



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ Μ.Κ. & Α.Ε.

Εργαστήριο Αυτομάτου Ελέγχου

Διπλωματική Εργασία

**ΕΛΕΓΧΟΣ ΚΑΙ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΣΕΡΒΟΥΪΔΡΑΥΛΙΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ**

Χριστόδουλος Σ. Χατζηδημητρίου

*Επιβλέπων: Καθηγητής Ε. Γ. Παπαδόπουλος*

ΑΘΗΝΑ, ΙΟΥΝΙΟΣ 2011



## Περίληψη

Σε αυτή τη διπλωματική εργασία παρουσιάζονται ο έλεγχος και οι εφαρμογές σερβοϋδραυλικών συστημάτων. Σκοπός της εργασίας αυτής είναι η παρουσίαση πραγματικών σερβοϋδραυλικών συστημάτων και η μελέτη τους με βάση τις πρακτικές εφαρμογές τους. Μεγάλη βαρύτητα δίνεται στην εμπειρική γνώση αυτών των συστημάτων, αλλά και στην άμεση εφαρμογή πραγματικών συστημάτων στην αγορά. Πράγματι, πολλές φορές δεν αρκεί μόνο η θεωρητική κάλυψη στο πεδίο αυτό για έναν μηχανικό, αλλά απαιτείται μεγάλη εμπειρία και εξοικείωση με την υδραυλική τεχνολογία, στοιχεία τα οποία τις περισσότερες φορές επιβάλλονται και κρίνονται απαραίτητα για θέματα ασφάλειας προσωπικού και εύρυθμης λειτουργίας της μονάδας. Περιγράφονται τα βασικά υδραυλικά δομικά στοιχεία τέτοιων συστημάτων και μελετάται η συμπεριφορά τους σε σχέση με το υπόλοιπο σύστημα. Δίνεται μεγάλη έμφαση στη λειτουργία των σερβοβαλβίδων, αφού αποτελούν το σημαντικότερο τμήμα σε ένα σερβοϋδραυλικό σύστημα. Η λειτουργία των συστημάτων αυτών εξετάζεται για τις περιπτώσεις όπου το υδραυλικό μέσο είναι λάδι ή νερό. Περιγράφονται οι διαφορές των δύο περιπτώσεων και παρουσιάζονται τα μειονεκτήματα και πλεονεκτήματα που προκύπτουν σε κάθε μία από τις εφαρμογές αυτές. Αναφέρονται παραδείγματα πραγματικών σερβοϋδραυλικών συστημάτων, στα οποία παρουσιάζεται η τεχνική και η οικονομική διερεύνηση των παραμέτρων των συστημάτων αυτών (διαστασιολόγηση, κόστος αγοράς και συντήρησης, βέλτιστη ισχύς κ.ά.) και παράλληλα προτείνονται τρόποι συντήρησης και εύρεσης βλαβών στα σερβοϋδραυλικά συστήματα. Επιπροσθέτως, αναφέρεται εκτενώς το θέμα της ασφάλειας στις υδραυλικές εγκαταστάσεις. Και εδώ, μέσα από πραγματικά παραδείγματα περιγράφονται οι κίνδυνοι που ελλοχεύουν στο χώρο αυτό και αναφέρονται πραγματικά ατυχήματα που συνέβησαν στο χώρο της βιομηχανίας είτε λόγω απροσεξίας είτε λόγω αμέλειας/ απειρίας από μηχανικούς ή τεχνικό προσωπικό. Επιπλέον, δίνονται σαφείς οδηγίες για την ασφαλή λειτουργία τόσο των σερβοϋδραυλικών συστημάτων όσο και του προσωπικού. Προσδοκείται ότι η παρούσα εργασία θα συμβάλει στην εμπειρική γνώση που πρέπει να αποκτήσει ένας μηχανικός όχι μόνο στο πεδίο της υδραυλικής τεχνολογίας, αλλά και σε άλλους τομείς τεχνολογίας στη βιομηχανία και την παραγωγή.



## **Abstract**

In this thesis, control and applications of hydraulics servosystems are presented. The purpose of the thesis is the presentation of real electrohydraulic servosystems. Basic points of the thesis are the experiential knowledge of such systems and the application in industry. Theoretical knowledge is not enough for an industry mechanical engineer, so, experience is needed for real hydraulics. Basic hydraulic components are studied and especially function of servovalves is described explicitly. Water hydraulics and conventional hydraulics of industry are presented, and their advantages and disadvantages are referred. Many examples of real servohydraulic systems are presented and a technical and financial analysis is achieved (e.g. dimensions, costs, optimum hydraulic power etc). Further, property damage insurance, conservation methods and damage overcoming are proposed. It is expected that this study will contribute not only to the knowledge that an engineer should have but also to the knowledge of other fields of technology such as industry and production.



## *Ευχαριστίες*

Η συμβολή ορισμένων ανθρώπων για τη γραφή του παρόντος πονήματος ήταν αναμφίβολα καθοριστική και ουσιαστική. Προς τούτο, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά πρωτίστως τον Καθ. κ. Ευάγγελο Παπαδόπουλο, ο οποίος εκτός από τις κατευθυντήριες συμβουλές που μου έδωσε, μου έδειξε εμπιστοσύνη και μου έδωσε την ευκαιρία να εκπονήσω την εργασία αυτή. Επίσης, απευθύνω τις ιδιαίτερες ευχαριστίες μου στον Δρ. Μηχανολόγο Μηχανικό κ. Ιωάννη Νταβλιάκο, του οποίου η συμβολή ήταν πολύ σημαντική, αφού με προέτρεψε για την εκπόνηση της εργασίας αυτής και συνεργάστηκα αποτελεσματικά μαζί του σε όλη τη διάρκεια της εργασίας μου.





# Περιεχόμενα

Περίληψη.....	3
Περιεχόμενα.....	9
Κατάλογος Σχημάτων .....	11
Κατάλογος Πινάκων.....	16
Κατάλογος Συντημήσεων .....	18
Κατάλογος Συμβόλων.....	19
<b>1 Εισαγωγή .....</b>	<b>21</b>
1.1 Σκοπός Εργασίας.....	21
1.2 Βιβλιογραφική Ανασκόπηση .....	22
1.3 Δομή Εργασίας .....	23
<b>2 Στοιχεία Υδραυλικών Κυκλωμάτων και Συστημάτων .....</b>	<b>25</b>
2.1 Εισαγωγή .....	25
2.2 Υδραυλικές Αντλίες .....	28
2.3 Υδραυλικοί Επενεργητές .....	36
2.3.1 Υδραυλικοί Κινητήρες .....	37
2.3.2 Υδραυλικά Έμβολα .....	37
2.4 Υδραυλικοί Αποταμιευτές Ενέργειας (συσσωρευτές) .....	39
2.5 Υδραυλικές Βαλβίδες .....	40
2.6 Λοιπά Υδραυλικά Στοιχεία.....	42
2.6.1 Σωληνώσεις .....	42
2.6.2 Υδραυλικά Φίλτρα .....	49
2.6.3 Εναλλάκτες Θερμότητας (ψυγεία) .....	50
2.6.4 Υδραυλικά Δοχεία .....	50
<b>3 Λειτουργία Υδραυλικών Κυκλωμάτων .....</b>	<b>63</b>
3.1 Υδραυλικό Μέσο : λάδι.....	63
3.2 Υδραυλικό Μέσο : νερό .....	67
3.3 Εκκίνηση Υδραυλικών Κυκλωμάτων .....	70
3.4 Βλάβες .....	72
3.4.1 Θορυβώδης Λειτουργία Υδραυλικού Συστήματος.....	77
3.4.2 Χωρίς Πίεση ή Ανεπαρκής Πίεση Συστήματος.....	80

3.4.3 Πίεση με Παλμούς ή Ροή με Διακυμάνσεις .....	81
3.4.4 Μικρή ή Χωρίς Πίεση Ροή.....	85
3.4.5 Υψηλή Θερμοκρασία Υδραυλικού Μέσου .....	88
3.5 Συντήρηση και Κόστος Συντήρησης.....	90
<b>4 Εφαρμογές Σερβοϋδραυλικών Συστημάτων .....</b>	<b>99</b>
4.1 Εισαγωγή .....	99
4.2 Ιστορική Αναδρομή και Εξέλιξη των Σερβοβαλβίδων .....	99
4.3 Οι Σερβοβαλβίδες Σήμερα .....	107
4.4 Στατικά και Δυναμικά Χαρακτηριστικά των Σερβοβαλβίδων.....	115
4.5 Εφαρμογές Σερβοϋδραυλικών Συστημάτων .....	121
4.6 Καθορισμός Πιέσεων .....	132
4.7 Διαστασιολόγηση .....	133
4.8 Έρευνα Αγοράς Υδραυλικών Συστημάτων σε Ελλάδα Ευρώπη Αμερική .....	149
4.9 Εφαρμογές.....	152
<b>5 Ασφάλεια Υδραυλικών Εγκαταστάσεων.....</b>	<b>159</b>
5.1 Εισαγωγή.....	159
5.2 Κίνδυνοι σε υδραυλικές εγκαταστάσεις .....	159
5.3 Οδηγίες ασφαλούς λειτουργίας υδραυλικών συστημάτων .....	159
5.4 Ατυχήματα σε υδραυλικά συστήματα .....	161
<b>6 Συμπεράσματα .....</b>	<b>165</b>
<b>Βιβλιογραφία .....</b>	<b>167</b>

# Κατάλογος Σχημάτων

## Κεφάλαιο 2

Σχήμα 2-1. Τομή γραναζωτής αντλίας εσωτερικής οδόντωσης (Instruction and Information on Oil Hydraulics).....	29
Σχήμα 2-2. Τομή γραναζωτής αντλίας εξωτερικής οδόντωσης (Instruction and Information on Oil Hydraulics).....	29
Σχήμα 2-3. Τομή πτερυγιοφόρου αντλίας (Instruction and Information on Oil Hydraulics) .....	30
Σχήμα 2-4. Τομή εμβολοφόρου αντλίας ακτινικών εμβόλων, σταθερής παροχής (Instruction and Information on Oil Hydraulics) .....	30
Σχήμα 2-5. Τομή εμβολοφόρου αντλίας σταθερής παροχής (Instruction and Information on Oil Hydraulics) .....	31
Σχήμα 2-6. Τομή κοχλιοφόρου αντλίας σταθερής παροχής (Instruction and Information on Oil Hydraulics) .....	31
Σχήμα 2-7. Τομή πτερυγιοφόρου αντλίας μεταβλητής παροχής (Parker Inc.) .....	32
Σχήμα 2-8. Τομή εμβολοφόρου αντλίας μεταβλητής παροχής (Parker Inc.).....	33
Σχήμα 2-9. Τομή ζεύγους αντλίας – Ηλεκτροκινητήρα (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).....	33
Σχήμα 2-10. Τυποποιημένες βάσεις αντλίας – κινητήρα με πίνακα τεχνικών χαρακτηριστικών τους (Planning and Design of Hydraulic Power Systems) .....	34
Σχήμα 2-11. Διαστάσεις κόπλερ με τις ανοχές τοποθέτησής τους (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).....	35
Σχήμα 2-12. Ενδεικτικές τιμές διαστάσεων φλάτζας αντλίας – κινητήρα (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).....	36
Σχήμα 2-13. Σχηματική απεικόνιση υδραυλικού εμβόλου διπλής ενέργειας .....	38
Σχήμα 2-14. Διάγραμμα υπολογισμού πάχους τοιχώματος (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).....	46
Σχήμα 2-15. Εύκαμπτοι σωλήνες (μαρκούτσια) (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).....	48
Σχήμα 2-16. Σχηματική απεικόνιση τοποθέτησης ευκάμπτων σωλήνων σε υδραυλικό κύκλωμα (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).....	48
Σχήμα 2-17. Μηχανολογικό σχέδιο δοχείου αλουμινίου χωρητικότητας 40Lt (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85) .....	52
Σχήμα 2-18. Στοιχεία χαλύβδινου δοχείου (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).....	52
Σχήμα 2-19. Δοχείο ορθογώνιο χωρίς πόδια (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).....	53
Σχήμα 2-20. Γεωμετρικά χαρακτηριστικά ορθογώνιου δοχείου με τοιχώματα από προφίλ (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).....	54

Σχήμα 2-21. Γεωμετρικά χαρακτηριστικά κατακόρυφου δοχείου (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).....	<b>55</b>
Σχήμα 2-22. Γεωμετρικά χαρακτηριστικά δοχείου βαρέως τύπου (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).....	<b>56</b>
Σχήμα 2-23. Γεωμετρικά χαρακτηριστικά πλαισίων στήριξης ορθογωνίων δοχείων βαρέως τύπου (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).....	<b>57</b>
Σχήμα 2-24. Γεωμετρικά χαρακτηριστικά χαλύβδινων δοχείων (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).....	<b>58</b>
Σχήμα 2-25. Τυποποιημένες διαστάσεις δείκτη στάθμης ρευστού (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).....	<b>59</b>
Σχήμα 2-26. Διακόπτης στάθμης με το ηλεκτρικό κύκλωμά του (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).....	<b>59</b>
Σχήμα 2-27. Θερμοστάτης με το ηλεκτρικό κύκλωμά του (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).....	<b>60</b>
Σχήμα 2-28. Τεχνικά χαρακτηριστικά αντίστασης προθέρμανσης (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).....	<b>60</b>

### **Κεφάλαιο 3**

Σχήμα 3-1. Διάγραμμα κινηματικής συνεκτικότητας υδραυλικών ρευστών σε συνάρτηση με την θερμοκρασία (Mannesmann Rexroth, Hydraulic Components) .....	<b>66</b>
Σχήμα 3-2. Διεργασία ελέγχου καθαρότητας υδραυλικού υγρού (Technical Bulletin, Fluid Service mit System, Hydac, Pr. Nr. DEF 7.920.1/6.00) .....	<b>91</b>
Σχήμα 3-3. Παράδειγμα μέτρησης καθαρότητας ρευστού κατά ISO .....	<b>94</b>
Σχήμα 3-4. Μετρήσεις καθαρότητας ρευστού .....	<b>95</b>

### **Κεφάλαιο 4**

Σχήμα 4-1. Σχηματική απεικόνιση κινουμένου ακροφυσίου (A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms, 1978).....	<b>99</b>
Σχήμα 4-2. Σχηματική απεικόνιση ελέγχου μονού και διπλού ακροφυσίου (A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms, 1978).....	<b>100</b>
Σχήμα 4-3. Σχηματική απεικόνιση ενισχυτή σωλήνος (A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms, 1978) .....	<b>101</b>
Σχήμα 4-4. Μορφή σερβοβαλβίδας όπως είχε διαμορφωθεί το 1955 (A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms, 1978).....	<b>102</b>
Σχήμα 4-5. Μορφή σερβοβαλβίδας όπως είχε διαμορφωθεί το 1957 (A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms, 1978) .....	<b>102</b>
Σχήμα 4-6. Τυποποιημένη βάση NG06 (Parker, Industrial Hydraulics).....	<b>103</b>
Σχήμα 4-7. Μορφή σερβοβαλβίδας με ενσωματωμένα ηλεκτρονικά (Monash University, 1997).....	<b>104</b>
Σχήμα 4-8. Σύστημα ανοικτού βρόγχου (Proportional and Servo Valve Technology)..	<b>104</b>

Σχήμα 4-9. Έλεγχος κλειστού βρόγχου για ένα υδραυλικό σύστημα με έναν επενεργητή (Proportional and Servo Valve Technology) .....	<b>106</b>
Σχήμα 4-10. Σερβοβαλβίδα σε τομή (Moog training, 2002).....	<b>107</b>
Σχήμα 4-11. Πιλότος μιας σερβοβαλβίδας (Moog training, 2002) .....	<b>107</b>
Σχήμα 4-12. Ακροφύσια ελέγχου και ροής σερβοβαλβίδας (Moog training, 2002) .....	<b>108</b>
Σχήμα 4-13. Έμβολο σερβοβαλβίδας (Moog training, 2002) .....	<b>108</b>
Σχήμα 4-14. Έμβολο σερβοβαλβίδας σήμερα που κινείται σε δακτύλιο (Moog training, 2002) .....	<b>109</b>
Σχήμα 4-15. Σχηματική απεικόνιση και φωτογραφία εμβόλου σερβοβαλβίδας (Moog training, 2002) .....	<b>109</b>
Σχήμα 4-16. Τομή σερβοβαλβίδας (Moog training, 2002) .....	<b>110</b>
Σχήμα 4-17. Ακροφύσια ψεκασμού ελέγχου και πτερύγιο πρόσπτωσης σερβοβαλβίδας (Moog training, 2002) .....	<b>110</b>
Σχήμα 4-18. Μεταβολή πίεσης σε συνάρτηση με τη μετακίνηση του πτερυγίου (Proportional and Servo Valve Technology) .....	<b>111</b>
Σχήμα 4-19. Διβάθμια σερβοβαλβίδα με μηχανική ανάδραση NG06 (Proportional and Servo Valve Technology).....	<b>112</b>
Σχήμα 4-20. Διβάθμια σερβοβαλβίδα με μηχανική ανάδραση NG10 (Proportional and Servo Valve Technology).....	<b>113</b>
Σχήμα 4-21. Διβάθμια σερβοβαλβίδα με βαρομετρική ανάδραση NG10 (Proportional and Servo Valve Technology).....	<b>113</b>
Σχήμα 4-22. Διβάθμια σερβοβαλβίδα με ηλεκτρική ανάδραση NG10 (Proportional and Servo Valve Technology).....	<b>114</b>
Σχήμα 4-23. Τριβάθμια σερβοβαλβίδα με ηλεκτρική ανάδραση (Proportional and Servo Valve Technology) .....	<b>115</b>
Σχήμα 4-24. Μηδενική επικάλυψη σερβοβαλβίδας (Proportional and Servo Valve Technology).....	<b>116</b>
Σχήμα 4-25. Θετική επικάλυψη σερβοβαλβίδας (Proportional and Servo Valve Technology).....	<b>116</b>
Σχήμα 4-26. Αρνητική επικάλυψη σερβοβαλβίδας (Proportional and Servo Valve Technology).....	<b>116</b>
Σχήμα 4-27. Ευαισθησία απόκρισης “E” (Proportional and Servo Valve Technology)...	<b>117</b>
Σχήμα 4-28. Νεκρή ζώνη αντιστροφής “S” (Proportional and Servo Valve Technology)	<b>118</b>
Σχήμα 4-29. Χαρακτηριστική πίεσης – σήματος (Proportional and Servo Valve Technology) .....	<b>118</b>
Σχήμα 4-30. Στραγγαλισμός ρευστού στη βαλβίδα (Proportional and Servo Valve Technology).....	<b>119</b>
Σχήμα 4-31. Διάγραμμα χαρακτηριστικών ροής-φορτίου (Proportional and Servo Valve Technology).....	<b>119</b>
Σχήμα 4-32. Διαγράμματα συχνότητας απόκρισης (Proportional and Servo Valve Technology).....	<b>120</b>
Σχήμα 4-33. Διάγραμμα Bode (Proportional and Servo Valve Technology) .....	<b>120</b>

Σχήμα 4-34. (α) Απόκριση συχνότητας σερβοβαλβίδας, (β) Διάγραμμα συχνότητας – πίεσης τροφοδοσίας σερβοβαλβίδας (Proportional and Servo Valve Technology) .....	<b>121</b>
Σχήμα 4-35. Ροή ελέγχου ενός σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).....	<b>121</b>
Σχήμα 4-36. Ροή ισχύος ηλεκτροϋδραυλικού σερβοσυστήματος .....	<b>122</b>
Σχήμα 4-37. Στατικά χαρακτηριστικά (critical center) σερβοβαλβίδας (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974) .....	<b>123</b>
Σχήμα 4-38. Σχηματικό διάγραμμα ελέγχου θέσης σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974) .....	<b>124</b>
Σχήμα 4-39. Εξιδανικευμένο διάγραμμα ελέγχου θέσης σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974) .....	<b>124</b>
Σχήμα 4-40. Χαρακτηριστική εφαρμογή ελέγχου θέσης σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974) .....	<b>124</b>
Σχήμα 4-41. Διάγραμμα ελέγχου ταχύτητας σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).....	<b>125</b>
Σχήμα 4-42. Εφαρμογή ελέγχου ταχύτητας σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).....	<b>126</b>
Σχήμα 4-43. Σχηματικό διάγραμμα ελέγχου δύναμης σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974) .....	<b>127</b>
Σχήμα 4-44. Εξιδανικευμένο διάγραμμα ελέγχου δύναμης σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).....	<b>127</b>
Σχήμα 4-45. Εφαρμογή ελέγχου δύναμης σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).....	<b>127</b>
Σχήμα 4-46. Δύναμη ιδίου βάρους (Moog Inc.) .....	<b>131</b>
Σχήμα 4-47. Δυνάμεις λόγω εξωτερικών διαταραχών (Moog Inc.).....	<b>131</b>
Σχήμα 4-48. Νομογράφημα υπολογισμού σωληνώσεων (Parker, Industrial Hydraulics) .....	<b>134</b>
Σχήμα 4-49. Ασφαλιστικό με μέγιστη ρύθμιση πίεσης 160bar (Parker, Industrial Hydraulics) .....	<b>136</b>
Σχήμα 4-50. Ασφαλιστικό με μέγιστη ρύθμιση πίεσης 315bar (Parker, Industrial Hydraulics) .....	<b>136</b>
Σχήμα 4-51. Πτώση πίεσης σε συνάρτηση με την παροχή, σε βαλβίδα αντεπιστροφής, τοποθετημένη κάτω από βαλβίδα NG06 (Parker, Industrial Hydraulics) ...	<b>137</b>
Σχήμα 4-52. Πτώση πίεσης σε συνάρτηση με την παροχή, σε στραγγαλιστική βαλβίδα, τοποθετημένη κάτω από βαλβίδα NG06 (Parker, Industrial Hydraulics) .	<b>137</b>
Σχήμα 4-53. Πτώση πίεσης σε συνάρτηση με την παροχή, σε στραγγαλιστικές βαλβίδες διαφόρων μεγεθών (Parker, Industrial Hydraulics) .....	<b>137</b>

Σχήμα 4-54. Πτώση πίεσης σε συνάρτηση με την παροχή, σε βαλβίδες αντεπιστροφής διαφόρων μεγεθών (Parker, Industrial Hydraulics) .....	<b>138</b>
Σχήμα 4-55. Διάγραμμα εκλογής βαλβίδων διεύθυνσης μεγέθους NG06 (Parker, Industrial Hydraulics).....	<b>140</b>
Σχήμα 4-56. Διάγραμμα εκλογής βαλβίδων διεύθυνσης μεγέθους NG06 (Parker, Industrial Hydraulics).....	<b>140</b>
Σχήμα 4-57. Διάγραμμα εκλογής βαλβίδων διεύθυνσης μεγέθους NG10 (Parker, Industrial Hydraulics).....	<b>140</b>
Σχήμα 4-58. Διάγραμμα εκλογής βαλβίδων διεύθυνσης μεγέθους NG10 (Parker, Industrial Hydraulics).....	<b>141</b>
Σχήμα 4-59. Διάγραμμα εκλογής βαλβίδων διεύθυνσης μεγέθους NG10 (Parker, Industrial Hydraulics).....	<b>142</b>
Σχήμα 4-60. Υπολογισμός απωλειών θερμότητας σε σωληνώσεις (Planning and Design of Hydraulic Power Systems) .....	<b>144</b>
Σχήμα 4-61. Υπολογισμός απωλειών θερμότητας σε υδραυλικά δοχεία σωληνώσεις (Planning and Design of Hydraulic Power Systems) .....	<b>144</b>
Σχήμα 4-62. Διάγραμμα πίεσης εσωτερικών διαρροών εμβολοφόρου αντλίας (Parker, Industrial Hydraulics) .....	<b>145</b>
Σχήμα 4-63. Διάγραμμα λειτουργίας εναλλάκτη Νερού – Λαδιού (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).....	<b>147</b>
Σχήμα 4-64. Διάγραμμα λειτουργίας εναλλάκτη Αέρος – Λαδιού (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).....	<b>148</b>
Σχήμα 4-65. Τρόπος τοποθέτησης σωλήνων στο καπάκι δοχείου (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).....	<b>152</b>
Σχήμα 4-66. Βασικό υδραυλικό κύκλωμα μηχανημάτων για δυναμικές δοκιμές .....	<b>154</b>
Σχήμα 4-67. Υδραυλικό κύκλωμα μηχανημάτων για δυναμικές δοκιμές με δύο αντλίες	<b>157</b>

## **Κεφάλαιο 5**

Σχήμα 5-1. Υδραυλικό κύκλωμα ανύψωσης φορτίου .....	<b>161</b>
Σχήμα 5-2. Σημεία αποθήκευσης πίεσης σε υδραυλικό κύκλωμα ανύψωσης φορτίου	<b>163</b>

# Κατάλογος Πινάκων

## Κεφάλαιο 2

Πίνακας 2-1. Μορφές αυτοματισμού και μετάδοση ισχύος .....	26
Πίνακας 2-2. Τεχνικά χαρακτηριστικά μετάδοσης ισχύος .....	27
Πίνακας 2-3. Παράμετροι υπολογισμού σωληνώσεων υδραυλικών συστημάτων .....	42
Πίνακας 2-4. Τιμές ταχύτητας ρευστού σε υδραυλικό κύκλωμα (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).....	43
Πίνακας 2-5. Τυποποιημένες διαστάσεις σωληνώσεων σε υδραυλικό κύκλωμα κατά DIN2391 (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).....	43
Πίνακας 2-6. Υπολογισμός πάχους τοιχώματος σωληνώσεων (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).....	44
Πίνακας 2-7. Συντελεστής ασφαλείας σωληνώσεων (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).....	44
Πίνακας 2-8. Συντελεστής καταπόνησης μίας σωλήνωσης (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).....	44
Πίνακας 2-9. Συντελεστής $C_1$ για την εκλογή σωληνώσεων (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).....	45
Πίνακας 2-10. Υπολογισμός καμπύλων σε σωληνώσεις (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).....	45
Πίνακας 2-11. Εκλογή ελάχιστης απόστασης σωλήνων χωρίς στηρίγματα (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85) .....	47
Πίνακας 2-12. Εκλογή ελάχιστης απόστασης σωλήνων με στηρίγματα (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).....	47
Πίνακας 2-13. Εκλογή ελάχιστης απόστασης σωλήνων σε φλαντζωτή συναρμογή (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85) .....	47
Πίνακας 2-14. Υπολογισμός ευκάμπτων σωληνώσεων σε υδραυλικό κύκλωμα (Planning and Design of Hydraulic Power Systems) .....	48
Πίνακας 2-15. Απώλεια θερμότητας σε υδραυλικά δοχεία, με βάση τις θερμοκρασίες ρευστού και περιβάλλοντος (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).....	51

## Κεφάλαιο 3

Πίνακας 3-1. Συνεκτικότητα υδραυλικών ρευστών κατά ISO 51519 (Mannesmann Rexroth, Hydraulic Components).....	66
Πίνακας 3-2. Κλάσεις καθαρότητας ρευστού σύμφωνα με ISO 4406 .....	92
Πίνακας 3-3. Κλάσεις καθαρότητας ρευστού σύμφωνα με NAS .....	92
Πίνακας 3-4. Σύγκριση κλάσεων ISO και NAS.....	93
Πίνακας 3-5. Τεχνικά χαρακτηριστικά του ρευστού με βάση την καθαρότητα για χρήση σε σερβομηχανισμούς (Contamination Control – A Hydraulic OEM	



	Perspective, Monash University, 1997) .....	<b>93</b>
Πίνακας 3-6.	Ειδικές απαιτήσεις κατασκευαστών βαλβίδων με βάση την καθαρότητα του ρευστού (Contamination Control – A Hydraulic OEM Perspective, Monash University, 1997).....	<b>94</b>

#### **Κεφάλαιο 4**

Πίνακας 4-1.	Εξιιώσεις υπολογισμού σερβομηχανισμού που εκτελεί γραμμική κίνηση (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).....	<b>129</b>
Πίνακας 4-2.	Εξιιώσεις υπολογισμού σερβομηχανισμού που εκτελεί περιστροφή (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).....	<b>129</b>
Πίνακας 4-3.	Προτεινόμενα όρια πιέσεων για διάφορες εφαρμογές.....	<b>132</b>
Πίνακας 4-4.	Τυποποίηση και ονομασία βαλβίδων διεύθυνσης ροής (Parker Hannifin, Industrial Hydraulics).....	<b>139</b>
Πίνακας 4-5.	Τεχνικά χαρακτηριστικά βαλβίδας διεύθυνσης NG06 (Parker Hannifin, Industrial Hydraulics).....	<b>141</b>
Πίνακας 4-6.	Τεχνικά χαρακτηριστικά βαλβίδας διεύθυνσης NG10 (Parker Hannifin, Industrial Hydraulics).....	<b>142</b>

# Κατάλογος Συντμήσεων

## Κατάλογος Συντμήσεων Ελληνικών Χαρακτήρων

Εξ.	Εξίσωση
Η/Κ	Ηλεκτρικός Κινητήρας
Κεφ.	Κεφάλαιο
Παρ.	Παράγραφος
Πιν.	Πίνακας
Σχ.	Σχήμα

## Κατάλογος Συντμήσεων Λατινικών Χαρακτήρων

PLC	Programmable Logic Controller
PN	Nominal pressure
ITD	Inlet Temperature Difference
K	Specific Cooling Capacity
NC	Normally Closed
NO	Normally Open
NG	Nominal Groesse
AMO	Adjustable Metering Orifice

## Κατάλογος Συμβόλων

$\Delta p$	Διαφορά πίεσης.
$a$	Επιτάχυνση υδραυλικού εμβόλου.
$\beta_e$	Συντελεστής συμπιεστότητας ρευστού.
$A_1, A_2$	Επιφάνειες διατομών θαλάμων εμβόλων διπλής ενέργειας.
$B_o, B_i$	Συντελεστές για την εύρεση του πάχους σωλήνα στην εσωτερική και εξωτερική καμπύλη.
$C_1, C_2$	Συμπιεστότητες θαλάμων εμβόλου.
$C_{acc}$	Χωρητικότητα υδραυλικού συσσωρευτή.
$C_1$	Συντελεστής για τον υπολογισμό του πάχους σωλήνα.
$C_2$	Επιπρόσθετο πάχος τοιχώματος σωλήνα.
$d_i$	Εσωτερική διάμετρος σωλήνα.
$d_o, d_a$	Εξωτερική διάμετρος σωλήνα.
$Q$	Παροχή.
$E$	Ευαισθησία απόκρισης σερβοβαλβίδας.
$F_p$	Υδραυλική δύναμη εμβόλου.
$F_{net,p}$	Δύναμη εξόδου υδραυλικού εμβόλου.
$F_{fr,p}$	Συνολική δύναμη τριβής υδραυλικού εμβόλου.
$F_R$	Δύναμη που απαιτείται για να κινηθεί το φορτίο σε σερβομηχανισμό.
$G_{in,p}$	Συντελεστής εσωτερικών διαρροών θαλάμων εμβόλου.
$k$	Συντελεστής θερμικής μετάδοσης.
$K$	Συντελεστής καταπόνησης σωλήνα.
$K_{fx}$	Κέρδος ενισχυτή θέσης.
$K_{sa}$	Κέρδος αναλογικού σερβοενισχυτή.
$K_q$	Κέρδος ροής σερβοβαλβίδας όταν λειτουργεί χωρίς φορτίο.
$K_{fp}$	Κέρδος ενισχυτή πίεσης.
$K'_t$	Συνολική αντίσταση του σερβομηχανισμού.
$K_a$	Αντίσταση του ανοικτού βρόχου και συστήματος οδήγησης σερβομηχανισμού.
$K_s$	Αντίσταση του εμβόλου λόγω κατασκευής.

$K_i$	Αντίσταση σύνδεσης φορτίου με το έδαφος.
$\ell$	Συνολικό μεταβλητό μήκος υδραυλικού εμβόλου.
$M$	Μάζα του φορτίου σε σερβομηχανισμό.
$P_1, P_2$	Πίεσεις θαλάμων υδραυλικού εμβόλου.
$P_{acc}$	Πίεση υδραυλικού συσσωρευτή.
$P_L$	Πτώση πίεσης υπό φορτίο σε σερβομηχανισμό.
$P_S$	Πίεση τροφοδοσίας σε σερβομηχανισμό.
$Q_1, Q_2$	Ροή εισόδου και εξόδου στους θαλάμους υδραυλικού εμβόλου.
$Q_{acc}$	Η παροχή λαδιού που διέρχεται από συσσωρευτή.
$Q_L$	Ροή υπό φορτίο σε σερβομηχανισμό.
$Q_{NL}$	Ροή για μηδενικό φορτίο σε σερβομηχανισμό.
$Q_R$	Εκτιμώμενη ροή βαλβίδας για πτώση πίεσης 70bar.
$R$	Ακτίνα καμπύλης σωλήνα.
$S_v$	Συντελεστής ασφαλείας σωλήνα.
$S$	Πάχος τοιχώματος σωλήνα.
$S_{vi}$	Πάχος τοιχώματος σωλήνα στην εσωτερική πλευρά μιας καμπύλης.
$S_{vo}$	Πάχος τοιχώματος σωλήνα στην εξωτερική πλευρά μιας καμπύλης.
$S$	Νεκρή ζώνη αντιστροφής σερβοβαλβίδας.
$T_a$	Χρόνος επιτάχυνσης υδραυλικού εμβόλου.
$V_1, V_2$	Όγκοι θαλάμων υδραυλικού εμβόλου.
$V_t$	Συνολικός όγκος θαλάμων εμβόλου.
$\dot{V}$	Ροή ρευστού μέσα σε σωλήνα.
$V_{MAX}$	Μέγιστη ταχύτητα υδραυλικού εμβόλου.
$w$	Ταχύτητα ρευστού μέσα σε σωλήνα.
$W_p$	Βάρος εμβόλου.
$W_L$	Βάρος φορτίου σε σερβομηχανισμό.
$x_p$	Ωφέλιμο μήκος υδραυλικού εμβόλου.
$X_L$	Μέγιστη απαιτούμενη ταχύτητα υπό φορτίο σε σερβομηχανισμό.
$Y$	Βαθμός μετακίνησης του εμβόλου σερβοβαλβίδας.

# 1 Εισαγωγή

Αυτό το εισαγωγικό κεφάλαιο περιλαμβάνει τρεις ενότητες. Η πρώτη αναφέρεται στο σκοπό αυτής της εργασίας. Στη δεύτερη ενότητα παρουσιάζεται η βιβλιογραφία που χρησιμοποιήθηκε για τη συγγραφή της εργασίας (συγγράμματα και τεχνικά εγχειρίδια). Τέλος, στην τρίτη ενότητα παρουσιάζεται η δομή των κεφαλαίων που ακολουθούν.

## 1.1 Σκοπός Εργασίας

Ο σκοπός της εργασίας αυτής είναι η παρουσίαση και η μελέτη των ηλεκτροϋδραυλικών συστημάτων πέραν των θεωρητικών δεδομένων. Συγκεκριμένα, παρουσιάζεται ο τρόπος λειτουργίας των υδραυλικών στοιχείων, γίνεται μια σύντομη ιστορική ανασκόπηση της εξέλιξης των σερβοβαλβίδων, παρατίθενται συνήθη προβλήματα που απορρέουν από τη λειτουργία των υδραυλικών συστημάτων, αναλύονται τα αίτια που ενδεχομένως να έχουν προξενήσει αυτά τα προβλήματα, παρουσιάζεται ο τρόπος αντιμετώπισής τους και τέλος παρουσιάζεται η εκλογή των σερβοϋδραυλικών μηχανισμών με βάση τα θεωρητικά και τα κατασκευαστικά κριτήρια. Μεγάλη έμφαση δίνεται στη λειτουργία των σερβοβαλβίδων, αφού αποτελούν το σημαντικότερο τμήμα σε ένα σερβοϋδραυλικό σύστημα.

Έως τώρα υπάρχουν αρκετές θεωρητικές εργασίες, οι οποίες αναφέρονται στα υδραυλικά και σερβοϋδραυλικά συστήματα. Ωστόσο δεν έχουν δημοσιευθεί εργασίες, οι οποίες να αναφέρονται σε αυτά τα συστήματα μέσα από την οπτική γωνία της υλοποίησής τους και των προβλημάτων που πηγάζουν από τη λειτουργία τους. Η παρούσα εργασία έχει σκοπό να καλύψει το κενό αυτό, εστιάζοντας το ενδιαφέρον της στη μελέτη και την εφαρμογή των σερβοϋδραυλικών συστημάτων. Για το λόγο αυτό θα παρουσιαστούν πραγματικές εφαρμογές καθώς και υλοποιήσιμες μέθοδοι κατασκευής.

Επιπλέον, στην παρούσα εργασία διερευνάται, μέσω πραγματικών συστημάτων της βιομηχανίας, ένας εμπειρικός σχεδιασμός σερβοϋδραυλικών συστημάτων με βάση τη διαστασιολόγηση των υδραυλικών δομικών στοιχείων, το συνολικό βάρος, την ισχύ και το κόστος. Ο συνδυασμός των τελευταίων οδηγεί στην υλοποίηση μιας τεχνικώς αποδεκτής λύσης, μιας οικονομικά συμφέρουσας λύσης καθώς και ενεργειακά μιας ωφέλιμης κατασκευής.

Η εργασία ολοκληρώνεται με την παρουσίαση υπολογιστικών μεθόδων στην πράξη ενώ επίσης παρουσιάζονται τρόποι συντήρησης και εύρεσης βλαβών σερβοϋδραυλικών συστημάτων. Τέλος, γίνεται εκτενής αναφορά σχετικά με την ασφάλεια τέτοιων συστημάτων σε εγκαταστάσεις μικρής και μεγάλης κλίμακας.

## 1.2 Βιβλιογραφική ανασκόπηση

Στην ενότητα αυτή παρουσιάζεται η βιβλιογραφική ανασκόπηση που χρησιμοποιήθηκε για την παρούσα εργασία. Τα υδραυλικά συστήματα χρησιμοποιήθηκαν για πρώτη φορά πριν 2.500 χρόνια περίπου, όπου χρησιμοποιήθηκε η ενέργεια του νερού ως κινητήρια δύναμη [22].

Η μελέτη των ηλεκτροϋδραυλικών συστημάτων σήμερα απαιτεί την κατανόηση της λειτουργίας των υδραυλικών δομικών στοιχείων, από τα οποία αποτελείται κάθε υδραυλικός αυτοματισμός. Πολύ χρήσιμες είναι οι μελέτες που δίνουν μια συνοπτική εικόνα της υδραυλικής τεχνολογίας, παρουσιάζουν την ποικιλία των χρήσεων των υδραυλικών εξαρτημάτων, επεξηγούν με όσο το δυνατόν παραστατικό τρόπο τη λειτουργία τους και δίνουν παραδείγματα πρακτικής εφαρμογής [15].

Η ζήτηση των υδραυλικών συστημάτων αυξάνεται συνεχώς με εκθετική τάση και οι απαιτήσεις για τυποποίηση των κατασκευών στον κλάδο της βιομηχανίας καθίστανται πιο επιτακτικές. Για το λόγο αυτό, αρκετές μελέτες ασχολούνται με το σχεδιασμό, την τυποποίηση και την αλληλεπίδραση των υδραυλικών στοιχείων σε σερβοϋδραυλικά συστήματα (π.χ. οδηγίες για λεπτομέρειες συναρμολόγησης και τρόπου αποφυγής κατασκευαστικών σφαλμάτων κτλ.) [2], [13].

Το λάδι, ως υδραυλικό μέσο, πρέπει να τηρεί κάποιες προδιαγραφές για την εύρυθμη λειτουργία ενός υδραυλικού αυτοματισμού, οι οποίες κατά τη συνεχή λειτουργία του συστήματος δεν πρέπει να αλλοιώνονται. Έχουν προταθεί πολλές μελέτες για το θέμα αυτό, οι οποίες εστιάζουν στις ιδιότητες του ρευστού (π.χ. ιξώδες κτλ.), στα φίλτρα που πρέπει να χρησιμοποιούνται ανάλογα με τον αυτοματισμό, στον τρόπο πρόληψης βλαβών που οφείλονται στο ρευστό καθώς και στη μεθοδολογία ελέγχου του ρευστού [7], [11], [16], [17]. Τα τελευταία χρόνια υπάρχει μια τάση χρησιμοποίησης του νερού ως μέσο λειτουργίας στα υδραυλικά κυκλώματα, αλλά ακόμα η χρήση του είναι αρκετά περιορισμένη [1], [9].

Ένα κεφάλαιο που έχει απασχολήσει ιδιαίτερος τους σχεδιαστές και κατασκευαστές υδραυλικών εξαρτημάτων είναι ο τρόπος εύρεσης βλαβών που δεν οφείλονται απαραίτητα στο ρευστό αλλά και σε άλλους παράγοντες. Γι' αυτό το θέμα έχουν γραφτεί αρκετές αναφορές, προσπαθώντας να διευκολύνουν το έργο του μηχανικού συντήρησης [12], [23]-[26].

Τα υδραυλικά συστήματα εξελίχθηκαν με την πάροδο των ετών, λόγω της αυξανόμενης απαίτησης ακρίβειας στον έλεγχο. Έτσι, τα συμβατικά υδραυλικά αντικαταστάθηκαν από τα σερβοϋδραυλικά συστήματα. Μελέτες που παρουσιάζουν ιστορικά στοιχεία υδραυλικών αναφέρουν τον τρόπο με τον οποίο επηρεάστηκε ο σχεδιασμός των υδραυλικών από τις απαιτήσεις των διαφόρων εφαρμογών [6], [8]. Η

χρησιμοποίηση των σερβοϋδραυλικών απαιτεί, εκτός από την ιστορική αναφορά της εξέλιξης των υδραυλικών και τη γνώση της ακριβούς λειτουργίας τέτοιων συστημάτων. Έχουν παρουσιαστεί πολλές τέτοιες μελέτες, που αφορούν στην περιγραφή, τη λειτουργία, τον έλεγχο και τις εφαρμογές σερβοϋδραυλικών συστημάτων [3], [10], [14], [18], [19], [20], [21]. Οι εργασίες αυτές βοηθούν στην κατανόηση των υλικών που θα χρησιμοποιήσει ο μελετητής καθώς και στον τρόπο επιλογής των υλικών αυτών.

Τέλος, αρκετές εργασίες έχουν δημοσιευθεί που αφορούν στην ασφάλεια των εργαζομένων και της εγκατάστασης [4]. Με βάσει τις μελέτες αυτές απαιτείται να καταγράφονται οι κίνδυνοι που μπορεί να παρουσιαστούν κατά τη λειτουργία των υδραυλικών συστημάτων και να δίνονται οδηγίες ασφαλούς λειτουργίας και πρόληψης ατυχημάτων.

### **1.3 Δομή Εργασίας**

Η εργασία περιλαμβάνει έξι κεφάλαια. Η παρουσίαση των κεφαλαίων γίνεται με τέτοιο τρόπο ώστε να υπάρχει συνέχεια, ξεκινώντας από τις θεωρητικές έννοιες των υδραυλικών, συνεχίζει στην εξέλιξη του σχεδιασμού των υδραυλικών δομικών στοιχείων και καταλήγει στα προβλήματα που μπορεί να ανακύψουν κατά την λειτουργία, τους τρόπους αντιμετώπισής τους και τις εφαρμογές σερβοϋδραυλικών συστημάτων.

Το παρόν κεφάλαιο αποτελεί μία εισαγωγική ενότητα, στην οποία περιγράφονται το αντικείμενο και οι στόχοι της μελέτης αυτής. Παράλληλα, παρουσιάζεται και η βιβλιογραφική ανασκόπηση που χρησιμοποιήθηκε, σύμφωνα με τις απαιτήσεις της εργασίας.

Το Κεφ. 2 παρουσιάζει τη θεωρία των υδραυλικών στοιχείων και αναλύει την λειτουργία των επιμέρους υδραυλικών εξαρτημάτων τους. Περιγράφει τον τρόπο λειτουργίας κάθε εξαρτήματος και αιτιολογεί το λόγο ύπαρξής του σε ένα υδραυλικό σύστημα. Ιδιαίτερη αναφορά δίνεται στις σερβοβαλβίδες, όπου γίνεται μια σύντομη εισαγωγική ιστορική ανασκόπηση της εξέλιξής τους από πλευράς κατασκευής και λειτουργίας. Περιγράφεται η αρχή λειτουργίας τους, αναλύονται οι διάφοροι τύποι και παρουσιάζονται τα στατικά και δυναμικά χαρακτηριστικά τους. Ακόμα, στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται τυποποιήσεις, τεχνικά στοιχεία και τυποποιημένες διαστάσεις κατασκευής και συναρμολόγησης υδραυλικών στοιχείων, παράμετροι που είναι σημαντικοί στον κατασκευαστικό τομέα.

Το Κεφ. 3 ασχολείται με το μέσο μεταφοράς ενέργειας σε ένα υδραυλικό σύστημα (υδραυλικό ρευστό, λάδι ή νερό). Παρουσιάζονται διάφορα είδη υδραυλικού ρευστού και αναφέρονται οι περιπτώσεις που χρησιμοποιείται το κάθε ένα από αυτά. Γίνεται αναφορά στο σωστό τρόπο εκκίνησης ενός υδραυλικού σερβοσυστήματος, παρουσιάζονται βλάβες

που ενδεχομένως προκύπτουν κατά την λειτουργία του και περιγράφεται η μεθοδολογία της εύρεσης των αιτιών που προκλήθηκαν από τις βλάβες αυτές. Στη συνέχεια, αναπτύσσεται η ενότητα της συντήρησης τέτοιων συστημάτων που είναι καταλυτικό στοιχείο για την εύρυθμη λειτουργία ενός σερβοσυστήματος.

Το Κεφ. 4 παρουσιάζει εφαρμογές υδραυλικών συστημάτων και πραγματικά παραδείγματα υπολογισμού. Επίσης, ασχολείται με την έρευνα και αγορά των υδραυλικών συστημάτων στην Ελλάδα, την Ευρώπη και την Αμερική. Επιπλέον, αναφέρεται σε εφαρμογές τέτοιων συστημάτων, όπως για παράδειγμα εφαρμογές που υλοποιούνται με σερβομηχανισμούς στους οποίους περιγράφεται ο τρόπος εκλογής των σερβοβαλβίδων.

Το Κεφ. 5 πραγματεύεται το θέμα της ασφάλειας των υδραυλικών εγκαταστάσεων. Μέσα από πραγματικά παραδείγματα περιγράφονται οι κίνδυνοι που υπάρχουν στο χώρο αυτό και αναφέρονται πραγματικά ατυχήματα που συνέβησαν στο χώρο της βιομηχανίας είτε λόγω απροσεξίας είτε λόγω αμέλειας από μηχανικούς ή τεχνικό προσωπικό. Επιπλέον, δίνονται σαφείς οδηγίες για την ασφαλή λειτουργία τόσο των σερβοϋδραυλικών συστημάτων όσο και του προσωπικού.

Τέλος, το Κεφ. 6 παρουσιάζει τα συμπεράσματα που προκύπτουν από την εργασία. Η εργασία ολοκληρώνεται με αναφορά στη βιβλιογραφία, η οποία περιλαμβάνει τεχνικά βιβλία, άρθρα και τεχνικά εγχειρίδια από κατασκευαστές υδραυλικών εξαρτημάτων, τα οποία συνοδεύουν τα εκάστοτε υδραυλικά εξαρτήματα.



## 2 Στοιχεία Υδραυλικών Κυκλωμάτων και Συστημάτων

### 2.1 Εισαγωγή

Ο όρος υδραυλικά, προέρχεται από τον συνδυασμό δύο ελληνικών λέξεων “Υδωρ” και “Αυλός” και κάτω από αυτόν τον όρο συνοψίζεται η σπουδή των υδροστατικών και υδροδυναμικών ρευστών.

Τα υδραυλικά συστήματα χρησιμοποιούνται από την αρχαιότητα. Οι αρχαίοι Έλληνες ασχολήθηκαν με μηχανισμούς, στους οποίους εκμεταλλεύτηκαν την κινητική ενέργεια του νερού, σαν μέσο μεταφοράς ισχύος και ενέργειας και κατασκεύασαν αυτοματισμούς οι οποίοι μετέτρεπαν την ενέργεια αυτή σε ελεγχόμενη κίνηση. Αυτό, το επιτύγχαναν, διοχετεύοντας το νερό μέσα από αυλούς (σημερινές βαλβίδες). Στη συνέχεια, το νερό οδηγούνταν ελεγχόμενα σε διάφορες διευθύνσεις, όπου η κινητική του ενέργεια μετατρέπονταν σε περιστροφική ή γραμμική κίνηση. Παραδείγματα τέτοιων υδραυλικών συστημάτων είναι οι νερόμυλοι, στους οποίους διοχετευόταν νερό σε πτερωτή. Η πτερωτή αυτή εκτελούσε περιστροφική κίνηση και μέσα από μία σειρά διατάξεων και μηχανισμών λαμβάνονταν ωφέλιμη ισχύς. Άλλο παράδειγμα είναι το υδραυλικό ρολόι της Αθήνας ή ρολόι του Κυρρήστου ή Πύργος των Ανέμων ή Αέρηδες, όπως είναι σήμερα γνωστό, το οποίο βρισκόταν στην Ρωμαϊκή Αγορά. Για τον υπολογισμό της ώρας τις ανήλιες μέρες και τις νύχτες υπήρχε στο εσωτερικό του Πύργου των Ανέμων ένα υδραυλικό ρολόι, όπως δείχνουν τα ίχνη καναλιών και οπών τόσο στο εσωτερικό του κυλινδρικού προσκτίσματος, όσο και στο δάπεδο του πύργου. Ένα ακόμα παράδειγμα είναι το πιεστήριο λαδιού του Ήρωνα [22]. Όλα τα παραδείγματα που αναφέρθηκαν και πάρα πολλά ακόμη, χρησιμοποιούν την κινητική ενέργεια του ρευστού σε συστήματα ανοικτού κυκλώματος. Σήμερα, η χρήση υδραυλικών συστημάτων αξιοποιεί και τη δυναμική ενέργεια του ρευστού για τη μεταφορά ισχύος και ενέργειας σε αυτό, μεταγενέστεροι μηχανικοί και μελετητές, όπως π.χ. ο B. Pascal, Bernoulli κ.ά. κατάφεραν να εκφράσουν τη βασική αρχή λειτουργίας των υδραυλικών ρευστών κάτω από τη σημερινή έννοια λειτουργίας των υδραυλικών, σύμφωνα με την οποία, όταν σε ένα κλειστό υδραυλικό κύκλωμα εξασκείται μία εξωτερική δύναμη, η πίεση που δημιουργείται στο ρευστό είναι σταθερή και κάθετη σε κάθε επιφάνεια του.

Η μετάδοση ισχύος σε ένα σύστημα αυτοματισμού μπορεί να επιτευχθεί με τέσσερις τρόπους: την ηλεκτρική, τη μηχανική, τη υδραυλική και την πνευματική μετάδοση. Ανάλογα με την εφαρμογή μπορεί να χρησιμοποιηθεί συνδυασμός των πιο πάνω. Η εκλογή του είδους του αυτοματισμού ή του συνδυασμού που θα χρησιμοποιηθεί,

εξαρτάται από τις απαιτήσεις της εφαρμογής με βάση τις δυνάμεις, τις ταχύτητες, την ακρίβεια, τη μεταφορά ενέργειας, το βαθμό απόδοσης, το κόστος κ.ά. Στον Πιν. 2-1 περιγράφονται οι μορφές του αυτοματισμού, ο έλεγχος και ο τρόπος μεταφοράς της παραγόμενης ενέργειας.

**Πίνακας 2-1.** Μορφές αυτοματισμού και μετάδοση ισχύος.

<b>Μηχανισμός</b>	<b>Πηγή Ενέργειας</b>	<b>Έλεγχος</b>	<b>Μετάδοση ισχύος</b>	
<b>Ηλεκτρικός</b>	Ροή υδάτων Ηλιακή ενέργεια Καύση άνθρακος Καύση πετρελαίου Διάσπαση ατόμου Χημική αντίδραση.	Επαφές Συστήματα PLC Ρελαί Αναλογικά και ψηφιακά συστήματα ελέγχου και ηλεκτρικά/ηλεκτρονικά λογικά κυκλώματα.		Κινητήρες, Ηλεκτρομαγνήτες ανύψωσης
<b>Υδραυλικός</b>	Υδραυλικές αντλίες με κίνηση μέσω Ηλεκτροκινητήρα Πετρελαιοκινητήρα Μηχανικής κίνησης.	Σερβοβαλβίδες Αναλογικές βαλβίδες Συμβατικές βαλβίδες Υδραυλικά λογικά στοιχεία.	Βαλβίδες Διεύθυνσης Αντεπιστροφής Ροής Άλλες βαλβίδες	Κινητήρες Έμβολα Δομικά στοιχεία
<b>Πνευματικός</b>	Συμπιεστής	Αναλογικές βαλβίδες Συμβατικές βαλβίδες Πνευματικά λογικά στοιχεία.	Βαλβίδες Διεύθυνσης Αντεπιστροφής Ροής Άλλες βαλβίδες	Κινητήρες Έμβολα Εργαλεία Δομικά στοιχεία
<b>Μηχανικός</b>	Ηλεκτροκινητήρα Χειροκίνηση	Καμπύλες Έκκεντρο Διωστήρας		Μηχανισμοί μετάδοσης και μετατροπής ενέργειας

Ο Πιν. 2-2 είναι ένας συγκριτικός πίνακας των τεχνικών χαρακτηριστικών για την ηλεκτρική, την υδραυλική και την πνευματική μετάδοση ισχύος για κάποιο σύστημα. Συνοψίζοντας τα στοιχεία του Πιν.2-2 συμπεραίνεται ότι σε περιπτώσεις δυνάμεων της τάξης των 20kN και απόστασης μικρότερης των 100m χρησιμοποιούνται συστήματα υδραυλικών αυτοματισμών. Αντίθετα σε περιπτώσεις μικρών δυνάμεων και ταχυτήτων μεγαλύτερων των 0,5m/sec, με απαίτηση εκταμίευσης της ενέργειας, χρησιμοποιούνται μηχανισμοί με πνευματικούς αυτοματισμούς. Τέλος σε περιπτώσεις όπου πρέπει να

μεταφερθεί η ενέργεια σε πολύ μεγάλη απόσταση, μεγαλύτερη του 1km, με ταχύτητα μεταφοράς μεγαλύτερη των 50m/sec, χρησιμοποιούνται συστήματα ηλεκτρικών αυτοματισμών.

**Πίνακας 2-2.** Τεχνικά χαρακτηριστικά μετάδοσης ισχύος.

	<b>Ηλεκτρική</b>	<b>Υδραυλική</b>	<b>Πνευματική</b>
Μετάδοση ενέργειας	Γρήγορα και σε μεγάλη απόσταση	Πολύ αργά και σε περιορισμένη απόσταση	Αργά και σε περιορισμένη απόσταση
Απόσταση μετάδοσης ενέργειας	Πρακτικά χωρίς περιορισμό μήκους	Έως 100 m	Έως 1.000 m
Ταχύτητα μετάδοσης ενέργειας	Έως 3.000.000 Km/sec	Από 2 έως 6 m/sec	Από 10 έως 50 m/sec
Εκταμίευση	Δύσκολη	Δυνατή κάτω από περιορισμούς	Πολύ εύκολη
Κόστος ενέργειας	Χαμηλό	Υψηλό	Πολύ υψηλό
Παραγωγή έργου ευθύγραμμης κίνησης	Δύσκολα και ακριβά	Πολύ εύκολα	Πολύ εύκολα
Ταχύτητα κίνησης		Έως 0,5 m/sec	Έως 4 m/sec και κάτω από ειδικές συνθήκες μεγαλύτερη
Δείκτης απόδοσης	Μικρός	Πολύ μεγάλος	Μικρός
Επιτεύξιμες δυνάμεις	Με μεγάλα έξοδα	Πολύ μεγάλες	Περιορισμένες έως 20.000 N
Μήκος γραμμικής κίνησης		Μεγάλο έως 10 m και ακόμη μεγαλύτερο.	Περιορισμένο έως 2 m
Εναλλαγές δυνάμεων	Σύνθετο	Απλό και ακριβές	Απλό
Βαθμός απόδοσης	Χαμηλός	Υψηλός	Χαμηλός
Παραγωγή έργου περιστροφικής κίνησης	Εύκολα	Εύκολα	Εύκολα
Αριθμός στροφών	Περιορισμένος	Περιορισμένος	Υψηλός έως και 500.000 rpm
Ροπή στρέψης	Υψηλή	Πολύ υψηλή	Χαμηλή
Μεταβολή του αριθμού στροφών	Σύνθετο	Απλό και ακριβές	Πολύ απλό
Μεταβολή της ροπής στρέψης	Σύνθετο	Απλό και ακριβές	Απλό
Διασύνδεση	Απλή	Σύνθετη	Πολύ απλή
Ασφάλεια υπερφόρτισης	Δεν απαιτείται	Πλήρης	Πλήρης
Φυσική αντικρηκτική προστασία	Όχι	Μερική	Ναι

Οι υδραυλικοί αυτοματισμοί χρησιμοποιούνται στα υδραυλικά συστήματα και ειδικότερα στις παραγωγικές διαδικασίες όπου απαιτούνται μεγάλες δυνάμεις, ελεγχόμενη κίνηση, μεγάλος λόγος ροπής επενεργητών προς αδράνεια φορτίου, απότομες αλλαγές συνθηκών λειτουργίας κ.τ.λ.

## 2.2 Υδραυλικές Αντλίες

Στα υδραυλικά συστήματα χρησιμοποιούνται υδραυλικές αντλίες, οι οποίες είναι το μέσον παραγωγής πίεσης ( $\Delta p$ ) και παροχής ( $Q$ ). Η στρέψη των υδραυλικών αντλιών γίνεται από έναν κινητήρα, που μπορεί να είναι ηλεκτροκινητήρας ή κινητήρας εσωτερικής καύσης όπου η μηχανική ενέργεια, μετατρέπεται σε υδραυλική ενέργεια, η οποία αφού περάσει από κάποιες διεργασίες θα μετατραπεί σε μηχανική ενέργεια (υδραυλικός κινητήρας ή υδραυλικό έμβολο).

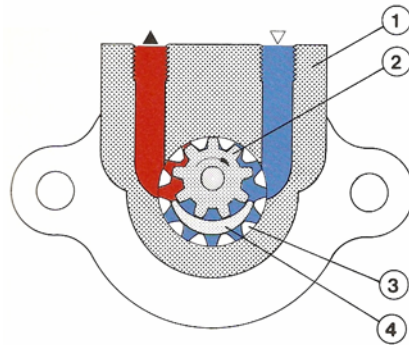
Γενικά, στρέφοντας μία υδραυλική αντλία με την βοήθεια ενός κινητήρα, η αντλία αναρροφά από μια δεξαμενή με υδραυλικό ρευστό, ποσότητα ρευστού στην μονάδα του χρόνου που εγκλωβίζεται σε κάποια “θυρίδα”, της οποίας ο όγκος, λόγω της γεωμετρίας της αντλίας με την στρέψη μικραίνει έτσι ώστε να δημιουργηθεί πίεση που εξαρτάται από τη ροπή στρέψης του κινητήρα. Η παροχή εξαρτάται από την εγκλωβισμένη ποσότητα ρευστού στη μονάδα του χρόνου (δηλαδή από τον όγκο της θυρίδας καθώς και από την ταχύτητα περιστροφής). Οι υδραυλικές αντλίες ανάλογα με την εφαρμογή που προορίζονται, μπορεί να είναι σταθερής ή μεταβλητής παροχής.

**Αντλίες σταθερής παροχής.** Οι αντλίες αυτής της μορφής χωρίζονται σε γριναζωτές εσωτερικής και εξωτερικής οδόντωσης, περυγιοφόρες, εμβολοφόρες με ακτινικά και με αξονικά έμβολα και κοχλιοφόρες. Είναι δυνατός ο συνδυασμός δύο ή περισσότερων αντλιών που ενώνονται μεταξύ τους διαδοχικά, στον οποίο η κάθε βαθμίδα αντλίας περιλαμβάνει περαστό άξονα στον οποίο τοποθετείται ο άξονας της επομένης βαθμίδας για την στρέψη της μέσω κοινού κινητήρα. Χαρακτηριστικό αυτών των αντλιών είναι το ότι παράγουν σταθερή παροχή στη μονάδα του χρόνου, δηλαδή η αρχική θυρίδα στην οποία εγκλωβίζεται η ποσότητα του υδραυλικού ρευστού είναι σταθερή.

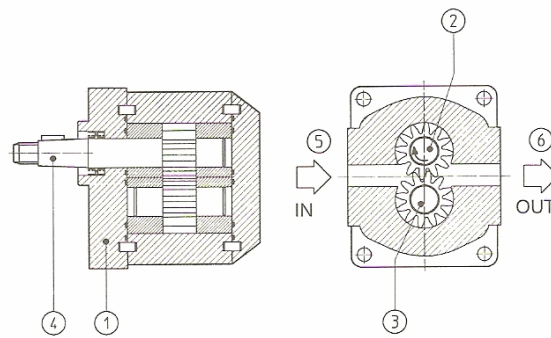
Οι γριναζωτές αντλίες εσωτερικής οδόντωσης, βλ. Σχ. 2-1, αποτελούνται κυρίως από το κέλυφος (1), μέσα στο οποίο ένα ζεύγος γριναζιών εσωτερικά, (πλανητικό σύστημα γριναζιών) περιστρέφεται με τόσο μικρές ακτινικές και αξονικές ανοχές ώστε να μην υπάρχει διαρροή υδραυλικού ρευστού. Η γραμμή αναρρόφησης συνδέεται με το υδραυλικό δοχείο, ενώ η γραμμή της πίεσης με το υδραυλικό κύκλωμα. Το εσωτερικό γριναζι (2) περιστρέφεται και παρασύρει το εξωτερικό (3) να περιστραφεί προς την ίδια φορά. Το ρευστό εισέρχεται στον κενό χώρο που δημιουργείται ανάμεσα στα δύο γριναζία (4) καθώς και ανάμεσα στο εξωτερικό γριναζι με το κέλυφος της αντλίας. Λόγω της περιστροφής δημιουργείται ροή και πίεση από την αναρρόφηση προς την κατάθλιψη όπως αυτό φαίνεται στο Σχ. 2-1.

Οι γριναζωτές αντλίες εξωτερικής οδόντωσης (Σχ. 2-2), αποτελούνται κυρίως από τον άξονα (4), το κέλυφος (1), μέσα στο οποίο ένα ζεύγος εξωτερικά συνεργαζόμενων γριναζιών (2) και (3), περιστρέφεται έχοντας τέτοιες ανοχές μεταξύ των γριναζιών και

του κελύφους ώστε να μην υπάρχει διαρροή υδραυλικού ρευστού. Με την περιστροφή, παρασύρεται από την γραμμή αναρρόφησης (5), προς την κατάθλιψη (6) μία ποσότητα ρευστού ανάμεσα στο κάθε γρανάζι και το εσωτερικό τοίχωμα του κελύφους της αντλίας, οπότε δημιουργείται ροή και πίεση όπως αυτό φαίνεται στο Σχ. 2-2.



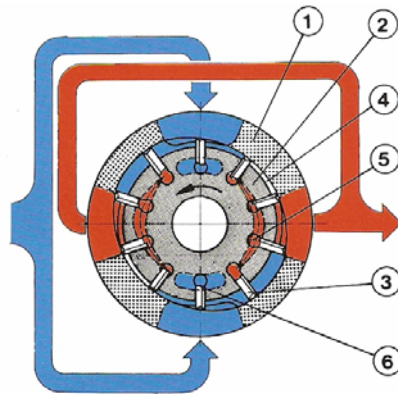
**Σχήμα 2-1.** Τομή γρναζωτής αντλίας εσωτερικής οδόντωσης (Instruction and Information on Oil Hydraulics).



**Σχήμα 2-2.** Τομή γρναζωτής αντλίας εξωτερικής οδόντωσης (Instruction and Information on Oil Hydraulics).

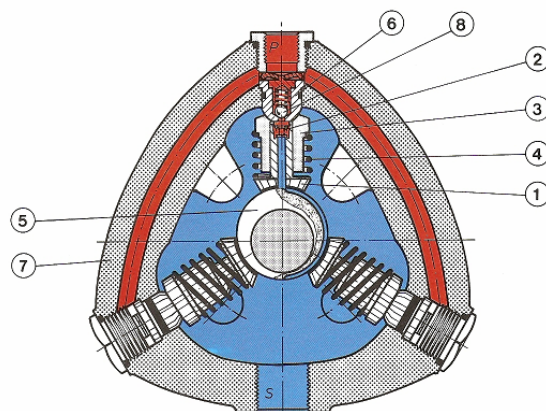
Οι πτερυγοφόρες αντλίες, βλ. Σχ. 2-3, αποτελούνται κυρίως από το κέλυφος (1), το οποίο εσωτερικά έχει μία διπλή εκκεντρότητα, μέσα στο οποίο περιστρέφεται ο ρότορας (2). Ο ρότορας έχει ακτινικά πτερύγια (3) τα οποία εφάπτονται στα εσωτερικά τοιχώματα του κελύφους. Αυτό γίνεται διότι με την περιστροφή η φυγοκεντρική δύναμη και η πίεση του συστήματος πίσω από τα πτερύγια ωθούν τα ακτινωτά κινούμενα πτερύγια προς το εξωτερικό. Με την περιστροφή τα πτερύγια παρασύρουν μία ποσότητα ρευστού από τις αναρροφήσεις, η οποία οδηγείται σε χώρο μικρότερου όγκου οπότε αυξάνεται η πίεση του ρευστού και στη συνέχεια διοχετεύεται προς τις καταθλίψεις όπως αυτό φαίνεται στο Σχ. 2-3. Αξίζει να σημειωθεί ότι σε αυτής της μορφής τις αντλίες δημιουργείται δύο φορές πίεση ανά περιστροφή, δηλαδή το κέλυφος της αντλίας έχει δύο αναρροφήσεις και δύο καταθλίψεις του υδραυλικού μέσου, βραχυκυκλωμένες μεταξύ τους. Ακόμη επισημαίνεται ότι συνήθως τέτοιας μορφής αντλίες για να λειτουργήσουν χρειάζεται να περιστρέφονται

τουλάχιστον με έναν αριθμό στροφών που θέτουν οι εκάστοτε κατασκευαστές.



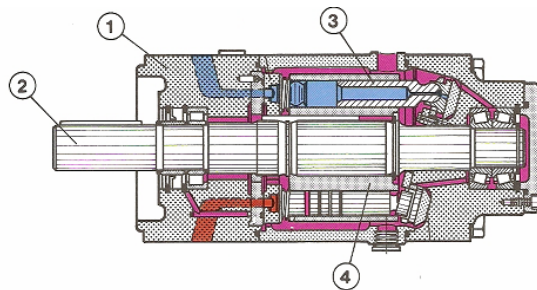
**Σχήμα 2-3.** Τομή περυγιοφόρου αντλίας (Instruction and Information on Oil Hydraulics).

Οι εμβολοφόρες αντλίες σταθερής παροχής με ακτινικά έμβολα (Σχ. 2-4), είναι ελεγχόμενες από βαλβίδες που είναι τοποθετημένες στα ακτινικά έμβολα. Αποτελούνται κυρίως από το κέλυφος (7), τον άξονα ο οποίος είναι έκκεντρος, τις βαλβίδες αναρρόφησης (2), τις βαλβίδες πίεσης (8), και τα έμβολα. Τα έμβολα είναι τοποθετημένα ακτινικά πέριξ του έκκεντρου άξονα και πιέζουν τον άξονα λόγω των ελατηρίων που είναι τοποθετημένα πίσω από αυτά. Κινούμενα τα έμβολα προς το εσωτερικό της αντλίας αφήνουν πίσω τους έναν χώρο όπου δημιουργείται κενό, ανασηκώνοντας την βαλβίδα αναρρόφησης από την έδρα της, η οποία είναι συνδεδεμένη με γραμμή αναρρόφησης. Με αυτόν τον τρόπο ο χώρος που καταλάμβανε το έμβολο γεμίζει με ρευστό. Κινούμενα στη συνέχεια τα έμβολα προς τα έξω, λόγω της περιστροφής το έκκεντρου άξονα, κλείνει η βαλβίδα αναρρόφησης και ανοίγει η βαλβίδα πίεσης, μέσα από την οποία διοχετεύεται το ρευστό προς το σύστημα, όπως αυτό φαίνεται στο Σχ. 2-4.



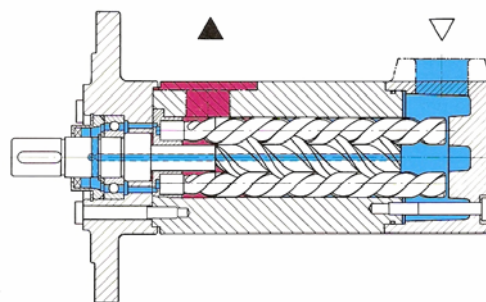
**Σχήμα 2-4.** Τομή εμβολοφόρου αντλίας ακτινικών εμβόλων, σταθερής παροχής (Instruction and Information on Oil Hydraulics).

Οι εμβολοφόρες αντλίες σταθερής παροχής με αξονικά έμβολα (Σχ. 2-5) αποτελούνται κυρίως από το κέλυφος (1) τον άξονα (2) τα έμβολα (3) την εμβολοδόχο (κύλινδρο) (4), την πλάκα πίεσης και την πλάκα κύλισης. Η εμβολοδόχος τοποθετείται στον άξονα της αντλίας και μέσα στην εμβολοδόχο τοποθετούνται αξονικά τα έμβολα. Τα έμβολα με την περιστροφή του άξονα παλινδρομούν στην εμβολοδόχο, λόγω του ότι ο άξονας της αντλίας με την πλάκα κύλισης των εμβόλων έχουν κλίση μεταξύ τους. Με την παλινδρόμηση των εμβόλων αναρροφάται μια ποσότητα ρευστού από τη γραμμή αναρρόφησης της αντλίας και στη συνέχεια συμπιέζεται αυξάνοντας την πίεση του ρευστού. Σε αυτό τον μηχανισμό το κυριότερο στοιχείο είναι η κλίση μεταξύ του άξονα της αντλίας και της πλάκας κύλισης (όσο πιο μεγάλη είναι αυτή η κλίση τόσο μεγαλύτερη είναι και η παροχή της αντλίας). Η τομή εμβολοφόρου αντλίας σταθερής παροχής φαίνεται στο Σχ. 2-5.



**Σχήμα 2-5.** Τομή εμβολοφόρου αντλίας σταθερής παροχής (Instruction and Information on Oil Hydraulics).

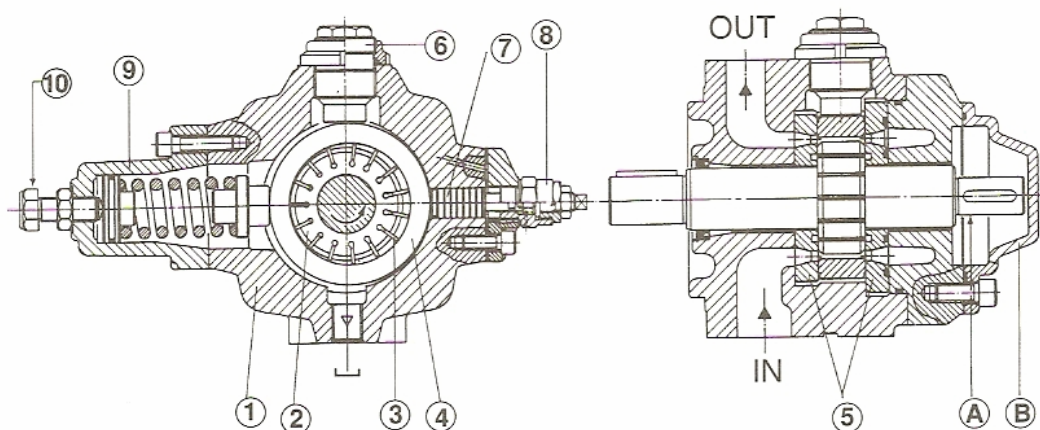
Οι κοχλιοφόρες αντλίες (Σχ. 2-6) αποτελούνται κυρίως από το κέλυφος, τον άξονα ο οποίος εσωτερικά συνδέεται με τον κεντρικό κοχλία και τους περιμετρικούς (συνεργαζόμενους) κοχλίες που μπορεί να είναι τουλάχιστον δύο τοποθετημένοι στο κέλυφος της αντλίας. Η περιστροφή του κεντρικού κοχλία μεταφέρεται στους συνεργαζόμενους, οι οποίοι με την περιστροφή τους παρασύρουν ρευστό από τη θυρίδα αναρρόφησης της αντλίας προς τη θυρίδα κατάθλιψης (πίεσης). Με αυτό τον τρόπο επιτυγχάνεται συνεχής ομαλή και ομοιόμορφη ροή. Η τομή κοχλιοφόρου αντλίας σταθερής παροχής φαίνεται στο Σχ. 2-6.



**Σχήμα 2-6.** Τομή κοχλιοφόρου αντλίας σταθερής παροχής (Instruction and Information on Oil Hydraulics).

**Αντλίες μεταβλητής παροχής.** Οι αντλίες αυτής της μορφής χωρίζονται σε πτερυγιοφόρες και σε εμβολοφόρες. Χαρακτηριστικό αυτών των αντλιών είναι το ότι παρέχεται η δυνατότητα να μεταβάλλεται ο όγκος της αρχικής θυρίδας στην οποία εγκλωβίζεται το υδραυλικό ρευστό. Είναι δυνατός ο συνδυασμός δύο ή περισσότερων αντλιών που ενώνονται διαδοχικά μεταξύ τους, στον οποίο η κάθε βαθμίδα αντλίας, περιλαμβάνει περαστό άξονα στον οποίο τοποθετείται ο άξονας της επομένης για τη στρέψη της μέσω κοινού κινητήρα. Επιπλέον, είναι δυνατός και ο συνδυασμός αντλίας μεταβλητής παροχής με αντλία σταθερής παροχής. Σε αυτή την περίπτωση η ονομαστική τιμή της παροχής κάθε αντλίας πρέπει να είναι μεγαλύτερη από την τιμή της επόμενης.

Ο τρόπος λειτουργίας των πτερυγιοφόρων αντλιών μεταβλητής παροχής, βλ. Σχ. 2-7, είναι ακριβώς ίδιος με τις πτερυγιοφόρες σταθερής παροχής με τη διαφορά ότι ο ρότορας έχει ακτινικά πτερύγια τα οποία δεν εφάπτονται στα εσωτερικά τοιχώματα του κελύφους, αλλά στο δακτύλιο (4), ο οποίος έχει τη δυνατότητα να μετακινείται μηχανικά αυξάνοντας έτσι το χώρο που καταλαμβάνει το ρευστό, συνεπώς και την παροχή της αντλίας. Η τομή μιας πτερυγιοφόρου αντλίας μεταβλητής παροχής φαίνεται στο Σχ. 2-7.

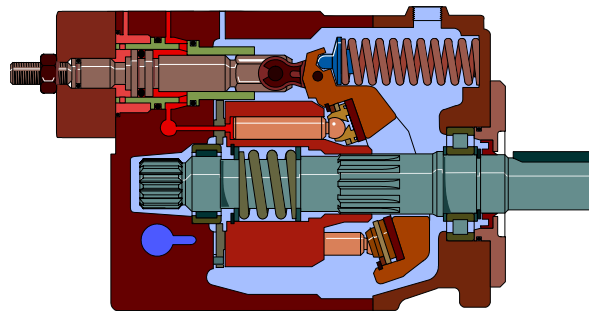


**Σχήμα 2-7.** Τομή πτερυγιοφόρου αντλίας μεταβλητής παροχής (Parker Inc.).

Οι εμβολοφόρες αντλίες μεταβλητής παροχής λειτουργούν παρόμοια με τις εμβολοφόρες αντλίες με αξονικά έμβολα σταθερής παροχής με τη διαφορά ότι ο όγκος της αρχικής θυρίδας στην οποία εγκλωβίζεται το υδραυλικό ρευστό μεταβάλλεται. Αυτό επιτυγχάνεται με την αυξομείωση της κλίσης που υπάρχει μεταξύ του άξονα της αντλίας και της πλάκας κύλισης, που γίνεται είτε μηχανικά είτε υδραυλικά. Σε περίπτωση που η υδραυλική εντολή εκτρέπει την αντλία τότε η εκτροπή μπορεί να γίνεται μέσα από απλές βαλβίδες, αναλογικές ή ακόμα και σερβοβαλβίδες, οι οποίες μπορούν να επιτύχουν ομαλή εκτροπή και μεγάλη ακρίβεια. Η τομή μιας εμβολοφόρου αντλίας μεταβλητής παροχής

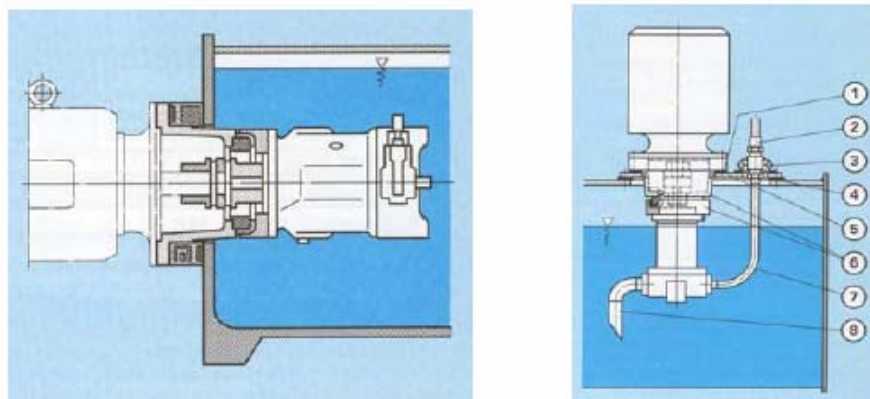


φαίνεται στο Σχ. 2-8.



**Σχήμα 2-8.** Τομή εμβολοφόρου αντλίας μεταβλητής παροχής (Parker Inc.).

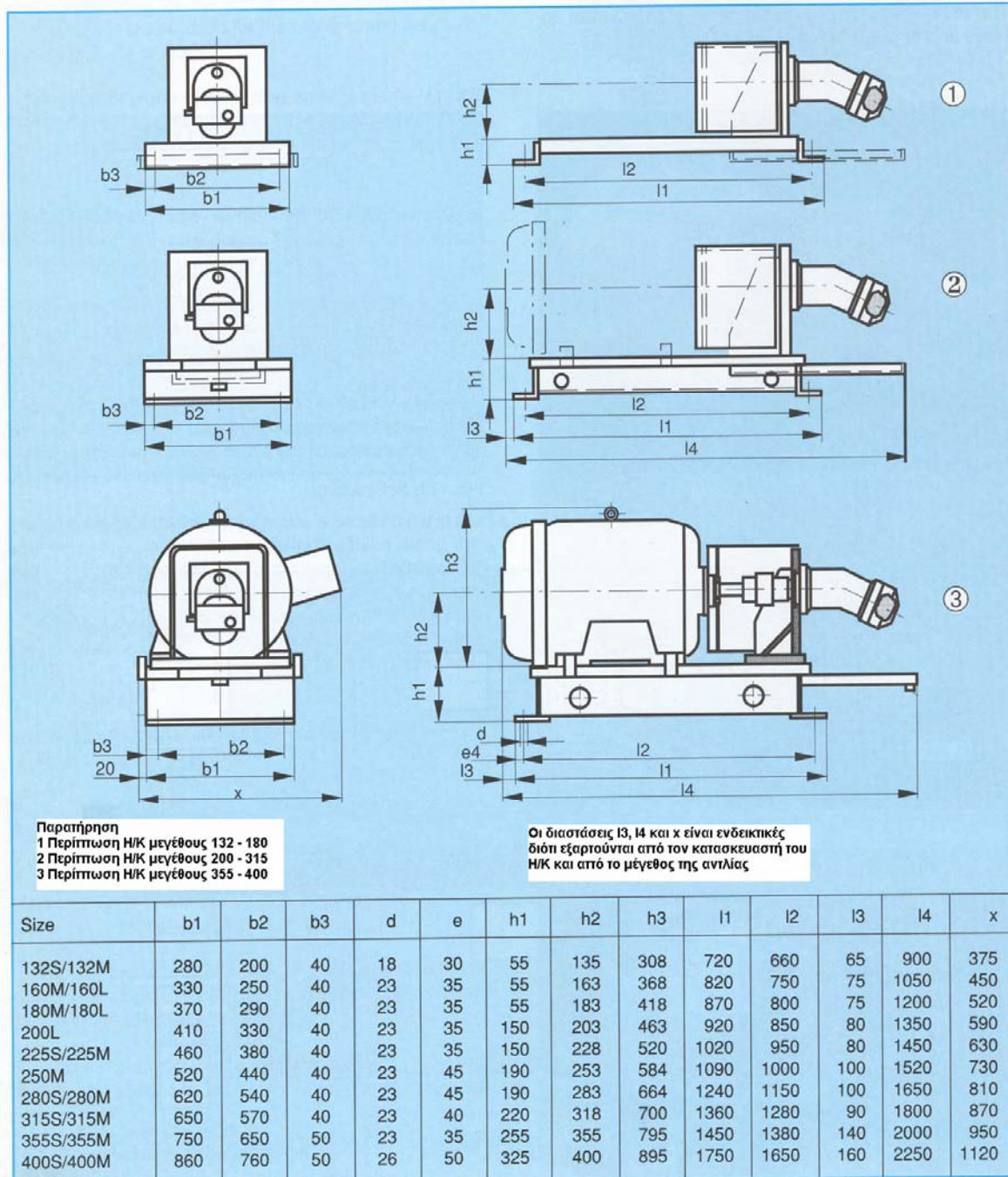
**Ζεύγος Αντλίας – Ηλεκτροκινητήρα.** Η υδραυλική αντλία μπορεί να τοποθετηθεί είτε μέσα στο δοχείο είτε έξω από αυτό. Στην πρώτη περίπτωση ο ηλεκτροκινητήρας τοποθετείται επάνω στο δοχείο ή δίπλα του δημιουργώντας μία πλαϊνή τρύπα σε αυτό, όπως αυτό φαίνεται στο Σχήμα 2-9. Σε περιπτώσεις τοποθέτησης του ηλεκτροκινητήρα στο πλάι του δοχείου θα πρέπει να κατασκευάζεται μία φλάντζα ενίσχυσης των τοιχωμάτων του δοχείου, η οποία είναι καλό να έχει μία τρύπα στο κάτω μέρος της, έτσι ώστε σε περιπτώσεις φθοράς της τσιμούχας του άξονα της αντλίας, το λάδι να τρέξει από την τρύπα αυτή σε σκάφη που συνήθως τοποθετείται κάτω από το δοχείο. Διαφορετικά υπάρχει κίνδυνος να γεμίσει με λάδι η φλάντζα σύνδεσης αντλίας-ηλεκτροκινητήρα και το λάδι να εισχωρήσει στον ηλεκτροκινητήρα. Στη δεύτερη περίπτωση κατασκευάζεται μία βάση αντλίας – κινητήρα, οι διαστάσεις της οποίας εξαρτώνται από το μέγεθος του κινητήρα. Ενδεικτικά στο Σχ. 2-10 παρουσιάζονται τυποποιημένες βάσεις αντλιών – κινητήρα, με τα τεχνικά χαρακτηριστικά τους.



**Σχήμα 2-9.** Τομή ζεύγους αντλίας – Ηλεκτροκινητήρα (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

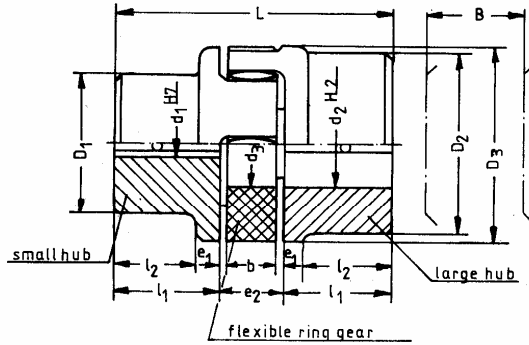
Για να μεταφερθεί η μηχανική ροπή από τον άξονα του ηλεκτροκινητήρα στον άξονα της αντλίας, χρησιμοποιείται κόπλερ το μέγεθος του οποίου εξαρτάται από την ισχύ του

ηλεκτροκινητήρα, τη διάμετρο του άξονά του καθώς και τη διάμετρο του άξονα της αντλίας. Υπάρχουν πολλών ειδών κόπλερ. Στα υδραυλικά κυκλώματα συνήθως χρησιμοποιούνται κόπλερ αλουμινίου για γραναζωτές αντλίες (μικρές αντλίες) και μαντεμένα για μεγαλύτερες αντλίες. Τα μαντεμένα χωρίζονται σε απλού και σε βαρέως τύπου. Κατά την τοποθέτηση του κόπλερ υπάρχουν πίνακες που αναφέρουν τις ανοχές που πρέπει να τηρηθούν. Ενδεικτικά στο Σχ. 2-11 παρουσιάζονται διαστάσεις κόπλερ και ανοχές τοποθέτησης.

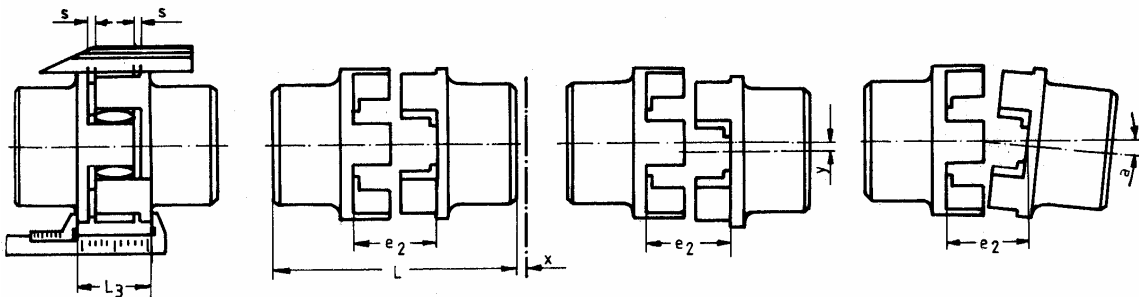


**Σχήμα 2-10.** Τυποποιημένες βάσεις αντλίας – κινητήρα με πίνακα τεχνικών χαρακτηριστικών τους (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

Coupling KD	Nominal Torque Coupling Nm	Coupling KD	Nominal Torque Coupling Nm
19	10	55	375
24	35	65	425
28	95	75	975
38	190	90	2400
42	265	100	3300
48	310		



Type	Small Hub d <sub>1</sub> 1)		Large Hub d <sub>2</sub> 1)		b	B 2)	d <sub>3</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	e <sub>1</sub>	e <sub>2</sub> 3)	L 3)	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	Weight kp 4)		
	Rough Bore	Finished Bore		Rough Bore													Finished Bore	
		min.	max.														min.	max.
19	-	6	19	-	6	24	12	13	18	40	40	40	2	16	66	25	-	0,328
24	-	8	24	6	8	28	14	15	27	40	48	55	2	18	78	30	24	0,66
28	-	10	28	8	10	38	15	16	30	48	65	65	2,5	20	90	35	28	1,16
38	10	12	38	36	38	45	18	19	38	66	77	80	3	24	114	45	37	2,27
42	12	14	42	40	42	55	20	21	46	75	94	95	3	26	126	50	40	3,57
48	13	15	48	46	48	60	21	22	51	85	102	105	3,5	28	140	56	45	4,80
55	18	20	55	52	55	70	22	23	60	98	120	120	4	30	160	65	52	7,37
65	20	22	65	63	65	75	26	27	68	115	135	135	4,5	35	185	75	61	10,89
75	28	30	75	73	75	90	30	31	80	135	160	160	5	40	210	85	69	17,73
90	38	40	90	85	90	100	34	35	100	160	180	200	5,5	45	245	100	81	29,6
100	48	50	100	95	100	110	38	39	113	180	200	225	6	50	270	110	89	41,0



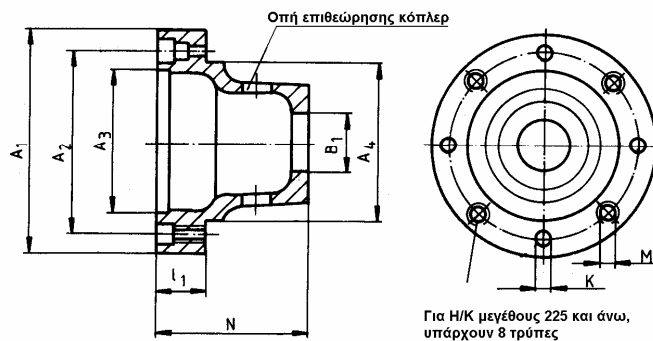
Coupling Types	19	24	28	38	42	48	55	65	75	90	100
Spacing distance e <sup>2</sup> 1)	16	18	20	24	26	28	30	35	40	45	50
Dimensions s	2	2	2,5	3	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
Dimension L3		30	34	40	46	50	56	63	72	83	92
Max. axial movement x 3)	1,2	1,4	1,5	1,8	2,0	2,1	2,2	2,6	3,0	3,4	3,8
Max. radial misalignment y	0,2	0,4	0,5	0,5	0,5	0,7	0,7	0,7	0,9	0,9	0,9
Max. angle misalignment α°	45'	45'	45'	45'	45'	45'	45'	45'	45'	45'	45'

Σχήμα 2-11. Διαστάσεις κόπλερ με τις ανοχές τοποθέτησής τους (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).

Η σύνδεση του ηλεκτροκινητήρα με την αντλία γίνεται με τη φλάντζα αντλίας - κινητήρα. Η φλάντζα αυτή έχει τυποποιημένες διαστάσεις και το υλικό κατασκευής είναι αλουμίνιο για μικρά μεγέθη ή σίδηρος για μεγαλύτερα. Ενδεικτικά, στο Σχ. 2-12 παρουσιάζονται

διαστάσεις φλάντζας αντλίας - κινητήρα.

Διάμετρος φλατζας Ηλεκτροκινητήρα A1	Μέγεθος Ηλεκτροκινητήρα
160	71
200/1	80
200/2	90
250	100/112
300	132
350/1	160
350/2	180
400	200
450	225
550/1	250
550/2	280
660/1	315
660/2	315



Μέγεθος Η/Κ	A1	A2	A3	A4	K	M	Βάρος Kgr
71	160	130	110	110	9	M8	1,5
80/90	200	165	130	145	11,5	M10	2,5
100/112	250	215	180	190	14	M12	3,5
132	300	265	230	234	14	M12	5,0
160/180	350	300	250	260	18	M16	8,0
200	400	350	300	300	18	M16	10,0
225	450	400	350	350	18	M16	12,0
250/280	550	500	450	450	18	M16	20,0
315	660	600	550	550	23	M20	35,0

**Σχήμα 2-12.** Ενδεικτικές τιμές διαστάσεων φλάντζας αντλίας – κινητήρα (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).

Το υδραυλικό ρευστό αφού περάσει μέσα από την αντλία αποκτά συγκεκριμένη πίεση και παροχή και κατευθύνεται προς το υπόλοιπο κύκλωμα, για να καταλήξει τελικά στους επενεργητές, οι οποίοι παράγουν ωφέλιμο έργο. Οι επενεργητές μπορεί να κάνουν περιστροφική κίνηση (υδραυλικός κινητήρας) ή γραμμική κίνηση (γραμμικό έμβολο). Πριν φτάσει το υδραυλικό ρευστό στους επενεργητές, διέρχεται μέσα από μια σειρά υδραυλικών εξαρτημάτων (π.χ. βαλβίδων) που ανάλογα με την απαίτηση της εφαρμογής δημιουργούν τις κατάλληλες συνθήκες ροής και πίεσης. Ένα από τα κυριότερα δομικά υδραυτικά στοιχεία είναι οι βαλβίδες (βλ. Παρ. 2.5). Γενικά οι υδραυλικές βαλβίδες χωρίζονται σε αυτές που ελέγχουν την πίεση, σε αυτές που ρυθμίζουν τη ροή, σε βαλβίδες αντεπιστροφής καθώς και σε αυτές που ορίζουν τη διεύθυνση (βαλβίδες διεύθυνσης).

### 2.3 Υδραυλικοί Επενεργητές

Οι επενεργητές αποτελούν το τελευταίο στάδιο ενός σερβοϋδραυλικού αυτοματισμού και είναι το σημείο αυτό όπου αποδίδεται η ωφέλιμη μηχανική ενέργεια. Οι επενεργητές

χωρίζονται στους υδραυλικούς κινητήρες για περιστροφική κίνηση και τα υδραυλικά έμβολα (γραμμικούς κινητήρες) για γραμμική κίνηση. Στη συνέχεια περιγράφονται ξεχωριστά οι δύο τύποι επενεργητών.

### **2.3.1 Υδραυλικοί Κινητήρες**

Οι υδραυλικοί κινητήρες μπορούν να περιστραφούν προς δύο διευθύνσεις και λειτουργούν με τον αντίστροφο τρόπο που λειτουργούν οι αντλίες. Οι αντλίες παράγουν παροχή και πίεση στην έξοδό τους, σε συγκεκριμένο αριθμό στροφών και ροπή, ενώ οι υδραυλικοί κινητήρες παράγουν μηχανική ροπή στην έξοδό τους σε ορισμένη πίεση και παροχή. Η αρχή λειτουργίας των υδραυλικών κινητήρων είναι ίδια με αυτή των υδραυλικών αντλιών και ισχύουν όσα περιγράφηκαν στην Παρ. 2.2, με τη διαφορά ότι στις αντλίες ο άξονας περιστρέφεται από τον ηλεκτροκινητήρα ενώ στους υδραυλικούς κινητήρες το ρευστό περιστρέφει τον άξονα. Επιπλέον ο βαθμός απόδοσης ενός υδραυλικού κινητήρα είναι μικρότερος από αυτόν της υδραυλικής αντλίας για τις ίδιες απαιτήσεις ισχύος. Οι υδραυλικοί κινητήρες, χωρίζονται σε σταθερούς και μεταβαλλόμενους. Οι υδραυλικοί κινητήρες μπορεί να είναι γραναζωτοί, πτερυγιοφόροι και εμβολοφόροι (με ακτινικά ή αξονικά έμβολα), ανάλογα με την κατασκευή τους. Επιπλέον, στις υδραυλικές αντλίες η ροή είναι ανάλογη του κυβισμού και της ταχύτητας περιστροφής, ενώ στους υδραυλικούς κινητήρες η ταχύτητα περιστροφής είναι ανάλογη της ροής και αντιστρόφως ανάλογη του κυβισμού.

### **2.3.2 Υδραυλικά Έμβολα**

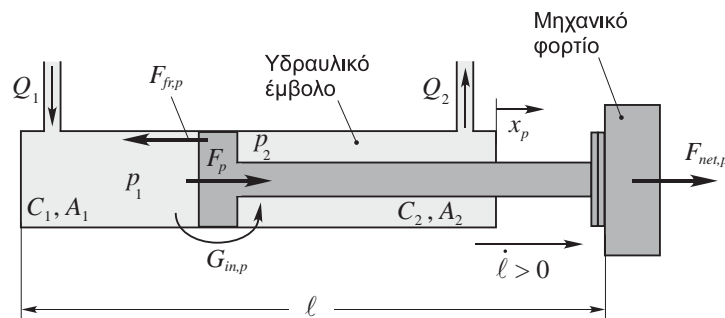
Τα υδραυλικά έμβολα είναι το κυριότερο σημείο του υπολογισμού ενός σερβοϋδραυλικού συστήματος και αυτό διότι η μελέτη δεν περιορίζεται μόνο στον υπολογισμό της δύναμης και της ταχύτητας του εμβόλου, αλλά πρέπει να ληφθεί υπ' όψη και η διαφορά επιφάνειας του εμβόλου κατά την διάρκεια ενός πλήρους εμβολισμού, για περαιτέρω επεξεργασία. Σαν αποτέλεσμα αυτής της διαφοράς επιφάνειας είναι το ότι ο όγκος του υδραυλικού ρευστού που εισέρχεται σε ένα υδραυλικό έμβολο είναι διαφορετικός από αυτόν που εξέρχεται από αυτό. Αυτή η διαφορά όγκου είναι το σημείο που απαιτείται να λαμβάνεται υπ' όψη στον υπολογισμό των φίλτρων επιστροφής, του αναπνευστήρα, του μεγέθους του υδραυλικού δοχείου και του μεγέθους των σωληνώσεων επιστροφής.

Τα υδραυλικά έμβολα εκτελούν γραμμική κίνηση και χωρίζονται σε έμβολα απλής και διπλής ενέργειας. Τα έμβολα απλής ενέργειας χωρίζονται σε αυτά που η επιστροφή τους γίνεται με την εφαρμογή εξωτερικού φορτίου και σε αυτά που η επιστροφή τους γίνεται μέσω ενός ελατηρίου που είναι τοποθετημένο μέσα στο έμβολο.

Ο υπολογισμός ενός υδραυλικού εμβόλου πραγματοποιείται λαμβάνοντας υπόψη τα υδραυλικά μεγέθη (πίεση, παροχή κτλ.), τα γεωμετρικά μεγέθη (π.χ. ωφέλιμο μήκος εμβόλου κτλ.) και τα κατασκευαστικά μεγέθη (π.χ. τρόπος έδρασης κτλ.).

Η μέγιστη δύναμη ενός εμβόλου βρίσκεται από τη διαφορά του γινομένου των μέσων πιέσεων στους θαλάμους του εμβόλου επί τις διατομές των θαλάμων του. Για μεγαλύτερη ακρίβεια υπολογισμού αυτού λαμβάνονται υπόψη και άλλες παράμετροι όπως η στήριξη του εμβόλου, ο τρόπος φόρτισης του, η γεωμετρία του εμβόλου κ.ά.

Ο προορισμός των υδραυλικών εμβόλων όπως προαναφέρθηκε είναι η μετατροπή της υδραυλικής ενέργειας σε μηχανικό έργο, οφειλόμενο στη μεταφορική μετατόπιση του εμβόλου. Στο Σχ. 2-13 παρίσταται σχηματικά ένα υδραυλικό έμβολο διπλής ενέργειας.



**Σχήμα 2-13.** Σχηματική απεικόνιση υδραυλικού εμβόλου διπλής ενέργειας.

Η μαθηματική έκφραση ενός εμβόλου διπλής ενέργειας περιγράφεται από τις,

$$Q_1 = A_1 \dot{\ell} + C_1 \dot{p}_1 + G_{in,p} (p_1 - p_2) \quad (2-1\alpha)$$

$$Q_2 = A_2 \dot{\ell} - C_2 \dot{p}_2 + G_{in,p} (p_1 - p_2) \quad (2-1\beta)$$

$$A_1 p_1 - A_2 p_2 = F_p \quad (2-1\gamma)$$

$$F_{net,p} = F_p - F_{fr,p} \quad (2-1\delta)$$

όπου  $Q_1$  και  $Q_2$  είναι οι ροές ρευστού εισόδου και εξόδου αντίστοιχα στους θαλάμους του εμβόλου,  $A_1$  και  $A_2$  οι διατομές των θαλάμων,  $C_1$  και  $C_2$  οι συμπιεστότητες των θαλάμων,  $p_1$  και  $p_2$  οι πιέσεις που επικρατούν στους θαλάμους,  $G_{in,p}$  είναι ο συντελεστής εσωτερικών διαρροών των θαλάμων του εμβόλου,  $\ell$  το συνολικό μεταβλητό μήκος του υδραυλικού εμβόλου,  $F_p$  η αναπτυσσόμενη υδραυλική δύναμη κατά μήκος του άξονα του εμβόλου, λόγω της διαφοράς πιέσεων στους θαλάμους,  $F_{net,p}$  είναι η δύναμη που εμφανίζεται στην έξοδο του εμβόλου και  $F_{fr,p}$  είναι η συνολική δύναμη τριβής που αναπτύσσεται στις τριβόμενες επιφάνειες του εμβόλου.

Οι συμπιεστότητες των θαλάμων  $C_1$  και  $C_2$  των Εξ. (2-1α,β) εκφράζονται από τις,

$$C_1 = \frac{V_1}{\beta_e} = \frac{V_t + A_1 x_p}{\beta_e} \quad (2-2\alpha)$$

$$C_2 = \frac{V_2}{\beta_e} = \frac{V_t - A_2 x_p}{\beta_e} \quad (2-2\beta)$$

όπου  $V_1$  και  $V_2$  είναι οι όγκοι των θαλάμων του εμβόλου,  $V_t$  είναι ο συνολικός όγκος των θαλάμων του εμβόλου, η μεταβλητή  $x_p$  εκφράζει το ωφέλιμο μήκος του υδραυλικού εμβόλου, βλ. Σχ. 2-13, και  $\beta_e$  ο συντελεστής συμπίεστικότητας του ρευστού (effective/ total bulk modulus), χωρίς φυσαλίδες αέρα.

## 2.4 Υδραυλικοί Αποταμιευτές Ενέργειας (συσσωρευτές)

Οι συσσωρευτές χρησιμοποιούνται για την αποθήκευση ενός όγκου υδραυλικού ρευστού υπό πίεση για να τον χρησιμοποιήσουν κάποια στιγμή που θα απαιτηθεί από το κύκλωμα. Ο λόγος ύπαρξης ενός συσσωρευτή είναι η εξοικονόμηση ενέργειας στο υδραυλικό σύστημα. Δεν είναι πάντα δυνατή η χρησιμοποίηση ενός συσσωρευτή σε ένα υδραυλικό αυτοματισμό. Το εάν μπορεί να χρησιμοποιηθεί ή όχι, εξαρτάται από τους νεκρούς χρόνους του σερβοσυστήματος, δηλαδή τους χρόνους στους οποίους δαπανάται ωφέλιμο έργο από το σύστημα. Εάν υποθεθεί ότι υπάρχουν νεκροί χρόνοι, τότε η εκμετάλλευση αυτών των χρόνων για την πλήρωση του συσσωρευτή συνεπάγεται την εξοικονόμηση ενέργειας με την χρησιμοποίηση αντλιών μικρότερου κυβισμού.

Επιπλέον, η παρουσία των υδραυλικών συσσωρευτών στα σερβοϋδραυλικά κυκλώματα είναι απαραίτητη και για το φιλτράρισμα των παλμών των πιέσεων που προέρχονται από την αντλία, λόγω των έντονων δυναμικών φαινομένων που επικρατούν στη διάρκεια του κύκλου εργασίας της. Χωρίζονται σε συσσωρευτές με σάκο, σε συσσωρευτές μεμβράνης και σε συσσωρευτές εμβόλου. Στο επάνω σημείο του συσσωρευτή είναι τοποθετημένη μία βαλβίδα μέσα από την οποία διοχετεύουμε άζωτο υπό πίεση, η οποία εξαρτάται από τη μέγιστη πίεση του συστήματος. Ο σάκος, η μεμβράνη ή το έμβολο χρησιμοποιούνται για να περιορίσουν το άζωτο αλλά και για να μην αναμιχθεί με το υδραυλικό ρευστό. Στη συνέχεια, η πίεση του συστήματος συμπιέζει το άζωτο και αποθηκεύεται έτσι μια ποσότητα υδραυλικού ρευστού μέσα στο συσσωρευτή. Όταν απαιτηθεί ροή ρευστού υπό πίεση τότε απελευθερώνεται η αποθηκευμένη ποσότητα ρευστού και τον όγκο καταλαμβάνει το άζωτο που είχε συμπιεστεί. Στη συνέχεια, όταν υπάρχει πάλι διαθέσιμη πίεση και ροή, συμπιέζεται το άζωτο αποθηκεύοντας πάλι ρευστό υπό πίεση. Ο λόγος που χρησιμοποιείται το άζωτο και όχι ο φθηνότερος πεπιεσμένος αέρας, είναι το ότι το υδραυλικό ρευστό είναι εύφλεκτο και κάτω από πίεση με παρουσία οξυγόνου είναι δυνατόν να αυτοαναφλεγεί. Με τη χρησιμοποίηση του αζώτου στερείται το ένα από τα τρία βασικά συστατικά ανάφλεξης. Η εξίσωση που περιγράφει τη λειτουργία ενός υδραυλικού συσσωρευτή δίνεται από την,

$$Q_{acc} = C_{acc} \cdot \frac{dp_{acc}}{dt} \quad (2-3)$$

όπου  $Q_{acc}$  είναι παροχή λαδιού που διέρχεται από το συσσωρευτή,  $p_{acc}$  εκφράζει την πίεση φόρτισης ή αποφόρτισης του συσσωρευτή και  $C_{acc}$  αντιπροσωπεύει την χωρητικότητα σε υδραυλικό ρευστό του συσσωρευτή.

## 2.5 Υδραυλικές Βαλβίδες

Οι υδραυλικές βαλβίδες χωρίζονται σε αυτές που ελέγχουν την πίεση, σε αυτές που ρυθμίζουν τη ροή, σε βαλβίδες αντεπιστροφής και σε αυτές που ορίζουν την διεύθυνση, τις βαλβίδες διεύθυνσης.

**Βαλβίδες ελέγχου πίεσης.** Το πρώτο υδραυλικό εξάρτημα το οποίο τοποθετείται αμέσως μετά την αντλία, είναι το ασφαλιστικό (βαλβίδα ελέγχου πίεσης) με το οποίο περιορίζεται η μέγιστη πίεση του υδραυλικού κυκλώματος (πρωτεύουσα πίεση). Αυτό είναι σχεδόν πάντα ρυθμιζόμενο και δίνει τη δυνατότητα να λειτουργεί το υδραυλικό κύκλωμα μέχρι τη συγκεκριμένη πίεση που έχει ρυθμιστεί. Χωρίζεται σε δύο κατηγορίες : (α) στα ασφαλιστικά άμεσης ενεργοποίησης (direct operated) και (β) στα ασφαλιστικά με χρήση πιλότου (pilot operated). Η αρχή λειτουργίας τους βασίζεται στην υδραυλική πίεση η οποία σπρώχνει ένα έμβολο ή μία έδρα και αντιτίθεται σε ένα ελατήριο μέσα από το οποίο ρυθμίζεται η μέγιστη πίεση του συστήματος. Σε περίπτωση που η πίεση είναι μεγαλύτερη από αυτήν που έχει ρυθμιστεί τότε η υδραυλική πίεση υπερνικά τη δύναμη του ελατηρίου και διοχετεύεται μία μικρή ποσότητα ρευστού προς το δοχείο, τόση ώστε το σύστημα να επανέλθει πάλι στην επιθυμητή πίεση.

Άλλος ένας τύπος βαλβίδας ελέγχου πίεσης είναι το ασφαλιστικό με ηλεκτρική αποφόρτιση, το οποίο είναι ένας συνδυασμός βαλβίδας διεύθυνσης NO (βαλβίδα που σε κατάσταση ηρεμίας είναι ανοικτή, δηλαδή διοχετεύεται το λάδι προς το υδραυλικό δοχείο) και ενός ασφαλιστικού. Σε περίπτωση που ενεργοποιηθεί το πηνίο της βαλβίδας δίνεται η δυνατότητα στο κύκλωμα να δημιουργήσει πίεση, που όταν ξεπεράσει τη ρυθμισμένη τιμή πίεσης από το ασφαλιστικό αρχίζει η διαδικασία που προαναφέρθηκε.

Άλλης μορφής βαλβίδα ελέγχου πίεσης είναι ο μειωτής πίεσης ο οποίος καθορίζει τη δευτερεύουσα επιθυμητή πίεση λειτουργίας. Αυτή η πίεση παραμένει σταθερή και πάντα μικρότερη από την πρωτεύουσα πίεση. Χρησιμοποιείται σε περιπτώσεις όπου απαιτούνται δύο ή περισσότερες διαφορετικές πιέσεις στο σερβοϋδραυλικό σύστημα.

Μια τρίτη βαλβίδα ελέγχου πίεσης είναι η βαλβίδα αποφόρτισης η οποία χρησιμοποιείται στους συσσωρευτές. Η βαλβίδα αυτή είναι σχεδιασμένη περίπου σαν το ασφαλιστικό και το κύριο χαρακτηριστικό της είναι ότι τοποθετείται στην κύρια ροή, ενεργοποιώντας ή απενεργοποιώντας ένα σύστημα όταν επιτυγχάνεται μια καθορισμένη



πίεση.

**Βαλβίδες ρύθμισης ροής.** Οι βαλβίδες ρύθμισης ροής είναι στραγγαλιστές ροής και στραγγαλιστές με βαλβίδα αντεπιστροφής, οι οποίες μπορούν να μεταβάλουν την διατομή μέσα από την οποία ρέει το υδραυλικό ρευστό. Αυτής της μορφής οι βαλβίδες χωρίζονται σε τέσσερις κατηγορίες. Η πρώτη κατηγορία περιλαμβάνει αυτές τις βαλβίδες των οποίων η ποσότητα του υδραυλικού ρευστού που έχει ρυθμιστεί να περάσει μέσα από τη βαλβίδα μετά το στραγγαλισμό παραμένει σταθερή και ανεξάρτητη από τις διακυμάνσεις της πίεσης και της θερμοκρασίας. Η δεύτερη κατηγορία περιλαμβάνει βαλβίδες, όπου η ποσότητα του ρευστού που έχει ρυθμιστεί είναι ανεξάρτητη της πίεσης αλλά εξαρτάται από την θερμοκρασία. Η τρίτη κατηγορία περιλαμβάνει βαλβίδες των οποίων η ποσότητα του ρευστού που έχει ρυθμιστεί εξαρτάται από την πίεση αλλά είναι ανεξάρτητη από την θερμοκρασία. Τέλος, η τέταρτη κατηγορία περιλαμβάνει αυτές τις βαλβίδες που η ροή τους επηρεάζεται από τους προαναφερθέντες παράγοντες.

**Βαλβίδες αντεπιστροφής.** Αυτές οι βαλβίδες επιτρέπουν την ροή προς μία κατεύθυνση. Χωρίζονται σε απλές βαλβίδες αντεπιστροφής και σε βαλβίδες αντεπιστροφής με πιλότο. Οι βαλβίδες αντεπιστροφής με πιλότο επιτρέπουν τη ροή προς την αντίθετη κατεύθυνση μόνο όταν υπάρχει πίεση στον πιλότο. Αυτό γίνεται όταν κάποια ποσότητα ρευστού με πίεση ευρίσκεται στη θυρίδα εντολής της έδρας της βαλβίδας αντεπιστροφής και την ανασηκώνει, επιτρέποντας έτσι το ρευστό να περάσει από την αντίθετη ροή. Χρησιμοποιείται κυρίως σε υδραυλικά έμβολα, όταν δεν πρέπει να παρασυρθούν και να κινηθούν προς μία κατεύθυνση εφόσον δεν έχει δοθεί εντολή κίνησής τους.

**Βαλβίδες διεύθυνσης.** Οι υδραυλικές βαλβίδες διεύθυνσης διοχετεύουν τη ροή και την πίεση προς τους επενεργητές. Οι υδραυλικές βαλβίδες διεύθυνσης ανάλογα με τον τρόπο που ενεργοποιούνται, μπορεί να διευθύνονται με μηχανική, υδραυλική, πνευματική ή ηλεκτρική εντολή. Οι βαλβίδες διεύθυνσης με ηλεκτρική εντολή χωρίζονται στις βαλβίδες ON – OFF, δηλαδή σε αυτές που όταν ενεργοποιηθούν διοχετεύουν όλη την ποσότητα του υδραυλικού ρευστού προς κάποια κατεύθυνση και στις βαλβίδες με ελεγχόμενη κίνηση, (ελεγχόμενη διοχέτευση του υδραυλικού ρευστού) οι οποίες είναι είτε αναλογικές είτε σερβοβαλβίδες, στις οποίες η ροή είναι ανάλογη ενός ηλεκτρικού σήματος εισόδου. Η επιλογή των υδραυλικών βαλβίδων διεύθυνσης και ελέγχου πίεσης εξαρτάται από τις απαιτήσεις της εφαρμογής. Όταν δημιουργηθούν στο ρευστό οι κατάλληλες συνθήκες πίεσης, παροχής και διεύθυνσης ροής που απαιτούνται, τότε το ρευστό κατευθύνεται προς τους επενεργητές οι οποίοι παράγουν το ωφέλιμο μηχανικό έργο.

## 2.6 Λοιπά Υδραυλικά Στοιχεία

### 2.6.1 Σωληνώσεις

Η εκλογή των κατάλληλων σωληνώσεων σε ένα σερβοϋδραυλικό σύστημα αποτελεί μια από τις βασικότερες κατασκευαστικές παραμέτρους του συστήματος. Ο ρόλος των σωληνώσεων στα υδραυλικά συστήματα είναι να μεταφέρει το υδραυλικό ρευστό προς και από τα διάφορα υδραυλικά εξαρτήματα με ασφάλεια. Κατά τη μεταφορά του ρευστού, οι σωληνώσεις υπόκεινται σε μηχανική - θερμική καταπόνηση καθώς επίσης και σε διάβρωση λόγω των χημικών ιδιοτήτων του ρευστού και του εξωτερικού περιβάλλοντος. Αυτές οι καταπονήσεις λαμβάνονται υπόψη για τον υπολογισμό των σωληνώσεων και αφορούν στην εκλογή της εσωτερικής διαμέτρου, του πάχους τοιχώματος και του υλικού κατασκευής των σωληνώσεων, όπως περιγράφεται στον Πιν. 2-3. Σε περιπτώσεις που οι σωληνώσεις στη γραμμή της πίεσης είναι μικρότερης διαμέτρου από την επιτρεπόμενη, μπορεί να προκληθεί θόρυβος λόγω της εξαναγκασμένης αυξημένης ταχύτητας του ρευστού, που έχει σαν αποτέλεσμα την κακή λειτουργία του συστήματος (π.χ. το σύστημα μπορεί να βρεθεί σε περιοχές συντονισμού κτλ.). Όταν συμβαίνει αυτό στη γραμμή αναρρόφησης, μπορεί να καταστραφεί η αντλία, ενώ στην περίπτωση που η γραμμή επιστροφής είναι μικρότερης διαμέτρου το ρευστό θερμαίνεται και δημιουργείται πίεση στη γραμμή επιστροφής. Σε αυτή την περίπτωση μπορεί ακόμα και να καταστραφεί η αντλία ή/και να μην λειτουργούν οι βαλβίδες σε όλο το εύρος λειτουργίας τους.

**Πίνακας 2-3.** Παράμετροι υπολογισμού σωληνώσεων υδραυλικών συστημάτων.

Χαρακτηριστικά σωληνώσεων	Υπολογισμός σε
Εσωτερική διάμετρος σωληνώσεων	Παροχή, Ταχύτητα, Συνεκτικότητα, Πτώση πίεσης
Πάχος τοιχώματος	Πίεση λειτουργίας και εναλλαγές πιέσεων, Συντελεστή ασφαλείας, Εσωτερική και εξωτερική διάβρωση, Τυποποιημένες διαστάσεις, Καταπόνηση υλικού
Υλικό	Θερμοκρασία, Καταπόνηση υλικού, Διάβρωση, Προϋποθέσεις λειτουργίας

Η εσωτερική διάμετρος των σωληνώσεων υπολογίζεται σύμφωνα με την,

$$d_i = 4,607 \sqrt{\frac{\dot{V}}{w}} \quad (2-4)$$

όπου  $\dot{V}$  είναι η παροχή του ρευστού και  $w$  είναι η μέση ταχύτητα του ρευστού. Η ταχύτητα του ρευστού εξαρτάται από την πίεση στη γραμμή πίεσης, από την κινηματική συνεκτικότητα του ρευστού στη γραμμή αναρρόφησης και στη γραμμή επιστροφής και οι τιμές του κυμαίνονται από 1,7 m/sec μέχρι και 4,5 m/sec.

Στους πίνακες που ακολουθούν, παρουσιάζεται ο υπολογισμός των παραμέτρων εκλογής μίας σωλήνωσης σε ένα υδραυλικό κύκλωμα. Συγκεκριμένα στον Πιν. 2-4 αναφέρονται οι τιμές της ταχύτητας του ρευστού σε ένα υδραυλικό κύκλωμα. Οι τυποποιημένες διαστάσεις σε σωληνώσεις εκλέγονται με βάση τον Πιν. 2-5. Στον Πιν. 2-6 παρουσιάζεται ο υπολογισμός κατά DIN 2413 του πάχους τοιχώματος μιας σωλήνωσης, ενώ στον Πιν. 2-7 δίνεται ο συντελεστής ασφαλείας,  $S_v$ , των σωληνώσεων. Ο συντελεστής καταπόνησης μιας σωλήνωσης,  $K$ , εξαρτάται από το υλικό της σωλήνωσης και λαμβάνεται από τον Πιν. 2-8.

**Πίνακας 2-4.** Τιμές ταχύτητας ρευστού σε υδραυλικό κύκλωμα (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

Γραμμή αναρρόφησης		Γραμμή πίεσης		Γραμμή επιστροφής
Κινηματική συνακτικότητα	Ταχύτητα	Πίεση	Ταχύτητα	Ταχύτητα
$\nu$ mm <sup>2</sup> /s	$w$ m/s	$p$ bar	$w$ m/s	$w$ m/s
150	0,6	25	2,5 έως 3	1,7 έως 4,5
100	0,75	50	3,5 έως 4	
50	1,2	100	4,5 έως 5	
30	1,3	200	5 έως 6	
		> 200	6	

**Πίνακας 2-5.** Τυποποιημένες διαστάσεις σωληνώσεων σε υδραυλικό κύκλωμα κατά DIN 2391 (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

Material St 35; as-supplied to DIN 2391, Part 2 July 81; certification e.g. to DIN 50 049-2.2							
Tube 4 to 16 mm				Tube 18 to 42 mm			
$d_o$	$s$	$d_i$	PN	$d_o$	$s$	$d_i$	PN
4	1,0	2	400	18	1,5	15	160
6	1,0	4	320	20	3,0	14	320
6	1,5	3	400	22	2,0	18	160
8	1,5	5	320	25	3,0	19	250
10	1,5	7	320	25	4,0	17	320
10	2,0	6	400	28	3,0	22	160
12	1,5	9	160	30	4,0	22	250
12	2,0	8	320	35	3,0	29	160
12	3,0	6	400	38	4,0	30	160
15	1,5	12	160	38	5,0	28	250
16	2,5	11	320	42	3,0	36	160

Designation of precision steel tube of 30 mm outside diameter and 4 mm wall thickness in St 35, as-supplied to DIN 2391, Part 2, July 81, normalized NBK  
**Tube DIN 2391-C- 30 x 4-St 35 NBK**

**Πίνακας 2-6.** Υπολογισμός πάχους τοιχώματος σωληνώσεων (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

	Όρια εφαρμογής	Καταπόνηση	Σχέσεις υπολογισμού για το θεωρητικό πλάτος τοιχώματος
DIN 2413	$d_2/d_1 \leq 1,7$ Θερμοκρασία $\leq 120$ °C	I, primarily steady-state	$s_v = \frac{d_1 \cdot p}{20 \frac{K}{S} \cdot v - 2p}$ (3)
DIN 2413	a) $d_2/d_1 \leq 1,7$ Θερμοκρασία $> 120$ °C b) $d_2/d_1 \geq 1,1$ and $\leq 1,7$ Θερμοκρασία $< 120$ °C	II, primarily steady-state	$s_v = \frac{d_1 \cdot p}{(20 \frac{K}{S} - p) \cdot v}$ (4)
DIN 2413	$d_2/d_1 \leq 1,7$	III, repeated	a) $s_v$ according to formulae (3) b) $s_v = \frac{d_1 \cdot (\beta - \check{p})}{20 \frac{K}{S} - 3 \cdot (\beta - \check{p})}$ (5) Use $s_{v \max}$ from a) and b)
AD-Merkblatt B1	$d_2/d_1 \leq 1,2$ or $d_2 \leq 200$ mm and $d_2/d_1 \leq 1,7$	primarily steady-state	$s_v = \frac{d_1 \cdot p}{20 \frac{K}{S} \cdot v - p}$ (6) $s_{v \min} = 2$ mm

**Πίνακας 2-7.** Συντελεστής ασφαλείας σωληνώσεων (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

Reference	Strength coefficient K	Elongation at fracture $A_5$	Safety factor for pipes with acceptance test certificate to DIN 50 049 S
DIN 2413 Case I	$R_{p0,2}$ at 20 °C	$\geq 25$ % 20 % 15 %	1,5 1,6 1,7
DIN 2413 Case II	a) Minimum value from $R_{p0,2}^1$ and $R_{m/2 \cdot 10^5}$ at calculation temperature b) $R_{p0,2}$ at 20 °C	$\geq 25$ % 20 % 15 %	1,5 1,6 1,7 1,8
DIN 2413 Case III	$\sigma_{Sch}$		1,5
AD-Merkblatt B1	$R_{p0,2}$ or $R_{m/10^5}$ at calculation temperature to AD-Merkblatt W4		1,5

\*)  $R_{p1}$  at calculation temperature can be used for pipes of 1.4571 or 1.4541

**Πίνακας 2-8.** Συντελεστής καταπόνησης μίας σωλήνωσης (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

Designation	St 37.4	St 52.4	St 37.4	St 37.0	St 35 NBK	X6CrNiMoTi17 122	X6CrNiTi1810
Material No. DIN	1.0255 1630	1.0581 1630	1.0255 1628	1.0254 1626	1.0308 2391	1.4571 17458	1.4541 17458
Tensile strength $R_m$ in N/mm <sup>2</sup> (min)	340	490	340	340	340	500	500
0,2% yield strength $R_{p0,2}$ in N/mm <sup>2</sup> (min) or upper yield point $R_{eH}$ in N/mm <sup>2</sup> (min)	235 *	350 *	235 *	235	235	20 °C: 210 50 °C: 202 100 °C: 185	200 190 176
1% yield strength $R_{p1}$ in N/mm <sup>2</sup> (min)	—	—	—	—	—	20 °C: 245 50 °C: 234 100 °C: 218	235 222 208
Elongation at fracture (min) $A_5$ in % ( $L_0 = 5 \cdot d_0$ )	25	21	25	25	25	> 30	> 30
Strength coefficient K in N/mm <sup>2</sup> to AD-Merkblatt W 4 at 20 °C at 100 (120) °C	235 186	355 255	235 186	235 186	235 186	—	—
Endurance limit at repeated stress $\sigma_{DIN 2445} / D$ in N/mm <sup>2</sup> to DIN 2445 supplement to DIN 2413 see sheet 3.1/3.2	226	—	—	—	—	(190) **	(190) **

\* For calculations to DIN 2413 the given values can be used up to 120°C  
\*\* Not given in DIN 2445

Αφού υπολογιστεί το θεωρητικό πάχος τοιχώματος μίας σωλήνωσης ελέγχεται η αναλογία διαμέτρων βάσει των τυποποιημένων διαστάσεων που έχουν εκλεγεί σαν συνάρτηση της εσωτερικής διαμέτρου των σωληνώσεων  $d_o/d_i$  και ελέγχεται κατά πόσο ανταποκρίνεται στα δεδομένα του Πιν. 2-7 του συντελεστή ασφαλείας  $S_v$ . Εάν το τοίχωμα είναι μικρότερο από τα όρια που αναφέρονται, τότε υπολογίζεται το πάχος τοιχώματος  $S$ , με βάση την,

$$s = (s_v + c_2) \frac{100}{100 - c_1} \quad (2-5)$$

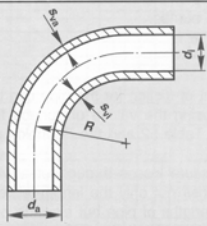
όπου  $C_2$ , είναι το επιπρόσθετο πάχος για περιπτώσεις όπου υπάρχει κίνδυνος διάβρωσης (συνήθης τιμή 1mm), ενώ η τιμή του συντελεστή  $C_1$  λαμβάνεται από τον Πιν. 2-9. Στο Κεφ. 3 παρουσιάζεται αριθμητικό παράδειγμα υπολογισμού του συντελεστή ασφαλείας μιας σωλήνωσης.

**Πίνακας 2-9.** Συντελεστής  $C_1$  για την εκλογή σωληνώσεων (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

	Outside diameter $d_o$ in mm	Wall thickness $s$	Wall thickness undersize $c_1$
Seamless precision steel tube to DIN 2391, Part 1	< 5		20 %
	$6 \leq d_o \leq 8$		15 %
	> 8		10 %
Seamless precision steel tube to DIN 1629 (extract)	$\leq 130$	< $4 s_n^*$	10 %
		> $4 s_n^*$	9 %
Welded steel tube to DIN 1628		$s \leq 3$ mm	0,25 mm
		$3 \text{ mm} < s \leq 10$ mm	0,35 mm
		$s > 10$ mm	0,50 mm
* $s_n$ Normal wall thickness to DIN 2448			

Ο υπολογισμός καμπύλων σε σωλήνες παρουσιάζεται στον Πιν. 2-10, όπου αναφέρονται ενδεικτικά καμπύλες για σωληνώσεις σύμφωνα με το DIN 5508, λαμβάνοντας υπόψη την εξωτερική διάμετρο  $d_a$ .

**Πίνακας 2-10.** Υπολογισμός καμπύλων σε σωληνώσεις (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).



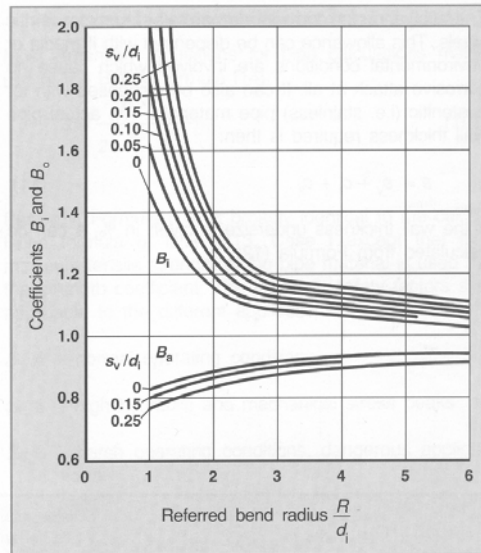
$d_a$ in mm	6	8	10	12	14 15 16	18
$R$ in mm	16	20	25	32,5	40	45
$d_a$ in mm	20	22	28	35	38	42
$R$ in mm	55	65	80	100	110	160

Το απαιτούμενο πάχος τοιχώματος σωλήνα στην εσωτερική και εξωτερική πλευρά μιας καμπύλης σε σωλήνα, σύμφωνα με το DIN 2413, υπολογίζεται από τις σχέσεις,

$$S_{vi} = S_v \cdot B_i \quad (2-6\alpha)$$

$$S_{vo} = S_v \cdot B_o \quad (2-6\beta)$$

όπου τα  $B_i$  και  $B_o$  είναι συντελεστές που λαμβάνονται από το διάγραμμα του Σχ. 2-14.



**Σχήμα 2-14.** Διάγραμμα υπολογισμού πάχους τοιχώματος σωληνώσεων (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

Για σωλήνες με λεπτό τοίχωμα ( $S_v/d_i < 0,02$ ) οι συντελεστές μπορούν να υπολογιστούν από τις,

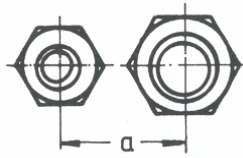
$$B_i = \frac{2R - 0,5d_o}{2R - d_o} \quad (2-7\alpha)$$

$$B_o = \frac{2R + 0,5d_o}{2R + d_o} \quad (2-7\beta)$$

**Συναρμολόγηση σωληνώσεων.** Κατά την τοποθέτηση των σωληνώσεων σε μία υδραυλική εγκατάσταση πρέπει να ληφθούν υπόψη διαστάσεις που εξαρτώνται από τις εξωτερικές διαμέτρους των σωληνώσεων. Σε περιπτώσεις που υπάρχουν σωληνώσεις παράλληλα ή μία στην άλλη χωρίς στήριγμα, η ελάχιστη απόσταση τοποθέτησής τους δίνεται από τον Πιν. 2-11. Για στηρίγματα σωληνώσεων η ελάχιστη απόσταση τοποθέτησής τους δίνεται από τον Πιν. 2-12. Σε περιπτώσεις που υπάρχουν φλάντζες συγκολλητές σύμφωνα με το DIN 2633 2638 2629, τότε η ελάχιστη απόσταση τοποθέτησής τους δίνεται από τον Πιν. 2-13, ενώ σε περιπτώσεις συναρμολόγησης με

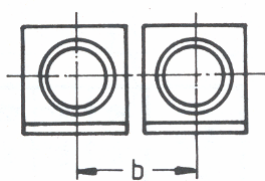
ελαστικούς σωλήνες (βλ. Σχ.2-15) τότε οι καμπύλες και ο υπολογισμός του μήκους του ελαστικού σωλήνα δίνεται από τον Πιν. 2-14.

**Πίνακας 2-11.** Εκλογή ελάχιστης απόστασης σωλήνων χωρίς στηρίγματα (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).



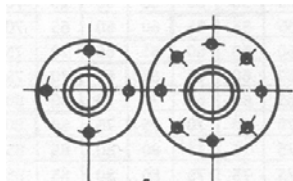
Διάμετρος Σωλήνα d	8	10	12	15	16	18	20	22	25	28	30	35	38	42
	b	b	b	b	b	b	b	b	b	b	b	b	b	b
8	40	40	45	50	50	50	55	55	60	60	65	65	75	75
10	40	40	45	50	50	50	55	55	60	60	65	65	75	75
12	45	45	45	50	50	50	55	55	60	65	70	70	80	80
15	50	50	50	55	55	55	60	60	65	70	75	75	85	85
16	50	50	50	55	55	55	60	60	65	70	75	75	85	85
18	50	50	50	55	55	55	60	60	65	70	75	75	85	85
20	55	55	55	60	60	60	65	65	70	75	80	80	90	90
22	55	55	55	60	60	60	65	65	70	75	80	80	90	90
25	60	60	60	65	65	65	70	70	80	80	85	85	95	95
28	60	60	65	70	70	70	75	75	80	80	85	85	95	95
30	65	65	70	75	75	75	80	80	85	85	90	90	100	100
35	65	65	70	75	75	75	80	80	85	85	90	90	100	100
38	75	75	80	85	85	85	90	90	95	95	100	100	100	110
42	75	75	80	85	85	85	90	90	95	95	100	100	110	110

**Πίνακας 2-12.** Εκλογή ελάχιστης απόστασης σωλήνων με στηρίγματα (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).

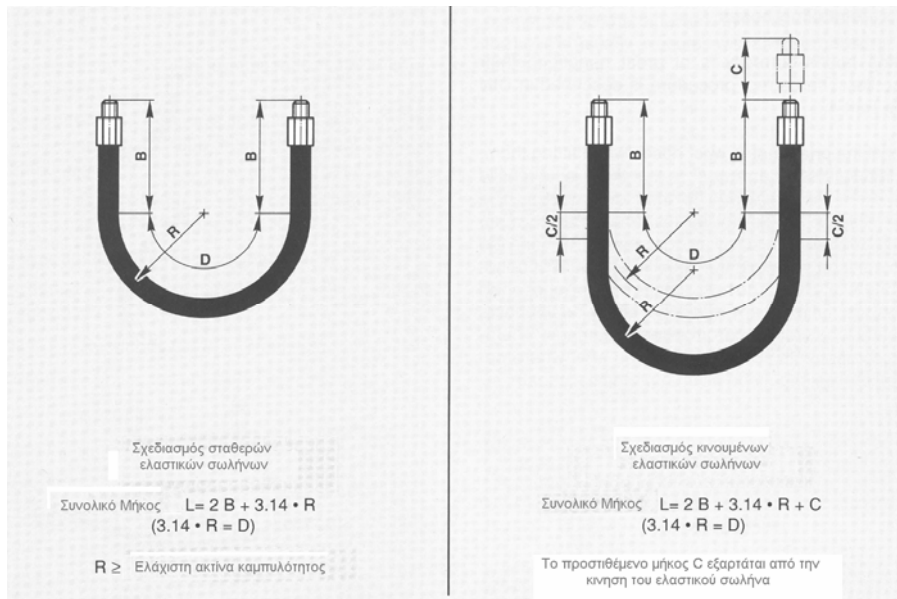


Διάμετρος Σωλήνα d	10	16	20	25	30	38	48	60
	b	b	b	b	b	b	b	b
10	80	80	90	90	100	100	125	125
16	80	80	90	90	100	100	125	125
20	90	90	100	100	110	110	135	135
25	90	90	100	100	110	110	135	135
30	100	100	110	110	115	115	140	140
38	100	100	110	110	115	115	140	140
48	125	125	135	135	140	140	165	165
60	125	125	135	135	140	140	165	165

**Πίνακας 2-13.** Εκλογή ελάχιστης απόστασης σωλήνων σε φλαντζωτή συναρμογή (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).



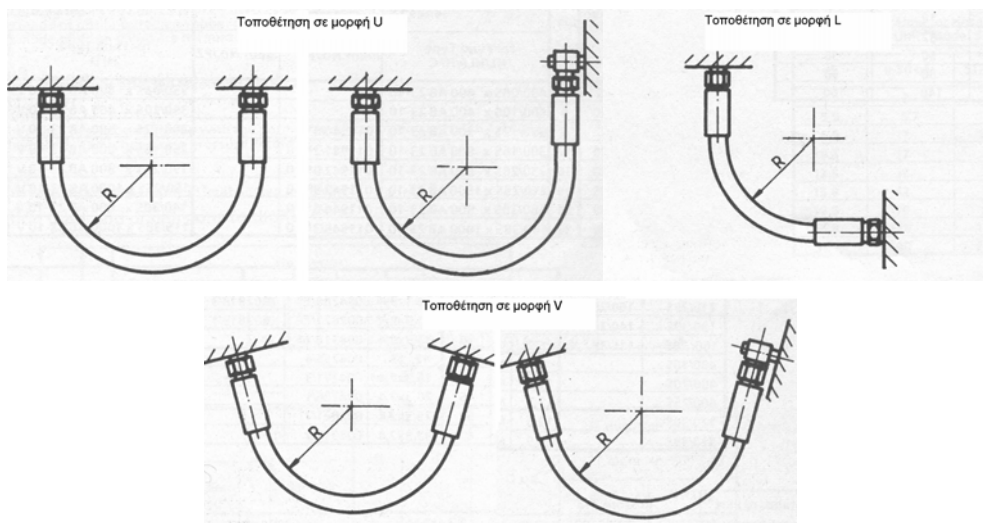
NP	Διάμετρος Σωλήνα d	48,3	60,3	76,1	88,9	101,6	114,3	139,7	152,4	168,3	177,8	193,7	219,1
		c	c	c	c	c	c	c	c	c	c	c	c
16	48,3	160	170	180	185		190	210		230			255
16	60,3	170	175	185	195		205	220		235			265
16	76,1	180	185	195	205		215	230		245			275
16	88,9	185	195	205	210		220	235		255			280
16	114,3	190	205	215	220		230	245		265			290
16	139,7	210	220	230	235		245	260		280			305
16	168,3	230	235	245	255		265	280		295			325
16	219,1	255	265	275	280		290	305		325			350
160	48,3	180	195	205		210	230	255					275
160	60,3	195	205	220		225	240	265					285
160	76,1	205	220	230		235	255	280					300
160	101,6	210	225	235		240	260	285					305
160	114,3	230	240	255		260	275	300					320
160	139,7	255	265	280		285	300	325					345
160	193,7	275	285	300		305	320	345					365
320	60,3		205	215	235		245		275		300		320
320	76,1		215	220	245		255		285		305		330
320	88,9		235	245	265		275		305		330		350
320	114,3		245	255	275		285		315		340		360
320	152,4		275	285	305		315		345		370		390
320	177,8		300	305	330		340		370		390		415
320	219,1		320	330	350		360		390		415		435



**Σχήμα 2-15.** Εύκαμπτοι σωλήνες (μαρκούτσια) (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

**Πίνακας 2-14.** Υπολογισμός ευκάμπτων σωληνώσεων σε υδραυλικό κύκλωμα (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

Ποιότητα σωλήνος	Εσωτερική διάμετρος Προστιθέμενο μήκος B σε mm	6	8	10	12	16	20	25	32	40
1 ST και 1 SN	Επιτρεπόμενη πίεση λειτουργίας p σε bar	225	215	180	160	130	105	88	63	50
	Ελάχιστη ακτίνα καμπυλότητας	100	115	130	180	200	240	300	420	500
2 ST και 2 SN	Επιτρεπόμενη πίεση λειτουργίας p σε bar	400	350	330	275	250	215	165	125	90
	Ελάχιστη ακτίνα καμπυλότητας	100	115	130	180	200	240	300	420	500
4 SP και 4 SH	Επιτρεπόμενη πίεση λειτουργίας p σε bar	450	—	445	415	350	350	280	210	185
	Ελάχιστη ακτίνα καμπυλότητας	150	—	180	230	250	300	340	460	560



**Σχήμα 2-16.** Σχηματική απεικόνιση τοποθέτησης ευκάμπτων σωλήνων σε υδραυλικό κύκλωμα (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).



## 2.6.2 Υδραυλικά Φίλτρα

Τα υδραυλικά φίλτρα ανάλογα με τη θέση που θα τοποθετηθούν σε ένα υδραυλικό κύκλωμα, χωρίζονται σε φίλτρα αναρρόφησης, φίλτρα πίεσης και επιστροφής.

Τα φίλτρα αναρρόφησης τοποθετούνται βιδωτά στη γραμμή αναρρόφησης της αντλίας, όπου εξασφαλίζεται ότι το αναρροφούμενο από την αντλία υδραυλικό υγρό θα είναι σχετικά καθαρό και αυτό διότι συγκρατούν σωματίδια  $>100\mu\text{m}$ . Μειονέκτημα είναι το ότι δεν υπάρχει εύκολη πρόσβαση για επιθεώρηση και αντικατάστασή τους. Απαραίτητη σε αυτή την περίπτωση όμως είναι η τοποθέτηση μίας βαλβίδας παράκαμψης του φίλτρου (βαλβίδας αντεπιστροφής), διότι σε περίπτωση που βουλώσει το φίλτρο η αντλία δεν θα έχει δυνατότητα αναρρόφησης και μπορεί να καταστραφεί. Αυτή η βαλβίδα θα πρέπει να έχει ελατήριο προέντασης 0,2 bar. Σε αυτό το σημείο δημιουργούνται δύο προβλήματα. Το πρώτο εντοπίζεται στο ότι δεν είναι εμφανές το πότε θα βουλώσει το φίλτρο αναρρόφησης (στερείται ενδεικτικού), με αποτέλεσμα σε περίπτωση που έχει ανοίξει η βαλβίδα αντεπιστροφής να μην φιλτράρεται το αναρροφούμενο ρευστό και τυχόν ακάθαρτο ρευστό να καταστρέψει την αντλία. Το δεύτερο εντοπίζεται στο ότι το φίλτρο αναρρόφησης δυσκολεύει την αναρρόφηση της αντλίας και σε περίπτωση τοποθέτησής του θα πρέπει να ελεγχθεί αν ο τύπος της αντλίας που πρόκειται να εγκατασταθεί μπορεί να δουλέψει με μειωμένη αναρρόφηση. Τα φίλτρα πίεσης, τοποθετούνται στην κεντρική γραμμή πίεσης ή σε σημεία όπου απαιτείται καθαρό υδραυλικό ρευστό, όπως για παράδειγμα πριν από ευπαθή υδραυλικά εξαρτήματα (πριν τις αναλογικές βαλβίδες και τις σερβοβαλβίδες) προστατεύοντας με αυτόν τον τρόπο τα εξαρτήματα του κυκλώματος. Αυτά τα φίλτρα αποτελούνται από το κέλυφος, μέσα στο οποίο είναι τοποθετημένο το στοιχείο του φίλτρου και την κεφαλή η οποία είτε έχει σπειρώματα είτε είναι φλαντζωτή για την τοποθέτησή του στο κύκλωμα. Το μέγεθος των φίλτρων πίεσης εξαρτάται από την ποσότητα του υδραυλικού ρευστού που διοχετεύεται στο υδραυλικό κύκλωμα και σε περιπτώσεις που τοποθετείται για να προστατεύσει ευπαθή υδραυλικά εξαρτήματα, εξαρτάται από την απαιτούμενη ποσότητα ρευστού που θα περάσει μέσα από αυτά καθώς και από τα χαρακτηριστικά του υδραυλικού ρευστού (ιξώδες πυκνότητα κ.τ.λ.).

Τα φίλτρα επιστροφής, πρέπει να τοποθετούνται σε κάθε υδραυλικό σύστημα εξασφαλίζοντας την καθαρότητα του επιστρεφόμενου ρευστού στο υδραυλικό δοχείο. Το μέγεθος των φίλτρων επιστροφής εξαρτάται από την επιστρεφόμενη ποσότητα του υδραυλικού ρευστού στο δοχείο και από τα χαρακτηριστικά του υδραυλικού ρευστού. Σε περιπτώσεις που στο κύκλωμα υπάρχουν έμβολα, απαιτείται να ληφθεί υπ' όψη στον υπολογισμό η διαφορά επιφάνειας των εμβόλων. Ανάλογα με την εφαρμογή καθορίζονται τα χαρακτηριστικά των φίλτρων, όπως η ικανότητα συγκράτησης σωματιδίων σε  $\mu\text{m}$  και το υλικό κατασκευής των στοιχείων φίλτρου.

Σε όλα τα είδη φίλτρων, πλην των φίλτρων αναρρόφησης, μπορούν να τοποθετηθούν ενδεικτικά καθαρότητας με οπτική, ή/και ηλεκτρική ένδειξη. Τα ενδεικτικά καθαρότητας ουσιαστικά είναι μανόμετρα που καταγράφουν την πίεση στο κέλυφος του φίλτρου και συγκεκριμένα πριν από το στοιχείο φίλτρου, μπορούν όμως να καταγράψουν σε ορισμένες περιπτώσεις και τη διαφορική πίεση πριν και μετά από το στοιχείο φίλτρου. Βασίζονται στην αύξηση της πίεσης του ρευστού που δημιουργείται μέσα στο κέλυφος του φίλτρου όταν αυτό προσπαθεί να περάσει μέσα από το στοιχείο του. Σε περίπτωση που αυτό έχει βουλώσει τότε δυσκολεύεται η ροή και κατά συνέπεια αυξάνεται η στατική πίεση.

Οι αναπνευστήρες, αποτελούν μια άλλη ομάδα φίλτρων, οι οποίοι τοποθετούνται στο υδραυλικό δοχείο και επιτρέπουν τη ροή ατμοσφαιρικού αέρα προς και από το δοχείο. Λόγω της αναρρόφησης μιας ποσότητας υδραυλικού ρευστού και της επιστροφής μιας άλλης μεγαλύτερης ή μικρότερης (περίπτωση υδραυλικών εμβόλων) μέσα στο δοχείο η διαφορά όγκου του υδραυλικού ρευστού πρέπει να καλύπτεται από ατμοσφαιρικό αέρα. Αυτό επιτυγχάνεται είτε αναρροφώντας είτε απεγκλωβίζοντας ατμοσφαιρικό αέρα προς το περιβάλλον, διότι διαφορετικά θα υπήρχαν τάσεις διόγκωσης ή τάσεις συρρίκνωσης του δοχείου με δυσμενή αποτελέσματα. Αυτό καλείται να αντισταθμίσει ο αναπνευστήρας, ο οποίος τοποθετείται στο δοχείο και το μέγεθός του εξαρτάται από την διαφορά του συναλλασσομένου όγκου του υδραυλικού ρευστού στην μονάδα του χρόνου. Ο αναπνευστήρας επιτρέπει τη ροή του ατμοσφαιρικού αέρα και εμποδίζει συγχρόνως μέσω φίλτρου, τη διείσδυση μικροσωματιδίων που μολύνουν το υδραυλικό ρευστό. Εκτενέστερη ανάλυση παρατίθεται στην παράγραφο των υδραυλικών δοχείων, βλ. Παρ. 2.6.4.

### **2.6.3 Εναλλάκτες Θερμότητας (Ψυγεία)**

Σε ένα υδραυλικό κύκλωμα, ένα μέρος από την ενέργεια μετατρέπεται σε θερμότητα που έχει σαν αποτέλεσμα να επηρεάζει τη σωστή λειτουργία του συστήματος. Συνήθως, αυτή η θερμότητα που παραλαμβάνει το ρευστό από τα επιμέρους υδραυλικά εξαρτήματα, μειώνεται όταν το ρευστό επιστρέψει στο δοχείο και αναμιχθεί με τον όγκο του ρευστού που βρίσκεται μέσα σε αυτό έχοντας χαμηλότερη θερμοκρασία. Σε περιπτώσεις που η μείωση της θερμοκρασίας με την ανάμιξη του ρευστού δεν επαρκεί τότε απαιτείται η χρησιμοποίηση εναλλάκτη θερμότητας.

### **2.6.4 Υδραυλικά Δοχεία**

Το μέγεθος του υδραυλικού δοχείου εξαρτάται από τη συναλλασσόμενη ποσότητα του υδραυλικού ρευστού στην μονάδα του χρόνου, από τις συνθήκες λειτουργίας και από τα

χαρακτηριστικά του υδραυλικού ρευστού. Συνήθως ο όγκος του δοχείου πρέπει να είναι 3-5 φορές μεγαλύτερος της παροχής της αντλίας για ορυκτέλαια και 5-8 φορές μεγαλύτερος για δύσφλεκτα ρευστά. Ο όγκος του δοχείου συνιστάται να υπολογίζεται και να κατασκευάζεται με συγκεκριμένες προδιαγραφές. Έτσι, πρέπει να λαμβάνεται υπόψη το μέγεθος του (να είναι επαρκές για την αποθήκευση του υδραυλικού μέσου, αλλά και να υπάρχει πάντα ποσότητα λαδιού στην αναρρόφηση της αντλίας) καθώς και η λειτουργία του (φυσικός εναλλάκτης θερμότητας). Στον Πιν. 2-15 υπολογίζονται οι απώλειες θερμότητας σε υδραυλικά δοχεία. (Παράδειγμα υπολογισμού αναφέρεται στο Κεφ. 3).

**Πίνακας 2-15.** Απώλεια θερμότητας σε υδραυλικά δοχεία, με βάση τις θερμοκρασίες ρευστού και περιβάλλοντος (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

Μέγεθος Δοχείου	A in m <sup>2</sup>	ΔT= 20 K	ΔT= 30 K	ΔT= 40 K
63	0,89	0,21	0,32	0,42
100	1,16	0,28	0,42	0,56
160	1,58	0,38	0,57	0,76
250	2,12	0,51	0,76	1,02
400	2,98	0,72	1,07	1,44
630	3,91	0,94	1,41	1,88
800	4,75	1,14	1,71	2,28
1000	5,4	1,30	1,94	2,60

Η σχέση που προσδιορίζει την παροχή ρευστού ενός εναλλάκτη δίνεται από την,

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot (T_{\text{δοχ}} - T_{\text{περιβ}}) \quad (2-8)$$

όπου k είναι ο συντελεστής θερμικής μετάδοσης ( $k = 0,01 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ ).

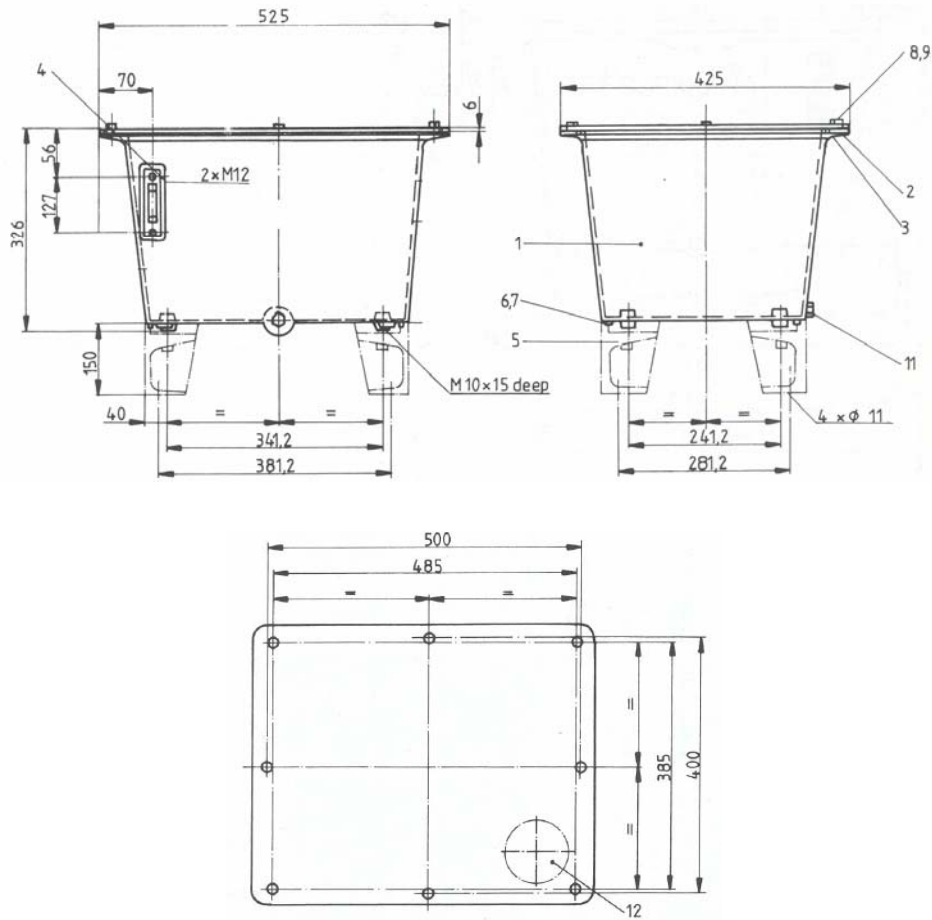
Υπάρχουν δύο είδη δοχείων από πλευράς υλικού κατασκευής. Πρόκειται για τα δοχεία αλουμινίου και τα χαλύβδινα δοχεία. Τα δοχεία αλουμινίου είναι δοχεία χωρητικότητας μέχρι 63L, οι διαστάσεις τους είναι τυποποιημένες και τις χρησιμοποιούν όλοι οι κατασκευαστές δοχείων. Στο Σχ. 2-17 φαίνονται ενδεικτικά οι διαστάσεις ενός δοχείου αλουμινίου χωρητικότητας για 40L.

Τα χαλύβδινα δοχεία χωρίζονται σε:

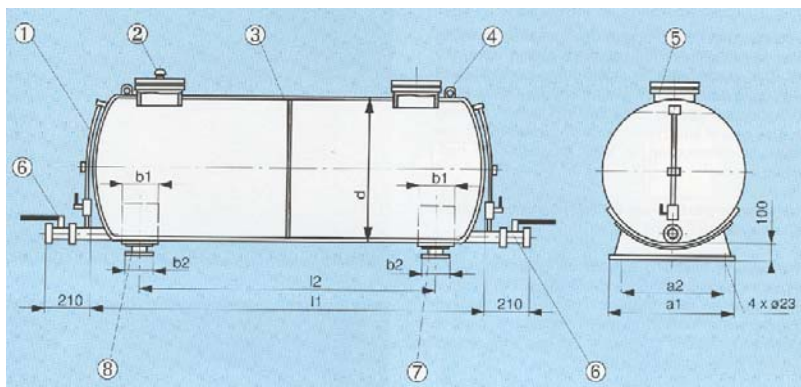
- Ορθογώνια (κυλινδρικά), βλ. Σχ. 2-18.
- Ορθογώνια χωρίς πόδια, βλ. Σχ. 2-19.
- Ορθογώνια με τοιχώματα από προφίλ, βλ. Σχ. 2-20.
- Κατακόρυφα (κυλινδρικά), βλ. Σχ. 2-21.
- Ορθογώνια βαρέως τύπου, βλ. Σχ. 2-22. Τα δοχεία αυτής της μορφής χρειάζονται ένα πλαίσιο πάνω στο οποίο θα τοποθετηθούν. Οι διαστάσεις των πλαισίων

δίνονται στο Σχ. 2-23.

- Χαλύβδινα σύμφωνα με DIN 24 339, βλ. Σχ. 2-24.

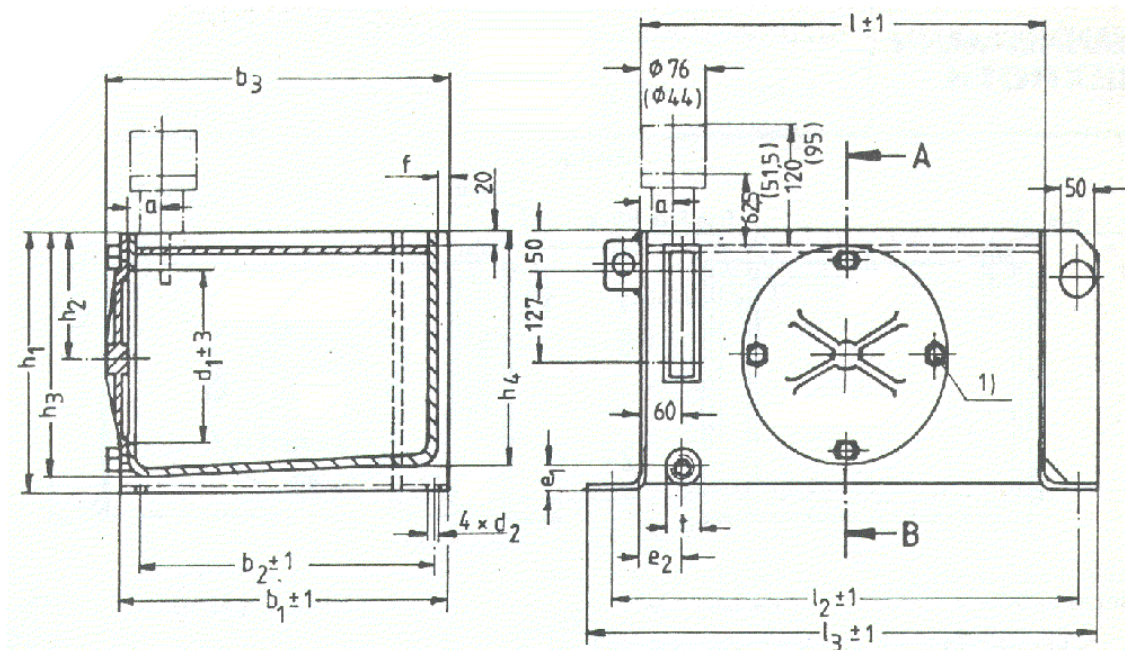


**Σχήμα 2-17.** Μηχανολογικό σχέδιο δοχείου αλουμινίου χωρητικότητας 40Lt (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).



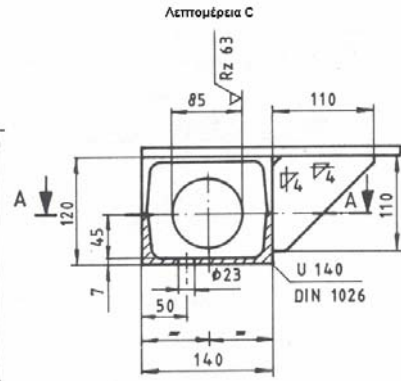
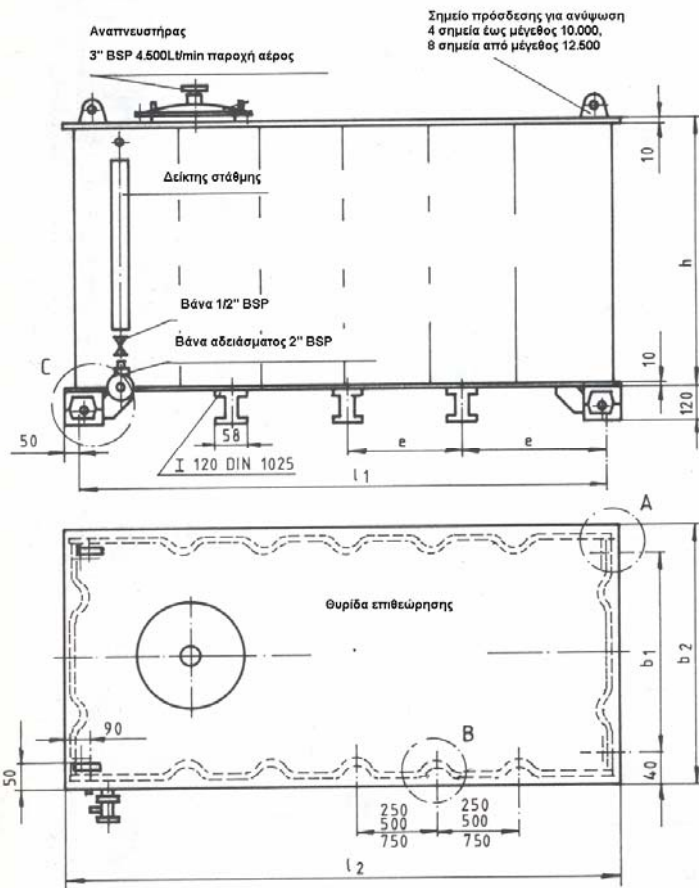
1. Δείκτης στάθμης
2. Αναπνευστήρας
3. Υπερχείλιση
4. Σημείο πρόσδεσης
5. Εσωτερική διάμετρος
6. Βάνα αδειάσματος
7. Σταθερή στήριξη
8. Ολισθαίνουσα στήριξη

**Σχήμα 2-18.** Στοιχεία χαλύβδινου δοχείου (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

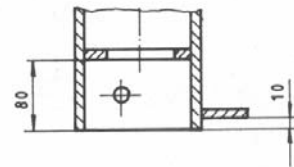


Μέγεθος	a	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	b <sub>3</sub>	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	e <sub>1</sub>	e <sub>2</sub>	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	h <sub>3</sub>	h <sub>4</sub>	l	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	t	f
40	50	333	285	369	220	14	40	60	345	170	333	324	506	540	580	G1	4
60	50	463	415	499	220	14	40	60	360	185	237	329	600	690	740	G1	4
120	75	510	460	546	220	14	40	60	460	225	433	422	760	850	900	G1	5
250	75	620	570	656	350	14	40	60	530	260	498	482	1010	1102	1150	G1	5
350	90	764	650	800	350	14	40	60	610	300	577	563	1014	1104	1154	G1	7
500	90	766	650	802	465	14	50	60	610	300	578	564	1516	1606	656	G1½	8
800	90	866	750	902	465	14	50	150	610	300	590	575	2000	2090	2140	G1½	8
1000	90	760	650	820	500	23	56	150	815	350	740	725	2200	2290	2340	G1½	8
1500	90	860	750	920	500	23	56	150	1000	350	965	915	2200	2290	2340	G1½	8
2000	90	860	750	920	500	23	56	150	1250	350	1215	1165	2200	2290	2340	G1½	8

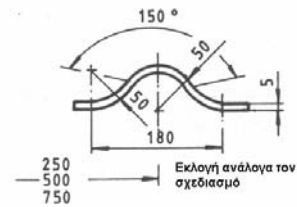
**Σχήμα 2-19.** Δοχείο ορθογώνιο χωρίς πόδια. Ενδεικτικός πίνακας γεωμετρικών χαρακτηριστικών μεγεθών τέτοιων δοχείων (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).



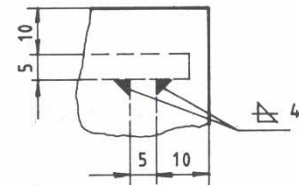
Τομή A-A



Λεπτομέρεια B

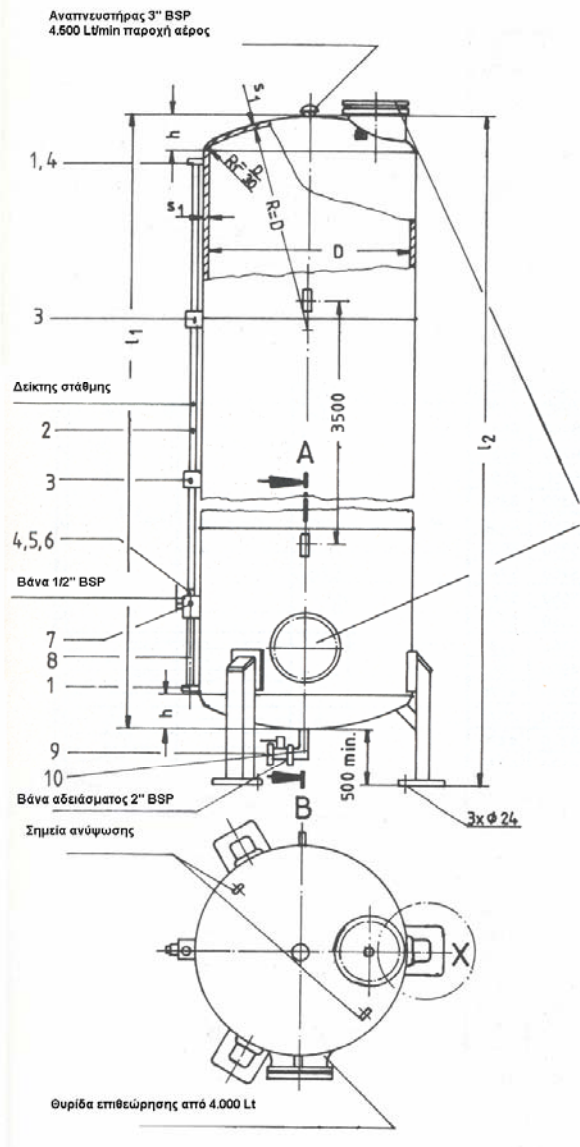


Λεπτομέρεια A



Size l	Capacity	b1	b2	e	h	l1	l2	Weight kg
2000	2190	920	1000	2 x 825	1270	1650	1750	636
3000	3440	920	1000	3 x 883	1270	2650	2750	1002
4000	4690	1170	1250	4 x 725	1270	2900	3000	1149
5000	5630	1170	1250	4 x 725	1520	2900	3000	1239
6000	6750	1420	1500	4 x 725	1520	2900	3000	1463
7000	7880	1670	1750	4 x 725	1520	2900	3000	1569
8000	9000	1920	2000	4 x 725	1520	2900	3000	1733
9000	10500	1920	2000	4 x 850	1520	3400	3500	1974
10000	11250	1920	2000	5 x 730	1520	3650	3750	2098
12500	14300	1920	2000	7 x 700	1520	4900	5000	2810
16000	18400	1920	2000	9 x 700	1520	6300	6400	3410
20000	23000	1920	2000	10 x 790	1520	7900	8000	4110
25000	29000	1920	2000	10 x 790	1920	7900	8000	4810

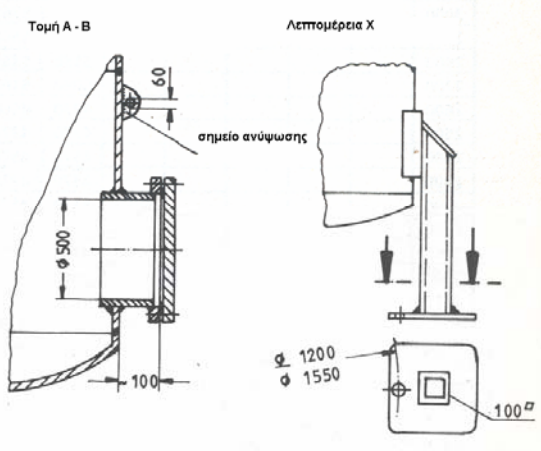
Σχήμα 2-20. Γεωμετρικά χαρακτηριστικά ορθογώνιου δοχείου με τοιχώματα από προφίλ (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).



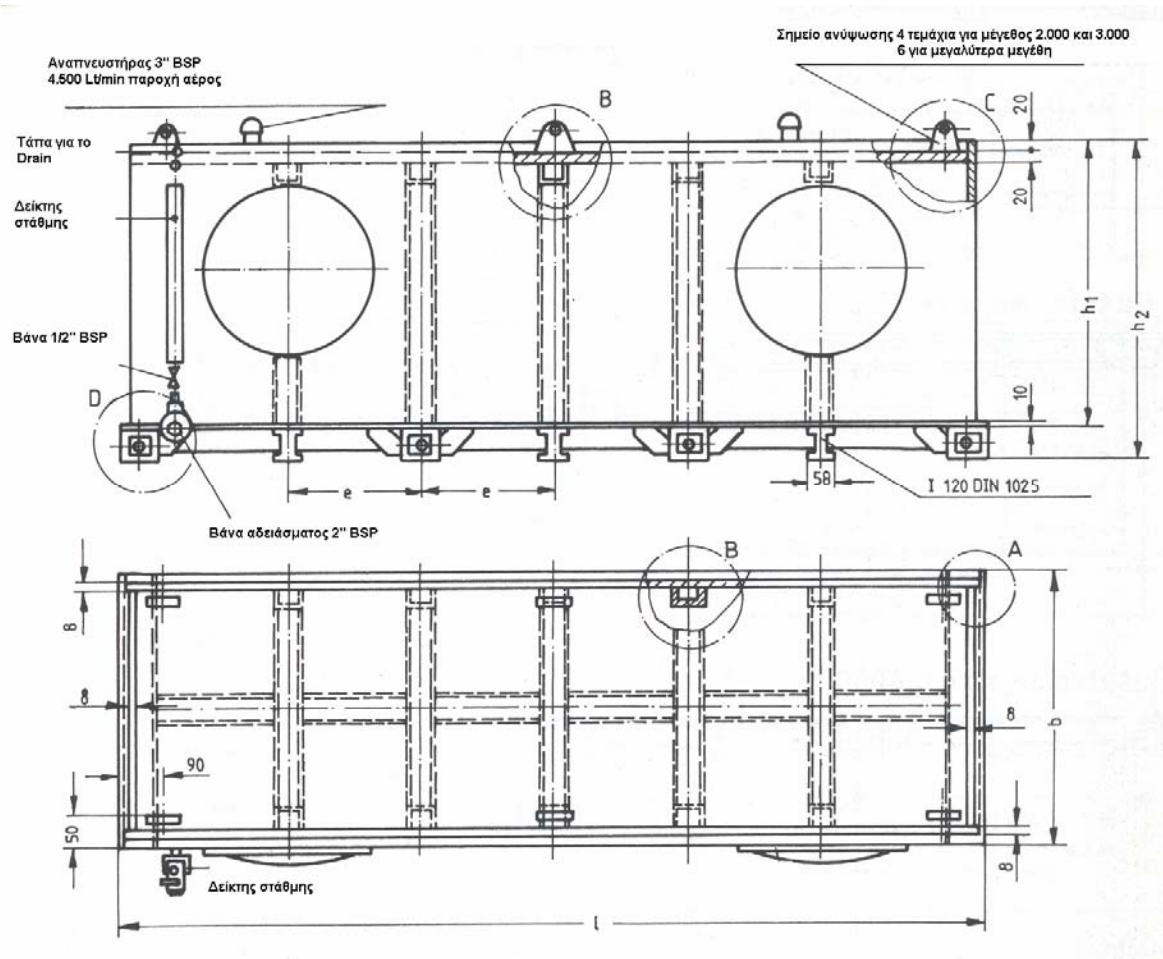
Nom. capacity L	D	h	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	S <sub>1</sub>	Weight kg
1000	1250	220	1000	1500	3	135
1500	1250	220	1415	1915	5	210
2000	1250	220	1830	2330	5	260
3000	1600	260	1695	2195	5	450
4000	1600	260	2330	2830	5	590
5000	1600	260	2820	3320	5	740
6000	1600	260	3250	3720	5	850
7000	1600	260	3740	4240	5	930
10000	1600	260	5350	5850	5	1250

Υλικό κατασκευής USt 37.2 DIN 17100  
Βαφή εξωτερική και εσωτερική κατάλληλη για ορυκτέλαια

Καπάκια θόλων ND2 μεγέθους 500



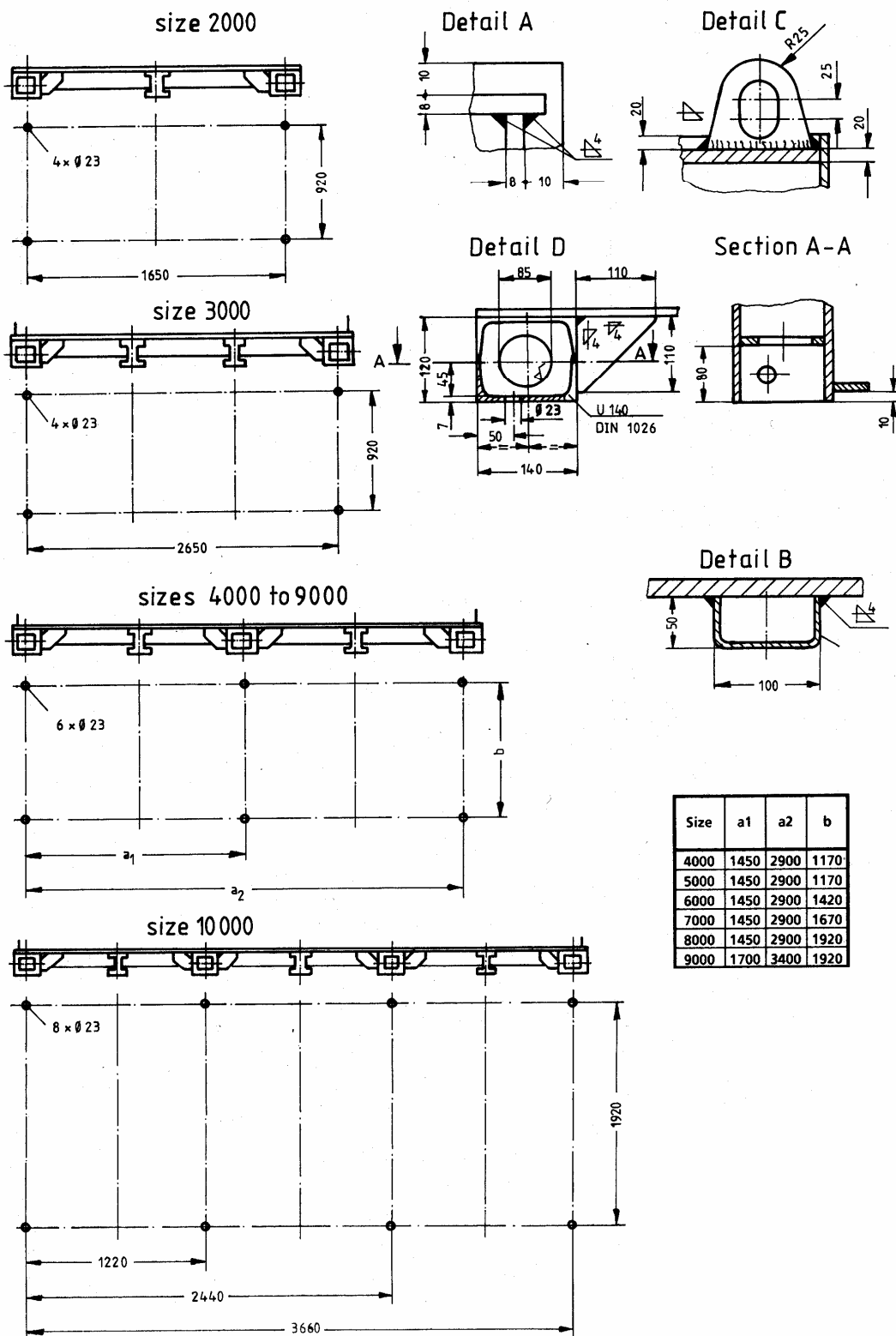
**Σχήμα 2-21.** Γεωμετρικά χαρακτηριστικά κατακόρυφου δοχείου (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).



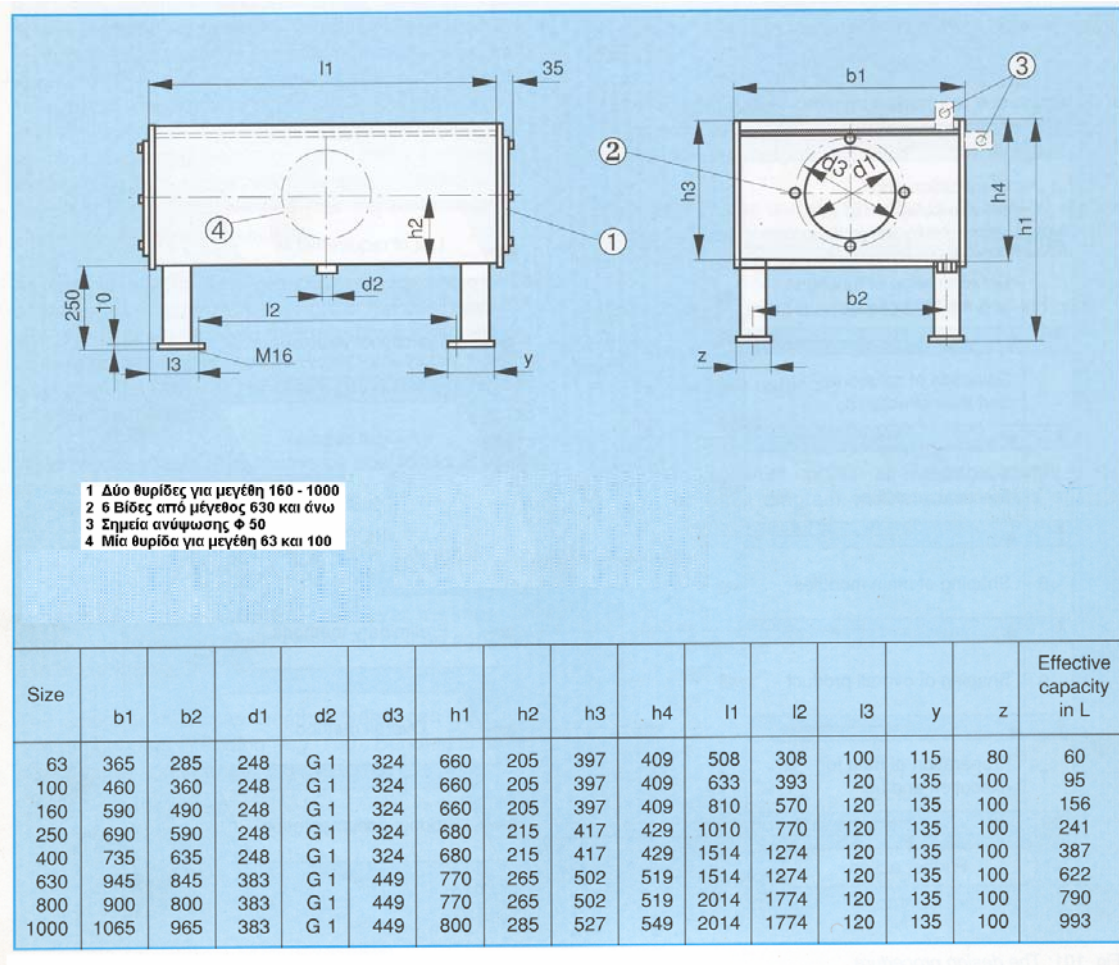
Size	Capacity	b	l	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	e	Weight kg approx.
2000	1983	1000	1750	1260	1380	825	977
3000	3140	1000	2750	1260	1380	883	1580
4000	4318	1250	3000	1260	1380	725	1950
5000	5218	1250	3000	1510	1630	725	2160
6000	6292	1500	3000	1510	1630	725	2460
7000	7366	1750	3000	1510	1630	725	2750
8000	8441	2000	3000	1510	1630	725	3010
9000	9865	2000	3500	1510	1630	850	3400
10000	10577	2000	3760	1510	1630	610	3610

**Σχήμα 2-22.** Γεωμετρικά χαρακτηριστικά δοχείου βαρέως τύπου (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).





Σχήμα 2-23. Γεωμετρικά χαρακτηριστικά πλαισίων στήριξης ορθογωνίων δοχείων βαρέως τύπου (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).



**Σχήμα 2-24.** Γεωμετρικά χαρακτηριστικά χαλύβδινων δοχείων (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

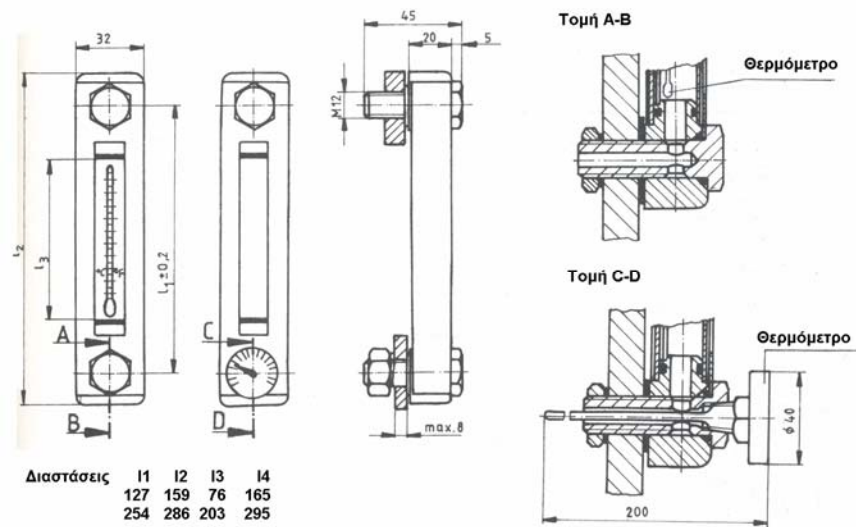
**Παρελκόμενα υδραυλικού δοχείου.** Τα υδραυλικά δοχεία εξοπλίζονται με ορισμένα όργανα ελέγχου που έχουν σαν σκοπό την εποπτεία του ρευστού και τη διατήρηση της ποιότητάς του σε αποδεκτά επίπεδα. Στη συνέχεια ακολουθούν τα κυριότερα στοιχεία που περιλαμβάνει ένα υδραυλικό δοχείο.

**Αναπνευστήρας.** Ο αναπνευστήρας είναι ένα στοιχείο που τοποθετείται στο υδραυλικό δοχείο και χρησιμοποιείται για να εξασφαλιστεί ότι η ποσότητα αέρα που εισέρχεται στο δοχείο είναι καθαρή, για το λόγο αυτό ενσωματώνεται στον αναπνευστήρα ένα φίλτρο αέρος της τάξης των 3 $\mu$ m – 20  $\mu$ m. Αυτό μπορεί να είναι απλό φίλτρο ή φίλτρο με silica gel για να εξασφαλίζει και την κατακράτηση της υγρασίας του εισερχομένου αέρα.

**Φίλτρο επιστροφής.** Τα φίλτρα επιστροφής τοποθετούνται κυρίως στο επάνω μέρος του δοχείου. Η λειτουργία και τα χαρακτηριστικά τους εξετάστηκαν στην Παρ. 2.6.2.

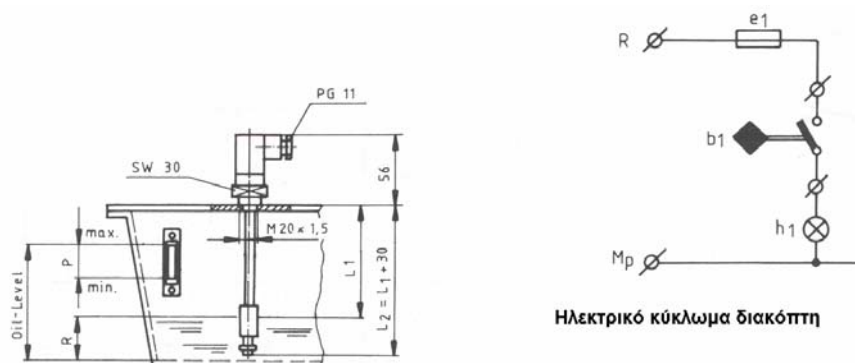
**Δείκτης στάθμης.** Ο δείκτης στάθμης είναι ένα εξάρτημα από το οποίο λαμβάνουμε μια οπτική ένδειξη της στάθμης του ρευστού μέσα στο δοχείο. Μπορεί να δείχνει μόνο τη στάθμη του ρευστού, ή να περιλαμβάνει και προσαρμοσμένο θερμομέτρο ώστε να

λαμβάνεται και η θερμοκρασία του λαδιού που βρίσκεται στο δοχείο. Στο Σχ. 2-25 παρουσιάζονται οι τυποποιημένες διαστάσεις ενός δείκτη στάθμης ρευστού.



**Σχήμα 2-25.** Τυποποιημένες διαστάσεις δείκτη στάθμης ρευστού (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).

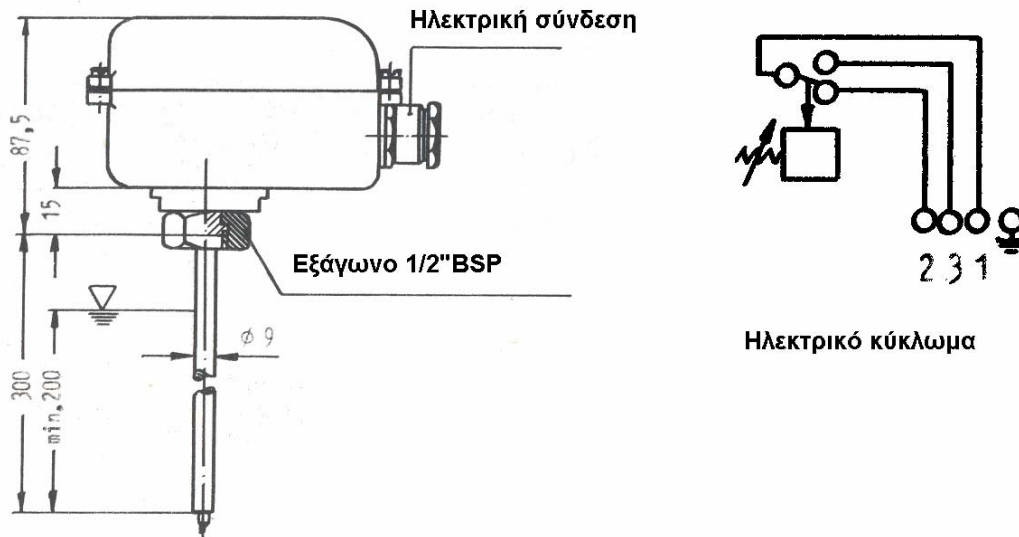
**Διακόπτης στάθμης.** Ο διακόπτης στάθμης είναι ένα εξάρτημα εποπτείας και προειδοποίησης της στάθμης του λαδιού μέσα στο δοχείο. Η προειδοποίηση μπορεί να είναι ένα απλό alarm ελάχιστης και μέγιστης στάθμης του λαδιού. Συνήθως συνιστάται ο διακόπτης στάθμης να είναι διπλός, δηλαδή να έχει δύο ελάχιστες και δύο μέγιστες στάθμες. Στην πρώτη στάθμη (ελάχιστη ή μέγιστη) υπάρχει ένα ακουστικό alarm και στη δεύτερη κόβεται η τροφοδοσία των ηλεκτροκινητήρων, για να μην καταστραφούν οι αντλίες. Στο Σχ. 2-26 παρουσιάζεται σχεδιαστικά ένας διακόπτης στάθμης σε ένα δοχείο καθώς και το αντίστοιχο ηλεκτρικό του κύκλωμα.



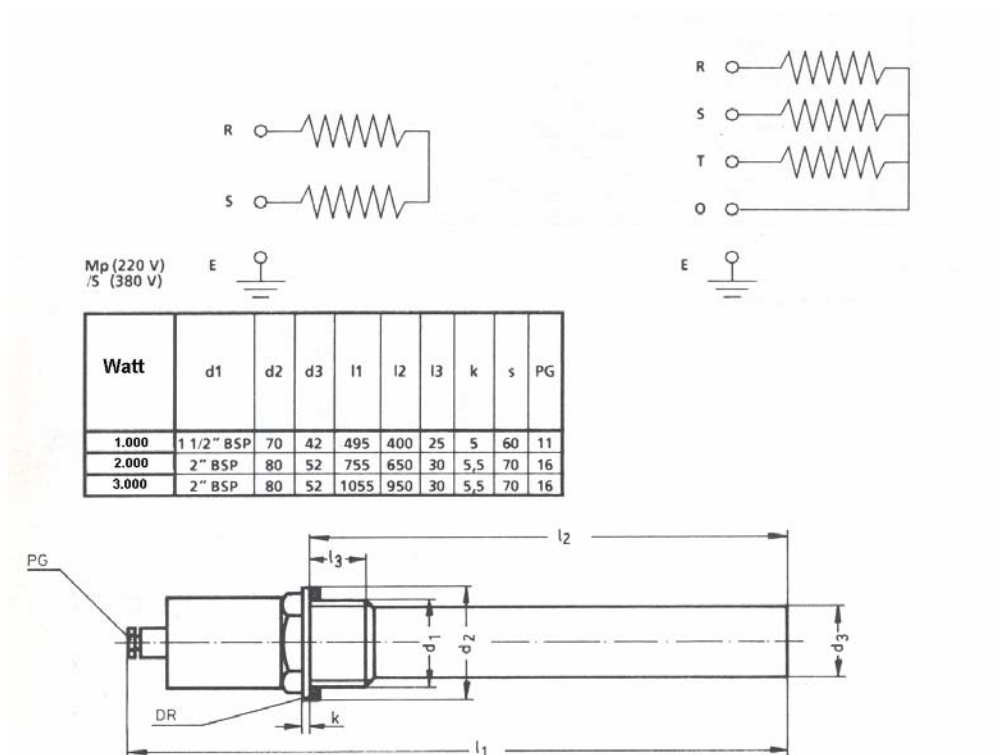
**Σχήμα 2-26.** Διακόπτης στάθμης με το ηλεκτρικό κύκλωμά του (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).

**Θερμοστάτης.** Ο θερμοστάτης είναι ένα εξάρτημα εποπτείας και προειδοποίησης της θερμοκρασίας του λαδιού. Η προειδοποίηση μπορεί να είναι ένα απλό alarm ή μία επαφή

που οπλίζει ένα ρελέ για να δώσει με την σειρά του εντολή ώστε να ανοίξει κάποιο κύκλωμα ψύξης. Στο Σχ. 2-27 παρουσιάζεται ένας θερμοστάτης με τις τυποποιημένες διαστάσεις του και το αντίστοιχο ηλεκτρικό του κύκλωμα.



**Σχήμα 2-27.** Θερμοστάτης με το ηλεκτρικό κύκλωμά του (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).



**Σχήμα 2-28.** Τεχνικά χαρακτηριστικά αντίστασης προθέρμανσης (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).

**Αντίσταση προθέρμανσης.** Η αντίσταση για την προθέρμανση του υδραυλικού ρευστού χρησιμοποιείται σε περιπτώσεις όπου η θερμοκρασία του περιβάλλοντος είναι χαμηλή με

αποτέλεσμα η κινηματική συνεκτικότητα του λαδιού να είναι σε επίπεδα που δεν επιτρέπεται η εκκίνηση του συστήματος (π.χ. αυτοματισμός πλοίου που ταξιδεύει Βόρεια). Η αντίσταση προθέρμανσης τοποθετείται στο πλάι του δοχείου, σε χαμηλό σημείο κοντά στον πυθμένα και μέσα σε έναν κύλινδρο ώστε σε περίπτωση βλάβης να μπορεί να αφαιρεθεί χωρίς να αδειάσει το δοχείο. Η ανώτερη τιμή της ισχύος ανά επιφάνεια αντίστασης, μιας αντίστασης που χρησιμοποιείται για ορυκτέλαια πρέπει να μην υπερβαίνει τα  $2 \text{ Watt/cm}^2$  ενώ για φωσφατικούς εστέρες και για ρευστό HFC (water glycol) δεν πρέπει να υπερβαίνει τα  $0,6 - 0,7 \text{ Watt/cm}^2$ . Στο Σχ. 2-28 παρουσιάζονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά μίας αντίστασης προθέρμανσης με τις τυποποιημένες της διαστάσεις.

Το υδραυλικό ρευστό αφού εκτελέσει το έργο για το οποίο έχει επιφορτιστεί, επιστρέφει στην δεξαμενή (κλειστό κύκλωμα λειτουργίας) από όπου ξεκίνησε για να ξανά χρησιμοποιηθεί, αφού περάσει μέσα από τα φίλτρα επιστροφής και ενδεχομένως ανάλογα με την εφαρμογή και από σύστημα ψύξης.



## 3 Λειτουργία Υδραυλικών Κυκλωμάτων

### 3.1 Υδραυλικό Μέσο (λάδι)

Σε ένα σερβοϋδραυλικό σύστημα το μέσο μεταφοράς ενέργειας είναι το υδραυλικό ρευστό, το οποίο διέρχεται από όλα τα υδραυλικά εξαρτήματα. Λαμβάνοντας υπόψη ότι οι ανοχές μεταξύ των κινουμένων μερών των υδραυλικών εξαρτημάτων είναι πολύ μικρές, η παραμικρή συγκέντρωση ξένων σωματιδίων προκαλεί βλάβη και δυσλειτουργία του συστήματος. Όσο πιο μεγάλη είναι η ακρίβεια ενός υδραυλικού εξαρτήματος, τόσο πιο μικρές κατασκευαστικές ανοχές έχει, οπότε και η απαίτησή του σε καθαρό ρευστό είναι μεγαλύτερη. Συγκριτικά, αξίζει να τονισθεί ότι μία ανθρώπινη τρίχα έχει κατά μέσο όρο διάμετρο 75 μm, ενώ το μικρότερο σωματίδιο που μπορεί να δει το ανθρώπινο μάτι είναι της τάξης των 40 μm. Σήμερα στα απλά υδραυλικά εξαρτήματα υπάρχει απαίτηση απολύτου καθαρότητας ρευστού τουλάχιστον 20 μm. Οι σερβοβαλβίδες, απαιτούν καθαρότητα ρευστού τουλάχιστον 3 - 5 μm. Η εκλογή του κατάλληλου υδραυλικού ρευστού είναι ένα κεφάλαιο το οποίο έχει απασχολήσει πολλούς μηχανικούς. Θεωρητικά κάθε ρευστό μπορεί να χρησιμοποιηθεί σαν μέσο μεταφοράς πίεσης και ροής στα υδραυλικά συστήματα, αρκεί να πληροί τις προϋποθέσεις του νόμου του Pascal. Πολύ παλαιά ως υδραυλικό μέσο χρησιμοποιούνταν νερό, σήμερα όμως θεωρείται ακατάλληλο διότι σε καθαρή μορφή και με παρουσία οξυγόνου προκαλεί διάβρωση στα μέταλλα από τα οποία είναι κατασκευασμένα τα υδραυλικά εξαρτήματα. Εντούτοις τα τελευταία χρόνια υπάρχει μια τάση επαναπροσδιορισμού της αντίληψης του νερού ως ακατάλληλου μέσου λόγω οικονομικών και περιβαλλοντικών παραγόντων και έτσι το νερό έχει αρχίσει να ξαναχρησιμοποιείται κερδίζοντας ολοένα και μεγαλύτερο μερίδιο εφαρμογών (water hydraulics). Το ορυκτέλαιο λόγω της καλής λιπαντικής του ικανότητας και καλής αντιδιαβρωτικής του προστασίας έγινε το πιο σύνηθες υδραυλικό μέσο. Με την προσθήκη ειδικών βελτιωτικών τα ορυκτέλαια βελτιώνονται με την πάροδο των ετών, όμως ένα από τα μειονεκτήματά τους είναι το γεγονός ότι είναι εύφλεκτα και δεν ενδείκνυνται για παραγωγικές διαδικασίες όπου υπάρχει πιθανότητα ανάφλεξης από υψηλές θερμοκρασίες και από ελεύθερη φλόγα, όπως για παράδειγμα σε χαλυβουργίες, σε παραγωγή αλουμινίου κλπ. Η εύρεση του ιδανικού υδραυλικού ρευστού, αποτελεί βασικό παράγοντα στην υδραυλική τεχνολογία. Κάθε υδραυλικό ρευστό πρέπει να εξασφαλίζει τα εξής:

- Καλή λιπαντική ικανότητα.
- Καλή αντιδιαβρωτική προστασία.

- Καλά χαρακτηριστικά κινηματικής συνεκτικότητας σε συνάρτηση της θερμοκρασίας.
- Καλή αντίσταση σε οξειδωση και σε θερμικά φορτία.
- Χαμηλή συμπιεστότητα.
- Μικρό ποσοστό αφρίσματος.
- Υψηλή σχετική βαρύτητα.
- Καλή θερμική αγωγιμότητα.
- Δύσφλεκτο για ορισμένες εφαρμογές.
- Μη τοξικότητα.
- Χαμηλό κόστος.
- Ευρεία διαθεσιμότητα.

Γενικά τα υδραυλικά ρευστά μπορούν να κατηγοριοποιηθούν σε δύο μεγάλες ομάδες, με βάση τον τύπο τους και την κινηματική τους συνεκτικότητα. Αυτές είναι τα εύφλεκτα ορυκτέλαια και τα δύσφλεκτα. Ο τύπος των ρευστών διαφέρει ανάλογα με την εφαρμογή, το περιβάλλον εργασίας, τις απαιτήσεις του νόμου και τα στεγανωτικά που χρησιμοποιούνται για τα υδραυλικά εξαρτήματα. Στη συνέχεια, παρατίθενται οι κατηγορίες με βάση τους τύπους των ρευστών σύμφωνα με το ISO 6743/4.

- **1<sup>η</sup> κατηγορία (Group 1)**

Ορυκτέλαια τύπου HH, HL, HLP, HLPD, HM, MIL – H 5606.

Αυτή η κατηγορία χρησιμοποιείται συνήθως όταν υπάρχουν θερμοκρασίες από -20°C έως 80°C. Τα στεγανωτικά που προτείνονται σε αυτή την κατηγορία ρευστού είναι συνδυασμός NBR, ενισχυμένη Πολυουρεθάνη AU και PTFE. Τέτοιοι τύποι υδραυλικών ρευστών θεωρούνται συνήθης.

- **2<sup>η</sup> κατηγορία (Group 2)**

Υδραυλικό ρευστό HFC (water glycol).

Αυτή η κατηγορία χρησιμοποιείται συνήθως όταν υπάρχει εύφλεκτο περιβάλλον, όπως για παράδειγμα σε χαλυβουργίες όπου υπάρχει φλόγα και μεγάλη πιθανότητα ανάφλεξης του ρευστού. Αξίζει να σημειωθεί ότι σε εφαρμογές χαλυβουργίας και σε παραγωγικές διαδικασίες όπου υπάρχει πιθανότητα ανάφλεξης από ελεύθερη φλόγα, με τη χρήση υδραυλικού ρευστού HFC καθώς και πηνίων για τις υδραυλικές βαλβίδες 98 ή 198 VAC με ανορθωτή μειώνεται το κόστος της ασφάλισης του εργοστασίου. Λόγω της γλυκόλης το ρευστό δεν έχει δυνατότητα καλής λίπανσης και γι' αυτό η θερμοκρασία λειτουργίας περιορίζεται από -20°C έως 60°C. Τα στεγανωτικά που προτείνονται σε αυτή την κατηγορία ρευστού είναι συνδυασμός NBR, PTFE, και πολυαμιδίου (Polyamide). Αρκετοί κατασκευαστές προτείνουν και viton. Αυτή η κατηγορία ρευστού θεωρείται πιο ασφαλής για τη βιομηχανία όσον αφορά στην επικινδυνότητα ανάφλεξης. Τα υδραυλικά κυκλώματα



όμως απαιτούν ιδιαίτερη μεταχείριση στον υπολογισμό τους, όπως για παράδειγμα η εκλογή των φίλτρων (που πρέπει να είναι 2-3 φορές μεγαλύτερα από αυτά που υπολογίζονται για ορυκτέλαια), η εκλογή του όγκου του δοχείου (που πρέπει να είναι 5-8 φορές την παροχή της αντλίας ανά λεπτό, σε αντίθεση με τα ορυκτέλαια που πρέπει να είναι 3-5 φορές την παροχή της αντλίας ανά λεπτό). Οι αντλίες, λόγω έλλειψης λίπανσής τους έχουν μικρότερη διάρκεια ζωής και δημιουργείται πάντα πρόβλημα στις εδράσεις του άξονά τους (ρουλεμάν). Σε αυτές τις περιπτώσεις υπάρχουν δύο λύσεις. Η πρώτη περιορίζεται στη τροφοδοσία του εμπρόσθιου τμήματος του κελύφους της αντλίας με υδραυλικό ρευστό χαμηλής πίεσης, ώστε να λιπανθεί το ρουλεμάν και η δεύτερη λύση, η οποία είναι και η αποτελεσματικότερη συνίσταται στο να τοποθετείται το ρουλεμάν του άξονα μετά από την τσιμούχα δηλαδή να μην έρχεται σε επαφή με το ρευστό και να χρησιμοποιείται ρουλεμάν κλειστού τύπου που να μην χρειάζεται λίπανση.

- **3<sup>η</sup> κατηγορία (Group 5)**

Φωσφατικοί εστέρες που δεν περιέχουν χλωριωμένους υδρογονάνθρακες HFD-R, με αποτέλεσμα το ρευστό να είναι δύσφλεκτο.

Αυτή η κατηγορία χρησιμοποιείται συνήθως όταν υπάρχουν θερμοκρασίες από -20°C έως 150°C. Τα στεγανωτικά που προτείνονται εδώ είναι συνδυασμός FPM (Fluorocarbon elastomer), PFE, και πολυαμιδίου (Polyamide). Ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να δοθεί στον υπολογισμό των φίλτρων και του δοχείου που υπολογίζεται όπως στην περίπτωση του HFC ρευστού.

- **4<sup>η</sup> κατηγορία (Group 6)**

Υδραυλικό ρευστό σε γαλάκτωμα ύδατος 95/5 HFA.

Αυτή η κατηγορία χρησιμοποιείται συνήθως όταν υπάρχουν θερμοκρασίες από 5°C έως 55°C. Τα στεγανωτικά που προτείνονται είναι διάφορες ενώσεις που περιέχουν nitrile, πολυαμίδιο, ενισχυμένη πολυουρεθάνη και PTFE.

- **5<sup>η</sup> κατηγορία (Group 7)**

Ύδωρ σε γαλάκτωμα υδραυλικού ρευστού 60/40 HFB.

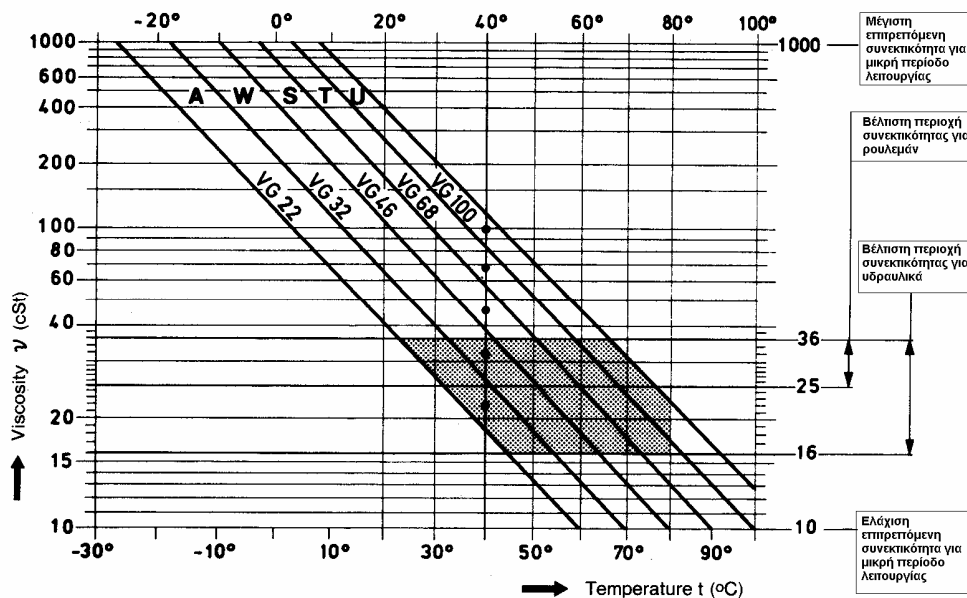
Αυτή η κατηγορία χρησιμοποιείται συνήθως όταν υπάρχουν θερμοκρασίες από 5°C έως 60°C. Τα στεγανωτικά που προτείνονται σε αυτήν την κατηγορία ρευστού είναι διάφορες ενώσεις που περιέχουν nitrile, πολυαμίδιο, ενισχυμένη πολυουρεθάνη και PTFE.

Το υδραυλικό ρευστό με βάση την κινηματική του συνεκτικότητα κατατάσσεται σύμφωνα με τον Πίν. 3-1, κατά ISO 51 519. Για τα υδραυλικά ένα καλό επίπεδο συνεκτικότητας είναι από 16 cSt έως 36 cSt, ενώ για τα ρουλεμάν που ευρίσκονται στα κινούμενα μέρη των αντλιών και των υδραυλικών κινητήρων, για τη λίπανση τους θεωρείται ότι ένα καλό επίπεδο συνεκτικότητας είναι από 25 cSt έως 36 cSt. Σε αυτή την περίπτωση εκλέγεται ρευστό με συνεκτικότητα κοντά στα 25 cSt. Στο Σχ. 3-1

παρουσιάζεται η μεταβολή της συνεκτικότητας με την αύξηση της θερμοκρασίας λειτουργίας συστήματος.

**Πίνακας 3-1.** Συνεκτικότητα υδραυλικών ρευστών κατά ISO 51519 (Mannesmann Rexroth, Hydraulic Components).

Συνεκτικότητα κατά ISO	Συνεκτικότητα στους 40°C mm <sup>2</sup> /s (cSt)	Όρια κινηματικής συνεκτικότητας στους 40°C mm <sup>2</sup> /s (cSt)	
ISO VG 10	10	9,0	11,0
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,1	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110,0



**Σχήμα 3-1.** Διάγραμμα κινηματικής συνεκτικότητας υδραυλικών ρευστών σε συνάρτηση με την θερμοκρασία (Mannesmann Rexroth, Hydraulic Components).

Με βάση το Σχ. 3-1 συμπεραίνονται τα εξής:

- Για αρκτικές συνθήκες (**A**) χρησιμοποιείται υδραυλικό ρευστό ISO VG 22.
- Για χειμερινές συνθήκες κεντρικής Ευρώπης (**W**) χρησιμοποιείται υδραυλικό ρευστό ISO VG 32.
- Για θερινές συνθήκες κεντρικής Ευρώπης (**S**) χρησιμοποιείται υδραυλικό ρευστό ISO VG 46.
- Για τροπικά κλίματα ή περιοχές με υψηλή θερμοκρασία (**T**) χρησιμοποιείται υδραυλικό ρευστό ISO VG 68.
- Για εξαιρετικά υψηλές θερμοκρασίες (**U**) χρησιμοποιείται υδραυλικό ρευστό ISO VG 100.

### 3.2 Υδραυλικό Μέσο (νερό)

Μερικές από τις πιο σημαντικές ιδιότητες του νερού είναι η διαύγεια, η καθαρότητα και η φρεσκάδα. Τις ιδιότητες αυτές εκμεταλλεύεται η υδραυλική τεχνολογία προκειμένου να χρησιμοποιηθεί το νερό ως υδραυλικό μέσο. Το νερό παίζει επίσης σημαντικό ρόλο ως μέσο ισχύος. Πριν από τον 20ο αιώνα, χρησιμοποιούνταν ως μέσο για την υδραυλική κίνηση. Σήμερα, οικονομικές και περιβαλλοντικές αιτίες συνέβαλαν στο γεγονός να ανακτήσει πάλι την υπεροχή του ως υδραυλικό μέσο, χρησιμοποιούμενο είτε σε καθαρή μορφή, είτε αναμειγνυόμενο με πετρέλαιο ή άλλα πρόσθετα. Το γεγονός αυτό έχει σαν αποτέλεσμα, οι μηχανικοί και οι κατασκευάστριες εταιρείες να διερευνούν τα υδραυλικά συστήματα νερού με ιδιαίτερο ενδιαφέρον, προκρίνοντας τα πολλές φορές έναντι των συμβατικών υδραυλικών συστημάτων, λόγω των κυρίων χαρακτηριστικών του νερού (άφλεκτο, φθινό, καθαρό, φιλικό προς το περιβάλλον, άμεσα και εύκολα διαθέσιμο κτλ.).

Ένα εύλογο ερώτημα που προκύπτει είναι ποιός μπορεί να χρησιμοποιήσει σήμερα την τεχνολογία των υδραυλικών με μέσο το νερό (water hydraulics). Συστήματα με χρήση υδραυλικών νερού χρησιμοποιούνται σήμερα κυρίως από εταιρείες που για διάφορους λόγους, πρέπει:

- Να μειώσουν τους κινδύνους πυρκαγιάς.
- Να περικόψουν το κόστος λειτουργίας.
- Να αντικαταστήσουν τα δαπανηρά συμβατικά υγρά σε εφαρμογές υψηλών πιέσεων.
- Να μειωθεί η πιθανότητα μόλυνσης των προϊόντων από το μέσο λειτουργίας.
- Να μειωθούν οι ανησυχίες που προέρχονται από κρατικούς και περιβαλλοντικούς φορείς και αφορούν στο περιβάλλον.

Τα πλεονεκτήματα των υδραυλικών νερού συνοψίζονται στα ακόλουθα :

- Το νερό κοστίζει λιγότερο.

Το νερό είναι ένα φθινό αγαθό το οποίο απαντάται με αφθονία στη φύση. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα το κόστος του σαν αγορά πρώτης ύλης να είναι σημαντικά μειωμένο σε σχέση με το κόστος των συμβατικών υδραυλικών ρευστών. Έτσι το λειτουργικό κόστος του νερού κυμαίνεται σε χαμηλά επίπεδα. Επιπλέον το κόστος μεταφοράς και αποθήκευσής του είναι μηδαμινό. Σε περιπτώσεις μάλιστα που απαιτούνται πρόσθετα εμπλουτισμού σε αυτό, το κόστος τους είναι ελάχιστο, διότι χρησιμοποιούνται σε μικρές αναλογίες.

- Παρέχει ασφάλεια λόγω μειωμένης επικινδυνότητας.

Υγρά με βάση το νερό είναι ανθεκτικά σε πυρκαγιά. Το καθαρό νερό είναι άφλεκτο. Όταν οι εφαρμογές απαιτούν βελτιωτικά πρόσθετα, τα μείγματα που προκύπτουν έχουν γενικά τις ίδιες ασφαλείς ιδιότητες του καθαρού νερού. Το νερό δεν βλάπτει τους

εργαζομένους από την εισπνοή του σε σχέση με την εισπνοή συμβατικών υδραυλικών ρευστών και δεν υπάρχει κίνδυνος για το δέρμα και τα μάτια.

- Το κόστος ασφάλισης είναι χαμηλό.

Το νερό δεν είναι τοξικό και εύφλεκτο. Έτσι, η χρησιμοποίηση του νερού στα υδραυλικά συστήματα μπορεί να μειώσει ουσιαστικά το κόστος ασφαλίσεων σε μία βιομηχανία. Όταν το νερό χρησιμοποιείται ως υδραυλικό μέσο, μειώνονται οι πιθανότητες φωτιάς, το κόστος καθαρισμού του περιβάλλοντος λόγω ατυχήματος καθώς και οι βιομηχανικές διεκδικήσεις που συνδέονται με την υγεία.

- Εύκολη διαθεσιμότητα.

Το νερό είναι ευρέως διαθέσιμο σε όλο τον βιομηχανοποιημένο κόσμο. Αντίθετα, τα συμβατικά υδραυλικά υγρά, συμπεριλαμβανομένων των βιοδιασπώμενων και των μη τοξικών, όπως τα φυτικά έλαια, εξαρτώνται από τις δυνατότητες των κατασκευαστών.

- Η διάθεση και η απομάκρυνση κοστίζει λιγότερο.

Η πρόσφατη νομοθεσία για το περιβάλλον έχει αλλάξει τις μεθόδους διάθεσης και απομάκρυνσης των υδραυλικών ρευστών. Μερικά υδραυλικά υγρά πρέπει να συλλέγονται και να διατίθενται κατά προβλεπόμενο τρόπο, ενώ η απομάκρυνση όλων των υδραυλικών ρευστών γίνεται με συγκεκριμένο και προβλεπόμενο τρόπο, ακόμη και εκείνα που κατασκευάζονται σαν βιοδιασπώμενα και μη τοξικά. Ως εκ τούτου, το κόστος διάθεσης μπορεί να είναι σημαντικό και να γίνει ακόμη μεγαλύτερο όταν προστεθούν τα αναγκαία έξοδα μεταφοράς. Συχνά, το κόστος διάθεσης είναι περίπου ίσο με το κόστος αγοράς του ρευστού και αν συμπεριληφθεί και το κόστος απομάκρυνσης σε αυτό, το σύνολο ξεπερνά το κόστος της αγοράς. Με τα υδραυλικά νερού, τα έξοδα διάθεσης και απομάκρυνσης μειώνονται ή, σε ορισμένες περιπτώσεις μπορεί και να εξαιρεθούν.

- Ο φόρος της περιβαλλοντικής συμμόρφωσης είναι χαμηλός.

Η νομοθεσία επιβάλλει φόρους στις εταιρείες που ευθύνονται για τις επιβαρύνσεις που προξενούν στο περιβάλλον. Για τις εταιρείες που δεν συμμορφώνονται, είναι πιθανό να αυξηθούν οι περιβαλλοντικούς φόροι, να απαιτηθούν πρόστιμα, ενέργειες καθαρισμού και άλλες ευθύνες. Για τις εταιρείες όμως που συμμορφώνονται με τους περιβαλλοντικούς κανονισμούς, ο περιβαλλοντικός φόρος μειώνεται σημαντικά. Συνεπώς, η χρήση των υδραυλικών συστημάτων νερού οδηγεί σε μια οικονομικά συμφέρουσα λύση αφενός αλλά και σε μια πιο εύκολη αντιμετώπιση σχετικά με την ισχύουσα νομοθεσία αφετέρου.

- Περιορισμός της μόλυνσης του προϊόντος.

Η μόλυνση των προϊόντων είναι ένα από τα μεγαλύτερα προβλήματα για πολλές βιομηχανίες. Ένα παράδειγμα είναι η μόλυνση από υδραυλικό ρευστό προϊόντων κλωστοϋφαντουργίας και ξυλείας όπου η λήψη χρωστικής ουσίας σε αυτά μπορεί να καταστρέψει τα προϊόντα (π.χ. λόγω λεκέδων). Άλλα τέτοια παραδείγματα είναι ο χρωματισμός του χαρτιού, η αλλοίωση φαρμακευτικών προϊόντων και τα τροφίμων. Η

μόλυνση μπορεί να καταστρέψει τα προϊόντα ώστε να μην μπορούν να πωληθούν. Η χρήση των εγκεκριμένων υδραυλικών ρευστών, ακόμη και εκείνων που χαρακτηρίζονται ως μη τοξικά ή φιλικά προς το περιβάλλον, δεν επιλύει κατ' ανάγκη αυτά τα προβλήματα. Σε αντίθετη περίπτωση η χρήση υδραυλικών νερού επιβάλλεται σε τέτοιες περιπτώσεις, αφού η διαρροή νερού σε προϊόντα οδηγεί σε λιγότερο επιβλαβείς επιπτώσεις.

- Πράσινη βελτιωμένη εικόνα.

Η χρήση των υδραυλικών συστημάτων νερού βοηθά στην προώθηση ενός καλού εταιρικού προφίλ. Πράγματι, το χαμηλό κόστος (προϊόν ορθολογιστικής οικονομικής διαχείρισης), η ευαισθησία για το περιβάλλον και η φροντίδα σε ζητήματα ασφάλειας μπορούν να αλλάξουν σημαντικά την εικόνα μιας εταιρείας.

Τα μειονεκτήματα των υδραυλικών νερού συνοψίζονται στα ακόλουθα.

- Διαρροές. Ο έλεγχος των εξωτερικών και εσωτερικών διαρροών στο σύστημα είναι πιο δύσκολος λόγω της μικρής τιμής του ιξώδους του νερού.
- Διάβρωση. Το χαμηλό ιξώδες και το μεγάλο ειδικό βάρος του νερού μπορεί να οδηγήσουν σε μεγάλες ταχύτητες και τυρβώδη ροή. Το γεγονός αυτό μπορεί να προκαλέσει διάβρωση στις μεταλλικές επιφάνειες.
- Ευνοείται η ανάπτυξη βακτηρίων. Το νερό μπορεί να προσφέρει ένα γόνιμο έδαφος για όλα τα είδη των μικροοργανισμών. Αυτό μπορεί να οδηγήσει σε φραγμένα φίλτρα και δυσάρεστες οσμές.
- Οξειδωση. Η παρουσία οξυγόνου και θειώδους υποπροϊόντος από τα βακτήρια μέσα στο νερό μπορούν να διαβρώσουν κάποια υλικά όταν έρθουν σε επαφή με αυτά.
- Θερμοκρασία. Η θερμοκρασία λειτουργίας για το νερό στα υδραυλικά συστήματα περιορίζεται σημαντικά από 2°C έως 50°C ανάλογα με τα υλικά.
- Υδραυλικό πλήγμα. Στο υδραυλικό σύστημα νερού μπορεί να συμβεί υδραυλικό πλήγμα όταν η ροή του ρευστού διακόπτεται απότομα. Αυτό συνήθως προκαλείται με την άμεση απενεργοποίηση μιας βαλβίδας.
- Λίπανση. Το νερό δεν είναι λιπαντικό μέσο, με αποτέλεσμα η χρήση του να οδηγήσει σε αύξηση της θερμοκρασίας και φθορά των εξαρτημάτων.

Τα εξαρτήματα που χρησιμοποιούνται στα υδραυλικά νερού είναι τα εξής.

- Έμβολα. Αυτά κατασκευάζονται από ειδικά υλικά, όπως π.χ. ο ανοξείδωτος χάλυβας, ή υλικά με ειδικές βαφές ώστε να αντισταθούν στη διαβρωτική φύση του νερού.
- Φίλτρα. Χρησιμοποιούνται για να απομακρυνθούν τα ξένα στοιχεία από το ρευστό. Οι απαιτήσεις διήθησης του νερού στα υδραυλικά συστήματα νερού είναι παρόμοιες με εκείνες των υδραυλικών συστημάτων λαδιού. Για τα στοιχεία των

φίλτρων επιλέγονται υλικά από fiberglass, ενώ για το κέλυφος επιλέγεται ανοξείδωτος χάλυβας.

- Κινητήρας νερού. Ένας υδραυλικός κινητήρας παράγει ροπή στρέψης όταν τροφοδοτείται σε αυτόν ρευστό υπό πίεση. Έχουν θεσπιστεί καινοτομίες σχεδιασμού ώστε οι κινητήρες που χρησιμοποιούνται για υδραυλικά συστήματα νερού να χρησιμοποιούν το ίδιο το νερό, ώστε να λιπαίνει τα κινούμενα μέρη τους. Επιπλέον, οι ανοχές μεταξύ των κινούμενων μερών σε έναν κινητήρα νερού επιβάλλεται να ελαχιστοποιούνται λόγω του χαμηλού ιξώδους του νερού, προκειμένου οι διαρροές να κυμαίνονται σε αποδεκτά επίπεδα.
- Αντλίες νερού. Νέες τεχνολογικές εξελίξεις έχουν διευρύνει τους τύπους των υδραυλικών αντλιών νερού που χρησιμοποιούνταν μέχρι σήμερα. Τώρα, είναι διαθέσιμες στην αγορά, εκτός των συμβατικών φυγόκεντρων και εμβολοφόρων αντλιών και οι αντλίες αξονικών και ακτινικών εμβόλων.
- Βαλβίδες, που ελέγχουν τη διεύθυνση και την ποσότητα του υγρού. Προκειμένου οι βαλβίδες αυτές να αντισταθούν στη διάβρωση, αλλά και για να μειωθούν οι φθορές τους, συνήθως, είναι κατασκευασμένες από ανοξείδωτο χάλυβα ή κεραμικά υλικά. Τα σώματα των βαλβίδων μπορούν να κατασκευαστούν από ανοξείδωτο χάλυβα ή αλουμίνιο.

Συμπερασματικά, το νερό σαν μέσο λειτουργίας των υδραυλικών συστημάτων είναι πρόκληση, διότι οι τεχνολογικές εξελίξεις αποτελούν τον ακρογωνιαίο λίθο για την αντικατάσταση σε πολλές περιπτώσεις νέων συστημάτων νερού έναντι των σημερινών υδραυλικών. Οι κύριες τεχνικές προκλήσεις, συμπεριλαμβανομένων των προβλημάτων της διαρροής και της διάβρωσης, έχουν επιλυθεί, με οικονομικά αποδοτικό τρόπο. Οι κατασκευαστές εκμεταλλεύονται όλα τα πλεονεκτήματα του νερού ως ένα υδραυλικό μέσο με χρήση νέων βαλβίδων, στεγανωτικών και αντλιών. Θα ήταν πολύ χρήσιμο να μπορούσε να εξελιχθεί και να διερευνηθεί σε βάθος η χρησιμοποίηση του νερού σε σερβοϋδραυλικά συστήματα. Σε αυτή την περίπτωση η εξέλιξη των υδραυλικών δομικών στοιχείων κρίνεται απαραίτητη προκειμένου τα συστήματα αυτά να είναι βιώσιμα και ανταγωνιστικά.

### **3.3 Εκκίνηση Υδραυλικών Κυκλωμάτων**

Η εκκίνηση ενός υδραυλικού συστήματος πρέπει να γίνεται από εξειδικευμένο προσωπικό. Επιβάλλεται να λαμβάνονται υπόψη ειδικές κατευθυντήριες γραμμές αν αυτές αναφέρονται από τον κατασκευαστή και να μελετηθούν το υδραυλικό κύκλωμα και η λίστα των υλικών. Επιπλέον στο υδραυλικό κύκλωμα πρέπει απαραίτητα να αναφέρεται

για όλες τις βαλβίδες πίεσης η ρύθμιση τους, για τους συσσωρευτές η πίεση του αζώτου και για τα έμβολα η ταχύτητα τους.

### **Πλήρωση δοχείου με υδραυλικό υγρό**

Πριν τοποθετηθεί το υδραυλικό υγρό στο δοχείο, πρέπει να ελεγχθεί από πλευράς καθαρότητας και να φιλτραριστεί εάν αυτό απαιτείται. Το δοχείο πρέπει να γεμίζεται χρησιμοποιώντας ένα καλό φίλτρο, ώστε να εξασφαλίζεται ότι το υδραυλικό υγρό κατά την τοποθέτησή του και κατ' επέκταση κατά την εκκίνηση του συστήματος έχει παραμείνει καθαρό. Γι' αυτό το λόγο υπάρχουν ειδικές διατάξεις πλήρωσης όπως η χρήση αντλίας μετάγγισης. Επίσης, πρέπει να λαμβάνεται σοβαρά υπόψη ο σωστός τύπος του υδραυλικού ρευστού, όπως αυτός αναφέρεται στις οδηγίες του κατασκευαστή και πρέπει να συμφωνεί με τον τύπο που αναγράφεται στο στόμιο του δοχείου του υδραυλικού υγρού που πρόκειται να μεταγγιστεί. Σε περίπτωση που τοποθετείται νέα αντλία σε παλαιά εγκατάσταση, θα πρέπει να καθαριστεί επιμελώς το υδραυλικό δοχείο και να αλλαχθούν τα φίλτρα.

### **Ηλεκτρικές συνδέσεις**

Το ηλεκτρικό σύστημα ενός σερβοκυκλώματος είναι απαραίτητο να ελέγχεται σωστά και τακτικά από εξειδικευμένο προσωπικό για λόγους σωστής λειτουργίας και ασφάλειας. Έτσι πρέπει να ελέγχονται η σωστή τροφοδοσία του Ηλεκτροκινητήρα (ελέγχεται από την πινακίδα του Η/Κ). Καθώς επίσης και η σωστή τροφοδοσία ρεύματος των πηνίων των βαλβίδων (AC,DC και η τάση). – (Έλεγχος από τις πινακίδες των βαλβίδων).

### **Αντλίες και διατάξεις**

Πρέπει να λαμβάνονται υπόψη οι ειδικές οδηγίες εκκίνησης για τις αντλίες, τα υδραυλικά και τα ηλεκτρικά εξαρτήματα από τα φυλλάδια του κατασκευαστή.

### **Αντλίες**

Όταν ξεκινάει η αντλία για πρώτη φορά είναι απαραίτητο να γεμίζεται με υδραυλικό υγρό και η ρύθμιση της πίεσης να ευρίσκεται χαμηλά. Ο πιλότος πίεσης για αντλίες μεταβλητής παροχής και το ασφαλιστικό για αντλίες σταθερής παροχής πρέπει να ρυθμίζονται στα 15 - 20 bar.

### **Βαλβίδες πίεσης**

Ανάλογα με τη λειτουργία της εγκατάστασης, κατά την εκκίνηση οι βαλβίδες πίεσης πρέπει να ρυθμίζονται σε ελάχιστη πίεση. Στη συνέχεια, να αυξάνεται η πίεση σταδιακά μέχρι το σύστημα να ισορροπήσει στην επιθυμητή τιμή της. Εξάιρεση αποτελούν οι ελεγχμένες και προρυθμισμένες βαλβίδες ασφαλείας των συσσωρευτών καθώς και τα προρυθμισμένα ασφαλιστικά ακριβείας.

### **Στραγγαλιστικά**

Η ταχύτητα κάθε κινούμενου μέρους πρέπει να ρυθμίζεται μέσω των στραγγαλιστικών, βαθμιαία, μέχρι την επιθυμητή ταχύτητα ή το χρόνο πλήρους λειτουργίας.

### **Βαλβίδες διεύθυνσης**

Η εκλογή της διεύθυνσης ροής του ρευστού με βάση το ηλεκτρικό κύκλωμα για τις βαλβίδες διεύθυνσης υλοποιείται με ηλεκτρική εντολή. Η χειροκίνητη λειτουργία των πηνίων απαιτεί ειδικό εξάρτημα.

### **Αναλογικές Βαλβίδες**

Η εκκίνηση των αναλογικών βαλβίδων πίεσης, ροής και διεύθυνσης πρέπει κατά την εκκίνηση να λειτουργούν με χαμηλό σήμα ελέγχου, για λόγους ασφαλείας.

### **Συσσωρευτές αζώτου**

Εάν υπάρχει στο κύκλωμα ένα μέσο αποθήκευσης πίεσης (συσσωρευτής), πρέπει να ελέγχεται και να πληρώνεται στη σωστή πίεση. Γι' αυτή την εργασία είναι απαραίτητος κατάλληλος εξοπλισμός. Θα πρέπει να προσεχθεί ιδιαίτερα ότι οι συσσωρευτές πρέπει να γεμίζονται με άζωτο, για λόγους ασφαλείας. Τα στοιχεία προπλήρωσης καθώς και η πίεση λειτουργίας αναφέρονται στο υδραυλικό κύκλωμα του κατασκευαστή. Γενικά ισχύει η σχέση,

$$P_0 = P_{\min} \cdot (0,7 \div 0,9) \quad (3-1)$$

Μετά από τον έλεγχο πλήρωσης, οι συσσωρευτές συμμετέχουν στο υδραυλικό κύκλωμα ανοίγοντας την Ball Valve.

### **Θέση σε λειτουργία**

Αρχικά ο Η/Κ πρέπει να στραφεί ελάχιστα έτσι ώστε να ελεγχθεί η φορά περιστροφής. Η σωστή φορά φαίνεται σε ένα βέλος που ευρίσκεται στο σώμα της αντλίας. Εάν η διεύθυνση είναι εσφαλμένη, πρέπει να αλλαχθεί η πολικότητα του Η/Κ. Στη συνέχεια η αντλία πρέπει να ξεκινήσει με πολλαπλές στιγμιαίες εκκινήσεις και μετά από ενός λεπτού λειτουργία ρυθμίζεται η σωστή πίεση. Σε περίπτωση που αναφέρονται ειδικές οδηγίες εκκίνησης από τον κατασκευαστή, αυτές θεωρούνται ισχυρότερες από τις αναφερόμενες.

## **3.4 Βλάβες**

Για τους λόγους που προαναφέρθηκαν, είναι πολύ σημαντικό στο σχεδιασμό ενός σερβοϋδραυλικού συστήματος να γίνεται σωστή επιλογή των φίλτρων και των στοιχείων τους ώστε να μειωθούν στο ελάχιστο οι πιθανότητες βλαβών σε αυτό.

Η ρύπανση σε ένα υδραυλικό κύκλωμα δεν οφείλεται μόνο στην εσφαλμένη επιλογή των φίλτρων και των στοιχείων τους, αλλά οφείλεται και σε άλλους παράγοντες που είναι



υπεύθυνοι για τη συγκέντρωση ξένων σωματιδίων στο ρευστό. Η ρύπανση αυτή προέρχεται από την αρχική εγκατάσταση καθώς και από τις συνθήκες λειτουργίας του συστήματος.

Κατά την αρχική εγκατάσταση, όταν τοποθετούνται οι σωληνώσεις υπάρχει η μεγαλύτερη πιθανότητα να ξεκινήσει η συγκέντρωση ξένων σωματιδίων. Το υδραυλικό ρευστό ξεκινά από το δοχείο, κατευθύνεται προς τα μπλοκ των βαλβίδων και από τις βαλβίδες οδεύει προς τους επενεργητές επιστρέφοντας τέλος στο δοχείο, αφού διέλθει πάλι μέσα από τα μπλοκ των βαλβίδων. Η εγκατάσταση αυτή γίνεται με δύο τρόπους: (α) με σωληνώσεις, χρησιμοποιώντας ρακόρ και συγκολλητές φλάντζες και (β) με ελαστικούς σωλήνες. Όταν χρησιμοποιούνται ρακόρ πρέπει να κοπεί ο σωλήνας πίεσης. Αυτό γίνεται συνήθως με ειδικούς κόφτες αλλά πολλές φορές το χείλος του σωλήνα γυρίζει προς τα μέσα και κατά τη συμπίεση του κυάθιου του ρακόρ είναι δυνατόν να παραμείνουν μέσα στις σωληνώσεις ίνες σιδήρου. Όταν χρησιμοποιούνται φλάντζες συγκολλητές είναι δυνατόν να παραμείνουν υπολείμματα συγκόλλησης (“τσίμπλες”) μέσα στις σωληνώσεις. Κατά την κατεργασία των υδραυλικών μπλοκ μπορεί να υπάρξουν γωνίες υλικού στα τυφλά σημεία που δεν μπορεί να εξομαλυνθούν, με αποτέλεσμα όταν ανέβει η πίεση του κυκλώματος σε αυτά τα σημεία να δημιουργηθεί στροβιλισμός του ρευστού και να γίνει μερική αποκόλληση της ακμής, οπότε ρινίσματα σιδήρου παρασύρονται με το υδραυλικό ρευστό. Κατά τη διάρκεια της εγκατάστασης, σκόνη και αιωρούμενα σωματίδια που προέρχονται από το περιβάλλον είναι δυνατόν να διεισδύσουν στο υδραυλικό κύκλωμα. Το υδραυλικό δοχείο εσωτερικά συγκολλείται, τροχίζεται, καθαρίζεται, αλλά αποτελεί μια πολύ μεγάλη επιφάνεια για να μπορέσει να παραμείνει καθαρή στα απαιτούμενα επίπεδα. Παλαιότερα το υδραυλικό δοχείο βάφονταν εσωτερικά, (σήμερα γίνεται μόνο σε ειδικές περιπτώσεις), με αποτέλεσμα υπολείμματα χρώματος που δεν έχουν κολλήσει, να παρασύρονται στο κύκλωμα. Επιπλέον, παρατηρείται χρώμα που έχει διαβρωθεί από τα χρόνια να αποκολλάται. Αυτοί είναι μερικοί από τους παράγοντες συγκέντρωσης ξένων σωματιδίων κατά την αρχική εκκίνηση ενός κυκλώματος. Επίσης, άλλη μια εστία ρύπανσης είναι ότι το υδραυλικό ρευστό από μόνο του δεν είναι απολύτως καθαρό και λαμβάνοντας υπόψη ότι θα πρέπει να μεταγγισθεί στο δοχείο από βαρέλια, αρχίζουν και πολλαπλασιάζονται οι πιθανότητες ρύπανσης.

Πώς πρέπει όμως να αντιμετωπισθούν τα προβλήματα που αναφέρθηκαν ; Πριν τεθεί σε αρχική λειτουργία ένα υδραυλικό κύκλωμα πρέπει να βραχυκυκλωθεί το δίκτυο πίεσης και επιστροφής, να τοποθετηθεί μπλοκ P-T στις θέσεις των βαλβίδων και να αφαιρεθούν οι ένθετες βαλβίδες τοποθετώντας τάπες στις θέσεις τους. Με ένα βοηθητικό κύκλωμα πρέπει να διοχετευθεί υδραυλικό ρευστό ώστε να γίνει εσωτερικός καθαρισμός των σωληνώσεων και του μπλοκ υπό χαμηλή πίεση με καθαρό ρευστό, χρησιμοποιώντας φίλτρα γραμμής. Αυτή η εργασία ονομάζεται “flushing” γραμμής με εξωτερική τροφοδοσία.

Αφού τελειώσει αυτή η εργασία, τότε τοποθετείται το υδραυλικό ρευστό στο δοχείο χρησιμοποιώντας αντλία μετάγγισης με διπλά φίλτρα (αναρρόφησης και κατάθλιψης) και συνεχίζεται η εργασία “flushing” αυτή τη φορά με την αντλία της εγκατάστασης. Ο χρόνος που διαρκεί το “flushing”, εξαρτάται από το μέγεθος της εγκατάστασης και από τον τύπο υδραυλικού ρευστού που χρησιμοποιείται. Μία καλή προσέγγιση του χρόνου δίνεται από την,

$$t = \frac{5V}{Q} \quad (3-2)$$

όπου,  $t$  είναι ο χρόνος “flushing” (σε ώρες),  $V$  είναι ο όγκος δοχείου και  $Q$  είναι η παροχή αντλίας.

Αφού τελειώσει ο χρόνος καθαρισμού, τότε τοποθετούνται οι υδραυλικές βαλβίδες, αντικαθίστανται τα φίλτρα και ξεκινάει η λειτουργία. Κατά τη διάρκεια της λειτουργίας η συγκέντρωση ξένων σωματιδίων μπορεί να προκληθεί από εξωτερικούς και εσωτερικούς παράγοντες. Οι εξωτερικοί παράγοντες μπορεί να είναι η κακή στεγανοποίηση του υδραυλικού δοχείου, η λανθασμένη επιλογή του αναπνευστήρα (η εκλογή του αναπνευστήρα εξαρτάται εκτός του μεγέθους του και από τις εκάστοτε συνθήκες του περιβάλλοντος που έχει τοποθετηθεί η υδραυλική μονάδα), σκόνη που μπορεί να έχει εισέλθει από την ξύστρες των βάρων των εμβόλων κ.ο.κ. Οι εσωτερικοί παράγοντες μπορεί να είναι οι ακόλουθοι:

- Αποκόλληση στερεού από τα σώματα των υδραυλικών εξαρτημάτων και από τα έμβολα. Αυτό μπορεί να συμβεί στις βαλβίδες ελέγχου και διεύθυνσης (βαλβίδες με έμβολο) όπου υπάρχει η πιθανότητα να εγκλωβιστεί κάποιο σωματίδιο μεταξύ του σώματος της βαλβίδας και του εμβόλου (η ανοχή είναι της τάξης των 5 – 25  $\mu\text{m}$  για απλές βαλβίδες και 5–8  $\mu\text{m}$  για σερβοβαλβίδες). Επιπλέον, μπορεί να δημιουργηθούν τριχοειδείς ρωγμές στα τοιχώματα της βαλβίδας. Με την πίεση του ρευστού η ρωγμή μεγαλώνει και καταλήγει σε αποκόλληση στερεού. Στις βαλβίδες με έδρα και στις βαλβίδες αντεπιστροφής, λόγω των κρουστικών φορτίων μπορεί να εγκλωβιστεί κάποιο σωματίδιο μεταξύ του σώματος της βαλβίδας και της έδρας και να καταστρέψει το σώμα. Στις αντλίες μπορεί να συμβεί ακριβώς το ίδιο και ειδικότερα στα έμβολα των αντλιών όταν πρόκειται για εμβολοφόρες (η ανοχή σε αυτό το σημείο είναι της τάξης των 5–40  $\mu\text{m}$ ). Επίσης, κάτι ανάλογο μπορεί να συμβεί στην πλάκα πίεσης μεταξύ της πλάκας και του εμβολοφορέα (η ανοχή σε αυτό το σημείο είναι της τάξης των 0,5–1  $\mu\text{m}$ ). Στα υπόλοιπα είδη αντλιών παρατηρείται το ίδιο φαινόμενο, όχι όμως σε μεγάλη κλίμακα, όπως στις εμβολοφόρες αντλίες. Στην περίπτωση των υδραυλικών εμβόλων, όπου δέχονται μεγάλες καταπονήσεις υπάρχει μεγάλη πιθανότητα να κινείται το βάκτρο τους μονόπλευρα δημιουργώντας τριβή μεταξύ βάρου και μπρούτζινου

οδηγού με αποτέλεσμα ρινίσματα του οδηγού αφενός να παρασυρθούν στο εσωτερικό του εμβόλου καταστρέφοντας τα στεγανωτικά του βάκτρου αφετέρου να καταστρέψουν την ξύστρα του εμβόλου με συνέπεια να εισέλθουν ξένα σωματίδια στο έμβολο. Επιπλέον, λόγω του περιβάλλοντος μπορεί να διαβρωθεί το βάκτρο με ανάλογες συνέπειες.

- Ελαστικά μέρη προερχόμενα από τις σωληνώσεις, τα στεγανωτικά των βαλβίδων και εμβόλων.
- Σωματίδια χρώματος προερχόμενα από το δοχείο και προϊόντα οξείδωσης από νέο ρευστό.
- Υγρασία στο ρευστό.

Από τα παραπάνω συμπεραίνεται ότι το υδραυλικό ρευστό και τα φίλτρα συμβάλλουν σημαντικά στη σωστή λειτουργία ενός υδραυλικού συστήματος. Για το λόγο αυτό είναι πολύ σημαντικό να διατηρείται το ρευστό πάντα σε αποδεκτά επίπεδα για την εκάστοτε εφαρμογή. Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα επίπεδα καθαρότητας υδραυλικού ρευστού για χρήση σε σέρβο και αναλογικές βαλβίδες ενώ παρουσιάζεται η κατάταξή τους σε κλάσεις κατά NAS και ISO.

Τα σύγχρονα υδραυλικά συστήματα ελέγχου κάνουν όλο και αυξανόμενη τη ζήτηση χρησιμοποίησης σέρβο και αναλογικών βαλβίδων. Αυτές οι βαλβίδες τοποθετούνται στο πιο κρίσιμο σημείο της παραγωγής, εκεί όπου απαιτείται μεγάλη ακρίβεια ποιότητας του τελικού προϊόντος. Οι αναλογικές βαλβίδες σε αντίθεση με τις σέρβο, μπορούν να τοποθετηθούν τόσο σε βοηθητικές θέσεις όσο και σε σημεία όπου ο χρονισμός είναι ουσιαστικός. Η βλάβη και η δυσλειτουργία αυτών των βαλβίδων θα προκαλέσει απώλεια της παραγωγής, το κόστος της οποίας είναι πολλαπλάσιο του κόστους της πρόληψης. Τα κύρια μέσα πρόληψης όπως προαναφέρθηκε είναι η συντήρηση του υδραυλικού ρευστού όσον αφορά στην καθαρότητα και στην χημική του σύνθεση. Η καθαρότητα είναι μία διαδικασία της επιλογής των καταλλήλων φίλτρων για τη βαλβίδα σε συνάρτηση με τη λειτουργία της και του περιβάλλοντος της εφαρμογής. Οι χημικές ιδιότητες αφορούν τις διάφορες μορφές ύδατος που μπορεί να εμφανιστούν λόγω χημικής μόλυνσης και λόγω της υπερβολικής θερμότητας κατά την εργασία του ρευστού. Αυτοί οι παράγοντες μπορεί να ελεγχθούν αποτελεσματικά με σχετικά χαμηλό κόστος με τη βοήθεια εργαστηριακών δοκιμών. Ο σχεδιασμός ενός κυκλώματος φίλτρων και η εκλογή του καταλληλότερου στοιχείου φίλτρου απαιτεί μια προσεκτική κατανόηση της κατασκευής των βαλβίδων του υδραυλικού κυκλώματος και του περιβάλλοντος εργασίας. Εάν αυτοί οι παράγοντες ληφθούν προσεκτικά υπόψη είναι δυνατόν να επιτευχθεί μακρά ζωή των υδραυλικών βαλβίδων ακόμα και στο δυσμενέστερο περιβάλλον. Είναι σημαντικό να υπάρχει μια αξιολόγηση των επιμέρους εξαρτημάτων ενός κυκλώματος για να επιτευχθεί η βέλτιστη

λύση.

Το μεγαλύτερο πρόβλημα της συγκέντρωσης σωματιδίων παρουσιάζεται κυρίως στις σερβοβαλβίδες και τις αναλογικές βαλβίδες και όχι τόσο στις αντλίες και τα άλλα υδραυλικά εξαρτήματα, λόγω των μεγαλύτερων ανοχών τους. Στις περιπτώσεις όπου οι αντλίες ελέγχονται με σερβοβαλβίδες απαιτείται ξεχωριστή διερεύνηση. Τα αποτελέσματα μιας συγκέντρωσης σωματιδίων στο υδραυλικό ρευστό μπορεί να επιτευχθούν είτε βραχυπρόθεσμα είτε μακροπρόθεσμα.

- Σε βραχυπρόθεσμο επίπεδο παρατηρείται :

- Μπλοκάρισμα σωματιδίων μεταξύ εμβόλου βαλβίδας και σώματος.
- Φράξιμο εντολής της βαλβίδας.

Σε αυτές τις περιπτώσεις δεν υπάρχει καμία προειδοποίηση, η βλάβη είναι καταστροφική για τον εξοπλισμό και την παραγωγή. Η προστασία ενάντια στις βραχυπρόθεσμες αποτυχίες παρέχεται με την τοποθέτηση φίλτρου πίεσης πριν την βαλβίδα.

- Σε μακροπρόθεσμο επίπεδο παρατηρείται :

- Επικάλυψη της βαλβίδας με ίζημα (φιλμ λαδιού).
- Εγκλωβισμός παχύρρευστου ρευστού.
- Φράξιμο του εσωτερικού φίλτρου της βαλβίδας.
- Επιρροή στον έλεγχο της βαλβίδας με απόκλιση της μηδενικής θέσης.
- Επιρροή στην καμπύλη κέρδους πίεσης.
- Επιρροή στη μηδενική διαρροή.
- Πιο αργή απόκριση της βαλβίδας.
- Ταλάντωση ή αστάθεια της βαλβίδας.

Τα μακροπρόθεσμα αποτελέσματα δεν μπορούν να εξαλειφθούν, εντούτοις με κατάλληλο σχεδιασμό είναι δυνατόν να μεγιστοποιηθεί η διάρκεια ζωής της βαλβίδας πριν απαιτηθεί συντήρηση. Για τους πιο πάνω λόγους έχουν θεσπιστεί ορισμένα επίπεδα καθαρότητας του ρευστού και η κατάταξή του σε ορισμένες κλάσεις. Αυτά, έχουν διαμορφωθεί σύμφωνα με το SAE 749 D (1963) το NAS 1638 (1964) το MIL STD 1246 A (1967) το ISO 4406 (1987) και ISO 4406 (1999). Πριν εξεταστούν τα επίπεδα καθαρότητας θα γίνει λόγος για τις προδιαγραφές των φίλτρων.

Κάθε φίλτρο έχει ορισμένα χαρακτηριστικά τα οποία προκύπτουν από τη σύγκρισή του με κάποια τυποποίηση. Παραδείγματος χάρη φίλτρο με  $\beta_{10} > 100$  σημαίνει ότι από αυτό το φίλτρο επιτρέπεται να περάσει όχι παραπάνω από ένα σωματίδιο μεγέθους ίσου ή μεγαλύτερου των 10  $\mu\text{m}$  ανά 100 σωματίδια ίδιου μεγέθους που έχουν ανιχνευτεί στην είσοδο του φίλτρου και ως εκ τούτου έχει αποδοτικότητα 99,0 %. Η αναλογία  $\beta$  είναι ο μέσος αριθμός σωματιδίων που βρίσκονται πριν το φίλτρο προς τα σωματίδια που δεν

κατακρατούνται. Παραδείγματος χάρη επί 100 σωματιδίων που ευρίσκονται πριν το φίλτρο το 1 σωματίδιο δεν κατακρατείται από αυτό και διοχετεύεται στο σύστημα δηλαδή  $\beta=100/1=100$ . Η αποδοτικότητα % είναι το αποτέλεσμα του  $\beta-1/\beta$ . Για το παραπάνω παράδειγμα για  $\beta=100$  η αποδοτικότητα είναι  $100-1/100 = 99,99\%$ .

Οι κατασκευαστές φίλτρων ορίζουν την καθαρότητα που ζητείται από τον κατασκευαστή υδραυλικών εξαρτημάτων με την αποδοτικότητα %. Βέβαια δεν είναι δυνατόν να μετρηθεί αυτή η ποσότητα σε κατάσταση λειτουργίας μιας εγκατάστασης και για αυτό το λόγο έχουν θεσπιστεί τα επίπεδα καθαρότητας του ρευστού και αναφέρονται συνήθως σε 100ml ρευστού που εξετάζεται και περιγράφονται στην Παρ. 3.4.

Τις περισσότερες φορές είναι πολύ επίπονη η διαδικασία ανίχνευσης των βλαβών που μπορεί να προκύψουν από τη λειτουργία ενός υδραυλικού συστήματος και γι' αυτό το λόγο θα περιγραφούν ορισμένα συμπτώματα δυσλειτουργίας ενός υδραυλικού συστήματος και θα δοθούν στις Παρ. 3.4.1 έως 3.4.5. τα πιθανά αίτια καθώς και ο τρόπος αντιμετώπισης τους.

### 3.4.1 Θορυβώδης Λειτουργία Υδραυλικού Συστήματος

<b>Αφορμή</b>	<b>Αιτία</b>	<b>Αντιμετώπιση</b>
Σπηλαίωση στο σύστημα	Το φίλτρο αναρρόφησης έχει βουλώσει.	Καθαρισμός ή αντικατάσταση
	Η διατομή των σωληνώσεων αναρρόφησης είναι πολύ μικρή ή υπάρχει ξένο σώμα στην αναρρόφηση.	Τοποθέτηση νέων σωληνώσεων με μεγαλύτερη εσωτερική διατομή.
	Υπάρχουν πολλές καμπύλες στην γραμμή αναρρόφησης.	Τοποθέτηση νέων σωληνώσεων ή χρησιμοποίηση σωληνώσεων μεγαλύτερης διατομής.
	Τοπική στένωση στην γραμμή αναρρόφησης, π.χ. Μερικώς κλεισμένη βαλβίδα, βαλβίδα αντεπιστροφής με πολύ σκληρό	Να χρησιμοποιηθεί άλλο ελατήριο ή να αλλαχθεί η βαλβίδα, και να επισκευασθούν ή να

	ελατήριο, με συνέπεια την καταστροφή του σωλήνα ή την στόμωση του ελαστικού σωλήνα.	αντικατασταθούν οι σωληνώσεις.
	Το υδραυλικό υγρό είναι πολύ κρύο.	Χρησιμοποίηση ηλεκτρικής αντίστασης έτσι ώστε να προθερμανθεί το υδραυλικό υγρό.
	Υψηλή συνεκτικότητα του υδραυλικού υγρού.	Έλεγχος υδραυλικού υγρού.
	Δημιουργία ατμού	Χαμηλώστε την θερμοκρασία λειτουργίας στην σωστή ρύθμιση και προσθέστε υδραυλικό υγρό ή αντικαταστήστε το υδραυλικό μέσον με εναλλάξιμο.
	Σφάλμα στην τροφοδοσία της αντλίας	Επισκευή της τροφοδοσίας της αντλίας ή αντικατάσταση
	Υψηλές στροφές της αντλίας	Έλεγχος στροφών Η/Κ (έλεγχος των τεχνικών χαρακτηριστικών από το υδραυλικό κύκλωμα).
	Στεγανό δοχείο	Τοποθέτηση αναπνευστήρα.
Αφρός ή αέρας στο υδραυλικό υγρό.	Πολύ χαμηλή η στάθμη του υδραυλικού υγρού στο δοχείο.	Συμπλήρωση υδραυλικού υγρού. Στα συστήματα όπου έχουμε ισχυρές εναλλαγές στην στάθμη του υδραυλικού μέσου, συμπλήρωση του υγρού

		μεταξύ min και max.
	Εσφαλμένος σχεδιασμός δοχείου.	Βελτίωση σχεδιασμού.
	Οι απολήξεις της γραμμής επιστροφής ευρίσκονται σε υψηλότερο σημείο από την επιφάνεια του υδραυλικού υγρού.	Τοποθέτηση της γραμμής επιστροφής σε χαμηλότερο σημείο.
	Εσφαλμένη εκλογή υδραυλικού υγρού.	Αντικατάσταση με σωστού τύπου υδραυλικό υγρό ή αν είναι δυνατόν η συμβουλή του κατασκευαστή του συγκροτήματος.
	Η τσιμούχα του άξονα της αντλίας επιτρέπει την διείσδυση αέρος.	Αντικατάσταση της τσιμούχας του άξονα της αντλίας.
	Τα ρακόρ της αναρρόφησης επιτρέπουν την διείσδυση αέρος.	Σφίξιμο ή αντικατάσταση των ρακόρ.
	Πόρος στον σωλήνα αναρρόφησης.	Αντικατάσταση σωλήνα.
	Φτωχή αφαίμαξη αέρα.	Αερισμός συστήματος, (μεγαλύτερος αναπνευστήρας).
Μηχανικοί κραδασμοί	Εσφαλμένη ευθυγράμμιση ή χαλαρό κόπλερ.	Ευθυγράμμιση ή σφίξιμο
	Κραδασμοί στις σωληνώσεις.	Σφίξιμο ή βελτίωση της στήριξης
	Βλάβη ή κατεστραμμένη αντλία.	Επισκευή ή αντικατάσταση
	Ακατάλληλος τύπος αντλίας.	Αντικατάσταση με

	κατάλληλο
Βλάβη ή καταστροφή του συστήματος μετάδοσης.	Αντικατάσταση ή επισκευή
Ακατάλληλο το σύστημα μετάδοσης.	Αντικατάσταση με κατάλληλο.
Ασταθής βαλβίδα πίεσης (ταλαντεύεται).	Ρύθμιση σε σωστό σημείο ή αντικατάσταση με πιο κατάλληλη.

### 3.4.2 Χωρίς Πίεση ή Ανεπαρκής Πίεση Συστήματος

<b>Αφορμή</b>	<b>Αιτία</b>	<b>Αντιμετώπιση</b>
Η αντλία δεν στέλνει σωστά το υδραυλικό μέσο.	Διείσδυση αέρος στην αναρρόφηση.	Συμπλήρωση υδραυλικού υγρού. Στα συστήματα όπου έχουμε ισχυρές εναλλαγές στην στάθμη του υδραυλικού μέσου, συμπλήρωση του υγρού μεταξύ min και max.
Υψηλή θερμοκρασία στην αντλία	Φθαρμένη ή κατεστραμμένη αντλία  Χαμηλή συνεκτικότητα υδραυλικού υγρού.  Ανεπαρκής ή εσφαλμένη ρύθμιση της ψύξης.	Επισκευή ή αντικατάσταση.  Έλεγχος υδραυλικού υγρού.  Βελτίωση της γραμμής ψύξης ή έλεγχος και ρύθμιση της σωστής θερμοκρασίας. Επιβεβαίωση ροής του νερού ψύξης.
Η ταχύτητα της αντλίας είναι πολύ	Κόπλερ ή κινητήρας κατεστραμμένος.	Εξάρμωση κατεστραμμένων υλικών.



χαμηλή ή πολύ μικρό το σύστημα μετάδοσης.	Πολύ μικρός κινητήρας.	Χρησιμοποίηση μεγαλύτερου.
Απώλεια πίεσης από την πλευρά της πίεσης προς την πλευρά της επιστροφής.	Εσφαλμένη ρύθμιση πίεσης. Η βαλβίδα ασφαλείας δεν κλείνει λόγω ξένων σωματιδίων, ή λόγω φθαρμένων υλικών. Οι βαλβίδες διεύθυνσης ή άλλες βαλβίδες παραμένουν ανοικτές λόγω ξένων σωματιδίων ή λόγω φθαρμένων υλικών. Φθορά στα έμβολα, τούμπο, βάκτρο ή στεγανωτικά. Φθορά των στεγανωτικών των εμβόλων λόγω χρησιμοποίησης ακαταλλήλων για το συγκεκριμένο τύπο υδραυλικού μέσου.	Χρησιμοποίηση ρύθμιση της σωστής. Καθαρισμός, επισκευή ή αντικατάσταση φθαρμένων υλικών. Να απομακρυνθούν τα φθαρμένα υλικά και να γίνει καθαρισμός ρύθμιση επισκευή ή αντικατάσταση. Φθαρμένα υλικά να επισκευαστούν ή να αντικατασταθούν. Χρησιμοποίηση στεγανωτικών καταλλήλων για την εκάστοτε εφαρμογή.
Σφάλμα στην τροφοδοσία της αντλίας (μόνο για εμβολοφόρες με βοηθητική αντλία).	Χαλασμένη αντλία, χαλασμένος άξονας, ακατάλληλο ιξώδες υδραυλικού υγρού.	Αντικατάσταση αντλίας. Έλεγχος άξονα αντλίας και βοηθητικής αντλίας. Έλεγχος υδραυλικού ρευστού.

### 3.4.3 Πίεση με Παλμούς ή Ροή με Διακυμάνσεις.

<b>Αφορμή</b>	<b>Αιτία</b>	<b>Αντιμετώπιση</b>
Σπηλαίωση αντλίας	Το φίλτρο αναρρόφησης έχει βουλώσει. Η διατομή των σωληνώσεων αναρρόφησης είναι πολύ μικρή ή υπάρχει ξένο σώμα στην	Καθαρισμός ή αντικατάσταση Τοποθέτηση νέων σωληνώσεων με μεγαλύτερη εσωτερική

αναρρόφηση.	διατομή.
Υπάρχουν πολλές καμπύλες στην γραμμή αναρρόφησης.	Τοποθέτηση νέων σωληνώσεων ή χρησιμοποίηση σωληνώσεων μεγαλύτερης διατομής.
Τοπική στένωση στην γραμμή αναρρόφησης, π.χ. Μερικώς κλεισμένη βαλβίδα, βαλβίδα αντεπιστροφής με πολύ σκληρό ελατήριο, με συνέπεια την καταστροφή του σωλήνα ή την στόμωση του ελαστικού σωλήνα.	Να χρησιμοποιηθεί άλλο ελατήριο ή να αλλαχθεί η βαλβίδα, και να επισκευασθούν ή να αντικατασταθούν οι σωληνώσεις.
Το υδραυλικό υγρό είναι πολύ κρύο.	Χρησιμοποίηση ηλεκτρικής αντίστασης έτσι ώστε να προθερμανθεί το υδραυλικό υγρό.
Υψηλή συνεκτικότητα του υδραυλικού υγρού.	Έλεγχος υδραυλικού υγρού.
Δημιουργία ατμού	Χαμηλώστε την θερμοκρασία λειτουργίας στην σωστή ρύθμιση και προσθέστε υδραυλικό υγρό ή αντικαταστήστε το υδραυλικό μέσον με εναλλάξιμο.
Σφάλμα στην τροφοδοσία της αντλίας	Επισκευή της τροφοδοσίας της αντλίας ή αντικατάσταση
Υψηλές στροφές της αντλίας	Έλεγχος στροφών Η/Κ (έλεγχος των τεχνικών χαρακτηριστικών από το

	Στεγανό δοχείο	υδραυλικό κύκλωμα). Τοποθέτηση αναπνευστήρα.
Αφρός ή αέρας στο υδραυλικό υγρό.	Πολύ χαμηλή η στάθμη του υδραυλικού υγρού στο δοχείο.	Συμπλήρωση υδραυλικού υγρού. Στα συστήματα όπου έχουμε ισχυρές εναλλαγές στην στάθμη του υδραυλικού μέσου, συμπλήρωση του υγρού μεταξύ min και max.
	Εσφαλμένος σχεδιασμός δοχείου.	Βελτίωση σχεδιασμού.
	Οι απολήξεις της γραμμής επιστροφής ευρίσκονται σε υψηλότερο σημείο από την επιφάνεια του υδραυλικού υγρού.	Τοποθέτηση της γραμμής επιστροφής σε χαμηλότερο σημείο.
	Εσφαλμένη εκλογή υδραυλικού υγρού.	Αντικατάσταση με σωστού τύπου υδραυλικό υγρό ή αν είναι δυνατόν η συμβουλή του κατασκευαστή του συγκροτήματος.
	Η τσιμούχα του άξονα της αντλίας επιτρέπει την διείσδυση αέρος.	Αντικατάσταση της τσιμούχας του άξονα της αντλίας.
	Τα ρακόρ της αναρρόφησης επιτρέπουν την διείσδυση αέρος.	Σφίξιμο ή αντικατάσταση των ρακόρ.
	Πόρος στον σωλήνα αναρρόφησης.	Αντικατάσταση σωλήνα.
	Φτωχή αφαίμαξη αέρα.	Αερισμός συστήματος,

		(μεγαλύτερος αναπνευστήρας).
Μηχανικοί κραδασμοί	Εσφαλμένη ευθυγράμμιση ή χαλαρό κόπλερ. Κραδασμοί στις σωληνώσεις. Βλάβη ή κατεστραμμένη αντλία. Ακατάλληλος τύπος αντλίας. Βλάβη ή καταστροφή του συστήματος μετάδοσης. Ακατάλληλο το σύστημα μετάδοσης. Ασταθής βαλβίδα πίεσης (ταλαντεύεται).	Ευθυγράμμιση ή σφίξιμο Σφίξιμο ή βελτίωση της στήριξης Επισκευή ή αντικατάσταση Αντικατάσταση με κατάλληλο Αντικατάσταση ή επισκευή Αντικατάσταση με κατάλληλο. Ρύθμιση σε σωστό σημείο ή αντικατάσταση με πιο κατάλληλη
Ασταθής ασφαλιστικό ή βαλβίδα ασφαλείας.	Φθορά στη έδρα της βαλβίδας. Η βαλβίδα είναι ανεπαρκής ή δεν κλείνει σωστά.	Επισκευή ή αντικατάσταση. Τοποθέτηση καταλληλότερης ώστε να εξασφαλιστεί το σωστό κλείσιμο της.
Οι βαλβίδες κολλάνε.	Βρώμικο υδραυλικό υγρό.  Κατεστραμμένες ή στρεβλωμένες έδρες βαλβίδας.	Έλεγχος υδραυλικού υγρού, ενδεχομένως άδειασμα, καθαρισμός συστήματος και εξαρτημάτων και τοποθέτηση καθαρού υγρού.  Αντικατάσταση.

Ασταθής παροχή αντλίας.	Μη συμβατός τύπος αντλίας ή σχεδιασμός της, ή φθορά.	Αντικατάσταση.
Αέρος στο σύστημα που ευθύνεται για ακανόνιστη ή ελαστική κίνηση.	Το σύστημα δεν έχει εξαερωθεί σωστά.  Βλάβη στη ηλεκτρικό σύστημα π.χ. στην τροφοδοσία των βαλβίδων	Εξαέρωση  Εύρεση και διόρθωση βλάβης.

### 3.4.4 Πολύ Μικρή ή Χωρίς Πίεση Ροή.

<b>Αφορμή</b>	<b>Αιτία</b>	<b>Αντιμετώπιση</b>
Σπηλαίωση αντλίας	Το φίλτρο αναρρόφησης έχει βουλώσει.  Η διατομή των σωληνώσεων αναρρόφησης είναι πολύ μικρή ή υπάρχει ξένο σώμα στην αναρρόφηση.  Υπάρχουν πολλές καμπύλες στην γραμμή αναρρόφησης.	Καθαρισμός ή αντικατάσταση  Τοποθέτηση νέων σωληνώσεων με μεγαλύτερη εσωτερική διατομή.  Τοποθέτηση νέων σωληνώσεων ή χρησιμοποίηση σωληνώσεων μεγαλύτερης διατομής.
	Τοπική στένωση στην γραμμή αναρρόφησης, π.χ. Μερικώς κλεισμένη βαλβίδα, βαλβίδα αντεπιστροφής με πολύ σκληρό ελατήριο, με συνέπεια την καταστροφή του σωλήνα ή την στόμωση του ελαστικού σωλήνα.	Να χρησιμοποιηθεί άλλο ελατήριο ή να αλλαχθεί η βαλβίδα, και να επισκευασθούν ή να αντικατασταθούν οι σωληνώσεις.
	Το υδραυλικό υγρό είναι πολύ κρύο.	Χρησιμοποίηση ηλεκτρικής αντίστασης έτσι

		ώστε να προθερμανθεί το υδραυλικό υγρό.
	Υψηλή συνεκτικότητα του υδραυλικού υγρού.	Έλεγχος υδραυλικού υγρού.
	Δημιουργία ατμού	Χαμηλώστε την θερμοκρασία λειτουργίας στην σωστή ρύθμιση και προσθέστε υδραυλικό υγρό ή αντικαταστήστε το υδραυλικό μέσον με εναλλάξιμο.
	Σφάλμα στην τροφοδοσία της αντλίας	Επισκευή της τροφοδοσίας της αντλίας ή αντικατάσταση
	Υψηλές στροφές της αντλίας	Έλεγχος στροφών Η/Κ (έλεγχος των τεχνικών χαρακτηριστικών από το υδραυλικό κύκλωμα).
	Στεγανό δοχείο	Τοποθέτηση αναπνευστήρα.
Αφρός ή αέρας στο υδραυλικό υγρό.	Πολύ χαμηλή η στάθμη του υδραυλικού υγρού στο δοχείο.	Συμπλήρωση υδραυλικού υγρού. Στα συστήματα όπου έχουμε ισχυρές εναλλαγές στην στάθμη του υδραυλικού μέσου, συμπλήρωση του υγρού μεταξύ min και max.
	Εσφαλμένος σχεδιασμός δοχείου.	Βελτίωση σχεδιασμού.
	Οι απολήξεις της γραμμής επιστροφής ευρίσκονται σε υψηλότερο σημείο από την	Τοποθέτηση της γραμμής επιστροφής σε χαμηλότερο σημείο.

	επιφάνεια του υδραυλικού υγρού.	
	Εσφαλμένη εκλογή υδραυλικού υγρού.	Αντικατάσταση με σωστού τύπου υδραυλικό υγρό ή αν είναι δυνατόν η συμβουλή του κατασκευαστή του συγκροτήματος.
	Η τσιμούχα του άξονα της αντλίας επιτρέπει την διείσδυση αέρος.	Αντικατάσταση της τσιμούχας του άξονα της αντλίας.
	Τα ρακόρ της αναρρόφησης επιτρέπουν την διείσδυση αέρος.	Σφίξιμο ή αντικατάσταση των ρακόρ.
	Πόρος στον σωλήνα αναρρόφησης.	Αντικατάσταση σωλήνα.
	Φτωχή αφαίμαξη αέρα.	Αερισμός συστήματος, (μεγαλύτερος αναπνευστήρας).
Η ταχύτητα της αντλίας είναι πολύ χαμηλή ή πολύ μικρό το σύστημα μετάδοσης.	Κόπλερ ή κινητήρας κατεστραμμένος.	Εξάρμωση κατεστραμμένων υλικών.
	Πολύ μικρός κινητήρας.	Χρησιμοποίηση μεγαλύτερου.
Απώλεια πίεσης από την πλευρά της πίεσης προς την πλευρά της επιστροφής.	Εσφαλμένη ρύθμιση πίεσης.	Ρύθμιση της σωστής.
	Η βαλβίδα ασφαλείας δεν κλείνει λόγω ξένων σωματιδίων, ή λόγω φθαρμένων υλικών.	Καθαρισμός, επισκευή ή αντικατάσταση φθαρμένων υλικών.
	Οι βαλβίδες διεύθυνσης ή άλλες βαλβίδες παραμένουν ανοικτές λόγω ξένων σωματιδίων ή λόγω φθαρμένων υλικών.	Να απομακρυνθούν τα φθαρμένα υλικά και να γίνει καθαρισμός ρύθμιση επισκευή ή αντικατάσταση.

	Φθορά στα έμβολα, τούμπο, βάκτρο ή στεγανωτικά.	Φθαρμένα υλικά να επισκευαστούν ή να αντικατασταθούν.
	Φθορά των στεγανωτικών των εμβόλων λόγω χρησιμοποίησης ακαταλλήλων για το συγκεκριμένο τύπο υδραυλικού μέσου.	Χρησιμοποίηση στεγανωτικών καταλλήλων για την εκάστοτε εφαρμογή.
Η αντλία στρέφεται σε λάθος φορά	Λάθος φορά στρέψης του Η/Κ.	Αντιστρέψατε την τροφοδοσία του Η/Κ

### 3.4.5 Υψηλή Θερμοκρασία Υδραυλικού Μέσου.

<b>Αφορμή</b>	<b>Αιτία</b>	<b>Αντιμετώπιση</b>
Υπερβολικές διαρροές	Η ρύθμιση της πίεσης στην αντλία είναι υψηλή και στην ασφαλιστική βαλβίδα χαμηλή.  Το λάδι ρέει από το μπλοκ ασφαλείας του συσσωρευτή.	Σωστή ρύθμιση πιέσεων.  Να κλείσει η βαλβίδα διαρροών στο μπλοκ του συσσωρευτή.
Απώλεια λόγω διαρροών από την πλευρά της πίεσης στην πλευρά των επιστροφών.	Κακή λειτουργία βαλβίδων και τα στεγανωτικά είναι φθαρμένα.  Το ρευστό έχει εσφαλμένο ιξώδες. (Πολύ χαμηλό ιξώδες).	Αντικατάσταση των σταγανωτικών και χρησιμοποίηση καταλλήλων για τις συνθήκες της εφαρμογής.  Αντικατάσταση του υδραυλικού υγρού σύμφωνα με τις προδιαγραφές.
Το ρευστό διοχετεύεται με πίεση στο δοχείο	Λανθασμένος σχεδιασμός κυκλώματος	Σωστός σχεδιασμός και εκλογή των καταλλήλων πιέσεων.



μέσω της βαλβίδας ασφαλείας και της βαλβίδας μείωσης πίεσης.

Ανεπαρκής ψύξη.

Σφάλμα στην τροφοδοσία του νερού ψύξης ή σφάλμα στον ανεμιστήρα του ψυγείου.

Αποκατάσταση βλάβης.

Στένωση στην γραμμή ψύξης.

Καθαρισμός.

Ανεπαρκής απαγωγή θερμότητας

Το σύστημα έχει ανεπαρκή επιφάνεια απαγωγής θερμότητας.

Εγκατάσταση συστήματος ψύξης ή αύξηση του όγκου του δοχείου.

Ενδεχόμενη αύξηση της απαίτησης του συστήματος, χωρίς να ληφθεί υπόψη και αντίστοιχη αύξηση της ψυκτικής ισχύος.

Βελτίωση του συστήματος ψύξης ή αύξηση του όγκου του δοχείου.

Υπερθέρμανση της αντλίας

Φθορά αντλίας.

Επισκευή ή αντικατάσταση.

Λειτουργία με υδραυλικό ρευστό χαμηλού ιξώδους

Αντικατάσταση του υδραυλικού ρευστού σύμφωνα με τις προδιαγραφές.

Η ίδια ποσότητα ρευστού επανακυκλοφορεί πολύ γρήγορα.

Ανεπαρκής τροφοδοσία του ρευστού.

Αύξηση του όγκου του ρευστού.

Χαμηλή στάθμη του ρευστού στο δοχείο.

Πλήρωση του δοχείου με υδραυλικό υγρό.

Πολύ μεγάλες τριβές

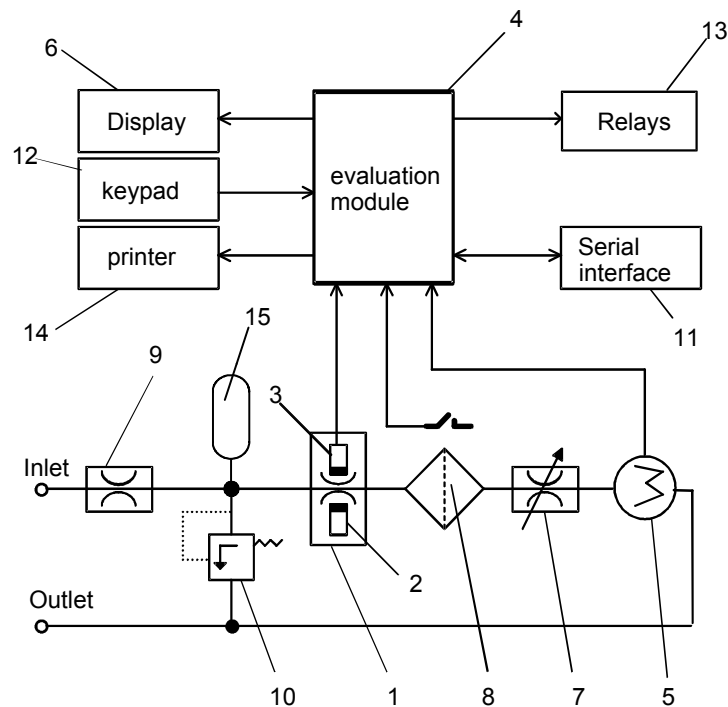
Μικρή διατομή των σωληνώσεων και των βαλβίδων.

Εγκατάσταση σωληνώσεων και βαλβίδων σωστού μεγέθους.

### 3.5 Συντήρηση και Κόστος Συντήρησης.

Στην ενότητα αυτή αναφέρονται οι τρόποι συντήρησης ενός υδραυλικού κυκλώματος, ξεκινώντας από τους τρόπους εύρεσης επιβλαβών σωματιδίων στο υδραυλικό ρευστό. Αυτό γίνεται με εξειδικευμένα μηχανήματα και υπάρχει η δυνατότητα μέτρησης σωματιδίων κατά την διάρκεια της λειτουργίας “on line test”, σε εργαστήριο μετά από δειγματοληψία ποσότητας ρευστού. Κατά τη δειγματοληψία το δείγμα λαμβάνεται από δύο σημεία, από το σημείο όπου το ρευστό κινείται (γραμμή πίεσης ή επιστροφής) και από το δοχείο. Στην περίπτωση λήψης ρευστού από το δοχείο θα πρέπει αυτό να γίνει με τέτοιο τρόπο ώστε να ληφθεί το ρευστό από διάφορα επίπεδα, ώστε να υπάρχουν αιωρούμενα και βαρέα σωματίδια. Κατά τον εργαστηριακό έλεγχο μετρούνται τα σωματίδια που ευρίσκονται σε 100ml ρευστού, υπολογίζεται το μέγεθός τους και δημιουργείται μία σύντομη αναφορά. Με αυτά τα δεδομένα ανατρέχει κανείς στους πίνακες και βρίσκει το βαθμό καθαρότητας. Κατά την on line μέτρηση υπάρχει η δυνατότητα λήψης ρευστού από γραμμή πίεσης ή επιστροφής, καθώς και λήψης ρευστού από το δοχείο με τη βοήθεια υδραυλικής αντλίας. Το προς εξέταση ρευστό πρέπει να έχει μια συνεχή ροή 100ml/min, και να διοχετεύεται σε μία συσκευή ελέγχου καθαρότητας. Στο Σχ. 3-2 είναι σχεδιασμένη η λειτουργία μιας τέτοιας συσκευής. Το ρευστό με συνεχή ροή περνάει μέσα από ένα οπτικό αισθητήριο (1), το οποίο αποτελείται από μία πηγή φωτός λέιζερ (2) και από μία δίοδο “δέκτη” (3) που είναι τοποθετημένη απέναντι από την πηγή φωτός. Τα σωματίδια που υπάρχουν στο ρευστό ανιχνεύονται από την διακοπή της πηγής φωτός και σαν παλμός διοχετεύονται σε ένα εξάρτημα μέτρησης και αξιολόγησης του μεγέθους τους (4). Για να μπορούν να αξιολογηθούν τα αποτελέσματα, πρέπει να μετρηθεί και η ροή του ρευστού δηλαδή ο όγκος που περνάει από το οπτικό αισθητήριο στη μονάδα του χρόνου και το αποτέλεσμα να σταλεί στο εξάρτημα αξιολόγησης συγχρόνως με τα δεδομένα από την δίοδο. Αυτό επιτυγχάνεται με ένα μετρητή ροής (5). Το εξάρτημα μέτρησης και αξιολόγησης σωματιδίων (4) μετράει συνεχώς το μέγεθος και τον αριθμό των σωματιδίων στο ρευστό και επικοινωνεί με μια βάση δεδομένων που περιλαμβάνει τα πρότυπα μετρήσεων. Στη συνέχεια κατατάσσει το ρευστό σε κλάσεις καθαρότητας, συνήθως κατά ISO, NAS ή SAE. Με μία βαλβίδα ρύθμισης ροής (7), η οποία ρυθμίζει τη ροή ανεξάρτητα από την πίεση, επιτυγχάνεται η συνεχής και χωρίς διακυμάνσεις ροή του ρευστού. Ένα υδραυλικό φίλτρο (8) με ηλεκτρική ένδειξη καθαρότητας είναι τοποθετημένο πριν από το ρυθμιστή ροής για να μην επηρεάζεται η ρύθμιση από σωματίδια που προσπαθούν να φράξουν τη στένωση που δημιουργείται. Κατά την είσοδο του ρευστού στην συσκευή περνάει διαδοχικά από μία στραγγαλιστική βαλβίδα (9) με σταθερή ρύθμιση ροής (800ml/min-max), από ένα ασφαλιστικό (10) με σταθερή ρύθμιση (30 bar max) και από έναν συσσωρευτή (16) που επιτρέπει την σύνδεση της συσκευής σε λήψεις πίεσης από 1 έως 350 bar αφομοιώνοντας τις διακυμάνσεις πίεσης. Η συσκευή λειτουργεί με το πληκτρολόγιο (12) και τα αποτελέσματα των μετρήσεων μπορούν να εμφανιστούν στην

οθόνη (6) καθώς και να εκτυπωθούν σε εκτυπωτή. Υπάρχει ακόμα η δυνατότητα σύνδεσης με Η/Υ για περαιτέρω επεξεργασία. Το ρευστό που κάθε φορά μετριέται αποβάλλεται από τη συσκευή σε κάποιο δοχείο σαν δείγμα μέτρησης.



**Σχήμα 3-2.** Διεργασία ελέγχου καθαρότητας υδραυλικού υγρού (Technical Bulletin, Fluid Service mit System, Hydac, Pr. Nr. DEF 7.920.1/6.00).

Αφού αναλυθεί η ποιότητα του ρευστού και βρεθούν οι κλάσεις του τότε συγκρίνονται με τους πίνακες των κατασκευαστών, όπου αναφέρουν την απαιτούμενη ποιότητα ρευστού για την άνευ προβλημάτων λειτουργία των εξαρτημάτων. Στους Πιν. 3-2, 3-3, 3-4, αναφέρονται τιμές σωματιδίων μέσα σε υδραυλικό ρευστό, οι κλάσεις και οι απαιτήσεις των κατασκευαστών. Κατά την μέτρηση κατατάσσονται τα σωματίδια σε τρεις κατηγορίες  $>2\mu\text{m}$  /  $5\mu\text{m}$  /  $>15\mu\text{m}$  από όπου προκύπτει η κλάση κατά ISO με τρεις αριθμούς σαν παράδειγμα αναφέρεται ότι κλάση κατά ISO 14/12/9 συνεπάγεται ότι έχουν καταμετρηθεί από 8.000 έως 16.000 σωματίδια μεγέθους  $>2\mu\text{m}$  από 2.000 έως 4.000 σωματίδια μεγέθους  $5\mu\text{m}$  και από 250 έως 500 σωματίδια μεγέθους  $>15\mu\text{m}$  ανά 100 ml ρευστού που εξετάστηκε.

Προκειμένου να προκύψει κλάση κατά NAS τα δεδομένα της μέτρησης επεξεργάζονται ως εξής: χωρίζονται τα σωματίδια σε κατηγορίες μεγέθους και ανάλογα με τον αριθμό των σωματιδίων στην περιοχή  $5-15\mu\text{m}$  προκύπτει η κλάση κατά NAS. Η κλάση κατά NAS είναι ένας αριθμός και αναφέρεται μόνο για την περιοχή  $5-15\mu\text{m}$ . Επειδή το εύρος αυτό είναι πολύ περιορισμένο και δεδομένης της ολοένα αυξανόμενης απαίτησης καθαρότερου ρευστού, η κατάταξη κατά NAS τείνει να εξαιρεθεί.

Επικρατέστερη διάδοχος θεωρείται η κατάταξη κατά ISO, διότι στην μέτρηση κατά ISO υπάρχει η δυνατότητα λεπτομερέστερων αποτελεσμάτων στην περιοχή 5-15 $\mu$ m που έχει μεγαλύτερο ενδιαφέρον. Ο Πιν. 3-4 αναφέρεται στην αντιστοιχία κλάσης ISO με αυτή της NAS.

**Πίνακας 3-2.** Κλάσεις καθαρότητας ρευστού σύμφωνα με ISO 4406.

Κλάσεις κατά ISO	Αριθμός σωματιδίων που μετρήθηκαν ανά 100ml ρευστού	
	Από	Μέχρι
0	0,50	1
1	1,00	2
2	2,00	4
3	4,00	8
4	8,00	16
5	16,00	32
6	32,00	64
7	64,00	130
8	130,00	250
9	250,00	500
10	500,00	1.000
11	1.000,00	2.000
12	2.000,00	4.000
13	4.000,00	8.000
14	8.000,00	16.000
15	16.000,00	32.000
16	32.000,00	64.000
17	64.000,00	130.000
18	130.000,00	250.000
19	250.000,00	500.000
20	500.000,00	1.000.000
21	1.000.000,00	2.000.000
22	2.000.000,00	4.000.000
23	4.000.000,00	8.000.000
24	8.000.000,00	16.000.000
25	16.000.000,00	32.000.000
26	32.000.000,00	64.000.000
27	64.000.000,00	130.000.000
28	130.000.000,00	250.000.000

Ανάλογα στοιχεία προκύπτουν από την εξέταση των αποτελεσμάτων κατά NAS.

**Πίνακας 3-3.** Κλάσεις καθαρότητας ρευστού σύμφωνα με NAS.

Κλάσεις κατά NAS	Αριθμός σωματιδίων που μετρήθηκαν ανά 100ml ρευστού					
	2–5 $\mu$ m	5–15 $\mu$ m	15–5 $\mu$ m	25–50 $\mu$ m	50–100 $\mu$ m	>100 $\mu$ m
00	625	125	22	4	1	0
0	1.250	250	44	8	2	0
1	2.500	500	88	16	3	1
2	5.000	1.000	178	32	6	1
3	10.000	2.000	356	63	11	2
4	20.000	4.000	712	126	22	4
5	40.000	8.000	1.425	253	45	8
6	80.000	16.000	2.850	506	90	16

7	160.000	32.000	5.700	1.012	180	32
8	320.000	64.000	11.400	2.025	360	64
9	640.000	128.000	22.800	4.050	720	128
10	1.280.000	256.000	45.600	8.100	1.440	256
11	2.560.000	512.000	91.200	16.200	2.880	512
12	5.120.000	1.024.000	182.400	32.400	5.760	1.024
13	-	2.048.000	364.000	64.800	11.520	2.048
14	-	4.096.000	729.000	129.600	23.040	4.096

**Πίνακας 3-4.** Σύγκριση κλάσεων ISO και NAS.

Κλάση κατά ISO 4406	Κλάση κατά NAS 1638
14 / 12 / 9	3
15 / 13 / 10	4
16 / 14 / 11	5
17 / 15 / 12	6
18 / 16 / 13	7
19 / 17 / 14	8
20 / 18 / 15	9
21 / 19 / 16	10
22 / 20 / 17	11
23 / 21 / 18	12

Ο Πιν. 3-5 παρουσιάζει τα τεχνικά χαρακτηριστικά που πρέπει να έχει το υδραυλικό ρευστό με βάση την καθαρότητα για να λειτουργούν οι σερβοβαλβίδες. Τα χαρακτηριστικά αυτά ανάγονται στα αποτελέσματα των μετρήσεων και έτσι εξαγονται τα συμπεράσματα για το αν χρειάζονται παρεμβάσεις στο υδραυλικό κύκλωμα.

**Πίνακας 3-5.** Τεχνικά χαρακτηριστικά του ρευστού με βάση την καθαρότητα για χρήση σε σερβομηχανισμούς (Contamination Control – A Hydraulic OEM Perspective, Monash University, 1997).

	Maximum Contamination Level		
	Valve A	Valve B	Valve C
servovalves			
"normal operation"	16/13	15/12	14/11
"longer life"	14/11	15/12	13/10
Automotive Industry- servovalves	13/10		
Proportional Valves			
"normal operation"	19/15		
"longer life"	16/13		
General Hydraulics	18/15		
Dirty Oil	21/18		

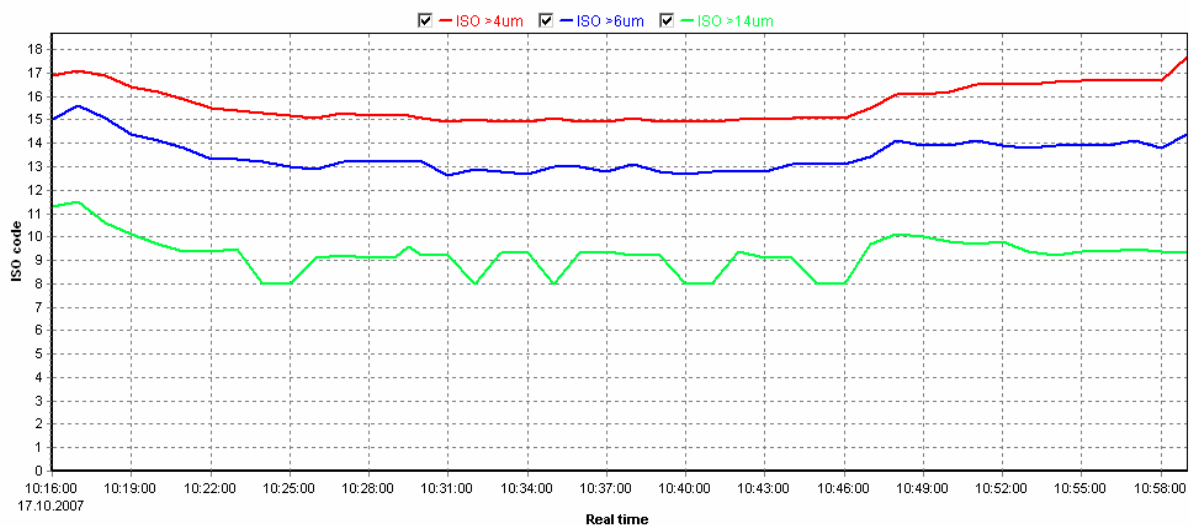
Επιπλέον, οι κατασκευαστές εκτός των γενικών απαιτήσεων καθαρότητας ρευστού για τα επιμέρους εξαρτήματα, θέτουν ορισμένες ειδικές απαιτήσεις. Ένα παράδειγμα τέτοιο αναφέρεται στον Πιν. 3-6. Όπως φαίνεται από τον Πίνακα αυτόν, οι κατασκευαστές

έχουν αρχίσει να καταργούν το NAS και να βασίζονται πλέον μόνο στο ISO, και πιο συγκεκριμένα στο ISO όπως αυτό έχει διαμορφωθεί από το 1999 μέχρι σήμερα.

**Πίνακας 3-6.** Ειδικές απαιτήσεις κατασκευαστών βαλβίδων με βάση την καθαρότητα του ρευστού (Contamination Control – A Hydraulic OEM Perspective, Monash University, 1997).

Manufacturer	Valve series	NAS class	ISO class
Bosch	proportional valves	10-8	19/15 to 17/14
	zero overlap valves	9-7	18/15 to 16/13
Moog	servo-jet		19/15 to 16/13
Parker	D*F		19/15 to 16/13
Rexroth	4WRA, 4WRD, 4WRE, 4WRZ	9-7*	18/15 to 16/13*
Vickers	proportional valves		16/13 or cleaner

Ένα παράδειγμα μετρήσεων καθαρότητας ρευστού σε υδραυλικό κύκλωμα παρουσιάζεται στο Σχ. 3-3, όπου σε μία on-line μέτρηση υδραυλικού ρευστού, εμφανίζονται οι κλάσεις κατά ISO σε διάγραμμα. Η μέτρηση πραγματοποιήθηκε στα πλαίσια μιας εργασίας, σε νέο και αχρησιμοποίητο ρευστό ενώ η κατάταξη των σωματιδίων έγινε με βάση το μέγεθος τους >4μm / >6μm / >14μm. Τα αποτελέσματα που καταγράφηκαν από τη μέτρηση αυτή παρουσιάζονται, ενδεικτικά στο Σχ. 3-4.



**Σχήμα 3-3.** Παράδειγμα μέτρησης καθαρότητας ρευστού κατά ISO.

Με βάση τα παραπάνω είναι κατανοητό ότι η συντήρηση του υδραυλικού ρευστού αποτελεί βασικό παράγοντα στην απρόσκοπτη λειτουργία ενός σερβοσυστήματος. Στη συνέχεια θα δοθεί ένα παράδειγμα, στο οποίο θα υπολογίζονται το κόστος μίας βλάβης, το κόστος μίας συντήρησης και τα οφέλη που προκύπτουν από την πρόβλεψη. Σαν

πρόβλεψη θεωρείται ο τακτικός έλεγχος της καθαρότητας του υδραυλικού ρευστού όπως παρουσιάστηκε παραπάνω, η συντήρηση αυτού με φίλτρα ανακυκλοφορίας καθώς και η προσπάθεια βελτίωσης του σερβομηχανισμού. Οι παράμετροι αυτοί βασίζονται στην παρατήρηση του τρόπου λειτουργίας, την ενημέρωση των συνθηκών εργασίας από τους χειριστές και τις επισημάνσεις που μπορεί να δοθούν από αυτούς. Τα δεδομένα που θα χρησιμοποιηθούν, όπως το κόστος λειτουργίας, συντήρησης, οι ώρες λειτουργίας και η συχνότητα βλάβης προκύπτουν από πραγματικές συνθήκες.

Meas.No.	Time (Cursor)	ISO >4μm	ISO >6μm	ISO >14μm	Q[ml/min]
0	17/10/07 / 10:16:00	17	15	12	100
1	17/10/07 / 10:17:00	18	16	12	100
2	17/10/07 / 10:18:00	17	16	11	100
3	17/10/07 / 10:19:00	17	15	11	101
4	17/10/07 / 10:20:00	17	15	10	101
5	17/10/07 / 10:21:00	16	14	10	101
6	17/10/07 / 10:22:00	16	14	10	101
7	17/10/07 / 10:23:00	16	14	10	101
8	17/10/07 / 10:24:00	16	14	< 9	101
9	17/10/07 / 10:25:00	16	13	< 9	101
10	17/10/07 / 10:26:00	16	13	10	102
11	17/10/07 / 10:27:00	16	14	10	102
12	17/10/07 / 10:28:00	16	14	10	102
13	17/10/07 / 10:29:00	16	14	10	102
14	17/10/07 / 10:29:30	16	14	10	102
15	17/10/07 / 10:30:00	16	14	10	102
16	17/10/07 / 10:31:00	15	13	10	102
17	17/10/07 / 10:32:00	15	13	< 9	102
18	17/10/07 / 10:33:00	15	13	10	103
19	17/10/07 / 10:34:00	15	13	10	103
20	17/10/07 / 10:35:00	16	13	< 9	103
21	17/10/07 / 10:36:00	15	13	10	103
22	17/10/07 / 10:37:00	15	13	10	103
23	17/10/07 / 10:38:00	16	14	10	103
24	17/10/07 / 10:39:00	15	13	10	103
25	17/10/07 / 10:40:00	15	13	< 9	104
26	17/10/07 / 10:41:00	15	13	< 9	104
27	17/10/07 / 10:42:00	15	13	10	103
28	17/10/07 / 10:43:00	15	13	10	103
29	17/10/07 / 10:44:00	16	14	10	103
30	17/10/07 / 10:45:00	16	14	< 9	103
31	17/10/07 / 10:46:00	16	14	< 9	103
32	17/10/07 / 10:47:00	16	14	10	104
33	17/10/07 / 10:48:00	17	15	11	103
34	17/10/07 / 10:49:00	17	14	10	103
35	17/10/07 / 10:50:00	17	14	10	103
36	17/10/07 / 10:51:00	17	15	10	103
37	17/10/07 / 10:52:00	17	14	10	103
38	17/10/07 / 10:53:00	17	14	10	103
39	17/10/07 / 10:54:00	17	14	10	103
40	17/10/07 / 10:55:00	17	14	10	103
41	17/10/07 / 10:56:00	17	14	10	103
42	17/10/07 / 10:57:00	17	15	10	103
43	17/10/07 / 10:58:00	17	14	10	104
44	17/10/07 / 10:59:00	18	15	10	104

**Σχήμα 3-4.** Μετρήσεις καθαρότητας ρευστού.

Εξετάζεται η γραμμή παραγωγής μιας βιομηχανίας πλαστικών που έχει δέκα μηχανές ψεκασμού (injection).

Οι ώρες λειτουργίας του συνόλου των μηχανών ανά έτος είναι :

$8h \times 2 \text{ βάρδιες} \times 25 \text{ ημέρες} \times 12 \text{ μήνες} \times 10 \text{ μηχανές} = 48.000 \text{ h.}$

Το κόστος λειτουργίας κάθε μηχανής ανά ώρα είναι 60,00 € .

Η τρέχουσα διαθεσιμότητα των μηχανών λόγω βλαβών είναι 90 % .

Δηλαδή υπάρχουν μη διαθέσιμες μηχανές για 4.800 h/ έτος.

Εξετάζοντας τις αιτίες της απώλειας του 10 % παρατηρείται ότι αυτό το ποσοστό μοιράζεται σε 65 % λόγω μηχανικών και ηλεκτρικών βλαβών 3.120 h και σε 35 % λόγω υδραυλικών βλαβών 1.680 h.

Από το 35 % των υδραυλικών βλαβών το 70 % προέρχεται από το υδραυλικό ρευστό 1.176 h και το 30 % από άλλα αίτια (υδραυλικά) 504 h.

Το κόστος λόγω βλάβης από το ρευστό είναι  $1.176 \text{ h} \times 60,00 \text{ €} = 70.560,00 \text{ €}$

Το κόστος επισκευής είναι  $1.176 \text{ h} \times 50,00 \text{ €} = 58.800,00 \text{ €}$  (λαμβάνοντας υπόψη ότι η ώρα εργασίας για service κοστίζει 50,00 € minimum).

Συνολικό κόστος 129.360,00 €.

Υποθέτοντας τώρα ότι γίνονται προσπάθειες διατήρησης του υδραυλικού ρευστού σε άριστα επίπεδα, (π.χ. με αντικατάσταση σε τακτικά διαστήματα των στοιχείων φίλτρων ή με μετρήσεις καθαρότητας του υδραυλικού ρευστού) καθώς επίσης προσπάθειες βελτίωσης της εγκατάστασης σύμφωνα με τις ανάγκες του περιβάλλοντα χώρου, με παράλληλο καθαρισμό του υδραυλικού ρευστού κατά τη διάρκεια της παραγωγής, οι προσπάθειες αυτές μπορούν να μειώσουν τις ζημιές που προκαλούνται λόγω του ρευστού κατά 90 %, δηλαδή από 1.176 h σε 118 h.

Το κόστος λόγω βλάβης από το ρευστό μειώνεται στα  $118 \text{ h} \times 60,00 \text{ €} = 7.080,00 \text{ €}$  και το κόστος επισκευής στα  $118 \text{ h} \times 50,00 \text{ €} = 5.900,00 \text{ €}$ .

Συνολική μείωση κόστους 12.980,00 €.

Το κέρδος από την εργασία αυτή ανέρχεται σε 116.380,00 €.

Με τη διαδικασία αυτή μειώνονται οι βλάβες λόγω του ρευστού στις 118 h και οι συνολικές λόγω υδραυλικών στις  $118 \text{ h} + 504 \text{ h} = 622 \text{ h}$ .

Οι συνολικές ώρες βλαβών διαμορφώνονται έτσι στις  $3.120 \text{ h} + 622 \text{ h} = 3.742 \text{ h}$ , δηλαδή η τρέχουσα διαθεσιμότητα των μηχανών γίνεται 92,20 % από 90 % που ήταν πριν. Αυτό συνεπάγεται αύξηση της παραγωγής κατά 2,2 % και μείωση των εξόδων λειτουργίας κατά 116.380,00 € ανά έτος.

Το κόστος της πρόβλεψης μπορεί να περιλαμβάνει:

- Τον έλεγχο της καθαρότητας του υδραυλικού ρευστού ανά εξάμηνο :  
 $10 \text{ μηχανές} \times 2 \text{ φορές το έτος} \times 120,00 \text{ €} = 2.400,00 \text{ € ανά έτος}$
- Τον καθαρισμό του υδραυλικού ρευστού κατά τη διάρκεια της παραγωγής :  
 $10 \text{ μηχανές} \times 2 \text{ φορές το έτος} \times 500,00 \text{ €} = 10.000,00 \text{ € ανά έτος}$

Έτσι, το συνολικό κόστος πρόβλεψης ανά έτος ανέρχεται στο ποσό των 12.400,00 €.



Κάνοντας έναν τελικό ισολογισμό προκύπτει ότι θα υπάρχει αύξηση της παραγωγής κατά 2,2 % και μείωση των εξόδων λειτουργίας κατά 103.980,00 € ανά έτος.

Με βάση το παραπάνω παράδειγμα γίνεται κατανοητό ότι μια σημαντική παράμετρος της συντήρησης τέτοιων συστημάτων είναι το κόστος. Το κόστος μιας βλάβης ξεπερνάει κατά πολύ το κόστος μιας συντήρησης. Η συντήρηση αποτελεί πολλές φορές την πρόβλεψη πολλών βλαβών σε ένα σερβοσύστημα.



## 4 Εφαρμογές Σερβοϋδραυλικών Συστημάτων

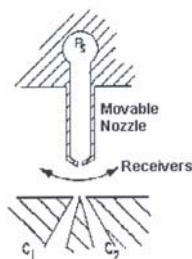
### 4.1 Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται βασικές εφαρμογές των σερβοϋδραυλικών συστημάτων. Αρχικά, παρουσιάζεται μια σύντομη εξελικτική πορεία των υδραυλικών συστημάτων σέρβο. Η ιστορική αναδρομή εστιάζεται περισσότερο στην εξέλιξη του σχεδιασμού των σερβοβαλβίδων και των αναλογικών βαλβίδων από την αρχική τους μορφή μέχρι και σήμερα και περιγράφεται το πως ο σχεδιασμός τους επηρεάστηκε από τις διάφορες εφαρμογές για τις οποίες προορίζονταν. Επιπλέον, εξετάζεται ο ρόλος των σερβοβαλβίδων και αναλογικών βαλβίδων στα σερβοϋδραυλικά συστήματα. Περιγράφεται ο έλεγχος υδραυλικών συστημάτων με χρήση σερβοβαλβίδων, ενώ επίσης παρουσιάζονται τα στατικά και δυναμικά χαρακτηριστικά των σερβοβαλβίδων, η μεθοδολογία εκλογής μιας σερβοβαλβίδας σε ένα υδραυλικό σύστημα και ορισμένες εφαρμογές σερβοϋδραυλικών συστημάτων. Τέλος παρουσιάζεται μια έρευνα αγοράς των υδραυλικών συστημάτων στην Ελλάδα και το εξωτερικό και εξετάζονται μελλοντικές εφαρμογές σερβοϋδραυλικών συστημάτων.

### 4.2 Ιστορική Αναδρομή και Εξέλιξη των Σερβοβαλβίδων.

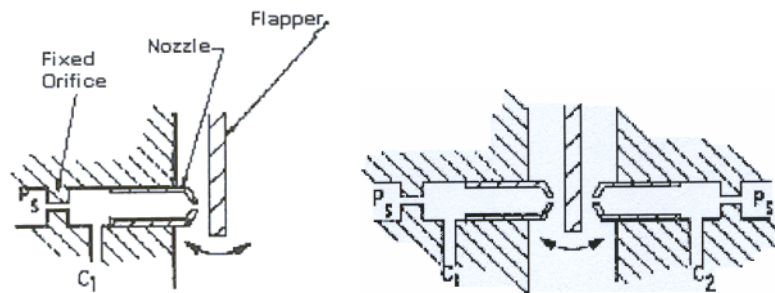
Πριν το 2<sup>ο</sup> παγκόσμιο πόλεμο εμφανίστηκαν για πρώτη φορά σημαντικές εξελίξεις στον τομέα του αυτόματου ελέγχου των υδραυλικών βαλβίδων. Μέχρι τότε χρησιμοποιούνταν πνευματικά συστήματα, για τον έλεγχο και την μετάδοση των σημάτων για να οδηγηθούν οι βαλβίδες.

Η Askania Regulator Company και τα εργοστάσια Askania στην Γερμανία, κατασκεύασαν μια βαλβίδα, όπου χρησιμοποιούταν η αρχή του ακροφυσίου ψεκασμού (jet pipe), κατά την οποία πίεση ρευστού, μετατρέπεται σε ορμή jet. Ο ψεκασμός κατευθύνεται μεταξύ δύο δεκτών όπου η ορμή ανακτάται ως πίεση ή ροή μέσω ενός κινούμενου ακροφυσίου, βλ. Σχ. 4-1.



**Σχήμα 4-1.** Σχηματική απεικόνιση κινούμενου ακροφυσίου (A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms, 1978).

Χρησιμοποιώντας αυτή την αρχή, η εταιρεία Foxboro το 1930, σχεδίασε, κατασκεύασε και εξέλιξε τη βαλβίδα “ακροφύσιο – πτερυγίων” Nozzle – Flapper Valve. Η βαλβίδα αυτή χρησιμοποιεί ένα ακροφύσιο, που σε αυτή την περίπτωση δεν είναι κινούμενο, αλλά έχει μία στένωση, “ένα μπέκ”, μέσα από το οποίο ρυθμίζεται η παροχή/πίεση του υδραυλικού ρευστού που προσκρούει στην επιφάνεια πτερυγίου, η οποία διαμορφώνεται από μια επίπεδη λεπτή πλάκα κινούμενη προς ένα αιχμηρό στόμιο, βλ.Σχ. 4-2.



**Σχήμα 4-2.** Σχηματική απεικόνιση ελέγχου μονού και διπλού ακροφυσίου (A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms, 1978).

Μερικά χρόνια αργότερα η εταιρεία Siemens κατασκεύασε μία βαλβίδα διπλής εισόδου “dual-input” η οποία δέχονταν μηχανικά σήματα μέσω ενός ελατηρίου και ηλεκτρικά μέσω ενός ηλεκτρομαγνήτη. Αυτή η βαλβίδα χρησιμοποιήθηκε σε έλεγχο κλειστού βρόχου και έγινε πρόδρομος των βαλβίδων που χρησιμοποιήθηκαν για τον έλεγχο πτήσης των αεροσκαφών μερικά χρόνια αργότερα.

Ενώ πριν τον 2<sup>ο</sup> παγκόσμιο πόλεμο, οι βαλβίδες ήταν θυρίδες προς τις οποίες κατευθυνόταν ρευστό, κατά την μεταπολεμική περίοδο, συναντούμε βαλβίδες με έμβολο, όπου το έμβολο “spool” κινείται σε ένα σωλήνα και η κίνηση του ελέγχεται από κινητήρα. Τέτοιες βαλβίδες κατασκευάστηκαν στις ΗΠΑ για εφαρμογές στην αεροπορία και για τον έλεγχο τους χρησιμοποιήθηκε γραμμικός κινητήρας. Αυτός ήταν τοποθετημένος στην βαλβίδα ελέγχοντας έτσι απ’ ευθείας το έμβολο και κατ’ επέκταση τη ροή του υδραυλικού ρευστού χρησιμοποιώντας μικρά ηλεκτρικά σήματα εισόδου. Αυτή ήταν μία αρχική μορφή ελεγχόμενων βαλβίδων που απείχε πολύ από τη σημερινή τους δομή.

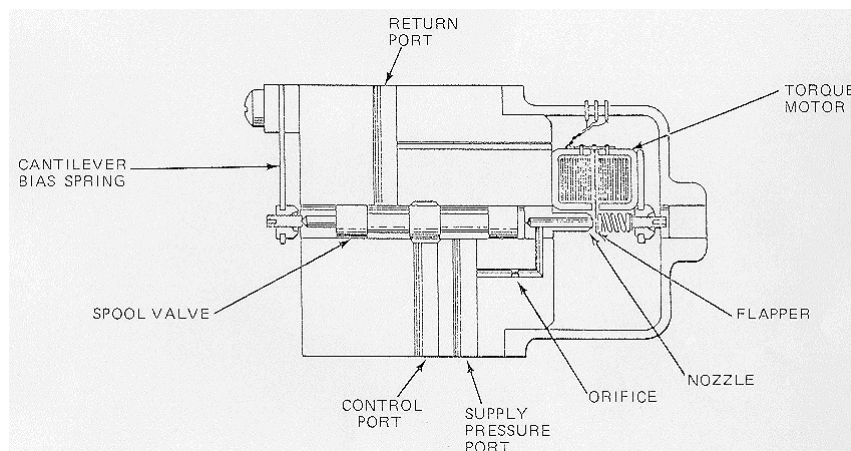
Οι βαλβίδες αυτές, λόγω του μεγάλου όγκου κατασκευής τους καθώς και του αυξημένου βάρους τους εξαιτίας του κινητήρα, κρίθηκαν ασύμφωρες για εφαρμογές στην αεροπορία για την οποία προορίζονταν. Με την πάροδο των ετών όμως και για μέχρι εκείνη τη χρονική περίοδο για εφαρμογές μόνο για την αεροπορική βιομηχανία, ο ηλεκτρικός έλεγχος μεταβλήθηκε σε ηλεκτροϋδραυλικό έλεγχο ανοικτού και κλειστού βρόχου. Αυτή η αλλαγή κρίθηκε καταλληλότερη λόγω του μικρού συνολικού όγκου και βάρους της βαλβίδας καθώς και λόγω του ότι η βαλβίδα παρουσίαζε μεγαλύτερη σταθερότητα σε περιπτώσεις που το έμβολο δέχονταν μεγάλες δυνάμεις μετατόπισης

λόγω των υψηλών ταχυτήτων πτήσης.

Το 1946, η εταιρεία Tinsley στην Αγγλία, σχεδίασε, πειραματίστηκε και κατασκεύασε την πρώτη διβάθμια βαλβίδα “2-Stage valve”. Στη συνέχεια η Raytheon and Bell Aircraft, κατασκεύασε την πρώτη διβάθμια βαλβίδα με έλεγχο θέσης.

Αργότερα το MIT χρησιμοποίησε κινητήρα ροπής στη θέση του ηλεκτρομαγνήτη όπου με αυτό τον τρόπο εξοικονομήθηκε ενέργεια και ο αυτόματος έλεγχος είχε να επιδείξει καλύτερα αποτελέσματα.

Κατά τις αρχές της δεκαετίας του '50 παρουσιάστηκε πειραματικά ο υδραυλικός αντί του ηλεκτρικού ελέγχου με χρήση πιλότου στις βαλβίδες (hydraulic pilot control). Η λειτουργία του συνίστατο στην εκτόξευση υδραυλικού ρευστού μέσα από ένα ακροφύσιο (ενισχυτής σωλήνος), βλ. Σχ. 4-3. Αυτό επιτεύχθηκε με τη χρησιμοποίηση ενός κινητήρα ροπής, ο οποίος λειτουργούσε σαν ηλεκτρομηχανικός μετατροπέας. Τα πρώτα πειράματα έγιναν από τον Bill Moog ο οποίος κατασκεύασε και εξέλιξε την ηλεκτροϋδραυλική βαλβίδα, όταν εργάζονταν ως σχεδιαστής μηχανικός στα εργαστήρια αεροναυπηγικής του Cornell στο Buffalo. Ο εσωτερικός αυτός κύκλος ελέγχου και επιβεβαίωσης της θέσης με την εξισορρόπηση δύναμης έγιναν τα χαρακτηριστικά των βαλβίδων που πλέον ονομάζονται σερβοβαλβίδες. Οι σερβοβαλβίδες αυτές χρησιμοποιήθηκαν περαιτέρω, κυρίως στην αεροπορία.

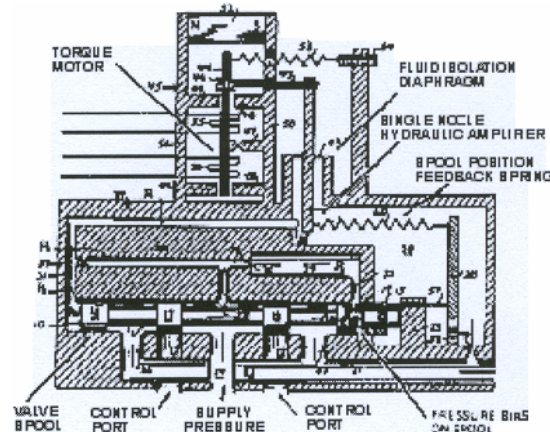


**Σχήμα 4-3.** Σχηματική απεικόνιση ενισχυτή σωλήνος (A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms, 1978).

Λίγα χρόνια αργότερα αναπτύχθηκε η μηχανική ανάδραση, (mechanical feedback). Αυτή η καινοτομία, επιτεύχθηκε από τον T.H. Karson, ο οποίος κατασκεύασε την πρώτη σερβοβαλβίδα δύο βαθμίδων με την πρώτη βαθμίδα χωρίς τριβές και με μηχανική ανάδραση. Οι δημιουργίες των Moog και Karson ήταν σημαντικές πρόοδοι, καθώς βελτιώθηκαν οι αποκλίσεις και μειώθηκαν τα σφάλματα που οφείλονταν σε μεταβολές θερμοκρασίας και πίεσης. Στη συνέχεια, βελτιώθηκε ο σχεδιασμός των βαλβίδων από τον W.C. Moog, ο οποίος δημιούργησε τη μηχανικά συμμετρική διπλή γέφυρα ακροφυσίου, η

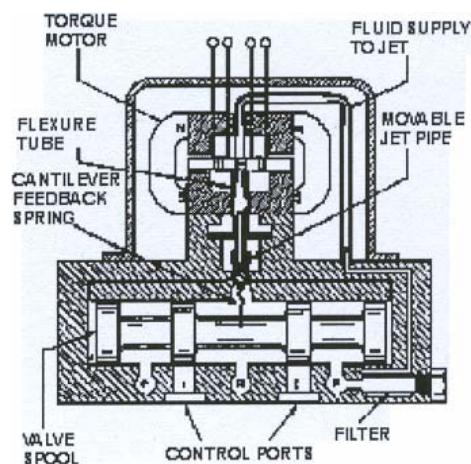
οποία δημιουργούσε μηδενικά σφάλματα.

Με την σειρά του ο Wolpin, απομόνωσε τον κινητήρα από το ρευστό “dry motor”, το οποίο είχε σαν αποτέλεσμα να μειωθούν τα προβλήματα αξιοπιστίας του εμβαπτισμένου στο υδραυλικό ρευστό κινητήρα, που οφείλονταν στην μόλυνση που δημιουργούταν στο ρευστό λόγω του μαγνητικού πεδίου. Η μορφή μιας σερβοβαλβίδας όπως αυτή εξελίχθηκε μέχρι το 1955 παρουσιάζεται στο Σχ. 4-4.



**Σχήμα 4-4.** Μορφή σερβοβαλβίδας όπως είχε διαμορφωθεί το 1955 (A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms, 1978).

Το 1957 ο R. Atchley, δημιούργησε τη διβάθμια σερβοβαλβίδα με “Jet pipe”. Το 1959, κατασκεύασε ο ίδιος την πρώτη τριβάθμια σερβοβαλβίδα με ηλεκτρική ανάδραση. Η μορφή μιας σερβοβαλβίδας όπως αυτή εξελίχθηκε μέχρι το 1957 παρουσιάζεται στο Σχ. 4-5.

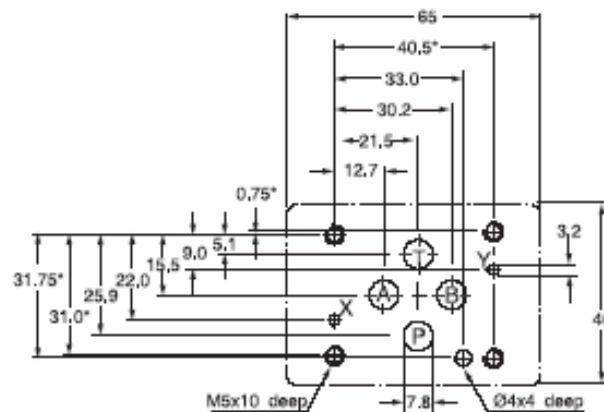


**Σχήμα 4-5.** Μορφή σερβοβαλβίδας όπως είχε διαμορφωθεί το 1957 (A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms, 1978).

Εδώ, αξίζει να σημειωθεί ότι για πρώτη φορά αρχίζει να απασχολεί τους σχεδιαστές το υδραυλικό ρευστό υψηλής ποιότητας και οι επιπτώσεις που μπορεί να έχει η ενδεχόμενη συγκέντρωση σωματιδίων στην αποδοτική λειτουργία μιας σερβοβαλβίδας. Έτσι, αρχίζουν να εμφανίζονται τα πρώτα ενσωματωμένα φίλτρα στο σώμα της βαλβίδας.

Στην αρχή της δεκαετίας του '60, αφού άλλαξε η μεθοδολογία και ο τρόπος κατασκευής των σερβοβαλβίδων, που μέχρι τότε προοριζόνταν λόγω του κόστους, μόνο για την αεροπορική βιομηχανία, οι σερβοβαλβίδες άρχισαν να χρησιμοποιούνται ευρέως και σε εφαρμογές εκτός της αεροπορίας.

Το 1973, η Moog, παρατηρώντας ότι πλέον ο μεγάλος πελάτης των σερβοβαλβίδων δεν είναι πια η αεροπορική βιομηχανία και αναγνωρίζοντας την ανάγκη της βιομηχανίας για τυποποίηση προϊόντων, μετέτρεψε μερικές σερβοβαλβίδες και τις τυποποίησε σύμφωνα με τις βιομηχανοποιημένες βάσεις κατά DIN, NG και CETOP. Στο Σχ.4-6 παρουσιάζεται μια τυποποιημένη βάση σύμφωνα με NG06.



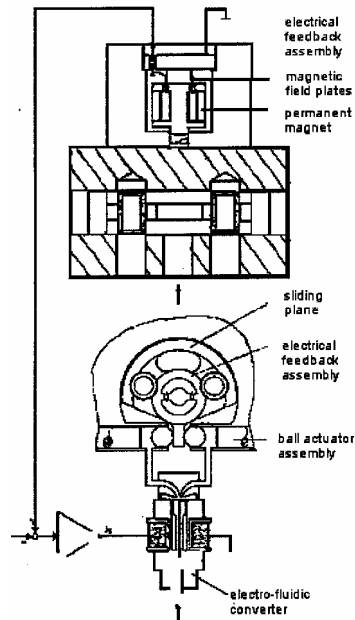
**Σχήμα 4-6.** Τυποποιημένη βάση NG06 (Parker, Industrial Hydraulics).

Περίπου την ίδια χρονιά η εταιρεία Bosch, δημιούργησε μια βαλβίδα ορόσημο για την εποχή της, τη σερβοβαλβίδα τύπου "plate". Είχε ένα στόμιο ψεκασμού στην πρώτη βαθμίδα, ένα μετατροπέα ελέγχου θέσης ("hall-effect feedback transducer") και ένα σημαντικό πρωτοεμφανιζόμενο στοιχείο για τις σερβοβαλβίδες, τα ενσωματωμένα ηλεκτρονικά "on-board electronics" έτσι ώστε να κλείσει ο βρόχος, βλ. Σχ. 4-7.

Όταν στην αρχή της δεκαετίας του '70, κατασκευάστηκαν στην Ευρώπη οι πρώτες μηχανές injection (μηχανές πλαστικών όπου είναι απαραίτητος ο έλεγχος ροής, πίεσης και ταχύτητας), απαιτήθηκαν οικονομικότερες βαλβίδες για τον έλεγχο σχετικά μεγάλου όγκου υδραυλικού ρευστού καθώς και για την ακριβή και ταχεία ρύθμιση πίεσης. Δεδομένου ότι οι γνωστές πλέον σερβοβαλβίδες αποδείχθηκαν ότι για αυτό το σκοπό ήταν πολύ δαπανηρές, ήταν αναγκαία η μελέτη, η ανάπτυξη, η δημιουργία και η παραγωγή μίας διαφορετικής μορφής βαλβίδας με όσο το δυνατόν ελεγχόμενη κίνηση. Έτσι ξεκίνησε ο σχεδιασμός και η παραγωγή των αναλογικών βαλβίδων.

Οι αναλογικές βαλβίδες χρησιμοποιώντας το σώμα (housing) καθώς και το έμβολο (spool) των απλών βαλβίδων διεύθυνσης, αναπτύχθηκαν σε δύο κατευθύνσεις. Η πρώτη βασίστηκε στον άμεσο έλεγχο του εμβόλου με ένα αναλογικό πηνίο ή με έναν γραμμικό

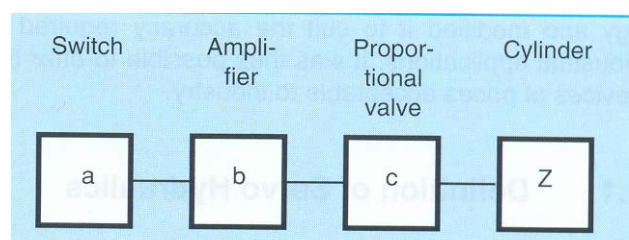
κινητήρα (βαλβίδες μεγέθους NG06 και NG10) και η δεύτερη βασίστηκε στον υδραυλικό έλεγχο του εμβόλου, ανάλογο με αυτόν της σερβοβαλβίδας. Και στις δύο περιπτώσεις το έμβολο της βαλβίδας οδηγείται με ηλεκτρικά ελεγχόμενο κύκλο, με εξισορρόπηση σήματος.



**Σχήμα 4-7.** Μορφή σερβοβαλβίδας με ενσωματωμένα ηλεκτρονικά (Monash University, 1997).

Οι σερβοβαλβίδες και οι αναλογικές βαλβίδες αποτελούν δύο μεγάλες κατηγορίες βαλβίδων, οι οποίες ακόμα και σήμερα βελτιώνονται με την πρόοδο της υδραυλικής και ηλεκτρομηχανικής τεχνολογίας. Με την ανάπτυξη των αναλογικών πηνίων και τη δημιουργία αποδοτικότερων ηλεκτρονικών οι δύο κατηγορίες βαλβίδων διαχωρίζονται μεταξύ τους όλο και σαφέστερα. Στη συνέχεια, παρουσιάζεται ο διαχωρισμός των δύο κατηγοριών βαλβίδων.

Οι αναλογικές βαλβίδες είναι βαλβίδες στις οποίες το έμβολο μετατοπίζεται ελεγχόμενα αλλά το αποτέλεσμα της μετατόπισης του εμβόλου τους δεν ελέγχεται. Τέτοιες βαλβίδες προτείνονται για εφαρμογές με οδηγούμενες κινήσεις. Η λειτουργία ενός συστήματος ανοικτού βρόχου σημαίνει ότι δίνοντας εντολές για να γίνουν κάποιες κινήσεις, οι κινήσεις αυτές δεν ελέγχονται και οι αποκλίσεις από την επιθυμητή τιμή δεν διορθώνονται αυτόματα, βλ. Σχ. 4-8.



**Σχήμα 4-8.** Σύστημα ανοικτού βρόχου (Proportional and Servo Valve Technology).



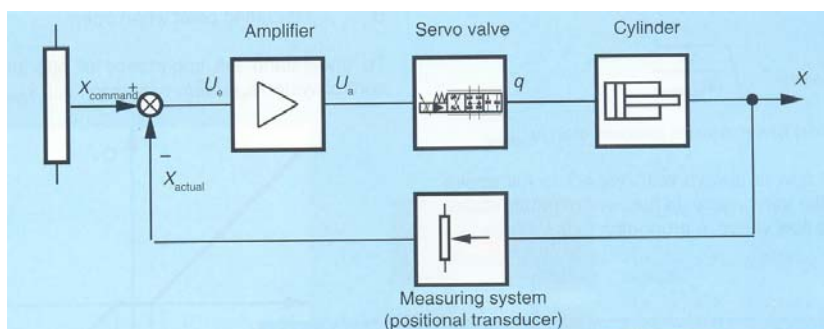
Σύμφωνα με το Σχ. 4-8, για να παραχθεί ωφέλιμο έργο, θα πρέπει να κινηθεί το έμβολο Z. Έτσι θα πρέπει ο διακόπτης "a" να είναι κλειστός, ώστε ο αναλογικός ενισχυτής "b" να ωθήσει την αναλογική βαλβίδα "c" με το σήμα εντολής. Η αναλογική βαλβίδα τότε ανοίγει, επιτρέποντας τη ροή και τότε κινείται το έμβολο Z. Εάν είναι απαραίτητο να σταματήσει το έμβολο σε μια καθορισμένη θέση με το άνοιγμα του διακόπτη, αυτό επιτυγχάνεται άμεσα, όμως πρέπει να ληφθούν υπόψη ορισμένες μεταβλητές που επιδρούν στο έλεγχο σύστημα και που επηρεάζουν το φρενάρισμα του εμβόλου στη θέση αυτή. Τέτοιες μεταβλητές είναι:

- Τα χαρακτηριστικά εναλλαγής της αναλογικής βαλβίδας (όπως ο χρόνος εναλλαγής ή η πτώση πίεσης κατά την εναλλαγή) που ποικίλλουν, ανάλογα με το ιξώδες του υδραυλικού ρευστού.
- Η πτώση πίεσης στη βαλβίδα η οποία ποικίλλει και εξαρτάται από τις απώλειες στις σωληνώσεις και από το ιξώδες.
- Η ροή του ρευστού που εξαρτάται από τη διαφορά πίεσης  $\Delta p$  η οποία δημιουργεί διαφορετικές ταχύτητες προσέγγισης του τελικού σημείου θέσης (positioning) του επενεργητή.
- Η απόσταση επιβράδυνσης που εξαρτάται από την αδράνεια του φορτίου και την ταχύτητα ελέγχου θέσης.

Οι σερβοβαλβίδες χρησιμοποιούνται σε σερβοϋδραυλικά συστήματα, δηλαδή, σε αυτόματα συστήματα που περιλαμβάνουν κλειστούς βρόχους ανάδρασης. Συνεπώς, με τον όρο "σερβοϋδραυλικός" θεωρούμε τον ηλεκτροϋδραυλικό έλεγχο κλειστού βρόχου. Αυτός ο ορισμός περιλαμβάνει όλες τις εφαρμογές ελέγχου κλειστού βρόχου στα υδραυλικά. Έλεγχος κλειστού βρόχου, σημαίνει ότι η λειτουργία ελέγχεται συνεχώς με τη βοήθεια της μέτρησης και οι αποκλίσεις από την επιθυμητή τιμή διορθώνονται αυτόματα.

Οι μεταβλητές ελέγχου (μεταβλητές κατάστασης) είναι μηχανικές όπως γραμμική μετατόπιση ή γωνία περιστροφής, γραμμική ταχύτητα ή ταχύτητα περιστροφής, δύναμη ή ροπή (σε επενεργητές) ή υδραυλικές όπως, ροή και πίεση. Για να είναι δυνατός ο έλεγχος των μεταβλητών αυτών απαιτούνται κατάλληλα όργανα μέτρησης.

Προκειμένου να μελετηθεί και να αξιολογηθεί σωστά ένα σερβοϋδραυλικό σύστημα απαιτούνται γνώσεις πολλών τομέων της τεχνολογίας, όπως της θεωρίας του αυτόματου ελέγχου, της ηλεκτρολογίας, των ηλεκτρονικών, των υδραυλικών και της τεχνολογίας των μετρήσεων. Στο Σχ. 4-9, απεικονίζεται σχηματικά ένα παράδειγμα ελέγχου κλειστού βρόχου ενός υδραυλικού συστήματος με έναν γραμμικό επενεργητή, όπου η τάση εισόδου επιλέγεται μέσω ενός ποτενσιομέτρου και αντιστοιχεί στη μετατόπιση του βάρου του εμβόλου.



**Σχήμα 4-9.** Έλεγχος κλειστού βρόχου για ένα υδραυλικό σύστημα με έναν επενεργητή (Proportional and Servo Valve Technology).

Η μετατόπιση του εμβόλου μετριέται με την βοήθεια αισθητηρίου οργάνου και οδηγείται πίσω ως τάση για να συγκριθεί με την αρχική τιμή εντολής. Στον ενισχυτή εισέρχεται η διαφορά μεταξύ των δύο αυτών τάσεων (σημάτων) και έτσι δημιουργείται το σφάλμα του κλειστού βρόχου, δηλαδή η διαφορά του σήματος της εντολής από την ανατροφοδότηση.

Το σφάλμα, ενισχύεται από τον ενισχυτή, ο οποίος στην έξοδό του στέλνει σήμα στο πηνίο της σερβοβαλβίδας, για να ανοίξει τα ακροφύσια της. Τότε οι μεταβλητές σε ροή και πίεση του ρευστού μέσα στην βαλβίδα είναι υπεύθυνες για την μετατόπιση του εμβόλου στην επιθυμητή θέση του.

Οι αλλαγές μετατοπίσεων, οδηγούν σε μεταβολή της ηλεκτρικής τάσης που δημιουργείται στο αισθητήριο ανατροφοδότησης. Η τάση αυτή πλησιάζει βαθμιαία την τάση εντολής έως ότου τελικά να εξισωθούν. Όταν αυτό επιτευχθεί τότε το έμβολο θα έχει φτάσει στην επιθυμητή θέση. Κατά τη διάρκεια αυτής της διαδικασίας, μέχρι τη στιγμή που θα ακινητοποιηθεί το έμβολο, το σφάλμα συνεχώς ελαττώνεται με αποτέλεσμα το σήμα εξόδου του ενισχυτή να ελαττώνεται βαθμιαία. Αυτό σημαίνει ότι τα ανοίγματα της σερβοβαλβίδας βαθμιαία κλείνουν και επομένως το έμβολο επιβραδύνει. Όταν το έμβολο φθάσει στην επιθυμητή θέση, τότε το σφάλμα μηδενίζεται και η σερβοβαλβίδα κλείνει.

Οι μεταβλητές που αναφέρθηκαν ότι επηρεάζουν τον ανοικτό βρόχο δεν επηρεάζουν καθόλου ή επιδρούν αμελητέα στον έλεγχο κλειστού βρόχου. Αυτό είναι ένα σημαντικό χαρακτηριστικό γνώρισμα του ελέγχου κλειστού βρόχου και επομένως των σερβοϋδραυλικών.

Μια σημαντική διαφορά μεταξύ των σέρβο και αναλογικών βαλβίδων, είναι η πτώση πίεσης. Συγκεκριμένα, η ονομαστική τιμή της ροής της σερβοβαλβίδας, αναφέρεται σε μία ονομαστική τιμή πτώσης πίεσης βαλβίδας 70 bar, ενώ της αναλογικής βαλβίδας 10 bar. Με μια πτώση της πίεσης 5 bar ανά κατεύθυνση αυτές οι βαλβίδες ευρίσκονται πιο κοντά σε αυτό που έχει συνηθίσει ο μηχανικός στην πράξη από τις βαλβίδες διεύθυνσης.

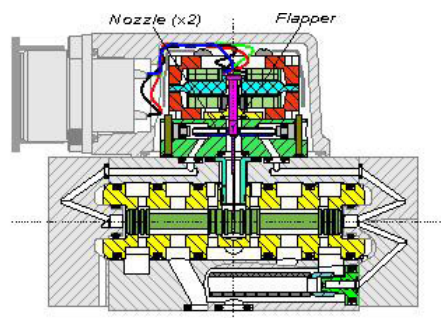
Έτσι, αναφερόμενοι στην ίδια ποσότητα ρευστού, στις αναλογικές βαλβίδες δημιουργείται πτώση πίεσης μικρότερη από αυτή στις σερβοβαλβίδες. Όσον αφορά στις

διαστάσεις και το βάρος των αναλογικών βαλβίδων είναι κατά πολύ μεγαλύτερες από αυτές των σερβοβαλβίδων κάτι όμως που δεν αποτελεί μειονέκτημα για τις βιομηχανικές εφαρμογές. Σε εφαρμογές όμως όπου απαιτείται μειωμένο βάρος και όγκος τότε ο όγκος και το βάρος των αναλογικών βαλβίδων είναι μεγάλο μειονέκτημα. Ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα είναι το σύστημα ανάρτησης των αγωνιστικών οχημάτων F1, όπου το βάρος είναι το υπ' αριθμόν ένα κριτήριο για κάθε όχημα, δεδομένου ότι σε αυτά τα οχήματα είναι τοποθετημένες τουλάχιστον οκτώ σερβοβαλβίδες μόνο για τις αναρτήσεις.

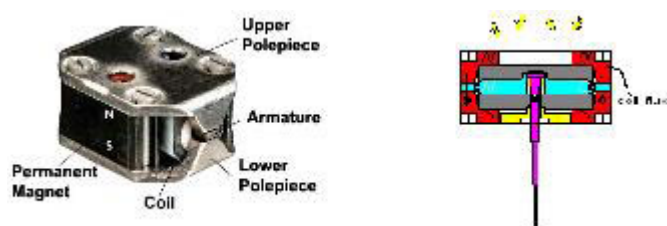
### 4.3 Οι Σερβοβαλβίδες σήμερα

Με την πρόοδο της τεχνολογίας οι σερβοβαλβίδες σήμερα έχουν βελτιωθεί σημαντικά τόσο κατασκευαστικά όσο και λειτουργικά. Στο Σχ. 4-10 παρουσιάζεται ένα τυπικό σχέδιο σερβοβαλβίδας, όπως λειτουργεί σήμερα. Η σερβοβαλβίδα αποτελείται από το κυρίως σώμα της και τον πιλότο. Το κυρίως σώμα της βαλβίδας είναι μονοβάθμιο ή πολυβάθμιο, (οι βαθμίδες μπορεί να είναι μέχρι και τρεις) και η πρώτη βαθμίδα περιλαμβάνει την υδραυλική εντολή.

Ο πιλότος της σερβοβαλβίδας, βλ. Σχ. 4-11, αποτελείται από έναν κινητήρα (torque motor), ο οποίος μετατρέπει το σήμα εισόδου (ρεύμα) σε μια μηχανική μετακίνηση (εύκαμπτο πτερύγιο). Ένα πηνίο “armature” που είναι κατασκευασμένο από μαλακό μαγνητικό υλικό, είναι προσδεμένο σε ένα εύκαμπτο πτερύγιο το οποίο λειτουργεί σαν ελατήριο. Η ροπή που εξασκείται στο πηνίο από τον πιλότο είναι ανάλογη του ρεύματος εισόδου και είναι ίση με μηδέν όταν το ρεύμα εισόδου είναι μηδέν ( $I=0$ ). Ουσιαστικά το μαγνητικό πεδίο καθορίζει το μέγεθος της κλίσης του εύκαμπτου πτερυγίου.

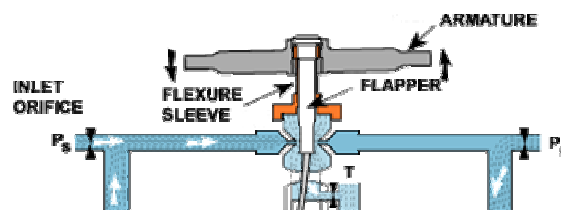


Σχήμα 4-10. Σερβοβαλβίδα σε τομή (Moog training, 2002).



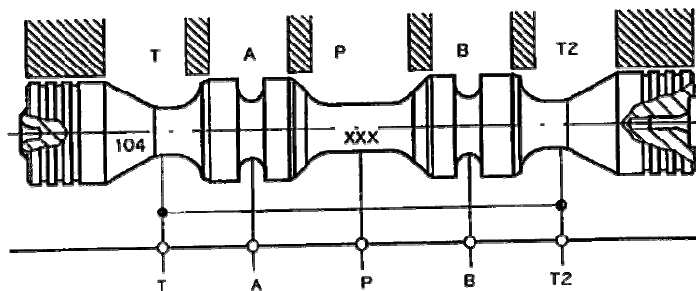
Σχήμα 4-11. Πιλότος μιας σερβοβαλβίδας (Moog training, 2002).

Μέρος του υδραυλικού ρευστού, που ρέει μέσα στη βαλβίδα με την πίεση τροφοδοσίας  $P_s$  διοχετεύεται στις δύο αντικριστές πλευρές της βαλβίδας, στην κάθε πλευρά της οποίας είναι τοποθετημένα ένα σταθερό ακροφύσιο και ένα ακροφύσιο ελέγχου. Το ρευστό αφού περάσει από τα ακροφύσια προσκρούει στο εύκαμπτο πτερύγιο το οποίο ευρίσκεται σε ίση απόσταση από τα δύο ακροφύσια ελέγχου και στη συνέχεια περνάει μέσα από ένα άνοιγμα (orifice), για να καταλήξει στις επιστροφές T, βλ. Σχ. 4-12. Όταν οι διάμετροι των ακροφυσίων είναι ίδιου μεγέθους (κατασκευαστικό θέμα) τότε υπάρχει ακριβώς η ίδια πτώση πίεσης και από τις δύο πλευρές. Η ενεργοποίηση του πηνίου (armature), έχει σαν αποτέλεσμα ανάλογα με το ρεύμα εισόδου να μετακινηθεί το εύκαμπτο πτερύγιο προς το ένα ή το άλλο ακροφύσιο ελέγχου. Τότε αλλάζει η πίεση του ρευστού λόγω της μεταβολής της απόστασης πρόσκρουσης του ρευστού στο εύκαμπτο πτερύγιο, ανάλογα με το ρεύμα εισόδου, η οποία γίνεται μεγαλύτερη από την μία πλευρά της βαλβίδας και η οποία σαν υδραυλική εντολή μετακινεί το έμβολο (spool) της βαλβίδας προς τη μία ή την άλλη διεύθυνση αναλογικά του ρεύματος εισόδου.

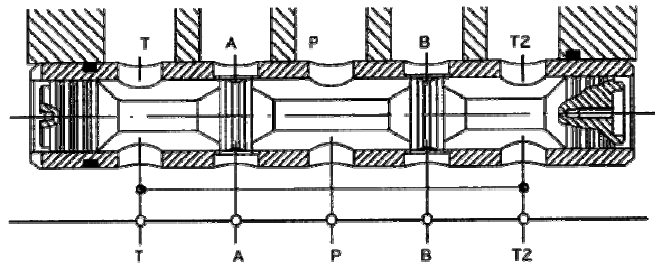


**Σχήμα 4-12.** Ακροφύσια ελέγχου και ροής σερβοβαλβίδας (Moog training, 2002).

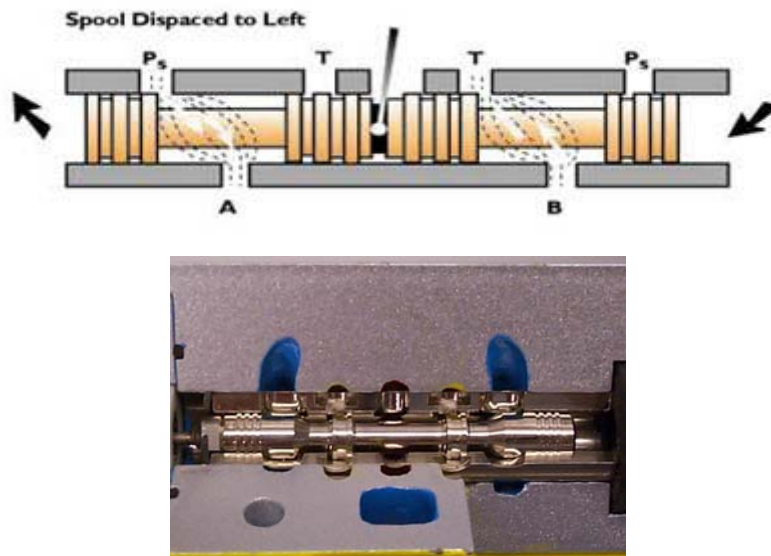
Το έμβολο της βαλβίδας, κινείται είτε απ' ευθείας στο σώμα της βαλβίδας βλ. Σχ. 4-13, είτε μέσα σε ειδικά διαμορφωμένο δακτύλιο (bushing), βλ. Σχ. 4-14. Στο Σχ. 4-15, παρουσιάζεται η σχηματική απεικόνιση και η φωτογραφία της τομής μιας σερβοβαλβίδας όπου φαίνεται το έμβολό της, οι θυρίδες πίεσης έργου και επιστροφής, καθώς και ο δακτύλιος μέσα στον οποίο κινείται αυτό.



**Σχήμα 4-13.** Έμβολο σερβοβαλβίδας (Moog training, 2002).



**Σχήμα 4-14.** Έμβολο σερβοβαλβίδας σήμερα που κινείται σε δακτύλιο (Moog training, 2002).

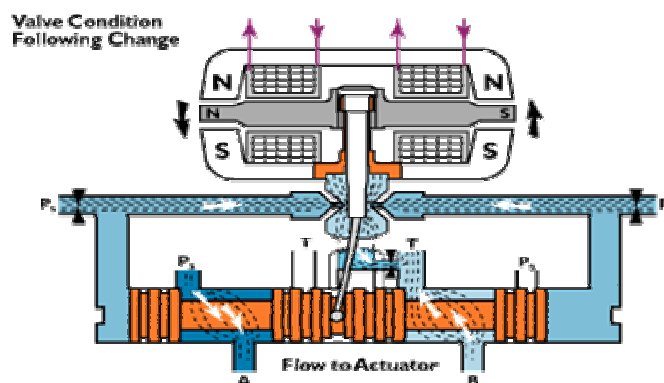


**Σχήμα 4-15.** Σχηματική απεικόνιση και φωτογραφία εμβόλου σερβοβαλβίδας (Moog training, 2002).

Τα σώμα κάθε σερβοβαλβίδας έχει κυρίως θυρίδα πίεσης  $P_s$ , θυρίδες έργου A, B και θυρίδες επιστροφών T. Σε περιπτώσεις που το έμβολο της σερβοβαλβίδας κινείται σε δακτύλιο τότε οι θυρίδες του σώματος της σερβοβαλβίδας ταυτίζονται με τις ελλειψοειδείς οπές που έχει ο δακτύλιος. Όταν το ρεύμα στο πηνίο είναι μηδέν, τότε το έμβολο είναι κεντραρισμένο στο μέσο του δακτυλίου, στην ονομαζόμενη κατάσταση ηρεμίας. Όταν το ρεύμα δημιουργεί τις συνθήκες ώστε να μετακινηθεί το έμβολο της βαλβίδας τότε αρχίζει να διοχετεύεται ρευστό από τη θυρίδα πίεσης προς μία από τις θυρίδες έργου, συγχρόνως όμως από την άλλη θυρίδα έργου επιστρέφει ρευστό προς τη θυρίδα επιστροφών. Η ποσότητα του ρευστού που θα διοχετευθεί προς τη θυρίδα έργου, είναι ανάλογη του σήματος εισόδου αρκεί όμως και η γεωμετρία του εμβόλου να είναι τέτοια ώστε η μετάβαση από τη μία κατάσταση σε κάποια άλλη να γίνεται ομαλά. Αυτό σημαίνει ότι σπουδαίο ρόλο στην κατασκευή μιας σερβοβαλβίδας εκτός του σήματος εισόδου και των ηλεκτρονικών έχει και η γεωμετρία του εμβόλου της. Ενώ στις βαλβίδες διεύθυνσης το έμβολο έχει κυλινδρικά δακτυλίδια, στις σερβοβαλβίδες η επεξεργασία του εμβόλου πρέπει να είναι τέτοια ώστε με τη μετακίνησή του να μη δημιουργείται απότομη μεταβολή

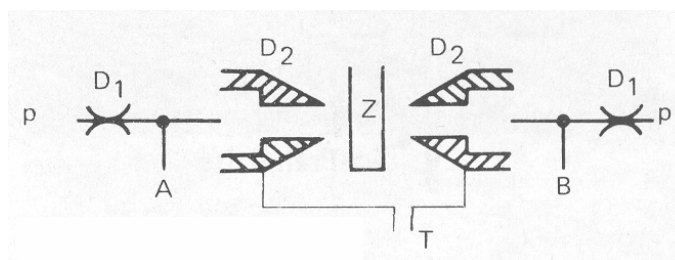
όγκου από τη μία στην άλλη θυρίδα.

Οι εταιρείες κατασκευής σερβοβαλβίδων χρησιμοποιούν συνήθως έμβολα παρόμοια αυτών των βαλβίδων διεύθυνσης, τα οποία επεξεργάζονται κατάλληλα ώστε να δημιουργήσουν τη γεωμετρία που απαιτείται για τη χρησιμοποίησή τους σε σερβοβαλβίδες. Σε αυτές τις περιπτώσεις τα κυλινδρικά δακτυλίδια των εμβόλων επεξεργάζονται με τέτοιο τρόπο ώστε η μετάβαση από το κυλινδρικό δακτυλίδι στον πυρήνα του εμβόλου να γίνεται όσο το δυνατόν ομαλότερα δηλαδή με καμπύλη, η οποία εξαρτάται από την ιδανική και θεωρητική καμπύλη λειτουργίας της σερβοβαλβίδας. Στο Σχ. 4-16 παρουσιάζεται σχηματικά η τομή μιας σερβοβαλβίδας.



Σχήμα 4-16. Τομή σερβοβαλβίδας (Moog training, 2002).

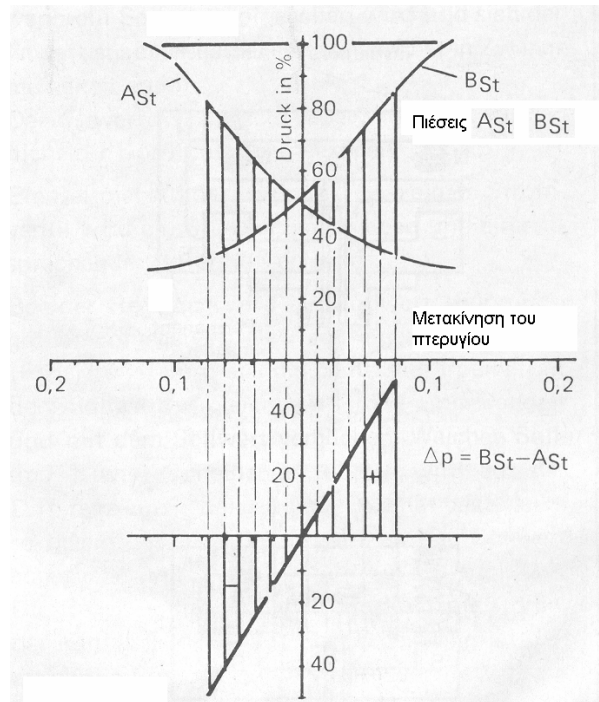
**Μονοβάθμια Σερβοβαλβίδα.** Οι μονοβάθμιες σερβοβαλβίδες, αποτελούνται από τον κινητήρα, από ένα μόνιμο μαγνήτη και από τον ενισχυτή σχεδιασμένο σαν μία βαλβίδα με πτερύγια ψεκασμού “flapper – jet valve”, τα οποία κυρίως χρησιμοποιούνται σαν πιλότοι στις πολυβάθμιες σερβοβαλβίδες. Η κυρίως βαλβίδα αποτελείται από δύο ακροφύσια ψεκασμού D1 σταθερής διατομής και από δύο ακροφύσια ελέγχου D2, βλ. Σχ. 4-17.



Σχήμα 4-17. Ακροφύσια ψεκασμού ελέγχου και πτερύγιο πρόσπτωσης σερβοβαλβίδας (Moog training, 2002).

Η πίεση του πιλότου διοχετεύεται και στις δύο πλευρές και ρυθμίζεται μέσω των ακροφυσίων D1 και D2. Όταν τα δύο ακροφύσια έχουν την ίδια διατομή τότε θα υπάρξει η ίδια πτώση πίεσης και από τις δύο πλευρές, διατηρώντας έτσι τη βαλβίδα σε ισορροπία ( $\Delta p = p_A + p_B$ ,  $p_A = p_B$  και  $p_T = 0$ ).

Με τη μετακίνηση του πτερυγίου πρόσπτωσης Z μεταβάλλονται οι αποστάσεις του από τα ακροφύσια ψεκασμού, με αποτέλεσμα να αλλάξει η πίεση. Η διαφορά πίεσης ανάμεσα στις δύο πλευρές είναι αυτή που δημιουργεί τη ροή του υδραυλικού ρευστού προς μία κατεύθυνση. Η μεταβολή πίεσης σε συνάρτηση με τη μετακίνηση του πτερυγίου φαίνεται στο Σχ. 4-18.



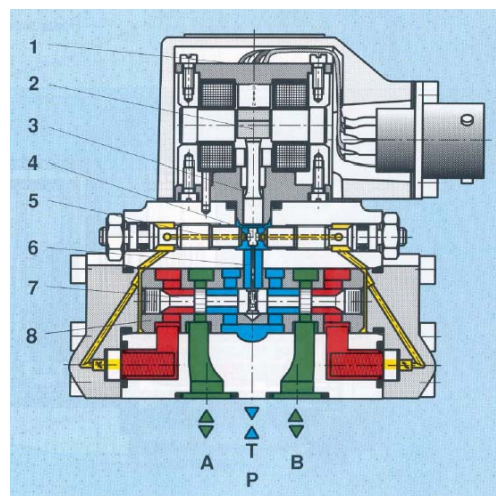
**Σχήμα 4-18.** Μεταβολή πίεσης σε συνάρτηση με τη μετακίνηση του πτερυγίου (Proportional and Servo Valve Technology).

Οι πολυβάθμιες σερβοβαλβίδες αποτελούνται από τον πιλότο και από τις βαθμίδες που δέχονται υδραυλική εντολή από τον πιλότο. Στη συνέχεια ακολουθούν τα κυριότερα είδη πολυβάθμιων σερβοβαλβίδων.

**Διβάθμια με μηχανική ανάδραση NG06.** Ο όρος NG06 υποδηλώνει το μέγεθος της βαλβίδας κατά ISO 4401 και κατά ISO 10372. Αυτό θεσπίστηκε για να υπάρχει ομοιομορφία μεταξύ των κατασκευαστών των βαλβίδων. Συγκεκριμένα, ορίζονται τα μεγέθη των υδραυλικών βαλβίδων από το μέγεθος NG06 έως και το μέγεθος NG32). Η βαλβίδα αυτή αποτελείται κυρίως από την πρώτη βαθμίδα, τη μηχανική ανάδραση σαν σύνδεση μεταξύ πρώτης και δεύτερης βαθμίδας και τη δεύτερη βαθμίδα η οποία αποτελείται από το έμβολο (spool) και το δακτύλιο μέσα στον οποίο κινείται το έμβολο. Το έμβολο συνδέεται με την μηχανική ανάδραση.

Η λειτουργία αυτής της βαλβίδας, βλ.Σχ.4-19. είναι η εξής: Το έμβολο ελέγχου (7) συνδέεται σχεδόν χωρίς χάρη με τον κινητήρα (torque motor) (1) μέσω της μηχανικής ανάδρασης (6). Ο σωλήνας του κινητήρα (3) κεντροθετεί το πηνίο (2) και την πλάκα των

πτερυγίων (4), όταν ο κινητήρας (1) είναι απενεργοποιημένος. Μία μεταβολή στο σήμα εισόδου δημιουργεί άνισες ροπές στον κινητήρα (1) και στο ελατήριο ανάδρασης (6). Αυτό ευθύνεται στο να μετατοπιστεί η πλάκα των πτερυγίων (4) από τη μεσαία θέση, σε θέση ανάμεσα στα ακροφύσια ελέγχου (5). Σαν αποτέλεσμα είναι να δημιουργηθεί μία διαφορά πίεσης η οποία ενεργεί στις δύο άκρες του εμβόλου ελέγχου (7). Λόγω αυτής της διαφοράς πίεσης αλλάζει η θέση του εμβόλου της βαλβίδας. Αυτή η μετατόπιση παραμένει έως ότου να αποκατασταθεί ισορροπία της ροπής και η διαφορά πίεσης να εξαλειφθεί. Η διαδρομή του εμβόλου της βαλβίδας (7) και κατ' επέκταση η ροή του ρευστού είναι ανάλογη του σήματος εισόδου.



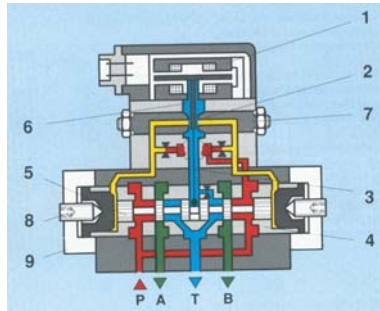
**Σχήμα 4-19.** Διβάθμια σερβοβαλβίδα με μηχανική ανάδραση NG06 (Proportional and Servo Valve Technology).

**Διβάθμια σερβοβαλβίδα με μηχανική ανάδραση NG10.** Η βαλβίδα αυτή αποτελείται κυρίως από την πρώτη βαθμίδα, τη μηχανική ανάδραση σαν σύνδεση μεταξύ πρώτης και δεύτερης βαθμίδας, και τη δεύτερη βαθμίδα η οποία αποτελείται από το έμβολο (spool) και το δακτύλιο μέσα στον οποίο κινείται το έμβολο. Το έμβολο συνδέεται με τη μηχανική ανάδραση.

Η λειτουργία αυτής της βαλβίδας βλ.Σχ.4-20. είναι η εξής: Το έμβολο ελέγχου (5) συνδέεται σχεδόν χωρίς χάρη με τον κινητήρα (torque motor) (1) της πρώτης βαθμίδας μέσω της μηχανικής ανάδρασης (3). Ο τύπος ανάδρασης που χρησιμοποιείται σε αυτή την περίπτωση εξαρτάται από την ισορροπία ροπής στον κινητήρα (1) και το ελατήριο της ανάδρασης (3). Αυτό σημαίνει, ότι μία εναλλαγή στο ηλεκτρικό σήμα εισόδου δημιουργεί άνισες ροπές, το πτερύγιο (6) κινείται αρχικά από τη μεσαία θέση μεταξύ των στομιών ελέγχου. Κατά συνέπεια, δημιουργείται μια διαφορά πίεσης, που ενεργεί και στις δύο άκρες του εμβόλου (spool). Λόγω της διαφοράς πίεσης, η θέση του εμβόλου (5) αλλάζει. Ως αποτέλεσμα αυτής της αλλαγής, το ελατήριο ανάδρασης (3) συμπιέζεται μέχρι να τραβηχτεί το πτερύγιο πίσω στην κεντρική θέση σε τέτοιο βαθμό ώστε το έμβολο



σταματά και οι ροπές πάλι εξισορροπούνται. Τότε το έμβολο έχει έρθει στην αρχική του θέση. Οι δύο ρυθμιστικές βίδες (8) (που είναι τοποθετημένες αριστερά και δεξιά στα καλύμματα της βαλβίδας (9)) μπορεί να χρησιμοποιηθούν για να μεταβάλουν τη θέση του δακτυλίου (4) ρυθμίζοντας την επιφάνεια του εμβόλου (5), προκειμένου να ρυθμιστεί το υδραυλικό μηδέν.

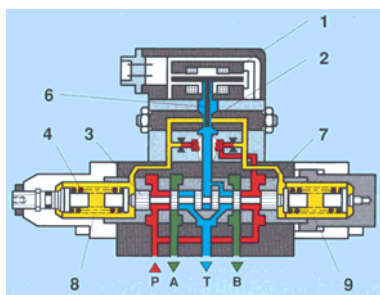


**Σχήμα 4-20.** Διβάθμια σερβοβαλβίδα με μηχανική ανάδραση NG10 (Proportional and Servo Valve Technology).

**Διβάθμια με βαρομετρική ανάδραση NG10.** Η βαλβίδα αυτή αποτελείται από :

Την πρώτη βαθμίδα και την δεύτερη βαθμίδα με ρυθμιζόμενο δακτύλιο (7), με έμβολο (3) και με ελατήρια ελέγχου (4).

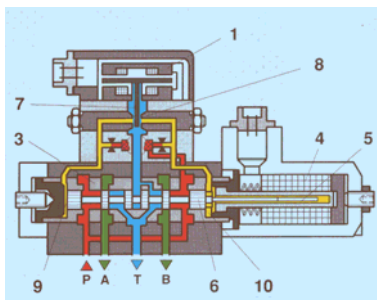
Η λειτουργία αυτής της βαλβίδας, βλ. Σχ.4-21. είναι ως εξής: Η διαφορά πίεσης μεταξύ των δύο θυρίδων ελέγχου (8) και (9) του εμβόλου (3) είναι ανάλογη προς το ηλεκτρικό σήμα εισόδου της πρώτης βαθμίδας. Με μηδενικό ρεύμα το έμβολο (3) λόγω των ελατηρίων (4) ισορροπεί στην κεντρική θέση. Ένα ηλεκτρικό σήμα κινεί το πτερύγιο, το οποίο δημιουργεί μια διαφορά πίεσης ανάμεσα στις δύο θυρίδες ελέγχου (8) και (9). Το έμβολο μετατοπίζεται και παραμένει μετατοπισμένο έως ότου οι δυνάμεις εξισορροπήσουν. Οι δυνάμεις είναι ισορροπημένες όταν η διαφορά πίεσης μεταξύ των δύο θυρίδων ελέγχου (8) και (9) του εμβόλου (3) από την μία πλευρά, και οι δυνάμεις του ελατηρίου καθώς και της ροής στην αντίθετη πλευρά είναι ίσες. Δεδομένου ότι τα ελατήρια (4) έχουν γραμμικά χαρακτηριστικά, η διαδρομή του εμβόλου (3) και ως εκ τούτου η ροή της σερβοβαλβίδας είναι ανάλογα ως προς το ηλεκτρικό σήμα εισόδου.



**Σχήμα 4-21.** Διβάθμια σερβοβαλβίδα με βαρομετρική ανάδραση NG10 (Proportional and Servo Valve Technology).

**Διβάθμια με ηλεκτρική ανάδραση NG10.** Η βαλβίδα αυτή αποτελείται από την πρώτη βαθμίδα και τη δεύτερη βαθμίδα με ρυθμιζόμενο δακτύλιο (3) και με έλεγχο θέσης (4) με τον πυρήνα του προσαρμοσμένο στο έμβολο (6).

Η λειτουργία αυτής της βαλβίδας, βλ. Σχ.4-22. είναι η εξής: Το έμβολο (6) συνδέεται με τον επαγωγικό αισθητήριο θέσης (4). Μια αλλαγή της θέσης του εμβόλου (6), καθώς επίσης μια αλλαγή στο σήμα εισόδου, παράγουν μια διαφορική τάση, όταν μετατοπίζεται ο πυρήνας (5), μέσα στη θήκη του αισθητηρίου θέσης. Η διαφορά μεταξύ της εντολής και του σήματος που προέρχεται από το αισθητήριο θέσης, μετριέται ηλεκτρονικά και ορίζεται σαν σφάλμα κλειστού βρόχου της πρώτης βαθμίδας. Αυτό το σήμα κινεί το περύγιο (7) από τη μεσαία θέση μεταξύ των δύο στομιών ελέγχου (8). Κατά συνέπεια, δημιουργείται μια διαφορά πίεσης μεταξύ των δύο θυρίδων ελέγχου (9) και (10). Το έμβολο (6) με τον προσδεμένο πυρήνα (5) του επαγωγικού αισθητηρίου θέσης (4) μετατοπίζεται έως ότου το σήμα εισόδου είναι το ίδιο με το πραγματικό σήμα. Όταν συμβαίνει αυτό, το περύγιο επιστρέφει στην κεντρική θέση. Στον έλεγχο κλειστού βρόχου, οι θυρίδες ελέγχου (9) και (10) είναι ισορροπημένες λόγω ίδιας πίεσης και το έμβολο κρατιέται σε αυτή την ελεγχόμενη θέση. Ένα ελεγχόμενο άνοιγμα στη θέση του δακτυλίου (3) παράγει ελεγχόμενη ροή, η οποία είναι ανάλογη προς το σήμα εισόδου. Η διαδρομή του εμβόλου και η ροή είναι ανάλογα προς αυτό το σήμα. Η απόκριση συχνότητας (frequency response) των βαλβίδων βελτιστοποιείται με τη βοήθεια του ηλεκτρικού κέρδους στον ηλεκτρονικό έλεγχο.

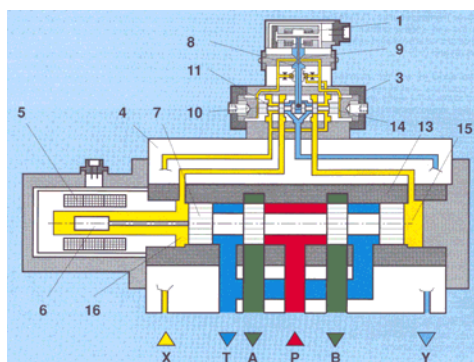


**Σχήμα 4-22.** Διβάθμια σερβοβαλβίδα με ηλεκτρική ανάδραση NG10 (Proportional and Servo Valve Technology).

**Τριβάθμια βαλβίδα με ηλεκτρική ανάδραση.** Η βαλβίδα αυτή αποτελείται από την πρώτη βαθμίδα, τη δεύτερη βαθμίδα (3) υπό μορφή ενισχυτή ροής για τον έλεγχο της τρίτης βαθμίδας (4) και την τρίτη βαθμίδα (4) για τον έλεγχο ροής ανοικτού βρόχου της κύριας ροής υδραυλικού ρευστού και τον επαγωγικό έλεγχο θέσης (5) με τον πυρήνα του (6) προσαρμοσμένο στο έμβολο (7) της τρίτης βαθμίδας.

Η λειτουργία αυτής της βαλβίδας, βλ. Σχ. 4-23. είναι η εξής: Το έμβολο (7) συνδέεται με τον επαγωγικό αισθητήριο θέσης (5). Μια αλλαγή της θέσης του εμβόλου (7) καθώς επίσης και μια αλλαγή στο σήμα εισόδου, παράγουν μια διαφορική τάση, όταν

μετατοπίζεται ο πυρήνας (6) μέσα στην θήκη του αισθητηρίου θέσης (5). Η διαφορά μεταξύ της εντολής και του σήματος που προέρχεται από το αισθητήριο θέσης, μετρείται ηλεκτρονικά και ορίζεται σαν σφάλμα κλειστού βρόχου της πρώτης βαθμίδας. Αυτό το σήμα κινεί το πτερύγιο (8) από τη μεσαία θέση μεταξύ των δύο στομιών ελέγχου (9). Κατά συνέπεια, δημιουργείται μια διαφορά πίεσης μεταξύ των δύο θυρίδων ελέγχου (10) και (14). Το έμβολο (11) μετατοπίζεται και μια ορισμένη ροή υδραυλικού ρευστού επιτρέπεται να περάσει στη θυρίδα ελέγχου (15) ή (16). Το έμβολο (7) με τον προσδεμένο πυρήνα (6) του επαγωγικού αισθητηρίου θέσης (5) μετατοπίζεται έως ότου το σήμα εισόδου είναι το ίδιο με το σήμα ανάδρασης. Στον έλεγχο κλειστού βρόχου, οι θυρίδες ελέγχου (15) και (16) είναι ισορροπημένες λόγω ίδιας πίεσης και το έμβολο κρατιέται σε αυτήν την ελεγχόμενη θέση. Ένα ελεγχόμενο άνοιγμα στη θέση του δακτυλίου (3) παράγει ελεγχόμενη ροή, η οποία είναι ανάλογη προς το σήμα εισόδου. Η διαδρομή του εμβόλου και η ροή είναι ανάλογα προς αυτό το σήμα. Η απόκριση συχνότητας (frequency response) των βαλβίδων βελτιστοποιείται με τη βοήθεια του ηλεκτρικού κέρδους στον ηλεκτρονικό έλεγχο.



**Σχήμα 4-23.** Τριβάθμια σερβοβαλβίδα με ηλεκτρική ανάδραση (Proportional and Servo Valve Technology).

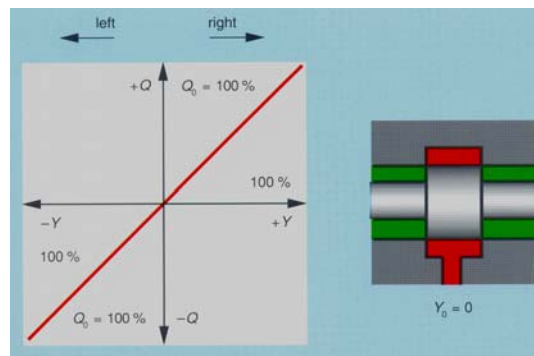
#### 4.4 Στατικά και Δυναμικά Χαρακτηριστικά των Σερβοβαλβίδων

##### Στατικά χαρακτηριστικά σερβοβαλβίδων

**Ονομαστική ροή.** Η ονομαστική τιμή της ροής μιας σερβοβαλβίδας αναφέρεται σε μια συνολική πτώση πίεσης των 70 bar (35 bar από το P στο A και 35 bar από το B στο T). Η ονομαστική ροή αναφέρεται σε πλήρη μετατόπιση του εμβόλου της βαλβίδας. Σε περίπτωση μερικής μετατόπισης του εμβόλου η ροή ποικίλλει ανάλογα με την με το είδος της κίνησης του εμβόλου της βαλβίδας.

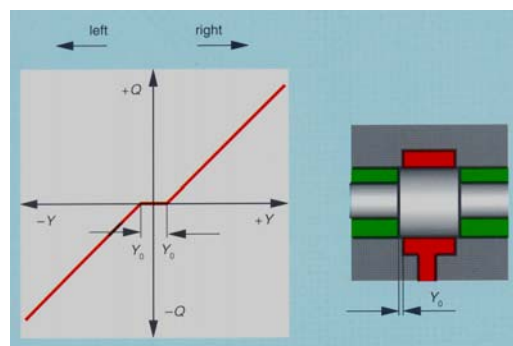
**Καμπύλες ροής – Επικάλυψη.** Οι καμπύλες ροής σε μια σερβοβαλβίδα αναπαριστούν τη σχέση μεταξύ της ροής του ρεύματος μέσα από αυτές και του ηλεκτρικού σήματος εισόδου. Οι τέσσερις επιφάνειες ελέγχου (θυρίδες) του εμβόλου της βαλβίδας είναι

συμμετρικές ανά δύο. Η επικάλυψη των θυρίδων μιας βαλβίδας αναφέρεται και στις τέσσερις επιφάνειες της κατά τη διάρκεια ενός κύκλου εργασίας της. Η επικάλυψη αυτή μπορεί να είναι μηδενική, θετική ή αρνητική. Στην περίπτωση που η επικάλυψη είναι μηδενική, βλ. Σχ.4-24, δεν υπάρχει ροή ( $Y = 0$ ). Αντίθετα, όταν το  $Y$  είναι διάφορο του μηδενός, τότε η ροή θεωρείται σταθερή.



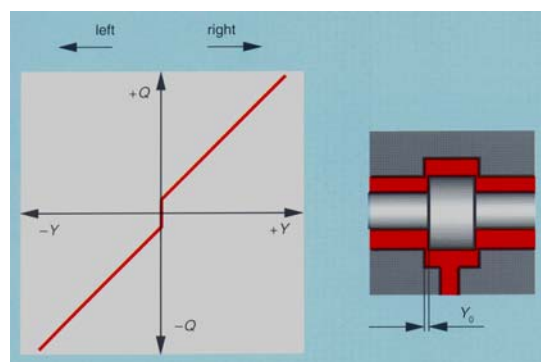
**Σχήμα 4-24.** Μηδενική επικάλυψη σερβοβαλβίδας (Proportional and Servo Valve Technology).

Στην περίπτωση που η επικάλυψη είναι θετική, βλ. Σχ. 4-25, τότε οι θυρίδες της σερβοβαλβίδας παραμένουν κλειστές και δεν υφίσταται ροή ( $Y < Y_0$ ). Όταν όμως είναι  $|Y| > Y_0$  τότε υπάρχει σταθερή ροή μέσα στη βαλβίδα.



**Σχήμα 4-25.** Θετική επικάλυψη σερβοβαλβίδας (Proportional and Servo Valve Technology).

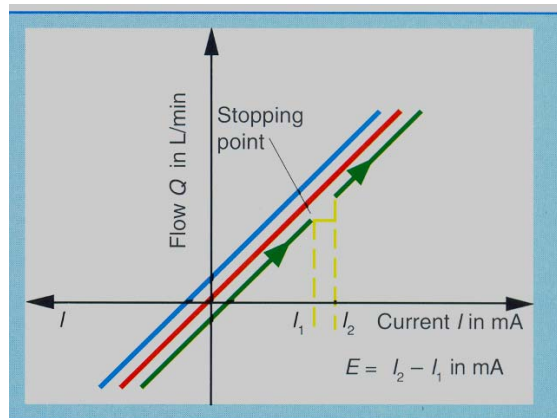
Τέλος, στην περίπτωση που η επικάλυψη είναι αρνητική, βλ. Σχ. 4-26, για  $Y = Y_0$ , τότε υπάρχει ροή. Όταν όμως  $|Y| \geq Y_0$  τότε υπάρχει σταθερή ροή μέσα στη βαλβίδα.



**Σχήμα 4-26.** Αρνητική επικάλυψη σερβοβαλβίδας (Proportional and Servo Valve Technology).

**Κέρδος.** Κέρδος μίας σερβοβαλβίδας ονομάζεται η σχέση μεταξύ των σημάτων εισόδου και εξόδου. Οι μονάδες του κέρδους είναι συνήθως [(L/min) / Volt]. Τα κέρδη ενός ελεγκτή εξαρτώνται από τη μέση κλίση της καμπύλης της ροής, η οποία εξαρτάται από την πίεση του συστήματος. Λόγω των ανοχών κατασκευής, τα διάφορα κέρδη διαμορφώνονται ιδιαίτερα κοντά στο σημείο μηδέν. Κατά συνέπεια, μπορεί να είναι απαραίτητο να αναπροσαρμοστούν νέες τιμές κέρδους για έναν ελεγκτή σε περιπτώσεις που αντικαθιστάται μια υπάρχουσα βαλβίδα.

**Ευαισθησία απόκρισης “E”.** Η ευαισθησία απόκρισης είναι η μεταβολή που απαιτείται στο ηλεκτρικό σήμα εισόδου, για να παραχθεί μία μετρήσιμη μεταβολή στη ροή. Αυτή συναντάται κατά τη διεύθυνση της διαδρομής του εμβόλου της σερβοβαλβίδας, έχοντας σταματήσει το έμβολο της σερβοβαλβίδας για μια φορά κινούμενο προς αυτή τη διεύθυνση. Η ευαισθησία τότε ορίζεται σαν το ποσοστό του εκτιμώμενου ρεύματος, βλ. Σχ. 4-27.



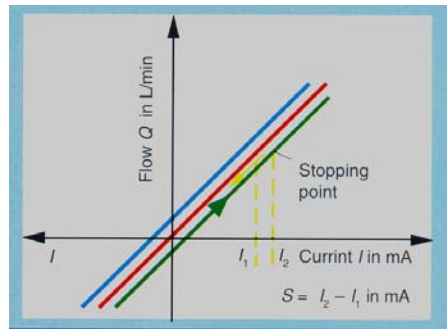
**Σχήμα 4-27.** Ευαισθησία απόκρισης “E” (Proportional and Servo Valve Technology).

**Νεκρή ζώνη αντιστροφής “S”.** Η νεκρή ζώνη αντιστροφής είναι η μεταβολή στο ηλεκτρικό σήμα εισόδου που απαιτείται για να παραχθεί μια μεταβολή στη ροή. Αυτή συναντάται κατά την αντίθετη διεύθυνση της διαδρομής του εμβόλου της σερβοβαλβίδας, έχοντας σταματήσει το έμβολο της σερβοβαλβίδας για μια φορά κινούμενο προς την αντίθετη διεύθυνση. Η νεκρή ζώνη αντιστροφής ορίζεται σαν το ποσοστό του εκτιμώμενου ρεύματος, βλ. Σχ. 4-28.

Η ευαισθησία απόκρισης και η νεκρή ζώνη αντιστροφής αντιπροσωπεύουν τις νεκρές ζώνες, οι οποίες επηρεάζουν την ακρίβεια του ελέγχου. Κατά συνέπεια, για να είναι υπολογίσιμη οποιαδήποτε μεταβολή στο σήμα εισόδου μιας σερβοβαλβίδας πρέπει να είναι μεγαλύτερη από την ευαισθησία απόκρισης και τη νεκρή ζώνη αντιστροφής, ανάλογα με την κατεύθυνση της διόρθωσης.

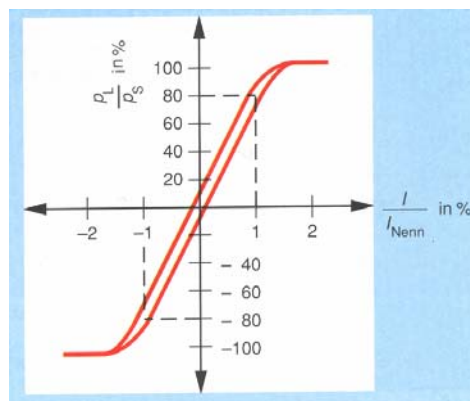
Ένα σήμα εισόδου παράγεται από την ανατροφοδότηση του ελέγχου, χωρίς να λαμβάνει υπόψη τη συμπεριφορά της πίεσης στη βαλβίδα. Αυτό σημαίνει ότι ο έλεγχος

θέσης επηρεάζεται άμεσα από τη συμπεριφορά της σερβοβαλβίδας.



**Σχήμα 4-28.** Νεκρή ζώνη αντιστροφής “S” (Proportional and Servo Valve Technology).

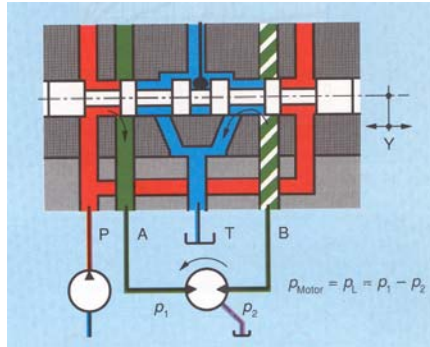
**Χαρακτηριστικά πίεσης – σήματος.** Η χαρακτηριστική της πίεσης εξόδου μιας σερβοβαλβίδας σε σχέση με το σήμα εισόδου φαίνεται στο Σχ. 4-29. Η σχέση αυτή είναι σημαντική να είναι γνωστή σε ένα υδραυλικό κύκλωμα στην περίπτωση που απαιτείται συγκεκριμένη δύναμη να ασκηθεί στο φορτίο για να διορθωθεί το σφάλμα θέσης του.



**Σχήμα 4-29.** Χαρακτηριστική πίεσης – σήματος (Proportional and Servo Valve Technology).

**Κέρδος πίεσης.** Η σχέση μεταξύ της πίεσης εξόδου και του σήματος εισόδου παριστάνει το κέρδος πίεσης  $V_p$  [bar/Volt]. Η καμπύλη λειτουργίας της πίεσης φανερώνει το ποσοστό ανοίγματος των θυρίδων της σερβοβαλβίδας προκειμένου να υπάρξει η ικανοποιητική πίεση για τη διόρθωση. Το άνοιγμα της βαλβίδας ελέγχεται στη συνέχεια από το σήμα εισόδου στην βαλβίδα. Το κέρδος πίεσης επηρεάζει άμεσα την ακρίβεια του ελεγκτή, επομένως το κέρδος πίεσης πρέπει να είναι αρκετά μεγάλο. Στην καμπύλη πίεσης - σήματος το 80% της πίεσης του συστήματος είναι διαθέσιμο για τη διόρθωση του σφάλματος και το 1% της πίεσης είναι διαθέσιμο για το εκτιμώμενο ρεύμα.

**Χαρακτηριστική Ροής – Φορτίου.** Ένα σερβοϋδραυλικό σύστημα αποτελείται από μία ηλεκτροϋδραυλική μονάδα παροχής ισχύος και ένα σερβομηχανισμό, που μπορεί να περιλαμβάνει μια σερβοβαλβίδα και έναν κύλινδρο ή έναν υδραυλικό κινητήρα. Οι μετατοπίσεις του επενεργητή επηρεάζονται από το στραγγαλισμό του υδραυλικού ρευστού μέσα στη σερβοβαλβίδα, βλ. Σχ. 4-30.



**Σχήμα 4-30.** Στραγγαλισμός ρευστού στη βαλβίδα (Proportional and Servo Valve Technology).

Κάτω από ιδανικές συνθήκες, η ροή του υδραυλικού μέσου μέσα από ένα στραγγαλιστικό δίνεται από την,

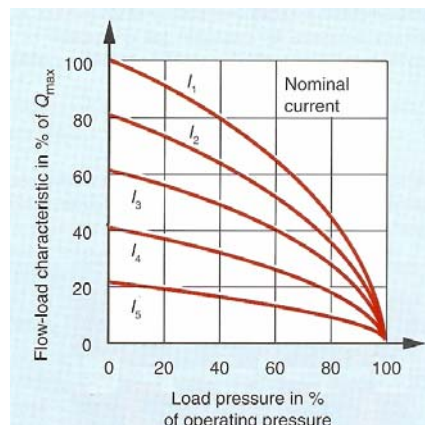
$$Q = Y \cdot K \sqrt{\Delta p} \quad (4-1)$$

όπου Q είναι η ροή του ρευστού, Y είναι ο βαθμός μετακίνησης του εμβόλου “spool” (%), K είναι μία σταθερά που εξαρτάται από την γεωμετρία και τα χαρακτηριστικά του υδραυλικού μέσου και  $\Delta p$  είναι η πτώση πίεσης στην επιφάνεια ελέγχου. Στο Σχ. 4-31 παρουσιάζεται το διάγραμμα των χαρακτηριστικών ροής - φορτίου ( $I_1=I_{\max}$ ,  $I_5=I_{\min}$ ).

Στο παράδειγμα του Σχ. 4-30, ο υδραυλικός κινητήρας απαιτεί μία πίεση  $p_L$  η οποία εξαρτάται από το φορτίο. Εάν η πίεση του συστήματος είναι  $p_s$  τότε η πτώση πίεσης θα είναι,

$$\Delta p = p_s - p_L \quad (4-2)$$

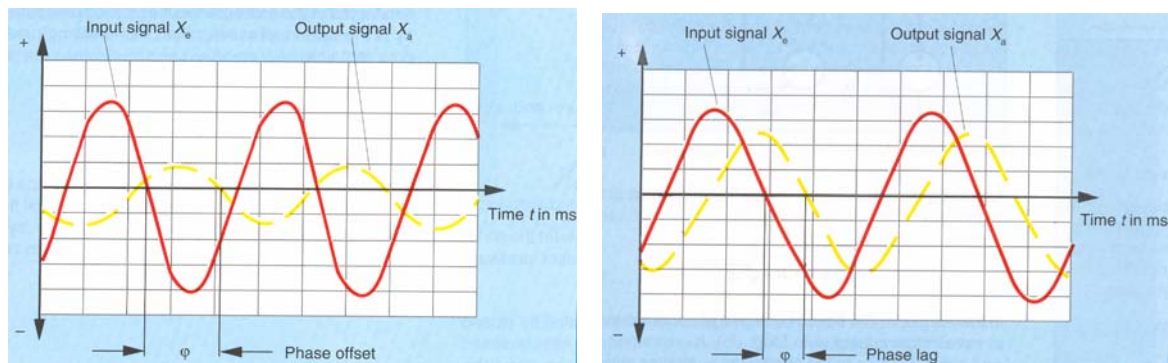
Όταν ο υδραυλικός κινητήρας δεν παράγει έργο ( $p_L=0$ ) τότε η πίεση του συστήματος είναι διαθέσιμη σαν  $p_s=\Delta p$ , οπότε στον κινητήρα υπάρχει μέγιστη ροή. Αν ο υδραυλικός κινητήρας απαιτήσει φορτίο και μπλοκάρει, τότε όλη η πίεση του συστήματος μεταφέρεται στον κινητήρα και η ροή μηδενίζεται.



**Σχήμα 4-31.** Διάγραμμα χαρακτηριστικών ροής-φορτίου (Proportional and Servo Valve Technology).

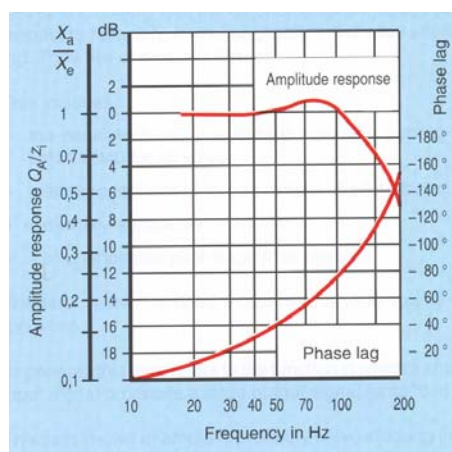
## Δυναμικά χαρακτηριστικά σερβοβαλβίδων

Η φυσική συχνότητα μίας σερβοβαλβίδας και το συνολικό κέρδος της καθορίζουν την ακρίβεια του ελέγχου. Η φυσική συχνότητα καθορίζεται από τα δυναμικά χαρακτηριστικά της σερβοβαλβίδας. Μια εξέταση του χρόνου που χρειάζεται μια σερβοβαλβίδα για να πραγματοποιήσει προσδιορισμό θέσης (positioning) δεν είναι επαρκής για να περιγράψει τα δυναμικά χαρακτηριστικά της. Ο πιο συνήθης τρόπος για να εξετασθούν τα δυναμικά χαρακτηριστικά μίας σερβοβαλβίδας είναι η μελέτη της απόκρισης συχνότητας. Κατά τη διάρκεια αυτής της διαδικασίας, η σερβοβαλβίδα δέχεται σήμα εισόδου αρμονικής μορφής και καταγράφεται η αντίδραση της βαλβίδας σε αυτά τα σήματα. Η απόκριση της σερβοβαλβίδας είναι επίσης αρμονική, εντούτοις, το εύρος και η φάση αντισταθμίζονται με το σήμα διέγερσης. Αρχικά, η συχνότητα του σήματος είναι χαμηλή και έπειτα βαθμιαία αυξάνεται. Το αποτέλεσμα της αύξησης της συχνότητας είναι η μείωση του εύρους εξόδου, και η απόκριση της βαλβίδας υστερεί σε σχέση με το σήμα εισόδου, Σχ. 4-32.



Σχήμα 4-32. Διαγράμματα συχνότητας – απόκρισης (Proportional and Servo Valve Technology).

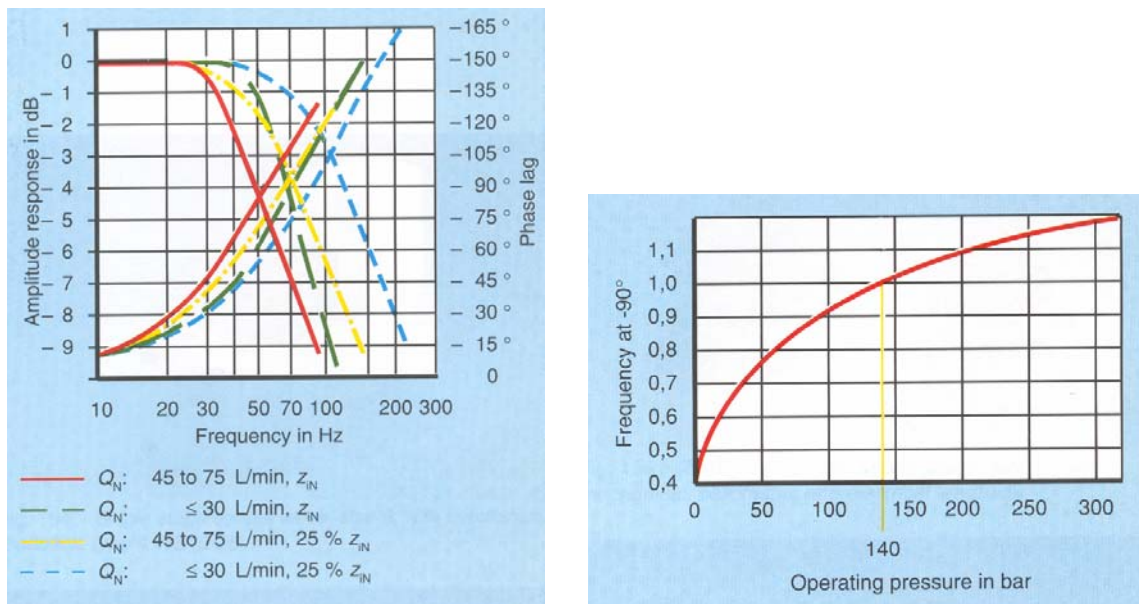
**Διάγραμμα Bode.** Η σχέση μεταξύ συχνότητας, φάσης και εύρους παρουσιάζεται στο διάγραμμα Bode. Στο Σχ. 4-33 παρουσιάζεται, η σχέση μεταξύ του εύρους εξόδου και εύρους εισόδου  $X_a/X_e$  για μια βαλβίδα.



Σχήμα 4-33. Διάγραμμα Bode (Proportional and Servo Valve Technology).



Στο Σχ. 4-34 φαίνονται ενδεικτικά διαγράμματα της απόκρισης της συχνότητας μιας σερβοβαλβίδας και της συχνότητας ως συνάρτηση της πίεσης τροφοδοσίας ενός κυκλώματος.



α)

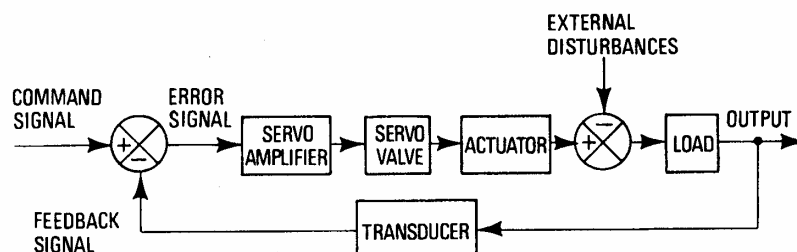
β)

**Σχήμα 4-34.** α). Απόκριση συχνότητας σερβοβαλβίδας, β). Διάγραμμα συχνότητας – πίεσης τροφοδοσίας (Proportional and Servo Valve Technology).

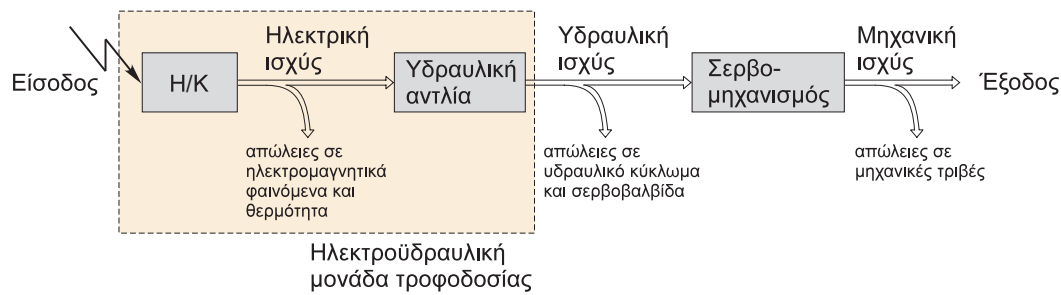
#### 4.5 Εφαρμογές Σερβοϋδραυλικών Συστημάτων

Η χρησιμοποίηση σερβομηχανισμών είναι απαραίτητη σε εφαρμογές όπου η ακρίβεια της μετατόπισης, της ταχύτητας και της δύναμης απαιτείται να είναι μεγάλη. Ένα σερβοϋδραυλικό σύστημα αποτελείται από μία ηλεκτροϋδραυλική μονάδα παροχής ισχύος και ένα σερβομηχανισμό. Ο σερβομηχανισμός αποτελείται από μία μηχανική διάταξη, η οποία περιλαμβάνει έναν ή περισσότερους υδραυλικούς επενεργητές (υδραυλικοί κινητήρες ή υδραυλικά έμβολα), σερβοβαλβίδες και μηχανικά φορτία.

Το διάγραμμα ελέγχου ενός σερβοσυστήματος και η ροή ισχύος του απεικονίζεται στα Σχ. 4-35 και Σχ. 4-36 αντίστοιχα.



**Σχήμα 4-35.** Ροή ελέγχου ενός σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).



**Σχήμα 4-36.** Ροή ισχύος ηλεκτροϋδραυλικού σερβοσυστήματος.

Η απόκριση του σερβομηχανισμού μετριέται με αισθητήρια όργανα (transducing device). Το σήμα ανατροφοδότησης (feedback signal) συγκρίνεται με το σήμα εισόδου – εντολής (command signal) και το προκύπτον σήμα σφάλματος ενισχύεται και χρησιμοποιείται για να οδηγήσει τη σερβοβαλβίδα. Η σερβοβαλβίδα ελέγχει τη ροή του υδραυλικού ρευστού στον επενεργητή (actuator) αναλογικά προς το ρεύμα εισόδου στη βαλβίδα. Ο επενεργητής τότε αναγκάζει το μηχανικό φορτίο να κινηθεί. Μια μεταβολή στο σήμα εντολής παράγει ένα νέο σήμα σφάλματος (error signal) το οποίο αναγκάζει το φορτίο να κινηθεί σε μία νέα θέση ώστε το σφάλμα να μηδενιστεί. Εάν το κέρδος του ενισχυτή είναι σχετικά υψηλό, η απόκριση του συστήματος θα ακολουθήσει την εντολή πολύ γρήγορα και με ακρίβεια, ακόμη και όταν πρόκειται για σερβοβαλβίδες μηδενικής μετατόπισης (null shift) και χαμηλής τριβής. Οι εξωτερικές διαταραχές στο σύστημα μπορούν να εξαλειφθούν με χρήση κάποιου εύρωστου νόμου. Θεωρητικά το κέρδος των ενισχυτών θα έπρεπε να ρυθμίζεται αρκετά υψηλά, ώστε η ακρίβεια του σέρβο να εξαρτάται μόνο από την ακρίβεια του ίδιου του μετατροπέα. Στην πράξη, εντούτοις, το κέρδος των ενισχυτών περιορίζεται από τις εκτιμήσεις σταθερότητας. Σε μερικές εφαρμογές, η σταθερότητα μπορεί να είναι αρκετά κρίσιμη ώστε το επιθυμητό αποτέλεσμα να μην είναι δυνατόν να επιτευχθεί ακόμα και με έλεγχο κλειστού βρόχου. Οι τρεις συνηθέστερες εφαρμογές ελέγχου ηλεκτροϋδραυλικών συστημάτων είναι οι ακόλουθες:

- Εφαρμογές που απαιτείται ο έλεγχος.
- Εφαρμογές που απαιτείται ο έλεγχος ταχύτητας.
- Εφαρμογές που απαιτείται ο έλεγχος δύναμης ή ροπής.

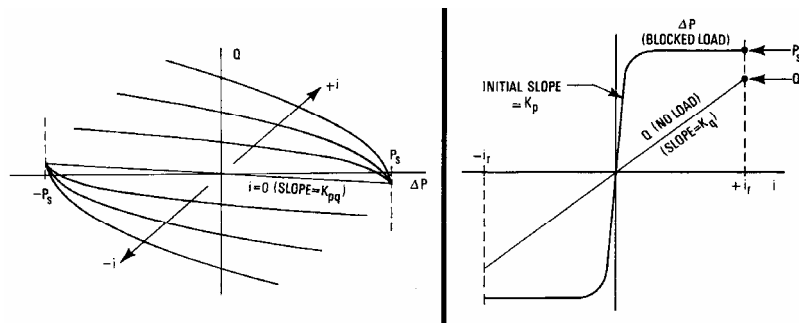
### Εφαρμογές ελέγχου θέσης

Το ευρύτερα χρησιμοποιούμενο σύστημα ελέγχου κλειστού βρόχου είναι ο έλεγχος θέσης. Στην παράγραφο αυτή θα διερευνηθούν οι παράγοντες που επηρεάζουν την απόδοση ενός σερβομηχανισμού ελέγχου θέσης και θα εξεταστούν οι παράμετροι που επηρεάζουν έναν τέτοιο νόμο ελέγχου.

Είναι πολύ χρήσιμο να εξεταστούν αρχικά τα στατικά χαρακτηριστικά του ελέγχου

(servo loop). Η καρδιά του σερβοσυστήματος είναι η σερβοβαλβίδα και για αυτό το λόγο είναι απαραίτητη η γνώση όλων των χαρακτηριστικών.

Στο Σχ. 4-37 παρουσιάζονται τα στατικά χαρακτηριστικά μίας (critical center) ή μηδενικής επικάλυψης σερβοβαλβίδας (βλ. Σχ. 4-25). Η μετατόπιση του εμβόλου μίας τέτοιας μορφής σερβοβαλβίδας είναι ανάλογη προς το ρεύμα εισόδου σε αυτή. Όταν ανοίγει το στόμιο της βαλβίδας που συνδέει τη σταθερή πίεση εισόδου  $P_s$  προς το έμβολο τότε συγχρόνως ανοίγει και ένα στόμιο ίδιας διατομής το οποίο συνδέει την άλλη πλευρά του εμβόλου προς τις επιστροφές (tank). Σε συνθήκες απουσίας φορτίου ( $\Delta p=0$ ), η ροή εξόδου από τη σερβοβαλβίδα είναι ανάλογη της επιφάνειας των στομιών και του ρεύματος εισόδου.



**Σχήμα 4-37.** Στατικά χαρακτηριστικά (critical center) σερβοβαλβίδας (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).

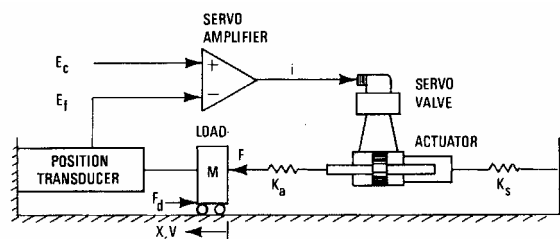
Σε συνθήκες φορτίου, η ροή για ένα τρέχον ρεύμα εισόδου μειώνεται ελαφρώς, αλλά η μεταβολή της καμπύλης δεν είναι μεγάλη μέχρι το φορτίο να προσεγγίσει την  $P_s$ . Για τη λειτουργία της σερβοβαλβίδας κοντά στο μηδέν ( $i \approx 0$ ), η μεταβολή της καμπύλης προσεγγίζει το  $K_{pq}$  που καθορίζεται αρχικά από τη μηδενική διαρροή του εμβόλου. Η μικρή πτώση οδηγεί σε ένα πολύ υψηλό κέρδος πίεσης  $K_p$ . Στην πραγματικότητα, η γραμμική προέκταση της  $K_p$  φθάνει το  $P_s$  για ρεύματα εισόδου τα οποία κυμαίνονται χαρακτηριστικά από 2 έως 5 % του τρέχοντος ρεύματος. Αυτό σημαίνει ότι το  $K_{pq}$  κυμαίνεται από 0,02 έως 0,05 ( $Q_r/P_s$ ). Τα χαρακτηριστικά της σερβοβαλβίδας κοντά στο μηδέν είναι ιδιαίτερα σημαντικά για έναν έλεγχο θέσης δεδομένου ότι για μεγάλο χρονικό διάστημα η σερβοβαλβίδα λειτουργεί σε αυτή την περιοχή. Στο Σχ. 4-38 φαίνεται σχηματικά το διάγραμμα του ελέγχου θέσης ενός σερβομηχανισμού, ενώ στο Σχ. 4-39 παρουσιάζεται το διάγραμμα ροής που αντιστοιχεί στο Σχ. 4-38.

Μια χαρακτηριστική εφαρμογή ελέγχου θέσης ενός σερβομηχανισμού, απεικονίζεται στο Σχ. 4-40. Στην εφαρμογή αυτή χρησιμοποιείται ένα έμβολο με διπλό βάκτρο, στη θέση του οποίου μπορεί να χρησιμοποιηθεί περιστροφικό έμβολο ή ακόμη και υδραυλικός κινητήρας. Οι δύο θυρίδες εξόδου της βαλβίδας είναι συνδεδεμένες απ' ευθείας στο έμβολο υπό πίεση. Στο σερβοενισχυτή, το σήμα εισόδου συγκρίνεται με το στιγμιαίο σήμα εξόδου από τον ενισχυτή θέσης και εάν υπάρχει διαφορά ανάμεσα στα δύο, τότε το σήμα

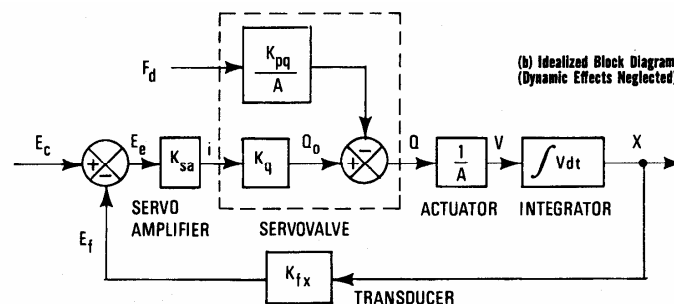
εισόδου ενισχύεται σαν σφάλμα θέσης και το νέο σήμα ενεργοποιεί το έμβολο της βαλβίδας και το μετατοπίζει ρυθμίζοντας έτσι τη ροή προς το έμβολο. Αυτό επαναλαμβάνεται μέχρι το σφάλμα να εξαλειφθεί σε σημαντικό βαθμό. Το κέρδος του ελέγχου θέσης σε  $\text{sec}^{-1}$  δίνεται από την σχέση:

$$K_{vx} = \frac{K_{fx} K_{sa} K_q}{A} \quad (4-3)$$

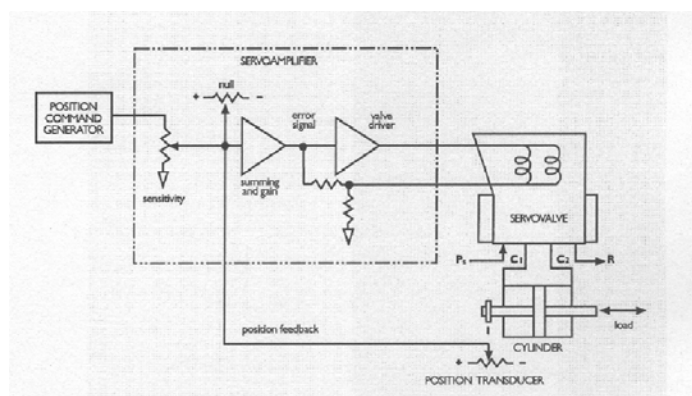
όπου  $K_{fx}$  είναι το κέρδος του ενισχυτή θέσης (position transducer gain),  $K_{sa}$  είναι το κέρδος του αναλογικού σερβοενισχυτή,  $K_q$  είναι το κέρδος ροής της σερβοβαλβίδας όταν λειτουργεί χωρίς φορτίο (servovalve flow gain (no load)) και  $A$  είναι η επιφάνεια του εμβόλου.



**Σχήμα 4-38.** Σχηματικό διάγραμμα ελέγχου θέσης σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).



**Σχήμα 4-39.** Εξιδανικευμένο διάγραμμα ελέγχου θέσης σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).



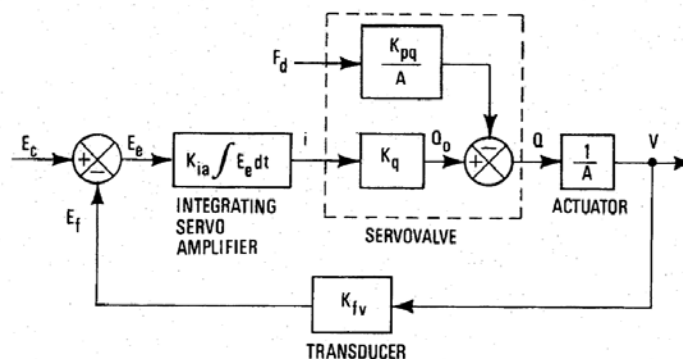
**Σχήμα 4-40.** Χαρακτηριστική εφαρμογή ελέγχου θέσης σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).

## Εφαρμογές ελέγχου ταχύτητας

Ένας άλλος έλεγχος σε σερβοϋδραυλικό σύστημα είναι ο έλεγχος ταχύτητας. Η λειτουργία είναι παρόμοια με αυτή του ελέγχου θέσης, με τη διαφορά ότι εδώ ο ενισχυτής μετράει ταχύτητα αντί για θέση. Οι περισσότερες εφαρμογές ελέγχου ταχύτητας συνήθως υλοποιούνται για τον έλεγχο υδραυλικών κινητήρων και σπανιότερα για τον έλεγχο γραμμικών εμβόλων. Στο Σχ. 4-41 παρουσιάζεται ένα διάγραμμα ελέγχου ταχύτητας. Το πλεονέκτημα του ελέγχου ταχύτητας σε ένα σερβοϋδραυλικό κύκλωμα είναι ότι παραλείπεται η διαμόρφωση της θέσης του επενεργητή και συνεπώς απαλείφεται ο θόρυβος από τη διαμόρφωση αυτή. Το κέρδος του ελέγχου ταχύτητας σε  $\text{sec}^{-1}$  δίνεται από την σχέση,

$$K_{vv} = \frac{K_{fv} K_{ia} K_q}{A} \quad (4-4)$$

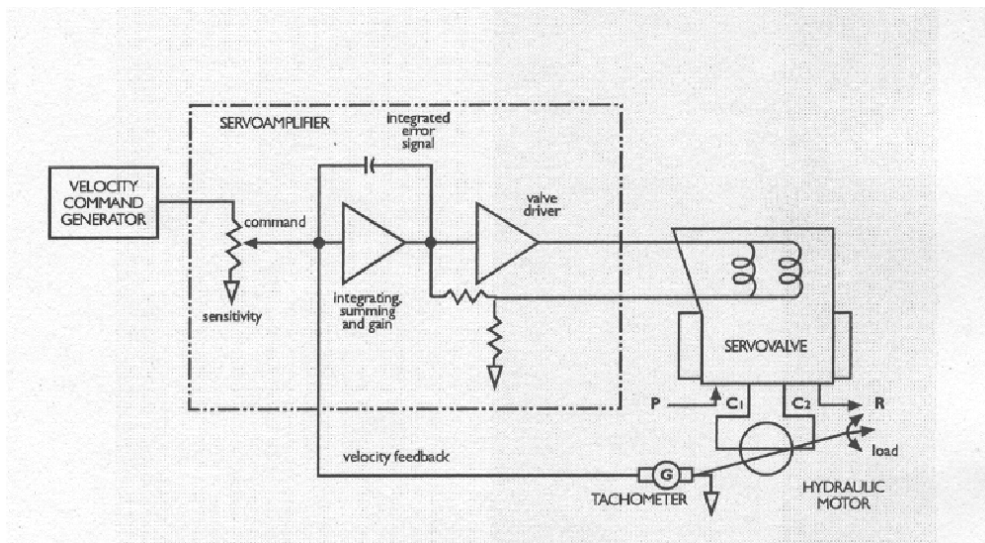
όπου  $K_{fv}$  είναι το κέρδος του ενισχυτή ταχύτητας (velocity transducer gain),  $K_{ia}$  είναι το κέρδος του ενσωματωμένου σερβοενισχυτή,  $K_q$  είναι το κέρδος ροής της σερβοβαλβίδας όταν λειτουργεί χωρίς φορτίο (servovalve flow gain (no load)) και  $A$  είναι η επιφάνεια του εμβόλου.



**Σχήμα 4-41.** Διάγραμμα ελέγχου ταχύτητας σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).

Στο Σχ. 4-42, παρουσιάζεται μία εφαρμογή ελέγχου ταχύτητας ενός σερβομηχανισμού. Το σύστημα αποτελείται από τη σερβαβαλβίδα, τον υδραυλικό κινητήρα, το μετρητή ταχύτητας (tachometer), τη γεννήτρια σήματος ταχύτητας (velocity command generator) και ένα σερβοενισχυτή, του οποίου οι ενισχυτές (ο αθροιστικός (summing) και ο αυξομειούμενος (gain)), είναι προδιαγεγραμμένοι ώστε να ενεργούν σαν ενσωματωμένος ενισχυτής. Οι δύο έξοδοι της βαλβίδας είναι συνδεδεμένοι με τον υδραυλικό κινητήρα. Στο σερβοενισχυτή, το σήμα εισόδου συγκρίνεται με το σήμα εξόδου, από το μετρητή ταχύτητας και, εάν υπάρχει διαφορά ανάμεσα στα δύο σήματα μεταφέρεται αυτό σαν σήμα λάθους στην βαλβίδα. Αυτό το σήμα ενεργοποιεί το έμβολο της βαλβίδας και το μετατοπίζει τόσο ώστε να μεταβληθεί η παροχή στον υδραυλικό

κινητήρα και να γίνει τέτοια, ώστε το σήμα εξόδου ταχύτητας να τείνει να ταυτιστεί με το σήμα εισόδου.



**Σχήμα 4-42.** Εφαρμογή ελέγχου ταχύτητας σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).

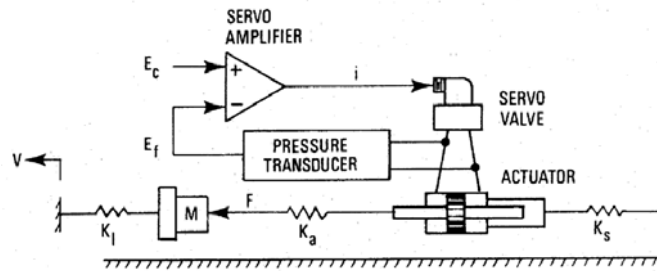
### Εφαρμογές ελέγχου δύναμης

Ένας άλλος έλεγχος που χρησιμοποιείται στα υδραυλικά συστήματα είναι ο έλεγχος δύναμης ή πίεσης. Το διάγραμμα ελέγχου ενός σερβομηχανισμού που ελέγχεται με πίεση, παρουσιάζεται στο Σχ. 4-43. Το αντίστοιχο διάγραμμα ροής απεικονίζεται στο Σχ. 4-44. Στις εφαρμογές ελέγχου δύναμης η ταχύτητα αντιπροσωπεύει κάθε κίνηση του αντικειμένου στην οποία ο σερβομηχανισμός αντιτίθεται και προσπαθεί ελεγχόμενα να υπερνικήσει, όπως σαν παράδειγμα σε μία γεώτρηση, κατά την περιστροφή ενός βαρούλκου κλπ. Στους σερβομηχανισμούς ελέγχου δύναμης, ο κύκλος λειτουργίας της σερβοβαλβίδας, αντιπροσωπεύει ένα βρόχο ανάδρασης, μη λαμβάνοντας υπόψη προς το παρόν αυτόν τον βρόχο, του οποίου οι επιδράσεις είναι αμελητέες, παρατηρείται ότι ο βρόχος πίεσης έχει μια αυξανόμενη ταχύτητα. Το κέρδος του ελέγχου δύναμης δίνεται από την,

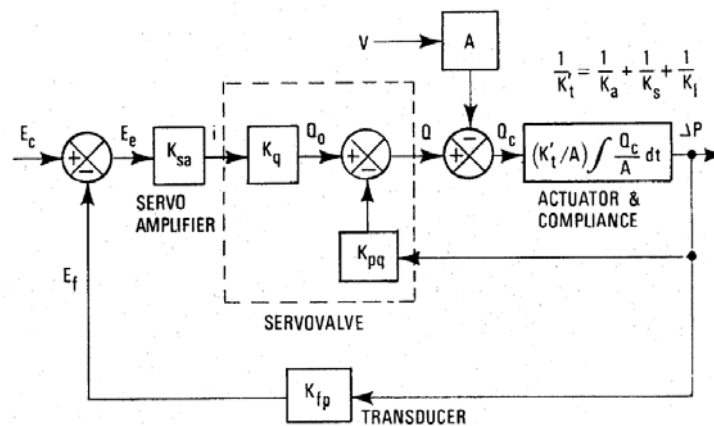
$$K_{vp} = \frac{K_{fp} K_{sa} K_q K'_t}{A^2} \quad (4-5)$$

όπου  $K_{fp}$  είναι το κέρδος του ενισχυτή πίεσης (pressure transducer gain),  $K_{sa}$  είναι το κέρδος του ενσωματωμένου σερβοενισχυτή,  $K_q$  είναι το κέρδος ροής της σερβοβαλβίδας όταν λειτουργεί χωρίς φορτίο (servovalve flow gain (no load)),  $K'_t$  είναι η συνολική αντίσταση του σερβομηχανισμού που περιλαμβάνει την αντίσταση του ανοικτού βρόχου του εμβόλου και του συστήματος οδήγησης  $K_s$ , την αντίσταση του εμβόλου λόγω της κατασκευής του  $K_s$  και την αντίσταση της σύνδεσης του φορτίου με το έδαφος  $K_t$  και  $A$

είναι η επιφάνεια του εμβόλου.

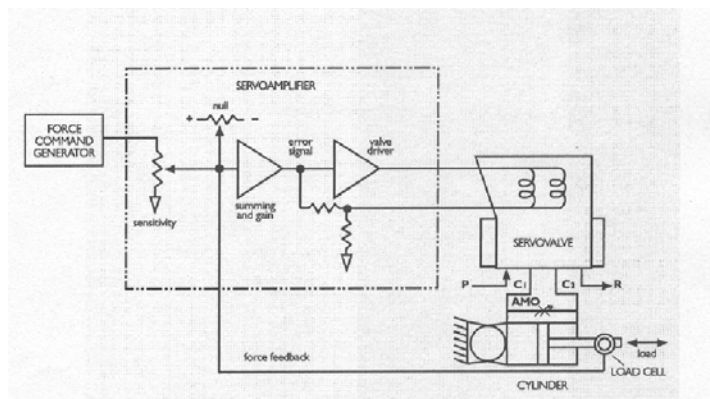


**Σχήμα 4-43.** Σχηματικό διάγραμμα ελέγχου δύναμης σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).



**Σχήμα 4-44.** Εξιδανικευμένο διάγραμμα ελέγχου δύναμης σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).

Στο Σχ. 4-45, παρουσιάζεται μία εφαρμογή ελέγχου δύναμης ενός σερβομηχανισμού. Ο μηχανισμός αποτελείται από τη σερβοβαλβίδα, ένα υδραυλικό έμβολο, ένα αισθητήριο φορτίου (load cell) και ένα σερβοενισχυτή (για την καλύτερη απόδοση του συστήματος, μπορεί να τοποθετηθεί ένα ρυθμιζόμενο μπεκ (AMO) μεταξύ των θυρίδων A και B για έμβολα διπλής ενέργειας και μεταξύ A και T για έμβολα απλής ενέργειας).



**Σχήμα 4-45.** Εφαρμογή ελέγχου δύναμης σερβομηχανισμού (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).

Οι δύο θυρίδες εξόδου της βαλβίδας (θυρίδες ελέγχου), είναι συνδεδεμένες απ' ευθείας στο έμβολο. Στο σερβοενισχυτή, το σήμα εισόδου συγκρίνεται με το σήμα εξόδου του αισθητηρίου οργάνου και εάν υπάρχει διαφορά ανάμεσα στα δύο, τότε το σήμα εισόδου ενισχύεται σαν σφάλμα πίεσης και το νέο σήμα ενεργοποιεί το έμβολο της βαλβίδας και το μετατοπίζει τόσο ώστε να μεταβληθεί η πίεση μέχρι την επιθυμητή τιμή της στο έμβολο.

Στον πίνακα Πιν. 4-1 αναφέρονται όλες οι βασικές εξισώσεις που αφορούν στον υπολογισμό των σερβομηχανισμών. Για τη χρησιμοποίηση του πίνακα είναι αναγκαία τα ακόλουθα βήματα.

- Η επιλογή του αισθητηρίου οργάνου γίνεται με τέτοιο τρόπο ώστε τα τεχνικά του χαρακτηριστικά να είναι αποδεκτά από το σύστημα. Θα πρέπει να επιλεγεί ο τρόπος τοποθέτησής του και το μέγεθος που θα μετρήσει (επισημαίνεται ότι η αντίσταση του φορτίου σε ένα σερβομηχανισμό ελέγχου θέσης εξαρτάται από τον τρόπο τοποθέτησης του μετατροπέα).
- Ο υπολογισμός των αντιστάσεων οδήγησης γίνεται έτσι ώστε να μπορεί να υπολογιστεί η φυσική συχνότητα του φορτίου. Ακόμη πρέπει να οριστεί η ισοδύναμη φυσική συχνότητα της σερβοβαλβίδας. Ασφαλώς θα πρέπει η φυσική συχνότητα του αισθητηρίου οργάνου να έχει τιμή πολύ μεγαλύτερη από τη συχνότητα της βαλβίδας και του φορτίου.
- Καθορίζεται η δυναμική απόκριση του κλειστού βρόγχου και του μεγίστου χρησιμοποιούμενου κέρδους του βρόχου.
- Ο υπολογισμός των σφαλμάτων του ελέγχου επιτυγχάνεται ανάλογα με την εφαρμογή.

Για εφαρμογές που περιέχουν περιστροφική κίνηση και όχι γραμμική, τα παραπάνω ισχύουν, αντικαθιστώντας τον κυβισμό του υδραυλικού κινητήρα με τον όγκο του εμβόλου, τη γωνιακή ταχύτητα με τη γραμμική, τη ροπή με τη δύναμη, τη ροπή εκκίνησης με τη μάζα και τους συντελεστές γωνιακού ελατηρίου με τους ευθύγραμμους. Στον πίνακα Πιν. 4-2 συγκεντρώνονται τα αποτελέσματα αυτών των αντικαταστάσεων. Σε περιπτώσεις που η εφαρμογή έχει μειωτήρα μεταξύ του υδραυλικού κινητήρα και του φορτίου, τότε ο πίνακας χρησιμοποιείται προβάλλοντας όλες τις παραμέτρους απευθείας στον άξονα του κινητήρα.

### **Εκλογή σερβοβαλβίδων.**

Η εκλογή της κατάλληλης σερβοβαλβίδας σε ένα σύστημα απαιτεί την εύρεση των τεχνικών χαρακτηριστικών της, της ροής του ρευστού που θα περάσει από αυτή και της πίεσης του. Στη συνέχεια, ακολουθούν οι υπολογισμοί αυτών των μεταβλητών μιας σερβοβαλβίδας σε ένα υδραυλικό σύστημα.



Προκειμένου να αντισταθμιστούν οι άγνωστες δυνάμεις, πρέπει να επιλεγεί το υδραυλικό έμβολο με τέτοιο τρόπο ώστε να παράγει μια δύναμη 30% μεγαλύτερη από την επιθυμητή δύναμη και αυτό διότι απαιτείται να υπάρχει επάρκεια πίεσης. Το έμβολο εκλέγεται με βάση τη σχέση,

$$A = \frac{1,3F_R}{p_s} \quad (4-6)$$

όπου A είναι η επιφάνεια του εμβόλου,  $F_R$  είναι η δύναμη που απαιτείται για να κινηθεί το φορτίο και  $p_s$  είναι η πίεση τροφοδοσίας.

**Πίνακας 4-1.** Εξιιώσεις υπολογισμού σερβομηχανισμού που εκτελεί γραμμική κίνηση (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).

Performance Parameters	Position Servo	Velocity Servo	Force Servo
Maximum Usable Loop Velocity Gain and Closed Loop Dynamic Response	$K_{vx}, K_{vv} = \begin{cases} 0.1 \omega_{lr} & \text{(Closed-Loop Response First-Order; Time Constant } = 1/K_{vx} \text{)} \\ 0.4 \omega_{sv} & \text{(Closed-Loop Response Second-Order; Natural Frequency } = 0.5 \omega_{sv} \text{, Damping Ratio } = 0.5 \text{)} \end{cases}$ <p>Note: Select Path Which Gives Lowest Value of Loop Gain</p>		$K_{vp} = 0.4 \omega_{sv}$ Closed-Loop Natural Frequency $= 0.5 \omega_{sv}$ Closed-Loop Damping Ratio $= 0.5$
Maximum Output Uncertainty*	$x_u = \frac{Q_r/A}{10 K_{vx}}$	Essentially Zero	$\Delta P_u = \frac{(K'_t/A)(Q_r/A)}{10 K_{vp}}$
Output Stiffness**	$\frac{F_d}{x} = 20 K_{vx} \frac{A p_s}{Q_r/A}$	Essentially Infinite	Not Applicable
Leakage Errors	Not Applicable	Not Applicable	$\frac{\Delta P_d}{\Delta P_{ss}} = \frac{(Q_r/A) K'_t}{20(A p_s) K_{vp}}$
Following Errors	$x_f = \frac{v}{K_{vx}}$	$v_f = \frac{\dot{v}}{K_{vv}}$	$\Delta P_f = \frac{K'_t}{A K_{vp}} v$

**Πίνακας 4-2.** Εξιιώσεις υπολογισμού σερβομηχανισμού που εκτελεί περιστροφή (Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Technical Bulletin, 1974).

Performance Parameters	Position Servo	Velocity Servo	Force Servo
Maximum Usable Loop Velocity Gain and Closed Loop Dynamic Response	$K_{v\theta}, K_{v\Omega} = \begin{cases} 0.1 \omega_{lr} & \text{(Closed-Loop Response First-Order; Time Constant } = 1/K_{v\theta} \text{)} \\ 0.4 \omega_{sv} & \text{(Closed-Loop Response Second-Order; Natural Frequency } = 0.5 \omega_{sv} \text{, Damping Ratio } = 0.5 \text{)} \end{cases}$ <p>Note: Select Path Which Gives Lowest Value of Gain</p>		$K_{vp} = 0.4 \omega_{sv}$ Closed-Loop Natural Frequency $= 0.5 \omega_{sv}$ Closed-Loop Damping Ratio $= 0.5$
Maximum Output Uncertainty*	$\theta_u = \frac{2\pi Q_r/D}{10 K_{v\theta}}$	Essentially Zero	$\Delta P_u = \frac{(2\pi G'_t/D)(2\pi Q_r/D)}{10 K_{vp}}$
Output Stiffness**	$\frac{T_d}{\theta} = 20 K_{v\theta} \left( \frac{D p_s / 2\pi}{2\pi Q_r/D} \right)$	Essentially Infinite	Not Applicable
Leakage Errors	Not Applicable	Not Applicable	$\frac{\Delta P_d}{\Delta P_{ss}} = \frac{(2\pi Q_r/D) G'_t}{20(D p_s / 2\pi) K_{vp}}$
Following Errors	$\theta_f = \frac{\dot{\Omega}}{K_{v\theta}}$	$\Omega_f = \frac{\dot{\Omega}}{K_{v\Omega}}$	$\Delta P_f = \frac{G'_t}{(D/2\pi) K_{vp}} \Omega$

Από τη μέγιστη απαιτούμενη ταχύτητα υπό φορτίο και από την επιφάνεια του εμβόλου καθορίζεται η ροή της βαλβίδας και η πτώση πίεσης σε αυτή. Πράγματι η ροή της βαλβίδας είναι,

$$Q_L = AX_L \quad (4-7)$$

όπου  $Q_L$  είναι η ροή υπό φορτίο και  $X_L$  είναι η μέγιστη απαιτούμενη ταχύτητα υπό φορτίο. Η πτώση πίεσης υπό φορτίο δίνεται από τη σχέση,

$$p_L = \frac{F_R}{A} \quad (4-8)$$

Η ροή του ρευστού όταν το φορτίο είναι μηδενικό δίνεται από την σχέση,

$$Q_{NL} = Q_L \sqrt{\frac{p_s}{p_s - p_L}} \quad (4-9)$$

Η εκτιμώμενη ροή της βαλβίδας, για πτώση πίεσης 70 bar είναι,

$$Q_R = 1,1Q_{NL} \quad (4-10)$$

Τελικά, με βάση την τιμή αυτή μπορεί να επιλεγθεί η σερβοβαλβίδα.

Στις περισσότερες εφαρμογές, ένα μέρος της διαθέσιμης πίεσης πρέπει να χρησιμοποιηθεί για να υπερνικήσει κάποιες δυνάμεις, δεδομένου ότι οι εκτιμήσεις ροής των βαλβίδων δίνονται ως συνάρτηση της πτώσης πίεσης μέσα από τη βαλβίδα. Επιπλέον, πρέπει να υπολογιστεί η συνολική απαιτούμενη δύναμη προκειμένου να καθοριστεί ποιο μέρος της πίεσης είναι διαθέσιμο για την πτώση πίεσης. Η συνολική δύναμη είναι το άθροισμα όλων των επιμέρους δυνάμεων που εμφανίζονται στο σύστημα της βαλβίδας. Αυτή η δύναμη αυτή αναλύεται περισσότερο στις δυνάμεις λόγω φορτίου, στις αδρανειακές δυνάμεις, στις δυνάμεις λόγω εξωτερικών διαταραχών και στη δύναμη λόγω τριβής των στεγανωτικών του εμβόλου. Στη συνέχεια εξετάζονται ξεχωριστά οι δυνάμεις αυτές.

**Δύναμη λόγω φορτίου  $F_L$ .** Η δύναμη λόγω του φορτίου μπορεί να επενεργεί θετικά ή αρνητικά, ανάλογα με τον προσανατολισμό του φορτίου και τη διεύθυνση της κίνησης. Για παράδειγμα, σε μηχανισμούς με φορτίο που υπόκεινται σε κατακόρυφη κίνηση σημαντική θεωρείται η ταχύτητα καθόδου και όχι αυτή της ανόδου όπου το βάρος του επενεργεί θετικά, ενώ το αντίθετο συμβαίνει κατά την άνοδο του φορτίου. Για κίνηση σε κεκλιμένο επίπεδο η δύναμη του φορτίου εξαρτάται από την κλίση, το συντελεστή τριβής κλπ, βλ. Σχ. 4-46.

**Δύναμη λόγω επιτάχυνσης.** Οι δυνάμεις που απαιτούνται για να υπερνικήσουν την αδράνεια γίνονται πολύ μεγάλες σε εφαρμογές υψηλών ταχυτήτων και είναι κρίσιμες για

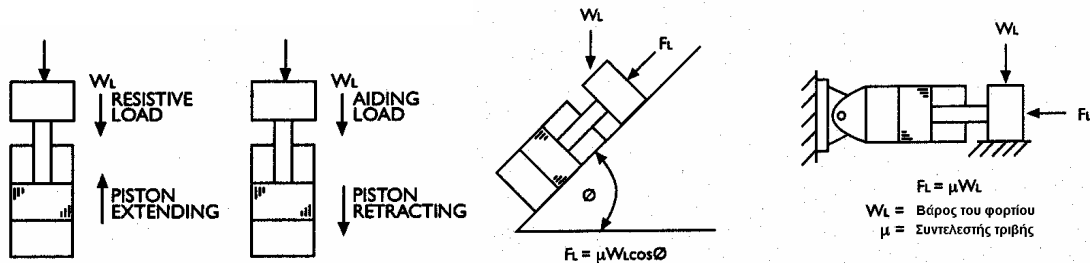
την εκλογή των βαλβίδων. Ο υπολογισμός γίνεται σύμφωνα με τις σχέσεις,

$$F_A = Ma \quad (4-11\alpha)$$

$$a = \frac{v_{\max}}{T_a} \quad (4-11\beta)$$

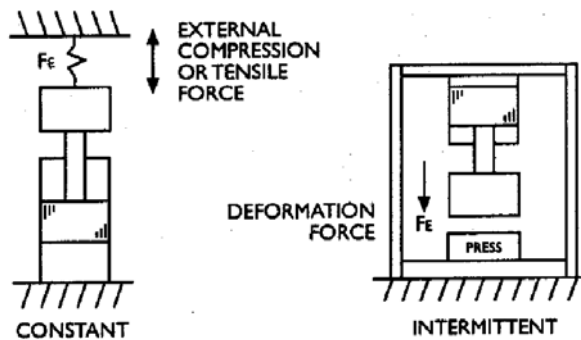
$$M = \frac{W_L + W_P}{g} \quad (4-11\gamma)$$

όπου,  $M$  είναι η μάζα του φορτίου,  $a$  είναι η επιτάχυνση του φορτίου,  $W_P$  το βάρος εμβόλου,  $v_{\max}$  είναι η μέγιστη ταχύτητα του εμβόλου,  $T_a$  είναι ο χρόνος επιτάχυνσης του φορτίου και  $W_L$  είναι το βάρος φορτίου.



Σχήμα 4-46. Δύναμη ίδιου βάρους (Moog Inc.).

**Δύναμη λόγω εξωτερικών διαταραχών.** Αυτές οι δυνάμεις μπορεί να προέλθουν από σταθερές ή μεταβαλλόμενες πηγές δύναμης.



Σχήμα 4-47. Δυνάμεις λόγω εξωτερικών διαταραχών (Moog Inc.).

**Δύναμη λόγω τριβής των στεγανωτικών του εμβόλου.** Η τριβή μεταξύ των στεγανωτικών των επενεργητών και των κινούμενων μερών ενεργεί σαν αντίσταση στην ωφέλιμη δύναμη. Η συνήθης πρακτική είναι να συμπεριλαμβάνεται στη δυναμική μελέτη μία τιμή της δύναμης τριβής ίσης με το 10% της μέγιστης διαθέσιμης δύναμης, εκτός αν οι απόλυτες τιμές είναι γνωστές από τον κατασκευαστή των εμβόλων.

## 4.6 Καθορισμός Πίεσεων

Το πρώτο βήμα για τον υπολογισμό ενός υδραυλικού συστήματος είναι η εύρεση των ορίων της πίεσης του κυκλώματος. Αυτή είναι μία πολύ δύσκολη εργασία και απαιτεί μεγάλη εμπειρία στα υδραυλικά συστήματα και αυτό διότι θεωρητικά δεν υπάρχουν καθορισμένα όρια και περιορισμοί των πιέσεων που μπορεί να χρησιμοποιηθούν σε κάθε υδραυλικό σύστημα. Ίσως η μοναδική περίπτωση που καθορίζονται τα όρια πίεσης ενός συστήματος είναι οι εφαρμογές στο χώρο της εκπαίδευσης, όπου για λόγους ασφαλείας απαιτείται χαμηλή πίεση λειτουργίας. Στον Πιν. 4-3 παρουσιάζονται τα προτεινόμενα όρια πιέσεων σε μια ευρεία κλίμακα εφαρμογών.

**Πίνακας 4-3.** Προτεινόμενα όρια πιέσεων για διάφορες εφαρμογές.

Εφαρμογή	Ειδικότερα	Υδραυλικός αυτοματισμός	Όρια πιέσεων bar
Υδραυλικά για βιομηχανικές εφαρμογές	Χυτήρια και κυλινδρόμυλοι	Μεταφορικές ταινίες Ρολά, ανέμες	160 – 180 315 – 420
	Εργαλειομηχανές	Μηχανές πλανίσματος, τρυπάνια, τσόκ τόνων	50 – 100
		Υδραυλικοί σφιγκτήρες	50 – 300
	Πρέσες	Βιομηχανία αυτοκινήτων	16 – 120
		Απλές	250 – 315
Ειδικές πρέσες Πρέσες υψηλής πίεσης		400 – 600 έως – 1000	
Μηχανές πλαστικών	Μηχανές ψεκασμού (injection)	150 – 250	
		Μηχανές φουσητές	250 – 315
	Ειδικές μηχανές	300 – 450	
Μηχανές δοκιμών	Προσομοιωτές δοκιμών	250 – 290	
Υδραυλικά για : Χαλυβουργίες Δόμηση Σταθμούς ισχύος	Παραγωγή χάλυβος και δόμησης	Κινούμενες πλατφόρμες	100 – 150
		Βαρούλκα	
		Αντιδραστήρες	50 – 100
		Ατμοστρόβιλοι	120 – 250
		Κινούμενες γέφυρες Ανελκυστήρες	160 – 250
Υδραυλικά για Λατομεία	Λατομεία	Φορτωτές, τεμαχιστές	200 – 280
		Υποστηρικτές οροφής Μηχανές διάνοιξης τούνελ	320 – 420
Υδραυλικά μηχανημάτων εργασιών	Αγροτικών εργασιών	Τρακτέρ, μηχανήματα συγκομιδής	Έως – 100
	Μηχανήματα έργων	Συστήματα μεταφοράς Γερανοί, Παλετοφόρα	160 – 250
		Εκσκαφείς μηχανήματα τούνελ	350 – 420
Υδραυλικά Ναυτιλίας		Σύστημα πηδαλίου	150 – 250
		Γερανοί καταστρώματος	150 – 300
		Bow thrusters	έως – 200

Όταν καθοριστούν τα όρια των πιέσεων σε ένα κύκλωμα, στη συνέχεια είναι δυνατόν να ξεκινήσει ο λεπτομερής υπολογισμός των πιέσεων όλων των υδραυλικών στοιχείων, ξεκινώντας από τους επενεργητές, την αντλία, τον κινητήρα, τις βαλβίδες, τα φίλτρα και τέλος την ελαιοδεξαμενή με τα παρελκόμενα της.

#### 4.7 Διαστασιολόγηση

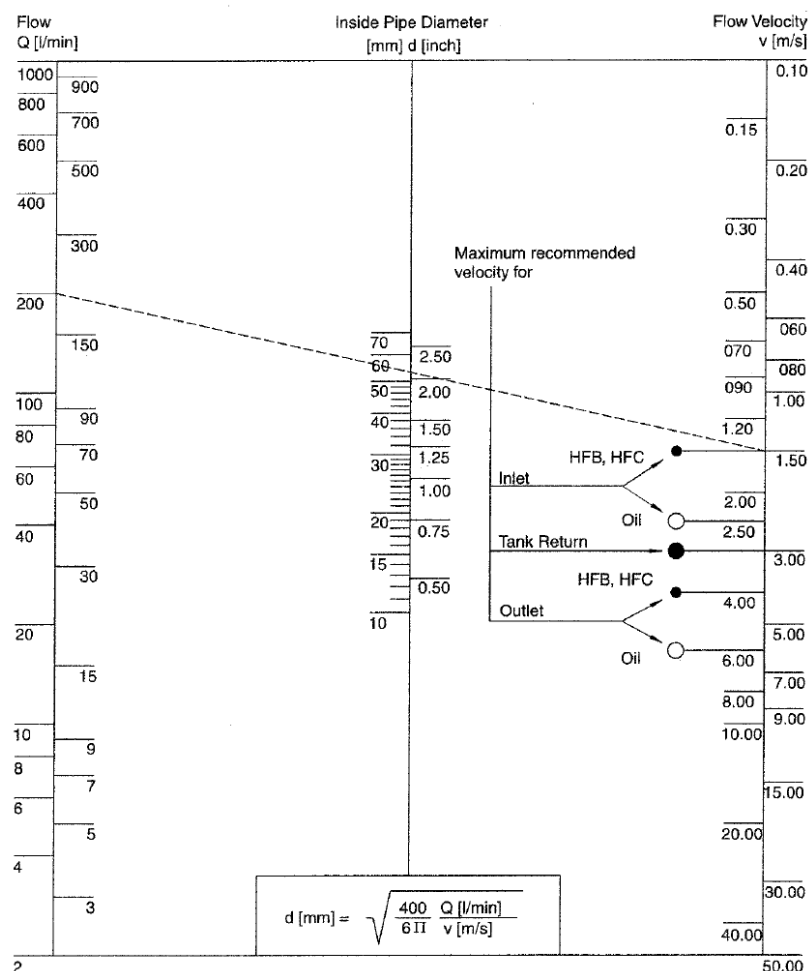
Η διαστασιολόγηση ενός υδραυλικού κυκλώματος επιτυγχάνεται με βάση τις απαιτήσεις του φορτίου (βάρος, επιθυμητή τροχιά, κατασκευαστικές παράμετροι, γεωμετρία). Μέσα από αυτά τα στοιχεία υπολογίζεται ο κατάλληλος επενεργητής και καθορίζεται η πίεση και η παροχή του συστήματος, δηλαδή ο τύπος και το μέγεθος της υδραυλικής αντλίας, η ροπή στρέψης και ο αριθμός στροφών του ηλεκτροκινητήρα. Στην συνέχεια παρατίθενται μερικά παραδείγματα πραγματικών συστημάτων, τα οποία διαστασιολογήθηκαν με συστηματικό τρόπο σύμφωνα με τα παραπάνω.

**Παράδειγμα 1.** Σε μία εφαρμογή ναυτιλίας καλείται να κινηθεί υδραυλικά το πηδάλιο ενός πλοίου. Το έμβολο επάνω στο οποίο θα προσαρμοστεί ο μηχανισμός πηδαλίου ζητείται να κινήσει το πηδάλιο με δύναμη **10 KN** και ταχύτητα **0,1 m/sec**, εκτελώντας ωφέλιμη διαδρομή εμβόλου **0,4 m**. Υδραυλική μονάδα υπάρχει στο πλοίο για την κίνηση των γερανών και ζητείται να διαπιστωθεί αν πίεση των 210 bar και η περίσσεια της παροχής από την κίνηση των γερανών που είναι της τάξης των 8,5 Lit/min επαρκούν για την κίνηση του πηδαλίου χρησιμοποιώντας σερβομηχανισμό.

Έχει καθοριστεί η μορφή του αυτοματισμού και με βάση του Πιν. 4-3 εκλέγεται το εύρος των επιθυμητών πιέσεων. Στη συνέχεια, υπολογίζεται η διάμετρος του εμβόλου και η διάμετρος του βάκτρου του και με βάση την ταχύτητα του εμβόλου υπολογίζεται η παροχή της αντλίας. Από τον Πιν. 4-3, εκλέγεται εύρος πιέσεων από 150 έως 250 bar. Για αυτό το εύρος πιέσεων επιλέγεται υδραυλικό έμβολο Φ40/Φ28/Φ28mm με διπλό βάκτρο το οποίο παρέχει δύναμη 16 KN (για πίεση 250 bar) και δύναμη 10 KN (για πίεση 157 bar). Συνεπώς από την υπάρχουσα υδραυλική μονάδα το νέο κύκλωμα ενδεχομένως να απαιτήσει πίεση της τάξης των 157-250 bar. Στη συνέχεια, υπολογίζεται το έμβολο ώστε να μπορεί να ανταποκριθεί στις πιο πάνω δυνάμεις. Από τους επιμέρους υπολογισμούς του εμβόλου προκύπτει ότι η μέγιστη πίεση που μπορεί να εφαρμοστεί στο έμβολο, χωρίς να υπάρξουν προβλήματα είναι η πίεση των 210 bar. Για το λόγο αυτό το νέο κύκλωμα πρέπει να ρυθμιστεί σε όρια πιέσεων 157-210 bar, με αποτέλεσμα η δύναμη του εμβόλου να περιοριστεί στα όρια των 10 KN έως 13,46 KN. Σύμφωνα με την Εξ. (4-6) σε ένα σερβομηχανισμό πρέπει να επιλεγθεί το υδραυλικό έμβολο με τέτοιο τρόπο ώστε να παράγει μια δύναμη 30% μεγαλύτερη από την επιθυμητή δύναμη και αυτό διότι απαιτείται να υπάρχει επάρκεια πίεσης. Το έμβολο που έχει επιλεγθεί τηρεί την πιο πάνω συνθήκη

διότι για πίεση 210 bar η δύναμη που ασκεί είναι 13,46 KN (δηλαδή 10 KN x 1,3 = 13 KN), επομένως υπάρχει επάρκεια πίεσης όταν η πίεση του κυκλώματος ρυθμιστεί στα 210 bar. Στην συνέχεια εξετάζεται αν υπάρχει και επάρκεια ροής. Από τις Εξ. (4-7) και (4-8) υπολογίζονται η ροή της βαλβίδας και η πτώση πίεσης του φορτίου και από τις Εξ. (4-9) και (4-10) υπολογίζονται η ροή του ρευστού όταν το φορτίο είναι μηδενικό και η εκτιμώμενη ροή της βαλβίδας για πτώση πίεσης 70 bar. Τα αποτελέσματα κρίνονται ικανοποιητικά και υπάρχει διαθέσιμη πίεση και παροχή για την κίνηση του πηδαλίου χρησιμοποιώντας σερβομηχανισμό.

**Παράδειγμα 2.** Στο παράδειγμα αυτό καλούμαστε να υπολογίσουμε την εσωτερική διαμέτρου των σωληνώσεων στις γραμμές αναρρόφησης, πίεσης και επιστροφής. Ο υπολογισμός της εσωτερικής διαμέτρου των σωληνώσεων μπορεί να γίνει είτε χρησιμοποιώντας το νομογράφημα του Σχ. 4-48 είτε υπολογιστικά (σε επόμενο παράδειγμα θα γίνει εκτενέστερη αναφορά του υπολογισμού αυτού).



**Σχήμα 4-48.** Νομογράφημα υπολογισμού σωληνώσεων (Parker, Industrial Hydraulics).

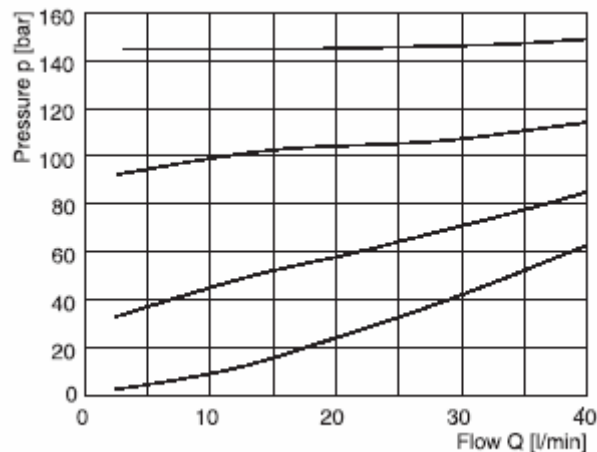
Η χρησιμοποίηση του νομογραφήματος είναι μία πρακτική γρήγορη και ακριβής μεθοδολογία εύρεσης της εσωτερικής διαμέτρου των σωληνώσεων. Για τον υπολογισμό

της διαμέτρου των σωληνώσεων βασικό ρόλο παίζει το υδραυλικό ρευστό. Η παροχή της αντλίας σημειώνεται στην αριστερή πλευρά του νομογραφήματος και η επιτρεπόμενη ταχύτητα στη δεξιά πλευρά του, με βάση τον τύπο του υδραυλικού ρευστού και τον τύπο της γραμμής (αναρρόφησης, επιστροφής ή πίεσης). Ενώνοντας τα δύο αυτά σημεία με μια ευθεία γραμμή, η κεντρική στήλη τέμνεται στα σημεία όπου αναγράφεται η εσωτερική διάμετρος των σωληνώσεων από την γραμμή αυτή. Το πάχος των σωληνώσεων λαμβάνεται από τους πίνακες κατασκευαστών σωληνώσεων (το πάχος δίνεται σε συνάρτηση με την πίεση). Μεγάλη προσοχή χρειάζεται στον υπολογισμό των σωληνώσεων της γραμμής επιστροφής διότι σε περιπτώσεις όπου υπάρχουν πολλά υδραυλικά έμβολα υπάρχει η περίπτωση στη γραμμή επιστροφής η μάζα του ρευστού να είναι πολύ μεγαλύτερη από αυτή που υπάρχει στη γραμμή της πίεσης. Συνεπώς για τη γραμμή επιστροφής δεν εξετάζεται μόνο η παροχή της αντλίας αλλά και η επιστρεφόμενη ποσότητα ρευστού από τα έμβολα. Εξετάζοντας το νομογράφημα του Σχ. 4-48, για παροχή 200 Lt/min, και για υδραυλικό ρευστό HFB, HFC στη γραμμή αναρρόφησης η σωληνώση θα πρέπει να έχει εσωτερική διάμετρο περίπου 55 mm. Με αυτή την τιμή ως πρώτη εκτίμηση της εσωτερικής διαμέτρου και συμβουλευόμενοι τους πίνακες με τις τυποποιημένες διαστάσεις σωληνώσεων εκλέγεται τελικά η κατάλληλη εσωτερική διάμετρος.

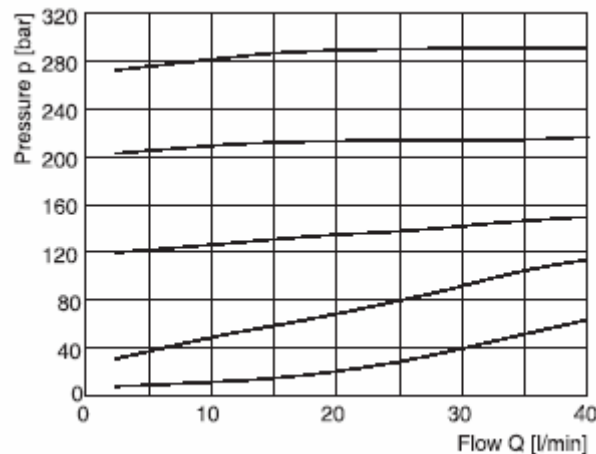
Στη συνέχεια, ακολουθεί η διαδικασία επιλογής των δομικών στοιχείων του υδραυλικού κυκλώματος, δηλαδή των βαλβίδων πίεσης ροής, αντεπιστροφής και διεύθυνσης. Η επιλογή των κατάλληλων βαλβίδων εξαρτάται από το είδος και τις απαιτήσεις του αυτοματισμού. Η εκλογή των μεγεθών τους εξαρτάται από την παροχή σε συνάρτηση με την πίεση και της πτώσης πίεσης μέσα στις βαλβίδες. Παρακάτω παρουσιάζεται μια συστηματική εμπειρική μεθοδολογία εύρεσης των βασικών βαλβίδων ενός κυκλώματος.

**Βαλβίδα ρύθμισης της ανώτερης πίεσης του κυκλώματος (ασφαλιστικό).** Το πρώτο που εξετάζεται στην εκλογή του ασφαλιστικού, είναι η πίεση που πρέπει να ρυθμιστεί. Επειδή τα ασφαλιστικά συνήθως είναι ρυθμιζόμενα και καλούνται να καλύψουν όλο το εύρος πιέσεων σε έναν αυτοματισμό, έχουν κατασκευαστεί με τέτοιο τρόπο ώστε να καλύπτουν ομάδες πιέσεων έως 64 bar, 100 bar, 160 bar, 250 bar, 315 bar, 630 bar κλπ. Στην εκλογή του ασφαλιστικού πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη σημασία στις καμπύλες παροχής σε συνάρτηση με την πίεση που πρέπει να ρυθμιστεί, διότι ένα ασφαλιστικό π.χ. με μέγιστη πίεση ρύθμισης τα 315 bar, όταν πρόκειται να ρυθμιστεί σε μία πίεση 100 bar, έχει ένα εύρος απόκλισης πολύ μεγαλύτερο από το ασφαλιστικό που έχει μέγιστη τιμή πίεσης ρύθμισης τα 160 bar, βλ. Σχ. 4-49 και 4-50. Ως εκ τούτου σε μια τέτοια περίπτωση αφενός προκαλείται ταλάντωση στο σύστημα λόγω έλλειψης ελαστικότητας και αφετέρου

δεν μπορεί να επιτευχθεί ακριβής ρύθμιση του ασφαλιστικού σε χαμηλές πιέσεις.



**Σχήμα 4-49.** Ασφαλιστικό με μέγιστη ρύθμιση πίεσης 160bar (Parker, Industrial Hydraulics).



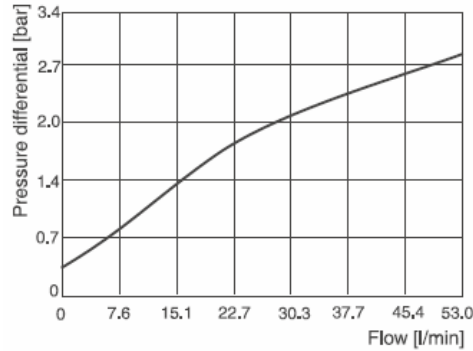
**Σχήμα 4-50.** Ασφαλιστικό με μέγιστη ρύθμιση πίεσης 315bar (Parker, Industrial Hydraulics).

**Βαλβίδες αντεπιστροφής και ροής.** Αυτές οι βαλβίδες καλούνται να καλύψουν τη ροή που περνάει από τις βαλβίδες διεύθυνσης. Το μέγεθός τους είναι ίδιο με αυτό των βαλβίδων διεύθυνσης, όταν οι βαλβίδες αντεπιστροφής και ελέγχου ροής τοποθετούνται κάτω από τις βαλβίδες διεύθυνσης (τοποθέτηση sandwich). Στον υπολογισμό απαιτείται να επιβεβαιωθεί αυτό το γεγονός. Σε αυτές τις περιπτώσεις περισσότερο ενδιαφέρον έχει ο υπολογισμός της πτώσης πίεσης που δημιουργείται στη βαλβίδα αντεπιστροφής. Στα Σχ. 4-51 και 4-52 παρουσιάζονται οι καμπύλες λειτουργίας τέτοιων βαλβίδων που αφορούν στην πτώση πίεσης σε συνάρτηση με την παροχή.

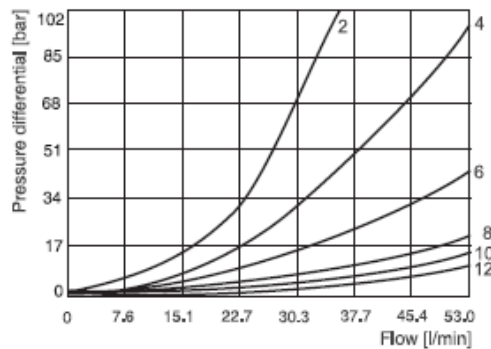
Σε περιπτώσεις που οι βαλβίδες αντεπιστροφής και οι στραγγαλιστικές βαλβίδες είναι βαλβίδες γραμμής, δηλαδή δεν τοποθετούνται κάτω από τις βαλβίδες διεύθυνσης αλλά στην γραμμή των σωληνώσεων, τότε το μέγεθός τους εξαρτάται από την παροχή και απαιτείται να συγκριθεί με τα μεγέθη των σωληνώσεων που έχουν επιλεγεί. Σε



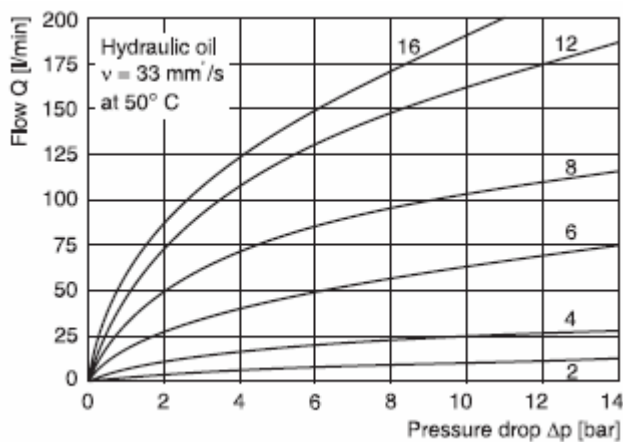
περιπτώσεις που οι βαλβίδες αντεπιστροφής και οι στραγγαλιστικές βαλβίδες τοποθετούνται στα υδραυλικά μπλοκ, το μέγεθός τους εξαρτάται από το σπείρωμα που έχει το μπλοκ στο σημείο τοποθέτησής τους και απαιτείται η παροχή τους να συγκριθεί με την διάμετρο του σπειρώματος. Στα Σχ. 4-53 και 4-54 παρουσιάζονται οι καμπύλες λειτουργίας στραγγαλιστικών βαλβίδων και βαλβίδων αντεπιστροφής για τοποθέτηση στη γραμμή.



**Σχήμα 4-51.** Πτώση πίεσης σε συνάρτηση με την παροχή, σε βαλβίδα αντεπιστροφής, τοποθετημένη κάτω από βαλβίδα NG06 (Parker, Industrial Hydraulics).

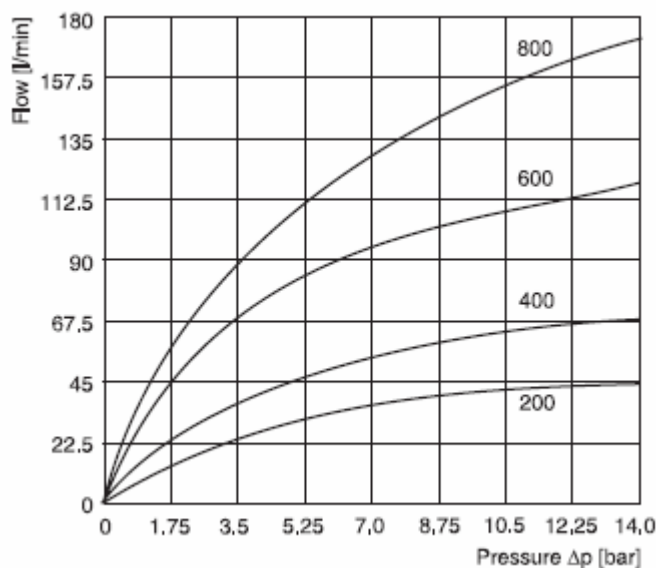


**Σχήμα 4-52.** Πτώση πίεσης σε συνάρτηση με την παροχή, σε στραγγαλιστική βαλβίδα, τοποθετημένη κάτω από βαλβίδα NG06 (Parker, Industrial Hydraulics).



Κωδικός	Μέγεθος
2	G 1/8
4	G 1/4
6	G 3/8
8	G 1/2
10	G 3/4
12	G 1

**Σχήμα 4-53.** Πτώση πίεσης σε συνάρτηση με την παροχή, σε στραγγαλιστικές βαλβίδες διαφόρων μεγεθών (Parker, Industrial Hydraulics).



Κωδικός	Μέγεθος
200	G 1/8
400	G 1/4
600	G 3/8
800	G 1/2

**Σχήμα 4-54.** Πτώση πίεσης σε συνάρτηση με την παροχή, σε βαλβίδες αντεπιστροφής διαφόρων μεγεθών (Parker, Industrial Hydraulics).

**Παράδειγμα 3.** Στο παράδειγμα αυτό υπολογίζονται τα χαρακτηριστικά των βαλβίδων διεύθυνσης. Η εκλογή των βαλβίδων διεύθυνσης είναι ένα από τα σημαντικότερα σημεία υπολογισμού ενός υδραυλικού συστήματος, διότι καθορίζουν τη διεύθυνση της κίνησης και δημιουργούν τις συνθήκες που απαιτούνται σε κατάσταση ηρεμίας του κυκλώματος. Από κατασκευαστικής πλευράς οι βαλβίδες αυτές χωρίζονται στη βαλβίδα με έδρα (poppet valves) και στη βαλβίδα με σύρτη (spool valves). Οι βαλβίδες διεύθυνσης χαρακτηρίζονται από δύο αριθμούς. Ο πρώτος αντιστοιχεί στους “δρόμους” του ρευστού εντός της βαλβίδας και ο δεύτερος αριθμός αντιστοιχεί στις “θέσεις” που έχει η βαλβίδα. Οι βαλβίδες περιλαμβάνουν τη θυρίδα πίεσης (P), τη θυρίδα επιστροφής στο δοχείο (T), τις θυρίδες έργου (A, B) τη θυρίδα εντολής (X) και τέλος τη θυρίδα διαρροής προς το δοχείο (Y). Έτσι για παράδειγμα η βαλβίδα 2/2 είναι δυο δρόμων P, A και δύο θέσεων (π.χ. η πρώτη θέση αντιστοιχεί στη ροή από το P στο A και η δεύτερη στη διακοπή της ροής). Η βαλβίδα 4/2 είναι τεσσάρων δρόμων P, A, B, T και δύο θέσεων (π.χ. η πρώτη θέση αντιστοιχεί στη ροή από το P στο A και από το B στο T και η δεύτερη στη ροή από το P στο B και από το A στο T). Η βαλβίδα 4/3 είναι τεσσάρων δρόμων P, A, B, T και τριών θέσεων (π.χ. η πρώτη θέση αντιστοιχεί στη ροή από το P στο A και από το B στο T, η τρίτη θέση στη ροή από το P στο B και από το A στο T και η δεύτερη θέση αντιστοιχεί στην κατάσταση ηρεμίας της βαλβίδας η οποία εκτελεί σύνθετες ροές). Στον Πιν. 4-4 φαίνονται ορισμένες βαλβίδες (4/3 και 4/2). Επισημαίνεται ότι πρέπει να εξετάζεται και η κατάσταση εναλλαγής μίας βαλβίδας δηλαδή να διερευνάται τι συμβαίνει κατά τη μετάβαση από τη μία στην άλλη θέση (π.χ. Spool type 8 και 9). Αυτό περιγράφεται με διακεκομμένη γραμμή.

**Πίνακας 4-4.** Τυποποίηση και ονομασία βαλβίδων διεύθυνσης ροής (Parker Hannifin, Industrial Hydraulics).

Code	Spool type		
	a	0	b
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
10			
11			
14			
15			
16			

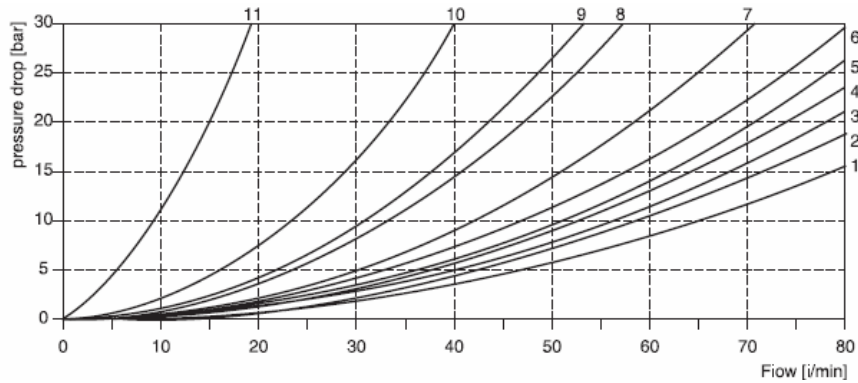
Code	Spool type		
	a	0	b
21			
22			
31			
32			
76			
78			
81			
82			

Code	Spool type		
	a	0	b
8			
9			

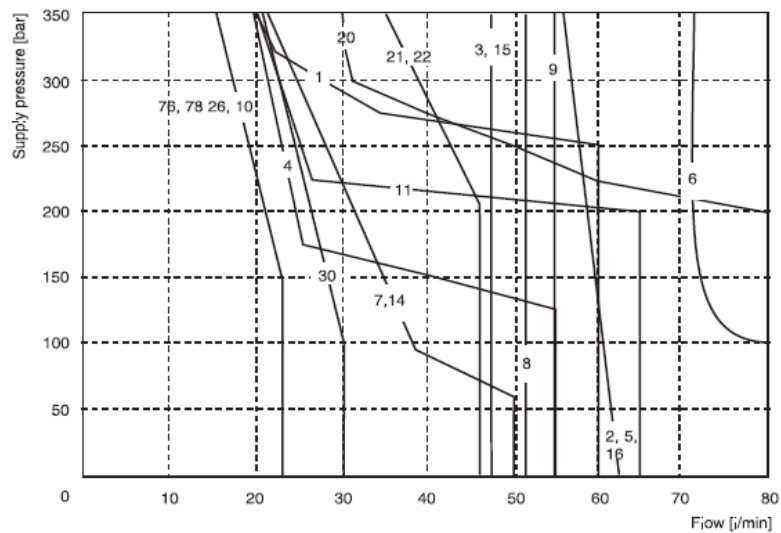
Code	Spool type	
	a	b
20		
26		
30		

Η αλλαγή κατάστασης στις μικρές βαλβίδες μεγέθους NG06 και NG10 επιτυγχάνεται με ηλεκτρική, πνευματική, υδραυλική ή μηχανική εντολή, ενώ στις υπόλοιπες επιτυγχάνεται κυρίως με υδραυλική εντολή μέσω πιλότου NG06. Η εκλογή του μεγέθους των βαλβίδων διεύθυνσης εξαρτάται από την παροχή ρευστού που περνάει μέσα από αυτή. Στις περιπτώσεις που εξετάζονται βαλβίδες άμεσης ενεργοποίησης με ηλεκτρική εντολή NG06 και NG10, για την εκλογή τους λαμβάνονται υπόψη και άλλες παράμετροι, αφού για να γίνει εναλλαγή της βαλβίδας από τη μία κατάσταση στην άλλη απαιτείται κάποια δύναμη που προέρχεται από το πηνίο της βαλβίδας. Αυτό σημαίνει ότι ο ηλεκτρομαγνήτης καλείται να υπερνικήσει τις εσωτερικές δυνάμεις που δημιουργούνται στο σύρτη (spool) της βαλβίδας. Γι' αυτό το λόγο υπάρχουν τα διαγράμματα που καθορίζουν τα όρια κάτω από τα οποία μπορεί το πηνίο να κινήσει το σύρτη (spool) της βαλβίδας, τα οποία σχεδιάζονται με βάση τύπο της βαλβίδας και την τιμή του ρεύματος εντολής. Στο Σχ. 4-55 και 4-56 παρουσιάζονται τέτοια διαγράμματα εκλογής βαλβίδων διεύθυνσης μεγέθους NG06 και στα Σχ. 4-57, 4-58 και 4-59 παρουσιάζονται αντίστοιχα διαγράμματα εκλογής βαλβίδων διεύθυνσης μεγέθους NG10. Εδώ πρέπει βάσει του τύπου της βαλβίδας που έχει επιλεγεί να βρεθεί η καμπύλη που αντιστοιχεί στη βαλβίδα και να εξεταστεί η πτώση πίεσης σε συνάρτηση με την παροχή. Στη συνέχεια, αν τα αποτελέσματα βρίσκονται σε αποδεκτά επίπεδα, βλ. Πιν. 4-5 και Πιν. 4-6, ελέγχονται τα άνω όρια παροχής σε συνάρτηση με την πίεση λειτουργίας που επιτρέπουν την εναλλαγή κατάστασης ενεργοποιώντας τη βαλβίδα με ηλεκτρική εντολή. Ανάλογα με τον τύπο της βαλβίδας βρίσκεται από τον πίνακα ο αριθμός της καμπύλης και ανατρέχοντας στο διάγραμμα φαίνεται η πτώση πίεσης σε συνάρτηση με τη ροή.

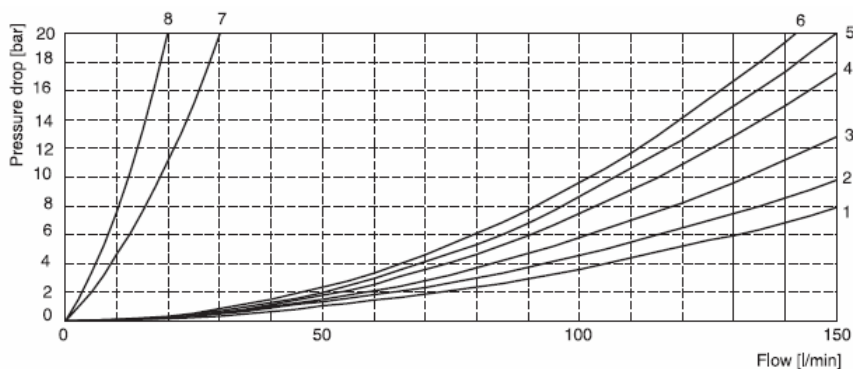
Στο Σχ. 4-56 απεικονίζεται το διάγραμμα εύρεσης των άνω επιτρεπτών ορίων παροχής σε συνάρτηση με την πίεση λειτουργίας και του τύπου της βαλβίδας. Το διάγραμμα είναι ενδεικτικό για πηνία DC, ρευστό 35 cSt και για βαλβίδες με δύο πηνία με συμμετρική ροή στις δύο πλευρές A και B. Στις περιπτώσεις ενός πηνίου οι καμπύλες μειώνονται έως και κατά 30 % ανάλογα τη βαλβίδα.



**Σχήμα 4-55.** Διάγραμμα εκλογής βαλβίδων διεύθυνσης μεγέθους NG06 (Parker, Industrial Hydraulics).



**Σχήμα 4-56.** Διάγραμμα εκλογής βαλβίδων διεύθυνσης μεγέθους NG06 (Parker, Industrial Hydraulics).

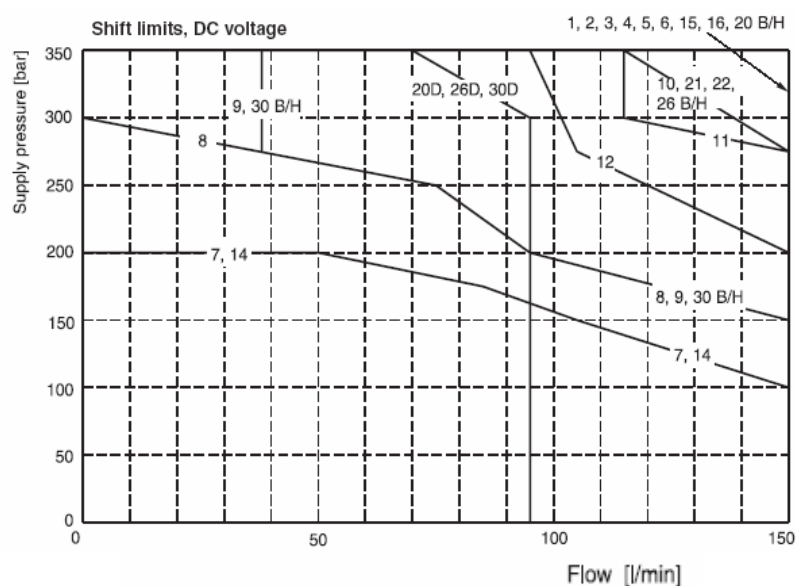


**Σχήμα 4-57.** Διάγραμμα εκλογής βαλβίδων διεύθυνσης μεγέθους NG10 (Parker, Industrial Hydraulics).

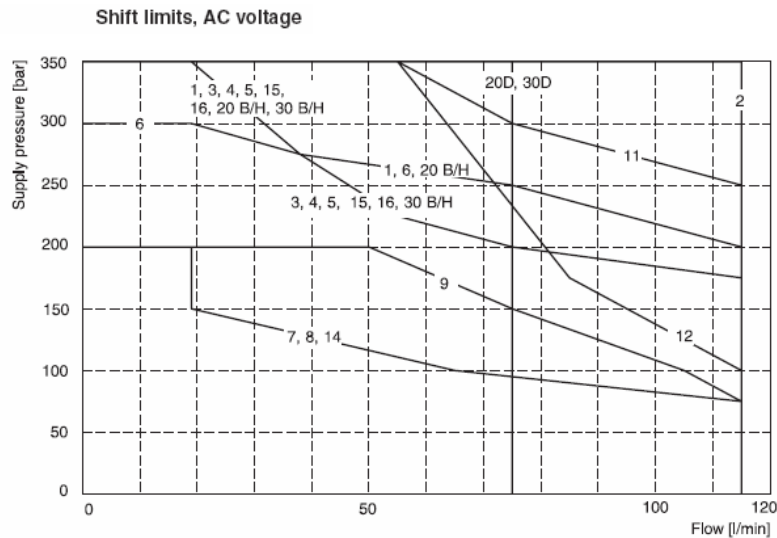
**Πίνακας 4-5.** Τεχνικά χαρακτηριστικά βαλβίδας διεύθυνσης NG06 (Parker Hannifin, Industrial Hydraulics).

Spool	Position "b"		Position "a"		Position "0"					
	P->A	B->T	P->B	A->T	P->A	P->B	A->T	B->T	P->T	A->B
1	4	1	4	1	-	-	-	-	-	-
2	5	2	5	2	4	4	1	1	6	1
3	4	1	4	2	-	-	8	-	-	-
4	4	2	4	2	-	-	7	7	-	9
5	4	1	5	1	9	-	-	-	-	-
6	5	1	5	1	9	9	-	-	-	9
7	5	2	4	1	-	5	-	1	7	-
10	4	-	4	-	-	-	-	-	-	-
11	4	2	4	2	-	-	11	11	-	-
14	2	5	1	4	5	-	1	-	7	-
15	4	2	4	1	-	-	-	8	-	-
16	5	1	4	1	-	-	9	-	-	-
20	5	1	5	1	-	-	-	-	-	-
26	6	-	6	-	-	-	-	-	-	-
30	5	1	5	1	-	-	-	-	-	-
81	10	10	10	10	-	-	-	-	-	-
82	10	10	10	10	-	-	1)*	1)*	-	-
	P->B	A->T	P->A	B->T	P->A	P->B	A->T	B->T	P->T	A->B
8	2	2	2	2	-	-	-	-	8	-
9	3	3	3	3	-	-	-	-	9	-

	Position "b"			Position "a"		
	P->A	P->B	A->B	P->B	A->T	
21	3	3	3	6	1	
	P->A	B->T		P->A	P->B	A->B
22	6	1		3	3	3



**Σχήμα 4-58.** Διάγραμμα εκλογής βαλβίδων διεύθυνσης μεγέθους NG10 (Parker, Industrial Hydraulics).



**Σχήμα 4-59.** Διάγραμμα εκλογής βαλβίδων διεύθυνσης μεγέθους NG10 (Parker Hannifin, Industrial Hydraulics).

**Πίνακας 4-6.** Τεχνικά χαρακτηριστικά βαλβίδας διεύθυνσης NG10 (Parker Hannifin, Industrial Hydraulics).

Spool	Position "b"		Position "a"		Position "0"					
	P->A	B->T	P->B	A->T	P->A	P->B	A->T	B->T	P->T	A->B
1	4	3	4	3	-	-	-	-	-	-
2	4	1	4	1	3	3	1	1	5	1
3	4	3	5	2	-	-	4	-	-	-
4	4	2	4	2	-	-	3	3	-	5
5	4	3	5	3	5	-	-	-	-	-
6	4	3	4	3	6	6	-	-	-	6
7	5	1	4	3	-	4	-	2	6	-
10	4	-	4	-	-	-	-	-	-	-
11	4	3	4	3	-	-	8	8	-	-
12	4	3	4	3	7	7	7	7	8	8
14	4	3	5	1	4	-	2	-	6	-
15	5	2	4	3	-	-	-	4	-	-
16	5	3	4	3	-	-	5	-	-	-
20	4	3	4	3	-	-	-	-	-	-
26	4	-	4	-	-	-	-	-	-	-
30	4	2	4	2	-	-	-	-	-	-
	P->B	A->T	P->A	B->T	P->A	P->B	A->T	B->T	P->T	A->B
8	4	3	4	3	-	-	-	-	6	-
9	4	4	4	4	-	-	-	-	6	-

	Position "b"			Position "a"		
	P->A	P->B	A->B	P->B	A->T	
21	5	4	6	3	3	
	P->A	B->T		P->A	P->B	A->B
22	3	3		4	5	6

Στην περίπτωση εφαρμογής ενός υδραυλικού κυκλώματος όπου υπάρχει πρόθεση

να χρησιμοποιηθεί κάτω από τις ίδιες συνθήκες παροχής 40 Lt/min και πίεσης 160 bar, μία βαλβίδα 4/3 με κατάσταση ηρεμίας P κλειστό, A, B, T, με βάση την εκλογή των βαλβίδων στους πίνακες του κατασκευαστή παρατηρούνται τα εξής:

Για βαλβίδα NG06 με Spool 4 βλ. Σχ. 4-55 και Πιν. 4-5, λαμβάνονται,

- η ροή από το P στο A στη θέση b αντιστοιχεί στην καμπύλη 4,
- η ροή από το B στο T στη θέση b αντιστοιχεί στην καμπύλη 2,
- η ροή από το P στο B στη θέση a αντιστοιχεί στην καμπύλη 4,
- η ροή από το A στο T στη θέση a αντιστοιχεί στην καμπύλη 2,
- η ροή από το A στο T στη θέση ηρεμίας αντιστοιχεί στην καμπύλη 7,
- η ροή από το B στο T στη θέση ηρεμίας αντιστοιχεί στην καμπύλη 7
- η ροή από το A στο B στη θέση ηρεμίας αντιστοιχεί στην καμπύλη 9

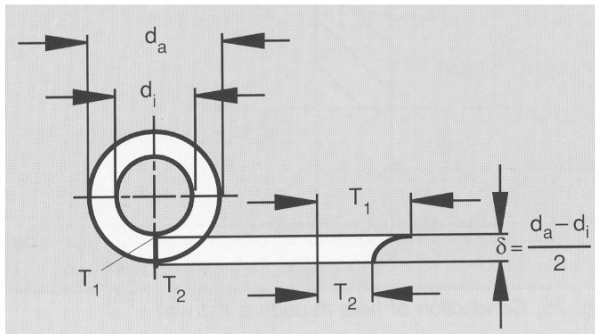
Τα ίδια χαρακτηριστικά έχει και η βαλβίδα Spool 11 εκτός από τη θέση ηρεμίας της που αντιστοιχεί στη :

- ροή από το A στο T στη θέση ηρεμίας (καμπύλη 11)
- ροή από το B στο T στη θέση ηρεμίας (καμπύλη 11).

Οι καμπύλες αυτές στο διάγραμμα του Σχ. 4-55 δηλώνουν ότι υπάρχει πτώση πίεσης η οποία είναι σχεδόν ίδια και στις δύο βαλβίδες, με εξαίρεση τη θέση ηρεμίας της βαλβίδας με Spool 11 στην οποία η πτώση πίεσης είναι πολύ μεγάλη γεγονός το οποίο είναι αναμενόμενο. Από το διάγραμμα του Σχ. 4-56 λαμβάνονται τα άνω επιτρεπτά όρια παροχής σε συνάρτηση με την πίεση λειτουργίας και παρατηρείται ότι η βαλβίδα Spool 4 είναι αδύνατον να λειτουργήσει για τη συγκεκριμένη παροχή και πίεση, οπότε αναγκαστικά πρέπει να επιλεγθεί μεγαλύτερη βαλβίδα NG10. Αντίθετα διαπιστώνεται από το ίδιο διάγραμμα ότι η βαλβίδα Spool 11 μπορεί να λειτουργήσει κανονικά στο κύκλωμα.

**Παράδειγμα 4.** Εδώ μελετάται η απώλεια ισχύος και η θερμοκρασία λειτουργίας ενός υδραυλικού κυκλώματος. Τα υδραυλικά συστήματα χρησιμοποιούν μηχανισμούς μετατροπής ενέργειας, οι οποίοι έχουν υψηλότερη ενεργειακή απόδοση σε σύγκριση με τα υπόλοιπα συστήματα (π.χ. ηλεκτρομηχανικά, πνευματικά). Κατά τη μετατροπή ενέργειας υπάρχουν απώλειες, οι οποίες εμφανίζονται υπό μορφή θερμότητας. Σε ένα υδραυλικό αυτοματισμό ελέγχεται ο ισολογισμός των θερμικών φορτίων ώστε να βρεθεί η θερμοκρασία λειτουργίας και να εκτιμηθεί αν το κύκλωμα χρειάζεται εναλλάκτη θερμότητας.

Μετάδοση θερμότητας παρατηρείται κυρίως στις σωληνώσεις και στο δοχείο. Στις σωληνώσεις η απώλεια θερμότητας υπολογίζεται μόνο όταν το μήκος των σωληνώσεων είναι μεγάλο, βλ. Σχ. 4-60, ενώ τα υδραυλικά δοχεία θεωρούνται ως φυσικοί εναλλάκτες θερμότητας, βλ. Σχ. 4-61.



$$\dot{Q} = \frac{2\pi \cdot L \cdot \lambda}{\ln \frac{d_a}{d_i}} \cdot (T_1 - T_2)$$

**Σχήμα 4-60.** Υπολογισμός απωλειών θερμότητας σε σωληνώσεις (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

Μέγεθος Δοχείου	A in m <sup>2</sup>	ΔT= 20 K	ΔT= 30 K	ΔT= 40 K
63	0,89	0,21	0,32	0,42
100	1,16	0,28	0,42	0,56
160	1,58	0,38	0,57	0,76
250	2,12	0,51	0,76	1,02
400	2,98	0,72	1,07	1,44
630	3,91	0,94	1,41	1,88
800	4,75	1,14	1,71	2,28
1000	5,4	1,30	1,94	2,60

$$\dot{Q} = k \cdot A (T_{\text{δοχείου}} - T_{\text{περιβάλ.}})$$

k=συντελεστής θερμικής μετάδοσης, k = 0,01kW/m<sup>2</sup> °C

**Σχήμα 4-61.** Υπολογισμός απωλειών θερμότητας σε υδραυλικά δοχεία (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

Η αύξηση θερμοκρασίας σε κάποιο σημείο του κυκλώματος συνοδεύεται με απώλεια ισχύος η οποία εντοπίζεται συνήθως στις εξής περιπτώσεις:

- Χαμηλή απόδοση των εξαρτημάτων. Η απώλεια ισχύος υπολογίζεται από τη σχέση,

$$P_{v1} = \frac{\dot{V} p_s}{600 \Pi_\eta} \quad (4-12)$$

όπου  $\dot{V}$  είναι η συνολική ροή του ρευστού και  $\Pi_\eta$  είναι η αποδοτικότητα των εξαρτημάτων (πχ. αντλιών, κινητήρων κτλ.)

- Εσωτερικές διαρροές. Η απώλεια ισχύος σε αυτή την περίπτωση υπολογίζεται από τη σχέση,

$$P_{v2} = \frac{\dot{V}_L \Delta p}{600} \quad (4-13)$$

όπου  $\dot{V}_L$  είναι η εσωτερική διαρροή του ρευστού και  $\Delta p$  είναι η διαφορική πίεση.

- Στραγγαλιστικές βαλβίδες. Η απώλεια ισχύος είναι δίνεται από τη σχέση,



$$P_{v3} = \frac{\dot{V}_1 \Delta p_1}{600} + \frac{\dot{V}_2 \Delta p_2}{600} + \dots + \frac{\dot{V}_n \Delta p_n}{600} \quad (4-14)$$

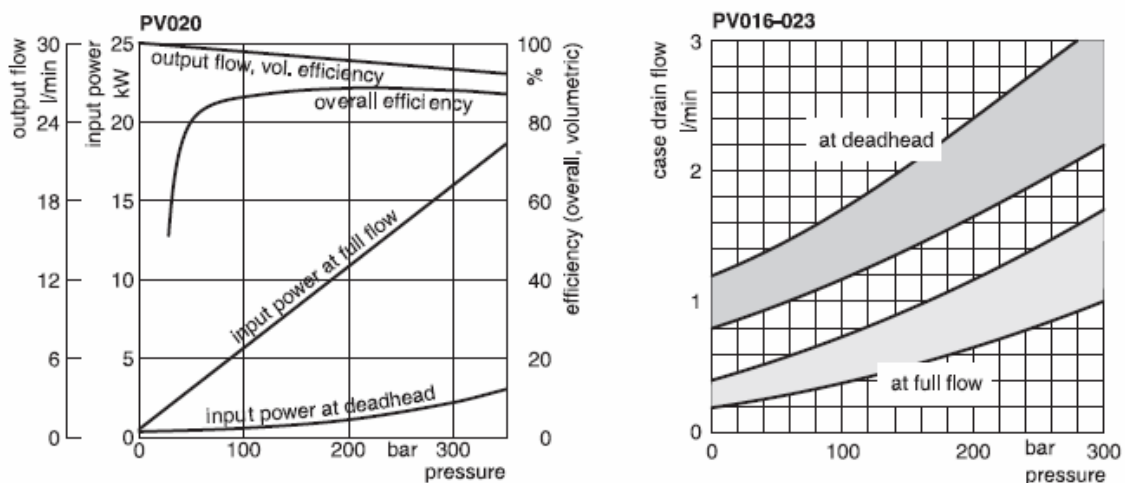
όπου  $\dot{V}_i$ ,  $i = 1, 2, \dots, n$ , είναι η ροή στους στραγγαλιστές και  $\Delta p_i$ ,  $i = 1, 2, \dots, n$ , είναι η πτώση πίεσης στους στραγγαλιστές.

- Αντιστάσεις ροής. Η απώλεια ισχύος υπολογίζεται από την,

$$P_{v4} = \frac{\dot{V} \sum_{i=1}^n \Delta p_i}{600} \quad (4-15)$$

όπου  $\dot{V}$  είναι η ροή του ρευστού και  $\sum_{i=1}^n \Delta p_i$  είναι η συνολική πτώση πίεσης.

Στη συνέχεια, εξετάζεται ένα υδραυλικό σύστημα ως προς τη θερμοκρασία λειτουργίας του, το οποίο ευρίσκεται σε βιομηχανικό χώρο όπου υπάρχει διαθέσιμη παροχή βιομηχανικού νερού ψύξης θερμοκρασίας 20°C και περιλαμβάνει ένα δοχείο χωρητικότητας 160 Lt σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 35°C. Το κύκλωμα τροφοδοτείται από μία υδραυλική αντλία παροχής 25 Lt/min, η οποία είναι ρυθμισμένη στα 70 bar και εργάζεται το 80% του χρόνου λειτουργίας της χωρίς φορτίο (εμβολοφόρα 20 cc με ρυθμιστή ισχύος (pressure compensator)). Στον αυτοματισμό είναι τοποθετημένη μία αναλογική βαλβίδα διεύθυνσης η οποία λειτουργεί στο 20% της απόδοσής της με πτώση πίεσης 30 bar. Ρυθμίζοντας το ασφαλιστικό της αντλίας στα 70 bar και συμβουλευόμενοι τα τεχνικά χαρακτηριστικά της αντλίας από τα σχετικά φυλλάδια του κατασκευαστή, βλ. Σχ. 4-62, προκύπτει ότι για τη συγκεκριμένη πίεση υπάρχουν εσωτερικές διαρροές της τάξης των 1,2 Lt/min.



**Σχήμα 4-62.** Διάγραμμα πίεσης εσωτερικών διαρροών εμβολοφόρου αντλίας (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

Οι απώλειες ισχύος λόγω εσωτερικών διαρροών στις βαλβίδες στραγγαλισμού

υπολογίζονται, βλ. Εξ. 4-13 και 4-14 αντίστοιχα,

$$P_{v2} = [(1,2 \times 70) / 600] \times 0,8 = 0,112 \text{ kW} \quad \text{και} \quad P_{v3} = [(25 \times 30) / 600] \times 0,2 = 0,25 \text{ kW}$$

Έτσι, οι συνολικές απώλειες λόγω εσωτερικών απωλειών και στις βαλβίδες στραγγαλισμού είναι,

$$P_v = P_{v2} + P_{v3} = 0,362 \text{ kW}$$

και η θερμοκρασία λειτουργίας στις συνθήκες αυτές υπολογίζεται,

$$T_2 = [(P_v / [k \times A]) + T_1] = [(0,362 / [0,01 \times 1,58]) + 22] = 44,9^\circ\text{C}$$

Η θερμοκρασία αυτή θεωρείται χαμηλή για τη λειτουργία υδραυλικών συστημάτων και δεν απαιτείται εναλλάκτης θερμότητας.

Με αύξηση της πίεσης λειτουργίας από 70 στα 100 bar, η αντλία εργάζεται κατά 30% χωρίς φορτίο χρησιμοποιώντας πάλι αναλογική βαλβίδα με απόδοση 70% αντί 20% όπως πριν και με πτώση πίεσης 60 bar. Σε αυτή την περίπτωση οι απώλειες ισχύος υπολογίζονται,

$$P_{v2} = [(1,2 \times 100) / 600] \times 0,3 = 0,06 \text{ kW} \quad \text{και} \quad P_{v3} = [(25 \times 60) / 600] \times 0,7 = 1,75 \text{ kW}$$

Έτσι, οι συνολικές απώλειες λόγω εσωτερικών απωλειών και στις βαλβίδες στραγγαλισμού είναι,

$$P_v = P_{v2} + P_{v3} = 1,81 \text{ kW}$$

και η θερμοκρασία λειτουργίας στις συνθήκες αυτές είναι,

$$T_2 = [(P_v / [k \times A]) + T_1] = [(1,81 / 0,0158) + 22] = 136,6^\circ\text{C}$$

Η θερμοκρασία αυτή θεωρείται υψηλή για τη λειτουργία υδραυλικών συστημάτων και απαιτείται υπολογισμός για την χρησιμοποίηση εναλλάκτη θερμότητας.

Στη συνέχεια, ακολουθεί ο υπολογισμός του εναλλάκτη για μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας 60°C.

Η ισχύς που αποδίδει το δοχείο σαν φυσικός εναλλάκτης είναι,

$$P_T = (T_2 - T_1) \times k \times A = (60 - 22) \times 0,01 \times 1,58 = 0,6 \text{ kW}$$

Συνεπώς, η ζητούμενη ισχύς του εναλλάκτη υπολογίζεται,

$$P_k = P_v + P_{v3} - P_T = 1,81 - 0,6 = 1,21 \text{ kW}$$

Η ροή του λαδιού μέσα στον εναλλάκτη υπολογίζεται,

$$\dot{V}_k = \dot{V}_{\max} \times (\text{συντελεστής απόδοσης}) = 25 \times 0,7 = 17,5 \text{ Lt/min}$$

Υπάρχουν εναλλάκτες αέρος – λαδιού των οποίων η εκλογή του τύπου τους εξαρτάται από το σχεδιασμό και τη διαθεσιμότητα σε βιομηχανικό νερό. Αρχικά, θα

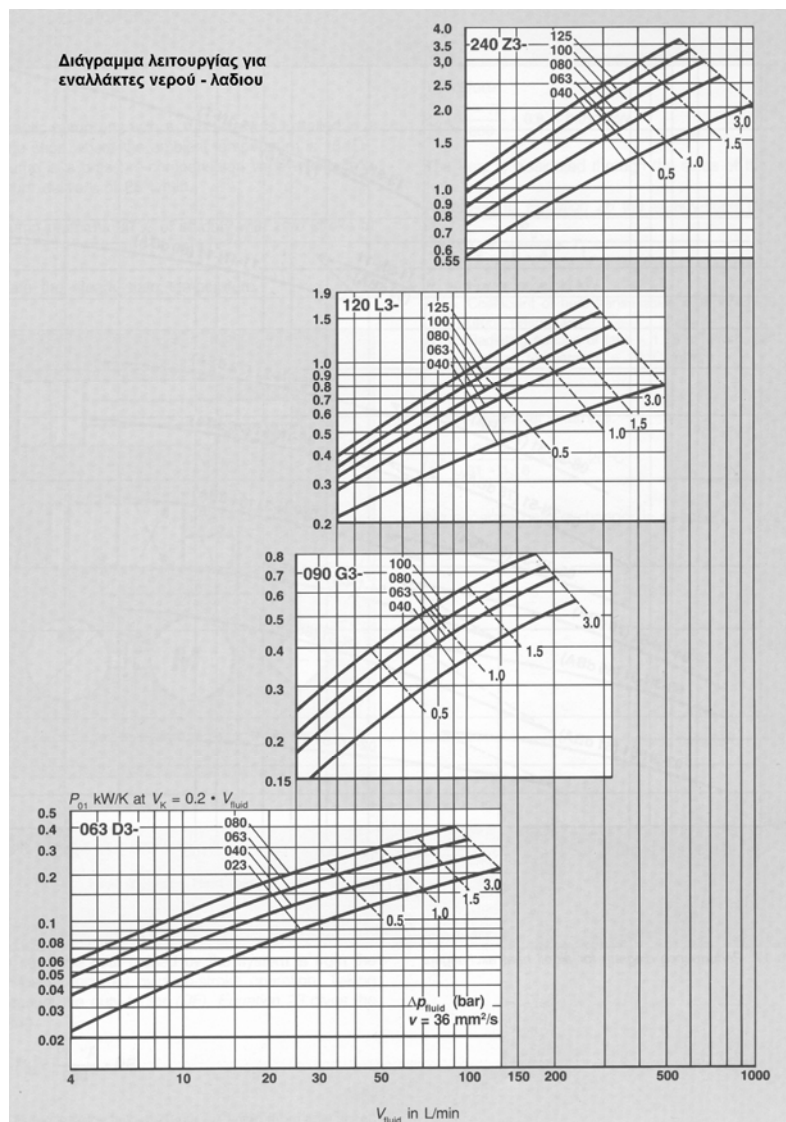
εξεταστεί η χρησιμοποίηση εναλλάκτη νερού – λαδιού. Εδώ αξίζει να σημειωθεί ότι η ισχύς του εναλλάκτη είναι,

$$P_{01} = P_k / ITD = 1,21 / 116,6 = 0,01\text{kW/K}$$

όπου ITD (Inlet Temperature Difference) = 1K (specific cooling capacity) και

$$ITD = t_{\text{λαδιου}} - t_{\text{νερου}} = 136,6 - 20 = 116,6 \text{ K}$$

Σύμφωνα με το Σχ. 4-63 λαμβάνεται ο μικρότερος εναλλάκτης για την εφαρμογή και είναι της τάξης των  $P_0 = 0,07 \text{ kW/K}$ , για παροχή τροφοδοσίας 17,5 Lt/min. Από την τιμή αυτή συμπεραίνεται ότι η τελική θερμοκρασία λειτουργίας θα είναι κατά πολύ χαμηλότερη από την επιθυμητή και για το λόγο αυτό απαιτείται να τοποθετηθεί μια ηλεκτροβαλβίδα NC στην είσοδο του νερού, της οποίας η λειτουργία θα ελέγχεται από θερμοστάτη που θα τοποθετηθεί στο δοχείο.



**Σχήμα 4-63.** Διάγραμμα λειτουργίας εναλλάκτη Νερού – Λαδιού (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

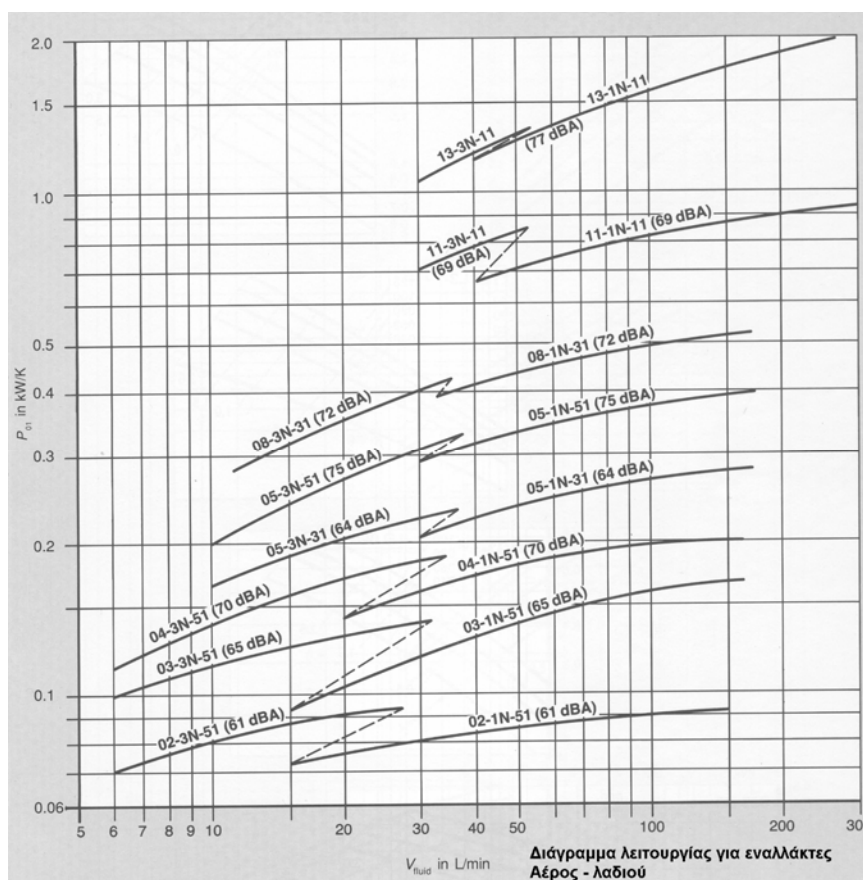
Θα εξεταστεί στη συνέχεια η χρησιμοποίηση εναλλάκτη αέρος – λαδιού. Η ισχύς του εναλλάκτη είναι,

$$P_{01} = P_k / ITD = 1,21 / 101,6 = 0,012 \text{ kW/K}$$

όπου ITD (Inlet Temperature Difference) = 1K (specific cooling capacity)

$$ITD = t_{\text{λαδιου}} - t_{\text{αερος}} = 136,6 - 35 = 101,6 \text{ K}$$

Σύμφωνα με το Σχ. 4-64 λαμβάνεται ο μικρότερος εναλλάκτης για την εφαρμογή και είναι της τάξης των  $P_0 = 0,075 \text{ kW/K}$ , για παροχή τροφοδοσίας 17,5 Lt/min. Από την τιμή αυτή συμπεραίνεται ότι η τελική θερμοκρασία λειτουργίας θα είναι κατά πολύ χαμηλότερη από την επιθυμητή και για το λόγο αυτό απαιτείται να ελέγχεται ο εναλλάκτης από θερμοστάτη που θα τοποθετηθεί στο δοχείο.



**Σχήμα 4-64.** Διάγραμμα λειτουργίας εναλλάκτη Αέρος – Λαδιού (Planning and Design of Hydraulic Power Systems).

**Παράδειγμα 5.** Στο παράδειγμα αυτό υπολογίζονται οι διαστάσεις των σωληνώσεων ενός υδραυλικού συστήματος. Σε μια υδραυλική εγκατάσταση παροχής 160 Lt/min, πίεσης λειτουργίας 210 bar και θερμοκρασίας 50°C χρησιμοποιείται υδραυλικό ρευστό κινηματικής συνεκτικότητας 30mm<sup>2</sup>/s. Σε αυτό το κύκλωμα πρόκειται να τοποθετηθούν σωληνώσεις υλικού St35 κατά DIN2391-C, με ακτίνα καμπυλότητας όπου χρειαστεί R=100mm. Η εσωτερική διάμετρος σωλήνα πίεσης υπολογίζεται από την Εξ. 2-4. Με βάση τον Πιν. 2-4 προκύπτει ότι η ταχύτητα του ρευστού είναι 6 m/sec και από την Εξ. 2-4

λαμβάνεται ότι η εσωτερική διάμετρος του σωλήνα είναι  $d_i = 23,79\text{mm}$ . Επίσης, από τον Πιν. 2-5 βρίσκεται ότι οι τυποποιημένες διαστάσεις σωλήνων πίεσης έχουν χαρακτηριστικά  $d_o = 35\text{ mm}$ ,  $S = 3\text{ mm}$  και  $d_i = 29\text{ mm}$ .

Ο υπολογισμός του πάχους τοιχώματος, με βάση τον Πίν. 2-6 κατά DIN2413 δίνεται από τη σχέση,

$$s_v = \frac{d_i p}{20vKS^{-1} - 2\rho} \quad (4-16)$$

όπου  $K = 235\text{ N/mm}$  και  $S = 1,5$ , βλ. Πίν. 2-7 και 2-8. Οπότε από την Εξ. 4-16 προκύπτει τελικά το πάχος του τοιχώματος  $S_v = 2,25\text{ mm}$

Εν συνεχεία, ελέγχεται η αναλογία διαμέτρων  $d_o / d_i = 35 / 29 = 1,21 < 1,7$ .

$$s = (s_v + c_2) \frac{100}{100 - c_1} \quad (4-17)$$

όπου η τιμή  $c_1 = 10$  βρίσκεται από τον Πιν. 2-9. Έτσι από την Εξ. 17 προκύπτει  $S = 2,5\text{mm} < 3\text{mm}$ , (δεκτή τιμή).

Στην περίπτωση που πρέπει να ληφθεί και ο παράγοντας της εξωτερικής διάβρωσης η τιμή του συντελεστή  $C_2$  είναι 1.

Με βάση τα παραπάνω η επιλογή των σωληνώσεων,  $d_o = 35\text{mm}$ ,  $S = 3\text{mm}$  και  $d_i = 29\text{mm}$  για St35 κατά DIN2391-C είναι αποδεκτή. Τέλος ο έλεγχος των καμπύλων εγκατάστασης, βάσει των σχέσεων,

$$S_{vi} = S_v \times B_i \quad \text{και} \quad S_{vo} = S_v \times B_o$$

δίνει,  $S_v/d_i = 0,077 > 0,02$  οπότε λαμβάνονται  $R/d_i = 100/29 = 3,45$  και  $S_v/d_i = 2,25/29 = 0,078$ . Με αυτές τις τιμές, από το διάγραμμα του Σχ. 2-14 προκύπτουν  $B_i = 1,15$  και  $B_o = 0,92$ . Έτσι, προκύπτουν  $S_{vi} = S_v \times B_i = 2,25 \times 1,15 = 2,59\text{ mm}$  και  $S_{vo} = S_v \times B_o = 2,25 \times 0,92 = 2,07\text{ mm}$  πράγμα το οποίο σημαίνει ότι για να έχουν ακτίνα καμπυλότητας οι σωλήνες  $R = 100\text{mm}$ , το τοίχωμα των σωλήνων θα πρέπει να είναι τουλάχιστον  $2,59\text{mm} < 3,00\text{mm}$ , (αποδεκτό).

#### 4.8 Έρευνα Αγοράς Υδραυλικών Συστημάτων σε Ελλάδα, Ευρώπη, Αμερική

Για να πραγματοποιηθεί μια εμπειριστατωμένη έρευνα αγοράς σχετικά με τα υδραυλικά σερβοσυστήματα θα πρέπει να γίνει διαχωρισμός στις χώρες ή περιοχές που κατασκευάζουν τα υδραυλικά εξαρτήματα, σχεδιάζουν γραμμές παραγωγής μηχανημάτων που χρησιμοποιούν υδραυλικούς αυτοματισμούς και στις περιοχές που αποτελούν τους τελικούς χρήστες αυτών.

Οι κατασκευαστές υδραυλικών εξαρτημάτων βρίσκονται σε χώρες που έχουν επενδύσει τόσο στην εκπαίδευση και την έρευνα όσο και στο σχεδιασμό, την παραγωγή

και την κατασκευή υδραυλικών εξαρτημάτων. Η έρευνα και η παραγωγή υδραυλικών εξαρτημάτων δεν αποτελούν τα μοναδικά στοιχεία που πρέπει να υπάρχουν σε μία χώρα. Συγχρόνως, θα πρέπει να υπάρχουν και οι εταιρίες που θα απορροφήσουν πόρους από τα στοιχεία αυτά. Τέτοιες εταιρίες είναι οι κατασκευαστές συστημάτων, οι οποίοι στοχεύουν στη βελτίωση του σχεδιασμού των υλικών των υδραυλικών (π.χ. μεγαλύτερη ακρίβεια, καλύτερη απόκριση, υψηλότερες προδιαγραφές, βελτίωση προϊόντος κ.ά.).

Σε ένα κράτος, όταν υπάρχουν κατασκευαστές μηχανημάτων που χρησιμοποιούν υδραυλικά και δεν περιορίζονται μόνο στην πώληση των μηχανημάτων τους εντός των συνόρων, μπορούν να απορροφήσουν μαζικά τα υδραυλικά εξαρτήματα σαν πρώτη ύλη και οι αγοραστές των μηχανημάτων θα απορροφήσουν τα υδραυλικά εξαρτήματα σαν ανταλλακτικά υπό τη μορφή των τελικών πελατών. Από αυτό συμπεραίνεται ότι υπάρχει μία υγιής μετακίνηση τεχνολογίας και εμπορευμάτων, με σχέση αμοιβαίας εξάρτησης των εταιριών κατασκευής υδραυλικών με τις εταιρίες κατασκευής μηχανημάτων.

Το κόστος των υδραυλικών εξαρτημάτων εξαρτάται από την ευκολία κατασκευής και από τη ζήτηση του προϊόντος. Δηλαδή, όσο πιο μεγάλη είναι η ζήτηση τόσο πιο χαμηλό είναι το κόστος του τελικού προϊόντος. Με αυτόν τον τρόπο διαμορφώνεται η τελική αξία του προϊόντος. Το κόστος πώλησης των υδραυλικών εξαρτημάτων εντός της Ευρώπης δεν διαφέρει από χώρα σε χώρα, όσον αφορά την τιμή καταλόγου. Οι εκπτώσεις όμως σε κάθε χώρα διαμορφώνονται ανάλογα με την ποσότητα. Για παράδειγμα, το κόστος των υλικών που χρειάζεται ο κατασκευαστής μηχανημάτων είναι μικρότερο σε σχέση με αυτό του τελικού πελάτη και αυτό διότι ο πρώτος ζητά συγκεκριμένα υλικά σε μεγάλες ποσότητες, ενώ ο δεύτερος ζητά συνήθως μικρή ποσότητα διαφόρων υλικών.

Στην Ελλάδα δυστυχώς δεν υπάρχουν πολλοί κατασκευαστές μηχανημάτων που προορίζονται για γραμμές παραγωγής ή σχεδιασμό υδραυλικού κυκλώματος. Συνήθως, τέτοιες εργασίες τις αναλαμβάνουν εταιρίες που ασχολούνται με υδραυλικά που λειτουργούν ως προμηθευτές, οι οποίοι καλούνται να σχεδιάσουν και να κατασκευάσουν τον υδραυλικό αυτοματισμό και στη συνέχεια να τον παραδώσουν σαν “μαύρο κουτί” για τη συναρμολόγηση. Αυτό συμβαίνει αφενός λόγω έλλειψης τεχνογνωσίας και αφετέρου λόγω έλλειψης κινήτρων από το κράτος προς τους κατασκευαστές για εξαγωγικές κινήσεις αλλά και προσιτού κόστους τελικού προϊόντος. Ωστόσο, αξίζει να σημειωθεί ένα παράδειγμα. Στην Ελλάδα έχει κατασκευαστεί η ταχύτερη μηχανή στον κόσμο συγκόλλησης δομικού πλέγματος η οποία έχει τοποθετηθεί σε γραμμή παραγωγής, με αρκετά χαμηλό κόστος συγκριτικά με τον ανταγωνισμό της αγοράς, λόγω του ότι υπήρχε πεδίο πώλησης (η Ελλάδα είναι από τις χώρες που κατασκευάζουν πολύ καλής ποιότητας δομικό πλέγμα σε μεγάλη ποσότητα).

Στην Ελλάδα πιο συχνό είναι το γεγονός βελτίωσης μηχανημάτων ή κατασκευής

μηχανημάτων χωρίς να υπάρχει επανάληψη. Το αναλαμβάνουν και αυτό πάλι οι προμηθευτές που ασχολούνται με υδραυλικά γνωρίζοντας όμως ότι το κάθε επόμενο μηχάνημα είναι διαφορετικό από το προηγούμενο. Αυτό είναι ένα μειονέκτημα που έχει σαν αποτέλεσμα να μην υπάρχει σε μεγάλο βαθμό πίεση από την Ελλάδα προς τις κατασκευάστριες εταιρίες των υδραυλικών για βελτίωση των εξαρτημάτων και του σχεδιασμού τους και αυτό διότι δεν υπάρχει η απαιτούμενη ζήτηση της ποσότητας σε τεμάχια που να δικαιολογεί την διαδικασία έναρξης για έρευνα. Συνεπώς, οι προμηθευτές δέχονται και ακολουθούν την εξέλιξη των προϊόντων όπως αυτή διαμορφώνεται από τις βιομηχανικές χώρες και από τους κατασκευαστές μηχανημάτων με γραμμή παραγωγής.

Το γεγονός ότι η Ελλάδα δεν αποτελεί πρωτογενή δύναμη τέτοιων κατασκευών, αλλά αποτελεί περισσότερο τελικό αποδέκτη της τεχνολογίας των υδραυλικών εξαρτημάτων, κυρίως ως ανταλλακτικά, δεν συνεπάγεται ότι δεν υπάρχει η γνώση της νέας τεχνολογίας. Το κενό αυτό καλύπτεται μέσω τεχνικών σεμιναρίων βάσει των οποίων το τεχνικό και επιστημονικό προσωπικό επιμορφώνεται σχετικά με την εφαρμογή της νέας τεχνολογίας.

Αντίθετα, με την Ελλάδα, στην Ευρώπη και ειδικότερα στις βιομηχανικές χώρες όπου υπάρχει γραμμή παραγωγής μηχανημάτων (βλ. π.χ. Γερμανία, Γαλλία κ.ά.), η ζήτηση της νέας τεχνολογίας είναι μεγαλύτερη, ενώ οι εταιρίες απαιτούν και δεν ακολουθούν την τεχνολογική εξέλιξη.

Στην Αμερική συμβαίνει ακριβώς το ίδιο όσον αφορά στην νέα τεχνολογία με τα βιομηχανικά κράτη της Ευρώπης και αυτό διότι όλες οι κατασκευάστριες εταιρίες υδραυλικών έχουν εργοστάσια στην Αμερική και την Ευρώπη οπότε οι νέες τεχνολογίες εφαρμόζονται παράλληλα. Στην Αμερική υπάρχει όμως μια ιδιαιτερότητα και αυτή έγκειται στη γραμμή παραγωγής εξαρτημάτων που απορροφούνται κυρίως στο εσωτερικό της χώρας. Τα υλικά είναι κατά πολύ φθηνότερα από αυτά που διατίθενται στον υπόλοιπο κόσμο, έχοντας όμως μεγαλύτερο όγκο και βάρος, κάτι που στην Ευρώπη δεν είναι αρεστό. Σαν παράδειγμα να αναφερθεί η βαλβίδα Αμερικής, μεγέθους NG10, η οποία έχει 1,5 φορά μεγαλύτερο όγκο και βάρος από την αντίστοιχη τυποποιημένη βαλβίδα της Ευρώπης. Δεδομένου όμως ότι η αμερικανική αγορά είναι κατά πολύ μεγαλύτερη από αυτή της Ευρώπης, το ποσοστό των ευρωπαϊκών εξαρτημάτων που εξάγονται προς την Αμερική είναι κατά πολύ μικρότερο από αυτό που εισάγει η Ευρώπη. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα οι τιμές των αμερικανικών προϊόντων να διαμορφώνονται σε υψηλότερα επίπεδα στη Ευρώπη, κόστος το οποίο επιβαρύνεται σημαντικά άλλωστε λόγω και των γενικών εξόδων όπως π.χ. μεταφοράς και εκτελωνισμού.

## 4.9 Εφαρμογές

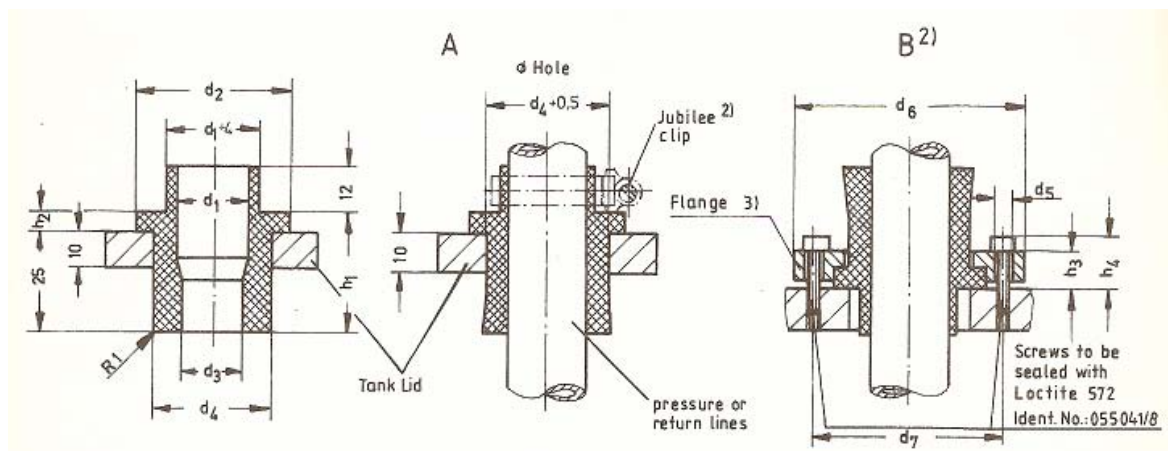
Πριν από την παρουσίαση εφαρμογών για σερβοϋδραυλικές βαλβίδες πρωτίστως θα αναφερθούν ορισμένες κατασκευαστικές οδηγίες για υδραυλικές μονάδες που θα χρησιμοποιηθούν για σερβομηχανισμούς.

### Γενικές οδηγίες

Για την αποφυγή της ρύπανσης του υδραυλικού ρευστού κατά τη διάρκεια της κατασκευής, της συναρμολόγησης και του ελέγχου των υδραυλικών εξαρτημάτων πρέπει να λαμβάνονται ιδιαίτερα αυστηρά μέτρα καθαριότητας του περιβάλλοντος χώρου και των εργαλείων που χρησιμοποιούνται.

### Κατασκευαστικές οδηγίες

Το υδραυλικό δοχείο πρέπει να κατασκευάζεται με τέτοιο τρόπο ώστε να μην εισέρχεται σκόνη σε αυτό κατά την λειτουργία του υδραυλικού αυτοματισμού. Οι σωληνώσεις πρέπει να διέρχονται από το καπάκι του δοχείου χρησιμοποιώντας ήπιας μορφής μεταλλικά στεγανωτικά. Οι γραμμές αναρρόφησης και κατάθλιψης πρέπει να διέρχονται από το καπάκι του δοχείου με τρόπο όπως παρουσιάζεται στο Σχ. 4-65.



**Σχήμα 4-65.** Τρόπος τοποθέτησης σωλήνων στο καπάκι δοχείου (Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85).

Κατά την κατασκευή του δοχείου πρέπει να εξασφαλιστεί ότι δεν πραγματοποιήθηκε καμία εργασία συγκόλλησης συγχρόνως με την εργασία συναρμολόγησης των υδραυλικών εξαρτημάτων.

Ελαστικοί σωλήνες (μαρκούτσια) και συσσωρευτές αζώτου πρέπει να αποφεύγεται να τοποθετούνται μεταξύ του φίλτρου πίεσης και της σερβοβαλβίδας. Σε περίπτωση που αυτό δεν είναι εφικτό, οι ελαστικοί σωλήνες θα πρέπει να έχουν εσωτερικά μια ανθεκτική επικάλυψη πολυαμιδίου.



Η τοποθέτηση μιας σερβοβαλβίδας μπορεί να γίνει σε οριζόντια ή κατακόρυφη θέση. Συνήθως προτιμάται η οριζόντια τοποθέτηση. Δεν πρέπει όμως το έμβολο της σερβοβαλβίδας να έχει φορά παράλληλη με τη φορά της επιτάχυνσης του φορτίου.

### **Συναρμολόγηση**

Όλες οι σωληνώσεις και οι σύνδεσμοι πρέπει να έχουν επιμελώς καθαριστεί πριν από την συναρμολόγηση. Δεν πρέπει να χρησιμοποιούνται μεταχειρισμένοι σύνδεσμοι. Σύνδεσμοι που από λάθος τοποθετήθηκαν και αφαιρέθηκαν πρέπει να πετάγονται. Απαγορεύεται η χρησιμοποίηση υλικών στεγανοποίησης όπως κανάβι, στόκος και ταινία τεφλόν. Η στεγανοποίηση σε περίπτωση που τα ρακόρ δεν έχουν ενσωματωμένο O-ring, γίνεται με ροδέλα η οποία έχει ενσωματωμένο O-ring. Απαγορεύεται η χρησιμοποίηση συγκολλητών συνδέσμων (όπως συγκολλητές φλάτζες, προτιμούνται οι βιδωτές). Οι βίδες για την τοποθέτηση της σερβοβαλβίδας πρέπει να σφίγγονται μέχρι τη ροπή που αναφέρεται στο τεχνικό φυλλάδιο του κατασκευαστή.

### **Έλεγχοι**

Πριν τον τελικό έλεγχο και την εργασία δοκιμών, οι σωληνώσεις θα πρέπει να ξεπλυθούν εσωτερικά. Ο **ελάχιστος** χρόνος καθαρισμού του κυκλώματος για σερβομηχανισμούς δίνεται προσεγγιστικά από την Εξ. 3-1.

Κατά τη διάρκεια του καθαρισμού, πρέπει να ελέγχονται όλα τα φίλτρα και να αντικαθιστώνται τα στοιχεία τους αν απαιτηθεί. Αν μετά το πέρας του καθαρισμού απαιτηθεί κάποιος σύνδεσμος να λυθούν, τότε είναι απαραίτητο να ξαναγίνει καθαρισμός για τουλάχιστον 30 min ακόμη. Ο καθαρισμός γίνεται αφού τοποθετηθούν στις θέσεις των σερβοβαλβίδων ειδικά μπλοκ για τον καθαρισμό ή βαλβίδες διεύθυνσης αν αυτό απαιτείται. Πριν την τοποθέτηση των σερβοβαλβίδων πρέπει όλα τα μπλοκ καθώς και οι βαλβίδες διεύθυνσης να έχουν απομακρυνθεί. Επιπλέον, δεν πρέπει να τροφοδοτηθούν οι σερβοβαλβίδες με ηλεκτρικό σήμα αν δεν έχει μεταφερθεί στην πρώτη βαθμίδα τους η πίεση του συστήματος και να έχει γίνει η απαραίτητη εξαέρωση.

### **Υδραυλικά κυκλώματα σερβομηχανισμών**

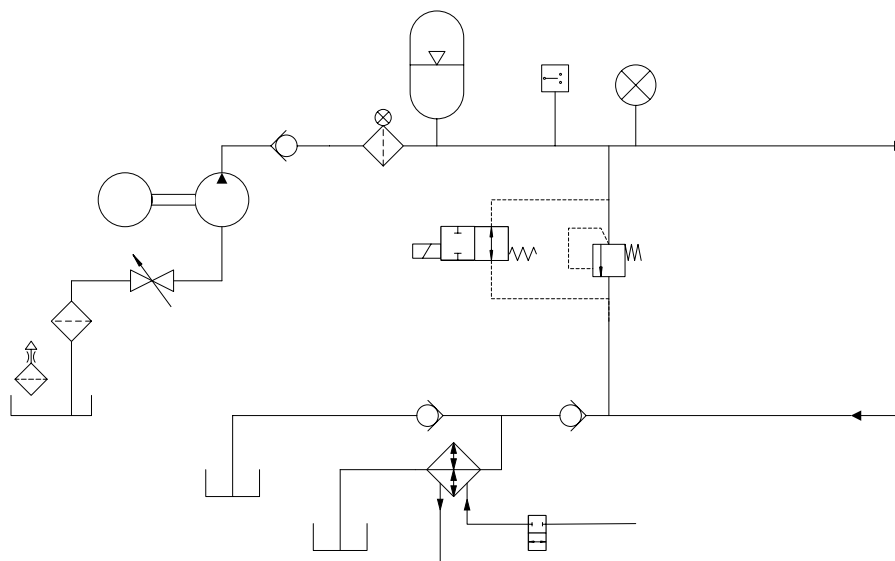
1. Υδραυλικό κύκλωμα για τη λειτουργία μηχανημάτων με κινούμενο πλαίσιο, που θα εκτελέσουν δυναμικές δοκιμές, όπως εφελκυσμό και θλίψη.

Σε αυτές τις περιπτώσεις οι κατασκευαστές των μηχανημάτων ομαδοποιούν τις απαιτήσεις των εφαρμογών τους και κατασκευάζουν δύο ή το πολύ τρία μεγέθη υδραυλικών μονάδων. Τα υδραυλικά κυκλώματα είναι ακριβώς τα ίδια με διαφορετική διαστασιολόγηση, όπως η παροχή της αντλίας, η ισχύς του ηλεκτροκινητήρα και η παροχή της σερβοβαλβίδας. Η πίεση λειτουργίας τέτοιων μηχανημάτων κυμαίνεται από

250 έως 290 bar. Σε τέτοιες εφαρμογές συνήθως χρησιμοποιούνται γραναζωτές αντλίες εσωτερικής οδόντωσης λόγω των πιέσεων που μπορούν να λειτουργήσουν, λόγω του σχετικά χαμηλού κόστους και λόγω του ότι δεν απαιτείται αντλία μεταβαλλόμενης παροχής. Ο ηλεκτροκινητήρας είναι τριφασικός στις 1450rpm.

### Περιγραφή βασικού υδραυλικού κυκλώματος

Το υδραυλικό ρευστό αναρροφάται από το δοχείο αφού διέλθει μέσα από ένα φίλτρο αναρρόφησης 125μm και οδηγείται στη γραμμή πίεσης περνώντας από μια βαλβίδα αντεπιστροφής, ένα φίλτρο πίεσης με ηλεκτρική ένδειξη καθαρότητας ρευστού, με στοιχείο 3μm, και έναν πρεσοστάτη ελάχιστου ορίου, βλ. Σχ. 4-66. Η πίεση του κυκλώματος ρυθμίζεται από ένα ασφαλιστικό με ηλεκτρική αποφόρτιση το οποίο οδηγεί το ρευστό στη γραμμή επιστροφών εφόσον η πίεση του ρευστού ξεπεράσει τη ρύθμιση του ασφαλιστικού. Ένας συσσωρευτής αζώτου τοποθετείται στη γραμμή της πίεσης για να υποβοηθήσει το κύκλωμα σε ζώνες αιχμής απαιτήσεων παροχής και για να εξομαλύνει τις διακυμάνσεις της πίεσης. Η πίεση του αζώτου που χρησιμοποιείται σε τέτοιου είδους μηχανήματα είναι περίπου η μισή της πίεσης του υδραυλικού κυκλώματος. Στο κύκλωμα είναι προσαρμοσμένο ένα ενδεικτικό στάθμης, ένας διακόπτης στάθμης, ένα αισθητήριο θερμοκρασίας, ένα αισθητήριο υπερθέρμανσης και ένα μανόμετρο διαβαθμισμένο και πιστοποιημένο. Στη γραμμή επιστροφής υπάρχει ένας εναλλάκτης θερμότητας νερού – λαδιού, όπου η παροχή του νερού ελέγχεται από μια θερμοστατική βαλβίδα νερού. Ο εναλλάκτης προστατεύεται από τις διακυμάνσεις της πίεσης ή την ξαφνική αύξηση αυτής, από μια βαλβίδα αντεπιστροφής η οποία χρησιμεύει σαν ασφαλιστικό με εκτόνωση στο δοχείο.



**Σχήμα 4-66.** Βασικό υδραυλικό κύκλωμα μηχανημάτων για δυναμικές δοκιμές.

## **Ασφαλιστικές διατάξεις**

Η απενεργοποίηση ανάγκης της τροφοδοσίας του συστήματος με υδραυλικό ρευστό γίνεται με την τοποθέτηση διακόπτη ανάγκης (Emergency Stop) ο οποίος απενεργοποιεί ένα ρελέ ώστε να διακοπεί η ηλεκτρική τροφοδοσία του ηλεκτροκινητήρα και του ασφαλιστικού. Ο διακόπτης ανάγκης ενεργοποιείται είτε χειροκίνητα είτε αυτόματα όταν λάβει εντολή από μία από τις ακόλουθες ασφαλιστικές διατάξεις:

- Χαμηλή στάθμη ρευστού (από το διακόπτη στάθμης)
- Υψηλή θερμοκρασία ρευστού (από το αισθητήριο υπερθέρμανσης)
- Χαμηλή πίεση στο ρευστό, π.χ. λόγω διαρροών (από τον πρεσοστάτη χαμηλής)
- Κρύο υδραυλικό ρευστό (από το ενδεικτικό καθαρότητας του φίλτρου πίεσης)
- Βουλωμένο φίλτρο πίεσης (από το ενδεικτικό καθαρότητας του φίλτρου πίεσης)

## **Περιγραφή κυκλώματος εμβόλων**

Συνήθως οι μηχανές δοκιμών αποτελούνται από τέσσερα είδη υδραυλικών εμβόλων: (α) το κεντρικό έμβολο, που ελέγχεται από μία σερβοβαλβίδα και κινείται εκτελώντας εφελκισμό ή θλίψη δοκιμίων, (β) τα έμβολα ανύψωσης της πλάκας, στην οποία είναι τοποθετημένες οι άνω δαγκάνες πρόσδεσης του δοκιμίου, (γ) τα έμβολα που εκτελούν υδραυλική σύσφιξη του δοκιμίου και τα έμβολα που συγκρατούν την πλάκα δοκιμίου ώστε να μην υποχωρεί.

Το κεντρικό έμβολο, είναι έμβολο διπλής ενέργειας με διπλό βάκτρο διότι προτιμάται η επιφάνεια και από τις δυο πλευρές του να είναι ίδια, έχει αισθητήριο θέσης και αισθητήριο δύναμης. Η πίεση λειτουργίας του ισούται με την πίεση του κυκλώματος.

Τα έμβολα ανύψωσης είναι έμβολα απλής ενέργειας, ελέγχονται από βαλβίδα διεύθυνσης και η επιστροφή τους γίνεται λόγω του βάρους της κατασκευής. Η πίεση λειτουργίας τους είναι κατά πολύ χαμηλότερη από την πίεση του συστήματος και ως εκ τούτου απαιτείται να τοποθετηθεί μειωτής πίεσης.

Τα έμβολα που εκτελούν υδραυλική σύσφιξη δοκιμίου είναι έμβολα απλής ενέργειας, ελέγχονται από βαλβίδα διεύθυνσης και η επαναφορά στην κατάσταση ηρεμίας γίνεται με ελατήρια. Η πίεση λειτουργίας τους είναι κατά πολύ χαμηλότερη από την πίεση του συστήματος και ως εκ τούτου απαιτείται να τοποθετηθεί μειωτής πίεσης.

Τα έμβολα συγκράτησης ουσιαστικά είναι υδραυλικά φρένα, ελέγχονται από βαλβίδα διεύθυνσης και η επαναφορά γίνεται εκτονώνοντας το υδραυλικό ρευστό. Η πίεση λειτουργίας τους είναι κατά πολύ χαμηλότερη από την πίεση του συστήματος και ως εκ τούτου απαιτείται να τοποθετηθεί μειωτής πίεσης.

Από την περιγραφή της μηχανής συμπεραίνεται ότι με τα έμβολα ανύψωσης κινείται η πλάκα στην οποία είναι τοποθετημένες οι άνω δαγκάνες πρόσδεσης του δοκιμίου, ώστε

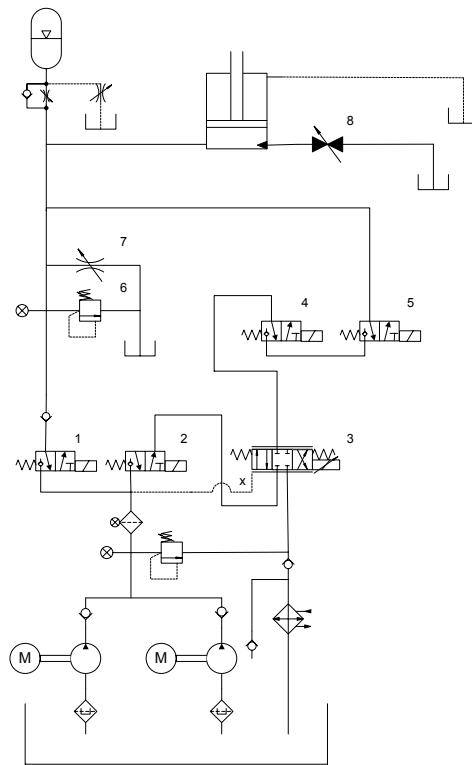
να τοποθετηθεί το δοκίμιο ανάμεσα στις άνω και κάτω δαγκάνες. Στη συνέχεια, το δοκίμιο συγκρατείται με τις δαγκάνες σύσφιξης (η άνω ευρίσκεται στην πλάκα, ενώ η κάτω είναι τοποθετημένη στο βάκτρο του υδραυλικού κυλίνδρου που ελέγχεται από τη σερβοβαλβίδα) και ενεργοποιούνται τα έμβολα που συγκρατούν την πλάκα δοκιμίου ώστε να μην υποχωρήσει. Όταν ολοκληρωθεί η εργασία προετοιμασίας ενεργοποιείται η σερβοβαλβίδα και εκτελούνται δυναμικές δοκιμές. Παρατηρώντας τη λειτουργία της μηχανής φαίνεται ότι κατά την προετοιμασία τοποθέτησης του δοκιμίου, όπου χρησιμοποιείται μετατόπιση μεγάλης διαδρομής, προτιμάται η κίνηση αυτή να γίνεται με βαλβίδα διεύθυνσης και όταν ολοκληρωθεί η προετοιμασία, να ενεργοποιείται η σερβοβαλβίδα η οποία εκτελεί ελεγχόμενες μετατοπίσεις σχετικά μικρών διαδρομών. Αυτό θα μπορούσε να αποφευχθεί διατηρώντας σταθερή την άνω πλάκα και μετακινώντας το έμβολο με τη σερβοβαλβίδα. Δεν συνηθίζεται αυτό όμως διότι για να γίνουν οι εργασίες αυτές θα απαιτούσαν μεγάλη σερβοβαλβίδα προκειμένου να μην υπάρχει μεγάλος χρόνος αναμονής για την προετοιμασία. Γενικά, προτιμάται, οι κινήσεις προετοιμασίας να γίνονται από βοηθητικό υδραυλικό κύκλωμα.

2. Υδραυλικό κύκλωμα για τη λειτουργία μηχανημάτων με σταθερό πλαίσιο, που θα εκτελέσουν δυναμικές δοκιμές, όπως εφελκυσμό και θλίψη, μετακινώντας το κυρίως έμβολο.

Τα μηχανήματα αυτής της μορφής περιλαμβάνουν δύο κυκλώματα, το κύκλωμα χαμηλής και το κύκλωμα υψηλής πίεσης. Το κύκλωμα χαμηλής πίεσης έχει μεγάλη αντλία για γρήγορες κινήσεις (κινήσεις προετοιμασίας), ενώ το κύκλωμα υψηλής πίεσης έχει μικρή αντλία για την εκτέλεση των δοκιμών. Οι αντλίες είναι γранаζωτές, στο κύκλωμα χαμηλής χρησιμοποιείται συνήθως γранаζωτή εξωτερικής οδόντωσης, ενώ στο κύκλωμα υψηλής γранаζωτή εσωτερικής οδόντωσης. Η πίεση λειτουργίας τέτοιων μηχανημάτων κυμαίνεται από 250 bar έως 290 bar και ο ηλεκτροκινητήρας είναι τριφασικός στις 1450 rpm. Το υδραυλικό κύκλωμα αυτό παριστάνεται σχεδιαστικά στο Σχ. 4-67.

Το υδραυλικό ρευστό αναρροφάται από το δοχείο με την αντλία χαμηλής πίεσης, αφού διέλθει μέσα από ένα φίλτρο αναρρόφησης 125μm και οδηγείται στη γραμμή πίεσης περνώντας από μια βαλβίδα αντεπιστροφής και ένα φίλτρο πίεσης με ηλεκτρική ένδειξη καθαρότητας ρευστού και με στοιχείο 3μm. Η πίεση του κυκλώματος ρυθμίζεται από ένα ασφαλιστικό το οποίο οδηγεί το ρευστό στη γραμμή επιστροφών, εφόσον η πίεση του ρευστού ξεπεράσει τη ρύθμιση του ασφαλιστικού. Ενεργοποιώντας τη βαλβίδα (1), το ρευστό αφού διέλθει μέσα από μια βαλβίδα αντεπιστροφής οδηγείται στο έμβολο, το οποίο μετακινείται προκειμένου για να εκτελεστούν οι απαιτούμενες προετοιμασίες πρόσδεσης του δοκιμίου. Οι χειροκίνητες ρυθμίσεις ακριβείας, όσον αφορά την πίεση και την ταχύτητα ρυθμίζονται από συντονισμένες κινήσεις του ασφαλιστικού (6) και του

στραγγαλιστικού (7). Όταν ολοκληρωθεί η προετοιμασία πρόσδεσης του δοκιμίου, απενεργοποιείται η βαλβίδα (1), σφίγγεται το ασφαλιστικό (6) και το στραγγαλιστικό (7) και αναλαμβάνει την εκτέλεση των δοκιμών η σερβοβαλβίδα (3). Για την εκτέλεση των δοκιμών απενεργοποιείται η αντλία χαμηλής και ενεργοποιείται η αντλία υψηλής πίεσης. Συγχρόνως, ενεργοποιούνται οι βαλβίδες (2), (4) και (5), οι οποίες παραμένουν ενεργοποιημένες σε όλη τη διάρκεια των δοκιμών. Ένας συσσωρευτής αζώτου τοποθετείται στη γραμμή της πίεσης για να υποβοηθήσει το κύκλωμα σε υψηλές απαιτήσεις παροχής και για να εξομαλύνει τις διακυμάνσεις της πίεσης. Όταν τελειώσουν οι δοκιμές τότε με τη βοήθεια της σερβοβαλβίδας (3) εκτονώνεται (ανασαίνει) το κύκλωμα και στη συνέχεια απενεργοποιούνται οι βαλβίδες (2), (4), (5) και η αντλία. Η επιστροφή του εμβόλου επιτυγχάνεται ανοίγοντας το στραγγαλιστικό (7) και τη βάννα (8).



**Σχήμα 4-67.** Υδραυλικό κύκλωμα μηχανημάτων για δυναμικές δοκιμές με δύο αντλίες.



# 5 Ασφάλεια Υδραυλικών Εγκαταστάσεων

## 5.1 Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται τα στοιχεία που πρέπει να λαμβάνονται υπόψη για την ασφάλεια των σερβοϋδραυλικών εγκαταστάσεων υψηλής πίεσης. Περιγράφονται οι κίνδυνοι που προκύπτουν από τη λειτουργία και τη συντήρηση υδραυλικών αυτοματισμών. Στη συνέχεια παρουσιάζονται ορισμένες κατευθυντήριες οδηγίες για την ασφαλή λειτουργία ενός υδραυλικού συστήματος, περιγράφονται ατυχήματα που μπορεί να συμβούν από αμέλεια ή απροσεξία και τρόποι πρόληψής τους.

## 5.2 Κίνδυνοι σε υδραυλικές εγκαταστάσεις

Στη βιομηχανία όπου υπάρχουν ηλεκτρικές και υδραυλικές εγκαταστάσεις, ο βαθμός επικινδυνότητας κατά τη λειτουργία τους είναι αρκετά μεγάλος. Τα ατυχήματα που συμβαίνουν μπορεί να οδηγήσουν ακόμα και σε απώλεια ζωής πολλές φορές. Για το λόγο αυτό έχουν θεσπιστεί τέτοιες ασφαλιστικές διατάξεις ώστε να απομονώνεται ο εξοπλισμός όταν υπάρχει δυσλειτουργία ή όταν πρόκειται να γίνουν παρεμβάσεις. Έχει παρατηρηθεί ότι στα υδραυλικά συστήματα, παρόλο που ο βαθμός επικινδυνότητας είναι μεγαλύτερος από ότι στα ηλεκτρικά, το θέμα της ασφάλειας κατά τη λειτουργία καθώς και κατά την διάρκεια της συντήρησής τους δεν αντιμετωπίζεται πολλές φορές με τους ισχύοντες κανονισμούς. Ένα υδραυλικό σύστημα μπορεί να παρουσιάσει τους ακόλουθους κινδύνους κατά τη διάρκεια της λειτουργίας του:

- Υδραυλικό ρευστό υψηλής πίεσης μπορεί να απελευθερωθεί ξαφνικά αποκτώντας εκρηκτικές ταχύτητες και προκαλώντας σοβαρό ατύχημα. Αυτό μπορεί να συμβεί είτε λόγω θραύσης ελαστικών σωλήνων εξαιτίας κακής συντήρησης είτε λόγω θραύσης σωληνώσεων γενικότερα λόγω κακής ρύθμισης πιέσεων ή στραγγαλισμών.
- Απρόσμενη κίνηση ή εκτροπή των υδραυλικών στοιχείων, όπως εμβόλων και αντλιών.
- Σωματίδια από βρώμικο υδραυλικό ρευστό μπορεί να φράξουν στενώσεις των υδραυλικών στοιχείων με αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης του κυκλώματος.
- Ατύχημα από την ολισθηρότητα που προξενεί το υδραυλικό μέσο το οποίο έχει διαφύγει για οποιοδήποτε λόγο.

## 5.3 Οδηγίες ασφαλούς λειτουργίας υδραυλικών συστημάτων

Στη συνέχεια, αναφέρονται ορισμένες κατευθυντήριες οδηγίες ώστε να παρέχεται όσο το

δυνατόν μεγαλύτερη ασφάλεια στα υδραυλικά συστήματα.

- Πρέπει να υπάρχει γνώση των συνεπειών που προκαλούνται για κάθε παρέμβαση που εκτελείται σε έναν υδραυλικό αυτοματισμό.
- Τα στοιχεία που μπορεί να μετακινηθούν με την αλλαγή της πίεσης, σαν αποτέλεσμα παρεμβάσεων ή ρυθμίσεων, θα πρέπει να είναι μηχανικά ασφαλισμένο ή φυλασσόμενο. Όπως για παράδειγμα, ρύθμιση ασφαλιστικών, μειωτών, βαλβίδων φορτίου, βαλβίδων ακολουθίας, στραγγαλιστικών κλπ.
- Ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να δίνεται όταν υπάρχουν αναρτώμενα φορτία. Προβλέπεται ότι η βαλβίδα που τα ελέγχει πρέπει να τα ασφαλίζει σε θέση ηρεμίας.
- Ποτέ δεν πρέπει να αποσυνδέεται γραμμή όπου υπάρχει πίεση ρευστού ή εξαρτήματα τα οποία βρίσκονται υπό πίεση. Πριν από κάθε τέτοια ενέργεια απαιτείται να έχει εξασφαλιστεί ότι το υδραυλικό κύκλωμα έχει εκτονωθεί.
- Να τοποθετούνται πάντα προειδοποιητικά υπομνήματα ασφαλείας που να γνωστοποιούν τη λειτουργία και την ασφάλεια του αυτοματισμού για τη χρησιμοποίησή του από άλλα άτομα.
- Να επιβεβαιώνεται πάντα ότι οι συσσωρευτές στο υδραυλικό σύστημα κατά την παύση της λειτουργίας του ή κατά την διάρκεια οποιασδήποτε παρέμβασης σε αυτό είναι πλήρως εκτονωμένοι.
- Να τοποθετούνται κατάλληλες σκάφες περισυλλογής του υδραυλικού ρευστού ώστε αυτό να μη διασκορπίζεται στο έδαφος.
- Εάν υπάρχει ηλεκτρική σύνδεση σε ένα υδραυλικό σύστημα (π.χ. πηνία, πρεσοστάτες, οριακοί διακόπτες), το κύκλωμα ελέγχου θα πρέπει να είναι μονωμένο, όχι μόνο για να μειωθεί ο κίνδυνος ηλεκτροπληξίας, αλλά και για να μειωθεί η πιθανότητα πρόκλησης πυρκαγιάς.
- Μετά από την ολοκλήρωση οποιονδήποτε εργασιών, να τακτοποιείται η περιοχή εργασιών, να καθαρίζεται επιμελώς, να γίνεται έλεγχος για τυχόν διαρροές και να επιβεβαιώνεται η σωστή λειτουργία του συστήματος.
- Πολλά υδραυλικά εξαρτήματα περιέχουν ελατήρια τα οποία είναι τοποθετημένα υπό πίεση. Εάν αυτά αποσυναρμολογηθούν από άτομα που δεν είναι εξειδικευμένα τότε υπάρχει η πιθανότητα να εκσφενδονιστούν προκαλώντας τραυματισμό. Τα ελατήρια πρέπει να αφαιρούνται με μεγάλη προσοχή.
- Να γίνεται τακτική συντήρηση και αλλαγή του υδραυλικού ρευστού και των στοιχείων φίλτρου σύμφωνα με τις υποδείξεις του κατασκευαστή.
- Να γίνεται η προληπτική συντήρηση και τακτική ανάλυση της ποιότητας του υδραυλικού ρευστού.

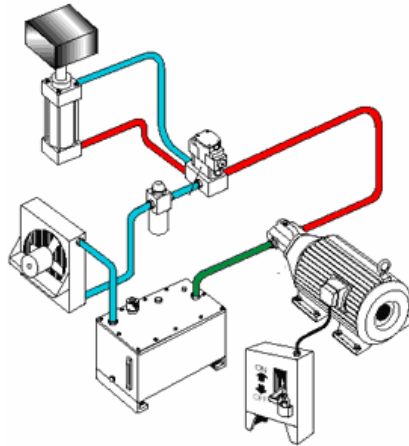


## 5.4 Ατυχήματα σε υδραυλικά συστήματα.

Στη συνέχεια, παρουσιάζονται ενδεικτικά κάποια από τα ατυχήματα που έχουν προκληθεί, από την ελλιπή κατανόηση του υδραυλικού κυκλώματος και έχουν συμβεί κατά τη διάρκεια μιας συντήρησης καθώς και προτάσεις αποφυγής τους.

### Ατύχημα σε σύστημα ανύψωσης φορτίου.

Ένας τεχνικός συντήρησης τραυματίστηκε επειδή δεν ήταν σε θέση να επαληθεύσει αν το υδραυλικό σύστημα το οποίο επρόκειτο να συντηρήσει βλ. Σχ. 5-1, βρισκόταν σε «μηδενική ενεργειακή κατάσταση»



**Σχήμα 5-1.** Υδραυλικό κύκλωμα ανύψωσης φορτίου.

Το ατύχημα συνέβη κατά τη διαδικασία απομάκρυνσης ενός υδραυλικού κυλίνδρου από μια μηχανή παραγωγής προς αντικατάσταση των στεγανωτικών του βάκτρου, που είχαν διαρροή. Όταν χαλάρωσε το σύνδεσμο του εύκαμπτου σωλήνα που βρισκόταν στο κάτω μέρος του κυλίνδρου, μία δέσμη υδραυλικού ρευστού με ακραία ταχύτητα εξήλθε και με αποτέλεσμα να τον τραυματίσει σοβαρά. Τα γεγονότα που οδήγησαν στο ατύχημα ήταν:

- Ο τεχνικός έπρεπε να απομακρύνει τον υδραυλικό κύλινδρο για επισκευή.
- Ο κύλινδρος είχε τοποθετηθεί σε κατακόρυφη θέση και στο βάκτρο του ήταν συνδεδεμένο ένα σχετικά βαρύ φορτίο.
- Υπήρχε μία βαλβίδα φορτίου τοποθετημένη στο μπλόκ της βαλβίδας διεύθυνσης συνδεδεμένη με το κάτω μέρος του κυλίνδρου.
- Στο πλαίσιο της προετοιμασίας για την αφαίρεση του κυλίνδρου, ο τεχνικός χρησιμοποίησε την υδραυλική αντλία ώστε να κατέβει το έμβολο και να βρεθεί στη θέση ηρεμίας του, με το βάκτρο του στο χαμηλότερο σημείο, ώστε να εκτονωθεί το υδραυλικό κύκλωμα. Το υδραυλικό κύκλωμα δεν είχε πρόσθετα όργανα ώστε να

εξακριβωθεί ότι ήταν εκτονωμένο, παρά μόνο η πληροφορία ότι το βάκτρο του εμβόλου ήταν στη θέση ηρεμίας και στο χαμηλότερο σημείο λειτουργίας του.

- Έθεσε εκτός την υδραυλική μονάδα, σύμφωνα με τις οδηγίες συντήρησης.
- Ξεκίνησε τη διαδικασία αφαίρεσης του υδραυλικού εμβόλου.
- Όταν χαλάρωσε το σύνδεσμο του εύκαμπτου σωλήνα που βρίσκονταν στο κάτω μέρος του κυλίνδρου, μία δέσμη υδραυλικού ρευστού με ακραία ταχύτητα εξέρχεται και τον τραυματίζει.

Ο τεχνικός με έκπληξη αντιλήφθηκε ότι το υδραυλικό ρευστό είχε πίεση. Ήταν βέβαιος ότι δεν θα υπήρχε υψηλή πίεση στο δίκτυο με βάση το γεγονός ότι είχε εκτονώσει το κύκλωμα φέρνοντας το έμβολο στην χαμηλότερη θέση του (θέση ηρεμίας). Το γεγονός ότι ο τεχνικός έκανε λανθασμένη εκτίμηση, καθώς και το ότι στον υδραυλικό αυτοματισμό δεν επιβεβαιώθηκε η έλλειψη υψηλής πίεσης, οδήγησαν στο ατύχημα. Στη συνέχεια θα εξεταστεί για ποιο λόγο συνέβησαν αυτά τα σφάλματα.

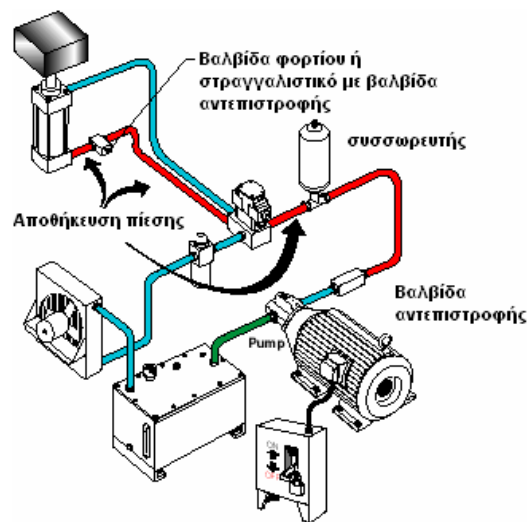
Υπάρχουν δύο σημεία που πρέπει να εξεταστούν. Πρώτον, η παρουσία ενός εύκαμπτου υδραυλικού σωλήνα, που όταν βρίσκεται υπό πίεση μεγαλώνει σε διάμετρο, οπότε μικραίνει σε μήκος. Δεύτερον, το υδραυλικό ρευστό είναι σε περιορισμένο βαθμό συμπιεστό. Οι δύο αυτές παράμετροι οδηγούν στη δημιουργία ενός συσσωρευτή, μιας συσκευής αποθήκευσης ενέργειας. Στο συγκεκριμένο πρόβλημα εφόσον υπάρχει μία βαλβίδα φορτίου τοποθετημένη στο μπλοκ της βαλβίδας διεύθυνσης συνδεδεμένη με το κάτω μέρος του κυλίνδρου, δημιουργείται μια «πίεση-παγίδα». Κατά συνέπεια, όταν η μηχανή είναι κλειστή και ο κύλινδρος είναι στη θέση ηρεμίας του, η χαμηλότερη πίεση στην σωλήνωση, είναι η πίεση ρύθμισης της βαλβίδας φορτίου. Στην περίπτωση αυτή, η πίεση ρύθμισης της βαλβίδας φορτίου ήταν 85 bar. Μία πίεση η οποία μεταφράζεται σε αρκετή αποθηκευμένη ενέργεια ώστε να προκαλέσει ένα θανατηφόρο εργατικό ατύχημα. Συνήθως, οι κατασκευαστές δίνουν μια αυστηρή προειδοποίηση για τις συνέπειες της μη εκτόνωσης ενός υδραυλικού κυκλώματος. Χαρακτηριστικά, αναφέρουν ότι πρέπει να απενεργοποιηθούν ή να ενεργοποιηθούν υδραυλικές βαλβίδες, να μετακινηθούν μοχλοί κ.λπ. ώστε να εκτονωθεί η αποθηκευμένη ενέργεια. Παρόλα αυτά, δεν υπάρχει ούτε ένα παράδειγμα ρητών οδηγιών σωστής απενεργοποίησης υδραυλικών συστημάτων στα τεχνικά εγχειρίδια βάσει των οποίων ο τεχνικός πρέπει να συμμορφώνεται με τις συστάσεις του κατασκευαστή.

Στη συνέχεια, αναφέρονται κάποιες προτάσεις για το πώς μπορούν να αποφευχθούν αυτού του είδους τα ατυχήματα,

- Ο μηχανικός, ο χειριστής και ο συντηρητής ενός υδραυλικού συστήματος πρέπει να έχουν πλήρη γνώση του αυτοματισμού και να ανταλλάσσουν απόψεις για τη σωστή λειτουργία του, αναλύοντας τις συνέπειες κάθε παρεμβατικής κίνησης που πρόκειται

να εκτελέσουν, πριν από οποιαδήποτε εργασία.

- Επιβάλλεται υποχρεωτική επιμόρφωση όλου του προσωπικού που εργάζεται γύρω από τα υδραυλικά συστήματα. Η επιμόρφωση πρέπει να περιλαμβάνει γενικές αρχές λειτουργίας των υδραυλικών συστημάτων, καθώς και ειδικότερη ανάλυση των κυκλωμάτων κάθε μηχανήματος που χρησιμοποιούν ή πρόκειται να χρησιμοποιήσουν.
- Πριν την εργασία κάθε υδραυλικού κυκλώματος πρέπει να εντοπιστούν τα κρυφά σημεία αποθήκευσης πίεσης. Εξαρτήματα στα οποία αποθηκεύεται η πίεση είναι οι βαλβίδες αντεπιστροφής, οι βαλβίδες φορτίου, οι βαλβίδες ακολουθίας, οι συσσωρευτές και σημεία, όπου, λόγω της γεωμετρίας του συστήματος εγκλωβίζονται πίεση για τη συγκράτηση φορτίου ή το κλείδωμα μηχανισμού. Στο Σχ. 5-2, αναφέρονται ορισμένα κρυφά σημεία αποθήκευσης πίεσης.



**Σχήμα 5-2.** Σημεία αποθήκευσης πίεσης σε υδραυλικό κύκλωμα ανύψωσης φορτίου.

### **Ατύχημα σε μηχανισμό ανύψωσης φορτίου για έλεγχο διαρροών.**

Ζητήθηκε από έναν τεχνικό ο οποίος δεν είχε εξειδίκευση στα υδραυλικά συστήματα να ελέγξει ένα υδραυλικό έμβολο ανύψωσης για τυχόν διαρροές. Για να εκτελέσει αυτή την εργασία σκέφτηκε να συνδέσει το έμβολο με μια βαλβίδα διεύθυνσης και να τοποθετήσει ένα ροόμετρο (στην μπροστινή πλευρά του βάρου) ανάμεσα στο έμβολο και τη βαλβίδα. Ενεργοποιώντας τη βαλβίδα, το έμβολο θα κινούνταν και το ροόμετρο θα έδειχνε ένδειξη ροής. Όταν το έμβολο θα ολοκλήρωνε τη διαδρομή του θα έπρεπε το ροόμετρο να δείξει ένδειξη μηδέν. Στην περίπτωση που υπήρχε ένδειξη ροής, αυτό θα σήμαινε ότι υπάρχει διαρροή στο έμβολο. Πράγματι, έκανε τις απαραίτητες συνδέσεις, ενεργοποίησε τη βαλβίδα διεύθυνσης και αφού το έμβολο τερμάτισε με πλήρη πίεση παρατήρησε ότι στο ροόμετρο δεν υπήρχε καμία ένδειξη, άρα το έμβολο δεν είχε διαρροή. Θέλησε στη συνέχεια να επαναλάβει τη δοκιμή και ενεργοποίησε τη βαλβίδα διεύθυνσης ώστε το

έμβολο να επιστρέψει. Εκείνη τη στιγμή έγινε μια δυνατή έκρηξη και το άκρο του σωλήνα υπέστη ρήξη στη σύνδεση κοντά στο μετρητή ροής, με αποτέλεσμα το υδραυλικό ρευστό με μεγάλη ταχύτητα και πίεση να εξέλθει και να τον τραυματίσει. Τα γεγονότα που οδήγησαν στο ατύχημα είναι τα εξής:

- Ο τεχνικός έπρεπε να ελέγξει τον υδραυλικό κύλινδρο από διαρροές.
- Ο τεχνικός που εκτέλεσε την εργασία δεν ήταν εξειδικευμένο προσωπικό για υδραυλικά συστήματα.
- Ο τεχνικός δεν είχε πλήρη γνώση της λειτουργίας των υδραυλικών εξαρτημάτων που χρησιμοποίησε.
- Το ροόμετρο που χρησιμοποιήθηκε ήταν ροόμετρο **μίας ροής**, δηλαδή είχε βαλβίδα αντεπιστροφής, με αποτέλεσμα να εγκλωβιστεί πίεση.
- Τοποθέτησε το ροόμετρο από την πλευρά του βάκτρου του εμβόλου, δηλαδή στη μικρή επιφάνειά του, με αποτέλεσμα η πίεση του κυκλώματος να πολλαπλασιαστεί ανάλογα με την σχέση επιφανείας, γεγονός που οδήγησε στο ατύχημα.

Οι προτάσεις για το πώς μπορούν να αποφευχθούν αυτού του είδους τα ατυχήματα είναι οι ακόλουθες:

- Κάθε έλεγχος, παρέμβαση και συντήρηση ενός υδραυλικού συστήματος πρέπει να γίνεται από εξειδικευμένο προσωπικό.
- Πριν από οποιαδήποτε εργασία οφείλουν τα εμπλεκόμενα μέρη να έχουν πλήρη γνώση της λειτουργίας των εξαρτημάτων που χρησιμοποιούν και των συνεπειών που προκύπτουν από την εργασία που πρόκειται να εκτελέσουν.
- Να γίνεται υποχρεωτική επιμόρφωση όλου του προσωπικού που εργάζεται γύρω από τα υδραυλικά συστήματα. Η επιμόρφωση πρέπει να περιλαμβάνει γενικές αρχές λειτουργίας των υδραυλικών συστημάτων, καθώς και ειδικότερη ανάλυση των κυκλωμάτων κάθε μηχανήματος που χρησιμοποιούν ή πρόκειται να χρησιμοποιήσουν.

Παρόμοια ατυχήματα μπορεί να προκληθούν όταν για τη ρύθμιση της ταχύτητας ενός εμβόλου χρησιμοποιείται στραγγαλιστικό με βαλβίδα αντεπιστροφής. Συνήθως προτιμάται να ρυθμίζεται η είσοδος του ρευστού στο έμβολο. Αυτό γίνεται διότι σε περίπτωση που κάποιος, από αμέλεια διακόψει την παροχή του ρευστού μέσω στραγγαλισμού δεν θα προκληθεί ατύχημα λόγω αύξησης της πίεσης στο εσωτερικό του εμβόλου. Υπάρχουν περιπτώσεις που από ανάγκη πρέπει να στραγγαλιστεί η έξοδος του ρευστού από το έμβολο. Τότε, για την αποφυγή ατυχημάτων χρησιμοποιούνται στραγγαλιστικά με βαλβίδα αντεπιστροφής τα οποία δεν κλείνουν εντελώς.

# 6 Συμπεράσματα

## 6.1 Συμπεράσματα

Στην εργασία αυτή παρουσιάστηκαν ο έλεγχος και οι εφαρμογές σερβοϋδραυλικών συστημάτων. Σκοπός της εργασίας αυτής ήταν η παρουσίαση πραγματικών σερβοϋδραυλικών συστημάτων και η μελέτη τους με βάση τις πρακτικές εφαρμογές τους. Μεγάλη βαρύτητα δόθηκε στην εμπειρική γνώση αυτών των συστημάτων, αλλά και στην άμεση εφαρμογή πραγματικών συστημάτων στην αγορά.

Η εργασία δομήθηκε σε έξι κεφάλαια. Το πρώτο κεφάλαιο αποτέλεσε μία εισαγωγική ενότητα, στην οποία περιγράφηκαν το αντικείμενο και οι στόχοι της μελέτης αυτής. Παράλληλα, παρουσιάστηκε και η βιβλιογραφική ανασκόπηση που χρησιμοποιήθηκε, σύμφωνα με τις απαιτήσεις της εργασίας.

Στο Κεφ. 2 παρουσιάστηκε η θεωρία των υδραυλικών στοιχείων και αναλύθηκε η λειτουργία των επιμέρους υδραυλικών εξαρτημάτων τους. Εξετάστηκε ο τρόπος λειτουργίας κάθε εξαρτήματος και μελετήθηκε η συμπεριφορά τους σε σχέση με το υπόλοιπο σύστημα. Ιδιαίτερη αναφορά δόθηκε στις σερβοβαλβίδες, αφού αποτελούν το σημαντικότερο τμήμα σε ένα σερβοϋδραυλικό σύστημα. Περιγράφεται η αρχή λειτουργίας τους, αναλύθηκαν οι βασικότεροι τύποι σερβοβαλβίδων και παρουσιάστηκαν τα στατικά και δυναμικά χαρακτηριστικά τους. Επιπλέον, στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάστηκαν τυποποιήσεις, τεχνικά στοιχεία και τυποποιημένες διαστάσεις κατασκευής και συναρμολόγησης υδραυλικών στοιχείων, παράμετροι που είναι σημαντικοί στον κατασκευαστικό τομέα.

Το Κεφ. 3 ασχολήθηκε με το μέσο μεταφοράς ενέργειας σε ένα υδραυλικό σύστημα (υδραυλικό ρευστό, λάδι ή νερό). Παρουσιάστηκαν διάφορα είδη υδραυλικού ρευστού και αναφέρονται οι περιπτώσεις που χρησιμοποιείται το κάθε ένα από αυτά. Αναφέρθηκε ο σωστός τρόπος εκκίνησης ενός υδραυλικού σερβοσυστήματος, παρουσιάστηκαν βλάβες που ενδεχομένως προκύπτουν κατά την λειτουργία του και περιγράφηκε μία μεθοδολογία εύρεσης των αιτιών που προκλήθηκαν από τις βλάβες αυτές. Η ενότητα αυτή ολοκληρώθηκε με την περιγραφή της συντήρησης τέτοιων συστημάτων.

Στο Κεφ. 4 παρουσιάστηκαν πραγματικές εφαρμογές και παραδείγματα υδραυλικών συστημάτων. Έγινε μία αναφορά σχετικά με την έρευνα και αγορά των υδραυλικών συστημάτων στην Ελλάδα, την Ευρώπη και την Αμερική. Επιπλέον, στο κεφάλαιο αυτό αναφέρθηκε σε εφαρμογές τέτοιων συστημάτων, όπως για παράδειγμα εφαρμογές που υλοποιούνται με σερβομηχανισμούς στους οποίους περιγράφεται ο τρόπος εκλογής των σερβοβαλβίδων.

Το Κεφ. 5 πραγματεύτηκε το θέμα της ασφάλειας των υδραυλικών εγκαταστάσεων. Μέσα από πραγματικά παραδείγματα περιγράφηκαν οι κίνδυνοι που υπάρχουν στο χώρο αυτό και αναφέρθηκαν πραγματικά ατυχήματα που συνέβησαν στο χώρο της βιομηχανίας είτε λόγω απροσεξίας είτε λόγω αμέλειας από μηχανικούς ή τεχνικό προσωπικό. Επιπλέον, δόθηκαν σαφείς οδηγίες για την ασφαλή λειτουργία τόσο των σερβοϋδραυλικών συστημάτων όσο και του προσωπικού.

Η εργασία αυτή, αναμένεται ότι θα συμβάλλει στην εμπειρική γνώση που πρέπει να αποκτήσει ένας μηχανικός αγοράς όχι μόνο στο πεδίο της υδραυλικής τεχνολογίας, αλλά και σε άλλους τομείς τεχνολογίας στη βιομηχανία και την παραγωγή.

# Βιβλιογραφία

- [1] Barton, J., “Hydraulic Safety” Colorado Division of Minerals and Geology.
- [2] Drexler, P., Faatz, H., Feicht, F., Geis, H., Morlok, J., Wiesmann, E., Krielen, A., Achten, N., Lang, M., Editor: Faatz, H., Lang, R., “Planning and Design of Hydraulic Power Systems”.
- [3] Ewald, R., Hutter, J., Kretz, D., Liedhegener, F., Schwenkel, W., Schmitt, A., Editor: Reik, M., Lang R., “Proportional and Servo Valve Technology”.
- [4] Fluid Power Safety Institute (Ref.No.SA-010).
- [5] Hasebrink, J., “Pneumatic Grundlagen” RD00 296/12.91.
- [6] Jones, J., “Developments in design of Electrohydraulic control valves from their initial design concept to present day design and applications” Monash University 1997.
- [7] Mannesmann Rexroth “Hydraulic Components”.
- [8] Maskrey, R., Thayer, W., “A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms”, 1978.
- [9] National Fluid Power Association “Introduction of Water Hydraulics”.
- [10] Neal, T., “Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems” Technical Bulletin 1974.
- [11] Park, R., “Contamination Control – A Hydraulic OEM Perspective” Monash University 1997.
- [12] Parker Hannifin “Industrial Hydraulics”.
- [13] Project Standards Mannesmann Rexroth AB-E44-16/10.85.
- [14] Schaefer, K., “Stetighydraulik” Die Bibliothek der Technik Band 215.
- [15] Schmitt, A., “Instruction and Information on Oil Hydraulics” ISBN: 3-8023-0619-8.
- [16] Technical Bulletin “Fluid Service mit System”, Hydac, Pr.Nr.DEF 7.920.1/6.00.
- [17] Technical bulletin, “Principles and Applications of Hydraulic Filter”, Hydac International 4.99.
- [18] Thayer, W., “Specification Standards for Electrohydraulic flow control Servovalves” Technical Bulletin 1962.

- [19] Thayer, W., "Transfer functions for Moog Servovalves" Technical Bulletin 1958, 1965.
- [20] Waddington, M., Petrusch, M., Teutsch, D., Neumann, V., Boess C., "Moog training 2002".
- [21] Νταβλιάκος, Ι., "Έλεγχος Μηχανισμού Stewart με υδραυλικές οδηγίες βασισμένος στη δυναμική", Διδακτορική Διατριβή 2007.
- [22] Χωρέμη - Σπετσιέρη, Α., "Άρθρο για την Αρχαία Ρωμαϊκή Αγορά", 2009.
- [23] <<http://www.boschrexroth.com>>.
- [24] <<http://www.hydac.com>>.
- [25] <<http://www.moog.com>>.
- [26] <<http://www.parker.com>>.



