



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΩΝ
ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ ΚΑΙ ΑΥΤΟΜΑΤΟΥ ΕΛΕΓΧΟΥ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

**ΑΝΑΓΝΩΡΙΣΗ ΒΛΑΒΩΝ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΥΔΡΑΥΛΙΚΩΝ
ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΥΨΗΛΩΝ ΠΙΕΣΕΩΝ**

ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ

ΠΑΥΛΟΥ ΑΘΑΝΑΣΑΤΟΥ

Διπλωματούχου Μηχανολόγου Μηχανικού ΕΜΠ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ:

Θ. ΚΩΣΤΟΠΟΥΛΟΣ

Καθηγητής Ε.Μ.Π.

ΑΘΗΝΑ, Ιούλιος 2013



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΩΝ
ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ ΚΑΙ ΑΥΤΟΜΑΤΟΥ ΕΛΕΓΧΟΥ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

**ΑΝΑΓΝΩΡΙΣΗ ΒΛΑΒΩΝ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΥΔΡΑΥΛΙΚΩΝ
ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΥΨΗΛΩΝ ΠΙΕΣΕΩΝ**

ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ

ΠΑΥΛΟΥ ΑΘΑΝΑΣΑΤΟΥ

Διπλωματούχου Μηχανολόγου Μηχανικού ΕΜΠ

**ΤΡΙΜΕΛΗΣ ΣΥΜΒΟΥΛΕΥΤΙΚΗ
ΕΠΙΤΡΟΠΗ:**

1. Θ. ΚΩΣΤΟΠΟΥΛΟΣ, Καθηγητής ΕΜΠ (Επιβλέπων)
2. Μ. ΣΦΑΝΤΖΙΚΟΠΟΥΛΟΣ, Ομ. Καθ. ΕΜΠ
3. Σ. ΔΙΠΛΑΡΗΣ, Ομ. Καθ. ΕΜΠ

**ΕΠΤΑΜΕΛΗΣ ΕΞΕΤΑΣΤΙΚΗ
ΕΠΙΤΡΟΠΗ:**

1. Θ. ΚΩΣΤΟΠΟΥΛΟΣ, Καθηγητής ΕΜΠ (Επιβλέπων)
2. Μ. ΣΦΑΝΤΖΙΚΟΠΟΥΛΟΣ, Ομ. Καθ. ΕΜΠ
3. Σ. ΔΙΠΛΑΡΗΣ, Ομ. Καθ. ΕΜΠ
4. Δ. ΜΑΝΩΛΑΚΟΣ, Καθηγητής ΕΜΠ
5. Δ. ΚΑΡΩΝΗΣ, Επ. Καθηγητής ΕΜΠ
6. Κ. ΑΡΑΒΩΣΗΣ, Επ. Καθηγητής ΕΜΠ
7. Β. ΣΠΙΤΑΣ, Αν. Καθηγητής ΕΜΠ

ΑΘΗΝΑ, Ιούλιος 2013

Στους γονείς και στον αδελφό μου

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Αναμφίβολα, η υλοποίηση μιας διδακτορικής διατριβής από τα πρώτα στάδια της θεωρητικής μελέτης μέχρι την επιστημονική τεκμηρίωση και την κατάκτηση πρωτότυπης επιστημονικής γνώσης απαιτεί την επίπονη προσπάθεια και την αφοσίωση του Υποψήφιου Διδάκτορα στο σκοπό αυτό. Ακόμη και έτσι όμως, η προσπάθεια αυτή θα ήταν εν πολλοίς ατελέσφορη εάν δεν υποστηριζόταν ουσιαστικά από τις συμβουλές, την εμπειρία και τις διδαχές συγκεκριμένων ανθρώπων. Σε αυτά τα πλαίσια, θα ήθελα να εκφράσω τις θερμότερες ευχαριστίες μου σε όλους εκείνους που βοήθησαν στην εκπόνηση της παρούσας διδακτορικής διατριβής και στο συναφές με αυτή ερευνητικό έργο.

Κατ' αρχάς, τον Καθηγητή της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του ΕΜΠ κ.Θεόδωρο Κωστόπουλο, ο οποίος, ως επιβλέπων καθηγητής, με περιέβαλλε με την εμπιστοσύνη του, αλλά και με βοήθησε με την εμπειρία, τις γνώσεις και τις πολύτιμες συμβουλές του σε όλα τα στάδια υλοποίησης της διδακτορικής διατριβής. Τον κ. Πάρι Μαρμαρά από την εταιρεία Netscore για την ουσιαστική βοήθειά του στην επιλογή των μετρητικών οργάνων αλλά και του υπόλοιπου εξοπλισμού που χρησιμοποιήθηκε στην υλοποίηση του συστήματος on-line λήψης μετρήσεων που εγκαταστάθηκε στον υδραυλικό κύκλωμα υψηλής πίεσης που χρησιμοποιήθηκε στα πλαίσια της διδακτορικής διατριβής. Στον κ. Χριστόδουλο Χατζηδημητρίου από την εταιρεία Motion and Control Ltd για την επίβλεψη και την επιμέλεια των εργασιών αναβάθμισης της υδραυλικής εγκατάστασης που χρησιμοποιήθηκε στα πλαίσια της διδακτορικής διατριβής, αλλά και για τις πρακτικές συμβουλές του επάνω στη σωστή λειτουργία των υδραυλικών συστημάτων. Ευχαριστίες εκφράζονται και στο υπόλοιπο προσωπικό της Motion and Control Ltd για τον επαγγελματισμό τους και την άψογη εκτέλεση των εργασιών που κλήθηκαν να φέρουν εις πέρας. Επίσης, ειδική αναφορά γίνεται και στην κ. Παναγιώτα Καλογεροπούλου, Διπλ. Μηχανολόγο Μηχανικό ΕΜΠ, η οποία κατέγραψε λεπτομερώς όλες τις εργασίες αναβάθμισης της υδραυλικής εγκατάστασης στα πλαίσια της διπλωματικής της εργασίας. Τέλος, ιδιαίτερες ευχαριστίες ανήκουν στους γονείς μου, Γεράσιμο – Αντώνιο και Παρασκευή, αλλά και στον αδελφό μου, Ιωάννη, για τη βοήθεια και την υποστήριξή τους που με βοήθησε να φέρω σε πέρας το παρόν επιστημονικό έργο.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα διδακτορική διατριβή έχει ως αντικείμενο την αναγνώριση βλαβών λειτουργίας στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης με τη χρήση της μοντελοποίησης μέσω Η/Υ. Το συγκεκριμένο γνωστικό πεδίο παρουσιάζει ιδιαίτερο επιστημονικό αλλά και πρακτικό ενδιαφέρον, δεδομένου ότι, παρά τη διάδοση και τις συνεχώς αυξανόμενες εφαρμογές των υδραυλικών κυκλωμάτων, παρατηρείται μια υστέρηση σε ο,τι αφορά την πρόοδο και την εξέλιξη των τεχνικών αναγνώρισης βλαβών σε αυτά. Ακόμη και σήμερα, και παρά τα διαθέσιμα μέσα, η αναγνώριση βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα παραμένει μια διαδικασία εν πολλοίς εμπειρική, με τον υποκειμενικό παράγοντα να παίζει σημαντικό ρόλο στην ποσοτικοποίηση των ευρημάτων.

Τα τελευταία χρόνια, έχουν γίνει διάφορες προσπάθειες για την χρήση τεχνικών ελέγχου των συνθηκών λειτουργίας (condition monitoring) για την αναγνώριση βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα. Οι μέθοδοι αυτές έχουν το μειονέκτημα ότι δεν συσχετίζουν μαθηματικά την επίδραση στην απόκριση του κυκλώματος με τη βλάβη καθαυτή, αλλά στις περισσότερες περιπτώσεις αρκούνται στην παρακολούθηση μιας ή περισσότερων παραμέτρων λειτουργίας του κυκλώματος και το κατά πόσο αυτές είναι «εντός» ή «εκτός» ορίων, τα οποία επίσης στις περισσότερες περιπτώσεις έχουν οριστεί εμπειρικά. Προκειμένου να καλυφθεί το κενό στις μεθόδους αναγνώρισης βλαβών, η παρούσα διδακτορική διατριβή ασχολείται με τη χρήση της μοντελοποίησης μέσω Η/Υ ως εργαλείου για το σκοπό αυτό. Με τη χρήση της μοντελοποίησης μπορούμε να προσομοιώσουμε τη λειτουργία ενός κυκλώματος, καθώς και τις βλάβες που μπορεί να προκύψουν. Με αυτό τον τρόπο, μπορεί όχι μόνο γίνει άμεσα αντιληπτό το πώς η κάθε βλάβη επιδρά στην λειτουργία του κυκλώματος, αλλά και να υπάρξει μαθηματική συσχέτιση ανάμεσα στο αίτιο (βλάβη) και το αποτέλεσμα (επίδραση στην απόκριση του κυκλώματος). Έτσι, η αναζήτηση και η αναγνώριση των βλαβών μπορεί να γίνει αμεσότερα και αποτελεσματικότερα.

Στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής, χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος μοντελοποίησης των Διαγραμμάτων Δεσμών (Bond Graphs) προκειμένου να μελετηθεί η επίδραση που έχουν στη λειτουργία ενός υδραυλικού κυκλώματος οι βλάβες της αύξησης της εσωτερικής διαρροής στον υδραυλικό κύλινδρο και στη βαλβίδα 4/2 επιλογής φοράς κίνησης για διάφορα φορτία. Η μέθοδος των Διαγραμμάτων Δεσμών επελέγη λόγω των πλεονεκτημάτων που έχει σε σύγκριση με άλλες μεθόδους όπως η σαφής μοντελοποίηση της ροής ισχύος, η ομοιογενής αντιμετώπιση των διαφόρων φυσικών συστημάτων, η οπτική διεπιφάνειά της και η δυνατότητα ξεχωριστής μοντελοποίησης των εξαρτημάτων του κυκλώματος με διαφορετικό βαθμό πολυπλοκότητας, ανάλογα με τις απαιτήσεις. Το υδραυλικό κύκλωμα που μοντελοποιήθηκε στα πλαίσια της διδακτορικής διατριβής ήταν η εγκατάσταση υψηλής πίεσης “Herion” του Εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών. Στόχος ήταν να δημιουργηθεί ένα αρκετά λεπτομερές μοντέλο και για το λόγο αυτό στη μοντελοποίηση συνυπολογίστηκαν παράμετροι όπως η πτώση πίεσης λόγω ροϊκών απωλειών, η εσωτερική διαρροή της αντλίας, η τριβή και η αδράνεια των κινούμενων μερών του κυλίνδρου και η συμπίεστικότητα του ρευστού στις σωληνώσεις και

στον κύλινδρο, καθώς και το πώς αυτή μεταβάλλεται με τη μεταβολή του όγκου του υδραυλικού ρευστού μέσα στους θαλάμους του κυλίνδρου κατά την κίνησή του. Το κάθε εξάρτημα της υδραυλικής εγκατάστασης μοντελοποιήθηκε ξεχωριστά, με διαφορετικό βαθμό λεπτομέρειας ανάλογα με τις απαιτήσεις χρησιμοποιώντας τα δομικά στοιχεία των διαγραμμάτων δεσμών όπως πηγές ροής (ηλεκτροκινητήρας), πηγές σθένους με θετικό ή αρνητικό πρόσημο (σταθερές πτώσεις πίεσης), στοιχεία διάχυσης ενέργειας (τριβές, αντιστάσεις ροής), στοιχεία αποθήκευσης δυναμικής ενέργειας (συμπιεστότητα ρευστού), στοιχεία αποθήκευσης κινητικής ενέργειας (αδράνεια κινούμενων μερών), μετασχηματιστές ισχύος (υδραυλική αντλία) κ.ο.κ. Οι εσωτερικές διαρροές του υδραυλικού κυλίνδρου και της βαλβίδας μοντελοποιήθηκαν σαν δύο «βραχυκυκλώματα» ροής που το καθένα είναι τοποθετημένο ανάμεσα σε δύο κόμβους κοινού σθένους του μοντέλου. Η αντίσταση ροής διαμέσου των βραχυκυκλωμάτων αυτών υπολογίζεται σαν συνάρτηση του εσωτερικού διακένου ανάμεσα στο έμβολο και το σώμα του υδραυλικού κυλίνδρου και ανάμεσα στο έμβολο και το σώμα της βαλβίδας $4/2$ και συνδέεται με το αντίστοιχο «βραχυκύκλωμα» μέσω ενός κόμβου κοινής ροής. Τα μοντέλα των επιμέρους εξαρτημάτων στη συνέχεια χρησιμοποιήθηκαν για τη σύνθεση του συνολικού μοντέλου της υδραυλικής εγκατάστασης. Επόμενο βήμα ήταν η απόδοση αιτιότητας στους δεσμούς ισχύος του μοντέλου τόσο για την κίνηση του εμβόλου προς τ'αριστερά όσο και για την κίνηση προς τα δεξιά, με βάση τη σύμβαση που ισχύει στη μοντελοποίηση με τη χρήση Διαγραμμάτων Δεσμών ότι το στοιχείο που έχει τη μπάρα αιτιότητας καθορίζει τη μεταβλητή της ροής του δεσμού, ενώ το άλλο στοιχείο καθορίζει τη μεταβλητή σθένους του δεσμού.

Στην αρχική της μορφή, η υδραυλική εγκατάσταση "Herion" είχε περιορισμένη λειτουργικότητα και δυνατότητες σε σχέση με τις πειραματικές απαιτήσεις. Για το λόγο αυτό, στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής έγινε μια εκτεταμένη αναβάθμιση της υδραυλικής εγκατάστασης και τοποθετήθηκαν διατάξεις προσομοίωσης της εσωτερικής διαρροής του υδραυλικού κυλίνδρου και της βαλβίδας $4/2$, μια διάταξη προσομοίωσης φορτίου μέσω ενός ηλεκτρικά ελεγχόμενου ασφαλιστικού δύο σταδίων καθώς και ένα πλήρες σύστημα ψηφιακής λήψης δεδομένων. Με τη χρήση του συστήματος μετρήσεων υπολογίστηκαν και διάφορες παράμετροι του υδραυλικού κυκλώματος, όπως η εσωτερική διαρροή της αντλίας, η τριβή στον υδραυλικό κύλινδρο και οι πτώσεις πίεσης σε διάφορα τμήματα της εγκατάστασης, όπως και τα εσωτερικά διάκενα του κυλίνδρου και της βαλβίδας, τα οποία υπολογίστηκαν πειραματικά. Μετά τον υπολογισμό των παραμέτρων αυτών, το επόμενο βήμα ήταν ο προκαταρκτικός έλεγχος της λειτουργικότητας και της ακρίβειας του μοντέλου μέσω της σύγκρισης των αποτελεσμάτων που δίνει με τα αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα κατά τη διάρκεια ενός δοκιμαστικού κύκλου λειτουργίας της εγκατάστασης χωρίς φορτίο. Τα μεγέθη που επελέγησαν προς σύγκριση ήταν η μετατόπιση του βάρου του υδραυλικού κυλίνδρου, η ταχύτητά του, καθώς και η πίεση στον αριστερό και στον δεξιό θάλαμό του, όπου διαπιστώθηκε εξαιρετικά καλή σύμπτωση των πειραματικών δεδομένων με αυτά του μοντέλου τόσο στα ελάχιστα/μέγιστα όσο και στο σχήμα των καμπυλών. Ακολούθησε ο πειραματικός προσδιορισμός των εσωτερικών «ισοδύναμων» διακένων του υδραυλικού κυλίνδρου και της βαλβίδας για τα διάφορα επίπεδα εσωτερικής διαρροής τους.

Για τη μελέτη πάνω στη χρήση της μοντελοποίησης μέσω της μεθόδου των Διαγραμμάτων Δεσμών για την αναγνώριση βλαβών λειτουργίας στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης, εκτελέστηκαν κύκλοι συγκριτικών δοκιμών ανάμεσα στο μοντέλο και την υδραυλική εγκατάσταση για διάφορα φορτία και επίπεδα εσωτερικής διαρροής τόσο στον υδραυλικό κύλινδρο όσο και στη βαλβίδα 4/2, όπως αυτά εκφράζονται από τα αντίστοιχα ισοδύναμα διάκενά τους. Πιο συγκεκριμένα, εκτελέστηκαν δοκιμές για ισοδύναμο φορτία 2,1kN, 4,2kN και 6,3kN και για ισοδύναμο διάκενα από 83μm έως 151μm για τον υδραυλικό κύλινδρο και από 34μm έως 73μm για τη βαλβίδα 4/2. Σε όλες τις δοκιμές, τα αποτελέσματα του μοντέλου συγκρίθηκαν με τα αντίστοιχα πειραματικά στα μέγιστα, τα ελάχιστα και το σχήμα των καμπυλών για τις κυριότερες παραμέτρους λειτουργίας του κυκλώματος, όπου προέκυψε εξαιρετικά καλή σύμπτωση και συσχέτισή τους.

Για την επαλήθευση της συσχέτισης των θεωρητικών με τα πειραματικά δεδομένα, το ενδιαφέρον επικεντρώθηκε στην παροχή εσωτερικής διαρροής του κυλίνδρου και της βαλβίδας ως μέγεθος άμεσα συνδεδεμένο με τη βλάβη, (δηλαδή την αύξηση του εσωτερικού διακένου των εξαρτημάτων), αλλά και στο λόγο της μέσης ταχύτητας στη φάση εργασίας προς τη μέση ταχύτητα κατά τη φάση επιστροφής, ως δείκτη της επίδρασης της εσωτερικής διαρροής στη λειτουργία του κυκλώματος. Για κάθε κύκλο δοκιμών με αντίστοιχο ισοδύναμο φορτίο υπολογίστηκε ο συντελεστής συσχέτισης r ανάμεσα στα θεωρητικά και τα πειραματικά δεδομένα, ο οποίος σε όλες τις περιπτώσεις ήταν εξαιρετικά υψηλός, ξεπερνώντας το 99%. Επίσης, για κάθε ομάδα δεδομένων, τόσο πειραματικών όσο και θεωρητικών, υπολογίστηκαν καμπύλες αναδρομής μορφής πολυωνύμου τρίτου βαθμού και ο αντίστοιχος συντελεστής συσχέτισης (correlation index) R^2 , ο οποίος και αυτός ήταν πολύ υψηλός, ξεπερνώντας σε όλες τις περιπτώσεις το 90%. Με τον τρόπο αυτό, επιβεβαιώθηκε ότι το μοντέλο της υδραυλικής εγκατάστασης που δημιουργήθηκε με τη μέθοδο των Διαγραμμάτων Δεσμών μπορεί να προσομοιώσει τη λειτουργία και να προβλέψει την απόκρισή της όχι μόνο κατά τη λειτουργία χωρίς φορτίο και με τον υδραυλικό κύλινδρο και τη βαλβίδα 4/2 σε κανονική κατάσταση, αλλά και υπό διάφορα φορτία και με διάφορα επίπεδα εσωτερικής διαρροής τόσο στον υδραυλικό κύλινδρο όσο και στη βαλβίδα, και μάλιστα με πολύ μεγάλη ακρίβεια. Με τον τρόπο αυτό, αποδεικνύεται ότι η μοντελοποίηση με τη χρήση της μεθόδου των Διαγραμμάτων Δεσμών μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως εργαλείο προσομοίωσης και αναγνώρισης βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα, κάτι που αναμφίβολα είναι εξαιρετικά χρήσιμο σε πολλές ουσιαστικές πρακτικές εφαρμογές.

Συνοψίζοντας, στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής συντελέστηκαν οι παρακάτω δράσεις οι οποίες συνιστούν βασική έρευνα και προσφέρουν πρωτότυπη επιστημονική γνώση (ήδη δημοσιευθείσα σε Journals και conferences):

α) Χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος των Διαγραμμάτων Δεσμών για τη μοντελοποίηση, την προσομοίωση και τη μελέτη βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης, γνωστικό πεδίο πάνω στο οποίο μέχρι στιγμής υπάρχει σχετικά περιορισμένη επιστημονική έρευνα.

β) Για την πειραματική επαλήθευση των αποτελεσμάτων της μοντελοποίησης, σχεδιάστηκε και υλοποιήθηκε διάταξη προσομοίωσης βλαβών και φορτίων σε υδραυλική εγκατάσταση, η οποία συμπεριελάμβανε και σύστημα λήψης δεδομένων σε πραγματικό χρόνο.

γ) Στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής μελετήθηκαν βλάβες στον υδραυλικό κύλινδρο και τη βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης 4/2 του κυκλώματος, εξαρτήματα που συγκεντρώνουν δυσανάλογα μικρό ερευνητικό έργο στο πεδίο της αναγνώρισης βλαβών σε σύγκριση με το αντίστοιχο έργο που αφορά άλλα εξαρτήματα λ.χ. τις υδραυλικές αντλίες.

δ) Με τη χρήση του μοντέλου (και την ακόλουθη επαλήθευση των αποτελεσμάτων με τη χρήση της υδραυλικής εγκατάστασης) μελετήθηκε η επίδραση που έχει στην απόκριση και τη λειτουργία της εγκατάστασης η αύξηση της εσωτερικής διαρροής του υδραυλικού κυλίνδρου και της βαλβίδας επιλογής φοράς κίνησης 4/2 συναρτήσει του φορτίου. Ταυτόχρονα, υπήρξε συσχέτιση τόσο της αύξησης της εσωτερικής διαρροής ως συνάρτηση της αύξησης του εσωτερικού διακένου στον κύλινδρο και στη βαλβίδα όσο και της επίδρασης στην απόκριση του κυκλώματος με την αιτία της βλάβης. Επιπλέον, με τη χρήση της πολυωνυμικής αναδρομής η παραπάνω συσχέτιση μπορεί να λάβει και δύναται να λάβει μαθηματική μορφή, η οποία μπορεί να χρησιμεύσει περαιτέρω σε περιπτώσεις αναγνώρισης βλαβών σε υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ.....	3
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	5
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ	9
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	15
1.1 Σκοπός διδακτορικής διατριβής.....	15
1.2 Δομή και διάρθρωση διδακτορικής διατριβής.....	17
1.3 Πηγές, παραπομπές και βιβλιογραφική ανασκόπηση.....	18
2. ΒΛΑΒΕΣ ΣΤΑ ΥΔΡΑΥΛΙΚΑ ΚΥΚΛΩΜΑΤΑ ΥΨΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ.....	25
2.1 Εισαγωγή.....	25
2.1.1 Βήματα για την αναγνώριση βλαβών	26
2.1.2 Κύριες αιτίες πρόκλησης βλαβών.....	26
2.1.3 Έλεγχος λειτουργίας υδραυλικού κυκλώματος.....	26
2.1.4 Διαδικασίες αναγνώρισης βλαβών	27
2.2 Επισκόπηση βλαβών υδραυλικών κυκλωμάτων.....	29
2.3 Βλάβες και συμπτώματα κακής λειτουργίας σε υδραυλικούς κυλίνδρους.....	35
2.3.1 Εισαγωγή.....	35
2.3.2 Αιτίες πρόκλησης βλαβών στους υδραυλικούς κύλινδρους	36
2.3.3 Φθορά στο βάκτρο ή στα έδρανά του.....	36
2.3.4 Ρύπανση υδραυλικού υγρού	38
2.3.5 Υπερβολικά υψηλές ή χαμηλές θερμοκρασίες	40
2.3.6 Χημική διάβρωση.....	41
2.3.7 Διαρροές υψηλής πίεσης.....	42
2.3.8 Διαρροές χαμηλής πίεσης	43
2.4 Βλάβες και συμπτώματα κακής λειτουργίας στις υδραυλικές βαλβίδες.....	43
2.4.1 Εισαγωγή.....	43
2.4.2 Βλάβες στις βαλβίδες ελέγχου πίεσης.....	44
2.4.3 Βλάβες στις βαλβίδες επιλογής φοράς κίνησης	47
2.4.4 Βλάβες στις βαλβίδες ελέγχου παροχής	48
2.5 Μέθοδοι αναγνώρισης βλαβών στα υδραυτικά κυκλώματα.....	50
2.6 Η μοντελοποίηση ως εργαλείο αναγνώρισης βλαβών	51

3. ΥΔΡΑΥΛΙΚΗ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗ “HERION”	53
3.1 Εισαγωγή.....	53
3.2 Αρχική μορφή υδραυλικού κυκλώματος εγκατάστασης “Herion”	53
3.3 Λειτουργία του κυκλώματος.....	55
3.4 Εξαρτήματα υδραυλικού κυκλώματος	56
3.4.1 Πτερυγιοφόρος Αντλία (1)	56
3.4.2 Ασφαλιστικό – Βαλβίδες ρύθμισης πίεσης (4, 14, 15).....	57
3.4.3 Βαλβίδες επιλογής κατεύθυνσης (7, 10, 11).....	58
3.4.4 Βαλβίδες ρύθμισης παροχής (6, 8, 9)	60
3.4.5 Βαλβίδες ανεπιστροφής (13, 16)	60
3.4.6 Διακόπτες παροχής (12, 17).....	61
3.4.7 Υδραυλικός κύλινδρος (26).....	61
3.4.8 Φίλτρο γραμμής επιστροφής (3).....	62
3.4.9 Αναλογικά μανόμετρα (5, 18, 19)	63
3.4.10 Θερμόμετρο (20).....	63
4. ΑΝΑΒΑΘΜΙΣΗ ΥΔΡΑΥΛΙΚΗΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ “HERION”	65
4.1 Εισαγωγή.....	65
4.2 Εξαρτήματα που εγκαταστάθηκαν κατά την αναβάθμιση.....	67
4.2.1 Μετάλλακτης πίεσης (A)	67
4.2.2 Παροχόμετρο (B)	67
4.2.3 Παροχόμετρο (C).....	69
4.2.4 Μεταλλάκτης πίεσης (D)	69
4.2.5 Ενδείκτης θέσεως (linear encoder) (E).....	69
4.2.6 Βαλβίδα επιβολής φορτίου (F).....	71
4.2.7 Μεταλλάκτης πίεσης (G).....	72
4.2.8 Στραγγαλιστική βαλβίδα (H)	72
4.2.9 Στραγγαλιστική βαλβίδα (I).....	73
4.2.10 Παροχόμετρο (J).....	74
4.2.11 Μεταλλάκτης πίεσης (K)	74
4.2.12 Ανεπίστροφη βαλβίδα (L)	74
4.2.13 Μονάδα λήψης σημάτων (DAQ Unit)	75
4.2.14 Ηλεκτρονικός υπολογιστής (PC)	75
4.3 Πειραματικά μεγέθη που μπορούν να μετρηθούν με την αναβαθμισμένη υδραυλική εγκατάσταση	76
4.4 Πειράματα τα οποία θα πραγματοποιηθούν με την αναβαθμισμένη υδραυλική εγκατάσταση.....	77

5. ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΤΟΥ ΥΔΡΑΥΛΙΚΟΥ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ ΜΕ ΤΗ ΜΕΘΟΔΟ ΤΩΝ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ ΔΕΣΜΩΝ	79
5.1 Η μέθοδος των Διαγραμμάτων Δεσμών	79
5.1.1 Γενικά.....	79
5.1.2 Ροή ισχύος στα διαγράμματα δεσμών.....	79
5.1.3 Βασικά στοιχεία των διαγραμμάτων δεσμών.....	80
5.2 Μοντελοποίηση υδραυλικού κυκλώματος Herion.....	83
5.2.1 Εισαγωγή.....	83
5.2.2 Μοντελοποίηση υποσυγκροτήματος αντλίας υψηλής πίεσης, ηλεκτροκινητήρα και κύριου ασφαλιστικού	84
5.2.3 Μοντελοποίηση αντιστάσεων ροής από την έξοδο της αντλίας μέχρι την είσοδο της βαλβίδας 4/2	88
5.2.4 Μοντελοποίηση υδραυλικής βαλβίδας επιλογής φοράς κίνησης	89
5.2.5 Μοντελοποίηση υδραυλικού κυλίνδρου και φορτίου	97
5.2.6 Μοντελοποίηση ανεπίστροφης βαλβίδας «L»	100
5.2.7 Μοντελοποίηση αντιστάσεων ροής από την έξοδο της βαλβίδας επιλογής φοράς κίνησης μέχρι τη δεξαμενή	101
5.2.8 Συνολικό μοντέλο διαγραμμάτων δεσμών κυκλώματος	101
5.2.9 Κατάστρωση εξισώσεων διαγράμματος δεσμών κυκλώματος.....	103
5.3 Υπολογισμός παραμέτρων και αρχικών συνθηκών	106
5.3.1 Υποσυγκρότημα αντλίας υψηλής πίεσης ηλεκτροκινητήρα και κύριου ασφαλιστικού	106
5.3.2 Τμήμα κυκλώματος από την έξοδο της αντλίας μέχρι την είσοδο της βαλβίδας 4/2	109
5.3.3 Βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης 4/2	110
5.3.4 Υποσυγκρότημα υδραυλικού κυλίνδρου και φορτίου	114
5.3.5 Ανεπίστροφη βαλβίδα.....	123
5.3.6 Τμήμα κυκλώματος από την έξοδο της βαλβίδας 4/2 μέχρι τη δεξαμενή.....	124
5.3.7 Ισοδύναμο φορτίο Fload.....	124
5.3.8 Υπόλοιπες αρχικές συνθήκες	125
5.4 Σύγκριση αποτελεσμάτων μοντέλου και μετρήσεων υδραυλικού κυκλώματος	125
5.5 Υπολογισμός “ισοδύναμων διακένων” υδραυλικού κυλίνδρου και βαλβίδας	128
5.5.1 Υπολογισμός ισοδύναμων διακένων υδραυλικού κυλίνδρου	129
5.5.2 Υπολογισμός ισοδύναμων διακένων βαλβίδας 4/2	131

6. ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΑΝΑΓΝΩΡΙΣΗΣ ΒΛΑΒΩΝ ΣΤΟ ΥΔΡΑΥΛΙΚΟ ΚΥΚΛΩΜΑ ΚΑΙ ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΤΟΥΣ ΜΕ ΘΕΩΡΗΤΙΚΑ ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΑΠΟ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ	135
6.1 Εισαγωγή.....	135
6.2 Μετρήσεις επίδρασης εσωτερικής διαρροής υδραυλικού κυλίνδρου	136
6.2.1 Κύκλος Μέτρησης με FLoad=2,1kN	136
6.2.2 Κύκλος Μέτρησης με FLoad=4,2kN	150
6.2.3 Κύκλος Μέτρησης με FLoad=6,3kN	163
6.3 Μετρήσεις επίδρασης εσωτερικής διαρροής υδραυλικής βαλβίδας 4/2	176
6.3.1 Κύκλος Μέτρησης με SFLoad=2,1kN	176
6.3.2 Κύκλος Μέτρησης με FLoad=4,2kN	190
6.3.3 Κύκλος Μέτρησης με FLoad=6,3kN	203
6.4 Επισκόπηση αποτελεσμάτων	217
6.4.1 Εισαγωγή.....	217
6.4.2 Επισκόπηση μετρήσεων εσωτερικής διαρροής κυλίνδρου και βαλβίδας.....	217
6.4.3 Επισκόπηση μετρήσεων ταχύτητας κίνησης εμβόλου	226
7. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΠΡΩΤΟΤΥΠΙΑΣ ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗΣ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ – ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ ΓΙΑ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΕΥΝΑ	235
7.1 Στοιχεία πρωτοτυπίας διδακτορικής διατριβής.....	235
7.2 Προτάσεις για μελλοντική έρευνα	236
8. ΠΗΓΕΣ - ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ – ΔΗΜΟΣΙΕΥΣΕΙΣ.....	239
8.1 Βιβλία – Επιστημονικές δημοσιεύσεις	239
8.2 Διπλωματικές εργασίες – Διατριβές.....	258
8.3 Εταιρικές εκδόσεις	258
8.4 Web Sites	259
8.5 Επιστημονικές δημοσιεύσεις που προέκυψαν από τη διδακτορική διατριβή	259
9. ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ.....	261
9.1 Εισαγωγή στα υδραυλικά κυκλώματα	261
9.1.1 Ιστορία της υδραυλικής ισχύος.....	261
9.1.2 Βασικά μέρη ενός υδραυλικού κυκλώματος	264
9.1.3 Πλεονεκτήματα των υδραυλικών συστημάτων	265
9.1.4 Μειονεκτήματα των υδραυλικών συστημάτων.....	267
9.2 Φυσικές αρχές λειτουργίας των υδραυλικών συστημάτων	268
9.2.1 Νόμος του Pascal	268
9.2.2 Ιξώδες υδραυλικού ρευστού	270

9.2.3 Ροϊκές απώλειες στις σωληνώσεις, υδραυλική αντίσταση	274
9.2.4 Αντιστάσεις στη ροή διαμέσου στενών διόδων (σχισμών)	276
9.2.5 Συμπιεστότητα υδραυλικού ρευστού	279
9.3 Υδραυλικά υγρά	282
9.3.1 Πίεση ατμών	282
9.3.2 Λιπαντικές και αντιτριβικές ιδιότητες	283
9.3.3 Συμβατότητα	283
9.3.4 Χημική σταθερότητα	283
9.3.5 Άφρισμα	284
9.3.6 Καθαρότητα εργαζόμενου μέσου	284
9.3.7 Θερμικές ιδιότητες	289
9.3.8 Οξύτητα	290
9.3.9 Τοξικότητα	290
9.3.10 Υδραυλικά υγρά που είναι συμβατά με το περιβάλλον	290
9.3.11 Κατηγοριοποίηση υδραυλικών υγρών	291
9.3.12 Πρόσθετα υδραυλικών υγρών	294
9.4 Εξαρτήματα των υδραυλικών κυκλωμάτων	295
9.4.1 Υδραυλικές αντλίες	296
9.4.1.1 Εισαγωγή	296
9.4.1.2 Γρανάζωτες αντλίες	298
9.4.1.3 Πτερυγιοφόρες αντλίες	302
9.4.1.4 Εμβολοφόρες αντλίες	303
9.4.2 Υδραυλικές βαλβίδες	309
9.4.2.1 Εισαγωγή	309
9.4.2.2 Βαλβίδες ρύθμισης πίεσης	309
9.4.2.3 Βαλβίδες ρύθμισης παροχής	314
9.4.2.4 Βαλβίδες επιλογής φοράς κίνησης	314
9.4.2.5 Βαλβίδες ανεπιστροφής	318
9.4.2.6 Ηλεκτρονικές βαλβίδες αναλογικού ελέγχου και σερβοβαλβίδες	319
9.4.3 Υδραυλικοί επενεργητές	320
9.4.3.1 Εισαγωγή	320
9.4.3.2 Υδραυλικοί κύλινδροι	321
9.4.3.3 Υδραυλικοί κινητήρες	324
9.4.3.4 Περιστροφικοί επενεργητές περιορισμένης περιστροφικής κίνησης	327
9.4.4 Λοιπά εξαρτήματα υδραυλικών κυκλωμάτων	328
9.4.4.1 Συσσωρευτές	328
9.4.4.2 Ψυγεία υδραυλικού ρευστού	329
9.4.4.3 Φίλτρα	330
9.4.4.4 Όργανα μετρήσεων και μεταλλάκτες λήψης δεδομένων	330

9.5 Προδιαγραφές εξαρτημάτων που χρησιμοποιήθηκαν στην αναβάθμιση του υδραυλικού κυκλώματος	333
9.5.1 Μονάδα λήψης δεδομένων (DAQ Unit)	333
9.5.2 Πλακάκι προσαρμογής και σύνδεσης βαλβίδας φορτίου	345
9.5.3 Βαλβίδα πιλότος βαλβίδας φορτίου	346
9.5.4 Βαλβίδα κυρίως σταδίου βαλβίδας πιλότου	349
9.5.5 Παροχόμετρα αναλογικής εξόδου.....	351
9.5.6 Μεταλλάκτες πίεσης	357
9.5.7 Ενδείκτης θέσεως βάρου υδραυλικού κυλίνδρου.....	359

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 Σκοπός διδακτορικής διατριβής

Εδώ και αρκετές δεκαετίες, τα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης αποτελούν την πρώτη επιλογή σε βιομηχανικές και άλλες τεχνικές εφαρμογές όπου απαιτείται ακρίβεια ελέγχου και μεγάλη πυκνότητα ισχύος προς όγκο. Τα αδιαμφισβήτητα πλεονεκτήματα των υδραυλικών συστημάτων έχουν οδηγήσει σε μια διαρκή αύξηση των εφαρμογών τους, ενώ οι πιο πρόσφατες εξελίξεις πάνω στον ψηφιακό έλεγχο των υδραυλικών κυκλωμάτων διευρύνουν περαιτέρω αυτό το πεδίο εφαρμογών. Παρά τη διάδοσή και τις συνεχώς αυξανόμενες εφαρμογές των υδραυλικών κυκλωμάτων όμως, παρατηρείται μια υστέρηση σε ό,τι αφορά την πρόοδο και την εξέλιξη των τεχνικών αναγνώρισης βλαβών σε αυτά. Ακόμη και σήμερα, και παρά τα διαθέσιμα μέσα, η αναγνώριση βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα παραμένει μια διαδικασία εν πολλοίς εμπειρική, με τον υποκειμενικό παράγοντα να παίζει σημαντικό ρόλο.

Τα τελευταία χρόνια, έχουν γίνει διάφορες προσπάθειες για την χρήση τεχνικών condition monitoring για την αναγνώριση βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα. Οι μέθοδοι αυτοί έχουν το μειονέκτημα ότι δεν συσχετίζουν την επίδραση στη απόδοση του κυκλώματος με τη βλάβη καθαυτή, αλλά στις περισσότερες περιπτώσεις αρκούνται στην παρακολούθηση μιας ή περισσότερων παραμέτρων λειτουργίας του κυκλώματος και το κατά πόσο αυτές είναι εντός ή εκτός κάποιων προκαθορισμένων ορίων. Ομοίως, έχουν γίνει διάφορες προσπάθειες για την αναγνώριση βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα με τη χρήση νευρωνικών δικτύων, μέθοδος όμως η οποία δεν υπεισέρχεται καθόλου στη λειτουργία του υδραυλικού κυκλώματος, αντιμετωπίζοντάς το ως “μαύρο κουτί” με εισόδους και εξόδους.

Προκειμένου να καλυφθεί αυτό το κενό που υπάρχει στις μεθόδους αναγνώρισης βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης, η παρούσα διδακτορική διατριβή ασχολείται με τη χρήση της μοντελοποίησης με Η/Υ ως εργαλείο για το σκοπό αυτό. Με τη χρήση της μοντελοποίησης μπορούμε να προσομοιώσουμε τη λειτουργία ολόκληρου του κυκλώματος, καθώς και τις βλάβες που μπορεί να προκύψουν σε αυτό. Με αυτό τον τρόπο, μπορεί να γίνει άμεσα αντιληπτό το πώς η κάθε βλάβη επιδρά στην λειτουργία του κυκλώματος και έτσι η αναζήτηση και η αναγνώριση των βλαβών να μπορεί να γίνει άμεσα και αποτελεσματικά. Με τη βοήθεια της επεξεργαστικής ισχύος των σύγχρονων Η/Υ η μοντελοποίηση ενός κυκλώματος και η προσομοίωση της λειτουργίας του έχει γίνει σχετικά απλή διαδικασία. Επιπλέον, ανάλογα με τις απαιτήσεις και το είδος της μελέτης που είναι να γίνει, το υπό εξέταση κύκλωμα μπορεί να μοντελοποιηθεί με διάφορους βαθμούς ακρίβειας.

Στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής, χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος μοντελοποίησης των Διαγραμμάτων Δεσμών (Bond Graphs) προκειμένου να μελετηθεί η επίδραση που έχουν στη λειτουργία ενός υδραυλικού κυκλώματος η αύξηση της εσωτερικής διαρροής στον υδραυλικό κύλινδρο και στη βαλβίδα 4/2 επιλογής φοράς κίνησης για διάφορα φορτία του κυλίνδρου. Για το σκοπό αυτό, υλοποιήθηκε μια πειραματική διάταξη προσομοίωσης εσωτερι-

κών διαρροών και φορτίων, στην οποία εγκαταστάθηκε και ένα σύστημα on-line λήψης μετρήσεων. Ξεκινώντας από μια υπάρχουσα υδραυλική εγκατάσταση, έγιναν οι απαραίτητες επεμβάσεις και τροποποιήσεις ούτως ώστε σε αυτή να μπορούν να προσομοιωθούν διάφορα φορτία καθώς και διαφορετικά επίπεδα εσωτερικής διαρροής στον υδραυλικό κύλινδρο και στη βαλβίδα 4/2 επιλογής φοράς κίνησης. Στη συνέχεια, στο υδραυλικό κύκλωμα εγκαταστάθηκε και ένα σύστημα on-line λήψης μετρήσεων που αποτελείται από διάφορους μεταλλάκτες (αισθητήρες πίεσης, παροχόμετρα και ενδείκτη θέσεων του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου), μια μονάδα λήψης δεδομένων (DAQ Unit) και ένα Η/Υ. Στόχος, η λήψη δεδομένων σχετικά με τις κύριες παραμέτρους του κυκλώματος (πίεση και παροχή υδραυλικού ρευστού σε διάφορα σημεία, μετατόπιση και ταχύτητα του βάκτρου) κατά τη λειτουργία του.

Το επόμενο βήμα ήταν η μοντελοποίηση του υδραυλικού κυκλώματος με τη χρήση της μεθόδου των Διαγραμμάτων Δεσμών. Στόχος ήταν να δημιουργηθεί ένα αρκετά λεπτομερές μοντέλο του υδραυλικού κυκλώματος και για το λόγο αυτό στη μοντελοποίηση συνυπολογίστηκαν παράμετροι όπως η εσωτερική διαρροή της αντλίας, η τριβή και η αδράνεια των κινούμενων μερών του κυλίνδρου και η πτώση πίεσης στις σωληνώσεις. Στη μοντελοποίηση συνυπολογίστηκε όχι μόνο η συμπιεστότητα του υδραυλικού ρευστού, αλλά και το πώς αυτή μεταβάλλεται λόγω της μεταβολής του όγκου του ρευστού στον αριστερό και το δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου κατά την κίνησή του. Επιπλέον, για τον καθορισμό των διαφόρων σταθερών και των αρχικών συνθηκών του μοντέλου χρησιμοποιήθηκαν μετρήσεις που έγιναν με την πειραματική διάταξη ή δεδομένα από τους κατασκευαστές των εξαρτημάτων, όπου αυτά ήταν διαθέσιμα.

Μετά την ολοκλήρωση της μοντελοποίησης, εκτελέστηκαν δοκιμές (τόσο στην πειραματική διάταξη όσο και στο μοντέλο) για διαφορετικά φορτία και διαφορετικά επίπεδα εσωτερικής διαρροής στον υδραυλικό κύλινδρο και τη βαλβίδα, όπως αυτά εκφράζονται από το ισοδύναμο εσωτερικό διάκενό τους. Συνολικά εκτελέστηκαν 3 κύκλοι δοκιμών με ισοδύναμο φορτία στο βάκτρο του υδραυλικού κυλίνδρου 2,1kN, 4,2kN και 6,3kN αντίστοιχα. Σε κάθε κύκλο, εκτελέστηκαν δοκιμές με ισοδύναμο εσωτερικό διάκενο από 83μm έως 151μm για τον υδραυλικό κύλινδρο και από 34μm έως 73μm για τη βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης. Σε όλες τις περιπτώσεις, τα αποτελέσματα από τη μοντελοποίηση συγκρίθηκαν με τα αντίστοιχα πειραματικά και υπολογίστηκε ο συντελεστής συσχέτισης. Επιπλέον, μετά το πέρας των μετρήσεων, έγινε μια ανασκόπηση των αποτελεσμάτων, πειραματικών και θεωρητικών, προκειμένου να διερευνηθεί συνολικά η επίπτωση των δύο βλαβών που μελετήθηκαν (αύξηση της εσωτερικής διαρροής του υδραυλικού κυλίνδρου και αύξηση της εσωτερικής διαρροής της βαλβίδας 4/2 επιλογής φοράς κίνησης) στη λειτουργία του κυκλώματος. Σε όλες τις περιπτώσεις και με όλους τους συνδυασμούς φορτίων και ισοαδύναμων εσωτερικών διαρροών διαπιστώθηκε εξαιρετικά καλή συσχέτιση των πειραματικών με τα θεωρητικά δεδομένα, κάτι που μας οδήγησε στο συμπέρασμα ότι με τη μοντελοποίηση μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την προσομοίωση βλαβών υπό διάφορες συνθήκες. Αυτό σημαίνει ότι η μοντελοποίηση μπορεί να χρησιμοποιηθεί

ηθεί ως εργαλείο αναγνώρισης βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα, κάτι που αναμφίβολα είναι εξαιρετικά χρήσιμο σε πολλές πρακτικές εφαρμογές.

1.2 Δομή και διάρθρωση διδακτορικής διατριβής

Για την ευκολότερη περιήγηση στο κείμενο της διατριβής, στο σημείο αυτό παρατίθεται μια σύνοψη των κεφαλαίων που την αποτελούν.

- Στο παρόν εισαγωγικό Κεφάλαιο 1, αναλύεται συνοπτικά ο σκοπός της διδακτορικής διατριβής και η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε. Επιπλέον, υπάρχει η παρούσα ανασκόπηση καθώς και ο κατάλογος με τις πηγές και τις παραπομπές για εμβάθυνση που αναφέρονται στη συνέχεια.
- Στο Κεφάλαιο 2, αναλύονται οι βλάβες που μπορεί να προκύψουν σε ένα υδραυλικό κύκλωμα υψηλής πίεσης, οι αιτίες και τα συμπτώματά τους. Επιπλέον, στο ίδιο κεφάλαιο υπάρχει και μια συνοπτική επισκόπηση των διαφόρων μεθόδων αναγνώρισης βλαβών που χρησιμοποιούνται σήμερα, καθώς και τα οφέλη από τη χρήση της μοντελοποίησης ως εργαλείο αναγνώρισης βλαβών.
- Στο Κεφάλαιο 3, περιγράφεται λεπτομερώς η αρχική μορφή της υδραυλικής εγκατάστασης Herion που χρησιμοποιήθηκε στο πειραματικό μέρος της παρούσας διδακτορικής διατριβής. Στο κεφάλαιο αυτό αναλύεται η διάταξη, η λειτουργία καθώς και τα διάφορα εξαρτήματα της υδραυλικής εγκατάστασης.
- Στο Κεφάλαιο 4, αναλύεται η διαδικασία αναβάθμισης της υπάρχουσας υδραυλικής εγκατάστασης του Εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών προκειμένου να χρησιμοποιηθεί ως πλατφόρμα προσομοίωσης βλαβών και λήψης μετρήσεων για διάφορα ισοδύναμα φορτία. Στο κεφάλαιο αυτό περιγράφονται λεπτομερώς οι τροποποιήσεις που έγιναν στο κύκλωμα, τα εξαρτήματα που χρησιμοποιήθηκαν, οι νέες δυνατότητες της εγκατάστασης, καθώς και τα μεγέθη που μπορούν πλέον να μετρηθούν ή να υπολογιστούν με έμμεσο τρόπο.
- Στο Κεφάλαιο 5, περιγράφεται η διαδικασία μοντελοποίησης της υδραυλικής εγκατάστασης με τη μέθοδο των Διαγραμμάτων Δεσμών (Bond Graph modeling). Στην αρχή του κεφαλαίου υπάρχει μια σύντομη επεξήγηση των βασικών αρχών και συμβόλων της μεθόδου των διαγραμμάτων δεσμών και στη συνέχεια ακολουθεί η μοντελοποίηση του κυκλώματος. Στο τέλος του κεφαλαίου, τα δεδομένα από το μοντέλο συγκρίνονται με τα πειραματικά δεδομένα για την κατάσταση κανονικής λειτουργίας του κυκλώματος ώστε να επαληθευτεί η ακρίβεια του μοντέλου.
- Στο Κεφάλαιο 6, παραθέτονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τις δοκιμές στο μοντέλο για διαφορετικά ισοδύναμα φορτία και διαφορετικά επίπεδα εσωτερικής διαρροής στον υδραυλικό κύλινδρο και τη 4/2 βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα. Στο τέλος του κεφαλαίου, υπάρχει και μια συνολική ανασκόπηση όλων των δεδομένων που προέκυψαν από τις δοκιμές.

- Στο Κεφάλαιο 7, αναφέρονται επιγραμματικά τα στοιχεία πρωτοτυπίας της διδακτορικής διατριβής και προτείνονται ορισμένες κατευθύνσεις για περαιτέρω έρευνα και εμπάθυνση.
- Στο Κεφάλαιο 8, υπάρχουν συγκεντρωμένες όλες οι βιβλιογραφικές αναφορές και οι άλλες πηγές που χρησιμοποιήθηκαν για τη συγγραφή της.
- Στο Κεφάλαιο 9, υπό μορφή παραρτήματος, υπάρχουν συγκεντρωμένες πληροφορίες για τις βασικές αρχές λειτουργίας των υδραυλικών κυκλωμάτων και των εξαρτημάτων τους, καθώς και τα τεχνικά χαρακτηριστικά των εξαρτημάτων που χρησιμοποιήθηκαν στην αναβάθμιση της υδραυλικής εγκατάστασης.

1.3 Πηγές, παραπομπές και βιβλιογραφική ανασκόπηση

Λόγω της ευρύτητας και της ποικιλίας των γνωστικών πεδίων με τα οποία σχετίζεται η παρούσα διδακτορική διατριβή, υπάρχει ένας σημαντικός αριθμός βιβλίων, επιστημονικών δημοσιεύσεων και άλλων πηγών στις οποίες μπορεί ν'ανατρέξει ο αναγνώστης προκειμένου ν'αντλήσει περισσότερες σχετικές πληροφορίες. Οι παραπομπές αυτές αναφέρονται στη συνέχεια, ομαδοποιημένες ανά κατηγορία.

- Υδραυλικά κυκλώματα, σχεδιασμός, συντήρηση και έλεγχος.

Εάν το ζητούμενο είναι οι πληροφορίες για τα υδραυλικά συστήματα, τα εξαρτήματα και τη λειτουργία τους υπό μορφή handbook, ο αναγνώστης μπορεί ν'ανατρέξει στα βιβλία των Meritt (151), Κωστόπουλου (244), Rabie (181), Cundiff (46), Esposito (66), Watton (216), Yeaple (229), Burrows (29) και Sullivan (205) ενώ στο handbook του Majumdar (141) ο αναγνώστης μπορεί να βρει επιπρόσθετες πληροφορίες για τη σωστή συντήρηση των υδραυλικών συστημάτων. Επιπλέον, χρήσιμες γενικές πληροφορίες μπορεί να βρει και στις εταιρικές εκδόσεις των παραπομπών (258) και (259), καθώς και στις εταιρικές ιστοσελίδες των παραπομπών (260), (261), (262), (263) και (264). Τέλος, για γενικότερα θέματα υδραυλικών κυκλωμάτων, ο αναγνώστης μπορεί ν'ανατρέξει στα paper των Scharf και Murrenhoff (194) για τη μέτρηση της τριβής ανάμεσα στο έμβολο και το χιτώνιο σε αντλία αξονικών εμβόλων, θέμα με το οποίο ασχολείται και ο Manring (142), ενώ στο paper της παραπομπής (143) του ίδιου γίνεται θεωρητική μελέτη των παλμών παροχής των γραναζωτών αντλιών. Άλλες αξιόλογες παραπομπές είναι το paper των Lasaar και Ivantyssynova (119) για το σχεδιασμό του εμβόλου και του σώματος των αντλιών με πλάκα ώσης και του Khalil κ.α. (105) για μια πρωτοπορική βαλβίδα ασφαλείας στα υδραυλικά κυκλώματα.

Για τη μελέτη των δυναμικών φαινομένων που παρουσιάζονται κατά τη λειτουργία των υδραυλικών και γενικότερα των ρευστομηχανικών συστημάτων ο αναγνώστης μπορεί ν'ανατρέξει στα βιβλία των Mobley (157), Polak και Pande (178), Μπεργελέ (245) και Τσαγγάρη (248).

Ο έλεγχος των υδραυλικών κυκλωμάτων είναι πολύ σημαντικός προκειμένου να διασφαλιστεί η σωστή και αξιόπιστη λειτουργία τους. Στη σχετική βιβλιογραφία ο αναγνώστης θα βρει τα paper των Hayase κ.α. πάνω σε ένα υδραυλικό servo με ρυθμιζόμενες μηχανικές ιδιότητες (85, 86), των Karpenko κ.α. πάνω στον αποκεντρωμένο έλεγχο υδραυλικών επενεργητών

(104), των Kim κ.α για τον έλεγχο ενός υδραυλικού ανελκυστήρα (107) και μιας υδραυλικής αντλίας μεταβλητής παροχής (108), καθώς και των Sun και Kleeberger πάνω στον έλεγχο και την απόκριση ενός υδραυλικού γερανού (206). Οι Li κ.α. (127, 129) εστιάζουν στον έλεγχο ενός υδραυλικού επενεργητή που ελέγχεται από παθητική ηλεκτροϋδραυλική βαλβίδα, οι Lonrec κ.α. χρησιμοποιούν αισθητήρες φορτίου για τον έλεγχο της ταχύτητας της αντλίας σε μια υδραυλική πρέσσα, οι Pannala κ.α. (168) και οι Plummer κ.α. (177) επικεντρώνονται στον έλεγχο σερβουδραυλικών και ηλεκτροϋδραυλικών συστημάτων πολλαπλών καναλιών και οι Richard και Vivalda (185) ασχολούνται με τη σταθερότητα των υδραυλικών επενεργητών όταν οδηγούνται από σερβοβαλβίδες. Επιπλέον, οι Renn και Tsai (184) χρησιμοποιούν ένα ελεγκτή ασαφούς λογικής για τον έλεγχο υδραυλικών πρεσών ενώ οι Sekhavat κ.α. (196) επικεντρώνονται στον έλεγχο των υδραυλικών επενεργητών στο σημείο έναρξης φόρτισης, όπου μπορεί να εμφανιστούν κρουστικά φορτία. Επίσης, οι Zheng και Alleyne (239) ασχολούνται με τον έλεγχο μιας ηλεκτροϋδραυλικής πρέσσας έγχυσης, οι Zhu και Piedboeuf (240) επικεντρώνονται στον έλεγχο δύναμης των υδραυλικών επενεργητών που χρησιμοποιούνται σε ρομποτικούς βραχίονες, ενώ παρόμοια είναι και η θεματολογία του paper των Ziaei και Serpahi (241).

Οι αξιόπιστες μετρήσεις είναι πολύ σημαντικές για τη βελτιστοποίηση, τον έλεγχο και τη διάγνωση βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα. Για το λόγο αυτό, τα μετρητικά συστήματα θεωρούνται πρακτικά αναπόσπαστο κομμάτι των υδραυλικών κυκλωμάτων. Για σχετικές πληροφορίες, ο αναγνώστης μπορεί ν'ανατρέξει στα βιβλία των Miller (154), Μπεργελέ και Παπαντώνη (246), Πετρίδη (247) και στη διπλωματική του Αθανασάτου (255).

- **Βλάβες και τεχνικές αναγνώρισης βλαβών, διάγνωση βλαβών σε υδραυλικά συστήματα και μέθοδοι καθορισμού συντήρησης και παρακολούθησης κατάστασης λειτουργίας (condition monitoring)**

Για τη διάγνωση βλαβών και τη συντήρηση περιστρεφόμενων μηχανών ο αναγνώστης μπορεί ν'ανατρέξει στα handbooks των Higgins (91) και Κωστόπουλου (242) καθώς και στη διπλωματική εργασία της Σκαρμέα (257), ενώ για γενικές πληροφορίες για τα στοιχεία μηχανών, τις οδοντώσεις και τις εδράσεις στο handbook του Κωστόπουλου (243).

Θέματα διάγνωσης βλαβών σε δυναμικά συστήματα με περιστρεφόμενα μέρη αναλύονται στα papers των Bachschmid κ.α. (παραπομπές 5, 6, 7), Desforges κ.α. (56), Gullen κ.α. (79), Lou κ.α. (138), Marzi (148), Norman κ.α. (166), Pennachi κ.α. (175), Sekhar και Prabhu (195), Straky κ.α. (204), ενώ ο Koivula (109) ασχολείται με τη μελέτη της σπηλαίωσης και των επιπτώσεών της στα υδραυλικά κυκλώματα.

Άλλες πηγές με θεματολογία πάνω στην αναγνώριση βλαβών είναι τα papers των Bagajewicz κ.α. (8), Baek κ.α. (9), Bakhache (10), Beebe (14), Bengtsson κ.α. (15), Berec (16), Bhagwat κ.α. (18) και Caliscan, Hajiyev (30), Chen και Patton (34), Dash και Venkatasubramanian (50), Ding (57), Patton κ.α. (170, 171), Pazzani (172), Ralston κ.α. (183), Saberi κ.α. (187), Scattoloni (193), Shields κ.α. (199), Worden και Burrows (221), Yamashita (225), Yoo κ.α.

(230), Yu και Shields (232 και 234) και Yu (253). Επιπλέον, οι Hajiyev και Caliskan (84) και οι Mehraabadi κ.α. (150) ασχολούνται με τη διάγνωση βλαβών σε αισθητήρες μετρήσεων.

Για τις βλάβες που μπορεί να παρουσιαστούν στα υδραυλικά κυκλώματα γίνεται εκτενής ανάλυση και αναφορά στα handbooks των Hehn (87), Mitchell και Pippenger (156) και Totten (211). Ο Watton στο handbook του (215) αναλύει τις διάφορες τεχνικές διάγνωσης βλαβών και παρακολούθησης λειτουργίας στα υδραυλικά κυκλώματα, ενώ με το ίδιο θέμα ασχολούνται και οι Daley (47), Daley και Wang (48), οι Darley και Tilley (49), Hammouri κ.α. (81), Hindman κ.α. (90), Khan κ.α. (106), Shields (198), Stewart και Watton (203), Yu κ.α. (233 και 235) καθώς και το M.Sc Thesis της Σμαρμέα (252) και η διπλωματική της Καλογεροπούλου (256). Οι Liang και Sepheri (130) χρησιμοποίησαν φίλτρο Kalman για τη διάγνωση βλαβών σε υδραυλικούς επενεργητές, ενώ οι Chen κ.α. (παραπομπές 35, 36, 37) όπως και οι Lim κ.α. (132) και Tan κ.α. (208) ασχολούνται με τη διάγνωση βλαβών σε υδραυλικά κυκλώματα με νερό χρησιμοποιώντας μεθόδους όπως η μελέτη των ακουστικών εκπομπών. Επίσης, μια στατιστική μέθοδος διάγνωσης βλαβών για ηλεκτροϋδραυλικές βαλβίδες αναπτύχθηκε από τους Mourge κ.α. (159) ενώ οι Pearson κ.α. ανέπτυξαν ένα σύστημα παρακολούθησης της κόπωσης των επενεργητών ενός υδραυλικού εκσκαφέα (173).

Επιπλέον, για την ανάλυση χαρακτηριστικών περιπτώσεων βλαβών ο αναγνώστης μπορεί να ανατρέξει στα papers των Cerrini και Beretta (31), Lee κ.α. (122), Mishrams και Sabbaghian (155), Murrenhoff και Scharf (161), Myounggu (162) και Wang κ.α. (214). Τέλος, οι Avontuur και Werff ασχολούνται με την ανάλυση αξιοπιστίας μηχανικών και υδραυλικών συστημάτων στην παραπομπή (4), ενώ ο Wood (220) ανέπτυξε ένα εργαλείο αυτόματης ανάλυσης βλαβών για σύνθετα συστήματα.

Μία από τις πρώτες προσεγγίσεις στη διάγνωση βλαβών υδραυλικών συστημάτων με τη χρήση έμπειρων συστημάτων έγινε από τους Αγγελή και Χατζηνικολάου η οποία περιγράφεται στις παραπομπές (1), (2), (3) και (33), ενώ μια παρόμοια μέθοδος αναπτύχθηκε και από τους Watton κ.α. (218). Γενικότερα, η μοντελοποίηση σαν εργαλείο αναγνώρισης βλαβών μελετήθηκε από τους Borner κ.α. (21), Doherty και Kochhar (58, 59), Henry και Zolghadri (88), Isermann (95, 96), Leich κ.α. (123, 124), Predegal κ.α. (174) και τους Shi κ.α. (197). Τέλος, η χρήση των δικτύων Petri για την αναγνώριση βλαβών προτείνεται από τους Yang κ.α. (228)

Η παρακολούθηση παραμέτρων λειτουργίας (condition monitoring) παίζει πολύ σημαντικό ρόλο στη συντήρηση και την αναγνώριση βλαβών όλων των βιομηχανικών συστημάτων και όχι μόνο των υδραυλικών. Οι Coolen και Schrijner (40) μελετούν τις προοπτικές του condition monitoring και τις εφαρμογές του, ενώ ο Courtney (42) εξετάζει τις περιπτώσεις για τις οποίες οι τεχνικές αυτές δεν δίνουν πάντα τα επιθυμητά αποτελέσματα. Οι Chan κ.α. (32) υλοποιούν ένα έμπειρο σύστημα για την παρακολούθηση ενός συστήματος έγχυσης πλαστικού σε καλούπια, οι Feng και Chu (69) ασχολούνται με τη δυναμική ανάλυση λειτουργίας ενός υδροστροβίλου, οι Haili κ.α. (80) μελετούν τη φθορά των κοπτικών εργαλείων του τόνου με ένα on-line σύστημα ενώ παρόμοια θεματολογία έχει και το paper των Kang κ.α. (100), Qazafi κ.α. (180) και Wu κ.α. (222). Ο Nandi (164) χρησιμοποιεί την ανάλυση σημάτων κραδασμών για την

παρακολούθηση κατάστασης λειτουργίας, ενώ οι Liu κ.α. (134) χρησιμοποιούν ένα on-line σύστημα για την παρακολούθηση της φθοράς ενός ναυτικού diesel κινητήρα. Άλλες σχετικές παραπομπές είναι το paper των Miller κ.α. (153) οι οποίοι χρησιμοποιούν ένα σύστημα λήψης δεδομένων για την παρακολούθηση της ποιότητας κολλήσεων ενός βιομηχανικού ρομπότ, ενώ οι Yunbo κ.α. (236) υλοποιούν ένα σύστημα παρακολούθησης κατάστασης λειτουργίας ενός υδραυλικού συστήματος με νερό.

Σημαντικές πληροφορίες για την κατάσταση ενός βιομηχανικού συστήματος μπορεί να δώσει και η ανάλυση του λαδιού που χρησιμοποιείται ως λιπαντικό ή εργαζόμενο μέσο. Οι Chiu κ.α στην παραπομπή (38) χρησιμοποιούν αισθητήρες Hall για τη μέτρηση της περιεκτικότητας του λαδιού σε σωματίδια, οι Myshkin κ.α. (163) χρησιμοποιούν οπτικούς αναλυτές για τον ίδιο σκοπό, οι Turner και Austin (212) ηλεκτρικές μεθόδους και οι Yongui κ.α. υλοποιούν ένα on-line σύστημα ανάλυσης λαδιού στην παραπομπή (231). Οι Prabhakaran και Jagga στην παραπομπή (179) χρησιμοποιούν την ανάλυση του χρησιμοποιημένου λιπαντικού για να εκτιμήσουν την κατάσταση ενός αμμοστροβίλου. Επιπλέον, ο Gohler στην παραπομπή (74) ασχολείται με την προσομοίωση της γήρανσης του λαδιού στα υδραυλικά συστήματα.

Η παρακολούθηση των παραμέτρων λειτουργίας είναι ένα σημαντικό εργαλείο αναγνώρισης και πρόληψης βλαβών και στα υδραυλικά συστήματα, και για το λόγο αυτό έχει συγκεντρώσει σοβαρό επιστημονικό ενδιαφέρον. Σχετικές πηγές είναι το paper των Hindman κ.α. (89) ενώ οι Hahn κ.α. (83) ασχολούνται με το condition monitoring ενός υδραυλικού επενεργητή, ενώ οι De και Hammitt (51) χρησιμοποιούν συστοιχίες οργάνων για την παρακολούθηση του θορύβου της σπηλαίωσης σε υδραυλικές αντλίες και ο Zaher (237) χρησιμοποιεί αεροδυναμικές μεθόδους για την παρακολούθηση υδραυλικών μηχανών. Τέλος, οι Lurette και Lecoeuche (139), Hindman (250) και Rosa (251) προτείνουν τη χρήση των νευρωνικών δικτύων και για την εκτίμηση των παραμέτρων λειτουργίας των υδραυλικών εξαρτημάτων.

Η χρήση νευρωνικών δικτύων επίσης έχει μελετηθεί αρκετά ως μέθοδος αναγνώρισης βλαβών στα δυναμικά συστήματα. Παραδείγματα γενικών εφαρμογών σε δυναμικά γραμμικά και μη γραμμικά συστήματα έχουμε από τους Bernieri, D'Apuzzo, Sansone και Savastano (17), Crowther (43), Patton, Chen και Siew (169) και από τους Scaife, Charlton και Mobley (192). Οι Nahvi και Esfahanian χρησιμοποίησαν τα νευρωνικά δίκτυα για τη διάγνωση βλαβών περιστρεφόμενων μηχανών (165), ενώ οι Samanta και Al-Balushi για τη διάγνωση βλαβών σε ένα σύστημα ψύξης εργαλειομηχανής (190).

Μελέτες πάνω στη χρήση νευρωνικών δικτύων για τη διάγνωση βλαβών σε υδραυλικά κυκλώματα έχουν γίνει από τους, Le, Watton και Pham (παραπομπές 120 και 121), και Lennox, κ.α. (125). Οι Crowther, Edge και Burrows χρησιμοποίησαν νευρωνικά δίκτυα για τη διάγνωση βλαβών σε υδραυλικούς επενεργητές (44), οι Lot και Griffiths για τη διάγνωση βλαβών αντλιών (137), οι McGee, Henderson και Baird για τη διάγνωση βλαβών σε υδραυλικές βαλβίδες (149) και οι Watton και Stewart για τη διάγνωση βλαβών σε συστήματα ελέγχου θέσης υδραυλικών κυκλωμάτων (219).

- **Μοντελοποίηση υδραυλικών κυκλωμάτων, μέθοδος Διαγραμμάτων Δεσμών και εφαρμογές**

Η μοντελοποίηση και η προσομοίωση παραμέτρων λειτουργίας με τη χρήση εξισώσεων κατάστασης είναι ένα ιδιαίτερα δημοφιλές εργαλείο για τη μελέτη των υδραυλικών κυκλωμάτων. Ο Esque ασχολήθηκε με την αριθμητική προσομοίωση υδραυλικών κυκλωμάτων (67), όπως και οι Ficarella κ.α. (70) και Giuffrida και Laforgia (73) που ασχολήθηκαν με την προσομοίωση υδραυλικών σπαστήρων. Επίσης, έρευνα σε παρόμοιο γνωστικό πεδίο έχουν κάνει και οι Gorodilov (75, 76, 77), Krus (114, 115), Xiong κ.α. (224) ενώ ο Konnerth (112) χρησιμοποίησε τα υδραυλικά συστήματα για την προσομοίωση μηχανικών διεργασιών διαμόρφωσης και οι Thatte και Salant μοντελοποίησαν ένα στεγανωτικό δακτύλιο υδραυλικού εμβόλου σε μεταβατικές καταστάσεις στην παραπομπή (209).

Ανατρέχοντας στις σχετικές δημοσιεύσεις, ο αναγνώστης θα βρει πηγές όπως το paper των Καλιαφάτη και Κωστόπουλου (99) πάνω στη μοντελοποίηση μιας αντλίας αξονικών εμβόλων όπως και των Zhang κ.α. (238), των Eryilmaz και Wilson πάνω στη μοντελοποίηση μιας αναλογικής υδραυλικής βαλβίδας, ενώ παρόμοια θεματολογία έχει και το paper των Hahn κ.α. (82). Οι Borghi κ.α. έχουν μελετήσει τις δυνάμεις που ασκούνται στα έμβολα του κυρίως σταδίου και του πιλότου στις υδραυλικές βαλβίδες (19, 20), ενώ οι Κωστόπουλος και Φωτόπουλος μοντελοποιούν μια βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης χωρίς πιλοτικό στάδιο στην παραπομπή (41). Οι Del Vescono κ.α. χρησιμοποιούν μεθόδους υπολογιστικής ρευστομηχανικής για τον υπολογισμό των δυνάμεων που ασκούνται στα έμβολα των υδραυλικών βαλβίδων (52, 53, 54, 55), ο Yang ακολουθεί μια παρόμοια μέθοδο στις παραπομπές (226) και (227), ο Fales αναλύει τη λειτουργία μιας στραγγαλιστικής βαλβίδας με κωνικό έμβολο στην παραπομπή (68) και ο Huguet αναλύει τη μοντελοποίηση ενός ασφαλιστικού στην παραπομπή (93). Οι Jeong και Kim μελετούν πειραματικά τη λειτουργία μιας υδραυλικής βαλβίδας τριών θέσεων στην παραπομπή (97), ενώ παρόμοια μεθοδολογία ακολουθούν οι Liu κ.α. (135) και Li κ.α. (126), ενώ οι Johnston κ.α. μελετούν δισκοειδείς βαλβίδες και βαλβίδες με κωνικό έμβολο στην παραπομπή (98) όπως και οι Vaughan κ.α. στην παραπομπή (213). Με τη μοντελοποίηση υδραυλικών βαλβίδων ασχολούνται οι Mahrenholtz και Lunkes (140) όπως και οι Ordenbosch κ.α. (167), οι Sohl και Bobrow (200), ενώ οι Takahasi κ.α. μελετούν τη μοντελοποίηση βαλβίδων σε υδραυλικά κυκλώματα με νερό στην παραπομπή (207). Επιπλέον, οι Higemath κ.α. χρησιμοποιούν τεχνικές πεπερασμένων στοιχείων για την μοντελοποίηση μιας ηλεκτροϋδραυλικής σερβοβαλβίδας στην παραπομπή (92), ενώ ο Wright για τον ίδιο σκοπό χρησιμοποιεί φίλτρο Kalman (253).

Λόγω του σημαντικού όγκου υδραυλικού ρευστού που μπορεί να συσσωρευτεί σε αυτές, οι σωληνώσεις παίζουν σημαντικό ρόλο στη συμπεριφορά του υδραυλικού κυκλώματος, ειδικά στις μεταβατικές φάσεις λειτουργίας, και για το λόγο αυτό η μοντελοποίησή τους έχει ιδιαίτερη σημασία. Σχετική έρευνα έχει γίνει από το Hullender (94), τους Kojima και Shinada (110, 111), από τους Stecki και Davis (201, 202) και τον Watton (217).

Λόγω της ευελιξίας και των δυνατοτήτων που προσφέρει, η μέθοδος των Διαγραμμάτων Δεσμών είναι αρκετά δημοφιλής στη μοντελοποίηση δυναμικών συστημάτων και έχει βρει αρκετές εφαρμογές. Για γενικές πληροφορίες σχετικά με τη μοντελοποίηση με τη χρήση διαγραμμάτων δεσμών ο αναγνώστης μπορεί ν'ανατρέξει στις παραπομπές (26) και (28) καθώς και στις σχετικές εργασίες των Karnopp (101, 102), Karnopp και Rosenberg (103) και Lamb και Woodall (117, 118). Ο Granda μελέτησε την ενσωμάτωση της μοντελοποίησης με Διαγράμματα Δεσμών στο περιβάλλον του Matlab (78), ενώ οι Lichiardopol και Sueur μελέτησαν τη διαδικασία κατά την ανάλυση συστημάτων με διαγράμματα δεσμών (131). Οι Marquis-Favre κ.α. (147) Mouhib και Jardin (158) ασχολήθηκαν με το πρόβλημα του βέλτιστου ελέγχου στα διαγράμματα δεσμών ενώ οι Perry, Atherton και Bates ασχολήθηκαν με την ανάλυση αβεβαιότητας στα διαγράμματα δεσμών (176).

Περνώντας σε πιο εξειδικευμένες εφαρμογές των διαγραμμάτων δεσμών, οι Banerjee, Saha, Karmakar και Bhattacharyya (11, 12) τα χρησιμοποίησαν για τη μοντελοποίηση ενός βαγονιού τρένου σε κυρτές ράγες, ο Borutzky για τη μελέτη διαφορετικών συνδεδεμένων συστημάτων (24), ενώ ο Breedveld για τη μελέτη περιστροφής απαραμόρφωτων σωμάτων (27). Οι Cohodar, Borutzky και Damic χρησιμοποίησαν διαγράμματα δεσμών για τη μελέτη δοκών (39), οι Cuijpers, Broenink και Mosterman ασχολήθηκαν με τα υβριδικά διαγράμματα δεσμών (45), οι Donaire και Juncos με τους μετασχηματισμούς ενέργειας στα διαγράμματα δεσμών (60). Με τις εφαρμογές διαγραμμάτων δεσμών στα μηχανοτρονικά συστήματα ασχολήθηκαν οι Gawthrop και Ronco (71) και Gawthrop και Wagg (72) και ο Borutzky συνέκρινε τη μέθοδο των Διαγραμμάτων Δεσμών με τη μέθοδο της αντικειμενοστρεφούς μοντελοποίησης (23). Οι Kumar και Umamand χρησιμοποίησαν τα διαγράμματα δεσμών για τη μοντελοποίηση ενός συστήματος αφαλάτωσης (116), οι Romero, Felez, Maroto και Mera χρησιμοποίησαν τη μέθοδο για τη μοντελοποίηση της κινηματικής των μηχανισμών (186), οι Sagirli, Bogoclu και Omurlu χρησιμοποίησαν διαγράμματα δεσμών για τη μοντελοποίηση ενός περιστροφικού γερανού (188) και οι Samantaray, Dasgupta και Bhattacharyya για τη μοντελοποίηση ενός ελαστικού περιστρεφόμενου άξονα (191). Η ίδια μέθοδος χρησιμοποιείται για τη μοντελοποίηση ενός φωτοβολταϊκού συστήματος που τροφοδοτεί ένα ηλεκτροκινητήρα από τους Mezghanni, Andoulsi, Mami και Dauphin-Tanguy (152) και για τη μοντελοποίηση ενός επαγωγικού τριφασικού ηλεκτροκινητήρα από τους Rui και Umanand (182). Τέλος, οι Wu, Campbell και Fernandez εξετάζουν τη χρήση των διαγραμμάτων δεσμών σε εφαρμογές Computed Aided Design (223).

Από τους πρωτοπόρους στη χρήση των διαγραμμάτων δεσμών για τη μοντελοποίηση των υδραυλικών κυκλωμάτων ήταν ο B.W. Barnard με τη διπλωματική εργασία του (παραπομπή 249). Η μέθοδος του έγινε ευρύτερα γνωστή μετά τη εργασία που δημοσίευσε μαζί με τον P.Dransfield (παραπομπή 13) πάνω στη μελέτη της απόκρισης ενός υδραυλικού κυκλώματος με τη χρήση διαγραμμάτων δεσμών. Ο Dransfield συνέχισε τη δουλειά του Barnard και επέκτεινε τη μελέτη και τις εφαρμογές των διαγραμμάτων δεσμών στα υδραυλικά κυκλώματα, οι οποίες και περιγράφονται στις παραπομπές (61), (62), (63) και (64). Με την πάροδο των ετών, περαιτέρω έρευνα διεξήχθη πάνω στο συγκεκριμένο γνωστικό αντικείμενο. Χαρακτηρισ-

τικά παραδείγματα είναι η εργασία των Borutzky, Barnard και Thoma με τη χρήση του λογισμικού Modelica (25), του Krishnaswamy για τη μοντελοποίηση ενός εκσκαφέα (113) και του Margolis (144), (145) και (146). Επίσης, οι Muvengei και Kihiu (160) χρησιμοποίησαν τα διαγράμματα δεσμών για τη μελέτη της αλληλεπίδρασης των επενεργητών σε ένα σύνθετο υδραυλικό κύκλωμα, ενώ οι Li και Ngemro (128) μελετούν την εφαρμογή των διαγραμμάτων δεσμών σε ένα μηχανοτρονικό σύστημα με ηλεκτροϋδραυλικές βαλβίδες.

Τέλος, σε εφαρμογές αναγνώρισης βλαβών, η χρήση διαγραμμάτων δεσμών έχει μελετηθεί από τους Borutzky (22), Linkens και Wang (133), Samantaray και Ghoslal (189) και Toufighi, Sadati και Najafi (210).

2. ΒΛΑΒΕΣ ΣΤΑ ΥΔΡΑΥΛΙΚΑ ΚΥΚΛΩΜΑΤΑ ΥΨΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ

2.1 Εισαγωγή

Ο όρος «υδραυλικά συστήματα υψηλής πίεσης» περιλαμβάνει μια πραγματικά ανεξάντλητη ποικιλία κατασκευών που ξεκινούν από ένα απλό γρύλλο με υδραυλικό κύλινδρο και χειροκίνητη αντλία μέχρι εγκαταστάσεις που περιλαμβάνουν δεκάδες υποσυστήματα όπως αντλίες, κυλίνδρους, κινητήρες, βαλβίδες ελέγχου, συσσωρευτές κ.ο.κ. Παρ'αυτά, οι αιτίες των περισσότερων βλαβών που παρουσιάζονται σε όλα τα υδραυλικά συστήματα είναι σχετικά κοινές, άσχετα με την εφαρμογή.

Σε πολλές περιπτώσεις, προβλήματα ή βλάβες στα υδραυλικά κυκλώματα εμφανίζονται είτε κατά την πρώτη περίοδο λειτουργίας ενός νέου συστήματος ή κατά την πρώτη λειτουργία μετά από γενική επισκευή, είτε μετά την αντικατάσταση ή ρύθμιση κάποιου/κάποιων εξαρτημάτων. Στα υδραυλικά συστήματα, όπως και σε κάθε μηχανολογική κατασκευή εξάλλου, οποιαδήποτε αλλαγή σε κάποιο εξάρτημα θα επηρεάσει και τα υπόλοιπα. Λόγω αυτού, συχνά προκαλούνται βλάβες και προβλήματα που χρειάζονται επίλυση.

Στις περισσότερες περιπτώσεις, οι βλάβες στα υδραυλικά κυκλώματα εκδηλώνονται με παρόμοια συμπτώματα: απώλεια παροχής και απότομη ή σταδιακή πτώση πίεσης, η οποία με τη σειρά της προκαλεί προβλήματα στη λειτουργία των επενεργητών (υδραυλικοί κύλινδροι, κινητήρες), πτώση της ταχύτητας λειτουργίας τους ή και ακινητοποίησή τους. Πολύ συχνά, τα αρχικά συμπτώματα συνοδεύονται και με αύξηση των επιπέδων θορύβου της υδραυλικής αντλίας.

Σε τέτοιες περιπτώσεις είναι λάθος η διαδικασία αναζήτησης της βλάβης να περιοριστεί στην αντλία ή τον επενεργητή, καθώς το πρόβλημα μπορεί να βρίσκεται οπουδήποτε στο υδραυλικό κύκλωμα, και εμείς απλά ν'αντιλαμβανόμαστε την εκδήλωση των συμπτωμάτων του σε άλλο σημείο. Επίσης, καλό θα είναι να έχουμε πάντα υπ'όψιν μας τις βασικές αρχές των υδραυλικών συστημάτων:

- Οι υδραυλικές αντλίες δημιουργούν παροχή, και όχι πίεση
- Η αντίσταση στη ροή του λαδιού δημιουργεί πίεση
- Η ταχύτητα του επενεργητή καθορίζεται από την παροχή υδραυλικού ρευστού που φτάνει σε αυτόν
- Η δύναμη (ή η ροπή, αν μιλάμε για υδραυλικό κινητήρα) του επενεργητή καθορίζεται από την πίεση του υδραυλικού ρευστού που φτάνει σε αυτόν.
- Το υπό πίεση υδραυλικό ρευστό ακολουθεί πάντα τη διαδρομή με την ελάχιστη αντίσταση.
- Κατά την ροή υδραυλικού ρευστού από περιοχή υψηλής πίεσης σε περιοχή χαμηλής πίεσης χωρίς όμως να παράγεται μηχανικό έργο (όπως για παράδειγμα σε μια περίπτωση εσωτερικής διαρροής), έχουμε παραγωγή θερμότητας.

2.1.1 Βήματα για την αναγνώριση βλαβών

Τα βήματα που πρέπει να ακολουθηθούν στις περισσότερες περιπτώσεις βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα, είναι τα εξής:

- Μελέτη των μονογραμμικών διαγραμμάτων του κυκλώματος.
- Έλεγχος και μετρήσεις με αξιόπιστο εξοπλισμό.
- Μελέτη των αποτελεσμάτων και συνδυασμός τους με τα δεδομένα από τη μελέτη των μονογραμμικών διαγραμμάτων και του αρχείου μετρήσεων (αν υπάρχει).
- Υλοποίηση της επισκευής και της αποκατάστασης της βλάβης.

2.1.2 Κύριες αιτίες πρόκλησης βλαβών

Σε γενικές γραμμές, η πλειοψηφία των βλαβών που παρουσιάζονται στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης έχει ως αιτία μία από τις παρακάτω:

- Χρήση υδραυλικού υγρού με ακατάλληλο ιξώδες.
- Ανεπαρκή ποσότητα υγρού στο σύστημα.
- Παρουσία αέρα (διαλυμένου στο υγρό ή με μορφή φυσαλίδων) στο υδραυλικό υγρό.
- Μηχανική φθορά ή άλλη αστοχία του υλικού.
- Εσωτερική ή εξωτερική διαρροή υδραυλικού υγρού.
- Ύπαρξη νερού, ρινισμάτων μετάλλου, σκουριάς ή άλλων ξένων σωμάτων στο υγρό.
- Λάθος ρυθμίσεις ασφαλιστικών ή βαλβίδων.
- Φθορές, ρύπανση ή διαρροές στον εναλλάκτη θερμότητας (ψυγείο λαδιού) του κυκλώματος ή σε κάποιο άλλο εξάρτημα.

2.1.3 Έλεγχος λειτουργίας υδραυλικού κυκλώματος

Ο έλεγχος της λειτουργίας του υδραυλικού κυκλώματος μπορεί να γίνει με τη χρήση ενός κατάλληλου φορητού tester, το οποίο μπορεί να μετρήσει την πίεση και την παροχή σε διάφορα σημεία του κυκλώματος. Τα αποτελέσματα του ελέγχου θα πρέπει να συγκριθούν με τις προδιαγραφές του κατασκευαστή ή με το αρχείο μετρήσεων, ώστε να διαπιστωθούν ανωμαλίες και αποκλίσεις. Στο Σχήμα 2.1 φαίνονται δύο τέτοια φορητά tester.



(α)



(β)

Σχήμα 2.1
Αναλογικό (α) και ψηφιακό (β) φορητό tester για τον έλεγχο υδραυλικών κυκλωμάτων υψηλής πίεσης

2.1.4 Διαδικασίες αναγνώρισης βλαβών

Με τα σημερινά δεδομένα, η εμπειρική γνώση εξακολουθεί να παίζει ένα πολύ σημαντικό ρόλο στην αναγνώριση βλαβών στα υδραυλικά συστήματα υψηλής πίεσης. Μολονότι η αξία της εμπειρίας δεν μπορεί ν'αμφισβητηθεί, εντούτοις εισάγει μία σημαντική πιθανή αιτία σφάλματος και υποκειμενικότητας στη διάγνωση της βλάβης. Στις επόμενες παραγράφους, αναλύονται μερικές βασικές αρχές της εμπειρικής αναγνώρισης βλαβών.

1) Σχεδιασμός του συστήματος

Ένα υδραυλικό σύστημα μπορεί να λειτουργεί απροβλημάτιστα για πολλά χρόνια με την κατάλληλη συντήρηση, αλλά αρκεί μια απλή αντικατάσταση ενός εξαρτήματος ή η αλλαγή της χωροταξικής διάταξης κάποιων άλλων για να προκαλέσουν προβλήματα. Για το λόγο αυτό, πριν από οποιαδήποτε τροποποίηση ή μετατροπή στο κύκλωμα πρέπει πάντα να λαμβάνονται υπ'όψιν τα εξής:

α) Όλα τα εξαρτήματα του υδραυλικού συστήματος πρέπει να είναι συμβατά και να συνεργάζονται μεταξύ τους. Για παράδειγμα, ένα ακατάλληλο φίλτρο αναρρόφησης μπορεί να προκαλέσει σπηλαιώση και καταστροφή της αντλίας.

β) Όλες οι σωληνώσεις πρέπει να έχουν σωστά επιλεγμένο πάχος και εσωτερική διάμετρο, ενώ πρέπει κατά το δυνατόν ν'αποφεύγονται οι καμπύλες και οι γωνίες. Ο λάθος σχεδιασμός και επιλογή σωληνώσεων συνήθως προκαλεί υπερβολική πτώση πίεσης, απώλεια ισχύος και υπερθέρμανση του υδραυλικού υγρού.

γ) Όλα τα εξαρτήματα πρέπει να είναι τοποθετημένα στις σωστές θέσεις. Για παράδειγμα, το σώμα μιας εμβαισιζόμενης αντλίας πρέπει να βρίσκεται ολόκληρο κάτω από το επίπεδο του υδραυλικού υγρού ώστε να εξασφαλίζεται επαρκής λίπανση.

δ) Πάντα πρέπει να λαμβάνεται πρόνοια για εγκατάσταση αρκετών σημείων ελέγχου (μέτρησης πίεσης, παροχής), τα οποία αν και στην καθημερινή λειτουργία ίσως να μην είναι και τόσο χρήσιμα, εντούτοις επιταχύνουν πολύ τη διαδικασία διάγνωσης και αναγνώρισης πιθανών βλαβών.

2) Γνώση του συστήματος

Η γνώση της διάταξης και της λειτουργίας του συστήματος είναι ίσως η σημαντικότερη βοήθεια στη διαδικασία εμπειρικής αναγνώρισης βλαβών. Τα χαρακτηριστικά και η λειτουργία κάθε εξαρτήματος πρέπει να είναι είτε γνωστά είτε άμεσα προσβάσιμα. Για παράδειγμα ένα ελαττωματικό πηνίο σε μια βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης μπορεί πολύ εύκολα να διαγνωστεί εάν είναι γνωστή η διαδικασία χειροκίνητου χειρισμού της βαλβίδας. Επιπλέον, σημασία έχουν τα εξής:

α) Οι προδιαγραφές και τα όρια (μέγιστες πιέσεις, παροχές, ταχύτητες, ροπές κινητήρων κ.ο.κ) των εξαρτημάτων του κυκλώματος. Η επιβολή φορτίων εκτός των ορίων του συστήματος είναι επικίνδυνη και αυξάνει εκθετικά τις πιθανότητες αστοχίας και ατυχήματος.

β) Οι προβλεπόμενες πιέσεις λειτουργίας. Είναι καλό οι πιέσεις σε διάφορα προκαθορισμένα σημεία του κυκλώματος να ελέγχονται ανά τακτά διαστήματα και να συγκρίνονται με προηγούμενες μετρήσεις. Οι προβλεπόμενες πιέσεις λειτουργίας κανονικά πρέπει να συνοδεύουν την παράδοση κάθε υδραυλικού κυκλώματος. Εάν δεν είναι γνωστές, ένας απλός εμπειρικός κανόνας που μπορεί να ακολουθηθεί είναι ο εξής: η προβλεπόμενη (κανονική) πίεση είναι η χαμηλότερη δυνατή πίεση με την οποία ολοκληρώνεται με επιτυχία ένας κύκλος εργασίας, η οποία όμως ταυτόχρονα δεν υπερβαίνει τα μέγιστα όρια κανενός εξαρτήματος.

γ) Τα κανονικά σήματα ελέγχου, ανάδρασης και κέρδους, αν μιλάμε για σερβοβαλβίδες. Εάν δεν είναι γνωστά, πρέπει να καταγραφούν όταν το σύστημα λειτουργεί χωρίς πρόβλημα και να αποθηκευτούν για μελλοντικές συγκρίσεις.

3) Συστημικές διαδικασίες

Σε πολλές περιπτώσεις, η ανάλυση της λειτουργίας του συστήματος μπορεί να βοηθήσει στην αναγνώριση μιας βλάβης. Η ροή του υδραυλικού υγρού διαμέσου των σωληνώσεων μπορεί να γίνει αντιληπτή με την ακοή ή και την αφή, αφού η θερμότητα του υδραυλικού υγρού μεταδίδεται και στη σωλήνωση. Η δημιουργία ενός οδηγού «αιτίου – αποτελέσματος» για τις διάφορες βλάβες πολλές φορές μπορεί να επιταχύνει σημαντικά τη διαδικασία αναγνώρισης βλαβών.

4) Εντοπισμός ενδείξεων βλάβης

Αναμφίβολα, η ικανότητα εντοπισμού των πρώτων ενδείξεων μιας βλάβης πριν αυτή εκδηλωθεί είναι κάτι που αποκτάται με την εμπειρία που προκύπτει από τη μακρόχρονη ενασχόληση με το αντικείμενο. Παρολ'αυτά, υπάρχουν κάποιες πολύ εύκολα αντιληπτές ενδείξεις βλάβης που δεν απαιτούν ιδιαίτερη εμπειρία στον εντοπισμό τους.

α) Η υπερβολική έκλυση θερμότητας αποτελεί ένδειξη προβλήματος ή βλάβης. Για παράδειγμα, η κακή ευθυγράμμιση μιας μηχανικής σύνδεσης προκαλεί υπερβολικά φορτία στα έδρανα, κάτι που οδηγεί στην υπερθέρμανσή τους. Ομοίως, η ασυνήθιστα υψηλή θερμοκρασία στη γραμμή επιστροφής από το ασφαλιστικό στη δεξαμενή υποδεικνύει συχνή ή συνεχή λειτουργία του ασφαλιστικού. Όταν χρησιμοποιείται υδραυλικό υγρό με χαμηλό ιξώδες, τότε αυξάνεται η εσωτερική διαρροή στα διάφορα εξαρτήματα του κυκλώματος, κάτι που επίσης αυξάνει την παραγωγή θερμότητας. Τέλος, η σπηλαίωση, η εσωτερική διαρροή και οι τριβές στην αντλία επίσης προκαλούν υπερβολική έκλυση θερμότητας.

β) Τα υπερβολικά επίπεδα θορύβου συνήθως αποτελούν ενδείξεις φθοράς, κακής ευθυγράμμισης, σπηλαίωσης ή ύπαρξης φυσαλίδων αέρα στο υδραυλικό υγρό. Η ύπαρξη σωματιδίων ή άλλων ρυπαντών στο υδραυλικό υγρό μπορεί να προκαλέσει κολλήματα ή ακανόνιστη λειτουργία του ασφαλιστικού. Επιπλέον, υπερβολικός θόρυβος μπορεί να προκληθεί και από βρώμικα ή βουλωμένα φίλτρα, χρήση λαδιού με υψηλότερο ιξώδες από το κανονικό, υπερβολική ταχύτητα περιστροφής του ηλεκτροκινητήρα ή της αντλίας, χαμηλή στάθμη λαδιού στη δεξαμενή και χαλαρούς ή φθαρμένους συνδέσμους.

5) Σωστή συντήρηση

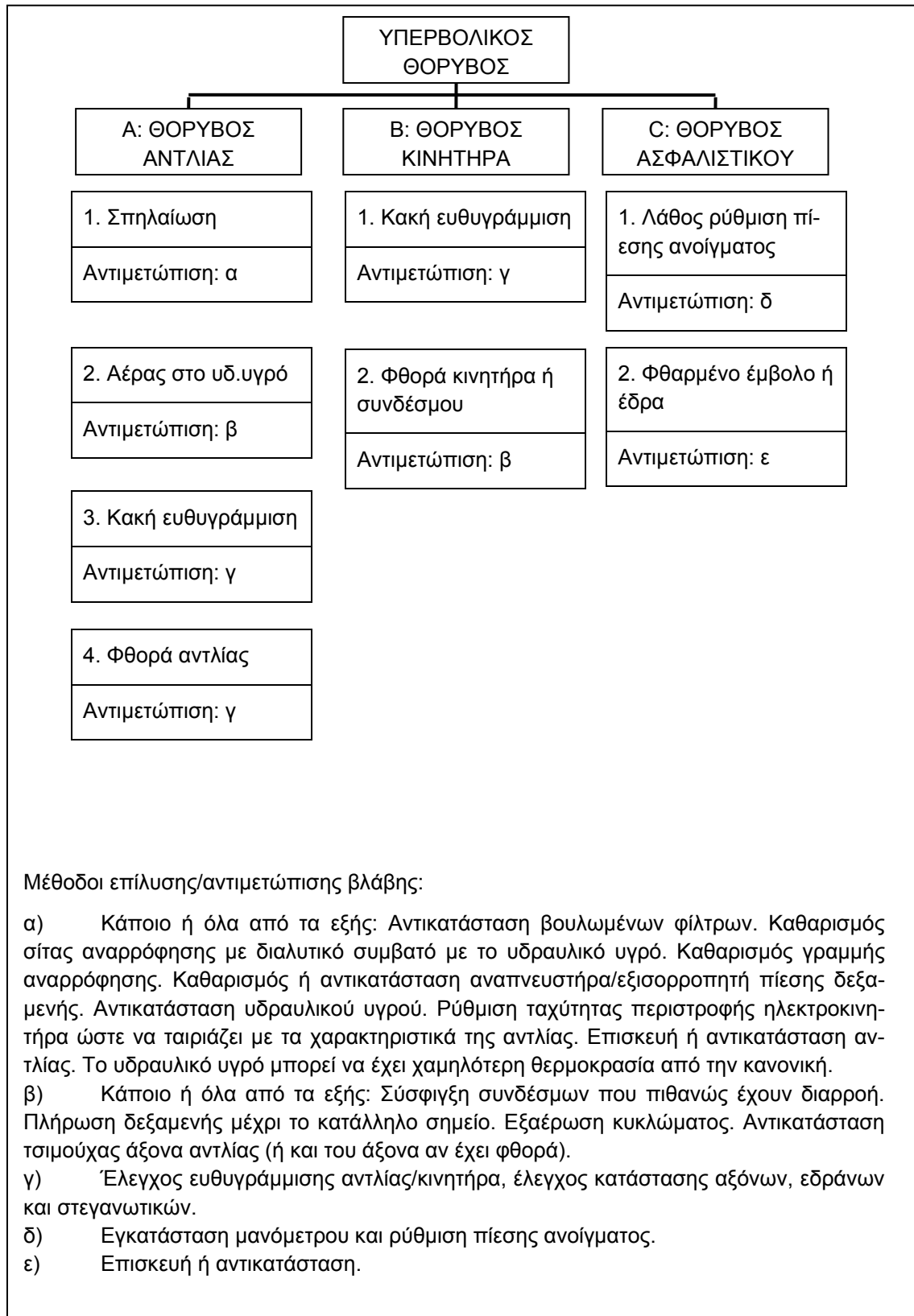
Πολλές φορές, η τήρηση των παρακάτω τριών απλών κανόνων συντήρησης μπορεί να δράσει προληπτικά για ένα μεγάλο αριθμό βλαβών.

- α) Το υδραυλικό υγρό πρέπει να διατηρείται καθαρό και να έχει την κατάλληλη ποσότητα στη δεξαμενή και το σωστό ιξώδες.
- β) Η τακτική αντικατάσταση των φίλτρων και ο καθαρισμός της κάθε «σίτας» φιλτραρίσματος.
- γ) Ο έλεγχος και η σύσφιγξη όλων των συνδέσεων με την κατάλληλη ροπή, ούτως ώστε ν'αποφεύγεται η είσοδος αέρα στο κύκλωμα.

2.2 Επισκόπηση βλαβών υδραυλικών κυκλωμάτων

Οι μέχρι σήμερα εμπειρικές μέθοδοι που ακολουθούνται για την αναγνώριση βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης μπορούν να συνοψιστούν στα παρακάτω διαγράμματα, ανάλογα με το συμπτώμα (υπερβολικός θόρυβος, υπερβολική έκλυση θερμότητας, λάθος παροχή, λάθος πίεση και γενικότερη μη κανονική λειτουργία του κυκλώματος).

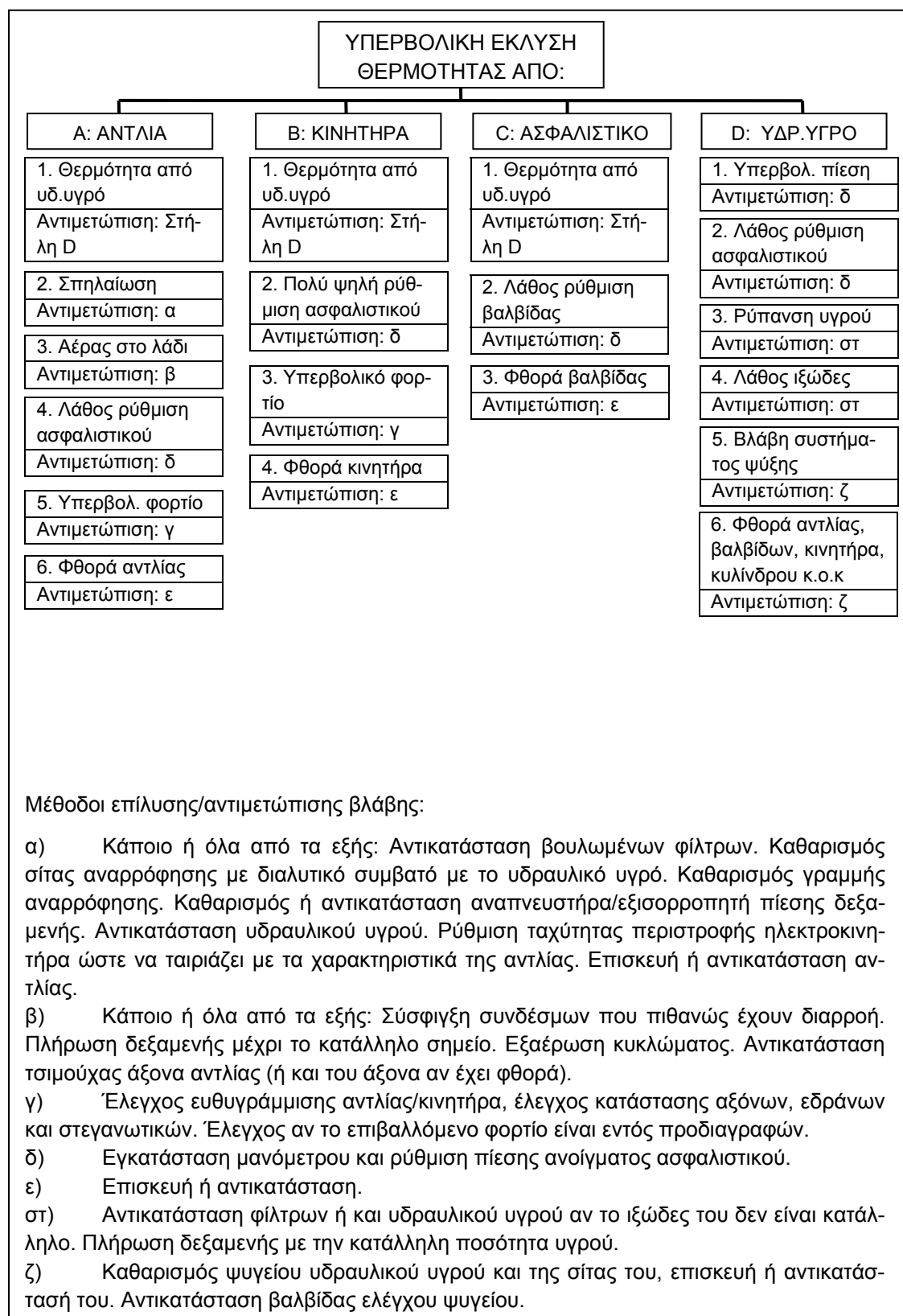
1) ΥΠΕΡΒΟΛΙΚΟΣ ΘΟΡΥΒΟΣ ΣΤΟ ΚΥΚΛΩΜΑ



Σχήμα 2.2

Διάγραμμα ροής αντιμετώπισης συμπτώματος υπερβολικού θορύβου σε υδραυλικό σύστημα

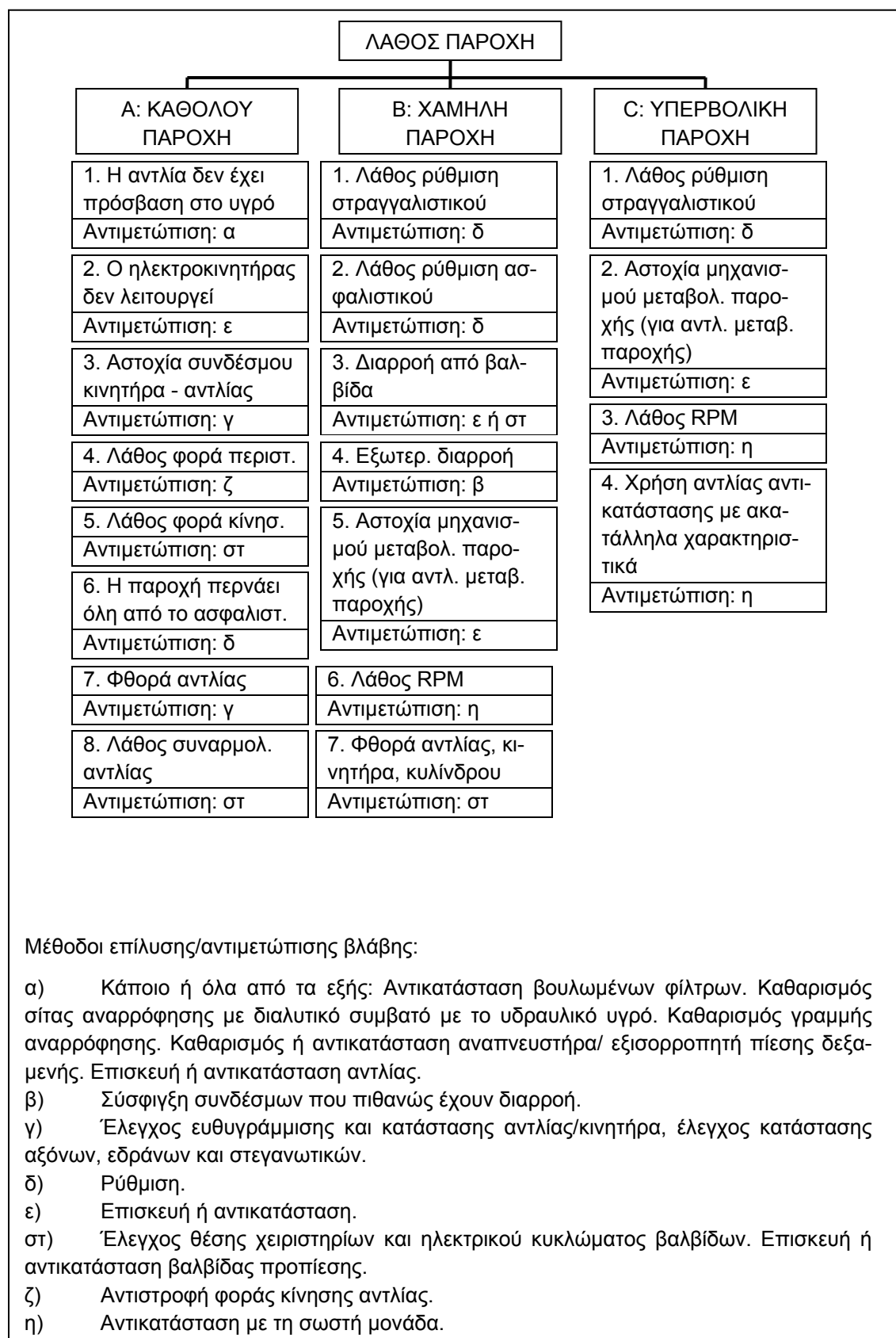
2) ΥΠΕΡΒΟΛΙΚΗ ΕΚΛΥΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ



Σχήμα 2.3

Διάγραμμα ροής αντιμετώπισης συμπτώματος υπερβολικής έκλυσης θερμότητας σε υδραυλικό σύστημα

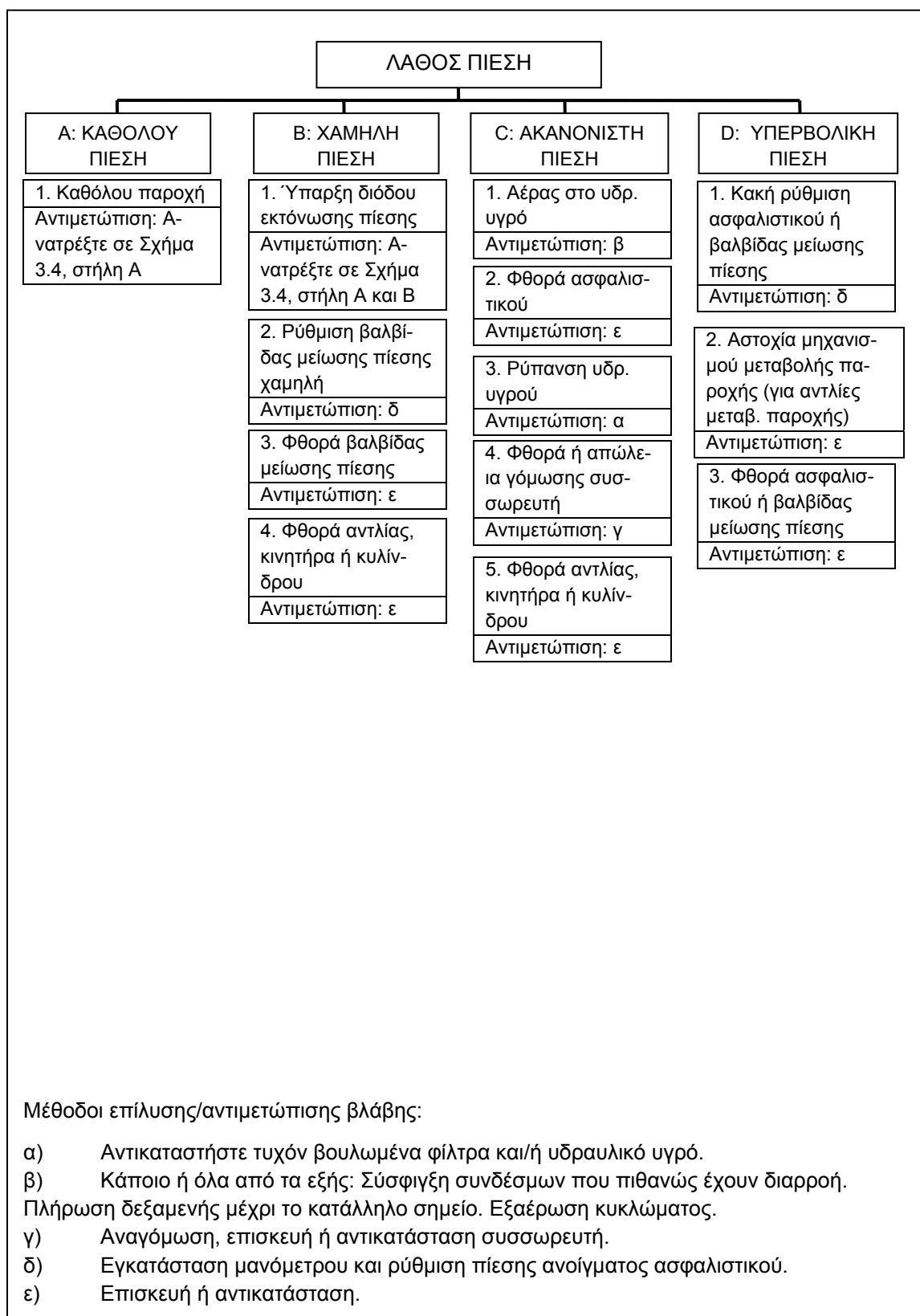
3) ΛΑΘΟΣ ΠΑΡΟΧΗ



Σχήμα 2.4

Διάγραμμα ροής αντιμετώπισης συμπτώματος λάθος παροχής σε υδραυλικό σύστημα

4) ΛΑΘΟΣ ΠΙΕΣΗ



Σχήμα 2.5

Διάγραμμα ροής αντιμετώπισης συμπτώματος λάθος πίεσης σε υδραυλικό σύστημα

5) ΜΗ ΚΑΝΟΝΙΚΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ



Σχήμα 2.6

Διάγραμμα ροής αντιμετώπισης συμπτώματος μη κανονικής λειτουργίας σε υδραυλικό σύστημα

Δεδομένου ότι η παρούσα διδακτορική διατριβή εστιάζει στην αναγνώριση βλαβών σε υδραυλικούς κύλινδρους και σε βαλβίδες επιλογής φοράς κίνησης στις επόμενες παράγραφους αναπτύσσονται εκτενέστερα οι κυριότερες βλάβες των δύο αυτών εξαρτημάτων.

2.3 Βλάβες και συμπτώματα κακής λειτουργίας σε υδραυλικούς κύλινδρους

2.3.1 Εισαγωγή

Στις σύγχρονες εφαρμογές, οι υδραυλικοί κύλινδροι χρησιμοποιούνται για να μεταδώσουν δυνάμεις της τάξης των δεκάδων kN, με ακρίβεια χιλιοστού. Για την κίνησή τους, χρησιμοποιούν υδραυλικό υγρό του οποίου η πίεση μπορεί να φτάσει τις αρκετές εκατοντάδες bar. Αναμενόμενα λοιπόν, ακόμη και η πιο μικρής έκτασης βλάβη μπορεί να έχει σοβαρές επιπτώσεις στην εύρυθμη λειτουργία του κυλίνδρου (και κατ'επέκταση, ολόκληρου του συστήματος), αλλά και να θέσει την ασφάλεια του χειριστή και των παρισταμένων σε σοβαρό κίνδυνο. Συνοπτικά, οι κυριότερες βλάβες και συμπτώματα κακής λειτουργίας στους υδραυλικούς κύλινδρους είναι τα εξής:

- 1) Κακή ευθυγράμμιση. Η πλευρική ακτινική φόρτιση (φόρτιση παρειάς) που προκαλεί η κακή ευθυγράμμιση του κυλίνδρου με το φορτίο προκαλεί παραμόρφωση της γραμμικής κίνησης του βάκτρου κατά τις κινήσεις εργασίας και επιστροφής. Αυτό μπορεί να προκαλέσει πρόωρη φθορά στα στεγανωτικά o-ring και τις τσιμούχες, φθορές στα έδρανα του βάκτρου, αλλά ακόμα και φθορές στο ίδιο το βάκτρο και το έμβολο του κυλίνδρου. Σε ακραίες περιπτώσεις, μπορεί να έχουμε λυγισμό ή και αστοχία του βάκτρου.
- 2) Εξωτερική διαρροή. Η διαρροή υδραυλικού ρευστού προκαλεί πτώση της ταχύτητας του εμβόλου και απώλεια ισχύος. Σε αυτές τις περιπτώσεις, το πρώτο που πρέπει να ελεγχθεί είναι η σύσφιξη των ρακόρ των σωληνώσεων του κυλίνδρου, καθώς και η ροπή με την οποία έχουν σφιχτεί οι βίδες συγκράτησης των δύο πλευρικών καπακιών στο σώμα του κυλίνδρου. Εάν οι ροπές είναι σωστές, τότε οι τσιμούχες και τα o-ring που έχουν διαρροή πρέπει ν'αντικατασταθούν.
- 3) Εσωτερική διαρροή. Η εσωτερική διαρροή διαμέσου των στεγανωτικών δακτυλίων του εμβόλου μπορεί επίσης να προκαλέσει πτώση της ταχύτητάς του και απώλεια ισχύος, είναι όμως αρκετά πιο δύσκολο να διαγνωστεί, καθώς δεν υπάρχουν εμφανή εξωτερικά συμπτώματα. Σε αυτές τις περιπτώσεις, θα πρέπει ν'αντικατασταθούν οι φθαρμένοι στεγανωτικοί δακτύλιοι και να ελεγχθεί μήπως το ιξώδες του υδραυλικού ρευστού που χρησιμοποιείται είναι μικρότερο από το ενδεδειγμένο.
- 4) Φθορά στις εδράσεις του κυλίνδρου. Όλες οι εδράσεις του κυλίνδρου (αρθρώσεις, πακτώσεις, κ.ο.κ) πρέπει να ελέγχονται περιοδικά και τα μπουλόνια να συσφιγγονται με τη σωστή ροπή. Φθορές στις αρθρώσεις ή ανεπαρκές σφίξιμο των μπουλονιών μπορεί να προκαλέσει πλευρικές φορτίσεις στο βάκτρο και το έμβολο, με αποτέλεσμα κακή απόδοση και πρόωρη φθορά.

5) Αργή κίνηση. Όταν έχουμε αργή κίνηση του κυλίνδρου, αυτό είναι συνήθως ένδειξη εσωτερικής διαρροής, χωρίς όμως να μπορεί να αποκλειστεί και κάποιο σφάλμα στη βαλβίδα ελέγχου.

6) Κολλήματα ή ακανόνιστη κίνηση του εμβόλου. Όταν έχουμε κολλήματα ή ακανόνιστη κίνηση του εμβόλου, αυτό αποτελεί συνήθως ένδειξη ύπαρξης ρυπαντών ή αέρα στο υδραυλικό υγρό, ή της δημιουργίας επικαθίσεων στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Μια ακόμη πιθανή αιτία για το σύμπτωμα αυτό είναι η υπερβολική τριβή στο εσωτερικό του κυλίνδρου η οποία προκαλείται λόγω υπερβολικής ακτινικής φόρτισης εξ' αιτίας κακής ευθυγράμμισης κυλίνδρου και φορτίου.

7) Αργή ή ακανόνιστη κίνηση εμβόλου κατά την έναρξη λειτουργίας του συστήματος. Το σύμπτωμα αυτό προκαλείται κυρίως εξ' αιτίας της χρήσης υδραυλικού υγρού με ακατάλληλο (υπερβολικά υψηλό) ιξώδες για τις δεδομένες συνθήκες. Σε αυτές τις περιπτώσεις συνίσταται είτε η αντικατάσταση του λαδιού με άλλο, χαμηλότερου ιξώδους, ή η εγκατάσταση κατάλληλης διάταξης προθέρμανσης του υδραυλικού ρευστού.

8) Χαμηλή πίεση λειτουργίας, λόγω λάθος ρύθμισης πίεσης βαλβίδας πιλότου ή του ασφαλιστικού. Σε αυτές τις περιπτώσεις, έχουμε αργή κίνηση του κυλίνδρου και κακή απόδοση του συστήματος. Το ασφαλιστικό, τα στραγγαλιστικά και οι υπόλοιπες βαλβίδες ελέγχου θα πρέπει να ελεγχθούν και να ρυθμιστούν.

2.3.2 Αιτίες πρόκλησης βλαβών στους υδραυλικούς κύλινδρους

Στις σύγχρονες εφαρμογές, η αντίληψη για τους υδραυλικούς κύλινδρους έχει μεταβληθεί δραστικά τα τελευταία χρόνια. Πλέον, ακόμη και οι μικρότερες διαρροές δεν γίνονται αποδεκτές και ο κύλινδρος, μετά από την απαραίτητη περίοδο «στρωσίματος» όταν είναι καινούριος, θα πρέπει να λειτουργεί χωρίς ίχνη απωλειών λαδιού. Για να επιτευχθεί αυτό, θα πρέπει οι στεφανωτικοί δακτύλιοι του εμβόλου και τα στεγανωτικά o-ring και οι τσιμούχες του βάκτρου θα πρέπει να είναι σε άριστη κατάσταση. Οι σημαντικότερες αιτίες φθοράς και αστοχίας των στεγανωτικών του κυλίνδρου είναι οι εξής:

- α) Φθορά στο βάκτρο ή στα έδρανά του.
- β) Ρύπανση του υδραυλικού υγρού.
- γ) Υπερβολικά υψηλές ή χαμηλές θερμοκρασίες.
- δ) Χημική διάβρωση.
- ε) Υπερβολικά υψηλή πίεση.
- στ) Υπερβολικά χαμηλή πίεση.

Στις επόμενες παραγράφους, οι αιτίες αυτές αναλύονται διεξοδικότερα.

2.3.3 Φθορά στο βάκτρο ή στα έδρανά του.

Η φθορά στο βάκτρο ή στα έδρανα του υδραυλικού κυλίνδρου είναι η σημαντικότερη αιτία αστοχίας των στεγανωτικών του κυλίνδρου. Στις περισσότερες περιπτώσεις, υπεύθυνη είναι η

κακή ευθυγράμμιση του κυλίνδρου με το φορτίο, κάτι που δημιουργεί ακτινικές δυνάμεις ανάμεσα στο βάκτρο και το σώμα του κυλίνδρου. Μια άλλη αιτία είναι η λάθος στήριξη του κυλίνδρου, η επιβολή υπερβολικού φορτίου (εκτός προδιαγραφών), κάτι που μπορεί να έχει ως αποτέλεσμα το στράβωμα του βάκτρου.

Οι υδραυλικοί κύλινδροι είναι σχεδιασμένοι ώστε να μεταδίδουν γραμμική κίνηση και δύναμη στο φορτίο. Το φορτίο δεν πρέπει όμως να προκαλεί έκκεντρη φόρτιση στον κύλινδρο και στα έδρανά του, καθώς αν γίνει αυτό θα έχουμε πρόωρη φθορά των στεγανωτικών με αποτέλεσμα εσωτερικές και εξωτερικές διαρροές και κακή απόδοση. Η μέγιστη έκκεντρη φόρτιση που μπορεί να επιβληθεί στον κύλινδρο καθορίζεται από τη διάμετρο του βάκτρου και το μήκος του. Όταν η διαδρομή του κυλίνδρου είναι μεγάλη (πάνω από 500mm) τότε η έκκεντρη φόρτιση του κυλίνδρου θα πρέπει να ελέγχεται ξεχωριστά, ώστε να εξασφαλίζεται ότι είναι κάτω από το όριο. Επίσης, σε αυτές τις εφαρμογές ιδιαίτερη σημασία έχει και η σωστή στήριξη του κυλίνδρου. Συνήθως, τα έδρανα και τα στεγανωτικά των κυλίνδρων φθείρονται από τη μια πλευρά, όπως φαίνεται στα παραδείγματα του Σχήματος 2.7.



(α)



(β)

Σχήμα 2.7

Έδρανο (α) και στεγανωτικό (β) υδραυλικού κυλίνδρου με μονόπλευρη φθορά, ένδειξη κακής ευθυγράμμισης βάκτρου-φορτίου (φωτο: Parker Hydraulics)

Εκτός από την ευθυγράμμιση του βάκτρου με το φορτίο, σημαντικό ρόλο παίζει και η ευθύτητα του ίδιου του βάκτρου. Η μέγιστη καμπυλότητα του βάκτρου δεν θα πρέπει να ξεπερνά τα 0,15mm/m και η τραχύτητα της εξωτερικής επιφάνειας δεν να πρέπει να είναι μεγαλύτερη από 0,4μm RMS.

Η μέγιστη ακτινική φόρτιση που μπορεί ν'ασκηθεί στον κύλινδρο εξαρτάται βεβαίως και από τη σκληρότητα του υλικού των εδράνων. Έδρανα από σκληρό υλικό μπορούν να αντέξουν μεγαλύτερες ακτινικές φορτίσεις, αλλά από την άλλη αυξάνεται έτσι η πιθανότητα πρόκλησης φθοράς στο ίδιο το βάκτρο, ειδικά στα άκρα του, όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.8. Σε περιπτώσεις «ξηρής» λειτουργίας (λειτουργίας με την ελάχιστη δυνατή λίπανση) του κυλίνδρου, η χρήση σκληρών εδράνων είναι μονόδρομος προκειμένου να εξασφαλιστεί μια ικανοποιητική διάρκεια ζωής. Σε περιπτώσεις όπου αποδεδειγμένα μπορεί να υπάρξει πρόωρη φθορά του βάκτρου, των εδράνων ή των στεγανωτικών του κυλίνδρου λόγω κακής ευθυγράμμισης ή λυ-

γισμού του βάκτρου, ο σχεδιαστής θα πρέπει να εξετάσει σοβαρά την τοποθέτηση επιπλέον εδράνων και διατάξεων στήριξης του βάκτρου, εκτός του σώματος του κυλίνδρου.



Σχήμα 2.8

Φθορά σε βάκτρο υδραυλικού κυλίνδρου, ένδειξη κακής ευθυγράμμισης ή λυγισμού του βάκτρου, σε συνδυασμό με τη χρήση εδράνων από σκληρό υλικό (φωτό:Parker)

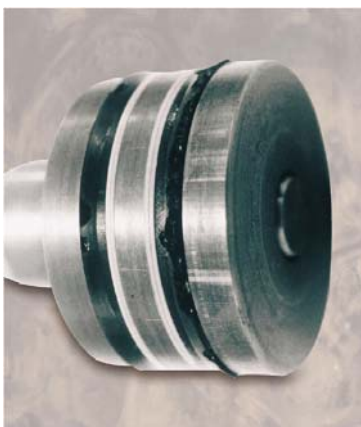
2.3.4 Ρύπανση υδραυλικού υγρού

Μια σημαντικότερη αιτία πρόωρης φθοράς, ειδικά των στεγανωτικών ελατηρίων και των τσιμούχων είναι και η ρύπανση του υδραυλικού υγρού. Τα μικροσωματίδια των ρυπαντών που συσσωρεύονται στο υδραυλικό υγρό μπορούν να προκαλέσουν πρόωρη φθορά στα στεγανωτικά του κυλίνδρου, ενώ οι ρυπαντές που βρίσκονται στον αέρα μπορούν να εισχωρήσουν στο υγρό από ελαττωματικές τσιμούχες στο βάκτρο.

Από τους πιο κοινούς ρυπαντές του υδραυλικού υγρού είναι το νερό, το οποίο αφ'ενός μειώνει τις λιπαντικές ιδιότητες του υδραυλικού υγρού και αφ'ετέρου προκαλεί την απώλεια ελαστικότητας των σταγανωτικών σε θερμοκρασίες από 65°C και πάνω. Ειδικά τα στεγανωτικά πολυουραιθάνης υπόκεινται σε υδρόλυση όταν έρχονται σε επαφή με υδραυλικό υγρό μεγάλης περιεκτικότητας σε νερό θερμοκρασίας από 50°C και πάνω. Αποτέλεσμα της υδρόλυσης είναι η απώλεια της ελαστικότητας του στεγανωτικού, κάτι που έχει ως αποτέλεσμα κακή στεγάνωση και διαρροές.

Πολύ συχνά επίσης παραβλέπεται ο ρόλος του αέρα ως ρυπαντή, παρά το ότι μπορεί να προκαλέσει σοβαρά προβλήματα στη λειτουργία του υδραυλικού κυλίνδρου, και μεγάλες φθορές στα στεγανωτικά. Σε εγκατάστασεις με μεγάλη συχνότητα λειτουργίας (πολλούς κύκλους ανά λεπτό), οι μεγάλες αυξομειώσεις πίεσης κατά την εναλλαγή των φάσεων λειτουργίας δημιουργούν φυσαλίδες στο υδραυλικό υγρό, οι οποίες απορροφούν μεγάλα ποσά ενέργειας, την οποία και μεταδίδουν με τη μορφή θερμότητας και κρουστικών φορτίων στα στεγανωτικά. Το φαινόμενο αυτό είναι το ευθύ ανάλογο του φαινομένου της σπηλαιώσης στις αντλίες, και είναι ιδιαίτερα έντονο σε εφαρμογές όπου ο κύλινδρος είναι σε κατακόρυφη θέση, όπου οι φυσαλίδες του αέρα συσσωρεύονται στο πάνω μέρος και οι θερμικές και κρουστικές καταπονήσεις των στεγανωτικών από αυτές κατά τη φάση αύξησης της πίεσης είναι εντονότερες. Επιπ-

λέον, η ύπαρξη φυσαλίδων αέρα στο υδραυλικό υγρό μπορεί επίσης να ενισχύσει τη μετάδοση παλμών πίεσης και κραδασμών, προκαλώντας περαιτέρω προβλήματα στο κύκλωμα. Ένα παράδειγμα φθοράς στεγανωτικών λόγω της ύπαρξης αέρα στο υδραυλικό υγρό φαίνεται στο Σχήμα 2.9.



Σχήμα 2.9
Φθορά σε στεγανωτικά εμβόλου υδραυλικού κυλίνδρου λόγω ύπαρξης αέρα στο υγρό (φωτό:Parker)



Σχήμα 2.10
Χημική διάβρωση σε ελαστικό «στοπ» υδραυλικού κυλίνδρου (φωτό:Parker)

Συνήθως οι φθορές λόγω ρύπανσης του υδραυλικού υγρού προκαλούν διαρροές, και έτσι γίνονται αντιληπτές. Στις περιπτώσεις ρύπανσης με σωματίδια, εντοπίζονται γραμμώσεις και χαραγές στα έδρανα και στα στεγανωτικά, καθώς και στα ελαστικά «στοπ» στο τέρμα της διαδρομής του εμβόλου, όπως για παράδειγμα φαίνεται στο Σχήμα 2.10. Η ύπαρξη νερού στο υδραυλικό υγρό μπορεί να προκαλέσει χημική αλλοίωση ή και ολοκληρωτική καταστροφή των στεγανωτικών σε υψηλές θερμοκρασίες. Η φθορά που έχει προκληθεί από φυσαλίδες αέρα εμφανίζεται σαν μεγάλοι πόροι στην επιφάνεια του στεγανωτικού, ειδικά από την πλευρά που έρχεται σε επαφή με υδραυλικό ρευστό υψηλής πίεσης. Πολύ συχνά, οι «πόροι» αυτοί έχουν κωνικό σχήμα, καθώς μετά την αρχική διάτρηση, η φυσαλίδα αέρα διογκώνεται, επεκτείνοντας τη φθορά. Σε ακραίες περιπτώσεις, οι φυσαλίδες αέρα μπορούν να διαπεράσουν ολόκληρο το στεγανωτικό, καταστρέφοντάς το ολοκληρωτικά.

Για την αποφυγή τως φθορών λόγω ρύπανσης του υδραυλικού υγρού με μικροσωματίδια, η λύση είναι το αποτελεσματικό φιλτράρισμα. Προϋπόθεση γι'αυτό είναι βέβαια είναι η σωστή κυκλοφορία του λαδιού από τη δεξαμενή μέχρι τον κύλινδρο, και πίσω, ούτως ώστε όλη η ποσότητα του λαδιού να περνάει περιοδικά μέσα από το φίλτρο. Για να διαπιστωθεί εάν υπάρχει σωστή κυκλοφορία του λαδιού μέσα στο κύκλωμα, πρέπει να συγκριθεί ο όγκος του λαδιού που μπορεί να συγκρατήσει η υδραυλικός κύλινδρος με τον όγκο του λαδιού που περιέχεται στις σωληνώσεις από τη βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης μέχρι τον κύλινδρο. Εάν ο όγκος του λαδιού που μπορεί να συγκρατήσει ο υδραυλικός κύλινδρος είναι μικρότερος από τον όγκο του λαδιού που περιέχεται στις σωληνώσεις ανάμεσα στη βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης και τον κύλινδρο, τότε δεν έχουμε σωστή κυκλοφορία του λαδιού, καθώς ένα μέρος της παροχής του δεν επιστρέφει στη δεξαμενή ώστε να φιλτραρισθεί. Σε αυτή την περίπτωση

απαιτείται ανασχεδιασμός του κυκλώματος (π.χ. μετακίνηση της βαλβίδας επιλογής φοράς κίνησης πιο κοντά στον κύλινδρο), καθώς σε διαφορετική περίπτωση η ποσότητα του λαδιού που παραμένει αφιλτράριστη σταδιακά θα ρυπανθεί από μικροσωματίδια, προκαλώντας έτσι φθορές στον κύλινδρο. Άλλες λύσεις για την αποφυγή ρύπανσης του λαδιού με σωματίδια αποτελούν η εγκατάσταση φυσούνων στο έμβολο ή ειδικών “ξυστρών”, ούτως ώστε να εμποδίζεται η είσοδος σωματιδίων από την ατμόσφαιρα μέσα στο κύκλωμα.

Σε ο,τι αφορά τον αέρα τώρα, ισχύει ότι πάντα υπάρχει μια ποσότητα αέρα διαλυμένη μέσα στο υδραυλικό υγρό. Αυτή η ποσότητα δεν μπορεί ν'αφαιρεθεί με εξαέρωση, αλλά δεν προκαλεί και κάποιο πρόβλημα στη λειτουργία του κυκλώματος. Το πρόβλημα δημιουργείται όταν ο αέρας σχηματίζει φυσαλίδες στο υδραυλικό υγρό. Αυτό μπορεί να συμβεί όταν έχουμε συνθήκες όπως ταχεία πτώση πίεσης (π.χ. κατά τη γρήγορη εναλλαγή φάσεων λειτουργίας του κυκλώματος), τυρβώδη ροή (όπως για παράδειγμα όταν περνάμε μεγάλη παροχή από σωληνώσεις μικρής διαμέτρου) ή υπερβολικά φορτία. Εάν σε μια εγκατάσταση η οποία έχει ελεγχθεί για τη στεγανότητά της και εξαερωθεί συνεχίζουν να εμφανίζονται φυσαλίδες αέρα, τότε μάλλον στο σύστημα συνυπάρχουν μία ή περισσότερες από τις παραπάνω αιτίες. Τα παραπάνω συμπτώματα είναι πιο έντονα σε υδραυλικά συστήματα που χρησιμοποιούν υδραυλικό υγρό με βάση γλυκόλη, καθώς αυτό μπορεί ν'απορροφήσει μεγαλύτερη ποσότητα αέρα σε σύγκριση με τα ορυκτέλαια. Στο Σχήμα 2.11 φαίνεται ένα παράδειγμα φθοράς σε στεγανωτικό εμβόλου υδραυλικού κυλίνδρου λόγω ύπαρξης σωματιδίων στο υδραυλικό υγρό (αριστερά) και σύγκριση με ένα καινούριο (δεξιά) (φωτό:Parker)



Σχήμα 2.11

Φθορά σε στεγανωτικό εμβόλου υδραυλικού κυλίνδρου λόγω της ύπαρξης σωματιδίων στο υδραυλικό υγρό (αριστερά) και σύγκριση με ένα καινούριο (δεξιά) (φωτό:Parker)

2.3.5 Υπερβολικά υψηλές ή χαμηλές θερμοκρασίες

Υπάρχουν δύο βασικά προβλήματα με τις εφαρμογές που προορίζονται να δουλέψουν σε εξαιρετικά υψηλές ή χαμηλές θερμοκρασίες. Πρώτον, τα περισσότερα υλικά που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή στεγανωτικών και τσιμουχών είναι ακατάλληλα για χρήση σε υψηλές θερμοκρασίες, όπως για παράδειγμα τα στεγανωτικά πολυουραιθάνης, τα οποία σε θερμοκρασίες άνω των 50°C υφίστανται υδρόλυση, με αποτέλεσμα τη σταδιακή φθορά και καταστροφή τους. Δεύτερον, τα υδραυλικά υγρά που χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές εξαιρετικά υψηλών ή χαμηλών θερμοκρασιών έχουν σαφώς κατώτερες λιπαντικές ιδιότητες σε σύγκριση

με τα συμβατικά ορυκτέλαια. Τα στεγανωτικά που έχουν υποστεί φθορά λόγω υπερβολικά υψηλών ή χαμηλών θερμοκρασιών έχουν σκληρή υφή, και παρουσιάζουν «ψαθυρή» εμφάνιση χωρίς ελαστικότητα, και με ρωγμές στην επιφάνειά τους, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.12.



Σχήμα 2.12

Φθορά σε στεγανωτικό εμβόλου υδραυλικού κυλίνδρου λόγω θερμοκρασιών. Οι ρωγμές στην περιφέρειά του είναι εμφανείς (φωτό:Parker)

2.3.6 Χημική διάβρωση

Σε ορισμένες περιπτώσεις, μπορεί να υπάρξει χημική αντίδραση του υδραυλικού ρευστού (ή του νερού που περιέχεται στο υδραυλικό υγρό) με το υλικό κατασκευής του στεγανωτικού με αποτέλεσμα κακή στεγανότητα και πρόωρη φθορά. Στις περισσότερες περιπτώσεις, η συμβατότητα του λαδιού με το στεγανωτικό ελέγχεται έχοντας υπόψιν μόνο τις στατικές συνθήκες, και όχι τις δυναμικές. Για παράδειγμα, ένα υδραυλικό ρευστό που προκαλεί διόγκωση του στεγανωτικού δεν θα δημιουργήσει πρόβλημα στις τσιμούχες που βρίσκονται στο σώμα του κυλίνδρου, αλλά αν η ίδια διόγκωση γίνει στα στεγανωτικά o-rings που βρίσκονται πάνω στο έμβολο, τότε το αποτέλεσμα θα είναι η εκθετική αύξηση των τριβών και της φθοράς. Στον αντίποδα επίσης, η χρήση υδραυλικού λαδιού με πρόσθετα τα οποία προκαλούν συρρίκνωση του όγκου των στεγανωτικών προκαλούν απώλεια στεγανότητας, διαρροές και κακή απόδοση. Συνήθως, τα στεγανωτικά που έχουν υποστεί χημική διάβρωση έχουν μια κολλώδη υφή, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.13. Εάν έχουν συρρικνωθεί τότε είναι πολύ πιθανόν να «παίζουν» μέσα στις έδρες τους ενώ στην αντίθετη περίπτωση (αν έχουν διογκωθεί) μπορεί να παρουσιαστούν προβλήματα κατά την αφαίρεσή τους από τον κύλινδρο.



Σχήμα 2.13

Καινούριο στεγανωτικό βάκτρου κυλίνδρου (αριστερά) σε σύγκριση με ένα ίδιο που έχει υποστεί χημική διάβρωση από νερό (δεξιά) (φωτό:Parker)

2.3.7 Διαρροές υψηλής πίεσης

Με τα σύγχρονα στεγανωτικά πολυουραιθάνης, οι διαρροές υψηλής πίεσης είναι πλέον αρκετά σπάνιες. Συνήθως οι διαρροές υψηλής πίεσης προκαλούνται από την υπερβολική αύξηση της πίεσης στον ένα από τους δύο θαλάμους του υδραυλικού κυλίνδρου. Σε πολλές περιπτώσεις, ο υπερβολικός στραγγαλισμός στο meter-out σε συνδυασμό με μεγάλη διάμετρο βάκτρου μπορεί να δημιουργήσει αντίθλιψη στην επιστροφή έως και διπλάσια της κανονικής πίεσης εργασίας, κάτι που αυξάνει κατά πολύ την καταπόνηση των στεγανωτικών. Σε αυτές τις περιπτώσεις έχουμε υπερβολικές τριβές, πρόωρη φθορά των στεγανωτικών, ενώ σε ακραίες περιπτώσεις μπορεί να έχουμε αποκόλληση του στεγανωτικού από τη βάση του ή και θραύση της ίδιας της βάσης.

Συνήθως, οι φθορές λόγω υψηλής πίεσης γίνονται αντιληπτές από τη μεγάλη διαρροή που προκαλείται. Τα στεγανωτικά τις περισσότερες φορές φθείρονται ομοιόμορφα στην περιφέρειά τους, αλλά δεν αποκλείεται να υπάρχει και εντοπισμένη αστοχία σε ένα σημείο της εσωτερικής επιφάνειας του στεγανωτικού, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.14. Εάν εντοπιστούν τέτοια συμπτώματα, τότε θα πρέπει να μελετηθεί εξ'αρχής ο σχεδιασμός του κυκλώματος, ούτως ώστε να διορθωθεί το αίτιο της υπερβολικής αύξησης πίεσης.



Σχήμα 2.14

Φθορά στην εσωτερική επιφάνεια στεγανωτικού κυλίνδρου λόγω υπερβολικής πίεσης (φωτό:Parker)

2.3.8 Διαρροές χαμηλής πίεσης

Διαρροές χαμηλής πίεσης έχουμε όταν η αντίθλιψη του κυκλώματος είναι μικρότερη από την «πίεση ενεργοποίησης» του στεγανωτικού. Λέγοντας «πίεση ενεργοποίησης» εννοούμε την αντίθλιψη εκείνη που πρέπει ν'ασκηθεί στο στεγανωτικό ώστε να διογκωθεί και ν'αποκτήσει το κατάλληλο σχήμα για τη στεγανοποίηση του εμβόλου και του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Τα σύγχρονα στεγανωτικά πολυουραιθάνης έχουν σχετικά χαμηλή «πίεση ενεργοποίησης», οπότε γενικότερα οι περιπτώσεις διαρροών χαμηλής πίεσης έχουν μειωθεί αρκετά. Σε περιπτώσεις που χρησιμοποιούνται στεγανωτικά από διαφορετικά υλικά, διαρροές χαμηλής πίεσης μπορεί να εμφανιστούν σε συστήματα που δεν έχουν καθόλου στραγγαλισμό στη γραμμή επιστροφής (meter-out). Σε τέτοια συστήματα, ενώ η πίεση κατά τη φάση εργασίας μπορεί να φτάσει και να ξεπεράσει τα 200bar, η αντίθλιψη της επιστροφής μπορεί να είναι ακόμη και κάτω από 20bar. Κάποια στεγανωτικά από ελαστομερές υλικό απαιτούν μια ελάχιστη αντίθλιψη της τάξης των 30bar για να λειτουργήσουν. Όταν η αντίθλιψη είναι χαμηλότερη από αυτή την τιμή, τότε το στεγανωτικό πρακτικά ολισθαίνει πάνω σε ένα φιλμ λαδιού και δεν στεγανοποιεί αποτελεσματικά.

Στις περισσότερες περιπτώσεις, οι διαρροές λόγω χαμηλής πίεσης γίνονται αντιληπτές από το φιλμ λαδιού πάνω στο βάκτρο του κυλίνδρου ή από τον αντίστοιχο «δακτύλιο» λαδιού πάνω στο στεγανωτικό. Οι περιπτώσεις αυτές όμως δεν θα πρέπει να συγχέονται με περιπτώσεις όπου εγκαθίστανται καινούρια στεγανωτικά χαμηλής τριβής σε ένα υδραυλικό κύλινδρο. Τα στεγανωτικά αυτά απαιτούν μια περίοδο «στρωσίματος» περίπου 100 κύκλων λειτουργίας μέχρι ν'αποκτήσουν την κανονική τους απόδοση. Κατά τη διάρκεια αυτής της περιόδου, μια μικρή διαρροή είναι φυσιολογική και αναμενόμενη.

Στις περιπτώσεις όπου έχουμε διαρροές λόγω χαμηλής πίεσης συνήθως υπάρχουν δύο εναλλακτικές λύσεις. Η πρώτη είναι η αύξηση της αντίθλιψης του κυκλώματος (συνήθως μέχρι τα 30 bar) με τη χρήση κατάλληλης διάταξης (π.χ. στραγγαλιστικό meter-out). Η δεύτερη είναι η αντικατάσταση των στεγανωτικών με άλλα, καλύτερης απόδοσης σε χαμηλότερη πίεση αντίθλιψης. Ο σχεδιαστής του κυκλώματος θα πρέπει να επιλέξει την πιο πρόσφορη λύση από τις δύο, συνυπολογίζοντας βέβαια παράλληλα και τις άλλες παραμέτρους του κυκλώματος, όπως για παράδειγμα τη χημική συμβατότητα των στεγανωτικών με το υδραυλικό ρευστό, ή το κατά πόσο τα νέα στεγανωτικά δημιουργούν αυξημένες τριβές που θα μπορούσαν να προκαλέσουν κάποιο άλλο πρόβλημα ή δυσλειτουργία.

2.4 Βλάβες και συμπτώματα κακής λειτουργίας στις υδραυλικές βαλβίδες

2.4.1 Εισαγωγή

Παρόμοια με τους υδραυλικούς κύλινδρους, και στις υδραυλικές βαλβίδες μπορεί να παρουσιαστούν φθορές, αστοχίες και σφάλματα λειτουργίας τα οποία μπορεί να οφείλονται σε σφάλματα κατά το σχεδιασμό του συστήματος, σε χρήση ακατάλληλου υδραυλικού υγρού, ή

σε κάποιο συνδυασμό των ανωτέρω. Και σε αυτές τις περιπτώσεις, η πρόσβαση στα εγχειρίδια και στα φυλλάδια τεχνικών χαρακτηριστικών των βαλβίδων καθώς και στο αρχείο μετρήσεων του συστήματος που τυχόν έχει κρατηθεί μπορεί να βοηθήσει ουσιαστικά στη διάγνωση και τη λύση του προβλήματος. Αναλυτικότερα, τα σημαντικότερα προβλήματα που μπορούν να παρουσιαστούν στις διάφορες βαλβίδες είναι τα εξής.

2.4.2 Βλάβες στις βαλβίδες ελέγχου πίεσης

Με τον όρο «βαλβίδες ελέγχου πίεσης» εννοούμε τα διάφορα ασφαλιστικά, τις βαλβίδες μείωσης πίεσης και τις βαλβίδες συγκράτησης φορτίου. Ανάλογα με το είδος της βαλβίδας, οι σημαντικότερες αιτίες εμφάνισης βλαβών είναι οι εξής.

1) **Ασφαλιστικά**

α) Χαμηλή ή ακανόνιστη πίεση

Οι πιθανότερες αιτίες για χαμηλή ή ακανόνιστη πίεση σε ένα ασφαλιστικό, είναι οι ακόλουθες:

- Λάθος ρύθμιση.
- Η βαλβίδα δεν κλείνει εντελώς εξαιτίας ρύπανσης με επικαθήσεις ή ρινίσματα.
- Το έμβολο στο σώμα της βαλβίδας κολλάει.
- Το ελατήριο επαναφοράς της βαλβίδας κολλάει.
- Το ελατήριο επαναφοράς έχει σπάσει ή έχει εξασθενήσει.
- Το έμβολο της βαλβίδας δεν κάθεται σωστά στην έδρα του.
- Τα ακροφύσια εισόδου και εξόδου της βαλβίδας είναι βουλωμένα.

β) Καθόλου πίεση

Όταν δεν έχουμε καθόλου πίεση σε ένα ασφαλιστικό, οι πιθανότερες αιτίες για τη βλάβη είναι οι ακόλουθες:

- Τα ακροφύσια εισόδου και εξόδου, ή το ακροφύσιο της πίεσης πιλότου είναι βουλωμένα.
- Το έμβολο δεν κάθεται σωστά στην έδρα του.
- Υπάρχει κακή σύσφιγξη ή διαρροή σε κάποια σύνδεση της βαλβίδας.
- Το έμβολο της βαλβίδας κολλάει στην ανοικτή του θέση.
- Το ελατήριο του κυρίως εμβόλου είναι σπασμένο.
- Η βαλβίδα δεν κλείνει εξαιτίας ρύπανσης με επικαθήσεις ή ρινίσματα μετάλλου.
- Το έμβολο ή η έδρα του έχουν φθορές και δεν στεγανοποιούν επαρκώς.
- Το έμβολο δεν κάθεται σωστά στην έδρα του.

γ) Υπερβολικός θόρυβος ή συντονισμός.

Όταν έχουμε υπερβολικό θόρυβο ή συντονισμό οι πιθανότερες αιτίες για τη βλάβη είναι οι ακόλουθες:

- Το υδραυλικό υγρό που χρησιμοποιείται έχει υπερβολικά υψηλό ιξώδες.
- Το έμβολο ρύθμισης ή η έδρα του έχουν φθορά.

- Η γραμμή επιστροφής του ασφαλιστικού έχει υπερβολικές αντιστάσεις ροής.
- Η πίεση ανοίγματος του ασφαλιστικού έχει ρυθμιστεί πολύ κοντά στην πίεση ανοίγματος κάποιας άλλης βαλβίδας.
- Χρήση λάθος ελατηρίου στο ασφαλιστικό.

δ) Αδυναμία ρύθμισης του ασφαλιστικού χωρίς την ανάπτυξη υπερβολικής πίεσης.

Όταν έχουμε αδυναμία ρύθμισης του ασφαλιστικού χωρίς την ανάπτυξη υπερβολικής πίεσης στο κύκλωμα, οι πιθανότερες αιτίες για τη βλάβη είναι οι ακόλουθες:

- Το ελατήριο ρύθμισης είναι σπασμένο.
- Το ελατήριο ρύθμισης έχει εξασθενήσει λόγω κόπωσης.
- Η γραμμή αποστράγγισης (drain line) έχει υπερβολική αντίσταση ροής.

ε) Πρόκληση υπερθέρμανσης στο κύκλωμα

Όταν έχουμε πρόκληση υπερθέρμανσης στο κύκλωμα εξαιτίας του ασφαλιστικού, οι πιθανότερες αιτίες για τη βλάβη είναι οι ακόλουθες:

- Το ασφαλιστικό είναι διαρκώς ανοικτό λόγω λάθος ρύθμισης.
- Το ιζώδες του λαδιού που χρησιμοποιείται είναι πολύ υψηλό.
- Υπάρχει κακή στεγανότητα και διαρροή από την έδρα του ασφαλιστικού.

2) Βαλβίδες μείωσης πίεσης

Το σημαντικότερο πρόβλημα που μπορεί να παρουσιαστεί σε μια βαλβίδα μείωσης πίεσης είναι η ακανόνιστη λειτουργία. Σε αυτή την περίπτωση, τα πιθανότερα αίτια της βλάβης είναι τα ακόλουθα:

- Ρύπανση του υδραυλικού ρευστού με σωματίδια ή φυσαλίδες αέρα.
- Το εμβολίδιο ρύθμισης ή η έδρα της βαλβίδας έχουν φθορά.
- Το ακροφύσιο της βαλβίδας είναι βουλωμένο.
- Το έμβολο της βαλβίδας κολλάει στο σώμα.
- Η γραμμή αποστράγγισης (drain line) είτε έχει υπερβολική αντίσταση ροής, είτε δεν καταλήγει απευθείας στη δεξαμενή.
- Το ελατήριο του εμβόλου της βαλβίδας έχει παραμορφωθεί.
- Χρήση λάθος ελατηρίου στη βαλβίδα.
- Η βαλβίδα χρειάζεται ρύθμιση.
- Το έμβολο ή το σώμα της βαλβίδας έχουν φθορά.

3) Βαλβίδες πίεσης δύο σταδίων (βαλβίδες «ακολουθίας» ή «προτεραιότητας»)

Οι βαλβίδες αυτές χρησιμοποιούνται ώστε να εξασφαλιστεί η προτεραιότητα εκτέλεσης μιας διαδικασίας έναντι μιας άλλης. Για παράδειγμα, σε ένα υδραυλικό σύστημα με δύο κυλίνδρους, η χρήση μιας βαλβίδας «προτεραιότητας» εξασφαλίζει ότι ο δεύτερος κύλινδρος θα ξεκινήσει την κίνησή του μόνο όταν ο πρώτος έχει ολοκληρώσει την κίνησή του. Τα σημαντικότερα συμπτώματα που παρουσιάζονται στις βαλβίδες αυτές και οι αιτίες τους είναι τα εξής:

α) Ακανόνιστη λειτουργία

Όταν σε μια βαλβίδα «ακολουθίας» δύο σταδίων παρουσιάζεται ακανόνιστη λειτουργία, τα πιθανότερα αίτια της βλάβης είναι:

- Λανθασμένη ή κακή εγκατάσταση.
- Κακή ρύθμιση.
- Το ελατήριο ρύθμισης ή επαναφοράς είναι σπασμένο.
- Υπάρχουν επικαθήσεις στην έδρα της βαλβίδας ή στα ακροφύσια στο εσωτερικό της.
- Διαρροή από κάποια φλάντζα ή τσιμούχα.
- Η γραμμή αποστράγγισης (drain line) είναι βουλωμένη ή έχει υπερβολική αντίσταση.
- Κακή σύσφιγξη συνδέσμων.
- Το έμβολο της βαλβίδας έχει φθαρεί.
- Η έδρα ή ο οδηγός του εμβόλου της βαλβίδας είναι φθαρμένος.
- Τα ακροφύσια της βαλβίδας είναι πολύ μεγάλα για τη συγκεκριμένη εφαρμογή, κάτι που μπορεί να προκαλέσει ακανόνιστη λειτουργία.
- Το έμβολο κολλάει μέσα στο σώμα της βαλβίδας, συνήθως λόγω της ρύπανσης του υδραυλικού υγρού με σωματίδια, ή της χρήσης ακατάλληλου υγρού ή της υπερθέρμανσής του.

β) Πρόωρη έναρξη της δεύτερης κίνησης/λειτουργίας

Όταν σε μια βαλβίδα προτεραιότητας έχουμε πρόωρη έναρξη της δεύτερης κίνησης, τότε τα πιθανότερα αίτια είναι τα εξής:

- Λάθος ρύθμιση της πίεσης ανοίγματος της βαλβίδας.
- Ο επενεργητής (κύλινδρος, κινητήρας) που είναι επιφορτισμένος με την πρώτη κίνηση έχει μεγάλο φορτίο.
- Η αδράνεια του φορτίου με το οποίο είναι επιφορτισμένος ο επενεργητής (κύλινδρος, κινητήρας) της πρώτης κίνησης είναι υπερβολική.

γ) Καθόλου κίνηση ή πολύ αργή κίνηση της δεύτερης κίνησης/λειτουργίας

Όταν σε μια βαλβίδα προτεραιότητας δεν έχουμε καθόλου κίνηση ή πολύ αργή κίνηση της δεύτερης κίνησης/λειτουργίας, τότε τα πιθανότερα αίτια είναι τα εξής:

- Η πίεση ανοίγματος της βαλβίδας έχει ρυθμιστεί σε τιμή υψηλότερη από τη σωστή.
- Η πίεση ανοίγματος της βαλβίδας ακολουθίας έχει ρυθμιστεί σε τιμή πολύ κοντά στην πίεση ανοίγματος του ασφαλιστικού.
- Το έμβολο της βαλβίδας κολλάει μέσα στο σώμα της.

δ) Βαλβίδες αποφόρτισης

Όταν μια βαλβίδα αποφόρτισης δεν αποφορτίζει εντελώς την αντλία όταν ενεργοποιείται, τότε οι πιθανότερες αιτίες είναι οι εξής:

- Η πίεση ανοίγματος στην οποία έχει ρυθμιστεί η βαλβίδα είναι υπερβολικά υψηλή.

- Η αντλία δεν μπορεί να λειτουργήσει στην πίεση ανοίγματος της βαλβίδας.
- Το έμβολο της βαλβίδας κολλάει μέσα στο σώμα της.

2.4.3 Βλάβες στις βαλβίδες επιλογής φοράς κίνησης

Οι βαλβίδες επιλογής φοράς κίνησης για τη λειτουργία τους μπορεί να χρησιμοποιούν είτε ολισθαίνον έμβολο (spool valves), είτε ένα περιστρεφόμενο έμβολο (rotary spool valves) είτε συνδυασμό εμβόλου και μπίλιας (poppet valves). Τα κυριότερα συμπτώματα που μπορεί να παρουσιαστούν σε αυτές τις βαλβίδες μαζί με τις αντίστοιχες αιτίες τους είναι τα εξής.

α) Ακανόνιστη ή μη ολοκληρωμένη εναλλαγή θέσεων λειτουργίας

Όταν μια βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης παρουσιάζει το σύμπτωμα της ακανόνιστης ή μη ολοκληρωμένης εναλλαγής των θέσεων λειτουργίας της, τότε οι πιθανότερες αιτίες είναι:

- Η σύνδεση ελέγχου κίνησης της βαλβίδας έχει κολλήσει ή έχει φθορές.
- Η πίεση πιλότος (εάν η βαλβίδα λειτουργεί με αυτό τον τρόπο) είναι πολύ χαμηλή.
- Το πηνίο ελέγχου (για τις ηλεκτρικές βαλβίδες) έχει καεί ή υπολειτουργεί.
- Το ελατήριο επαναφοράς στη μεσαία θέση έχει εξασθενήσει ή έχει αστοχήσει.
- Το έμβολο χρειάζεται κάποια ρύθμιση, πιθανότερα σχετικά με τη θέση επαναφοράς.

β) Αδυναμία συγκράτησης φορτίου όταν η βαλβίδα είναι στη μεσαία θέση

Όταν ο επενεργητής που ελέγχεται από μια βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης παρουσιάζει το σύμπτωμα της αδυναμίας συγκράτησης του φορτίου όταν η βαλβίδα είναι στη μεσαία της θέση, τότε οι πιθανότερες αιτίες είναι:

- Διαρροή από τις συνδέσεις των σωληνώσεων από και προς της βαλβίδα, ή και από τις ίδιες τις σωληνώσεις.
- Το ελατήριο επαναφοράς είναι εξασθενημένο ή σπασμένο.
- Υπάρχει εσωτερική διαρροή στη βαλβίδα.

γ) Μικρή πτώση πίεσης κατά τη φάση εργασίας

Όταν ο επενεργητής που ελέγχεται από μια βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης παρουσιάζει το σύμπτωμα της μικρής πτώσης πίεσης κατά τη φάση εργασίας, τότε οι πιθανότερες αιτίες είναι:

- Η έδρα ή το έμβολο της βαλβίδας έχουν φθορά, με αποτέλεσμα κακή στεγανότητα.
- Η βαλβίδα χρειάζεται ρύθμιση.

δ) Υπερθέρμανση υδραυλικού υγρού

Όταν σε μια βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης παρουσιάζεται το σύμπτωμα της υπερθέρμανσης του υδραυλικού υγρού, τότε οι πιθανότερες αιτίες είναι:

- Η έδρα ή το έμβολο της βαλβίδας παρουσιάζουν φθορά, με αποτέλεσμα κακή στεγανότητα και εσωτερική διαρροή.
- Η βαλβίδα χρειάζεται ρύθμιση.

2.4.4 Βλάβες στις βαλβίδες ελέγχου παροχής

Ως βαλβίδες ελέγχου παροχής θεωρούμε τα στραγγαλιστικά και τις βαλβίδες επιμερισμού παροχής. Τα κυριότερα συμπτώματα που μπορεί να παρουσιαστούν σε αυτές τις βαλβίδες μαζί με τις αντίστοιχες αιτίες τους είναι τα εξής.

α) Ανεπιθύμητες διακυμάνσεις στην παροχή

Όταν παρουσιάζονται διακυμάνσεις στην παροχή, τότε οι πιθανότερες αιτίες είναι οι εξής:

- Το έμβολο της βαλβίδας κολλάει μέσα στο σώμα της.
- Υπάρχει κάποια διαρροή (εσωτερική ή εξωτερική) στον επενεργητή.
- Το ιζώδες του λαδιού που χρησιμοποιείται είναι υπερβολικά υψηλό.
- Υπάρχει ανεπαρκής στραγγαλισμός της ροής διαμέσου της βαλβίδας.
- Υπάρχουν ρυπαντές (σωματίδια, φυσαλίδες αέρα) μέσα στο υδραυλικό υγρό.

β) Ανεπιθύμητες διακυμάνσεις στην πίεση

Όταν παρουσιάζεται το σύμπτωμα των ανεπιθύμητων διακυμάνσεων στην πίεση, τότε οι πιθανότερες αιτίες είναι οι εξής:

- Το έμβολο ή η έδρα της βαλβίδας έχουν φθορά, με αποτέλεσμα κακή στεγανότητα.
- Υπάρχουν ρυπαντές (σωματίδια, φυσαλίδες αέρα) μέσα στο υδραυλικό υγρό.

γ) Λάθος παροχή

Όταν παρουσιάζεται το σύμπτωμα της λάθος παροχής προς τον επενεργητή, τότε οι πιθανότερες αιτίες είναι οι εξής:

- Λάθος ρύθμιση της βαλβίδας.
- Η διαδρομή του εμβόλου της βαλβίδας εμποδίζεται από κόλλημα ή άλλη αιτία.
- Τα ακροφύσια της βαλβίδας είναι βουλωμένα.
- Το έμβολο ελέγχου της βαλβίδας δεν βρίσκεται στη σωστή του θέση.
- Υπάρχει διαρροή στη βαλβίδα.
- Η θερμοκρασία του λαδιού είναι υπερβολικά υψηλή.

δ) Υπερθέρμανση υδραυλικού υγρού

Όταν παρουσιάζεται το σύμπτωμα της υπερθέρμανσης του υδραυλικού υγρού, τότε οι πιθανότερες αιτίες είναι οι εξής:

- Η παροχή της αντλίας (λόγω π.χ. λάθους ταχύτητας περιστροφής) είναι λάθος.
- Έχει γίνει κάποιο σφάλμα στις συνδέσεις από και προς τη βαλβίδα ή τις βαλβίδες.
- Η βαλβίδα είναι ακατάλληλη (πολύ μικρή) για τη συγκεκριμένη εφαρμογή.

Κάποια χαρακτηριστικά παραδείγματα αστοχιών σε υδραυλικές βαλβίδες φαίνονται στα σχήματα που ακολουθούν. Πιο συγκεκριμένα, στο Σχήμα 2.15 φαίνεται ένα σπασμένο έμβολο από βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης 4/3, ως αποτέλεσμα υπερπίεσης και λάθους επιλογής εξαρτημάτων του κυκλώματος. Επίσης, στο Σχήμα 2.16 φαίνεται ένα ολισθαίνον έμβολο από βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης 4/3 το οποίο έχει υποστεί φθορές στην επιφάνειά του, από την τριβή με τα σωματίδια (ρινίσματα μετάλλου) που υπήρχαν στο υδραυλικό υγρό, με αποτέλεσμα κακή στεγανότητα, εσωτερική διαρροή και μεγάλη διάρκεια εκτέλεσης των φάσεων εργασίας και επιστροφής. Τέλος, στο Σχήμα 2.17 φαίνεται μια βουλωμένη γραμμή αποστράγγισης, η οποία και προκαλούσε ακανόνιστη λειτουργία σε μια βαλβίδα «ακολουθίας» δύο σταδίων. Τα θραύσματα μετάλλου που είχαν βουλώσει τη γραμμή αποστράγγισης προέρχονταν από μια προηγούμενη βαλβίδα η οποία είχε αστοχήσει, μετά την αντικατάσταση της οποίας όμως δεν ακολούθησε σχολαστικός καθαρισμός όλων των σωληνώσεων του κυκλώματος.



Σχήμα 2.15

Σπασμένο ολισθαίνον έμβολο βαλβίδας επιλογής φοράς κίνησης 4/3, ως αποτέλεσμα υπερπίεσης και λάθους επιλογής εξαρτημάτων



Σχήμα 2.16

Φθορά σε ολισθαίνον έμβολο βαλβίδας 4/3, αποτέλεσμα της ρύπανσης του υδραυλικού υγρού με ρινίσματα μετάλλου



Σχήμα 2.17

Βουλωμένη γραμμή αποστράγγισης με θραύσματα από προηγούμενη αστοχία στο υδραυλικό κύκλωμα

2.5 Μέθοδοι αναγνώρισης βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα

Οι διαφορές στη δομή και τη λειτουργία των υδραυλικών συστημάτων σε σύγκριση με τα υπόλοιπα συστήματα μετάδοσης ισχύος έχουν οδηγήσει σε πολύ διαφορετικές προσεγγίσεις σε ό,τι αφορά την αναγνώριση βλαβών. Έτσι, τεχνικές που χρησιμοποιούνται ευρέως και με επιτυχία σε μηχανικά συστήματα ισχύος, όπως η θερμογραφία αλλά ακόμα και η ανάλυση δονήσεων και κραδασμών, έχουν σχετικά περιορισμένη εφαρμογή στην περίπτωση των υδραυλικών συστημάτων. Και αυτό επειδή η ταυτόχρονη χρήση του ρευστού ως εργαζόμενο μέσο και ψυκτικό, η λειτουργία σε υψηλές πιέσεις και η χρήση βαλβίδων δημιουργεί μια επίσης σύνθετη κατάσταση που απαιτεί συγκεκριμένες τεχνικές και εξειδικευμένες μεθόδους για την παρακολούθηση και τον έλεγχο των υδραυλικών συστημάτων.

Σε ένα τυπικό υδραυλικό σύστημα υπάρχουν πολλές παράμετροι που μπορούν να παρακολουθηθούν δυναμικά και η επιλογή των κατάλληλων εξαρτάται από την εφαρμογή, τις απαιτήσεις και το σε πόσο πρώιμο επίπεδο επιθυμούμε να έχουμε την πρώτη ένδειξη για την πιθανή ύπαρξη βλάβης. Γενικά, οι τεχνικές που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την παρακολούθηση του υδραυλικού εξοπλισμού εμπίπτουν στις εξής κατηγορίες:

- Τεχνικές αισθητηριακού ελέγχου – συχνές επιθεωρήσεις του εξοπλισμού, για πρόωρη φθορά, διαρροές ή αφύσικη ρύπανση του εργαζόμενου μέσου. Επίσης, μέτρηση του χρόνου που απαιτείται για την εκτέλεση ενός κύκλου λειτουργίας και παρακολούθηση τυχόν αποκλίσεων από τις συνήθεις τιμές.
- Παρακολούθηση και μέτρηση της περιεκτικότητας του εργαζόμενου μέσου σε ρυπαντές και παρακολούθηση της βραχυπρόθεσμης και μακροπρόθεσμης μεταβολής της.
- Η χρήση μεθόδων τριβολογίας για τη μελέτη της αλληλεπίδρασης των επιφανειών των διαφόρων εξαρτημάτων μεταξύ τους αλλά και με το υδραυλικό ρευστό-λιπαντικό αποτελεί την επόμενη κίνηση μετά την απλή μέτρηση της περιεκτικότητας σε ρυπαντές. Με την τριβολογική μελέτη μπορούμε ν'αντλήσουμε περισσότερες πληροφορίες για τη σύσταση, το μέγεθος και την προέλευση των ρυπαντών που υπάρχουν στο ρευστό και στο υδραυλικό κύκλωμα. Οι συνηθέστερες αναλύσεις σε αυτές τις περιπτώσεις αφορούν την ανάλυση και το χαρακτηρισμό των σωματιδίων που υπάρχουν στο υδραυλικό ρευστό και της μελέτης της μεταβολής του ιξώδους του τελευταίου.
- Η παρακολούθηση λειτουργικών παραμέτρων του υδραυλικού κυκλώματος, όπως η πίεση σε διάφορα σημεία, η παροχή από την αντλία και από και προς τους επενεργητές, καθώς και η ισχύς που καταναλώνει η αντλία και η ένταση του ρεύματος που χρησιμοποιούν για τη λειτουργία τους οι διάφορες βαλβίδες. Οι μετρήσεις μπορούν να καταγράφονται και να παρακολουθούνται για τυχόν αποκλίσεις σε σύγκριση με τις τιμές αναφοράς που έχουν οριστεί, ή με άλλες αποδεδειγμένα αξιόπιστες μετρήσεις.
- Η χρήση δυναμικών μετρήσεων όπως η ανάλυση κραδασμών, η καταγραφή των stress waves, καθώς και η ανάλυση του ηχητικού φάσματος και των ακουστικών εκπομπών.

Η χρήση δυναμικών μετρήσεων είναι ευρέως διαδεδομένη στη μελέτη βλαβών των περιστρεφόμενων μερών και εξαρτημάτων σε ένα υδραυλικό κύκλωμα, όπως η αντλία και τα έδρανά της και οι υδραυλικοί κινητήρες. Η έλλειψη περιοδικότητας όμως που χαρακτηρίζει την κίνηση και τη λειτουργία των περισσότερων εξαρτημάτων στα υδραυλικά κυκλώματα (υδραυλικοί κύλινδροι, βαλβίδες, ασφαλιστικά κ.ο.κ) αποκλείει τη γενικότερη χρήση τους.

2.6 Η μοντελοποίηση ως εργαλείο αναγνώρισης βλαβών

Οι εμπειρικές μέθοδοι αναγνώρισης βλαβών που περιγράφηκαν στην αρχή του κεφαλαίου, αλλά και οι μέθοδοι αναγνώρισης βλαβών μέσω της δυναμικής παρακολούθησης παραμέτρων έχουν ένα σημαντικό μειονέκτημα από επιστημονικής πλευράς. Αυτό είναι πως εστιάζουν περισσότερο στο αποτέλεσμα της βλάβης και στις επιπτώσεις που αυτό έχει (π.χ. αυξημένα επίπεδα θορύβου, μειωμένη παροχή κ.ο.κ) και όχι στην αιτία που το προκαλεί, καθώς είναι πρακτικά αδύνατο με την απλή παρακολούθηση του συμπτώματος να μετρηθεί και να ποσοτικοποιηθεί η αιτία που το προκαλεί. Έτσι, ενώ για παράδειγμα η μείωση της παροχής στην έξοδο μιας αντλίας είναι σημάδι της αύξησης της εσωτερικής διαρροής της, εντούτοις με την απλή παρακολούθηση της παραμέτρου αυτής είναι αδύνατο να υπολογιστεί πόση φθορά έχει η αντλία και αν έχει φτάσει η στιγμή για την επισκευή ή την αντικατάστασή της. Για το σκοπό αυτό, σημαντικό ρόλο μπορεί να παίξει η χρήση της μοντελοποίησης ως εργαλείο αναγνώρισης βλαβών.

Η χρήση μεθόδων μοντελοποίησης για τη μελέτη των βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης παρουσιάζει αρκετά πλεονεκτήματα σε σύγκριση με άλλες μεθόδους και μπορεί να συνεισφέρει σημαντικά στην ακριβή και έγκαιρη αναγνώριση μιας βλάβης. Επιγραμματικά, αναφέρονται τα εξής:

- Σε αντίθεση με τη χρήση νευρωνικών δικτύων (όπως για παράδειγμα στις παραπομπές 120, 121, 125, 44, 137, 149 και 219) τα οποία αντιμετωπίζουν το υδραυλικό κύκλωμα σαν “μαύρο κουτί” με εισόδους και εξόδους χωρίς να λαμβάνονται υπ’όψιν οι φυσικές αρχές της λειτουργίας του, η μοντελοποίηση δημιουργεί μια αναπαρασταση του κυκλώματος βασισμένη ακριβώς στις φυσικές αρχές που διέπουν τη λειτουργία του. Έτσι, τυχόν μεταβολές σε κάποια από τις μεταβλητές εισόδου-εξόδου του συστήματος μπορεί να συνδεθεί απευθείας με κάποια από τις παραμέτρους λειτουργίας, και να υπολογιστεί η μεταξύ τους σχέση.
- Με τη χρήση της μοντελοποίησης μπορούν να προσομοιωθούν πολλές και διαφορετικές καταστάσεις λειτουργίας χωρίς να χρειάζονται δαπανηρές δοκιμές ή επεμβάσεις στην πραγματική εγκατάσταση.
- Με τη βοήθεια της μοντελοποίησης, μπορεί να γίνει έμμεσος υπολογισμός της φθοράς των εξαρτημάτων εξ’ αιτίας της οποίας προκαλείται η βλάβη χωρίς να απαιτείται αποσυναρμολόγηση και μέτρηση των εξαρτημάτων. Για παράδειγμα, μετρώντας την αύξηση της εσωτερικής διαρροής σε ένα υδραυλικό κύλινδρο μπορούμε, χρησιμοποιώντας το μοντέλο του, να υπολογίσουμε και την αύξηση του εσωτερικού διακένου ανάμεσα στο έμβολο και το σώμα του.

- Με τη χρήση Η/Υ και του κατάλληλου λογισμικού, η διαδικασία της μοντελοποίησης δυναμικών συστημάτων έχει απλοποιηθεί πολύ. Έτσι, με την προϋπόθεση ότι υπάρχουν ακριβείς μετρήσεις των αρχικών συνθηκών και των σταθερών του συστήματος, μπορούν να δημιουργηθούν μοντέλα μεγάλης ακρίβειας για κάθε δυναμικό σύστημα. Επιπλέον, χάρις στην επεξεργαστική ισχύ των σύγχρονων Η/Υ η προσομοίωση λειτουργίας του συστήματος με τη χρήση μοντελοποίησης, η οποία παλιά ήταν εξαιρετικά απαιτητική και χρονοβόρα, πλέον έχει απλοποιηθεί αρκετά.

- Το μοντέλο του συστήματος που θα δημιουργηθεί μπορεί να είναι λιγότερο ή περισσότερο πολύπλοκο, ανάλογα με τις απαιτήσεις που υπάρχουν και τα φαινόμενα που θα μελετηθούν. Έτσι, ένα απλό μοντέλο ενός συστήματος αρκεί για να μελετηθεί η μόνιμη κατάσταση λειτουργίας του ενώ εάν, για παράδειγμα, χρειάζεται να μελετηθούν δυναμικά φαινόμενα, τότε απαιτείται να ληφθούν υπ'όψιν πολλές άλλες παράμετροι, κάτι που θα οδηγήσει σε ένα σαφώς πιο σύνθετο μοντέλο.

Στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής χρησιμοποιείται η μέθοδος μοντελοποίησης των Διαγραμμάτων Δεσμών Ισχύος (Power Bond Graphs) ή Διαγραμμάτων Δεσμών (Bond Graphs), η οποία και επεξηγείται συνοπτικά στο σχετικό κεφάλαιο.

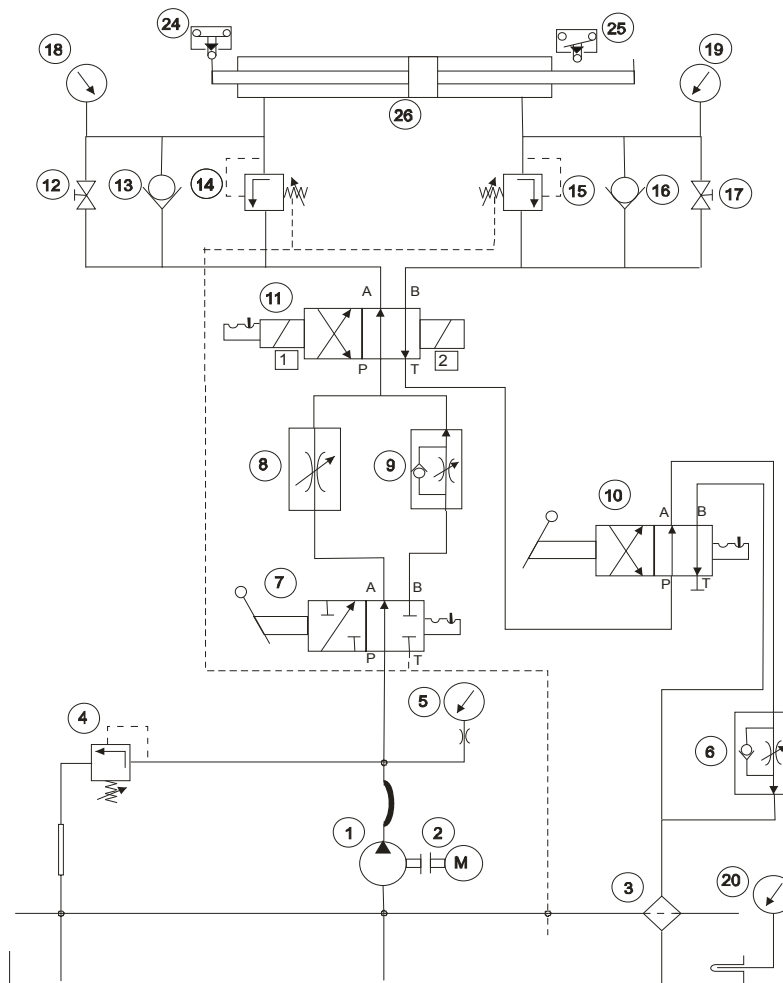
3. ΥΔΡΑΥΛΙΚΗ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗ “HERION”

3.1 Εισαγωγή

Το υδραυλικό κύκλωμα υψηλής πίεσης “Herion” που χρησιμοποιήθηκε για την προσομοίωση και τη μοντελοποίηση των βλαβών έχει κατασκευαστεί το 1975, ενώ το 2003 υπέστη πλήρη ανακατασκευή στα πλαίσια διπλωματικής εργασίας προκειμένου να αποκατασταθούν οι φθορές που είχαν προκληθεί με το πέρασμα του χρόνου. Στο κεφάλαιο αυτό αναλύεται η αρχική μορφή, διάταξη και λειτουργία του κυκλώματος με τα διάφορα εξαρτήματά του, ενώ στο επόμενο περιγράφονται λεπτομερώς οι τροποποιήσεις και οι προσθήκες που έγιναν προκειμένου να χρησιμοποιηθεί ως πλατφόρμα προσομοίωσης βλαβών και μετρήσεων.

3.2 Αρχική μορφή υδραυλικού κυκλώματος εγκατάστασης “HERION”

Στο Σχήμα 3.1 φαίνεται το μονογραμμικό διάγραμμα του αρχικού κυκλώματος, όπως και η βασική συνδεσμολογία των εξαρτημάτων του. Στον Πίνακα 3.1 φαίνεται η επεξήγηση κάθε εξαρτήματος και στον Πίνακα 3.2 τα βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του κυκλώματος.



Σχήμα 3.1

Μονογραμμικό διάγραμμα αρχικού υδραυλικού κυκλώματος

Αριθμός στο μονογραμμικό διάγραμμα	Περιγραφή	Τύπος
1	Πτερυγιοφόρος αντλία	PD 2-14
2	Ηλεκτροκινητήρας	B3/B5-100Lx2,2x1500
3	Φίλτρο λαδιού γραμμής επιστροφής	FJ/HR 2A1
4	Βαλβίδα περιορισμού πίεσεως	DB 10 LG 61
5,18,19	Μανόμετρο	M100 B100 m
6,9	Βαλβίδα ρυθμίσεως παροχής	MR10 HG52
7	Βαλβίδα 4/2 διόδων	S10 H021 9011
8	Βαλβίδα λεπτού στραγγαλισμού	FD 1094-2
10	Βαλβίδα 4/2 διόδων	S10 H23 9011
11	Βαλβίδα 4/2 διόδων με μανδάλωση	S10 G01 G023 9011
12,17	Διακόπτης παροχής	94-134 BB 1212
13,16	Βαλβίδα αντεπιστροφής	R HD 15-L
20	Θερμόμετρο	K120/0
24,25	Τερματικός διακόπτης	ESB 111-1
26	Υδραυλικός κύλινδρος	9076/00017
14,15	Βαλβίδα προπίεσεως	A 447.01

Πίνακας 3.1
Εξαρτήματα του υδραυλικού κυκλώματος και αριθμός τους στο μονογραμμικό διάγραμμα

Χωρητικότητα Δεξαμενής	80lt
Παροχή Πτερυγιοφόρου Αντλίας	1,375e-5 m ³ /rev
Παροχή Αντλίας @ 1600rpm	22 lt/min
Ισχύς Ηλεκτροκινητήρα	2,2kW, 1600rpm
Μέγιστη Πίεση Εξόδου Αντλίας	100bar
Μέγιστη Πίεση Ανοίγματος Κύριου Ασφαλιστικού	70bar
Μέγιστη Ταχύτητα Υδραυλικού Κυλίνδρου	~3,7 cm/s
Διάμετρος Εμβόλου/Βακτρού Υδραυλικού Κυλίνδρου	60mm/30mm
Μέγιστη Διαδρομή Υδραυλικού Κυλίνδρου προς μία κατεύθυνση	500mm

Πίνακας 3.2
Βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά υδραυλικού κυκλώματος

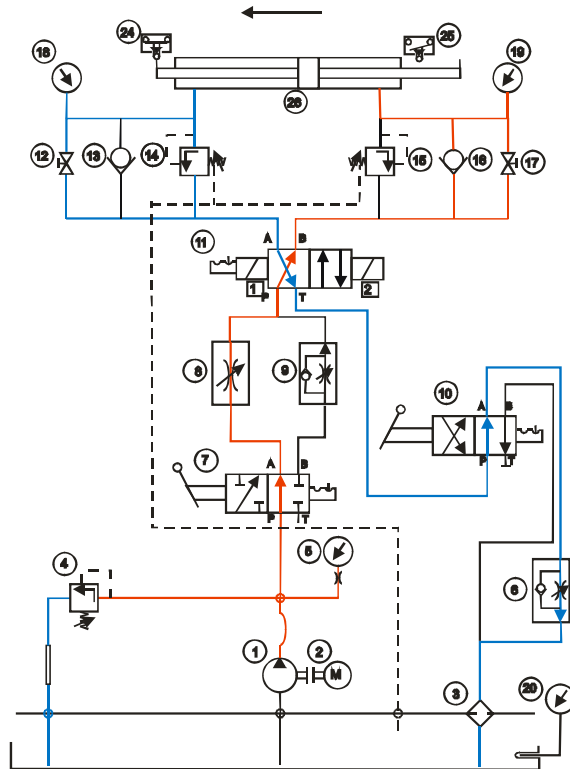
3.3 Λειτουργία του κυκλώματος

Κατά τη λειτουργία του κυκλώματος, το λάδι στη δεξαμενή αναρροφάται από την πτερυγιοφόρο αντλία (1), η οποία παίρνει κίνηση από τον ηλεκτροκινητήρα (2) μέσω ελαστικού συνδέσμου. Στη συνέχεια, εξωθείται προς τη γραμμή υψηλής πίεσης (γραμμή κατάθλιψης). Κοντά στην έξοδο της αντλίας είναι συνδεδεμένο το κύριο ασφαλιστικό του κυκλώματος (4) και ένα μανόμετρο (5). Στη συνέχεια, η παροχή λαδιού περνάει από μια βαλβίδα επιλογής κατεύθυνσης 4/2 (7), η οποία και την κατευθύνει σε μια από τις δύο βαλβίδες ρύθμισης παροχής (8 ή 9), οι οποίες και ρυθμίζουν την ταχύτητα κίνησης του υδραυλικού κυλίνδρου. Στη συνέχεια, το λάδι περνάει από τη βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης 4/2 (11) η οποία και το κατευθύνει προς ένα από τα δύο μπλοκ εξαρτημάτων (12, 13, 14, 18 και 15, 16, 17, 19 αντίστοιχα). Στη γραμμή κατάθλιψης, το λάδι περνάει είτε μέσα από το συνδυασμό βάνας και ανεπίστροφης βαλβίδας (12-13 και 16-17 αντίστοιχα), είτε μόνο μέσα από τις ανεπίστροφες βαλβίδες, στην περίπτωση που οι βάνες είναι κλειστές. Στη συνέχεια, το λάδι καταλήγει σε ένα από τους δύο θαλάμους του υδραυλικού κυλίνδρου, κινώντας το έμβολο με το βάκτρο είτε δεξιά είτε αριστερά. Οι άκρες των βάκτρων είναι ειδικά διαμορφωμένες ώστε, μόλις το έμβολο μετακινηθεί κατά 500mm από τη μεσαία θέση προς οποιαδήποτε κατεύθυνση (αριστερά ή δεξιά), να ενεργοποιούν τον αντίστοιχο τερματικό διακόπτη (24 ή 25). Καθένας από τους δύο αυτούς διακόπτες είναι συνδεδεμένος και δίνει σήμα στη βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης (11) να αλλάξει θέση λειτουργίας. Με τον τρόπο αυτό, κάθε φορά που το έμβολο μετακινηθεί κατά 500mm προς τ'αριστερά ή προς τα δεξιά, έχουμε αυτόματη αντιστροφή της φοράς κίνησής του.

Από τον υδραυλικό κύλινδρο, το λάδι εξωθείται προς τη γραμμή της επιστροφής. Αρχικά, περνάει πάλι μέσα από ένα από τα δύο μπλοκ εξαρτημάτων (12, 13, 14, 18 και 15, 16, 17, 19 αντίστοιχα), μόνο που σε αυτή την περίπτωση περνάει μέσα από το συνδυασμό βάνας και ασφαλιστικού (12-14 και 15-17) αντίστοιχα. Εάν οι βάνες είναι ανοικτές περνάει μέσα από αυτές, ενώ αν είναι κλειστές, τότε ανοίγει το αντίστοιχο ασφαλιστικό και περνάει μέσα από αυτό. Εξυπακούεται ότι, για να γίνει αυτό, η πίεση ανοίγματος του αντίστοιχου ασφαλιστικού (14 και 15 αντίστοιχα) πρέπει να είναι αρκετά μικρότερη από την πίεση ανοίγματος του κύριου ασφαλιστικού 5, αλλιώς ο κύλινδρος ακινητοποιείται. Στη συνέχεια, το λάδι περνάει από τη βαλβίδα επιλογής κατεύθυνσης 10, μέσω της οποίας μπορεί είτε να επιστρέψει απευθείας στη δεξαμενή είτε να περάσει πρώτα από τη βαλβίδα ρύθμισης παροχής 6. Εάν περάσει μέσα από αυτή, η βαλβίδα λειτουργεί ως meter-out επιτρέποντας τη ρύθμιση της ταχύτητας κίνησης του υδραυλικού κυλίνδρου. Και στις δύο περιπτώσεις, στη συνέχεια το λάδι περνάει μέσα από το φίλτρο της γραμμής επιστροφής και επιστρέφει στη δεξαμενή.

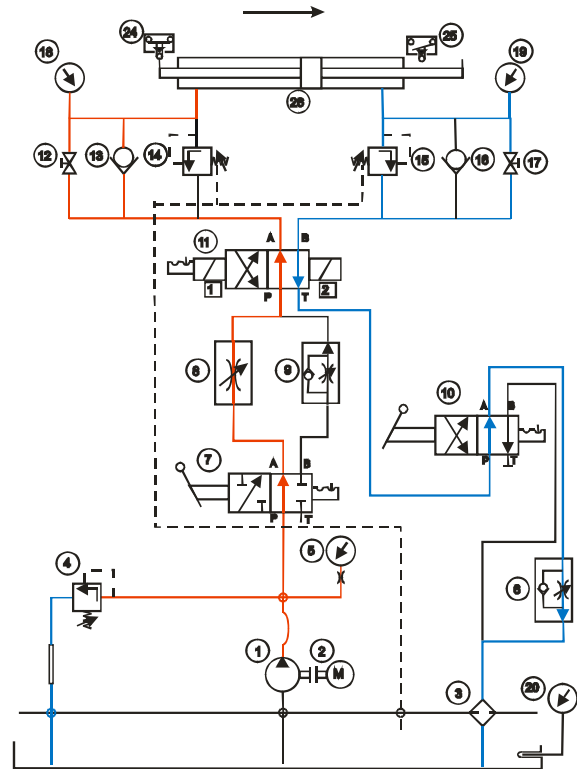
Το συγκεκριμένο υδραυλικό κύκλωμα έχει συνολικά 12 διαφορετικούς συνδυασμούς των βαλβίδων επιλογής και των βανών του, οι οποίοι και ουσιαστικά δημιουργούν 12 διαφορετικές διαδρομές στις γραμμές κατάθλιψης και επιστροφής του υδραυλικού ρευστού. Καθώς όμως η εξαντλητική περιγραφή όλων θα ξέφευγε από το πεδίο της έρευνας πάνω στην αναγνώριση βλαβών, η μοντελοποίηση και οι πειραματικές μετρήσεις έγιναν με τις βαλβίδες και τις βάνες σε ένα συγκεκριμένο από τους 12 συνδυασμούς. Η ροή του υδραυλικού ρευστού για το συγ-

κεκριμένο συνδυασμό φαίνεται στα Σχήματα 3.2 και 3.3, τα οποία αναπαριστούν την κίνηση του εμβόλου προς τα αριστερά και προς τα δεξιά αντίστοιχα. Με κόκκινο χρώμα σημειώνεται η διαδρομή του λαδιού στη γραμμή κατάθλιψης, ενώ με γαλάζιο, η διαδρομή του λαδιού στη γραμμή της επιστροφής.



Σχήμα 3.2

Ροή υδραυλικού ρευστού – κίνηση του κυλίνδρου προς τ'αριστερά (φάση εργασίας)



Σχήμα 3.3

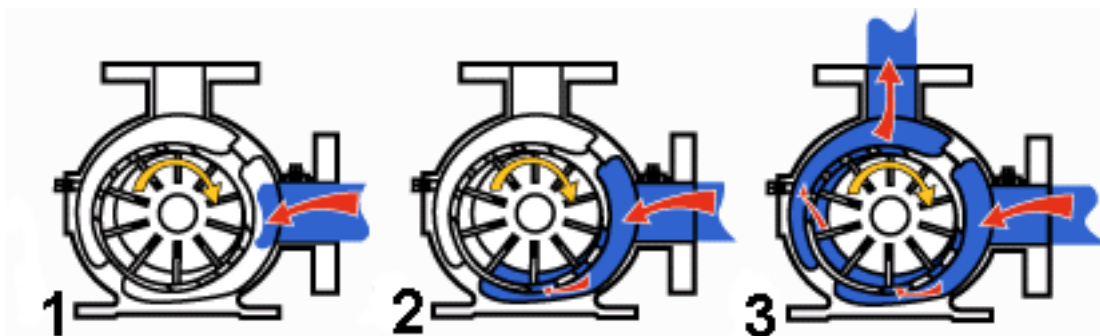
Ροή υδραυλικού ρευστού – κίνηση του κυλίνδρου προς τα δεξιά (φάση επιστροφής)

3.4 Εξαρτήματα υδραυλικού κυκλώματος

3.4.1 Πτερυγιοφόρος Αντλία (1)

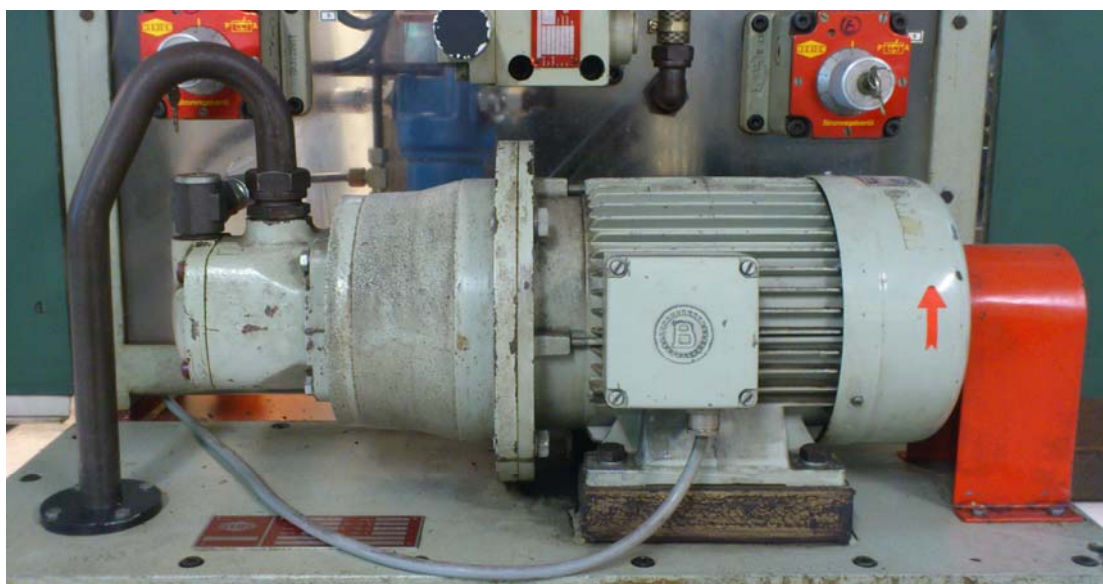
Στην υδραυλική εγκατάσταση Herion χρησιμοποιείται μια πτερυγιοφόρος αντλία σταθερής παροχής με ειδική παροχή $1,375e-5 \text{ m}^3/\text{rev}$. Στις 1600rpm, η παροχή της είναι 22lt/min. Στις αντλίες αυτού του τύπου, ο ρότορας είναι έκκεντρα τοποθετημένος ως προς το στάτορα και στην περιφέρειά του (του ρότορα) υπάρχουν ακτινικά τοποθετημένα πτερύγια τα οποία μπορούν και ολισθαίνουν (επίσης ακτινικά) μέσα σε ειδικά σχεδιασμένες αυλακώσεις. Για το λόγο αυτό, και λόγω της έκκεντρης τοποθέτησης του ρότορα ως προς το στάτορα, στην πλευρά της αναρρόφησης τα πτερύγια εκτείνονται από το ρότορα μέχρι να έλθουν σε επαφή με τα τοιχώματα του στάτορα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του όγκου ανάμεσα στο ρότορα, το στάτορα και τα πτερύγια και την πλήρωσή του με υδραυλικό ρευστό. Το υδραυλικό ρευστό έπειτα μεταφέρεται προς την πλευρά της κατάθλιψης όπου, πάλι λόγω της εκκεντρότητας του ρότορα και του στάτορα, τα πτερύγια εξωθούνται στο εσωτερικό του ρότορα. Έτσι, ο διαθέσιμος όγκος για το υδραυλικό ρευστό μειώνεται, οπότε αυτό εξωθείται προς τη γραμμή

της κατάθλιψης. Τα στιγμιότυπα από τη λειτουργία μια απλής πτερυγιοφόρου αντλίας φαίνονται στο Σχήμα 3.4, ενώ η αντλία του κυκλώματος μαζί με τον ηλεκτροκινητήρα που της δίνει κίνηση φαίνεται στο Σχήμα 3.5.



Σχήμα 3.4

Στιγμιότυπα από τη λειτουργία μιας πτερυγιοφόρου αντλίας. Από αριστερά προς τα δεξιά: 1-Φάση αναρρόφησης, 2-Φάση μεταφοράς, 3-Φάση κατάθλιψης-εξαγωγής



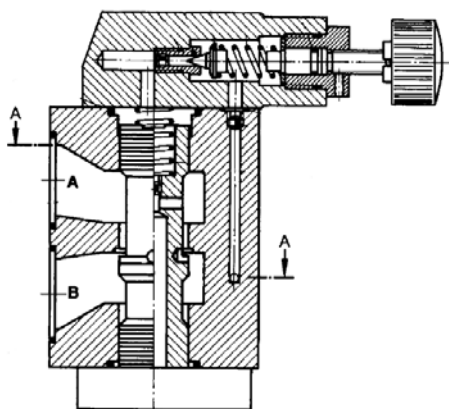
Σχήμα 3.5

Η πτερυγιοφόρος αντλία του κυκλώματος (αριστερά) μαζί με τον ηλεκτροκινητήρα που της δίνει κίνηση (δεξιά)

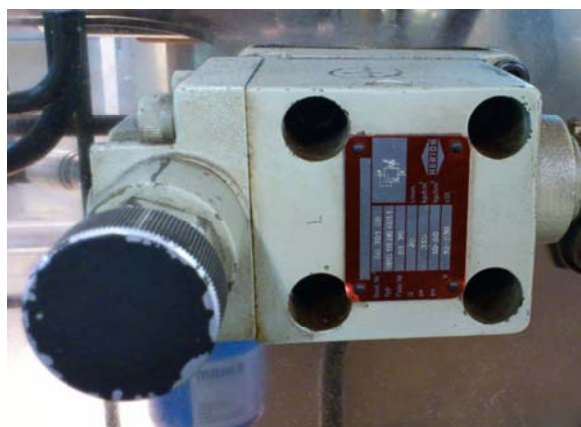
3.4.2 Ασφαλιστικό – Βαλβίδες ρύθμισης πίεσης (4, 14, 15)

Στην υδραυλική εγκατάσταση Herion υπάρχουν εγκατεστημένες συνολικά τρεις χειροκίνητες βαλβίδες ρύθμισης πίεσης. Από αυτές, η βαλβίδα “4” χρησιμοποιείται ως το κύριο ασφαλιστικό του κυκλώματος και οι βαλβίδες “14” και “15” χρησιμοποιούνται για τη δημιουργία μιας ελεγχόμενης αντίθλιψης σε κάθε γραμμή εργασίας, προκειμένου να μπορεί να προσομοιωθεί φορτίο. Οι βαλβίδες έχουν σχεδιαστεί για παροχές μέσρι 40l/min και η μέγιστη πίεση η οποία μπορούν ν’αντέξουν είναι 315bar. Η μέγιστη πίεση ανοίγματος στην οποία μπορεί να ρυθμιστεί η βαλβίδα “4” είναι 70bar, ενώ η μέγιστη πίεση ανοίγματος των βαλβίδων “14” και “15” (άρα και η μέγιστη αντίθλιψη που μπορούν να δημιουργήσουν) είναι 50bar. Οι βαλβίδες ενεργοποιούνται με πίεση πιλότο από τη γραμμή στην οποία είναι συνδεδεμένες. Στο Σχήμα 3.6

φαίνεται το διάγραμμα μιας τέτοιας βαλβίδας, ενώ στο Σχήμα 3.7 φαίνεται η βαλβίδα “4” του κυκλώματος.



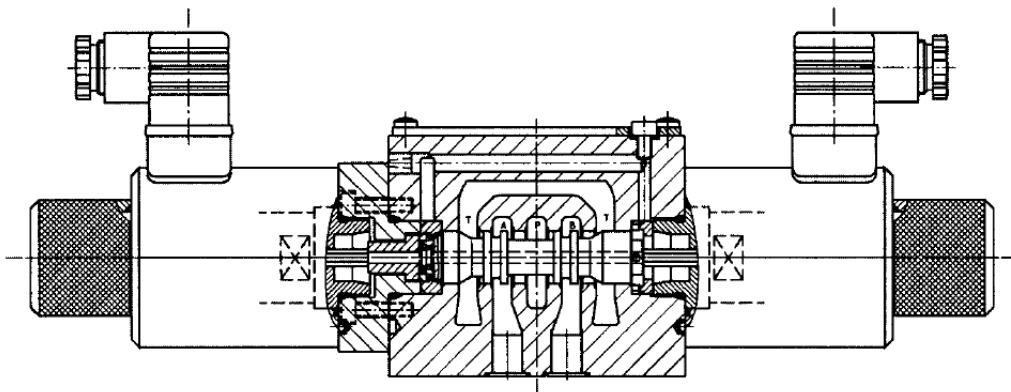
Σχήμα 3.6
Διάγραμμα βαλβίδας ρύθμισης πίεσης με πίεση πιλότο



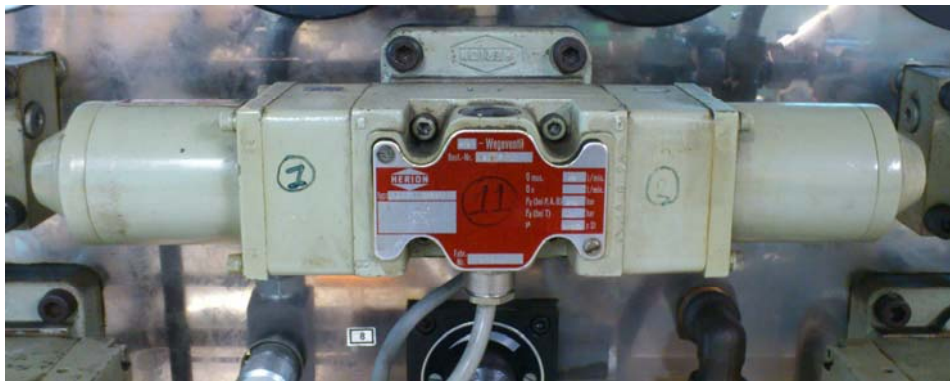
Σχήμα 3.7
Το κύριο ασφαλιστικό (βαλβίδα ρύθμισης πίεσης “4”) του κυκλώματος

3.4.3 Βαλβίδες επιλογής κατεύθυνσης (7, 10, 11)

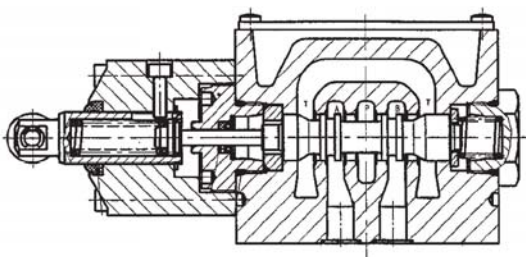
Στην υδραυλική εγκατάσταση Herion υπάρχουν εγκατεστημένες τρεις συνολικά βαλβίδες επιλογής κατεύθυνσης ροής του υδραυλικού ρευστού. Από αυτές, η βαλβίδα “7” χρησιμεύει ούτως ώστε ο χειριστής να επιλέξει μία από τις δύο στραγγαλιστικές βαλβίδες (“8” ή “9”) μέσα από την οποία θα περάσει η παροχή του υδραυλικού ρευστού, η βαλβίδα “10” χρησιμεύει ούτως ώστε ο χειριστής να έχει την επιλογή στραγγαλισμού του υδραυλικού ρευστού στην επιστροφή (meter-out) περνώντας την παροχή του υδραυλικού ρευστού μέσα από τη στραγγαλιστική βαλβίδα “6” και, τέλος, η βαλβίδα “11” χρησιμεύει για την επιλογή της φοράς κίνησης του υδραυλικού κυλίνδρου. Και οι τρεις βαλβίδες είναι 4/2 (με 4 θυρίδες και 2 θέσεις λειτουργίας) και είναι τύπου ολισθαίνοντος εμβόλου. Οι βαλβίδες έχουν σχεδιαστεί για παροχές μέχρι 40l/min και αντέχουν σε μέγιστη πίεση 315bar. Οι βαλβίδες “7” και “10” έχουν χειροκίνητο χειρισμό με μοχλό επιλογής θέσης, ενώ η βαλβίδα “11” είναι ηλεκτρική, και παίρνει σήμα από τους τερματικούς διακόπτες “24” και “25” οι οποίοι ενεργοποιούνται από την άκρη του βάκτρου του κυλίνδρου, όταν αυτό φτάσει στο μέγιστο της διαδρομής του. Επιπλέον, η βαλβίδα “11” έχει και μηχανισμό μανδάλωσης ούτως ώστε το έμβολο να παραμένει στην επιλεγμένη θέση ακόμη και όταν διακοπεί η παροχή ρεύματος. Στις βαλβίδες “10” και “11” υπάρχει ροή από τη γραμμή πίεσης προς τις γραμμές εργασίας (P->A ή P->B, ανάλογα με την επιλεγμένη θέση) και ταυτόχρονα από τις γραμμές εργασίας προς τη γραμμή επιστροφής (B->T ή A->T, ανάλογα με την επιλεγμένη θέση) ενώ στη βαλβίδα “7” υπάρχει ροή μόνο από τη γραμμή πίεσης προς την αντίστοιχη γραμμή εργασίας, χωρίς ροή από τις γραμμές εργασίας προς τη γραμμή επιστροφής. Στο Σχήμα 3.8 φαίνεται το διάγραμμα μιας ηλεκτρικής βαλβίδας 4/2 και στο Σχήμα 3.9 η ηλεκτρική βαλβίδα 4/2 “11”. Στο Σχήμα 3.10 φαίνεται το διάγραμμα μιας χειροκίνητης βαλβίδας 4/2 και στο Σχήμα 3.11 η χειροκίνητη βαλβίδα 4/2 “7”.



Σχήμα 3.8
Διάγραμμα ηλεκτρικής βαλβίδας 4/2 με μηχανισμό συγκράτησης



Σχήμα 3.9
Η ηλεκτρική βαλβίδα 4/2 "11" του κυκλώματος



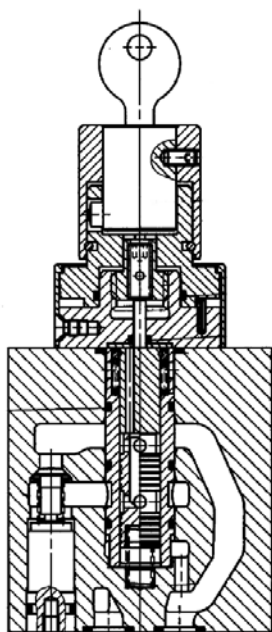
Σχήμα 3.10
Διάγραμμα χειροκίνητης βαλβίδας 4/2



Σχήμα 3.11
Η χειροκίνητη βαλβίδα 4/2 "10"

3.4.4 Βαλβίδες ρύθμισης παροχής (6, 8, 9)

Για τη ρύθμιση της ταχύτητας κίνησης του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου, στο κύκλωμα υπάρχουν εγκατεστημένες συνολικά τρεις βαλβίδες ρύθμισης παροχής. Οι δύο από αυτές ("8" και "9") είναι εγκατεστημένες στη γραμμή της κατάθλιψης (meter in), ενώ η τρίτη (βαλβίδα "6") είναι εγκατεστημένη στη γραμμή επιστροφής (meter out). Οι βαλβίδες "8" και "9" δεν μπορούν να χρησιμοποιηθούν ταυτόχρονα, καθώς μέσω της βαλβίδας 4/2 "7" ο χρήστης μπορεί να επιλέξει μία από τις δύο για να κατευθύνει τη ροή του υδραυλικού ρευστού. Οι βαλβίδες έχουν κατασκευαστεί για παροχές μέχρι 32l/min, ενώ η μέγιστη πίεση λειτουργίας τους είναι τα 200bar. Η βαλβίδα "8" επιτρέπει τη ροή υδραυλικού ρευστού μόνο προς την κατεύθυνση στραγγαλισμού, ενώ οι βαλβίδες "6" και "9" επιτρέπουν ελεύθερη ροή (free flow) και προς την αντίθετη κατεύθυνση, μέσω μιας ενσωματωμένης ανεπίστροφης βαλβίδας. Βέβαια, λόγω του ότι στα τμήματα όπου είναι εγκατεστημένες οι βαλβίδες ρύθμισης παροχής δεν υπάρχει αντίστροφη ροή, η δυνατότητα αυτή του free flow δεν χρησιμοποιείται. Στο Σχήμα 3.12 φαίνεται το διάγραμμα μιας βαλβίδας ρύθμισης παροχής με ενσωματωμένη ανεπίστροφη βαλβίδα ενώ στο Σχήμα 3.13 φαίνεται μία από τις βαλβίδες του κυκλώματος.



Σχήμα 3.12
Διάγραμμα βαλβίδας ρύθμισης
παροχής με ενσωματωμένη
ανεπίστροφη βαλβίδα

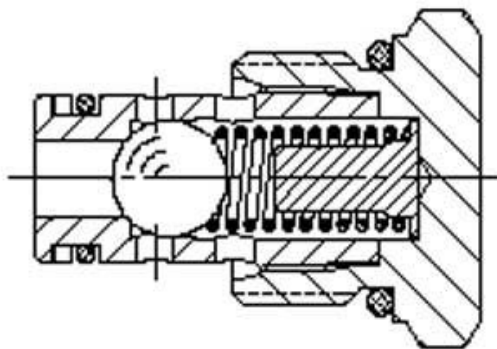


Σχήμα 3.13
Η βαλβίδα ρύθμισης παροχής "6" του
κυκλώματος

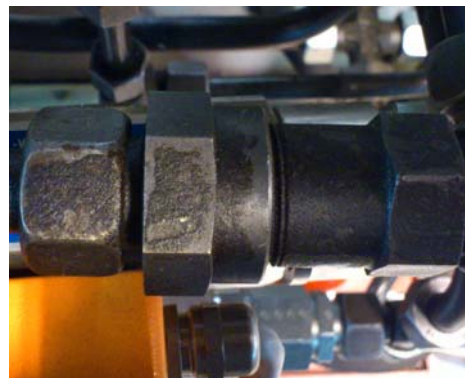
3.4.5 Βαλβίδες ανεπίστροφης (13, 16)

Οι βαλβίδες ανεπίστροφης 13 και 16 είναι συνδεδεμένες παράλληλα με τα ασφαλιστικά επιβολής φορτίου 14 και 15 αντίστοιχα. Οι βαλβίδες έχουν τοποθετηθεί ούτως ώστε στη γραμμή κατάθλιψης το υδραυλικό ρευστό να μπορεί να παρακάμψει το ασφαλιστικό επιβολής φορτίου στην περίπτωση που ο αντίστοιχος διακόπτης παροχής είναι κλειστός. Η σχηματική παράσ-

ταση μιας τέτοιας βαλβίδας ανεπιστροφής φαίνεται στο Σχήμα 3.14, ενώ στο Σχήμα 3.15 φαίνεται μία από τις βαλβίδες ανεπιστροφής του κυκλώματος.



Σχήμα 3.14
Διάγραμμα βαλβίδας ανεπιστροφής



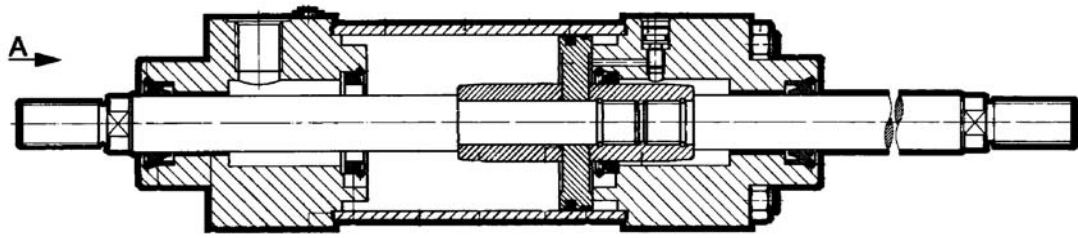
Σχήμα 3.15
Βαλβίδα ανεπιστροφής υδραυλικού κυκλώματος

3.4.6 Διακόπτες παροχής (12, 17)

Οι δύο διακόπτες παροχής «12» και «17» είναι συνδεδεμένοι παράλληλα με τα ασφαλιστικά επιβολής φορτίου «14» και «15» αντίστοιχα. Έτσι, κλείνοντας ένα από τους δύο διακόπτες παροχής στη γραμμή επιστροφής το υδραυλικό ρευστό εξαναγκάζεται να περάσει μέσα από το αντίστοιχο ασφαλιστικό. Με αυτό τον τρόπο, η πίεση αντίθλιψης που έχει οριστεί στο αντίστοιχο ασφαλιστικό προσομοιώνει φορτίο στο υδραυλικό κύκλωμα.

3.4.7 Υδραυλικός κύλινδρος (26)

Η εργομηχανή του υδραυλικού κυκλώματος είναι ο υδραυλικός κύλινδρος «26». Ο υδραυλικός κύλινδρος είναι διπλής ενέργειας (χρησιμοποιεί ρευστό υπό πίεση τόσο για την κίνηση προς τ'αριστερά όσο και για την κίνηση προς τα δεξιά), και είναι διπλού βάκτρου, με αποτέλεσμα να μπορεί να παράξει έργο και προς τις δύο κατευθύνσεις κίνησής του. Η διάμετρος του εμβόλου είναι 60mm και η διάμετρος του κάθε βάκτρου είναι 30mm. Το μήκος κάθε βάκτρου είναι 600mm, όση είναι και η μέγιστη διαδρομή του εμβόλου. Κατά τη λειτουργία του κυκλώματος βέβαια η μέγιστη διαδρομή του εμβόλου δεν εξαντλείται, καθώς οι τερματικοί διακόπτες δίνουν σήμα στη βαλβίδα 4/2 «11» ώστε να υπάρξει αντιστροφή της φοράς κίνησης του εμβόλου μόλις αυτό διανύσει διαδρομή 500mm. Επιπλέον, για την αποφυγή κρουστικών φορτίων όταν ο κύλινδρος φτάσει στο τέρμα της διαδρομής του στα δύο άκρα του σώματος του κυλίνδρου υπάρχουν ειδικοί μηχανισμοί απόσβεσης κρουστικών φορτίων και ανάσχεσης του εμβόλου. Στο Σχήμα 3.16 φαίνεται το διάγραμμα ενός υδραυλικού κύλινδρου διπλής ενέργειας διπλού βάκτρου, ενώ στο Σχήμα 3.17 φαίνεται ο υδραυλικός κύλινδρος του κυκλώματος.



Σχήμα 3.16

Διάγραμμα υδραυλικού κυλίνδρου διπλής ενέργειας με διπλό βάκτρο



Σχήμα 3.17

Υδραυλικός κύλινδρος εγκατάστασης Herion

3.4.8 Φίλτρο γραμμής επιστροφής (3)

Το φίλτρο που είναι τοποθετημένο στη γραμμή επιστροφής του υδραυλικού κυκλώματος έχει στοιχείο φιλτραρίσματος από χαρτί, και ικανότητα φιλτραρίσματος 100μm. Τι φίλτρο του υδραυλικού κυκλώματος φαίνεται στο Σχήμα 3.18, ενώ στο Σχήμα 3.19 φαίνεται ένα χάρτινο στοιχείο φιλτραρίσματος υδραυλικού φίλτρου.



Σχήμα 3.18

Φίλτρο γραμμής επιστροφής υδραυλικού κυκλώματος

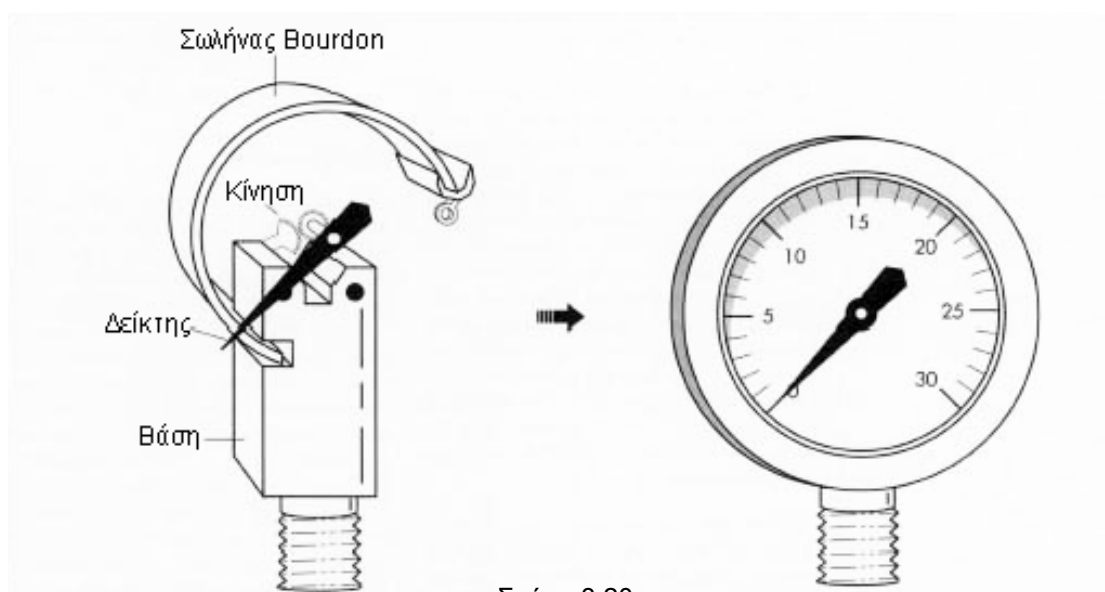


Σχήμα 3.19

Χάρτινο στοιχείο φιλτραρίσματος υδραυλικού φίλτρου.

3.4.9 Αναλογικά μανόμετρα (5, 18, 19)

Στο υδραυλικό κύκλωμα Herion έχουν εγκατασταθεί 3 αναλογικά μανόμετρα για τον έλεγχο της πίεσης του υδραυλικού ρευστού σ' αντίστοιχα σημεία. Το μανόμετρο «5» είναι συνδεδεμένο στον κόμβο του κύριου ασφαλιστικού «4», και τα «18» και «19» σε σημεία κοντά στους δύο θαλάμους του υδραυλικού κυλίνδρου. Τα τρία μανόμετρα είναι παρόμοια κατασκευαστικά, (τύπου γλυκερίνης με σωλήνα Bourdon) με διάμετρο 100mm. Η σχηματική παράσταση ενός μανόμετρου με σωλήνα Bourdon φαίνεται στο Σχήμα 3.20.



Σχήμα 3.20
Σχηματική παράσταση μανόμετρου με σωλήνα Bourdon

3.4.10 Θερμόμετρο (20)

Για τη μέτρηση της θερμοκρασίας του υδραυλικού ρευστού στη δεξαμενή έχει τοποθετηθεί ένα θερμοστοιχείο σε κατάλληλο σημείο. Το θερμοστοιχείο δίνει σήμα σε ένα αναλογικό θερμόμετρο. Το θερμοστοιχείο φαίνεται στο Σχήμα 3.21, ενώ το αναλογικό θερμόμετρο φαίνεται στο Σχήμα 3.22.



Σχήμα 3.21
Θερμοστοιχείο μέτρησης θερμοκρασίας υδραυλικού ρευστού

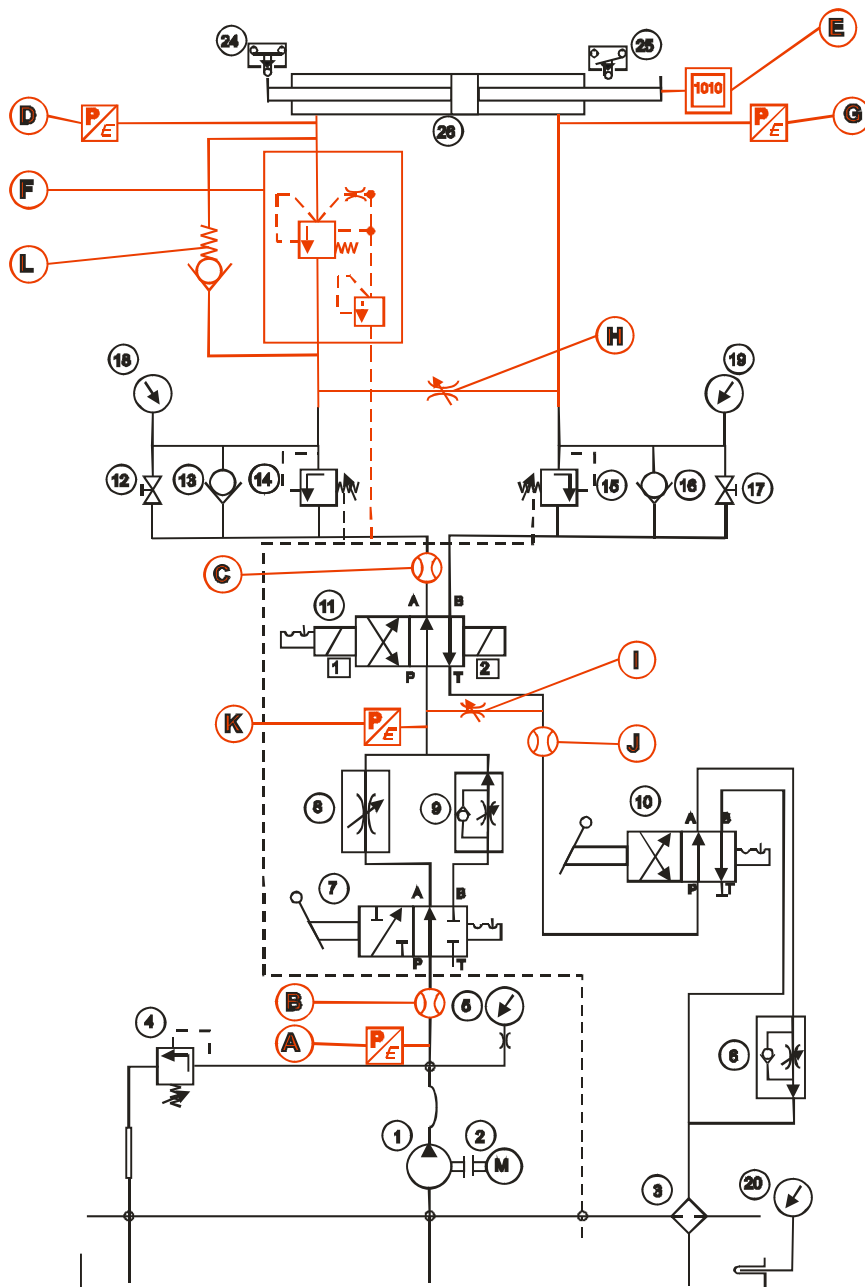


Σχήμα 3.22
Αναλογικό θερμόμετρο

4. ΑΝΑΒΑΘΜΙΣΗ ΥΔΡΑΥΛΙΚΗΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ “HERION”

4.1 Εισαγωγή

Προκειμένου το υδραυλικό κύκλωμα να μπορέσει να χρησιμοποιηθεί ως πλατφόρμα προσομοίωσης βλαβών με παράλληλη on-line λήψη δεδομένων κατά τη λειτουργία του, υπέστη μια εκτεταμένη αναβάθμιση, η οποία περιελάμβανε τόσο την εγκατάσταση στραγγαλιστικών βαλβίδων σε διάφορα σημεία του, όσο και την εγκατάσταση ενός μετρητικού συστήματος. Τα κύρια σημεία επεμβάσεων στο αρχικό υδραυλικό κύκλωμα φαίνονται στο Σχήμα 4.1 με κόκκινο χρώμα και κωδικοποιημένα με λατινικούς χαρακτήρες, ενώ η επεξήγηση των χαρακτήρων φαίνεται στον Πίνακα 4.1 που ακολουθεί.



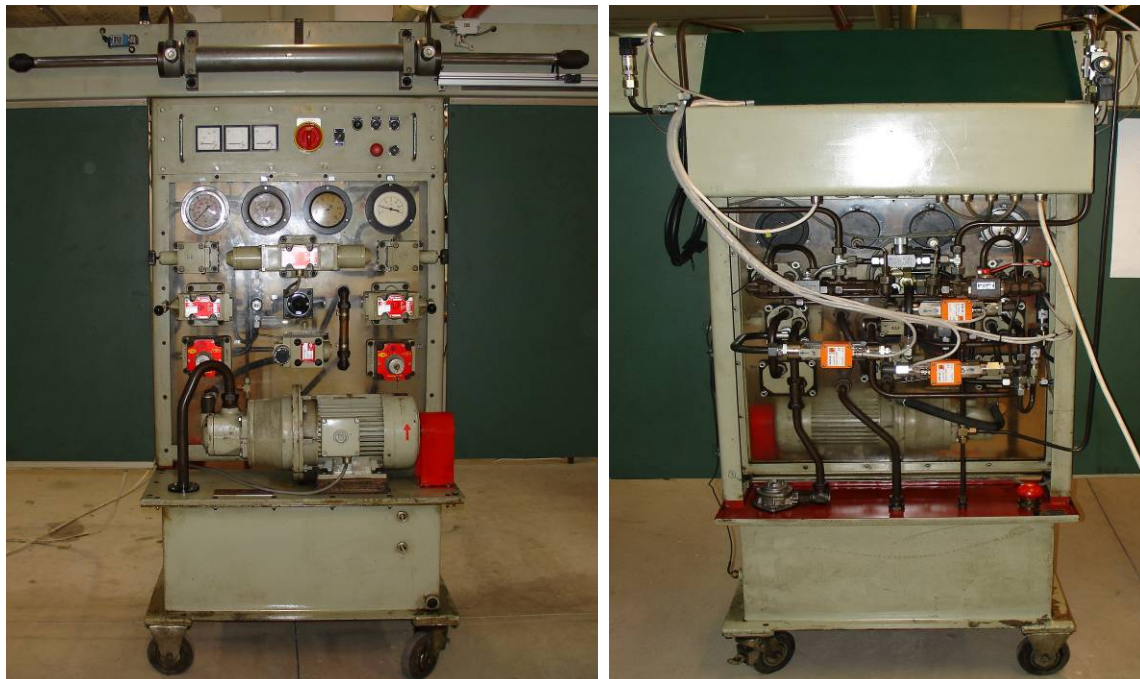
Σχήμα 4.1

Μονογραμμικό διάγραμμα υδραυλικού κυκλώματος μετά την αναβάθμιση

Σύμβολο	Περιγραφή	Τύπος
A	Μεταλλάκτης πίεσης	SEN-3349/1 A115
B	Παροχόμετρο	VKM-6210
C	Παροχόμετρο	VKM-6210
D	Μεταλλάκτης πίεσης	SEN-3349/1 A115
E	Ενδείκτης θέσεως (linear encoder)	GPV0600MD601V0
F	Ηλεκτρικά ρυθμιζόμενη βαλβίδα επιβολής φορτίου (load control valve)	RBAP-MDN (pilot), RSDC-8DN (main)
G	Μεταλλάκτης πίεσης	SEN-3349/1 A115
H	Στραγγαλιστική βαλβίδα προσομοίωσης διαρροής υδραυλικού κυλίνδρου	9N800S
I	Στραγγαλιστική βαλβίδα προσομοίωσης διαρροής υδραυλικής βαλβίδας 4/2	9N800S
J	Παροχόμετρο	VKM-6210
K	Μεταλλάκτης πίεσης	SEN-3349/1 A115
L	Ανεπίστροφη βαλβίδα	--

Πίνακας 4.1
Επεξήγηση συμβόλων Σχήματος 4.1

Στο Σχήμα 4.2 (α) και (β) φαίνονται δύο φωτογραφίες από την τελική μορφή του υδραυλικού κυκλώματος, με εγκατεστημένο το μετρητικό σύστημα. Η αναλυτική επεξήγηση του κάθε εξαρτήματος ακολουθεί στις επόμενες παραγράφους.



(α)

(β)

Σχήμα 4.2
Εμπρός (α) και οπίσθια (β) όψη του υδραυλικού κυκλώματος μετά την αναβάθμιση, με εγκατεστημένο το μετρητικό σύστημα

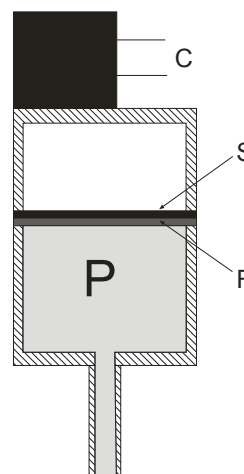
4.2 Εξαρτήματα που εγκαταστάθηκαν κατά την αναβάθμιση

4.2.1 Μεταλλάκτης πίεσης (A)

Ο μεταλλάκτης πίεσης (A) είναι τοποθετημένος αμέσως μετά τον κόμβο του κύριου ασφαλιστικού του κυκλώματος και μετρά την πίεση εισόδου του υδραυλικού ρευστού στο κυρίως τμήμα του υδραυλικού κυκλώματος. Ο μεταλλάκτης είναι κατασκευής του οίκου Kobold. Το εύρος μέτρησής του είναι 0-60bar, και η ακρίβειά του 0,5%. Η μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας του είναι 100°C. Ο μεταλλάκτης πίεσης έχει αναλογική έξοδο με σήμα συνεχής τάση 0-10V. Ο μεταλλάκτης χρησιμοποιεί για τη λειτουργία του μια λεπτή μεταλλική μεμβράνη (thin film transducer), η οποία έρχεται σε επαφή με το ρευστό υπό πίεση και λόγω αυτής της πίεσης, παραμορφώνεται. Στην αντίθετη επιφάνεια της μεμβράνης υπάρχει τοποθετημένο ένα στοιχείο μέτρησης παραμόρφωσης (strain gauge), το οποίο παραμορφώνεται μαζί με τη μεμβράνη, με αποτέλεσμα ν'αλλάζει η ωμική του αντίσταση. Η ηλεκτρονική μονάδα του μεταλλάκτη μετρά την αλλαγή αυτή της ωμικής αντίστασης μέσω γέφυρας Wheatstone, και δίνει το ανάλογο σήμα εξόδου, το οποίο και αντιστοιχεί στην πίεση που μετρά ο μεταλλάκτης. Ο μεταλλάκτης φαίνεται στο Σχήμα 4.3, ενώ στο Σχήμα 4.4, φαίνεται η σχηματική παράσταση των κύριων μερών του.



Σχήμα 4.3
Ο μεταλλάκτης πίεσης (A)



Σχήμα 4.4

Σχηματική παράσταση του μεταλλάκτη πίεσης (A). Όταν το ρευστό (P) εισέλθει στο θάλαμο μέτρησης, η μεμβράνη (F) παραμορφώνεται και μαζί παραμορφώνει το μετρητή παραμόρφωσης (S). Η παραμόρφωση μετράται από την ηλεκτρονική μονάδα C, η οποία και δίνει το σήμα εξόδου

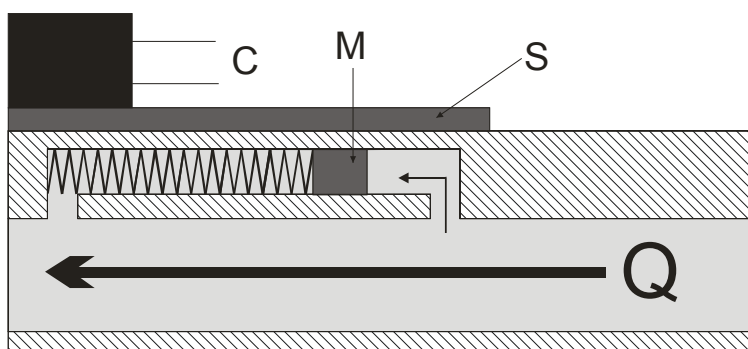
4.2.2 Παροχόμετρο (B)

Το παροχόμετρο (B) είναι τοποθετημένο στη γραμμή κατάθλιψης, αμέσως μετά το μεταλλάκτη πίεσης (A). Με τον τρόπο αυτό μετρά την παροχή υδραυλικού ρευστού που εισέρχεται στο

κύκλωμα και κατευθύνεται προς τον κύλινδρο. Το παροχόμετρο που τοποθετήθηκε είναι κατασκευής του οίκου Kobold, και μπορεί να μετρήσει παροχή από 5 έως 50lt/min με ακρίβεια $\pm 4\%$, ενώ η μέγιστη πίεση λειτουργίας του είναι 350bar, και η μέγιστη θερμοκρασία υδραυλικού ρευστού είναι 100°C . Το παροχόμετρο έχει αναλογική έξοδο με σήμα συνεχής τάση 0-10V. Η λειτουργία του βασίζεται στην ύπαρξη ενός θαλάμου με ένα έμβολο προφορτισμένο μέσω ελατηρίου, το οποίο βρίσκεται μέσα στο σώμα του παροχόμετρου. Όταν υπάρχει ροή διαμέσου του παροχόμετρου, ρευστό εισέρχεται στο θάλαμο μέτρησης μέσω μιας ειδικά διαμορφωμένης θυρίδας και μετακινεί το έμβολο, συμπιέζοντας παράλληλα και το ελατήριο ανάλογα με την παροχή. Επάνω στο έμβολο είναι τοποθετημένος ένας μόνιμος μαγνήτης, και έτσι η μετατόπιση αυτή μετράται από έναν επαγωγικό αισθητήρα, ο οποίος βρίσκεται εκτός του θαλάμου μέτρησης, κάτι που μεταξύ άλλων διασφαλίζει την αξιοπιστία του οργάνου και της μέτρησής του. Η ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου του παροχόμετρου μετρά την τιμή του επαγωγικού αισθητήρα και έτσι δίνει το ανάλογο σήμα εξόδου, το οποίο και αντιστοιχεί στην παροχή που μετρά το όργανο. Το παροχόμετρο (B) φαίνεται στο Σχήμα 4.5, ενώ στο Σχήμα 4.6 φαίνεται η σχηματική παράσταση των κύριων μερών του.



Σχήμα 4.5
Το παροχόμετρο (B)



Σχήμα 4.6

Σχηματική παράσταση λειτουργίας του παροχόμετρου (B). Όταν υπάρχει ροή διαμέσου του οργάνου, ρευστό εισέρχεται στο θάλαμο μέτρησης και μετακινεί το έμβολο M, συμπιέζοντας παράλληλα το ελατήριο προφόρτισής του. Το M έχει ενσωματωμένο ένα μόνιμο μαγνήτη, και έτσι η μετατόπισή του μπορεί να μετρηθεί από τον επαγωγικό αισθητήρα S. Διαβάζοντας τη μέτρηση του S, η μονάδα ελέγχου του οργάνου C δίνει και το ανάλογο σήμα εξόδου.

4.2.3 Παροχόμετρο (C)

Το παροχόμετρο (C) είναι συνδεδεμένο στη γραμμή κατάθλιψης, αμέσως μετά τη βαλβίδα 4/2 ρύθμισης κατεύθυνσης (11), και μετρά τη συνολική παροχή που τελικά εισέρχεται στον υδραυλικό κύλινδρο. Κατασκευαστικά, είναι πανομοιότυπο με το παροχόμετρο (B), με το ίδιο εύρος και ακρίβεια λειτουργίας. Το παροχόμετρο φαίνεται στο Σχήμα 4.7.



Σχήμα 4.7
Το παροχόμετρο (C)

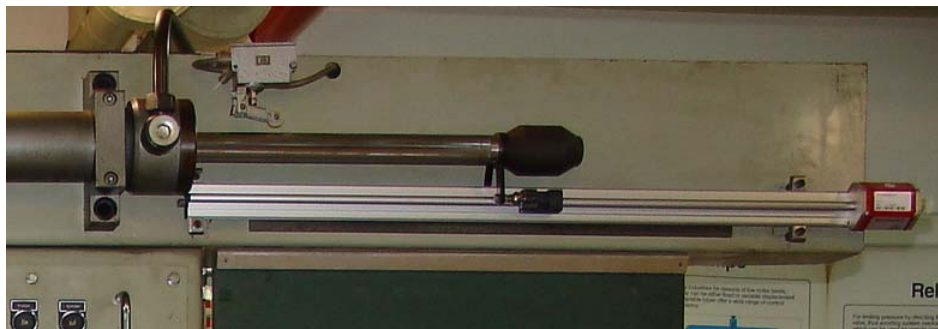
4.2.4 Μεταλλάκτης πίεσης (D)

Ο μεταλλάκτης πίεσης (D) είναι τοποθετημένος πριν από την είσοδο του υδραυλικού ρευστού στον αριστερό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, ώστε να μετράει την πίεση σε εκείνο το σημείο. Ανάλογα με τη φορά κίνησης του κυλίνδρου η πίεση την οποία μετράει είναι είτε εκείνη της γραμμής κατάθλιψης, είτε της επιστροφής. Κατασκευαστικά, είναι πανομοιότυπος με το μεταλλάκτη (A). Ο μεταλλάκτης φαίνεται στο Σχήμα 4.14.

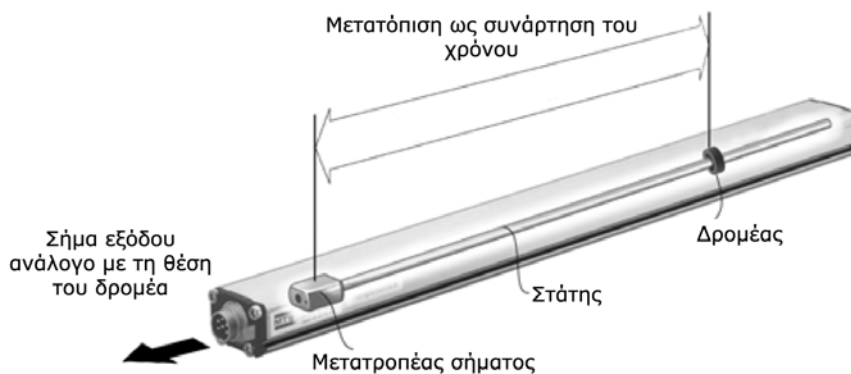
4.2.5 Ενδείκτης θέσεως (linear encoder) (E)

Ο ενδείκτης θέσεως (E) είναι τοποθετημένος στο δεξί βάκτρο του υδραυλικού κυλίνδρου ώστε να μετρά τη μετατόπισή του. Ο ενδείκτης μετρά πρωτογενώς τη θέση του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου, στη συνέχεια όμως, παραγωγίζοντας το σήμα του, μπορούμε να υπολογίσουμε τόσο την ταχύτητα όσο και την επιτάχυνσή του. Ο αισθητήρας βασίζεται στο φαινόμενο της μαγνητοσυστολής (magnetostriction), της παραμόρφωσης δηλαδή των μαγνητικών υλικών υπό την επίδραση μαγνητικού πεδίου. Ο αισθητήρας χρησιμοποιεί μια ράβδο από σιδηρομαγνητικό υλικό στερεωμένη στο στάτη του, πάνω στην οποία κινείται ο δρομέας της ο οποίος είναι κατασκευασμένος από μαγνητικό υλικό και είναι συνδεδεμένος με το βάκτρο του κυλίνδρου. Καθώς ο δρομέας κινείται κατά μήκος της ράβδου, το μαγνητικό του πεδίο προκαλεί τοπικά αναδιάταξη των κρυστάλλων του μετάλλου, ούτως ώστε οι μαγνητικοί τους πόλοι να ευθυγραμμιστούν με τις γραμμές του μαγνητικού πεδίου. Αυτή η αναδιάταξη δημιουργεί μια στιγμιαία ροπή στρέψης στη ράβδο, η οποία με τη σειρά της προκαλεί στιγμιαία παραμόρφωση και παράγει ένα υπερχητικό παλμό, ο οποίος διαδίδεται διαμέσου της ράβδου μέχρι το αισθητήριο στην άκρη του μεταλλάκτη. Μετρώντας λοιπόν την ταχύτητα του κύματος αυτού, η ηλεκτρονική μονάδα του μεταλλάκτη υπολογίζει τη σχετική θέση του μαγνήτη ως προς τη

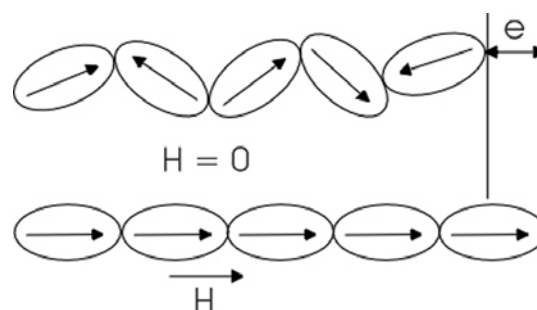
ράβδο, άρα και τη θέση του βάρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Στο Σχήμα 4.8 φαίνεται η φωτογραφία του αισθητήρα, ενώ στο Σχήμα 4.9, η σχηματική παράσταση λειτουργίας του. Επίσης, στο Σχήμα 4.10 φαίνεται η σχηματική παράσταση του φαινομένου της μαγνητοσυστολής. Ο ενδείκτης θέσεως είναι κατασκευής του οίκου MTS Sensors, και δίνει ως έξοδο αναλογικό σήμα τάσης 0-10V. Η επιλογή ενδείκτη θέσεως με αναλογική έξοδο έγινε ούτως ώστε το σήμα μετατόπισης να μπορεί να παραγωγιστεί και έτσι να μπορεί να υπολογιστεί η ταχύτητα του υδραυλικού εμβόλου.



Σχήμα 4.8
Ο ενδείκτης θέσεως (E)



Σχήμα 4.9
Τα κύρια μέρη του ενδείκτη θέσεως (E)



Σχήμα 4.10

Σχηματική παράσταση του φαινομένου της μαγνητοσυστολής. Όταν το μαγνητικό υλικό δεν βρίσκεται υπό την επίδραση μαγνητικού πεδίου ($H=0$), οι κρύσταλλοί του είναι διατεταγμένοι τυχαία. Όταν όμως το υλικό βρεθεί υπό την επίδραση μαγνητικού πεδίου έντασης H , τότε οι κρύσταλλοι αναδιατάσσονται ώστε να ευθυγραμμιστούν με τις γραμμές του πεδίου

4.2.6 Βαλβίδα επιβολής φορτίου (F)

Στη συγκεκριμένη πειραματική διάταξη δεν υπάρχει κάποια «μηχανική» διάταξη επιβολής φορτίου (π.χ. αναρτημένα βάρη, διάταξη ελατηρίου/αποσβεστήρα κ.ο.κ) στο βάκτρο του υδραυλικού κυλίνδρου. Αντ'αυτού, προτιμήθηκε η λύση μιας ηλεκτρικά ελεγχόμενης υδραυλικής βαλβίδας ρύθμισης φορτίου. Μέσω της βαλβίδας αυτής, επιβάλλεται μια ελεγχόμενη πίεση αντίθλιψης όταν το υδραυλικό έμβολο κινείται προς τ'αριστερά, η οποία και αντιστοιχεί σε ένα «ισοδύναμο φορτίο» μιας πραγματικής εργομηχανής. Η βαλβίδα επιβολής φορτίου επελέγη έναντι μιας συμβατικής «μηχανικής» διάταξης φορτίου, κυρίως λόγω των παρακάτω πλεονεκτημάτων:

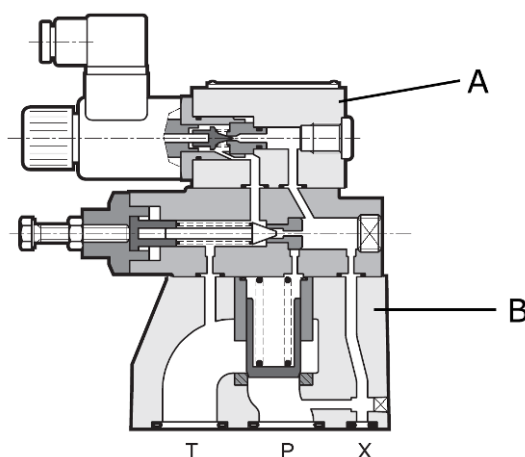
- Είναι πιο ασφαλής, καθώς δεν υπάρχουν μεγάλα μηχανικά φορτία (π.χ. αναρτημένα βάρη ή συμπιεσμένα ελατήρια), τα οποία σε περίπτωση ατυχήματος θα μπορούσαν να θέσουν σε κίνδυνο την ασφάλεια του χειριστή και των παρισταμένων.
- Καθως η πίεση αντίθλιψης μπορεί να ρυθμιστεί σε πραγματικό χρόνο, η διάταξη της βαλβίδας επιβολής φορτίου μπορεί να προσομοιώσει ένα πολύ μεγάλο εύρος «πραγματικών» φορτίων (σταθερό, γραμμικά αυξανόμενο/μειούμενο, παραβολικό, κ.ο.κ), χωρίς να απαιτηθεί κάποια αλλαγή στη διάταξη του κυκλώματος.
- Καθώς ο αρχικός σχεδιασμός του υδραυλικού κυκλώματος δεν προέβλεπε την ύπαρξη φορτίου στον κύλινδρο, η στήριξή του ίσως να μην ήταν επαρκής για την επιβολή φορτίου και να έπρεπε να τροποποιηθεί. Με τη χρήση της βαλβίδας φορτίου αυτές οι επιπλέον εργασίες δεν ήταν πλέον αναγκαίες.

Στο Σχήμα 4.11 φαίνεται η βαλβίδα επιβολής φορτίου που χρησιμοποιήθηκε, και στο Σχήμα 4.12 το διάγραμμα μιας παρόμοιας διάταξης.



Σχήμα 4.11

Η ηλεκτρικά ελεγχόμενη βαλβίδα επιβολής φορτίου (F). Διακρίνεται το ηλεκτρικό πηνίο ελέγχου της βαλβίδας πιλότου

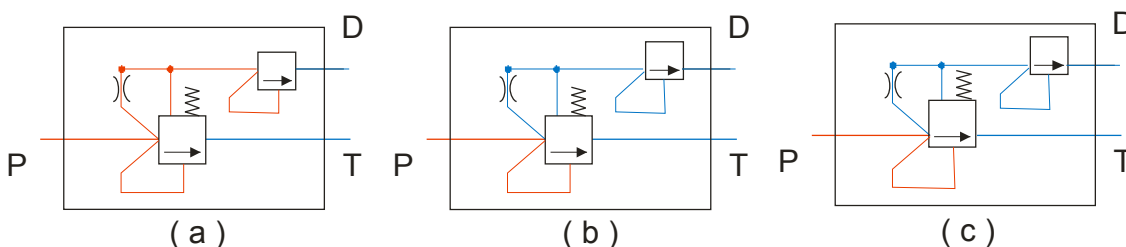


Σχήμα 4.12

Σχηματική παράσταση της βαλβίδας επιβολής φορτίου (F). Διακρίνεται η βαλβίδα πιλότος (A) και η κυρίως βαλβίδα (B)

Όπως φαίνεται, η βαλβίδα επιβολής φορτίου αποτελείται από δύο επιμέρους βαλβίδες, την ηλεκτρική βαλβίδα πιλότο (A) και τη κυρίως βαλβίδα (B). Η ηλεκτρική βαλβίδα πιλότος δέχεται

σήμα συνεχούς τάσης 0-10V, μέσω του οποίου ρυθμίζεται από το χειριστή η επιθυμητή πίεση αντίθλιψης. Η βαλβίδα πιλότος λειτουργεί με παροχή 0-1lt/min και έχει μέγιστη πίεση λειτουργίας 350bar, ενώ η κυρίως βαλβίδα έχει σχεδιαστεί για παροχή μέχρι 60lt/min, με μέγιστη πίεση λειτουργίας πάλι 350bar. Στο Σχήμα 4.13 φαίνεται ο τρόπος λειτουργίας της βαλβίδας φορτίου. Έτσι, όταν η πίεση είναι μικρότερη από την τιμή στην οποία έχει ρυθμιστεί η βαλβίδα πιλότος, τόσο αυτή, όσο και η κυρίως βαλβίδα παραμένουν κλειστές (Σχ. 4.13 a). Όταν η πίεση υπερβεί την πίεση ανοίγματος της βαλβίδας πιλότου τότε αυτή ανοίγει και μια μικρή παροχή λαδιού παροχετεύεται προς τη δεξαμενή μέσω της θυρίδας drain D (Σχ. 4.13 b). Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τη στιγμιαία πτώση πίεσης στον κλάδο του κυκλώματος που είναι συνδεδεμένη η βαλβίδα πιλότος, η οποία και προκαλεί μια διαφορά πίεσης εκατέρωθεν του εμβόλου της κυρίως βαλβίδας. Αυτή η διαφορά πίεσης έχει ως αποτέλεσμα τη μετακίνηση του εμβόλου και το άνοιγμα της κυρίως βαλβίδας (Σχ. 4.13 c), η οποία και οδηγεί την παροχή λαδιού στη γραμμή της επιστροφής.



Σχήμα 4.13
Λειτουργία της ηλεκτρικά ελεγχόμενης βαλβίδας επιβολής φορτίου

4.2.7 Μεταλλάκτης πίεσης (G)

Ο μεταλλάκτης πίεσης (G) είναι τοποθετημένος πριν από την είσοδο του υδραυλικού ρευστού στον δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, ώστε να μετράει την πίεση σε εκείνο το σημείο. Ανάλογα με τη φορά κίνησης του κυλίνδρου η πίεση την οποία μετράει είναι είτε εκείνη της γραμμής κατάθλιψης, είτε της επιστροφής. Κατασκευαστικά, είναι πανομοιότυπος με το μεταλλάκτη (A). Ο μεταλλάκτης φαίνεται στο Σχήμα 4.15.

4.2.8 Στραγγαλιστική βαλβίδα (H)

Η στραγγαλιστική βαλβίδα (H) είναι τοποθετημένη στο βραχυκύκλωμα που συνδέει την παροχή εισόδου και την παροχή εξόδου του υδραυλικού κυλίνδρου. Χρησιμοποιείται ώστε να επιτύχουμε μια ελεγχόμενη παροχή απευθείας από την είσοδο στην έξοδο του υδραυλικού κυλίνδρου, η οποία και θα προσομοιώνει την εσωτερική διαρροή του υδραυλικού κυλίνδρου, και πώς αυτή αυξάνεται με τη αύξηση της φθοράς στο εσωτερικό του. Η στραγγαλιστική βαλβίδα που χρησιμοποιήθηκε έχει περιστροφικό ρυθμιστικό, δύο σταδίων, με τη δυνατότητα στραγγαλισμού μεγάλης ακρίβειας στις 3 πρώτες περιστροφές του ρυθμιστικού. Αυτό μας δίνει τη δυνατότητα ρύθμισης της παροχής που περνάει διαμέσου του «βραχυκυκλώματος»

με μεγάλη ακρίβεια, ούτως ώστε να μπορούν να προσομοιωθούν διάφορα στάδια εσωτερικής φθοράς του υδραυλικού κυλίνδρου. Η βαλβίδα φαίνεται στο Σχήμα 4.16.

4.2.9 Στραγγαλιστική βαλβίδα (I)

Η στραγγαλιστική βαλβίδα (I) είναι τοποθετημένη στο βραχυκύκλωμα που συνδέει τις θυρίδες κατάθλιψης με τις θυρίδες επιστροφής στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 ρύθμισης κατεύθυνσης. Και εδώ, ο στόχος είναι με τη χρήση της στραγγαλιστικής βαλβίδας να δημιουργήσουμε μια ελεγχόμενη παροχή διαμέσου του «βραχυκυκλώματος» η οποία και θ'αντιστοιχεί στην εσωτερική διαρροή στη βαλβίδα. Η στραγγαλιστική βαλβίδα που έχει χρησιμοποιηθεί είναι πανομοιότυπη με τη στραγγαλιστική βαλβίδα (H). Η βαλβίδα (I) φαίνεται στο Σχήμα 4.17.



Σχήμα 4.14
Ο μεταλλάκτης πίεσης (D)



Σχήμα 4.15
Ο μεταλλάκτης πίεσης (G)



Σχήμα 4.16
Η στραγγαλιστική βαλβίδα (H)



Σχήμα 4.17
Η στραγγαλιστική βαλβίδα (I)

4.2.10 Παροχόμετρο (J)

Το παροχόμετρο (L) είναι συνδεδεμένο στην επιστροφή του υδραυλικού κυκλώματος μετά τη στραγγαλιστική βαλβίδα (K), ούτως ώστε να μετράει τη συνολική παροχή στη γραμμή επιστροφής. Κατασκευαστικά, είναι πανομοιότυπο με το παροχόμετρο (A), με το ίδιο εύρος και ακρίβεια λειτουργίας, και φαίνεται στο Σχήμα 4.18.

4.2.11 Μεταλλάκτης πίεσης (K)

Ο μεταλλάκτης πίεσης (K) είναι συνδεδεμένος στη γραμμή κατάθλιψης, αμέσως μετά τα δύο στραγγαλιστικά (8 και 9), και μετρά την πίεση σε εκείνο το σημείο. Κατασκευαστικά, είναι πανομοιότυπος με το μεταλλάκτη (A), με το ίδιο εύρος και ακρίβεια λειτουργίας. Ο μεταλλάκτης φαίνεται στο Σχήμα 4.19.

4.2.12 Ανεπίστροφη βαλβίδα (L)

Η ανεπίστροφη βαλβίδα (L) είναι τοποθετημένη παράλληλα με τη βαλβίδα επιβολής φορτίου (F). Διαμέσου της περνάει η παροχή υδραυλικού ρευστού προς τον αριστερό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου όταν το έμβολο κινείται προς τα δεξιά, καθώς η βαλβίδα επιβολής φορτίου δεν επιτρέπει την παροχή λαδιού με αντίθετη φορά διαμέσου της. Η βαλβίδα φαίνεται στο Σχήμα 4.20.



Σχήμα 4.18
Το παροχόμετρο (J)



Σχήμα 4.19
Ο μεταλλάκτης πίεσης (K)



Σχήμα 4.20
Η ανεπίστροφη βαλβίδα (L)

4.2.13 Μονάδα λήψης σημάτων (DAQ Unit).

Η μονάδα λήψης σημάτων είναι κατασκευής της εταιρείας Agilent και χρησιμοποιείται τόσο για τη λήψη των σημάτων από τα μετρητικά όργανα και αισθητήρια, όσο και για τον έλεγχο της βαλβίδας επιβολής φορτίου. Πιο συγκεκριμένα, η μονάδα διαθέτει 16 αναλογικά κανάλια εισόδου και 2 αναλογικά κανάλια εξόδου, με μέγιστο ρυθμό δειγματοληψίας 500kSa/s. Στη συγκεκριμένη διάταξη χρησιμοποιούνται 8 κανάλια εισόδου για τη μέτρηση των σημάτων από τα παροχόμετρα και τους μεταλλάκτες πίεσης και τα παροχόμετρα (κάτι που δίνει μέγιστο ρυθμό δειγματοληψίας 62,5kHz ανά κανάλι) και ένα αναλογικό κανάλι εξόδου, το οποίο δίνει ηλεκτρικό σήμα στη βαλβίδα πιλότο της βαλβίδας ρύθμισης φορτίου, ώστε να οριστεί η επιθυμητή πίεση αντίθλιψης. Η μονάδα διαθέτει και 24 ψηφιακά κανάλια εισόδου/εξόδου, τα οποία όμως στην παρούσα διαμόρφωση δεν χρησιμοποιούνται. Τα ψηφιοποιημένα δεδομένα από τη μονάδα λήψης σημάτων μεταφέρονται μέσω του διάυλου USB 2.0. Η μονάδα λήψης σημάτων, με συνδεδεμένο το καλώδιο που μεταφέρει τα σήματα από τα αισθητήρια, φαίνεται στο Σχήμα 4.21.

4.2.14 Ηλεκτρονικός υπολογιστής (PC).

Για τη λήψη, επεξεργασία και αποθήκευση των δεδομένων από τη μονάδα λήψης σημάτων χρησιμοποιείται ένας ηλεκτρονικός υπολογιστής (PC). Ο υπολογιστής έχει επεξεργαστή Pentium 4 με δύο εικονικούς πυρήνες (hyperthreading) με συχνότητα λειτουργίας 2,0GHz και 512MB μνήμης RAM. Για τη λήψη των δεδομένων από τη μονάδα λήψης σημάτων χρησιμοποιείται το λογισμικό Measurement Manager της Agilent, το οποίο προσφέρει τη δυνατότητα ρύθμισης των παραμέτρων δειγματοληψίας, καθώς και πολλές ευκολίες σε ο,τι αφορά την αποθήκευση και επεξεργασία των δεδομένων. Ο ηλεκτρονικός υπολογιστής φαίνεται στο Σχήμα 4.22.



Σχήμα 4.21
Η μονάδα λήψης σημάτων (DAQ Unit)



Σχήμα 4.22
Ο Η/Υ με το software Agilent
Measurement Manager

4.3 Πειραματικά μεγέθη που μπορούν να μετρηθούν με την αναβαθμισμένη υδραυλική εγκατάσταση

Με την υπάρχουσα διάταξη των μετρητικών οργάνων στο υδραυλικό κύκλωμα, μπορούν να μετρηθούν ή να υπολογιστούν με έμμεσο τρόπο τα περισσότερα από τα χαρακτηριστικά μεγέθη του. Πιο αναλυτικά, τα μεγέθη που μπορούν να μετρηθούν ή να υπολογιστούν είναι τα εξής.

- Συνολική παροχή υδραυλικού ρευστού που εισέρχεται στο κυρίως υδραυλικό κύκλωμα. Το μέγεθος αυτό μπορεί να μετρηθεί απευθείας από το παροχόμετρο (B)
- Πίεση στην έξοδο της αντλίας. Το μέγεθος αυτό μπορεί να μετρηθεί απευθείας από το μεταλλάκτη πίεσης (A).
- Πίεση στην έξοδο των στραγγαλιστικών βαλβίδων (8) και (9). Το μέγεθος αυτό μπορεί να μετρηθεί απευθείας από το μεταλλάκτη πίεσης (K).
- Πτώση πίεσης στον κλάδο του κυκλώματος που περιλαμβάνει την βαλβίδα 4/2 (7) και τα στραγγαλιστικά (8) και (9). Το μέγεθος αυτό μπορεί να υπολογιστεί έμμεσα από τις τιμές των μεταλλακτών πίεσης (A) και (K).
- Συνολική παροχή ρευστού που εισέρχεται στον υδραυλικό κύλινδρο. Το μέγεθος αυτό μπορεί να μετρηθεί απευθείας μέσω του παροχόμετρου (C).
- Πίεση στον αριστερό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου. Το μέγεθος αυτό μπορεί να μετρηθεί απευθείας από το μεταλλάκτη πίεσης (D).
- Μετατόπιση βάρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Το μέγεθος αυτό μπορεί να μετρηθεί απευθείας μέσω του ενδείκτη θέσεως (E). Επιπλέον, υπολογίζοντας την πρώτη και τη δεύτερη παράγωγο του σήματος του (E), μπορούμε να υπολογίσουμε την ταχύτητα και την επιτάχυνση του βάρου αντίστοιχα.
- Πίεση στον δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου. Το μέγεθος αυτό μπορεί να μετρηθεί απευθείας μέσω του μεταλλάκτη πίεσης (G).
- Παροχή στη γραμμή επιστροφής. Το μέγεθος αυτό μπορεί να μετρηθεί απευθείας μέσω του παροχόμετρου (J).
- Εσωτερική διαρροή του υδραυλικού κυλίνδρου. Η εσωτερική διαρροή του κυλίνδρου, η οποία προσομοιώνεται από τη στραγγαλιστική βαλβίδα (H) υπολογίζεται έμμεσα. Μέσω του παροχόμετρου (C) υπολογίζεται η συνολική παροχή λαδιού η οποία εισέρχεται στον υδραυλικό κύλινδρο (σε αυτή προστίθεται και η παροχή που καταλήγει στο drain, η οποία υπολογίζεται από τις ενδείξεις των παροχόμετρων B και J), ενώ από τη γραμμική ταχύτητα του βάρου υπολογίζεται η παροχή λαδιού η οποία παραμένει μέσα στον κύλινδρο και κινεί το εμβόλο του. Η διαφορά της, είναι η εσωτερική διαρροή του κυλίνδρου.
- Εσωτερική διαρροή της υδραυλικής βαλβίδας. Η εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα, η οποία προσομοιώνεται από τη στραγγαλιστική βαλβίδα (K), υπολογίζεται έμμεσα. Από το παροχόμετρο (B) μετράται η συνολική παροχή που καταλήγει στην υδραυλική βαλβίδα και αντίστοιχα από το παροχόμετρο (C) μετράται η παροχή που καταλήγει στον υδραυλικό κύλινδρο. Η διαφορά τους είναι η εσωτερική διαρροή στη βαλβίδα.

- Υπολογισμός παροχής παροχέτευσης (drain) βαλβίδας ρύθμισης φορτίου. Για να εξακριβωθεί κατά πόσον η παροχή παροχέτευσης (drain) της βαλβίδας ρύθμισης φορτίου, η οποία καταλήγει απευθείας στη δεξαμενή χωρίς να μπορεί να μετρηθεί από κάποιο παροχόμετρο, επηρεάζει σημαντικά τα πειραματικά αποτελέσματα, η τιμή της μπορεί να υπολογιστεί με έμμεσο τρόπο. Αφαιρώντας από την τιμή του παροχόμετρου (B) (η συνολική παροχή που καταλήγει στο κυρίως υδραυλικό κύκλωμα), την τιμή του παροχόμετρου (J) (η συνολική παροχή στη γραμμή της επιστροφής), υπολογίζεται η τιμή της παροχής παροχέτευσης (drain) της βαλβίδας ρύθμισης φορτίου.

4.4 Πειράματα τα οποία θα πραγματοποιηθούν με την αναβαθμισμένη υδραυλική εγκατάσταση

Το γνωστικό πεδίο των βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης είναι πραγματικά ανεξάντλητο, και η ταυτόχρονη μελέτη του συνόλου του με τη χρήση μιας και μόνο πειραματικής διάταξης είναι πρακτικά ανέφικτη. Για το λόγο αυτό, έγινε προσεκτική επιλογή του υποσυνόλου των βλαβών οι οποίες και αποτελούν το αντικείμενο της παρούσας διδακτορικής διατριβής, με γνώμονα τη σημασία τους στη σωστή λειτουργία του υδραυλικού κυκλώματος, αλλά και την πρωτοτυπία της επιστημονικής έρευνας. Έτσι, οι βλάβες τις οποίες η παρούσα διάταξη έχει φτιαχτεί για να προσομοιώσει είναι οι εξής:

- Η εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο, από το θάλαμο υψηλής πίεσης στο θάλαμο χαμηλής πίεσης. Η διαρροή αυτή προσομοιώνεται μέσω της στραγγαλιστικής βαλβίδας (H). Με τον τρόπο αυτό μπορεί να μελετηθεί η επίδραση που έχει η εσωτερική διαρροή στον κύλινδρο στη γενικότερη λειτουργία του υδραυλικού κυκλώματος, και πώς η επίδραση αυτή αυξάνεται με την αύξηση της διαρροής και την μεταβολή του φορτίου.
- Η εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 επιλογής φοράς κίνησης του υδραυλικού κυκλώματος, από τις θυρίδες υψηλής πίεσης (εργασίας) στις θυρίδες χαμηλής πίεσης (επιστροφής). Η διαρροή αυτή προσομοιώνεται με τη χρήση της στραγγαλιστικής βαλβίδας (I). Με τον τρόπο αυτό μπορεί να μελετηθεί η επίδραση που έχει η εσωτερική διαρροή της βαλβίδας στη γενικότερη λειτουργία του υδραυλικού κυκλώματος, και πώς η επίδραση αυτή αυξάνεται με την αύξηση της διαρροής και την μεταβολή του φορτίου.

Οι λόγοι για τους οποίους επελέγησαν οι δύο βλάβες που προαναφέρθηκαν είναι οι εξής:

- Οι εσωτερικές διαρροές στους υδραυλικούς κυλίνδρους και τις βαλβίδες ανήκουν στην κατηγορία των «κρυφών» βλαβών. Έτσι, σε αντίθεση για παράδειγμα με τις περιπτώσεις εμφανούς εξωτερικής διαρροής, στις εσωτερικές διαρροές δεν υπάρχει κάποια οπτική ή ακουστική ένδειξη για την ύπαρξη και την εξέλιξή τους, με αποτέλεσμα να είναι εξαιρετικά δύσκολη η αναγνωρισή τους στα πρωταρχικά στάδια και πριν αυτές δημιουργήσουν σοβαρά προβλήματα στη λειτουργία του υδραυλικού κυκλώματος.
- Το γνωστικό πεδίο των βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης είναι εξαιρετικά δημοφιλές, και αντικείμενο επισταμένης έρευνας. Παρ'αυτά, το μεγαλύτερο ποσοστό

της σχετικής έρευνας έχει ως αντικείμενο την ανάπτυξη μεθόδων αναγνώρισης και διάγνωσης βλαβών που αφορούν τις αντλίες (και τους υδραυλικούς κινητήρες) υψηλής πίεσης, λόγω κυρίως του ότι αυτά είναι συνήθως τα ακριβότερα εξάρτηματα του υδραυλικού κυκλώματος. Αυτό έχει αφήσει ένα σχετικό κενό στο πεδίο της αναγνώρισης βλαβών στις υδραυλικές βαλβίδες και τους υδραυλικούς κυλίνδρους, το οποίο όμως με τη σειρά του αποτελεί ένα εξαιρετικά γόνιμο έδαφος για τη διενέργεια ουσιαστικής βασικής έρευνας.

5. ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΤΟΥ ΥΔΡΑΥΛΙΚΟΥ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ ΜΕ ΤΗ ΜΕΘΟΔΟ ΤΩΝ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ ΔΕΣΜΩΝ

5.1 Η μέθοδος των Διαγραμμάτων Δεσμών

5.1.1 Γενικά

Η μέθοδος μοντελοποίησης των Διαγραμμάτων Δεσμών Ισχύος (Power Bond Graphs) ή, απλούστερα, Διαγραμμάτων Δεσμών (Bond Graphs) δημιουργήθηκε από τον καθηγητή Henry M. Paynter (1923-2002). Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιείται για την αναπαράσταση διάφορων φυσικών συστημάτων και της αλληλεπίδρασης μεταξύ τους χρησιμοποιώντας τη ροή της ισχύος από το ένα στο άλλο. Η ισχύς στα διαγράμματα δεσμών ορίζεται ως το γινόμενο των μεταβλητών του «σθένους» e (effort) επί την «ροή» f (flow). Ανάλογα με τον τύπο του συστήματος που εξετάζεται, το σθένος και η ροή είναι διαφορετικά φυσικά μεγέθη. Σε ένα ηλεκτρικό σύστημα για παράδειγμα το σθένος είναι η διαφορά δυναμικού (τάση) και η ροή το ηλεκτρικό ρεύμα. Αντίστοιχα, σε ένα υδραυλικό κύκλωμα σθένος είναι η πίεση και ροή η παροχή υδραυλικού ρευστού, κ.ο.κ. Η αντιστοιχία σθένους και ροής για τις διάφορες κατηγορίες φυσικών συστημάτων φαίνεται στον Πίνακα 5.1.

Σύστημα	Σθένος	Μονάδα Σθένους	Ροή	Μονάδα Ροής
Μηχανικό γραμμικής κίνησης	Δύναμη (F)	N	Ταχύτητα (v)	m/s
Μηχανικό περιστροφικής κίνησης	Ροπή (T)	Nm	Γωνιακή ταχύτητα (ω)	rad/s
Ηλεκτρικό	Τάση (V)	V	Ρεύμα (I)	A
Υδραυλικό	Πίεση (P)	Pa	Παροχή ρευστού (Q)	m ³ /s
Θερμικό	Θερμοκρασία (T)	°C ή K	Εντροπία (S)	W/°C

Πίνακας 5.1

Αντιστοιχία μεταβλητών σθένους και ροής για διάφορα φυσικά συστήματα

5.1.2 Ροή ισχύος στα διαγράμματα δεσμών

Με τα διαγράμματα δεσμών, οπτικοποιείται η ροή της ισχύος (ως γινόμενο του σθένους επί τη ροή) από το ένα στοιχείο του συστήματος στο άλλο. Η ροή της ισχύος σε ένα δεσμό συμβολίζεται με ένα βέλος με μισή ακμή. Στο βέλος αυτό είναι σημειωμένη με μία κάθετη μπάρα και η αιτιότητα του δεσμού, δηλαδή ποιο από τα δύο συνδεδεμένα στοιχεία καθορίζει την τιμή του σθένους και ποιο την τιμή της ροής. Το στοιχείο που έχει τη μπάρα αιτιότητας καθορίζει τη μεταβλητή της ροής του δεσμού, ενώ το άλλο στοιχείο καθορίζει τη μεταβλητή σθένους του δεσμού. Ένα σχηματικό παράδειγμα ενός τέτοιου δεσμού φαίνεται στο Σχήμα 5.1 όπου φαίνεται το διάγραμμα δεσμού ισχύος ανάμεσα σε ένα ηλεκτροκινητήρα με έλεγχο σταθερής εξό-

δου ροπής ο οποίος κινεί ένα τροχό. Η ροή της ισχύος από τον κινητήρα στον τροχό συμβολίζεται από το βέλος με τη μισή ακμή, ενώ η μπάρα αιτιότητας είναι στην πλευρά του τροχού. Αυτό σημαίνει ότι ο τροχός καθορίζει τη ροή (εν προκειμένω, τη γωνιακή ταχύτητα) του δεσμού, ενώ το άλλο άκρο, ο ηλεκτροκινητήρας καθορίζει το σθένος (τη ροπή) του δεσμού.



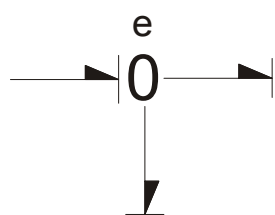
Σχήμα 5.1

Παράδειγμα διαγράμματος δεσμών με αιτιότητα

5.1.3 Βασικά στοιχεία των διαγραμμάτων δεσμών

Ένα από τα βασικά πλεονεκτήματα των διαγραμμάτων δεσμών είναι η ικανότητά τους να μοντελοποιούν διαφορετικά φυσικά συστήματα χρησιμοποιώντας τις ίδιες αρχές και μία τυποποιημένη ομάδα βασικών στοιχείων. Αυτά είναι τα εξής.

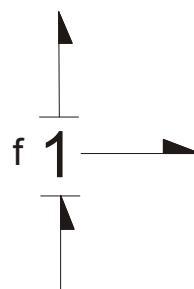
α) Κόμβος κοινού σθένους “0”. Τα στοιχεία που συνδέονται σε ένα κόμβο κοινού σθένους έχουν όλα το ίδιο σθένος, ενώ το αλγεβρικό άθροισμα των ρών τους είναι ίσο με μηδέν. Το κοινό σθένος του κόμβου καθορίζεται από ένα από τα στοιχεία του, το οποίο αναγνωρίζεται στο διάγραμμα επειδή είναι το μόνο του οποίου η μπάρα αιτιότητας είναι στην πλευρά του κόμβου. Ένα παράδειγμα κόμβου κοινού σθένους φαίνεται στο Σχήμα 5.2.



Σχήμα 5.2

Κόμβος κοινού σθένους

β) Κόμβος κοινής ροής “1”. Αντίστοιχα, τα στοιχεία που συνδέονται σε ένα κόμβο κοινού σθένους έχουν όλα την ίδια ροή, ενώ το αλγεβρικό άθροισμα του σθένους τους είναι ίσο με μηδέν. Η κοινή ροή του κόμβου καθορίζεται από ένα από τα στοιχεία του, το οποίο αναγνωρίζεται στο διάγραμμα επειδή είναι το μόνο του οποίου η μπάρα αιτιότητας δεν είναι στην πλευρά του κόμβου. Ένα παράδειγμα κόμβου κοινής ροής φαίνεται στο Σχήμα 5.3.



Σχήμα 5.3

Κόμβος κοινής ροής

γ) Πηγή σθένους “Se”. Ένα στοιχείο του κυκλώματος θεωρείται ως πηγή σθένους όταν η τιμή του σθένους του είναι αναλλοίωτη ανεξάρτητα με το υπόλοιπο σύστημα. Για παράδειγμα, σε ένα ηλεκτρικό κύκλωμα, ένα τροφοδοτικό που παρέχει σταθερή τάση στο υπόλοιπο κύκλωμα μπορεί να θεωρηθεί πηγή σθένους. Το σύμβολο για την πηγή σθένους φαίνεται στο Σχήμα 5.4.

δ) Πηγή ροής “Sf”. Ένα στοιχείο του κυκλώματος θεωρείται ως πηγή ροής όταν η τιμή της ροής του είναι αναλλοίωτη ανεξάρτητα με το υπόλοιπο σύστημα. Για παράδειγμα, ένας ηλεκτροκινητήρας που λειτουργεί με σταθερή γωνιακή ταχύτητα και δίνει κίνηση σε μια αντλία μπορεί να θεωρηθεί πηγή ροής. Το σύμβολο για την πηγή ροής φαίνεται στο Σχήμα 5.5.



Σχήμα 5.4
Πηγή σθένους



Σχήμα 5.5
Πηγή ροής

γ) Στοιχείο διάχυσης ενέργειας “R”. Το στοιχείο διάχυσης ενέργειας χρησιμοποιείται για να μοντελοποιηθούν οι απώλειες ενέργειας (π.χ. λόγω τριβών, ή οι απώλειες λόγω υδραυλικών αντιστάσεων) σε ένα σύστημα. Το στοιχείο αυτό περιγράφεται ως μια συνάρτηση της μορφής $e = R(f)$ ή $f = R(e)$. Για παράδειγμα, η πτώση πίεσης σε ένα τμήμα σωλήνωσης υδραυλικού κυκλώματος με στρωτή ροή μπορεί να θεωρηθεί γραμμική συνάρτηση της παροχής. Έτσι, αν θεωρήσουμε ότι η υδραυλική αντίσταση είναι R, η συνάρτηση έχει τη μορφή:

$$\Delta P = R \cdot Q \quad (5.1)$$

Το στοιχείο R φαίνεται στο Σχήμα 5.6.

δ) Στοιχείο χωρητικής αποθήκευσης ισχύος (αποθήκευσης δυναμικής ενέργειας) “C”. Σε ένα στοιχείο χωρητικής αποθήκευσης ισχύος η διατήρηση σταθερής ροής συνεπάγεται αύξηση του σθένους του. Ως τέτοια στοιχεία μοντελοποιούνται διατάξεις όπως τα ελατήρια και οι υδραυλικοί συσσωρευτές. Το στοιχείο αυτό περιγράφεται ως μια συνάρτηση της μορφής $e = C(f)$ ή $f = C(e)$. Στην απλούστερη περίπτωση γραμμικής ικανότητας χωρητικότητας η συνάρτηση είναι της μορφής:

$$e = \frac{1}{C} \cdot \int f \cdot dt + E(0) \quad (5.2)$$

Για παράδειγμα, σε ένα γραμμικό ελατήριο η Εξίσωση 5.2 παίρνει τη μορφή:

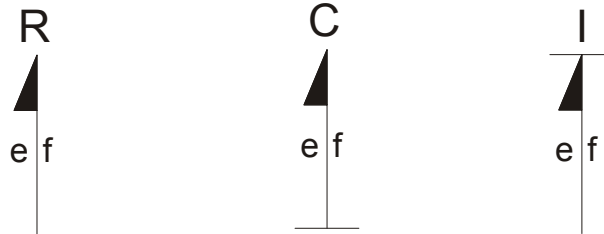
$$F = \frac{1}{C_k} \cdot \int \dot{x} \cdot dt + F(0) \quad (5.3)$$

όπου C_k η σταθερά του ελατηρίου, F η δύναμη που ασκείται και \dot{x} η σχετική ταχύτητα του ενός άκρου ως προς το άλλο. Η ροή ισχύος στα στοιχεία αυτά μπορεί να είναι είτε θετική είτε αρνητική. Το στοιχείο C φαίνεται στο Σχήμα 5.6.

ε) Στοιχείο αδρανειακής αποθήκευσης ισχύος (αποθήκευσης κινητικής ενέργειας) “I”. Το στοιχείο αυτό χρησιμοποιείται για τη μοντελοποίηση μιας αδράνειας, η οποία επιταχυνόμενη, αποκτά ταχύτητα και αποθηκεύει κινητική ενέργεια. Στα στοιχεία αυτά, η μεταβλητή ροής είναι χρονικό ολοκλήρωμα της μεταβλητής σθένους. Η πιο χαρακτηριστική περίπτωση στοιχείου αδρανειακής αποθήκευσης ισχύος είναι η επιτάχυνση μιας μάζας με βάση το νόμο του Νεύτωνα, όπου έχουμε ότι:

$$\dot{x} = \frac{1}{I_m} \cdot \int F \cdot dt + \dot{x}(0) \quad (5.4)$$

όπου \dot{x} η ταχύτητα, I_m η μάζα και F η δύναμη που της ασκείται. Όπως και στα χωρητικά συστήματα αποθήκευσης, και εδώ η ροή ισχύος μπορεί να είναι είτε θετική είτε αρνητική. Το στοιχείο I φαίνεται στο Σχήμα 5.6.



Σχήμα 5.6

Στοιχείο διάχυσης ενέργειας “R” (αριστερά), στοιχείο χωρητικής αποθήκευσης ενέργειας “C” (κέντρο) και στοιχείο αδρανειακής αποθήκευσης ενέργειας “I” (αριστερά). Η αιτιότητα των C και I είναι πάντα η ίδια, ενώ του R εξαρτάται από τα υπόλοιπα στοιχεία του συστήματος

στ) Μετασχηματιστής “TF”. Ο μετασχηματιστής (transformer) υποδηλώνει τη μετατροπή της ισχύος από μια μορφή σε μια άλλη. Για παράδειγμα μια υδραυλική αντλία είναι ένας μετασχηματιστής, αφού μετατρέπει τη μηχανική ισχύ στην είσοδό της σε υδραυλική ισχύ στην έξοδο. Ο μετασχηματιστής έχει είσοδο σθένος e_1 με ροή f_1 και έξοδο σθένος e_2 με ροή f_2 , για τα οποία ισχύουν οι εξής σχέσεις:

$$e_1 \cdot f_1 = e_2 \cdot f_2 \quad (5.5)$$

$$f_2 = r \cdot f_1 \quad (5.6)$$

$$e_2 = \frac{1}{r} \cdot e_1 \quad (5.7)$$

όπου r η σταθερά μετασχηματισμού. Το σύμβολο του μετασχηματιστή φαίνεται στο Σχήμα 5.7

ζ) Αντιστροφέας “GY”. Ο αντιστροφέας (gyrator) συσχετίζει τη ροή στην είσοδό του με το σθένος στην έξοδό του και αντίστοιχα το σθένος στην είσοδο με τη ροή στην έξοδο. Όπως και ο μετασχηματιστής, έτσι και ο αντιστροφέας έχει είσοδο σθένος e_1 με ροή f_1 και έξοδο σθένος e_2 με ροή f_2 , για τα οποία ισχύουν οι εξής σχέσεις:

$$e_1 \cdot f_1 = e_2 \cdot f_2 \quad (5.8)$$

$$e_1 \cdot k = f_2 \quad (5.9)$$

$$f_1 \cdot \frac{1}{k} = e_2 \quad (5.10)$$

όπου k η σταθερά αντιστροφής. Το σύμβολο του αντιστροφέα φαίνεται στο Σχήμα 5.8



Σχήμα 5.7
Σύμβολο μετασχηματιστή



Σχήμα 5.8
Σύμβολο αναστροφέα

Εκτός από τα βασικά στοιχεία που αναφέρθηκαν πιο πάνω υπάρχουν και αρκετές παραλλαγές αυτών, οι οποίες και χρησιμοποιούνται για τη μοντελοποίηση πιο σύνθετων και πολύπλοκων συστημάτων. Επιπλέον, η έρευνα πάνω στα διαγράμματα δεσμών έχει οδηγήσει στη δημιουργία παραλλαγών της αρχικής ιδέας με κυριότερο παράδειγμα τα υβριδικά διαγράμματα δεσμών, τα οποία χρησιμοποιούνται για την περιγραφή δυναμικών συστημάτων με ασυνέχειες. Η περιγραφή και η θεωρία τους όμως ξεφεύγει από τους σκοπούς της παρούσας διδακτορικής διατριβής, και γι' αυτό το λόγο δεν θα επεκταθεί περαιτέρω.

5.2 Μοντελοποίηση υδραυλικού κυκλώματος Herion

5.2.1 Εισαγωγή

Η μοντελοποίηση της αναβαθμισμένης υδραυλικής εγκατάστασης Herion με τη μέθοδο των Διαγραμμάτων Δεσμών έγινε με τη χρήση της έκδοσης 4.1 του λογισμικού 20-Sim, ακολουθώντας τις βασικές αρχές και συμβολισμούς όπως αυτές περιγράφονται στις Παραπομπές 62 και 64, βάσει της μεθοδολογίας που είχε ακολουθηθεί σε παρόμοιες περιπτώσεις όπως αυτές που περιγράφονται στις Παραπομπές 13, 61 και 63. Προκειμένου να μοντελοποιηθεί, το υδραυλικό κύκλωμα υψηλής πίεσης «χωρίστηκε» νοητά στα κυριότερα μέρη του, καθένα από τα οποία εν συνεχεία μοντελοποιήθηκε ξεχωριστά. Στο τέλος, το μοντέλο ολόκληρου του υδραυλικού κυκλώματος δημιουργήθηκε συνθέτοντας και συνδέοντας τα επιμέρους μοντέλα.

Η μέθοδος αυτή ακολουθήθηκε προκειμένου τα εξαρτήματα των οποίων οι βλάβες μελετώνται (η βαλβίδα 4/2 και ο υδραυλικός κύλινδρος) να μοντελοποιηθούν με περισσότερη λεπτομέρεια και μεγαλύτερη ακρίβεια σε σύγκριση με τα άλλα εξαρτήματα (όπως για παράδειγμα την αντλία). Με τον τρόπο αυτό, επιτυγχάνουμε τη λεπτομερή μοντελοποίηση των εξαρτημάτων που μας ενδιαφέρουν, χωρίς όμως καταλήγουμε σε ένα υπερβολικά πολύπλοκο μοντέλο ολόκληρου του κυκλώματος, το οποίο είναι δύσκολο στην κατανόηση και απαιτεί χρόνο και υψηλή επεξεργαστική ισχύ για την προσομοίωση της λειτουργίας του. Τα κύρια μέρη στα οποία «χωρίστηκε» το υδραυλικό κύκλωμα υψηλής πίεσης είναι τα εξής:

- Το συγκρότημα της αντλίας υψηλής πίεσης - ηλεκτροκινητήρα και του κυρίως ασφαλιστικού του κυκλώματος.
- Το τμήμα του κυκλώματος με τις σωληνώσεις και τα λοιπά παρελκόμενα από την έξοδο της αντλίας μέχρι την είσοδο της βαλβίδας 4/2 επιλογής φοράς κίνησης (11).
- Η βαλβίδα 4/2 επιλογής φοράς κίνησης (11).

- Το τμήμα του κυκλώματος με τις σωληνώσεις και τα λοιπά παρελκόμενα από την έξοδο της βαλβίδας 4/2 επιλογής φοράς κίνησης (11) μέχρι την είσοδο του υδραυλικού κυλίνδρου (26).
- Η διάταξη επιβολής φορτίου στον υδραυλικό κύλινδρο.
- Ο υδραυλικός κύλινδρος (26).
- Το τμήμα του κυκλώματος με τις σωληνώσεις και τα λοιπά παρελκόμενα από την έξοδο του υδραυλικού κυλίνδρου μέχρι την είσοδο της βαλβίδας 4/2 επιλογής φοράς κίνησης.
- Το τμήμα του κυκλώματος με τις σωληνώσεις και τα λοιπά παρελκόμενα από την έξοδο της βαλβίδας 4/2 (11), μέχρι και τη δεξαμενή υδραυλικού ρευστού.

Η διαδικασία μοντελοποίησης των κύριων μερών του κυκλώματος περιγράφεται λεπτομερώς στη συνέχεια.

5.2.2 Μοντελοποίηση υποσυγκροτήματος αντλίας υψηλής πίεσης, ηλεκτροκινητήρα και κύριου ασφαλιστικού

α) Μοντελοποίηση Αντλίας

Στις πειραματικές μετρήσεις, η αντλία βρίσκεται στη μόνιμη κατάσταση λειτουργίας της, περιστεφόμενη με σταθερή γωνιακή ταχύτητα. Έτσι, στη διαδικασία μοντελοποίησης της αντλίας παραλείπονται τα δυναμικά φαινόμενα που παρατηρούνται στο σταμάτημα ή το ξεκίνημά της λειτουργίας της. Δεδομένου επίσης ότι η αντλία είναι σταθερής παροχής, μπορούμε να παραλείψουμε την αδράνεια των κινούμενων μερών καθώς και την εσωτερική τριβή τους από τη μοντελοποίησή της. Επιπλέον, η αντλία που χρησιμοποιείται στο κύκλωμα είναι περυγιοφόρος (vane pump), και ένα από τα σημαντικότερα πλεονεκτήματά της είναι η ομαλή παροχή στην έξοδό της, χωρίς αξιοσημείωτες διακυμάνσεις. Βάσει αυτών των παραδοχών, η αντλία μοντελοποιείται σαν μετασχηματιστής μηχανικής ισχύος σε υδραυλική, με λόγο μετασχηματισμού ίσο με την ειδική παροχή της αντλίας V_p και είσοδο μια σταθερή πηγή ροής (γωνιακής ταχύτητας από τον ηλεκτροκινητήρα) και ως έξοδο μια πηγή ροής S_{Qp} .

Το κύριο χαρακτηριστικό της αντλίας υψηλής πίεσης το οποίο λαμβάνεται υπ'όψιν κατά τη μοντελοποίησή της είναι, φυσικά, η εσωτερική διαρροή της. Η εσωτερική διαρροή της αντλίας μοντελοποιείται ως ένα φαινόμενο διαρροής αντίστασης R συνδεδεμένο σε ένα κόμβο κοινού σθένους «0». Στο Σχήμα 5.9 φαίνεται το μοντέλο της αντλίας υψηλής πίεσης λαμβάνοντας υπ'όψιν και την εσωτερική διαρροή της, όπου έχουμε ότι:

- Η πίεση στην έξοδο της αντλίας συμβολίζεται με P_p .
- Η παροχή της αντλίας στην έξοδό της συμβολίζεται με Q_p .
- Η αντίσταση που συναντά η παροχή του ρευστού που χάνεται λόγω των εσωτερικών διαρροών της αντλίας συμβολίζεται με R_{ip} .
- Η παροχή ρευστού που χάνεται λόγω των εσωτερικών διαρροών της αντλίας συμβολίζεται με Q_{ip} .

Η αιτία για την ύπαρξη εσωτερικών διαρροών στην αντλία υψηλής πίεσης είναι οι ανοχές των εξαρτημάτων της. Ως απολύτες τιμές, οι ανοχές αυτές είναι εξαιρετικά μικρές (της τάξεως των μερικών δεκάδων μm), λόγω όμως της υψηλής πίεσης του υδραυλικού ρευστού, η παροχή που χάνεται λόγω των εσωτερικών διαρροών στην αντλία είναι υπολογίσιμη. Λόγω των μικρών ανοχών και του μικρού ιξώδους που έχουν όλα σχεδόν τα σύγχρονα λάδια που χρησιμοποιούνται στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης, η ροή της παροχής που χάνεται λόγω των εσωτερικών διαρροών μπορεί να θεωρηθεί ως στρωτή. Συνεπώς, αυτό σημαίνει ότι μπορούμε να θεωρήσουμε πως:

$$Q_{lp} = \frac{1}{R_{lp}} \cdot \Delta P \quad (5.11)$$

όπου Q_{lp} είναι η παροχή που χάνεται λόγω των εσωτερικών διαρροών, R_{lp} είναι η αντίσταση ροής που συναντά η παροχή που χάνεται λόγω των εσωτερικών διαρροών και ΔP είναι η πτώση πίεσης κατά μήκος της διαδρομής που ακολουθεί το υδραυλικό ρευστό που χάνεται λόγω εσωτερικών διαρροών. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, το λάδι διαρρέει από την έξοδο της αντλίας προς τη δεξαμενή, συνεπώς μπορούμε να θεωρήσουμε ότι η πίεση στο τέλος της διαδρομής του υδραυλικού ρευστού είναι αμελητέα. Για το λόγο αυτό, η Εξίσωση 5.11 μπορεί να πάρει τη μορφή:

$$Q_{lp} = \frac{1}{R_{lp}} \cdot P_p \quad (5.12)$$

όπου P_p είναι η πίεση του υδραυλικού ρευστού στην έξοδο της αντλίας προς το κύκλωμα. Συνήθως, ο αναλυτικός υπολογισμός του R_{lp} είναι από πολύ δύσκολος ως αδύνατος. Για το λόγο αυτό, η τιμή του υπολογίζεται από τις καμπύλες παροχής της αντλίας που δίνει ο κατασκευαστής, στις οποίες χρησιμοποιείται η τεχνική της παρεμβολής (interpolation) ενδιάμεσων καμπυλών ή η χρήση εμπειρικών συντελεστών ώστε να προκύψει η ακριβέστερη δυνατή τιμή του R_{lp} .

Ένα ακόμη φαινόμενο το οποίο πρέπει να συμπεριληφθεί στη μοντελοποίηση της αντλίας είναι η συμπίεστικότητα του υδραυλικού ρευστού στην έξοδο της αντλίας. Καθώς η παροχή εξόδου της αντλίας συναντά την ήδη υπάρχουσα μάζα ρευστού, ένα μέρος της παροχής προσωρινά «χάνεται» λόγω της συμπίεστικότητας του ρευστού. Η ένταση του φαινομένου εξαρτάται τόσο από τα χαρακτηριστικά της αντλίας (παροχή, μέγεθος θυρίδας εξόδου), αλλά και από τα χαρακτηριστικά του κυκλώματος όπως το μήκος και η διάμετρος των σωληνώσεων, τα χαρακτηριστικά των βαλβίδων και των φίλτρων, ή ύπαρξη ή μη συσσωρευτών ενέργειας (accumulators) κ.ο.κ. Το φαινόμενο της συμπίεστικότητας του υδραυλικού ρευστού στην έξοδο της αντλίας μοντελοποιείται σαν ένα χωρητικό φαινόμενο "C" σε ένα κόμβο κοινού σθένους (πίεσης) «0», όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.10, στο οποίο έχουμε ότι:

- C_p είναι η έκφραση του χωρητικού φαινομένου που προκαλείται από τη συμπιεστότητα του υδραυλικού ρευστού στην έξοδο της αντλίας.
- ΔQ_p είναι η παροχή υδραυλικού ρευστού η οποία στιγμιαία «χάνεται» λόγω του χωρητικού φαινομένου που προκαλείται από τη συμπιεστότητα.
- Q_{ip} είναι η συνολική παροχή στην έξοδο της αντλίας και Q_{op} είναι η παροχή υδραυλικού ρευστού η οποία θα τροφοδοτηθεί στο επόμενο εξάρτημα.

Η συμπιεστότητα ενός υγρού περιγράφεται από το μέτρο ελαστικότητας όγκου (bulk modulus), το οποίο συμβολίζεται με B . Ο ορισμός του είναι ο εξής:

$$B = -V \cdot \frac{\Delta P}{\Delta V} \quad (5.13)$$

όπου V είναι ο αρχικός όγκος του υγρού που συμπιέζεται, ΔV είναι η μείωση του όγκου που προκαλείται από τη συμπίεση και ΔP είναι η μεταβολή της πίεσης η οποία προκαλείται από τη συμπίεση. Εάν $\Delta P > 0$, τότε $\Delta V < 0$, και για το λόγο αυτό χρησιμοποιείται και το πρόσημο (-), ούτως ώστε η τιμή του B να είναι θετική.

Η μοντελοποίηση της συμπιεστότητας του υδραυλικού ρευστού χρειάζεται συνήθως σε περιπτώσεις δυναμικών φαινομένων. Στην περίπτωση μας, μολονότι η αντλία βρίσκεται σε σταθερή και μόνιμη κατάσταση λειτουργίας, εντούτοις η αλλαγή της φοράς κίνησης του υδραυλικού κυλίνδρου και η αλλαγή θέσης λειτουργίας της βαλβίδας 4/2 μπορούν να προκαλέσουν μεταβατικά φαινόμενα στα οποία η συμπιεστότητα του υδραυλικού ρευστού είναι υπολογίσιμη, καθώς εξαιτίας της, ένα τμήμα της παροχής του υδραυλικού ρευστού στιγμιαία «εξαφανίζεται». Από την Εξίσωση 5.14 προκύπτει ότι:

$$B = -V \cdot \frac{dP}{dV} \quad (5.14)$$

η οποία σε δυναμική μορφή γίνεται:

$$B = -V \cdot \frac{\frac{dP}{dt}}{\frac{dV}{dt}} = -V \cdot \frac{\dot{P}}{\dot{V}} \quad (5.15)$$

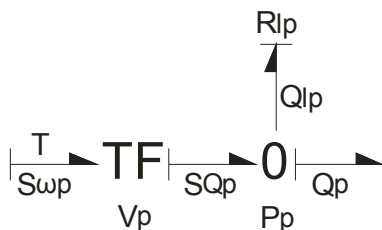
Αντικαθιστώντας το \dot{V} με $-Q_c$, το οποίο συμβολίζει τη «χαμένη» παροχή, έχουμε ότι:

$$B = V \cdot \frac{\dot{P}}{Q_c} \quad (5.16)$$

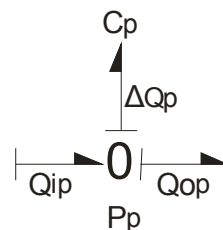
Έτσι, από την Εξίσωση (5.16) προκύπτει ότι:

$$P = \frac{B}{V} \cdot \int Q_c \cdot dt + P(0) \quad (5.17)$$

Η Εξίσωση (5.17) μπορεί να θεωρηθεί σαν μια γραμμική έκφραση του χωρητικού φαινομένου της συμπιεστότητας του υδραυλικού ρευστού όπου η χωρητικότητα υπολογίζεται ως $C=V/B$. Εδώ πρέπει να σημειωθεί ότι στο χωρητικό αυτό φαινόμενο συμπεριλαμβάνεται και το χωρητικό φαινόμενο που προκαλείται από την ποσότητα του λαδιού που βρίσκεται στις σωληνώσεις από την έξοδο της αντλίας μέχρι και την είσοδο της βαλβίδας 4/2 (11).



Σχήμα 5.9
Μοντέλο διαγράμματος δεσμών της αντλίας υψηλής πίεσης, και της εσωτερικής διαρροής της



Σχήμα 5.10
Μοντελοποίηση του χωρητικού φαινομένου που προκαλείται από τη συμπιεστότητα του υδραυλικού ρευστού στην έξοδο της αντλίας

β) Μοντελοποίηση του κύριου ασφαλιστικού του κυκλώματος

Το κύριο ασφαλιστικό του κυκλώματος χρησιμοποιείται ούτως ώστε η μέγιστη πίεση στο κύκλωμα να μην μπορεί να υπερβεί μια προκαθορισμένη μέγιστη τιμή. Ως εκ τούτου, παραμένει εντελώς κλειστό μέχρι η πίεση στο κύκλωμα να φτάσει την προκαθορισμένη τιμή ανοίγματος. Μόλις γίνει αυτό, το ασφαλιστικό ανοίγει σταδιακά, διοχετεύοντας ένα μέρος της παροχής της αντλίας πίσω στη δεξαμενή. Με τον τρόπο αυτό η πίεση στο κύκλωμα μειώνεται, και δεν επιτρέπεται να υπερβεί τη μέγιστη τιμή που έχει ορίσει ο χειριστής, κάτι που σε διαφορετική περίπτωση μπορεί να προκλέσει σοβαρό ατύχημα με καταστροφικές συνέπειες.

Για τη μοντελοποίηση του κύριου ασφαλιστικού του κυκλώματος, αυτό που ουσιαστικά χρειάζεται είναι μια εξίσωση της μορφής $Q_r = f(P)$, όπου Q_r είναι η παροχή που διοχετεύεται μέσω του ασφαλιστικού στη δεξαμενή, ενώ P είναι η πίεση στην είσοδο του ασφαλιστικού. Τα δυναμικά φαινόμενα που σχετίζονται με το άνοιγμα και το κλείσιμο της βαλβίδας θεωρούνται αμελητέα καθώς ο χρόνος αντίδρασής της είναι πολλές φορές μικρότερος από αυτόν των υπόλοιπων εξαρτημάτων του υδραυλικού κυκλώματος, όπως η βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης 4/2 και ο υδραυλικός κύλινδρος. Έτσι, το κύριο ασφαλιστικό μοντελοποιείται σαν ένα φαινόμενο διαρροής διαμέσου αντίστασης R_r συνδεδεμένο με το υπόλοιπο κύκλωμα μέσω ενός κόμβου κοινού σθένους (πίεσης) «0», όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.11.

Η παροχή η οποία διοχετεύεται στη δεξαμενή υπολογίζεται από την εξής ασυνεχή εξίσωση:

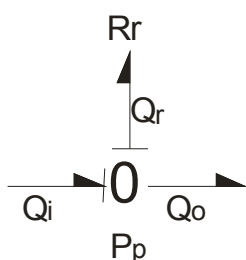
$$Q_r = 0 \quad \text{εάν } P \leq P_{\text{set}} \quad (5.18\alpha)$$

$$Q_r = \frac{1}{R_r} \cdot (P - P_{\text{set}}) \quad \text{εάν } P > P_{\text{set}} \quad (5.18\beta)$$

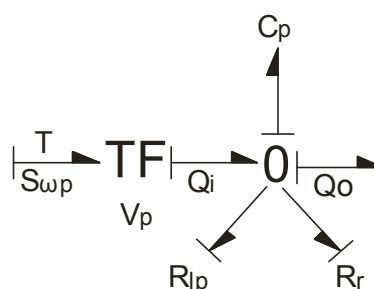
όπου R_r είναι η αντίσταση που συναντά η παροχή του ρευστού που διοχετεύεται μέσω του ασφαλιστικού στη δεξαμενή και P_{set} η πίεση ανοίγματος του ασφαλιστικού. Συνήθως, η τιμή του R_r υπολογίζεται από την κλίση $\Delta Q/\Delta P$ στο διάγραμμα $Q_r(P)$, το οποίο παρέχεται από τον κατασκευαστή του ασφαλιστικού. Σε περιπτώσεις που η καμπύλη του διαγράμματος στην περιοχή ενδιαφέροντος δεν μπορεί να θεωρηθεί ευθεία ούτως ώστε να μπορεί να υπολογιστεί με ακρίβεια η τιμή $\Delta Q/\Delta P$, τότε μπορεί να προσεγγιστεί με ευθεία μέσω μιας κατάλληλης με-

θόδου, ή αντί για την καμπύλη να χρησιμοποιηθεί συγκεκριμένη ομάδα σημείων στο διάγραμμα (data points).

Προκειμένου ν'απλοποιηθεί κατά το δυνατόν το τελικό διάγραμμα δεσμών, τα φαινόμενα της εσωτερικής διαρροής της αντλίας R_{ip} , της συμπιεστότητας του ρευστού στην έξοδο της αντλίας C_p και της διοχέτευσης μέρους της παροχής του ρευστού μέσω του κύριου ασφαλιστικού στη δεξαμενή μέσω διαδρομής αντίστασης R_r μπορούν να αναπαρασταθούν στον ίδιο κόμβο κοινού σθένους (πίεσης) «0». Σημειώνεται εδώ ότι αυτή η σύμβαση γίνεται μόνο για λόγους απλούστερου συμβολισμού, καθώς τα τρία φαινόμενα είναι εντελώς ανεξάρτητα μεταξύ τους. Το συνδυασμένο διάγραμμα δεσμών που προκύπτει με αυτό τον τρόπο φαίνεται στο Σχήμα 5.12.



Σχήμα 5.11
Μοντελοποίηση του κύριου ασφαλιστικού του κυκλώματος



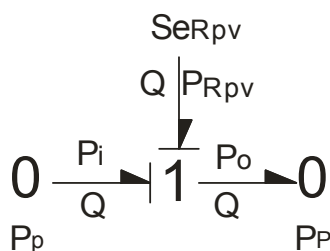
Σχήμα 5.12
Συνδυασμένο μοντέλο διαγράμματος δεσμών της αντλίας, της εσωτερικής διαρροής της, της συμπιεστότητας του ρευστού στην έξοδο και του κύριου ασφαλιστικού του κυκλώματος

5.2.3 Μοντελοποίηση αντιστάσεων ροής από την έξοδο της αντλίας μέχρι την είσοδο της βαλβίδας 4/2

Στις περισσότερες περιπτώσεις μελέτης υδραυλικών κυκλωμάτων υψηλής πίεσης οι σωληνώσεις είναι μικρές και αρκετά μεγάλης διαμέτρου, και για το λόγο αυτό οι αντιστάσεις ροής θεωρούνται αμελητέες. Στην περίπτωση μας όμως, ανάμεσα στην έξοδο της αντλίας και την είσοδο της βαλβίδας 4/2 παρεμβάλλονται τόσο η βαλβίδα 4/2 (7) όσο και το στραγγαλιστικό (8). Παρόλο που στις πειραματικές μετρήσεις που έγιναν τα δύο αυτά εξαρτήματα δεν παίζουν κάποιο ρόλο ούτε μεταβάλλεται κάποια παράμετρος λειτουργίας τους, εντούτοις προκαλούν μια υπολογίσιμη αντίσταση στη ροή του υδραυλικού ρευστού, η οποία και πρέπει να συμπεριληφθεί στο μοντέλο του υδραυλικού κυκλώματος. Σημειώνεται εδώ ότι τα χωρητικά φαινόμενα λόγω της ύπαρξης υδραυλικού ρευστού στις σωληνώσεις, στη βαλβίδα (7) και στο στραγγαλιστικό (8) δεν μοντελοποιούνται ξεχωριστά, καθώς η επίδρασή τους έχει ήδη συμπεριληφθεί στο χωρητικό φαινόμενο C_p που περιγράφηκε στην προηγούμενη παράγραφο.

Το γεγονός ότι στο τμήμα αυτό η παροχή υδραυλικού ρευστού είναι σταθερή και δεν υπάρχει κάποια μεταβολή στις παραμέτρους λειτουργίας των εξαρτημάτων του καθ'όλη τη διάρκεια

της λειτουργίας του υδραυλικού κυκλώματος, σημαίνει ότι η πτώση πίεσης παραμένει σταθερή. Για το λόγο αυτό, η αντίσταση ροής στο τμήμα από την έξοδο της αντλίας μέχρι την είσοδο της βαλβίδας μοντελοποιείται σαν μια πηγή σθένους με αρνητικό πρόσημο (η οποία αναπαριστά την πτώση πίεσης), η οποία και συνδέεται στο κύκλωμα μέσω ενός κόμβου κοινής ροής «1». Η μοντελοποίηση φαίνεται στο Σχήμα 5.13, όπου P_i είναι η πίεση στην έξοδο της αντλίας, P_o η πίεση στην είσοδο της βαλβίδας, και P_{rpv} η πτώση πίεσης στο τμήμα από την έξοδο της αντλίας μέχρι την είσοδο της βαλβίδας.



Σχήμα 5.13

Μοντελοποίηση της αντίστασης ροής στο τμήμα από την έξοδο της αντλίας μέχρι την είσοδο της βαλβίδας

5.2.4 Μοντελοποίηση υδραυλικής βαλβίδας επιλογής φοράς κίνησης

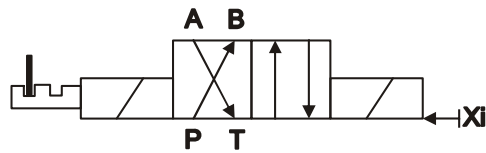
Η υδραυλική βαλβίδα 4/2 καθορίζει τη φορά κίνησης του υδραυλικού κυλίνδρου και, αποτελεί ένα από τα δύο εξαρτήματα του κυκλώματος στα οποία μελετάται η αναγνώριση βλαβών. Ως εκ τούτου, η μοντελοποίησή της είναι λεπτομερής, λαμβάνοντας υπ'όψιν αρκετές παραμέτρους και φαινόμενα που συνοδεύουν τη λειτουργία της.

Η βαλβίδα 4/2 που χρησιμοποιείται στην υδραυλική εγκατάσταση Heijon είναι τύπου ολισθαίνοντος εμβόλου. Η μοντελοποίησή της έγινε σε δύο στάδια, καθώς πρώτα μοντελοποιήθηκαν οι αντιστάσεις ροής που συναντά το υδραυλικό ρευστό κατά τη διόδό του μέσα από τις θυρίδες της βαλβίδας, και στη συνέχεια μοντελοποιήθηκαν οι εσωτερικές διαρροές που υπάρχουν στη βαλβίδα. Τελικά, τα δύο μοντέλα συνδυάστηκαν ώστε να προκύψει το συνολικό μοντέλο της βαλβίδας.

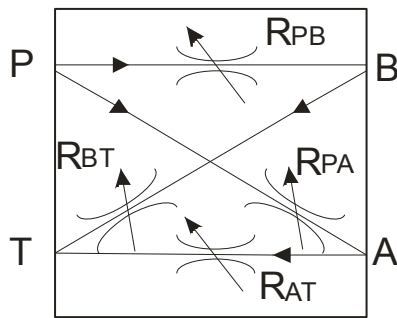
α) Μοντελοποίηση αντιστάσεων ροής υδραυλικού ρευστού διαμέσου της βαλβίδας.

Όπως προκύπτει και από την ονομασία της, η υδραυλική βαλβίδα 4/2 έχει 4 θυρίδες και 2 θέσεις λειτουργίας. Στην πρώτη θέση, το λάδι διοχετεύεται από τη θυρίδα πίεσης (P) στη θυρίδα εργασίας (B), και αντίστοιχα, από τη θυρίδα εργασίας (A) στη θυρίδα επιστροφής (T). Ομοίως, όταν η βαλβίδα είναι στη δεύτερη θέση λειτουργίας της, το ρευστό διοχετεύεται από τη θυρίδα πίεσης (P) στη θυρίδα εργασίας (A), και αντίστοιχα, από τη θυρίδα εργασίας (B) στη θυρίδα επιστροφής (T). Η βαλβίδα δεν έχει μεσαία θέση λειτουργίας, αλλά αντ'αυτού έχει ένα σύστημα μανδάλωσης το οποίο τη συγκρατεί στην επιλεγμένη θέση λειτουργίας της ακόμη και όταν η παροχή ρεύματος προς αυτή διακοπεί.

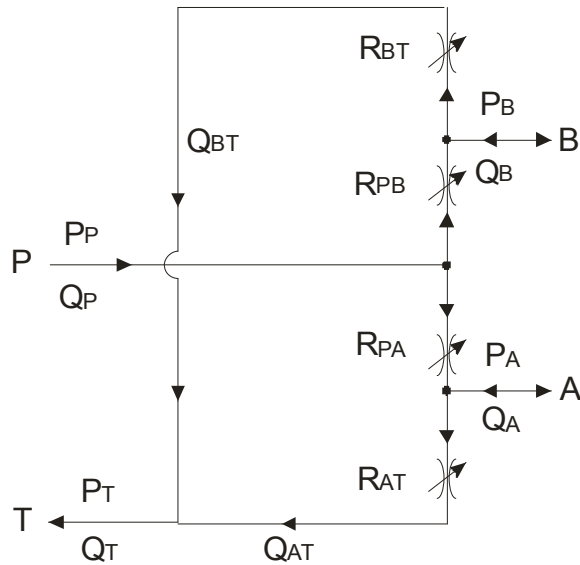
Στα πλαίσια της παρούσας διατριβής, ως “πρώτη” θέση λειτουργίας ορίστηκε η θέση που προκαλεί την κίνηση του εμβόλου προς τ’ αριστερά (που είναι και η φάση εργασίας στην οποία επιβάλλεται το φορτίο), και ως “δεύτερη” θέση λειτουργίας η θέση που προκαλεί την κίνηση του εμβόλου προς τα δεξιά (που είναι και η κίνηση επιστροφής). Βάσει των στοιχείων του κατασκευαστή της βαλβίδας, στη μοντελοποίηση θεωρούμε ότι δεν υπάρχει αλληλεπικάλυψη (overlap) ανάμεσα στο έμβολο και τις θυρίδες. Επιπλέον, όσον αφορά τη μετατόπιση του εμβόλου της βαλβίδας X_i , θεωρούμε ότι $X_i = 0$ όταν η βαλβίδα βρίσκεται στο μέσον της διαδρομής της κατά την εναλλαγή ανάμεσα στις δύο θέσεις λειτουργίας της. Έτσι, έχουμε $X_i > 0$ όταν η βαλβίδα κινείται προς την πρώτη θέση λειτουργίας της και, αντίστοιχα, $X_i < 0$ όταν κινείται προς τη δεύτερη θέση. Στο Σχήμα 5.14 έχουμε το σύμβολο της βαλβίδας 4/2 του κυκλώματος, ενώ στο Σχήμα 5.15 έχουμε τη σχηματική παράσταση των αντιστάσεων ροής διαμέσου της βαλβίδας. Τέλος, στο Σχήμα 5.16 έχουμε τη σχηματική παράσταση της ροής και των αντιστάσεων ροής μέσα στη βαλβίδα.



Σχήμα 5.14
Σύμβολο βαλβίδας 4/2



Σχήμα 5.15
Σχηματική παράσταση αντιστάσεων ροής στη βαλβίδα 4/2



Σχήμα 5.16
Σχηματική παράσταση διαδρομών ρευστού και αντιστάσεων ροής στη βαλβίδα 4/2

Το πλήρες διάγραμμα δεσμών της βαλβίδας φαίνεται στο Σχήμα 5.17. Από εκεί, προκύπτει ότι υπάρχουν 4 αντιστάσεις ροής μέσα στο σώμα της βαλβίδας ανάλογα με τη διαδρομή του υδραυλικού ρευστού, οι οποίες και είναι συνάρτηση της μετατόπισης X_i του εμβόλου της βαλβίδας. Η ροή διαμέσου του σώματος της βαλβίδας στις διάφορες διαδρομές του υδραυλικού ρευστού θεωρείται τυρβώδης.

Η βασική μορφή των εξισώσεων περιγράφει το διάγραμμα δεσμών είναι η εξής:

$$R_{PA}, Q_{PA} = f(\Delta P_{PA}) \quad (5.19)$$

$$R_{PB}, Q_{PB} = f(\Delta P_{PB}) \quad (5.20)$$

$$R_{TA}, Q_{TA} = f(\Delta P_{TA}) \quad (5.21)$$

$$R_{TB}, Q_{TB} = f(\Delta P_{TB}) \quad (5.22)$$

$$\text{Κόμβος «0» παροχής εισόδου «P»: } Q_P = Q_{PA} + Q_{PB} \quad (5.23)$$

$$\text{Κόμβος «0» παροχής εξόδου «T»: } Q_T = Q_{AT} + Q_{BT} \quad (5.24)$$

$$\text{Κόμβος «0» θυρίδας εργασίας «A»: } Q_A = Q_{PA} - Q_{AT} \quad (5.25)$$

$$\text{Κόμβος «0» θυρίδας εργασίας «B»: } Q_B = Q_{PB} - Q_{BT} \quad (5.26)$$

$$\text{Κόμβος «1» αντίστασης ροής } R_{PA} : \Delta P_{PA} = P_P - P_A \quad (5.27)$$

$$\text{Κόμβος «1» αντίστασης ροής } R_{PB} : \Delta P_{PB} = P_P - P_B \quad (5.28)$$

$$\text{Κόμβος «1» αντίστασης ροής } R_{AT} : \Delta P_{AT} = P_A - P_T \quad (5.29)$$

$$\text{Κόμβος «1» αντίστασης ροής } R_{BT} : \Delta P_{BT} = P_B - P_T \quad (5.30)$$

Στη βαλβίδα 4/2 που εξετάζουμε οι εξισώσεις (5.19) έως (5.22) είναι ασυνεχείς, και έχουν τη μορφή που φαίνεται παρακάτω, όπου W είναι η μέγιστη διαδρομή του εμβόλου της βαλβίδας:

$$\begin{aligned} Q_{PA} &= 0, & \text{εάν } X_i &= 0 \\ &= K_{PA} \cdot |X_i| \cdot \sqrt{\Delta P_{PA}}, & \text{εάν } -W \leq X_i < 0 \\ &= 0, & \text{εάν } X_i > 0 \end{aligned} \quad (5.31)$$

$$\begin{aligned} Q_{PB} &= 0, & \text{εάν } X_i &= 0 \\ &= K_{PB} \cdot X_i \cdot \sqrt{\Delta P_{PB}}, & \text{εάν } 0 < X_i \leq W \\ &= 0, & \text{εάν } -W \leq X_i < 0 \end{aligned} \quad (5.32)$$

$$\begin{aligned} Q_{AT} &= 0, & \text{εάν } X_i &= 0 \\ &= K_{AT} \cdot X_i \cdot \sqrt{\Delta P_{AT}}, & \text{εάν } 0 < X_i \leq W \\ &= 0, & \text{εάν } -W \leq X_i < 0 \end{aligned} \quad (5.33)$$

$$\begin{aligned} Q_{BT} &= 0, & \text{εάν } X_i &= 0 \\ &= 0, & \text{εάν } 0 < X_i \leq W \\ &= K_{BT} \cdot |X_i| \cdot \sqrt{\Delta P_{BT}}, & \text{εάν } -W \leq X_i < 0 \end{aligned} \quad (5.34)$$

Εάν ορίσουμε τώρα το αδιάστατο μέγεθος $N = \frac{X_i}{W}$ ως συντελεστή ανοίγματος της βαλβίδας

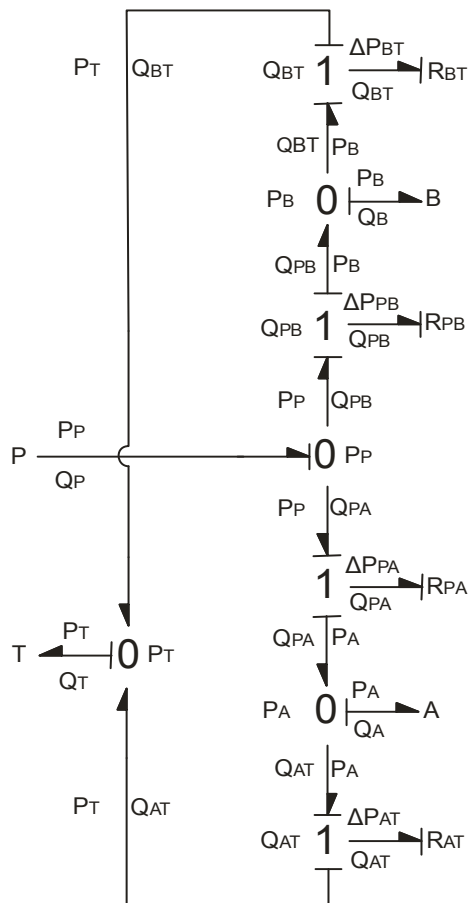
με $-1 \leq N \leq 1$ οι παραπάνω εξισώσεις παίρνουν τη μορφή:

$$\begin{aligned} Q_{PA} &= 0, & \text{εάν } N &= 0 \\ &= K_{PA} \cdot |N| \cdot \sqrt{\Delta P_{PA}}, & \text{εάν } -1 \leq N < 0 \\ &= 0, & \text{εάν } N > 0 \end{aligned} \quad (5.35)$$

$$\begin{aligned}
 Q_{PB} &= 0, && \text{εάν } N = 0 \\
 &= K_{PB} \cdot N \cdot \sqrt{\Delta P_{PB}}, && \text{εάν } 0 < N \leq 1 \\
 &= 0, && \text{εάν } -W \leq N < 0
 \end{aligned}
 \tag{5.36}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{AT} &= 0, && \text{εάν } N = 0 \\
 &= K_{AT} \cdot N \cdot \sqrt{\Delta P_{AT}}, && \text{εάν } 0 < N \leq 1 \\
 &= 0, && \text{εάν } -1 \leq N < 0
 \end{aligned}
 \tag{5.37}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{BT} &= 0, && \text{εάν } N = 0 \\
 &= 0, && \text{εάν } 0 < N \leq 1 \\
 &= K_{BT} \cdot |N| \cdot \sqrt{\Delta P_{BT}}, && \text{εάν } -1 \leq N < 0
 \end{aligned}
 \tag{5.38}$$



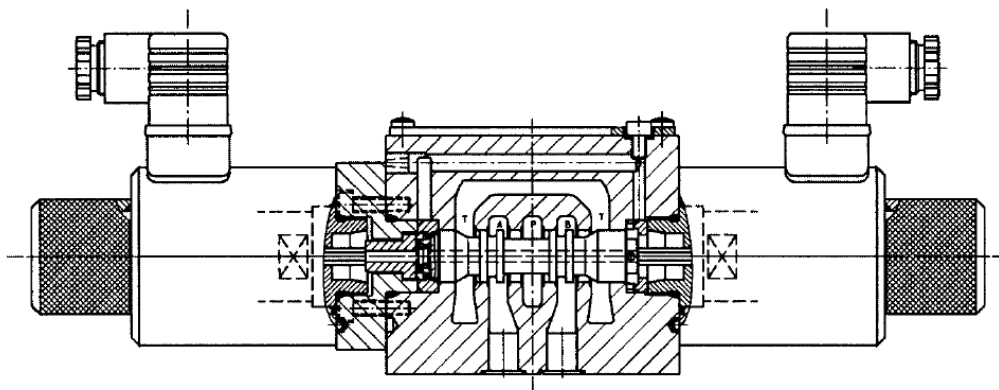
Σχήμα 5.17

Αναλυτικό διάγραμμα δεσμών ροής και αντιστάσεων ροής βαλβίδας 4/2 επιλογής φοράς κίνησης

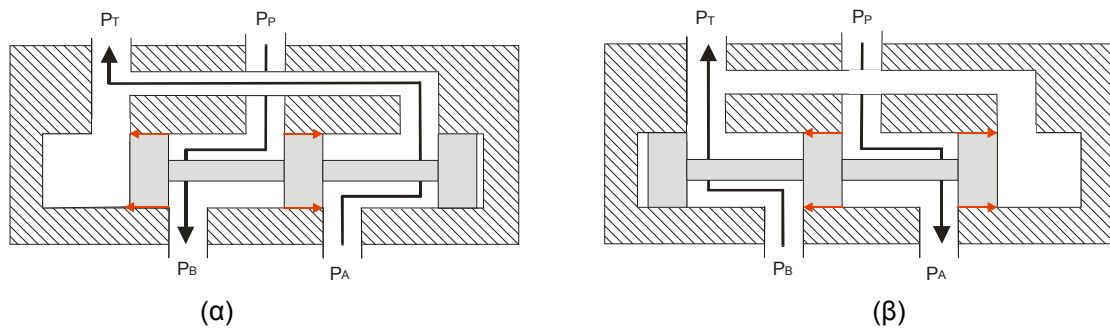
β) Μοντελοποίηση εσωτερικών διαρροών βαλβίδας επιλογής φοράς κίνησης 4/2

Οι εσωτερικές διαρροές στη βαλβίδα προκαλούνται εξ'αίτιας των ανοχών που υπάρχουν ανάμεσα στο έμβολο και το σώμα της βαλβίδας. Στο Σχήμα 5.18 φαίνεται η σχηματική παράστα-

ση της βαλβίδας 4/2 που χρησιμοποιείται στο κύκλωμα. Όπως βλέπουμε, όταν η βαλβίδα είναι στην θέση λειτουργίας όπου είναι ανοικτές οι δίοδοι P->A και B->T, έχουμε εσωτερική διαρροή στις δίοδους P->B και A->T. Αντίστοιχα, όταν η βαλβίδα είναι στη θέση λειτουργίας όπου είναι ανοικτές οι δίοδοι P->B και A->T, έχουμε εσωτερική διαρροή διαμέσου των δίοδων P->A και B->T. Για να προσομοιωθούν αυτές οι διαρροές από την πειραματική διάταξη, θ'απαιτείτο η εγκατάσταση ξεχωριστών στραγγαλιστικών για κάθε δίοδο εσωτερικής διαρροής, καθώς και ξεχωριστών βαλβίδων ελέγχου, που θα επιτρέπουν τη ροή υδραυλικού ρευστού διαμέσου του κάθε στραγγαλιστικού μόνο όταν η βαλβίδα είναι στην κατάλληλη θέση λειτουργίας. Δεδομένων των περιορισμών που υπήρχαν, η υλοποίηση αυτής της λύσης ήταν πρακτικά ανέφικτη, τόσο λόγω της διάταξης της εγκατάστασης αλλά και για οικονομοτεχνικούς λόγους. Έτσι, όπως αναλύθηκε και στο προηγούμενο Κεφάλαιο, χρησιμοποιήθηκε μόνο ένα στραγγαλιστικό ("I") για την προσομοίωση της εσωτερικής διαρροής της βαλβίδας 4/2 τοποθετημένο σε ένα "βραχυκύκλωμα" ανάμεσα στις θυρίδες P και T. Με τον τρόπο αυτό, όταν το στραγγαλιστικό ανοίγει, ένα μέρος της ροής κατευθύνεται από τη θυρίδα P απευθείας στη θυρίδα T. Για το λόγο αυτό, η μοντελοποίηση των εσωτερικών διαρροών της βαλβίδας δεν γίνεται με βάση τις πραγματικές δίοδους εσωτερικής διαρροής που περιγράφηκαν πιο πάνω, αλλά με βάση την παραδοχή ότι η εσωτερική διαρροή κατευθύνεται απευθείας από τη θυρίδα P στη θυρίδα T, ώστε τ'αποτελέσματα του μοντέλου να είναι συγκρίσιμα και να έχουν λογική σύνδεση με τις αντίστοιχες πειραματικές μετρήσεις. Το απλοποιημένο αυτό μοντέλο εσωτερικής διαρροής φαίνεται στα Σχήματα 5.19 α) και β), για τις δύο θέσεις λειτουργίας της βαλβίδας. Λόγω των μικρών ανοχών που υπάρχουν ανάμεσα στο έμβολο και το σώμα της βαλβίδας, η ροή της εσωτερικής διαρροής μπορεί να θεωρηθεί στρωτή.



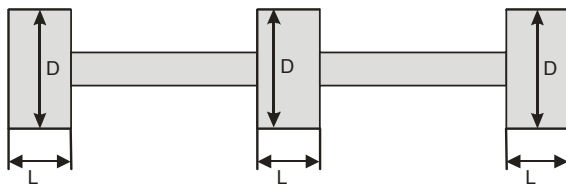
Σχήμα 5.18
Βαλβίδα 4/2 επιλογής φοράς κίνησης υδραυλικού
κυκλώματος



Σχήμα 5.19

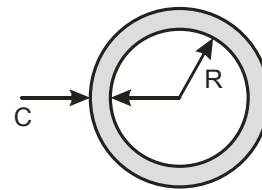
Απλοποιημένο μοντέλο εσωτερικής διαρροής βαλβίδας 4/2 στην πρώτη (α) και τη δεύτερη (β) θέση λειτουργίας της. Με μαύρα βέλη συμβολίζεται η παροχή υδραυλικού ρευστού, ενώ με κόκκινα οι εσωτερικές διαρροές

Για τον υπολογισμό της εσωτερικής διαρροής έχουμε τα εξής. Έστω ότι τα έμβολα της βαλβίδας έχουν διάμετρο D και μήκος L όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.20, και έχουν ομόκεντρη ανοχή c με το σώμα της βαλβίδας όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.21. Σε αυτή την περίπτωση, η ροή ανάμεσα στα δύο ομόκεντρα σώματα γίνεται κατά μήκος της γραμμής ροής που φαίνεται στο Σχήμα 5.22 (α), ενώ το προφίλ της ταχύτητας του ρευστού φαίνεται στο Σχήμα 5.22 (β).



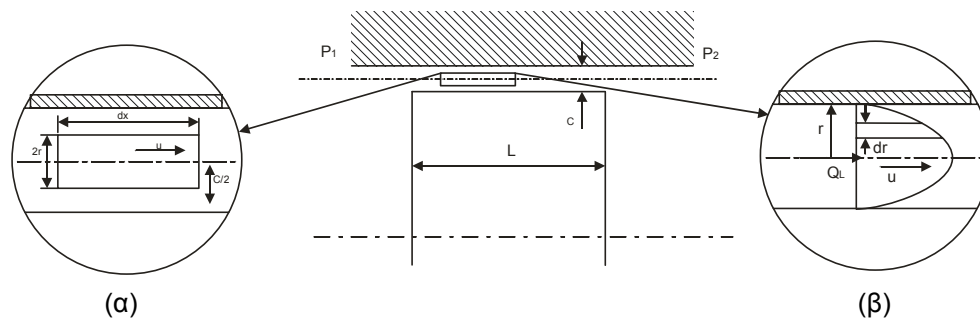
Σχήμα 5.20

Διαστάσεις εμβόλου υδραυλικής βαλβίδας



Σχήμα 5.21

Ανοχές εμβόλου-σώματος υδραυλικής βαλβίδας



Σχήμα 5.22

Εσωτερική διαρροή μέσω ομόκεντρης ανοχής (α) και προφίλ ταχύτητας στρωτής ροής διαμέσου της ανοχής (β)

Θεωρούμε το σύστημα σε σταθερή κατάσταση λειτουργίας, δηλαδή με το έμβολο ακίνητο ή κινούμενο με πολύ μικρή ταχύτητα συγκριτικά με την ταχύτητα του υδραυλικού ρευστού, η οποία επίσης θεωρείται σταθερή. Τότε, οι δυνάμεις που ασκούνται στο υδραυλικό ρευστό θα έχουν συνισταμένη μηδέν. Οι δυνάμεις αυτές είναι η δύναμη από την πίεση του υδραυλικού ρευστού και οι δυνάμεις τριβής.

$$\text{Η δύναμη λόγω πίεσης είναι: } F_p = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot D \cdot d \cdot P \quad (5.39)$$

$$\text{Η δύναμη της τριβής είναι: } F_\tau = 2 \cdot \pi \cdot D \cdot d \cdot x \cdot \tau \quad (5.40)$$

$$\text{Επίσης: } r = 0,5 \cdot c - y \text{ οπότε } \frac{du}{dy} = -\frac{du}{dr} \quad (5.41)$$

$$\text{Για τα Νευτώνεια ρευστά, έχουμε ότι η διατμητική τάση είναι } \tau = \mu \frac{du}{dy} = -\mu \frac{du}{dr} \quad (5.42)$$

$$\text{Αφού } F_p = F_\tau \text{ τότε: } \frac{du}{dr} = -\frac{r}{\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \Rightarrow du = -\frac{r}{\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \cdot dr \quad (5.43)$$

Ο ρυθμός μεταβολής της πίεσης dP/dx είναι σταθερός και έχουμε ότι:

$$\frac{dP}{dx} = \frac{\Delta P}{L} \text{ όπου } \Delta P = P_1 - P_2 \quad (5.44)$$

Η ταχύτητα του υδραυλικού ρευστού στο διάκενο βρίσκεται ολοκληρώνοντας την Εξίσωση 5.43, οπότε έχουμε ότι:

$$u = \int -\frac{r}{\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \cdot dr = a - \frac{r^2}{2\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \quad (5.45)$$

Εφ'όσον εξετάζουμε τη μόνιμη κατάσταση λειτουργίας του κυκλώματος, στην οποία η βαλβίδα έχει πλέον ακινητοποιηθεί στη θέση λειτουργίας της. Έτσι, το έμβολό της είναι ακίνητο και γ'αυτό θεωρούμε ότι στα δύο άκρα του διακένου η ταχύτητα του υδραυλικού ρευστού είναι μηδενική, και έχουμε ότι:

$$u = 0 \text{ για } r = \pm c / 2 \quad (5.46)$$

Από τις εξισώσεις (5.44), (5.45) και (5.46) προκύπτει ότι:

$$u = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\Delta P}{L} \left(\frac{c^2}{4} - r^2 \right) \quad (5.47)$$

Έτσι, η παροχή εσωτερικής διαρροής μέσα από την ανοχή του εμβόλου με το σώμα της βαλβίδας είναι:

$$Q_L = \int_{-c/2}^{c/2} u \cdot \pi \cdot D \cdot dr = \frac{\pi \cdot D \cdot c^3}{12 \cdot \mu \cdot L} \cdot \Delta P \quad (5.48)$$

ή

$$\Delta P = \frac{12 \cdot \mu \cdot L}{\pi \cdot D \cdot c^3} \cdot Q_L = R_L \cdot Q_L \quad (5.49)$$

Για τις εξισώσεις (5.39) έως (5.49), έχουμε ότι:

a = σταθερά, m/s

c = ακτινική ανοχή, m

μ = η δυναμική συνεκτικότητα, Ns/m²

D = διάμετρος εμβόλου υδραυλικής βαλβίδας, m

F_p = δύναμη που ασκείται στο υδραυλικό ρευστό λόγω πίεσης, N

F_T = διατμητική δύναμη λόγω τριβής που ασκείται στο υδραυλικό ρευστό, N

L = μήκος διόδου εσωτερικής διαρροής, m

Q_L = παροχή εσωτερικής διαρροής, m³/s

r = ακτινική απόσταση μέχρι το μέσο της ανοχής, m

R_{L_v} = Αντίσταση ροής μέσω της διόδου εσωτερικής διαρροής, Ns/m³

y = απόσταση από την επιφάνεια του στοιχειώδη όγκου υδραυλικού ρευστού μέχρι το όριο της ανοχής, m

u = ταχύτητα υδραυλικού ρευστού μέσα στην ανοχή, m/s

ΔP = διαφορά πίεσης ανάμεσα στα δύο άκρα της διαδρομής εσωτερικής διαρροής, Pa.

Όπως βλέπουμε και στο Σχήμα 5.18, η εσωτερική διαρροή της βαλβίδας γίνεται ταυτόχρονα από δύο σημεία τόσο στην πρώτη, όσο και στη δεύτερη θέση λειτουργίας της. Συνεπώς, η συνολική εσωτερική διαρροή στη βαλβίδα 4/2 του υδραυλικού κυκλώματος μπορεί να υπολογιστεί από τη σχέση:

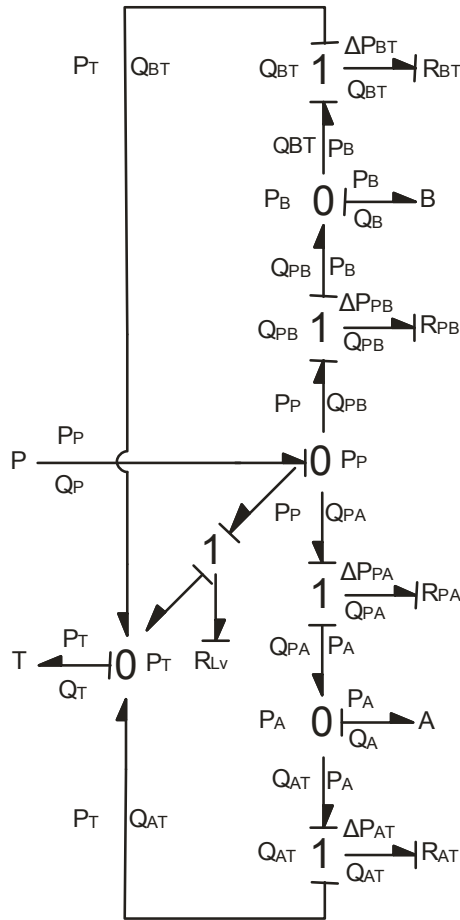
$$Q_{lv} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot c^3}{12 \cdot \mu \cdot |X_i|} \cdot \Delta P \quad (5.50)$$

ή

$$\Delta P = \frac{12 \cdot \mu \cdot |X_i|}{2 \cdot \pi \cdot D \cdot c^3} \cdot Q_{lv} \quad (5.51)$$

όπου $-W \leq X_i \leq W$ η μετατόπιση του εμβόλου της υδραυλικής βαλβίδας από το σημείο που βρίσκεται όταν είναι ακριβώς στο μέσο της διαδικασίας αλλαγής θέσης λειτουργίας και $W = L$ η μέγιστη μετατόπιση του υδραυλικού εμβόλου.

Από την Εξίσωση 5.51, έχουμε ότι η σχέση πίεσης – παροχής για την εσωτερική διαρροή της βαλβίδας έχει τη μορφή: $\Delta P = R \cdot Q$. Έτσι, στο διάγραμμα δεσμών η εσωτερική διαρροή μοντελοποιείται ως ένας δεσμός ο οποίος συνδέει τους κόμβους “0” “P” και “T”, στον οποίο συνδέεται μέσω κόμβου “1” το φαινόμενο αντίστασης R_L . Στο Σχήμα 5.23 φαίνεται και το πλήρες διάγραμμα δεσμών της βαλβίδας επιλογής φοράς κίνησης 4/2.



Σχήμα 5.23

Μοντέλο διαγραμμάτων δεσμών της βαλβίδας επιλογής φοράς κίνησης 4/2

5.2.5 Μοντελοποίηση υδραυλικού κυλίνδρου και φορτίου

α) Μοντελοποίηση υδραυλικού κυλίνδρου

Ο υδραυλικός κύλινδρος είναι ουσιαστικά ένας μετατροπέας ισχύος, ο οποίος και μετατρέπει την υδραυλική ισχύ (το γινόμενο πίεσης επί παροχή) σε μηχανική (το γινόμενο της δύναμης επί την ταχύτητα του βάκτρου). Έτσι, το απλούστερο μοντέλο του υδραυλικού κυλίνδρου είναι ένας απλός μετατροπέας «TF». Στην περίπτωση μας όμως, το μοντέλο που θα χρησιμοποιηθεί είναι αρκετά πιο σύνθετο και περιλαμβάνει και αρκετά επιμέρους και δευτερεύοντα φαινόμενα. Αναλυτικά, στον υδραυλικό κύλινδρο του κυκλώματος Herion μοντελοποιήθηκαν τα εξής φαινόμενα.

- Χωρητικά φαινόμενα στους θαλάμους του κυλίνδρου. Κατά τα μεταβατικά στάδια στην κίνηση του κυλίνδρου (όπως η αντιστροφή φοράς κίνησης, ή το ξεκίνημα και σταμάτημά του) τα χωρητικά φαινόμενα που προκαλούνται στον αριστερό και το δεξιό θάλαμο του κυλίνδρου είναι δυναμικά σημαντικά. Λόγω της συμπιεστότητας του υδραυλικού ρευστού, ένα μέρος της παροχής προς τον κύλινδρο «εξαφανίζεται» και «επανεμφανίζεται» στιγμιαία. Η συμπεριφορά αυτή μοντελοποιείται ως ένα χωρητικό φαινόμενο «C» συνδεδεμένο σε ένα κόμβο

κοινού σθένους (πίεσης) «0», και οι εξίσωσή του καταστρώνεται με παρόμοιο τρόπο με αυτόν που καταστρώθηκε η Εξίσωση (5.17) για το χωρητικό φαινόμενο στην έξοδο της αντλίας. Εδώ πρέπει να σημειωθεί ότι στη μοντελοποίηση συμπεριλαμβάνονται και τα χωρητικά φαινόμενα που προκαλούνται λόγω της συμπιεστότητας του υδραυλικού ρευστού στις σωληνώσεις ανάμεσα στη βαλβίδα 4/2 «11» και στον υδραυλικό κύλινδρο.

- Μοντελοποίηση τριβής στο βάκτρο του υδραυλικού κυλίνδρου. Η τριβή στον κύλινδρο προκαλείται από τα στεγανωτικά του εμβόλου και του βάκτρου, και μοντελοποιείται σαν μια αντίσταση R_{fc} συνδεδεμένη στον κόμβο κοινής ροής (ταχύτητας) «1» του βάκτρου. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, λαμβάνεται υπ'όψιν τόσο η τριβή Coulomb, όσο και η συνεκτική τριβή λόγω της κίνησης, οπότε η δύναμη τριβής υπολογίζεται από τον τύπο:

$$F_f = \text{sgn}(\dot{x}) \cdot F_u + K_f \cdot \dot{x} \quad (5.52)$$

όπου \dot{x} η ταχύτητα του εμβόλου, F_u η δύναμη τριβής Coulomb και K_f ο συντελεστής συνεκτικής τριβής.

- Μοντελοποίηση της αντίθλιψης. Λόγω της κίνησης του εμβόλου του κυλίνδρου, δημιουργείται μια παροχή ρευστού προς τη δεξαμενή του υδραυλικού κυκλώματος. Λόγω των αντιστάσεων ροής, δημιουργείται μια πίεση αντίθλιψης στο αντίθετο άκρο του υδραυλικού εμβόλου από αυτό που δέχεται το υπό πίεση ρευστό, και η οποία απαιτεί δαπάνη ισχύος για να υπερνικηθεί. Το φαινόμενο αυτό μοντελοποιείται σαν μεταχηματιστής «TF» μηχανικής ισχύος σε υδραυλική, συνδεδεμένο στον κόμβο κοινής ροής του βάκτρου.

- Μοντελοποίηση αδράνειας κινούμενων μερών του κυλίνδρου. Λόγω της μάζας τους, τα κινούμενα μέρη (έμβολο, βάκτρα) του υδραυλικού κυλίνδρου έχουν κάποια αδράνεια, η οποία κατά τα μεταβατικά στάδια είναι δυναμικά σημαντική. Για το λόγο αυτό, μοντελοποιείται σαν ένα αδρανειακό φαινόμενο «I» συνδεδεμένο στον κόμβο κοινής ροής (ταχύτητας) του βάκτρου.

- Μοντελοποίηση εσωτερικής διαρροής υδραυλικού κυλίνδρου. Στον υδραυλικό κύλινδρο, η εσωτερική διαρροή προκαλείται από τον θάλαμο υψηλής πίεσης προς το θάλαμο χαμηλής πίεσης λόγω των ανοχών που υπάρχουν ανάμεσα στα στεγανωτικά του εμβόλου και του σώματος του κυλίνδρου. Λόγω του ότι υπάρχει σχετική κίνηση του εμβόλου ως προς το σώμα του κυλίνδρου, εδώ έχουμε συνδυασμό ροής Poiseuille και Couette. Ο υπολογισμός του εσωτερικής διαρροής λόγω της ροής Poiseuille γίνεται με παρόμοιο τρόπο με αυτόν της

παραγράφου 5.2.4 για τη βαλβίδα όπου καταλήγουμε ότι: $Q_{\text{Pois}} = \frac{\pi \cdot D \cdot c^3}{12 \cdot \mu \cdot L} \cdot \Delta P$. Η εσωτερι-

κή διαρροή λόγω της ροής Couette είναι ίση με $Q_{\text{Couette}} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot D \cdot V \cdot c$. Έτσι, η συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής στον υδραυλικό κύλινδρο είναι:

$$Q_{lc} = Q_{\text{Pois}} + Q_{\text{Couette}} = \frac{\pi \cdot D \cdot c^3}{12 \cdot \mu \cdot L} \cdot \Delta P + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot V \cdot D \cdot c \quad (5.53)$$

όπου:

c = ακτινική ανοχή ανάμεσα στο έμβολο και το σώμα του κυλίνδρου, m.

D = διάμετρος εμβόλου υδραυλικού κυλίνδρου, m.

L = μήκος διόδου εσωτερικής διαρροής (στην περίπτωση μας το μήκος του εμβόλου), m.

μ = η δυναμική συνεκτικότητα, Ns/m^2 .

Q_{lc} = παροχή εσωτερικής διαρροής, m^3/s .

R_{lc} = Αντίσταση ροής εσωτερικής διαρροής του υδραυλικού κυλίνδρου, Ns/m^3 .

u = ταχύτητα υδραυλικού ρευστού μέσα στην ανοχή, m/s.

ΔP = διαφορά πίεσης ανάμεσα στους δύο θαλάμους του υδραυλικού κυλίνδρου, Pa.

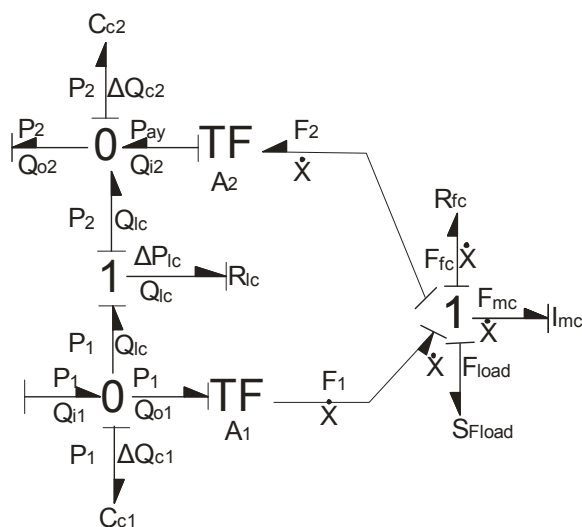
V = Η ταχύτητα του εμβόλου του υδραυλικού κυλίνδρου, m/s.

Η εσωτερική διαρροή του υδραυλικού κυλίνδρου μοντελοποιείται σαν ένας δεσμός ανάμεσα στους κόμβους κοινού σθένους "0" των δύο θαλάμων του κυλίνδρου, στον οποίο είναι συνδεδεμένη μέσω κόμβου κοινής ροής (παροχής) "1" η αντίσταση ροής R_{lc} .

β) Μοντελοποίηση φορτίου

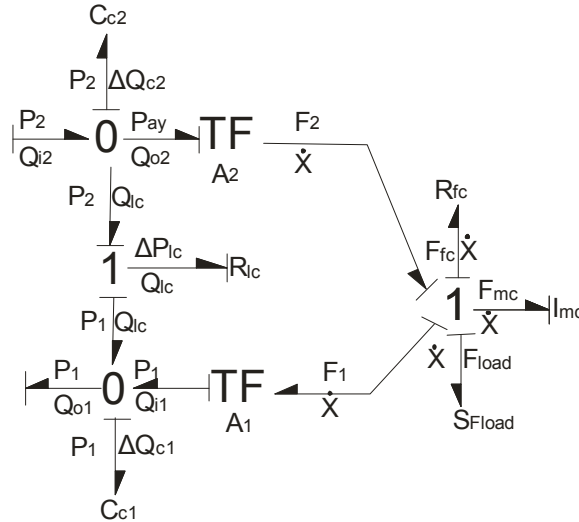
Το «ισοδύναμο φορτίο» που επιβάλλεται στο υδραυλικό κύκλωμα μέσω της load control valve είναι ίσο με το γινόμενο τις πίεσης αντίθλιψης που έχει επιλεγεί επί το εμβαδό του εμβόλου του υδραυλικού κυλίνδρου, δηλαδή $F_{load} = P_{load} \cdot A_1$. Το ισοδύναμο αυτό φορτίο μοντελοποιείται σαν μια πηγή σθένους (δύναμης) με αρνητικό πρόσημο, το οποίο και συνδέεται στον κόμβο κοινής ροής (ταχύτητας) του βάρκτρου.

Στο Σχήμα 5.24 φαίνεται το διάγραμμα δεσμών του υδραυλικού κυλίνδρου για την κίνηση του εμβόλου προς τ'αριστερά (φάση εργασίας) και στο Σχήμα 5.25 το διάγραμμα για την κίνηση προς τα δεξιά (φάση επιστροφής). Με δείκτη «1» συμβολίζεται ο δεξιός θάλαμος και με δείκτη «2» ο αριστερός.



Σχήμα 5.24

Μοντέλο διαγραμμάτων δεσμών του υδραυλικού κυλίνδρου και του φορτίου στη φάση εργασίας με μοντελοποιημένη την εσωτερική διαρροή, την αδράνεια των κινούμενων μερών, την τριβή και το χωρητικό φαινόμενο της συμπιεστότητας στους δύο θαλάμους.



Σχήμα 5.25

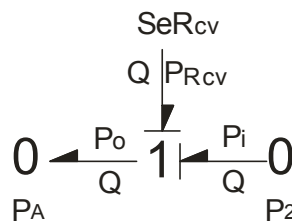
Μοντέλο διαγραμμάτων δεσμών του υδραυλικού κυλίνδρου και του φορτίου στη φάση επιστροφής με μοντελοποιημένη την εσωτερική διαρροή, την αδράνεια των κινούμενων μερών, την τριβή και το χωρητικό φαινόμενο της συμπιεστότητας στους δύο θαλάμους.

5.2.6 Μοντελοποίηση ανεπίστροφης βαλβίδας «L»

Η ανεπίστροφη βαλβίδα «L» χρησιμοποιείται για την παράκαμψη της βαλβίδας επιβολής φορτίου ούτως ώστε να έχουμε ελεύθερη ροή του υδραυλικού ρευστού (freeflow) από την αντλία προς το θάλαμο «2» του κυλίνδρου όταν το έμβολο κινείται προς τα δεξιά, στη φάση δηλαδή της επιστροφής. Όταν υπάρχει παροχή υδραυλικού ρευστού διαμέσου της, η βαλβίδα προκαλεί μια πτώση πίεσης ΔP_{cv} στο κύκλωμα. Για δεδομένη περιοχή παροχών, η πτώση πίεσης αυτή μπορεί να θεωρηθεί σταθερή και προκύπτει από τον κατασκευαστή της βαλβίδας. Έτσι, η αντίσταση αυτή μπορεί να μοντελοποιηθεί σαν μια πηγή σθένους με αρνητικό πρόσημο ίση με την πτώση πίεσης ΔP_{cv} και η οποία είναι συνδεδεμένη στον κλάδο που καταλήγει στο θάλαμο «2» του υδραυλικού κυλίνδρου μέσω ενός κόμβου κοινής ροής «1», όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.26. Η εξίσωση που περιγράφει την αυτή την πτώση πίεσης είναι ασυνεχής, καθώς ροή ρευστού (άρα και πτώση πίεσης) διαμέσου της βαλβίδας έχουμε μόνο όταν έχουμε κίνηση του κυλίνδρου προς τα δεξιά, όταν δηλαδή $Q_{PA} > 0$. Έτσι λοιπόν έχουμε:

$$P_{Rcv} = -\Delta P_{cv} = \text{const} \quad \text{εάν } Q_{PA} > 0 \quad (5.54\alpha)$$

$$= 0 \quad \text{εάν } Q_{PA} \leq 0 \quad (5.54\beta)$$



Σχήμα 5.26

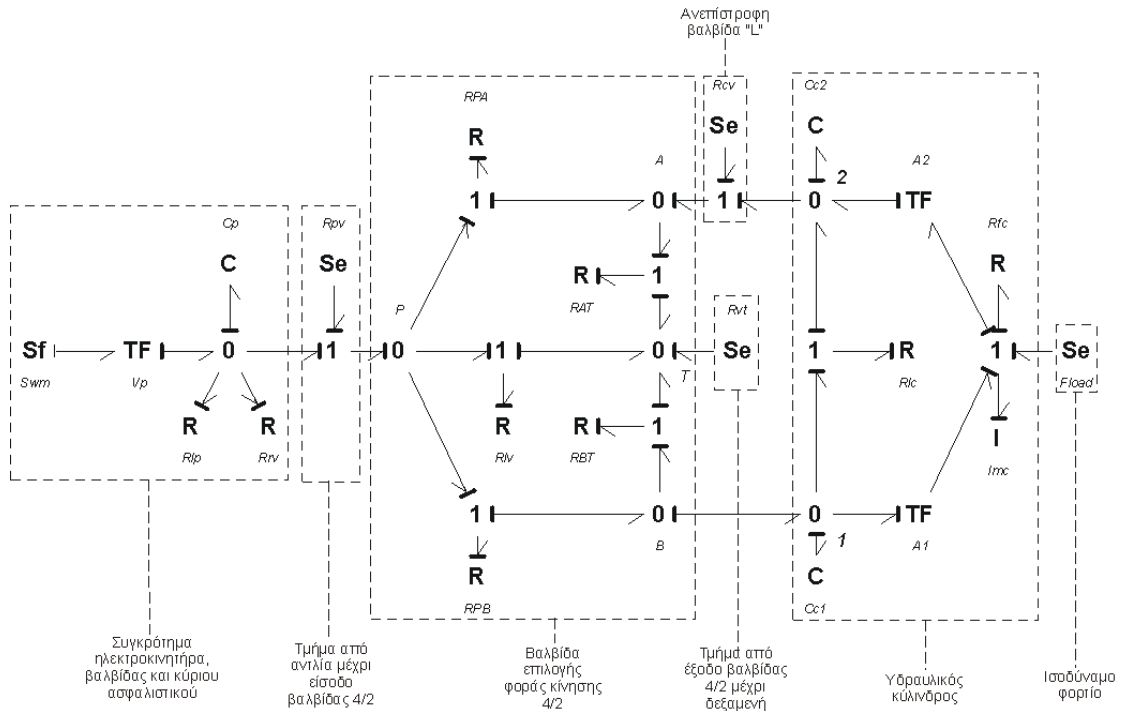
Μοντέλο διαγραμμάτων δεσμών της ανεπίστροφης βαλβίδας

5.2.7 Μοντελοποίηση αντιστάσεων ροής από την έξοδο της βαλβίδας 4/2 επιλογής φοράς κίνησης μέχρι τη δεξαμενή

Το τμήμα του υδραυλικού κυκλώματος από την έξοδο της βαλβίδας μέχρι και τη δεξαμενή δεν επηρεάζει τις πειραματικές μετρήσεις ούτε μεταβάλλεται κάποια παραμέτρος του, εντούτοις όμως δημιουργεί μια υπολογίσιμη αντίσταση ροής (backpressure) η οποία και πρέπει να συμπεριληφθεί στη μοντελοποίηση. Το γεγονός ότι στο τμήμα αυτό η παροχή υδραυλικού ρευστού είναι σταθερή και δεν υπάρχει κάποια μεταβολή στις παραμέτρους λειτουργίας των εξαρτημάτων του καθ'όλη τη διάρκεια της λειτουργίας του υδραυλικού κυκλώματος, σημαίνει ότι η πτώση πίεσης παραμένει σταθερή. Για το λόγο αυτό, η αντίσταση ροής στο τμήμα από την έξοδο της βαλβίδας μέχρι τη δεξαμενή μοντελοποιείται σαν μια πηγή σθένους με αρνητικό πρόσημο που συνδέεται στον κόμβο κοινού σθένους "0" της θυρίδας "T" της βαλβίδας 4/2. Εδώ πρέπει να σημειώσουμε ότι η ύπαρξη υδραυλικού ρευστού στις σωληνώσεις από την βαλβίδα 4/2 "11" μέχρι τη δεξαμενή θα δικαιολογούσε τη μοντελοποίηση ενός ακόμη χωρητικού φαινομένου λόγω της συμπίεστικότητας του υδραυλικού ρευστού. Στην πράξη όμως, λόγω του μικρού μήκους των σωληνώσεων και της πρακτικά ατμοσφαιρικής πίεσης στη δεξαμενή υδραυλικού ρευστού, το χωρητικό αυτό φαινόμενο έχει αμελητέα επίδραση στη συνολική λειτουργία του υδραυλικού κυκλώματος, και έτσι η μοντελοποίησή του μπορεί να παραλειφθεί.

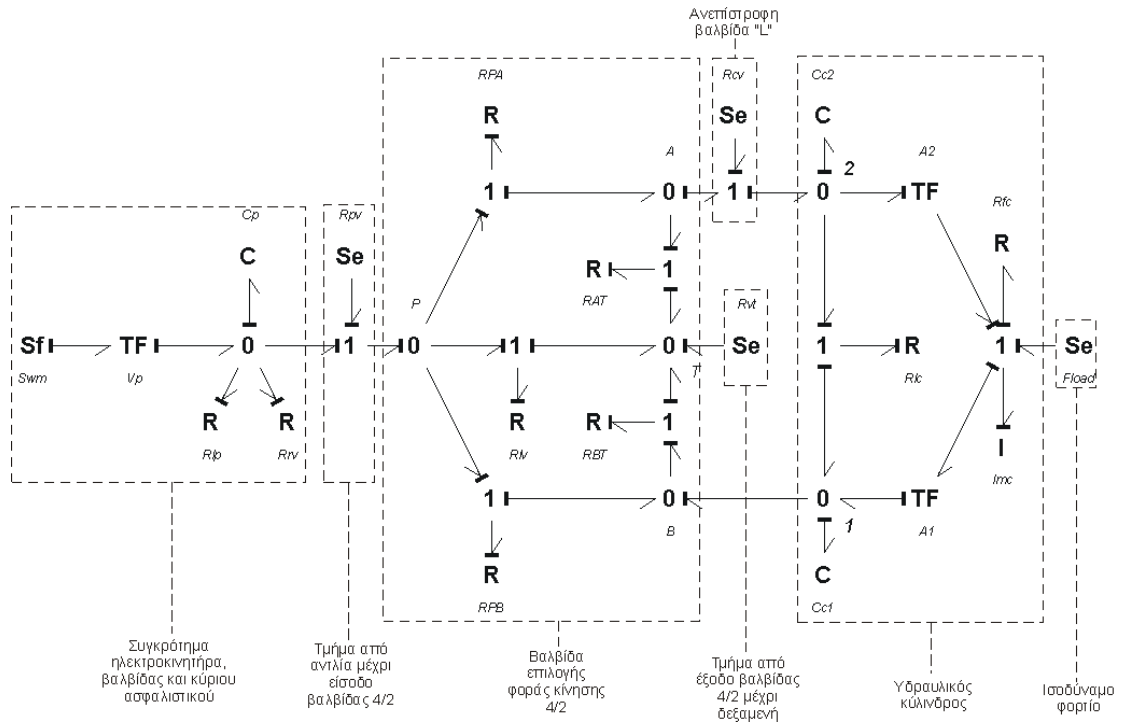
5.2.8 Συνολικό μοντέλο διαγραμμάτων δεσμών κυκλώματος

Συνδυάζοντας τα μοντέλα των επιμέρους εξαρτημάτων του, συνθέτουμε το συνολικό μοντέλο διαγραμμάτων δεσμών του υδραυλικού κυκλώματος. Στο Σχήμα 5.27 φαίνεται το διάγραμμα δεσμών για την κίνηση του εμβόλου προς τ'αριστερά και στο Σχήμα 5.28 το διάγραμμα δεσμών για την κίνηση του εμβόλου προς τα δεξιά. Επίσης πρέπει να σημειωθεί ότι στα δύο σχήματα δεν έχουν σημειωθεί όλες οι παροχές και οι πιέσεις, προκειμένου να διευκολυνθεί η κατανόησή τους.



Σχήμα 5.27

Μοντέλο διαγραμμάτων δεσμών ολόκληρου του υδραυλικού κυκλώματος για την κίνηση του εμβόλου προς τ'αριστερά



Σχήμα 5.28

Μοντέλο διαγραμμάτων δεσμών ολόκληρου του υδραυλικού κυκλώματος για την κίνηση του εμβόλου προς τα δεξιά

5.2.9 Κατάστρωση εξισώσεων διαγράμματος δεσμών κυκλώματος

Από τα μοντέλα διαγραμμάτων δεσμών των επιμέρους εξαρτημάτων και υποσυγκροτημάτων του υδραυλικού κυκλώματος, καταστρώνουμε τις εξισώσεις οι οποίες θα χρησιμοποιηθούν για την προσομοίωση λειτουργίας του κυκλώματος. Έτσι, έχουμε τα εξής.

- Υποσυγκρότημα ηλεκτροκινητήρα, αντλίας και κύριου ασφαλιστικού.

$$\text{Πηγή ροής } S_{wm} : \quad \omega = \text{const}, \quad (5.55)$$

$$\text{Μετασχηματιστής } TF_{Vp} : \quad Q_p = \omega \cdot V_p \quad (5.56)$$

$$T_p = \frac{1}{V_p} \cdot P_p \quad (5.57)$$

$$\text{Χωρητικό φαινόμενο } C_p : \quad P_p = P_p(0) + \frac{1}{C_p} \cdot \int \Delta Q_p \cdot dt \quad (5.58)$$

$$\text{Αντίσταση } R_{lp} : \quad Q_{lp} = \frac{P_p}{R_{lp}} \quad (5.59)$$

$$\text{Αντίσταση } R_{rv} : \quad Q_{rv} = 0 \quad \text{εάν } P_p < P_{set}$$

$$= \frac{(P_p - P_{set})}{R_{rv}} \quad \text{εάν } P_p \geq P_{set} \quad (5.60)$$

$$\text{Κόμβος κοινού σθένους «0» : } \quad \Delta Q_p = Q_{ip} - Q_{lp} - Q_{rv} - Q_{op} \quad (5.61)$$

- Τμήμα από την έξοδο της αντλίας μέχρι την είσοδο της βαλβίδας 4/2

$$\text{Πηγή σθένους } R_{pv} : \quad P_{Rpv} = -\Delta P_{pv} = \text{const} \quad (5.62)$$

$$\text{Κόμβος κοινής ροής «1» : } \quad \Delta P_{Rpv} = P_i - P_o \quad (5.63)$$

- Υδραυλική βαλβίδα 4/2 επιλογής φοράς κίνησης

$$\text{Κόμβοι κοινού σθένους «0» : } \quad Q_P = Q_{PA} + Q_{PB} + Q_{lv} \quad (5.64)$$

$$Q_T = Q_{AT} + Q_{BT} + Q_{lv} \quad (5.65)$$

$$Q_A = Q_{PA} - Q_{AT} \quad (5.66)$$

$$Q_B = Q_{PB} - Q_{BT} \quad (5.67)$$

$$\text{Κόμβοι κοινής ροής «1» : } \quad \Delta P_{PA} = P_P - P_A \quad (5.68)$$

$$\Delta P_{PB} = P_P - P_B \quad (5.69)$$

$$\Delta P_{AT} = P_A - P_T \quad (5.70)$$

$$\Delta P_{BT} = P_B - P_T \quad (5.71)$$

$$\Delta P_{PT} = P_P - P_T \quad (5.72)$$

$$\begin{aligned} \text{Αντίσταση } R_{PA}: \quad Q_{PA} &= 0, & \text{εάν } N &= 0 \\ &= K_{PA} \cdot |N| \cdot \sqrt{\Delta P_{PA}}, & \text{εάν } -1 \leq N < 0 & \\ &= 0, & \text{εάν } N > 0 & \end{aligned} \quad (5.73)$$

$$\begin{aligned} \text{Αντίσταση } R_{PB}: \quad Q_{PB} &= 0, & \text{εάν } N &= 0 \\ &= K_{PB} \cdot N \cdot \sqrt{\Delta P_{PB}}, & \text{εάν } 0 < N \leq 1 & \\ &= 0, & \text{εάν } -1 \leq N < 0 & \end{aligned} \quad (5.74)$$

$$\begin{aligned} \text{Αντίσταση } R_{AT}: \quad Q_{AT} &= 0, & \text{εάν } N &= 0 \\ &= K_{AT} \cdot N \cdot \sqrt{\Delta P_{AT}}, & \text{εάν } 0 < N \leq 1 & \\ &= 0, & \text{εάν } -1 \leq N < 0 & \end{aligned} \quad (5.75)$$

$$\begin{aligned} \text{Αντίσταση } R_{BT}: \quad Q_{BT} &= 0, & \text{εάν } N &= 0 \\ &= 0, & \text{εάν } 0 < N \leq 1 & \\ &= K_{BT} \cdot |N| \cdot \sqrt{\Delta P_{BT}}, & \text{εάν } -1 \leq N < 0 & \end{aligned} \quad (5.76)$$

$$\text{Αντίσταση } R_{IV}: \quad Q_{IV} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D_v \cdot c^3}{12 \cdot \mu \cdot |X_i|} \cdot \Delta P \quad \text{με } -W \leq X_i \leq W \quad (5.77)$$

- **Τμήμα κυκλώματος από την έξοδο της βαλβίδας μέχρι τη δεξαμενή**

$$\text{Πηγή σθένους } S_e: \quad P_{Rvt} = -\Delta P_{vt} = \text{const} \quad (5.78)$$

- **Υποσυγκρότημα υδραυλικού κυλίνδρου και ισόδυναμου φορτίου**

α) Για την κίνηση του εμβόλου προς τ'αριστερά

$$\text{Κόμβοι κοινού σθένους «0»}: \quad \Delta Q_1 = Q_1 - A_1 \cdot \dot{x} - Q_{lc} \quad (5.79)$$

$$\Delta Q_2 = A_2 \cdot \dot{x} + Q_{lc} - Q_2 \quad (5.80)$$

$$\text{Κόμβοι κοινής ροής «1»}: \quad \Delta P_{12} = P_1 - P_2 \quad (5.81)$$

$$\Delta F = P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 - F_{fc} - F_{mc} + SF_{load} \quad (5.82)$$

$$\text{Μετασχηματιστής } A1: \quad F = P_1 \cdot A_1 \quad (5.83)$$

$$\dot{x} = \frac{Q_1}{A_1} \quad (5.84)$$

$$\text{Μετασχηματιστής } A2: \quad Q_2 = A_2 \cdot \dot{x} \quad (5.85)$$

$$P_2 = \frac{F}{A_2} \quad (5.86)$$

$$\text{Χωρητικό φαινόμενο } C_{c1}: \quad P_1 = P_1(0) + \frac{1}{C_{c1}} \cdot \int \Delta Q_1 \cdot dt \quad (5.87)$$

$$\text{Χωρητικό φαινόμενο } C_{c2}: \quad P_2 = P_2(0) + \frac{1}{C_{c2}} \cdot \int \Delta Q_2 \cdot dt \quad (5.88)$$

$$\text{Αδρανειακό φαινόμενο } I_{mc} : \quad \dot{x} = \dot{x}(0) + \frac{1}{m_c} \cdot \int F_{mc} \cdot dt \quad (5.89)$$

$$\text{Αντίσταση } R_{lc} : \quad Q_{lc} = \frac{\pi \cdot D_c \cdot c^3}{12 \cdot \mu \cdot L} \cdot \Delta P_{12} + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \dot{x} \cdot D \cdot c \quad (5.90)$$

$$\text{Αντίσταση } R_{fc} : \quad F_{fc} = \text{sgn}(\dot{x}) \cdot F_u + K_f \cdot \dot{x} \quad (5.91)$$

$$\text{Πηγή σθένους } Se_{Fload} : \quad Se_{Fload} = F_{load} = P_{load} \cdot A_1 \quad \text{εάν } v > 0 \quad (5.92)$$

β) Για την κίνηση του εμβόλου προς τα δεξιά

$$\text{Κόμβοι κοινού σθένους «0»}: \quad \Delta Q_2 = Q_2 - A_2 \cdot \dot{x} - Q_{lc} \quad (5.93)$$

$$\Delta Q_1 = A_1 \cdot \dot{x} + Q_{lc} - Q_1 \quad (5.94)$$

$$\text{Κόμβοι κοινής ροής «1»}: \quad \Delta P_{21} = P_2 - P_1 \quad (5.95)$$

$$\Delta F = P_2 \cdot A_2 - P_1 \cdot A_1 - F_{fc} - F_{mc} + SF_{load} \quad (5.96)$$

$$\text{Μετασχηματιστής A2}: \quad \dot{x} = \frac{Q_2}{A_2} \quad (5.97)$$

$$F = P_2 \cdot A_2 \quad (5.98)$$

$$\text{Μετασχηματιστής A1}: \quad P_1 = \frac{F}{A_1} \quad (5.99)$$

$$Q_1 = \dot{x} \cdot A_1 \quad (5.100)$$

$$\text{Χωρητικό φαινόμενο } C_{c1} : \quad P_1 = P_1(0) + \frac{1}{C_{c1}} \cdot \int \Delta Q_1 \cdot dt \quad (5.101)$$

$$\text{Χωρητικό φαινόμενο } C_{c2} : \quad P_2 = P_2(0) + \frac{1}{C_{c2}} \cdot \int \Delta Q_2 \cdot dt \quad (5.102)$$

$$\text{Αδρανειακό φαινόμενο } I_{mc} : \quad \dot{x} = \dot{x}(0) + \frac{1}{m_c} \cdot \int F_{mc} \cdot dt \quad (5.103)$$

$$\text{Αντίσταση } R_{lc} : \quad Q_{lc} = \frac{\pi \cdot D_c \cdot \Delta P_{21}}{12 \cdot \mu \cdot L} \cdot c^3 + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot |\dot{x}| \cdot D \cdot c \quad (5.104)$$

$$\text{Αντίσταση } R_{fc} : \quad F_{fc} = \text{sgn}(\dot{x}) \cdot F_u + K_f \cdot \dot{x} \quad (5.105)$$

$$\text{Πηγή σθένους } Se_{Fload} : \quad Se_{Fload} = 0 \quad (5.106)$$

- Ανεπίστροφη βαλβίδα «L»

$$\text{Κόμβος κοινής ροής «1»}: \quad \Delta P_{Rcv} = P_i - P_o \quad (5.107)$$

$$\text{Πηγή σθένους } Se_{Rcv} : \quad P_{Rcv} = -\Delta P_{Rcv} = \text{const} \quad \text{εάν } Q_{PA} > 0$$

$$= 0 \quad \text{εάν } Q_{PA} \leq 0 \quad (5.108)$$

5.3 Υπολογισμός παραμέτρων και αρχικών συνθηκών

Ο υπολογισμός των σταθερών στα διάφορα μοντέλα καθώς και των αρχικών συνθηκών για τη λειτουργία του κυκλώματος βασίστηκε ως επί το πλείστον σε πειραματικές μετρήσεις και σε στοιχεία του κατασκευαστή, όπου ο πειραματικός υπολογισμός δεν ήταν δυνατός. Όπως και στη μοντελοποίηση, και εδώ το κύκλωμα χωρίζεται σε επιμέρους υποσυγκροτήματα και εξαρτήματα, καθένα από τα οποία εξετάζεται ξεχωριστά. Εκτός και αν αναφέρεται διαφορετικά, οι μετρήσεις ελήφθησαν με το κύκλωμα σε λειτουργία χωρίς φορτίο (μόνο με τις εσωτερικές αντιστάσεις του) και με το κύριο ασφαλιστικό "4" του κυκλώματος ρυθμισμένο στη μέγιστη πίεση ανοίγματος (70 bar) ούτως ώστε όλη η παροχή της αντλίας να καταλήγει στο υδραυλικό κύκλωμα. Επιπλέον, όταν αναφέρεται η «φάση εργασίας» εννοείται η κίνηση του εμβόλου προς τ'αριστερά και όπου αναφέρεται η «φάση επιστροφής» εννοείται η κίνηση του εμβόλου προς τα δεξιά. Εάν δεν αναφέρεται διαφορετικά, οι τιμές των πειραματικών μετρήσεων είναι ο μέσος όρος 3 διαδοχικών μετρήσεων, με στόχο να επιτευχθεί η μέγιστη δυνατή αξιοπιστία στο αποτέλεσμα. Η θερμοκρασία του υδραυλικού ρευστού παρακολουθούνταν από το θερμόμετρο «20» ώστε να είναι στην περιοχή 20-30°C. Σε περίπτωση που κατά τη διάρκεια κάποιας μέτρησης η θερμοκρασία υπερέβαινε τους 30°C η λειτουργία του κυκλώματος διακοπτόταν μέχρι η θερμοκρασία του λαδιού να επανέλθει στην περιοχή 20-30°C, και η συγκεκριμένη μέτρηση δεν λαμβανόταν υπ'όψιν.

5.3.1 Υποσυγκρότημα αντλίας υψηλής πίεσης ηλεκτροκινητήρα και κύριου ασφαλιστικού

Σύμφωνα με τα στοιχεία του κατασκευαστή, ο ηλεκτροκινητήρας του κυκλώματος περιστρέφεται με 1600rpm, και η αντλία του κυκλώματος έχει ειδική παροχή $1,31 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{rev}$. Έτσι, έχουμε τα εξής.

- Πηγή ροής S_{wm} .

Για τον ηλεκτροκινητήρα ο οποίος θεωρείται ως μιας πηγή παροχής (γωνιακής ταχύτητας) έχουμε ότι: $\omega = 1600 \text{ rpm} = 167,55 \text{ rad/s}$.

- Μετασχηματιστής V_p .

Για το μετασχηματισμό μηχανικής σε υδραυλική ισχύ που γίνεται στην αντλία έχουμε ότι:

$$V_p = 1,31 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{rev} = \frac{1,375 \cdot 10^{-5}}{2\pi} \text{ m}^3 / \text{rad}.$$

- Χωρητικό φαινόμενο C_p .

Για το συντελεστή C_p έχουμε ότι $C_p = \frac{V}{B}$ όπου V ο συνολικός όγκος υδραυλικού ρευστού

από την έξοδο της αντλίας μέχρι μέχρι την είσοδο της βαλβίδας 4/2 "11" και B το μέτρο όγκου όγκου ελαστικότητας (bulk modulus) του υδραυλικού ρευστού. Τα τμήματα, οι εσωτερικοί διάμετροι και ο συνολικός όγκος των σωληνώσεων από την έξοδο της αντλίας μέχρι την είσοδο της βαλβίδας φαίνεται στον Πίνακα 5.2.

Μήκος Σωλήνωσης (m)	Εξωτερική διάμετρος (m)	Εσωτερική διάμετρος (m)	Όγκος (m ³)
0,67	0,022	0,018	1,705E-04
0,3	0,015	0,014	4,618E-05
0,3	0,015	0,014	4,618E-05
0,33	0,015	0,014	5,080E-05
0,25	0,015	0,014	3,848E-05
0,37	0,015	0,014	5,696E-05
0,8	0,015	0,014	1,232E-04
0,7	0,015	0,014	1,078E-04
		Σύνολο	6,400E-04

Πίνακας 5.2

Διαστάσεις και όγκος σωληνώσεων από την έξοδο της αντλίας μέχρι την είσοδο της βαλβίδας 4/2 «11»

Στο συνολικό όγκο που προκύπτει από τον Πίνακα 5.2 υπολογίζεται προσαύξηση 5% ώστε να συνυπολογιστεί και ο όγκος υδραυλικού ρευστού που βρίσκεται μέσα στα υδραυλικά εξαρτήματα όπως η βαλβίδα 4/2 “7” και τα στραγγαλιστικά “8” και “9”. Έτσι, για τον όγκο V έχουμε ότι $V = 1,05 \cdot 6,4 \cdot e - 4 = 6,72 \cdot e - 4 m^3$.

Το μέτρο όγκου ελαστικότητας B για τη θερμοκρασιακή περιοχή των 20°C στην οποία έγιναν οι πειραματικές μετρήσεις λαμβάνεται ίσο με 1500 MPa, βάσει και των σχετικών αναφορών από τη βιβλιογραφία (141, 181). Συνεπώς, για το συντελεστή C_p έχουμε ότι:

$$C_p = \frac{V}{B} = \frac{6,72 \cdot e - 4 m^3}{1500 \cdot e6 Pa} = 4,48 \cdot e - 12 \frac{m^3}{Pa} \quad (5.109)$$

- Υπολογισμός συντελεστή εσωτερικής διαρροής αντλίας R_{ip}.

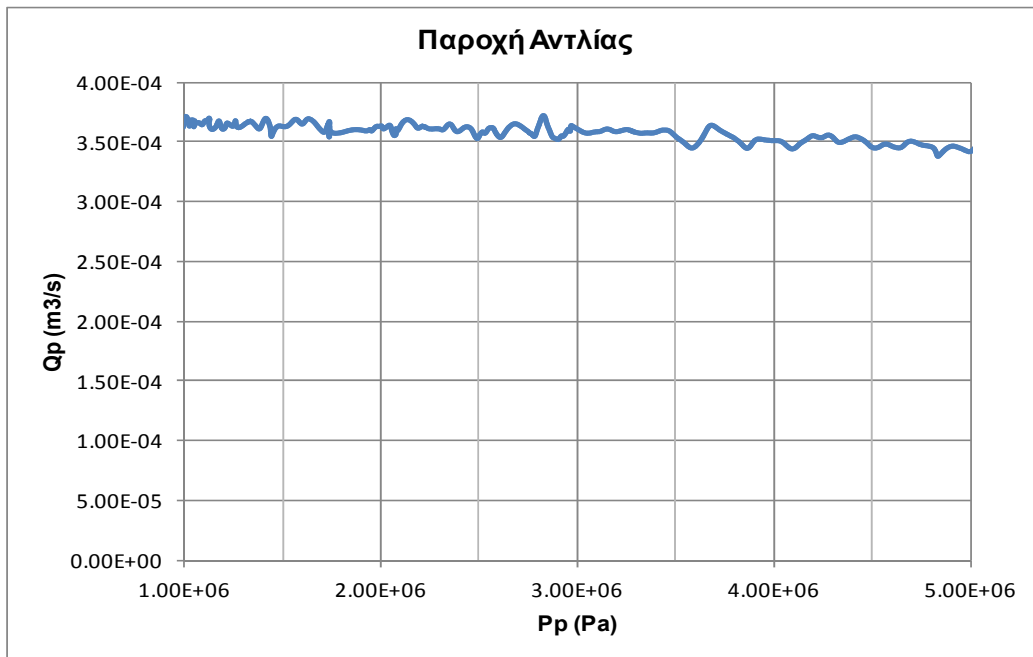
Βάσει των στοιχείων του κατασκευαστή, στις 1600 rpm η ονομαστική παροχή της αντλίας είναι

$$Q_p = \omega \cdot V_p = 167,55 \cdot \frac{1,375 \cdot e - 5}{2\pi} = 3,67 \cdot e - 4 m^3 / s .$$

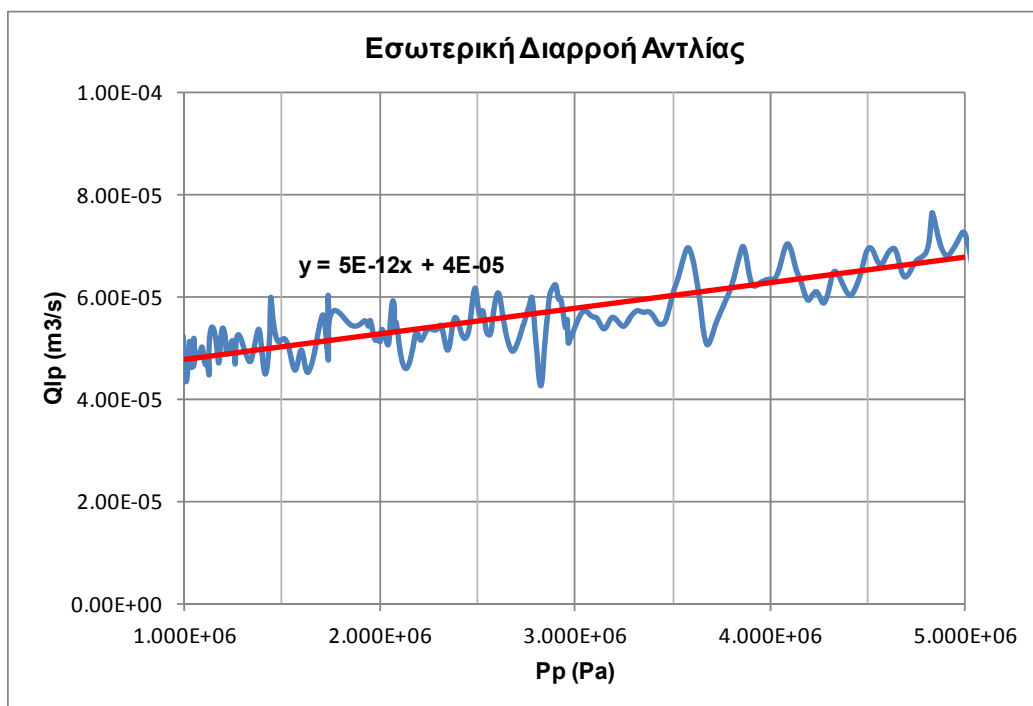
Για τον υπολογισμό της πραγματικής παροχής της αντλίας και της εσωτερικής διαρροής της, διενεργήθηκε η εξής πειραματική δοκιμή. Το κύριο ασφαλιστικό «5» ρυθμίστηκε στη μέγιστη πίεση ανοίγματός του (70 bar) ούτως ώστε μέχρι τα 70 bar όλη η παροχή της αντλίας να περνά από το παροχόμετρο «B». Στη συνέχεια, επιβλήθηκε προοδευτικά αυξανόμενη αντίσταση στη ροή με τη χρήση του στραγγαλιστικού “8”, προκαλώντας αύξηση της πίεσης του ρευστού, η οποία μετρήθηκε από το μεταλλάκτη “A”. Τα σήματα των οργάνων είχαν αισθητή στάθμη θορύβου, η οποία προκαλείται κατά κύριο λόγο από τις παρεμβολές του ηλεκτρικού δικτύου. Για το λόγο αυτό, στα δεδομένα εφαρμόστηκε μέσω λογισμικού χαμηλοπερατό φίλτρου Butterworth 4^{ης} τάξης, ούτως ώστε να αποκοπούν οι αρμονικές συνιστώσες των παρεμβολών. Έτσι, δημιουργήθηκε το διάγραμμα Q_p-P_p το οποίο μετά το φιλτράρισμα του σήματος φαίνεται στο Σχήμα 5.29. Στη συνέχεια, οι

τιμές του Q_p για τις διάφορες τιμές πίεσης αφαιρέθηκαν από την ονομαστική παροχή της αντλίας και έτσι προέκυψε το διάγραμμα της εσωτερικής διαρροής της αντλίας (Σχήμα 5.30). Εφαρμόζοντας τη μέθοδο της γραμμικής αναδρομής (linear regression) στα δεδομένα της εσωτερικής διαρροής της αντλίας, υπολογίζουμε μια ευθεία αναδρομής της μορφής $y = ax + b$, όπου $a = R_{ip}$. Η ευθεία αναδρομής έχει εξίσωση $Q_{ip} = 5e - 12 \cdot P_p + 4e - 5$ (Σχήμα 5.30).

Έτσι, προκύπτει ότι $R_{ip} = 5e - 12 \frac{m^3}{s \cdot Pa}$.



Σχήμα 5.29
Παροχή της αντλίας προς το κύκλωμα συναρτήσει της πίεσης



Σχήμα 5.30
Εσωτερική διαρροή αντλίας και ευθεία αναδρομής (με κόκκινο χρώμα)

- Αντίσταση R_{rv} κύριου ασφαλιστικού.

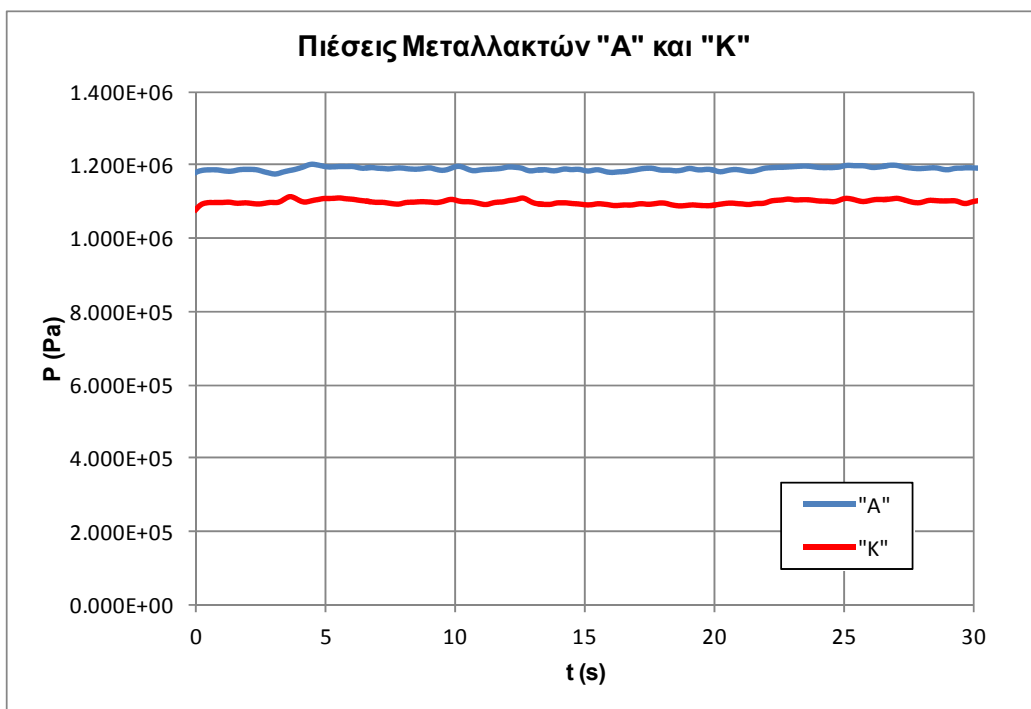
Για τις πειραματικές μετρήσεις, η πίεση ανοίγματος του κύριου ασφαλιστικού έχει οριστεί στη μέγιστη τιμή της που είναι τα 70bar. Έτσι έχουμε ότι $P_{set} = 7e^6$ Pa. Βάσει των στοιχείων του κατασκευαστή, προκύπτει επίσης για το συντελεστή αντίστασης ροής διαμέσου του ασφαλισ-

τικού ότι $R_{rv} = 2,5 \cdot e^{-9} \frac{m^3}{s \cdot Pa}$

5.3.2 Τμήμα κυκλώματος από την έξοδο της αντλίας μέχρι την είσοδο της βαλβίδας 4/2

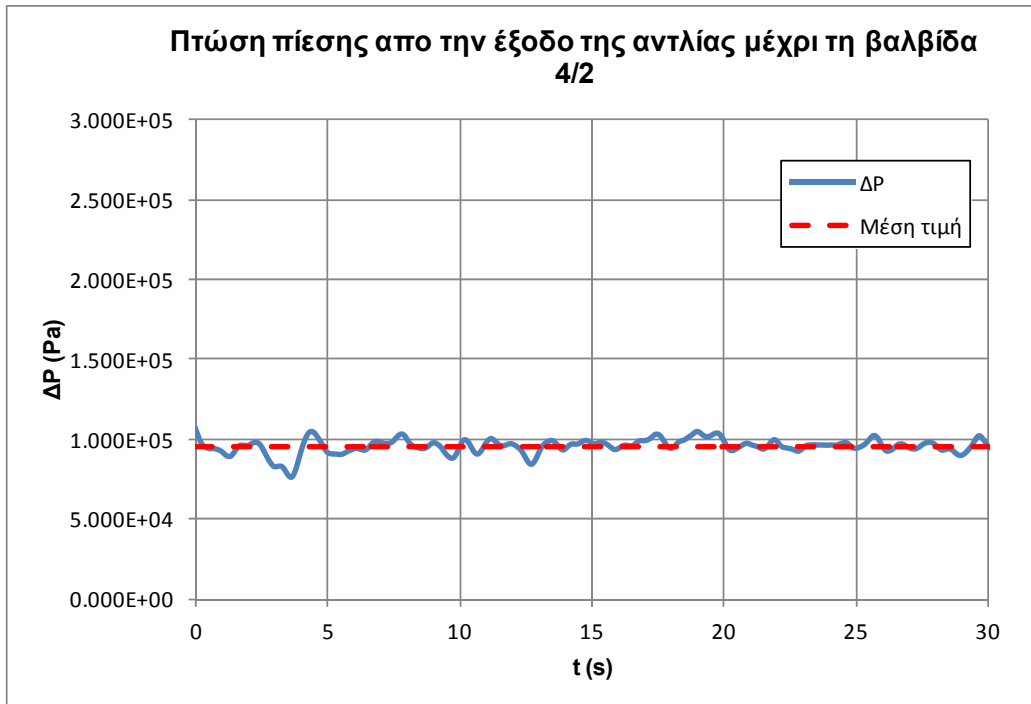
- Υπολογισμός ΔP_{pv} .

Για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης στο τμήμα του κυκλώματος από την έξοδο της αντλίας μέχρι της είσοδο της βαλβίδας 4/2 «11» χρησιμοποιούνται οι μετρήσεις από τους μεταλλάκτες πίεσης «Α» και «Κ» κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας του κυκλώματος, όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.31. Από αυτές, προκύπτει το διάγραμμα πτώσης πίεσης στο τμήμα του κυκλώματος από την έξοδο της αντλίας μέχρι της είσοδο της βαλβίδας 4/2 «11», όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.32. Η μέση τιμή της πτώσης πίεσης φαίνεται με κόκκινο χρώμα στο Σχήμα 5.32 και είναι $\Delta P_{pv} = 9,54e4$ Pa.



Σχήμα 5.31

Διαγράμματα πίεσης που μετρώνται από τους μεταλλάκτες «Α» και «Κ»



Σχήμα 5.32

Πτώση πίεσης από την έξοδο της αντλίας μέχρι την είσοδο της βαλβίδας και μέση τιμή της (κόκκινη γραμμή)

5.3.3 Βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης 4/2

- Συντελεστές αντιστάσεων R_{PA} , R_{PB} , R_{AT} , R_{BT}

Από το διάγραμμα $\Delta P=f(Q)$ που δίνει ο κατασκευαστής της βαλβίδας και θεωρώντας ότι η ροή μέσα στην βαλβίδα είναι τυρβώδης οπότε $Q = K \cdot \sqrt{\Delta P}$, έχουμε ότι:

$$K_{PA} = K_{PB} = K_{AT} = K_{BT} = \frac{22lt / min}{\sqrt{0,5e6Pa}} = 5,185e - 7 \frac{m^3}{Pa^{1/2} \cdot s}$$

- Προφίλ κίνησης εμβόλου βαλβίδας X_i

Από παρατηρήσεις και βάσει των στοιχείων του κατασκευαστή της βαλβίδας, έχουμε ότι η μέγιστη μετακίνηση του εμβόλου μέσα στο σώμα της βαλβίδας είναι $W = 0,02m$. Επιπλέον, η αλλαγή θέσεων λειτουργίας διαρκεί $\Delta t = 0,1sec$ συνεπώς για τη μέση ταχύτητα του εμβόλου προκύπτει ότι $v = 0,20m/s$. Έτσι, θεωρώντας ότι $t = 0 s$ τη στιγμή που το έμβολο της βαλβίδας βρίσκεται ακριβώς στη μέση κατά την εναλλαγή ανάμεσα στις δύο θέσεις λειτουργίας της βαλβίδας, έχουμε τα εξής:

α) Για τη μετατόπιση του εμβόλου προς και από την πρώτη θέση λειτουργίας:

$$X_i = 0,20 \cdot t \text{ για την κίνηση του εμβόλου προς την τελική θέση.}$$

$$X_i = W - 0,20(t - t_{elapsed}) \text{ για την επιστροφή του εμβόλου στην αρχική του θέση, όπου } t_{elapsed}$$

ο χρόνος που πέρασε μέχρι να ξεκινήσει η κίνηση της επιστροφής.

β) Ομοίως για την κίνηση προς και από τη δεύτερη θέση λειτουργίας:

$X_i = -0,20 \cdot t$ για την κίνηση του εμβόλου προς την τελική θέση.

$X_i = -W + 0,20(t - t_{\text{elapsed}})$ για την επιστροφή του εμβόλου στην αρχική του θέση, όπου t_{elapsed} ο χρόνος που πέρασε μέχρι να ξεκινήσει η κίνηση της επιστροφής.

- Εσωτερική διαρροή βαλβίδας με αντίσταση R_{iv}

Από τα στοιχεία του κατασκευαστή της βαλβίδας έχουμε ότι η διάμετρος του εμβόλου είναι $D = 23,5\text{mm}$ και το μήκος του είναι $L = 5\text{mm}$. Για τη δυναμική συνεκτικότητα του ρευστού έχουμε ότι $\mu = \nu \cdot \rho$, όπου ν η κινηματική συνεκτικότητα του υδραυλικού ρευστού και ρ η πυκνότητά του. Βάσει των στοιχείων που αναφέρονται στην Παραπομπή 181, για μέση θερμοκρασία 21°C έχουμε ότι $\nu = 30\text{mm}^2/\text{s} = 30\text{e}^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ και $\rho = 869\text{g/ml} = 869\text{kg/m}^3$ για ένα τυπικό υδραυλικό ρευστό με βάση ορυκτέλαιο προδιαγραφών VG15, όπως αυτό που χρησιμοποιείται στο σύστημα. Έτσι, προκύπτει ότι $\mu = 0,0261 \text{Ns/m}^2$.

Η μέτρηση της ακτινικής ανοχής c ανάμεσα στο έμβολο και το σώμα της βαλβίδας δεν μπορεί να γίνει άμεσα, δεδομένου ότι κάτι τέτοιο θα απαιτούσε το λύσιμο της βαλβίδας και την αφαίρεση του εμβόλου, με όρατο τον κίνδυνο μη αναστρέψιμης φθοράς στο εσωτερικό της. Για το λόγο αυτό, ο προσδιορισμός του γίνεται πειραματικά, με τη χρήση μετρήσεων. Οι μετρήσεις αυτές λήφθηκαν κατά τη φάση εργασίας του υδραυλικού κυλίνδρου, ενώ η βαλβίδα φορτίου είχε ρυθμιστεί ώστε να επιβάλλει αντίθλιψη 10bar, ισοδύναμης με σταθερό φορτίο 2,1kN. Έτσι, από τη Σχέση 5.77 προκύπτει ότι:

$$Q_{iv} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot c^3}{12 \cdot \mu \cdot |X_i|} \cdot \Delta P_{PT} \Rightarrow c = \sqrt[3]{\frac{Q_{iv} \cdot 12 \cdot \mu \cdot |X_i|}{2 \cdot \pi \cdot D \cdot \Delta P_{PT}}} \quad (5.110)$$

όπου ΔP_{PT} η διαφορά πίεσης ανάμεσα στις θυρίδες «P» και «T» της βαλβίδας και $|X_i|$ η μετατόπιση του εμβόλου της βαλβίδας, με $|X_i| = L$ εάν θεωρήσουμε τη βαλβίδα στη μόνιμη θέση λειτουργίας της.

Για τον υπολογισμό της παροχής υδραυλικού ρευστού που χάνεται λόγω της εσωτερικής διαρροής στη βαλβίδα Q_{iv} συγκρίνουμε τις μετρήσεις των παροχόμετρων «B» και «C» κατά τη φάση εργασίας του κυλίνδρου, και υπολογίζουμε τη διαφορά τους, αφού το παροχόμετρο «B» μετρήσει τη συνολική παροχή που κατευθύνεται στη βαλβίδα και το «C» την παροχή που καταλήγει τελικά στον κύλινδρο. Από εκεί, υπολογίζεται η διαφορά τους, όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.33 της οποίας η μέση τιμή λαμβάνεται ως η τιμή του Q_{iv} . Η μέση τιμή του Q_{iv} φαίνεται με κόκκινο χρώμα στο Σχήμα 5.33 και έχουμε ότι $Q_{iv} = 0,85\text{e}^{-5} \text{m}^3/\text{s}$.

Για να υπολογίσουμε τώρα την διαφορά πίεσης $\Delta P_{PT} = P_P - P_T$, ακολουθούμε την εξής διαδικασία. Για το ίδιο χρονικό «παράθυρο» της φάσης εργασίας στο οποίο υπολογίσαμε το Q_{iv} , υπολογίζουμε τη μέση τιμή της ένδειξης του μεταλλάκτη πίεσης «K», την οποία και θεωρούμε ίση με P_T . Ομοίως, για το ίδιο χρονικό διάστημα καταγράφουμε την τιμή του αναλογικού μανόμετρου «18» και τη μέση τιμή του παροχόμετρου «J». Από τη Σχέση 5.75 και θεωρώντας

ότι $N = 1$, $P_{18} = P_A$ και $Q_J = Q_{AT}$ (εδώ, η εσωτερική διαρροή της βαλβίδας είναι αμελητέα σε σύγκριση με τη συνολική παροχή που διέρχεται από τη δίοδο A->T) έχουμε ότι:

$$Q_{AT} = K_{AT} \cdot \sqrt{\Delta P_{AT}} \Rightarrow \Delta P_{AT} = \left(\frac{Q_{AT}}{K_{AT}} \right)^2 \Rightarrow P_T = P_A - \left(\frac{Q_{AT}}{K_{AT}} \right)^2 \quad (5.111)$$

Η ένδειξη του παροχόμετρου «J» φαίνεται στο Σχήμα 5.34, και η μέση τιμή της (με κόκκινη γραμμή στο σχήμα), ισούται με $3,62e^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$. Ομοίως, η ένδειξη του μεταλλάκτη πίεσης «K» φαίνεται στο Σχήμα 5.35 και η μέση τιμή της (με κόκκινη γραμμή στο σχήμα) ισούται με $2,60e^6 \text{ Pa}$. Η μέση ένδειξη του αναλογικού μανόμετρου «18» ισούται με $P_{18} = 7,0e^5 \text{ Pa}$. Επιπλέον

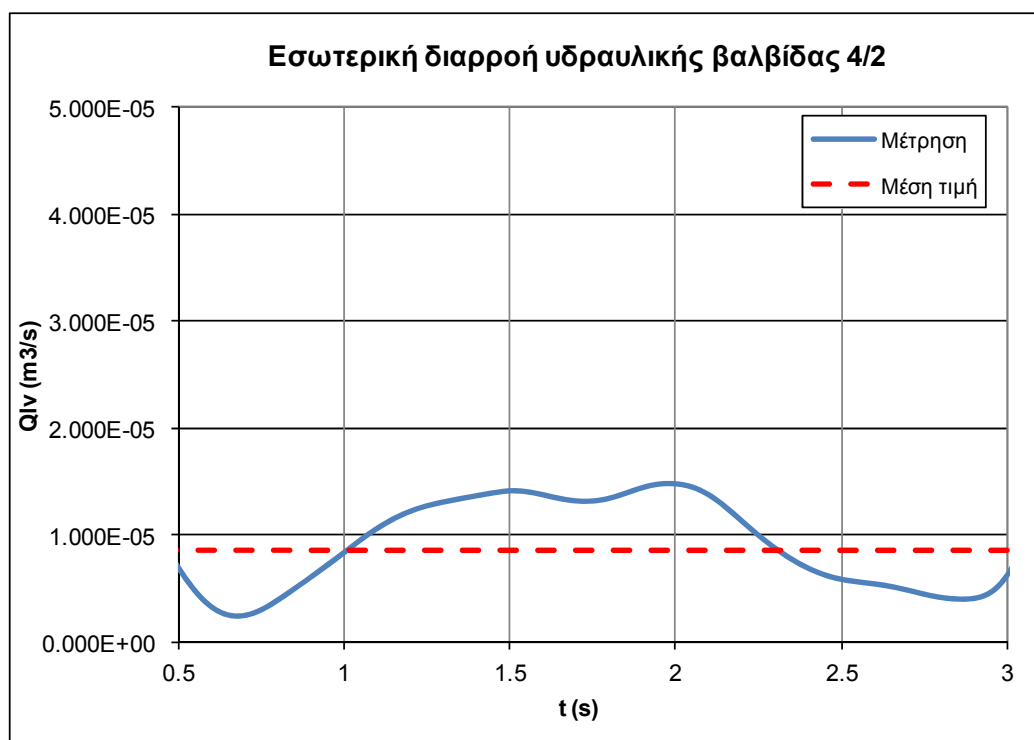
έχουμε ότι $K_{AT} = 5,185e^{-7} \frac{\text{m}^3}{\text{Pa}^{1/2} \cdot \text{s}}$ και έτσι από την Εξίσωση 5.111 προκύπτει ότι:

$$P_T = 7,0 \cdot e^5 - \left(\frac{3,62 \cdot e^{-4}}{5,185 \cdot e^{-7}} \right)^2 \text{ Pa} = 2,13 \cdot e^5 \text{ Pa} .$$

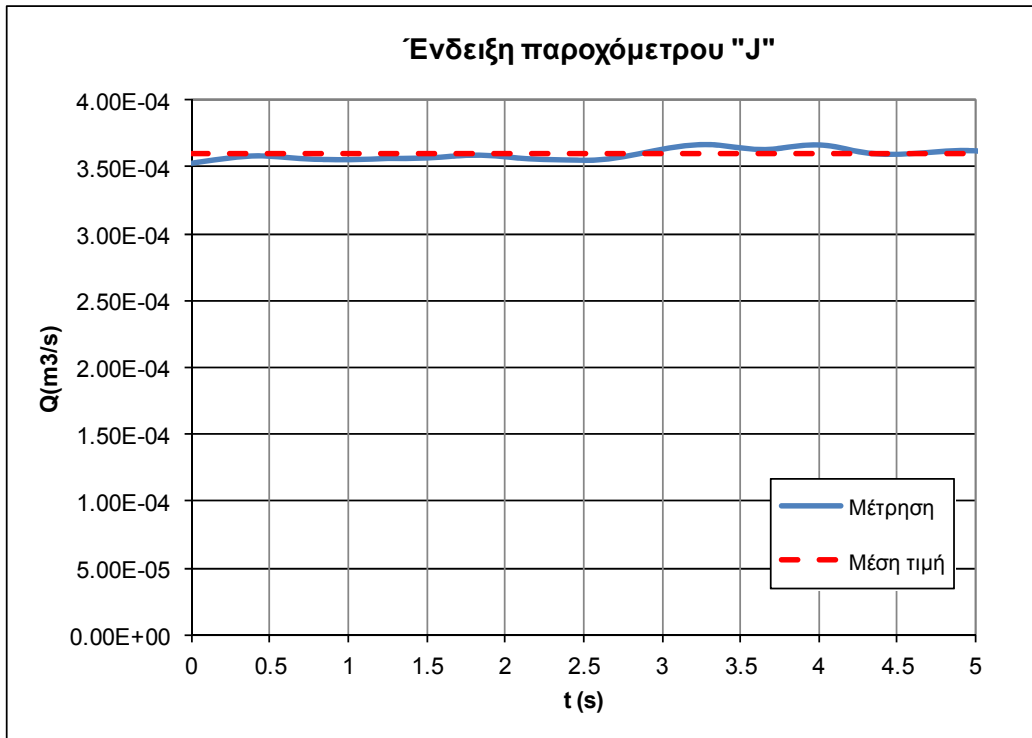
Έτσι, έχουμε ότι $\Delta P_{PT} = 2,60e^6 - 0,21e^6 = 2,39e^6 \text{ Pa}$. Αντικαθιστώντας λοιπόν στην Εξίσωση

$$5.110 \text{ προκύπτει ότι : } c = \sqrt[3]{\frac{0,85e^{-5} \cdot 12 \cdot 0,0261 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 0,0235 \cdot 2,39e^6}} \text{ m} = 3,35e^{-5} \text{ m} \approx 34 \mu\text{m} .$$

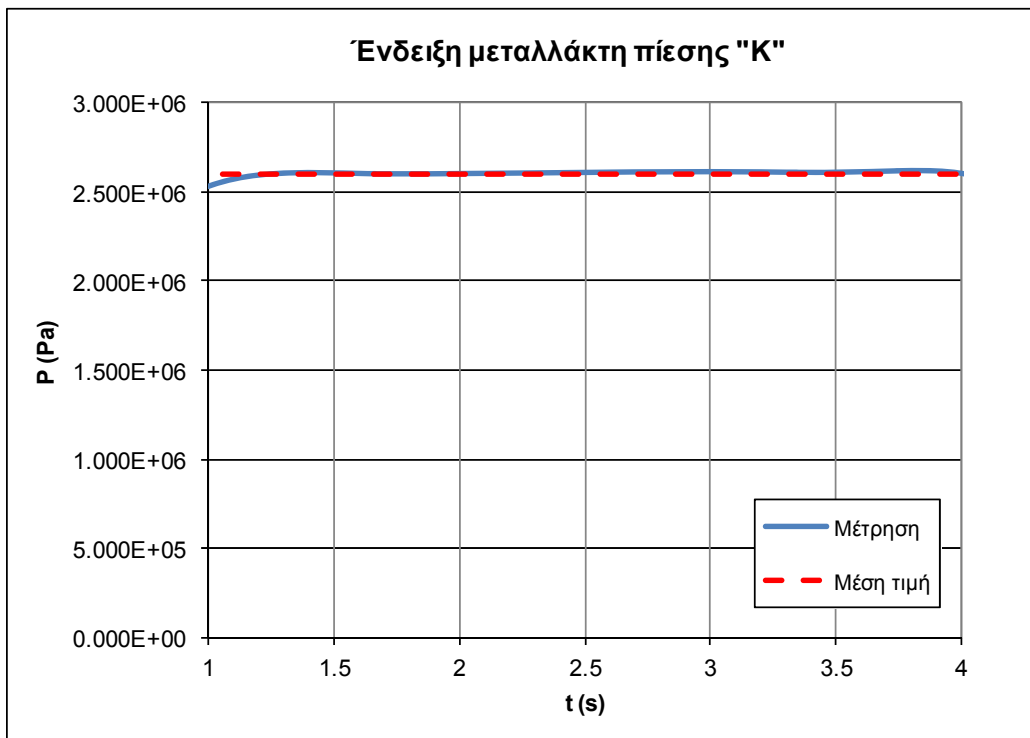
Όπως βλέπουμε λοιπόν, βάσει των υπολογισμών προκύπτει μια ακτινική ανοχή της τάξης των $34 \mu\text{m}$ ανάμεσα στο έμβολο και το σώμα της βαλβίδας.



Σχήμα 5.33
Εσωτερική διαρροή βαλβίδας 4/2 κατά τη φάση εργασίας και μέση τιμή της



Σχήμα 5.34
Ένδειξη παροχόμετρου «J» και μέση τιμή (κόκκινη γραμμή)



Σχήμα 5.35
Ένδειξη μεταλλάκτη πίεσης «K» και μέση τιμή (κόκκινη γραμμή)

5.3.4 Υποσυγκρότημα υδραυλικού κυλίνδρου και φορτίου

- Μετασχηματιστές «A1» και «A2»

Εφόσον ο υδραυλικός κύλινδρος είναι δικπλού βάκτρου, οι επιφάνειες άσκησης υδραυλικής πίεσης στις δύο πλευρές του εμβόλου είναι ίσες, και υπολογίζονται αφαιρώντας το εμβαδό της διατομής του βάκτρου ακτίνας d από το εμβαδό της διατομής του εμβόλου διαμέτρου D . Βάσει των στοιχείων του κατασκευαστή έχουμε ότι $D = 60\text{mm}$ και $d = 30\text{mm}$, οπότε προκύπτει ότι:

$$A_1 = A_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,06^2 - 0,03^2)}{4} \text{m}^2 \Rightarrow A_1 = A_2 = 0,0021\text{m}^2$$

- Χωρητικό φαινόμενο «C_{c1}»

Για το συντελεστή C_{c1} έχουμε ότι $C_{c1} = \frac{V_1}{B}$, όπου V_1 ο συνολικός όγκος υδραυλικού ρευστού που περιλαμβάνεται στις σωληνώσεις από τη βαλβίδα 4/2 «11» μέχρι το δεξιό θάλαμο και στον ίδιο το θάλαμο, και B το μέτρο όγκου ελαστικότητας του υδραυλικού ρευστού. Το μέτρο όγκου ελαστικότητας B για τη θερμοκρασιακή περιοχή των 20°C στην οποία έγιναν οι πειραματικές μετρήσεις λαμβάνεται ίσο με 1500 MPa, βάσει και των σχετικών αναφορών από τη βιβλιογραφία (141, 181). Επίσης, για τον όγκο V_1 έχουμε ότι: $V_1 = V_{\text{piping}} + V_{\text{chamber1}}$, όπου V_{piping} ο όγκος υδραυλικού ρευστού στις σωληνώσεις και V_{chamber1} ο όγκος υδραυλικού ρευστού στο δεξιό θάλαμο. Τα τμήματα, οι εσωτερικοί διάμετροι και ο συνολικός όγκος των σωληνώσεων από την έξοδο της βαλβίδας 4/2 “11” μέχρι το δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου φαίνονται στον Πίνακα 5.3.

Μήκος Σωλήνωσης (m)	Εξωτερική διάμετρος (m)	Εσωτερική διάμετρος (m)	Όγκος (m ³)
0,32	0,015	0,014	4,926E-05
0,32	0,015	0,014	4,926E-05
0,56	0,015	0,014	8,621E-05
0,36	0,015	0,014	5,542E-05
0,32	0,015	0,014	4,926E-05
1,4	0,015	0,014	2,155E-04
		Σύνολο	5,049E-04

Πίνακας 5.3

Διαστάσεις και όγκος σωληνώσεων από την έξοδο βαλβίδας 4/2 “11” μέχρι το δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου

Στο συνολικό όγκο που προκύπτει από τον Πίνακα 5.3 υπολογίζεται προσαύξηση 5% ώστε να συνυπολογιστεί και ο όγκος υδραυλικού ρευστού που βρίσκεται μέσα στα υδραυλικά εξαρτήματα όπως το ασφαλιστικό “15” και η ανεπίστροφη βαλβίδα “16”. Έτσι, για τον όγκο V_{piping} έχουμε ότι $V_{\text{piping}} = 1,05 \cdot 5,05 \cdot e^{-4} = 5,30 \cdot e^{-4} \text{m}^3$.

Ο όγκος υδραυλικού ρευστού στο δεξιό θάλαμο V_{chamber1} δεν παραμένει σταθερός, αλλά μεταβάλλεται καθώς κινείται το έμβολο. Θεωρώντας ότι $v > 0$ κατά τη φάση εργασίας, όταν δηλαδή το έμβολο μετακινείται προς τ'αριστερά, έχουμε ότι: $V_{\text{chamber1}} = x \cdot A_1$, όπου x η μετατόπιση του εμβόλου από το άκρο του. Έτσι, ο συνολικός όγκος υδραυλικού ρευστού προκύπτει ίσος με $V_1 = 5,30 \cdot e^{-4} + 2,1 \cdot e^{-3} \cdot x$. Ο συντελεστής C_{c1} προκύπτει λοιπόν ίσος με

$$C_{c1} = \frac{5,30 \cdot e^{-4} + 2,1 \cdot e^{-3} \cdot x}{1,5 \cdot e^9} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{Pa}} \right) \quad (5.112)$$

- Χωρητικό φαινόμενο « C_{c2} »

Ομοίως με πριν, για το συντελεστή C_{c2} έχουμε ότι $C_{c2} = \frac{V_2}{B}$, όπου $V_2 = V_{\text{piping}} + V_{\text{chamber2}}$,

και B το μέτρο όγκου ελαστικότητας του υδραυλικού ρευστού. Το μέτρο όγκου ελαστικότητας B για τη θερμοκρασιακή περιοχή των 20°C στην οποία έγιναν οι πειραματικές μετρήσεις λαμβάνεται πάλι ίσο με 1500 MPa . Τα τμήματα, οι εσωτερικοί διάμετροι και ο συνολικός όγκος των σωληνώσεων από την έξοδο της βαλβίδας 4/2 «11» μέχρι τον αριστερό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου φαίνεται στον Πίνακα 5.4

Μήκος Σωλήνω- σης (m)	Εξωτερική διάμε- ρος (m)	Εσωτερική διάμε- ρος (m)	Όγκος (m^3)
0,24	0,015	0,014	3,695E-05
0,28	0,015	0,014	4,310E-05
0,20	0,015	0,014	3,079E-05
0,17	0,015	0,014	2,617E-05
0,22	0,015	0,014	3,387E-05
0,46	0,015	0,014	7,081E-05
0,18	0,015	0,014	2,771E-05
0,12	0,015	0,014	1,847E-05
0,30	0,015	0,014	4,618E-05
0,10	0,015	0,014	1,539E-05
0,14	0,015	0,014	2,155E-05
1,21	0,015	0,014	1,863E-04
		Σύνολο	5,573E-04

Πίνακας 5.4

Διαστάσεις και όγκος σωληνώσεων από την έξοδο βαλβίδας 4/2 «11» μέχρι τον αριστερό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου

Στο συνολικό όγκο που προκύπτει από τον Πίνακα 5.4 υπολογίζεται προσαύξηση 5% ώστε να συνυπολογιστεί και ο όγκος υδραυλικού ρευστού που βρίσκεται μέσα στα υδραυλικά εξαρτήματα όπως το ασφαλιστικό «15» και η ανεπίστροφη βαλβίδα «16». Έτσι, για τον όγκο V_{piping} έχουμε ότι $V_{\text{piping}} = 1,05 \cdot 5,57 \cdot e^{-4} = 5,85 \cdot e^{-4} \text{ m}^3$.

Ο όγκος υδραυλικού ρευστού στο δεξιό θάλαμο V_{chamber1} δεν παραμένει σταθερός, αλλά μεταβάλλεται καθώς κινείται το έμβολο. Θεωρώντας όπως και πριν ότι $v > 0$ κατά τη φάση εργασίας, όταν δηλαδή το έμβολο μετακινείται προς τ'αριστερά, και με δεδομένο ότι η μέγιστη διαδρομή του εμβόλου είναι 500mm έχουμε ότι: $V_{\text{chamber2}} = (0,5 - x) \cdot A_2$, όπου x η μετατόπιση του εμβόλου από το άκρο του. Έτσι, ο συνολικός όγκος υδραυλικού ρευστού προκύπτει ίσος με $V_2 = 5,85 \cdot e^{-4} + 2,1 \cdot e^{-3} \cdot (0,5 - x)$. Ο συντελεστής C_{c1} προκύπτει λοιπόν ίσος με :

$$C_{c2} = \frac{5,85 \cdot e^{-4} + 2,1 \cdot e^{-3} \cdot (0,5 - x) \left(\frac{\text{m}^3}{\text{Pa}} \right)}{1,5 \cdot e^9} \quad (5.113)$$

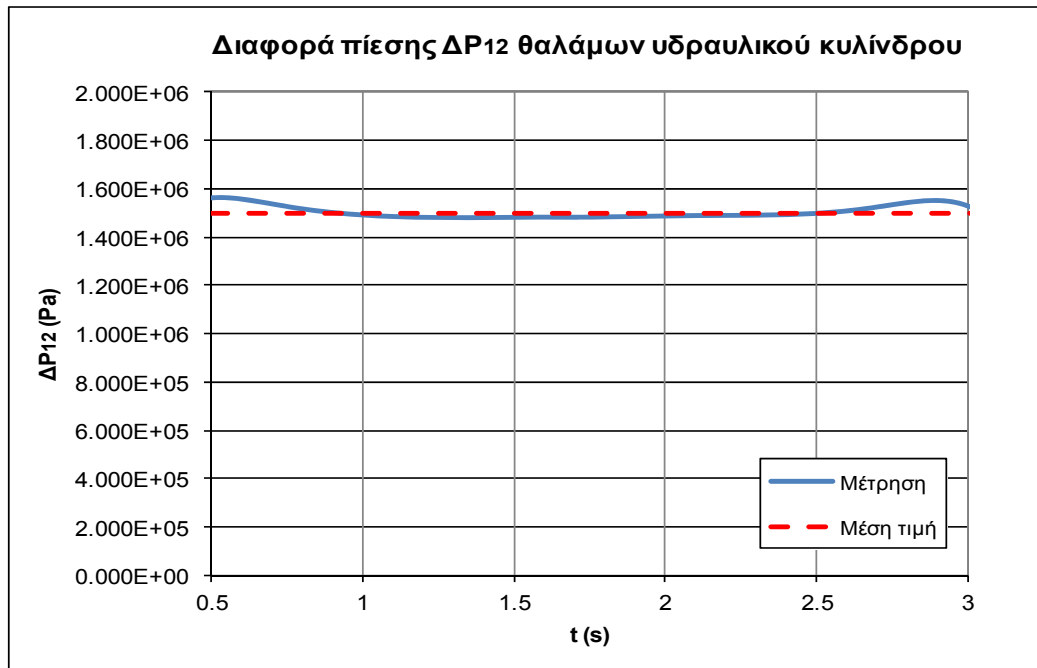
- Εσωτερική διαρροή υδραυλικού κυλίνδρου με αντίσταση R_{ic} .

Όπως και με τη βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης 4/2 "11", από τα στοιχεία του κατασκευαστή του υδραυλικού κυλίνδρου έχουμε ότι η διάμετρος του εμβόλου είναι $D = 60\text{mm}$ και το μήκος του είναι $L = 30\text{mm}$. Ομοίως με πριν, για υδραυλικό υγρό VG15 θεωρούμε $\mu = 0,0261 \text{Ns/m}^2$.

Η μέτρηση της ακτινικής ανοχής c ανάμεσα στο έμβολο και το σώμα του κυλίνδρου δεν μπορεί να γίνει άμεσα. Για το λόγο αυτό, ο προσδιορισμός του γίνεται πειραματικά μέσω μετρήσεων. Οι μετρήσεις αυτές λήφθηκαν κατά τη φάση εργασίας του υδραυλικού κυλίνδρου, ενώ η βαλβίδα φορτίου είχε ρυθμιστεί ώστε να επιβάλλει αντίθλιψη 10bar, ισοδύναμη με σταθερό φορτίο 2,1kN. Από τη Εξίσωση 5.104 έχουμε ότι:

$$Q_{ic} = \frac{\pi \cdot D_c \cdot \Delta P_{12}}{12 \cdot \mu \cdot L} \cdot c^3 + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot v \cdot D \cdot c \quad (5.114)$$

όπου $\Delta P_{12} = P_1 - P_2$ η διαφορά πίεσης ανάμεσα στον αριστερό και το δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και v η ταχύτητα του εμβόλου. Για τον υπολογισμό της, συγκρίνουμε τις μετρήσεις των μεταλλακτών πίεσης «G» και «D» αντίστοιχα κατά τη φάση εργασίας του κυλίνδρου, και αφού έχουν σταθεροποιηθεί πλήρως οι ενδείξεις τους. Από τις μετρήσεις των μεταλλακτών προκύπτει η διαφορά πίεσης ανάμεσα στον δεξιό και τον αριστερό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, το γράφημα της οποίας φαίνεται στο Σχήμα 5.36. Η μέση τιμή της διαφοράς πίεσης ισούται με $1,50e^6 \text{Pa}$ (που επίσης φαίνεται στο Σχήμα 5.36), συνεπώς $\Delta P_{12} = 1,50 \cdot e^6 \text{Pa}$.



Σχήμα 5.36

Διαφορά πίεσης δεξιού και αριστερού θαλάμου κατά τη φάση εργασίας του υδραυλικού κυλίνδρου και μέση τιμή της (κόκκινη γραμμή)

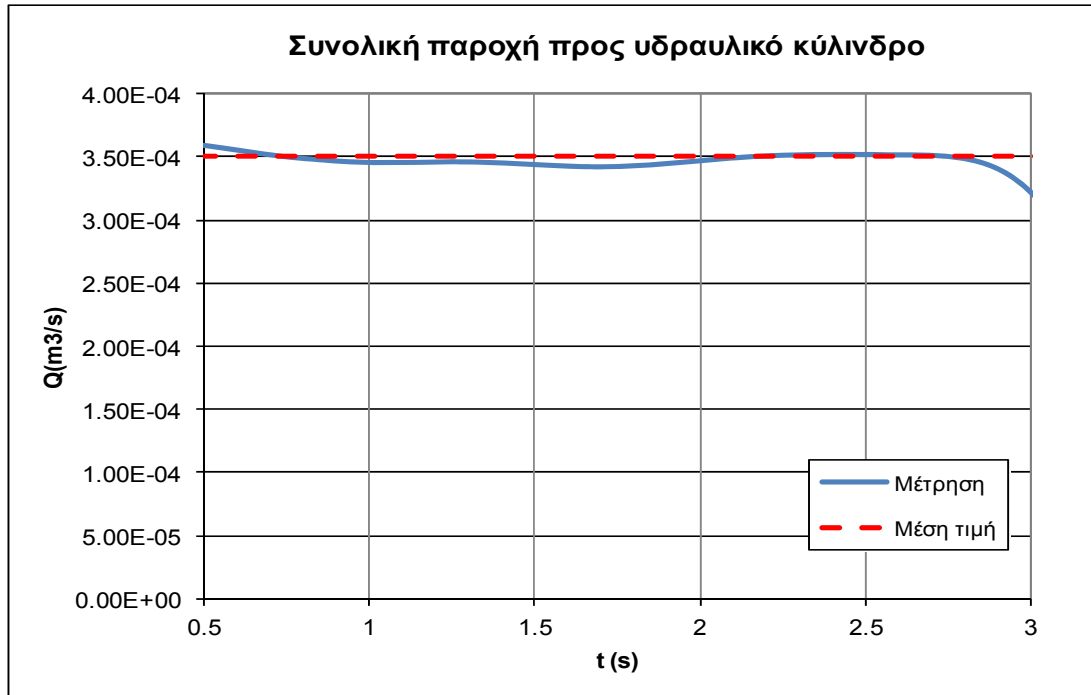
Η παροχή εσωτερικής διαρροής του υδραυλικού κυλίνδρου Q_{ic} , υπολογίζεται ως η διαφορά της συνολικής παροχής ρευστού προς αυτόν μείον την «παροχή κίνησης» του εμβόλου. Η συνολική παροχή ρευστού ισούται με το άθροισμα της παροχής που μετράει το παροχόμετρο «C» και της παροχής που καταλήγει στη δεξαμενή μέσω του drain, η οποία με τη σειρά της υπολογίζεται από τη διαφορά των παροχών που μετρούν τα παροχόμετρα «B» και «J». Για την «παροχή κίνησης», παραγωγίζουμε το σήμα του ενδείκτη θέσης «E» και υπολογίζουμε τη ταχύτητα v κίνησης του εμβόλου. Έτσι, έχουμε $Q_{mc} = v \cdot A_1$. Η συνολική παροχή υδραυλικού ρευστού προς τον κύλινδρο και η μέση τιμή της φαίνονται στο Σχήμα 5.37, ενώ η «παροχή κίνησης» και η μέση τιμή της κατά τη φάση εργασίας φαίνονται στο Σχήμα 5.38. Η μέση ταχύτητα του κυλίνδρου είναι $v = 0,158\text{m/s}$ και από αυτή, η μέση τιμή της «παροχής κίνησης» υπολογίζεται $Q_{mc\ av} = 3,32\text{e-}4\ \text{m}^3/\text{s}$, ενώ για τη συνολική παροχή υδραυλικού ρευστού που διέρχεται μέσα από τον κύλινδρο έχουμε ότι $Q_{C\ av} = 3,50\text{e-}4\ \text{m}^3/\text{s}$. Συνεπώς, για την παροχή εσωτερικής διαρροής του υδραυλικού κυλίνδρου έχουμε ότι:

$$Q_{ic} = Q_{C\ av} - Q_{mc\ av} = 1,8\text{e-}5\ \text{m}^3/\text{s}.$$

Αντικαθιστώντας τώρα τις τιμές των ΔP_{12} , Q_{ic} και v στην Εξίσωση 5.114, έχουμε ότι:

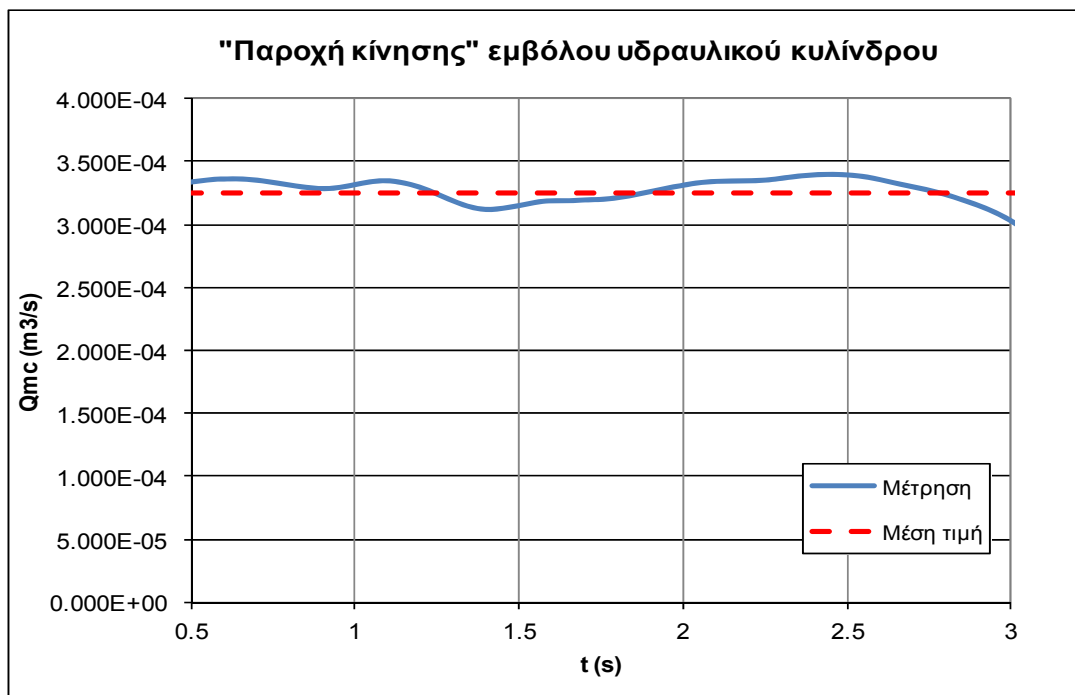
$$\frac{\pi \cdot 0,06 \cdot 1,5\text{e}6}{12 \cdot 0,0261 \cdot 0,03} \cdot c^3 + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 0,158 \cdot 0,03 \cdot c - 1,8\text{e} - 5 = 0 \Rightarrow c = 83,3\mu\text{m} \approx 83\mu\text{m}$$

Όπως βλέπουμε λοιπόν, βάσει των υπολογισμών προκύπτει μια ακτινική ανοχή της τάξης των $83\mu\text{m}$ ανάμεσα στο έμβολο και το σώμα του κυλίνδρου. Η λύση του πολυωνύμου τρίτου βαθμού έγινε με αναλυτικές μεθόδους, χρησιμοποιώντας το λογισμικό Wolfram Mathematica.



Σχήμα 5.37

Συνολική παροχή ρευστού προς υδραυλικό κύλινδρο η μέση τιμή της (κόκκινη γραμμή)



Σχήμα 5.38

"Παροχή κίνησης" Q_{mc} του υδραυλικού κυλίνδρου η μέση τιμή της (κόκκινη γραμμή)

- Αντίσταση τριβής υδραυλικού κυλίνδρου R_{fc}

Όπως έχουμε δει, στη μοντελοποίηση της δύναμης τριβής ανάμεσα στο έμβολο και το σώμα του υδραυλικού κυλίνδρου λαμβάνουμε υπ'όψιν τόσο την τριβή Coulomb (σταθερή, ανεξάρτητη από την ταχύτητα), όσο και τη συνεκτική τριβή, η οποία είναι ανάλογη της ταχύτητας κίνησης του εμβόλου v . Έτσι, η εξίσωση υπολογισμού της δύναμης τριβής έχει τη μορφή:

$$F_{fc} = \text{sgn}(\dot{x}) \cdot F_u + K_f \cdot \dot{x} \quad (5.115)$$

όπου:

F_{fc} (N) η συνολική δύναμη τριβής του υδραυλικού κυλίνδρου

$\dot{x} = v$ (m/s) η ταχύτητα κίνησης του εμβόλου του υδραυλικού κυλίνδρου

F_u (N) η τριβή Coulomb

K_f (N·s/m) ο συντελεστής συνεκτικής τριβής.

Θεωρώντας ως άγνωστους τους F_u και K_f , χρειαζόμαστε δύο εξισώσεις προκειμένου να λύσουμε το σύστημα που προκύπτει. Για την τριβή F_{fc} κατά τη φάση εργασίας ισχύει ότι:

$$F_{fc} = P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 = (P_1 - P_2) \cdot A = \Delta P_{12} \cdot A \quad (5.116)$$

αφού $A_1 = A_2 = A = 0,0021\text{m}^2$

Για τον υπολογισμό λοιπόν των αγνώστων F_u και K_f έγιναν δύο διαδοχικές δοκιμές στο υδραυλικό κύκλωμα με διαφορετικές ταχύτητες κίνησης του εμβόλου, στις οποίες μετρήθηκαν οι πιέσεις P_1 και P_2 , καθώς και η ταχύτητα κίνησης του εμβόλου v . Με βάση τα δεδομένα αυτά λύνεται το σύστημα των δύο εξισώσεων με δύο αγνώστους και προκύπτουν τα F_u και K_f . Θεωρώντας ότι απόσταση από το έμβολο μέχρι το μεταλλάκτη μέτρησης πίεσης είναι μικρή και ότι η ταχύτητα του υδραυλικού ρευστού είναι επίσης μικρή και δεν έχουμε υπολογίσιμη πτώση πίεσης από το έμβολο μέχρι το μεταλλάκτη μέτρησης, έχουμε ότι : $P_1 = P_G$ και $P_2 = P_D$, όπου P_G και P_D η πίεση που μετρά ο μεταλλάκτης "G" και "D" αντίστοιχα. Η ρύθμιση της ταχύτητας του εμβόλου έγινε με τη χρήση του στραγγαλιστικού «6» ενώ και στις δύο περιπτώσεις μετρήθηκε η φάση εργασίας του εμβόλου, οπότε $v > 0$ και $\text{sgn}(\dot{x}) = \text{sgn}(v) = 1$.

1) Δοκιμή με $v_1 = 0,061$ m/s.

Η ταχύτητα του εμβόλου του υδραυλικού κυλίνδρου κατά τη φάση εργασίας φαίνεται στο Σχήμα 5.39, και η μέση τιμή της ισούται με $v_1 = 0,061$ m/s. Στο Σχήμα 5.40 φαίνονται οι τιμές πίεσης των μεταλλακτών «G» και «D» από τις οποίες προκύπτει η πτώση πίεσης $\Delta P_{12(1)}$, η οποία φαίνεται στο Σχήμα 5.41. Υπολογίζοντας τη μέση τιμή της έχουμε ότι:

$$\Delta P_{12(1)} = 1,21e5 \text{ Pa}. \text{ Έτσι, έχουμε ότι } F_{fc(1)} = \Delta P_{12(1)} \cdot A = 254,1\text{N}.$$

2) Δοκιμή με $v_2 = 0,109$ m/s.

Η ταχύτητα του εμβόλου του υδραυλικού κυλίνδρου κατά τη φάση εργασίας φαίνεται στο Σχήμα 5.42, και η μέση τιμή της ισούται με $v_2 = 0,109$ m/s. Στο Σχήμα 5.43 φαίνονται οι τιμές πίεσης των μεταλλακτών "G" και "D" από τις οποίες προκύπτει η πτώση πίεσης $\Delta P_{12(2)}$, η οποία φαίνεται στο Σχήμα 5.44. Υπολογίζοντας τη μέση τιμή της έχουμε ότι:

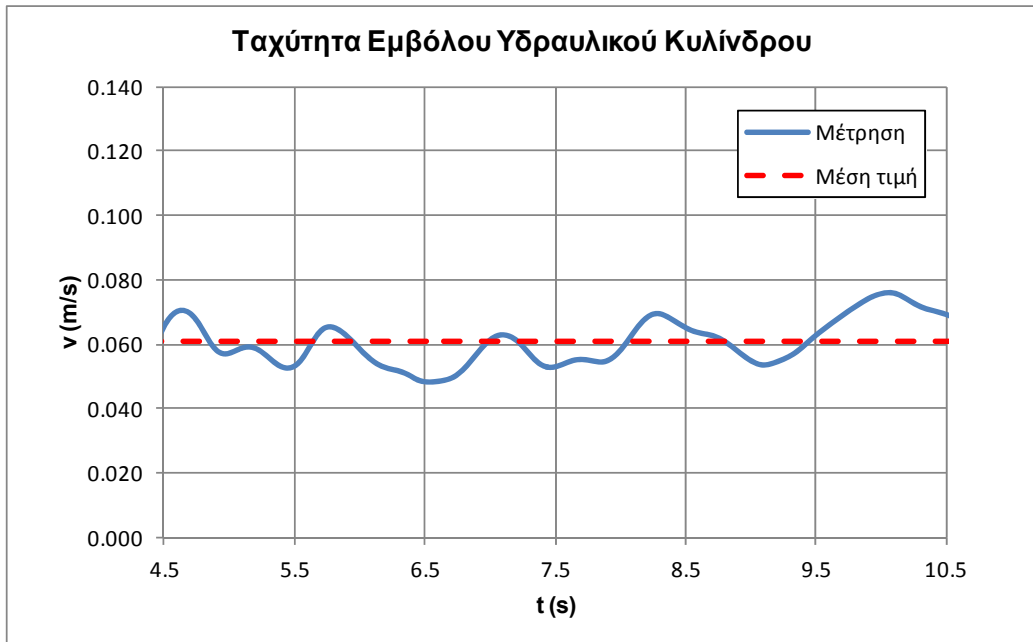
$$\Delta P_{12(2)} = 1,55e5 \text{ Pa}. \text{ Έτσι, έχουμε ότι } F_{fc(2)} = \Delta P_{12(2)} \cdot A = 325,5\text{N}.$$

Χρησιμοποιώντας τώρα τις τιμές των v και F_{fc} έχουμε το εξής σύστημα:

$$254,1 = F_u + K_f \cdot 0,061 \quad (5.117)$$

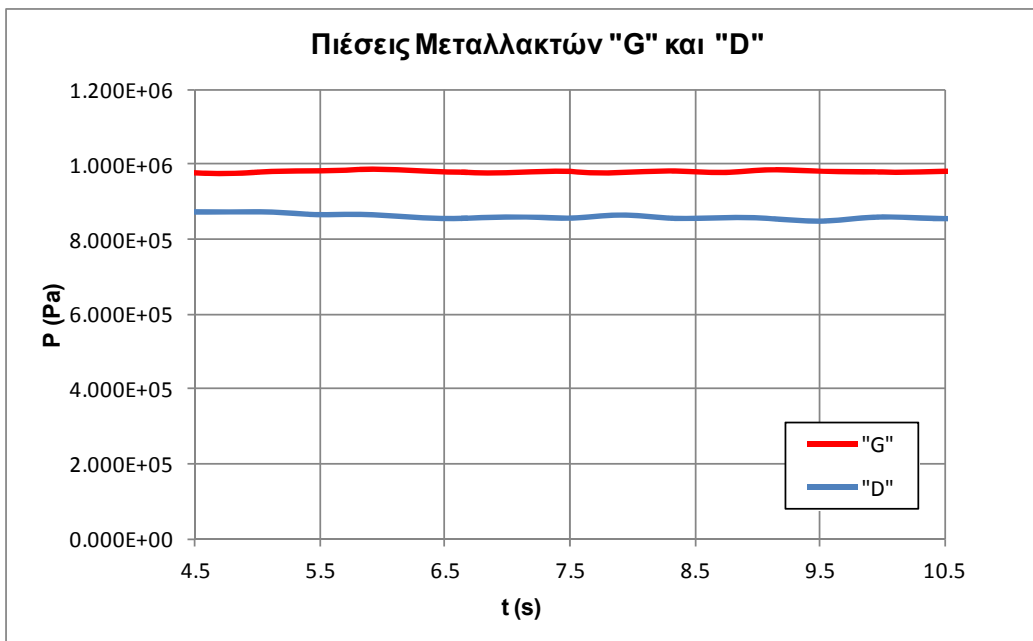
$$325,5 = F_u + K_f \cdot 0,109 \quad (5.118)$$

Λύνοντάς το, προκύπτει ότι $F_u = 163,2 \text{ N}$ και $K_f = 1,49e3 \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}$.



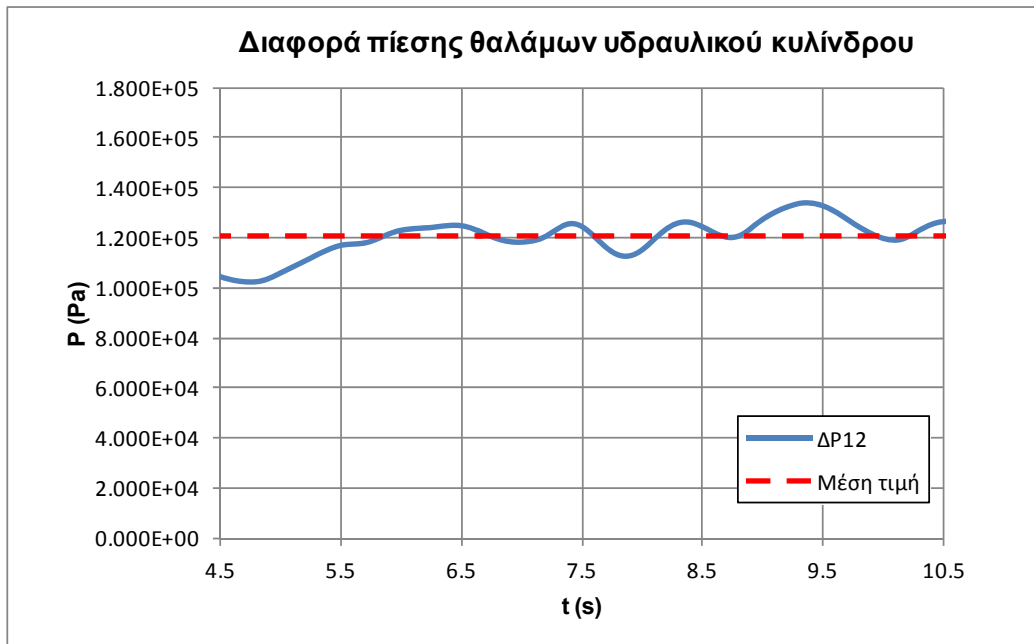
Σχήμα 5.39

Μέση ταχύτητα εμβόλου υδραυλικού κυλίνδρου στη φάση εργασίας κατά τη δοκιμή με $v = 0,061 \text{ m/s}$



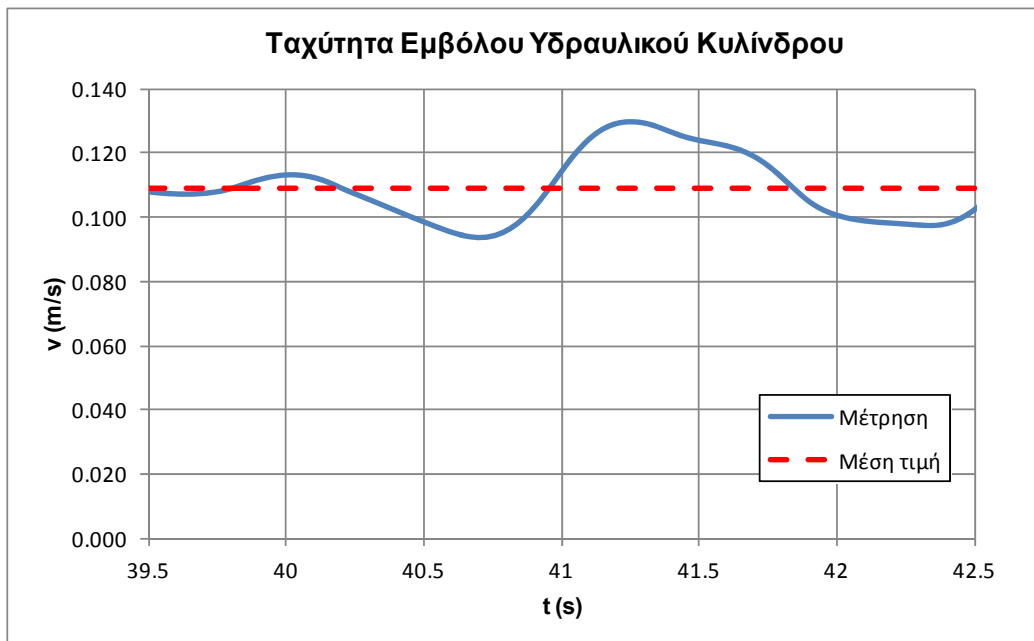
Σχήμα 5.40

Πιέσεις μεταλλακτών «G» και «D» στη φάση εργασίας για τη δοκιμή με $v = 0,061 \text{ m/s}$



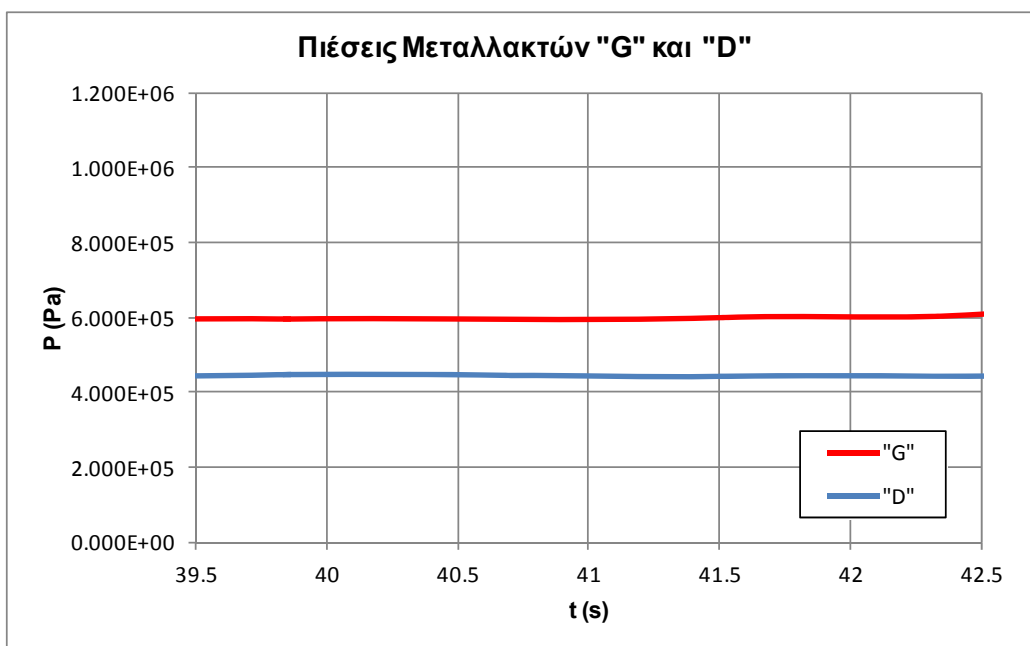
Σχήμα 5.41

Διαφορά πίεσης ΔP_{12} κατά τη φάση εργασίας στη δοκιμή με $v = 0,061\text{m/s}$ και η μέση τιμή της (με κόκκινο χρώμα)

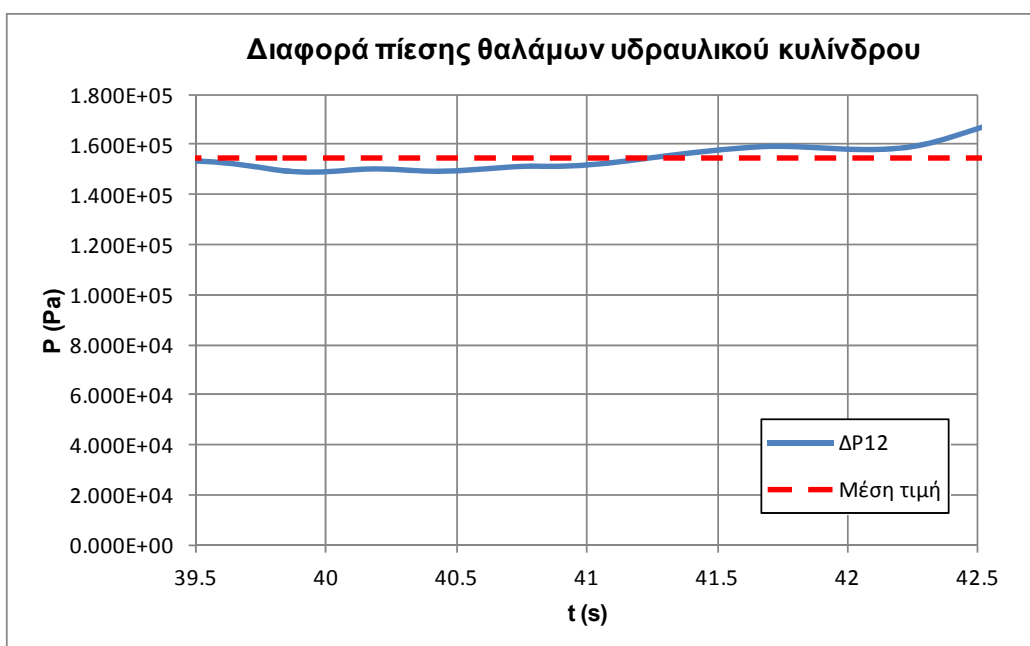


Σχήμα 5.42

Μέση ταχύτητα εμβόλου υδραυλικού κυλίνδρου κατά τη φάση εργασίας στη δοκιμή με $v = 0,109\text{m/s}$ και η μέση τιμή της (με κόκκινο χρώμα)



Σχήμα 5.43
Πιέσεις μεταλλακτών «G» και «D» κατά τη φάση εργασίας στη δοκιμή με $v = 0,109\text{m/s}$



Σχήμα 5.44
Πτώση πίεσης ΔP_{12} κατά τη φάση εργασίας στη δοκιμή με $v = 0,109\text{m/s}$ και η μέση τιμή της (με κόκκινο χρώμα)

- Αδρανειακό φαινόμενο I_{mc}

Το αδρανειακό φαινόμενο I_{mc} προκαλείται από τη μάζα m_c των κινούμενων μερών του υδραυλικού κυλίνδρου. Τα κινούμενα μέρη του υδραυλικού κυλίνδρου αποτελούνται από το έμβολο

διαμέτρου $D = 60\text{mm} = 0,06\text{m}$ και πλάτους $L = 30\text{mm} = 0,03\text{m}$, και από τα δύο βάρη διαμέτρου $d = 30\text{mm} = 0,03\text{m}$ και μήκους $l = 600\text{mm} = 0,6\text{m}$ έκαστο. Συνεπώς ο συνολικός όγκος των κινούμενων μερών υπολογίζεται από τον τύπο:

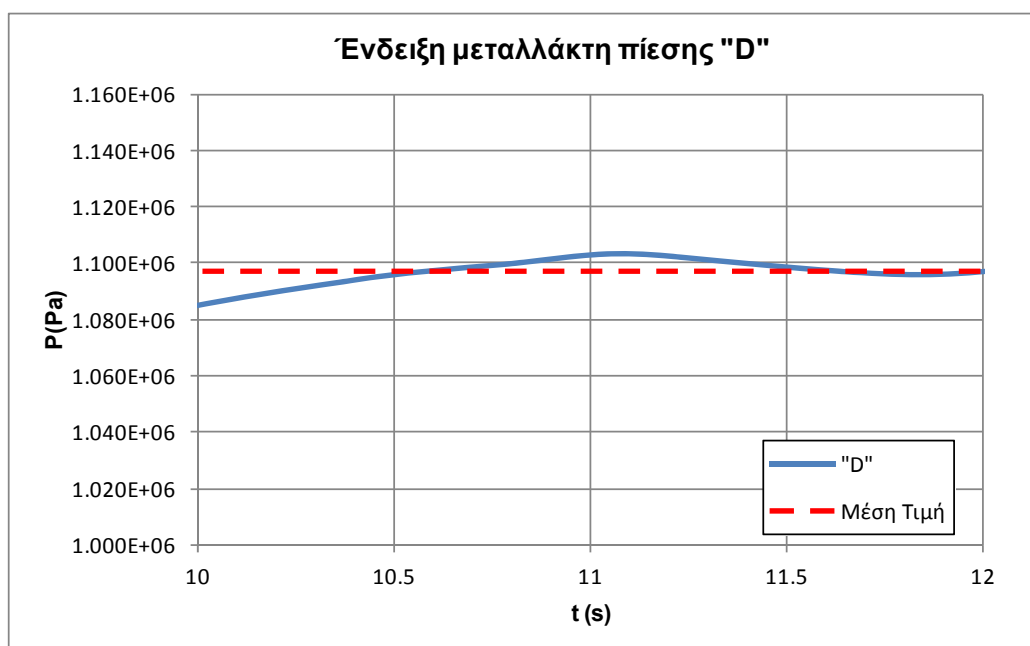
$$V_{mc} = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \cdot L + 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot l \quad (5.119)$$

Αντικαθιστώντας, προκύπτει ότι $V_{mc} = 8,48e^{-5} + 8,48e^{-4} = 9,33e^{-4} \text{ m}^3$. Θεωρώντας, βάσει βιβλιογραφίας (243) την πυκνότητα του χάλυβα $\rho_s = 7850\text{kg/m}^3$, η μάζα των κινούμενων μερών του κυλίνδρου προκύπτει:

$$m_c = \rho_s \cdot V_{mc} = 7,32\text{kg}.$$

5.3.5 Ανεπίστροφη βαλβίδα.

Για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης ΔP_{Rcv} που προκαλείται από την ανεπίστροφη βαλβίδα, υπολογίζουμε τη διαφορά ανάμεσα στην ένδειξη του αναλογικού μανόμετρου "18" και του μεταλλάκτη πίεσης "D", κατά την κίνηση του εμβόλου προς τα δεξιά. Η ένδειξη του μεταλλάκτη πίεσης φαίνεται στο Σχήμα 5.45 και η μέση τιμή της είναι $P_D = 1,1e6 \text{ Pa}$. Ομοίως, η ένδειξη του μανόμετρου είναι $P_{18} = 1,2e6 \text{ Pa}$. Έτσι, η πτώση πίεσης λαμβάνεται ίση με: $\Delta P_{Rcv} = P_{18} - P_D = 0,1e6 \text{ Pa}$. Προφανώς η πτώση πίεσης στην ανεπίστροφη βαλβίδα υφίσταται μόνο όταν το έμβολο κινείται προς τα δεξιά ($v < 0$), καθώς όταν το έμβολο κινείται προς τ'αριστερά το λάδι δεν περνάει από μέσα της.



Σχήμα 5.45

Ένδειξη μεταλλάκτη πίεσης «D» κατά την κίνηση του εμβόλου προς τα δεξιά και μέση τιμή της (με κόκκινο χρώμα)

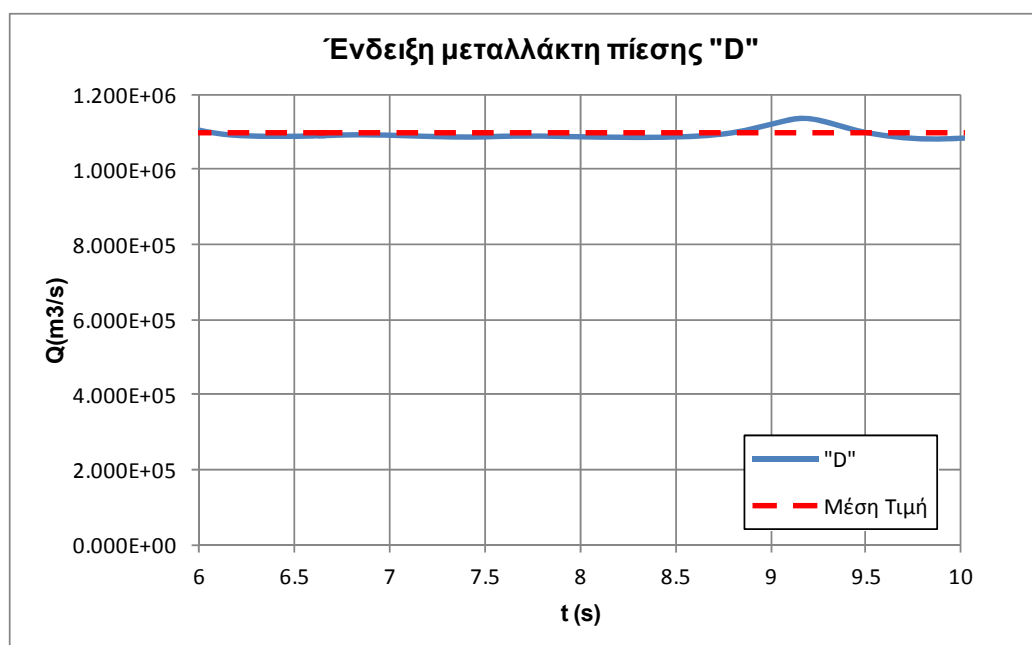
5.3.6 Τμήμα κυκλώματος από την έξοδο της βαλβίδας 4/2 μέχρι τη δεξαμενή

Η πτώση πίεσης λόγω των απωλειών ροής από την έξοδο της βαλβίδας 4/2 «11» μέχρι τη δεξαμενή ισούται με την πίεση P_T στη θυρίδα «T» της βαλβίδας. Αυτή έχει ήδη υπολογιστεί στην παράγραφο 5.3.3 και έτσι έχουμε ότι:

$$P_{Rvt} = -\Delta P_{vt} = -P_T = -1,46e5 \text{ Pa.}$$

5.3.7 Ισοδύναμο φορτίο F_{load}

Το ισοδύναμο φορτίο που επιβάλλεται από τη βαλβίδα φορτίου υπολογίζεται από τον τύπο: $F_{load} = P_{lv} \cdot A_2$, όπου P_{lv} η πτώση πίεσης που προκαλείται στη βαλβίδα φορτίου ανάλογα και με την πίεση ανοίγματος που έχει ρυθμιστεί. Για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης που προκαλείται όταν η βαλβίδα δεν δέχεται σήμα στο πηνίο της βαλβίδας πιλότου, υπολογίζουμε τη διαφορά ανάμεσα στην ένδειξη του μεταλλάκτη «D» και του αναλογικού μανόμετρου «18» κατά την κίνηση του εμβόλου προς τ'αριστερά. Η ένδειξη του μεταλλάκτη πίεσης φαίνεται στο Σχήμα 5.46 και η μέση τιμή της είναι $P_D = 1,1e6 \text{ Pa}$. Ομοίως, η ένδειξη του μανόμετρου είναι $P_{18} = 0,8e6 \text{ Pa}$. Έτσι, η πτώση πίεσης λαμβάνεται ίση με $P_{lv(0)} = P_D - P_{18} = 0,3e6 \text{ Pa}$. Συνεπώς, η πτώση πίεσης που προκαλεί η βαλβίδα φορτίου όταν δεν δέχεται ρεύμα στο πηνίο της βαλβίδας πιλότου ισούται με $F_{load(0)} = P_{lv(0)} \cdot A_2 = 0,3e6 \cdot 0,0021 \text{ N} = 630 \text{ N}$. Προφανώς, το ισοδύναμο φορτίο ασκείται μόνο όταν το έμβολο κινείται προς τ'αριστερά ($v > 0$), και είναι ίσο με 0 όταν το έμβολο κινείται προς τα δεξιά ($v < 0$).



Σχήμα 5.46

Ένδειξη μεταλλάκτη πίεσης «D» κατά την κίνηση του εμβόλου προς τ'αριστερά και μέση τιμή της (με κόκκινο χρώμα)

5.3.8 Υπόλοιπες αρχικές συνθήκες.

Θεωρώντας ότι για $t = 0s$ η βαλβίδα 4/2 επιλογής φοράς κίνησης “11” είναι στο μέσο της διαδικασίας αλλαγής θέσης, τότε έχουμε τα εξής.

Για την πίεση στο δεξιό και τον αριστερό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου $P_1(0) = P_2(0) = 0$ Pa, αφού στιγμιαία το έμβολο παραμένει ακίνητο. Για τον ίδιο λόγο έχουμε ότι, $\dot{x}(0) = v(0) = 0$ m/s. Θεωρώντας επίσης ότι για $t = 0s$ έχει ενεργοποιηθεί ο δεξιός τερματικός διακόπτης, και έχει δώσει σήμα στη βαλβίδα 4/2 “11” ν’αλλάξει θέση λειτουργίας με το έμβολό της να βρίσκεται ακριβώς στη μέση της διαδρομής του, έχουμε ότι $x(0) = 0,0m$. Τέλος, για την πίεση της αντλίας θεωρούμε ότι $P_p(0) = P_{set} = 7e6$ Pa.

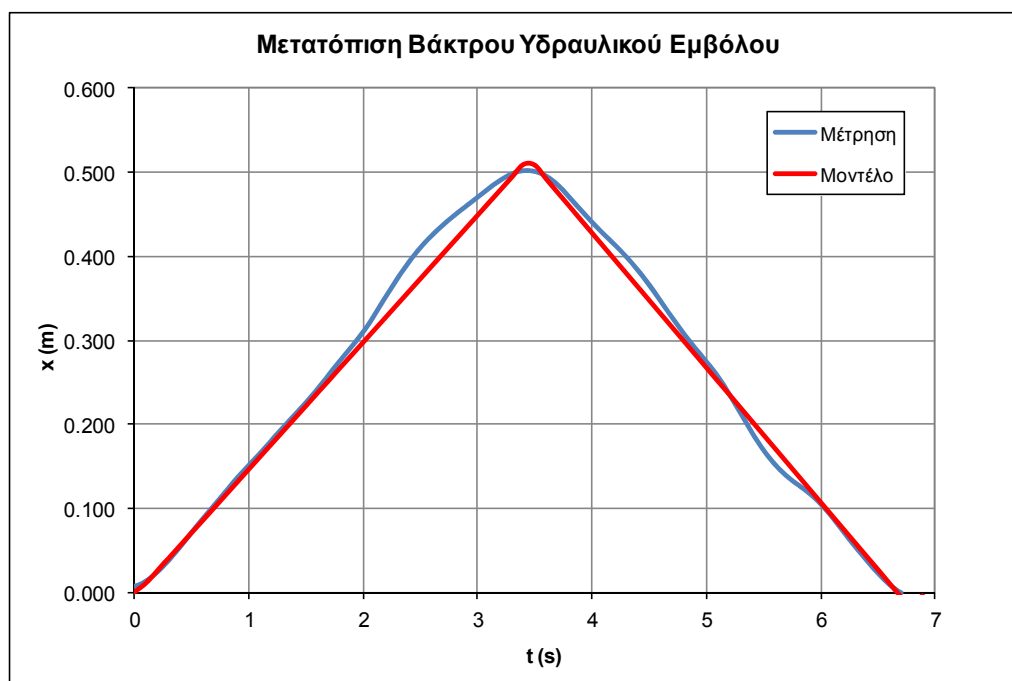
5.4 Σύγκριση αποτελεσμάτων μοντέλου και μετρήσεων υδραυλικού κυκλώματος

Μετά το πέρας της διαδικασίας μοντελοποίησης του υδραυλικού κυκλώματος Hezion με τη μέθοδο των Διαγραμμάτων Δεσμών και την ολοκλήρωση του υπολογισμού των διαφόρων παραμέτρων και αρχικών συνθηκών, τα αποτελέσματα του μοντέλου συγκρίθηκαν με αυτά των μετρήσεων από το κύκλωμα. Η συγκριτική δοκιμή περιελάμβανε ένα πλήρη κύκλο λειτουργίας του κυκλώματος, με την κίνηση του εμβόλου κατά 500mm πρώτα προς τ’αριστερά (φάση εργασίας) και έπειτα προς τα δεξιά. Στη δοκιμή δεν είχε επιβληθεί κάποια τάση στο πηνίο ελέγχου της ηλεκτρικής βαλβίδας φορτίου, και έτσι το «ισοδύναμο φορτίο» του κυκλώματος προκαλείται μόνο από τις απώλειες ροής διαμέσου της, το οποίο έχει ήδη υπολογιστεί ίσο με 630N.

Στο Σχήμα 5.47, φαίνεται η μετατόπιση x του βάκτρου του εμβόλου του υδραυλικού κυλίνδρου όπως αυτή μετρήθηκε από τον ενδείκτη θέσεως «E», και αντίστοιχα το προφίλ κίνησης που προκύπτει από τη μοντελοποίηση. Όπως φαίνεται, υπάρχει ουσιαστικά ταύτιση τόσο του σχήματος όσο και των μέγιστων και ελάχιστων στις δύο καμπύλες, με το μοντέλο να υπολογίζει μέγιστη μετατόπιση 0,51m αντί για 0,50m, κάτι που αντιστοιχεί σε απόκλιση της τάξης του 2%. Κατά τα λοιπά, ο κύκλος εργασίας διαρκεί 6,7s (όπως προβλέπεται και από το μοντέλο), εκ των οποίων τα 3,4s αφορούν τη φάση εργασίας και τα 3,3s τη φάση επιστροφής, τιμές που επίσης συμπίπτουν με αυτές που προβλέπει το μοντέλο. Η διαφορά στη διάρκεια των δύο φάσεων δικαιολογείται λόγω των μεγαλύτερων εσωτερικών διαρροών στην αντλία, τη βαλβίδα 4/2 και τον υδραυλικό κύλινδρο λόγω της αύξησης πίεσης που προκαλεί το «ισοδύναμο φορτίο» που επιβάλλει η ηλεκτρική βαλβίδα. Η επίδραση αυτή φαίνεται καλύτερα στο Σχήμα 5.48, στο οποίο απεικονίζεται η ταχύτητα στη φάση λειτουργίας και τη φάση επιστροφής. Και εδώ, παρατηρείται σύμπτωση της καμπύλης που προέκυψε από τη μέτρηση με αυτή που προβλέπει το μοντέλο, τόσο στο σχήμα, όσο και στα μέγιστα και τα ελάχιστα. Έτσι, η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,160m/s, ενώ στη φάση επιστροφής φτάνει τα 0,165m/s (το μοντέλο προβλέπει ταχύτητα 0,167m/s).

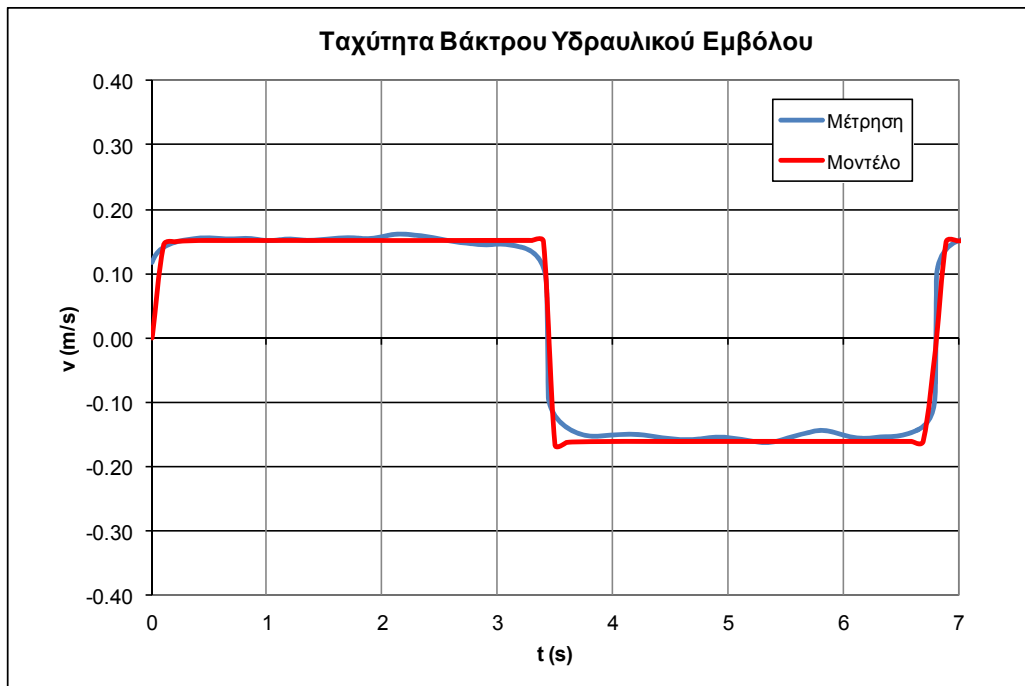
Στο Σχήμα 5.49 έχουμε το διάγραμμα της πίεσης στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και τις αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Και εδώ, βλέπουμε ότι έχουμε πρακτικά σύμπτωση των δύο καμπυλών, με τη μέση πίεση κατά τη φάση εργασίας να είναι $1,35e6$ Pa και τη μέση πίεση κατά τη φάση επιστροφής να είναι $9,1e5$ Pa, τιμές που προβλέπονται με ακρίβεια και από το μοντέλο. Ομοίως, στο Σχήμα 5.50 φαίνεται το αντίστοιχο διάγραμμα για την πίεση στον αριστερό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου. Και εδώ η πειραματική καμπύλη που προκύπτει από τις μετρήσεις του μεταλλάκτη πίεσης "D" συμπίπτει με τη θεωρητική καμπύλη που προκύπτει από το μοντέλο, με τη μέση πίεση κατά τη φάση εργασίας να φτάνει τα $8,4e5$ Pa και τη μέση πίεση κατά τη φάση επιστροφής να φτάνει τα $1,15e6$ Pa.

Συμπερασματικά, κατά τη δοκιμή σύγκρισης φάνηκε ότι το μοντέλο διαγραμμάτων δεσμών προσομοιώνει με μεγάλη ακρίβεια τη λειτουργία του υδραυλικού κυκλώματος, αναπαριστώντας πιστά τα κύρια μεγέθη (μετατόπιση και ταχύτητα βάρου, πιέσεις στους θαλάμους του κυλίνδρου), τόσο στη μορφή των καμπυλών όσο και στα μέγιστα και ελάχιστα τους, με τη μέγιστη απόκλιση να μην ξεπερνά το 3%. Έτσι, συμπεραίνεται ότι η μοντελοποίηση με τη μέθοδο των διαγραμμάτων δεσμών μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη θεωρητική μελέτη των υδραυλικών κυκλωμάτων, και άρα να χρησιμοποιηθεί και ως εργαλείο αναγνώρισης βλαβών, προσομοιώνοντας τη λειτουργία του κυκλώματος υπό παρόμοιες συνθήκες.



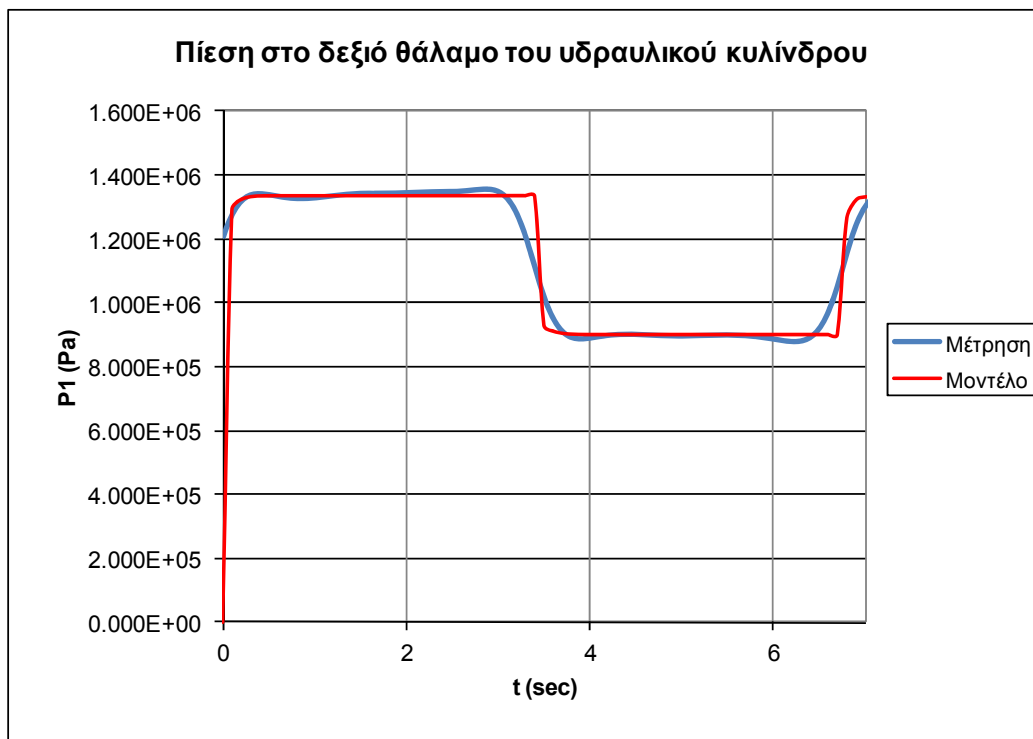
Σχήμα 5.47

Διάγραμμα μετατόπισης βάρου υδραυλικού κυλίνδρου, και σύγκριση ανάμεσα στα πειραματικά δεδομένα και αυτά που προβλέπει το μοντέλο



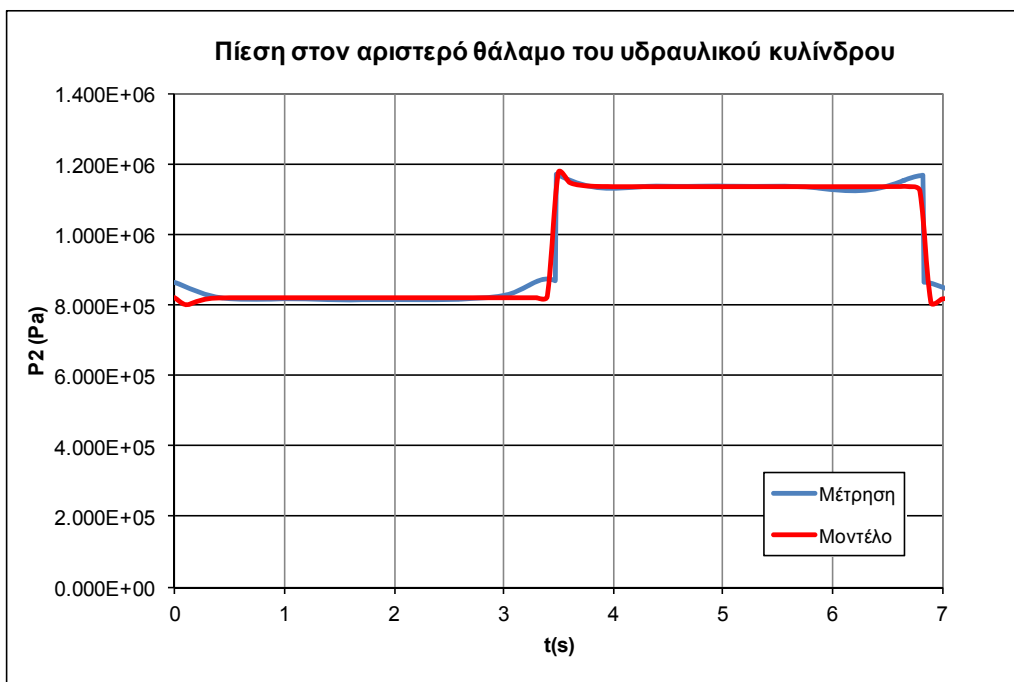
Σχήμα 5.48

Διάγραμμα ταχύτητας βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, και σύγκριση ανάμεσα στα πειραματικά δεδομένα και αυτά που προβλέπει το μοντέλο



Σχήμα 5.49

Διάγραμμα πίεσης στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, και σύγκριση ανάμεσα στα πειραματικά δεδομένα και αυτά που προβλέπει το μοντέλο



Σχήμα 5.50

Διάγραμμα πίεσης στον αριστερό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, και σύγκριση ανάμεσα στα πειραματικά δεδομένα και αυτά που προβλέπει το μοντέλο

5.5 Υπολογισμός “ισοδύναμων διακένων” υδραυλικού κυλίνδρου και βαλβίδας

Όπως έχει ήδη αναλυθεί, για την προσομοίωση αυξανόμενης εσωτερικής διαρροής στον υδραυλικό κύλινδρο και τη βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης 4/2 χρησιμοποιούνται δύο βραχυκυκλώματα η ροή διαμέσου των οποίων ελέγχεται από στραγγαλιστικές βαλβίδες. Όσο περισσότερο ανοίγει το κάθε στραγγαλιστικό, τόσο μεγαλύτερη παροχή παρακάμπτει τον υδραυλικό κύλινδρο (ή αντίστοιχα τη βαλβίδα), άρα τόσο μεγαλύτερη εσωτερική διαρροή προσομοιώνεται. Το άθροισμα της υπάρχουσας εσωτερικής διαρροής λόγω των διακένων στον κύλινδρο και τη βαλβίδα με την παροχή που τα παρακάμπτει μέσω του εκάστοτε βραχυκυκλώματος για διάφορα ανοίγματα του αντιστοιχού στραγγαλιστικού ορίζεται ως «συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής». Από αυτή υπολογίζεται το αντίστοιχο «ισοδύναμο διάκενο» για τον κύλινδρο και τη βαλβίδα, δηλαδή το διάκενο το οποίο θα προκαλούσε την ίδια εσωτερική διαρροή υπο πραγματικές συνθήκες. Για τον υπολογισμό αυτών των ισοδύναμων διακένων πραγματοποιήθηκαν δύο κύκλοι δοκιμών, ένας για τον υδραυλικό κύλινδρο και ένας για τη βαλβίδα. Εκτελέστηκαν συνολικά 4 δοκιμές για κάθε κύκλο, όπου σε κάθε δοκιμή το στραγγαλιστικό που ελέγχει το εκάστοτε βραχυκύκλωμα άνοιξε κατά μισή στροφή τη φορά. Η βαλβίδα φορτίου είχε ρυθμιστεί ώστε να δημιουργεί αντίθλιψη 10bar (ισοδύναμη με σταθερό φορτίο 2,1kN), και η μέτρηση της συνολικής παροχής εσωτερικής διαρροής έγινε στη φάση εργασίας του εμβόλου, αφού η ταχύτητά του είχε σταθεροποιηθεί. Όλες οι υπόλοιπες συνθήκες και οι σταθερές ήταν ίδιες με αυτές των δοκιμών που έγιναν για τον υπολογισμό των εσωτερικών

διακένων του κυλίνδρου και της βαλβίδα στις Παραγράφους 5.3.3 και 5.3.4. Τα αποτελέσματα των δοκιμών περιγράφονται στη συνέχεια.

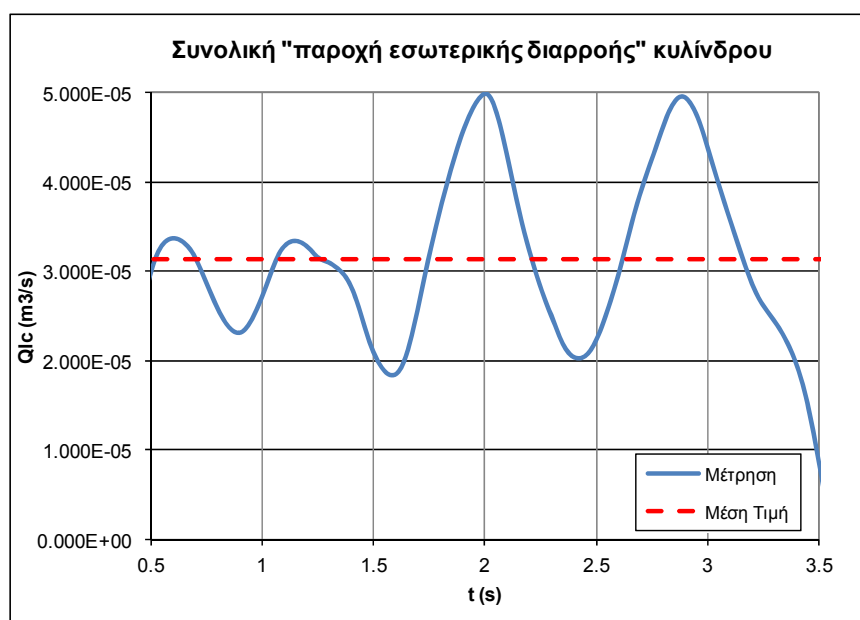
5.5.1 Υπολογισμός ισοδύναμων διακένων υδραυλικού κυλίνδρου

α) Στραγγαλιστικό “Η” ανοικτό κατά μισή στροφή

Η μέση ταχύτητα του εμβόλου κατά τη φάση εργασίας με το στραγγαλιστικό “Η” ανοικτό κατά μισή στροφή είναι $v = 0,150\text{m/s}$ και η παροχή εσωτερικής διαρροής είναι $Q_{ic} = 3,15\text{e-}5\text{ m}^3/\text{s}$, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 5.51. Έτσι, από την Εξίσωση 5.114 προκύπτει ότι:

$$\frac{\pi \cdot 0,06 \cdot 1,5\text{e}6}{12 \cdot 0,0261 \cdot 0,03} \cdot c^3 + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 0,150 \cdot 0,03 \cdot c - 3,15\text{e} - 5 = 0 \Rightarrow c = 100,7\mu\text{m} \approx 101\mu\text{m}$$

Συνεπώς, με το στραγγαλιστικό “Η” ανοικτό κατά μισή στροφή, δημιουργείται συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής που αντιστοιχεί σε ισοδύναμο διάκενο $101\mu\text{m}$.



Σχήμα 5.51

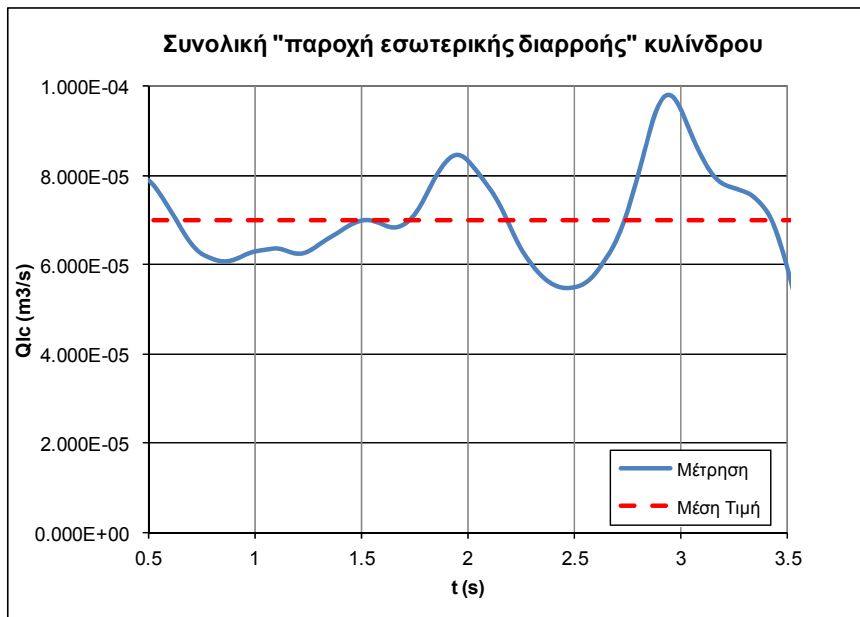
Συνολική “παροχή εσωτερικής διαρροής” υδραυλικού κυλίνδρου με το στραγγαλιστικό “Η” ανοικτό κατά μισή στροφή κατά τη φάση εργασίας

β) Στραγγαλιστικό “Η” ανοικτό κατά μία στροφή

Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας με το στραγγαλιστικό “Η” ανοικτό κατά μία στροφή είναι $v = 0,135\text{m/s}$ και η μέση «συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής» είναι $Q_{ic} = 7,00\text{e-}5\text{ m}^3/\text{s}$, (Σχήμα 5.5). Ομοίως με πριν, από την εξίσωση 5.114 έχουμε:

$$\frac{\pi \cdot 0,06 \cdot 1,5\text{e}6}{12 \cdot 0,0261 \cdot 0,03} \cdot c^3 + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 0,135 \cdot 0,03 \cdot c - 7,00\text{e} - 5 = 0 \Rightarrow c = 131,9\mu\text{m} \approx 132\mu\text{m}$$

Συνεπώς, με το στραγγαλιστικό “Η” ανοικτό κατά μισή στροφή, δημιουργείται συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής που αντιστοιχεί σε ισοδύναμο διάκενο $132\mu\text{m}$.



Σχήμα 5.52

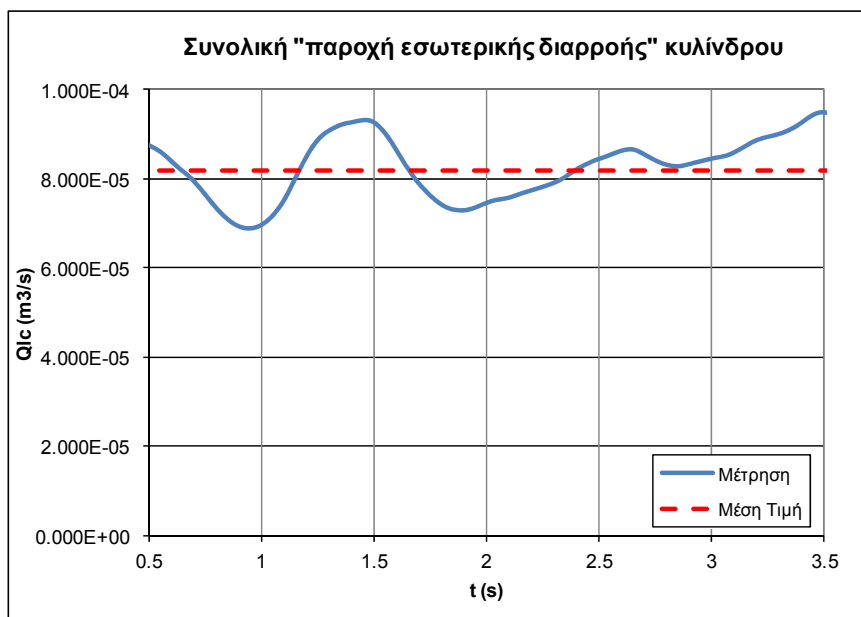
Συνολική “παροχή εσωτερικής διαρροής” υδραυλικού κυλίνδρου με το στραγγαλιστικό “Η” ανοικτό κατά μία στροφή κατά τη φάση εργασίας

γ) Στραγγαλιστικό “Η” ανοικτό κατά μιάμιση στροφή

Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας με το στραγγαλιστικό “Η” ανοικτό κατά μιάμιση στροφή είναι $v = 0,125\text{m/s}$ και η μέση συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής $Q_{ic} = 8,20\text{e-}5 \text{ m}^3/\text{s}$, (Σχήμα 5.53). Έτσι, από την εξίσωση 5.114 έχουμε:

$$\frac{\pi \cdot 0,06 \cdot 1,5\text{e}6}{12 \cdot 0,0261 \cdot 0,03} \cdot c^3 + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 0,125 \cdot 0,03 \cdot c - 8,20\text{e} - 5 = 0 \Rightarrow c = 139,2\mu\text{m} \approx 139\mu\text{m}$$

Συνοπώς, με το στραγγαλιστικό “Η” ανοικτό κατά μιάμιση στροφή, δημιουργείται συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής που αντιστοιχεί σε ισοδύναμο διάκενο $139\mu\text{m}$.



Σχήμα 5.53

Συνολική “παροχή εσωτερικής διαρροής” υδραυλικού κυλίνδρου

δ) Στραγγαλιστικό “Η” ανοικτό κατά δύο στροφές

Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας με το στραγγαλιστικό “Η” ανοικτό κατά μιάμιση στροφή είναι $v = 0,111\text{m/s}$ και η μέση συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής $Q_{ic} = 1,05\text{e-}4\text{ m}^3/\text{s}$, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 5.54. Έτσι, από την Εξίσωση 5.114 προκύπτει ότι:

$$\frac{\pi \cdot 0,06 \cdot 1,5\text{e}6}{12 \cdot 0,0261 \cdot 0,03} \cdot c^3 + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 0,111 \cdot 0,03 \cdot c - 1,05\text{e} - 4 = 0 \Rightarrow c = 151,3\mu\text{m} \approx 151\mu\text{m}$$

Συνεπώς, με το στραγγαλιστικό “Η” ανοικτό κατά δύο στροφές, δημιουργείται συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής που αντιστοιχεί σε ισοδύναμο διάκενο $151\mu\text{m}$.



Σχήμα 5.54

Συνολική «παροχή εσωτερικής διαρροής» υδραυλικού κυλίνδρου με το στραγγαλιστικό “Η” ανοικτό κατά δύο στροφές κατά τη φάση εργασίας

5.5.2 Υπολογισμός ισοδύναμων διακένων βαλβίδας 4/2

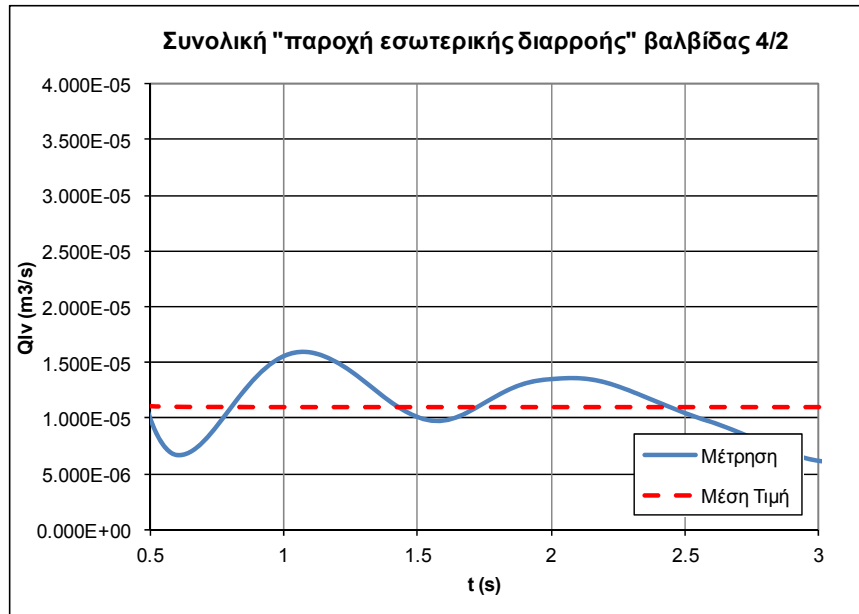
Με παρόμοιο τρόπο με τον υδραυλικό κύλινδρο, υπολογίζονται και τα «ισοδύναμα διάκενα» της βαλβίδας 4/2 για διάφορες θέσεις ανοίγματος του στραγγαλιστικού “Ι”.

α) Στραγγαλιστικό “Ι” ανοικτό κατά μισή στροφή

Η μέση «συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής» με το στραγγαλιστικό “Ι” ανοικτό κατά μισή στροφή είναι $Q_{iv} = 1,10\text{e-}5\text{ m}^3/\text{s}$, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 5.55. Έτσι, προκύπτει ότι:

$$c = \sqrt[3]{\frac{1,10\text{e}^{-5} \cdot 12 \cdot 0,0261 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 0,0235 \cdot 2,39\text{e}^6}}\text{m} = 3,65\text{e}^{-5}\text{m} \approx 37\mu\text{m}$$

Συνεπώς, με το στραγγαλιστικό “Ι” ανοικτό κατά μισή στροφή, δημιουργείται συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής που αντιστοιχεί σε ισοδύναμο διάκενο $37\mu\text{m}$.



Σχήμα 5.55

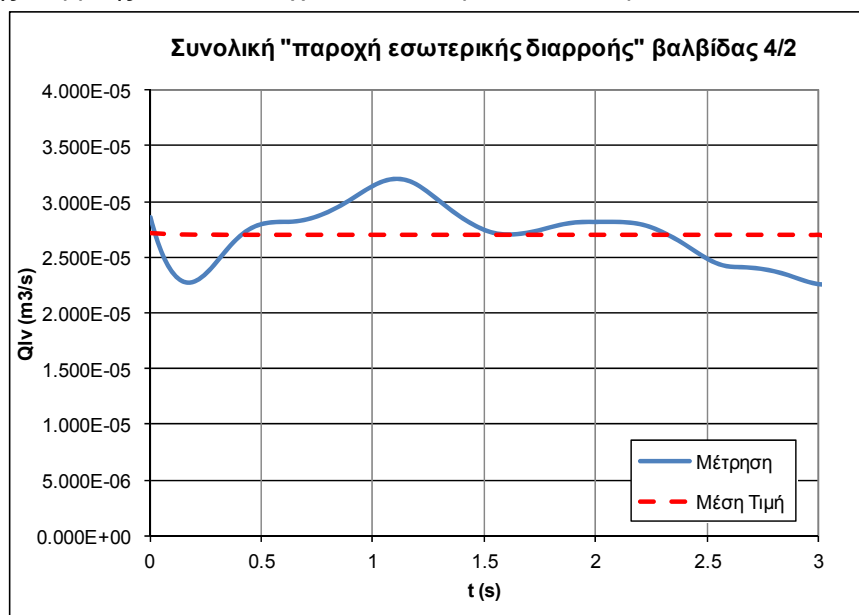
Συνολική “παροχή εσωτερικής διαρροής” βαλβίδας 4/2 με το στραγγαλιστικό “I” ανοικτό κατά μισή στροφή κατά τη φάση εργασίας

β) Στραγγαλιστικό “I” ανοικτό κατά μία στροφή

Η μέση «συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής» στη φάση εργασίας με το στραγγαλιστικό “I” ανοικτό κατά μία στροφή είναι $Q_{IV} = 2,70e-5 \text{ m}^3/\text{s}$, (Σχήμα 5.56). Έτσι, έχουμε ότι:

$$c = \sqrt[3]{\frac{2,70e^{-5} \cdot 12 \cdot 0,0261 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 0,0235 \cdot 2,39e^6}} \text{ m} = 4,93e^{-5} \text{ m} \approx 49\mu\text{m}$$

Συνεπώς, με το στραγγαλιστικό “I” ανοικτό κατά μία στροφή, δημιουργείται συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής που αντιστοιχεί σε ισοδύναμο διάκενο 49μm.



Σχήμα 5.56

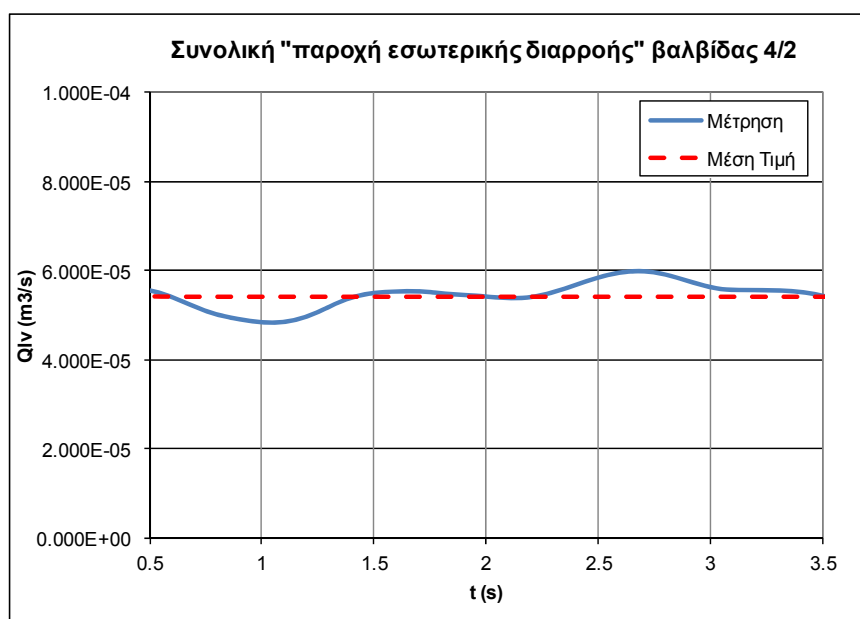
Συνολική “παροχή εσωτερικής διαρροής” βαλβίδας 4/2 με το στραγγαλιστικό “I” ανοικτό κατά μία στροφή κατά τη φάση εργασίας

γ) Στραγγαλιστικό "I" ανοικτό κατά μιάμιση στροφή

Η μέση «συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής» κατά τη φάση εργασίας με το στραγγαλιστικό "I" ανοικτό κατά μιάμιση στροφή είναι $Q_{IV} = 5,40e^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 5.57. Έτσι, από την Εξίσωση 5.110 προκύπτει ότι:

$$c = \sqrt[3]{\frac{5,40e^{-5} \cdot 12 \cdot 0,0261 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 0,0235 \cdot 2,39e^6}} \text{ m} = 6,21e^{-5} \text{ m} \approx 62\mu\text{m}$$

Συνεπώς, με το στραγγαλιστικό "I" ανοικτό κατά μιάμιση στροφή, δημιουργείται συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής που αντιστοιχεί σε ισοδύναμο διάκενο $62\mu\text{m}$.



Σχήμα 5.57

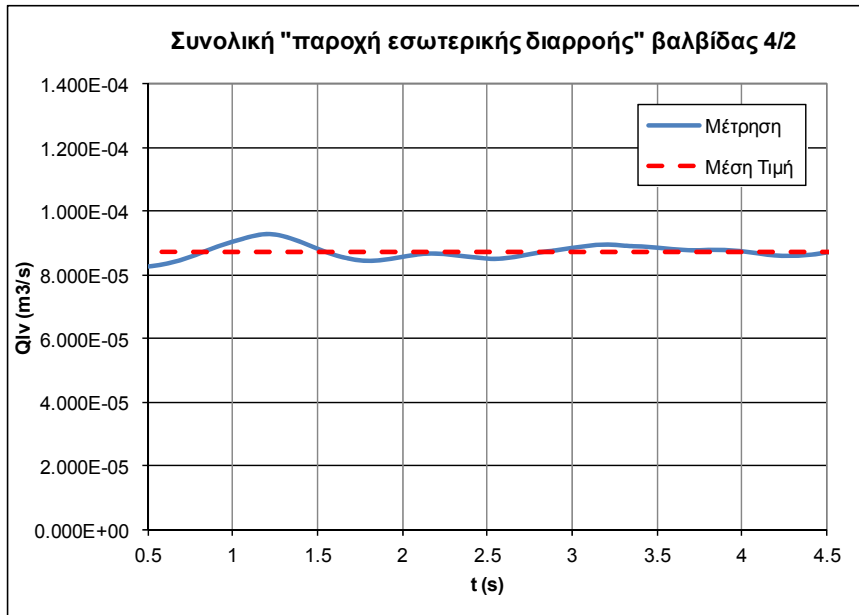
Συνολική "παροχή εσωτερικής διαρροής" βαλβίδας 4/2 με το στραγγαλιστικό "I" ανοικτό κατά μιάμιση στροφή κατά τη φάση εργασίας

δ) Στραγγαλιστικό "I" ανοικτό κατά δύο στροφές

Η μέση «συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής» κατά τη φάση εργασίας με το στραγγαλιστικό "I" ανοικτό κατά δύο στροφές είναι $Q_{IV} = 8,7e^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 5.58. Έτσι, από την Εξίσωση 5.110 προκύπτει ότι:

$$c = \sqrt[3]{\frac{8,70e^{-5} \cdot 12 \cdot 0,0261 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 0,0235 \cdot 2,39e^6}} \text{ m} = 7,31e^{-5} \text{ m} \approx 73\mu\text{m}$$

Συνεπώς, με το στραγγαλιστικό "I" ανοικτό κατά δύο στροφές, δημιουργείται συνολική παροχή εσωτερικής διαρροής που αντιστοιχεί σε ισοδύναμο διάκενο $73\mu\text{m}$.



Σχήμα 5.58

Συνολική "παροχή εσωτερικής διαρροής" βαλβίδας 4/2 με το στραγγαλιστικό "I" ανοικτό κατά δύο στροφές κατά τη φάση εργασίας

6. ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΑΝΑΓΝΩΡΙΣΗΣ ΒΛΑΒΩΝ ΣΤΟ ΥΔΡΑΥΛΙΚΟ ΚΥΚΛΩΜΑ ΚΑΙ ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΤΟΥΣ ΜΕ ΘΕΩΡΗΤΙΚΑ ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΑΠΟ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ

6.1 Εισαγωγή

Η διαδικασία μοντελοποίησης του υδραυλικού κυκλώματος υψηλής πίεσης “Herion” του Εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών ολοκληρώθηκε με τη σύγκριση των δεδομένων που προκύπτουν από το μοντέλο με τα αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα που μετρήθηκαν κατά τη λειτουργία του συστήματος. Από τη σύγκριση προέκυψε πολύ καλή σύμπτωση των πειραματικών με τα θεωρητικά δεδομένα τόσο στα μέγιστα/ελάχιστα όσο και στη μορφή των καμπυλών των κύριων παραμέτρων λειτουργίας του υδραυλικού κυκλώματος, κάτι που επαληθεύει και την ακρίβεια του μοντέλου διαγραμμάτων δεσμών του συστήματος που δημιουργήθηκε.

Το πειραματικό κομμάτι της διδακτορικής διατριβής περιλαμβάνει συγκριτικές δοκιμές ανάμεσα στο υδραυλικό κύκλωμα και το μοντέλο για διάφορα ισοδύναμα φορτία και σταδιακά αυξανόμενη εσωτερική διαρροή τόσο στον υδραυλικό κύλινδρο όσο και στη βαλβίδα. Τα ζητούμενα εδώ είναι τα εξής:

α) Η μελέτη της συμπεριφοράς του υδραυλικού κυκλώματος υπό συνθήκες φορτίου, και πώς αυτή η συμπεριφορά επηρεάζεται όταν η εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο και στη βαλβίδα αυξάνεται σταδιακά. Επιπλέον, από τη μελέτη της συμπεριφοράς μπορούν να εξαχθούν χρήσιμα συμπεράσματα σχετικά με το κατά πόσο μπορεί κάποιο μετρούμενο φυσικό μέγεθος να χρησιμοποιηθεί ως «δείκτης» της εσωτερικής διαρροής του κυλίνδρου και της βαλβίδας, και άρα ως δείκτης αναγνώρισης βλαβών.

β) Η σύγκριση των πειραματικών δεδομένων που προκύπτουν από το μοντέλο διαγραμμάτων δεσμών με τα αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα. Με τη σύγκριση αυτή θα διερευνηθεί κατά πόσο το θεωρητικό μοντέλο διαγραμμάτων δεσμών του υδραυλικού κυκλώματος μπορεί να προβλέψει με ακρίβεια τη συμπεριφορά του πραγματικού κυκλώματος σε συνθήκες βλαβών και υπό διάφορα φορτία. Με τον τρόπο αυτό, μπορεί να εξακριβωθεί το κατά πόσο η μοντελοποίηση μπορεί να χρησιμοποιηθεί αξιόπιστα ως εργαλείο για την αναγνώριση βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης υπό πραγματικές συνθήκες.

Συνολικά, εκτελέστηκαν 2 κύκλοι δοκιμών, ένας για τη μελέτη της εσωτερικής διαρροής του υδραυλικού κυλίνδρου και ένας για τη μελέτη της διαρροής στην υδραυλική βαλβίδα 4/2. Ο κάθε κύκλος δοκιμών περιελάμβανε μετρήσεις με 3 διαφορετικά ισοδύναμα φορτία. Για κάθε ισοδύναμο φορτίο, έγιναν 5 διαφορετικές δοκιμές, κάθε μια με σταδιακά αυξανόμενη ισοδύναμη εσωτερική διαρροή για τον κύλινδρο (και αντίστοιχα για τη βαλβίδα). Συνολικά, εκτελέστηκαν 30 δοκιμές, και σε όλες τις περιπτώσεις τα αποτελέσματα των πειραμάτων συγκρίθηκαν με τα αντίστοιχα που προκύπτουν από το μοντέλο.

Τα τρία διαφορετικά ισοδύναμα φορτία προσομοιώθηκαν ορίζοντας αντίστοιχες πιέσεις αντίθλιψης στη βαλβίδα φορτίου. Πιο συγκεκριμένα, εκτελέστηκαν κύκλοι μετρήσεων με αντιθλίψεις

10, 20 και 30bar, οι οποίες, σύμφωνα με τη Σχέση 5.92, αντιστοιχούν σε ισοδύναμα φορτία 2,1, 4,2 και 6,3kN αντίστοιχα.

Για όλα τα ισοδύναμα φορτία, οι αρχικές μετρήσεις έγιναν με τις στραγγαλιστικές βαλβίδες προσομοίωσης εσωτερικής διαρροής στον κύλινδρο και τη βαλβίδα τελείως κλειστές, έχοντας έτσι μόνο τη διαρροή που προκαλείται από τις ήδη υπάρχουσες εσωτερικές ανοχές των εξαρτημάτων, όπως αυτές υπολογίστηκαν στις Παραγράφους 5.3.3 και 5.3.4. Μετά τις αρχικές δοκιμές, εκτελέστηκαν άλλες 4 δοκιμές για κάθε ισοδύναμο φορτίο (ξεχωριστά για τον κύλινδρο και ξεχωριστά για τη βαλβίδα), ανοίγοντας κάθε φορά τη στραγγαλιστική βαλβίδα προσομοίωσης εσωτερικής διαρροής του καθενός κατά μισή στροφή. Στην αντίστοιχη προσομοίωση αυτών των δοκιμών με το μοντέλο, χρησιμοποιήθηκαν τα «ισοδύναμα διάκενα» κάθε σταδίου ανοίγματος της βαλβίδας, τα οποία προσδιορίστηκαν πειραματικά στην Παράγραφο 5.5.

Αναλυτικότερα, οι μετρήσεις και τα αποτελέσματά τους περιγράφονται στη συνέχεια.

6.2 Μετρήσεις επίδρασης εσωτερικής διαρροής υδραυλικού κυλίνδρου

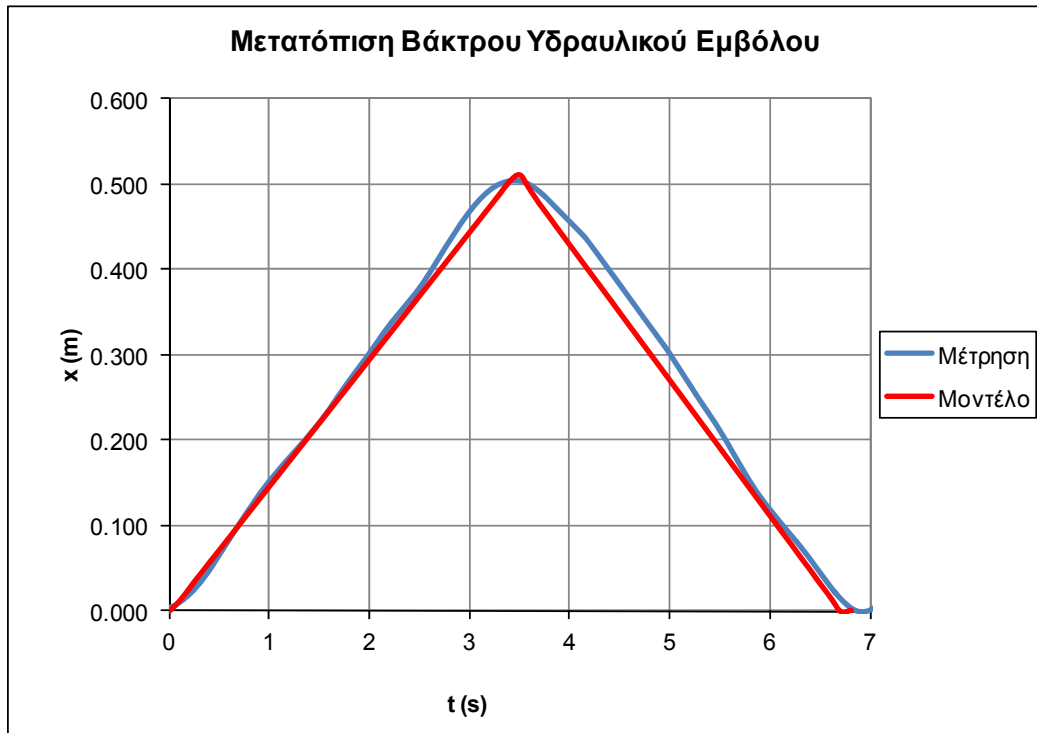
6.2.1 Κύκλος Μέτρησης με $F_{Load}=2,1kN$

α) Αρχική μέτρηση με στραγγαλιστικό κλειστό ($c=83\mu m$)

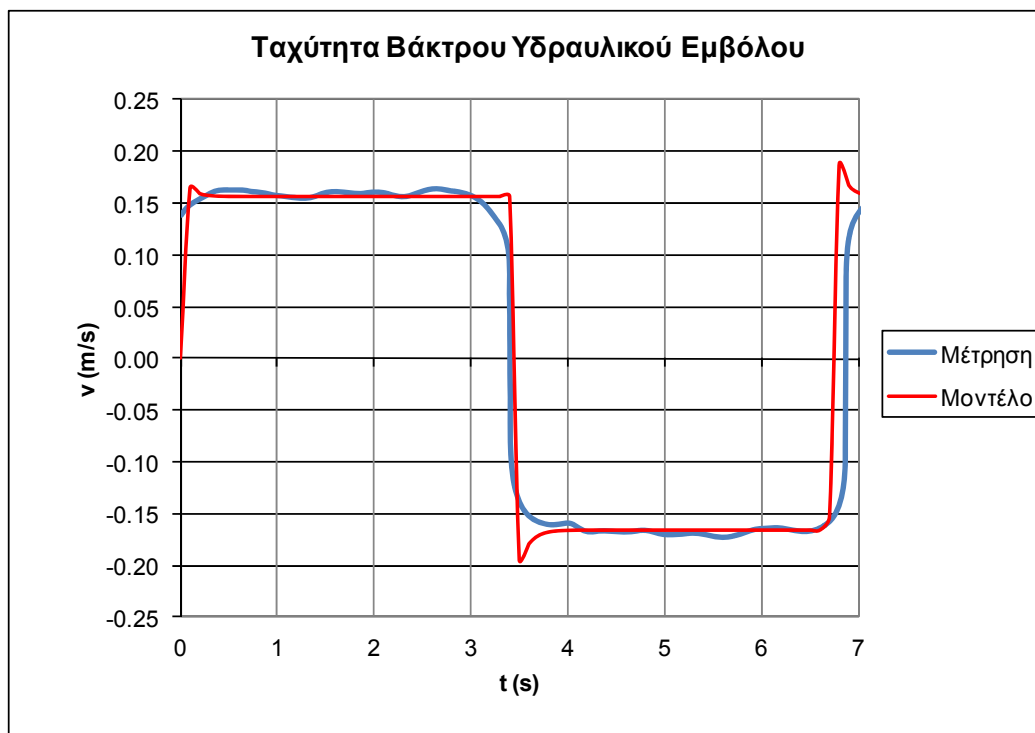
Στο Σχήμα 6.1 φαίνεται η μετατόπιση του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου στην πρώτη δοκιμή με το στραγγαλιστικό τελείως κλειστό. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 6,8s (το μοντέλο προβλέπει 6,7s), εκ των οποίων τα 3,5s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,3s για τη φάση επιστροφής (το μοντέλο προβλέπει 3,2s). Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης βλέπουμε ότι προβλέπονται με μεγάλη ακρίβεια και από τα αποτελέσματα του μοντέλου, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο του υδραυλικού κυλίνδρου $c=83\mu m$. Στο Σχήμα 6.2 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,158m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,156m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,163m/s, όσο προβλέπει και το μοντέλο. Όπως βλέπουμε, υπάρχει ταύτιση και στο σχήμα, όσο και στα μέγιστα/ελάχιστα των δύο καμπυλών.

Στο Σχήμα 6.3 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα 2,29e6 Pa (22,9 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα 8,6e5 Pa (8,6 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο). Και εδώ υπάρχει αρκετά καλή ταύτιση της καμπύλης των πειραματικών δεδομένων με αυτή των θεωρητικών, με κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβατικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.4 βλέπουμε την εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $1,8e-5m^3/s$, τιμή που προβλέπεται και από το μοντέλο.

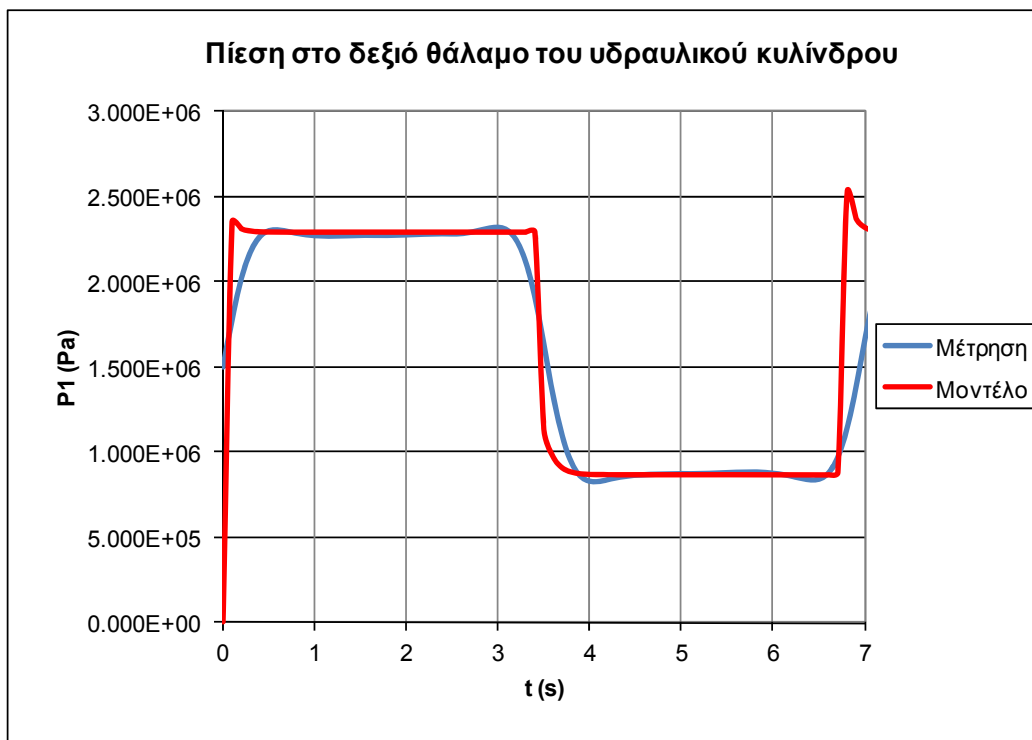
Από τη σύγκριση των πειραματικών με τα θεωρητικά δεδομένα προκύπτει εξαιρετικά καλή σύμπτωση τόσο στη μορφή, όσο και στα ελάχιστα/μέγιστα των καμπυλών για όλα τα κύρια μεγέθη του κυκλώματος.



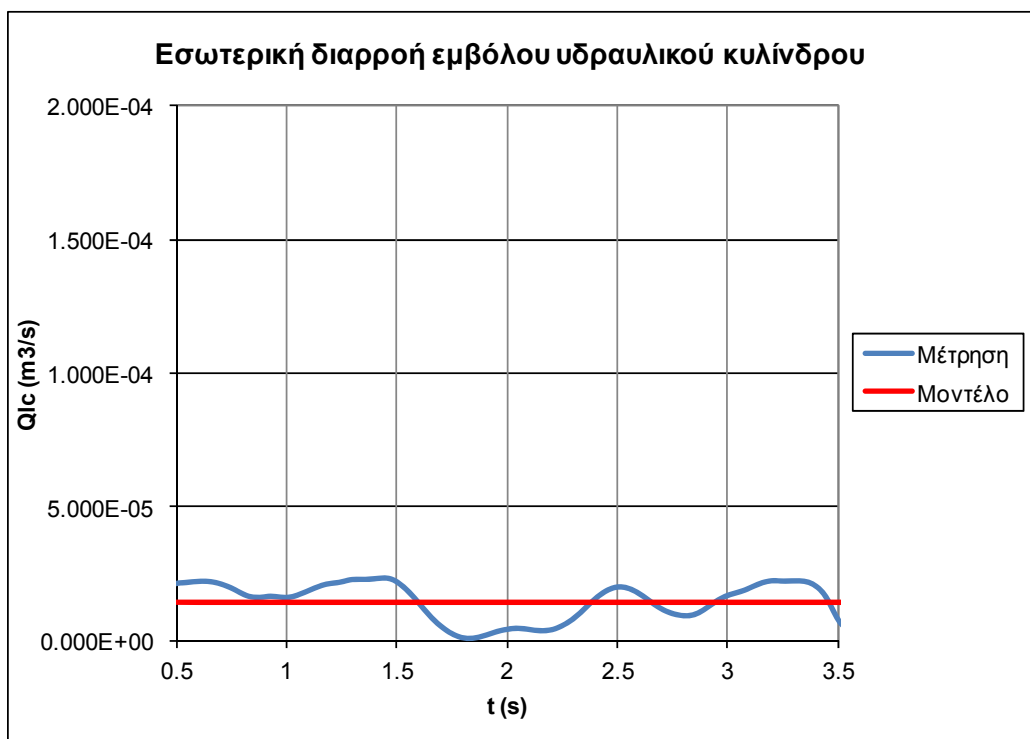
Σχήμα 6.1
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.2
Ταχύτητα βάκτρου κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.3
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

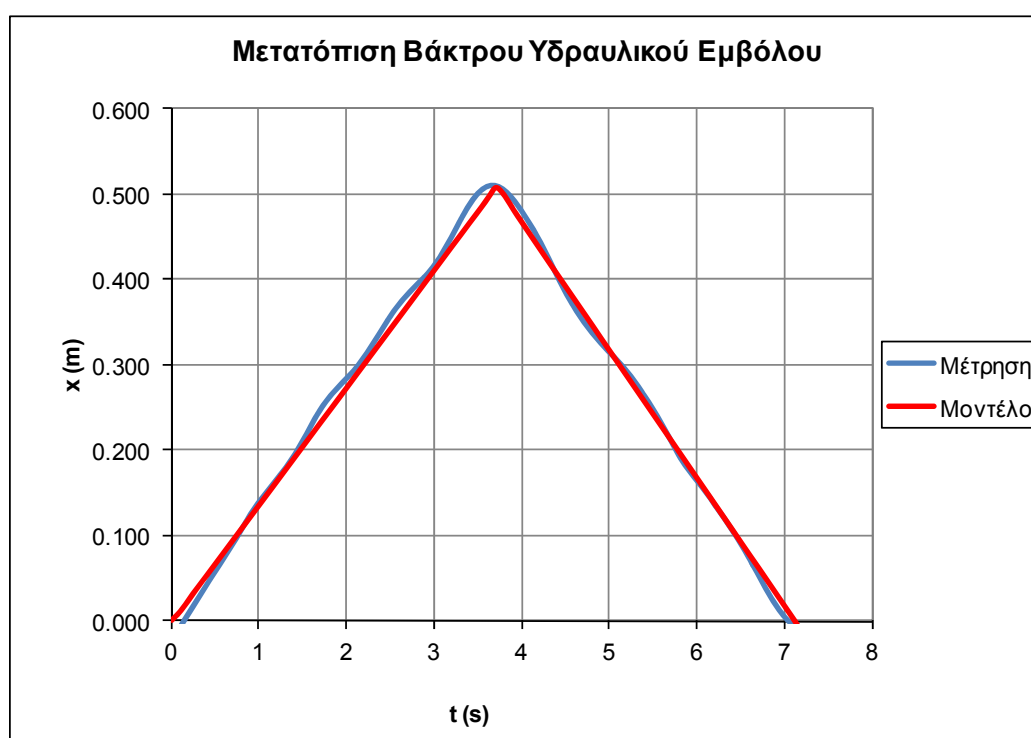


Σχήμα 6.4
Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

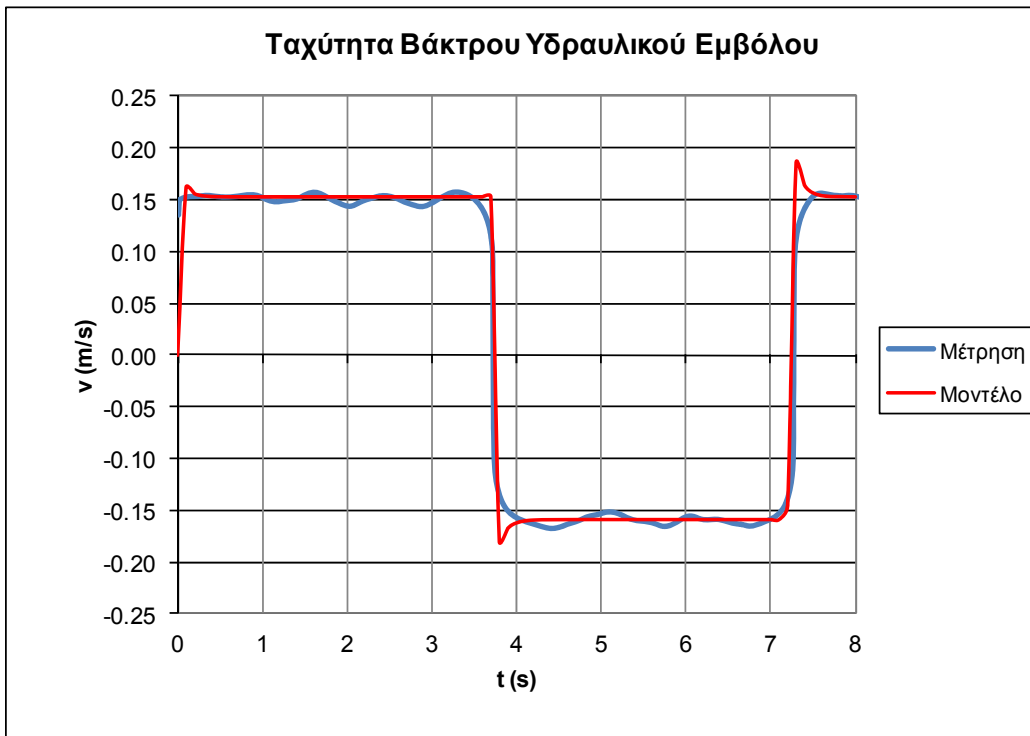
β) Μέτρηση με στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μισή στροφή ($c=101\mu\text{m}$)

Ομοίως, τα αποτελέσματα της δεύτερης μέτρησης με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μισή στροφή και η σύγκρισή τους με τα αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα επόμενα σχήματα. Όπως βλέπουμε στο Σχήμα 6.5, η κίνηση διαρκεί συνολικά 7,0s, εκ των οποίων τα 3,6s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,4s για τη φάση επιστροφής. Υπάρχει μια μετρήσιμη διαφορά στη διάρκεια της φάσης εργασίας σε σύγκριση με την αρχική μέτρηση, η διάρκεια της φάσης επιστροφής όμως δεν επηρεάζεται. Η μορφή της καμπύλης συμπίπτει με μεγάλη ακρίβεια με αυτή του μοντέλου, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο του υδραυλικού κυλίνδρου $c=101\mu\text{m}$. Στο Σχήμα 6.6 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,150m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,152m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,157m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,158m/s). Και εδώ παρατηρούμε ότι, ενώ υπάρχει μια μικρή πτώση στην ταχύτητα της φάσης εργασίας λόγω της αυξημένης εσωτερικής διαρροής του κυλίνδρου, η ταχύτητα στη φάση επιστροφής παραμένει αμετάβλητη.

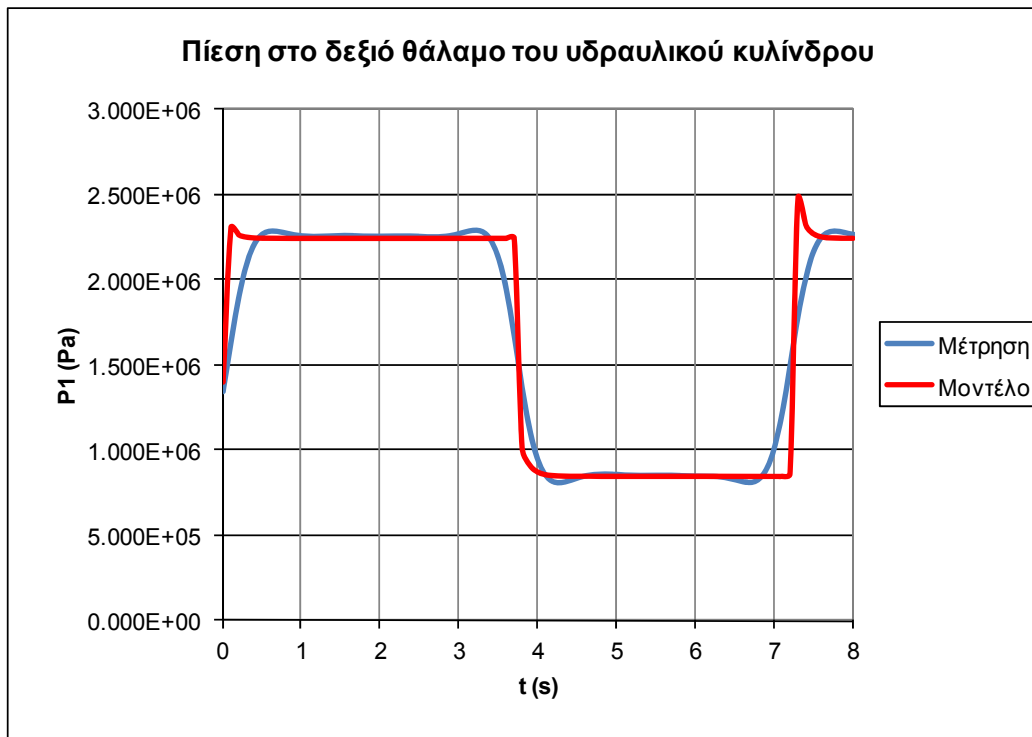
Στο Σχήμα 6.7 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με το μοντέλο. Πάλι, η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα $2,29\text{e}6$ Pa, ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα $8,6\text{e}5$ Pa. Τέλος, στο Σχήμα 6.8 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, και την αντίστοιχη τιμή του μοντέλου. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι αυξημένη σε σύγκριση με την πρώτη μέτρηση και φτάνει τα $3,15\text{e}-5\text{m}^3/\text{s}$, ενώ το μοντέλο προβλέπει $2,8\text{e}-5\text{m}^3/\text{s}$.



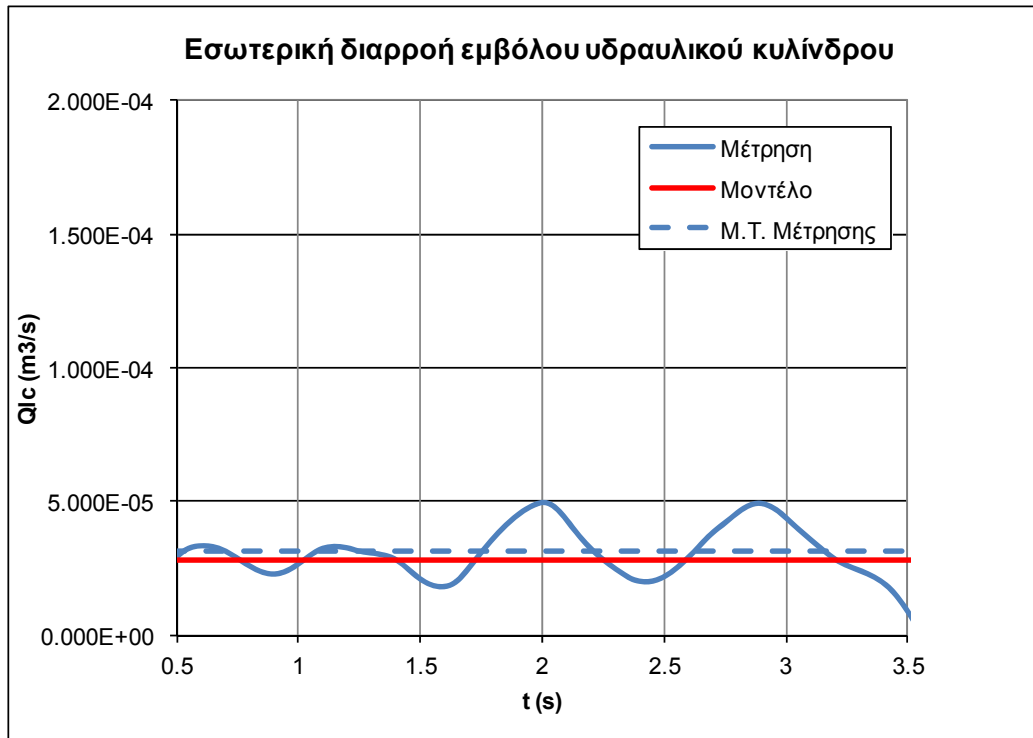
Σχήμα 6.5
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.6
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.7
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.8

Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

γ) Μέτρηση με στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μία στροφή ($c=132\mu\text{m}$)

Τα αποτελέσματα της τρίτης μέτρησης, με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μία στροφή, και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα παρακάτω σχήματα. Στο Σχήμα 6.9 φαίνεται η μετατόπιση του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Όπως βλέπουμε, συνολικά η κίνηση διαρκεί 7,2s, εκ των οποίων τα 3,8s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,4s για τη φάση επιστροφής. Όπως φαίνεται, η περαιτέρω αύξηση της εσωτερικής διαρροής έχει περαιτέρω επίδραση στη διάρκεια της φάσης εργασίας, αλλά αφήνει πρακτικά ανεπηρέαστη την διάρκεια της φάσης επιστροφής.

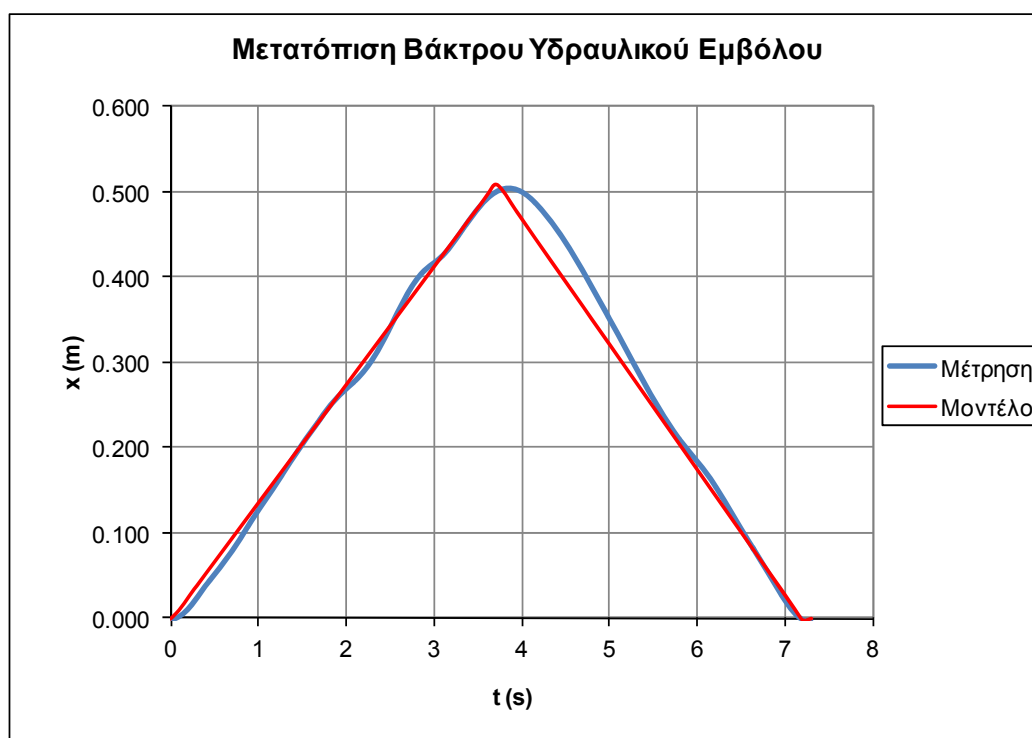
Συγκριτικά με το μοντέλο, βλέπουμε ότι η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης προβλέπονται με αρκετή ακρίβεια. Στην μορφή της καμπύλης όμως παρατηρούμε μια διαφοροποίηση ανάμεσα στη μέτρηση και το μοντέλο στην αρχή της φάσης επιστροφής, η οποία οφείλεται σε μια στιγμιαία επιβράδυνση του εμβόλου κατά τη διάρκεια της μέτρησης.

Στο Σχήμα 6.10 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,135m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,137m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,158m/s, τιμή που προβλέπεται και από το μοντέλο. Και εδώ παρατηρούμε ότι, ενώ υπάρχει μια περαιτέρω μικρή πτώση στην ταχύτητα της φάσης εργασίας λόγω της αυξημένης εσωτε-

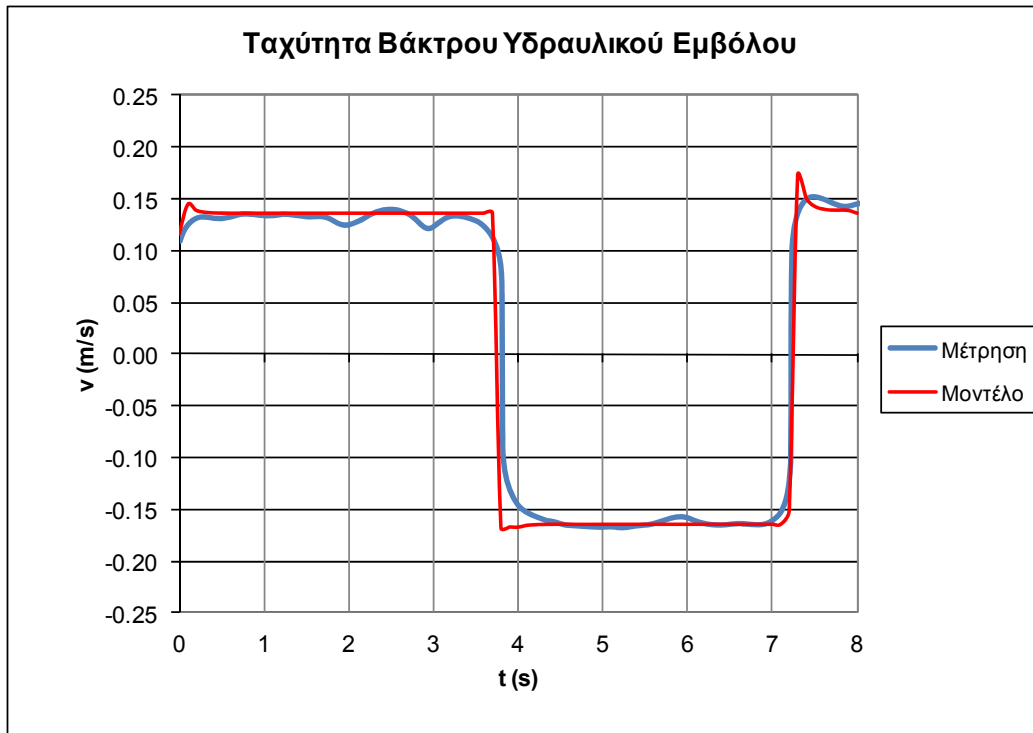
ρικής διαρροής του κυλίνδρου, ενώ η ταχύτητα στη φάση επιστροφής παραμένει πρακτικά αμετάβλητη.

Στο Σχήμα 6.11 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση των πειραματικών με τα θεωρητικά δεδομένα. Η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα $2,28 \times 10^6$ Pa (22,8bar, ενώ το μοντέλο προβλέπει 22,9bar), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα $8,6 \times 10^5$ Pa (8,6 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο). Και εδώ δεν υπάρχει κάποια σημαντική διαφοροποίηση, με αρκετά καλή ταύτιση της πειραματικής με τη θεωρητική καμπύλη, και κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβατικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.12 βλέπουμε την εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, και την αντίστοιχη τιμή που προβλέπει το μοντέλο. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι αυξημένη σε σύγκριση με την προηγούμενη μέτρηση και φτάνει τα $7,00 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$, ενώ το μοντέλο προβλέπει $5,95 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$.

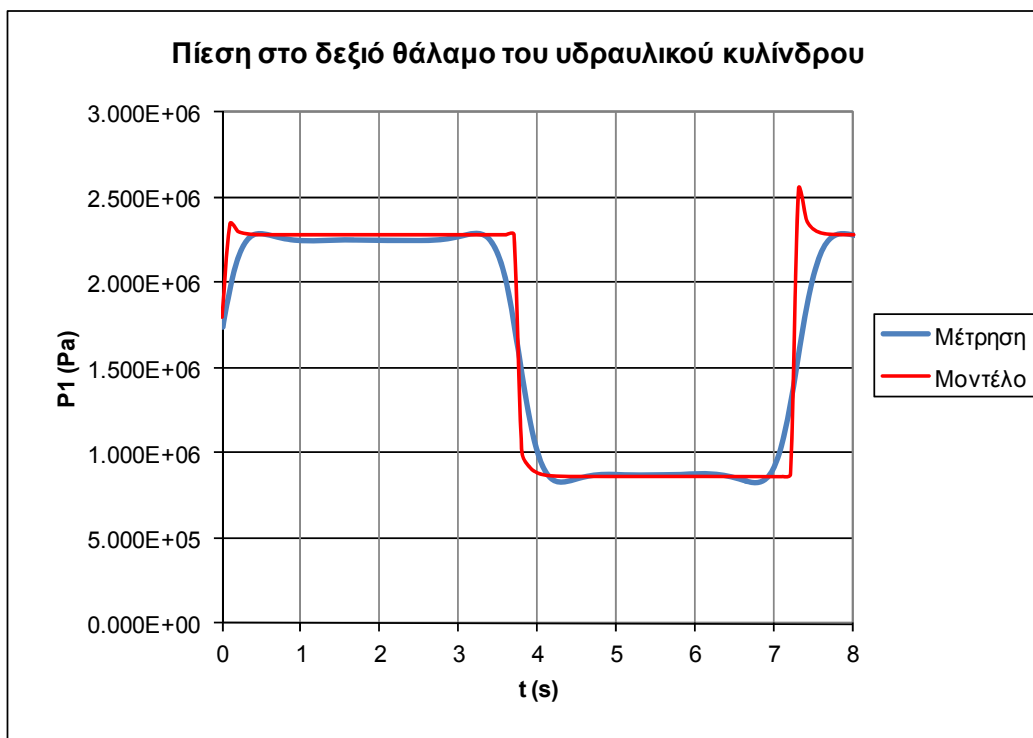
Συμπερασματικά, από τη σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα προκύπτει πολύ καλή σύμπτωση τόσο στη μορφή, όσο και στα ελάχιστα/μέγιστα των καμπυλών για όλα τα κύρια μεγέθη του κυκλώματος. Πάλι βλέπουμε ότι η αύξηση της εσωτερικής διαρροής στον υδραυλικό κύλινδρο επιφέρει μια μείωση στην ταχύτητα κατά τη φάση εργασίας, δεν δείχνει να επηρεάζει όμως την ταχύτητα στη φάση της επιστροφής.



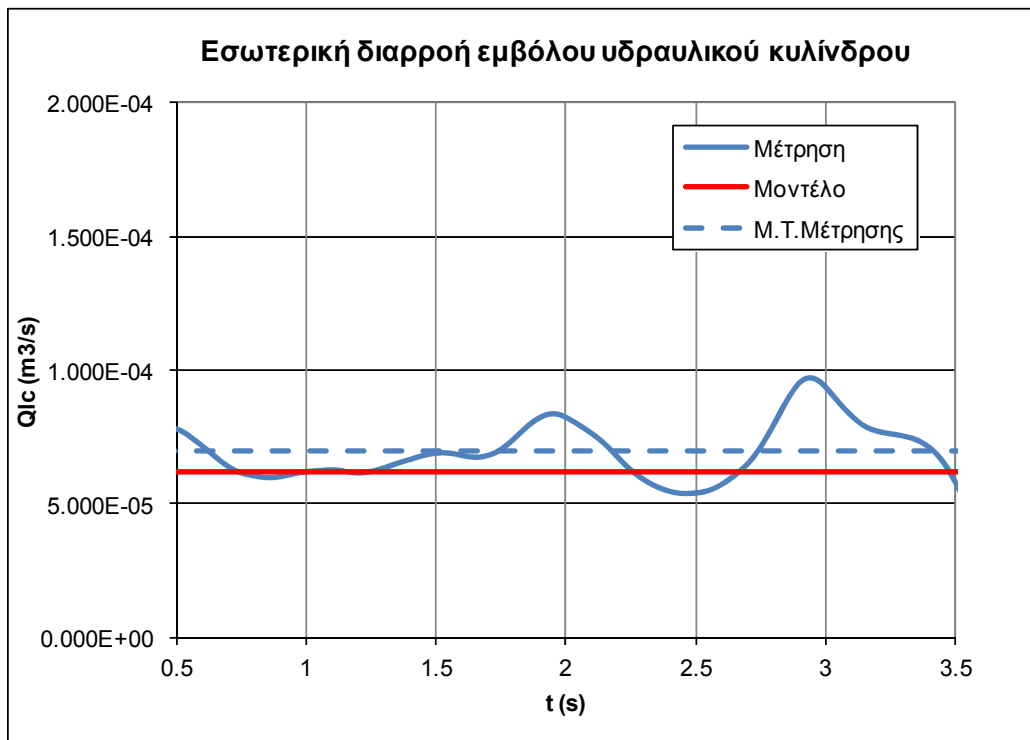
Σχήμα 6.9
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.10
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.11
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.12

Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

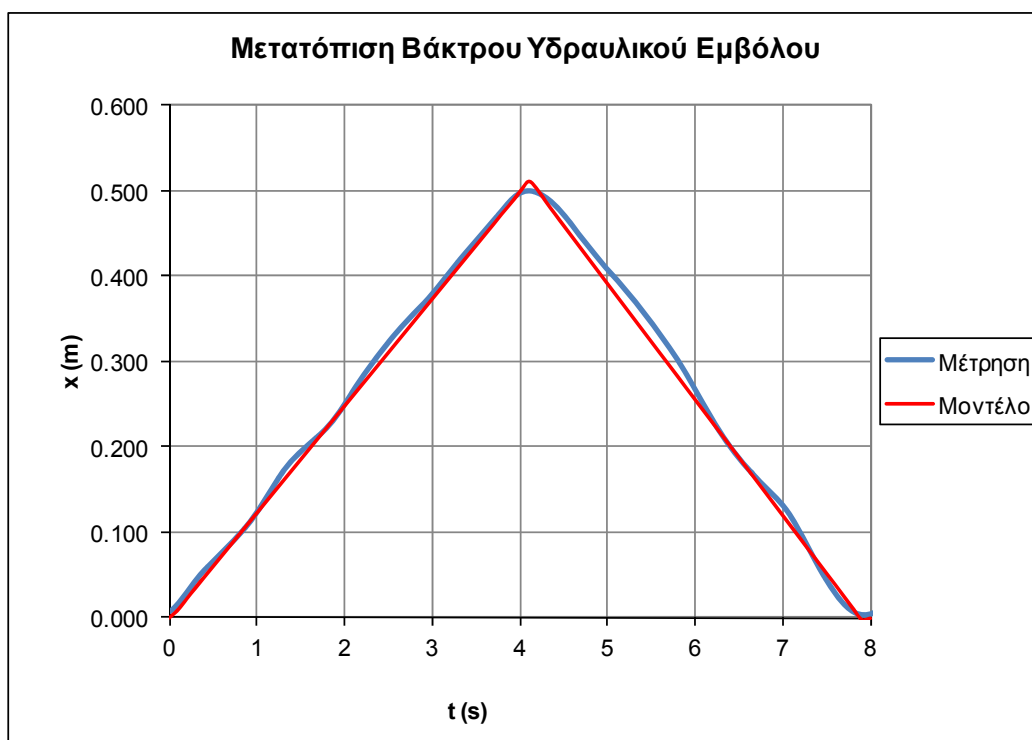
δ) Μέτρηση με στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μιάμιση στροφή ($c=139\mu\text{m}$)

Τα αποτελέσματα της μέτρησης με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μιάμιση στροφή και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα επόμενα σχήματα. Στο Σχήμα 6.13 φαίνεται η μετατόπιση του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 7,8s, εκ των οποίων τα 4,2s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,6s για τη φάση επιστροφής. Εδώ, η περαιτέρω αύξηση της εσωτερικής διαρροής έχει αυξάνει περαιτέρω τη διάρκεια της φάσης εργασίας, και έχει μια μικρή επίδραση στη διάρκεια της φάσης επιστροφής.

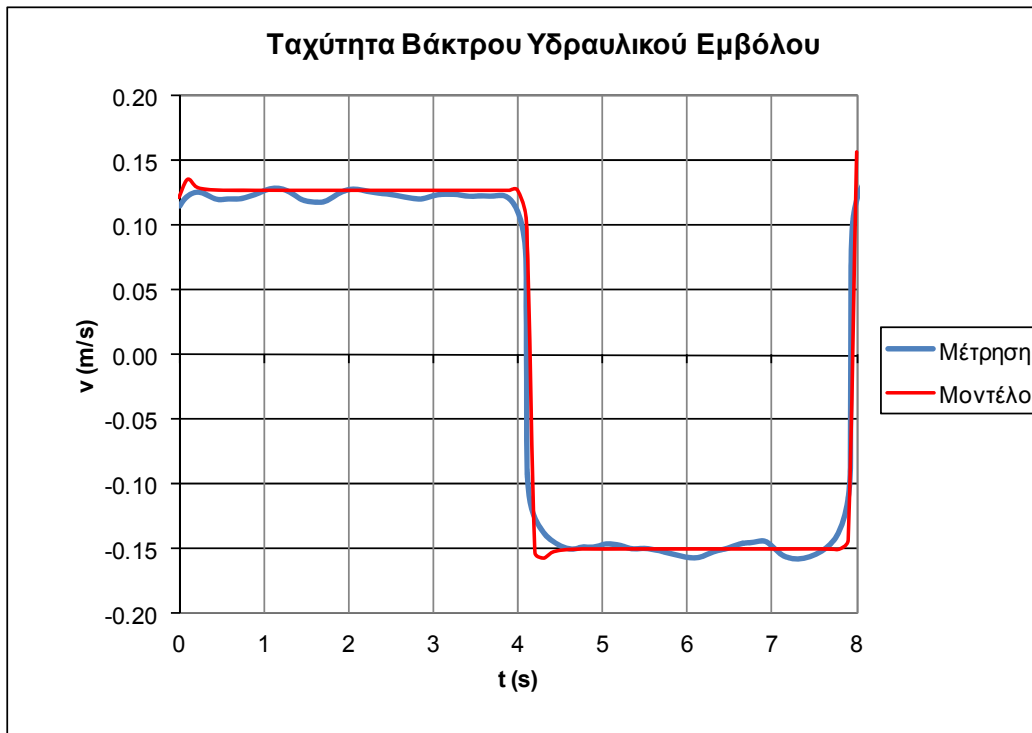
Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης βλέπουμε ότι προβλέπονται με πολύ καλή ακρίβεια από το μοντέλο, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο του υδραυλικού κυλίνδρου $c=139\mu\text{m}$.

Στο Σχήμα 6.14 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,125m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,127m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,150m/s, όσο προβλέπει και το μοντέλο. Και εδώ παρατηρούμε ότι υπάρχει μια περαιτέρω πτώση στην ταχύτητα της φάσης εργασίας λόγω της αυξημένης εσωτερικής διαρροής του κυλίνδρου, και μια μικρή επίδραση στην ταχύτητα επιστροφής.

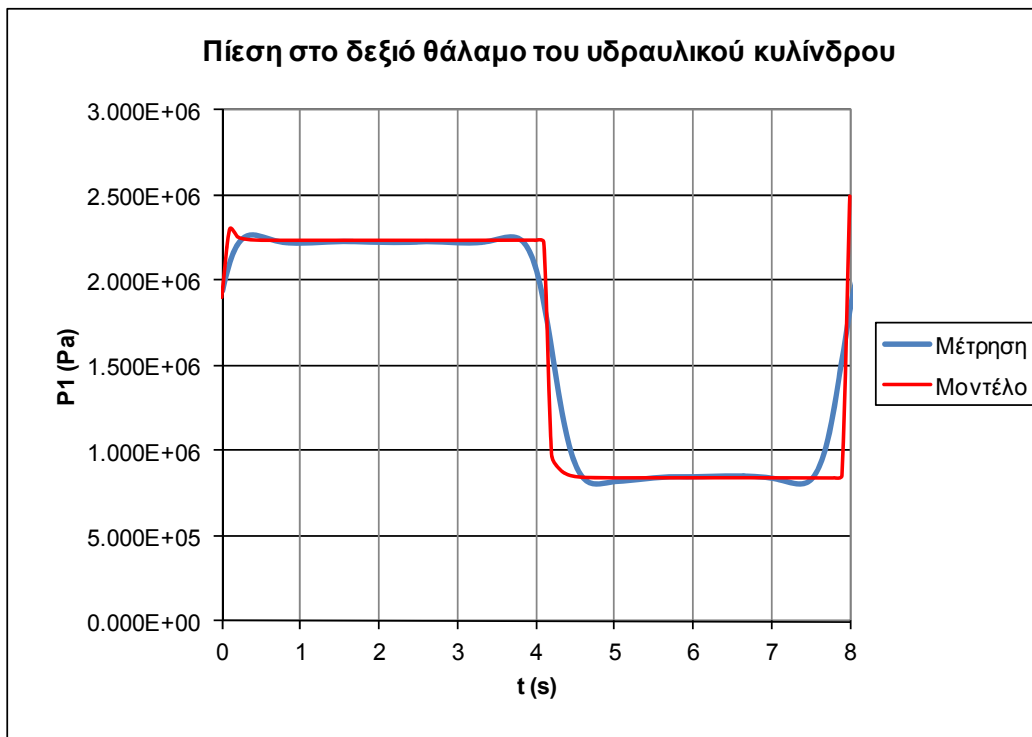
Στο Σχήμα 6.15 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Δεν υπάρχουν ούτε αυτή τη φορά σημαντικές διαφοροποιήσεις, με τη μέση πίεση στη φάση εργασίας να φτάνει τα $2,29 \times 10^6$ Pa (22,9 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο), ενώ στη φάση επιστροφής να πέφτει στα $8,6 \times 10^5$ Pa (8,6 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο). Και εδώ υπάρχει αρκετά καλή ταύτιση της πειραματικής με τη θεωρητική καμπύλη, με κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβατικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.16 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, και την αντίστοιχη τιμή που προβλέπει το μοντέλο. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι περαιτέρω αυξημένη και φτάνει τα $8,20 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$, ενώ το μοντέλο προβλέπει $7,8 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$. Από τη σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα προκύπτει εξαιρετικά καλή σύμπτωση τόσο στη μορφή, όσο και στα ελάχιστα/μέγιστα των καμπυλών για όλα τα κύρια μεγέθη του κυκλώματος. Επίσης, και εδώ βλέπουμε ότι η αύξηση της εσωτερικής διαρροής στον υδραυλικό κύλινδρο επιφέρει μια περαιτέρω σημαντική πτώση στην ταχύτητα κατά τη φάση εργασίας, και για πρώτη φορά έχει μια μικρή επίδραση στην ταχύτητα στη φάση της επιστροφής.



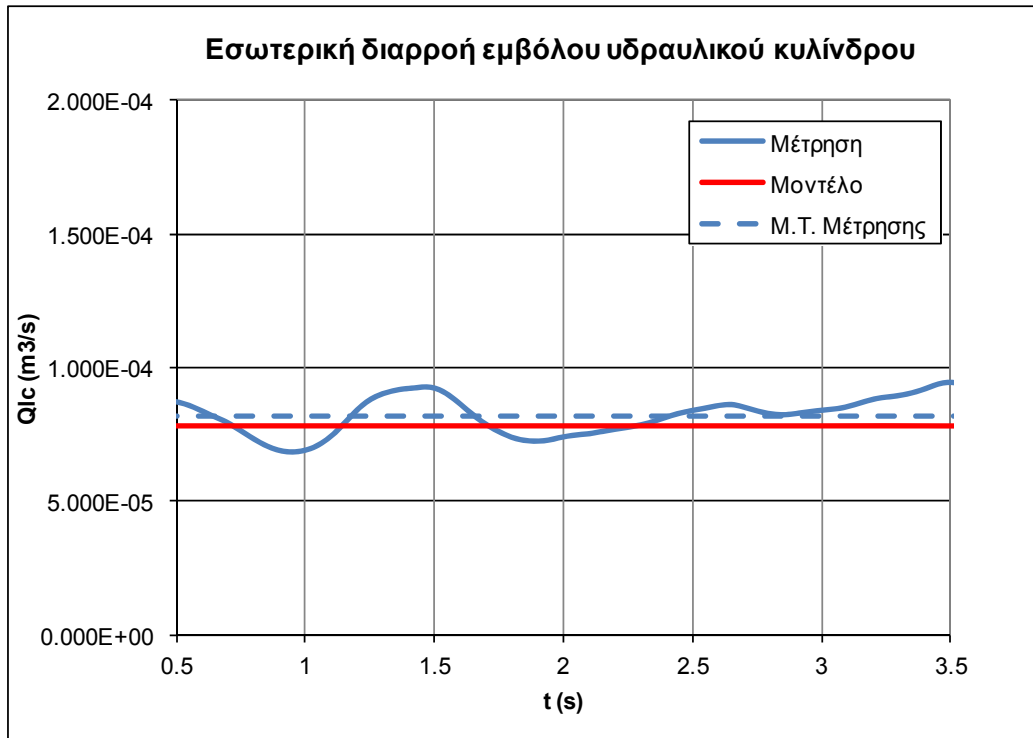
Σχήμα 6.13
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.14
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.15
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.16

Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας

ε) Μέτρηση με στραγγαλιστικό ανοικτό κατά δύο στροφές ($c=151\mu\text{m}$)

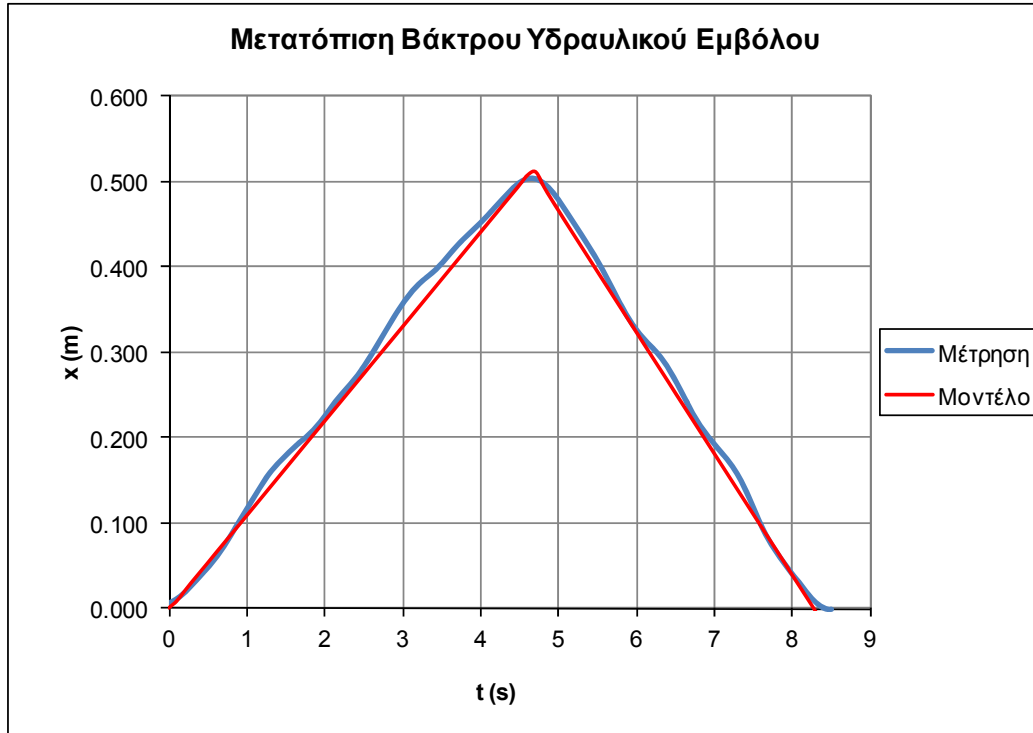
Στο Σχήμα 6.17 φαίνεται η μετατόπιση του βάρτρου του υδραυλικού κυλίνδρου κατά τη δοκιμή με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά δύο στροφές. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 8,3s, εκ των οποίων τα 4,7s για τη φάση εργασίας και τα 3,6s για τη φάση επιστροφής. Άλλη μια φορά βλέπουμε ότι η περαιτέρω αύξηση της εσωτερικής διαρροής συνεπάγεται αύξηση της διάρκειας της φάσης εργασίας, και μια επιπλέον μικρή αύξηση στη διάρκεια της φάσης επιστροφής.

Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης βλέπουμε ότι προβλέπονται με πολύ καλή ακρίβεια από το μοντέλο, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο του υδραυλικού κυλίνδρου $c=151\mu\text{m}$.

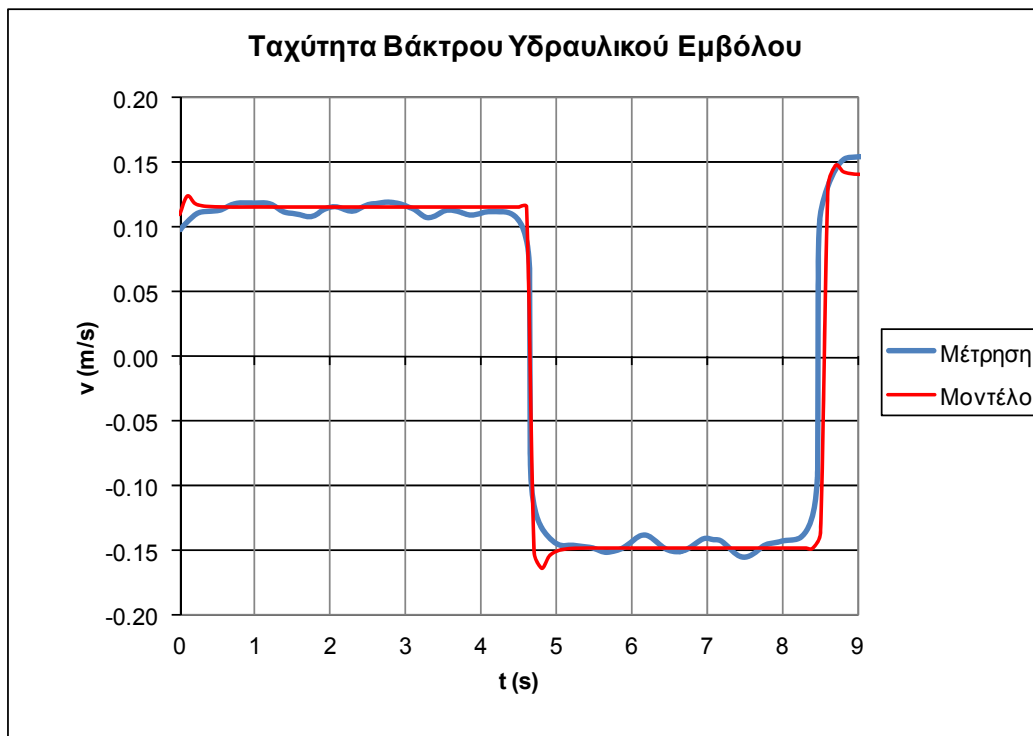
Στο Σχήμα 6.18 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, σε συγκριση με τις αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,111m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,112m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,148m/s, όσο προβλέπει και το μοντέλο. Και εδώ παρατηρούμε ότι υπάρχει μια περαιτέρω πτώση στην ταχύτητα της φάσης εργασίας λόγω της αυξημένης εσωτερικής διαρροής του κυλίνδρου, και μια μικρότερη πτώση στην ταχύτητα επιστροφής.

Στο Σχήμα 6.19 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Και πάλι δεν υπάρχει κάποια αισθητή διαφοροποίηση, όπως αναμενόταν αξάλλου, με τη μέση πίεσης στη φάση εργασίας να φτάνει τα $2,29\text{e}6\text{ Pa}$,

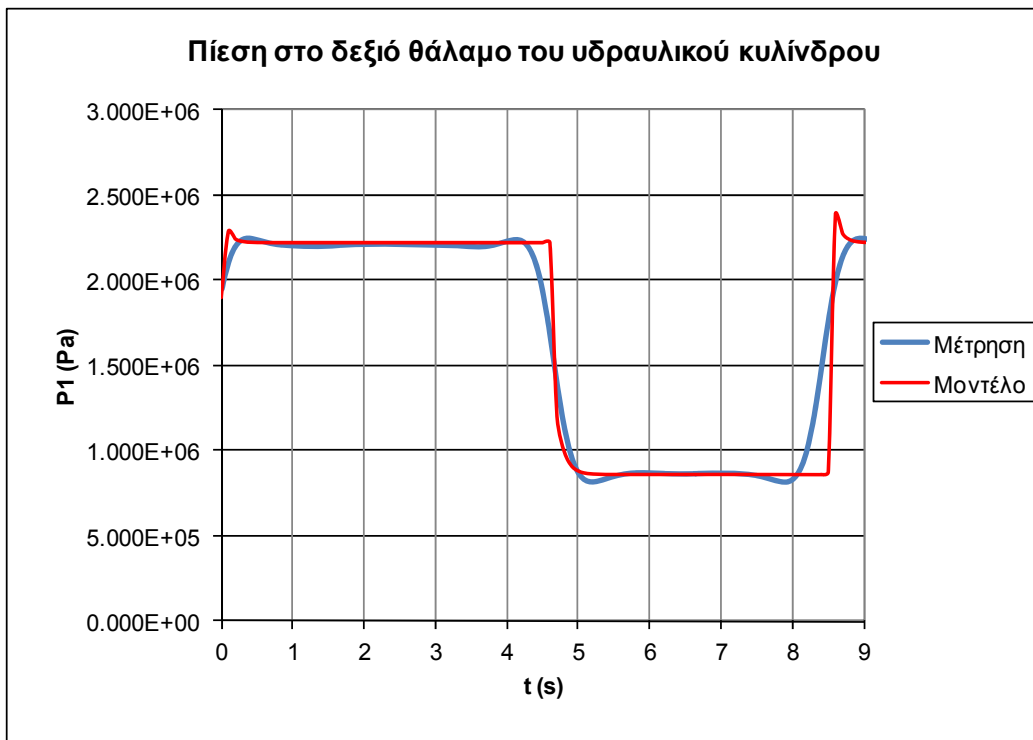
ενώ στη φάση επιστροφής να πέφτει στα $8,6e5$ Pa. Τέλος, στο Σχήμα 6.20 βλέπουμε την εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, και την αντίστοιχη τιμή που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι αυξημένη σε σύγκριση με την πρώτη μέτρηση και φτάνει τα $1,05e-4m^3/s$, ενώ το μοντέλο προβλέπει $1,01e-4m^3/s$.



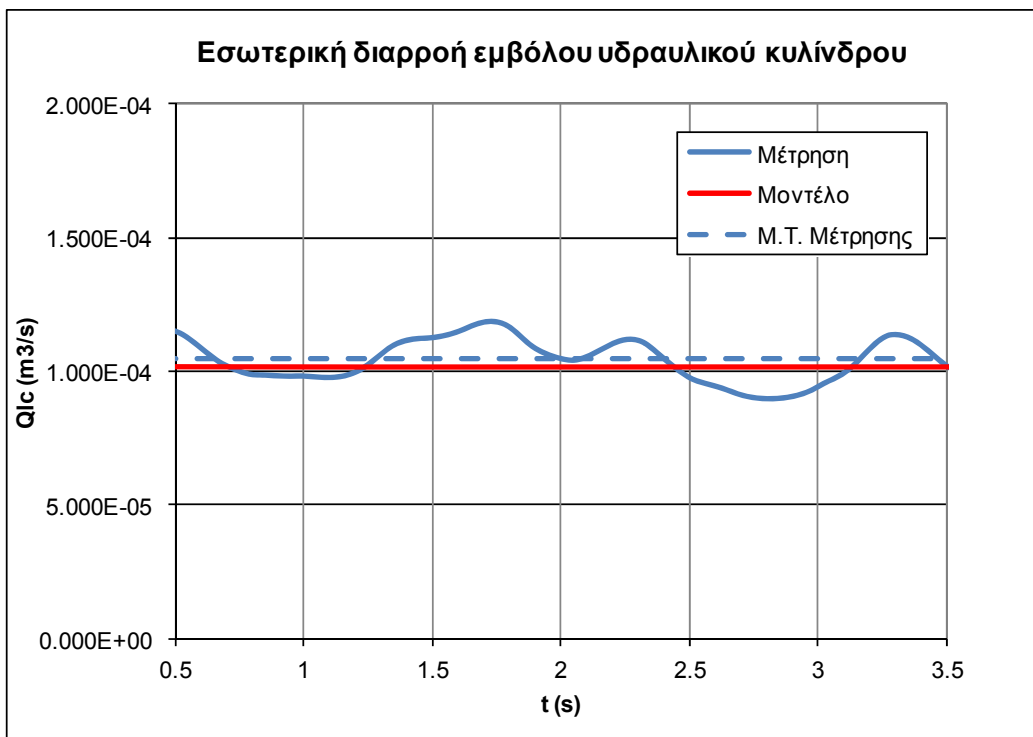
Σχήμα 6.17
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου



Σχήμα 6.18
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου



Σχήμα 6.19
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.20
Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

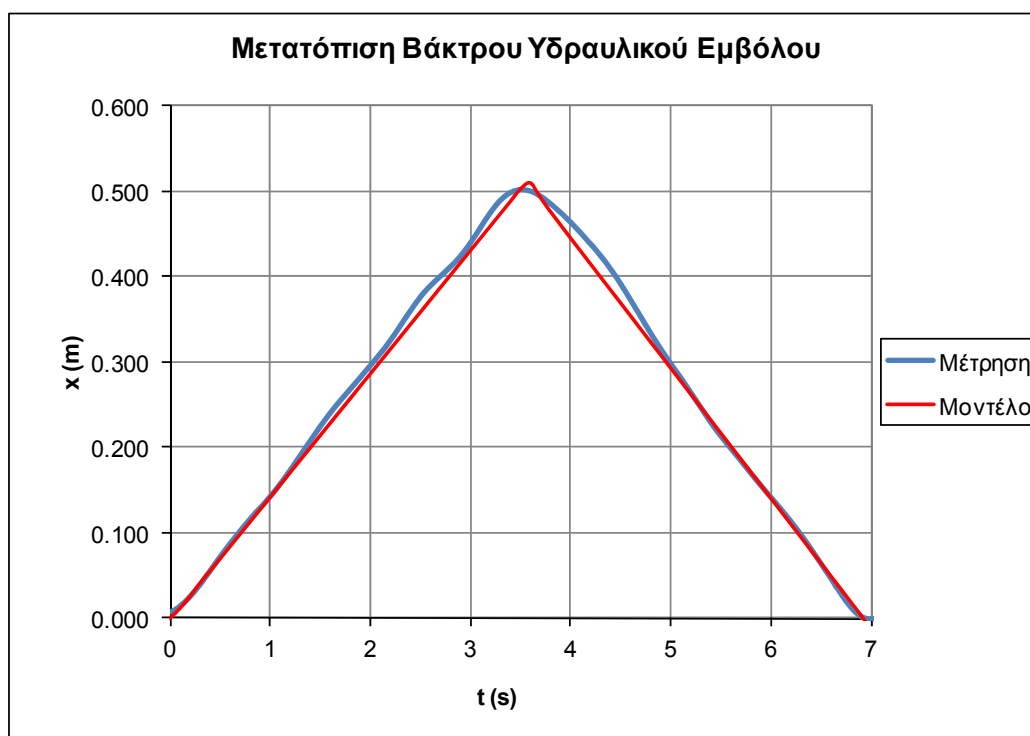
6.2.2 Κύκλος Μέτρησης με $F_{Load}=4,2kN$

α) Αρχική μέτρηση με στραγγαλιστικό κλειστό ($c=83\mu m$)

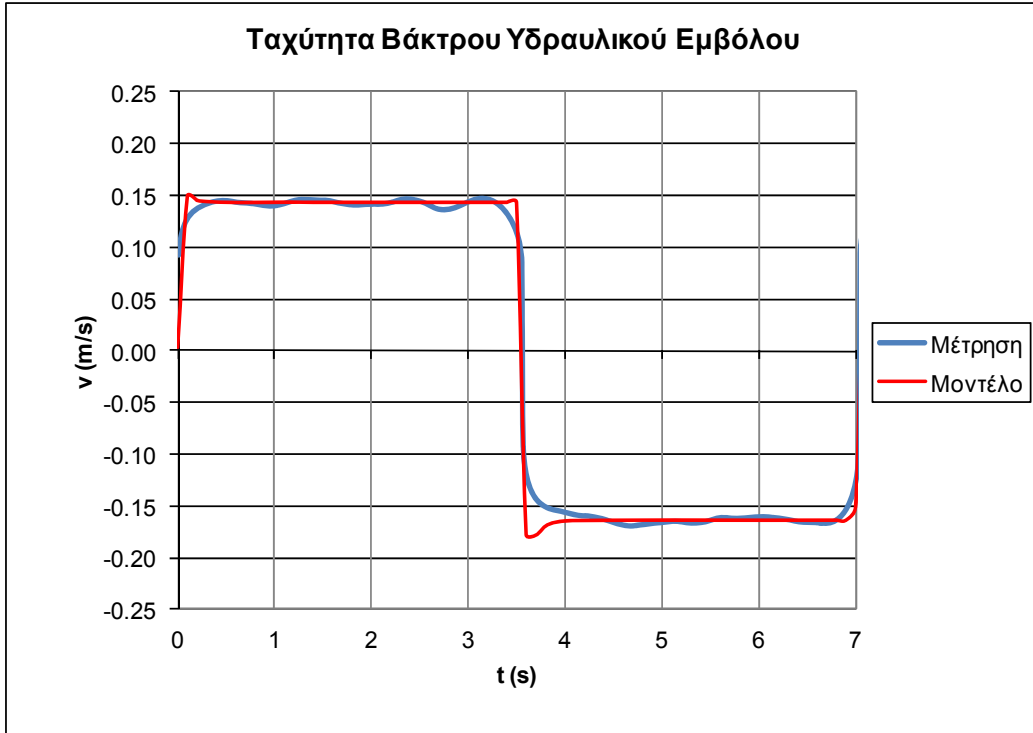
Ξεκινώντας με τον δεύτερο κύκλο δοκιμών, στο Σχήμα 6.21 βλέπουμε τη μετατόπιση του βάρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 6,9s, εκ των οποίων τα 3,6s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,3s για τη φάση επιστροφής. Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης προβλέπονται με μεγάλη ακρίβεια και από το μοντέλο, στο οποίο ορίσαμε ισοδύναμο εσωτερικό διάκενο του υδραυλικού κυλίνδρου $c=83\mu m$. Στο Σχήμα 6.22 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι $0,143m/s$ και στη φάση επιστροφής είναι $0,163m/s$, όπως προβλέπεται και από το μοντέλο.

Στο Σχήμα 6.23 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με το μοντέλο. Η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα $3,38e6 Pa$ (33,8 bar, με το μοντέλο να προβλέπει 34 bar), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα $3,3e5 Pa$ (3,3 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο). Τέλος, στο Σχήμα 6.24 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $4,85e-5m^3/s$, τιμή που προβλέπεται και από το μοντέλο.

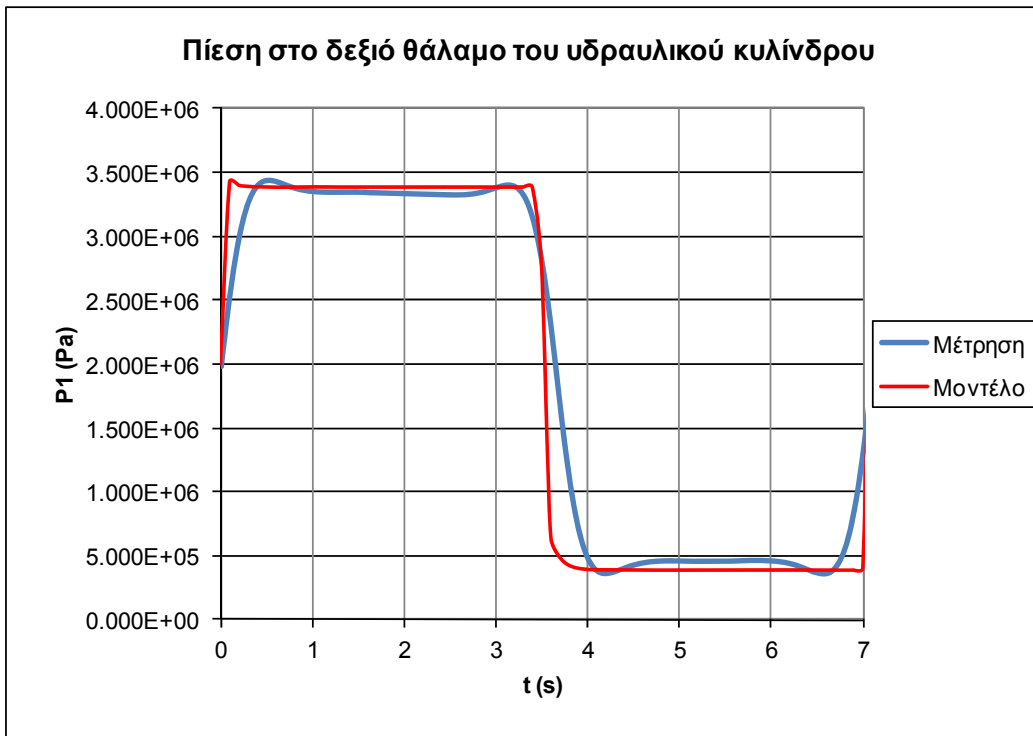
Αυτό που παρατηρούμε στην πρώτη μέτρηση του δεύτερου κύκλου δοκιμών είναι ότι η αύξηση του ισοδύναμου φορτίου από τα 2,1kN στα 4,2kN δεν επηρεάζει αισθητά τη λειτουργία του υδραυλικού κυκλώματος, και αυξάνει ελάχιστα την εσωτερική διαρροή στον κύλινδρο.



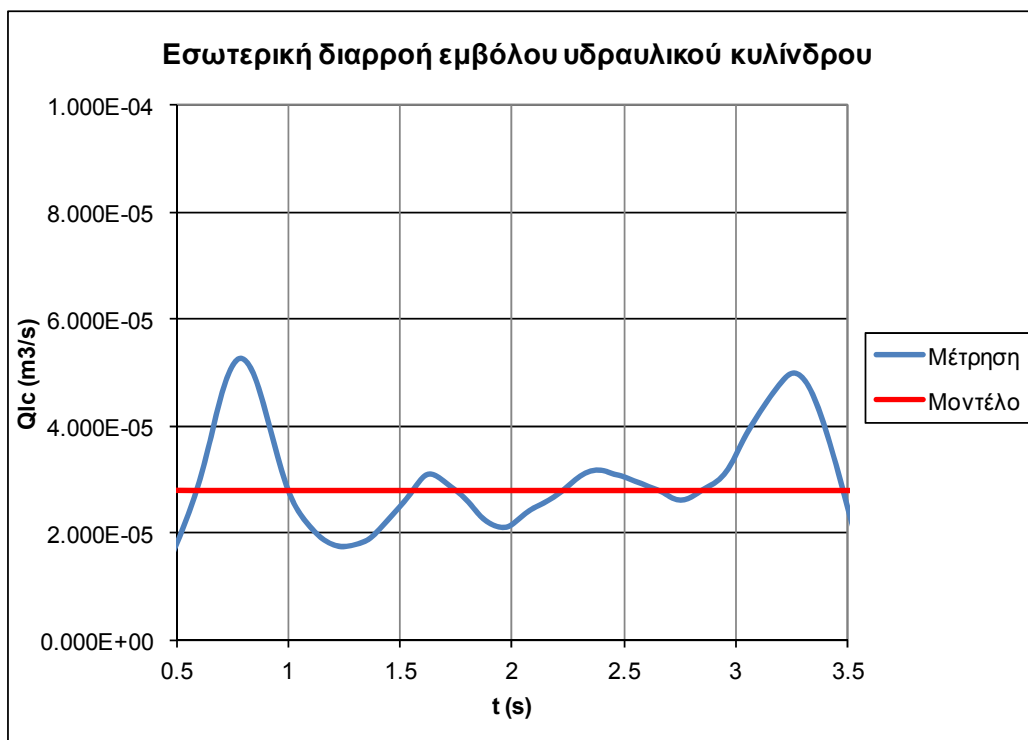
Σχήμα 6.21
Μετατόπιση βάρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.22
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.23
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.24

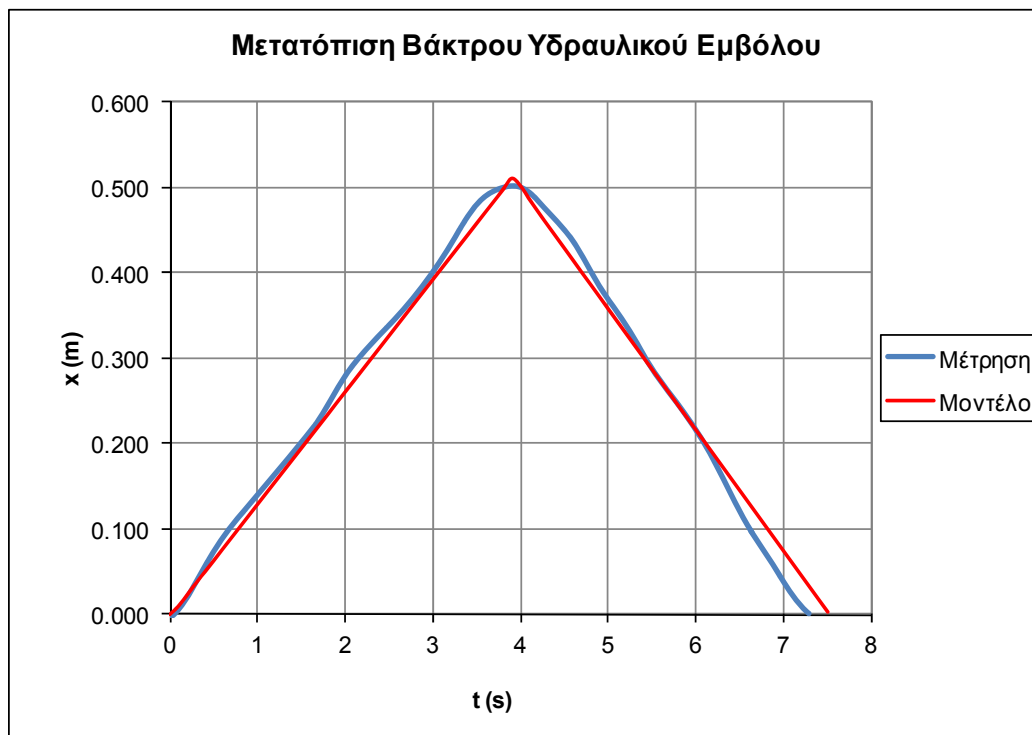
Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας

β) Μέτρηση με στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μισή στροφή ($c = 101\mu\text{m}$)

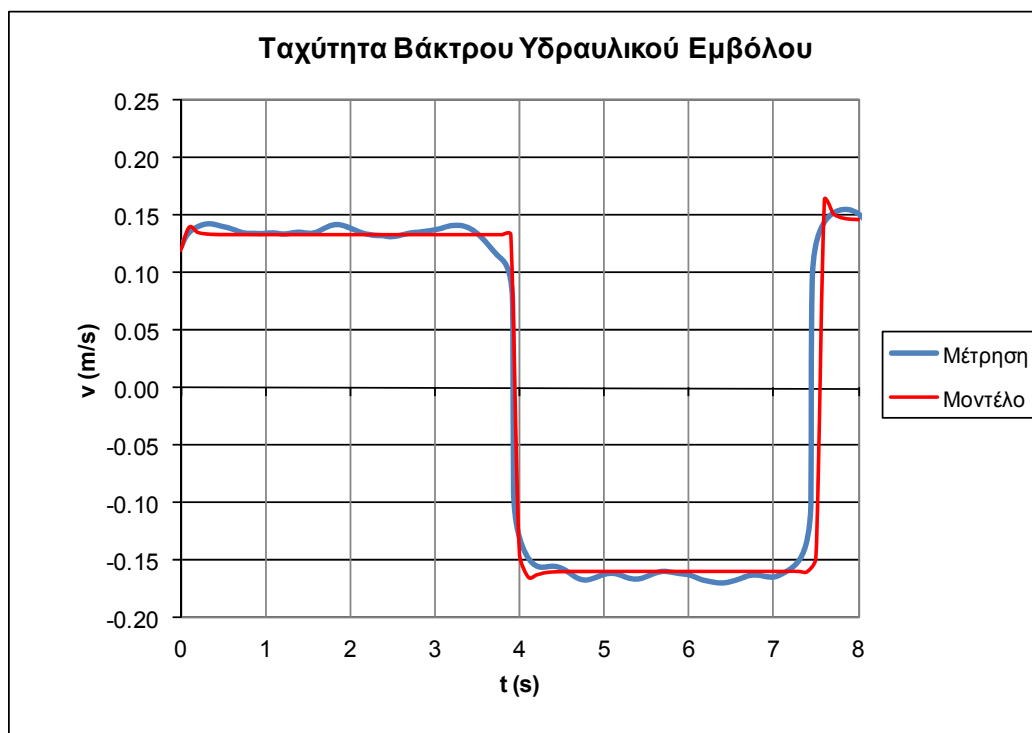
Ομοίως με την προηγούμενη δοκιμή, στο Σχήμα 6.25 φαίνεται η μετατόπιση του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 7,2s (το μοντέλο προβλέπει 7,3s), εκ των οποίων τα 3,9s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,3s για τη φάση επιστροφής (εδώ το μοντέλο προβλέπει 3,4s). Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης βλέπουμε ότι προβλέπονται με ακρίβεια από το μοντέλο, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο του υδραυλικού κυλίνδρου $c=101\mu\text{m}$. Στο Σχήμα 6.26 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,135m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,133m/s) και στη φάση επιστροφής πέφτει στα 0,157m/s, με το μοντέλο να προβλέπει 0,158m/s.

Στο Σχήμα 6.27 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Εδώ, δεν υπάρχουν ουσιαστικές διαφοροποιήσεις, με τη μέση πίεση στη φάση εργασίας να φτάνει τα $3,38\text{e}6\text{ Pa}$, και στη φάση επιστροφής να πέφτει στα $3,3\text{e}5\text{ Pa}$. Πάλι, υπάρχει αρκετά καλή ταύτιση της πειραματικής με τη θεωρητική καμπύλη, με κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβατικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.28 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας. Η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $5,5\text{e}-5\text{m}^3/\text{s}$, με το μοντέλο να προβλέπει $5,3\text{e}-5\text{m}^3/\text{s}$.

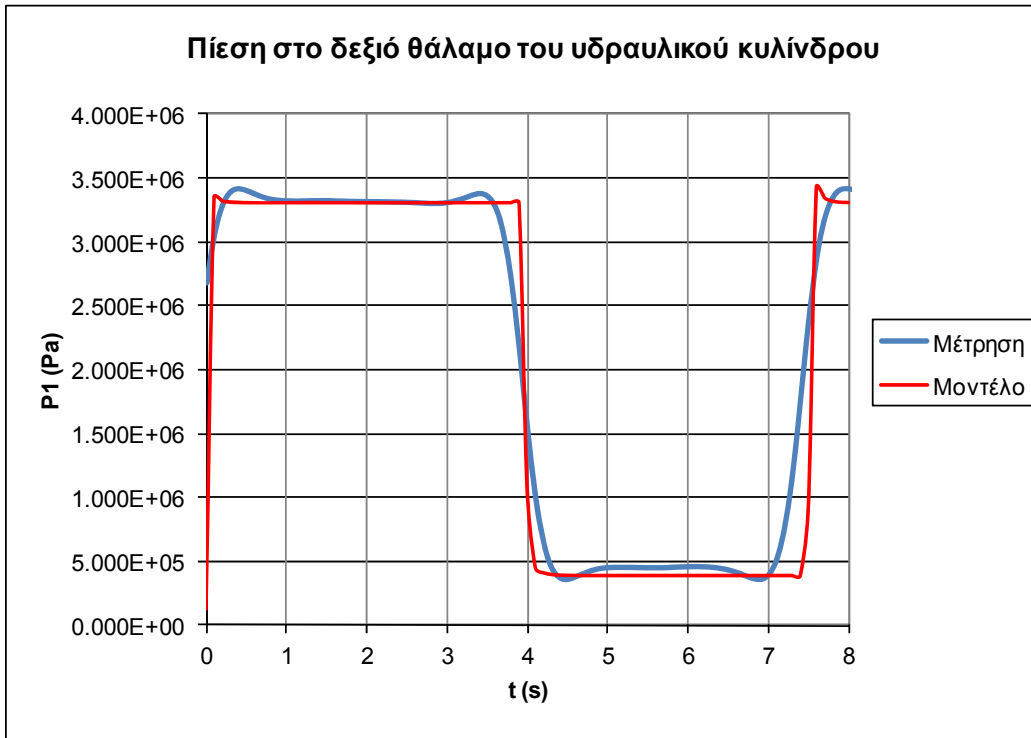
Από τη δοκιμή προκύπτει ότι, όπως αναμενόταν, η αύξηση στην εσωτερική διαρροή του υδραυλικού κυλίνδρου επιφέρει μια μικρή μείωση της ταχύτητας στη φάση εργασίας, ενώ αντίθετα δεν επιφέρει μετρήσιμη πτώση στην ταχύτητα της φάσης επιστροφής.



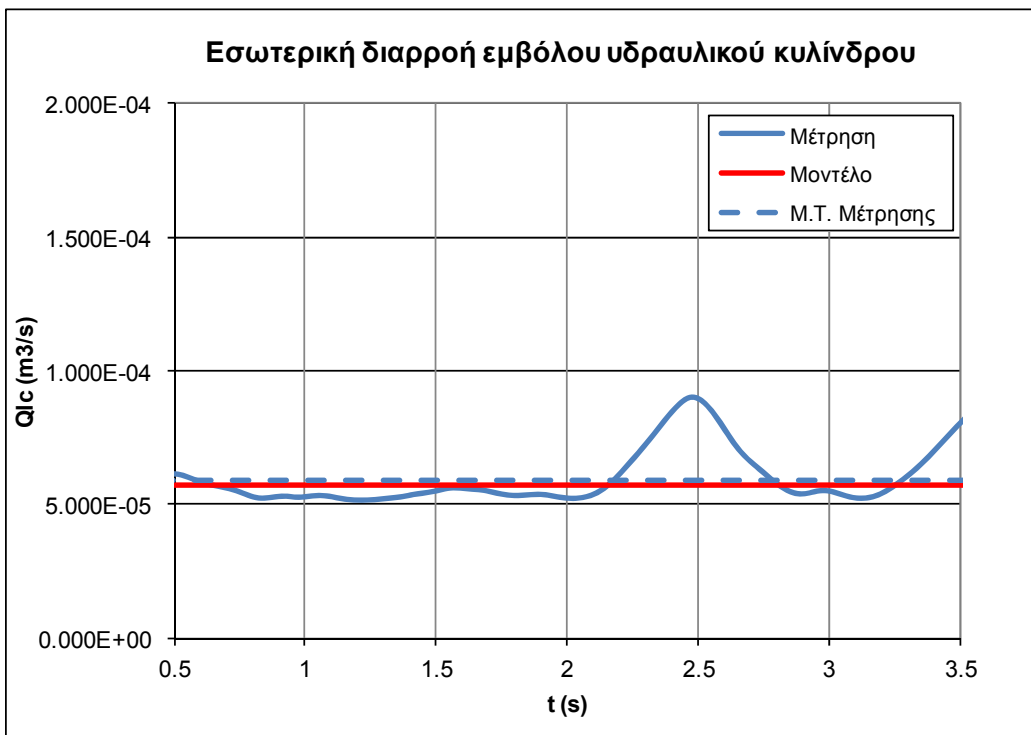
Σχήμα 6.25
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.26
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.27
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



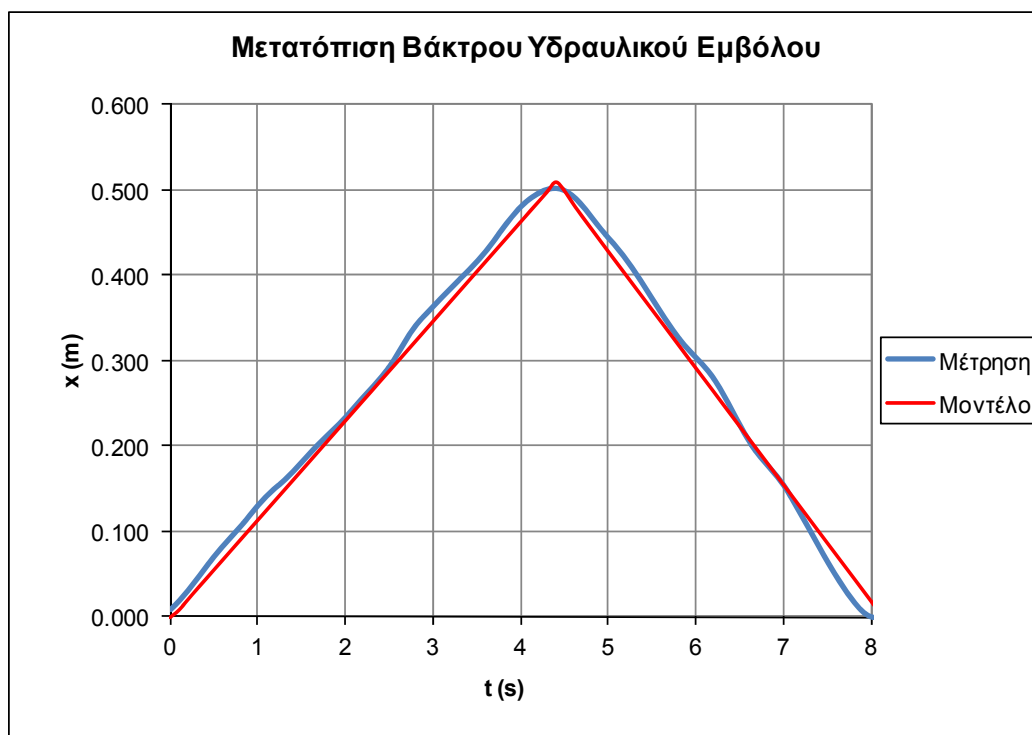
Σχήμα 6.28
Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

γ) Μέτρηση με στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μία στροφή ($c = 132\mu\text{m}$)

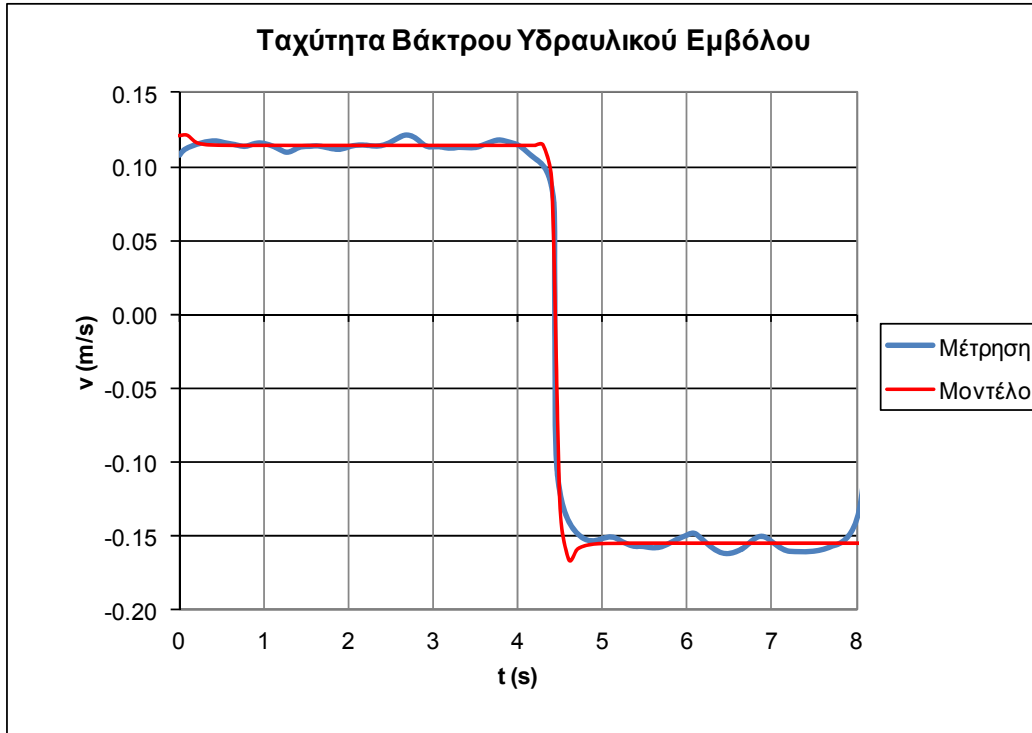
Στα σχήματα που ακολουθούν φαίνονται τα αποτελέσματα της τρίτης μέτρησης με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μία στροφή και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά δεδομένα του μοντέλου. Στο Σχήμα 6.29 φαίνεται η μετατόπιση του βάρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Η κίνηση διαρκεί συνολικά 8,0s (όσο προβλέπεται και από το μοντέλο), εκ των οποίων τα 4,5s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,5s για τη φάση επιστροφής. Στο Σχήμα 6.30 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, σε σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,110m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,112m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,156m/s, τη στιγμή που το μοντέλο προβλέπει 0,155m/s.

Στο Σχήμα 6.31 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Πάλι, η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα 3,38e6 Pa (33,8 bar, με το μοντέλο να προβλέπει 34 bar), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα 3,3e5 Pa (3,3 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο). Τέλος, στο Σχήμα 6.32 βλέπουμε την εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο στη φάση εργασίας. Η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι 9,80m³/s, στη στιγμή που το μοντέλο προβλέπει 9,00e-5m³/s.

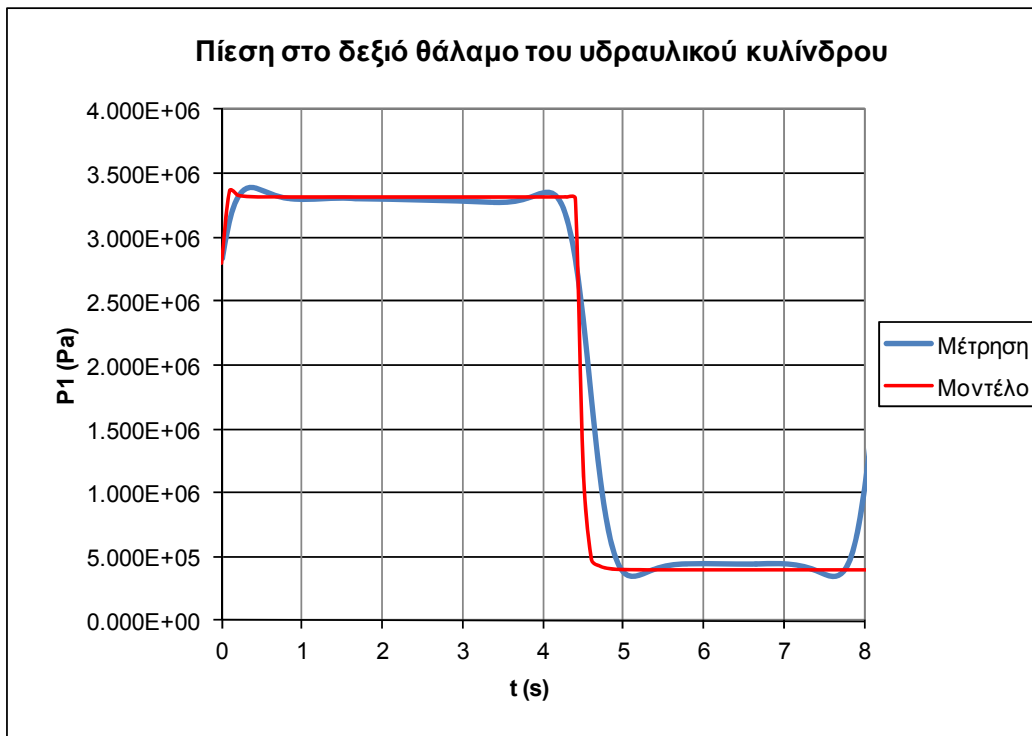
Από τη σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα προκύπτει και σε αυτή τη δοκιμή εξαιρετικά καλή σύμπτωση τόσο στη μορφή, όσο και στα ελάχιστα/μέγιστα των καμπυλών για όλα τα κύρια μεγέθη του κυκλώματος. Η αύξηση της ισοδύναμης εσωτερικής διαρροής του υδραυλικού κυλίνδρου επιφέρει μια (περαιτέρω) πτώση στην ταχύτητα της φάσης εργασίας ενώ για πρώτη φορά υπάρχει και μια μικρή μείωση στην ταχύτητα της φάσης επιστροφής.



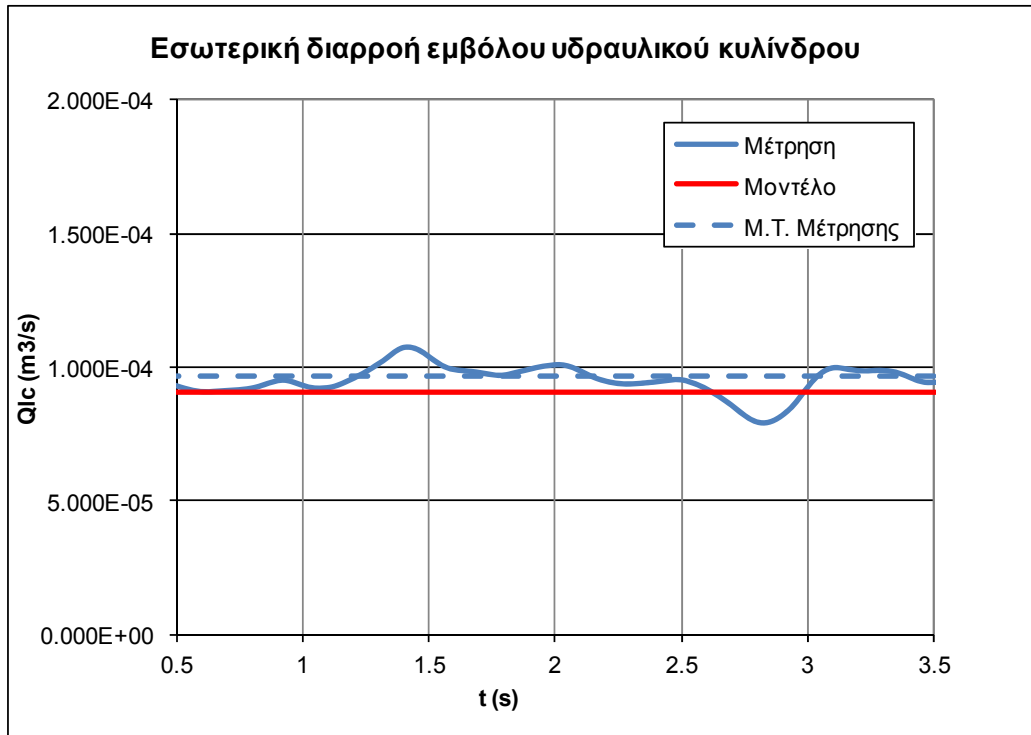
Σχήμα 6.29
Μετατόπιση βάρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.30
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.31
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.32

Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

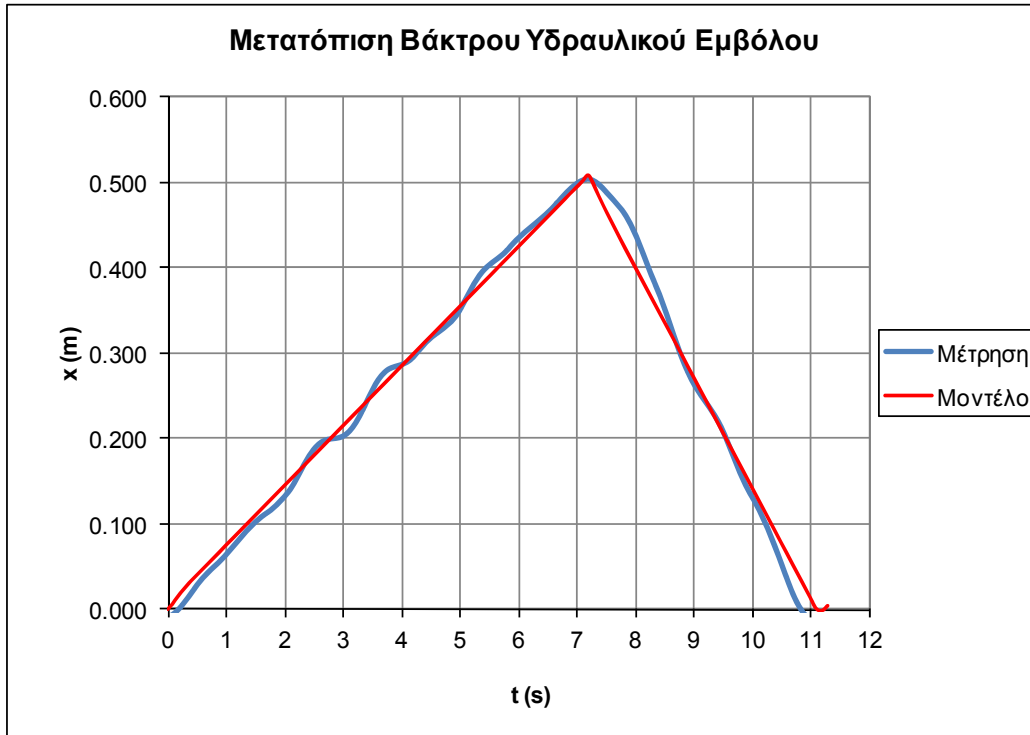
δ) Μέτρηση με στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μιάμιση στροφή ($c = 139\mu\text{m}$)

Όπως φαίνεται από τα αποτελέσματα της τέταρτης μέτρησης με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μιάμιση στροφή, η επίδραση της εσωτερικής διαρροής του υδραυλικού κυλίνδρου, σε συνάρτηση και με το φορτίο, αρχίζει να γίνεται πολύ πιο εμφανής στη συμπεριφορά του κυκλώματος. Στο Σχήμα 6.33 φαίνεται η μετατόπιση του βάκτρου του κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 10,9s (από το μοντέλο προβλέπεται 11,1s), εκ των οποίων τα 7,2s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,6s για τη φάση επιστροφής (εδώ, το μοντέλο προβλέπει 3,8s).

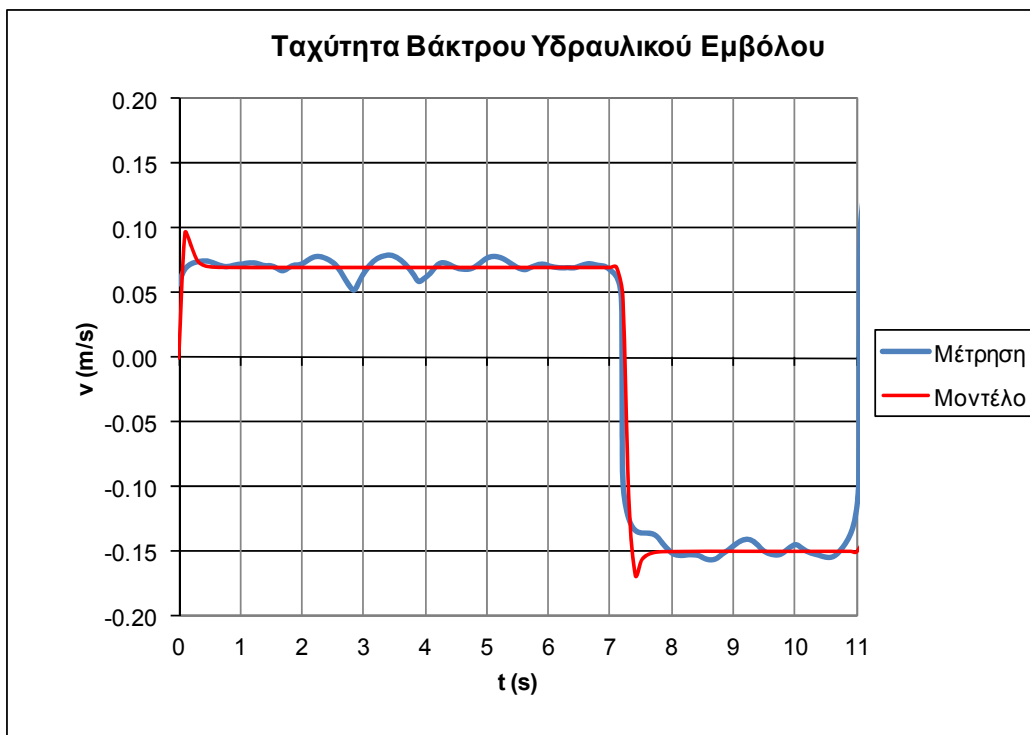
Στο Σχήμα 6.34 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας πέφτει στα 0,080m/s (από το μοντέλο προβλέπεται 0,082m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,148m/s, ενώ το μοντέλο προβλέπει 0,149m/s. Και εδώ, υπάρχει πρακτικά ταύτιση τόσο στο σχήμα, όσο και στα μέγιστα/ελάχιστα των δύο καμπυλών.

Στο Σχήμα 6.35 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση των πειραματικών τιμών με τις αντίστοιχες του μοντέλου. Η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα $3,38\text{e}6$ Pa (33,8 bar, με το μοντέλο να προβλέπει 34 bar), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα $3,3\text{e}5$ Pa (3,3bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο). Τέλος, στο Σχήμα 6.36 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας. Η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $1,75\text{e-}4\text{m}^3/\text{s}$, ενώ το μοντέλο προβλέπει $1,77\text{e-}4\text{m}^3/\text{s}$.

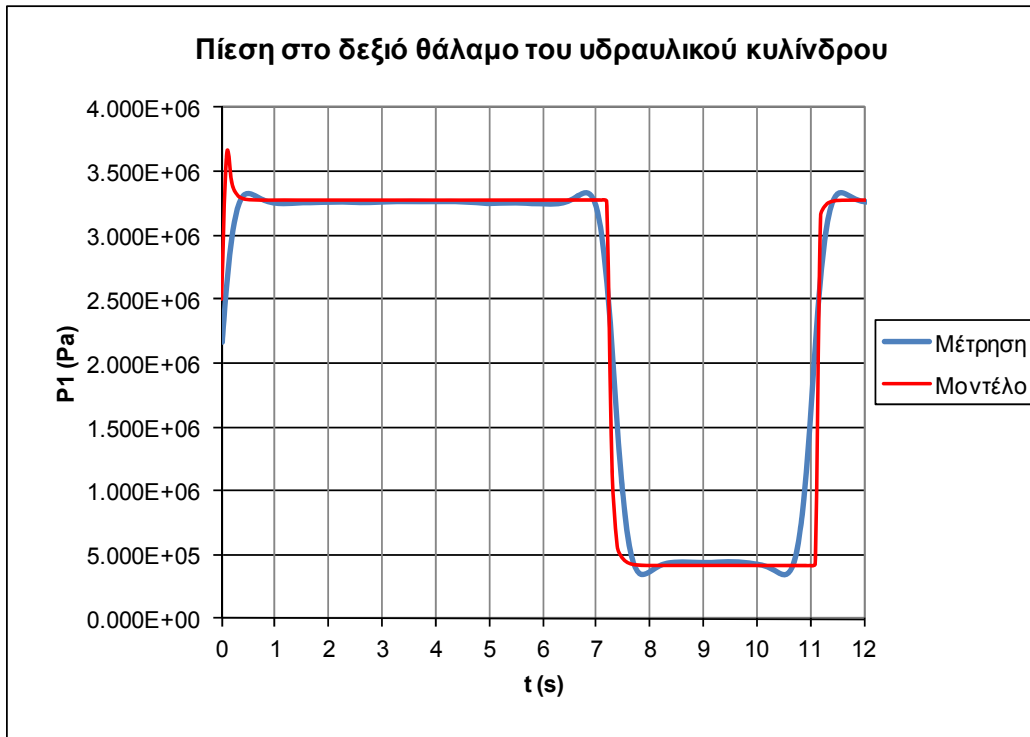
Από τη σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα προκύπτει ιδιαίτερα καλή σύμπτωση τόσο στη μορφή, όσο και στα ελάχιστα/μέγιστα των καμπυλών για όλα τα κύρια μεγέθη του κυκλώματος. Αναμενόμενα επίσης, η εσωτερική διαρροή του υδραυλικού κυλίνδρου έχει σημαντική επίπτωση στη λειτουργία του υδραυλικού κυκλώματος, ειδικά στη φάση εργασίας.



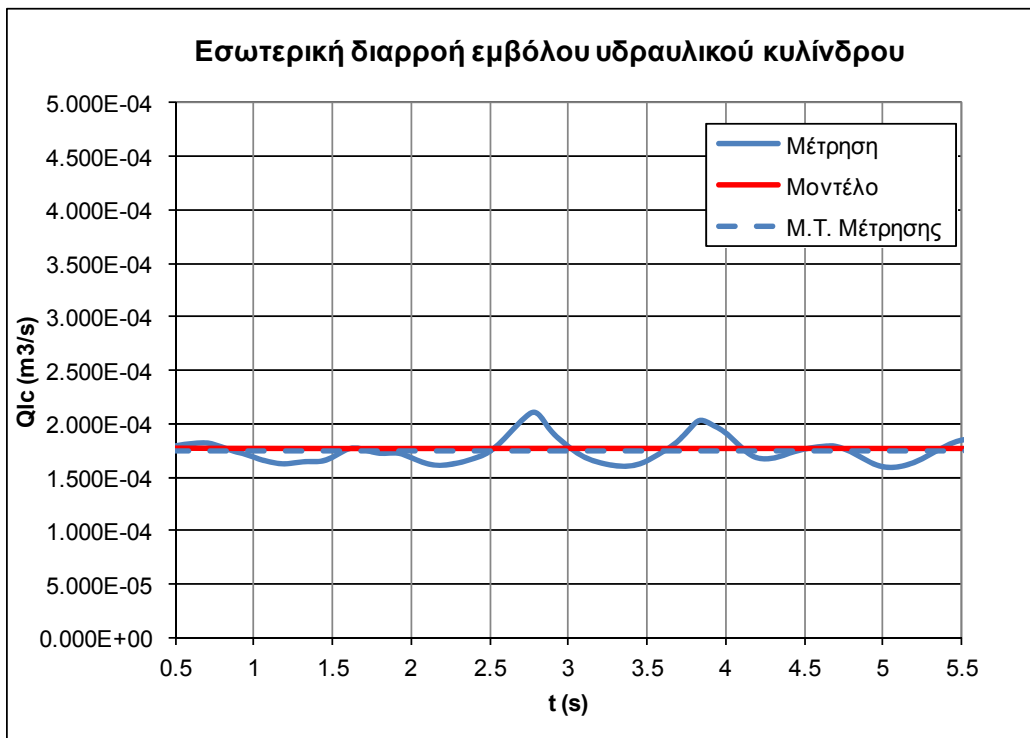
Σχήμα 6.33
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου



Σχήμα 6.34
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου



Σχήμα 6.35
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.36
Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

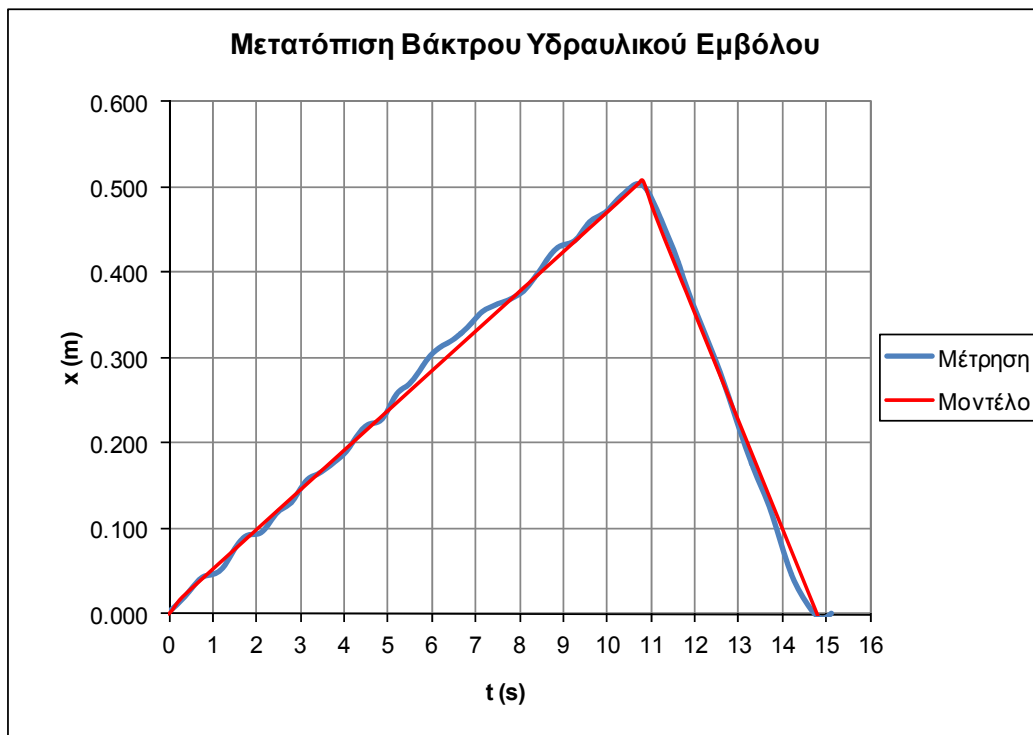
ε) Μέτρηση με στραγγαλιστικό ανοικτό κατά δύο στροφές ($c = 151\mu\text{m}$)

Τέλος, τα αποτελέσματα της πέμπτης μέτρησης με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά δύο στροφές και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα παρακάτω σχήματα. Στο Σχήμα 6.37 φαίνεται η μετατόπιση του βάρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 14,9s (όσο προβλέπεται και από το μοντέλο), εκ των οποίων τα 10,8s είναι για τη φάση εργασίας και τα 4,1s για τη φάση επιστροφής (πάλι, όσο προβλέπεται και από το μοντέλο). Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης βλέπουμε ότι προβλέπονται με μεγάλη ακρίβεια και από τα αποτελέσματα του μοντέλου, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο του υδραυλικού κυλίνδρου $c=151\mu\text{m}$.

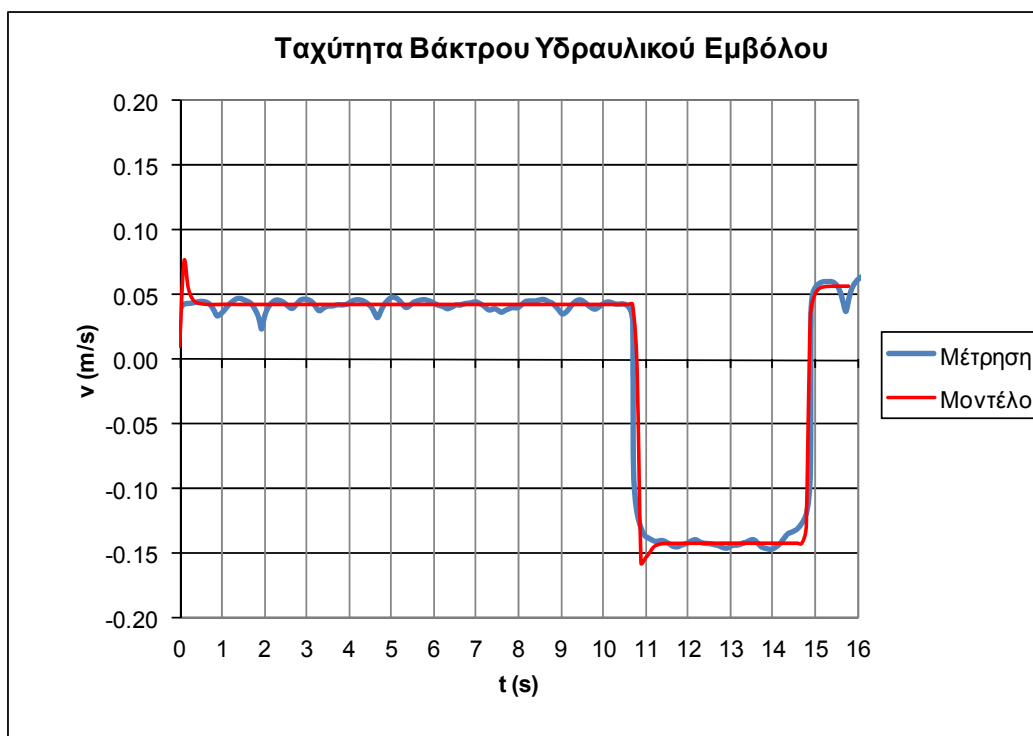
Στο Σχήμα 6.38 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,040m/s (από το μοντέλο προβλέπεται 0,043m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,145m/s, όση προβλέπεται και από το μοντέλο. Και εδώ, υπάρχει εξαιρετική συσχέτιση των πειραματικών με τα θεωρητικά δεδομένα που φαίνεται τόσο από το σχήμα, όσο και από τα μέγιστα/ελάχιστα των δύο καμπυλών.

Στο Σχήμα 6.39 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Όπως αναμενόταν, η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα 3,38e6 Pa (33,8 bar, με το μοντέλο να προβλέπει 34 bar), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα 3,3e5 Pa (3,3 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο). Και εδώ υπάρχει αρκετά καλή ταύτιση της πειραματικής με τη θεωρητική καμπύλη, με κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβατικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.40 βλέπουμε την εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $2,2e-4\text{m}^3/\text{s}$, ενώ το μοντέλο προβλέπει $2,08e-4\text{m}^3/\text{s}$.

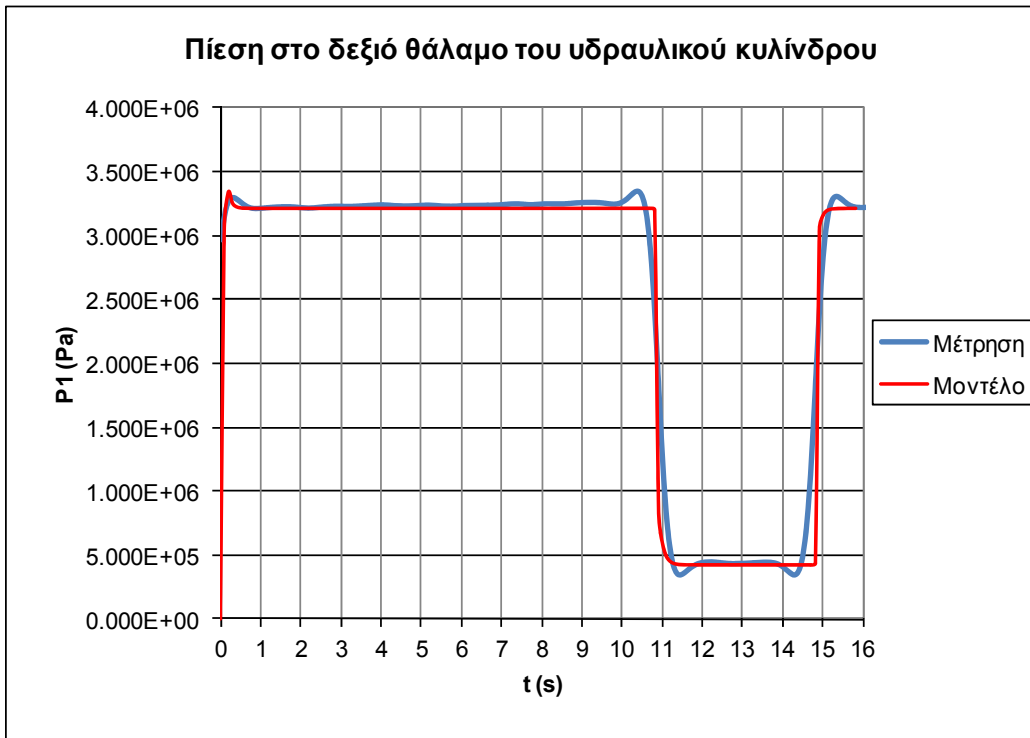
Από τη σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα προκύπτει πολύ καλή σύμπτωση τόσο στη μορφή, όσο και στα ελάχιστα/μέγιστα των καμπυλών για όλα τα κύρια μεγέθη του κυκλώματος, κάτι που αποδεικνύει τόσο την ακρίβεια της μοντελοποίησης, όσο και την ακρίβεια υπολογισμού του «ισοδύναμου διακένου» c . Η επίδραση της εσωτερικής διαρροής του υδραυλικού κυλίνδρου προκαλεί πλέον σοβαρά προβλήματα στη λειτουργία του κυκλώματος, χωρίς όμως κάποιο σύμπτωμα που θα βοηθούσε ώστε να γίνει αντιληπτή και να εντοπιστεί από ένα εξωτερικό παρατηρητή.



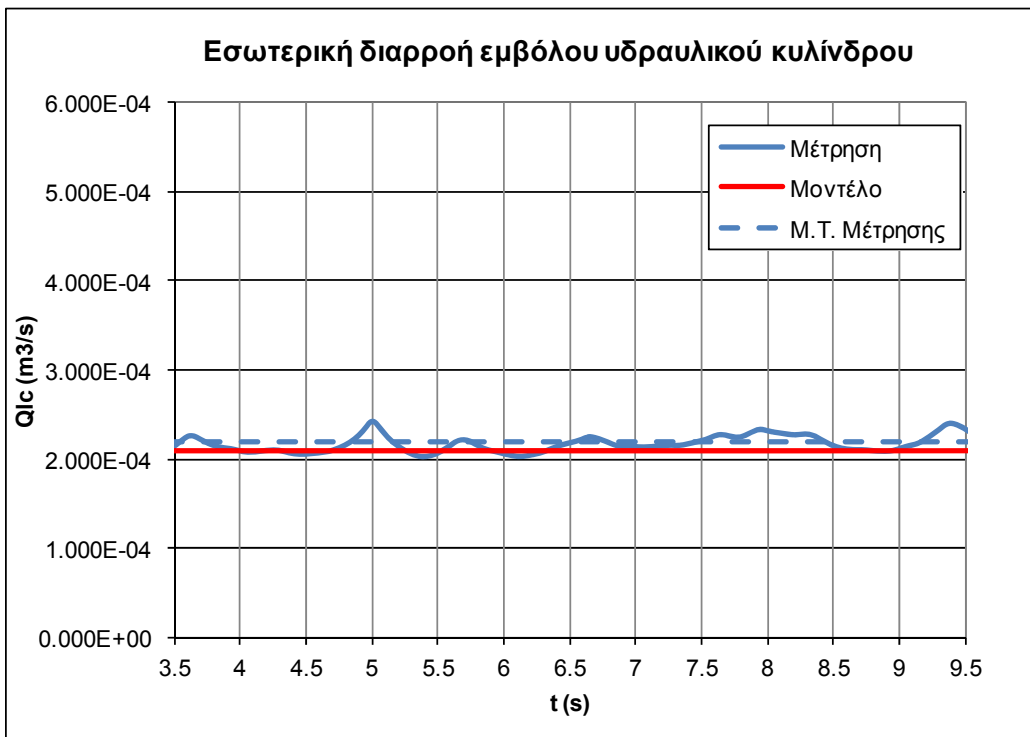
Σχήμα 6.37
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.38
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.39
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.40
Εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

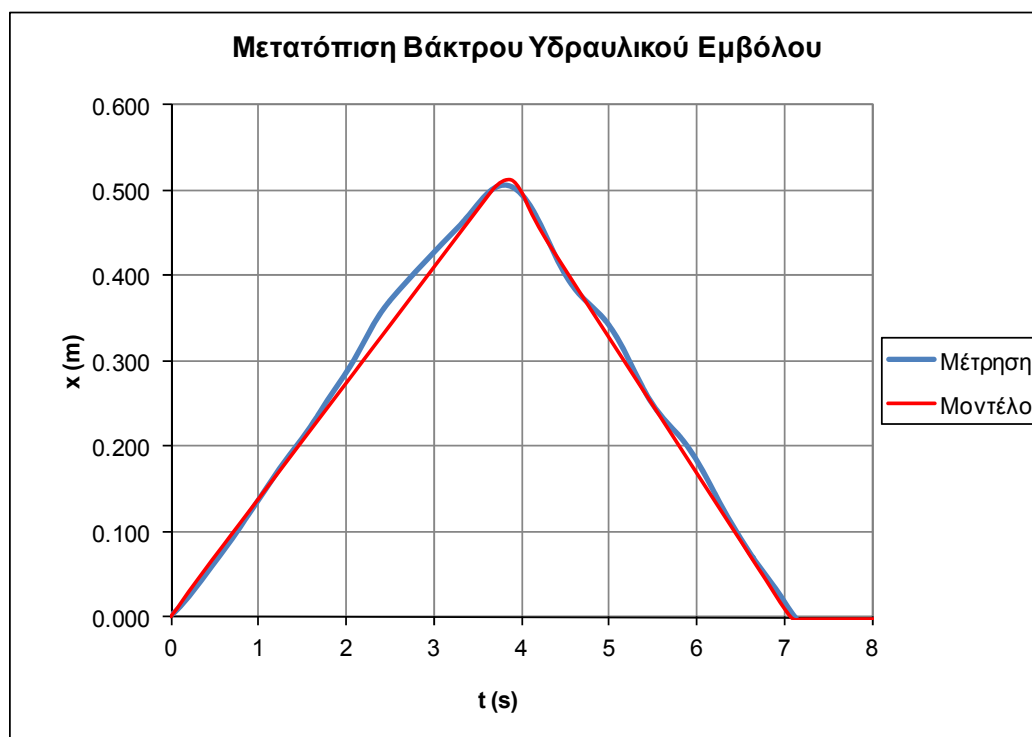
6.2.3 Κύκλος Μέτρησης με $F_{Load} = 6,3kN$

α) Αρχική μέτρηση με στραγγαλιστικό κλειστό ($c=83\mu m$)

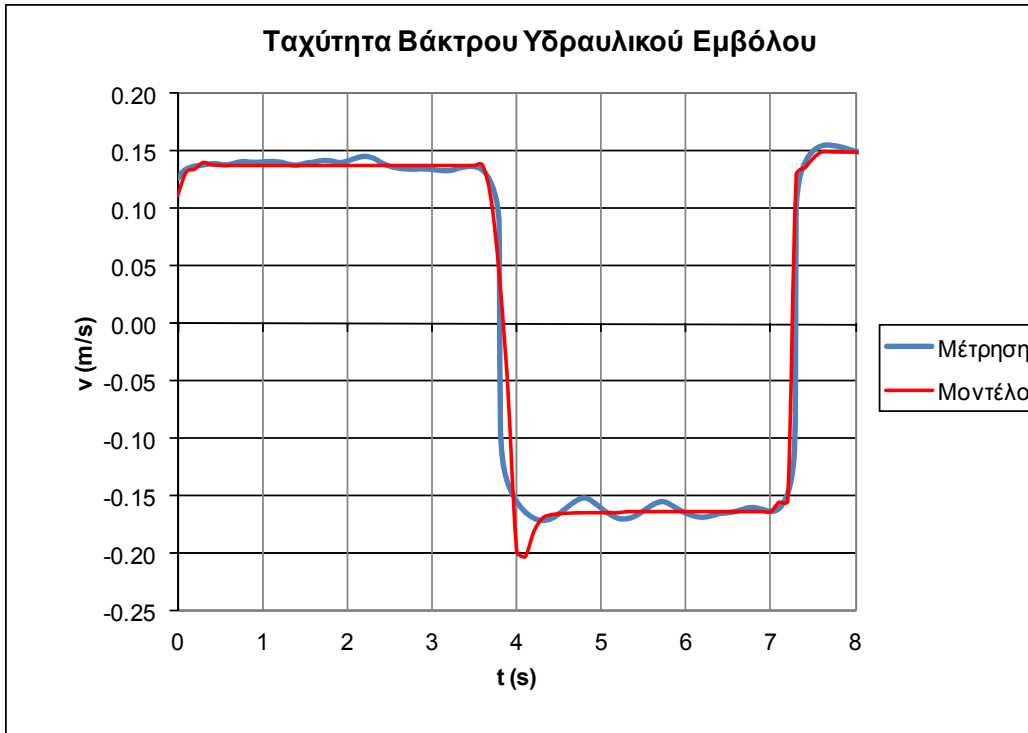
Στο Σχήμα 6.41 φαίνεται η μετατόπιση του βάρου του υδραυλικού κυλίνδρου στην πρώτη μέτρηση του τρίτου κύκλου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 7,0s, εκ των οποίων τα 3,7s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,3s για τη φάση επιστροφής. Η καμπύλη συμπίπτει με μεγάλη ακρίβεια με εκείνη του μοντέλου, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο κυλίνδρου $c=83\mu m$. Στο Σχήμα 6.42 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και τις αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,135m/s (όσο προβλέπεται και από το μοντέλο) και στη φάση επιστροφής είναι 0,163m/s, όπως προβλέπεται και από το μοντέλο.

Στο Σχήμα 6.43 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση των πειραματικών τιμών με τις αντίστοιχες του μοντέλου. Η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα $4,30e6 Pa$ (43,0 bar, τιμή που προβλέπεται και από το μοντέλο), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα $3,5e5 Pa$ (3,5bar, με το μοντέλο να προβλέπει 3,6bar). Και εδώ υπάρχει αρκετά καλή ταύτιση της πειραματικής με τη θεωρητική καμπύλη, με κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβατικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.44 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $5,0e-5 m^3/s$, με το μοντέλο να προβλέπει $5,2e-5 m^3/s$.

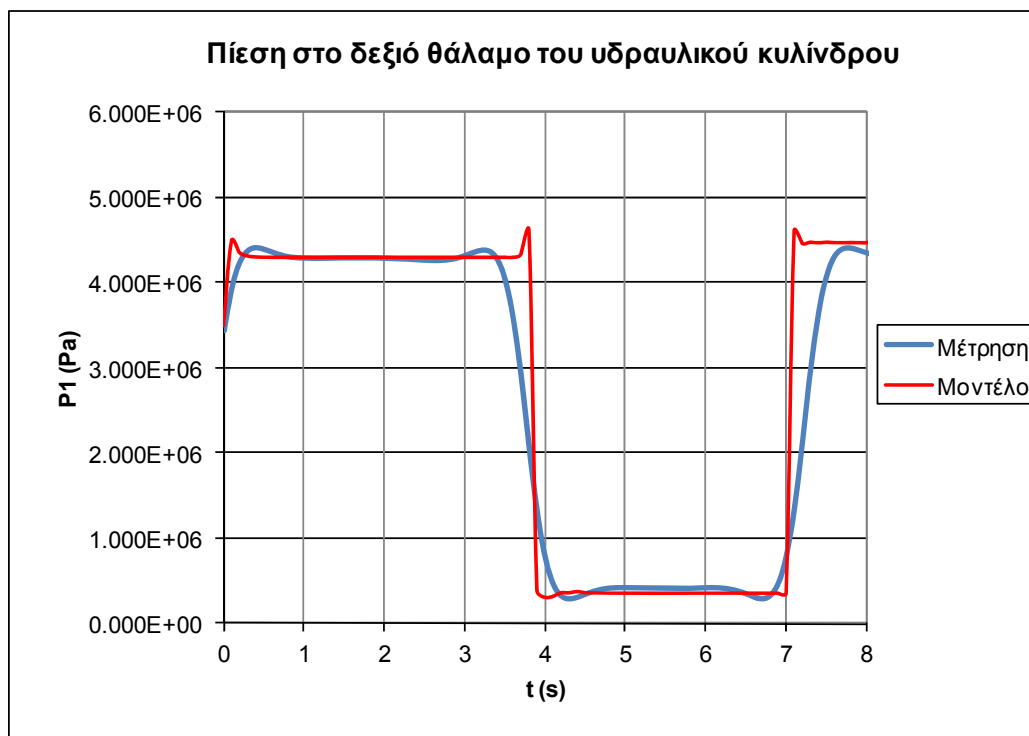
Αυτό που παρατηρούμε στην πρώτη μέτρηση του τρίτου κύκλου είναι ότι η αύξηση του ισοδύναμου φορτίου από τα 4,2kN στα 6,3kN δεν επηρεάζει ουσιαστικά τη λειτουργία του υδραυλικού κυκλώματος, και αυξάνει ελάχιστα την εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο.



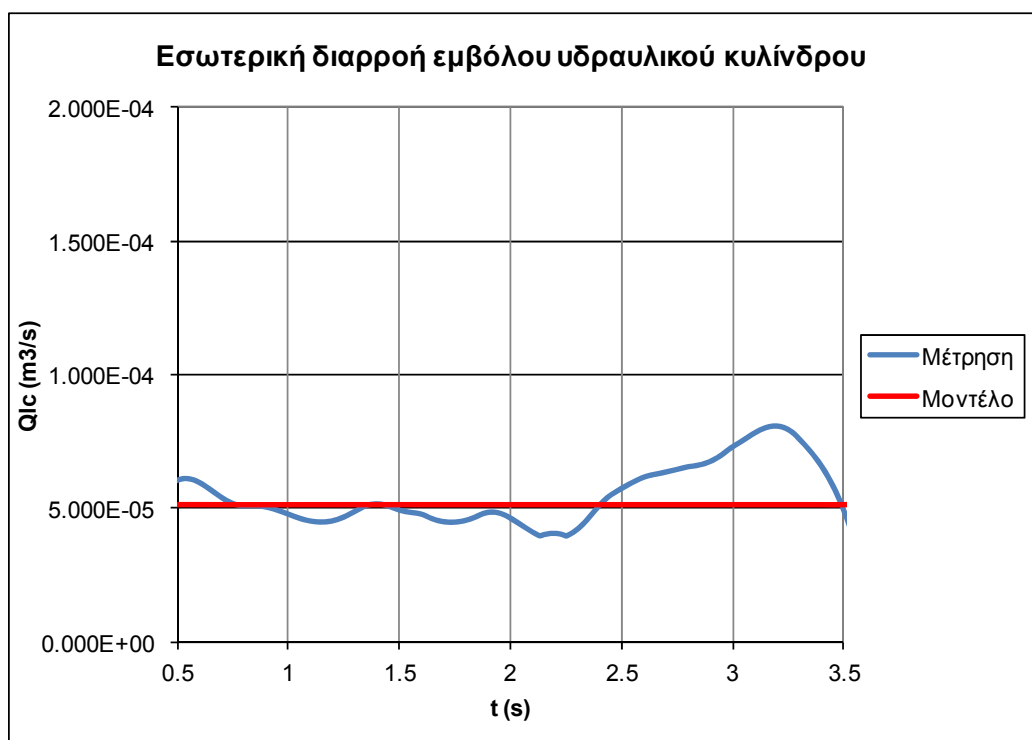
Σχήμα 6.41
Μετατόπιση βάρου υδραυλικού κυλίνδρου



Σχήμα 6.42
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.43
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



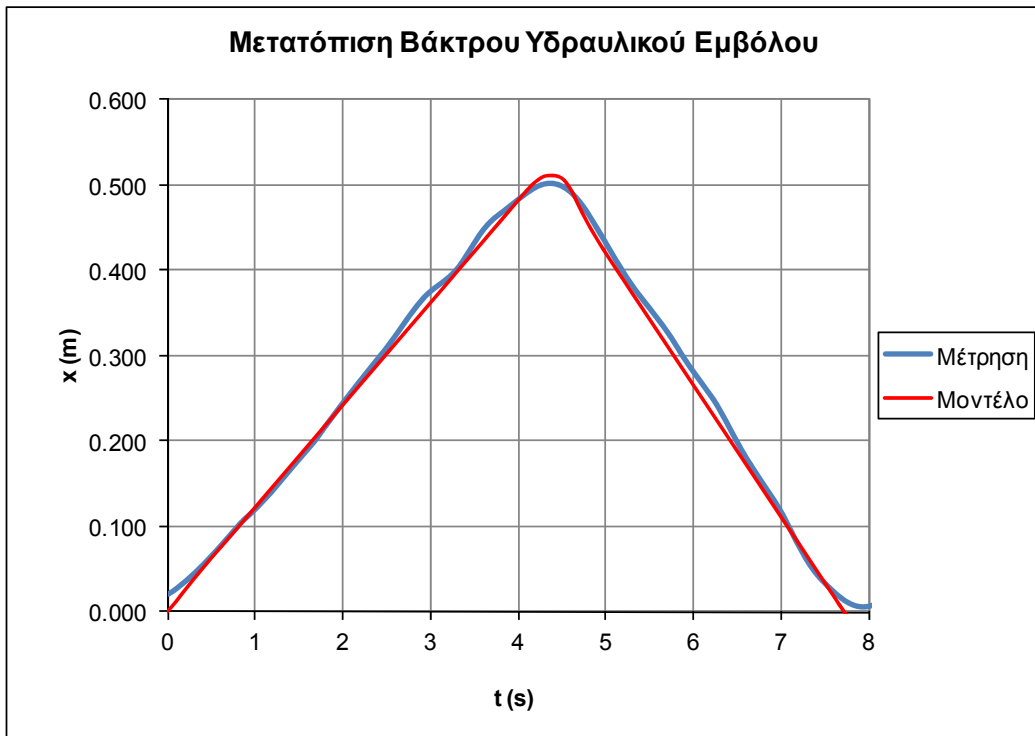
Σχήμα 6.44

Εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

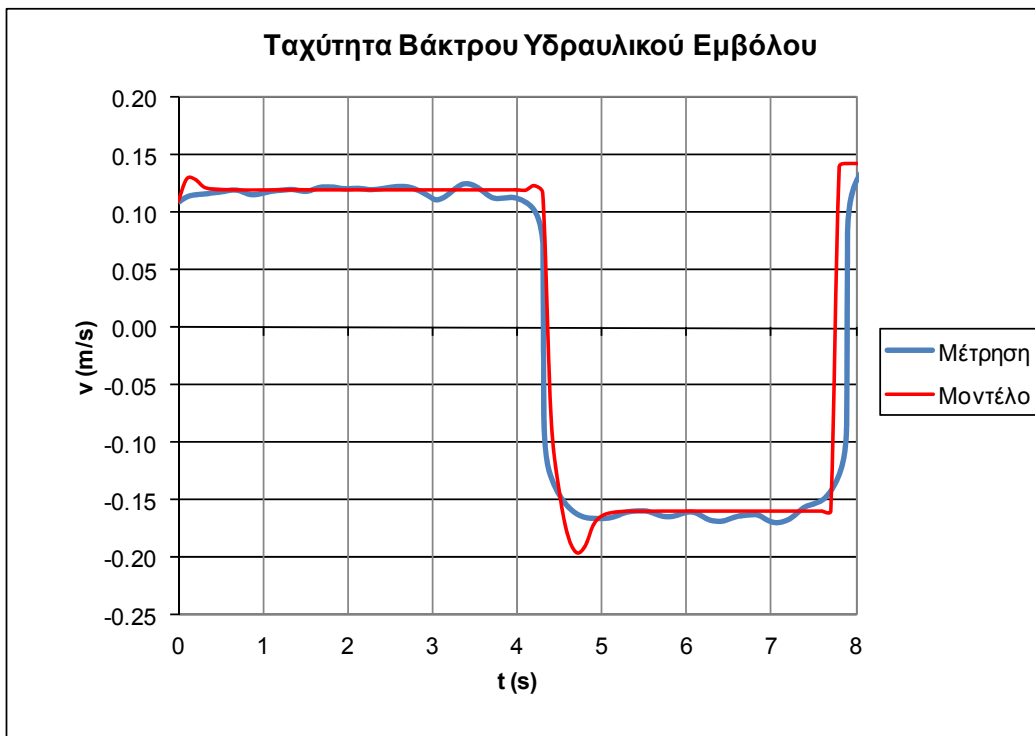
β) Μέτρηση με στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μισή στροφή ($c = 101\mu\text{m}$)

Ομοίως, τα αποτελέσματα της δεύτερης μέτρησης με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μισή στροφή και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα επόμενα σχήματα. Στο Σχήμα 6.45 φαίνεται η μετατόπιση του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 7,8s, εκ των οποίων τα 4,4s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,4s για τη φάση επιστροφής. Τα δεδομένα προβλέπονται με μεγάλη ακρίβεια και από το μοντέλο, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο του υδραυλικού κυλίνδρου $c=101\mu\text{m}$. Στο Σχήμα 6.46 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,122m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,123m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,157m/s, με το μοντέλο να προβλέπει 0,156m/s.

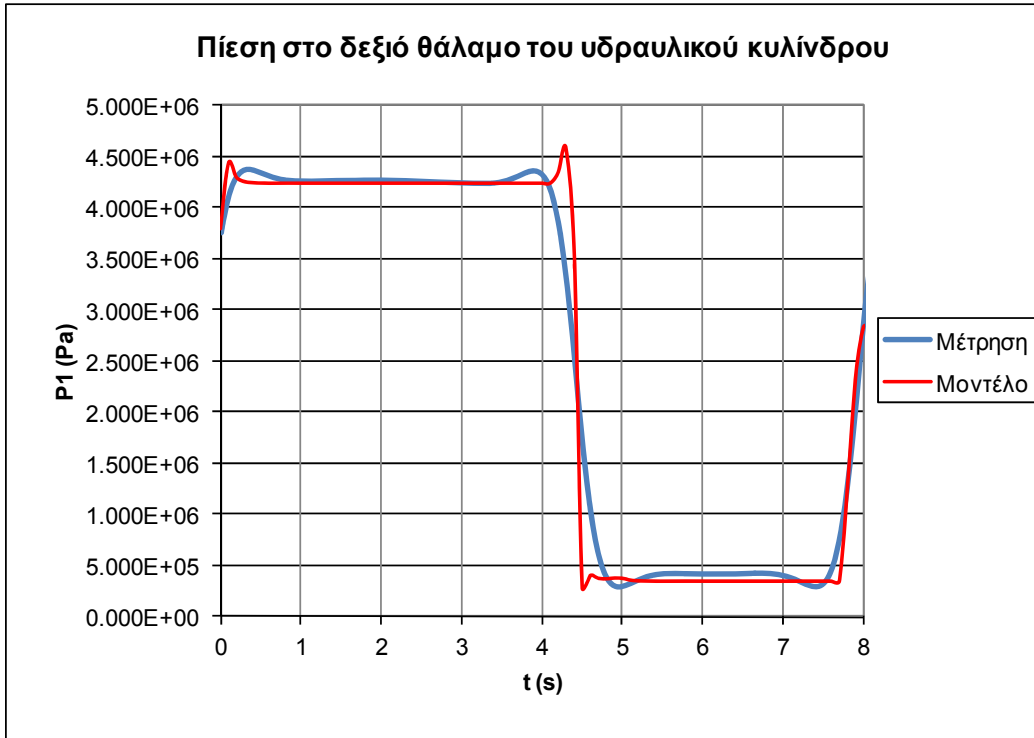
Στο Σχήμα 6.47 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση των πειραματικών δεδομένων με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα 4,30e6 Pa (43,0 bar, τιμή που προβλέπεται και από το μοντέλο), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα 3,5e5 Pa (3,5 bar, με το μοντέλο να προβλέπει 3,6bar). Και εδώ υπάρχει αρκετά καλή ταύτιση της πειραματικής με τη θεωρητική καμπύλη, πάλι με κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβατικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.48 βλέπουμε την εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας. Η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι 7,0e-5m³/s, όσο προβλέπεται και από το μοντέλο.



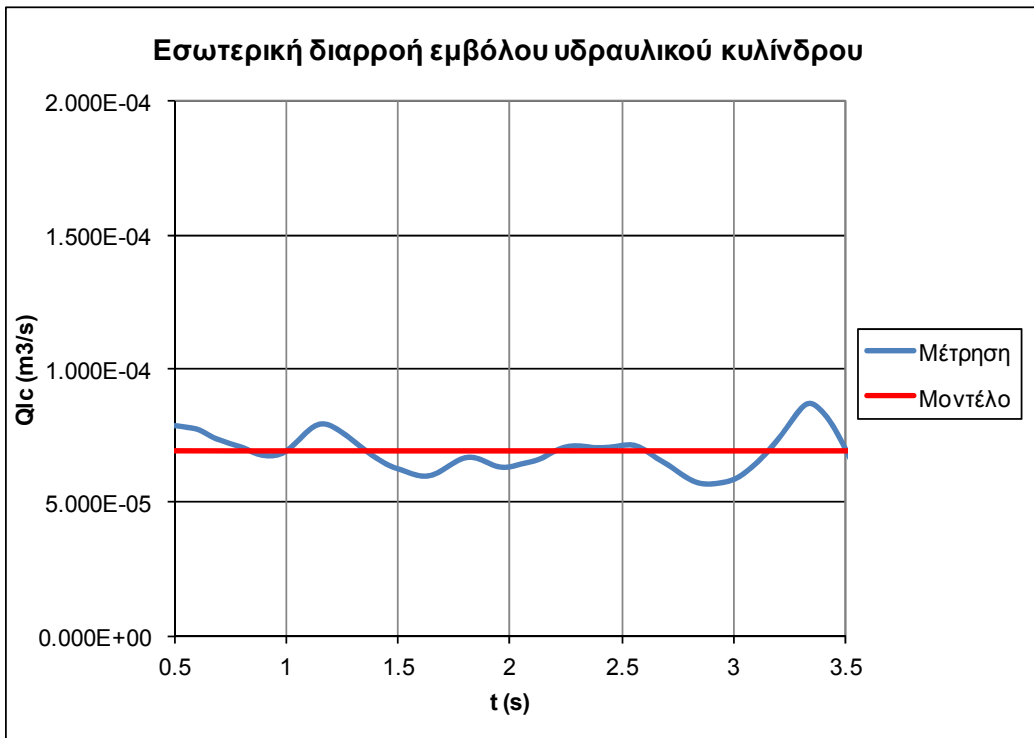
Σχήμα 6.45
Μετατόπιση βάκτρου κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.46
Ταχύτητα βάκτρου κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.47
 Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

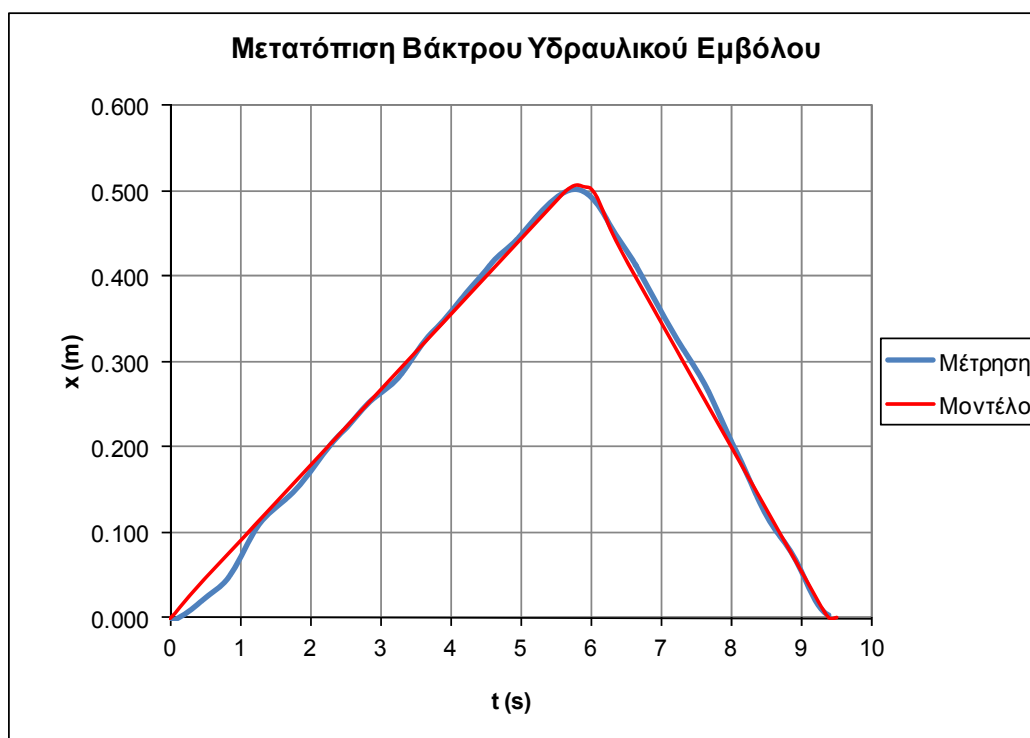


Σχήμα 6.48
 Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

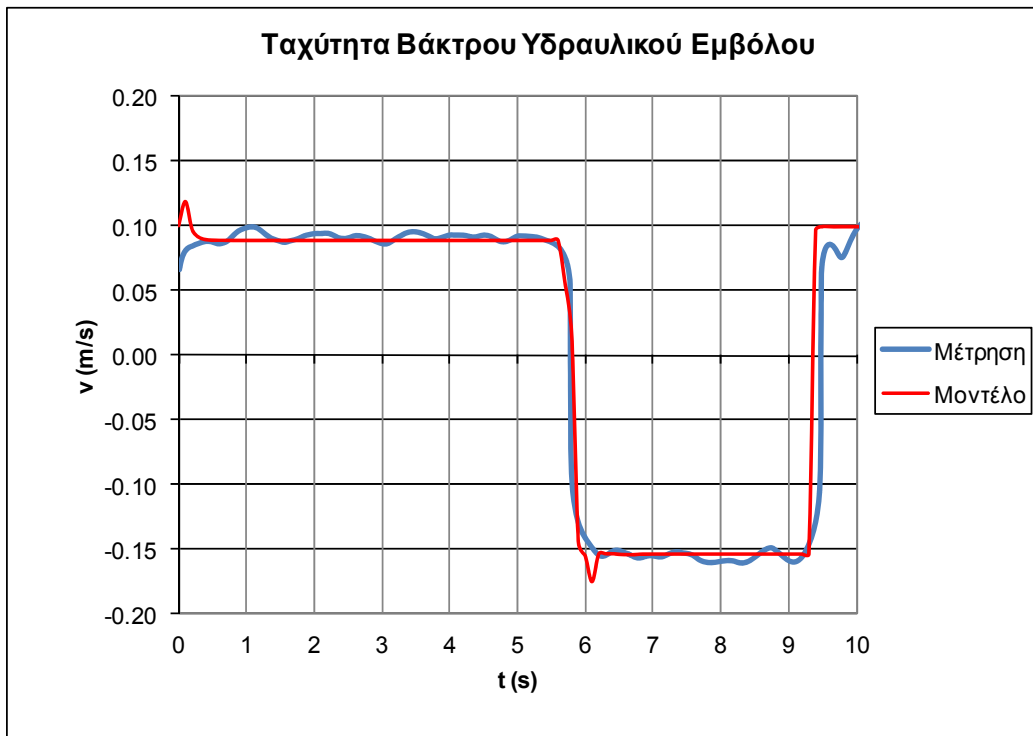
γ) Μέτρηση με στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μία στροφή ($c = 132\mu\text{m}$)

Τα αποτελέσματα της τρίτης μέτρησης του τρίτου κύκλου με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μία στροφή και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα επόμενα σχήματα. Στο Σχήμα 6.49 φαίνεται η μετατόπιση του βάρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Η κίνηση διαρκεί συνολικά 9,3s, εκ των οποίων τα 5,8s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,4s για τη φάση επιστροφής. Βλέπουμε πλέον ότι η εσωτερική διαρροή του κυλίνδρου αρχίζει και έχει αισθητή επίδραση στη λειτουργία του κυκλώματος. Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης βλέπουμε ότι προβλέπονται με μεγάλη ακρίβεια και από τα αποτελέσματα του μοντέλου, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο του υδραυλικού κυλίνδρου $c=132\mu\text{m}$. Στο Σχήμα 6.50 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,085m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,082m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,156m/s, με το μοντέλο να προβλέπει 0,155m/s. Και εδώ, υπάρχει πρακτικά ταύτιση ανάμεσα στις δύο καμπύλες.

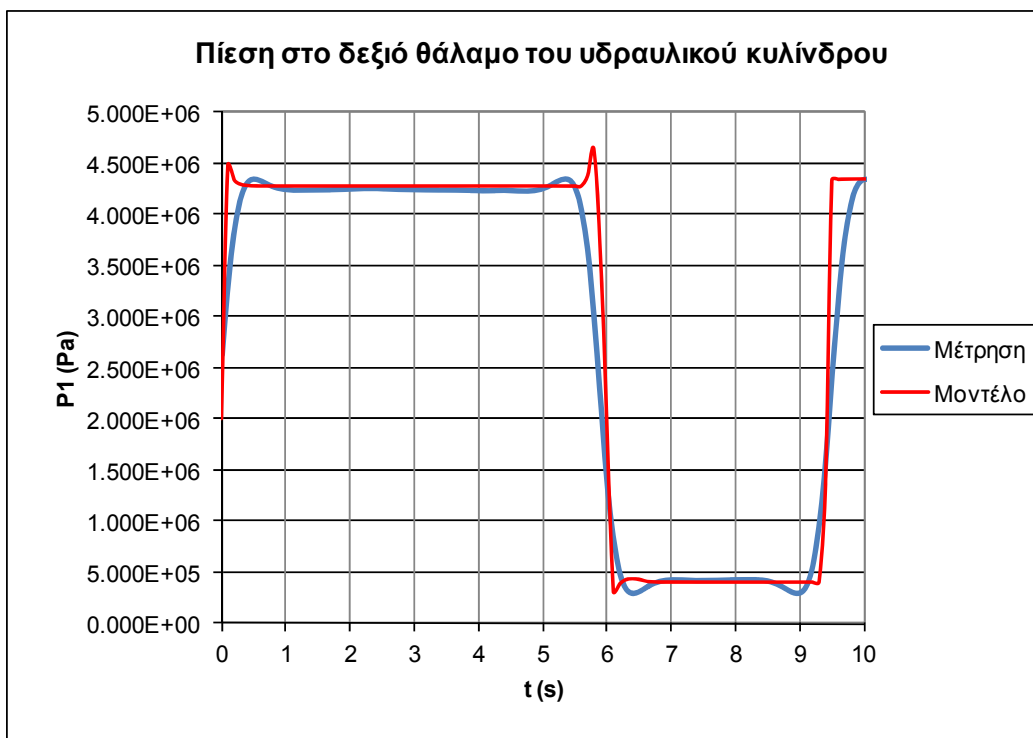
Στο Σχήμα 6.51 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Ομοίως με πριν, η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα $4,30\text{e}6$ Pa, ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα $3,5\text{e}5$ Pa. Τέλος, στο Σχήμα 6.52 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας. Η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $1,15\text{e}-4\text{m}^3/\text{s}$, ενώ το μοντέλο προβλέπει $1,08\text{e}-4\text{m}^3/\text{s}$.



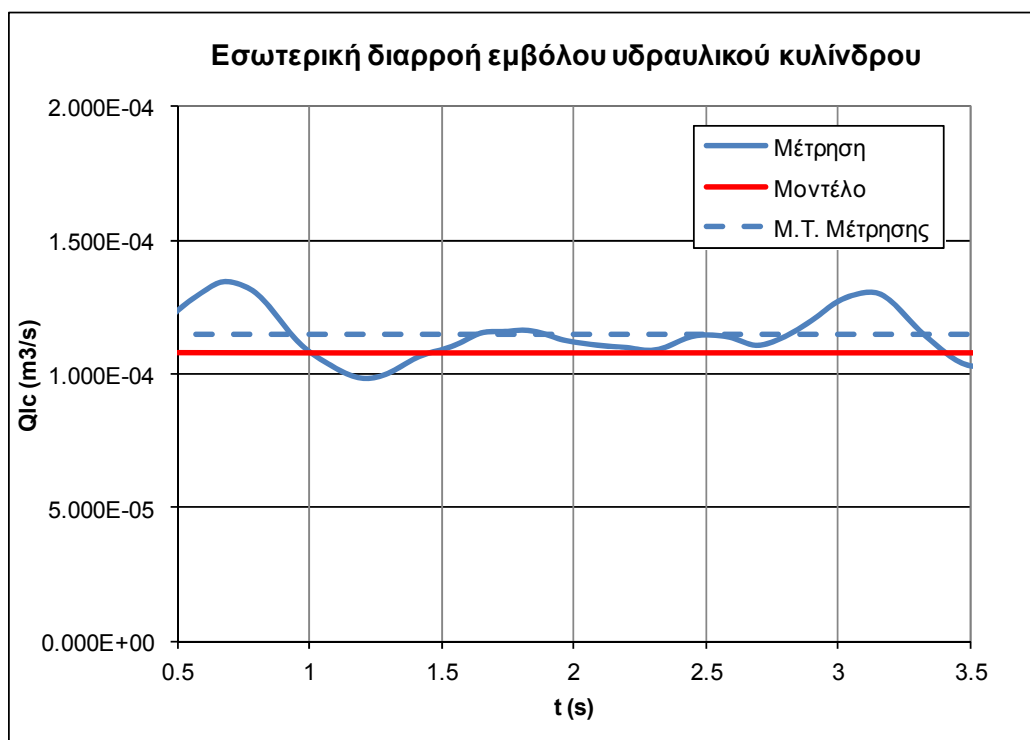
Σχήμα 6.49
Μετατόπιση βάρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.50
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.51
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



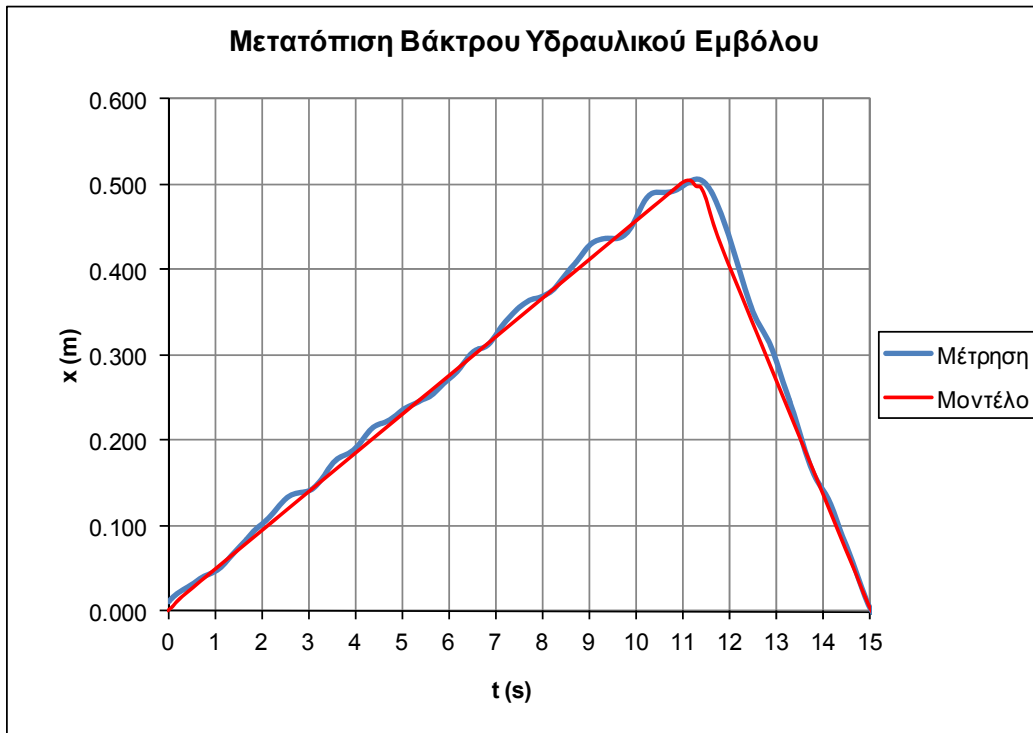
Σχήμα 6.52
 Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

δ) Μέτρηση με στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μιάμιση στροφή ($c = 139\mu\text{m}$)

Ομοίως με πριν, στο Σχήμα 6.53 φαίνεται η μετατόπιση του βάρτρου του υδραυλικού κυλίνδρου για την τέταρτη δοκιμή του κύκλου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 15,0s, εκ των οποίων η φάση εργασίας 11,3s και 3,7s η φάση επιστροφής. Και εδώ, βλέπουμε πλέον ότι η εσωτερική διαρροή του κυλίνδρου έχει όλο και πιο αισθητή επίδραση στη λειτουργία του κυκλώματος. Η καμπύλη συμπίπτει με μεγάλη ακρίβεια με την αντίστοιχη του μοντέλου, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο του υδραυλικού κυλίνδρου $c=139\mu\text{m}$. Στο Σχήμα 6.54 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι μόλις 0,047m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,049m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,147m/s, όσο προβλέπει και το μοντέλο. Παρατηρούμε επίσης ότι η καμπύλη ταχύτητας παρουσιάζει έντονες διακυμάνσεις, ενώ υπάρχουν και σημεία που σχεδόν μηδενίζονται. Αυτό συμβαίνει επειδή, λόγω της πολύ μικρής ταχύτητας κίνησης, υπάρχουν στιγμιαία κολλήματα του εμβόλου.

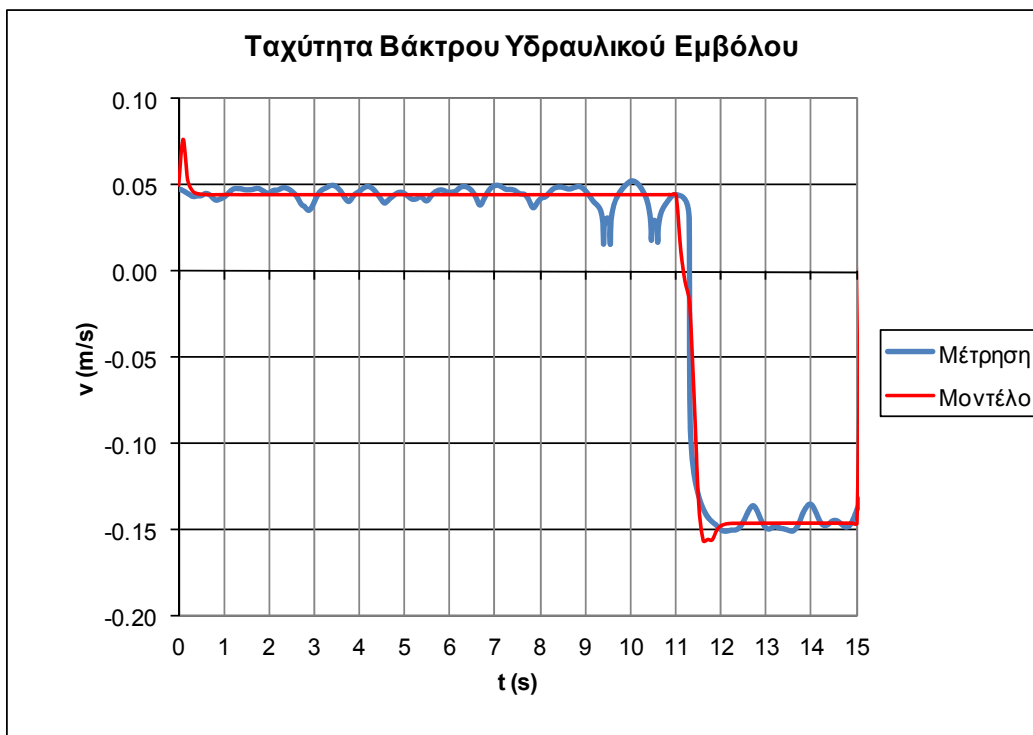
Στο Σχήμα 6.55 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Και εδώ, η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα 4,30e6 Pa (43,0 bar, τιμή που προβλέπεται και από το μοντέλο), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα 3,5e5 Pa (3,5 bar, με το μοντέλο να προβλέπει 3,6bar). Και εδώ υπάρχει αρκετά καλή ταύτιση της πειραματικής με τη θεωρητική καμπύλη, με κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβατικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.56 βλέπουμε την ισοδύ-

ναμη εσωτερική διαρροή στον κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $2,10e-4m^3/s$, με το μοντέλο να προβλέπει $2,04e-4m^3/s$.



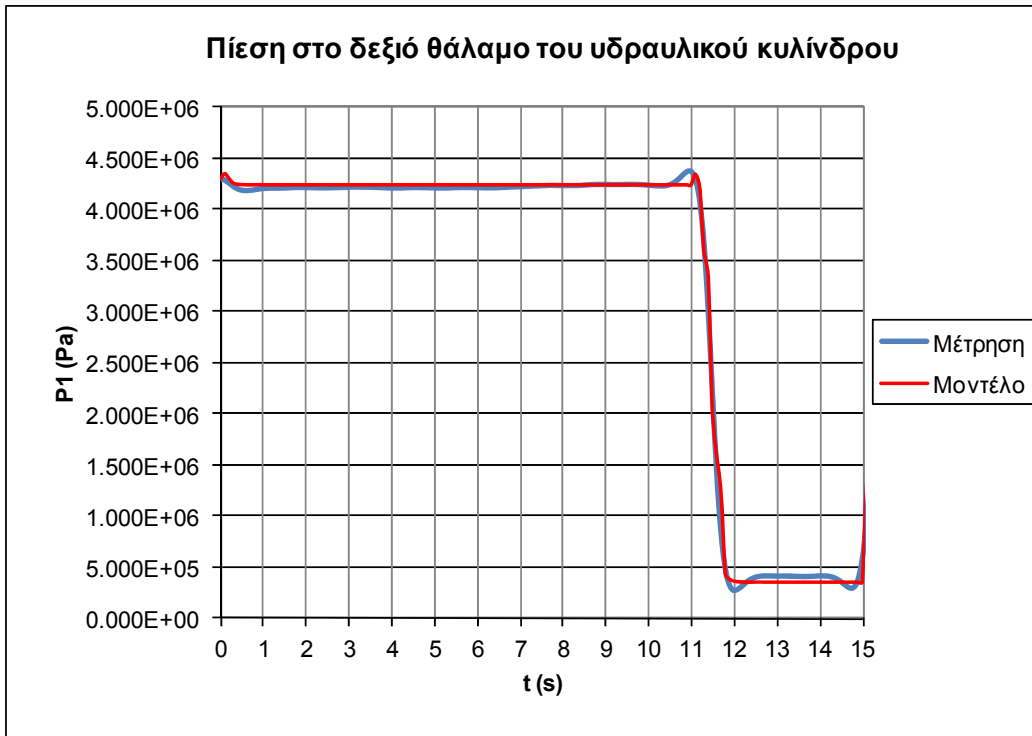
Σχήμα 6.53

Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

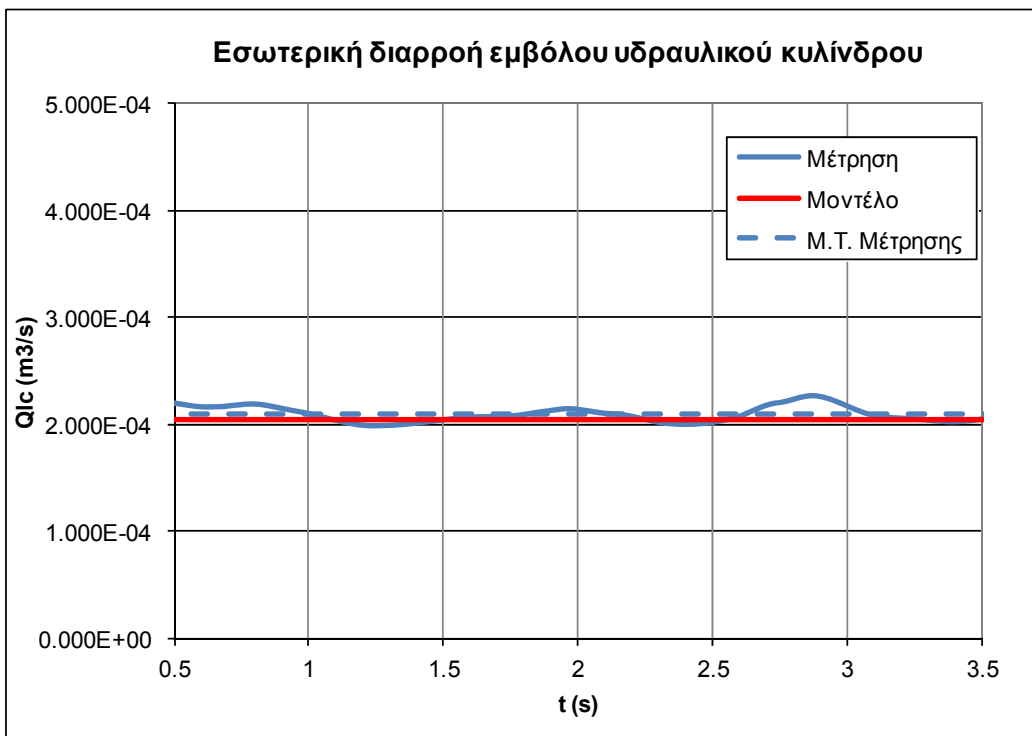


Σχήμα 6.54

Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.55
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



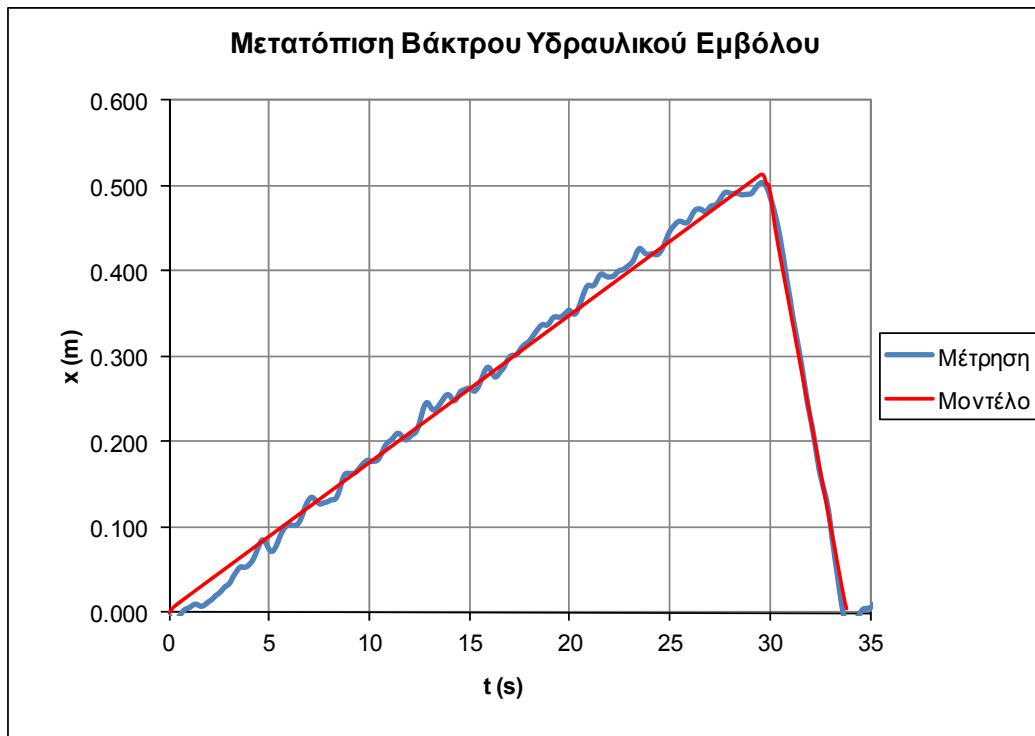
Σχήμα 6.56
Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

ε) Μέτρηση με στραγγαλιστικό ανοικτό κατά δύο στροφές ($c = 151\mu\text{m}$)

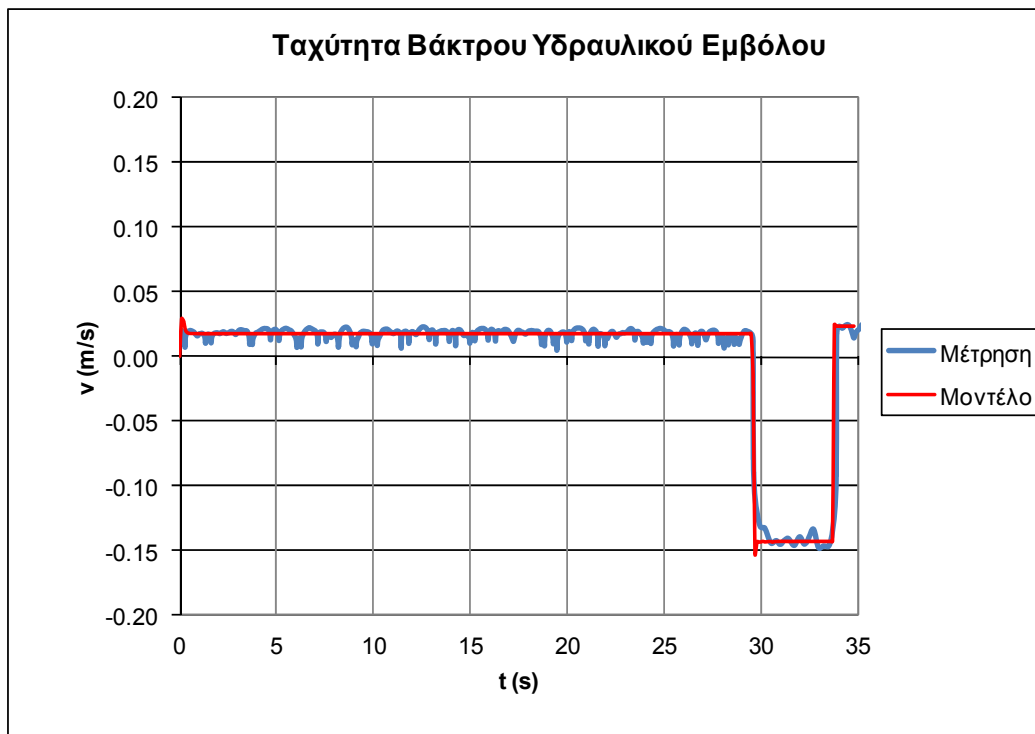
Τα αποτελέσματα της πέμπτης και τελευταίας μέτρησης του τρίτου κύκλου με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά δύο στροφές και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα σχήματα που ακολουθούν. Στο Σχήμα 6.57 φαίνεται η μετατόπιση του βάρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Η κίνηση διαρκεί πλέον 34,0s, εκ των οποίων τα 29,5s είναι για τη φάση εργασίας και τα 4,5s για τη φάση επιστροφής. Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης βλέπουμε ότι προβλέπονται και πάλι με μεγάλη ακρίβεια από το μοντέλο, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο του υδραυλικού κυλίνδρου $c=151\mu\text{m}$. Στο Σχήμα 6.58 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι έχει πέσει στα μόλις 0,015m/s (από το μοντέλο προβλέπεται 0,017m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,145m/s, όσο προβλέπει και το μοντέλο. Και εδώ, υπάρχει πρακτικά ταύτιση τόσο στο σχήμα, όσο και στα μέγιστα/ελάχιστα των δύο καμπυλών. Αυτό που επίσης παρατηρούμε και πάλι είναι ότι η καμπύλη της ταχύτητας παρουσιάζει έντονες διακυμάνσεις, ενώ υπάρχουν και σημεία που σχεδόν μηδενίζεται. Όπως και στην προηγούμενη δοκιμή, αυτό συμβαίνει επειδή, λόγω της πολύ μικρής ταχύτητας κίνησης, υπάρχουν στιγμιαία κολλήματα του εμβόλου.

Στο Σχήμα 6.59 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα $4,30\text{e}6\text{ Pa}$ (43,0 bar, τιμή που προβλέπεται και από το μοντέλο), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα $3,5\text{e}5\text{ Pa}$ (3,5 bar, με το μοντέλο να προβλέπει 3,6bar). Και εδώ υπάρχει αρκετά καλή ταύτιση της πειραματικής με τη θεωρητική καμπύλη, με κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβατικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.60 βλέπουμε την εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας. Η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $2,75\text{e}-4\text{m}^3/\text{s}$, ενώ το μοντέλο προβλέπει $2,65\text{e}-4\text{m}^3/\text{s}$.

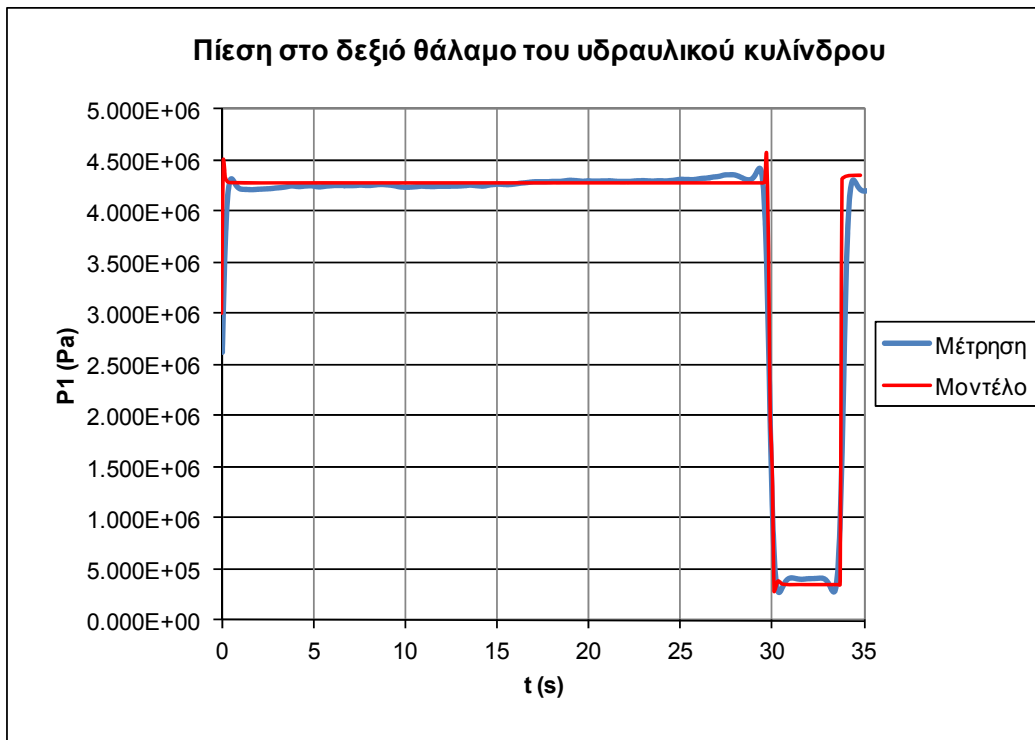
Συμπερασματικά, από τη σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα προκύπτει πολύ καλή σύμπτωση τόσο στη μορφή, όσο και στα ελάχιστα/μέγιστα των καμπυλών για όλα τα κύρια μεγέθη του κυκλώματος. Όπως βλέπουμε, με αυτά τα επίπεδα εσωτερικής διαρροής, πρακτικά η φάση εργασίας δεν μπορεί να εκτελεστεί ομαλά, αξίζει όμως να σημειωθεί ότι ακόμα και σε αυτή την κατάσταση δεν υπάρχει κάποια ορατή ένδειξη που θα μπορούσε να κατευθύνει ένα εξωτερικό εμπειρικό παρατηρητή στην πηγή του προβλήματος, δηλαδή στην εσωτερική διαρροή του κυλίνδρου.



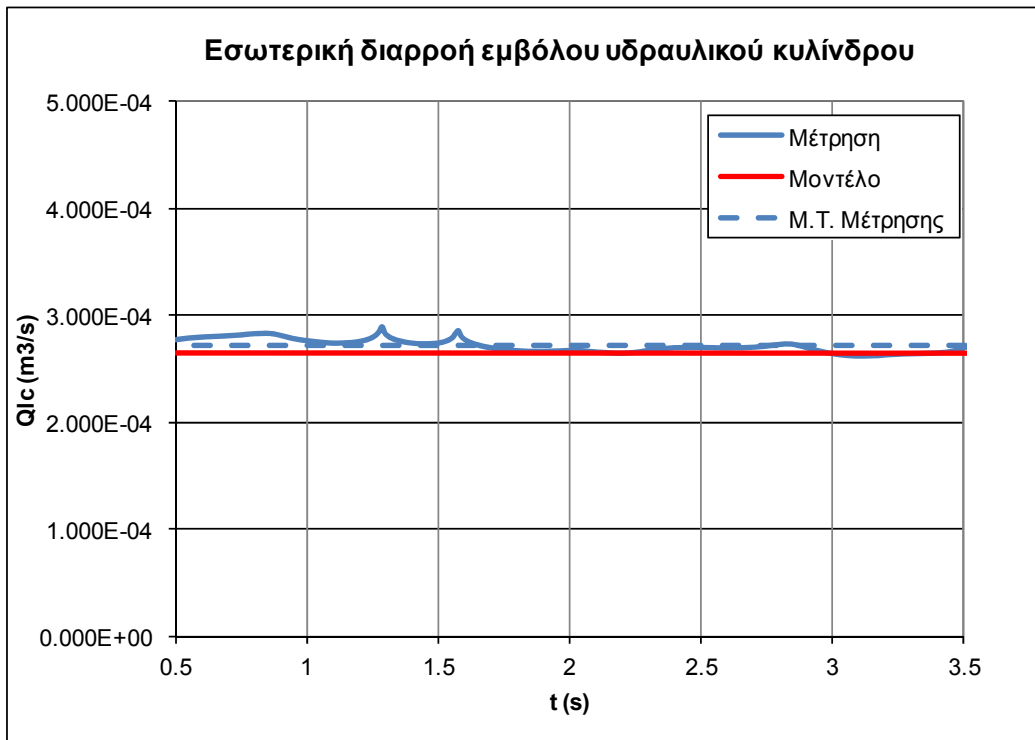
Σχήμα 6.57
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.58
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.59
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.60
Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

6.3 Μετρήσεις επίδρασης εσωτερικής διαρροής υδραυλικής βαλβίδας

4/2

Με τον ίδιο τρόπο, σειρά και μεθοδολογία όπως και με τον υδραυλικό κύλινδρο, εκτελέστηκαν και οι αντίστοιχες μετρήσεις για τη μελέτη της επίδρασης της εσωτερικής διαρροής της βαλβίδας 4/2 στη συμπεριφορά του κυκλώματος, και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά δεδομένα που προκύπτουν από το μοντέλο.

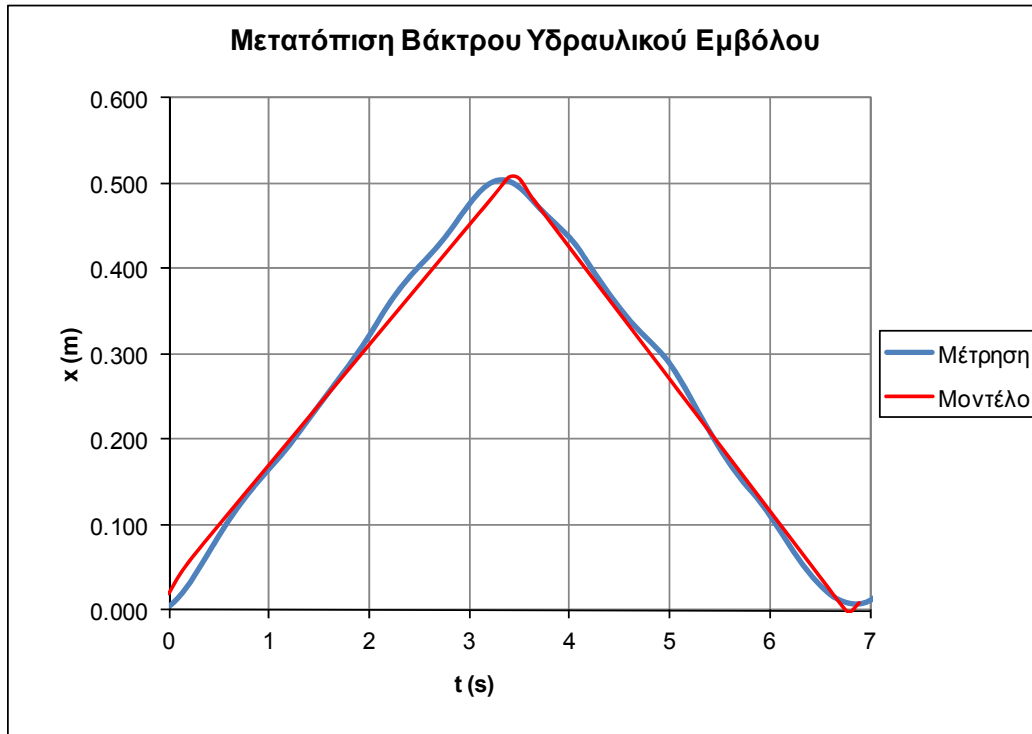
6.3.1 Κύκλος Μέτρησης με $SF_{Load}=2,1kN$

α) Αρχική μέτρηση με στραγγαλιστικό κλειστό ($c=34\mu m$)

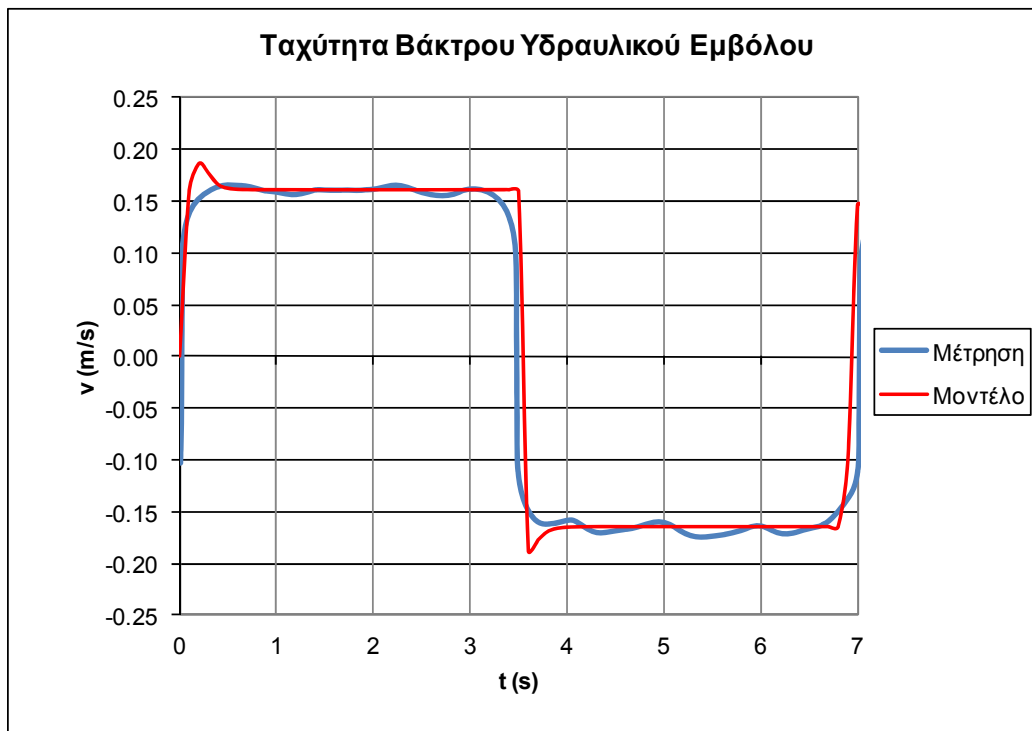
Τα αποτελέσματα της πρώτης μέτρησης με το στραγγαλιστικό τελείως κλειστό και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα σχήματα που ακολουθούν. Στο Σχήμα 6.61 φαίνεται η μετατόπιση του βάρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 6,8s, εκ των οποίων τα 3,5s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,3s για τη φάση επιστροφής, κάτι αναμενόμενο εξάλλου αφού στη φάση εργασίας η εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα είναι μεγαλύτερη, λόγω του μεγαλύτερου ΔP που προκαλείται από το φορτίο. Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης προβλέπονται με μεγάλη ακρίβεια από το μοντέλο, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο στο έμβολο της υδραυλικής βαλβίδας $c=34\mu m$. Στο Σχήμα 6.62 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,155m/s (όσο προβλέπει και το μοντέλο) και στη φάση επιστροφής είναι 0,163m/s (όσο προβλέπει και το μοντέλο). Όπως βλέπουμε, υπάρχει πρακτικά ταύτιση τόσο στο σχήμα, όσο και στα μέγιστα/ελάχιστα των δύο καμπυλών.

Στο Σχήμα 6.63 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση των αποτελεσμάτων με τα αντίστοιχα του μοντέλου. Η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα $2,2e6 Pa$ (22,0 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα $8,6e5 Pa$ (8,6 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο). Και εδώ υπάρχει αρκετά καλή ταύτιση της πειραματικής με τη θεωρητική καμπύλη, με κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβατικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.64 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $8,5e-6m^3/s$, τιμή που προβλέπεται και από το μοντέλο.

Συμπερασματικά, από τη σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα προκύπτει εξαιρετικά καλή σύμπτωση τόσο στη μορφή, όσο και στα ελάχιστα/μέγιστα των καμπυλών για όλα τα κύρια μεγέθη του κυκλώματος.



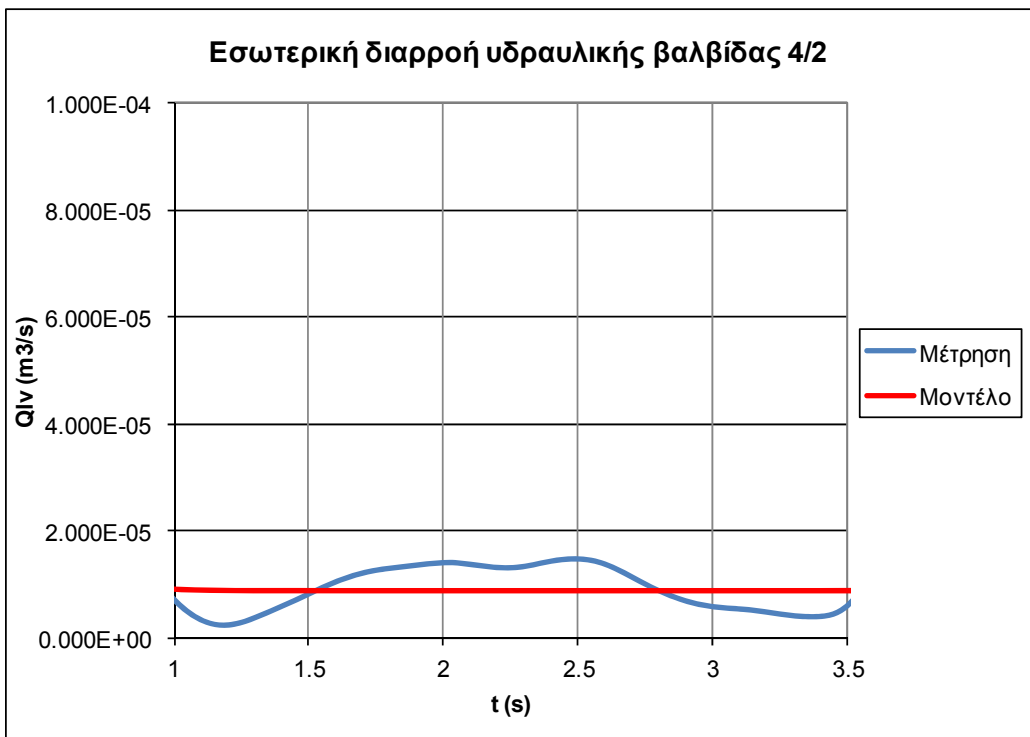
Σχήμα 6.61
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.62
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.63
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



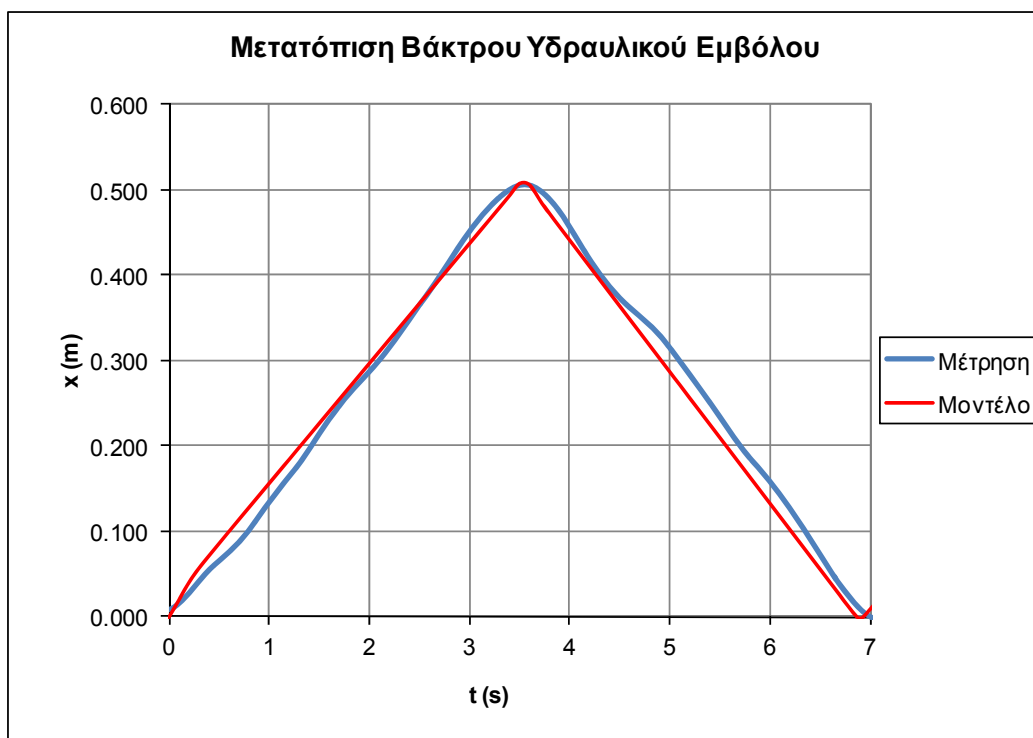
Σχήμα 6.64
Εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

β) Μέτρηση με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μισή στροφή ($c=37\mu\text{m}$)

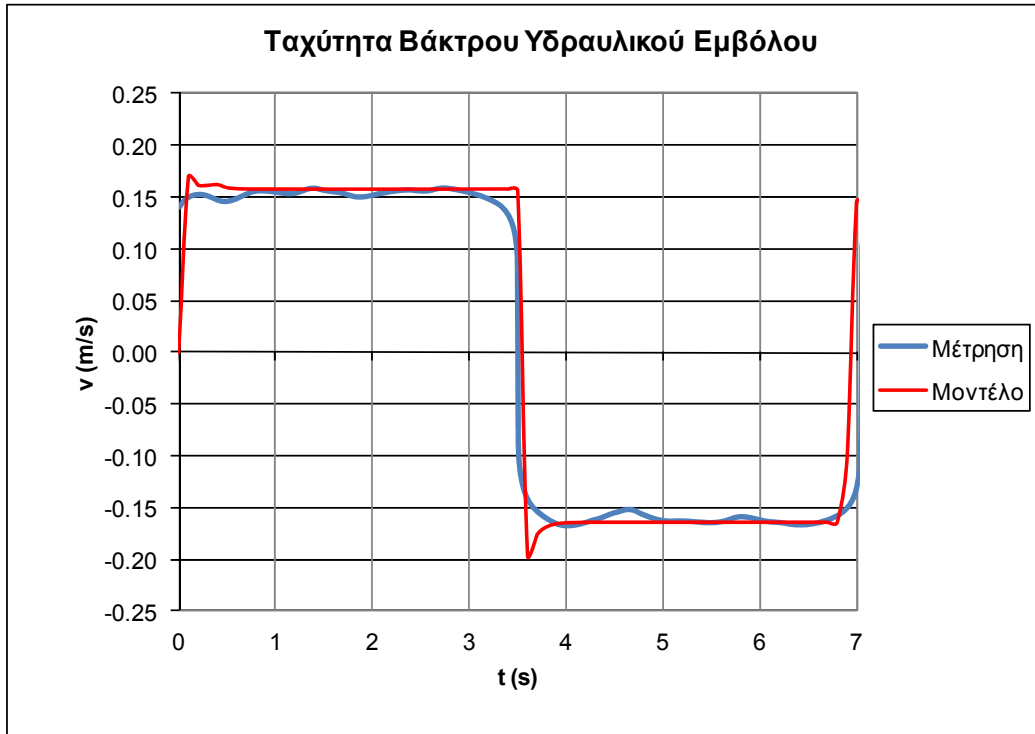
Στο Σχήμα 6.65 φαίνεται η μετατόπιση του βάρτρου του υδραυλικού κυλίνδρου για τη δεύτερη μέτρηση του κύκλου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 6,9s, εκ των οποίων τα 3,6s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,3s για τη φάση επιστροφής. Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης βλέπουμε ότι προβλέπονται με μεγάλη ακρίβεια και από το μοντέλο, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο στο έμβολο της υδραυλικής βαλβίδας $c=37\mu\text{m}$. Στο Σχήμα 6.66 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,154m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,156m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,162m/s, ενώ το μοντέλο προβλέπει 0,163m/s.

Στο Σχήμα 6.67 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Ομοίως με πριν, η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα $2,2e6 \text{ Pa}$, ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα $8,6e5 \text{ Pa}$. Τέλος, στο Σχήμα 6.68 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στη βαλβίδα κατά τη φάση εργασίας. Η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $1,10e-5\text{m}^3/\text{s}$, ενώ το μοντέλο προβλέπει $9,00e-6\text{m}^3/\text{s}$.

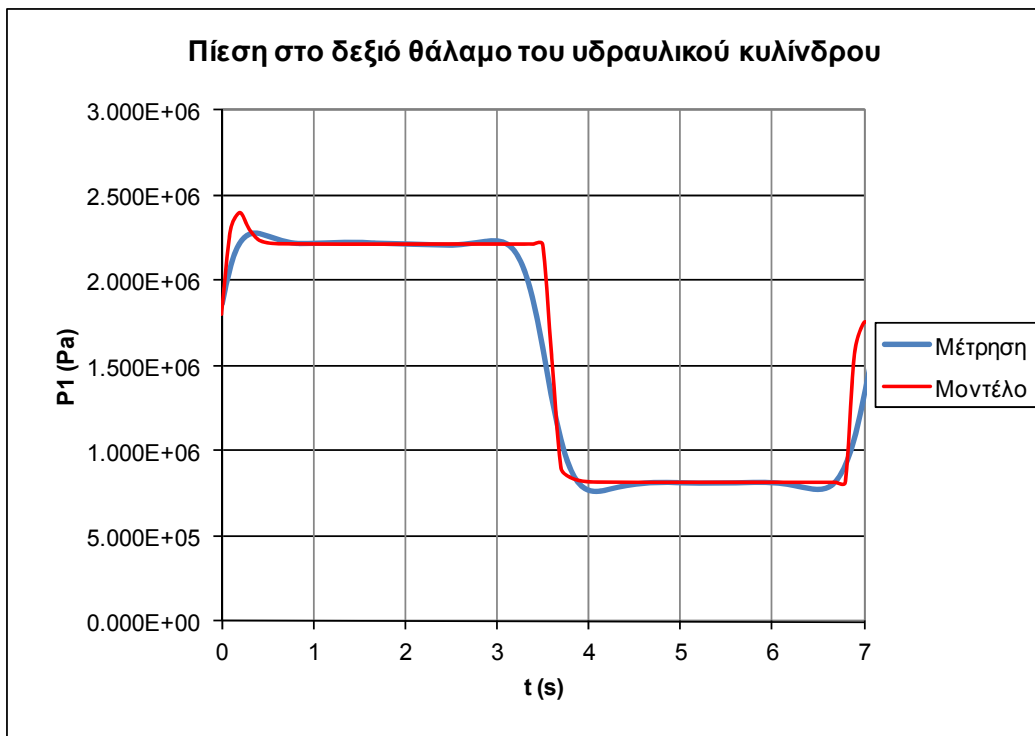
Από τη σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα προκύπτει εξαιρετικά καλή σύμπτωση τόσο στη μορφή, όσο και στα ελάχιστα/μέγιστα των καμπυλών για όλα τα κύρια μεγέθη του κυκλώματος. Επίσης βλέπουμε ότι η αύξηση της εσωτερικής διαρροής της βαλβίδας έχει αμελητέα επίδραση στη λειτουργία του κυκλώματος.



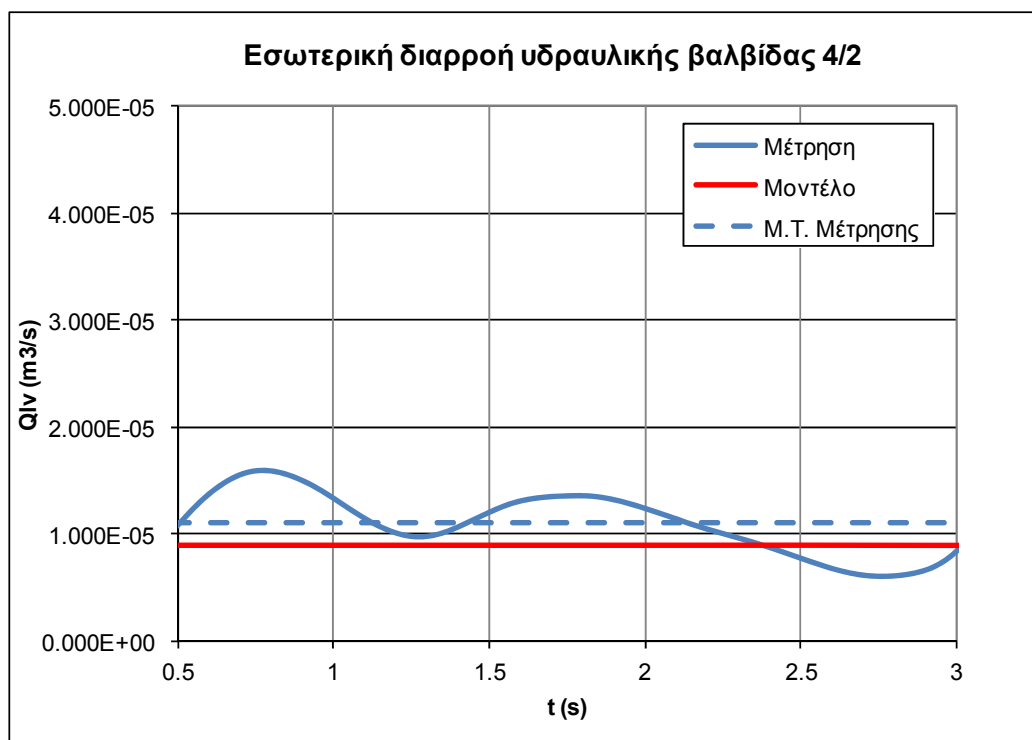
Σχήμα 6.65
Μετατόπιση βάρτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.66
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.67
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.68
Εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 κατά τη φάση εργασίας

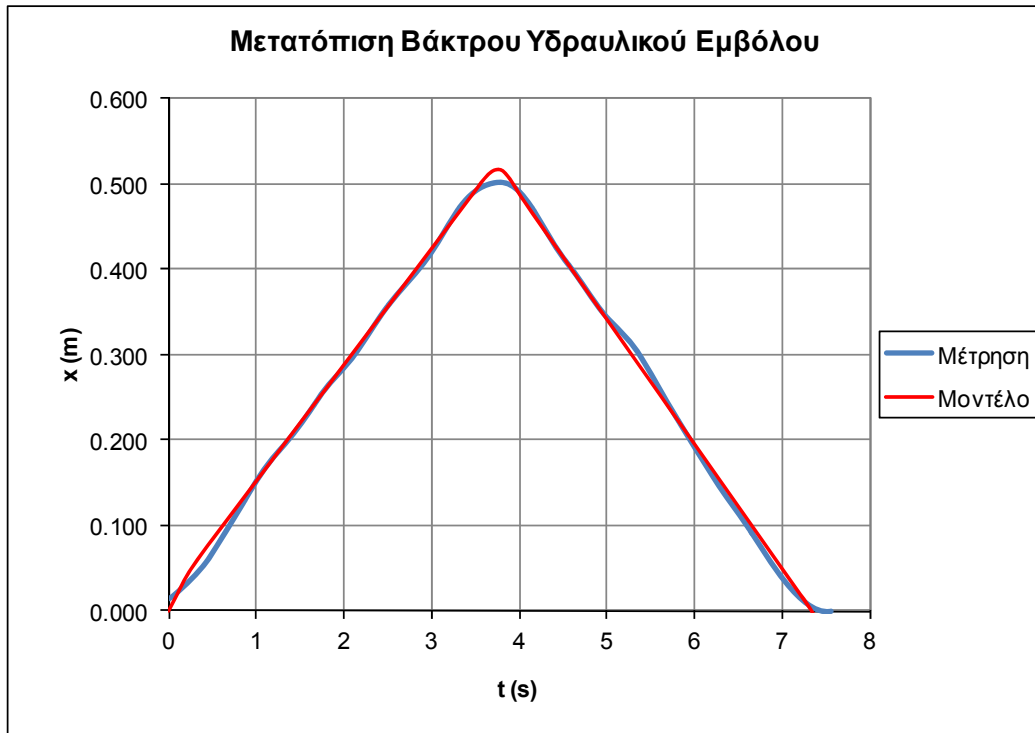
γ) Μέτρηση με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μία στροφή ($c=49\mu m$)

Τα αποτελέσματα της τρίτης μέτρησης με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μία στροφή και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα παρακάτω σχήματα. Στο Σχήμα 6.69 φαίνεται η μετατόπιση του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 7,2s, εκ των οποίων 3,8s η φάση εργασίας και 3,4s η φάση επιστροφής. Και εδώ, η καμπύλη συμπίπτει με μεγάλη ακρίβεια με την αντίστοιχη του μοντέλου, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο στο βαλβίδας $c=49\mu m$. Στο Σχήμα 6.70 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι $0,142m/s$ (το μοντέλο προβλέπει $0,144m/s$) και στη φάση επιστροφής είναι $0,152m/s$ (όσο προβλέπει και το μοντέλο).

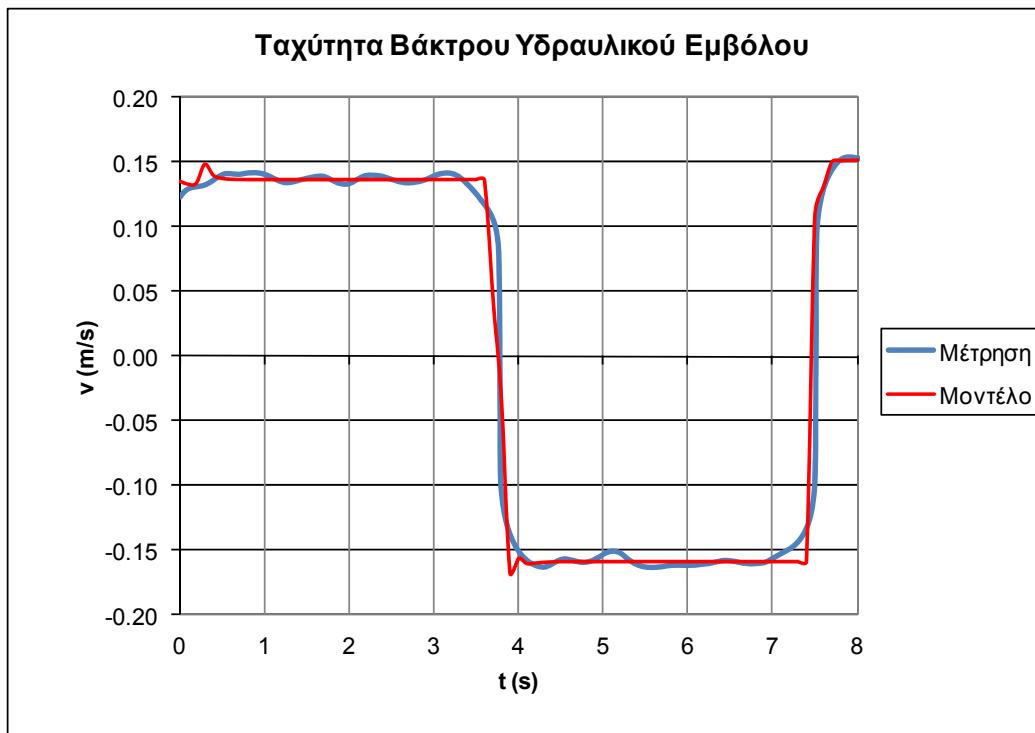
Στο Σχήμα 6.71 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα $2,2e6 Pa$, ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα $8,6e5 Pa$, χωρίς να παρουσιάζονται ουσιαστικές διαφοροποιήσεις σε σχέση με τις προηγούμενες δοκιμές. Τέλος, στο Σχήμα 6.72 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $2,7e-5m^3/s$, με το μοντέλο να προβλέπει $2,2e-5m^3/s$.

Από τη σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα προκύπτει πολύ καλή σύμπτωση τόσο στη μορφή, όσο και στα ελάχιστα/μέγιστα των καμπυλών για όλα τα κύρια μεγέθη του

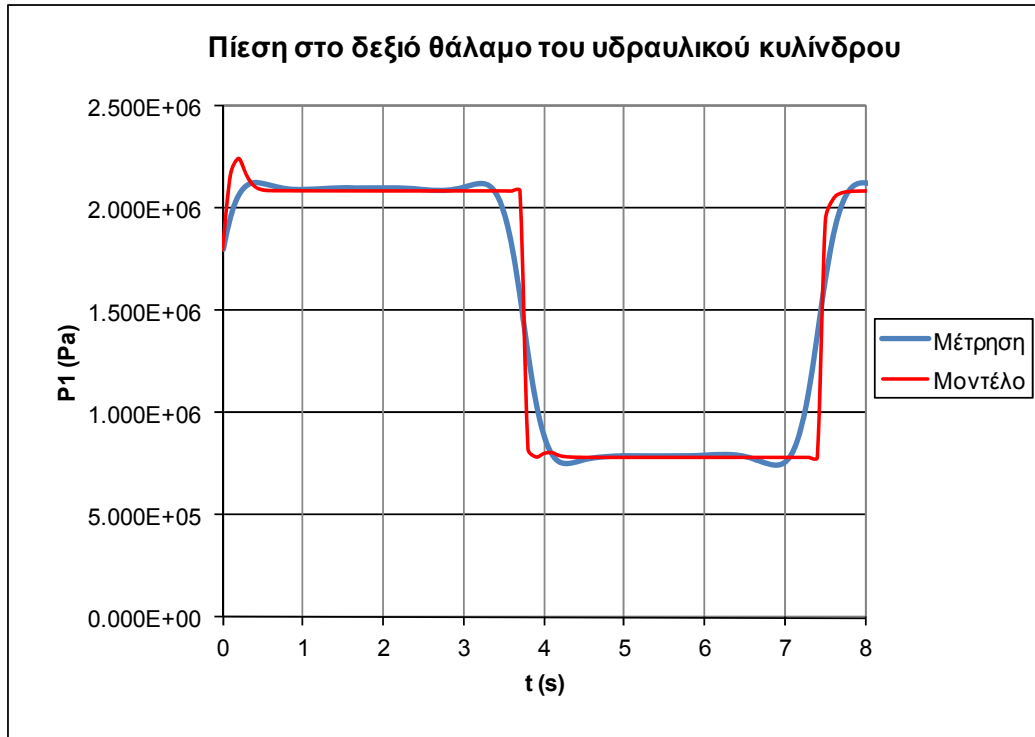
κυκλώματος. Επίσης παρατηρούμε ότι η αύξηση της εσωτερικής διαρροής αρχίζει να έχει επίδραση στη λειτουργία του κυκλώματος, η οποία και γίνεται αντιληπτή με μια πτώση της ταχύτητας στη φάση εργασίας κατά 0,12m/s, και μια αντίστοιχη πτώση της ταχύτητας στη φάση της επιστροφής, η οποία όμως είναι αναμενόμενα μικρότερη και περιορίζεται στα 0,10m/s.



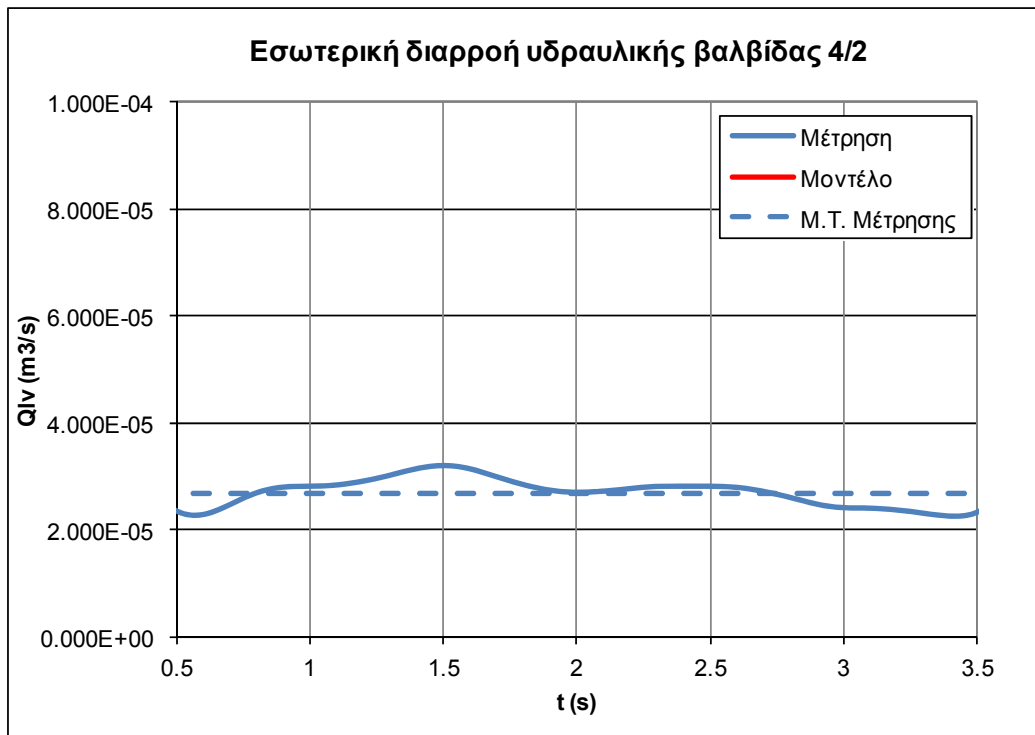
Σχήμα 6.69
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου



Σχήμα 6.70
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου



Σχήμα 6.71
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



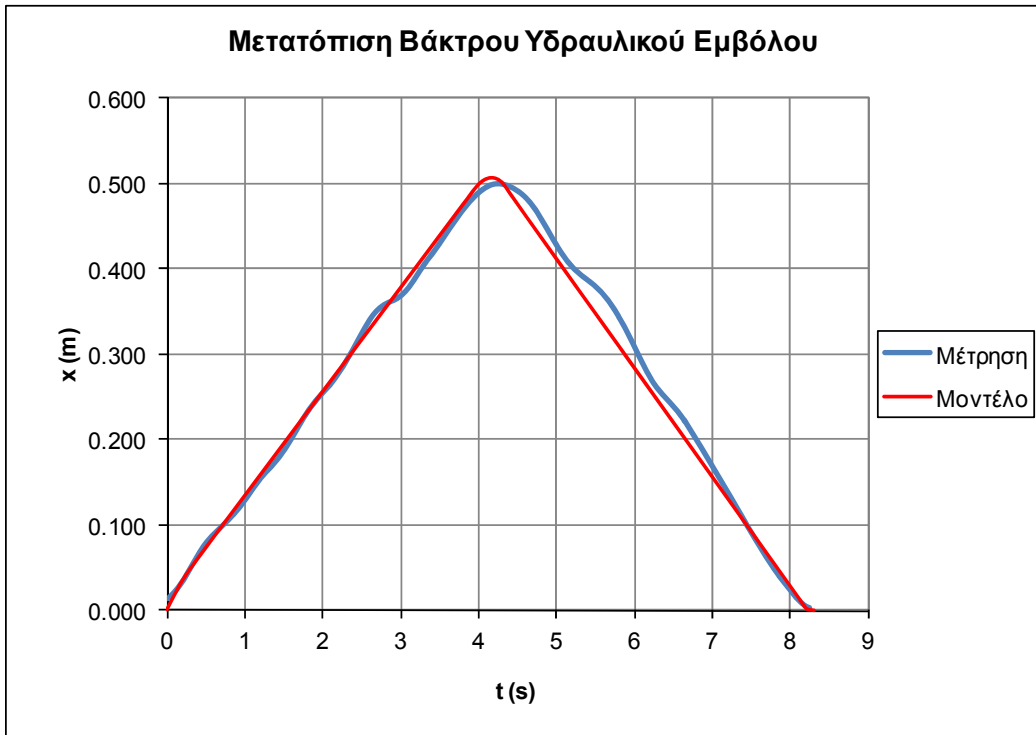
Σχήμα 6.72
Εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

δ) Μέτρηση με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μιάμιση στροφή ($c=62\mu\text{m}$)

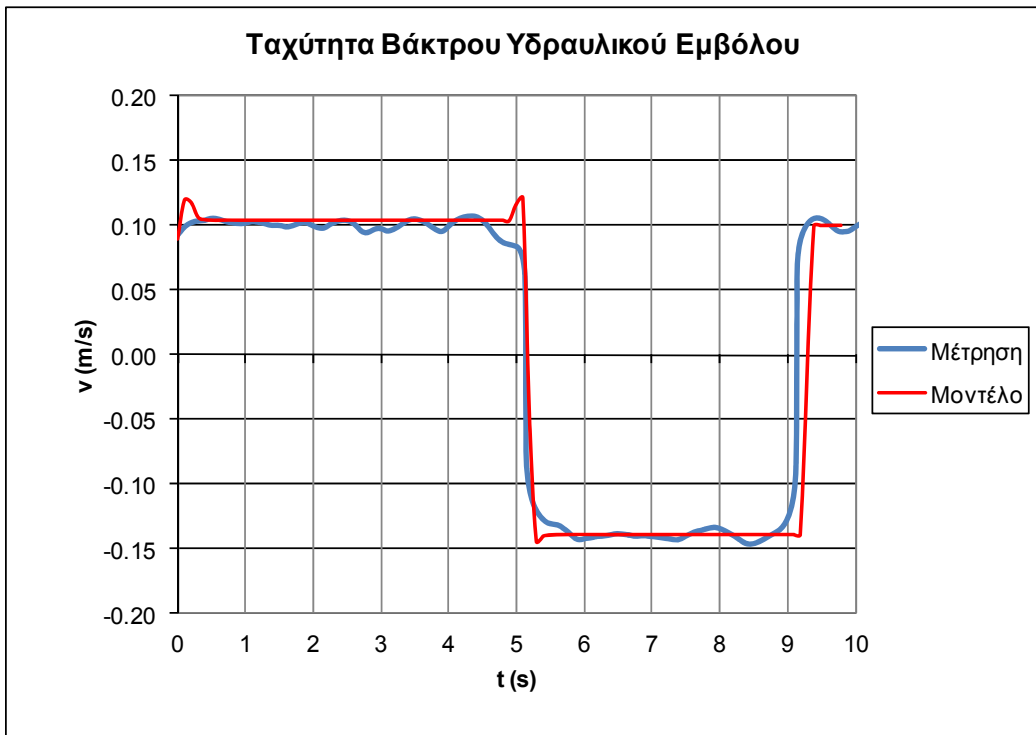
Τα αποτελέσματα της τέταρτης μέτρησης με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μιάμιση στροφή και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα σχήματα που ακολουθούν. Στο Σχήμα 6.73 φαίνεται η μετατόπιση του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 8,2s, εκ των οποίων τα 4,3s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,9s για τη φάση επιστροφής. Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης βλέπουμε ότι προβλέπονται με μεγάλη ακρίβεια και από τα αποτελέσματα του μοντέλου, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο στο έμβολο της υδραυλικής βαλβίδας $c=62\mu\text{m}$. Στο Σχήμα 6.74 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,125m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,127m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,140m/s (όσο προβλέπει και το μοντέλο). Όπως βλέπουμε, υπάρχει πρακτικά ταύτιση τόσο στο σχήμα, όσο και στα μέγιστα/ελάχιστα των δύο καμπυλών.

Στο Σχήμα 6.75 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα 2,2e6 Pa (22,0 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα 8,6e5 Pa (8,6 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο). Τέλος, στο Σχήμα 6.76 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $5,40e-5\text{m}^3/\text{s}$, με το μοντέλο να προβλέπει $5,00e-5\text{m}^3/\text{s}$.

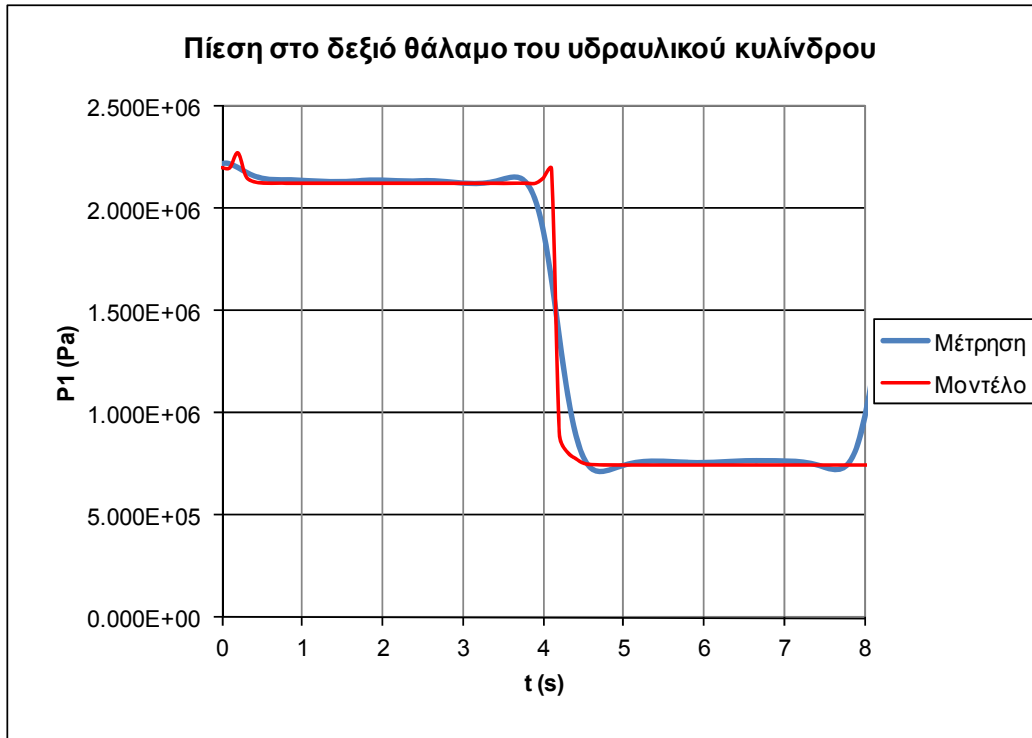
Συμπερασματικά, από τη σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα προκύπτει εξαιρετικά καλή σύμπτωση τόσο στη μορφή, όσο και στα ελάχιστα/μέγιστα των καμπυλών για όλα τα κύρια μεγέθη του κυκλώματος. Αυτό που επίσης παρατηρείται είναι ότι πλέον η αύξηση της εσωτερικής διαρροής αρχίζει να επηρεάζει σημαντικά τη λειτουργία του κυκλώματος, αυξάνοντας σημαντικά το χρόνο που απαιτείται για την ολοκλήρωση ενός κύκλου λειτουργίας. Σε αντίθεση όμως με τα αντίστοιχα πειράματα με την εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο εδώ επηρεάζονται σημαντικά οι ταχύτητες και των δύο φάσεων (εργασίας και επιστροφής) και όχι μόνο η φάση εργασίας. Αναμενόμενα όμως, η πτώση της ταχύτητας είναι μεγαλύτερη στη φάση εργασίας λόγω του μεγαλύτερου ΔP που προκαλείται από την άσκηση της αντίθλιψης του ισοδύναμου φορτίου.



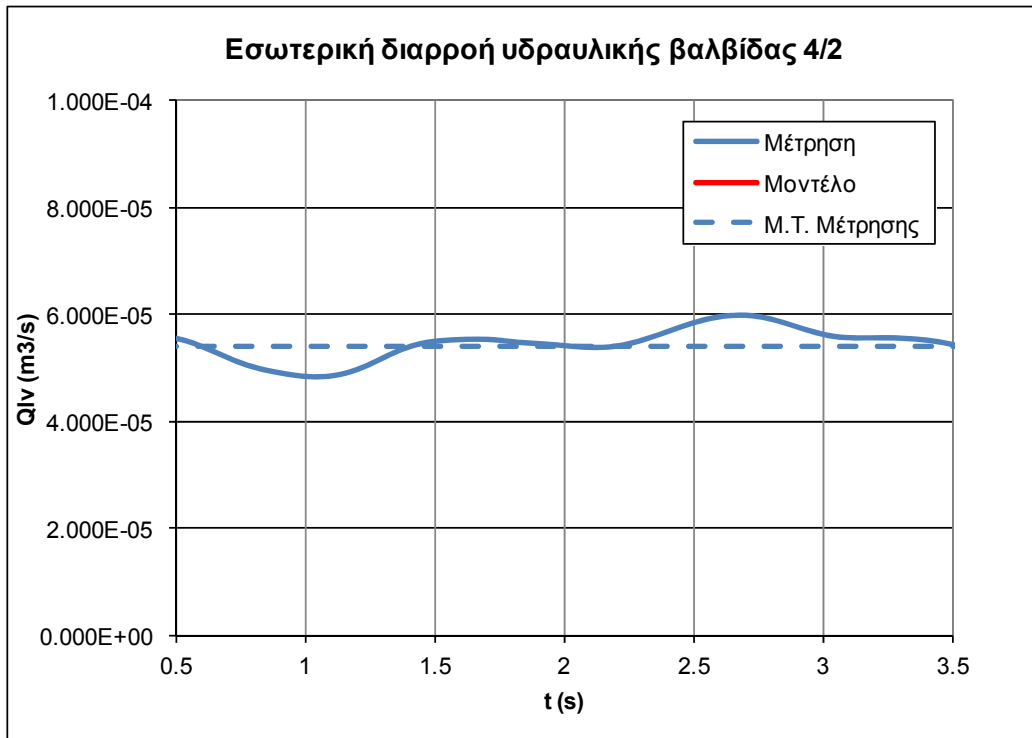
Σχήμα 6.73
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.74
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.75
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



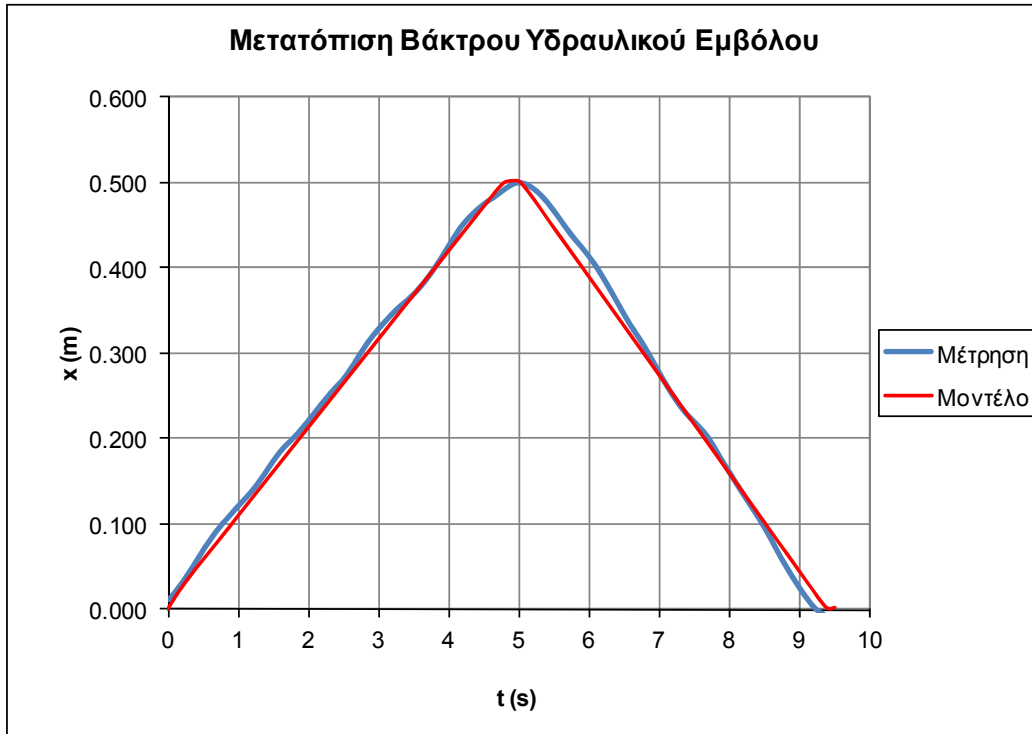
Σχήμα 6.76
Εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

ε) Μέτρηση με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά δύο στροφές ($c=73\mu\text{m}$)

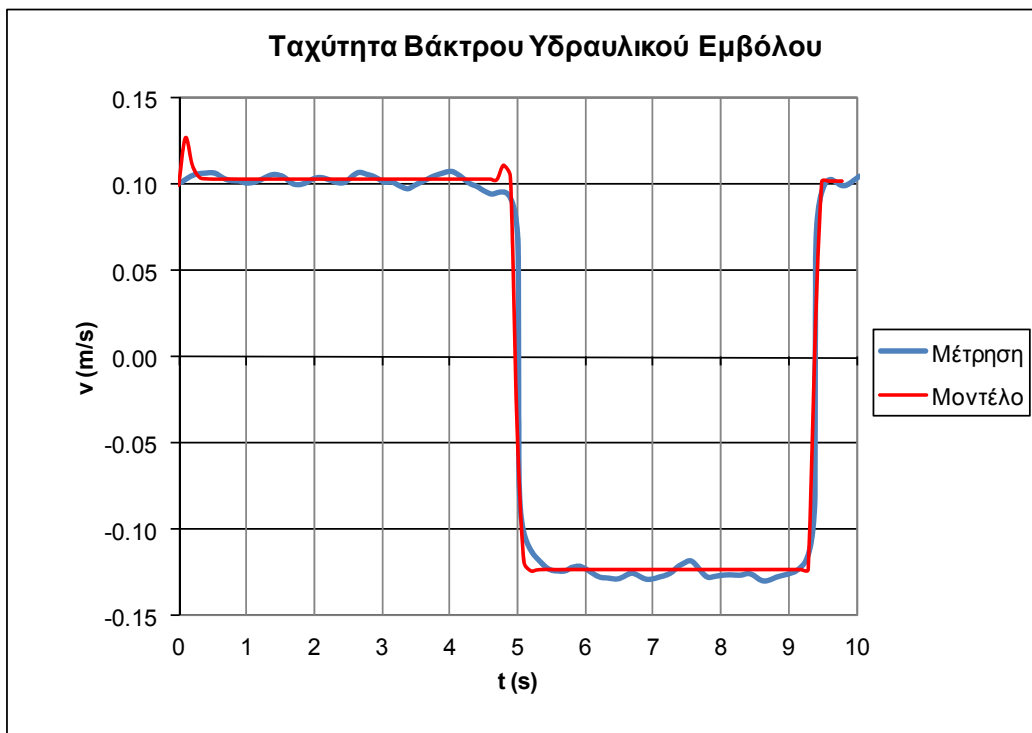
Τα αποτελέσματα της πέμπτης και τελευταίας μέτρησης αυτού του πρώτου κύκλου με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά δύο στροφές και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα σχήματα που ακολουθούν. Στο Σχήμα 6.77 φαίνεται η μετατόπιση του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 9,2s (έναντι πρόβλεψης 9,3s του μοντέλου) εκ των οποίων τα 5,0s είναι για τη φάση εργασίας και τα 4,2s για τη φάση επιστροφής (το μοντέλο εδώ προβλέπει 4,3s). Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης βλέπουμε ότι προβλέπονται με μεγάλη ακρίβεια και από τα αποτελέσματα του μοντέλου, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο στο έμβολο της υδραυλικής βαλβίδας $c=73\mu\text{m}$. Στο Σχήμα 6.78 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,102m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,103m/sec) και στη φάση επιστροφής είναι 0,130m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,128m/s). Όπως βλέπουμε, υπάρχει πρακτικά ταύτιση τόσο στο σχήμα, όσο και στα μέγιστα/ελάχιστα των δύο καμπυλών.

Στο Σχήμα 6.79 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Όπως και στις προηγούμενες δοκιμές, η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα $2,2\text{e}6 \text{ Pa}$ (22,0 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα $8,6\text{e}5 \text{ Pa}$ (8,6 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο). Και εδώ υπάρχει αρκετά καλή ταύτιση της πειραματικής με τη θεωρητική καμπύλη, με κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβατικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.80 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $8,7\text{e}-5\text{m}^3/\text{s}$, όσο προβλέπει και το μοντέλο.

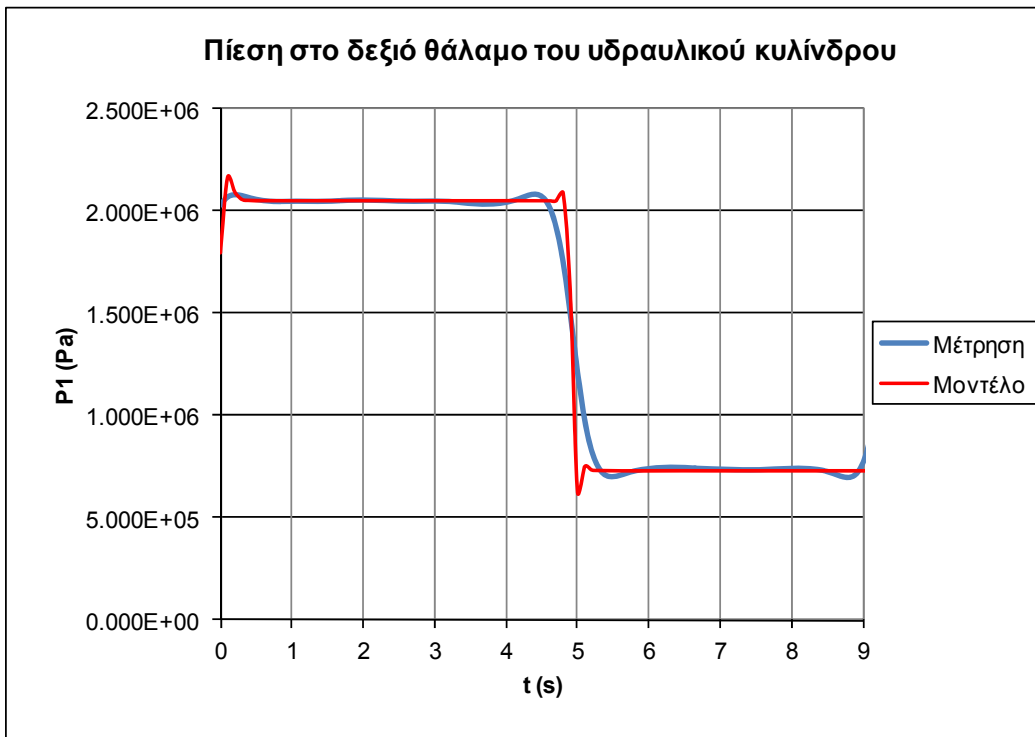
Συμπερασματικά, από τη σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα προκύπτει εξαιρετικά καλή σύμπτωση τόσο στη μορφή, όσο και στα ελάχιστα/μέγιστα των καμπυλών για όλα τα κύρια μεγέθη του κυκλώματος. Και εδώ επίσης βλέπουμε τη σοβαρή επίπτωση που έχει η εσωτερική διαρροή της βαλβίδας 4/2 στη λειτουργία του κυκλώματος, η οποία επηρεάζει και τις δύο φάσεις (εργασίας και επιστροφής), αν και, αναμενόμενα, όχι στον ίδιο βαθμό.



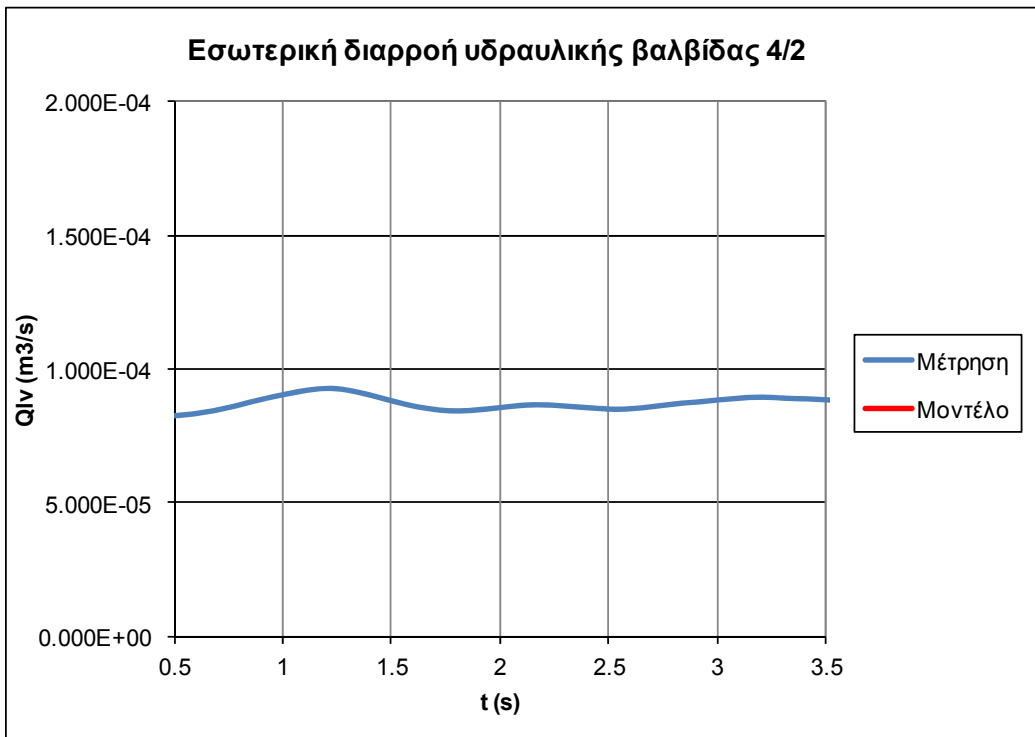
Σχήμα 6.77
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.78
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.79
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.80
Εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

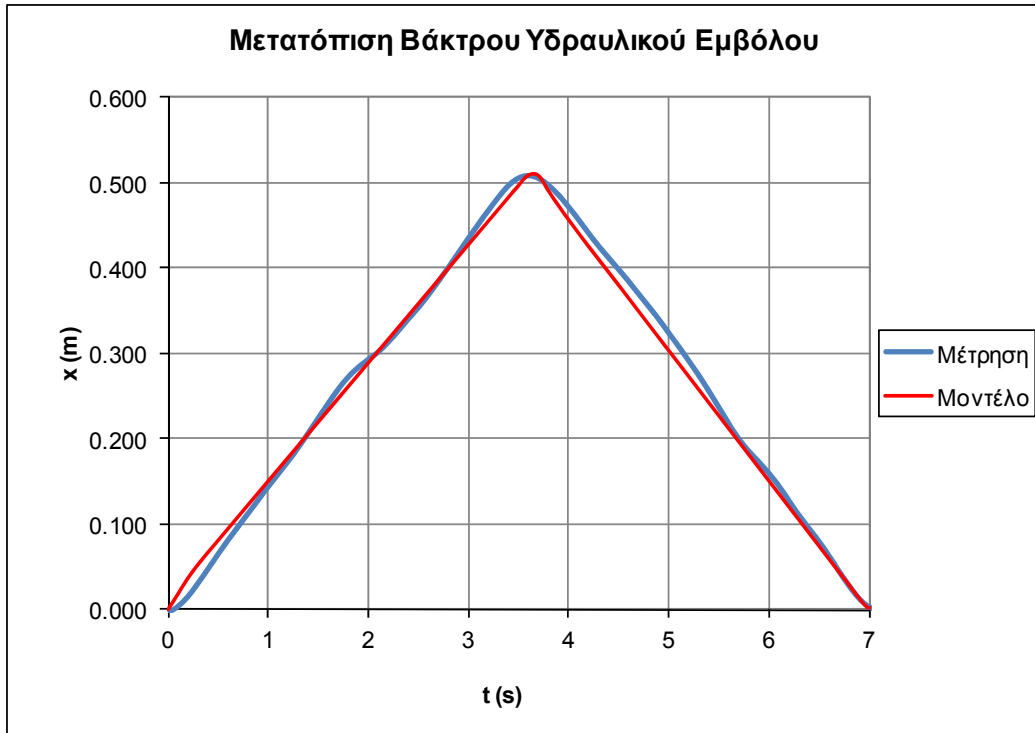
6.3.2 Κύκλος Μέτρησης με $F_{Load}=4,2kN$

α) Αρχική μέτρηση με στραγγαλιστικό κλειστό ($c=34\mu m$)

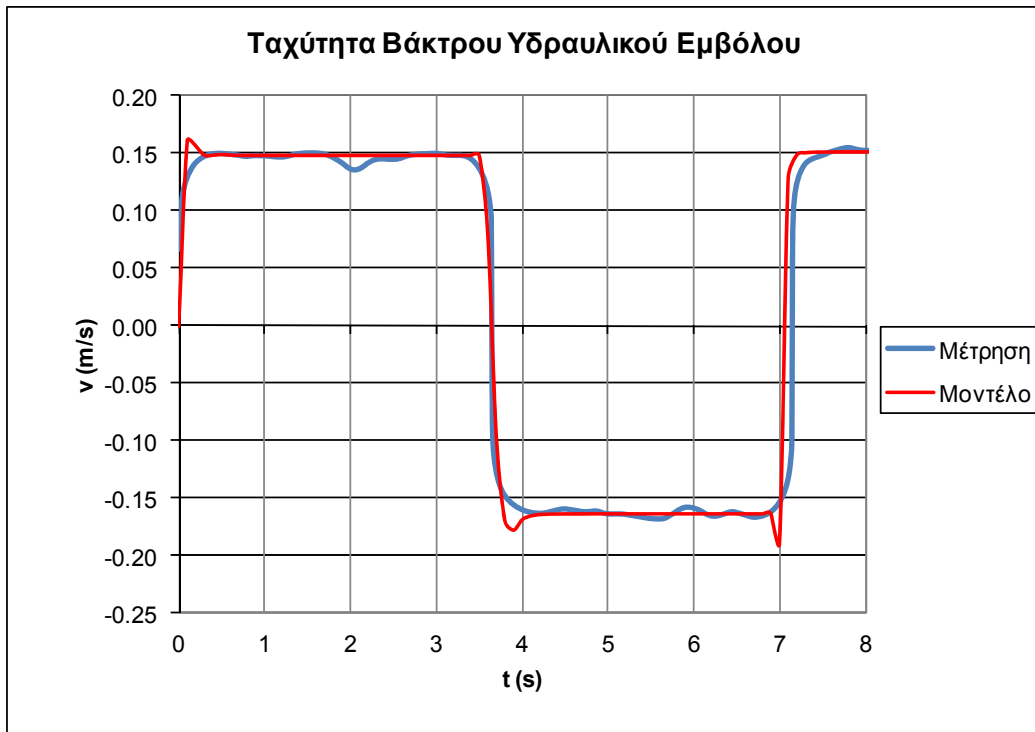
Τα αποτελέσματα της πρώτης μέτρησης του δεύτερου κύκλου με το στραγγαλιστικό τελείως κλειστό και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα σχήματα που ακολουθούν. Στο Σχήμα 6.81 φαίνεται η μετατόπιση του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 7,0s, εκ των οποίων τα 3,6s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,4s για τη φάση επιστροφής, κάτι αναμενόμενο εξάλλου αφού στη φάση εργασίας η εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 είναι μεγαλύτερη, λόγω του μεγαλύτερου ΔP που προκαλείται λόγω του φορτίου. Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης βλέπουμε ότι προβλέπονται με μεγάλη ακρίβεια και από τα αποτελέσματα του μοντέλου, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο της υδραυλικής βαλβίδας $c=34\mu m$. Στο Σχήμα 6.82 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,149m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,150m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,163m/s, με το μοντέλο να προβλέπει 0,162m/s. Όπως βλέπουμε, υπάρχει πρακτικά ταύτιση τόσο στο σχήμα, όσο και στα μέγιστα/ελάχιστα των δύο καμπυλών.

Στο Σχήμα 6.83 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα $3,38e6 Pa$ (33,8 bar, με το μοντέλο να προβλέπει 34 bar), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα $4,4e5 Pa$ (4,4 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο). Και εδώ υπάρχει ουσιαστικά ταύτιση της πειραματικής με τη θεωρητική καμπύλη, με κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβατικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.84 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στη βαλβίδα κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $9,00e-6 m^3/s$, τιμή που προβλέπεται και από το μοντέλο.

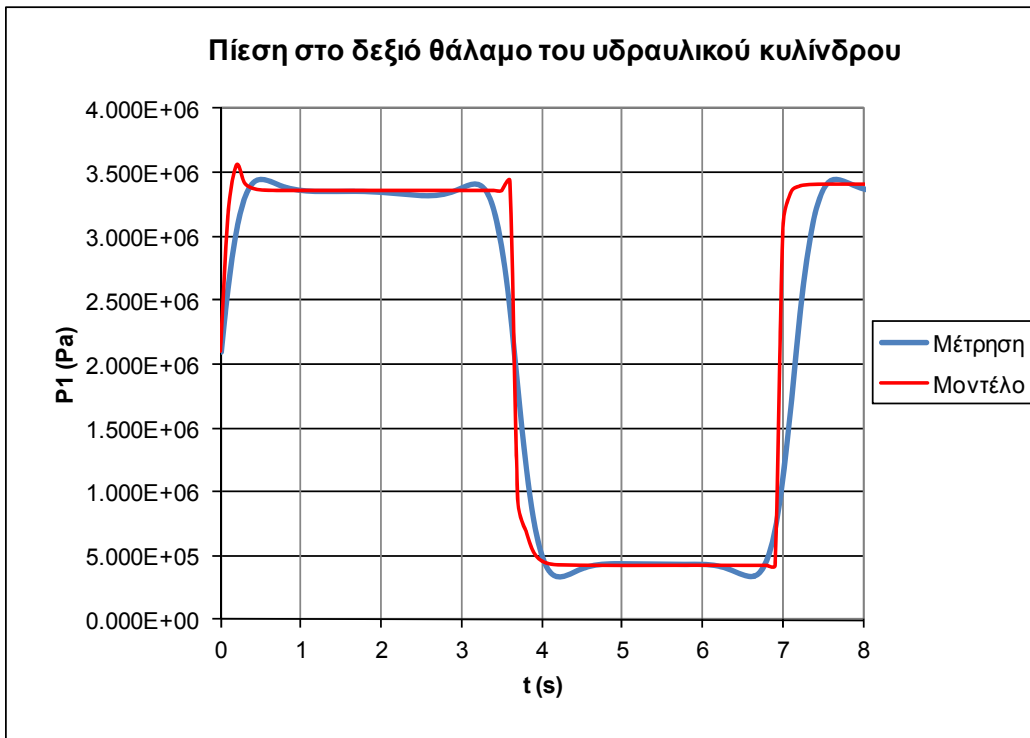
Συμπερασματικά, από τη σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα προκύπτει πολύ καλή σύμπτωση τόσο στη μορφή, όσο και στα ελάχιστα/μέγιστα των καμπυλών για όλα τα κύρια μεγέθη του κυκλώματος. Αυτό που επίσης παρατηρούμε στην πρώτη αυτή μέτρηση είναι ότι η αύξηση του ισοδύναμου φορτίου από τα 2,1kN στα 4,2kN δεν επηρεάζει ουσιαστικά τη συμπεριφορά του υδραυλικού κυκλώματος λόγω της εσωτερικής διαρροής της βαλβίδας.



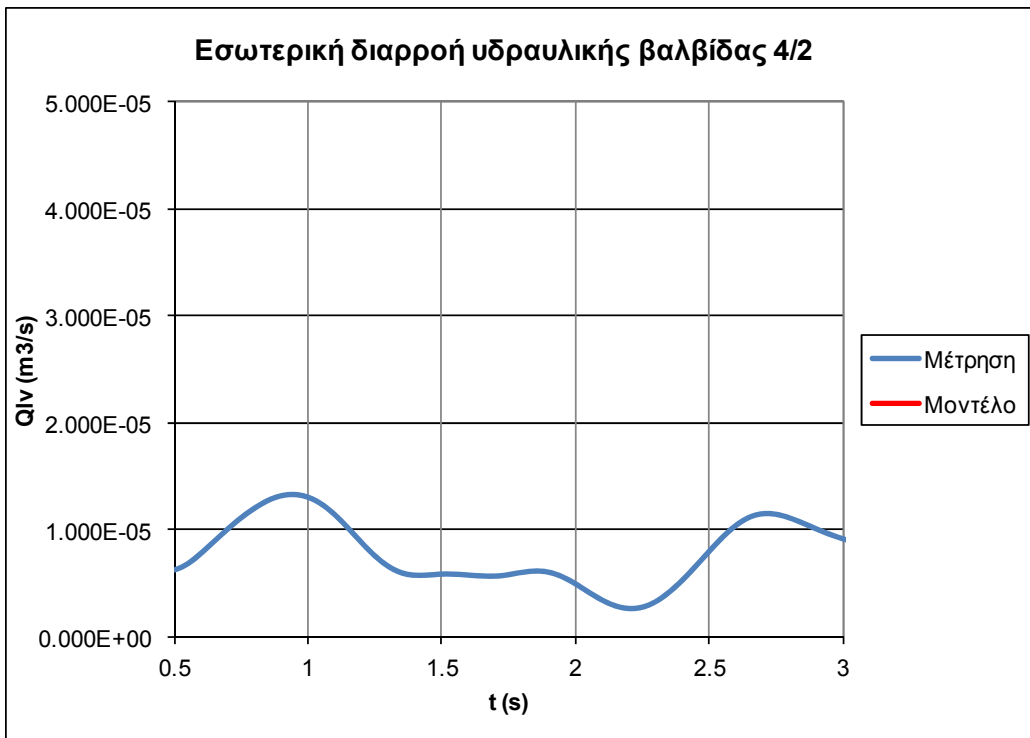
Σχήμα 6.81
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.82
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.83
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



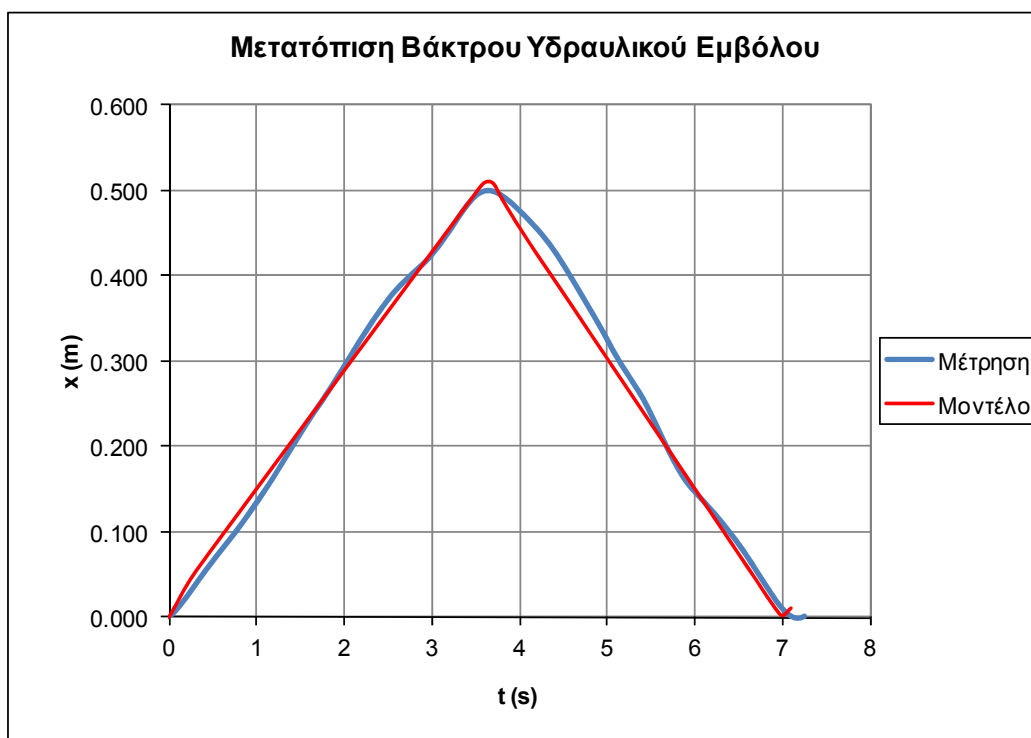
Σχήμα 6.84
Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

β) Μέτρηση με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μισή στροφή ($c=37\mu\text{m}$)

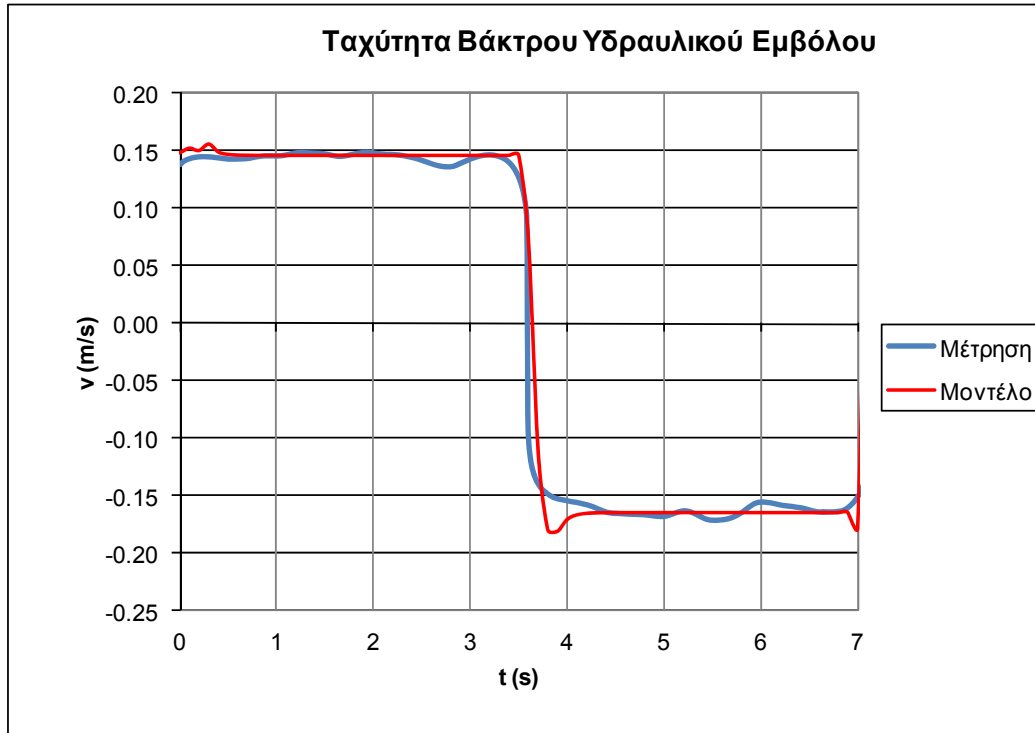
Ομοίως, στα σχήματα που ακολουθούν φαίνονται τα αποτελέσματα της δεύτερης μέτρησης του δεύτερου κύκλου. Στο Σχήμα 6.85 φαίνεται η μετατόπιση του βάρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 7,1s, εκ των οποίων τα 3,7s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,4s για τη φάση επιστροφής. Και εδώ, η καμπύλη συμπίπτει με μεγάλη ακρίβεια με την αντίστοιχη του μοντέλου στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο της υδραυλικής βαλβίδας $c=37\mu\text{m}$. Στο Σχήμα 6.86 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,147m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,148m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,162m/s, όπως προβλέπεται και από το μοντέλο. Όπως βλέπουμε, υπάρχει πάλι ταύτιση τόσο στο σχήμα, όσο και στα μέγιστα/ελάχιστα των δύο καμπυλών.

Στο Σχήμα 6.87 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα $3,38\text{e}6$ Pa (33,8 bar, με το μοντέλο να προβλέπει 34 bar), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα $4,4\text{e}5$ Pa (4,4 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο). Τέλος, στο Σχήμα 6.88 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στη βαλβίδα κατά τη φάση εργασίας. Η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $1,2\text{e}-5\text{m}^3/\text{s}$, τιμή που προβλέπεται και από το μοντέλο.

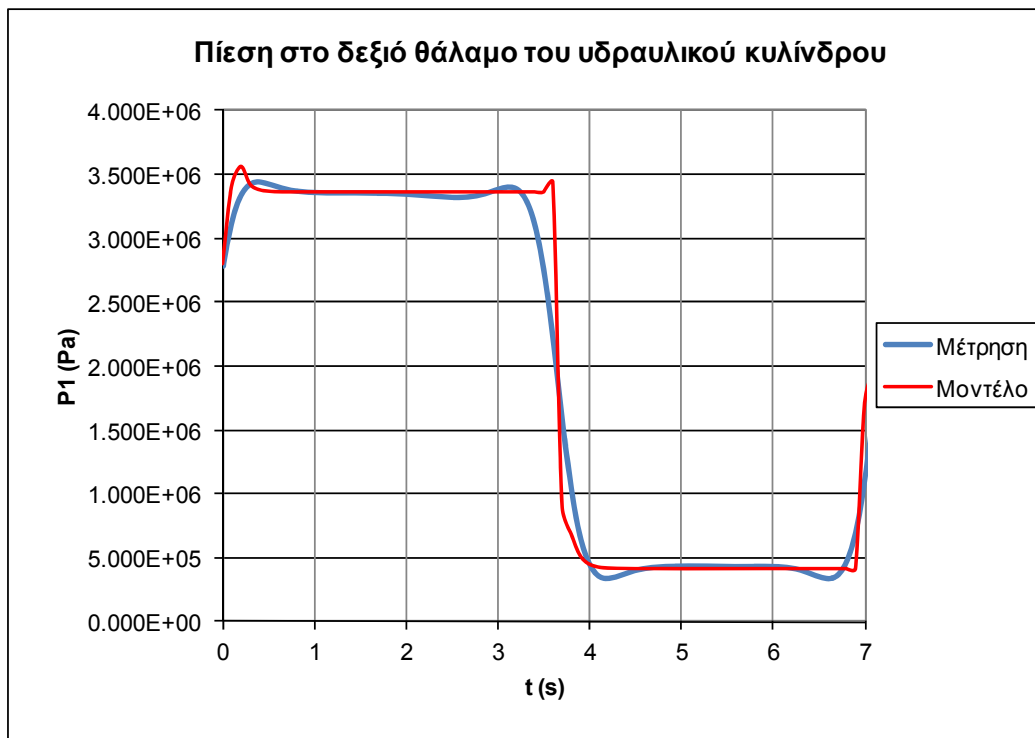
Συμπερασματικά, αυτό που παρατηρούμε στη συγκεκριμένη μέτρηση είναι το ότι το άνοιγμα του στραγγαλιστικού κατά μισή στροφή αυξάνει ελάχιστα την εσωτερική διαρροή στη βαλβίδα, και έχει αμελητέα επίδραση στην απόδοση του κυκλώματος. Η διάρκεια της φάσης εργασίας αυξάνεται κατά μόλις 0,1s, ενώ η φάση επιστροφής παραμένει πρακτικά ανεπηρέαστη.



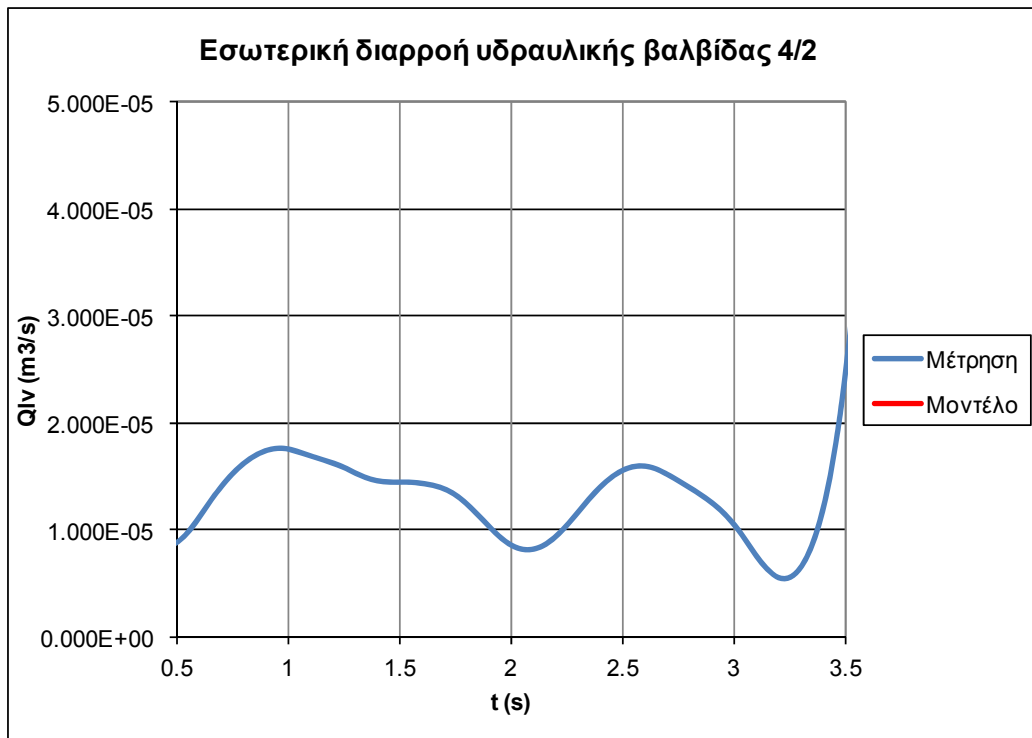
Σχήμα 6.85
Μετατόπιση βάρου υδραυλικού κυλίνδρου



Σχήμα 6.86
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.87
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.88

Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

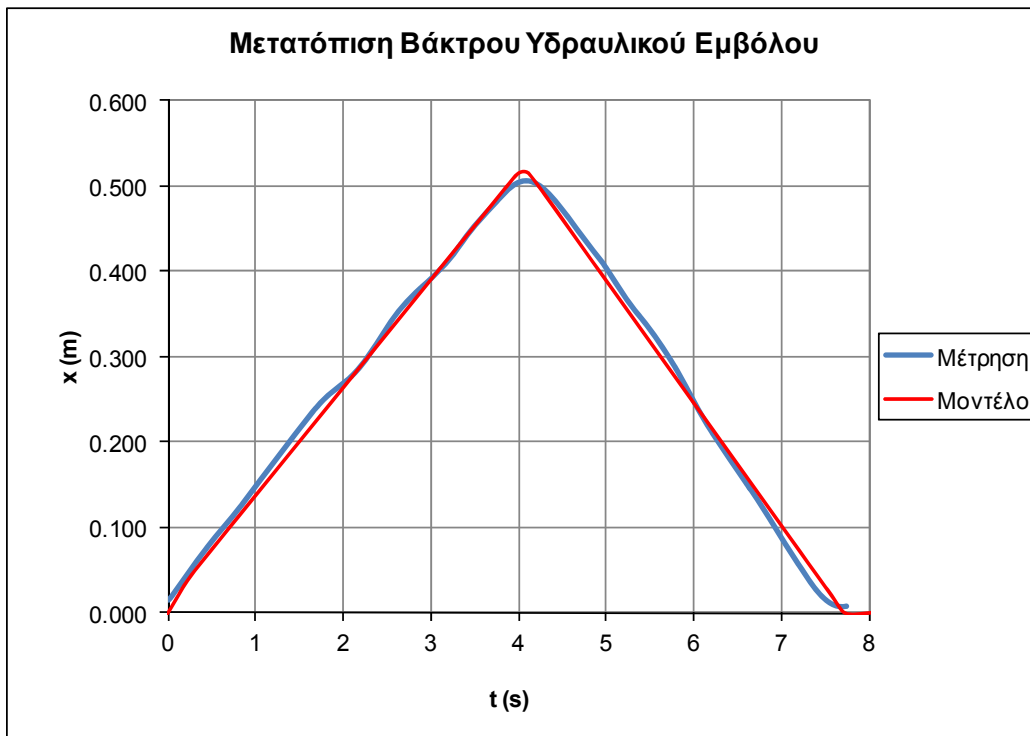
γ) Μέτρηση με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μία στροφή ($c=49\mu\text{m}$)

Στα επόμενα σχήματα φαίνονται τα αποτελέσματα της τρίτης μέτρησης του δεύτερου κύκλου με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μία στροφή και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου. Στο Σχήμα 6.89 φαίνεται η μετατόπιση του βάρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Εδώ, η κίνηση διαρκεί συνολικά 7,7s, εκ των οποίων τα 4,1s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,6s για τη φάση επιστροφής, αποτελέσματα που προβλέπονται και από το μοντέλο. Στο Σχήμα 6.90 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,128m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,130m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,149m/s, όπως προβλέπεται και από το μοντέλο.

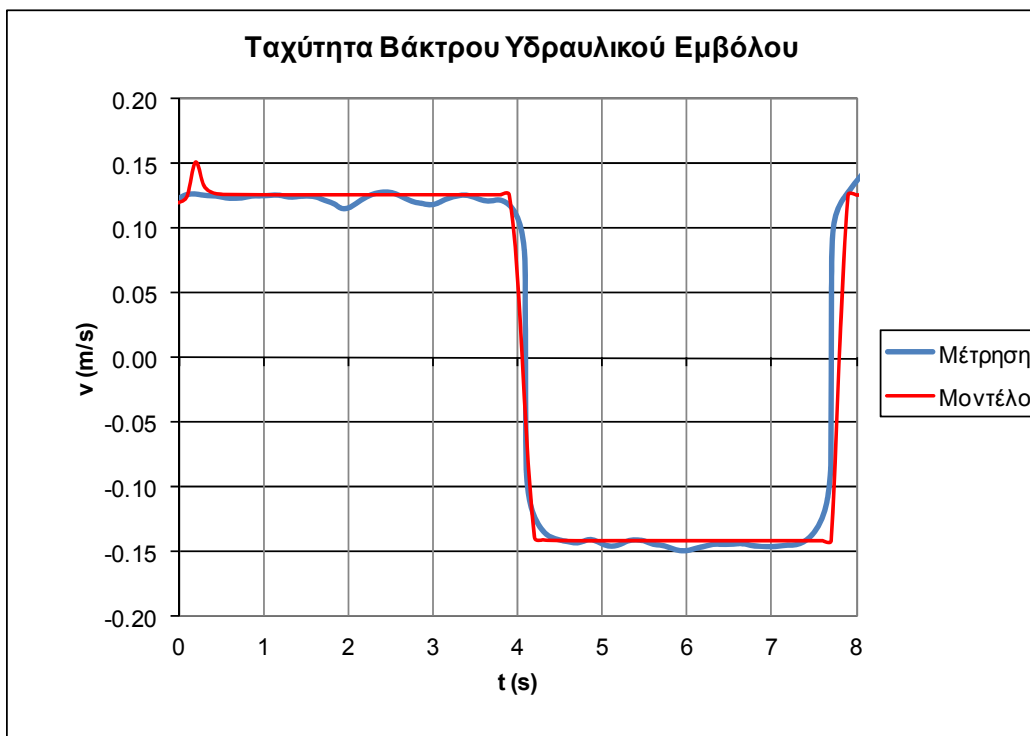
Στο Σχήμα 6.91 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου, που δεν παρουσιάζει ουσιαστική διαφορά στα μέγιστα και τα ελάχιστα σε σύγκριση με την προηγούμενη μέτρηση. Τέλος, στο Σχήμα 6.92 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στη βαλβίδα κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $3,5e-5\text{m}^3/\text{s}$, όσο προβλέπει και το μοντέλο.

Από τα αποτελέσματα της δοκιμής παρατηρούμε ότι πλέον η εσωτερική διαρροή της βαλβίδας είναι αισθητή και αρχίζει να επηρεάζει τη λειτουργία και την απόκριση του κυκλώματος. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας έχει μειωθεί κατά 0,21m/s σε σύγκριση με την αρχική μέτ-

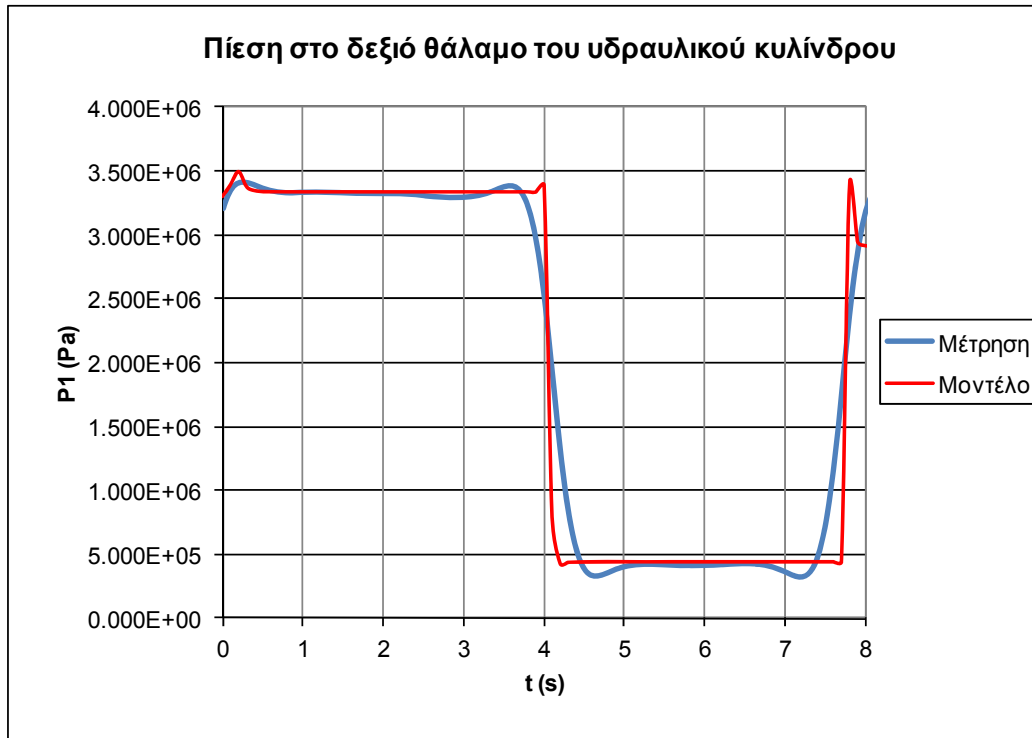
ρηση προκαλώντας αύξηση της διάρκειάς της κατά 0,5s. Αντίστοιχα, η μέση ταχύτητα στη φάση επιστροφής μειώνεται κατά 0,14m/s, προκαλώντας αύξηση της διάρκειάς της κατά 0,2s.



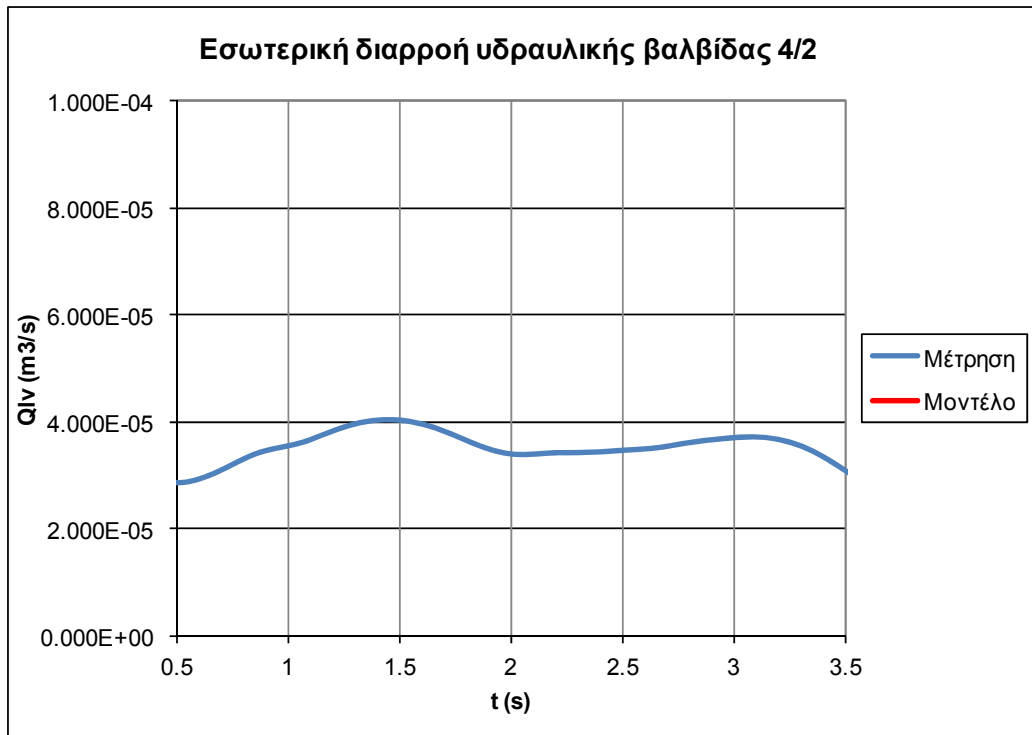
Σχήμα 6.89
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.90
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.91
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

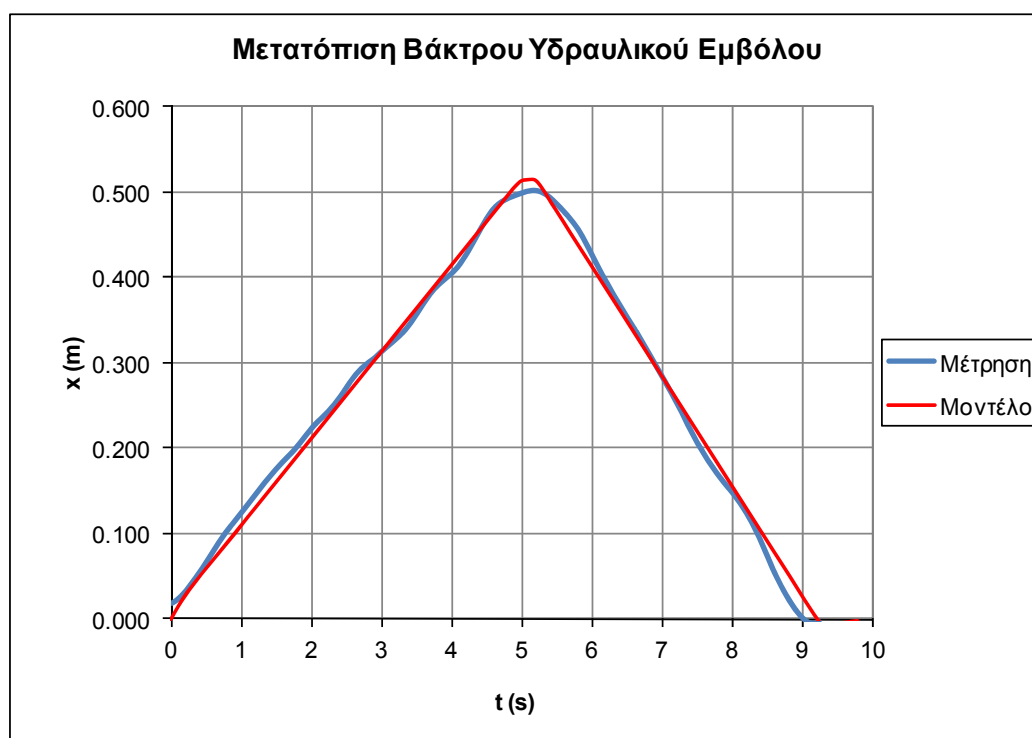


Σχήμα 6.92
Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

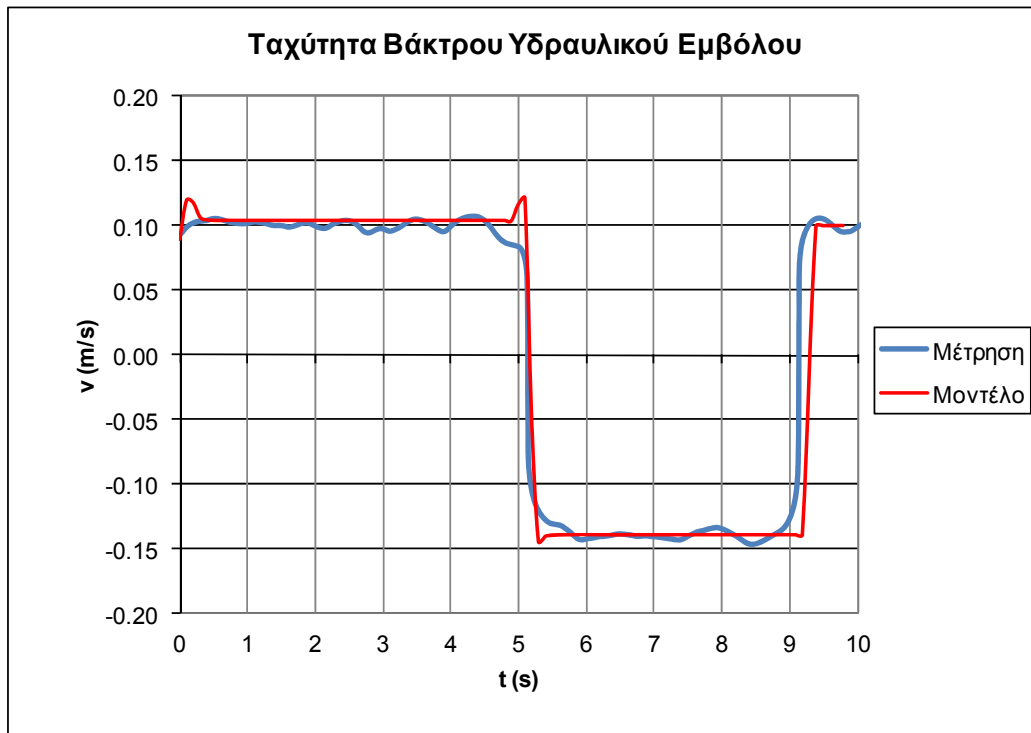
δ) Μέτρηση με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μιάμιση στροφή ($c=62\mu\text{m}$)

Ομοίως με πρίν, στο Σχήμα 6.93 φαίνεται η μετατόπιση του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου για την τέταρτη δοκιμή του κύκλου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί πλέον 9,0s (το μοντέλο εδώ προβλέπει 9,1s), εκ των οποίων τα 5,2s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,8s για τη φάση επιστροφής (το μοντέλο προβλέπει διάρκεια φάσης επιστροφής 3,9s), με τη θεωρητική και την πειραματική καμπύλη να παρουσιάζουν πολύ καλή σύμπτωση. Στο Σχήμα 6.94 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,100m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,103m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,138m/s, όσο προβλέπει και το μοντέλο. Όπως βλέπουμε, υπάρχει ουσιαστικά σύμπτωση τόσο στο σχήμα, όσο και στα μέγιστα/ελάχιστα των δύο καμπυλών.

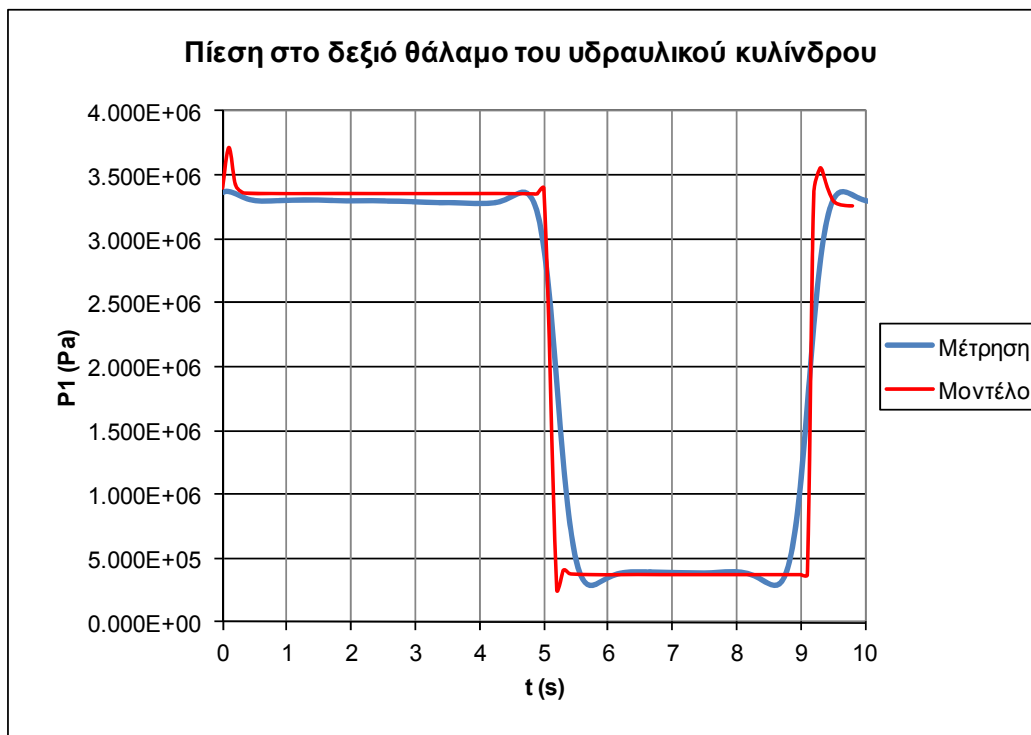
Στο Σχήμα 6.95 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα $3,38\text{e}6$ Pa (33,8 bar, με το μοντέλο να προβλέπει 34 bar), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα $4,4\text{e}5$ Pa (4,4 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο). Και εδώ υπάρχει αρκετά καλή ταύτιση της πειραματικής με τη θεωρητική καμπύλη, με κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβατικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.96 βλέπουμε την εσωτερική διαρροή στη βαλβίδα κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $8,00\text{e}-5\text{m}^3/\text{s}$, με το μοντέλο να προβλέπει $7,60\text{e}-5\text{m}^3/\text{s}$.



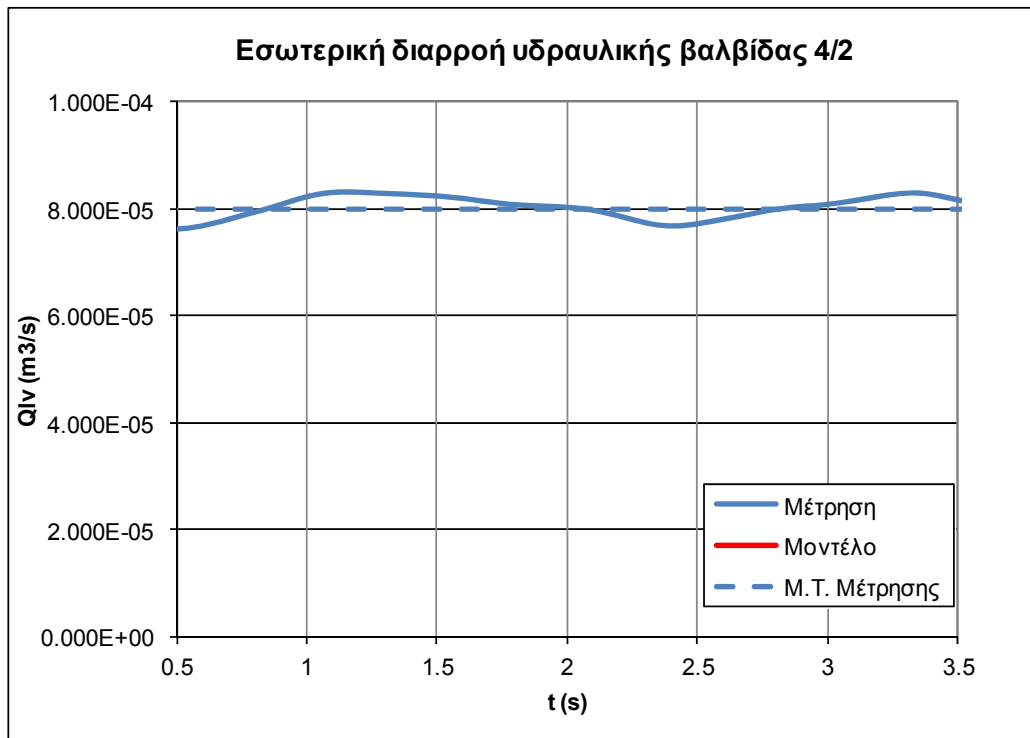
Σχήμα 6.93
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.94
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.95
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.96

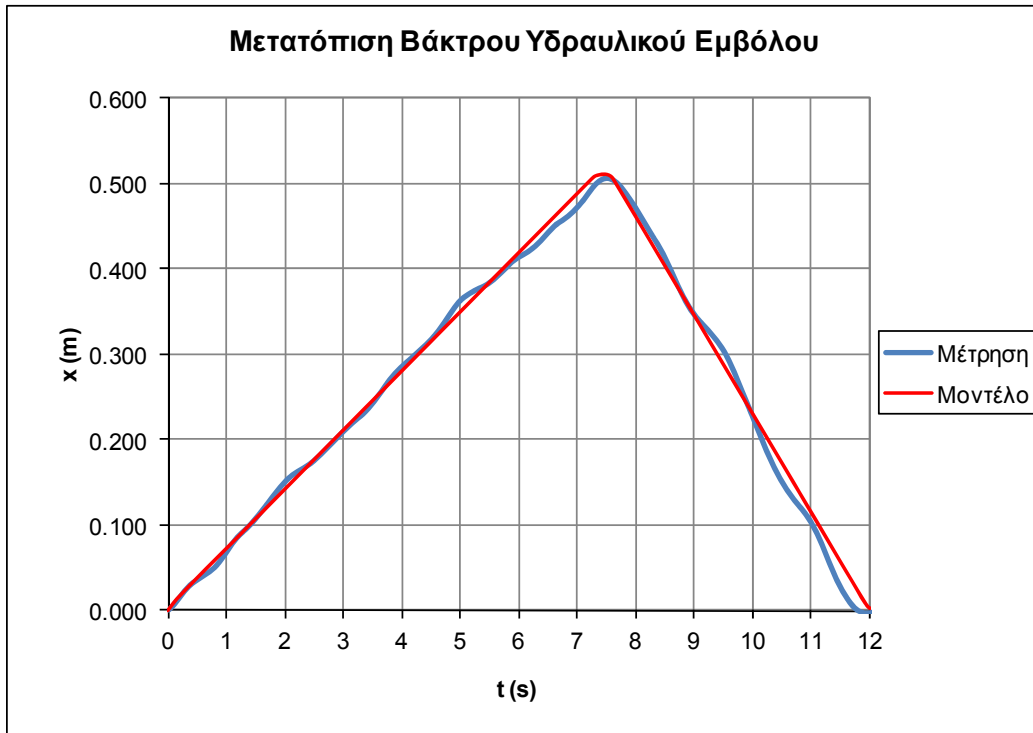
Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

ε) Μέτρηση με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά δύο στροφές ($c=73\mu\text{m}$)

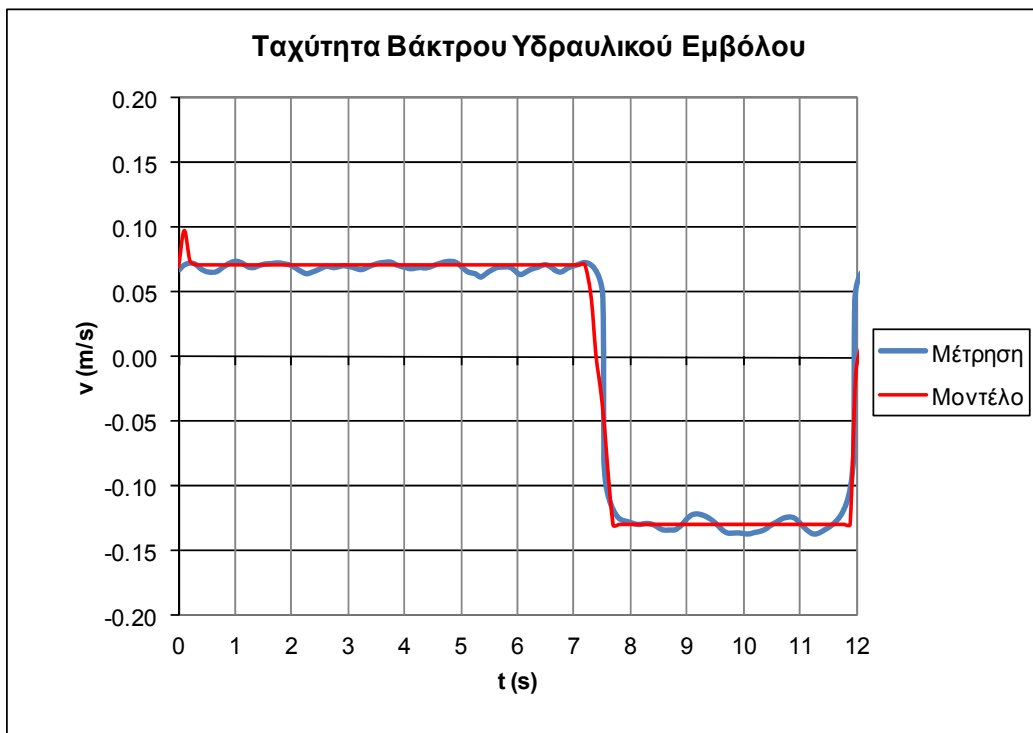
Τέλος, τα αποτελέσματα της πέμπτης μέτρησης του δεύτερου κύκλου με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά δύο στροφές και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα σχήματα που ακολουθούν. Στο Σχήμα 6.97 φαίνεται η μετατόπιση του βάρικου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί πλέον 11,8s (το μοντέλο εδώ προβλέπει 12,0s), εκ των οποίων τα 7,5s είναι για τη φάση εργασίας και τα 4,3s για τη φάση επιστροφής (το μοντέλο προβλέπει διάρκεια φάσης επιστροφής 4,5s). Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης βλέπουμε ότι προβλέπονται με μεγάλη ακρίβεια και από τα αποτελέσματα του μοντέλου, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο της υδραυλικής βαλβίδας $c=73\mu\text{m}$. Στο Σχήμα 6.98 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι πλέον μόλις 0,070m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,072m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,130m/s, ενώ το μοντέλο προβλέπει 0,127m/s. .

Στο Σχήμα 6.99 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου, που δεν διαφοροποιούνται στα ελάχιστα και τα μέγιστα σε σύγκριση με τις προηγούμενες μετρήσεις. Τέλος, στο Σχήμα 6.100 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στη βαλβίδα κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $1,2e-4\text{m}^3/\text{s}$, τιμή που προβλέπεται και από το μοντέλο.

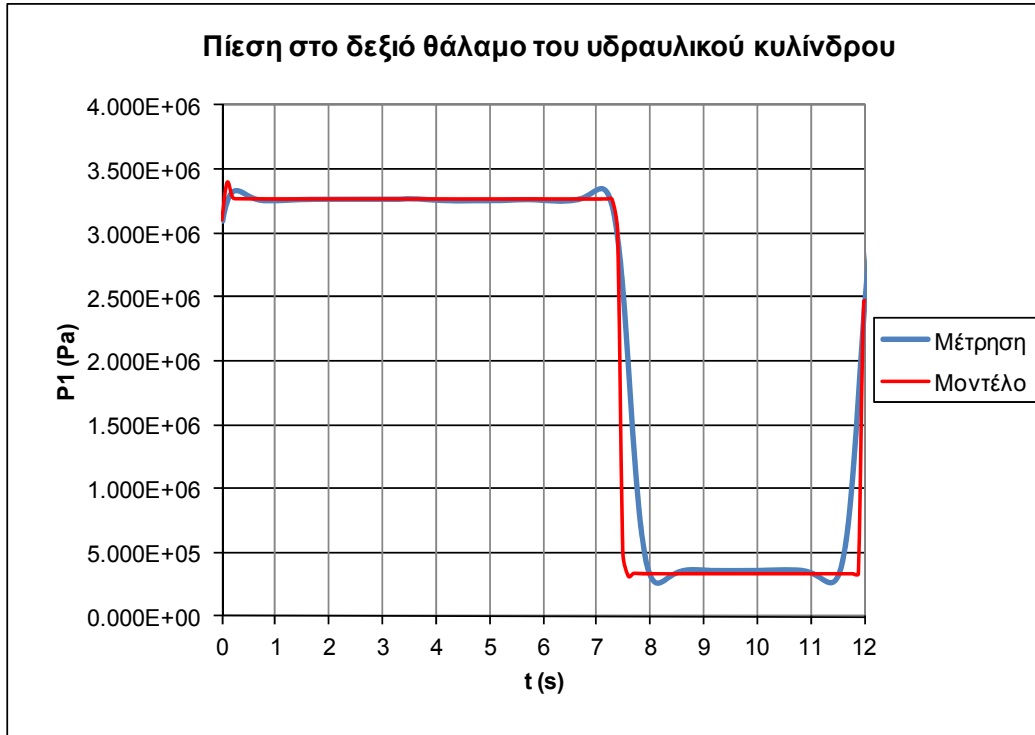
Από τα αποτελέσματα της δοκιμής βλέπουμε ότι πλέον η εσωτερική διαρροή έχει σημαντικότερη επίδραση στη λειτουργία του κυκλώματος, χωρίς όμως να υπάρχει κάποιο «εξωτερικό» σύμπτωμα που θα μπορούσε να οδηγήσει ένα παρατηρητή στην αιτία του προβλήματος.



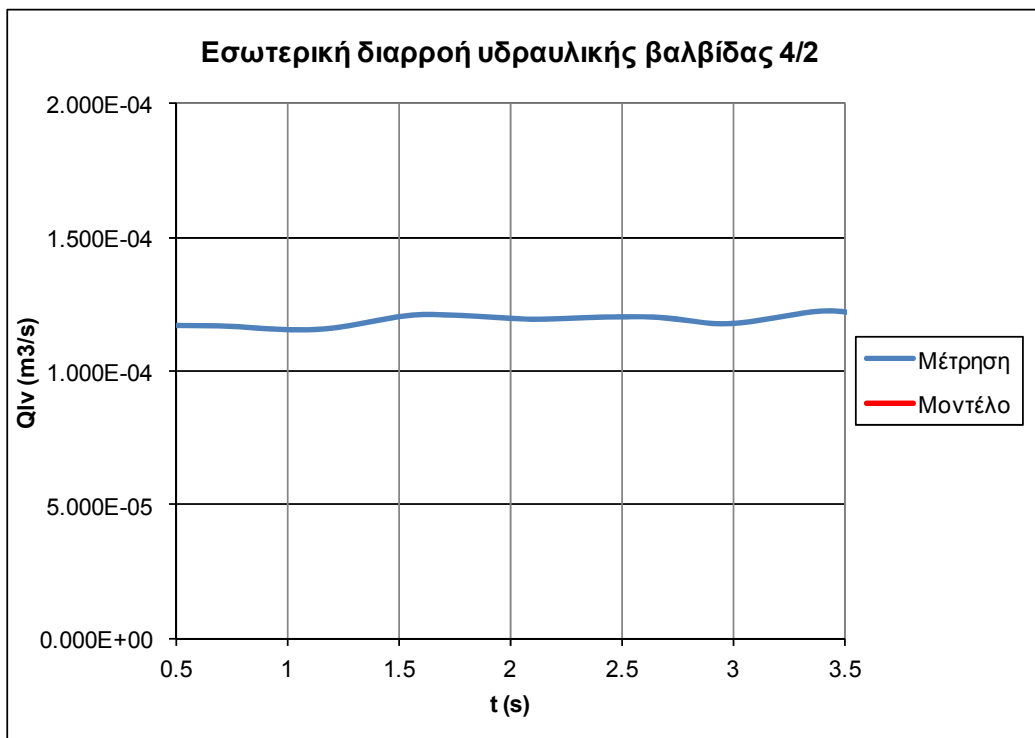
Σχήμα 6.97
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου



Σχήμα 6.98
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου



Σχήμα 6.99
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.100
Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

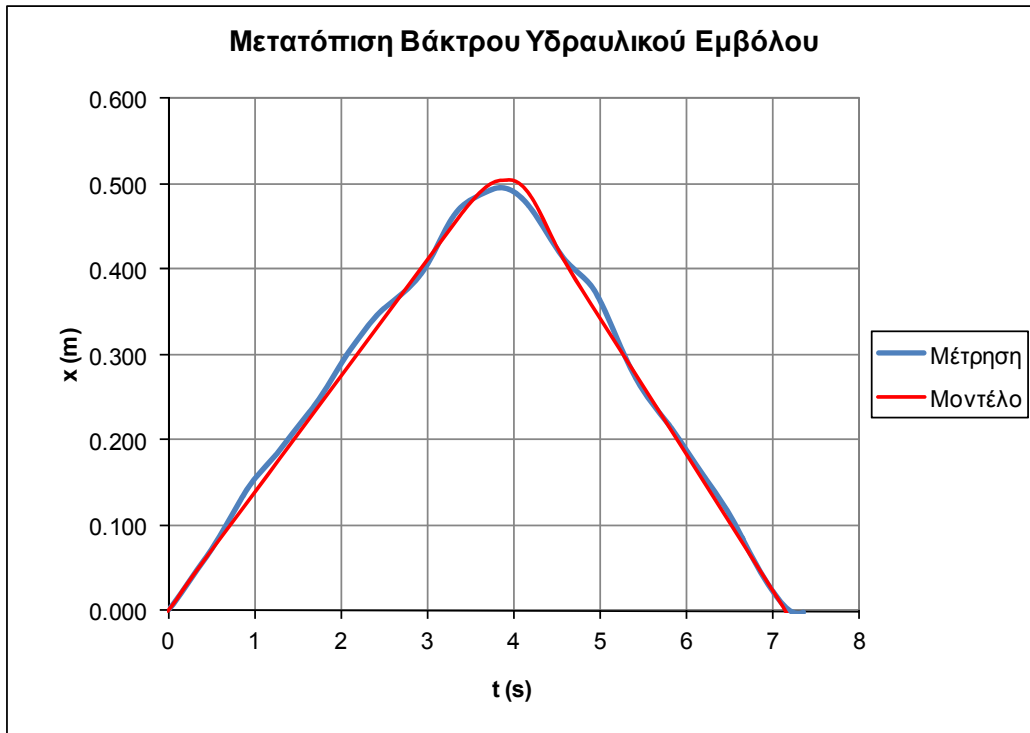
6.3.3 Κύκλος Μέτρησης με $F_{Load}=6,3kN$

α) Αρχική μέτρηση με στραγγαλιστικό κλειστό ($c=34\mu m$)

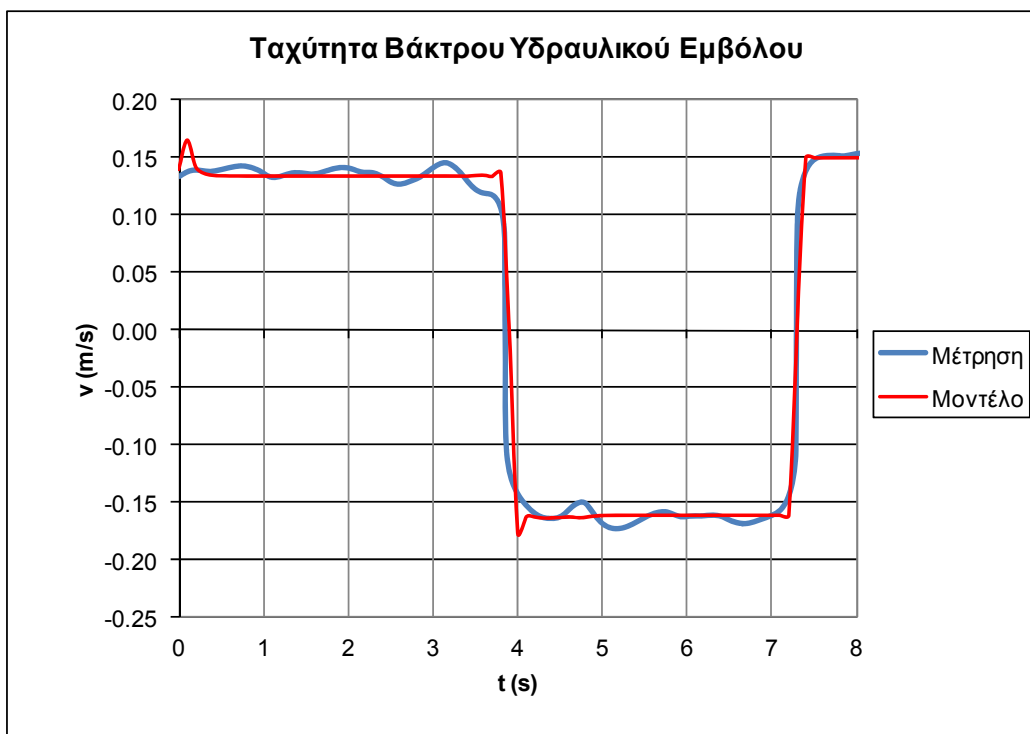
Τα αποτελέσματα της πρώτης μέτρησης του τρίτου κύκλου με το στραγγαλιστικό τελείως κλειστό και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα σχήματα που ακολουθούν. Στο Σχήμα 6.101 φαίνεται η μετατόπιση του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 7,1s, εκ των οποίων τα 3,7s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,4s για τη φάση επιστροφής, κάτι αναμενόμενο εξάλλου αφού στη φάση εργασίας η εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα είναι μεγαλύτερη, λόγω μεγαλύτερου ΔP που προκαλείται από το φορτίο. Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης βλέπουμε ότι προβλέπονται με μεγάλη ακρίβεια και από τα αποτελέσματα του μοντέλου, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο στο έμβολο της υδραυλικής βαλβίδας $c=34\mu m$. Στο Σχήμα 6.102 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,140m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,137m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,163m/s, όσο προβλέπει και το μοντέλο. Όπως βλέπουμε, υπάρχει πρακτικά ταύτιση τόσο στο σχήμα, όσο και στα μέγιστα/ελάχιστα των δύο καμπυλών.

Στο Σχήμα 6.103 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Η μέση πίεση στη φάση εργασίας είναι $4,4e6 Pa$ (44,0 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα $4,8e5 Pa$ (4,8 bar, με το μοντέλο να προβλέπει 4,5bar). Και εδώ υπάρχει αρκετά καλή ταύτιση της πειραματικής με τη θεωρητική καμπύλη, με κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβατικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.104 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $9,50e-6 m^3/s$, τιμή που προβλέπεται και από το μοντέλο.

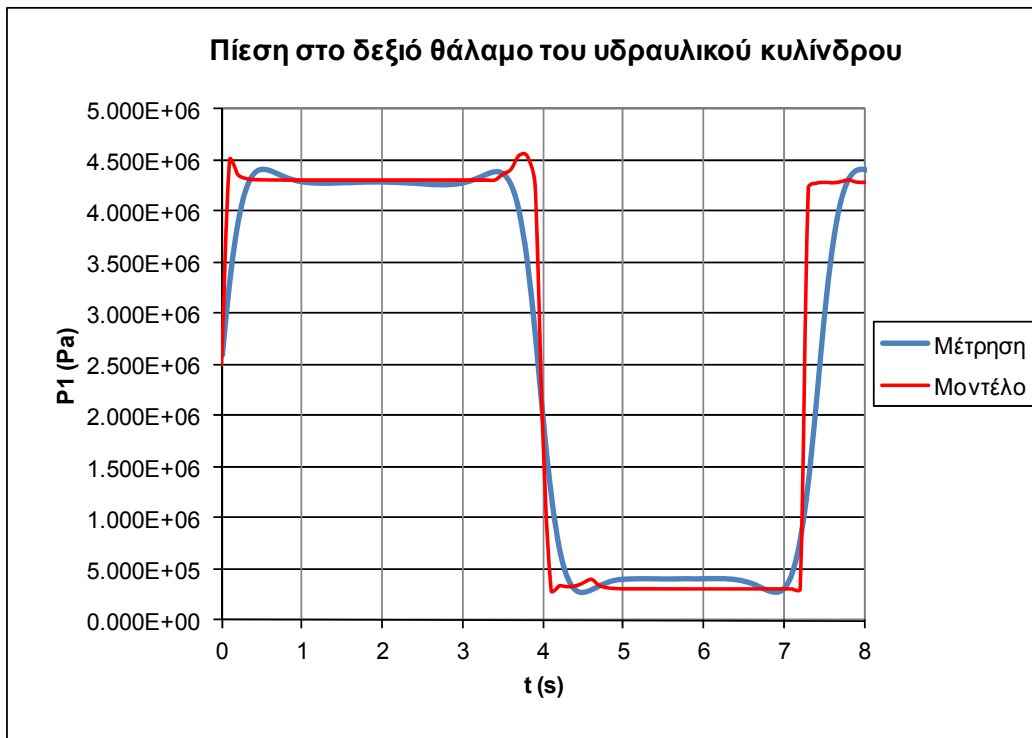
Συμπερασματικά, από τη σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα προκύπτει εξαιρετικά καλή σύμπτωση τόσο στη μορφή, όσο και στα ελάχιστα/μέγιστα των καμπυλών για όλα τα κύρια μεγέθη του κυκλώματος.



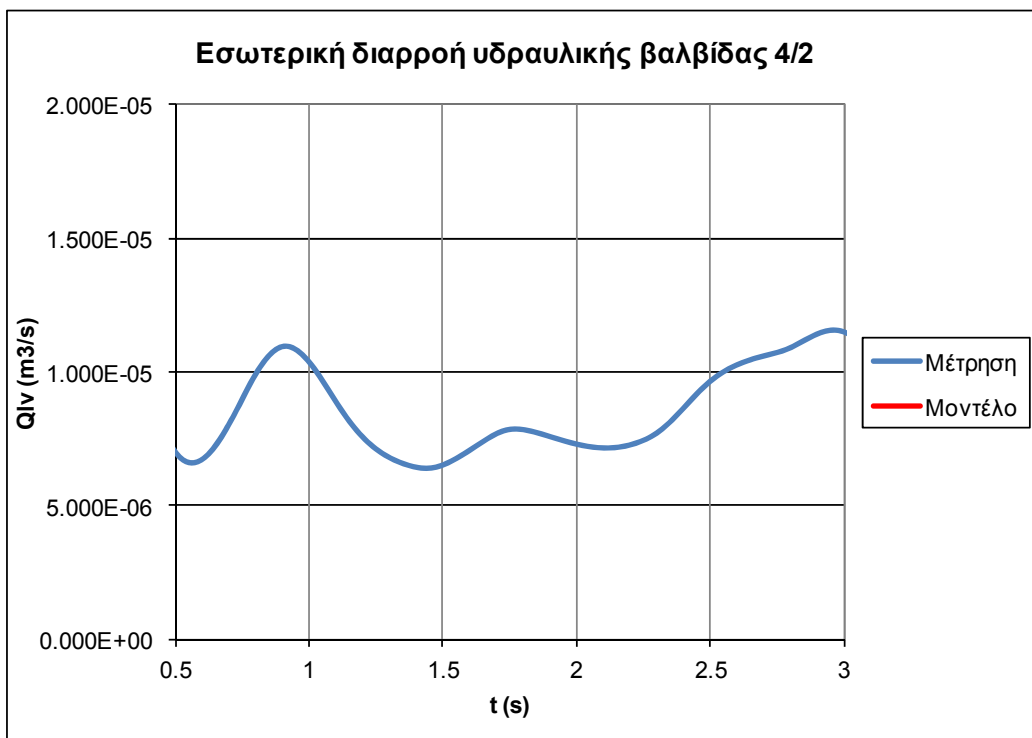
Σχήμα 6.101
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.102
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.103
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



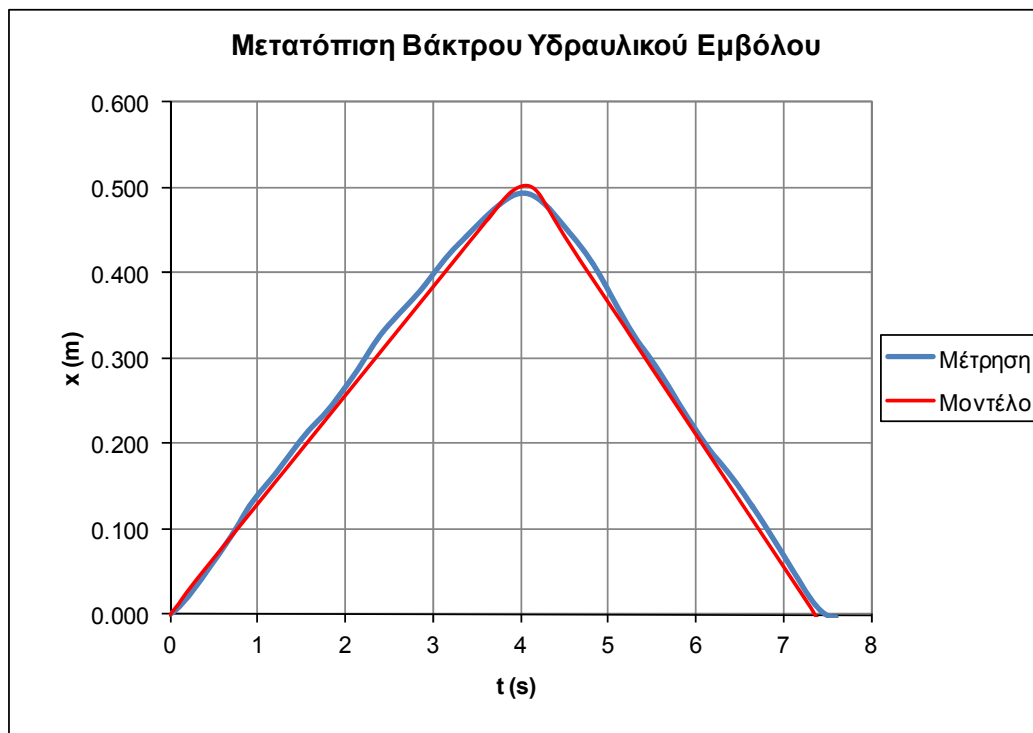
Σχήμα 6.104
Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

β) Μέτρηση με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μισή στροφή ($c=37\mu\text{m}$)

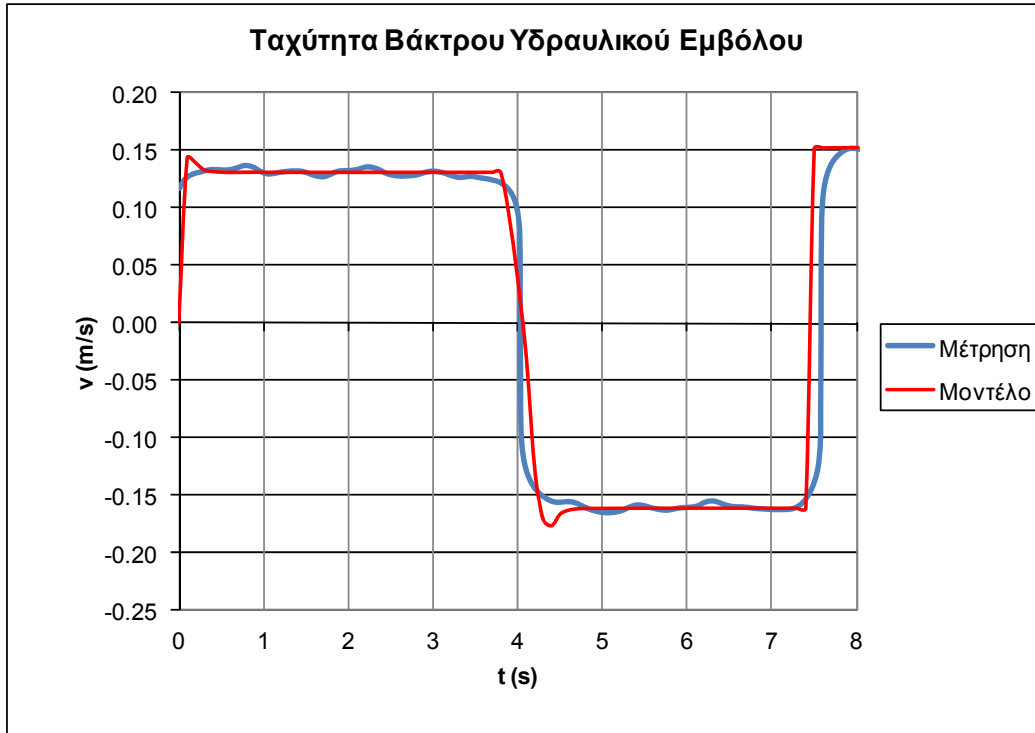
Ομοίως, τα αποτελέσματα της δεύτερης μέτρησης του τρίτου κύκλου και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα επόμενα σχήματα. Στο Σχήμα 6.105 φαίνεται η μετατόπιση του βάρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 7,4s, εκ των οποίων 4,0s η φάση εργασίας και 3,4s η φάση επιστροφής. Η καμπύλη συμπίπτει με μεγάλη ακρίβεια με την αντίστοιχη του μοντέλου, όπου ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο στο έμβολο της υδραυλικής βαλβίδας $c=37\mu\text{m}$. Στο Σχήμα 6.106 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,135m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,134m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,162m/s, όσο προβλέπει το μοντέλο.

Στο Σχήμα 6.107 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου, χωρίς ουσιαστική διαφοροποίηση σε σύγκριση με τα μέγιστα και τα ελάχιστα της προηγούμενης μέτρησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.108 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $1,70\text{e-}5\text{m}^3/\text{s}$, τιμή που προβλέπεται και από το μοντέλο.

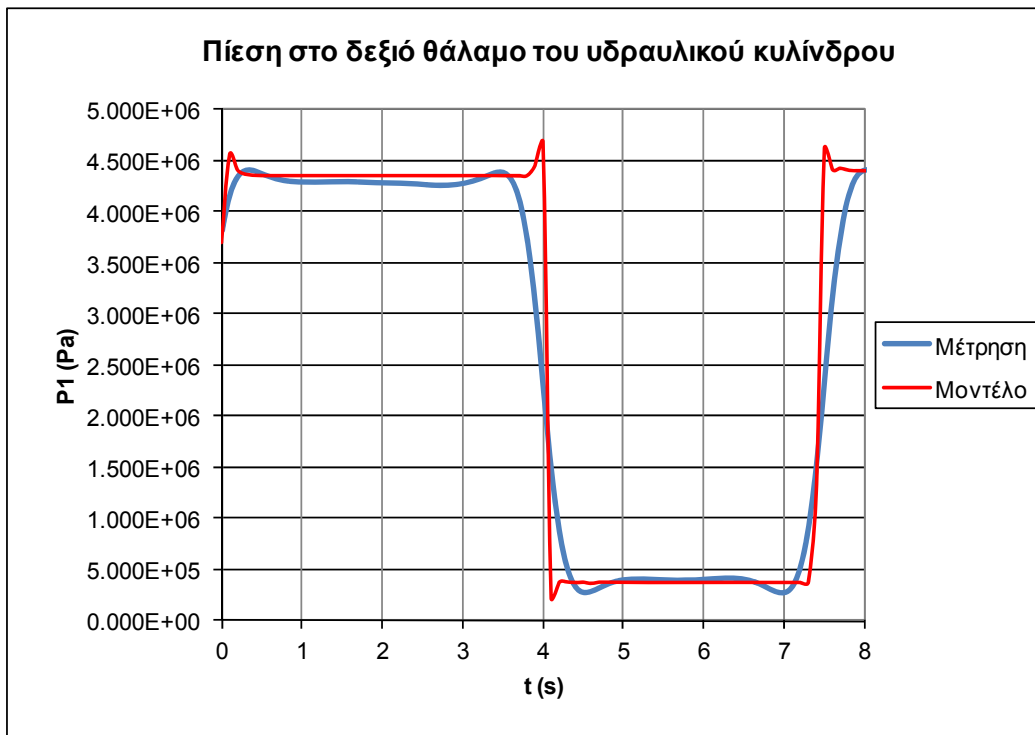
Στη συγκεκριμένη δοκιμή παρατηρούμε ότι, λόγω του αυξημένου φορτίου και της αυξημένης εσωτερικής διαρροής που αυτό συνεπάγεται, το άνοιγμα του στραγγαλιστικού κατά μισή στροφή προκαλεί μετρήσιμη επίδραση στη συμπεριφορά του κυκλώματος. Αντίθετα, στους άλλους κύκλους μετρήσεων το άνοιγμα του στραγγαλιστικού κατά μισή στροφή είχε μάλλον αμελητέα επίδραση στη συμπεριφορά και την απόκριση του κυκλώματος.



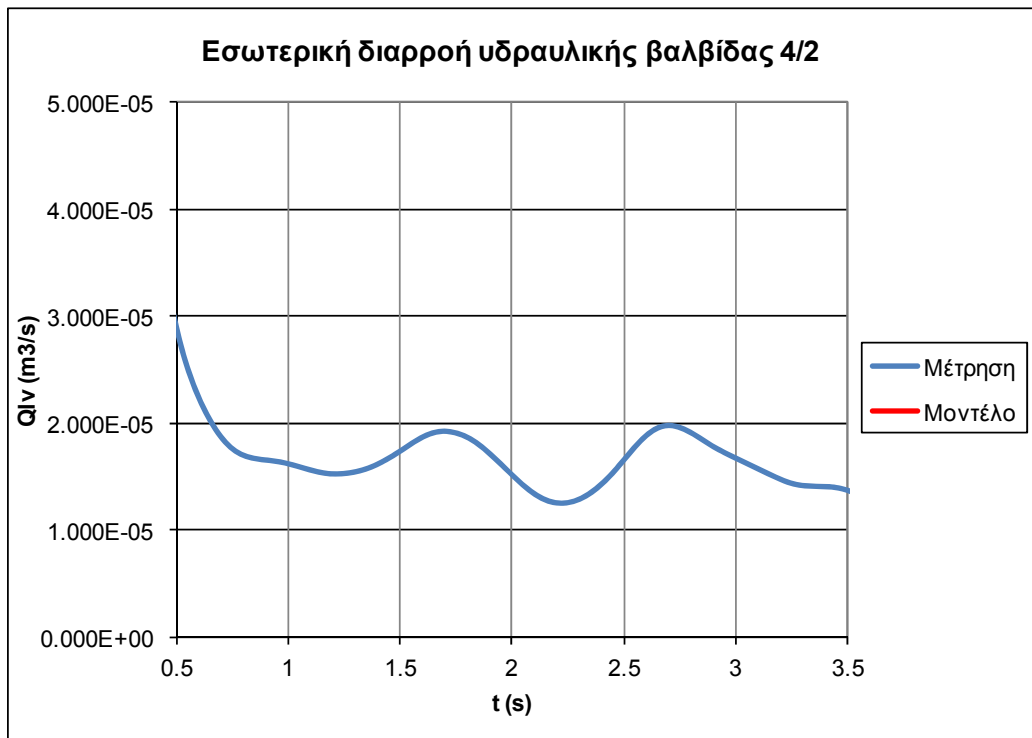
Σχήμα 6.105
Μετατόπιση βάρου υδραυλικού κυλίνδρου



Σχήμα 6.106
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.107
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.108

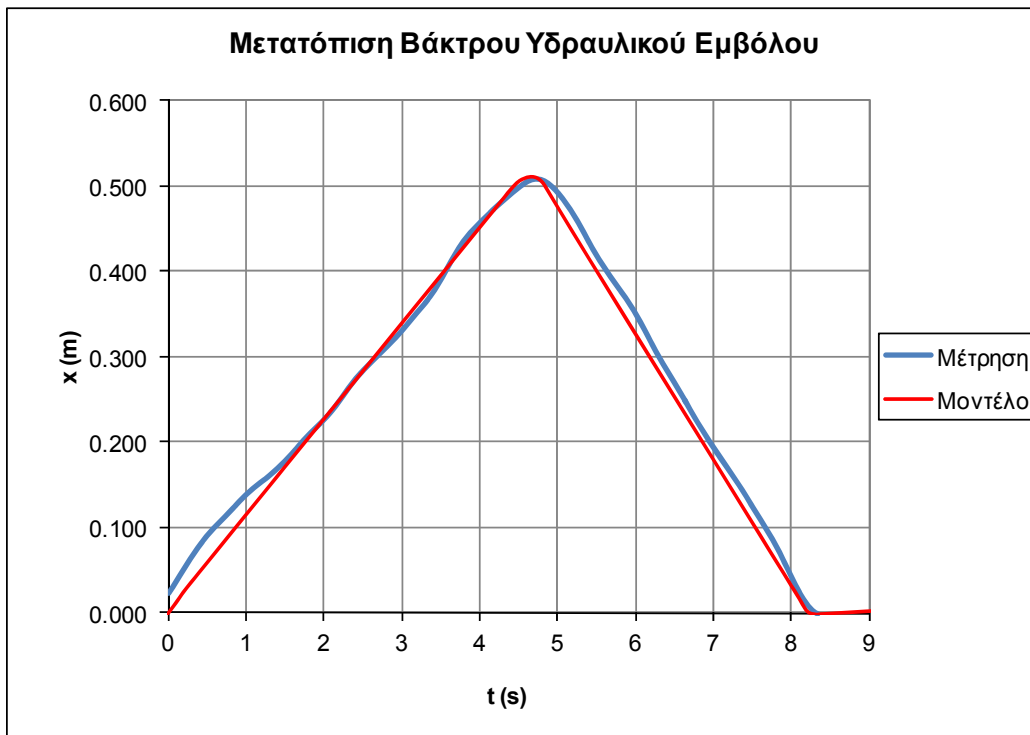
Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

γ) Μέτρηση με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μία στροφή ($c=49\mu\text{m}$)

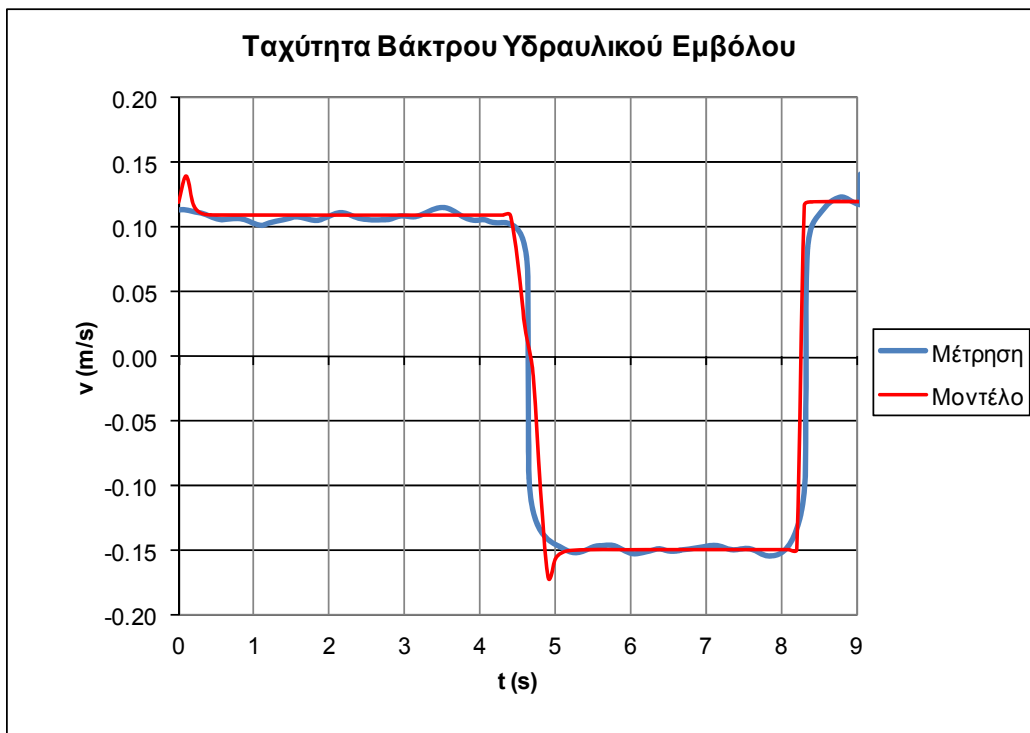
Τα αποτελέσματα της τρίτης μέτρησης του τρίτου κύκλου με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μία στροφή και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα σχήματα που ακολουθούν. Στο Σχήμα 6.109 φαίνεται η μετατόπιση του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 8,2s, εκ των οποίων τα 4,7s είναι για τη φάση εργασίας και τα 3,5s για τη φάση επιστροφής. Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης βλέπουμε ότι προβλέπονται με μεγάλη ακρίβεια και από τα αποτελέσματα του μοντέλου, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο στο έμβολο της υδραυλικής βαλβίδας $c=49\mu\text{m}$. Στο Σχήμα 6.110 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας είναι 0,115m/s και στη φάση επιστροφής είναι 0,149m/s, τιμές που προβλέπονται και από το μοντέλο. Όπως βλέπουμε, υπάρχει πρακτικά ταύτιση τόσο στο σχήμα, όσο και στα μέγιστα/ελάχιστα των δύο καμπυλών.

Στο Σχήμα 6.111 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα 4,4e6 Pa (44,0 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα 4,8e5 Pa (4,8 bar, με το μοντέλο να προβλέπει 4,5bar). Και εδώ υπάρχει αρκετά καλή ταύτιση της πειραματικής με τη θεωρητική καμπύλη, με κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβα-

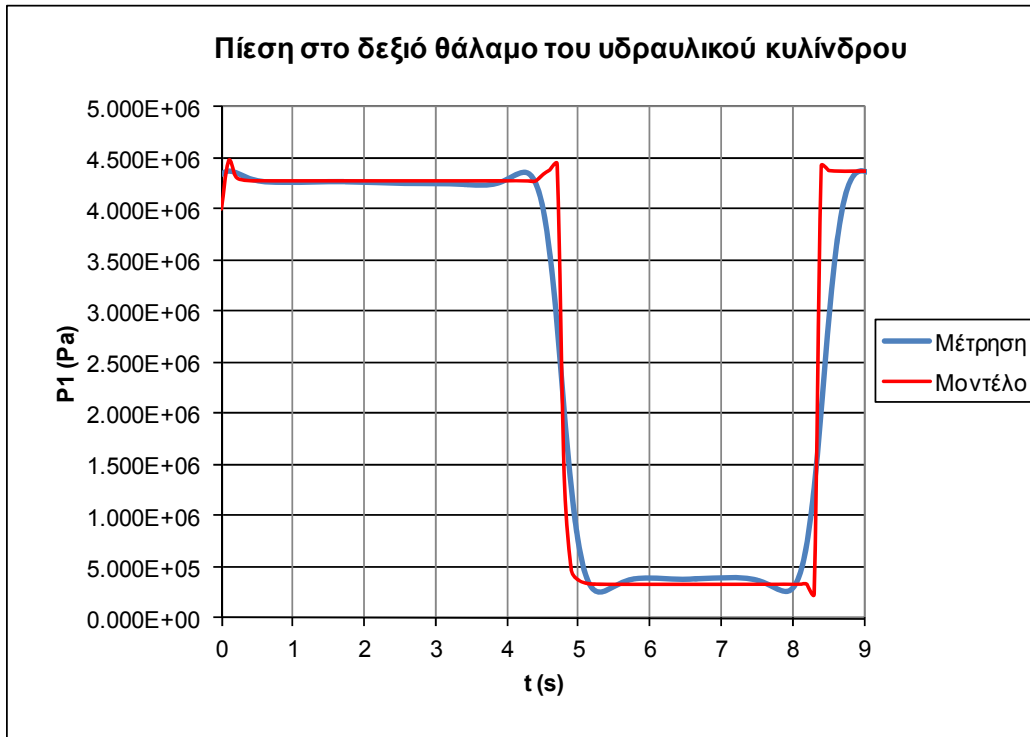
τικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.112 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι $5,00e-5\text{m}^3/\text{s}$, τιμή που προβλέπεται και από το μοντέλο.



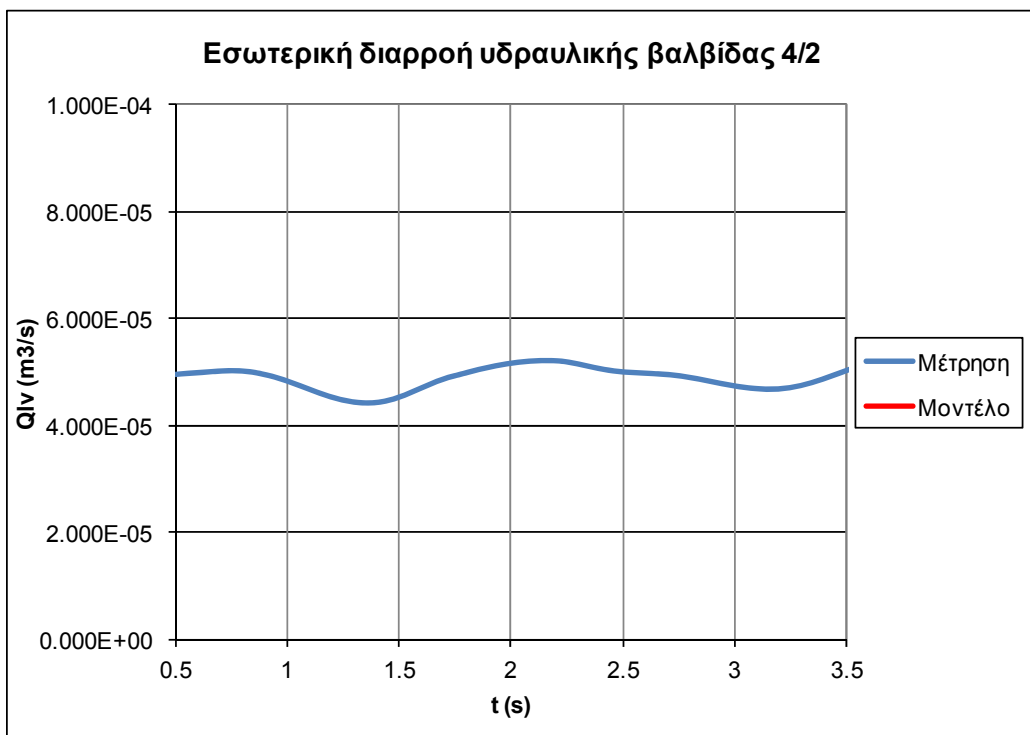
Σχήμα 6.109
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου



Σχήμα 6.110
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου



Σχήμα 6.111
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



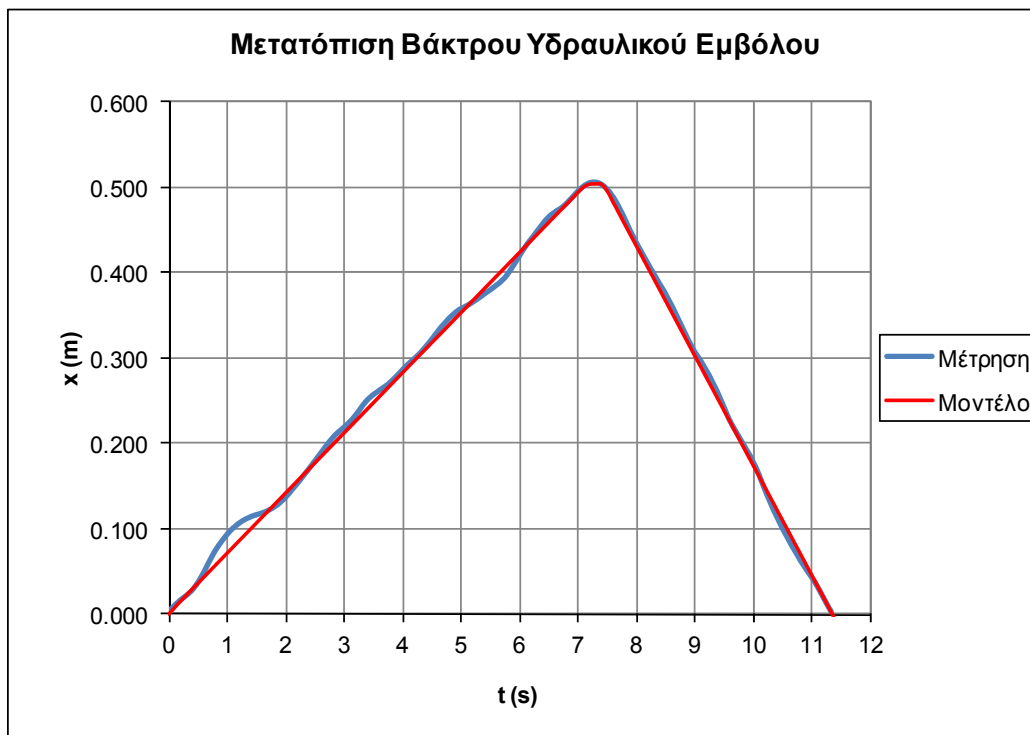
Σχήμα 6.112
Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

δ) Μέτρηση με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μιάμιση στροφή ($c=62\mu\text{m}$)

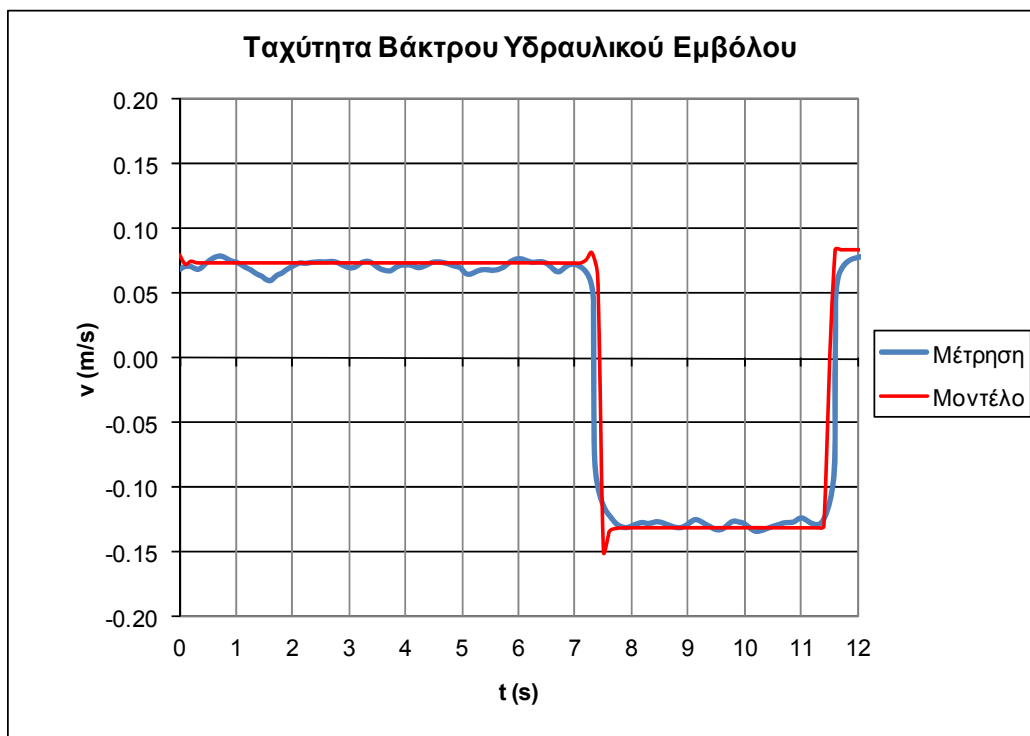
Συνεχίζοντας με τις δοκιμές, τα αποτελέσματα της τέταρτης μέτρησης του τρίτου κύκλου με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά μιάμιση στροφή και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα σχήματα που ακολουθούν. Στο Σχήμα 6.113 φαίνεται η μετατόπιση του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 11,3s, εκ των οποίων τα 7,2s είναι για τη φάση εργασίας και τα 4,1s για τη φάση επιστροφής. Και σε αυτή την περίπτωση, η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης βλέπουμε ότι προβλέπονται με μεγάλη ακρίβεια από το μοντέλο, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο στο έμβολο της υδραυλικής βαλβίδας $c=62\mu\text{m}$. Στο Σχήμα 6.114 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας πέφτει στα 0,070m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,074m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,132m/s, (το μοντέλο προβλέπει 0,134m/s). Όπως βλέπουμε, υπάρχει πολύ καλή συσχέτιση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα, κάτι που φαίνεται τόσο από το σχήμα, όσο και από τα μέγιστα/ελάχιστα των δύο καμπυλών.

Στο Σχήμα 6.115 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκρισή τους με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Ομοίως με τις προηγούμενες δοκιμές, η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα $4,4e6 \text{ Pa}$ (44,0 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα $4,8e5 \text{ Pa}$ (4,8 bar, με το μοντέλο να προβλέπει 4,5bar). Και εδώ υπάρχει αρκετά καλή ταύτιση της πειραματικής με τη θεωρητική καμπύλη, με κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβατικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.116 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της ισοδύναμης εσωτερικής διαρροής είναι $1,05e-4\text{m}^3/\text{s}$, ενώ το μοντέλο προβλέπει $9,7e-5\text{m}^3/\text{s}$.

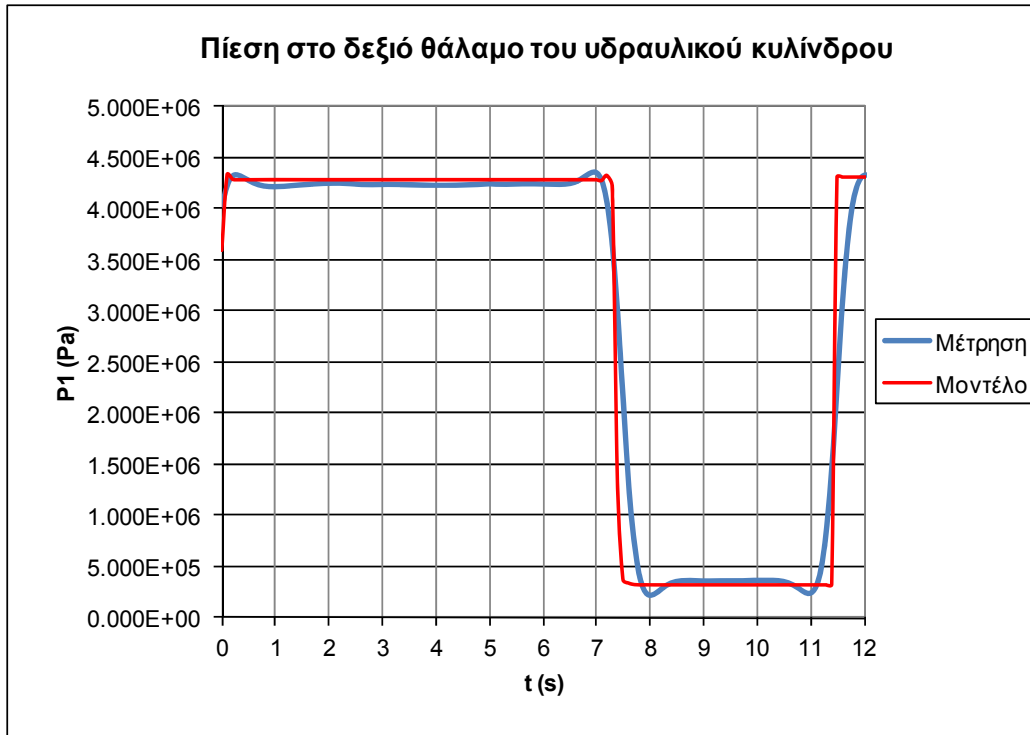
Και σε αυτή τη δοκιμή, από τη σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα προκύπτει εξαιρετικά καλή σύμπτωση τόσο στη μορφή, όσο και στα ελάχιστα/μέγιστα των καμπυλών για όλα τα κύρια μεγέθη του κυκλώματος. Αναμενόμενα, η επίδραση της εσωτερικής διαρροής της βαλβίδας είναι πλέον αισθητή και στις δύο φάσεις (εργασίας και επιστροφής), με μεγαλύτερη εκείνη στη φάση εργασίας.



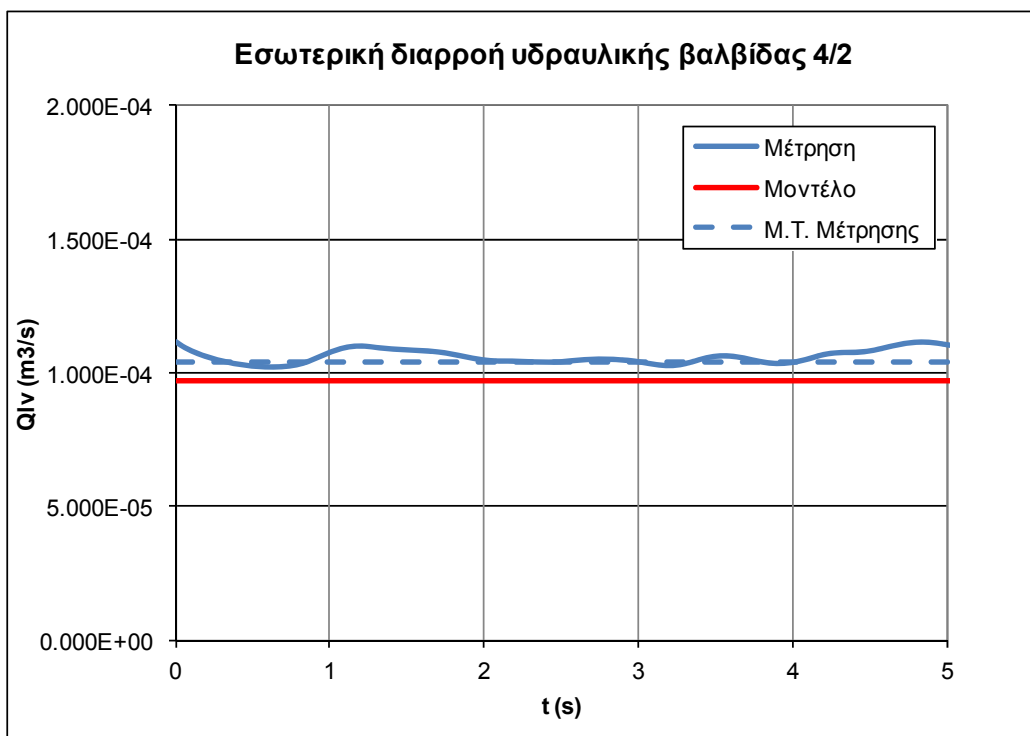
Σχήμα 6.113
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.114
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.115
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



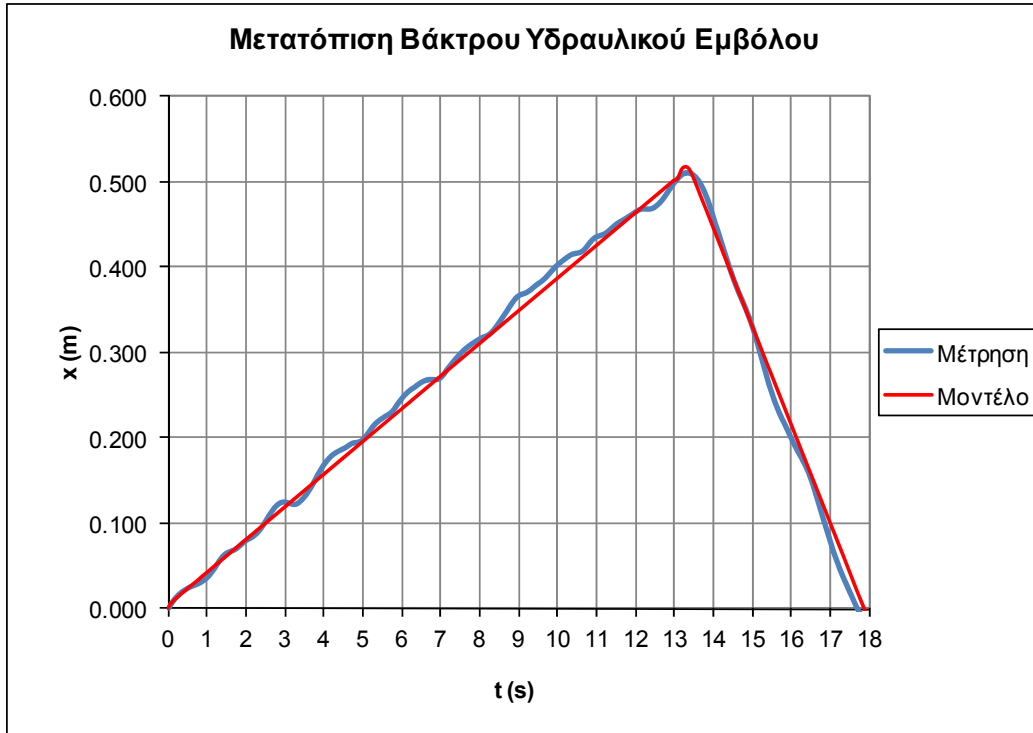
Σχήμα 6.116
Εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

ε) Μέτρηση με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά δύο στροφές ($c=73\mu\text{m}$)

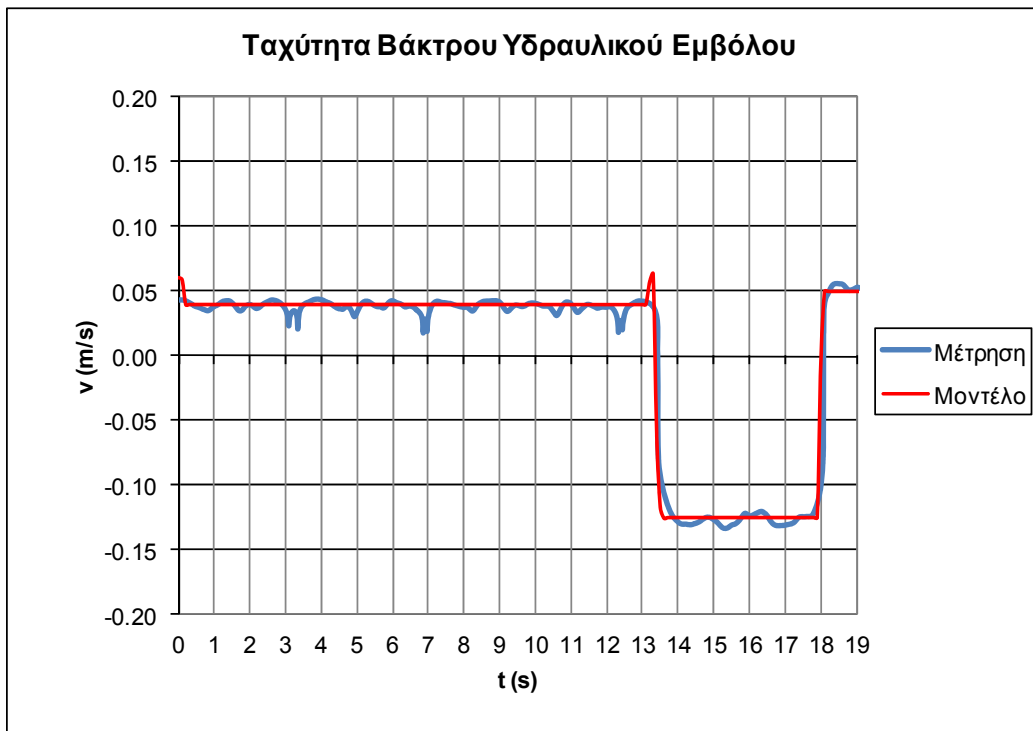
Τέλος, τα αποτελέσματα της πέμπτης μέτρησης του τρίτου κύκλου με το στραγγαλιστικό ανοικτό κατά δύο στροφές και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά αποτελέσματα του μοντέλου φαίνονται στα σχήματα που ακολουθούν. Στο Σχήμα 6.117 φαίνεται η μετατόπιση του βάκτρου του υδραυλικού κυλίνδρου. Συνολικά η κίνηση διαρκεί 17,8s (το μοντέλο προβλέπει 17,9s), εκ των οποίων τα 13,3s είναι για τη φάση εργασίας και τα 4,5s για τη φάση επιστροφής (εδώ το μοντέλο προβλέπει 4,6s). Η συνολική διάρκεια της κίνησης, η διάρκεια των φάσεων εργασίας και επιστροφής, αλλά και το μέγιστο, το ελάχιστο και το σχήμα της καμπύλης βλέπουμε ότι προβλέπονται με μεγάλη ακρίβεια και από τα αποτελέσματα του μοντέλου, στο οποίο ορίσαμε ως εσωτερικό διάκενο στο έμβολο της υδραυλικής βαλβίδας $c=73\mu\text{m}$. Στο Σχήμα 6.118 φαίνεται το διάγραμμα της ταχύτητας του εμβόλου στη φάση εργασίας και επιστροφής, και οι αντίστοιχες τιμές που προβλέπει το μοντέλο. Η μέση ταχύτητα στη φάση εργασίας πέφτει στα 0,040m/s (το μοντέλο προβλέπει 0,039m/s) και στη φάση επιστροφής είναι 0,125m/s (εδώ, το μοντέλο προβλέπει 0,123m/s). Όπως βλέπουμε, υπάρχει πρακτικά ταύτιση τόσο στο σχήμα, όσο και στα μέγιστα/ελάχιστα των δύο καμπυλών. Αυτό που επίσης παρατηρούμε είναι ότι η καμπύλη της ταχύτητας παρουσιάζει έντονες διακυμάνσεις, ενώ υπάρχουν και σημεία που σχεδόν μηδενίζεται. Αυτό συμβαίνει επειδή, λόγω της πολύ μικρής ταχύτητας κίνησης, υπάρχουν στιγμιαία κολλήματα του εμβόλου.

Στο Σχήμα 6.119 φαίνεται η πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου και η σύγκριση με τις αντίστοιχες τιμές του μοντέλου. Η μέση πίεση στη φάση εργασίας φτάνει τα 4,4e6 Pa (44,0 bar, όση προβλέπεται και από το μοντέλο), ενώ στη φάση επιστροφής πέφτει στα 4,8e5 Pa (4,8 bar, με το μοντέλο να προβλέπει 4,5bar). Και εδώ υπάρχει αρκετά καλή ταύτιση της πειραματικής με τη θεωρητική καμπύλη, με κύρια σημεία αποκλίσεων τις μεταβατικές περιόδους αλλαγής φοράς κίνησης. Τέλος, στο Σχήμα 6.120 βλέπουμε την ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα κατά τη φάση εργασίας. Όπως βλέπουμε, η μέση τιμή της εσωτερικής διαρροής είναι 1,40e-4m³/s, τιμή που προβλέπεται και από το μοντέλο.

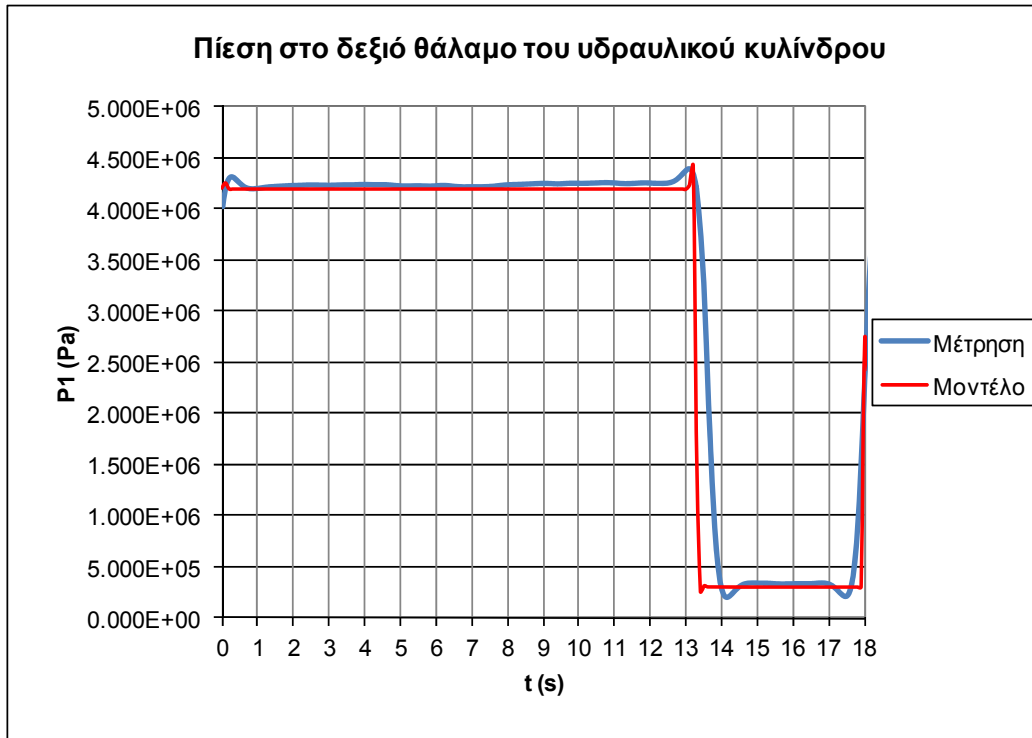
Συμπερασματικά, από τη σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα προκύπτει εξαιρετικά καλή σύμπτωση τόσο στη μορφή, όσο και στα ελάχιστα/μέγιστα των καμπυλών για όλα τα κύρια μεγέθη του κυκλώματος. Επίσης και εδώ βλέπουμε ότι πλέον η εσωτερική διαρροή έχει σημαντικότερη επίδραση στην ομαλή λειτουργία του κυκλώματος, χωρίς όμως να υπάρχει κάποιο «εξωτερικό» σύμπτωμα το οποίο θα μπορούσε να οδηγήσει έναν εμπειρικό παρατηρητή στην αιτία του προβλήματος.



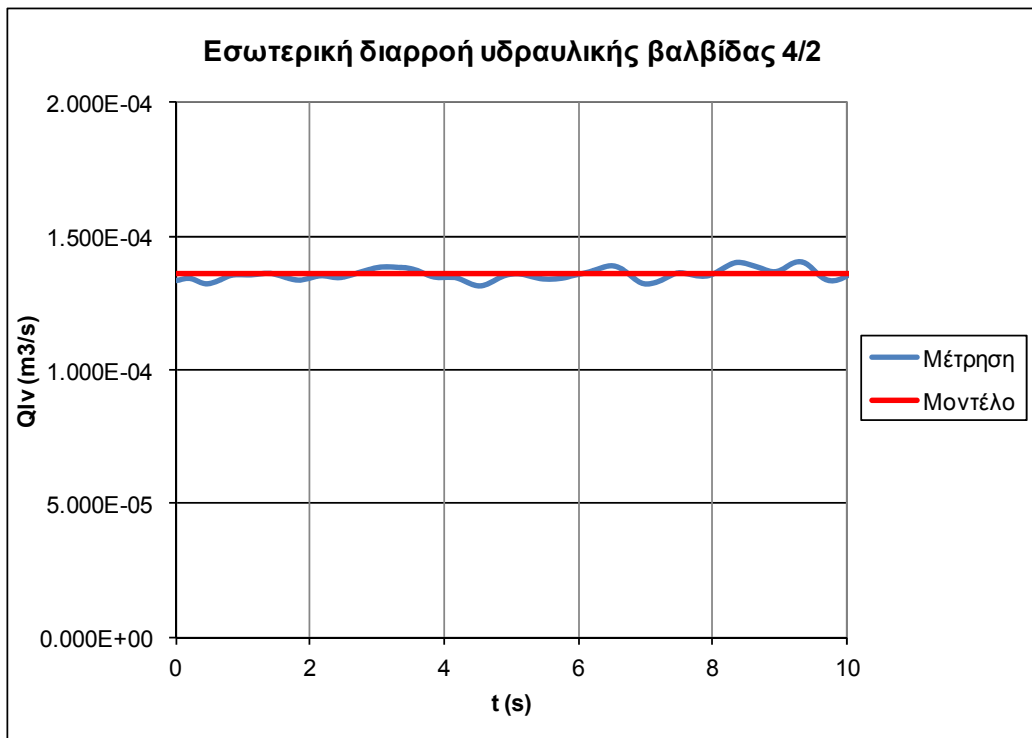
Σχήμα 6.117
Μετατόπιση βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.118
Ταχύτητα βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.119
Πίεση στο δεξιό θάλαμο του υδραυλικού κυλίνδρου, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα



Σχήμα 6.120
Ισοδύναμη εσωτερική διαρροή στην υδραυλική βαλβίδα 4/2 κατά τη φάση εργασίας, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα

6.4 Επισκόπηση αποτελεσμάτων

6.4.1 Εισαγωγή

Για την επισκόπηση της συσχέτισης των θεωρητικών με τα πειραματικά δεδομένα, το ενδιαφέρον επικεντρώνεται στην παροχή εσωτερικής διαρροής του κυλίνδρου και της βαλβίδας ως μέγεθος άμεσα συνδεδεμένο με τη βλάβη, (δηλαδή την άυξηση του εσωτερικού διακένου των εξαρτημάτων), αλλά και στο λόγο της μέσης ταχύτητας στη φάση εργασίας προς τη μέση ταχύτητα κατά τη φάση επιστροφής, ως δείκτη της επίδρασης της εσωτερικής διαρροής στη λειτουργία του κυκλώματος. Για τα δύο αυτά μεγέθη λοιπόν, για κάθε κύκλο δοκιμών υπολογίστηκε ο συντελεστής συσχέτισης r ανάμεσα στα θεωρητικά και τα πειραματικά δεδομένα, σύμφωνα με τη σχέση:

$$r = \frac{\sum (x - \bar{x}) \cdot (y - \bar{y})}{\sqrt{\sum (x - \bar{x})^2 \sum (y - \bar{y})^2}} \quad (6.1)$$

όπου x οι τιμές του ισοδύναμου διακένου, y οι τιμές της εσωτερικής διαρροής ή του λόγου της μέσης ταχύτητας στη φάση εργασίας προς τη μέση ταχύτητα κατά τη φάση επιστροφής (ανάλογα με το γράφημα) και \bar{x} και \bar{y} οι αντίστοιχες μέσες τιμές τους. Επίσης, για κάθε ομάδα δεδομένων, τόσο πειραματικών όσο και θεωρητικών, υπολογίστηκαν καμπύλες αναδρομής μορφής πολυωνύμου τρίτου βαθμού και ο αντίστοιχος συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα (correlation index ή coefficient of determination) R^2 , ο οποίος υπολογίζεται από τη σχέση:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum (y - y_{\text{fit}})^2}{\sum (y - \bar{y})^2} \quad (6.2)$$

όπου y οι τιμές της εσωτερικής διαρροής ή του λόγου της μέσης ταχύτητας στη φάση εργασίας προς τη μέση ταχύτητα κατά τη φάση επιστροφής (ανάλογα με το γράφημα), \bar{y} οι αντίστοιχες μέσες τιμές τους και y_{fit} τα αντίστοιχα δεδομένα της καμπύλης αναδρομής.

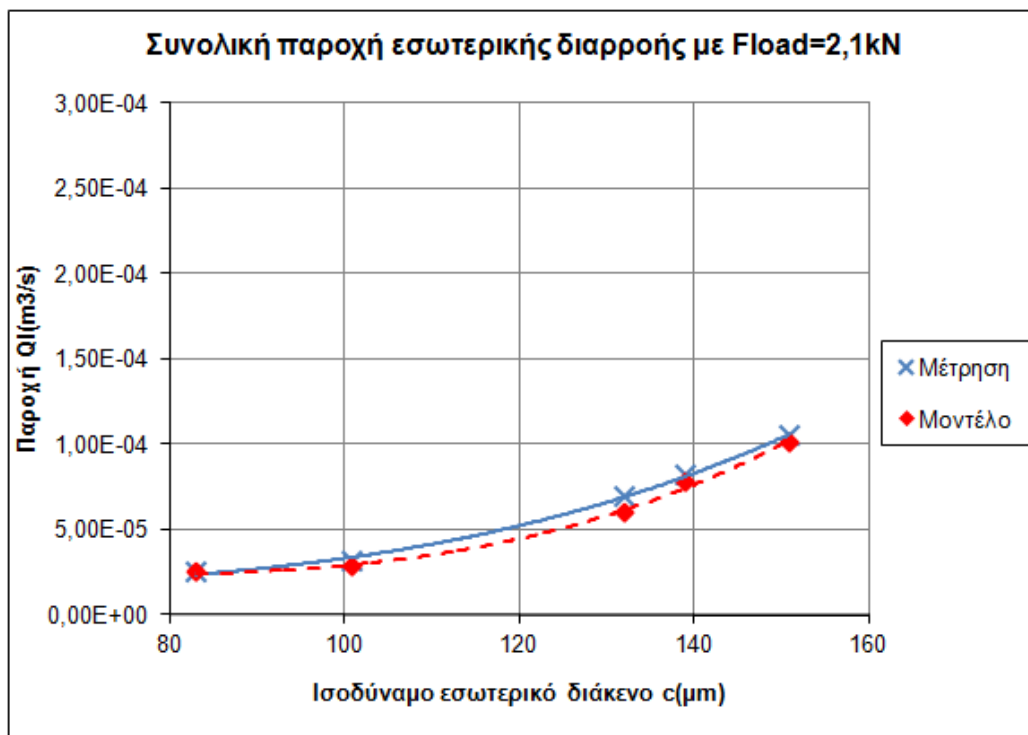
6.4.2 Επισκόπηση μετρήσεων εσωτερικής διαρροής κυλίνδρου και βαλβίδας

α) Μετρήσεις ισοδύναμης εσωτερικής διαρροής κυλίνδρου

i) Μέτρηση με Fload = 2,1kN

Στο Σχήμα 6.121 φαίνεται η σύγκριση των θεωρητικών και πειραματικών δεδομένων για τη συνολική ισοδύναμη εσωτερική διαρροή του υδραυλικού κυλίνδρου κατά τη δοκιμή με ισοδύναμο φορτίο Fload = 2,1kN, σε συνάρτηση με το ισοδύναμο εσωτερικό διάκενο που είχε υπολογιστεί. Όπως φαίνεται, υπάρχει εξαιρετικά καλή συσχέτιση μεταξύ των πειραματικών και των θεωρητικών δεδομένων, και ο σχετικός συντελεστής είναι $r = 99,4\%$. Επίσης, όπως φαί-

νεται και από τις δύο καμπύλες αναδρομής πάλι στο Σχήμα 6.121, τόσο στα πειραματικά όσο και στα θεωρητικά δεδομένα, η ισοδύναμη εσωτερική διαρροή είναι πολυωνυμική συνάρτηση τρίτου βαθμού του διακένου c , όπως αναμενόταν και από την εξίσωση 5.114. Ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 100\%$ για τα πειραματικά δεδομένα (αυτό είναι κάτι αναμενόμενο, αφού τα ισοδύναμα διάκενα υπολογίστηκαν από τη δοκιμή με $Fload = 2,1kN$) και $R^2 = 99,4\%$ για τα δεδομένα του μοντέλου.

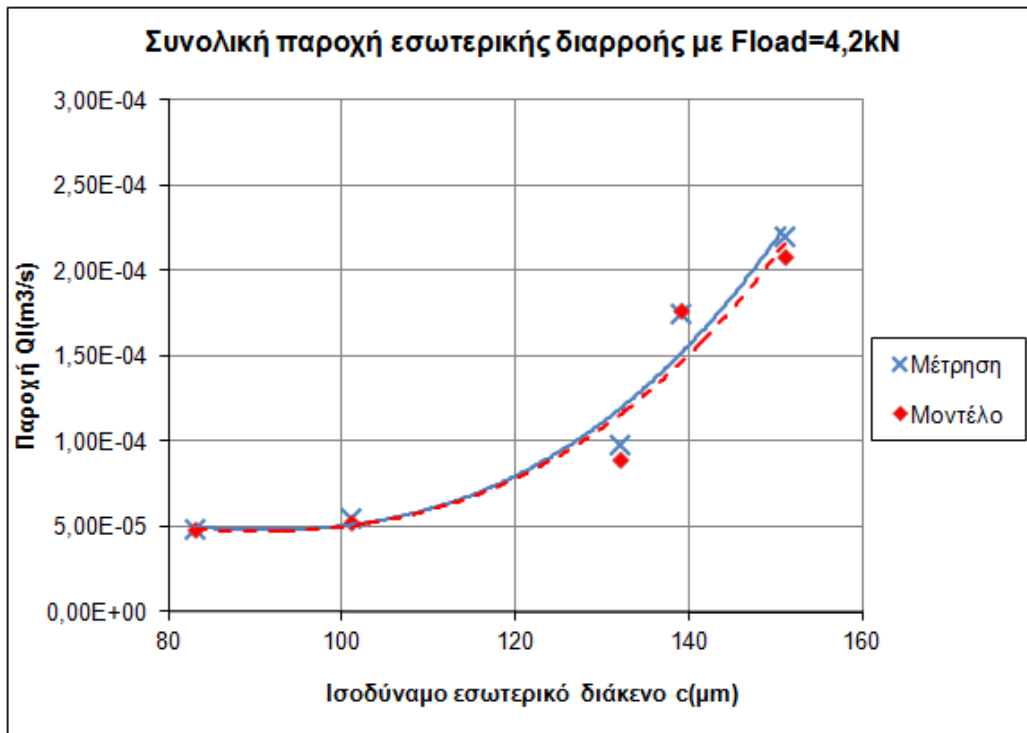


Σχήμα 6.121

Εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη δοκιμή με $Fload = 2,1kN$, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα με τις αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής μορφής πολυώνυμου τρίτου βαθμού

ii) Μέτρηση με $Fload = 4,2kN$

Ομοίως, στο Σχήμα 6.122 φαίνεται η σύγκριση των θεωρητικών και πειραματικών δεδομένων για τη συνολική ισοδύναμη εσωτερική διαρροή του υδραυλικού κυλίνδρου κατά τη δοκιμή με ισοδύναμο φορτίο $Fload = 4,2kN$, σε συνάρτηση με το ισοδύναμο εσωτερικό διάκενο που είχε υπολογιστεί. Όπως φαίνεται, και εδώ υπάρχει εξαιρετικά καλή συσχέτιση μεταξύ των πειραματικών και των θεωρητικών δεδομένων, και ο σχετικός συντελεστής είναι $r = 99,8\%$. Όπως φαίνεται και από τις δύο καμπύλες αναδρομής πάλι στο Σχήμα 6.123, τόσο στα πειραματικά όσο και στα θεωρητικά δεδομένα, η ισοδύναμη εσωτερική διαρροή είναι πολυωνυμική συνάρτηση τρίτου βαθμού του διακένου c , όπως αναμενόταν και από την εξίσωση 5.114. Ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 95,4\%$ για τα πειραματικά δεδομένα και $R^2 = 92,1\%$ για τα δεδομένα του μοντέλου.

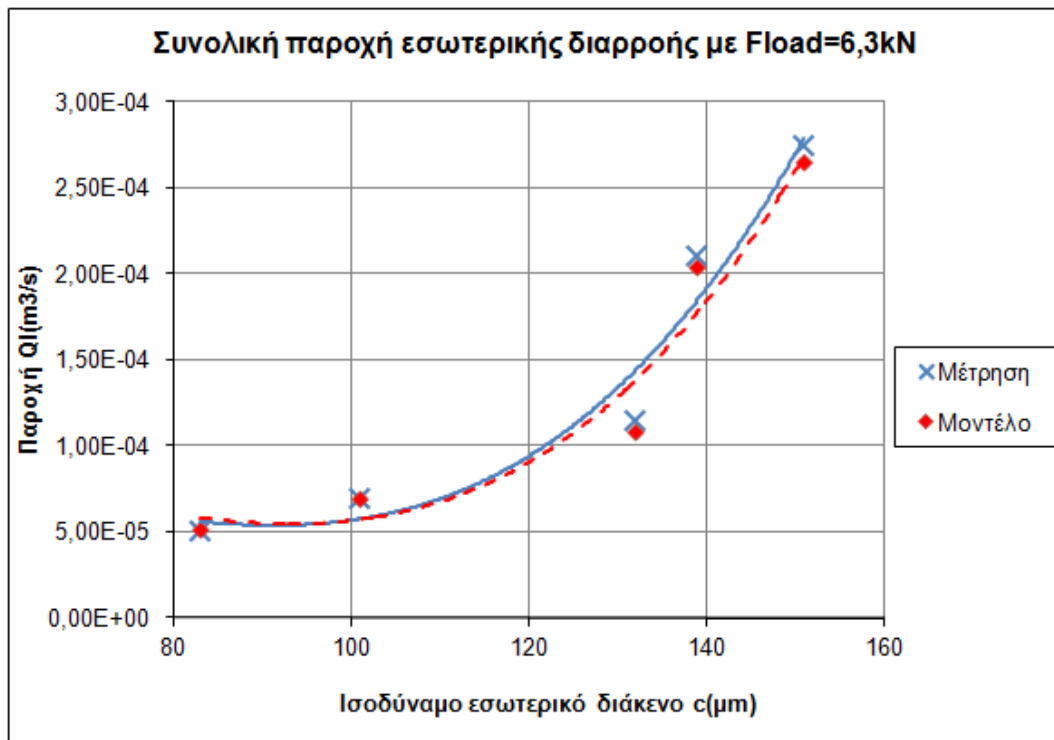


Σχήμα 6.122

Εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη δοκιμή με Fload = 4,2kN, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής μορφής πολυώνυμου τρίτου βαθμού

iii) Μέτρηση με Fload = 6,3kN

Τέλος, στο Σχήμα 6.123 φαίνεται η σύγκριση των θεωρητικών και πειραματικών δεδομένων για τη συνολική ισοδύναμη εσωτερική διαρροή του υδραυλικού κυλίνδρου κατά τη δοκιμή με ισοδύναμο φορτίο Fload = 6,3kN, σε συνάρτηση με το ισοδύναμο εσωτερικό διάκενο που είχε υπολογιστεί. Όπως φαίνεται, και εδώ υπάρχει εξαιρετικά καλή συσχέτιση μεταξύ των πειραματικών και των θεωρητικών δεδομένων, και ο σχετικός συντελεστής είναι $r = 99,7\%$. Όπως και στις προηγούμενες δοκιμές, η ισοδύναμη εσωτερική διαρροή είναι πολυωνυμική συνάρτηση τρίτου βαθμού του διακένου c , όπως αναμενόταν και από την εξίσωση 5.114. Ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 95,4\%$ για τα πειραματικά δεδομένα και $R^2 = 94,6\%$ για τα δεδομένα του μοντέλου.



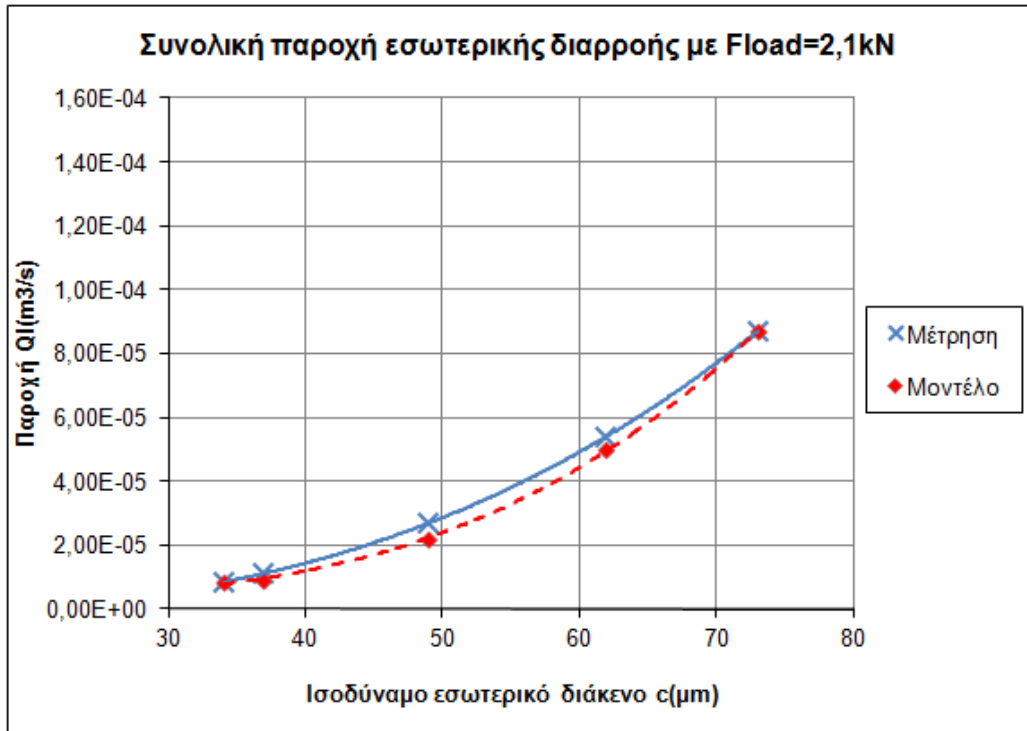
Σχήμα 6.123

Εσωτερική διαρροή στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τη δοκιμή με Fload = 6,3kN, και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής μορφής πολυώνυμου τρίτου βαθμού

β) Μετρήσεις ισοδύναμης εσωτερικής διαρροής βαλβίδας

i) Μέτρηση με Fload = 2,1kN

Ομοίως με τις μετρήσεις του υδραυλικού κυλίνδρου, στο Σχήμα 6.124 φαίνεται η σύγκριση των θεωρητικών και πειραματικών δεδομένων για τη συνολική ισοδύναμη εσωτερική διαρροή της βαλβίδας 4/2 κατά τη δοκιμή με ισοδύναμο φορτίο Fload = 2,1kN, σε συνάρτηση με το ισοδύναμο εσωτερικό διάκενο που είχε υπολογιστεί. Όπως φαίνεται, υπάρχει εξαιρετικά καλή συσχέτιση μεταξύ των πειραματικών και των θεωρητικών δεδομένων, και ο σχετικός συντελεστής είναι $r = 99,7\%$. Επίσης, όπως φαίνεται και από τις δύο καμπύλες αναδρομής πάλι στο Σχήμα 6.124, τόσο στα πειραματικά όσο και στα θεωρητικά δεδομένα, η ισοδύναμη εσωτερική διαρροή είναι ανάλογη με την τρίτη δύναμη του ισοδύναμου εσωτερικού διακένου. Παρατηρούμε ότι η συσχέτιση των δεδομένων με την καμπύλη αναδρομής είναι αισθητά καλύτερη σε σύγκριση με τις αντίστοιχες δοκιμές στον υδραυλικό κύλινδρο. Αναμφίβολα, αυτό οφείλεται στη μεγαλύτερη ακρίβεια του υπολογισμού της εσωτερικής διαρροής και των ισοδύναμων διακένων της βαλβίδας (ο οποίος γίνεται άμεσα από τις ενδείξεις των παροχόμετρων) σε αντιπαραβολή με τον έμμεσο τρόπο υπολογισμού (μέσω της ταχύτητας του εμβόλου) των αντίστοιχων μεγεθών του υδραυλικού κυλίνδρου, ο οποίος εισάγει μεγαλύτερο περιθώριο σφάλματος. Ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 100,0\%$ για τα πειραματικά δεδομένα (κάτι αναμενόμενο, αφού τα ισοδύναμα διακένα της βαλβίδας υπολογίστηκαν από τη δοκιμή με Fload = 2,1kN) και $R^2 = 99,9\%$ για τα δεδομένα του μοντέλου.

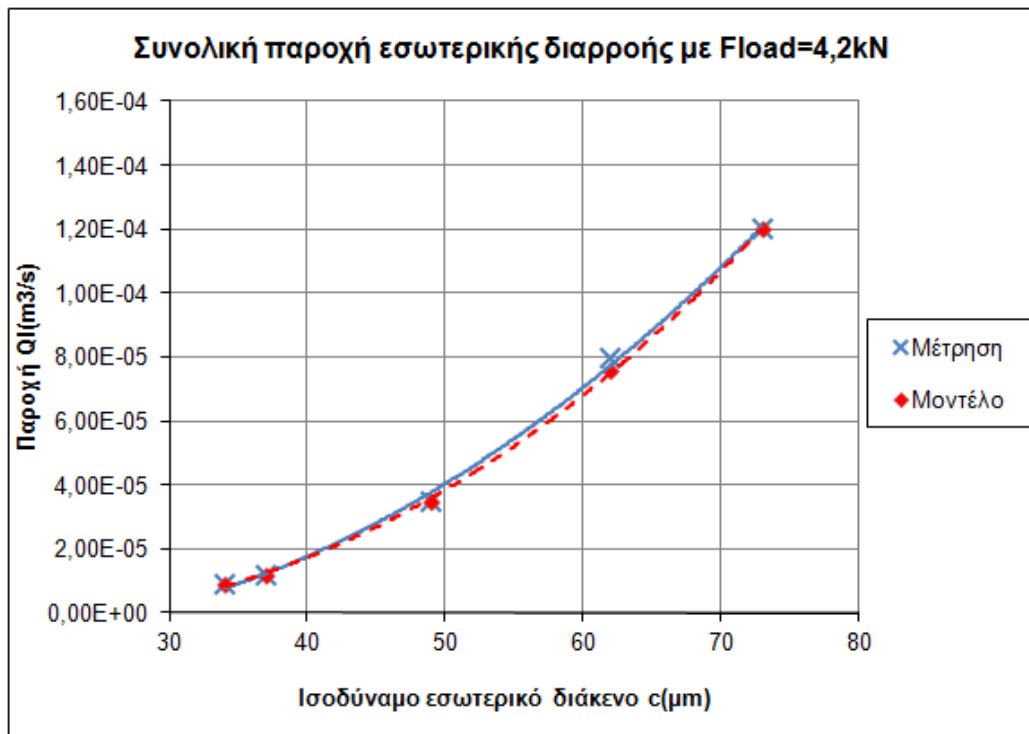


Σχήμα 6.124

Εσωτερική διαρροή στη βαλβίδα 4/2 κατά τη δοκιμή με Fload = 2,1kN, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής της μορφής $y = ax^3$

ii) Μέτρηση με Fload = 4,2kN

Ομοίως, στο Σχήμα 6.125 φαίνεται η σύγκριση των θεωρητικών και πειραματικών δεδομένων για τη συνολική ισοδύναμη εσωτερική διαρροή της βαλβίδας 4/2 κατά τη δοκιμή με ισοδύναμο φορτίο Fload = 4,2kN, σε συνάρτηση με το ισοδύναμο εσωτερικό διάκενο που είχε υπολογιστεί. Πάλι, και εδώ υπάρχει εξαιρετικά καλή συσχέτιση μεταξύ των πειραματικών και των θεωρητικών δεδομένων, και ο σχετικός συντελεστής είναι $r = 99,9\%$. Όπως φαίνεται και από τις δύο καμπύλες αναδρομής πάλι στο Σχήμα 6.125, τόσο στα πειραματικά όσο και στα θεωρητικά δεδομένα, η ισοδύναμη εσωτερική διαρροή είναι ανάλογη με την τρίτη δύναμη του ισοδύναμου εσωτερικού διακένου. Και σε αυτή τη μέτρηση παρατηρούμε καλύτερη συσχέτιση των δεδομένων με τις καμπύλες αναδρομής σε σύγκριση με τις αντίστοιχες δοκιμές στον υδραυλικό κύλινδρο, για τις ίδιες αιτίες με αυτές που αναλύθηκαν στην προηγούμενη παράγραφο. Ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 99,8\%$ για τα πειραματικά δεδομένα και $R^2 = 99,9\%$ για τα δεδομένα του μοντέλου.

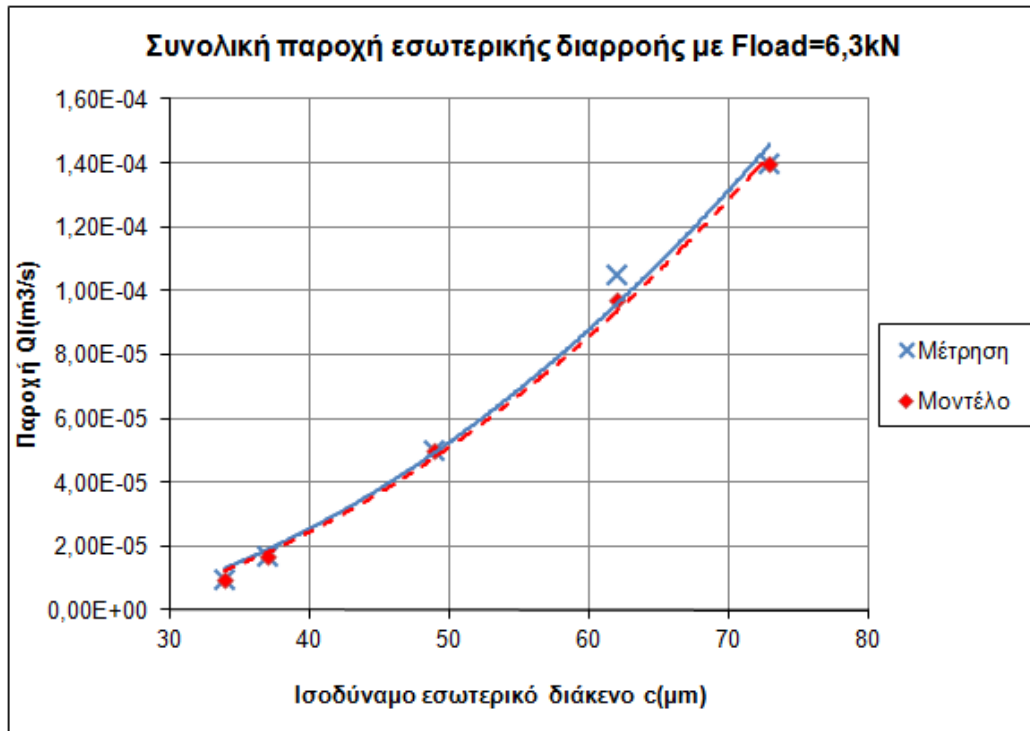


Σχήμα 6.125

Εσωτερική διαρροή στη βαλβίδα 4/2 κατά τη δοκιμή με Fload = 4,2kN, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής της μορφής $y = ax^3$

iii) Μέτρηση με Fload = 6,3kN

Τέλος, στο Σχήμα 6.126 φαίνεται η σύγκριση των θεωρητικών και πειραματικών δεδομένων για τη συνολική ισοδύναμη εσωτερική διαρροή της βαλβίδας 4/2 κατά τη δοκιμή με ισοδύναμο φορτίο Fload = 6,3kN, σε συνάρτηση με το ισοδύναμο εσωτερικό διάκενο που είχε υπολογιστεί. Πάλι, και εδώ υπάρχει εξαιρετικά καλή συσχέτιση μεταξύ των πειραματικών και των θεωρητικών δεδομένων, και ο σχετικός συντελεστής είναι $r = 99,8\%$. Όπως φαίνεται και από τις δύο καμπύλες αναδρομής πάλι στο Σχήμα 6.126, τόσο στα πειραματικά όσο και στα θεωρητικά δεδομένα, η ισοδύναμη εσωτερική διαρροή είναι ανάλογη με την τρίτη δύναμη του ισοδύναμου εσωτερικού διακένου. Και σε αυτή τη μέτρηση παρατηρούμε καλύτερη συσχέτιση των δεδομένων με τις καμπύλες αναδρομής με τα δεδομένα αλλά και μεταξύ τους σε σύγκριση με τις αντίστοιχες δοκιμές στον υδραυλικό κύλινδρο, κάτι που εκτός των άλλων επιβεβαιώνει και την αρχική παρατήρηση. Ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 98,9\%$ για τα πειραματικά δεδομένα και $R^2 = 99,7\%$ για τα δεδομένα του μοντέλου.



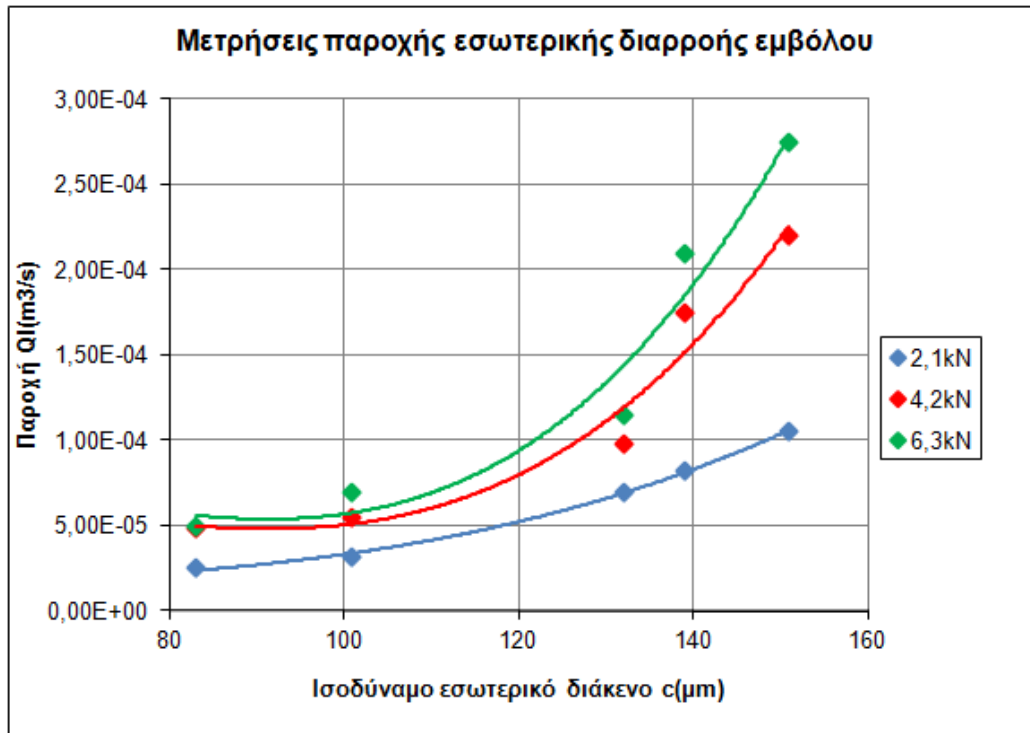
Σχήμα 6.126

Εσωτερική διαρροή στη βαλβίδα 4/2 κατά τη δοκιμή με Fload = 6,3kN, σύγκριση πειραματικών με θεωρητικά δεδομένα και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής της μορφής $y = ax^3$

γ) Συνολική επισκόπηση

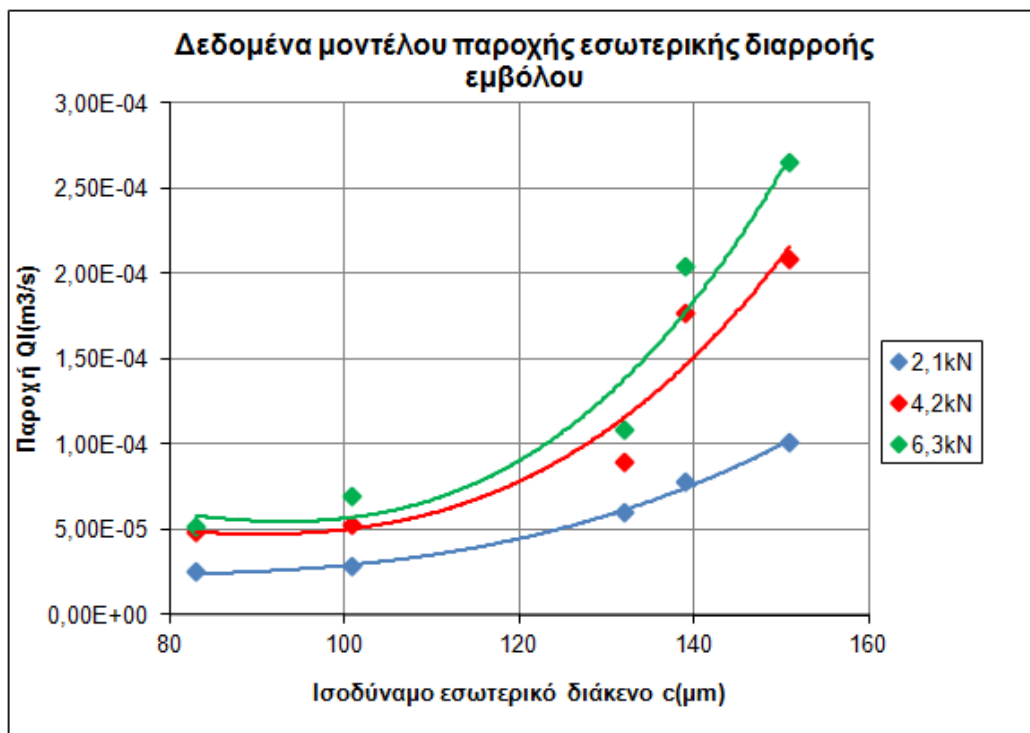
Στο Σχήμα 6.127 φαίνεται η συνολική επισκόπηση των μετρήσεων ισοδύναμης εσωτερικής διαρροής του υδραυλικού κυλίνδρου για τα διάφορα φορτία σε συνάρτηση με το ισοδύναμο εσωτερικό διάκενο καθώς και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής, ενώ στο Σχήμα 6.128 φαίνονται τα αντίστοιχα δεδομένα που προέκυψαν από το μοντέλο. Ομοίως, στο Σχήμα 6.129 φαίνεται η συνολική επισκόπηση των μετρήσεων ισοδύναμης εσωτερικής διαρροής της βαλβίδας 4/2 για τα διάφορα φορτία σε συνάρτηση με το ισοδύναμο εσωτερικό διάκενο καθώς και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής, ενώ στο Σχήμα 6.130 φαίνονται τα αντίστοιχα δεδομένα που προέκυψαν από το μοντέλο. Παρατηρούμε ότι, ενώ στις μετρήσεις και τα αντίστοιχα δεδομένα του μοντέλου για τη βαλβίδα υπάρχει εξαιρετικά καλή συσχέτιση ανάμεσα στα δεδομένα και τις καμπύλες αναδρομής, στις αντίστοιχες μετρήσεις του υδραυλικού κυλίνδρου υπάρχουν αισθητά μεγαλύτερες αποκλίσεις. Αναμφίβολα αυτές οφείλονται στον έμμεσο τρόπο υπολογισμού της εσωτερικής διαρροής στον υδραυλικό κύλινδρο (μέσω της ταχύτητας του εμβόλου, η οποία και αυτή με τη σειρά της προκύπτει με έμμεσο τρόπο, από παραγωγή της μετατόπισης του εμβόλου), σε αντίθεση με την εσωτερική διαρροή της βαλβίδας, η οποία υπολογίζεται με πιο άμεσο τρόπο, από τις τιμές των παροχόμετρων "B" και "C", δημιουργώντας έτσι μικρότερα περιθώρια εισαγωγής σφάλματος στο τελικό αποτέλεσμα. Ακόμη και έτσι όμως, οι μετρήσεις εσωτερικής διαρροής του υδραυλικού κυλίνδρου έχουν αναμφισβήτητη χρησιμότητα, καθώς επαληθεύουν αυτά που θεωρητικά αναμένονταν, ενώ παρατηρούμε ότι

και ο συντελεστής συσχέτισης ανάμεσα στα πειραματικά και τα θεωρητικά δεδομένα είναι πολύ υψηλός.



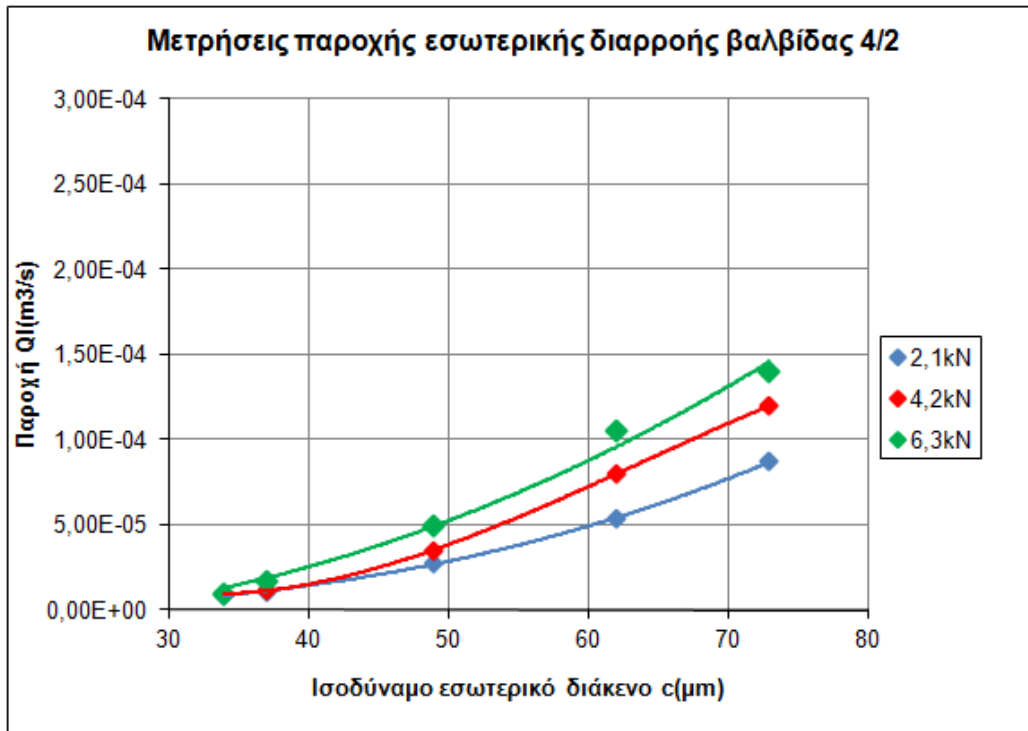
Σχήμα 6.127

Μετρήσεις εσωτερικής διαρροής στον υδραυλικό κύλινδρο για διαφορετικά φορτία και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής μορφής πολυωνύμου τρίτου βαθμού

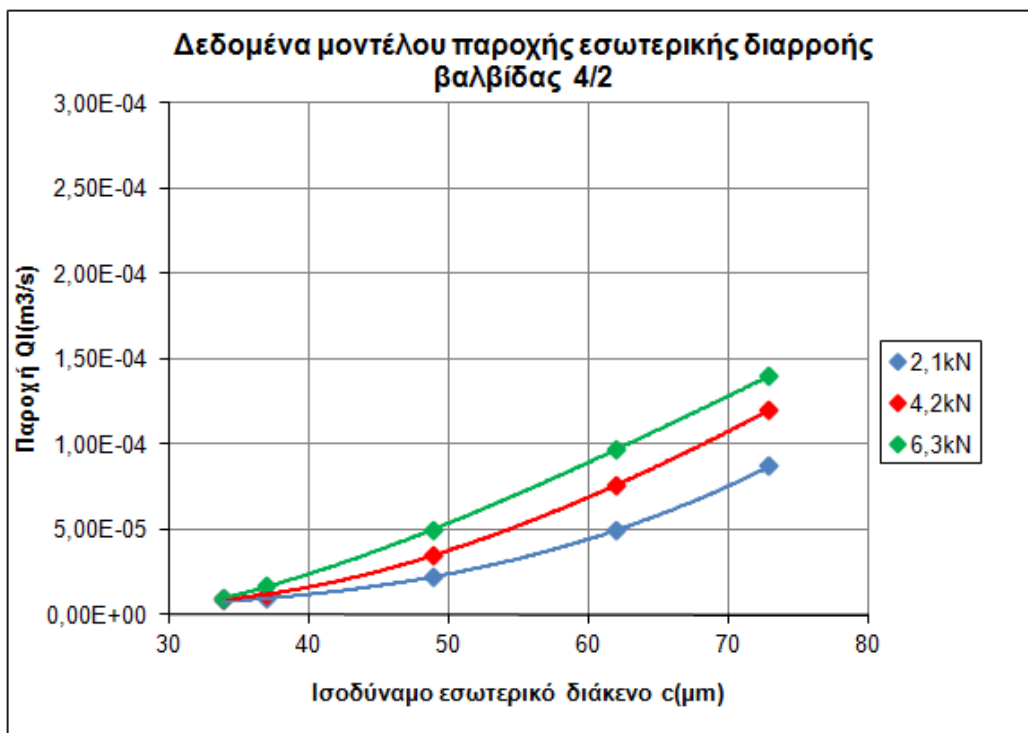


Σχήμα 6.128

Δεδομένα μοντέλου εσωτερικής διαρροής στον υδραυλικό κύλινδρο για διαφορετικά φορτία και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής μορφής πολυωνύμου τρίτου βαθμού



Σχήμα 6.129
Μετρήσεις εσωτερικής διαρροής στη βαλβίδα 4/2 για διαφορετικά φορτία και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής της μορφής $y = ax^3$



Σχήμα 6.130
Δεδομένα μοντέλου εσωτερικής διαρροής στη βαλβίδα 4/2 για διαφορετικά φορτία και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής της μορφής $y = ax^3$

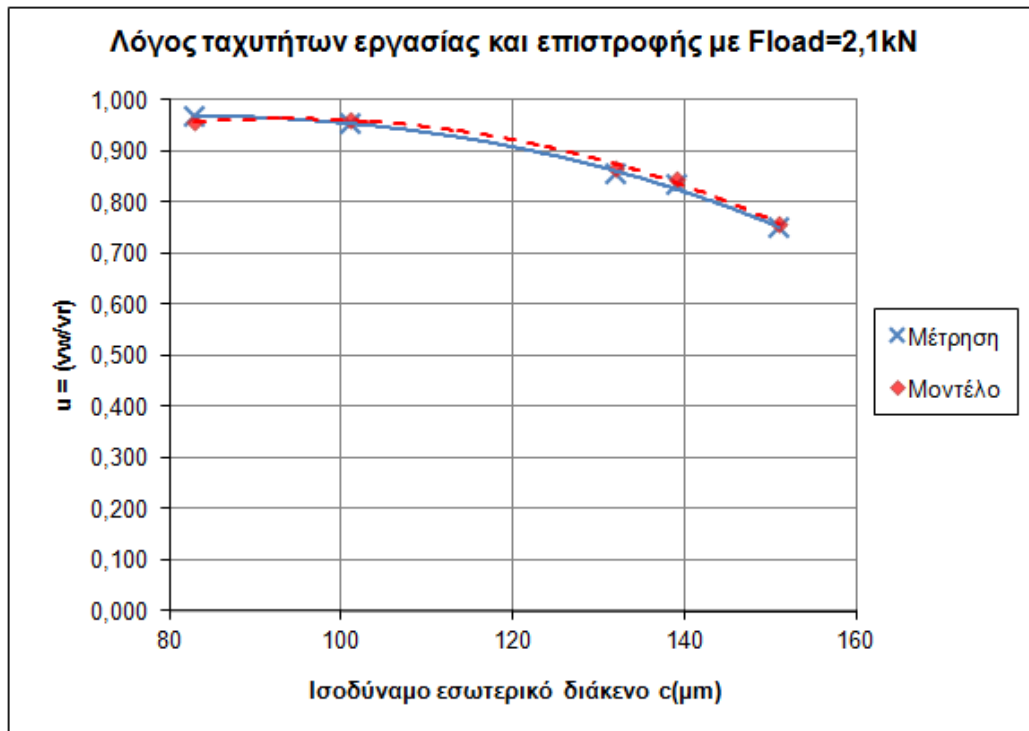
6.4.3 Επισκόπηση μετρήσεων ταχύτητας κίνησης εμβόλου

Προφανώς, η μεγαλύτερη επίδραση της εσωτερικής διαρροής τόσο στον κύλινδρο όσο και στη βαλβίδα 4/2 είναι στη φάση εργασίας του κυλίνδρου, όπου και η πτώση πίεσης κατά μήκος της διαδρομής εσωτερικής διαρροής είναι μέγιστη λόγω του φορτίου. Η επίδραση της αύξησης της ισοδύναμης εσωτερικής διαρροής στην ταχύτητα της φάσης επιστροφής είναι μετρήσιμη, αλλά αισθητά μικρότερη. Επιθυμώντας να λάβουμε υπ'όψιν την επίδραση της εσωτερικής διαρροής τόσο στην ταχύτητα της φάσης εργασίας όσο και στην ταχύτητα της φάσης επιστροφής ορίζουμε το αδιάστατο μέγεθος $u = v_w/v_r$, όπου v_w η μέση ταχύτητα κατά τη φάση εργασίας και v_r η μέση ταχύτητα κατά τη φάση της επιστροφής. Αυτό το μέγεθος χρησιμοποιείται για την επισκόπηση των μετρήσεων της ταχύτητας κίνησης του εμβόλου, τα αποτελέσματα της οποίας φαίνονται στη συνέχεια.

α) Μετρήσεις ταχύτητας με αυξανόμενη εσωτερική διαρροή κυλίνδρου

i) Μέτρηση με $F_{load} = 2,1\text{kN}$

Στο Σχήμα 6.131 φαίνεται η μεταβολή του λόγου u ως συνάρτηση του ισοδύναμου εσωτερικού διακένου στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τον κύκλο δοκιμών με $F_{load} = 2,1\text{kN}$, καθώς και τα αντίστοιχα θεωρητικά δεδομένα που προέκυψαν από το μοντέλο. Όπως βλέπουμε, υπάρχει πολύ καλή συσχέτιση ανάμεσα στα πειραματικά και τα θεωρητικά δεδομένα, με το σχετικό συντελεστή συσχέτισης να είναι $r = 99,5\%$. Στο ίδιο σχήμα φαίνονται και δύο καμπύλες αναδρομής, μία για τα πειραματικά και μια για τα θεωρητικά δεδομένα. Και οι έχουν τη μορφή πολυωνύμου τρίτου βαθμού. Η καμπύλη αναδρομής των πειραματικών δεδομένων έχει εξίσωση $y = -2e-7x^3+9e-6x^2-0,002x+0,86$ και ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 99,7\%$. Αντίστοιχα, η καμπύλη των θεωρητικών δεδομένων έχει εξίσωση $y = 1e-7x^3-3e-5x^2+0,0079x+0,553$ και ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 99,5\%$. Βλέπουμε λοιπόν, ότι σε αυτό τον κύκλο δοκιμών υπάρχει πολύ καλή συσχέτιση ανάμεσα στα πειραματικά και τα θεωρητικά δεδομένα, ενώ και οι καμπύλες αναδρομής μορφής πολυωνύμων τρίτου βαθμού συσχετίζονται με πολύ μεγάλη ακρίβεια με τα δεδομένα, τόσο τα πειραματικά όσο και τα θεωρητικά.

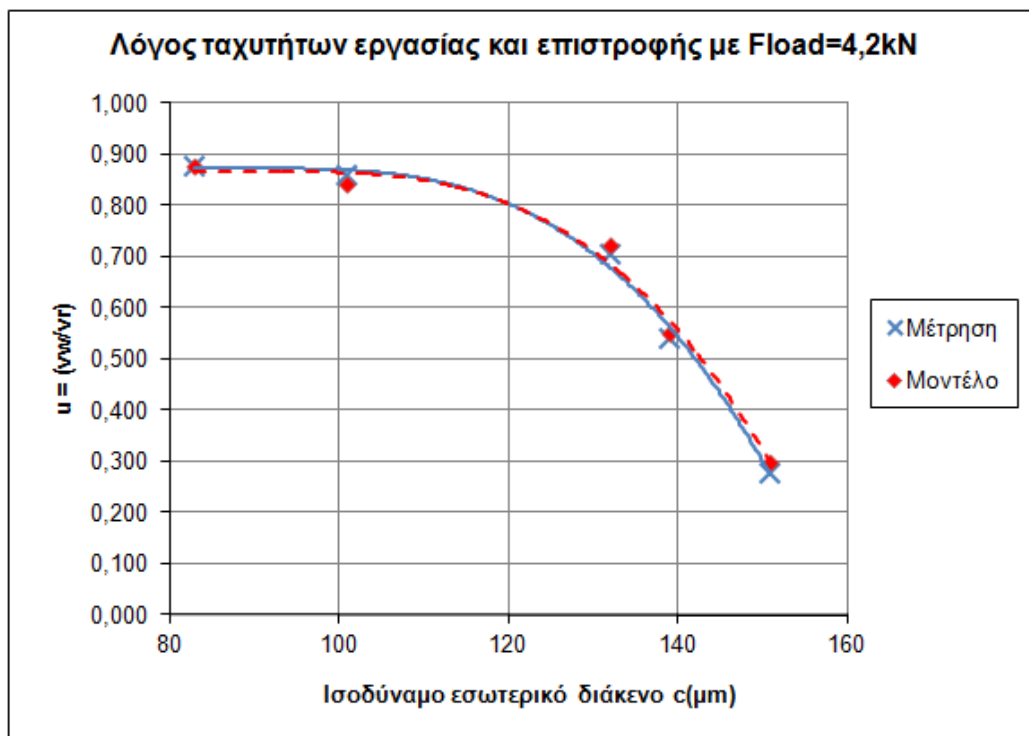


Σχήμα 6.131

Μετρήσεις λόγου u κατά τις δοκιμές με αυξανόμενη εσωτερική διαρροή υδραυλικού κυλίνδρου για $F_{load} = 2,1\text{kN}$, και τα αντίστοιχα θεωρητικά δεδομένα. Στο σχήμα φαίνονται και οι καμπύλες αναδρομής μορφής πολυωνύμου τρίτου βαθμού

ii) Μέτρηση με $F_{load} = 4,2\text{kN}$

Ομοίως με πριν, στο Σχήμα 6.132 φαίνεται η μεταβολή του λόγου u ως συνάρτηση του ισοδύναμου εσωτερικού διακένου στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τον κύκλο δοκιμών με $F_{load} = 4,2\text{kN}$, καθώς και τα αντίστοιχα θεωρητικά δεδομένα που προέκυψαν από το μοντέλο. Κι εδώ, υπάρχει πολύ καλή συσχέτιση ανάμεσα στα πειραματικά και τα θεωρητικά δεδομένα, με το σχετικό συντελεστή συσχέτισης να είναι $r = 99,7\%$. Στο ίδιο σχήμα φαίνονται και δύο καμπύλες αναδρομής, μία για τα πειραματικά και μια για τα θεωρητικά δεδομένα, αμφότερες με μορφή πολυωνύμου τρίτου βαθμού. Η καμπύλη αναδρομής των πειραματικών δεδομένων έχει εξίσωση $y = -3e-6x^3 + 7e-4x^2 - 0,0673x + 2,9$ και ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 99,5\%$. Αντίστοιχα, η καμπύλη των θεωρητικών δεδομένων είναι $y = -3e-6x^3 + 7e-4x^2 - 0,0658x + 2,85$ και ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 98,9\%$. Και εδώ βλέπουμε λοιπόν ότι υπάρχει πολύ καλή συσχέτιση ανάμεσα στα πειραματικά και τα θεωρητικά δεδομένα, ενώ και οι καμπύλες αναδρομής μορφής πολυωνύμων τρίτου βαθμού συσχετίζονται με πολύ μεγάλη ακρίβεια με τα δεδομένα, τόσο τα πειραματικά όσο και τα θεωρητικά.

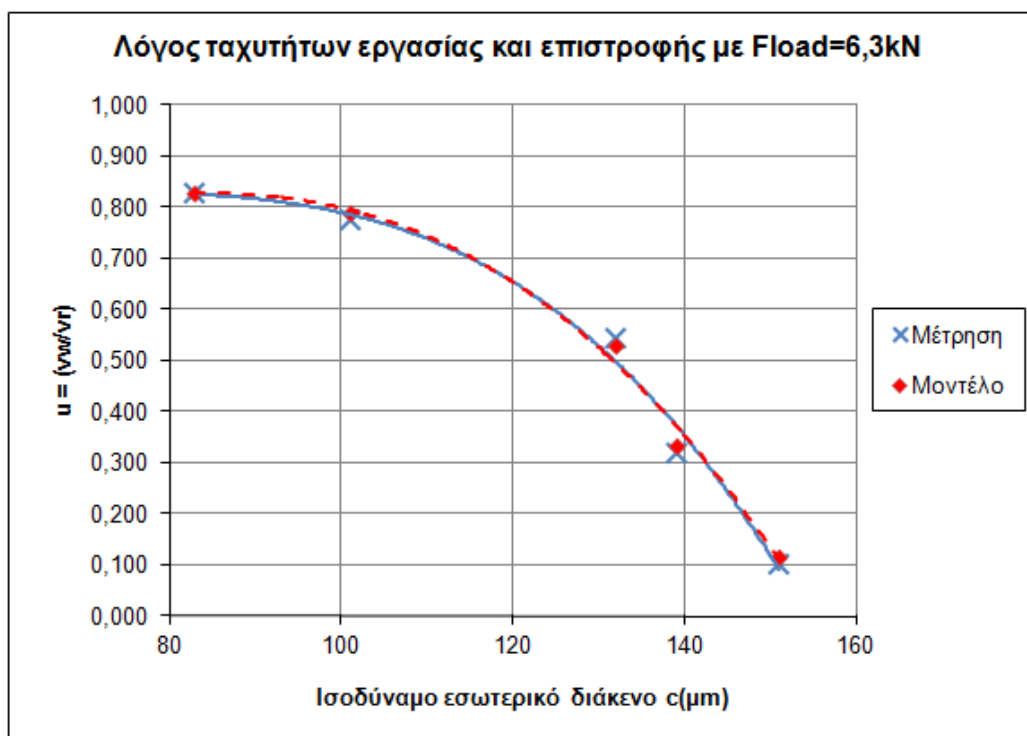


Σχήμα 6.132

Μετρήσεις λόγου u κατά τις δοκιμές με αυξανόμενη εσωτερική διαρροή υδραυλικού κυλίνδρου για Fload = 4,2kN, και τα αντίστοιχα θεωρητικά δεδομένα. Στο σχήμα φαίνονται και οι καμπύλες αναδρομής μορφής πολυωνύμου τρίτου βαθμού

iii) Μέτρηση με Fload = 6,3kN

Ομοίως με πριν, στο Σχήμα 6.133 φαίνεται η μεταβολή του λόγου u ως συνάρτηση του ισοδύναμου εσωτερικού διακένου στον υδραυλικό κύλινδρο κατά τον τρίτο κύκλο δοκιμών με Fload = 6,3kN, καθώς και τα αντίστοιχα θεωρητικά δεδομένα που προέκυψαν από το μοντέλο. Κι εδώ, υπάρχει πολύ καλή συσχέτιση ανάμεσα στα πειραματικά και τα θεωρητικά δεδομένα, με το σχετικό συντελεστή συσχέτισης να είναι $r = 99,6\%$. Στο ίδιο σχήμα φαίνονται και δύο καμπύλες αναδρομής, μία για τα πειραματικά και μια για τα θεωρητικά δεδομένα, αμφότερες με μορφή πολυωνύμου τρίτου βαθμού. Η καμπύλη αναδρομής των πειραματικών δεδομένων έχει εξίσωση $y = -1e-6x^3 + 3e-4x^2 - 0,022x + 1,37$ και ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 98,5\%$. Αντίστοιχα, η καμπύλη των θεωρητικών δεδομένων είναι $y = -7e-7x^3 + 7e-5x^2 + 0,0042x + 0,42$ και ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 99,2\%$. Πάλι βλέπουμε λοιπόν ότι υπάρχει πολύ καλή συσχέτιση ανάμεσα στα πειραματικά και τα θεωρητικά δεδομένα, ενώ και οι καμπύλες αναδρομής μορφής πολυωνύμων τρίτου βαθμού συσχετίζονται με πολύ μεγάλη ακρίβεια με τα δεδομένα, τόσο τα πειραματικά όσο και τα θεωρητικά.



Σχήμα 6.133

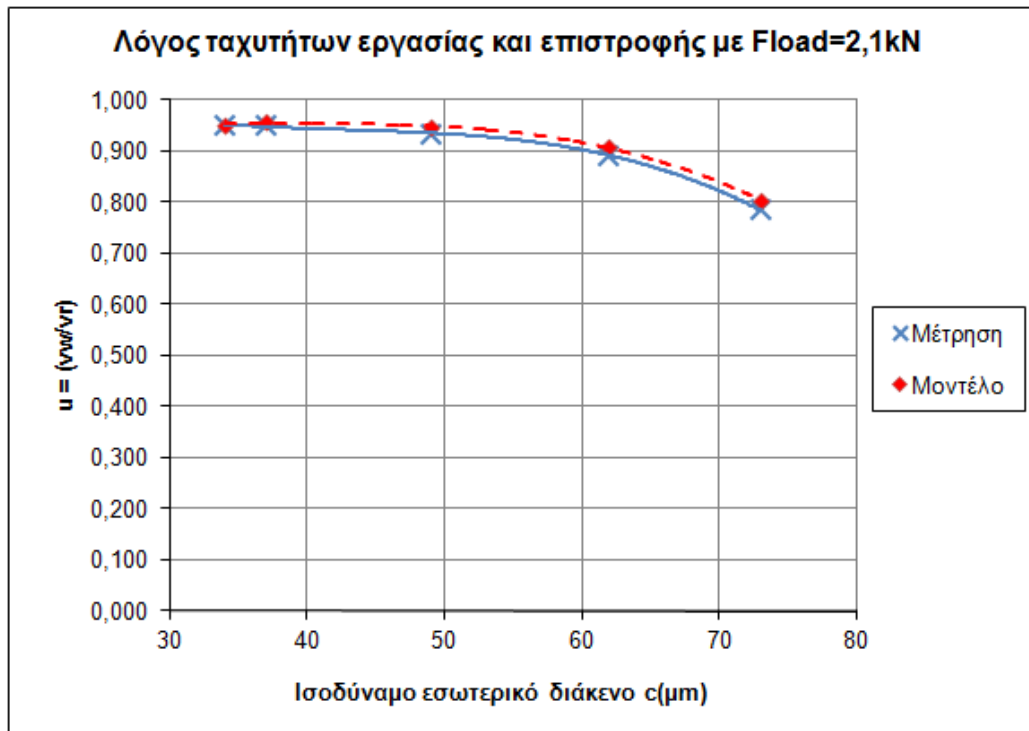
Μετρήσεις λόγου u κατά τις δοκιμές με αυξανόμενη εσωτερική διαρροή υδραυλικού κυλίνδρου για $F_{load} = 6,3kN$, και τα αντίστοιχα θεωρητικά δεδομένα. Στο σχήμα φαίνονται και οι καμπύλες αναδρομής πολυωνύμου τρίτου βαθμού

β) Μετρήσεις ταχύτητας με αυξανόμενη εσωτερική διαρροή βαλβίδας 4/2

Αντίστοιχα με τον υδραυλικό κύλινδρο, ο υπολογισμός του λόγου u επαναλήφθηκε και για τις δοκιμές με αυξανόμενη εσωτερική διαρροή της βαλβίδας για τα διάφορα ισοδύναμα φορτία.

i) Μέτρηση με $F_{load} = 2,1kN$

Στο Σχήμα 6.134 φαίνεται η μεταβολή του λόγου u ως συνάρτηση του ισοδύναμου εσωτερικού διακένου στη βαλβίδα 4/2 κατά τον κύκλο δοκιμών με $F_{load} = 2,1kN$, καθώς και τα αντίστοιχα θεωρητικά δεδομένα που προέκυψαν από το μοντέλο. Όπως βλέπουμε, υπάρχει πολύ καλή συσχέτιση ανάμεσα στα πειραματικά και τα θεωρητικά δεδομένα, με το σχετικό συντελεστή συσχέτισης να είναι $r = 99,7\%$. Στο ίδιο σχήμα φαίνονται και δύο καμπύλες αναδρομής, μία για τα πειραματικά και μια για τα θεωρητικά δεδομένα. Και οι έχουν τη μορφή πολυωνύμου τρίτου βαθμού. Η καμπύλη αναδρομής των πειραματικών δεδομένων έχει εξίσωση $y = -5e-6x^3 + 6e-4x^2 - 0,0269x + 1,35$ και ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 99,9\%$. Αντίστοιχα, η καμπύλη των θεωρητικών δεδομένων έχει εξίσωση $y = -3e-6x^3 + 1e-4x^2 - 0,0143x + 1,13$ και ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 99,9\%$. Βλέπουμε λοιπόν, ότι σε αυτό τον κύκλο δοκιμών υπάρχει πολύ καλή συσχέτιση ανάμεσα στα πειραματικά και τα θεωρητικά δεδομένα, ενώ και οι καμπύλες αναδρομής μορφής πολυωνύμων τρίτου βαθμού συσχετίζονται με πολύ μεγάλη ακρίβεια με τα δεδομένα, τόσο τα πειραματικά όσο και τα θεωρητικά.

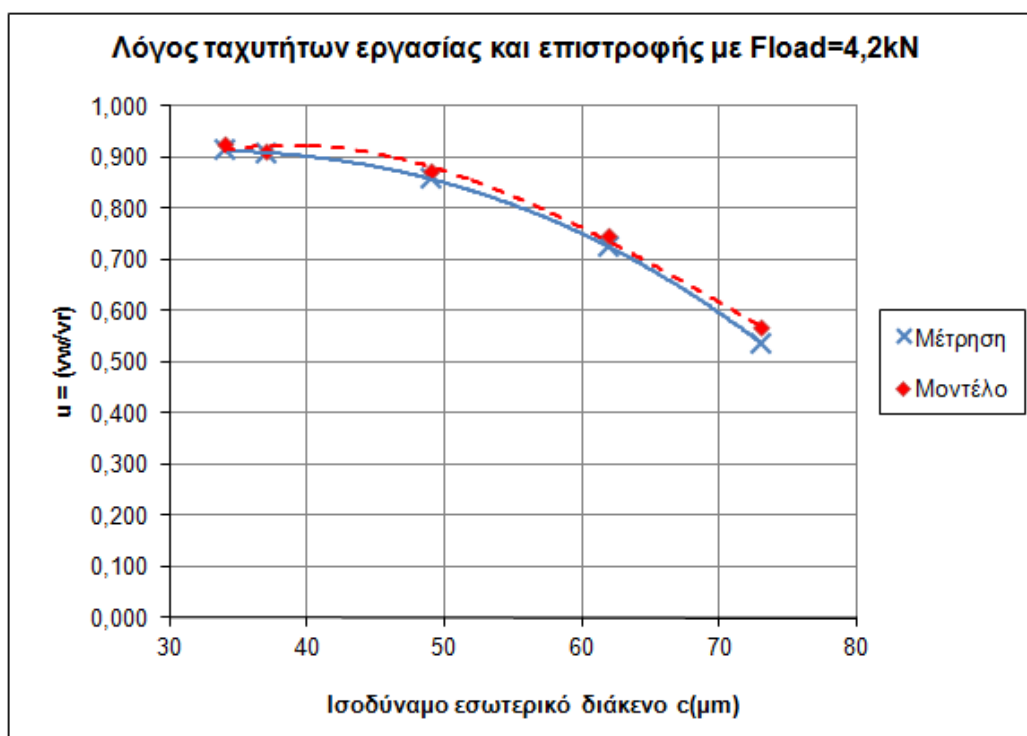


Σχήμα 6.134

Μετρήσεις λόγου u κατά τις δοκιμές με αυξανόμενη εσωτερική διαρροή υδραυλικής βαλβίδας για Fload = 2,1kN, και τα αντίστοιχα θεωρητικά δεδομένα. Στο σχήμα φαίνονται και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής

ii) Μέτρηση με Fload = 4,2kN

Ομοίως, στο Σχήμα 6.135 φαίνεται η μεταβολή του λόγου u ως συνάρτηση του ισοδύναμου εσωτερικού διακένου στη βαλβίδα 4/2 κατά τον κύκλο δοκιμών με Fload = 4,2kN, καθώς και τα αντίστοιχα θεωρητικά δεδομένα που προέκυψαν από το μοντέλο. Όπως βλέπουμε, υπάρχει πολύ καλή συσχέτιση ανάμεσα στα πειραματικά και τα θεωρητικά δεδομένα, με το σχετικό συντελεστή συσχέτισης να είναι $r = 99,9\%$. Στο ίδιο σχήμα φαίνονται και δύο καμπύλες αναδρομής, μία για τα πειραματικά και μια για τα θεωρητικά δεδομένα. Και οι έχουν τη μορφή πολυωνύμου τρίτου βαθμού. Η καμπύλη αναδρομής των πειραματικών δεδομένων έχει εξίσωση $y = -1e-6x^3 - 5e-5x^2 + 0,0073x + 0,78$ και ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 99,9\%$. Αντίστοιχα, η καμπύλη των θεωρητικών δεδομένων έχει εξίσωση $y = -4e-6x^3 - 9e-4x^2 + 0,0542x$ και ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 99,5\%$. Και σε αυτό τον κύκλο δοκιμών λοιπόν υπάρχει πολύ καλή συσχέτιση ανάμεσα στα πειραματικά και τα θεωρητικά δεδομένα, ενώ και οι καμπύλες αναδρομής μορφής πολυωνύμων τρίτου βαθμού συσχετίζονται με πολύ μεγάλη ακρίβεια με τα δεδομένα, τόσο τα πειραματικά όσο και τα θεωρητικά.

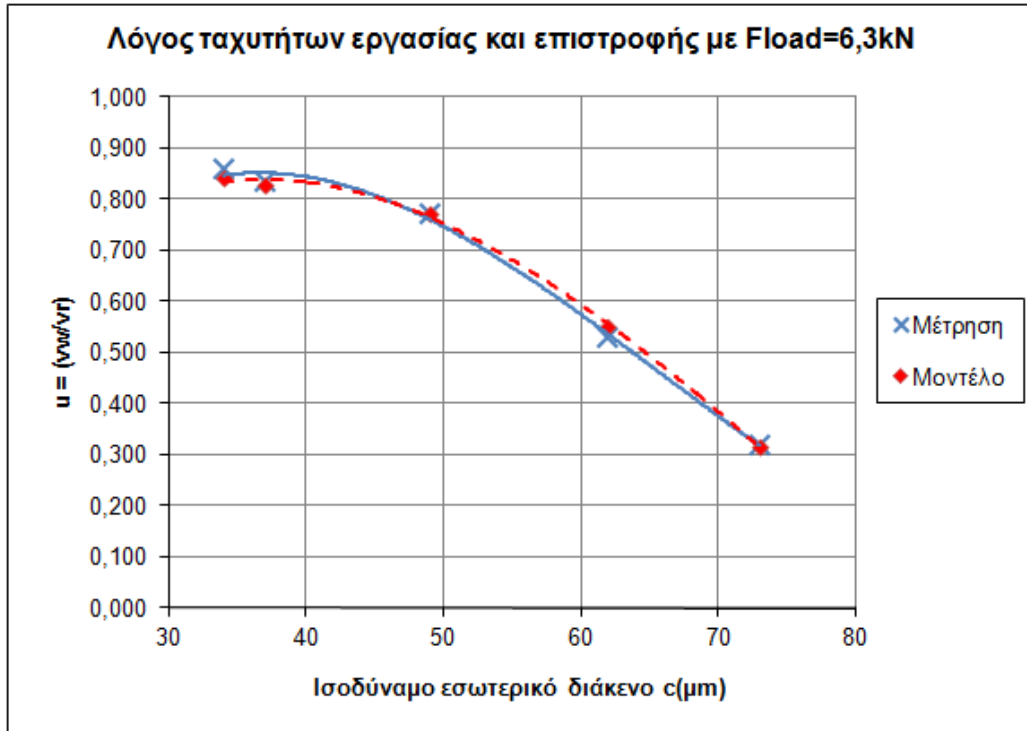


Σχήμα 6.135

Μετρήσεις λόγου u κατά τις δοκιμές με αυξανόμενη εσωτερική διαρροή υδραυλικής βαλβίδας για Fload = 4,2kN, και τα αντίστοιχα θεωρητικά δεδομένα. Στο σχήμα φαίνονται και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής

ii) Μέτρηση με Fload = 6,3kN

Ομοίως, στο Σχήμα 6.136 φαίνεται η μεταβολή του λόγου u ως συνάρτηση του ισοδύναμου εσωτερικού διακένου στη βαλβίδα 4/2 κατά τον κύκλο δοκιμών με Fload = 6,3kN, καθώς και τα αντίστοιχα θεωρητικά δεδομένα που προέκυψαν από το μοντέλο. Όπως βλέπουμε, υπάρχει πολύ καλή συσχέτιση ανάμεσα στα πειραματικά και τα θεωρητικά δεδομένα, με το σχετικό συντελεστή συσχέτισης να είναι $r = 99,8\%$. Στο ίδιο σχήμα φαίνονται και δύο καμπύλες αναδρομής, μία για τα πειραματικά και μια για τα θεωρητικά δεδομένα. Και οι έχουν τη μορφή πολυωνύμου τρίτου βαθμού. Η καμπύλη αναδρομής των πειραματικών δεδομένων έχει εξίσωση $y = 8e-6x^3 - 1,6e-3x^2 + 0,0828x - 0,47$ και ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 99,7\%$. Αντίστοιχα, η καμπύλη των θεωρητικών δεδομένων έχει εξίσωση $y = 5e-6x^3 - 1,1e-3x^2 + 0,061x - 0,171$ και ο συντελεστής προσαρμογής της καμπύλης αναδρομής στα δεδομένα είναι $R^2 = 99,9\%$. Πάλι, και σε αυτό τον κύκλο δοκιμών λοιπόν υπάρχει πολύ καλή συσχέτιση ανάμεσα στα πειραματικά και τα θεωρητικά δεδομένα, ενώ και οι καμπύλες αναδρομής μορφής πολυωνύμων τρίτου βαθμού συσχετίζονται με πολύ μεγάλη ακρίβεια με τα δεδομένα, τόσο τα πειραματικά όσο και τα θεωρητικά.

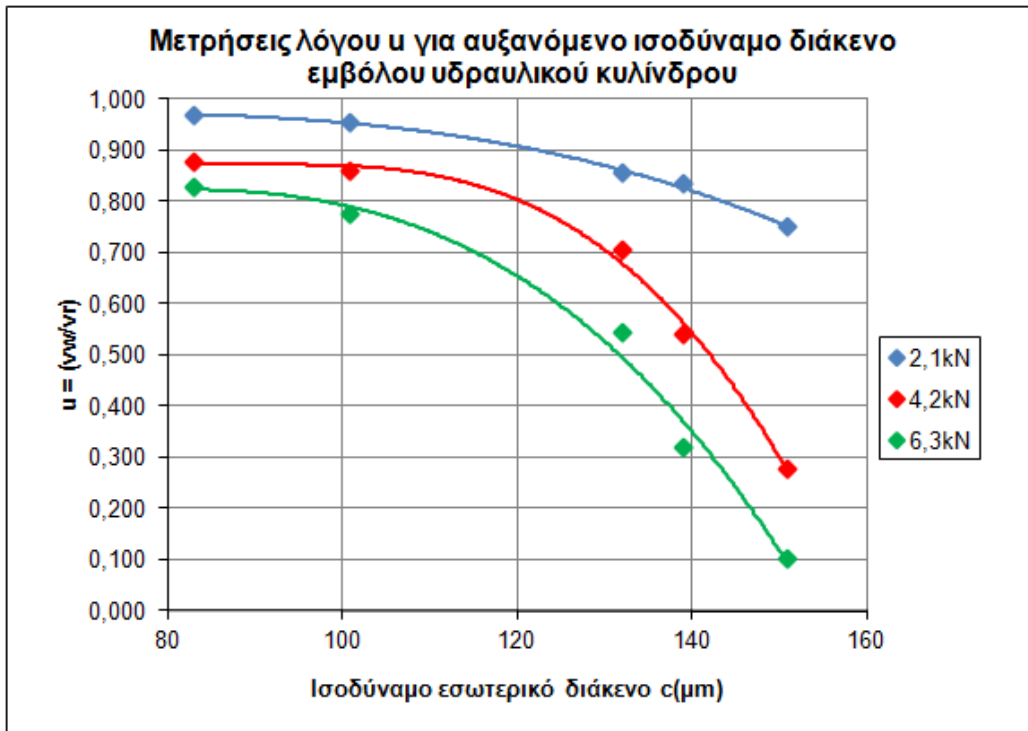


Σχήμα 6.136

Μετρήσεις λόγου u κατά τις δοκιμές με αυξανόμενη εσωτερική διαρροή υδραυλικής βαλβίδας για Fload = 6,3kN, και τα αντίστοιχα θεωρητικά δεδομένα. Στο σχήμα φαίνονται και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής

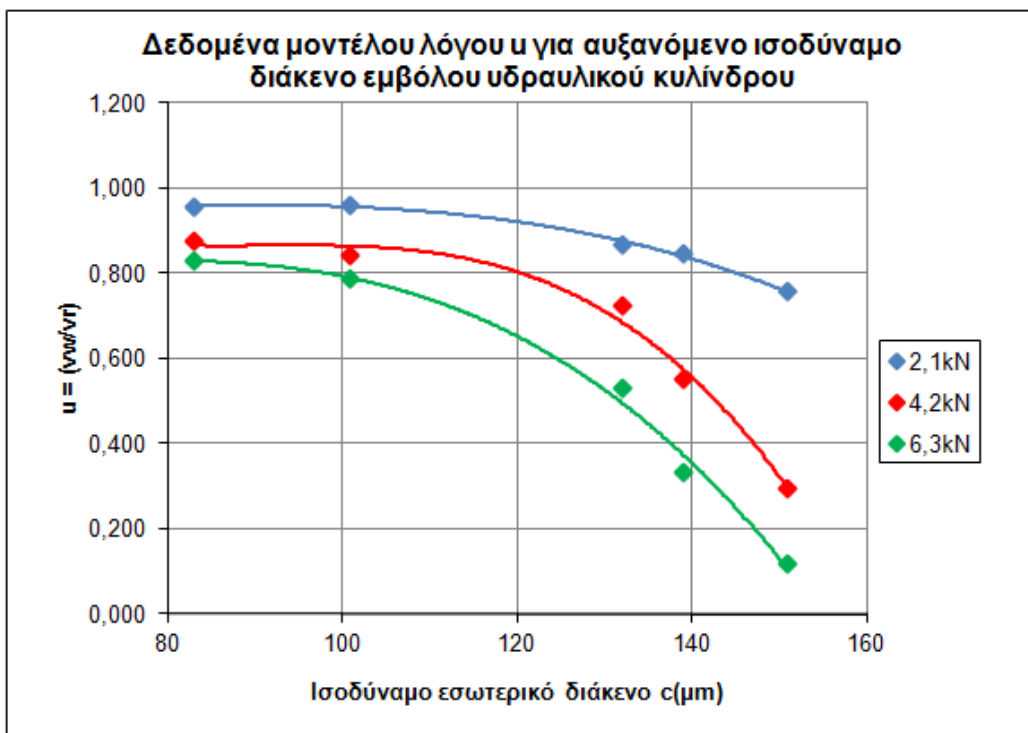
γ) Συνολική επισκόπηση

Στο Σχήμα 6.137 φαίνεται η συνολική επισκόπηση των μετρήσεων του λόγου u κατά τις δοκιμές με αυξανόμενη ισοδύναμη εσωτερική διαρροή του υδραυλικού κυλίνδρου για τα διάφορα φορτία σε συνάρτηση με το ισοδύναμο εσωτερικό διάκενο του κυλίνδρου καθώς και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής, ενώ στο Σχήμα 6.138 φαίνονται τα αντίστοιχα δεδομένα που προέκυψαν από το μοντέλο. Ομοίως, στο Σχήμα 6.139 φαίνεται η συνολική επισκόπηση των μετρήσεων του λόγου u κατά τις δοκιμές με αυξανόμενη ισοδύναμη εσωτερική διαρροή της βαλβίδας 4/2 για τα διάφορα φορτία σε συνάρτηση με το ισοδύναμο εσωτερικό διάκενό της καθώς και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής, ενώ, τέλος, στο Σχήμα 6.140 φαίνονται τα αντίστοιχα δεδομένα που προέκυψαν από το μοντέλο. Σε όλες τις περιπτώσεις, τα πειραματικά δεδομένα επαληθεύουν αυτά που θεωρητικά αναμένονταν από το μοντέλο, καθώς ο συντελεστής συσχέτισης ανάμεσα στα πειραματικά και τα θεωρητικά δεδομένα είναι εξαιρετικά υψηλός. Επίσης, παρατηρούμε οι καμπύλες αναδρομής μορφής πολυωνύμου τρίτου βαθμού έχουν εξαιρετικά υψηλό συντελεστή προσαρμογής σε όλες τις δοκιμές, τόσο με τα πειραματικά, όσο και με τα θεωρητικά δεδομένα.



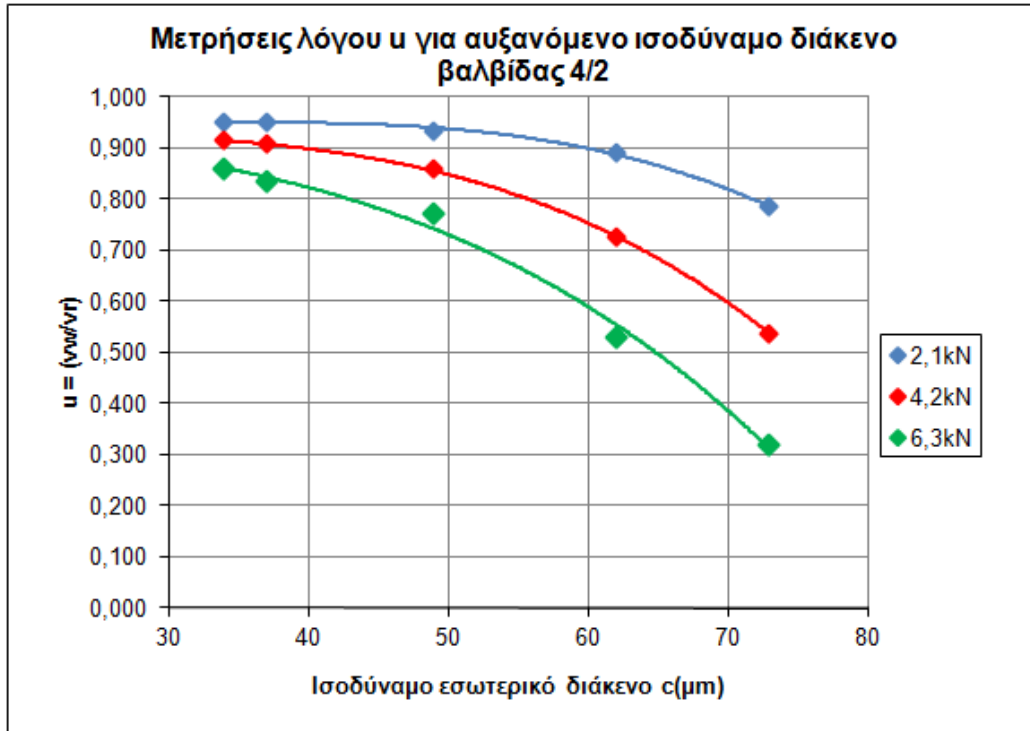
Σχήμα 6.137

Μετρήσεις λόγου u στις δοκιμές εσωτερικής διαρροής του υδραυλικού κυλίνδρου για διαφορετικά φορτία και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής



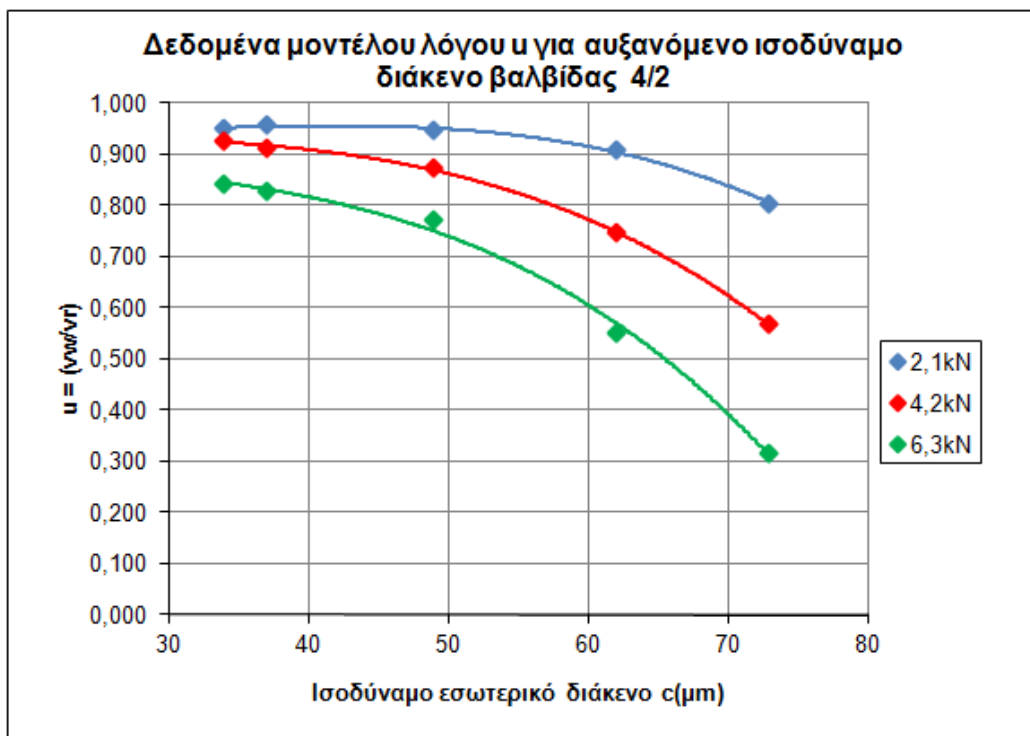
Σχήμα 6.138

Δεδομένα μοντέλου λόγου u στις δοκιμές εσωτερικής διαρροής του υδραυλικού κυλίνδρου για διαφορετικά φορτία και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής



Σχήμα 6.139

Μετρήσεις λόγου u στις δοκιμές εσωτερικής διαρροής της βαλβίδας 4/2 για διαφορετικά φορτία και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής



Σχήμα 6.140

Δεδομένα μοντέλου λόγου u στις δοκιμές εσωτερικής διαρροής της βαλβίδας 4/2 για διαφορετικά φορτία και οι αντίστοιχες καμπύλες αναδρομής

7. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΠΡΩΤΟΤΥΠΙΑΣ ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗΣ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ – ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ ΓΙΑ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΕΥΝΑ

7.1 Στοιχεία πρωτοτυπίας διδακτορικής διατριβής

Ανακεφαλαιώνοντας, στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής, υλοποιήθηκαν οι εξής δράσεις οι οποίες καθιστούν την εργασία πρωτότυπη και την ξεχωρίζουν από άλλες συναφείς ερευνητικές προσπάθειες σε παρόμοια γνωστικά πεδία:

1. Στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής, χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος της μοντελοποίησης με τη χρήση Η/Υ ως εργαλείο μελέτης και αναγνώρισης βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης. Παρά την ευρεία χρήση της μοντελοποίησης για τη μελέτη των υδραυλικών κυκλωμάτων, η μέχρι στιγμής χρήση της ως μέσο αναγνώρισης βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα ήταν εξαιρετικά περιορισμένη. Στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος μοντελοποίησης των Διαγραμμάτων Δεσμών. Και αυτή η μέθοδος είχε μέχρι στιγμής σχετικά περιορισμένη χρήση στη μοντελοποίηση των υδραυλικών κυκλωμάτων, παρά τα σαφή συγκριτικά της πλεονεκτήματα σε σχέση με άλλες μεθόδους μοντελοποίησης.

2. Ως επί το πλείστον, η διάγνωση βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα εξακολουθεί να βασίζεται στην εμπειρική γνώση και στην παρατήρηση ακόμη και στις ημέρες μας. Στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής, υλοποιείται η μέτρηση, η ποσοτικοποίηση και η μελέτη της επίδρασης της βλάβης πάνω στη λειτουργία του υδραυλικού κυκλώματος. Επιπλέον, συσχετίζεται ποσοτικά το καθαυτό σύμπτωμα της βλάβης (η εσωτερική διαρροή) με την αιτία που το προκαλεί (την αύξηση του εσωτερικού διακένου στον υδραυλικό κύκλινδρο και τη βαλβίδα 4/2), και επιτυγχάνεται η ταυτόχρονη μελέτη των δύο.

3. Στη μεγάλη της πλειοψηφία, η έρευνα και η μελέτη πάνω στην αναγνώριση βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης επικεντρώνεται στις αντλίες και τους υδραυλικούς κινητήρες, λόγω του ότι τα εξαρτήματα αυτά συνήθως είναι και τα ακριβότερα της εγκατάστασης. Απεναντίας, στην παρούσα διδακτορική διατριβή, η μελέτη επικεντρώνεται στην αναγνώριση βλαβών σε ένα υδραυλικό κύκλινδρο και σε μια βαλβίδα 4/2 επιλογής φοράς κίνησης. Τα εξαρτήματα αυτά μπορεί εν γένει να είναι χαμηλότερου κόστους σε σύγκριση με μια υδραυλική αντλία ή ένα υδραυλικό κινητήρα, είναι όμως εξίσου σημαντικά για τη σωστή λειτουργία του κυκλώματος, και τυχόν αστοχία τους μπορεί να θέσει σε κίνδυνο την υγεία και τη σωματική ακεραιότητα του χειριστή του κυκλώματος ή και άλλων.

4. Στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής μελετάται η επίδραση που έχει η αύξηση της εσωτερικής διαρροής σε ένα υδραυλικό κύκλινδρο και μια βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης 4/2. Σε αντίθεση με την εξωτερική διαρροή η οποία είναι εμφανής και γίνεται εύκολα αντιληπτή, η εσωτερική διαρροή είναι μια “κρυφή” βλάβη χωρίς εμφανή συμπτώματα (όπως ορατή διαρροή, αυξημένα επίπεδα θορύβου κ.ο.κ), και ως εκ τούτου γίνεται πιο δύσκολα αντιληπτή. Για το λόγο αυτό, μπορεί να επηρεάζει αρνητικά τη λειτουργία του κυκλώματος για μεγάλο χρονικό διάστημα χωρίς να μπορεί να εντοπιστεί. Με τη χρήση της μοντελοποίησης

όμως, όπως γίνεται στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής, ο εντοπισμός του προβλήματος μπορεί να γίνει ευκολότερα και γρηγορότερα.

5. Για την προσομοίωση των βλαβών υπό μελέτη αλλά και τη λήψη δεδομένων λειτουργίας, σχεδιάστηκε και υλοποιήθηκε μια σχετική πειραματική διάταξη. Χρησιμοποιώντας ως βάση ένα υπάρχον υδραυλικό κύκλωμα, έγιναν οι απαραίτητες τροποποιήσεις ούτως ώστε να μπορούν να προσομοιωθούν διαφορετικά φορτία στο βάκτρο του υδραυλικού κυλίνδρου, αλλά και διαφορετικά επίπεδα εσωτερικής διαρροής στον υδραυλικό κύλινδρο και τη βαλβίδα 4/2 επιλογής φοράς κίνησης. Ταυτόχρονα, στο κύκλωμα εγκαταστάθηκε και ένα σύστημα online λήψης μετρήσεων για τη συλλογή δεδομένων σχετικά με τις κύριες παράμετρους λειτουργίας του κυκλώματος (πίεση, παροχή, μετατόπιση και ταχύτητα βάκτρου). Τα δεδομένα των μετρήσεων συλλέγονταν από μια μονάδα λήψης σημάτων (DAQ) και αποστέλλονταν σε ένα Η/Υ για αποθήκευση και περαιτέρω επεξεργασία. Οι μετρήσεις χρησιμοποιήθηκαν για τη μοντελοποίηση του υδραυλικού κυκλώματος και τη σύγκριση των αποτελεσμάτων της μοντελοποίησης με τα μεγέθη του πραγματικού κυκλώματος, ούτως ώστε να επαληθευτεί η ακρίβεια του μοντέλου για διάφορα φορτία και διάφορα επίπεδα εσωτερικής διαρροής σε υδραυλικό κύλινδρο και βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης.

6. Από τη σύγκριση των πειραματικών δεδομένων με τα αντίστοιχα του μοντέλου, προκύπτει εξαιρετικά υψηλό ποσοστό συσχέτισης για όλα τα ισοδύναμα φορτία και όλα τα επίπεδα εσωτερικής διαρροής του υδραυλικού κυλίνδρου και της βαλβίδας επιλογής φοράς κίνησης. Αυτό σημαίνει ότι η μοντελοποίηση δίνει ακριβή αποτελέσματα και ως εκ τούτου μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως εργαλείο αναγνώρισης βλαβών. Επιπλέον, από τη μελέτη των πειραματικών δεδομένων και τη σύγκρισή τους με τα δεδομένα του μοντέλου, προκύπτει ότι ο λόγος της ταχύτητας του βάκτρου στη φάση εργασίας προς την ταχύτητα στη φάση της επιστροφής είναι πολυωνυμική συνάρτηση τρίτου βαθμού του ισοδύναμου εσωτερικού διακένου του κυλίνδρου και της βαλβίδας. Έτσι, το μέγεθος αυτό (ο λόγος της ταχύτητας του βάκτρου στη φάση εργασίας προς την ταχύτητα στη φάση της επιστροφής) μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως δείκτης για την εσωτερική διαρροή του υδραυλικού κυλίνδρου και της βαλβίδας επιλογής φοράς κίνησης και το αντίστοιχο εσωτερικό διάκενό τους.

7.2 Προτάσεις για μελλοντική έρευνα

Στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής έγινε εμβάθυνση πάνω στο γνωστικό πεδίο της αναγνώρισης βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης με τη χρήση της μοντελοποίησης με Η/Υ. Οι αρχικές αυτές κατευθύνσεις μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως βάση για περαιτέρω έρευνα και εμβάθυνση πάνω στο συγκεκριμένο γνωστικό πεδίο. Ενδεικτικά, κάποιες προτεινόμενες κατευθύνσεις μελλοντικής έρευνας είναι οι εξής:

1. Στη μοντελοποίηση και στις πειραματικές μετρήσεις του κυκλώματος, το ισοδύναμο φορτίο ήταν σταθερό και αμετάβλητο ως συνάρτηση του χρόνου. Μια προτεινόμενη κατεύθυνση είναι η μελέτη της συμπεριφοράς του κυκλώματος σε φορτία που μεταβάλλονται, είτε ως συνάρτηση του χρόνου, είτε ως συνάρτηση της μετατόπισης του βάκτρου του κυλίνδρου.

Ταυτόχρονα, μπορεί να μελετηθεί και η μοντελοποίηση του μεταβαλλόμενου φορτίου, και να συγκριθούν τα αποτελέσματα της μοντελοποίησης με τις πειραματικές μετρήσεις.

2. Η μοντελοποίηση και η μελέτη επιπτώσεων στην λειτουργία του κυκλώματος μπορεί να επεκταθεί ούτως ώστε να περιλάβει και άλλες πιθανές βλάβες που μπορεί να προκύψουν στον υδραυλικό κύλινδρο και τη βαλβίδα, όπως για παράδειγμα η αύξηση της τριβής στο βάκτρο του κυλίνδρου λόγω κακής ευθυγράμμισης ή το κόλλημα του ολισθαίνοντος εμβόλου της βαλβίδας λόγω επικαθήσεων. Με τις κατάλληλες επεμβάσεις στο υδραυλικό κύκλωμα και αυτές οι βλάβες μπορούν να προσομοιωθούν πειραματικά ούτως ώστε να ελεγχθεί η ακρίβεια των αποτελεσμάτων της μοντελοποίησης.

3. Λόγω των πλεονεκτημάτων της μεθόδου, η χρήση της μοντελοποίησης ως εργαλείο αναγνώρισης βλαβών μπορεί να γενικευτεί στα υδραυλικά κυκλώματα. Έτσι, εκτός από τους υδραυλικούς κύλινδρους και τις βαλβίδες επιλογής φοράς κίνησης, η έρευνα για την αναγνώριση βλαβών με τη χρήση της μοντελοποίησης με Η/Υ μπορεί να επεκταθεί και σε άλλα εξαρτήματα των υδραυλικών κυκλωμάτων όπως οι αντλίες, τα ασφαλιστικά, οι συσσωρευτές κ.α.

4. Ένα ιδιαίτερα ενδιαφέρον γνωστικό πεδίο στο οποίο θα μπορούσε να επεκταθεί η έρευνα με βάση την παρούσα διδακτορική διατριβή είναι και η χρήση της μοντελοποίησης για τη μελέτη παράλληλα εμφανιζόμενων ή παράλληλα εξελισσόμενων βλαβών στα υδραυλικά κυκλώματα. Για παράδειγμα, στα πλαίσια της μελλοντικής έρευνας θα μπορούσε να μελετηθεί με τη βοήθεια της μοντελοποίησης η επίδραση που έχει στη λειτουργία του υδραυλικού κυκλώματος η ταυτόχρονη εμφάνιση δύο βλαβών όπως για παράδειγμα η αύξηση της εσωτερικής διαρροής στον υδραυλικό κύλινδρο ταυτόχρονα με το κόλλημα του ολισθαίνοντος εμβόλου στη βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης.

8. ΠΗΓΕΣ - ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ - ΔΗΜΟΣΙΕΥΣΕΙΣ

8.1 Βιβλία – Επιστημονικές δημοσιεύσεις

1. Angeli, C., 1999. "An online expert system for fault diagnosis in hydraulic systems", *Expert Systems*, May 1999, Vol. 16, No. 2, pp.115-120
2. Angeli, C. and Chatzinikolaou, A., 1999. "Fault Prediction and Compensation Functions in a Diagnostic Knowledge-Based System for Hydraulic Systems", *Journal of Intelligent and Robotic Systems* 25: pp. 153–165.
3. Angeli, C. and Chatzinikolaou, A., 1995. "An expert system approach to hydraulic systems", *Expert Systems*, 12(4), 323–329
4. Avontuur, G.C. and Werff, van der, K., 2002. "Systems reliability analysis of mechanical and hydraulic drive systems", *Reliability Engineering and System Safety* 77 (2002) pp.121–130
5. Bachschmid, N., Pennachi, P., Tanzi, E., Verrier, P., Hasnaoui, F. and Aabadi, K., 2004. "Crack Detectability in Vertical Axis Cooling Pumps During Operation", *International Journal of Rotating Machinery*, Vol.10, pp.121–133.
6. Bachschmid, N., Pennachi, P. and Vania, A., 2001. "Identification of multiple faults in rotor systems", *Journal of Sound and Vibration* (2002) 254(2), pp.327-366
7. Bachschmid, N., Pennachi, P., Vania, A., Zanetta, G.A. and Gregori, L., 2003."Identification of Rub and Unbalance in 320 MW Turbogenerators", *International Journal of Rotating Machinery*, 9(2) pp.97–112
8. Bagajewicz, M., Fuxman, A. and Uribe, A., 2004. "Instrumentation Network Design and Upgrade for Process Monitoring and Fault Detection", *AIChE Journal* Vol.50, No.8, (August 2004), pp.1870-1880.
9. Baek, D.K., Ko, T.J. and Kim, H.S., 2000. "Real time monitoring of tool breakage in a milling operation using a digital signal processor", *Journal of Materials Processing Technology* Vol.100 (2000) pp.266-272
10. Bakhache, B. and Nikiforov, I., 2000. "Reliable detection of faults in measurement systems", *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing* Vol.14, pp.683-700
11. Banerjee, N. and Saha, A.K. and Karmakar, R. and Bhattacharyya, R. "Bond graph modeling of a railway truck on curved track" *Simulation Modelling Practice and Theory* Vol. 17 (2009 p.22–34)
12. Banerjee, N. and Karmakar, R. "Bond Graph Modeling of Rail Wheelset on Curved Track", *SIMULATION*, Vol. 83, Issue 10, (October 2007 p. 695–706)

13. Barnard, B.W. and Dransfield, P. "Predicting Response of a Proposed Hydraulic Control System Using Bond Graphs" (ASME Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control Volume 99, 1977 p. 1-8)
14. Beebe, R., 2003. "Condition monitoring of steam turbines by performance analysis", Journal of Quality in Maintenance Engineering Vol. 9 No. 2, 2003 pp. 102-112
15. Bengtsson, M., Olsson, E., Funk, P. and Jackson, M., 2004. "Technical Design of Condition Based Maintenance System-A Case Study using Sound Analysis and Case-Based Reasoning", Maintenance and Reliability Conference – Proceedings of the 8th Congress, May 2nd – 5th, 2004, University of Tennessee – Maintenance and Reliability Center, Knoxville, USA.
16. Berc, L., 1998. "A multi-model method to fault detection and diagnosis: Bayesian solution. An introductory treatise.", International Journal of Adaptive Control and Signal Processing, Vol.12, pp.81-92 (1998)
17. Bernieri, A., D'Apuzzo, M., Sansone, L. and Savastano, M. , 1994. "A Neural Network Approach for Identification and Fault Diagnosis on Dynamic Systems", IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, Vol. 43, No. 6, Dec 1994.
18. Bhagwat, A., Srinivasan, R. and Krishnaswamy, P.R., 2003. "Multi-linear model-based fault detection during process transitions", Chemical Engineering Science Vol.58 (2003) pp.1649 – 1670
19. Borghi, M., Milani, M. and Paoluzzi, R. 2000. "Stationary axial flow force analysis on compensated spool valves", International Journal of Fluid Power 1 No. 1 p.p. 17-25.
20. Borghi, M., Milani, M. and Paoluzzi, R. 1998. "Transient flow force estimation on the pilot stage of a hydraulic valve", Proceedings of the ASME-IMECE FPST, Fluid Power SYSTEMS & Tech, Vol.5 pp. 157-162.
21. Borner ,M., Straky, H., Weispfenning, T. and Isermann, R., 2002. "Model based fault detection of vehicle suspension and hydraulic brake systems", Mechatronics 12 (2002) pp. 999–1010
22. Borutzky, W. "Bond graph model-based fault detection using residual sinks", Proc. IMechE Vol. 223 Part I: J. Systems and Control Engineering, 2009
23. Borutzky, W. "Bond graphs and object-oriented modeling - a comparison". Proc IMechE Vol 216 Part I: J Systems and Control Engineering, 2002
24. Borutzky, W. "Bond graph modelling and simulation of multidisciplinary systems – An introduction", Simulation Modelling Practice and Theory Vol. 17 (2009, p.3–21)
25. Borutzky, W., Barnard, B. and Thoma, J.U., 2000. "Describing bond graph models of hydraulic components in Modelica", Mathematics and Computers in Simulation Vol.53 (2000), pp.381–387

26. Bos, A.M. and Breedveld, P.C., 1985. "1985 Update of the Bond Graph Bibliography", *Journal of the Franklin Institute*, Vol.319, Vol.1/2, January/February 1985, pp.269-286
27. Breedveld, P. "Stability of rigid body rotation from a bond graph perspective" *Simulation Modelling Practice and Theory* Vol.17 (2009, p.92–106)
28. Broenink, J.F., 1999. "Introduction to Physical Systems Modelling with Bond Graphs", University of Twente, Dept EE, Control Laboratory (unpublished)
29. Burrows, C. R. 1972. "Fluid Power Servomechanisms". London : Van Nostrand Reinhold Company, 237 p.
30. Caliskan, F. and Hajiyev, C.M., 2000. "Innovation sequence application to aircraft sensor fault detection: comparison of checking covariance matrix algorithms", *ISA Transactions* Vol.39 (2000), pp. 47-56
31. Cerrini, A. and Beretta, S., 2006. "Failure investigation and design improvements of AI 7075 piston for hydraulic actuators", *Engineering Failure Analysis* 13 (2006) pp.18–31
32. Chan, F.T.S., Lau, H.C.W. and Jiang, B., 2000. "In-line process conditions monitoring expert system for injection molding", *Journal of Materials Processing Technology* Vol.101 (2000), pp.268-274
33. Chatzinikolaou, A. and Angeli, C., 2002. "Modeling for an expert system and a parameter validation method", *Expert Systems*, November 2002, Vol.19, No5, pp.285-294
34. Chen, J. and Patton,R., 1999. "Robust Model-based Fault Diagnosis for Dynamic Systems", Kluwer Academic Publishers, MA, 1999.
35. Chen, P., Chua, P.S.K. and Lim, G.H., 2005., "An Experimental Study of Monitoring Internal Leakage in Water Hydraulic Cylinders Using Acoustic Emission", *Journal of Testing and Evaluation*, Nov. 2005, Vol. 33, No. 6
36. Chen, H.X. and Chua, P.S.K. and Lim, G.H., 2006. "Dynamic Vibration Analysis of a Swash-Plate Type Water Hydraulic Motor", *Mechanism and Machine Theory*, Vol.41, No.5, pp.487-504
37. Chen, H.X. and Chua, P.S.K. and Lim, G.H., "Feature Extraction, Optimization and Classification by Second Generation Wavelet and Support Vector Machine for Fault Diagnosis of Water Hydraulic Power System", *International Journal of Fluid Power* Vol. 7, Number 2, (August 2006, pp. 39-52)
38. Chiou, Y.C., Lee, R.T. and Tsai, C.Y., 1998. "An on-line Hall-effect device for monitoring wear particle in oils", *Wear* Vol. 223, pp.44–49
39. Cohodar, M. and Borutzky, W. and Damic, V. "Comparison of different formulations of 2D beam elements based on Bond Graph technique" *Simulation Modelling Practice and Theory* Vol. 17 (2009, p.107–124)

40. Coolen, F.P.A. and Coolen-Schrijner, P., 2000. "Condition monitoring: a new perspective", *Journal of the Operational Research Society* 51, pp.311-319
41. Costopoulos Th. and Photopoulos, N. "Modelling and Simulation of a Directly Operated Proportional Directional Valve", (Technical Report, Department of Mechanical Engineering, Machine Elements Laboratory, 1995)
42. Courtney, S. . "Condition monitoring – why it sometimes goes wrong". *Insight*. vol. 43 (No 8, 2001). pp. 510
43. Crowther, W., 1996. "Fault diagnosis of engineering systems using neural networks: A practical approach", *IEE Colloquium on Modelling and Simulation for Fault Diagnosis*, 1996/260, University of Leicester, September 1996.
44. Crowther, W.J., Edge, K.A., Burrows, C.R., Atkinson, R.M. and Woollons, D.J., 1998. "Fault Diagnosis of a Hydraulic Actuator Circuit Using Neural Networks, an Output Vector Space Classification Approach", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering* Vol.212, pp.57-68
45. Cuijpers, P.J.L. and Broenink, J.F. and Mosterman, P.J. "Constitutive Hybrid Processes: a Process-Algebraic Semantics for Hybrid Bond Graphs", *SIMULATION*, Vol. 84, Issue 7, (July 2008, p. 339–358)
46. Cundiff, John S. "Fluid Power Circuits and Controls, Fundamentals and Applications", (CRC Press, 2002)
47. Daley, S. 1987. "Application of a fast self-tuning algorithm to a hydraulic test rig". *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers.*, Vol. 201, No. C4, pp. 285-294.
48. Daley, S. and Wang, H. 1996. "Fault diagnosis in fluid power systems", *Engineering Simulation* Vol.13, No.6, pp.993-1008
49. Darling, R. and Tilley, D.G. 1993. "Progress towards a general purpose technique for the condition monitoring of fluid power systems". *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers Conference on Aerospace Hydraulics and Systems*. London, pp.47-55.
50. Dash, S. and Venkatasubramanian, V., 2000. "Challenges in the industrial applications of fault diagnostic systems", *Computers and Chemical Engineering* Vol.24 (2000) pp.785-791
51. De, M.K. and Hammitt, F.G., 1982. "Instrument system for monitoring cavitation noise", *Journal of Physics, Part E: Scientific Instrumentation*, Vol.15, pp. 741-745
52. Del Vescovo, G. and Lippolis, A. "A Review Analysis of Unsteady Forces in Hydraulic Valves", *International Journal of Fluid Power*, Volume 7, Number 3 (November 2006, pp. 29-39)

53. Del Vescovo, G. and Lippolis, A. 2003. "CFD analysis of flow forces on spool valves", Proceedings of the 1st International Conference on Computational Methods in Fluid Power Technology, Melbourne November 26-28.
54. Del Vescovo, G. and Lippolis, A. 2002. "Flow forces analysis on a four way valve", Proceedings of 2nd FPN PhD International Symposium, Modena, Italy.
55. Del Vescovo, G. and Lippolis, A. 2003. "Three dimensional analysis of flow forces on directional control valves", International Journal of Fluid Power, Vol. 4 Number 2.
56. Desforges, M.J., Jacob, P.J. and Ball, A.D., 2000. "Fault detection in rotating machinery using kernel-based probability density estimation", International Journal of Systems Science, 2000, volume 31, number 11, pages 1411- 1426
57. Ding, S.X., Jeansch, T., Frank, P.M. and Ding, E.L., 2000. "A unified approach to the optimization of fault detection systems", International Journal of Adaptive Control and Signal Processing Vol.14, pp.725-745
58. Doherty, N.F. and Kochhar, A.K., 2009. "Knowledge engineering for model based diagnosis: an experience based approach", Engineering Applications of AI, Vol. 7, No. 6, pp. 653-663, 1994.
59. Doherty, N.F. and Kochhar, A.K., 1994. "MIDAS: An application of model based reasoning for the diagnosis of hydraulic systems", Knowledge Based Systems, Vol. 7, No. 2, pp 127 134, June 1994.
60. Donaire, A. and Junco, S. "Energy shaping, interconnection and damping assignment, and integral control in the bond graph domain", Simulation Modelling Practice and Theory Vol. 17 (2009, p.152–174)
61. Dransfield, P. "Hydraulic control system dynamics: Bond graph modeling and digital simulation", Monash University, Dept. of Mechanical Engineering, 1987
62. Dransfield, P. "Hydraulic Control Systems - Design and Analysis of Their Dynamics. Lecture Notes in Control and Information Sciences" (A.V.Balakrishnan and M.Thoma, eds.), Springer-Verlag, Berlin, 1981
63. Dransfield, P., 1979. "Using Bond Graphs in Simulating an Electro-Hydraulic System.", Journal of the Franklin Institute Vol.308, No.3, September 1979.
64. Dransfield, P. and Stecki, J.S., 1991. "Bond Graph Influenced Research and Learning in Fluid Power", Journal of the Franklin Institute Vol.328, No.5/6, pp.535-545, 1991.
65. Eryilmaz, B. and Wilson, B.H. "Unified modeling and analysis of a proportional valve", Journal of the Franklin Institute 343 (2006) 48–68
66. Esposito, A., 2000. "Fluid Power with Applications", Fifth Edition", Prentice-Hall International Inc.

67. Esque, S., 2008. "A New Approach for Numerical Simulation of Fluid Power Circuits Using Rosenbrock Methods", Tampere University of Technology Publication 763
68. Fales, R. "Stability and Performance Analysis of a Metering Poppet Valve", International Journal of Fluid Power Vol. 7, Number 2, (August 2006, pp. 11-17)
69. Feng, F. and Chu, F., 2001. "Dynamic Analysis of a Hydraulic Turbine Unit", Mechanics of Structures and Machines 29(4), 505–531
70. Ficarella, A. and Giuffrida, A. and Laforgia, D., "Numerical Investigations on the Working Cycle of a Hydraulic Breaker: Off –Design Performance and Influence of Design Parameters", International Journal of Fluid Power, Volume 7, Number 3 (November 2006, pp. 41-50)
71. Gawthrop, P.J. and Ronco, E., 2000. "Estimation and control of mechatronic systems using sensitivity bond graphs", Control Engineering Practice 8 (2000) pp.1237-1248
72. Gawthrop, P.J. and Wagg, D.J. and Neild, S.A. "Bond Graph Based Control and Substructuring", Simulation Modelling Practice and Theory Vol 17 (2009 p.211–227)
73. Giuffrida, A. and Laforgia, D. 2005. "Modelling and Simulation of a Hydraulic Breaker". International Journal of Fluid Power, Vol. 6, no. 2, pp. 47-56.
74. Gohler, O.C. "Approach to the Simulation of Ageing of Environmentally Compatible Fluids in Hydraulic Systems", International Journal of Fluid Power Vol. 7, Number 2, (August 2006, pp. 19-28)
75. Gorodilov, L. V. 2000. "Analysis of Working Cycle of Hydraulic Impact Machine Using Similarity Criteria" Journal of Mining Science, Vol. 36, no. 5, pp. 476-480.
76. Gorodilov, L. V. 2002. "Investigation into Characteristics of Working Cycles of Hydraulic Percussive Machines with Ideal Distributor",. Journal of Mining Science, Vol. 38, no. 1, pp. 74-79.
77. Gorodilov, L. V. 2005. "Mathematical Models of Hydraulic Percussion Systems", Journal of Mining Science, Vol. 41, no. 5, pp. 475-489.
78. Granda, J.J., 2002. "The role of bond graph modeling and simulation in mechatronics systems. An integrated software tool: CAMP-G,MATLAB–SIMULINK", Mechatronics Vol.12 (2002) pp.1271–1295.
79. Gullen, S.C., Friffin, P.R. and Paolucci, S., 2002. "Real-Time On-Line Performance Diagnostics of Heavy-Duty Industrial Gas Turbines", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Vol.124, October 2002, pp.910-921
80. Haili, W., Hua, S., Ming, C and Dejin, M., 2003. "On-line tool breakage monitoring in turning", Journal of Materials Processing Technology 139 (2003) pp.237–242

81. Hammouri, H., Kabore, P., Othman, S. and Biston, J., 2002. "Failure diagnosis and non-linear observer. Application to a hydraulic process", *Journal of the Franklin Institute* 339 pp.455–478
82. Hahn, J.O., Hur, J.W., Cho, W.M. and Lee, K.Y., 2003. "Empirical Modeling of a Hydraulic Actuator in a Vehicle Control System", *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems* 2003, Vol. 9, No. 2, pp. 193–208
83. Hahn, J.O., Hur, J.W., Cho, W.M. and Lee, K.Y., 2002. "Robust observer-based monitoring of a hydraulic actuator in a vehicle power transmission control system", *Control Engineering Practice* 10 (2002), pp.327–335
84. Hajiyev, C. and Caliskan, F., 2000. "Sensor/actuator fault diagnosis based on statistical analysis of innovation sequence and Robust Kalman Filtering", *Aerospace Science and Technology* Vol. 4 (2000), pp.415–422
85. Hayase, T. and Hayashi, S. and Kojima, K. and Imura, I. "Suppression of Micro Stick-Slip Vibrations in Hydraulic Servo-System" *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* Vol.122 (June 2000)
86. Hayase, T. and Ishizawa, K. and Hayashi, S., "Hydraulic Servo System With Mechanically Adjustable Compliance", *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* (Vol 122, March 2002)
87. Hehn, A.H., 1994 "Fluid Power Troubleshooting: Second Edition, Revised and Expanded", CRC Press
88. Henry, D. and Zolghadri, A., 2005. "Design of fault diagnosis filters: A multi-objective approach.", *Journal of the Franklin Institute* 342 (2005) pp. 421–446
89. Hindman, J., Burton, R., and Schoenau, G. 2002. "Condition Monitoring of Fluid Power Systems: A Survey", *SAE Journal of Commercial Vehicles*, pp. 69-75.
90. Hindman, J., and Burton, R. and Schoenau, G. "Monitoring the Condition of a Valve and Linear Actuator in Hydraulic Systems", *International Journal of Fluid Power* (Volume 7, Number 1, March 2006 p. 15-25)
91. Higgins, R. . "Maintenance Engineering Handbook", 5th ed. USA: McGraw – Hill, Inc. (1995)
92. Hiremath, S.S. Singaperumal, M. and Kumar, R.K., 2003. "FE Approach-electromechanical-fluid modelling of jet pipe electrohydraulic servovalve", *Bath Workshop on Power Transmission & Motion Control, PTMC 2003*, Bath, UK, Eds. C.R. Burrows, K.A. Edge, and O.N. Johnston, pp. 53-64.
93. Huguet, D. 2004. "Dynamic mesh of a direct acting relief valve", *Proceedings of the 3rd Fluid Power Net International PhD Symposium*, Terrassa, Spain.

94. Hullender, D. A. 1985. "Modal Representations for Fluid Transmission Line Dynamics". Proc. Of the Int. Symp. on Fluid Control and Measurement FLUCOME, Tokyo, pp.93-99.
95. Isermann, R., 1984. "Process fault detection based on modelling and estimation methods: a Survey". Automatica, Vol. 20, pp. 387-404.
96. Isermann, R., 1994. "On the applicability of model based fault detection for technical processes", Control Engineering Practice, Vol. 2, No. 3, pp. 439 450, 1994.
97. Jeong, H.S. and Kim, H.E. "Experimental Based Analysis of the Pressure Control Characteristics of an Oil Hydraulic Three-Way On/Off Solenoid Valve Controlled by PWM Signal", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 124 (March 2002)
98. Johnston, D. And Edge, K. and Vaughan, N., "Experimental Investigation of Flow and Force Characteristics of Hydraulic Poppet and Disc Valves", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers PartA, Vol.205, No (A3) (1991, pp.161-171)
99. Kaliafetus P., Costopoulos T. : "Modeling and simulation of an axial piston variable displacement pump with pressure control", Mechanism and Machine Theory, Volume 30, Number 4, May 1995 , pp. 599-612(14)
100. Kang, M.C., Kim, J.S. and Kim, J.H., 2001. "A monitoring Technique using a multi sensor in high speed machining", Journal of Materials Process Technology, Vol.113 (2001), pp.331-336
101. Karnopp, D., 1997. "Understanding Multibody Dynamics Using Bond Graph Representations", Journal of the Franklin Institute Vol. 334B, No. 4, pp. 631-642, 1997.
102. Karnopp, D. C. and Rosenberg, R. C., "Introduction to Physical System Dynamics", McGraw-Hill, New York, 1983
103. Karnopp, D. C. and Rosenberg, R. C., "System Dynamics: A Unified Approach", Wiley, New York, 1975
104. Karpenko, M. and Sepehri, N. and Anderson, J. "Decentralized Coordinated Motion Control of Two Hydraulic Actuators Handling a Common Object", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control (Volume 127, September 2007)
105. Khalil, M.K.B. and Loper, D.M. "Hydraulic System Protection Against Catastrophic Failure Using Newly Developed Safety Valve", International Journal of Fluid Power 9 (2008) No.2 pp. 35-46
106. Khan, H., Abou, S.C. and Sepehri, N., 2005. "Nonlinear observer-based fault detection technique for electro-hydraulic servo-positioning systems", Mechatronics Vol.15 (2005) pp.1037–1059

107. Kim, C.S., Hong, K.S. and Kim, M.K., 2004. "Nonlinear robust control of a hydraulic elevator: experiment-based modeling and two-stage Lyapunov redesign", *Control Engineering Practice* 13 (2005) 789–803
108. Kim, C.S. and Lee, C.O. "Robust Speed Control of a Variable-Displacement Hydraulic Motor Considering Saturation Nonlinearity" *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* Vol.122 (March 2000)
109. Koivula, T. "On cavitation in fluid power" Paper presented at the 1st FPNI-PhD Symp. Hamburg 2000, pp. 371-382
110. Kojima, E. and Shinada, M. 2003. "Development of accurate and practical simulation technique based on the modal approximations for fluid transients in compound fluid lines systems (1ST Report)". *International Journal of Fluid Power*, Vol. 3, No.2, pp. 5-15.
111. Kojima, E., Shinada, M. and Yu J. 2002. "Development of accurate and practical simulation technique based on the modal approximations for fluid transients in compound fluid lines systems" (2ND Report). *International Journal of Fluid Power*, Vol. 4, No.3, pp.35-45.
112. Konnerth, U., 2001. "A hydraulic high speed tryout press for the simulation of mechanical forming processes", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol.111 (2001), pp.159-163
113. Krishnaswamy, K. and Li, P.W. "Bond Graph Based Approach to Passive Teleoperation of a Hydraulic Backhoe", *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* (March 2006), Vol. 128
114. Krus, P., Jansson, A., Palmberg, J. and Weddfeld, K., 1990. "Distributed Simulation of Hydromechanical Systems". Third Bath International Fluid Power Workshop, Bath, UK.
115. Krus, P., Weddfeld, K., and Palmberg, J. 1994. "Fast Pipeline Models for Simulation of Hydraulic Systems". *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol 116, pp. 132-136.
116. Kumar, R. and Umamand, L. "Modeling of a pressure modulated desalination system using bond graph methodology" *Applied Energy* Vol. 86 (2009, p.1654–1666)
117. Lamb, J.D., Woodall, D.R. and Asher, G.M., 1997. "Bond graphs I: A causal equivalence", *Discrete Applied Mathematics* 72 (1997) pp.261- 293
118. Lamb, J.D., Woodall, D.R. and Asher, G.M., 1997. "Bond graphs III: Bond Graphs and Electrical Networks", *Discrete Applied Mathematics* 73 (1997) pp.211- 250.
119. Lasaar, R. and Ivantysynova, M. 2004. "An investigation into micro- and macrogeometric design of piston-cylinder assembly of swash plate machines", *International Journal of Fluid Power* Vol. 5 (2004), No.1 , pp. 23-36.

120. Le, T., Watton, J. and Pham, D. 1997. "An artificial neural network based approach to fault diagnosis and classification of fluid power systems". Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers Vol. 211, Part I. pp. 307-317.
121. Le, T.T., Watton, J. and Pham, D.T., 1998. "Fault Classification of Fluid Power Systems Using a Dynamics Feature Extraction Technique and Neural Networks", Proc. of the Institute of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering Vol.212, pp.87-97
122. Lee, H.L., Hwang, Y.H. and Kim, T.G., 2003. "Failure analysis of nose landing gear assembly", Engineering Failure Analysis 10, pp.77–84
123. Leitch, R.R., 1993. "Engineering diagnosis: matching problems to solutions", Proceedings of the International Conference on Fault Diagnosis (Tooldiag '93), vol. 3, pp. 837-844, Toulouse, France, 1993.
124. Leitch, R.R., Chantler, M.J., Shen, Q. and Coghill, G.M., 1993. "A preliminary specification methodology for model based diagnosis", Annals of Mathematics and Artificial Intelligence, Special Issue on Current Trends in Research on Model based Diagnosis, 1993.
125. Lennox, B. Rutherford, P., Montague, G.A. and Haughin, C., 1998. "Case study investigating the application of neural networks for process modelling and condition monitoring", Computers and Chemical Engineering, Vol.22, No.11, pp.1573-1579
126. Li, G. and Liou, J.C.P., 2003. "Swing Check Valve Characterization and Modeling During Transients", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.125 (November 2003), pp.1043-1050
127. Li, P.Y. and Krishnaswamy "Passive Bilateral Teleoperation of a Hydraulic Actuator Using an Electrohydraulic Passive Valve", International Journal of Fluid Power Vol. 5(2). pp. 43-56, 2004
128. Li, P.Y. and Ngwembo, R.F. "Power Scaling Bond Graph Approach to the Passification of Mechatronic Systems - With Application to Electrohydraulic Valves", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control (December 2005, Vol. 127)
129. Li, P.Y. "Toward Safe and Human Friendly Hydraulics: The Passive Valve", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control" Vol.122, (September 2000)
130. Liang, A. and Sepheri, N. 2005. "Hydraulic Actuator Leakage Fault Detection Using Extended Kalman Filter", International Journal of Fluid Power,- FPNI, Vol. 6, Number 1, pp 41-52.
131. Lichiardopol, S. and Sueur, C. "Duality in system analysis for bond graph models", Journal of the Franklin Institute Vol.347 (2010, p.377–414)

132. Lim, G.H., Chen, H.X and Chua, P.S.K. 2003. "Fault Diagnosis of Piston Crack in a Water Hydraulic Motor", Proc. of the International Conference and Exhibition on Instrumentation and Control, PICS-ICEIC 2003, November 2003, Manila, Philippines.
133. Linkens, D.A. and Wang, H., 1994. "Fault Diagnosis on a Qualitative Bond Graph Model, with Emphasis on Fault Localization", IEE Conf. Publication No. 389, pp. 1329-1334, March 1994.
134. Liu, Y., Liu, Z., Xie, Y. and Zhigang, Y., 2000. "Research on an on-line wear condition monitoring system for marine diesel engine", Tribology International 33 (2000) 829–835
135. Liu, X., Huang, Q., Cong, D., Han, J. and Xiao, L., 2009. "Analysis of Performance Effect Factors of Three-Stage Electro-Hydraulic Servo Valve", Journal of Computers, Vol.4, No.12, (December 2009), pp. 1216-1222
136. Lovrec, Darko & Kastrevc, Mitja & Ulaga, Samo. "Electro-hydraulic load sensing with a speed-controlled hydraulic supply system on forming-machines", International Journal of Advanced Manufacturing Technologies 2009 (Vol 41, p. 1066–1075)
137. Lott, P.W. and Griffiths, A.J., 1997. "Fault Diagnosis of Pumping Machinery Using Artificial Neural Networks", Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers Part E: Journal of Process Mechanical Engineering Vol. 211 pp. 185-194
138. Lou, S.J., Budman, H. and Duever, T.A., 2003. "Comparison of Fault Detection Techniques", Journal of Process Control Vol.13 (2003) pp.451–464
139. Lurette, C. and Lecoeuche, S., 2003. "Unsupervised and auto-adaptive neural architecture for on-line monitoring. Application to a hydraulic process", Engineering Applications of Artificial Intelligence 16 (2003) pp.441–451
140. Mahrenholtz, J. and Lumkes, J. Jr "Analytical Coupled Modeling and Model Validation of Hydraulic On/Off Valves" ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, (Vol. 132, January 2010)
141. Majumdar, S.R., 2001: "Oil Hydraulic Systems Principles and Maintenance", McGraw Hill, 2001
142. Manring, N. D. 1999. Friction Forces Within the Cylinder Bores of Swash-Plate Type Axial-Piston Pumps and Motors", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 121: 531-37.
143. Manring, N. D. and Kasaragadda, Suresh B. "The Theoretical Flow Ripple of an External Gear Pump" (ASME Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control Volume 125, September 2003, p. 396-404)
144. Margolis, D., 1985. "A survey of Bond Graph Modeling for Interacting Lumped and Distributed Systems", Journal of the Franklin Institute Vol.319, No1/2, January/February 1985, pp.125-135

145. Margolis, D. and Shim, T., 2001. "A bond graph model incorporating sensors, actuators, and vehicle dynamics for developing controllers for vehicle safety", *Journal of the Franklin Institute* Vol.338 (2001) pp.21-34.
146. Margolis, D. and Shim, T. "Bond graph modeling for non-linear hydro-mechanical systems", *Proc. IMechE* Vol. 219 Part K: J. Multi-body Dynamics, 2005
147. Marquis-Favre, W. and Mouhiba, O. and Chereji, B. and Thomasset, D. and Pousin, J. and Picq, M. "Bond graph formulation of an optimal control problem for linear time invariant systems" *Journal of the Franklin Institute* Vol. 345 (2008, p.349–373)
148. Marzi, H., 2004. "Real-time fault detection and isolation in industrial machines using learning vector quantization", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* Vol. 218 Part B: J. Engineering Manufacture
149. McGee, J. Henderson, I. and Baird, A., 1997. "Neural networks applied for the identification and fault diagnosis of process valves and actuators", *Measurement* Vol. 20, No. 4, pp. 267-275.
150. Mehranbod, N., Soroush, M., Piovoso, M. and Ogunnaike, B.A., 2003. "Probabilistic Model for Sensor Fault Detection and Identification", *AIChE Journal* July 2003 Vol. 49, No. 7, pp. 1787-1802
151. Meritt, Herbert E.: "Hydraulic Control Systems", John Wiley and Sons, Inc., 1967
152. Mezghanni, D. and Andoulsi, R and Mami, A. and Dauphin-Tanguy, G. "Bond graph modelling of a photovoltaic system feeding an induction motor-pump" *Simulation Modelling Practice and Theory* Vol. 15 (2007, p.1224–1238)
153. Miller, M., Mi, B., Kita, A. and Ume, C., 2002. "Development of automated real-time data acquisition system for robotic weld quality monitoring", *Mechatronics* Vol.12 pp.1259–1269
154. Miller, R.W., "Flow Measurement Engineering Handbook" 3rd Ed., McGraw-Hill, 1996
155. Mirshams, R.A. and Sabbaghian, M., 2003. "Failure analysis of an elbow tube fitting", *Engineering Failure Analysis* 10 (2003) 215–221
156. Mitchell, R.J. and Pippenger, J.J., 1997. "Fluid Power Maintenance Basics and Troubleshooting", Marcel Dekker Inc., 1997
157. Mobley, Keith R. "Fluid Power Dynamics" (Newnes, Butterworth-Heinemann, 2000)
158. Mouhib, O. and Jardin, A. and Marquis-Favre, W. and Bideaux, E. and Thomasset, D. "Optimal control problem in bond graph formalism" *Simulation Modelling Practice and Theory* Vol.17 (2009, p.240–256)

159. Mourre, D. and Burton, R. and Bitner, D. "A statistically - based fault detection technique for single – stage electro – hydraulic proportional valves", 5th International Power Transmission and Motion Control Workshop, (University of Bath, September 2003)
160. Muvengei, M. and Kihui, J. "Bond Graph Modeling of Inter-Actuator Interactions in a Multi-Cylinder Hydraulic System", International Journal of Mechanical, Industrial and Aerospace Engineering 4:1 2009
161. Murrenhoff, H. and Scharf, S. "Wear and Friction of ZRC_G – Coated Pistons of Axial Piston Pumps", International Journal of Fluid Power, Volume 7, Number 3 (November 2006, pp. 13-20)
162. Myounggu, P., 2002. "Fatigue failure of a hydraulic filter head", Engineering Failure Analysis 9 (2002) pp.435–450
163. Myshkin, N.K., Markova, L.V., Semenyuk, M.S., Kong, H., Han, H.-G. and Yoon, E.-S., 2003. "Wear monitoring based on the analysis of lubricant contamination by optical ferroanalyzer", Wear Vol.255 (2003) pp.1270–1275
164. Nandi, A.K., 2000. "Advanced Digital Vibration Signal Processing for Condition Monitoring", Proceedings of COMADEM, Houston, TX, USA, pp.129-143.
165. Nahvi, H., and Esfahanian, M., 2005. "Fault identification in rotating machinery using artificial neural networks", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Vol. 219 Part C: J. Mechanical Engineering Science, pp.141-158
166. Nordmann, R. and Aenis, M., 2004. "Fault Diagnosis in a Centrifugal Pump Using Active Magnetic Bearings", International Journal of Rotating Machinery, Vol.10 (Number 3), pp. 183–191.
167. Opdenbosch, P. and Sadegh, N. and Book, W., "Modeling and Control of an Electro-hydraulic Poppet Valve", Proc of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2004, Anaheim, CA
168. Pannala, A.S. and Dransfield, P. and Palaniswami, M. and Anderson, J.H. "Controller Design for a Multichannel Electrohydraulic System", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control (June 1989, Vol. 111)
169. Patton, R.J., Chen, J. and Siew, T.M., 1994. "Fault diagnosis in non-linear dynamic systems via neural networks", IEE Conf. Publication, No. 389, pp. 1346 1351, March 1994.
170. Patton, R.J. and Chen, J., 1991. "Robust fault detection using eigenstructure assignment: a tutorial consideration and some new results. Proceedings of the 30th IEEE Conf. on Decision and Control, Brighton, UK, Dec. 11-13, pp. 2242-2247.
171. Patton, R., Frank, P., and Clark, R.K., 1989. "Fault diagnosis in dynamic systems; theory and applications", Prentice Hall 1989.

172. Pazzani, M.J., 1987. "Failure-Driven Learning of Fault Diagnosis Heuristics", IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, vol. SMC-17, no. 3, pp. 380-394, 1987.
173. Pearson, J.E., Asce, M., Hannen, W.R. and Soderberg, E., 2004. "Development of Fatigue Monitoring System for a Hydraulic Excavator", Practice Periodical on Structural Design and Construction, November 2004, pp.221-226
174. Pedregal, D.J., Garcia, F. and Schmid, F., 2004. "RCM2 predictive maintenance of railway systems based on unobserved components models", Reliability Engineering and System Safety Vol.83 (2004), pp.103–110
175. Pennachi, P. and Vania, A., 2004. "Identification of a Generator Fault by Model-Based Diagnostic Techniques", International Journal of Rotating Machinery, 10(4), pp.293–300
176. Perry, M.A. and Atherton, M.A. and Bates, R.A. and Wynn, H.P. "Bond graph based sensitivity and uncertainty analysis modeling for micro-scale multiphysics robust engineering design", Journal of the Franklin Institute Vol 345 (2008, p.282–292)
177. Plummer, A.R. "A servohydraulic control system for implementing virtual components in mechanical systems", 5th International Power Transmission and Motion Control Workshop, (University of Bath, September 2003).
178. Polak, T.A. and Pande, C., 1999. "Engineering Measurements: Methods and Intrinsic Errors", Professional Engineering Publishing Limited
179. Prabhakaran, A. and Jagga, C.R., 1999. "Condition monitoring of steam turbine-generator through contamination analysis of used lubricating oil", Tribology International Vol.32 (1999) pp.145–152
180. Qazafi, M., Marloth, R., Myers, M. and Es-Said, O.S., 1999. "On line monitoring of damage to a sintering press", Engineering Failure Analysis Vol.6, pp.56-65
181. Rabie, Galal M. "Fluid Power Engineering" (McGraw-Hill 2009, ISBN 978-0-07-162606-4)
182. Rai, B.U. and Umanand, L. "Bond graph model of doubly fed three phase induction motor using the Axis Rotator element for frame transformation", Simulation Modelling Practice and Theory Vol. 16 (2008 p.1704–1712)
183. Ralston, P., DePuy, G. and Graham, J.H., 2001. "Computer-based monitoring and fault diagnosis: A chemical process case study", ISA Transactions, Vol.40, pp.85-98.
184. Renn, J.C. and Tsai, C. "Development of an unconventional electro-hydraulic proportional valve withfuzzy logic controller for hydraulic presses", International Journal of Advanced Manufacturing Technology Vol. 26 (2005, p.10–16)

185. Richard, E. and Vivalda, J.C. "Mathematical Analysis of Stability and Drift Behavior of Hydraulic Cylinders Driven by a Servovalve" ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control Vol. 124 (March 2002)
186. Romero, G. and Felez, J. and Maroto, J. and Mera, J.M. "Efficient simulation of mechanism kinematics using bond graphs" Simulation Modelling Practice and Theory Vol. 17 (2009, p.293–308)
187. Saberi, A., Stoorvogel, A.A. Sannuti, P. and Niemann, H., 2000. "Fundamental problems in fault detection and identification", International Journal of Robust and Nonlinear Control Vol.10, pp.1209-1236
188. Sagirli, A., Bogoclu, M.E., Omurlu, V.E., 2003. "Modeling the Dynamics and Kinematics of a Telescopic Rotary Crane by the Bond Graph Method: Part II", Nonlinear Dynamics Vol.33, pp.353-367, 2003
189. Samantaray, A.K. and Ghoshal, S.K. "Bicausal bond graphs for supervision: From fault detection and isolation to fault accommodation" Journal of The Franklin Institute Volume 345(2008)
190. Samanta, B. and Al-Balushi, K.R., 2001. "Use of time Domain Features for the Neural Network Based Fault Diagnosis of a Machine Tool Coolant System", Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers Part I: Journal of Systems and Control engineering Vol. 215 pp. 199-207
191. Samantaray, A.K. and Dasgupta, S.S. and Bhattacharyya, R. "Bond Graph Modeling of an Internally Damped Nonideal Flexible Spinning Shaft" ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control" Vol.132 (November 2010)
192. Scaife, M.W., Charlton, S.J. and Mobley, C., 1993. "A neural network for fault recognition", SAE Int. Congress and Exposition, Detroit, Michigan, paper 930861, March 1993.
193. Scattoloni, R., 2000. "Fault identification: an approach based on propagation digraphs", International Journal of Systems Science, 2000, volume 31, number 11, pages 1489-1496
194. Scharf, S. and Murrenhoff, H. 2005. "Measurement of Friction Forces between Piston and Bushing of an Axial Piston Displacement Unit", International Journal of Fluid Power 6 No. 1, pp. 7-17.
195. Sekhar, A.S. and Prabhu, B.S., 1998. "Condition Monitoring of Cracked Rotors Through Transient Response", Mechanism and Machine Theory Vol. 33, No. 8, pp. 1167-1175.
196. Sekhvat, P. and Wu, Q. and Sepehri, N. "Impact Control in Hydraulic Actuators" ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control Vol.127 (June 2005)

197. Shi, Z., Gu, F. Lennox, B. and Ball, A.D., 2005. "The development of an adaptive threshold for model-based fault detection of a nonlinear electro-hydraulic system", *Control Engineering Practice* Vol. 13 (2005) pp.1357–1367
198. Shields, D.N., 2003. "Models, residual design and limits to fault detection for a complex multi-tank hydraulic control system", *International Journal of Control* Vol.76, (2003) No.8, pp.781-793
199. Shields, D.N., Ashton, S.A. and Daley, S., 2001. "Robust fault detection observers for nonlinear polynomial systems", *International Journal of Systems Science*, Vol.32, No.6, pp.723-737
200. Sohl, G. A. and Bobrow, J. E. 1999. "Experiments and simulations on the nonlinear control of a hydraulic servosystem", *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, Vol.7 No.2, pp.238-247.
201. Stecki, J. S. and Davis, D. C. 1986a. "Fluid Transmission Lines-Distributed Parameter Models, Part 1: A Review of the State of Art". *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers. Part A*, Vol. 200, pp. 215-228.
202. Stecki, J. S. and Davis, D. C. 1986b. "Fluid Transmission Lines-Distributed Parameter Models, Part 2: Comparison of Models". *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part A*, Vol. 200, pp. 229-236.
203. Stewart, C.J. and Watton, J., 1994. "Some aspects of rule-based systems design for on-line fault diagnosis of fluid power systems", *American Society of Mechanical Engineers, Petroleum Division (Publication) PD, Design: Analysis, Synthesis and Application* Vol.4(8-2), pp.457-461
204. Straky, H., Kochem, M., Schmitt, J. and Isermann, R., 2002. "Influences of braking system faults on vehicle dynamics", *Control Engineering Practice* 11 (2003) pp.337–343
205. Sullivan, James A. "Fluid Power - Theory and Applications, Third Edition" (Prentice Hall 1989, ISBN 0-13-323080-5)
206. Sun, G., and Kleeberger, M, 2003. "Dynamic Responses of Hydraulic Mobile Crane with consideration of the drive system", *Mechanism and Machine Theory* Vol.38 (2003), pp.1489-1508
207. Takahashi, T., Yamashina, C. and Miyakawa, S. 1999. "Development of Water Hydraulic Proportional Control Valve", *Proc. of the Fourth JHPS International Symposium*, pp 549-554
208. Tan, Alfred C.H. , Chua, Patrick S.K. and Lim, G.H., 2003. "Fault diagnosis of water hydraulic actuators under some simulated faults", *Journal of Materials Processing Technology* 138 (2003) pp.123–130

209. Thatte, A. and Salant R.F., "Visco-Elastohydrodynamic Model of a Hydraulic Rod Seal During Transient Operation", ASME Journal of Tribology (October 2010, Vol 132)
210. Toufighi, M. H., Sadati, S. H. and Najafi, F. (2010). "Modeling and Fault Diagnosis of an Electrohydraulic Actuator System with a Multidisciplinary Approach Using Bond Graph", Mechatronic Systems Simulation Modeling and Control, ISBN: 978-953-307-041-4.
211. Totten, G.E., Wills, D. K., Feldmann, D.K.: "Hydraulic Failure Analysis: Fluids, Components and System Effects", ASTM, 2001
212. Turner, J.D. and Austin, L. , 2003. "Electrical techniques for monitoring the condition of lubrication oil", Measurement Science and Technology 14 1794–1800
213. Vaughan, N. and Johnston, D. and Edge, K., "Numerical Simulation of Fluid Flow in Poppet Valves", Journal of Mechanical Engineering Science Vol. 206, No (C2) (1992, pp. 119-127)
214. Wang, C., Cui, Y. and Cui, L., 2003. "Investigation of pitting corrosion damage of a hydraulic press trunk piston", Engineering Failure Analysis Vol.10 (2003), pp.251–254
215. Watton, J., 2007. "Modeling, Monitoring, and Diagnostic Techniques for Fluid Power Systems", Springer-Verlag.
216. Watton, J., 1989. "Fluid Power Systems: Modeling, simulation, analog and microcomputer control", Prentice-Hall Inc.
217. Watton, J. 1988. "Modelling of Electrohydraulic Systems with Transmission Lines Using Modal Approximations. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 202, n.B3, pp.153-163.
218. Watton, J., Lucca-Negro, O. and Stewart, J.C., 1994. "On-line approach to fault diagnosis of fluid power cylinder drive systems", Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers Part I: Journal of System and Control engineering Vol. 208(14) pp. 249-262
219. Watton J. and Stewart J. C. 1996. "Co-operating expert knowledge and artificial neural networks for fault diagnosis of electrohydraulic cylinder position control systems". Proceedings of the 3rd JHPS International Symposium on Fluid Power. Yokohama. Pp.217-222.
220. Wood, C.L., 1989. "FADES: A tool for automated fault analysis of complex systems", Research and Development in Expert Systems 89, Cambridge University Press, pp. 253-262, 1989.
221. Worden, K. and Burrows, A.P., 2001. "Optimal sensor placement for fault detection", Engineering Structures Vol.23 (2001), pp.885–901

222. Wu, Y., Escande, P., Du, R., 2001. "A New Method for Real-Time Tool Condition Monitoring in Transfer Machining Stations", *Journal of Manufacturing Science and Engineering* MAY 2001, Vol. 123, pp.339-347
223. Wu, Z. and Campbell, M.I. and Fernandez, B.R. "Bond Graph Based Automated Modeling for Computer-Aided Design of Dynamic Systems" *ASME Journal of Mechanical Design* Vol. 130 (April 2008)
224. Xiong, X. and Wei, J. and Chen, J. "Modeling, Experimentation, and Simulation of an Air-Over-Hydraulic Brake System" *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* Vol.131 (May 2009)
225. Yamashita, Y., 2004. "A Clustered Class Distribution Approach for Process Monitoring and Fault Detection", *Chem. Eng. Comm*, Vol.191, pp.302-313, 2004.
226. Yang, R. 2006. "Hydraulic oil flow wall shear effect on valve actuator flow forces", *Proceedings of the 2nd International Conference on Computational Methods in Fluid Power Technology*, Aalborg, Denmark.
227. Yang, R., "Predicting Hydraulic Valve Flow Forces Using CFD", *Proc. Of the ASME Engineering Congress and Exposition 2004 (Anaheim, CA)*
228. Yang, S.K. and Liu, T.S., 1998. "A Petri Net approach to early fault detection and isolation for preventive maintenance", *Quality and Reliability Engineering International* Vol.14 pp.319–330
229. Yeaple, F., 1996. "Fluid Power Design Handbook Third Edition, Revised and Expanded", Marcel Dekker Inc.
230. Yoo, C.K., Choi, S.W. and Lee, I.B., 2002. "Dynamic Monitoring Method for Multiscale Fault Detection and Diagnosis in MSPC", *Ind. Eng. Chem. Res.* 2002, 41, pp.4303-4317
231. Yonghui, Y., Weihua, W., Xinpin, Y., Hanliang, X. and Chengtao, W., 2003. "An integrated on-line oil analysis method for condition monitoring", *Measurement Science and Technology* Vol. 14 pp. 1973–1977
232. Yu, D.L. and Shields, D.N., 1996. "A bilinear fault detection observer", *Automatica*, Vol. 32, No.11, pp. 1597-1602.
233. Yu, D.L., Shields, D.N and S. Daley, 1996a., "A bilinear fault detection observer and its application to a hydraulic drive system". *International Journal of Control*, Vol. 64, No. 6, pp. 1023-1047.
234. Yu, D.L, Shields, D.N. and Disdell, K., 1996b. "A simulation study on fault diagnosis of a high temperature furnace using a bilinear observer method", *Control Eng. Practice*, Vol. 4, No. 12, pp. 1681-1691.
235. Yu, D., 1997. "Fault Diagnosis for a Hydraulic Drive System Using a Parameter-Estimation Method", *Control Engineering Practice*, Vol. 5, No.9, pp. 1283-1291, 1997

236. Yunbo, H., Lim, G., Chua, P. and Tan, A. 2001. "Monitoring the Condition of Loaded Modern Water Hydraulic Axial Piston Motor and Cylinder", Proceedings of the Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, pp. 447- 451. Hangzhou, China.
237. Zaher, M.A., 2004. "Using Aerodynamic Methods for the Testing of Hydraulic Machines", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering Vol. 218, Number 3 / 2004, pp.161-168
238. Zhang, X. and Cho, J. and Nair, S.S. and Manring, N.D. "New Swash Plate Damping Model for Hydraulic Axial-Piston Pump" ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control Vol.123 (September 2001)
239. Zheng, D. and Alleyne, A. "Modeling and Control of an Electro-hydraulic Injection Molding Machine With Smoothed Fill-to-Pack Transition" ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering Vol.125 (February 2003)
240. Zhu, W.H. and Piedboeuf, J.C. "Adaptive Output Force Tracking Control of Hydraulic Cylinders With Applications to Robot Manipulators" ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control (Vol. 127, June 2005)
241. Ziaei, K. and Sepehri, N. "Design of a Nonlinear Adaptive Controller for an Electrohydraulic Actuator" ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, (Vol. 123, September 2001)
242. Κωστόπουλος, Θ.Ν., 2009. «Διάγνωση Βλαβών και Συντήρηση Περιστρεφόμενων Μηχανών», Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα 2009.
243. Κωστόπουλος, Θ.Ν., 1991. «Οδοντώσεις και Μειωτήρες Στροφών», Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα 1991.
244. Κωστόπουλος, Θ.Ν., 2009. «Υδραυλικά και Πνευματικά Συστήματα, Δεύτερη Έκδοση», Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα 2009.
245. Μπεργελές, Γ., 2000. «Υπολογιστική Ρευστομηχανική», Εκδόσεις Συμεών.
246. Μπεργελές, Γ., Παπαντώνης, Δ., Τσαγγάρης, Σ., 1998. «Τεχνικές Μετρήσεις Ρευστομηχανικών Μεγεθών», Εκδόσεις Συμεών
247. Πετρίδης, Β., 1986. «Συστήματα Μετρήσεων», University Studio Press A.E.
248. Τσαγγάρης, Σ., 1995. «Μηχανική των Ρευστών», Εκδόσεις Συμεών

8.2 Διπλωματικές εργασίες – Διατριβές

249. Barnard, B.W. "Predicting the Dynamic Response of a Hydraulic System Using Power Bond Graphs" (M. Eng. Thesis, Department of Mechanical Engineering Monash University, Melbourne, October 1973) (unpublished)
250. Hindman, J. 2001. "Condition Monitoring of Valves and Actuators in a Mobile Hydraulic System Using ANN and Expert Data. M.Sc. Thesis. University of Saskatchewan". (unpublished)
251. Rosa, A. 2001. "Estimating Parameters of a Proportional Solenoid Valve using Neural Networks. M.Sc. Thesis. University of Saskatchewan. (unpublished)
252. Skarnea, M. (2003) "Condition Monitoring Techniques for Fluid power Systems and Components", M.Sc. Thesis, Mechanical Engineering Department, Bath University. (unpublished)
253. Wright, G. 2001. "Parameter Estimation of a Hydraulic Proportional Valve Using Extended Kalman Filtering". M.Sc. Thesis. University of Saskatchewan. (unpublished)
254. Yu, D.L., 1995." Fault diagnosis for industrial systems with emphasis on bilinear systems. Ph.D thesis, Coventry University, U.K. (unpublished).
255. Αθανασάτος, Π., 2003. «Χρήση αισθητήρα πίεσεως και ενδείκτη θέσεως σε υδραυλικό σύστημα με Η/Υ» Διπλωματική εργασία, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθήνα. (αδημοσίευτη)
256. Καλογεροπούλου, Παναγιώτα, 2011. «Τεχνικές Συντήρησης Βιομηχανικών Υδραυλικών Συστημάτων & Αναβάθμιση Υδραυλικής Μηχανής Herion». Διπλωματική εργασία, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθήνα. (αδημοσίευτη)
257. Σκαρμέα, Μαρία 2002. Συντήρηση Περιστρεφόμενων Μηχανών. Διπλωματική εργασία, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθήνα. (αδημοσίευτη)

8.3 Εταιρικές εκδόσεις

258. Emerson Process Management, 2005. "Control Valve Handbook Fourth Edition"
259. Bosch-Quality Training Series, "Hydraulics. Theory and Applications"

8.4 Web Sites

- 260. Sauer-Danfoss: <http://www.sauer-danfoss.com/>
- 261. Bosch Rexroth: <http://www.boschrexroth.com>
- 262. Moog Inc. : <http://www.moog.com>
- 263. Sun Hydraulics: <http://www.sunhydraulics.com/>
- 264. Parker Hydraulics: <http://www.parker.com>

8.5 Επιστημονικές δημοσιεύσεις που προέκυψαν από τη διδακτορική διατριβή

Δημοσίευση σε διεθνές περιοδικό με κρίση πλήρους κειμένου

Athanasatos, P. and Costopoulos, T. (2011). "Proactive fault finding in a 4/3-way direction control valve of a high pressure hydraulic system using the bond graph method with digital simulation" Mechanism and Machine Theory doi:10.1016/j.mechmachtheory.2011.11.018

Δημοσιεύσεις σε διεθνή επιστημονικά συνέδρια με κρίση πλήρους κειμένου

Athanasatos, P. and Costopoulos, T. "An efficient modeling procedure of the dynamic behavior of high pressure hydraulic systems". Paper presented at the 2st International Conference on Experiments/Process/System Modelling/Simulation/Optimization (Athens, 2007)

Athanasatos, P. and Costopoulos, T. and Skarnea, M. "Condition Monitoring Techniques for Industrial Fluid Power Systems". Paper presented at the 1st International Conference on Experiments/Process/System Modelling/Simulation/Optimization (Athens, 2005)

9. ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

9.1 Εισαγωγή στα υδραυλικά κυκλώματα

9.1.1 Ιστορία της υδραυλικής ισχύος

Εδώ και χιλιετίες, ο άνθρωπος είχε κατανοήσει τη χρησιμότητα της υδραυλικής ισχύος και είχε εφεύρει μεθόδους ώστε να τη χρησιμοποιήσει προς όφελός του. Ένα από τα πρώτα παραδείγματα έρχεται από την αρχαία Ελλάδα, όπου πριν από δύο σχεδόν χιλιετίες η υδραυλική ισχύς του νερού χρησιμοποιείτο σε μύλους για το άλεσμα του σιταριού και την παραγωγή αλεύρων, με το παλαιότερο γνωστό παράδειγμα να είναι ο Τροχός της Περαχώρας, που χρονολογείται από τον 3^ο αιώνα π.Χ, και ο οποίος αναφέρεται στη “Μηχανική Σύνταξη” του Φίλωνα του Βυζάντιου (εκτ.280-220 π.Χ). Την αρχική ελληνική ιδέα εξέλιξαν οι Ρωμαίοι, κατασκευάζοντας μεγαλύτερες και πιο αποδοτικές μηχανές (Σχήμα 9.1). Η χρήση της υδραυλικής ισχύος για την παραγωγή έργου ήταν εξαιρετικά δημοφιλής στην Ευρώπη για πολλούς αιώνες, μέχρι και τη σύγχρονη εποχή. Ένα από τα πιο χαρακτηριστικά παραδείγματα είναι ο τροχός του Pelton από το 1870 (Σχήμα 9.2), μια από τις αποδοτικότερες υδροδυναμικές μηχανές, που χρησιμοποιούσε την κινητική ενέργεια του νερού για την παραγωγή μηχανικού έργου.



Σχήμα 9.1

Μοντέλο υδρόμυλου για παραγωγή αλεύρων της ρωμαϊκής εποχής, περίπου του 1^{ου} αι. π.Χ.

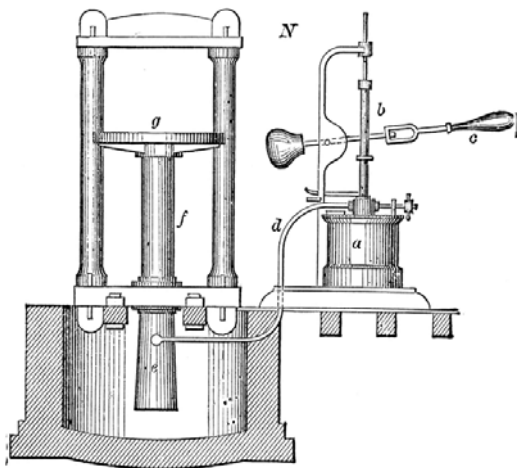


Σχήμα 9.2

Ο υδροτροχός του Pelton, μια από τις πιο αποδοτικές υδροδυναμικές μηχανές

Αναμφίβολα, «πατέρας» της σύγχρονης αντίληψης για την υδραυλική ισχύ θεωρείται ο Blaise Pascal, ο οποίος με τη θεωρία του το 1648 απέδειξε ότι η πίεση που ασκείται σε ένα υγρό μέσα σε ένα κλειστό δοχείο, μεταδίδεται ομοιόμορφα σε όλη την επιφάνειά του. Η αρχή του Pascal εφαρμόστηκε από τον Joseph Bramah, ο οποίος δημιούργησε την πρώτη υδραυλική πρέσσα, την οποία και πατεντάρισε το 1795 (Σχήμα 9.3)

Η χρήση της υδραυλικής ισχύος με εργαζόμενο μέσο το νερό άρχισε σταδιακά να φθίνει από το 1850 και μετά, ως αποτέλεσμα του «εξηλεκτρισμού» της βιομηχανίας. Στις αρχές τις δεκαετίας του 1920 όμως, η υδραυλική ισχύς άρχισε να κερδίζει και πάλι έδαφος σε εξειδικευμένες εφαρμογές, με μια σημαντική όμως διαφορά: πλέον, δεν χρησιμοποιείτο νερό ως εργαζόμενο μέσο αλλά έλαιο, κάτι που άνοιξε ένα νέο, πρακτικά απεριόριστο πεδίο δυνατοτήτων και εφαρμογών. Πρωτοπόρες σε αυτή τη νέα εποχή των υδραυλικών συστημάτων ήταν οι βιομηχανίες των ΗΠΑ και του Καναδά, στις οποίες και οφείλουμε μεγάλο μέρος της έρευνας και ανάπτυξης πάνω στο συγκεκριμένο τομέα. Η ανάπτυξη έφερε και τη διαρκή εξέλιξη και έτσι δημιουργήθηκαν πολλά και διαφορετικά εξαρτήματα (αντλίες, κινητήρες, βαλβίδες ελέγχου, επενεργητές κ.ο.κ), τα οποία μπορούσαν να εκτελέσουν όλο και πιο σύνθετες και πολύπλοκες διαδικασίες (Σχήμα 9.4). Ταυτόχρονα, οι εξελίξεις στη μεταλλουργία αλλά και στην επιστήμη των λοιπών υλικών (π.χ. υλικά στεγανωτικών, έλαια, κτλ.) συνέβαλλαν στη μείωση του μεγέθους και του κόστους των εξαρτημάτων, και στην αύξηση του βαθμού απόδοσής των συστημάτων (Σχήμα 9.5). Σταδιακά, τα υδραυλικά συστήματα κατέλαβαν τη δική τους θέση στο βιομηχανικό και τεχνολογικό γίγνεσθαι, εκτοπίζοντας σταδιακά σε πολλές εφαρμογές αρκετές από τις παραδοσιακές «μηχανικές» μεθόδους μετάδοσης ισχύος όπως τους άξονες, τις αλυσίδες, τα γρανάζια, ή ακόμα και τους ηλεκτροκινητήρες. Ένα τέτοιο παράδειγμα βρίσκουμε στα σκαπτικά μηχανήματα (Σχήμα 9.6), όπου οι υδραυλικοί επενεργητές έχουν αντικαταστήσει σχεδόν πλήρως τα γρανάζια και τους αλυσοτροχούς στο σύστημα κίνησης του βραχίονα και του κάδου.



Σχήμα 9.3

Σχέδιο της πρέσσας του Bramah, του πρώτου σύγχρονου υδραυλικού συστήματος υψηλής πίεσης, που βασίζει τη λειτουργία της στο νόμο του Pascal



Σχήμα 9.4

Με τη διαρκή εξέλιξη, δημιουργήθηκαν υδραυλικά εξαρτήματα για ολοένα και πιο ακριβείς και πολύπλοκες διαδικασίες. Στη φωτό, διάφορες βαλβίδες ελέγχου

Επιπλέον, τις τελευταίες δύο δεκαετίες έχει αρχίσει να γίνεται ένα ακόμη σημαντικό βήμα που αναμένεται να διευρύνει περαιτέρω τις δυνατότητες και τις εφαρμογές των υδραυλικών συστημάτων, και αυτό δεν είναι άλλο από την ενσωμάτωση της ηλεκτρονικής τεχνολογίας στα «παραδοσιακά» συστήματα ελέγχου των υδραυλικών κυκλωμάτων. Πλέον, ο ηλεκτρονικός έλεγχος (για παράδειγμα μέσω PLC) έχει αντικαταστήσει σε μεγάλο βαθμό τα παλαιότερα χειροκίνητα ή μηχανικά συστήματα ελέγχου προσφέροντας καλύτερη ακρίβεια, ταχύτερη απόκριση και βελτιωμένη λειτουργία. Ένα τέτοιο παράδειγμα ηλεκτρονικά ελεγχόμενης σερβοβαλβίδας φαίνεται στο Σχήμα 9.7



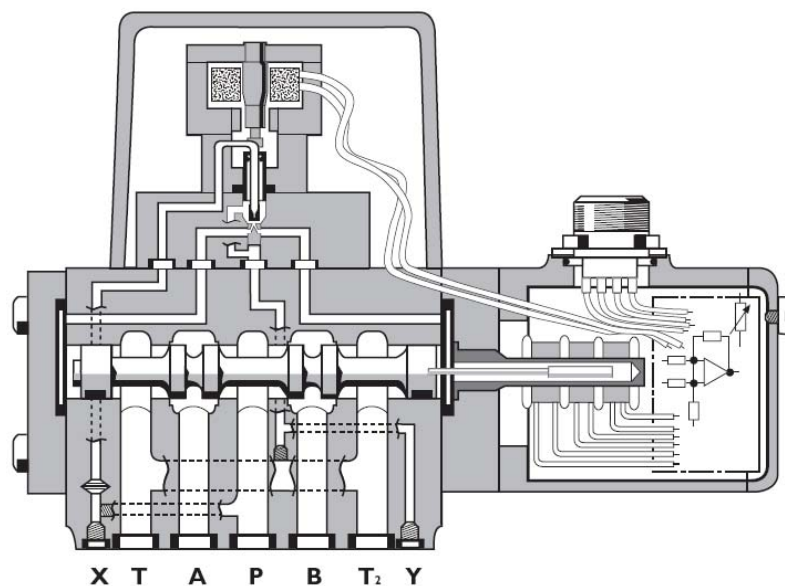
Σχήμα 9.5

Τα σύγχρονα υδραυλικά συστήματα χαρακτηρίζονται από το μικρό μέγεθός και τον υψηλό βαθμό απόδοσής τους



Σχήμα 9.6

Στα σκαπτικά μηχανήματα οι υδραυλικοί επενεργητές έχουν αντικαταστήσει τα γρανάζια και τους αλισοτροχούς στο σύστημα κίνησης βραχίονα και κάδου.



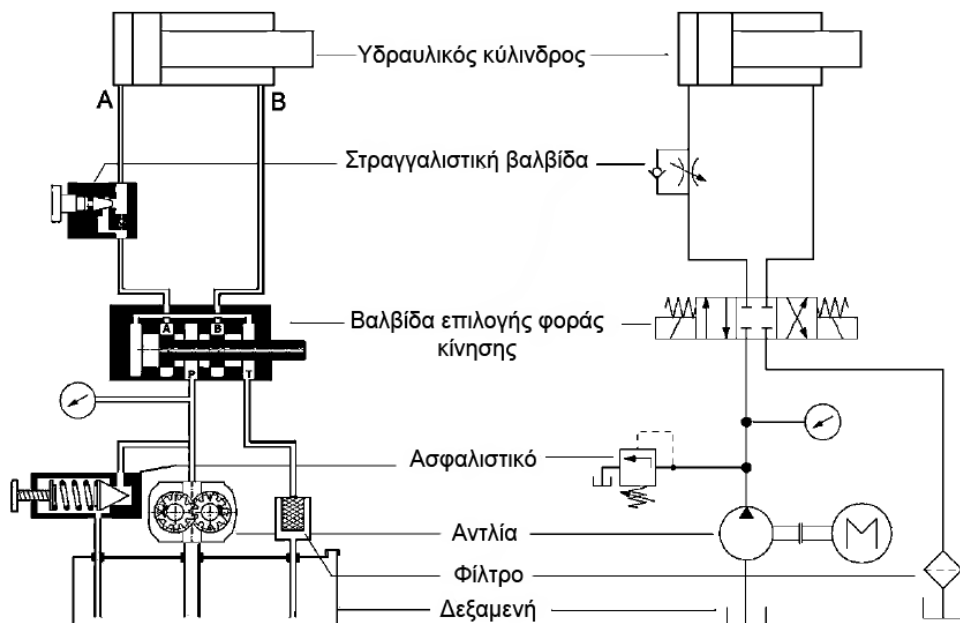
Σχήμα 9.7

Ο ηλεκτρονικός έλεγχος είναι το επόμενο μεγάλο βήμα στα υδραυλικά συστήματα, το οποίο αναμένεται να διευρύνει περαιτέρω τις δυνατότητες και τις εφαρμογές τους. Στο σχήμα, φαίνεται η τομή μιας ηλεκτρονικά ελεγχόμενης σερβοβαλβίδας (φωτό: Moog)

9.1.2 Βασικά μέρη ενός υδραυλικού κυκλώματος

Γενικά, ως υδραυλικό σύστημα υψηλής πίεσης μπορούμε να ορίσουμε μια διάταξη μετάδοσης ισχύος η οποία χρησιμοποιεί υδραυλικό ρευστό υπό πίεση (συνήθως λάδι) ως εργαζόμενο μέσο. Ένα βασικό υδραυλικό σύστημα περιλαμβάνει τη δεξαμενή αποθήκευσης του υδραυλικού ρευστού, το φίλτρο του ρευστού, την αντλία, την ασφαλιστική βαλβίδα, τη βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης και τον επενεργητή (υδραυλικός κύλινδρος ή κινητήρας). Επιπλέον, μπορεί να υπάρχουν και κάποια δευτερεύοντα εξαρτήματα όπως π.χ. ένα ή περισσότερα μανόμετρα για τη μέτρηση της πίεσης σε διάφορα σημεία. Τα παραπάνω εξαρτήματα συνδέονται μεταξύ τους με μεταλλικές ή εύκαμπτες σωληνώσεις (ελαστικές με μεταλλική ενίσχυση). Η σχηματική παράσταση ενός τέτοιου απλού υδραυλικού κυκλώματος μαζί με το μονογραμμικό του διάγραμμα φαίνεται στο Σχήμα 9.8

Ως συστήματα εισόδου-εξόδου, τα υδραυλικά συστήματα παρουσιάζουν μεγάλη ευελιξία, καθώς από μία είσοδο μηχανικής ισχύος (από την αντλία) είναι σχετικά εύκολο και απλό σε επίπεδο υλοποίησης να έχουμε διάφορες εξόδους, ανάλογα με τις ανάγκες μας. Έτσι, είναι σχετικά εύκολο με μια αντλία να μεταδοθεί ισχύς σε περισσότερους από ένα (ίδιους ή διαφορετικούς) επενεργητές, όπως για παράδειγμα δύο ή περισσότερους υδραυλικούς κυλίνδρους ή κινητήρες, ή και σε συνδυασμό των δύο. Κάτι τέτοιο δεν είναι το ίδιο εύκολο ή απλό να υλοποιηθεί με ένα αμιγώς μηχανικό σύστημα. Επιπλέον, τα υδραυλικά συστήματα είναι εξαιρετικά ευέλικτα και στον έλεγχό τους. Ανάλογα με την εφαρμογή, ο έλεγχος των υδραυλικών κυκλωμάτων μπορεί να είναι χειροκίνητος, ηλεκτρικός, υδραυλικός ή και πνευματικός.



Σχήμα 9.8
Σχηματική παράσταση απλού υδραυλικού κυκλώματος με το μονογραμμικό διάγραμμά του

9.1.3 Πλεονεκτήματα των υδραυλικών συστημάτων

Τα βασικότερα πλεονεκτήματα των υδραυλικών συστημάτων υψηλής πίεσης σε σύγκριση με άλλες μεθόδους μετάδοσης ισχύος μπορούν να συνοψιστούν στην παρακάτω λίστα.

- 1) Η υδραυλική ισχύς είναι σχετικά εύκολο να παραχθεί, ν' αποθηκευτεί (π.χ. με συσσωρευτές), να μεταδοθεί και να ελεγχθεί.
- 2) Η πυκνότητα ισχύος των υδραυλικών επενεργητών (ο λόγος της μάζας τους ως προς την ισχύ που αποδίδουν) είναι μεγαλύτερη σε σύγκριση με τους επενεργητές άλλων μεθόδων μετάδοσης ισχύος. Για παράδειγμα, ένας τυπικός υδραυλικός επενεργητής έχει πυκνότητα ισχύος 0,8-0,9kg/kW, ενώ ένας ηλεκτροκινητήρας κυμαίνεται στα 8,5kg/kW. Αυτό είναι ένα από τα σημαντικότερα πλεονεκτήματα των υδραυλικών συστημάτων και είναι ο από τους κυριότερους λόγους που έχουν γίνει πολύ δημοφιλή σε εφαρμογές που απαιτείται μεγάλη ισχύς από μικρό όγκο, όπως για παράδειγμα στην αεροπορική βιομηχανία (Σχήμα 9.9)
- 3) Στα υδραυλικά συστήματα είναι εύκολο να γίνει μεγάλος πολλαπλασιασμός της δύναμης ή της ταχύτητας (μεγάλο κέρδος)
- 4) Η κίνηση των υδραυλικών επενεργητών είναι εξαιρετικά ομαλή, η ρύθμιση της ταχύτητάς τους επίσης, ενώ παρουσιάζουν και πολύ μεγάλη ακρίβειά στην κίνησή τους, ακόμη και με πολύ μικρές ή πολύ μεγάλες ταχύτητες.
- 5) Η μετάδοση και ο επιμερισμός της υδραυλικής ισχύος σε περισσότερους του ενός επενεργητές (ακόμη και διαφορετικού τύπου) είναι σχετικά εύκολη και απλή.
- 6) Η ρύθμιση του φορτίου στα υδραυλικά συστήματα μπορεί να γίνει εύκολα και με μεγάλη ακρίβεια.
- 7) Σε σύγκριση με ένα αμιγώς μηχανικό σύστημα, μια υδραυλική διάταξη έχει σαφώς μικρότερες απώλειες τριβής.
- 8) Στα υδραυλικά συστήματα, το λάδι είναι ταυτόχρονα εργαζόμενο μέσο, λιπαντικό και ψυκτικό. Έτσι, απλοποιείται κατά πολύ ο σχεδιασμός του συστήματος αφού δεν απαιρούνται ξεχωριστά κυκλώματα λίπανσης ή/και ψύξης (Σχήμα 9.10).
- 9) Σε σύγκριση με τα μηχανικά συστήματα μετάδοσης ισχύος, τα υδραυλικά συστήματα παράγουν αισθητά χαμηλότερα επίπεδα θορύβου κατά τη λειτουργία τους.
- 10) Λαμβάνοντας υπ' όψιν τον υψηλό βαθμό απόδοσής τους και την εξίσου υψηλή πυκνότητα ισχύος τους, σε πολλές εφαρμογές τα υδραυλικά συστήματα είναι προσφορότερη οικονομικά επιλογή σε σύγκριση με άλλες μεθόδους μετάδοσης ισχύος.
- 11) Παρά το ότι απαιτούν εξειδικευμένο προσωπικό με κάποια σχετική εμπειρία για να γίνουν σωστά, οι εργασίες συντήρησης των υδραυλικών κυκλωμάτων είναι σχετικά απλές και τυποποιημένες.

- 12) Στα υδραυλικά συστήματα δεν υπάρχουν μεγάλα μηχανικά ή αδρανειακά φορτία τα οποία μπορεί να δημιουργήσουν κινδύνους για το χειριστή ή τους παριστάμενους, ενώ ο μετασηματισμός της υδραυλικής ισχύος σε άλλες μορφές είναι εύκολος.
- 13) Η αντιστροφή της φοράς κίνησης στους υδραυλικούς επενεργητές γίνεται πρακτικά ακαριαία, χωρίς μεταβατικά στάδια.
- 14) Σε αντίθεση με τα μηχανικά συστήματα στα υδραυλικά η μετάδοση της ισχύος υπό γωνία ή με τον επενεργητή να είναι σε μεγάλη απόσταση και σε διαφορετικό επίπεδο σε σχέση με την αντλία είναι εύκολη υπόθεση.
- 15) Η προστασία από υπερβολικά φορτία είναι εύκολη στα υδραυλικά συστήματα, αφού ρυθμίζεται μέσω του κυρίως ασφαλιστικού.
- 16) Με την πρόοδο της ψηφιακής τεχνολογίας και την ενσωμάτωση ηλεκτρονικών κυκλωμάτων ελέγχου στα υδραυλικά κυκλώματα, η ακρίβεια στην κίνηση και τον έλεγχο των υδραυλικών κυκλωμάτων έχει κάνει άλμα. Με τις δυνατότητες ανάδρασης που διαθέτουν οι σύγχρονες ψηφιακά ελεγχόμενες σερβοβαλβίδες (Σχήμα 9.11) έχει γίνει δυνατή η απόλυτη ακρίβεια στον έλεγχο της θέσης και της κίνησης των υδραυλικών επενεργητών.



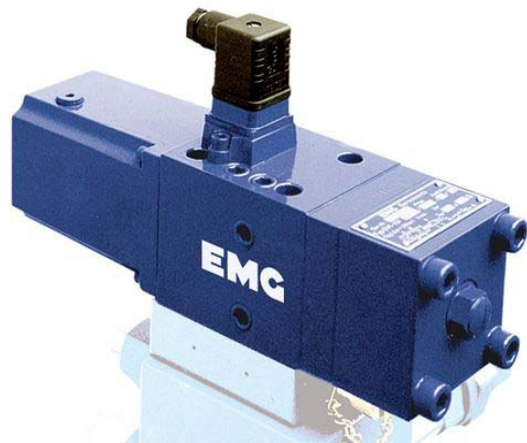
Σχήμα 9.9

Η μεγάλη πυκνότητα ισχύος των υδραυλικών επενεργητών έχει κάνει τα υδραυλικά συστήματα μονόδρομο σε εφαρμογές όπου απαιτείται μεγάλη ισχύς με μικρό βάρος, όπως στην αεροπορική βιομηχανία. Στη φωτογραφία, υδραυλικό σύστημα προσγείωσης αεροσκάφους



Σχήμα 9.10

Στα υδραυλικά συστήματα, το λάδι είναι ταυτόχρονα εργαζόμενο μέσο, λιπαντικό και ψυκτικό, κάτι που απλοποιεί το σχεδιασμό του κυκλώματος



Σχήμα 9.11

Με τις δυνατότητες ανάδρασης των ψηφιακά ελεγχόμενων σερβοβαλβίδων είναι δυνατή η απόλυτη ακρίβεια στον έλεγχο της θέσης και της κίνησης των υδραυλικών επενεργητών

9.1.4 Μειονεκτήματα των υδραυλικών συστημάτων

Παρά τα πολλά και σημαντικά τους πλεονεκτήματα, τα οποία αναφέρθηκαν λεπτομερώς στην προηγούμενη παράγραφο, τα υδραυλικά συστήματα έχουν και κάποια χαρακτηριστικά μειονεκτήματα, τα οποία θα πρέπει να λαμβάνονται σοβαρά υπ' όψιν, ανάλογα με την εφαρμογή στην οποία πρόκειται να χρησιμοποιηθούν. Αναλυτικότερα, έχουμε τα εξής.

- 1) Τα εξαρτήματα των υδραυλικών συστημάτων είναι κατασκευασμένα από υλικά υψηλής αντοχής και με εξαιρετικά μικρές ανοχές. Αυτό αυξάνει το κόστος τους και, κατά συνέπεια, το κόστος ολόκληρου του συστήματος
- 2) Η χρήση των υδραυλικών συστημάτων σε αντίξοες συνθήκες (σε περιβάλλοντα με σκόνη και ρυπαντές, ή με διαβρωτικές ουσίες) μπορεί να προκαλέσει πρόωρη φθορά και γήρανση στα εξαρτήματα.
- 3) Λόγω των υψηλών πιέσεων που δημιουργούνται κατά τη λειτουργία των υδραυλικών κυκλωμάτων, είναι απαραίτητη η λήψη προληπτικών μέτρων για την προστασία του χειριστή και τυχόν παριστάμενων σε περίπτωση ατυχήματος.
- 4) Για χρήση σε αντίξοες συνθήκες (σε διαβρωτικά περιβάλλοντα, ή σε περιβάλλοντα με σκόνη και άλλους ρυπαντές) απαιτείται ειδική προστασία των εξαρτημάτων των υδραυλικών κυκλωμάτων κάτι που ανεβάζει το κόστος τους.
- 5) Για την αποφυγή βλαβών και την όσο το δυνατόν αποδοτικότερη λειτουργία τους, η τακτική και σχολαστική συντήρηση των υδραυλικών συστημάτων είναι απαραίτητη, η οποία θα πρέπει να γίνεται από εξειδικευμένο προσωπικό.

6) Με την πάροδο του χρόνου, το υδραυλικό ρευστό απορροφά υγρασία και χάνει τις λιπαντικές του ιδιότητες, ενώ η υγρασία σε συνδυασμό με τους ρυπαντές που συσσωρεύονται προκαλούν και τη χημική διάσπασή του. Για το λόγο αυτό, είναι απαραίτητη η αντικατάστασή του σε καθορισμένα διαστήματα, ανάλογα με τον τύπο του και την εφαρμογή που χρησιμοποιείται.

7) Τα υδραυλικά ρευστά που έχουν ως βάση το πετρέλαιο είναι εύφλεκτα, και γι'αυτό το λόγο υπάρχει ένα μέγιστο όριο θερμοκρασίας πάνω από το οποίο δεν θα πρέπει να χρησιμοποιούνται. Στις μέρες μας πάντως, έχει γενικευτεί η χρήση υδραυλικών ρευστών με ειδικά αντιαναφλεκτικά πρόσθετα, τα οποία έχουν πρακτικά εξαλείψει τον κίνδυνο φωτιάς. Μια νέα πολλά υποσχόμενη τάση είναι και η χρήση βιοδιασπώμενων υδραυλικών υγρών, τα οποία είναι φιλικότερα προς το περιβάλλον.

8) Η μελέτη των υδραυλικών κυκλωμάτων είναι σε πολλές περιπτώσεις αρκετά πολύπλοκη, δεδομένου ότι δεν υπάρχουν πάντα καθιερωμένοι φυσικοί νόμοι που να μπροούν να εφαρμοστούν καθολικά, όπως είναι για παράδειγμα ο νόμος του Ohm στα ηλεκτρικά κυκλώματα. Έτσι, σε αρκετές περιπτώσεις οι εμπειρικές σχέσεις και τα νομογραφήματα εξακολουθούν να είναι απαραίτητα.

9.2 Φυσικές αρχές λειτουργίας των υδραυλικών συστημάτων

Πλέον, οι υδροδυναμικές μηχανές ανήκουν σε ξεχωριστό επιστημονικό κλάδο, και τα υδραυλικά συστήματα με τα οποία ασχολείται η παρούσα διδακτορική διατριβή είναι αποκλειστικά τα υδραυλικά κυκλώματα που χρησιμοποιούν υδραυλικό ρευστό (συνηθέστατα, λάδι) για τη λειτουργία τους. Στη συνέχεια, θα αναφέρουμε κάποιους από τους φυσικούς νόμους και τις βασικές αρχές της ρευστομηχανικής που χρησιμοποιούνται στη μελέτη και το σχεδιασμό τους.

9.2.1 Νόμος του Pascal

Η βασικότερη αρχή πάνω στην οποία βασίζεται η λειτουργία των υδραυλικών συστημάτων είναι ο νόμος του Pascal. Σύμφωνα με αυτόν, η πίεση που δημιουργείται από την άσκηση δύναμης σε έναν όγκο υγρού που βρίσκεται μέσα σε ένα κλειστό δοχείο μεταδίδεται αναλλοίωτη σε όλη την εσωτερική επιφάνεια των τοιχωμάτων του δοχείου. Μια απλή αναπαράσταση του νόμου φαίνεται στο Σχήμα 9.12. Εκεί, η άσκηση δύναμης F στο πώμα του δοχείου έχει ως αποτέλεσμα τη δημιουργία πίεσης $P=F/A$, όπου A το εμβαδό του πώματος. Αυτή η πίεση P μεταδίδεται αναλλοίωτη σε όλη την επιφάνεια των εσωτερικών τοιχωμάτων του δοχείου.

Ο νόμος του Pascal εφαρμόστηκε με επιτυχία από τον Άγγλο μηχανικό Joseph Bramah, ο οποίος και δημιούργησε την πρώτη υδραυλική πρέσσα το 1795 (η οποία, προς τιμήν του έγινε γνωστή ως πρέσσα του Bramah), στην οποία η δύναμη που ασκούσε ο χειριστής στο μοχλό της πολλαπλασιαζόταν στην επιφάνεια του εμβόλου. Η αρχή λειτουργίας της είναι αρκετά απλή.

Έστω ότι έχουμε δύο κυλινδρικά δοχεία διαμέτρου D_1 και D_2 , (με $D_2 > D_1$) και αντίστοιχα εμβαδού A_1 και A_2 , γεμάτα με υδραυλικό υγρό, τα οποία επικοινωνούν μεταξύ τους και μέσα στα οποία μπορεί να κινηθεί από ένα έμβολο, ίδιας διαμέτρου με το δοχείο. Έστω τώρα ότι ασκούμε στο έμβολο διαμέτρου D_1 που βρίσκεται στο πρώτο δοχείο μια δύναμη F_1 . Σύμφωνα με το νόμο του Pascal, αυτό θα έχει ως αποτέλεσμα να δημιουργηθεί πίεση P η οποία θα ασκηθεί ομοιόμορφα σε όλη την επιφάνεια των ορίων που περικλείουν το υδραυλικό ρευστό, και η οποία θα ισούται με:

$$P = \frac{F_1}{A_1} \quad (9.1)$$

Σύμφωνα με το νόμο του Pascal λοιπόν, η ίδια πίεση θα ασκείται και την επιφάνεια του εμβόλου με διάμετρο D_2 , στο δεύτερο δοχείο, άρα θα έχουμε:

$$P = \frac{F_2}{A_2} \quad (9.2)$$

Συνεπώς, αφού η πίεση P είναι κοινή προκύπτει ότι:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \Rightarrow F_2 = \frac{A_2}{A_1} \cdot F_1 \quad (9.3)$$

Καθώς όμως $D_2 > D_1$, έχουμε ότι $A_2 > A_1$ άρα $A_2 / A_1 > 1$. Συνεπώς, από την Εξίσωση 9.3 προκύπτει ότι $F_2 > F_1$, άρα έχουμε πολλαπλασιασμό της δύναμης. Επιπλέον, από την Εξίσωση 2.3 προκύπτει ότι:

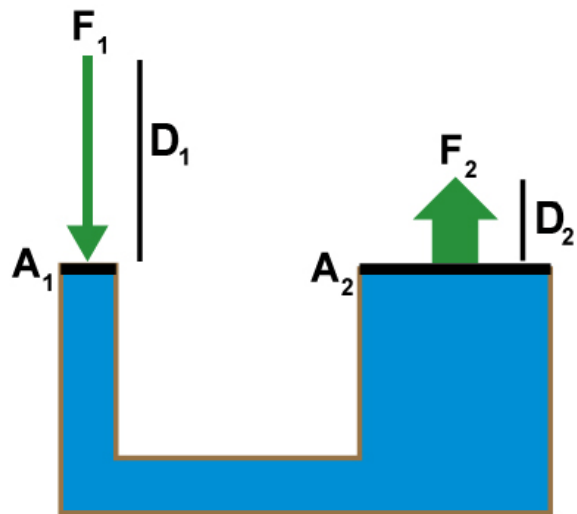
$$F_2 = \frac{A_2}{A_1} \cdot F_1 = \frac{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4}}{\frac{\pi \cdot D_1^2}{4}} \Rightarrow F_2 = \frac{D_2^2}{D_1^2} \cdot F_1 = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \cdot F_1 \quad (9.4)$$

Συνεπώς, από τις Εξισώσεις 9.3 και 9.4 προκύπτει ότι η αύξηση της δύναμης που επιτυγχάνεται με τη διάταξη της πρέσσας του Bramah είναι ανάλογη του λόγου των εμβαδών των εμβόλων, ή ανάλογη του τετραγώνου του λόγου των διαμέτρων τους. Το διάγραμμα της λειτουργίας μίας τέτοιας διάταξης φαίνεται στο Σχήμα 9.13.



Σχήμα 9.12

Σχηματική παράσταση του νόμου του Pascal. Η άσκηση δύναμης F στο πώμα του δοχείου δημιουργεί ομοιόμορφη πίεση σε όλο το εσωτερικό εμβαδό των τοιχωμάτων του δοχείου



Σχήμα 9.13

Σχηματική παράσταση της πρέσας του Bramah. Η δύναμη F_1 που ασκείται πολλαπλασιάζεται ανάλογα με το τετράγωνο του λόγου των διαμέτρων των εμβόλων

9.2.2 Ιξώδες υδραυλικού ρευστού

Το ιξώδες είναι μια από τις χαρακτηριστικές ιδιότητες του υδραυλικού ρευστού και περιγράφει την αντίσταση που παρουσιάζεται κατά την σχετική κίνηση δύο γειτονικών στρωμάτων υδραυλικού ρευστού. Πιο απλά, το ιξώδες είναι το μέτρο της αντίστασης στη ροή, και προκαλείται από την αλληλεπίδραση των μορίων του υδραυλικού ρευστού. Για τον ορισμό του ιξώδους, θεωρούμε μία ποσότητα υγρού ανάμεσα σε δύο πλάκες άπειρου μήκους, όπως φαίνεται στο Σχήμα 9.14. Η κάτω πλάκα είναι ακίνητη, ενώ η πάνω πλάκα κινείται με σταθερή ταχύτητα v . Η πάνω πλάκα λοιπόν υπόκειται σε δυνάμεις τριβής αφού, κατά την κίνησή της, συμπαρασύρει και το υγρό. Για τον ίδιο λόγο, ίση και αντίθετη δύναμη τριβής θ' ασκείται και στο στρώμα του υγρού που είναι σε επαφή με την πλάκα. Σύμφωνα με το νόμο του Newton, στο ρευστό θ' ασκείται διατμητική τάση ίση με:

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy} \quad (9.5)$$

Ο συντελεστής δυναμικής συνεκτικότητας μ είναι η διατμητική τάση που απαιτείται για να δημιουργηθεί μια μονάδα διαφοράς ταχύτητας ανάμεσα σε δύο διαδοχικά στρώματα ενός ρευστού. Ο συντελεστής δυναμικής συνεκτικότητας υπολογίζεται από τη διατμητική τάση και το ρυθμό μεταβολής της. Έτσι, έχουμε ότι:

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy} \quad (9.6)$$

όπου: τ = Διατμητική τάση (N/m^2)

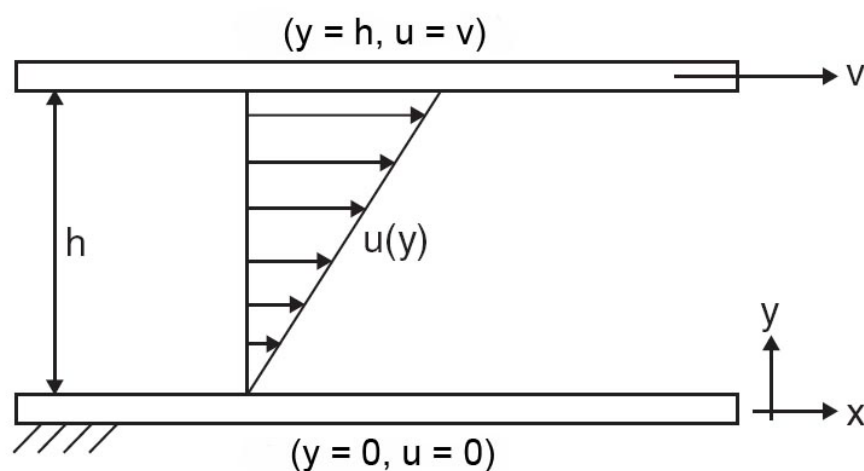
du/dy = Ρυθμός μεταβολής της ταχύτητας (m/s^2)

u = Ταχύτητα ρευστού (m/s)

y = Μετατόπιση παράλληλα με το δίδανυσμα της ταχύτητας (m)

μ = Συντελεστής δυναμικής συνεκτικότητας (Ns/m^2). Πολλές φορές, σαν μονάδα για το μ χρησιμοποιείται το Poise (P) όπου $1\text{P} = 0.1\text{Ns/m}^2$.

Στα Νευτώνεια ρευστά, ο συντελεστής δυναμικής συνεκτικότητας μ , είναι ανεξάρτητος από το ρυθμό μεταβολής της ταχύτητας du/dy , αλλά εξαρτάται από τη θερμοκρασία και την πίεση.



Σχήμα 9.14

Μεταβολή της ταχύτητας του υδραυλικού ρευστού το οποίο βρίσκεται ανάμεσα σε δύο πλάκες που κινούνται η μία ως προς την άλλη

Από το συντελεστή δυναμικής συνεκτικότητας ορίζεται η κινηματική συνεκτικότητα (η οποία είναι γνωστή και ως ιξώδες του υδραυλικού ρευστού), ως ο λόγος του συντελεστή δυναμικής συνεκτικότητας προς την πυκνότητα του υδραυλικού ρευστού. Δηλαδή έχουμε ότι:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (9.7)$$

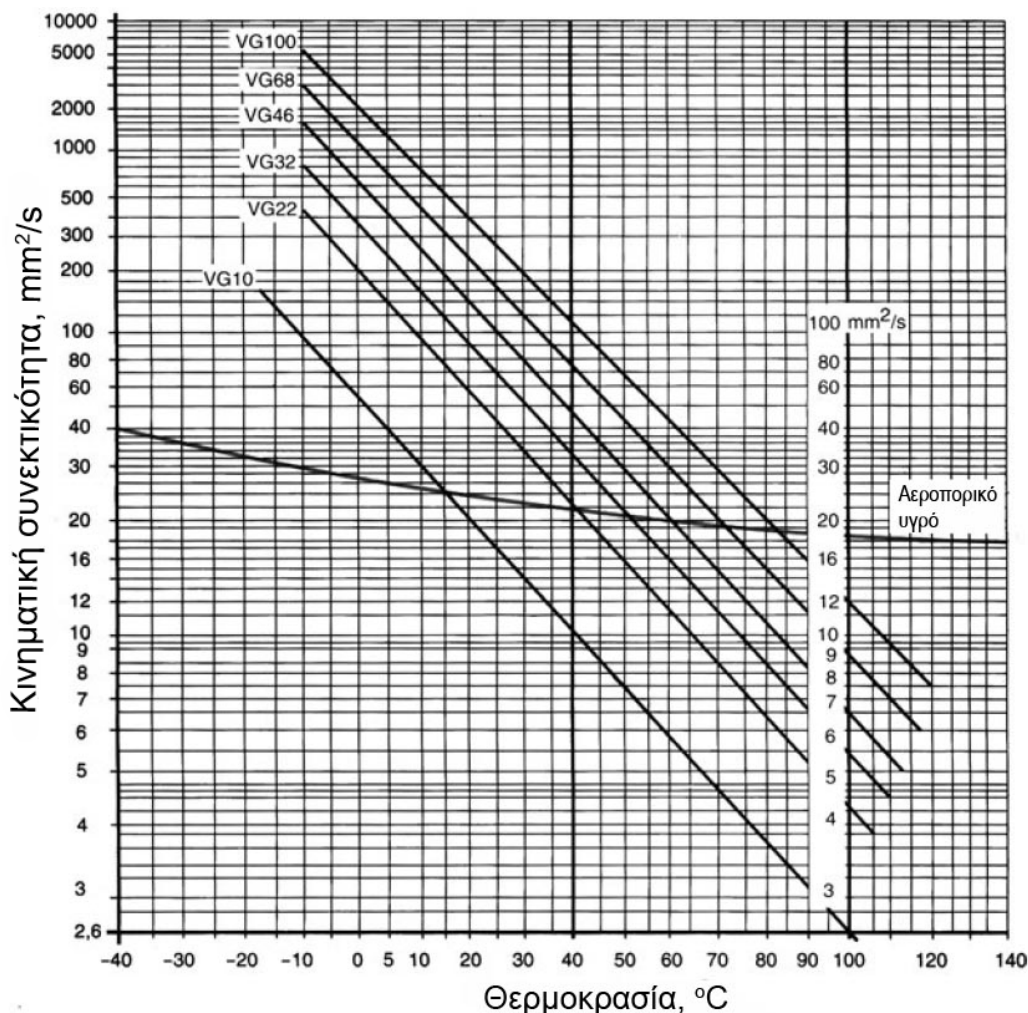
όπου ν = Κινηματική συνεκτικότητα (m^2/s)

μ = Συντελεστής δυναμικής συνεκτικότητας (Ns/m^2)

ρ = Πυκνότητα υδραυλικού ρευστού (kg/m^3)

Συνήθως, η κινηματική συνεκτικότητα μετράται σε Stokes (St), όπου $1\text{St} = 10^{-4}\text{m}^2/\text{s}$ ή σε centistokes (cSt) με $1\text{cSt} = 10^{-6}\text{m}^2/\text{s} = 1\text{mm}^2/\text{s}$. Άλλες μονάδες ιξώδους είναι επίσης τα δευτερόλεπτα Redwood ή Saybolt, ή οι βαθμοί Engler, ανάλογα με τη μέθοδο μέτρησης. Αυτές οι μονάδες χρησιμοποιούνται σπάνια πλέον, και για το λόγο αυτό υπάρχουν διαθέσιμοι πίνακες μετατροπής σε stokes.

Το ιξώδες του υδραυλικού ρευστού επηρεάζεται από τη θερμοκρασία, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 9.15, και μάλιστα μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας. Συνεπώς, μαζί με το ιξώδες κάθε λαδιού θα πρέπει ν'αναφέρεται και η θερμοκρασία στην οποία γίνεται η μέτρηση. Κατά ISO, η θερμοκρασία στην οποία μετράται το ονοματικό ιξώδες κάθε λαδιού είναι οι 40°C, κάτι που σημαίνει ότι ένα υδραυλικό ρευστό VG32 έχει ιξώδες 32cSt στους 40°C.

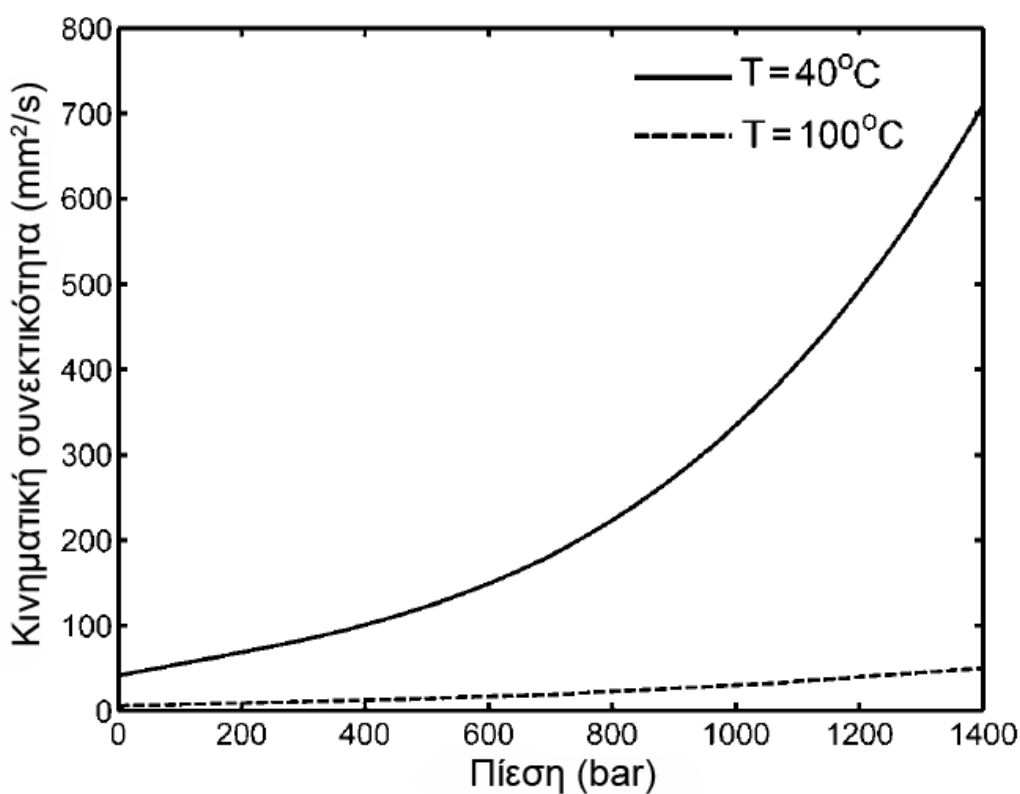


Σχήμα 9.15
Μεταβολή της κινηματικής συνεκτικότητας (ιξώδους) συναρτήσει της θερμοκρασίας, για διάφορους τύπους λαδιού υδραυλικών κυκλωμάτων υψηλής πίεσης (σχήμα: Bosch Rexroth)

Είναι σημαντικό το ιξώδες του λαδιού να διατηρείται εντός συγκεκριμένου εύρους κατά τη λειτουργία του συστήματος, διαφορετικά μπορεί να έχουμε πτώση απόδοσης, διαρροές και πρόωρη φθορά των εξαρτημάτων του. Ο Δείκτης Ιξώδους (Viscosity Index, VI) είναι ένας αριθμός που χρησιμοποιείται για να δείξει κατά πόσο μεταβάλλεται το ιξώδες του λαδιού με τη μεταβολή της θερμοκρασίας του. Έτσι, το ιξώδες ενός λαδιού με χαμηλό δείκτη VI μεταβάλλεται σημαντικά με τη μεταβολή της θερμοκρασίας του, ενώ αντίθετα σε ένα λάδι με υψηλό δείκτη VI η μεταβολή του ιξώδους με τη μεταβολή της θερμοκρασίας του δεν είναι τόσο έντονη. Ιδανικά, το ιξώδες του λαδιού θα πρέπει να παραμένει σταθερό σε όλο το θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας του υδραυλικού κυκλώματος. Ίσως το χαρακτηριστικότερο παράδειγμα εφαρμογής που απαιτείται λάδι υψηλού δείκτη VI είναι τα υδραυλικά κυκλώματα των αεροσ-

καφών. Λόγω των πολύ διαφορετικών συνθηκών χρήσης, τα υδραυλικά κυκλώματα στα αεροσκάφη λειτουργούν σε θερμοκρασίες από -20°C (όταν το αεροσκάφος πετάει) μέχρι και 50°C (π.χ. όταν είναι στο έδαφος, αμέσως μετά την προσγείωση). Συνεπώς, για τη σωστή λειτουργία αυτών των συστημάτων είναι απαραίτητο το λάδι τους να έχει πολύ υψηλό δείκτη VI. Ένα μέτρο σύγκρισης μπορεί να πάρει κανείς και αν ανατρέξει στην καμπύλη για το αεροπορικό υδραυλικό υγρό του Σχήματος 9.15, όπου είναι εμφανές πόσο λιγότερο επηρεάζεται η κινηματική συνεκτικότητά του με τη μεταβολή της θερμοκρασίας σε σύγκριση με τα άλλα υδραυλικά υγρά.

Εκτός από τη θερμοκρασία, επίδραση στο ιξώδες του υδραυλικού ρευστού έχει και η πίεσή του, αλλά σε πολύ μικρότερο βαθμό. Το ιξώδες του λαδιού αυξάνεται με την αύξηση της πίεσης, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 9.16, αυτή η μεταβολή όμως λαμβάνεται συνήθως υπ'όψιν μόνο κατά το σχεδιασμό συστημάτων που λειτουργούν σε πολύ υψηλές πιέσεις ($>500\text{bar}$). Για εφαρμογές στις οποίες αναπτύσσονται πιέσεις μέχρι 200bar , η μεταβολή του ιξώδους με την πίεση είναι αμελητέα και συνήθως δεν λαμβάνεται υπ'όψιν στο σχεδιασμό.



Σχήμα 9.16
Μεταβολή της κινηματικής συνεκτικότητας του λαδιού συναρτήσει της πίεσης

Το ιξώδες του λαδιού επηρεάζει τη λειτουργία του υδραυλικού κυκλώματος, καθώς είναι η αιτία δημιουργίας ροϊκής αντίστασης κατά την κυκλοφορία του υδραυλικού υγρού, αλλά και κατά την κίνηση των διάφορων σωμάτων μέσα σε αυτό. Πιο συγκεκριμένα, το ιξώδες του λαδιού δημιουργεί τα παρακάτω φαινόμενα σε ένα υδραυλικό κύκλωμα, τα οποία και θ'αναλυθούν στη συνέχεια:

- 1) Ροϊκές απώλειες στις σωληνώσεις
- 2) Αντίσταση στη ροή διαμέσου διακένων και μικρών ανοιγμάτων (σχισμές)
- 3) Απώλειες λόγω συνεκτικών τριβών και φαινόμενα απόσβεσης (damping effect)

9.2.3 Ροϊκές απώλειες στις σωληνώσεις, υδραυλική αντίσταση

Σε μια σωλήνωση η ροή μπορεί να είναι στρωτή ή τυρβώδης, ανάλογα με το λόγο των αδρανειακών δυνάμεων προς τις δυνάμεις συνεκτικής τριβής. Όσο μεγαλύτερες είναι οι δυνάμεις συνεκτικής τριβής τόσο πιο στρωτή είναι η ροή, ενώ όσο υπερिशύουν οι δυνάμεις αδράνειας τόσο εμφανίζεται τυρβώδης ροή. Το μέτρο του τύπου της ροής σε μια σωλήνωση δίνεται από τον αριθμό Reynolds, ο οποίος υπολογίζεται από τη σχέση:

$$Re = \frac{u \cdot D}{\nu} \quad (9.8)$$

όπου: D = Η διάμετρος της σωλήνωσης (m)

u = Η μέση ταχύτητα του υδραυλικού ρευστού στη σωλήνωση (m/s)

ν = Η κινηματική συνεκτικότητα του υδραυλικού ρευστού

Για τη ροή σε σωληνώσεις, από πειραματικές μετρήσεις έχει προκύψει ότι για $Re < 2300$ έχουμε πλήρως στρωτή ροή, ενώ για $Re > 4000$ έχουμε πλήρως τυρβώδη. Για $2300 < Re < 4000$ έχουμε ένα μεταβατικό στάδιο όπου στρωτή και τυρβώδης ροή συνυπάρχουν. Ως επί το πλείστον, στα υδραυλικά κυκλώματα η ταχύτητα του ρευστού στις σωληνώσεις είναι μικρή και ως εκ τούτου η ροή θεωρείται στρωτή. Για στρωτή ροή (παράδειγμα στο Σχήμα 9.17), ισχύουν οι παρακάτω σχέσεις:

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2} \quad (9.9)$$

$$u = \frac{4Q}{\pi \cdot D^2} \quad (9.10)$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (9.11)$$

όπου: ΔP = Η πτώση πίεσης κατά μήκος της σωλήνωσης (Pa)

λ = Ο συντελεστής τριβής (συντελεστής απωλειών)

L = Το μήκος της σωλήνωσης (m)

Re = Ο αριθμός Reynolds

u = Η μέση ταχύτητα του υδραυλικού ρευστού στη σωλήνωση (m/s)

ρ = Η πυκνότητα του υδραυλικού ρευστού (kg/m^3)

Q = Η παροχή υδραυλικού ρευστού διαμέσου της σωλήνωσης (m^3/s)

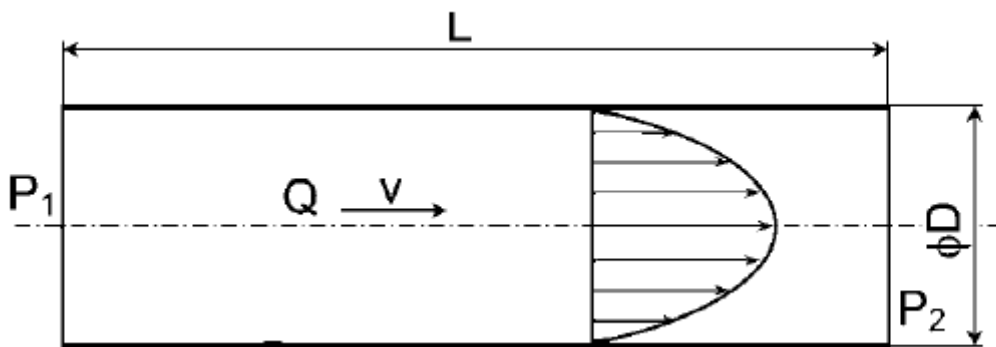
Εδώ πρέπει να διευκρινίσουμε ότι, για περιπτώσεις μη στρωτής ροής ($Re > 2300$) οι σχέσεις (9.9) και (9.10) εξακολουθούν να ισχύουν, αλλά ο συντελεστής απωλειών υπολογίζεται από το διάγραμμα Moody (Σχήμα 9.18) στο οποίο γίνεται χρήση και της σχετικής τραχύτητας της σωλήνωσης $\varepsilon_s = \varepsilon/D$, όπου ε η τραχύτητα της σωλήνωσης. Επιπλέον, για λείους σωλήνες και $Re > 2400$ γίνεται χρήση της σχέσης του Blasius $\lambda = 0,3164/Re^{1/4}$.

Επανερχόμενοι τώρα στη στρωτή ροή, αντικαθιστώντας από τις Εξισώσεις (9.10) και (9.11) στην Εξίσωση (9.9) προκύπτει ότι:

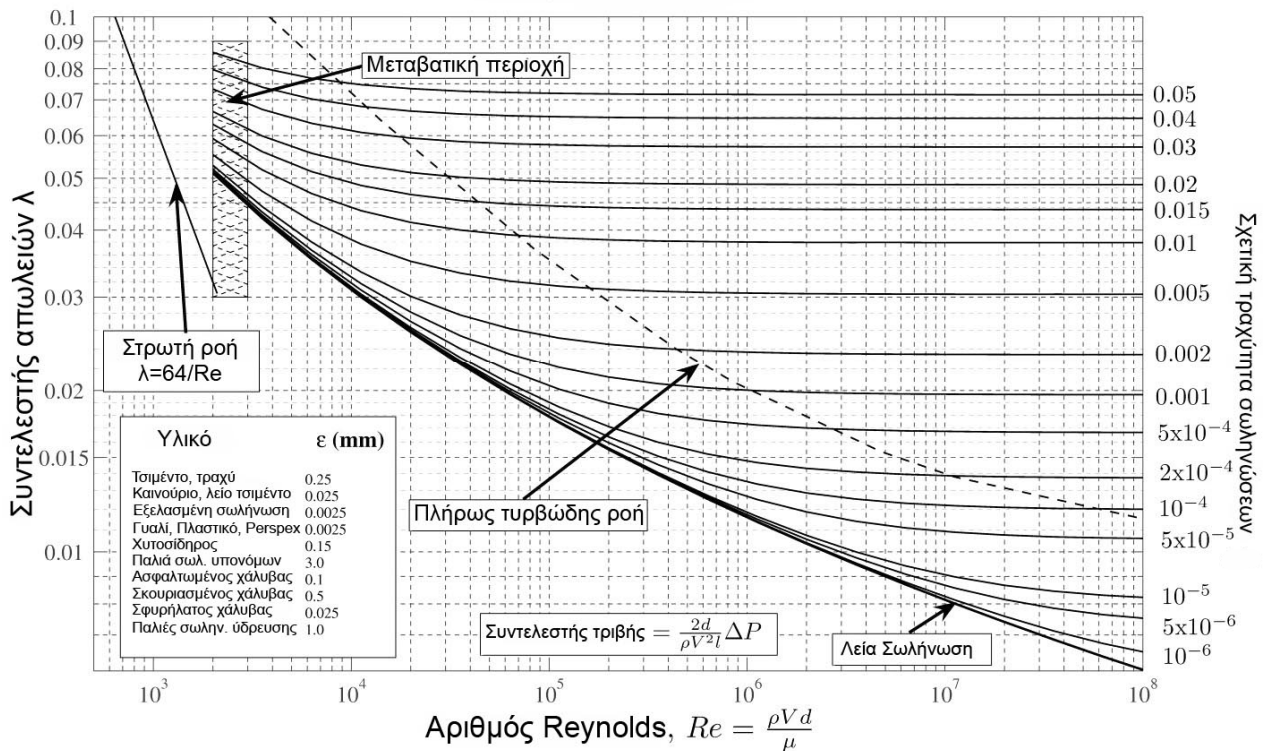
$$\Delta P = \frac{128 \cdot \mu \cdot L}{\pi \cdot D^4} \cdot Q = R \cdot Q \quad (9.12)$$

Με τον όρο R συμβολίζεται η υδραυλική αντίσταση, κατά παρόμοια έννοια με την ηλεκτρική αντίσταση, καθώς και οι δύο αντιστάσεις προκαλούν διάχυση ενέργειας και είναι ανάλογες με την «παροχή» (υδραυλικού ρευστού στη μία περίπτωση και ηλεκτρικού ρεύματος στην άλλη). Έτσι, η απώλεια ισχύος λόγω πτώσης πίεσης κατά μήκος της σωλήνωσης υπολογίζεται ως:

$$\Delta N = QP_1 - QP_2 = Q \cdot \Delta P = RQ^2 = \frac{128 \cdot \mu \cdot L}{\pi \cdot D^4} \cdot Q^2 \quad (9.13)$$



Σχήμα 9.17
Στρωτή ροή σε σωλήνωση



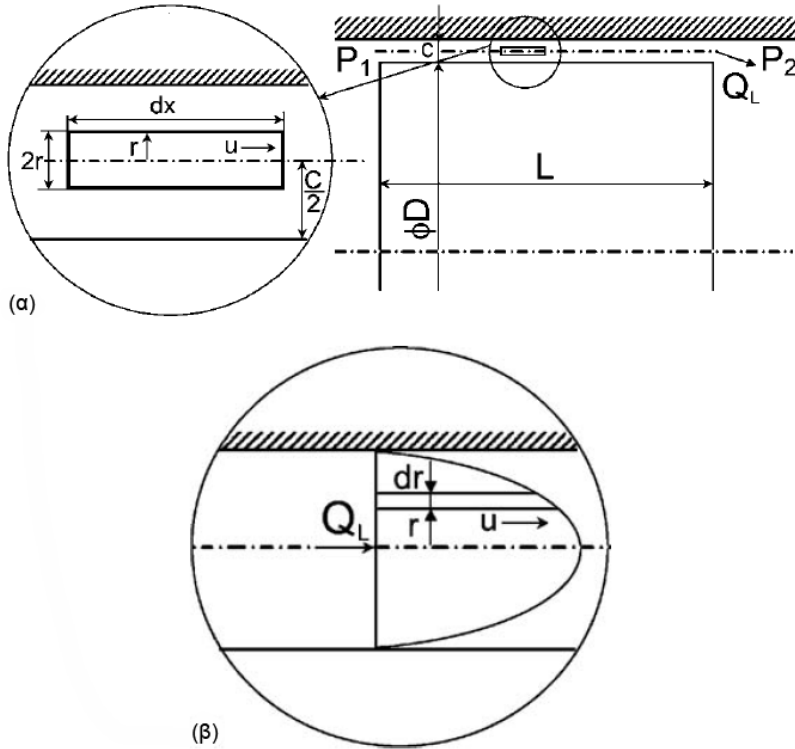
Σχήμα 9.18
Διάγραμμα Moody για τον υπολογισμό του συντελεστή απωλειών λ

9.2.4 Αντιστάσεις στη ροή διαμέσου στενών διόδων (σχισμών)

Τα υδραυλικά συστήματα λειτουργούν σε πιέσεις που μπορεί να φτάσουν και τα 700bar, η σε κάποιες περιπτώσεις ακόμη περισσότερα. Οι εσωτερικές διαρροές στα εξαρτήματα των υδραυλικών κυκλωμάτων είναι αποτέλεσμα αυτών των υψηλών πιέσεων λειτουργίας αλλά και των διακένων που δημιουργούνται εξαιτίας της φθοράς. Στο Σχήμα 9.19 φαίνεται η εσωτερική διαρροή από το διάκενο ανάμεσα σε δύο ομόκεντρα κυλινδρικά σώματα, όπως είναι για παράδειγμα το έμβολο και το σώμα ενός υδραυλικού κυλίνδρου ή το έμβολο και το σώμα μιας βαλβίδας ολισθαίνοντος εμβόλου.

Θεωρούμε ένα στοιχειώδη όγκο ρευστού μέσα στο ακτινικό διάκενο, και θεωρούμε αμελητέες τις απώλειες στην είσοδο και την έξοδο, καθώς και ότι το ένα σώμα είναι ακίνητο ως προς το άλλο. Για τον υπολογισμό της εσωτερικής διαρροής, ακολουθούνται τα παρακάτω βήματα.

Στη μόνιμη κατάσταση, η ταχύτητα του στοιχειώδους όγκου είναι σταθερή, συνεπώς υπάρχει ισορροπία δυνάμεων. Οι δυνάμεις αυτές είναι η δύναμη λόγω της πίεσης και η δύναμεις τριβής που ασκούνται στην εσωτερική και εξωτερική επιφάνεια του στοιχειώδους όγκου.



Σχήμα 9.19
 (α) Εσωτερική διαρροή μέσα από ακτινικό διάκενο (β) Προφίλ ταχύτητας στρωτής ροής του υγρού μέσα στο διάκενο

Η δύναμη λόγω της πίεσης του ρευστού είναι:

$$F_p = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot D \cdot dP \quad (9.14)$$

ενώ η δύναμη τριβής είναι:

$$F_\tau = 2 \cdot \pi \cdot D \cdot dx \cdot \tau \quad (9.15)$$

$$\text{επίσης } r = 0,5c - y \Rightarrow \frac{du}{dy} = -\frac{du}{dr} \quad (9.16)$$

Για τα νευτώνεια ρευστά, η διατμητική τάση τ , όπως έχουμε ήδη αναφέρει, είναι:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} = -\mu \frac{du}{dr} \quad (9.17)$$

Αφού $F_p = F_\tau$ λόγω της ισορροπίας δυνάμεων, έχουμε ότι:

$$\frac{du}{dr} = -\frac{r}{\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \Rightarrow du = -\frac{r}{\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \cdot dr \quad (9.18)$$

Ο ρυθμός μεταβολής της πίεσης dP/dx είναι σταθερός, άρα:

$$\frac{dP}{dx} = \frac{\Delta P}{L}, \text{ όπου } \Delta P = P_1 - P_2 \quad (9.19)$$

Η κατανομή της ταχύτητας u στο ακτινικό διάκενο βρίσκεται ολοκληρώνοντας την Εξίσωση 9.18

$$u = \int -\frac{r}{\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \cdot dr \Rightarrow u = a - \frac{r^2}{2\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \quad (9.20)$$

Αν η ταχύτητα στις οριακές επιφάνειες είναι μηδέν, τότε:

$$u = 0 \text{ για } r = \pm c/2 \quad (9.21)$$

Αντικαθιστώντας τις Εξισώσεις 9.19 και 9.21 στην Εξίσωση 9.20, για την κατανομή της ταχύτητας προκύπτει ότι:

$$u = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\Delta P}{L} \cdot \left(\frac{c^2}{4} - r^2 \right) \quad (9.22)$$

Η παροχή εσωτερικής διαρροής προκύπτει τότε:

$$Q_L = \int_{-c/2}^{c/2} u \cdot \pi \cdot D \cdot dr \Rightarrow Q_L = \frac{\pi \cdot D \cdot c^3}{12 \cdot \mu \cdot L} \cdot \Delta P \quad (9.23)$$

όπου $a =$ Σταθερά, m/s

$c =$ Ακτινικό διάκενο, m

$D =$ Διάμετρος εμβόλου, m

$F_p =$ Δύναμη λόγω πίεσης που επενεργεί στο στοιχειώδη όγκο υγρού, N

$F_\tau =$ Διατμητική δύναμη λόγω τριβής που επενεργεί στο στοιχειώδη όγκο υγρού, N

$L =$ Μήκος διαδρομής διαρροής, m

$Q_L =$ Παροχή εσωτερικής διαρροής, m³/s

$r =$ Ακτινική απόσταση από το μέσο του διακένου, m

$R_L =$ Αντίσταση διαδρομής εσωτερικής διαρροής, Ns/m³

$y =$ Απόσταση από το πλευρικό όριο του στοιχειώδους όγκου υδραυλικού ρευστού μέχρι το στέρεο όριο (το σώμα μέσα στο οποίο περικλείεται το έμβολο), m

$u =$ Ταχύτητα υδραυλικού ρευστού μέσα στο διάκενο, m/s

$\Delta P =$ Διαφορά πίεσης κατά μήκος του ακτινικού διακένου, Pa

Όπως βλέπουμε, η εσωτερική διαρροή είναι αντιστρόφως ανάλογη της δυναμικής συνεκτικότητας, μ , και ανάλογη με τον κύβο του ακτινικού διακένου. Αυτό σημαίνει, ότι εάν το ακτινικό διάκενο διπλασιαστεί (για παράδειγμα λόγω φθορών), η εσωτερική διαρροή θα οκταπλασιαστεί. Η Εξίσωση 9.23 προέκυψε θεωρώντας ότι οι επιφάνειες και των δύο σωμάτων είναι ακί-

νητες. Αν τώρα θεωρήσουμε ότι το κάτω όριο του διακένου δεν είναι ακίνητο, αλλά κινείται με ταχύτητα $u = V$, τότε έχουμε μια επιπλέον παροχή διαμέσω του διακένου λόγω της ροής Couette, η οποία θα ισούται με:

$$Q_{\text{Couette}} = \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} \cdot V \cdot c \cdot dx \Rightarrow Q_{\text{Couette}} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot D \cdot V \cdot c \quad (9.24)$$

Έτσι, η συνολική παροχή προκύπτει ίση με

$$Q_{\text{Ltotal}} = Q_{\text{L}} + Q_{\text{Couette}} \Rightarrow Q_{\text{Ltotal}} = \frac{\pi \cdot D \cdot c^3}{12 \cdot \mu \cdot L} \cdot \Delta P + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot V \cdot D \cdot c \quad (9.25)$$

Η ροή που περιγράφεται από την Εξίσωση 9.25 είναι γνωστή και ως συνδυασμός ροής Poiseuille και Couette. Γενικά, οι εσωτερικές διαρροές μειώνουν την ωφέλιμη παροχή ρευστού προς τους επενεργητές και αυξάνουν τις απώλειες ισχύος. Η απώλεια ισχύος μετατρέπεται σε θερμότητα, αυξάνοντας τις πιθανότητες υπερθέρμανσης του υδραυλικού ρευστού. Για το λόγο αυτό, οι εσωτερικές διαρροές θα πρέπει να λαμβάνονται σοβαρά υπόψη κατά τη μελέτη και τη λειτουργία του υδραυλικού κυκλώματος.

9.2.5 Συμπιεστότητα υδραυλικού ρευστού.

Τα υδραυλικά ρευστά που χρησιμοποιούνται στις περισσότερες εφαρμογές έχουν πυκνότητα που κυμαίνεται από 850-900kg/m³ και έχουν εξαιρετικά χαμηλή συμπιεστότητα. Αυτό σημαίνει ότι, στη μόνιμη κατάσταση, θεωρούνται πρακτικά ασυμπίεστα. Αυτό όμως δεν ισχύει για τις μεταβατικές συνθήκες, όπου η συμπιεστότητα του υδραυλικού ρευστού είναι μετρήσιμη, δημιουργεί μεταβατικά φαινόμενα και πρέπει να λαμβάνεται υπόψη στους υπολογισμούς.

Ως συμπιεστότητα ορίζουμε την ιδιότητα του υγρού να μεταβάλλει τον όγκο του ανάλογα με την πίεση που του ασκείται. Για υγρό που δεν περιέχει διαλελυμένο αέρα, η σχέση ανάμεσα στη μεταβολή της πίεσης και τη μεταβολή του όγκου είναι η εξής:

$$B = -\frac{\Delta P}{\Delta V/V} = -\frac{dP}{dV/V} \Rightarrow \frac{B}{V} = -\frac{dP}{dV} = -\frac{\frac{dP}{dt}}{\frac{dV}{dt}} \quad (9.26)$$

όπου ΔP = Μεταβολή της πίεσης, Pa

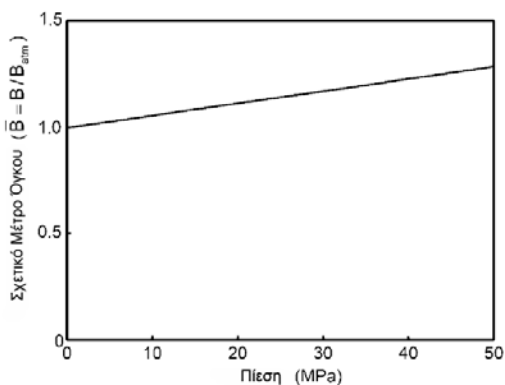
ΔV = Μεταβολή του όγκου λόγω της μεταβολής της πίεσης, m³

V = Αρχικός όγκος υγρού, m³

B = Μέτρο όγκου υδραυλικού ρευστού, Pa

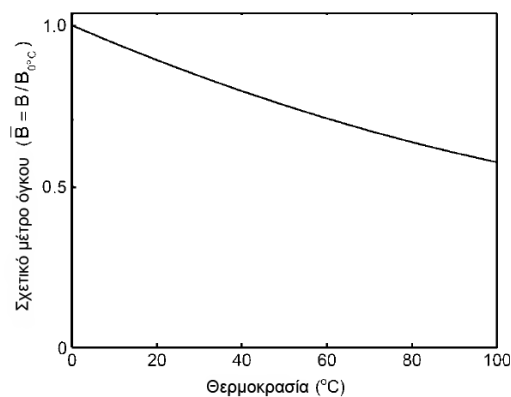
Η συμπιεστότητα του υδραυλικού ρευστού επηρεάζει άμεσα τη μεταβατική συμπεριφορά του κυκλώματος. Για τα περισσότερα υδραυλικά υγρά, αύξηση της πίεσης κατά 10 με 20MPa προκαλεί ελάττωση του όγκου τους κατά 1%.

Το μέτρο όγκου του υδραυλικού υγρού εξαρτάται από την πίεση και τη θερμοκρασία του. Στο Σχήμα 9.20 και το Σχήμα 9.21 φαίνεται η επίδραση της πίεσης και τη θερμοκρασίας αντίστοιχα στο μέτρο όγκου του υδραυλικού ρευστού. Όπως φαίνεται, το μέτρο όγκου αυξάνει με την αύξηση της πίεσης και μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας. Η αύξηση της πίεσης από τα 0 στα 300bar αυξάνει το μέτρο όγκου του υδραυλικού ρευστού κατά περίπου 21%, ενώ αντίστοιχα αύξηση της θερμοκρασίας κατά 40°C μειώνει το μέτρο όγκου κατά περίπου 25%. Παρολ'αυτά, το μέτρο όγκου θεωρείται περίπου σταθερό όταν εξετάζουμε τη λειτουργία του κυκλώματος στα συνήθη εύρη θερμοκρασιών και πιέσεων.



Σχήμα 9.20

Μεταβολή του μέτρου όγκου ανάλογα με την πίεση του υδραυλικού ρευστού



Σχήμα 9.21

Μεταβολή του μέτρου όγκου με την θερμοκρασία του υδραυλικού ρευστού

Το μέτρο όγκου του καθαρού υδραυλικού υγρού παραμένει πρακτικά αμετάβλητο όταν η θερμοκρασία και η πίεση παραμένουν σταθερές. Όταν το υγρό όμως περιέχει φυσαλίδες (αέρα, νερού ή ατμοποιημένου υδραυλικού υγρού) το μέτρο όγκου του μίγματος μειώνεται λόγω της μεγάλης συμπίεστότητας των αερίων. Αν ο λόγος του όγκου των αερίων προς το λόγο του όγκου του μίγματος είναι α και ο συνολικός όγκος του μίγματος είναι V_t , τότε ο όγκος των αερίων θα ισούται με αV_t και ο όγκος του υγρού θα ισούται με $(1-\alpha)V_t$. Τότε, το ισοδύναμο μέτρο όγκου του μίγματος υπολογίζεται ως εξής.

Από την καταστατική εξίσωση των τελείων αερίων έχουμε ότι:

$$P \cdot V^n = \text{σταθ} \quad (9.27)$$

Τότε,

$$V^n \cdot dP + n \cdot V^{n-1} \cdot P \cdot dV = 0 \quad (9.28)$$

Από την Εξίσωση 2.28 προκύπτει το μέτρο όγκου των αερίων ως:

$$B_g = -\frac{dP}{dV/V} = n \cdot P \quad (9.29)$$

Υποθέτουμε ότι το μίγμα υγρού-αερίων υπόκειται σε μια μεταβολή πίεσης ΔP . Τότε οι μεταβολές των όγκων θα είναι αντίστοιχα:

$$\Delta V_g = -\frac{\alpha V_t}{nP} \cdot \Delta P \quad (9.30)$$

$$\Delta V_o = -\frac{(1-\alpha)V_t}{B} \cdot \Delta P \quad (9.31)$$

Έτσι, το ισοδύναμο μέτρο όγκου του μίγματος προκύπτει:

$$B_e = \frac{n \cdot B \cdot P}{n \cdot P \cdot (1-\alpha) + B \cdot \alpha} \quad (9.32)$$

και

$$\bar{B} = \frac{B_e}{B} = \frac{n \cdot P}{n \cdot P \cdot (1-\alpha) + B \cdot \alpha} \quad (9.33)$$

ή

$$\frac{1}{\bar{B}_e} = \frac{\alpha}{n \cdot P} + \frac{1-\alpha}{B} \quad (9.34)$$

όπου

α = Ο λόγος του όγκου των αερίων προς τον συνολικό όγκο του μίγματος, σε ατμοσφαιρική πίεση.

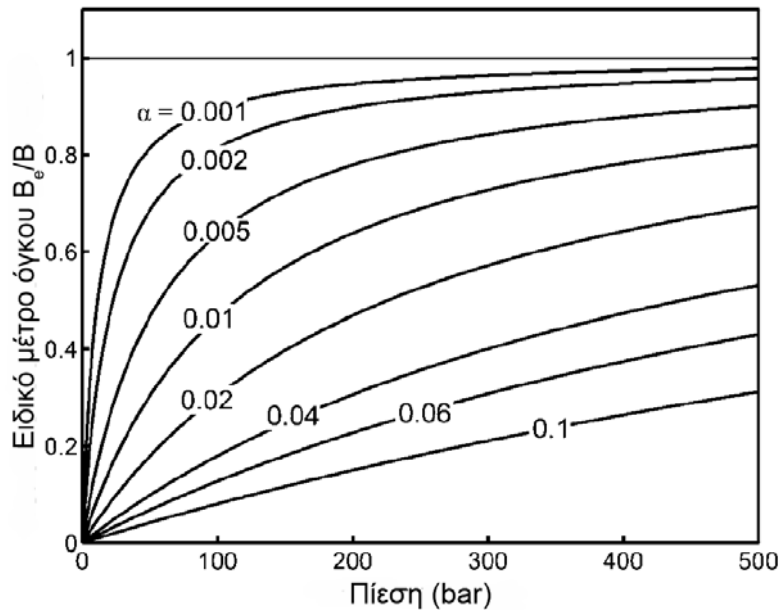
n = συντελεστής πολυτροπικής μεταβολής που παίρνει τιμές από 1 έως 1,4

ΔV_g = Μεταβολή του όγκου των αερίων λόγω συμπίεσης, m^3

ΔV_o = Μεταβολή του όγκου του υγρού λόγω συμπίεσης, m^3

B_e = Ισοδύναμο μέτρο όγκου του μίγματος, Pa

Στο Σχήμα 9.22 φαίνεται η μεταβολή του ειδικού μέτρου όγκου $\bar{B} = B_e / B$ σε συνάρτηση με την πίεση και την περιεκτικότητα του μίγματος σε αέρα. Όπως φαίνεται, η ύπαρξη αέρα μειώνει σημαντικά το μέτρο όγκου του μίγματος. Επιπλέον, η ύπαρξη αέρα στο υδραυλικό υγρό προκαλεί θόρυβο, μη ομαλή και ακανόνιστη κίνηση, καθώς και μεγάλη άνοδο της θερμοκρασίας. Η άνοδος της θερμοκρασίας μάλιστα μπορεί να προκαλέσει και το λεγόμενο “diesel effect”, το οποίο στις περισσότερες περιπτώσεις είναι καταστροφικό για τα εξαρτήματα του υδραυλικού κυκλώματος. Εάν ένα ορυκτέλαιο που περιέχει φυσαλίδες αέρα συμπιεστεί απότομα, η θερμοκρασία του αέρα στις φυσαλίδες ανεβαίνει τόσο πολύ, που υπάρχει η πιθανότητα αυτανάφλεξης. Η αυτανάφλεξη αυτή δημιουργεί τοπικά μια υπερβολική άνοδο της θερμοκρασίας και της πίεσης, η οποία μπορεί να καταστρέψει τα στεγανωτικά και τις τσιμούχες των υδραυλικών εξαρτημάτων μέσα σε ελάχιστο χρονικό διάστημα. Η αυτανάφλεξη των φυσαλίδων του αέρα με το ορυκτέλαιο θυμίζει πολύ την αυτανάφλεξη του καύσιμου στους κινητήρες diesel, και ως εκ τούτου έχει γίνει γνωστή και ως “φαινόμενο diesel”.



Σχήμα 9.22
Μεταβολή του ειδικού μέτρου όγκου τυπικού ορυκτέλαιου ανάλογα με την πίεση και την περιεκτικότητά του σε αέρα

9.3 Υδραυλικά υγρά

Δεδομένου ότι το υδραυλικό υγρό καλείται να εκπληρώσει τρεις διαφορετικούς ρόλους στο υδραυλικό κύκλωμα (εργαζόμενο μέσο, λιπαντικό και ψυκτικό), είναι επόμενο να απαιτείται προσεκτική επιλογή του ανάλογα με τις προδιαγραφές και την εφαρμογή στην οποία θα χρησιμοποιηθεί. Στις επόμενες παραγράφους αναλύονται τα βασικότερα χαρακτηριστικά των υδραυλικών υγρών τα οποία θα πρέπει να λαμβάνονται υπ'όψιν κατά την επιλογή τους για χρήση σε ένα υδραυλικό κύκλωμα.

9.3.1 Πίεση Ατμών

Όλα τα υγρά εξατμίζονται, εκτοξεύοντας μόριά τους προς την ατμόσφαιρα. Στην περίπτωση που το υγρό είναι σε κλειστό δοχείο, τα μόρια που εκτοξεύονται δημιουργούν μία πίεση (πίεση ατμών), η οποία μπορεί να φτάσει μέχρι μια μέγιστη τιμή. Μόλις φτάσει την τιμή αυτή, τα μόρια υγρού που βρίσκονται στον αέρα επανεισέρχονται στη μάζα του υγρού με ρυθμό ίσο με το ρυθμό των μορίων που εκτοξεύονται. Σε εκείνο το σημείο, οι ατμοί είναι πλέον κορεσμένοι και η πίεση που ασκούν λέγεται τάση ατμών. Η δραστηριότητα των μορίων αυξάνει με την αύξηση της θερμοκρασίας, ενώ η απότομη πτώση της πίεσης κάτω από το σημείο της τάσης ατμών προκαλεί απότομη εξάτμιση του υγρού (βρασμός).

Η πτώση της πίεσης του υδραυλικού υγρού κάτω από το σημείο της τάσης ατμών και ο συνεπακόλουθος βρασμός του προκαλούν το φαινόμενο της σπηλαιώσης. Ο όρος χρησιμοποιείται για να περιγράψει τη δημιουργία και ταχύτατη κατάρρευση φυσαλίδων από ατμούς υδραυλικού υγρού μέσα στην ίδια τη μάζα του υγρού. Συνήθως, οι φυσαλίδες δημιουργούνται

στην αναρρόφηση της αντλίας και καταστρέφονται (καταρρέουν) στην κατάθλιψη. Η κατάρρευση μια φυσαλίδας συνοδεύεται από κατακόρυφη αύξηση της θερμοκρασίας, της τοπικής ταχύτητας του ρευστού και της πίεσής του, η οποία μπορεί να ξεπεράσει και τα 7000bar. Το φαινόμενο αυτό προκαλεί μεγάλη φθορά (pitting) στα στοιχεία της αντλίας, όπως φαίνεται και στην εικόνα του Σχήματος 9.23



Σχήμα 9.23
Φθορά (pitting) λόγω σπηλαίωσης στο σώμα αντλίας υψηλής πίεσης

9.3.2 Λιπαντικές και αντιτριβικές ιδιότητες

Το υδραυλικό ρευστό πρέπει να καλύπτει όλες τις επιφάνειες επαφής στα εξαρτήματα του υδραυλικού κυκλώματος με ένα λεπτό συνεχές στρώμα. Το στρώμα αυτό μπορεί να καταστραφεί εξαιτίας υψηλού φορτίου, ανεπαρκούς παροχής λαδιού ή χαμηλού ιξώδους. Το «σπάσιμο» του λιπαντικού φιλμ προκαλεί φθορά στα εξαρτήματα λόγω τριβής. Οι λιπαντικές ιδιότητες και η αντοχή του λιπαντικού φιλμ είναι χαρακτηριστικά τα οποία συνδέονται ευθέως με τον τύπο του υδραυλικού υγρού που χρησιμοποιείται, και σε ορισμένες εφαρμογές χρησιμοποιούνται ειδικά πρόσθετα για τη βελτίωσή τους.

9.3.3 Συμβατότητα

Το υδραυλικό υγρό πρέπει να είναι πλήρως συμβατό με τα υλικά που χρησιμοποιούνται στα διάφορα εξαρτήματα του υδραυλικού κυκλώματος όπως τα ρουλεμάν, οι τσιμούχες, οι στεγανωτικοί δακτύλιοι κ.ο.κ. Το υδραυλικό ρευστό δεν πρέπει ν'αντιδρά ή να αλλάξει τις φυσικές ιδιότητες των υλικών των υπόλοιπων εξαρτημάτων. Επιπλέον, το υδραυλικό υγρό πρέπει να είναι συμβατό και με τις μπογιές και τις μονώσεις των καλωδιώσεων του υδραυλικού κυκλώματος, καθώς εξ' αιτίας κάποιας διαρροής μπορεί να έλθει σε επαφή και με αυτές.

9.3.4 Χημική σταθερότητα.

Η χημική σταθερότητα είναι μια από τις σημαντικότερες ιδιότητες του υδραυλικού ρευστού. Ως “χημική σταθερότητα” ορίζουμε την ικανότητα του υδραυλικού υγρού ν'αντιστέκεται στην οξει-

δωση και τη διάσπαση για μεγάλες χρονικές περιόδους. Όλα τα υδραυλικά υγρά διασπώνται και τα χαρακτηριστικά τους αλλοιώνονται με την πάροδο του χρόνου. Μέταλλα όπως ο ψευδάργυρος, ο μπρούτζος, ο μολυβδος και ο χαλκός στα διάφορα εξαρτήματα αντιδρούν με το υγρό κατά τη λειτουργία του κυκλώματος. Επίσης, και το ατμοσφαιρικό οξυγόνο αντιδρά με το υδραυλικό υγρό με την πάροδο του χρόνου. Οι χημικές αντιδράσεις αυτές δημιουργούν ιζήματα, επικαθήσεις, κολλώδεις ενώσεις και βλαβερά ανόργανα οξέα. Οι ουσίες αυτές προκαλούν κολλήματα και πρόωρη φθορά στις βαλβίδες, τα εμβόλα των κυλίνδρων και τα στεγανωτικά του κυκλώματος. Συνήθως, όταν σχηματίζονται τέτοιες ενώσεις το χρώμα του υγρού αλλάζει και γίνεται πιο σκούρο ενώ το ιξώδες του αυξάνει. Η χημική σταθερότητα των υδραυλικών υγρών μπορεί να βελτιωθεί με τη χρήση αντιοξειδωτικών πρόσθετων, τα οποία επίσης πρέπει να είναι συμβατά με τα υπόλοιπα εξαρτήματα του κυκλώματος.

9.3.5 Άφρισμα

Όλα τα υγρά περιέχουν ένα ποσοστό διαλελυμένου αέρα στον όγκο τους. Το ποσοστό αυτό εξαρτάται από την πίεση και τη θερμοκρασία. Ένα τυπικό υδραυλικό υγρό βασισμένο σε ορυκτέλαιο περιέχει περίπου 10% διαλελυμένο αέρα κατόγκο. Με την αύξηση της θερμοκρασίας και την πτώση της πίεσης, ο αέρας απελευθερώνεται από το υδραυλικό υγρό υπό μορφή φυσαλίδων. Όταν το υγρό επιστρέφει στη δεξαμενή, οι φυσαλίδες ανεβαίνουν στην επιφάνεια και δημιουργούν ένα ορατό άφρισμα. Η δημιουργία αφρού επηρεάζεται επίσης από το σχεδιασμό της δεξαμενής και της γραμμής επιστροφής. Όταν υπάρχει υπερβολική ποσότητα αφρού στη δεξαμενή, αυτός μπορεί να αναρροφηθεί από την αντλία και να προκαλέσει σοβαρά προβλήματα. Για το λόγο αυτό, τα περισσότερα υδραυλικά υγρά περιέχουν ειδικά πρόσθετα που αποτρέπουν τη δημιουργία αφρού.

9.3.6 Καθαρότητα εργαζόμενου μέσου

Η καθαρότητα του υδραυλικού υγρού είναι ίσως ο σημαντικότερος παράγοντας που μπορεί να επηρεάσει τη σωστή λειτουργία ενός υδραυλικού κυκλώματος. Όλα τα υδραυλικά κυκλώματα (και ειδικά οι εφαρμογές υψηλών πιέσεων που χρησιμοποιούν εξαρτήματα μεγάλης ακρίβειας, όπως για παράδειγμα τα υδραυλικά κυκλώματα των αεροσκαφών) είναι ευαίσθητα στη μόλυνση του υδραυλικού υγρού. Η μόλυνση του υδραυλικού υγρού με νερό, αέρα, διαλύτες, μέταλλα και άλλες ουσίες μπορεί να προκαλέσει δυσλειτουργίες και κακή στεγανότητα στις βαλβίδες, πρόωρη φθορά στις τσιμούχες και τα στεγανωτικά, και μπορεί να έχει σοβαρή επίπτωση στην ταχύτητα και την ακρίβεια απόκρισης των σερβοβαλβίδων.

α) Μόλυνση από αέρα

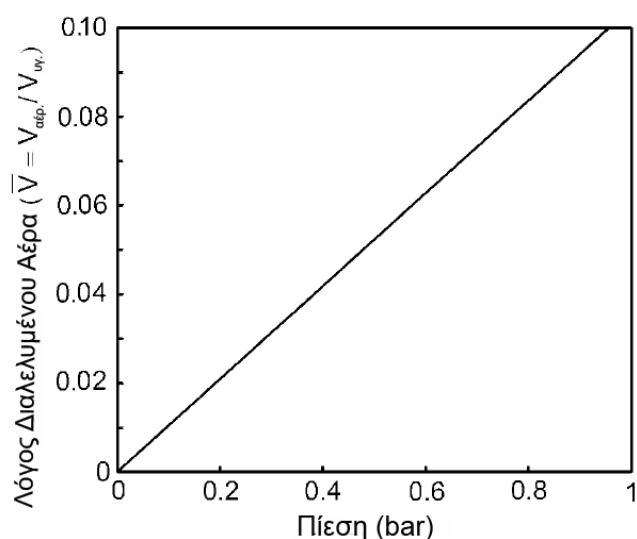
Σύμφωνα με νόμο του Henry, η ποσότητα αερίων που υπάρχει διαλυμένη σε ένα υγρό δεδομένου όγκου και σύστασης είναι ευθέως ανάλογη με τη μερική πίεση εκείνου του αερίου που βρίσκεται σε ισορροπία με το υγρό, σε σταθερή θερμοκρασία. Έτσι, η διαλυτότητα του αέρα

στο υδραυλικό υγρό είναι ευθέως ανάλογη με την πίεση στην επιφάνεια του υγρού, και μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας.

Η διαλυτότητα ενός αερίου μετράται με το συντελεστή Bunsen, ο οποίος ορίζεται ως ο όγκος αερίου στους 0°C και υπό ατμοσφαιρική πίεση που διαλύεται σε μία μονάδα όγκου του υγρού. Στο Σχήμα 9.24 φαίνεται η διαλυτότητα του αέρα σε ένα τυπικό υδραυλικό υγρό με βάση το ορυκτέλαιο. Η διαλυτότητα του αέρα στα υδραυλικά υγρά που βασίζονται σε ορυκτέλαια είναι μεγαλύτερη σε σύγκριση με άλλα υδραυλικά υγρά.

Ο διαλυμένος αέρας στο υδραυλικό υγρό δεν προκαλεί κάποιο σοβαρό πρόβλημα στη λειτουργία του. Αντίθετα, ο μη διαλυμένος αέρας υπό μορφή συσαλίδων μπορεί να έχει σοβαρές επιπτώσεις στη λειτουργία του κυκλώματος, καθώς:

- Μειώνει το μέτρο όγκου του μίγματος υδραυλικού υγρού-αέρα
- Μειώνει την πυκνότητα του υδραυλικού υγρού
- Αυξάνει ελαφρά το ιξώδες του υδραυλικού υγρού
- Επηρεάζει την ακρίβεια των κινήσεων των επενεργητών, αυξάνει τα επίπεδα θορύβου και εγκυμονεί σοβαρούς κινδύνους για τα εξαρτήματα του κυκλώματος.



Σχήμα 9.24

Επίδραση της απόλυτης πίεσης στη διαλυτότητα του αέρα σε ένα τυπικό υδραυλικό υγρό βασισμένο σε ορυκτέλαιο, υπό σταθερή θερμοκρασία

Οι φυσαλίδες αέρα που περνούν από την αντλία του υδραυλικού κυκλώματος υφίστανται αδιαβατική συμπίεση, με αποτέλεσμα την άνοδο της θερμοκρασίας τους. Υποθέτουμε ότι ο αρχικός όγκος του αδιάλυτου αέρα είναι V_1 στις στάνταρ ατμοσφαιρικές συνθήκες, δηλαδή $T_1 = 288,15\text{K}$ και $P_1 = 100\text{kPa}$ (απόλυτη). Με την αδιαβατική συμπίεση, η πίεση αυξάνεται σε P_2 , ο όγκος μειώνεται σε V_2 και η θερμοκρασία ανεβαίνει κατά ΔT . Για τον υπολογισμό της αύξησης της θερμοκρασίας έχουμε ότι:

$$P_1 \cdot V_1^k = P_2 \cdot V_2^k = \text{σταθ.} \quad (9.35)$$

όπου $k = 1,4$ είναι ο συντελεστής πολυτροπικών μεταβολών για αδιαβατική συμπίεση. Έτσι, έχουμε ότι:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \Rightarrow \frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{k}} \quad (9.36)$$

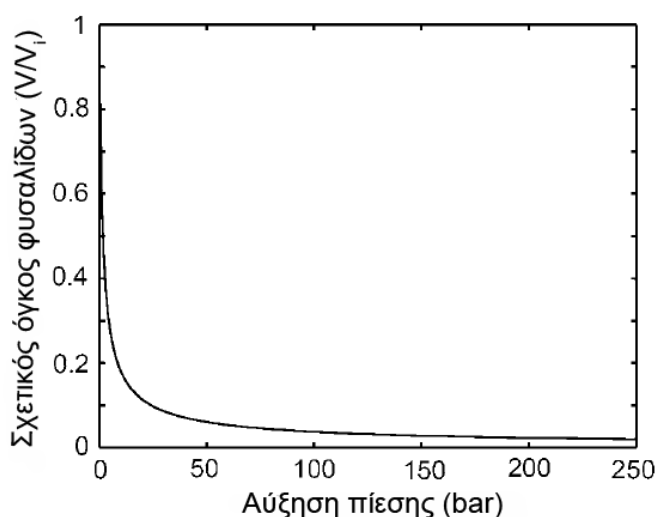
Επιπλέον, έχουμε ότι:

$$P_1 \cdot V_1 = m \cdot R \cdot T_1 \text{ και } P_2 \cdot V_2 = m \cdot R \cdot T_2 \quad (9.37)$$

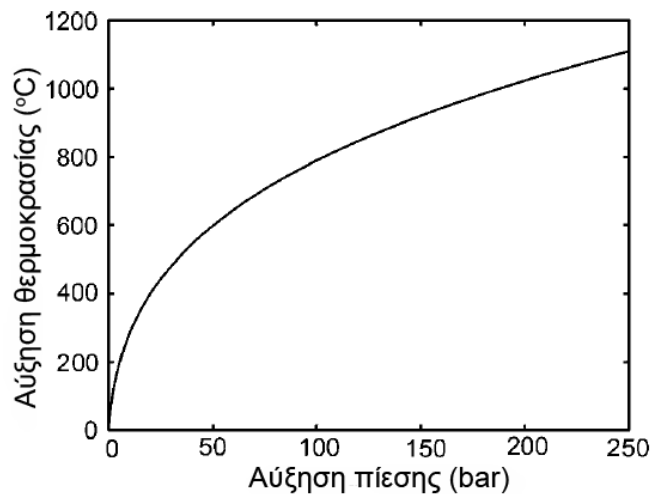
Έτσι, προκύπτει ότι:

$$\Delta T = T_2 - T_1 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{V_2}{V_1}\right) - T_1 = T_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \quad (9.38)$$

Οι Εξισώσεις 9.36 και 9.38 χρησιμοποιούνται για να υπολογιστεί η μείωση του όγκου και η άνοδος της θερμοκρασίας κατά την αδιαβατική συμπίεση των φυσαλίδων. Στο Σχήμα 9.25 φαίνεται η γραφική αναπαράσταση της μεταβολής του όγκου των φυσαλίδων αέρα συναρτήσει της πίεσης, ενώ στο Σχήμα 9.26 η αντίστοιχη αναπαράσταση της μεταβολής του όγκου των φυσαλίδων αέρα συναρτήσει της θερμοκρασίας. Από τις γραφικές παραστάσεις φαίνεται ότι, αυξάνοντας την πίεση του υδραυλικού ρευστού στα 250bar, ο όγκος των φυσαλίδων αέρα μειώνεται σε λιγότερο από 2% της αρχικής τους τιμής, ενώ ταυτόχρονα η θερμοκρασία τους αυξάνεται στα επίπεδα των 1100°C, ή και περισσότερο. Αποτέλεσμα, το υδραυλικό υγρό που έρχεται σε επαφή με αυτές τις υπερθερμασμένες φυσαλίδες να υφίσταται οξείδωση και διάσπαση.



Σχήμα 9.25
Μεταβολή του σχετικού όγκου των φυσαλίδων αέρα συναρτήσει της αύξησης της πίεσης



Σχήμα 9.26
Μεταβολή της θερμοκρασίας των φυσαλίδων αέρα συναρτήσει της αύξησης της πίεσης

Οι κυριότερες αιτίες ύπαρξης αέρα με μορφή φυσαλίδων στο υδραυλικό υγρό είναι οι ακόλουθες:

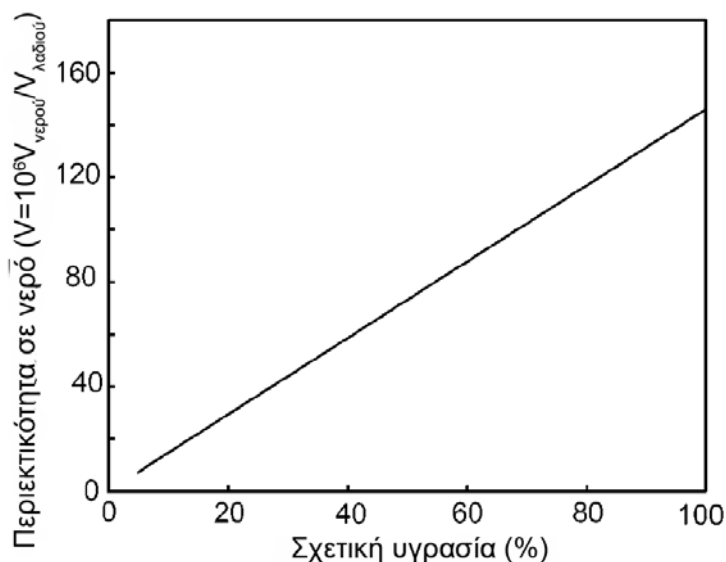
- Αποδέσμευση του διαλυμένου αέρα στο υδραυλικό υγρό λόγω πτώσης πίεσης.
- Κακή στεγανότητα και είσοδος αέρα στη γραμμή αναρρόφησης, στις συνδέσεις των σωληνώσεων, κ.ο.κ
- Κακός σχεδιασμός γραμμής επιστροφής, ο οποίος μπορεί να προκαλεί ανάδευση του λαδιού στη δεξαμενή και ανάμειξή του με αέρα.
- Χαμηλή στάθμη λαδιού στη δεξαμενή, ανεπαρκής χρόνος παραμονής του σε αυτή.
- Κακός σχεδιασμός δεξαμενής
- Ελλιπής συντήρηση κυκλώματος

Γενικά το υδραυλικό υγρό θα πρέπει ν'απορροφά την ελάχιστη δυνατή ποσότητα αέρα, την οποία μάλιστα θα πρέπει να είναι σε θέση ν'αποβάλλει όσο πιο γρήγορα γίνεται. Για το σκοπό αυτό, χρησιμοποιούνται ειδικά χημικά πρόσθετα.

β) Μόλυνση από νερό

Με εξαίρεση τα υδραυλικά συστήματα που χρησιμοποιούν υδραυλικά υγρά με βάση το νερό, σε όλα τα υπόλοιπα υδραυλικά κυκλώματα το νερό από το υγρό θα πρέπει ν'αφαιρείται κατά το μεγαλύτερο δυνατό ποσοστό, κάτι όμως το οποίο δεν είναι εύκολο σαν διαδικασία. Οι κύριες αιτίες μόλυνσης του υδραυλικού υδρού με νερό είναι οι εξής:

- Συμπύκνωση της υγρασίας του ατμοσφαιρικού αέρα ο οποίος εισέρχεται μέσα στο κύκλωμα από τον αναπνευστήρα. Ένα τυπικό υδραυλικό υγρό με βάση ορυκτέλαιο απορροφά υγρασία ανάλογη με την υγρασία του ατμοσφαιρικού αέρα, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 9.27



Σχήμα 9.27
Μεταβολή της περιεκτικότητας ενός τυπικού υδραυλικού υγρού με βάση ορυκτέλαιο σε νερό συναρτήσει της σχετικής υγρασίας

- Διαρροή από το ψυγείο νερού-λαδιού
- Πλήρωση υδραυλικού υγρού από δοχείο που έχει συσσωρεύσει υγρασία στο εσωτερικό του λόγω κακής στεγανότητας.
Η ύπαρξη νερού στο υδραυλικό υγρό έχει πολλές αρνητικές επιπτώσεις στο υδραυλικό σύστημα και στη λειτουργία του, των οποίων οι κυριότερες είναι οι εξής:
 - Ο σχηματισμός σκουριάς μαζί με τα συναφή μηχανικά προβλήματα (κολλήματα, βουλώματα κ.ο.κ) που προκαλεί.
 - Η επιφανειακή φθορά λόγω των οξειδώσεων, η οποία μπορεί να μειώσει κατά πολύ τη διάρκεια ζωής των εξαρτημάτων
 - Η κυκλοφορία της σκουριάς μέσα στο κύκλωμα μπορεί να δημιουργήσει φθορά και σε άλλα εξαρτήματα του κυκλώματος
 - Οι επικαθίσεις σκουριάς στα στεγανωτικά και τις τσιμούχες των διάφορων εξαρτημάτων δημιουργούν διαρροές και πρόωρες φθορές.
 - Το νερό δημιουργεί πρόωρη φθορά και μειώνει τη διάρκεια ζωής των εδράνων των διάφορων εξαρτημάτων του κυκλώματος.

Η υγρασία στο υδραυλικό κύκλωμα μπορεί να μειωθεί με τους εξής τρόπους:

- Αφαίρεση του νερού και των επικαθίσεων στο μέσω ειδικής θυρίδας τοποθετημένης στο χαμηλότερο σημείο της δεξαμενής. Συνεπώς, ο κατάλληλος σχεδιασμός (ειδικά της κλίσης της βάσης) της δεξαμενής του υδραυλικού υγρού είναι σημαντικός.

- Χρήση υδραυλικού υγρού με ικανότητα διαχωρισμού του νερού από το λάδι. Συνήθως, τέτοια υγρά είναι τα συνθετικά και τα ανώτερης ποιότητας ορυκτέλαια.
- Χρήση φίλτρων με υδατοπαγίδες, που προσφέρουν μια περιορισμένη ικανότητα αφαίρεσης νερού από το υδραυλικό υγρό. Η λύση αυτή όμως δεν προσφέρει πρακτικά αποτελέσματα σε περιπτώσεις κυκλωμάτων που υφίστανται συνεχή μόλυνση από μεγάλες ποσότητες νερού.

γ) Μόλυνση από διαλύτες

Η μόλυνση από διαλύτες παρατηρείται σε κυκλώματα στα οποία χλωριούχοι διαλύτες εισχωρούν στο υδραυλικό υγρό. Όταν οι διαλύτες αυτοί έλθουν σε επαφή με νερό τότε αντιδρούν σχηματίζοντας χλωρικά οξέα, τα οποία και επιτίθενται στις μεταλλικές επιφάνειες των εξαρτημάτων, προκαλώντας έντονη και ταχύτατη φθορά.

δ) Μόλυνση από ξένα υγρά

Εκτός από νερό και διαλύτες, και άλλα υγρά μπορεί να μολύνουν το υδραυλικό υγρό του κυκλώματος όπως καύσιμο (βενζίνη, πετρέλαιο), ή λάδι μηχανής. Στις περισσότερες περιπτώσεις, τα υγρά αυτά καταλήγουν από λάθος στο υδραυλικό κύκλωμα, συνήθως κατά τη διάρκεια της συντήρησης. Οι επιπτώσεις που προκαλούν εξαρτώνται κατά βάση από το είδος του ξένου υγρού, την ποσότητά του, και από το πόσο καιρό έχει παραμείνει μέσα στο κύκλωμα.

9.3.7 Θερμικές ιδιότητες

Το σημείο ροής (pour point) του υδραυλικού υγρού είναι μία θερμοκρασία κατά 3°C μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία κάτω από την οποία το υγρό σταματά να ρέει. Γενικά, η ελάχιστη θερμοκρασία στην οποία λειτουργεί ένα υδραυλικό υγρό πρέπει να είναι τουλάχιστον 10°C μεγαλύτερη από τη σημείο ροής.

Το σημείο στιγμιαίας ανάφλεξης (flash point) είναι η θερμοκρασία στην οποία το υγρό παράγει αρκετή ποσότητα ατμών για να προκαλέσει μια στιγμιαία ανάφλεξη όταν έλθει σε επαφή με φλόγα. Στα υδραυλικά υγρά, ζητούμενο είναι το όσο το δυνατόν υψηλότερο σημείο στιγμιαίας ανάφλεξης, καθώς έτσι εξασφαλίζεται αντίσταση στην καύση και χαμηλός βαθμός εξάτμισης σε χαμηλότερες θερμοκρασίες. Το σημείο στιγμιαίας ανάφλεξης ποικίλει από 150°C για τα ελαφρύτερα υγρά μέχρι και 265°C για τα πιο βαριά.

Το σημείο καύσης είναι η θερμοκρασία στην οποία το υγρό παράγει αρκετή ποσότητα ατμών ώστε να ανάψει και να διατηρήσει την καύση όταν εκτεθεί σε σπίθα ή φλόγα. Όπως και με το σημείο στιγμιαίας ανάφλεξης, το υψηλό σημείο καύσης είναι απαραίτητο για την ασφαλή λειτουργία του κυκλώματος.

Η ειδική θερμοχωρητικότητα είναι η ποσότητα θερμότητας που απαιτείται για να αυξήσει τη θερμοκρασία μίας μονάδας μάζας του υγρού κατά ένα βαθμό °C. Συνήθως, οι μονάδες μέτρησης της ειδικής θερμοχωρητικότητας είναι το kJ/kg ανά K ή το kcal/kg ανά °C. Η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση (C_p) εξαρτάται κατά κύριο λόγο από τη θερμοκρασία, και

ελάχιστα από την πίεση. Για τα ορυκτέλαια και τα υγρά που βασίζονται σε συνθετικούς υδρογονάνθρακες έχουμε ότι $C_p = 2060 \text{ J/kg}$ ανά K σε θερμοκρασία 50°C .

Η θερμική αγωγιμότητα είναι η ικανότητα του υδραυλικού υγρού να μεταδίδει θερμότητα, και συνήθως εκφράζεται σε W/m ανά βαθμό K. Για τα ορυκτέλαια και τα υγρά που βασίζονται σε συνθετικούς υδρογονάνθρακες η θερμική αγωγιμότητα είναι της τάξης των $0,12 \text{ W/m}$ ανά βαθμό K.

9.3.8 Οξύτητα

Ιδανικά, από το υδραυλικό υγρό πρέπει ν'απουσιάζουν παντελώς οξέα τα οποία προκαλούν διάβρωση και οξειδωση των μεταλλικών τμημάτων του κυκλώματος. Στην πράξη, αυτό είναι αδύνατο να επιτευχθεί. Έτσι, ένα υδραυλικό υγρό μπορεί να έχει ικανοποιητική οξύτητα όταν χρησιμοποιείται για πρώτη φορά, με την πάροδο του χρόνου όμως η περιεκτικότητά του σε οξέα αυξάνει.

9.3.9 Τοξικότητα

Ως τοξικότητα μπορούμε να ορίσουμε την ιδιότητα του υδραυλικού υγρού να προκαλεί τοξική αντίδραση ή δηλητηρίαση του οργανισμού. Τα χημικά αυτά μπορούν να εισέλθουν στον οργανισμό μέσω εισπνοής, κατάποσης ή ακόμη και από μέσω του δέρματος. Αναλόγως της ουσίας, οι επιπτώσεις μπορεί να είναι από ελαφρά δημητηρίαση μέχρι και θάνατος. Οι κατασκευαστές υδραυλικών υγρών προσπαθούν να μειώσουν στο μέγιστο βαθμό τη χρήση τοξικών χημικών παραγόντων και στις περισσότερες περιπτώσεις το έχουν καταφέρει. Υπάρχουν όμως ακόμη κάποια ειδικά υδραυλικά υγρά (όπως για παράδειγμα αυτά που είναι ανθεκτικά στις υψηλές θερμοκρασίες και τη φωτιά) στα οποία η χρήση τοξικών χημικών είναι αναγκαστικά υψηλή.

9.3.10 Υδραυλικά υγρά που είναι συμβατά με το περιβάλλον

Η ολοένα και αυξανόμενη περιβαλλοντική ευαισθητοποίηση έχει οδηγήσει τα τελευταία χρόνια στην αύξηση των προσπαθειών καταπολέμησης της μόλυνσης του περιβάλλοντος. Τα υδραυλικά υγρά αποτελούν μια σοβαρότατη απειλή για το περιβάλλον καθώς χρησιμοποιούνται σε μεγάλες ποσότητες σε μηχανήματα όπως σκαπτικά, φορτηγά, κ.ο.κ τα οποία βρίσκονται και λειτουργούν εκτός βιομηχανικών χώρων. Έτσι, μια πιθανή διαρροή μπορεί να έχει πολύ βλαβερές συνέπειες στο έδαφος, τον υδροφόρο ορίζοντα και τη χλωρίδα και πανίδα της περιοχής. Τα ορυκτέλαια αποτελούνται από μίγματα εξαιρετικά σταθερών υδρογονανθράκων, τα οποία διασπώνται αργά στο περιβάλλον. Έτσι, η μόλυνση που μπορεί να προκληθεί από τα υδραυλικά υγρά στο περιβάλλον είναι πολύ σοβαρή και έχει πολύ μεγάλη διάρκεια. Για το λόγο αυτό, τα τελευταία χρόνια γίνεται μια μεγάλη προσπάθεια για την εξέλιξη και προώθηση των βιοδιασπώμενων υδραυλικών υγρών. Τα βιοδιασπώμενα υδραυλικά υγρά είναι σχεδιασμένα ώστε να επιταχύνουν αυτή τη διαδικασία διάσπασής τους από τους μικροοργανισμούς

υπό την παρουσία νερού ή/και ηλιακού φωτός. Οι προδιαγραφές ενός τυπικού βιοδιασπώμενου υγρού φαίνονται στον Πίνακα 9.1.

ISO VG (Viscosity Grade)	32/46
VI (Viscosity Index)	149
Ιξώδες στους 40°C	40,1 cSt
Ιξώδες στους 100°C	7,3 cSt
Ειδικό βάρος	0,965
Σημείο στιγμασίας ανάφλεξης	256°C
Σημείο καύσης	282°C
Σημείο ροής	-56°C
Βιοδιασπασιμότητα μέσα σε 21 ημέρες	80%

Πίνακας 9.1
Ιδιότητες τυπικού βιοδιασπώμενου υγρού

9.3.11 Κατηγοριοποίηση υδραυλικών υγρών

Τα συνηθέστερα χρησιμοποιούμενα υδραυλικά υγρά ανήκουν στις εξής κατηγορίες:

- Ορυκτέλαιο υψηλού βαθμού διύλησης χωρίς πρόσθετα
- Διύλισμένο ορυκτέλαιο με βελτιωμένες αντιοξειδωτικές ιδιότητες και πρόσθετα κατά της σκουριάς
- Διύλισμένο ορυκτέλαιο με βελτιωμένες αντιοξειδωτικές ιδιότητες, πρόσθετα κατά της σκουριάς και βελτιωμένες αντιπριβικές ιδιότητες
- Διύλισμένο ορυκτέλαιο με βελτιωμένες αντιοξειδωτικές ιδιότητες, πρόσθετα κατά της σκουριάς, βελτιωμένες αντιπριβικές ιδιότητες και μειωμένη μεταβολή του ιξώδους με τη μεταβολή της θερμοκρασίας
- Συνθετικά υγρά χωρίς ειδική ανθεκτικότητα στη φωτιά
- Υγρά με βάση το νερό (μέχρι 20% ευφλεκτα συστατικά και νερό κατ'ελάχιστο 80%)
- Υδατικά διαλύματα (περιεκτικότητα σε νερό πάνω από 80%)
- Μίγμα νερού-λαδιού σε συνεχή φάση (60% περιεκτικότητα σε λάδι και 40% σε νερό)
- Μίγμα νερού-πολυμερούς ή νερού-γλυκόλης (ελάχιστη περιεκτικότητα σε νερό 35%, μέγιστη 80%)
- Αμιγείς χημικές ενώσεις, χωρίς νερό
- Φωσφορικοί εστέρες
- Χλωριωμένοι υδρογονάνθρακες
- Μίγμα φωσφατικών εστέρων και χλωριωμένων υδρογονανθράκων

α) Ορυκτέλαια

Τα ορυκτέλαια είναι τα πιο διαδεδομένα υδραυλικά υγρά σε χρήση σήμερα. Έχουν μικρό κόστος, είναι ευρύτατα διαθέσιμα και παράγονται σε μεγάλα εύρη ιξώδων. Έχουν εξαιρετικές λιπαντικές ιδιότητες, δεν είναι διαβρωτικά, και είναι συμβατά με τα περισσότερα υλικά που χρησιμοποιούνται για στεγανωτικά και τσιμούχες (με εξαίρεση όσα έχουν ως βάση το βουτύλιο). Εντός του συνήθους εύρους θερμοκρασιών λειτουργίας των υδραυλικών κυκλωμάτων είναι χημικά σταθερά, διασπώνται όμως σε υψηλότερες θερμοκρασίες. Τα ανώτερης ποιότητας ορυκτέλαια περιέχουν επιπλέον και διάφορα αντιοξειδωτικά και αντιτριβικά πρόσθετα, καθώς και πρόσθετα κατά της δημιουργίας αφρού. Τα σημαντικότερα μειονεκτήματα των ορυκτελαίων είναι η εύφλεκτη φύση τους και η μεταβολή του ιξώδους τους με τη μεταβολή της πίεσης. Λόγω της εύφλεκτης φύσης τους, γενικά αποφεύγεται η χρήση ορυκτελαίων σε υδραυλικά συστήματα που χρησιμοποιούνται σε βιομηχανίες πλαστικών, σε ορυχεία, ή κοντά σε κλίβανους. Λόγω επίσης της μεταβολής του ιξώδους των ορυκτελαίων με τη μεταβολή της πίεσης, η χρήση τους σε εφαρμογές στις οποίες αναπτύσσονται πιέσεις πάνω από 500bar είναι περιορισμένη.

β) Υδραυλικά υγρά ανθεκτικά στην ανάφλεξη

- Γαλάκτωμα ελαίου σε νερό

Τα υδραυλικά υγρά αυτού του τύπου είναι ουσιαστικά σταγονίδια λαδιού διαλυμένα σε νερό, ούτως ώστε να σχηματίζεται ένα υδατικό γαλάκτωμα ενιαίας φάσης. Η περιεκτικότητα του γαλακτώματος αυτού σε λάδι είναι μεταξύ 2% και 5%, και οι ιδιότητές του πλησιάζουν περισσότερο αυτές του νερού παρά του λαδιού. Είναι ανθεκτικό στην ανάφλεξη, έχει μικρή συμπιεστότητα, και εξαιρετικές ψυκτικές ιδιότητες. Τα κύρια μειονεκτήματα των υδραυλικών υγρών αυτού του τύπου είναι οι κακές λιπαντικές ιδιότητες και το χαμηλό ιξώδες.

- Γαλάκτωμα νερού σε λάδι

Τα υδραυλικά υγρά αυτού του τύπου είναι τα δημοφιλέστερα σε εφαρμογές όπου απαιτείται ανθεκτικότητα στη φωτιά. Είναι ουσιαστικά γαλάκτωμα στο οποίο συνυπάρχουν μια ενιαία υγρή φάση λαδιού στην οποία είναι διαλυμένα σταγονίδια νερού. Οι λιπαντικές τους ιδιότητες είναι μειωμένες σε σύγκριση με τα ορυκτέλαια, και για το λόγο αυτό οι αντλίες των κυκλωμάτων που χρησιμοποιούν υγρά αυτού του τύπου συνήθως δουλεύουν με μειωμένο ρυθμό περιστροφής, κάτι που σημαίνει ότι σε ορισμένες εφαρμογές ίσως να χρειαστεί μεγαλύτερη αντλία για να επιτευχθεί η επιθυμητή παροχή. Ο συνήθης βαθμός ανάμιξης είναι 60% λάδι σε 40% νερό. Για μέγιστη διάρκεια ζωής, η θερμοκρασία τους δεν πρέπει γενικά να υπερβαίνει τους 25°C, αν και για μικρά χρονικά διαστήματα μπορούν να λειτουργήσουν σε θερμοκρασίες μέχρι 50°C χωρίς πρόβλημα. Σε υψηλότερες θερμοκρασίες, το νερό αποσπάται από τη φάση του υγρού και εξατμίζεται, κάτι που μειώνει την ανθεκτικότητα του υγρού στη φωτιά. Επιπλέον, μετά από μακρά περίοδο αχρησίας, το νερό αποχωρίζεται από το λάδι, και σχηματίζει μια δεύτερη υγρή φάση. Το συγκεκριμένο σύμπτωμα δεν προκαλεί όμως κάποιο πρόβλημα, δε-

δομένου ότι, μόλις το υδραυλικό κύκλωμα τεθεί ξανά σε λειτουργία, η αντλία θα αναμίξει τα δύο συστατικά, δημιουργώντας πάλι ένα γαλάκτωμα ενιαίας φάσης.

- Διαλύματα νερού-γλυκόλης

Τα υγρά αυτού του τύπου αναπτύχθηκαν κυρίως για χρήση σε αεροπορικές εφαρμογές λόγω του ότι είναι εξαιρετικά ανθεκτικά στην ανάφλεξη. Το εύρος εφαρμογών τους παραμένει περιορισμένο για διάφορους λόγους, με κυριότερο το ότι δεν μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε υψηλές θερμοκρασίες, λόγω της μεγάλης περιεκτικότητάς τους σε νερό. Οι λιπαντικές τους ιδιότητες είναι περιορισμένες για τον ίδιο λόγο, ενώ, λόγω της γλυκόλης, είναι διαβρωτικά στα περισσότερα χρώματα. Από την άλλη, είναι εξαιρετικά ανθεκτικά στη διάτμηση (λόγω του χαμηλού μοριακού βάρους των συστατικών τους), ενώ οι αντιπαγωτικές τους ιδιότητες τα κάνουν κατάλληλα για εφαρμογές χαμηλών θερμοκρασιών.

γ) Συνθετικά υδραυλικά υγρά

Τα συνθετικά υδραυλικά υγρά, όπως οι φωσφορικοί εστέρες, έχουν εξαιρετική ανθεκτικότητα στην ανάφλεξη. Για το λόγο αυτό, χρησιμοποιούνται ευρέως σε εφαρμογές με υψηλό κίνδυνο φωτιάς, όπως για παράδειγμα στις μηχανές έγχυσης στη βιομηχανία πλαστικών. Οι λιπαντικές τους ιδιότητες είναι παρόμοιες με αυτές των ορυκτελαίων, ενώ μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε ένα μεγάλο εύρος θερμοκρασιών και πιέσεων.

Ένα από τα σημεία προσοχής κατά το σχεδιασμό ενός υδραυλικού συστήματος που θα χρησιμοποιεί συνθετικό υγρό με βάση φωσφορικό εστέρα είναι το υλικό των στεγανωτικών δακτυλίων και των τσιμουχών στα διάφορα εξαρτήματα. Οι φωσφορικοί εστέρες διαβρώνουν τα υλικά με βάση πολυμερή πυριτίου και εκείνα με βάση το βουτύλιο, ενώ αντιδρούν με το αλουμίνιο και με τα περισσότερα χρώματα.

Σε σύγκριση με τα ορυκτέλαια, τα υδραυλικά υγρά με βάση φωσφορικούς εστέρες υπερέρχουν στα εξής:

- Θερμική σταθερότητα.
- Ανθεκτικότητα στη διάβρωση.
- Μικρή μεταβολή του ιξώδους με τη θερμοκρασία.
- Ρευστότητα σε χαμηλές θερμοκρασίες.
- Θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας.
- Ανθεκτικότητα στην ανάφλεξη.

Αντίθετα, τα ορυκτέλαια υπερτερούν στους παρακάτω τομείς:

- Αντοχή στην υδρόλυση.
- Δεν προκαλούν διάβρωση στα εξαρτήματα.
- Έχουν (σχετικά) χαμηλή τοξικότητα.
- Είναι συμβατά με τα ελαστομερή των στεγανωτικών δακτυλίων και των τσιμουχών.
- Τα διάφορα πρόσθετα διαλύονται εύκολα σε αυτά και δημιουργούν ομογενή μίγματα.
- Καλύτερες αντιπριβικές ιδιότητες.
- Μικρότερο κόστος, μεγαλύτερη διαθεσιμότητα.

9.3.12 Πρόσθετα υδραυλικών υγρών

Τα πρόσθετα χρησιμοποιούνται κυρίως στα ορυκτέλαια προκειμένου να βελτιώσουν διάφορες ιδιότητές τους. Πιο συγκεκριμένα, οι κυριότερες κατηγορίες πρόσθετων που χρησιμοποιούνται σήμερα είναι οι εξής:

- Προστατευτικά από την οξειδωση. Τα πρόσθετα αυτής της κατηγορίας έχουν ως σκοπό να εμποδίσουν την αντίδραση των μορίων του υδραυλικού υγρού με τ'οξυγόνο του ατμοσφαιρικού αέρα και τη διάσπασή τους. Ο ρόλος τους είναι πολύ σημαντικός, ειδικά σε υδραυλικά συστήματα που αναπτύσσουν υψηλές θερμοκρασίες
- Προστατευτικά διάβρωσης. Τα πρόσθετα αυτής της κατηγορίας σχηματίζουν μοριακά προστατευτικά στρώματα τα οποία συγκολλώνται με ηλεκτροστατικές δυνάμεις πάνω στις επιφάνειες των εξαρτημάτων του υδραυλικού κυκλώματος. Τα στρώματα αυτά εμποδίζουν το οξυγόνο του αέρα και την υγρασία να έλθουν σε επαφή με τις επιφάνειες των εξαρτημάτων, εμποδίζοντας έτσι και τη διάβρωσή τους.
- Πρόσθετα κατά του σχηματισμού αφρού. Τα πρόσθετα αυτής της κατηγορίας σχηματίζουν μικρές ετερογενείς φάσεις στην επιφάνεια των φυσαλίδων που αποτελούν τον αφρό στο υδραυλικό υγρό. Αυτές οι ετερογενείς φάσεις έχουν εξαιρετικά μικρή επιφανειακή τάση, και έτσι είναι ο αδύναμος κρίκος που σπάει, οδηγώντας στην κατάρρευση ολόκληρης της φυσαλίδας.
- Πρόσθετα κατά της φθοράς, τα οποία χαρακτηρίζονται από μεγάλη θερμική σταθερότητα. Ο σκοπός τους είναι να εμποδίσουν το «σπάσιμο» του λιπαντικού φιλμ μεταξύ των συνεργαζόμενων εξαρτημάτων του κυκλώματος (π.χ. τα γρανάζια της αντλίας), το οποίο θα οδηγούσε σε άμεση επαφή των μεταλλικών επιφανειών και πρόωρη φθορά.
- Βελτιωτικά ιξώδους.
- Βελτιωτικά μείωσης του σημείου ροής.
- Αντιτριβικά βελτιωτικά, τα οποία χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές όπου είναι απαραίτητη η εξαιρετικά ομαλή λειτουργία του κυκλώματος και των επενεργητών του (χωρίς κολλήματα ή απότομες κινήσεις).
- Καθαριστικά – απορρυπαντικά, τα οποία απομακρύνουν επικαθήσεις από τις επιφάνειες των εξαρτημάτων του κυκλώματος.

Συνοψίζοντας, από το υδραυλικό υγρό που χρησιμοποιείται στο κύκλωμα υπάρχουν οι εξής απαιτήσεις:

- Διατήρηση των ροϊκών ιδιοτήτων του σε όλο το εύρος λειτουργίας του υδραυλικού κυκλώματος.
- Υψηλός δείκτης ιξώδους (VI), ώστε να διασφαλίζεται η ελάχιστη δυνατή μεταβολή του ιξώδους σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία.
- Καλές λιπαντικές ιδιότητες, ώστε να μειωθεί η φθορά των εξαρτημάτων και να διασφαλιστεί η μακροζωία του κυκλώματος.
- Χαμηλή πίεση ατμών προς αποφυγή σπηλαίωσης.

- Συμβατότητα με τα υλικά κατασκευής των υπόλοιπων εξαρτημάτων του κυκλώματος και ειδικά των στεγανωτικών.
- Χημική σταθερότητα, ώστε ν'αποφευχθεί η διάσπαση των συστατικών του υδραυλικού υγρού, κάτι που μπορεί να οδηγήσει σε πτώση της απόδοσης του κυκλώματος και πρόωρη φθορά των εξαρτημάτων του.
- Προστασία των εξαρτημάτων από τη διάβρωση, κάτι που επιτυγχάνεται με τη χρήση κατάλληλων πρόσθετων.
- Ταχύ αποχωρισμό και απόβολή του αέρα από τη μάζα του.
- Καλή θερμική αγωγιμότητα, η οποία βοηθά στην αποβολή της θερμότητας που αναπτύσσεται στο κύκλωμα λόγω τριβών ή ροϊκών απωλειών.
- Ανθεκτικότητα στην ανάφλεξη, η οποία είναι προαπαιτούμενη σε ορισμένες εφαρμογές.
- Σε ορισμένες εφαρμογές (ειδικά της μηχανοτρονικής) είναι απαραίτητο το υδραυλικό υγρό να έχει και ιδιότητες ηλεκτρικού μονωτή.
- Περιβαλλοντική συμβατότητα.

Στον Πίνακα 9.2 φαίνονται τα βασικά χαρακτηριστικά από δύο, ευρέως χρησιμοποιούμενα υδραυλικά υγρά με βάση το ορυκτέλαιο.

	VG 32	VG 68	
Πυκνότητα (στους 15°C), kg/m ³	869	878	
Σημείο ροής, °C	-45	-36	
Σημείο ανάφλεξης, °C	212	252	
Ελάχιστη θερμοκρασία λειτουργίας, °C	-32	-21	
Εκτιμώμενο εύρος λειτουργίας, °C	-14 έως +67	0 έως +87	
Κινηματική συνεκτικότητα, cSt	40°C	32,2	67,9
	100°C	6,4	10
Δείκτης ιξώδους (VI)	156	132	

Πίνακας 9.2
Ιδιότητες δύο τυπικών υδραυλικών υγρών (VG32 και VG68) με βάση το ορυκτέλαιο

9.4 Εξαρτήματα των υδραυλικών κυκλωμάτων

Οι πολλές και διαφορετικές εφαρμογές των υδραυλικών συστημάτων καθώς και οι συχνά αντικρουόμενες απαιτήσεις που υπάρχουν από αυτά στο περιβάλλον λειτουργίας τους έχουν οδηγήσει στη δημιουργία μιας πραγματικά ανεξάντλητης ποικιλίας εξαρτημάτων. Με τον κατάλληλο συνδυασμό των εξαρτημάτων αυτών μπορούν να δημιουργηθούν υδραυλικά κυκλώματα που μπορούν να καλύψουν κάθε απαίτηση κάθε πιθανής εφαρμογής, όσο ακραία και αν είναι αυτή. Γενικά, τα εξαρτήματα των υδραυλικών κυκλωμάτων χωρίζονται σε 4 κύριες

κατηγορίες: α) Αντλίες β) Βαλβίδες γ) Επενεργητές δ) Λοιπά εξαρτήματα. Η κάθε κατηγορία εξετάζεται στις επόμενες παραγράφους.

9.4.1 Υδραυλικές Αντλίες

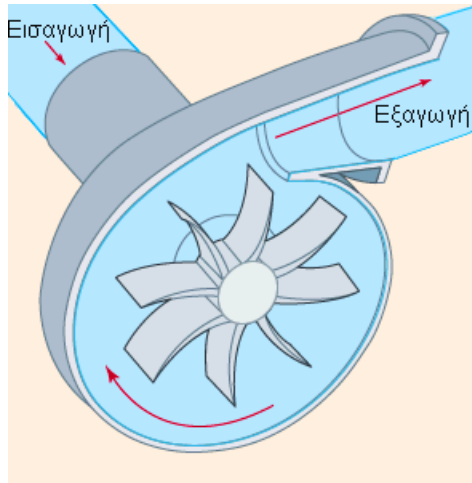
9.4.1.1 Εισαγωγή

Οι υδραυλικές αντλίες είναι μηχανισμοί οι οποίοι προσδίδουν ενέργεια στη μάζα του ρευστού που διέρχεται από μέσα τους. Η υδραυλική αντλία είναι από τα σημαντικότερα μέρη του υδραυλικού κυκλώματος, αν όχι το σημαντικότερο, και σε όλα σχεδόν τα υδραυλικά κυκλώματα είναι και το ακριβότερο. Υπάρχουν τρεις κύριες κατηγορίες υδραυλικών αντλιών: α) Οι αντλίες θετικής μετατόπισης β) Οι ρευστοδυναμικές αντλίες γ) Οι αντλίες ειδικών εφαρμογών.

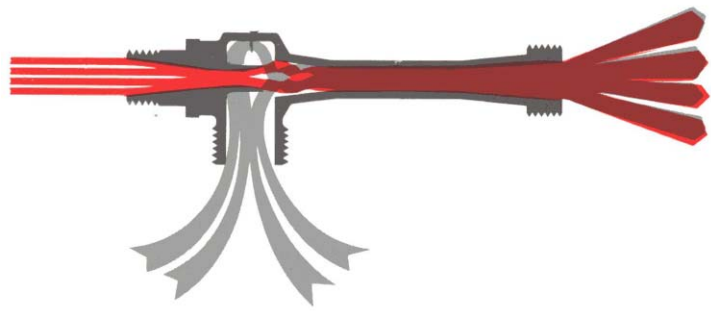
Οι αντλίες θετικής μετατόπισης ονομάζονται έτσι λόγω του τρόπου λειτουργίας τους, που αναρροφά το υδραυλικό υγρό από την αναρρόφηση και το εξωθεί στην κατάθλιψη μέσω ειδικά διαμορφωμένων θαλάμων μεταβαλλόμενου όγκου. Χρησιμοποιούνται σχεδόν κατ'αποκλειστικότητα στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης, όπως αυτά που εξετάζονται στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής και για το λόγο αυτό θ'αναλυθούν περαιτέρω στις επόμενες παραγράφους.

Οι ρευστοδυναμικές αντλίες (Σχήμα 9.28) αυξάνουν την κινητική ενέργεια του ρευστού μέσω της μεταφοράς ορμής από το ρότορα της αντλίας στη μάζα του ρευστού. Τα πτερύγια του ρότορα έχουν τέτοιο σχήμα ώστε να δημιουργούν διόδους μέσα από τις οποίες διέρχεται το υδραυλικό ρευστό, στο οποίο ταυτόχρονα προσδίδεται ενέργεια. Οι αντλίες αυτές χρησιμοποιούνται ως επί το πλείστον στις υδροδυναμικές μηχανές και όχι στα υδραυλικά κυκλώματα μετάδοσης ισχύος όπως αυτά που εξετάζονται στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής, και για το λόγο αυτό δεν θα αναλυθούν περαιτέρω.

Οι αντλίες ειδικών εφαρμογών τέλος (Σχήμα 9.29) λειτουργούν με εντελώς διαφορετικές αρχές, όπως για παράδειγμα την χρήση δέσμης ρευστού υπό πίεση προκειμένου να προσδώσουν κινητική ενέργεια στην κυρίως μάζα του ρευστού. Χρησιμοποιούνται σε ειδικές εφαρμογές (ψεκαστήρες, μηχανήματα νοσοκομείων κ.ο.κ) και όχι στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης, συνεπώς δεν θ'αναλυθούν περαιτέρω.



Σχήμα 9.28
Τυπική ρευστοδυναμική αντλία. Διακρίνεται ο ρότορας, η είσοδος και η έξοδος του υγρού

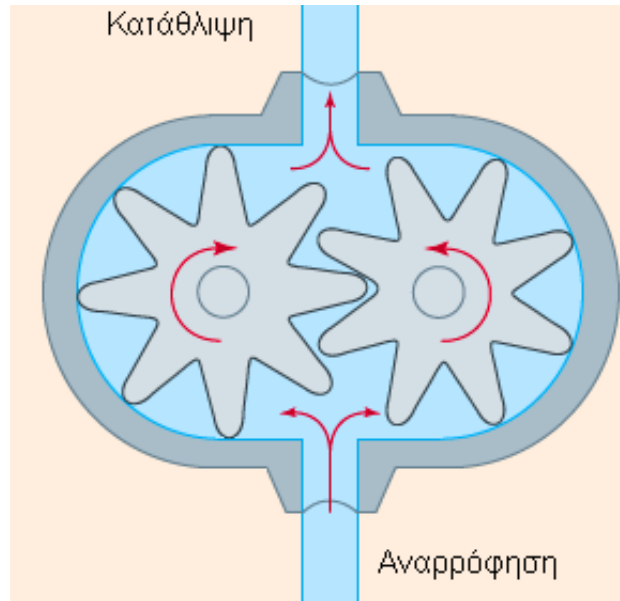


Σχήμα 9.29
Αντλία δέσμης ρευστού. Μία δέσμη ρευστού υπό πίεση (κόκκινο χρώμα) χρησιμοποιείται προκειμένου να προσδώσει κινητική ενέργεια και στην υπόλοιπη μάζα του ρευστού (γκρίζο χρώμα)

Περνώντας στις αντλίες θετικής μετατόπισης τώρα, το βασικό τους στοιχείο είναι η ύπαρξη των λεγόμενων «θαλάμων άντλησης». Οι θάλαμοι αυτοί είναι στεγανοί, είναι διαφορετικού σχήματος ανάλογα με τον τύπο της αντλίας και ό όγκος τους μεταβάλλεται περιοδικά κατά τη λειτουργία της αντλίας. Η λειτουργία των αντλιών θετικής μετατόπισης συνοψίζεται στα εξής τρία βήματα:

- Χάρης στο μηχανισμό της αντλίας, ο όγκος του κάθε θαλάμου άντλησης αρχίζει ν'αυξάνει τη στιγμή που αυτός (ο θάλαμος άντλησης) έρχεται σε επαφή με τη γραμμή αναρρόφησης του κυκλώματος. Η αύξηση αυτή του όγκου προκαλεί υποπίεση στη γραμμή αναρρόφησης, κάτι που προκαλεί την αναρρόφηση λαδιού και την πλήρωση του θαλάμου άντλησης με αυτό.
- Μόλις ο θάλαμος άντλησης γεμίσει με υδραυλικό υγρό, σφραγίζει στεγανά. Στη συνέχεια, πάλι χάρης στο μηχανισμό της αντλίας, το λάδι μεταφέρεται προς τη γραμμή της κατάθλιψης
- Χάρης στο μηχανισμό της αντλίας, ο όγκος του θαλάμου άντλησης αρχίζει να μειώνεται μόλις ο θάλαμος συνδεθεί με τη γραμμή της κατάθλιψης. Με τον τρόπο αυτό, το λάδι εξωθείται προς τη γραμμή κατάθλιψης και -τελικά- προς τους υδραυλικούς επενεργητές. Στη συνέχεια, η διαδικασία άντλησης ξεκινά από την αρχή.

Οι αντλίες θετικής μετατόπισης που χρησιμοποιούνται στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης διαθέτουν περισσότερους του ενός θαλάμους άντλησης, οι οποίοι λειτουργούν σειριακά, ώστε να διασφαλίζεται η αδιάλειπτη παροχή ρευστού προς τη γραμμή εργασίας. Ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα της αρχής λειτουργίας των αντλιών θετικής μετατόπισης φαίνεται στο Σχήμα 9.30, στο οποίο φαίνεται μια γριναζωτή αντλία με γριναζία εξωτερικής οδόντωσης.



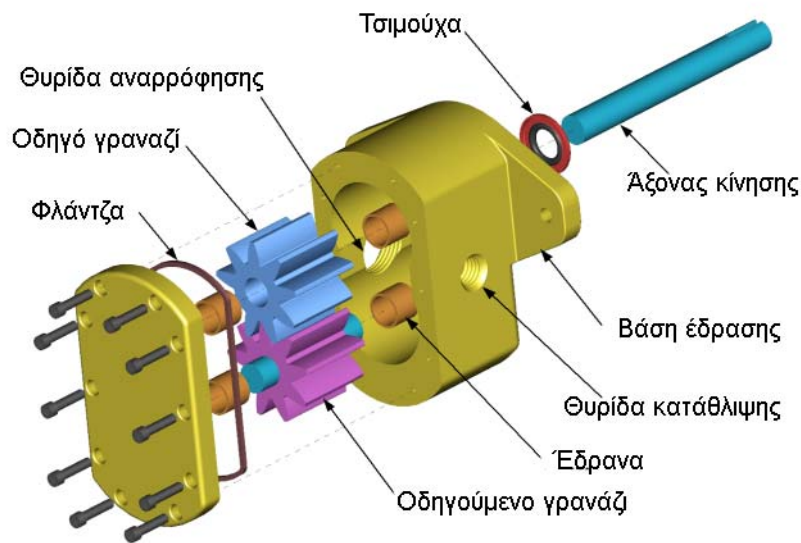
Σχήμα 9.30

Σχηματική παράσταση αντλίας θετικής μετατόπισης. Το υδραυλικό ρευστό από τη γραμμή αναρρόφησης γεμίζει τον όγκο ανάμεσα στα δόντια των γρاناζιών και μεταφέρεται στην κατάθλιψη. Εκεί, λόγω της εμπλοκής των δοντιών ο διαθέσιμος όγκος μειώνεται, και έτσι το υδραυλικό ρευστό εξωθείται προς τη γραμμή κατάθλιψης

Στις επόμενες παραγράφους, εξετάζονται οι τύποι των αντλιών θετικής μετατόπισης που χρησιμοποιούνται στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης. Οι αντλίες αυτές χωρίζονται σε τρεις κύριες κατηγορίες: τις γρاناζωτές, τις πτερυγιοφόρες και τις εμβολοφόρες. Στη συνέχεια, κάθε κατηγορία εξετάζεται με περισσότερες λεπτομέρειες.

9.4.1.2 Γρاناζωτές Αντλίες

Κοινό στοιχείο των γρاناζωτών αντλιών είναι η ύπαρξη ενός ή περισσότερων ζευγών οδοντωτών τροχών, οι οποίοι και περιστρέφονται εμπλεκόμενοι παίρνοντας κίνηση από τον άξονα της αντλίας. Τα δόντια των τροχών απεμπλέκονται στο σημείο της αναρρόφησης, με αποτέλεσμα ο κενός όγκος που αποκαλύπτεται να γεμίζει με λάδι εξαιτίας της υποπίεσης που δημιουργείται. Καθώς συνεχίζεται η περιστροφή των οδοντωτών τροχών, το λάδι που βρίσκεται ανάμεσα στα δόντια τους μεταφέρεται προς τη γραμμή της κατάθλιψης. Εκεί, τα δόντια των τροχών εμπλέκονται ξανά, συνεπώς ο διαθέσιμος όγκος για το ρευστό μειώνεται. Έτσι, το ρευστό εξωθείται προς τη γραμμή της κατάθλιψης. Τα κύρια μέρη μιας γρاناζωτής αντλίας φαίνονται στο Σχήμα 9.31.

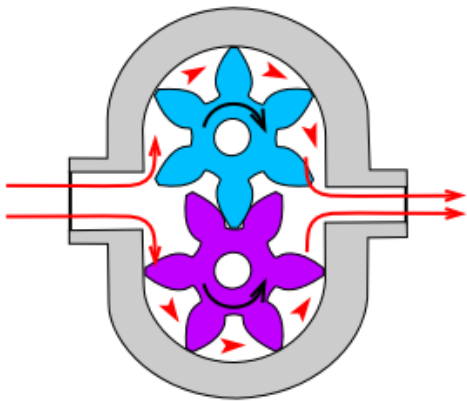


Σχήμα 9.31

Τα κύρια μέρη μιας γρναζωτής αντλίας. Στη φωτό, αντλία εξωτερικής οδόντωσης

Στα πλεονεκτήματα των γρναζωτών αντλιών συμπεριλαμβάνονται το μικρό κόστος, το μικρό μέγεθος, η απλότητα στη κατασκευή και η αξιοπιστία, αφού παρουσιάζουν μικρή φθορά με την πάροδο του χρόνου. Στον αντίποδα, τα μειονεκτήματά τους περιλαμβάνουν τα υψηλά επίπεδα θορύβου κατά τη λειτουργία τους, καθώς και την ανομοιόμορφη παροχή στην έξοδό τους, η οποία χαρακτηρίζεται από ένονους «παλμούς παροχής». Για ν'αντιμετωπιστεί το τελευταίο μειονέκτημα σε κάποιες εφαρμογές χρησιμοποιούνται περισσότερες της μίας γρναζωτές αντλίες σε σειρά, στις οποίες οι οδοντωτοί τροχοί είναι τοποθετημένοι με διαφορά φάσης μεταξύ τους, διάταξη όμως που αυξάνει το συνολικό κόστος. Επίσης, ανάλογα με το είδος της οδόντωσης και των οδοντωτών τροχών που χρησιμοποιούνται, έχουμε τους εξής τύπους γρναζωτών αντλιών.

α) Αντλίες εξωτερικής οδόντωσης. Όπως λέει και το όνομά τους, για τη λειτουργία τους χρησιμοποιούνται οδοντωτοί τροχοί με εξωτερική οδόντωση. Είναι ο απλούστερος τύπος γρναζωτής αντλίας. Τα κύρια εξαρτήματα μιας τέτοιας αντλίας φαίνονται στο Σχήμα 9.31, ενώ η σχηματική παράσταση λειτουργίας της στο Σχήμα 9.32. Σε αρκετές εφαρμογές, χρησιμοποιούνται αντλίες με περισσότερα του ενός ζεύγη οδοντωτών τροχών για εφαρμογές που χρειάζονται μεγαλύτερη ή ομαλότερη παροχή υδραυλικού ρευστού. Ένα τέτοιο παράδειγμα διβάθμιας αντλίας (με δύο ζεύγη οδοντωτών τροχών) φαίνεται στο Σχήμα 9.33.



Σχήμα 9.32
Σχηματική παράσταση γρναζωτής αντλίας εξωτερικής οδόντωσης. Με κόκκινο φαίνεται η διαδρομή του υδραυλικού ρευστού

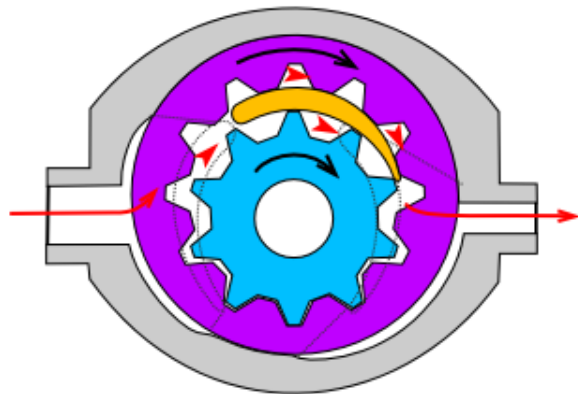


Σχήμα 9.33
Διβήθμια γρναζωτή αντλία εξωτερικής οδόντωσης, για εφαρμογές που απαιτείται αυξημένη παροχή

β) Αντλίες εσωτερικής οδόντωσης. Οι αντλίες αυτές είναι όμοιες λειτουργικά με την προηγούμενη κατηγορία, με τη διαφορά ότι ο ένας από τους δύο οδοντωτούς τροχούς κάθε ζεύγους έχει εσωτερική οδόντωση, και ανάμεσά τους παρεμβάλλεται και ένα σταθερό τμήμα (στάτης). Μία τέτοια αντλία φαίνεται στο Σχήμα 9.34 και η σχηματική παράσταση λειτουργίας της φαίνεται στο Σχήμα 9.35.



Σχήμα 9.34
Γρναζωτή αντλία εσωτερικής οδόντωσης

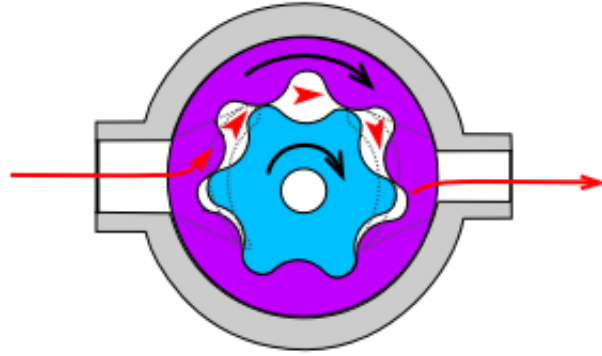


Σχήμα 9.35
Σχηματική παράσταση γρναζωτής αντλίας εσωτερικής οδόντωσης. Με κόκκινο φαίνεται η διαδρομή του υδραυλικού ρευστού και με κίτρινο ο στάτορας

γ) Αντλίες Gerotor. Πρόκειται για μια ειδική κατηγορία γρναζωτών αντλιών εσωτερικής οδόντωσης χωρίς στάτη. Το όνομά τους προκύπτει από το "Generated Rotor" και χρησιμοποιούνται ευρέως στα κυκλώματα λίπανσης των κινητήρων εσωτερικής καύσης, ενώ γενικά προορίζονται για εφαρμογές χαμηλότερων πιέσεων. Μία τέτοια αντλία φαίνεται στο Σχήμα 9.36, ενώ η σχηματική παράσταση λειτουργίας της φαίνεται στο Σχήμα 9.37



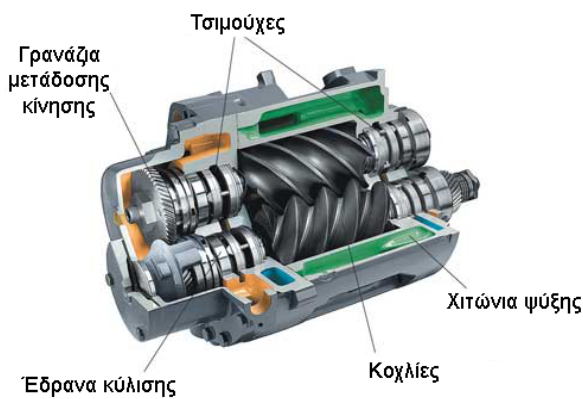
Σχήμα 9.36
Αντλία εσωτερικής οδόντωσης τύπου Gerotor.



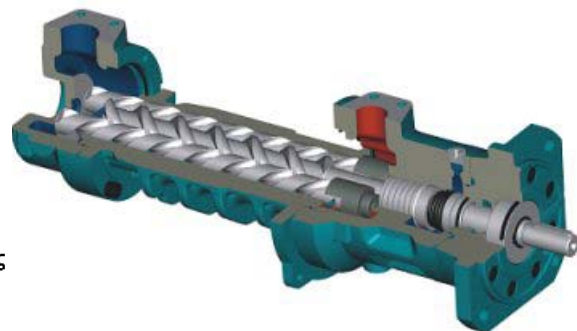
Σχήμα 9.37
Σχηματική παράσταση αντλίας Gerotor. Με κόκκινο φαίνεται η διαδρομή του υδραυλικού ρευστού

δ) Κοχλιωτές αντλίες

Όπως φαίνεται και από το όνομά τους, οι αντλίες αυτού του τύπου χρησιμοποιούν κοχλιωτά διαμορφωμένους οδοντωτούς τροχούς για την αναρρόφηση και την εξώθηση του εργαζόμενου μέσου. Είναι κατάλληλες για εφαρμογές χαμηλότερων πιέσεων και υψηλότερων παροχών. Ανάλογα με την κατασκευή τους υπάρχουν αντλίες με 2 κοχλίες (Σχήμα 9.38) και αντλίες με 3 κοχλίες (Σχήμα 9.39). Ανάμεσα στα κυριότερα πλεονεκτήματά τους συγκαταλέγονται η ομαλή παροχή στην έξοδό τους (χωρίς μεγάλες περιοδικές αυξομειώσεις) καθώς και τα χαμηλά επίπεδα θορύβου.



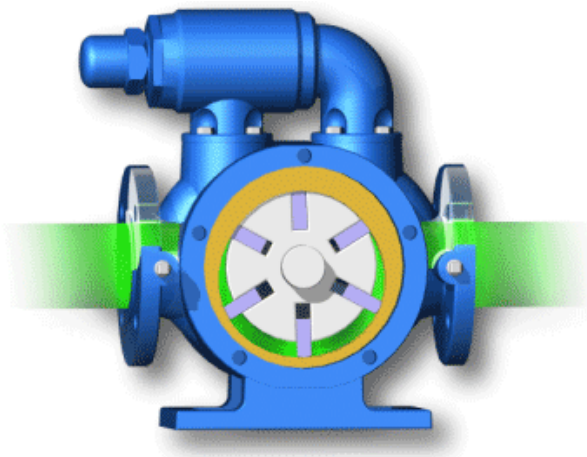
Σχήμα 9.38
Κοχλιωτή αντλία με 2 κοχλίες



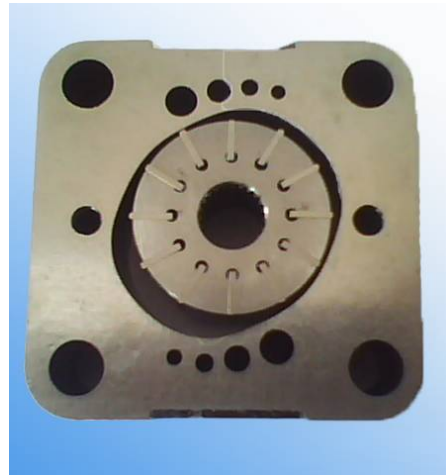
Σχήμα 9.39
Κοχλιωτή αντλία με 3 κοχλίες

9.4.1.3 Πτερυγιοφόρες αντλίες

Στις αντλίες αυτού του τύπου, ο ρότορας είναι έκκεντρα τοποθετημένος ως προς το στάτορα και στην περιφέρειά του (του ρότορα) υπάρχουν ακτινικά τοποθετημένα πτερύγια τα οποία μπορούν και ολισθαίνουν (επίσης ακτινικά) μέσα σε ειδικά σχεδιασμένες αυλακώσεις. Για το λόγο αυτό, και λόγω της έκκεντρης τοποθέτησης του ρότορα ως προς το στάτορα, στην πλευρά της αναρρόφησης τα πτερύγια εκτείνονται από το ρότορα μέχρι να έλθουν σε επαφή με τα τοιχώματα του στάτορα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του όγκου ανάμεσα στο ρότορα, το στάτορα και τα πτερύγια και την πλήρωσή του με υδραυλικό ρευστό. Το υδραυλικό ρευστό έπειτα μεταφέρεται προς την πλευρά της κατάθλιψης όπου, πάλι λόγω της εκκεντρότητας του ρότορα και του στάτορα, τα πτερύγια εξωθούνται στο εσωτερικό του ρότορα. Έτσι, ο διαθέσιμος όγκος για το υδραυλικό ρευστό μειώνεται, οπότε αυτό εξωθείται προς τη γραμμή της κατάθλιψης. Πολλές πτερυγιοφόρες αντλίες έχουν αντιδιαμετρικά τοποθετημένες δύο θυρίδες αναρρόφησης και δύο κατάθλιψης, για μεγαλύτερη παροχή και για να αποφεύγεται η έκκεντρη φόρτιση των εδράνων του ρότορα. Η σχηματική παράσταση μιας απλής πτερυγιοφόρου αντλίας φαίνεται στο Σχήμα 9.40, ενώ στο Σχήμα 9.41 φαίνεται μια πτερυγιοφόρος αντλία με αντιδιαμετρικά τοποθετημένες θυρίδες αναρρόφησης και κατάθλιψης.



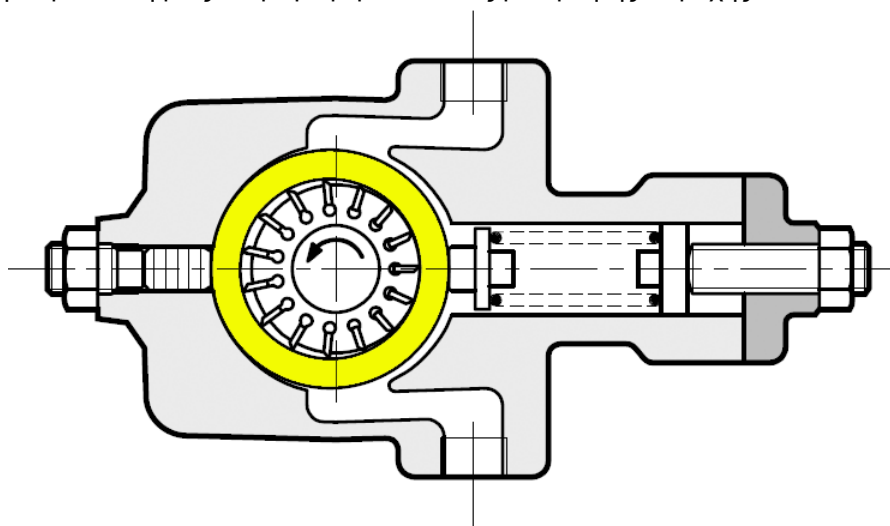
Σχήμα 9.40
Σχηματική παράσταση πτερυγιοφόρου αντλίας. Διακρίνονται ο ρότορας με τα πτερύγια, ο στάτορας (κίτρινο) και η ροή του ρευστού (πράσινο) από την αναρρόφηση (αριστερά) προς την κατάθλιψη (δεξιά)



Σχήμα 9.41
Πτερυγιοφόρος αντλία με δύο αντιδιαμετρικά τοποθετημένες θυρίδες αναρρόφησης και δύο κατάθλιψης, για μεγαλύτερη παροχή και για την αποφυγή έκκεντρης φόρτισης του ρότορα

Τα κυριότερα πλεονεκτήματα των πτερυγιοφόρων αντλιών είναι τα χαμηλά επίπεδα θορύβου κατά τη λειτουργία τους και η ομαλή παροχή στη γραμμή κατάθλιψης, χωρίς έντονους «παλμούς» και αυξομειώσεις. Στον αντίποδα, το κυριότερο μειονέκτημά τους είναι οι αυξημένες τριβές και η φθορά που παρουσιάζουν τα πτερύγια τους λόγω της συνεχούς επαφής με τα τοιχώματα του στάτορα. Για το λόγο αυτό είναι απαραίτητη η αποσυναρμολόγηση και η επισκευή τους ανά τακτά χρονικά διαστήματα, κάτι που αυξάνει το κόστος λειτουργίας τους.

Οι περισσότερες πτερυγιοφόρες αντλίες έχουν σταθερή γεωμετρία (η εκκεντρότητα ανάμεσα στο ρότορα και το στάτορα μένει αμετάβλητη) και άρα σταθερή ειδική παροχή. Για ειδικές εφαρμογές, υπάρχουν πτερυγιοφόρες αντλίες στις οποίες μέσω ενός ειδικού μηχανισμού η εκκεντρότητα ανάμεσα στο ρότορα και το στάτορα μπορεί με ένα ειδικό μηχανισμό να μεταβληθεί σε συνάρτηση για παράδειγμα με την πίεση εξόδου. Με αυτό τον τρόπο η ειδική παροχή της αντλίας μπορεί να μεταβληθεί, κάτι που είναι ιδιαίτερα χρήσιμο για εφαρμογές όπου απαιτείται διαφορετική ταχύτητα του επενεργητή στις διάφορες φάσεις λειτουργίας. Οι αντλίες αυτές έχουν υψηλότερο κόστος σε σύγκριση με τις αντλίες σταθερής παροχής. Από την άλλη, επιτρέπουν καλύτερο έλεγχο της ταχύτητας του επενεργητή χωρίς να χρησιμοποιείται το κύριο ασφαλιστικό του κυκλώματος προκειμένου ν'απορρίψει την πλεονάζουσα παροχή στη δεξαμενή, καθώς η αντλία δίνει στην έξοδό της μόνο την απαιτούμενη παροχή. Με αυτό τον τρόπο, αποφεύγεται και η σημαντική σπατάλη ισχύος που συνεπάγεται η απόρριψη μέρους της παροχής λαδιού στη δεξαμενή μέσω του κύριου ασφαλιστικού. Στο Σχήμα 9.42 φαίνεται η σχηματική παράσταση μιας πτερυγιοφόρου αντλίας μεταβλητής παροχής.



Σχήμα 9.42

Σχηματική παράσταση πτερυγιοφόρου αντλίας μεταβλητής παροχής. Μέσω ενός ειδικού μηχανισμού η εκκεντρότητα του στάτορα (κίτρινο) ως προς το ρότορα μεταβάλλεται σε συνάρτηση με την πίεση στην έξοδο της αντλίας. Με αυτό τον τρόπο μεταβάλλεται και η ειδική παροχή της αντλίας ανάλογα με την πίεση στην έξοδό της.

9.4.1.4 Εμβολοφόρες αντλίες

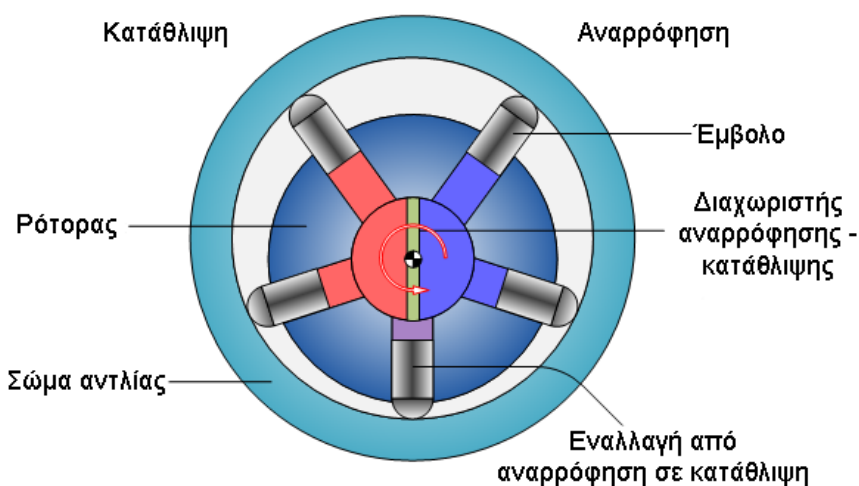
Οι εμβολοφόρες αντλίες είναι ιδιαίτερα διαδεδομένες στις εφαρμογές των υδραυλικών συστημάτων υψηλής πίεσης, και αυτό κυρίως λόγω των πολλών πλεονεκτημάτων που παρουσιάζουν. Στα πλεονεκτήματά τους περιλαμβάνονται η εξαιρετική στεγανότητα (που τις κάνει κατάλληλες για εφαρμογές πολύ υψηλών πιέσεων), τα χαμηλά επίπεδα θορύβου κατά τη λειτουργία τους και η ομαλή και αδιάλειπτη παροχή ρευστού στην έξοδό τους. Στον αντίποδα, στα κυριότερα μειονεκτήματά τους περιλαμβάνονται το υψηλό κόστος (λόγω των πολύ μικρών ανοχών που έχουν τα εξαρτήματά τους), η ευαισθησία τους στους ρυπαντές που πιθανόν να υπάρχουν στο υδραυλικό ρευστό, οι τριβές και η φθορά ανάμεσα στα κινούμενα μέρη τους.

Λόγω του μεγάλου εύρους εφαρμογών που έχουν, υπάρχουν πολλές διαφορετικές παραλλαγές εμβολοφόρων αντλιών. Σε όλες όμως, η λειτουργία τους βασίζεται στην ύπαρξη ενός ή περισσότερων εμβόλων, τα οποία παλινδρομούν μέσα σε ειδικά διαμορφωμένα χιτώνια που βρίσκονται μέσα στο σώμα της αντλίας (block), και τα οποία αντλούν υγρό από τη δεξαμενή και το εξωθούν στην κατάθλιψη. Η πρώτη μεγάλη διάκριση στις αφορά τη διάταξη των εμβόλων, και με βάση αυτή έχουμε τις αντλίες ακτινικά διατεταγμένων εμβόλων και τις αντλίες αξονικά διατεταγμένων εμβόλων.

1) Αντλίες ακτινικά διατεταγμένων εμβόλων

Οι αντλίες αυτού του τύπου έχουν ως κοινό χαρακτηριστικό την ακτινική διάταξη των εμβόλων τους ως προς τον άξονα μετάδοσης κίνησης. Ανάλογα με τη διαμόρφωσή τους, διακρίνουμε τις εξής κατηγορίες:

- Αντλίες έκκεντρο ρότορα. Στις αντλίες αυτού του τύπου, ο ρότορας, ο οποίος παίρνει κίνηση από τον άξονα και φέρει τα έμβολα είναι έκκεντρα τοποθετημένος ως προς το στάτορα της αντλίας. Τα έμβολα εκτείνονται ακτινικά μέχρι να συναντήσουν το σώμα της αντλίας. Λόγω της έκκεντρης θέσης του ρότορα ως προς το στάτορα, τα έμβολα εκτελούν παλινδρομική κίνηση κατά την λειτουργία της αντλίας, με αποτέλεσμα να αντλούν υγρό από την αναρρόφηση και να το εξωθούν στην κατάθλιψη. Τα έμβολα μετά επιστρέφουν στην αρχική τους θέση με τη χρήση ελατηρίων επαναφοράς. Ο τρόπος λειτουργίας αυτής της αντλίας μοιάζει λίγο με τον τρόπο λειτουργίας της αντλίας με πτερύγια, με τη διαφορά ότι εδώ ο θάλαμος άντλησης σχηματίζεται ανάμεσα στο έμβολο και στο ρότορα, και όχι ανάμεσα στα πτερύγια, το ρότορα και το στάτορα, όπως συμβαίνει στις πτερυγιοφόρες αντλίες. Η σχηματική παράσταση μιας αντλίας ακτινικών εμβόλων με έκκεντρο ρότορα φαίνεται στο Σχήμα 9.43.

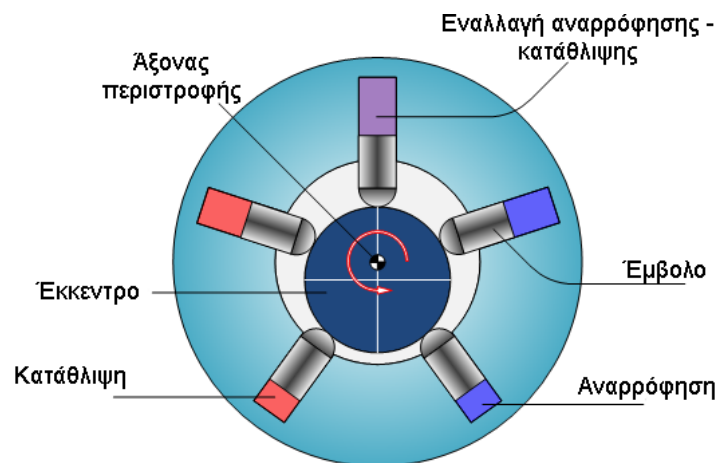


Σχήμα 9.43
Σχηματική παράσταση αντλίας ακτινικών εμβόλων με έκκεντρο ρότορα

Η αντλία που φαίνεται στο Σχήμα 9.43 έχει σταθερή γεωμετρία, αλλά υπάρχουν και παραλλαγές αυτού του τύπου αντλίας όπου με ειδικό μηχανισμό μπορεί να μεταβληθεί η εκκεντρότητα

ανάμεσα στο σώμα και τον άξονα, με αποτέλεσμα να μπορεί να μεταβληθεί και η ειδική παροχή τους.

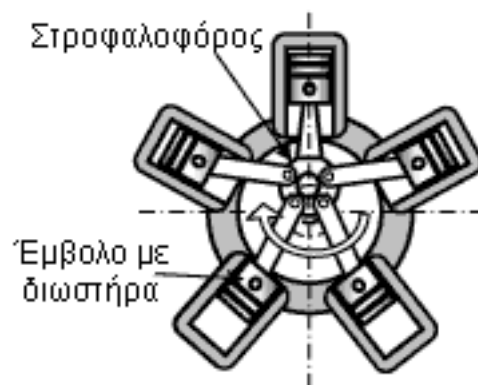
- Αντλίες με εκκεντροφόρο άξονα. Στις αντλίες αυτού του τύπου, τα έμβολα βρίσκονται στο σώμα της αντλίας. Πάνω στο ρότορα είναι μορφοποιημένα ένα ή περισσότερα εκκεντρα, τα οποία, καθώς ο ρότορας περιστρέφεται, εξωθούν τα έμβολα προς το εσωτερικό του σωματος της αντλίας, προκαλώντας έτσι την παλινδρόμησή τους και την άντληση και εξώθηση του υδραυλικού υγρού. Τα έμβολα μετά επιστρέφουν στην αρχική τους θέση με τη χρήση ελατηρίων επαναφοράς. Η σχηματική παράσταση μιας τέτοιας αντλίας φαίνεται στο Σχήμα 9.44.



Σχήμα 9.44

Σχηματική παράσταση αντλίας ακτινικών εμβόλων με εκκεντροφόρο άξονα

- Αντλίες με στροφαλοφόρο άτρακτο. Οι αντλίες αυτού του τύπου είναι ένας συνδυασμός των δύο προηγούμενων, καθώς τα έμβολα βρίσκονται πάνω στο σώμα της αντλίας, είναι όμως αρθρωμένα και παίρνουν κίνηση μέσω διωστήρων και στο ρότορα, ο οποίος έχει διαμόρφωση στροφαλοφόρου άτρακτου. Η σχηματική παράσταση μιας τέτοιας αντλίας φαίνεται στο Σχήμα 9.45



Σχήμα 9.45

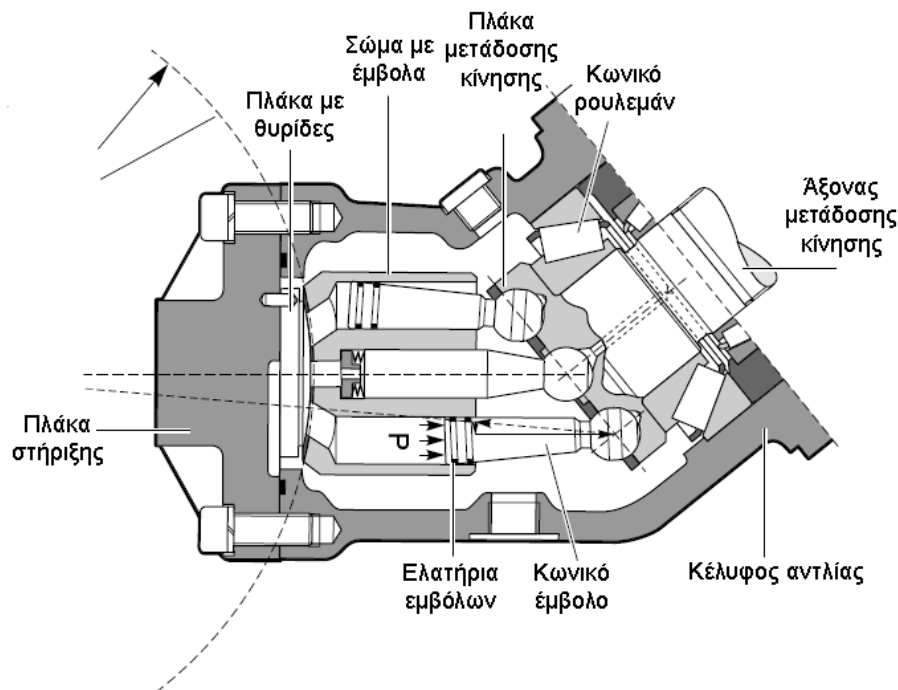
Σχηματική παράσταση αντλίας ακτινικών εμβόλων με στροφαλοφόρο άτρακτο

2) Αντλίες αξονικά διατεταγμένων εμβόλων

Κοινό χαρακτηριστικό των αντλιών αυτών είναι η αξονική διάταξη των εμβόλων τους ως προς τον άξονα μετάδοσης κίνησης. Ανάλογα με τη διάταξη και την κατασκευή τους, διακρίνουμε τις εξής υποκατηγορίες.

- Αντλίες με άξονα υπό γωνία

Στις αντλίες αυτές, το σώμα με τα έμβολα είναι τοποθετημένο υπό κλίση ως προς τον άξονα μετάδοσης της κίνησης. Τα έμβολα είναι αρθρωμένα στην πλάκα που παίρνει κίνηση από τον άξονα μετάδοσης. Με τον τρόπο αυτό, και λόγω της κλίσης του σώματος ως προς την πλάκα, τα έμβολα παλινδρομούν μέσα στο σώμα κατά την περιστροφή της πλάκας, προκαλώντας την αντληση και την εξώθηση υδραυλικού υγρού στην κατάθλιψη. Η σχηματική παράσταση μιας αντλίας αξονικών εμβόλων με άξονα υπό γωνία φαίνεται στο Σχήμα 9.46.



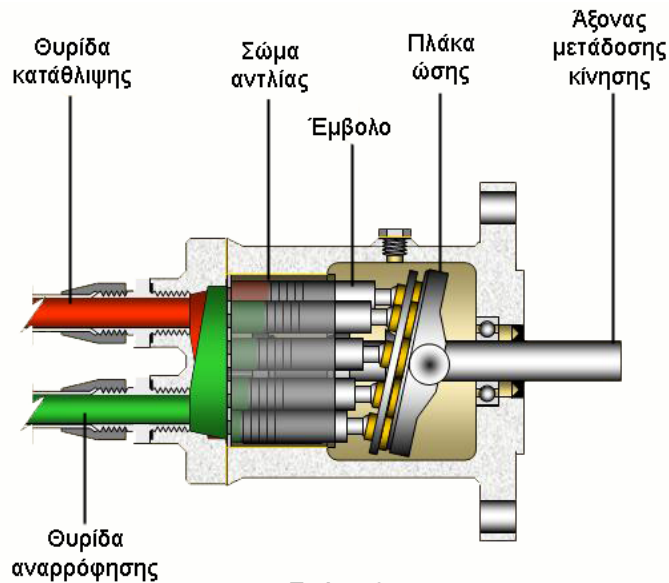
Σχήμα 9.46

Σχηματική παράσταση αντλίας αξονικών εμβόλων με άξονα υπό κλίση. Προκειμένου να λειτουργήσει η αντλία, τα έμβολα πρέπει να έχουν την κωνική διαμόρφωση που φαίνεται στο σχήμα

Στις απλούστερες αντλίες αυτού του τύπου η κλίση ανάμεσα στον άξονα και το σώμα με τα έμβολα είναι σταθερή, δίνοντας και σταθερή ειδική παροχή. Για πιο εξειδικευμένες εφαρμογές, υπάρχουν αντλίες στις οποίες η κλίση ανάμεσα στο σώμα και τον άξονα κίνησης μπορεί να μεταβληθεί μέσω ειδικού μηχανισμού, δίνοντας έτσι τη δυνατότητα μεταβολής της ειδικής παροχής τους.

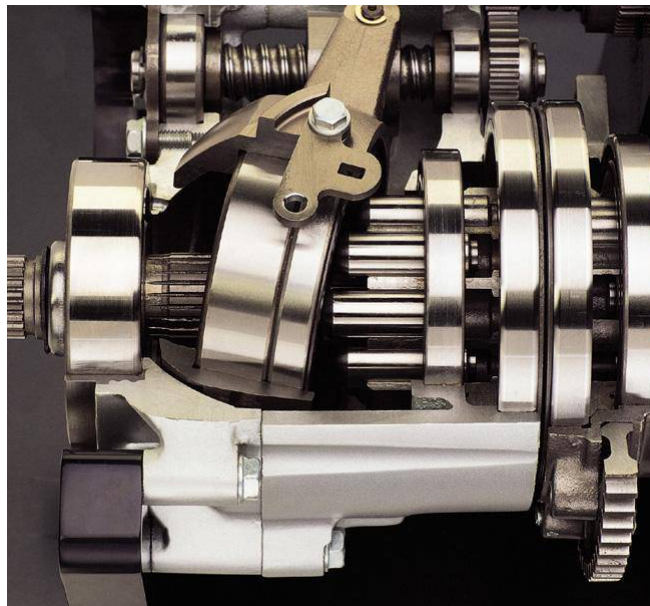
- Αντλίες με ευθύγραμμο άξονα και πλάκα ώσης

Στις αντλίες αυτού του τύπου, το σώμα με τα έμβολα έχει κοινό άξονα συμμετρίας με τον άξονα μετάδοσης της κίνησης. Για την παλινδρόμηση των εμβόλων μέσα στο σώμα χρησιμοποιείται μια κεκλιμένη πλάκα που παίρνει κίνηση από τον άξονα μετάδοσης, γνωστή και ως πλάκα ώσης. Ένα τυπικό παράδειγμα αντλίας με πλάκα ώσης φαίνεται στο Σχήμα 9.47 καθώς και η σχηματική παράσταση των κύριων εξαρτημάτων της. Κοινό χαρακτηριστικό αυτών των αντλιών είναι ότι, μεταβάλλοντας την κλίση της πλάκας ώσης μπορούμε να μεταβάλλουμε την ειδική παροχή τους. Μια αντλία μεταβλητής παροχής με πλάκα ώσης φαίνεται στο Σχήμα 9.48



Σχήμα 9.47

Σχηματική παράσταση αντλίας αξονικών εμβόλων με πλάκα ώσης.



Σχήμα 9.48

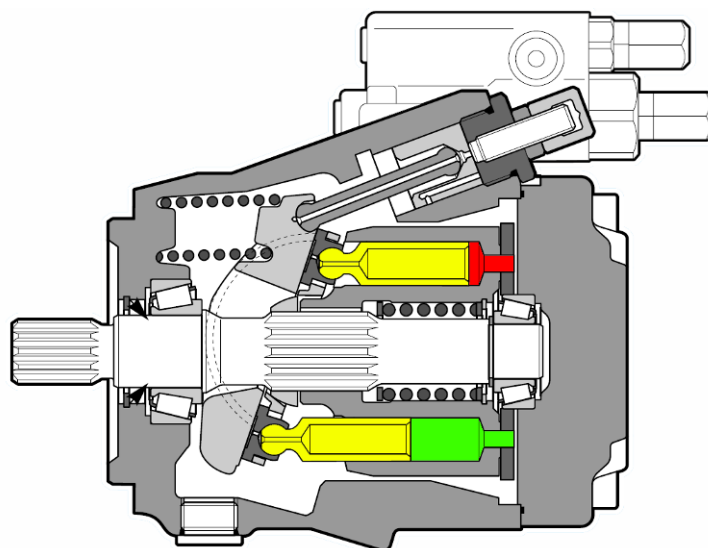
Αντλία αξονικών εμβόλων με πλάκα ώσης μεταβλητής παροχής. Στη συγκεκριμένη αντλία η κλίση της πλάκας ώσης μεταβάλλεται μέσω του μηχανισμού που φαίνεται στη φωτογραφία, και έτσι μεταβάλλεται η ειδική παροχή της αντλίας

Ανάλογα με τη διαμόρφωση της κάθε αντλίας, διακρίνουμε τις αντλίες με περιστρεφόμενο σώμα και τις αντλίες με περιστρεφόμενη πλάκα ώσης.

α) Αντλίες με περιστρεφόμενο σώμα.

Στις αντλίες αυτές, τα έμβολα είναι αρθρωμένα στην πλάκα ώσης και το σώμα περιστρέφεται μαζί τους. Στις αντλίες αυτού του τύπου έχουμε τις εξής δύο υποκατηγορίες:

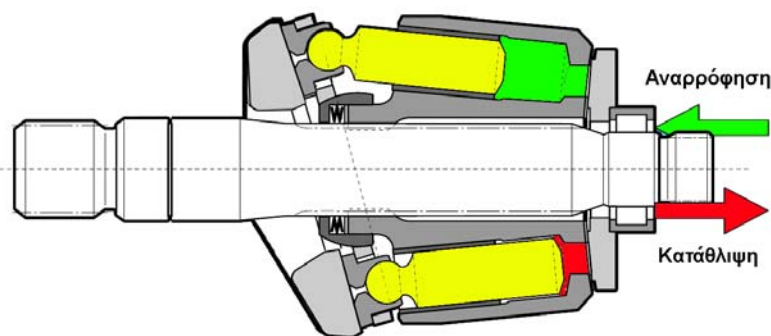
i) Αντλίες με ευθύγραμμα έμβολα. Σε αυτού του τύπου τις αντλίες οι άξονες συμμετρίας των εμβόλων είναι παράλληλοι μεταξύ τους. Η σχηματική παράσταση μιας τέτοιας αντλίας φαίνεται στο Σχήμα 9.49



Σχήμα 9.49

Αντλία αξονικών εμβόλων με ευθύγραμμα έμβολα. Με κίτρινο χρώμα φαίνονται τα έμβολα, ενώ με πράσινο και κόκκινο η αναρρόφηση και η κατάθλιψη αντίστοιχα. Η συγκεκριμένη αντλία είναι μεταβλητής παροχής, και διακρίνεται ο μηχανισμός μεταβολής της κλίσης της πλάκας ώσης

ii) Αντλίες με έμβολα υπό κλίση. Στις αντλίες αυτού του τύπου τα έμβολα είναι διατεταγμένα συμμετρικά ως προς τον άξονα μετάδοσης, είναι όμως τοποθετημένα υπό κλίση. Αυτό αυξάνει την ειδική παροχή της αντλίας σε σύγκριση με μια ίδια ευθύγραμμων εμβόλων. Η σχηματική παράσταση μιας τέτοιας αντλίας φαίνεται στο Σχήμα 9.50

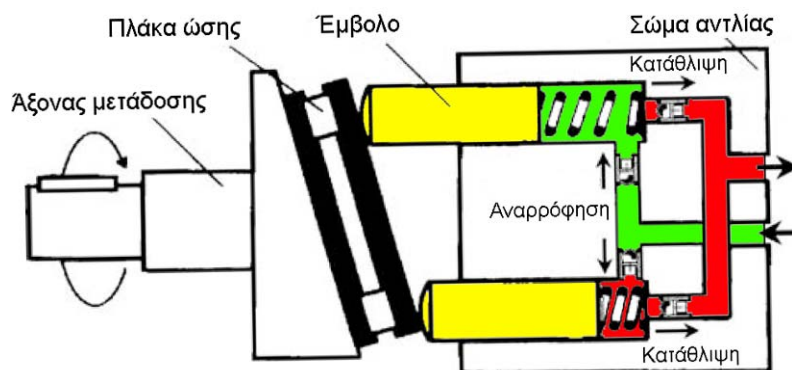


Σχήμα 9.50

Αντλία αξονικών εμβόλων με έμβολα υπό κλίση. Με κίτρινο χρώμα φαίνονται τα έμβολα, ενώ με πράσινο και κόκκινο η αναρρόφηση και η κατάθλιψη αντίστοιχα.

β) Αντλίες με περιστρεφόμενη πλάκα ώσης.

Στις αντλίες αυτού του τύπου, το σώμα με τα έμβολα είναι σταθερό, και τα έμβολα δεν είναι αρθρωμένα στην πλάκα ώσης. Η πλάκα ώσης ολισθαίνει πάνω στα έμβολα για να τα εξωθήσει προς το εσωτερικό του σώματος, και στη συνέχεια τα έμβολα επιστρέφουν στην αρχική τους θέση με τη χρήση ελατηρίων επαναφοράς. Η σχηματική παράσταση μιας τέτοιας αντλίας φαίνεται στο Σχήμα 9.51



Σχήμα 9.51

Αντλία αξονικών εμβόλων με περιστρεφόμενη πλάκα ώσης. Με κίτρινο χρώμα φαίνονται τα έμβολα, ενώ η αναρρόφηση και η κατάθλιψη φαίνονται με πράσινο και κόκκινο χρώμα αντίστοιχα. Καθώς τα έμβολα είναι σταθερά και δεν περιστρέφονται, για τη λειτουργία της αντλίας είναι απαραίτητη η ύπαρξη ελατηρίων επαναφοράς και ανεπίστροφων βαλβίδων, όπως φαίνεται στο σχήμα.

9.4.2 Υδραυλικές βαλβίδες

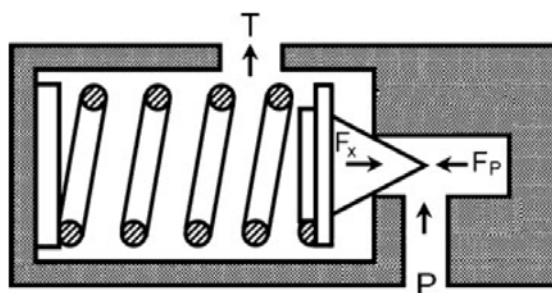
9.4.2.1 Εισαγωγή

Οι υδραυλικές βαλβίδες είναι τα εξαρτήματα με τα οποία γίνεται η διαχείριση της υδραυλικής ισχύος, η οποία έχει προσδοθεί στο υδραυλικό υγρό από την αντλία. Ο όρος χρησιμοποιείται για να περιγράψει μια εξαιρετικά μεγάλη ποικιλία εξαρτημάτων με πολλές διαφορετικές χρήσεις στα υδραυλικά συστήματα. Γενικά διακρίνουμε πέντε μεγάλες κατηγορίες υδραυλικών βαλβίδων: α) Βαλβίδες ρύθμισης πίεσης β) Βαλβίδες ρύθμισης παροχής γ) Βαλβίδες επιλογής φοράς κίνησης δ) Ανεπίστροφες βαλβίδες ε) Ηλεκτρονικά ελεγχόμενες βαλβίδες αναλογικού ελέγχου και σερβοβαλβίδες. Κάθε μία κατηγορία εξετάζεται λεπτομερέστερα στις επόμενες παραγράφους.

9.4.2.2 Βαλβίδες ρύθμισης πίεσης

Όπως φαίνεται και από το όνομά τους, οι βαλβίδες αυτές χρησιμοποιούνται για τη ρύθμιση ή τη μεταβολή της πίεσης του υδραυλικού ρευστού. Συνήθως για τη λειτουργία τους χρησιμοποιούν ένα ελατήριο με ρυθμιζόμενη προφόρτιση το οποίο επενεργεί σε ένα έμβολο, που έρχεται σε επαφή με το υδραυλικό υγρό. Ο χρήστης επιλέγει την επιθυμητή πίεση ενεργοποίησης της βαλβίδας ρυθμίζοντας την προφόρτιση του ελατηρίου. Όσο η πίεση του υδραυλικού υγ-

ρού στο κύκλωμα είναι χαμηλότερη από την τιμή ενεργοποίησης, το ελατήριο συγκρατεί το έμβολο στη θέση του και η βαλβίδα είναι κλειστή. Όταν η πίεση του υδραυλικού ρευστού ξεπεράσει την πίεση ενεργοποίησης που έχει οριστεί, τότε η δύναμη λόγω τη πίεσης που ασκείται στο έμβολο υπερνικά την προφόρτιση του ελατηρίου. Έτσι, το έμβολο μετακινείται και η βαλβίδα ενεργοποιείται. Συνήθως, οι βαλβίδες ρύθμισης πίεσης έχουν δύο θυρίδες εκ των οποίων η μία συνδέεται με τη γραμμή υψηλής πίεσης και η άλλη με τη γραμμή χαμηλής πίεσης. Μία απλή βαλβίδα ρύθμισης πίεσης φαίνεται στο Σχήμα 9.52.



Σχήμα 9.52

Απλή βαλβίδα ρύθμισης πίεσης. Η πίεση ενεργοποίησης ρυθμίζεται ρυθμίζοντας την προφόρτιση του ελατηρίου. Όταν η πίεση του υδραυλικού ρευστού ξεπεράσει την πίεση ενεργοποίησης, η δύναμη λόγω πίεσης F_P υπερνικά τη δύναμη του ελατηρίου F_x και το έμβολο μετακινείται. Αποτέλεσμα, το ρευστό να πηγαίνει από τη θυρίδα υψηλής πίεσης (P) στη θυρίδα χαμηλής πίεσης (T)

Εκτός από τις απλές βαλβίδες ρύθμισης πίεσης, ευρέως διαδεδομένες είναι και οι βαλβίδες ρύθμισης πίεσης με πιλοτικό στάδιο. Σε αυτές, εκτός από το κυρίως έμβολο, υπάρχει και ένα δεύτερο μικρότερο έμβολο (για το πιλοτικό στάδιο), μέσω του οποίου και ορίζεται η επιθυμητή πίεση ενεργοποίησης της βαλβίδας. Η σχηματική παράσταση μιας τέτοιας βαλβίδας φαίνεται στο Σχήμα 9.53. Με βάση αυτό, η λειτουργία της βαλβίδας είναι η εξής.

Η πίεση στη θυρίδα υψηλής πίεσης (P, με κόκκινο χρώμα) επενεργεί στο κύριο έμβολο της βαλβίδας (3), (με κίτρινο χρώμα στο σχήμα). Ταυτόχρονα, η πίεση αυτή επενεργεί μέσω των γραμμών πιλότων (10), (6) και (7) στις οποίες βρίσκονται τα ακροφύσια (4) και (5) τόσο στην πίσω πλευρά του κύριου εμβόλου στην οποία βρίσκεται το ελατήριο επαναφοράς, όσο και στη μπίλια με το εμβολίδιο (8) της βαλβίδας πιλότου (2). Η πίεση ενεργοποίησης ρυθμίζεται ρυθμίζοντας την προφόρτιση του ελατηρίου (9) που επενεργεί στη μπίλια με το εμβολίδιο της βαλβίδας πιλότου. Έτσι, όταν η πίεση στη θυρίδα υψηλής πίεσης υπερβεί την τιμή ενεργοποίησης που έχει οριστεί, η μπίλια με το εμβολίδιο υπερνικούν την αντίσταση του ελατηρίου και μετακινούνται προς τα δεξιά. Αυτό έχει ως συνέπεια την απελευθέρωση της διόδου λαδιού προς τη γραμμή χαμηλής πίεσης (T με γαλάζιο χρώμα) η οποία διαμορφώνεται από το θάλαμο του ελατηρίου προφόρτισης (12), τη γραμμή (13) και τη θυρίδα (14). Μέσω αυτής, διαρρέει προς τη γραμμή χαμηλής πίεσης το λάδι υψηλής πίεσης που υπήρχε στην πίσω πλευρά του κύριου εμβόλου στην οποία βρίσκεται το ελατήριο επαναφοράς. Λόγω των ακροφυσίων (4) και (5) η διαρροή αυτή προκαλεί μία διαφορά πίεσης στις δύο επιφάνειες του κύριου εμβόλου (3), η οποία δημιουργεί με τη σειρά της δύναμη η οποία υπερνικά τη δύναμη του ελατηρίου

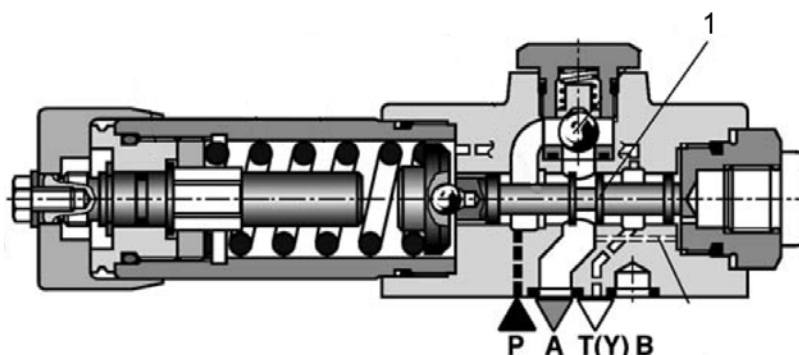
πίεσης πάνω από μια καθορισμένη μέγιστη τιμή. Ένα τέτοιο ασφαλιστικό φαίνεται στο Σχήμα 9.54.



Σχήμα 9.54
Κύριο ασφαλιστικό υδραυλικού κυκλώματος

- Βαλβίδες μείωσης πίεσης.

Οι βαλβίδες αυτές χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές στις οποίες υπάρχει ένα υποσύστημα του κυρίως κυκλώματος το οποίο πρέπει να λειτουργεί σε χαμηλότερη πίεση. Ουσιαστικά, είναι ασφαλιστικά που συνδυάζουν και στοιχεία στραγγαλισμού, ώστε να προκαλείται η επιθυμητή πτώση πίεσης. Η σχηματική παράσταση μίας τέτοιας βαλβίδας φαίνεται στο Σχήμα 9.55.

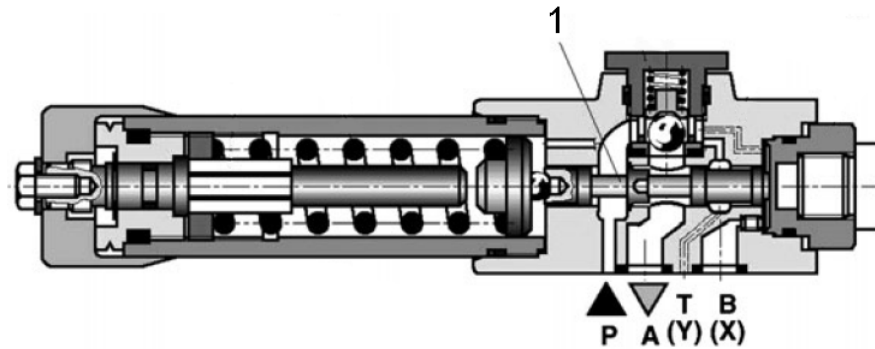


Σχήμα 9.55
Βαλβίδα μείωσης πίεσης. Το έμβολο (1) χρησιμοποιείται για το στραγγαλισμό της ροής του ρευστού, και τη μείωση της πίεσής του

- Βαλβίδες ακολουθίας (sequence valves)

Οι βαλβίδες αυτές χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές όπου απαιτείται αλληλουχία ενεργειών (π.χ. η διαδοχική κίνηση ο δύο επενεργητών, με τον ένα να ξεκινά μόλις ολοκληρωθεί η κίνηση του άλλου). Ουσιαστικά, είναι βαλβίδες ρύθμισης πίεσης οι οποίες έχουν ενσωματωμένη μια βαλβίδα επιλογής. Όσο η πίεση είναι κάτω από το όριο ενεργοποίησης, η βαλβίδα επιλογής είναι στην πρώτη της θέση, και η παροχή του ρευστού πηγαίνει στην πρώτη γραμμή εργασίας. Μόλις η πίεση φτάσει στην τιμή ενεργοποίησης της βαλβίδας, η βαλβίδα επιλογής

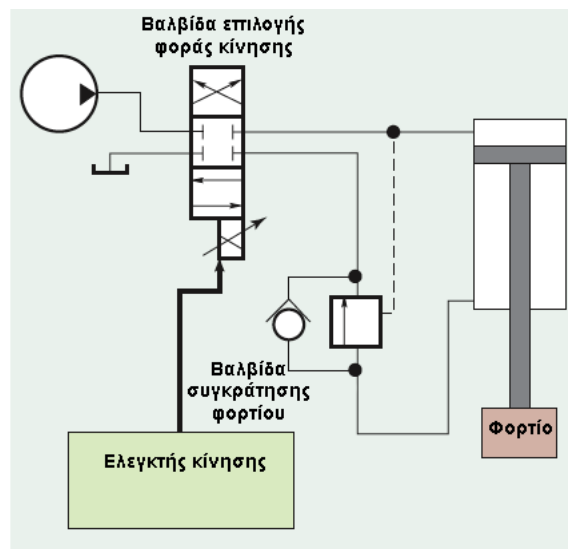
αλλάζει θέση και έτσι η παροχή ρευστού κατευθύνεται στη προς τη δεύτερη γραμμή εργασίας. Η σχηματική παράσταση μιας τέτοιας βαλβίδας φαίνεται στο Σχήμα 9.56.



Σχήμα 9.56
Βαλβίδα ακολουθίας. Το έμβολο (1) χρησιμοποιείται για την επιλογή γραμμών εργασίας, ανάλογα με την πίεση του κυκλώματος

- Βαλβίδες συγκράτησης φορτίου

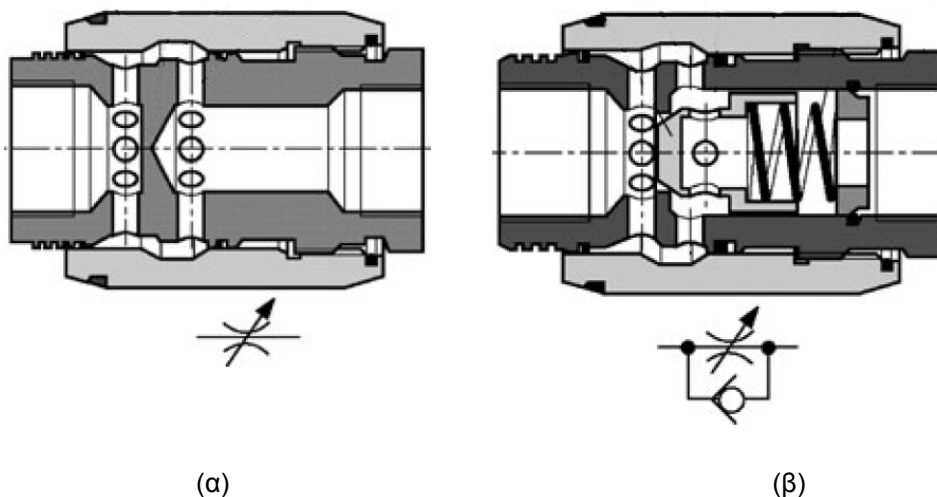
Οι βαλβίδες αυτές είναι ουσιαστικά μία ειδική εφαρμογή των ασφαλιστικών, στην οποία και οι δύο θυρίδες του ασφαλιστικού είναι συνδεδεμένες στην γραμμή επιστροφής. Οι βαλβίδες συγκράτησης φορτίου τοποθετούνται στη γραμμή επιστροφής των υδραυλικών κυκλωμάτων που χρησιμοποιούνται στους γεραμούς, ούτως ώστε αφ'ενός να συγκρατείται το φορτίο άπαξ και έχει ανυψωθεί, και αφ'ετέρου για να μειώνουν τα αδρανειακά φορτία κατά την καθοδό του, για λόγους ασφαλείας. Η συνδεσμολογία μιας βαλβίδας συγκράτησης φορτίου στο κύκλωμα φαίνεται στο Σχήμα 9.57.



Σχήμα 9.57
Διάταξη βαλβίδας συγκράτησης φορτίου

9.4.2.3 Βαλβίδες ρύθμισης παροχής

Όπως φαίνεται και από το όνομά τους, οι βαλβίδες αυτές χρησιμοποιούνται προκειμένου να ρυθμιστεί η παροχή υδραυλικού ρευστού που καταλήγει στον υδραυλικό επενεργητή. Στην πράξη, πρόκειται για στραγγαλιστικές βαλβίδες που δεν μεταβάλλουν από μόνες τους την παροχή, αλλά λειτουργούν με έμμεσο τρόπο. Ουσιαστικά, επιβάλλουν μία ρυθμιζόμενη αντίσταση στη ροή του υδραυλικού ρευστού, η οποία έχει ως αποτέλεσμα την άνοδο της πίεσης στη γραμμή κατάθλιψης. Μόλις η πίεση στη γραμμή της κατάθλιψης φτάσει την πίεση ανοίγματος του κύριου ασφαλιστικού, τότε αυτό ανοίγει και διοχετεύει ένα μέρος από την παροχή της αντλίας πίσω στη δεξαμενή. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα στον επενεργητή να φτάνει ένα μέρος μόνο από την παροχή της αντλίας, με αποτέλεσμα να ρυθμίζεται η ταχύτητά του ανάλογα με το στραγγαλισμό της βαλβίδας ρύθμισης παροχής. Ο τρόπος αυτός έχει το πολύ σημαντικό μειονέκτημα ότι προκαλεί σπατάλη ισχύος και υπερθέρμανση του υδραυλικού υγρού, καθώς ένα μέρος της παροχής ρευστού υπό πίεση διοχετεύεται πίσω στη δεξαμενή μέσω του ασφαλιστικού. Στην πράξη, στις σύγχρονες εφαρμογές οι αντλίες μεταβλητής παροχής έχουν υποκαταστήσει πλήρως τις βαλβίδες ρύθμισης παροχής, τις οποίες πλέον συναντάμε κυρίως σε παλαιότερες εφαρμογές μικρού κόστους. Ανάλογα με τον τύπο τους, οι βαλβίδες ρύθμισης παροχής μπορούν να στραγγαλίζουν τη ροή είτε και προς τις δύο διευθύνσεις είτε μόνο προς τη μία, αφήνοντας τη ροή προς την αντίθετη κατεύθυνση να προσπερνά το στραγγαλιστικό μέσω ανεπίστροφης βαλβίδας. Οι σχηματικές παραστάσεις δύο βαλβίδων ρύθμισης παροχής φαίνονται στο Σχήμα 9.58.



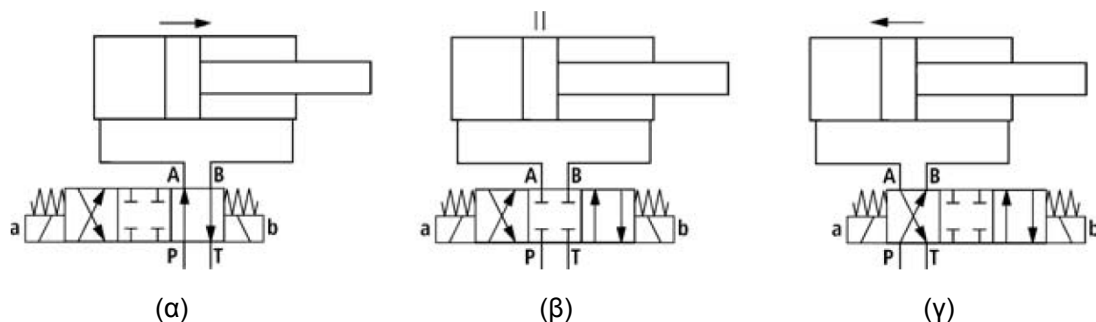
Σχήμα 9.58

Βαλβίδες ρύθμισης παροχής (α) απλή και (β) με ενσωματωμένη ανεπίστροφη βαλβίδα, η οποία στραγγαλίζει την παροχή ρευστού μόνο προς τη μία κατεύθυνση

9.4.2.4 Βαλβίδες επιλογής φοράς κίνησης

Οι βαλβίδες επιλογής φοράς κίνησης χρησιμοποιούνται για να επιλέξουμε την φορά παροχής υδραυλικού ρευστού από και προς τον υδραυλικό επενεργητή και άρα να επιλέξουμε τη φορά κίνησής του. Επιπλέον, πολλές βαλβίδες επιλογής φοράς κίνησης διαθέτουν και μια μεσαία

θέση, στην οποία η παροχή προς τον επενεργητή διακόπτεται εντελώς, και έτσι ο τελευταίος ακινητοποιείται. Τα βασικότερα χαρακτηριστικά τους είναι ο αριθμός των διαθέσιμων θυρίδων για το υδραυλικό ρευστό και ο αριθμός των θέσεων λειτουργίας της βαλβίδας. Έτσι, μια βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης 4/3 έχει 4 θυρίδες υδραυλικού ρευστού στο σώμα της και 3 θέσεις λειτουργίας. Η σχηματική παράσταση λειτουργίας μιας βαλβίδας επιλογής φοράς κίνησης 4/3 φαίνεται στο Σχήμα 9.59.



Σχήμα 9.59

Σχηματική παράσταση λειτουργίας βαλβίδας επιλογής φοράς κίνησης 4/3 α) Κίνηση επενεργητή προς τα δεξιά β) Επενεργητής ακίνητος γ) Κίνηση επενεργητή προς τ'αριστερά

Ανάλογα με την κατασκευή τους, διακρίνουμε 3 κύριους τύπους βαλβίδων επιλογής φοράς κίνησης: Τις βαλβίδες με ολισθαίνον έμβολο, τις βαλβίδες με περιστρεφόμενο έμβολο και τις βαλβίδες με κωνικό έμβολο (ή μπίλια). Κάθε τύπος εξετάζεται λεπτομερέστερα στη συνέχεια.

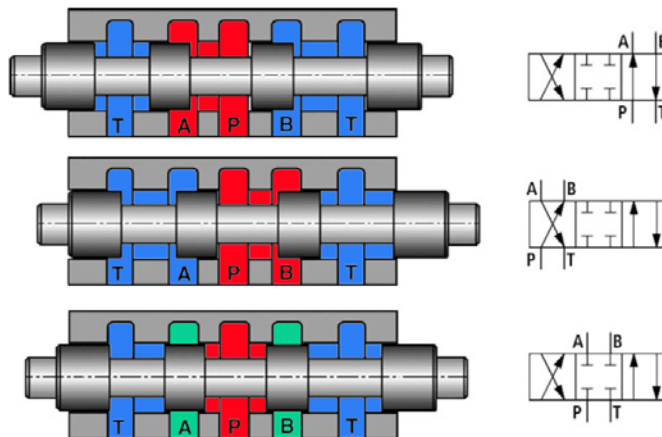
- Βαλβίδες με ολισθαίνον έμβολο (sliding spool valves)

Οι βαλβίδες αυτές χρησιμοποιούν ένα ειδικά διαμορφωμένο ολισθαίνον έμβολο το οποίο μετακινείται αριστερά και δεξιά κατά μήκος μιας αυστηρά καθορισμένης διαδορμής στο σώμα της βαλβίδας. Η κίνηση του εμβόλου μπορεί να γίνεται είτε χειροκίνητα, είτε με τη χρήση πηνίων, είτε με πνευματικό επενεργητή. Εκτός από τις διαθέσιμες θυρίδες και τις θέσεις λειτουργίας τους, οι βαλβίδες επιλογής φοράς κίνησης με μεσαία θέση διακρίνονται και σε ανοικτού ή κλειστού κέντρου, ανάλογα με το έαν στη μεσαία θέση τους οι θυρίδες επικοινωνούν μεταξύ τους ή όχι.

Οι βαλβίδες με ολισθαίνον έμβολο έχουν το πλεονέκτημα της ευελιξίας στη διαμόρφωσή τους, καθώς μπορούν να κατασκευαστούν πολλές διαφορετικές παραλλαγές τους, ως προς τον αριθμό των θυρίδων και των θέσεων λειτουργίας. Επιπλέον, τα μεταβατικά φαινόμενα κατά την αλλαγή των θέσεων λειτουργίας τους (αιχμές πίεσης ή παροχής) είναι περιορισμένα και δεν δημιουργούν προβλήματα κατά τη λειτουργία του κυκλώματος. Στον αντίποδα τα κυριότερα μειονεκτήματά τους περιλαμβάνουν την εσωτερική διαρροή ανάμεσα στο έμβολο και το σώμα της βαλβίδας, καθώς και το σχετικά μεγάλο μέγεθός τους. Μία βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης με ολισθαίνον έμβολο φαίνεται στο Σχήμα 9.60, ενώ στο Σχήμα 9.61 φαίνεται η ροή υδραυλικού ρευστού στις διάφορες θέσεις λειτουργίας μιας βαλβίδας επιλογής φοράς κίνησης 4/3 κλειστού κέντρου.



Σχήμα 9.60
Βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης με ολισθαίνον έμβολο και ηλεκτρική ενεργοποίηση



Σχήμα 9.61

Ροή υδραυλικού ρευστού σε βαλβίδα ολισθαίνοντος εμβόλου 4/3 κλειστού κέντρου. Στην πρώτη θέση, είναι ανοικτές οι διαδρομές P->A και B->T. Στη δεύτερη θέση είναι ανοικτές οι διαδρομές P->B και A->T. Στην τρίτη θέση, τέλος, το έμβολο είναι στη μεσαία θέση και οι θυρίδες δεν επικοινωνούν μεταξύ τους.

- Βαλβίδες με περιστρεφόμενο έμβολο (rotating spool valves)

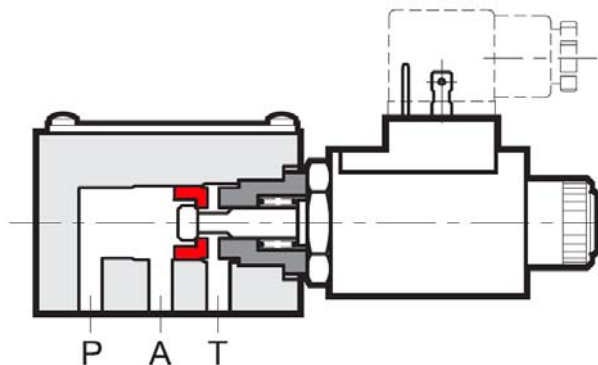
Οι βαλβίδες αυτές είναι μια παραλλαγή των βαλβίδων με ολισθαίνον έμβολο. Σε αυτές, το έμβολο είναι έτσι σχεδιασμένο ώστε να περιστρέφεται μέσα στο σώμα της βαλβίδας και οι θυρίδες αποκαλύπτονται ή μπλοκάρονται μέσω αυτή της περιστροφικής κίνησης. Οι βαλβίδες αυτές χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές όπου υπάρχει περιστροφική κίνηση, όπως για παράδειγμα στα συστήματα υδραυλικής υποβοήθησης αυτοκινήτων με ατέρμονα, όπου η βαλβίδα είναι ενσωματωμένη στον άξονα του τιμονιού. Μια βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης περιστρεφόμενου εμβόλου που χρησιμοποιείται σε βιομηχανικά υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης φαίνεται στο Σχήμα 9.62.



Σχήμα 9.62
Βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης με περιστρεφόμενο έμβολο και ηλεκτρική ενεργοποίηση

- Βαλβίδες με κωνικό έμβολο (poppet valves)

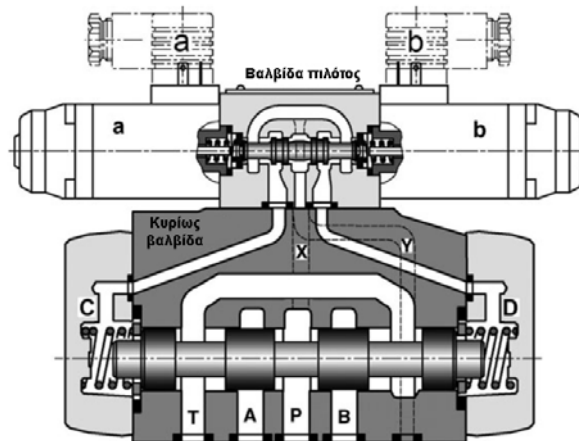
Στις βαλβίδες αυτού του τύπου, αντί για ολισθαίνον έμβολο, χρησιμοποιείται ένα κωνικό έμβολο (σε κάποιες χρησιμοποιείται μια μεταλλική μπίλια) το οποίο μετακινείται και απελευθερώνει ή μπλοκάρει τις διάφορες διαδρομές του υδραυλικού ρευστού. Σε σύγκριση με τις βαλβίδες ολισθαίνοντος εμβόλου, οι βαλβίδες με κωνικό έμβολο είναι πιο μικρές σε μέγεθος και έχουν καλύτερη στεγανότητα. Στον αντίποδα, οι διαθέσιμες διαμορφώσεις τους όσον αφορά τις θέσεις λειτουργίας και τις θυρίδες τους είναι περιορισμένες, ενώ κατά την αλλαγή θέσεων λειτουργίας δημιουργούν αρκετά έντονα μεταβατικά φαινόμενα στο κύκλωμα. Η σχηματική παράσταση μιας βαλβίδας 3/2 με κωνικό έμβολο φαίνεται στο Σχήμα 9.63.



Σχήμα 9.63
Βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης 3/2 με κωνικό έμβολο και ηλεκτρική ενεργοποίηση. Το έμβολο (κόκκινο) κινείται αριστερά και δεξιά στο σώμα της βαλβίδας από το ηλεκτρικό πηνίο. Όταν κινείται προς τα δεξιά (photo) απελευθερώνεται η διαδρομή P->A, ενώ όταν κινείται προς τ'αριστερά απελευθερώνεται η διαδρομή A->T

Στις πιο συνηθισμένες περιπτώσεις, ο έλεγχος των βαλβίδων επιλογής φοράς κίνησης γίνεται άμεσα είτε χειροκίνητα, είτε μέσω κάποιου (π.χ. ηλεκτρικού ή πνευματικού) επενεργητή. Σε περιπτώσεις όμως που έχουμε εφαρμογές που απαιτούν μεγάλες πιέσεις/παροχές και μεγάλη ακρίβεια χρησιμοποιούνται διατάξεις με πιλοτικό και κυρίως στάδιο. Όπως και στις αντίστοιχες περιπτώσεις των βαλβίδων ρύθμισης πίεσης, και εδώ υπάρχει η κυρίως βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης και η βαλβίδα πιλότος. Το σήμα δίνεται στη βαλβίδα πιλότο και η οποία με τη σειρά της ενεργοποιεί την κυρίως βαλβίδα. Ένα παράδειγμα βαλβίδας επιλογής φοράς κίνη-

σης ολισθαίνοντος εμβόλου με βαλβίδα πιλότο (επίσης με ολισθαίνον έμβολο) φαίνεται στο Σχήμα 9.64.

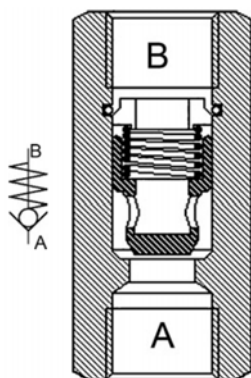


Σχήμα 9.64

Βαλβίδα επιλογής φοράς κίνησης 4/3 με βαλβίδα πιλότο. Το σήμα δίνεται από τη βαλβίδα πιλότο, η οποία, διοχετεύοντας ρευστό στο έμβολο της κυρίως βαλβίδας, προκαλεί τη μετακίνησή του.

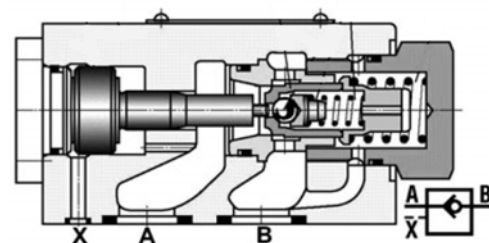
9.4.2.5 Βαλβίδες ανεπίστροφής

Είναι ίσως ο πιο απλός τύπος βαλβίδας που χρησιμοποιείται στα υδραυλικά κυκλώματα υψηλής πίεσης. Ο σκοπός τους είναι να επιτρέπουν τη ροή υδραυλικού ρευστού μόνο προς τη μία κατεύθυνση, εμποδίζοντας τη ροή προς την αντίθετη κατεύθυνση. Η λειτουργία τους βασίζεται στην ύπαρξη ενός εμβολιδίου (ή μπίλιας) στο εσωτερικό τους το οποίο εφαρμόζει στην έδρα της βαλβίδας με ή χωρίς ελατήριο επαναφοράς. Όταν η ροή του ρευστού έχει την επιτρεπόμενη φορά το έμβολίδιο μετακινείται επιτρέποντας τη ροή διαμέσου της βαλβίδας. Όταν η ροή είναι αντίθετη από την επιτρεπόμενη, το εμβολίδιο εφαρμόζει στην έδρα της βαλβίδας, εμποδίζοντας τη ροή. Η βαλβίδα μπορεί να ανοίγει είτε απευθείας από τη ροή του ρευστού, είτε από πιλοτικό σήμα που δίνεται από κάποιο άλλο σημείο στο κύκλωμα. Στο Σχήμα 9.65 φαίνεται μια απλή ανεπίστροφη βαλβίδα με ελατήριο επαναφοράς, ενώ στο Σχήμα 9.66 φαίνεται μια ανεπίστροφη βαλβίδα η οποία ενεργοποιείται από πιλοτικό σήμα.



Σχήμα 9.65

Απλή ανεπίστροφη βαλβίδα με ελατήριο επαναφοράς. Η ροή επιτρέπεται στη διεύθυνση A->B



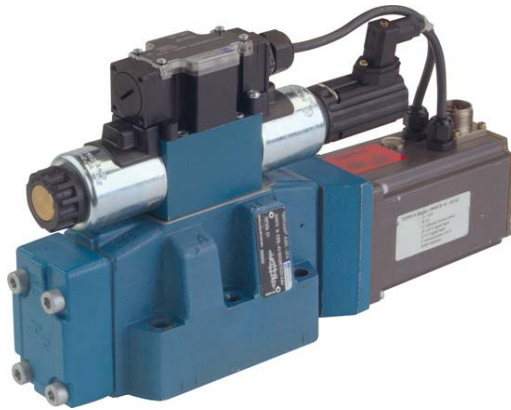
Σχήμα 9.66

Ανεπίστροφη βαλβίδα με πιλοτική ενεργοποίηση από τη θυρίδα "X". Η ροή επιτρέπεται στη διεύθυνση A->B, και όχι αντίστροφα

9.4.2.6 Ηλεκτρονικές βαλβίδες αναλογικού ελέγχου και σερβοβαλβίδες

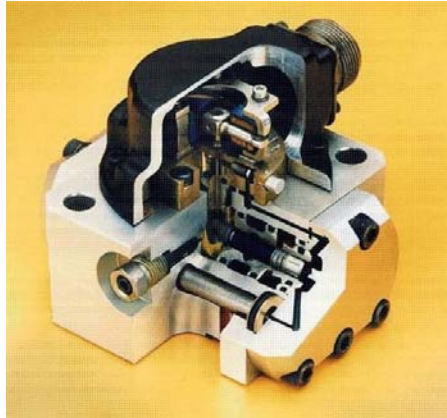
Οι βαλβίδες αυτής της κατηγορίας είναι το αποτέλεσμα της συνεργασίας της ηλεκτρονικής τεχνολογίας με τα υδραυλικά κυκλώματα. Παρά τις κάποιες κατασκευαστικές τους ομοιότητες με τις βαλβίδες επιλογής φοράς κίνησης εντούτοις πρόκειται για μια ξεχωριστή κατηγορία βαλβίδων που προορίζεται να ικανοποιήσει πολύ πιο σύνθετες απαιτήσεις. Γενικά, υπάρχουν τέσσερις κατηγορίες βαλβίδων με ηλεκτρονικό έλεγχο:

- Οι βαλβίδες “δύο θέσεων” ή “On-Off”. Χρησιμοποιούν ηλεκτρονικό έλεγχο για την ενεργοποίηση και την απενεργοποίησή τους.
- Οι ηλεκτρουδραυλικές αναλογικές βαλβίδες (proportional valves, Σχήμα 9.67), οι οποίες χρησιμοποιούνται ως επί το πλείστον σε συστήματα ανοικτού βρόχου. Με αυτές, μπορεί να ρυθμιστεί η φορά, η παροχή και η πίεση του υδραυλικού ρευστού που καταλήγει στον επενεργητή. Με τη χρήση τους σε ένα υδραυλικό κύκλωμα μπορούν να υποκατασταθούν 2 ή και περισσότερα εξαρτήματα (π.χ. στραγγαλιστικά, βαλβίδες επιλογής φοράς κίνησης κ.ο.κ)



Σχήμα 9.67
Ηλεκτρουδραυλική αναλογική βαλβίδα (proportional valve).
Χρησιμοποιούνται σε συστήματα ανοικτού βρόχου για τον έλεγχο εξαρτημάτων ανάλογα με το σήμα εισόδου

- Οι ηλεκτρουδραυλικές σερβοβαλβίδες (Σχήμα 9.68), οι οποίες χρησιμοποιούνται ως επί το πλείστον σε συστήματα κλειστού βρόχου, με μηχανική ή ηλεκτρική ανάδραση. Σε αυτές, ένα σήμα (συνήθως ηλεκτρικό) χαμηλής ισχύος (της τάξης των 0,1W ή και λιγότερο) χρησιμοποιείται για τον έλεγχο υδραυλικής ισχύος που μπορεί να ξεπεράσει και τα 100KW. Οι ηλεκτρουδραυλικές σερβοβαλβίδες είναι η καλύτερη επιλογή αναλογικού ελέγχου από πλευράς ακρίβειας και ταχύτητας απόκρισης. Με τη χρήση τους μπορούμε να ελέγξουμε όλες σχεδόν τις μηχανικές και υδραυλικές παραμέτρους ενός κυκλώματος όπως πίεση, διαφορική πίεση, μετατόπιση, γωνιακή ταχύτητα, δύναμη, κ.ο.κ.



Σχήμα 9.68

Ηλεκτρουδραυλική σερβοβαλβίδα σε τομή. Οι βαλβίδες αυτές είναι η καλύτερη επιλογή αναλογικού ελέγχου από πλευράς ακρίβειας και ταχύτητας απόκρισης

- Οι ψηφιακές βαλβίδες (Σχήμα 9.69). Είναι η νεότερη και ταχύτερα αναπτυσσόμενη κατηγορία βαλβίδων με ηλεκτρονικό έλεγχο. Ελέγχονται (είτε κεντρικά είτε τοπικά) από μικροεπεξεργαστή, ο οποίος στέλνει ψηφιακά σήματα σε ένα βηματικό κινητήρα, ο οποίος με τη σειρά του οδηγεί το στοιχείο ελέγχου (π.χ. έμβολο) της βαλβίδας. Παρουσιάζουν αρκετά πλεονεκτήματα σε σύγκριση με τις βαλβίδες αναλογικού ελέγχου, όπως μικρότερη ευαισθησία σε ηλεκτρομαγνητικές παρεμβολές και περισσότερες δυνατότητες αναγνώρισης βλαβών και αυτοδιάγνωσης, κερδίζοντας έτσι συνεχώς δημοτικότητα, παρά το αυξημένο τους κόστος.



Σχήμα 9.69

Ψηφιακή βαλβίδα. Διακρίνεται η σύνδεση των καλωδίων ψηφιακού σήματος και ανάδρασης (φωτό: Moog)

9.4.3 Υδραυλικοί επενεργητές

9.4.3.1 Εισαγωγή

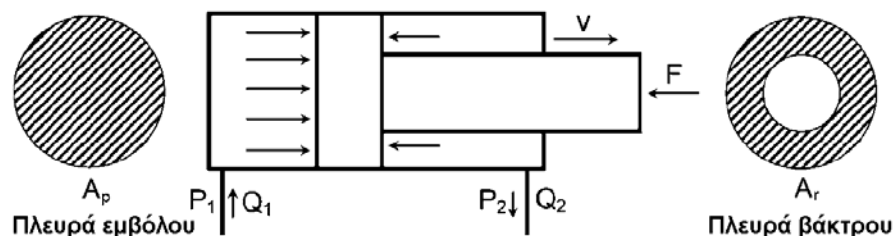
Οι υδραυλικοί επενεργητές χρησιμοποιούνται για να μετατρέψουν την υδραυλική ισχύ σε μηχανική, παράγοντας μηχανικό έργο. Η μηχανική ισχύς επιβάλλεται στο φορτίο και μπορεί να ρυθμιστεί ρυθμίζοντας την πίεση και την παροχή του υδραυλικού ρευστού που καταλήγει στον επενεργητή. Ανάλογα με τον τύπο της κίνησης που εκτελούν, οι υδραυλικοί επενεργητές διακρίνονται σε 3 κύριες κατηγορίες: α) Τους υδραυλικούς κύλινδρους, οι οποίοι εκτελούν

γραμμική κίνηση β) Τους υδραυλικούς κινητήρες, οι οποίοι εκτελούν αδιάκοπη περιστροφική κίνηση. γ) Τους περιστροφικούς επενεργητές, οι οποίοι εκτελούν περιορισμένη περιστροφική κίνηση, με ένα μέγιστο τόξο περιστροφής. Κάθε κατηγορία εξετάζεται με περισσότερες λεπτομέρειες στη συνέχεια.

9.4.3.2 Υδραυλικοί κύλινδροι

Οι υδραυλικοί κύλινδροι (γνωστοί και ως γραμμικοί υδραυλικοί κινητήρες) μετατρέπουν την υδραυλική ισχύ σε μηχανική ευθύγραμμης κίνησης. Η πίεση του υδραυλικού ρευστού μετατρέπεται σε δύναμη μέσω του εμβόλου του υδραυλικού κυλίνδρου. Η σχηματική παράσταση ενός απλού υδραυλικού κυλίνδρου φαίνεται στο Σχήμα 9.70. Σε ένα ιδανικό υδραυλικό κύλινδρο χωρίς τριβές και χωρίς εσωτερικές διαρροές ισχύει ότι:

$$F = P_1 \cdot A_p - P_2 \cdot A_r \text{ και } v = \frac{Q_1}{A_p} = \frac{Q_2}{A_r} \quad (9.39)$$



Σχήμα 9.70
Σχηματική παράσταση υδραυλικού κυλίνδρου

Στην πράξη, στη μόνιμη κατάσταση λειτουργίας παράγοντες όπως η τριβή F_f και η εσωτερική διαρροή Q_L πρέπει να ληφθούν υπ'όψιν. Έτσι, η μηχανική ισχύς που επιβάλλεται στο φορτίο (το γινόμενο της δύναμης επί την ταχύτητα) είναι μικρότερη από την υδραυλική ισχύ που καταλήγει στον κύλινδρο ($P_1 \cdot Q_1 - P_2 \cdot Q_2$). Έτσι, η Σχέση 9.39 μετασχηματίζεται ως εξής:

$$F = P_1 \cdot A_p - P_2 \cdot A_r \text{ και } v = \frac{Q_1 - Q_L}{A_p} = \frac{Q_2 - Q_L}{A_r} \quad (9.40)$$

όπου

A_p = Επιφάνεια πλευράς εμβόλου, m^2

A_r = Επιφάνεια πλευράς βάρου, m^2

F = Δύναμη που ασκείται στο φορτίο από το βάρο, N

F_f = Δύναμη τριβής, N

P = Πίεση, Pa

Q = Παροχή, m^3/s

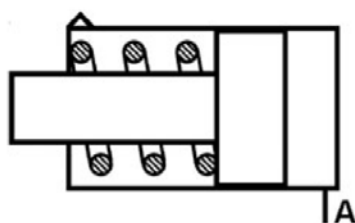
Q_L = Παροχή εσωτερικής διαρροής, m^3/s

v = Ταχύτητα βάρου, m/s

Ανάλογα με τον τύπο της εφαρμογής, χρησιμοποιούνται διάφοροι τύποι υδραυλικών κυλίνδρων οι οποίοι, αν και βασίζονται στην ίδια αρχή λειτουργίας, εντούτοις έχουν αρκετές κατασκευαστικές διαφορές. Επιγραμματικά, οι σημαντικότεροι τύποι υδραυλικών κυλίνδρων είναι οι ακόλουθοι:

- Υδραυλικοί κύλινδροι απλής ενέργειας.

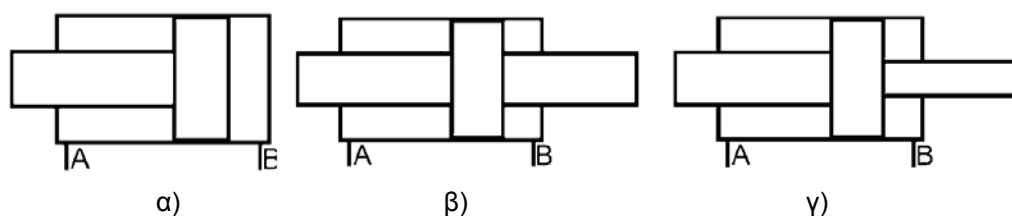
Στους υδραυλικούς κύλινδρους απλής ενέργειας το ρευστό υπό πίεση χρησιμοποιείται για την κίνηση του εμβόλου με το βάκτρο μόνο προς τη μία κατεύθυνση, την κατεύθυνση εργασίας. Μετά το πέρας της φάσης εργασίας, το έμβολο με το βάκτρο επιστρέφουν στην αρχική τους θέση είτε με την επίδραση κάποιας εξωτερικής δύναμης, είτε με την επίδραση του βάρους τους (για κατακόρυφα τοποθετημένους κύλινδρους) είτε, τέλος, με τη χρήση ελατηρίου επαναφοράς. Ένα παράδειγμα υδραυλικού κύλινδρου απλής ενέργειας με ελατήριο επαναφοράς φαίνεται στο Σχήμα 9.71.



Σχήμα 9.71
Σχηματική παράσταση υδραυλικού κύλινδρου απλής ενέργειας, με ελατήριο επαναφοράς

- Υδραυλικοί κύλινδροι διπλής ενέργειας.

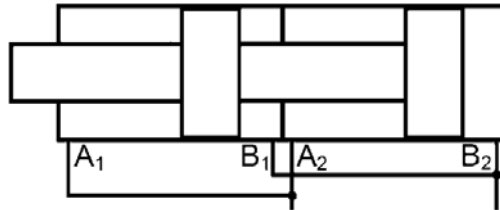
Στους υδραυλικούς κύλινδρους διπλής ενέργειας χρησιμοποιείται ρευστό υπό πίεση για την κίνηση του εμβόλου με το βάκτρο και προς τις δύο κατευθύνσεις. Ανάλογα με την εφαρμογή, οι υδραυλικοί κύλινδροι διπλής ενέργειας μπορεί να έχουν είτε ένα βάκτρο (κύλινδροι μονού βάκτρου), είτε δύο ίδια εκατέρωθεν του εμβόλου (συμμετρικοί κύλινδροι διπλού βάκτρου) είτε δύο ανόμοια βάκτρα εκατέρωθεν του εμβόλου (ασύμμετροι κύλινδροι διπλού βάκτρου). Οι διάφοροι τύποι υδραυλικών κυλίνδρων διπλής ενέργειας φαίνονται στο Σχήμα 9.72.



Σχήμα 9.72
Υδραυλικοί κύλινδροι διπλής ενέργειας α) κύλινδρος μονού βάκτρου β) συμμετρικός κύλινδρος διπλού βάκτρου γ) ασύμμετρος κύλινδρος διπλού βάκτρου

- Διπλοί υδραυλικοί κύλινδροι (tandem).

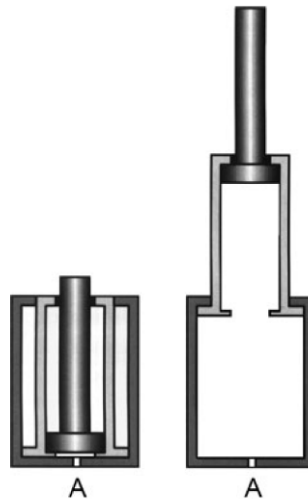
Οι διπλοί υδραυλικοί κύλινδροι είναι στην ουσία δύο υδραυλικοί κύλινδροι διπλής ενέργειας μονού βάκτρου συνδεδεμένοι σε σειρά (το βάκτρο του ενός είναι συνδεδεμένο στο έμβολο του άλλου). Έτσι, αυξάνεται η δύναμη που μπορούν ν' ασκήσουν για δεδομένη πίεση. Ένα παράδειγμα διπλού υδραυλικού κύλινδρου φαίνεται στο Σχήμα 9.73.



Σχήμα 9.73
Σχηματική παράσταση διπλού υδραυλικού κυλίνδρου

- Τηλεσκοπικοί κύλινδροι

Οι τηλεσκοπικοί κύλινδροι έχουν το πλεονέκτημα ότι έχουν μεγάλη ωφέλιμη διαδρομή βάκτρου με σχετικά μικρό μέγεθος. Στην ουσία, ο τηλεσκοπικός κύλινδρος έχει δύο βάκτρα, εκ των οποίων το πρώτο είναι κοίλο και το δεύτερο βρίσκεται μέσα στο πρώτο. Τα δύο βάκτρα εκτείνονται διαδοχικά. Οι τηλεσκοπικοί κύλινδροι μπορεί να είναι απλής ή διπλής ενέργειας και, ανάλογα με την εφαρμογή (για παράδειγμα στους υδραυλικούς γεραμούς), μπορούν να έχουν τρία ή περισσότερα βάκτρα, εκ των οποίων όλα εκτός από το τελευταίο είναι κοίλα. Ένα παράδειγμα τηλεσκοπικού υδραυλικού κύλινδρου με δύο βάκτρα φαίνεται στο Σχήμα 9.74

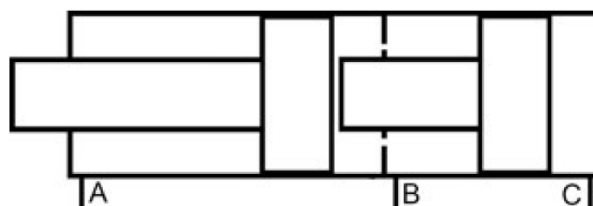


Σχήμα 9.74
Τηλεσκοπικός υδραυλικός κύλινδρος απλής ενέργειας στην αρχική (αριστερά) και στην εκτεταμένη (δεξιά) θέση

- Υδραυλικοί κύλινδροι τριών θέσεων (δίδυμοι κύλινδροι)

Οι υδραυλικοί κύλινδροι τριών θέσεων είναι κύλινδροι που είναι τοποθετημένοι σε σειρά, χωρίς όμως το βάκτρο του ενός να συνδέεται με το έμβολο του άλλου, όπως στους διπλούς κύλινδρους.

λινδρους. Έτσι, τα βάκτρα μπορούν να κινηθούν ξεχωριστά ή, αναλόγως του ελέγχου, το βάκτρο του ενός κυλίνδρου μπορεί να κινήσει το έμβολο του άλλου. Ένα παράδειγμα υδραυλικού κυλίνδρου τριών θέσεων φαίνεται στο Σχήμα 9.75



Σχήμα 9.75
Σχηματική παράσταση υδραυλικού κύλινδρου τριών θέσεων.
Ανάλογα με τον έλεγχο, τα βάκτρα κινούνται ανεξάρτητα ή το ένα κινεί το άλλο.

Σημαντικοί παράγοντες για τη σωστή λειτουργία των υδραυλικών κυλίνδρων είναι ο σωστός υπολογισμός του φορτίου το οποίο θα κληθούν να υπερνικήσουν, η κατάλληλη στήριξη του σώματος του κυλίνδρου, η σωστή σύνδεση του βάκτρου με το φορτίο, και η σωστή τοποθέτηση ούτως ώστε το φορτίο να ασκείται αξονικά στο βάκτρο και όχι έκκεντρα ή υπό γωνία. Σε διαφορετική περίπτωση μπορεί να έχουμε μειωμένη απόδοση, πρόωρη φθορά, εσωτερικές ή εξωτερικές διαρροές ή ακόμη, σε ακραίες περιπτώσεις, και λυγισμό του βάκτρου. Ένα παράδειγμα στήριξης υδραυλικού κυλίνδρου φαίνεται στο Σχήμα 9.76.



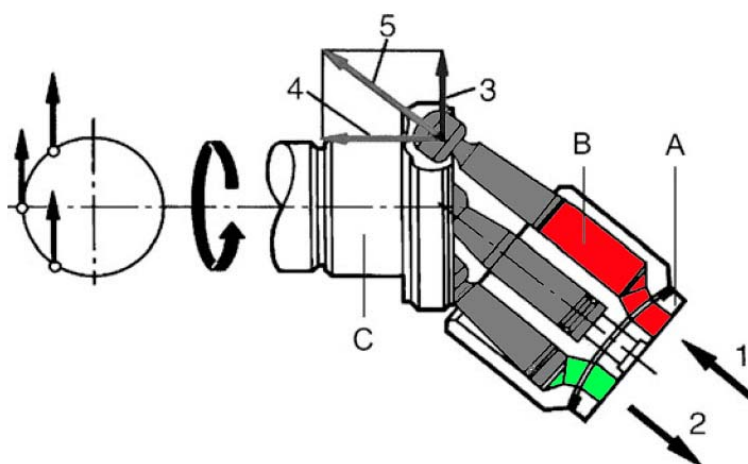
Σχήμα 9.76
Ο σωστός υπολογισμός του φορτίου και η σωστή στήριξη του υδραυλικού κύλινδρου είναι απαραίτητα για τη σωστή λειτουργία του

9.4.3.3 Υδραυλικοί κινητήρες

Οι υδραυλικοί κινητήρες χρησιμοποιούνται για τη μετατροπή της υδραυλικής ισχύος σε μηχανική περιστροφική κίνηση. Κατασκευαστικά, είναι πανομοιότυποι με τις υδραυλικές αντλίες με μόνη διαφορά την κατεύθυνση ροής της υδραυλικής ισχύος (στους κινητήρες είναι από το υδραυλικό ρευστό προς τον άξονα κίνησης ενώ στις αντλίες είναι αντίστροφα). Όπως και στις αντλίες, σε απόλυτη αναλογία υπάρχουν και διάφορα είδη υδραυλικών κινητήρων, το καθένα

με τα δικά του πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα, τα οποία αναφέρονται επιγραμματικά στη συνέχεια.

- Υδραυλικοί κινητήρες με έμβολα υπό κλίση. Όπως και οι αντίστοιχες αντλίες, οι κινητήρες αυτού του τύπου χρησιμοποιούν για τη λειτουργία τους έμβολα τα οποία είναι αρθρωμένα υπό κλίση ως προς τον άξονα μετάδοσης ισχύος. Το υδραυλικό ρευστό υπό πίεση μπαίνει στο θάλαμο του κάθε εμβόλου και το εξωθεί, δημιουργώντας με αυτό τον τρόπο ροπή στον άξονα του κινητήρα. Λόγω της κλίσης των εμβόλων, το έμβολο εξωθείται στην αρχική του θέση από την πλάκα άρθρωσης, εξωθώντας έτσι και το υδραυλικό ρευστό προς τη γραμμή της επιστροφής. Ένας υδραυλικός κινητήρας με έμβολα υπό κλίση φαίνεται στο Σχήμα 9.77.



Σχήμα 9.77

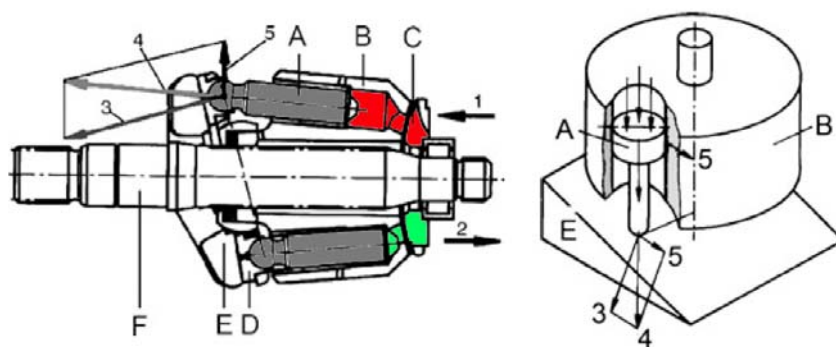
Σχηματική παράσταση υδραυλικού κινητήρα με έμβολα υπό κλίση. 1:Είσοδος ρευστού υπό πίεση 2: Παροχή ρευστού προς την επιστροφή 3:Δύναμη που δημιουργεί ροπή στον άξονα 4:Δύναμη ώθησης εδράνου κινητήρα 5:Δύναμη εμβόλου A:Σώμα με έμβολο B:Έμβολο C: Άξονας κινητήρα (Φωτό: Bosch Rexroth AG)

- Υδραυλικοί κινητήρες με πλάκα ώσης

Οι υδραυλικοί κινητήρες αυτής της κατηγορίας είναι κατασκευαστικά όμοιοι με τις αντίστοιχες αντλίες. Η σχηματική παράσταση ενός υδραυλικού κινητήρα με πλάκα ώσης φαίνεται στο Σχήμα 9.78 και, με βάση αυτό, η λειτουργία του είναι η εξής.

Πάνω στο σώμα του κινητήρα υπάρχουν δύο θυρίδες ελλειπτικού σχήματος (C), εκ των οποίων η μία συνδέεται με τη γραμμή πίεσης και η άλλη με τη γραμμή επιστροφής. Οι αντλίες αυτού του τύπου έχουν πάντα μονό αριθμό εμβόλων, συνήθως 9. Στην περίπτωση αντλίας με 9 έμβολα, 4 ή 5 είναι ανά πάσα στιγμή συνδεδεμένα με τη θυρίδα υψηλής πίεσης, και τα υπόλοιπα με τη θυρίδα επιστροφής. Η κεκλιμένη πλάκα ώσης (E) δεν περιστρέφεται. Τροφοδοτώντας τα έμβολα (A) με ρευστό υπό πίεση, αυτά εκτείνονται και ολισθαίνουν επάνω στην κεκλιμένη πλάκα ώσης, προκαλώντας έτσι ταυτόχρονα και την περιστροφή του σώματος του κινητήρα, το οποίο με τη σειρά του δίνει κίνηση στον άξονα εξόδου (F). Η πίεση του υδραυλικού ρευστού καθορίζει τη ροπή στον άξονα του υδραυλικού κινητήρα ενώ η παροχή ρευστού την ταχύτητα περιστροφής του. Τα έδρανα ολίσθησης των εμβόλων (D) λιπαίνονται υδροδυ-

ναμικά για μείωση των τριβών και της φθοράς τους. Από την ανάλυση δυνάμεων στην πλάκα ώσης φαίνεται ότι η δύναμη που ασκείται από το έμβολο στην πλάκα και η ίση και αντίθετη δύναμη αντίδρασης που ασκείται από την πλάκα στο έμβολο αναλυούνται σε μια “συνιστώσα ώσης” (3) η οποία ασκείται στα έδρανα το άξονα και κινητήρα και μία “συνιστώσα ροπής” η οποία και δημιουργεί τη ροπή στον άξονα του κινητήρα.

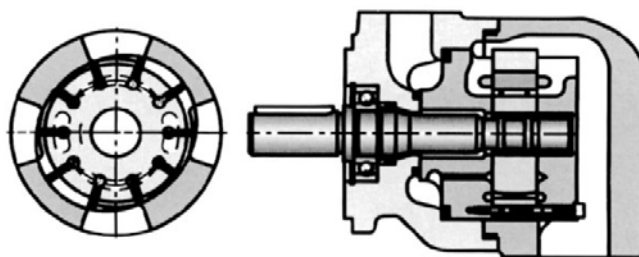


Σχήμα 9.78

Σχηματική παράσταση υδραυλικού κινητήρα με κεκλιμένη πλάκα ώσης. 1:Είσοδος ρευστού υπό πίεση 2: Παροχή ρευστού προς την επιστροφή. 4:Δύναμη εμβόλου 3:Συνιστώσα ώσης δύναμης εμβόλου 5:Συνιστώσα ροπής δύναμης εμβόλου. A: Έμβολο B:Σώμα κινητήρα. C:Πλάκα θυρίδων αναρρόφησης-κατάθλιψης. D:Έδρανα ολίσθησης εμβόλων E:Κεκλιμένη πλάκα ώσης F:Άξονας κινητήρα (Φωτό: Bosch Rexroth AG)

- Πτερυγιοφόροι υδραυλικοί κινητήρες

Μια άλλη κατηγορία υδραυλικών κινητήρων είναι οι πτερυγιοφόροι κινητήρες. Και εδώ, η κατασκευή τους είναι παρόμοια με αυτή των αντίστοιχων αντλιών, ενώ χρησιμοποιούν την ίδια αρχή λειτουργίας. Όπως και στις πτερυγιοφόρες αντλίες, έτσι και στους κινητήρες καθοριστική για τη σωστή λειτουργία τους είναι η συνεχής επαφή των πτερυγίων με το στάτορα καθώς και η στεγανότητα του κάθε θύλακα υδραυλικού υγρού που σχηματίζεται από τα πτερύγια, το ρότορα και το στάτορα. Για το λόγο αυτό, σε πολλούς υδραυλικούς κινητήρες με πτερύγια χρησιμοποιούνται ελατήρια στο κάτω μέρος των πτερυγίων ή ειδικές θυρίδες που γεμίζουν με ρευστό υπό πίεση, ώστε να δημιουργείται η κατάλληλη δύναμη επαφής ανάμεσα στο πτερύγιο και το ρότορα. Η σχηματική παράσταση μιας πτερυγιοφόρου αντλίας φαίνεται στο Σχήμα 9.79.

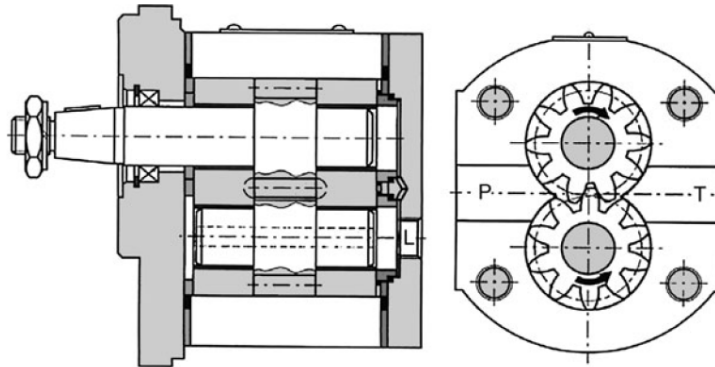


Σχήμα 9.79

Σχηματική παράσταση υδραυλικού κινητήρα με πτερύγια. Στο κάτω μέρος των πτερυγίων υπάρχουν ειδικές θυρίδες που γεμίζουν με ρευστό υπό πίεση, ώστε να δημιουργείται η κατάλληλη δύναμη επαφής ανάμεσα στο πτερύγιο και το ρότορα

- Γραναζωτοί υδραυλικοί κινητήρες

Όπως και οι υδραυλικοί κινητήρες με πτερύγια έτσι και οι γραναζωτοί κινητήρες είναι σχεδόν ίδιοι κατασκευαστικά με τις αντίστοιχες αντλίες, και έχουν τις ίδιες παραλλαγές (με εσωτερική και εξωτερική οδόντωση κλπ). Δύο σημεία διαφοροποίησης είναι πως συνήθως οι γραναζωτοί υδραυλικοί κινητήρες έχουν εξωτερική γραμμή παροχέυτευσης των εσωτερικών διαρροών τους (drain port), καθώς και το ότι είναι σχεδιασμένοι ώστε να μπορεί ν'αντιστραφεί η φορά περιστροφής τους. Η σχηματική παράσταση ενός γραναζωτού υδραυλικού κινητήρα με γρανάζια εξωτερικής οδόντωσης φαίνεται στο Σχήμα 9.80.



Σχήμα 9.80

Γραναζωτός υδραυλικός κινητήρας με γρανάζια εξωτερικής οδόντωσης. Με P συμβολίζεται η θυρίδα υψηλής πίεσης και με T η θυρίδα της γραμμής επιστροφής (φωτό: Bosch Rexroth)

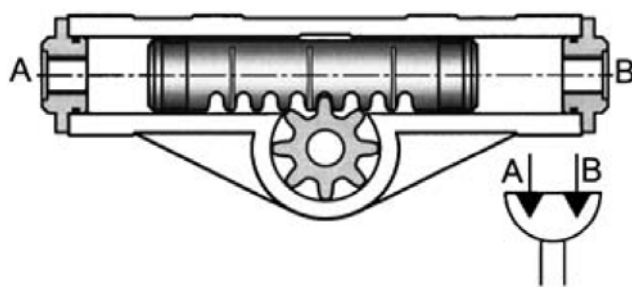
9.4.3.4 Περιστροφικοί επενεργητές περιορισμένης περιστροφικής κίνησης

Οι επενεργητές αυτής της κατηγορίας διαφοροποιούνται από τους υδραυλικούς κινητήρες στο ότι έχουν ένα μέγιστο τόξο περιστροφικής κίνησης που μπορούν να εκτελέσουν. Η χρήση τους είναι περιορισμένη σε εφαρμογές που απαιτούν πολύ μεγάλη ακρίβεια στο τόξο περιστροφής. Υπάρχουν τρία είδη τέτοιων επενεργητών, τα εξής:

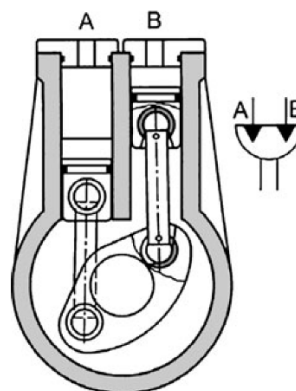
- Επενεργητές με οδοντωτό κανόνα και πινιόν. Ουσιαστικά, οι επενεργητές αυτοί αποτελούνται από ένα υδραυλικό έμβολο το οποίο έχει ενσωματωμένο ένα οδοντωτό κανόνα, ο οποίος δίνει κίνηση σε ένα γρανάζι (πινιόν). Έτσι, η γραμμική κίνηση του εμβόλου μετατρέπεται σε περιστροφική στο πινιόν. Ανάλογα με τη σχέση μετάδοσης κανόνα-πινιόν και το μήκος του κανόνα, το μέγιστο τόξο περιστροφής των επενεργητών αυτού του τύπου μπορεί να φτάσει τις 360° ή και περισσότερο. Η σχηματική παράσταση ενός τέτοιου επενεργητή φαίνεται στο Σχήμα 9.81.

- Επενεργητές παράλληλων εμβόλων. Στους επενεργητές αυτού του τύπου υπάρχουν δύο παράλληλα έμβολα τα οποία συνδέονται με τον άξονα εξόδου μέσω μιας στροφαλοφόρου ατράκτου. Έτσι, διοχετεύοντας ρευστό υπό πίεση σε ένα από τα δύο έμβολα επιτυγχάνουμε την περιστροφή του άξονα κατά την επιθυμητή φορά και τόξο. Η σχηματική παράσταση ενός τέτοιου επενεργητή φαίνεται στο Σχήμα 9.82.

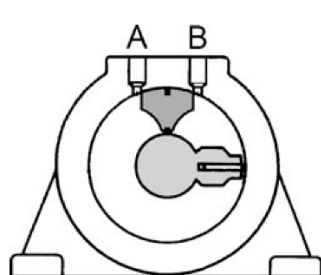
- Επενεργητές με πτερύγια. Στους επενεργητές αυτού του τύπου υπάρχει ένας ρότορας με ένα ή δύο πτερύγια που είναι συνδεδεμένος με τον άξονα εξόδου. Έτσι, ανάμεσα στο ρότορα, το στάτορα και τα πτερύγια σχηματίζονται 2 (για τους επενεργητές με ένα πτερύγιο) ή 4 (για τους επενεργητές με δύο πτερύγια) θάλαμοι, στους οποίους διοχετεύεται ρευστό υπό πίεση, επιτυγχάνοντας με αυτό τον τρόπο την περιστροφή του άξονα εξόδου. Οι επενεργητές με ένα πτερύγιο έχουν μέγιστο τόξο περιστροφής γύρω στις 320° , ενώ στους επενεργητές με δύο πτερύγια είναι περί τις 150° . Η σχηματική παράσταση αυτών των επενεργητών φαίνεται στο Σχήμα 9.83.



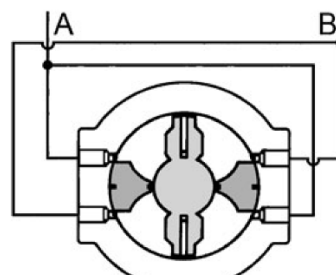
Σχήμα 9.81
Περιστροφικός επενεργητής με
οδοντωτό κανόνα και πινιόν
(φωτό: Bosch Rexroth)



Σχήμα 9.82
Περιστροφικός επενεργητής με
παράλληλα έμβολα



(α)



(β)

Σχήμα 9.83
Περιστροφικός επενεργητής με ένα (α) και δύο (β) πτερύγια
(φωτό: Bosch Rexroth)

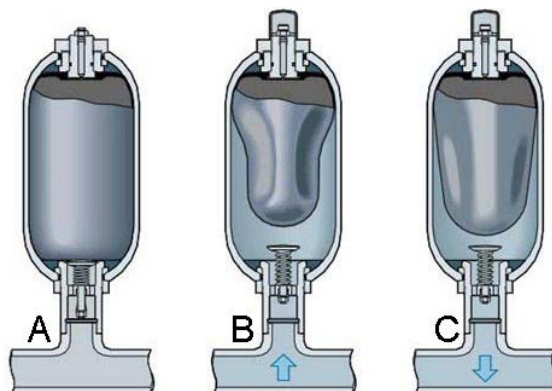
9.4.4 Λοιπά εξαρτήματα υδραυλικών κυκλωμάτων

Έχοντας ολοκληρώσει την αναφορά στα κύρια εξαρτήματα παραγωγής, ελέγχου και εκμετάλλευσης της υδραυλικής ισχύος, στο τέλος του παρόντος κεφαλαίου γίνεται μια συνοπτική αναφορά και στα κυριότερα δευτερεύοντα εξαρτήματα που συναντούμε συνήθως σε ένα υδραυλικό κύκλωμα.

9.4.4.1 Συσσωρευτές

Ο συσσωρευτής παίζει διπλό ρόλο σε ένα υδραυλικό κύκλωμα. Αφ'ενός, λειτουργεί σαν προσωρινή «αποθήκη» υδραυλικής ισχύος, η οποία δεν μπορεί να αποθηκευτεί στον όγκο του

ίδιου του ρευστού (όπως για παράδειγμα στα πνευματικά συστήματα) λόγω της χαμηλής συμπιεστότητάς του. Αφ'ετέρου μπορεί να λειτουργήσει σαν αποσβεστήρας παλμών πίεσης, παροχής και κρουστικών φορτίων που συνήθως εμφανίζονται στις μεταβατικές καταστάσεις λειτουργίας του κυκλώματος. Ο συσσωρευτής αποτελείται από ένα θάλαμο στον οποίο μπαίνει το υδραυλικό ρευστό και από το στοιχείο αποθήκευσης ενέργειας, το οποίο, ανάλογα με τον τύπο του συσσωρευτή μπορεί να είναι είτε μια κατάλληλα τοποθετημένη μάζα, είτε ένας θύλακας αδρανούς αερίου υπό πίεση, είτε μια διάταξη με ελατήριο. Στο Σχήμα 9.84 φαίνεται η σχηματική παράσταση λειτουργίας ενός συσσωρευτή με θύλακα αερίου.



Σχήμα 9.84

Σχηματική παράσταση λειτουργίας συσσωρευτή με θύλακα αερίου (bladder type accumulator). Από αριστερά προς τα δεξιά: Α) Αρχική κατάσταση Β) Αποθήκευση ρευστού υπό πίεση Γ) Απόδοση αποθηκευμένου ρευστού στο κύκλωμα

9.4.4.2 Ψυγεία υδραυλικού ρευστού

Όταν η απαγωγή θερμότητας που γίνεται στη γραμμή επιστροφής και στη δεξαμενή υδραυλικού ρευστού δεν αρκεί, χρησιμοποιούνται επιπρόσθετα ψυγεία για το υδραυλικό ρευστό. Αυτά μπορεί να είναι είτε αερόψυκτα είτε υδρόψυκτα, με ξεχωριστή παροχή νερού. Ένα τέτοιο υδρόψυκτο ψυγείο λαδιού φαίνεται στο Σχήμα 9.85.



Σχήμα 9.85

Υδρόψυκτο ψυγείο υδραυλικού ρευστού. Διακρίνονται η παροχή και η επιστροφή του νερού (πλευρικά) καθώς και η παροχή και η επιστροφή του υδραυλικού ρευστού (στην κορυφή του)

9.4.4.3 Φίλτρα

Αναμφισβήτητα, η καθαρότητα του υδραυλικού ρευστού είναι καθοριστικός παράγοντας για τη σωστή λειτουργία του κυκλώματος και την αξιοπιστία του σε βάθος χρόνου. Για το λόγο αυτό, η σωστή επιλογή φίλτρου ανάλογα με την εφαρμογή που θα χρησιμοποιηθεί είναι πολύ σημαντική. Ανάλογα με τις απαιτήσεις, υπάρχουν φίλτρα τα οποία έχουν σχεδιαστεί για να τοποθετούνται στη γραμμή επιστροφής και άλλα τα οποία είναι σχεδιασμένα για να τοποθετούνται στη γραμμή υψηλής πίεσης. Τα φίλτρα επίσης κατηγοριοποιούνται ανάλογα με τη μέγιστη διάμετρο των σωματιδίων (σε μm) που μπορούν να φιλτράρουν ενώ, ανάλογα με την εφαρμογή, το στοιχείο φιλτραρίσματος μπορεί να είναι είτε χάρτινο είτε μεταλλικό. Στο Σχήμα 9.86 φαίνεται ένα φίλτρο γραμμής επιστροφής με χάρτινο στοιχείο φιλτραρίσματος ενώ στο Σχήμα 9.87 φαίνονται διάφορα στοιχεία φιλτραρίσματος.



Σχήμα 9.86
Φίλτρα γραμμής επιστροφής. Το μανόμετρο μετρά την πτώση πίεσης στο φίλτρο ώστε να μπορεί να διαπιστωθεί ο βαθμός κορεσμού του



Σχήμα 9.87
Στοιχεία φιλτραρίσματος από υδραυλικά φίλτρα διάφορων ειδών και μεγεθών

9.4.4.4 Όργανα μετρήσεων και μεταλλάκτες λήψης δεδομένων

Τα διάφορα όργανα μετρήσεων είναι απαραίτητα σε κάθε υδραυλική εγκατάσταση, καθώς δίνουν τη δυνατότητα άμεσης εποπτείας και ελέγχου των βασικών μεγεθών (πίεση, παροχή) του υδραυλικού κυκλώματος σε διάφορα καίρια σημεία. Ανάλογα με τις απαιτήσεις της εφαρμογής, τα διάφορα όργανα μετρήσεων είναι διαθέσιμα σε διάφορες κλίμακες ακρίβειας, ενώ υπάρχουν όργανα που δίνουν αναλογική ένδειξη (με βελόνα) ή ψηφιακή. Στο Σχήμα 9.88 φαίνεται ένα αναλογικό μανόμετρο γλυκερίνης.

Σε εφαρμογές που η απλή εποπτεία των παραμέτρων λειτουργίας του κυκλώματος δεν αρκεί και είναι απαραίτητη η συλλογή δεδομένων για αποθήκευση και μετέπειτα επεξεργασία, χρησιμοποιούνται συμπληρωματικά με τα όργανα ελέγχου και διάφοροι μεταλλάκτες σε συνδυασμό με κάποια διάταξη λήψης δεδομένων. Οι μεταλλάκτες είναι ηλεκτρονικές συσκευές οι

οποίες μετατρέπουν το μετρούμενο μέγεθος (πίεση, παροχή, μετατόπιση κ.ο.κ) σε κατάλληλο ηλεκτρικό σήμα (συνήθως συνεχή τάση ή ένταση ρεύματος) το οποίο λαμβάνεται από τη μονάδα λήψης σημάτων. Με τον τρόπο αυτό οι μετρήσεις των μεγεθών που μας ενδιαφέρουν μπορούν να ληφθούν σε βάθος χρόνου και ν' αποθηκευτούν, είτε για μελλοντική αναφορά είτε για περαιτέρω επεξεργασία. Στο Σχήμα 9.89 φαίνεται ένας τυπικός μεταλλάκτης πίεσης "στερεάς κατάστασης" (solid state).



Σχήμα 9.88
Αναλογικό μανόμετρο γλυκερίνης



Σχήμα 9.89
Μεταλλάκτης πίεσης στερεάς κα-
τάστασης

9.5 Προδιαγραφές εξαρτημάτων που χρησιμοποιήθηκαν στην αναβάθμιση του υδραυλικού κυκλώματος

9.5.1 Μονάδα λήψης δεδομένων (DAQ Unit)



Agilent U2300A Series USB Modular Multifunction Data Acquisition Devices

Data Sheet



 **Agilent Technologies**

Features

- Up to 3 MSa/s sampling rate for a single channel
- Functions as a standalone or modular unit
- Easy to use—plug-and-play and hot-swappable with Hi-Speed USB 2.0
- Up to 384 channels when incorporated into U2781A Agilent modular instrument chassis
- Easy-to-use bundled software for quick setup and data logging to PC
- 12-bit or 16-bit A/D resolution
- 24-bit programmable digital input/output
- Self-calibration capability
- Compatible with a wide range of Application Development Environments
- USBTMC 488.2 standards



Introduction

Agilent U2300A Series USB modular multifunction data acquisition (DAQ) devices are a high performance PC data acquisition solution. The U2300A Series DAQ devices consist of two families—basic multifunction DAQ and high density multifunction DAQ. The basic multifunction DAQ family comes in four models while the high density multifunction DAQ family is made up of three models.

The U2300A Series DAQ devices applications extend across industrial and education environments. The DAQ device is well suited for research and development, manufacturing and design validation engineers, who require measurement devices with fast sampling rate.

High Sampling Rate

The U2300A Series DAQ devices have sampling rate of up to 3 MSa/s for a single channel. When multiple channels are configured, it can sample data up to 1 MSa/s. This fast sampling capability allows users to perform intermittent detection easily. This also makes it ideal when dealing with high density analog input/output signals, especially with different input ranges and sampling requirements.

Flexible Standalone or Modular Capability

The U2300A Series DAQ devices are uniquely designed for the flexibility of functioning as a standalone or modular unit. When used with the U2781A modular instrument chassis, the number of channels can reach up to 384 channels.

Ease of Use

The U2300A Series DAQ devices are equipped with Hi-Speed USB 2.0 interface for easy setup, plug-and-play, and hot swappable connectivity. Its ease-of-use makes it ideal for the education environment. Simplifying this further is the Agilent Measurement Manager software that offers a simple interface for quick setup, configuration and measurement control.

Flexible System and Control Options

Polling and continuous mode

The U2300A Series DAQ devices provide two modes, the polling mode and the continuous mode. The continuous mode has the ability to acquire data continuously once the trigger signal is received.

Trigger sources

U2300 Series offers immediate trigger (none), analog/external digital trigger, System Synchronous Interface (SSI)/star trigger and master/slave trigger sources. All these trigger options give you the capability to configure trigger sources during A/D and D/A operations. Master/slave trigger and SSI/star trigger are recommended when USB modules are slotted into the Agilent U2781A USB modular instrument chassis.

Predefined function generator

The two analog output channels offered does not only provide DC voltage but also are capable of generating common and predefined waveforms such as sinusoid wave, square wave, triangle wave, sawtooth wave and noise wave.

Arbitrary Waveform

U2300A Series supports arbitrary waveform, which allows user to generate arbitrary waveform via Agilent Measurement Manager application software or SCPI command.

Burst mode

Burst mode is an enhancement feature of U2300 Series DAQ that enable the DAQ to simulate in simultaneous mode for analog input acquisition. This enable users to perform sampling measurement up to the highest speed of the DAQ capability.

Compatible with wide range of Application Development Environments

The Agilent U2300A DAQ devices are compatible with a wide range of Application Development Environments. This minimizes all the time taken by R&D and manufacturing engineers to use the devices in different software environments as they can program directly using SCPI commands.

Listed below are the popular development environments and tools that the DAQ device is compatible with:

- Agilent VEE and Agilent T&M Toolkit
- Microsoft Visual Studio.NET, C/C++ and Visual Basic 6
- LabVIEW
- MATLAB® (Agilent U2300A Adaptor is available at www.agilent.com/find/U2300A)

For more information, please visit www.agilent.com/find/U2300A.

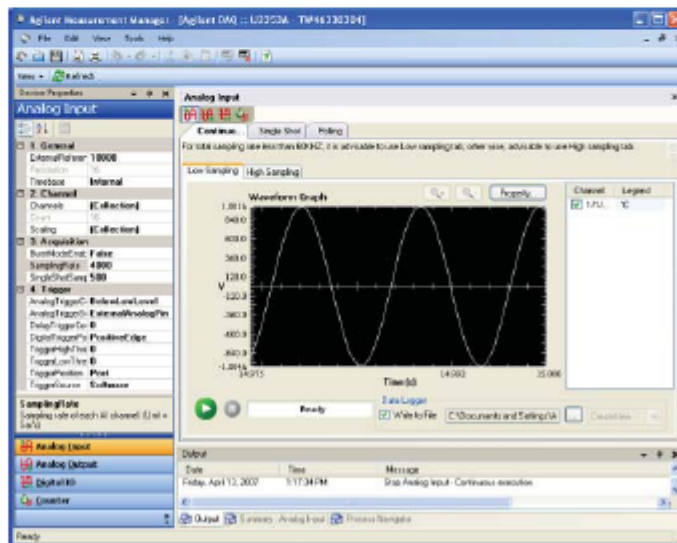


Figure 1. Agilent Measurement Manager application software user interface

Product Characteristics and General Specifications

REMOTE INTERFACE

- Hi-Speed USB 2.0
- USBTMC class device

POWER REQUIREMENT

- +12 VDC (TYPICAL)
- 2 A (MAX) input rated current

POWER CONSUMPTION

- +12 VDC, 550 mA maximum

OPERATING ENVIRONMENT

- Operating temperature from 0 °C to +55 °C
- Relative humidity at 15% to 85% RH (non-condensing)
- Altitude up to 2000 meters
- Pollution Degree 2
- For indoor use only

STORAGE COMPLIANCE

- -20 °C to 70 °C

SAFETY COMPLIANCE

- Certified with:
- IEC 61010-1:2001/EN 61010-1:2001 (2nd Edition)
 - USA: UL61010-1: 2004
 - Canada: CSA C22.2 No.61010-1:2004

EMC COMPLIANCE

- IEC/EN 61326-1: 1998
- CISPR 11: 1990/EN55011:1991, Class A, Group 1
- CANADA: ICES-001: 1998
- Australia/New Zealand: AS/NZS 2064.1

SHOCK AND VIBRATION

- Tested to IEC/EN 60068-2

IO CONNECTOR

- 68-pin female VHDCI Type

DIMENSION (WxDxH)

- 120.00 mm x 182.40 mm x 44.00 mm (with plastic casing)
- 105.00 mm x 174.54 mm x 25.00 mm (without plastic casing)

WEIGHT

- 565 g (with plastic casing)
- 400 g (without plastic casing)

WARRANTY

- Three years

System Requirements

PROCESSOR

- 1.6 GHz Pentium IV or higher

OPERATING SYSTEM

- One of the following Microsoft® Windows® versions:
- Windows XP Professional or Home Edition (Service Pack 1 or later)
 - Windows 2000 Professional (Service Pack 4 or later)

BROWSER

- Microsoft Internet Explorer 5.01 or higher

AVAILABLE RAM

- 512 MB or higher recommended

HARD DISK SPACE

- 1 GB

PREREQUISITES

- Agilent IO Libraries Suite 14.2^[1] or higher
- Agilent T&M Toolkit 2.1 Runtime version^[2]
- Microsoft .NET Framework version 1.0 and 2.0^[2]

[1] Available in Agilent Automation-Ready CD

[2] Bundled with Agilent Measurement Manager software application installer

Product Outlook and Dimension

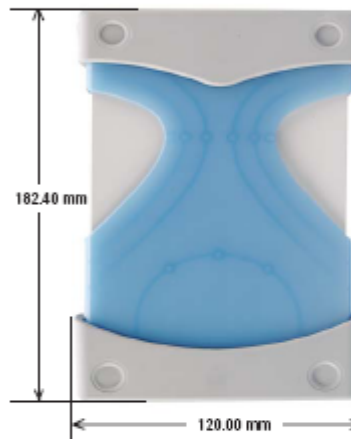
Front View



Rear View



Top View



Standard Shipped Items

- AC/DC Power Adapter
- Power Cord
- USB Extension Cable
- L-Mount Kit (used with modular instrument chassis)
- Agilent U2300A Series Data Acquisition Devices and Agilent Measurement Manager Quick Start Guide
- Agilent USB Modular Instrument U2300A & U2700A Series Product Reference CD-ROM
- Agilent Automation-Ready CD (contains the Agilent IO Libraries Suite)
- Certificate of Calibration

Optional Accessories

- U2901A Terminal block and SCSI-II 68-pin connector with 1-meter cable
- U2902A Terminal block and SCSI-II 68-pin connector with 2-meter cable
- U2718A 6-slot USB modular instrument chassis

Electrical Specifications

Basic Multifunction USB DAQ

Model Number	U2351A	U2352A	U2353A	U2354A
Analog Input				
Resolution	16 bits, no missing codes			
Number of channels	16 SE/8 DI (software selectable/ch)			
Maximum sampling rate	250 kSa/s		500 kSa/s	
Scan list memory	Up to 100 selectable channel entries			
Programmable bipolar input range	± 10 V, ± 5 V, ± 2.5 V, ± 1.25 V			
Programmable unipolar input range	0 to 10 V, 0 to 5 V, 0 to 2.5 V, 0 to 1.25 V			
Input coupling	DC			
Input impedance	1 G Ω / 100 pF			
Operational common mode voltage range	± 7.5 V maximum			
Overvoltage protection	Power on: Continuous ± 30 V, Power off: Continuous ± 15 V			
Trigger sources	External analog/digital trigger, SSI/star trigger ^[1]			
Trigger modes	Pre-trigger, delay-trigger, post-trigger and middle-trigger			
RFO buffer size	Up to 8 MSa			
Analog Output				
Resolution	16 bits	N/A	16 bits	N/A
Number of channels	2	N/A	2	N/A
Maximum update rate	1 MSa/s	N/A	1 MSa/s	N/A
Output ranges	0 to 10 V, ± 10 V, 0 to A0_EXT_REF, $\pm A0_EXT_REF$ ^[2]	N/A	0 to 10 V, ± 10 V, 0 to A0_EXT_REF, $\pm A0_EXT_REF$ ^[2]	N/A
Output coupling	DC	N/A	DC	N/A
Output impedance	0.1 Ω typical	N/A	0.1 Ω typical	N/A
Stability	Any passive load up to 1500 pF	N/A	Any passive load up to 1500 pF	N/A
Power on state	0 V steady state	N/A	0 V steady state	N/A
Trigger sources	External analog/digital trigger, SSI/star trigger ^[1]	N/A	External analog/digital trigger, SSI/star trigger ^[1]	N/A
Trigger modes	Post-trigger and delay-trigger	N/A	Post-trigger and delay-trigger	N/A
RFO buffer size	One channel: Maximum 8 MSa Two channels: Maximum 4 MSa/ch	N/A	One channel : Maximum 8 MSa Two channels : Maximum 4 MSa/ch	N/A
Function generation mode	Sine, square, triangle, sawtooth and noise waveforms	N/A	Sine, square, triangle, sawtooth and noise waveforms	N/A
Digital I/O				
Number of channels	24-bit programmable input/output			
Compatibility	TTL			
Input voltage	VIL = 0.7 V max, IIL = 10 μ A max VIH = 2.0 V min, IIH = 10 μ A max			
Input voltage range	-0.5 V to +5.5 V			
Output voltage	VOL = 0.45 V max, IOL = 8 mA max VOH = 2.4 V min, IOH = 400 μ A max			

General Purpose Digital Counter (GPC)	
Maximum count	$(2^{21}-1)$ bits
Number of channels	Two independent up/down counter
Compatibility	TTL
Clock source	Internal or external
Base clock available	48 MHz
Maximum clock source frequency	12 MHz
Input frequency range	0.1 Hz to 6 MHz at 50% duty cycle
Pulse width measurement range	0.167 μ s to 178.868 s
Analog Trigger	
Trigger source	All analog input channels, External analog trigger (EXTA_TRIG)
Trigger level	\pm Full scale for internal; \pm 10 V for external
Trigger conditions	Above high, below low and window (software selectable)
Trigger level resolution	8 bits
Bandwidth	400 kHz
Input impedance for EXTA_TRIG	20 k Ω
Coupling	DC
Overvoltage protection	Continuous for \pm 35 V _{maximum}
Digital Trigger	
Compatibility	TTL/CMOS
Response	Rising or falling edge
Pulse width	20 ns minimum
Calibration ^[1]	
On board reference voltage	5 V
Temperature drift	\pm 2 ppm/ $^{\circ}$ C
Stability	\pm 8 ppm/1000 hrs
General	
Remote Interface	Hi-Speed USB 2.0
Device class	USBTMC class device
Programmable Interface	Standard Commands for Programmable Instruments (SCPI) and IVI-COM

[1] System Synchronous Interface (SSI) and star trigger commands are used when the modular device is incorporated into the chassis.

[2] Maximum external reference voltage for analog output channels (AO_EXT_REF) is \pm 10 V.

[3] 20 minutes warm-up time is recommended.

High Density Multifunction USB DAQ

Model Number	U2355A	U2356A	U2331A
Analog Input			
Resolution	16 bits, no missing codes		12 bits, no missing codes
Number of channels	64 SE/32 DI (software selectable/ch)		
Maximum sampling rate	250 kSa/s	500 kSa/s	3 MSa/s (single channel) 1 MSa/s (multiple channels)
Scan list memory	Up to 100 selectable channel entries		
Programmable bipolar input range	$\pm 10\text{ V}$, $\pm 5\text{ V}$, $\pm 2.5\text{ V}$, $\pm 1.25\text{ V}$		$\pm 10\text{ V}$, $\pm 5\text{ V}$, $\pm 2.5\text{ V}$, $\pm 1.25\text{ V}$, $\pm 1\text{ V}$, $\pm 0.5\text{ V}$, $\pm 0.25\text{ V}$, $\pm 0.2\text{ V}$, $\pm 0.05\text{ V}$
Programmable unipolar input range	0 to 10 V, 0 to 5 V, 0 to 2.5 V, 0 to 1.25 V		0 to 10 V, 0 to 5 V, 0 to 4 V, 0 to 2.5 V, 0 to 2 V, 0 to 1 V, 0 to 0.5 V, 0 to 0.4 V, 0 to 0.1V
Input coupling	DC		
Input impedance	1 G Ω / 100 pF		
Operational common mode voltage range	$\pm 7.5\text{ V}$ maximum		
Overvoltage protection	Power on: Continuous $\pm 30\text{ V}$, Power off: Continuous $\pm 15\text{ V}$		
Trigger sources	External analog/digital trigger, SSI/star trigger ^{†1}		
Trigger modes	Pre-trigger, delay-trigger, post-trigger and middle-trigger		
FIFO buffer size	Up to 8 MSa		
Analog Output			
Resolution	12 bits		
Number of channels	2		
Maximum update rate	1 MSa/s		
Output ranges	0 to 10 V, $\pm 10\text{ V}$, 0 to AD_EXT_REF, \pm AO_EXT_REF[2]		
Output coupling	DC		
Output impedance	0.1 Ω typical		
Stability	Any passive load up to 1500 pF		
Power on state	0 V steady state		
Trigger sources	External analog/digital trigger, SSI/star trigger ^{†1}		
Trigger modes	Post-trigger and delay-trigger		
FIFO buffer size	One channel: Maximum 8 MSa Two channels: Maximum 4 MSa/ch		
Function generation mode	Sine, square, triangle, sawtooth and noise waveforms		
Digital I/O			
Number of channels	24-bit programmable input/output		
Compatibility	TTL		
Input voltage	VIL = 0.7 V max, IIL = 10 μ A max VIH = 2.0 V min, IIH = 10 μ A max		
Input voltage range	-0.5 V to +5.5 V		
Output voltage	VOL = 0.45 V max, IOL = 8 mA max VOH = 2.4 V min, IOH = 400 μ A max		
General Purpose Digital Counter (GPC)			
Maximum count	$(2^{24} - 1)$ bits		
Number of channels	Two independent up/down counter		
Compatibility	TTL		
Clock source	Internal or external		
Base clock available	48 MHz		
Maximum clock source frequency	12 MHz		
Input frequency range	0.1 Hz to 6 MHz at 50% duty cycle		
Pulse width measurement range	0.167 μ s to 178.956 s		

Analog Trigger	
Trigger source	All analog input channels, External analog trigger (EXTA_TRIG)
Trigger level	±Full scale for internal; ±10 V for external
Trigger conditions	Above high, below low and window (software selectable)
Trigger level resolution	8 bits
Bandwidth	400 kHz
Input impedance for EXTA_TRIG	20 kΩ
Coupling	DC
Overvoltage protection	Continuous for ±35 V maximum
Digital Trigger	
Compatibility	TTL/CMOS
Response	Rising or falling edge
Pulse width	20 ns minimum
Calibration^[1]	
On board reference	5 V
Temperature drift	±2 ppm/°C
Stability	±6 ppm/1000 hrs
General	
Remote interface	Hi-Speed USB 2.0
Device class	USBTMC class device
Programmable interface	Standard Commands for Programmable Instruments (SCPI) and IVI-COM

[1] System Synchronous Interface (SSI) and star trigger commands are used when the modular device is incorporated into the chassis.

[2] Maximum external reference voltage for analog output channels (AO_EXT_REF) is ±10 V.

[3] 20 minutes warm-up time is recommended.

Electrical Measurement Specifications

Basic Multifunction USB DAQ

Analog Input Measurement ^[1]				
Model Number	U2351A U2352A		U2353A U2354A	
Function	23 °C ± 5 °C	0 °C to 18 °C 28 °C to 45 °C	23 °C ± 5 °C	0 °C to 18 °C 28 °C to 45 °C
Offset error	±1 mV	±5 mV	±1 mV	±5 mV
Gain error	±2 mV	±5 mV	±2 mV	±5 mV
-3 dB small signal bandwidth ^[2]	760 kHz		1.5 MHz	
1% THD large signal bandwidth ^[2]	300 kHz		300 kHz	
System noise	1 mVrms	2 mVrms	1 mVrms	2.5 mVrms
CMRR	82 dB		82 dB	
Spurious-free dynamic range (SFDR) ^[2]	88 dB		82 dB	
Signal-to-noise and distortion ratio (SINAD) ^[2]	80 dB		78 dB	
Total harmonic distortion (THD) ^[2]	-90 dB		-88 dB	
Signal-to-noise ratio (SNR) ^[1]	80 dB		78 dB	
Effective number of bits (ENOB) ^[2]	13		12.6	

Analog Output Measurement ^[1]		
Model Number	U2351A U2353A	
Function	23 °C ± 5 °C	0 °C to 18 °C 28 °C to 45 °C
Offset Error	±1 mV	±4 mV
Gain Error	±4 mV	±5 mV
Slew rate	19 V/μs	
Rise time	0.7 μs	0.8 μs
Fall time	0.7 μs	0.8 μs
Settling time to 1% output error	4 μs	
Driving capability	5 mA	
Glitch energy	5 ns-V (Typical), 80 ns-V (Maximum)	

[1] Specifications are for 20 minutes of warm-up time, calibration temperature at 23 °C and input range of ±10 V.

[2] Specifications are based on the following test conditions.

Dynamic Range Test	Model Number	Test Conditions (DUT setting at ±10 V bipolar)	
-3 dB small signal bandwidth -1% THD large signal bandwidth	U2351A U2352A	Sampling Rate: Input voltage: -3 dB small signal bandwidth -1% THD large signal bandwidth	251 kSa/s 10% FSR FSR -1 dB FS
	U2353A U2354A	Sampling Rate: Input voltage: -3 dB small signal bandwidth -1% THD large signal bandwidth	501 kSa/s 10% FSR FSR -1 dB FS

[3] Specifications are based on the following test conditions.

Dynamic Range Test	Model Number	Test Conditions (DUT setting at ±10 V bipolar)	
SFDR, THD, SINAD, SNR, ENOB	U2351A U2352A	Sampling Rate: Fundamental Frequency: Number of points: Fundamental input voltage:	251 kSa/s 2.4119 kHz 8192 FSR -1 dB FS
	U2353A U2354A	Sampling Rate: Fundamental Frequency: Number of points: Fundamental input voltage:	501 kSa/s 4.974 kHz 16384 FSR -1 dB FS

High Density Multifunction USB DAQ

Analog Input Measurement ^[1]						
Model Number	U2355A		U2356A		U2331A	
Function	23 °C ± 5 °C	0 °C to 18 °C 28 °C to 45 °C	23 °C ± 5 °C	0 °C to 18 °C 28 °C to 45 °C	23 °C ± 5 °C	0 °C to 18 °C 28 °C to 45 °C
Offset error	±1 mV	±2 mV	±1 mV	±2mV	±2 mV	±3 mV
Gain error	±2 mV	±3mV	±2 mV	±6 mV	±6 mV	±7.5 mV
-3 dB small signal bandwidth ^[2]	760 kHz		1.3 MHz		1.2 MHz	
1% THD large signal bandwidth ^[2]	400 kHz		400 kHz		N/A	
System noise	1 mVrms	2 mVrms	1 mVrms	4 mVrms	3 mVrms	5 mVrms
CMRR	64 dB		61 dB		62 dB	
Spurious-free dynamic range (SFDR) ^[2]	88 dB		86 dB		71 dB	
Signal-to-noise and distortion ratio (SINAD) ^[2]	80 dB		78 dB		72 dB	
Total harmonic distortion (THD) ^[2]	-90 dB		-90 dB		-76 dB	
Signal-to-noise ratio (SNR) ^[1]	80 dB		78 dB		72 dB	
Effective number of bits (ENOB) ^[2]	13		12.6		11.6	

Analog Output Measurement ^[1]				
Model Number	U2355A U2356A		U2331A	
Function	23 °C ± 5 °C	0 °C to 18 °C 28 °C to 45 °C	23 °C ± 5 °C	0 °C to 18 °C 28 °C to 45 °C
Offset Error	±1 mV	±4 mV	±1.5 mV	±3 mV
Gain Error	±4 mV	±5 mV	±4 mV	±5 mV
Slew rate	19 V/μs		19 V/μs	
Rise time	0.7 μs	0.8 μs	0.7 μs	0.8 μs
Fall time	0.7 μs	0.8 μs	0.7 μs	0.8 μs
Settling time to 1% output error	4 μs		4 μs	
Driving capability	5 mA		5 mA	
Glitch energy	5 ns-V (Typical), 80 ns-V (Maximum)		5 ns-V (Typical), 80 ns-V (Maximum)	

[1] Specifications are for 20 minutes of warm-up time, calibration temperature at 23 °C and input range of ±10 V.

[2] Specifications are based on the following test conditions.

Dynamic Range Test	Model Number	Test Conditions (DUT setting at ±10 V bipolar)	
-3 dB small signal bandwidth -1% THD large signal bandwidth	U2355A	Sampling Rate: Input voltage: -3 dB small signal bandwidth -1% THD large signal bandwidth	251 kSa/s 10% FSR FSR -1 dB FS
	U2356A	Sampling Rate: Input voltage: -3 dB small signal bandwidth -1% THD large signal bandwidth	501 kSa/s 10% FSR FSR -1 dB FS
	U2331A	Sampling Rate: Input voltage: -3 dB small signal bandwidth -1% THD large signal bandwidth	3 MSa/s 10% FSR FSR -1 dB FS

[3] Specifications are based on the following test conditions.

Dynamic Range Test	Model Number	Test Conditions (DUT setting at ±10 V bipolar)	
-3 dB small signal bandwidth -1% THD large signal bandwidth	U2355A	Sampling Rate: Fundamental Frequency: Number of points: Fundamental input voltage:	251 kSa/s 2.41189 kHz 8192 FSR -1 dB FS
	U2356A	Sampling Rate: Fundamental Frequency: Number of points: Fundamental input voltage:	501 kSa/s 4.974 kHz 16384 FSR -1 dB FS
	U2331A	Sampling Rate: Fundamental Frequency: Number of points: Fundamental input voltage:	3 MSa/s 29.892 kHz 65536 FSR -1 dB FS

DC Characteristics

Accuracy Specifications

Analog Input

U2351A | U2352A | U2353A | U2354A

Unipolar Range (V)	Offset Error (mV) ^[1]	Gain Error (mV)	Accuracy (% of reading + offset error) ^[2]
10	1.5	2.0	0.04% + 1.5 mV
5	1.5	2.0	0.08% + 1.5 mV
2.5	1.0	1.0	0.08% + 1.0 mV
1.25	1.0	1.0	0.16% + 1.0 mV
Bipolar Range (V)	Offset Error (mV) ^[1]	Gain Error (mV)	Accuracy (% of reading + offset error) ^[2]
10	1.0	2.0	0.02% + 1.0 mV
5	1.0	2.0	0.04% + 1.0 mV
2.5	1.0	1.5	0.06% + 1.0 mV
1.25	1.0	1.5	0.12% + 1.0 mV

U2355A | U2356A

Unipolar Range (V)	Offset Error (mV) ^[1]	Gain Error (mV)	Accuracy (% of reading + offset error) ^[2]
10	1.0	1.5	0.03% + 1.0 mV
5	1.0	1.5	0.06% + 1.0 mV
2.5	1.0	1.0	0.06% + 1.0 mV
1.25	1.0	1.0	0.16% + 1.0 mV
Bipolar Range (V)	Offset Error (mV) ^[1]	Gain Error (mV)	Accuracy (% of reading + offset error) ^[2]
10	1.0	2.0	0.02% + 1.0 mV
5	1.0	2.0	0.04% + 1.0 mV
2.5	1.0	1.5	0.06% + 1.0 mV
1.25	1.0	1.5	0.12% + 1.0 mV

U2331A

Unipolar Range (V)	Offset Error (mV) ^[1]	Gain Error (mV)	Accuracy (% of reading + offset error) ^[2]
10	1.5	4.0	0.08% + 1.5 mV
5	1.5	2.0	0.08% + 1.5 mV
4	1.5	2.0	0.10% + 1.5 mV
2.5	1.0	1.5	0.12% + 1.0 mV
2	1.0	1.0	0.10% + 1.0 mV
1	1.0	1.0	0.20% + 1.0 mV
0.5	1.0	1.0	0.41% + 1.0 mV
0.4	1.0	1.0	0.51% + 1.0 mV
0.1	1.0	1.0	2.04% + 1.0 mV

1. The above specifications are typical for 23°C.
2. Specifications are for 20 minutes warm-up and self calibration.
3. The measurements are calculated with 100 points averaging of data.

[1] Offset error is measured at midscale of full scale range.

[2] Accuracy = +/- [% of |(Gain Error / (Measured value - Midscale of FSR))| + Offset Error]

U2331A

Bipolar Range (V)	Offset Error (mV) ^[1]	Gain Error (mV)	Accuracy (% of reading + offset error) ^[2]
10	2.0	6.0	0.08% + 2.0 mV
5	1.5	4.0	0.08% + 1.5 mV
2.5	1.5	2.0	0.08% + 1.5 mV
1.25	1.0	1.5	0.12% + 1.0 mV
1	1.0	1.0	0.10% + 1.0 mV
0.5	1.0	1.0	0.20% + 1.0 mV
0.25	1.0	1.0	0.40% + 1.0 mV
0.2	1.0	1.0	0.50% + 1.0 mV
0.05	1.0	1.0	2.02% + 1.0 mV

1. The above specifications are typical for 23°C.
2. Specifications are for 20 minutes warm-up and self calibration.
3. The measurements are calculated with 100 points averaging of data.

[1] Offset error is measured at midscale of full scale range.

[2] Accuracy = +/- [% of |Gain Error / (Measured value - Midscale of FSR)| + Offset Error]

Analog Output

U2351A | U2352A | U2353A | U2354A

Unipolar Range (V)	Offset Error (mV) ^[1]	Gain Error (mV)	Accuracy (% of reading + offset error) ^[2]
10	1.0	2.0	0.02% + 1.0 mV
Bipolar Range (V)	Offset Error (mV) ^[1]	Gain Error (mV)	Accuracy (% of reading + offset error) ^[2]
10	1.0	4.0	0.04% + 1.0 mV

U2355A | U2356A

Unipolar Range (V)	Offset Error (mV) ^[1]	Gain Error (mV)	Accuracy (% of reading + offset error) ^[2]
10	1.0	2.0	0.02% + 1.0 mV
Bipolar Range (V)	Offset Error (mV) ^[1]	Gain Error (mV)	Accuracy (% of reading + offset error) ^[2]
10	1.0	4.0	0.04% + 1.0 mV

U2331

Unipolar Range (V)	Offset Error (mV) ^[1]	Gain Error (mV)	Accuracy (% of reading + offset error) ^[2]
10	2.5	4.0	0.04% + 2.5 mV
Bipolar Range (V)	Offset Error (mV) ^[1]	Gain Error (mV)	Accuracy (% of reading + offset error) ^[2]
10	1.5	4.0	0.04% + 1.5 mV

1. The above specifications are typical for 23°C.
2. Specifications are for 20 minutes warm-up and self calibration.

[1] Offset error is measured at 0 V.

[2] Accuracy = +/- [% of |Gain Error/Output value| + offset voltage]

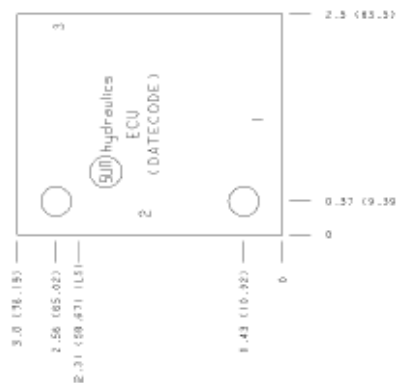
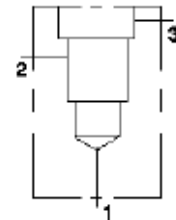
9.5.2 Πλακάκι προσαρμογής και σύνδεσης βαλβίδας φορτίου



Model: ECU

T-11A cavity ninety degree line mount manifold

Aluminum Body Pressure Rating: **3000 psi (210 bar)**
 Ductile Iron Body Pressure Rating: **5000 psi (350 bar)**



Technical Data

	U.S. Units	Metric Units
Cavity		T-11A
Body Features		Ninety degree
Body Type		Line mount
Interface		None
Open Cavity Quantity		1
Mounting Hole Diameter	.34 in.	8.6 mm
Mounting Hole Depth		Through
Mounting Hole Quantity		2

Display Components

Part	Description	Quantity
ECU Body - Aluminum		1

Port Headings and Sizes

ECU Ports 1 & 2	3/8" BSPP
ECU Port 3	1/4" BSPP

<http://www.sunhydraulics.com>

Date Created: 4/3/2011

Copyright © 2010-2011 Sun Hydraulics Corporation. All rights reserved.

9.5.3 Βαλβίδα πιλότος βαλβίδας φορτίου



Electro-proportional relief valve - pilot capacity

Capacity:
.25 gpm (1 L/min.)

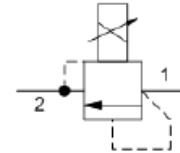
Functional Group:

Products : Cartridges : Electro-Proportional : Relief : 2-Port, Pilot Relief

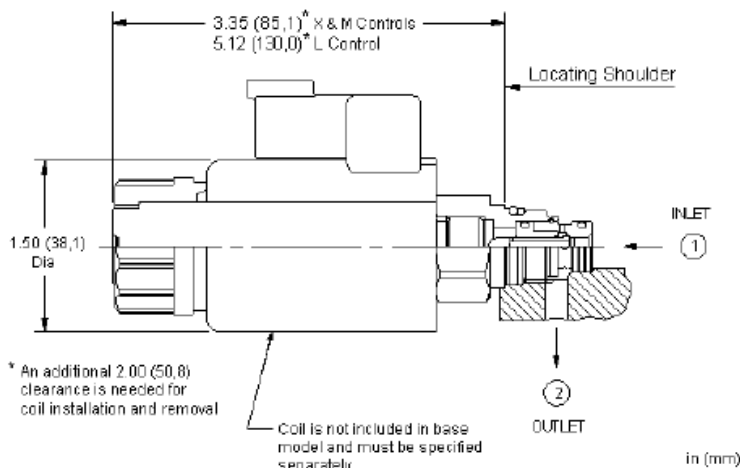
Model:
RBAP

Product Description

This 2-port, pilot-stage, direct-acting relief cartridge is an electro-proportionally controlled, normally closed pressure regulating valve. The proportional control allows for infinite, step-less adjustability within the selected pressure range. When the pressure at port 1 (inlet) is sufficient to overcome the solenoid forces, as determined by the analog input signal, the poppet lifts and allows flow from port 1 to port 2 (outlet). This pilot control cartridge utilizes the T-8A cavity so it can be used in conjunction with Sun's main stage, pressure control elements.



[Download](#)



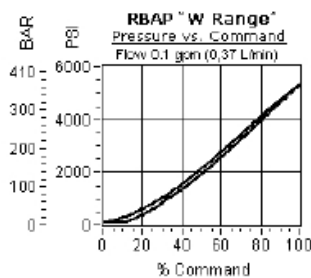
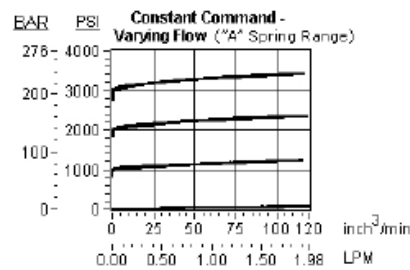
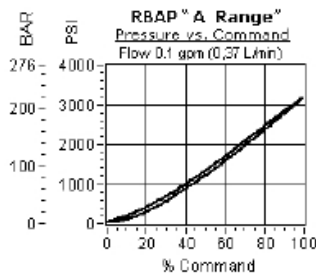
Technical Features

- Varying the analog input signal to the proportional solenoid provides a step-less control of pressure.
- This electro-proportional cartridge utilizes the Sun T-8A, 2-port cavity making it the ideal choice to use in conjunction with Sun's main stage cartridges. Separate pilot lines are eliminated and only one cavity needs to be machined to accommodate both the control and primary function. Note: All 2-port pilot stage control cartridges utilize the same cavity and are physically interchangeable. Functionality is the only consideration.
- All pressure ranges will drop to a setting of 0 with no analog input signal. The pressure ranges indicate the valve's area of acceptable performance.
- The L control (Manual Override - Adjustable) allows one to manually adjust the valve in case of an electrical failure. The L control also allows one to offset the pressure range. For instance, if an A range valve is mechanically offset to a setting of 1500 psi (105 bar), the new maximum will be 4500 psi (310 bar).
- Note: The main stage valve should first be installed to the correct torque value followed by the T-8A pilot control section into the main stage valve to its required torque value.
- High pilot capacity allows for operation of larger size main stage elements.
- Damped construction provides stable operation over a wide range of operating conditions.
- Low leakage levels in the closed position. (Reseat occurs at 85% of cracking pressure.)
- Coils are interchangeable with Sun's other full flow, solenoid operated valves and can be mounted on the tube in either direction.
- For optimum performance, an amplifier with current sensing and adjustable dither should be used. Dither should be adjustable between 100 - 250 Hz.
- NOTE: There is no upper limit to the pressure setting when using the M control. The more force you exert on the manual override, the higher the resulting pressure.
- Incorporates the Sun floating style construction to minimize the possibility of internal parts binding due to excessive installation torque and/or cavity/cartridge machining variations.

- Capable of operating with pressures up to 5000 psi.

Technical Data

	U.S. Units	Metric Units
Cavity		T-8A
Capacity	.25 gpm	1 L/min.
Hysteresis (with dither)		<4%
Hysteresis with DC input		<8%
Linearity (with dither)		<2%
Repeatability (with dither)		<2%
Recommended dither frequency		140 Hz
Maximum Operating Pressure	5000 psi	350 bar
Maximum Valve Leakage at Reseat	1.5 in ³ /min.	25 cc/min.
Series (from Cavity)		Series P
Reseat		>85% of Set Pressure
Solenoid Tube Diameter	.75 in.	19 mm
Valve Hex Size	7/8 in.	22,2 mm
Valve Installation Torque	20 - 25 lbf ft	27 - 33 Nm
Model Weight (with coil)	1.00 lb	0,45 kg
Seal Kits - Cartridge		Buna: 990-208-007
Seal Kits - Cartridge		Viton: 990-208-006
Seal Kits - Coil		Viton: 990-770-006
Model Weight	0.56 lb.	0.25 kg.



RBAP-XAN-***

Control

Preferred Options

X No Manual Override
Standard Options

E Twist Manual Override

L Manual Override - Adjustable

Adjustment Range

Preferred Options

A 300 - 3000 psi (20 - 210 bar)
Standard Options

B 150 - 1500 psi (10,5 - 105 bar)

Seal Material

Preferred Options

N Buna-N
Standard Options

V Viton

Coil







*** See Coil Options Below

T Tuning Adjustment

D 50 - 750 psi (3,5 - 50 bar)

W 500 - 5000 psi (35 - 350 bar)

Standard Coil Options (View All)

					
DIN 43650 3 pin (Hirschman)	SAE J858A	AMP Junior Timer	Twin Lead	Metri-Pack	Deutsch DT04-2P

*** no coil

212 DIN 43650 3 pin (Hirschman) 12 VDC

224 DIN 43650 3 pin (Hirschman) 24 VDC

524 SAE J858A 24 VDC

612 AMP Junior Timer 12 VDC

624 AMP Junior Timer 24 VDC

712 Twin Lead 12 VDC

724 Twin Lead 24 VDC

812 Metri-Pack 12 VDC

824 Metri-Pack 24 VDC

912 Deutsch DT04-2P 12 VDC

924 Deutsch DT04-2P 24 VDC

512 SAE J858A 12 VDC +20.50

71299 Twin Lead to Deutsch connector, 9 inch lead length

+30.10 **72439** Twin Lead to Connector, 9 inch lead length +30.10

71219 Twin Lead to Delphi Weather-Pack Connector, 9 inch lead length, 12 VDC +29.00

72419 Twin Lead to Delphi Weather-Pack Connector, 9 inch lead length 24 VDC

+29.00 **72499** Twin Lead to Deutsch connector, 9 inch lead length +30.10

71239 Twin Lead to Connector, 9 inch lead length +30.10

72429 Twin Lead to Connector, 9 inch lead length +29.00

Stainless options not available for this model

9.5.4 Βαλβίδα κυρίως σταδίου βαλβίδας πιλότου



Pilot operated, balanced piston sequence main stage with integral T-8A control cavity

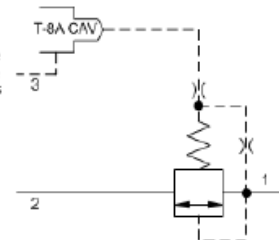
Capacity:
15 gpm (60 L/min.)
Model:
RSDC-8DN

Functional Group:

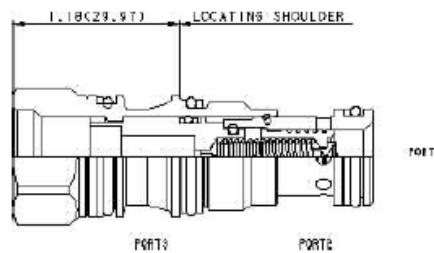
Products : Cartridges : Electro-Proportional : Relief : 3-Port, Balanced Piston, Relief

Product Description

This valve is a normally closed modulating element that incorporates an integral pilot control cavity. It is externally drained, and is a balanced piston design. The pilot control cavity will accept any T-8A pressure control cartridge. When the pressure at the inlet (port 1) reaches the pilot control cartridge's setting, the modulating element starts to open to port 2, throttling flow to regulate the pressure. The pilot cartridge's setting determines the difference in pressure between the inlet (port 1) and the drain (port 3). These valves are insensitive to back pressure at port 2, up to the valve setting. They may be used to regulate pressure in place of 2-port relief valves if there is pressure in the return line.



[Download](#)



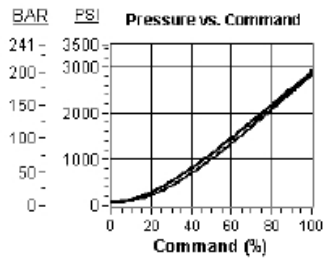
Technical Features

- All 3 port sequence cartridges are physically and functionally interchangeable (i.e. same flow path, same cavity for a given frame size).
- Pilot flow continues to increase as the pressure at port 1 (inlet), relative to the pressure at port 3 (drain), rises above the valve setting.
- The main stage orifice is protected by a 150 micron stainless steel screen.
- Pressure at port 3 is directly additive to the valve setting at a 1:1 ratio and should not exceed 5000 psi (350 bar).
- NOTE: With the -8 control option, the main stage valve should first be installed to the correct torque value. The T-8A pilot control valve should then be installed into the main stage valve to its required torque value.
- The -8 control option allows the pilot control valve to be incorporated directly into the end of the relief cartridge via the T-8A cavity. These pilot control cartridges are sold separately and include solenoid operation, air pilot operation, and hydraulic pilot operation. See Pilot Control Cartridges.
- Will accept maximum pressure at port 2; suitable for use in cross port relief circuits. If used in cross port relief circuits, consider spool leakage.
- Not suitable for use in load holding applications due to spool leakage.
- Incorporates the Sun floating style construction to minimize the possibility of internal parts binding due to excessive installation torque and/or cavity/cartridge machining variations.

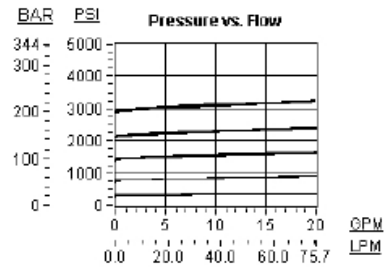
Technical Data

	U.S. Units	Metric Units
Cavity		T-11A
Capacity	15 gpm	60 L/min.
Control Pilot Flow	7 - 10 in ³ /min.	0,11 - 0,16 L/min.
Main stage leakage at 110 SUS (24 cSt)	2 in ³ /min.@1000 psi	30 cc/min.@70 bar
Maximum Operating Pressure	5000 psi	350 bar
Pilot Control Cavity		T-8A

Response Time - Typical	10 ms	
Series (from Cavity)	Series 1	
Valve Hex Size	7/8 in.	22,2 mm
Valve Installation Torque	30 - 35 lbf ft.	40 - 50 Nm
Seal Kits - Cartridge	Buna: 990-011-007	
Seal Kits - Cartridge	Viton: 990-011-006	
Model Weight	0,22 lb.	0,10 kg.



Pilot control provided by
Proportional Pilot Relief, Model RBAP-MAN



RSDC-8DN

Minimum Control Pressure

Seal Material

D 25 psi (1,7 bar)

N Buna-N

Related Models



[RSDC](#)

Related Documents (opens in new window):

- [The T-8A Cavity Concept](#)

Copyright © 2002-2011 Sun Hydraulics Corporation. All rights reserved.
[Terms and Conditions](#) - [ISO Certification](#) - [Statement of Privacy](#)

9.5.5 Παροχόμετρα αναλογικής εξόδου

 <p>Zertifiziertes QM-System DIN EN ISO 9001 Zert.Nr. 01017</p>	<h3>Viscosity-Compensated Flow Meters and Switches</h3> <p>for Viscous Liquids</p>		<p>measuring • monitoring • analysing</p>
---	--	--	---





- Measuring range:
oil 0.01 - 0.07 to 8 - 80 L/min
- Basic accuracy: $\pm 4\%$ f. s.
- p_{max} 350 bar,
 t_{max} 100 °C
- Viscosity range:
1 ... 540 mm²/s
- Connection:
G 1/4... G 1 female
1/4...1 NPT female
- Material:
brass, stainless steel

KOBOLD companies worldwide:
ARGENTINA, AUSTRIA, BELGIUM, CANADA, CHILE, CHINA, CZECHIA,
FRANCE, GERMANY, GREAT BRITAIN, INDIA, INDONESIA, ITALY,
MALAYSIA, MEXICO, NETHERLANDS, POLAND, SINGAPORE, SLOVAKIA,
SPAIN, SWITZERLAND, THAILAND, USA, VENEZUELA, VIETNAM

KOBOLD Messring GmbH
Nordring 22-24
D-65719 Hofheim/Ts.
☎ +49 (0)6192 299-0
☎ +49 (0)6192 23398
E-Mail: info.de@kobold.com
Internet: www.kobold.com

Model:
VKM

35



Description

The KOBOLD flow meters and switches model VKM have a spring-loaded float, which slides within a cylindrical measuring tube and has an integral orifice which is believed to be unique.

This and other design features means that it has for the first time become possible to create a flow meter and switch which fully compensates for viscosity and to a large extent for density even with very low flows. The float of these patented devices contains a permanent magnet which actuates a potential free bistable reed contact mounted outside the flow thus ensuring her-metic separation between the medium and the electrical contact system. The contact is embedded within a height-adjustable plastic housing to prevent damage to the contacts by mechanical action or aggressive atmospheres.

As the medium enters the instrument the float rises. Once its magnetic field reaches the contact tips of the reed switch the contact closes. As the flow increases the float rises further until it reaches its stop. This prevents the float from going beyond the contact range of the magnetic operating tube, that is, the contact remains closed thus ensuring bistable switching.

Viscosity compensation

If the viscosity changes from 1 mm²/s to 540 mm²/s the indicated value is still accurate within ±5%, even with very low flows, for example, 0.1 L/min.

Comparable devices, for instance conventional float-type flow meters, are, if the viscosity changes to such an extent, subject to indicating errors up to 2500%, especially with comparable low flows. Other instruments with spring-loaded floats, which are allegedly viscosity compensated, still produce indicating errors of more than 500% with the same change in viscosity and a flow of 0.1 L/min.

Thanks to the virtually perfect viscosity compensation and good density compensation the flow meters and switches of the latest generation are suitable both for water and highly viscous oil, without having to change the scale and without readjustment. This constitutes an extremely important advance especially in the critical area of oil lubrication circuits where measurement and switching are necessary at changing media temperatures.

Applications

- Lubrication circuits
- Paper-making machines
- Machine tools
- Oil lubrication circuits
- Hydraulics
- Extruding plant
- Printing presses

Technical Details

Body:	VKM-x1...: brass, nickel-plated VKM-x2...: stainless steel 1.4301
Screwed fitting:	VKM-x1...: brass, nickel-plated VKM-x2...: stainless steel 1.4310
Float:	VKM-x1...: brass, nickel-plated VKM-x2...: stainless steel 1.4310
Orifice:	stainless steel 1.4310
Spring:	stainless steel 1.4310
Magnet:	oxide ceramics
Seals:	VKM-x1...: NBR VKM-x2...: FPM
Max. temperature:	+100°C
Max. pressure:	VKM-x1...: 250 bar VKM-x2...: 350 bar
Installation position:	any
Basic accuracy:	±4% f. s. (with a viscosity of 105 mm ² /s)
Measuring error due to change in viscosity:	for changes in viscosity within 1 - 540 mm ² /s the additional deviation is ±5% f. s. maximum
Viscosity range:	1 - 540 mm ² /s
Contacts: Optional with VKM-1..., VKM-3...	
Electrical connection:	2 m cable (VKM-...F.) for all other types: connector DIN 43 850
Electrical switching values:	N/O contact (CSA) max. 240 V _{AC} / 100 VA / 1.5 A changeover contact (CSA) max. 240 V _{AC} / 60 VA / 1 A N/O contact (UL) 250 V _{AC} - 0.4 A / 200 V _{DC} - 0.25 A 50 V _{DC} - 1.0 A changeover contact (UL) max. 250 V _{DC} / 0.136 A - 30 V _{DC} / 1 A N/O contact Ex II 2G EEx m II T6 / 2D IP67 T80°C max. 250 V _{DC} / 100 VA / 1.5 A (I _K = 5 A)
Ex range:	ATEX zone 1 as "simple operator" or with N/O contact Ex
Protection:	IP 65 (electrical contact) IP 54 (side indicator)



Order Details

Viscosity-compensated flow switches model: VKM-1...

Measuring range L/min oil	Pressure loss Δ P [bar] at rated flow*		Brass	Stainless steel	Contact	Connection		Option special connect.	Flow direction
	min.	max.							
0.01...0.07	0.02	1.0	VKM-1101...	VKM-1201...	..R0.. = 1 N/O contact ..U0.. = 1 changeover contact ..F0.. = 1 Ex N/O contact ..C0.. = 1 N/O contact (UL) ..D0.. = 1 changeover contact (UL) ..RR.. = 2 N/O contact ..UU.. = 2 changeover contact ..CC.. = 2 N/O contact (UL) ..DD.. = 2 changeover contact (UL)	..R08 = G 1/4	..N08 = 1/4 NPT	0 = without option B = outlet female thread inlet BVB manifold	B = from bottom T = from top L = from left R = from right
0.1...0.45	0.03	0.8	VKM-1102...	VKM-1202...		..R08 = G 1/4	..N08 = 1/4 NPT		
0.2...1.2	0.05	1.1	VKM-1103...	VKM-1203...		..R15 = G 1/2	..N15 = 1/2 NPT		
0.5...2	0.07	1.2	VKM-1104...	VKM-1204...		..R15 = G 1/2	..N15 = 1/2 NPT		
0.8...3.4	0.05	0.9	VKM-1105...	VKM-1205...		..R20 = G 3/4	..N20 = 3/4 NPT		
2...9	0.05	0.8	VKM-1106...	VKM-1206...		..R20 = G 3/4	..N20 = 3/4 NPT		
4...14	0.08	1.1	VKM-1107...	VKM-1207...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		
5...20	0.05	1.1	VKM-1108...	VKM-1208...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		
4...40	0.1	0.4	VKM-1109...	VKM-1209...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		
5...55	0.15	1.1	VKM-1110...	VKM-1210...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		
7...70	0.15	1.1	VKM-1111...	VKM-1211...	..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT			
8...80	0.15	1.1	VKM-1112...	VKM-1212...	..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT			

*Pressure loss refers to water

Viscosity-compensated flow meter model: VKM-2...

Measuring range L/min oil	Pressure loss Δ P [bar] at rated flow*		Brass	Stainless steel	Contact	Connection		Option special connect.	Flow direction
	min.	max.							
0.01...0.07	0.02	1.0	VKM-2101...	VKM-2201...	..00.. = with contact	..R08 = G 1/4	..N08 = 1/4 NPT	0 = without option B = outlet female thread inlet BVB manifold	B = from bottom T = from top L = from left R = from right
0.1...0.45	0.03	0.8	VKM-2102...	VKM-2202...		..R08 = G 1/4	..N08 = 1/4 NPT		
0.2...1.2	0.05	1.1	VKM-2103...	VKM-2203...		..R15 = G 1/2	..N15 = 1/2 NPT		
0.5...2	0.07	1.2	VKM-2104...	VKM-2204...		..R15 = G 1/2	..N15 = 1/2 NPT		
0.8...3.4	0.05	0.9	VKM-2105...	VKM-2205...		..R20 = G 3/4	..N20 = 3/4 NPT		
2...9	0.05	0.8	VKM-2106...	VKM-2206...		..R20 = G 3/4	..N20 = 3/4 NPT		
4...14	0.08	1.1	VKM-2107...	VKM-2207...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		
5...20	0.05	1.1	VKM-2108...	VKM-2208...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		
4...40	0.1	0.4	VKM-2109...	VKM-2209...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		
5...55	0.15	1.1	VKM-2110...	VKM-2210...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		
7...70	0.15	1.1	VKM-2111...	VKM-2211...	..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT			
8...80	0.15	1.1	VKM-2112...	VKM-2212...	..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT			

*Pressure loss refers to water

Viscosity-compensated flow meters and switches model: VKM-3...

Measuring range L/min oil	Pressure loss Δ P [bar] at rated flow*		Brass	Stainless steel	Contact	Connection		Option special connect.	Flow direction
	min.	max.							
0.01...0.07	0.02	1.0	VKM-3101...	VKM-3201...	..R0.. = 1 N/O contact ..U0.. = 1 changeover contact ..F0.. = 1 Ex N/O contact ..C0.. = 1 N/O contact (UL) ..D0.. = 1 changeover contact (UL) ..RR.. = 2 N/O contact ..UU.. = 2 changeover contact ..CC.. = 2 N/O contact (UL) ..DD.. = 2 changeover contact (UL)	..R08 = G 1/4	..N08 = 1/4 NPT	0 = without option B = outlet female thread inlet BVB manifold	B = from bottom T = from top L = from left R = from right
0.1...0.45	0.03	0.8	VKM-3102...	VKM-3202...		..R08 = G 1/4	..N08 = 1/4 NPT		
0.2...1.2	0.05	1.1	VKM-3103...	VKM-3203...		..R15 = G 1/2	..N15 = 1/2 NPT		
0.5...2	0.07	1.2	VKM-3104...	VKM-3204...		..R15 = G 1/2	..N15 = 1/2 NPT		
0.8...3.4	0.05	0.9	VKM-3105...	VKM-3205...		..R20 = G 3/4	..N20 = 3/4 NPT		
2...9	0.05	0.8	VKM-3106...	VKM-3206...		..R20 = G 3/4	..N20 = 3/4 NPT		
4...14	0.08	1.1	VKM-3107...	VKM-3207...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		
5...20	0.05	1.1	VKM-3108...	VKM-3208...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		
4...40	0.1	0.4	VKM-3109...	VKM-3209...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		
5...55	0.15	1.1	VKM-3110...	VKM-3210...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		
7...70	0.15	1.1	VKM-3111...	VKM-3211...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		
8...80	0.15	1.1	VKM-3112...	VKM-3212...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		

*Pressure loss refers to water



Order Details

Viscosity-compensated flow meter with analogue output model: VKM-6...

Measuring range L/min oil approx.	Pressure loss Δ P [bar] at rated flow*		Brass	Stainless steel	Output	Connection		Option special connect.	Flow direction
	min.	max.							
0.01...0.063	0.02	1.0	VKM-6101...	VKM-6201...	...0A. = 0-20 mA ...4A. = 4-20 mA ...0V. = 0-10 V _{DC}	..R08 = G 1/4	..N08 = 1/4 NPT	0 = without option	B = from bottom T = from top L = from left R = from right
0.1...0.4	0.03	0.8	VKM-6102...	VKM-6202...		..R08 = G 1/4	..N08 = 1/4 NPT		
0.2...1.1	0.05	1.1	VKM-6103...	VKM-6203...		..R15 = G 1/2	..N15 = 1/2 NPT		
0.5...1.8	0.07	1.2	VKM-6104...	VKM-6204...		..R15 = G 1/2	..N15 = 1/2 NPT		
0.8...3.1	0.05	0.9	VKM-6105...	VKM-6205...		..R20 = G 3/4	..N20 = 3/4 NPT		
2...8.1	0.05	0.8	VKM-6106...	VKM-6206...		..R20 = G 3/4	..N20 = 3/4 NPT		
4...12.6	0.08	1.1	VKM-6107...	VKM-6207...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		
5...18	0.05	1.1	VKM-6108...	VKM-6208...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		
4...36	0.1	0.4	VKM-6109...	VKM-6209...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT		
5...50	0.15	1.1	VKM-6110...	VKM-6210...					
7...63	0.15	1.1	VKM-6111...	VKM-6211...					
8...72	0.15	1.1	VKM-6112...	VKM-6212...					

*Pressure loss refers to water

Viscosity-compensated flow meter with evaluating electronics model: VKM-7...

Measuring range L/min oil approx.	Pressure loss Δ P [bar] at rated flow*		Brass	Stainless steel	Output	Connection		Flow direction
	min.	max.						
0.01...0.063	0.02	1.0	VKM-7101...	VKM-7201...	...B00... = bargraph ind. 230 V _{AC}	..R08 = G 1/4	..N08 = 1/4 NPT	B = from bottom T = from top L = from left R = from right
0.1...0.4	0.03	0.8	VKM-7102...	VKM-7202...	...B30... = bargraph ind. 24 V _{DC}	..R08 = G 1/4	..N08 = 1/4 NPT	
0.2...1.1	0.05	1.1	VKM-7103...	VKM-7203...	...D04... = digital indication 230 V _{AC} , 4-20 mA	..R15 = G 1/2	..N15 = 1/2 NPT	
0.5...1.8	0.07	1.2	VKM-7104...	VKM-7204...	...D34... = digital indication 24 V _{DC} , 4-20 mA	..R15 = G 1/2	..N15 = 1/2 NPT	
0.8...3.1	0.05	0.9	VKM-7105...	VKM-7205...	...K04... = combination ind. 230 V _{AC} , 4-20 mA	..R20 = G 3/4	..N20 = 3/4 NPT	
2...8.1	0.05	0.8	VKM-7106...	VKM-7206...	...K34... = combination ind. 24 V _{DC} , 4-20 mA	..R20 = G 3/4	..N20 = 3/4 NPT	
4...12.6	0.08	1.1	VKM-7107...	VKM-7207...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT	
5...18	0.05	1.1	VKM-7108...	VKM-7208...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT	
4...36	0.1	0.4	VKM-7109...	VKM-7209...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT	
5...50	0.15	1.1	VKM-7110...	VKM-7210...				
7...63	0.15	1.1	VKM-7111...	VKM-7211...				
8...72	0.15	1.1	VKM-7112...	VKM-7212...				

*Pressure loss refers to water

Viscosity-compensated flow meter with compact electronics model: VKM-8...

Measuring range L/min oil approx.	Pressure loss Δ P [bar] at rated flow*		Brass	Stainless steel	Output	Connection		Flow direction
	min.	max.						
0.01...0.063	0.02	1.0	VKM-8101...	VKM-8201...	...C0R... = compact electr. 24 V _{DC} , 2 x PNP	..R08 = G 1/4	..N08 = 1/4 NPT	B = from bottom T = from top L = from left R = from right
0.1...0.4	0.03	0.8	VKM-8102...	VKM-8202...	...C0M... = compact electr. 24 V _{DC} , 2 x NPN	..R08 = G 1/4	..N08 = 1/4 NPT	
0.2...1.1	0.05	1.1	VKM-8103...	VKM-8203...	...C4P... = compact electr. 24 V _{DC} , 4-20 mA, 1 x PNP	..R15 = G 1/2	..N15 = 1/2 NPT	
0.5...1.8	0.07	1.2	VKM-8104...	VKM-8204...	...C4N... = compact electr. 24 V _{DC} , 4-20 mA, 1 x NPN	..R15 = G 1/2	..N15 = 1/2 NPT	
0.8...3.1	0.05	0.9	VKM-8105...	VKM-8205...		..R20 = G 3/4	..N20 = 3/4 NPT	
2...8.1	0.05	0.8	VKM-8106...	VKM-8206...		..R20 = G 3/4	..N20 = 3/4 NPT	
4...12.6	0.08	1.1	VKM-8107...	VKM-8207...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT	
5...18	0.05	1.1	VKM-8108...	VKM-8208...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT	
4...36	0.1	0.4	VKM-8109...	VKM-8209...		..R25 = G 1	..N25 = 1 NPT	
5...50	0.15	1.1	VKM-8110...	VKM-8210...				
7...63	0.15	1.1	VKM-8111...	VKM-8211...				
8...72	0.15	1.1	VKM-8112...	VKM-8212...				

*Pressure loss refers to water

Model VKM-6...

Analogue output: 0 or 4 - 20 mA or 0-10 V
4-wire version,
non-linear

Auxiliary power: 24 V_{AC} or 24 V_{DC}

Max. temperature: +80°C

Max. load: 500 Ω

Model VKM-8...

Indication: 3-digit LED

Switching output: semiconductor PNP or NPN

Analogausgang: 4 - 20 mA, 3-wire
max. 500 Ω, linear

Power supply: 24 V_{DC} ±20 %

Max. temperature: +80°C

Electr. connection: connector M12x1

Model VKM-7...

With this version our proven evaluating electronics ADI (see also brochure S4) in a field housing are fitted to the flow meter.

Three different evaluating electronics are available:

- Digital indication
- Bargraph indication
- Combined indication (digital/bargraph)

Important!

The max. upper range values are approximately 10% lower than for other types.

VKM Versions

Six different versions are available

VKM-1...:

Flow switches
with 1 contact



VKM-2...:

Flow meters



VKM-3...:

Flow Meters and switches
with 1 contact



VKM-6...

Flow meters with
analogue output



VKM-7...

Flow meters with
evaluating electronics



VKM-8...

Flow meters with
compact electronics



No responsibility taken for errors;
subject to change without prior notice.

www.kobold.com

39



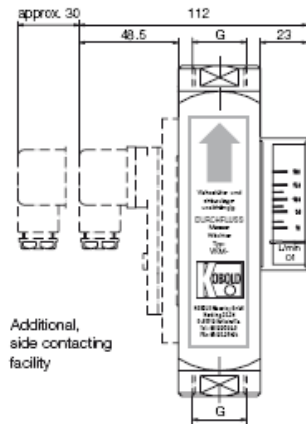
Dimensions

Model	Square [mm]	Length L [mm] Connection	AF [mm] Connection	Weight* [kg]
VKM-..01	40 x 40	162	36	1.7
VKM-..02	40 x 40	162	36	1.7
VKM-..03	40 x 40	162	36	1.7
VKM-..04	40 x 40	162	36	1.7
VKM-..05	40 x 40	162	36	1.7
VKM-..06	40 x 40	162	36	1.7
VKM-..07	40 x 40	162	36	1.6
VKM-..08	40 x 40	162	36	1.6
VKM-..09	40 x 40	162 (186.5)**	36 (41)**	1.7
VKM-..10	40 x 40	162 (186.5)**	36 (41)**	1.7
VKM-..11	40 x 40	162 (186.5)**	36 (41)**	1.7
VKM-..12	40 x 40	186.5	41	1.7

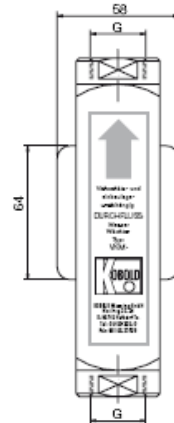
*Weight valid for: VKM-1..., VKM-2...
for model VKM-3... + 0.1 kg
for model VKM-6... + 0.2 kg
for model VKM-7... + 1.4 kg

**with G 1 or 1 NPT

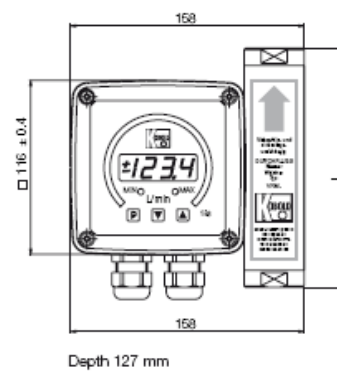
VKM-1..., VKM-2..., VKM-3...



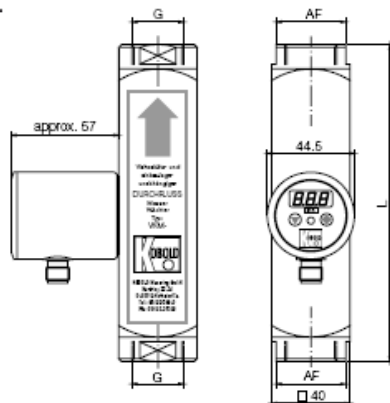
VKM-6...



VKM-7...



VKM-8...



9.5.6 Μεταλλάκτες πίεσης



Pressure Transducer Heavy Duty Compact Thinfilm Technology



measuring
•
monitoring
•
analysing



- Gauge pressure
- Internal diaphragm
- Measuring range:
0...25 to 0...1000 bar
- Temperature (Medium):
max. 100°C
- Accuracy:
0.5 or 1.0% (f.s.d.)
- Material:
Stainless steel
- Connection: G 1/4" male

KOBOLD offices exist in the following countries:

ARGENTINA, AUSTRIA, BELGIUM, CANADA, CHINA,
FRANCE, GERMANY, GREAT BRITAIN, NETHERLANDS,
POLAND, SINGAPORE, SWITZERLAND, USA, VENEZUELA

KOBOLD Messring GmbH
Nordring 22-24
D-65719 Hofheim/Ts.
☎ (06192) 299-0
☎ (06192) 23396
E-mail: info.de@kobold.com
Internet: www.kobold.com

Model:
SEN 3349
SEN 3373

19



Description

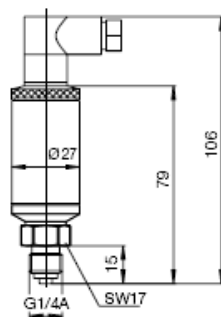
Industrial Heavy Duty Compact pressure sensors are leaders among the pressure transducers. Compact, accurate, rugged with long-term stability, they reliably perform industrial pressure measurement jobs in the production, development and laboratory sectors. The compact construction with the 1/4" BSP male pressure connection permits a space-saving and lightweight installation. As a measuring element, a thin-film sensor will be used. The materials utilized render these pressure sensors insensitive to chemically aggressive media.

Technical data

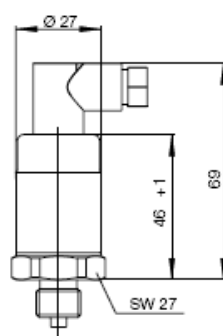
Technology: Internal diaphragm
 Pressure: Gauge pressure
 Housing: Stainless steel 1.4301
 Fitting: DIN 16288 G 1/4" male
 Wetted parts: Stainless steel 1.4571 and 1.4542
 Sensor: Thin-film
 Max. temperature: Storage: -40...+100°C
 Medium: -30...+100°C
 Ambient: -40...+ 85°C
 Pressure limitation: ≤ 16 bar: 3.5 x range
 ≤ 600 bar: 2 x range,
 > 600 bar: 1.5 x range,
 Vacuum-tight x range
 Accuracy: 0.5 or 1.0
 Repeatability: ≤ ±0.05% (f.s.d.)
 Stability per year: ≤ ±0.2% (f.s.d.) under
 reference conditions
 Electrical connection: Connector DIN 43 650 C
 Mini Hirschmann plug
 G4a1MMT (type 3373)
 Power supply: 12...30 VDC
 (14...30 VDC for output 0-10 V)
 Output: 4-20 mA, 0-10 VDC
 Load (Ω): ≤ (UB-10V)/0.02 A (for 4-20 mA)
 >10 kOhm for 0-10 V
 Response time: ≤ 1ms (within 10-90% of full scale)
 Adjustability: Zero and span to ±5%
 (only for SEN-3349...)
 Temp. comp. range: 0...+80°C
 Temperature Drift: Zero and span
 ±0.3%/10 K
 Protection: IP 65

Dimensions

SEN-3349..



SEN-3373



Areas of application

- Pneumatic systems
- Machine eng.
- Hydraulic systems
- Handling system
- Lifting equ.

Order data (Example: SEN-3349 A095)

Measuring range	Item no. gauge pressure class 0.5 4-20 mA	Item no. gauge pressure class 0.5 0-10 VDC	Item no. gauge pressure class 1.0 4-20 mA	Item no. gauge pressure class 1.0 0-10 VDC
0 to 25 bar	SEN-3349 A095	SEN-3349/2 A095	SEN-3373 A095	SEN-3373/2 A095
0 to 40 bar	SEN-3349 A105	SEN-3349/1 A105	SEN-3373 A105	SEN-3373/1 A105
0 to 60 bar	SEN-3349 A115	SEN-3349/1 A115	SEN-3373 A115	SEN-3373/1 A115
0 to 100 bar	SEN-3349 A125	SEN-3349/1 A125	SEN-3373 A125	SEN-3373/1 A125
0 to 160 bar	SEN-3349 A135	SEN-3349/1 A135	SEN-3373 A135	SEN-3373/1 A135
0 to 250 bar	SEN-3349 A145	SEN-3349/1 A145	SEN-3373 A145	SEN-3373/1 A145
0 to 400 bar	SEN-3349 A155	SEN-3349/1 A155	SEN-3373 A155	SEN-3373/1 A155
0 to 600 bar	SEN-3349 A165	SEN-3349/1 A165	SEN-3373 A165	SEN-3373/1 A165
0 to 1000 bar	SEN-3349 A175	SEN-3349/1 A175	SEN-3373 A175	SEN-3373/1 A175

9.5.7 Ενδεικτής θέσεως βάκτρου υδραυλικού κυλίνδρου

Temposonics®

Magnetostrictive Position Sensors



G-Series Analog + Digital

Temposonics GP and GH
Measuring length 50 - 7600 mm

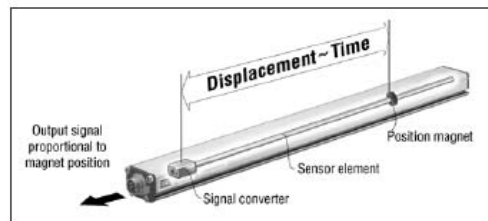


100% field adjustable

New: Diagnostic LED



- Rugged Industrial Sensor
- Linear Absolute Measurement
- Contactless Sensing with Highest Durability
- Enhanced diagnostics and programming capability
- Superior Accuracy: Linearity better 0,02 %
- Repeatability 0,001 %
- Direct Analog Output
- Digital Start/Stop Pulse Output



Magnetostriction **Form factor**

The absolute Temposonics® linear position sensors are based on the MTS developed magnetostrictive measurement principle. That combines various magneto-mechanical effects and uses the physical high precise speed-measurement of an ultrasonic wave (torsion pulse in its sensor element) for position detecting. Sensor integrated signal processing transforms the measurements directly into market standard outputs. The contactless principle - an external movable magnet marks the position - eliminates the wear, noise and erroneous signal problems and guarantees the best durability without any recalibration.

The extremely robust sensor, ideal for continuous operation under harshest industrial conditions is completely modular in mechanic and electronic design.

- A profile or rod-shaped sensor housing protects the sensing element in which gives rise to the measurement signal.
- The sensor head accommodates the complete modular electronic interface with active signal conditioning. Double encapsulation ensures high operating safety and optimum EMC protection.
- The position transmitter, a permanent magnet - fixed at the mobile machine part - drives contactlessly over the sensor's stroke and starts measuring through the housing wall.



Temposonics-GP+GH

Analog + Digital

Temposonics G-Series ... the next sensor generation

MTS Sensors is proud to introduce our new G-Series linear position sensors utilizing our next generation technology platform. G-Series sensors feature a microprocessor-based design with enhanced diagnostics and programmability to maximize backwards compatibility.

Novelties ready for series...

apart from the smaller electronics housing - 15 mm shorter - our new sensor models feature a new mechanical re-design and a completely revised interior, i.e.:

- Completely new electronics
- No wiring, i.e. trouble sources are omitted
- For higher accuracy, we have refrained from using temperature-sensitive components, e.g. setup potentiometers
- Easy programming from outside without opening the sensor housing
- New sealing concept
- Double shielded electronics for better EMC protection
- New filter against shock and vibrations

New...a sensor diagnostic display

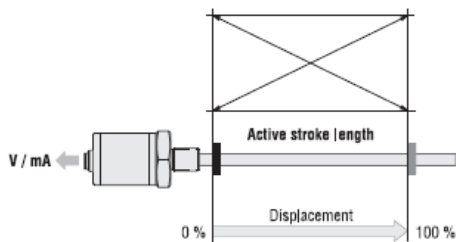
Integrated LEDs (green/red) provide basic visual feedback for normal sensor operation and troubleshooting.



Green	Red	Description
ON	OFF	Normal function
ON	Flashing	Missing external start signal
ON	ON	Magnet no detected
Flashing	OFF	Serial programming mode

Analog output

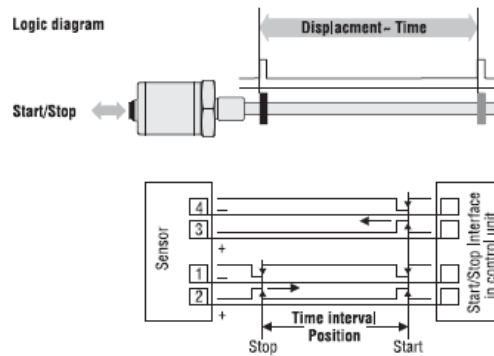
Temposonics G-Series with analog outputs provide direct analog outputs including voltage and current, forward or reverse acting. All outputs allow full adjustment of Null and Span setpoints (minimum range 25 mm between setpoints) inside the active electrical stroke length. Since the outputs are direct, no signal conditioning electronics are needed when interfacing with controllers or meters.



Start/Stop pulse output

The digital Temposonics G-Series is equipped with a start/stop output. The sensor requires a start signal from an external indicator in the control system and returns a stop signal corresponding to the magnet position. The time elapsed between the two signals is proportional to the displacement. Time measurement is by the control unit and used for calculating the position value. Option Multi-magnet measurement: One Sensor can detect the positions of several magnets simultaneously.

Logic diagram



Sensor field programming

Temposonics G-Series sensors are preconfigured at the factory by model code designation. If needed, MTS offers different external service tools for modifying sensor parameters inside the active electrical stroke (minimum 25 mm between setpoints) via the standard connection cable. There is no need to open the sensors electronics. Following tools are available:

1. Hand-Programmer G-Analog

for setups of measuring length inside the ordered output by pushing an up/down-button.

2. USB-Programmer G-Analog/Digital

This hardware converter is required to communicate via serial port of Window PC to the sensor. Customized settings are possible by using a MTS programming software (CD-ROM) for:

Analog: 1. Null and Span; 2. Forward and reverse acting;

3. Output: Voltage/Current and output values

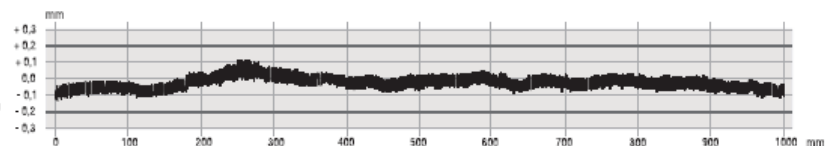
Digital: Start/Stop special parameters

Technical Data

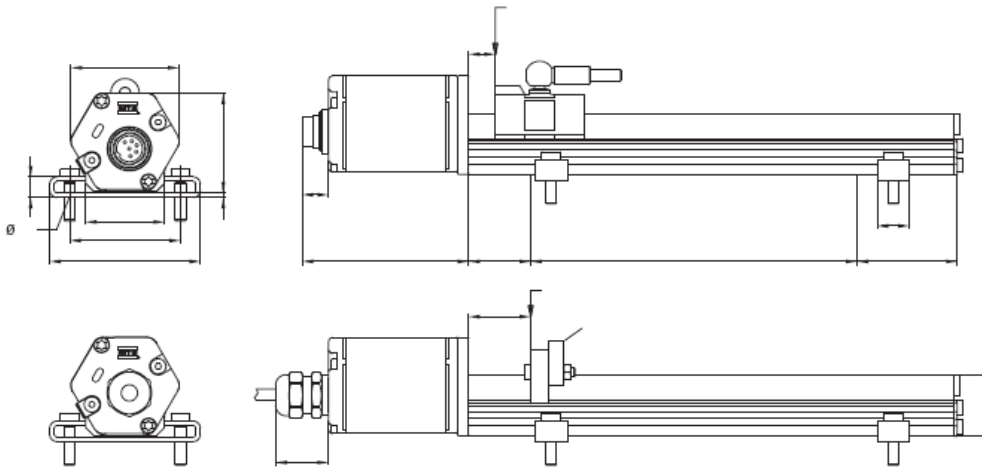
Input	
Measured variables	Position, Liquid level
Measuring range	Analog: Profile/Rod models: 50 - 2500 mm Digital: Profile model: 50 - 5000 mm, Rod model: 50 - 7600 mm
Output	
Voltage	0...10 / 10...0 / -10...+10 / +10...-10 VDC (min. load controller: > 5 kOhms)
Current	4(0)...20 mA / 20...4(0) mA (min/max. load: 0/500 Ohms)
Overvoltage protection	Start/Stop pulse (RS422 serial differential signal)
Accuracy	
Position measurement:	
- Null/Span adjustment	100 % of electrical stroke (Min. range 50 mm)
- Resolution	Analog: Infinite Digital (Start/Stop): 0,1 mm; 0,01; 0,005 mm (controller dependent)
- Linearity	< ± 0,02 % F.S. (Minimum ± 50 µm)
- Repeatability	< ± 0,001 % F.S. (Minimum ± 2,5 µm)
- Hysteresis	< 4 µm
- Update time (ms)	Analog: < 1 ms typical Digital (Start/Stop): controller dependent
- Ripple	< 0,01 % F.S.
Operating conditions	
Magnet speed	any
Operating temperature electronic housing	-40 °C ... +80 °C (STR -40 °C ... +85°C)
Operating temperature active stroke	-40 °C ... +105 °C
Dew point, humidity	90% rel. humidity, no condensation
Protection	Profile: IP 65, Rod: IP 67, IP 68 for cable outlet
Shock test	100 g single hit, IEC-Standard 68-2-27
Vibration test	15g / 10 - 2000 Hz, IEC-Standard 68-2-6
Standards, EMC test	Electromagnetic emission EN 50081-1 Electromagnetic immunity EN 50082-2 EN 61000-4-2/3/4/6, Level 3/4, Criterion A, CE-qualified
Form factor, material	
Diagnostic display	LEDs beside connector
<u>Profile model:</u>	
Sensor head	Aluminum
Sensor stroke	Aluminum
Position magnet	Magnet slider or removable U-magnet
<u>Rod model:</u>	
Sensor head	Aluminum
Rod with flange	Stainless steel 1.4301 / AISI 304
-Pressure rating	350 bar, 700 bar peak
Position magnet	Ring magnets, U-magnets
Installation	
Mounting position	any orientation
Profile	Movable mounting clamps fixed with M5 x 20 screws or T-slot nuts M5 in base channel
U-Magnet, removable	Mounting plate and screws from antimagnetical material
Rod	Threaded flange M18 x 1,5 or 3/4" -16 UNF-3A, Hex nut M18
Position magnet	Mounting plate and screws from antimagnetical material
Electrical connection	
Connection type	6 pin connector
Input voltage	24 VDC (-15 / +20 %)
- Polarity protection	up to -30 VDC
- Overvoltage protection	up to 36 VDC
Current drain	100 mA typical
Ripple	< 1 % S-S
Electric strength	500VDC (DC ground to machine ground)

Linearity protocol

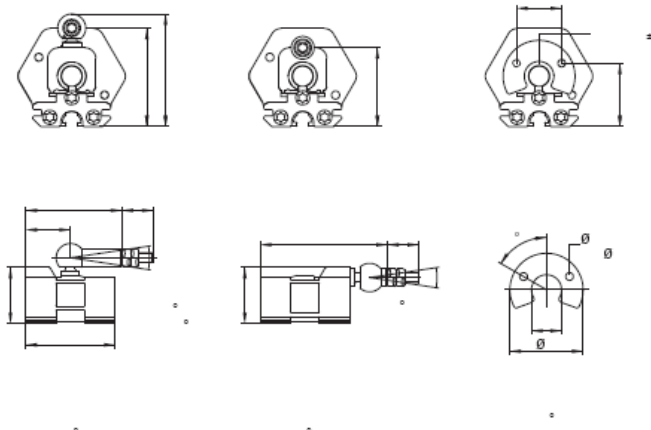
Temposonics-GP, stroke 1000 mm
Tolerance allowed: ± 0,2 mm
Tolerance measured: typical ± 0,12 mm
uncorrected



Temposonics-GP+GH
Analog + Digital



Selection of position magnet (upon delivery)



All measurements in mm

MTS Sensors

Stable Profile Design

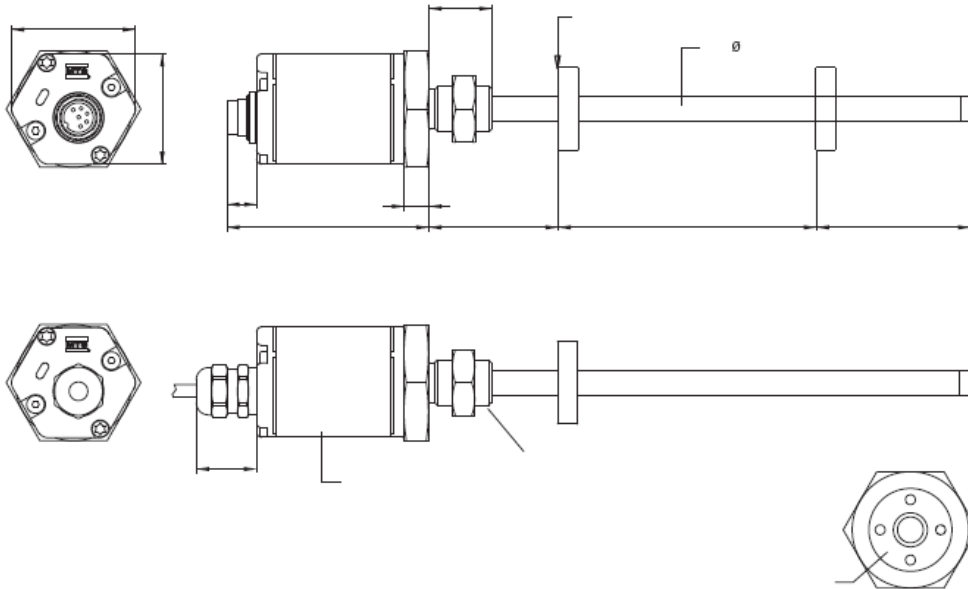
Temposonics-GP offers modular construction, flexible mounting configurations and easy installation. Position measurement is contactless via two versions of permanent magnets.

- A sliding magnet running in profile housing rails. Connection with the mobile machine part is via a ball jointed arm to taking up axial forces.
- A floating magnet, mounted directly on the moving machine part, travels over the profile at a low distance. Its air-gap allows the correction of small misalignments at installation.

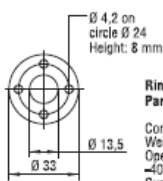
Connection types

- 1. Connector outlet D60**
6 pin Male receptacle M16
- 2. Cable outlet R02**
2 m PVC cable 3 x 2 x 0,14 mm²
Outer cable dia. 6 mm
- 3. Cable outlet H02**
2 m PUR cable 3 x 2 x 0,25 mm²
Cable Ø 6,8 mm

*Screened unshielded twisted pair
50 mm bending radius at fixed
installation*

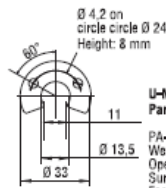


Selection of position magnet (not on delivery)



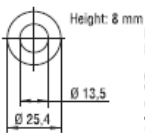
Ring magnet OD33
Part No. 201 542-2

Composite PA-Ferrite-GF20
Weight ca. 14g
Operating temperature:
-40 ... +100°C
Surface pressure max. 40 N/mm²
Fastening Torque for M4 screws max. 1 Nm



U-Magnet M OD33
Part No. 251 416-2

PA-Ferrit-GF20
Weight ca. 11g
Operating temperature: -40 ... +100°C
Surface pressure max. 40 N/mm²
Fastening torque for M4 screws max. 1 Nm



Ring magnet OD25.4
Part No. 400 533

Composite PA-Ferrite
Weight ca. 10g
Operating temperature:
-40 ... +100°C
Surface pressure max. 40 N/mm²

High Pressure Rod Design

Temposonics-GH with a pressure-resistant stainless steel flange and sensing rod is suitable for use in hydraulic cylinders and externally in all applications where space is a problem. Position measurement is via ring or U-magnets travelling along the sensing rod without any mechanical contact.

Advantage...

the completely operable sensor cartridge can be replaced for servicing easily without opening the fluid circuit.

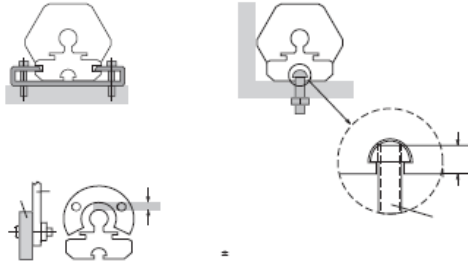
Temposonics-GP+GH

Analog + Digital

Flexible installation in any position

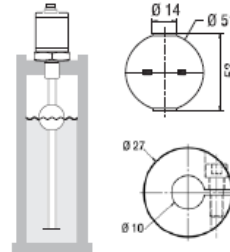
Profile model

Normally, the sensor is firmly installed - fixed on a straight surface of the machine with movable mounting clamps or M5 screws in base channel - whilst the magnet is mounted at the mobile machine part.



A Liquid Level Sensor....

With installation of position magnet into a float, the application range of G-series extends substantially. These highly precise float measuring systems supply exact level values or - provided with suitable floats - interface heights e.g. in the process-industry or laboratory technology etc.



Magnet float (upon request)
Part No. SW0107
 - Density 720 kg/m³
 - Material 1.4571
 polished AISI 316 Ti
 - Pressure < 25 bar

Collar
Part No. 560 777

Rod model

Mount the sensor via flange thread or a hex nut. If possible, non-magnetizable material should be used for mounting support (dimensions as shown). With horizontal mounting, longer sensors (from 1 meter) must be provided with mechanical support.

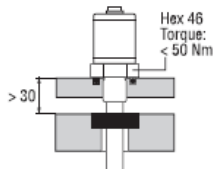
Hydraulic sealing

Recommended is sealing of the flange facing with O-Ring (e.g. 22,4 x 2,65) in a cylinder cover nut or an O-Ring 15,3 x 2,2 in undercut.

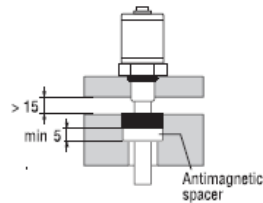
Minimum assembly distance

1. Non-magnetizable material

2. Magnetizable material



Recommended hydraulic sealing

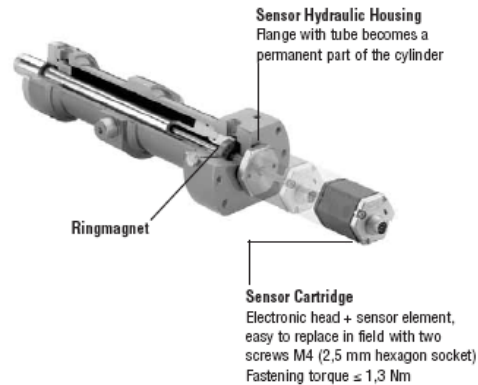


Alternative sealing O-Ring 15,3 x 2,2

Cylinder installation

When used for direct stroke measurement in fluid cylinders, the sensor's high pressure, stainless steel rod installs into a bore in the piston head/rod assembly as illustrated. That guarantees a longlife and trouble-free operation - independent of used hydraulic fluid.

The sensor cartridge can be removed from the flange and rod housing while still installed in the cylinder. This procedure allows quick and easy sensor cartridge replacement, without the loss of hydraulic pressure.



Connector	Pin	Cable	Analog	Digital
<p>Male insert connector rear of cable connector</p>	1	grey	V/mA	Stop(-)
	2	pink	DC Ground	Stop(+)
	3	yellow		Start(+)
	4	green		Start(-)
	5	brown	+ 24 VDC (-15 / +20 %)	
	6	white	DC Ground	

Cable connector (recommended, not on delivery)



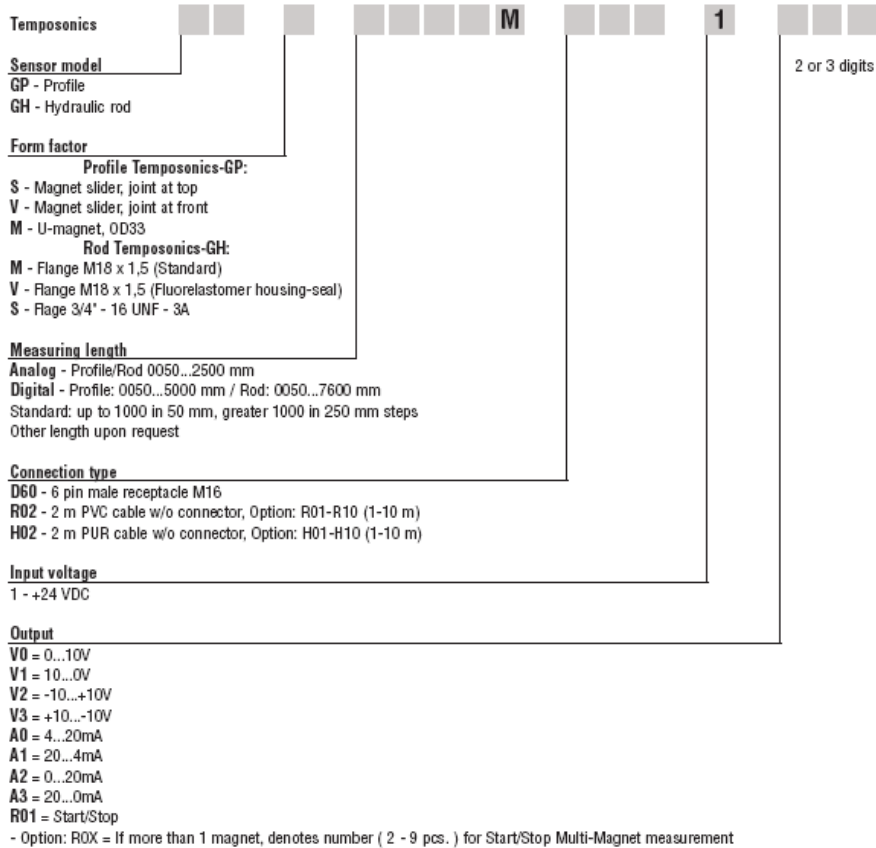
6 pin female connector M16, PG7
Part No. ST C0 9131 D

6 pin female connector M16, PG9
Part No. ST C0 9131 D06 PG9



6 pol. 90° female connector M16 insert adjustable in 45° positions
Part No. ST C0 9131-6

Housing: Zinc, nickel plated
 Termination: Solder
 Contact insert: Silver plated
 Cable clamp: PG7
 Max. Cable-Ø 6 mm
 Cable clamp PG8/M16:
 Max. cable-Ø 8 mm



On delivery profile model: Sensor, Position magnet, 2 mounting clamps up to 1250 mm + 1 clamp for every additional 500 mm
On delivery rod model: Sensor, hex nut, pls. order magnet separately.

Accessories (selection)	Part No.
Magnet slider type »S«	252 182
Magnet slider type »V«	252 184
U-Magnet OD33, corresponding type »M«	251 416-2
Ring magnet OD33, Standard	201 542-2
Ring magnet OD25,4	400 533
O-Ring 15,3 x 2,2 Fluorelastomer FPM 75	401 133
Magnet float	SW0107
Collar	560 777
Mounting clamp	400 802
T-slot nut M5 for base channel mounting	401 602
6 pin female cable connector M16, PG7	STC 09131 D
6 pin female cable connector M16,	STC 09131 D06 PG9
6 pin 90°-female cable connector M16,	STC 09131-6
PVC-cable 3 x 2 x 0,14 mm²	K27
PUR-cable 3 x 2 x 0,25 mm²	K59
MTS-Service tools	
Analog Hand-Programmer G	253 294
Analog USB-Programmer G, incl. power supply	253 145-1
100 - 240 VAC / 24 VDC, connection cable and CD-ROM	
Digital USB-Programmer G, incl. power supply	253 146-1
100 - 240 VAC / 24 VDC, connection cable and CD-ROM	