Μετρητής ροής θετικής μετατόπισης με δύο ελικοειδής βίδες

2.3.5.5 Μετρητές αέριων

Οι μετρητές αυτοί χρησιμοποιούν συνήθως μικρής αντοχής διαφράγματα που προωθούν μία συρταρωτή βαλβίδα. Υπάρχουν δύο θάλαμοι (B και C) που εναλλακτικά γεμίζουν και αδειάζουν από τη ροή του αερίου. Αυτό ελέγχεται από την κίνηση της βαλβίδας που προκαλείται από τα διαμερίσματα A και D.



Εικόνα 47 – Αρχή λειτουργίας μετρητών ροής θετικής μετατόπισης αερίων για οικιακή χρήση.

Ένα μηχανολογικό σύστημα σύνδεσης συνδέει την παλινδρομική κίνηση της βαλβίδας με τον άξονα εξόδου. Κάθε μετατόπιση παράγει μία περιστροφή του άξονα εξόδου. Υψηλής ανάλυσης αποκωδικοποιητές χρησιμοποιούνται για την παραγωγή ενός σήματος υψηλής συχνότητας. Οι μετρητές αυτοί χρησιμοποιούνται για οικιακή χρήση ή σε εμπορικά καταστήματα.

2.3.5.6 Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα

Πλεονεκτήματα μετρητών

- ✓ Μέθοδος μέτρησης η οποία χρησιμοποιείται περισσότερο από 100 χρόνια. Ευρέως αποδεκτοί και αξιόπιστοί
- ✓ Μεγάλη ακρίβεια μέτρησης και επαναληψιμότητα ιδιαίτερα στους μετρητές με πτερωτή ή έμβολο.
- ✓ Μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε αγώγιμα και μη ρευστά.
- ✓ Χρησιμοποιούνται στη μέτρηση ρευστών με υψηλό ιξώδες.
- ✓ Ορισμένα σχέδια δεν χρειάζονται εξωτερική πηγή ενέργειας.
- ✓ Υπάρχει ποικιλία στα υλικά κατασκευής αυτού του τύπου μετρητών.
- ✓ Εσωτερικές και εξωτερικές συνθήκες δεν επηρεάζουν την μέτρηση.

Μειονεκτήματα μετρητών

- Δεν είναι κατάλληλοι στην περίπτωση που το ρευστό έχει ανακατευτεί με κάποιο αέριο ή στερεό.
- Σε ορισμένα σχέδια παράγεται παλμική κίνηση στη ροή.
- Μπορεί να μετρήσει την ροή μόνο όταν αυτή έχει μία κατεύθυνση.
- Η ονομαστική διάμετρος είναι μεγαλύτερη σε σύγκριση με άλλες μεθόδους.
- Περιορισμοί στη θερμοκρασία και στην πίεση εξαιτίας διακένων που μπορεί να δημιουργηθούν στο σώμα
- Απώλεια πίεσης λόγω χρήσης φίλτρου, αύξηση του ιξώδους και αύξηση της παροχής.
- Κακή χρήση μπορεί να προκαλέσει μπλοκάρισμα στη λειτουργία του συστήματος.

- Ρίσκο να παγώσει ο μετρητής αν χρησιμοποιηθεί σε εξωτερικό χώρο.
- Μπορεί να προκληθεί ζημιά αν το ρευστό ανακατευτεί με αέρα ή ατμό.
- Είναι ακριβοί συγκριτικά με άλλους μετρητές παροχής ρευστών.



Εικόνα 48 – Μετρητής ροής Θετικής Μετατόπισης με κινητή περρωτή

2.4 Απαερωτές και Συνδυασμός αυτών με φίλτρα

2.4.1 Περιγραφή

Οι συσκευές αυτές, απαερωτής ή απαερωτής-φίλτρο, έχουν σχεδιαστεί για να παρέχουν διαχωρισμό, αποβολή και παρεμπόδιση του αέρα από τα συστήματα αγωγών ποικίλων εγκαταστάσεων.

Οι μετρητές θετικής μετατόπισης και οι μετρητές με στρόβιλο(turbine) που μετρούν τον όγκο, δεν μπορούν να διαχωρίσουν το υγρό από το αέριο και το τον ατμό. Παρά το γεγονός ότι η ποσότητα του αερίου στις περισσότερες

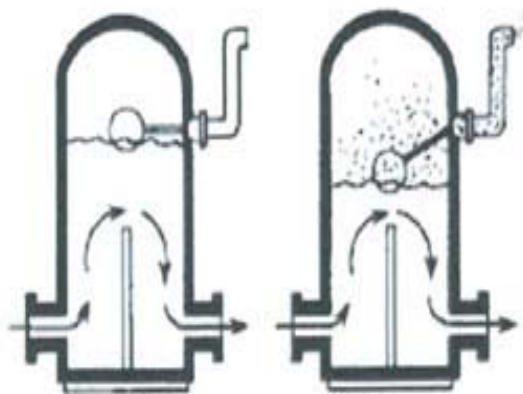
περιπτώσεις είναι μικρή, σε σχέση με το υπόλοιπο προϊόν, μπορεί να επιφέρει κάποιο σφάλμα μέτρησης. Όταν μεγάλοι όγκοι ατμού ή αέρα μπουν μέσα στο σύστημα εκτός από το σφάλμα μέτρησης που μπορεί να προκληθεί, αυξάνεται η ταχύτητα της μέτρησης και αυτό μπορεί να προκαλέσει σημαντική φθορά στο μετρητικό σύστημα. Για να διασφαλίσει κανείς την έγκυρη μέτρηση του υγρού είναι απαραίτητο να αφαιρέσει από το σύστημα τον αέρα και τον ατμό προτού εισάγει το προς μέτρηση υλικό.

Χαρακτηριστικά σχεδιασμού

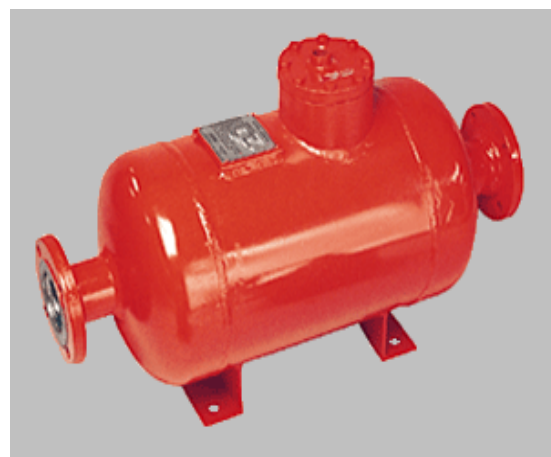
- ❖ Εύκολη συντήρηση
- ❖ Μεγάλη ποικιλία στα υλικά κατασκευής.
- ❖ Κάθετη δεξαμενή διευκολύνει την λειτουργία της εγκατάστασης.
- ❖ Υψηλή απόδοση στον αποκλεισμό του αέρα παρέχει μεγαλύτερη ακρίβεια στην μέτρηση.

2.4.2 Αρχή Λειτουργίας

Οι απαερωτές μειώνουν την ταχύτητα του προϊόντος και φτάνουν το υγρό σε κατάσταση σχετικής ηρεμίας έτσι ώστε οι φυσαλίδες του αέρα να αρχίσουν να ανεβαίνουν προς τα πάνω. Καθώς ο αέρας και οι ατμοί συγκεντρώνονται στο πάνω μέρος του δοχείου, η στάθμη του υγρού μειώνεται.



Εικόνα 49- Σχέδιο Απαερωτή με Φλοτέρ. Αριστερή εικόνα όταν η βάννα από το φλοτέρ είναι κλειστή. Δεξιά εικόνα όταν η βάννα του φλοτέρ είναι ανοικτή



Εικόνα 50 - Απαερωτής

Όταν το υγρό φτάσει σε ένα προκαθορισμένο σημείο μία βαλβίδα ανοίγει και το αέριο και ο ατμός βγαίνουν από την δεξαμενή. Το επίπεδο του υγρού τότε αυξάνεται ξανά κάνοντας το φλοτέρ να κλείσει. Ο ρυθμός εκκένωσης ρυθμίζεται από την πίεση που ασκείται στο στόμιο εξόδου του απαερωτή. Αν η διαφορά πίεσης δεν είναι αυτή που πρέπει για να διατηρηθεί ο ρυθμός εκκένωσης θα πρέπει να εγκατασταθεί μία βαλβίδα πίεσης (back pressure valve).

2.4.2.1 Εφαρμογές

Στις περισσότερες εφαρμογές ο αέρας απομακρύνεται χωρίς δυσκολία. Ο αέρας που συμπαρασύρει η ροή της βενζίνης και άλλων υλικών με χαμηλό ιξώδες ξεχωρίζει και ανεβαίνει στην επιφάνεια αρκετά γρήγορα όταν η ταχύτητα του υγρού αυξάνεται επαρκώς. Καθώς το ιξώδες αυξάνεται ο ρυθμός διαχωρισμού μειώνεται και χρειάζεται περισσότερος χρόνος συγκράτησης για να αρχίζει να ξεχωρίζει η αέρια μάζα.

Δεδομένου ότι το μέγεθος της δεξαμενής είναι ένα ζήτημα στην αποθήκευση και την διασπορά του συγκεντρωμένου αέρα-ατμού, δεν είναι πάντα οικονομικά συμφέρον να αφαιρείται ο αέρας από το σύστημα. Στις εγκαταστάσεις που διαχειρίζονται βαριά ορυκτέλαια έχει μικρότερο κόστος να εμποδίσει κανείς την είσοδο του αερίου στο ρευστό παρά να αφαιρέσει το αέριο εκ των υστέρων,

Προϊόντα όπως η βενζίνη, το ντίζελ και η κηροζίνη έχουν την τάση να αφρίζουν, και λόγω της πτητικότητάς τους εύκολα να εξατμίζονται. Τα πετρελαϊκά προϊόντα είναι επικίνδυνα όταν απελευθερώνονται στην ατμόσφαιρα σε αυτή τη μορφή. Γι'αυτό το λόγο είναι απαραίτητο να χρησιμοποιούνται μεγάλοι απαερωτές που θα εξομαλύνουν τα προϊόντα στην επιφάνεια του ρευστού.

Παράγοντες που συχνά συμβάλλουν σε προβλήματα που σχετίζονται με αέρα ή ατμό σε μια εγκατάσταση είναι:

- ❖ Άντληση προς τα μέσα ή προς τα έξω από τον χώρο αποθήκευσης μέσω της ίδιας γραμμής
- ❖ Όταν επιτρέπεται ο σχηματισμός συνθηκών δίνης, όταν το ρευστό βρίσκεται σε χαμηλά επίπεδα.
- ❖ Υπέργειες γραμμές ή γραμμές που εκτίθενται στον ήλιο μπορεί να προκαλέσουν ατμοποίηση.
- ❖ Μεγάλη πτώση πίεσης ανάμεσα στις βαλβίδες μπορεί να προκαλέσει απελευθέρωση διαλυμένων αερίων.
- ❖ Έλλειψη βαλβίδων ή κακή τοποθέτηση αυτών μπορεί να προκαλέσει συνεχή διαρροή στη γραμμή.
- ❖ Ο αγωγός αναρρόφησης είναι πολύ ψηλά για ένα πτητικό υγρό.
- ❖ Όταν η δεξαμενή αποθήκευσης αδειάσει εντελώς.

2.5 Φίλτρα

Φίλτρο είναι οποιαδήποτε συσκευή που διαχωρίζει τα στερεά σωματίδια από τα υγρά ή τα αέρια. Το ρευστό διέρχεται από κάποιο μέσο, το οποίο συγκρατεί όλα τα σωματίδια που είναι μεγαλύτερα από το μέγεθος αυτών που έχουν επιλεγεί για τη φίλτρανση.

Τα φίλτρα αποτελούνται από δύο μέρη, το κυρίως σώμα και την επιφάνεια φίλτρανσης. Το κύριο σώμα είναι ένα δοχείο με είσοδο και έξοδο, από το οποίο διέρχεται το ρευστό που φιλτράρεται. Η επιφάνεια φίλτρανσης αποτελείται από ένα μεταλλικό πλέγμα σε κατάλληλο σχήμα (συνήθως κυλινδρικό) με οπές ανάλογα με το μέγεθος των σωματιδίων που θέλουμε να φιλτράρουμε.

Το επιθυμητό αποτέλεσμα από τη χρήση ενός φίλτρου είναι να προστατευτεί ο εξοπλισμός ενός συστήματος ή ολόκληρο το σύστημα, γι' αυτό το λόγο συνήθως τοποθετείται ακριβώς πριν τον εξοπλισμό αυτό. Επίσης, το σημείο που θα τοποθετηθεί ένα φίλτρο θα πρέπει να είναι εκείνο στο οποίο θα έχουμε πτώση πίεσης που δε θα επηρεάζει το σύστημα.

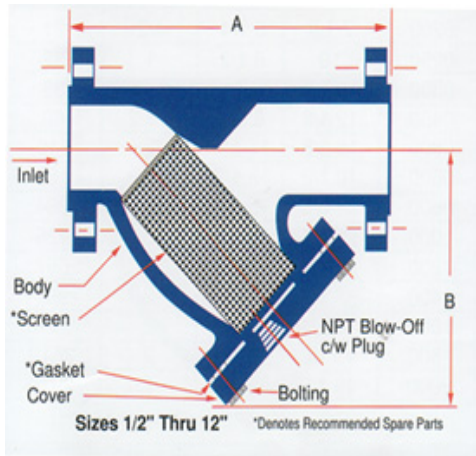
2.5.1 Φίλτρα τύπου Υ

Τα φίλτρα τύπου Υ είναι φίλτρα τα οποία με μηχανικό τρόπο, χρησιμοποιώντας ένα μεταλλικό πλέγμα, αφαιρούν στερεά σωματίδια από σωληνογραμμές που μεταφέρουν υγρά και αέρια. Χρησιμοποιούνται σε σωληνογραμμές για να προστατέψουν αντλίες, μετρητές, ατμοπαγίδες, ρυθμιστές ροής και άλλα είδη εξοπλισμού.

Τα φίλτρα τύπου Υ είναι αρκετά προσοδοφόρα σε εφαρμογές όπου η ποσότητα των στερεών σωματιδίων που παγιδεύονται σε αυτά είναι σχετικά μικρή. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να υπάρχουν μεγάλα διαστήματα μεταξύ των καθαρισμών του φίλτρου. Ο καθαρισμός της επιφάνειας φίλτρανσης γίνεται είτε σταματώντας τη ροή στον αγωγό που παρεμβάλλεται το φίλτρο, αφαιρώντας χειροκίνητα την επιφάνεια φίλτρανσης, είτε τοποθετώντας κάποιο σύστημα αέρα στο φίλτρο ώστε να καθαρίζεται η επιφάνεια φίλτρανσης χωρίς να αφαιρείται από το σώμα του φίλτρου («ξεφύσημα»).

Παρά το γεγονός ότι τα φίλτρα τύπου Υ χρησιμοποιούνται σε διάφορες εφαρμογές, όπως στη διεργασία χημικών, στο πετρέλαιο, ακόμα και σε συστήματα νερού, η κύρια λειτουργία τους συναντάται σε γραμμές που διοχετεύουν ατμό. Τα φίλτρα αυτά πολλές φορές αναφέρονται και σαν δοχεία πίεσης, μιας και είναι συνηθισμένο να χρησιμοποιούνται σε συστήματα πιέσεων 6000psi. Σε ένα σύστημα ατμού όμως όπου επικρατούν υψηλές πιέσεις πρέπει να ληφθούν υπόψη και οι υψηλές θερμοκρασίες.

Οι συνθήκες του συστήματος όπου θα χρησιμοποιηθεί ένα φίλτρο αυτού του τύπου είναι σημαντικές ώστε κατά περίπτωση να επιλέγεται το κατάλληλο υλικό για το κύριο σώμα του κάθε φίλτρου. Στην περίπτωση που το προϊόν είναι ατμός και οι συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας είναι υψηλές, το υλικό που χρησιμοποιείται για το σώμα του φίλτρου είναι συνήθως ένα κράμα χρωμίου και μολύβδου με χάλυβα. Σε αντίστοιχη περίπτωση όμως όπου έχουμε σαν προϊόν φυσικό αέριο ή αέρα όπου οι συνθήκες πίεσης είναι υψηλές αλλά η θερμοκρασία κυμαίνεται σε συνθήκες περιβάλλοντος χρησιμοποιείται απλώς χάλυβας.



Εικόνα 51 – Τομή Φίλτρου τύπου Y



Εικόνα 52- Φίλτρο Τύπου Y

2.5.2 Φίλτρα τύπου Basket

Τα φίλτρα τύπου Basket χρησιμοποιούνται για την απομάκρυνση διάφορων στερεών σωματιδίων από τη ροή ενός υγρού, όπου πολύ συχνά χρειάζεται να καθαρίζεται το φίλτρο. Η επιφάνεια φίλτρανσης έχει τη μορφή «καλαθιού». Τα συγκεκριμένα φίλτρα συγκρατούν πολύ περισσότερα σωματίδια από τα φίλτρα τύπου Y και προκαλούν αρκετά μικρότερη πτώση πίεσης. Οι παράμετροι αυτοί έχουν μεγαλύτερη σημασία όταν αναφερόμαστε σε υγρά και όχι σε αέρια.

Ο συγκεκριμένος τύπος φίλτρων τοποθετείται κατακόρυφα σε οριζόντιες σωληνογραμμές και η επιφάνεια φίλτρανσης αφαιρείται για καθαρισμό από την επάνω μεριά του φίλτρου. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές με ρευστά που έχουν υψηλό ιξώδες και σε μεγάλους αγωγούς, όπου το βάρος της επιφάνειας φίλτρανσης μαζί με το ρευστό είναι μεγάλο. Αυτός ο τύπος φίλτρου δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε κατακόρυφες σωληνογραμμές, όπως ένα φίλτρο τύπου Y.

2.5.2.1 Κριτήρια Επιλογής Φίλτρου τύπου Basket

Στην επιλογή ενός φίλτρου αυτού του τύπου η πρώτη παράμετρος που πρέπει να ελεγχθεί είναι η ελεύθερη επιφάνεια (free open area). Η ελεύθερη επιφάνεια ορίζεται ως ο λόγος της επιφάνειας όλων των οπών που

αποτελείται η επιφάνεια φίλτρανσης προς τη διατομή του αγωγού στον οποίο τοποθετείται το φίλτρο. Ένα καλοσχεδιασμένο φίλτρο έχει ελεύθερη επιφάνεια 4 προς 1 και ο,τιδήποτε λιγότερο μπορεί να προκαλέσει μεγάλη πτώση πίεσης στο φίλτρο. Ο λόγος αυτός στα φίλτρα υπολογίζεται όταν η επιφάνεια φίλτρανσης είναι καθαρή. Καθώς η επιφάνεια φίλτρανσης θα αρχίσει να γεμίζει, από τα σωματίδια που συγκρατεί, ο λόγος αυτός θα μειώνεται. Συνεπώς, η ροή μέσα από το φίλτρο θα μειωθεί και αυτό θα οδηγήσει στην ανάγκη για καθαρισμό της επιφάνειας φίλτρανσης.

Το δεύτερο στοιχείο που πρέπει να ληφθεί υπόψη είναι η ευκολία στην αφαίρεση της επιφάνειας φίλτρανσης. Επομένως σε κάθε δοχείο επιλέγεται η κατάλληλη «πόρτα», ώστε να κάνει την πρόσβαση στην επιφάνεια φίλτρανσης όσο το δυνατόν πιο εύκολη. Υπάρχουν διάφοροι τύποι «πόρτας», που συνήθως ανοίγουν με ένα μοχλό και συγκρατούν το δοχείο σφραγισμένο με κάποιο σφιγκτήρα. Ένας άλλος τρόπος στεγανοποίησης του δοχείου είναι η χρήση μιας «τυφλής» φλάντζας. Αφαιρώντας τη φλάντζα αποκτάται πρόσβαση στην επιφάνεια φίλτρανσης.

Επιπλέον, πρέπει να ελεγχθεί ο σχεδιασμός του φίλτρου ώστε να είναι κατάλληλος κατά περίπτωση για την εγκατάσταση που προορίζεται να χρησιμοποιηθεί.

2.5.2.2 Υλικά που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή του φίλτρου

Σε αρκετές εφαρμογές χρησιμοποιούνται φίλτρα φτιαγμένα από χυτοσίδηρο. Ο χυτοσίδηρος έχει σχετικά καλή αντιδιαβρωτική ιδιότητα σε εφαρμογές όπου το ρευστό είναι νερό, αλλά όχι τόσο με άλλα προϊόντα. Το μειονέκτημα του σαν υλικό για την κατασκευή φίλτρων είναι ότι δεν αντέχει σε μεγάλα θερμικά ή μηχανικά πλήγματα.

Σε εφαρμογές που έχουν να κάνουν με θαλασσινό νερό το πιο συνηθισμένο υλικό για την κατασκευή ενός φίλτρου είναι ο χαλκός. Επίσης χάλκινα φίλτρα χρησιμοποιούνται και σε περιπτώσεις που το προϊόν που θα διέλθει από αυτά μπορεί να «μολυνθεί» από το σίδηρο και λόγω κόστους δεν προτιμάται ο ανοξειδωτος χάλυβας. Παράδειγμα για την παραπάνω περίπτωση είναι η

διεργασία της ζάχαρης σε υγρή μορφή. Τέλος, ο χαλκός μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε περιπτώσεις που το προϊόν μπορεί να διαβρώσει το σίδηρο και το κόστος δεν επιτρέπει τη χρήση ανοξειδωτου χάλυβα.

Στη βιομηχανία των πετρελαιοειδών το πιο σύνηθες υλικό που χρησιμοποιείται για τα φίλτρα είναι ο χάλυβας. Ο χάλυβας έχει καλή συμπεριφορά σε θερμικά και μηχανικά πλήγματα και χρησιμοποιείται επίσης λόγω της μεγάλης αντοχής σε εφαρμογές με υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες.


Από τα πιο ακριβά υλικά που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή των φίλτρων είναι ο ανοξειδωτος χάλυβας. Συναντάται συνήθως σε εφαρμογές όπου το προϊόν είναι πάρα πολύ διαβρωτικό ή οι απαιτήσεις είναι μεγάλες για να μην μολυνθεί το προϊόν από κάποιο άλλο μέταλλο, όπως στις βιομηχανίες τροφίμων και φαρμάκων.



Εικόνα 53 Φίλτρο Τύπου Basket

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο

**ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ
ΤΡΟΠΟΣ
ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΤΗΣ
ΠΤΩΣΗΣ ΠΙΕΣΗ ΤΟΥ
ΦΙΛΤΡΟΥ**



ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο – ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΤΡΟΠΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΤΗΣ ΠΤΩΣΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΤΟΥ ΦΙΛΤΡΟΥ

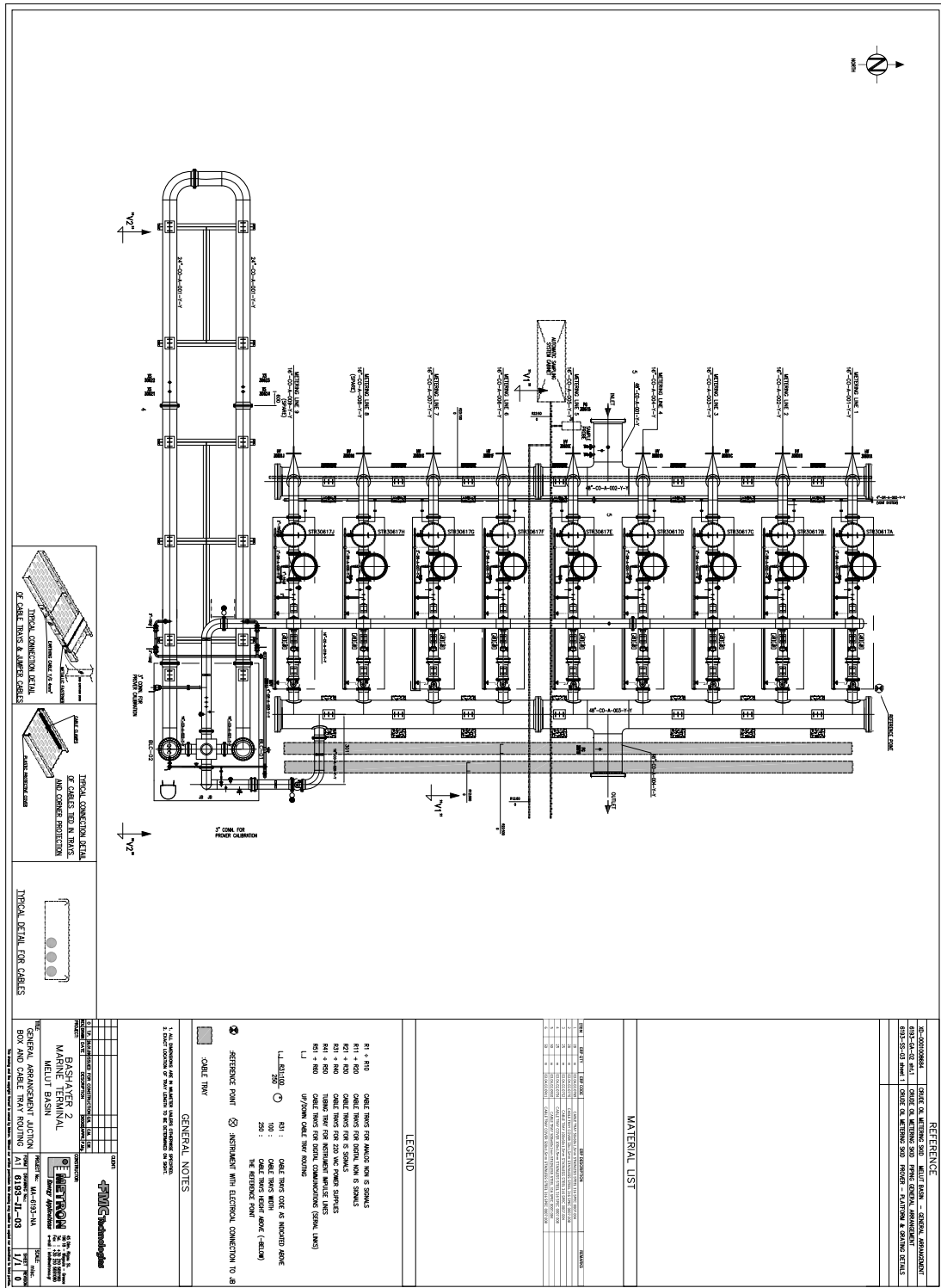
3.1 Περιγραφή του έργου που θα εγκατασταθεί το φίλτρο του πειράματος

Στη συγκεκριμένη Διπλωματική εργασία μελετάται η πτώση πίεσης ενός φίλτρου τύπου «Basket» (Basket Strainer), που σχεδιάστηκε και κατασκευάστηκε από την εταιρεία METRON A.E. για το μετρητικό σύστημα μιας εγκατάστασης διακίνησης καυσίμου στο Σουδάν.

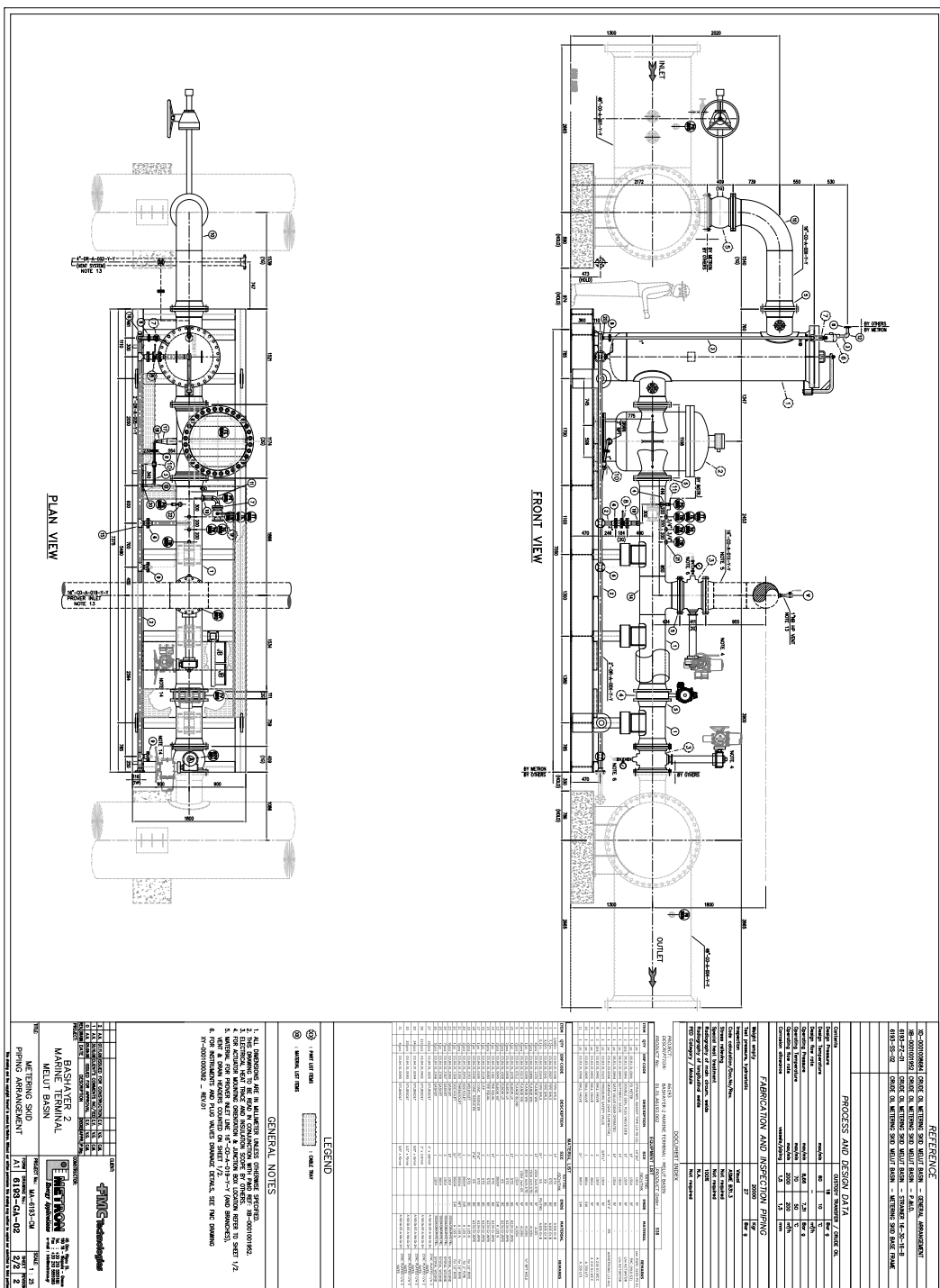
Εκεί ο τελικός πελάτης θα κατασκευάσει μια σωληνογραμμή όπου θα μεταφέρει αργό πετρέλαιο από το σημείο εξόρυξης σε δεξαμενές όπου θα αποθηκεύεται και στη συνέχεια, μέσω του μετρητικού συστήματος και των βραχιόνων φόρτωσης θα φορτώνεται σε δεξαμενόπλοια.

Το συγκεκριμένο μετρητικό σύστημα, που όπως διευκρινίστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο θα παρεμβάλλεται ανάμεσα στις δεξαμενές και στους βραχίονες φόρτωσης, αποτελείται από 9 μετρητικά ρεύματα. Εξαιτίας των αναγκών της συγκεκριμένης εγκατάστασης η παροχή που θα έχει ο αγωγός (είσοδος) του μετρητικού συστήματος θα είναι αρκετά μεγάλη και γι'αυτό το λόγο μέσω ενός κολεκτέρ (εισόδου) η ροή θα ομοικατανέμεται στα μετρητικά ρεύματα. Δηλαδή, κάθε μετρητικό ρεύμα θα αποτελεί ένα μετρητικό σύστημα. Η έξοδος κάθε μετρητικού ρεύματος οδηγείται ξανά σε ένα κολεκτέρ (εξόδου), όπου μέσω ενός αγωγού (εξόδου) θα καταλήξει στους βραχίονες φόρτωσης. Στη συνέχεια, παρατίθενται τα βασικά στοιχεία για τη μελέτη ενός εκ των 9 μετρητικών ρευμάτων:

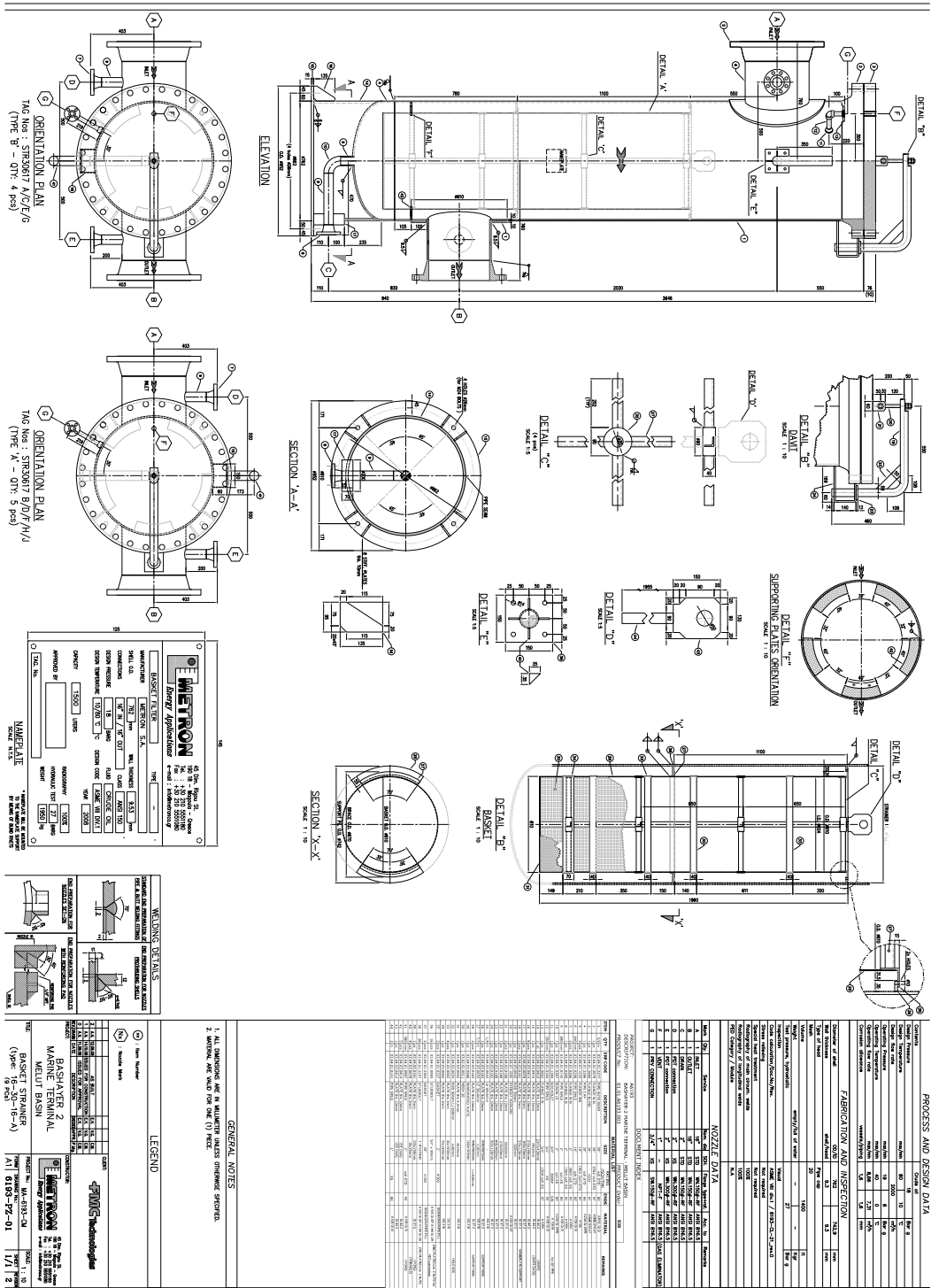
Μέγιστη Μέση Θερμοκρασία Περιβάλλοντος	°C 55
Ελάχιστη Μέση Θερμοκρασία Περιβάλλοντος	°C 10
Σχετική Υγρασία	% 20 έως 100
Συνθήκες Αναφοράς	101,325 kPa @ 15 °C
Πίεση Σχεδιασμού	barg 18
Πίεση Λειτουργίας	barg 7,96
Θερμοκρασία Σχεδιασμού	°C 10/80
Θερμοκρασία Λειτουργίας	°C 65
Πυκνότητα σε κανονική ροή	kg/m ³ 911 σε 15 °C
Ιξώδες	cP 310 σε 50 °C
Μέγιστη Ροή κάθε μετρητή	m ³ /hr 1996.8



Σχέδιο 1 - Εγκατάσταση μετρητικού συστήματος Γενικό πλάνο όλης της εγκατάστασης του μετρητικού συστήματος, όπου φαίνονται και τα 9 μετρητικά ρεύματα, όπως επίσης και ένα σύστημα πιστοποίησης των μετρητών κάθε ρεύματος, το οποίο αναφέρεται στη συνέχεια (Metering Prover).



Σχέδιο 2 - Το μετρητικό σύστημα. Στην παραπάνω εικόνα παρουσιάζεται ένα μετρητικό ρεύμα, στο οποίο διακρίνονται τα στοιχεία που αναφέραμε στο προηγούμενο κεφάλαιο, όπως το φίλτρο με τον απαερωτή, τα διάφορα όργανα, οι βάνες και ο μετρητής.



Σχέδιο 3 - Το φίλτρο του μετρητικού συστήματος. Για το φίλτρο παρουσιάζεται το σχέδιο κατασκευής του με τις διαστάσεις του κυρίως σώματος (δοχείου) και της επιφάνειας φίλτρασης (διάτρητης λαμαρίνας και πλέγματος).

3.1.1 Μετρητής

Το σημαντικότερο στοιχείο ενός μετρητικού συστήματος είναι ο μετρητής του. Δεδομένης της φύσης του ρευστού (αργό πετρέλαιο) και του μεγέθους της παροχής που διέρχεται από το μετρητικό σύστημα ο μετρητής που επιλέγεται να χρησιμοποιηθεί στο συγκεκριμένο έργο είναι τύπου «θετικής μετατόπισης». Βασικός παράγοντας για την επιλογή ενός μετρητή είναι η εξισορρόπηση της ανάγκης για ακριβή μέτρηση με το κόστος του μετρητή.

Η τοποθέτηση ενός μετρητή σε μια εγκατάσταση είναι εξίσου σημαντική με τη συντήρηση και τη βαθμονόμησή του ανά συγκεκριμένα χρονικά διαστήματα, ιδιαίτερα όταν ο μετρητής χρησιμοποιείται για την αγοραπωλησία προϊόντων όπως το πετρέλαιο και τα παράγωγά του. Η πιστοποίηση, λοιπόν, των μετρητών γίνεται είτε από κάποιο άλλο διαπιστευμένο μετρητή (master meter) είτε με τη χρήση ογκομετρικών δοχείων διαπιστευμένων για τη χωρητικότητα τους είτε όπως στην περίπτωση μας με τη χρήση ενός «Prover».

Περίληπτικά για την τρίτη μέθοδο διαπίστευσης το σύστημα του «Prover» είναι μόνιμα συνδεδεμένο, αλλά απομονωμένο από το μετρητικό σύστημα μέσω κάποιας βάνας. Όταν χρειαστεί να βαθμονομηθεί ο μετρητής του μετρητικού συστήματος, κλείνοντας την έξοδο του μετρητικού συστήματος και ανοίγοντας τη βάνα που οδηγεί στον Prover, το προϊόν διερχόμενο από το μετρητή του μετρητικού συστήματος εισέρχεται στις σωληνώσεις του Prover. Εκεί υπάρχει ένα πλαστικό παρέμβυσμα συνήθως σφαιρικό, το οποίο «σπρώχνεται» από το ρευστό που εισέρχεται και «ταξιδεύει» κατά μήκος των σωληνώσεων του Prover. Στις δύο άκρες των σωληνώσεων του Prover υπάρχει ένας διακόπτης, ο οποίος ενεργοποιείται όταν διέλθει το πλαστικό παρέμβυσμα από εκεί. Κάνοντας τη θεώρηση ότι η μία άκρη του είναι η αρχή και η άλλη το τέλος, η μέτρηση του προϊόντος (έλεγχος στο μετρητή του μετρητικού συστήματος) ξεκινάει όταν περάσει το παρέμβυσμα από το διακόπτη της αρχής και ολοκληρώνεται όταν φτάσει στο διακόπτη του τέλους. Γνωρίζοντας τις διαστάσεις του αγωγού και το μήκος από τον ένα διακόπτη στον άλλο, μπορεί να υπολογιστεί ο όγκος του προϊόντος και έπειτα αυτός να συγκριθεί με την ένδειξη του μετρητή στο μετρητικό σύστημα. Με τον τρόπο

αυτό μπορεί να διαπιστευτεί η ακρίβεια του. Για να εξαχθούν σωστά συμπεράσματα πρέπει να υπάρχει επαναληψιμότητα στα αποτελέσματα της μέτρησης.

3.1.2 Φίλτρο

Η μελέτη για την κατασκευή του φίλτρου που χρησιμοποιήθηκε στη συγκεκριμένη εγκατάσταση αποτελείται από δύο μέρη.

Το πρώτο μέρος αφορά στον σχεδιασμό του σώματος του φίλτρου (δοχείο). Για τον σκοπό αυτό λαμβάνονται υπόψη η πίεση και η θερμοκρασία λειτουργίας, τα χαρακτηριστικά του προϊόντος που διέρχεται από αυτό, τα στόμια εισόδου-εξόδου όπως και κάθε στόμιο ή ανθρωποθυρίδα του δοχείου. Επιπλέον, συνυπολογίζονται οι προδιαγραφές του τελικού πελάτη και γενικές προδιαγραφές όπως ο κώδικας ASME Section VIII Division 1 που αναφέρεται σε δοχεία υπό πίεση. Με την παραπάνω διαδικασία αποφασίζεται το υλικό που θα χρησιμοποιηθεί για την κατασκευή του φίλτρου, όπως επίσης και οι διαστάσεις του. Για τον υπολογισμό των τάσεων στα τοιχώματα του δοχείου (σώμα φίλτρου) και των διαστάσεων αυτού χρησιμοποιήθηκε το υπολογιστικό πρόγραμμα PV Elite, του οποίου οι υπολογισμοί φαίνονται στο παράρτημα της εργασίας.

Στο δεύτερο μέρος υπολογίζεται η επιφάνεια φίλτρανσης, το πλέγμα ή αλλιώς διάτρητη λαμαρίνα και η πτώση πίεσης που προκαλείται από αυτή.

3.2 ΘΕΩΡΙΑ

3.2.1 ΜΟΡΙΑΚΗ ΘΕΩΡΗΣΗ ΤΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΤΩΝ ΡΕΥΣΤΩΝ

Ένα ρευστό δεν είναι παρά ένα σύνολο μορίων, τα οποία αφενός κινούνται (έχουν κινητική ενέργεια) και αφετέρου αλληλεπιδρούν μεταξύ τους με μια δύναμη, η οποία εξαρτάται από τη μεταξύ τους απόσταση (έχουν δυναμική ενέργεια). Κατά αρχή το πρόβλημα της κίνησης του ρευστού θα μπορούσε να αντιμετωπισθεί σαν ένα κλασσικό πρόβλημα της μηχανικής: αυτό της ταυτόχρονης κίνησης και αλληλεπίδρασης πολλών σωμάτων. Ο μόνος λόγος

που μια τέτοια αντιμετώπιση είναι αδύνατη είναι ο τεράστιος αριθμός των μορίων που αποτελούν τη μάζα του ρευστού.

Η κίνηση των μορίων των ρευστών μπορεί να χωριστεί σε δύο συνιστώσες. Η μια αναφέρεται σε μια οργανωμένη κίνηση, η οποία αφορά ολόκληρες ομάδες μορίων, ενώ η άλλη σε μια τυχαία («στοχαστική») χαοτική κίνηση, η οποία διαφέρει από μόριο σε μόριο ακόμα και για γειτονικά μόρια. Αυτός ο δεύτερος τύπος κίνησης είναι θερμοδυναμικά υποβαθμισμένος από την άποψη ότι, ενώ η κινητική ενέργεια του πρώτου τύπου μπορεί να μεταφερθεί πλήρως στον δεύτερο, δεν ισχύει και το ανάποδο (δεύτερος νόμος θερμοδυναμικής). Όταν βάζουμε σε κίνηση ένα ρευστό με μια αντλία, αυτό που κάνουμε είναι να προκαλούμε την οργανωμένη κίνηση σε ένα σύνολο μορίων, τα οποία μέσω των δυνάμεων τη μεταδίδουν στα διπλανά τους και έτσι τίθεται όλο το ρευστό σε κίνηση. Οι δυνάμεις αυτές, όμως, μετατρέπουν ένα μέρος της κινητικής ενέργειας της οργανωμένης κίνησης σε κινητική ενέργεια της χαοτικής κίνησης, η οποία δεν συντελεί στην οργανωμένη κίνηση του ρευστού. Αυτός είναι και ο λόγος που πρέπει να δίνουμε συνέχεια ενέργεια στο ρευστό μέσω της αντλίας για να το διατηρήσουμε σε κίνηση.

3.2.2 ΜΑΚΡΟΣΚΟΠΙΚΗ ΘΕΩΡΗΣΗ ΤΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΤΩΝ ΡΕΥΣΤΩΝ

Επειδή όπως είπαμε η μοριακή αντιμετώπιση της κίνησης των ρευστών είναι αδύνατη λόγω του μεγάλου αριθμού των μορίων, αυτά περιγράφονται μακροσκοπικά σαν ομογενή σώματα. Οι μακροσκοπικές μεταβλητές που αντιστοιχούν στις μοριακές ιδιότητες που αναφέρθηκαν παραπάνω είναι

- η ταχύτητα του ρευστού (οργανωμένη κίνηση μορίων),
- η θερμοκρασία του ρευστού (χαοτική κίνηση μορίων),
- το ιξώδες (δυνάμεις μεταξύ μορίων) και
- η εσωτερική ενέργεια του ρευστού (άθροισμα κινητικής ενέργειας της χαοτικής κίνησης και δυναμικής ενέργειας των μορίων).

Η κίνηση του ρευστού σαν συνεχούς μέσου περιγράφεται από τις εξισώσεις Navier-Stokes. Ο αδιάστατος αριθμός που προκύπτει από την αδιαστατοποίηση αυτών των εξισώσεων είναι ο αριθμός Reynolds (N_{Re}). Για

την περίπτωση αγωγού κυλινδρικής διατομής με διάμετρο D όπου ρέει ρευστό με μέση ταχύτητα στη διατομή V_{ave} και ιξώδες μ ο N_{Re} δίνεται ως

$$N_{Re} = \frac{DV\rho}{\mu}$$

Οι εξισώσεις Navier-Stokes επιλύονται για την περίπτωση του αγωγού και προβλέπουν μόνιμη κατάσταση με παραβολικό προφίλ της ταχύτητας ως προς την απόσταση από τον άξονα συμμετρίας του αγωγού. Στην πραγματικότητα όμως τα πράγματα είναι πιο περίπλοκα. Ο Osborne Reynolds, το 1883 εκτέλεσε κάποια πειράματα για να μετρήσει την αντίσταση κατά την κίνηση του ρευστού σε αγωγούς. Εισάγοντας μια δέσμη μπογιάς μέσα στη ροή παρατήρησε δύο περιοχές ροής. Στην πρώτη, η δέσμη της μπογιάς διατηρεί το σχήμα της και αντιστοιχεί σε μόνιμη ευθύγραμμη ροή όπως προβλέπεται από τις εξισώσεις Navier-Stokes (στρωτή ροή). Αυξάνοντας τον αριθμό N_{Re} , έχουμε μετάβαση στη δεύτερη περιοχή ροής, στην οποία η λωρίδα της μπογιάς ταλαντώνεται ακανόνιστα τόσο στον χώρο όσο και στον χρόνο. Αυτή η ακανόνιστη, τρισδιάστατη και χρονικά εξαρτώμενη ροή λέγεται τυρβώδης ροή.

Αν και η εξήγηση της γένεσης της τυρβώδους ροής υπήρξε ένα από τα βασικά επιστημονικά προβλήματα για πολλά χρόνια, τελικά αποδείχτηκε ότι ήταν πολύ απλή. Ο αριθμός N_{Re} είναι ένα μέτρο της μη γραμμικότητας των εξισώσεων Navier-Stokes. Η αύξηση του οδηγεί σε απώλεια της ευστάθειας των λύσεων της στρωτής ροής και μετάπτωση του συστήματος σε χαοτική συμπεριφορά που αντιστοιχεί στην τυρβώδη ροή.

Ο αριθμός N_{Re} , στον οποίο έχουμε τη μετάπτωση από τη στρωτή σε τυρβώδη ροή, δεν είναι συγκεκριμένος αλλά εξαρτάται και από τις εξωτερικές διαταραχές που επιβάλλονται στην ροή. Είναι γνωστό ότι με πολλή προσοχή (απουσία διαταραχών) μπορεί να επιτευχθεί στρωτή ροή σε κυλινδρικό αγωγό ακόμα και για $N_{Re} = 10000$. Εκείνο που έχει σημασία είναι η τιμή του N_{Re} , κάτω από την οποία η ροή είναι πάντα στρωτή ανεξαρτήτως των επιβαλλόμενων διαταραχών (γιατί πάντα υπάρχουν διαταραχές σε πρακτικά

προβλήματα). Αυτός ο κρίσιμος αριθμός N_{Re} είναι περίπου 2000 για τη ροή σε κυλινδρικό αγωγό.

3.2.3 ΚΑΤΑΝΟΜΗ ΤΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΡΕΥΣΤΟΥ ΜΕΣΑ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΙΚΟ ΑΓΩΓΟ

Στην περίπτωση κυλινδρικού αγωγού ακτίνας R η ακτινική κατανομή της ταχύτητας είναι ανεξάρτητη του N_{Re} στη στρωτή ροή και έχει παραβολική μορφή:

$$V(r) = V_{\max} \left(1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right) \quad (3.1)$$

όπου V_{\max} είναι η μέγιστη ταχύτητα στη διατομή και r η ακτινική συντεταγμένη. Η ακτινική κατανομή της ταχύτητας είναι πιο ομοιόμορφη για τυρβώδη ροή και γίνεται ακόμα πιο ομοιόμορφη όσο αυξάνεται ο N_{Re} . Αυτή μπορεί να προσεγγιστεί με την εξίσωση:

$$V(r) = V_{\max} \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/n} \quad (3.2)$$

όπου η παράμετρος n παίρνει την τιμή $n = 6$ για $N_{Re} = 4000$, $n = 7$ για $N_{Re} = 1.1 \times 10^5$ και $n = 10$ για $N_{Re} = 3.2 \times 10^6$.

3.2.4 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΤΡΙΒΗΣ

Με βάση όσα ειπώθηκαν στη μοριακή θεώρηση των ρευστών η ενέργεια που δίνεται στο ρευστό για την κίνησή του μετατρέπεται σε θερμότητα μέσω του ιξώδους (τριβή μεταξύ των στοιβάδων του ρευστού). Η αύξηση αυτή της θερμότητας είναι πολύ μικρή ώστε να μπορεί να γίνει αισθητή μακροσκοπικά στις περισσότερες πρακτικές εφαρμογές. Το μέτρο των απωλειών ενέργειας του υγρού κατά την κίνηση του είναι η πτώση πίεσης ανά μονάδα μήκους του ($\Delta P/L$). Για ευθύγραμμο αγωγό κυλινδρικής διατομής διαμέτρου D και μήκους L , η πτώση πίεσης ΔP υπολογίζεται ως:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_{ave}^2}{2} \quad (3.3)$$

το f λέγεται συντελεστής τριβής του αγωγού. Για να αποφευχθούν παρανοήσεις σημειώνεται ότι στην βιβλιογραφία χρησιμοποιούνται τρεις διαφορετικοί συντελεστές τριβής:

- ο συντελεστής τριβής του Fanning (που χρησιμοποιείται εδώ),
- ο συντελεστής τριβής του Moody f' , και
- ο βασικός συντελεστής τριβής j_F .

Οι τρεις συντελεστές συνδέονται μεταξύ τους με τη σχέση

$$j_F = f'/2 = f/8$$

Όταν χρησιμοποιούμε νομογραφήματα θα πρέπει να προσέχουμε σε πιο συντελεστή τριβής αναφέρονται.

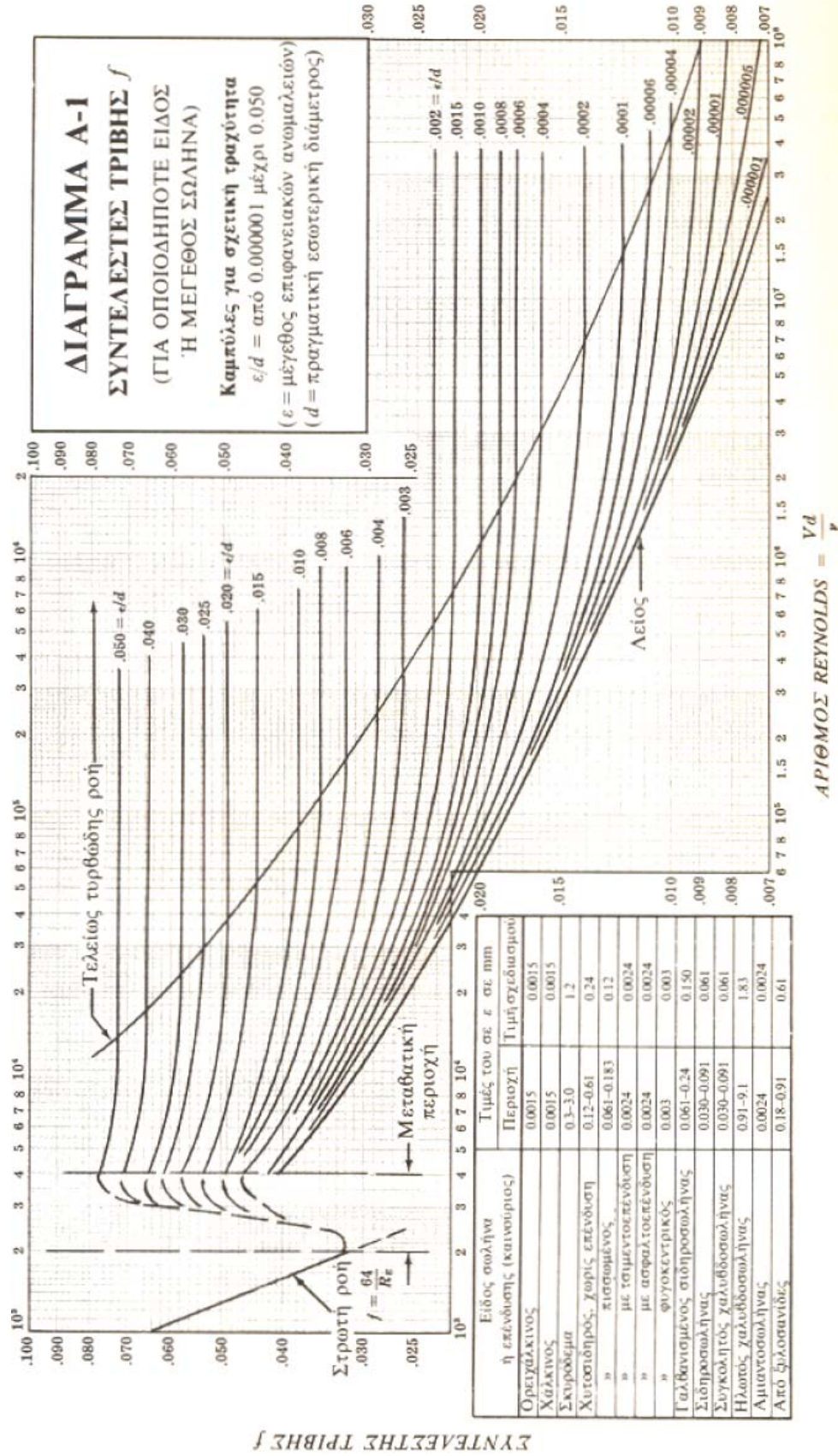
Ο συντελεστής τριβής μπορεί να βρεθεί μαθηματικά για τη στρωτή ροή

$$f = 64/N_{Re} \quad (3.4)$$

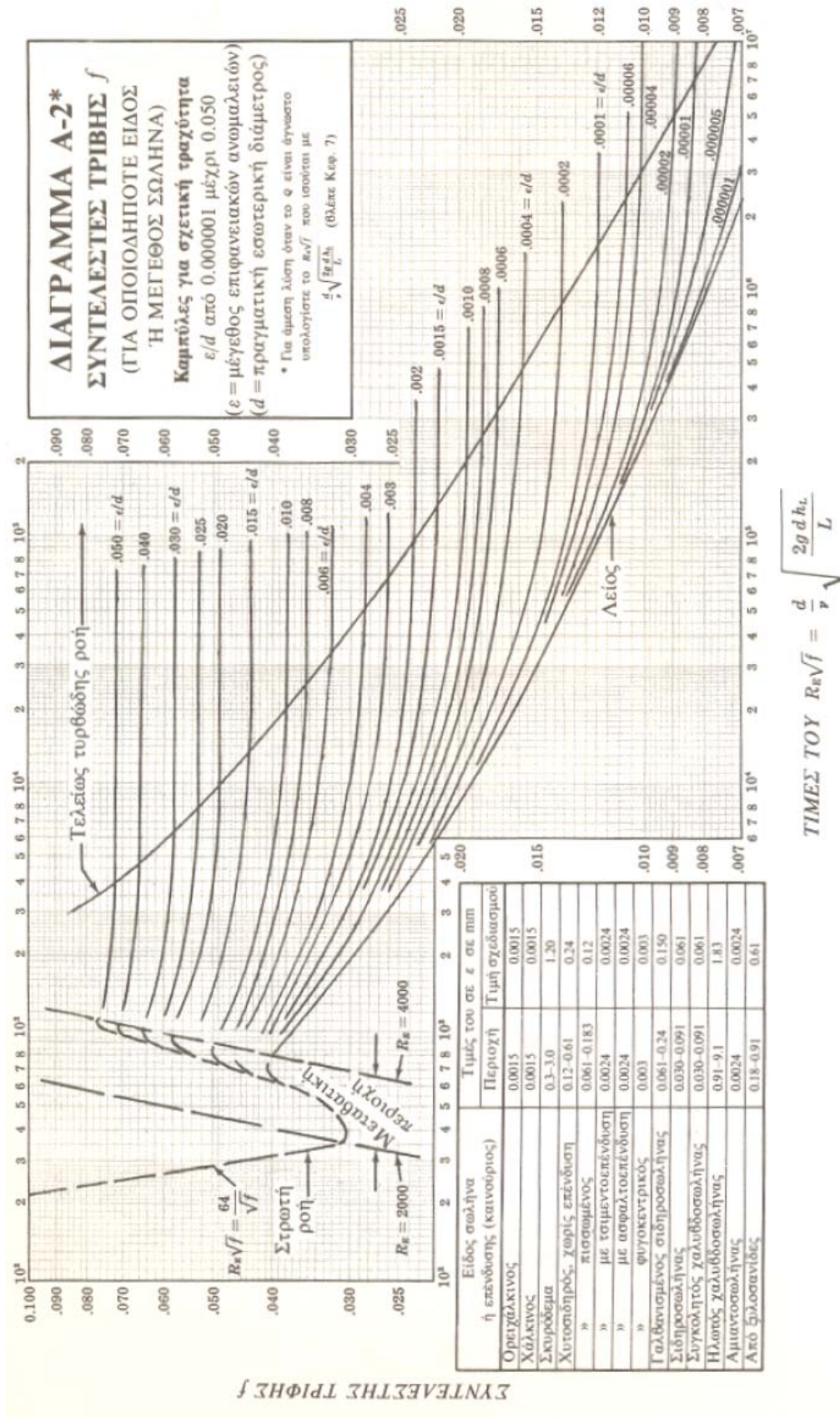
Στην τυρβώδη ροή, δεν υπάρχει απλή σχέση για τη μεταβολή του f σε σχέση με τον N_{Re} . Επιπλέον έχει βρεθεί ότι η σχετική τραχύτητα του σωλήνα (ο λόγος του μεγέθους των προεξοχών της επιφάνειας ϵ προς την εσωτερική διάμετρο του σωλήνα D) επηρεάζει και αυτός την τιμή του f . Υπάρχει η εξίσωση

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log\left(\frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{N_{Re} \sqrt{f}}\right) \quad (3.5)$$

που γενικά είναι δύσκολη στην λύση της γιατί το f εμφανίζεται και στα δύο μέλη της. Εναλλακτικά υπάρχουν διαγράμματα που δίνουν τη σχέση μεταξύ του συντελεστή τριβής f , του αριθμού N_{Re} και της σχετικής τραχύτητας ϵ/D , όπως τα Διαγράμματα A1 και A2. Το Διάγραμμα A1 χρησιμοποιείται όταν είναι γνωστή η παροχή και το Διάγραμμα A2 όταν πρέπει να υπολογιστεί η παροχή.



Διάγραμμα Α1



Διάγραμμα A2

Κάποιες σημαντικές παρατηρήσεις:

- Οι απώλειες ενέργειας σε έναν αγωγό κατά την τυρβώδη ροή είναι πολλαπλάσιες από αυτές που θα υπήρχαν αν η ροή ήταν στρωτή.
- Όπως φαίνεται και από το διάγραμμα όταν ο N_{Re} γίνεται πολύ μεγάλος, ο συντελεστής f σταθεροποιείται σε μια τιμή η οποία εξαρτάται μόνο από τη σχετική τραχύτητα.
- Η σχετική τραχύτητα εκτιμάται με βάση την εμπειρία. Στα διαγράμματα προτείνονται χαρακτηριστικές τιμές του μεγέθους των επιφανειακών ατελειών ϵ για καινούργιες επιφάνειες.

3.2.5 ΠΤΩΣΗ ΠΙΕΣΗΣ ΣΕ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΣΩΛΗΝΩΣΕΩΝ

Ο υπολογισμός των απωλειών ενέργειας (πτώσης πίεσης) σε πραγματικά συστήματα σωληνώσεων συνήθως γίνεται πειραματικά. Όμως για πολλά τυποποιημένα στοιχεία των σωληνώσεων όπως διαστολές, συστολές, γωνίες και βαλβίδες υπάρχει μια πληθώρα δεδομένων, η οποία μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον θεωρητικό υπολογισμό της πτώσης πίεσης. Δύο μέθοδοι χρησιμοποιούνται στην πράξη για αυτό τον υπολογισμό:

- Η μέθοδος ισοδύναμου μήκους εκφράζει την απώλεια ενέργειας σε ένα στοιχείο σωληνώσεων ως το μήκος του ευθύγραμμου αγωγού που έχει την ίδια απώλεια. Το ισοδύναμο μήκος για τυρβώδης ροές, συνήθως παρουσιάζεται ως ο αριθμός των διαμέτρων σωλήνα ίδια διαμέτρου με το στοιχείο της σωλήνωσης. Αν το ισοδύναμο μήκος συμβολίζεται με L_e τότε ο λόγος L_e/D είναι μια σταθερή ποσότητα ανεξάρτητη του D .
- Ο συντελεστής αντίστασης ενός εξαρτήματος ορίζεται από τη σχέση:

$$\Delta P = K \frac{\rho V_{ave}^2}{2} \quad (3.6)$$

Αν είναι γνωστό το ισοδύναμο μήκος για ένα εξάρτημα, τότε η πτώση πίεσης που προκαλεί βρίσκεται από την εξίσωση (3.5) όπου το L έχει αντικατασταθεί

από το L_e . Αν είναι γνωστός ο συντελεστής αντίστασης ο υπολογισμός της πτώσης πίεσης γίνεται από την εξίσωση (3.6).

Αν θέλουμε να εκφράσουμε τις τριβές ενός εξαρτήματος με συντελεστή αντίστασης K και περίμετρο διατομής D_T ως ισοδύναμο μήκος σωλήνα διαμέτρου D και τραχύτητας ϵ εξισώνουμε τις σχέσεις (3.3) και (3.6) για την πτώση πίεσης και αντικαθιστούμε τις μέσες ταχύτητες με τα πηλίκια της παροχής (κοινή για σωλήνα και εξάρτημα) με τις επιφάνειες των αντίστοιχων διατομών. Η τελική σχέση είναι:

$$L_e = \frac{KD}{f} \left(\frac{D}{D_T} \right)^4 \quad (3.7)$$

όπου f είναι ο συντελεστής τριβής του σωλήνα διαμέτρου D και τραχύτητας ϵ .

3.2.6 ΕΞΙΣΩΣΗ BERNOULLI

Η εξίσωση του Bernoulli είναι απλά ένα ισοζύγιο της μηχανικής ενέργειας του ρευστού. Σύμφωνα με αυτή η σχέση που συνδέει τις πιέσεις P_1 και P_2 , και τις μέσες ταχύτητες $V_{1,ave}$, $V_{2,ave}$ του ρευστού σε δύο σημεία 1 και 2 με υψομετρική διαφορά $h_{1,2}$ ($= h_1 - h_2$) είναι:

$$P_1 - P_2 + \frac{\alpha \rho V_{1,ave}^2}{2} - \frac{\alpha \rho V_{2,ave}^2}{2} + \rho g h_{1,2} = \sum_i \Delta P_i \quad (3.8)$$

όπου το άθροισμα στο δεξί μέλος της εξίσωσης αναφέρεται στο σύνολο των απωλειών στα τμήματα αγωγού και στα εξαρτήματα που βρίσκονται μεταξύ των σημείων 1 και 2, όπως αυτές υπολογίζονται από τις εξισώσεις (3.3) και (3.6) αντίστοιχα. Ο συντελεστής α είναι ο συντελεστής διόρθωσης της κινητικής ενέργειας του ρευστού και για κυλινδρικής διατομής αγωγό ακτίνας R και υπολογίζεται ως εξής:

$$\alpha = \frac{2}{R^2} \int_0^R \left(\frac{V(r)}{V_{ave}} \right)^3 r dr \quad (3.9)$$

Για την ακτινική κατανομή της ταχύτητας είναι προφανές ότι ο συντελεστής α εξαρτάται από τον N_{Re} . Η τιμή του είναι 2 για στρωτή ροή και από 1.15 έως 1.02 για τυρβώδη ροή (μειώνεται όσο αυξάνει ο Re). Πάντως στους υπολογισμούς για πρακτικά προβλήματα ο συντελεστής α λαμβάνεται ίσος με 1 χωρίς αυτό να προκαλεί σοβαρά σφάλματα μια και η συμβολή των όρων κινητικής ενέργειας στην εξίσωση (3.8) είναι πολύ μικρή.

3.3 Θεωρητικός Υπολογισμός Πτώσης Πίεσης στο Φίλτρο







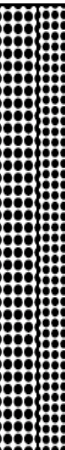

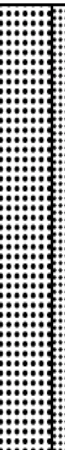
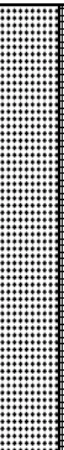
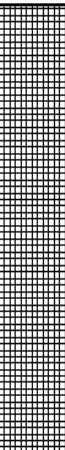
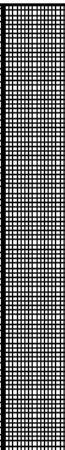
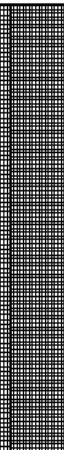
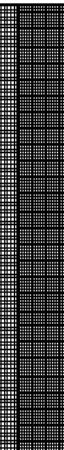







Λόγω της ιδιαιτερότητας της μορφής της ροής από μια επιφάνεια όπως είναι αυτή του πλέγματος, ο τρόπος υπολογισμού της πτώσης πίεσης ενός φίλτρου γίνεται με κάποιο υπολογιστικό πρόγραμμα ή πρόγραμμα προσομοίωσης. Η εμπειρία κατασκευαστών φίλτρων και τα πειράματα που γίνονται σε είδη κατασκευασμένα φίλτρα έχουν οδηγήσει στην εξαγωγή εμπειρικών κανόνων ώστε να προσεγγιστεί καλύτερα η πτώση πίεσης σε ένα φίλτρο χωρίς τη χρήση υπολογιστικών προγραμμάτων.

Η συλλογή τέτοιων δεδομένων έχουν βοηθήσει στην κατασκευή διαγραμμάτων της πτώσης πίεσης σε σχέση με την παροχή για συγκεκριμένες διάτρητες λαμαρίνες, πλέγματα, γενικότερα οπές της επιφάνειας φίλτρανσης. Προτού αναλυθεί ο εμπειρικός τρόπος υπολογισμού της πτώσης πίεσης σε μια επιφάνεια φίλτρανσης με τη χρήση διαγραμμάτων και πινάκων, παρατίθενται στη συνέχεια αναλυτικότερα κάποια στοιχεία για τις επιφάνειες φίλτρανσης.

3.3.1 Επιφάνειες Φίλτρανσης

Η επιφάνεια φίλτρανσης εξαρτάται από τα σωματίδια, τα οποία χρειάζεται να απομακρυνθούν από το ρευστό όταν διέρχεται μέσα από αυτή. Για την επιφάνεια φίλτρανσης χρησιμοποιείται διάτρητη λαμαρίνα με οπές διαφορετικών σχημάτων στρογγυλές, παραλληλόγραμμες, πολυγωνικές. Σε

ορισμένες περιπτώσεις οι οπές αυτές επικαλύπτονται από πλέγμα διαφόρων διαστάσεων ανάλογα με την εφαρμογή. Χαρακτηριστικό τόσο στις διάτρητες λαμαρίνες όσο και στα πλέγματα είναι η ανοικτή επιφάνεια (open area). Ανοικτή επιφάνεια ορίζεται ως ο λόγος της ανοικτής επιφάνειας της λαμαρίνας ή του πλέγματος από όπου διέρχεται το ρευστό προς την επιφάνεια που δεν επιτρέπεται η διέλευση του ρευστού. Παραδείγματα διάτρητων λαμαρινών και πλεγμάτων φαίνονται στον παρακάτω πίνακα.

Screen Types/Dimensions	
	1/4" Dia. - 40% O.A.
	3/16" Dia. - 50% O.A.
	5/32" Dia. - 58% O.A.
	1/8" Dia. - 40% O.A.
	3/32" Dia. - 39% O.A.
	1/16" Dia. - 37% O.A.
	3/64" Dia. - 36% O.A.
	1/4" Dia. - 40% O.A.
	0.027" Dia. - 23% O.A.
	20 Mesh - 49% O.A.
	0.035" Openings
	30 Mesh - 45% O.A.
	0.022" Openings
	40 Mesh - 41% O.A.
	0.016" Openings
	60 Mesh - 38% O.A.
	0.010" Openings
	80 Mesh - 36% O.A.
	0.008" Openings
	100 Mesh - 30% O.A.
	0.006" Openings

Πίνακας 1 - Παρουσίαση διάτρητων επιφανειών και το ποσοστό της ανοικτής τους επιφάνειας

Σε εφαρμογές όπου επικρατούν υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες αποφεύγεται η χρήση πλέγματος στις επιφάνειες φίλτρανσης, οπότε χρησιμοποιείται μόνο η διάτρητη λαμαρίνα. Αντίστοιχα όμως σε εφαρμογές που το επίπεδο της φίλτρανσης χρειάζεται να είναι υψηλό χρησιμοποιούνται δύο διάτρητες λαμαρίνες με πλέγμα ανάμεσα τους.

Γενικός κανόνας για την επιλογή του επιπέδου φίλτρανσης, δηλαδή της διάτρητης λαμαρίνας και πλέγματος, είναι οι οπές να μην γίνονται μικρότερες

από το 1/2 του μεγέθους των σωματιδίων που χρειάζεται να απομακρυνθούν από το ρευστό. Σε περίπτωση που αυτό δεν εφαρμοστεί η πτώση πίεσης ενδέχεται μέσα στο φίλτρο να αυξηθεί ραγδαία και οι επιπτώσεις στην επιφάνεια φίλτρανσης να είναι καταστροφικές.

3.3.2 Υπολογισμός της ανοικτής επιφάνειας μιας διάτρητης λαμαρίνας

Οι συνηθέστερες διατάξεις οπών μιας διάτρητης λαμαρίνας είναι είτε σε ευθεία γραμμή όπως φαίνεται στην εικόνα 56, είτε σε διάταξη «ζικ-ζακ» όπως φαίνεται στην εικόνα 57. Στην περίπτωση του φίλτρου της παρούσας εργασίας οι οπές είναι κυκλικές με διάταξη όπως στην εικόνα 56.



Εικόνα 54 - Διάτρητη λαμαρίνα με διάταξη οπών "ζικ-ζακ" Εικόνα 55 - Διάτρητη λαμαρίνα με διάταξη οπών ευθεία

Για τον υπολογισμό της ανοικτής επιφάνειας σχηματίζεται ένα τρίγωνο με ακμές τα κέντρα τριών διαδοχικών οπών. Το τρίγωνο είναι ισόπλευρο με πλευρές την απόσταση των κέντρων των οπών.

Επομένως η ανοικτή επιφάνεια είναι ο λόγος του εμβαδού των τριών κυκλικών τομέων που σχηματίζονται μέσα στο ισόπλευρο τρίγωνο προς την επιφάνεια του ισόπλευρου τριγώνου.

3.3.3 Υπολογισμός πτώσης πίεσης φίλτρου

Το φίλτρο για το μετρητικό σύστημα που μελετάται έχει ως είσοδο και έξοδο αγωγό διαμέτρου 16". Στο σχέδιο φαίνονται αναλυτικότερα όλες οι διαστάσεις, τα στόμια και οι θέσεις των οργάνων που τοποθετήθηκαν σε αυτό, όπως επίσης και η διάτρητη λαμαρίνα με το πλέγμα της επιφάνειας φίλτρανσης.

Σύμφωνα με τις προδιαγραφές του τελικού πελάτη η διάτρητη λαμαρίνα του φίλτρου που εξετάζεται έχει οπές διαμέτρου 5mm και κέντρα οπών 8,5mm και πλέγμα 0,4 mm, που όπως φαίνεται στον Πίνακα 2 αντιστοιχεί σε 40 Mesh.

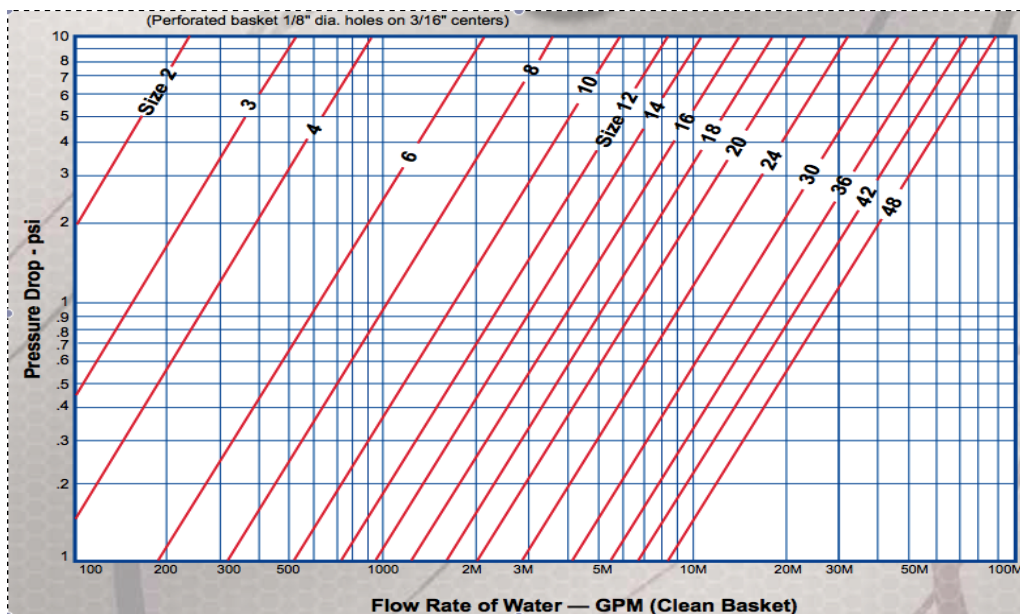
U.S. MESH	INCHES	MICRONS	MILLIMETERS
3	0.2650	6730	6.730
4	0.1870	4760	4.760
5	0.1570	4000	4.000
6	0.1320	3360	3.360
7	0.1110	2830	2.830
8	0.0937	2380	2.380
10	0.0787	2000	2.000
12	0.0661	1680	1.680
14	0.0555	1410	1.410
16	0.0469	1190	1.190
18	0.0394	1000	1.000
20	0.0331	841	0.841
25	0.0280	707	0.707
30	0.0232	595	0.595
35	0.0197	500	0.500
40	0.0165	400	0.400
45	0.0138	354	0.354
50	0.0117	297	0.297
60	0.0098	250	0.250
70	0.0083	210	0.210
80	0.0070	177	0.177
100	0.0059	149	0.149
120	0.0049	125	0.125
140	0.0041	105	0.105
170	0.0035	88	0.088
200	0.0029	74	0.074
230	0.0024	63	0.063
270	0.0021	53	0.053
325	0.0017	44	0.044
400	0.0015	37	0.037

Πίνακας 2 - Πίνακας Συσχέτισης Mesh με Millimeters

Για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης στο φίλτρο θα χρησιμοποιηθεί το Διάγραμμα 1 που έχει κατασκευαστεί μετά από πειράματα σε διάφορα μεγέθη φίλτρων σε συνθήκες περιβάλλοντος με προϊόν το νερό. Το διάγραμμα αυτό δίνει τη σχέση της πτώσης πίεσης με την παροχή σε ένα φίλτρο, ανάλογα με το μέγεθος του στομίου εισόδου και εξόδου του φίλτρου. Έπειτα, με χρήση διορθωτικών παραγόντων, από πίνακες που έχουν ανακτηθεί σε πειράματα, καταλήγουμε στην πραγματική πτώση πίεσης που εμφανίζεται στο συγκεκριμένο φίλτρο για το προϊόν που διέρχεται από αυτό.

Η μέγιστη παροχή του φίλτρου είναι 2000 m³/ h, δηλαδή 8807 gpm (u.s. gallons per minute). Επομένως από το Διάγραμμα 1 υπολογίζουμε ότι για διάμετρο εισόδου 16'' και τη συγκεκριμένη παροχή το ΔΡ είναι 4 psi.

Με βάση τις οπές της επιφάνειας φίλτρανσης από τον Πίνακα 1 ή υπολογίζοντας την όπως παρουσιάστηκε στην παράγραφο 3.3.2, εκτιμάται η ελεύθερη επιφάνεια που αντιστοιχεί στη συγκεκριμένη διάτρητη λαμαρίνα και πλέγμα. Στη συνέχεια, χρησιμοποιώντας τον Πίνακα 3 επιλέγουμε τους διορθωτικούς παράγοντες για να προσεγγίσουμε την πραγματική πτώση πίεσης.



Διάγραμμα 1 - Διάγραμμα πτώσης πίεσης φίλτρων σε σχέση με την παροχή και το μέγεθος τους με επιφάνεια φίλτρανσης διάτρητη λαμαρίνα με οπές 1/8'' και απόσταση κέντρων των οπών 3/16''

Size Range	SCREEN OPENINGS							
	Perforated Plate					Mesh lined standard screens		
	% Screen Material Open Area					% Screen Material Open Area		
	60%	50%	40%	30%	20%	50%	40%	30%
1/4" - 1 1/2"	0.45	0.55	0.7	1	1.15	1.05	1.05	1.2
2" - 16"	0.65	0.8	1	1.4	2.15	1.05	1.05	1.2

Πίνακας 3 - Διορθωτικός παράγοντας για την πτώση πίεσης για επιφάνειες φίλτρανσης σε σχέση με το μέγεθος και την ανοικτή τους επιφάνεια

Επομένως για διάτρητη λαμαρίνα με διάμετρο οπής 5mm και κέντρα οπών 8.5mm η ελεύθερη επιφάνεια είναι 31 %, άρα ο διορθωτικός παράγοντας είναι περίπου 1.4. Για πλέγμα 40 Mesh η ελεύθερη επιφάνεια είναι 41% και ο διορθωτικός παράγοντας περίπου 1,05. Οι παράγοντες, που επιλέχτηκαν από τον προηγούμενο πίνακα, συμβάλλουν στη διόρθωση του υπολογισμού της πτώσης πίεσης, δεδομένου ότι το Διάγραμμα 1 που χρησιμοποιήθηκε στον υπολογισμό του ΔΡ αναφέρεται σε μετρήσεις διαφορετικής επιφάνειας φίλτρανσης.

Έτσι υπολογίζεται η πτώση πίεσης του φίλτρου για τη συγκεκριμένη επιφάνεια φίλτρανσης, αν το προϊόν που τη διαπερνά είναι νερό. Άρα η πτώση πίεσης του φίλτρου είναι:

$$\Delta P_2 = C_{perf.} \times C_{mesh} \times \Delta P_1, \text{ όπου}$$

$C_{perf.}$: είναι ο διορθωτικός παράγοντας λόγω της διαφορετικής διάτρητης λαμαρίνας που χρησιμοποιήθηκε στο φίλτρο αυτό σε σχέση με αυτό του διαγράμματος

C_{mesh} : είναι ο διορθωτικός παράγοντας λόγω της χρήσης πλέγματος στη διάτρητη λαμαρίνα

ΔP_1 : η πτώση πίεσης που υπολογίσαμε από το διάγραμμα 1 για την παροχή του συστήματος.

Στην περίπτωση μας το ρευστό που διαρρέει το φίλτρο είναι αργό πετρέλαιο. Για το λόγο αυτό θα χρησιμοποιηθούν συντελεστές, ώστε να διορθωθεί ξανά

η πτώση πίεσης εξαιτίας της διαφορετικής πυκνότητας και ιξώδους (από αυτή του νερού).

Η διόρθωση της πτώσης πίεσης ως προς την πυκνότητα για το ρευστό που διαρρέει το φίλτρο γίνεται με τον πολλαπλασιασμό του ΔP_2 με την σχετική του πυκνότητα. Επομένως η διορθωμένη πτώση πίεσης σε σχέση με την πυκνότητα είναι:

$$\Delta P_3 = \Delta P_2 \times S.G. , \text{ όπου}$$

ΔP_2 : η διορθωμένη πίεση σε σχέση με την επιφάνεια φίλτρανσης έχοντας ως ρευστό το νερό

S.G. : η σχετική πυκνότητα του ρευστού που στη συγκεκριμένη περίπτωση που το ρευστό είναι αργό πετρέλαιο είναι 0.85

Στη συνέχεια πρέπει να διορθωθεί η πτώση πίεσης λόγω του διαφορετικού ιξώδους που έχει το αργό πετρέλαιο, σε σχέση με το ρευστό από το οποίο σχεδιάστηκε το Διάγραμμα 1 (νερό). Οι διορθωτικοί συντελεστές που θα χρησιμοποιηθούν για την καλύτερη προσέγγιση της πτώσης πίεσης για διαφορετικό ιξώδες από το νερό είναι ο συντελεστής διόρθωσης της πτώσης πίεσης για σώμα του φίλτρου (Body Loss Factor) και ο συντελεστής διόρθωσης της πτώσης πίεσης για την επιφάνεια φίλτρανσης (Screen Loss Factor) του Πίνακα 5.

Size Range	Component factor (CF)
1/4" - 1 1/2"	0.25
2" - 16"	0.35

Πίνακας 4

Το ποσοστό της πτώσης πίεσης που οφείλεται «στο σώμα» του φίλτρου και αντίστοιχα στην επιφάνεια φίλτρανσης δίνεται στον Πίνακα 4 σύμφωνα με το μέγεθος του φίλτρου. Στην περίπτωση μας η πτώση πίεσης που οφείλεται στο

σώμα του φίλτρου είναι 0.35 και αντίστοιχα στις διαστάσεις της επιφάνειας φίλτρανσης 0.65. Επομένως έχουμε:

$$\Delta P_4 = \Delta P_3 \times 0.35 \quad \text{και}$$

$$\Delta P_5 = \Delta P_3 \times 0.65$$

Άρα η τελική διόρθωση της πτώσης πίεσης σε ένα φίλτρο εξαιτίας και του ιξώδους είναι όπως φαίνεται παρακάτω:

$$\Delta P_6 = \Delta P_4 \times BF, \quad \text{όπου}$$

ΔP_4 : Το ποσοστό της πτώσης πίεσης που οφείλεται στη διάτρητη λαμαρίνα

BF : ο συντελεστής διόρθωσης του ιξώδους για το σώμα του φίλτρου

$$\Delta P_7 = \Delta P_5 \times MF, \quad \text{όπου}$$

ΔP_5 : Το ποσοστό της πτώσης πίεσης που οφείλεται στην επιφάνεια φίλτρανσης

MF : ο συντελεστής διόρθωσης του ιξώδους για το πλέγμα

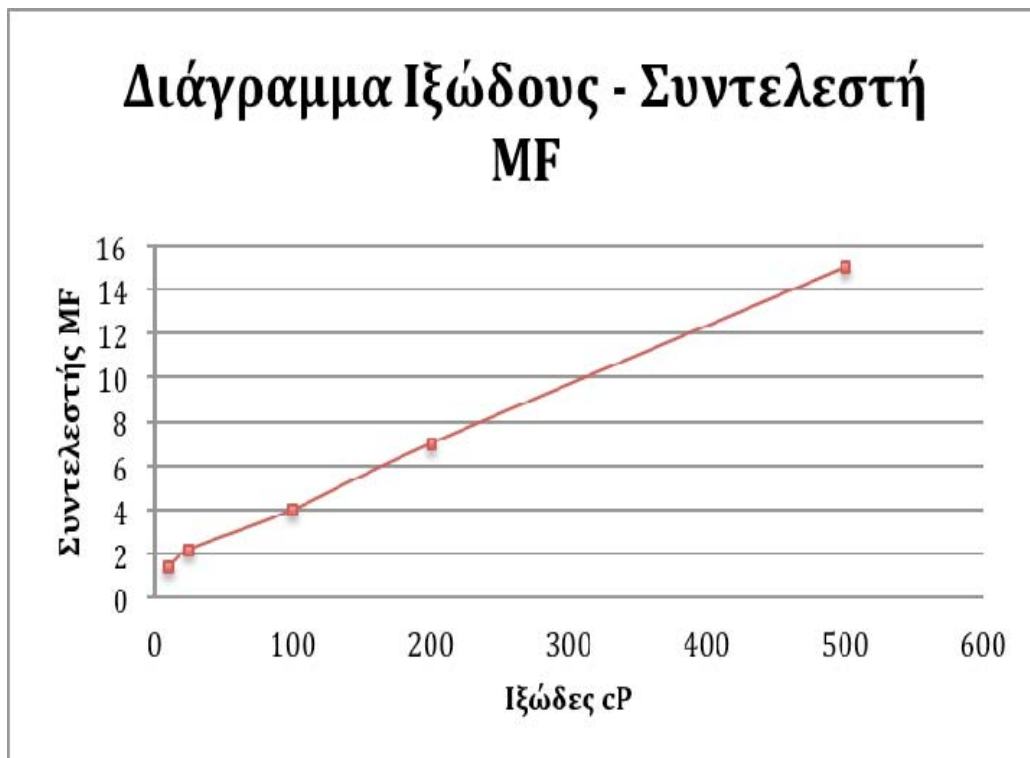
Το ρευστό που διέρχεται από το φίλτρο είναι αργό πετρέλαιο με δυναμικό ιξώδες 75 cP. Σχεδιάζοντας το γράφημα στο Διάγραμμα 2 και 3 από τις τιμές του Πίνακα 5 υπολογίζουμε ότι για 75 cP ιξώδες ο $BF = 1.5$ και για 40 Mesh ο $MF = 3$.

Viscosity Cp	Body Loss Factor (BF)	Perf alone (PF)	Screen Loss Factor		
			20 mesh lined (MF)	30 & 40 mesh lined (MF)	60 to 300 mesh lined (MF)
10	1	1.15	1.3	1.4	1.5
25	1.2	1.25	2	2.2	2.5
100	1.6	1.4	3	4	6.5
200	2.2	1.5	4.5	7	11.5
500	4.4	1.6	10	15	25
1000	8	1.7	15	30	50
2000	15.2	1.9	30	60	100

Πίνακας 5 – Πίνακας Διορθωτικού Παράγοντα Βάση του Ιξώδους



Διάγραμμα 2



Διάγραμμα 3

Τέλος η συνολική πτώση πίεσης, έπειτα από τις διορθώσεις λόγω διαφορετικής επιφάνειας φίλτρανσης (διαφορετικές οπές από εκείνες με τις οποίες έχει σχεδιαστεί το Διάγραμμα 1), διαφορετικής πυκνότητας και διαφορετικού ιξώδους του ρευστού (σε σχέση με το ρευστό το οποίο χρησιμοποιήθηκε για το Διάγραμμα 1), είναι το άθροισμα των πιέσεων που προκύπτουν από την τελευταία διόρθωση για το ιξώδες, δηλαδή:

$$\Delta P_{\text{τελ.}} = \Delta P_7 + \Delta P_8$$

Κάνοντας τους υπολογισμούς με όλα τα στοιχεία που παρατίθενται για τον τρόπο υπολογισμού του ΔP έχουμε αναλυτικά παρακάτω την πτώση πίεσης για το φίλτρο του μετρητικού συστήματος της εγκατάστασης που περιγράφεται στην εργασία.

$$\Delta P_1 = 4 \text{ psi}$$

$$\Delta P_2 = 1,4 \times 1,05 \times 4 \Rightarrow \Delta P_2 = 5,88 \text{ psi}$$

$$\Delta P_3 = 5,88 \times 0,82 \Rightarrow \Delta P_3 = 4,82 \text{ psi}$$

$$\Delta P_4 = 4,82 \times 0,35 \Rightarrow \Delta P_4 = 1,687 \text{ psi}$$

$$\Delta P_5 = 4,82 \times 0,65 \Rightarrow \Delta P_5 = 3,133 \text{ psi}$$

$$\Delta P_6 = 1,687 \times 1,5 \Rightarrow \Delta P_6 = 2,53 \text{ psi}$$

$$\Delta P_7 = 3,133 \times 3 \Rightarrow \Delta P_7 = 9,39 \text{ psi}$$

$$\Delta P_{\text{τελ.}} = 9,39 + 2,53 \Rightarrow \Delta P_{\text{τελ.}} = 11,92 \text{ psi}$$

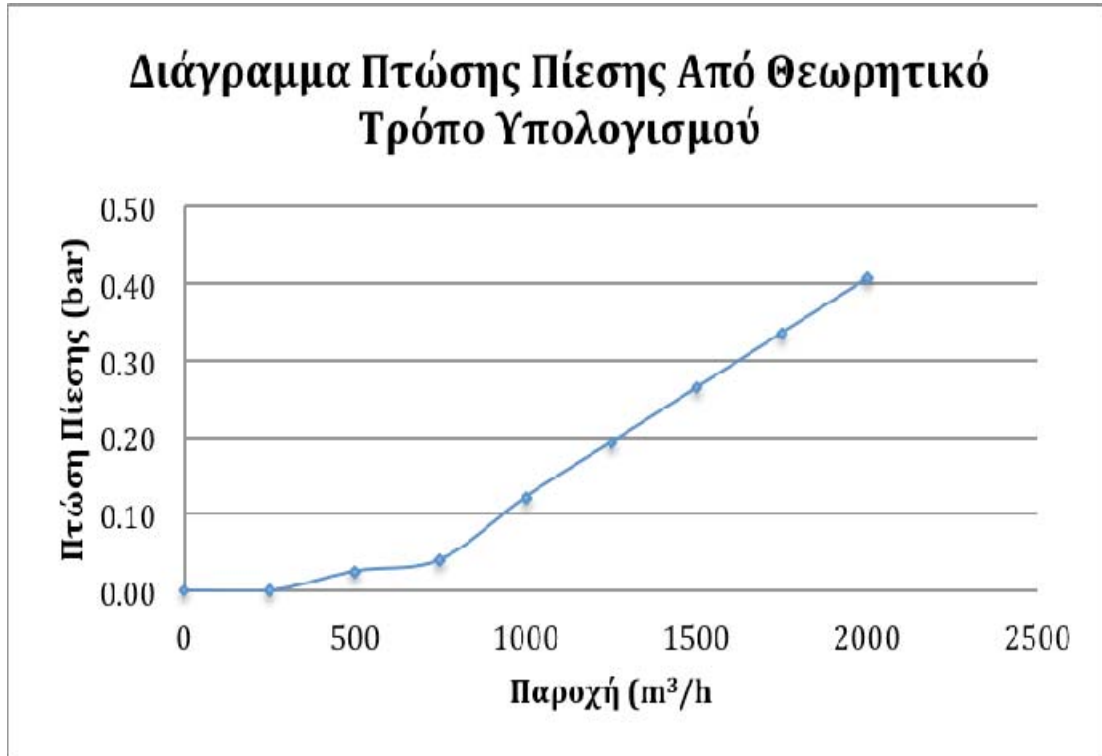
Εκτός όμως από την πτώση πίεσης του πραγματικού προϊόντος που διέρχεται από το φίλτρο και είναι όπως υπολογίστηκε 11,92 psi, στον Πίνακα 6 παρουσιάζονται τα θεωρητικά αποτελέσματα που υπολογίστηκαν για διάφορες τιμές παροχών και ρευστό το νερό. Δεδομένου ότι το πείραμα που περιγράφεται στην επόμενη ενότητα έγινε με νερό, χρειάζονται οι θεωρητικές τιμές του πίνακα 6 ώστε να συγκριθούν τα θεωρητικά με τα πειραματικά αποτελέσματα.

Πίνακας 6 – Παράθεση αποτελεσμάτων με το θεωρητικό τρόπο υπολογισμού της πτώσης πίεσης του φίλτρου

3.3.4 ΘΕΩΡΗΤΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΤΩΣΗΣ ΠΙΕΣΗ ΣΤΟ ΦΙΛΤΡΟ ΓΙΑ ΝΕΡΟ									
Υπολογισμός	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Q (m³/h)	0	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000
Q (u.s. gpm)	0	1100	2202	3302	4402	5503	6604	7705	8805
ΔP₁ (psi) (Διάγραμμα 1)	0	0	0.25	0.4	1.2	1.9	2.6	3.3	4
C_{perf.} (Πίνακας 1)	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4	1.4
C_{mesh} (Πίνακας 1)	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05
ΔP₂ (psi) (Πτώση Πίεσης)	0	0	0.367	0.588	1.764	2.793	3.822	4.851	5.880
ΔP₂ (bar) (Πτώση Πίεσης)	0.00	0.00	0.03	0.04	0.12	0.19	0.26	0.33	0.41

Από τον πίνακα 6 με τις τιμές της παροχής σε m^3/h και τις τιμές της πτώσης πίεση σε bar σχεδιάζουμε το Διάγραμμα 5, που θα βοηθήσει μετέπειτα στη σύγκριση με τα πειραματικά αποτελέσματα.



Διάγραμμα 4

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο

ΠΕΙΡΑΜΑ



ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο – ΠΕΙΡΑΜΑ

Προτού γίνει περιγραφή της πειραματικής διάταξης και της πειραματικής διαδικασίας αναλύεται η θεωρία σφαλμάτων, ώστε να αξιολογηθούν κατάλληλα τα αποτελέσματα του πειράματος.

4.1 Θεωρία Σφαλμάτων

Θεωρία σφαλμάτων ονομάζεται η θεωρία που ασχολείται με το σφάλμα των μετρήσεων. Κάθε φορά που γίνεται μία μέτρηση με κάποιο όργανο στο εργαστήριο υπάρχει ορισμένη, αναπόφευκτη, και ποσοτικά εκφρασμένη έλλειψη ακρίβειας. Η θεωρία σφαλμάτων μελετά τρόπους για τον ακριβή προσδιορισμό της ακρίβειας μέτρησης ή ισοδύναμα τον ακριβή προσδιορισμό του σφάλματος.

Ως σφάλμα ορίζεται η έλλειψη ακρίβειας που υπάρχει στις μετρήσεις και στα όργανα. Αν υπάρχουν πολλοί παράγοντες σφάλματος, τότε ως σφάλμα μέτρησης ορίζεται ο μεγαλύτερος από αυτούς.

Η απόκλιση του σφάλματος από την πραγματική τιμή που θέλουμε να μετρήσουμε περιορίζει την ακρίβεια της μέτρησης. Η ακρίβεια της μέτρησης προσδιορίζει και την ποιότητάς της. Γενικά, χρειάζεται προσοχή κατά τη μέτρηση και κατανόηση του πειράματος αλλά και της θεωρίας στην οποία στηρίζεται. Κατά την καταγραφή της εκτιμώμενης πραγματικής τιμής χρειάζεται να αναφέρεται και η ακρίβειά της. Αυτό γίνεται με τον προσδιορισμό της ακρίβειας σε μονάδες της τιμής

Τα σφάλματα χωρίζονται σε κατηγορίες, ώστε όταν εντοπιστούν να μπορούμε με βάση την εμπειρία να τα παρακάμψουμε. Συνεπώς, είναι χρήσιμο να προβλέπονται τα σφάλματα και να ερμηνεύεται η προέλευσή τους. Ορισμένα βασικά είδη σφαλμάτων περιγράφονται στη συνέχεια:

- Σφάλματα ανάγνωσης: Η λανθασμένη ανάγνωση της ένδειξης ενός οργάνου.

- Σφάλμα παράλλαξης: αν η ένδειξη γίνεται από βελόνα, χρειάζεται σωστή οπτική γωνία για τη σωστή ανάγνωση, αλλιώς η μέτρηση δε θα είναι έγκυρη. Για την αποφυγή αυτού του σφάλματος μπορεί να χρησιμοποιηθεί ένας καθρέφτης. Η οπτική γωνία είναι σωστή όταν δε φαίνεται το κατοπτρικό της είδωλο.
- Σφάλματα μελετητών : η εκτίμηση της μέτρησης, όπως η ανάγνωση ενός κακογραμμένου 0 ως 6 ή η ανάγνωση του ϵ σαν e (το ένα μπορεί να είναι η διηλεκτρική σταθερά και το άλλο η σταθερά του Όιλερ).
- Σφάλματα των οργάνων: το όργανο μπορεί να είναι λάθος από κατασκευή, μπορεί να έχει χαλάσει ή για κάποιο λόγο να υπολειπουργεί. Επίσης κάθε όργανο έχει μία ελάχιστη και μία μέγιστη τιμή. Η ελάχιστη τιμή που μπορεί να μετρηθεί με το όργανο είναι το ελάχιστο δυνατό σφάλμα της μέτρησης. Επομένως, δεν υπάρχει μέτρηση χωρίς σφάλμα.

4.2 Πειραματική Διάταξη

Το πείραμα εκτελέστηκε στο εργαστήριο υδροδυναμικών μηχανών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Χρησιμοποιήθηκαν δύο όμοιες αντλίες μεταβλητών στροφών (1500rpm) τοποθετημένες παράλληλα, καθεμία με μέγιστη παροχή $1500 \text{ m}^3/\text{h}$.



Εικόνα 56 - Πίνακας χειρισμού αντλιών και ρύθμισης στροφών

Οι αντλίες είναι συνδεδεμένες μέσω ενός αγωγού διαμέτρου 10'' με τη δεξαμενή του εργαστηρίου, όγκου περίπου 200 m³, δημιουργώντας έτσι ένα σύστημα ανακυκλοφορίας. Οι κινητήρες των αντλιών επικοινωνούν με ένα πίνακα από όπου ρυθμίζονται χειροκίνητα οι στροφές.



Εικόνα 57 – Οι όμοιες αντλίες που είναι συνδεδεμένες παράλληλα

Η είσοδος του φίλτρου είναι 16'', επομένως έπειτα από κατάλληλη τροποποίηση του αγωγού εξόδου των αντλιών (διαμέτρου 10'') έγινε η σύνδεση με την είσοδο του φίλτρου. Επίσης η έξοδος του φίλτρου συνδέθηκε με τον αγωγό επιστροφής στη δεξαμενή της ανακυκλοφορίας. Η σύνδεση αυτή πραγματοποιήθηκε με κατάλληλη μετατροπή των αγωγών διασύνδεσης, λόγω διαφοράς μεγέθους της εξόδου του φίλτρου με την είσοδο της δεξαμενής ανακυκλοφορίας.



Εικόνα 58 - Διαφορικός μεταδότης πίεσης

Στο φίλτρο, κατά την εκτέλεση του πειράματος, είναι τοποθετημένα δύο μανόμετρα ακρίβειας 0,1bar, ένα στην είσοδο (αναρρόφηση) του φίλτρου και ένα στην έξοδο (κατάθλιψη) του φίλτρου, ώστε να ελεγχτεί η διαφορά πίεσης εισόδου και εξόδου, άρα και η πτώση πίεσης του φίλτρου. Για μεγαλύτερη ακρίβεια των αποτελεσμάτων και για τη σύγκριση της ένδειξης των μανομέτρων με ένα δεύτερο όργανο, τοποθετήθηκε ένας διαφορικός μεταδότης πίεσης με τοπική ένδειξη ακρίβειας 0,01bar



Εικόνα 59 - Μανόμετρο στην είσοδο του φίλτρου



Εικόνα 60 - Μανόμετρο στην έξοδο του φίλτρου

Ο μετρητής της παροχής που χρησιμοποιήθηκε για το πείραμα είναι υπερηχητικός, με αισθητήρες τύπου clamp-on. Η μέτρηση της ροής έγινε στον αγωγό που συνδέει την έξοδο του φίλτρου με τη δεξαμενή ανακυκλοφορίας.



Εικόνα 61 – Μετρητής Υπερηχητικός - τύπου Clamp-On



Εικόνα 62 – Οι αισθητήρες Clamp-On του μετρητή

Το φίλτρο απομονώνεται από το σύστημα ανακυκλοφορίας με τη χρήση βάνας τύπου πεταλούδα στην είσοδο του φίλτρου και αντίστοιχα βάνας τύπου ball στην έξοδο του.



Εικόνα 63 - Το Φίλτρο συνδεδεμένο στην πειραματική διάταξη

4.3 Πειραματική διαδικασία

Κατά την εκκίνηση του πειράματος χρησιμοποιήθηκε η μία αντλία, η οποία φτάνει την παροχή σε $1500\text{m}^3/\text{h}$. Στη συνέχεια χρησιμοποιήθηκε και η δεύτερη αντλία, όπου μεταβάλλοντας τις στροφές της φτάνουμε την επιθυμητή τελική παροχή.

Δεδομένου ότι παρατηρήθηκε σε μικρές παροχές ότι η πτώση πίεσης δεν είναι εύκολα μετρήσιμη (αδυναμία οργάνων που χρησιμοποιήθηκαν), οι τιμές των παροχών για την εκτέλεση του πειράματος ξεκινούν στα $1000\text{ m}^3/\text{h}$. Η παροχή αυξάνεται με βήμα $250\text{ m}^3/\text{h}$ για κάθε μέτρηση. Για παροχές μικρότερες από $1000\text{ m}^3/\text{h}$ θεωρούμε ότι η πτώση πίεσης είναι μηδενική.

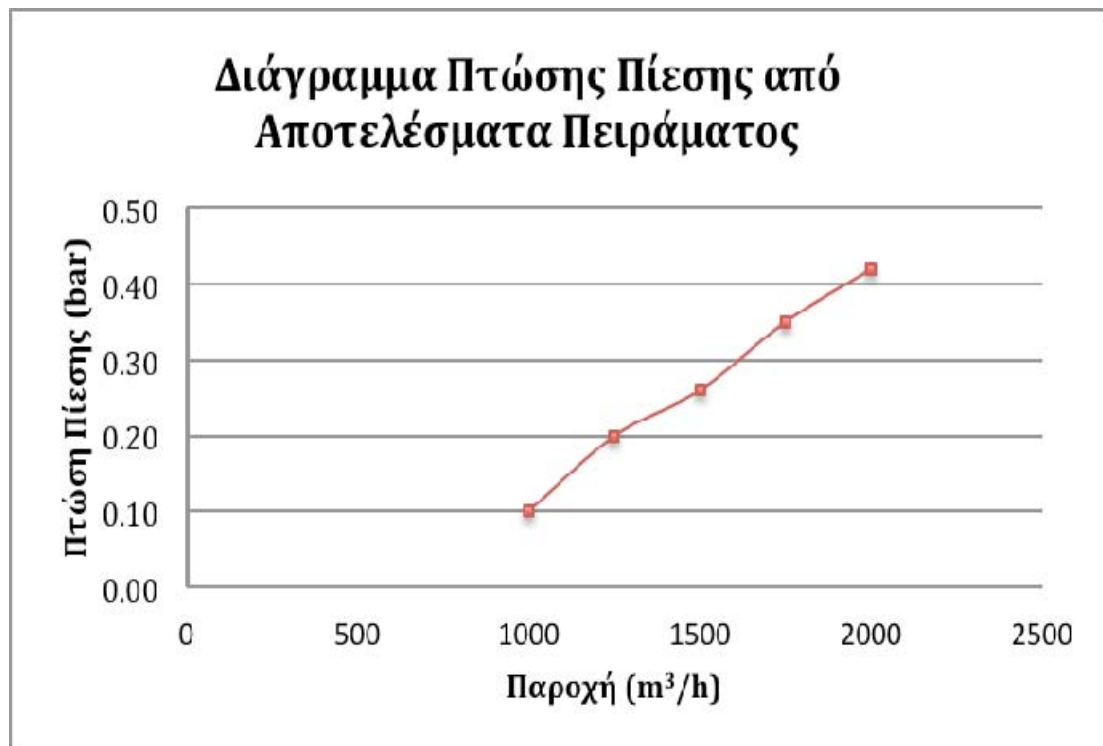
Στον Πίνακα 7 φαίνονται οι τιμές που λάβαμε από το μανόμετρο εισόδου και εξόδου, καθώς και από την τοπική ένδειξη του διαφορικού μεταδότη πίεσης. Η ένδειξη του διαφορικού μεταδότη πίεσης δίνεται σε ποσοστό, το οποίο αναφέρεται σε πίεση 2 bar.

Πίνακας 7 – Παράθεση αποτελεσμάτων τιμών πίεσης στην είσοδο και έξοδο του φίλτρου για διαφορετικές τιμές παροχών

4.3.1 ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

ΠΙΝΑΚΑΣ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ ΠΕΙΡΑΜΑΤΟΣ					
Μέτρηση	1	2	3	4	5
Παροχή (m ³ /h)	980	1240	1530	1750	2045
P1 (Bar) Μανόμετρο εισόδου	0.6	0.6	0.7	0.9	1.2
P2 (Bar) Μανόμετρο Εξόδου	0.5	0.5	0.5	0.6	0.8
ΔΡ (P1-P2) Μανομέτρων Εισόδου- Εξόδου	0.1	0.1	0.2	0.3	0.4
Ένδειξη Διαφορικού Μεταδότη Πίεσης	5%	7.0%	11.0%	16.0%	21.0%
ΔΡ (Αναγωγή ποσοστού σε πίεση 2 bar)	0.10	0.14	0.22	0.32	0.42

Χρησιμοποιώντας τις τιμές της παροχής (m^3/h) που παίρνουμε από το μετρητή και τις τιμές της πτώσης πίεσης (bar) του διαφορικού μεταδότη πίεσης συμπληρώνεται ο Πίνακας 7 και σχεδιάζεται το Διάγραμμα 5. Το Διάγραμμα 5 θα βοηθήσει μετέπειτα στη σύγκριση με το θεωρητικό τρόπο υπολογισμού της πτώσης πίεσης.



Διάγραμμα 5

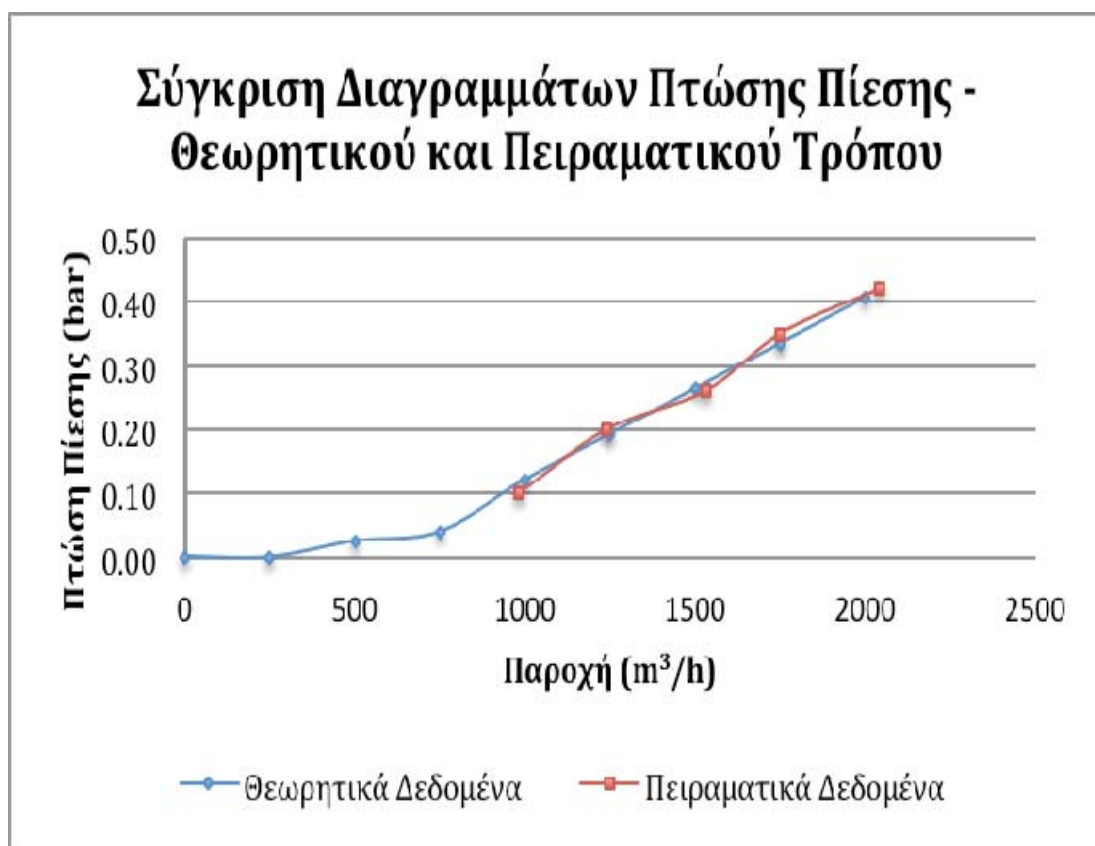
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5^ο
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ



ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5^ο – ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

5.1 Σύγκριση αποτελεσμάτων

Για τη σύγκριση των αποτελεσμάτων του πειράματος με αυτά του εμπειρικού τρόπου υπολογισμού της πτώσης πίεσης σχεδιάζεται το Διάγραμμα 6. Το Διάγραμμα 6 προκύπτει από τις τιμές των Πινάκων 5 και 6, όπου παρουσιάζονται οι τιμές της πτώσης πίεσης σε σχέση με τις διαφορετικές παροχές που έγιναν οι υπολογισμοί και οι μετρήσεις αντίστοιχα.



Διάγραμμα 6

Λαμβάνοντας υπόψη τα πιθανά σφάλματα κατά την εκτέλεση του πειράματος, παρατηρείται ότι οι δύο καμπύλες σχεδόν συμπίπτουν.

5.2 Σχολιασμός αποτελεσμάτων – Συμπεράσματα

Η τιμή του ΔP , η οποία μετρήθηκε κατά την εκτέλεση του πειράματος, παρατηρείται ότι είναι αρκετά κοντά στην τιμή που υπολογίστηκε από τον εμπειρικό τρόπο που χρησιμοποιήθηκε για το σχεδιασμό του φίλτρου. Η μικρή διαφορά της πραγματικής τιμής της πτώσης πίεσης, που προέρχεται από τα πειραματικά αποτελέσματα, με τη θεωρητική τιμή αυτής μπορεί να οφείλεται σε κάποιον από τους παρακάτω λόγους:

- Το σφάλμα μέτρησης λόγω του μανομέτρου – διαφορικού μεταδότη πίεσης και της ακρίβειας του.
- Το σφάλμα λόγω ανθρώπινου παράγοντα
- Η ακρίβεια του μετρητή που χρησιμοποιήθηκε για τη μέτρηση της παροχής
- Στον προσεγγιστικό θεωρητικό τρόπο υπολογισμού.

Ο εμπειρικός τρόπος υπολογισμού δείχνει να είναι αρκετά αποτελεσματικός για την εύρεση της πτώσης που δημιουργείται σε φίλτρα τύπου “Basket”. Η ιδιαιτερότητα του συγκεκριμένου προβλήματος είναι ότι μέσω του πειράματος, λόγω του ρευστού (νερό) που χρησιμοποιήθηκε, δεν μπορεί να επιβεβαιωθεί αν η διόρθωση της πτώσης πίεσης για ρευστά με διαφορετική πυκνότητα και ιξώδες είναι ικανοποιητική.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6^ο

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ



BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

BAKER R.C. (2000): Flow Measurement Handbook, Cambridge University Press, U.K.

BATTYE, J.S. and DANEN, G.W. – Ed. (1985) : Shell Flow Meter Engineering Handbook McGraw – Hill, London, UK

BENARD, C.J. (1988) : Handbook of Fluid Flowmetering. Trade and Technical Press, UK

DOEBELIN, E.O. : *Measurement Systems: Application and Design*, McGraw-Hill,

ENDRESS + HAUSER FLOWTEC AG (2006) : 3rd Edition Flow Handbook, Reinach.

FINKELSTEIN, L. and GRATIAN, K.T.V. – Ed. (1994) : Encyclopedia of Measurement and Instrumentation. Pergamon Press, Oxford, U.K.

FOGIEL, M. (1983) : The Fluid Dynamics Problem Solver. REA, New York, USA

FURNESS, R.A. (1990) : Fluid Flow Measurement. Longman Book Company, U.K.

GOLDSTEIN, R.J. (1983) : Fluid Mechanics Measurements. Springer-Verlag, Berlin, Germany

HOFFMAN K.A. (1989) : Computational Fluid Dynamics for Engineers, Engineering Education System, Wichita

JEPPSON E.W. (1976) : Analysis of Flow in Pipe Networks, Ann Arbor Science, Michigan

KHODADADI, J.M. and N.S. VLACHOS (1989) : An Experimental and Numerical Investigation of Confined Coaxial Turbulent Jets, AIAA Journal, Vol. 27, pp. 532-541,

SCHLICHTING, H (1979)., *Boundary Layer Theory*, McGraw-Hill

SPITZER, D.W. – Ed. (2001): Flow Measurement- Practical Guide for Measurement and Control, ISA North Carolina, USA

TENEKES, H. & J. LUMLEY (1980) : A First Course in Turbulence,

TRITON, D.J. (1977) : *Physical Fluid Dynamics*, Van Nostrand-Rheinhold,

TUCKER, H.J. and S.M.N (1986). Islam, “Development of axisymmetric laminar to turbulent free jets from initially parabolic profiles”, J. of Fluids Engineering, Vol. 108

WHITE, F.M. (1999): *Fluid Mechanics*, 4th Ed., McGraw-Hill

WHITE, F.M. (1991): *Viscous Flow*, 2nd Ed., McGraw-Hill

ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ Ε. ΠΑΠΑΝΤΩΝΗΣ (2002) : Υδροδυναμικές Μηχανές Αντλίες – Στρόβιλοι, Εκδόσεις Συμεών, Ε.Μ.Π, Ελλάδα

ΣΩΚΡΑΤΗΣ ΤΣΑΓΓΑΡΗΣ (1995) : Μηχανική των Ρευστών, Εκδόσεις Συμεών, Ε.Μ.Π., Ελλάδα

ΜΠΕΡΓΕΛΕΣ, Γ., Δ. ΠΑΠΑΝΤΩΝΗΣ & Σ. ΤΣΑΓΓΑΡΗΣ (1998), *Τεχνικές Μετρήσεις Ρευστομηχανικών Μεγεθών*, Συμεών,

Ηλεκτρονική Βιβλιογραφία

www.vikingpump.com

www.islipflowcontrols.com

www.islipfci.com

www.coleparmer.com/techinfo/techinfo.asp

www.pressure-drop.mobi/1107.html

www.coltonind.com

www.spiraxsarco.com

www.spencestrainers.com

www.sureflowequipment.com

Παράρτημα Α



ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ**ΑΝΑΛΥΣΗ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ PV ELITE**

Title Page	102
Warnings and Errors	103
Input Echo	104
XY Coordinate Calculations	108
Internal Pressure Calculations	109
External Pressure Calculations	111
Element and Detail Weights	112
Nozzle Flange MAWP	114
Basing Calculations	115
Nozzle Calcs. 2 in. DRAIN	118
Nozzle Calcs. 16 in. INLET	120
Nozzle Calcs. 16 in. OUTLET	124
Nozzle Calcs. 3/4 IN RELIEF	128
Nozzle Calcs. 1 in. VENT	130
Nozzle Schedule	132
Nozzle Summary	133
Vessel Design Summary	134#

DESIGN CALCULATION

In Accordance with ASME Section VIII Division 1

ASME Code Version : 2004, Addenda A-06

Analysis Performed by : METRON LTD.

PV Elite 2007, January 2007

Note: PVElite performs all calculations internally in Imperial Units to remain compliant with the ASME Code and any built in assumptions in the ASME Code formulas. The customary Imperial database is used for consistency. The finalized results are reflected to show the users set of selected units.

Refer to Code Case 2523 for more information.

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Warnings and Errors STEP: 0 12:26p Sep 10,2008

Class From To : Basic Element Checks.

=====

Class From To: Check of Additional Element Data

=====

There were no geometry errors or warnings.

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software

PV Elite Vessel Analysis Program: Input Data

Design Internal Pressure (for Hydrotest)	1800.0	KPa.
Design Internal Temperature	80	C
Type of Hydrotest	User Defined Hydro	
Hydrotest Position	Horizontal	
Projection of Nozzle from Vessel Top	0.0000	mm.
Projection of Nozzle from Vessel Bottom	0.0000	mm.
Minimum Design Metal Temperature	-28	C
Type of Construction	Welded	
Special Service	None	
Degree of Radiography	RT 1	
Miscellaneous Weight Percent	0.	
Use Higher Longitudinal Stresses (Flag)	Y	
Select t for Internal Pressure (Flag)	N	
Select t for External Pressure (Flag)	N	
Select t for Axial Stress (Flag)	N	
Select Location for Stiff. Rings (Flag)	N	
Use Hydrotest Allowable Unmodified	Y	
Consider Vortex Shedding	N	
Perform a Corroded Hydrotest	N	
Is this a Heat Exchanger	No	
User Defined Hydro. Press. (Used if > 0)	2700.0	KPa.
Load Case 1	NP+EW+WI+FW+BW	
Load Case 2	NP+EW+EQ+FS+BS	
Load Case 3	NP+OW+WI+FW+BW	
Load Case 4	NP+OW+EQ+FS+BS	
Load Case 5	NP+HW+HI	
Load Case 6	NP+HW+HE	
Load Case 7	IP+OW+WI+FW+BW	
Load Case 8	IP+OW+EQ+FS+BS	
Load Case 9	EP+OW+WI+FW+BW	
Load Case 10	EP+OW+EQ+FS+BS	
Load Case 11	HP+HW+HI	
Load Case 12	HP+HW+HE	
Load Case 13	NP+EW+WI+FW+BW	
Load Case 14	NP+EW+EQ+FS+BS	
Load Case 15	NP+OW+WI+FW+BW	
Load Case 16	NP+OW+EQ+FS+BS	
Load Case 17	NP+HW+HI	
Load Case 18	NP+HW+HE	
Load Case 19	IP+OW+WI+FW+BW	
Load Case 20	IP+OW+EQ+FS+BS	
Wind Design Code	ASCE-7 93	
ASCE Design Wind Speed	112.65	Km/hr
ASCE Exposure Constant	C	
ASCE Importance Factor	1.	
ASCE Roughness Factor	1	
ASCE Base Elevation	0.0000	mm.
ASCE Percent Wind for Hydrotest	33.	
Use Wind Profile (Y/N)	N	
Damping Factor (Beta) for Wind (Ope)	0.0100	
Damping Factor (Beta) for Wind (Empty)	0.0000	
Damping Factor (Beta) for Wind (Filled)	0.0000	
Seismic Design Code	UBC 94	
UBC Seismic Zone (1=1,2=2a,3=2b,4=3,5=4)	0.000	
UBC Importance Factor	1.000	
UBC Soil Type	S1	
UBC Horizontal Force Factor	3.000	
UBC Percent Seismic for Hydrotest	0.000	
Design Nozzle for Des. Press. + St. Head	Y	

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Input Echo STEP: 1 12:26p Sep 10,2008

Consider MAP New and Cold in Noz. Design N
 Consider External Loads for Nozzle Des. Y
 Consider Code Case 2168 for Nozzle Des. N

Material Database Year Current w/Addenda or Code Year

Complete Listing of Vessel Elements and Details:

Element From Node	10	
Element To Node	20	
Element Type	Skirt Sup.	
Description		
Distance "FROM" to "TO"	436.00	mm.
Skirt Outside Diameter	762.00	mm.
Diameter of Skirt at Base	762.00	mm.
Skirt Thickness	15.000	mm.
Internal Corrosion Allowance	1.6000	mm.
Nominal Thickness	15.000	mm.
External Corrosion Allowance	0.0000	mm.
Design Temperature Internal Pressure	80.0	C
Design Temperature External Pressure	50.0	C
Effective Diameter Multiplier	1.2	
Material Name	SA-515 60	
Allowable Stress, Ambient	117.90	N./mm ²
Allowable Stress, Operating	117.90	N./mm ²
Allowable Stress, Hydrottest	153.28	N./mm ²
Material Density	0.007833	kg./cm ³
P Number Thickness	31.750	mm.
Yield Stress, Operating	223.98	N./mm ²
UCS-66 Chart Curve Designation	B	
External Pressure Chart Name	CS-2	
UNS Number	K02401	
Efficiency, Longitudinal Seam	1.	
Efficiency, Head-to-Skirt or Circ. Seam	1.	
Element From Node	20	
Element To Node	30	
Element Type	Elliptical	
Description		
Distance "FROM" to "TO"	50.800	mm.
Element Outside Diameter	762.00	mm.
Element Thickness	9.5200	mm.
Internal Corrosion Allowance	1.6000	mm.
Nominal Thickness	9.5200	mm.
External Corrosion Allowance	0.0000	mm.
Design Internal Pressure	1800.0	KPa.
Design Temperature Internal Pressure	80.0	C
Design External Pressure	0.0000	KPa.
Design Temperature External Pressure	50.0	C
Effective Diameter Multiplier	1.2	
Material Name	SA-234 WPB	
Allowable Stress, Ambient	117.90	N./mm ²
Allowable Stress, Operating	117.90	N./mm ²
Allowable Stress, Hydrottest	153.28	N./mm ²
Material Density	0.007833	kg./cm ³
P Number Thickness	31.750	mm.
Yield Stress, Operating	223.98	N./mm ²
UCS-66 Chart Curve Designation	B	
External Pressure Chart Name	CS-2	
UNS Number	K03006	
Efficiency, Longitudinal Seam	1.	
Efficiency, Circumferential Seam	1.	
Elliptical Head Factor	2.	
Element From Node	20	
Detail Type	Nozzle	
Detail ID	2" DRAIN	

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Input Echo STEP: 1 12:26p Sep 10,2008

Dist. from "FROM" Node / Offset dist	0.0000	mm.
Nozzle Diameter	2.	in.
Nozzle Schedule	40	
Nozzle Class	150	
Layout Angle	0.	
Blind Flange (Y/N)	N	
Weight of Nozzle (Used if > 0)	0.0000	Kgf
Grade of Attached Flange	GR 1.1	
Nozzle Matl	SA-106 B	
Element From Node	30	
Element To Node	40	
Element Type	Cylinder	
Description		
Distance "FROM" to "TO"	3000.0	mm.
Element Outside Diameter	762.00	mm.
Element Thickness	9.5200	mm.
Internal Corrosion Allowance	1.6000	mm.
Nominal Thickness	9.5200	mm.
External Corrosion Allowance	0.0000	mm.
Design Internal Pressure	1800.0	KPa.
Design Temperature Internal Pressure	80.0	C
Design External Pressure	0.0000	KPa.
Design Temperature External Pressure	50.0	C
Effective Diameter Multiplier	1.2	
Material Name	SA-106 B	
Allowable Stress, Ambient	117.90	N./mm ²
Allowable Stress, Operating	117.90	N./mm ²
Allowable Stress, Hydrotest	153.28	N./mm ²
Material Density	0.007833	kg./cm ³
P Number Thickness	31.750	mm.
Yield Stress, Operating	223.98	N./mm ²
UCS-66 Chart Curve Designation	B	
External Pressure Chart Name	CS-2	
UNS Number	K03006	
Efficiency, Longitudinal Seam	1.	
Efficiency, Circumferential Seam	1.	
Element From Node	30	
Detail Type	Nozzle	
Detail ID	16" INLET	
Dist. from "FROM" Node / Offset dist	2449.2	mm.
Nozzle Diameter	16.	in.
Nozzle Schedule	STD	
Nozzle Class	150	
Layout Angle	180.	
Blind Flange (Y/N)	N	
Weight of Nozzle (Used if > 0)	0.0000	Kgf
Grade of Attached Flange	GR 1.1	
Nozzle Matl	SA-106 B	
Element From Node	30	
Detail Type	Nozzle	
Detail ID	16" OUTLET	
Dist. from "FROM" Node / Offset dist	764.20	mm.
Nozzle Diameter	16.	in.
Nozzle Schedule	STD	
Nozzle Class	150	
Layout Angle	0.	
Blind Flange (Y/N)	N	
Weight of Nozzle (Used if > 0)	0.0000	Kgf
Grade of Attached Flange	GR 1.1	
Nozzle Matl	SA-106 B	
Element From Node	30	
Detail Type	Nozzle	
Detail ID	3/4 IN RELIEF	

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Input Echo STEP: 1 12:26p Sep 10,2008

Dist. from "FROM" Node / Offset dist	1949.2	mm.
Nozzle Diameter	0.75	in.
Nozzle Schedule	80	
Nozzle Class	150	
Layout Angle	0.	
Blind Flange (Y/N)	N	
Weight of Nozzle (Used if > 0)	0.0000	Kgf
Grade of Attached Flange	GR 1.1	
Nozzle Matl	SA-106 B	
Element From Node	30	
Detail Type	Nozzle	
Detail ID	1" VENT	
Dist. from "FROM" Node / Offset dist	2249.2	mm.
Nozzle Diameter	1.	in.
Nozzle Schedule	80	
Nozzle Class	150	
Layout Angle	0.	
Blind Flange (Y/N)	N	
Weight of Nozzle (Used if > 0)	0.0000	Kgf
Grade of Attached Flange	GR 1.1	
Nozzle Matl	SA-106 B	
Element From Node	40	
Element To Node	50	
Element Type	Flange	
Description		
Distance "FROM" to "TO"	136.65	mm.
Flange Inside Diameter	742.95	mm.
Element Thickness	74.676	mm.
Internal Corrosion Allowance	1.6000	mm.
Nominal Thickness	9.5200	mm.
External Corrosion Allowance	0.0000	mm.
Design Internal Pressure	1800.0	KPa.
Design Temperature Internal Pressure	80.0	C
Design External Pressure	0.0000	KPa.
Design Temperature External Pressure	50.0	C
Effective Diameter Multiplier	1.2	
Material Name	SA-106 B	
Perform Flange Stress Calculation (Y/N)	N	
Weight of ANSI B16.5/B16.47 Flange	0.0000	Kgf
Class of ANSI B16.5/B16.47 Flange	150	
Grade of ANSI B16.5/B16.47 Flange	GR 1.1	
Element From Node	50	
Element To Node	60	
Element Type	Flange	
Description		
Distance "FROM" to "TO"	74.676	mm.
Flange Outside Diameter	984.25	mm.
Element Thickness	74.676	mm.
Internal Corrosion Allowance	1.6000	mm.
Nominal Thickness	9.5200	mm.
External Corrosion Allowance	0.0000	mm.
Design Internal Pressure	1800.0	KPa.
Design Temperature Internal Pressure	80.0	C
Design External Pressure	0.0000	KPa.
Design Temperature External Pressure	50.0	C
Effective Diameter Multiplier	1.2	
Material Name	SA-106 B	
Perform Flange Stress Calculation (Y/N)	N	
Weight of ANSI B16.5/B16.47 Flange	0.0000	Kgf
Class of ANSI B16.5/B16.47 Flange	150	
Grade of ANSI B16.5/B16.47 Flange	GR 1.1	

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

XY Coordinate Calculations STEP: 2 12:26p Sep 10,2008

XY Coordinate Calculations

From	To	X (Horiz.) mm.	Y (Vert.) mm.	DX (Horiz.) mm.	DY (Vert.) mm.
10	20	0.00000	436.000	0.00000	436.000
20	30	0.00000	486.800	0.00000	50.8000
30	40	0.00000	3486.80	0.00000	3000.00
40	50	0.00000	3623.45	0.00000	136.652
50	60	0.00000	3698.13	0.00000	74.6760

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software

Element Thickness, Pressure, Diameter and Allowable Stress :

From	To	Int. Press + Liq. Hd KPa.	Nominal Thickness mm.	Total Corr Allowance mm.	Element Diameter mm.	Allowable Stress(SE) N./mm ²
10	20	0.00000	15.0000	1.60000	762.000	0.00000
20	30	1800.00	9.52000	1.60000	762.000	117.905
30	40	1800.00	9.52000	1.60000	762.000	117.905
40	50	1800.00	9.52000	1.60000	742.950	117.905
50	60	1800.00	9.52000	1.60000	984.250	117.905

Element Required Thickness and MAWP :

From	To	Design Pressure KPa.	M.A.W.P. Corroded KPa.	M.A.P. New & Cold KPa.	Actual Thickness mm.	Required Thickness mm.
10	20	0.00000	No Calc	No Calc	15.0000	No Calc
20	30	1800.00	2497.52	3013.68	9.52000	7.33804
30	40	1800.00	2471.35	2975.65	9.52000	7.38158
40	50	1800.00	1833.99	1964.96	74.6760	No Calc
50	60	1800.00	1833.99	1964.96	74.6760	No Calc
Minimum			1833.988	1964.961		

Internal Pressure Calculation Results :

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-06

Elliptical Head From 20 To 30 SA-234 WPB , UCS-66 Crv. B at 80 C

Thickness Due to Internal Pressure [Tr]:

$$= (P \cdot D \cdot K) / (2 \cdot S \cdot E + 2 \cdot P \cdot (K - 0.1)) \text{ per Appendix 1-4 (c)}$$

$$= (1800.000 \cdot 762.0000 \cdot 1.00) / (2 \cdot 117.90 \cdot 1.00 + 2 \cdot 1800.000 \cdot (1.00 - 0.1))$$

$$= 5.7380 + 1.6000 = 7.3380 \text{ mm.}$$

Max. All. Working Pressure at Given Thickness [MAWP]:

$$= (2 \cdot S \cdot E \cdot (T - CA)) / (K \cdot D - 2 \cdot (T - CA) \cdot (K - 0.1)) \text{ per Appendix 1-4 (c)}$$

$$= (2 \cdot 117.90 \cdot 1.00 \cdot (7.9200)) / (1.00 \cdot 762.0000 - 2 \cdot (7.9200) \cdot (1.00 - 0.1))$$

$$= 2497.522 \text{ KPa.}$$

Maximum Allowable Pressure, New and Cold [MAPNC]:

$$= (2 \cdot SA \cdot E \cdot T) / (K \cdot D - 2 \cdot T \cdot (K - 0.1)) \text{ per Appendix 1-4 (c)}$$

$$= (2 \cdot 117.90 \cdot 1.00 \cdot 9.5200) / (1.00 \cdot 762.0000 - 2 \cdot 9.5200 \cdot (1.00 - 0.1))$$

$$= 3013.679 \text{ KPa.}$$

Actual stress at given pressure and thickness [Sact]:

$$= (P \cdot (K \cdot D - 2 \cdot (T - Ca) \cdot (K - 0.1))) / (2 \cdot E \cdot (T - Ca))$$

$$= (1800.000 \cdot (1.00 \cdot 762.0000 - 2 \cdot (7.9200) \cdot (1.00 - 0.1))) / (2 \cdot 1.00 \cdot (7.9200))$$

$$= 84.976 \text{ N./mm}^2$$

Required Thickness of Straight Flange = 7.382 mm.

Percent Elongation per UCS-79 $(75 \cdot t_{nom} / R_f) \cdot (1 - R_f / R_o)$ 5.582 %

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66 -29 C

Min Metal Temp. at Rqd thickness (UCS 66.1)[rat 0.72] -44 C

Cylindrical Shell From 30 To 40 SA-106 B , UCS-66 Crv. B at 80 C

Thickness Due to Internal Pressure [Tr]:

$$= (P \cdot D / 2) / (S \cdot E + 0.4 \cdot P) \text{ per Appendix 1-1 (a)(1)}$$

$$= (1800.000 \cdot 762.0000 / 2) / (117.90 \cdot 1.00 + 0.4 \cdot 1800.000)$$

$$= 5.7816 + 1.6000 = 7.3816 \text{ mm.}$$

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Internal Pressure Calculations STEP: 3 12:26p Sep 10,2008

Max. All. Working Pressure at Given Thickness [MAWP]:

$$\begin{aligned} &= (S \cdot E \cdot (T - Ca)) / (D / 2 - 0.4 \cdot (T - Ca)) \text{ per Appendix 1-1 (a)(1)} \\ &= (117.90 \cdot 1.00 \cdot (7.9200)) / (762.0000 / 2 - 0.4 \cdot 7.9200) \\ &= 2471.345 \text{ KPa.} \end{aligned}$$

Maximum Allowable Pressure, New and Cold [MAPNC]:

$$\begin{aligned} &= (SA \cdot E \cdot T) / (D / 2 - 0.4 \cdot T) \text{ per Appendix 1-1 (a)(1)} \\ &= (117.90 \cdot 1.00 \cdot 9.5200) / (762.0000 / 2 - 0.4 \cdot 9.5200) \\ &= 2975.647 \text{ KPa.} \end{aligned}$$

Actual stress at given pressure and thickness [Sact]:

$$\begin{aligned} &= (P \cdot (D / 2 - 0.4 \cdot (T - Ca))) / (E \cdot (T - Ca)) \\ &= (1800.000 \cdot ((762.0000 / 2 - 0.4 \cdot (7.9200))) / (1.00 \cdot (7.9200))) \\ &= 85.876 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

Percent Elongation per UCS-79 $(50 \cdot t_{nom} / R_f) \cdot (1 - R_f / R_o)$ 1.265 %

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66 -29 C
Min Metal Temp. at Rqd thickness (UCS 66.1)[rat 0.73] -44 C

MINIMUM METAL DESIGN TEMPERATURE RESULTS :

Minimum Metal Temp. w/o impact per UCS-66 -29. C
Minimum Metal Temp. at Required thickness -44. C

Note: Heads and Shells Exempted to -20F (-29C) by paragraph UG-20F

Minimum Design Metal Temperature (Entered by User) -29. C

Hydrostatic Test Pressure Results:

Pressure per UG99b = 1.3 * M.A.W.P. * Sa/S 2384.184 KPa.
Pressure per UG99b[33] = 1.3 * Design Pres * Sa/S 2340.000 KPa.
Pressure per UG99c = 1.3 * M.A.P. - Head(Hyd) 2554.449 KPa.
Pressure per UG100 = 1.1 * M.A.W.P. * Sa/S 2017.387 KPa.
User Defined Hydrostatic Test Pressure at High Point 2700.000 KPa.

Horizontal Hydrotest performed in accordance with: User Hydro Pressure

Stresses on Elements due to Hydrostatic Test Pressure:

From	To	Stress	Allowable	Ratio	Pressure
20	30	105.9	153.3	0.691	2707.47
30	40	107.3	153.3	0.700	2707.47

Elements Suitable for Internal Pressure.

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software

External Pressure Calculation Results :

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-06

Elliptical Head From 20 to 30 Ext. Chart: CS-2 at 50 C

Results for Maximum Allowable Pressure (EMAP):

Tca	OD	D/t	Factor A	B
7.920	762.00	96.21	0.0014436	95.79

EMAP = B/(K0*D/t) = 95.7863 / (0.9000 * 96.2121) = 1106.1290 KPa.

Cylindrical Shell From 30 to 40 Ext. Chart: CS-2 at 50 C

Results for Maximum Allowable Pressure (EMAP):

Tca	OD	SLEN	D/t	L/D	Factor A	B
7.920	762.00	3112.71	96.21	4.0849	0.0003411	34.10

EMAP = (4*B)/(3*(D/t)) = (4*34.0975)/(3*96.2121) = 472.5042 KPa.

Results for Maximum Stiffened Length (SLEN):

Tca	OD	SLEN	D/t	L/D	Factor A	B
7.920	762.00	0.79E+34	96.21	.5000E+02	0.0001188	11.88

EMAP = (4*B)/(3*(D/t)) = (4*11.8805)/(3*96.2121) = 164.6339 KPa.

External Pressure Calculations

From	To	Section Length mm.	Outside Diameter mm.	Corroded Thickness mm.	Factor A	Factor B N./mm ²
10	20	No Calc	0.00000	0.00000	No Calc	No Calc
20	30	No Calc	762.000	7.92000	0.0014436	95.7863
30	40	3112.71	762.000	7.92000	0.00034105	34.0975
40	50	No Calc	0.00000	73.0760	No Calc	No Calc
50	60	No Calc	0.00000	73.0760	No Calc	No Calc

External Pressure Calculations

From	To	External Actual T. mm.	External Required T. mm.	External Des. Press. KPa.	External M.A.W.P. KPa.
10	20	0.00000	No Calc	0.00000	No Calc
20	30	9.52000	No Calc	0.00000	1106.13
30	40	9.52000	No Calc	0.00000	472.504
40	50	74.6760	73.0760	0.00000	No Calc
50	60	74.6760	73.0760	0.00000	No Calc
Minimum					472.504

External Pressure Calculations

From	To	Actual Len. Bet. Stiff. mm.	Allow. Len. Bet. Stiff. mm.	Ring Inertia Required cm**4	Ring Inertia Available cm**4
10	20	No Calc	No Calc	No Calc	No Calc
20	30	No Calc	No Calc	No Calc	No Calc
30	40	3112.71	7.892E+33	No Calc	No Calc
40	50	No Calc	No Calc	No Calc	No Calc
50	60	No Calc	No Calc	No Calc	No Calc

Elements Suitable for External Pressure.

Element and Detail Weights

From	To	Element Metal Wgt. kg.	Element ID Volume cm ³	Corroded Metal Wgt. kg.	Corroded ID Volume cm ³	Extra due Misc % kg.
10	20	136.159	0.00000	123.565	0.00000	0.00000
20	30	59.4947	75719.7	49.4956	76606.7	0.00000
30	40	528.885	1.301E+06	440.933	1.312E+06	0.00000
40	50	0.00000	32380.2	0.00000	32659.7	0.00000
50	60	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
Total		724	1441307	613	1453983	0

Weight of Details

From	Type	Weight of Detail kg.	X Offset, Dtl. Cent. mm.	Y Offset, Dtl. Cent. mm.	Description
20	Nozl	3.22235	0.00000	15.4783	2" DRAIN
30	Nozl	102.469	574.680	2449.20	16" INLET
30	Nozl	102.469	574.680	764.200	16" OUTLET
30	Nozl	1.74934	381.005	1949.20	3/4 IN RELIEF
30	Nozl	2.11502	384.180	2249.20	1" VENT

Total Weight of Each Detail Type

Total Weight of Nozzles	212.0

Sum of the Detail Weights	212.0 kg.

Fabricated Wt. - Bare Weight W/O Removable Internals	936.6 kg.
Shop Test Wt. - Fabricated Weight + Water (Full)	2377.0 kg.
Shipping Wt. - Fab. Wt + Rem. Intls.+ Shipping App.	936.6 kg.
Erected Wt. - Fab. Wt + Rem. Intls.+ Insul. (etc)	936.6 kg.
Empty Wt. - Fab. Wt + Intls. + Details + Wghts.	936.6 kg.
Operating Wt. - Empty Wt. + Operating Liquid (No CA)	936.6 kg.
Field Test Wt. - Empty Weight + Water (Full)	2377.0 kg.
Mass of the Upper 1/3 of the Vertical Vessel	254.7 kg.

Outside Surface Areas of Elements

From	To	Surface Area cm ²
10	20	10437.4
20	30	7510.19
30	40	71816.8
40	50	4335.32
50	60	4335.32
Total		98435.016 cm ²

Element and Detail Weights

From	To	Total Ele. Empty Wgt. kg.	Total. Ele. Oper. Wgt. kg.	Total. Ele. Hydro. Wgt. kg.	Total Dtl. Offset Mom. Kg-m.	Oper. Wgt. No Liquid kg.
10	20	136.159	136.159	136.159	0.00000	136.159
20	30	62.7170	62.7170	138.391	0.00000	62.7170
30	40	737.688	737.688	2037.72	119.255	737.688
40	50	0.00000	0.00000	32.3604	0.00000	0.00000
50	60	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000

Cumulative Vessel Weight

		Cumulative		Cumulative		Cumulative	
--	--	------------	--	------------	--	------------	--

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Element and Detail Weights STEP: 5 12:26p Sep 10,2008

From	To	Empty Wgt. kg.	Oper. Wgt. kg.	Hydro. Wgt. kg.
10	20	936.564	936.564	2344.63
20	30	800.405	800.405	2208.47
30	40	737.688	737.688	2070.08
40	50	0.00000	0.00000	32.3604
50	60	0.00000	0.00000	0.00000

Note: The cumulative empty weights in the column above are the cumulative operating weights minus the operating liquid weight minus any weights absent in the empty condition.

Cumulative Vessel Moment

From	To	Cumulative Empty Mom. Kg-m.	Cumulative Oper. Mom. Kg-m.	Cumulative Hydro. Mom. Kg-m.
10	20	119.255	119.255	119.255
20	30	119.255	119.255	119.255
30	40	119.255	119.255	119.255
40	50	0.00000	0.00000	0.00000
50	60	0.00000	0.00000	0.00000

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Nozzle Flange MAWP STEP: 6 12:26p Sep 10,2008

Nozzle Flange MAWP Results :

ANSI Flange Pressure Rating for: 2" DRAIN : Class 150 : Grade GR 1.1

Pressure Rating for B16.5 Flange at : 80 C is : 1833.988 KPa.

Pressure Rating for B16.5 Flange at : 21 C is : 1964.961 KPa.

Note: ANSI Ratings are per ANSI/ASME B16.5 2003 Edition

Lowest Flange Pressure Rating was (ope) : 1833.988 KPa.

Lowest Flange Pressure Rating was (Amb) : 1964.961 KPa.

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software

Skirt Data :

Skirt Outside Diameter at Base	SOD	762.0000	mm.
Skirt Thickness	STHK	15.0000	mm.
Skirt Internal Corrosion Allowance	SCA	1.6000	mm.
Skirt External Corrosion Allowance		0.0000	mm.
Skirt Material		SA-515 60	

Basing Input: Type of Geometry: Simple Basing With Gussets

Thickness of Basing	TBA	11.0007	mm.
Design Temperature of the Basing		50.00	C
Basing Matl		SA-515 60	
Basing Operating All. Stress	BASOPE	117.90	N./mm ²
Basing Yield Stress		214.88	N./mm ²
Inside Diameter of Basing	DI	702.0052	mm.
Outside Diameter of Basing	DOU	835.0250	mm.
Nominal Diameter of Bolts	BND	12.7000	mm.
Bolt Corrosion Allowance	BCA	0.0000	mm.
Bolt Material		SA-193 B7	
Bolt Operating Allowable Stress	SA	172.38	N./mm ²
Number of Bolts	NGIV	4	
Diameter of Bolt Circle	DC	803.2750	mm.
Ultimate Comp. Strength of Concrete	FPC	20.7	N./mm ²
Allowable Comp. Strength of Concrete	FC	8.3	N./mm ²
Modular ratio Steel/Concrete		9.833	
Thickness of Gusset Plates	TGA	4.0005	mm.
Width of Gussets at Top Plate	TWDT	112.0000	mm.
Width of Gussets at Base Plate	BWDT	36.5125	mm.
Gusset Plate Elastic Modulus	E	203391008.0	KPa.
Gusset Plate Yield Stress	SY	239.9	N./mm ²
Height of Gussets	HG	228.6000	mm.
Distance between Gussets	RG	88.9000	mm.
Dist. from Bolt Center to Gusset (Rg/2)	CG	44.4500	mm.
Number of Gussets per bolt	NG	2	
External Corrosion Allowance	CA	0.0000	mm.
Dead Weight of Vessel	DW	936.6	Kgf
Operating Weight of Vessel	ROW	936.6	Kgf
Earthquake Moment on Basing	EQMOM	0.0	Kg-m.
Wind Moment on Basing	WIMOM	236.5	Kg-m.
Percent Bolt Preload	ppl	100.0	
Use AISC A5.2 Increase in Fc and Bolt Stress		No	
Use Allowable Weld Stress per AISC J2.5		No	
Factor for Increase of Allowables	Fact	1.0000	

Results for Basing Analysis : Design Option

DESIGN: Number of Bolts Selected for Design 4

Calculation of Load per Bolt, Wind + Dead Weight Condition:

W = ROW M = WIMOM + UWIMOM

W/Bolt = ((4 * M/DC) - W) / RN per Jawad & Farr, Eq. 12.3

W/Bolt = ((4 * 236 / 803.275) - 936) / 4

W/Bolt = 60.2428 Kgf

Required Area for Each Bolt, Based on Max Load		0.0343	cm ²
DESIGN: Nominal Diameter of Bolts Selected		12.7000	mm.
Area Available in a Single Bolt (Corr)		0.8129	cm ²
Area Available in all the Bolts (Corr)		3.2516	cm ²

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Basing Calculations STEP: 17 12:26p Sep 10,2008

DESIGN: Diameter of Bolt Circle Selected 803.2750 mm.
DESIGN: Outside Diameter of Base Ring Selected 835.0250 mm.
DESIGN: Inside Diameter of Base Ring Selected 702.0000 mm.
Bolt Stress Based on Approximate Analysis 7.3 N./mm²
Allowable Bolt Stress 172.4 [Fact] 172.375 N./mm²

Concrete Contact Area of Base Ring CCA 1605.85 cm²
Concrete Contact Section Modulus of Base Ring 28607996.00 mm.³

Calculation of Concrete Load, Wind in Operating Condition [Sc]:

$$\begin{aligned} &= ((ppl/100*(Abt*Sa)+W)/Cca) + M/CZ \text{ per Jawad \& Farr Eq. 12.1} \\ &= (1.000 (3.2516 *172 +936)/1605.85) + 236 /28607996 \\ &= 0.49 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

Determine Maximum Bending Width of Basing Section [Rw1,Rw2]:

$$\begin{aligned} R_{w1} &= (Dou - SkirtOD)/2, \quad R_{w2} = (SkirtID - Di + 2*Sca)/2 \\ R_{w1} &= (835.025 -762.000)/2, \quad R_{w2} = (732.000 -702.000 + 2*1.600)/2 \\ R_{w1} &= 36.513 , \quad R_{w2} = 16.600 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Calculation of required Basing Thickness, (Simplified) [Tb]:

$$\begin{aligned} &= \text{Max}(R_{w1}, R_{w2}) * (3 * Sc / S)^{1/2} + CA \text{ per Jawad \& Farr Eq. 12.12} \\ &= \text{Max}(36.5125 , 16.6000) * (3 * 0.487 / 143.252)^{1/2} + 0.0000 \\ &= 3.6885 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Basing Stress at given Thickness [Sb]

$$\begin{aligned} &= 3 * Sc * (\text{Max}[R_{w1}, R_{w2}]/(Tb - Ca))^2 \\ &= 3 * 0.487 * (\text{Max}[36.513 , 16.600]/(11.001 - 0.000))^2 \\ &= 16.105 , \text{ must be less than } 143.252 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

Required Thickness of Base Plate in Tension:

(since no top ring given, per Jawad & Farr, Eq. 12.13)

F = (SA*ABSS), Bolt Allowable Stress * Area
A = (CG*2), Distance between Gussets
B = (DOU/2-DS/2), Base Plate Outside Width
RL= (DC/2-DS/2), Skirt to Bolt Circle
D = (BND+1/8), Diameter of Bolt Hole

$$\begin{aligned} TBB &= \text{SQRT}((3.91*F)/(SY*(2*B/A+A/(2*RL)-D*(2./A+1/(2*RL)))))+CA \\ TBB &= \text{SQRT}(3.91 * 1428) / (239 * (2*36.5125 /88.9000 +88.9000 \\ &\quad / (2 *20.6375) -15.8750 * (2 /88.9000 + 1 / (2 *20.6375)))) + \\ TBB &= 10.1110 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Required Thickness of Gusset in Compression, per AISC E2-1:

1. Allowed Compression at Given Thickness:

Factor Kl/r Per E2-1 197.9453
Factor Cc Per E2-1 129.3560
Allowable Buckling Str. per E2-2 26.73 N./mm²
Actual Buckling Str. at Given Thickness 23.58 N./mm²

Required Gusset thickness, + CA 3.8772 mm.

2. Allowed Compression at Calculated Thickness:

Factor Kl/r Per E2-1 204.2403
Factor Cc Per E2-1 129.3560
Allowable Buckling Str. per E2-2 25.11 N./mm²
Act. Buckling Str. at Calculated Thickness 24.33 N./mm²

Summary of Design Case: GEOMETRY SELECTION

DESIGN: Number of Bolts Selected for Design 4
DESIGN: Nominal Diameter of Bolts Selected 12.7000 mm.
DESIGN: Diameter of Bolt Circle Selected 803.2750 mm.
DESIGN: Outside Diameter of Base Ring Selected 835.0250 mm.
DESIGN: Inside Diameter of Base Ring Selected 702.0000 mm.

Summary of Basing Thickness Calculations:

Required Basing Thickness (simplified) 3.6885 mm.

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Basing Calculations STEP: 17 12:26p Sep 10,2008

Required Basing Thickness (tension) 10.1110 mm.
Actual Basing Thickness as entered by user 11.0007 mm.

Required Gusset thickness, + CA 3.8772 mm.
Actual Gusset Thickness as entered by user 4.0005 mm.

Local Stress in Skirt at Base Ring per Jawad & Farr Eq. 12.14:

$$S = (1.5 * F * B) / (\pi * T^2 * H)$$

F = (SA*ABSS), Bolt Allowable Stress*Area
B = (Dou/2-Ds/2), Outside width of base plate
T = Ts, Thickness of Skirt
H = Hg, Height of Gusset

Local Stress in the Skirt due to the Gussets 5 N./mm²
Weight plus Bending Stress in the Skirt (Highest) 0 N./mm²
Comb. loc. + bending stress Worst Load Case 6 N./mm²
Allowed membrane + bending stress(3* Skirt All.) 353 N./mm²

Weld Size Calculations per Steel Plate Engineering Data - Vol. 2

Compute the Weld load at the Skirt/Base Junction [W]

$$= \text{SkirtStress} * (\text{SkirtThickness} - \text{CA})$$
$$= 0.893 * (15.000 - 1.600)$$
$$= 1.22 \text{ Kgf/mm.}$$

Results for Computed Minimum Basing Weld Size [BWeld]

$$= W / [(0.4 * \text{Yield}) * 2 * 0.707]$$
$$= 1 / [(0.4 * 214) * 2 * 0.707]$$
$$= 0.098 \text{ mm.}$$

Results for Computed Minimum Gusset and Top Plate to Skirt Weld Size

Vertical Plate Load [Wv]

$$= \text{Bolt Load} / (\text{Cmwth} + 2 * (\text{Hg} + \text{Tta}))$$
$$= 1428.8 / (52.451 + 2 * (228.600 + 0.000))$$
$$= 2.804 \text{ Kgf/mm.}$$

Horizontal Plate Load [Wh]

$$= \text{Bolt Load} * e / (\text{Cmwth} * (\text{Hg} + \text{Tta}) + 0.6667 * (\text{Hg} + \text{Tta})^2)$$
$$= 1428.8 * 20.637 / (52.451 * (228.600) + 0.6667 * (228.600)^2)$$
$$= 0.630 \text{ Kgf/mm.}$$

Resultant Weld Load [Wr]

$$= (Wv^2 + Wh^2)^{1/2}$$
$$= (2.80^2 + 0.63^2)^{1/2}$$
$$= 2.873 \text{ Kgf/mm.}$$

Results for Computed Min Gusset and Top Plate to Skirt Weld Size [GsWeld]

$$= Wr / [(0.4 * \text{Yield}) * 2 * 0.707]$$
$$= 2.87 / [(0.4 * 214) * 2 * 0.707]$$
$$= 0.232 \text{ mm.}$$

Summary of Required Weld Sizes:

Required Basing to Skirt Double Fillet Weld Size 6.3500 mm.
Required Gusset to Skirt Double Fillet Weld Size 4.0005 mm.

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software

INPUT VALUES, Nozzle Description: 2" DRAIN From : 20

Pressure for Nozzle Reinforcement Calculations P		1800.000	KPa.
Temperature for Internal Pressure	Temp	80	C
Shell Material		SA-234 WPB	
Shell Allowable Stress at Temperature	S	117.90	N./mm ²
Shell Allowable Stress At Ambient	Sa	117.90	N./mm ²
Inside Diameter of Elliptical Head	D	742.9600	mm.
Aspect Ratio of Elliptical Head	Ar	2.00	
Head Actual Thickness	T	9.5200	mm.
Head Internal Corrosion Allowance	Cas	1.6000	mm.
Head External Corrosion Allowance	Caext	0.0000	mm.
User Entered Minimum Design Metal Temperature		-28.89	C
Nozzle Material		SA-106 B	
Nozzle Allowable Stress at Temperature	Sn	117.90	N./mm ²
Nozzle Allowable Stress At Ambient	Sna	117.90	N./mm ²
Nozzle Diameter Basis (for tr calc only)	Inbase	ID	
Layout Angle		0.00	deg
Nozzle Diameter	Dia	2.0000	in.
Nozzle Size and Thickness Basis	Idbn	Nominal	
Nominal Thickness of Nozzle	Thknom	40	
Nozzle Flange Material		SA-105	
Nozzle Flange Type		Weld Neck Flange	
Nozzle Corrosion Allowance	Can	1.6000	mm.
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	Es	1.00	
Joint Efficiency of Nozzle Neck	En	1.00	
Nozzle Outside Projection	Ho	152.4000	mm.
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	Wo	9.5250	mm.
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	Wgnv	9.5200	mm.
Nozzle Inside Projection	H	0.0000	mm.
Weld leg size, Inside Nozzle to Shell	Wi	0.0000	mm.
ASME Code Weld Type per UW-16		None	
Class of attached Flange		150	
Grade of attached Flange		GR 1.1	

The Pressure Design option was Design Pressure + static head

NOZZLE CALCULATION, Description: 2" DRAIN

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-06, UG-37 to UG-45

Actual Nozzle Inside Diameter Used in Calculation	2.067	in.
Actual Nozzle Thickness Used in Calculation	0.154	in.

Nozzle input data check completed without errors.

Reqd thk per UG-37(a) of Elliptical Head, Tr [Int. Press]
 = $(P \cdot (K \cdot (D + 2 \cdot CA))) / (2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P)$ per UG-37(a)(3)
 = $(1800.00 \cdot (0.90 \cdot (742.9600 + 2 \cdot 1.6000))) / (2 \cdot 117 \cdot 1.00 - 0.2 \cdot 1800.00)$
 = 5.1342 mm.

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Int. Press]
 = $(P \cdot (D / 2 + CA)) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P)$ per UG-27 (c)(1)
 = $(1800.00 \cdot (52.5018 / 2 + 1.6000)) / (117 \cdot 1.00 - 0.6 \cdot 1800.00)$
 = 0.4291 mm.

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Nozzle Calcs. 2" DRAIN NOZL: 1 12:26p Sep 10,2008

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : [Int. Press]

Effective material diameter limit, D1 111.4036 mm.
Effective material thickness limit, no pad Tlnp 5.7790 mm.

Note: Taking a UG-36(c)(3)(a) exemption for 2" DRAIN .
This calculation is valid for nozzles that meet all the requirements of paragraph UG-36. Please check the Code carefully, especially for nozzles that are not isolated or do not meet Code spacing requirements. It may be necessary to force the program to print the areas per UG-37.

UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement: [Int. Press.]

= Max(Min(Max(Max(UG45B1,UG16B),Max(UG45B2,UG16B)),UG45B4), UG45A)
= Max(Min(Max(Max(7.3047,3.1875),Max(1.6000,3.1875)),5.0226),2.0291)
= 5.0226

Minimum Design Metal Temperature (Nozzle Neck), Curve: B
Minimum Temp. w/o impact per UCS-66 -29 C
Minimum Temp. at required thickness -104 C

Nozzle MDMT Thickness Calc. per UCS-66 (a)1(b), MIN(tn,t,te), Curve: B
Minimum Temp. w/o impact per UCS-66 -29 C
Minimum Temp. at required thickness -104 C
Minimum Temp. w/o impact per UG-20(f) -29 C

Weld Size Calculations, Description: 2" DRAIN

Intermediate Calc. for nozzle/shell Welds Tmin 2.3116 mm.

Results Per UW-16.1:

	Required Thickness	Actual Thickness
Nozzle Weld	1.6181 = 0.7 * TMIN	6.7342 = 0.7 * Wo mm.

NOTE : Skipping the nozzle attachment weld strength calculations.
Per UW-15(b)(2) the nozzles exempted by UG-36(c)(3)(a)
(small nozzles) do not require a weld strength check.

The Drop for this Nozzle is : 0.6730 mm.
The Cut Length for this Nozzle is, Drop + Ho + H + T : 162.5930 mm.

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Nozzle Calcs. 16" INLET NOZL: 2 12:26p Sep 10,2008

INPUT VALUES, Nozzle Description: 16" INLET From : 30

Pressure for Nozzle Reinforcement Calculations P		1800.000	KPa.
Temperature for Internal Pressure	Temp	80	C
Shell Material		SA-106 B	
Shell Allowable Stress at Temperature	S	117.90	N./mm ²
Shell Allowable Stress At Ambient	Sa	117.90	N./mm ²
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	742.9600	mm.
Shell Actual Thickness	T	9.5200	mm.
Shell Internal Corrosion Allowance	Cas	1.6000	mm.
Shell External Corrosion Allowance	Caext	0.0000	mm.
Distance from Bottom/Left Tangent		2500.0000	mm.
User Entered Minimum Design Metal Temperature		-28.89	C
Nozzle Material		SA-106 B	
Nozzle Allowable Stress at Temperature	Sn	117.90	N./mm ²
Nozzle Allowable Stress At Ambient	Sna	117.90	N./mm ²
Nozzle Diameter Basis (for tr calc only)	Inbase	ID	
Layout Angle		180.00	deg
Nozzle Diameter	Dia	16.0000	in.
Nozzle Size and Thickness Basis	Idbn	Nominal	
Nominal Thickness of Nozzle	Thknom	STD	
Nozzle Flange Material		SA-105	
Nozzle Flange Type		Weld Neck Flange	
Nozzle Corrosion Allowance	Can	1.6000	mm.
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	Es	1.00	
Joint Efficiency of Nozzle Neck	En	1.00	
Nozzle Outside Projection	Ho	342.4240	mm.
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	Wo	9.5250	mm.
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	Wgnv	9.5200	mm.
Nozzle Inside Projection	H	0.0000	mm.
Weld leg size, Inside Nozzle to Shell	Wi	0.0000	mm.
Pad Material		SA-106 B	
Pad Allowable Stress at Temperature	Sp	117.90	N./mm ²
Pad Allowable Stress At Ambient	Spa	117.90	N./mm ²
Diameter of Pad along vessel surface	Dp	606.4000	mm.
Thickness of Pad	Tp	9.5200	mm.
Weld leg size between Pad and Shell	Wp	9.0000	mm.
Groove weld depth between Pad and Nozzle	Wgpn	9.5200	mm.
Reinforcing Pad Width		100.0000	mm.
ASME Code Weld Type per UW-16		None	
Class of attached Flange		150	
Grade of attached Flange		GR 1.1	

The Pressure Design option was Design Pressure + static head

NOZZLE CALCULATION, Description: 16" INLET

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-06, UG-37 to UG-45

Actual Nozzle Inside Diameter Used in Calculation	15.250	in.
Actual Nozzle Thickness Used in Calculation	0.375	in.

Nozzle input data check completed without errors.

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Nozzle Calcs. 16" INLET NOZL: 2 12:26p Sep 10,2008

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Int. Press]

$$\begin{aligned} &= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\ &= (1800.00*(742.9600/2+1.6000))/(117*1.00-0.6*1800.00) \\ &= 5.7486 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Int. Press]

$$\begin{aligned} &= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\ &= (1800.00*(387.3500/2+1.6000))/(117*1.00-0.6*1800.00) \\ &= 3.0089 \text{ mm.} \end{aligned}$$

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : [Int. Press]

Effective material diameter limit,	Dl	781.1000	mm.
Effective material thickness limit, no pad	Tlnp	19.8000	mm.
Effective material thickness limit, pad side	Tlwp	19.8000	mm.

Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:

AREA AVAILABLE, A1 to A5	Design	External	Mapnc	
Area Required	Ar	22.451	NA	cm ²
Area in Shell	A1	8.480	NA	cm ²
Area in Nozzle Wall	A2	1.947	NA	cm ²
Area in Inward Nozzle	A3	0.000	NA	cm ²
Area in Welds	A4	1.717	NA	cm ²
Area in Pad	A5	19.040	NA	cm ²
TOTAL AREA AVAILABLE	Atot	31.184	NA	cm ²

The Internal Pressure Case Governs the Analysis.

Nozzle Angle Used in Area Calculations 90.00 Degs.

The area available without a pad is Insufficient.

The area available with the given pad is Sufficient.

SELECTION OF POSSIBLE REINFORCING PADS:

	Diameter	Thickness
Based on given Pad Thickness:	517.5250	9.5200 mm.
Based on given Pad Diameter:	606.4000	6.3500 mm.
Based on Shell or Nozzle Thickness:	515.9375	9.5250 mm.

Reinforcement Area Required for Nozzle [Ar]:

$$\begin{aligned} &= (Dlr*Tr+2*Thk*Tr*(1-fr1)) \text{ UG-37(c)} \\ &= (390.5500*5.7486+2*(9.5250-1.6000)*5.7486*(1-1.0000)) \\ &= 22.451 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Areas per UG-37.1 but with DL = Diameter Limit, DLR = Corroded ID:

Area Available in Shell [A1]:

$$\begin{aligned} &= (DL-Dlr)*(ES*(T-Cas)-Tr)-2*(Thk-Can)*(ES*(T-Cas)-Tr)*(1-fr1) \\ &= (781.100-390.550)*(1.00*(9.5200-1.600)-5.749)-2*(9.525-1.600) \\ &\quad *(1.00*(9.5200-1.6000)-5.7486)*(1-1.0000) \\ &= 8.480 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Area Available in Nozzle Wall, no Pad [A2np]:

$$\begin{aligned} &= (2 * \min(Tlnp,ho)) * (Thk - Can - Trn) * fr2 \\ &= (2 * \min(19.80, 342.42)) * (9.52 - 1.60 - 3.01) * 1.0000 \\ &= 1.947 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Area Available in Nozzle Wall, with Pad [A2wp]:

$$\begin{aligned} &= (2 * Tlwp)*(Thk - Can - Trn) * fr2 \\ &= (2 * 19.8000) * (9.5250 - 1.6000 - 3.0089) * 1.0000 \\ &= 1.947 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Area Available in Welds, no Pad [A4np]:

$$\begin{aligned} &= Wo^2 * fr2 + (Wi-Can/0.707)^2 * fr2 \\ &= 9.5250^2 * 1.0000 + (0.0000)^2 * 1.0000 \\ &= 0.907 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Area Available in Welds, with Pad [A4wp]:

$$= Wo^2*fr3+(Wi-Can/0.707)^2*Fr2+Wp^2*Fr4$$

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Nozzle Calcs. 16" INLET NOZL: 2 12:26p Sep 10,2008

$$= 9.5250^2 * 1.00 + (0.0000)^2 * 1.00 + 9.0000^2 * 1.00$$
$$= 1.717 \text{ cm}^2$$

Area Available in Pad [A5]:

$$= (\min(Dp, DL) - (\text{Nozzle OD})) * (\min(Tp, Tlwp, Te)) * fr4$$
$$= (606.4000 - 406.4000) * 9.5200 * 1.00$$
$$= 19.040 \text{ cm}^2$$

UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement: [Int. Press.]

$$= \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(UG45B1, UG16B), \text{Max}(UG45B2, UG16B)), UG45B4), UG45A)$$
$$= \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(7.3486, 3.1875), \text{Max}(1.6000, 3.1875)), 9.9344), 4.6089)$$
$$= 7.3486 < \text{Minimum Nozzle Thickness } 8.3344 \text{ mm. OK}$$

M.A.W.P. Results for this Nozzle (Based on Areas) at this Location

Approximate M.A.W.P. for given geometry 2141.031 KPa.

Minimum Design Metal Temperature Results:	Nozzle	Pad
Minimum Temp. w/o impact per UCS-66	-29	-29 C
Minimum Temp. at required thickness	-48	-44 C
Minimum Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29	-29 C

Nozzle MDMT Thickness Calc. per UCS-66 (a)1(b), MIN(tn,t,te), Curve: B

Minimum Temp. w/o impact per UCS-66	-29 C
Minimum Temp. at required thickness	-48 C
Minimum Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29 C

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : [Int. Press]

Effective material diameter limit,	D1	585.8250	mm.
Effective material thickness limit, no pad	Tlnp	19.8000	mm.
Effective material thickness limit, pad side	Tlwp	19.8000	mm.

Note : The Pad diameter is greater than the Diameter Limit, the excess will not be considered .

Summary of Reinforcement Areas for Large Nozzle (Per Appendix 1-7):

AREA REQUIRED [Internal Pressure]	AR	14.968	cm ²
AREA AVAILABLE, A1 to A6	No Pad	With Pad	
Area Available in Shell	A1	4.240	4.240 cm ²
Area Available in Nozzle Wall	A2	1.947	1.947 cm ²
Area Available in Inward Nozzle	A3	0.000	0.000 cm ²
Area Available in Welds	A4	0.907	0.907 cm ²
Area Available in Pad	A5	0.000	17.081 cm ²
Area Available in Hub	A6	0.000	0.000 cm ²
TOTAL AREA AVAILABLE	Atot	7.094	24.175 cm ²

The area available without a pad is Insufficient.
The area available with the given pad is Sufficient.

M.A.W.P. Results for this Nozzle (Based on Areas) at this Location

Approximate M.A.W.P. for given geometry 2405.172 KPa.

Note: The Nozzle does not fall within the scope of the diameter requirements of App. 1-7(b). Therefore, the Membrane and Bending stress checks are not required.

Weld Size Calculations, Description: 16" INLET

Intermediate Calc. for nozzle/shell Welds	Tmin	7.9250	mm.
Intermediate Calc. for pad/shell Welds	TminPad	7.9200	mm.

Results Per UW-16.1:

	Required Thickness	Actual Thickness	
Nozzle Weld	5.5475 = 0.7 * TMIN	6.7342 = 0.7 * Wo	mm.
Pad Weld	3.9600 = 0.5 * TminPad	6.3630 = 0.7 * Wp	mm.

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Nozzle Calcs. 16" INLET NOZL: 2 12:26p Sep 10,2008

Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b)

Weld Load [W]:

$$\begin{aligned} &= (Ar-A1+2*(Thk-can)*Ffr1*(E1(T-Cas)-Tr))*S \\ &= (22.4513 - 8.4803 + 2 * (9.5250 - 1.6000) * 1.0000 * \\ &\quad (1.00 * (9.5200 - 1.6000) - 5.7486)) * 117 \\ &= 17210.71 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Weld Load [W1]:

$$\begin{aligned} &= (A2+A5+A4-(Wi-Can/.707)^2*Ffr2)*S \\ &= (1.9468 + 19.0400 + 1.7173 - 0.0000 * 1.00) * 117 \\ &= 27296.46 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Weld Load [W2]:

$$\begin{aligned} &= ((A2+A6)+A3+A4+(2*(Thk-Can)*(T-Ca)*Fr1))*S \\ &= (1.9468 + 0.0000 + 0.9073 + 1.2553) * 117 \\ &= 4940.54 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Weld Load [W3]:

$$\begin{aligned} &= ((A2+A6)+A3+A4+A5+(2*(Thk-Can)*(T-Ca)*Fr1))*S \\ &= (1.9468 + 0.0000 + 1.7173 + 19.0400 + 1.2553) * 117 \\ &= 28805.69 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Strength of Connection Elements for Failure Path Analysis

Shear, Outward Nozzle Weld [Sonw]:

$$\begin{aligned} &= (\pi/2) * Dlo * Wo * 0.49 * Snw \\ &= (3.1416 / 2.0) * 406.4000 * 9.5250 * 0.49 * 117 \\ &= 35821. \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Shear, Pad Element Weld [Spew]:

$$\begin{aligned} &= (\pi/2) * DP * WP * 0.49 * SEW \\ &= (3.1416 / 2.0) * 606.4000 * 9.0000 * 0.49 * 117 \\ &= 50503. \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Shear, Nozzle Wall [Snw]:

$$\begin{aligned} &= (\pi * (Dlr + Dlo) / 4) * (Thk - Can) * 0.7 * Sn \\ &= (3.1416 * 199.2375) * (9.5250 - 1.6000) * 0.7 * 117 \\ &= 41746. \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Tension, Pad Groove Weld [Tpgw]:

$$\begin{aligned} &= (\pi/2) * Dlo * Wgpn * 0.74 * Seg \\ &= (3.1416 / 2) * 406.4000 * 9.5200 * 0.74 * 117 \\ &= 54068. \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Tension, Nozzle Groove Weld [Tngw]:

$$\begin{aligned} &= (\pi/2) * Dlo * (Wgnvi-Cas) * 0.74 * Sng \\ &= (3.1416 / 2.0) * 406.4000 * (9.5200 - 1.6000) * 0.74 * 117 \\ &= 44981. \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Strength of Failure Paths:

$$\begin{aligned} \text{PATH11} &= (\text{SPEW} + \text{SNW}) = (50503 + 41746) = 92249 \text{ Kgf} \\ \text{PATH22} &= (\text{Sonw} + \text{Tpgw} + \text{Tngw} + \text{Sinw}) \\ &= (35820 + 54068 + 44981 + 0) = 134870 \text{ Kgf} \\ \text{PATH33} &= (\text{Spew} + \text{Tngw} + \text{Sinw}) \\ &= (50503 + 44981 + 0) = 95484 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Summary of Failure Path Calculations:

Path 1-1 = 92249 Kgf, must exceed W = 17210 Kgf or W1 = 27296 Kgf
Path 2-2 = 134870 Kgf, must exceed W = 17210 Kgf or W2 = 4940 Kgf
Path 3-3 = 95484 Kgf, must exceed W = 17210 Kgf or W3 = 28805 Kgf

The Drop for this Nozzle is : 60.5023 mm.

The Cut Length for this Nozzle is, Drop + Ho + H + T : 412.4463 mm.

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Nozzle Calcs. 16" OUTLET NOZL: 3 12:26p Sep 10,2008

INPUT VALUES, Nozzle Description: 16" OUTLET From : 30

Pressure for Nozzle Reinforcement Calculations P		1800.000	KPa.
Temperature for Internal Pressure	Temp	80	C
Shell Material		SA-106 B	
Shell Allowable Stress at Temperature	S	117.90	N./mm ²
Shell Allowable Stress At Ambient	Sa	117.90	N./mm ²
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	742.9600	mm.
Shell Actual Thickness	T	9.5200	mm.
Shell Internal Corrosion Allowance	Cas	1.6000	mm.
Shell External Corrosion Allowance	Caext	0.0000	mm.
Distance from Bottom/Left Tangent		814.9999	mm.
User Entered Minimum Design Metal Temperature		-28.89	C
Nozzle Material		SA-106 B	
Nozzle Allowable Stress at Temperature	Sn	117.90	N./mm ²
Nozzle Allowable Stress At Ambient	Sna	117.90	N./mm ²
Nozzle Diameter Basis (for tr calc only)	Inbase	ID	
Layout Angle		0.00	deg
Nozzle Diameter	Dia	16.0000	in.
Nozzle Size and Thickness Basis	Idbn	Nominal	
Nominal Thickness of Nozzle	Thknom	STD	
Nozzle Flange Material		SA-105	
Nozzle Flange Type		Weld Neck Flange	
Nozzle Corrosion Allowance	Can	1.6000	mm.
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	Es	1.00	
Joint Efficiency of Nozzle Neck	En	1.00	
Nozzle Outside Projection	Ho	342.4240	mm.
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	Wo	9.5250	mm.
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	Wgnv	9.5200	mm.
Nozzle Inside Projection	H	0.0000	mm.
Weld leg size, Inside Nozzle to Shell	Wi	0.0000	mm.
Pad Material		SA-106 B	
Pad Allowable Stress at Temperature	Sp	117.90	N./mm ²
Pad Allowable Stress At Ambient	Spa	117.90	N./mm ²
Diameter of Pad along vessel surface	Dp	606.4000	mm.
Thickness of Pad	Tp	9.5200	mm.
Weld leg size between Pad and Shell	Wp	9.0000	mm.
Groove weld depth between Pad and Nozzle	Wgpn	9.5200	mm.
Reinforcing Pad Width		100.0000	mm.
ASME Code Weld Type per UW-16		None	
Class of attached Flange		150	
Grade of attached Flange		GR 1.1	

The Pressure Design option was Design Pressure + static head

NOZZLE CALCULATION, Description: 16" OUTLET

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-06, UG-37 to UG-45

Actual Nozzle Inside Diameter Used in Calculation	15.250	in.
Actual Nozzle Thickness Used in Calculation	0.375	in.

Nozzle input data check completed without errors.

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Nozzle Calcs. 16" OUTLET NOZL: 3 12:26p Sep 10,2008

Reqd thk per UG-37(a) of Cylindrical Shell, Tr [Int. Press]

$$\begin{aligned} &= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\ &= (1800.00*(742.9600/2+1.6000))/(117*1.00-0.6*1800.00) \\ &= 5.7486 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Reqd thk per UG-37(a) of Nozzle Wall, Trn [Int. Press]

$$\begin{aligned} &= (P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P) \text{ per UG-27 (c)(1)} \\ &= (1800.00*(387.3500/2+1.6000))/(117*1.00-0.6*1800.00) \\ &= 3.0089 \text{ mm.} \end{aligned}$$

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : [Int. Press]

Effective material diameter limit,	Dl	781.1000	mm.
Effective material thickness limit, no pad	Tlnp	19.8000	mm.
Effective material thickness limit, pad side	Tlwp	19.8000	mm.

Results of Nozzle Reinforcement Area Calculations:

AREA AVAILABLE, A1 to A5	Design	External	Mapnc	
Area Required	Ar	22.451	NA	cm ²
Area in Shell	A1	8.480	NA	cm ²
Area in Nozzle Wall	A2	1.947	NA	cm ²
Area in Inward Nozzle	A3	0.000	NA	cm ²
Area in Welds	A4	1.717	NA	cm ²
Area in Pad	A5	19.040	NA	cm ²
TOTAL AREA AVAILABLE	Atot	31.184	NA	cm ²

The Internal Pressure Case Governs the Analysis.

Nozzle Angle Used in Area Calculations 90.00 Degs.

The area available without a pad is Insufficient.

The area available with the given pad is Sufficient.

SELECTION OF POSSIBLE REINFORCING PADS:	Diameter	Thickness	
Based on given Pad Thickness:	517.5250	9.5200	mm.
Based on given Pad Diameter:	606.4000	6.3500	mm.
Based on Shell or Nozzle Thickness:	515.9375	9.5250	mm.

Reinforcement Area Required for Nozzle [Ar]:

$$\begin{aligned} &= (Dlr*Tr+2*Thk*Tr*(1-fr1)) \text{ UG-37(c)} \\ &= (390.5500*5.7486+2*(9.5250-1.6000)*5.7486*(1-1.0000)) \\ &= 22.451 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Areas per UG-37.1 but with DL = Diameter Limit, DLR = Corroded ID:

Area Available in Shell [A1]:

$$\begin{aligned} &= (DL-Dlr)*(ES*(T-Cas)-Tr)-2*(Thk-Can)*(ES*(T-Cas)-Tr)*(1-fr1) \\ &= (781.100-390.550)*(1.00*(9.5200-1.600)-5.749)-2*(9.525-1.600) \\ &\quad *(1.00*(9.5200-1.6000)-5.7486)*(1-1.0000) \\ &= 8.480 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Area Available in Nozzle Wall, no Pad [A2np]:

$$\begin{aligned} &= (2 * \min(Tlnp,ho)) * (Thk - Can - Trn) * fr2 \\ &= (2 * \min(19.80, 342.42)) * (9.52 - 1.60 - 3.01) * 1.0000 \\ &= 1.947 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Area Available in Nozzle Wall, with Pad [A2wp]:

$$\begin{aligned} &= (2 * Tlwp)*(Thk - Can - Trn) * fr2 \\ &= (2 * 19.8000) * (9.5250 - 1.6000 - 3.0089) * 1.0000 \\ &= 1.947 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Area Available in Welds, no Pad [A4np]:

$$\begin{aligned} &= Wo^2 * fr2 + (Wi-Can/0.707)^2 * fr2 \\ &= 9.5250^2 * 1.0000 + (0.0000)^2 * 1.0000 \\ &= 0.907 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Area Available in Welds, with Pad [A4wp]:

$$= Wo^2*fr3+(Wi-Can/0.707)^2*Fr2+Wp^2*Fr4$$

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Nozzle Calcs. 16" OUTLET NOZL: 3 12:26p Sep 10,2008

$$= 9.5250^2 * 1.00 + (0.0000)^2 * 1.00 + 9.0000^2 * 1.00$$
$$= 1.717 \text{ cm}^2$$

Area Available in Pad [A5]:

$$= (\min(Dp, DL) - (\text{Nozzle OD})) * (\min(Tp, Tlwp, Te)) * fr4$$
$$= (606.4000 - 406.4000) * 9.5200 * 1.00$$
$$= 19.040 \text{ cm}^2$$

UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement: [Int. Press.]

$$= \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(\text{UG45B1}, \text{UG16B}), \text{Max}(\text{UG45B2}, \text{UG16B})), \text{UG45B4}), \text{UG45A})$$
$$= \text{Max}(\text{Min}(\text{Max}(\text{Max}(7.3486, 3.1875), \text{Max}(1.6000, 3.1875)), 9.9344), 4.6089)$$
$$= 7.3486 < \text{Minimum Nozzle Thickness } 8.3344 \text{ mm. OK}$$

M.A.W.P. Results for this Nozzle (Based on Areas) at this Location

Approximate M.A.W.P. for given geometry 2141.031 KPa.

Minimum Design Metal Temperature Results:	Nozzle	Pad
Minimum Temp. w/o impact per UCS-66	-29	-29 C
Minimum Temp. at required thickness	-48	-44 C
Minimum Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29	-29 C

Nozzle MDMT Thickness Calc. per UCS-66 (a)1(b), MIN(tn,t,te), Curve: B

Minimum Temp. w/o impact per UCS-66	-29 C
Minimum Temp. at required thickness	-48 C
Minimum Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29 C

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : [Int. Press]

Effective material diameter limit, D1	585.8250 mm.
Effective material thickness limit, no pad Tlnp	19.8000 mm.
Effective material thickness limit, pad side Tlwp	19.8000 mm.

Note : The Pad diameter is greater than the Diameter Limit, the excess will not be considered .

Summary of Reinforcement Areas for Large Nozzle (Per Appendix 1-7):

AREA REQUIRED [Internal Pressure]	AR	14.968 cm ²
AREA AVAILABLE, A1 to A6	No Pad	With Pad
Area Available in Shell A1	4.240	4.240 cm ²
Area Available in Nozzle Wall A2	1.947	1.947 cm ²
Area Available in Inward Nozzle A3	0.000	0.000 cm ²
Area Available in Welds A4	0.907	0.907 cm ²
Area Available in Pad A5	0.000	17.081 cm ²
Area Available in Hub A6	0.000	0.000 cm ²
TOTAL AREA AVAILABLE Atot	7.094	24.175 cm ²

The area available without a pad is Insufficient.
The area available with the given pad is Sufficient.

M.A.W.P. Results for this Nozzle (Based on Areas) at this Location

Approximate M.A.W.P. for given geometry 2405.172 KPa.

Note: The Nozzle does not fall within the scope of the diameter requirements of App. 1-7(b). Therefore, the Membrane and Bending stress checks are not required.

Weld Size Calculations, Description: 16" OUTLET

Intermediate Calc. for nozzle/shell Welds Tmin	7.9250 mm.
Intermediate Calc. for pad/shell Welds TminPad	7.9200 mm.

Results Per UW-16.1:

	Required Thickness	Actual Thickness
Nozzle Weld	5.5475 = 0.7 * TMIN	6.7342 = 0.7 * Wo mm.
Pad Weld	3.9600 = 0.5 * TminPad	6.3630 = 0.7 * Wp mm.

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Nozzle Calcs. 16" OUTLET NOZL: 3 12:26p Sep 10,2008

Weld Strength and Weld Loads per UG-41.1, Sketch (a) or (b)

Weld Load [W]:

$$\begin{aligned} &= (Ar-A1+2*(Thk-can)*Ffr1*(E1(T-Cas)-Tr))*S \\ &= (22.4513 - 8.4803 + 2 * (9.5250 - 1.6000) * 1.0000 * \\ &\quad (1.00 * (9.5200 - 1.6000) - 5.7486)) * 117 \\ &= 17210.71 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Weld Load [W1]:

$$\begin{aligned} &= (A2+A5+A4-(Wi-Can/.707)^2*Ffr2)*S \\ &= (1.9468 + 19.0400 + 1.7173 - 0.0000 * 1.00) * 117 \\ &= 27296.46 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Weld Load [W2]:

$$\begin{aligned} &= ((A2+A6)+A3+A4+(2*(Thk-Can)*(T-Ca)*Fr1))*S \\ &= (1.9468 + 0.0000 + 0.9073 + 1.2553) * 117 \\ &= 4940.54 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Weld Load [W3]:

$$\begin{aligned} &= ((A2+A6)+A3+A4+A5+(2*(Thk-Can)*(T-Ca)*Fr1))*S \\ &= (1.9468 + 0.0000 + 1.7173 + 19.0400 + 1.2553) * 117 \\ &= 28805.69 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Strength of Connection Elements for Failure Path Analysis

Shear, Outward Nozzle Weld [Sonw]:

$$\begin{aligned} &= (\pi/2) * Dlo * Wo * 0.49 * Snw \\ &= (3.1416 / 2.0) * 406.4000 * 9.5250 * 0.49 * 117 \\ &= 35821. \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Shear, Pad Element Weld [Spew]:

$$\begin{aligned} &= (\pi/2) * DP * WP * 0.49 * SEW \\ &= (3.1416 / 2.0) * 606.4000 * 9.0000 * 0.49 * 117 \\ &= 50503. \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Shear, Nozzle Wall [Snw]:

$$\begin{aligned} &= (\pi * (Dlr + Dlo) / 4) * (Thk - Can) * 0.7 * Sn \\ &= (3.1416 * 199.2375) * (9.5250 - 1.6000) * 0.7 * 117 \\ &= 41746. \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Tension, Pad Groove Weld [Tpgw]:

$$\begin{aligned} &= (\pi/2) * Dlo * Wgpn * 0.74 * Seg \\ &= (3.1416 / 2) * 406.4000 * 9.5200 * 0.74 * 117 \\ &= 54068. \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Tension, Nozzle Groove Weld [Tngw]:

$$\begin{aligned} &= (\pi/2) * Dlo * (Wgnvi-Cas) * 0.74 * Sng \\ &= (3.1416 / 2.0) * 406.4000 * (9.5200 - 1.6000) * 0.74 * 117 \\ &= 44981. \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Strength of Failure Paths:

$$\begin{aligned} \text{PATH11} &= (\text{SPEW} + \text{SNW}) = (50503 + 41746) = 92249 \text{ Kgf} \\ \text{PATH22} &= (\text{Sonw} + \text{Tpgw} + \text{Tngw} + \text{Sinw}) \\ &= (35820 + 54068 + 44981 + 0) = 134870 \text{ Kgf} \\ \text{PATH33} &= (\text{Spew} + \text{Tngw} + \text{Sinw}) \\ &= (50503 + 44981 + 0) = 95484 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Summary of Failure Path Calculations:

Path 1-1 = 92249 Kgf, must exceed W = 17210 Kgf or W1 = 27296 Kgf
Path 2-2 = 134870 Kgf, must exceed W = 17210 Kgf or W2 = 4940 Kgf
Path 3-3 = 95484 Kgf, must exceed W = 17210 Kgf or W3 = 28805 Kgf

The Drop for this Nozzle is : 60.5023 mm.

The Cut Length for this Nozzle is, Drop + Ho + H + T : 412.4463 mm.

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software

INPUT VALUES, Nozzle Description: 3/4 IN RELIEF From : 30

Pressure for Nozzle Reinforcement Calculations P		1800.000	KPa.
Temperature for Internal Pressure	Temp	80	C
Shell Material		SA-106	B
Shell Allowable Stress at Temperature	S	117.90	N./mm ²
Shell Allowable Stress At Ambient	Sa	117.90	N./mm ²
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	742.9600	mm.
Shell Actual Thickness	T	9.5200	mm.
Shell Internal Corrosion Allowance	Cas	1.6000	mm.
Shell External Corrosion Allowance	Caext	0.0000	mm.
Distance from Bottom/Left Tangent		1999.9999	mm.
User Entered Minimum Design Metal Temperature		-28.89	C
Nozzle Material		SA-106	B
Nozzle Allowable Stress at Temperature	Sn	117.90	N./mm ²
Nozzle Allowable Stress At Ambient	Sna	117.90	N./mm ²
Nozzle Diameter Basis (for tr calc only)	Inbase	OD	
Layout Angle		0.00	deg
Nozzle Diameter	Dia	0.7500	in.
Nozzle Size and Thickness Basis	Idbn	Nominal	
Nominal Thickness of Nozzle	Thknom	80	
Nozzle Flange Material		SA-105	
Nozzle Flange Type		Weld Neck	Flange
Nozzle Corrosion Allowance	Can	1.6000	mm.
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	Es	1.00	
Joint Efficiency of Nozzle Neck	En	1.00	
Nozzle Outside Projection	Ho	342.4240	mm.
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	Wo	9.5250	mm.
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	Wgnv	3.9116	mm.
Nozzle Inside Projection	H	0.0000	mm.
Weld leg size, Inside Nozzle to Shell	Wi	0.0000	mm.
ASME Code Weld Type per UW-16		None	
Class of attached Flange		150	
Grade of attached Flange		GR 1.1	

The Pressure Design option was Design Pressure + static head

NOZZLE CALCULATION, Description: 3/4 IN RELIEF

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-06, UG-37 to UG-45

Actual Nozzle Outside Diameter Used in Calculation	1.050	in.
Actual Nozzle Thickness Used in Calculation	0.154	in.

Nozzle input data check completed without errors.

Reqd thk per UG-37(a)of Cylindrical Shell, Tr [Int. Press]
 = $(P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P)$ per UG-27 (c)(1)
 = $(1800.00*(742.9600/2+1.6000))/(117*1.00-0.6*1800.00)$
 = 5.7486 mm.

Reqd thk per UG-37(a)of Nozzle Wall, Trn [Int. Press]
 = $(P*D/2)/(S*E+0.4*P)$ per Appendix 1-1 (a)(1)
 = $(1800.00*26.6700/2.0)/(117*1.00+0.4*1800.00)$
 = 0.2024 mm.

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Nozzle Calcs. 3/4 IN RELIEF NOZL: 4 12:26p Sep 10,2008

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : [Int. Press]

Effective material diameter limit,	Dl	44.0936	mm.
Effective material thickness limit, no pad	Tlnp	5.7790	mm.

Note: Taking a UG-36(c)(3)(a) exemption for 3/4 IN RELIEF .

This calculation is valid for nozzles that meet all the requirements of paragraph UG-36. Please check the Code carefully, especially for nozzles that are not isolated or do not meet Code spacing requirements. It may be necessary to force the program to print the areas per UG-37.

UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement: [Int. Press.]

= Max(Min(Max(Max(UG45B1,UG16B),Max(UG45B2,UG16B)),UG45B4), UG45A)
= Max(Min(Max(Max(7.3486,3.1875),Max(1.6000,3.1875)),4.1114),1.8024)
= 4.1114

Minimum Design Metal Temperature (Nozzle Neck), Curve: B

Minimum Temp. w/o impact per UCS-66	-29	C
Minimum Temp. at required thickness	-104	C

Nozzle MDMT Thickness Calc. per UCS-66 (a)1(b), MIN(tn,t,te), Curve: B

Minimum Temp. w/o impact per UCS-66	-29	C
Minimum Temp. at required thickness	-104	C
Minimum Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29	C

Weld Size Calculations, Description: 3/4 IN RELIEF

Intermediate Calc. for nozzle/shell Welds	Tmin	2.3116	mm.
---	------	--------	-----

Results Per UW-16.1:

	Required Thickness	Actual Thickness
Nozzle Weld	1.6181 = 0.7 * TMIN	6.7342 = 0.7 * Wo mm.

NOTE : Skipping the nozzle attachment weld strength calculations.

Per UW-15(b)(2) the nozzles exempted by UG-36(c)(3)(a)
(small nozzles) do not require a weld strength check.

The Drop for this Nozzle is : 0.2394 mm.

The Cut Length for this Nozzle is, Drop + Ho + H + T : 352.1834 mm.

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software

INPUT VALUES, Nozzle Description: 1" VENT From : 30

Pressure for Nozzle Reinforcement Calculations P		1800.000	KPa.
Temperature for Internal Pressure	Temp	80	C
Shell Material		SA-106	B
Shell Allowable Stress at Temperature	S	117.90	N./mm ²
Shell Allowable Stress At Ambient	Sa	117.90	N./mm ²
Inside Diameter of Cylindrical Shell	D	742.9600	mm.
Shell Actual Thickness	T	9.5200	mm.
Shell Internal Corrosion Allowance	Cas	1.6000	mm.
Shell External Corrosion Allowance	Caext	0.0000	mm.
Distance from Bottom/Left Tangent		2300.0000	mm.
User Entered Minimum Design Metal Temperature		-28.89	C
Nozzle Material		SA-106	B
Nozzle Allowable Stress at Temperature	Sn	117.90	N./mm ²
Nozzle Allowable Stress At Ambient	Sna	117.90	N./mm ²
Nozzle Diameter Basis (for tr calc only)	Inbase	OD	
Layout Angle		0.00	deg
Nozzle Diameter	Dia	1.0000	in.
Nozzle Size and Thickness Basis	Idbn	Nominal	
Nominal Thickness of Nozzle	Thknom	80	
Nozzle Flange Material		SA-105	
Nozzle Flange Type		Weld Neck	Flange
Nozzle Corrosion Allowance	Can	1.6000	mm.
Joint Efficiency of Shell Seam at Nozzle	Es	1.00	
Joint Efficiency of Nozzle Neck	En	1.00	
Nozzle Outside Projection	Ho	342.4240	mm.
Weld leg size between Nozzle and Pad/Shell	Wo	9.5250	mm.
Groove weld depth between Nozzle and Vessel	Wgnv	3.9116	mm.
Nozzle Inside Projection	H	0.0000	mm.
Weld leg size, Inside Nozzle to Shell	Wi	0.0000	mm.
ASME Code Weld Type per UW-16		None	
Class of attached Flange		150	
Grade of attached Flange		GR 1.1	

The Pressure Design option was Design Pressure + static head

NOZZLE CALCULATION, Description: 1" VENT

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2004 A-06, UG-37 to UG-45

Actual Nozzle Outside Diameter Used in Calculation	1.315	in.
Actual Nozzle Thickness Used in Calculation	0.179	in.

Nozzle input data check completed without errors.

Reqd thk per UG-37(a)of Cylindrical Shell, Tr [Int. Press]
 = $(P*(D/2+CA))/(S*E-0.6*P)$ per UG-27 (c)(1)
 = $(1800.00*(742.9600/2+1.6000))/(117*1.00-0.6*1800.00)$
 = 5.7486 mm.

Reqd thk per UG-37(a)of Nozzle Wall, Trn [Int. Press]
 = $(P*D/2)/(S*E+0.4*P)$ per Appendix 1-1 (a)(1)
 = $(1800.00*33.4010/2.0)/(117*1.00+0.4*1800.00)$
 = 0.2534 mm.

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Nozzle Calcs. 1" VENT NOZL: 5 12:26p Sep 10,2008

UG-40, Thickness and Diameter Limit Results : [Int. Press]

Effective material diameter limit,	Dl	55.0156	mm.
Effective material thickness limit, no pad	Tlnp	7.3665	mm.

Note: Taking a UG-36(c)(3)(a) exemption for 1" VENT

This calculation is valid for nozzles that meet all the requirements of paragraph UG-36. Please check the Code carefully, especially for nozzles that are not isolated or do not meet Code spacing requirements. It may be necessary to force the program to print the areas per UG-37.

UG-45 Minimum Nozzle Neck Thickness Requirement: [Int. Press.]

= Max(Min(Max(Max(UG45B1,UG16B),Max(UG45B2,UG16B)),UG45B4), UG45A)
= Max(Min(Max(Max(7.3486,3.1875),Max(1.6000,3.1875)),4.5559),1.8534)
= 4.5559

Minimum Design Metal Temperature (Nozzle Neck), Curve: B

Minimum Temp. w/o impact per UCS-66	-29	C
Minimum Temp. at required thickness	-104	C

Nozzle MDMT Thickness Calc. per UCS-66 (a)1(b), MIN(tn,t,te), Curve: B

Minimum Temp. w/o impact per UCS-66	-29	C
Minimum Temp. at required thickness	-104	C
Minimum Temp. w/o impact per UG-20(f)	-29	C

Weld Size Calculations, Description: 1" VENT

Intermediate Calc. for nozzle/shell Welds	Tmin	2.9466	mm.
---	------	--------	-----

Results Per UW-16.1:

	Required Thickness	Actual Thickness
Nozzle Weld	$2.0626 = 0.7 * TMIN$	$6.7342 = 0.7 * Wo$ mm.

NOTE : Skipping the nozzle attachment weld strength calculations.

Per UW-15(b)(2) the nozzles exempted by UG-36(c)(3)(a)
(small nozzles) do not require a weld strength check.

The Drop for this Nozzle is : 0.3756 mm.

The Cut Length for this Nozzle is, Drop + Ho + H + T : 352.3196 mm.

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software

Nozzle Schedule:

Cut Description Length mm.	Nominal	Flange		Noz.	Wall	Re-Pad	
	Size	Sch/Type		O/Dia	Thk	ODia	Thick
	in.	Cls		mm.	mm.	mm.	mm.

3/4 IN RELIEF 352.18	0.750	80	WNF	26.670	3.912	-	-
1" VENT 352.32	1.000	80	WNF	33.401	4.547	-	-
2" DRAIN 162.59	2.000	40	WNF	60.325	3.912	-	-
16" INLET 412.45	16.000	STD	WNF	406.400	9.525	606.40	9.520
16" OUTLET 412.45	16.000	STD	WNF	406.400	9.525	606.40	9.520

Note on the Cut Length Calculation:

The Cut Length is the Outside Projection + Inside Projection + Drop + In Plane Shell Thickness. This value does not include weld gaps, nor does it account for shrinkage.

Please Note: In the case of Oblique Nozzles, the Outside Diameter must be increased. The Re-Pad WIDTH around the nozzle is calculated as follows:
 Width of Pad = (Pad Outside Dia. (per above) - Nozzle Outside Dia.)/2

Nozzle Material and Weld Fillet Leg Size Details:

Inside Nozzle Weld	Material	Shl	Grve	Noz	Shl/Pad	Pad	OD	Pad	Grve
		Weld		Weld		Weld		Weld	
		mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.

3/4 IN	SA-106 B		3.912	9.525	-	-	-	-	-
1" VENT	SA-106 B		3.912	9.525	-	-	-	-	-
2" DRAI	SA-106 B		9.520	9.525	-	-	-	-	-
16" INL	SA-106 B		9.520	9.525	9.000	9.520	9.520	-	-
16" OUT	SA-106 B		9.520	9.525	9.000	9.520	9.520	-	-

Nozzle Miscellaneous Data:

In Nozzle	Elevation/Distance	Layout	Projection		Installed
	From Datum	Angle	Outside	Inside	Component
	mm.	deg.	mm.	mm.	

3/4 IN RELIEF	2436.000	0.00	342.42	0.00	Node: 30
1" VENT	2736.000	0.00	342.42	0.00	Node: 30
2" DRAIN	250.260	0.00	152.40	0.00	Node: 20
16" INLET	2936.000	180.00	342.42	0.00	Node: 30
16" OUTLET	1251.000	0.00	342.42	0.00	Node: 30

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Nozzle Summary

STEP: 24 12:26p Sep 10,2008

Nozzle Calculation Summary

Description	Internal KPa.	Ext	MAPNC KPa.	UG45 [tr]	Weld Path	Areas
2" DRAIN		OK 5.02	OK	NoCalc[*]
16" INLET	2141.03	OK 7.35	OK	Passed
16" OUTLET	2141.03	OK 7.35	OK	Passed
3/4 IN RELIEF		OK 4.11	OK	NoCalc[*]
1" VENT		OK 4.56	OK	NoCalc[*]
Min. - Nozzles	2141.03	16" OUTLET				
Min. Shell&Flgs	1833.99					

Computed Vessel M.A.W.P. 1833.99 KPa.

[*] - This was a small opening and the areas were not computed.

Check the Spatial Relationship between the Nozzles

From Node	Nozzle Description	Y Coordinate,	Layout Angle,	Dia. Limit
20	2" DRAIN	0.000	0.000	111.404
30	16" INLET	2500.000	180.000	781.100
30	16" OUTLET	815.000	0.000	781.100
30	3/4 IN RELIEF	2000.000	0.000	44.094
30	1" VENT	2300.000	0.000	55.016

The nozzle spacing is computed by the following:

= $\text{Sqrt}(l^2 + lc^2)$ where

l - Arc length along the inside vessel surface in the long. direction.

lc - Arc length along the inside vessel surface in the circ. direction

If any interferences/violations are found, they will be noted below.

No interference violations have been detected !

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Nozzle Summary

STEP: 24 12:26p Sep 10,2008

Design Code: ASME Code Section VIII Division 1, 2004 A-06

Diameter Spec	: 742.960 mm.	
Vessel Design Length, Tangent to Tangent		3262.13 mm.
Distance of Bottom Tangent above Grade		436.00 mm.
Distance of Base above Grade		0.00 mm.
Specified Datum Line Distance		0.00 mm.
Skirt Material		SA-515 60
Shell/Head Matl		SA-234 WPB
Shell/Head Matl		SA-106 B
Re-Pad Material		SA-106 B
Internal Design Temperature		80 C
Internal Design Pressure		1800.00 KPa.
External Design Temperature		50 C
External Design Pressure		103.42 KPa.
Maximum Allowable Working Pressure		1833.99 KPa.
External Max. Allowable Working Pressure		472.50 KPa.
Hydrostatic Test Pressure		2700.00 KPa.
Required Minimum Design Metal Temperature		-29 C
Warmest Computed Minimum Design Metal Temperature		-44 C
Wind Design Code		ASCE-93
Earthquake Design Code		UBC-94

Element Pressures and MAWP: KPa.

Element Desc	Internal	External	M.A.W.P	Corr. All.
Ellipse	1800.000	0.000	2497.522	1.6000
Cylinder	1800.000	0.000	2471.345	1.6000
Body Flg	1800.000	0.000	1833.988	1.6000
Body Flg	1800.000	0.000	1833.988	1.6000

Element Type	"To" Elev mm.	Length mm.	Element Thk mm.	Reqd Int.	Thk Ext.	Joint Eff Long	Joint Eff Circ
Skirt	436.0	436.0	15.0	No Calc	No Calc	1.00	1.00
Ellipse	486.8	50.8	9.5	7.3	No Calc	1.00	1.00
Cylinder	3486.8	3000.0	9.5	7.4	No Calc	1.00	1.00
Body Flg	3623.5	136.7	74.7	No Calc	73.1	0.85	0.85
Body Flg	3698.1	74.7	74.7	No Calc	73.1	0.85	0.85

Element thicknesses are shown as Nominal if specified, otherwise are Minimum

Wind/Earthquake Shear, Bending

From	To	Distance to Support mm.	Cummulative Wind Shear Kgf	Earthquake Shear Kgf	Wind Bending Kg-m.	Earthquake Bending Kg-m.
10	20	218.000	126.731	0.00000	236.476	0.00000
20	30	461.400	111.934	0.00000	184.446	0.00000
30	40	1986.80	110.210	0.00000	178.803	0.00000
40	50	3555.13	8.39836	0.00000	0.88742	0.00000
50	60	3660.79	2.96769	0.00000	0.11081	0.00000

Abs Max of the all of the Stress Ratio's : 0.3566

Basing Data : Simple Basing With Gussets

Thickness of Basing	11.0007 mm.
Inside Diameter of Basing	702.0052 mm.
Outside Diameter of Basing	835.0250 mm.
Nominal Diameter of Bolts	12.7000 mm.

PV Elite 2007 Licensee: METRON LTD.

FileName : 6193 STRAINER 16-30-150 -----

Nozzle Summary STEP: 24 12:26p Sep 10,2008

Diameter of Bolt Circle	803.2750	mm.
Number of Bolts	4	
Thickness of Gusset Plates	4.0005	mm.
Average Width of Gusset Plates	36.5125	mm.
Height of Gussets	228.6000	mm.
Distance between Gussets	88.9000	mm.
Wind Moment on Support	236.	Kg-m.
Wind Shear on Support	127.	Kgf

Note: Wind and Earthquake moments include the effects of user defined forces and moments if any exist in the job and were specified to act (compute loads and stresses) during these cases. Also included are moment effects due to eccentric weights if any are present in the input.

Weights:

Fabricated - Bare W/O Removable Internals	936.6	kg.
Shop Test - Fabricated + Water (Full)	2377.0	kg.
Shipping - Fab. + Rem. Intls.+ Shipping App.	936.6	kg.
Erected - Fab. + Rem. Intls.+ Insul. (etc)	936.6	kg.
Empty - Fab. + Intls. + Details + Wghts.	936.6	kg.
Operating - Empty + Operating Liquid (No CA)	936.6	kg.
Field Test - Empty Weight + Water (Full)	2377.0	kg.

PV Elite 2007 ©1993-2007 by COADE Engineering Software