62
ISSN 0386－5878
土木研究所資料第3118号

土 木 研 究 所 資 料

ダム用ゲート開閉装置(油圧式)設計要領(案)

平成4年7月

建 設 省 土 木 研 究 所
機械施工部機械研究室

Copyright © 1992 by P.W.R.I

All rights reserved. No part of this book may be reproduced by any means, nor transmitted, nor translated into a machine language without the written permissin of the Director General of P.W.R.I

この報告書は，土木研究所長の承認を得て刊行したものである。したがって，本報告書の全部又は一部の転載，複製は，土木研究所長の文書による承認を得ずしてこれを行ってはならない。

ＩＳＳＮ　0386－5878
土木研究所資料第3118号

ダム用ゲート開閉装置(油圧式)設計要領(案)

機械研究室　室　長　杉山　篤
研究員　高津知司
茂木正晴
部外研究員　鷲見　篤
部外研究員　佐藤邦人

要　旨

ダム放流設備における流量制御に必要なゲート開閉装置は，故障が少なく，突発的に機能の一部が故障しても確実に作動できる構造であり，必要時に安全かつ確実に機能する信頼性の高い設備でなければならない。また，ダム管理所においては，少ない人員でより的確な操作や保守管理を行うために，業務経験の浅い管理所職員でもマニュアルやガイダンスを参照するだけで，操作や点検を確実かつ簡便に実施できる設備が必要となる。そこで，設備設計において高信頼性，操作及び点検・整備の簡素化，更新方法の統一，緊急時の対応等を考慮した詳細要領としてダム用ゲート開閉装置（油圧式）設計要領(案)をまとめた。

なお，本設計要領(案)を用い設備計画や設計のみならず操作，点検・整備，更新を計画的かつ合理的に行い，緊急時に適切に対応できることとした。

キーワード：ダム用ゲート，開閉装置，油圧回路，ＬＣＣ，フェイルセーフ，フールプルーフ，フォールトトレーラント，ＦＴＡ

まえがき

ダムは，社会生活を安全かつ快適に過ごすために欠かすことのできない施設である。そのためには，ダムの流水管理を的確に行うことが不可欠なので，放流設備における流量制御に必要なゲートの開閉装置は，故障が少なく，突発的に機能の一部が故障しても確実に作動できる構造であり，必要時に安全で確実に機能する操作の信頼性の高い標準化された設備が必要になる。

また，ダム管理の現状においては，少ない人員でより的確な操作や保守管理を行うことが要求されており，業務経験の浅い管理所員でも，マニュアルやガイダンスを参照するだけで，操作や点検を確実かつ簡便に実施できる設備である必要がある。

そのために，ゲートの開閉装置は，設計時において，簡素化，高信頼性化を考慮した操作，点検・整備等の標準化を図る必要がある。しかし現状では，土木構造を含む設置条件が設備ごとに異なるため，同種の設備が少なく，信頼性の高い設備とはどうあるべきか，作業が確実かつ簡便に行える設備とはどういうものか，作業方法，緊急時の対応等の思想が必ずしも統一されていたとはいい難く，設備によって仕様が異なり，その都度設計されているため，設備の信頼性や操作方法の標準化がなされておらず，ユーザ中心の仕様になっているとはいい難い場合が見うけられる。

そこで，建設省土木研究所において昭和59年度から昭和61年度にかけて信頼性評価手法に関する調査を行い，さらに昭和62年度から平成元年度にかけてダム用ゲート開閉装置（油圧式）の信頼性評価を行った。信頼性評価手法に関しては，土木研究所資料第2870号「機械設備の信頼性評価に関する調査研究」に，ダム用ゲート開閉装置（油圧式）の信頼性解析，従来の開閉装置の不具合点及び事故事例に関しては，土木研究所資料第2988号「ダム用ゲート開閉装置（油圧式）の信頼性評価に関する調査研究」にて報告されている。

これらの調査結果を踏まえて，高信頼性，操作及び点検・整備の簡素化，更新思想の統一化，緊急時の対応さらに最新技術の導入を考慮した合理的なダム用ゲート開閉装置（油圧式）の設計に関する調査を平成２年度から平成４年度にかけて行っている。

本資料は，建設省土木研究所における研究成果を，ダム用ゲート開閉装置（油圧式）設計に反映するために要領（案）の形にとりまとめたものである。

おわりに，要領（案）にとりまとめるにあたりご協力をいただいた，社団法人ダム・堰施設技術協会のダム用ゲート開閉装置信頼性調査検討委員会の委員，幹事ならび関係各位に感謝の意を表します。

特に，従来の開閉装置の不具合点，事故事例，最新技術の調査にご協力頂いた，各地方建設局，水資源開発公団及びゲートメーカの関係各位に感謝の意を表します。

目　　次

Ⅰ．ダム用ゲート開閉装置(油圧式)設計要領(案)

第1章　総　　則

1-1　一　　般 …… 3
1-1-1　目　　的 …… 3
1-1-2　適用範囲 …… 4
1-1-3　開閉装置の構成 …… 6
1-1-4　用語の定義 …… 8

1-2　基本方針 …… 9
1-2-1　信頼性の確保 …… 9
1-2-2　安定性の確保 …… 11
1-2-3　機能保全 …… 12
1-2-4　設計計画 …… 13
1-2-5　新技術への対応 …… 15

第2章　設計総論

2-1　システム …… 19
2-1-1　基本事項 …… 19
2-1-2　システムの協調 …… 20

2-2　設計手順 …… 22
2-2-1　一　　般 …… 22
2-2-2　設計基本条件 …… 27

2-3　油圧シリンダ形式 …… 28
2-3-1　基本事項 …… 28
2-3-2　開閉装置形式 …… 30

2-4　設計要目 …… 33

2-4-1 開閉荷重……33
2-4-2 開閉速度……36
2-4-3 揚　　程……38

2-5 設計要素……40
2-5-1 使用材料……40
2-5-2 使用機器……41
2-5-3 安全率……42
2-5-4 材料の許容応力度……43
2-5-5 許容面圧……48
2-5-6 機械効率および摩擦係数……48
2-5-7 たわみ度の許容値……49

2-6 開閉動力……50
2-6-1 開閉用主動力設備……50
2-6-2 開閉用予備動力設備……50
2-6-3 電動機……52
2-6-4 油圧力……53
2-6-5 損失圧力……55
2-6-6 油圧ポンプ……61
2-6-7 油圧回路……61

2-7 安全装置……70
2-7-1 一　　般……70

第3章 設計各論

3-1 油圧シリンダ……75
3-1-1 一　　般……75
3-1-2 シリンダチューブ……78
3-1-3 ピストンロッド……81
3-1-4 パッキンおよびシール……85
3-1-5 油圧シリンダの標準寸法……87

3-2 圧着装置……92
3-2-1 一　　般……92
3-2-2 圧着用駆動装置……93

3-3 油圧ユニット……97
3-3-1 一　　般……97
3-3-2 油圧ユニットの構造……99
3-3-3 油圧ユニット……101
3-3-4 油タンク……106
3-3-5 油圧ポンプ……108
3-3-6 油圧制御機器……110
3-3-7 付帯設備……119

3-4 油圧配管……122
3-4-1 配管設計……122
3-4-2 配　　管……124

3-5 作動油……126
3-5-1 一　　般……126
3-5-2 作動油の選定……127

3-6 油圧シリンダ架台……129
3-6-1 一　　般……129
3-6-2 油圧シリンダ架台形式……130
3-6-3 油圧シリンダ架台荷重……132

3-7 扉体休止装置……135
3-7-1 一　　般……135
3-7-2 ラジアルゲートおよびローラゲート用扉体休止装置……136
3-7-3 ボンネット形ゲート用扉体休止装置……137

3-8 機側操作盤……139
3-8-1 一　　般……139
3-8-2 設置条件……140
3-8-3 供給電源……141
3-8-4 操作手順……143
3-8-5 外観および構造……144
3-8-6 盤内構成……146
3-8-7 主要部品……147
3-8-8 表示および警報……149
3-8-9 標準回路……151

3-9 開 度 計 …… 172
3-9-1 一 般 …… 172
3-9-2 検出方式 …… 173
3-9-3 開度表示方式と出力形式 …… 178
3-9-4 設置環境対策 …… 179
3-9-5 開度保持装置 …… 180

3-10 安全装置 …… 182
3-10-1 制限開閉器 …… 182
3-10-2 電動機過負荷保護 …… 183
3-10-3 開動作制限装置 …… 183
3-10-4 インタロック装置 …… 184
3-10-5 油圧ユニットのセンサ …… 184

3-11 保守管理設備 …… 186
3-11-1 一 般 …… 186
3-11-2 開閉装置室 …… 188
3-11-3 手摺・階段・防護柵 …… 192
3-11-4 点検・整備用設備 …… 197
3-11-5 給油装置 …… 200

3-12 予備品その他 …… 202
3-12-1 予 備 品 …… 202
3-12-2 完成図書 …… 203
3-12-3 操作銘板 …… 203

第4章 製作・輸送・据付

4-1 製 作 …… 207
4-1-1 一 般 …… 207
4-1-2 加 工 …… 209
4-1-3 組 立 …… 213
4-1-4 工場保管 …… 214

4-2 輸 送 …… 216
4-2-1 一 般 …… 216
4-2-2 梱 包 …… 217

4-2-3 積込・運搬および積卸…… 219
4-2-4 現地保管…… 220

4-3 据付 …… 221
4-3-1 一般…… 221
4-3-2 アンカボルトおよび支承…… 223
4-3-3 油圧シリンダおよび油圧シリンダ架台…… 224
4-3-4 油圧ユニット…… 225
4-3-5 油圧配管…… 228
4-3-6 酸洗およびフラッシング…… 228
4-3-7 機側操作盤…… 230
4-3-8 据付後の管理…… 231

4-4 防食 …… 233
4-4-1 一般…… 233
4-4-2 塗料および塗装仕様…… 234
4-4-3 塗装…… 237
4-4-4 溶融亜鉛めっき…… 239

Ⅱ. ダム用ゲート開閉装置(油圧式)検査要領(素案)
…… 245

Ⅲ. 主な用語 …… 261

Ⅳ. 油圧関係ＪＩＳ抜粋 …… 273

Ⅴ. 索引 …… 323

ＩＳＳＮ　0386—5878
土木研究所資料第3118号

土 木 研 究 所 資 料

ダム用ゲート開閉装置(油圧式)設計要領(案)

参 考 資 料

平成４年９月

建 設 省 土 木 研 究 所
機械施工部機械研究室

ISSN　0386－5878
土木研究所資料第3118号

ダム用ゲート開閉装置(油圧式)設計要領(案)

参考資料

機械研究室　室長　杉山　篤
研究員　高津　知司
研究員　茂木　正晴
部外研究員　靏見　篤
部外研究員　佐藤　邦人

要旨

設備設計における高信頼性，操作および点検・整備の簡素化，更新方法の統一，緊急時の対応等を目的とし，土木研究所資料「ダム用ゲート開閉装置(油圧式)設計要領(案)」として平成4年7月に作成を行った。

本資料は，設計要領(案)の補足および要領に盛込まれた事項の考え方等について調査・検討し，取りまとめたものである。

キーワード：ダム用ゲート，開閉装置，最適設計，LCC，フェイルセーフ，フールプルーフ，フォールトトレーラント，FTA，二重化，開閉速度，油圧回路，油圧シリンダ，油圧力，損失圧力，機側操作盤，座屈長，前屈強度計算，標準回路，故障対策，予備動力，予備品，電源，めっき

ま　え　が　き

設計において高信頼性、操作および点検・整備の簡素化、更新方法の統一、緊急時の対応等を考慮した標準化を詳細要領としてまとめ、設備計画や設計のみならず操作、点検・整備、更新を計画的かつ合理的に行い、さらに緊急時に適切に対応できることを目的に土木研究所資料「ダム用ゲート開閉装置（油圧式）設計要領（案）」を平成4年7月に作成した。

本資料は、設計要領（案）の参考資料であり、設計要領を用いてダム用ゲート開閉装置（油圧式）の設計、施工および検査を行う上での補足および要領に盛込まれた事項の考え方等について調査・検討し、取りまとめたものである。

ダム用ゲート開閉装置（油圧式）設計要領検討書

1. 最適設計…… 1
2. 新技術の導入…… 3
3. 油圧回路の信頼性…… 4
4. 開閉速度…… 8
5. 揚　　程…… 15
6. 架台の許容応力度…… 18
7. 開閉用予備動力設備…… 20
8. 油圧力①…… 23
9. 油圧力②…… 32
10. 損失圧力の計算法…… 34
11. 油圧回路①…… 38
12. 油圧回路②…… 45
13. ゲート門数と油圧ユニット台数…… 51
14. 油圧ユニット間の相互配管…… 53
15. 油圧シリンダチューブの膨張…… 55
16. シリンダロッドの座屈長…… 57
17. 油圧シリンダ架台荷重…… 61
18. ダム用ゲート機側操作盤標準回路への休止装置操作回路の組入れについて…… 65
19. 電　　源…… 66
20. 盤面配置…… 71
21. 機側操作盤の表示形式…… 76
22. 故障対策、故障表示と運転停止…… 79
23. 標準回路…… 83
24. 開度保持装置…… 84
25. 操作室における防湿対策…… 88
26. 予　備　品…… 90
27. 製　　作…… 92
28. 油圧シリンダクロームめっきについて…… 95
29. ピストンロッドの座屈強度計算…… 108

ダム用ゲート開閉装置(油圧式)設計要領(案)

第1章 総　　則

1-1 一　　般 …… 3
1-1-1 目　　的 …… 3
1-1-2 適用範囲 …… 4
1-1-3 開閉装置の構成 …… 6
1-1-4 用語の定義 …… 8
1-2 基本方針 …… 9
1-2-1 信頼性の確保 …… 9
1-2-2 安定性の確保 …… 11
1-2-3 機能保全 …… 12
1-2-4 設計計画 …… 13
1-2-5 新技術への対応 …… 15

第1章　総　　則

1-1　一　　般

1-1-1　目　　的

ダム用ゲート開閉装置（油圧式）設計要領（以下「本要領」という）は，ダム用ゲート開閉装置（油圧式）およびこれに関連する付属設備等の合理的な設計および施工を標準的に行うことができることを目的とする。

【解　説】

1．高信頼性，操作および点検・整備の標準化・簡素化，更新方法の標準化，緊急時の対応等を考慮した設計の標準化を行い，設計者による設計の差違を少なくし，操作，点検・整備，更新が合理的に行うことができ，さらに緊急時に適切に対応できることを目的に本要領を作成した。

2．操作や点検・整備，更新を考慮し，信頼性の高い設備の設計標準化・簡素化によって，次のような利点が生じる。

(1)　設計，施工，操作および点検・整備の統一が図られる。

施工，操作および点検・整備を考慮して，統一された合理的な思想によりダム用ゲート開閉装置（油圧式）の設計を行うので，設計・製作者や設備による設計，施工，操作および点検・整備の統一が図られ，一定水準の操作および点検・整備が確保できる。

(2)　効率的な故障データの蓄積により，データの質が向上し，信頼性向上のための改善が図り易くなる。

設計，施工，操作および点検・整備の統一が図られ，また，装置の構造および使用形態に大差がないので，故障データ量が多くなり信頼性解析に用いる故障率の信頼性が高くなる。さらに，構造に大差がないので，設備毎に異なるデータ収集方法を採る必要がなくデータ収集が容易に行える。

(3)　設計，施工，操作および点検・整備時の不具合点の改良例が，数多くの開閉装置に反映できる。

設備間での統一が図れ，他設備での設計，施工，操作および点検・整備時の不都合点の改良例を容易に利用できる。

3．本要領は，社会的ニーズの変化やダム管理所における現状に対応し，安全かつ確実に動く設備の，合理的な設計および施工を行うためにとりまとめたものである。

図1.1.1-1に，本要領の構成について示す。

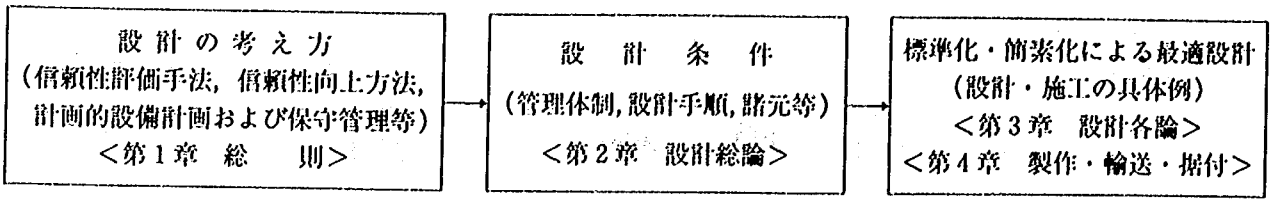


図1.1.1-1　本要領の構成

1-1-2　適用範囲

1．本要領は，建設省直轄ダム事業のうち，ダムに設置されるラジアルゲート，ローラゲートおよびボンネット形ゲートの開閉装置（油圧式）の設計施工に適用する。

2．本要領によることが適当でない場合においては，要領に示される技術的水準を損なわない範囲において，これによらないことができる。

【解　説】

1．本要領は，河川管理施設等構造令の適用を受ける直轄事業のダムに設置されるゲートの開閉装置（油圧式）に適用する。

この要領の適用するゲートは，表1.1.2-1のとおりとする。

表1.1.2-1　ダム用ゲート開閉装置（油圧式）設計要領（案）の適用ゲート

形式	ゲート名称	開閉装置形式		設計要領適用可能	適用設備範囲
		機械式	油圧式		
ローラ	ローラゲート(ダム用)	○	－	－	
	オリフィスローラゲート	－	○	◎	全設備適用
	高圧ローラゲート	－	○	◎	全設備適用
	キャタピラゲート	○	－	－	
	リングシールゲート	○	○	◎	全設備適用
スライド	高圧スライドゲート	○	○	◎	全設備適用
	ジェットフローゲート	○	○	◎	全設備適用
	リングホロアゲート	○	○	◎	全設備適用
ヒンジ	ラジアルゲート	○	－	－	
	オリフィスラジアルゲート	－	○	◎	全設備適用
	高圧ラジアルゲート	－	○	◎	全設備適用
	ダムフラップゲート	－	○	◎	全設備適用
バルブ	ホロージェットバルブ	○	○	△	油圧ユニット適用
	コーンスリーブバルブ	○	－	－	
	フィックストコーンバルブ	－	○	△	油圧ユニット適用
	スルースバルブ	○	○	△	油圧ユニット適用
他	多段式ゲート	○	－	－	

凡例　◎：本要領を使用することが適当　△：場合によっては準用可能

2. この要領は，現在において標準化が妥当と考えられている技術について記述したものであり，新技術に対しては信頼性が向上するものに対しては積極的に導入する。その場合，部品の互換性が損なわれず，点検・更新が適切に行える等の事項に留意しなければならない。

3. この要領の適用を受ける開閉装置（油圧式）の計画，設計，製作および保守管理に際しては，関連する諸法規および基準の適用を十分に考慮して行う必要がある。

河川管理施設等構造令，同施行規則	（建 設 省）
河川砂防技術基準(案)設計編	（建 設 省）
水門開閉装置技術基準，同解説(案)	（建 設 省）
ダム・堰施設技術基準	（建 設 省）
建築基準法および関連法規	（建 設 省）
電気事業法および関連法規	（建 設 省）
電気工事士法	（建 設 省）
電気用品取締法	（労 働 省）
労働安全衛生法および関連法規	（労 働 省）
騒音規制法	（環 境 庁）
大気汚染防止法	（環 境 庁）
消 防 法	（消 防 庁）

関連する規格

日本工業規格	（Ｊ Ｉ Ｓ）
日本電気規格調査会規格	（Ｊ Ｅ Ｃ）
日本電機工業会規格	（Ｊ Ｅ Ｍ）
電子機械工業会標準規格	（ＥＩＪＡ）
日本電気協会内線規定	（ＪＥＡＣ）

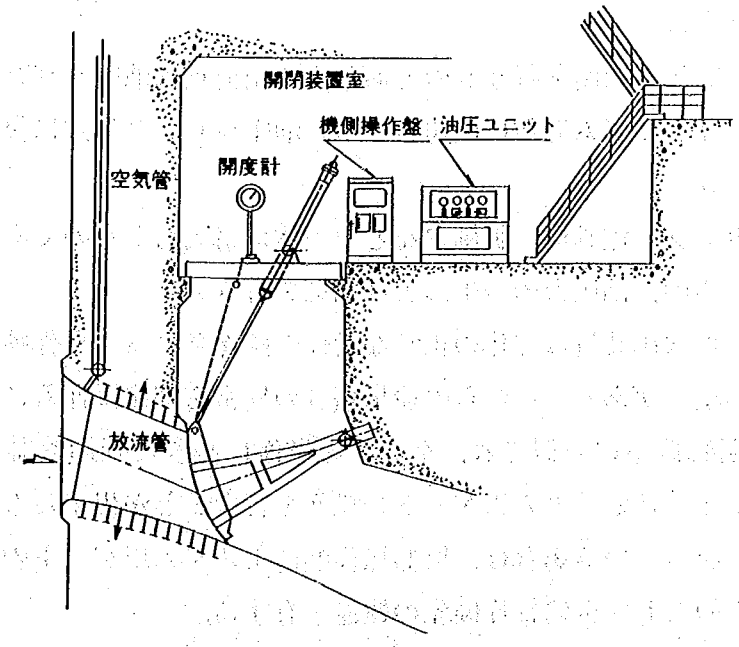


図1.1.2-1 高圧ラジアルゲートの例

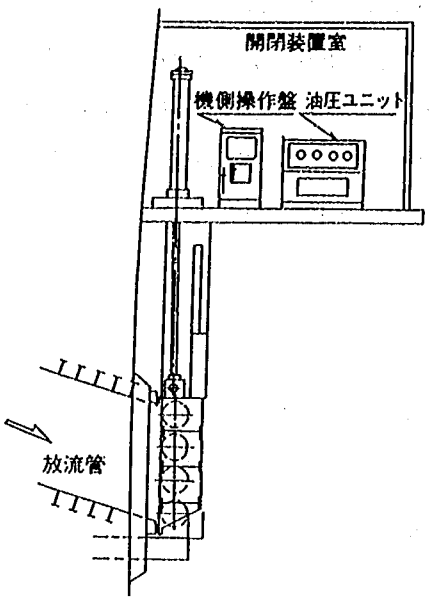


図1.1.2-2　高圧ローラゲートの例

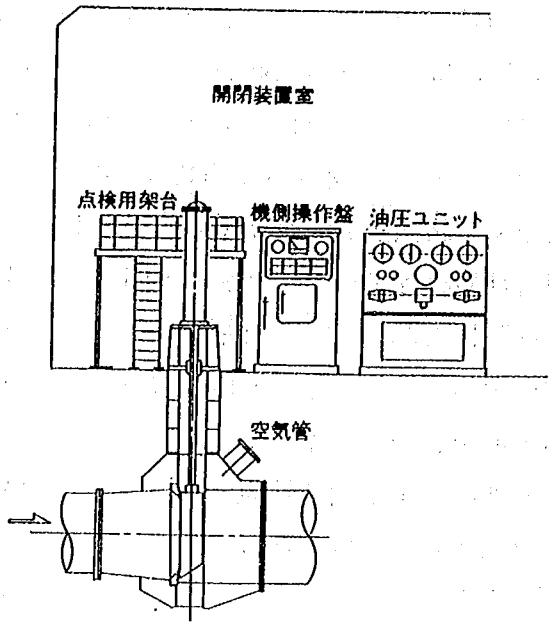


図1.1.2-3　ボンネット形ゲートの例

1-1-3　開閉装置の構成

本要領において「ダム用ゲート開閉装置（油圧式）」（以下「開閉装置」という）とは，油圧シリンダ，油圧ユニット，機側操作盤，開度計，安全装置，保守管理設備等からなり，ダム用ゲートおよびボンネット形ゲートを必要に応じて開閉させるものをいう。

【解　説】

1．開閉装置は，ゲートの機側に設置され操作員によりゲートの開閉を確実に行うものである。

また，開閉装置は管理所等から遠方操作も可能なものであり，その構成は図1.1.3-1開閉装置の構成のとおりとする。

2．油圧シリンダは，扉体の開閉を行うものであり，開閉荷重は油圧シリンダ，トラニオンより油圧シリンダ架台を介してダム堤体に伝達される。油圧シリンダ形式は復動で片ロッドシリンダが一般的に用いられる。

3．油圧ユニットはポンプ，電動機，制御弁などで一体に構成したものであり，油圧シリンダを正常に作動させるための，油圧力の発生および制御を行う。

また油圧ユニットの検出装置は扉体の正常な動作が確保されるよう作動圧力，設定圧力，油圧，油面などの検出項目がある。これらの検出項目の異常を機側操作盤に出力する。

4．機側操作盤は開閉装置室に設置され，ゲートの操作に必要な制御機器，操作スイッチ，計器・表示機器類を備え，機側でダム用ゲートの操作を行うことが出来るものである。また遠方操作盤との組合せとなっている場合は，機側操作盤によるダム用ゲートの操作中は遠方からの操作に反応しないものとし，機側操作優先の機能を有する。

5．開度計はダムの流水管理，ダムゲートの操作に最も重要なものであり，一般的には機側操作用と遠方操作用と２系列の開度計が設けられる。

6. 安全装置は，扉体の安全な動作と，扉体の上・下限，休止位置等を検出し，停止させるリミットスイッチや開動作制限装置，インタロックなどから構成される。

7. 保守管理設備は，手摺，階段などゲート操作を安全かつ確実に行うための点検台と点検・整備の作業に必要なチェーンブロック，ホイスト等の設備や開閉装置の回転部，摺動部へ給油する給油装置などがある。

8. 扉体休止装置は，扉体または開閉装置の保守・点検および補修時等に長期間休止させる場合に設けるもので，その方式には扉体上部吊方式（フック引掛式）・扉体受け方式ならびに油圧シリンダ内蔵方式（ボンネット形ゲート）などが一般的である。

9. 圧着装置は，高水圧（水深60m程度以上）により摺動式だけでは水密が確保されない場合に設けるもので，その方式には扉体を圧着機構を用いて押しつける扉体圧着式と，水密ゴム背面に加圧して水密ゴムをスキンプレート面に押しつけるゴム圧着式がある。

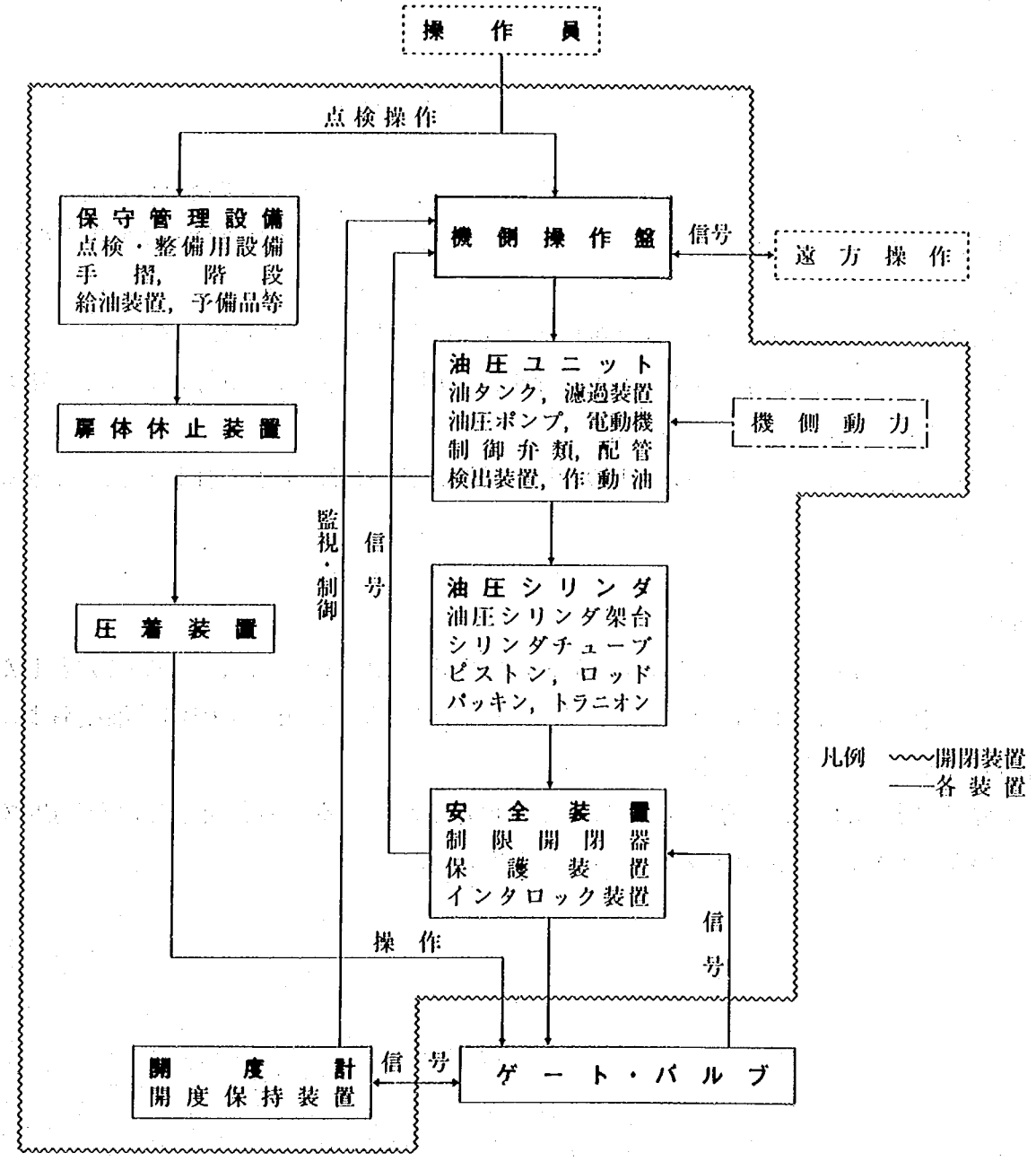


図1.1.3-1 開閉装置の構成

1-1-4 用語の定義

この要領において次の各号に掲げる用語の定義は，それぞれ当該各号に定めるところによる。

① 「信頼性」とは，システムや機能，装置，構成品，部品などが与えられた条件で規定の期間中，要求された機能を果たすことができる性質をいう。

② 「フェイルセーフ」とは，故障が発生すると故障の範囲ができるだけ小さくなるように，システムが安全側に働くことをいう。

③ 「フールプルーフ」とは，システム，設備などを稼働させる段階において，人為的に誤操作があっても設備が誤操作，故障しないことをいう。

④ 「開閉荷重」とは，ゲートの開閉に必要な荷重のことで，扉体の自重や支承部・水密ゴム・堆泥による摩擦力，浮力，下端放流時の上・下向力およびその他の必要な荷重を組み合わせたものをいう。

⑤ 「開閉速度」とは，吐口断面高さ（垂直高さ）を全閉状態から全開にする所要時間で除した平均速度をいう。

⑥ 「揚程」とは，吐口断面の管軸方向の垂直高さに余裕高を加味した距離をいう。

⑦ 「定格圧力」とは，定められた条件下で性能を保障でき，また設計および使用上の基準となる圧力。本要領では，70kgf/㎠・140kgf/㎠・210kgf/㎠をいう。

⑧ 「設計圧力」とは，油圧シリンダ作動圧力と全損失圧力を加算した圧力をいう。

⑨ 「損失圧力」とは，流体の流れに伴い，管路との摩擦や流路の変更等によって，熱エネルギ等となって失われる圧力をいう。

⑩ 「作動圧力」とは，設計圧力から損失圧力を減じた圧力で，機器の作動を保障できる圧力をいう。

【解　説】

1. ここでは，ダム用ゲート開閉装置（油圧式）の設計に用いる主な用語について定義したもので，ここに定めのない用語については，巻末の参考資料並びにJIS B 0124「油圧および空気圧用語」，JIS Z 8115「信頼性用語」等を参照する。
2. 油圧弁類の名称は，基本的にはJISによって規定されているものを使用したが，JISで規定されていない名称は一般に呼ばれている名称も用いた。

1-2 基本方針

1-2-1 信頼性の確保

1. 開閉装置は，各構成機器およびシステムに信頼度の高いものを採用し，それに基づいて信頼性を確保するものとする。
2. 開閉装置は，設備の目的や重要度に応じて装置や機器の二重化を図るなど，信頼性の高いシステムを構築しなければならない。

【解 説】

1. ダム用ゲート開閉装置の使命は，ゲートを必要に応じて確実に開閉させることである。ゲート操作は，計画通りの放流量制御を行うことにより，河川流域やダム本体の安全を保障する重要な条件の一つであり，そのため開閉装置には高信頼性が要求される。

ここで，機械設備の信頼性とは装置が稼働すべき時に要求される機能を発揮することであるが，ダム用ゲート開閉装置においては，一般の産業用機械設備とは異なり常時稼働する機械設備ではないため，これに加えて故障等で不稼働の場合に迅速に対処し，稼働できるバックアップ体制も信頼性確保の一部として考慮しなければならない。

各機器やシステムとしての故障率を定量的に把握することは，故障時の原因究明に役立ち，信頼度を算出することにより，設備の信頼性を評価することができる。

故障という事象に着目して信頼性を計る尺度の一つとしてアンアベイラビリティがあるが，ダム用ゲート開閉装置のように常時待機状態にある非常用設備に対してのトータルアンアベイラビリティは次式のように定義される。

$$\overline{A}_T = \overline{A}_1 + \overline{A}_2 \quad \cdots\cdots (1.2.1\text{-}1)$$

ここに，$\overline{A}_T$：システムのトータルアンアベイラビリティ

$\overline{A}_1$：起動に対するシステムのアンアベイラビリティ

$\overline{A}_2$：連続運転に対するシステムのアンアベイラビリティ

である。

ここで，$\overline{A}_1$は，必要としたときにシステムに対して起動指令を発したが，システムが正常に起動できない事態が生じる不起動確率であり，待機状態におけるシステムの故障率と点検周期の積の関数として求められる。また，$\overline{A}_2$は，システムが正常に起動した後，稼働の必要がなくなるまでの一定の時間内でシステムが故障する確率であり，運転状態におけるシステムの故障率と連続運転時間の積の関数として求められる。

このアンアベイラビリティの算出には，Fault Tree Analysis（以下 FTA）という手法が用いられる。FTA 手法とは，機械設備等のシステムを構成する各要素の相互関係より図1.2.1-1に示す様な FT 図（故障の木）を作成し，各要素の故障率を基に機械設備の信頼度を算出する。また，FTA を行うことにより，数種の設計案の信頼性の比較・評価ができ，合理的な設

計が行える。

本要領によらない新たな機器や機構を，設備の主要箇所に導入する際は，FTA を行い，その信頼度を定量的に算出し，信頼性の検討することが望ましい。この FTA に関しては，種々の解析ソフトが存在するが，本要領の検討に用いた建設省土木研究所の開発ソフトを利用するのが便利である。

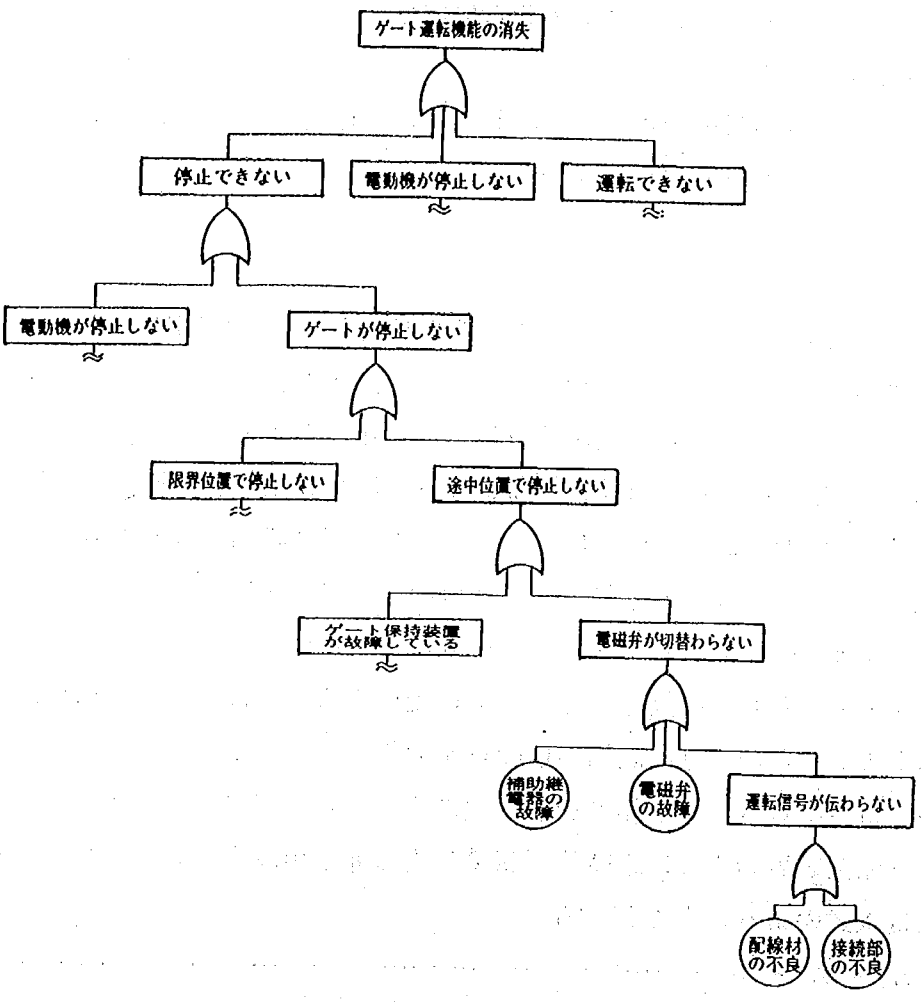


図1.2.1-1　ダム用ゲート開閉装置のＦＴ図の例

2.　ダム用ゲート開閉装置は，不測の事態になっても，ゲートを開閉できることが望ましいので，設備や機器の故障を予め想定して，設計をすることが重要である。

高信頼性を確保するには，構成要素の信頼性を上げることにより開閉装置の高信頼性を確保する方法と，信頼性が高くなるようなシステム構成にする方法の２つある。前者の方法は，主に保全が現在の技術では不可能な個所や保全コストが非常に高くなる場合，または，要素の冗長化ができない場合に適用する。後者の方法は，主に保全が比較的安価にできる場合，または，なんらかの要素の冗長化ができる場合に適用する。

故障が起こっても，それを吸収し所定の機能を果たすことをフォールトトーレラントというが，緩やかな機能低下や部分的な機能停止もこれに含める場合があり，システムを冗長系にすることにより機能の確保を図ることが代表的な方法である。冗長系は，静的冗長と動的冗長に分類される。静的冗長系の例としては並列冗長化がある。これは，同種の機能を持つ要素（同種または同レベルの能力である必要はない）を並列に配置し，それらを同時に作動させること

により，信頼性を向上させる。動的冗長系の例としては待機冗長系がある。こらは，同種の機能を持つ要素（同種または同レベルの能力である必要はない）を並列に配置し，メインのものを作動させる，他の要素は作動中の要素が故障または機能低下したとき代わりに作動させることにより，信頼性を向上させる。そして，故障または機能低下したものは，その間に復元させる。

以上のように，設備の目的や重要度に応じて，各機器の性能およびその配置，フォールトトレーラントを考慮したシステム設計をすることは，信頼性確保に欠かせない。

表1.2.1-1にこれらの具体例を示す。

表1.2.1-1　本要領における信頼性を考慮に入れた設計の具体例

キーワード	関連条項	具体例
フォールトトレーラント	2-6-7「油圧回路」 条文1および解説1(2) 図2.6.7-1	故障率等の実態調査に基づき，油圧回路内の二重化すべき範囲の検討を行い，標準油圧回路を示すことにより，信頼性が高いシステムが構築できるように工夫した。
フェイルセーフ	2-6-7「油圧回路」 条文3および解説1(9) 図2.6.7-1	ピストンロッド押込側回路の圧力制御弁として，故障時減圧側に作用するリリーフ弁を標準として採用することにより，安全性を確保できるように工夫した。
フールプルーフ	3-8-6「盤面構成」 図3.8.6-1 図3.8.6-2	視認性や操作性を考慮した機側操作盤の標準的な盤面構成例を示すことにより，安全を確保するとともに，合理的に作業が行えるように工夫した。

（注）フェイルセーフ，フールプルーフについては，1-2-2「安全性の確保」にて記述する。

1-2-2　安全性の確保

1．開閉装置の計画・設計に際しては，フェイルセーフ機能を有する装置や機器の採用を検討しなければならない。また，フールプルーフ機能を装置に付加することが望ましい。
2．開閉装置の計画・設計に際しては，操作員や保守管理者の安全を確保するよう，構造等に留意しなければならない。
3．開閉装置には，操作員が参照しやすい場所に，簡潔明瞭な操作マニュアルを備え付けなければならない。

【解　説】

1．開閉装置の故障は，装置本体の破損のみならず，ゲートの開閉操作に支障をきたし，放流計画に沿った流量制御を困難にし，河川流域に多大な影響を及ぼす可能性を含んでいる。そのため，故障が起こっても常に安全側に働く装置や機器およびシステムを採用し，被害を最小限に抑え，安全を確保することは非常に重要である。

フェイルセーフの例としては，油圧回路内の異常圧力上昇に対し常に減圧の役割を果たすリリーフ弁を採用すること等や停電時にも無動力でゲート閉操作ができる機構にする等があげられる。

また，誤操作による被害を最小限に抑えるため，開閉装置側として，人為的誤操作をカバーするフールプルーフ機能を付加する事が望ましい。フールプルーフの例としては，計器類を重要度別に色分けまたは配置する，操作に対して警報およびガイダンスを行う等があげられる。また，設備間における操作方式，配電等を統一することもフールプルーフの一種といえる。

2. 開閉装置は機械設備なので，日頃の保守管理運転や点検・整備が機能保全や信頼性確保に大きく響いてくるが，ダム用ゲート開閉装置は大型構造物であり，設置場所も点検・整備を行う上で必ずしも安全な場所ではないので，適切な作業空間を確保し，階段や手摺を取り付ける等して，操作員や保守管理者が作業しやすい環境を整え，作業の安全を確保する必要がある。

3. 操作員をシステムの一構成と考えると，操作経験の長短に起因する操作の不具合に対応する手だてを講じ，その影響を最小限に抑えなければならない。

そのためには，日頃から操作方法および手順に熟知しておくとともに，緊急時でも対応できるよう，簡潔明瞭な操作マニュアルおよび操作銘板を操作員が参照しやすい場所に完備する必要がある。

1-2-3 機能保全

1. 開閉装置は，長期にわたり要求機能を確実に発揮するように，その機能・性質および各構成部材・部品の特性を考慮して設計しなければならない。
2. 開閉装置は，点検・整備，更新等を合理的に行うため，予め保全方法を想定した計画的な設計を行わなければならない。

【解　説】

1. ダムは長期にわたり供用する施設であるので，そこに設置される設備もまた，その機能・性質を考慮して各構成部材・部品に適当な寿命を想定し，材質や機構を選定するとともに，必要な点検・整備・補修（修理）・更新が適切に行えるようにし，総体としてのダムの機能を長く維持できるようにしなければならない。

ダム用ゲート開閉装置は，故障や不具合が生じても，容易に取り替えられるものではないので，できる限り長期にわたり要求機能を確実に発揮するものとする必要がある。

2. 機械は一般に常時稼働させることを前提に設計・製作されるものであり，長い間動いていない機械を，必要時に急に，しかも確実に作動させることは技術的に困難な事項があるので，設備自体も高仕様となることが予想される。対効果，有用性に鑑みて，設備を適切な仕様にするには，計画的に点検・整備を行い，機械をある程度動かしておく必要がある。そのためには，設計段階において機能維持のためにすべきことを予め整理し，それに基づいて計画的に点検・整備や更新を行い，その際，点検・整備要領等により，これらの作業を合理的に遂行する必要がある。

点検・整備を計画的に行うためには，次の様な項目を整理しなければならない。

① ダム管理者による点検・整備個所と，開閉装置製作者あるいは点検・整備専業者によるも

のとを明確にする。

② 管理運転を含めた周期と方法を明確にする。

③ 点検個所，項目，目的を明確にする。

④ 機能維持レベルを設定し，部品交換の判断基準を明確にする。

⑤ 交換の単位（ユニット・パーツ）を明確にする。

図1.2.3-1に，FTAに基づきシミュレートした，点検間隔と故障頻度の関係の例を示す（建設省土木研究所資料「ダム用ゲート開閉装置（油圧式）の信頼性評価に関する調査研究」による）。この図から，管理運転を含めた点検・整備が，機能を保全する上で重要であることが分かる。

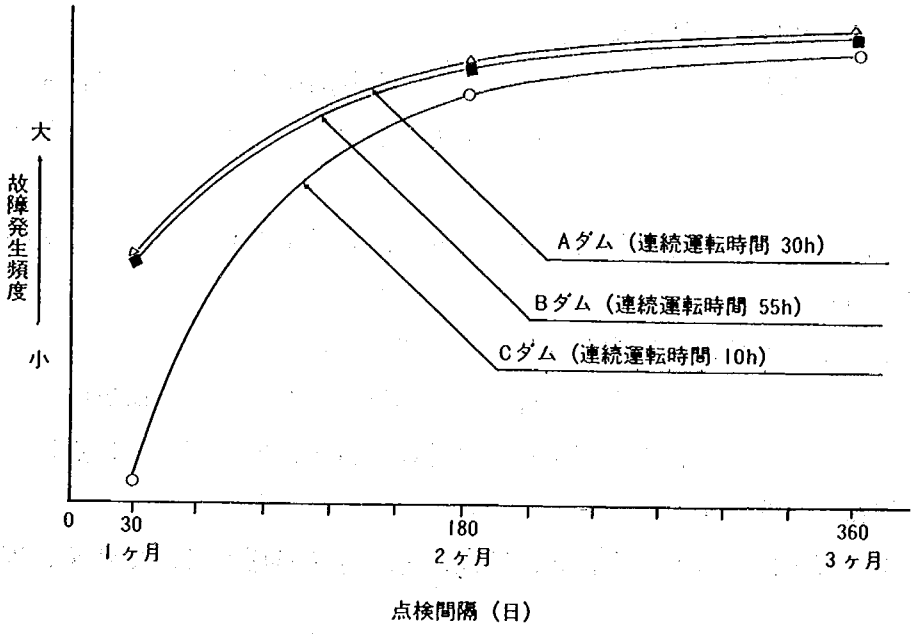


図1.2.3-1 点検間隔と故障頻度の関係（例）

1-2-4 設計計画

1. 設計計画にあたっては，設備の目的や使用時期等を考慮し，使用条件等の設備に要求される仕様を明確にしなければならない。
2. 開閉装置は，ダム全体の設備計画に沿って，その機能を十分発揮できるものでなければならない。
3. 開閉装置の設計にあたっては，施工・運転・保守管理が容易に行えるよう考慮しなければならない。
4. 設備の仕様を設定するにあたっては，設備に要求される信頼性を考慮し，コストと信頼性のバランスのとれた適切な設計計画を立てなければならない。

【解 説】

1. 油圧式の開閉装置は，作動油を介して動力が伝達される設備である。油圧配管の長さや形状寸法，継手の数等によって損失抵抗は異なり，また，油の粘度は使用温度によっても大きく変

化するので，使用環境によって設備が相違してくる。もちろん，水圧条件やゲートの摺動摩擦抵抗等による設計荷重をどの程度仮定するかによっても，設備は大きく違ってくる。開閉装置は作動して機能を発揮するものであるから，信頼性確保や機能保全について設備を検討する上で，これら使用温度等の諸条件を明らかにしておくことは非常に重要である。

2. 扉体，開閉装置等のダムに設置される設備は，ダム本体を含め互いに関連しあって初めて機能するものである。開閉装置を設計するにあたっては，土木構造やゲートとの位置関係を考慮し，要求される機能を満たすように，設備の形式・構成・規模や基本寸法を適切に決定しなければならない。

3. 設計段階で決められたことは，製作・輸送・据付，操作，点検・整備・修理・更新等の後，工程に大きな影響を及ぼす条件となる。

特に近年，ダム管理所においては，少い人員で，より的確な運転・保守管理を行うことが要求されており，故障が少なく，操作，点検等が確実かつ簡便に実施できる開閉装置であることが必要である。

そのためには，マニュアル等を整備するとともに，設計を進めていく上で次のようなことを考慮する必要がある。

① 作業がしやすく，不必要な作業が生じない構造とする。

② 特注品あるいは点検・整備や交換が行い難い部材・機器に関しては故障し難いものを使用し，汎用品あるいは点検・整備や交換が行い易い部材・機器に関しては点検・整備を適切に行うことで信頼性を確保する。

③ 各構成要素と周辺機器の寿命を揃え，時期，方法等を考慮して，更新を合理的に行いやすくする。

さらに，緊急時においても動作の確実性を保ち，突発的に機能の一部が故障しても，ある程度の機能を発揮させることができることを，設計段階で考慮しなければならない。開閉装置は常時動かない機械設備なので，産業用機械で用いられている高信頼性技術に加え，バックアップ体制（低コスト，簡便，迅速に行うための体制，予備品のストック等）も考慮しなければならない。

4. 開閉装置の設計にあたり，制限なく製作費および維持費等をかければ一般的には信頼性を高めることが可能であるが，実際問題としてコストには制限がある。高信頼性の設計を行うと製作コストが相対的に高くなる等のデメリットがあるが，保守管理コストが低減される等メリットもあるので，保守管理も考慮した最適設計を行わなければならない。例えば，本要領では，保守管理を考慮して，油圧配管はステンレス鋼管の使用を原則とした。

点検・整備，更新を考慮した最適設計のための評価規範は，製作費，維持管理費，更新費等を統合的に考えたライフサイクルコスト（以下「L.C.C」という）によるのが適当である。新規施工時の初期投資を抑えても，維持管理費等が高くなってしまっては意味がない。保守管理費が少なくて済むようにする方が，現在の実状にあっている。長期的な視野に立って，総合的なコストを把握し，合理的な設計計画を行う必要がある。

しかし，高信頼性を得るためにただ高価なものを採用すれば良いというものでもない。例え

ば，油圧ユニット内の一部に耐久性の高い機器を使用しても，油圧ユニットごと耐久性の高いものにしなければ，それらの機器はその機能を十分発揮しないまま更新されることになる。したがって，周辺機器の寿命に照らし合わせ，同時期に低コストで更新を行い，信頼性を確保する等，全体とのバランスを考慮するのがよい設計であるといえる。

1-2-5　新技術への対応

1．開閉装置の機能，信頼性および耐久性を向上させ，ダム放流設備の円滑な操作に資するものは，現在および将来の技術動向を見極めて，採用することが望ましい。
2．新技術の採用にあたっては，その導入時期についても十分に検討しなければならない。

【解　説】

1．設備の主要箇所への新技術採用にあたっては，試験データや他分野における採用実績に鑑み，その技術を導入した場合を仮定したFTAにより，新技術の評価を定量的に行い，信頼性が向上するものを導入することが望ましい。

また，点検・整備が行いにくくならないようにし，必要に応じて更新の時期と方法を見直し，L.C.C.が増大しないようにする必要がある。

新技術導入にあたり，必要に応じて検討する項目をまとめると次のようになる。

(1) ダム用ゲート開閉装置の信頼性を向上させるために新技術を導入するので，FTAの結果信頼性が向上しているものを導入の候補とする。

(2) L.C.C.を計算し，その値が増加しないものの導入を基本とする。

(3) なお，信頼性が向上しかつL.C.C.が増加するものに関して，導入しようとする新技術が高価な場合，安価になった時点で導入することになると考えられるが，基本的な考え方としては，最新技術を導入する方向で検討し，その技術が有用な場合は積極的に取り入れていくものとする。

2．新技術として，コンピュータ化を始めとする電子技術，高圧油圧機器技術，セラミックス等の高度技術や新素材技術がある。最終的な導入による効果は，設備全体の信頼性，保全性等を考慮して総合的に評価されるものであり，一部分のみが優れていても設備として要求される機能を十分発揮できない。そこで，新技術導入にあたっては，各構成要素間の関係を考慮し，導入時期を揃えないと，新技術の効果が半減するものもあるので注意を要する。

第2章　設計総論

2-1　システム……19
2-1-1　基本事項……19
2-1-2　システムの協調……20
2-2　設計手順……22
2-2-1　一　　般……22
2-2-2　設計基本条件……27
2-3　油圧シリンダ形式……28
2-3-1　基本事項……28
2-3-2　開閉装置形式……30
2-4　設計要目……33
2-4-1　開閉荷重……33
2-4-2　開閉速度……36
2-4-3　揚　　程……38
2-5　設計要素……40
2-5-1　使用材料……40
2-5-2　使用機器……41
2-5-3　安全率……42
2-5-4　材料の許容応力度……43
2-5-5　許容面圧……48
2-5-6　機械効率および摩擦係数……48
2-5-7　たわみ度の許容値……49
2-6　開閉動力……50
2-6-1　開閉用主動力設備……50
2-6-2　開閉用予備動力設備……50
2-6-3　電動機……52
2-6-4　油圧力……53
2-6-5　損失圧力……55
2-6-6　油圧ポンプ……61
2-6-7　油圧回路……61
2-7　安全装置……70
2-7-1　一　　般……70

第2章　設計総論

2-1 システム

2-1-1 基本事項

1. 開閉装置システムとは，開閉装置と操作員とが互いに有機的に機能し合って，ゲートの開閉操作による放流量の調整やダム設備の保守管理のためのゲートの開閉操作，開度保持，停止等の制御を行う全体系をいう。
2. 開閉装置の設計では，ゲートの使用目的，使用条件等を把握し，適切なシステム計画を行わなければならない。
3. 操作・制御方式については，設備の目的，用途，規模に応じた検討を行い，システム全体を考慮して，信頼性が高く操作性が優れたものとし，万一の故障発生時においても最低限度の操作制御を確保できるフェイルセーフ，フォールトトレーラントの機能をもったものとしなければならない。
4. 開閉装置は，点検・整備が容易な構造とし、将来における機能の更新時期、機器の合理的な更新および方法を踏まえた対応ならびに維持管理対策を考慮したものでなければならない。

【解　説】

1. 開閉装置はダム放流設備の中でも中枢となる最も重要な部分を占めるものである。従って，設計に当たっては，構成要素としてこれらを操作する人，つまり操作員も含めた，誤操作のないフールプルーフのシステムを計画しなければならない。

開閉装置システムは，制御部（機側操作盤），動力部（油圧ユニット），駆動部（油圧シリンダ），検出部（開度計等）に大きく分けることができる。操作員は以上の機能の全てを制御，操作および保守管理するものである。

2. 開閉装置は，目的，設置条件，規模に適合し，併せて操作性・耐久性・互換性を持たなければならない。洪水吐きゲートでは洪水時にゲートを開操作し，放流設備の副ゲートでは主ゲートの故障時，また点検時に全閉するといったように使用目的や設置条件を勘案し計画を行うものとする。さらに操作，制御を計画する際には，発生した故障などの事象に対して，どのような作動を行うことが放流設備として安全なのかを把握しておく必要がある。ダム全体設備を考えた場合，例えば，過大放流になっている状態ではゲート閉操作が安全側であり，過小放流状態の故障が生じた場合には，他の回路または系統を利用してでも強制的に開操作を行うことが

安全側の操作である。

3. 設備の重要度，目的に応じたフェイルセーフおよびフォールトトレーラントを考慮した設計を行わなければならない。例えば1台の油圧ユニットに2組の油圧発生装置を設ける等，故障頻度の多い機器では二重化を図り信頼性を向上させることをフォールトトレーラントといい，リリーフ弁のように万一故障しても昇圧方向に作動しない構造とすることによりシステム全体を安全側に働くようにしてあるものをフェイルセーフという。

4. 機器類の選定に際しては，性能と併せて耐久性および互換性に留意しなければならない。長期使用可能な構造部分と経年的に取り替えを要求する機器類を明確に分離し，必要に際しての機器類の装着が容易な配置とすることが望ましい。

過去の故障事例を見ると，シリンダの故障が全故障件数の1/4を占め，パッキン，シール類の故障がそのうちの2/3となっている。また，油圧ユニットの機器は全故障件数の2/5を占め，その中では，特に，電磁弁，各種スイッチ類の故障が大部分である。故障頻度の多い部品，機器については取り換え作業の容易な構造や配置等を決めなければならない。

ダム用ゲートは、常時待機状態であり、洪水時の緊急状態において，いかなる場合でも必要動作ができるよう高信頼性を要求されるものである。しかし，長時間操作しない場合，作動油中に混入した水分や夾雑物が油圧機器，油圧配管内で分離，滞留し，錆付，固着して動作不良を生ずることがある。このような故障を防ぐために月1～2回程度の管理運転を行う必要がある。故障率のシミュレーションにおいて，年に1回操作する開閉装置と，月に1回管理運転する開閉装置を比較した場合，その故障率は10：1の比率になることが調査結果から分かっており*，信頼性の向上には定期的な管理運転を行うことが重要である。

＊建設省土木研究所機械施工部機械研究室／ダム用ゲート開閉装置（油圧式）の信頼性評価に関する調査研究／ISSN 0386-5878　土木研究所資料　第2988号

2-1-2　システムの協調

1. システムの協調とは，各々異なった役割を持っている油圧シリンダ，油圧ユニット機側操作盤，検出装置，保守管理設備等の各構成要素が開閉装置全体の機能を十分に発揮できるようにすることである。

2. 各要素は，次のとおり協調しなければならない。

① 油圧シリンダは，油圧ユニットから供給された油圧力を設定された速度と力に変換し，確実にゲートを作動させ，かつ，適正開度に保持しなければならない。

② 油圧ユニットは，機側操作盤からの信号により油圧ポンプを駆動させ，設定された圧力および流量をシリンダに供給しなければならない。

③ 機側操作盤は，油圧ユニット，各種検出装置と連結され，開閉装置の状況を的確に表示するとともに，各種制御機能を有しなければならない。

④ 検出装置は，油圧シリンダ，油圧ユニットに設置され油圧シリンダの動きや油圧ユニットの作動状況を的確に検知し，その状態を常に機側操作盤にフィードバックすると

ともに，異常発生時には正確な情報を機側操作盤に伝達しなければならない。

⑤ 保守管理設備は，施工後における管理時に，各種装置の交換部品，点検，塗装替え等の作業が容易でかつ安全に行うことができる構造のものを設けなければならない。

【解　説】

1．油圧シリンダは，ゲート本体と連結され，ゲートの開閉操作を確実に行うものであり，ゲート本体および戸当りに過大な力を作用させたり，変形を与えてはならない。また，万一発生した過大な力に対して耐える開閉装置架台の構造，土木構造を考慮しなければならない。作動時には，振動が小さく滑らかに作動し，また，ピストン，ピストンロッドからの油漏れを少なくしなければならない。このために，ピストンおよびピストンロッドに使用するパッキンの選定が特に重要である。

パッキンの選定は，3-1-4「パッキンおよびシール」による。

2．油圧ユニットは，油圧シリンダに適切な圧力と流量の油を供給するものであり，設備全体の心臓部ともいえる重要な要素である。万一，電動機，油圧ポンプ，各種バルブ等が故障しても，別方法，別回路を準備しておくことにより，ゲートの作動が可能なように，フェイルセーフの考えを入れた設計を行わなければならない。

一般に開閉装置室は閉鎖構造であり，その環境は厳しい。また，開閉装置架台は，この上に油圧ユニットおよび機側操作盤を配置することがあるので，油圧ユニットの騒音や振動をできるだけ小さくし，かつ耐久性の優れたものとしなければならない。

3．機側操作盤は開閉装置と操作員との中間媒体となるものであり，重要な部分を成すものである。また，各種検出装置，油圧ユニット，遠方操作盤との信号の授受を確実なものとしなければならない。操作員のために，開閉装置の状況を的確に表示できるようにするとともに，誤った判断や誤操作等をしないように必要な表示のみ配置する等簡素化を心掛け，同時に，人間工学的考慮をした表示の配置，スイッチ類の配置をしなければならない（フールプルーフ化）。また，機側操作盤は，シーケンスとして開，閉，停止等の操作，インタロック，電動機過負荷保護等の各種制御機能を有し，開閉を安全かつ確実なものとしなければならない。

4．検出装置は，シリンダやゲート本体に接続される開度計，リミットスイッチおよび油圧ユニットに組み込まれる圧力スイッチ，作動油タンク油面検出計，油温検出計等から構成される。これら検出装置には設置される目的，環境にあった適切な精度と耐久性を持ったものを選定し，誤った信号の検出や誤った信号の発信のないものとしなければならない。

5．保守管理設備は，ゲートを常に的確に運転できるように，保守管理するために必要な設備である。保守管理設備は，点検・整備が容易で，安全確実に実施できるように，開閉装置室に設置するホイスト，手摺，階段，防護棚等の補助的設備である。

点検作業の方法，順序を想定して点検設備の規模，構造，配置，空間を決めなければならない。

2-2 設計手順

2-2-1 一　　般

開閉装置全般の設計手順は，次のとおりとする。

① 設計条件の決定
② 開閉装置形式の選定
③ 基本寸法の決定
④ 油圧シリンダの設計
⑤ 油圧ユニットの設計
⑥ 機側操作盤の設計
⑦ 油圧シリンダ架台の設計
⑧ 休止装置の設計
⑨ 保守管理設備の設計
⑩ 設備全体の配置決定
⑪ 配管・配線設計

【解　説】

1. ここでは実施設計の手順および方法の標準化を図り，設計者による設備の差異を最小限にし，合理的な設計を行うためにその一般的な手順等を明確にした。その設計の流れを図2.2.1-1に示す。

① 設計条件の決定

初めに，開閉装置の設置される場所の環境条件（温度，湿気等），装置に必要とされる機能的条件（開閉荷重，ストローク，速度等），操作条件（使用頻度，操作最高・最低温度等）および保守管理条件（保守管理項目と周期等）を十分に把握し，設計条件を決定しなければならない。

② 開閉装置形式の選定

ゲート形式と開閉装置室の概略形状から開閉装置の型式を選定する。

③ 基本寸法の決定

開閉装置の設置位置を決定し，土木構造物を含めた基本寸法図を作成する。

ここで，先に設定された開閉装置室の概略形状と今回作成された基本寸法図との比較を行い，配置に無理のないことを照査しなければならない。照査すべき項目は，扉体の移動空間，また，揺動式油圧シリンダ形式であれば油圧シリンダの揺動空間における土木構造との干渉または余裕である。さらに，休止装置の配置および油圧シリンダストロークの余裕についても考慮しなければならない。

④ 油圧シリンダの設計

基本寸法図により，ゲートの揚程とシリンダストローク，シリンダ揺動角および開閉荷重との関係，また，ゲート開閉速度とシリンダ速度との関係が求まり，シリンダ本体の設計ができる。ここで，ゲートの揚程には，場合によっては，休止上限までの最大揚程を考えなければならないが，休止装置の配置，設計を行わない限り，正確な寸法は決まらない。従って，休止上限を決定してから油圧シリンダの設計を行うものとする。

⑤ 油圧ユニットの設計

操作条件に応じて，操作の手順等の操作方法を決定する。これに従って，油圧回路の計画を行い，油圧ユニットを設計する。

⑥ 機側操作盤の設計

操作方法および油圧回路を考慮して検出装置の計画を行う。操作方法，検出装置等から制御回路の計画を行い，機側操作盤の設計を行う。

⑦ 油圧シリンダ架台の設計

開閉装置形式，基本寸法，油圧シリンダの寸法および開閉荷重に応じて油圧シリンダ架台の設計を行う。

⑧ 休止装置の設計

ゲートの揚程，扉体と架台の配置関係を考慮して，休止装置の設計を行う。

⑨ 保守管理設備の設計

点検の作業性，要領を考慮して必要な保守管理設備を検討し，配置計画，設計を行う。

⑩ 設備全体の配置決定

各設備の配置計画を行い，ここで１通りの設備設計が終了するので，通行，操作・点検作業，部品交換等，様々な場面を想定し，不都合があれば基本寸法から見直しを行う必要がある。

⑪ 配管・配線設計

各機器間をできるだけ短く，かつ，通行，操作・点検作業等の阻害とならないよう合理的に連絡できるように油圧配管および電気配線・配管を行うものとする。

2. 油圧装置は，大きく分けると，油圧シリンダ，油圧ユニット，油圧配管から構成される。このうち油圧シリンダ，油圧ユニットについての設計手順をそれぞれ図2.2.1-2,3に示す。それぞれの設計の留意事項を以下にまとめる。

① 油圧装置の設計に当たっては，開閉装置の基本３条件（速度，ストローク，開閉荷重）を決定すると同時に，定格圧力を検討し決定する必要がある。ここで，開閉装置に使用する定格圧力には70kgf/㎠，140kgf/㎠および210kgf/㎠があるが，一般に70kgf/㎠と140kgf/㎠の２種類がよく使用されている。本要領では，通常運転状態における最高圧力であるリリーフ弁設定圧を定格圧力とした。何らかの原因により昇圧する事態が生じた場合に発生する異常油圧を検出するスイッチの設定圧をリリーフ弁設定圧の＋10kgf/㎠以上を標準とする。

② 油圧シリンダ径，ロッド径の設計に当たっては，パッキンの標準径，シリンダ開閉力の必要推力に対する余裕，ロッドの座屈強度等を考慮しなければならない。

ここで，揺動式の場合にはロッド部に曲げが作用するので，その強度を十分に考慮してお

かなければならない。油圧シリンダの基本寸法が決定されたら，定格油圧力に対して，シリンダチューブ肉厚，フランジ，取付ボルトなどの設計を行うものとする。油圧シリンダの設計が完了すれば，油圧ポンプの必要吐出量を算出することができる。ここで，油圧シリンダ，油圧ユニットなどの合計のリーク量を見込み，油圧ポンプの定格吐出量を決定する。電動機の設計に当たり，その容量は使用する油圧ポンプの所要軸入力以上の容量を有すればよい。ただし，所要軸入力は油圧ポンプの吐出圧と同時に油の粘度によっても変化するので，設置環境と使用する作動油の選定にも留意するものとする。

③ 油圧回路の設計，検出装置の計画を行うために，ここで，操作方法を決定しなければならない。操作方法は，ゲート形式，開閉装置形式，水密方式，圧着装置の有無などに応じた適切なものでなければならない。

④ 操作方法を決定したあと，これに対応する油圧回路を設計し，油圧ユニットの構成を決定しなければならない。油圧ユニットの設計には，油タンクの容量決定も含まれるものとする。

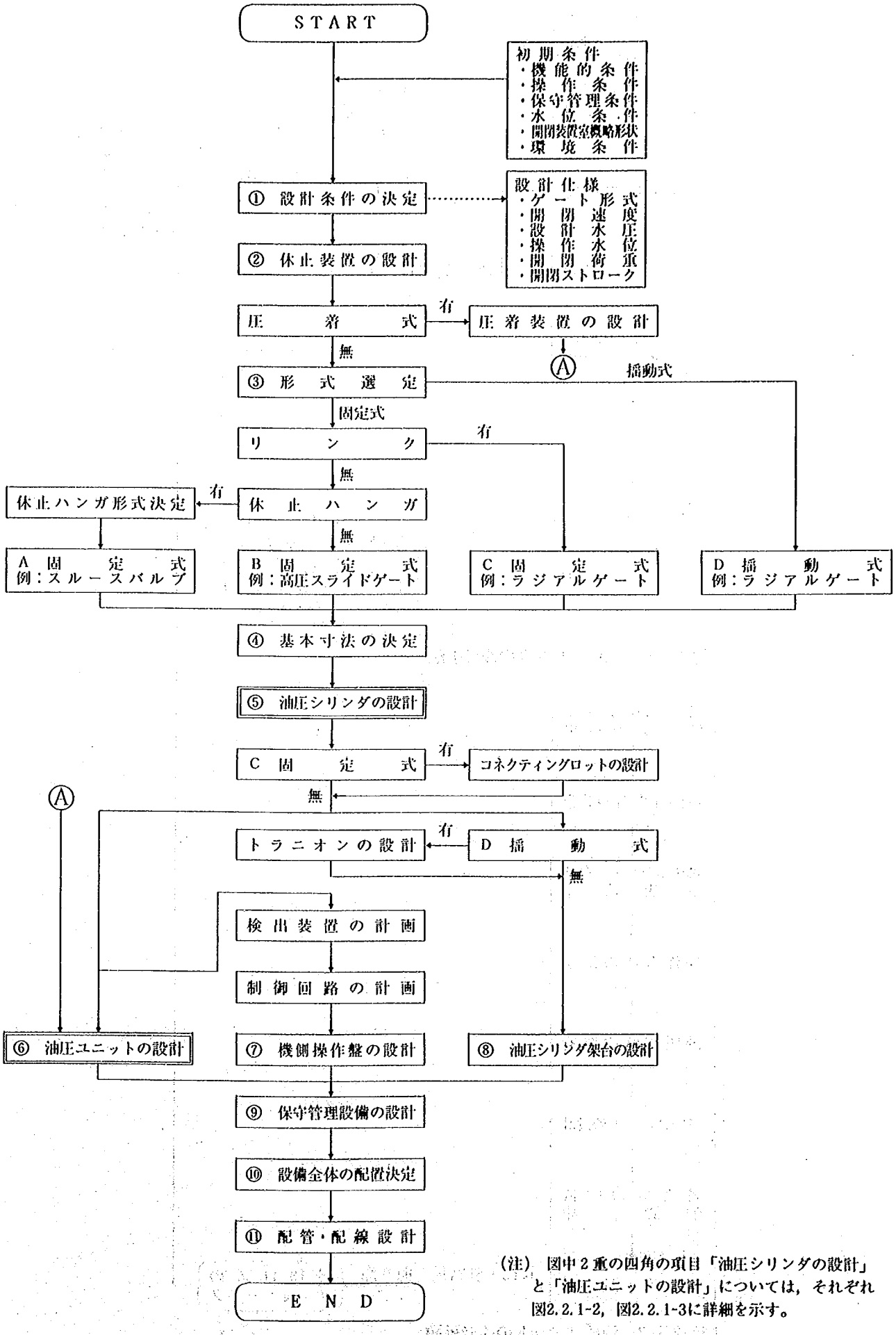
⑤ 配管および配線設計は最終段階の設計である。損失圧力，配置等に対して最も効率的となるよう留意して設計しなければならない。決定された管路に対して計算された配管損失については，設計圧力の設定に際して見込んだ損失以下であるかどうか，照合しなければならない。

3. 概略設計は，開閉装置の配置，諸元および開閉装置を据え付ける対象土木構造物の寸法，強度等を決定し，また他構造物との干渉がないような構造とするために，実施設計に先駆けて行う設計である。概略設計の結果は実施設計に反映しなければならない。

概略設計作業は内容項目でみると実施設計と変わりはない。すなわち，図2.2.1-1と同じ手順で同じ項目について設計を進めていくことになる。しかしながら，上記で述べたように開閉装置と周辺構造物との取り合いを決めるための設計であるので，各項目の作業密度は実施設計に比べれば低い。むしろ最適な配置等を決めるために繰り返し設計を行うことに重点が置かれる。

ここで概略設計で検討しておかなければならない主な検討項目を上げると，次のようになる。

① 開閉装置室の形状，寸法
② 開閉装置の形式と配置
③ 開閉装置の諸元（定格圧力，シリンダストローク等）
④ 土木構造物の開閉荷重に対する強度
⑤ 他構造物との干渉



(注) 図中2重の四角の項目「油圧シリンダの設計」と「油圧ユニットの設計」については，それぞれ図2.2.1-2，図2.2.1-3に詳細を示す。

図2・2・1-1 開閉装置設計手順

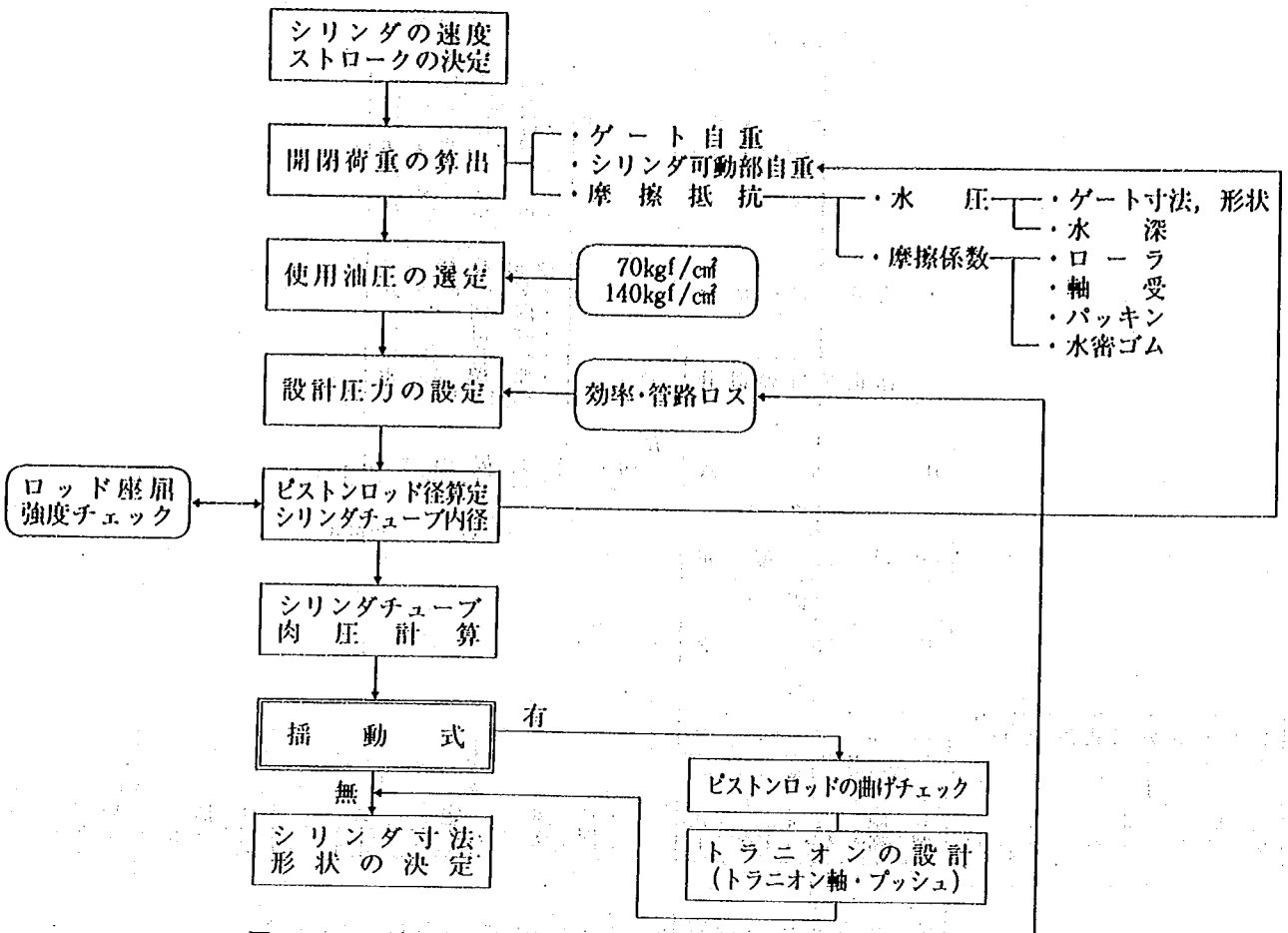


図2.2.1-2　油圧シリンダの設計手順

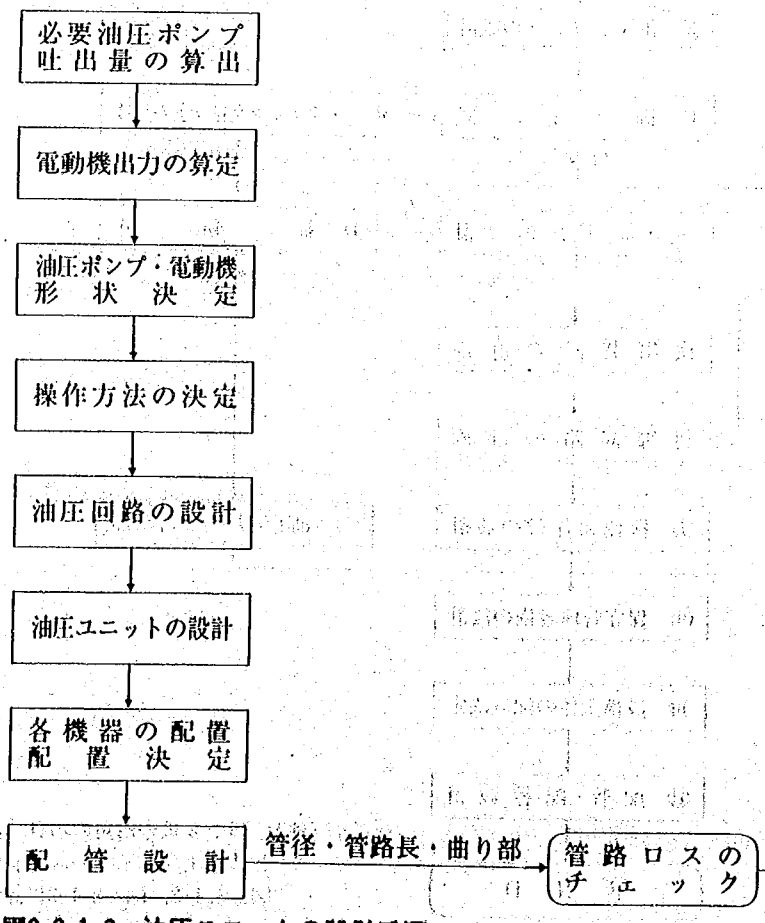


図2.2.1-3　油圧ユニットの設計手順

2-2-2 設計基本条件

開閉装置は，次の条件を満足するよう設計し，装置全体の信頼性を向上させたシステムとしなければならない。

① ゲート本来の使用目的および設計基本条件（開閉荷重，ストローク，速度）を満足する機能を有すること。

② 設置される環境下において機能を維持できるような装置であること。

③ 装置の発生する定格圧力に対して構造物が耐え得る強度を有すること。

④ 操作が容易であること。

⑤ 保守管理作業が容易に行えること。

【解　説】

ダム用ゲートにおいては開閉装置を頻繁に使用するということはほとんどない。しかし操作するのは洪水に対応する場合など非常に重要な時ばかりであるので，装置全体の故障率が低く安全・確実に操作が行えなければならない。また，開閉装置の更新についても考慮しなければならない。

1. 開閉装置の3条件（開閉荷重，ストローク，速度）は，開閉装置が有していなければならない最低必要条件および機能であり，この一つでも不十分であってはならない。
2. 開閉装置は高湿度の所に設置されることが多いので，材質の選定，塗装の選定，また除湿機を設置するなど耐食性を考慮した全体設備（油圧シリンダ，油圧ユニット，機側操作盤，配管等）設計を行わなければならない。周囲温度は使用する作動油の粘度を変化させ，装置全体の機能にまで大きい影響を与えることがあるので，作動油の選定に当たっては，設置される環境温度に適したものを考慮しなければならない。
3. 定格圧力が作用した状態においても，油圧シリンダ，油圧ユニットの各部および開閉装置架台ならびに土木構造物は，十分な強度を有するものでなければならない。
4. 操作不良，誤操作は重大事故や社会的損害を及ぼすこともあるので，機側操作盤の表示および操作ボタン類の配置は，読み取りミス，誤操作のないように考慮したものでなければならない。また，異常発生時においては，どのような種類の異常か，また，不具合箇所がどこかを確実に表示しなければならない。
5. 保守管理の良否は，開閉装置寿命の長短，システムの信頼性確保に関し非常に重要である。各機器の信頼性を向上させても，保守管理が不十分であるとシステム全体の信頼性は低下してしまう。従って，点検が困難であったり作業の危険な箇所には，歩廊，梯子，作業台，手摺，防護柵等の保守管理設備を設けなければならない。併せて取替えなどが必要な機器・部品に付いては，その取替え作業が容易にできなければならない。システムに用いる各機器は，耐久性のみならず保守管理時の市場性を考慮して互換性を持ったものを選定しなければならない。

2-3 油圧シリンダ形式

2-3-1 基本事項

油圧シリンダの形式選定にあたっては，主に次の条件を考慮して決定しなければならない。

① 機能的条件，開閉装置室概略形状等の初期条件

② ゲート形式等の設計仕様

【解 説】

1. ダムの形式が決まり，堤体の寸法形状や洪水吐き等の放流設備の配置が決定されると，対応するゲート形式が選定される。ゲートにおける油圧シリンダの形式は，ゲート形式によるところが大きい。ラジアルゲートでは，開閉装置構造が単純で土木構造が簡単な揺動式油圧シリンダを，ジェットフローゲートや高圧スライドゲート等のボンネット一体形のものや高圧ローラゲート等で扉体が水流方向に円弧移動しないもの等については，構造が簡単な固定式油圧シリンダをそれぞれ標準とする。

ここで，ゲート形式と開閉装置の分類を表2.3.1-1に示す。

表2.3.1-1 開閉装置形式とゲートの形式

開閉装置形式		ゲート形式
揺動式	直結式	ラジアルゲート ローラゲート（前面四方水密）
固定式	直結式	ローラゲート スライドゲート ジェットフローゲート リングホロワゲート
	リンク式	ラジアルゲート

2. 開閉装置室の配置は，ダムの形式に応じて決められるべきものである。堤体内に開閉装置室を設置する一般的なダムの形式として，重力式コンクリートダムとアーチ式コンクリートダムがある。

重力式コンクリートダムでは，全管路型放流管と半管路型放流管の場合に分けて考える。全管路型放流管の場合には，開閉装置室およびゲート設備は管路下流端に設けられる。このため，開閉装置室寸法，形状の堤体による制限は少ない。一方，半管路型放流管の場合には，開閉装置室およびゲート設備は堤体内に設けられる。すなわち開閉装置も堤体内にある。このため，開閉装置室の寸法，形状は，堤体の形状，寸法，容積などにより制限を受ける。重力式コンクリートダムに配置される場合を図2.3.1-1～5に示す。

アーチ式コンクリートダムでは，堤体の構造強度上，堤体内に開閉装置室を設けることはで

きないため，堤体下流面に設けられる（図2.3.1-6参照）。従って，堤体による制限は少ない。

開閉装置室は，ダム形状，寸法および容積，また放流設備の配置，ゲート形式，油圧シリンダ形式などに応じて計画される。開閉装置室の形状，必要寸法など概要が決定されたら，他設備との干渉，またダムの形状，寸法に無理がないかを検討しなければならない。

比較的設計水深の浅いオリフィスゲート等では，予備ゲート開閉装置室と主ゲート開閉装置室とが干渉し，主ゲート開閉装置室の高さ寸法を小さくする必要のある場合がある。主ゲートがラジアルゲートであり，油圧シリンダ形状が揺動式の上部吊方式であったものを，高さ制限のため，下部吊方式に変更する必要の生じることもある。

また，堤体内に開閉装置室を設置する場合，堤体の厚さが薄い等の場合，開閉装置室の上下流方向寸法を制限されることもある。

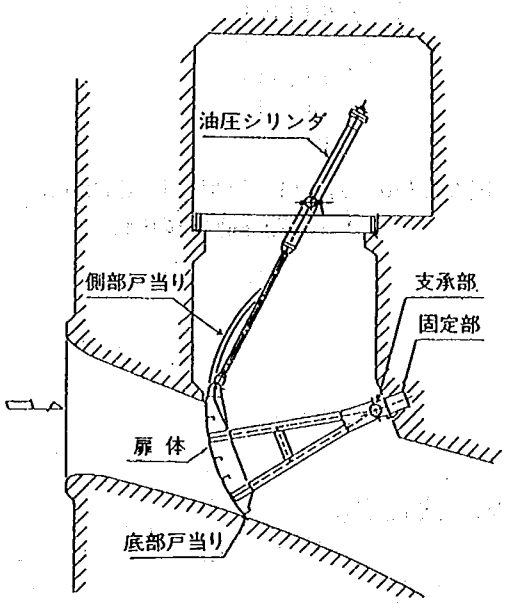


図2.3.1-1　ラジアルゲート（揺動式上部吊方式）堤体内設置の例

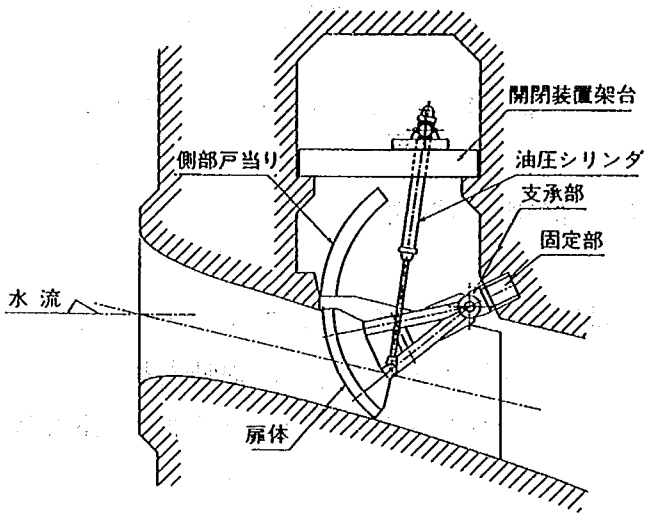


図2.3.1-2　ラジアルゲート（揺動式下部吊方式）堤体内設置の例

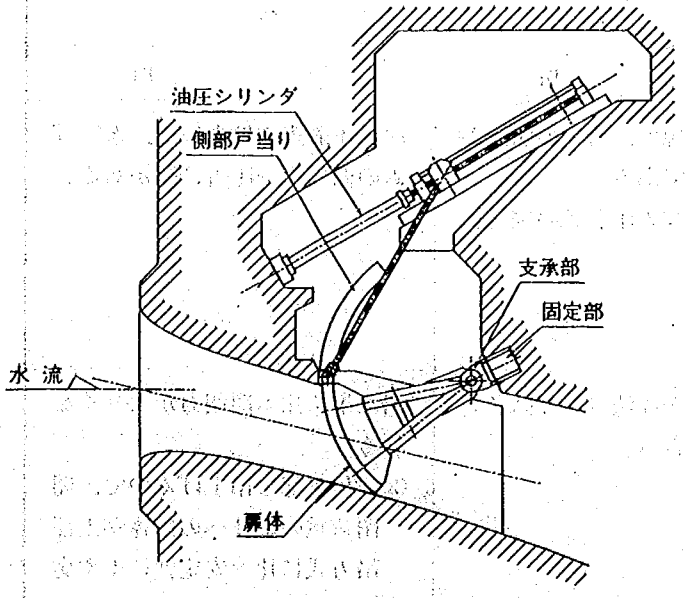


図2.3.1-3　ラジアルゲート（固定式リンク式）堤体内設置の例

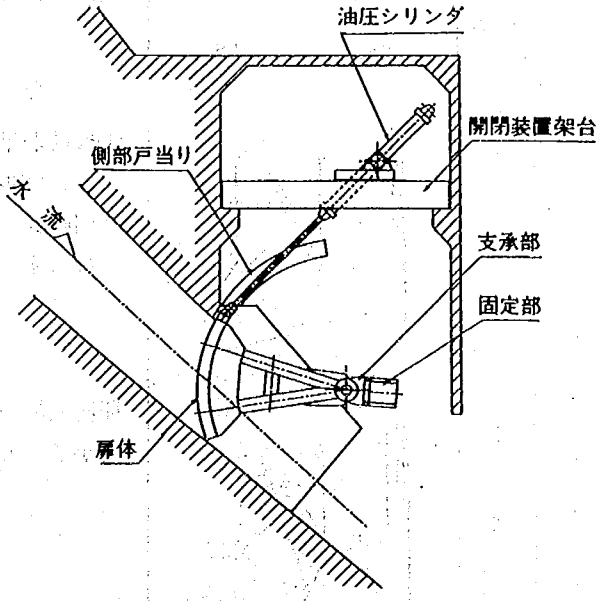


図2.3.1-4　ラジアルゲート（揺動式上部吊方式）堤体下流面設置の例

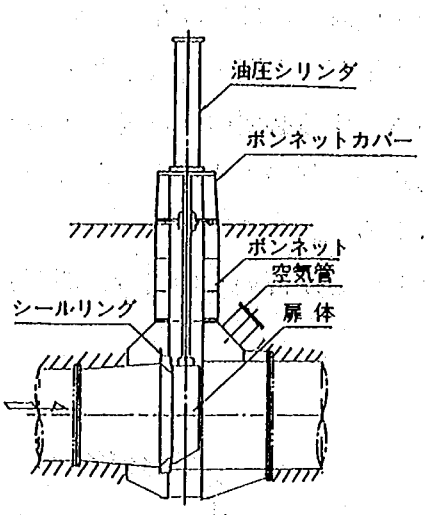


図2.3.1-5 ジェットフローゲートの設置例

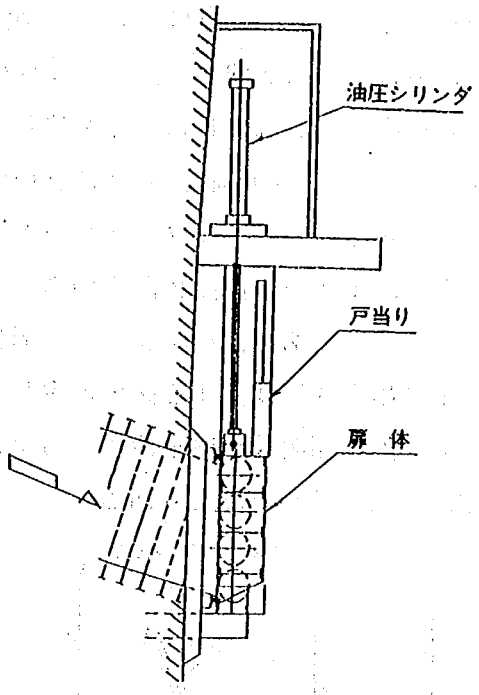


図2.3.1-6 高圧ローラゲート（固定式）堤体下流面設置の例

2-3-2 開閉装置形式

油圧シリンダの形式は，次を標準とする。

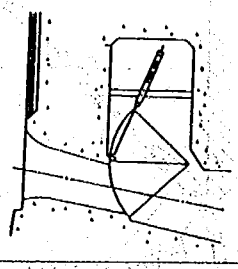
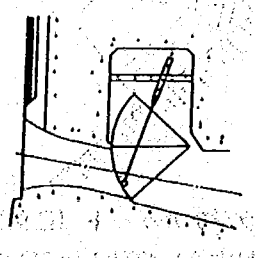
① ラジアルゲートでは，揺動式とする。

② ローラゲートおよびスライドゲートでは，固定式とする。

【解 説】

1. 各形式の特徴を表2.3.2-1と表2.3.2-2に示す。

表2.3.2-1 揺動式油圧シリンダの特色

型式＼特徴		略図	特色 長所	特色 短所
ラジアルゲート	上部吊		①機構が単純で，荷重の伝達がシンプルである。 ②摺動式・ゴム圧着式の場合には適す。	扉体圧着式の場合には，水密ゴムの四周均一圧着に難がある。
	下部吊		開閉装置室の寸法（天井高さ）を小さくできる。	①上吊に比べ開閉力が大きくなる。 ②扉体下部を吊上げるので，開閉荷重の扉体への伝達が上部吊方式に比べ安定性にやや劣る。

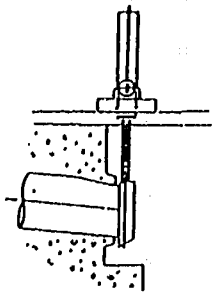
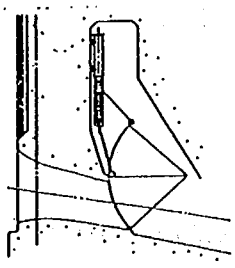
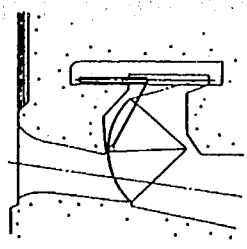
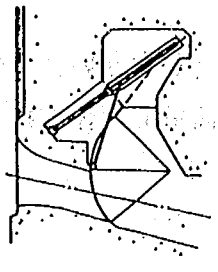
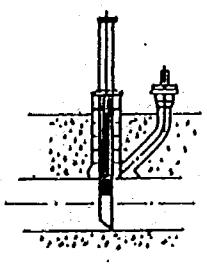
特徴 / 型式	略図	特色	
		長所	短所
ローラゲート		扉体圧着式高圧ローラゲート（前面水密）のように，扉体が上下流方向に移動するものについて適す。	ボンネット一体型で，常にボンネット内に水圧が作用する構造（高圧スライドゲート）の場合は上部ボンネットのピストンロッド貫通部の止水が困難で適さない。

表2,3,2-2 固定式油圧シリンダの特色

特徴 / 型式		略図	特色	
			長所	短所
リンク式	鉛直形		水流方向の開閉装置室寸法の制限を受ける場合およびオリフィスタイプでカーテンウォールの取付けが容易な場合には採用される。	①クロスヘッド部に作用する水平方向の荷重が開度により大きく変化しないようにシリンダ配置に注意を要す。 ②開閉装置室の高さに制限を受ける場合には適さない。
	水平形		①開閉装置室の高さ制限を受ける場合には採用される。 ②油圧シリンダのメンテナンスは容易。 ③任意開度における機械的ロックが容易。	①開閉装置室の水平方向寸方に制限を受ける場合には適さない。 ②開閉速度の変動が大きい。
	傾斜形		①扉体圧着式の場合に適する。 ②シリンダの能力は荷重の大きい開操作時の方が大きい。 ③任意開度における機械的ロックが容易。	空洞部のスペースが大きく，土木構造が複雑となる。
直結式			扉体が上下流方向に移動を生じない物に適す。一般のバルブ・ローラゲート・スライドゲートに採用される。	高圧ローラゲート(前面水密)の扉体圧着式などについては適さない。

2. 油圧シリンダ形式として，基本的には揺動式，固定式があり，図2.3.2-1のように細分化される。

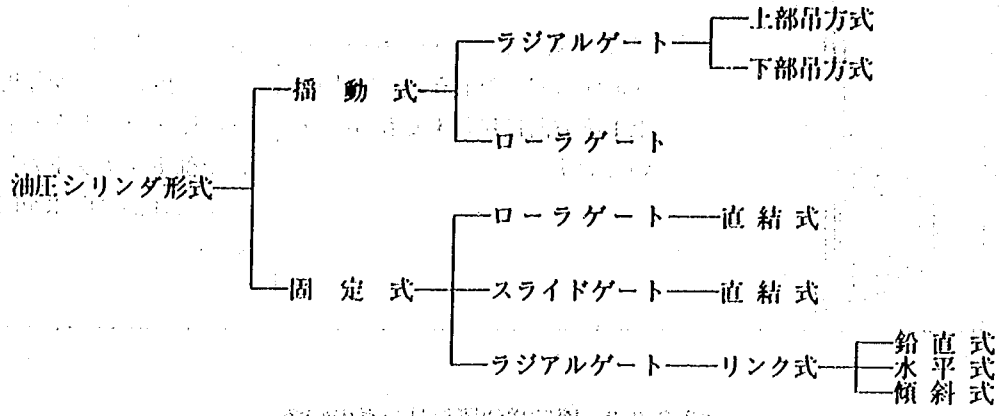


図2.3.2-1 油圧シリンダの形式分類

3. ローラゲートやスライドゲートのように，機構上，扉体と油圧シリンダの連結部が水流方向に移動しないものについては固定式を採用する。但し，圧着式ゲートの場合のように，扉体が水流方向に移動する高圧スライドゲートでは揺動式とする例もある。

4. ラジアルゲートの場合，固定式には次に示す利点がある。

① 配置上制約がある場合でも比較的自由な配置ができる。

② 油圧シリンダ作用荷重の均一化が行い易い。

③ 操作荷重の大きい開時に，シリンダ出力の大きいヘッド側にかける圧力を小さくすることができる。

④ 傾斜形で扉体圧着式で偏心圧着を行う場合，揺動式に比べて四周均一に圧着を行いやすい。

しかし，次に示す欠点がある。

① 設備が複雑でメンテナンスがやや難しい。

② 開閉装置室のスペースが大きくなる。

③ ピストンロッドと扉体との連結部が円弧状に移動するので，ここで固定式とすると，リンク機構が必要であり，設備が複雑になる。

④ 土木構造は複雑となり，コンクリート打ち込み作業への影響が大きい。このためダム堤体構造上の制約を受ける等，特別の場合を除き，構造，配置が簡単で扉体支持条件からも安定している上吊方式の揺動式油圧シリンダを標準とする。

2-4 設計要目

2-4-1 開閉荷重

1. 扉体の開閉荷重は，扉体の自重，支承部，水密ゴム，堆泥による摩擦力，浮力，下端放流時の上・下向力およびその他の必要な荷重を考慮して決定しなければならない。
2. 扉体の開閉荷重の組合せは，1項に示す開閉荷重のうち，ダム用ゲートの設置目的，設置環境および形式を考慮して決定するものとする。

【解　説】

1. ダム用ゲートの扉体の開閉荷重として考慮する各荷重について，考え方と計算式を以下に示す。

なお，摩擦係数等については，ダム・堰施設技術基準「摩擦係数」によるものとする。

(1) 支承部ローラの回転摩擦力

i) ローラゲートの場合

$$F_1=\frac{|\mu_1+(\mu_2\text{または}\mu_3)\,r\,|\,P}{R} \quad \cdots\cdots (2.4.1\text{-}1)$$

ここに，F_1：支承部ローラの回転摩擦力（tf）

μ_1：ローラゲートのローラのころがり摩擦係数（0.1）（cm）

μ_2：支承部ローラベアリングのころがり摩擦係数（0.01）（cm）

μ_3：支承部プレーンベアリングのすべり摩擦係数（cm）

BC，PBC，LBC材等を使用する場合（0.2）

オイルレスベアリングを使用する場合（0.2）

r：軸の半径またはローラベアリング平均半径（cm）

P：操作時の全水圧（tf）

R：ローラの半径（cm）

(2) 金属と金属間のすべり摩擦力

$$F_2(\text{または}F_2')=\mu_4 P\,(\text{または}\,P') \quad \cdots\cdots (2.4.1\text{-}2)$$

ここに，F_2：水密部金属間のすべり摩擦力（tf）

F_2'：ジェットフローゲートにおけるシールリングとスキンプレート間の摩擦力（tf）

μ_4：水密部金属間のすべり摩擦係数(0.4～0.5)

P：操作時の扉体に作用する全水圧（tf）

P'：ジェットフローゲートのシールリングに作用する全水圧（tf）

(3) 水密部金属と水密ゴム間のすべり摩擦力

$$F_3=\mu_5(q+p_1 b)\Sigma\,\ell \quad \cdots\cdots (2.4.1\text{-}3)$$

ここに，F_3：水密部金属と水密ゴム間のすべり摩擦力（tf）

μ_5：水密部金属と水密ゴム間のすべり摩擦係数

ステンレス鋼板を使用し，濡れている場合（0.7）

ステンレス鋼板を使用し，乾燥している場合（1.2）

q：水密ゴムの初期の押付力（tf/m）

ゴムの形状，取付け方法等によって異なるので，設計にあたっては，適宜，決定するものとする。

p_1：水密ゴムに作用する平均水圧（tf/m^2）

b：水密ゴムの有効受圧幅（m）

$\Sigma \ell$：水密ゴムの摺動総長（m）

(4) 金属と堆泥間のすべり摩擦力

$$F_4 = \mu_6 P_2 \quad \cdots\cdots (2.4.1\text{-}4)$$

ここに，F_4：金属と堆泥間のすべり摩擦力（tf）

μ_6：金属と堆泥間のすべり摩擦係数（0.4）

P_2：操作時の全堆泥圧（tf）

(5) 浮　　力

$$F_5 = W_0 V \quad \cdots\cdots (2.4.1\text{-}5)$$

ここに，F_5：浮力（tf）

W_0：水の単位体積重量（tf/m^3）

V：扉体が排除する水の体積（m^3）

(6) 下端放流時の上・下向力

$$F_6 = khA \quad \cdots\cdots (2.4.1\text{-}6)$$

ここに，F_6：下端放流時の上・下向力（tf）

k：実験値により推定する係数

扉体下端の形状によって異なるので，特殊なものについては，模型実験により求めるものとする。

h：操作水深（m）

A：受圧面積（m^2）

2. 扉体の開閉荷重の組合せを代表的なゲート形状について示すと次のようになる。

(1) ローラゲート，スライドゲートおよびジェットフローゲート

各型式の開閉荷重の組合せを表2.4.1-1に示す。

表2.4.1-1　開閉荷重の組合せ

ゲート型式	G	F_1	F_2	F_2'	F_3	F_4	F_5	F_6
ローラゲート	○	○			○	○	○	○
スライドゲート	○		○		○	○	○	○
ジェットフローゲート	○		○	○		○		

ここに，W：開閉荷重（tf）

G：扉体可動部（扉体本体，ピストンロッド，ピストン等油圧シリンダ可動部自重）重量（tf）

F_1：ローラゲートの場合の支承部ローラの回転摩擦力（tf）

F_2：スライドゲートの場合，水密部金属間のすべり摩擦力またはジェットフローゲートの場合，支圧支承部金属間のすべり摩擦力（tf）

F_2'：ジェットフローゲートの場合，シールリングとスキンプレート面間のすべり摩擦力（tf）

F_3：水密金属と水密ゴム間のすべり摩擦力（tf）

F_4：金属と堆泥間のすべり摩擦力（tf）

F_5：没水部の浮力（tf）

F_6：下端放流時の上・下向力（tf）

図2.4.1-1の開閉荷重のうち，管路末端に設置されるローラゲート，スライドゲートは，その扉体形状によって没水部の浮力 F_5，下端放流時の上・下向力 F_6が作用しないこともある。また，金属と堆泥間のすべり摩擦力 F_4は，必要に応じ考慮するものとする。

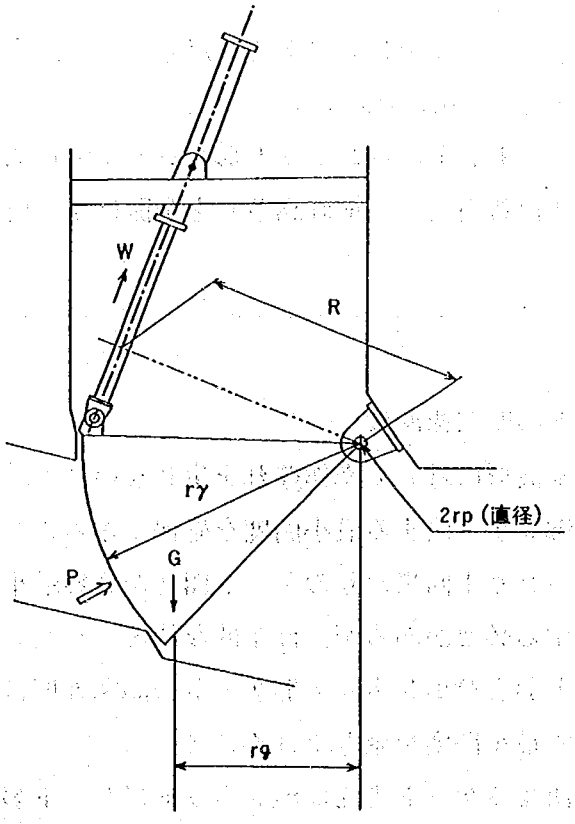


図2.4.1-1　ラジアルゲートの開閉荷重説明図

(2)　ラジアルゲート

$$W=(G\cdot rg+P\cdot \mu p\cdot rp+P\gamma\cdot \mu\gamma\cdot r\gamma)/R \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2.4.1\text{-}7)$$

ここに，W：開閉荷重（tf）

R：トラニオンピン中心からシリンダロッド中心までの距離（m）

G：扉体可動部重量（tf）

rg：トラニオンピン中心から自重重心までの距離（m）

P：開閉時の水圧＋開閉力の合力（tf）

μp：ピンとブッシュまたはローラベアリングのすべり摩擦係数
（通常0.2，ローラベアリング0.01）

rp：トラニオンピンの半径またはローラベアリングの平均半径（m）

$P\gamma$：水密ゴムに作用する全水圧＋初期押付力（tf）

μc：水密ゴムと戸当りの面すべり摩擦係数（通常湿潤状態で0.7）

$r\gamma$：トラニオンピン中心から水密ゴム接触面中心までの半径（m）

i）水密方式が扉体圧着式の場合は，水密ゴムの摩擦は考慮しなくてよい。

ii）水密方式がゴム圧着式の場合，圧力水を解放しても水密ゴムには押付力が生じている場合があるので，その摩擦を考慮するものとする。

3．主ゲートの操作水位は，設計洪水位，副ゲートの流水遮断機能を有するゲートの流水遮断水位は，常時満水位を標準とする。

2-4-2 開閉速度

1．扉体の開閉速度は，水門扉の使用目的に適合したものとし，次の値を標準とする。

① 大容量放流設備用ゲート：0.3m/min

② 小容量放流設備用ゲートおよびボンネット形ゲート：0.1m/min

2．扉体の開閉速度は，吐口断面高さ（垂直高さ）を全開にする所要時間で除した平均値で規定するものとする。

【解　説】

1．大容量放流設備用ゲートの開閉速度は

① 最も立上りの速い洪水波形に対して操作遅れを生じないこと。

② ゲート構造，流量制御等から決まる最小開度を確保できること。

③ 流量制御面から要求される1回当たりのゲート開度が許容最小運転時間より大きいこと。

等を考慮して適切な値とする必要があるが，標準的な値を定めた。

2．小容量放流設備用ゲートおよびボンネット形ゲートの開閉速度は

① ゲート構造から決まる最小開度を確保できること。

② 微小流量調節面から決まるゲートまたはボンネット形ゲートの1回当たりの開度が許容最小運転時間より大きいこと。

等を考慮して適切な値とする必要があるが，標準的な値を定めた。

3．最小運転時間は，原則として最小表示単位を操作するのに必要な時間とするが，少なくとも3～4秒以上とする。

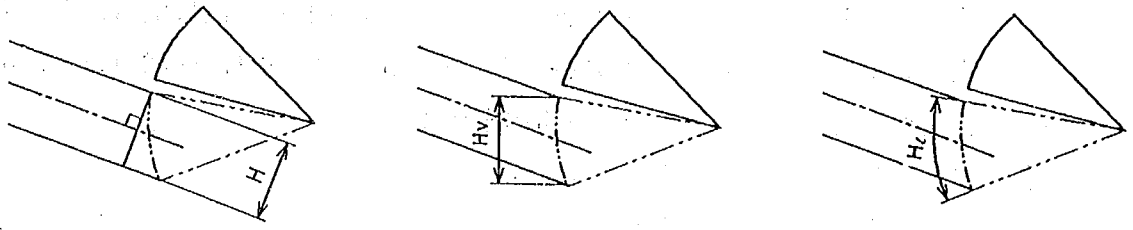
4．ダム・堰施設技術基準では，小容量放流設備用ゲートの開閉速度は0.05～0.1m/minとなっているが，この開閉速度は，開閉型式が油圧シリンダ式とスピンドル式とを含んだものであ

る。油圧シリンダの場合，開閉速度が遅くなると油圧シリンダにスティックスリップ現象が生じる恐れがあるので，その速度を0.1m/min とした。

油圧シリンダのピストン速度が0.1m/min 以下になる扉体開閉速度を採用する場合は，十分な検討が必要である。

5. 大容量放流設備用ゲートにおいて，予備動力等における開閉速度は，0.1～0.15m/min 程度とする。

6. ラジアルゲートの開閉速度は，図2.4.2-1に示すようにスキンプレートの周速や鉛直断面を基準とする速度を規定した実施例もあるが，ここでは開度と放流量を関連づけるため，垂直開閉速度で規定するものとした。なお，垂直とは，放流管管軸に対して直角とする。



$$V=\frac{H}{T} \qquad Vv=\frac{Hv}{T} \qquad V\ell=\frac{H\ell}{T} \quad \cdots\cdots (2.4.2\text{-}1)$$

垂　直　　鉛　直　　円　周

ここに，V ：垂直平均速度（m/min）

Vv ：鉛直平均速度（m/min）

Vℓ ：円周平均速度（m/min）

H ：吐口断面高さ（垂直高さ）（m）

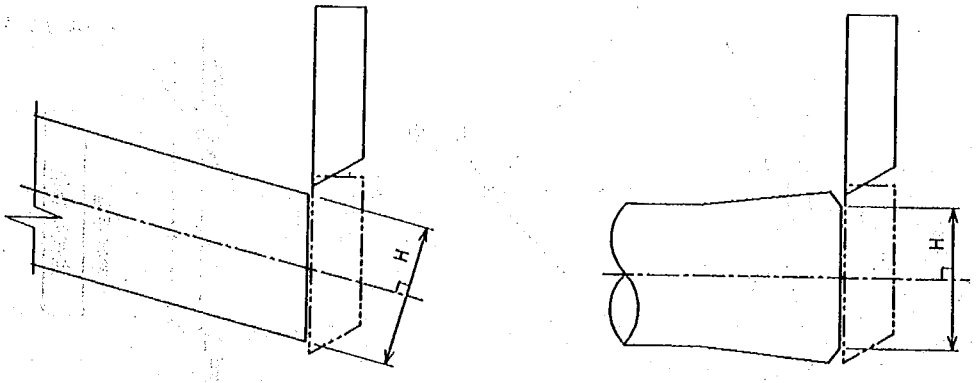
Hv ：吐口断面高さ（鉛直高さ）（m）

Hℓ ：吐口断面高さ（円周高さ）（m）

T ：全開にする所要時間（sec）

図2.4.2-1　高圧ラジアルゲート開閉速度の説明図

7. ローラゲート，ジェットフローゲート等鉛直方向に引上げるゲートの開閉速度は，ラジアルゲートの場合と同様，開度と放流量を関連づけるため，垂直開閉速度で規定するものとする。



$$V=\frac{H}{T} \quad \cdots\cdots (2.4.2\text{-}2)$$

ローラゲート　　ジェットフローゲート

図2.4.2-2　ローラゲートおよびジェットフローゲートの開閉速度

2-4-3 揚　　程

1．揚程は，吐口断面の管軸垂直高さ方向の距離で規定するものとする。
2．常時揚程は，全開時において流水に対する安全性を考慮して決めるものとする。
3．点検時揚程は，保守管理時の作業性等を考慮して，常時揚程に対して適切な余裕高を見込み決定するものとする。

【解　説】

1．高圧ゲートの開閉揚程の決め方には，ゲートが放流管に対し比較的大きな角度をもって据付けられるため，吐口断面を基準として採る場合の他に，スキンプレート面に沿った考え方や，単に標高（鉛直高さ）で示す場合などの事例がある。本要領では，揚程は図2.4.3-1に示すように吐口断面の管軸垂直高さ方向の距離をいうものとする。

なお，揚程は扉体全閉時の下端位置から全開（常時，点検時）時の下端位置までの管軸垂直高さをとるものとする。

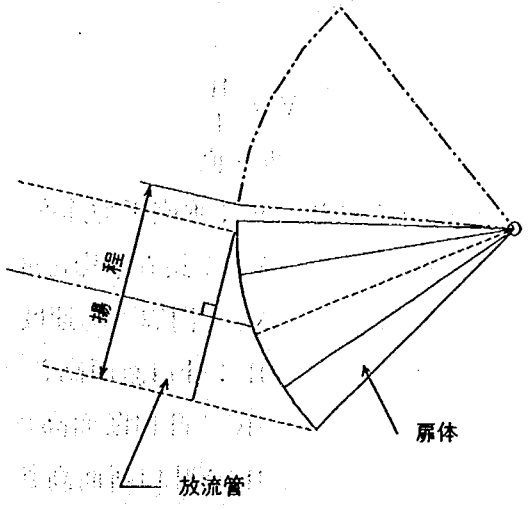


図2.4.3-1 揚程の規定

2．ダム用ゲートの常時揚程は，全開時において流水の流下に悪影響を与えない扉体下端高を確保するものとし，一般に吐口断面上端高に対し，5～10cmの余裕高さを見込んでいる。

3．点検時揚程は，保守管理時の作業性を考慮して余裕高さを見込むものとし，この余裕高さは，ゲート形式，水密構造（主に上部水密部）およびジェットフローゲートにおけるシールリングの大きさ等を考慮して決める必要があるが，一般的に吐口断面上端高に対し，次に示す値以上の余裕高さを確保することが望ましい。

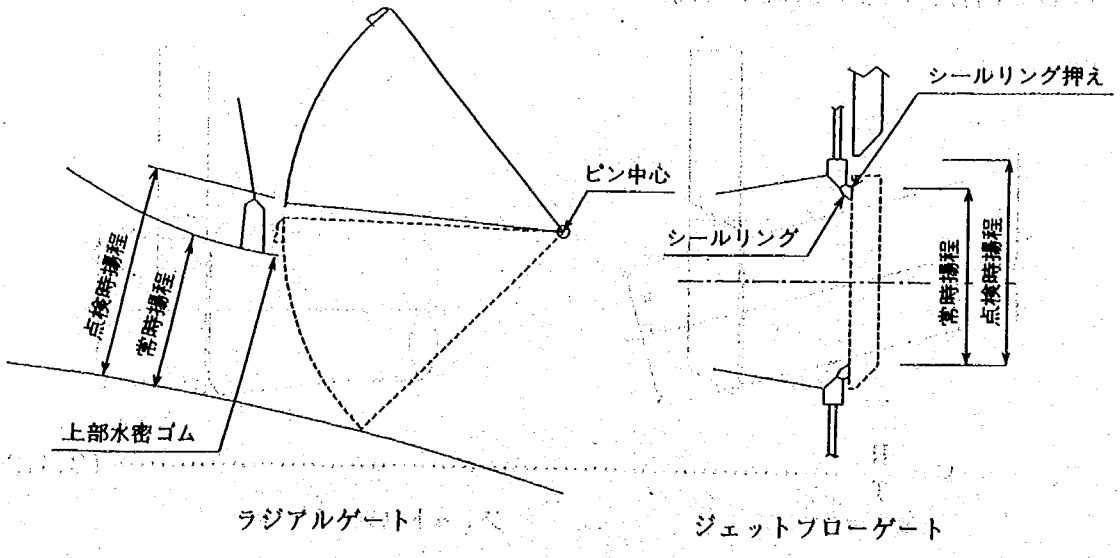


図2.4.3-2 揚程の説明図

① 高圧ラジアルゲート：0.6m

② 高圧ローラゲート：0.6m

③ ジェットフローゲートおよびスライドゲート：0.1m

なお，ジェットフローゲートは，点検時揚程と常時揚程とを等しくする場合が多い。

4. 扉体休止装置を設ける場合，休止装置の脱着のための揚程も考慮して開閉用油圧シリンダのストロークを決定する必要がある。

5. ジェットフローゲートおよび放流管の下流端に設けられるローラゲートは全閉時の扉体下端が吐口断面敷高より低いため，油圧シリンダのストロークは揚程より大きくなるので注意を要する。

2-5 設計要素

2-5-1 使用材料

開閉装置の主要部に使用する材料は，表2.5.1-1に掲げる材料を標準とする。

表2.5.1-1 開閉装置の使用材料

装置名		名称	JIS規格番号	記号
油圧シリンダ	シリンダチューブ	溶接構造用圧延鋼材	JIS G 3106	SM400, SM490
		機械構造用炭素鋼鋼管	JIS G 3445	STKM13A
		圧力配管用炭素鋼鋼管	JIS G 3454	STPG370, STPG410
		高圧配管用炭素鋼鋼管	JIS G 3455	STS370, STS410
	ピストンロッド	ステンレス鋼棒	JIS G 4303	SUS304, SUS304N2
	ピストン	一般構造用圧延鋼材	JIS G 3101	SS400
		炭素鋼鍛鋼品	JIS G 3201	SF440A, SF490A, SF540A
		炭素鋼鋳鋼品	JIS G 5101	SC450, SC480
		球状黒鉛鋳鉄品	JIS G 5502	FCD600
	フランジ	一般構造用圧延鋼材	JIS G 3101	SS400
		溶接構造用圧延鋼材	JIS G 3106	SM400, SM490
		機械構造用炭素鋼鋼材	JIS G 4501	S35C, S45C
		溶接構造用鋳鋼品	JIS G 5102	SCW450, SCW480
油圧配管		配管用ステンレス鋼鋼管	JIS G 3459	SUS304TP
架台		一般構造用圧延鋼材	JIS G 3101	SS400
		溶接構造用圧延鋼材	JIS G 3106	SM400, SM490
休止装置		一般構造用圧延鋼材	JIS G 3101	SS400
		炭素鋼鍛鋼品	JIS G 3201	SF440A, SF490A, SF540A
油タンク		熱間圧延ステンレス鋼板	JIS G 4304	SUS304
軸受	ハウジング	一般構造用圧延鋼材	JIS G 3101	SS400
		溶接構造用圧延鋼材	JIS G 3106	SM400
		炭素鋼鍛鋼品	JIS G 3201	SF440A, SF490A, SF540A
		炭素鋼鋳鋼品	JIS G 5101	SC450, SC480
	メタル	青銅鋳物	JIS H 5111	BC6, BC6C
		リン青銅鋳物	JIS G 5113	PBC2, PBC2B, PBC2C
		鉛青銅鋳物	JIS G 5115	LBC3, LBC3C
		オイルレスメタル		

【解 説】

1. 本条は，開閉装置の主要部に使用する材料を規定したものであるが，ここでいう主要部とは，油圧シリンダ，ピストンロッド，ピストン，油圧配管，架台，軸受，休止装置，油タンク等である。
2. 開閉装置の主要部材料として，従来より種々の材料が使用されていたが，実態調査より，耐

食性，保守管理，信頼性向上を考慮し，表2.5.1-1の材料を標準とした。

表2.5.1-1のうちシリンダチューブはSTKM13A，SM400，SM490，ピストンはSF440A，SF490Aがよく使用される。

3. 表2.5.1-1以外のJISに規定した材料またはJIS以外の材料を使用する時には，表2.5.1-1と同等以上の性能を有しているかどうか十分な検討を加えなければならない。

4. 鋼材の板厚による使用範囲は，表2.5.1-2を標準とする。ただし，補助部材または溶接を行わない部材は，この規定によらなくてもよいものとする。

表2.5.1-2 鋼材の板厚による使用範囲

材　　料	板　　厚
S S 400	22mm まで
S M400 A	32mm まで
S M400 B	38mm まで
S M400 C	50mm まで
S M490 A	25mm まで
S M490 B	38mm まで
S M490 C	50mm まで

鋼材の板厚が50mmを超えるものについてはSM400C，SM490C相当品を使用してもよい。

2-5-2 使用機器

1. 開閉装置に使用される機器は，ダム用ゲートとして信頼性，安全性，耐久性のあるものでなければならない。
2. 使用機器は，原則として汎用品を選定するものとする。なお，汎用品でない特殊仕様品または使用実績のない機器を使用する場合は，使用条件，環境条件を考慮して，事前にその性能を確認して使用するものとする。

【解　説】

1. ダム用ゲートの開閉装置は，過酷な操作条件，環境条件下で使用されるものであるから，機器の選定に当たっては信頼性，安全性，耐久性等を確認しなければならない。

2. 土木研究所資料第2988号「ダム用ゲート開閉装置（油圧式）の信頼性評価に関する調査研究」では，ダム用ゲート開閉装置の故障に寄与する度合いの大きい機器の抽出を行い，信頼性を効率的に確保する上での着目点を与えている。

開閉装置の信頼性向上のための最も基本的な手法は，機器単体の信頼性を向上することである。機器単体の信頼性向上には，機器をダムゲート設備固有の環境条件，操作条件等を考慮した特殊仕様品とすることで対応することがよい場合と，汎用機器を使用することで対応した方がよい場合があるので，使用機器の選定に当たっては慎重に行わなければならない。

3. 使用機器は，将来の部品交換時の利便性について配慮し，下記のような場合には汎用品を使用することを原則とする。

① 汎用品の信頼度が高く，現状で特に問題ない場合
② 特殊仕様品としても信頼性の向上が望めない場合
③ 特殊仕様品では調達が困難な場合
④ 機器の適切な選定，組合せ，回路設計で信頼性向上が可能な場合

⑤ 適切な管理等によって汎用品でも信頼性は確保できる場合

4. 汎用品および特殊仕様品の選定に当たっては，表2.5.2-1が目安となる。

なお，ここで汎用品とは，JIS，JEC等の規格品およびメーカ標準品で比較的容易に入手出来るもの，特殊仕様品とは，設備固有の環境条件，操作条件等を考慮した仕様品および汎用品では入手できないものをいう。

表2.5.2-1 汎用品と特殊仕様品の区分

汎用品を使用するのが望ましい機器	特殊仕様品とするのが望ましい機器
① 油圧ユニットの機器(但し，油タンクは除く) ② 機側操作盤の各機器 ③ パッキン ④ 油圧配管 ⑤ 管継手 ⑥ 開度発信器	① シリンダチューブ ② ピストン ③ ピストンロッドブッシュ ④ ピストンロッド ⑤ 油タンク

2-5-3 安全率

1. 開閉装置に使用する材料の安全率は，材料の引張強さに対し，表2.5.3-1に掲げる値以上とする。

表2.5.3-1 開閉装置用材料の安全率

使用材料名	記号	安全率		
		引張	圧縮	せん断
一般構造用鋼材	SS	5	5	8.7
溶接構造用鋼材	SM	5	5	8.7
機械構造用炭素鋼	S－C	5	5	8.7
ステンレス鋼棒	SUS	5	5	8.7
炭素鋼鍛鋼品	SF	5	5	8.7
炭素鋼鋳鋼品	SC	5	5	8.7
機械構造用炭素鋼鋼管	STKM	5	5	8.7
高圧配管用炭素鋼鋼管	STS	5	5	8.7
配管用ステンレス鋼鋼管	SUS－TP	5	5	8.7
球状黒鉛鋳鉄品	FCD	8	8	10
青銅鋳物	BC	8	8	10

2. 定格圧力から算出した応力が当該使用材料の引張強さに対して表2.5.3-1に掲げる値以上の安全率を有するものでなければならない。

ただし，ピストンロッドの座屈強度は，細長比によってオイラーの式またはジョンソンの式により求めた値に対し，次の安全率を有するものでなければならない。

閉側のリリーフ弁または減圧弁の設定圧に対して：4.0

【解　説】

1．開閉装置の部材には，繰返しの応力が作用するため，その安全率は，作用する応力の状態，材料の種類，品質の不均一，加工精度，使用箇所，耐腐食性の程度等を考慮して決める必要がある。

2．扉体側の油圧シリンダ取付部のピン，軸受についてもこれに準ずる。

3．ピストンロッドの限界座屈荷重はオイラーの式またはジョンソンの式によって求めるが，その計算式は3.1.3「ピストンロッド」に示す。

4．フレキシブルホース，各種制御弁は，汎用品を使用している。これらの耐圧強度は，必ずしも統一されたものではないので，ここでは安全率の規定は特に行っていないが，定格圧力以上での使用が保障されたものでなければならない。

5．ころがり軸受の選択は，形式の選定と寸法の選定とに分けられるが，形式の選定に当たっては，軸受に作用する荷重のほか軸受に要求される精度，回転条件，使用上の要求性能および取付け保守上の便宜などを考慮する。ころがり軸受の寸法（大きさ）の選定に当たっては，基本静定格荷重に基づき荷重計算を行い，軸受荷重の算定に必要な荷重係数は1.5を採用する。

6．溶接による継手箇所については，本条に示した安全率を，表2.5.3-2に示す継手効率で除した値を安全率とする。

表2.5.3-2　溶接継手効率

区分		溶接検査	効率
シリンダチューブ(長手方向，円周方向)	突合せ溶接	全長について放射線検査	1.0
シリンダチューブとフランジ取合部	完全溶込み溶接	全長について超音波探傷検査	1.0
	部分溶込み溶接	全長について浸透探傷検査	0.95

2-5-4　材料の許容応力度

開閉装置に係わる油圧シリンダ架台および保守管理設備の許容応力度は，ダム・堰施設技術基準によるものとする。

【解　説】

1．許容応力度

(1) 油圧シリンダ架台

油圧シリンダ架台は，開閉装置の一部であるが，その部材は桁構造であり，曲げによる桁の横座屈，圧縮力による座屈に対して許容応力の低減が必要になるので，2-5-3「安全率」で規定せず，許容応力度で規定した。

油圧シリンダ架台の許容応力度は，表2.5.4-1，表2.5.4-2，表2.5.4-3に示す値とする。

表2.5.4-1　構造用鋼材の許容応力度（その1）

（単位 kgf/cm²）

応力度の種類 ＼ 鋼種 ／ 厚さ	SS400, SM400		SM490	
	厚さ≦40mm	>40	厚さ≦40mm	>40
1. 軸方向引張応力度 （純断面積につき）	1,200	左記応力度の0.92倍とする	1,600	左記応力度の0.94倍とする
2. 軸方向圧縮応力度 （総断面積につき） 圧縮部材 ℓ：部材の座屈長 (cm) r：部材の総断面の断面二次半径 (cm)	$\frac{\ell}{r}\leqq 20$：1,200 $20<\frac{\ell}{r}\leqq 93$： $1{,}200-7.5\left(\frac{\ell}{r}-20\right)$ $93<\frac{\ell}{r}$：$\frac{10{,}000{,}000}{6{,}700+\left(\frac{\ell}{r}\right)^2}$		$\frac{\ell}{r}\leqq 15$：1,600 $15<\frac{\ell}{r}\leqq 80$： $1{,}600-11.2\left(\frac{\ell}{r}-15\right)$ $80<\frac{\ell}{r}$：$\frac{10{,}000{,}000}{5{,}000+\left(\frac{\ell}{r}\right)^2}$	
圧縮添接材	1,200		1,600	
3. 曲げ応力度 桁の引張 （純断面積につき）	1,200		1,600	
桁の圧縮 （総断面積につき） Aw：腹板の総断面積 (cm²) Ac：圧縮フランジの総断面積 (cm²) ℓ：圧縮フランジの固定点間距離 (cm) b：圧縮フランジ幅 (cm) $K=\sqrt{3+\frac{Aw}{2Ac}}$	$\frac{\ell}{b}\leqq\frac{9}{K}$：1,200 $\frac{9}{K}<\frac{\ell}{b}\leqq 30$： $1{,}200-11\left(K\frac{\ell}{b}-9\right)$ 但し$\frac{Aw}{Ac}<2$の場合は K＝2とする。		$\frac{\ell}{b}\leqq\frac{8}{K}$：1,600 $\frac{8}{K}<\frac{\ell}{b}\leqq 30$： $1{,}600-16\left(K\frac{\ell}{b}-8\right)$ 但し$\frac{Aw}{Ac}<2$の場合は K＝2とする。	
スキンプレート等で直接固定された場合	1,200		1,600	
4. せん断応力度 （総断面積につき）	700		900	
5. 支圧応力度	1,800		2,400	

表2.5.4-2　接合用鋼材の許容応力度　　(単位；kgf/cm²)

鋼材 / 種類 / 厚さ	SS400, SM400		SM490	
	厚さ≦40mm	>40	厚さ≦40mm	>40
ボルト	SS400, S20C		S35C	
1. せん断応力度				
仕上ボルト	750		1,000	
アンカボルト	500		650	
2. 支圧応力度				
仕上ボルト	1,700	左記の0.92倍とする	2,300	左記の0.94倍とする
ピン	1,700		2,300	

表2.5.4-3　摩擦接合用高力ボルトの許容力

(1ボルト1摩擦面当たり)　　(kgf)

ボルトの等級 / ねじの呼び	F8T	F10T
M20	2,600	3,300
M22	3,300	4,100
M24	3,800	4,700

i) 構造用鋼材

構造用鋼材の許容応力度は，表2.5.4-1に示す値とする。また，ここに規定していない材料を使用する場合の許容引張応力度は，その材料の降伏点応力度の1/2以内とし，引張応力度以外の応力度は各許容応力度に準じて定めるものとする。また，降伏点応力度がJISに規定されてないものについては，引張強さに準じて許容応力度を決定する。

ii) ボルト

ボルトの応力度は，表2.5.4-2に示す値とする。

iii) 高力ボルト

高力ボルトの許容力は，表2.5.4-3に示す値とする。

高力ボルトの許容力は，次式で求められる。

$$\rho_a = \frac{1}{\nu} \cdot \mu \cdot N \quad \cdots\cdots (2.5.4\text{-}1)$$

ここに，ρ_a：ボルト1本1摩擦面あたりの許容力 (kgf)

ν：継手のすべりに対する安全率 (2.0)

μ：すべり係数 (0.4)

N：設計ボルト軸力$= \alpha \cdot \sigma_y \cdot Ae$ (kgf)

α：降伏点に対する比率

F 8Tについて　0.85

F10Tについて　0.75

σ_y：ボルトの耐力 (kgf/cm²)

Ae：ねじ部の有効断面積 (cm²)

継手のすべりに対する安全率は，一般に鋼材の場合の降伏点に対する許容応力の比に対比せられるものであり，軸方向許容引張応力度の降伏点に対する安全率と同じ2.0と定めた。

iv）許容応力度の補正

地震時の鋼材の許容応力度および高力ボルトの許容力は，表2.5.4-1～表2.5.4-3に1.5を乗じて補正するものとする。ただし，地震時合成応力が降伏点応力の90％を超えないようにする必要がある。

(2) 操作橋，手摺，階段，防護柵，点検架台

操作橋，手摺，階段，防護柵および点検架台の許容応力度は，道路橋示方書によるものとし，表2.5.4-4に示す。

i）構造用鋼材

構造用鋼材の許容応力度は，表2.5.4-4による。また，ここに規定していない材料を使用する場合の許容応力度は，降伏点の比によりこの規定に準じて決定する。

(3) 点検用吊上設備

点検用のホイスト，チェーンブロック等の許容応力度および安全率は，労働安全衛生規則およびクレーン構造規格によるものとする。

2. 最小板厚，余裕厚，鋼構造物の剛性，細長比，プレートガーダの制限寸法については，ダム・堰施設技術基準によるものとする。

表2.5.4-4　構造用鋼材の許容応力度（その２）

（単位　kgf/cm²）

許容応力度＼鋼種	SS400,SM400,SMA400	SM490	SM490Y, SMA490
軸方向引張応力度 曲げ引張応力度	1,400	1,900	2,100
軸方向圧縮応力度 $\sigma ca = \sigma cag \cdot \sigma ca\ell / \sigma cao$ ここに, σca ：許容軸方向圧縮応力度 σcag ：右に示す局部座屈を考慮しない許容軸方向圧縮応力度 $\sigma ca\ell$ ：局部座屈に対する許容応力度 σcao ：右に示す局部座屈を考慮しない許容軸方向圧縮応力度の上限値 ℓ ：部材の有効座屈長（cm） r ：部材の総断面の断面二次半径（cm）	$\ell/r \leqq 20$ ： 1,400 $20 < \ell/r \leqq 93$ ： $1{,}400 - 8.4(\frac{\ell}{r} - 20)$ $93 < \frac{\ell}{r}$ ： $\frac{12{,}000{,}000}{6{,}700 + (\frac{\ell}{r})^2}$	$\ell/r \leqq 15$ ： 1,900 $15 < \ell/r \leqq 80$ ： $1{,}900 - 13(\frac{\ell}{r} - 15)$ $80 < \frac{\ell}{r}$ ： $\frac{12{,}000{,}000}{5{,}000 + (\frac{\ell}{r})^2}$	$\ell/r \leqq 14$ ： 2,100 $14 < \ell/r \leqq 76$ ： $2{,}100 - 15(\frac{\ell}{r} - 14)$ $76 < \frac{\ell}{r}$ ： $\frac{12{,}000{,}000}{4{,}500 + (\frac{\ell}{r})^2}$
曲げ圧縮応力度 ①圧縮フランジがコンクリート床版等で直接固定されている場合 ②箱形断面，π形断面，パイプ断面の場合 ③上記以外の場合 $\frac{Aw}{Ac} \leqq 2$ $\frac{Aw}{Ac} > 2$ ここに, Aw：腹板の総断面積(cm²) Ac：圧縮フランジの総断面積(cm²) ℓ ：圧縮フランジの固定点間距離（cm） b ：圧縮フランジ幅(cm) $K = \sqrt{3 + \frac{Aw}{2Ac}}$	1,400 1,400 $\frac{\ell}{b} \leqq 4.5$ ： 1,400 $4.5 < \frac{\ell}{b} \leqq 30$ ： $1400 - 24(\frac{\ell}{b} - 4.5)$ $\frac{\ell}{b} \leqq \frac{9}{K}$ ： 1,400 $\frac{9}{K} < \frac{\ell}{b} \leqq 30$ ： $1400 - 12(K\frac{\ell}{b} - 9)$	1,900 1,900 $\frac{\ell}{b} \leqq 4.0$ ： 1,900 $4.5 < \frac{\ell}{b} \leqq 30$ ： $1900 - 38(\frac{\ell}{b} - 4.0)$ $\frac{\ell}{b} \leqq \frac{8}{K}$ ： 1,900 $\frac{8}{K} < \frac{\ell}{b} \leqq 30$ ： $1900 - 19(K\frac{\ell}{b} - 8)$	2,100 2,100 $\frac{\ell}{b} \leqq 3.5$ ： 2,100 $4.5 < \frac{\ell}{b} \leqq 27$ ： $2100 - 44(\frac{\ell}{b} - 3.5)$ $\frac{\ell}{b} \leqq \frac{7}{K}$ ： 2,100 $\frac{7}{K} < \frac{\ell}{b} \leqq 27$ ： $2100 - 22(K\frac{\ell}{b} - 7)$
せん断応力度	800	1,100	1,200
支圧応力度 ①ヘルツ公式で算出する場合 ②鋼板と鋼板との間の支圧応力度	6,000 2,100	7,000 2,800	— 3,100

2-5-5 許容面圧

回転部，揺動部等の許容面圧は，表2.5.4-1を標準とする。

表2.5.4-1 許 容 面 圧

材料名	記号	許容面圧（kgf/cm²）	
		回転，揺動時	静止時
青銅鋳物 りん青銅鋳物 鉛青銅鋳物	BC PBC LBC	140 以下	280 以下
オイルレスメタル	—	230 以下	450 以下

【解 説】

1. 本条は，油圧シリンダのトラニオンおよび休止装置などの回転時と静止時の許容面圧の標準値を示した。

なお，面圧の計算式は，図2.5.5-1，式 2.5.5-1によるものとする。

$$P=\frac{W}{b\cdot d} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2.5.5\text{-}1)$$

ここに，P：面圧（kgf/cm²）

W：定格圧力から求めた作用荷重（kgf）

b：支承部幅（cm）

d：軸　径（cm）

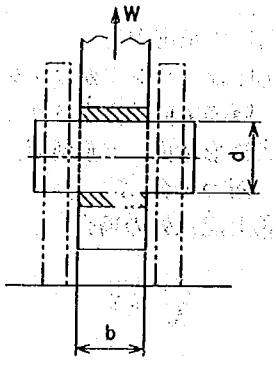


図2.5.5-1 軸受の断面

2. 揺動支承部の回転速度は，極めて小さいので，面圧P（kgf/cm²）と軸の周速度V（m/min）の積PV値（kgf/cm²・m/min）によらず，面圧だけを規定した。

2-5-6 機械効率および摩擦係数

開閉装置の各部の機械効率および摩擦係数は，表2.5.6-1，表2.5.6-2の値を標準とする。

表2.5.6-1 機 械 効 率

動力伝達装置名	全効率
油圧ポンプ（歯車式） 油圧ポンプ（ベーン式1段）	0.65 ～ 0.80

表2.5.6-2 摩 擦 係 数

摩擦の種類	摩擦係数
支承部ローラベアリングのころがり摩擦	0.01
支承部プレーンベアリングのすべり摩擦	0.2

【解　説】

1．開閉装置の各部の機械効率および摩擦係数の標準値を定めたものである。油圧ポンプの効率は，2-6-6「油圧ポンプ」に示す様に，製造者，ポンプの構造，型番，油温等によりかなりばらつきがみられるので，ポンプ型番選定後その都度決定するものとする。

2．油圧ポンプの機械効率を全効率で規定したが，全効率とは機械効率に容積効率を乗じたものである。

なお，容積効率は，ポンプの実吐出量と理論吐出量との比をいう。

3．油圧シリンダの機械効率は，一般には油圧シリンダの最低作動圧力として取扱い，2-6-5「損失圧力」で示す損失圧力として見込むものとする。

2-5-7　たわみ度の許容値

油圧シリンダ架台および付属設備等のはり材のたわみ度は，支点間距離に対し，次の値以下としなければならない。

①　油圧シリンダ架台：1/2000

②　付属設備等はり材：1/600

【解　説】

1．構造部材の設計においては，応力条件により決定されるものと，部材の必要な剛性により決定されるものがあり，後者には動的な荷重により振動を起こしやすい部材が該当する。

たわみ度の許容値は，開閉装置に要求される機能を満足するため，これらの部材が最低限度の剛性を確保するように定めた設計値である。

2．油圧シリンダ架台は，油圧シリンダ支承軸受部の片当たりや偏心による温度上昇，異音等を防ぐために径間の1/2000以下とした。なお，たわみ度の検討は，定格圧力時の荷重を使用するものとする。

3．付属設備等のはり材は，点検時の作業性を考慮して径間の 1/600 をたわみ度の許容値とした。

2-6 開閉動力

2-6-1 開閉用主動力設備

1. 開閉装置への供給電力は，電気事業者が供給する商用電源またはダム管理用予備発電設備からの供給によるものとする。
2. 電源，分電盤，配線等は，ゲート操作に対し十分な容量を備えたものでなければならない。

【解 説】

1. 開閉装置の電動機等への供給電力は，経済的で安定した供給が得られる商用電源としたが，ダム用ゲートは暴風雨等の状況下で操作することが多く，一時的に商用電源が遮断されることもあり，このような場合の電力供給に備え，通常ダム単位毎に予備発電設備が設けられており，これによる主電力の供給も可能なものとする。
2. 図2.6.1-1に主動力用電源系統図を示す。重要な設備においては，電線に異常を来たした場合に備え，受変電設備からゲート機側操作盤との間に，主動力線のほかに予備動力線を敷設する場合もある。

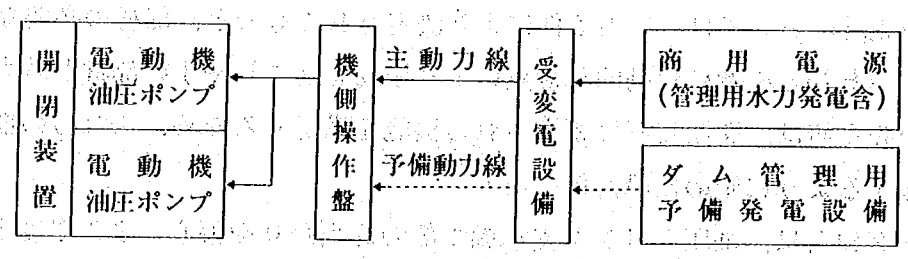


図2.6.1-1 動力用電源系統図

2-6-2 開閉用予備動力設備

1. 商用電源およびダム管理用予備発電設備の故障に備え，必要によりゲート機側にも予備動力設備を設けるものとする。
2. 機側予備動力設備を設ける場合は，ゲート開閉に必要な電動機，油圧ポンプの駆動に対し十分な容量を備えたものとする。
3. 機側予備動力設備は，定期的な運転点検を行う等，その維持管理が容易な設備設計を行わなければならない。

【解 説】

1. 商用電源，予備発電設備の故障の時でも，洪水の立上りが速く，緊急にゲートを操作しなければならないような洪水吐き設備等については，ゲート機側に開閉用予備動力設備を設けるこ

とが望ましい。

2. 開閉用予備動力設備は，人力あるいは小形内燃機関では大形ゲート運転に必要な動力が得られないため，発動発電機の使用を原則とする。

3. 開閉用予備動力設備の設置方法としては，ゲート開閉装置との接続および機側操作盤との関係において次の３方式が考えられる。

これら３方式の選定については，以下に示す得失を考慮し，設備の状況に応じ決定するものとする。

(1) 機側操作盤を介して動力を供給する方式

主動力以外に機側にも予備動力設備を設け，機側操作盤を介して予備動力を供給する方式である。

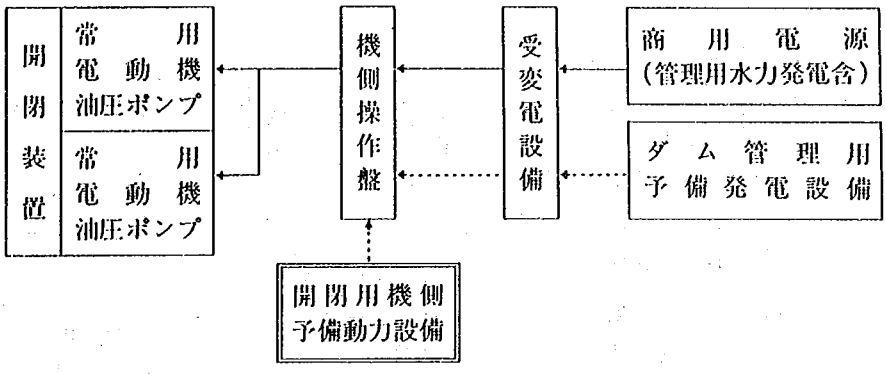


図2.6.2-1 予備動力設備 (a)

長所：① 電源の切換操作を行うだけで，機側操作盤を利用した通常の操作ができる。

② 機側の電気的安全装置も働くため安心した操作が可能である。

短所：① 機側操作盤を使用するため，動力電源故障と同時に機側操作盤にも故障を生じた場合，対応困難となる。

② 開閉用予備動力設備は，常用電動機の駆動に必要な容量のものでなければならない。

(2) 予備操作盤を設け，常用電動機を駆動する方式

機側予備動力設備に加え，予備操作盤を別に設け，常用とは独立した電気系統により，開閉装置が駆動できるようにした方式である。

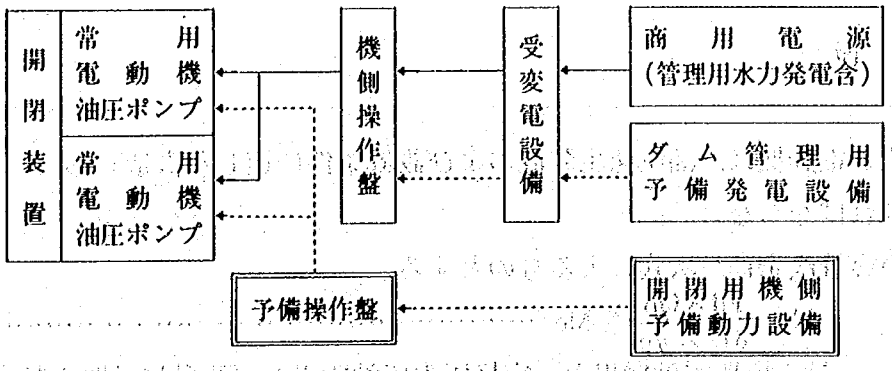


図2.6.2-2 予備動力設備 (b)

長所：① 電源の遮断だけでなく，機側操作盤の故障時にも対応できる。

短所：① 予備操作盤はゲート開，閉だけの機能を備えた簡単なものとしており，機側操作盤を使用した場合に比べ，機側の電気的安全装置が働かないため，予備操作盤による操作には注意を要する。

② 開閉用予備動力設備に加え，予備操作盤の機能保持のための維持管理が重要となる。

③ 開閉用予備動力設備は，常用電動機の駆動に必要な容量のものでなければならない。

(3) 予備操作盤および予備電動機，油圧ポンプを設置する方式

予備動力設備，予備操作盤に加え，油圧ユニットに予備用の電動機油圧ポンプを備えた方式である。

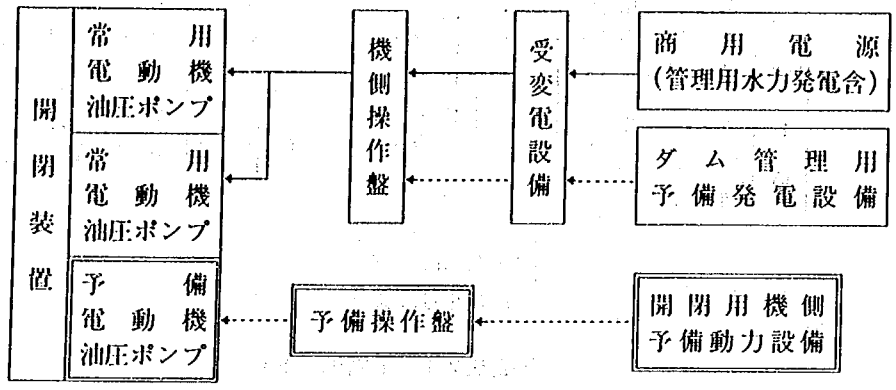


図2.6.2-3 予備動力設備 (c)

長所：① 電源の遮断だけでなく，機側操作盤の故障時にも対応できる。

② 予備電動機，油圧ポンプを有するため，常用油圧発生装置の故障に対しても対応できる。

③ 予備電動機油圧ポンプによる運転を半速運転等にすることにより，開閉用予備動力設備の容量を下げることができる。

短所：① 設備が大形化し，常用設備に加え予備動力設備の機能保持が重要となる。

② 機側操作盤を使用した場合に比べ機側の安全的装置が働かないため，予備操作盤による操作には注意を要する。

2-6-3 電 動 機

1. 開閉装置の電動機は，油圧発生装置および設置条件に適した構造，形式，容量，定格のものでなければならない。
2. 電動機の容量決定は，次式によるものとする。

$$M = \frac{Pd \times Qp}{612 \times \eta p} \leqq Mo \quad \cdots\cdots (2.6.3\text{-}1)$$

ここに，M：所要電動機出力（定格圧力で油圧ポンプ駆動に必要な軸入力）(kW)

Mo：電動機出力 (kW)

Pd：定格圧力 (kgf/cm²)：70kgf/cm²または140kgf/cm²

Qp ：油圧ポンプの吐出量（ℓ/min）
（Qp ≧1.10Qc　　Qc ：開閉速度に必要な流量）
ηp ：油圧ポンプの全効率

【解　説】

1. 電動機形式は，かご形で全閉防まつ外被表面冷却自力形とし，絶縁はE種以上とする。
2. 油圧式開閉装置の場合，電動機始動トルクにより直接負荷を駆動しないので，特に始動トルク，最大トルクは規定しないものとする。
ただし，使用する油圧ポンプ，油圧回路から定まる負荷上昇に適したトルク特性を備えたものとする。
3. 電動機の回転数は，高速回転による振動，騒音，油圧機器への悪影響を低く抑えるため，6極による同期回転数1000rpm（50Hz），1200rpm（60Hz）を標準とする。
4. 電動機の定格は，自動運転により運転を繰り返す場合もあるので，原則として連続定格とする。
5. 電動機の始動は，全電圧直入を標準とするが，電動機容量によっては，一次側への電圧変動を小さくするため，Y－Δ始動方式等による減電圧始動を行うものとする。
6. 電動機の定格電圧は，AC200V（220V）またはAC400V（440V）を標準とし，電動機容量等を考慮して決定するものとする。
7. 油圧式開閉装置の場合，電動機軸逆転によるゲート降下の危険性はないので，電動機軸への制動装置は設けなくてよいものとする。

2-6-4 油　圧　力

1. 開閉装置の油圧力は，ゲート操作条件から定まる開閉荷重に対し，十分な大きさのものでなければならない。
2. 開閉装置に使用する定格圧力は，70kgf/cm²または140kgf/cm²を標準とする。
3. 定格圧力とは，油圧ユニットから配管，油圧シリンダに至るまでの油圧システム全体の設計に使用する油圧力を示し，基本的には次式によって与えられる。

$$P_d > \frac{1}{0.9} \times (P_0 + P_1 + P_2 + P_3) \ (\mathrm{kgf/cm^2}) \quad \cdots\cdots\cdots\

【解　説】

1．本項に示す定格圧力に対する設計圧力の割合および設計圧力の内訳を図示すると，図2.6.4-1に示すようになる。

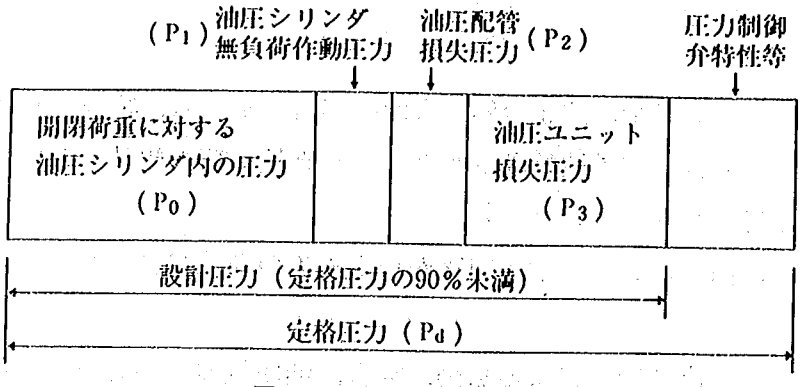


図2.6.4-1　油圧力の割合

2．油圧力の決定については，従来油圧シリンダ作動圧力に損失圧力を考慮して定格圧力の80％以下とする方法や，油圧シリンダ作動圧力に各損失圧力を詳細に積上げ決定する方法が採られていた。

このうち，油圧シリンダ作動圧力を定格圧力の80％以下とする方法については，油圧回路が複雑な場合や，配管距離の長い場合，あるいは低温時の使用において損失圧力の割合が定格圧力の20％を超え，油圧シリンダ作動圧力が不足するケースがみられるようになった。

一方，油圧シリンダ作動圧力に各損失圧力を積上げる方法については，設計手順としても問題なく，油圧シリンダ作動圧力も確保されるが，設備設計の都度，繰返し複雑な損失計算を必要とするほか，計算に際しての温度条件の設定や各損失係数の採り方によって，損失圧力の値は設備や設計の考え方によって異なる問題を抱えていた。

従って，本要領においては，基本的には油圧シリンダ作動圧力に損失圧力を加算する方法を採用しているが，損失圧力の算出を，2-6-5「損失圧力」に示すように，油圧回路等を標準化することにより，一定の条件下において設備により差異を生ずることなく，定量的に，かつ容易に把握できる方式に改めたものである。

本要領によれば，統一された設計思想と信頼できるデータに基づくことになり，設計そのものの信頼性の向上と標準化を図ることを意図したものである。

3．本要領では，油圧シリンダ作動圧力に全損失圧力を加えた設計圧力を定格圧力の90％未満としたが，これは次項に示す圧力制御弁の特性以外に，ある程度の開閉荷重の変化に対しても備えたものである。

すなわち，ワイヤロープウィンチ式の開閉装置においては，設計時の開閉荷重に対し，実際の開閉荷重が多少上回っても，電動機のもつトルク特性により若干電流値が高くなるだけで対応可能であるが，油圧式開閉装置の場合，油圧力に余裕がないと何等かに起因する一時的な負荷の増大や，上昇中における異物の噛み込み等による負荷増大によりゲート動作不能の状態になる可能性がある。従って，このような事態の発生を避けるように設計圧力を定格圧力の90％未満としたものである。

4. 一般的に使用されるバランスピストン形圧力制御弁は，図2.6.4-2 に示すように設定圧力の90％付近で，急激にリリーフ量が増大するオーバライド特性をもっている。

従って，ゲートの開閉速度を確保するために，圧力制御弁の設定値は，定格圧力（70kgf/㎠または140kgf/㎠）に合せるものとする。

5. 本条では定格圧力を 70kgf/㎠ または140 kgf/㎠と規定したが，この選定については，ゲートの開閉荷重と揚程（油圧シリンダのストローク）および損失圧力の影響度合などを検討した上，決定するものとする。

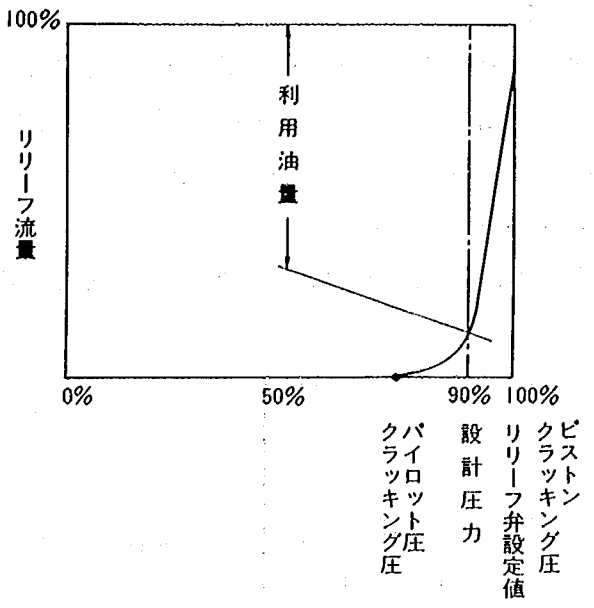


図2.6.4-2 圧力制御弁のオーバライド特性

油圧式開閉装置における一般的な傾向としては，開閉荷重が小さいゲートについては70kgf/㎠，高圧ゲートのように開閉荷重の大きいゲートについては，140kgf/㎠を使用することが多い。

また，開閉荷重が極端に大きく，揚程の小さい（ピストンロッドの細長比の小さい）ゲートについては210kgf/㎠を使用することもある。

決定に際しては，このような一般的傾向に加え，定格圧力に占める損失圧力の割合を勘案し，出来るだけ損失が小さくなるように配慮する必要がある。

6. 油圧機器の進歩に伴い，一般産業機械等では油圧力が210kgf/㎠以上の機械も広く使われている。ゲートにおいても定格圧力を210kgf/㎠とした例もあり，検討の上，全体として定格圧力を210kgf/㎠とした方が好ましいと判断される場合は，使用しても差支えないものとする。

この場合，油圧ユニット，油圧シリンダおよび配管に使用する各部品やパッキン類は，210kgf/㎠の油圧力に対し充分な耐圧力と信頼性，寿命等を有するものとしなければならない。

2-6-5 損失圧力

損失圧力は，油圧シリンダ，油圧機器および配管の摩擦抵抗等により失われる圧力の総和であり，その算出は次式によるものとする。

$$P\ell = P\ell_1 + P\ell_2 + P\ell_3 \quad \cdots\cdots (2.6.5\text{-}1)$$

ここに，$P\ell$：全損失圧力（kgf/㎠）

$P\ell_1$：油圧シリンダ無負荷作動圧力（kgf/㎠）

$P\ell_2$：油圧配管損失圧力（kgf/㎠）

$P\ell_3$：油圧ユニット損失圧力（kgf/㎠）

【解　説】

1．油圧シリンダの無負荷作動圧力は，油圧シリンダ自身の作動のために必要な圧力であり，ゲート開閉には供されないので損失圧力として加算することにした。

過去の実施例に基づくゲート用油圧シリンダの無負荷作動圧力の実態は，図2.6.5-1に示す値より小さい領域にある。

従って，損失圧力の算定に当たって油圧シリンダの無負荷作動圧力は，本図から読み取るものとする。

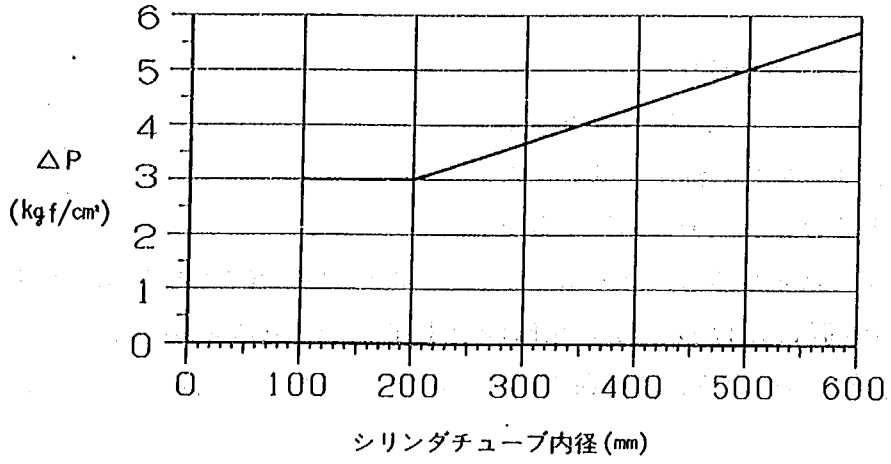


図2.6.5-1　油圧シリンダの無負荷作動圧力

2．損失圧力のうち，油圧配管と油圧ユニットの損失圧力の大きさは，内部を流れる油圧作動油の粘度と流速が支配的な要因となる。

従って，油圧配管は，管内の流速が適正な値となるような配管径にすることが大切であり，油圧ユニットに使用する機器類も設計流量に対し，充分な流量能力をもつものを選定することが重要である。

設計流量に近い最大流量能力の機器選定を行うと，コンパクト化が図れ経済的となるが，損失圧力が大きくなる不具合を生ずる。

一方，作動油粘度は作動油の粘度特性と使用する温度によって定まり，使用温度が低く作動油の粘度が高くなると流動性が悪くなるため，管内や機器類を通過する際の抵抗が大きくなり，損失圧力が大きくなることにつながる。

3．油圧ポンプが連続して吸込可能な作動油粘度は，最大で210cSt 程度であり，これ以上の粘度状態で連続運転すると，油圧ポンプの吸込みができずポンプを損傷してしまうことになる。

従って，油圧システム全体としての使用可能な作動油の最大粘度は210cSt であり，この最大粘度における運転時が損失圧力も最大となるため，油圧配管と油圧ユニットの損失圧力は，この最大粘度時を限界値として示すものとした。

4．作動油によって，ポンプ吸込可能な最大粘度210cSt を示す温度は，3-5-2「作動油の選定」に示すように異なるため，設備の使用温度により，作動油を選定する必要がある。

5．油圧配管の管内流速は，一般的には4.0m/s 以下が適当とされているが，ゲートの場合，使用温度範囲が広く流速を速くすると低温時の損失圧力が大きくなり，動力損失も大きくなる傾向にある。

このためゲート用の油圧配管については，一般の設備より配管径を大きくし，管内流速は2.0m/s 程度として設計する方が望ましい。(3-4-1「配管設計」解説 4 参照)

6. 油圧配管の損失は，作動油の粘度と管内流速により，以下のように整理することができる。

(1) 管内摩擦損失

管径と流速とにより，管長1ｍ当りの作動油最大粘度（210cSt）時における損失圧力を図2.6.5-2に示す。ゲート開・閉運転により流れを生ずる全ての外部配管について，本図をもとに損失圧力を求めるものとする。

作動油粘度の異なる場合は，次の換算式によるものとする。

$$\Delta P' = \Delta P \times \frac{\nu'}{\nu} \quad \cdots\cdots (2.6.5\text{-}2)$$

ここに，ΔP ：図から求めた損失圧力（kgf/cm²/m）

ν ：図に示す作動油粘度（210cSt）

ν' ：実際の作動油粘度（cSt）

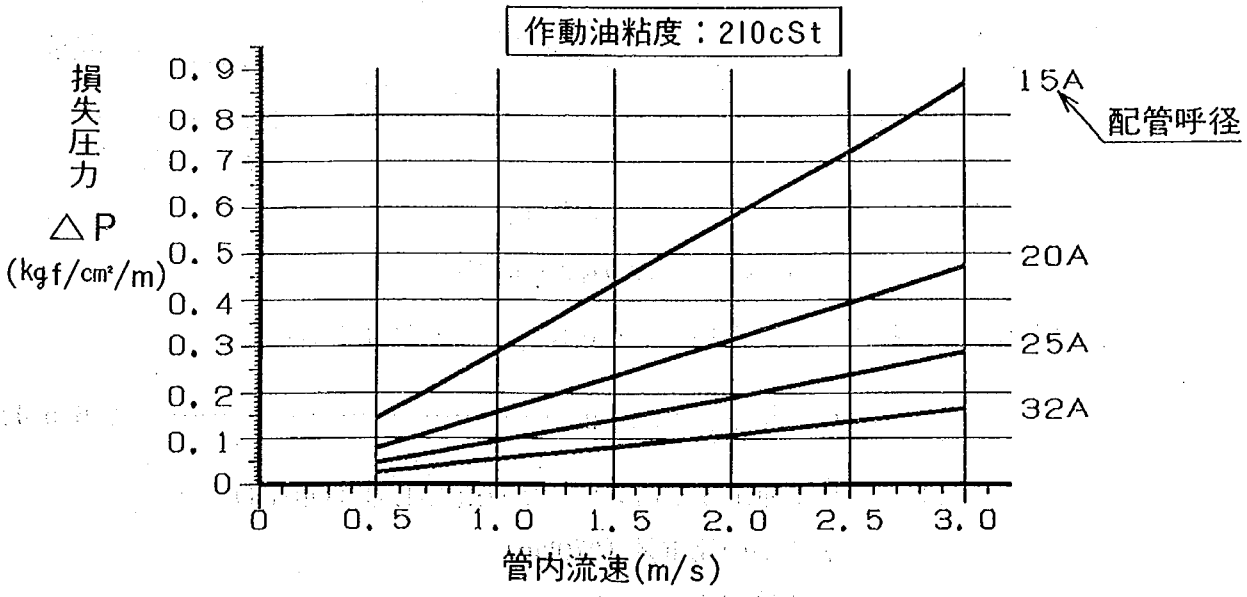


図2.6.5-2 管内摩擦損失圧力（作動油粘度：210cSt）

なお，管内摩擦損失圧力を求める一般式は，次のとおりである。

$$\Delta P = \frac{\lambda \cdot \upsilon^2 \cdot \gamma}{20 \cdot g \cdot D} \quad \cdots\cdots (2.6.5\text{-}3)$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (層流として)$$

$$Re = \frac{10^3 \cdot \upsilon \cdot D}{\nu}$$

ここに，ΔP ：直管１ｍ当りの管内摩擦損失（kgf/cm²/m）

υ ：管内流速（m/s）

γ ：油の比重量（870kgf/m³）

g ：重力の加速度（m/s²）

D：管 内 径（mm）

λ：流体摩擦係数

Re：レイノルズ数

ν：作動油粘度（cSt）

(2) 曲がりによる損失

曲がりまたはティー部分について，１ケ所当たりの損失圧力を図2.6.5-3に示す。本図をもとに，開，閉運転により流れを生ずる全ての外部配管の曲がりについて加算し，求めるものとする。

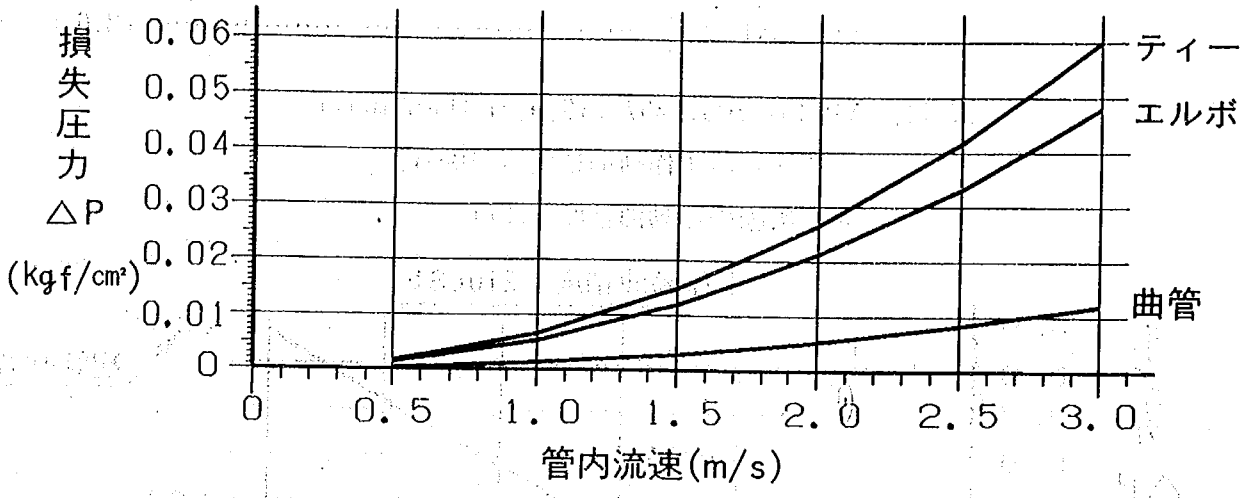


図2.6.5-3 曲がりによる損失圧力

なお，曲がりによる損失圧力を求める一般式は，次のとおりである。

$$\Delta P = K\frac{\gamma v^2}{2g}\times 10^{-4} \quad \cdots\cdots\cdots\

ト開閉により流れを生ずる全てのストップバルブについて本図から求めた損失圧力を加算するものとする。

なお，作動油粘度の異なる場合は，次の換算式によるものとする。

$$\Delta P' = \Delta P \times \left(\frac{\nu'}{\nu}\right)^{1/4} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2.6.5\text{-}5)$$

ここに，ΔP ：図から求めた損失圧力（kgf/cm²）

ν ：図に示す作動油粘度（210cSt）

ν' ：実際の作動油粘度（cSt）

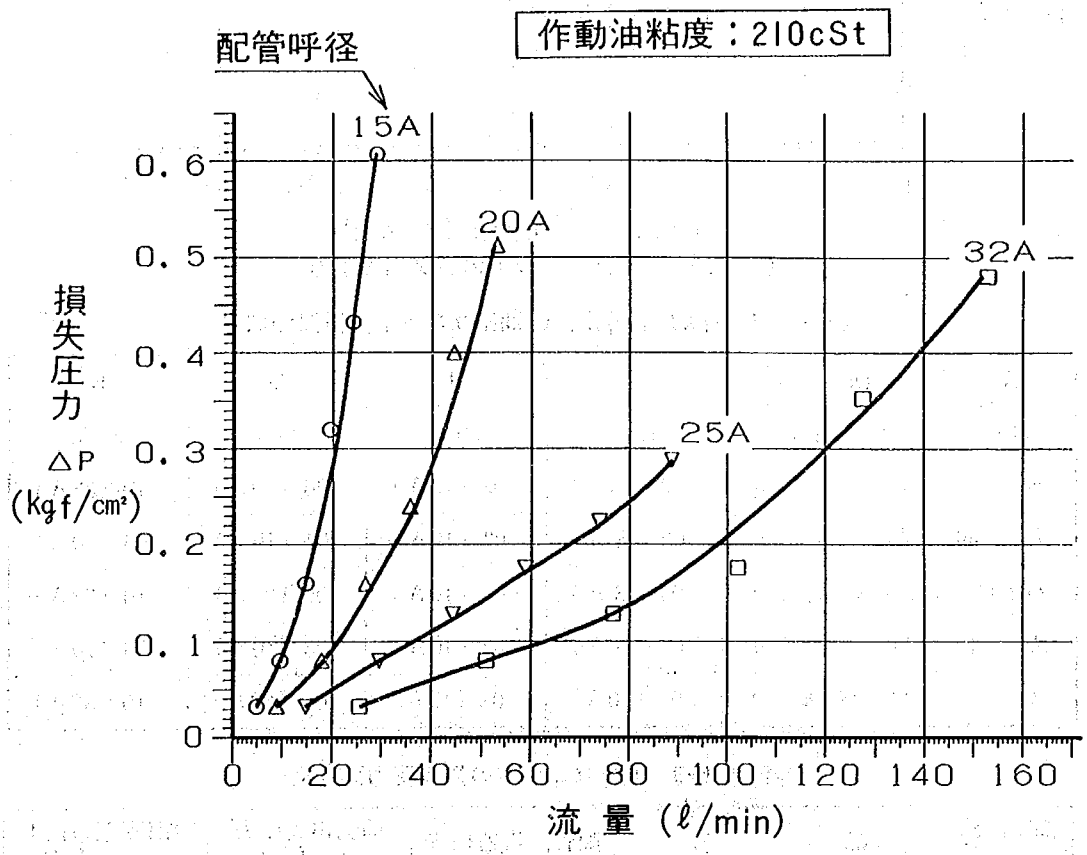


図2.6.5-4　ストップバルブによる損失圧力（作動油粘度：210cSt）

7．油圧ユニットの損失圧力は，油圧ユニットを構成する機器により変動することになるが，ここでは設備計画上の利便性を考えて油圧ユニットとしての損失圧力の概算値を与えることにした。

この場合の油圧回路は，2-6-7「油圧回路」に示す標準油圧回路によるものとし，油圧ポンプ吐出量と作動油粘度段階における油圧ユニット全体を対象として求めた損失圧力の概算値を図2.6.5-5に示す。

なお，この場合のポンプ吐出量段階における油圧ユニット内の配管および各機器の口径は，表2.6.5-2に示すとおりとし，また閉側と開側のシリンダの面積比は1.4と仮定して，表2.6.5-3の算出例に示すように算出したものである。

従って，油圧ユニットの損失圧力は最終的な構成機器と構成機器の大きさ，流量，作動油最大粘度により，その都度この算出例にならって計算し確認する必要がある。

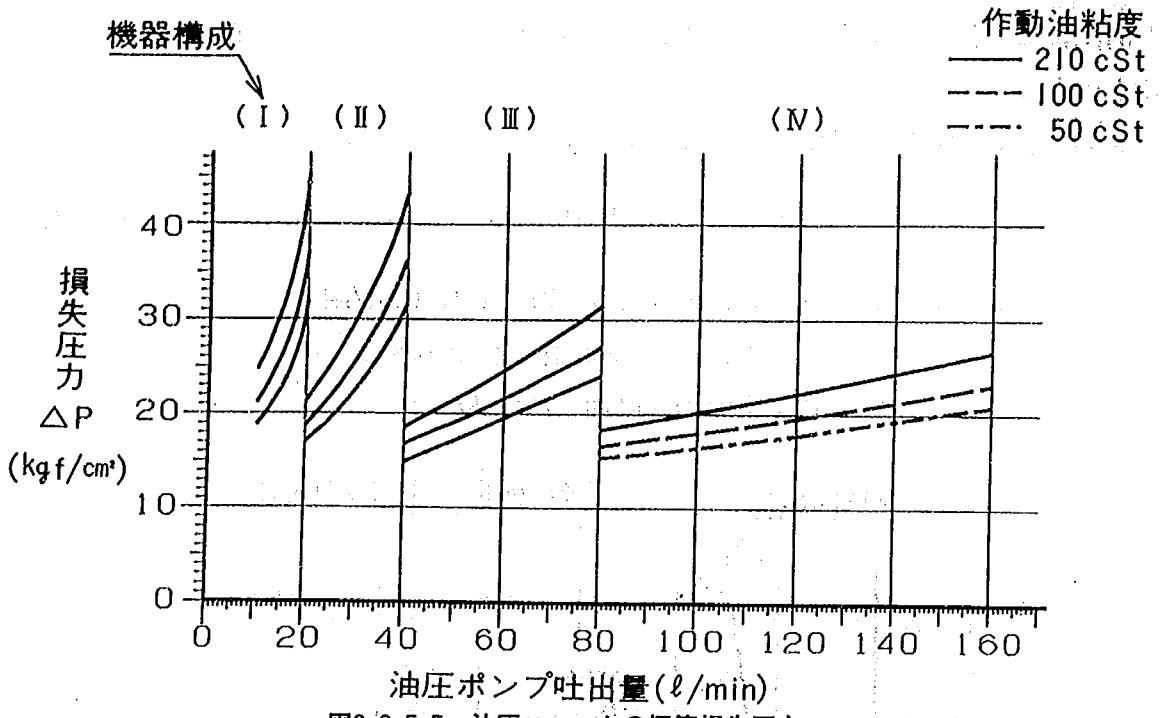


図2.6.5-5 油圧ユニットの概算損失圧力

表2.6.5-2 損失圧力算定上の油圧ユニット内機器の口径

機器構成	Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ	Ⅳ
油圧ユニット内配管径	15A	20A	25A	32A
逆止弁	03 (10A)	03 (10A)	06 (20A)	10 (32A)
方向制御弁	02 (8A)	03 (10A)	04 (15A)	06 (20A)
パイロットチェックバルブ	02 (8A)	03 (10A)	06 (20A)	10 (32A)
流量制御弁	02 (8A)	03 (10A)	03 (10A)	03 (10A)
ストップバルブ	03 (10A)	04 (15A)	06 (20A)	10 (32A)

表2.6.5-3 油圧ユニットの損失圧力算定例

油圧回路付番	品名	配管，機器口径	開側損失圧力 (kgf/cm²)	閉側損失圧力 (kgf/cm²)
	配管 (3m)	25A/sch80	0.58	0.58
	配管 (2m)	25A/sch40		0.28
7	逆止弁	06 (20A)	1.07	
20	方向制御弁	04 (15A)	1.44	1.44
21	パイロットチェックバルブ	06 (20A)	4.26	2.16
22-1	流量制御弁	03 (10A)	2.8	
22-2	流量制御弁	03 (10A)	7.0	
24	ストップバルブ	06 (20A)	0.51	0.51
小計			17.66	4.97

(1) ゲート開操作時　(2) 作動油の粘度：210cSt　(3) 流　量：60ℓ/min

(油圧ユニット損失圧力)＝(閉側損失圧力)＋(閉側損失圧力×シリンダ面積比)

ΔP＝17.66＋4.97×1.4＝24.62(kgf/cm²)　→1.4(仮定)

2-6-6 油圧ポンプ

1. 油圧ポンプは，定格圧力以上の油圧力を連続的に吐出できるものでなければならない。
2. 油圧ポンプは，ゲート開閉速度から算出される流量の 110% 以上の油量を連続的に吐出できるものでなければならない。

【解 説】

1. 水門扉の開閉装置に最も多く使用されるベーンポンプの効率を，図2.6.6-1および図2.6.6-2に示す。図に示されるようにポンプ効率は，ポンプ製造者やポンプの構造，型番等によりかなり差異がみられるため，正確にはポンプ型番選定後，効率を把握した上で，電動機容量を定める必要がある。

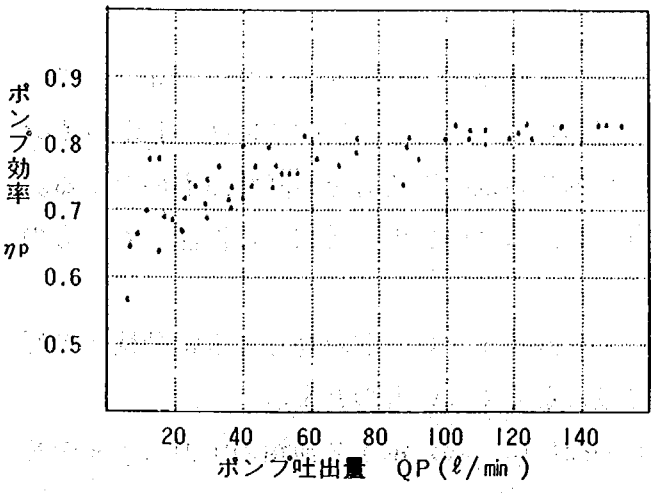


図2.6.6-1 ベーンポンプの全効率（例）
（ポンプ吐出圧力 Pp =70kgf/cm²）

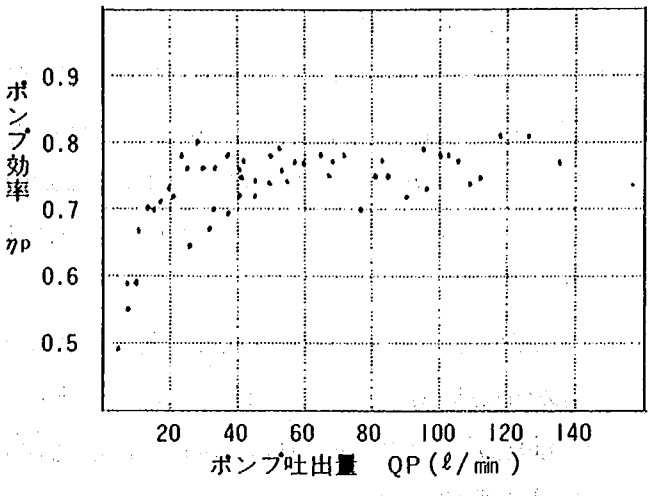


図2.6.6-2 ベーンポンプの全効率（例）
（ポンプ吐出圧力 Pp =140kgf/cm²）

2. 油圧ポンプの定格吐出量は，ポンプの容積効率低下，各機器の油漏れを考慮し，設計油量（油圧シリンダへの必要油量）の110%以上の容量とする。

2-6-7 油圧回路

1. 開閉装置の油圧回路は，本要領で示した標準油圧回路を基本とし，ゲートに要求される機能に適合したものでなければならない。
2. 油圧ユニットは，ゲート１門に対して１台，油圧発生装置は油圧ユニット１台に対して２組設けることを原則とする。
3. 油圧回路は，安全性および信頼性が高く，故障時においてもゲート機能に対し安全側に作動し，緊急操作が行える等の機能を確保したものでなければならない。

【解 説】

1. ゲート開閉用油圧回路として，図2.6.7-1に示す標準油圧回路を定めた。この標準油圧回路は，ゲート自重が下向きで鉛直またはそれに近い形で開閉されるローラゲート，ラジアルゲー

ト，ボンネット形ゲートおよびこれに類するゲートの開閉装置（油圧式）に適用する。

(1) 標準油圧回路は，ゲート開閉用油圧回路としての基本を示すものであり，ゲートに要求される機能によっては，本解説に示す制御回路の変更や操作，制御に応じた回路の付加も可能なものとする。

(2) 標準油圧回路における油圧発生装置とは，サクションフィルタ，油圧ポンプ，電動機，主回路圧力制御弁（リリーフ弁），電磁方向制御弁にパイロットチェックバルブを加えた範囲とする。

設備の重要性によっては，油圧発生装置以外の流量制御弁，圧力制御弁等についても2重化して差支えないものとする。これら2系統の油圧発生装置を含む油圧回路の切換えは，一定期間毎に手動切換スイッチにより行うものとする。

(3) 油圧ポンプ用各サクションフィルタおよび戻り側回路ラインフィルタは，電気式目詰まり検知装置付を標準とする。

(4) ポンプ吐出圧力および回路全体の圧力制御を行う主回路圧力制御弁（リリーフ弁）には，アンロード回路を併設し，ポンプ起動後電気的信号（タイマ）によるアンロードからオンロードへの切換えで圧力が上昇するものとし，起動時の電動機負荷を軽減するものとする。またアンロード回路は，急激な圧力変動に伴う騒音，振動の発生を緩和する機能をもつものとする。

ただし，小形で小容量の油圧発生装置において，直接オンロード起動しても電動機への影響が小さいものについては，アンロード回路は設けなくてよいものとする。

(5) 油圧ポンプと電磁方向制御弁（電磁切換弁）の間には，次に示す2種類の圧力スイッチを設けるものとする。

① 油圧確立検知用圧力スイッチ：オンロード切換により所定の圧力が確立したことを電気的に検知する。

② 異常高圧検知用圧力スイッチ：圧力制御弁の設定圧力は人為的に変えられるため，定格圧力以上に設定された場合の異常高圧を検知する。

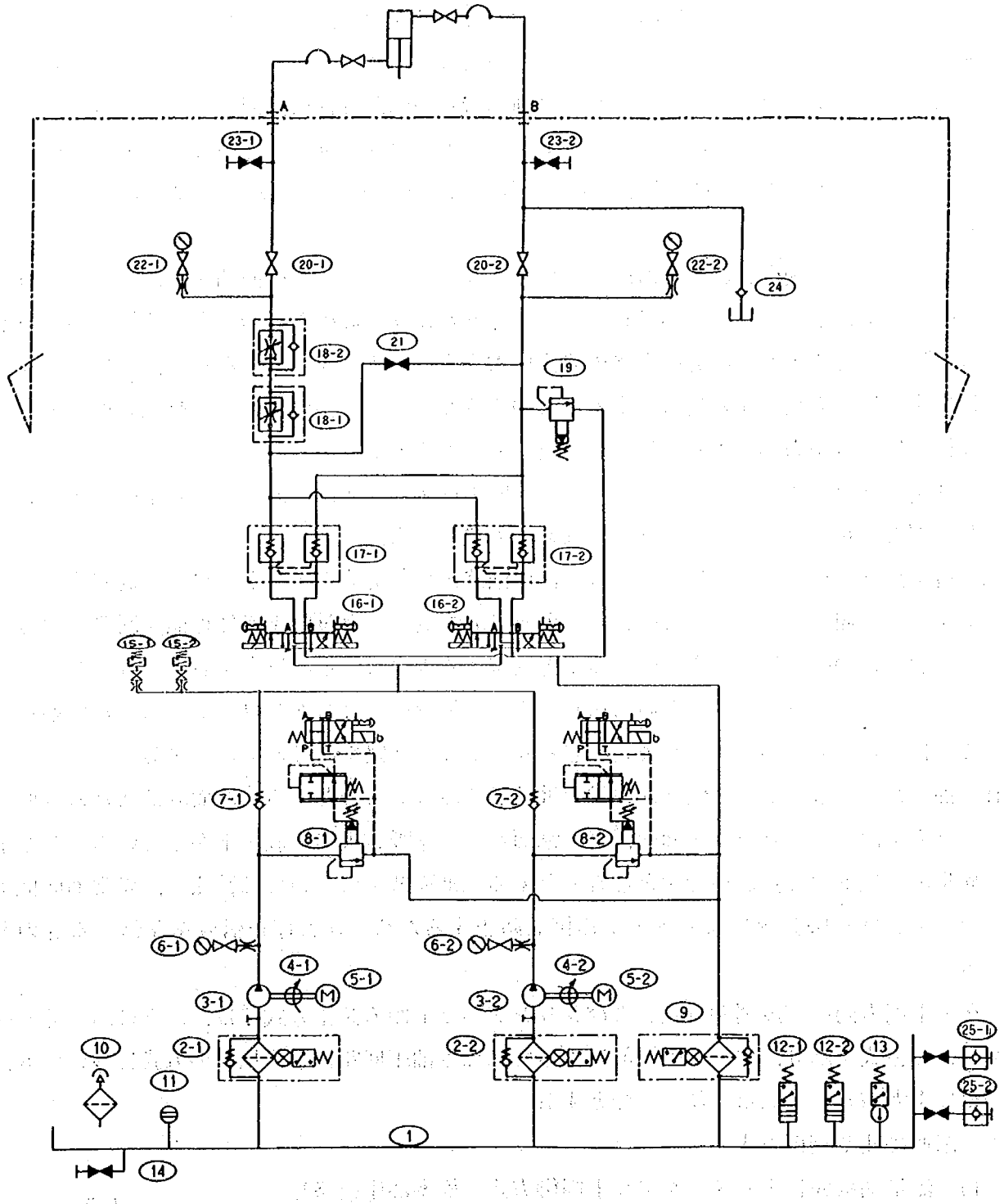
(6) 開・閉運転の方向切換は，電気的に行える4ポート電磁切換弁とし，電気的故障の場合はマニュアルで操作可能なものとする。

また，流量60 ℓ/min 程度以上の大型の切換弁は，電磁切換操作時に大きなショックを伴う場合があり，これらについては，電磁パイロット切換弁やソレノイドの励磁速度を調節できる直流タイプの採用が望ましい。

(7) ゲートの静止および部分開度保持のため，電磁切換弁の負荷側には，パイロットチェックバルブを設けるものとする。これらは，それぞれ圧力ライン側からのパイロット圧力により開放される構造とする。

(8) ゲートの開閉速度の制御は，流量制御弁により行うものとし，開方向はピストンロッド側へのメータイン，閉方向は同じくピストンロッド側からのメータアウトによる回路構成を標準とする。

ただしゲートの機能によっては，閉方向についてもシリンダヘッド側からの押込圧力によ



記号	機器名称	個数	摘要
1	油タンク	1	
2	サクションフィルタ	2	フィルタ目詰り接点付
3	油圧ポンプ	2	
4	軸継手	2	
5	電動機	2	
6	圧力計	2	
7	逆止弁	2	
8	主回路圧力制御弁	2	アンロード回路付
9	フィルタ	1	フィルタ目詰り接点付
10	注油口兼エアブリーザ	1	
11	油面計	1	
12	油圧検出スイッチ	2	低油面検出用
13	温度計	1	接点付（高温油）

記号	機器名称	個数	摘要
14	ストップバルブ	1	
15	圧力スイッチ	2	油圧確立および異常高圧用
16	方向制御弁	4	手動操作付
17	パイロットチェックバルブ	4	
18	流量制御弁	4	
19	圧力制御弁	2	閉鎖シリンダ圧力制限用
20	ストップバルブ	4	
21	ストップバルブ	2	非常時自乗降下用
22	圧力計	4	
23	空気抜き弁	4	
24	逆止弁	2	非常時自乗降下用
25	カプラ	2	ろ過装置接続用

図2.6.7-1　標準油圧回路図

り，ピストンロッド側が高圧状態になることを避けるため，カウンタバランスバルブと流量制御弁を併用したメータイン制御が望ましい場合もあり，このようなケースについては，本解説2項に示すカウンタバランスバルブ制御方式の回路も採用可能なものとする。

(9) シリンダヘッド側の回路には，ピストンロッドに過大な押力が作用しないよう，パイロットチェックバルブの出口負荷側に押込圧力を制限するための圧力制御弁を設けるものとする。

ただし，圧力制御弁により減圧した場合，シリンダヘッド側の回路全体が，この圧力制御弁の設定圧力まで下がり，パイロットチェックバルブ開放のための圧力が確保できない不具合を生じ，解放のため圧力制御弁の設定圧力を大幅に上げなければならず，ピストンロッドに対する押力も増大する場合がある。このようなケースについては，本解説2項に示す減圧弁使用による圧力制御方式の採用も可能なものとする。

油圧シリンダのピストンロッドは，この圧力制御弁（または減圧弁）設定圧力から算出される押力に対し，充分な座屈強度を備えたものとする。

(10) 自重降下可能なゲートについては，油圧回路出口負荷側のピストンロッド側回路と，シリンダヘッド側回路を接続する配管とストップ弁を設け，自重降下操作可能な回路とする。

なお，この回路には，自重降下速度を制限する固定式流量制御弁を設けるものとする。

この場合，シリンダヘッド側に送り込まれる油量は，ピストンロッド容積分だけ不足することになるので，不足油量を吸入できるサクション回路を設けるものとする。

(11) 油圧ユニットには，電気的検知式の油面計を設けるものとする。油面計は通常の最低油面よりも下回ったことを示す油面低下，油面がポンプ吸込限界位置迄下がっていることを示す異常油面低下の2点が検知できるものとする。油面低下については警報を，異常油面低下については空気吸込等によるポンプ損傷を防止するため，運転停止信号を発信するものとする。

2. ゲート閉方向の速度制御方式およびシリンダヘッド側の減圧方式には，以下に示すそれぞれ2種類の方式があり，ゲートの機能によっては標準油圧回路に示す以外の方式についても，その得失を考慮した上採用可能なものとする。

(1) 閉側の速度制御方式

1) 流量制御弁によるメータアウト制御方式（標準油圧回路）

長所：① 流量制御弁は，構造が簡単で信頼性が高い

短所：① シリンダのロッド側にはロッドに対する引張力による圧力に，ヘッド側に加えられた圧力が加わり，ヘッド側圧力によってはロッド側圧力が非常に高圧となる。

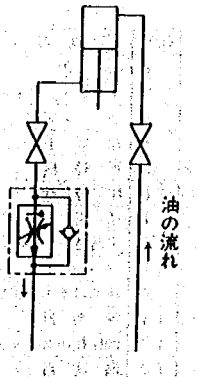


図2.6.7-2
流量制御弁によるメータアウト制御方式

2) カウンタバランスバルブによる制御方式

長所：① ピストンロッド側の圧力はカウンタバランスバルブの設定圧力以上の高圧とはならない。したがって，油圧システム的にロッド側が高圧になることが避け

られる。

短所：① カウンタバランスバルブと，メータイン制御として設ける流量制御弁の併用になるため比較的故障率が高い。

② カウンタバランスバルブの圧力設定に注意を要する。（設定値が低いとずり落ち現象を生ずる。）

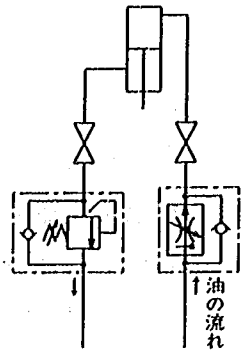


図2.6.7-3
カウンタバランスバルブによる制御方式

(2) 閉側回路の減圧方式

1) 圧力制御弁による減圧（標準油圧回路）

長所：① 圧力制御弁（リリーフ弁）は，減圧弁に比べ構造が簡単で，信頼性が高い。

短所：① 閉側回路全体の設定圧が下がるため，パイロットチェックバルブの解放圧力を確保する必要から，シリンダに必要な押込力以上に設定圧を高くしなければならない場合があり，設定圧を高くした分だけ押力が増し，ピストンロッドの座屈荷重が過大となる場合がある。

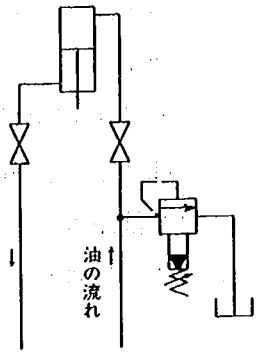


図2.6.7-4
圧力制御弁による減圧

2) 減圧弁による方式

長所：① 減圧弁迄は，高圧が確保されるためパイロット圧力も確保される。

② 閉側回路は，シリンダに要求される押込力に応じた圧力設定が可能である。

短所：① 減圧弁は，リリーフ弁に比べると構造が複雑で，若干信頼性に劣る。

減圧弁採用の場合は，温度変化に伴うヘッド側作動油容積の膨張による高圧発生を防止するため，減圧弁は，外部ドレーン付を使用するものとする。

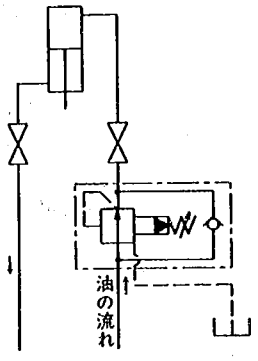


図2.6.7-5
減圧弁使用方式

3. ゲートに要求される機能および油圧回路構成によっては，以下に示す回路の追加，削除が可能なものとする。

(1) ゲート全閉押力保持回路

ゲート全閉状態における水密を確保するため，油圧シリンダによる押力を確保する必要のあるゲートについては，閉方向のシリンダヘッド側回路に，下図に示すようなアキュムレータによる油圧力保持回路が採用される。

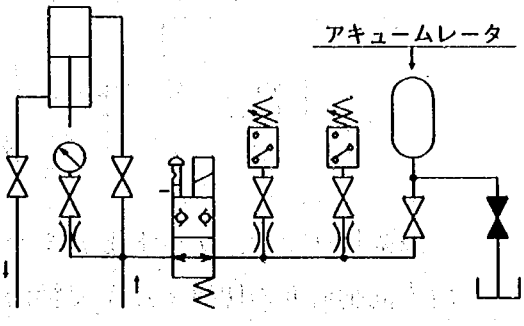


図2.6.7-6
ゲートの全閉押力保持回路

(2) ピストンロッド側異常高圧，異常低圧の検出

ピストンロッド側の圧力が荷重の増大により，主回路圧力制御弁の設定値近く迄上昇したことや，

ヘッド側の圧力により異常に上昇したことを検知するための異常高圧検出用圧力スイッチおよび閉運転時ゲートが何らかの原因により引掛かり状態となった場合，ピストンロッド側の圧力が低下する現象を検知する，異常低圧検出用圧力スイッチを設けることがある。

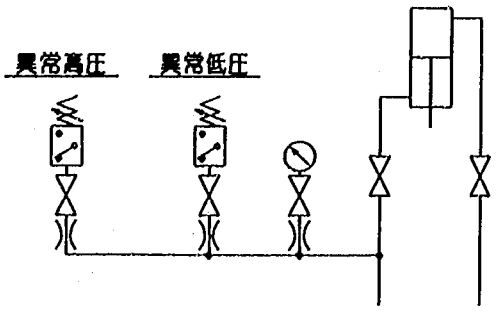


図2.6.7-7
ピストンロッド側異常高圧，異常低圧の検出

ただし異常低圧の検出は，標準油圧回路とした場合のみ有効であり，ピストンロッド側回路にカウンタバランスバルブを設置した場合は，ピストンロッド側の圧力が絶えずカウンタバランスバルブの設定値に保持されるため，検出困難である。

(3) 油圧ユニット油面上昇検出

油圧ユニットの油量が当初所定量であれば油面変化は一定範囲内にあり，外部リークに伴う油面低下現象は生じても，通常運転においては規定以上の油面上昇はないと考えられるので，油面上昇検出は行わないものとした。

4. 標準油圧回路に基づく開閉装置の基本的な制御フローは，以下に示す通りとする。

(1) 遠隔操作による制御フロー

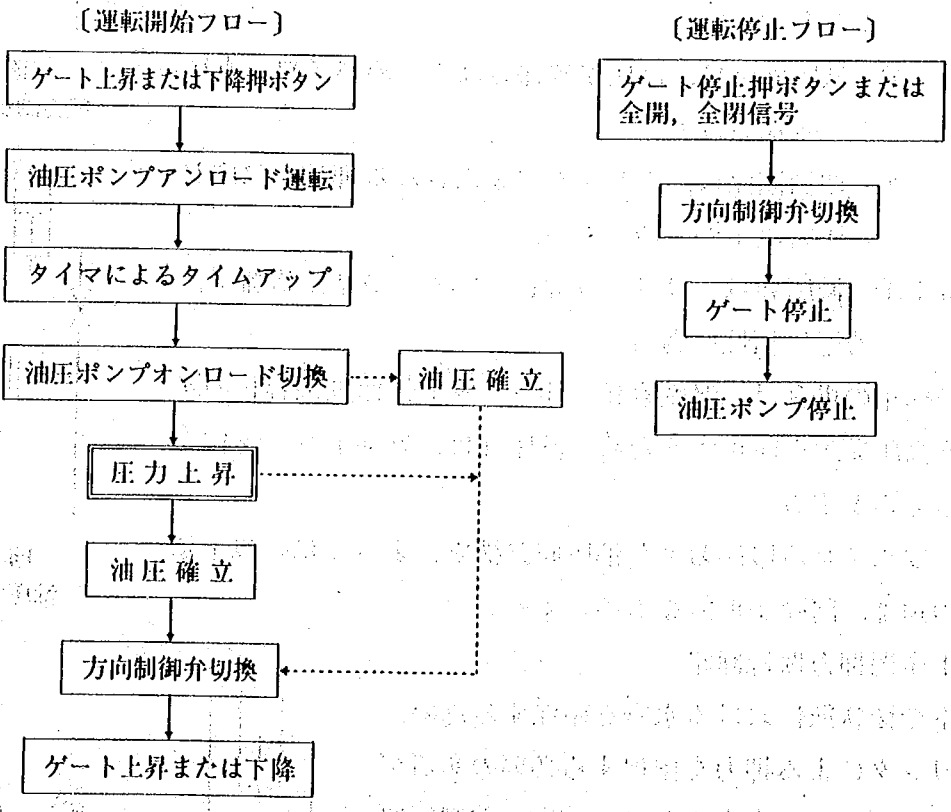


図2.6.7-8 遠隔操作フロー

遠隔操作では，ゲート上昇または下降押ボタンにより，油圧ポンプ起動からゲート開・閉用方向制御弁の切換え迄が連続的になされるものとする。

なお，油圧確立の信号は表示だけに使用し，ゲート運転フローには制御系の信頼性を向上させるため，とり込まないものとする。

油圧発生部を含む２系統の回路の切換えは，一定期間毎に手動切換スイッチにより行うものとする。

(2) 機側操作（点検操作）による制御フロー

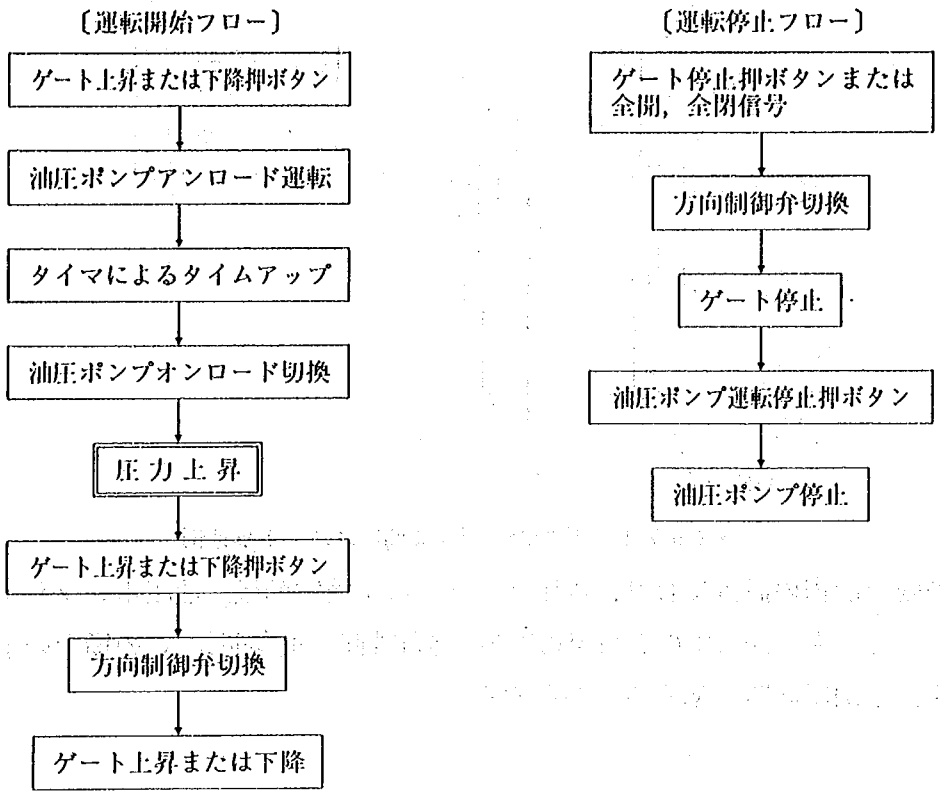


図2.6.7-9 機側操作フロー

機側操作（点検操作）では，油圧ポンプ運転操作とゲート開閉操作の２段階操作とする。

油圧発生部を含む２系統の回路の切換えは，一定期間毎に手動切換スイッチにより行うものとする。

5. ダム用ゲートは，洪水，流量調節を行う最も重要な設備であり，複数のゲートで油圧ユニットを共有した場合，油圧ユニットの故障が複数のゲートの操作不能につながり，設備の信頼性が低下することになる。

従って，洪水，流量調節を行うゲートにあっては，油圧ユニットはゲート１門毎に設けることを原則とし，油圧ユニットには2組の油圧発生装置を備えたものとする。

6. ただし，利水放流設備等においては，図2.6.7-10に示すように複数門（例，主，副ゲート）に対して，１台の油圧ユニットとしてもよいものとする。

この場合の油圧回路は，基本的には標準油圧回路と同じであるが，図2.6.7-11に示すように，主，副ゲートに対しそれぞれ１組の油圧発生装置および１系統の油圧回路を備えたものとし，どちらか一方が故障の際は，油圧ユニット内の切換バルブ操作で，交差運転が可能なものとする。

なお，主，副ゲートに対し1台の油圧ユニットとする場合，交差運転を可能とするため主，副ゲート用の油圧ポンプについては，定格圧力はもとより吐出油量も等しくすることが望ましい。

油圧ポンプを同一とした場合に著しく経済性を損なうようなケースについては，主，副ゲートに対し，それぞれ2組の油圧発生装置を備えたものとする。

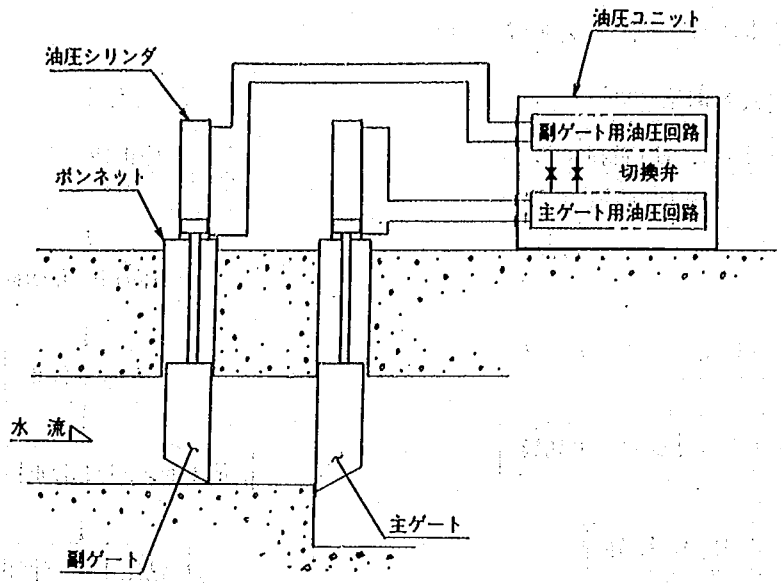
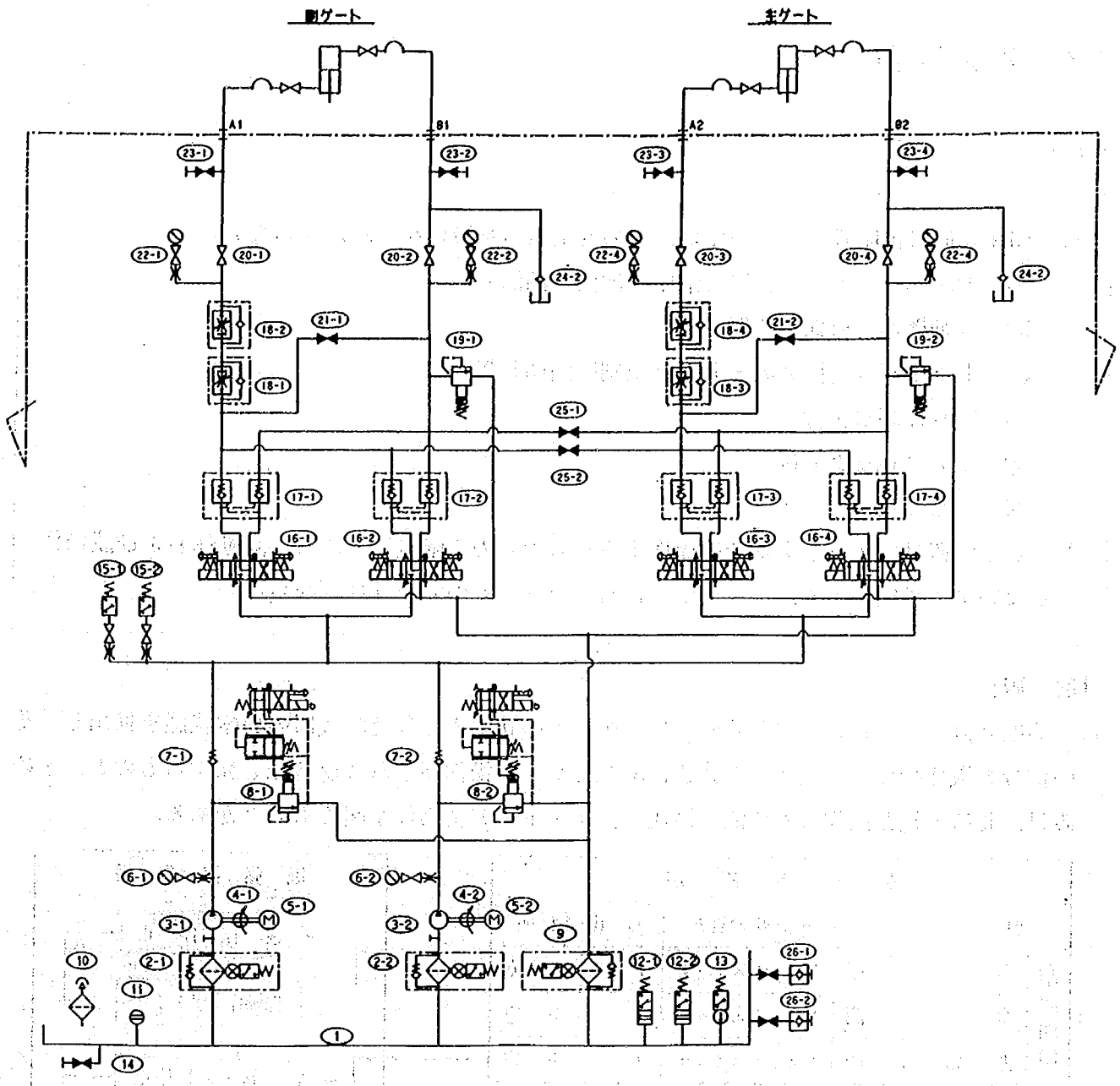


図2.6.7-10 複数門に対する油圧ユニット構造例

7. 機側予備動力設備の設置に合せ，油圧ユニットに予備電動機，油圧ポンプおよび予備油圧回路を設けることもあるが（2-6-2「開閉用予備動力設備」項参照），この場合の予備油圧回路も本項に示す標準油圧回路に準ずるものとする。



記号	機器名称	個数	摘要
1	油タンク	1	
2	サクションフィルタ	2	フィルタ目詰り接点付
3	油圧ポンプ	2	
4	継手	2	
5	電動機	2	
6	圧力計	2	
7	逆止弁	2	
8	主回路圧力制御弁	2	アンロード回路付
9	フィルタ	1	フィルタ目詰り接点付
10	注油口兼エアブリーザ	1	
11	油面計	1	
12	油面検出スイッチ	2	低油面検出用
13	温度計	1	接点付（高温油）

記号	機器名称	個数	摘要
14	ストップバルブ	1	
15	圧力スイッチ	2	油圧確立および異常高圧用
16	方向制御弁	2	手動操作付
17	パイロットチェックバルブ	2	
18	流量制御弁	2	
19	圧力制御弁	1	閉鎖シリンダ圧力制限用
20	ストップバルブ	2	
21	ストップバルブ	1	非常時自重降下用
22	圧力計	2	
23	空気抜き弁	2	
24	逆止弁	1	非常時自重降下用
25	ストップ弁	2	
26	カプラ	2	ろ過装置接続用

図2.6.7-11　複数門に対し油圧ユニット1台とする場合の標準油圧回路図

2-7 安全装置

2-7-1 一　　般

1. 開閉装置（油圧式）においては，次の安全装置を設けなければならない。
   ① 油圧ユニット保護装置（油圧・油面・油温）
   ② 電動機過負荷保護装置
   ③ 上下限制限開閉装置・非常上限制限開閉装置
   ④ 開動作制限装置
   ⑤ インタロック装置
   ⑥ 非常停止スイッチ
2. 安全装置は，ゲートを安全に操作するためのもので確実に動作し，誤動作および誤操作がないよう設定ができ，かつ点検が容易にできるものでなければならない。

【解　説】

1. 開閉装置（油圧式）の安全装置には，ゲートの状態また各装置機器の異常状態を検出し，その信号を機側操作盤に取込んで必要に応じてゲート操作停止および警報を発するものと，予め設けた装置で機側操作盤の機能を構成し，ゲートの安全操作を図るものとがある。

ゲート周辺			
項目		センサの種類	検出箇所
制限開閉	全閉	リミットスイッチ	ゲート室
	全開	リミットスイッチ	ゲート室
	非常上限	リミットスイッチ	ゲート室

油圧ユニット		
項目	センサの種類	検出箇所
油圧異常上昇	圧力スイッチ	油圧発生装置
油面異常低下（LL）	油面検出スイッチ	油タンク
油面低下（L）	油面検出スイッチ	油タンク
油温異常上昇	温度スイッチ	油タンク
サクションフィルタ目詰り	圧力スイッチ	ラインフィルタ
ラインフィルタ目詰り	圧力スイッチ	ラインフィルタ

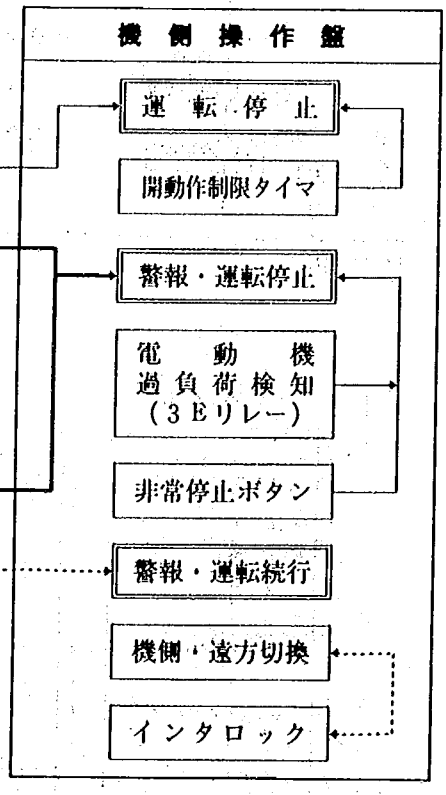


図2.7.1-1　安全装置概念図

2. 安全装置はゲート操作にあって，誤操作・誤動作を防止する役目のものである。
   安全装置の選択にあたっては，できるだけ単純な構造で設定がしやすく，設定が狂うような

ことがなく，設置環境に適合したものでなければならない。

安全装置の取付け場所は，点検がしやすく設定状態が目視できる場所でなければならない。

3．油圧ユニットには，次の安全装置を設けるものとする。

(1) 油圧異状上昇検出

リリーフ弁は圧力制御を目的としたもので，異常圧力発生時において油圧ポンプを停止させる機能をもっていない。したがって，そのバックアップの圧力スイッチで異常圧力を検出して電動機用の電磁接触器を開放し，油圧ポンプ用電動機を停止させ異常圧力から油圧機器を保護するものである。

(2) 油面低下検出

油面低下は，油面低下と油面異常低下の２段階に検出するものとし，油面低下の検出で警報ならびに表示とし，油面異常低下の検出でゲート操作停止ならびに警報・表示とする。

(3) 油温異常上昇検出

ゲート操作にあっては，油温が上限値まで上昇することは少ないので，異常検出の処置は警報ならびに表示とする。

ただし，制限開閉器あるいは圧力スイッチ等の動作故障で油圧ポンプが運転継続し，その結果，油温上昇となる場合もあるので十分な注意が必要である。

(4) フィルタ目詰り検出

油圧ポンプ吸込み側に設けられたサクションフィルタと油タンク戻り側設けられたラインフィルタの目詰りを検出するもので，異常検出の処置は，警報ならびに表示とする。

4．油圧ポンプ用電動機の過負荷保護装置は，油圧ポンプ用電動機に過負荷が発生した場合，自動的に停止させるものである。

この装置には，３Ｅリレーが用いられる。なお，欠相および反相を検出して電動機用の電磁接触器を開放し，油圧ポンプ用電動機を停止させるものである。

３Ｅリレーの動作電流値設定ならびに動作時限設定は負荷の特性を考慮して適正に設定しなければなならない。

5．全開・全閉・非常上限の制限開閉器は，ゲートを停止させるものであり，所定の位置で確実に動作しなけばならない。また，非常上限は，全開のバックアップとして設置するものである。

6．開動作制限装置は，ゲート一回動作（開動作）における過大放流を防止するために設ける安全装置である。

この装置は，タイマで一回の開動作時限を制限する開動作制限タイマで，その時限設定はそのダムの放流量を考慮して慎重に決定しなければならない。特に，遠方操作の開動作制限タイマとの時限設定の整合をとり，遠方操作中に機側の開動作制限タイマで停止することのないよう考慮しなければならない。

開動作制限タイマの復帰は，次の操作に支障を来たさないよう10秒程度で復帰するようにする。

7．ゲート操作設備には，次に掲げる各インタロックを設けるものとする。

(1) 機側・遠方操作間のインタロック

機側および遠方操作の場合は，機側操作を優先し，機側操作中は遠方操作ができないようにしなければならない。

(2) 操作中のインタロック

ゲート操作中は，間違って逆操作の押ボタンを押しても作動しないようにするものとし，停止ボタンを押さなければ操作が出来ないようにしなければならない。

(3) 開閉装置動力が複数の場合のインタロック

開閉装置の動力を切替えて操作する場合は，一方の開閉用動力が運転中は他の開閉動力は作動しないようインタロックをとっておかなければならない。

8. 非常停止スイッチは，操作系の故障あるいは特別の緊急を要する時に操作し，外部から機側の動力電源をしゃ断して，ゲート操作を非常停止させるものである。

一般的に非常停止は，電動機用電磁開閉器の一次側電源をしゃ断するものである。

9. 扉体休止装置（ボンネット形ゲート用休止装置は除く）を設けた場合は，次に示す安全装置を設けなければならない。

(1) 休止上限制限開閉器

休止位置から一担ゲートを上昇させ，所定の位置でゲートを停止させるものである。

(2) 休止状態インタロック装置

扉体が休止装置に掛かっている場合は，いかなる場合でも閉（下降）操作で開閉装置が作動してはならない。

10. 圧着装置を有するゲートの場合は，圧着中は開閉操作で開閉装置が作動しないようにインタロック装置を設けなければならない。

第3章　設計各論

3-1　油圧シリンダ……75
3-1-1　一　　般……75
3-1-2　シリンダチューブ……78
3-1-3　ピストンロッド……81
3-1-4　パッキンおよびシール……85
3-1-5　油圧シリンダの標準寸法……87
3-2　圧着装置……92
3-2-1　一　　般……92
3-2-2　圧着用駆動装置……93
3-3　油圧ユニット……97
3-3-1　一　　般……97
3-3-2　油圧ユニットの構造……99
3-3-3　油圧ユニット……101
3-3-4　油タンク……106
3-3-5　油圧ポンプ……108
3-3-6　油圧制御機器……110
3-3-7　付帯設備……119
3-4　油圧配管……122
3-4-1　配管設計……122
3-4-2　配　　管……124
3-5　作動油……126
3-5-1　一　　般……126
3-5-2　作動油の選定……127
3-6　油圧シリンダ架台……129
3-6-1　一　　般……129
3-6-2　油圧シリンダ架台形式……130
3-6-3　油圧シリンダ架台荷重……132
3-7　扉体休止装置……135
3-7-1　一　　般……135
3-7-2　ラジアルゲートおよびローラゲート用扉体休止装置……136
3-7-3　ボンネット形ゲート用扉体休止装置……137

3-8 機側操作盤 …… 139
3-8-1 一　　般 …… 139
3-8-2 設置条件 …… 140
3-8-3 供給電源 …… 141
3-8-4 操作手順 …… 143
3-8-5 外観および構造 …… 144
3-8-6 盤内構成 …… 146
3-8-7 主要部品 …… 147
3-8-8 表示および警報 …… 149
3-8-9 標準回路 …… 151
3-9 開度計 …… 172
3-9-1 一　　般 …… 172
3-9-2 検出方式 …… 173
3-9-3 開度表示と出力形式 …… 178
3-9-4 設置環境対策 …… 179
3-9-5 開度保持装置 …… 180
3-10 安全装置 …… 182
3-10-1 制限開閉器 …… 182
3-10-2 電動機過負荷保護 …… 183
3-10-3 開動作制限装置 …… 183
3-10-4 インタロック装置 …… 184
3-10-5 油圧ユニットのセンサ …… 184
3-11 保守管理設備 …… 186
3-11-1 一　　般 …… 186
3-11-2 開閉装置室 …… 188
3-11-3 手摺・階段・防護柵 …… 192
3-11-4 点検整備用設備 …… 197
3-11-5 給油装置 …… 200
3-12 予備品その他 …… 202
3-12-1 予備品 …… 202
3-12-2 完成図書 …… 203
3-12-3 操作銘板 …… 203

第3章　設計各論

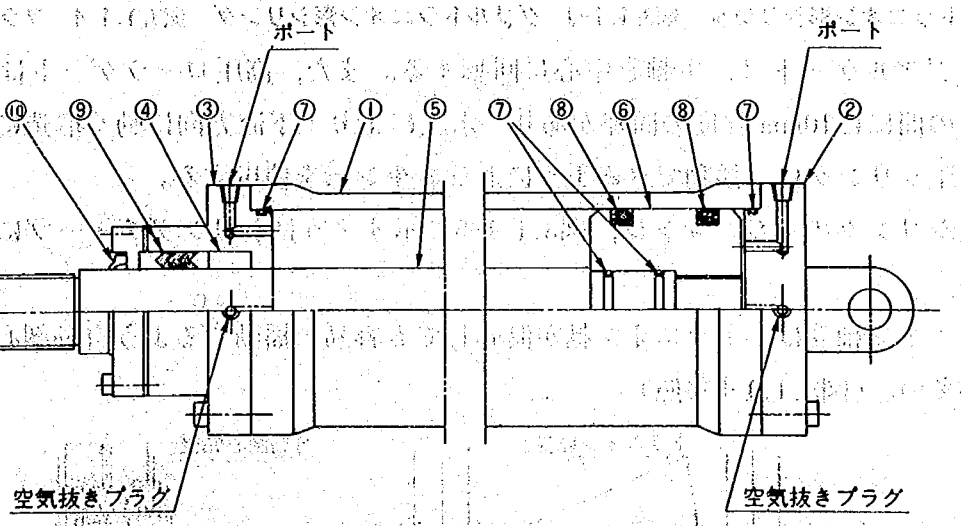
3-1　油圧シリンダ

3-1-1　一　　般

1．ダム用ゲートに使用する油圧シリンダは，長期にわたり使用に耐えなければならないため，耐久性に優れたものでなければならない。
2．油圧シリンダは，圧力，荷重，振動等に対し十分な強度を有し，内部油漏れが少なく，作動が確実でなければならない。
3．油圧シリンダは，保守管理が容易な構造でなければならない。

【解　説】

1．油圧シリンダは，図3.1.1-1に示すようにピストン，ピストンロッド，シリンダチューブ，ヘッドカバー，ロッドカバー，パッキン類および空気抜きプラグより構成されている。



① シリンダチューブ　⑤ ピストンロッド　⑨ ロッドパッキン
② ヘッドカバー　⑥ ピストン　⑩ ダストシール
③ ロッドカバー　⑦ Oリング
④ ロッドブッシュ　⑧ ピストンパッキン

図3.1.1-1　油圧シリンダの構造図の例

2．ダム用ゲートに使用する油圧シリンダは，取付方法により揺動式と固定式の2種類の形式に分類されている。

(1) 揺動式には，一般にトラニオン形シリンダが使用される。

① トラニオン形シリンダは，運転中に揺動する高圧ラジアルゲートおよび高圧ローラゲー

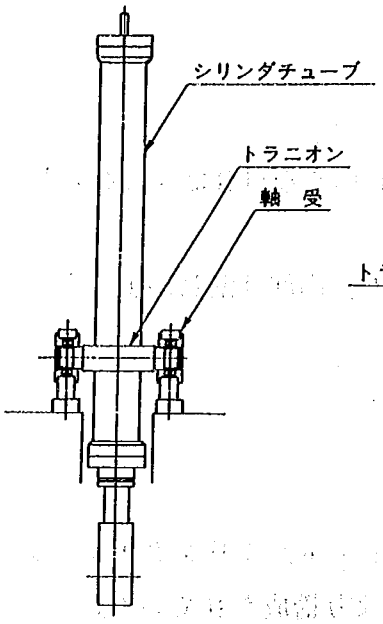
トに使用する。(図3.1.1-2参照)

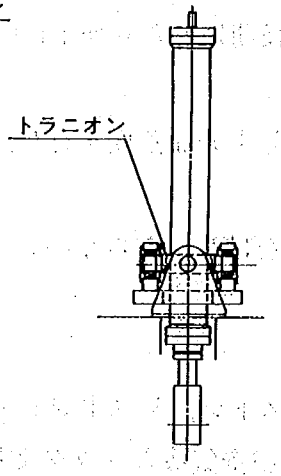
② 扉体の片寄り，異物の噛み込みによる傾斜を生じやすいローラゲートでは，クロスヘッド形トラニオン（ダブルトラニオン）とする例もある。(図3.1.1-3参照)

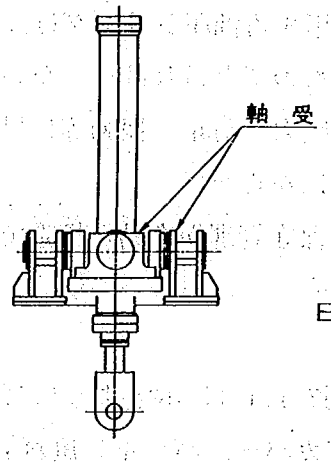
(2) 固定式には，フランジ形シリンダとフート形シリンダが使用されている。

フランジ形シリンダは，ボンネットカバーに固定する高圧スライドケート類および斜固定方式の扉体圧着式ゲート等に使用する。(図3.1.1-4参照)

フート形シリンダは，扉体圧着式ゲートに使用された例がある。







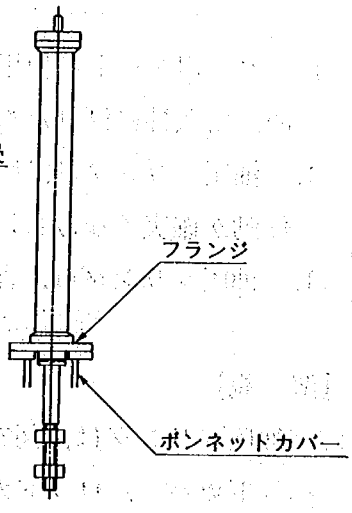
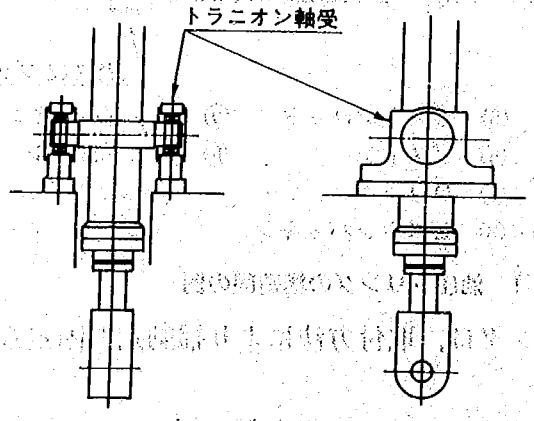


図3.1.1-2 トラニオン形シリンダ 図3.1.1-3 ダブルトラニオン形シリンダ 図3.1.1-4 フランジ形シリンダ

3. 高圧ラジアルゲートは，主軸を中心に回転する。また，高圧ローラゲートは，戸当りと主ローラとの間には10mm 程度の間隙があり，水圧により上下流方向に動く構造になっている。従って油圧シリンダは，揺動できるようにトラニオン形を使用する。

(1) 油圧シリンダのトラニオンは，図3.1.1-5に示すようにシリンダチューブに溶接される例が多い。

(2) トラニオン軸受は，トラニオン軸が偏心しても容易に揺動でるよう自動調心軸受を使用する例が多い。(図3.1.1-5参照)



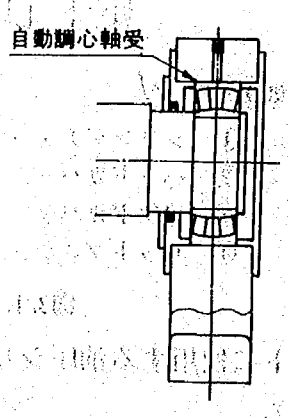


図3.1.1-5 トラニオン部詳細図例

4. 油圧シリンダは，扉体と直接連結し油圧力によりゲートの開閉および位置を保持するもので，

油圧シリンダの挙動が直接ゲートの動きとして現れるため，次の項目を考慮した構造としなければならない。

(1) 操作時には，確実に作動しなければならない。

(2) 油圧シリンダは，作動が円滑な構造としなければならない。一般にゲートは開閉速度が遅いためスティックスリップ現象が発生し易く，流水の脈動およびゲートの振動を誘引することがあるので，注意を要する。

5. 油圧シリンダは，ダム堤体内に設置され全伸または全縮状態で外部より点検・整備が困難な例が多い。洪水期には常に運転できる状態を維持する必要があり，耐久性の高い材料および部品を使用しなければならない。特にボンネット形ゲート（高圧スライドゲート，ジェットフローゲート，リングホロアゲート等）の油圧シリンダは，外部より油漏れ，腐食等の点検ができないため耐久性の高い材料および部品の使用が必要である。

6. ダム用ゲートは，洪水期，出水期には途中開度で長期間保持し一定流量維持放流する例がある。

このため油圧シリンダは，できるだけ内部漏れおよび外部漏れの少ないパッキン，Oリングまたはシールを使用し，一定開度を要求される一定の時間保持できるものでなければならない。

油圧シリンダの内部油漏れ量は，6箇所のダムにおいて実態調査を行った結果，ゲートを途中開度で24時間保持した場合，自重降下が9～25mm（平均17mm）であり，また，ゲートを全開閉を往復5回行った場合，外部油漏れ量は，10～12g（平均11g）であった。

7. 油圧シリンダは，大形でしかもダム堤体内に設置されているため，取付け，取外しの困難な例が多い。ロッドパッキン部，配管接続部，空気抜きプラグ部等により油漏れが発見されたときには，設置状態または開閉装置室内でパッキンの交換および油漏れの補修ができるように次のことに注意する必要がある。

(1) 油圧シリンダには，点検用タラップまたは点検台を設ける。(図3.1.1-6参照)

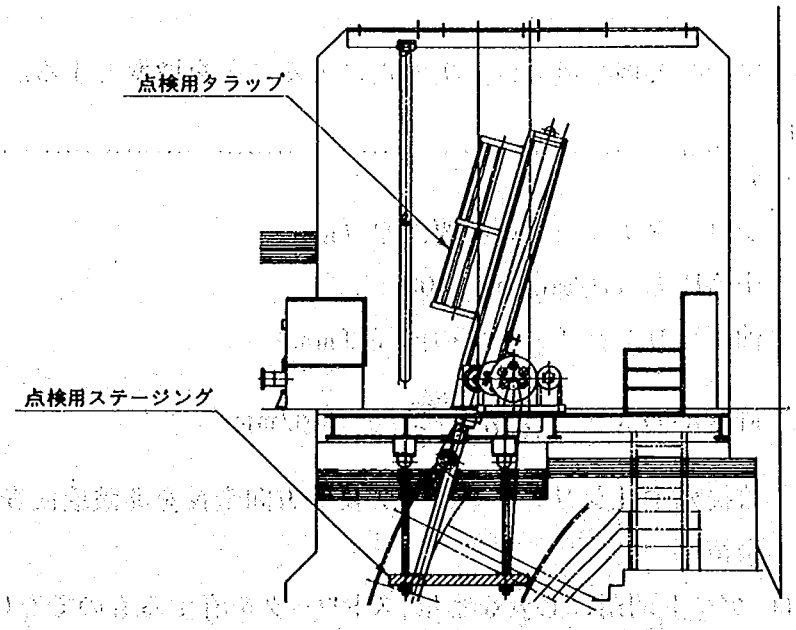


図3.1.1-6 点検用タラップまたは点検台取付け例

(2) 油圧シリンダヘッドカバーには，吊りピースを設ける（図3.1.1-7参照)。

(3) ピストンには，パッキン交換時のためにアイボルト用タップを設けておく（図3.1.1-8参照)。またパッキン挿入用の治具を用意する例もある。

(4) 油圧シリンダ設置状態でロットパッキン部のパッキン，Oリング，ダストワイパ等の交換が容易にできるようにピストンロッド先端金物は，取外し可能な構造とする(図3.1.1-9参照)。

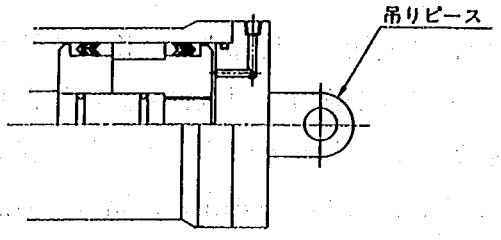


図3.1.1-7 ヘッドカバー吊りピース取付け例

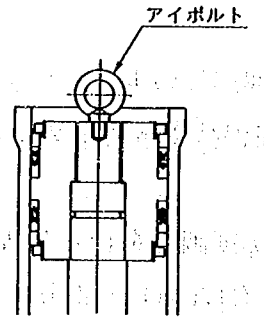


図3.1.1-8 アイボルト取付け例

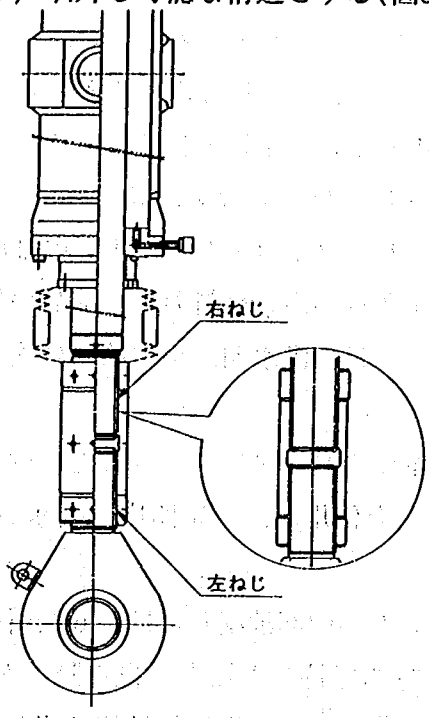


図3.1.1-9 ピストンロッド先端金物取付け例

8. ピストンロッドには，防塵用としてジャバラを設ける場合があるが，ロッドパッキン部よりの油漏れの発見が遅れることがある。ジャバラを設ける場合は，ファスナー等で容易に開放できる構造とする必要がある。

3-1-2 シリンダチューブ

1. シリンダチューブの必要肉厚計算は，次の式によることを標準とする。

$$t \geqq \frac{P \cdot D}{200 \cdot \sigma_a \cdot \eta} + \alpha \quad \cdots\cdots (3.1.2\text{-}1)$$

ここに，t ：シリンダチューブの必要肉厚（mm）

P ：定格圧力（70kgf/cm², 140kgf/cm²）

D ：油圧シリンダチューブの内径（mm）

σ_a ：許容応力〔$=\frac{\text{引張強度}}{\text{安全率}(=5)}$〕(kgf/mm²)

η ：溶接効率〔シリンダチューブ長手方向全長を非破壊検査＝1〕

α ：余裕厚

2. 油圧シリンダは，ゲート開閉に必要な容量，ストロークを有するものでなければならない。

【解　説】

1．油圧シリンダの内径の計算は，一般に次の式が使用されている。

1）引張シリンダ

$$D=\sqrt{\frac{4\cdot W}{\pi\cdot P_1}+d^2} \quad \cdots\cdots (3.1.2\text{-}2)$$

2）圧縮シリンダ

$$D=\sqrt{\frac{4\cdot W}{\pi\cdot P_1}} \quad \cdots\cdots (3.1.2\text{-}3)$$

ここに，D：シリンダチューブ内径（cm）

W：開閉荷重（kgf）

P_1：油圧シリンダ作動圧力（kgf/cm²）

d：ピストンロッド径（cm）

2．油圧シリンダ作動圧力とは，定格圧力に0.9を乗じた値より配管，各バルブおよびパッキンの抵抗を減じた値であり，概略設計時には表3.1.2-1に示す値を目安とすることができる。シリンダチューブ内径が決定後，再度2-6-5「損失圧力」に従い計算する必要がある。表中の油圧シリンダ作動圧力の目安は，配管流速1.2m/s，配管径20A，シリンダ径300mmを対象として計算した。

表3.1.2-1　油圧シリンダ作動圧力の目安

定　格　圧　力	油圧シリンダ作動圧力の目安
70kgf/cm²	38kgf/cm²
140kgf/cm²	108kgf/cm²

3．シリンダチューブに発生する応力には，内圧による円周方向の引張応力の他に，軸方向の引張応力が発生する。従って，必要肉厚の決定後，2軸方向の合成応力度を計算する必要がある。

シリンダチューブの合成応力

$$\sigma_c=\sqrt{\sigma_c^2+\sigma_t^2-\sigma_c\cdot\sigma_t}<\sigma_a \ (\mathrm{kgf/cm^2}) \quad \cdots\cdots (3.1.2\text{-}4)$$

ここに，σ_c：シリンダチューブ円周方向の引張応力度

$$\sigma_c=\frac{P\times D}{2\times(t-\alpha)}\cdot\eta \ (\mathrm{kgf/cm^2}) \quad \cdots\cdots (3.1.2\text{-}5)$$

σ_t：シリンダチューブ縦方向の引張応力度

$$\sigma_t=\frac{P\times D^2}{\{D+2(t-\alpha)\}^2-D^2}\cdot\eta \ (\mathrm{kgf/cm^2}) \quad \cdots\cdots (3.1.2\text{-}6)$$

σ_a：許容応力度〔$=\frac{\text{使用材料の引張強度}}{\text{安全率}(=5)}$〕（kgf/cm²）

使用材料　STKM13A ＝760（kgf/cm²）

SM400＝820（kgf/cm²）

SM490＝1000（kgf/cm²）

なお，合成応力度に対する許容値は，$1.1\sigma_a$とする。

P：定格圧力（kgf/cm²）

D：シリンダチューブ内径（cm）

t：シリンダチューブ肉厚（cm）

α：シリンダチューブ肉厚の余裕厚（0.1cm）

4．シリンダチューブ肉厚の余裕厚は，湿度が高いこと，点検が困難であることにより1 mmとした。

5．シリンダチューブは，荷重負荷時の油圧による内径の膨張が考えられる。内径の膨張が使用パッキンのたわみ許容量より大きいと漏油やパッキンの反転等の事故となる恐れがある。シリンダチューブの使用材質にSTKM13A，SM400，SM490以外の高張力鋼を使用する場合は，式3.1.2-1，3.1.2-4により計算するとともに膨張の検討をする必要がある。

6．ダム用ゲートは，全閉時油圧シリンダのロッド側エンドストロークで位置決めする例が多い。従ってコンクリート構造，油圧シリンダの加工および据付精度の誤差は，油圧シリンダのヘッド側のストローク余裕で吸収する。一般にストロークの余裕は，20～50mmの範囲で設けている。

ゲートの非常上限検出は，油圧シリンダのヘッド側エンドストロークによる例が多いためストロークの余裕を大きくすると，ゲート天端でシリンダ架台を突き上げる可能性があり危険である。油圧シリンダストローク余裕例を図3.1.2-1に示す。

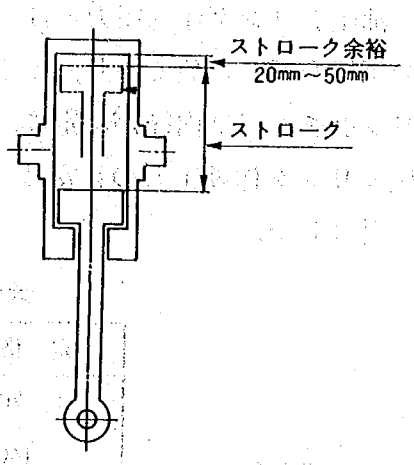


図3.1.2-1　シリンダストローク余裕例

7．シリンダチューブの使用材質は，材質が均一で継目のない機械構造用炭素鋼管（引抜き鋼管STKM材）が望ましい。しかし大口径で厚肉の鋼管は，製造されていないため鋼板を曲げ加工し溶接した溶接鋼管が使用されている。ダム用ゲートの油圧シリンダは，重要構造物であるため溶接鋼管の材料に溶接性の良い溶接構造用圧延鋼材（SM材）を使用するものとする。

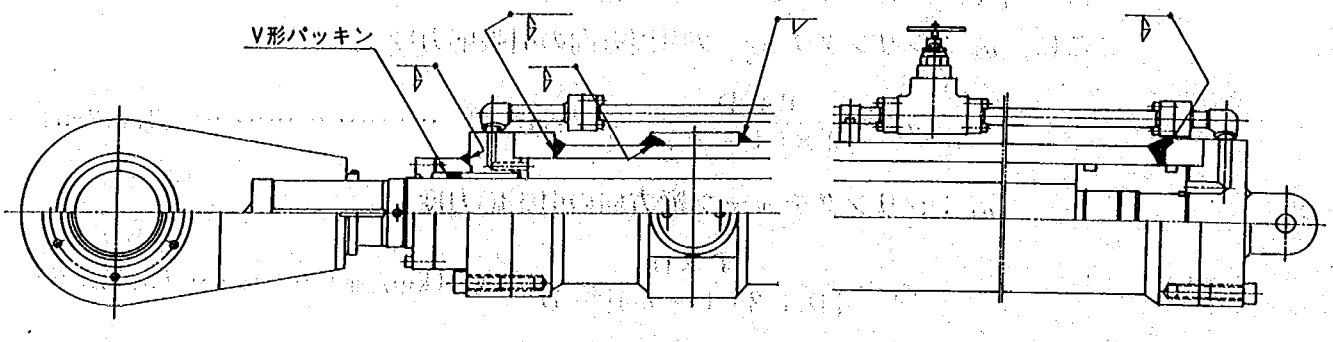


図3.1.2-2　シリンダチューブ溶接例

3-1-3 ピストンロッド

1. ピストンロッドの強度計算は，引張応力度および座屈応力度について行うものとする。
2. ピストンロッドの引張応力度の計算は，3.1.3-1式により行うものとする。

$$\sigma_t = \frac{W_1}{\frac{\pi}{4}\cdot d_0^2} \leqq \sigma_{ta} \quad \cdots\cdots (3.1.3\text{-}1)$$

ここに，σ_t：ピストンロッドの引張応力度（kgf/cm²）

W_1：定格圧力時における油圧シリンダ引力（kgf）

d_o：ピストンロッドの最小径（cm）

σ_{ta}：安全率を考慮した使用材料の許容引張応力度（kgf/cm²）

3. ピストンロッドの座屈応力度の計算は，3.1.3-2式により行うものとする。

$$\sigma_c = \frac{W_2}{\frac{\pi}{4}\cdot d^2} \leqq \sigma_{ca} \quad \cdots\cdots (3.1.3\text{-}2)$$

ここに，σ_c：ピストンロッドの圧縮応力度（kgf/cm²）

W_2：閉側のリリーフ弁または減圧弁の設定圧力時における油圧シリンダ押力（kgf）

d：ピストンロッド径（cm）

σ_{ca}：安全率を考慮した使用材料の許容引張応力度（kgf/cm²）

4. ピストンロッドは，ステンレス鋼棒を用い，表面には硬質クロムめっきを施すものとする。

【解説】

1. ピストンロッドは，ゲート開閉時には主に引張荷重，ゲート着床時には圧縮荷重が作用するので，引張強度計算および座屈強度計算を行う必要がある。
2. 油圧シリンダの引力および許容引張応力度の計算は，次式によるものとする。

①油圧シリンダの引力

$$W_1 = P_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \quad \cdots\cdots (3.1.3\text{-}3)$$

ここに，W_1：最大引力（kgf）

P_1：定格圧力（70kgf/cm²，140kgf/cm²）

D：シリンダチューブ内径（cm）

d：ピストンロッド径（cm）

②ピストンロッドの許容引張応力度

$$\sigma_{ta} = \frac{\text{材料の引張強さ}}{\text{安全率}(=5)} \quad \cdots\cdots (3.1.3\text{-}4)$$

ここに，σ_{ta}：許容引張応力度（kgf/cm²）

材料の引張強さ：SUS304N2＝7,000kgf/cm²

SUS304　=5,300kgf/㎠

3. ピストンロッドの最小径とは，図3.1.3-1に示す先端金物取付ねじ部付近またはピストン取付ねじ部付近のピストンロッドとしての最も径の細い部分を意味する。

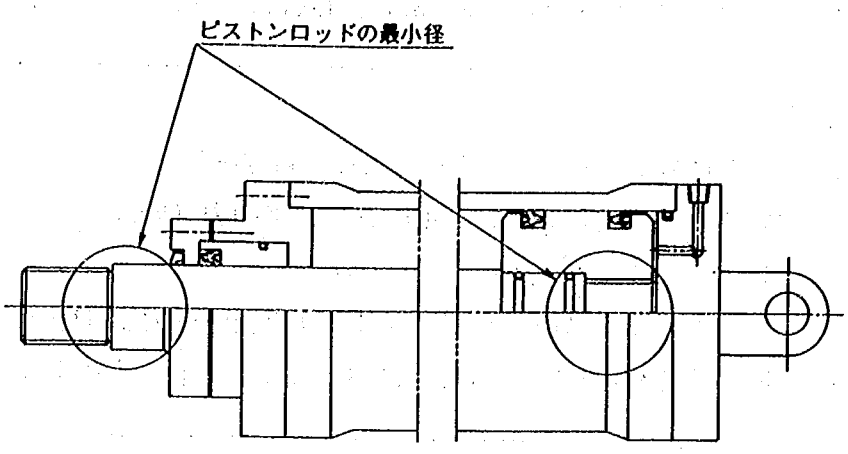


図3.1.3-1　ピストンロッドの最小径部の一例

4. 油圧シリンダの押力および許容座屈応力度の計算は，次式によるものとする。

①油圧シリンダ押力

$$W_2 = P_2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \quad \cdots\cdots (3.1.3\text{-}5)$$

ここに，W_2：最大引力（kgf）

P_2：閉側のリリーフ弁または減圧弁の設定圧力（kgf/㎠）

D：シリンダチューブ内径（cm）

②ピストンロッドの許容座屈応力度

$$\sigma_{ca} = \frac{\text{限界座屈応力度}}{\text{安全率}(=4)} \quad \cdots\cdots (3.1.3\text{-}6)$$

ここに，σ_{ca}：許容座屈応力度（kgf/㎠）

ピストンロッドの許容座屈応力度の計算は，細長比によってオイラーの式またはジョンソンの式により行うものとする。

①オイラーの式

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad \cdots\cdots (3.1.3\text{-}7)$$

ここに，σ_k：限界座屈応力度（kgf/㎠）

E：縦弾性係数（ステンレス鋼の場合1,970,000kgf/㎠）

λ：相当細長比

②ジョンソンの式

$$\sigma_k = \sigma_y \cdot [1 - 0.4 \cdot (\frac{\lambda}{\lambda_0})^2] \quad \cdots\cdots (3.1.3\text{-}8)$$

ここに，σ_y：材料の降伏点または耐力（kgf/㎠）

λ_0：境界細長比

ピストンロッドの限界座屈応力度の計算は，一般に一様断面の長柱で，比例限度以内における限界座屈強度計算については，オイラーの式が使用され，比例限度以上における座屈強度計

算は，ランキンの式，テトマイヤの式およびジョンソンの式が使用されている。

ランキンの式およびテトマイヤの式は材料の種類を鋳鉄，錬鉄，軟鉄，硬鉄および木材に区分し，材料定数を与えているが，実際に使用する材料がどの材料区分に相当するか，不明確になる恐れもあるので，本要領では材料の降伏点または耐力と縦弾性係数を使用して計算できるジョンソンの式を採用するものとした。

オイラーの式とジョンソンの式との境界を決める比例限度（σ_p）は，経験的に材料の比例限度より低く採るのが一般的とされており，ここでは機械工学便覧（日本機械学会）を参考に，比例限度を使用材料の降伏点または耐力の60％とした。

従って，ジョンソンの式とオイラーの式との境界細長比は，次式で求められ，$\lambda > \lambda_0$の場合はオイラーの式を，$\lambda \leqq \lambda_0$の場合はジョンソンの式を用いて限界座屈応力度を計算するものとする。

$$\lambda_0 = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{0.6 \cdot \sigma_y}} \quad \cdots\cdots (3.1.3\text{-}9)$$

ピストンロッドの座屈に対する安全率は，JIS B 8354「油圧シリンダ」解説を参考に4とした。

5. 相当細長比λは，座屈に対する安定さを示すもので，一般にピストンロッドの有効座屈長と最小断面二次半径との比を指し，相当細長比が小さいほど座屈に対して安定している。

本要領では相当細長比の上限値を特に規定しなかったが，参考として昭和50年以降に設計されたダム用ゲートの油圧シリンダにおける相当細長比の実態調査の結果を表3.1.3-1に示す。本調査によれば，相当細長比は固定式シリンダの場合，40を超え80以下，揺動式油圧シリンダの場合，110を超え180以下が多い。

表3.1.3-1　ダム用油圧シリンダの相当細長比の実態調査結果

（単位：件数）

相当細長比の範囲	$\lambda \leqq 40$	$40 < \lambda \leqq 60$	$60 < \lambda \leqq 80$	$80 < \lambda \leqq 100$	$100 < \lambda \leqq 120$	$120 < \lambda \leqq 140$	$140 < \lambda \leqq 160$	$160 < \lambda \leqq 180$	$180 < \lambda \leqq 200$	$200 < \lambda \leqq 220$	$\lambda > 220$
固定式	11	52	23	4	6	1	0	0	0	0	1
揺動式	0	0	0	0	7	7	7	16	5	3	3

相当細長比は，次の計算式により求められる。

$$\lambda = \frac{\ell}{r} = \frac{\ell}{\sqrt{I/A}} = \frac{4 \cdot \ell}{d} \quad \cdots\cdots (3.1.3\text{-}10)$$

ここに，λ：相当細長比

ℓ：有効座屈長［$=\beta \cdot L$］（cm）

β：材端条件（表3.1.3-2および図3.1.3-2による）

L：支間長さ（cm）

r：最小断面二次半径（cm）

I：断面二次モーメント（cm^4）

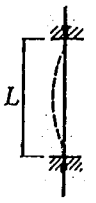
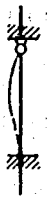
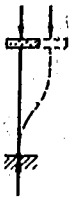
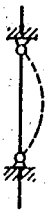
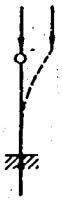
A：ピストンロッドの断面図（cm^2）

d：ピストンロッド径（cm）

6. 油圧シリンダの座屈応力度の計算に使用する取付部の材端条件を表3.1.3-2に示す。なお，ピストンロッドの材端条件および支間長さのとり方の一例図3.1.3-2に示す。ピストンロッドが中間で支持されている場合は，支持点を回転端と考える。

表3.1.3-2　ピストンロッドの有効座屈長さ

L：部材長

	1	2	3	4	5	6
座屈形が点線のような場合						
β の理論値	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
β の推奨値	0.55	0.8	1.2	1.0	2.1	2.0

材端条件	回転に対して	水平変位に対して
	固定	固定
	自由	固定
	固定	自由
	自由	自由

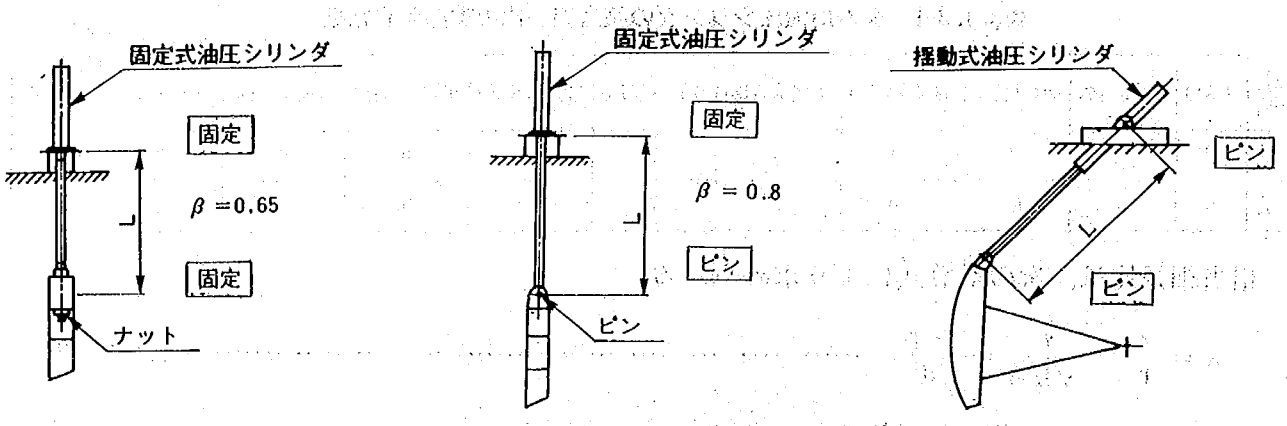


図3.1.3-2　ピストンロッドの材端条件

7. 粉塵や土砂が付着しやすいダム用ゲートの油圧シリンダは，ピストンロッドの表面に傷が付きやすいので，熱処理研磨した後に硬質クロムめっきを施すものとする。特にダム用ゲートの油圧シリンダは，湿度が高い場所に設置されるため，硬質クロムめっきを施しても腐食し易い状況にあるので，ピストンロッドの材質はステンレス鋼とした。

また，ボンネット形ゲートのようにピストンロッドが直接流水にさらされるものや，塵埃の多い場所に設置される油圧シリンダは，土砂や塵埃の付着，噛み込みによる凹みや傷が付きやすいので，母材は高硬度を有するSUS304N2の使用が望ましい。

3-1-4 パッキンおよびシール

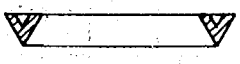
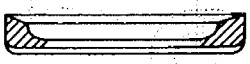
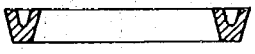
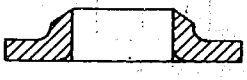
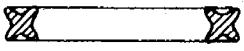
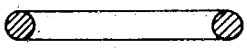
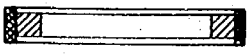
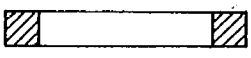
1. 油圧シリンダに使用するパッキン，シール類は，耐圧性，耐油性，耐久性および耐摩耗摩性に優れたものでなければならない。
2. 油圧シリンダのパッキンは，VまたはUパッキンを標準とする。
3. ピストンロッド部には，ダストシールを設けるものとする。
4. シリンダチューブとヘッドカバー，ロッドカバーとの組合せ面には，Oリングを設けるものとする。

【解　説】

1. パッキンは油圧シリンダにおいて，最も重要な部品であり，油圧式開閉装置の過去の故障事例からも多い部類に属している。

一般にパッキンに要求される性質には，耐久，耐油，耐摩耗，耐寒，弾性反発力など物理的，あるいは機械的なものがある。しかしこれらを満足した万能パッキンというのは得難いため，圧力，速度，作動油の種類，温度および用途などの使用条件を十分確認して適切なパッキンを選択しなければならない。表3.1.4-1にJIS B 8354に定められているパッキンの形状，種類を示す。この内，ダム用の油圧シリンダには，Vパッキン，Uパッキン，Oリングおよびスリッパシールが使用されている。

表3.1.4-1　パッキンの形状・種類

Vパッキン	Lパッキン(ピストン用)	U(Y)パッキン
		
Jパッキン(ロッド用)	Xパッキン	Oリング
		
スリッパシール(ピストン用)	ピストンリング	その他
		

2. 油圧シリンダは，一般にVパッキン，Uパッキンまたはスリッパシールが使用されている。その使用例は，次のとおりである。

1) ピストンパッキン

① 途中開度で位置保持するゲート　　：VまたはUパッキン
② 開閉速度が普通のゲートより遅い場合：スリッパシール
③ 全開または全閉で使用するゲート　　：スリッパシール

Vパッキンの場合大きな径の寸法は種類が少ないので，選定に当たっては注意を要する。表3.1.5-1チューブ内径の基準寸法は，Uパッキンを対象にして決めた。

表3.1.4-2パッキンの特徴，最適速度等よりダム用ゲートの油圧シリンダ用パッキンは，

スリッパシールとなるが，スリッパシールは，シール性が悪く長時間の開度保持が困難で使用例が少ない。これまでの実績調査よると，低速（0.1～0.3m/mim）でもVパッキン，Uパッキンが多く使用されている。

2) ピストンロッドパッキン

ピストンロッドには粉塵や土砂が付着し易いためダストシールを設けているが，パッキンの傷みが早い。しかしVパッキンは，数個を組合せて使用するためパッキン全体に傷が入るまで時間を要し，寿命が長い。なお，油漏れが発見されたときパッキン押さえで締め込むことにより止めることが可能であるためパッキンの交換が困難なダム用ゲートでは，ピストンパッキンにVパッキンを使用する例が多い。

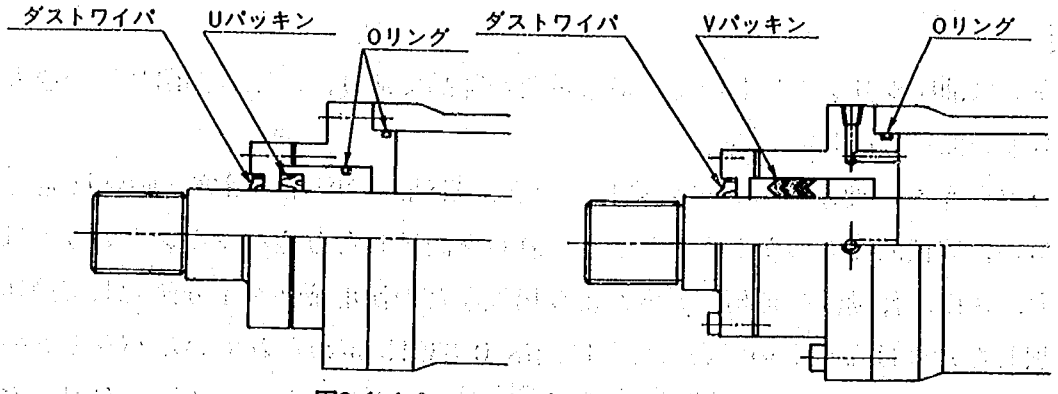
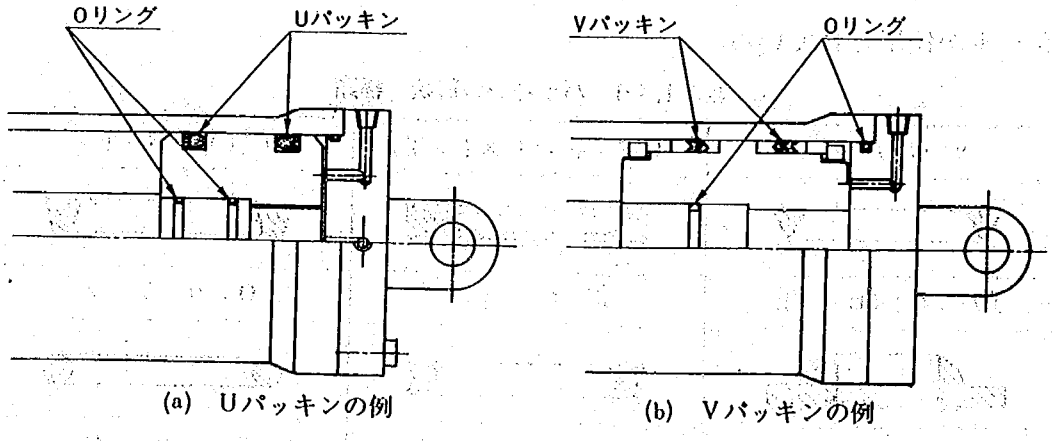
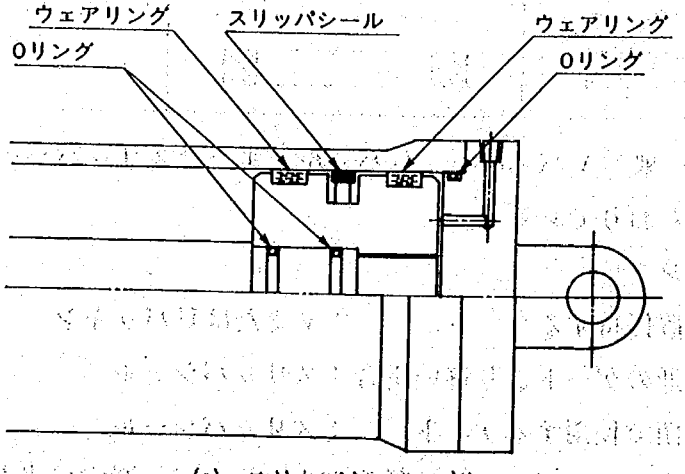


図3.1.4-2 ロッドパッキンの使用例



(a) Uパッキンの例　　(b) Vパッキンの例



(c) スリッパシールの例

図3.1.4-3 ピストンパッキンの使用例

3. ダム用ゲートの油圧シリンダに多く使用されているパッキンの特徴を表3.1.4-2に示す。

表3.1.4-2　パッキンの特徴

種　　類	U パ ッ キ ン	V パ ッ キ ン	スリッパシール
形　　状			
材　　質	ニトリルゴム	布入りニトリルゴム	バックリングがニトリルゴム
用　　途	①ピ ス ト ン ②ピストンロッド	①ピストンロッド ②ピ ス ト ン	ピ ス ト ン
シ ー ル 性	優 れ て い る	や や 劣 る	劣　　る
最大使用圧力 (kgf/cm²)	210	300	350
最 適 速 度 (m/min)	0.6 ～ 60	3 ～ 60	0.3 ～ 90
温　　度(℃)	−25 ～ 100	−25 ～ 100	−20 ～ 80
摺 動 抵 抗	中	大	極　　小
装着スペース	中	大	小
そ の 他	①1個で効果あるシールができる。 ②小口径から大口径まで種類が多い。	①密封圧力が大きくでき圧力範囲が広い。 ②増し締めでシール性を修正できる。 ③過酷な条件で使用でき耐久に富む。	①スティックスリップが発生しない。 ②長ストロークに適する。

（注）　Uパッキンおよびダストシールには耐久性の優れたウレタンゴム製があるが，作動油中のわずかな水分と高温により加水分解し，ボロボロに劣化する例がありゲート用には，使用されない。

3-1-5　油圧シリンダの標準寸法

1.　ダム用ゲートに使用する油圧シリンダのシリンダチューブ径とピストンロッド径およびその組合せ寸法は，表3.1.5-1に示すものを標準とする。

表3.1.5-1　シリンダチューブ内径とピストンロッド径の組合せ

（単位：mm）

シリンダチューブ内径	ピストンロッド径	シリンダチューブ内径	ピストンロッド径
180	63, 80, 100, 120	400	140, 160, 180, 200, 225
200	80, 100, 120, 140	420	160, 180, 200, 225
225	80, 100, 120, 140, 160	450	160, 180, 200, 225, 236
250	100, 120, 140, 160	480	180, 200, 225, 236
275	100, 120, 140, 160, 180	500	180, 200, 225, 236
300	120, 140, 160, 180	530	200, 225, 236, 250
320	120, 140, 160, 180	550	200, 225, 236, 250
350	140, 160, 180, 200	570	225, 236, 250, 265, 280
380	140, 160, 180, 200	600	225, 236, 250, 265, 280, 300

2. 油圧シリンダのシリンダチューブ内径と定格圧力による標準的なシリンダチューブの使用材質と必要肉厚の目安を表3.1.5-2に示す。

表3.1.5-2 シリンダチューブ内径と使用材質による必要肉厚の目安

(単位：mm)

シリンダチューブ内径	70kgf/cm²		140kgf/cm²		シリンダチューブ内径	70kgf/cm²		140kgf/cm²	
	材質	肉厚	材質	肉厚		材質	肉厚	材質	肉厚
180	STKM13A	10	STKM13A	18	400	STKM13A	19	SM400A	36
						SM400A	19		
200	STKM13A	11	STKM13A	20	420	STKM13A	21	SM490C	31
						SM400A	20		
225	STKM13A	12	STKM13A	22	450	SM400B	21	SM490C	33
250	STKM13A	13	STKM13A	25	480	SM400B	22	SM490C	35
275	STKM13A	14	STKM13A	27	500	SM400B	23	SM490C	37
300	STKM13A	15	SM400A	27	530	SM400B	24	SM490C	39
	SM400A	14							
320	STKM13A	16	SM400A	29	550	SM400B	25	SM490C	40
	SM400A	15							
350	STKM13A	18	SM400A	31	570	SM400B	26	SM490C	41
	SM400A	17							
380	STKM13A	19	SM400A	34	600	SM490C	27	SM490C	44
	SM400A	18							

【解　説】

1. ダム用ゲートの油圧シリンダの標準構造を定めたことに伴い，油圧シリンダの基本寸法であるシリンダチューブ内径とピストンロッド径についても寸法の標準化を行った。寸法の標準化を行うのは，油圧シリンダの設計標準化，点検・整備の均一化，さらに設備の信頼性向上を目的にしたものである。

2. 油圧シリンダ構造および寸法の標準化を行う上でピストンパッキンには，Uパッキンを，ロッドパッキンには，Vパッキンを使用するものとした。

3. 油圧シリンダの寸法は，シリンダチューブ内径が250mmまではJIS B 8354油圧シリンダにて標準化されている。しかしダム用ゲートは大形の油圧シリンダの使用が多く，250mm以上の油圧シリンダの使用も非常に多いのが実態である。本要領では，このような実態に応じシリンダチューブ内径600mmまでの標準寸法を定めた。

また，これらの寸法については，油圧シリンダに入手しやすいパッキン類を有効に活用するために，パッキン類の寸法を基にシリンダチューブ内径は，約25mmピッチ，ピストンロッド径は，約20mmピッチとした。

4. シリンダチューブの材質は，JIS G 3445に定める継目無し機械構造用炭素鋼鋼管（STKM13A）を優先して使用するものとした。

機械構造用炭素鋼鋼管の製造範囲以外の寸法のものや，製造範囲内であっても入手困難なものは，シリンダチューブ材質として標準的に溶接構造用厚延鋼材（JIS G 3106 SM材）の使

用による板曲げ溶接構造によるものとした。

5. シリンダチューブ内径とピストンロッド径の基準寸法による油圧シリンダ出力および限界座屈長さの目安を表3.1.5-3に示した。

(表の説明)

1) 表3.1.5-3における油圧シリンダの推力は，定格圧力（70kgf/cm², 140kgf/cm²）に対し平均的な損失圧力を考慮した動的作動圧力（38kgf/cm², 108kgf/cm²）によるもので，実際のゲート開閉力として使用できる推力の目安を示す。

2) 限界座屈長さは，ピストンロッドの材質をSUS304N2とした場合の計算式を示す。実際の設計においてピストンロッド径，材端条件，閉側圧力を代入することにより，容易に限界座屈長さを計算できるようにしたものである。閉側圧力は，ゲートが全閉に達した場合，リリーフ弁設定圧力まで上昇するので，リリーフ弁設定圧力（標準回路では閉側リリーフ設定圧力）とする。

表3.1.5-3 油圧シリンダ出力および限界座屈長さの目安

シリンダチューブ内径(mm)	ピストンロッド径 (mm)	70kgf/cm²時推力 (作動圧38kgf/cm²時)		140kgf/cm²時推力 (作動圧108kgf/cm²時)		限界座屈長さ (cm)
		引力(tf)	押力(tf)	引力(tf)	押力(tf)	
180	63	8.4	9.6	24.1	27.4	$L_1=30.621\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-533.2p}$
	80	7.7	9.6	22.0	27.4	
	100	6.6	9.6	19.0	27.4	
	120	5.3	9.6	15.2	27.4	
200	80	10.0	11.9	28.5	33.9	$L_1=27.559\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-658.3p}$
	100	8.9	11.9	25.4	33.9	
	120	7.6	11.9	21.7	33.9	
	140	6.0	11.9	17.3	33.9	
225	80	13.1	15.1	37.5	42.9	$L_1=24.497\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-833.1p}$
	100	12.1	15.1	34.4	42.9	
	120	10.8	15.1	30.7	42.9	
	140	9.2	15.1	26.3	42.9	
	160	7.4	15.1	21.2	42.9	
250	100	15.6	18.6	44.5	53.0	$L_1=22.047\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-1028.6p}$
	120	14.3	18.6	40.7	53.0	
	140	12.8	18.6	36.3	53.0	
	160	11.0	18.6	31.2	53.0	
275	100	19.5	22.5	55.6	64.1	$L_1=20.043\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-1244.6p}$
	120	18.2	22.5	51.9	64.1	
	140	16.7	22.5	47.5	64.1	
	160	14.9	22.5	42.4	64.1	
	180	12.9	22.5	36.6	64.1	

シリンダチューブ内径(mm)	ピストンロッド径 (mm)	70kgf/cm²時推力 (作動圧:38kgf/cm²時)		140kgf/cm²時推力 (作動圧:108kgf/cm²時)		限界座屈長さ (cm)
		引 力(tf)	押 力(tf)	引 力(tf)	押 力(tf)	
300	120	22.5	26.8	64.1	76.3	$L_1=18.373\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-1481.1p}$
	140	21.0	26.8	59.7	76.3	
	160	19.2	26.8	54.6	76.3	
	180	17.1	26.8	48.8	76.3	
320	120	26.2	30.6	74.6	86.8	$L_1=17.224\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-1685.2p}$
	140	24.7	30.6	70.2	86.8	
	160	22.9	30.6	65.1	86.8	
	180	20.8	30.6	59.3	86.8	
350	140	30.7	36.5	87.2	103.9	$L_1=15.748\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-2016.0p}$
	160	28.9	36.5	82.1	103.9	
	180	26.8	36.5	76.4	103.9	
	200	24.6	36.5	69.9	103.9	
380	140	37.2	43.0	105.8	122.4	$L_1=14.505\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-2376.4p}$
	160	35.4	43.0	100.7	122.4	
	180	33.4	43.0	95.0	122.4	
	200	31.1	43.0	88.5	135.7	
400	140	41.9	47.7	119.0	135.7	$L_1=13.779\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-2633.1p}$
	160	40.1	47.7	114.0	135.7	
	180	38.0	47.7	108.2	135.7	
	200	35.8	47.7	101.7	135.7	
	225	32.7	47.7	92.7	135.7	
420	160	45.0	52.6	127.9	149.6	$L_1=13.123\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-2903.0p}$
	180	42.9	52.6	122.1	149.6	
	200	40.7	52.6	115.6	149.6	
	225	37.6	52.6	106.6	149.6	
450	160	52.7	71.5	150.0	171.7	$L_1=12.248\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-3332.6p}$
	180	50.7	71.5	144.2	171.7	
	200	48.4	71.5	137.8	171.7	
	225	45.4	71.5	128.8	171.7	
	236	43.8	71.5	124.5	171.7	
480	180	59.0	81.4	167.9	195.4	$L_1=11.483\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-3791.7p}$
	200	56.8	81.4	161.5	195.4	
	225	53.7	81.4	152.4	195.4	
	236	52.1	81.4	148.1	195.4	

シリンダチューブ内径(mm)	ピストンロッド径(mm)	70kgf/cm²時推力(作動圧38kgf/cm²時)		140kgf/cm²時推力(作動圧108kgf/cm²時)		限界座屈長さ(cm)
		引力(tf)	押力(tf)	引力(tf)	押力(tf)	
500	180	64.9	88.3	184.5	212.0	$L_1=11.024\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-4114.3p}$
	200	62.6	88.3	178.1	212.0	
	225	59.6	88.3	169.1	212.0	
	236	57.6	88.3	168.4	212.0	
530	200	71.8	83.8	204.3	238.2	$L_1=10.400\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-4622.8p}$
	225	68.8	83.8	195.3	238.2	
	236	67.2	83.8	191.0	238.2	
	250	65.1	83.8	185.2	238.2	
550	200	78.3	90.2	222.6	256.5	$L_1=10.021\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-4978.3p}$
	225	75.3	90.2	213.6	256.5	
	236	73.6	90.2	209.3	256.5	
	250	71.6	90.2	203.5	256.5	
570	225	81.9	96.9	232.6	275.5	$L_1=9.186\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-5924.6p}$
	236	80.3	96.9	228.3	275.5	
	250	78.3	96.9	222.5	275.5	
	265	76.0	96.9	216.0	275.5	
	280	73.5	96.9	209.0	275.5	
600	225	92.4	107.4	262.4	305.3	$L_1=9.670\frac{d^2}{\beta}\sqrt{\frac{1}{p}}$ $L_2=\frac{1}{\beta}\sqrt{1440d^2-5346.9p}$
	236	90.8	107.4	258.1	305.3	
	250	88.7	107.4	252.3	305.3	
	265	86.4	107.4	245.7	305.3	
	280	84.0	107.4	238.8	305.3	
	300	80.5	107.4	229.0	305.3	

表中の記号の説明

L_1：オイラーの式の場合の限界座屈長さ（cm）

L_2：ジョンソンの式の場合の限界座屈長さ（cm）

d：ピストンロッド径（cm）

β：ピストンロッドの材端条件

p：油圧シリンダ閉側リリーフ設定圧力（kgf/cm²）

3-2 圧着装置

3-2-1 一　　般

1. ダム用ゲートの圧着装置は，扉体と水密部を確実に圧着させ，水密を確保できるものとし，また開閉操作時には確実に離脱できる構造とする。
2. 圧着装置は，耐久性，操作性に優れ，点検・整備の容易な構造でなければならない。

【解　説】

1. ラジアルゲートおよびローラゲートの水密方式は，大別して次の方式に分類される。

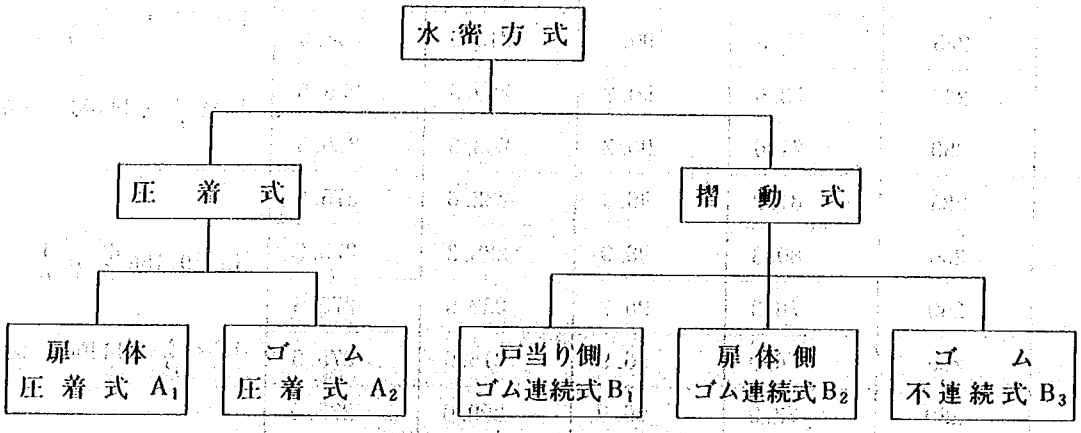


図3.2.1-1　水密方式の分類

2. 圧着装置（A_1, A_2）

圧着装置は戸当り側に額縁状に水密ゴムを取り付け，扉体を圧着機構を用いて押しつける扉体圧着式（A_1）と，水密ゴム背面に加圧して水密ゴムをスキンプレート面に押しつけるゴム圧着式（A_2）がある。（図3.2.1-2,3）

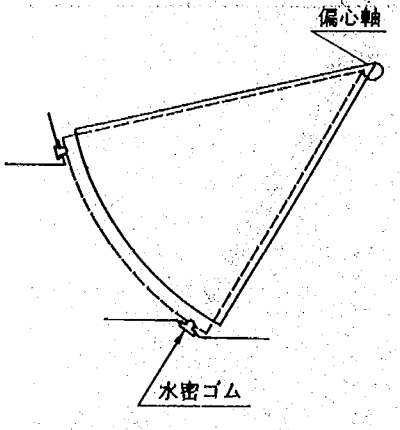


図3.2.1-2　扉体圧着式 A_1

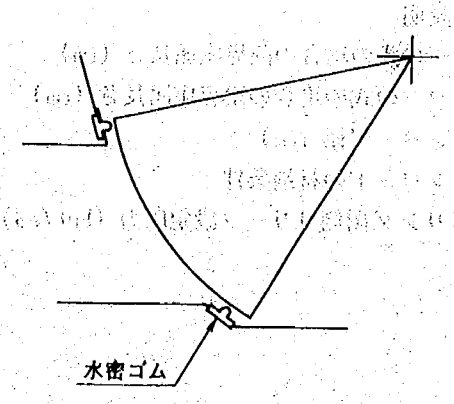


図3.2.1-3　ゴム圧着式 A_2

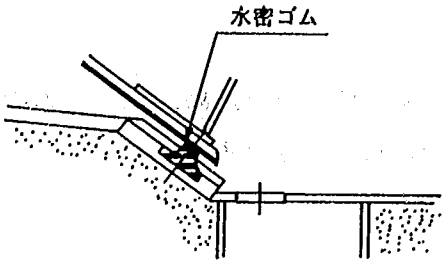


図3.2.1-4　水密ゴム開放状態

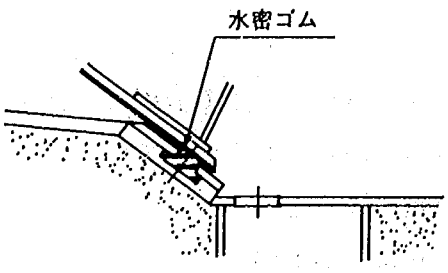


図3.2.1-5　水密ゴム圧着状態

3．圧着装置は，常時水圧による受圧状態にあり大きな荷重が作用している。また放流時には，噴流水を被り腐食しやすい場所に設置されているため耐水性および耐久性に優れた材料，部品を使用しなければならない。

4．圧着装置は，放流時に圧着を解除しゲートを操作するが緊急時にゲート操作が速やかにできるよう操作性の優れたものでなくてはならない。

5．圧着装置は，戸当り部または主ローラ軸部，ラジアルゲートトラニオン軸部等の常時点検が困難で危険な位置に設けられている。作業の安全性を考慮し，保守管理が簡単に出来る構造としなければならない。

3-2-2　圧着用駆動装置

圧着用駆動装置は，水圧荷重の変化ならびに温度変化に応じて所定の水密を保ち，安定したゲート操作が行えるものでなければならない。

【解　説】

1．圧着量は水圧荷重による脚柱の圧縮，温度変化による扉体の伸縮等によって，漏水しない量としなければならない。

圧着量の決定の要因には，次のようなものがある。

(1) 水圧荷重によるもの
- ① 扉体脚の圧縮歪量
- ② 扉体主軸の変形量
- ③ 基礎材の変形による主軸の移動量
- ④ 扉体，主桁，補助桁の変形量

(2) 温度変化による扉体（脚）の伸縮量

(3) 製作，据付精度によるもの
- ① 扉体半径（スキンプレート表面）の仕上がり精度
- ② 主ローラとスキンプレート表面の仕上がり精度
- ③ 戸当り半径の仕上がり精度
- ④ 戸当りの真直度
- ⑤ 戸当り水密面の平面度

⑥ 水密ゴム頭部の仕上がり精度

⑦ トラニオンピン中心のずれ

しかし，製作据付精度によるものは，据付後変動する値でないため，水密ゴムの調整により吸収できるものである。したがって圧着量は，次の項目により決まる。

① 水圧荷重によるもの

② 温度変化によるもの

③ 水圧変動によるコンクリート構造物の挙動によるもの
（数値的に算出できないので圧縮量の余裕として見込む）

2. 圧着方式には，図3.2.1-1水密方式の分類に示すように扉体圧着式とゴム圧着式がある。

(1) 扉体圧着式は，戸当り側の水密ゴム面に扉体を移動させることにより水密を行うもので，圧着量の変化に対し調整可能な構造としている。

① 扉体圧着方式は，主軸（偏芯軸）または偏芯輪を油圧シリンダで回転させることにより扉体を戸当り側の水密ゴムに圧着，離脱させる機構が一般的である。

② 扉体圧着装置は，主軸中央部に配置した圧着用シリンダおよびラックかみ合式ロック機構から構成されており圧着用シリンダで圧着駆動用レバーを動かし主軸（偏芯軸）を回転させる方法としている。(図3.2.2-1)

③ 軸（偏芯軸）は，圧着時において，デッドポイントとならないように位置決めをしている。よって，水圧荷重により主軸には，逆転力が作用し，ゲートが自然に離脱する方向に動こうとする。この離脱現象に対応するためにゲート圧着時にはロック機構を用いてゲート離脱を防止している。

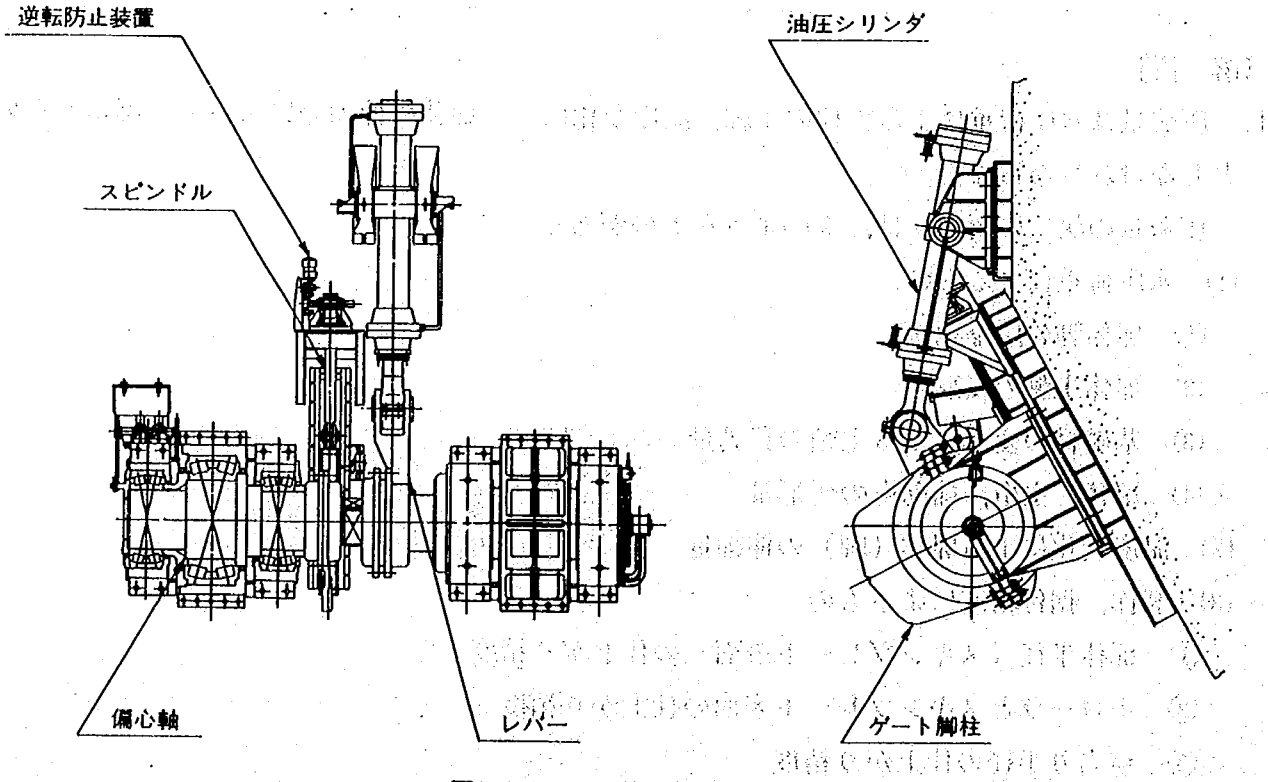


図3.2.2-1 扉体圧着装置

(2) ローラゲートの圧着装置は，設置場所が狭く複雑な機構を設けることが困難であるため，

油圧シリンダの代わりに電動スピンドル装置を使用する例が多い。油圧式の圧着装置としては，振動防止，ずり落ち防止を目的に数台の油圧シリンダでゲートの主ローラを下流側の戸当りに押しつける方法がある。ローラゲートの圧着装置の例を図3.2.2-2に示す。

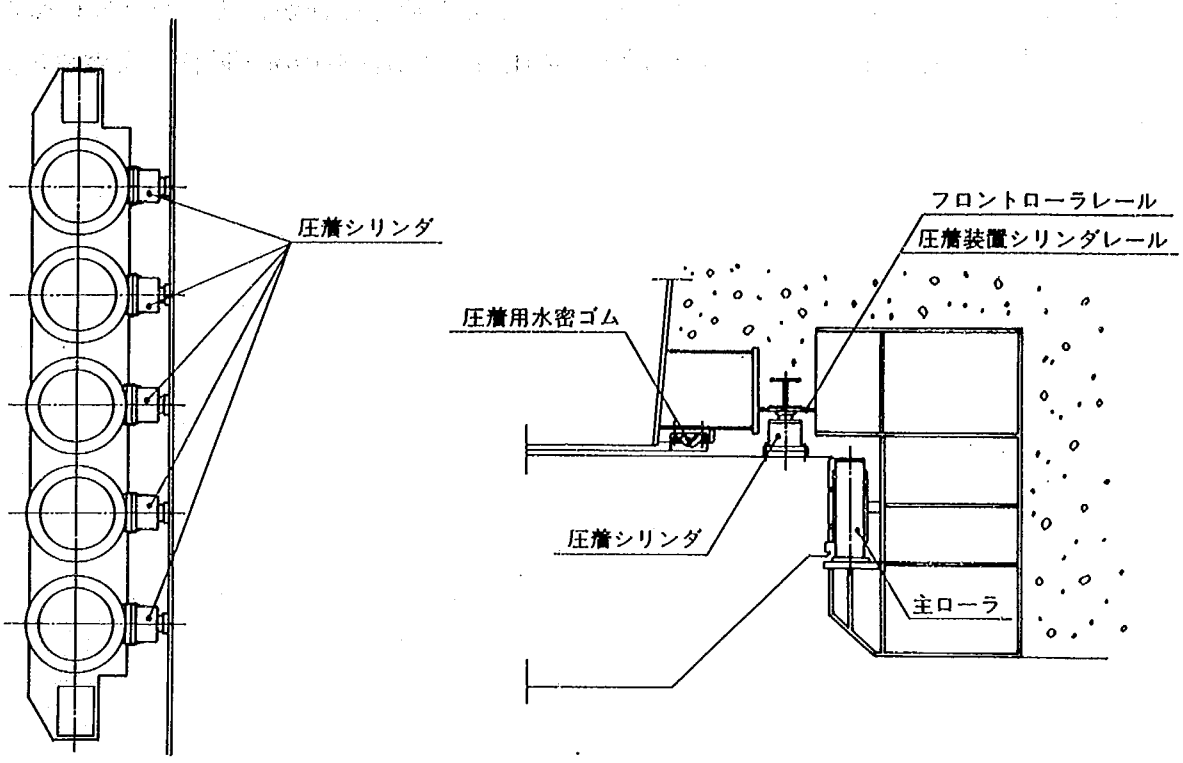


図3.2.2-2　高圧ローラゲート扉体圧着装置の一例

(3)　ゴム圧着式は，水密ゴムをダム水圧を利用し膨張させ水密を行うもので，ダム水位の変動による圧着量の変化に対し追随可能な構造としている。

1)　ゴム圧着方式は，戸当り側に設けた水密ゴム背面に，圧力水用チューブを設け，ダムの圧力水を充満させる事により水密ゴムを膨張させスキンプレート間との水密を行うものである。水密ゴムの使用例を図3.2.2-3に示す。

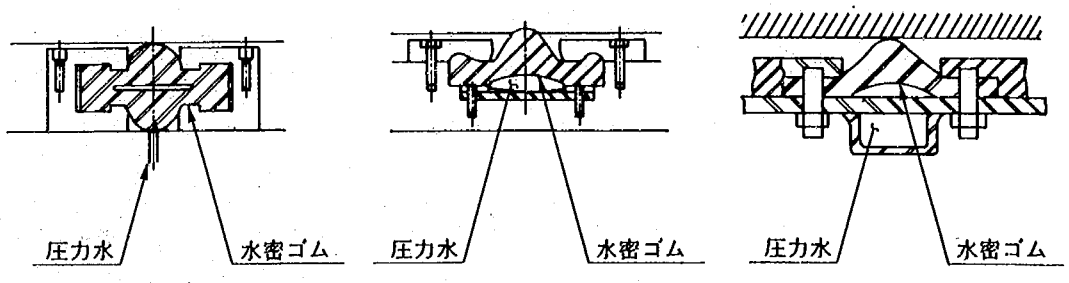


図3.2.2-3　水密ゴムの使用例

2)　ゴム圧着方式には，種々の方法があるが代表的方法を次に示す。

①　ダム圧力水で直接加圧する方式

水密ゴム背面の圧力水用チューブへ直接ダム圧力水を充満する。

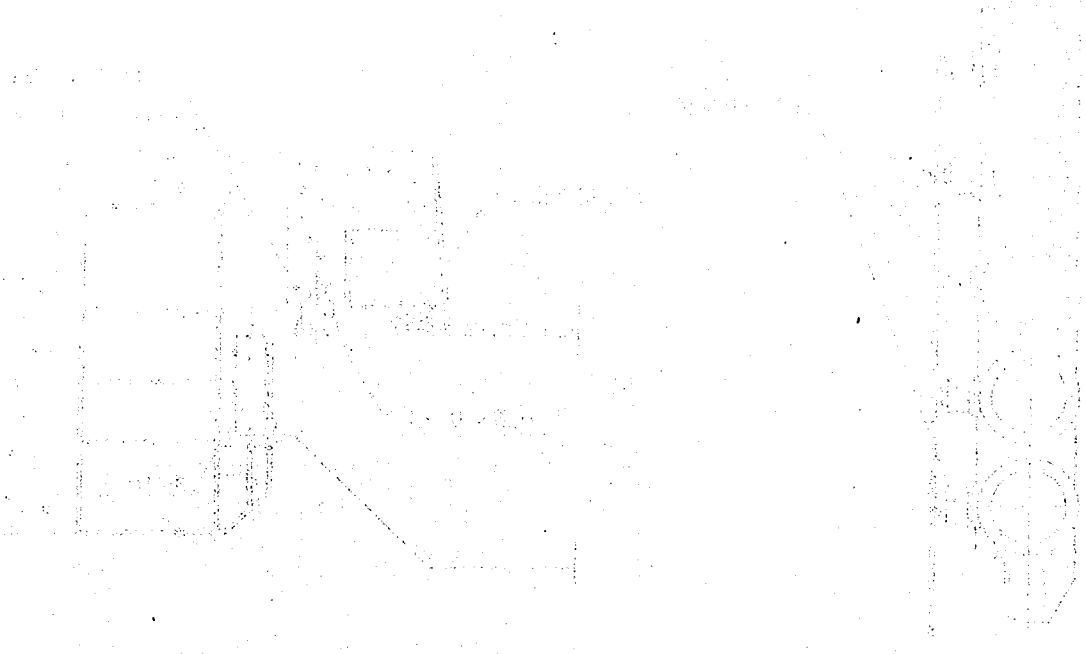
②　ダム圧力水より一定率加圧する方式

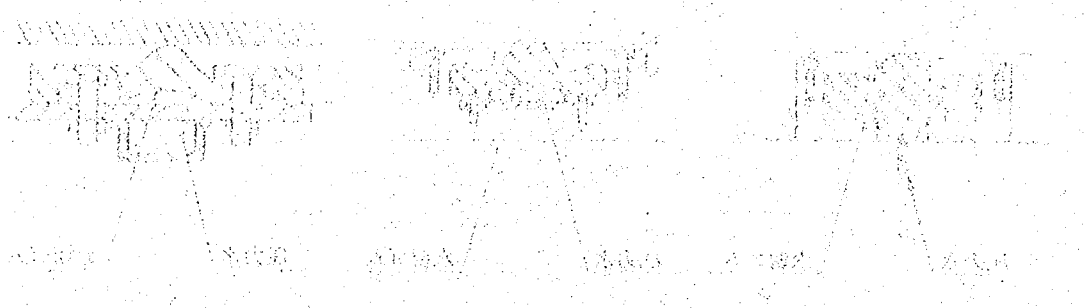
ダムの圧力水を利用して，アクチュエータで一定率加圧した圧力水を水密ゴム背面の圧力水用チューブへ充満する。

③ ダム圧力水より一定圧加圧する方式

ダムの圧力水を圧力タンクへ一旦留め，コンプレッサで加圧（可変）した圧力水を水密ゴム背面の圧力水用チューブへ充満する。

3. 扉体圧着方式は，圧着，ロック，ロック解除，圧着開放等操作が複雑になり操作時間を要す。圧着方式の選定に当たっては，放流計画時の圧着，圧着開放の所要時間を考慮する必要がある。





3-3 油圧ユニット

3-3-1 一　　般

1. 油圧ユニットは，信頼性が高く故障時においてもゲート機能に対し安全側に作動し，緊急操作が行える等の機能に優れたものでなければならない。
2. 油圧ユニットは，設置環境に適合し，耐久性のあるものでなければならない。
3. 油圧ユニットは，操作性に優れたものでなければならない。

【解　説】

1. 開閉装置（油圧式）における油圧ユニットの位置づけを図3.3.1-1に示す。図においても明らかなように，油圧ユニットは油圧シリンダ，機側操作盤とならび開閉装置（油圧式）を構成する3大要素の1つである。

中でも，油圧ユニットは構成機器，部品数が多く，過去の故障調査においても最も故障率が高くなっており，開閉装置（油圧式）全体の信頼性を高めるには，油圧ユニットの信頼性の向上を図ることが極めて重要である。

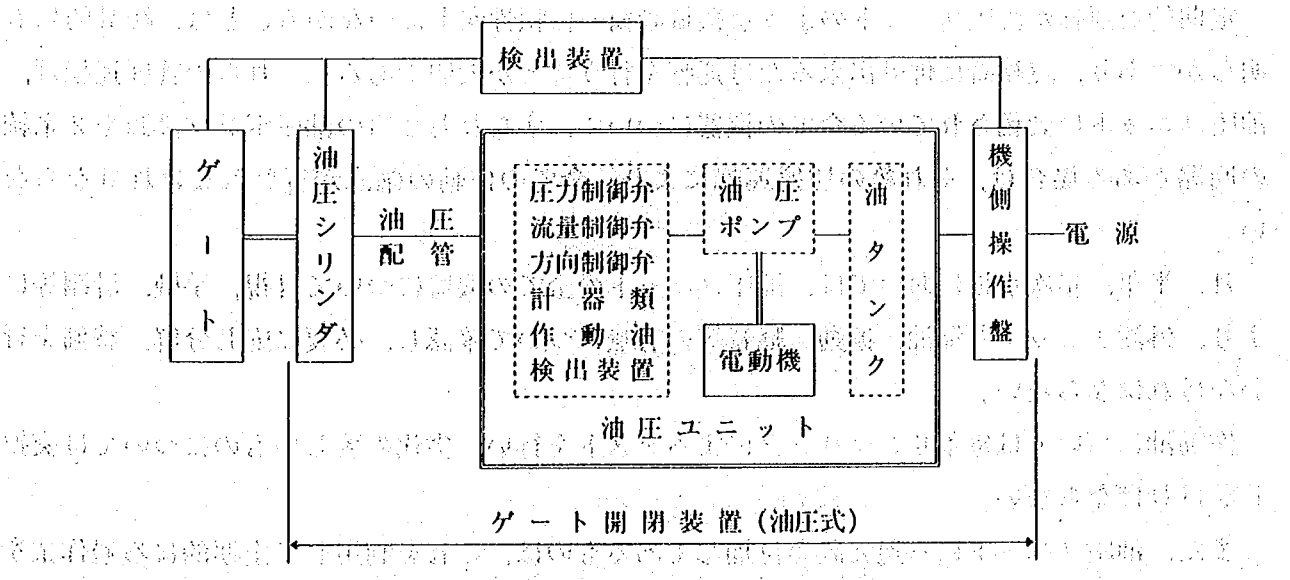


図3.3.1-1　開閉装置（油圧式）の構成概念図

2. ダム用ゲートは，洪水時以外はあまり操作されることがなく，通常は待機状態にある。

このことは，一般的に適度に運転された方が，信頼性確保につながるとされる機械装置にあって，ダム用ゲート開閉装置は，信頼性確保を図る上で非常に不利な領域にある設備としてとらえる必要がある。

また，ゲート操作は少ない人員で行われ，地理的にも短時間に製造者やメンテナンス業者の専門技師のサービスを得られない地域にある特殊性を備えている。

加えて，ゲート操作の重要性を考えると，開閉装置（油圧式）の中で，最も重要な機械装置である油圧ユニットは，他用途以上に信頼性確保を考えた設計がなされ，高信頼性を備えた部

品構成であり，フェイルセーフ，フォールトトレラント等の機能に優れたものであることが要求されることになる。

3．油圧ユニットの信頼性確保には，設計的配慮が最も重要であり，ゲート操作機能に要求される最小の装置，部品構成とすることが大切である。例えば，ポンプのアンロード回路についても小型で電動機負荷に問題のないものは省いた方が信頼性が向上し，ゲート開度保持装置についても放流量調節と油圧シリンダのリーク量との関係でシビヤな開度保持が要求されるもの以外は，設けない方が信頼性向上につながる。

高機能の要求は，それだけに装置としての補完を必要とし，併せて制御系の追加，バックアップ装置の必要に迫られ，設備の肥大化と信頼性の低下につながることが多く，十分な検討が必要である。

4．油圧ユニットの構成機器は，各機器に要求される圧力，流量，作動に対し，適切にバランスのとれた機器選定を行う必要がある。

油圧ユニットのコンパクト化や経済性を重視した性能ぎりぎりの機器選定は，損失の増大や寿命の低下につながり，装置全体の信頼性の低下を招くことになるので注意を要する。

5．油圧ユニットは，油圧機器，電気機器および計器類の集合体であり，ゲート操作時に確実に起動し，所定の機能を果たすためには，定期的な管理運転と点検・整備により，絶えずその機能維持に努めることが不可欠である。

定期的な運転が油圧ユニットのような機械設備の信頼性向上につながることは，統計的にも明らかであり，点検時に併せ出来るだけ運転を行うことが大切である。これらの管理運転は，油圧ユニットに装備されている全ての機器について，すなわち２組の油圧ポンプ設備や２系統の回路がある場合は，それ等の切換運転により，全ての作動の確認が行われなければならない。

月，半年，年次点検においては，油圧ユニットの全ての機器について目視，手触，計測等により，外観チェックと漏油，振動，騒音等の有無について確認し，必要に応じ分解，整備を行わなければならない。

作動油については毎年サンプリングによるテストを行い，劣化の著しいものについては交換しなければならない。

また，油圧ユニットにろ過装置を付加してあるものは，これを利用して定期的にろ過作業を行い，作動油の性状維持を行い，故障の防止を図るものとする。

6．油圧ユニットは，耐久性のある装置であるが，設置後長期間が経過すると，ある程度の機能低下や老朽化による信頼性の低下は避けられず，また機器も陳腐化し，部品入手が困難になり，互換性も失われてくる。

このため，設置後１５年以上経過したものは，年次点検等による機能確認のほかに，故障の状況等に応じ精密点検による劣化の度合等の調査を行い，工場整備，あるいは設備の更新について診断を行うものとする。

3-3-2　油圧ユニットの構造

1．油圧ユニットは，ダム用ゲート開閉装置用として耐久性のある堅牢な構造のものでなければならない。
2．油圧ユニットは，操作性，安全性に優れた構造のものでなければならない。
3．油圧ユニツトは，点検・整備が容易な構造のものでなければならない。

【解　説】

1．ダム用ゲートの油圧ユニットは，基本的には2-6-7「油圧回路」に示す機器により構成されるが，ゲート機能によっては標準油圧回路に，さらに必要な回路を付加した機器構成がなされる。

これ等の機器で構成される油圧ユニットの基本的な構造は，図3.3.2-1および写真3.3.2-1に示すように，鋼製(ステンレス鋼)油タンクの背面側上部に電動機，油圧ポンプを配置し，油タンク上部前面側に設けた操作パネルに各油圧制御機器，計器類を取付け全体の保護と安全確保のため，これらを覆う前面扉付の鋼製カバーを設けたものとする。

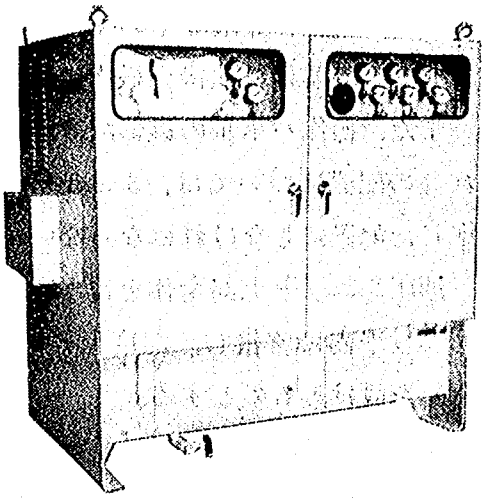


写真3.3.2-1　油圧ユニットの外観

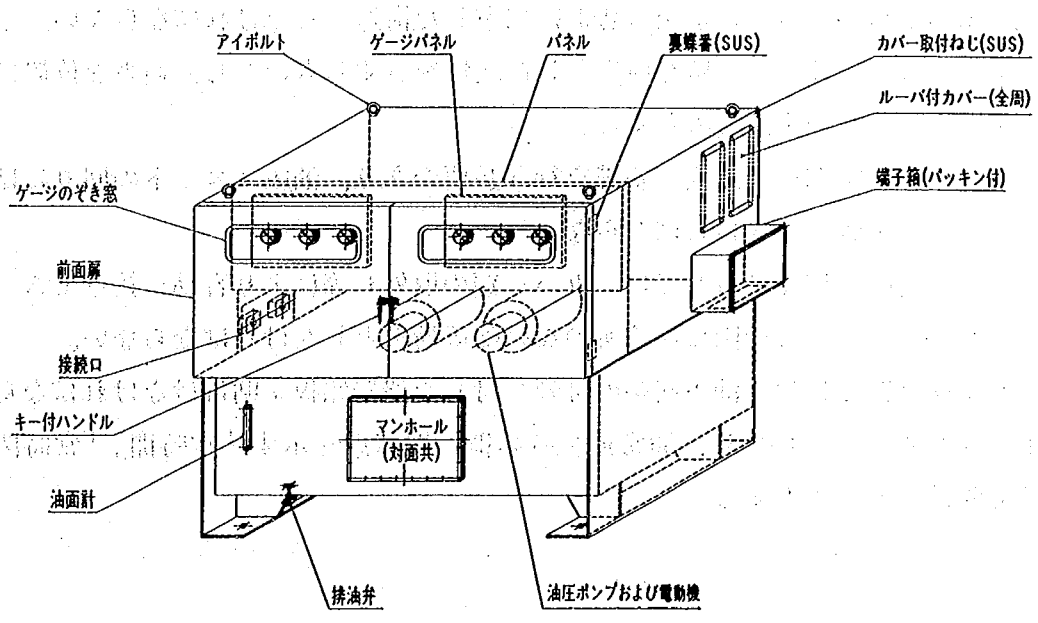


図3.3.2-1　油圧ユニットの基本構造

2．油圧ユニットを構成する各機器および計器類は，使用実績に基づく信頼性に優れたものとし，市場性，互換性に優れたものでなければならない。

油タンクおよび各機器を取付ける鋼板製フレーム，カバー類は剛性に優れ，油圧ユニット運転時に振動の少ない構造としなければならない。特に，構造によっては，操作パネルが油圧機器と共振状態になり，パネル振動によるボルトの緩み，漏油発生の原因となるほか騒音発生に

つながるので，剛性のある枠組みパネル構造としなければならない。

3. 操作パネル前面に取付ける機器は，調整，操作監視が必要な圧力制御弁，方向制御弁，流量制御弁および計器類とし，その他の直接触れないところの機器はパネル背面に取付けるものとする。

圧力計は，パネル上部の見易い位置に，圧力スイッチは調整のし易い位置に，それぞれ集合して取付けるものとする。

4. 操作パネルに設けた各制御機器，計器類は，ゲート運転時に監視を行い，必要に応じ操作を行うものである。

操作が複雑で難解なものや，誤認しやすいものは思わぬ誤操作を引起す原因にもなるので，各機器，計器類は取扱い操作にも優れたものでなければならない。

また，操作パネルの機器配置が設備により異なる場合も誤操作を生ずる原因となるので，これ等の配置については，3-3-3「油圧ユニット」に示す標準油圧ユニットに揃えるか，これに準じた配置にしなければならない。

5. 油圧ユニット上部全体を覆う鋼製カバーの設置により，電動機，油圧ポンプ等の発熱が油圧ユニット内に蓄積し，温度上昇につながる恐れがあるので，鋼製カバーにはルーバ（よろい窓）を設けるものとする。

また設置場所によっては，鋼製カバー内に小動物，鳥，昆虫類が侵入するので，鋼製カバーの開部には必ず金網を取付けなければならない。

6. 油圧ユニット下部四隅部には鋼製脚を設け，油タンクと床面の間に空間を確保することにより，放熱と床面からの湿気による発錆防止に配慮した構造としなければならない。

油圧ユニットは，一体での運搬を前提とした剛性を有するものとし，適当な位置に吊り上げのためのアイボルトを備えたものとする。

7. 油圧ユニットは，定期的な点検・整備を行う必要があり，油圧ユニットの回りにはこのための十分なスペースを確保しなければならない。

油圧ユニット内の各機器に対しては，カバー類の取外し等により容易に接近でき，点検・整備に際し，死角，手入れ等の困難な箇所のない配置構造としなければならない。

8. 各機器および計器類には，油圧回路の付号を付した機器銘板を貼付けなければならない。また，ストップバルブについては，通常運転時の開，閉状態を示す「常時開」「常時閉」等の銘板も併せて取付けるものとする。

3-3-3 油圧ユニット

1. 標準油圧回路に基づく油圧ユニットの標準外形と参考寸法を図3.3.3-1および表3.3.3-1に示す。

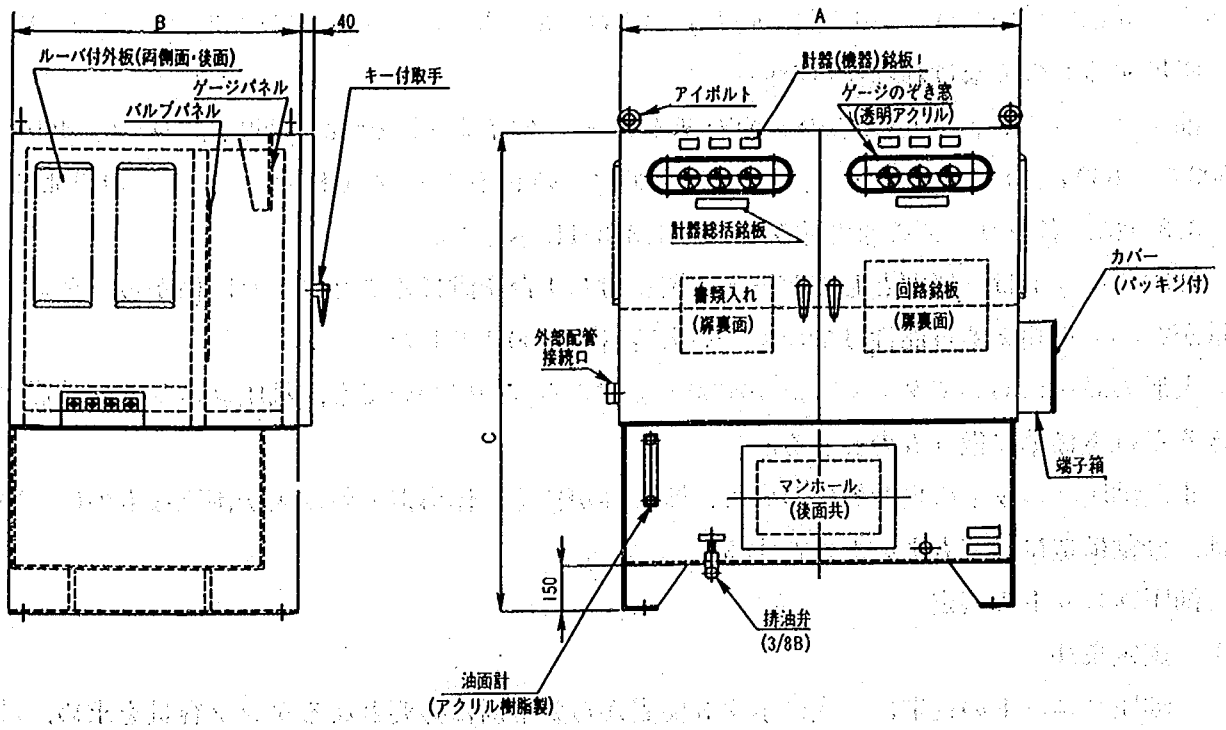


図3.3.3-1 油圧ユニット外形図

表3.3.3-1 油圧ユニットの参考寸法と概算重量

タンク容量(ℓ)		200	250	315	400	500	630	800	1,000	1,500	2,000
外形寸法(mm)	A	900	1,000	1,150	1,300	1,450	1,500	1,520	1,800	2,150	2,350
	B	700	800	850	950	1,000	1,100	1,250	1,300	1,500	1,800
	C	1,800	1,800	1,900	1,900	1,900	1,900	1,900	1,900	1,900	1,900
概算重量(kgf)		500	750	1,000	1,200	1,500	1,700	2,000	2,300	2,800	3,300

(注) 概算重量には，作動油重量は含まないものとする。

2. 標準油圧回路以外の油圧ユニットの外形も，本条に示す油圧ユニット標準外形に準ずるものとする。

3. 一台の油圧ユニットには，二組の油圧発生装置を装備することを原則とする。

【解 説】

1. ダムゲートの標準油圧回路を定めたことに伴い，これに対応する油圧ユニット構造についても外形，寸法のシリーズ化を行ったものである。

油圧ユニットは，ダム用ゲート開閉装置の信頼性向上のための検討結果を構造面に反映したものであり，これによる信頼性の向上と，油圧ユニット構造の標準化を図ることによる操作の標準化（フールプルーフ化），点検・整備の均一化へとつなげることを目的としたものである。

従って，今後設置される設備あるいは更新される油圧ユニットについては，本標準によるかまたはこれに準じた構造とすることにより，油圧ユニット構造を統一し，操作，点検・整備の均一化を図り，維持，管理，操作の容易化につなげることとした。

2. 本条は油圧ユニットの基本的な構造，機器配置および設備計画上の外形寸法を与えるものである。詳細については，2-6「開閉動力」および3-3「油圧ユニット」に記載される全ての条項を満足するものでなければならない。

3. 油圧ユニットは，一体構造のものを基本にタンク容量別に200ℓ，250ℓ，315ℓ，400ℓ，500ℓ，630ℓ，800ℓ，1000ℓ，1500ℓ，2000ℓの10シリーズを標準とし，その外形を図3.3.3-1に，各シリーズの参考寸法を，表3.3.3-1に示した。

油圧ユニットは，原則としてゲート1門に対し1台を設けることにした関係から，タンク容量が2000ℓを超える可能性は少なく，最大容量を2000ℓとした。

大形の設備においてタンク容量が2000ℓを超えるものについても，油圧ユニットの外形はできるだけ本標準に倣うものとする。

また油圧ユニットの更新等において，監査廊が狭く一体構造での搬入が困難なものについては，分割構造にしてもよいものとする。

4. 油圧ユニットの選定

(1) 選定条件

油圧ユニットの選定は，次に示す3要素から要素別に必要となるタンク容量を求め，最大となるタンク容量により油圧ユニットの大きさを決定する必要がある。

① 許容油面変動量…運転時油タンク内の許容油面変動量
本条では許容変動量をタンク容量の1/3とした。

② 積載可能電動機…油圧ユニットの寸法上の制約から定まる積載可能な最大の電動機。

③ 油温上昇限界ポンプ軸入力（kW)…作動油の温度が運転前の温度から，作動油の使用限界温度（55℃）に達するまでのポンプ許容限界軸入力。

(2) 選定方法

表3.3.3-2に参考として油圧ユニットの選定表を示した。この場合の油圧ユニットの仕様，運転条件は，以下のとおりとしているのでこれ等の条件と異なる場合は，同様の方法により別途検討して選定する必要がある。

① 油タンクの許容油面変動量については，ゲート開閉に伴う変動量（ピストンロッドの移動に伴う変動量）のみを対象とする。

② 油圧ユニットに積載する油圧発生装置は2組とし，油タンク上面は2組の油圧ポンプ，電動機を積載できる床面積を有するものとする。

③ 油温上昇限界ポンプ軸入力は，許容油温上昇値，運転パターン，軸入力損失率をそれぞれ次のように仮定して算出したものである。

1) 許容油温上昇値（Δt)

運転により油圧ユニットに許容される油温上昇値は，次式によって求められる。

$$\Delta t = Th - To \quad \cdots\cdots (3.3.3\text{-}1)$$

ここに，Th ：作動油使用限界温度（55℃）

To ：運転前作動油温度（油圧ユニット設置場所の温度℃）

表3.3.3-2の選定表においては，運転前作動油温度を最大で25℃と仮定し，許容油温上昇値を30℃とした。

2） 運転パターン

［２Ｈ運転］：１時間上昇運転，１時間下降運転

開閉装置（油圧式）を用いたゲート揚程は，一般的に10ｍ以下であり，開操作または閉操作を連続して行った場合でも，運転時間は１時間以内である。

また，流量調節を行うゲートについても，一般産業機械のように運転が連続されることはなく断続運転であり，それも運転時間に比較すると休止時間の方が長く，一般のゲートについては連続運転として設計する必要はないと考えられる。

従って，温度上昇に影響する運転パターンについては，このような断続運転と，ゲートの開閉運転を継続して行い各部点検，確認を行う点検操作に対しても支障を来たさない「２Ｈ」運転とした。

3） 軸入力損失率（熱損失率）

① 上昇時軸入力損失率：$\alpha_1=0.3$（軸入力の30％）

② 下降時軸入力損失率：$\alpha_2=0.5$（軸入力の50％）

熱損失についてはゲート上昇の場合，定格圧力時の軸入力の70％が有効に使われ，30％が損失として熱に変わるものと仮定，同様に下降の場合は，標準油圧回路で閉側（シリンダヘッド側）に設けられている圧力制御弁の設定値に軸入力が支配されるため，この設定値を定格圧力の50％と仮定した上，下降の場合は自重降下可能であるから，この軸入力はそのまま熱損失に変わるものとして算定した。

表3.3.3-2に示す選定表は，許容油温上昇値，運転パターンおよび軸入力損失率をそれぞれ上記のように仮定した場合のものである。従って，これ等の条件が異なる場合の許容軸入力は式3.3.3-2に示す一般式を用いて算出するものとする。

$$\Delta t=\frac{Q}{K\cdot A}\left(1-e^{-\frac{h}{T}}\right) \quad \cdots\cdots (3.3.3\text{-}2)$$

但し，$T=\dfrac{\Sigma G\cdot C}{K\cdot A}$

$Q=860\times P\cdot\alpha$

$\alpha=1/2(\alpha_1+\alpha_2)$

ここに，Δt ：ｈ時間後と初期の温度差（℃）

Ｇ：温度上昇する各部の容量（油と油タンク）（kgf）

Ｃ：温度上昇する各部の比熱（kcal/kgf℃）油：0.45，鉄：0.11

ｈ：経過時間（h）

Ｋ：油タンクの放熱係数（kcal/㎡.h.℃）Ｋ＝10

Ａ：油タンクの放熱面積（㎡）

T：時　定　数

Q：入　熱　量（kcal/h）

P：油圧ポンプ軸入力（kW）

α：平均軸入力損失率

α_1：上昇時軸入力損失率

α_2：下降時軸入力損失率

表3.3.3-2　油圧ユニット選定表（参考）

油タンク容量（ℓ）	許容油面変動量（ℓ）	積載可能電動機（kW×台数）	許容油温上昇値を30℃とした場合の許容ポンプ軸入力 2H運転（kW）
200	66	2.2× 2	5.2
250	83	3.7× 2	6.4
315	104	5.5× 2	7.8
400	133	7.5× 2	10.0
500	166	11 × 2	12.4
630	209	15 × 2	15.1
800	266	22 × 2	18.6
1,000	333	37 × 2	23.0
1,500	499	45 × 2	33.4
2,000	666	75 × 2	43.1

(3)　油圧ユニット選定例

1)　次に示す開閉装置用の油圧ユニットを選定する。

①　油圧シリンダ：シリンダチューブ内径：ϕ500mm

ピストンロッド外径　：ϕ180mm

ストローク　　：4000mm

数　　量　　：1本

②　開閉速度：0.3m/min

③　定格圧力：140kgf/cm²

④　油圧発生装置：2組

⑤　電　動　機：15kW　1000rpm　2台

⑥　油圧ポンプ：吐出量38ℓ/min

定格圧力時の必要軸入力12.2kW

2)　表3.3.3-2 油圧ユニット選定表より，各選定要素に対応する油タンク容量を以下のように求め，最大必要となる油タンク容量を選定する。

①　作動油変動量→315ℓタンク（許容油面変動量104ℓ）

$$Q=\frac{\pi}{4}\times18^2\times400\times\frac{1}{1000}=102\ (\ell)$$

② 積載可能電動機→630ℓタンク（15kW×2台迄積載可能）

油圧発生装置は2組装備されており，15kW電動機2台が搭載可能な大きさのものでなければならない。

③ 油温上昇限界ポンプ軸入力（2H運転)→500ℓタンク（軸入力12.4kW迄可）

ポンプは通常1台のみ運転されその場合の必要軸入力は12.2kWであるから，油温上昇から12.2kW以上の軸入力が許容されるものでなければならない。

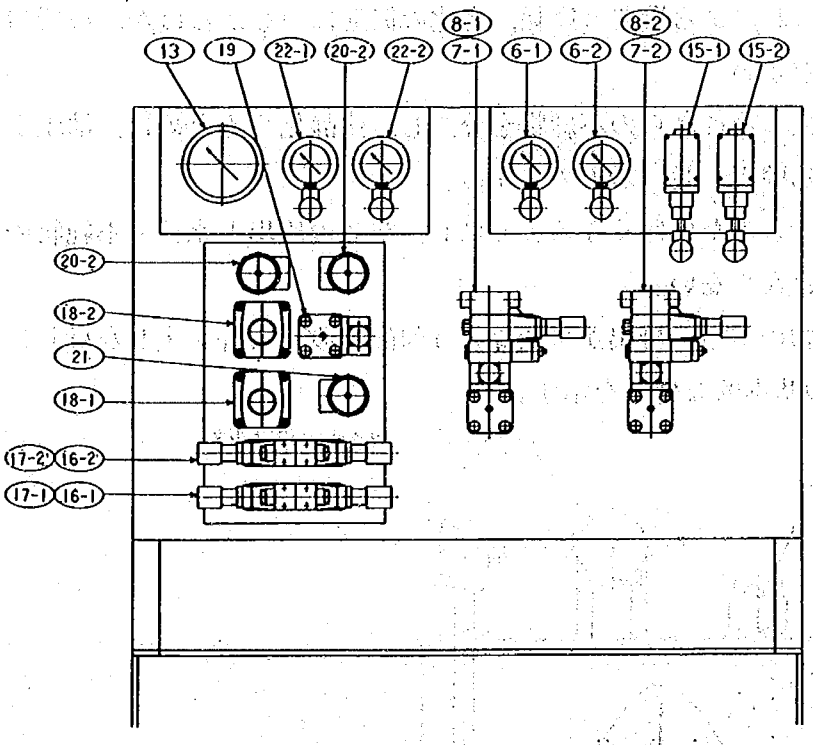
以上により，15kW電動機2台が積載可能なタンク容量630ℓの油圧ユニットを選定する。

5. 操作パネル前面に取付ける各機器，計器類は，ゲート操作あるいは点検時においてこれによる監視，操作，調整を行うものであり，これらの配置は一連の作業に適したものでなければならない。

また，これらの機器配置が設備によって異なると，思わぬ誤操作を招く恐れがあり，何処の設備であっても統一された配置にしておく必要がある。

油圧ユニットで標準油圧回路とした場合の操作パネル前面の機器配置は，図3.3.3-2に示す通りとする。標準油圧回路でないものについても，これに準じた配置にすることが望ましい。

図3.3.3-2における機器番号は，標準油圧回路図に示す番号による。



記号	機器名称
6	圧力計
7	逆止弁
8	主回路圧力制御弁
13	温度計
15	圧力スイッチ
16	方向制御弁
17	パイロットチェックバルブ
18	流量制御弁
19	圧力制御弁
20	ストップバルブ
21	ストップバルブ
22	圧力計

図3.3.3-2 操作パネル前面の機器配置

6. 油圧ユニットにおける外部配管との接続位置，端子箱，ドレーンバルブ，注油口等については，設備により開閉装置室内の配置が異なるので，これに合せ変更できるものとする。

3-3-4 油タンク

1. 油タンクは，空気分離，水分離，放熱等の機能に優れ，堅牢な構造で容量的にも十分なものでなければならない。
2. 油タンクは，取扱いに優れ，メインテナンスが容易な構造のものでなければならない。
3. 油タンクの使用材料は，ステンレス鋼板を原則とする。

【解　説】

1. 油タンクは，油圧装置に必要な作動油を貯留する以外に，外部の汚染から作動油を保護したり油温を調節する等，油圧ユニットの作動状態を良好に維持するための機能を持つものである。

油タンクはその構造により大気開放形タンクと密閉形タンクがある。

大気開放形は，一般に最も多く使用されているもので，油タンク内の空気がエアブリーザを通して大気に通じ，油タンク内の圧力を大気圧とほぼ同じに保つものである。

密閉形タンクは外気中にゴミ，水分，砂塵等作動油に有害な物質が多い所で，その混入を防ぐため外気とを完全に遮断した構造で，特殊な環境下で使用される油圧ユニットに採用される。

ダム用ゲートの設置場所は，比較的塵埃の少ない環境であることから，油タンクは大気開放形を採用するものとする。

2. 作動油中には長期間の使用によって空気，水分，生成スラッジ，金属粉，パッキン粉，塗装粉，塵埃等の不純物が混入し，これによる機器の摩耗，劣化の促進につながるほか，機器の作動不良，漏油の原因になることが多い。

油タンクには，作動油中に混入したこれらの不純物を分離し，沈静化するために，油圧ポンプの吸込側と戻り側を分離する隔壁板を設けるものとする。

また油タンク内の循環流速はできるだけ遅くなるようにし，空気の放出と水分や不純物の沈澱が促進される構造としなければならない。

油タンク底部は，水分，沈澱物の集積，排出が可能なよう勾配を設ける等工夫しなければならない。図3.3.4-1に油タンクの基本的な構造を示す。

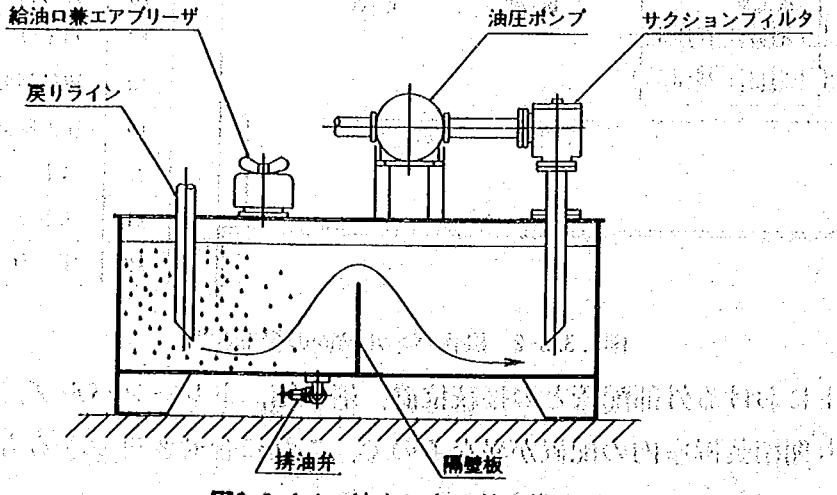


図3.3.4-1　油タンクの基本構造

3. 作動油は，油圧回路内を循環する際，油圧ポンプや各種制御弁を通過する時の抵抗による損

失圧力が，熱エネルギーに置換されるため油温上昇を伴う。

油温があまり高くなると，作動油は粘性低下を来たし漏油の増大，潤滑性能の低下，あるいは作動油自身の酸化を促進し，使用不能に至ることもある。

このため油タンクは，所定の運転条件下での発熱に対し，十分な容量と放熱面積を有し，温度上昇を一定以内に保つ大きさのものでなければならない。

4. 油タンクは，上述のような目的以外に，上面板は電動機，油圧ポンプ等の設置部あるいは操作パネルの取付部ともなるので，堅牢でかつ剛性の高いものでなければならない。

一般的には，板曲げ加工と全周溶接構造により製作した矩体形状とする。また，溶接部は，漏洩等の生じないよう水密溶接としなければならない。

5. 従来，油タンクは，普通鋼板で内面は耐油性塗装を施した構造のものの使用例が多いが，この場合，油面より上位部は，湿気，結露水の付着，またタンク底部は分離水の滞留等により塗膜が剝離し，発錆するのみならず，塗膜の剝離片が作動油中に混入し機器の作動不良の原因となることもある。特に発錆は作動油の酸化を促進することにもなり好ましくない。

ゲート設置場所は，湿気の多い所が多くこのような問題の解消を図るため，油圧ユニットの油タンクは，ステンレス鋼板の使用を原則とし，信頼性の向上と維持管理の簡素化を図るものとする。

6. 油タンクには，図3.3.4-2に示す装備品を設けなければならない。

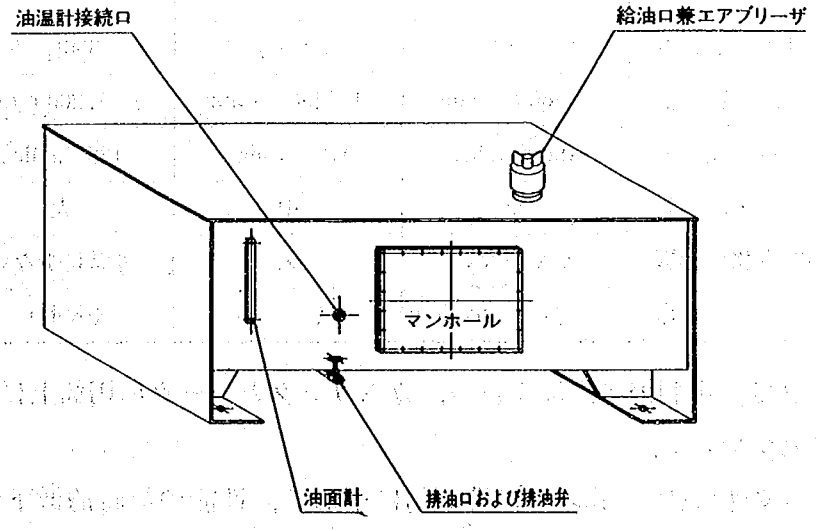


図3.3.4-2 油タンクの装備品

(1) マンホールはタンク内の点検・手入れに使用するもので，原則として前面，後面の2個所設けるものとし，必要に応じ側面にも設けるものとする。

(2) 油面の変動，温度変化により，タンク内の圧力が外気圧に対し変化しないようタンク上面板にエアブリーザを設けるものとする。一般的には給油口と兼用する構造のものとする。

(3) 油面計および油温計は，油タンク正面の視認しやすい箇所に取付けるものとする。

また，油面計は油面の全変化量が見える高さのものを用い，内部に浮子を入れて油面を見やすくしなければならない。

油面計は，棒状のガラス管または透明アクリル樹脂のものが一般的である。この場合，衝突等により破損しないよう保護板を設けるものとする。

3-3-5 油圧ポンプ

1. 油圧ポンプは，2-6「開閉動力」に示す油圧力および油量を連続的に吐出できるものでなければならない。
2. 油圧ポンプの形式は，使用実績が多く，信頼性に優れるものでなければならない。

【解 説】

1. 油圧ポンプは，電動機等の動力によって作動油に圧力と流量の流体エネルギを与えるものである。油圧ポンプは容積形ポンプが一般的で，構造的にはベーンポンプ，歯車ポンプ，ピストンポンプ等がある。また吐出量により定容量形と可変容量形に分類される。

ダム用ゲートは，開閉速度が一定のため定容量形の採用が一般的であり，ポンプ構造としてはベーンポンプの使用実績が最も多く，歯車ポンプも一部採用されている。

ピストンポンプは，210kgf/cm²以上の高圧の適しているところから，ダム用ゲートへの適用例は少ない。

表3.3.5-1に油圧ポンプの一般的な比較を示す。

表3.3.5-1 油圧ポンプの比較

構造 / 項目	ベーンポンプ	歯車ポンプ	ピストンポンプ
最大吐出圧力	175kgf/cm²	250kgf/cm²	350kgf/cm²
吐出容量	1~600 ℓ/min	1~450 ℓ/min	5~1,200 ℓ/min
吸込能力	150 (mmHg)	175 (mmHg)	125 (mmHg)
騒音・脈動	小	中	大
粘度変化の影響	やや少ない	大	非常に少ない
寿命	長い	長い	やや短い

(1) ベーンポンプは，小判形の内筒を持つ，カムリングとロータの円筒上に埋込まれたベーン等より構成されている。

ベーンポンプの特徴は，ポンプ容量の割に小形で，性能の経時的低下が緩慢で寿命が長い，種類も豊富で汎用性がある等の理由から，ダム用ゲートの油圧ポンプとしても従来から最も多く使用されている。

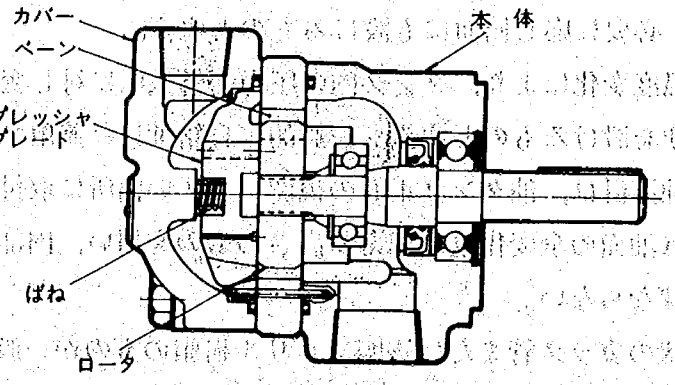


図3.3.5-1 ベーンポンプの構造

図3.3.5-1 にベーンポンプの構造を示す。

(2) 歯車ポンプは，1組の歯車がケーシングの中で回転し，ポンプ作用をするものである。

歯車ポンプは，高圧，高速化していくにつれ内部油漏れが多くなり，歯車も高い強度と精度が必要となるため，一般的には70～100 kgf/cm²程度の圧力で使用されるものが多い。

吐出圧力によって側面の隙間を自動的に調節する機構を備えた形式のものは，最高圧力 140 kgf/cm²～175kgf/cm²迄使用できるものもある。

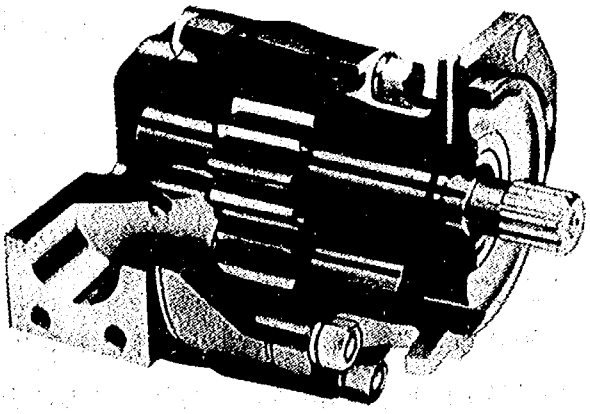


図3.3.5-2 歯車ポンプの構造

歯車ポンプは，噛合部の容積変化により閉込部の圧力が高くなるため，高圧，高速になる程，騒音，振動を発生し易い傾向にある。

図3.3.5-2に歯車ポンプの構造を示す。

(3) ピストンポンプは，ポンプ駆動軸とシリンダブロック軸との間に角度をもたせた状態で結合したもので，駆動軸の回転によりピストンに往復運動を与え，油の吸入・吐出を行うものである。

ピストンポンプは，シール部分が長く高圧ポンプとして適しており，一般に210kgf/cm²以上の高圧用として使用される。

ピストンポンプは，高圧で使用できポンプ効率が高く，高温，低粘度，高速運転に適する，作動油の汚染に強い等の長所を備えている。

一方，他の形式に較べ騒音が大きい，吐出圧力の脈動が大きい，ポンプ容量の比較して大形になる，割高である等の短所がある。

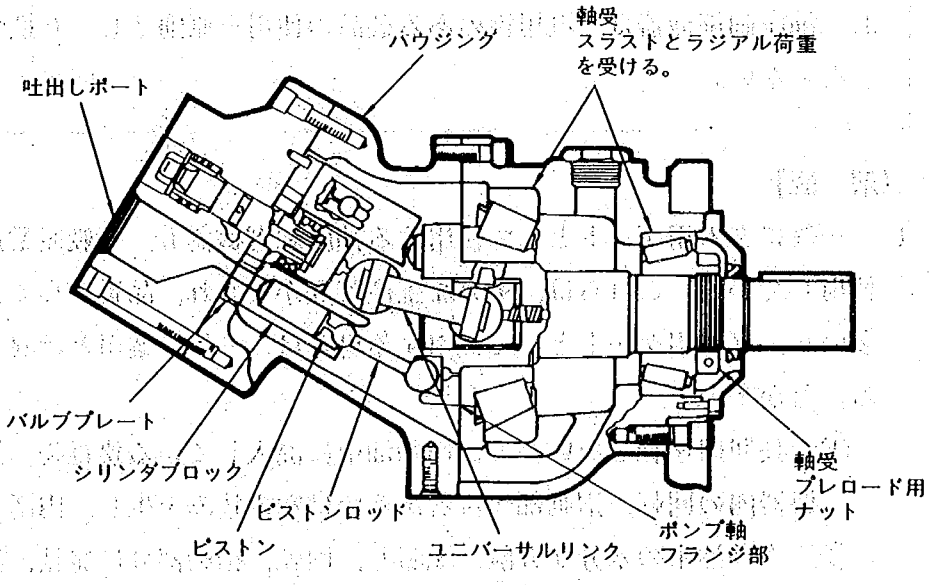


図3.3.5-3 ピストンポンプの構造

図3.3.5-3 にピストンポンプの構造を示す。

2. 油圧ポンプの故障例としては，焼付き，異常摩耗等が挙げられる。

焼付きについては，サクションフィルタの目詰りによる作動油の吸入不能によるもの，油圧ポンプの回転軸シール部分からの空気吸込みに起因するものが多い。

摩耗については，長期間運転による摩耗のほか，作動油に混入した異物による異常摩耗の促進等がある。

油圧ポンプは，高精度に仕上げられた精密加工品であるから，吸入側からの異物混入や，

フィルタの目詰りには特に注意しなければならない。従って，油圧ポンプの吸入側に設けるサクションフィルタは，油圧ポンプ吐出量の２倍以上のろ過能力を有するものとしなければならない。

ろ過粒度は，あまり小さ過ぎるとフィルタ部における圧力降下が大きくなり，油圧ポンプがキャビテーションを起こす原因となることから，一般的には100μm程度のものが多く使われている。吸込み負荷抵抗がポンプの吸込能力を超えると，油圧ポンプはキャビテーション現象を生ずる。

吸込み負荷抵抗は，(油の粘性によるサクションフィルタの抵抗)＋(油の粘性による吸込管の抵抗)＋(吸込み高さ) であり，この値を100mmHg程度以下に押える必要がある。

3．油圧ポンプと電動機の接続は，チェンカップリング等の可撓軸継手によるものとする。

3-3-6　油圧制御機器

1．本条での油圧制御機器とは，圧力制御弁，方向制御弁，流量制御弁，逆止弁および圧力スイッチ，圧力計等とし，何れも使用実績に基づく優れた耐久性を有し，信頼性の高いものでなければならない。

2．油圧制御機器は，構造的に簡素で，取扱操作，点検・整備が容易なものでなければならない。

3．油圧制御機器は，汎用性のある製品の使用を原則とし，互換性に優れたものでなければならない。

【解　説】

1．一般にダム用ゲートとして使用する油圧制御機器も，一般産業用として製品化されたものを使用している。これらは，十分な生産管理がなされ，品質が良く，信頼性も高く，使用実績も多いが，ダム用ゲートとして使用する場合は，一般産業用とは異なる次のような状況に置かれることが多い。

① 長期間運転しないため，作動油中に混入している狭雑物，生成物が分離，沈澱し，油圧機器内の回転，摺動部へ付着あるいは噛み込みを生じ，円滑な作動を妨げることがある。

② 作動油中の水分が分離，沈澱し，回転，摺動部分に発錆，錆付を生じさせ作動不良の原因となる。

③ 作動油中の空気が分離，滞留し運転時に異常音が発生したり，機器の異常動作を起こす原因となる。油圧シリンダのビビリ振動，スティックスリップによる断続動作も空気の滞留に起因することが多い。

④ 電磁方向制御弁，圧力スイッチ等の電気的機器については，摺動部，接触部の湿気，発錆による導通不良あるいは絶縁低下による機能低下等が生じる。

このようにダムゲートの油圧装置のトラブルは，常時稼働しないことに起因することが多い。

従って，ダムゲートの油圧装置に使用する油圧制御機器は，構造的に簡素なものとし，副次機能の故障のために主機能が阻害されない構造のものが望ましい。

また，その構造は，出来るだけ大形のものとし夾雑物が噛込みにくい，あるいは噛込み，固着が有った場合でも排除し易いものを選定する必要がある。

一般に調整，操作を伴う機器は，圧力制御弁，方向制御弁，流量制御弁，圧力スイッチ等であるが，機器によっては調整範囲が小さすぎる，小形すぎて扱いにくい，調整工具が必要であり簡単に操作出来ない構造のものもある。

また運転中に異常を来した場合や定期点検等において，機器を分解する必要を生じた時，機器があまりにも小形すぎる，複雑すぎる，複合化されている，埋込まれている等のため，簡単に分解整備が出来ないものもあり，その形式選定に注意する必要がある。

ダム用ゲートは，その社会的重要性から，緊急にトラブルを復旧しなければならない場合もあり，油圧制御機器は構造が簡単で操作，取扱い，調整，分解の容易なものとしなければならない。

2. 個々の機器は，緊急に交換する必要に迫られる場合がある。このため油圧制御機器への特殊仕様品の使用は極力避け，市場性に優れ，かつ互換性に優れた製品を使用しなければならない。

(1) 圧力制御弁には，回路内の圧力を設定値以下に保持するリリーフ弁，アンロード弁，カウンタバランス弁，減圧弁等があり，また回路内圧力が設定値に達すると回路の切換を行うシーケンス弁等がある。

このうち圧力制御弁として代表的なリリーフ弁は，油圧回路内の圧力を一定に保持して，電動機の過負荷防止やシリンダの推力を制御する弁で，①油漏れが少ないこと　②圧力オーバーライド特性が良いこと　③応答性が良いこと　④振動騒音が少ないこと等の性能が求められる。

また構造的にはバランスピストン形と直動形とがあり，一般的には圧力オーバーライド特性に優れたバランスピストン形が使用される。

図3.3.6-1にバランスピストン形の構造と作動原理を示す。

オーバーライド特性のよいリリーフ弁は，利用流量が多く回路効率もよいことになり，油圧回路内で消費される動的損失を減少させることにつながる。図3.3.6-2にバランスピストン形と直動形リリーフ弁の圧力オーバライド特性を示す。

(2) 方向制御弁は，弁の構造によりスプール形，ロータリ形，ポペット形等がある。一般的には，動きが直線的で操作機構が簡便であることから，スプール形が多く使用される。また，その操作方法により，手動，機械，パイロット，電磁，電磁パイロット操作方式等があるが，ダム用ゲートは，ほとんどの場合電気的押ボタン操作であることから，電磁切換方式が使用されている。電磁切換式方向制御弁は，流路を切換える弁と，弁を動かすソレノイド部から構成されるが，ソレノイド部が油中で動くウェット構造弁と，空気中で動くドライ構造弁とがある。

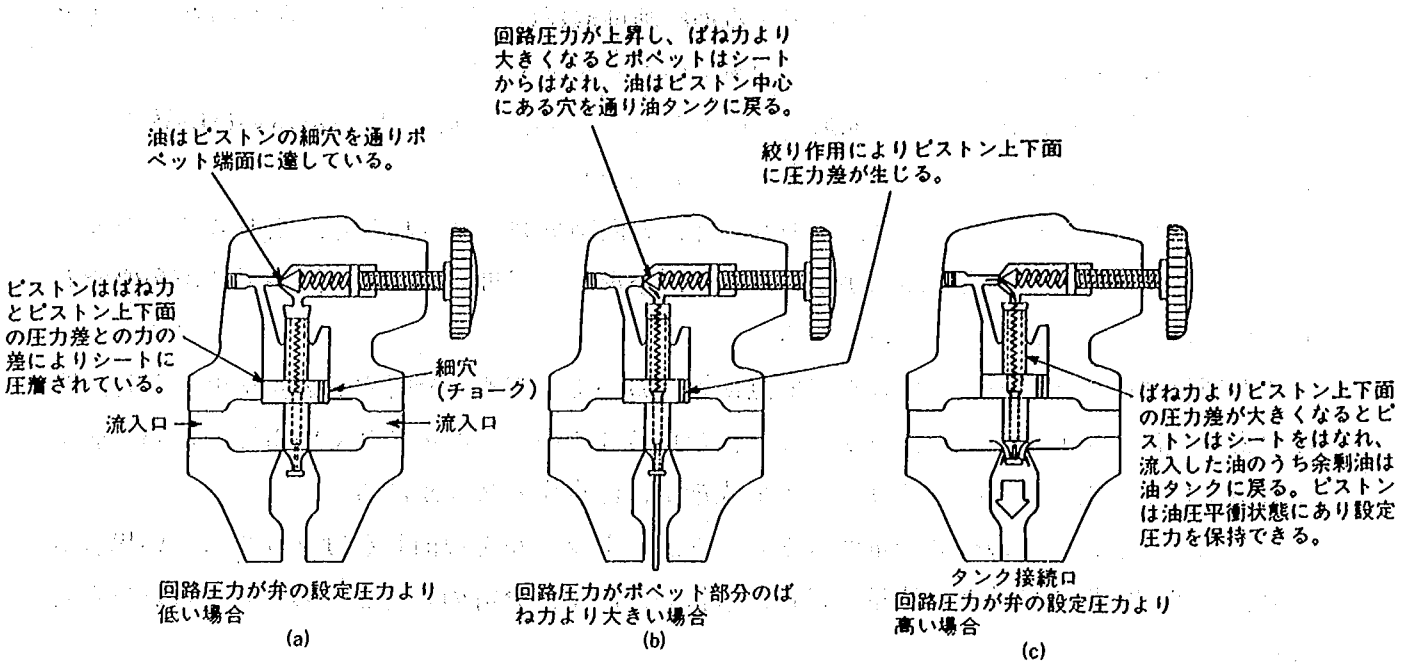


図3.3.6-1　バランスピストン形リリーフ弁の構造と作動原理

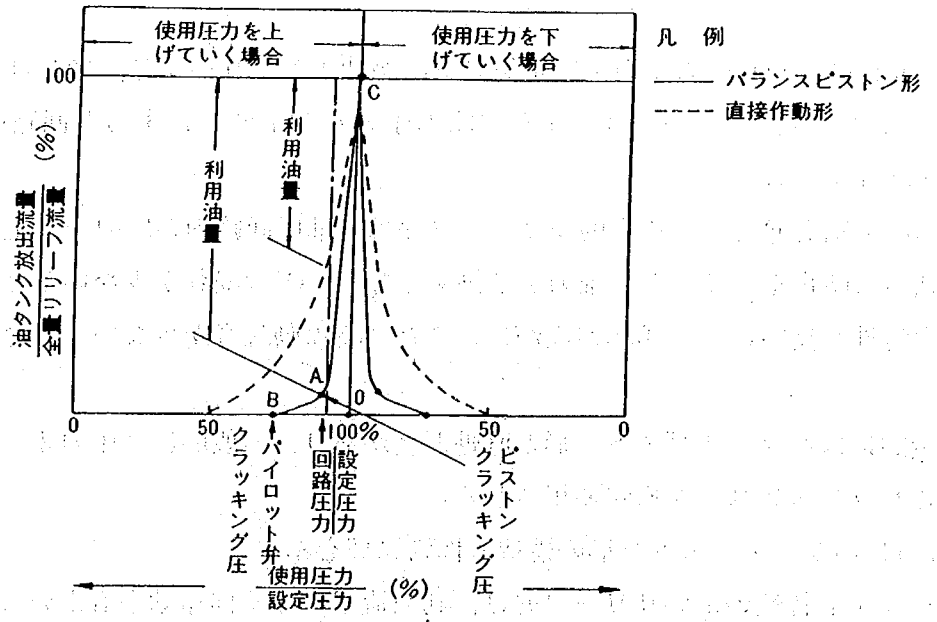


図3.3.6-2　リリーフ弁の圧力オーバライド特性

従来，ドライ式弁が電磁効率が良い，切換応答が作動油粘度の影響を受けない，比較的構造が簡単である等の理由から広く使用されてきた。

一方，ウェット式弁は，切換音，切換ショックが小さい，ソレノイドの有効切換力が大きい，耐久性に優れている等により最近多く使用されるようになった。

ダム用ゲートの電磁方向制御弁の故障として，ソレノイド部に湿気が付着し鉄芯の錆付，コイルの絶縁低下の例も多く報告されていることから，ダム用ゲートとしては，ソレノイド部分が油浸となっているウェット形の使用が望ましい。

図3.3.6-3にウェット式方向制御弁，図3.3.6-4にドライ式方向制御弁の構造を示す。

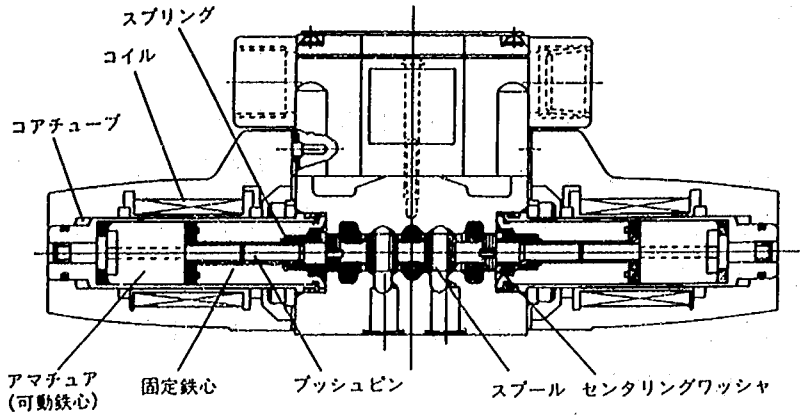


図3.3.6-3　ウェット式方向制御弁の構造

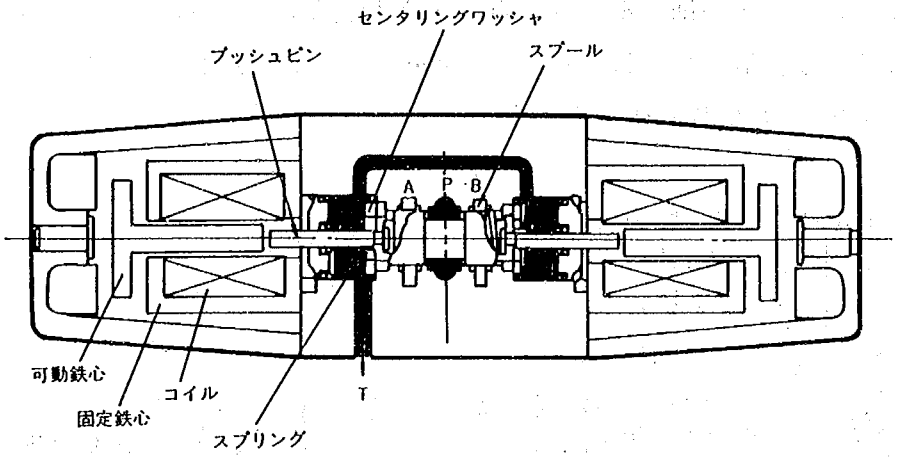


図3.3.6-4　ドライ式方向制御弁の構造

大形の切換弁では，ソレノイド部分も大きくなり実用的でないことから電磁パイロット切換弁が使用される。電磁弁により切換えたパイロット圧で大形の主切換弁を切換えるものである。主弁の切換えには，7 kgf/㎠ 程度のパイロット圧が必要である。

図3.3.6-5に電磁パイロット切換弁の構造を示す。

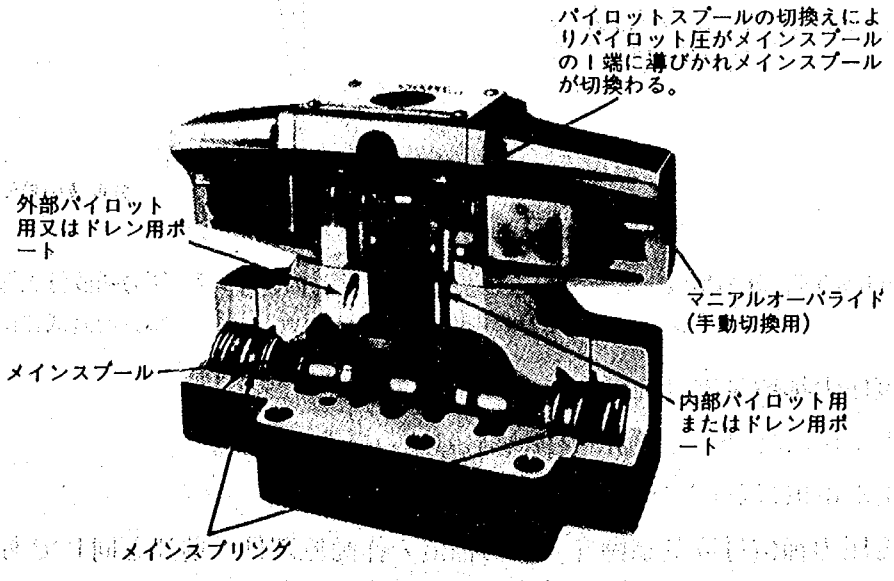


図3.3.6-5　電磁パイロット切換弁の構造

これ等の電磁切換弁は，電気的故障で切換できなくなった場合でも手動で切換可能な手動

切換装置付とする。

(3) 流量制御弁

流量制御弁は，油圧シリンダの進み速度を制御するものである。

流量制御弁には，単なる可変絞りである絞り弁と，弁前後差圧によって流量が変動しないように圧力補償を付加した流量制御弁，および油温の変化に対しても流量が一定となる温度補償付流量制御弁がある。

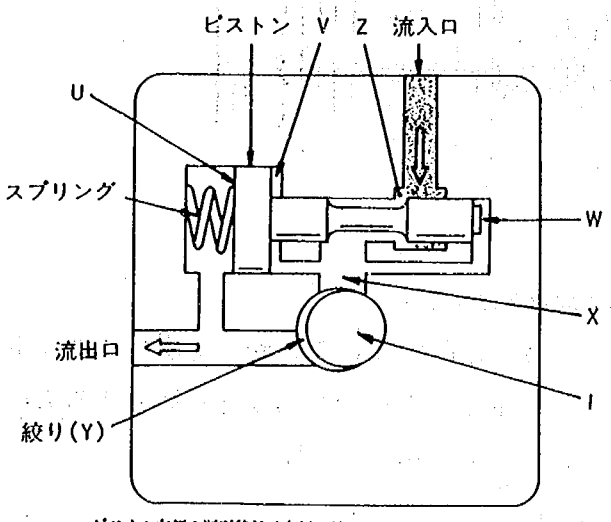
ダム用ゲート油圧シリンダの速度制御用としては，一般的に圧力補償付または温度圧力補償付流量制御弁が使用される。

① 圧力補償付流量制御弁

図3.3.6-6に圧力補償付流量制御弁の構造を示す。

流量制御弁が圧力補償を行うためには最低作動圧力が必要で，これは使用流量によって変化するが，流量100％において約10kgf/㎠ の差圧が必要である。

図3.3.6-7に最低作動圧力を示す。



ピストン左側の断面積Uは右側のVおよびWの断面積の和に等しい。
ピストンが平衡状態のとき油室Uの圧力とスプリングによる力の和はV，W室の圧力による左方向への力と平衡している。
X部の圧力は絞りYを通過した圧力（U室圧力）よりスプリング力に相当する圧力だけ高い。これが絞りY前後の差圧力である。
(a) 流入圧力が高くなるとX部への流量が増大し圧力は上昇する。ピストンはX部の圧力がスプリング力とが平衡するまで左方に移動する。
(b) 絞り部Zは絞られ圧力損失が増大する。
(c) ピストンはX部の圧力とスプリング力とが平衡するところまで左方に移動する。

図3.3.6-6 圧力補償付流量制御弁の構造

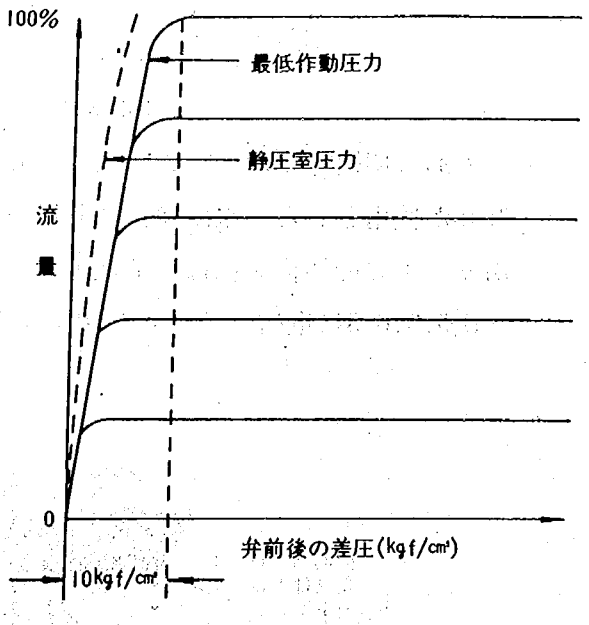


図3.3.6-7 圧力補償付流量制御弁の最低作動圧

② 温度圧力補償付流量制御弁

図3.3.6-8に温度圧力補償付流量制御弁の構造を示す。

図3.3.6-9に温度ドリフト特性を示す。

温度圧力補償付流量制御弁の圧力補償の作動原理は，前述と同じであるが，熱膨張係数の大きいロッドを設け，油温が上昇するとロッドが伸びて開口面積を小さくし，油温が下がると収縮し開口面積を大きくすることにより，温度補償を行うものである。

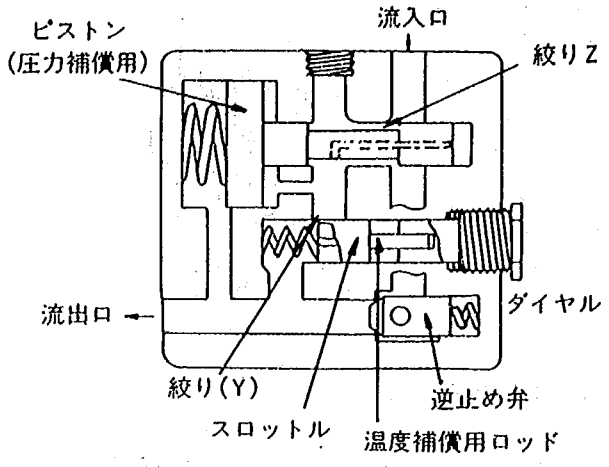


図3.3.6-8　温度圧力補償付流量制御弁の構造

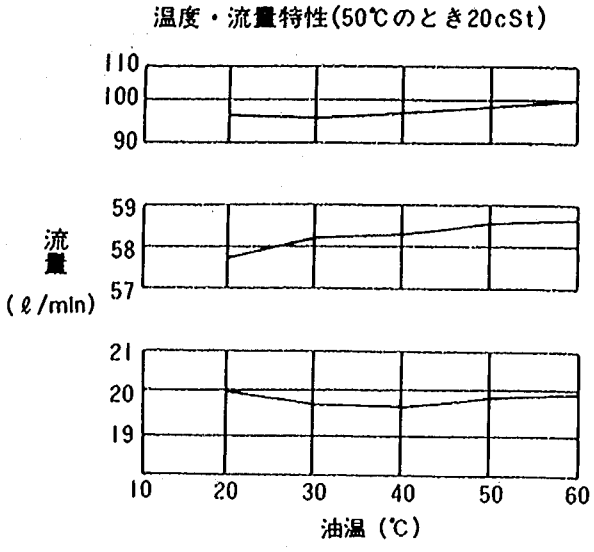


図3.3.6-9　温度ドリフト特性

(4)　逆止弁（チェックバルブ）は，一方向の油の流れが自由で，逆方向には油を流さない弁である。逆止弁の種類としては，インライン形逆止弁，アングル形逆止弁，パイロット操作逆止弁等がある。

インライン形逆止弁は，配管内に直線的に取付けられるもので，比較的低圧で衝撃圧の小さい回路に使用されるもので，ダム用ゲートの油圧装置にはほとんど使用されない。

アングル形逆止弁は，入口ポートと出口ポートが直角を成しているもので，高圧ラインに主として使用される。

主な使用箇所は，油圧ポンプ吐出ライン，自重降下時のサクションライン等である。

図3.3.6-10にインライン形逆止弁，図3.3.6-11にアングル形逆止弁の構造を示す。

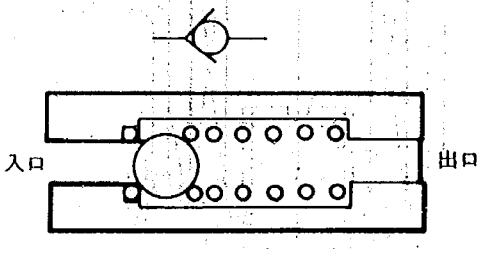


図3.3.6-10　インライン形逆止弁の構造

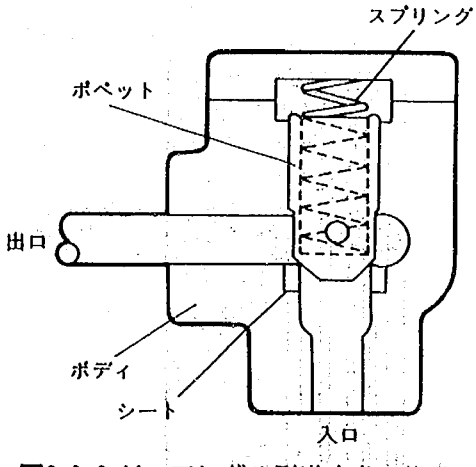


図3.3.6-11　アングル形逆止弁の構造

パイロット操作逆止弁（パイロットチェックバルブ）は，ダム用ゲートの場合ゲート開度保持用として使用されるもので，パイロット圧力によりポペットを強制的に押し上げ，逆方向にも油を流せる構造とした弁である。

パイロット圧力は，通常出口側に発生する圧力の40％程度を必要とする。図3.3.6-12にパイロット操作逆止弁の構造と作動原理を示す。

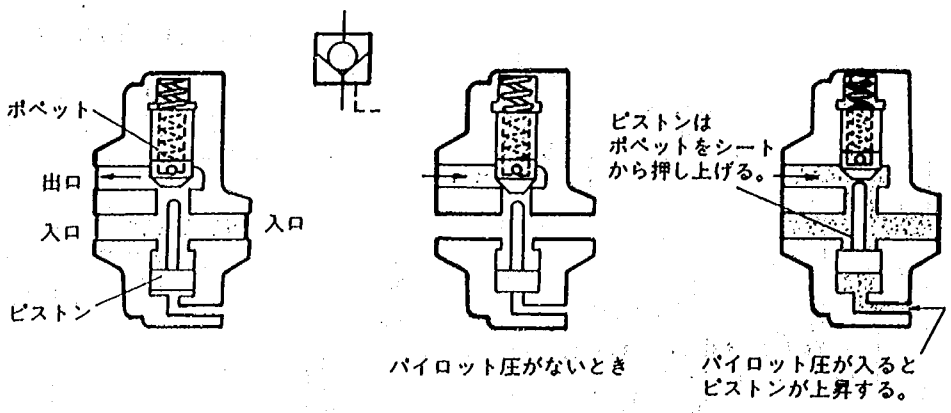


図3.3.6-12　パイロット操作逆止弁の構造と作動原理

(5) 油圧制御機器の故障原因は，作動油の汚染による場合が非常に多い。特に作動油に混入している不純物の与える影響は大きく，これをろ過するフィルタは重要である。フィルタには，大別するとサクションフィルタと管路用フィルタがある。

1) サクションフィルタ

サクションフィルタは，ポンプ吸込側で使用されるフィルタで，吸込み時の圧力降下が大きいと，ポンプがキャビテーションを引き起こす原因となるので，ろ過面積はポンプ吐出量の2倍以上の能力を，ろ過粒度は100μm程度とし，フィルタ自身による圧力降下は50mmHg以下のものを使用するのが望ましい。

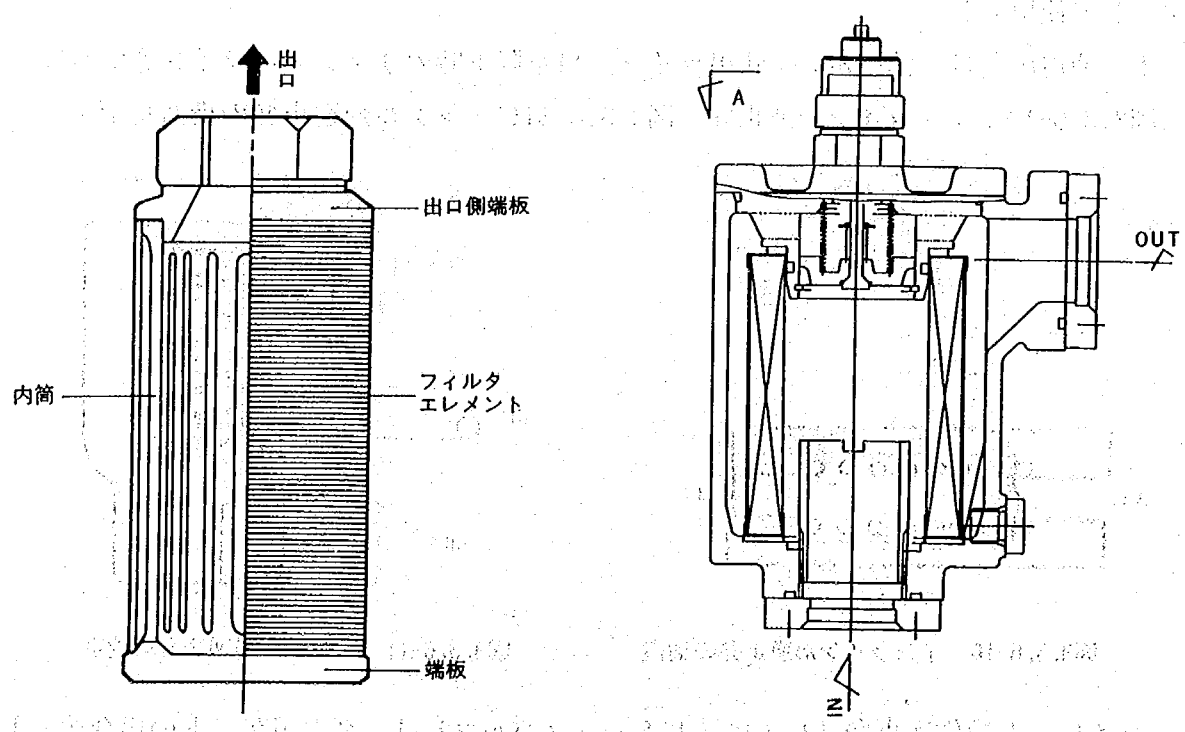


図3.3.6-13　サクションフィルタの構造

サクションフィルタには，図3.3.6-13に示すようにタンク内取付形とタンク外取付形のものがある。

いずれもポンプ吸込側で使用されるが，油タンク外取付形はケース付となっており，油タンク外での清掃，交換ができるためこの形式の使用が望ましい。

油タンク外取付形のフィルタは，目詰まりの状態が確認出来るようインジゲータ付きおよび目詰り検出スイッチ付きのものもある。

2) 管路用フィルタ

管路用フィルタは，高圧ラインや戻りラインに使用されるもので，フィルタがケースの中に収納され，フィルタの交換が容易に出来る構造になっており，一般的には目詰りによる圧力降下が増えた場合，自動的に流量をバイパスする全流式フィルタが使用される。

目詰り確認用インジゲータ，目詰り検出スイッチ付のものもある。

フィルタは一般にろ紙が使われ，ろ過粒子は25μm程度のものとする。図3.3.6-14に戻りライン用フィルタの構造を示す。

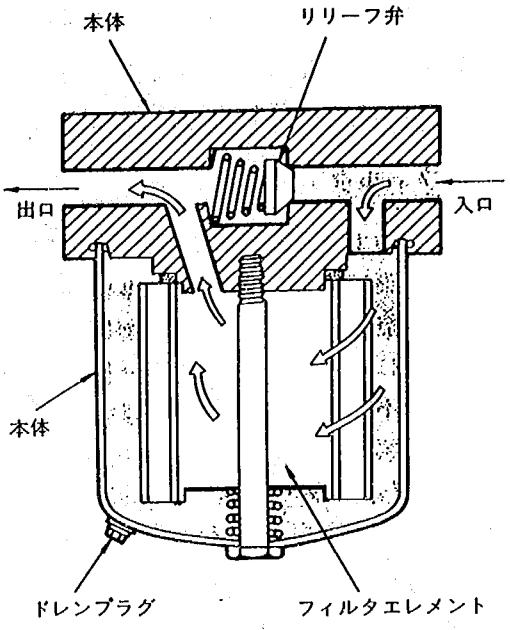


図3.3.6-14 戻りライン用フィルタの構造

(6) 圧力スイッチは，油圧によって作動する機械的な部分と，電気的なスイッチから構成されている。圧力検出スイッチには，プランジャ形，ブルドン管形，ベローズ形等があるが，一般的にはプランジャ形圧力検出スイッチが最も広く使用されている。

図3.3.6-15にプランジャ形圧力スイッチの構造を示す。

圧力スイッチは，同じ設定ばねを有する圧力スイッチを回路内の接近した位置に複数使用すると共振を起こすことがある。また絞り弁の直後や近い所で使用した場合，負圧になり作動不良を起こすこともある。従って，これらを考慮して取付位置を決定しなければならない。

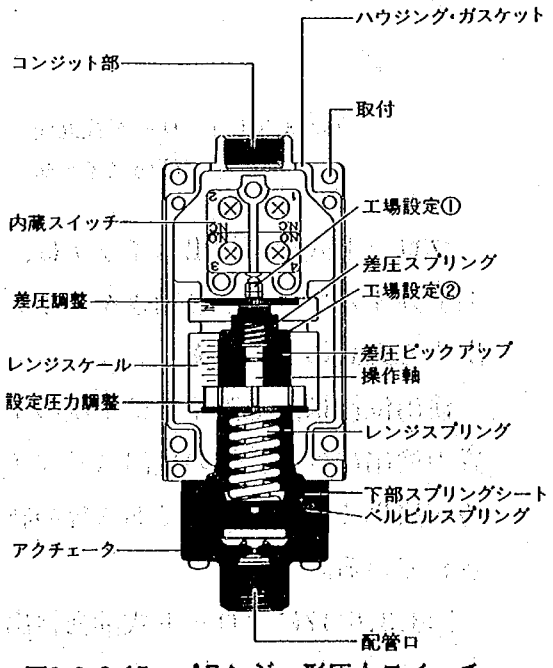


図3.3.6-15 プランジャ形圧力スイッチ

ダム用ゲート油圧ユニットについては，表3.3.6-1に示す2種類の圧力スイッチを標準的に設けるものとする。

表3.3.6-1 圧力スイッチの設定値

項　　目	設　　定　　値	制御処置
油圧確立検出用	5 kgf/cm²程度	信　　号
異常高圧検出用	主リリーフ弁設定圧　＋10～15kgf/cm²	停止，警報

(7) 油面検出スイッチは，油タンク内の油面のレベルを検出するものでリードスイッチ式，フロートスイッチ式等が多く使用されている。

リード式油面検出スイッチは，棒状のステム内にリードスイッチを固定し，マグネットを封入したフロートが油面の変動に従って，ステムをガイドに上・下動し，リードスイッチを作動させるもので，耐湿性が良く，検出点数を複数設定できる特長がある。

図3.3.6-16にリードスイッチ式油面検出スイッチの構造を示す。

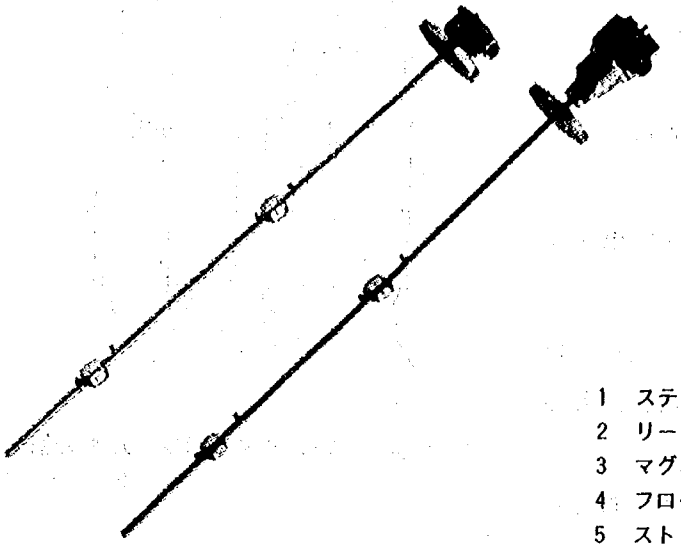
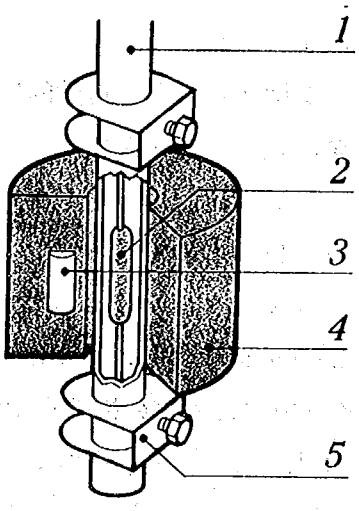


写真3.3.6-1　リード式油面検出スイッチ



1　ステム
2　リードスイッチ
3　マグネット
4　フロート
5　ストッパ

図3.3.6-16　リードスイッチ式油面検出スイッチの構造

フロート式油面検出スイッチは，油面の変化に応じて上下動するフロートの動きをマイクロスイッチにより検出する方式のものである。

検出位置は，上限または下限の１つに限られ，複数位置の検出には複数個の検出スイッチを必要とするが，構造が簡単で作動が確実である等の特長があり，広く使用されている。

図3.3.6-17にフロート式油面検出スイッチの構造を示す。

ダムゲート用油圧装置における油面検出は，油面低下，油面異常低下の2位置を検出するものとし，その設定値は表3.3.6-2に示すとおりとする。

表3.3.6-2　油面検出位置

項　　目	設　　定　　値	制御処置
油面低下	油面変動の下限値　−20mm	警　　報
油面異常低下	油面変動の下限値　−40mm	停止，警報

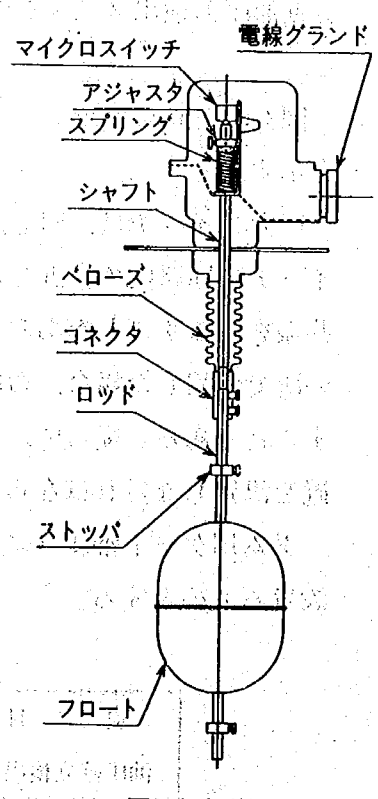


図3.3.6-17
フロート式油面検出スイッチの構造

(8) 油圧シリンダやアキュムレータの作動に伴う油面の変化，気温や温度の変化により油タンクは，常に呼吸している。

呼吸により外部からごみが入らないよう通気口には，エアブリーザを取付けなければならない。一般にエアブリーザは給油口と兼用式のものが使用される。

図3.3.6-18にエアブリーザの構造を示す。

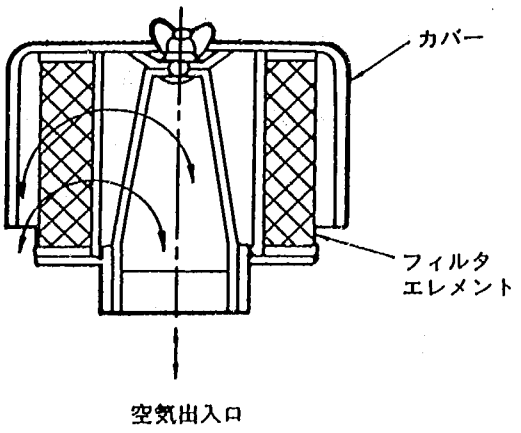


図3.3.6-18 エアブリーザの構造

3-3-7 付帯設備

1. 油圧ユニットには，ろ過装置，水分離装置を設け，作動油の良好な性状維持を図るものとする。
2. 油圧ユニットには，必要に応じて加温装置，冷却装置の要否を検討するものとする。

【解 説】

1. ろ過装置，水分離装置

作動油は，長期間の使用によって，回転，摺動部からの金属の摩耗粉，パッキン粉，あるいは作動油添加剤の分解，分離による生成スラッジ等の不純物の混入を来たし，油圧機器の摩耗，劣化の促進，作動不良の原因となる。

また凝結水，結露水が作動油中に混入し，機器内の発錆，作動不良の原因となることも多い。

このため油圧ユニットには，必要に応じこれら作動油中の不純物，あるいは水分を強制的に除去するための浄化装置を設けるものとする。

作動油の浄化法としては，フィルタろ過，静置沈澱法，遠心分離法，静電浄化法等があるが，一般的にはフィルタろ過法が広く用いられている。

ダム用ゲートの作動油浄化装置としては，電動機，油圧ポンプ，フィルタ等をユニット化した装置を油タンクと連結し，タンク内の作動油を循環させろ過する方法が一般的に採られている。

油圧ユニットに搭載したものと，複数の油圧ユニットに使用出来るようにした移動式のものとがある。

図3.3.7-1にろ過装置の回路構成を，写真3.3.7-1に移動式ろ過装置の外観を示す。

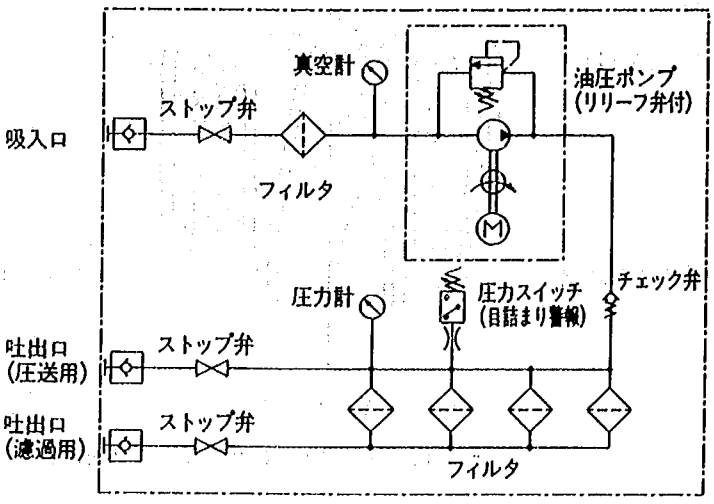


図3.3.7-1　フィルタろ過法の回路構成



写真3.3.7-1　移動式ろ過装置の外観

2.　加温装置（ヒータ）

寒冷地のダムゲート用油圧ユニットには，作動油保温のための加温装置（ヒータ）を設ける例がある。

気温が低い状態での油圧装置の運転は，作動油の粘度が高くなり，ポンプ吸込能力の低下，あるいは吸込不能となるほか，損失圧力の増大を来たし，正常な操作が出来ないおそれがある。

しかし，一般的にダム用ゲートは，冬期以外の洪水期に操作され，冬期における緊急操作の可能性は少なく，また点検時の運転はアンロード状態での暖機運転を行う方法もあることから，加温装置の設置については，実際のゲート操作時の温度範囲を十分検討した上，その要否を決定する必要がある。

加温装置の設置は，油タンク内の作動油保温の効果はあるが，作動油の熱伝導率が低いため，タンク内の作動油全体が保温状態になるには時間を要する，ヒータが強すぎると作動油が部分的に炭化するおそれがある，結露による作動油中への水分混入のおそれがある等のマイナス要因もあり，冬期操作されるゲートに限定して設ける方が望ましい。

油タンク内の作動油の加温装置としては，一般的にステンレス管内に電熱線を巻き，絶縁粉末を充鎮，圧縮加工したシーズヒータを熱源とした投込式電気ヒータが使用される。

加温装置の取付は，発熱部を油タンク内油中に完全に入り込むように，タンク側面にねじ込み，またはフランジで取付ける構造になっている。

投込式電気ヒータは，常に全体が油中に没するように取付けないと焼損する。またタンク底面との間隙も十分にとり，残滓がヒータに付着したり，ヒータが残滓内に埋没しないようにしなければならない。残滓が付着，あるいは埋没した場合，熱効率が悪くなり，ヒータの寿命が短かくなる。ヒータの温度調節は，一般にサーモスタットが使用される。

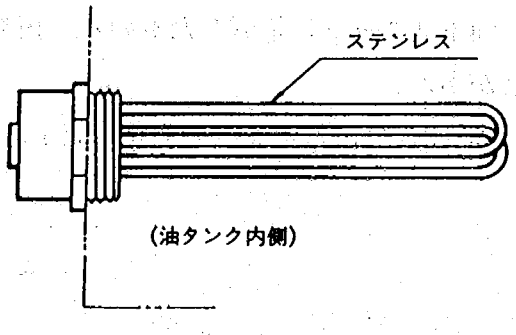


図3.3.7-2　投込式電気ヒータの構造

図3.3.7-2に投込式電気ヒータの構造を示す。

3. 冷却装置（クーラ）

油温が60℃以上になると作動油粘度の低下，潤滑剤の分解，酸化促進等を招き，作動油および油圧機器の寿命短縮の原因となる。

しかし，ダム用ゲートにおいては，長期間の連続運転，自動制御による高頻度運転で，油温上昇を招くような設備は少なく，冷却装置（クーラ）を設けた事例も皆無に近いため，特に使用頻度が高く作動油温度が限界を超えるような設備についてのみ，その設置を検討するものとする。

3-4 油圧配管

3-4-1 配管設計

1. 油圧配管およびその継手類は，定格圧力に対し十分な強度と流量に対する適切な管内径を有するものでなければならない。
2. 油圧シリンダと油圧ユニットを接続する外部油圧配管は，原則としてステンレス鋼管を使用するものとする。
3. 油圧配管の取外し部分の継手は差込み溶接フランジを使用するものとし，フランジの材質は原則としてステンレス鋼とする。

【解 説】

1. 従来，ダム用ゲートの油圧配管には，主として炭素鋼鋼管が使用されてきたが，ゲート設置場所は湿気が多い上に，ピット内に多層配管されているため，溜水にさらされる場合もあり，外面からの発錆や腐食の進行が多く見受けられる状況にある。加えて，多層配管の場合，再塗装が配管を外さないと出来ない不具合も生じている。

一方，配管内面についても，ダム用ゲートは長期間操作されない場合が多く，油圧配管内に滞留している作動油中の水分が分離し，管内面からの発錆を進行させ，油圧機器の機能障害につながることも少なくない。

一般にダム用ゲートの油圧配管距離は短いこともあり，このような問題の発生を防止し，信頼性の向上と，維持管理の容易化を図るため，油圧配管の材料はステンレス鋼管（JIS G 3459）の使用を原則とした。

2. 油圧配管の継手形式には，フランジ形，ねじ込み形，くい込み形等があるが，最も振動やショックに強いフランジ形によるものとし，配管との取合は油漏れの可能性の最も少ない差込み溶接方式とした。

従って，取外し部の油圧配管の継手には，原則としてJIS B 2291差込み溶接フランジ（材質はステンレス鋼，ボルト・ナットについてはクロムモリブデン鋼）を使用するものとする。

3. 油圧配管の耐圧力は，次式（JIS B 8243）により決定するものとする。

$$P_a = \frac{200 \cdot \sigma_a \cdot t_a}{D_o - 0.8 \cdot t_a} \quad \cdots\cdots (3.4.1\text{-}1)$$

ここに，P_a：耐圧力（kgf/cm²）

t_a：肉　厚（mm）

D_o：管外径（mm）

σ_a：材料の許容引張応力（kgf/mm²）

上式から配管用ステンレス鋼管（JIS G 3459 SUS304TP）を使用し，安全率を5として材料の許容引張応力度を設定した場合の管径と肉厚に対する配管の耐圧力を表3.4.1-1に示す。

表3.4.1-1 配管（ＳＵＳ304ＴＰ）の耐圧力

呼径		外径	sch 40		sch 80	
A	B	D (mm)	肉厚 (mm)	耐圧力 (kgf/cm²)	肉厚 (mm)	耐圧力 (kgf/cm²)
10	3/8	17.3	2.3	315	3.2	—
15	1/2	21.7	2.8	305	3.7	—
20	3/4	27.2	2.9	247	3.9	—
25	1	34.0	3.4	230	4.5	—
32	1¼	42.7	3.6	192	4.9	268
40	1½	48.6	3.7	172	5.1	243
50	2	60.5	3.9	144	5.5	208

4. 油圧配管の管内流速は，一般的には4m/s 以下が適当とされている。しかし，ダム用ゲートにおいては，開閉速度がＶ＝0.3m/min 程度と遅いため，開閉に伴う作動油の流量もさ程大きいものとはならない，反面，ダムゲートの設置場所によっては使用温度範囲が広く，低温時は作動油の粘度が高くなり，油圧配管の抵抗による損失圧力が大きくなる問題を抱えている。

従って，ダム用ゲートの油圧配管においては，相対的に配管距離が短い，ゲート開閉に伴う流量が少ない，管内流速が速いと低温時の損失圧力が大きくなる等の特殊性から，一般の設備より配管径を少し大きくし，管内流速は2.0m/s 程度として設計する方が損失圧力が小さく，動力損失も小さくなるため経済的である。

なお，吸込みラインについては，2.0m/s よりもさらに小さく，別途計算の上，吸込側に負圧を生じない管内流速に押さえる必要がある。

表3.4.1-2および表3.4.1-3に使用配管径と肉厚ならびに管内流速段階による使用可能流量を示す。

表3.4.1-2 配管（ＳＵＳ304ＴＰ sch 40）の使用可能流量

呼径		管内面積	使用可能流量（ℓ/min）		
A	B	A(cm²)	V＝0.5m/s	V＝1.0m/s	V＝2.0m/s
10	3/8	1.267	3.80	7.60	15.20
15	1/2	2.036	6.11	12.22	24.43
20	3/4	3.597	10.79	21.58	43.16
25	1	5.811	17.43	34.86	69.73
32	1¼	9.898	29.69	59.39	118.78
40	1½	13.332	39.99	79.99	160.00
50	2	21.813	65.44	130.88	261.75

表3.4.1-3 配管（ＳＵＳ304ＴＰ sch 80）の使用可能流量

呼径 A	呼径 B	管内面積 A(cm²)	使用可能流量 (ℓ/min) V=0.5m/s	V=1.0m/s	V=2.0m/s
10	3/8	0.933	2.80	5.60	11.20
15	1/2	1.606	4.82	9.64	19.27
20	3/4	2.956	8.87	17.74	35.47
25	1	4.909	14.73	29.45	58.90
32	1¼	8.501	25.50	51.00	102.02
40	1½	11.581	34.74	69.49	138.97
50	2	19.244	57.73	115.47	230.09

3-4-2 配　　管

1. 開閉装置室床面の油圧配管は，ゲート操作の支障とならないよう，原則としてピット内に収納するものとする。
2. 油圧配管の方向変換は，ロールによる曲げ加工または差込み形溶接エルボによるものとする。
3. 油圧配管の油圧シリンダ，油圧ユニットとの取合部はフランジ継手とし，分解，組立に適するよう中間部にもフランジ継手を配置するものとする。
4. 油圧配管は，施工後酸洗等による洗浄を行い，内面の不純物を完全に除去しなければならない。
5. 油圧配管は，施工後，耐圧力試験と漏洩試験を行い，その信頼性を確認しなければならない。

【解　説】

1. 操作室内の油圧配管は，操作，点検時の支障とならないよう，また安全性を考え，原則として 図3.4.2-1 に示すようにピット内に収納するものとした。操作室床面がコンクリート床面の場合はもとより，鋼製桁，床板の場合も原則として床面の下側に配管するものとする。床面が鋼床板の場合，床面を上げ越しとして下側に配管するのが一般的である。

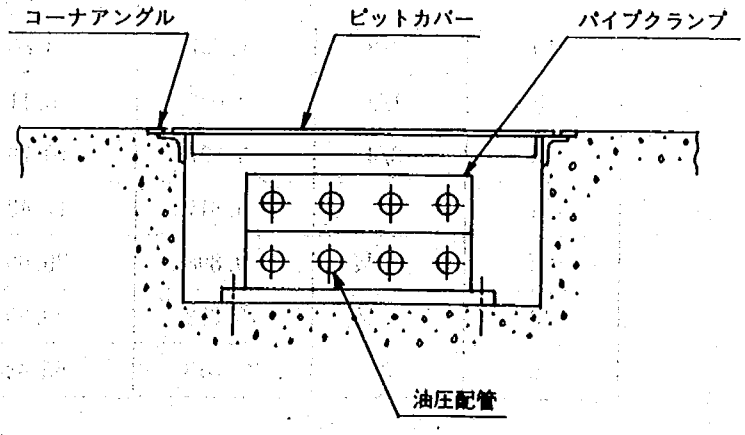


図3.4.2-1 配管ピットの構造

2. 油圧配管は，振動防止のため適当な間隔で，強固に固定しなければならない。特にフレキシ

ブルホース使用の場合は，その両端近くを固定するものとする。

3．配管が極端に長いような場合の温度伸縮対策として，あるいは床面に伸縮ジョイントやコンクリートと鋼構造との接続があり，伸縮が予想される部分については，図3.4.2-2 に示すように配管に曲率をもたせ，これらの伸縮に追従できる構造としなければならない。

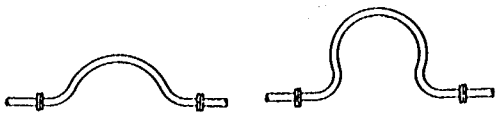


図3.4.2-2　配管の伸縮対策

また伸縮量の大きい部分については，フレキシブルホースまたは回転継手の使用も可能なものとする。

4．油圧配管の油圧シリンダ，油圧ユニットとの取合部には，ストップバルブを設けなければならない。ただし，油圧ユニットおよび油圧シリンダ側に別途設けられている場合は，この限りでない。

5．揺動式油圧シリンダのように，油圧シリンダと油圧配管との間に相対的な動きのある部分については，フレキシブルホースまたは回転継手を使用してもよいものとする。

フレキシブルホースは，内部に補強ワイヤ入りの高圧ゴムホースを使用するものとし，定格圧力での使用が保証されるものでなければならない。

6．フレキシブルホースを使用する場合，フレキシブルホースの両側配管部には，原則としてストップバルブを設けなければならない。ただし，片側が油圧シリンダで近くにストップバルブが配置されているような箇所は，これを共用することが可能なものとする。

7．油圧配管はステンレス鋼管の使用を原則としたため，油圧配管の施工はできる限り工場における，いわゆるプレハブ加工とし，内面洗浄は，外面処理にも有効な酸洗が望ましいが，現地加工とならざるを得ない場合は，フラッシングによる洗浄も可能なものとする。

3-5 作 動 油

3-5-1 一 般

1. 作動油は，原則として石油系のものを使用するものとし，油圧ポンプ，油圧制御機器に適合するものでなければならない。
2. 作動油の経時的性状の変化は，油圧装置の信頼性維持に大きく影響を及ぼすので，定期的にサンプリング試験や浄化処理を行うほか，必要に応じ交換しなければならない。

【解 説】

1. 作動油は，一般的に石油系が使用される。作動油の機能としては，動力の伝達のほか，部品間の摩耗防止，粘性効果による隙間からの漏れ防止，冷却効果による発熱の防止等である。そのほか防錆性，スラッジの発生防止，消泡性，酸性安定性，熱安定性，水分離性，パッキン材および金属との適合性等が求められるが，特に粘度は，機能に対して最も影響を与え，その一般的傾向は次の通りである。

(1) 粘度が高すぎる場合

① 内部摩擦による温度上昇
② 流動抵抗の増大に伴う損失圧力の増加
③ 応答速度の低下
④ 動力損失の増大
⑤ 油圧ポンプの吸込抵抗増大に伴うキャビテーションの発生

(2) 粘度が低すぎる場合

① 内部漏洩および外部漏洩の増大
② 内部漏洩によるポンプ容積効率の低下
③ 潤滑性不良に伴う摩耗の増加
④ 油圧制御機器作動の精度低下（内部漏洩による）

2. 作動油は，石油系鉱物油に，油圧機器の作動を良くするための種々の添加剤を加え，油圧装置使用に適した性状をもたせたものである。

従って，長期間使用による不純物や水分の混入以外に，経時的作動油自身の劣化もあるため，定期的なサンプリング試験による性状確認と，性状維持のための浄化処理を行う必要がある。

作動油は使用度合や浄化管理度合により寿命が左右されるが，経時的劣化を考え合せると，一般的には5年程度での交換が望ましい。

3. 作動油の性状維持は，油圧装置の信頼性確保の上で極めて重要である。

従って，作動油のサンプリング試験結果等による経時的性状変化については，データとして記録に残すものとし，作動油を交換した場合も，前回取換えてからの期間，次回の交換予定時期，作動油の銘柄，粘度指数，所要量等を明確にしておかなければならない。

3-5-2　作動油の選定

作動油の選定に当たっては，ゲートの操作時期等の操作条件に応じた温度範囲を設定して，適正な作動油を使用するものとする。

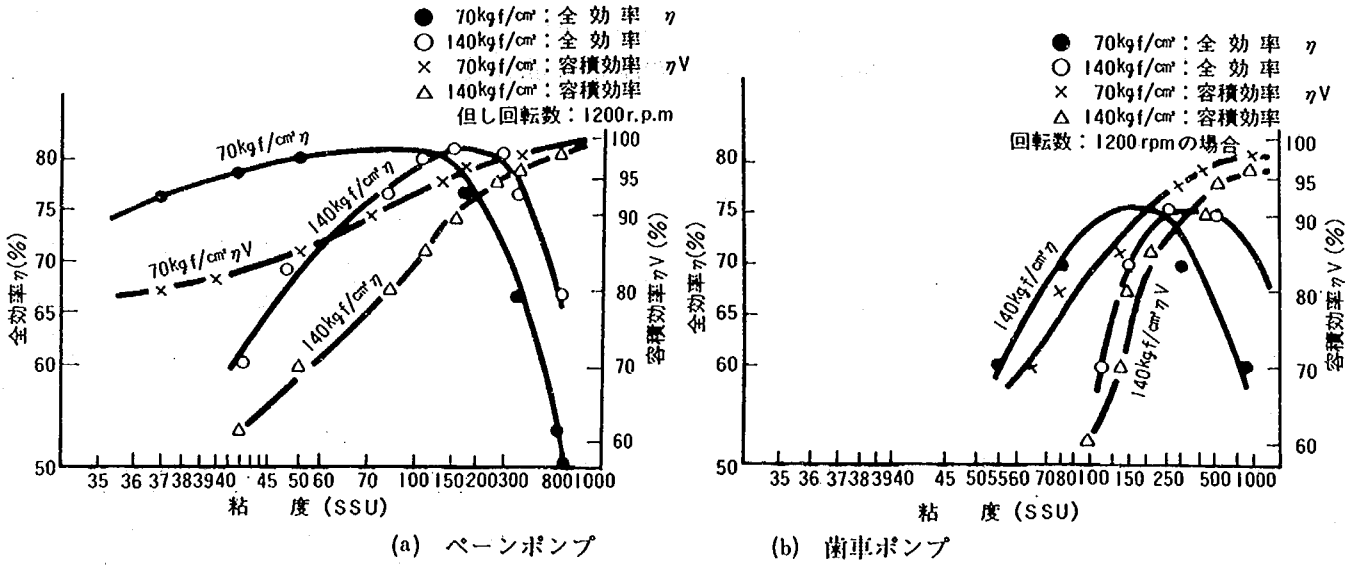
【解　説】

1．油圧装置における作動油の粘度は，油圧機器全体の性能に影響するものであるが，一般的にはその心臓部ともいえる油圧ポンプの効率への影響と吸込抵抗を基準に決定する。

表3.5.2-1に油圧ポンプの使用可能な粘度範囲を，図3.5.2-2に作動油粘度と油圧ポンプ効率との関係を示す。

表3.5.2-1　油圧ポンプの使用可能な粘度範囲

ポンプの種類 / 項　目	ベーンポンプ	歯車ポンプ	ピストンポンプ
粘度範囲(cSt)	20～210	20～500	20～210



(a)　ベーンポンプ　　(b)　歯車ポンプ

図3.5.2-2　作動油粘度と油圧ポンプ効率との関係

2．作動油は，温度により粘度が変化し，石油系作動油では低温で粘度が高く，高温で粘度が低くなる特性を示す。

一方，ダム用ゲートの油圧装置としては，温度による粘度の変化率が小さい，粘度指数の高い作動油ほど，使用温度範囲が広くなり適することになるが，一般には粘度指数の高い作動油ほど高価になる。

作動油の一般的な温度—粘度線図を図3.5.2-3に示す。実際には各石油メーカの銘柄により若干異なるので，その都度確認する必要がある。

このような線図から，油圧ポンプ使用可能な最低粘度と最高粘度とにより，作動油の使用可能な温度範囲が求められ，これに対するゲート操作時の温度範囲との比較検討により，適切な作動油を選定することになる。

なお，最高温度は，実際のゲート操作最高温度に，運転による温度上昇を加えたものとして

選定しなければならない。

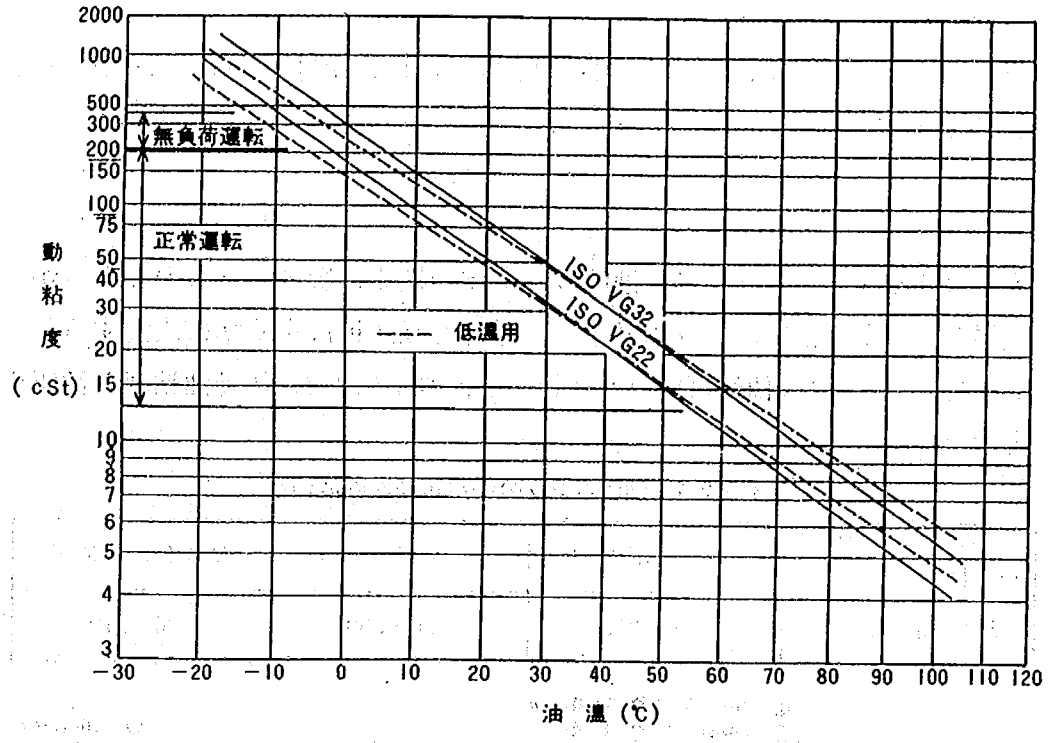


図3.5.2-3　作動油の温度ー粘度線図

3-6 油圧シリンダ架台

3-6-1 一　　般

1. 油圧シリンダ架台は，開閉装置の必要機能を発揮できるものとし，操作および点検・整備を考慮して決定しなければならない。
2. 油圧シリンダ架台は，予想される荷重に対して安全な構造としなければならない。
3. 油圧シリンダ架台の基礎となるコンクリート構造物は，伝達される荷重に対して安全な構造としなければならない。

【解　説】

1. 油圧シリンダ架台は，主桁，補助桁，スラスト受材，アンカ金物および床板より構成され，ゲートの開閉により発生する開閉荷重をコンクリート構造物に伝達するものである。
2. 油圧シリンダ架台は，開閉装置の設置に支障がなく，また開閉装置の部品と架台が干渉したり，油圧シリンダ架台の変形により，開閉装置の芯くるいが生じたりするなど，開閉装置の機能に支障を与えない構造でなければならない。
3. 油圧シリンダ架台は，自重，開閉荷重，扉体自重，地震時慣性力，群集荷重等の組合せ荷重に対し強度検討を行わなければならない。

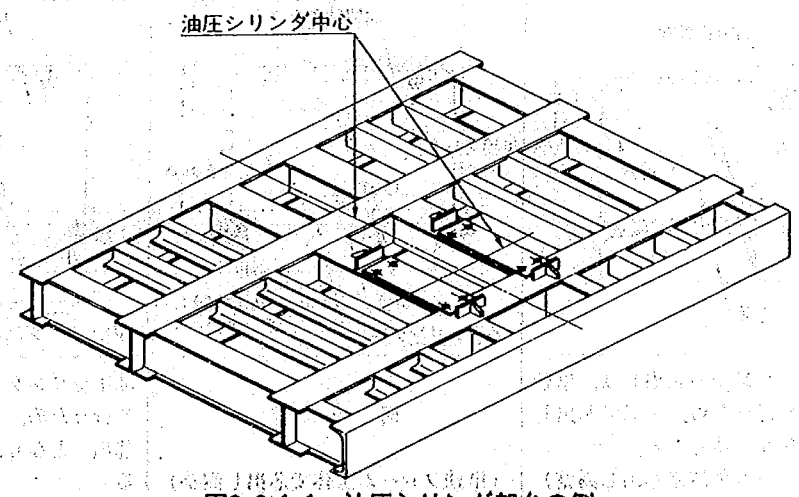


図3.6.1-1　油圧シリンダ架台の例

4. 高湿度環境下となる個所，補修の困難な所は，溶融亜鉛めっきを標準とする。
5. 油圧シリンダ架台は，原則として溶接または高力ボルト接合とする。
6. 油圧シリンダ架台の基礎となるコンクリート構造物は，架台から伝達される荷重に対して，その形状・寸法などに応じてせん断応力度，支圧応力度の検討を行い，その安全性を確認するものとする。
7. 開閉装置室には，湿度を嫌う操作盤類，リミットスイッチ等電気機器が設置されている。油圧シリンダ架台および操作橋の床面は，ゲート室より湿気の浸入を防止するように考慮する必要がある。

3-6-2　油圧シリンダ架台形式

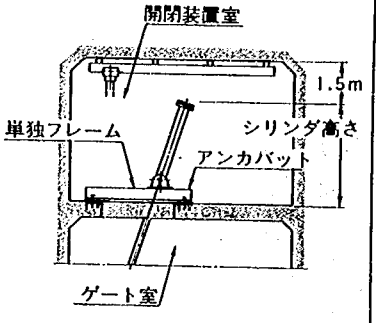
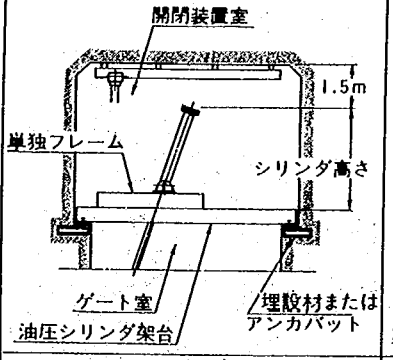
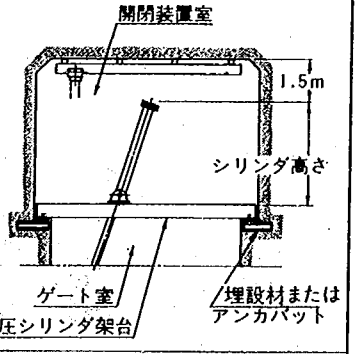
1．油圧シリンダ架台形式は，コンクリート形状，設置部寸法，開閉装置配置等を考慮して適切なものを選定しなければならない。
2．油圧シリンダ架台は，電線管，油圧配管等の施工性および塗装のメンテナンスも考慮し適切な構造としなければならない。
3．油圧シリンダ架台支持方式は，基礎となるコンクリート構造物に安全確実に荷重を伝達する構造としなければならない。

【解　説】

1．油圧シリンダ架台の形式には，次の3形式がある。
　① 単独フレームコンクリート床面設置形
　② 単独フレーム架台床面設置形
　③ 床面兼用一体形

油圧シリンダ架台の各形式の概要，特徴を表3.6.2-1に示す。選定に当たっては，土木構造，設置場所，開閉装置配置，作用荷重，製作，輸送，据付等を総合的に評価して，形式を決定しなければならない。

表3.6.2-1　油圧シリンダ架台形式の特徴

項目＼形式		コンクリート床面設置形	2重フレーム架台床面設置形	床面兼用一体形
略図				
特徴	芯出し	油圧シリンダ軸受の芯出しは，単独フレームで行うため，工場で芯出しが可能となり容易である。（単独フレーム全体で芯出し調整）	同　左（単独フレーム全体で芯出し調整）	油圧シリンダ軸受の芯出しは架台上で行うため，架台据付後，現地での芯出しとなり，現地調整を必要とする。
	コンクリート構造	開閉装置室とゲート室とをコンクリートで仕切るためコンクリートの打設が困難である。コンクリート床面厚みをかなり厚くする必要がある。	開閉装置室とゲート室は，鋼製の架台で仕切るため，コンクリートの打設が容易である。	同　左
	床面面積	通路幅，点検スペースは，単独フレーム端部と油圧ユニット操作盤等との間でとるため床面面積が広くなる。	同　左	通路幅，点検スペースは，各部品間，各部品と壁との間でとるので床面積は，小さくできる。
	開閉装置室天井高さ	必要高さ＋単独フレーム高さ	同　左	必要高さのみ。
	荷重分布	油圧シリンダに掛かる荷重は，軸受を介し単独フレームに伝わるので荷重を分散できる。	同　左	油圧シリンダに掛かる荷重は一点に集中する。

2. 油圧シリンダ架台上面には，油圧配管および電線管等を敷設する例が多い。操作員および作業員の安全性を考慮し，図3.6.2-1 に示すように二重床が望ましい。

3. 油圧シリンダ架台支持方式は，コンクリート構造物と互いに関係してくるので決定に際しては，作用荷重，取付けに必要な寸法を十分考慮しなければならない。

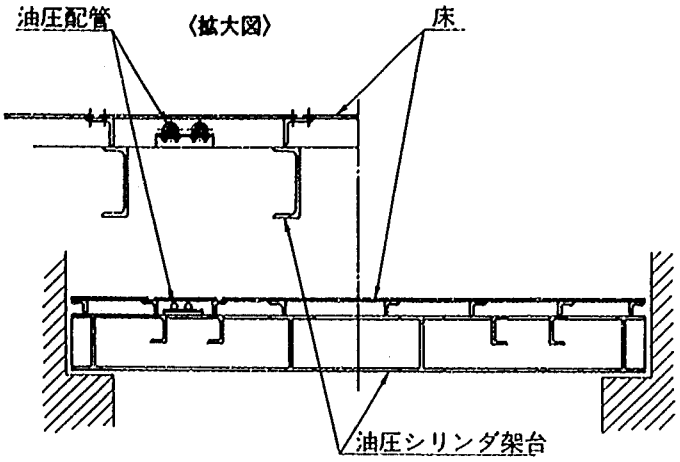


図3.6.2-1　二重床の例

4. 油圧シリンダ架台支持方式には，次の３方式がある。

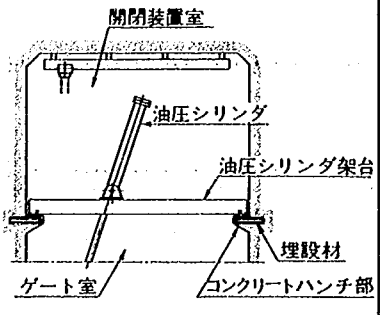
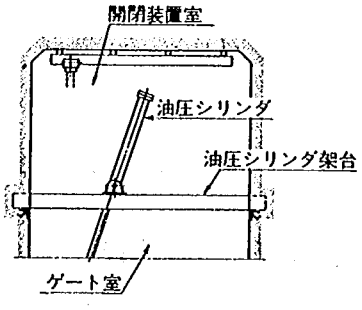
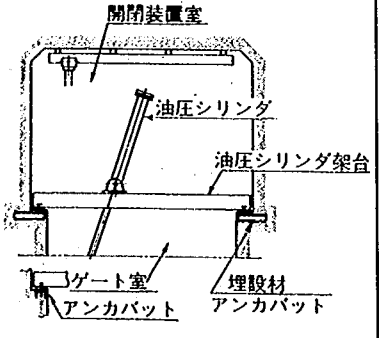
① コンクリートハンチ式

② 架台埋込み式

③ コンクリート受台式

油圧シリンダ架台支持の各方式の概要，特徴を表3.6.2-2に示す。選定に当たっては，土木構造，点検通路の確保，開閉装置室寸法を十分考慮しなければならない。

表3.6.2-2　油圧シリンダ架台支持方式の特徴

方式 / 項目	コンクリートハンチ式	架台埋込み式	コンクリート受台式
略図			
構造説明	ゲート室と開閉装置室の寸法（水流に直角方向）は同じとし，油圧シリンダ架台をコンクリートのハンチ部に設置する方式。	ゲート室と開閉装置室の寸法（水流に直角方向）は同じとし，油圧シリンダ架台を側壁に埋め込む方式。	ゲート室寸法より開閉装置室の寸法（水流に直角方向）が大きく，ゲート室のコンクリート受台にシリンダ架台を設置する方式。
特徴	①開閉装置室の寸法が小さくなる。 ②油圧シリンダ架台の設置が容易である。 ③油圧シリンダ軸受の設置が容易である。 ④埋込材が大きくなる。 ⑤油圧シリンダ架台が架台埋設方式に比べ大きくなる。	①開閉装置室の寸法が小さくなる。 ②油圧シリンダ架台の設置が困難である。 ③油圧シリンダ軸受の設置が困難である。 ④埋込材が小さくできる。	①開閉装置室の寸法が大きくなる。 ②油圧シリンダ架台の設置が困難である。 ③油圧シリンダ軸受の設置が困難である。 ④埋込材がコンクリートハンチ方式に比べ小さくできる。

3-6-3 油圧シリンダ架台荷重

1. 油圧シリンダ架台に作用する荷重は，原則として自重，開閉荷重，扉体自重，地震時慣性力および群集荷重の組合せ荷重としなければならない。
2. 各荷重の組合せは，表3.6.3-1による。

表3.6.3-1 荷重の組合せ

項目	自重	開閉荷重	扉体自重	地震時慣性力	群集荷重
開閉作動時	○	○			○
地震時	○	○		○	○
休止時	○		○	○	○

【解 説】

1. 油圧シリンダ架台の設計には，自重，開閉荷重，扉体自重，地震時慣性力および群集荷重を考慮するものとする。

(1) 自　　重：W (kgf)

油圧シリンダ架台および開閉装置の自重の合計は，必要に応じ操作室，手摺，階段の自重など，油圧シリンダ架台にかかる鉛直力を加えたものとする。

(2) 開閉荷重：F (kgf)

開閉装置からその構造物に伝わる荷重として，油圧シリンダに定格圧力を作用させたときに生じる反力とする。

引力：$F=\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)\times P$ …… (3.6.3-1)

押力：$F=\frac{\pi}{4}\times D^2\times P_2$ …… (3.6.3-2)

ここに，D：シリンダチューブ内径 (cm)
d：ピストンロッド径 (cm)
P：定格圧力 (kgf/cm²)
P_2：閉側リリーフ弁設定圧力 (kgf/cm²)

(3) 地震時慣性力：Ig (kgf)

一　　般

$Ig = Wg \cdot K$ …… (3.6.3-3)

ここに，Ig：慣性力 (kgf)
Wg：その構造物およびそれに積載された物等を含む自重 (kgf)
K：設計震度

ここに，設計震度は，原則として表3.6.3-2に示すダムの設計震度に準ずるものとする。

(4) 群集荷重：PW (kgf)

油圧シリンダ架台に働く群集荷重は，人間および管理，メンテナンス用の機器等の自重による荷重とし，350kgf/㎠とする。

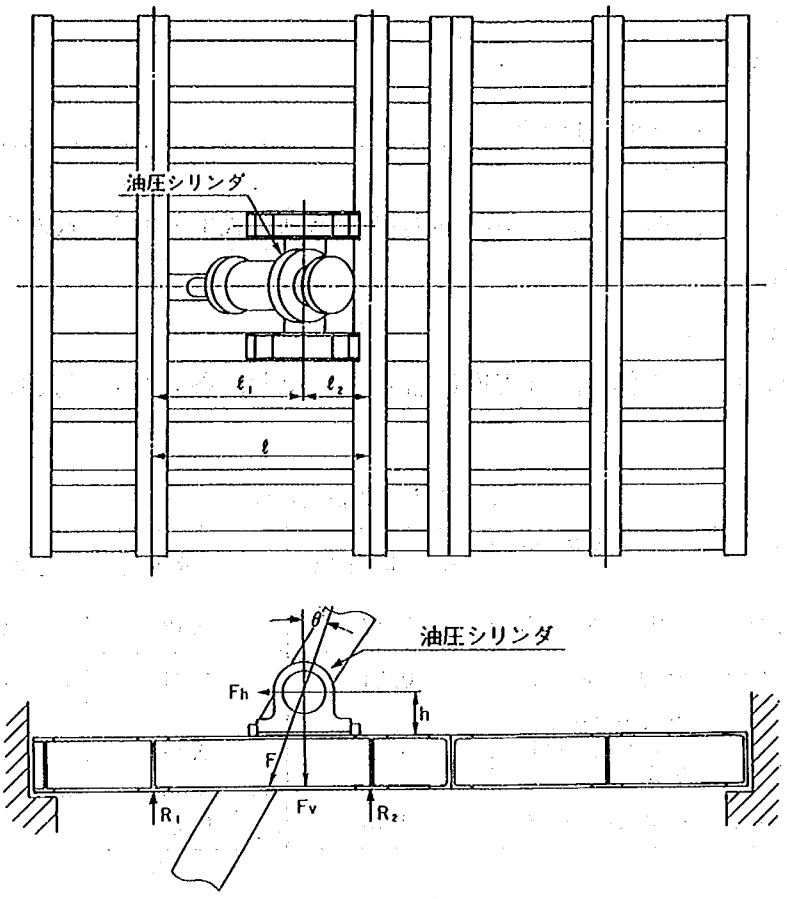


図3.6.3-1　作用荷重図

なお，計算例を次に示す。

(5)　作用荷重計算式

1)　開閉作動時計算式

作用荷重：F_v，F_h（kgf）

$$F_v = F \times \cos\theta + W \quad \cdots\cdots (3.6.3\text{-}4)$$

$$F_h = F \times \sin\theta \quad \cdots\cdots (3.6.3\text{-}5)$$

反力：R（kgf）

$$R_2 = \frac{F_v \times \ell_1}{\ell} \pm \frac{F_h \times h}{\ell} \quad \cdots\cdots (3.6.3\text{-}6)$$

曲げモーメント：M（kgf･cm）

$$M = R_2 \times (\ell_1 \text{ または } \ell_2) \quad \cdots\cdots (3.6.3\text{-}7)$$

曲げ応力度：σ（kgf/㎠）

$$\sigma = \frac{M}{2Z} \quad \cdots\cdots (3.6.3\text{-}8)$$

剪断応力度：τ（kgf/㎠）

$$\tau = \frac{R}{2A} \quad \cdots\cdots (3.6.3\text{-}9)$$

ここに，A：はり材の腹板断面積（cm²）

Z：はり材の断面係数（cm³）

2）地　震　時

反力：R_1（kgf）

$$R_1=\frac{F_v\times \ell_1}{\ell}+\frac{F_h\times h}{\ell}+\frac{Ig\times h}{\ell} \quad \cdots\cdots(3.6.3\text{-}10)$$

曲げモーメント，曲げ応力，剪断応力の計算は，式3.6.3-7，式3.6.3-8，式3.6.3-9にR_1を代入し行う。

2．ダムの場合の設計震度

設計震度は，当該ダム本体の設計震度に合わす。なお，参考として表3.6.3-2に示す値がある。

表3.6.3-2　設計震度

ダムの種類＼地域区分		強震帯地域	中震帯地域	弱震帯地域
重力式コンクリートダム		0.12	0.12	0.10
アーチ式コンクリートダム		0.24	0.24	0.20
フィルダム	ダムの堤体がおおむね均一材料によるもの	0.15	0.15	0.12
	その他のもの	0.15	0.12	0.10

アーチ式コンクリートダムでゲートを堤体以外の場所に設ける場合には，当該ゲートの油圧シリンダ架台の構造計算に用いる設計震度は，上記で定めた値の1/2の値とすることができる。

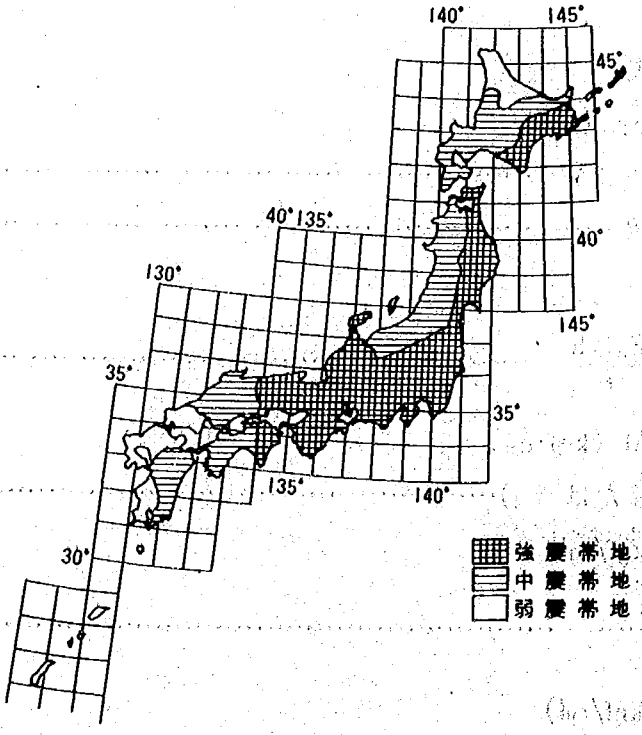


図3.6.3-2　設計計震度の地域区分

3-7 扉体休止装置

3-7-1 一　　般

1. ゲートには，必要に応じ休止装置を設けるものとする。
2. 扉体休止装置は，ゲート使用目的に応じて安全確実に作動する構造としなければならない。
3. 扉体休止装置は，休止装置の開閉による事故を防止するために必要なインタロック装置を備えるものとする。

【解　説】

1. 扉体を長期間，上限の状態で保持ならびにその状態で点検・整備，補修を行うことが想定されるゲートには，扉体休止装置を設けることが望ましい。
2. 扉体休止装置は，構造が単純で操作性の良いものを選定し，自重に対し十分な強度を有するものとしなければならない。
3. ラジアルゲートは休止装置を使用中にゲート操作を行うと重大事故となるおそれがあるので，確実なインタロック装置を設けなければならない。

ゲート操作と休止装置操作との関係においては，原則として次のインタロックを備えるものとする。

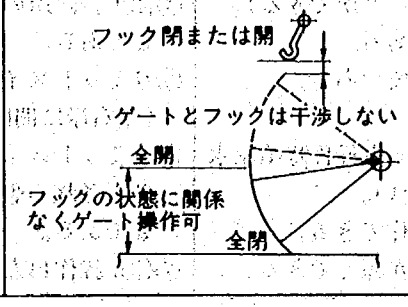
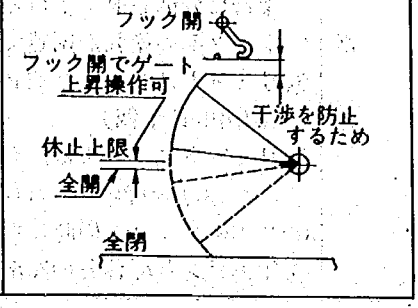
(1) ゲートの休止装置の開閉は，遠方操作ができないものとする。

(2) ゲートの揚程は，常用時（全閉～全開時）と休止時（全開～休止上限時）に分ける。（表3.7.1-1参照）

① 手動開閉式休止装置の場合，常用時は休止装置の開閉状態に関係なくゲート操作が行えるものとする。

② 自動開閉休止装置の場合，全開位置と休止位置の関係によりゲート操作がことなる。扉体が休止中の場合は，休止装置閉の状態からゲートを上昇できるようにする。

表3.7.1-1　休止装置操作要領

	常用時揚程	休止時揚程
操作選択	揚程選択スイッチを常時に選択	揚程選択スイッチを休止に選択
フック状態	フック開閉に関係なし	フック開閉に関係あり
ゲート操作		

3-7-2　ラジアルゲートおよびローラゲート用扉体休止装置

1．ラジアルゲートおよびローラゲート用扉体休止装置の形式は，扉体，開閉装置，土木構造物等の取付場所を考慮して決定しなければならない。
2．休止装置の開閉は，機側による手動操作を原則とする。

【解　説】

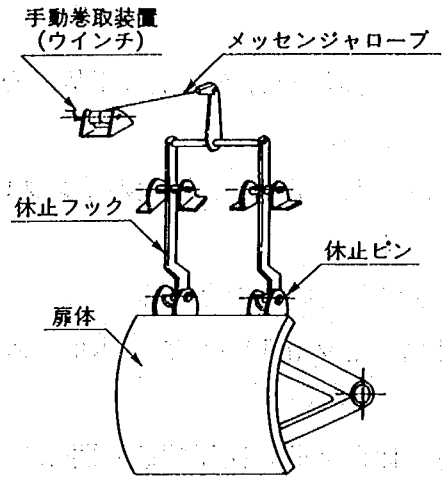
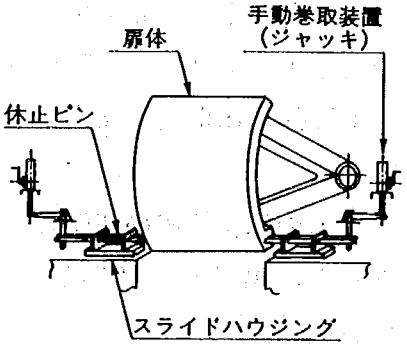
1．ラジアルゲート用扉体休止装置として一般に使用されている形式には，次の２方式がある。

①　上部吊方式（フック引掛式）

②　下部受け方式

２方式の概要，特徴を表3.7.2-1に示す。選定に当たっては，安全性，操作性を考慮しなければならない。

表3.7.2-1　扉体休止装置形式の特徴

形式 / 項目	①　扉体上部吊方式	②　扉体下部受け方式
略図		
構造説明	扉体最上部に休止ピンを設け，油圧シリンダ架台から吊り下げられた休止フックで扉体を休止する方法。	左右戸当りに休止ピンを設け，端縦桁下部のピン受けでピンを支持して扉体を休止する方法。
特徴	①開閉装置室内で操作できる。 ②フックおよびフックピンの作動確認を目視できない。 ③シリンダ受台と共に搬入，据付ができる。 ④アンカは不要である（ゲート荷重は操作室架台に分散させて受けることができる）。 ⑤フック部の塗装が困難である。 ⑥リミットスイッチ２個必要である。（開閉用各１個） ⑦リミットスイッチは，ゲート操作時噴流水（シブキ）の影響を受けない。 ⑧２本のフックを同時に操作できる。 ⑨休止ピンと扉体との距離が短くできる。	①開閉装置室下部にあるゲート室の両側に降りて操作する必要がある。 ②休止ピンの作動確認が直接確認できる。 ③ゲート室両側部に装置を別途設ける必要があるので，据付が困難である。 ④休止装置用のコンクリート埋設アンカが必要である。 ⑤リミットスイッチ４個必要である。（左右岸に開閉用各２個） ⑥リミットスイッチはゲート操作時噴流水にさらされる恐れがあるので，防水対策が必要である。 ⑦休止操作は左右別々に行う。

2．扉体休止装置は，扉体または開閉装置の点検・整備および補修時に使用する。扉体休止時，扉体の下を通路または扉体の下で作業を行う場合があるので安全確保のため，休止装置の開閉は，機側にて目視で確認できるよう手動操作を原則とする。

3-7-3　ボンネット形ゲート用扉体休止装置

ボンネット形ゲート用休止装置は，十分安全で操作性の良い機構としなければならない。

【解　説】

1．ボンネット形ゲート用休止装置は，シリンダ内蔵型休止装置が一般に使用されており，手動開閉式と油圧開閉式の2方式がある。遠方操作しないゲート休止装置は手動開閉式が使用され，ゲートの点検・整備時のみゲートを休止する設備に使用する。油圧開閉式の場合は，遠方操作を必要とする設備または休止開閉を繰り返し行う設備に使用する。手動開閉式には手動ねじ込み方式，油圧力開閉方式にはボール方式，押えロッド方式，スライドフック方式がある。

上記方式の略図，特徴については，表3.7.3-1，表3.7.3-2に示す。

2．シリンダ内蔵型休止装置は，目視で開閉が確認できず，トラブルの原因となる例が報告されている。特に油圧開閉式休止装置は，ピストンの昇降により自動開閉する方式があるが，シリンダの外部より開閉は，確認できないので，外力（小型シリンダ等）で開閉する方法が望ましい。

表3.7.3-1　手動開閉式休止装置

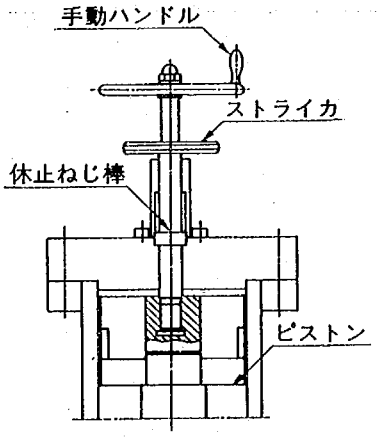
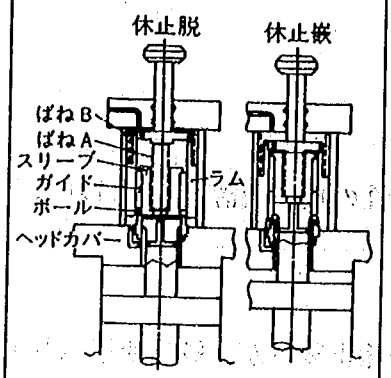
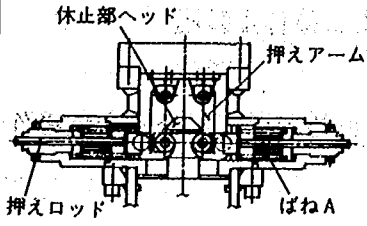
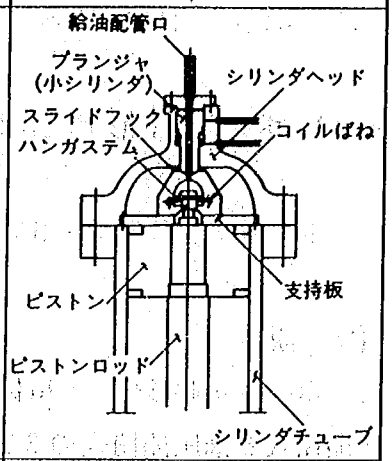
項目＼方式	手動ねじ込み方式
略図	
構造説明	1．休止装置は油圧シリンダ最上部に取り付け，手動ハンドル，休止ねじ棒，ストライカより構成される。 2．休止ねじ棒をピストンヘッドにねじ込み休止する。
外部からの確認	必要（休止装置の作動は外部より確認可能）
特徴	①　シリンダヘッド部に残圧があるとねじ棒をピストンヘッドねじ穴にねじ込めないことがある。 ②　ねじ棒をピストンヘッドへねじ込む際に，ねじ部最終端でねじ込みすぎると，ねじ棒を弛めることができなくなる。

表3.7.3-2　油圧開閉式休止装置

方式 / 項目	ボール方式	押えロッド方式	スライドフック方式
略図			
構造説明	1. 休止装置は油圧シリンダ最上部に取り付け，ボール，ラム，ガイド，スリーブ，ばね，休止ロッドより構成される。 2. 休止ロッドがボールに引掛りゲートを休止する。	1. 休止装置は油圧シリンダ最上部に取り付け，押えアーム，押えロッド，ばね等により構成される。 2. ばね力で押えロッドを押しゲートを休止する。	1. 休止装置は油圧シリンダ最上部に取り付け，プランジャ，スライドフック，ハンガステム，ばねより構成される。 2. ハンガステムがスライドフックに引掛かり休止する。
外部からの確認	必要（休止装置の作動は外部より確認可能）	不要（休止装置の作動は外部より確認可能）	必要（休止装置の作動は外部より確認不可能）
特徴	①ゲート休止状態で手動ポンプにより直接ゲートを下げ操作すると休止ロッドが破損する恐れがある。 ②構造が複雑。 ③ゲートの動きと休止ロッドの動きが異なる。 ④休止着・脱の検出が困難。	①ばね力の調整が困難。 ②休止部のヘッドの加工が困難。 ③休止脱前にピストンが動き出す恐れがある。 ④押さえアームが片当たりの時無理な力が働き破損する恐れがある。	①ばね力の調整が困難。 ②緊急時はスライドフックを切断して閉操作を行う。 ③スライドフックの作動がスムーズでない。 ④手動ポンプにて休止脱操作を行う場合プランジャが作動しない恐れがある。

3-8 機側操作盤

3-8-1 一　　般

1. ゲートには，開閉装置の至近で確実に操作を行える機側操作盤を設けるものとする。
2. 機側操作盤には必要な制御機器，操作スイッチ，監視機器などを装備し，操作が安全かつ容易に行うことができるようにする。
3. 操作は機側操作を優先とし，機側においてゲートの開閉操作が確実に行えるものでなければならない。

【解　説】

1. 機側操作盤は開閉装置と操作員をむすぶ重要な役目を果たすものであり，ゲート運転状況を表示するとともに開閉停止などの適切な動作を行う装置である。従って誤った表示や誤操作を発生させてはならない。そのためには表示灯，押ボタンの色，各種計器の表示形式，配置などを考慮したものでなければならない。
2. 機側操作盤は，ゲートの操作を機側において遠方操作に対して機側優先で行えるものとする。

   また，遠方操作と機側操作の切換は機側操作盤の操作小扉を開けることにより機側操作，閉じることにより遠方操作に切換り，機側操作中は遠方からの操作信号に対して作動しない機能を確保する。

   なお，遠方操作中に機側操作に切換えた場合には，直ちにゲートの開閉動作を停止する機能を有するものとし，遠方操作系が故障の時でもゲートの操作は機側操作盤で確実に行えるものとする。
3. ゲート操作中であっても，機側操作盤または遠方操作盤からの非常停止操作より直ちに開閉動作を停止できるものとする。
4. 機側操作盤の回路構成は複雑化を避け信頼性の高い単純な構成とし，安全性，耐久性に優れたものとする。

   またゲートからの過放流を防止するため開動作制限を持たせるものとし，点検・整備時には開動作制限を解除できるものとする。

   なお，ゲート操作の安全性からゲート開閉動作中は運転表示灯を点滅させ，電子音等で動作を知らせ，故障が発生した場合には故障表示灯を点灯させベル，ブザーなどで警報を発するものとする。

   故障表示灯は故障原因を除去するまで点灯するものとする。また故障リセット押ボタンで消灯できるものとする。ベル，ブザー警報は押ボタンおよびタイマによって停止できるものとする。
5. 機側操作盤はゲートを運転する操作スイッチ，運転状態を監視する表示装置および開度計，運転制御する制御部，遠方操作設備との信号を送受する入出力部，電源を受ける電源部などか

ら構成しており，ゲート操作に直接必要な機器は機側操作盤の盤面に設置し，直接必要ない機器は盤内に配置するなど，操作が簡単で誤操作が起きず，点検・整備が容易に行えるものでなければならない。操作および点検・整備は原則としてすべて前面から容易に行える構造とする。

なお，ゲート用機側操作盤の制御部にプログラマブルコントローラ（Programmable Controller）を採用することも可能であるが，プログラマブルコントローラの使用は，魚道ゲート，取水ゲートなど機側で複雑な自動制御を行う場合に適しており，洪水吐きゲートのように単純にゲートの開閉運転を行う程度で複雑な制御もなく，プログラマブルコントローラを使用するメリットは特に無いため，当面プログラマブルコントローラは採用しないものとした。

6. 機側操作盤は開閉装置室の中に設ける場合であっても据付時などに風雨，塵埃にさらされ，また，開閉装置室そのものも完全な密閉構造でないため防じん，防湿を考慮した屋外閉鎖自立構造とする。また，外部配線の引き出しは，原則として盤の下部から行うものとする。

7. 機側操作盤の計器および表示灯は外部から見やすい位置に配列し，操作スイッチ類はみだりに操作できないよう前面扉とは別に操作小扉内に取り付けるものとする。

また，監視窓は強化ガラスなどを使用し，前面扉および操作小扉は施錠可能とする。施錠のための鍵 No. はマスタキー方式とする。

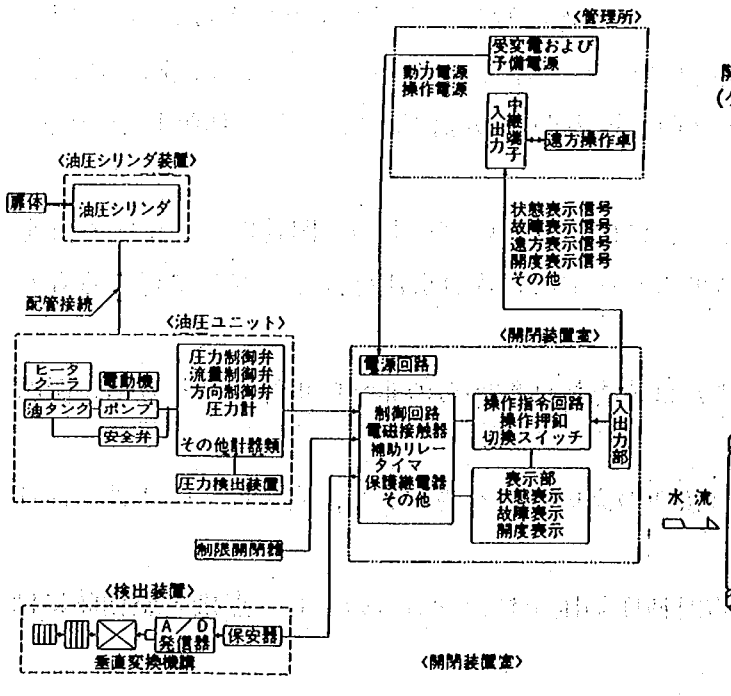


図3.8.1-1　操作系統図例

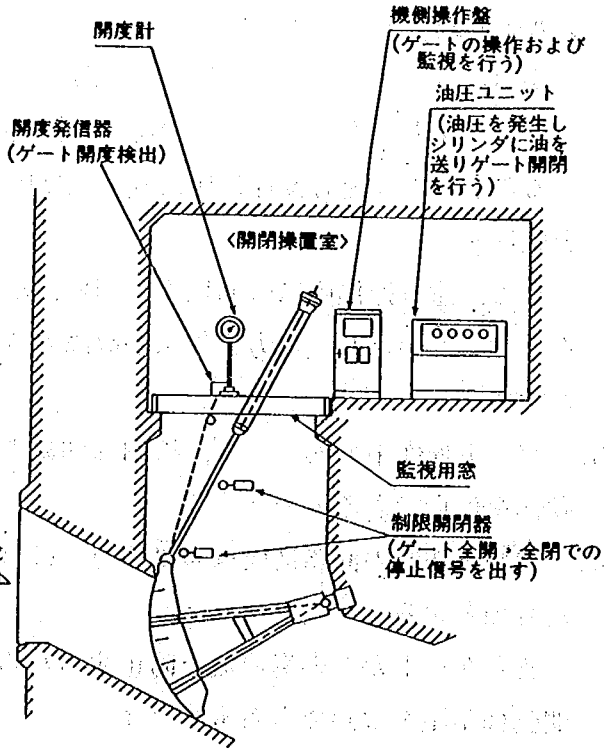


図3.8.1-2　ラジアルゲートでの機側操作盤等の配置例

3-8-2 設置条件

1. 機側操作盤は，原則として開閉装置室に設置するものとする。
2. 機側操作盤の設置場所は，周囲の環境条件，操作や点検・整備の利便性に十分配慮するものとする。

【解　説】

1．従来機側操作盤の設置場所からゲートの動作状況が監視できない例もあったので，本要領では的確にゲート監視を行うため，機側操作盤はゲートの油圧ユニット付近に設置し，ゲートや油圧ユニットの状況を適切に監視出来るようにした。

ゲートの動作状況が監視出来ない場合は，監視用窓の設置，ITVによる監視方法など必要に応じて採用することが望ましい。

2．ダム用ゲートの機側操作盤の設置場所は概ねダム堤体内であり，機側操作盤のその設置環境は良好でない。

したがって，機側操作盤の設置場所，配置計画は，これらの条件を考慮に入れ計画を立てるとともに機側操作盤の材質および機器についても配慮しなければならない。

特に開閉装置室は気象条件の変化による温度，湿度の影響が著しく，また小動物，昆虫などの侵入に対し対策を行う必要がある。

3．機側操作盤内に使用されている電気機器は保障される温度条件にも制限があり，また電気機器は一般に湿度を嫌うため絶縁不良や接触不良に対する対策を立てる必要がある。

高湿度および低温に対応するためスペースヒータを機側操作盤内に設置する。スペースヒータは，温度・湿度センサにより，電源の制御を行う。さらに湿度対策として乾燥剤を入れることも有効である。

3-8-3　供給電源

ダム用ゲートの開閉に必要な動力および操作電源は，次によるものとする。

1．動力電源は，3相3線式200Vまたは400Vとする。

2．操作電源は，単相2線式200Vまたは100Vとする。

3．遠方操作信号用電源は，原則として直流100Vとする。

【解　説】

1．ゲートの制御不能がダム管理上重大な影響を与える恐れがある場合は，配線の二重化や特に重要な設備については予備動力の設置などにより，信頼性の向上を図るものとする。図3.8.3-1に供給電源系統図例を示す。

2．機側操作盤の操作電源は単独に供給を受けるほか，予備として動力電源より分岐する。また遠方操作がなく機側操作のみの場合，原則として動力電源より分岐するものとする。

スペースヒータおよび盤内照明灯用電源は動力電源や操作電源を遮断している時でも常に通電して盤内の除湿，点検・整備を行えるよう単独に供給を受けるのが望ましい。図3.8.3-2に機側操作盤回路図例を示す。

なお，遠方操作信号用電源は他のケーブルから静電誘導作用もしくは電磁誘導作用による誤操作を防ぐため，原則として直流100Vの供給を受けるものとする。

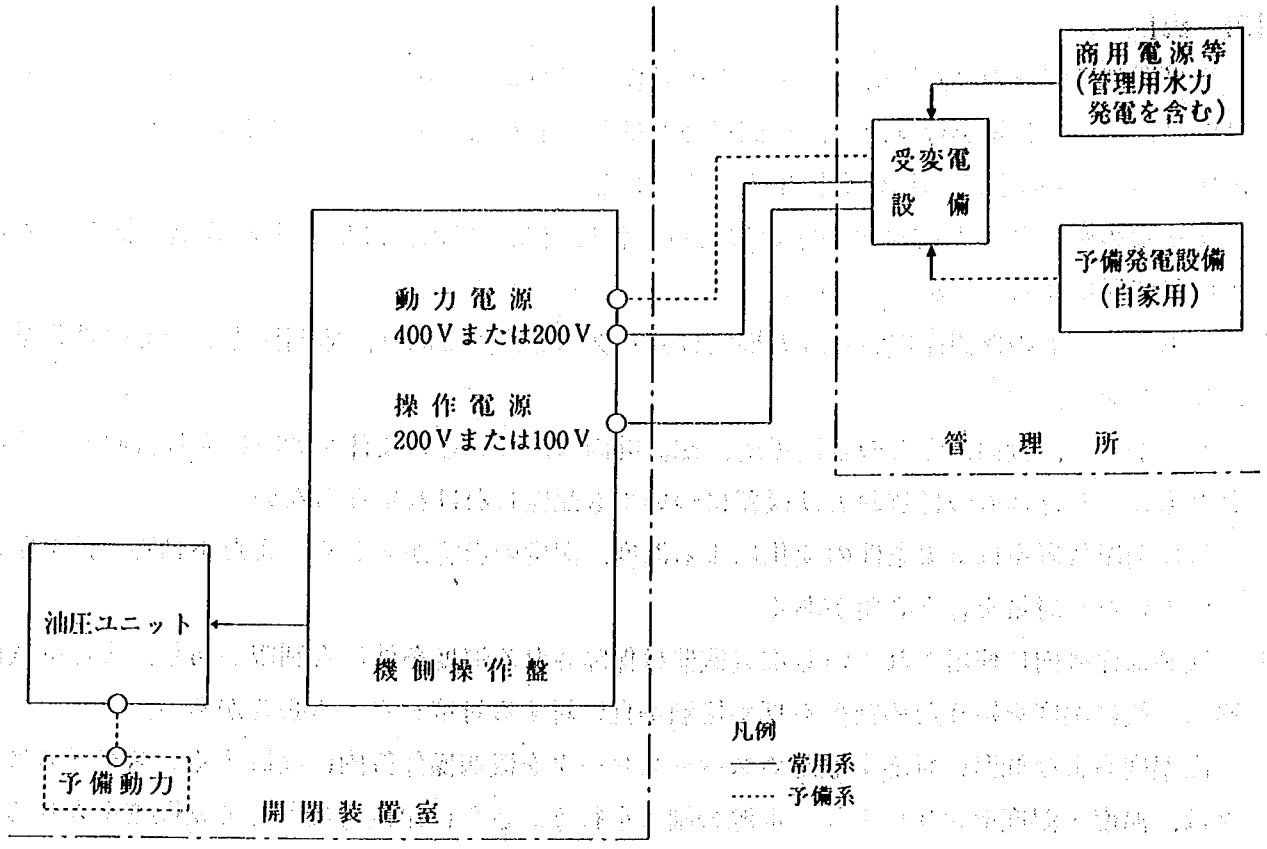


図3.8.3-1　供給電源系統図例

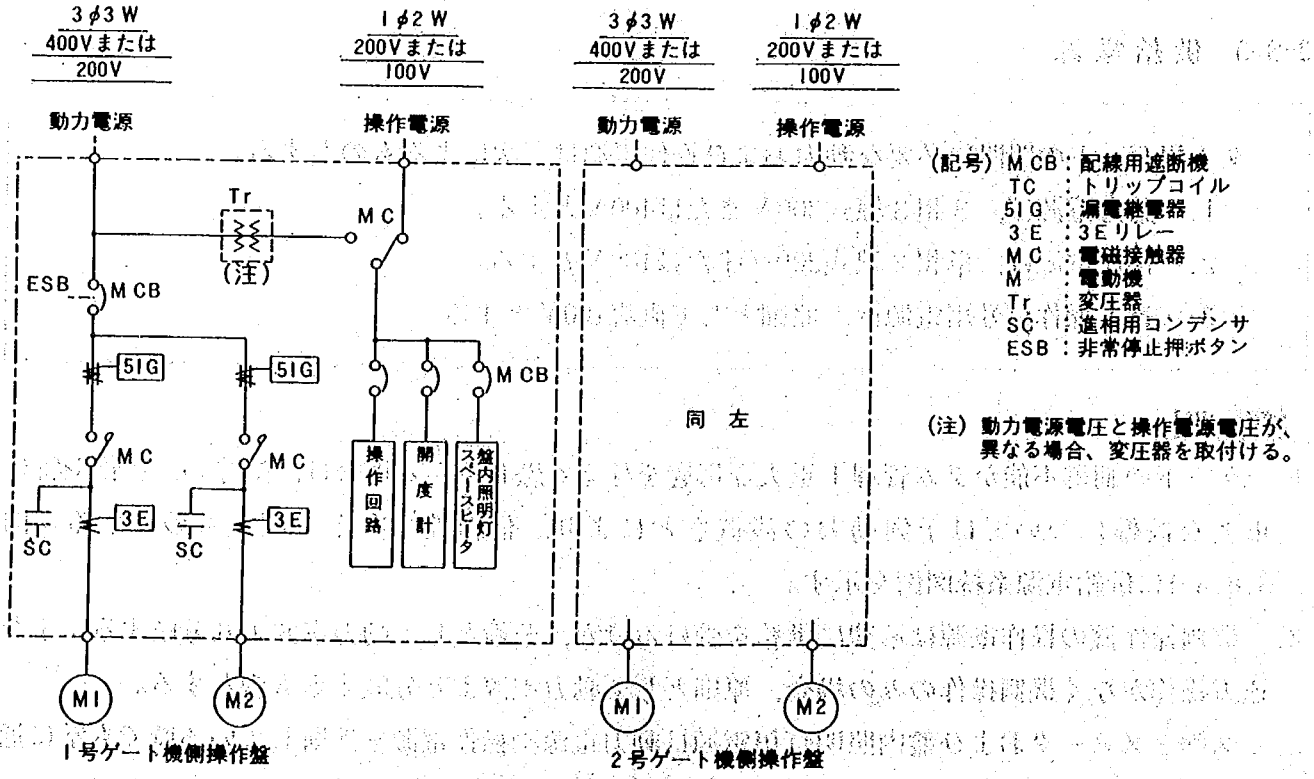


図3.8.3-2　機側操作盤電源回路図例

3．誘導雷によって電気・制御設備が被害を受けるため，避雷器の設置などの対策を行うのが望ましい。

3-8-4 操作手順

ラジアルゲート(摺動式)，高圧ローラゲートおよびボンネット形ゲートの操作手順は，表3.8.4-1および表3.8.4-2に掲げる順序とし，操作の確実性を図るものとする。

表3.8.4-1 ラジアルゲート(摺動式)，高圧ローラゲートの操作手順

	開　操　作	閉　操　作
1	機側操作盤の小扉を開ける	機側操作盤の小扉を開ける
2	"ポンプ運転" ボタンON ↓ ポンプ作動 ↓ ポンプアンロード ↓ タイムアップ(オンロード)	"ポンプ運転" ボタンON ↓ ポンプ作動 ↓ ポンプアンロード ↓ タイムアップ(オンロード)
3	"ゲート開" ボタン ON ↓ ゲート上昇	"ゲート閉" ボタン ON ↓ ゲート下降
4	くり返し：開過動作タイマ作動 ↓ "ゲート開" ボタン ON ↓ ゲート上昇	
5	"ゲート停止" ボタンON ゲート任意位置で停止	"ゲート停止" ボタンON ゲート任意位置で停止
6	ゲート全開位置で 自動停止	ゲート全閉位置で 自動停止
7	"ポンプ停止" ボタンON ↓ ポンプ停止	"ポンプ停止" ボタンON ↓ ポンプ停止
8	機側操作盤の小扉を閉める	機側操作盤の小扉を閉める

表3.8.4-2 ボンネット形ゲートの操作手順

	開　操　作	閉　操　作
1	機側操作盤の小扉を開ける	機側操作盤の小扉を開ける
2	"ポンプ運転" ボタンON ↓ ポンプ作動 ↓ ポンプアンロード ↓ タイムアップ(オンロード)	"ポンプ運転" ボタンON ↓ ポンプ作動 ↓ ポンプアンロード ↓ タイムアップ(オンロード)
3	"ゲート開" ボタン ON ↓ ゲート上昇	"ゲート閉" ボタン ON ↓ ゲート下降
4	"ゲート停止" ボタンON ゲート任意位置で停止	"ゲート停止" ボタンON ゲート任意位置で停止
5	ゲート全開位置で 自動停止	ゲート全閉位置で 自動停止
6	"ポンプ停止" ボタンON ↓ ポンプ停止	"ポンプ停止" ボタンON ↓ ポンプ停止
7	機側操作盤の小扉を閉める	機側操作盤の小扉を閉める

【解　説】

1．ゲートの機側操作手順は，油圧ポンプ起動操作をし，その後ゲート開閉押ボタンでゲートの開閉を行ったり，あるいは直接ゲート開閉押ボタンを押すことによって油圧ポンプが起動され，油圧確立後ゲートの開閉運転が始まるなど，ダムまたは設備ごとによって異なっており，ゲートの操作もある程度の知識と熟練を要したが，操作手順を統一化することによって誤操作がなくなり操作が容易になる（フールプルーフ化）。したがって，本要領では，その操作手順を統一した。

2．ゲートの開閉操作手順はゲート形式，圧着方式，開閉装置の形式などによりそれぞれ異なるので，操作の容易さおよび確実性の向上を図るため標準操作手順を示した。

①　ラジアルゲート（摺動式），高圧ローラゲート操作手順（表3.8.4-1）

②　ボンネット形ゲート操作手順（表3.8.4-2）

標準操作手順を適用出来ない形式のゲートの場合は，基本的にこれに準ずるものとする。

3．ゲートの操作において的確な操作支援を行うため，音声や文字ディスプレイ装置による操作手順と状況把握のガイダンスを設けることが望ましい。

3-8-5　外観および構造

1．機側操作盤の外観および構造は，防じん，防湿を考慮し，耐久性にも優れている屋外形仕様を標準とする。

2．機側操作盤のチャンネルベースは腐食を防止するため，ステンレス鋼または溶融亜鉛めっき加工とする。

【解　説】

1．機側操作盤は開閉装置室の中に設ける場合であっても，据付時などに風雨，塵埃にさらされ，また，開閉装置室そのものも完全な密閉構造でないため，機側操作盤は防じん，防湿を考慮した構造とし，その形式は屋外閉鎖自立形とする。

操作盤は，日本電機工業会規格JEM1267では，表3.8.5-1の規定に該当する。

表3.8.5-1　JEM1267制御盤の保護機能

保護形式	保護の内容
保護形式3（W）	屋外に設置して使用できる。
保護形式1（1）	・人体の表面積が大きい部分，例えば人の手などが誤って内部の充電部または可動部に接触する恐れがない。 ・直径50㎜を超える個体物体が内部に侵入しない。
保護形式2（1）	・鉛直に落下する水滴によって有害な影響を受けない。

(1)　ダム堤体内に配置することを考慮し湿気の侵入を防ぐため，扉にはゴムパッキンを取付け，底板の配線立ち上り部は機側配線用と遠方配線用とに分割し，パテ，ゴムなどで確実に密閉処理を行う。

(2) 大扉，小扉は開いた状態で固定できること。

(3) 扉ハンドルは鍵付とし，確実に施錠できるようにし，鍵 No. は他の設備と共通のマスタキー方式とする。

(4) 大扉裏面にＡ３判程度の図面収納ケースを設けること。

2. 箱体は収納機器の重量や作動による衝撃などに十分耐える構造とし，使用板厚は2.3㎜以上とし，扉部については3.2㎜とする。

チャンネルベースは，ステンレス鋼または SS400を溶融亜鉛めっきしたものを使用する。

なお，めっきの種類は HZD55（550g/㎡以上）を標準とする。

3. 形状寸法は屋外閉鎖自立形で前面扉，後面固定とし，扉は大扉と小扉を設け，小扉を開くことにより機側操作が優先するものとする。また前面大扉に計器，表示装置が監視できるよう監視窓を設け，ガラスは強化ガラスを用いること。

なお，寸法は表3.8.5-2を標準とし，幅，高さおよび奥行寸法は収納機器によって決定する。ただし，高さはチャンネルベース100㎜を含んだものとし，盤の横幅が1200㎜を超える場合，大扉は観音開きを標準とする。

図 3.8.5-3 に機側操作盤外観図例を示す。

なお，機側操作盤の他に制御盤，配電盤等を設置する場合は，全体の美観，統一性を考慮し，高さを表 3.8.5-2 によらず決定してよい。

4. 盤の塗装は十分に下地処理を行った後，内外面の仕上はメラミン焼付塗装とし，色彩は設置場所，環境に応じてその都度決定する。

5. 開閉装置室と管理所間の連絡

表3.8.5-2 機側操作盤の標準寸法 （単位：㎜）

幅 （W）	高 さ(H)	奥 行(D)	チャンネルベース
600	1,800以上	600以上	高 さ……100
700	100ピッチで	50ピッチで	
800	2,100まで	800まで	幅 …… 50
900			
1,000			
1,100			
1,200			
1,300			
1,400			
1,500			

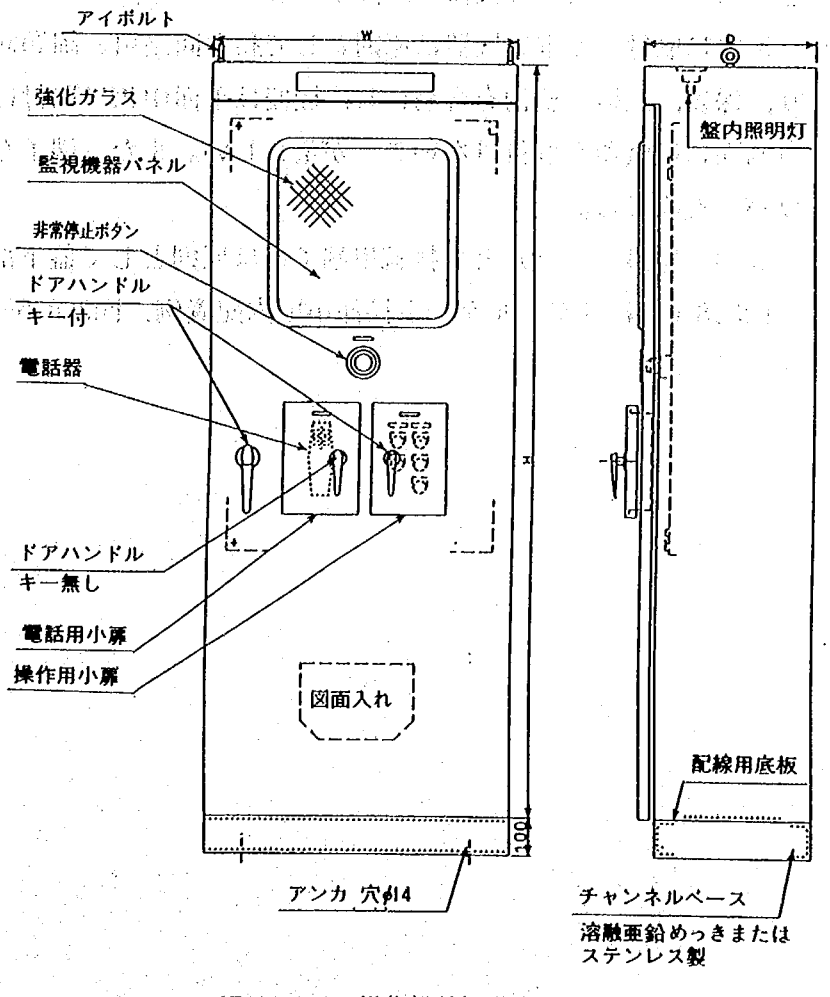


図3.8.5-3 操作盤外観参考図

用に電話機を機側操作盤内に取り付けることを標準とし，また呼び出し用ブザーの外部取出し端子を設けるものとする。

3-8-6 盤内構成

機側操作盤の盤内構成はゲートの操作手順を配慮し，操作がしやすく，誤認，誤操作が起きないよう，また点検・整備時の安全確保も考慮し合理的に配置するものとする。

【解　説】

1. 監視する機器は周囲の明るさやガラス窓の表面反射なども考慮し，視認性と鮮明度の高いものとする。また機器はゲート操作に直接必要なものを前面に配置し，直接必要ないものは内部に収納するのが望ましい。

   盤面の表示内容は，おもにゲートの状態表示，運転表示，故障表示および開度計を配置する。

2. 操作小扉内には，ゲート“開”“停止”“閉”の押ボタンスイッチなどゲート操作に直接関連するものを設置するものとする。

3. 盤内には，保守管理および点検・整備時に必要な電圧計，電流計，各ヒータスイッチ，盤内照明用スイッチなどの機器を設置するものとする。

4. 盤内に取付ける電気機器は原則として動力回路用と制御回路用を縦方向で分離することにより，保安，点検・整備を容易にし，機器は正面中板に取付け保安，点検・整備の面から盤内左右側面には機器を取付けないことが望ましい。また，端子など露出部には感電防止のため透明カバーを設ける。

   なお，盤外ケーブルとの接続用端子台は原則として盤下部に設ける。

   図3.8.6-1にラジアルゲート操作小扉内配置例，図3.8.6-2にラジアルゲート盤面構成例を示す。

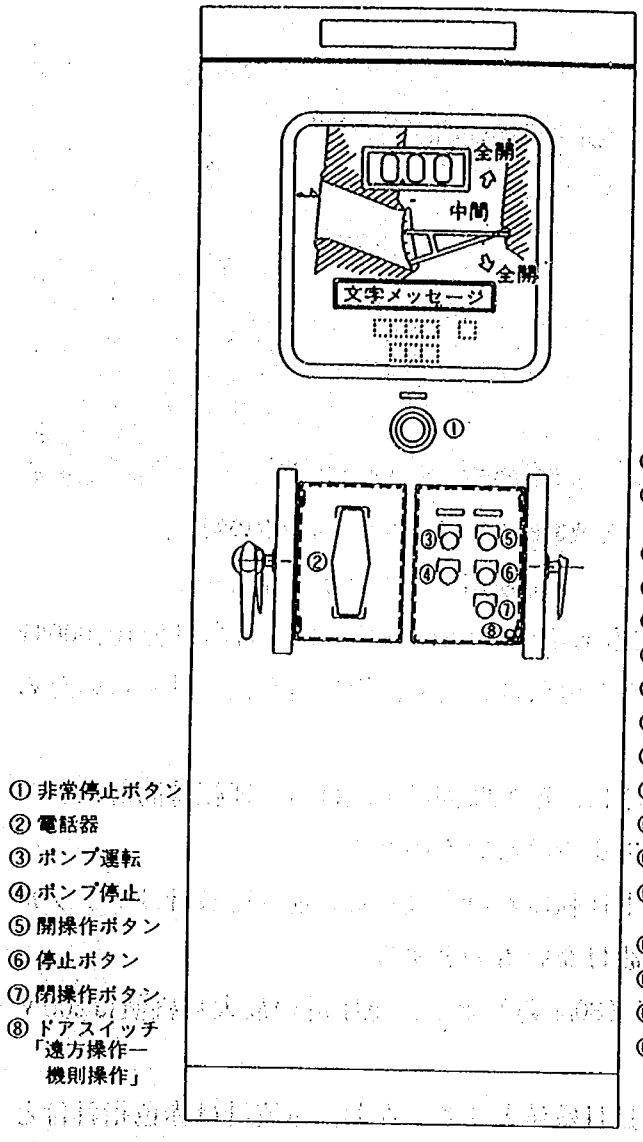


図3.8.6-1　ラジアルゲート操作小扉内配置例

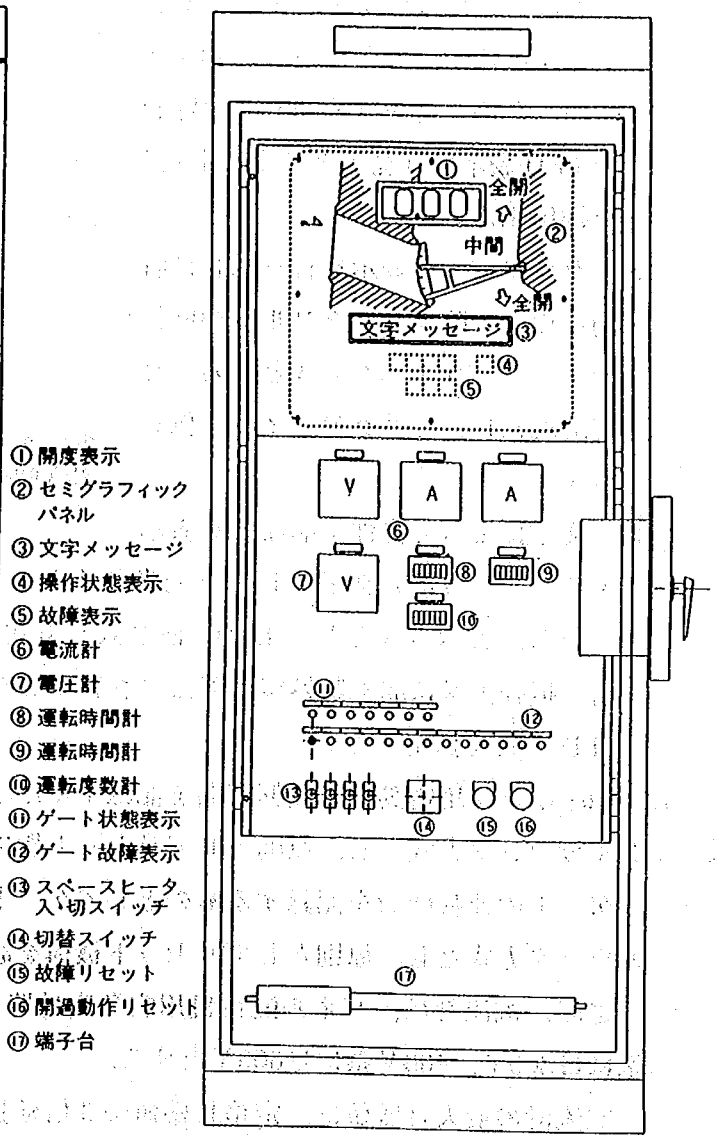


図3.8.6-2　ラジアルゲート盤面構成例

3-8-7　主要部品

1．機側操作盤に使用する部品は，安全性，耐久性のある入手容易な汎用品から選定することを原則とする。

2．使用実績の少ない部品を使用する場合はその使用条件，環境条件を考慮し，事前にその性能を十分確認して使用するものとする。

【解　説】

1．機側操作盤に使用する部品は，故障時対応や更新・整備の対応を迅速・的確に行うため，他の操作盤との互換性や耐久性もある一般に入手容易な汎用品を採用することを原則とした。

2．ゲートの動作状態表示，故障表示などを表すものとして，機側操作盤の表示装置には次のものがある。

(1)　表示灯の表示色は，状態表示は白色，故障表示は赤色とする。

表示灯は従来のフィラメント形表示灯があるが，寿命が短い(約2,000時間）ため長寿命（約 30,000時間）のLED表示灯（発光ダイオード式）を採用する。

(2) グラフィック表示を行う場合は特別な場合を除き，アクリル板製貼付のミニグラフィック方式とする。写真3.8.7-1 にミニグラフィック例を示す。

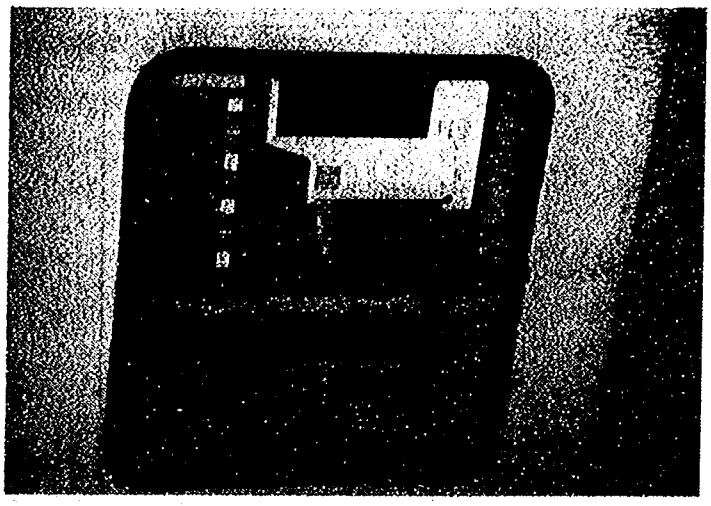


写真3.8.7-1 ミニグラフィックの例

(3) 文字によって操作手順などを表示する場合，表示の文字はLED（発光ダイオード式）を使用することが望ましい。

なお，表示方式としてLCD（液晶式）方式もあるが，LED方式に比べ寿命は約10,000時間で振動衝撃に弱く紫外線が寿命に影響するなど耐久性に劣り，視野角も狭く見ずらいためLED方式を採用する。

3. 油圧ポンプ用電動機の運転時間を記録するために，運転時間計を設ける。運転時間計はデジタルカウンタ方式とし，原則としてリセット機構を設けないものとする。

ゲートの運転回数を記録するものとしてゲート運転度数計を設ける。運転度数計はデジタルカウンタ方式とし，原則としてリセット機構を設けないものとする。

電圧，電流計は，パネル配電盤用広角度計器（80㎜角）とし，電圧計の最大目盛値は200V系には300V，400V系には600Vとする。

電流計の最大目盛値は，定格目盛値の3倍延長目盛値とする。なお，電流計は赤色指針付とする。

4. 機側操作盤の操作スイッチは押ボタンスイッチ（平ボタン）を使用し，切替え用開閉器はカムスイッチを標準とする。

5. 配線用遮断器（MCCB）は，次の条件を満足するものであること。

① 人に対する安全
② 機器自体の保安
③ 事故の拡大防止
④ 操作の安全
⑤ 保守点検の便宜

なお，使用箇所は動力回路，操作回路，計測回路およびその他スペースヒータ，盤内照明回路ごとに設ける。

6. 機側操作盤の故障警報，運転警報に使用する警報機器は，表3.8.7-1を標準とする。

表3.8.7-1 警報機器

機　　器	使用音量（dB/m）	用　　途
電子音など	85以上(ボリューム付)	ゲート動作中警報
ブザー	強力ブザー　90以上	軽故障
ベル	丸　型　90以上	重故障

7. 機側操作盤内の配線方式は，次によるものとする。

(1) 配線に用いる電線の種類は，原則としてJIS C 3307［600Vビニール絶縁電線（IV)］JIS C 3316［電気機器用ビニール絶縁電線（KIV)］またはJIS C 3317［600V二種 ビニール絶縁電線(HIV)］に規定された電線を使用するものとする。

制御回路に用いる電線の断面積は原則として1.25mm^{2}以上，計器用変成器二次回路に用いる電線の断面積は原則として2 mm^{2}以上の電線を使用し，可動部の配線は十分可撓性があるものとする。

(2) 盤面の配線は，ダクト配線方式または束線方式によりまとめるものとする。

なお，ドアなどでの配線で可撓性を必要とする部分は，束線するとともに損傷を受けないような措置を講ずるものとする。

(3) 配線の接続は断線，接続不良，接続の外れ，混触などが生じないよう丸形圧着端子を用いるものとし，分岐は器具端子，端子台または分岐接続器具において行うものとする。

(4) 入出力部および盤内の各配線の端子には，図面と対照判別できる端子記号を記入し，経年変化などで脱落消滅しないマークチューブを使用するものとする。また，端子台はアクリル透明カバーをつけ点検・整備時の感電を防止するものとする。端子は予備として最少10端子以上取付けておくものとする。

3-8-8 表示および警報

機側操作盤には，操作員が適切にゲート操作ができるよう，次のものを設けるものとする。

① 状態および故障表示

② 警　　報

【解　説】

1. ゲートの状態表示灯，故障表示灯の配列は，正常時点灯するものと異常時に点灯するもの，ならびに機械系故障，電気系故障および油圧系故障に分けて配置し，状態表示は白色，故障表示は赤色とする。

故障表示は重故障，軽故障に分類し，重故障は警報（ベル）と同時にゲートを非常停止させるものとする。また，軽故障は警報ブザーを鳴らしゲートは停止させないものとする。

なお，ベル，ブザーは，警報時間の設定を調節出来るものとする。

機側操作盤での状態表示項目は表3.8.8-1，故障表示項目は表3.8.8-2を標準とする。

表3.8.8-1 状態表示項目

表示記入文字	状態表示の内容	備考
電源	動力電源通電中	
機側	機側操作盤の小扉開で機側操作	機側操作優先とする
遠方	機側操作盤の小扉閉で遠方操作	
↑（開中）	扉体が開動作中	フリッカリレーにより表示灯は点滅。同時に電子音などで警報。
↓（閉中）	扉体が閉動作中	
中間	扉体が中間で停止	
全開	扉体が全開位置で停止	
全閉	扉体が全閉位置で停止	
休止開	休止装置が開で休止中	休止装置を設けた場合
休止閉	休止装置が閉でゲート開閉可能	
油圧ポンプ運転	油圧ポンプ駆動用電動機運転中	
油圧確立	油圧ポンプ運転後タイムアップ	

表3.8.8-2 故障表示および警報

表示記入文字	検出方法	故障レベル	故障系統	警報方法	操作員の対応方法
	停電	重故障	電気系	－	予備電源などに切り換える。
漏電	漏電(漏電リレー)	軽故障	電気系	ブザー	漏電箇所を調査し原因究明後復旧する（メガー測定）
3E作動	欠相 逆相(3Eリレー) 過電流	重故障	電気系	ベル	①3相電源がバランスしているか（テスタ） 復帰は黄色のリセットボタンによる。 ②電流計にて過電流か判断
非常上限	リミットスイッチ	重故障	機械系	ベル	全開リミットスイッチの再調整
油圧異常上昇	油圧異常上昇（圧力スイッチ）	重故障	油圧系	ベル	原因究明後再起動
油面異常低下（LL）	油面低下(油面計)	重故障	油圧系	ベル	給油 油漏れ個所の整備，給油復帰
油面低下（L）	油面低下(油面計)	軽故障	油圧系	ブザー	給油 油漏れ個所の整備，給油復帰
ラインフィルタ目詰り	マイクロスイッチ	軽故障	油圧系	ブザー	フィルタ清掃
サクションフィルタ目詰り	マイクロスイッチ	軽故障	油圧系	ブザー	フィルタ清掃
油温異常上昇	油温異常上昇（温度スイッチ）	軽故障	油圧系	ブザー	作動油の冷却
非常停止	強制停止を行ったとき	重故障	電気系	ベル	原因は何か？ 調査

3-8-9 標準回路

1. 機側操作盤の回路は，単純化を図り，安全で確実な作動をする回路および機器構成とする。
2. 機側操作盤の回路設計においてラジアルゲート（摺動式），高圧ローラゲートおよびボンネット形ゲートは，本条で示す標準回路を原則とする。

【解　説】

1. 従来，機側操作盤の回路はゲート形式，開閉装置形式などによりそれぞれ異なっていたが，操作の統一，信頼性の向上および維持管理の容易化を図るため標準回路を示した。

設計に当たっては，この標準回路を適用することを原則とする。

① 標準回路の操作機能は，表3.8.9-1，保護要素は表3.8.9-2のとおりとする。

② ラジアルゲート（摺動式），高圧ローラゲート標準回路（図3.8.9-1）

③ ボンネット形ゲート標準回路（図3.8.9-2）

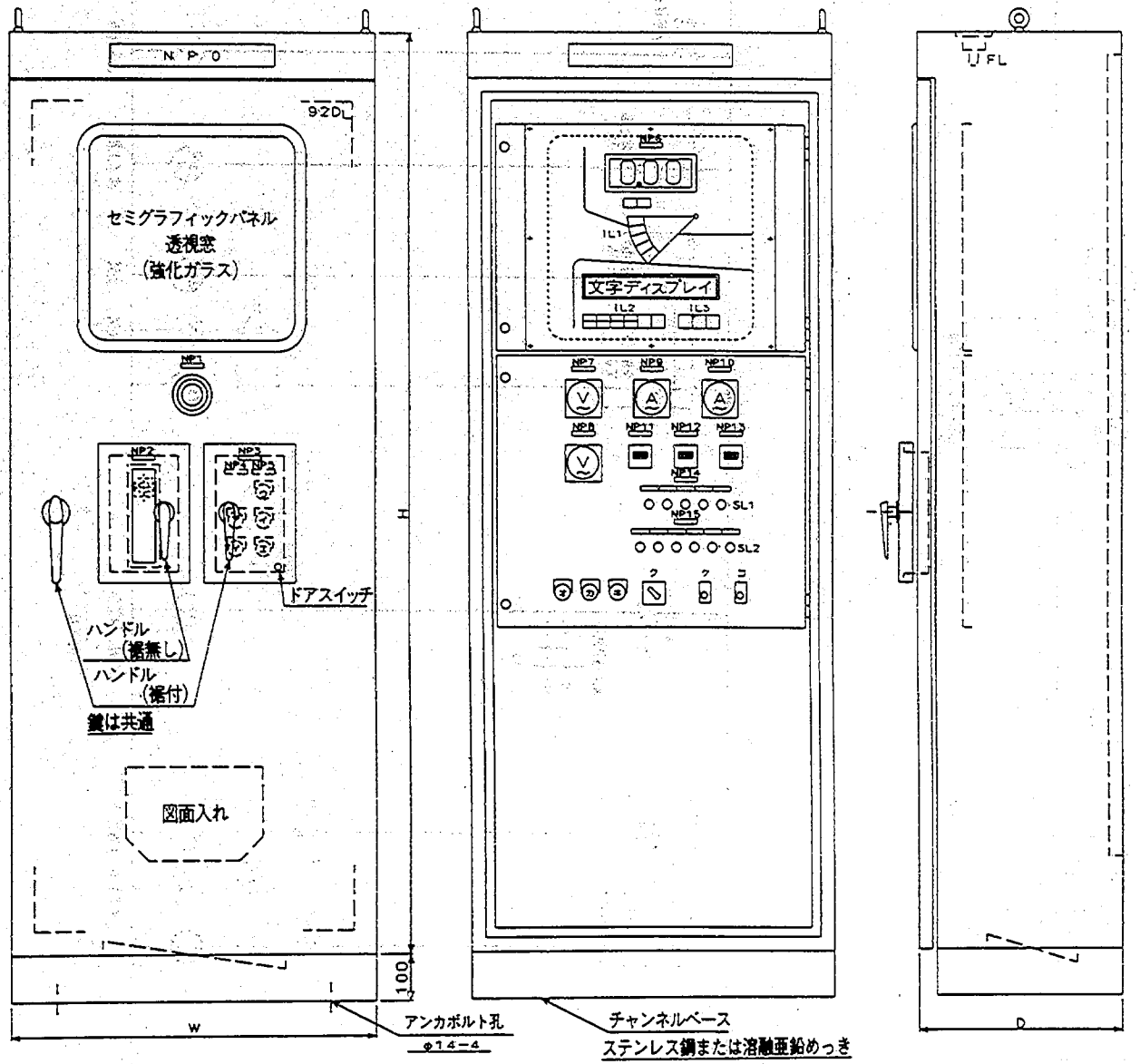
標準回路を適用出来ない形式のゲートがあった場合は，基本的には標準回路を参考にすることが望ましい。

表3.8.9-1 操作機能

機　能	内　容	備　考
動力電源	ＡＣ200ＶまたはＡＣ400Ｖ	平時は動力電源を“切”，操作時に動力電源を“入”とする。
操作電源	ＡＣ100Ｖまたは200Ｖ	動力電源と別系統とし，操作電源，ヒータおよび照明電源は常時通電し，遠方へゲートの状態を出力する。
ヒータ照明用電源	ＡＣ100Ｖまたは200Ｖ	
ソレノイドバルブ電源	ＡＣ100Ｖまたは200Ｖ	
開動作制限	ゲート開操作時の一動作時間を設定時間以内とし設定時間以上に開いた場合，過動作として強制的にゲートを停止させる。（過放流事故防止）	
動力電源入・切	機側操作盤の小扉開ＭＣＢの入・切および遠方よりゲート操作時に動力電源入・切を制御する。	
遠方との受渡し信号	遠方からの操作信号 ・ゲート開 ・ゲート閉 ・主しゃ断器（動力電源）の入，切操作信号	ＤＣ100Ｖの有電圧連続信号を受けるものとし，接点定格はＤＣ100Ｖ，0.1Ａ以上とする。
	遠方からの水位信号（必要に応じて設置）	
	遠方への監視信号 状態表示および故障表示	表示信号受渡し無電圧接点（動作でメーク）とし，接点定格はＤＣ100Ｖ，0.1Ａ以上とする。
	遠方への計測信号　開　度 電流等(必要に応じて設置)	開度（ＢＣＤ） 電流（0～5ＡまたはＤＣ4～20ｍＡ）

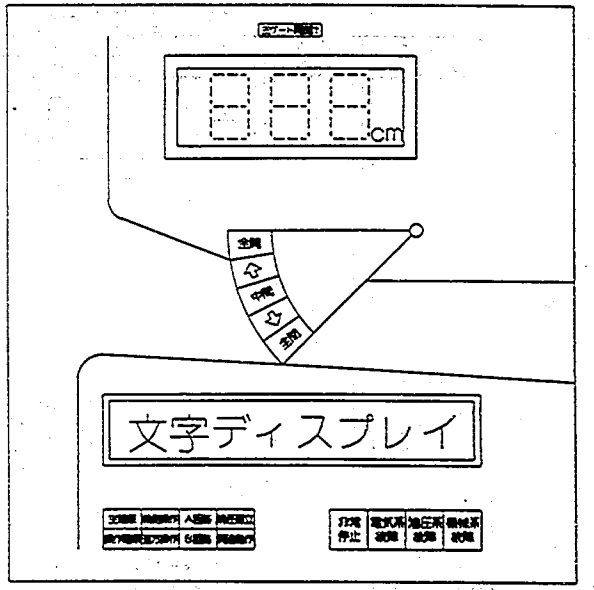
表3.8.9-2 保護要素

保護要素	内容	備考
3Eリレー	過負荷，欠相，逆相を検出	
動力電源断	過負荷および非常停止の時MCBをトリップさせる。	トリップ接点付
開動作制限	ゲートを一定開度以上1動作で操作しない。	開操作時のみとする
漏電リレー	30mA以下程度の漏電を検出する。	電源回路の漏電検出は，漏電継電器を使用する。 漏電が検知された場合は故障表示灯を点灯させ，警報を発するが，電源回路を自動的にしゃ断することはしない。
非常停止	非常停止釦を押し，主遮断器を作動させゲートを停止。	
油面低下	油タンクの油面が規定値以下になった場合。	油圧ユニットからの信号による。
油圧異常	ゲート操作時油圧回路圧力が規定値以になった場合。	油圧ユニットからの信号による。



銘板名称

No.	記入文字	No.	記入文字
NP0	ゲート操作盤	NP13	Bポンプ運転時間
NP1	非常停止	NP14	軽故障
NP2	電話機	NP15	重故障
NP3	操作小扉	ア	運転
NP4	油圧ポンプ	イ	停止
NP5	ゲート	ウ	開
NP6	主ゲート開度計	エ	閉
NP7	動力電源	オ	警報停止
NP8	操作電源	カ	表示復帰
NP9	Aポンプ	キ	ランプテスト
NP10	Bポンプ	ク	A回路−B回路
NP11	Aポンプ運転時間	ケ	スペースヒータ 入/切
NP12	ゲート動作回数	コ	開度制限 入/切

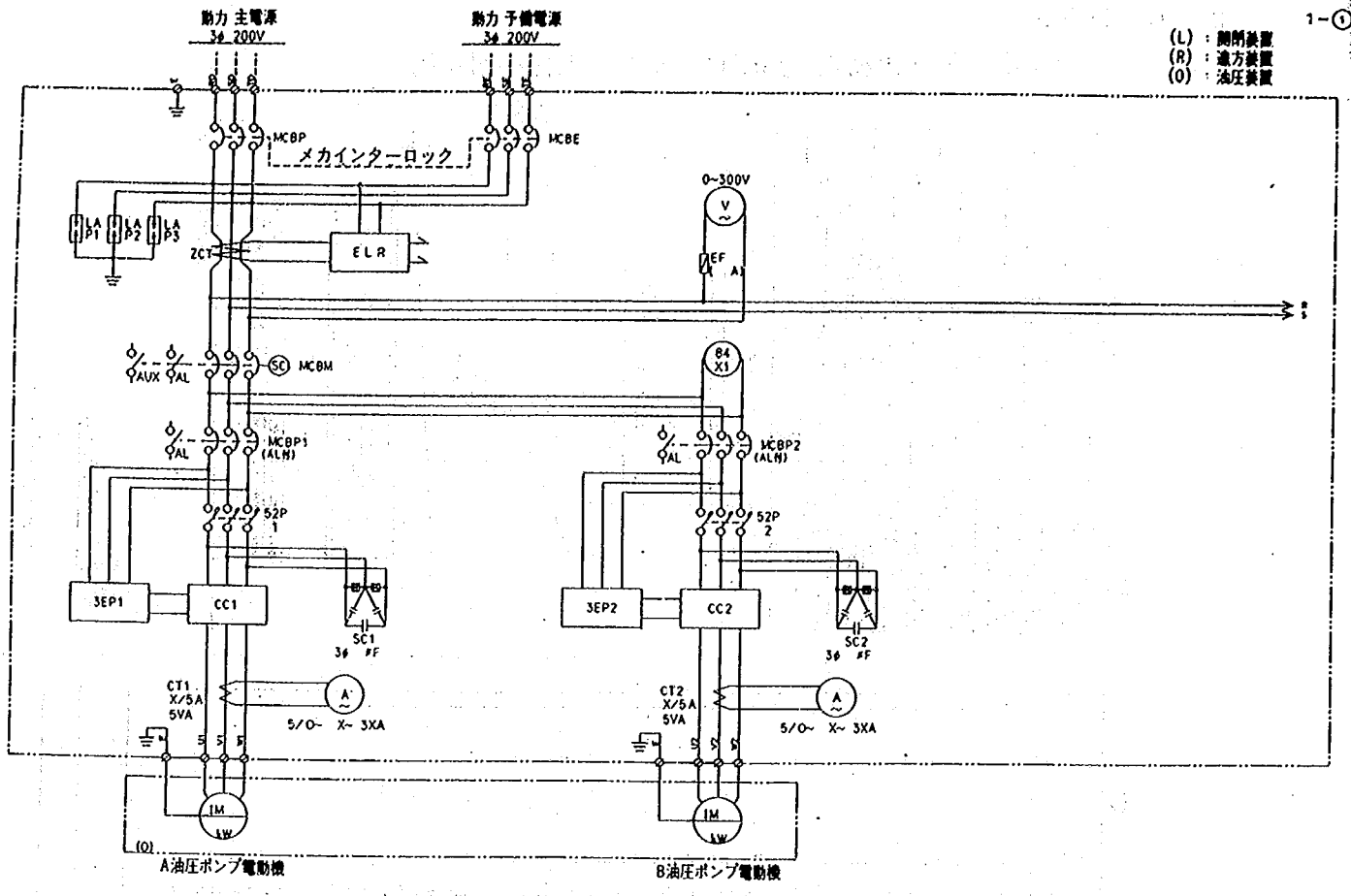


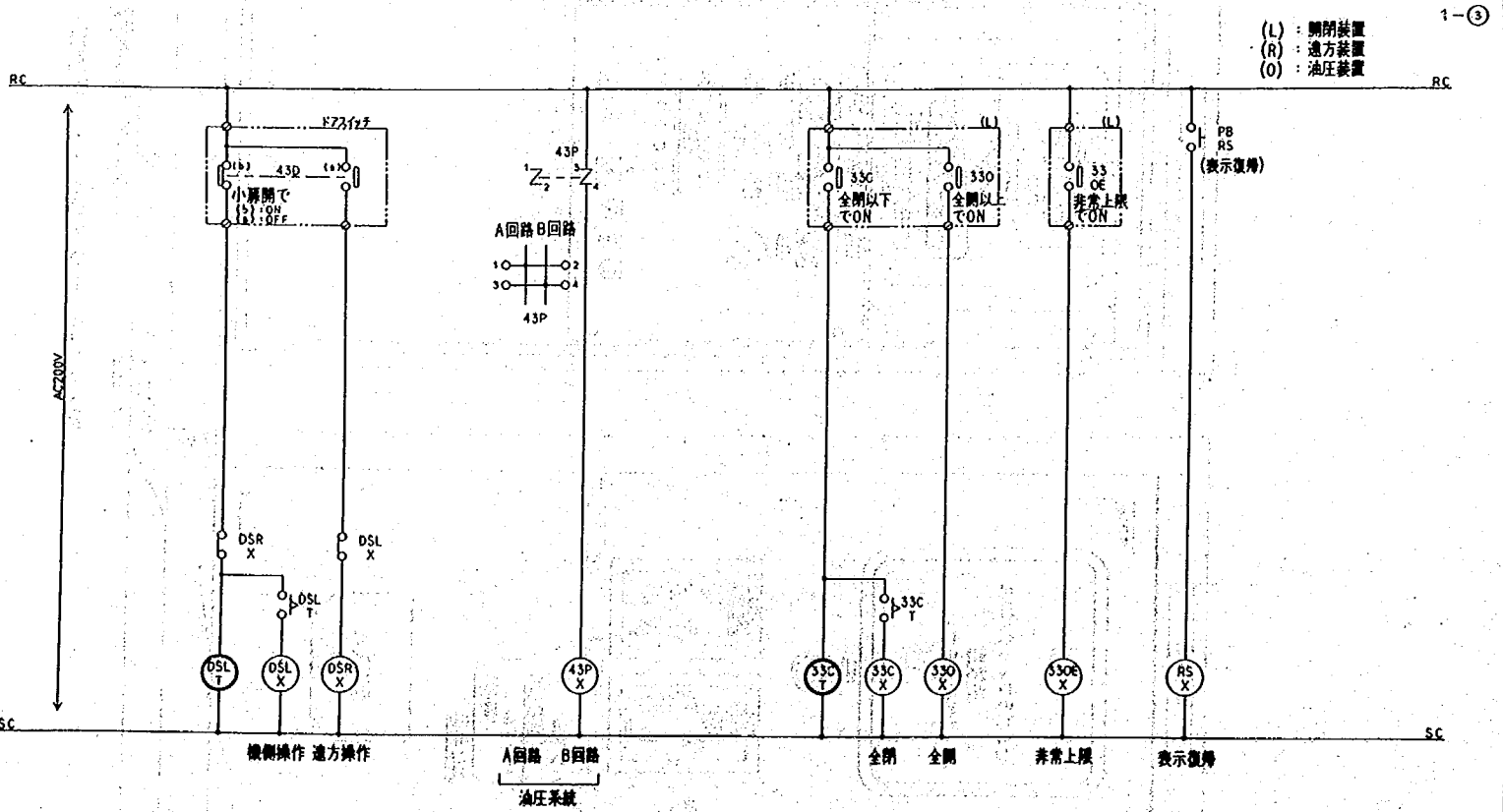
− セミグラフィック参考例 −

構 造
鋼板製屋外仕様自立閉鎖形

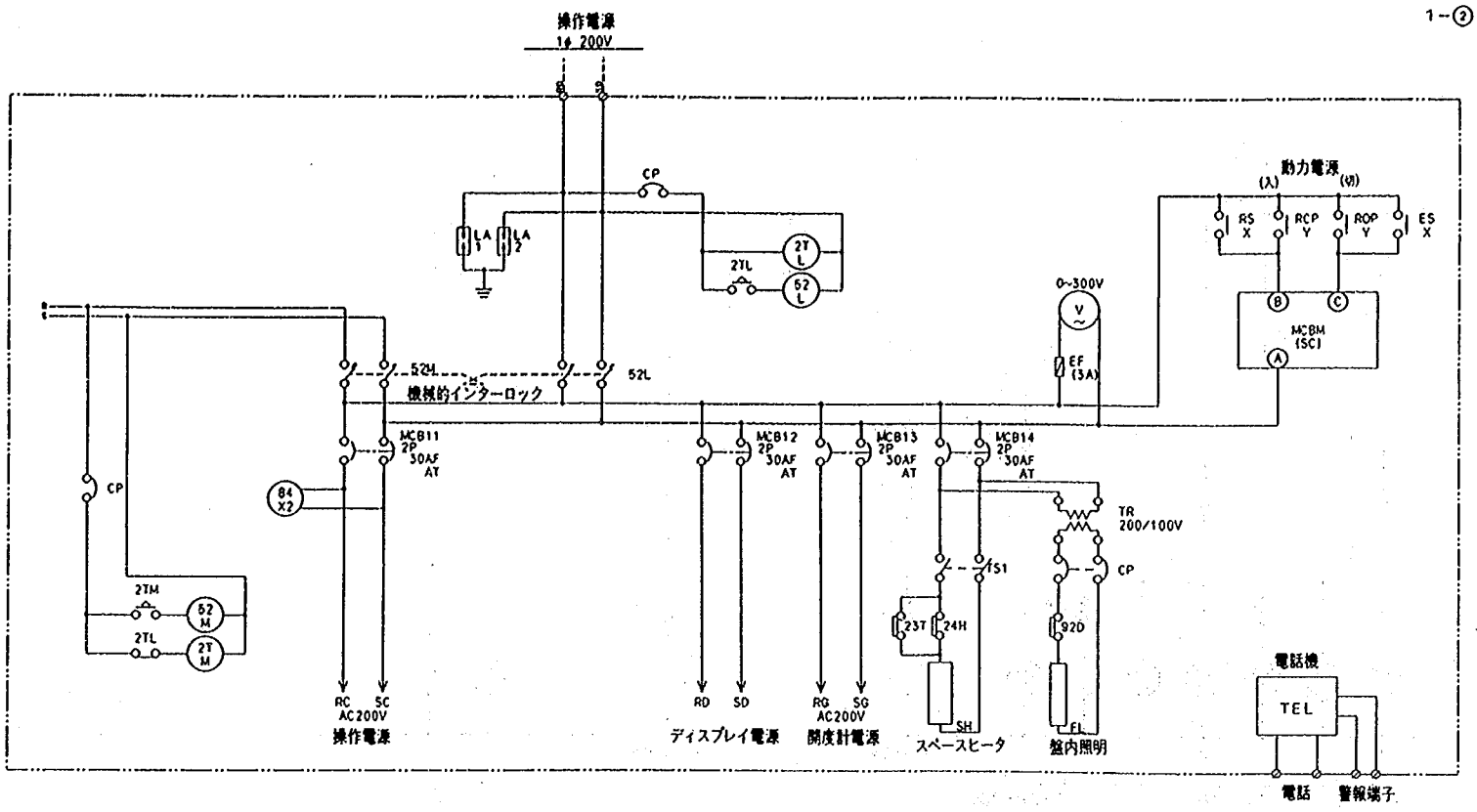
− 盤外形図参考例 −

図3.8.9-1 ラジアルゲート（摺動式）高圧ローラゲート標準回路例


1－①
(L) ：開閉装置
(R) ：遠方装置
(O) ：油圧装置
動力 主電源
3φ 200V
動力 予備電源
3φ 200V
MCBP
メカインターロック
MCBE
0~300V
V
EF
ELR
ZCT
LA P1
LA P2
LA P3
AUX
AL
SC
MCBM
MCBP1 (ALM)
MCBP2 (ALM)
52P 1
52P 2
3EP1
CC1
3EP2
CC2
SC1 3φ AF
SC2 3φ AF
CT1 X/5A 5VA
CT2 X/5A 5VA
A
5/0~ X~ 3XA
IM kW
(O)
A油圧ポンプ電動機
B油圧ポンプ電動機


1－③
(L) ：開閉装置
(R) ：遠方装置
(O) ：油圧装置
RC
SC
AC200V
ドアスイッチ
43D
小扉開で
(b) :ON
(a) :OFF
43P
A回路 B回路
33C 全閉以下でON
33O 全開以上でON
33 OE 非常上限でON
PB RS (表示復帰)
DSR X
DSL X
DSL T
33C T
DSL T
DSL X
DSR X
43P X
33C T
33C X
33O X
33OE X
RS X
機側操作
遠方操作
A回路 B回路
油圧系統
全閉
全開
非常上限
表示復帰

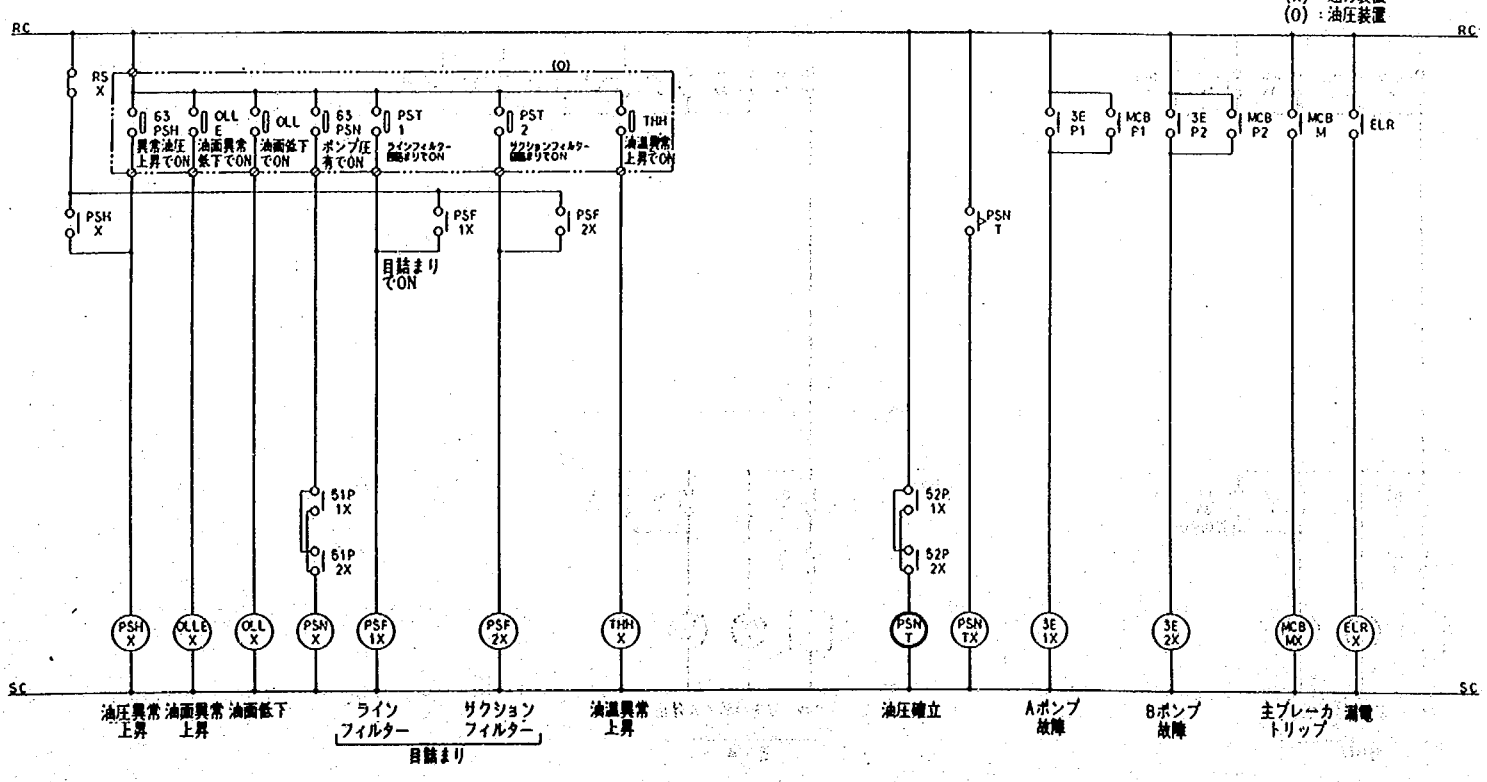
1－②

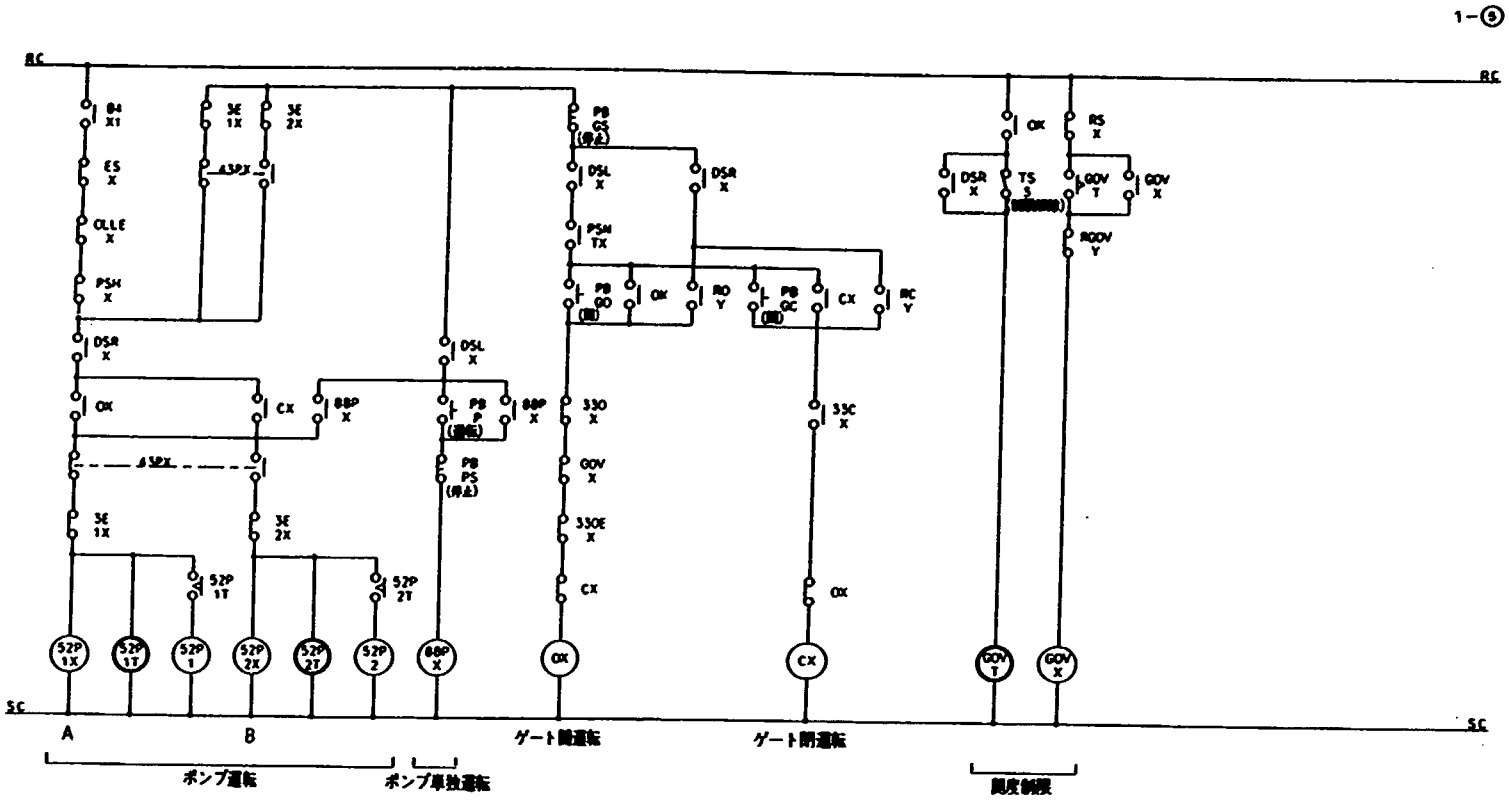


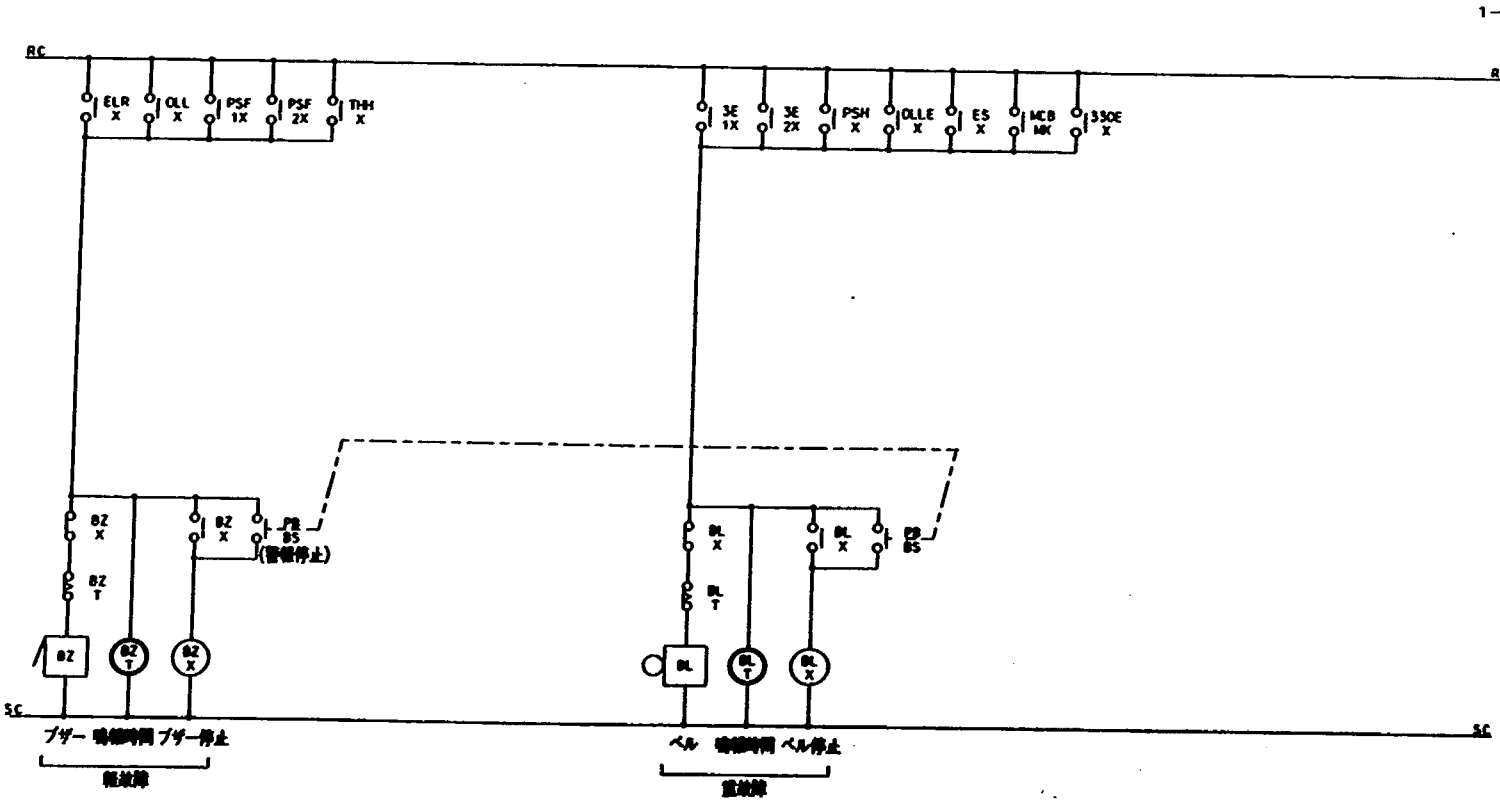
23T サーモスイッチ
24H ヒューミディスイッチ
92D ドアスイッチ(大扉)

(L)：開閉装置
(R)：遠方装置
(O)：油圧装置

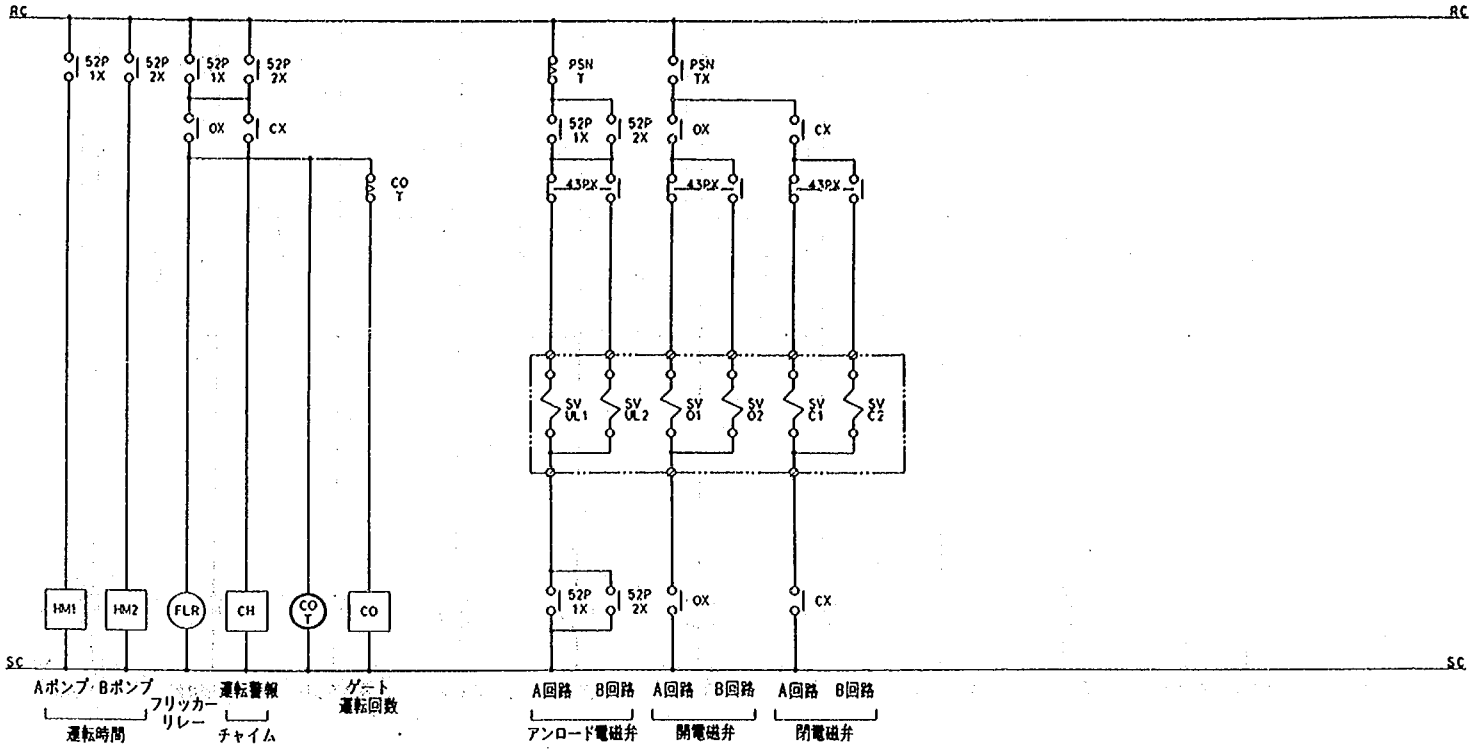
1－④



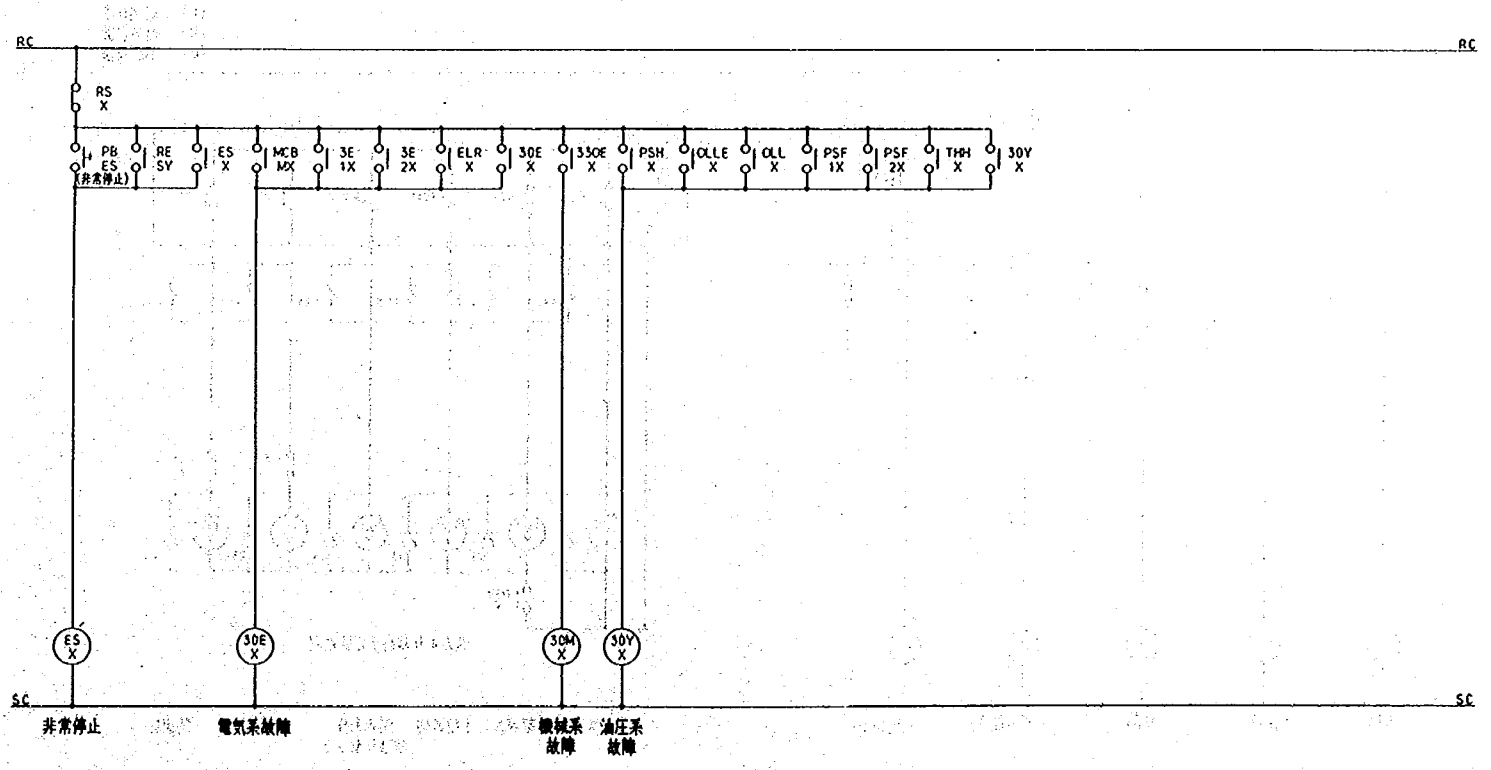

1-⑨
RC
RC
SC
SC
A
B
ポンプ運転
ポンプ単独運転
ゲート開運転
ゲート閉運転
開度制限


1-⑦
RC
RC
SC
SC
ブザー
ベル
軽故障
重故障

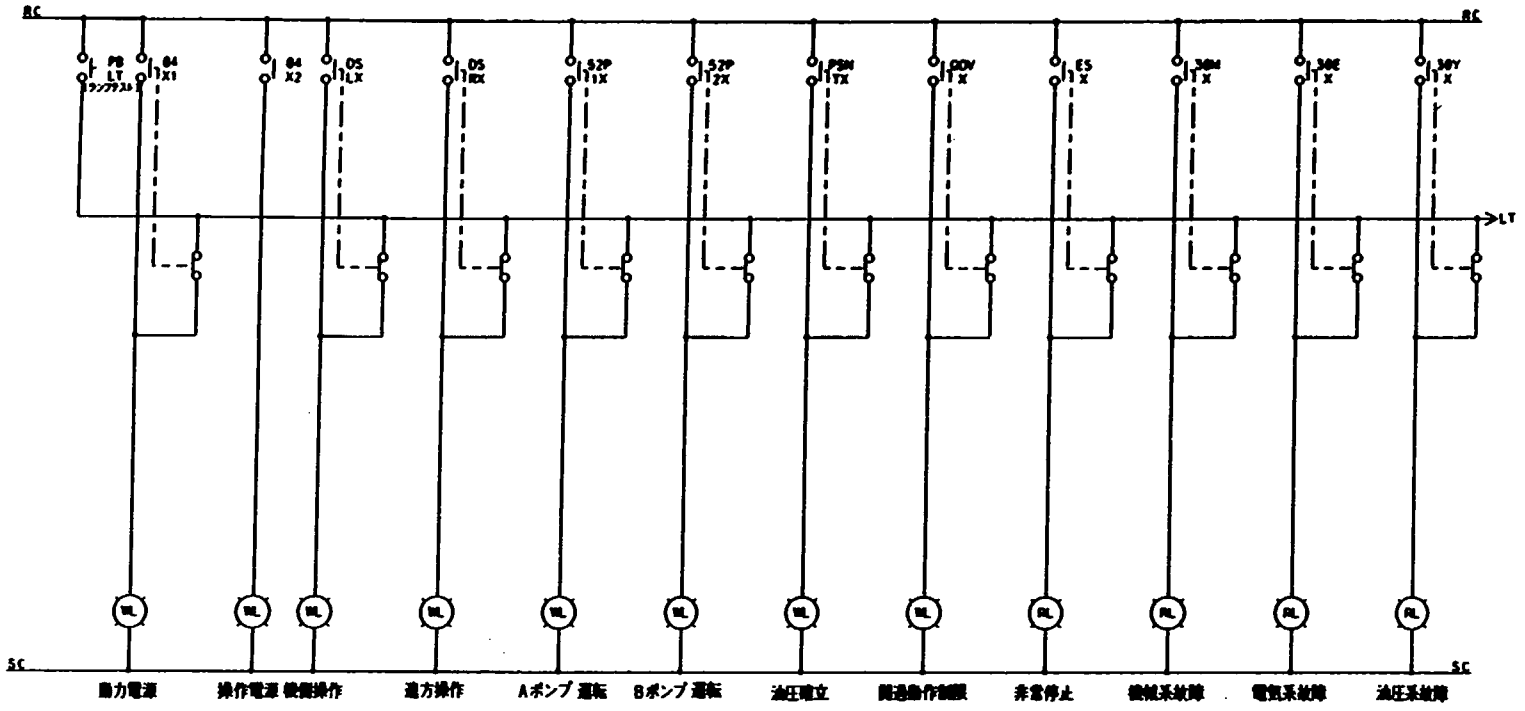
1-⑥


RC
RC
52P 1X
52P 2X
52P 1X
52P 2X
OX
CX
CO T
PSN T
PSN TX
52P 1X
52P 2X
OX
CX
43PX
43PX
43PX
SV UL1
SV UL2
SV O1
SV O2
SV C1
SV C2
52P 1X
52P 2X
OX
CX
HM1
HM2
FLR
CH
CO T
CO
SC
SC
Aポンプ
Bポンプ
フリッカーリレー
運転警報
チャイム
ゲート運転回数
運転時間
A回路
B回路
A回路
B回路
A回路
B回路
アンロード電磁弁
開電磁弁
閉電磁弁

1-⑧

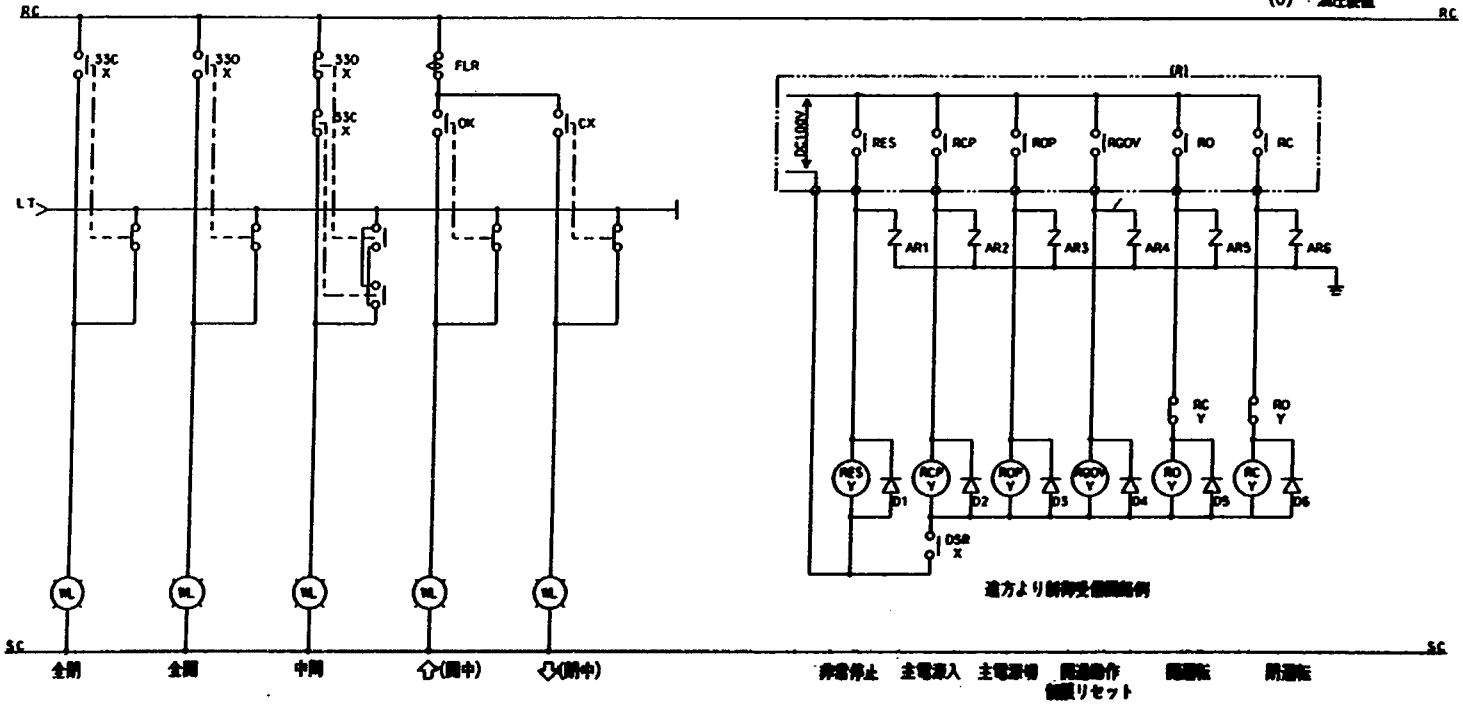

RC
RC
RS X
PB ES (非常停止)
RE SV
ES X
MCB MX
3E 1X
3E 2X
ELR X
30E X
330E X
PSH X
OLLE X
OLL X
PSF 1X
PSF 2X
THH X
30Y X
ES X
30E X
30M X
30Y X
SC
SC
非常停止
電気系故障
機械系故障
油圧系故障

1-⑧

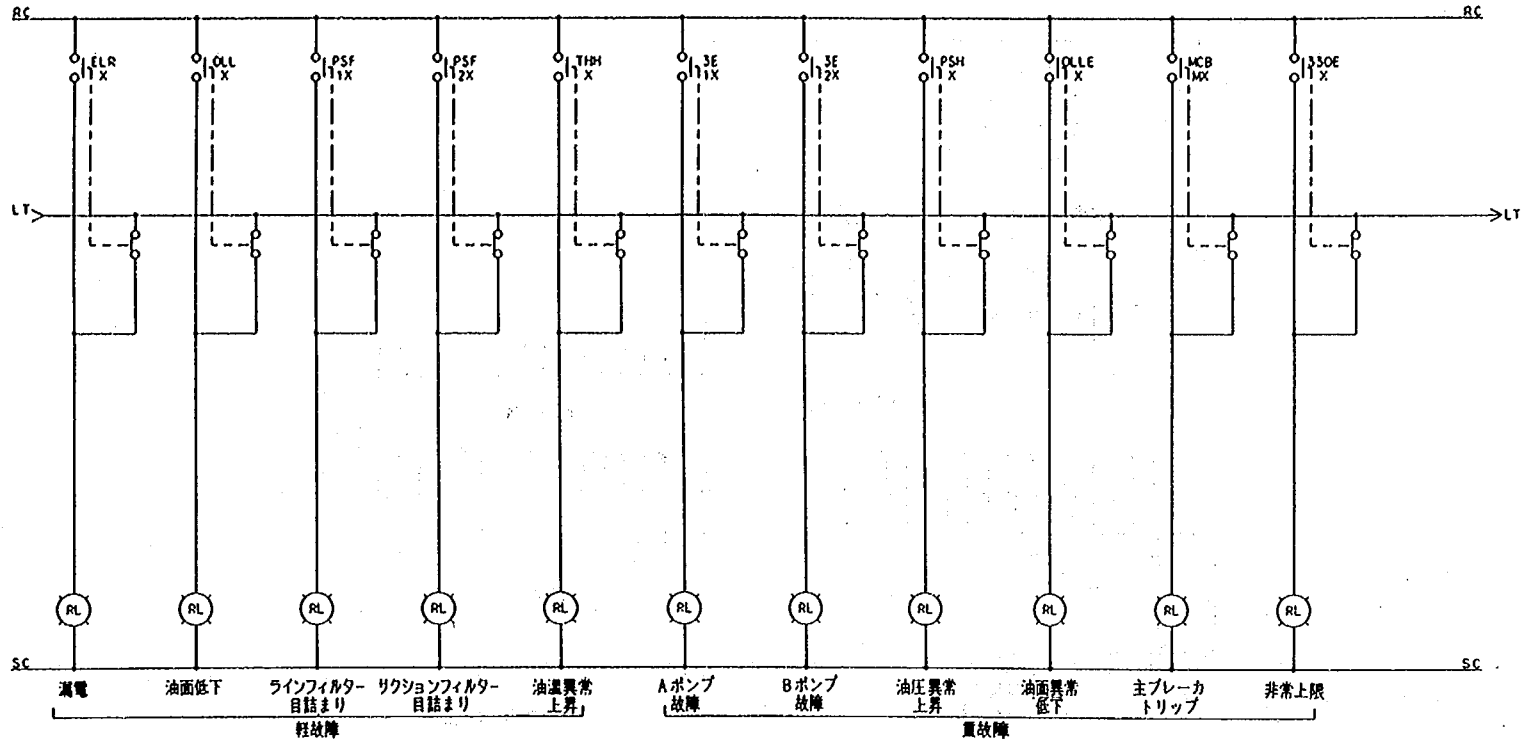


(L) : 制御装置
(R) : 遠方装置
(O) : 油圧装置

1-⑪

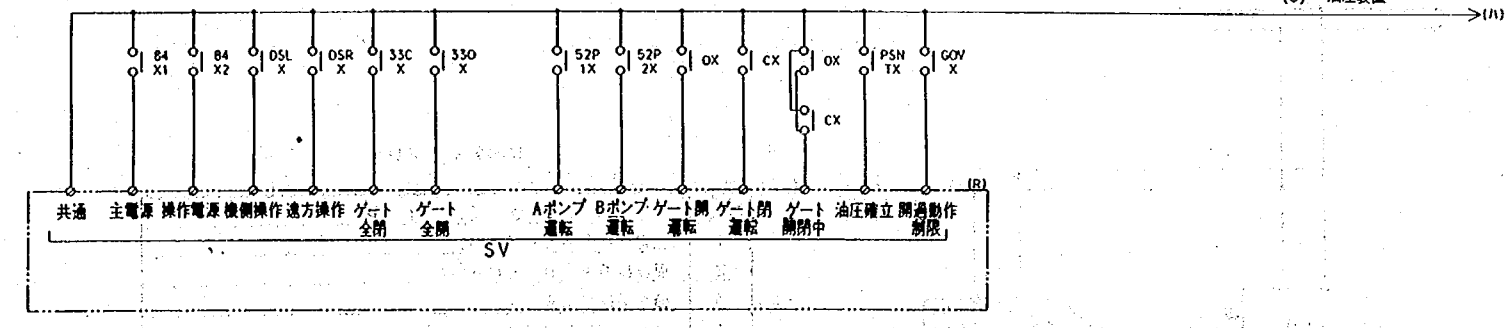


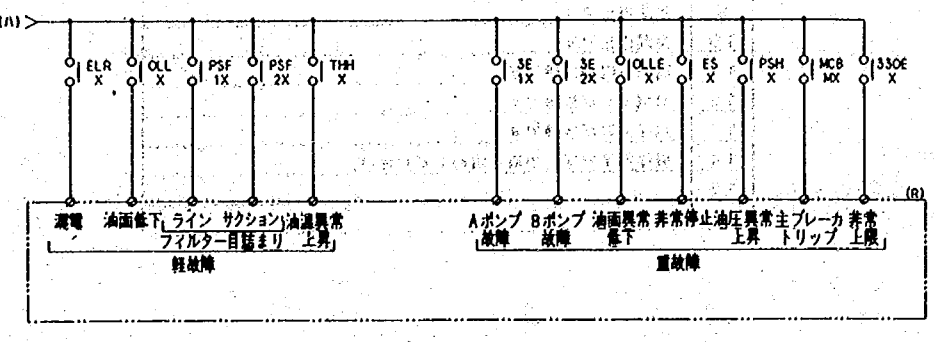
1-⑩



(L) : 開閉装置
(R) : 遠方装置
(O) : 油圧装置

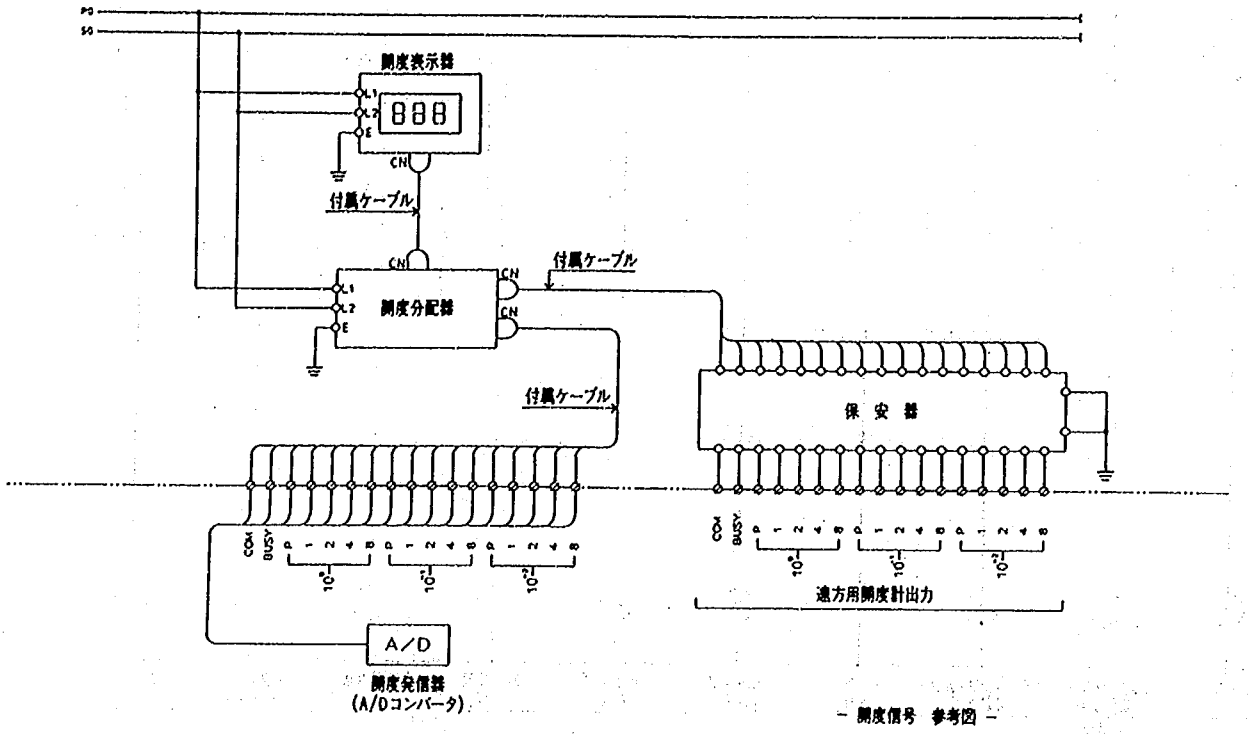
1.-⑫





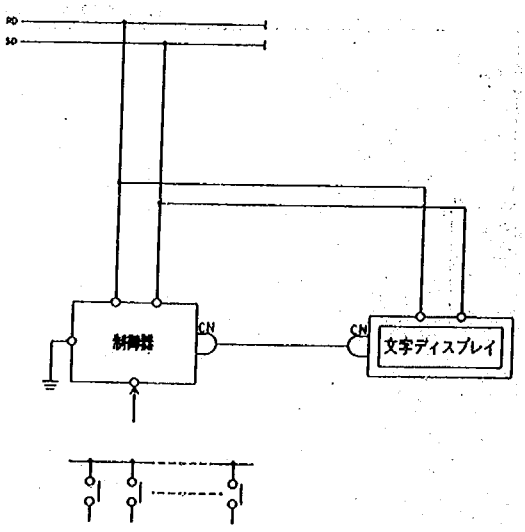
- 遠方信号出力例 -

1-⑬



－ 開度信号 参考図 －

1-⑭



文字ディスプレイ

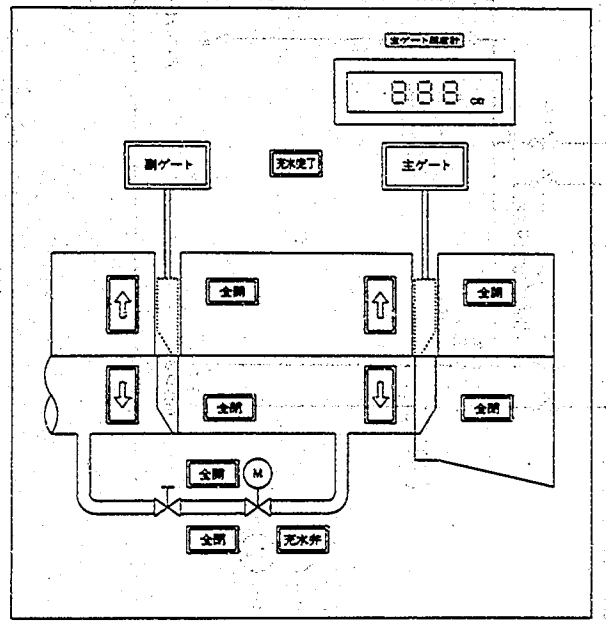
項目	表示内容
1	主電源を入れてください。
2	操作電源を入れてください。
3	機側操作が出来ます。
4	ポンプ・バルブ系統を選んでください。
5	ポンプの運転釦を押してください。
6	ゲートの操作が出来ます。
7	ゲート上昇中です。
8	ゲート下降中です。
9	全閉停止です。
10	全開停止です。
11	電気系統が故障です。
12	機械系統が故障です。
13	油圧系統が故障です。
14	操作完了です。小扉を締めてください。
15	
16	

－ 文字ディスプレイ参考例 －

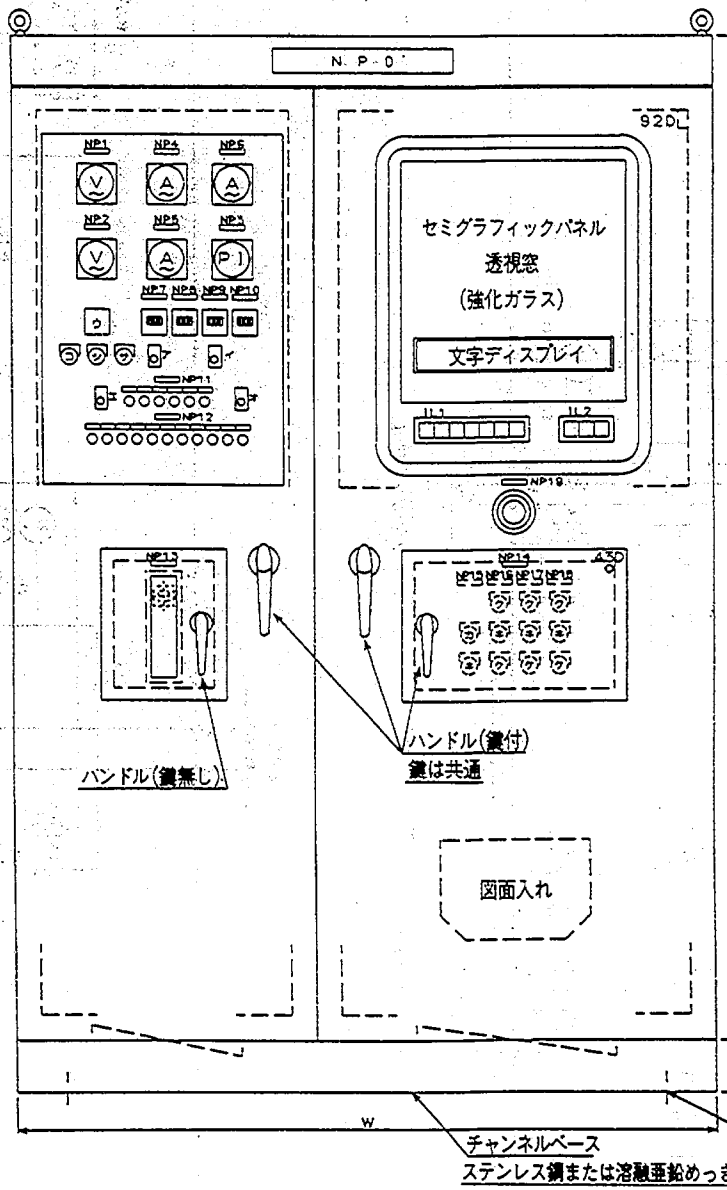
(2) ボンネット形ゲート標準回路例

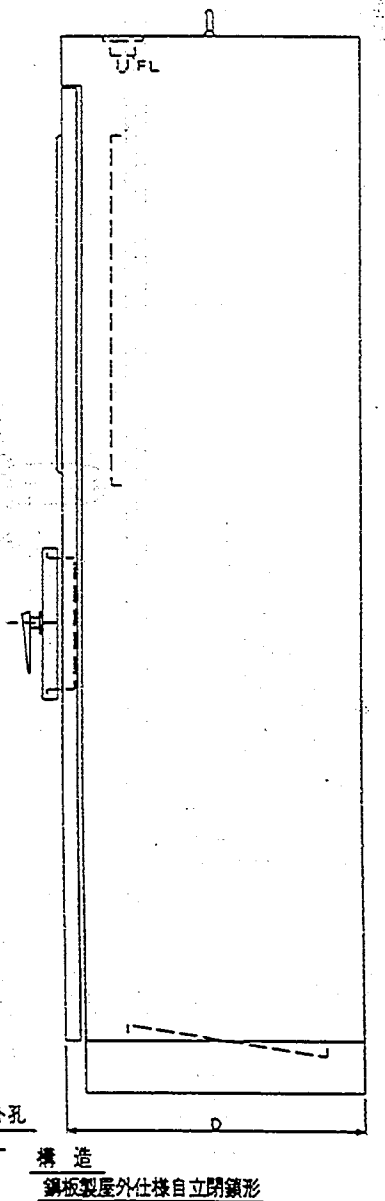
銘板名称

No.	記入文字	No.	記入文字
NP 0	ゲート操作盤	NP16	主ゲート
NP 1	動力電源	NP17	副ゲート
NP 2	操作電源	NP18	充水弁
NP 3	副ゲート開度	NP19	非常停止
NP 4	A 油圧ポンプ	ア	スペースヒータ 入ー切
NP 5	B 油圧ポンプ	イ	充水弁ヒータ 入ー切
NP 6	充水弁	ウ	A回路ーB回路
NP 7	A ポンプ運転回数	エ	主ゲート開度制限
NP 8	A ポンプ運転時間	オ	充水弁インターロック入ー解除
NP 9	B ポンプ運転回数	カ	運 転
NP10	B ポンプ運転時間	キ	停 止
NP11	電気系故障	ク	開
NP12	油圧ー機械系故障	ケ	閉
NP13	電 話	コ	警報停止
NP14	操作小扉	サ	ランプテスト
NP15	油圧ポンプ	シ	表示復帰



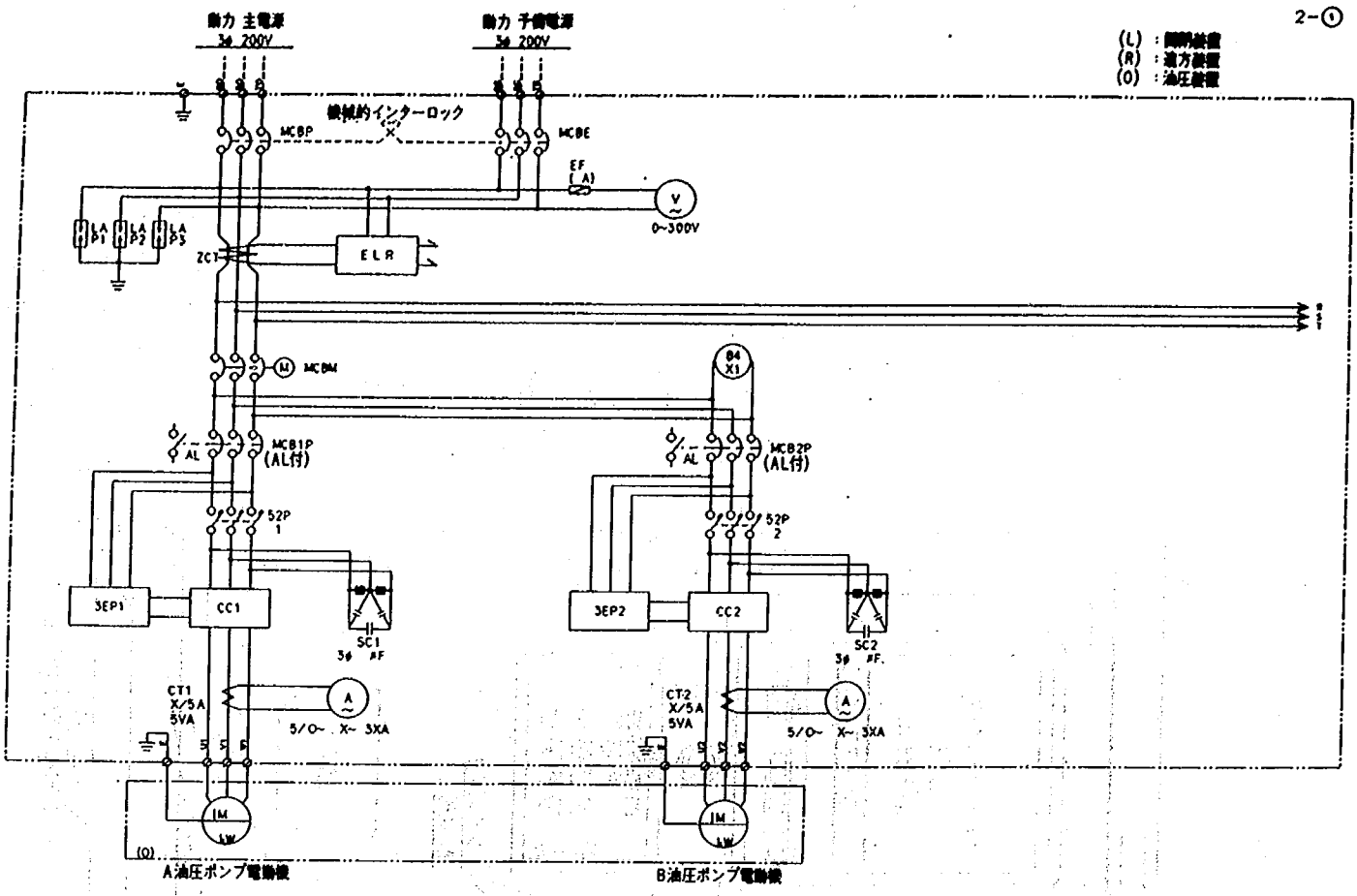
ー セミグラフィックパネル参考例 ー



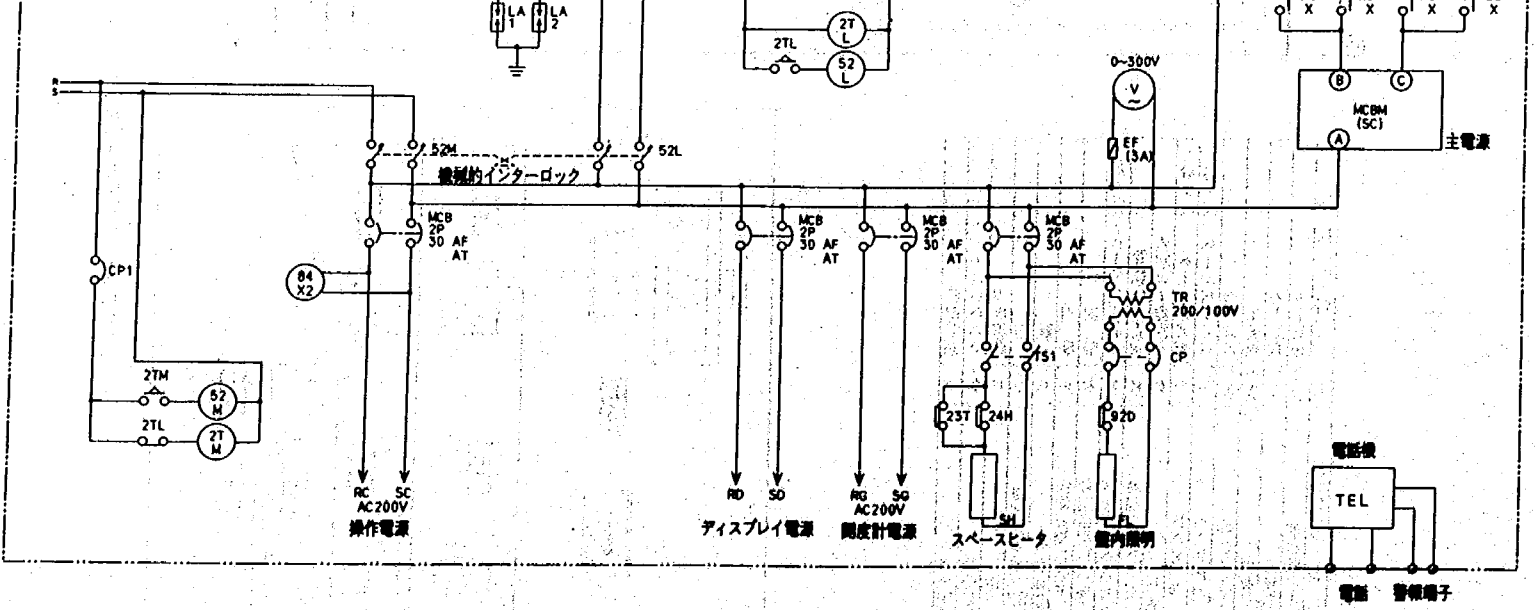


構 造
鋼板製屋外仕様自立閉鎖形
ー 盤外形図参考例 ー

2-①

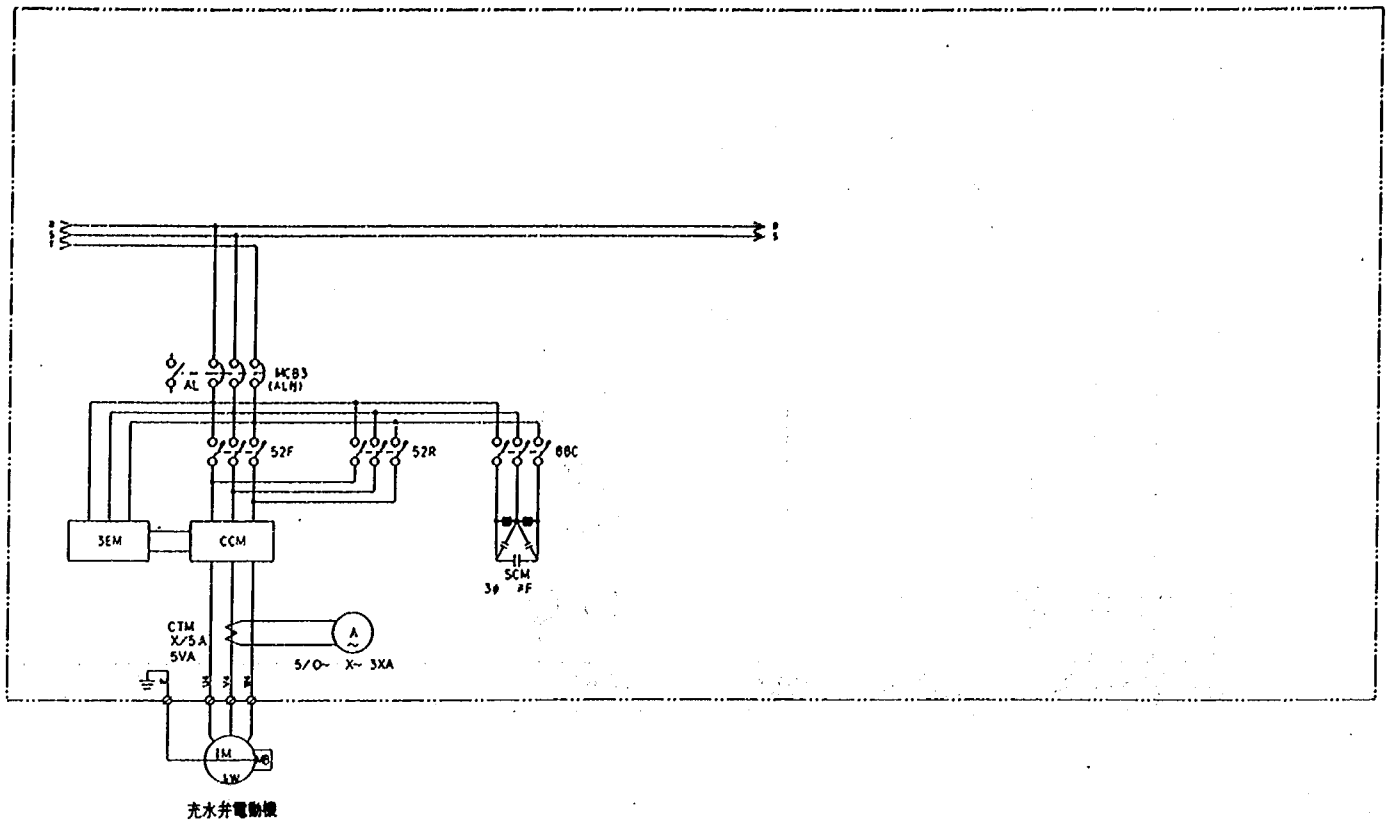


2-③



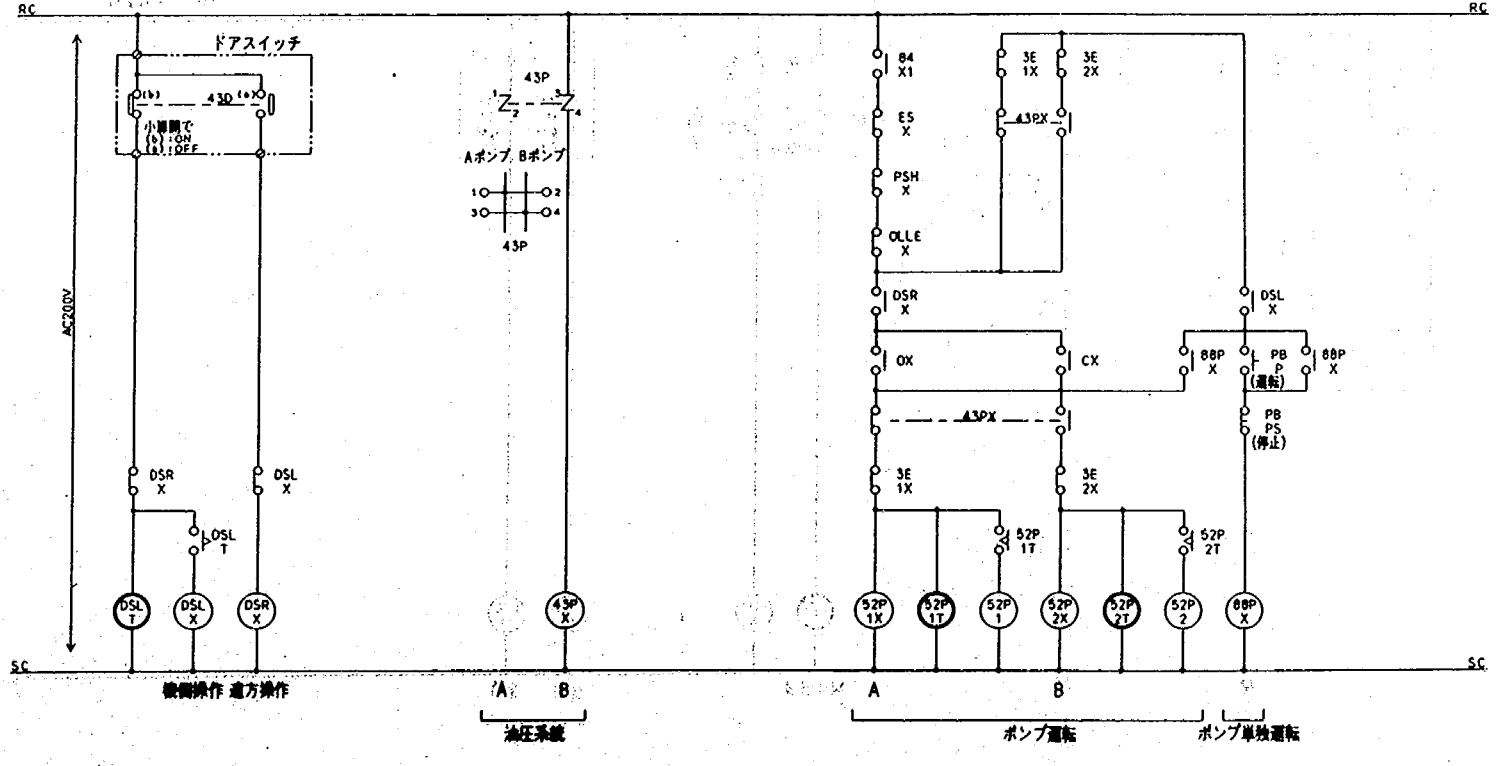
23T サーモスイッチ
24H ヒューミディスイッチ
92D ドアスイッチ(大扉)

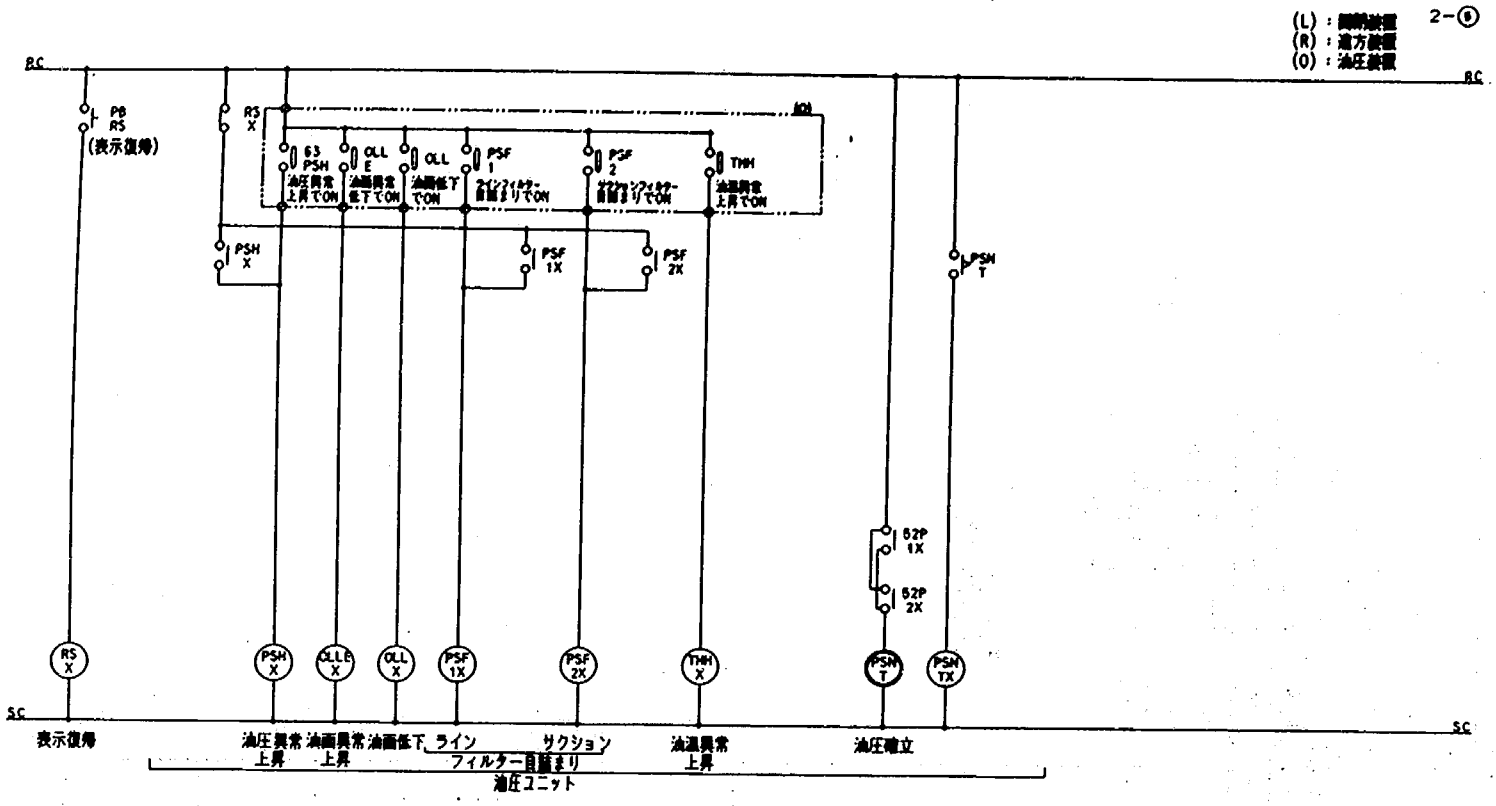
2-②

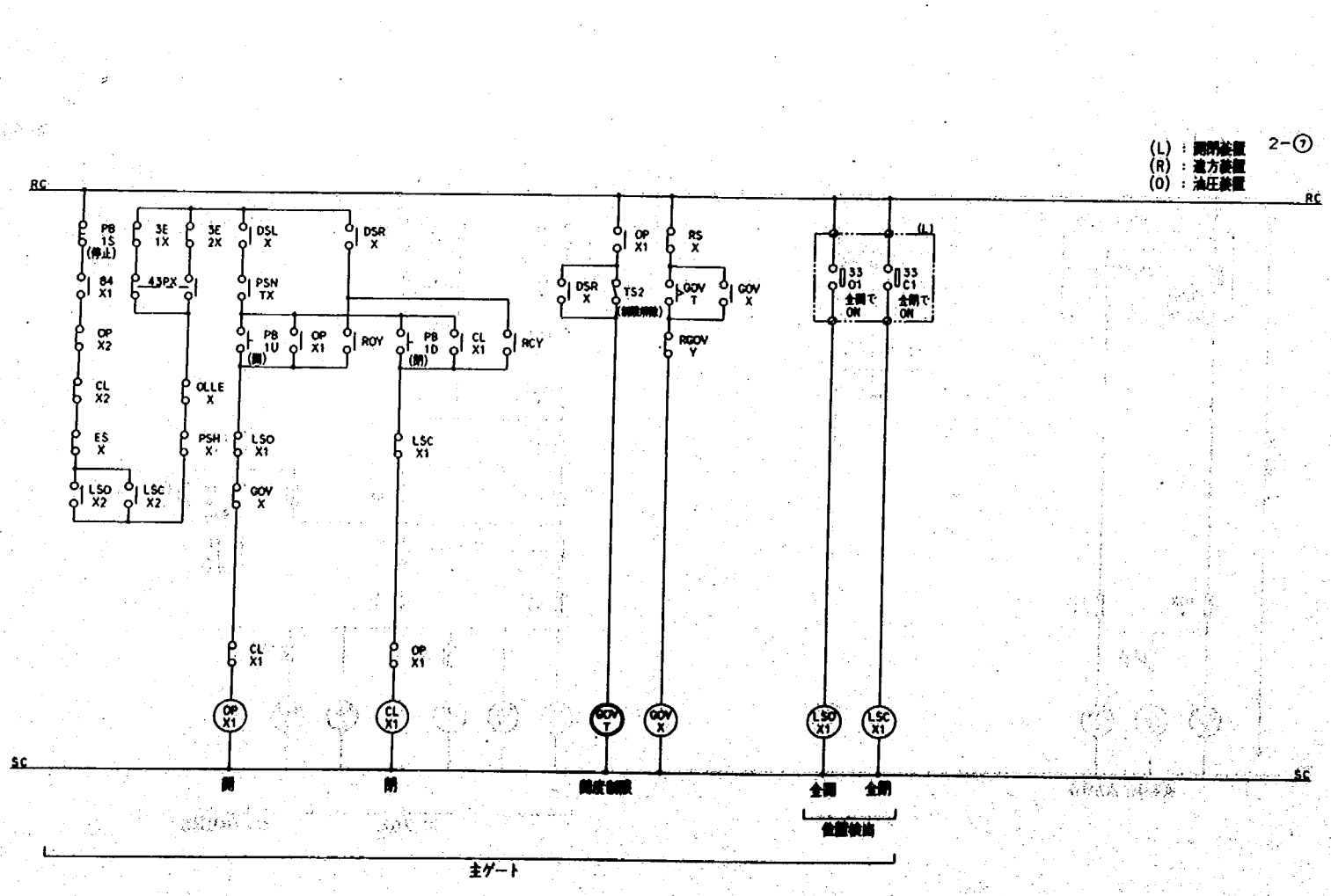

MCB3
(ALM)
AL
52F
52R
88C
3EM
CCM
SCM
3φ 3P
CTM
X/5A
5VA
5/0~ X~ 3XA
IM
1W

充水弁電動機

2-④

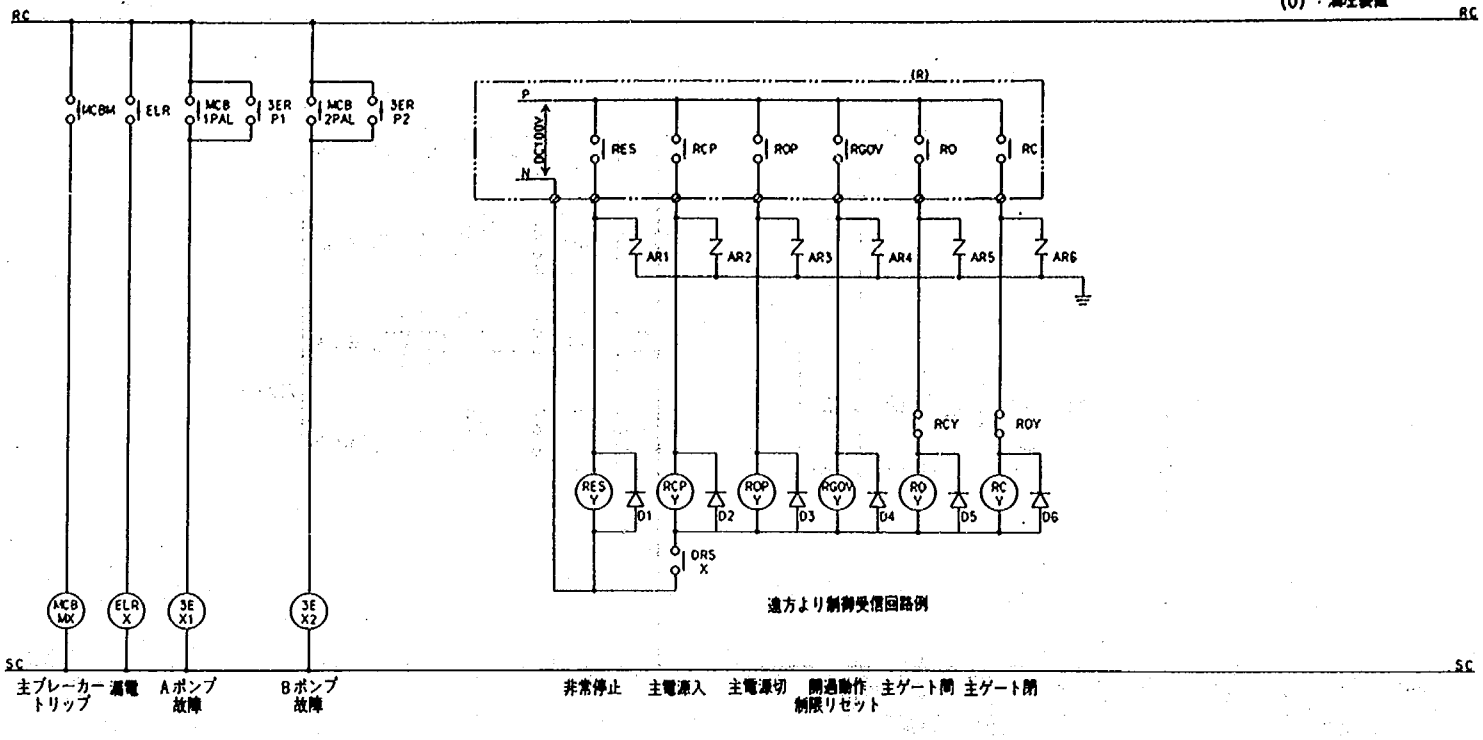

RC
SC
AC200V
ドアスイッチ
43D
小扉開で
(b) : ON
(a) : OFF
43P
Aポンプ Bポンプ
DSR X
DSL X
DSL T
84 X1
3E 1X
3E 2X
ES X
43PX
PSH X
OLLE X
OX
CX
88P X
PB P (運転)
PB PS (停止)
52P 1T
52P 2T
A
B
機側操作 遠方操作
油圧系統
ポンプ運転
ポンプ単独運転


(L) : 開閉装置
(R) : 遠方装置
(O) : 油圧装置
2-⑥
RC
SC
PB RS (表示復帰)
RS X
ON
63 PSH 油圧異常上昇でON
OLL E 油面異常低下でON
OLL 油面低下でON
PSF 1 フィルター目詰まりでON
PSF 2 サクションフィルター目詰まりでON
THH 油温異常上昇でON
PSH X
PSF 1X
PSF 2X
PSH T
62P 1X
62P 2X
RS X
PSH X
OLLE X
OLL X
PSF 1X
PSF 2X
THH X
PSH T
PSH TX
表示復帰
油圧異常上昇
油面異常上昇
油面低下
ライン フィルター目詰まり
サクション
油温異常上昇
油圧確立
油圧ユニット


(L) : 開閉装置
(R) : 遠方装置
(O) : 油圧装置
2-⑦
RC
SC
PB 1S (停止)
84 X1
OP X2
CL X2
ES X
LSO X2
LSC X2
3E 1X
3E 2X
43PX
DSL X
DSR X
PSN TX
PB 1U (開)
OP X1
ROY
PB 1D (閉)
CL X1
RCY
OLLE X
PSH X
LSO X1
GOV X
LSC X1
CL X1
OP X1
OP X1
RS X
DSR X
TS2
GOV T
GOV X
RGOV Y
(L)
33 O1 全開でON
33 C1 全開でON
OP X1
CL X1
GOV T
GOV X
LSO X1
LSC X1
開
閉
開度制限
全開
全閉
位置検出
主ゲート

(L) : 開閉装置
(R) : 遠方装置
(O) : 油圧装置

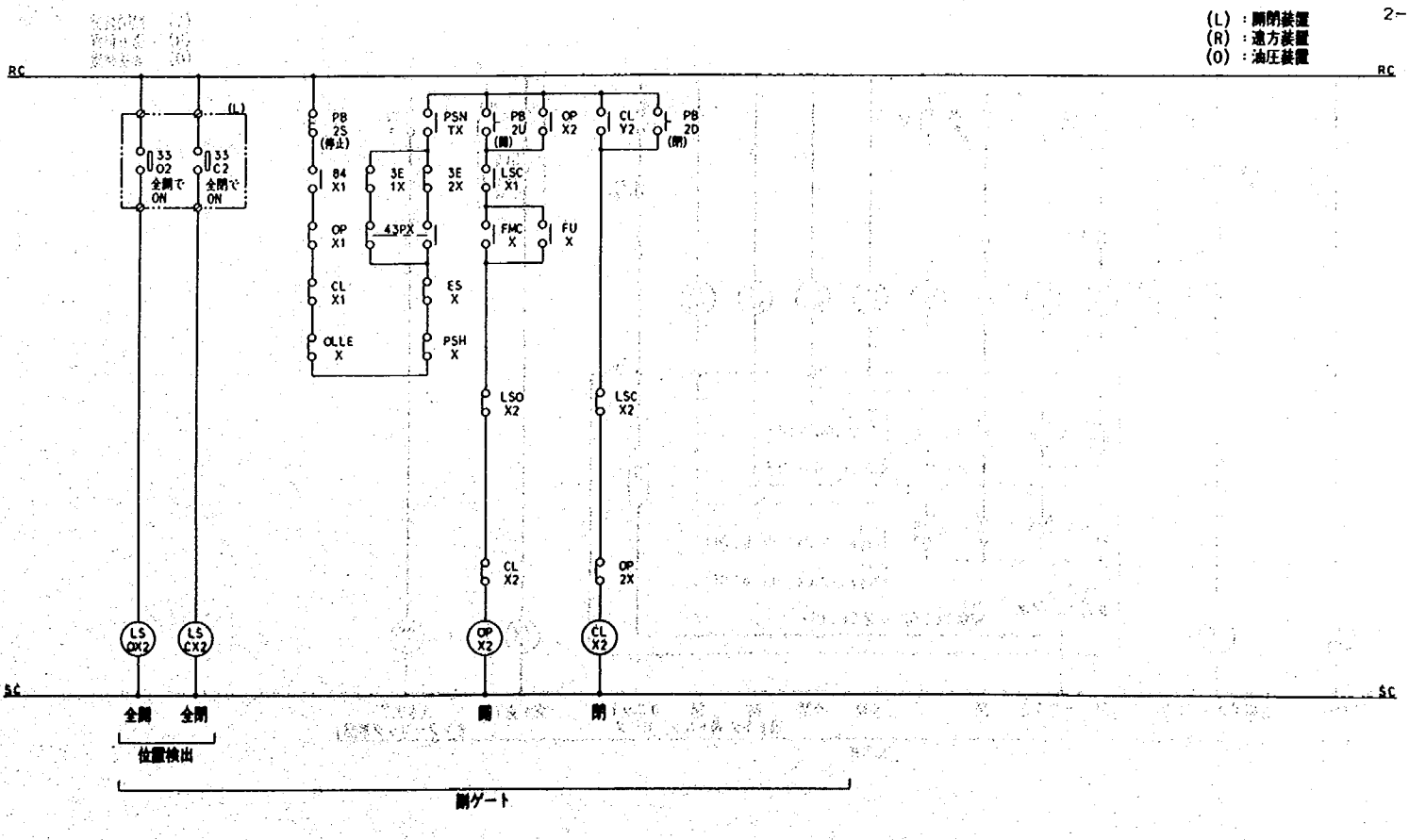
2-⑥



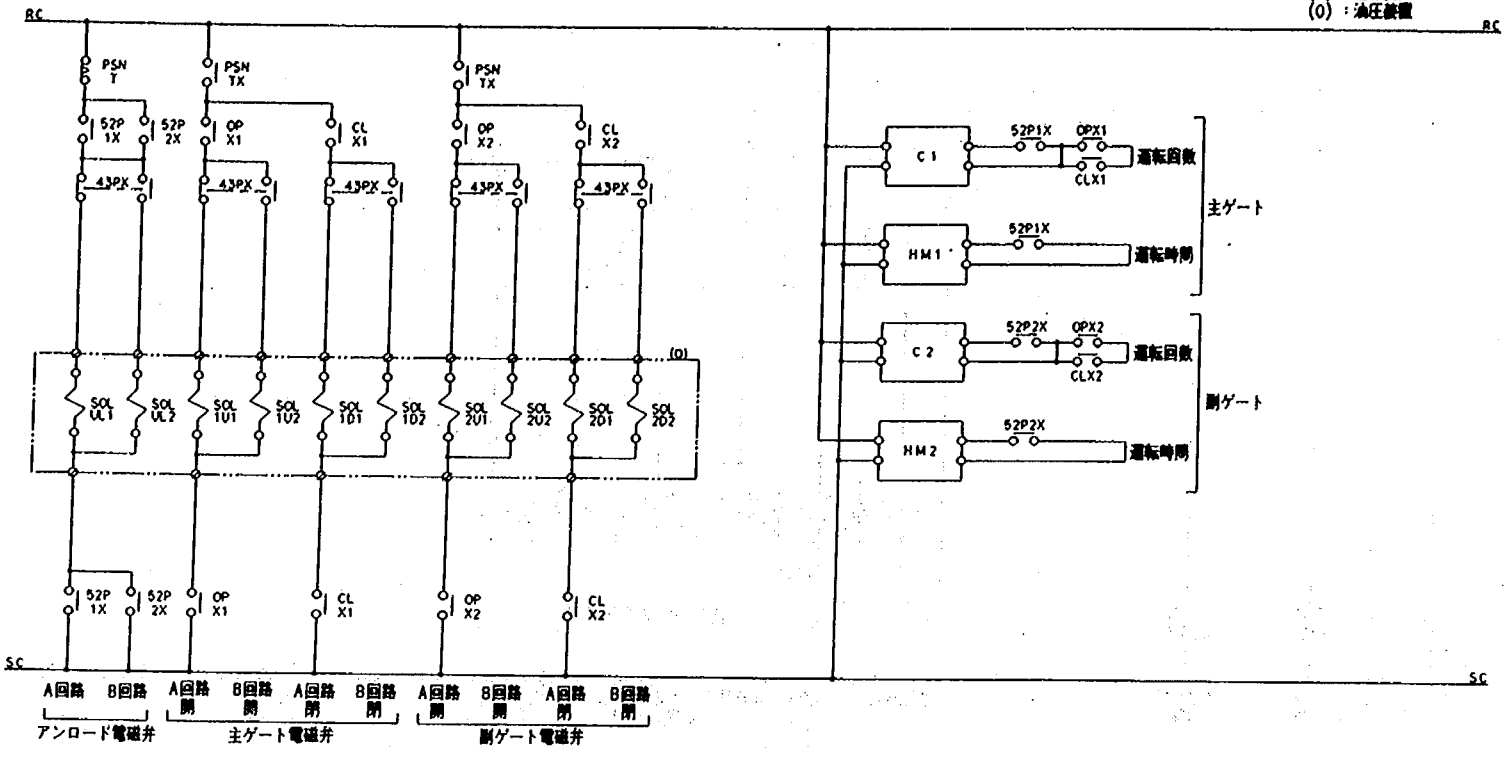
遠方より制御受信回路例

(L) : 開閉装置
(R) : 遠方装置
(O) : 油圧装置

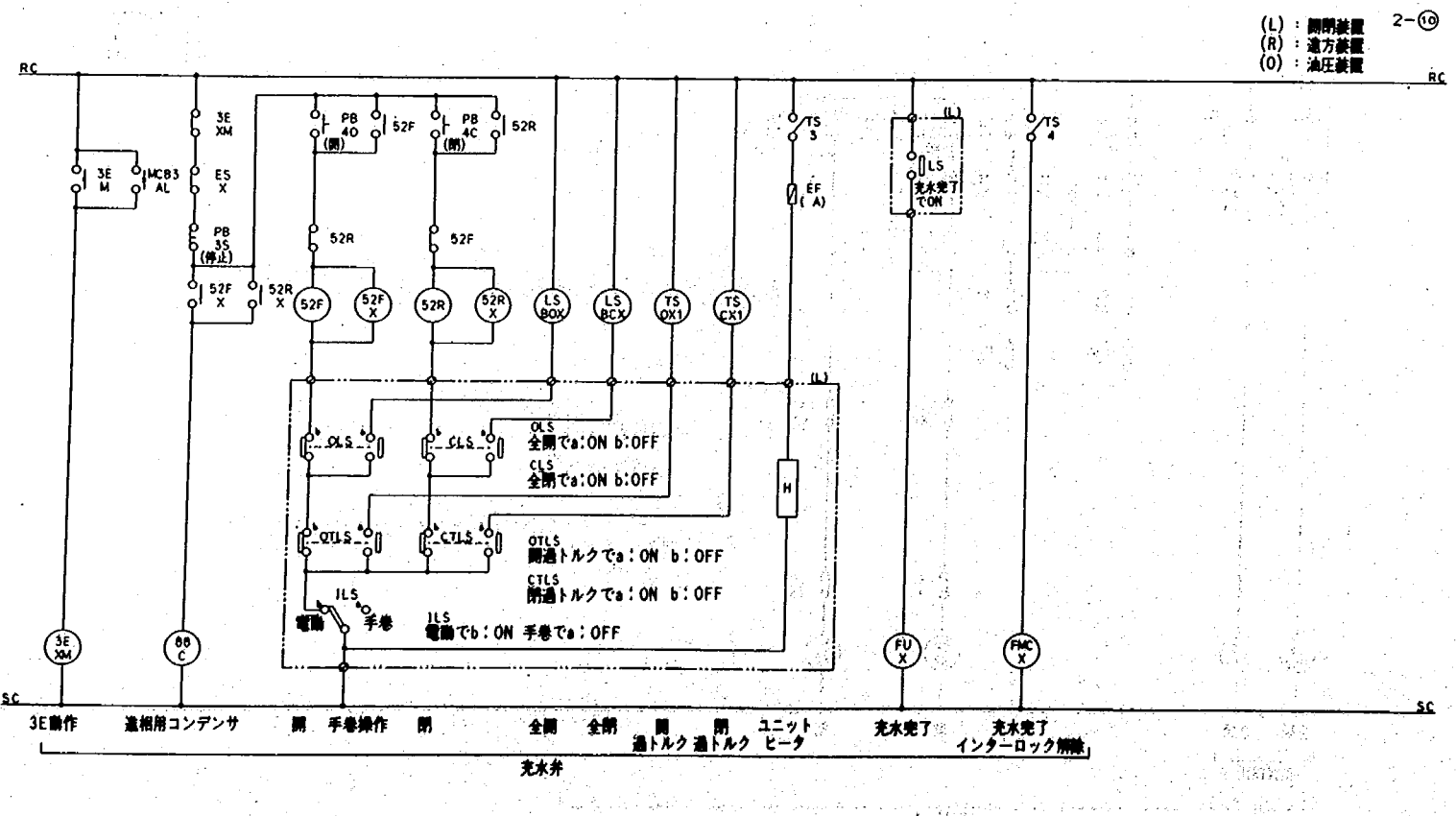
2-⑧



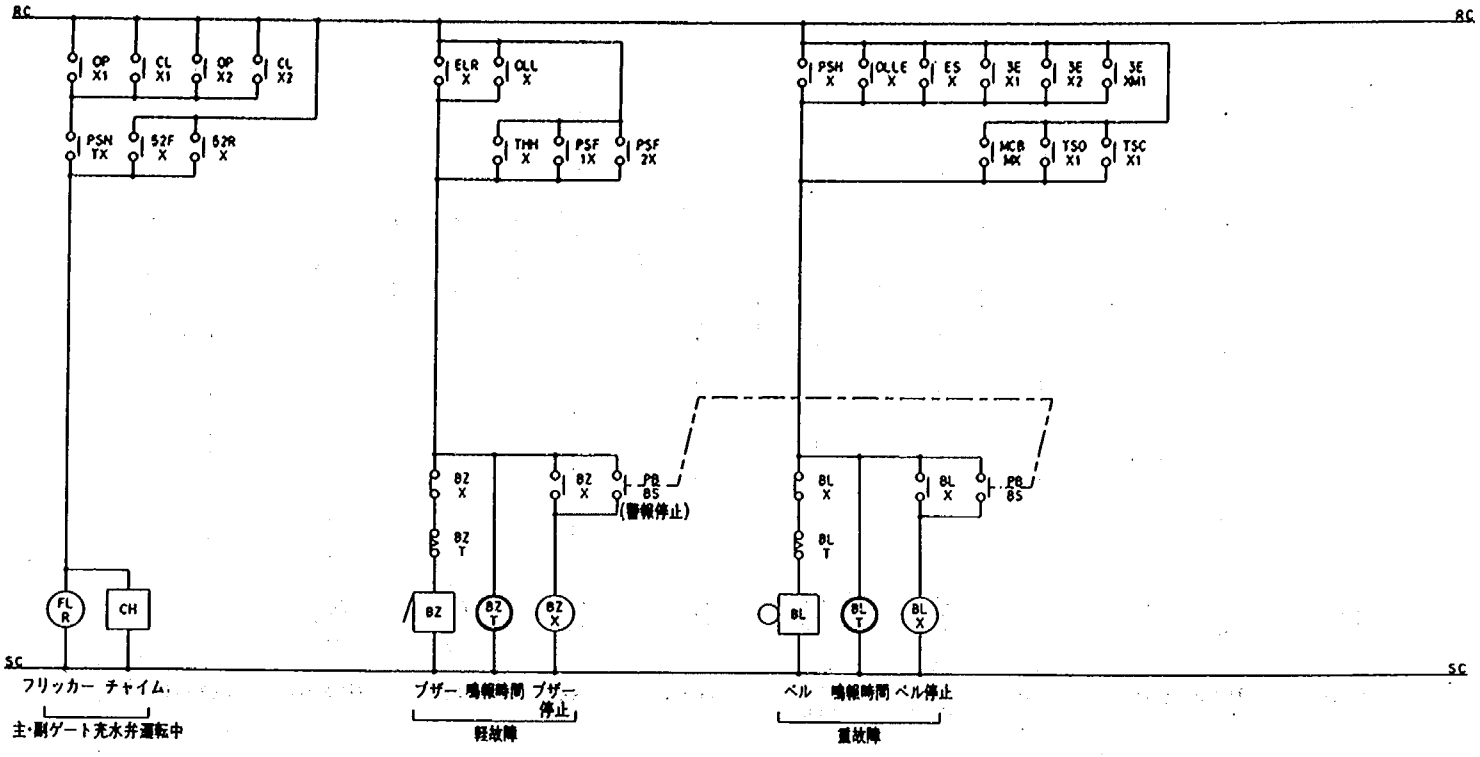
(L) : 開閉装置
(R) : 遠方装置
(O) : 油圧装置
2-⑨



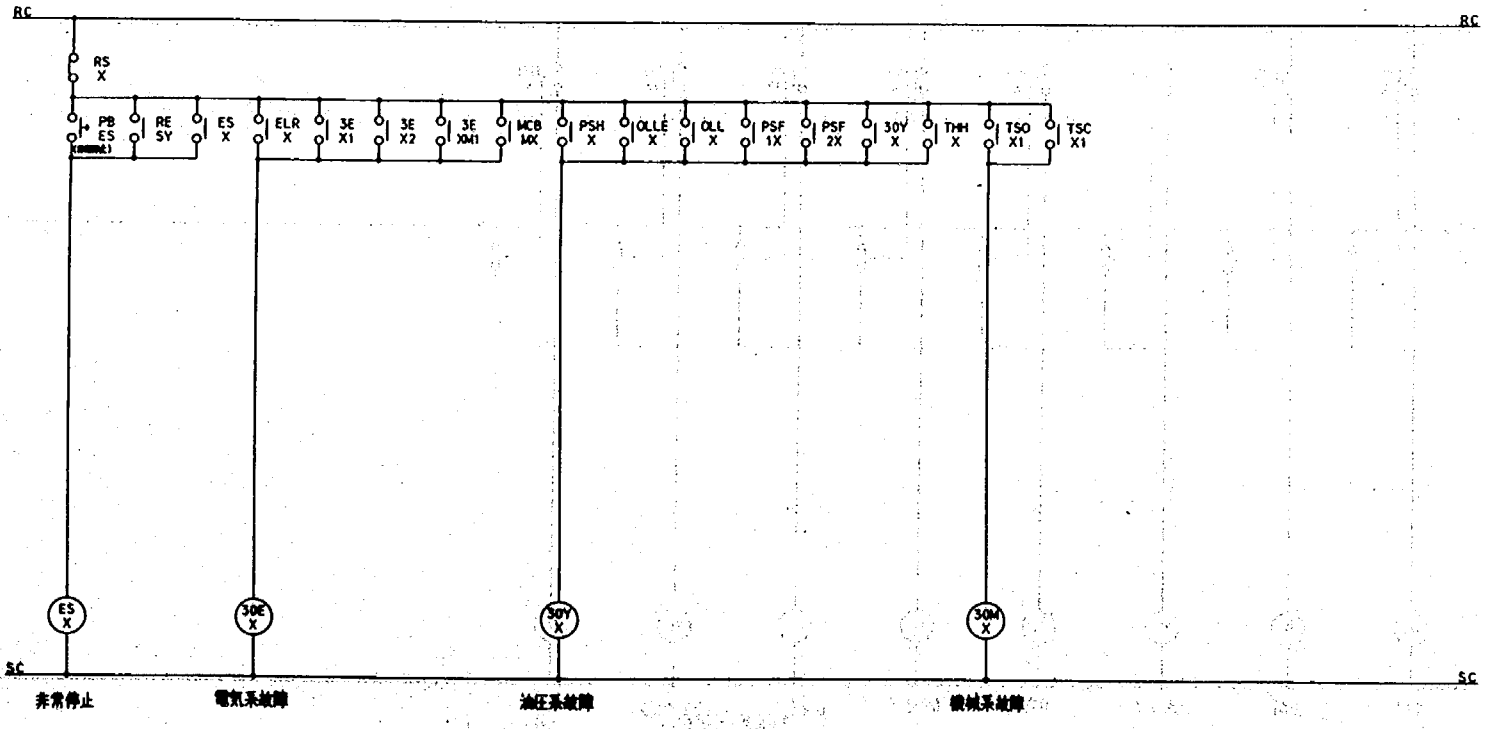
(L) : 開閉装置
(R) : 遠方装置
(O) : 油圧装置
2-⑩



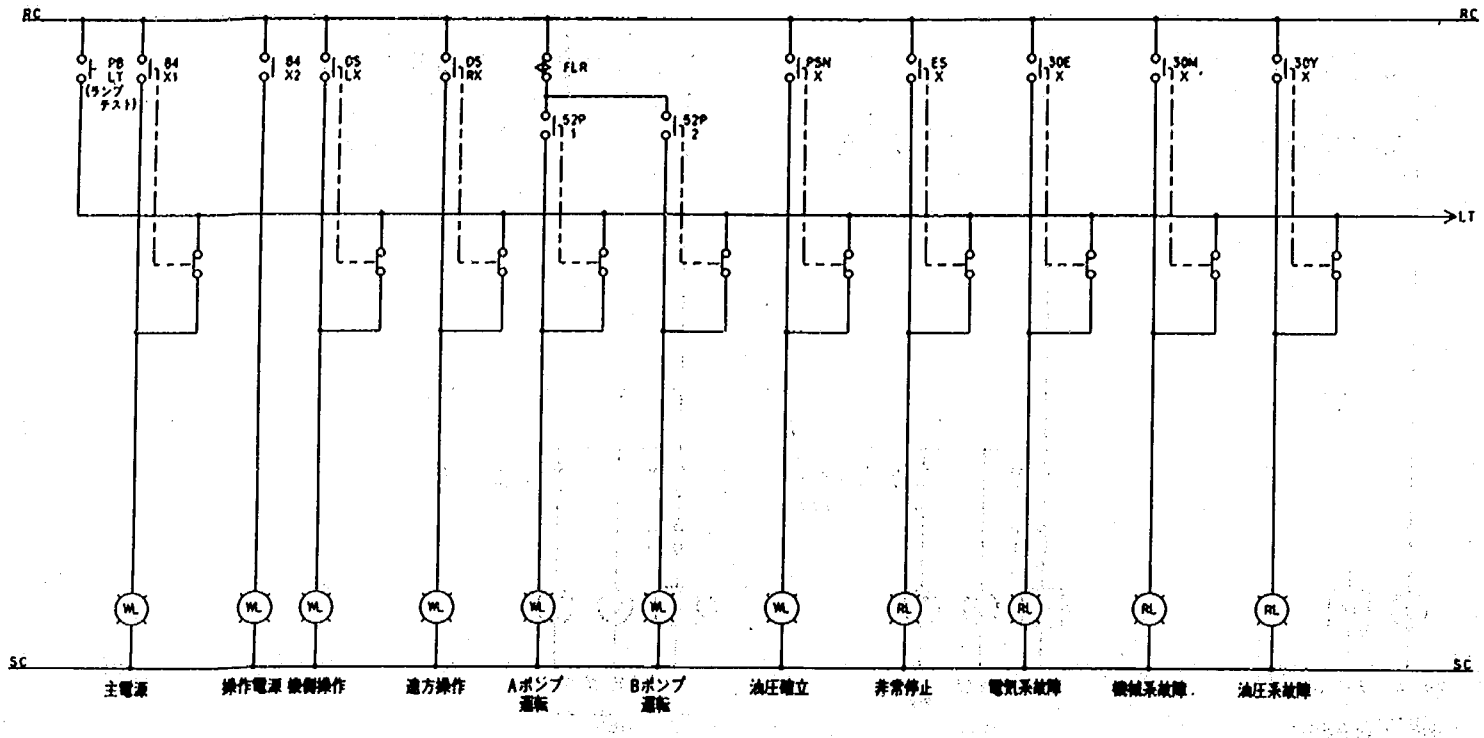
2-⑪


RC
RC
OP X1
CL X1
OP X2
CL X2
PSN YX
52F X
52R X
ELR X
OLL X
THH X
PSF 1X
PSF 2X
PSH X
OLLE X
ES X
3E X1
3E X2
3E XM1
MCB MX
TSO X1
TSC X1
BZ X
BZ X
PB BS
(警報停止)
BZ T
BL X
BL X
PB BS
BL T
FL R
CH
BZ
BZ T
BZ X
BL
BL T
BL X
SC
SC
フリッカー チャイム
主・副ゲート充水弁運転中
ブザー 鳴報時間 ブザー停止
軽故障
ベル 鳴報時間 ベル停止
重故障

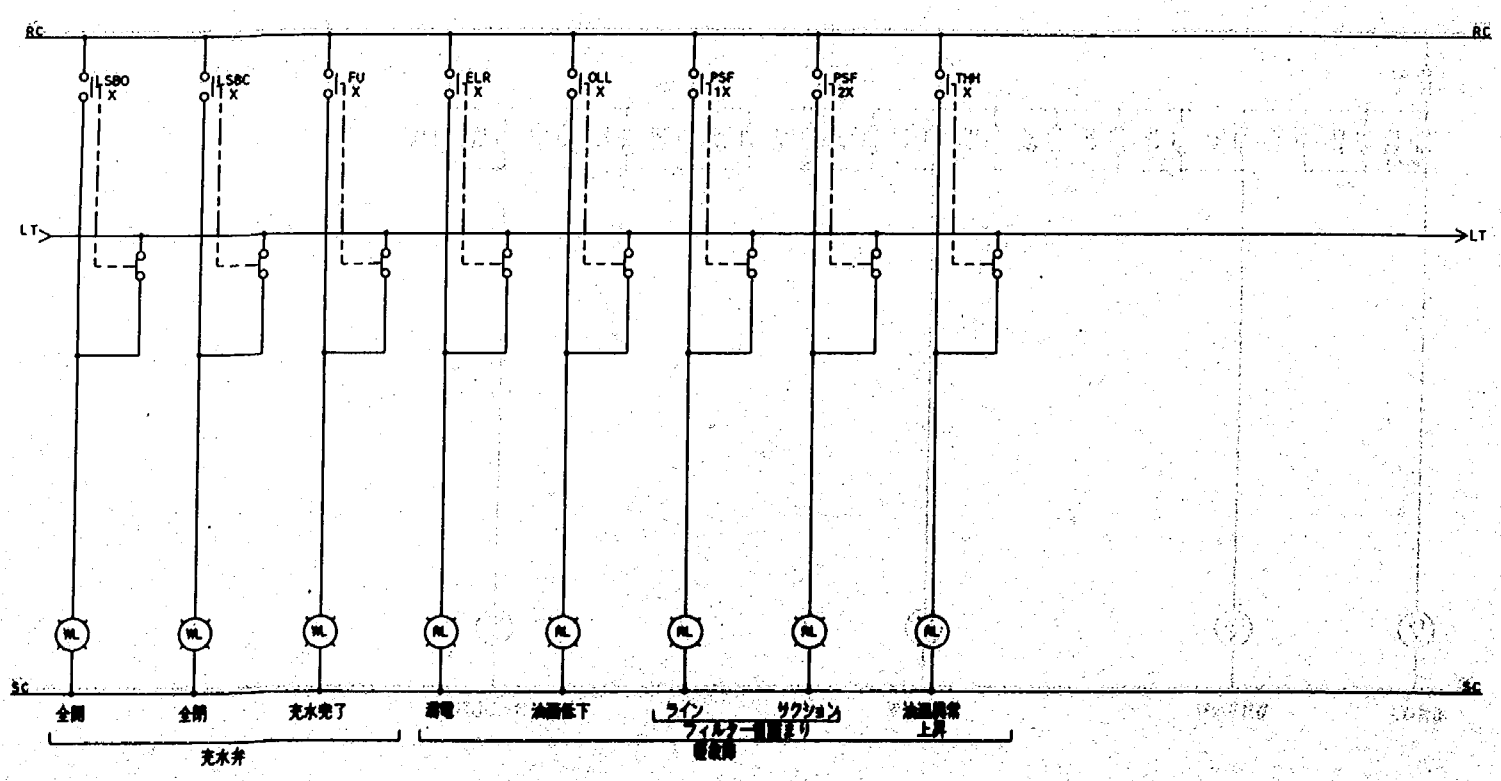
2-⑫


RC
RC
RS X
PB ES
RE SY
ES X
ELR X
3E X1
3E X2
3E XM1
MCB MX
PSH X
OLLE X
OLL X
PSF 1X
PSF 2X
30Y X
THH X
TSO X1
TSC X1
ES X
30E X
30Y X
30M X
SC
SC
非常停止
電気系故障
油圧系故障
機械系故障

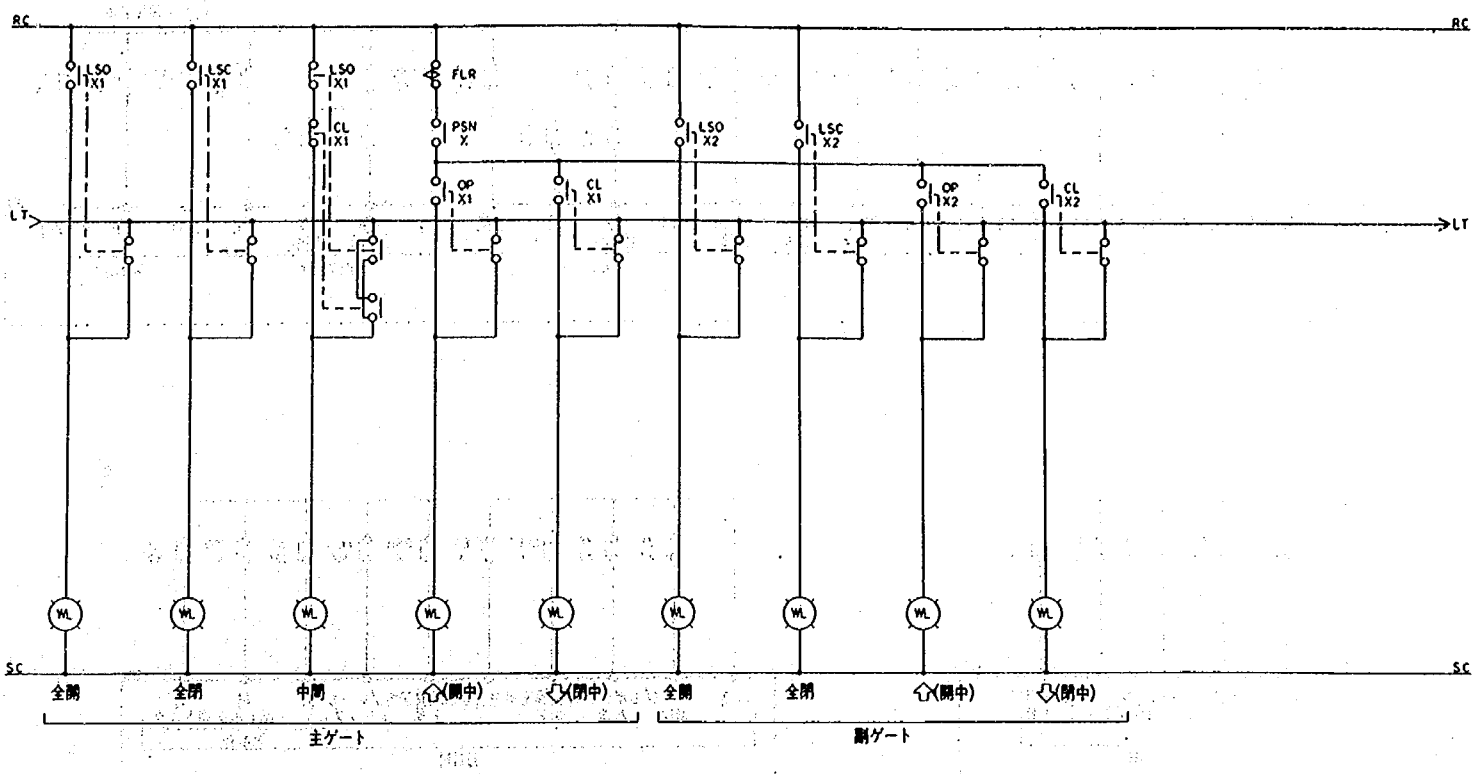
2-⑮


RC
RC
PB LT (ランプテスト)
84 X1
84 X2
DS LX
DS RX
FLR
52P 1
52P 2
PSN X
ES X
30E X
30M X
30Y X
LT
WL
RL
SC
SC
主電源
操作電源
機側操作
遠方操作
Aポンプ運転
Bポンプ運転
油圧確立
非常停止
電気系故障
機械系故障
油圧系故障

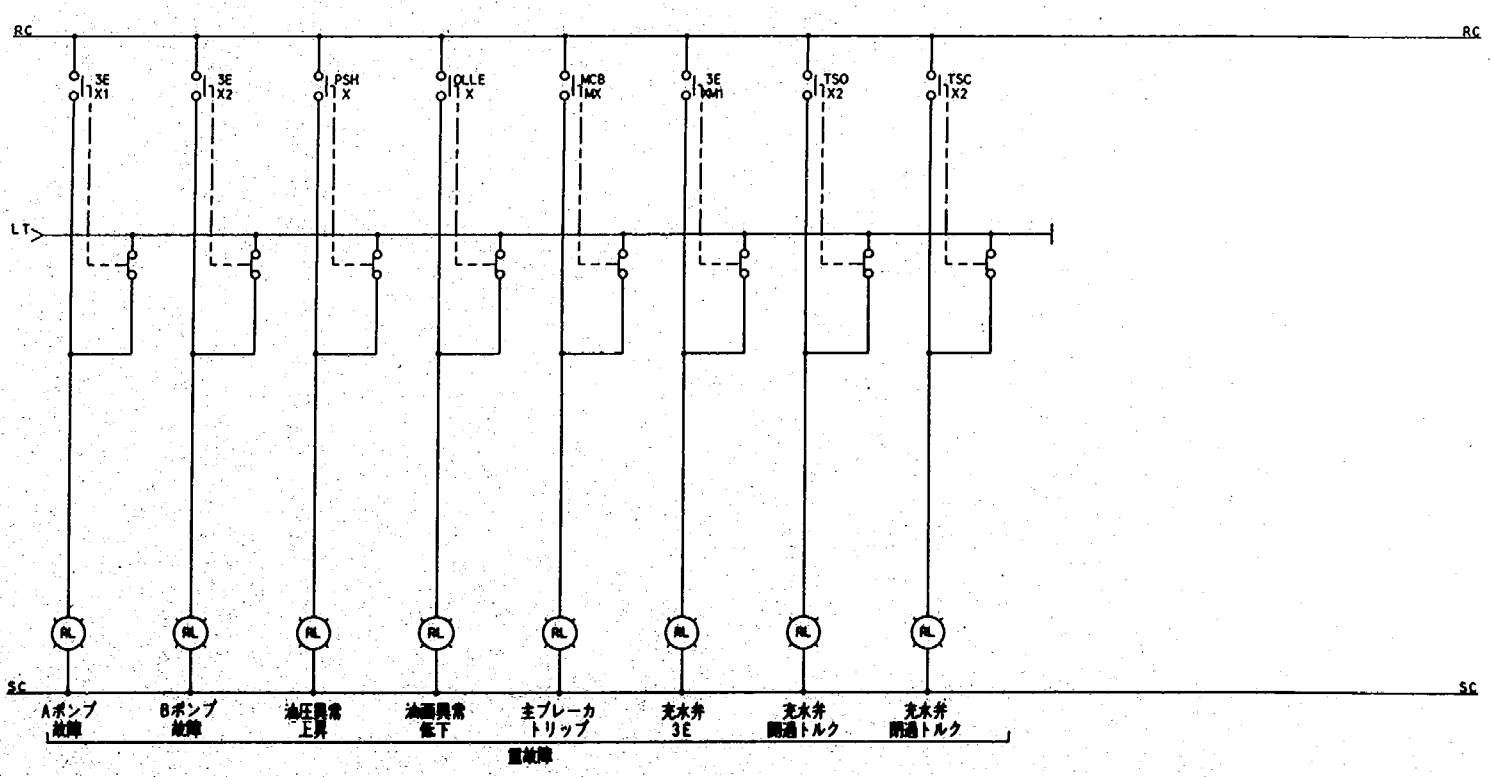
2-⑯

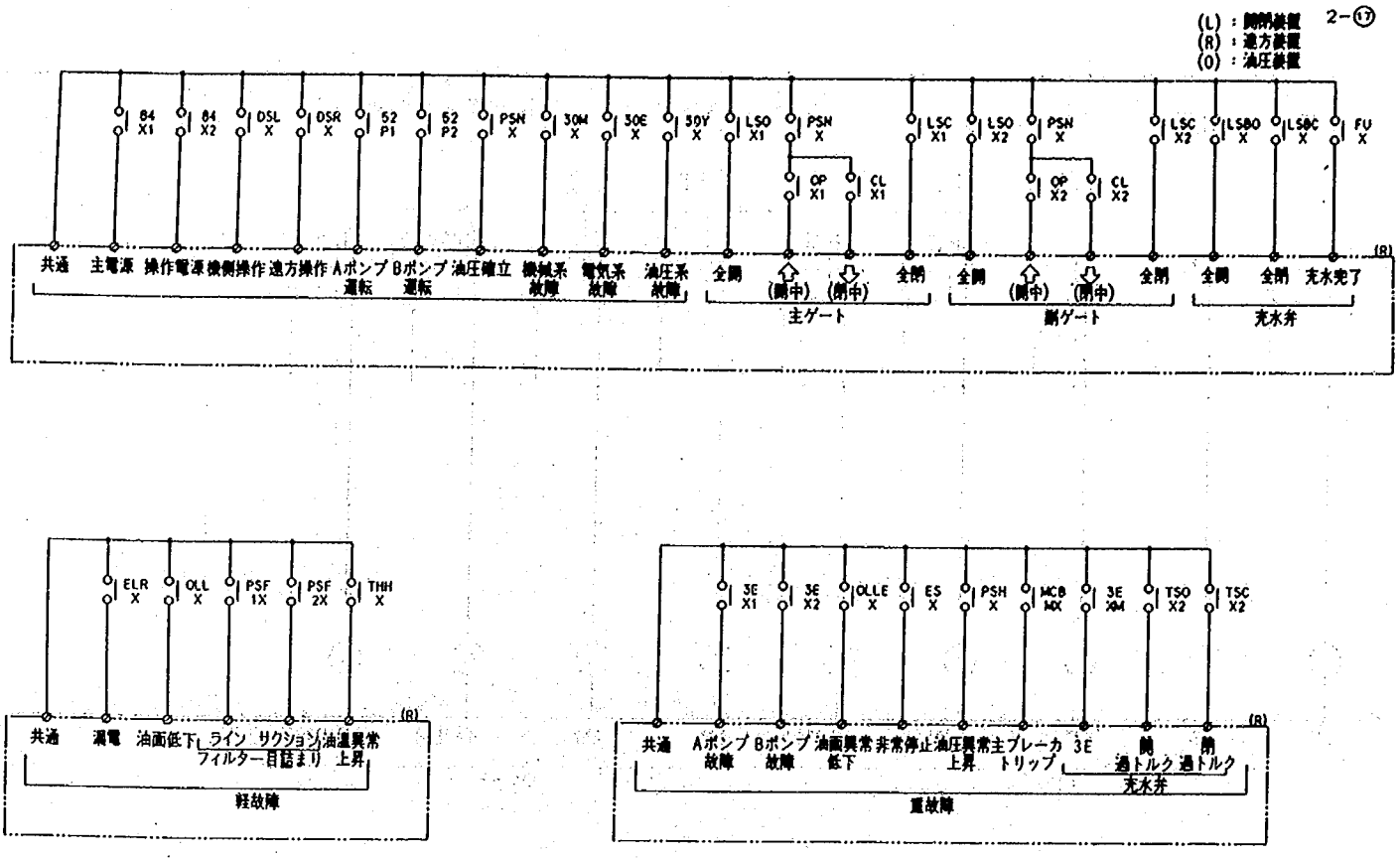

RC
RC
LSBO X
LSBC X
FU X
ELR X
OLL X
PSF 1X
PSF 2X
THH X
LT
LT
WL
RL
SC
SC
全開
全閉
充水完了
満電
油圧低下
ライン
サクション
油温異常上昇
充水弁
フィルター目詰まり
警報用

2-⑭


RC
LT
SC
LSO X1
LSC X1
LSO X1
CL X1
FLR
PSN X
OP X1
CL X1
LSO X2
LSC X2
OP X2
CL X2
WL
全開
全閉
中開
⇧(開中)
⇩(閉中)
全開
全閉
⇧(開中)
⇩(閉中)
主ゲート
副ゲート

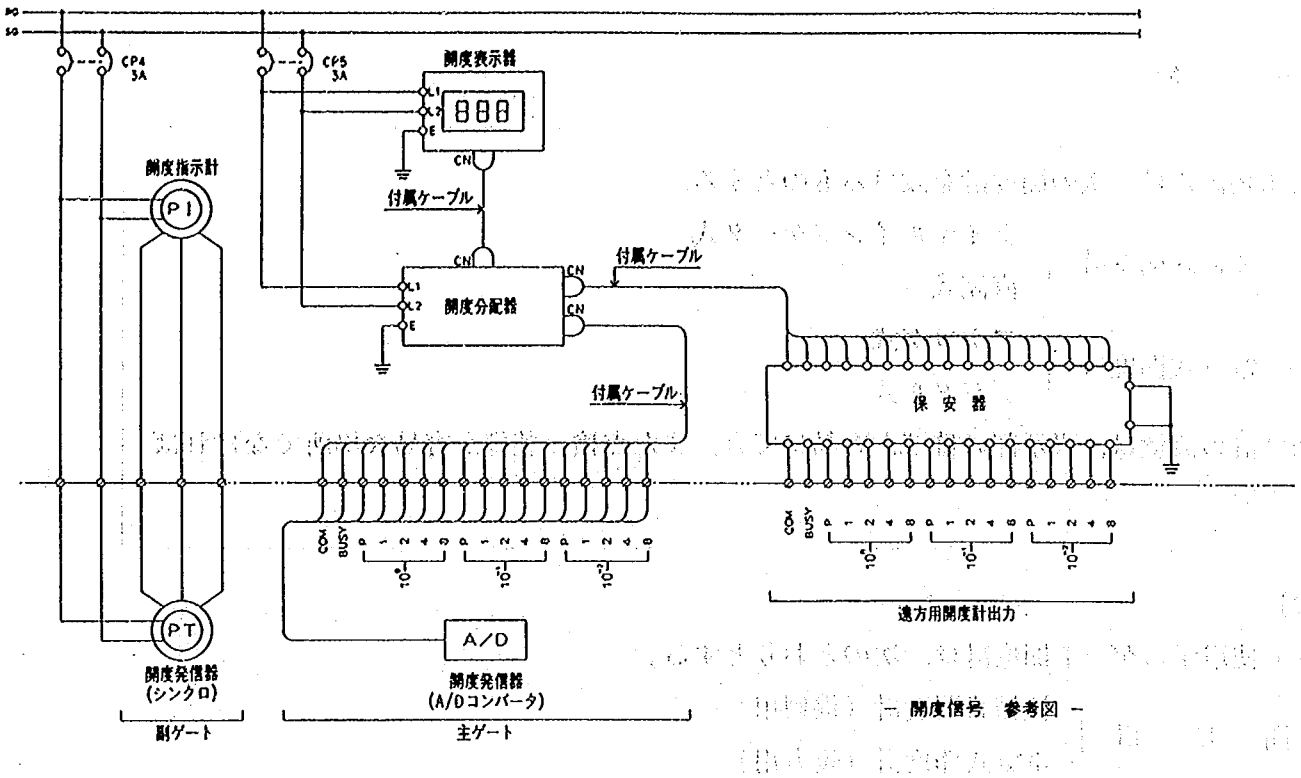
2-⑯


RC
LT
SC
3E X1
3E X2
PSH X
OLLE X
MCB MX
3E MM
TSO X2
TSC X2
RL
Aポンプ故障
Bポンプ故障
油圧異常上昇
油圧異常低下
主ブレーカトリップ
充水弁3E
充水弁開過トルク
充水弁閉過トルク
重故障


(L) : 開閉装置
(R) : 遠方装置
(O) : 油圧装置
2-⑰
84 X1
84 X2
DSL X
DSR X
52 P1
52 P2
PSN X
30M X
30E X
30Y X
LSO X1
PSN X
OP X1
CL X1
LSC X1
LSO X2
PSN X
OP X2
CL X2
LSC X2
LSBO X
LSBC X
FU X
共通
主電源
操作電源
機側操作
遠方操作
Aポンプ運転
Bポンプ運転
油圧確立
機械系故障
電気系故障
油圧系故障
全開
(開中)
(閉中)
全閉
主ゲート
副ゲート
充水弁
充水完了
(R)
ELR X
OLL X
PSF 1X
PSF 2X
THH X
ライン フィルター目詰まり
サクション
油温異常上昇
軽故障
3E X1
3E X2
OLLE X
ES X
PSH X
MCB MX
3E XM
TSO X2
TSC X2
Aポンプ故障
Bポンプ故障
油面異常低下
非常停止
油圧異常上昇
ブレーカトリップ
3E
開過トルク
閉過トルク
重故障

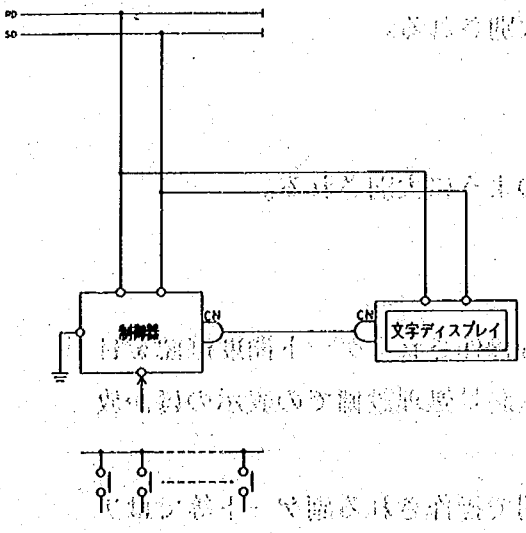
－ 遠方信号出力例 －

2-⑱



－ 開度信号 参考図 －

2-⑲



文字ディスプレイ

項目	表示内容
1	主電源を入れてください。
2	操作電源を入れてください。
3	機側操作が出来ます。
4	ポンプ・バルブ系統を選んでください。
5	ポンプの運転釦を押してください。
6	ゲートの操作が出来ます。
7	ゲート上昇中です。
8	ゲート下降中です。
9	全閉停止です。
10	全開停止です。
11	電気系統が故障です。
12	機械系統が故障です。
13	油圧系統が故障です。
14	操作完了です。小扉を締めてください。
15	
16	

－ 文字ディスプレイ参考例 －

3-9 開 度 計

3-9-1 一 般

1. 開閉装置には，次の開度計を設けるものとする。
   - ① 機械式開度計 ┬ ダイヤルインジケータ式
     └ 直読式
   - ② 電気式開度計 ┬ アナログ式
     └ デジタル式
2. 開度計の設置は，表示部の確認が容易にでき，また点検・整備が容易な場所でなければならない。

【解 説】

1. ダムで使用するゲート開度計は，次のとおりとする。

   開 度 計 ┬ 機械式開度計（機側用）
   └ 電気式開度計（遠方用）

   機械式開度計の設置目的は，開度計の基本としてのものである。したがって，その機構は単純で故障がないものでなければならない。

   電気式開度計は，開度の遠隔伝送を目的としたものである。

2. 機械式開度計の形式は，ゲートの形式によって次のように大別される。

   機械式開度計 ┬ ダイヤルインジケータ式開度計
   └ 直読式開度計

3. 電気式開度計の形式は，ゲートの用途形式で分類され，次のように大別される。

   電気式開度計 ┬ デジタル式開度計
   └ アナログ式開度計

   (1) デジタル式開度計は，機側操作のほか遠方操作設備からも操作されるゲート開度確認を目的として設置し，とくに遠方に伝送される開度信号は，ダム諸量処理設備での表示のほか放流量計算等に用いられる場合が多い。

   (2) アナログ式開度計は，機側操作のみの操作で，全開・全閉で操作される副ゲート等ではアナログ式の開度表示で目的は十分確保される。

   アナログ式開度計は，副ゲート等の機側操作盤に取付けられる例が多い。

4. 開度計はゲートの運用上重要なものであるので，機械式開度計・電気式開度計の検出部は調整ならびに点検が容易にできる場所に設置されてなければならない。

   機械式開度計の表示部は，ゲート操作時に開度表示が確認しやすい位置に設置されていなければならない。

3-9-2 検出方式

開度の検出方式は，ゲートの形式に適合したものとする。

【解　説】

1. 開度計の検出方式の種類とゲート形式の組合わせは，次のとおりであり，その例を表3.9.2-1に示す。

(1) 機械式開度計の検出方式

- 検出方式
  - メッセンジャワイヤ式（ダイヤルインジケータ表示）— ラジアルゲート
  - 開度検出ロッド式 ——（直読目盛板表示）
    - 高圧ローラゲート
    - スライドゲート
    - ジェットフローゲート
    - リングホロワゲート

(2) 電気式開度計の検出方式

- 検出方式
  - 扉体の回転角度検出式 ——（シンクロ発信器）—— ラジアルゲート
  - メッセンジャワイヤ検出式 ——（シンクロ発信器）または（A/Dコンバータ）
    - ラジアルゲート
    - 高圧ローラゲート
    - スライドゲート
    - ジェットフローゲート
    - リングホロワゲート
  - 直接検出式
    - （磁気スケール式）—— ラジアルゲート
    - （リードスイッチ式）
      - 高圧ローラゲート
      - スライドゲート
      - ジェットフローゲート
      - リングホロワゲート

表3.9.2-1　開度検出方式の参考例（1）

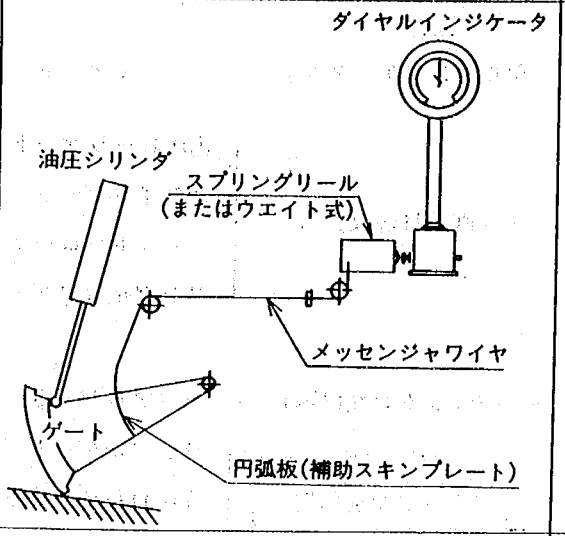
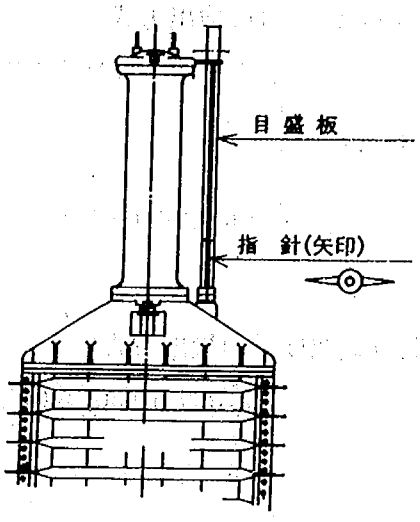
	機械式開度計	
検出方式	メッセンジャワイヤ式	開度検出ロッド式
表示方式	ダイヤルインジケータ表示	直読目盛板表示
ゲート形式	ラジアルゲート	高圧ローラゲート，スライドゲート ジェットフローゲート，リングホロワゲート
概要図		
概要	ゲートのスキンプレートに相当する円弧板をゲートに取付け，メッセンジャワイヤとプーリを介して検出器にゲート移動量を入力する。 メッセンジャワイヤの巻取り スプリングリール式：ウエイトの処理が不要なので使いやすく，一般的には，15m程度までのゲート移動量の開度検出に適す。 ウエイト式：比較的大きい張力が得られるので大移動量のゲート開度検出に適す。	ボンネットカバー上部に開度目盛板を取付けておき，ゲート上部から突き出てくるロッドに付けた矢印で開度を読みとる。
表示方式	機器形式 ダイヤルインジケータ	機器形式 直読目盛板
最少目盛	計測範囲6mにて　最少目盛5cm	最少目盛2cm
環境条件	温度：−15℃～+45℃　相対湿度：30%～90%	温度：−15℃～+45℃　相対湿度：30%～90%

表3.9.2-1　開度検出方式の参考例 (2)

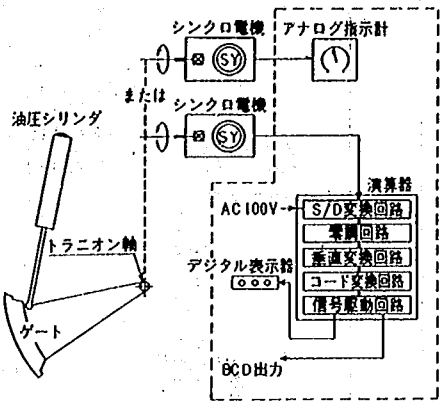
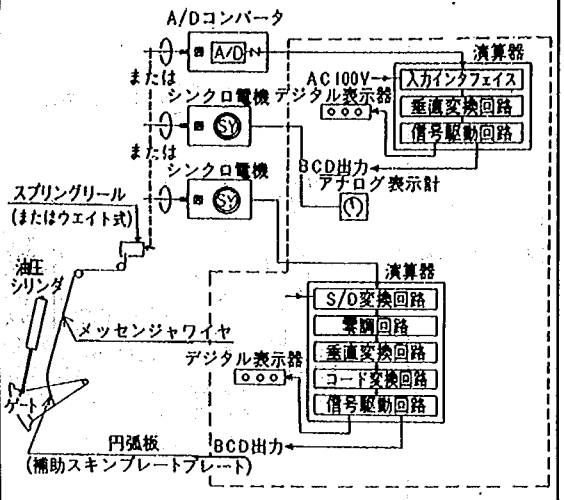
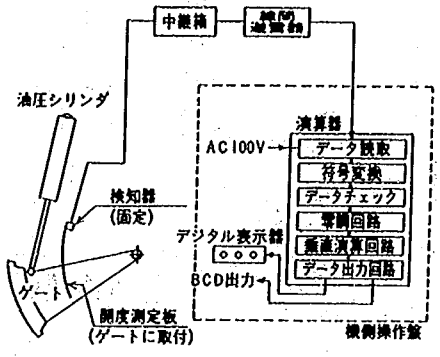
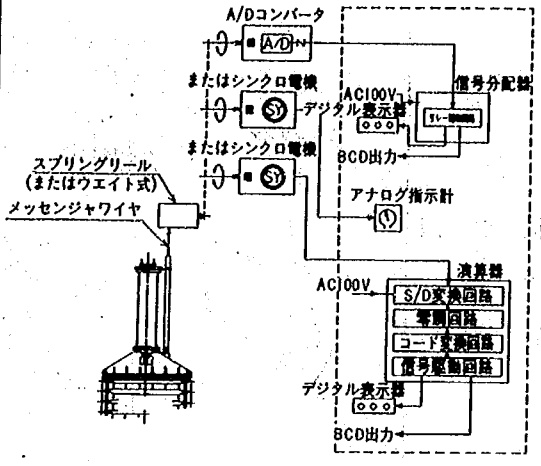
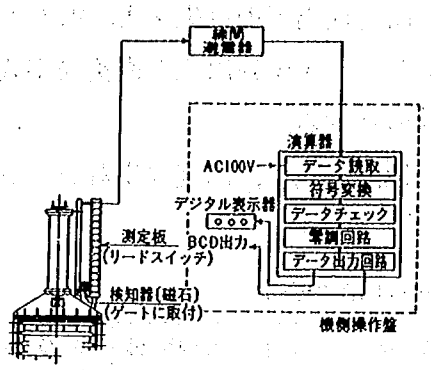
	電　気　式　開　度　計　(1/3)	
検出方式	扉体の回転角度検出式	メッセンジャワイヤ式
表示方式	デジタル式・アナログ式	デジタル式・アナログ式
ゲート形式	ラ　ジ　ア　ル　ゲ　ー　ト	ラ　ジ　ア　ル　ゲ　ー　ト
概要図		
概要	ゲートのトラニオン軸部で，ゲートの移動を回転角とし検出器（シンクロ発信器）で検出する。 検出されたアナログ信号をそのままのアナログ信号で出力するアナログ式。 また，アナログ信号を演算器でデジタル変換および垂直開度演算をしてデジタル信号をとりだすデジタル式がある。	ゲートのスキンプレートに相当する円弧板をゲートに取付け，メッセンジャワイヤとプーリを介して検出器にゲート移動量を入力する。 検出器形式は，A／Dコンバータあるいはシンクロ発信器である。 それぞれの出力信号を演算処理をしてデジタル信号を出力するデジタル式とシンクロ発信器出力をそのまま出力するアナログ式がある。
機器構成	検出器形式 / 演算器形式 / 出力形式 シンクロ発信器 / —— / アナログ〔シンクロ〕 シンクロ発信器 / S／D変換(垂直変換付) / デジタル〔BCD〕 —— / —— / ——	検出器形式 / 演算器形式 / 出力形式 A／Dコンバータ / D／D変換(垂直変換付) / デジタル〔BCD〕 シンクロ発信器 / —— / アナログ〔シンクロ〕 シンクロ発信器 / S／D変換(垂直変換付) / デジタル〔BCD〕
総合精度	ゲート半径10m以内：±3cm程度	ゲート移動量10m以内：±3cm程度
環境条件	温度：−15℃～+45℃　相対湿度：30%～90%	温度：−15℃～+45℃　相対湿度：30%～90%

表3.9.2-1 開度検出方式の参考例 (3)

	電気式開度計 (2/3)	
検出方式	直接検出式（磁気スケール式）	メッセンジャワイヤ式
表示方式	デジタル式	デジタル式・アナログ式
ゲート形式	ラジアルゲート	高圧ローラゲート，スライドゲート ジェットフローゲート，リングホロウゲート
概要図		
概要	開度測定板をゲートに取付け，ゲートの移動量を検出器で直接読み取る。 検出器の読み取り信号を演算器でデータ処理・垂直開度演算処理をしてデジタル信号を出力する。	ゲートの移動量をメッセンジャワイヤとプーリを介して検出器に入力する。 検出器形式は，A／Dコンバータあるいはシンクロ発信器である。 それぞれの出力信号を演算処理をしてデジタル信号を出力するデジタル式とシンクロ発信器出力をそのまま出力するアナログ式がある。

機器構成	検出器形式	演算器形式	出力形式	検出器形式	演算器形式	出力形式
	磁気スケール	D／D変換 (垂直変換付)	デジタル 〔BCD〕	A／Dコンバータ	信号分配器	デジタル 〔BCD〕
	——	——	——	シンクロ発信器	——	アナログ 〔シンクロ〕
	——	——	——	シンクロ発信器	S／D変換器	デジタル 〔BCD〕
総合精度	ゲート移動量10m以内：±2cm程度			ゲート移動量10m以内：±3cm程度		
環境条件	温度：−15℃～+45℃ 相対湿度：30%～90%			温度：−15℃～+45℃ 相対湿度：30%～90%		

表3.9.2-1　開度検出方式の参考例（4）

	電気式開度計（3/3）		
検出方式	直接検出式(リードスイッチ式)		
表示方式	デジタル式		
ゲート形式	高圧ローラゲート，スライドゲート ジェットフローゲート，リングホロワゲート		
概要図			
概要	測定板（リードスイッチ）を固定し，一方扉体に直結したピストンロッドに取付けた検出器〔磁石〕の移動によって測定板がゲートの移動量を直接読取る。 その読取り信号を演算器でデータ処理してデジタル信号を出力する。		
機器構成	検出器形式	演算器形式	出力形式
	リードスイッチ式	D／D変換	デジタル〔BCD〕
	——	——	——
	——	——	——
総合精度	ゲート移動量10m以内：±2cm程度		
環境条件	温度：−15℃～+45℃　相対湿度：30%～90%		

2. 開度計の検出方式と開度検出器の組合せは，次のとおりである。

(1) 機械式開度計は，本来ゲートの移動量が直接に見られる直読式が望まれる。

しかし，直読式開度計はボンネットケーシングがあるゲート形式に限られ，ボンネットケーシングのないゲート形式には，扉体の移動をパイロットワイヤで検出してダイヤルインジケータ式開度計を駆動させる方式でもよい。

(2) 電気式開度計の検出方式は，開度検出器「シンクロ発信器」「A/D コンバータ」「磁気スケール式」「リードスイッチ式」を検出方式［扉体の回転角度検出式］［メッセンジャワイヤ検出式］［直接検出式］で組合わせて使用するものとする。

3. 検出方式の選択方法として，次に例を示し，開度検出器の得失を表3.9.2-2に示す。

(1) デジタル式開度計の検出方式は，メッセンジャワイヤ検出式と直接検出式で代表されるので，開度検出器の形式の適合性で選択するものとする。

(2) アナログ式開度計は，メッセンジャワイヤ検出方式で，開度検出器を「シンクロ発信器」とする。

表3.9.2-2 開度検出器の選定

開度検出器	精度	環境性	保守性	耐久性	互換性	普及性	(総合)
シンクロ発信器	○	◎	○	◎	○	○	○
A／Dコンバータ	○	◎	◎	○	○	◎	◎
磁気スケール式	◎	○	×	○	×	○	○
リードスイッチ式	◎	×	×	×	×	×	×

3-9-3 開度表示方式と出力形式

1. 開度表示の方式は，用途・目的に合わせて決定するものとする。
   ① デジタル式
   ② アナログ式
2. 遠方操作設備への開度計信号の出力形式は，デジタル式とする。

【解 説】

1. 開度表示の方式は，アナログ，デジタル式の２方式が使用される。

(1) デジタル式表示

デジタル式の開度計測信号を出力する開度演算器あるいは信号分配器は，機側操作盤に設置するものとし，併せて機側操作盤で表示する機側表示はデジタル式とする。また，主ゲート等，遠方操作の対象になるゲートの開度計測信号は，ダム諸量処理設備に入力するためデジタル式の開度計測信号が必要である。

(2) アナログ式表示

副ゲート等，機側操作が対象のゲートで，特に全開・全閉で使用されるゲートの開度計

は，アナログ表示を原則とする。

2．遠方操作設備への開度計測信号出力形式はデジタル式とし，次を原則とする。

(1) 符　　号：2進化10進符号（BCD）奇数パリテイビット，ビジイ信号付

(2) 受渡方式：無電圧接点　パラレル　端子台（保安器付）渡し

(3) 最小単位：1) ゲート移動量　1 cm単位

2) バルブ移動量　1％単位 または 1 cm単位

3．遠方操作設備への開度計測信号受渡しは，開度演算器等を機側操作盤に収納する都合上，機側操作盤で取り合うものとする。

受渡しの取り合いは，信号チェックがしやすいよう端子台で行うものとする。

3-9-4　設置環境対策

開度計には，設置環境に応じた対策が施されていなければならない。

① 除湿対策

② 耐風対策

③ 寒冷対策

④ 耐衝撃性対策

⑤ 耐震対策

⑥ 誘導雷対策

⑦ 開度演算器の設置場所

【解　説】

1．検出器の箱体は，防食性材質による閉鎖形とする。

除湿対策として，スペースヒータを備えるものとする。

2．メッセンジャワイヤが風によって受ける影響が大きいと考えられる場合は，その張力を大きくしなければならない。また，メッセンジャワイヤに架空部が多くある場合は，防風用としてのガイドパイプ内にメッセンジャワイヤを通すことが望ましい。

3．メッセンジャワイヤに付着した水分の凍結を除去する必要がある。

メッセンジャワイヤに付着した水分の凍結を検出器直前に設けた保温管内に通して解凍させ，そのメッセンジャワイヤをワイヤリールで巻取る方法がある。

4．検出機構の設置は，異常な外力・衝撃・機械的振動を受けないよう考慮しなければならない。

5．検出機構は，耐震性に優れたものでなければならない。

6．開度計を構成する機器には，誘導雷の影響を受けやすい部品が多く，障害を受ける例が多いので開度計を構成する機器の入出力部には保安器を設けなければならない。

7．開度演算器・開度信号分配器の設置場所は，機側操作盤内を標準とする。ただし，機側操作盤以外に設置する場合は，機側操作盤に準拠した構造の箱体に収納するものとする。

3-9-5 開度保持装置

長時間にわたり部分開度放流等を行うゲートには，必要に応じて下記の開度保持装置を設けるものとする。

① 電気式開度復帰装置

② 機械式開度保持装置

【解 説】

1. 長時間にわたり一定開度で流水管理が要求されるような放流設備においては，油圧シリンダならびに油圧制御機器の内部および外部漏油によりゲートが自重降下し，正確な放流量維持が困難となる場合がある。この対策として電気式開度復帰装置ならびに機械式開度保持装置を設けることがある。

(1) 電気式開度復帰装置（図3.9.5-1）

予め設定しておいた降下量までゲートが自重降下すると，自動的にゲートが上昇し，もとの位置に開度が復帰した時点でゲートを停止させるシステムである。

(2) 機械式開度保持装置（図3.9.5-2）

任意の停止位置において油圧シリンダを機械的に保持するシステムである。

油圧シリンダのピストンロッドをスリーブでロックし，ゲートの降下を防止するもので，ゲート操作時におけるロックの解除はスリーブに油圧を送油してスリーブとピストンロッドにギャップを生じさせるものである。

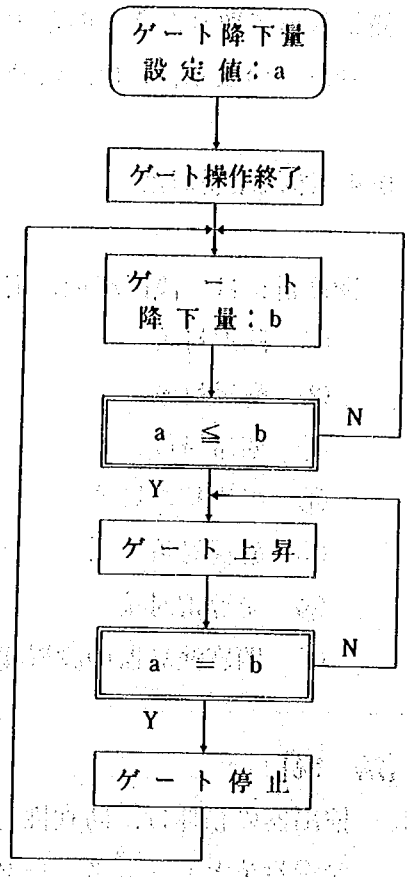


図3.9.5-1
電気式開度復帰装置系統図の例

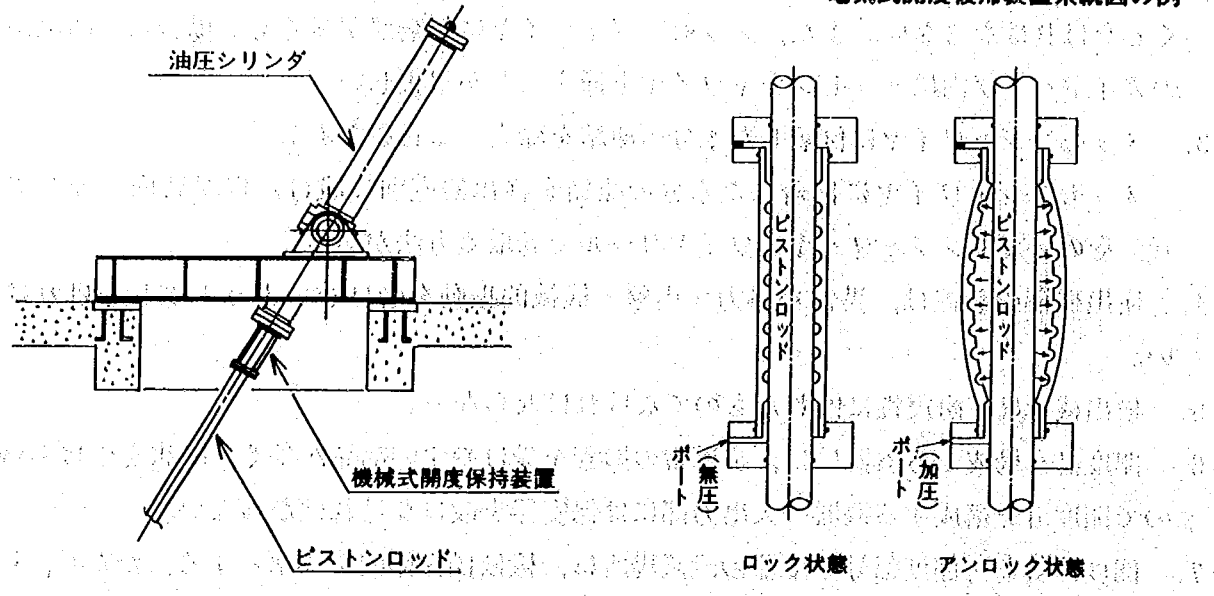


図3.9.5-2 機械式開度保持装置の例

2. 電気式開度復帰装置ならびに機械式開度保持装置とも，採用に当たっては表3.9.5-1に示す事項を充分検討しなければならない。

表3.9.5-1 開度保持装置の得失

	電気式開度復帰装置	機械式開度保持装置
操作上の問題	開度復帰指令の出力でゲートの自動上昇時に過上昇等の誤動作を生じた場合，過放流につながる懸念がある。	通常は，ゲート操作とのインタロックのみで問題はない。但し，機械式ロック解除用油圧装置が故障した場合，ゲート操作が不可能となるため手動圧力ポンプを設置し，人力による解除を可能とする予備回路が必要である。ロック解除動作とゲート動作のタイムラグが逆になるとピストンロッドを損傷する恐れがある。
取付上の問題	特になし 装置は開度演算器の一部として組み込まれるので，開度演算器が大きくなる程度である。	ピストンロッドにスリーブをとりつける余裕長が必要となるためゲート室が大きくなる。 本体シリンダ用油圧装置以外に機械式ロック解除用油圧装置が必要であり，油圧装置自体が複雑化するため保守管理性が悪い。 ピストンロッドパッキン交換の際ロック装置を取り外す必要があり工事が多少大掛かりなものとなる。

3. ゲートの開度保持は，基本的には開閉装置（油圧ユニット，油圧シリンダ）の漏油量を少なくするものとするための製作精度の確保および油圧部品の選定が重要である。

近年では高精度の油圧シリンダが製作できるようになり内部漏油量が減少したことや，バルブ等の高精度化により，ゲートずり落ち量は実態調査によれば24時間で9～25mmとなっている。この程度のずり落ち量が問題となるような放流設備の場合には開度保持装置の設置検討が必要となる。

4. 電気式開度復帰装置は開度演算装置に現在の開度を記憶する記憶装置を付加し，所定の開度変化（自重降下）が生じた場合，警報を発するものである。

記憶装置は必要開度保持時間とゲート降下量を考慮し，開度保持のバックアップとして採用している例が多い。

機構的にはゲートの自動復帰運転も可能であるが，開度復帰の出力でゲートの自動上昇に過上昇等の誤動作を生じた場合，過放流につながるため，開度復帰指令の出力は警報程度にとどめ，開度復帰操作は人為的に行うことが安全側であると考えられる。ただし，夜間等の放流に対しては，操作員の待機が必要となる。

機械式開度保持装置はゲートが停止した際の開度が保たれるものの，油圧ユニットが複雑化し，油圧装置全体の信頼性が低下することになる。また，スリーブ解放用の圧力が発生しない等ロック解除故障に対して手動ポンプを設備する等の配慮を図る必要がある。

機械式開度保持装置は融雪出水時等のような長期間一定開度放流が要求されるゲート設備では，電気式開度復帰装置より有利な面もあるが，保守管理も複雑化するので選定に当たっては慎重に検討する必要がある。

3-10 安全装置

3-10-1 制限開閉器

開閉装置にはゲート動作の安全を図るため，次の位置に制限開閉器を設けなければならない。

① 全開，全閉
② 非常上限
③ 休止上限

【解 説】

1. ゲートは全開，全閉等定位置で制限開閉器を動作させ，自動停止をさせなければならない。

(1) ゲートが全閉位置に到達した時点で全閉スイッチを動作させ，ゲート操作を停止させなければならない。

全閉スイッチの動作で操作回路をしゃ断して開閉装置を停止させるもので，全閉スイッチの動作は極めて重要ある。

ゲートの下端を圧着して水密を保つ必要のあるゲートにおいては，全閉スイッチと圧力スイッチあるいはタイマ等を併用する場合がある。

(2) ゲートが全開位置に到達した時点で全開スイッチを動作させ，ゲート操作を停止させなければならない。

全開スイッチの動作で操作回路をしゃ断して開閉装置の運転を停止させるもので，全開スイッチの動作は重要である。

2. ゲートが非常上限位置に到達した時点で非常上限スイッチを動作させ，ゲート操作を停止させるものである。

非常上限スイッチは，全開スイッチのバックアップであり，全開スイッチの動作が確実であれば非常上限スイッチの動作はありえないものである。

3. 休止装置を設けた場合，ゲートが休止上限位置に到達した時点で休止上限スイッチを動作させ，ゲート操作を停止させなければならない。

休止上限スイッチの動作で操作回路をしゃ断して開閉装置の

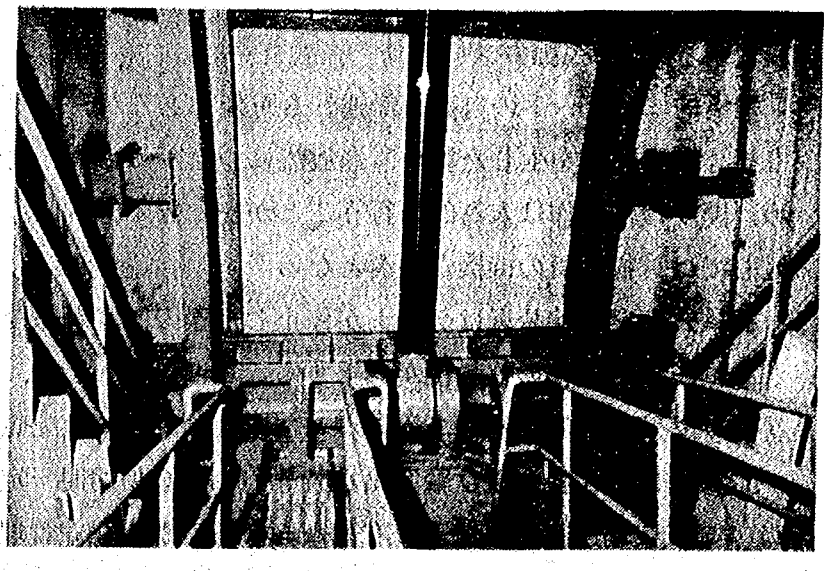


写真3.10.1-1 制限開閉器取付状況

運転を停止させるものである。

なお，ゲートによっては休止上限位置と全開位置が同一位置の場合がある。

3-10-2　電動機過負荷保護

油圧ポンプの電動機には，過負荷保護装置を設けなければならない。

【解　説】

油圧ポンプ用電動機の過負荷保護には，３Ｅリレーが用いられる。(写真3.10.2-1)

３Ｅリレーは，機側操作盤に装備され油圧ポンプ用電動機の過電流のほか欠相・逆相検出も行う機器であり，その仕様は次のとおりとする。

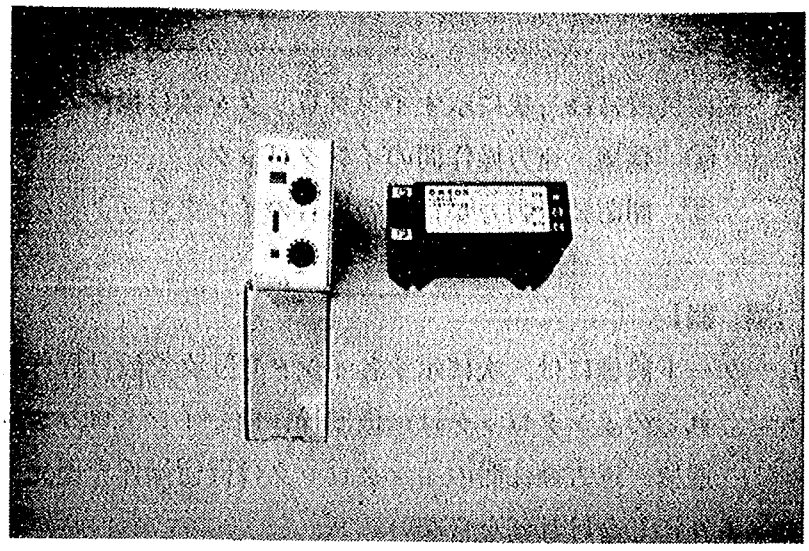


写真3.10.2-1　３Ｅリレー

(1)　３Ｅリレーは，油圧ポンプ用電動機の系統ごとに装備するものとする。

(2)　３Ｅリレー動作で油圧ポンプ用電動機の電磁接触器が開放され，油圧ポンプおよびゲート操作が停止すると同時に警報を発しなければならない。

(3)　３Ｅリレーの動作の設定は，原則として電動機の定格電流値で整定するものとし，動作電流は，設定値の115％±10％とする。

(4)　動作時間の設定は，一般的には油圧ポンプ用電動機の起動から定常運転までになる時間に設定するものであり３秒～４秒を原則とする。

3-10-3　開動作制限装置

開閉装置には過大放流を防止するため，開動作制限装置を設けなければならない。

【解　説】

放流主ゲートには，開動作制限装置としてタイマを設け，ゲート一回の開動作における開動作時間を制限し，過大放流を防止しなければならない。

(1)　時間の設定は，ゲートごとに過放流にならないように設定するものとする。

また，遠方操作設備の開動作制限タイマの時間設定との整合が必要で，遠方操作中に機側の開動作制限タイマが動作してゲートが停止することのないよう遠方操作設備のタイマ設定より機側は２秒程度長く設定する等の配慮が必要である。

(2) 開動作制限タイマは，ゲート開操作と同時にタイマがスタートし，タイムアップと同時に開操作回路を開放してゲートを停止させるものとする。

開操作回路の復帰は自動的に復帰させるものとし，次の操作の妨げにならない時間を配慮して定めるものとする。

(3) 開動作制限の時間は，一般的に開操作ごとに設定された同一時間であるが，操作中に任意停止を行った場合，次の動作はタイマに残された時間分だけ開動作する例もある。

3-10-4 インタロック装置

開閉装置には，次に示すインタロックを設け操作の安全を図らなければならない。

① 機側・遠方操作間のインタロック

② 開閉装置動力が複数の場合のインタロック

【解 説】

1. ゲート設備には，次に示す各インタロックを設け操作の安全を図らなければならない。

これらのインタロックは，機側操作盤でインタロック回路を形成するものとする。

(1) 機側，遠方操作間のインタロックは機側操作を優先し，機側操作中は遠方操作ができないようにしなければならない。

(2) 開閉装置の動力を切替えて操作する場合は，一方の開閉用動力が運転中は他の開閉動力が作動しないようインタロックをとっておかなければならない。

2. 休止装置を設けた場合，扉体が休止中にあっては，いかなる場合でも閉（下降）操作で開閉装置が作動してはならない。

3. 圧着式ゲートの場合で，圧着中は開閉操作で開閉装置が作動してはならない。

圧着解除後でなければ，開閉装置が作動しないものとする。

3-10-5 油圧ユニットのセンサ

開閉装置には，運用上の安全ならびに機器の保護装置として次に示すセンサを設けなければならない。

① 圧力スイッチ

② 油面低下検出用レベルスイッチ

③ 油温上昇検出用温度スイッチ

④ フイルタ目詰り検出用差圧スイッチ

【解 説】

1. 一般に油圧ユニットの圧力調整はリリーフ弁で行われ，リリーフ弁は油圧機器を過大な圧力から保護すると同時にその圧力系統の圧力を一定に制御するものである。

油圧系統の圧力変動，異常圧力の発生は，安定したゲート操作が行えない原因となるので，リリーフ弁は適正に設定されていなければならない。

リリーフ弁は，圧力制御を目的としたもので，異常圧力発生時において油圧ポンプを停止させる機能をもっていない。したがって，そのバックアップの圧力スイッチで異常圧力を検出して電動機用の電磁接触器を開放し，油圧ポンプ用電動機を停止させ，異常圧力から油圧機器を保護するものである。

2. 油タンクの油量検出は，油量低下を2段階に検出するものとし，第1段階の検出で警報ならびに表示とし，第2段階の検出でゲート操作停止ならびに表示とする。
3. 油圧タンクの油温設定は，55℃とし，警報ならびに表示を行うものとする。
4. フイルタ目詰り検出は，警報ならびに表示のみとし，ゲートの停止は行わないものとする。

3-11 保守管理設備

3-11-1 一　　般

開閉装置には，その機能の維持，保全を目的として安全かつ容易に点検・整備が行えるよう次の保守管理設備を設けなければならない。

① 開閉装置室
② 階段・手摺・防護柵
③ 点検・整備用設備
④ 給 油 装 置

【解　説】

本条で対象とする保守管理設備とは，次のものをいう。(図3.11.1-1参照)

1. 開閉装置室は，開閉装置および油圧ユニット，機側操作盤等を格納し，ゲート操作を安全確実に行うための設備で，ゲートの形式や位置によりその配置および構造が異なる。
2. 階段・手摺・防護柵は，操作および点検等を安全に行うための設備で，開閉装置室からゲート室までの階段，左右踊場間の歩廊，階段・歩廊に設けられる手摺，床からの転落防止のための防護柵等がある。

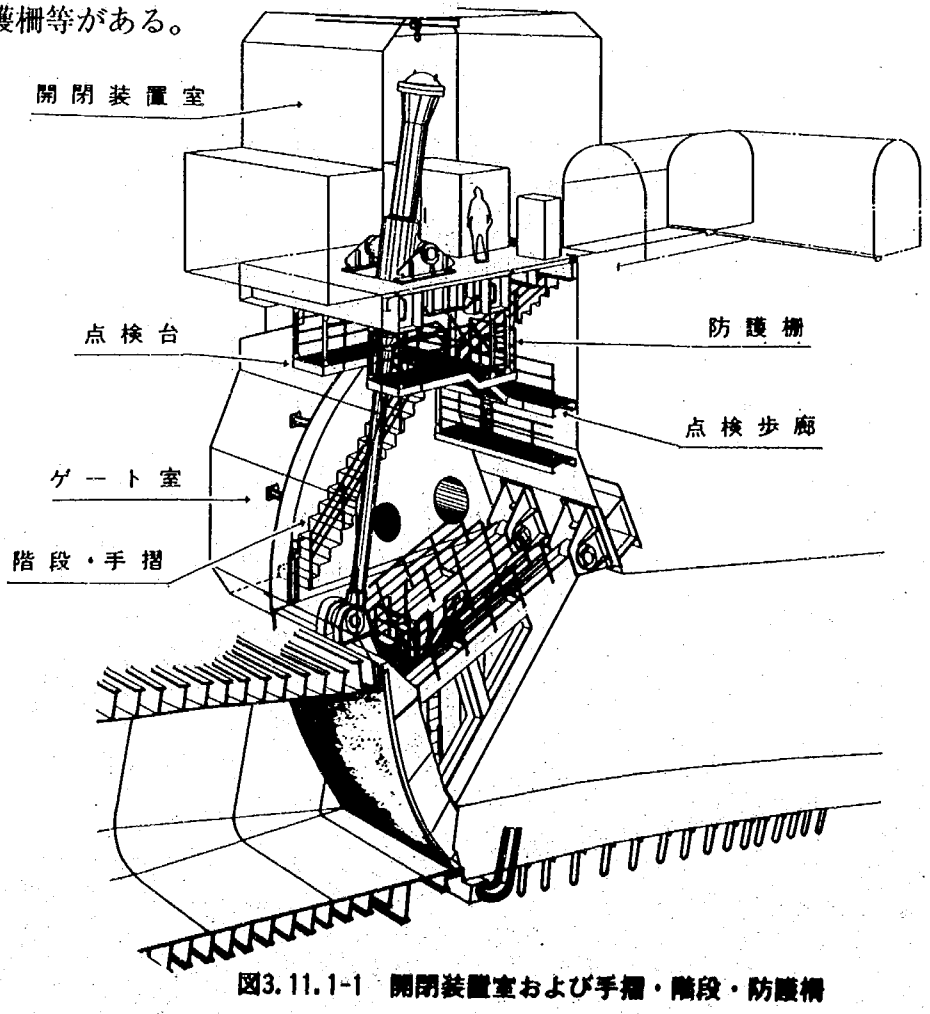


図3.11.1-1　開閉装置室および手摺・階段・防護柵

3. 点検・整備用設備は，開閉装置に係わる諸設備の巡視および点検・整備のために設けられる設備で，吊上設備，点検架台等がある。

(1) 吊上設備

機側操作盤，油圧シリンダ，油圧ユニット内電動機等，重量物の移動，点検および交換等のため開閉装置室にチェーンブロック，ホイスト，吊りフックなどを設けることが望ましい。

チェーンブロックおよびホイストを設ける場合も，開閉装置室四隅など適当な箇所に吊りフックを併設することが望ましい。

なお，吊りフックには，許容荷重を明記しなければならない。

一般に吊上設備を使用する作業は，以下のものがある。

① 油圧シリンダのピストンパッキン点検・交換
② 機側操作盤交換
③ 油圧ユニット内電動機交換
④ マンホール蓋等の開閉

(2) 点検架台

油圧シリンダパッキンの点検・交換を安全かつ容易に行うため，油圧シリンダ上部および下部に点検架台を設けることが望ましい。(図3.11.1-2および写真3.11.1-1参照)

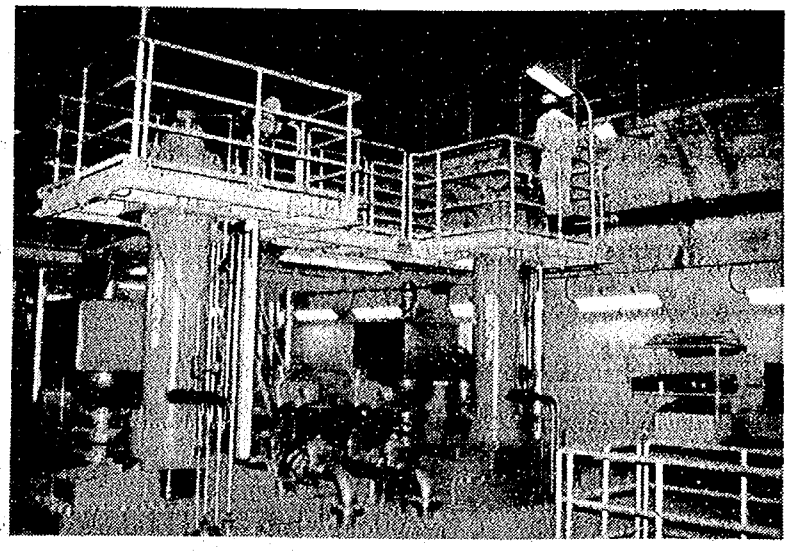


写真3.11.1-1 点検架台（固定式シリンダの例）

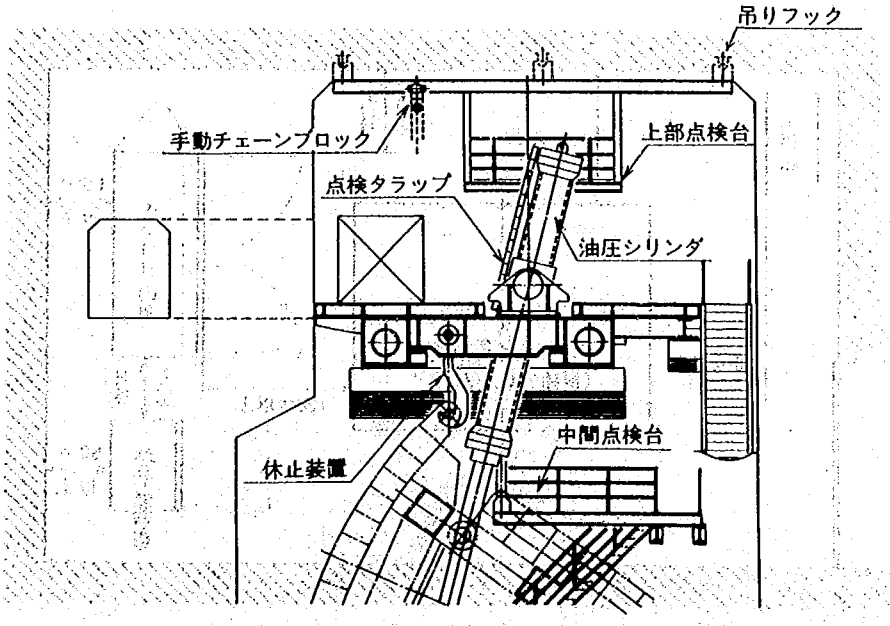


図3.11.1-2 吊上設備および点検架台の例

4．給油装置

揺動式油圧シリンダ回転軸部，油圧シリンダ扉体取付部等の回転部に給油するための装置で，グリースポンプによる集中給油方式とグリースガンによる個別給油方式がある。

3-11-2　開閉装置室

1．開閉装置室は開閉装置に係わる機器の操作，点検・整備が容易に行える空間を確保しなければならない。
2．開閉装置室には，運転操作あるいは点検・整備に必要な照度を確保した照明設備を設けなければならない。

【解　説】

1．操作室の大きさは，油圧シリンダ，油圧シリンダ架台，油圧ユニットおよび機側操作盤などの配置ならびにこれらの操作，点検・整備などを考慮して決定するものとする。
2．開閉装置室の空間は，次を標準とし，各機器と空間との関係を図3.11.2-1に示す。

(1)　開閉装置架台から壁までの間隔

保守点検作業を容易に行うため，開閉装置端部から壁までの間隔は80cm以上離さなければならない。

(2)　油圧ユニットと壁および他機器との間隔

油圧ユニットの正面から壁または他の機器までの間隔は100cm以上離さなければならない。正面以外の3面の内，両側面はタンクの清掃・配管口・給排油口等の配置から，裏面は機器の点検等を考慮して各々60cm以上離さなければならない。

裏面からの点検が不要な場合でも再塗装作業を考慮し，60cm以上の空間を確保することが望ましい。なお，この空間を確保できない場合は，塗装不要な材質を使用するなどの配慮が

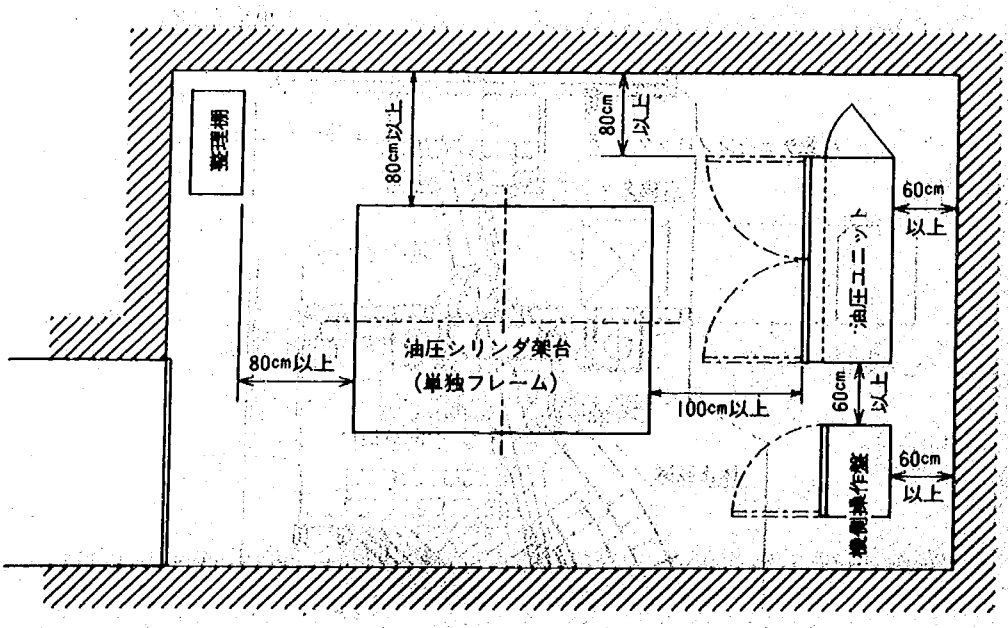


図3.11.2-1　開閉装置室の機器配置例

必要である。この場合は据付および取替に要する空間を考慮し，10cm以上確保する。

キャビネットに扉を設ける場合は，この開閉スペースを考慮して80cm以上離す必要がある。

(3) 操作盤と壁および他機器との間隔

盤の正面から壁までは，最低100cm以上，盤の正面以外の周囲は，壁に対して60cm以上離さなければならない。

盤の裏面に扉をつける場合は，この開閉スペースを考慮して，盤裏のみ80cm以上離す必要がある。なお，裏面からの点検が不要な場合でも再塗装作業を考慮し，60cm以上の空間を確保することが望ましい。この空間を確保できない場合は，塗装不要な材質を使用するなどの配慮が必要である。この場合は据付および取替に要する空間を考慮し，10cm以上確保する。

(4) 開閉装置室の高さ

開閉装置室の高さ(H)は，原則として250cm以上とする。

吊上設備を設けて油圧シリンダのピストン・パッキンを交換する場合の余裕高さ(h)は，油圧シリンダまたはピストンロッドを上に吊り上げることのできる高さとすることが望ましい。

ケーシングおよびボンネットを有する高圧スライドゲート等の場合は，扉体の補修等は油圧シリンダを取り外す必要があるので，開閉装置室は油圧シリンダ単体を吊り上げるのに必要な高さを確保することが必要となる。(図3.11.2-3参照)

部分管路形放流設備においては空洞部の大きさがダム構造物に対し重大な影響を及ぼすため，油圧シリンダ吊り上げに必要な高さを確保できない場合があるが，その場合でも油圧シリンダピストンの引き上げ高さを考慮して，吊りフック下端より油圧シリンダ上端までの余裕高さは50cm以上を確保することが望ましい。なお，土木構造上天井が高い場合は，照明やチェーンブロックのチェーン等の長さに注意が必要である。(図3.11.2-2参照)

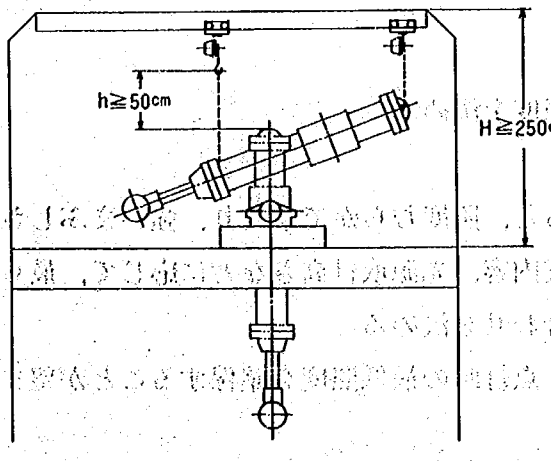


図3.11.2-2 開閉装置室の高さ
(ラジアルゲートの例)

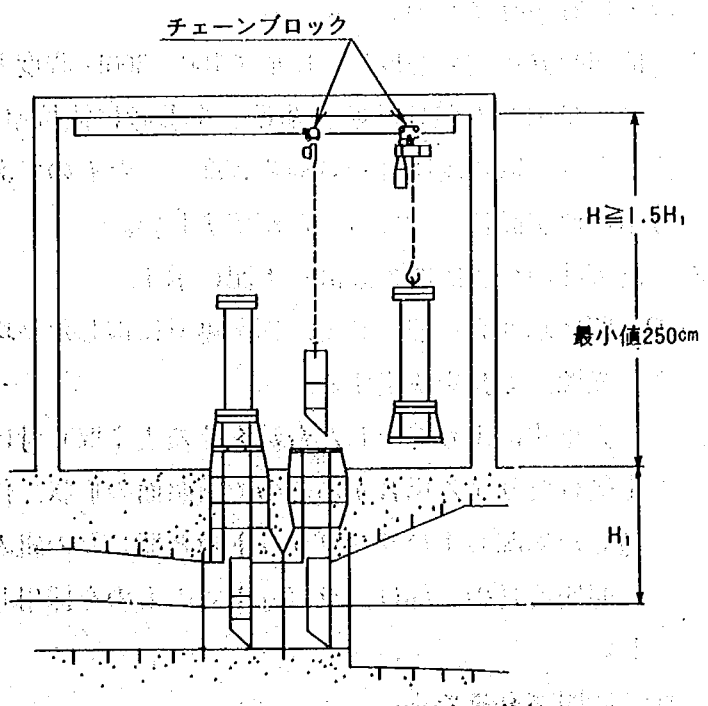


図3.11.2-3 開閉装置室の高さ
(ボンネット形ゲートの例)

(5) 前記の規定が満足できない場合には，操作・点検・整備・取替えなどを十分考慮し，作業に支障のない間隔およびスペースを確保しなければならない。

3. 開閉装置室出入口扉の寸法は，将来の機器交換を考慮し，油圧シリンダ，機側操作盤，油圧ユニット等が搬出，搬入ができる大きさとする。特に油圧シリンダは長尺となるため，監査廊のコーナ部は大きく面取りを行うなど考慮が必要である。

扉の形式は，放流時の風圧によってその開閉が困難になることがあるので，引戸式ドアが望ましい。ドアならびにサッシ類は，放流時の風圧を考慮し，一般建築用に比べ強度の高い高層ビル用を使用するものとする。

また，開閉装置室が2箇所以上ある場合，鍵を同一とすれば，管理上便利である。

4. 開閉装置室には，ロッカや整理棚等を設けて，取扱説明書・予備品・分解工具・油脂類・清掃用具を保管できるようにすることが望ましい。

5. 部分管路形放流設備用ならびにトンネル内の開閉装置室においては，壁や天井が結露したり，室内が高湿度状態になる場合がある。このような場所では計測装置検出部の特性劣化や電子機器基板の発錆が生じるため，個々の機器に対し湿度対策を施すか，または室内に除湿装置の設置が望ましい。

また，部分管路放流設備において，ダム背面の空気が開閉装置室内侵入し，温度差により室内が結露する場合がある。この対策として，ゲート室への階段入口や外気が侵入すると思われる箇所にはシャッタなどを設け，開閉装置室内の高湿度化を防止する方法がある。

6. 開閉装置室の床面の処理については，コンクリートの摩耗粉塵が機側操作盤ならびに油圧ユニットに混入したり，ピストンロッドに付着したりするため，コンクリート床版には防塵塗装を施すことを原則とする。また，壁には内装材または塗装を行うことが好ましい。

ダム堤体内の操作室は，単調な色合いとなりがちなので明るく暖かく感じられる中間色の色調・色彩が好ましい。

7. 開閉装置室内の照度は，床面で150～300lx程度とする。

これはJIS Z 9110「照度基準」を参考に機械室ならびに電気室と同等とし，巡視日報に記入したり，取扱説明書が読める程度としたものであるが，特に細かい視作業が必要な箇所には専用の照明設備を設けることが望ましい。

8. 高天井の全般照明の設計を下記に示す。

(1) 照度基準を参照にして，作業場所に適した平均照度を決める。

(2) 光源，器具を決定する。

光束法により算出した台数をそのまま取り付けると，照度むらができたり，強いまぶしさを受けたりする場合があるので被照面の形状，作業内容，光源取付高さなどに応じて，最も適した光源およびランプワット数と器具との組み合わせを決める。

照明器具の一部は，ラピッド式のものを採用し，点灯時の最低照度を確保することが望ましい。

(3) 照明率を決める。

照明率とは，ランプから出る光束と，作業面にはいる光束との割合で，室内の反射率や器

具の効率などにより決定される。

このことから，室指数＝(天井面積＋床面積)/(壁面積) という関係がわかるので，これを用いると長方形以外の形をした室でも室係数が求められる。

(4) 所要ランプ数を計算する。

照度を必要とする作業面の平均照度を決定してから，次式により所要ランプ数を算出する。

$$N = \frac{E \cdot A}{U \cdot F \cdot M} \quad \cdots\cdots (3.11.2\text{-}1)$$

ここに：N：所要ランプ数

E：所要平均照度　l x（ルックス）

A：照明面積（m^2）

M：保守率（照明の汚れによる減光率）0.7程度

U：照明率(*)

F：使用ランプの全光束　l m（ルーメン）

ただし，リフレクターランプの場合Fは0°～90°の全光束を採用する。

照度の求め方

照度率は，その建物の室指数および反射率から算出する。室指数は，室の間口X(m)，奥行Y(m)で作業面から光源までの高さH(m)であるとき，次式により求められる。

$$\text{室指数} = \frac{X \cdot Y}{H \cdot (X + Y)} \quad \cdots\cdots (3.11.2\text{-}2)$$

表3.11.2-1　室指数一覧表

室指数	5.0	4.0	3.0	2.5	2.0	1.5	1.25	1.0	0.8	0.6
範囲	4.5 ～ 以上	4.5 ～ 3.5	3.5 ～ 2.75	2.75 ～ 2.25	2.25 ～ 1.75	1.75 ～ 1.38	1.38 ～ 1.12	1.12 ～ 0.9	0.9 ～ 0.7	0.7 ～ 以下

前記室指数と室内の反射率とから各種照明器具の照明率表で該当する照明率を求める。

表3.11.2-2　室内面反射率の概数表

材料	反射率(%)	材料	反射率(%)
白壁	60	白ペイント	60～80
薄色クリーム壁	50～60	薄色ペイント	35～55
濃い色の壁	10～30	濃い色ペイント	10～30
コンクリート(生地)	25		

(5) 光源の配置

所要ランプ数が算出されたら，明るさにむらの生じないような，よい配置を設計図面上で決定する。また，ランプを交換する手段も考慮しておく。

3-11-3 手摺・階段・防護柵

1. 開閉装置室およびゲート室に設けられる手摺，階段，防護柵は，予想される荷重に対して安全な構造としなければならない。
2. 手摺，階段，防護柵の基本寸法は，操作および管理上，操作員等の安全を考慮してきめなければならない。
3. 巡視および日常点検をする設備までの昇降方式は，原則として階段とする。

【解　説】

1. 階段の設計荷重は，次の荷重を考慮する。

(1) 主荷重

① 群集荷重：350kgf/m² (道路橋示方書(2)共通編2.1.3(2)2))

② 自　　重：その構造物自体の重量

(2) 従荷重

① 風 荷 重：断面形状に応じ，表3.11.3-1に示す値とする。
(道路橋示方書(2)共通編2.1.11(1)3))

表3.11.3-1 階段に作用する風荷重 (kgf/m²)

部材の断面形状		風荷重	
		風上側部材	風下側部材
円形	活荷重載荷時	75	75
	活荷重無載荷時	150	150
角形	活荷重載荷時	150	75
	活荷重無載荷時	300	150

(3) 主荷重に相当する特殊荷重

① 雪 荷 重：活荷重を載荷する場合は，100kgf/m²とする。
(道路橋示方書(2)共通編2.1.14)

上記は圧縮された雪で約15cm厚に相当する荷重であり，規定の活荷重のほかに考慮しなければならないものであるが，雪だけが荷重としてかかる場合は次式により検討しなければならない。

$$SW = P \cdot Zs \quad \cdots\cdots (3.11.3\text{-}1)$$

ここに：SW ：雪荷重 (kgf/m²)

P ：雪の平均単位重量 (積雪1m当たりkgf/m³)

Zs ：設計積雪深 (m)

雪の平均単位重量は，地方や季節などにより異なるが，多雪地域においては一般に350kgf/m³を見込めばよい。

ただし，風荷重ならびに雪荷重は屋外に設けられる構造物に対して考慮するものとし，開閉装置室およびゲート室に設けられる構造物は実態に応じて軽減してよい。

2. 手摺，防護柵に上端に作用する設計荷重は，次の荷重を考慮する。

① 水平荷重：柵上端において250kgf/m

（立体横断施設技術基準3-5）

② 鉛直荷重：柵上端において125kgf/m

ただし，上記荷重において一般の人に開放されることが想定されない限定箇所に設置するものについては，実態に応じて決定してもよい。

3. 手摺，階段，防護柵に使用する材料は，原則として下表の○印を優先的に使用する。△印は場合によっては使用しても良いものとする。

表3.11.3-2 使用材料表

一般名称	種別	材料記号	用途		
			階段	手摺	防護柵
一般構造用圧延鋼材	JIS G3101	SS400	○		
配管用炭素鋼鋼管	JIS G3452	SGP		○	○
一般構造用炭素鋼鋼管	JIS G3444	STK400		○	○
一般構造用角形鋼管	JIS G3466	STKR400		△※1	○
熱間圧延ステンレス鋼板	JIS G4303	SUS	○		
配管用ステンレス鋼管	JIS G3459	SUS-TP		○	○
アルミニウム合金板	JIS H4000	A5052	○		
アルミニウム合金継目無管	JIS H4080	A5052TE・TD		○	○
エキスパンドメタル	JIS G3351	XG	○	階段の踏板ならびに点検・整備用設備の床版に適用する。	
グレーチング	——	SS，SUS加工品	○		
パンチングメタル	——	SS，SUS加工品	○		
縞鋼板	——	SS400相当品	△※2		

※ 1. 角形鋼管の手摺は肉厚が薄いことや，つかみにくいため優先度を低くした。

※ 2. 縞鋼板は表面が湿潤状態のとき，滑りやすいため優先度を低くした。

4. 手摺，階段，防護柵に使用する鋼材の許容応力度は，2-5-4「材料の許容応力度」による。

5. 荷重の組合せおよび許容応力度の割増係数は，表3.11.3-3のとおりとする。

表3.11.3-3 荷重の組合せおよび許容応力度の割増係数

状態	荷重の組合せ	割増係数
1	主荷重＋主荷重に相当する特殊荷重	1.00
2	主荷重＋主荷重に相当する特殊荷重＋風荷重	1.25
3	風荷重のみ	1.20
4	架設時荷重	1.25

6. 安全確保のため階段，歩行路等には必要に応じて，滑り止め舗装や塗装をするが，滑り止め薄層舗装は通行によってコンクリートの粉塵がピストンロッドに付着する場合があるため，シリンダロッドが露出している箇所には施工しない方がよい。

7. 屋外に設けられる階段および通路は，暴風雨や積雪時の歩行の安全を考慮して，必要に応じシェルタ式とすることが望ましい。(図3.11.3-1参照)

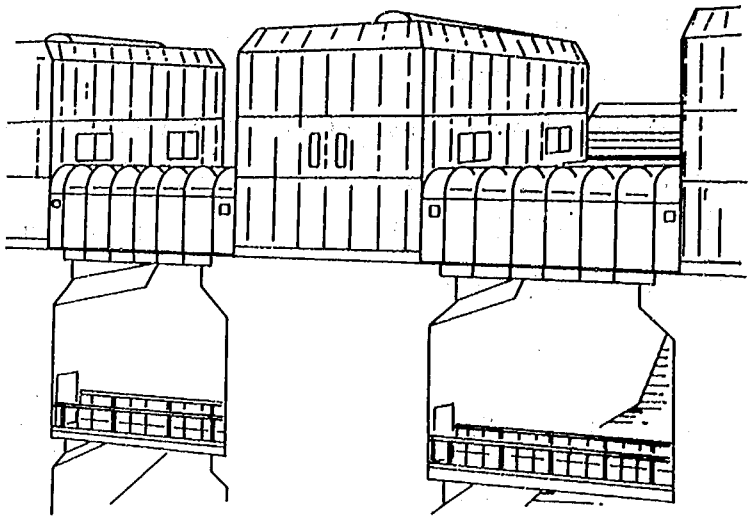


図3.11.3-1 シェルタ式通路の例

8. 手摺・階段・防護柵・踊場・操作台などの基本寸法は，次を標準とするが，操作および管理上の安全性を十分に考慮したものとする。

(1) 階段有効幅

階段の手摺有効幅は，100cm以上とする。ただし，設置する箇所の制約などがある場合には，80cmを限度として狭くすることができる。

見学者が通行する箇所に設ける場合の手摺有効幅は，すれ違いができるよう考慮し，120cm以上とすることが好ましい。

なお，手摺の一方を壁などを利用する場合の手摺有効幅のとり方は，壁から手摺までと読み換えるものとする。

(2) 階段のけあげ高，踏み幅寸法

階段のけあげ高は，22cm以下，踏み幅は，21cm以上を標準とする。

なお，まわり階段および螺旋階段の踏み幅は，踏み面の狭い端から30cmの位置における寸法とする。

(3) 手摺，防護柵の高さおよび支柱間隔

手摺および防護柵の高さは，110cm以上とする。

本要領では，手摺および防護策の設計は，立体横断施設技術基準によるものとしたが，同基準5-5「高欄」では高欄の高さを100cmとしているが，笠木の高さを人間の重心位置以上とし，転落事故を未然に防止しようとしたものである。

支柱間隔は120cm以下とし，等間隔に配置する。また，中さんの間隔は37cm以下とする。

(4) 手摺，防護柵用材料の寸法

手摺および防護柵に一般構造用炭素鋼鋼管（STK400）または一般構造用角形鋼管（STKR400）を使用した場合の笠木，支柱，中さんの寸法例を表3.11.3-4に示す。

表中において一般箇所として記載したものは，本条に基づき，水平荷重250kgf/m，鉛直荷重125kgf/m を載荷荷重として設計試算したものである。限定箇所として記載したものは，

防護柵設置要綱（日本道路協会）3-3-3歩道用横断防止柵解説に基づき，人が腰掛ける場合等を考慮し，水平荷重40kgf/m，鉛直荷重60kgf/m を載荷荷重として設計試算したものである。

開閉装置室からゲート室への連絡階段用手摺や点検歩廊の防護柵等の一般の人に開放することが想定されないものは，限定箇所として取り扱い，部材を決定してよいものとする。

これら以外の材料を使用する場合は，適時強度検討を行い決定しなければならない。特に，アルミニウム合金（A5052）使用する場合は，強度が他の材料に比べ弱いため注意を要する。

また，降雪地域の屋外に設けられる手摺および防護柵等の寸法は，設置環境を考慮して強度検討を行い，適切な寸法を選定しなければならない。

表3.11.3-4　手摺，防護柵用材料の寸法

適用	階段の手摺		防護柵			
	鋼管		鋼管		角形鋼管	
	一般箇所	限定箇所	一般箇所	限定箇所	一般箇所	限定箇所
笠木	101.6×4.0 t	48.6×3.2 t	101.6×4.0 t	48.6×3.2 t	75×45×3.2 t	50×50×3.2 t
支柱	101.6×4.0 t	48.6×3.2 t	101.6×4.0 t	48.6×3.2 t	75×75×4.5 t	50×50×3.2 t
中さん	48.6×3.2 t	34.0×2.3 t	48.6×3.2 t	34.0×2.3 t	75×20×2.3 t	40×40×2.3 t

(5)　階段踊り場の手摺および防護柵には，つま先止めの幅木を取付けることが望ましい。

手摺および防護柵を角形鋼管で構成する場合は，中さんの隙間からの転落を防止するため縦さん形式とすることが望ましい。（図3.11.3-3参照）

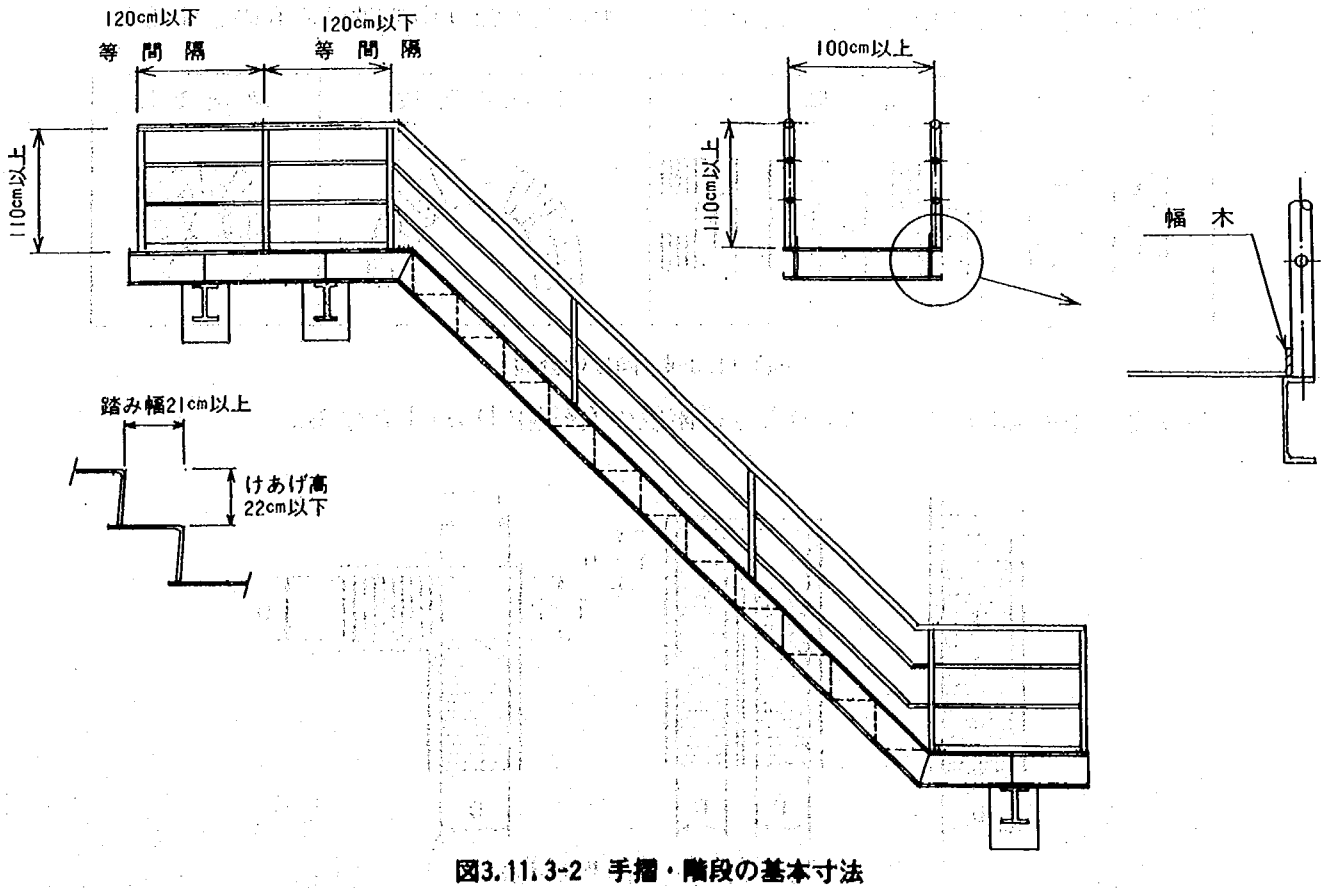


図3.11.3-2　手摺・階段の基本寸法

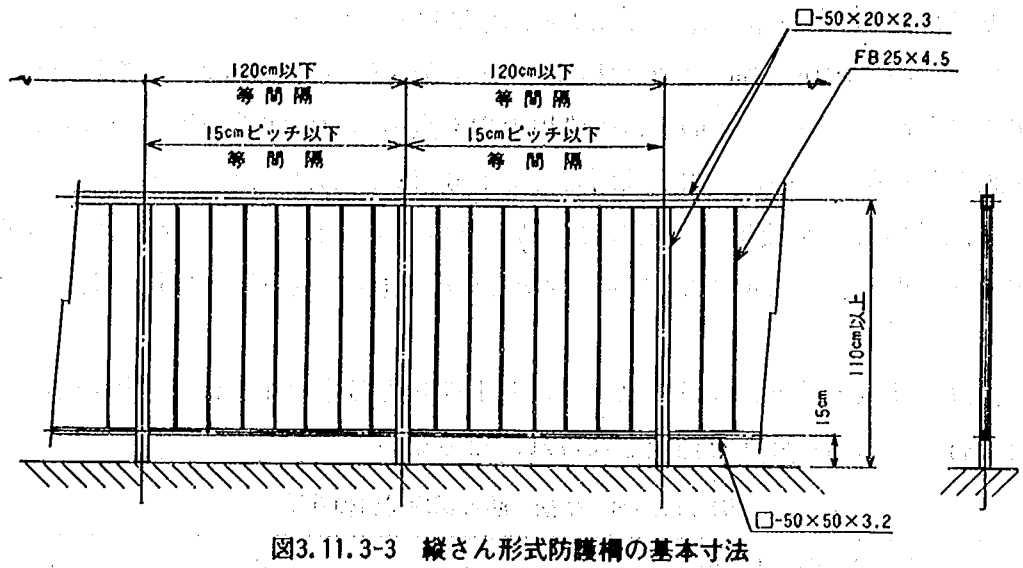


図3.11.3-3　縦さん形式防護柵の基本寸法

(6)　手摺の固定方法

手摺の固定方法は，原則として溶接構造とする。ただし，溶融亜鉛めっきを施した材料およびアルミニウム合金等，溶接が防食上悪影響を及ぼしたり困難な場合は，ボルト締めとすることができるが，十分な強度を有するよう検討しなければならない。

(7)　階段の形状

階段は形状により，直階段，折階段，まわり階段，螺旋階段に分類することができるが，ここでは総称して階段とする。(図3.11.3-4参照)

踊り場は，操作員等などの重さにより，踏み板が変形しないよう十分な強度をもたせなければならない。

階段は原則として折階段とし，7.5ｍに１ヶ所以上の踊り場を設けるものとする。

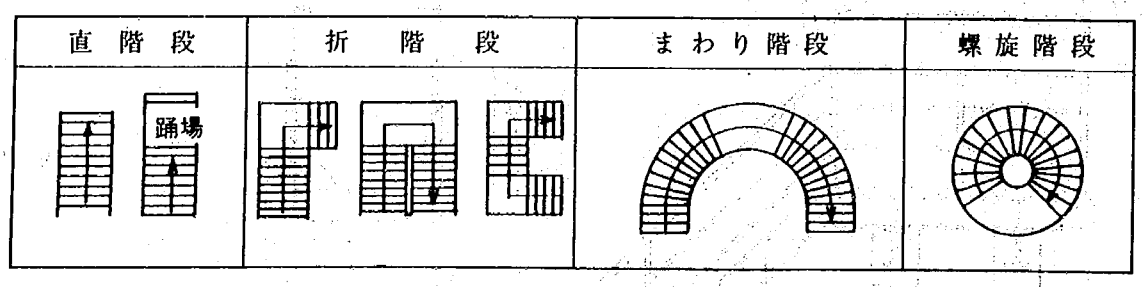


図3.11.3-4　階段の分類

踊り場の踏み幅(Ｔ)は，下図のように階段の有効幅(Ｄ)以上とする。

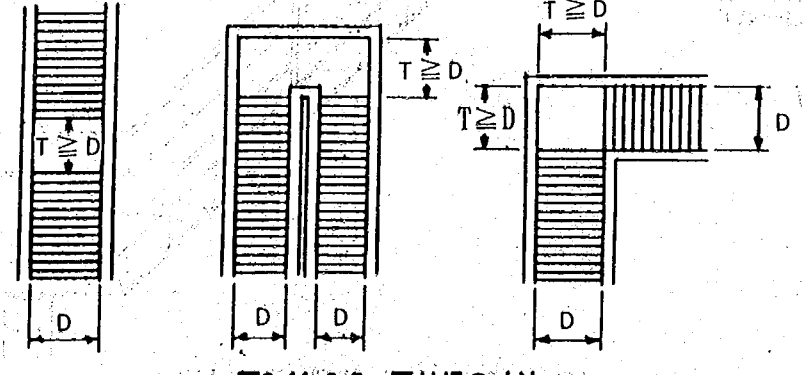


図3.11.3-5　踊り場の寸法

9. 巡視および日常点検に要する設備までの昇降方式は，原則として階段としたが，設置する箇所の制約などがあり，角度が急であったり，有効幅が十分にとれない場合がある。この場合は，梯子道とすることができるものとするが極力階段式を採用することが望ましい。

梯子の基本寸法は，ダム・堰施設技術基準による。

10. 開閉装置室等が湿潤な環境にある場合や補修の困難な箇所については，使用材料の選定と防食方法についても考慮が必要である。

3-11-4 点検・整備用設備

開閉装置室およびゲート室には，水門扉ならびにこれに関連する設備の適切な運用のため，また，日常の巡視・点検・整備・機能の維持回復，塗替塗装および管理運転等の作業のために必要に応じて次の設備を設けなければならない。

① 油圧シリンダ上部点検台
② 油圧シリンダ下部点検台
③ 吊上設備
④ 足場用吊金具

【解 説】

1. 油圧シリンダの空気抜き，油漏れ等の点検およびパッキン交換等のため，油圧シリンダ上部に点検台（踊場）を設けることとした（図3.11.4-1参照）。ただし，揺動式下部吊方式の油圧シリンダ等において，シリンダ頂部の高さが床面から80cm～100cm程度である場合は点検台を設けなくともよい。

上部点検台までの昇降方式は階段が望ましいが，設置する箇所の制約などがある場合は，梯子に替えてもよい。

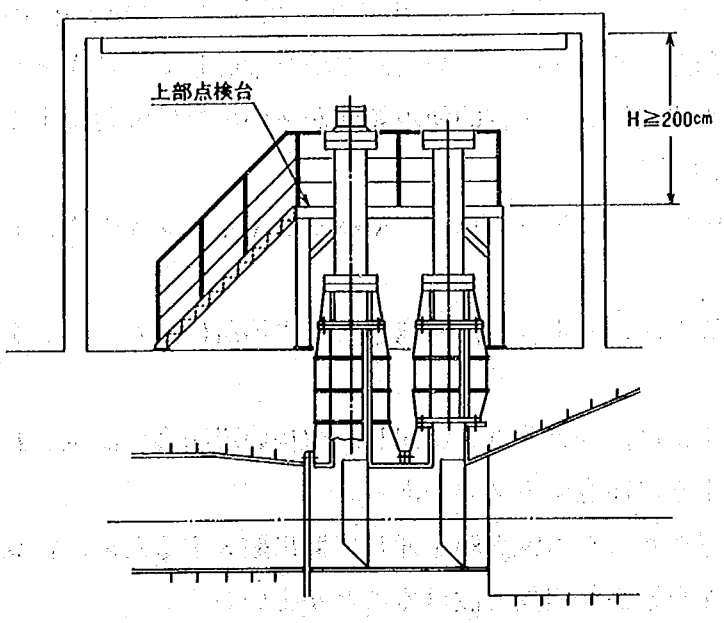


図3.11.4-1 油圧シリンダ上部点検台の例

上部点検台床面から天井までの高さは，保安帽を着用した作業員の高さを考慮して200cm以上とする。

2. 揺動式上部吊油圧シリンダの場合，スタッフィングボックス部の油漏れ等の点検およびパッキン交換等のため点検台を設けることとした。(図3.11.4-2参照)

点検台は開閉装置架台または操作橋に吊下げる方式が一般的であり，ゲート室の高さは，ゲートの最大引上げ高さに点検台の高さを加えたものとすることが必要である。

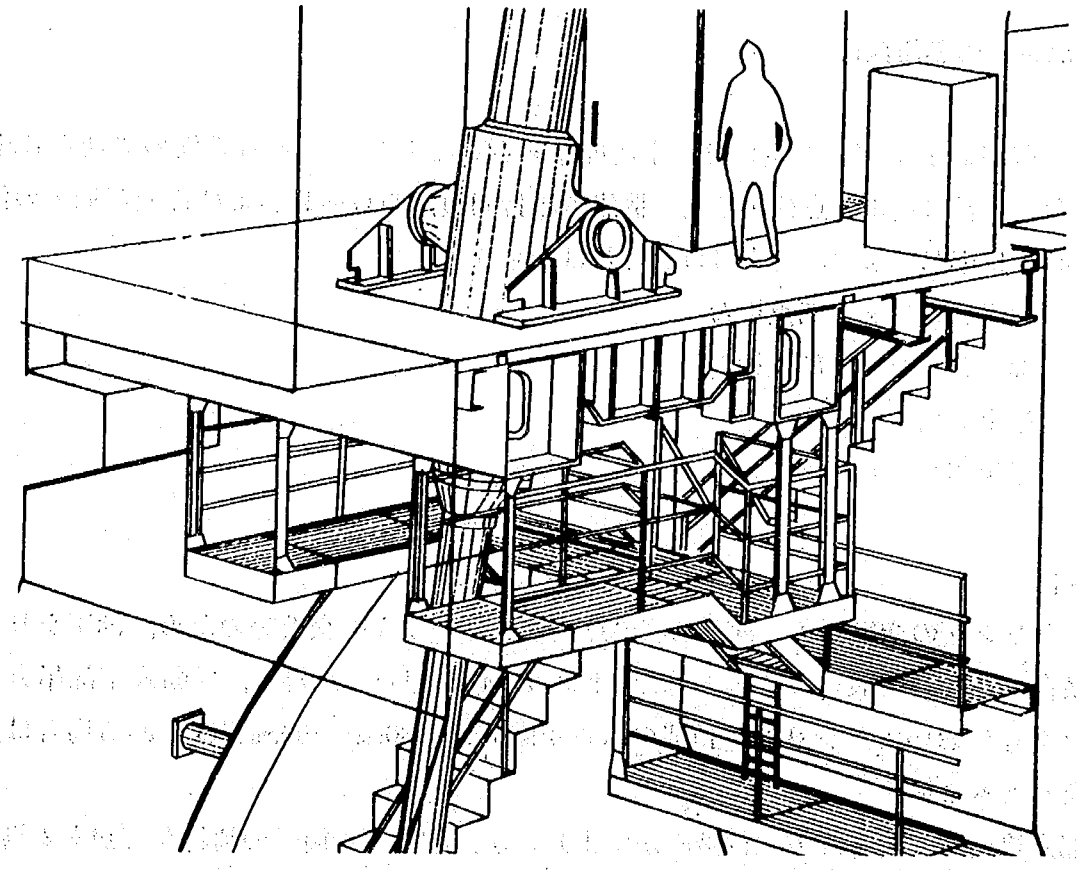


図3.11.4-2 高圧ラジアルゲートの油圧シリンダ下部点検台の例

3. 開閉装置室には，チェーンブロック，ホイスト吊りフックなど吊上設備を設けることとした。吊上げ装置の動力は使用頻度および設置環境を考慮して手動式を原則とするが，放流管路点検用のマンホール開閉用等，比較的使用頻度が多い場合は電動にすることができるものとする。(写真3.11.4-1参照)

吊上げ能力については，ピストンロッドやヘッドキャップ等の移動最大重量を考慮して決定する。

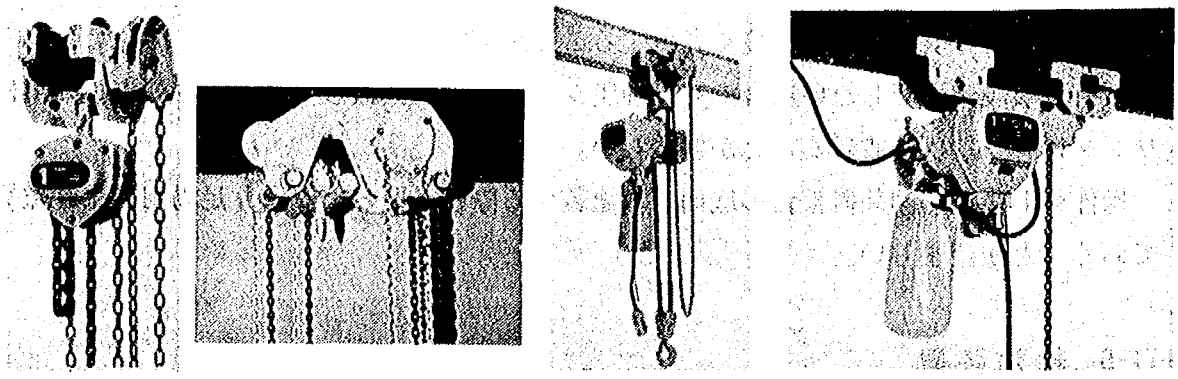
なお，ホイスト等を設ける場合も，四隅など適当箇所に吊りフックを併設することを原則とする。

また，吊りフックには，許容荷重を明記し，取扱い説明書に記載されているブロック重量以上をつり上げないように注意する必要がある。

4. 重量物を開閉装置室からダム監査廊を通じて搬出搬入するため，監査廊内には，開閉装置室に準じた吊りフックを適当な間隔で設けることがよい。

5. チェーンブロック，ホイストの天井からフックまでの最小距離は，吊上能力および巻上げ方

式（手動，電動）によって所要寸法が異なるが，表3.11.4-1の値を参考にして油圧シリンダ頂部から開閉装置室天井までの高さと点検空間を決定することがよい。



手動普通形　手動ショートヘッド形　電動普通形　電動ショートヘッド形

写真3.11.4-1　チェーンブロックの一例

表3.11.4-1　チェーンブロックの走行ビーム下面よりフックまでの最小距離（例）

吊上げ能力 (tf)	適用ビーム幅 (mm)	手動巻上		電動巻上	
		普通形 (mm)	ショートヘッド形 (mm)	普通形 (mm)	ショートヘッド形 (mm)
1.0	75・100・125	305	110	690	440
1.5	100・125・150	365		745	510
2.0		380	137	800	520
2.5	100・125・150・(175)※1	435		790	555
2.8　3.0		535	160	920	610
5.0	125・150・175・(190)※1	660	194	990	680
7.5	※1 (125)・150・175・190		870	256	1,210
10.0		880	262	1,180	

※1　上表中（　）付は，ショートヘッド形の寸法を示す。

6．電動ホイストや電動チェーンブロックは，その容量によっては設置届・設置報告を要したり，運転および玉掛け作業に関する諸規則があるので注意を要する。（表3.11.4-1,3参照）

表3.11.4-2　クレーン等の設置に関する諸規則

吊上荷重	0.5 tf 以上 3 tf 未満	3 tf 以上
設置届	適用除外	設置届（クレーン則第5条）
設置報告	設置報告（クレーン則第11条）	

表3.11.4-3　クレーンの運転および玉掛作業に関する諸規則

吊上荷重	1 tf 以上
同行操作時のクレーン運転者の資格	クレーンの運転の業務に係わる特別の教育（クレーン則第21条）
玉掛作業者の資格	玉掛技能講習（クレーン則第221条）

7. 手動式チェーブロックの巻上用ならびに走行用ハンドチェーンは，設置環境を考慮して，亜鉛めっき品またはステンレス製とすることが望ましい。

また，ロードチェーンについても特殊処理を施した耐食性の高いチェーンもあるので，採用の検討にあたっては，設置環境を考慮することがよい。

8. 大掛りな設備を要しない場合でも，油圧シリンダの空気抜きや油漏れ等の点検の用に油圧シリンダにタラップを設けることが望ましい。

9. 操作橋および開閉装置架台の底面を再塗装する際に必要となる吊り足場用の吊り環等を設けておくことが望ましい。

3-11-5 給油装置

1. 回転部，摺動部等には，潤滑および防錆を目的として給油装置を設けなければならない。
2. 給油方式は，原則として個別給油方式とする。

【解 説】

1. 開閉装置（油圧式）においては，油圧シリンダが揺動するトラニオン軸受と扉体吊上部の回転軸が主体で固定式の場合はクロスヘッド部と，そのガイドローラが対象となる。

2. 一般に水門は常時動かないものであるため管理運転を必要とするが，その際各部の点検・整備と同時に給油することによって異常の早期発見ができる。

従って本要領では確実に給油することを前提とし，給油する箇所もそれほど多くないことも合わせ，産業機械一般に使用されている集中給油方式よりも個別給油方式とすることを原則とした。

3. 軸受には，ローラベアリングやオイルレスのプレーンベアリングが使用され，低速のため，給油量はそれ程多くない。

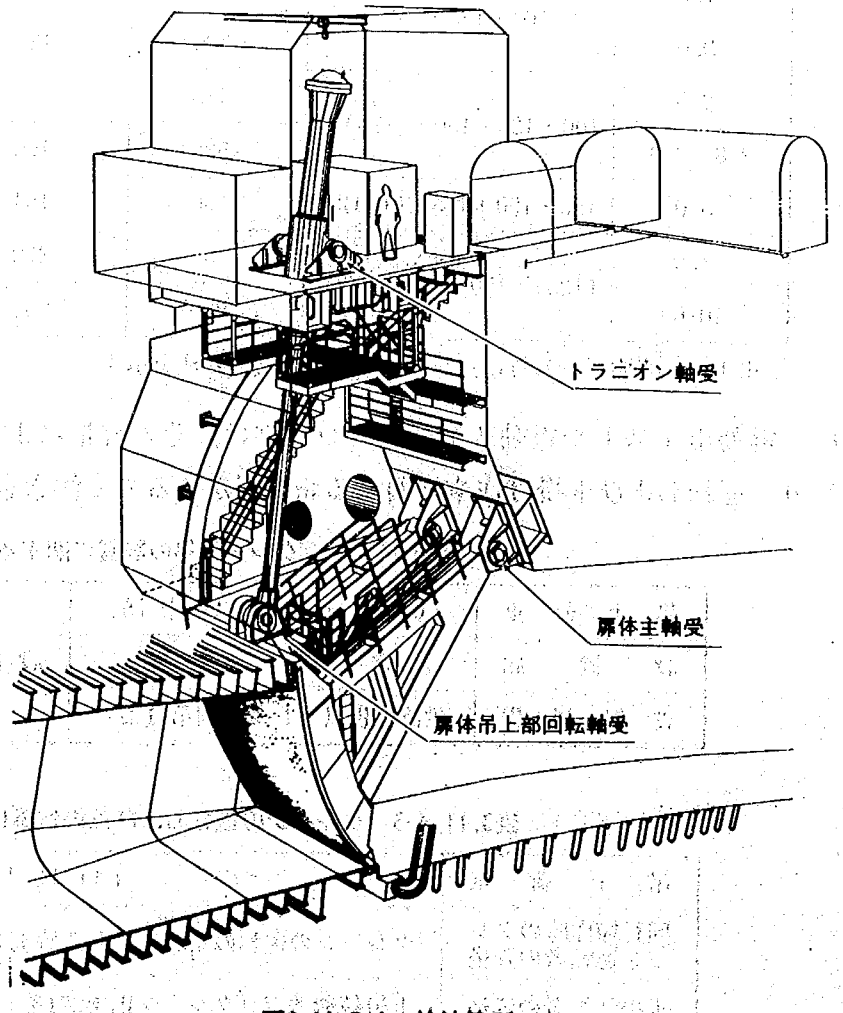


図3.11.5-1 給油箇所

4. 個別給油方式は，給油口にグリースガンを当て直接給油するので一番確実な給油方法であり，また集中給油方式に較べ，グリースが配管内に留まることがないため老化固着がなく最も好ましい方式であるが，給油口に接近するのに危険や困難を伴う場合には，配管の長さを極力短くし，給油口から安全な作業ができる場所まで配管をする必要がある。

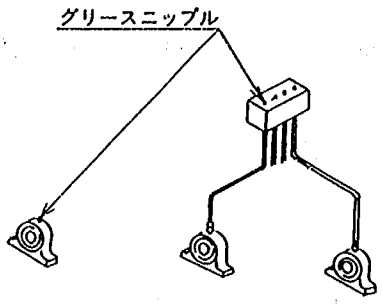


図3.11.5-2　給油システム図

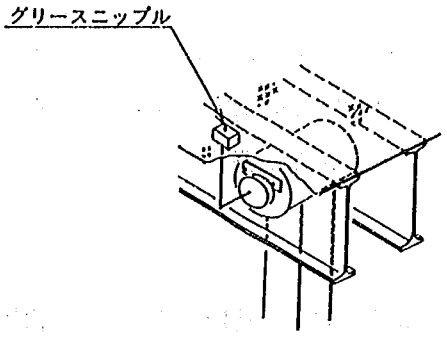


図3.11.5-3　配管付個別給油方式

5. シール付の密閉形ローラベアリングを使用した場合は，10~20年位でベアリングを交換するか，分解点検時毎にキャップを外して古いグリースを新しいグリースに交換することが望ましい。

グリースニップルで給油する場合も，新しいグリースが古いグリースを押し出すような位置形状に，給油口と排油口を設ける必要がある。(図3.11.5-4参照)

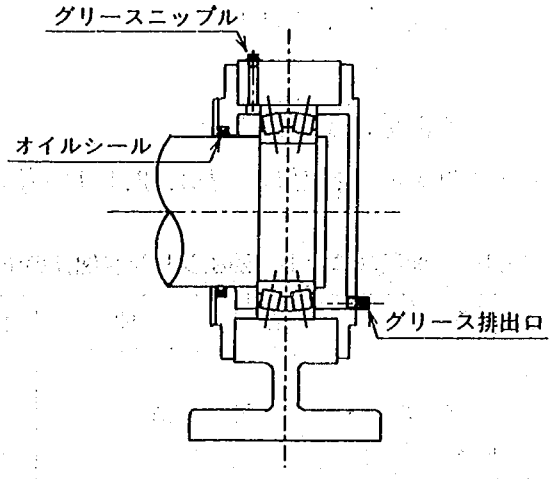


図3.11.5-4　給油孔および排油孔（トラニオン軸受の例）

3-12 予備品その他

3-12-1 予 備 品

1. 予備品は，将来の維持管理のために必要とするもので，部品点数が多く取り替える確率の高いものについては常備するものとする。
2. 予備品は，予備品箱に整理して保管するものとする。

【解 説】

1. 予備品は，下記について具備すること。利用した場合は必ず補充しておくこと。
   (1) 油圧ユニット
   フィルタエレメント　　各種毎に100％
   （フィルタエレメントは使いきりであるため，各種毎に100％とした。）
   (2) 機側操作盤
   ① LED以外のランプ　　100％
   ② 制御回路ヒューズ　　100％
   ③ 補助リレー類　　各種毎に1個以上
   ④ タ イ マ　　〃
   ⑤ 電磁接触器　　各種毎に1個以上
2. 油圧ユニット，油圧シリンダ関係の予備品は，表3.12.1-1の考え方によるものとする。

表3.12.1-1 油圧ユニット，油圧シリンダ関係の予備品

品　　名	納　　期	保存可能期間
油圧ユニット		
電磁弁コイル	即　納	3～4年
フィルタエレメント	〃	〃
自動濾過装置フィルタ	〃	〃
パッキンおよびシール	〃	〃
油圧シリンダ		
パッキンおよびシール	約2ヶ月	3～4年

表3.12.1-1において電磁弁コイルは即納であり最悪の場合，手動切替により操作可能である。

また，パッキンおよびシールは空気中では材質が劣化し保存可能期間が短いので，予備品から除外することとした。

3. 予備品箱を納入するものとする。
   予備品箱には，設備名称を明記し，予備品一覧表を透明書類ケースに入れて添付すること。
4. 付属工具類は点検・整備に必要な標準工具，また，特殊工具が必要な場合は工具リストと共

にその工具を装備するものとする。

3-12-2 完成図書

1. 完成図書は，将来の維持管理等のために必要とする内容を完備したものとする。
2. 設備等の改造および更新を行った場合は，該当する部分の書類を修正の上，保管するものとする。

【解　説】

1. 完成図書に具備する内容は，下記によるものとする。
   ① 実施仕様書
   ② 設計計算書
   ③ 設計図面
   ④ 材料，機器一覧表，塗装面積総括表
   ⑤ 施工管理記録書
   ⑥ 取扱説明書
   ⑦ 点検・整備要領（点検チェックリスト含）
   ⑧ マイクロフィルム
2. ダム用ゲート設備を何らかの理由により改造および更新を行った場合は，完成図書内の該当する部分について修正を行い，差し換えを行うものとする。特に取替えた部品のメーカ，型番が既設品と異った場合は十分な処置を行っておく必要がある。
3. 完成図書の作成時は，下記に準拠するものとする。
   ① 機械工事完成図書作成要領(案)　　建設省建設経済局建設機械課
   ② 機械設備工事必携　　水資源開発公団
   ③ 機械工事施工ハンドブック　　社団法人日本建設機械化協会

3-12-3 操作銘板

1. ゲート設備を操作の手順に説明した操作銘板を機側操作盤の側に設けなければならない。
2. 必要に応じて開閉装置に用途別銘板を具備するものとする。

【解　説】

1. 操作銘板は，正常運転時の操作手順のみでなく，ゲートが正常に動作しなくなった非常時の動作説明も簡潔に記述し，文面で表しにくい箇所は図示するものとする。写真3.12.3-1に操作銘板の例を示す。
2. 銘板の主な仕様例を表3.12.3-1に示す。

表3.12.3-1　銘板の仕様例

材　　質	印　　字　　方　　法	字　　体
アクリル樹脂	裏彫りまたは白色裏板に写真焼付印刷（白地に黒文字）	ゴシック体
ステンレス鋼板	エッチング（ステンレス鋼板に黒文字）	ゴシック体

3．取付場所，取付方法については，操作盤および開度計の位置等を考慮して決めることが望ましい。

4．操作上主要な部品には，用途別銘板を取り付けるものとする。

例：1）油圧ユニットの手動バルブに常時開，常時閉等の銘板を取りつける。

2）操作員が触ってはならない機器等に銘板を取り付け，注意を喚起する。

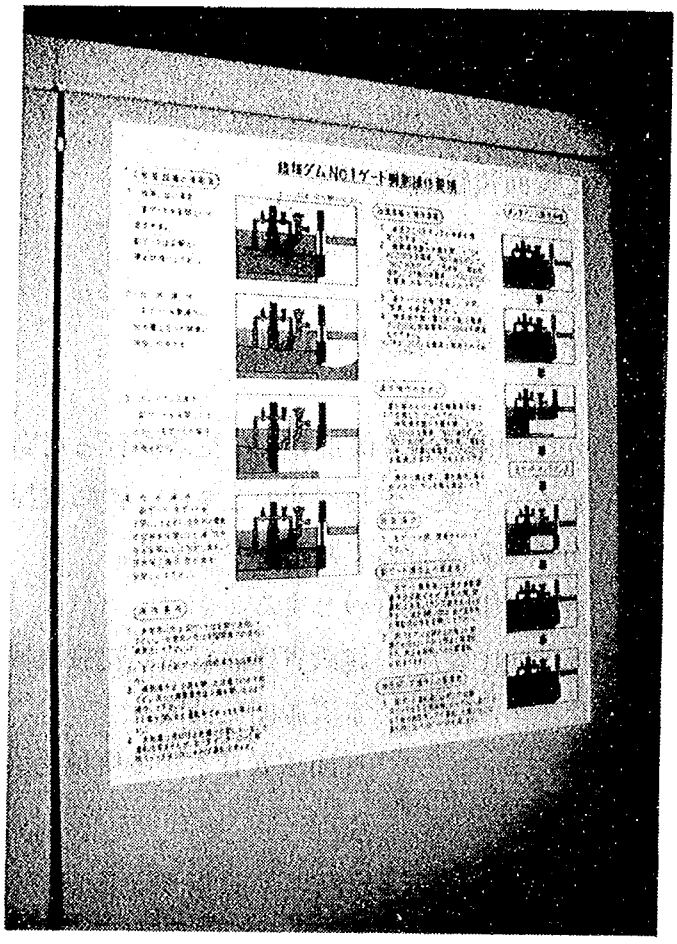


写真3.12.3-1　操作銘板の例

第4章　製作・輸送・据付

4-1　製　　作 …… 207
4-1-1　一　　般 …… 207
4-1-2　加　　工 …… 209
4-1-3　組　　立 …… 213
4-1-4　工場保管 …… 214
4-2　輸　　送 …… 216
4-2-1　一　　般 …… 216
4-2-2　梱　　包 …… 217
4-2-3　積込・運搬および積卸 …… 219
4-2-4　現地保管 …… 220
4-3　据　　付 …… 221
4-3-1　一　　般 …… 221
4-3-2　アンカボルトおよび支承 …… 223
4-3-3　油圧シリンダおよび油圧シリンダ架台 …… 224
4-3-4　油圧ユニット …… 225
4-3-5　油圧配管 …… 225
4-3-6　酸洗およびフラッシング …… 228
4-3-7　機側操作盤 …… 230
4-3-8　据付後の管理 …… 231
4-4　防　　食 …… 233
4-4-1　一　　般 …… 233
4-4-2　塗料および塗装仕様 …… 234
4-4-3　塗　　装 …… 237
4-4-4　溶融亜鉛めっき …… 239

第4章　製作・輸送・据付

4-1 製　　作

4-1-1 一　　般

開閉装置およびその付属設備の製作に当たっては，各設備の目的，設計条件，仕様条件，操作条件等に基づき，その要求される機能が発揮できるよう製作しなければならない。

【解　説】

1．開閉装置の適正な設計を行うためには，製作工程を理解する必要がある。ここでは，油圧シリンダ，油圧ユニットの一般的な製作順序を図4.1.1-1に示す。

2．製作に当たっては，設備の目的，設計条件，使用条件，操作条件を十分理解すると同時に，設計図に従うことを心掛けなければならない。

3．油圧ユニット・機側操作盤では油圧機器購入品の組立が主たるもので，各機器の良否のチェックを十分に行わなければならない。また，組立に当たっては，取付・配管・配線ミスのないよう十分注意しなければならない。

4．据付現場で工場仮組立状態を再現できるよう，製作時に配慮しておかなければならない。また，現地組立ブロックの大きさが現地の吊り込み機器の容量に左右される等といった現地条件のフィードバックの必要なことを考えると，製作は据付計画を考慮して行わなければならない。主な留意点は，次のとおりである。

① 仮組立時の寸法計測記録に基づいて据付けを行うこと。

② 輸送等によって，変形の生じる恐れのあるときは，補剛材を仮付けする等の処置を施すこと。

③ 据付時に基準となる点，線を設定し，ポンチ，けがき等により印を付け，これに基づいて現地据付けを行うこと。

⑤ 仮組立状態を現場で精度良く再現できるよう，リーマボルト，ドリフトピン等治具類を用意する等の配慮をすること。

⑤ 類似形状の部品等が複数以上ある場合もあるので，現地組立に間違いの生じないよう，製品番号，天地，左右の印をペイントする等配慮すること。

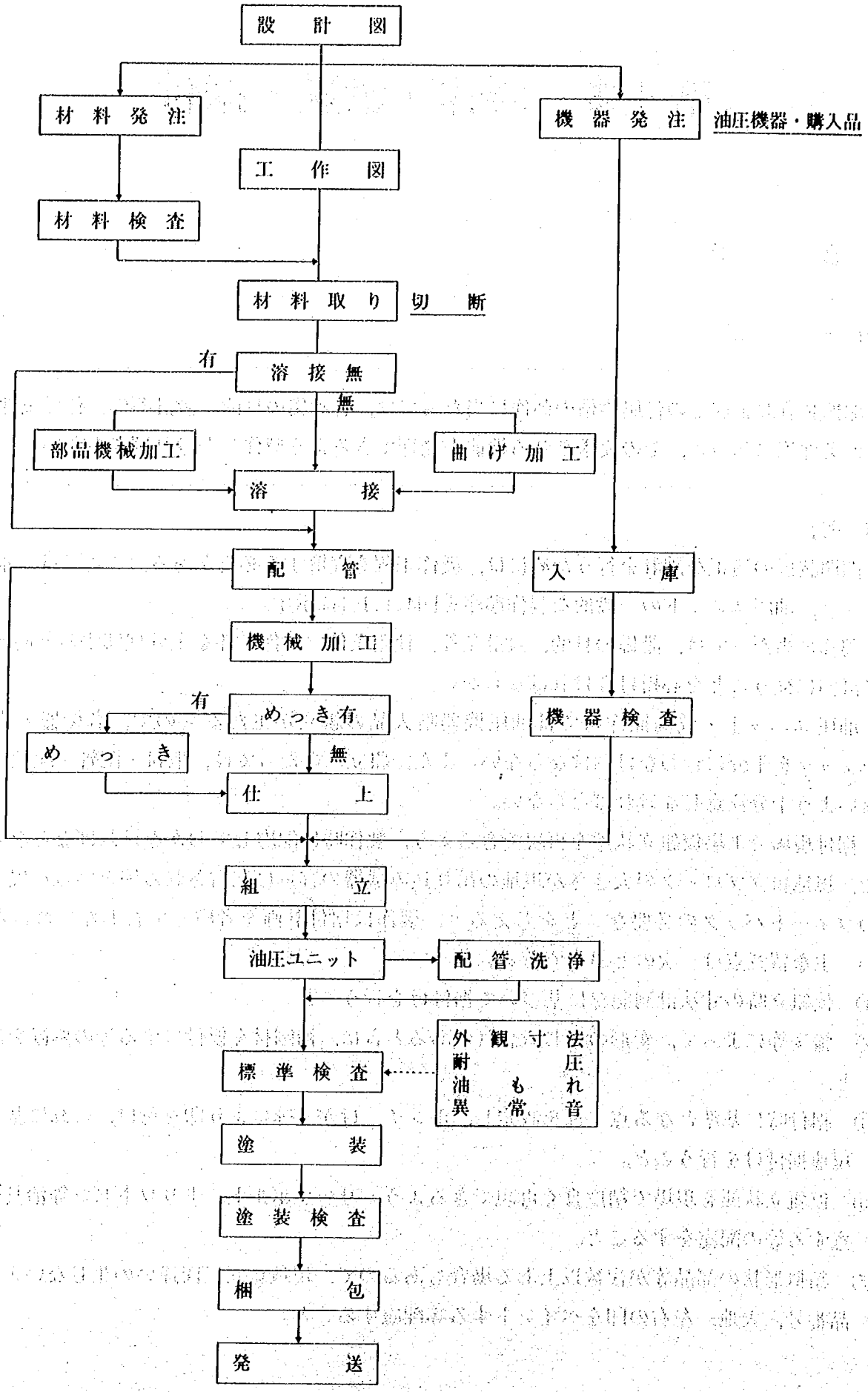


図4.1.1-1　油圧ユニット・油圧シリンダの製作順序の概要

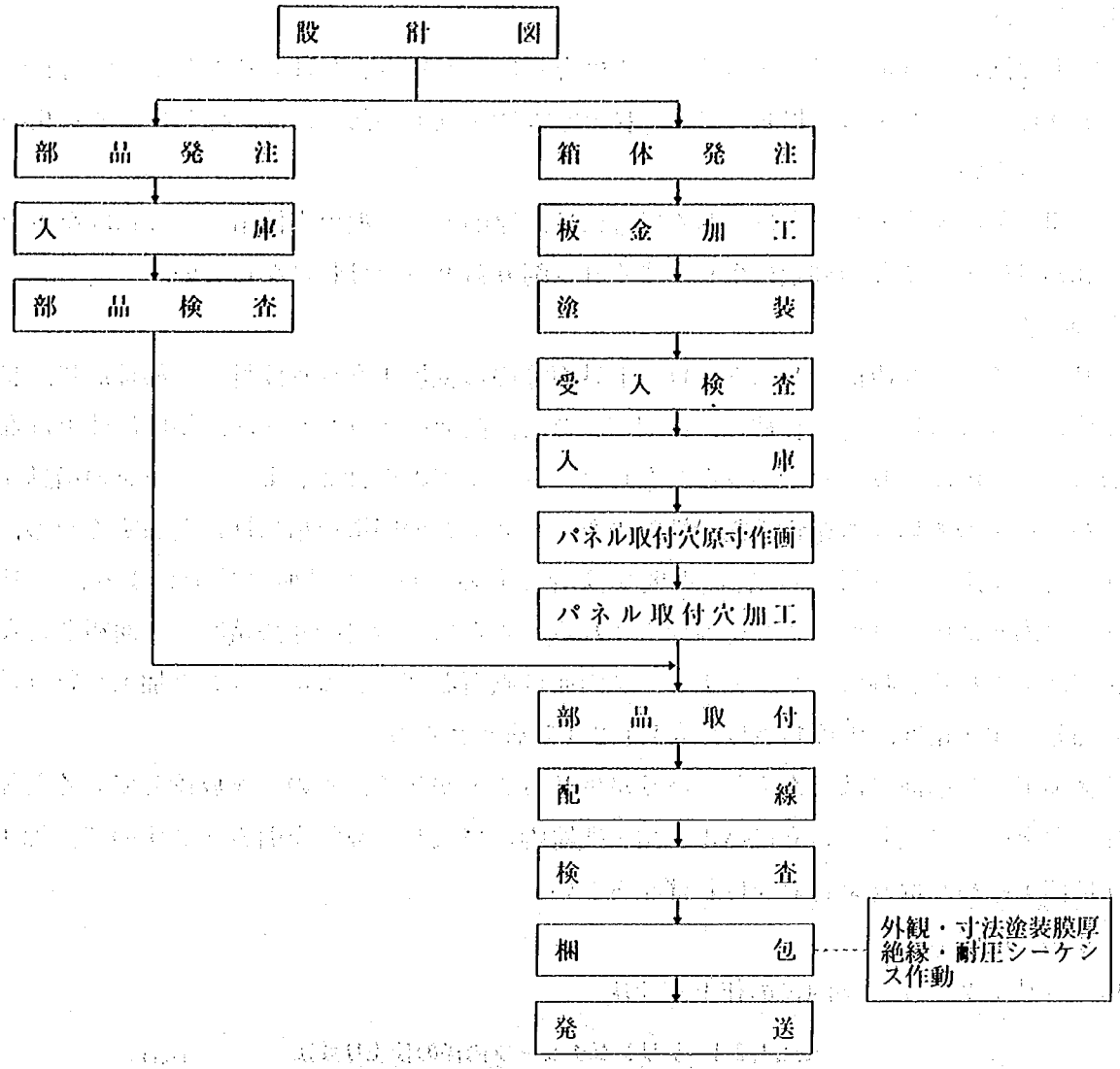


図4.1.1-2　機側操作盤の製作順序の概要

4-1-2　加　　工

材料に切断，曲げ加工等の板金加工および機械加工を行う場合には，その加工に最も適した方法で行い設計図面に示された寸法・精度に仕上げなければならない。

【解　説】

材料が購入されると，まず，カッティングプランに従って板の切断が行われる。同時に開先加工も行われる。次に穴明け，板曲げ，切削を始めとする機械加工，溶接等の加工を必要性，加工性等に応じて順番に組合わせ実施する。

1．切断加工

部材形状，材質により最も適した方法で切断するものとする。

鋼板の切断には，ガス切断，機械切断が一般に行われる。機械切断法としては，プレスせん断法が一般的である。板厚が14㎜程度以下では，プレスせん断法を用いることが可能である。また，ステンレス鋼，ステンレスクラッド鋼には，プラズマ切断が広く採用されている。

2. 孔 あ け

(1) 所定の位置に所定の径の孔あけをする場合には，ドリルまたはドリルとリーマ通しの併用により行うものとする。但し，二次部材で厚板12㎜以下の部材には，押し抜による孔あけで行ってもよい。

(2) 仮組立前に所定の孔をあけておく場合には，原則として型板を使用しなければならない。

(3) 孔あけによって孔の周辺に生じたまくれは削り落とさなければならない。

3. 機 械 加 工

シリンダチューブ内面，ピストンロッド外面等の機械加工を行う部材は，部材形状，材質，硬度等により最も適した工作機械，切削工具で設計図面に示された寸法，精度に仕上げなければならない。油圧シリンダのパッキンならびにシール等の取付部およびパッキンの摺動する面は，パッキンの適切な水密性，潤滑性，また，ピストンの円滑な摺動性に関係するため，機械加工の寸法精度，表面粗さが特に重要な箇所である。ロッド外面は旋盤により，シリンダチューブ内面は中ぐり盤により切削加工される。さらに，所要の寸法精度，表面粗さとなるよう精密加工される。特にシリンダチューブ内面は砥石などによるホーニング加工を行う。これらの部分の寸法精度，表面粗さは，表4.1.2-1を基準とする。

機械加工した端面には，かえり，バリが生じることが多く，そのまま放置しておくと組立時に仕上面を傷つけたり，組立後バルブ類・機器内に侵入し，故障を引き起こすので，加工後速やかに確実にバリ取りを行わなければならない。

(1) 寸 法 精 度

1) シリンダチューブ内径の仕上り寸法

表4.1.2-1 シリンダチューブ内径の仕上り寸法 (㎜)

シリンダチューブ内径	ピストンリング以外のパッキンを使用する場合	
	仕上り寸法許容差	真円度および円筒度
180	$+\frac{0.100}{0}$	0.1
200を超え250以下	$+\frac{0.115}{0}$	0.115
250を超え300以下	$+\frac{0.130}{0}$	0.130
300を超え400以下	$+\frac{0.140}{0}$	0.140
400を超え500以下	$+\frac{0.155}{0}$	0.155
500を超え600以下	$+\frac{0.175}{0}$	0.175

(注) 1. 仕上り寸法許容差，真円度および円筒度は，ＪＩＳ Ｂ 0401に準拠。

2. ここでいう真円度とは，シリンダチューブの任意位置断面での最大直径と最小直径との差で表し，シリンダチューブ全長にわたっての真円度の最大値が表の値を超えてはならない。

3. ここでいう円筒度とは，シリンダチューブ全長にわたっての最大直径と最小直径との差で表す。

4. シリンダチューブの曲りは，1,000㎜につき１㎜以下とする。

2) ピストンロッドの仕上り寸法

表4.1.2-2 ピストンロッドの仕上り寸法 (mm)

ロッド径	仕上り寸法許容差	真円度および円筒度
63, 80	−0.030 −0.076	0.046
100, 120	−0.036 −0.090	0.054
140, 160, 180	−0.043 −0.106	0.063
180を超え250以下	−0.050 −0.122	0.072
250を超え315以下	−0.056 −0.137	0.081

(注) ピストンロッドの曲がりは，1,000mmにつき0.25mm以下とする。

3) 滑り面の仕上げ

シリンダチューブ内面，ピストンロッドおよびブッシュ滑り面の仕上げは，中心線平均粗さで表し，表4.1.2-3の粗さ程度とする。

表4.1.2-3 滑り面の仕上げ

滑り面・適用パッキンの区分		表面粗さ
ピストンロッドのパッキンとの滑り面	ゴム	0.4a (1.6S)
	布入りゴム	0.8a (3.2S)
	その他	0.8a (3.2S)
シリンダチューブ内面パッキンとの滑り面	ゴム	0.4a (1.6S) 0.8a (3.2S)
	布入りゴム	0.8a (3.2S)
	金属	0.4a (1.6S)
	その他	0.8a (3.2S)
ピストンの滑り面		0.8a (3.2S)
ブッシュの滑り面		1.6a (6.3S)

(注) 1. 表面粗さは，JIS B 0601 (表面粗さの定義と表示) による。
2. ( ) を付けたものは，なるべく使用しない。

4) ストローク

表4.1.2-4 ストロークの長さの許容差 (mm)

ストロークの長さ	許容差
2,000mm以下	JIS B 8354 表16A級による
2,000mmを超え 4,000mm以下	−0〜+3mm
4,000mmを超え 6,000mm以下	−0〜+4mm
6,000mmを超え10,000mm以下	−0〜+5mm

5) ピストンチューブとピストンとのはめあい

ピストンチューブとピストンとの滑り面のはめあいは，ピストンチューブを旋削または

ホーニング加工した場合，ピストンリング使用のものに対しては，JIS B 0401（寸法公差およびはめあい）のH7/g7，パッキン使用のものに対しては，H9/f8のはめあいと等しいすき間をもたせる。

6） ブッシュとピストンロッドのはめあい

ブッシュ（またはブッシュに相当する部分）とピストンロッドとのはめあいは，JIS B 0401のH9/f8とする。

4．曲げ加工

主要部材において冷間曲げ加工を行う場合の部材内側半径は，板厚の2倍以上とすることを原則とする。

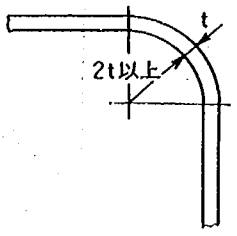


図4.1.2-1 最小曲げ半径

5．溶　　接

一般にシリンダチューブとフランジが溶接継手となる場合，XおよびU開先を標準とする。また，大径になると板を巻いてシリンダチューブを製作することになる。このときのシリンダチューブの溶接では，VまたはUの片開先を標準とする。開先面にゴミ，油等が付着していると溶接欠陥を生じるので，溶接に先だって丁寧に拭き取らなければならない。

32㎜以上の厚板溶接部は，残留応力除去の目的で焼なましを行うものとする。

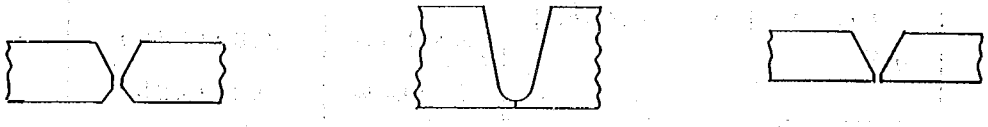


図4.1.2-2 突合せ溶接開先形状

6．め　っ　き

ピストンロッド外面には，防食と耐摩耗を目的とし硬質クロムめっきを施すものとする。

ピンホールが表面から母材まで貫通することを防ぐため，めっきは2層とする。実績では防錆上問題のない仕様として，厚さを一層当たり25μm以上とし，2層合計50μm以上とする。なお，めっき加工の流れを表4.1.2-5に示す。

表4.1.2-5 めっき加工の流れ

作業項目・順序	作　業　内　容
1 素地研摩	バフなどでめっき面を所定のあらさに仕上げる。
2 脱脂	有機溶剤にて素地表面に付着している油脂，研摩剤の汚れを除去する。
3 治具取付	めっき面以外のめっき防止を行う。 治具を品物の表面に取付ける。
4 品物の取付	品物をカソードに取付ける。 電圧降下防止のため銅板を磨く。
5 エッチング	めっき槽に品物を入れて逆電を通じてめっき面を活性化する。
6 めっき	正電に切り替えてめっき付着を行う。
7 水洗	クロム酸を水で洗い落とす。
8 治具取外し	めっき面の確認。
9 仕上研摩	バフなどでめっき面を所定の面粗さに仕上げる。
10 2層目同様	1層目と同様な処理を行う。

4-1-3 組 立 て

1. 油圧シリンダの組立てにおいては，機械仕上面，特に精密仕上面が多く，その取扱いには特に留意しなければならない。
2. 油圧ユニットの組立てにおいては，ユニット内に機械加工時の鉄粉やゴミが入らないように注意して行わなければならない。

【解 説】

1. 油圧シリンダの組立ては，一般に下記順で行うものとする。
   (1) ピストンロッドとピストンの組立て
   (2) ピストンとパッキンの組込み
   パッキンは装着する箇所やシール部分に傷を付けないようにし，装着するときにゴミ，異物を付着させないよう注意する。また，ねじれた状態で装着しないこと。
   (3) シリンダチューブとヘッドカバーの組立て
   (4) (2)と(3)の組立て
   ピストンチューブにピストン，ピストンロッドを挿入する。この時，シリンダチューブ内面，ピストンにグリースまたは作動油を塗布し，シリンダチューブ内面に傷をつけたりパッキンを損傷したりしないように注意しなければならない。
   (5) ロッドカバーの取付け
   ピストンロッドにグリースを塗布し，ピストンロッドのめっき面に傷をつけないよう注意して行わなければならない。組立てに先だってピストンチューブ，ピストンの角，その他機械加工した箇所のかえりやバリ取りを入念に行わなければならない。
   (6) ロッド付シールおよびシール押え取付け
   (7) ロッドクレビス取付け
2. 油圧ユニットの組立ては，一般に下記順序で行うものとする。
   ① 本体架台の組立て
   ② 板金組立て
   ③ 各部品の酸洗い
   ⑤ 部品の配置
   ⑤ 配　　管
   ⑥ 配　　線

組立て前の酸洗いは入念に行うものとし，汚染度はNAS10～11級以上(※1)としなければならない。油圧ユニットの組立てに当たって，次の点に注意しなければならない。

(1) 組立て後，ユニット内に機械加工後のバリ，切粉やゴミ等が残留すると，ユニットの寿命を短くしたり各機器の機能低下や重大故障をまねく危険性がある。よって，バリ取り作業は確実に行うとともに，組立て時に部品や機器を一時的に仮置する場合には，開口部からゴミが侵入しないようにビニールカバーで覆ったり，テープなどでシールをする等，ゴミの侵入

防止対策を行うものとする。

(2) 油圧ポンプと電動機の芯出し精度を確保しなければならない。芯ずれがあると，振動や騒音が発生し管理上好ましくない。特に振動はフレーム継手部等の疲労破壊につながることもあるので，注意しなければならない。配管サポート等の取付け位置は運転時の荷重を考慮して変形や振動発生が生じないよう考慮すること。

（※1） NASの説明

NAS（National Aerospace Standard）1638

油の汚染度の判定基準

規定量油中に含まれるゴミの大きさと数によって汚染度をランク付けしたもの。

表4.1.3-1にNAS規格を示す。

表4.1.3-1 粒子（ゴミ）の大きさ（μm）とその数（個数）（100mℓ中）

汚染クラス	粒子（ゴミ）の大きさ（ミクロン）その数（個数）				
	5～15μm	15～25μm	25～50μm	50～100μm	100μm以上
00 級	125	22	4	1	0
0 級	250	44	8	2	0
1 級	500	89	16	3	1
2 級	1,000	178	32	6	1
3 級	2,000	356	63	11	2
4 級	4,000	712	126	22	4
5 級	8,000	1,425	253	45	8
6 級	16,000	2,850	506	90	16
7 級	32,000	5,700	1,012	180	32
8 級	64,000	11,400	2,025	360	64
9 級	128,000	22,800	4,050	720	128
10 級	256,000	45,600	8,100	1,440	256
11 級	512,000	91,200	16,200	2,880	512
12 級	1,024,000	182,400	32,400	5,760	1,024

4-1-4 工場保管

工場保管では適切な方法で損傷を防止し，各装置には必要に応じ防食などの防湿対策を講じなければならない。

【解 説】

1. 開閉装置は，屋内保管を原則とし，止むを得ず屋外に仮置きする場合には，ビニールシート等で覆い，雨水，塵埃の侵入がないようにしなければならない。

また，塗膜の損傷，鋼材の腐食等の原因となるので，製品が直接地面に接しないように台木等をかませ，保管中に荷崩れ・転倒等により損傷が生じないよう確実に置いて保管しなければならない。

なお，油圧シリンダの保管例を写真4.1.4-1に示す。

2. 油圧シリンダの保管が半年以上の長期にわたる場合には，内部防錆用として気化性防錆油等を封入する。

油圧ユニットの場合，工場試運転時の作動油中に防錆剤を加え，機器全体に防錆剤が行きわたるようにする。

油圧シリンダ，油圧ユニットには，工場試運転後，作動油を抜きとってから配管口に暫定的な蓋を設け，外気との遮断を行い水分や異物の侵入を防ぐものとする。また，現地配管材にも管端面に暫定的に蓋を設けるものとする。

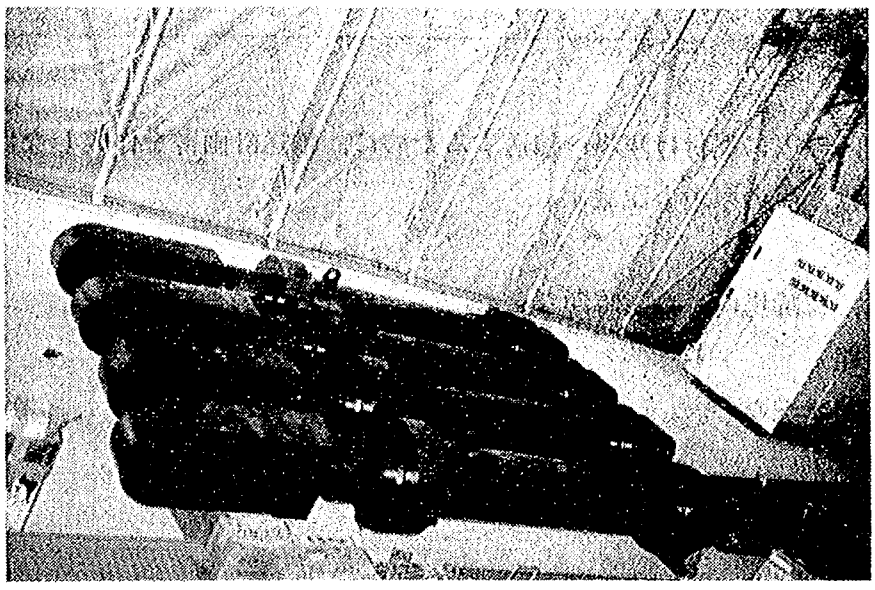


写真4.1.4-1　油圧シリンダの保管例

4-2 輸　　送

4-2-1 一　　般

1. 輸送に当たっては，あらかじめ輸送計画書を作成するものとする。
2. 輸送中に損傷，破損および機能低下を生じないよう，その取扱いに十分注意しなければならない。

【解　説】

1. 製品を安全，確実に据付け現場へ輸送するために，輸送計画書を作成しなければならない。輸送計画書には，次の事項を記載する。

(1) 概　　要

荷積場所，荷降場所，輸送時期など。

(2) 輸送経路

経路，道路状況など。

(3) 輸送品リスト

必要に応じ荷姿図を添付する。

(4) 輸送方法

荷積，荷降，輸送中の注意事項および緊急時の連絡体制など。

(5) 積み込み，積み下ろし場所の限定など。

2. 開閉装置はゲート設備の中でも特に機械加工度が高く，可動部も多い。このため，例えば油圧シリンダのピストンロッドのように，吊上げ時に吊上げワイヤが接触してできる小さなすり傷程度のものでも油漏れや，シールの損傷などの事故の原因となる可能性もあり，その取扱いには特に注意が要求される。

輸送中の損傷には，積込み，荷下ろしの荷役作業時の台付きワイヤのこすれや，クレーンの操作ミスによる他の物品との接触によるものと，走行中の荷崩れによるものなどがある。

これらを防止するため，製品は発送前に堅固な荷作りを行い，荷積み時にはロープで荷台に固縛するのみでなく木材あるいは鋼製の支台を利用する等の固定方法を用い，損傷なく現場に引渡すよう注意しなければならない。

4-2-2 梱　　包

1. 輸送中の荷役作業，気象変化に対処できるよう，発送前に十分注意し荷作りしなければならない。
2. 輸送，現地保管中に雨水の浸入，ほこりの付着などにより製品の機能低下を生じないよう適切な処置を行わなければならない。

【解　説】

1. 油圧シリンダの梱包

梱包の標準的区分を表4.2.2-1に示す。

一般的に油圧シリンダ等のように長く，重い，円筒状の機器は，梱包が困難である。

このような形状の貨物は，つかまえどころがなく，ハンドリングも難しいため，吊上時ワイヤリングによる損傷を防ぐためにも，適切な位置に吊環を配したり，ハンドリング用の治具を用意したり，設計上の配慮も必要である（図4.2.2-1，4.2.2-2）梱包上の注意点としては，次の各項目があげられる。

(1) シリンダロッド面等の研磨面，上仕上面はフェルト等を当てた上から木材でカバーをする等適切な梱包を行うものとする。

(2) 機械加工面等の非塗装面に防錆剤等を塗布するものとする。また，直接木を当てるのは結露，発錆の原因となるので避けなければならない。

(3) 油圧シリンダ等の円筒状の品物に対する輸送用支台の支台面は必ず凹面構造とし，一本の角材より造形する。（図4.2.2-3）

2. 防水，防塵等の対策

水の付着は，金属に錆を発生させ油圧機器を傷めるほか，電気品では絶縁抵抗を低下させ，作動油では劣化を早める等製品に種々の悪影響を与える。また，埃は油圧シリンダ等のシール部に侵入し，カジリや焼きつきの原因となり，パッキンの損傷による油漏れやピストンロッドに傷を与える等事故の一因となるほか，水の付着は錆や腐食を促進させる働きもある。従って，次のような対策が必要である。

(1) 油圧ユニットおよび操作盤は輸送中に雨水，埃が侵入しないようにビニールシート等で外気を遮断するよう包み，上から枠組箱をかぶせ梱包する等の注意を払い，場合によってはその上から防水シート等でカバーしなければならない。

(2) 油圧シリンダもシール部は，特に注意し梱包を行うものとする。

(3) 油圧シリンダ，油圧ユニットについては，工場検査用の作動油を抜きとったあと配管口に暫定的な蓋を設けて，梱包を取ったあとの内部への水分の侵入を防ぐものとする。

(4) 油圧配管材も工場酸洗い後，両端に止栓で蓋をする等内部を外気と遮断する処置を施すものとする。

表4.2.2-1　機器の標準的梱包

梱包名称	一般的な梱包範囲	適用される主な製品
木箱	内容品重量　1,400kg以下の小型の物 外のり寸法　L1.6m×B1.5m×H1.5m以下	小物物品，単品類
枠組箱	内容品重量　500kg以上15,000kg以下 外のり寸法　L10.0m×B3.5m×H3.5m以下	油圧シリンダ，油圧ユニット 機側操作盤
裸	——	油圧シリンダ，開閉装置架台 開閉装置基礎材，休止装置
ドラム缶	——	作動油※1
ペール缶	石油類，油脂類，塗装類等のほか，小物で紛失しやすい物の輸送にも使用する。	塗装，グリース，ボルト，ナット類
段ボール	軽量品	パッキン，ボルト，ナット類

※1：作動油は消防法でいう“危険物”に指定され，全容量2,000ℓ（作動油の種類によっては6,000ℓ）以上については輸送，保管上の種々の規制が行われる。また，消防法以外にも各都道府県，市町村条令等があるため注意が必要である。

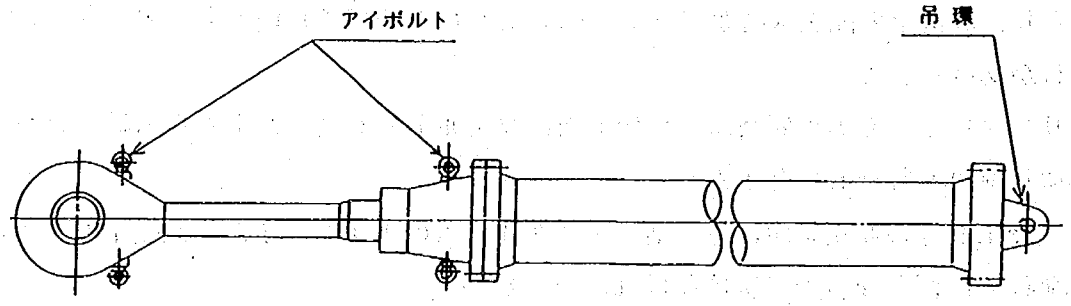


図4.2.2-1　油圧シリンダ吊環の例

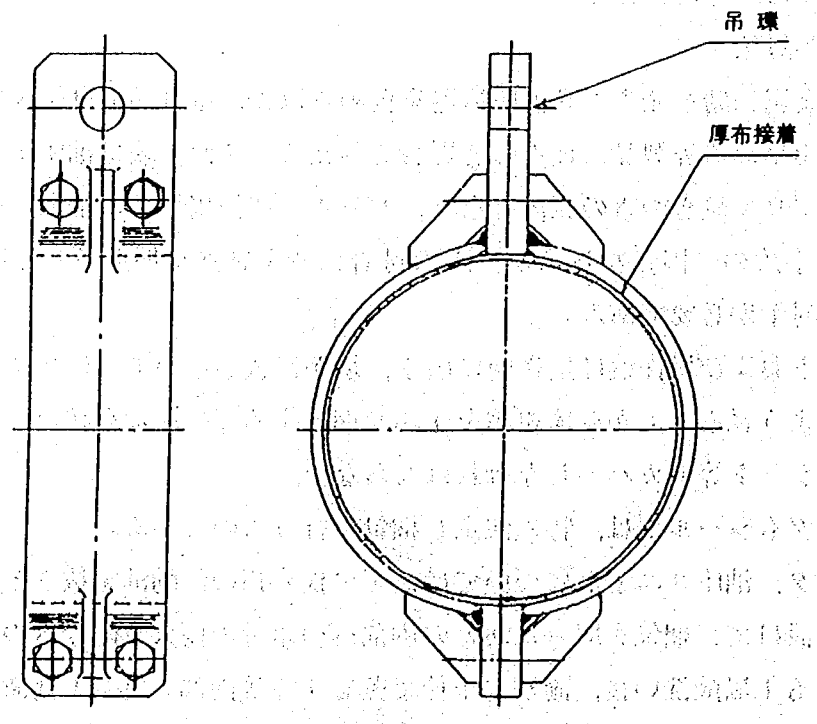


図4.2.2-2　油圧シリンダハンドリング用治具の例

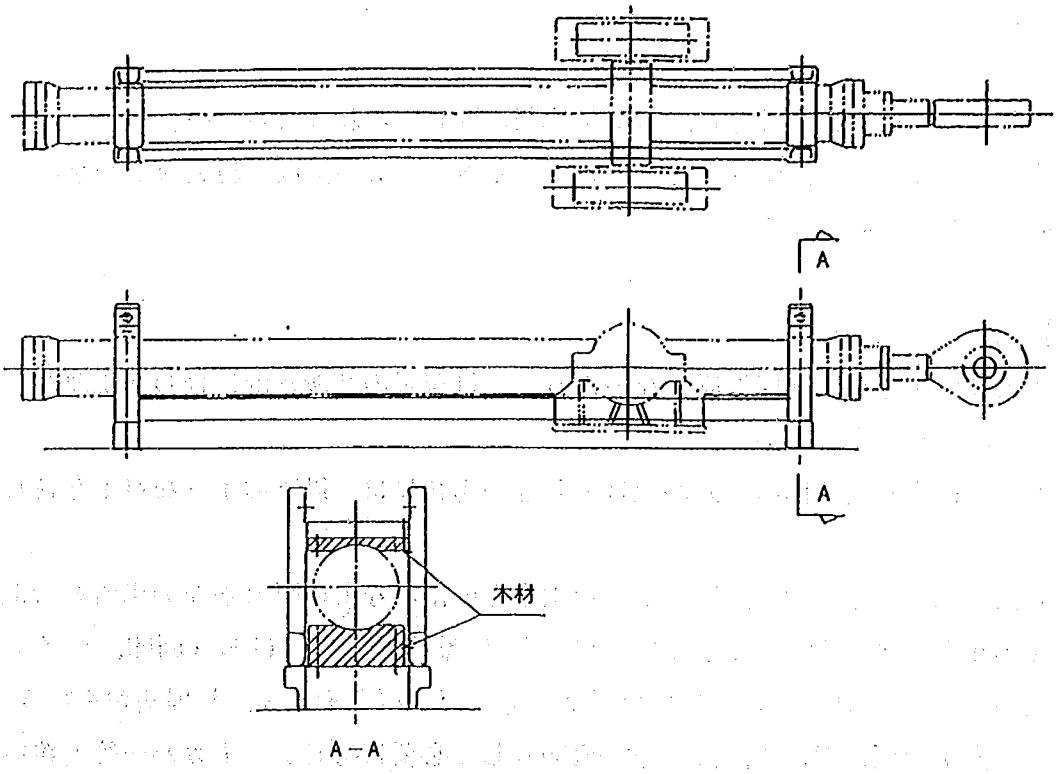


図4.2.2-3　油圧シリンダ輸送用架台の例

4-2-3　積込，運搬および積卸

1．走行中に転倒，荷崩れを起こさないよう，また荷役作業中に製品に損傷を与えないよう，十分注意を払うものとする。
2．運行に際しては，中間点検を適時行い，積荷の安全を確認するものとする。

【解　説】

1．積込みの際には，以下の事項に注意しなければならない。
(1) 部材の重心位置を明確にし，荷重が等分になるよう盤木を配し，積荷を安定させる。
(2) 支持点は必ずリブ等の下に置き輸送中の衝撃により部材が局部的に変形しないようにする。
(3) 盤木の歯止め，ラッシングを確実に行う。
(4) ラッシングワイヤにより積荷が損傷しないようマットを当てた上からラッシングを行う。また，油圧シリンダのピストンロッドなどのような研磨面，上仕上面には包装の上からであってもワイヤをかけたり固定材を当ててはならない。

2．運行に際しては，以下のことを守り安全を期さなければならない。
(1) 急加速，急発進は絶対せず，過度な振動を機器に与えないように運行する。
(2) 運行中の積荷の状態，ラッシングの緩みなどの中間点検を適時行う。
(3) 万が一の事故発生に備え緊急時の連絡先などを明確にしておく。

4-2-4 現地保管

1. 現地搬入は据付工程を考慮し，適切な時期に行わなければならない。
2. 現地保管に際しては，防食，防湿の処置をとるとともに損傷，紛失などがないよう適切な対策を講じるものとする。

【解　説】

1. 現地搬入後に製品を長期間仮置しないよう，据付現場の進渉状況に合わせ現地とよく調整をとり輸送計画を行う必要がある。
2. 種々の事情により長時間の仮置が避けられない場合には，以下のような対策を講じるものとする。
   (1) 仮置場所は地盤や地山が崩壊せず，地山からの落石などの恐れがない場所を選定する。
   (2) 製品の出し入れに際しては，常に製品ごとに整理番号を付ける（刻印，ペイント，名札等），製品リストを作成する，据付け手順を考えて仮置きする等，整理整頓を行う。
   (3) 製品は直接地面に置かず，台木等で地切りし，必要に応じシートカバー等で覆いを行う。
   (4) 保管中に荷崩れ，転倒等がないよう注意する。
   (5) 油圧ユニット，操作盤等で屋内仕様となっているものについては短期の場合はシート養生としても，長期に渡る場合には倉庫内に保管する等の処置をとる。

4-3 据　　付

4-3-1 一　　般

1. 工期・品質・安全確保のため，据付計画書を作成するものとする。
2. 開閉装置は，ゲート設備がその機能を十分に発揮できるよう正確に据付なければならない。
3. 据付に当たっては土木工事とよく調整を行い，手戻り等が生じないようにしなければならない。

【解　説】

1. 据付計画書には，据付工事が，定められた工期内で，適正な施工要領を遵守しつつ，十分な品質を確保し，かつ安全であるように，据付計画書を作成しなければならない。

据付計画書には，次の事項を記載する。

(1) 概　　要

工事場所，工期，施工範囲等を記載する。

(2) 工 程 表

製作・据付の全体工程についてはバーチャートにて，据付の詳細工程についてはネットワークにて記入するのが一般的である。

(3) 施工条件

責任分界点（差筋，二次コン等），現場用地，ダム施工機械設備（据付用機材のうち発注者側やダム本体施工者設置のクレーンや電源設備等），その他。

(4) 据付要領

仮設備（事務所，資材置場等），工事用電力計画，使用機械・機材，仮設方法（足場，仮設ステージ等），据付手順（据付フロー、据付要領図），作業要領（溶接，ボルト・リベット接合，塗装）等。

(5) そ の 他

現場組織表，緊急時の連絡体制，現場安全管理等。

図4.3.1-1，4.3.1-2に開閉装置の一般的な据付フロー，据付要領図を示す。

2. ゲート設備が橋梁，鉄塔等他の鋼構造物と大きく異なるのは，可動部分が多いという点にある。据付完了後の問題となる事例は，ゲートの作動に関するものが大半である。

水門扉の据付の良否は開閉操作に大きく影響を与えるものであり，開閉装置はその中核を成すものであることから，特に慎重な据付作業が必要である。

3. 開閉装置はダム堤体内の開閉装置室内に設置されるもので，据付に当たってはダムのコンクリート打ち込み等の土木工事を一次中断して施工することとなる。また，開閉装置の据付に付随し，電気・油圧配管のピットや壁，床への貫通孔明け等土木工事側にて施工する工事も発生

する。このため据付にあたっては土木請負業者と詳細な打合せを行い，施工の安全確保および全体の工程に支障が生じないようにするとともに，開閉装置関係の土木作業時には現場代理人が立会をして確認を行う等土木工事と協調して作業を行わなければならない。

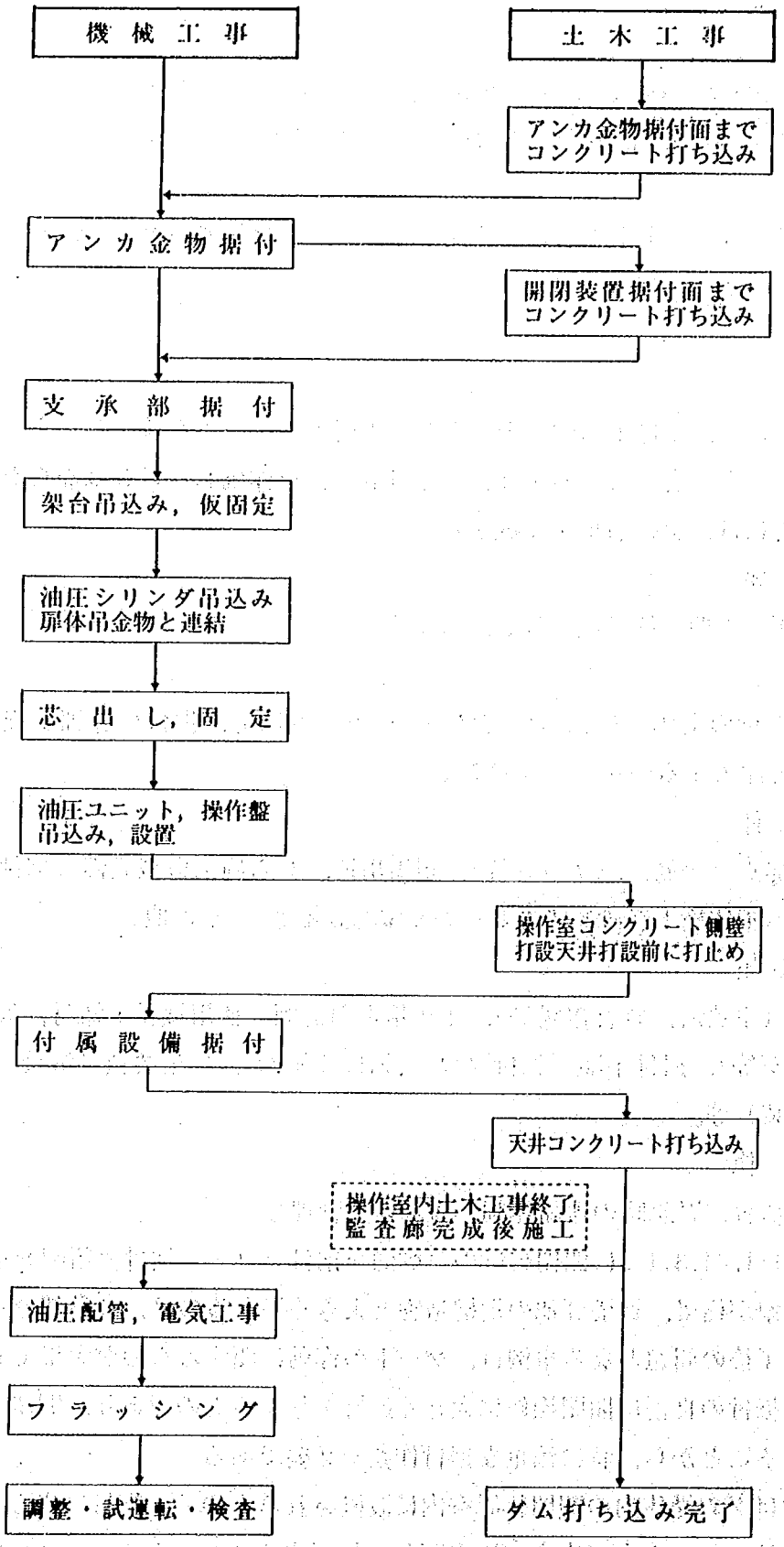


図4.3.1-1　開閉装置据付フロー図（例）

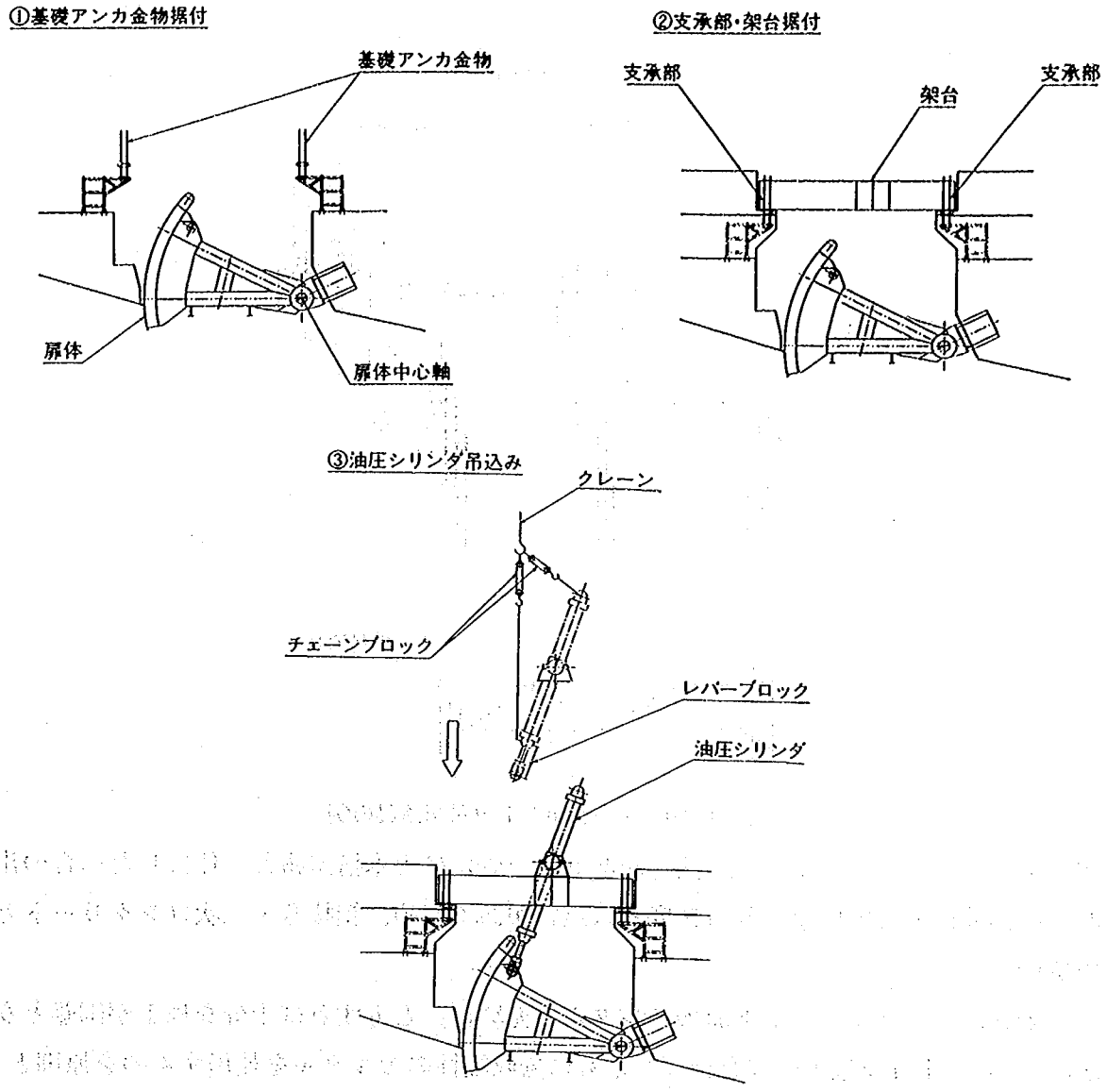


図4.3.1-2　開閉装置据付要領図（例）

4-3-2　アンカボルトおよび支承

1．アンカボルトは所定の位置に正確に据付けると共に，コンクリート打ち込み時に移動することのないよう堅固に支持しなければならない。

2．支承部を箱抜き構造とする場合は，その埋込みには無収縮性モルタルを用いるのを原則とし，入念に施工しなければならない。

【解　説】

1．アンカボルトは通常本体(一次)コンクリートに埋設されるが，コンクリート打ち込み時に移動しないような据付架台を設ける，鉄筋に強固に固縛する等の処置をとらなければならない。また，複数本のアンカボルト間の精度を保持するため，図4.3.2-1に示すような据付用治具を用いることも考慮する必要がある。

2．支承部ベースプレートは，本体（一次）コンクリートに直接埋設する方法と，箱抜きをして

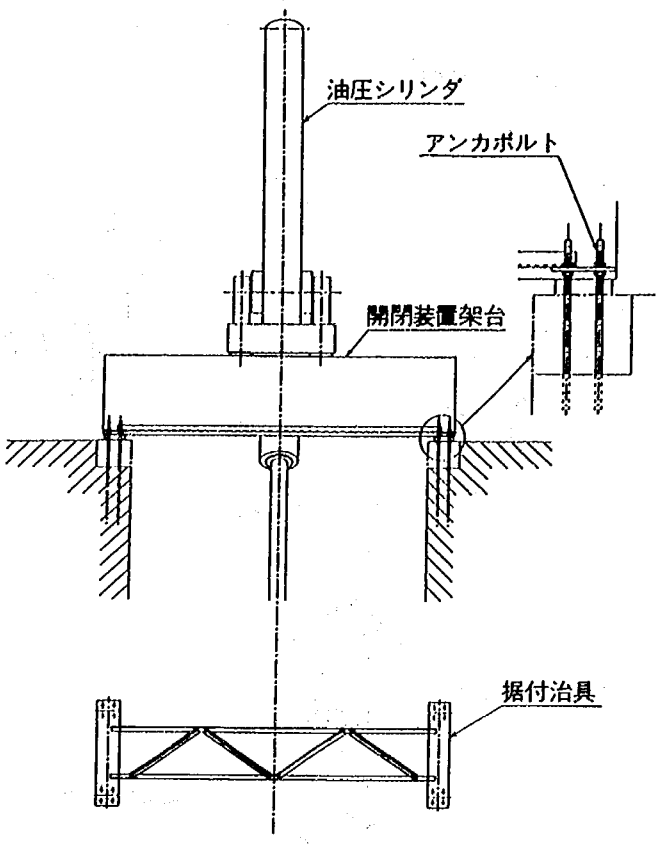


図4.3.2-1　アンカボルト据付用治具の例

二次コンクリートにて固定する方法とがある。一般には土木構造物と一体にした場合の出来形精度と開閉装置として要求される精度とに違いがあるため，箱抜き・二次コンクリートとする例が多い。

この場合，ベースプレート下面のモルタルの充填は，ともすれば十分な施工が困難となることがあるので，十分な施工管理を行うとともに無収縮性のモルタルを使用するのを原則とする。

4-3-3　油圧シリンダおよび油圧シリンダ架台

1．油圧シリンダは，吊込・据付時にシリンダロッド，軸受部ブッシュなど摺動面に傷をつけないよう十分注意して取り扱わなければならない。

2．油圧シリンダ架台は，油圧シリンダを吊込み扉体吊上部と連結した後，扉体吊上部，戸当りまたは基礎材中心軸芯点を基準とし，芯出しを行い所定の位置に正確に据付け，固定を行わなければならない。

【解　説】

1．開閉装置の据付を行う時期には，戸当り，基礎材（ラジアルゲートの場合）および扉体の据付が完了しているのが一般的である。従って，開閉装置の据付にあたっては，これらの据付精度を計測し，誤差を確認した後，バーチカルタイプのゲートであれば戸当り基準線を，ラジアルタイプのゲートであれば基礎材中心軸芯点を基準として，所定の位置に正確に据付なければならない。

ジェットフローゲートや高圧スライドゲートなど，ボンネット一体形のゲートは，据付時のクレーンの吊上げ能力や吊上げ空間が許す限り，ボンネット，扉体と一体で据付ける方式が据付工期短縮および据付精度向上の上からも望ましい。

2. シリンダロッド摺動面にワイヤのすり傷程度の小さな傷でもあると，シールの破損，油漏れなどの原因となる恐れがあるので，吊込み時に架台や扉体などに当てないよう十分注意して取扱わなければならない。

また現場作業を行うにあたっても，ハンマ，パイプレンチ等でピストンロッドに直接衝撃を与えたり，回したりすることや，台付ワイヤを巻付けたりすること等は絶対に避けるよう据付作業員に徹底させ，摺動面に傷をつけないよう注意するとともに適切な養生を行わなければならない。

4-3-4 油圧ユニット

1. 油圧ユニットは，強固な基礎上にアンカボルトなどで確実に固定しなければならない。
2. 油圧ユニットの据付時には，電動機と油圧ポンプの芯出し，精度を確認しなければならない。

【解 説】

1. 油圧ユニットは基礎に確実に固定しないと油タンク，ベース等が電動機，油圧ポンプと共振し騒音を発することがある。また，操作橋の上に油圧ユニットを設置するような場合は，基礎部を主桁のような剛性のある桁材の上に置くよう設計段階から注意して配置しなければならない。基礎が確実でないと，上記に示すような騒音の他に，パイプ，パネル，カバー等も共振し，騒音発生をみることもあり，注意が必要である。
2. 油圧ユニットの輸送中の振動衝撃，あるいは工場試運転時と据付時との基礎の平面度の違い等により，芯ずれが発生する恐れもある。芯ずれは騒音，振動の起震源となるばかりでなく，ポンプ，電動機の寿命低下をもたらすため特に注意しなければならない。従って，現地据付時には，工場試運転状態を再現できるよう，平面度などを調整すると同時に，芯ずれの生じていないことを確認しなければならない。

4-3-5 油圧配管

1. 油圧配管は，配管図に基づいて，位置，勾配，接続および支持を正確に行わなければならない。
2. 油圧配管は，機器の運転に伴う振動，漏れ，緩み等異常のないように確実に施工しなければならない。
3. 油圧配管は配管施工後フラッシングを行い，異物，スケールなどを完全に除去しなければならない。

【解　説】

1．配管施工時の留意事項

(1) 配置上の注意事項

1) パイプ切断長さ，継手位置，クランプ位置等は，配管図を基にして現地にて実測確認の上施工する。

2) 露出およびピット内配管は，取付け取外しを考慮して，各配管の相互間隔を適切な間隔に保ち配管する。

① 可能な限り真っ直ぐにする。

② 何本もある場合は互いに平行にする。

③ 曲り数はできるだけ少なくする。

⑤ 曲りは原則的には直角にする。

⑤ 吐出管，戻り管の色区分を行う。

3) 操作，点検等の邪魔にならない配管とする。

4) 機器の搬入，搬出，取外しに邪魔にならない配管とする。

5) 他の電気配管などと区別するため塗装色で色別することを原則とする。

6) 油圧配管の下部に電気配線をしてはいけない。

(2) 加工上の注意事項

1) パイプの切断は，金切りのこ・カッタ等による。また，ガス切断は行ってはならない。

2) やすりなどによって切断面のかえりを完全に除去する。

3) 切断面がパイプ軸芯に対し直角になるように切断する。

4) 継手は差し込み溶接継手が一般的であるが，この場合差し込み深さを確認し，入念に溶接を行なわなければならない。

差し込みが不十分な場合，管内部にスパッタ，スラグ等が残る恐れがあるため十分注意して施工しなければならない。

5) 溶接後，高圧空気等でパイプ内部を清掃し内部に異物のないことを確認する。

6) フランジ継手を使用する場合は，継手面を十分保護し，スパッタなどを付着させないように注意する。

7) フレキシブルホースは，最小曲げ半径を確保し，クランプは必要最小限の数で確実に固定できるようにしなければならない。また，不要な摩擦によるホースの破損を生じさせないような取付にしなければならない。

2．振動，漏れ，緩み等の生じないための留意事項

異常の生じない確実な施工として，次のようなことに留意しなければならない。

1) 継手の長さをできる限り短くなるようにし，また，継手の使用もできるだけ少なくする。

2) 大きな重量物や操作を必要とする油圧機器は，配管のみで保持することなく，部品を必ず架台等で支え固定する。

3) 油圧機器に配管によるひずみを発生させないようにする。

4) 配管系の必要箇所に点検用接続口を設けるようにする。

5) 配管は適当な間隔で支持し，かつ強固に固定する。

6) ゴムブッシュを使用した配管サポートは振動を吸収する効果があるので，振動の懸念される場合には，ゴムブッシュの使用を検討する。

図4.3.5-1に配管サポート例を示す。

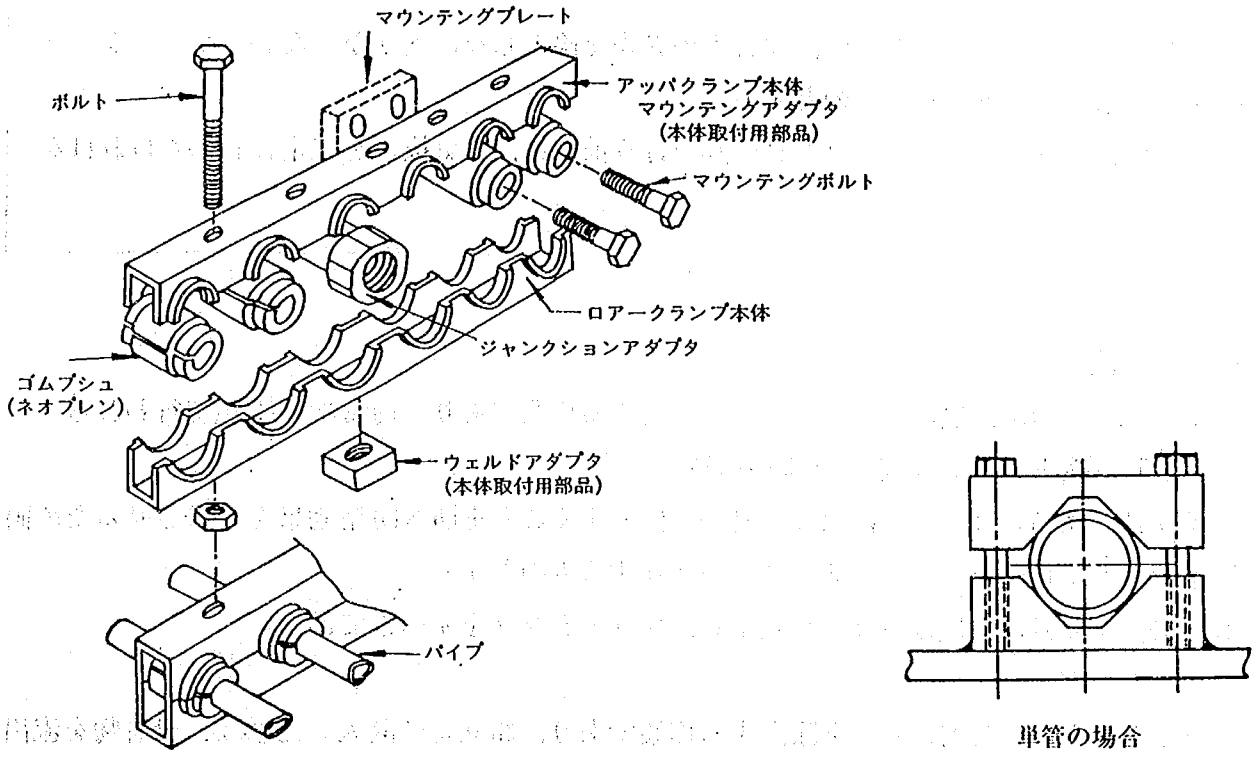


図4.3.5-1 配管サポートの一例

3. フラッシングに当たっての留意事項

フラッシングに当たっての主な留意事項は，次のとおりである。なお，フラッシングについての詳細は，4-3-6「酸洗およびフラッシング」による。

1) 材質に応じて適切なフラッシング液を選定すること。

2) フラッシング専用の回路を構成し，専用のユニット，タンクを用いるものとする。

3) フラッシング作業中，小まめにフィルタの交換を行うものとする。

4) フラッシング終了後，フラッシング回路の状態で耐圧テストを行う。

5) 耐圧テスト後，正規回路に切り替えるが，一定時間運転し，フィルタの点検を行い，異

物の混入のないことを確認する。

4-3-6 酸洗およびフラッシング

1. パイプは工場において一本づつ酸洗を行い，両端部に止栓を施工した状態で現地送りすることを原則とする。
2. 配管後，フラッシングを行い，配管内の異物を除去しなければならない。フラッシング終了後，耐圧テストを行うものとする。
3. 正規の作動油を注入してシリンダ駆動を行う前には，空気抜きを完全に行わなければならない。

【解　説】

1. 酸　　洗

酸洗は配管内の錆，黒皮，スケール等を除去する作業であり，通常次の手順で行われる。

脱脂→酸洗→水洗→中和→水洗→防錆

パイプは，防錆処理後管中に水分や異物が侵入することを防ぎ防錆効果を持続させるため両端に木栓などで止栓を施工し，その後現地送りするものとする。

酸洗後，1カ月以内には組付けを完了し，フラッシングをすべきである。

2. フラッシング

フラッシングは配管内の異物を除去する作業であり，組立時に混入した塵埃，付着物を流出させて取り除くことが目的であるが，フラッシングにより錆，スケールを除去するのが目的ではない。一般にステンレス鋼管の場合には，フラッシングオイルとして作動油を用いてオイルフラッシングを行うものとする。

標準的なオイルフラッシングの要領は，次のとおりである。

(1) フラッシングの準備

1) 正規の油圧ユニット，オイルタンクを用いる方法もあるが，フラッシング用のユニット，タンクを用いるのを原則とする。(図 4.3.6-1)

2) 配管を油圧シリンダ取付部より外し，両配管口をフレキシブルホース（または鋼管）で接続する。また，油圧ユニット接続部も外し

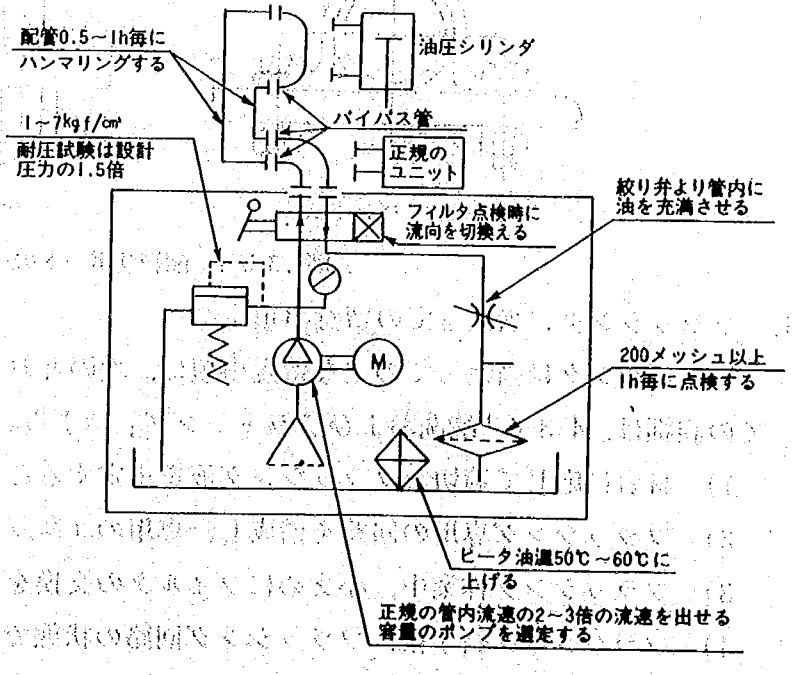


図4.3.6-1 フラッシングユニット参考例

フラッシングユニットに接続する。シリンダ，ユニット接続口には止栓をしておく。

3) タンク内面をフラッシングオイルまたは清浄な灯油をビニールスポンジに含ませて異物を拭き取る。

なお，ウェスは，繊維が残るので使用しない。

4) フラッシングオイルをタンクに充填する。フラッシングオイルは正規の作動油と同種のオイルを用いるのを原則とするが，高級作動油の場合は一般作動油または無添加タービン油を用いてもよい。油量はタンク容量の50%程度でよいが，回路内の油量が多い場合はそれ以上のオイルを用意しておく。

5) 油温を50～60℃に上げることによりフラッシング効果を高めることができる。

(2) フラッシング作業

1) ユニットを運転し，フラッシングオイルを通す。油圧は1.5～7kgf/cm²程度とするが，管内抵抗等で圧力が上がる場合は止むを得ないものとする。

2) 1時間毎にフィルタの点検を行う。フィルタに異物が付着した場合は新しいフィルタと取替えてゴミを除去する。フィルタは，200メッシュ以上とする。このとき同時に油の流れる方向を切換る。

3) 6時間経過後よりハンマリングを実施する。ハンマリング要領は，次のとおりとする。

① 0.5～1時間毎に行う。

② 連打しない。最小限4秒間隔とする。

③ 管のたたく位置と壁面との間に木材を挟む等管をサポートしてからたたく。

⑤ 曲管部には特に異物が沈澱しやすいので入念に行う。

4) 定時毎の点検時にフィルタにごみ，錆等の異物が認められなくなった後，1時間程度運転し，最終的な確認を行い，フラッシングを終了する。

(3) 耐圧テスト

1) フラッシング後，フラッシング回路の状態で耐圧テストを実施する。

2) 耐圧力は定格圧力×1.5，保持時間は2分間以上とする。

3) 終了後配管内からオイルを十分に抜きとる。

(4) 正規油圧ユニットへの継ぎ替え

1) 油圧シリンダ側のバイパス配管をそのままにし，油圧ユニット側をフラッシングユニットから正規の油圧ユニットへ継ぎ換える。この時，回路へ異物が入らないよう十分に注意する。

2) 油圧ユニットのオイルタンクを清掃し，作動油を入れる。この状態で配管各部より，油漏れ，にじみがないことを目視により確認する。

3) 正規のユニットにてフラッシング配管のまま1時間程度運転しフィルタの点検を行う。フィルタに異物が捕集されず，作動油の汚染が認められなければフラッシングを終了する。

4) 油圧シリンダ側のバイパス配管を正規に戻す。この時にも回路内へ異物が入らないよう十分注意する。

3. 油圧シリンダ駆動

油圧シリンダの内部に空気が入っていると，空気の圧縮性のため油圧シリンダの運動が円滑に行われず運動が不規則となり異音を発生することがある。このため配管作業終了後は，配管，油圧シリンダ中より完全に空気を抜かなければならない。

空気抜きは，油圧シリンダを一方向に動かしその方向と反対側の油圧シリンダの端部の空気抜き弁を緩めるという作業とを交互に繰り返すことにより行うが，気泡が消えるまで油圧シリンダを往復させ完全に抜かなければならない。

なお，油圧シリンダより上部に配管しているときには，その上方部の空気を抜くための空気抜きを設けておかなければならない。

4-3-7 機側操作盤

1. 機側操作盤の据付に当たっては，操作性，保守性等を考慮し，施工しなければならない。
2. 地震時の水平移動，転倒等の事故を防止できるよう耐震処置を行わなければならない。
3. 機側操作盤には漏電による火災および感電の防止，雷誘導によるサージに対する保護等のために接地を施さなければならない。

【解　説】

1. 機側操作盤の据付に当たっては，次の点を考慮し構造物，開閉装置および油圧ユニットとの間隔を十分確保し，適切な位置に配置する必要がある。
   (1) 前面に操作スペースを十分に確保し，操作および操作盤内の点検が容易に行えること。
   (2) 前面扉が障害物に当たることなく確実に開閉できること。
2. 大形で重量の大きな機器ほど地震の被害を受けていることが多く，水平移動，転倒防止等の耐震処置が必要である。耐震処置上の考慮点をまとめると次のようになる。
   (1) 地震時の荷重を考慮してアンカボルトサイズを選定する。
   (2) 盤の鉛直方向の支持だけでなく，横揺れ防止についても考慮する。
   (3) 盤内部品（特に重量が大きいもの）は，構造フレームに確実に固定する。
3. 接地工事の種類は表4.3.7-1に示すとおりであるが，その選定方法は以下による。
   (1) 電圧が400V（440V）の場合には，特別第3種接地工事を行う。
   (2) 電圧が200V（220V）以下の場合には，第3種接地工事を行う。
   (3) 電磁誘導によるノイズ対策として信号線を接地する場合には，他の接地とは独立させて第3種接地工事を行う。

表4.3.7-1　接地工事の種類とその接地抵抗値

接地工事の種類	接　地　抵　抗　値
第１種接地工事	10Ω以下
第２種接地工事	変圧器の高圧側または特別高圧側の電路の１線地路電流のアンペア数で150(変圧器の高圧側の電路と低圧側の電路との混触により低圧電路の対地電圧が 150Ｖを超えた場合に２秒以内に自動的に高圧電路を遮断する装置を設けるときは，300Ω以下)を除した値に等しいΩ数以下。
第３種接地工事	100Ω以下（低圧電路において当該電路に地気を生じた場合に，0.5秒以内に自動的に電路を遮断する装置を施設するときは，500Ω以下）
特別第３種接地工事	10Ω以下（低圧電路において当該電路に地気を生じた場合に，0.5秒以内に自動的に電路を遮断する装置を施設するときは，500Ω以下）

4-3-8　据付後の管理

1．開閉装置を据付後，開閉装置室の工事を行う場合には，開閉装置全体を防水シート等で堅固に覆うと共に，軸受部，油圧シリンダロッド等の可動部，摺動部は木枠で囲う等，不慮の被害に備え養生しておかなければならない。

2．調整試運転を行ったあと，放流設備の使用開始までに長期の期間がある場合には，ダム湛水直前に再度試運転を行い，機能に異常がないことを確認しなければならない。

【解　説】

1．操作室，上屋等は開閉装置据付後に施工されるのが一般的である。これら土木工事施工のため，開閉装置室内には型枠材料，足場，支保工等が搬入され，組立られており，コンクリート打ち込み時に養生水，コンクリートミルクが飛散することは，ある程度避けられないと考えなければならない。据付後，開閉装置がこのような悪環境に置かれることを想定し，埃，養生水，コンクリートミルクの浸入がないよう防水布等で十分にカバーするとともに，軸受部，ピストンロッド等は工事中に型枠，支保工等が当たって損傷することのないよう十分注意して保護しておかなければならない。なお，土木施工業者に対して，開閉装置が精密機械であることをよく説明し，土木施工に当たり十分注意してもらえるよう，協力を依頼しておくことも必要である。

また，降雪地域で天井や操作室が完成していない状態にて越冬する場合には，雪荷重に耐え得る鋼製の簡易カバーを設ける例もある（図4.3.8-1)。

機側操作盤には，仮設の電気設備から通電し，常時除湿状態としておくものとする。仮設電源もない場合には，除湿剤を入れるものとする。除湿剤の量は，機側操作盤の容積，密閉状態等によって大幅に異なる。ここで除湿剤は細かく分散したほうが，効果がある。除湿剤の量と期限の実績的な目安は，次のとおりである。

○　標準的な機側操作盤：W1000× D600× H1800を密閉している場合
　　100g シリカゲル20袋を盤内に分散配置して約１年以上有効。

2. ダム放流設備等では，据付完了後，湛水試験，放流試験まで１年以上のインタバルがあるような工事が少なくない。放置期間が長くなると，可動部に埃が付着したり，錆付いたりすることによりゲートの運転に悪影響を与えることも考えられる。万が一，ダム湛水後の運転において異常が発見された場合には，その修復に種々の困難が予想されることにより，このようなケースにおいてはダム湛水試験直前に，再度試運転を行い，機能に異常がないことを確認しなければならない。

なお，試運転前には各部を十分に清掃し，運転に支障となる傷やコンクリートミルクの付着がないか等，よく点検しておかなければならない。

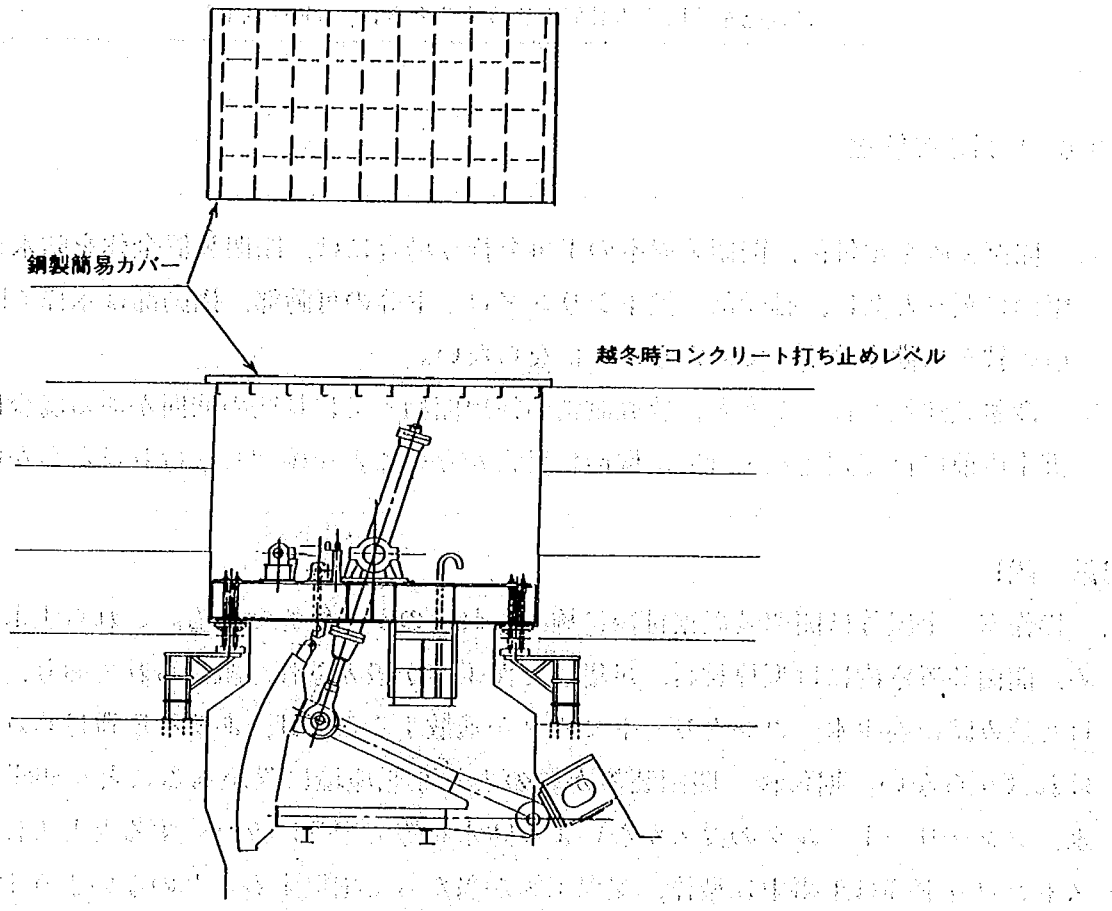


図4.3.8-1 降雪地域の天井が未完成の場合の越冬用保安カバーの例

4-4 防　　食

4-4-1 一　　般

開閉装置の防食は，設置される環境，使用条件，構造・形状，補修の難易の程度等の条件を考慮して実施しなければならない。

【解　説】

1. 本項では，油圧シリンダ・トラニオン軸受・開閉装置架台・扉体休止装置・圧着装置・油圧ユニット・検出装置・保守管理設備の防食に関する記述をした。ただし，ステンレス鋼材，摺動部およびボルト接合面は，含まないものとする。
2. 適用される防食方法を次に示す。
   ① 塗　　装
   ② 溶融亜鉛めっき
   ③ 上記①～②の組合わせによる複合防食

一般に防食手段としては上記①～③以外に金属溶射，電気防食等があるが，本条で述べる開閉装置ならびに保守管理設備に使用された例は極めて希であるため，これらを選定する場合はその都度検討をすることとし，本条から除外した。

表4.4.1-1に各防食方法の選定基準を示す。

表4.4.1-1　防食方法の選定基準

設備＼防食方法	塗　　装	溶融亜鉛めっき	複合防食
油圧シリンダ	○	×	×
トラニオン軸受	○	△	△
油圧シリンダ架台	○	○	○
扉体休止装置	○	△	△
圧着装置	○	×	×
油圧ユニット	○	×	×
検出装置	○	△	△
保守管理設備	○	○	○

ただし　○：使用可能
　　△：実施例が少ない，その都度検討が必要，またはあまり効果がない。
　　×：適用不可

（注）1）油圧ユニットに設けられる油タンクは，温度変化による結露および錆を考慮して，ステンレス鋼とすることが原則とする。
2）放流水の飛沫にさらされる箇所に設置される設備については，複合防食とすることが望ましい。

防食方法を選定するに当たっては，これらの防食方法の特徴と防食対象の構造，設置環境，補修の難易度，製作方法，工法等も考慮し，最も適した組合わせを選定しなければならない。

特に，高湿度環境下となる操作室内に設置される構造物で，補修の難易度が高い箇所は注意が必要である。

3．開閉装置室内は，コンクリートの粉塵が機側操作盤ならびに油圧ユニットに入り込んだり，油圧ピストンロッドに付着したりするため，コンクリート床版には防塵用床材の塗布を原則とする。

また，壁には，内装材または塗装を行うことが望ましい。

ダム堤体内の開閉装置室は，単調な色合いとなりがちなので明るく暖かく感じられる中間色の色調・色彩が好ましい。

4-4-2 塗料および塗装仕様

防食および美観を目的として行う塗料および塗装仕様は，環境，使用条件，塗り替え塗装の難易度等の条件に最も適した方法を選定しなければならない。

【解　説】

1．塗装は最終的には塗膜としての性能を発揮してはじめて効果があるのであり，塗膜性能の良否とは，環境に応じた塗料の選択，すなわち塗装仕様と施工の適否が性能を左右する。

(1) 適用塗装仕様

開閉装置および付属設備の適用塗装仕様を表4.4.2-1に示す。なお，同一設備に対して2系以上の塗装仕様のある場合は，左側を優先させる。

表4.4.2-1 適用塗装仕様

環境 / 区分	開閉装置室		ゲート室	
	主として大気中	常時結露して濡れている状態	主として大気中	常時結露して濡れている状態
油圧ユニット	E・C	E		
油圧シリンダ	E・C	E		
トラニオン軸受	E・C	E		
油圧シリンダ架台	E・H・C	H・E		
扉体休止装置	E・C	E	E・C	E
圧着装置	E・C	E	E・C	E
検出装置	E・C	E	E・C	E
保守管理設備	E・H・C	H・E	E・H・C	H・E

表4.4.2-2に塗装記号の各種塗料の特徴を示す。

表4.4.2-2　塗装記号と各種塗料の特徴

C：エポキシ・ポリウレタン樹脂系	
ジンクリッチプライマ	ジンクリッチプライマは，高濃度亜鉛末塗料といわれ，乾燥塗膜中に70～95％程度の金属亜鉛を含んでいる。この塗料の防錆機構は亜鉛の犠牲陽極作用に基づいており，長期間の防錆性を有する。塗料の特徴としては以下のとおりである。 ① 速乾性で，防錆力，耐候性に優れ，15～20μmの膜厚で約６ヶ月の屋外ばく露に耐える。 ② 溶断，溶接の際塗膜の焼こげ，焼幅は少ないが，有毒ガスが発生する。 ③ 油性さび止め塗料を使用する塗装系の１次プライマには使用してはならない。
エポキシ樹脂塗料（下・中・上塗）	エポキシ樹脂塗料の密着性，耐水性，耐薬品性のよさを利用した錆止め塗料。耐候性は悪く，紫外線によりチョーキングを起こしやすい。
ポリウレタン樹脂用中塗塗料	主として変性エポキシ樹脂塗料が用いられ，ポリウレタン樹脂上塗塗料の中塗として用いる。
ポリウレタン樹脂上塗塗料	エポキシ樹脂に比べ耐水性，耐薬品性は若干劣るが，耐候性に優れる。
E：ジンク塩化ゴム系	
ジンクリッチプライマ	C：エポキシ・ポリウレタン樹脂系と同様
エポキシ樹脂塗料(下塗)	C：エポキシ・ポリウレタン樹脂系と同様
塩化ゴム系塗料（下・中・上塗）	塩化ゴム系樹脂の耐水性，耐薬品性，層間密着性の良さを生かした塗料である。 ただし，鋼面に直接塗布した場合は，充分な防錆効果が得られないため，ジンクリッチプライマやエポキシ樹脂塗料の上に塗り重ねなければならない。 汚染環境やコンクリート汁の流下する箇所の塗装に適す。
H：溶融亜鉛めっき＋塩化ゴム系	
溶融亜鉛めっき ＋ 塩化ゴム系塗料	溶融亜鉛めっきは，防食機構からもそのまま使用することが原則的な使い方であるが，腐食環境においては，めっき上に塗装をすることが防錆上効果的な方法となる。 亜鉛めっき上に塗装した場合の耐用年数は，〔亜鉛めっきだけの耐用年数〕と〔塗装だけの耐用年数〕の合計の1.5～2.3倍程度といわれている。このため特に長期の防錆を必要とする場合には，有効な方法である。

従来，開閉装置ならびに保守管理設備の塗装系には乾燥性，耐候性，光沢がよく，作業者の技量に左右されにくい特徴を有するフタル酸樹脂系塗料がよく使用されていたが，耐アルカリ性や耐水性に乏しい欠点を有する。

ダム用開閉装置（油圧式）の場合，主として常湿部や結露の著しい箇所に設備されることが多いため，フタル酸樹脂系を使用した場合，層間はく離を生ずる恐れがある。従って，本条ではフタル酸樹脂系塗料の使用を原則として認めないものとした。

油圧シリンダ架台等交換が非常に困難な製品や，直接コンクリートに接触し，再塗装の難易度が高い製品は溶融亜鉛めっき＋塗装の複合防食を施すことが望ましい。

塩化ゴム系塗料は，揮発乾燥形塗料で低温時でもよく乾燥し，再塗装の現場環境を考慮すればエポキシ樹脂系塗料より有利であるため，本条では第１候補とした。

表4.4.2-3に各種塗料の仕様を示す。

表4.4.2-3 塗 装 仕 様

塗装系および記号	施工場所	工　程	塗　料　名	標準膜厚 (μm)	塗装間隔 最小・最大
C エポキシ・ポリウレタン樹脂系	製鋼所・工場	1次プライマ	ジンクリッチプライマ(有機)	20(注1)	(注2) 2D～6M
	工場	第1層(下塗)	エポキシ樹脂塗料	60	1D～10D
		第2層(下塗)	エポキシ樹脂下塗塗料(注3)	60	1D～10D
		第3層(中塗)	ポリウレタン樹脂用中塗塗料	40	1D～10D
		第4層(上塗)	ポリウレタン樹脂上塗塗料	30	
			合　計	210	
E ジンク塩化ゴム系	製鋼所・工場	1次プライマ	ジンクリッチプライマ(有機)	20	2D～6M
	工場	第1層(下塗)	エポキシ樹脂塗料	60	1D～10D
		第2層(下塗)	塩化ゴム系塗料	40	1D～12M
		第3層(中塗)	塩化ゴム系塗料	30	1D～10D
		第4層(上塗)	塩化ゴム系塗料	30	
			合　計	180	
H 溶融亜鉛めっき＋塩化ゴム系			溶融亜鉛めっき JIS H 8641 HDZ 55 550g/m²		
	工場	第1層(下塗)	溶融亜鉛めっき用プライマ	40	1D～10D
		第2層(中塗)	塩化ゴム系塗料	30	1D～10D
		第3層(上塗)	塩化ゴム系塗料	30	
			合　計	100	

(注) 1. 標準膜厚は各測定値の平均値とするが，測定最低値は標準膜厚の70%以上とする。
2. 表中塗装間隔のDは Day(日)・Mは Month (月) を意味する。
3. 塗装仕様Cにおいて，現場で中塗，上塗を施工する場合はエポキシ樹脂の代りにエポキシ樹脂MIO塗料を使用する。この場合の塗装間隔は20℃で1D～12Mとする。

(2) ジンクリッチプライマ

塗装系CおよびEの一次プライマにジンクリッチプライマを20μm塗布するものとしたが，一般に製鋼所から出荷されるプライマ付き鋼板では15μm塗布が標準となっているため，注文に当たっては注意を要する。

ジンクリッチプライマ膜厚の差は6ヶ月程度放置した場合，鋼材表面の発生具合に差が出る程度であるが，本条では従来から採用されている20μm厚を採用するものとした。

(3) MIO 塗料

塗装仕様Cにおいて，現場で中塗，上塗を施工する場合はエポキシ樹脂の代りにエポキシ樹脂MIO塗料を使用するものとしたが，特に結露が著しい箇所に設置されるものについては現場においてMIO塗料に水分が蓄積され，早期にふくれを生じる恐れがあるため極力工場塗装とすることが望ましい。

(4) ノンスリップ塗装

塗装工程において硅砂を中間に散布するノンスリップ塗装工法を通路，階段等操作員が通行する箇所に施工することは危険防止にもつながるため好ましい方法である。ただし，開閉装置室などノンスリップ剤が摩耗により飛散し，油圧ユニットなどに影響を与える場所には注意を要する。

(5) 複合防食

複合防食を必要とする箇所に塗装する場合は，塗膜が浮き上がり剥落する場合があるため，溶融亜鉛めっき用のプライマを塗布しなければならない。

2. 開閉装置の機械類は通常ブラストクリーニングを適用することが難しいが，電動工具・ディスクサンダ等を用いてコマーシャルブラストに準じたグレードにすることが望ましい。

3. 塗装色は設置環境に調和するもので，上塗りに用いる塗料は変退色の小さいものでなければならない。

4. 塗装色の選択は主観的要素が大きいが，構造物の機能的・美的印象を決定づける重要な要素であり，単一となりがちな開閉装置室の色調も作業性の観点から十分な検討を行わなければならない。

5. 色の耐久性は，一般に樹脂と顔料により左右されるので，良好な組合せを選択し，変退色性を考慮することが必要である。

6. 油圧ユニットキャビネット，油圧ユニット内各機器および機側操作盤等の購入品についても表4.4.2-1の塗装仕様と同一とすることが望ましい。

7. 運搬・据付により塗膜を損傷した場合の補修塗装は，ダム・堰施設技術基準の現場接合部の塗装仕様に基づいて行わなければならない。

4-4-3 塗　　装

1. 塗装作業は気象条件を十分に考慮し，適切な素地調整を行って塗装しなければならない。
2. 塗装間隔は，塗装仕様に定める値を標準とし，気象条件や前層塗装の暴露条件を考慮して補正するものとする。
3. コンクリート埋設部および機械加工面については，適切な防錆処理を施さなければならない。

【解　説】

1. 塗装の際の気象条件・素地調査・塗装間隔・施工等の詳細については，ダム・堰施設技術基準の塗装による。

2. 塗装は，原則として下記気象条件では施工してはならない。

(1) 塗料毎に許容される温度，湿度範囲を外れるとき。

(2) 被塗装面が結露しているとき。

(3) 被塗装面が50℃以上となるとき。

(4) 屋外で塗装する場合で降雨，降雪，降霜もしくは霧の発生時。

(5) 屋外で塗装する場合で風の強いとき。

3. 原則として，一次プライマを塗装する前の素地調整は，SSPC-SP10またはSIS-Sa2・1/2とする。

ここでいう素地調整とは，鋼材に塗装を施すために最適な処理を鋼材表面に施工することであり，鋼材表面に付着しているミルスケール，錆，その他付着物を除去し，適当な粗さをもつアンカパターンを鋼材表面につけることである。

4. 素地または前層塗装に付着した油脂，汚れや海塩粒子など有害物質も入念に除去しなければならない。

5. 溶融亜鉛めっきの上に塗装を施す場合は，有機系溶剤などで完全に脱脂を行い，亜鉛めっき用のプライマで下地処理を行わなければならない。

6. 塗料が十分乾燥する範囲で極力短かい間隔で塗料を塗り重ねることが望ましいが，塗り重ね間隔が所定の間隔を超える場合には，塗料の種類に応じて塗膜面の目荒し等適当な処理を行わねばならない。

7. 塗装方法としては，開閉装置および付属設備の場合，塗装面積も扉体等に比べて小さく，形状も複雑で塗膜厚の均一化，効率化を考えてはけ塗りの工場塗装が望ましい。

ただし，油圧シリンダ架台等の比較的塗装面積が大きいものは，塗装対象の形状，塗料の種類などによりエアレス塗装としてもよい。

8. 塗装は最終工程まで工場塗装を原則としたが，現場溶接接合箇所が多く，工場で塗装を完了することが不具合な設備は現場塗装とすることができるものとする。ただし，現場据付後の接地部，隣接構造物および作業空間などによっては塗装困難な部分も生じるので，あらかじめその部分は塗装を完了しておくなど，事前に十分検討することが望ましい。

9. コンクリートに埋設される鋼材は，その境界付近でよく発錆がみられるので，

①付着強度を要する場合：無機質ジンクリッチプライマ

②付着強度を見込まない場合：有機質ジンクリッチプライマ
またはエッチングプライマ

を塗布することが望ましい。

ただし，無機質ジンクリッチプライマは，有機質ジンクリッチプライマに比べ，入念に素地調整を行うことが必要であり，素地調整のグレードによってははく離することがあるので注意を要する。

一般に有機質ジンクリッチプライマの場合の素地調整は，SSPC-SP10またはSIS-Sa2・1/2のエアホワイトブラストクリーニングとすれば十分その機能を発揮することができるが，無機質ジンクリッチプライマはそれ以上のグレードが必要であり，SSPC-SP5またはSIS-Sa3のホワイトメタルブラストクリーニングが望ましい。

10. 機械加工面には，各種の防錆油が用いられるが，製品の形状・用途・保管状態・期間・施工性などを考慮して選定するものとする。

4-4-4 溶融亜鉛めっき

1. 開閉装置架台ならびに保守管理設備において，再塗装が困難な場合あるいは長期の防食効果を期待する場合は溶融亜鉛めっきを標準とする。
2. 溶融亜鉛めっきはJIS H 8641の規定によるものとし，主要部材のめっきの種類はHZD55（550/m²以上）を標準とする。

【解　説】

1. 開閉装置の内，高湿度環境下となる箇所，または補修の難易度が高い箇所の開閉装置架台，ならびに保守管理設備については，溶融亜鉛めっきを標準とした。

溶融亜鉛めっきは，防食機構からもそのまま使用することが原則的な使い方であるが，腐食環境においては，めっき上に塗装をすることが防錆上効果的な方法である。

亜鉛めっき上に塗装した場合の耐用年数は，（亜鉛めっきだけの耐用年数）と（塗装だけの耐用年数）の合計の1.5～2.3倍程度といわれている。このために特に長期の防錆を必要とする場合には有効な方法である。

溶融亜鉛めっきは，430～550℃の亜鉛浴槽に鉄鋼部材を浸漬し，その表面に純亜鉛層および亜鉛合金層を形成することにより防錆するもので，複雑な形状の構造物にも適用できるが，大型構造物では亜鉛浴槽の大きさに制約を受けるので，事前に検討を行う必要がある。また，めっき時の熱応力によるひずみ，ねじれ，やせ馬および高力ボルト接合添接部の処理方法についても予め配慮する必要がある。

2. 溶融亜鉛めっきは，JIS H 8641の規定によるものとし，めっきの種類は構造物の板厚が厚いため，HZD55（亜鉛付着量550 g/m²以上）を標準としたが，これが困難な部材はHZD35（亜鉛付着量350 g/m²以上）以上とすることができるものとする。
3. 溶融亜鉛めっきは，JIS H 9124「溶融亜鉛めっき作業標準」の規定により行うものとする。なお，試験方法は，JIS H 0401「溶融亜鉛めっき試験方法」の規定による。
4. 溶融亜鉛めっきは，現場施工ができないため，現場接合箇所は溶接を避けボルト接合とするなど，極力現場補修箇所を低減することが望ましい。めっきの補修を行う場合は，亜鉛末を含む塗料により，該当箇所を補修塗りすることが一般的であるが，この場合は，高濃度の亜鉛塗料を塗布するものとする。
5. 溶融亜鉛めっき鋼構造物を設計するにあたり，構造物の品質を確保するための溶融亜鉛めっき特有の留意点がある。設計段階において以下に記述する注意点およびJISの溶融亜鉛めっき作業標準を考慮して設計する必要がある。

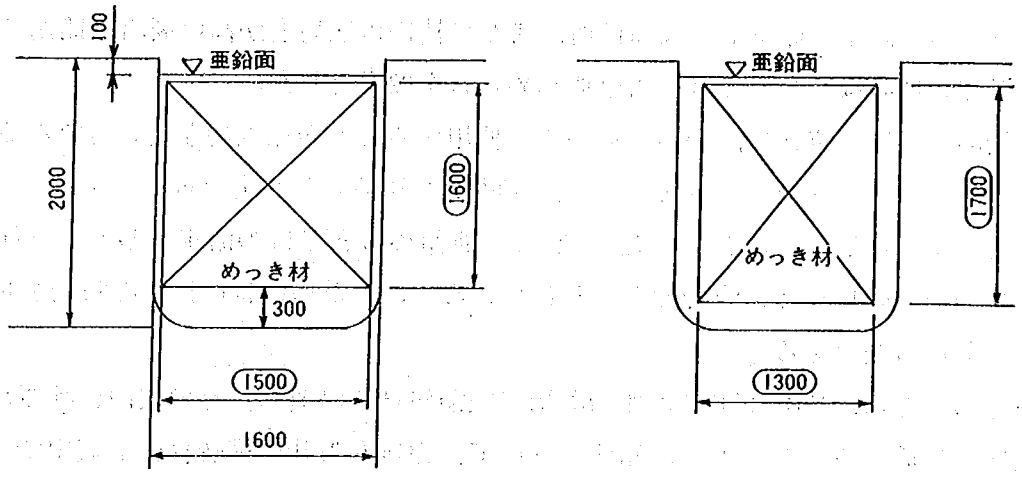
(1) 部材の最大寸法

部材は一度づけでめっきできる寸法に設計することを原則とする。すなわち，亜鉛浴槽の大きさより大きい部材寸法とすると，一度に全体を浸漬する事ができないので二度づけを余儀なくされる。二度づけをするとめっき焼けの原因となり外観を損ねる。従って，構造物の設計に際しては，めっき業者の亜鉛浴槽を事前に調査しておくことが肝要である。なお，部

材の最大重量もめっき業者のクレーン能力に限界があり配慮の必要がある。

日本における亜鉛浴槽の最大寸法は，長さにおいて16.5m，幅2.1m，深さ3.5mであるが，めっき業者によって長さの長い槽，幅の広い槽もしくは深さの深い槽等組合せがまちまちであり，平均的な寸法は，長さ10m×幅1.5m×深さ2m程度と考えておくのがよい。

この亜鉛浴槽の大きさに対し，部材寸法はいくらかの余裕が必要である。特に深さについては槽と亜鉛面の差および槽の下部にはドロスと呼ばれる亜鉛不純物がたまるので，槽の底面と部材間に約30cmの余裕が必要となる。亜鉛浴槽の寸法が長さ12m×幅1.6m×深さ2mの場合を例としてめっき可能な寸法を図4.4.4-1に示す。



(a) めっき材の幅が広い場合　最大長さは11,500である。(b) めっき材の高さが高い場合

図4.4.4-1　めっき材最大寸法（一度づけ）

(2)　同一ブロックにおける板厚の組合せ

鋼材をめっきする場合，鋼材は溶融亜鉛中に浸漬するときと，浸漬した後の温水冷却するときにひずみを生じるものであり，このひずみを最小限にするためにめっきする同一ブロックに使用される板厚の差をできるだけ小さくする。

ひずみの原因は，溶接や線状加熱による残留応力が熱により開放されるためであるが，槽に浸漬するブロックで板の厚さに極端に差がある場合には浸漬したブロックの温度分布が不均一となり熱膨張の度合いが異なる。また，温水冷却の際では収縮の度合いが異なるので，圧縮力が働く部分に波状の永久変形が発生することもある。従って，ひずみを防ぐためには，全体が均一に加熱または冷却されることが望ましく，そのためにも板厚をなるべくそろえることが必要である。

一つのブロックを構成する材料の板厚の組合せの限界は，表4.4.4-1を目安とするのがよい。

この表でみるように，例えば16mm以上の板厚と6mmとの組合せは好ましくなく，この場合は6mmの板を8mmに変更する必要がある。なお，柱・梁のウエッブプレート等は拘束されているので9mm以上を使用することが望ましい。ただし，ウエッブプレートに大きな穴を開けることにより拘束力を開放することができれば，必ずしも厚くする必要はない。

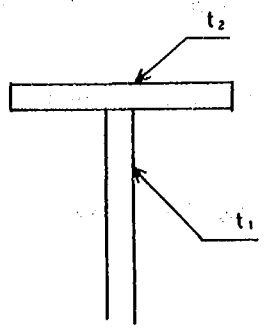


表4.4.4-1　溶接する板厚の組合せ　(mm)

板　厚 t_1	t に対する最大厚 t_2	板　厚 t_1	t に対する最大厚 t_2
6	14	16	37
8	20	19	42
9	21	20	45
10	24	22	50
11	26	25	55
12	28	28	60
14	32	32	70

(3)　溶接接合部の設計

部材の組立を溶接で行う場合には，部材を溶融亜鉛めっきする以前に溶接することが原則である。一般に溶融亜鉛めっきを施した鋼材を通常の溶接条件で溶接すると，付着亜鉛の影響で溶接の作業性が悪くなり，溶接部の機械的性質も不安定になり，場合によってはブローホールが発生するなど健全な溶接部が得られないことが多いからである。

溶接部の周辺は溶接熱の影響で付着亜鉛がとばされているので，防錆能力が低下しており，亜鉛塗料による補修は避けられない。このような意味から溶融亜鉛めっき後の溶接は避ける方向で設計を行うことが一般的である。従って，部材を溶融亜鉛めっきした後で，これらを現場溶接する必要がある場合には，溶接線から10cm程度離れた部分まで不めっき処置をしておいて，溶接後に高濃度の亜鉛塗料による防錆塗装を行うものとする。

なお，溶接部を超音波探傷する場合，亜鉛めっき表層から探触子を当てて探傷すると，正しい探傷ができないので，めっき前に探傷を行うか，めっき層をグラインダ等で除去して，鉄素地を出して行わなければならない。

(4)　高力ボルト接合

溶融亜鉛めっき鋼材の高力ボルト接合には多くの問題点があるので，設計に当たっては特に注意が必要である。

溶融亜鉛めっき鋼構造物の接合に用いる高力ボルトは，防錆上の観点から，部材と同等の付着量を持つ溶融亜鉛めっきを施すのが普通である。

溶融亜鉛めっきを施した高力ボルトのセットに関しては現在のところ製品規格が存在しない。建築基準法施行令によれば建築構造物の主要な接合部に用いる高力ボルトはJIS B 1186に規定された規格品であることが原則である。

この規格品以外の高力ボルトを用いる場合には，日本建築センターにおける構造評定を受けた後で，建築基準法第38条に基づく建設大臣の認定を受けることが必要であり，溶融亜鉛めっきを施した高力ボルトのセットを用いる場合はこの手続きを経る必要があるが，最近ボルト製造者が製造する溶融亜鉛めっき高力ボルトの一般使用を認可された製造者があり，接合面の処理，高力ボルトの締め付け等の施工管理面で，一定の条件を守ればその製造者の製品に限り，個別の認可を必要としないで使用できるものがある。

以上のような点を考慮して，溶融亜鉛めっき鋼構造物の高力ボルト接合に関しては，以下の条件で設計するものとする。

① 高力ボルトのセットはＦ８Ｔ級とする。したがって設計ボルト張力はＦ８Ｔ相当の値とする。ただし，ボルトの締付けは，ナット回転法によるものとする。

② 接合面はブラスト処理を施し，めっき表面を表面粗工12.5ａ（50Ｓ）以上の粗面とする。すべり摩擦係数は0.40とする。

③ 高力ボルト締付け後のナット表面は施工による傷が生じていることがあるため，高濃度の亜鉛塗料を塗布する。

ダム用ゲート開閉装置(油圧式)検査要領(素案)

1. 一　　般…… 245
2. 油圧シリンダ…… 247
3. 油圧ユニット…… 250
4. 油圧シリンダ架台…… 252
5. 機側操作盤…… 254
6. 検出装置…… 255
7. 据付検査…… 257
8. 総合検査…… 259

ダム用ゲート開閉装置(油圧式)検査要領(素案)

1. 一　　般

1. 開閉装置は，設備に要求される目的の機能を有しているかを判定するために，製作・据付の必要段階において各種の検査を行い，その品質，機能を確認しなければならない。
2. 開閉装置は，工場および現場の各施工段階において材料検査，原寸検査，溶接検査，塗装検査，機器検査，機能検査，仮組立検査，据付検査および総合検査を行うものとする。
3. 工場における機能検査は，油圧シリンダと油圧ユニットならびに機側操作盤とを組合せた状態で行うことを標準とする。
4. 工場における機能検査の周波数は，規定の周波数と同じもので行うことを標準とする。

【解　説】

1. 開閉装置は，工場製作が完了した時点で完成ではなく，現場に据付け，扉体，付属設備および電気設備等と総合的に作動させ，放流試験を実施し，全ての機能を確認して初めて完成したといえるものである。ただし，放流試験が実施できない場合は，別途考慮する。

この完成までの過程において適切な品質管理を怠ると，工程の手戻りになるばかりでなく，欠陥を内蔵した設備が出来上がってしまう恐れがある。これらを避けるための厳格な品質管理の実施は重要であり，その手段として各種の検査を適宜行い，各施工段階において要求される品質の確認をその都度行うものとする。

2. 開閉装置に関する検査項目は，原則として次表のとおりとする。

表1-1　工場製作時・現場据付時検査項目

検査場所	工場						現場	
項目 / 検査種別	材料検査	原寸検査	溶接検査	防食検査	機器検査	仮組立機能検査	据付検査	総合検査
油圧シリンダ	○		○	○	○	○	○	○
油圧ユニット					○	○	○	○
油圧配管	○		○				○	○
油圧シリンダ架台	○		○	○		○	○	○
機側操作盤					○	○	○	○
検出装置					○		○	○

以下，各検査項目の概要を記す。

1) 材料検査は材料機械試験，材料分析試験，超音波探傷試験を必要に応じ選択して行う。

なお，これらの試験は製鋼所等によって行われた材料試験成績表等によって指定材料であ

ることを確認する方法に代えることができるものとする。

2) 原寸検査は技術上必要な箇所や形状が複雑な箇所について原寸図を作成し，製作および据付上支障がないかを確認するものであるが，図面上で支障がないことが明らかな場合，また，ＮＣ（数値制御）により作図を行うものについては，数値の確認のみになるので省略してもよいものとする。

3) 溶接検査は施工前のはだ付，開先検査，裏はつり，各層間のスラグ清掃検査，施工後の外観，割れ，アンダカット，脚長，余盛高さ等の検査を行うものとする。

4) 塗装検査は材料検査，外観検査，膜厚検査について工場と現場塗装の施工中および完了時に適時行うものとする。塗装検査の時期は，工場では，素地調整時および塗装完了時とし，現地では現場塗装完了時とする。

なお，塗装施工中においても必要に応じて，検査を実施するものとする。

5) 機器検査は設備を構成する全ての機器について，仮組立（機能）検査前に外観，寸法，性能等について行い，その検査方法および判定基準はJIS規格等によるものとする。

なお，汎用機器の機器検査については，製造会社または公的機関の発行する品質証明書等と当該機器とを照合することによって，指定機器であることを確認する方法に代えることができるものとする。

6) 仮組立時の機能検査は設備の寸法，構造形状，部材等の加工・接合の良否，現地据付における再現性および現地との整合性ならびに設備の機能の確認等について行うものとする。

7) 据付検査は，据付途中および据付完了後に工場における仮組立状態（据付外観寸法検査）および機能（据付機能検査）を満足しているかを確認するために行う。

8) 総合検査は，水門扉，放流管，付属設備および電気制御設備を総合的に作動させ，要求されている機能を満足しているかを確認するために行う。

3. 工場での機器の性能の確認や，検査の信頼性を高めるためには，できるだけ現場状況と一致する条件で試験を行うことが望ましいが，開閉装置の場合，試験設備が大規模になりすぎて工場で現場状況を再現することはほとんど不可能なため全設備を組合せての負荷試験は行わないものとする。

4. 油圧シリンダと油圧ユニットならびに機側操作盤等は，組合せた状態で検査を行うことを標準とするが，工場に検査施設としてテストユニットや模擬回路のある場合は，それを用いて行ってもよいものとする。この場合，負荷試験を行うことが望ましいが，実施することが困難な場合，油圧シリンダの戻り側の流量を調整し，実際のスピードに適合した無負荷試験を行うものとする。

なお，油圧シリンダについては，単体で耐圧検査も行うものとする。

5. 工場における電源の周波数は，現地の周波数と同じもので行うことを標準とするが，油圧ユニットの場合，周波数が異なることによって影響されるのは油圧ポンプの回転数のみであり，油圧力の発生は電動機の回転数と直接関係がないため，工場に周波数変換設備（インバータ）がない場合は，規定の周波数でなくともよいものとする。

なお，この場合，電流値については試験値を換算するものとする。

2. 油圧シリンダ

油圧シリンダは，工場の製作段階において材料検査，溶接検査，塗装検査，機器検査，仮組立（機能）検査を行うものとする。

【解　説】

1. 油圧シリンダの検査方法および判定基準は，JIS B 8354によるものとする。以下その概要を記す。

1) JIS B 8354は油圧シリンダの①使用範囲　②種類　③性能　④構造　⑤寸法および精度　⑥外観　⑦材料　⑧試験について規定されている。

2) このうち性能の項目には，①最高許容圧力　②作動性　③耐久性　④耐圧性　⑤油漏れ　⑥推力効率について規定されている。

3) 寸法および精度の項目では，①シリンダチューブ内径およびピストンロッド径　②滑り面の仕上げ　③ストロークの長さの許容差　④シリンダチューブおよびシリンダカバーの直角度　⑤ピストンの直角度および同心度　⑥シリンダチューブとピストンとのはめあい　⑦ブッシュとピストンロッドとのはめあい　⑧ピストンロッド先端の形状　⑨支持部の寸法　⑩ポートの大きさについて規格化されている。

2. 材料検査

1) 材料の機械試験および分析試験は，製鋼所等による材料試験成績表等に代えることができる。

2) 素材に対する非破壊検査は，原則として行わない。但し次の場合は，浸透探傷試験，超音波探傷試験のいずれかを行うものとする。

① 機械加工中，合否判定困難な材料欠陥が発生した場合

② 直径300㎜以上のピストンロッド

3. 溶接検査

1) 溶接施工前には，開先の形状が規定通りであるかどうか，それが正しい位置に保持されているかどうか，開先面が十分に清掃されているかどうかを検査する。

2) 施工中には，各層間において前層のスラグが完全に清掃されているかどうかを検査する。

3) 施工後には，ビードの外観がそろっていて荒れていないかどうか，表面に割れを残していないか，アンダカットがないか，脚長が規定通りであるか，余盛高さが規定以内であるか等を検査する。

4) 溶接非破壊検査は，次のとおりとする。

① シリンダチューブの突合せ溶接部の放射線透過試験は，長手方向，円周方向とも100％について行うものとする。

ただし，シリンダチューブの板厚が厚くて放射線試験ができない場合（板厚40㎜を超えると放射線の透過率が低下する。）は，超音波探傷試験を行うものとする。

② シリンダチューブとシリンダフランジとの溶接部は，焼鈍，機械加工の後，浸透探傷試

験を行うものとする。

なお，突合せフランジ形式のシリンダのように放射線透過試験が可能なものについては，その部分の放射線透過試験を行うものとする。

4．防食検査

1）塗装検査

塗装検査は，材料検査，外観検査，膜厚検査について行う。塗装検査の時期は，素地調整時および塗装完了時とする。

i）材料検査

材料検査は，塗料の組成表に基づく試験成績表による「品質検査」，出荷証明による「数量検査」，塗り見本板による「色調検査」のほか，ロット番号，品名，有効期限等についても，検査を実施するもので，その品質等が所定の規格等に適合しているかを判断するものである。

ii）外観検査

外観検査は，塗膜の色合い・光沢を確認する「色調検査」，塗りむら・ふくれ等の均一性，ピンホール等を確認する「塗膜検査」を実施するもので，塗装膜の美観を重視した検査である。

iii）膜厚検査

膜厚検査は，塗装後の乾燥膜厚を測定する検査であり，次により確認するものである。

① 測定器は，電磁塗膜厚計または同等品を使用し，30箇所測定ごとに測定器の調整を行うものとする。

② 測定箇所は，部材等のエッジ部，溶接ビード等から少なくとも50㎜以上離して測定するものとする。

測定数は，上下左右の4点を測定したものを1箇所とし，全塗装面積10㎡までは2箇所，10㎡を超え，100㎡までは10㎡増すごとに2箇所増，100㎡を超えると，100㎡増すごとに4箇所増とする。

③ 膜厚の判定基準は，4点の平均値が標準膜厚以上とし，最低値については標準膜厚の70％以上とする。

2）クロムめっき検査

クロムめっき検査は，めっきされた部品の検査について規定するもので次による。

① めっきを施された部品の表面は，表面の平滑度，密着の程度，焼け，ピット，こぶおよび著しく不均一なめっきのないことを目視にて確認する。

② めっき厚の測定は，めっき前後の寸法計測による方法と，磁力厚さ計を用いる方法の併用または，いずれか一方の方法を用いて行うものとする。

③ 密着性，硬さおよび耐蝕性試験検査は，破壊検査になるので，製品に対しては行わない。

5．機器検査

油圧シリンダに組み立てられるパッキン，Oリング，ブッシュ，ベアリング等の機器は，外観，形状寸法および性能検査を行うが，製造会社または公的機関の発行する品質証明書等で，

機器検査に代えることができる。

6. 機能検査

1) 外観寸法検査

外観寸法検査は，設計上の基本寸法の確認のほか，シリンダチューブやピストンロッド外面およびロッド先端部に組立て中に生じた有害な傷，亀裂がないこと，ボルトの緩み，損傷，曲がり等の異常がないかについて調べる。

2) 最低作動圧力検査

無負荷の状態での油圧シリンダの最低作動圧力は，ヘッド側またはロッド側から圧力をかけた時にロッドが動き出す最低の圧力で，次表の値以下でなければならない。

表2-1 最低作動圧力 (単位：kgf/cm²)

ピストンパッキン形状	定格圧力	ロッドパッキンがVパッキン以外		ロッドパッキンがVパッキンの場合	
		ヘッド側から圧力を供給する場合	ロッド側から圧力を供給する場合	ヘッド側から圧力を供給する場合	ロッド側から圧力を供給する場合
V	70	5	10	7.5	15
	140 210	定格圧力×6％	定格圧力×12％	定格圧力×9％	定格圧力×18％
U，O	70	3	6	4.5	9
	140 210	定格圧力×4％	定格圧力×8％	定格圧力×6％	定格圧力×12％

※JIS B 8354表9(A)ロッドパッキンがVパッキン以外の最低作動圧力，(B)ロッドパッキンがVパッキンの最低作動圧力より抜粋。ロッド径記号Aによる。



写真2-1 油圧シリンダ機能検査

3) 無負荷作動検査

シリンダは無負荷にて全ストロークにわたって数回のならし運転を行った後，規定速度で運転を行い，ビビリ，振動，ロッドに漏油の発生がないことを確認する。

4) 耐圧検査

シリンダのヘッド側は定格圧力の1.5倍，ロッド側は定格圧力の1.5倍の圧力を2分間以上

かけて試験を行い，ゆるみ，永久変形，部品の破壊等がないことを確認する。

5） 外部油漏れ検査

外部油漏れは，無負荷作動および耐圧検査時に目視にて行い，次による。

① ロッド静止時には，いかなる部分からも油漏れがあってはならない。

② ロッド移動時には，ロッドのダストシール部から滴下してはならない。

6） 内部油漏れ検査

油圧シリンダのヘッド側またはロッド側のストロークエンドより定格圧力をかけ，他端ポート部を開放して10分間の漏油量を計測する。内部油漏れ量の許容値は，油圧シリンダの漏れ実績調査を参考にし，次表の値の1/2とする。

次表の値のうち，φ250mmではJIS B 8354の内部油漏れ量に規定されている量であるが，この漏れ量はピストンが0.25mm移動する量を10分間とした場合と近似しているので，この考えより内径φ600mmまで計算し，追加したものである。

なお，パッキンの形状がスリッパシール（組合せパッキン）の場合は，次表の値をそのまま採用するものとする。

表2-2 内部油漏れ量 （単位：mℓ/10min）

内 径(mm)	油 漏 れ 量	内 径(mm)	油 漏 れ 量
180	6.3	400	31.4
200	7.8	420	34.6
225	10.0	450	39.7
250	11.0	480	45.2
275	14.8	500	49.1
300	17.7	530	55.1
320	20.1	550	59.4
350	24.0	570	63.8
380	28.3	600	70.6

※内径250までは，JIS B 8354表10内部油漏れ量による。

3. 油圧ユニット

油圧ユニットは，工場の製作段階において機器検査，機能検査を行うものとする。

【解 説】

1. 油圧ユニットの各機器の検査方法および判定基準は，次のJISによって行う。

① 油圧用ベーンポンプ JIS B 8351

② 油圧用歯車ポンプ JIS B 8352

③ 油圧用サブプレート取付形4ポート電磁切換弁 JIS B 8355

④ 油圧用圧力補償付流量調整弁 JIS B 8357

⑤ 油圧用ブラダ形アキュムレータ　　JIS B 8358

⑥ 油圧用フィルタ　　JIS B 8356

2. 機能検査

1) 外観検査

① 油圧回路図，回路図上の部品番号，バルブの状態銘板が取付けられていることを確認する。

② 回路図どおり配管されていることを確認する。(マニホールドは除く)
特に外部との取り合い部の形状，位置が図示通りであることを確認する。

2) 寸法検査

主要寸法の他に外部との取り合い部の寸法について確認する。

3) 連続運転検査

無負荷でピストンロッドが1往復に要する時間以上，若しくは測定箇所の温度がほぼ一定に近づくまで運転し，次の異常がないことを確認する。

① チャタリング音，その他の異常音

② 機器，配管部に異常な振動および漏油

③ ポンプ，電動機等に異常な発熱

④ 軸受表面温度が40℃を超える。(測定値)－(周囲温度)

⑤ 油タンク内油温が55℃を超える。

4) 騒音測定検査

連続運転検査時に油圧ユニットから1mの位置で騒音測定を行い，80dB以下であることを確認する。なお，予備エンジン運転時は除くものとする。

5) 耐圧検査

定格圧力の1.5倍の圧力で2分間以上保持し，次の異常がないことを確認する。

① 破壊，局部的変形等

② 外部漏れ

6) 主要機器性能検査

① ポンプ性能および負荷試験

ポンプから吐出される圧力を，10～30kgf/cm²毎に5点以上各点毎に電圧，電流，回転数，吐出量を測定し，次の項目を確認する。

a．定格圧力，回転数，電圧にて吐出量が規定以上あること。

b．定格圧力，回転数，電圧にて電流値が定格以下であること。

② 流量調整弁

性能曲線によって調整範囲を確認する。

③ 油タンク

消防法の適用を受ける油圧装置の油タンクは，消防署による水張り検査を受けなければならない。

※消防法の適用を受ける油圧装置とは，次のものをいう。

a．1個のタンク容量が指定数量以上のもの。

b．同一場所にある同じ種類の作動油の総和が指定数量以上のもの。

c．同一場所にある種類の異なる危険物が，その種類毎の数量を，それぞれの数量で除し，その商の和が1以上になるもの。

d．危険物が指定数量未満であっても，その取扱基準を市町村条例で定めるもの。

なお，指定数量は，第3石油類（引火点70度以上200度未満）の場合は2000ℓ以上，第4石油類（引火点200度以上）の場合は，6000ℓ以上である。油圧作動油は一般には，第4石油類が多く使用されている。

7） 作動検査

回路図に基づき各回路，機器の作動を確認する。

8） 絶縁抵抗検査

ＤＣ500Ｖ絶縁抵抗計で，電動機，ソレノイド，各機器の絶縁抵抗を測定し，５ＭΩ以上あることを確認する。

9） 耐電圧検査

表3-1 耐電圧検査

回路と大地間	100Ｖ以上の回路	1,000Ｖ	1分間
	150Ｖ以上の回路	1,500Ｖ	
	300Ｖ以上の回路	2,000Ｖ	

動力系と制御系に分け耐電圧検査を行う。但し，耐電圧をかけるのに不適当な部分については除外し行う。

4. 油圧シリンダ架台

油圧シリンダ架台は，工場の製作段階において材料検査，仮組立検査を行うものとする。

【解 説】

1. 材料検査

材料の機械試験および分析試験は，製鋼所等による材料試験成績表等に代えることができる。

2. 仮組立検査

仮組立検査における寸法検査の各部寸法許容差は，次によるものとする。

$$\text{各部寸法許容差}\quad \varepsilon = \pm\frac{\varepsilon_0}{2}\left(1+\frac{\ell}{10}\right)\ (\text{mm}) \qquad \cdots\cdots (4\text{-}1)$$

ここに　ε_0：長さ10ｍ の場合の標準許容差(mm)＝6

ℓ：部材長または部分長（ｍ）

ただし，εの値は，±20(mm)を限度とし，ℓが２ｍ以下の場合は，次によるものとする。

$$\varepsilon = \pm 0.3 \times \varepsilon_0 \times \ell\ (\text{mm}) \qquad \cdots\cdots (4\text{-}2)$$

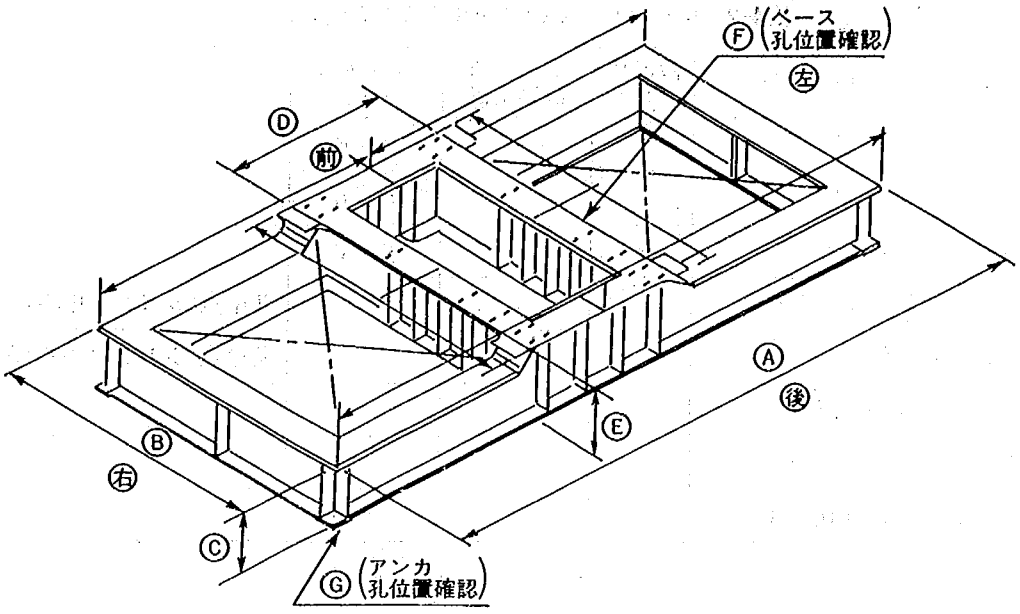


図4-1　油圧シリンダ架台の測定箇所の例

表4-1　油圧シリンダ架台の外観寸法検査成績表の例

記号	測定項目	設計値 (m)	計測値 計測位置	許容範囲 (mm)	摘要
A	架台の全長	ℓ		$\varepsilon_0=6$	
B	架台の全幅	ℓ		$\varepsilon_0=6$	
C	架台の高さ	ℓ		$\varepsilon_0=6$	
D	シリンダベース部の幅	ℓ		$\varepsilon_0=6$	
E	シリンダベース部の高さ	ℓ		$\varepsilon_0=6$	
F	シリンダベース部の孔の位置				基準点(シリンダ中心)からの距離
G	架台アンカ部の孔の位置				基準点(シリンダ中心)からの距離
H	ベース部の平面度				
I	ベース部の水平度				
J	対角長の差 (J_1-J_2)	ℓ		$\varepsilon_0=6$	

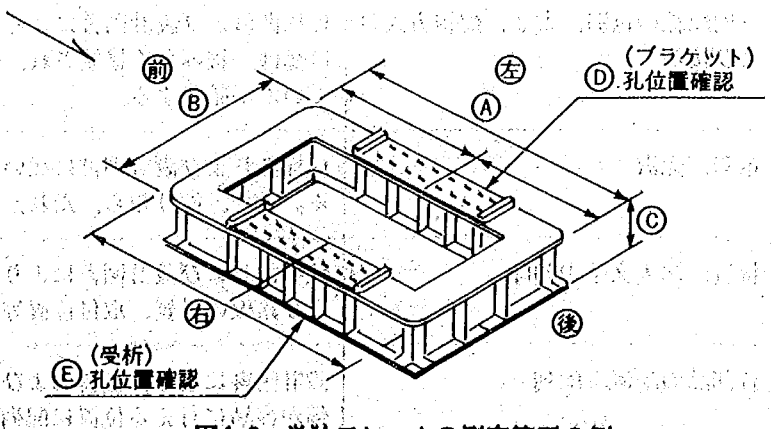


図4-2　単独フレームの測定箇所の例

表4-2　単独フレームの外観寸法検査成績表の例

記号	測定項目	設計値 (m)	計測値 計測位置	許容範囲 (mm)	摘要
A	単独フレームの全長	ℓ		$\varepsilon_0 = 6$	
B	単独フレームの全幅	ℓ		$\varepsilon_0 = 6$	
C	単独フレームの高さ	ℓ		$\varepsilon_0 = 6$	
D	ブラケット部の孔の位置				基準点(シリンダ中心)からの距離
E	受桁部の孔の位置				基準点(シリンダ中心)からの距離
F	ブラケット部の平面度				
G	ブラケット部の水平度				
H	対角長の差 ($H_1 - H_2$)	ℓ		$\varepsilon_0 = 6$	

5.　機側操作盤

機側操作盤は，工場の製作段階において，機器検査，機能検査を行うものとする。

【解　説】

1.　機側操作盤の各機器の検査方法および判定基準は，JIS およびJEM 1153（閉鎖配電盤），JEM 1265（低圧閉鎖配電盤）等によるものとする。

2.　機能検査

機側操作盤の機能検査は，表5-1によることを標準とする。

表5-1　機側操作盤の機能検査項目

項目	試験細目	試験内容	判定基準
構造試験	数量	構成部品，添付品，予備品の数量	仕様書および設計図書により，構成部品の規格定格値の照合，また，添付品，予備品の数量が合っていること。
	形状寸法	盤各部の外形寸法，鋼板板厚	仕様書および設計図書による寸法，構造，材質が，所定のものであることを確認する。
	盤内配線	盤内配線の色別，太さ，配線方式および接続	仕様書および設計図書によるが，端子の締めつけ部は，緩みなく接続され，配線は整然とされているか確認する。
	塗装	色彩，光沢	仕様書および設計図書に従い，塗装色を確認する。また，塗りむら，だれ，傷等がないこと。
	名称板および銘板	材質，記入文字の刻印	仕様書および設計図書により，銘板記載内容および銘板の材質，取付位置等を確認する。
	配列	各部品の配置，配列	設計図書により，機器および部品が，点検・整備が容易に行える位置に配列されていること。

項　目	試験細目	試　験　内　容		判　定　基　準
動作試験	機側優先	外部入力端子に信号を印加する。		扉を開き，遠方，遠隔制御により動作しないこと（シーケンス試験の中で確認する。）
	シーケンス試験	各機器がシーケンスに従って作動するかどうか。模擬回路に接続して行う。		承諾図により，操作，運転，停止，表示回路およびインタロック等，機構，機能が良好か確認する。
	表　示	表示方式を確認する。		設計図書によりシーケンス試験を行い，それに従って表示が正常に点灯，消灯またはフリックすることを確認。
	設定値	3E，サーマル，過動作等各種保護装置の動作を確認		可能な限り動作確認し，正常に作動し，その表示，警報およびゲート運転，停止の作動が正常に行われること。
絶縁耐力試験	耐電圧試験	電源信号等入力端子と筐体間		左記の耐圧に耐えること。 ※試験電圧を加えることが不適当な部分はこれを除外して実施する。 なお，絶縁耐力試験の前後には，絶縁抵抗の測定を行い，抵抗値の変化の有無を確認する。
		100V以上の回路	1,000V　1分間	
		150V以上の回路	1,500V　1分間	
		300V以上の回路	2,000V　1分間	
絶縁抵抗試験	絶縁抵抗測定	幹線用の開閉器または分岐用開閉器で区切られる各電路ごとに大地間の絶縁抵抗を測定する。		DC500V絶縁抵抗測定器にて5MΩ以上

3．機側操作盤の工場立会い検査は，機側操作盤の現地搬入後では手直しが容易でない事項等について主に実施する。

工場検査は，機側操作盤製作図どおりに，製作されているかを検査する。検査の方法は，設計図書によるが，明記のない場合は，JIS，JEC，JEMおよび製造者の社内規格などにより行う。検査は，外観検査，構造検査および性能試験（絶縁抵抗，耐電圧，動作，総合動作試験等）等を行う。

6. 検出装置

開度計等の検出装置は，工場において機器検査，機能検査を行うものとする。

【解　説】

開度計には，システム的にみて準拠する基準がなく，規格化するまでに至らなかったので，個々の設備毎に決定することにした。

1．同一システムが数組ある場合で，構成機器のうちに特性上組合せを必要とする場合は，各機器にその組合せを明示するものとする。

2．検査一般は，表6-1によることを標準とする。

表6-1　検出装置の検査項目

項　目	試　験　内　容	判　定　基　準
構　成	検出システムとしての構成機器確認ならびに組合せ確認	仕様書および設計図書により構成機器の規格・定格の照合，特に組合せを必要とする場合は，各機器の機番照合。
材　質	材質が仕様どおりか	仕様書および設計図書により材質の確認。
寸　法	外形各部の寸法測定	仕様書および設計図書により寸法・構造の確認。
環境対策機能	仕様どおりの防湿機能あるいは除湿機能等が具備されているか	仕様どおりの防湿剤が収納されているか，あるいは所定のスペースヒータが具備されているかを確認。
誘雷防止対策	仕様どおりの誘雷防止素子が具備されているか	誘雷防止素子の定格が，仕様どおりもしくはその定格以上であるかの確認。特性表と照合のうえ判定する。
塗　装	色調ならびに塗装の損傷の有無	色見本と照合し，色調の確認。併せて，塗りむら・だれ・損傷の有無を確認する。
数　量	予備品・附属ケーブル等，全体数量	添付品・予備品・全体数量の確認。

3．機能検査の模擬入力は人為的移動操作としてもよいが，正確な入力移動量が明示される機構が付加されていなければならない。

例）バーニア式ダイアルゲージ，円弧形スケール等

4．機能試験においては，全ての構成機器を接続し，入力に対する出力（表示出力，データ出力）を記録し，良否の判定をするものとする。

機能試験に先立ち，入力（ゲート移動量）対出力の対照計算表を作成しておくものとする。

5．データ出力部には，直接読み取りができる表示器を設けておくものとする。

6．機能試験成績表を表6-2に示す。

表6-2　開度計機能試験成績表の例

入力（垂直換算）移動量		出　力		出力計算値 (cm)	備　考
ゲート (cm)	模擬 (cm or°)	表示 (cm)	データ (cm)		
1 ↓					
10 ↓					
100 ↓					
200 ↓					

精度判定

0 cm ～ 10cm	1 cm間隔測定	許容誤差± 0 cm	結　果：
10cm ～ 100cm	10cm間隔測定	許容誤差± 1 cm	結　果：
100cm ～ 200cm	100cm間隔測定	許容誤差± 2 cm	結　果：
200cm ～ cm	100cm間隔測定	許容誤差± 3 cm	結　果：

7．耐電圧試験は，機能試験を行った構成機器の接続状態で接地端子を取り外して電源端子一括

対筐体間へ商用電源の周波数の規定電圧を1分間印加し，これに耐えることを試験する。ただし，これに耐えきれない半導体使用回路等は，取り外して行うものとする。

耐電圧試験要領は，次のとおりとする。

表6-3 耐電圧試験要領

試験項目	試験内容		判定基準
耐電圧試験	電源端子一括と筐体間		左表に耐え，異常がないこと。 ※試験電圧に不適当な半導体等は，除外して実施する。
	100V以上の場合	1,000V 1分間	
	150V以上の場合	1,500V 1分間	
絶縁抵抗測定	電源端子一括と筐体間		5MΩ以上のこと
	DC500V 絶縁抵抗計		

7. 据付検査

据付途中および据付完了後，機能および工場における仮組立状態を満足しているかを確認するために据付外観寸法検査，据付機能検査を行うものとする。

【解 説】

1. 据付外観寸法検査

各機器の据付外観検査は，次のとおりであるが，各機器が土木構造物と干渉しないか，また，日常のメンテナンスに支障を来たさないかどうかも確認しなければならない。

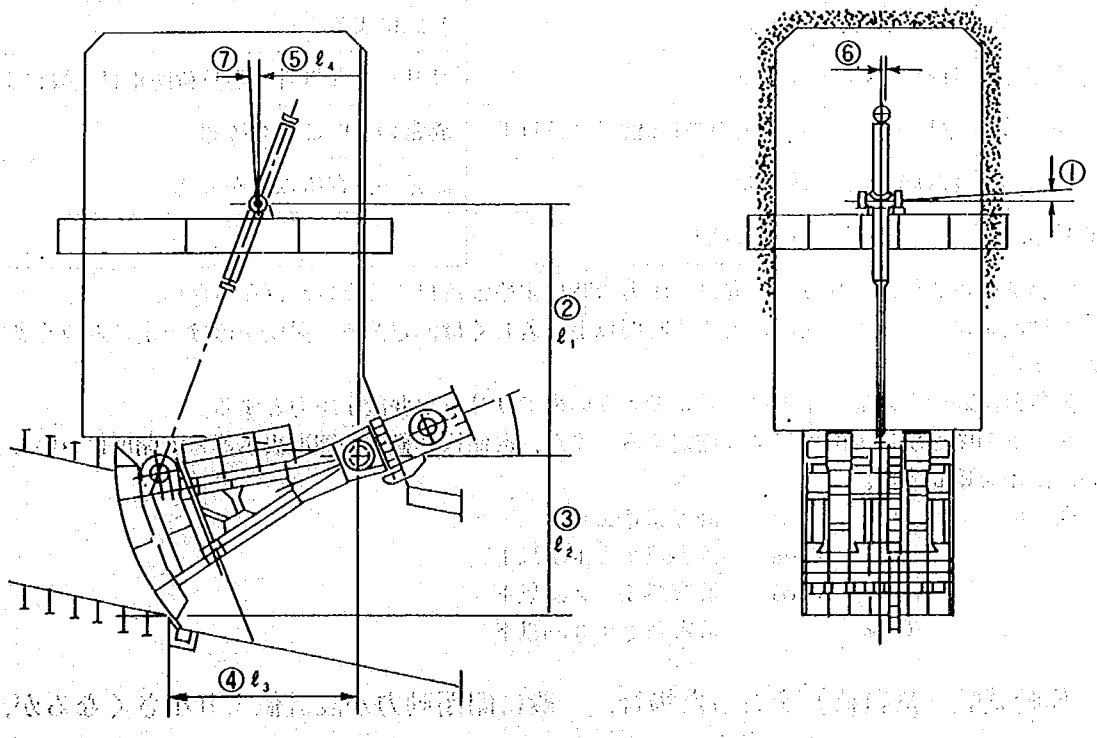


図7-1 据付外観寸法測定箇所の例

表7-1　据付外観寸法検査成績表の例　　（単位：mm）

記号	測定項目	設計値	計測値 計測位置	許容範囲	摘要
①	軸受レベルの差	±0		±0.5	1. 直接そのものを計測できない場合は，任意の基準点を設けて計測する。 2. 計測器具 a．トランシット b．鉛直計 c．水準器 d．その他
②	軸受中心から扉体中心までの距離	ℓ_1	左　右	$\varepsilon_0=6$	
③	扉体中心から放流管底面までの距離	ℓ_2	左　右	$\varepsilon_0=6$	
④	扉体中心から放流管底面までの距離	ℓ_3	左　右	$\varepsilon_0=6$	
⑤	軸受中心から扉体中心までの距離	ℓ_4	左　右	$\varepsilon_0=3$	
⑥	扉体中心と油圧シリンダ中心の通り	±0		±3	
⑦	軸受中心の通り	±0	左　右	±1	

2．据付機能検査

表7-2　据付機能検査項目の例

区分	項目	判定基準および許容値	摘要
電動機	温度	軸受表面40℃以下	(測定値)−(周囲温度)
	電流	定格電流以下	※1
	電圧	定格電圧の90～110%	
油圧ユニット	温度	55℃以下	油タンク内油温　※2
	油圧	リリーフ弁設定圧力	※3
	作動テスト	確認	バルブ類の作動確認
予備エンジン	作動テスト	確認	異常のないことを確認
ゲート実開閉速度		±10%	※4
振動	異常振動	確認	触感による
各種安全装置	作動テスト	確認	リリーフ弁以外の過負荷防止は模擬による。
機器，配管	耐圧テスト	定格圧力の1.5倍で2分以上	異常のないことを確認
開度計	作動テスト	確認	誤差が許容値以下か確認　※5
絶縁抵抗試験		5MΩ以上	

※1　電動機の電流値は，リリーフ弁設定圧力の時に定格電流以下でなければならない。

※2　温度測定はゲートの全開閉に要する時間以上，若しくは測定箇所の温度がほぼ一定に近づくまで行うものとする。

※3　無負荷試験のため他の圧力は，設定できないのでリリーフ弁設定圧力とする。

※4　ゲート開閉速度は実開度により測定する。また，機側操作盤内の開度表示器と実開度について実測を行い，誤差を確認する。

※5　開度

0cm～10cm	許容誤差±0cm
10cm～100cm	許容誤差±1cm以下
100cm～200cm	許容誤差±2cm以下
200cm～	許容誤差±3cm以下

1)　作動試験（無負荷）を行った場合，一般に開閉動力が設計値より小さくなるが，この場合シリンダ圧力の測定を行い，現況で開閉所要動力を実測し，設計条件と適合するか試算による確認を行うものとする。

8. 総合検査

水門扉，放流管，付属設備および電気・制御設備を総合的に作動させ，要求されている機能を満足しているかを確認するために，総合運転試験，保護装置試験を行うものとする。

【解　説】

1. 総合運転試験

各機器を機械的，電気的に接続したうえで運転を行い，異常音，異常振動，異常温度がないかを確認する。

2. 保護装置試験

(1) 保護装置，安全装置が確実に機能しているかを確認する。

(2) 必要により模擬回路を使用する。

3. 総合検査は有水試験を原則とするが，有水で出来ない場合は無水により実施するものとする。

主　な　用　語

主要用語一覧表

用　　語	読　み　方	意　　味	対応英語
ＩＴＶ (工業用テレビジョン)	あいてぃぶい	危険な箇所，高温で近寄れない所の状況を観察したり，遠く離れたダムの水位を監視したり，夫々特有の目的に対して使われるテレビジョンである。	Industrial television
アクチュエータ	あくちゅえーた	液体の持つエネルギを与えられて機械的な仕事をする機器。	Actuator
圧力降下	あつりょくこうか	流れに基づく流体圧の減少。	Pressure drop
圧力の脈動	あつりょくのみゃくどう	定常な作動条件で発生する，ほぼ周期的な圧力の変動。過渡的な圧力変動は除く。	Pressure pulsation
圧力変動	あつりょくへんどう	機器やシステム内で圧力が変化すること。	Pressure fluctuation
インターフェース	いんたーふぇーす	二つ以上の構成要素の境界又は境界において共用される部分。二つの装置を連結するハードウエア構成要素である場合，二つ以上のプログラムによって共用される記憶装置の一部又はレジスタである場合などがある。	Interface
ＳＳＰＣ	えすえすぴーしー	米国のSteel Structures Painting Councilの頭文字で鋼構造物の塗装全体に関する下地処理，一次防錆，塗装方法，塗料規格，塗装系等が定められているものをいう。 日本では使用塗料が異なるため一般には下地処理方法が活用されており，その内容は，ＳＳＰＣ-ＳＰ２～ＳＰ10に記述されている。	Steel Structures Painting Council
ＦＴＡ	えふてぃえい	故障の木によって装置やシステムの故障を故障原因にまで分解する方法をいう。 備考：故障の木解析（fault tree analysis の略） 「信頼性・保全性の考え方と進め方」技術評論社	Fault Tree Analysis
延長目盛	えんちょうめもり	アナログ測定機器で有効範囲の上限を越え，目盛りの他の部分と区別して付加された目盛り。	
オーバライド圧力 (油圧)	おーばらいどあつりょく	圧力制御弁で，ある最小流量からある最大流量までの間に増大する圧力。	Override pressure
踊　場	おどりば	一般に階段の途中にある平らな場所をいう。	Platform
開閉速度	かいへいそくど	開閉速度は，全揚程を開閉する時の垂直平均速度をいう。	Operating speed

用　　語	読　み　方	意　　味	対　応　英　語
笠　木	かさぎ	高欄の天端に長手方向に取り付けられた部材をいう。	
カットアウト	かっとあうと	アンロード弁等で圧力源側を無負荷にすること。その限界の圧力をカットアウト圧力(cut-out pressure, unloading pressure) という。	Cut-out unloading
カットイン	かっといん	アンロード弁等で圧力源側に負荷を与えること。その限界の圧力をカットイン圧力(cut-in pressure, reloading pressure)という。	Cut-in pressure
基本静定格荷重	きほんせいていかくかじゅう	最大応力を受けている転動体と軌道輪の接触部において，転動体の永久変形量と軌道輪の永久変動量との和が転動体径の0.0001倍になるような静止荷重をいう。	Basic staticload rating
キャビネット	きゃびねっと	盤を納める金属その他の材料で作ったもので，次のもの全部又はその一部から成り立つもの。 ①ボックス　②前面板　③ドア　④保護板 ⑤セパレータ　⑥ガター ※ガター：分電盤の周囲に設けた配線を納める空間。	Cabinet
給油装置	きゅうゆそうち	潤滑油を必要箇所に供給する装置をいう。グリースガン等にて各箇所に給油する個別式，各箇所より配管を経由して給油口を1箇所に集めてグリースガン等にて給油する集中式，手動又は電動ポンプ1台にて分配弁を経由して給油を行う一元式がある。	Lubricating device Lubrication system
許容温度	きょようおんど	機器又は絶縁物の性能がたいして損なわれずに使用し得る最高の温度のことで，例えば最高許容温度は，裸電線で100℃，600V，ゴム絶縁電線では60℃又は絶縁電線では65℃とされている。	Allowable temperature
クラッキング圧〔力〕	くらっきんぐあつ〔りょく〕	逆止弁，リリーフ弁などで圧力が上昇し，バルブが開き初めて，ある一定の流れの量が認められる圧力。	Cracking pressure
グレーチング	ぐれーちんぐ	主要部材（平鋼又はI形鋼）に横部材を溶接し格子目状に組合わせたもの。床版，階段踏板用ならびに道路の溝蓋用として用いられる。滑り止め効果が高い。	
継電器	けいでんき	電器的入力の有無，大小そのほかの形態を識別して他の電気回路の開閉を制御する電気機器。	Relay relais

用　　語	読　み　方	意　　味	対　応　英　語
警　報	けいほう	電気機器や回線の異常状態の発生あるいは，異常状態発生の危険性をランプやベルなどで捕手者に知らせること。	Alarm
限界座屈荷重	げんかいざくつかじゅう	軸方向の圧縮荷重を受ける長柱が曲がり現象を起こす最小圧縮荷重。	Critical bucklingload
高　欄	こうらん	通路の側部に設けられた安全用の棚をいう。	Handrdil
交流電圧	こうりゅうでんあつ	時間と共に規則正しく周期的にその方向と大きさを変化する電圧で，普通は正弦波形の電圧のこと。	AC voltage
サージ	さーじ	系統内の流れの過渡的な変動。	Surge
サージ圧力	さーじあつりょく	サージの結果生じる圧力。	Surge pressure
サージ電圧	さーじでんあつ	短時間内に激しく動揺する電圧のことで落雷の誘導又は弧光接地等によって送電線に生じた異常電圧の様なもの。	Surge voltage
最大圧力 (最高使用圧力)	さいだいあつりょく (さいこうしようあつりょく)	電動機容量，油圧ポンプの性能より油圧ポンプが吐出できる最大圧力。 (機器又はシステムの使用可能な最高圧力。)	Maximun pressure (Maximun working pressure)
最低使用圧力	さいていしようあつりょく	機器又はシステムの使用可能な最低圧力。	Minimum working pressure
残　圧	ざんあつ	圧力供給を断った後に，回路系又は機器内に残る圧力。	Residual pressure
３Ｅリレー	さんいーりれー	３Ｅリレーは（過負荷，欠相，逆相）の略称であり，これらいずれの故障の場合にも動作するような機能を持たせたリレーである。	Three-elementr relay
三相回路	さんそうかいろ	三相交流電源に接続された回路をいう。	Three-phasecircuit
三相三線式	さんそうさんせんしき	３本の導体によって三相電気を供給する方法。	Three-phase Three-wite system
システム	しすてむ	所定の任務を達成するために選定され，配列され，互いに連係して動作する一連のアイテム（ハードウェア，ソフトウェア，人間要素）の組合わせ。 「JIS 信頼性用語」	System
始動圧力	しどうあつりょく	個々の機器が作動を始める最低の圧力	Breakaway pressure (Breakout pressure)

用　　語	読　み　方	意　　味	対　応　英　語
シリンダ	しりんだ	シリンダ力が有効面積及び差圧に比例するような直線運動するアクチュエータ。	Cylinder
シリンダチューブ	しりんだちゅーぶ	内部に圧力を保持し，円筒形の内面を形成する部分。	Cylinder tube
しゃ断器	しゃだんき	異常状態，特に短絡状態における電路を開閉し得る装置をいう。 配（屋内配線）電磁作用及びバイメタルの屈曲作用を応用した過電流保護装置で，電線及び機械器具の保護に使用され，過負荷電流及び短絡電流に対する保護能力がある。	Circuit breaker
周囲温度範囲	しゅういおんどはんい	設備が年間を通じ置かれる温度範囲（温度伸縮対策，凍結対策等構造上の設計条件となる。）	Ambient temperature
主電源	しゅでんげん	ゲート操作のために設備された電気機器に給電する電源。	Main electric power Source main power supply
充電部	じゅうでんぶ	電圧がかかっているか又はかかることがある露出部。	Bare live part
寿　命	じゅみょう	機器部品が一定の動作条件のもとで，その性質特性がある限度まで低下するまでの動作時間をいう。 応電灯の寿命とは使用を開始してから点灯しなくなるまでの点灯時間又はそれ以前に光束がある値まで減退するまでの点灯時間をいう。一般照明用電球においては規格初光束の80％，蛍光灯においてはその60％とする。	Life
床　版	しょうばん	床を形成するものをいう。	Floor slab
信　号	しんごう	物理現象に関する時間に依存した値であって，データを伝達するもの。	Signal
信頼性	しんらいせい	「アイテムが与えられた条件で規定の期間中，要求された機能を果たすことができる性質。」（JIS Z 8115）	Reliability
吸い込み圧力(油圧)	すいこみあつりょく	ポンプ入口での液体の圧力。	Suction pressure
スイッチ	すいっち	1.　電気回路の開閉器。 2.　上昇回転スイッチ，回転スイッチ，クロスバースイッチ等のような自動交換器の本体を成す選択機構。 3.　セレクタ，コネクタ，レピータ，ライ	Switch

用　　語	読　み　方	意　　味	対　応　英　語
		ンスイッチ等のようにステップバイステップ式自動交換器の主体を成す交換回路の最小の単位で選択機構継電器その他の部品よりなり，一般に一回路毎に組立外部との接続をスイッチプラグにより行い，セルフに搭載されあるいは多数の回路をセルフ形に実装したもの。	
スティックスリップ	すてぃっくすりっぷ	滑り面の運動が間欠的となる現象。	Stick slip
ストローク	すとろーく	ピストンが移動する距離。	Stroke
静電誘導	せいでんゆうどう	帯電体の近くに導体又は誘導体をおくことの2物体間の静電容量を通じて導体又は誘導体の表面に電荷を生じる。このように，ある物体の電荷が他の物体に対し誘電束を生じる現象を静電誘導という。	Electrostatic induction
設計圧力	せっけいあつりょく	油圧シリンダ作動圧力と全損失圧力を加算した圧力。	Design pressure
設計油量	せっけいゆりょう	設計油量は所定のゲート速度を得るために必要な油量をいう。	Quantity designed hydraulic oil
接　地	せっち	回路の一部あるいは機器の架・外箱等を大地と同電位に保つため，地中に設けた埋設導体と導線で結ぶことをいう。空中線回路の接地，しゃへい接地及び避雷器，変圧器等の保安接地等がある。	Earth
接地抵抗	せっちていこう	接地電極と大地との間の抵抗。	Earthing resistance
設定圧力	せっていあつりょく	圧力制御弁などにより調節・設定される圧力。	Set pressure
設定値	せっていち	ダイヤル，スイッチ等による機器に設定した値。	Set value
接　点	せってん	2つの導体が狭い面積で触れ合う部分。例えば，継電器において出力電気回路の開閉を行う良導電性の金属より成る電気的接触部分。	Contact
操作温度範囲	そうさおんどはんい	設備の利用時期等から実際に設備の運転が成される温度範囲。 （作動油選定，損失圧力算定等の条件となる。）	Operating temperature
損失圧力	そんしつあつりょく	流体の流れに伴い，管路との摩擦や流路の変更等によって，熱エネルギー等となって失われる圧力エネルギー。	Pressure loss

用　　語	読　み　方	意　　味	対　応　英　語
タイマ	たいま	自動交換機器，印刷電信機器等の自動制御盤のために一定時間（１秒とか２秒等の）信号を送出する装置。	Timer
端　子	たんし	電気回路の端。電気機器では各種巻き線の終端の口出し。	Terminer
単相電力	たんそうでんりょく	単相式における電力をいう。実功電力 V，実功電流 I，又力率を $\cos\phi$ とすれば単相電力 $P=V\cdot I\cdot\cos\phi$。	Single phase power
チャージ圧力(油圧)	ちゃーじあつりょく	作動油を補充するときの圧力。 通常，アキュムレータへの補充圧力を意味することが多い。	Boost pressure charge pressure
直　流	ちょくりゅう	時間に対して正負の極数を変えないで流れる電流。	Continuous-current
定　格	ていかく	その機器に対して製造者の保証する使用限度をいう。これは出力又は容量で表し，銘板に記載するものとする。	Rating
定格圧力	ていかくあつりょく	定められた条件下で性能を保証でき，また設計及び使用上の基準となる圧力本要領では，70kgf/cm², 140kgf/cm²及び210kgf/cm²の基準圧力をいう。	Rated pressure
定格値	ていかくち	機器等保証された使用限度を定格といい，その限度を表す数値。	Rated value
定格電圧	ていかくでんあつ	定格出力の時の電圧をいう。	Rated voltage
定格電流	ていかくでんりゅう	定格出力の時の電流をいう。	Rated current
定格吐出量	ていかくとしゅつりょう	油圧ポンプの定格吐出量は，定格吐出圧力，定格回転数での連続吐出量ををいう。	Rating delivery
データ	でーた	人間又は自動的手段によって行われる通信，解析，処理に適するように形式化された事実，概念又は指令の表現。	Data
デシベル（dB）	でしべる	パワー（電力・音響出力等）や音の強さその他の量を比較するのに用いるディメンションのない単位基準値を約束してパワー・音の強さ又は音圧等の絶対値を表すことにも使用される。	Decibel
電圧計	でんあつけい	電気回路の２点間の電位差をボルト（又はKV，MV，UV）直続できる計器をいう。原理上，可動コイル形，可動鉄片形，電流力計形，熱形，静電計形等がある。	Voltmeter

用　　語	読　み　方	意　　味	対　応　英　語
電磁誘導	でんじゆうどう	ある閉回路中を貫く磁束の数を変化させるとその変化を妨げるような電流が，この回路に流れ，これをファーラーデーの電磁誘導という。	Electromagnetic induction
電流計	でんりゅうけい	電流を測定する計器で，目盛りは通電マイクロアンペア，ミリアンペア，アンペアまたはキロアンペアで目盛られる。	Ammeter
動作圧力	どうさあつりょく	機器の作動を保証できる最低の圧力。	Operating pressure
導電部	どうでんぶ	電流の流れる部分。	Conductive part, current-car rying part
トラニオン形シリンダ	とらにおんがたしりんだ	ピストンロッド中心線に対して直向し，シリンダの両側に伸びた一対の円筒状のピボットで支える取付形のシリンダ。 参考：シリンダはそのピンを中心に揺動できる。	Trunnion mounting cylinder
中さん	なかさん	高欄の笠木と床版の間に設けられたさんをいう。	
2進化10進法（BCD）	2しんか10しんほう	数の表記法の一つであって，10進法における各桁の10進数字を2進法で表すもの。	Binary-coded decimal notation
人間工学	にんげんこうがく	アイテムの設計方法，作業方法，作業環境の設定などを人間の能力や限度に合うように決める技術。	Human engineering
背　圧	はいあつ	回路の戻り側若しくは排気側又は圧力作動面の背後に作用する圧力。	Back pressure
破壊圧力	はかいあつりょく	機器の外壁が実際に破壊する圧力。	Burst pressure
汎用品	はんようひん	JIS，JEC等の規格品及びメーカ標準品で，比較的容易に入手できる機器。	
パイロット圧	ぱいろっとあつ	パイロット管路に作用させる圧力。	Pilot pressure
パッキン	ぱっきん	回転や往復運動などのような運動部分の密封に用いられるシールの総称。	Packing
パンチングメタル	ぱんちんぐめたる	鋼板の表面に突起した形状を有する孔を開けた二次製品。床版，階段踏板ならびに足場板用として用いられる。滑り止め効果が高い。	Punching metal
非常スイッチ	ひじょうすいっち	非常時等に回路を開閉するためのスイッチ。	Emergency switch

用　　語	読　み　方	意　　味	対応英語
避雷器	ひらいき	雷のような異常衝撃電圧波が機器に侵入するのを防止するため，線路と大地間に接続する装置で大きな放電電流に対し，十分低い制限電圧を与え，常規電圧に対する続流が十分小さくて直流ギャップの消弧作用と相まって続流しゃ断を完遂するもので，その端子電圧を所要値以内に低減し，停電を生じることなく現状に復帰する性能を具備したものである。	Arrester
表示灯	ひょうじとう	機器又は回路の状態を表示するためのランプ。	Pilot lamp indicating
ＰＣ	ぴーしー	「シーケンス制御を基本機能とし一部フィードバック機能を備えたものであっても，制御アルゴリズムの実行命令を蓄積するプログラマブルなメモリを有するデジタル操作式電子制御装置」。 通常，ストアドプログラム方式のシーケンス制御盤装置をいうが，論理（ビット）演算のみでなく算術（ワード）演算まで可能なものを含む。	Programmable Controller
ピストン	ぴすとん	シリンダ内を往復運動しながら流体圧力と力の授受を行うための直径に比べて長さの短い機械部品。 参考：通常連接棒又はピストンロッドとともに用いる。	Piston
ピストンロッド	ぴすとんろっど	ピストンから機械的力と運動を伝達する部品。	Piston rod
封入圧力（油圧）	ふうにゅうあつりょく	液体注入前のアキュムレータの気体圧。	Pre-charge pressure
フールプルーフ	ふーるぷるーふ	システム，設備などを稼働させる段階において人為的に誤操作があっても設備が誤操作，故障しないことをいう。 「機械保全機能ハンドブック基礎編①」日本プラントメンテナンス協会	Fool proof
フェイルセーフ	ふぇいるせーふ	故障が発生すると，故障の範囲ができるだけ小さくなるように，システムが安全側に働くこと。 「フォールト・トレーランス入門」オーム社	Fail safe
フォールトトレーラント	ふぉーるととれーらんと	ある範囲のオペレーショナル・フォールトが存在しても，（外部の援助なしに）機能し続ける能力が内部に組み込まれていること。 「フォールト・トレーランス入門」オーム社	Fault tolerant

用　　語	読　み　方	意　　味	対　応　英　語
フラッシング	ふらっしんぐ	異物の除去を目的とする配管系内の洗浄作業をいい，油圧装置の新設時あるいは作動油の交換時に実施するものである。「油圧技術便覧」	Flushing
フランジ形シリンダ	ふらんじがたしりんだ	取り付けフランジで固定される支持形式のシリンダ。 参考：フランジは通常，ピストンロッドの中心線に対して直角方向に設けられる。	Flange mounting Cylinder
ブザー	ぶざー	警報器の一種で，ベルと同じく電磁的に接極子（アマチュア）を振動させるが，ベルをたたかないでアマチュアの衝突する音を連続して響かせる。交流用のブザーには振動板をたたく方式のものがある。	Buzzer
ヘッド側	へっどがわ	ピストンロッドが出ていない側。	Head end
保証耐圧力	ほしょうたいあつりょく	最高使用圧力に復帰したとき，性能の低下を待たさずに耐えなければならない圧力。 備考：この圧力は，規定の条件の下における値とする。	Proof pressure
ポンプの全効率	ぽんぷのぜんこうりつ	流体出力と軸入力との比。	Overall efficiency
メ　ガ	めが	手動発電機を自蔵し，主にメグオーム以上の絶縁抵抗を測定する計器。最近は発電機の代わりにトランジスタ発振器と昇圧用変圧器を内蔵したものがある。	Megger
メッセージ	めっせーじ	始めと終わりが明確に規定されたデータであって，情報伝達を目的としたもの。	Message
油圧ユニット	ゆあつゆにっと	ポンプ，駆動用電動機，タンク及びリリーフ弁などで構成した油圧源装置，又はこの油圧源装置に制御弁も含めて一体に構成した油圧装置をいう。油圧パワーユニットともいう。	Hydraulic(power)unit Hydraulic power package
容積効率	ようせきこうりつ	実吐出量と理論吐出量との比。	Volumetric efficiency
揚　程	ようてい	揚程は，吐け口断面の高さ方向の距離（垂直開度）をいう。	Lifting height
呼び圧力	よびあつりょく	呼称の便宜を図るために，機器又はシステムに対して用いる圧力。	Nominal pressure
予備線路	よびせんろ	送配電線路を停止しなければならない場合に，供給支障を生じないように予備として別に設けられている線路。	Spare line

用　　語	読　み　方	意　　味	対　応　英　語
予備電源	よびでんげん	主電源装置がその機能を失った時に，主として非常時に必要な電気機器に給電する電源。	Emergency electric power source
雷	らい（かみなり）	電荷を帯びた雲相互間又は雲と大地との間で火花放電を起こす天然現象。	Lightning
ライフサイクルコスト	らいふさいくるこすと	アイテムすなわち開閉装置の製作，運転，保全，更新及び損失コストの総額をいう。 備考：トータルコスト（とうたるこすと）とも呼ばれる。また，L.C.C と略される。「信頼性入門」	Life cycle cost
レシート圧〔力〕	れしーとあつ〔りょく〕	逆止弁，リリーフ弁などで，バルブの入り口側圧力が降下し，バルブが閉じ初めて，バルブの漏れ量がある規定の量まで減少したときの圧力。	Reseat pressure
ロッド側	ろっどがわ	ピストンロッドが出ている側。	Rod end

油圧関係ＪＩＳ抜粋

日本工業規格 JIS

油圧及び空気圧用図記号 B 0125-1984

Graphic Symbols for Fluid Power Systems

1. **適用範囲** この規格は，油圧及び空気圧機器並びに装置の機能を表示するための図記号(以下，記号という。)について規定する。

備 考 この規格は，配管工事などの図面に使用する記号については規定しない。

2. **用語の意味** この規格で用いる主な用語の意味は，JIS B 0142(油圧及び空気圧用語)によるほか，次による。

(1) **記号要素** 機器，装置，流路などの種類を記号で表すときに用いる基本的な線又は図形。

(2) **機能要素** 機器・装置の特性，働きなどを記号で表すときに用いる基本的な線又は図形。

(3) **簡略記号** 製図の簡略化を図るため，記号の一部を省略するか又は他の簡単な記号で代替させる場合に用いる記号。

(4) **一般記号** 機器・装置の詳細な機能・形式などを明示する必要がない場合に用いる代表的な記号。

(5) **詳細記号** 記号を簡略化又は一般化せず，機能を詳細に明示する場合に用いる記号。通常，簡略記号又は一般記号に対比して用いる。

(6) **選択操作** 二つ以上の操作方式のいずれかによって操作する方式。

(7) **順次操作** 二つ以上の操作方式を介して操作する方式。

(8) **2段パイロット操作** 二つのパイロット操作による順次操作。

(9) **1次操作** 順次操作によって機器を操作する場合の最初の操作。通常，1次操作の手段は，人力，機械又は電気方式である。

(10) **内部パイロット** パイロット操作用の流体を，操作される機器の内部から供給される方式。

(11) **外部パイロット** パイロット操作用の流体を，操作される機器の外部から供給される方式。

(12) **内部ドレン** ドレン流路を，機器の内部にある戻り流路に接続してあって，ドレンが戻り流体に合流される方式。

(13) **外部ドレン** ドレンが，単独に機器のドレンポートから外部に取り出せる方式。

(14) **単動ソレノイド** コイルを励磁することによって，1方向だけに作動する電磁アクチュエータ。

(15) **複動ソレノイド** コイルの励磁方法を変えることによって，作動方向が変わる電磁アクチュエータ。

(16) **可変式電磁アクチュエータ** 入力電気信号の変化に応じて，出力又は変位量が変化する電磁アクチュエータ。

(17) **可変ストロークリミッタ** バルブの開度又は絞りの程度などを変えるため，弁体の移動量を規制する調整機構。

引用規格：JIS B 0142 油圧及び空気圧用語

対応国際規格：ISO 1219 Fluid power systems and components—Graphic symbols

関連規格：JIS B 0001 機械製図

3. **基本事項**　油圧・空気圧の記号の書き方及び解釈の基本事項は，次による。

（1）記号は，機能，操作方法及び外部接続口を表示する。

（2）記号は，機器の実際構造を示すものではない。

（3）複雑な機能の記号は，原則として表1の記号要素と表2の機能要素とを組み合わせて構成する。ただし，これらの要素で表現できない機能については，特別の記号(表3～19の中で※を付けてある記号)を，その用途に限定して用いてもよい。

（4）記号は，原則として通常の休止又は機能的な中立状態を示す。ただし，回路図の中では例外も認められる。

（5）記号は，当該機器の外部ポートの存在を示すが，その実際位置を示す必要はない。

（6）ポートは，管路と記号要素との接点で示す。

（7）包囲線記号を用いている機器の外部ポートは，管路と包囲線との接点で示す。

（8）複雑な記号の場合は，機能上用いる接続口だけを示せばよい。ただし，識別する目的で機器に表示する記号は，すべての接続口を示さなければならない。

（9）記号の中の文字（数字を除く。)は，記号の一部である。

（10）記号の書き方は，限定してあるものを除いて，いかなる向きでもよいが，90°ごとの向きに書くのが望ましい。

なお，書き方によって記号の意味が変わることはない。

（11）記号は，圧力，流量などの数値又は機器の設定値を示すものではない。

（12）簡略記号は，この規格に示してあるもの及びこの規格の規定によって案出することができるものに限って用いてもよい。

（13）二つ以上の記号が一つのユニットに含まれているときは，特定のものを除いて，全体を一点鎖線の包囲線記号で囲む。ただし，単一機能の簡略記号には，通常，包囲線は必要ない。

（14）回路図の中で，同一形式の機器が数箇所に使用されている場合は，製図を簡略化するため，各機器を簡単な記号要素で代表することができる。ただし，記号要素の中には適当な符号を記入し，回路図の中に部品欄とその機器の完全な記号を示す記号表を設けて照合できるようにする。



4. **記号の構成要素**

4.1　**記号要素**　記号を構成する基本的要素は，表1による。

表1　記号要素

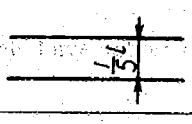
番号	名称	記号	用途	備考
1-1	線			
1-1.1	実線	———	(1) 主管路 (2) パイロット弁への供給管路 (3) 電気信号線	• 戻り管路を含む。 • 2-3.1 を付記して管路との区別を明確にする。
1-1.2	破線	— — — —	(1) パイロット操作管路 (2) ドレン管路 (3) フィルタ (4) バルブの過渡位置	• 内部パイロット • 外部パイロット
1-1.3	一点鎖線	—·—·—·—	包囲線	• 二つ以上の機能をもつユニットを表す包囲線
1-1.4	複線		機械的結合	• 回転軸，レバー，ピストンロッドなど。

表 1 (続き)

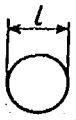
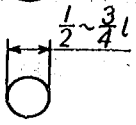
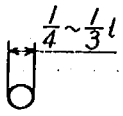
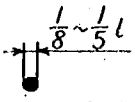
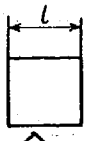
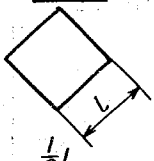
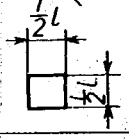
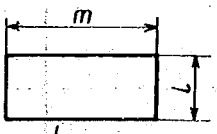
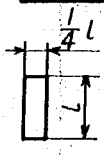
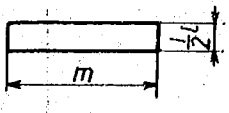
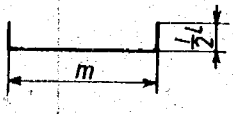
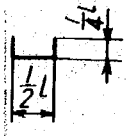
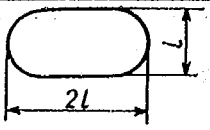
番号	名称	記号	用途	備考
1-2	円			
1-2.1	大円		エネルギー変換機器	・ポンプ，圧縮機，電動機など
1-2.2	中円		(1) 計測器 (2) 回転継手	
1-2.3	小円		(1) 逆止め弁　(3) ローラ (2) リンク	・ローラ:中央に点を付ける。 ⊙
1-2.4	点		(1) 管路の接続 (2) ローラの軸	
1-3	半円		回転角度が制限されるポンプ又はアクチュエータ	
1-4	正方形			
1-4.1			(1) 制御機器 (2) 電動機以外の原動機	・接続口が辺と垂直に交わる。
1-4.2			流体調整機器	・接続口が角と交わる。 ・フィルタ，ドレン分離器，ルブリケータ，熱交換器など。
1-4.3			(1) シリンダ内のクッション (2) アキュムレータ内のおもり	
1-5	長方形			
1-5.1			(1) シリンダ (2) バルブ	・$m > l$
1-5.2			ピストン	
1-5.3			特定の操作方法	・$l \leqq m \leqq 2l$ ・表6参照
1-6	その他			
1-6.1	四形(大)		油タンク(通気式)	・$m > l$
1-6.2	四形(小)		油タンク(通気式)の局所表示	

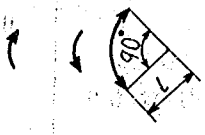
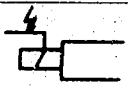
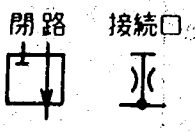
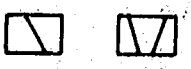
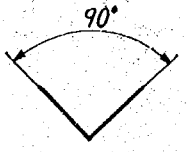
表 1 (続き)

番号	名称	記号	用途	備考
1-6.3	カプセル形		(1) 油タンク(密閉式) (2) 空気圧タンク (3) アキュムレータ (4) 補助ガス容器	・接続口は，表10と16-2参照

備考 寸法 l は共通の基準寸法であって，その大きさは任意に定めてよい。
なお，必要上やむを得ない場合は，基準寸法を対象によって変えてもよい。

4.2 **機能要素** 機能を表す基本的要素は，表2による。

表 2 機能要素

番号	名称	記号	用途	備考
2-1	正三角形			・流体エネルギーの方向 ・流体の種類 ・エネルギー源の表示
2-1.1	ぬりつぶし		油圧	
2-1.2	白抜き		空気圧及びその他の気体圧	・大気中への排出を含む。
2-2	矢印表示			
2-2.1	直線又は斜線		(1) 直線運動 (2) バルブ内の流体の経路と方向 (3) 熱流の方向	
2-2.2	曲線		回転運動	・矢印は軸の自由端から見た回転方向を示す。
2-2.3	斜線		可変操作又は調整手段	・適宜の長さで斜めに書く。 ・ポンプ，ばね，可変式電磁アクチュエータなど。
2-3	その他			
2-3.1			電気	
2-3.2			閉路又は閉鎖接続口	
2-3.3			電磁アクチュエータ	
2-3.4			温度指示又は温度調整	
2-3.5			原動機	 ・11-3 11-4 参照
2-3.6			ばね	・山の数は，二山が望ましい。
2-3.7			絞り	
2-3.8			逆止め弁の簡略記号の弁座	

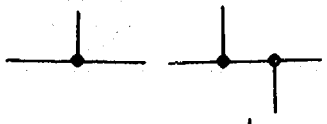
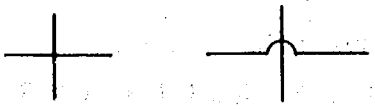
5. 管路及び接続口

5.1 管 路

5.1.1 記号の書き方 管路の記号は，記号要素 1-1.1，1-1.2 及び 1-2.4 を用いて構成する。

5.1.2 記 号 例 一般に用いる記号の例を，表 3 に示す。

表 3 管 路

番 号	名 称	記 号	備 考
3-1.1	接 続		
3-1.2	交 差		・接続していない。
3-1.3	たわみ管路		・ホース（通常は可動部分に接続される。）

5.2 接 続 口

5.2.1 記号の書き方 接続口の記号は，記号要素 1-2.1，1-2.3，1-2.4，1-4.1 及び 1-5.1 並びに機能要素 2-1.1，2-1.2，2-3.2 及び 2-3.8 を用いて構成する。

5.2.2 記 号 例 一般に用いる記号例を表 4 に示す。

表 4 接 続 口

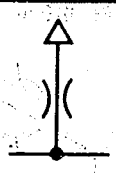
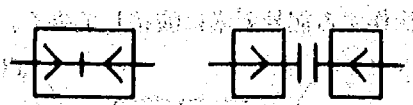
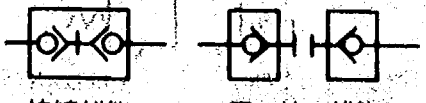
番 号	名 称	記 号	備 考
4-1	空気抜き		
4-1.1			・連続的に空気抜きを行うもの。
4-1.2			・ある時期に空気抜きを行い，その後は閉めておくもの。
4-1.3			・必要に応じチェック機構を操作して空気抜きを行うもの。
4-2	排 気 口		・空気圧専用
4-2.1			・接続口がないもの。
4-2.2			・接続口があるもの。
4-3	急速継手		
4-3.1			・逆止め弁なし
4-3.2			・逆止め弁付き（セルフシール継手）

表 4 （続 き）

番 号	名 称	記 号	備 考
4-4	回転継手		• スイベルジョイント 及び ロータリージョイント
4-4.1	1 管 路	※	• 1 方向回転
4-4.2	3 管 路	※	• 2 方向回転

6. 操作機構

6.1 記号の書き方 操作機構の記号の書き方は，次による。

（1） **記号の構成** 操作機構の記号は，記号要素 1-1.4，1-2.3，1-2.4 及び 1-5.3 並びに 機能要素 2-1.1，2-1.2，2-2.3，2-3.3，2-3.5 及び 2-3.6 を用いて構成するほか，表 5 及び表 6 に示す特別の記号による。

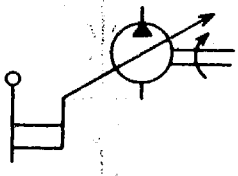
（2） **単一操作機構と機器の関係** 単一操作機構と機器の関係は，次による。

（a） 操作記号の図示する大きさの割合は，表 1 による。

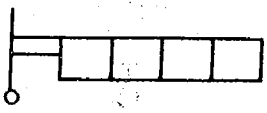
（b） バルブの操作記号は，操作する記号要素に接する任意の位置に書いてよい。



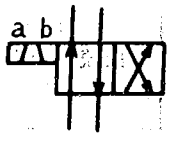
（c） 可変機器の可変操作矢印は，操作記号と関連させてあれば伸ばしても曲げてもよい。



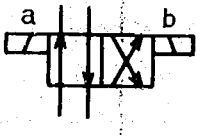
（d） 2 方向操作の操作要素が実際に一つの場合は，操作記号は原則として一つしか書かない。



なお，複動ソレノイドで操作されるバルブの記号で，電気信号とバルブの状態との関係を明確にする必要がある場合は，複動ソレノイドの記号(6-3.1.2)を用いないで，二つの単動ソレノイドの記号(6-3.1.1)を用いて書く。



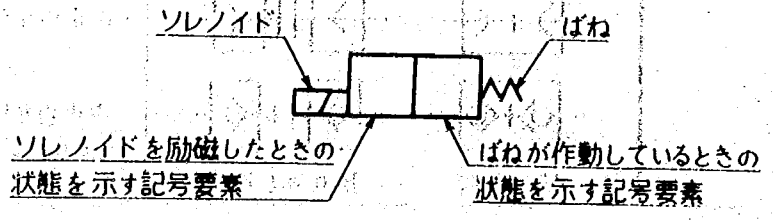
電気信号との関係を示す必要がない場合



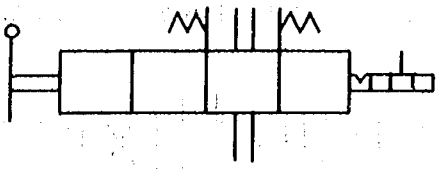
電気信号との関係を示す必要がある場合

（3） **複合操作機構と機器の関係** 複合操作機構と機器の関係は，次による。

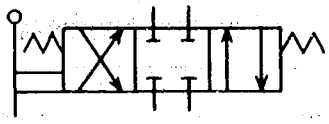
（a） 1 方向操作の操作記号は，操作する記号要素に隣接して書く。



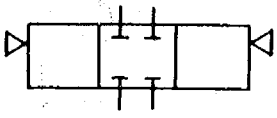
(b) 三つ以上の弁体の位置をもつバルブの中立位置の操作は，中立位置の長方形の境界線を上又は下に延長し，これに適切な操作記号を記入することによって明確にすることができる。



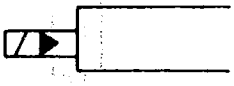
(c) 3位置弁の中央位置の操作記号は，外側の長方形の端面に書いてもよい。



(d) プレッシャセンターの中央位置の操作記号は，機能要素の正三角形(2-1.1 又は 2-1.2)を用いて表し，外側の長方形の端面に頂点が接するように書く。

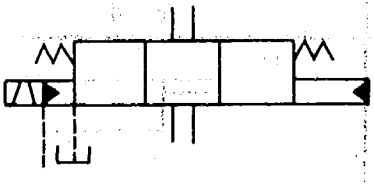


(e) 間接パイロット操作機器の内部パイロットと内部ドレンの管路の表示は，簡略記号では省略する。

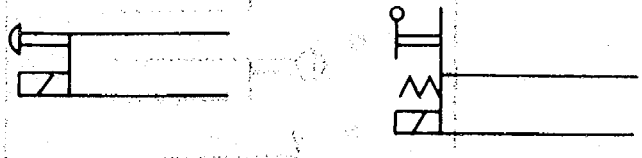


(f) 間接パイロット操作機器に一つの外部パイロットポート 及び一つの外部ドレンポートがある場合の管路の表示は，簡略記号では片方の端だけに示す。ただし，そのほかに外部パイロット 及び外部ドレンポートがある場合には他端に示す。

なお，機器に表示する記号は，すべての外部接続口を示す必要がある。



(g) 選択操作の操作記号は並列して示すが，必要に応じて長方形の境界線を伸ばしてもよい。図は，ソレノイド 又は 押ボタンにより，それぞれ独立して操作できるバルブを示す。



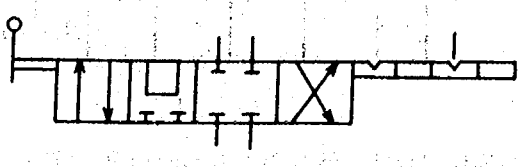
(h) 順次操作では，操作記号を操作される順序に従って直列に示す。図は，ソレノイドがパイロット弁を操作し，次いで，そのパイロット圧力で主弁を作動させるバルブを示す。



(i) デテントは，弁体の位置と同数で同じ順序に分割して書く。

なお，切欠きは位置止めする位置にだけ示す。

また，バルブの弁体の位置に対応させて止め金を示す線を書く。



6.2 記号例 一般に用いる記号の例を，表5及び表6に示す。

表 5 機械式構成部品

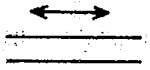
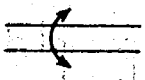
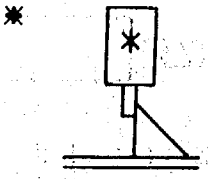
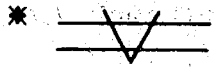
番号	名称	記号	備考
5-1	ロッド		• 2方向操作 • 矢印の記入は任意
5-2	回転軸		• 2方向操作 • 矢印の記入は任意
5-3	デテント		• 2方向操作 • 切欠部の縦の線は止め金を示す。
5-4	ラッチ		• 1方向操作 • ✱解除の方法を示す記号
5-5	オーバセンタ機構		• 2方向操作

表 6 操作方式

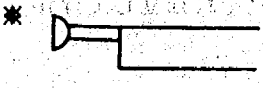
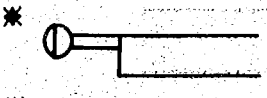
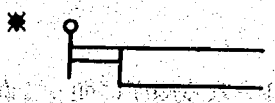
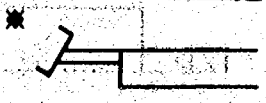
番号	名称	記号	備考
6-1	人力操作		• 操作方法を指示しない場合又は操作方向の数を特定しない場合の一般記号
6-1.1	押ボタン		• 1方向操作
6-1.2	引ボタン		• 1方向操作
6-1.3	押引ボタン		• 2方向操作
6-1.4	レバー		• 2方向操作(回転運動を含む。)
6-1.5	ペダル		• 1方向操作(回転運動を含む。)
6-1.6	両ぎきペダル		• 2方向操作(回転運動を含む。)

表 6 （続 き）

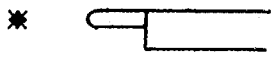
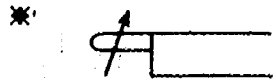
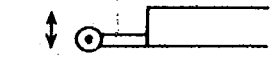
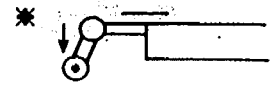
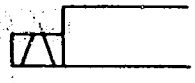
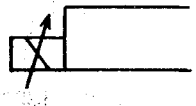
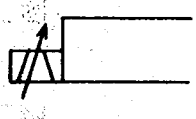
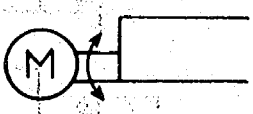
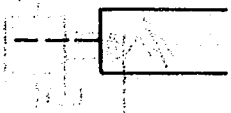
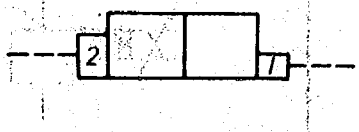
番 号	名 称	記 号	備 考
6-2	機械操作		
6-2.1	プランジャ		• 1 方向操作
6-2.2	可変ストロークリミック		• 2 方向操作
6-2.3	ば ね		• 1 方向操作
6-2.4	ロ ー ラ		• 2 方向操作
6-2.5	片ぎきローラ		• 矢印は有効操作方向を示し，記入を省略してもよい。 • 1 方向操作
6-3	電気操作		
6-3.1	直線形電気アクチュエータ		• ソレノイド，トルクモータなど
6-3.1.1	単動ソレノイド		• 1 方向操作 • 斜線は右下りでもよい。
6-3.1.2	複動ソレノイド		• 2 方向操作 • 斜線は上広がりでもよい。
6-3.1.3	単動可変式電磁アクチュエータ		• 1 方向操作 • 比例式ソレノイド，フォースモータなど
6-3.1.4	複動可変式電磁アクチュエータ		• 2 方向操作 • トルクモータ
6-3.2	回転形電気アクチュエータ		• 2 方向操作 • 電 動 機
6-4	パイロット操作		
6-4.1	直接パイロット操作		
6-4.1.1			
6-4.1.2			• 受圧面積が異なる場合，必要に応じ，面積比を表す数字を長方形の中に記入する。
6-4.1.3	内部パイロット		• 操作流路は機器の内部にある。
6-4.1.4	外部パイロット		• 操作流路は機器の外部にある。

表 6 （続 き）

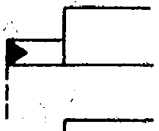
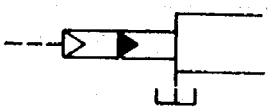
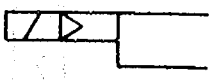
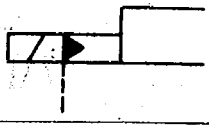
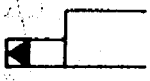
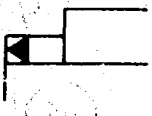
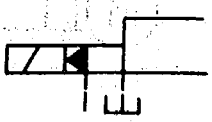
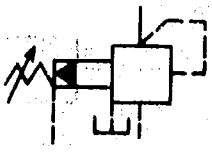
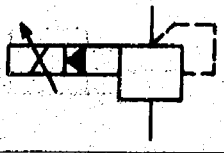
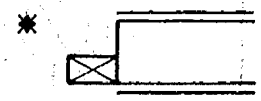
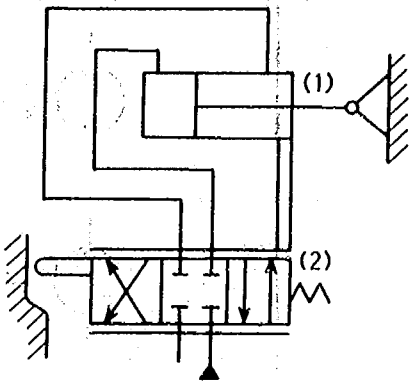
番 号	名 称	記 号	備 考
6-4.2	間接パイロット操作		
6-4.2.1	圧力を加えて操作する方式		
(1)	空気圧パイロット		• 内部パイロット • 1次操作なし
(2)	油圧パイロット		• 外部パイロット • 1次操作なし
(3)	油圧2段パイロット		• 内部パイロット，内部ドレン • 1次操作なし
(4)	空気圧・油圧パイロット		• 外部空気圧パイロット，内部油圧パイロット，外部ドレン • 1次操作なし
(5)	電磁・空気圧パイロット		• 単動ソレノイドによる1次操作付き • 内部パイロット
(6)	電磁・油圧パイロット		• 単動ソレノイドによる1次操作付き • 外部パイロット，内部ドレン
6-4.2.2	圧力を抜いて操作する方式		
(1)	油圧パイロット		• 内部パイロット，内部ドレン • 1次操作なし
			• 内部パイロット • 遠隔操作用ベントポート付き
(2)	電磁・油圧パイロット		• 単動ソレノイドによる1次操作付き • 外部パイロット，外部ドレン
(3)	パイロット作動形圧力制御弁		• 圧力調整ばね付き • 外部ドレン • 遠隔操作用ベントポート付き
(4)	パイロット作動形比例電磁式圧力制御弁		• 単動比例式アクチュエータ • 内部ドレン

表 6 （続 き）

番 号	名 称	記 号	備 考
6-5	フィードバック		
6-5.1	電気式フィードバック		• 一般記号 • ポテンショメータ，差動変圧器などの位置検出器
6-5.2	機械式フィードバック		• 制御対象と制御要素の可動部分間の機械的接続は，1-1.4 及び 8.1.(8) に示す。 （1）制御対象 （2）制御要素

7. エネルギーの変換と貯蔵

7.1 ポンプ及びモータ

7.1.1 記号の書き方 ポンプ及びモータの記号の書き方は，次による。

（1） ポンプ及びモータの記号は，記号要素 1-2.1 又は 1-3 並びに機能要素 2-1.1 及び 2-1.2 を用いて構成する。

（2） 機械式回転駆動は，1-1.4 及び 2-2.2 を用いて示す。

（3） 1 回転当たりの押しのけ量が調整できる場合は 2-2.3 を用いて示す。

（4） 次の相互の関連を示す場合は，附属書による。

（a） 軸の回転方向

（b） 流体の流れ方向

（c） 組込み操作要素の位置

（5） 可変容量形機器の操作機構の記号は 6.1 (2)(c) に示すように書く（表 7 及び附属書参照）。

7.1.2 記 号 例 一般に用いる記号の例を，表 7 に示す。

表 7 ポンプ及びモータ

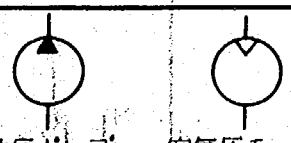
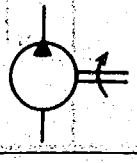
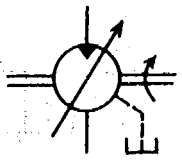
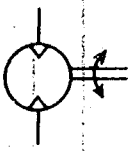
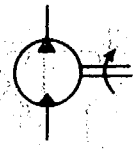
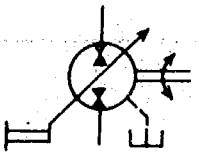
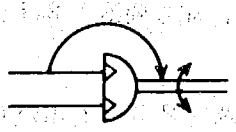
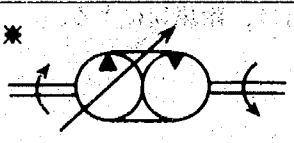
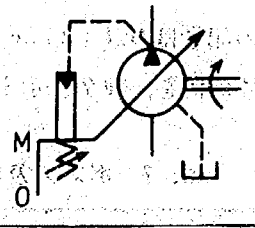
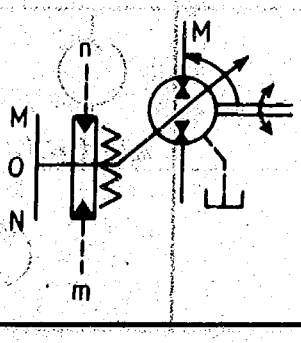
番 号	名 称	記 号	備 考
7-1	ポンプ及びモータ		• 一般記号
7-2	油圧ポンプ		• 1 方向流れ • 定容量形 • 1 方向回転形

表 7 （続 き）

番 号	名 称	記 号	備 考
7-3	油圧モータ		• 1 方向流れ • 可変容量形 • 操作機構を特定しない場合 • 外部ドレン • 1 方向回転形 • 両 軸 形
7-4	空気圧モータ		• 2 方向流れ • 定容量形 • 2 方向回転形
7-5	定容量形ポンプ・モータ		• 1 方向流れ • 定容量形 • 1 方向回転形
7-6	可変容量形ポンプ・モータ （人力操作）		• 2 方向流れ • 可変容量形 • 外部ドレン • 2 方向回転形
7-7	揺動形アクチュエータ		• 空 気 圧 • 定 角 度 • 2 方向揺動形 • 軸の回転方向と流れ方向との関係を示す矢印の記入は任意（附属書参照）
7-8	油圧伝導装置		• 1 方向回転形 • 可変容量形ポンプ • 一 体 形
7-9	可変容量形ポンプ （圧力補償制御）		• 1 方向流れ • 圧力調整可能 • 外部ドレン （附属書参照）
7-10	可変容量形ポンプ・モータ （パイロット操作）		• 2 方向流れ • 2 方向回転形 • ばね力により中央位置（押しのけ容積 0）に戻す方式 • パイロット操作 • 外部ドレン • 信号 m は M 方向への変位を生じさせる。 （附属書参照）

7.2 シリンダ

7.2.1 記号の書き方 シリンダの記号の書き方は，次による。

（1） シリンダの記号は，記号要素 1-1.4，1-5.1 及び 1-5.2 並びに機能要素 2-1.1 及び 2-1.2 を用いて構成する。

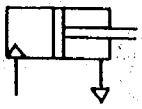
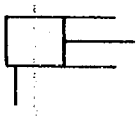
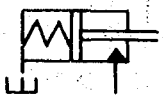
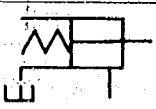
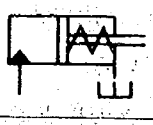
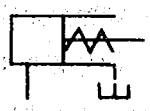
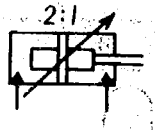
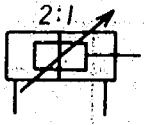
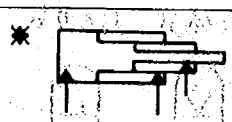
（2） 単動シリンダは，一方の口を排気(ドレン)に接続する。また，単動シリンダの簡略記号では排気(ドレン)側のシリンダ端は表示しない。

（3） クッションは 1-4.3，クッション調整は，2-2.3 を用いて示す。

（4） 必要に応じ，ピストン記号の上にピストン面積比を示す。

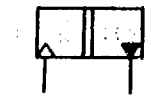
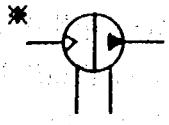
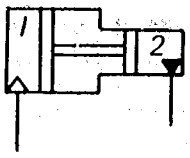
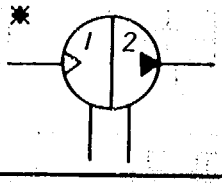
7.2.2 記 号 例 一般に用いる記号の例を，表 8 に示す。

表 8 シリンダ

番 号	名 称	記 号	備 考
8-1	単動シリンダ	詳細記号  簡略記号 	・空 気 圧 ・押出し形 ・片ロッド形 ・大気中への排気 （油圧の場合はドレン）
8-2	単動シリンダ （ばね付き）	(1)   (2)  	・油 圧 ・片ロッド形 ・ドレン側は油タンクへ開放 （1）ばね力でロッド押出し （2）ばね力でロッド引込み
8-3	複動シリンダ	(1)   (2)  	（1）・片ロッド ・空 気 圧 （2）・両ロッド ・空 気 圧
8-4	複動シリンダ （クッション付き）	 	・油 圧 ・片ロッド形 ・両クッション，調整形 ・ピストン面積比 2：1
8-5	単動テレスコープ形 シリンダ		・空 気 圧
8-6	複動テレスコープ形 シリンダ		・油 圧

7.3 特殊エネルギー変換機器 特殊エネルギー変換機器の記号の例を，表9に示す。

表 9 特殊エネルギー変換機器

番号	名称	記号	備考
9-1	空油変換器	 単動形  連続形	
9-2	増圧器	 単動形  連続形	• 圧力比 1：2 • 2種流体用

7.4 エネルギー容器 [アキュムレータ(蓄圧器)，ガス容器及び空気タンク]

7.4.1 記号の書き方 エネルギー容器の記号の書き方は，次による。

(1) エネルギー容器の記号は，記号要素 1-6.3 を用いる。

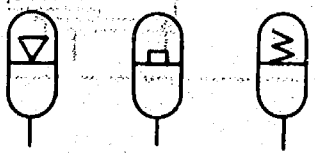
(2) アキュムレータの接続口は，下部半円と 1-1.1 との接点で示す。

(3) 補助ガス容器の接続口は，上部半円と 1-1.1 との接点で示す。

(4) アキュムレータ負荷の種類(気体圧，おもり，ばね力)を示す場合は，2-1.2，1-4.3，2-3.6 の記号を使用する。

7.4.2 記号例 一般に用いる記号の例を，表10に示す。

表 10 エネルギー容器

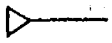
番号	名称	記号	備考
10-1	アキュムレータ		• 一般記号 • 常に縦形に書く。 • 負荷の種類を指示しない場合。
10-2	アキュムレータ	気体式 おもり式 ばね式 	• 負荷の種類を指示する場合。
10-3	補助ガス容器		• 常に縦形に書く。 • アキュムレータと組み合わせて用いる補給用のガス容器。
10-4	空気タンク		

7.5 動力源

7.5.1 記号の書き方 動力源の記号は，記号要素 1-2.1 及び 1-4.1 並びに機能要素 2-1.1，2-1.2 及び 2-3.5 を用いて構成する。

7.5.2 記号例 一般に用いる記号の例を，表 11 に示す。

表 11 動力源

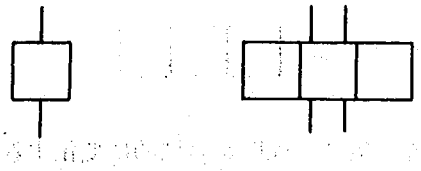
番号	名称	記号	備考
11-1	油圧(動力)源		・一般記号
11-2	空気圧(動力)源		・一般記号
11-3	電動機		
11-4	原動機		(電動機を除く。)

8. エネルギーの制御と調整

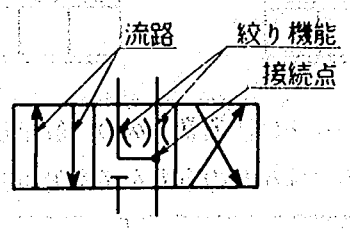
8.1 記号の書き方の共通事項 エネルギーの制御と調整の記号の書き方の共通事項は，次による。

(1) エネルギーの制御と調整の記号は，記号要素 1-4.1 又は 1-5.1 を用いる。

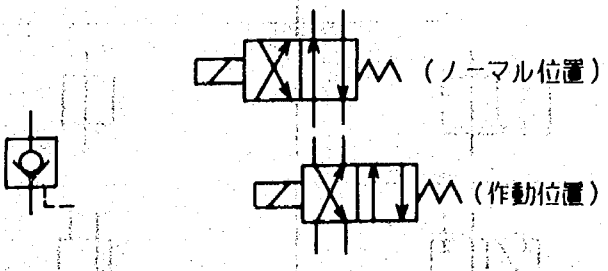
(2) 制御機器の主記号は，1 個の長方形(正方形を含む。)又は互いに隣接した複数の長方形で構成する。



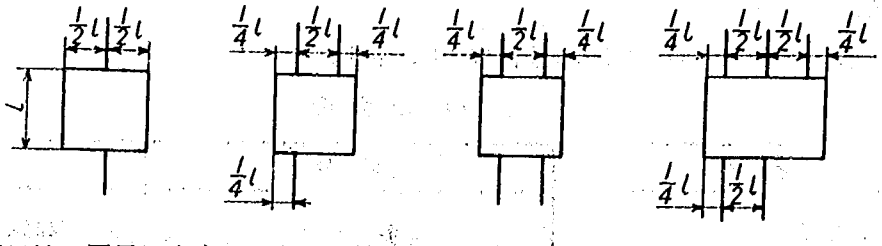
(3) 流路，接続点，逆止め，絞りなどの機能は，特定の記号を除いて，相当する機能記号を主記号の中に書く。



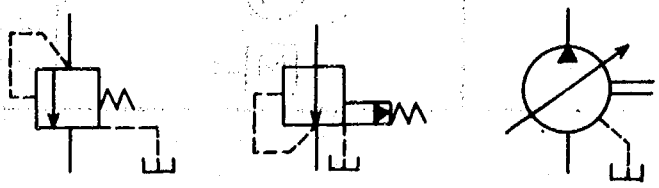
(4) 動作位置における流路などの状態は，操作記号に押された長方形が移動して，その流路が外部接続口と一致したとき所定の状態となるように表す。



（５） 外部接続口は，図示のように通常，一定の間隔で長方形に交わるように書く。ただし，２ポート弁の場合は長方形の中央に書く。



（６） ドレン接続口は，図示のように，ドレン管路記号を長方形の角に接するように書くことにより示す。ただし，回転形エネルギー変換機器の場合は，主管路接続口から 45°の方向に主記号(大円)と交わるように書く。



（７） 過渡位置を表す場合には，図示のように，隣接する明白な作動位置を示す長方形を離し，その中間に上下の辺を破線とした長方形を設けて示す。

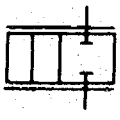
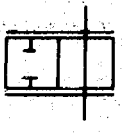
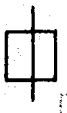
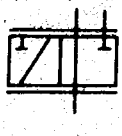


（８） 複数の明白な作動位置があり，絞りの程度が連続的に変化する中間位置をもつバルブは，図示のように長方形の外側に平行線を記入する。



明白な作動位置が二つあるバルブは，通常，次の一般記号で書く。

なお，記号を完成させるためには流れの方向を示す矢印を記入する。

番　号	名　称	詳細記号	一般記号	備　考
(a)	2ポート弁			・常時閉 ・可変絞り
(b)	2ポート弁			・常時開 ・可変絞り
(c)	3ポート弁			・常時開 ・可変絞り

（９） 制御機器と操作機構の関係の表し方は，6.1 (2)及び6.1 (3)による。

（10） 積層弁の記号は，この規格では規定しない。

8.2 切換弁

8.2.1 記号の書き方 切換弁の記号は，8.1 の規定によるほか，機能要素 2-2.1，2-2.3 及び 2-3.2 を用いて構成する。

8.2.2 記号例 一般に用いられる記号の例を，表 12 に示す。

表 12 切換弁

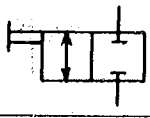
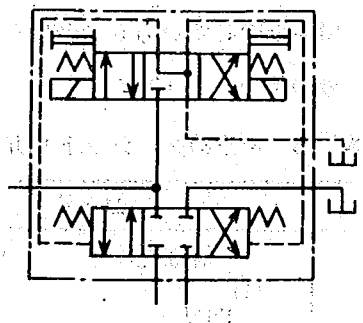
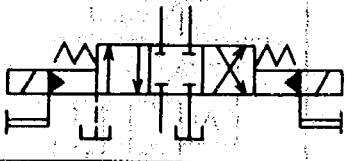
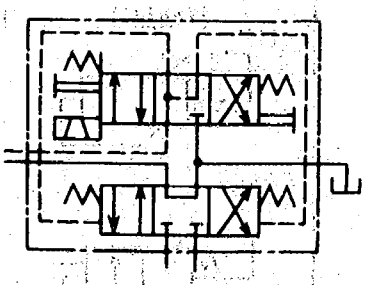
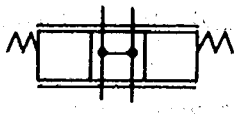
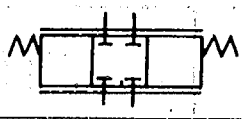
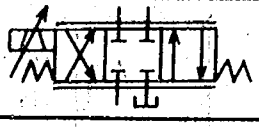
番号	名称	記号	備考
12-1	2 ポート手動切換弁		• 2 位置 • 閉止弁
12-2	3 ポート電磁切換弁		• 2 位置 • 1 過渡位置 • 電磁操作スプリングリターン
12-3	5 ポートパイロット切換弁.		• 2 位置 • 2 方向パイロット操作
12-4	4 ポート電磁パイロット切換弁	詳細記号  簡略記号 	• 主弁 3 位置 スプリングセンタ 内部パイロット • パイロット弁 4 ポート 3 位置 スプリングセンタ 電磁操作（単動ソレノイド） 手動オーバライド操作付き 外部ドレン
12-5	4 ポート電磁パイロット切換弁	詳細記号  簡略記号 	• 主弁 3 位置 プレッシャセンタ（スプリングセンタ併用） パイロット圧を抜くことによって，作動位置に切り換わる。 • パイロット弁 4 ポート 3 位置 スプリングセンタ 電磁操作（複動ソレノイド） 手動オーバライド操作付き 外部パイロット 内部ドレン

表 12 （続 き）

番 号	名 称	記 号	備 考
12-6	4ポート絞り切換弁	中央位置アンダラップ  中央位置オーバラップ 	・3 位 置 ・スプリングセンタ ・無段階中間位置
12-7	サーボ弁		・代 表 例

8.3 逆止め弁(チェック弁)，シャトル弁，排気弁

8.3.1 記号の書き方 逆止め弁，シャトル弁，排気弁の記号の書き方は，次による。

（1） 逆止め弁，シャトル弁，排気弁の記号は，8.1 の規定によるほか記号要素 1-2.3 並びに機能要素 2-3.6 及び 2-3.8 を用いて構成する。

（2） 支障がない限り簡略記号を用いる。

（3） 簡略記号のばねの記号は，機能上の必要がある場合にだけ書く。

8.3.2 記 号 例 一般に用いる記号の例を，表 13 に示す。

表 13 逆止め弁，シャトル弁，排気弁

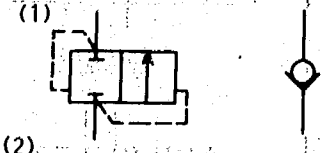
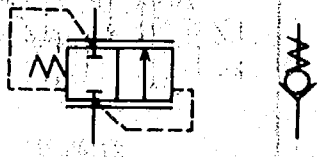
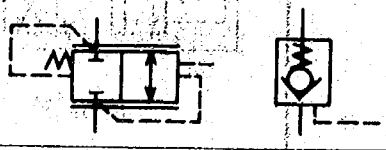
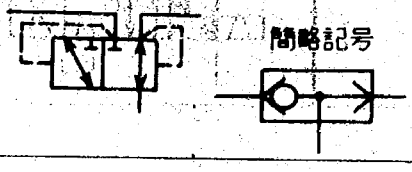
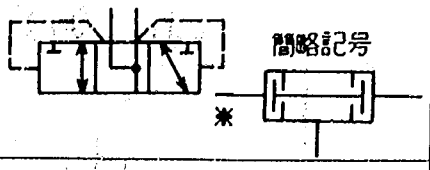
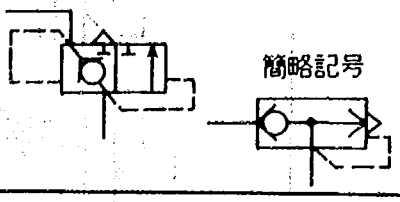
番 号	名 称	記 号	備 考
13-1	逆止め弁(チェック弁)	詳細記号 簡略記号 (1)  (2) 	(1) ばねなし (2) ばね付き
13-2	パイロット操作逆止め弁	(1) 詳細記号 簡略記号  (2) 	(1) ・パイロット操作により弁を閉じる。 ・ばねなし (2) ・パイロット操作によって弁を開く。 ・ばね付き
13-3	高圧優先形シャトル弁	詳細記号  簡略記号	・高圧側の入口が出口に接続され，低圧側の入口が閉じられる。

表 13

番 号	名 称	記 号	備 考
13-4	低圧優先形シャトル弁	詳細記号  	・低圧側の入口が低圧優先出口に接続され，高圧側の入口が閉じられる。
13-5	急速排気弁	詳細記号  	

8.4 圧力制御弁

8.4.1 記号の書き方 圧力制御弁の記号の書き方は，次による。

（1） 圧力制御弁の記号は，8.1 の規定によるほか機能要素 2-2.1 及び 2-3.6 を用いて構成する。

（2） 圧力制御弁は，8.1 (8)に規定する一般記号で書く。

（3） 正方形の片側に働く内部又は外部パイロット圧力は，反対側の力に対抗して作用する。

（4） 外部ドレン管路は表示する。

8.4.2 記 号 例 一般に用いる記号の例を，表 14 に示す。

表 14 圧力制御弁

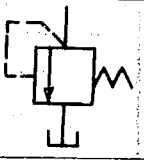
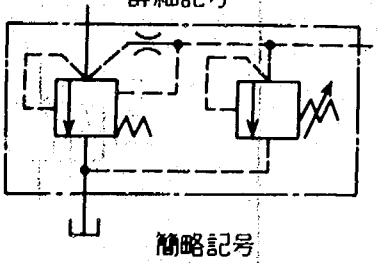
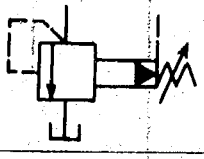
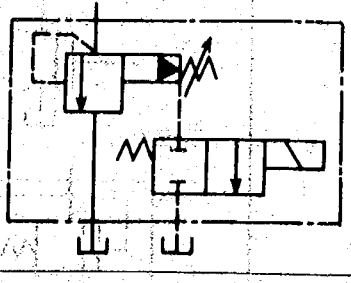
番 号	名 称	記 号	備 考
14-1	リリーフ弁		・直動形又は一般記号
14-2	パイロット作動形リリーフ弁	詳細記号  簡略記号 	・遠隔操作用ベントポート付き
14-3	電磁弁付き（パイロット作動形）リリーフ弁		・電磁弁を操作することによってベントポートが開かれ，アンロードする。

表 14（続 き）

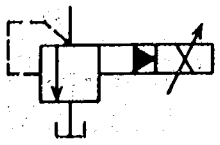
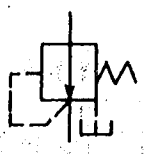
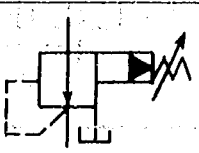
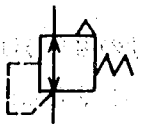
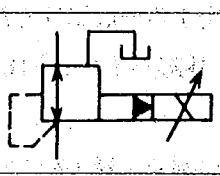
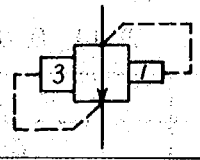
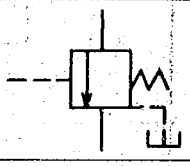
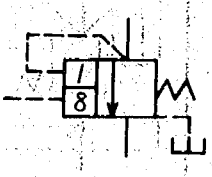
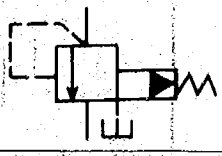
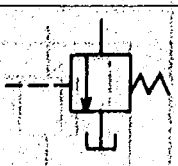
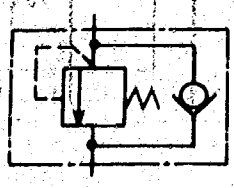
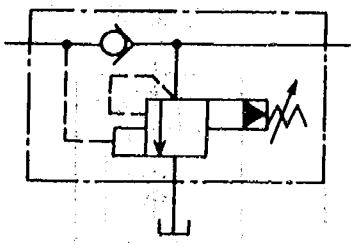
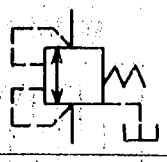
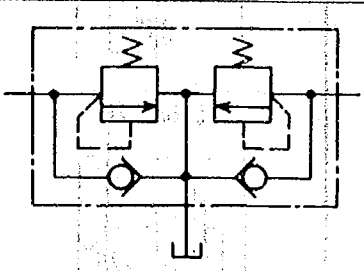
番 号	名 称	記 号	備 考
14-4	比例電磁式リリーフ弁 （パイロット作動形）		・代 表 例
14-5	減 圧 弁		・直動形 又は 一般記号
14-6	パイロット作動形減圧弁		・外部ドレン
14-7	リリーフ付き減圧弁		・空気圧用
14-8	比例電磁式リリーフ減圧弁 （パイロット作動形）		・油 圧 用 ・代 表 例
14-9	定比減圧弁		・減圧比：$\frac{1}{3}$
14-10	シーケンス弁		・直動形 又は 一般記号 ・外部パイロット ・外部ドレン
14-11	シーケンス弁(補助操作付き)		・直 動 形 ・内部パイロット 又は 外部パイロット操作により弁が作動する。 ・パイロット圧の受圧面積比が 1：8 の場合 ・外部ドレン
14-12	パイロット作動形シーケンス弁		・内部パイロット ・外部ドレン
14-13	アンロード弁		・直動形 又は 一般記号 ・内部ドレン
14-14	カウンタバランス弁		

表 14 (続き)

番号	名称	記号	備考
14-15	アンロードリリーフ弁		
14-16	両方向リリーフ弁		・直動形 ・外部ドレン
14-17	ブレーキ弁		・代表例

8.5 流量制御弁

8.5.1 記号の書き方 流量制御弁の記号の書き方は，次による。

(1) 流量制御弁の記号は，8.1 の規定によるほか，機能要素 2-2.3 及び 2-3.7 を用いて構成する。

(2) 流量制御弁の表示は，次による。

(a) 操作とバルブの状態変化との関係を示す必要がある場合は，8.1 (8)に規定する一般記号を用いる。

(b) バルブの状態変化は存在するが，操作との関係を示す必要がない場合は，簡略記号を用いる。

8.5.2 記号例 一般に用いる記号の例を，表 15 に示す。

表 15 流量制御弁

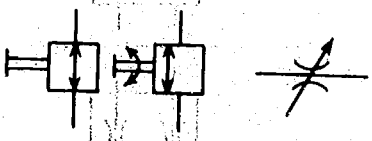
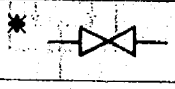
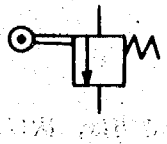
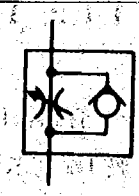
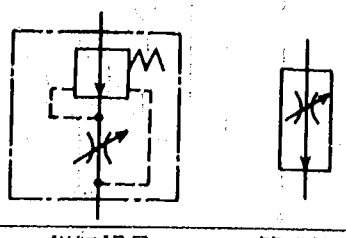
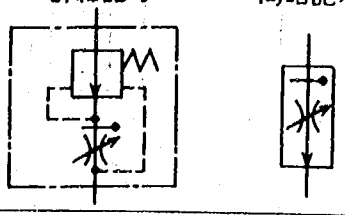
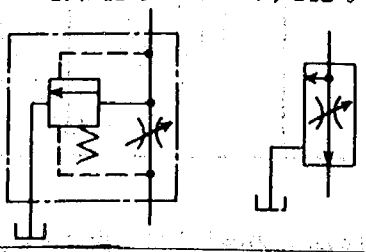
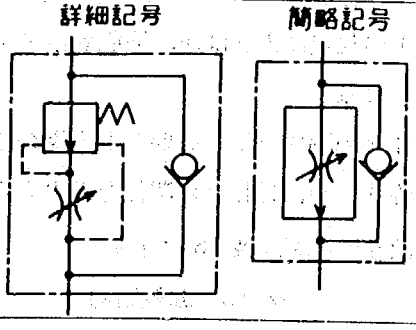
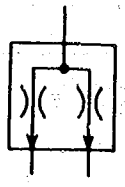
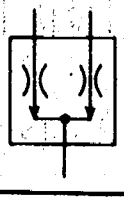
番号	名称	記号	備考
15-1	絞り弁	詳細記号　簡略記号	
15-1.1	可変絞り弁		・簡略記号は，操作方法及びバルブの状態を表示していない。 ・通常，完全に閉じた状態はない。
15-1.2	止め弁		
15-1.3	デセラレーション弁 (機械操作可変絞り弁)		・ローラによる機械操作 ・ばね負荷
15-1.4	一方向絞り弁 速度制御弁(空気圧)		・可変絞り付き ・1方向には自由流れ，反対方向には制御流れ。

表 15 （続 き）

番 号	名 称	記 号	備 考
15-2	流量調整弁	詳細記号　簡略記号	
15-2.1	シリーズ形流量調整弁		・簡略記号の流路の矢印は，圧力の補償を表す。
15-2.2	シリーズ形流量調整弁（温度補償付き）	詳細記号　簡略記号 	・温度補償は，2-3.4 で示す。 ・簡略記号の流路の矢印は，圧力の補償を表す。
15-2.3	バイパス形流量調整弁	詳細記号　簡略記号 	・簡略記号の流路の矢印は，圧力の補償を表す。
15-2.4	逆止め弁付き流量調整弁（シリーズ形）	詳細記号　簡略記号 	・簡略記号の流路の矢印は，圧力の補償を表す。
15-2.5	分 流 弁		・矢印は，圧力補償を表す。
15-2.6	集 流 弁		・矢印は，圧力補償を表す。

9. 流体の貯蔵 及び 調整

9.1 油タンク

9.1.1 記号の書き方 油タンクの記号の書き方は，次による。

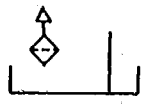
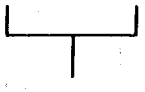
（1） 油タンクの記号は，記号要素 1-1.1，1-1.2，1-6.1 及び 1-6.2 を用いて構成する。

（2） 油タンクの記号は，水平位置で示す。

（3） 各機器からのタンクへの戻り 及び ドレン管路には，局所表示記号[16-1 (4)]を用いてもよい。

9.1.2 記 号 例 一般に用いる記号の例を，表 16 に示す。

表 16 油タンク

番号	名称	記号	備考
16-1	油タンク(通気式)	(1)  (2)  (3)  (4) 	(1) 管端を液中に入れない場合 (2) ・管端を液中に入れる場合 ・通気用フィルタ(17-1)がある場合 (3) 管端を底に接続する場合 (4) 局所表示記号
16-2	油タンク(密閉式)		・3管路の場合 ・加圧又は密閉されたもの ・各管端を液中に入れる。 ・管路はタンクの長辺に垂直

9.2 流体調整機器

9.2.1 記号の書き方 流体調整機器の記号の書き方は，次による。

(1) 流体調整機器の記号は，記号要素 1-1.2 及び 1-4.2 並びに機能要素 2-2.1 を用いて構成する。

(2) 排水器又は排水器を組み込んだ機器の記号は，水平位置で示す。

9.2.2 記号例 一般に用いる記号の例を，表 17 に示す。

表 17 流体調整機器

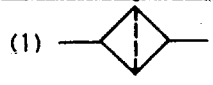
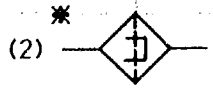
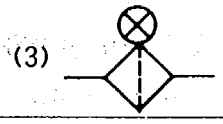
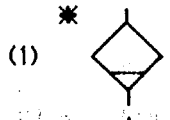
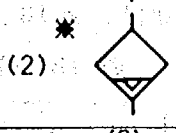
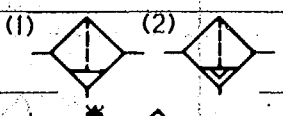
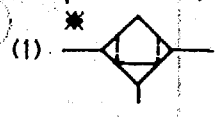
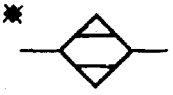
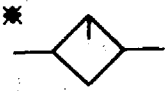
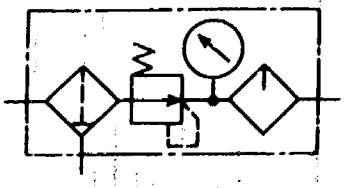
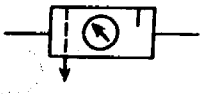
番号	名称	記号	備考
17-1	フィルタ	(1)  (2)  (3) 	(1) 一般記号 (2) 磁石付き (3) 目詰り表示器付き
17-2	ドレン排出器	(1)  (2) 	(1) 手動排出 (2) 自動排出
17-3	ドレン排出器付きフィルタ	(1) (2) 	(1) 手動排出 (2) 自動排出
17-4	オイルミストセパレータ	(1)  (2) 	(1) 手動排出 (2) 自動排出

表 17（続き）

番号	名称	記号	備考
17-5	エアドライヤ	※ 	
17-6	ルブリケータ	※ 	
17-7	空気圧調整ユニット	詳細記号  簡略記号 ※ 	• 垂直矢印は，排出器を示す。
17-8	熱交換器		
17-8.1	冷却器	(1)  (2) 	(1) 冷却液用管路を表示しないとき。 (2) 冷却液用管路を表示するとき。
17-8.2	加熱器		
17-8.3	温度調節器		• 加熱及び冷却

10. 補助機器

10.1 計測器及び表示器

10.1.1 記号の書き方 計測器及び表示器の記号の書き方は，次による。

（1） 計測器及び表示器の記号は，記号要素 1-2.2 並びに機能要素 2-2.1，2-3.4 及び 2-3.7 を用いて構成する。

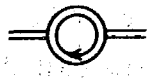
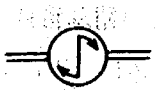
（2） 電気接続は，2-3.1 により示す。

10.1.2 記号例 一般に用いる記号の例を，表 18 に示す。

表 18 補助機器

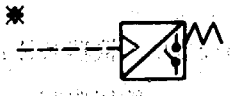
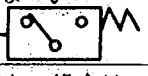
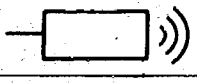
番号	名称	記号	備考
18-1	圧力計測器		
18-1.1	圧力表示器	※ 	• 計測を伴わない単なる表示器
18-1.2	圧力計	※ 	

表 18 （続 き）

番 号	名 称	記 号	備 考
18-1.3	差 圧 計	※ 	
18-2	油 面 計	※ 	• 平行線は水平に書く。
18-3	温 度 計		
18-4 18-4.1	流量計測器 検 流 器	※ 	
18-4.2	流 量 計	※ 	
18-4.3	積算流量計	※ 	
18-5	回転速度計	※ 	
18-6	トルク計	※ 	

10.2 その他の機器 その他の機器の記号の例を，表 19 に示す。

表 19 その他の機器

番 号	名 称	記 号	備 考
19-1	圧力スイッチ	※ 	誤解のおそれがない場合は，次のように書いてもよい。 ※ 
19-2	リミットスイッチ		誤解のおそれがない場合は，次のように書いてもよい。 
19-3	アナログ変換器	※ 	• 空 気 圧
19-4	消 音 器	※ 	• 空 気 圧
19-5	警 音 器	※ 	• 空気圧用
19-6	マグネットセパレータ	※ 	

附属書

1. 適用範囲 この**附属書**は，回転形エネルギー変換機器(以下，機器という。)の回転方向，流れ方向及び組込み操作要素の位置(1)の相互関係を図記号（以下，記号という。)を用いて表示する場合の書き方について規定する。

注 (1) 機器に組み込まれている押しのけ容積又は流れ方向などを変化させる操作要素の位置をいう。

2. 書き方

2.1 軸の回転方向と流れ方向との関係 軸の回転方向は，次によって動力の入力点から出力点に向かって引いた主記号と同心の円弧状矢印で表示する。ただし，2方向回転形機器(2)については，いずれか一方の回転方向だけを示す。また，両軸形機器(3)については，一方の軸について示せばよい。

注 (2) 回転方向を変えることによって，流れ方向が変わる機器及び流れ方向を変えることによって，回転方向が変わる機器。

(3) 機器の両側に突出している貫通軸をもつ機器。

（1） **ポンプの回転方向** ポンプの回転方向は，入力軸から吐出し管路に向けて引いた矢印で示す。

（2） **モータの回転方向** モータの回転方向は，流入管路から出力軸に向けて引いた矢印で示す。

（3） **ポンプ・モータ(4)の回転方向** ポンプ・モータの回転方向は，(1)に規定するポンプの場合に準じる。

注 (4) ポンプとモータの両方の機能をもつ機器。

2.2 軸の回転方向と操作要素の位置との関係 軸の回転方向と操作要素の位置との関係を表示する必要がある場合は，位置の標識を回転方向矢印の先端近くに記入する。

2.3 軸の回転方向と出力特性の関係 軸の回転方向によって出力特性が異なる機器は，両方の回転方向の矢印の先端近くに，それぞれの特性の違いを表示する（**附属書表 A-11** 参照)。

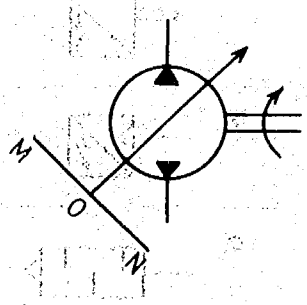
2.4 操作要素の位置の表示 操作要素の位置は，次によって操作要素の位置とその標識を示す指示線を用いて表示する。

（1） **操作要素の位置の標識** 操作要素の位置は，機器の押しのけ容積が零の位置と最大の位置を示すものとし，それらの標識（**附属書図**の M，O，N)は，実際の機器に表示されている符号を用いることが望ましい。

（2） **操作要素の位置の指示線** 操作要素の位置を示す指示線は，機器の可変操作矢印又はその引出し線に接して垂直に書く。

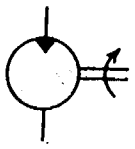
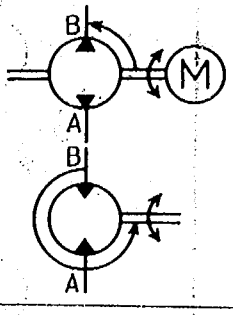
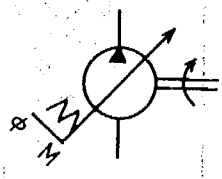
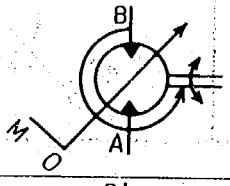
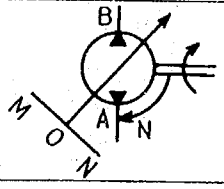
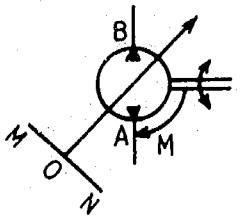
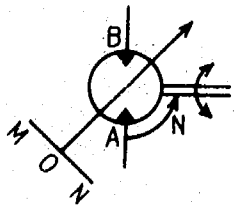
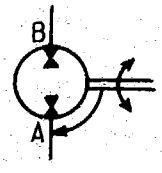
なお，指示線の可変操作矢印との接点は，機器の休止位置とする。

附属書図

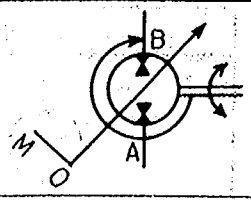
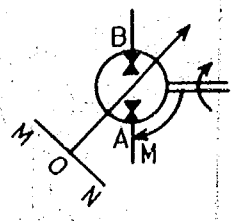
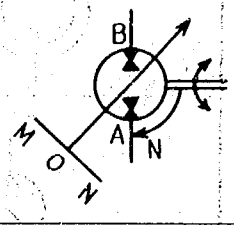
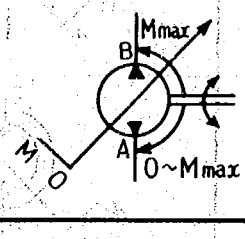


3. **記 号 例** 記号例を**附属書表**に示す。

附属書表 記 号 例

番 号	名 称	記 号	備 考
A-1	定容量形油圧モータ		(1) 1 方向回転形 (2)入口ポートが固定されているので，流れ方向との関係を示す回転方向矢印は必要ない。
A-2	定容量形油圧ポンプ又は油圧モータ （1）可逆回転形ポンプ （2）可逆回転形モータ		• 2 方向回転・両軸形 • 入力軸が左回転のときBポートが吐出し口となる。 • Bポートが流入口のとき，出力軸が左回転となる。
A-3	可変容量形油圧ポンプ		(1) 1 方向回転形 (2)流れ方向との関係を示す回転方向矢印は必要ない。 (3)操作要素の位置の表示は，機能を明示するためのもので，省略してもよい。
A-4	可変容量形油圧モータ		• 2 方向回転形 • Bポートが流入口のとき，出力軸が左回転となる。
A-5	可変容量形油圧オーバセンタポンプ		• 1 方向回転形 • 操作要素の位置Nの方向へ操作したとき，Aポートが吐出し口となる。
A-6	可変容量形油圧ポンプ又は油圧モータ （1）可逆回転形ポンプ （2）可逆回転形モータ	 	• 2 方向回転形 • 入力軸が右回転のとき，Aポートが吐出し口となり，そのときの可変操作は，操作要素の位置Mの方向となる。 • Aポートが流入口のとき，出力軸は左回転となり，そのときの可変操作は，操作要素の位置Nの方向となる。
A-7	定容量形油圧ポンプ・モータ		• 2 方向回転形 • ポンプとして機能している場合入力軸が右回転のとき，Aポートが吐出し口となる。

附属書表 （続 き）

番 号	名 称	記 号	備 考
A-8	可変容量形油圧ポンプ・モータ		• 2方向回転形 • ポンプとして機能している場合入力軸が右回転のとき，Bポートが吐出し口となる。
A-9	可変容量形油圧ポンプ・モータ		• 1方向回転形 • ポンプとして機能した場合，入力軸が右回転のときにAポートが吐出し口となり，そのときの可変操作は，操作要素の位置Mの方向となる。
A-10	可変容量形可逆回転形ポンプモータ		• 2方向回転形 • ポンプとして機能した場合，入力軸が右回転のときAポートが吐出し口となり，そのときの可変操作は，操作要素の位置Nの方向になる。
A-11	定容量・可変容量変換式可逆回転形ポンプ		• 2方向回転形 • 入力軸が右回転のときは，Aポートを吐出し口とする可変容量ポンプとなり，左回転のときは，最大押しのけ容積の定容量ポンプとなる。

JIS B 0125-1984

油圧及び空気圧用図記号　解説

I. まえがき

（1） **改正の経過**　JIS B 0125-1972の見直しに伴う改正作業を検討するに当たり，ISO 1219/Iが規格の実用性及び体裁を全面的に改正したために，これと改正すべきJISとの対比が重要な問題となった。特に，JIS B 0125-1972の部分的改正で済ますことで満足できるのか，又は全面的改正の立場で作業を進めるべきかの判断は，国際規格として提案されたISO 1219/Iの構成及び方針から，JIS改正の根本的課題として認識された。

このため，JIS B 0125-1972の改正作業を発足させる前に，これを実用する際に認められる疑問点及び将来に望まれる体裁その他についてアンケート調査を実施した。アンケートに寄せられた意見の中で重要と考えられる問題点は，JIS B 0125-1972が機器の記号表示例であって，実際に油空圧機器及び装置の機能を記号表示する場合に，指針に欠けていることにあった。したがって，実際に記号表示が必要なときは，解説を読まなければ理解でき難いこと，論理的整理が不十分なので多様な解釈ができることなどから，根本的改正を望む意見が強く表明されていた。提起された各意見を整理し，まとめれば，改正JISの体裁及び表現は，同一目的・機能の機器の記号表示は個人差が生じないで構成できることが望ましいことであった。今後は，技術の国際交流が一段と促進する状況から，ISO 1219/Iとの整合性が必須の条件であるという意見も，アンケートの中では極めて強く述べられていた。

JIS B 0125-1972の実用性や油空圧技術の現状についての認識やアンケートに認められる意見にもとづいて，改正作業はISO 1219/Iを基準にして進めることで合意が得られた。作業の手順として，ISO 1219/Iに盛り込まれた規格構成の論理性，規格内容の合理性及び記号表示の完璧性などを検討するため，まず，日本語訳を準備することから開始した。日本語訳をもとに，ISO 1219/Iの記号表示の原則と手法の理解を中心に審議を行った。同時に，JIS図記号として備えるべき体裁から，規格の構成，表現，記号表示の合目的性，新しい開発機器の記号表示に対する適応性などを勘案して，逐条審議を繰り返した。この過程において，アンケートに寄せられたすべての意見や，各国の関係事務局からISO事務局に提出された意見を，改正草案に対比させながら作業を進めた。

（2） **改正原案作成の方針**　JIS B 0125-1984を作成する作業に当たっては，記号表示の実際及び解釈に差違を生じないこと，論理的・合理的に統一された構成であること及び本文の表現が適切であることなどを配慮した。本来，図記号は油空圧システムの線図を機能表示することを促進させるものであって，同様に機器の機能表示にも応用できるものである立場から，改正原案の作成の方針を次のように決めた。

1. この規格に規定した記号要素及び機能要素を使用して，油空圧機器及び装置の記号表示をする。
2. 各項目の始めに，基本の機能要素と記号要素との構成方法についての原則を示す。
3. この原則に従えば，複数の人が独立に作業しても，共通仕様の機器又は装置の記号表示は同一になる。
4. 各項目の終わりに，該当する機器の機能表示を記号例として示す。

このことは，JIS B 0125-1984の在り方は記号表示の方法についての解説を附属させないことが，原案作成の前提になっていることを意味する。したがって，この解説はJIS B 0125-1972に対する関連，又は取り扱いの経過説明であって，表示方法の原則には触れていない。

ISO 1219/Iは図記号の構成の一部であって，近い将来に第二部として回路例が追加されるはずであり，

JISもそれに応じることが予想されるから，記号表示の原則に矛盾を生じないように慎重に審議を行った。これから，体裁や構成だけでなく，項目別の取り扱い，機能要素の追加や変更を加えて，一応，現在我が国の技術的要望に対応できるようまとめた。

(3) **JIS B 0125-1984とISO 1219/Iの対比** JIS B 0125-1984の構成と内容を説明するには，原案作成の基準にしたISO 1219/Iの構成と対比して行うのが便利である。便宜のためISO 1219/Iを示せば，以下のようになる。

0. 序
1. 適用範囲
2. 関連規格
3. 用語の意味
4. 規格番号
5. 総則…目的，一般原則，記号要素，機能要素
6. 管路と接続…管路（原則，記号例），接続（原則，記号例）
7. 操作機構…一般（原則），機械部品（記号例），操作方法（手動，機械，電気，パイロット），複合動作（原則）
8. エネルギー変換と貯蔵…回転形変換器（原則，記号例），直線形変換器（原則，記号例），特殊変換器（記号例），貯蔵（原則，記号例），エネルギー源（原則，記号例）
9. エネルギーの制限と調整…原則，切換弁（原則，記号例），逆止め弁（原則，記号例），圧力制御弁（原則，記号例），流量制御弁（原則，記号例），カートリッジ弁（記号例）
10. 流体の貯蔵と調整…油タンク（原則，記号例），流体調整機器（原則，記号例）
11. 補給機器…計測器と表示器（原則，記号例），その他の機器（原則，記号例）

附 属 書…原則，記号例

JIS B 0125-1984の改正作業は，規格の構成と表示方法の合理性の両面から，ISO 1219/Iとの整合性を図りつつ検討し，JIS図記号を作成する方向で進められた。

ISO 1219/Iの各項目について

0., 2. 及び4.は JIS B 0125-1984 に該当の項目を設けない。2.については，従来どおり脚注に記載する方法に従った。4.は既に JIS B 0125 としての規格番号を持つので，項目から外した。5.については，原則と記号に分離することが，この規格を使用する場合に便宜であるとの判断から，記号表示の本質的特徴を規定した基本事項（本体3）と，機器の個別表示を主内容とする記号要素（本体4），及び機器の機能を表示するための機能要素（本体5）に分けて，独立させた。

合理性の面からJISの項目をISOに対比させて述べれば，2.(ISOの3)については図記号で使用される用語をJIS油圧及び空気圧用語に収録されるよう委員会に申し入れたが，除かれた用語のうち機能表示の説明に必要とされるものを，従来の経験と意見から選んだ。3.(ISOの5の一般原則)は基本事項として独立させ，記号のもつ内容，機能，操作，状態，表現など全体的な規定を示した。4.(ISOの5の記号要素)は記号の基準寸法並びに形状及び方向が特定された機器に対応させて規定した。用途及び備考で正確に理解できるよう充実させた。5.(ISOの5の機能要素)についても同様であるが，状態及び操作機能を表す記号で規定した。6.(ISOの7)は機器及び装置の操作又は機能の表示の原則を規定した。記号の書き方及び記号例で構成されているが，特に，書き方は実際の使用に当たって指針となるので，操作記号と機器との関わり方の原則を規定した。単一操作機構及び複合操作機構の原則を一括し，正確な理解が得られるよう説明図を追加した。記号例では，図記号の変更や追加によってJISの充実を図った。特に，間接パイロット操作については，ISOで加圧式で統一しているが，実情にそぐわないという理由で，圧力を抜いて操作が実現する方式を加えた。

5.(ISOの6), 7.(ISOの8), 8.(ISOの9), 9.(ISOの10) 及び10.(ISOの11) は機器の特徴による分類をしたISOに準じた方式で構成されている。それぞれは，更に，主要機器は互いに，再分類されており，記号の書き方で原則を規定し，記号例で表示方法を表している。本体本文の中でも改正原案作成の方針を堅持し，記号表示の原則と記号例でも統一された理解と表示方法を明確にするために，説明図の追加や訂正を加えた。8.は油空圧技術を応用した制御回路の主要は構成機器であり，回路の構成の共通事項には誤解のないように説明図を付けて規定した。圧力制御弁については，記号例によって詳細に表示した。カートリッジ弁は油圧産業の現状では尚早との判断で削除したが，14−4, 8, 9, 11, 12, 13, 14, 15, 16及び17は追加したのである。流量制御弁については，15−1.1の簡略記号は修正したものを，15−2.4, 2.6は追加である。

附属書はポンプ及びモータの記号表示をする場合に，入出力の間に回転運動の方向を明示する必要があるとき，入力側からみた軸の回転方向を記号表示する原則を規定したものである。ISOにおいても，新しく設けられた規定であって，従来のようにポンプ又はモータを表す記号内に示した油空圧源の記号によるよりも詳細に表現できる。更に，ポンプ及びモータの操作方法についても，機能を明確に表示している。

II. 規格内容の解説 (箇条番号は，規格本文に合わせてある。)

2. 用語の意味 ISO (案) の思想により，図記号を組み合わせ又は完成させるための，基本的な用語を(1)～(5)で定義した。また，JIS B 0142 (油圧及び空気圧用語) で定められた以外に，この規格を用いるため必要な用語を(6)～(17)でその意味を明確にした。

3. 基本事項 この規格により作成された図記号を利用するための基本事項を定めており，旧JISでは，暗黙の了解事項となっていたと思われる事項であるがISO (案) に従って明確にした。

4. 記号の構成要素

4.1 記号要素

表1 記号要素

1−1 線 旧JISでは，線の長さと線の太さの関係を記述していたが，この規格では，JIS B 0001 (機械製図) によることとした。

1−1.2 破線 旧JISでは長・短2種類の破線をパイロット配管，ドレン配管と区別していたが，この規格ではISO (案) に従い1種類とした。

1−2 円 (a) 旧JISでは，大円，大中円，小中円，小円及び黒丸の5種類であったが，この規格では，大円，中円，小円及び点の4種類とした。

(b) 旧JISでは，各円の大きさは任意であった。また，ISO (案) では，各円の比率をそれぞれ $l:\frac{3}{4}l:\frac{1}{3}l$ としているが，使用上の便を考慮し，この規格では，この比率を $l:(\frac{1}{2}l\sim\frac{3}{4}l):(\frac{1}{3}l\sim\frac{1}{4}l)$ と幅をもたせた。

1−2.4 点 旧JIS, ISO (案) とも，ローラの軸，管の接続に使用されているので，この規格で記号要素として追加した。

1−3 半円 ISO (案) に従い，この規格で追加したが，用途を明確にするため，“回転角度が制限されるポンプ又はアクチュエータ”とする。

1−6.2 凹形 (小) 旧JISに定められていないが，広く応用されている“油タンクの局所表示”用として，この規格で追加した。

なお，ISO (案) では，“長方形の半分”と表現しているが，この規格では，適切な“凹形”とした。

4.2 機能要素

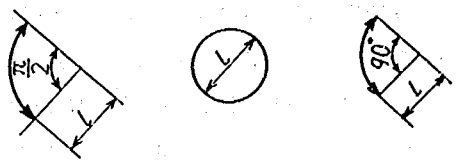
表2 機能要素

2−2.1 直線又は斜線 ISO (案) では，矢印の角度を定めているが，この規格ではJIS B 0001によることにした。

2−2.2 曲　線　図記上のバランスを良くするため，**解説図1**のように角度を定めた。

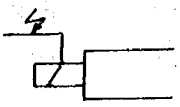
解 説 図 1

ISO(案)	この規格



2−3.1 電　気　ISO(案)には，信号の要素に対する引出線がないが，広く用いられているので，この規格では**解説図2**のように備考に付記した。

解 説 図 2



なお，旧 JIS の“その他の信号　-//-//-　”は，この規格では廃止した。

2−3.2 閉路又は閉鎖接続口　旧 JIS の表示を ISO (案)に従い**解説図3**のように定めた。

解 説 図 3

旧 JIS	この規格



2−3.7 絞　り　旧 JIS では，チョークとオリフィスを定めていたが，この規格では，ISO (案)に従い絞りとして統一した。

5. 管路及び接続口

表4 接 続 口

4−1 空気抜き　旧 JIS では“通気管路”として1種類を定めているが，ISO (案) に従い，各機能に応じた3種類を定めた。

4−2 排 気 口　旧 JIS の表示では不明確であった，“接続口のないもの”と“接続口があるもの”を ISO (案)に従って明確にした。

4−3 急速継手　“逆止め弁”と区別を明確にするためと，ISO (案) に従い，継手を示す枠□で囲った。また，急速継手のうち“逆止め弁付き”を“セルフシール継手”と JIS 用語で定めているので，**4−3.2** の備考に付記した。

4−4 回転継手　ISO (案)では，回転方向を矢印で1方向の例として示しているが，両方向回転の例として“4−4.2 3管路”を2方向回転とした。

6. 操作機構

6.1 記号の書き方

(2) 単一操作機構と機器の関係

(b)　旧 JIS では，バルブの操作記号と操作される記号要素の位置関係については，特に規定していなかっ

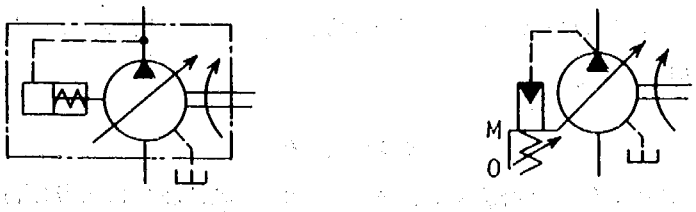
たが，例示の記号はすべて，操作記号が記号要素（長方形）の中央位置に統一して書いてあり，一般にもそのように書くものと理解されていた。しかし，書きやすさの点からは，任意の位置に書けることが望ましいので，この規格でも，ISO(案)どおり規定することにした。

（c） 旧JISでは，可変機器における操作記号と主記号の位置関係については，特に規定していなかった。そのため一般には，他の機器の場合と同様に，操作記号を主記号に接して書く表示方法が慣用されていた。

ISO(案)の表示方法は，可変対象とその操作方法の関連性が理解しやすく，合理性もあると考えられるため，この規格でもこれを規定した。参考のため，この規定による表示方法と従来方法の違いが対比できるよう，記号例を解説図4に示す。

解説図 4

（1） 旧JISによる記号　　（2） この規格による記号



（d） ISO(案)では，複動ソレノイド付き電磁切換弁の記号は，複動ソレノイドの記号を用いて表示することになっている。しかし，このような表示方法は，電気信号とバルブの状態（弁体の位置）との関係を不明確にするため，信号の用途によっては用いてもよいが，電気回路との対応を求められる一般の回路図や機器に表示する記号には用いない方がよい。

旧JISでも解説で，単動ソレノイドの記号(6－3.1.1)をバルブ主記号の両側に書いて表示するのが望ましいとしており，一般にも慣用されていたが，この規格では，この書き方を一つの2方向操作要素をもつバルブの例外的な表示方法として本文中に規定することによって，記号の用途に応じた選択ができることを明記した。

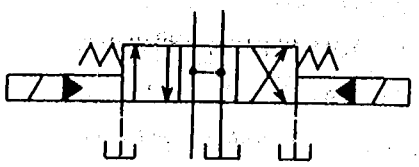
（3） 複合操作機構と機器の関係

（c） 3位置弁の中央位置の操作記号は，本来は本文6.1（3）（a）の規定に従って，同（3）（b）の規定の例図のように書くべきである。しかし，3位置弁の記号は使用頻度が高いため，書きやすさが求められること，従来から広く用いられていて誤解のおそれがないなどの理由から，原則には反するが，例外的に認められる表示方法であることを明確にしておく必要から，ISO(案)に倣って規定した。

（d） 旧JISには，プレッシャセンタの表示方法の規定がなく，間接パイロット操作方式のプレッシャセンタ形切換弁を，簡略記号を用いて示せない不便があった。このため，ISO(案)に規定されているこの表示方法を，この規格にも採用することにした。

（f） 基本的には従来から用いられていた書き方であるが，パイロット管路及びドレン管路記号の引き出し位置を含めて，表示方法を統一することが望ましいので，ISO(案)に倣って規定することにした。パイロット圧力の受圧部としてスプールとは別個の操作用ピストンを備えたバルブには，一般に二つの外部ドレンポートが設けられているが，このような場合には，解説図5に示すように，バルブ主記号の両端にドレン管路を表示する。

解説図 5



(g) 並列して示す操作記号の数が三つ以上ある場合の操作記号の書き方を規定したものであるが，二つ以下の場合は，長方形の辺の長さの範囲内に収まるように書くことが望ましい。

(i) 本文例図のバルブのように，特定の弁体の位置だけをデテントで位置止めする場合の，弁体の位置と位置止めの有無との関連性の示し方を明確にするため，ISO(案)に従って規定した。

表5 機械式構成部品

5−4 ラッチ ＊印の部分は，解説図6に示すように，この規格で定めた記号を用いて表示することが望ましいが，記号による表示が困難なもの又は誤解が生じるおそれのある場合は，数字又は文字を記入し，索引として用いてもよい。

解説図 6

(1) ソレノイドにより解除する方式　(2) 流体圧力により解除する方式

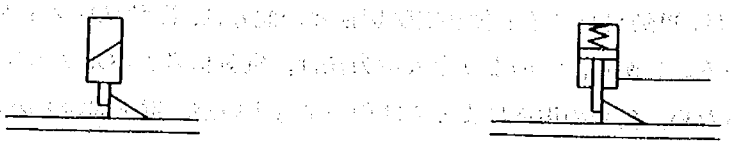


表6 操作方式

6−1.2 引ボタン，6−1.3 押引ボタン，6−1.6 両ぎきペダル 旧JISには規定していなかったが，必要性があると考えられるため，ISO(案)に規定されている記号をこの規格にも採用することとした。なお，両ぎきペダルとは，踏む位置を変えることによって2方向に操作することができるペダルをいう。

6−1.4 レバー 旧JISでは，レバーの柄が傾けてあったが，垂直にしても誤解のおそれがないと考えられるため，書きやすさの点から，ISO(案)に倣って改正することとした。

6−2.1 プランジャ 旧JISでは，この記号を機械操作の一般記号として用いてよいとしていた。しかし機械操作の場合，一般に操作側の機構との動作的関連性を回路図に表示する必要性が高く，ほとんどの場合，機器の操作方式を特定することになる。したがって機械操作の一般記号は，存在意義をもたないと考えられるため，ISO(案)の規定どおり一般記号とはしないことにした。

6−2.5 片ぎきローラ 片ぎきローラとは，記号左端のレバーが，たとえば下向きに動かされる場合には有効操作となるが，上向きの場合には無効操作となるような方式をいう。なお，ISO(案)には，有効操作の向きを示す矢印が，解説図のように示されている。しかし，このような表示は明らかに誤りであるため，この規格では，ローラに働く操作力の方向を示す矢印を，必要に応じ記入することとした。

6−3.1 直線形電気アクチュエータ 旧JISでは名称を電磁方式としていたが，ISO(案)に倣い運動のかたちを表す名称に変更した。

6−3.1.1 単動ソレノイド，6−3.1.2 複動ソレノイド 旧JISの単コイル形及び複コイル形という名称はわかりにくいので，既に一般用語となっているソレノイドを用い，これと作動方向を表す用語とを組み合わせた名称に改めることによって，機能と名称との関連を明確にした。

6−3.1.3 単動可変式電磁アクチュエータ，6−3.1.4 複動可変式電磁アクチュエータ 旧JISでは，組合せ記号であるとの考えから記号として規定しておらず，またISO(案)では，複動可変式だけを例示している。しかし，各種の比例電磁式制御弁が既に一般化していることから，それらの記号の使用頻度も高いと考えられるため，それらの弁の操作部に比較的多く用いられている可変単動式を加えた二つの形式の電磁アクチュエータの記号を採用し，この規格に追加することにした。

6−4.1 直接パイロット操作 弁体(例えばスプール)の位置が，パイロット圧力によって直接操作される方式であって，構造的には，操作される弁体自体がパイロット圧力の受圧部を兼ねているもの，別個の操作用ピストンが組み込まれているものなどがあるが，機能上の差異はないので同一の表示記号となる。

なお，旧JISでは，加圧して操作する場合と減圧して操作する場合の二つの方式に分け，パイロット管路記号に流れの方向を示す三角記号を付すことによって記号上の区別をすることになっていた。しかし，この規格では，次の理由により両者の記号の区別をしないことにした。

(a) 直接パイロット操作の記号表示では，外部パイロット管路はもちろんのこと，内部パイロット管路の表示も省略されることはないので，パイロットの流れ方向が示されなくてもいずれの操作方式かは自明である。

(b) 減圧して操作するとはいえ，反対側の力に対抗する力を減ずるか，取り去るということであって，弁体を移動させる操作力は，反対側の加圧によって生じる。したがって相対的には加圧して操作する場合と動作上の差異はない。

6−4.1.2 旧JISでは，とりたてて規定する必要がないとして採用しなかった記号であるが，パイロット圧力の受圧面積の差を利用して制御するバルブは少なくないこと，記号構成の基本となる記号は，できるだけ規定するというこの規格の基本方針から採用することとした。なお，この記号の寸法比は，面積比に比例させる必要はないが，面積の大小に応じて大きさを違えて書くことが望ましい。また，面積比によって圧力比が定まる圧力制御弁のように，面積比が回路機能上，重要となるバルブの場合，及び機器に表示する記号には面積比を記入する。面積比を表す数値は，面積の小さい方を1とする比率か，大きい方を100とする百分率のいずれかによる。

6−4.1.3 内部パイロット ISO(案)で旧記号に代わる記号として新たに規定されたものであるが，包囲線を用いない記号の場合の内部パイロット管路が，外部パイロット管路と明確に区別できる表示方法であることから，この規格に採用した。

6−4.1.4 外部パイロット 旧JISでは，特に規定はしていなかった記号であるが，すべての圧力制御弁が，この表示方法で統一されていることから，事実上，この記号を内部パイロットとして規定していたことになる(ISOも以前は内部パイロットとして規定していた。)。

しかし，包囲線による囲みのない記号の場合，主記号の外部で主管路から分岐したパイロット管路は，その分岐点の位置によっては外部パイロットと紛らわしくなり，誤解が生ずるおそれがある。

このような不具合を解消するため，この記号は，内部パイロットの表示には用いないこととし，ISO(案)に従って外部パイロットの記号として規定することとした。

6−4.2 間接パイロット操作 間接パイロット操作とは，たとえばパイロット作動形リリーフ弁や電磁パイロット切換弁などのように，機器自体にパイロット弁が組込まれていて，それによるパイロット圧力の制御又は切換え操作によって主弁を作動させる方式をいい，圧力を加えて操作する方式と圧

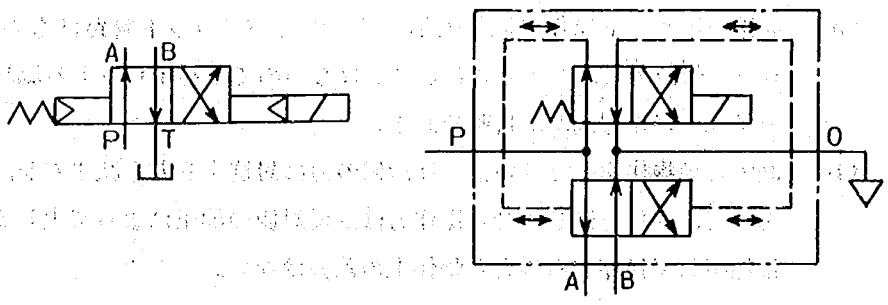
力を抜いて操作する方式に大別する。

間接パイロット操作を表示する記号は，**解説図7～9**からわかるように，間接パイロット操作方式の機器を簡略記号で表示する場合にだけ用いる記号であって，詳細記号の場合は，パイロット弁と主弁を分けて書くので，主弁の操作記号には直接パイロット操作を表示する記号を用いる。

6－4.2.1　圧力を加えて操作する方式　圧力を加えて操作する方式とは，パイロット弁を操作することによって，パイロット弁から主弁の受圧部へパイロット圧力を導き，主弁を作動させる方式をいう。したがって，逆の操作をして，そのパイロット管路をタンク（油圧の場合），又は大気（空気圧の場合）に開放すれば，反対側の力によってパイロット流体は押し戻され，主弁は逆向きに作動する。このため，この方式のパイロット弁は，パイロット圧力の導入及び排出を行う。圧力を加えて操作する方式による電磁パイロット切換弁の例を**解説図7**に示す。

解説図7

（1）簡略記号　　（2）詳細記号



備　考　パイロット管路に沿って記入した矢印は，パイロット流れの方向を示す。

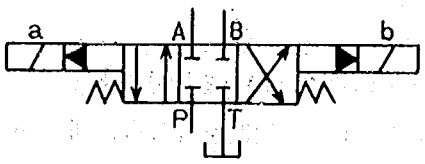
6－4.2.2　圧力を抜いて操作する方式　圧力を抜いて操作する方式とは，パイロット弁を操作することによって，主弁の受圧部にあらかじめ加えられているパイロット圧力をタンクへ開放し，反対側の力によって主弁を作動させる方式をいう。したがって，タンクへのパイロット管路を閉じれば，再びパイロット圧力が加わって元の状態に復帰する。このため，この方式のパイロット弁は，パイロット圧力の閉止と排出は行うが，主弁への導入は行わない。

なお，この操作記号は，切換弁に限らず，パイロット作動形の圧力制御弁やノズルフラッパを用いたサーボ弁なども，パイロットステージにおけるパイロット流体の微少流れを制御することによって主弁を制御することから，これらのバルブの簡略記号にも用いる。

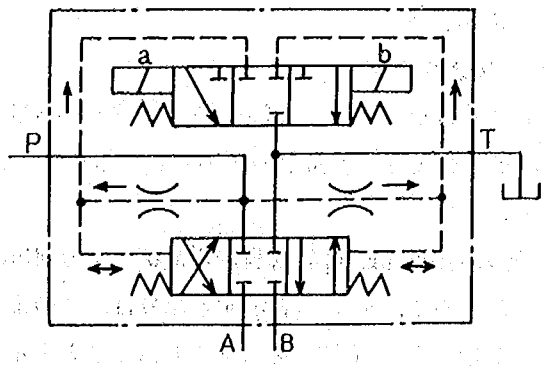
圧力を抜いて操作する方式による電磁パイロット切換弁の例を**解説図8**に，またパイロット作動形リリーフ弁の例を**解説図9**に示す。

解 説 図 8

（1） 簡略記号



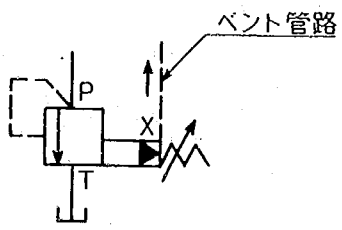
（2） 詳細記号



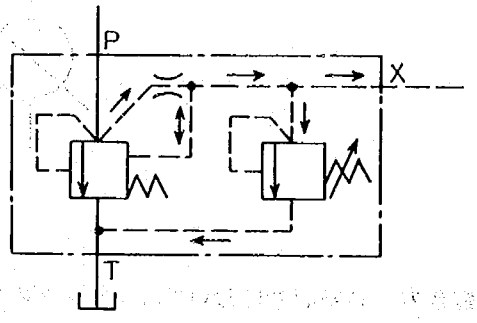
備 考 パイロット管路に沿って記入した矢印は，パイロット流れの方向を示す。

解 説 図 9

（1） 簡略記号



（2） 詳細記号

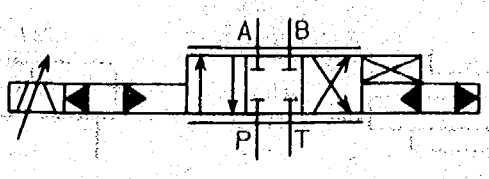


備 考 パイロット管路に沿って記入した矢印は，パイロット流れの方向を示す。

ISO(案)では，圧力を加えて操作する方式と圧力を抜いて操作する方式の記号上の区別をなくし，圧力を加えて操作する方式を示す記号に統合する提案をしている。しかし，圧力を抜いて操作する方式にも同じ記号を用いた場合，**解説図8**のようなバルブでは誤解のおそれはないが，**解説図9**のようなバルブでベント操作管路を示す場合は，注記しない限り，管路の機能が不明で誤解が生じるおそれがある。このような理由から，この規格では，従来どおりこの記号を残すこととし，ISO(案)による改正はしないことにした。

6−5.1 電気式フィードバック ISO(案)に追加されており，電気油圧サーボ弁，比例電磁式制御弁などの記号表示に必要性が増しているためこの規格に採用した。電気油圧3段サーボ弁（マイナフィードバック付き）の記号例を**解説図10**に示す。

解 説 図 10



6−5.2 機械式フィードバック 記載の記号は，トレーサ弁を用いたならい制御回路を例示して，機械式フィードバックを記号表示する場合の記号の組合せ方を示したもので，その全体がこの方式を表す

記号ではない。記号の応用の便を図るため，ISO(案)に倣い記載した。

7. エネルギーの変換と貯蔵

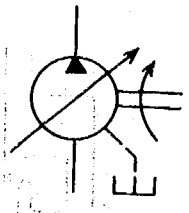
7.1 ポンプ及びモータ

表7 ポンプ及びモータ

7−1 ポンプ及びモータ ポンプかモータかの区別を示せばよい場合に用いる記号であって，この記号からは定容量か可変容量かの区別もわからない。したがって，ポンプ回路を含む全体回路図での使用は望ましくない。

7−9 (圧力補償制御)可変容量形ポンプ 圧力補償制御方式による可変容量ポンプであることを記号で表示したもので，機器へ表示する記号は，このような制御方式が理解できる表示にすることが望ましい。しかし，単に可変容量ポンプであることを示せばよい場合は，**解説図11**に示すような簡略記号を用いてもよい。

解説図 11



7.2 シリンダ

7.2.1 記号の書き方 詳細記号において，シリンダの主記号内に，流体エネルギーの方向を示す正三角形(**2−1.1**又は**2−1.2**)を記入することは，製図上は面倒になるが，他のエネルギー変換機器(ポンプ，モータ，その他)の記号との表示上の一貫性をもたせるためには必要と考えられるので，ISO(案)に倣い，この規格でも改正することにした。

旧JISでは，ラム形シリンダを表示する記号を規定していた。しかし，ピストンロッドがピストンを兼ねているというだけで，機能的には単動シリンダであり，特に記号上の区別をする必要性も少ないと考えられるため，この規格では規定しないことにした。

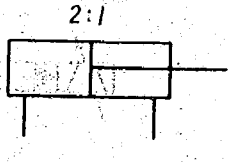
旧JISでは，差動シリンダとして**解説図12(1)**に示す記号を規定していた。しかし，差動シリンダとは，複動シリンダを用いた回路において，シリンダの加圧方法と，そのピストン面積比によって定まる作動方式を示す用語であって，シリンダ自体としての機能は一般の複動シリンダと全く変わらない。したがって，記号も特に区別する必要はなく，**解説図12(2)**に示すように，ピストン面積比を付記することによって，回路機能上の要求も十分に満たすと考えられる。これらの理由とISO(案)にも規定されていないことから，この規格では採用しないことにした。

解説図 12

(1)



(2)



旧JISでは，特性の面から使用頻度が高いとしてダイヤフラム形シリンダを表す記号を規定していた。しかし，機能上は一般のシリンダと同じであり，構造上の特徴を示す記号は，機能表示を原則とするこの規格になじまないの

で採用しないことにした。

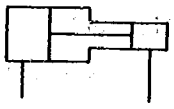
7.3 特殊エネルギー変換機器

表9 特殊エネルギー変換機器

9−1 空油変換器，9−2 増圧器 ISO(案)に倣って，連続形の記号をそれぞれに追加した。また，流体エネルギーの方向と流体の種類を示す正三角形の記入方法についても，シリンダの場合と同様な書き方に変更されているので，この規格も，それに従って改正することにした。

また，増圧器の記号には，例図のように圧力比を示す数字を記入することとした。なお，増圧器は，解説図13に示すように簡略記号で書いてもよい。

解 説 図 13



7.4 エネルギー容器

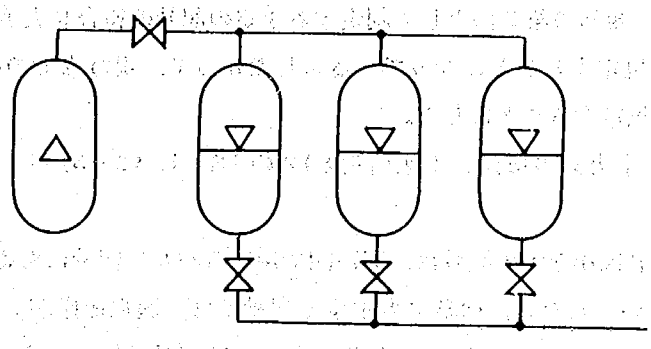
表10 エネルギー容器

10−1 アキュムレータ 旧JISでは，製図の場合のこの記号の姿勢について特に制約していなかったが，この規格では，ISO(案)に倣って，いかなる場合でも縦形に書くよう規定した。

10−2 アキュムレータ 回路図においてアキュムレータの負荷の種類を示したい場合があると考えられるため，ISO(案)に倣って，この規格にも採用することにした。

10−3 補助ガス容器 大型の油圧装置などでは，アキュムレータのガス容量を補うために使用する場合があり，記号の必要性があると考えられるので，ISO(案)に倣って，この規格にも採用することにした。この記号の適用例を解説図14に示す。なお，この場合のアキュムレータの記号には，上部半円側に補充用ガス管路の接続口を書き加えることになるが，空気タンクとの混同を避けるため，負荷の種類を示す記号を用いることが望ましい。

解 説 図 14



7.5 動 力 源

表11 動 力 源

11−1 油圧(動力)源，11−2 空気圧(動力)源 旧JISでは，二重円(油圧用は内側の円をぬりつぶす)の記号を規定していたが，エネルギー源を示すには，流体エネルギーの方向を示す記号と同じ機能要素(記号)を用いる方が理解しやすいため，ISO(案)に従って改正することにした。

また，旧JISの圧力源という名称も，動力源を示す用語としては適切でないので，これを改正した。

8. エネルギーの制御と調整

8.1 記号の書き方の共通事項

（3） 特定の記号とは，長方形（正方形を含む。）を用いないで示す逆止め弁及び絞り弁の簡略記号をいう。

（5） 旧JISには，このような規定はなかったが，例示の5ポート弁，6ポート弁の記号の主記号は，ポート数に関係なく正方形を用いていた。しかし，このような書き方による場合，ポート数によって管路の間隔が不ぞろいとなり，回路図が見にくくなる。ポート間隔を記号の基準寸法に対して一定の比率にすることは，自動製図にも都合がよいと考えられるため，ISO(案)に従ってこの規格でも規定することにした。

（6） 旧JISでは，特に規定していなかったが，一部のバルブについては，ドレン管路を，操作記号が接する同じ辺から取り出して書くよう解説に記載していたため，一般にもそのような書き方がされていた。しかし，そのような表し方は，操作記号の書き方の原則に照らして選択操作と紛らわしいこと，規格の改正によりパイロット管路とドレン管路の記号上の区別がなくなったことから，誤解を生じるおそれがある。

ISO(案)にも，書き方についての規定としてはないが，記号例にみられる制御機器のドレン接続口は，すべて一定の基準に基づいて統一して書かれている。他の規定との矛盾がなく，合理性もあると考えられるので，その書き方を採用することとし，重要事項であることを考慮して，この規格では規定として明記することにした。

（7） 旧JISでは，過渡位置は，作動位置を示す長方形との境界線を破線とすることにより表していた。しかし，明白な作動位置は，つねに実線の長方形で示すという原則に従えば，ISO(案)の表示方法は，考え方に一貫性があり，また合理的であると考えられるので，ISOに従って改正した。

（8） 旧JISでは，絞り切換弁及びサーボ弁を表示する場合にだけ用いる記号として規定していた。しかし，ISO(案)では，弁体の移動によって，ポート間の絞りの程度が無段階に変化するすべてのバルブに適用できるよう，バルブ機能の基本的な表示方法として規定している。したがって，この規定に従えば，類似の機能をもつバルブ記号の作成が容易となるほか，従来から圧力制御弁などに用いていた基本表示（この規定の一般記号）と詳細記号との関連性も明確となるため，この規格でもISO(案)どおり規定することにした。

（10） ISO(案)によれば，規格の第2部として制定する予定の記号の組合せ表示方法及び油圧・空気圧回路図の製図方式の中で規定することになっている。したがって，現時点での必要性は高いが，その制定をまってこの規格に規定することにした。

8.2 切換弁 間接パイロット方式の切換弁（例えば表12の12−4，12−5）は，書きやすさと見やすさの点から，簡略記号で示すのがよい。

電磁切換弁の手動オーバライド操作を示す記号は，回路図で用いるバルブ記号にも書くことが望ましいが，誤解のおそれがなければ省略してもよい。ただし，機器に表示する記号では，選択操作ができることを示す必要があるため，省略してはならない。なお，この操作記号には人力操作の一般記号（表6の6−1）を用いてもよい（表12の12−4，12−5参照）。

表12 切換弁

12−5 4ポート電磁パイロット切換弁 ISO(案)に倣い，複動ソレノイド記号の電磁切換弁への応用例として示したものであるが，理解しやすさの点からは，単動ソレノイドの記号をバルブ記号の両側に書く機能表示とすることが望ましい。

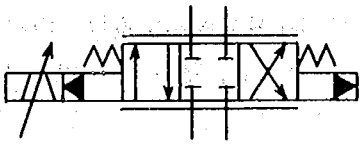
12−6 4ポート絞り切換弁 一般に比例式流量・方向制御弁と呼ばれているバルブやトレーサ弁などがある

が，広義にはサーボ弁も含まれる。したがって，ここには操作記号のないバルブ記号しか示してないが，たとえば，比例電磁式流量・方向制御弁の場合，その完全記号は，電気油圧サーボ弁の記号と同じになって，両者が区別できない場合もある。しかし，回路機能を理解するうえでは支障がないと考えられる。

12－7　**サーボ弁**　代表例として直動形の場合を示してあるが，一般によく用いられる2段式電気油圧サーボ弁の記号を参考として**解説図15**に示す。

なお，サーボ弁のパイロットステージに用いられるノズルフラッパは，機能的には圧力を抜いて操作するためのパイロット弁であるから，他の弁の場合と同じように間接パイロット操作記号を用いて示す。

解説図　15



8.3　逆止め弁（チェック弁），シャトル弁，排気弁

8.3.1　記号の書き方

（2）　詳細記号は，記号の書き方の原則に従って表したものであるが，記号が複雑になるため，バルブの動作説明などに利用する以外は用いない方がよい。

（3）　ISO(案)には，ばねなし形とばね付き形の記号がそれぞれ規定されているが，ばね記号の取扱いについては，特に規定していない。しかし，逆止め弁が，本来の逆止め機能だけを目的として用いられる場合は，ばね記号がなくても誤解のおそれがないと考えられるため，このように規定した。

なお，機能上の必要がある場合とは，例えば，背圧弁としての機能をもたせるときのような，圧力制御機能が備わる点を明示したい場合をいう。ばね付き逆止め弁の記号の適用例を**解説図16**に示す。

解説図　16

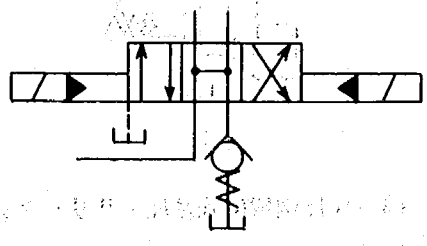


表13　逆止め弁，シャトル弁，排気弁

13－3　高圧優先形シャトル弁，13－4低圧優先形シャトル弁　旧JISの名称を，機能との関連性が明確になるように改めた。また，ISO(案)に倣って低圧優先形シャトル弁の記号を新たに採用した。

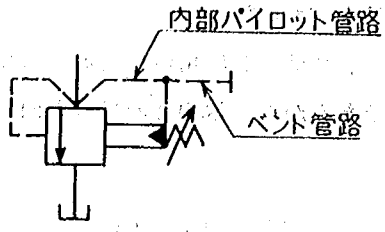
8.4　圧力制御弁

表14　圧力制御弁

14－1　リリーフ弁　ISO(案)では，直動形の記号として示されているが，誤解のおそれがない場合は，パイロット作動形を含むリリーフ弁の一般記号として用いてよいことにした。ただし，パイロット作動形リリーフ弁をベント操作して用いる場合及び機器に表示する記号には，一般記号を用いない方がよい。

14−2　パイロット作動形リリーフ弁，14−3 電磁弁付きリリーフ弁　ISO(案)には，**解説図 17** のような簡略記号が示されているが，次の理由から合理性がないと考えられるため，この規格では，これを修正のうえ記載のとおり規定した。

解 説 図　17



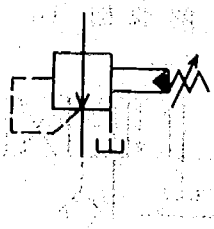
(a)　間接パイロット操作機器を簡略記号で表示する場合の内部給排管路の処理に関する規定［本文 6.1 (3)(e)］に反して，内部パイロット管路が示されている。

(b)　内部パイロット管路を示すことによって，ベント管路であることを示そうとしたものと考えられるが，それが，いわゆる外部パイロット管路でないことはわかっても，ベント管路と理解させるには無理がある。そればかりか，記号表示の原則から，このバルブからのパイロット取出し口と誤解されるおそれすらある。

(c)　ISO(案)の間接パイロット操作記号を用いて，しかもベント管路であることを正しく表示するには，内部パイロット管路に絞り記号を記入する方法もあるが，記号が複雑となって簡略記号の意味を失う。

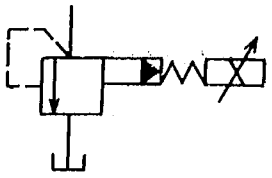
(d)　この弁と同じ作動形式のパイロット作動形減圧弁は，**解説図 18** のような記号が示されているが，間接パイロット操作記号につながる内部パイロット管路記号が省略されており，表示方法に一貫性がない。

解 説 図　18

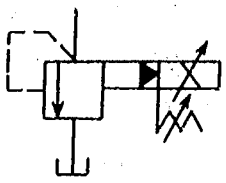


14−4　比例電磁式リリーフ弁，14−8 比例電磁式減圧・リリーフ弁　ISO(案)には示されていないが，使用頻度が高いと考えられるため，代表例として示した。可変式電磁アクチュエータに比例式ソレノイドを用いる形式では，ばね力を介してパイロット弁を操作する方式が一般的であるが，この場合，記号の書き方に忠実に従えば，**解説図 19** に示すような記号となる。しかし，ばね記号がなくても誤解のおそれがないこと，書きやすさの点から，ばね記号を省略してもよいことにした。なお，過負荷防止用の安全弁を備えたバルブの記号は，**解説図 20** に示すように，安全弁のばねを表すばね記号をソレノイド記号と併列に書く。

解説図 19



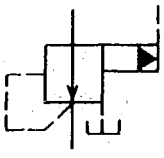
解説図 20



14−5 減圧弁 ISO(案)では，直動形の記号として示されているが，リリーフ弁の場合と同様，一般記号として用いてよいことにした。ただし，パイロット作動形減圧弁をベント操作して用いる場合及び機器に表示する記号には，用いない方がよい。なお，外部ドレンポートがある場合は，ドレン管路記号を必ず書く。

14−6 パイロット作動形減圧弁 ISO(案)に示す操作記号を，パイロット作動形リリーフ弁の場合と同様の理由から，圧力を抜いて操作する方式に改めた。なお，ベントポート又はベント管路を示す場合は，解説図21のように書く。

解説図 21



14−10 シーケンス弁 直動形の記号ではあるが，一般記号として用いてよいことにした。ただし，パイロット作動形シーケンス弁の機器に表示する記号には用いない方がよい。

8.5 流量制御弁

8.5.1 記号の書き方

(2) 機械操作，電気操作などによる流量制御弁は，回路機能を理解するうえから，操作とバルブの状態との関連性を示す必要がある。したがって，たとえば比例電磁式可変絞り弁の記号は，解説図22に示すように，表15, 15−1.3 デセラレーション弁と同様な表示方法となる。

しかし，表15, 15−1.1 に示す絞り弁や15−2に例示する流量調整弁の絞り部などは，あらかじめ所定の絞り開度に設定して使用されるので，操作との関係を示す必要はない。

したがって，このようなバルブの場合は，15−1.1 に示す簡略記号を用いて表示する。

解説図 22

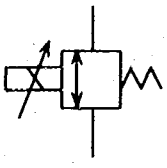


表15 流量制御弁

15−1.2 止め弁 旧JISでは，附属機器として分類してあったが，機能上，切換弁では無理があり，どちらかといえば絞り弁に近いので，ISO(案)に倣いここで規定した。

15−1.3 デセラレーション弁 旧JISでは，絞り弁の簡略記号をこのバルブの簡略記号として示していた。しかし，操作とバルブの状態の関係が示せないことから，この規格では採用しないことにした。

15−1.4 1方向絞り弁 旧JISでは，この記号を示していなかった。しかし，使用頻度が高いこと，複数の機能記号の組合せ記号ではあるが，実線の包囲線を用いる唯一の例外表示であることから，ISO(案)

に従って規定した。

15－2　流量調整弁　旧JISに対し，次の改正を行った。

（a）　流量調整弁の圧力補償機能を一層理解しやすくするための詳細記号を併記して示した。

（b）　旧JISでは，簡略記号における圧力補償の表示部がどこであるのかを明示していなかったが，ISO(案)に従ってその点を明確にした。

（c）　旧JISの可変形（基本記号）及び可変形リリーフ付きという名称は，バルブ機能との関連を明確に表していないため，JIS油圧用語に従って，名称をシリーズ形及びバイパス形とした。

（d）　温度補償を示す記号を，ISO(案)に倣って変更した。

15－2.4　逆止め弁付き流量調整弁　旧JISでは，参考として組合せ表示例に記載されていたが，1方向絞り弁の記号との混乱も生じているため，それとの相違点を明確にする意味から，ISO(案)には示されていないが，示すことにした。

15－2.6　集流弁　旧JISには示していないが，JIS用語に規定されていること，表示方法を統一することから，この規格に採用することにした。

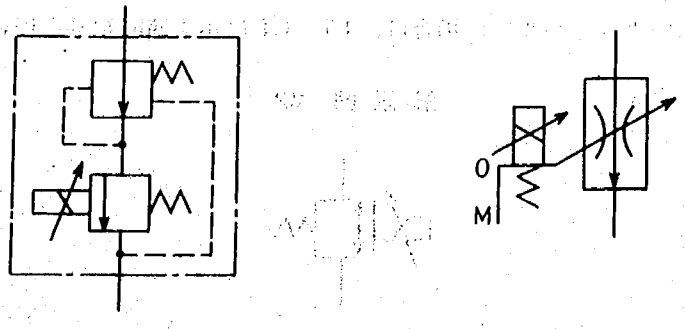
流量調整弁の記号表示における問題点　この規格に従って，例示のものとは別の方式のバルブを記号表示する場合，次のような問題がある。

（a）　絞りの可変操作に人力方式以外の方式を用いた場合，バルブの形式が常時閉か常時開であるかを示す必要がある。これを示すには，例えば比例電磁式流量調整弁の場合，本文8.5.1（1）の規定に従って，**解説図23**（1）のように書くことができる。しかし，可変絞り部を表すこの記号は，圧力補償を示すことはできないため，この表示方法による限り，このバルブの表示は詳細記号となる。

一方，簡略記号で表示する場合は，本文6.1（2）（c）の規定により，絞り部の可変操作矢印に操作記号を接して書き，さらに可変ポンプなどで用いる操作部の表示方法（本文，**表7,7－9**参照）を応用することによって，**解説図23**（2）に示すように書くことができる。しかし，このような表示方法は，ISO(案)には例示されていないため，ISOの結論を待って改めて検討することとし，この規格には採用しなかった。

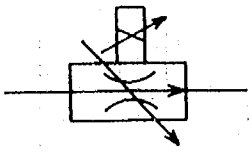
解　説　図　23

（1）　詳細記号　　（2）　簡略記号



なお，このバルブの表示方法として，**解説図24**に示すような記号が見受けられる。しかし，この記号は，比例電磁式であることは識別できるが，操作記号とバルブの状態の関係を表示していないため，常時閉か常時開かの表示が回路機能上必要な場合には適当ではない。

解 説 図 24



（b） このバルブの簡略記号では，流路の矢印に対して，本来の流れ方向とは別に，圧力補償機能の意味をももたせることにした。しかしこの方法は，流路に矢印のない絞り弁の簡略記号との区別を明確にさせるには簡便な方法であるが，そのほとんどが矢印付きの流路をもつ他のバルブの場合の圧力補償表示には，適用することができない。例えば，比例電磁式流量・方向制御弁などの圧力補償機能をもつバルブの使用頻度が増大しているので，あらゆるバルブの簡略記号に適用できるような，機能要素としての圧力補償記号の規格化が望まれるが，現時点では，詳細記号を用いて表示するしかない。

9. 流体の貯蔵 及び 調整

9.1 油タンク 旧JISの開放タンク，予圧タンクという名称を，ISO（案）に倣ってそれぞれ油タンク（通気式），油タンク（密閉式）に改めた。

（3） 局所表示記号は，従来から一般に用いられていたが，旧JISには，これに関する規定がなかった。しかし，サブタンクと混同するなどの誤解を防ぐには，規格化しておくことが望ましいので，ISO(案)に従って規定した。

この記号の使用例を，参考のため**解説図25**に示す。

解 説 図 25

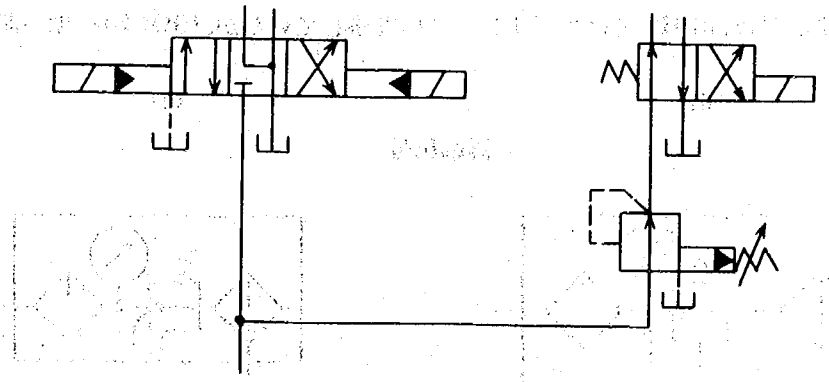
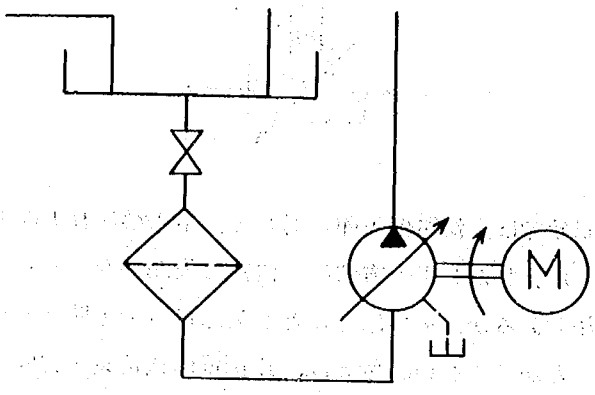


表16 油タンク

16−1(3) ISO(案)には記載されていないが，旧JISにはヘッドタンクにつながる管路として規定されていた。高含水作動液の油タンクなど使用頻度が増大すると考えられるため，この規格でも示すことにした。なお，この管路記号の書き方は，タンクの底への管路接続が回路機能上，必要な場合にだけ用いる。この管路接続例を**解説図26**に示す。

解 説 図 26

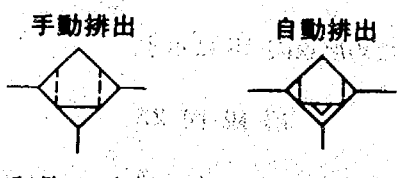


9.2 流体調整機器 旧JISでは附属機器に記載したが, ISO(案)に倣い流体調整機器として整理し記載した。

表 17 流体調整機器

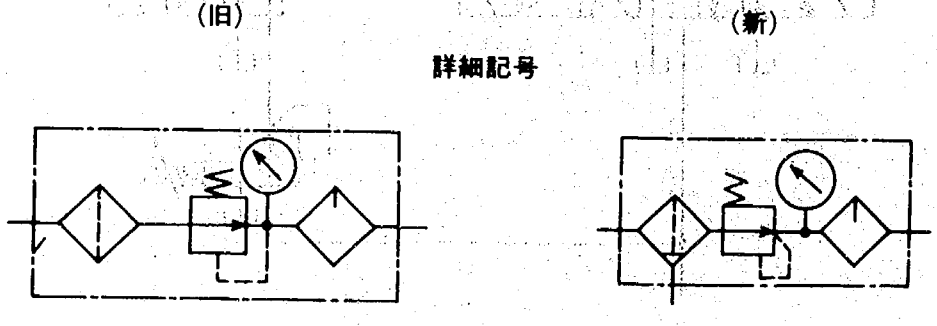
17−1 フィルタ (2)磁石付き及び(3)目詰り表示器付きは旧JISには規定されていないので, ISO(案)記号を採用して規定した。

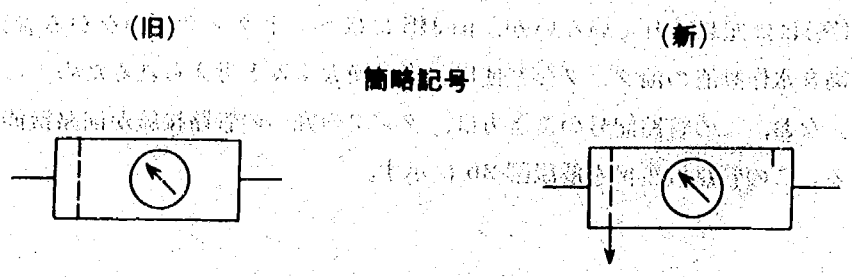
17−4 オイルミストセパレータ 旧JIS, ISO(案)共に規定されていないが, 使用頻度が高いので, 空気圧工業会規格JPAS 009の記号を採用して規定した。



17−7 空気圧調整ユニット 詳細記号は, 内部パイロット引出し位置の明確化に伴い変更した。

また簡略記号は, 旧JISではルブリケータを省略していたが, ISO(案)に倣い記入することとした。



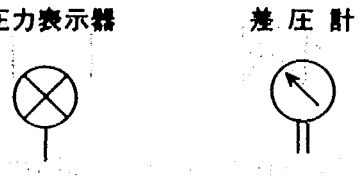


10. 補助機器

10.1 計測器及び表示器 旧JISでは附属機器に記載したが，ISO(案)に倣い計測器及び表示器として整理し記載した。

表18 補助機器

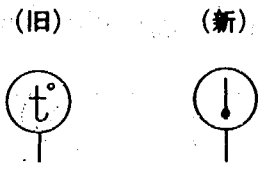
18−1 圧力計測器 圧力表示器及び差圧計は旧JISには規定されていないので，ISO(案)の記号を採用して規定した。



18−2 油面計 旧JISには規定されていないので，ISO(案)の記号を採用して規定した。



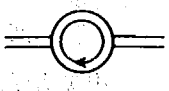
18−3 温度計 ISO(案)の記号を採用し，改正規定した。



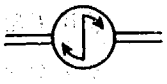
18−4.1 検流器 旧JISには規定されていないので，ISO(案)の記号を採用して規定した。



18−5 回転速度計 旧JISには規定されていないので，ISO(案)の記号を採用して規定した。



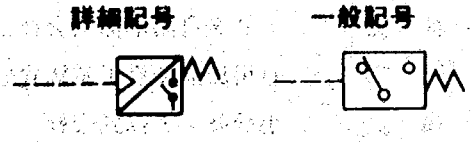
18−6 トルク計 旧JISには規定されていないので，ISO(案)の記号を採用して規定した。



10.2 その他の機器 旧JISでは附属機器に記載したが，ISO(案)に倣い補助機器の計測器，表示器以外のものを整理し，その他として記載した。

表19 その他の機器

19−1 圧力スイッチ ISO(案)の記号を採用したが，従来から使い慣れ普及している旧JIS記号も残して一般記号とした。



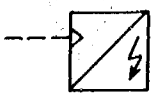
19−2 リミットスイッチ 旧JISでは電気的な検出器であり電気関係の記号との関連から規定しなかったが，電気関係の記号は結線記号であり，油圧，空気圧関係ではシリンダドックなどで位置検出器とし頻繁に使用され図示されることが多いので，ISO(案)の記号を採用し詳細記号として採用，一般に普及されているリミットスイッチを連想する記号を一般記号として加え規定した。

詳細記号　　一般記号

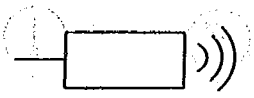


19−3 アナログ変換器 旧JISには規定されていないのでISO(案)の記号を採用して規定した。

空電変換



19−5 警 音 器 旧JIS, ISO(案)共に規定されていないが，電気的ベル，ブザーとも異なり空気圧装置では使用頻度が高いので，日本空気圧工業会規格JPAS 009の記号を採用し規定した。



19−6 マグネットセパレータ 旧JIS, ISO(案)共に規定されていないが，油圧装置では使用頻度も高いので，業界で慣用化されている記号を採用した。



油圧・空気圧基本専門委員会 図記号分科会 構成表

	氏 名	所 属
(主 査)	島 田 公 雄	中央大学理工学部
	小 柳 武 昭	工業技術院標準部
(幹 事)	小 山 松 夫	油研工業株式会社第1製造部
(幹 事)	田 中 宏	萱場工業株式会社技術本部
	藤 井 清 明	シーケーディ株式会社
	寺 田 孝一郎	豊興工業株式会社
	前 田 正 夫	株式会社小金井製作所
	野 沢 一 男	日本精器株式会社技術部
	加 藤 孝	日本デニソンハイドロリクス株式会社
	仙 波 晃	日本オイルシール工業株式会社
	橋 本 光 夫	ブリヂストンタイヤ株式会社設備開発第一部
	尾 藤 征 史	トヨタ自動車株式会社第一工機部
	福 田 昭 二	石川島播磨重工業株式会社技術室
	二 俣 昌 之	小松ゼノア株式会社

索　　引

ダム用ゲート開閉装置(油圧式)設計要領(案)索引

【あ　行】

アーチ式コンクリートダム……28,134
ITV …… 141
アイボルト……78,145,218
亜鉛付着量…… 239
アクリル樹脂…… 107,203
足場…… 197,200,221,231
足場用吊金具…… 197
厚板溶接…… 212
厚布接着…… 218
圧力→油圧力
圧力スイッチ…… 21,62,63,66,69,70,71,100,105,110,111,150,182,184,185
――――の設定値…… 117
圧力制御…… 11,54,63,65,69,71,97,100,103,105,110,111,140,185
圧力制御弁のオーバライド特性…… 53,55
――――の設定圧力……53,62,64
圧力損失→損失圧力
圧力補償付流量制御弁の最低作動圧…… 114
――――の構造…… 114,115
圧着機構……7,92
――装置……7,24,25,72,92,93,233,234
――用駆動装置……93
穴明け…… 209
アナログ式開度計…… 172,178
油タンク……7,42,63,69,70,71,97,99,100,107,116,117,118,119,120,140,152,185,225,233
――――の基本構造…… 106
――――の材質……40
――――の放熱係数…… 103
――――の放熱面積…… 104
――――の容量……24,104
油の汚染度…… 214
油の比重量…… 57,58
油漏れ…21,61,75,77,78,86,109,111,122,150,197,198,200,216,217,225,229
アンカボルト……45,225,230
――――および支承…… 223
――――据付用治具の例…… 224
アングル形逆止弁の構造…… 115
安全確保……99,137,146,221
――性… 11,38,41,61,93,99,124,129,131,136,139,147
――装置……6,7,51,52,70,71,72,182
――率…… 43,45,46,78,79,81,82,83,122
維持管理…… 14,19,50,52,107,122,151,202,203
異常圧力を検出……71,185
――高圧……62,63,65,66,69,117
――低圧…… 65,66
――油圧……23
板曲げ…… 107,209
移動式ろ過装置の外観…… 119,120
色区分…… 226
インタロック…… 21,71,181
――――装置…… 7,70,72,135,184
インライン形逆止弁の構造…… 115
ウェット式方向制御弁の構造…… 113
運行…… 219
運転時間計…… 147,148
――度数計…… 147,148
――パターン…… 102,103
――表示…… 146
――――灯…… 139
運転・保守管理…… 13,14
運搬…… 100,219,236,237
A/D コンバータ …… 173,175,176,178
エアブリーザ…… 63,69,106,107
――――の構造…… 119
X 開先…… 212
エッチング…… 203,212,238
エッチングプライマ…… 238
越冬時コンクリート打ち止めレベル…… 232
FTA 手法 ……9,15
FT 図(故障の木) …… 9
エポキシ・ポリウレタン樹脂系…… 235,236
エポキシ樹脂 MIO 塗料 …… 236
――――塗料…… 235,236
LED 表示灯 …… 148
LCD (液晶式) …… 148
塩化ゴム系塗料…… 235,236
鉛直荷重…… 193,194,195
円筒度…… 210,211
遠方操作……7,71,72,137,140,147,150,172,178,179,183,184

——系…… 139
——信号用電源…… 141
——の制御フロー……66
——盤……6,21,139
遠方との受渡し信号…… 151
オーバーライド特性…… 111
Oリング…… 75,77,78,85
オイラーの式…… 42,43,82,83,84,91
オイルフラッシング…… 228
屋外閉鎖自立構造(屋外閉鎖自立形)…… 140,144,145
屋内保管…… 214
押えロッド方式…… 137,138
汚染度…… 213,214
踊り場の寸法…… 196
音声…… 144
温度センサ…… 141
温度圧力補償付流量制御弁の構造…… 114,115

【か　行】

開先加工…… 209
階段……7,12,21,46,132,190,197,237
——・手摺・防護柵…… 186,193
——に使用する材料…… 193
——に作用する風荷重…… 192
——の分類…… 196
開動作制限…… 139,151,152,184
——装置…… 7,70,71,183
開度演算器…… 178,181
——の設置場所…… 179
開度計…… 6,7,19,21,139,140,142,146,203
機械式—— 172,174,178
ダイヤルインジケータ式—— 172,178
直読式—— 172,178
デジタル式—— 172,178
電気式—— 172,175,176,177
開度計測信号…… 178,179
——検出器の選定…… 178
——方式の参考例…… 174,175,176,177
——ロッド式…… 173,174
——表示と出力形式…… 178
——復帰指令…… 181
——保持装置……7,98,180
——の特失…… 181
開閉荷重…… 6,8,22,23,24,25,26,27,30,32,35,36,53,54,55,79,129,132
——の組合せ…… 33,34
開閉装置…5,8,11,13,14,19,20,41,43,48,49,50,51,52,53,54,55,61,62,66,70,72,85,103,104,132,136,137,138,139,172,181,182,183,184,200,203,214,216,218,224,230,233,235,238,239
——形式…… 4,22,23,24,30,151
——とゲートの形式……28
——室… 6,21,22,24,25,28,29,30,32,77,124,129,130,131,140,141,142,144,146,187,192,195,197,198,221,231,234,237
——および手摺・階段・防護柵…… 186
——出入口扉…… 190
——の高さ(ボンネット形ゲートの例)…… 189
——の高さ(ラジアルゲートの例)…… 189
——の機器配置例…… 188
——据付フロー図…… 222
——要領…… 223
——図(例)…… 223
——設計手順……25
——の構成…… 6,7
——の3条件……27
——の使用材料……40
——の適正な設計…… 207
——用材料の安全率……42
開閉速度…… 8,25,31,36,53,55,62,77,85,108,123
回路構成…… 62,65,119,120,139
加温装置…… 119,120
各防食方法の選定基準…… 233
加工……43,120,125,138,193,226
機械——……88,208,209,213,216,217,237,238
製缶—— 209
精密—— 110,210
切断—— 209
切削—— 210
ホーニング—— 210,211
曲げ——……80,107,124,208,209,212
めっき—— 144
加工性…… 209
荷重の組合せおよび許容応力度の割増係数…… 193
カジリ…… 217
仮設ステージ…… 221
——方法…… 221
河川管理施設等構造令…… 4,5
風荷重…… 192,193
カソード…… 212
型板…… 210
片開先…… 212
型枠材料…… 231
下端放流時の上・下向力……8,33,34,35
架台埋込式…… 131

カッティングプラン…… 209
過電流…… 150,183
下部受け方式…… 136
下部吊方式…… 29,32,197
過放流…… 139,151,181,183
仮置き…… 214,220
——場所…… 220
仮組立…… 210
———時…… 207
———状態…… 207
仮付け…… 207
簡易カバー…… 231,232
環境条件…… 22,25,41,42,140,147,174,175,176,177
監視機器…… 139,145
——窓…… 140,145
完成図書…… 203
乾燥剤…… 141
管内抵抗…… 229
——摩擦損失圧力……57
——流速……56,57,58,123
観音開き…… 145
管理運転…… 12,13,20,98,197,200
管理所……3,6,14,140,142,146
管理体制…… 4
寒冷対策…… 179
ガイダンス……12,144
概略設計…… 24,79
ガス切断…… 209,226
機械加工……88,208,209,213,216,217,237,238
————の寸法精度…… 210
機械系故障…… 149
機械効率および摩擦係数…… 48,49
機械式開度計…… 172,174,178
————の検出方式…… 173
機械式開度保持装置…… 181
————の例…… 180
機械式ロック解除用油圧装置…… 181
機械切断…… 209
気化性防錆油…… 214
機器一覧表…… 203
機器の標準的梱包…… 218
危険物…… 218
奇数パリテイビット…… 179
機側操作の制御フロー……67
機側操作盤……6,7,11,19,20,21,22,23,25,27,42,50,51,52,70,97,139,141,143,144,146,147,148,149,150,151,172,176,177,178,179,183,184,186,187,188,190,202,203,207,218,230,231,234,237
————電源回路図例…… 142
————等の配置例…… 140
————の製作順序…… 209
————の概要…… 209
————の標準寸法…… 145
機側操作優先…… 6,150
機側優先…… 139
基礎アンカ金物…… 223
基礎材中心軸芯点…… 224
機能維持…… 12,98
———レベル……13
機能阻害…… 111
機能低下……10,11,98,110,213,216,217
機能停止……10
機能的条件……22,25,28
機能保全…… 12,14
揮発乾燥形塗料…… 235
木箱…… 218
基本3条件……23
基本寸法…… 24,25,192,194,195,196,197
———図…… 22,23
休止上限…… 23,72,135,182,183
休止装置……22,23,25,40,48,138,150,182,184,187,218
———形式…… 136
———操作要領…… 135
休止ハンガ……25
給油箇所…… 200
給油口…… 106,107,119,201
給油孔および排油孔(トラニオン軸受の例)…… 201
給油システム図…… 201
給油装置…… 7,186,187,200
境界細長比…… 82,83
強化ガラス…… 140,145
供給電源系統図例…… 141,142
共振……99,117,225
許容応力度の補正……46
許容面圧……48
切粉…… 213
緊急時の連絡先…… 219
———の連絡体制…… 216,221
金属と金属間のすべり摩擦力……33
金属と堆泥間のすべり摩擦力…… 34,35
金属溶射…… 233
逆止弁……60,63,69,105,110
逆相…… 150,152,183
逆電…… 212
クーラ…… 121,140
空気抜き…… 75,77,197,200,228

——弁…… 63,69,230
駆動部……19
組立て…… 213
クランプ…… 226,227
クレーン等の設置に関する諸規則…… 199
クレーンの運転および玉掛作業に関する諸規則…… 199
黒皮…… 228
グラフィック表示…… 148
グリース…… 213,218
——ガン…… 188,201
——ポンプ…… 188
群集荷重…… 129,132,133,192
計画的設備計画…… 4
軽故障…… 149,150
警報機器…… 148,149
軽量品…… 218
結露…… 107,119,120,190,217,233,234,235,236,237
欠相……71,150,152,183
検出装置…… 6,7,20,21,23,24,25,97,140,233,234
検出方式…… 173,174,175,176,177,178
ゲート開閉速度……23,37,61
ゲート形式……22,24,25,28,29,38,144,151,173,175,176,177,178
減圧方式…… 64,65
限界座屈応力度……82
現地組立ブロックの大きさ…… 207
——条件…… 207
——据付け……207
——配管材……215
——保管…… 217,220
現場安全管理……221
——組織表……221
——代理人…… 222
——用地…… 221
高圧スライドゲート…… 4,28,31,32,77,189,225
高圧ラジアルゲート開閉速度の説明図……37
——の油圧シリンダ下部点検台の例……198
高圧ローラゲート……4,6,28,31,39,75,76,95,143,144,151,153,173,174,176,177
——(固定式)堤体下流面設置の例……30
工期……221,225
高級作動油…… 229
工作機械……210
鋼材の板厚による使用範囲……41
硬質クロムめっき…… 81,84,212
高信頼性…… 3,9,10,14,20,97
——技術……14
工事用電力計画…… 221
工場仮組立状態…… 207
——試運転…… 215,225
——保管…… 214
高水圧…… 7
洪水吐き……19,28,50
鋼製簡易カバー…… 232
構成要素…… 10,15,19,20
——の寿命……14
降雪地域の天井が未完成の場合の越冬用保安カバーの例…… 232
構造フレーム…… 230
構造用鋼材の許容応力度…… 44,45,46,47
工程表…… 221
硬度……84,210
高力ボルト…… 45,46
——接合…… 129,239,241,242
故障事例…… 20,85
——データ…… 3
——表示…… 140,146,147,151
——および警報……150
——灯…… 139,149
——頻度…… 13,20
——率……3,9,11,20,27,65,97
固定式…… 25,28,29,30,32,64,75,76,187,200
——油圧シリンダの特色……31
個別給油方式…… 188,200,201
コマーシャルブラスト…… 237
小物物品…… 218
ころがり軸受……43
コンクリート打ち込み……32,221,222,223,231
——受台式…… 131
——に埋設される鋼材…… 238
——ハンチ式…… 131
——ミルク…… 231,232
梱包…… 208,209,217,218
互換性……5,19,20,27,98,99,110,111,147,178
ゴシック体…… 203
誤操作… 8,12,19,21,27,70,100,105,139,140,141,144,146
ゴム圧着式……7,30,36,92,94,95
ゴムブッシュ…… 227

【さ　行】

サージ…… 230
最小板厚……46
最小断面二次半径……83

最小曲げ半径…… 212,226
最大揚程……23
細長比…… 42,46,55,82,83,84
最適設計……4,14
作業台……27
作業要領…… 221
サクションフィルタ…… 62,63,69,71,106,109,110
――――――――の構造…… 116
――――――――目詰…… 150
差筋…… 221
差し込み溶接継手…… 226
――――深さ…… 226
作動圧力……6,8,49,53,54,55,56,79,88,114
作動油… 7,13,20,21,58,59,65,85,87,97,101,103,104,106,107,108,109,110,112,116,119,121,122,150,213,215,217,218,228
――――粘度と油圧ポンプ効率との関係…… 127
――――の温度―粘度線図…… 128
――――の使用限界温度…… 102
――――の性状……98,126
――――の選定……24,27,56,127
――――の粘度…… 27,56,57,60,120,123,127
作用荷重……48,130,131,133
酸洗い…… 213,217
3E作動…… 150
3Eリレー…… 70,71,142,152,183
材質…… 12,27,80,122,141,179,188,189,202,209,210,227
材端条件……83,84,91
材料…… 41,45,46,48,77,80,93,122,134,194,196,203,208,209,240
――の許容応力度…… 43,81,193
――応力度…… 81,82,83,84
――強度…… 23,26,42,64,81,83
――強度計算…… 81,83
残留応力除去…… 212
シーケンス……21,111,209
シール……4,20,33,35,38,77,109,201,210,216,217,225
――――押え…… 213
仕上り寸法許容差…… 210,211
シェルタ式通路の例…… 194
資材置場…… 221
支承…… 8,48,49,222,223
――部ベースプレート…… 224
――部ローラの回転摩擦力…… 33,35
支持点……84,219
市場性…… 27,99,111
止水栓…… 228
システム……8,9,11,12,19,27,53,56,64,180
――――構成……10
――――の協調……20
支台…… 216,217
室指数一覧表…… 191
湿度対策…… 141,190
室内面反射率の概数表…… 191
湿度センサ…… 141
支保工…… 231
写真焼付印刷…… 203
集中給油方式…… 188,200,201
摺動式…… 7,30,92
摺動性…… 210
摺動摩擦抵抗……14
主荷重…… 192,193
手動ねじ込み方式…… 137
主動力設備……50
主要部材料……40
主要部品…… 147
使用板厚…… 145
使用温度……13,14,56,123,127
使用環境……14
使用機器……41
使用材料……40,42,79,81,83,106,197
使用条件…… 13,19,41,85,147,207,233,234
詳細工程…… 221
照度基準…… 190
消防法…… 5,218
照明設備…… 188,190
小容量放流設備用ゲート……36
所要軸入力……24
シリカゲル…… 231
シリンダチューブ…… 7,40,41,42,43,75,76,78,81,82,85,138
――――――とヘッドカバーの組立て…… 213
――――――とピストンのはめあい…… 211
――――――内径……56,79,80,81,82,104,132
――――――と使用材質による必要肉厚の目安……88
――――――とピストンロッド径の組合せ…87
――――――の仕上り寸法…… 210
――――――肉厚……24,26,80
――――――の曲り…… 210
――――――の溶接…… 212
――――――の合成応力……79
――――――の余裕厚……80
シリンダ内蔵式(ボンネット形ゲート)…… 7
シリンダ内面…… 210

シリンダ揺動角……23
真円度…… 210,211
新技術……5,15
シンクロ発信器…… 173,175,176,178
信号分配器…… 176,178,179
芯ずれ…… 214,225
新素材技術……15
芯出し…… 130,214,222,224,225
――精度…… 214,225
振動… 21,49,53,62,75,77,95,98,99,109,110,111,122,124,148,179,219,225,226,227
――発生…… 214
信頼性……5,8,13,15,19,41,42,54,55,61,64,65,66,67,99,101,107,108,110,122,124,139,141,151,181
――解析…… 3
――確保…… 9,11,12,14,27,97,98,126
――向上方法…… 4
――評価手法…… 4
ジェットフローゲート… 4,28,33,34,35,38,39,77,173,174,176,177,225
――の設置例……30
磁気スケール式…… 173,176,178
軸受の断面……48
軸受部ブッシュ…… 224
治具……78,207,212,217,218,223,224
地震時慣性力…… 129,132
自重降下……63,64,69,103,115,180,181
実施仕様書…… 203
実施設計…… 22,24
自動制御…… 121,140
自動濾過装置フィルタ…… 202
ジャバラ……78
重故障…… 149,150
重心位置…… 194,219
重力式コンクリートダム……28,134
潤滑性…… 107,126,210
常時稼働……9,12,110
常時待機状態……9,20
常時揚程…… 38,39
状態表示…… 140,146,147,151
――項目…… 149,150
上部吊方式……7,29,30,32,136
除湿機……27
――剤…… 231
――状態…… 231
――装置…… 190
――対策…… 179
ジョンソンの式…… 42,43,82,83,84,91
塵埃……84,106,140,144,214,228
ジンク塩化ゴム系…… 235,236
ジンクリッチプライマ…… 235,236,238
水圧条件……14
垂直開閉速度……37
水平荷重…… 193,194,195
水密性…… 210
水密部金属と水密ゴム間のすべり摩擦力…… 33,34
据付…… 4,14,38,80,93,94,130,136,140,144,188,189,216,225,230,236,237,238
――計画…… 207
――書…… 221
――現場…… 207,220
――工事…… 221
――工程…… 220
――後の管理…… 231
――手順…… 221
――フロー…… 221,222
――用機材…… 221
――用治具…… 223,224
――要領図…… 221,223
スケール…… 173,176,178,225,228,238
スティックスリップ……37,77,87,110
ステンレスクラッド鋼…… 209
――鋼…… 34,40,42,81,82,84,99,106,107,144,145,203,209,233
――鋼管……14,122,125,193,228
ストップバルブによる損失圧力……59
ストロークの長さの許容差…… 211
スパッタ…… 226
スピンドル式……36
滑り面の仕上げ…… 211
スペースヒータ…… 141,142,147,148,179
スライドフック方式…… 137,138
スラグ…… 226
スリッパシール……85,86,87
寸法計測記録…… 207
図面収納ケース…… 145
製缶加工…… 209
制御回路……23,25,62,140,146,149
――ヒューズ…… 202
――機器…… 6,100,139
――機能…… 20,21
――フロー…… 66,67
――部……19,139,140
制限開閉器…… 7,71,72,140,182
製作……3,4,5,12,14,93,94,107,130,181,212,221,234
――工程…… 207

——順序…… 207,208,209
清浄…… 229
静的冗長系……10
正電…… 212
静電誘導作用…… 141
精度… 21,43,80,93,94,109,110,126,175,176,177,178,181,207,209,223
精密加工…… 110,210
赤色指針付…… 148
責任分界点…… 221
施工管理記録書…… 203
接合用鋼材の許容応力度……45
切断…… 138,208,226
——加工…… 209
設備の主要箇所…… 10,15
設計圧力…… 8,24,26,53,54
——各論……4,75
——荷重……14,192,193
——基本条件……27
——計画…… 13,14
——計算書…… 203
——震度…… 132,134
——条件…… 4,22,25,207
——図面…… 191,203,209,210
——手順……4,22,23,25,26,54
——要素……40
——要目……33
切削加工…… 210
——工具…… 210
設置環境対策…… 179
接地…… 214,220,238
第1種——工事…… 231
第2種————…… 231
第3種————…… 230,231
特別第3種————…… 231
————の種類とその接地抵抗値…… 231
——抵抗値…… 231
設置条件……19,52,140
設定圧力……6,53,55,62,64,81,82,91,132
せん断法…… 209
絶縁抵抗…… 217
全管路型放流管……28
騒音……5,21,53,62,98,99,109,111,214,225
操作員……6,7,11,12,19,21,131,139,149,150,181,204,237
——荷重……32
——橋……46,129,198,200,225
——系統図例…… 140
——小扉内配置例…… 147
——条件…… 22,23,25,41,42,53,127,207
——水位…… 25,36
——スイッチ…… 6,139,140,148
——性…… 11,19,92,93,97,99,135,136,137,230
——手順(ボンネット形ゲート)…… 144
————(ラジアルゲート・高圧ローラゲート)…… 144
——電源…… 140,141,142,151
——盤外観参考図…… 145
——パネル……99,100,105,107
——不良……27
——方法…… 12,23,24,26,111
——ボタン……27,147
——マニュアル…… 11,12
——銘板…… 203
————の例…… 204
相当細長比…… 82,83
速度制御…… 114
————方式……64
素地表面…… 212
ソレノイド……62,111,112,113
————バルブ…… 151
————————電源…… 151
損失圧力…… 8,24,49,53,54,55,79,106,120,123,126
————の算定……56
損失抵抗……13
損傷……56,64,149,181,213,214,216,217,219,220,231,236,237

【た　行】

耐圧性……85
耐圧テスト…… 227,228,229
耐圧力……55,122,123,124,229
待機状態…… 9,20,97
待機冗長系……11
耐久性…15,19,20,21,27,41,75,77,85,87,92,93,97,98,99,110,112,139,144,147,148,178,237
耐衝撃性対策…… 179
耐食性…… 27,40,200
耐震処置…… 230
耐震対策…… 179
耐風対策…… 179
タイマ…… 66,67,70,71,139,140,143,182,183,184,202
耐油性……85,107
縦さん形式防護柵の基本寸法…… 196
束線…… 149
たわみ度の許容値……49

タンク油面検出計……21
端子台……146,147,149,179
湛水試験……231,232
単品類……218
台付ワイヤ……225
ダイヤルインジケータ式開度計……172,178
大容量放流設備用ゲート……36,37
ダクト……149
ダストシール……75,85,86,87,250
脱脂……212,228,238
ダム・堰施設技術基準……5,33,36,43,46,197,236,237
ダム施工機械設備……221
ダムの形式……28
ダム放流設備……15,19
ダム用ゲート開閉装置……9,10,12,15,97,99,101
ダム用ゲート開閉装置(油圧式)設計要領(案)の適用ゲート……3,4
弾性係数……82,83
段ボール……218
チェーンブロック……7,46,187,189,198,223
――――――の一例……199
――――――の走行ビーム下面よりフックまでの最小距離(例)……199
チェックバルブ→逆止弁
チャンネルベース……144,145
中間点検……187,219
中和……228
チョーキング……235
調整試運転……231
直接検出式……173,176,177,178
直読式開度計……172,178
直結式……28,31,32
突合せ溶接開先形状……212
積卸……219
積み込み……216
吊上設備……46,189,197,198
――――および点検架台の例……187
吊環……217,218
吊りフック……187,189,198
定格圧力……8,23,24,27,42,43,48,49,52,53,54,55,61,62,67,78,79,80,81,103,104,122,125,132,229
適正開度……20
適用塗装仕様……234
手摺……7,12,21,27,46,132,193,196
――・階段・防護柵……186,192,194
――――――の基本寸法……195
――・防護柵用材料の寸法……195
鉄筋……223
点検・整備要領……12,203
――架台(固定式シリンダの例)……187
――――の許容応力度……46
――間隔と故障頻度の関係(例)……13
――周期……9
――時揚程……38,39
――・整備用設備……7,186,187,193,197
――台……7,77,186,187
――用接続口……227
転倒防止……230
出来形精度……224
デジタルカウンタ方式……148
――――式開度計……172,178
電圧計……146,147,148
――降下防止……212
電気機器用ビニール絶縁電線(KIV)……149
――系故障……149
――式開度計……172,175,176,177
――――――の検出方式……173,178
――式開度復帰装置……181
――――――系統図の例……180
電気配線……23,226
電源……50,51,52,72,97,139,140,141,142,150,151,152,231
――設備……221
電子技術……15
電磁接触器……71,140,142,183,185,202
――パイロット方向制御弁の構造……113
――弁……20,113,202
――誘導作用……141
電線[600Vビニール絶縁電線]……149
電線の断面積……149
電動機……6,7,24,26,50,51,54,61,62,63,68,69,71,72,97,98,99,100,102,104,105,107,108,110,111,119,140,142,148,150,185,187,214,225
――――過負荷保護……21,70,183
――――の回転数……53
――――の始動……53
――――の定格……53,183
――――の容量……52
電流計……146,147,148,150
トータルアンアベイラビリティ……9
戸当り……21,36,76,92,93,94,95,136
――――基準線……224
砥石……210
透明カバー……146,149
特殊荷重……192,193
特殊仕様品……41,42,111

特注品……14
吐出管…… 226
塗装……21,27,107,122,130,136,197,200,208,209,217,218,221,233,238,239,241
——間隔…… 236,237
——記号と各種塗料の特徴…… 235
——作業…… 188,189,237
——仕様…… 234,236,237
——色…… 226,237
——面積総括表…… 203
トラニオン形シリンダ…… 75,76
————軸…… 26,93,175
————軸受……76,200,201,233,234
動作不良……20
動的荒長……10
————系……11
動力設備…… 50,51,52,68
動力電源…… 51,72,140,141,142,150,151,152
動力部……19
土木請負業者…… 222
土木工事…… 221,222,231
土木研究所資料……13,20,41
ドライ式方向制御弁の構造…… 112,113
ドラム缶…… 218
ドリフトピン…… 207
ドリル…… 210

【な　行】

内部防錆…… 214
内容品重量…… 218
中ぐり盤…… 210
NAS…… 213,214
荷降場所…… 216
荷崩れ…… 214,216,219,220
2進化10進符号…… 179
二次コンクリート…… 224
二次部材…… 210
二重化……20,141
荷姿図…… 216
荷積場所…… 216
荷役作業…… 216,217,219
熱処理研磨……84
ネットワーク…… 221
ノンスリップ塗装…… 236,237

【は　行】

配管…… 7,24,26,27,58,59,60,64,77,79,105,115,138,140,188,193,208,213,228,230
配管→油圧配管
——・配線……22,23,25,207
——系…… 227
——サポート…… 214,227
——図…… 225,226
——付個別給油方式…… 201
配線…… 24,50,140,144,145,209,213
——の接続…… 149
——の二重化…… 141
——用遮断器…… 142,148
歯車ポンプ…… 108,127
————の構造……109
箱抜き…… 224
———構造…… 223
梯子……27,197
発錆…… 100,107,110,119,122,190,217,238
半管路型放流管……28
ハンドリング…… 217,218
ハンマリング要領…… 229
汎用品…… 14,41,42,43,147
バーチャート…… 221
バイパス配管…… 229
バックアップ体制……9,14
バフ…… 212
バランスピストン形リリーフ弁の構造…… 112
バリ取り…… 210
————作業…… 213
板金組立…… 213
盤木…… 219
バンド式…… 227
盤内構成……11,146
盤内照明灯用電源…… 141
盤面の配線…… 149
パイプ軸芯…… 226
パイプレンチ…… 225
パイロット操作逆止弁の構造と作動原理…… 115,116
パイロットチェックバルブ……60,62,63,64,65,69,105,115
パッキン……7,20,23,26,42,55,75,77,78,79,80,86,87,88,106,119,126,144,181,187,189,197,198,211,212,213,217,218
————およびシール…… 21,85,202
————の潤滑性…… 210

——の特徴……85,86,87
——の標準寸法……88
パネル配電盤用広角度計器……148
ヒータ→加温装置
非常上限……70,71,80,150,182
——停止……70,72,142,145,147,149,150,152
——操作……139
扉体圧着式……7,30,31,32,36,76,92,94
——装置……94,95
——受け方式……7
——可動部……35
——休止装置……7,39,72,135,137,233,234
——形式の特徴……136
——上部吊方式(フック引掛式)……7,29,30,32,136
——の回転角度検出式……173,175,178
必要開度保持時間……181
必要推力……23
評価規範……14
表示および警報……149,150
標準化・簡素化……3,4
標準回路……99,151,153,161
標準油圧回路……11,59,61,62,64,65,66,67,68,69,101,103
——図……63,105
表面粗さ……210,211
避雷器……142,176
疲労破壊……214
品質……43,110,221,239
ビジイ信号……179
ピストン……7,37,41,111,112,137,189
——とパッキンの組込み……213
——パッキン……75,85,86,88,187
——ポンプ……108,127
——の構造……109
——ロッド……6,7,11,21,25,31,32,35,40,42,43,55,62,64,65,66,75,78,79,81,82,83,85,86,87,88,102,104,132,138,177,180,181,189,190,193,198,210,212,213,216,217,219,224,225,231,234
——の材質……84
——の材端条件……84,91
——の仕上り寸法……211
——の有効座屈長さ……84
ピット内配管……226
ピンホール……212
フールプルーフ……8,11,19,21,102,144
——機能……11,12
フィラメント形表示灯……148
フィードバック……20,207
フィルタ……119,227,229
——エレメント……202
——目詰り検出用差圧スイッチ……184
——ろ過法の回路構成……120
フェイルセーフ……8,11,19,20,21
——機能……11
フェルト……217
フォールトトレーラント……11,19,20
不起動確率……9
複合防食……233,235,237
付属設備……3,207,222,234,238
——等はり材……49
フタル酸樹脂系塗料……235
フラッシング……125,222,225
——オイル……228,229
——回路……227,229
——効果……229
——作業……227,229
——専用の回路……227
——ユニット参考例……228
フランジ……24,40,43,44,47,120,122,212
——形シリンダ……76
——継手……124,226
フリッカリレー……150
浮力……8,33,34,35
フレキシブルホース……43,124,125,226,228
フロート式油面検出スイッチの構造……118
Vパッキン……85,86,87,88
ブザー……139,146,149,150
部材形状……209,210
ブッシュとピストンロッドのはめあい……150
ブラストクリーニング……236,237,238
プラズマ切断……209
プランジャ形圧力スイッチ……117
プログラマブルコントローラ……140
平面度……93,225
並列冗長化……10
ヘッドカバー……75,78,85,138,213
ベッド側……32,62,64,65,66,80,103
偏心圧着……32
ベーンポンプ……127
——の構造……108
——の全効率……61
ベル……10,11,13,118,139,149,150,184,232
ペール缶……218
ホーニング加工……210,211
保安器……140,179
ホイスト……7,21,46,187,198,199

方向制御弁… 60,62,63,66,67,69,97,100,105,110,111,112,113
放流試験…… 231
放流設備…15,19,28,29,36,37,67,180,181,189,190,231
補剛材…… 207
保護機能…… 144
保護形式…… 144
保護装置…… 7,70,71,183,184
保守管理……4,5,11,12,13,14,19,38,41,75,93,146,181
――――条件…… 22,25
――――設備…… 6,7,20,21,22,23,25,27,43,186,233,234,235,239
保持時間…… 181,229
補助リレー…… 202
保全コスト……10
歩廊……27,186,195
本要領……6,8,10,14,23,38,54,61,83,88,110,141,144,194,200,233,235,236
――――における信頼性を考慮に入れた設計の具体例…11
――――の構成…… 3,4
ボール方式…… 137,138
防護柵…… 27,46,186,192,193,194,195,196
防湿…… 140,144,220
――対策…… 214
防食… 179,196,197,212,214,220,233,234,235,237,239
防塵……78,217,234
――塗装…… 190
防水…… 136
――シート……217,231
防錆…… 126,200,212,214,228,235,237,238,239,241
――剤…… 215,217
母材……84,212
ボンネット…… 31,76,174,178
――――――体形……28,225
――――――形ゲート… 4,6,7,36,62,72,77,84,137,143,144,151,161,189
――――――――休止装置…… 137
ポリウレタン樹脂上塗塗料……235
――――――用中塗塗料……235
ポンプ→油圧ポンプ

【ま　行】

マイクロフィルム……203
曲がりによる損失圧力……58
曲げ加工……80,107,124,208,209,212
摩擦係数……26,33,34,36,58,242
摩擦接合用高力ボルトの許容力……45
マスターキー式
水洗…… 212,228
――――――の例…… 148
無機質ジンクリッチプライマ…… 238
無収縮性モルタル…… 223
無添加タービン油…… 229
無電圧接点…… 151,179
無動力……11
無負荷作動圧力…… 53,54,55,56
銘板の仕様例…… 203
めっき……129,145,196,199,208,213,233,235,236,237,238,239,241,242
――加工…… 144
――――の流れ…… 212
――材最大寸法(一度づけ)…… 240
――付着…… 212
――防止…… 212
――面の活性化…… 212
メッシュ…… 229
メッセンジャワイヤ式…… 173,174,175,176
メラミン焼付塗装…… 145
面粗さ…… 210,211,212
モータ→電動機
文字ディスプレイ装置…… 144
戻り管…… 226
戻りライン用フィルタの構造…… 117
モルタルの充填…… 224

【や　行】

U開先…… 212
Uパッキン…… 85,86,87,88
Uボルト式…… 227
油圧異常上昇…… 70,71,150,184
油圧回路…… 23,24,26,53,54,60,100,106,111,152
――――内異常圧力上昇……11
油圧確立…… 62,63,66,69,144,150
――――圧力…… 117
油圧系故障…… 149
油圧式…… 5,6,8,13,20,41,53,54,55,62,70,85,95,97,103,200,235
油圧シリンダ……8,19,20,21,24,27,35,36,37,39,48,53,54,55,58,61,64,65,75,76,77,78,79,81,82,83,84,86,91,94,95,97,98,104,110,111,114,119,122,124,125,137,138,174,175,176,180,181,187,189,190,193,200,202,207,214,216,222,223,228,229,231
――――および油圧シリンダ架台…… 224
――――架台…… 6,7,22,23,25,43,49,129,132,

133,134,136,188,233,234,235,238
——————形式の特徴…… 130
——————支持方式の特徴…… 131
——————下部点検台…… 197,198
——————駆動…… 230
——————径……23
——————形式……28,29,32
——————の形式分類……32
——————出力…… 88,89
——————上部点検台の例…… 197
——————ストローク…… 22,80
——————の組立て…… 213
——————の形式分類……32
——————の梱包…… 217
——————の設計手順……26
——————の速度…… 114
——————のパッキン……85,210
——————の標準寸法…… 87,88
——————の保管例…… 215
——————の無負荷作動圧力……56
——————ハンドリング用治具の例…… 218
——————輸送用架台の例…… 219
油圧制御機器……99,110,111,116,126,180
油圧配管……13,20,23,42,97,130,131,217,226
————の材質…… 14,40,122
————の管内流速……56,123
————の固定…… 124,125
————の伸縮対策…… 125
————の施工要領…… 221,222,225
————の損失圧力…… 53,54,55,57
————の耐圧力…… 122
————の耐圧力試験…… 124
————の漏洩試験…… 124
油圧発生装置…20,52,61,62,67,68,70,101,102,104,105
油圧ポンプ…… 7,20,21,24,27,48,49,50,51,52,53,56,63,66,67,68,69,71,97,99,100,102,104,106,107,110,115,119,126,144,148,150,183,185,214,225
————吐出圧力…… 61,62,108
————の形式…… 108
————の構造…… 108,109
————の使用可能な粘度範囲……127
————の比較……108
油圧ユニット…… 4,6,7,15,19,20,21,22,23,24,25,27,42,52,53,54,55,58,61,64,66,67,68,69,70,71,97,98,100,103,104,105,106,107,117,119,120,122,124,125,130,140,141,142,152,181,185,186,187,188,190,202,204,207,215,217,218,220,222,225,228,229,230,233,234,237
————・油圧シリンダの製作順序の概要…… 208
————の外観……99
————の基本構造……99
————の組立て…… 213
————の構造……99
————の外形…… 101
————の寸法…… 101
————の選定法…… 102
————の設計手順……26
————のセンサ…… 184
————の損失圧力……56,59,60
油圧力……6,20,53,54,55,61,65,76,108,137
有機質ジンクリッチプライマ…… 238
有機溶剤…… 212
有効座屈長……47,83,84
融雪出水時…… 181
誘導雷…… 142
——対策…… 179
油温異常上昇…… 70,71,150
——計…… 107
——上昇検出用温度スイッチ…… 184
————限界…… 102,105
雪荷重…… 192,231
輸送……4,14,130,207,218,219,225
——計画…… 220
————書…… 216
——経路…… 216
——時期…… 216
——品リスト…… 216
——方法…… 216
——用支台…… 217
油面計……63,64,69,107,150
——検出位置…… 118
————スイッチ……63,69,70,118
——低下…… 64,66,70,71,118,150
————検出用レベルスイッチ…… 184
——変動量…… 102,104
油量…… 61,64,66,67,108,181,185,200,229
要求機能……12
容積効率……49,61,126
溶接……40,41,42,76,78,80,107,122,124,129,196,208,209,221,235,238,239,240
——欠陥…… 212
——する板厚の組合せ…… 241
——継手…… 212,226
————効率……43
——接合部の設計…… 241
要素の冗長化……10

揚程…… 8,23,39,54,55,103,135
——の規定……38
——の説明図……38
用途別銘板…… 203,204
揺動空間……22
揺動式…… 22,23,25,26,28,29,32,75,125,197,198
———油圧シリンダ……83,188
———の特色……30
溶融亜鉛めっき……129,144,145,196,233,237,238,241,242
———十塩化ゴム系…… 235,236
———作業標準…… 239
———試験方法…… 239
横揺れ防止…… 230
呼び出し用ブザー…… 146
予備動力……37,50,51,52,68,141,142
予備発電設備……50,51,52,142
予備品……7,14,190
———箱…… 202
余裕厚…… 46,78

【ら　行】

ライフサイクルコスト(L.C.C)……14
雷誘導…… 230
ラインフィルタ…… 62,71
———目詰……70
ラジアルゲート…4,5,25,28,30,32,35,36,37,38,39,62,75,76,92,135,136,140,173,174,175,176,189,198,224
———(固定式リンク式)堤体内設置の例……29
———(摺動式)…… 143,144,151,153
———(揺動式下部吊方式)堤体内設置の例…29
———(揺動式上部吊方式)堤体内設置の例…29
———(揺動式上部吊方式)堤体下流面設置の例……29
———操作小扉内配置例…… 147
———盤面構成例…… 147
ラッシングワイヤ…… 219
リードスイッチ式…… 173,177,178
———油面検出スイッチの構造…… 118
リーマ…… 210
———ボルト…… 207
リセット機構…… 148
リミットスイッチ…… 7,21,70,129,136,150
粒子(ゴミ)の大きさ(μm)とその数(個数)(100ml中)…… 214
流水管理…… 6
流量管理…… 180
流量制御弁…60,62,63,64,65,69,97,100,105,110,111,114,115,140
リリーフ弁設定圧(力)…… 23,81,84,89,117,132
リンク式…… 28,29,31,32
冷却装置…… 119,121
レイノルズ数……58
レバーブロック…… 223
レベルスイッチ…… 184
連続運転時間…… 9
ローラゲートおよびジェットフローゲートの開閉速度……37
漏電…… 142,230
——リレー…… 150,152
ろ過装置……63,69,98,119,120
ロッド…… 114
———カバー…… 75,85,213
———外面…… 210,212
———クレビス…… 213
———径…… 23,26,79,81,84,87,88,89,90,91,132,211
———付シールおよびシール押え取付け…… 213
———の仕上り寸法…… 211
———パッキン……75,77,78,86,88,181
600V二種ビニール絶縁電線(HIV) …… 149

【わ　行】

枠組箱…… 217,218

ダム用ゲート開閉装置(油圧式)検査要領(素案)索引

【あ　行】

油タンク…… 251
油漏れ…… 247,250
安全装置…… 258,259
Oリング…… 248

【か　行】

外観検査…… 246,248,249,251,255,257
——寸法検査…… 246,249,253,254,257,258
開度計…… 255,256,258
————機能試験成績表…… 256
外部油漏れ検査…… 250
開閉装置…… 245,246
加工…… 246
仮組立…… 245,247,252
————(機能)検査…… 246,247
————検査…… 245,252
————時…… 246
————状態…… 246,257
機械加工…… 247
——検査…… 247
機器検査…… 245,246,247,248,249,250,254,255
機側操作盤…… 245,246,254,255,258
————の機能検査項目…… 254
————の工場立会い検査…… 255
————の判定基準…… 254
機側優先…… 255
機能検査…… 245,249,250,251,254,255,256,258
基本寸法…… 249
組立て…… 249
クロムめっき検査…… 248
————成績表の例…… 253,254,258
ゲート開閉速度…… 258
検出装置…… 245,255,256
————の検査項目…… 256
原寸検査…… 245,256

【さ　行】

材質…… 254,256
最低作動圧力検査…… 249
材料…… 245,246,247,248,252
——機械試験…… 245
——検査…… 245,246,247,248,252
——試験…… 258
——分析試験…… 245
シーケンス…… 255
システム…… 255,256
主要機器性能検査…… 251
消防法…… 251
除湿機…… 256
シリンダチューブ内径…… 247
振動…… 249,251,258,259
信頼性…… 246
据付…… 245,246,257,258
——外観寸法検査…… 246,257
————成績表の例2…… 58
————測定箇所の例2…… 57
——機能検査…… 246,257
————項目の例…… 258
——検査…… 245,246,257
スケール…… 256
スペースヒータ…… 256
滑り面の仕上げ…… 247
スラグ…… 246,247
スリッパシール…… 250
寸法許容差…… 252
——検査…… 246,249,251,252,254,257,258
製作…… 245,246,247,250,252,254,255
精度…… 247,256
絶縁抵抗…… 252,255,257,258
————検査…… 252
————測定…… 255,257
設計条件…… 258
接地…… 256
設定圧力…… 258
騒音…… 251
——測定検査…… 251
総合運転試験…… 259
——検査…… 245,246,259
ソレノイド…… 252
損傷…… 249,256

【た　行】

耐圧検査…… 246,249,250,251
——性…… 247
——テスト…… 258
耐久性…… 247
耐電圧検査…… 252
———試験…… 255,256
————要領…… 257
単独フレームの測定箇所の例…… 253
超音波探傷試験…… 245,247
定格圧力…… 249,250,251,258
電源…… 246,255,256,257
電動機…… 251,252,258
———の回転数…… 246
塗装…… 245,246,247,248,256
——検査…… 245,246,247,248
——色…… 254

【な　行】

内部油漏れ検査…… 250
————量…… 250

【は　行】

配管…… 251,258
配線…… 254
歯車ポンプ…… 250
パッキン…… 248,249,250
ピストン…… 249,250
————ロッド…… 247,251
品質…… 245,246,248
ピンホール…… 248
フィルタ…… 251
Vパッキン…… 249
負荷試験…… 246,251,258
付属設備…… 245,246,259
フランジ…… 247,248
平面度…… 253,254
ヘッド側…… 249,250
ベーンポンプ…… 250
ベル…… 258
防湿…… 256
放射線透過試験…… 247,248
防食…… 248
——検査…… 248
放流試験…… 245
保護装置…… 259
————試験…… 259

【ま　行】

膜厚検査…… 246,248
無負荷作動検査…… 249
めっき…… 248

【や　行】

油圧回路…… 251
油圧式…… 245
油圧シリンダ…… 246,248,249,250,258
————架台…… 245,252
————の外観寸法検査成績表の例…… 253
————の測定箇所…… 253
————の検査方法…… 247
————の判定基準…… 247
油圧配管…… 245
油圧ポンプ…… 246
油圧ユニット…… 245,246,251,258
————の検査方法…… 250
————の判定基準…… 250
油圧力…… 246
油量…… 250
溶接…… 245,246,247,248
——検査…… 245,246,247
——非破壊検査…… 247
予備品…… 254,256

【ら　行】

リリーフ弁設定圧(力)…… 258
連続運転検査…… 251
ロット…… 250
———外面…… 249
———径…… 247,249
———パッキン…… 249

あとがき

ダム用ゲート開閉装置（油圧式）の設計において高信頼性，操作および点検・整備の簡素化，更新方法の統一，緊急時の対応等を考慮した標準化を詳細にまとめ，設備計画や設計のみならず操作，点検・整備，更新を計画的かつ合理的に行い，さらに緊急時に適切に対応できることを目的に本要領の作成を行った。

今後は，本要領を運用し放流設備の設計を行うことにより，ダム管理所での少ない人員による的確な操作や保守管理。また，業務経験の浅い管理所員でもマニュアルやガイダンスを参照するだけで操作や点検を安全，確実かつ簡便に実施できる設備になると考えられ，ダム・堰施設技術基準の詳細要領として，ダム用ゲート開閉装置（油圧式）の設計，施工に寄与し，合理的な機械設備の設計，維持管理手法の確立となれば幸いである。

尚，本要領を作成するにあたりご協力ご指導いただいた建設経済局建設機械課，河川局開発課，各地方建設局，水資源開発公団，(社)ダム・堰施設技術協会，ダム用ゲート開閉装置信頼性検討委員会の委員・幹事ならびに関係各位の御協力に心より感謝の意を表す次第である。

ダム用ゲート開閉装置(油圧式)信頼性調査検討委員会名簿

(平成4年3月31日現在)

委員長	鈴木藤一郎	建設省　河川局開発課　建設専門官
幹事長	杉山　篤	建設省　土木研究所機械施工部　機械研究室長
委員	吉田　正	建設省　建設経済局建設機械課　課長補佐
同	福田正晴	建設省　河川局開発課　課長補佐
同	高須修二	建設省　土木研究所ダム部　ダム水工研究室長
同	山口温朗	水資源開発公団　第一工務部　設計課課長補佐
同	山本晃生	水資源開発公団　第一工務部　機械課課長補佐
同	堀岡征二	石川島播磨重工業㈱　鉄構事業部　設計部長
同	和田宏三	㈱栗本鉄工所　水門設計部長
同	疋田　正	㈱田原製作所　取締役技師長
同	岩田幸一	日立造船㈱　鉄構・建機事業本部　鉄構設計部長
同	三谷勇蔵	三菱重工業㈱　鉄構部　部長
同	安田義則	川崎重工業㈱　水門鉄管技術部　水門鉄管部長
事務局	丸本二郎	㈳ダム・堰施設技術協会　技術部長

中途交代委員等

委員長	竹村公太郎	(前)建設省　河川局開発課　建設専門官
委員	橋元和男	(前)建設省　建設経済局　建設機械課課長補佐
同	三島勇一	(前)水資源開発公団　第一工務部　設計課課長補佐
同	服部吉博	(前)石川島播磨重工業㈱　鉄構事業部　設計部長
同	中田利治	(前)日立造船㈱　鉄構設計部長

ダム用ゲート開閉装置(油圧式)信頼性調査検討委員会幹事会名簿

(平成4年3月31日現在)

幹事長	杉山　篤	土木研究所　機械施工部　機械研究室長
幹事長代理	深堀哲男	東北地方建設局　道路部　機械課課長補佐
副幹事長	高津知司	土木研究所　機械施工部　機械研究室　研究員
同	小野　功	㈱田原製作所　技術部　課長
幹事	渡辺　昭	建設省　建設経済局建設機械課　機械設備係長
同	竹島　睦	建設省　河川局開発課　管理係長

同	橋本正一	建設省　関東地方建設局　道路部　機械課課長補佐
同	山本晃生	水資源開発公団　第一工務部　機械課課長補佐
同	松本　久	水資源開発公団　比奈知ダム建設所機械課　機械係長
同	小林徹也	石川島播磨重工業㈱　鉄構事業部　設計部課長補佐
同	西田恒夫	川崎重工業㈱　水門鉄管技術部　第二課長補佐
同	久野桂三	㈱栗本鉄工所　水門設計部　次長
同	岡田充弘	㈱栗本鉄工所　水門設計部　東京水門技術課長
同	橋本源四郎	㈱田原製作所　技術部　部長代理
同	山田英一郎	日立造船㈱　水門鉄管設計部　設計三課長
同	原口俊蔵	三菱重工業㈱　鉄構技術部　水門担当課長
事務局	幸　春生	㈳ダム・堰施設技術協会　技術部　次長

中途交代委員等

副幹事長	高橋龍典	石川島播磨重工業㈱　鉄構事業部　設計課課長補佐
幹事	平井秀輝	(元)建設省　河川局開発課　管理係長
同	黒川純一郎	(前)建設省　河川局開発課　管理係長
同	金丸孝行	(前)建設省　関東地方建設局　利根川ダム統合管理事務所機械課長
同	羽田靖人	川崎重工業㈱　水門鉄管技術部　第二課長
同	清水富明	㈱田原製作所　技術開発室長
同	田中富雄	三菱重工業㈱　鉄構技術部　水門メンテナンス担当課長

本要領作成にあたって協力いただいた方々

分科会会員	星　良高	石川島播磨重工業㈱　鉄構事業部　設計部課長
同	近藤友和	川崎重工業㈱　電装制御統轄部　鉄構電装課　主任
同	安藤芳実	㈱田原製作所　技術部　電気設計課課長補佐
同	坂本順一	日立造船㈱　電気・制御計画部　鉄構施設担当課長代理
同	三沢吉彦	三菱重工業㈱　鉄構プラント部　電気制御設計課
同	茂木正晴	建設省　土木研究所　機械施工部　機械研究室
同	鶴見　篤	建設省　土木研究所　機械施工部　機械研究室　部外研究員
同	佐藤邦人	建設省　土木研究所　機械施工部　機械研究室　部外研究員
同	今泉　智	(前)建設省　東北地方建設局　道路部　機械課
同	布宮明道	建設省　東北地方建設局　道路部　機械課

ダム用ゲート開閉装置(油圧式)設計要領(案)

ISSN 0386－5878
土木研究所資料第3118号
平成4年7月(1992)

機械研究室 室長 杉山 篤
研究員 高津 知司
茂木 正晴
部外研究員 鵜見 篤
部外研究員 佐藤 邦人

要旨 ダム放流設備における流量制御に必要なゲート開閉装置は，故障が少なく，突発的に機能の一部が故障しても確実に作動できる構造であり，必要時に安全かつ確実に機能する信頼性の高い設備でなければならない。また，ダム管理所においては，少ない人員でより的確な操作や保守管理を行うために，業務経験の浅い管理所職員でもマニュアルやガイダンスを参照するだけで，操作や点検を確実かつ簡便に実施できる設備が必要となる。そこで，設備設計において高信頼性，操作及び点検・整備の簡素化，更新方法の統一，緊急時の対応等を考慮した詳細要領としてダム用ゲート開閉装置（油圧式）設計要領（案）をまとめた。

なお，本設計要領（案）を用い設備計画や設計のみならず操作，点検・整備，更新を計画的かつ合理的に行い，緊急時に適切に対応できることとした。

キーワード：ダム用ゲート，開閉装置，油圧回路，ＬＣＣ，フェイルセーフ，フールプルーフ，フォールトトレーラント，ＦＴＡ

郵便はがき

41円切手をはって下さい

3 0 5 -□□

茨城県つくば市大字旭一番地

建設省土木研究所

機械施工部機械研究室 御中

No. 62

No. 62

配布先氏名

配布先住所

土木研究所資料第3118号　　部

上記のとおり受領しました。

所　属（住所）

氏 名　　㊞

１．　最適設計

１．　主旨

ダム用ゲート開閉装置の目的はダム用ゲートを必要に応じて開閉させることであり、その確実な動作はダム用ゲートはもちろんダム自身の機能を果たすのに重要である。そのためダム用ゲートの信頼性を確保し動くべき時に動くようにすることは重要である。

信頼性を高くする方法として、故障しにくい機械要素の使用やシステムの冗長化、点検・更新の頻度を上げる等がある。信頼性を高くするために、どの程度故障の低い要素を使用するのか、システムの冗長化はどの程度行うのか、点検・更新の頻度とその方法はどのように決定すべきなのかを決める規範が明確ではない。

よって、ダム用ゲート開閉装置の信頼性を高くするための最適な設計・保全の考え方を明確にするために検討を行うものである。

２．　現状の技術

２－１　機械設備の信頼性を評価する手法に、ＦＴＡ（故障の木解析）がある。

２－２　飛行機、自動車等の機器の最適な設計・保全の考え方の一つに、ライフサイクルコスト（Ｌ．Ｃ．Ｃ．）を最小にするものがある。

Ｌ．Ｃ．Ｃ．
＝（イニシャルコスト）＋（ランニングコスト）＋（メンテナンスコスト）＋（リスクコスト）

（高信頼性のためのコスト）　　（低信頼性のための損失）

①イニシャルコスト（製作費）
　イニシャルコスト　＝　原材料費　＋　施工費
②ランニングコスト（運用費）
　ランニングコスト　＝　光熱費　＋　一般消耗品費　＋　人件費
③メンテナンスコスト（保全費）
　メンテナンスコスト　＝　部品費　＋　経費　＋　人件費
④リスクコスト（損失費）
　リスクコスト　＝　故障率　ｏｒ　アンアベーラビリティ　×　損失額

Ｌ．Ｃ．Ｃ．の計算式と計算値の具体例を表1.1および表1.2に示す。

３．検討項目

３－１　点検・更新の考え方の整理

・点検の考え方：
①点検のために不必要な作業が生じない構造にすること。
②点検が行い易いこと。
③点検のローテーション。
④ユニットによる交換かパーツによる交換か。
⑤点検箇所、項目

・更新時期の問題：
周辺要素の寿命を同じにして同時期に更新を行う。

３－２　Ｌ．Ｃ．Ｃ．の算出式

ダム用ゲート開閉装置に適したＬ．Ｃ．Ｃ．の算出式を作成する。
①ポンプ、クレーン等の機器とダム用ゲート開閉装置との差異を整理する。
②ポンプ、クレーン等の機器の特徴とＬ．Ｃ．Ｃ．の算出式と関連づけて整理する。
③ポンプ、クレーン等の機器とダム用ゲート開閉装置との差異と飛行機、レーダ等の機器の特徴とＬ．Ｃ．Ｃ．の算出式と関連よりダム用ゲート開閉装置に適したＬ．Ｃ．Ｃ．の算出式を作成する。

３－３　最適設計・保全

最適設計・保全を行う時の評価規範としてＬ．Ｃ．Ｃ．を採用する。すなわち、点検・更新方法を考慮しＬ．Ｃ．Ｃ．が最小になるように、ダム用ゲート開閉装置を設計し保全計画を作成する。

表1.1　L．C．C．の計算例

コスト	算出例
イニシャルコスト	(1) $C_{10}+C_{11}(MTBF)^{1/2}$ (2) $C_{10}+C_{11}\ln(MTBF)-C'_{11}\ln(MTTR)$
メンテナンスコスト	(1) $C_{20}+C_{21}AdL$
ランニングコスト	(1) $\frac{C_{30}AL\times 8760}{MTFB}$　（8760時間＝1年）
リスクコスト	(1) $C_{41}(1-R)$

C_{11}，C_{12}…は、設計するダムの特質より決定する定数である。
MTBF：平均故障間隔、修理しながら使用する系、機器、部品などの相隣する故障間の動作時間の平均値
MTTR：平均修復時間、事後保全に要する平均時間
A：アベイラビリティ、d：使用時間比率、L：寿命
（「信頼性・保全の考え方と進め方」塩見 弘、技術評論者）

表1.2　L．C．C．の計算値例

項目		レーダ	通信機	航法装置
部品数	(N)	6,100	1,600	540
全動作時間	(T)	20,960	21,076	20,887
全故障数	(r)	382	54	62
MTBF	(T/r)	55	390	337
ダウンタイム	(D)	925	561	231
交換部品数	(n_p)	1,256	185	129
MDT	(D/r)	2.4	10.4	3.7
A=MTBF/(MTBF+MDT)		0.958	0.974	0.989
保全人員	(S)	4	2	2
保全工数／10^3時間動作[1]		180	52.8	22.4
装置コスト[2]	(C_e)	400	6	5
保全労務費／年[1]	(C_{m1})	230	70	29
保全資材費／年	(C_{m2})	10	0.7	0.7
保全コスト／年	$(C_m=C_{m1}+C_{m2})$	240	71.2	29.7
(保全コスト／年)／装置コスト	(C_m/C_e)	0.6[4]	11.87	5.94
全コストC／年[3]	$C_e/(L=10)+C_m$	280	71.8	30.2
コスト有効度 CE＝$A/(C$/年)（%年／10^3ドル）		0.34[4]	1.36	3.27

1) SD/($T/10^3$)
2) コスト単位×10^3ドル
3) C_{m1}＝SD×148ドル/(T/8670)，1年＝8670時間
4) レーダの場合，アンテナや基礎工事費のコストが大きい
5) 使用年数 L＝10年として算出

（「信頼性・保全の考え方と進め方」塩見 弘、技術評論者）

２．新技術導入

１．　主旨

技術革新がめまぐるしい今日、ダム用ゲート開閉装置の機構を充実させダム放流設備の円滑な操作・点検・更新に資するものは、積極的に取り入れなければならない。

新技術を導入する際の基準・手順を明確にするために検討するものである。

２．　現状の技術

新技術の種類を以下にあげる。

①新素材：ステンレス鋼

②油圧技術：140kgf/cm^2, 210kgf/cm^{2}等の高圧油圧技術

③電子技術：コンピュータ技術、ＩＣ

３．　検討項目

３－１　信頼性解析

新技術を導入した場合を仮定したＦＴＡを行い、新技術導入後の信頼性を定量的に評価する。

３－２　Ｌ．Ｃ．Ｃ．解析（Ｌ．Ｃ．Ｃ．Ａ．）

新技術を導入するにあたり、点検が行いにくくならないようにする。また、更新の時期と方法を見直さなければならない。更に、新技術を導入したときのＬ．Ｃ．Ｃ．を計算する。

３－３　導入の判断

①ダム用ゲート開閉装置の信頼性を向上させるために新技術を導入するので、ＦＴＡの結果信頼性が向上しているものを導入の候補とする。

②Ｌ．Ｃ．Ｃ．を計算し、その値が増加しないものを導入する。

③信頼性が向上しかつＬ．Ｃ．Ｃ．が増加するものの導入判断基準の決定。

表2.1　新技術導入の判断

		信頼性（ＦＴＡ）	
		向上	低下
ＬＣＣ	減少	導入する	導入しない
	増加	安価になった時点で導入する	導入しない

3．油圧回路の信頼性

1．　主旨

ダムに設置されているゲート設備のうち開閉装置はその心臓部というべき重要なものである。

洪水時などに開閉装置が故障した場合のダム本体に与える影響や、万が一、ダムが決壊した場合の下流に与える影響などを考えると、その被害は勘大なものとなる。よって、ゲート用開閉装置は一般の機器に比べ高い信頼性が要求される装置である。しかし、事故には至ってないものの、現実には各機器には様々な故障が発生しているのが実態である。

この現状を改善しシステムの信頼度を向上させようとする目的で検討するものである。

2．　現状の技術

2－1　実績

平成元年度の高圧放流ゲート設備の油圧式開閉装置を対象にした故障調査によると９５設備１０４件の内訳は表3-2に示す通りである。

故障頻度が最も大きいものが油圧ユニットで４０％を占めることが分かる。

2－2　関連技術

油圧開閉装置の信頼性に関する基準として

ダム・堰施設技術基準、第４章 第３節 3－4「油圧設備」がある。

2－3　油圧ユニットの故障パターン

下表に示す。

表3.1　油圧供給装置のパターン別分析

故障総数 ＼	先天的故障			偶発的故障	劣化故障	
	先　天	先天／偶発	先天／劣化		劣化／偶発	劣　化
油圧供給装置 42件 （100％）	14	2	2	12 （29％）	2	10
	18 （42％）				12 （29％）	
特　徴	・流量調整弁などの回路構成の不具合 ・カウンタバランス弁等のメーカの組立、製作不良 ・圧力スイッチなどの回路構成、取付不良及び環境不適 ・油圧配管などの関係不適、振動対策不適			・作動油中の異物の噛み込み ・フィルター目詰りによる吸込不良 ・弛みによる漏油 ・作動油の劣化汚れによる故障がほとんど	・運転頻度が多いための回転、摺動部の摩耗 ・長期間運転しないための回転、摺動部の固着錆付 ・パッキンOリングの経年劣化による漏油	

2－4　油圧ユニットの故障状況

故障頻度の大きいユニットの中でバルブ類の故障は２４件有り、ユニットの故障件数の約６割はバルブの故障が占める。バルブの中ではリリーフ弁、電磁弁、流量調整弁の順に故障件数が大きいことが分かる。

スイッチ類では、圧力スイッチの故障件数が大きい。

一般に圧力スイッチの故障は重故障までには至らないが、バルブ類、特に回路全体の圧力を設定したり、異常圧発生時の安全のために設けているリリーフ弁の故障および回路の方向を切り替える電磁弁の故障はユニットの運転不能に至る重故障や致命的な故障に至ることが多い。

表3.2　故障調査集計一覧

設備区分	機器名	故障件数	
開閉装置（主シリンダ）	油圧シリンダ	6	27（26%）
	ピストンロッド	3	
	ピストンパッキン	5	
	ロッドパッキン	6	
	ダストシール	5	
	Oリング	2	
油圧供給装置	油圧ポンプ	3	42（40%）
	電磁弁	5	
	流量調整弁	4	
	カウンタバランス弁	3	
	リリーフバルブ	9	
	スロットルチェック弁（絞り弁）	1	
	ストップバルブ	2	
	油圧計	1	
	圧力スイッチ	5	
	油圧スイッチ	2	
	レベルスイッチ	2	
	油圧配管	4	
	油圧機器Oリング	1	
圧着装置	圧着シリンダ	2	7（7%）
	油圧モータ	2	
	傘歯車減速機	2	
	モータ内臓ブレーキ	1	
圧着緊定装置	ロック用バリカン爪	1	4（4%）
	ロック用ネジ棒	1	
	油圧モータ	1	
	シーケンス回路	1	
開閉緊定装置	増速機	1	1
ゴム圧着装置	水密ゴム	1	1
休止装置	ハンガーステム	1	1
機側操作盤	遮断機	1	2（2%）
	圧着量受信機	1	
検出装置	リミットスイッチ	7	19（19%）
	開度発信機	11	
	開度受信機	1	
故障件数合計		104（100%）	

3．検討方法

3－1　システムを単純化する

①油圧式開閉装置に必要な機能を整理し、安全とは何か、フェイルセーフとはどうあるべきかを明確にする。

②油圧ユニットと機側操作盤は一つのシステムとして設計し重複部分の排除、不足部分の補完について検討する。

③回路を標準化させ、故障発生要因を少なくする。
ブリードオフ回路の採用の可否について検討する。

3－2 システムを二重化にする

①回路の中で、どの部分を二重化するかについて検討する。
故障率が高く、故障が起きた場合に重故障となるものについては早急に二重化を図る。（リリーフバルブ、電磁切換弁など）

②他ユニットとの間で相互配管を行い、交差運転を可能にする。
タンク容量などの検討をする。

③手動および予備動力による運転が行えるようにする。
予備動力にはどれが適しているかを検討する。

④自重降下が可能なバイパス回路を設ける。

3－3 サブシステムを付加する

①油水分離器または水分吸収用フィルターの必要性と設置の可否。

②ろ過装置と予備タンクの必要性と設置の可否。

③エア抜き用のバイパス回路を設けるか否か。

④保守管理用の試運転・無負荷試験ができるような回路にする。（シュミレーション回路）

⑤セルフクリーニング回路を設け、回路のフラッシングを行うようにするか否か。

3－4 その他

①特殊機器を開発または特殊仕様の機器を採用するかについて検討する。
バルブ・圧力スイッチなどのスプリングまたはスプールなどの防塵処理
リリーフバルブ、チェックバルブ、電動仕切弁などを特殊仕様とするか

②操作しやすく保守管理しやすい構造とはどのようなものか
（油圧回路、油圧ユニット）

③ポンプの最高圧力とリリーフバルブの安全性について確認する。

4． 検討

4－1 システムの単純化および標準化

主回路に設ける弁の数を極力少なくするとともに、構造も単純なものとし、回路全体を単純化することによりシステムの信頼性は向上する。主回路には、故障したときに、昇圧傾向となる減圧弁は設けないものとし、信頼性を向上させる。

今まで同じ目的のゲートでも各メーカにより回路は異なっていた。これを標準化させることにより、万一故障が発生したときにその原因解明や改善対策が早急に対応できたり、改善策を周知徹底でき故障発生要因を少なくできる。油圧回路および電気回路については別頁参照。

4－2 システムの二重化

ダム・堰施設技術基準（第4章 3-4-1）において「油圧発生装置は、基本的には油圧ユニット1台に対し100%の容量の正・副2組の油圧発生装置（電動機・油圧ポンプ）を設置することを標準とする。」となっている。

過去に行っている故障報告等からは、圧力制御弁や電磁切換弁の故障が高いことが分かっており、そこで、具体的な故障率を示すと下記の通りとなる。

油圧ポンプ	0.08747×10^{-6}
電磁弁	0.49022×10^{-6}
リリーフ弁	0.63404×10^{-6}

よって、システムの二重化における油圧発生装置の範囲は”電動機・油圧ポンプ・圧力制御弁・電磁切換弁”までとした。

4－3 サブシステムの付加

ダム用ゲート設備は寒冷地、高温または高湿度地域など幅広い環境状況に設置されかつ、運転状況もダムごとまたは設備ごとにより異なっている。油圧開閉装置は作動油を媒介として機能を発揮するシステムであるため、作動油の物性の変化は開閉装置の能力に大きな影響を与える。例えば寒冷地における粘性の上昇は圧力損失の上昇を来したり、逆に油温上昇は粘性の低下、リーク量の増大や、潤滑性能の低下に起因して焼き付けを生ずる危険性がある。

このように、使用条件、環境条件によっては開閉装置全体の信頼性を低下させてしまう。このため、信頼性を保持または向上させる目的で、寒冷地用には加温装置、油圧が60°C以上で長時間運転する場合は冷却装置を設けたほうが好ましい。

浄化装置については今後さらに検討する。

5. 結論

5－1 システムの単純化および標準化

油圧回路、機側操作盤の標準回路で具体的に示す。

5－2 システムの二重化

ゲート1門ごとに油圧ユニットを1台設ける。

圧力発生装置は油圧ユニット1台に対して、100%容量の正・副2組を設置する。

油圧発生装置の範囲は”電動機、油圧ポンプ、圧力制御弁、伝磁切換弁まで”とする。

5－3 サブシステムの付加

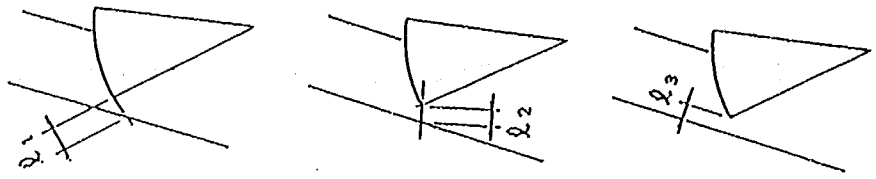
使用環境に応じて設けることとする。（ただし、具体的な条件設定についてはさらに検討を必要とする）

4．開閉速度

1．主旨

1）水門扉の開閉速度（全揚程を開閉するときの平均速度）は、使用目的、所要時間、流量調節の有無等を考慮して適切な値とする必要があるが、その標準的な値を定める。

2）高圧ラジアルゲートの開閉速度として、①周速度、②鉛直速度、③垂直速度が採用されているが、どれが最も好ましいのか検討する。



ℓ_1：円周距離　①円周速度　　ℓ_2：鉛直距離　②鉛直速度　　ℓ_3：垂直距離　③垂直速度

図4.1　開閉速度説明図

2．現状の技術

2－1　実績

メーカ実績調査によれば下記の通りである。〔調査対象　建設省直轄ダム〕

①開閉速度

(a) 大容量放流設備

・ラジアルゲート：0.3m/min…33/33

・ローラゲート　：0.3m/min…5/5

(b) 小容量放流設備

・ＪＦＧ　　：0.2/min…2/2

・スライドＧ　：0.1/min…1/2
　　0.3/min…1/2

②開度の規定

・ラジアルゲートの場合について調査

・周　速　度：7/33

・鉛　直　速　度：12/33

・垂　直　速　度：12/33

・ピストン速度：2/33

注記）ラジアルゲートは３３件、ローラゲートは５件、ＪＦＧは２件、スライドゲートは２件について調査した。

2－2　関連技術

開閉速度の関連技術として

①ダム・堰施設技術基準第２章第２節　2-0-4「開閉速度」

②高圧ラジアルゲート設計要領（案）３章４節２項「開閉速度」がある。

1）ダム・堰施設技術基準の抜粋

①開閉速度は一般的に0.3m/minを標準とする。

②流量調節を必要とする場合および予備動力による場合等は、標準的開閉速度0.3m/minより遅い速度とするものがあり、その一例を下記に示す。

流量調節主ゲート・バルブ　：　0.05～0.10m/min

予備動力（内燃機関）の場合：　0.05～0.10m/min

2）高圧ラジアルゲート設計要領（案）の抜粋

①貯水池水位の異常な上昇および下流河道水位の上昇など上下流に対する検討を十分に行い決める必要があるが、一般には0.3m/minが最も多い。

②開閉速度（開度）の規定は、吐口断面高さを全開にする所要時間で除した平均値をいうこととする。

2－3　従来の検討

1）開閉速度について

①大容量放流設備主ゲート

洪水波形に対応した流量調節速度、ゲート構造面から見た最小開度および１回当りの操作量と最小運転時間の関係等を考慮して、開閉速度を決定していると考えられるが、実績では全て0.3m/minである。

②小容量放流設備主ゲート

ゲート構造によって決まる最小開度の確保、微小流量調節に係わる１回当りの操作量と電動機の許容最小運転時間及び全開までの所要時間等を考慮して開閉速度を決定しており、概ね0.05～0.2m/min程度と考えられる。

2）開度の規定

明確な基準がなく、個々に決定している。但し各社の見解は「ゲート開度は放流量との関係から垂直開度で表示するのが適当」とのことである。

3．検討方法

大容量、小容量放流設備のゲート開閉速度について下記検討を行う。

1）実態調査によるゲートの開閉速度並びに流量制御上からみたゲート速度

2）許容最小運転時間から開閉速度と1回当りの最小操作量の関係整理。

3）シリンダのスティックスリップ発生とピストン速度の関係調査

4．検討

4－1　大容量放流設備のゲート速度

1）実績

ゲート総覧Ⅰ・Ⅱより高圧ラジアル、高圧ローラゲートのゲート速度は、山口県川上ダム（高圧ラジアル）の0.35m/minを除き、すべて0.3m/minである。

2）洪水処理上からみたゲート速度

ゲート速度は貯水池並びに下流水位の異常な上昇がないように決定されるべきであるが、従来のゲート速度0.3m/minで問題が生じていない所から、洪水処理上、特に本速度は妥当であると考えられる。

3）最小開度確保上からみたゲート速度

ゲートの最小開度は、キャビテーションや扉体の有害な振動を防止する意味で100mm とされている。（「ダム・堰施設技術基準」より）この場合の運転時間はゲート速度0.3m/minで20秒要し、1回当りの最少運転時間3～4秒以上となっているので特に問題はない。

なお、油圧機器、特に電磁弁の最高切換頻度は 120回/min（2回/sec）で、油圧機器からみた本速度に対する制約はない。

4）予備動力によるゲート速度

予備動力によるゲート速度は、一般に常用速度の1/3～1/2(0.1～0.15m/min)が用いられている。

本速度は洪水処理上、満足できるものでなければならないが、過去の実績からいって、常用速度の1/3～1/2であれば問題ないと考えられる。

4－2　小容量放流設備のゲート速度

1）実績

小容量放流設備に油圧シリンダを使用したゲート速度は、ゲート総覧Ⅱ（ＪＦＧ）より次の通りで、大半が0.10m/min以上の実績が多い。

0.05m/min　：　1　件（北陸電力、取手川第2）
0.10m/min　：　21件
0.20m/min　：　2　件
0.30m/min　：　4　件
28件

2）流量制御上からのゲート速度

小容量放流設備は主として利水放流として使用されることが多く、そのゲート速度は大容量放流設備と相違し、主として流量制御上から決定される。

ゲートの最少運転時間は最小表示単位間を操作するのに必要な時間で、通常3～4秒以上必要である。この場合最小表示単位間距離（最小開度）はＨ＝Ｖ・ｔとなるが、最小表示単位は通常1％であるので、この時のゲート口径は最小Ｄ＝１００・Ｈ必要となる。

ここに　Ｈ：最小開度　　Ｖ：ゲート速度　　ｔ：最小運転時間
Ｄ：ゲート口径

表4.1に各ゲート速度に対する最小開度及びゲート口径を示す。

表4.1　ゲート速度に対する最小開度とゲート口径

ゲート速度　(m/min)	最小運転時間4秒の時の開度　(mm)	ゲート口径　(mm)
0.05	3.3	330
0.10	6.6	660
0.20	13.3	1330
0.30	20.0	2000

ゲート開度1％ごとの制御を行うことになると、口径が小さくなればゲート速度も遅くする必要があり、表4.4.2-1の場合、口径660mm 以下ではゲート速度を0.10m/min未満にする必要がある。

油圧シリンダを使用したＪＦＧ口径は

口径　φ1000未満：9　件（最小φ400）
φ1000以上：16件（最大φ2100）

であり、口径φ1000以上の容量の大きいゲートに油圧シリンダを使用している例が多くこの場合ゲート速度は0.1m/min程度で流量制御は可能となる。

3）シリンダのビビリ発生からみた発生開閉速度

シリンダのスティックスリップの発生は単にピストン速度の要素だけではなく、他の要素も複雑に絡んでいる。

「ＪＩＳハンドブック油圧空気圧」からスティックスリップに関する事項を引用すると次の通りである。

スティックスリップに関する考察

パッキンのスティックスリップ現象は、ゴム状弾性体と金属との接触面で短時間に付着すべりの周期的な繰返しにより発生するものである。

シリンダの発音現象はこのスティックスリップに起因するパッキンまたはシリングの自励振動によるものと、油圧系の自励振動によるものと考えられる。

この発音現象の音質は非常に高い周波数のものや７０Hz程度の低周波数で共鳴している音など多種多用である。

パッキンのスティックスリップ現象は温度、速度、圧力、表面粗度、作動油の粘度、油性などの因子の影響をうけるが、まだ定量的に究明されていないのが現状である。しかし定性的には次のような場合に発生するようである。

1．パッキン材料の動摩擦係数が高いとき。
2．金属表面が適切な粗さ（0.8s～3.2s）でないとき。
3．潤滑剤が不十分なとき。
4．作動油の粘度が低く、潤滑油膜の破断が生じやすいとき。
5．高圧、低速作動のとき。
6．極端に肉厚のうすいシリンダ・チューブを用いたり、剛性の低いホースを使用したとき。

実験的には、図4.2のような範囲でパッキンを使用すると発生するようである。

この場合、

D：軸径(cm)
Z：油粘度(Kga/cm^2)
V：速度(cm/s)
P_r：パッキン緊迫力(kg)

である。

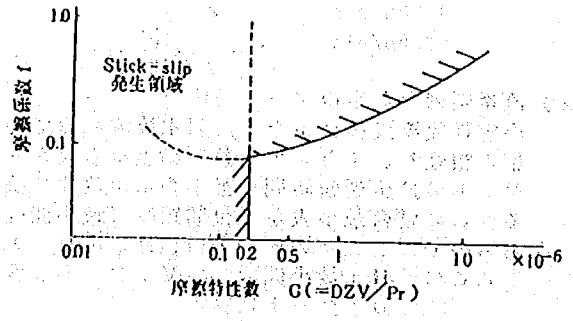


図4.2　摩擦特性数と摩擦係数の関係

図4.1において油の粘度を一定とすれば、スティックスリップの発生はピストン速度、パッキン緊迫力の大小に影響することがわかる。ピストン速度が小さく、パッキン緊迫力が大きい程スティックスリップが生じ易い。

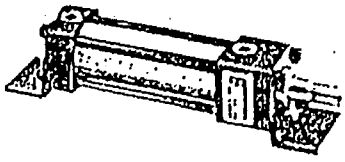
・汎用品油圧シリンダの最少ピストン速度

汎用の油圧シリンダの各メーカの速度は表4.2～表4.4の通りである。

（不二越）

表4.2　汎用油圧シリンダ仕様(1)

FJシリーズ――70・140kgf/cm²



NACHI汎用油圧シリンダFJシリーズは、JIS規格に準拠しながら、合理的な構造と吟味した部品により、さらに高性能化した標準シリーズです。使いやすいアクチュエータとして、あらゆる機械装置に幅広くご利用いただけます。

• JISに準拠した高性能シリーズ
JIS規格(JIS B0354-1970)に準拠していますので、汎用性、互換性が高く性能、品質がきわめて安定しています。

• 短納期で、保守点検が容易
各構成部品は完全に標準化されていますので、納期が短かく、部品交換などの保守点検もきわめて容易です。

• 堅牢で、すぐれた耐久性
標準化に加え、各部材、部品材質を十分吟味していますので耐久性が抜群です。

項　　目	70kgf/cm²シリーズ	140kgf/cm²シリーズ
最高使用圧力	70kgf/cm²	140kgf/cm²
耐　　圧	105kgf/cm²	210kgf/cm²
最低作動圧力	3kgf/cm²	3kgf/cm²
荷重圧力係数	95%以上	
許容最大速度	18m/min	
許容最小速度	0.3m/min	
シリンダ内径 (mm)	30、40、50、63、80、100、125、140、150、160、180、200、224、250	
ス　ト　ロ　ー　ク	1000mmまでを標準とします。	
ロ　ッ　ド　径	JIS B8354表5のB, C系列によります。	
作動油および油温	作動油：鉱油系作動油 油　温：−10℃～80℃	
塗　装　色	マンセルNo 5B　6/3 メラミンNo 51	

（油研工業）
表4.3　汎用油圧シリンダ仕様(2)

CJT形標準油圧シリンダ

"CJT" Series Hydraulic Cylinders

YUKENのCJT形標準油圧シリンダは、JIS B 8354準拠のシリンダとして工作機械をはじめ一般産業機械の幅広い用途にご利用いただけるよう、多くの支持形式を用意しています。

また、シリンダ本体にスライド方式の近接スイッチを取付け位置検出を容易に行える近接スイッチ付CJT形標準油圧シリンダもシリーズ化しております。

- 支持形式が豊富である。
- 低速性が良く高精度の作動ができる。
- スムーズなクッション効果でショックの少ない停止特性が得られる。

■仕　様　Ratings

項　目　Descptions			標準形	近接スイッチ付	標準形	近接スイッチ付
			CJT70	CJT70L	CJT140	CJT140L
シリンダ内径 mm Cylinder Bore			32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 150, 160, 180, 200, 220, 250	32, 40, 50, 63, 80, 100	40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 150, 160, 180, 200, 220, 250	40, 50, 63, 80, 100
支持形式 Mounting			SD, LA, LB, FA, FB, FC, FD, FE, FF, FY, CA, CB, TA, TC		SD, LA, LB, FC, FD, FE, FF, FY, CA, CB, TA, TC	
使用圧力[*1] Max. Operating Pres. kgf/cm²			70		140	
最高使用圧力[*2] Allowable Surge Pres. kgf/cm²	ヘッド側内圧 Head Side		90		180	
	ロッド側内圧 Rod Side	ロッド逃記号 Rod Type B	135		180	
		ロッド逃記号 Rod Type C	110		140	
最低作動圧力 Min. Operating Pres.			3 kgf/cm²以下 Less than 3 kgf/cm²			
最高使用速度 Max. Operating Speed (mm/sec)	シリンダ内径 Cylinder Bore	32～63	400			
		80～125	300			
		140～250	200			
最低使用速度 Min. Operating Speed mm/sec			8 (0.48 m/min)			
最大ストローク[*3] Max. Stroke mm	シリンダ内径 Cylinder Bore	32	1000	—		
		40, 50	1200			
		63, 80	1600			
		100～250	2000			
ストロークの許容差 Tolerance of Stroke			JIS B 8354 A級[*4] Refer to Right Table			
ロッド先端のねじ精度 Accuracy of Thread at Rod End			JIS B 0211-6g(2級)			
周囲温度範囲 Range of Ambient Temperature °C			−10～+80			

（太陽鉄工）
表4.4　汎用油圧シリンダ仕様(3)

内径φ40～φ250まで
70kgf/cm²・140kgf/cm²用油圧シリンダです。

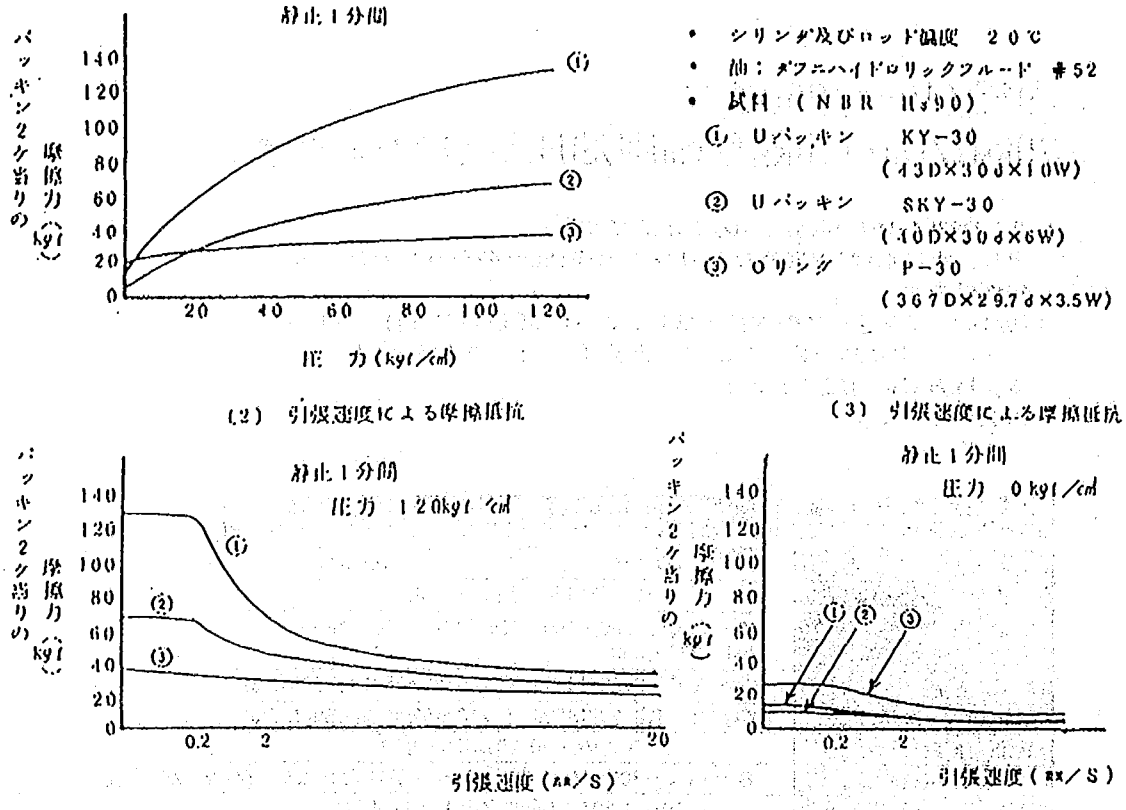
- JIS B8354-1978規格品（Qの表示品です）
  但し、支持形式FY形及びシリンダ内径150mmのシリンダはJIS規格外です。
- 70/140H-5シリーズの支持形式に、さらにCB形(ピン付)・FY形・FZ形・1山先端金具・2山先端金具（ピン付）を加え、あらゆる支持方式に対応できます。
- 構造が頑丈です。

シリーズ		70H-6	140H-6
適用区分		標準形・両ロッド形	
シリンダ内径 mm		40・50・63・80・100・125・140・150・160・180 200・224・250	
最高使用圧力		70kgf/cm² {6.864MPa}	140kgf/cm² {13.729MPa}
耐圧力		105kgf/cm² {10.297MPa}	210kgf/cm² {20.594MPa}
最低作動圧力		3kgf/cm² {0.294MPa} 以下	
使用速度範囲		8mm/sec～300mm/sec（クッション部は含まない）(0.48～18m/min)	
使用温度範囲		−10～+80℃（周囲温度および油温）	
クッション機構		メタル嵌合方式	
適用作動油		一般鉱物性作動油（その他の作動油をご使用の場合は、別途ご指示ください。）	
ねじ公差		JIS 2級	
ストローク長さの許容差		100mm以下 $^{+0.8}_{0}$　101～250mm $^{+1.0}_{0}$　251～630mm $^{+1.25}_{0}$ 631～1000mm $^{+1.4}_{0}$　1001～1600mm $^{+1.6}_{0}$　1601～2000mm $^{+1.8}_{0}$	
塗装色		マンセル 7.5BG 5/5/2.5	
支持形式	標準形	SD形・LA形・LB形・FA形・FB形・FC形・FD形 FY形・FZ形・CA形・CB形・TA形・TC形	
	両ロッド形	SD形・LA形・LB形・FA形・FB形・FC形・FD形 FY形・FZ形・TA形・TC形	
関連部品	防塵カバー	標準：ナイロンターポリン　準標準：ネオプレン・アルミクス	
	先端金具	1山（T先）・2山ピン付(Y先)	

各シリンダの最低速度はスティックフリップが発生しない速度で規定され、0.3～0.48m/minとなっている。

・パッキンの摩擦

パッキンが原因となるスティックスリップはパッキンの静摩擦力と動摩擦力の差によるものであり、その差の大小はピストン速度に左右されることが図4.3よりわかる。



(阪上SS資料より)

図4.3 ロッドの引張速度と摩擦抵抗の関係図

図4.3よりピストン速度が2㎜/S(0.12m/min)以上で、パッキンの摩擦力が一定値となり、この付近でスティックスリップが生じる限界と判断することができる。
以上より、スティックスリップの防止から言って、ピストン速度は0.1m/min以上とすべきである。

5．検討結果

放流設備用ゲートの速度は洪水処理上、流量制御、油圧シリンダのスティックスリップの問題並びに従来の実績より各ゲートの速度は次のように決定する。

①大容量放流設備用ゲート ： 0.3m/min
②小容量放流設備用ゲート ： 0.1m/min

５．　揚程

１．主旨

１）ゲートの揚程には、常時揚程と点検時揚程がある。常時揚程は、全開時において流水に悪影響を与えない扉体下端高を確保すること、点検時揚程は、保守管理時の作業性等を考慮して適切な余裕高を見込む必要があるが、その標準的な値を定める。

２）高圧ラジアルゲートの揚程の決め方には、①吐口断面を基準としている場合、②標高で示す場合、③スキンプレート周長で示す場合があるが、その統一を行うものである。

２．現状の技術

２－１　実績

１）.常時揚程、点検時揚程共、ダムによって異なる。

２）高圧ラジアルゲートの揚程の規定は、ダムによって異なる。

２－２　関連技術

揚程に関する関連技術として

①ダム・堰施設技術基準第２章第２節　2-0-5「揚程」

②高圧ラジアルゲート設計要領３章４節３項「揚程」がある。

１）ダム・堰施設技術基準の抜粋

①水門扉の設置目的に応じて必要な能力が発揮できるよう決定し、全開時において流水に対しても安全であること。

②高圧ラジアルゲート等の揚程は、吐口断面高さ方向の距離をいう。

③高圧ラジアルゲート等の点検時等の余裕高さは、0.6m程度以上とすることが望ましい。

２）高圧ラジアルゲート設計要領の抜粋

①揚程は、吐口断面の高さ方向の距離をいうものとする。

②点検時の余裕高は、水密方式によって上部水密構造が異なるので各方式毎に検討して決める必要があるが、一般には0.6m程度が望ましい。

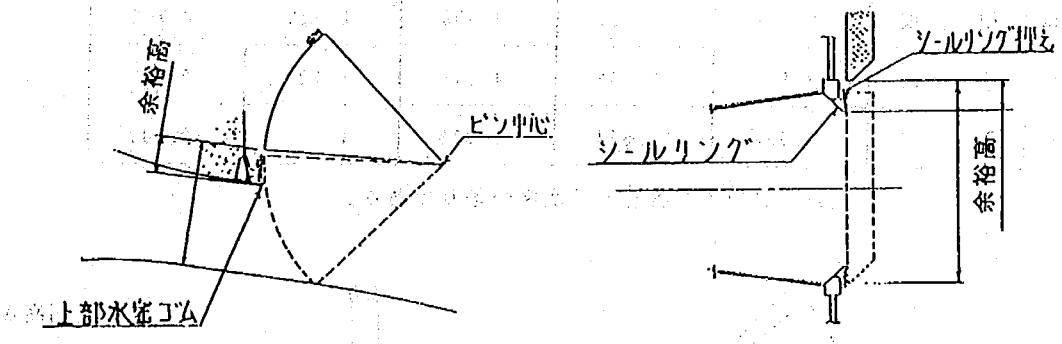
２－３　従来の検討

１）常時揚程

全開時において、流水に悪影響を与えない扉体下端高について、明確な規定はなく、各社は個々に決定しているが、吐口断面上端高に対して概ね５～10cmの余裕をみているようである。

２）点検時揚程

点検時の余裕高は、ゲート形式によって下図5.1のように検討している。



ラジアルゲート　　ジェットフローゲート

図5.1　各ゲートの余裕高

各社の水密構造（主に上部水密）及びジェットフローゲートにおけるシールリングの大きさが異なるため、点検時の揚程はまちまちである。

３）揚程（開度）の規定

特に明確な基準はないが、概ね「吐口断面の高さ方向の距離」を揚程として規定している。

３．検討方法

１）既設ダムゲート・バルブについて、常時揚程の値を調査する。

２）点検時の揚程調査

①高圧ラジアルゲート及びローラゲートの場合、上部水密構造と余裕高の関係

②ジェットフローゲートの場合、ゲート口径に対するシールリング外径の関係

4．検討

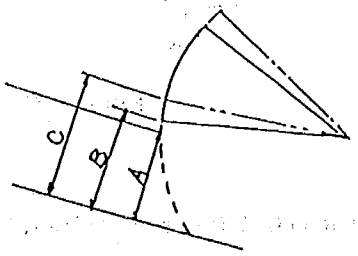
1）常時揚程と点検時揚程の実績

各ゲート型式毎の常時揚程と点検時揚程との実績を次表に示す。

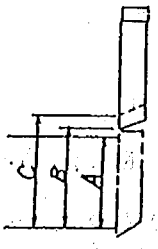
表5.1　常時揚程と点検時揚程の実績表　　(m)

ダム系		A	B	C	B－A	C－A
高圧ラジアル	阿寒江	4.0	4.1	4.75	0.1	0.75
	大川	5.59	5.69	6.189	0.1	0.568
	鶴田	4.20	4.346	4.524	0.146	0.324
	弥栄	3.436	3.870	4.675	0.434	1.239
	大町	2.85	2.89	3.46	0.04	0.61
	厳木	2.50	2.5	3.15	0	0.65
	定山渓	2.40	2.43	3.25	0.03	0.85
	二瀬	2.658	2.684	2.935	0.026	0.277
	耶馬渓	2.673	2.710	3.500	0.037	0.827
	浅瀬石	5.344	5.374	6.967	0.03	1.623
	玉川	3.5	3.530	4.80	0.03	1.30
	七ヶ宿	4.5	4.60	5.65	0.01	1.15
	蓮	4.1	4.12	4.405	0.02	0.305
高圧ローラ	川俣	2.844	3.127	3.556	0.283	0.712
	小渓	3.5	3.736	4.379	0.236	0.879
	下筌	3.624	3.624	3.933	0	0.309

上表において、各記号は次図の通りである。



高圧ラジアルゲート



高圧ローラゲート

A：吐口断面高さ

B：常時揚程

C：点検時揚程

図5.2　常時揚程、点検時揚程の説明図

常時全開及び点検時全開のゲート下端から吐口断面上端からの距離（余裕高）B－A及びC－Aは各ダムによって異なるが、概ね次のことが云える。

①常時の余裕高は0～0.1m程度が多い。

②点検時の余裕高は0.6m～1.0m程度が多い。

2）常時揚程について

常時全開時のゲート下端は放流水がゲートリップに干渉することなく、さらに上部水密ゴムがゲートスキンプレート面より離脱しない位置であれば良い。吐口高上端からゲート全開時のリップまでの距離すなわち余裕高が0.05m～0.1mであれば上記位置を満足する。

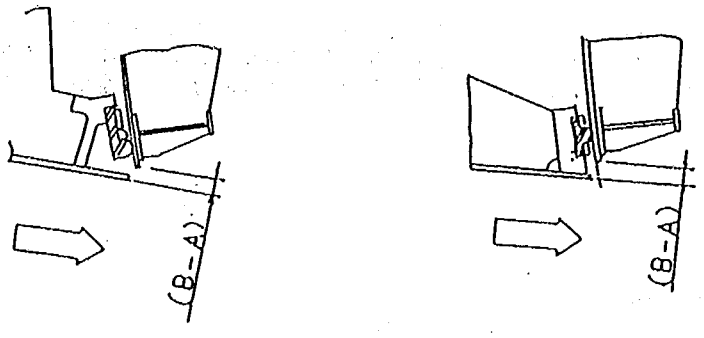


図5.4.-2　ラジアルゲートの常時揚程説明図

3）点検時揚程

点検時には主としてゲート下端が水密ゴムおよびジェットフローゲートのシールリングの取替えが容易になる位置にあればよい。

①高圧ラジアルゲート

拡幅戸溝で戸当り側ゴム連続式の場合は、ゲートが上部水密より上方、平行戸溝でゴム不連続式の場合は、戸当り側上部水密ゴム並びに扉体側部の補修塗装を考えると、可動戸当り部（ゲート室踊場より上方）まで扉体を引上げることが必要である。

以上の事項を考えると、概略余裕高は吐口高さ上端より0.6m以上必要となる。

高圧ラジアルゲートの扉体の引上げ高さは、基本的には高圧ラジアルゲートと同様と考えられる。

②ジェットフローゲート

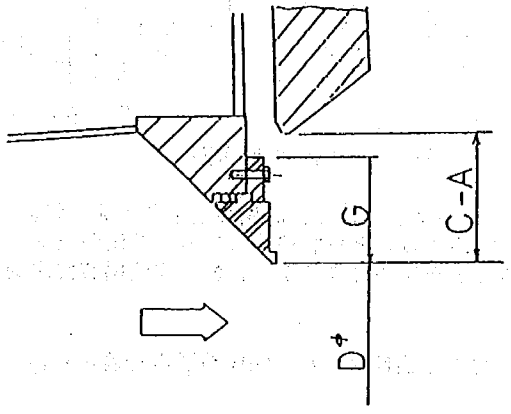


図5.4-3　ジェットフローゲート点検時揚程説明図

ジェットフローゲートの点検時のゲート下端はシールリングの押え金物より上にあればよい。その引上げ量はゲート口径によって異なるが、口径がφ2000の場合、図5.4-3の寸法が150mm程度となり、余裕高C-Aは200mmくらいになる。

ジェットフローゲートについては小口径～大口径とそのシールリング回りの寸法は異なるが、口径φ200程度の小口径の余裕高を0.1m程度と考え、0.1m以上とした。

5．検討結果

常時揚程と点検時揚程は、実績をベースにその余裕高を次の通りとした。

①常時揚程	0.05～0.1m程度		
②点検時揚程	高圧ラジアルゲート・高圧ローラゲート	：	0.6m以上
	ジェットフローゲート	：	0.1m以上

6．架台の許容応力

1．主旨

ダム用ゲート開閉装置（油圧式）設計要領素案では油圧シリンダ架台の応力度を算定するに際して、「ダム・堰施設技術基準」第２章2-0-7 の許容応力度を採用していたが、開閉装置の応力度算定と同様安全率５を使用すべきであるとの意見があった。架台の設計において、許容応力度が安全率かどちらを採用すべきかを検討するものである。

2．現状の技術

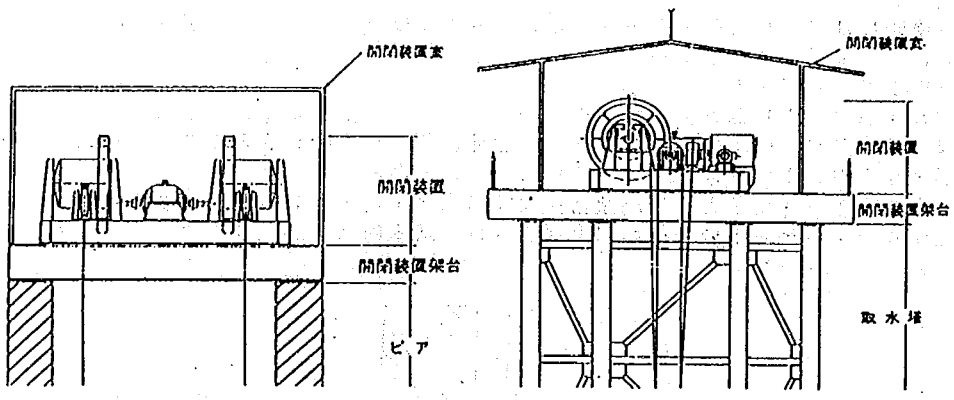
2－1　実績

実績調査要

2－2　関連技術

1）ダム・堰施設記述基準

開閉装置フレーム　　：第２章 3-4-10
開閉装置用材料の安全率　：第２章 2-0-9
開閉架台　　：第５章 2-0-3　設計一般
　　第５章 3-3-1～3-3-2



(a) ピアの上部に設けた例　　(b) 取水塔の塔上に設けた例

図6.1　開閉装置架台図

「ダム・堰施設技術基準」では図6.1に示すように開閉装置架台と開閉装置フレームとは区分され、開閉装置架台については許容応力度を採用することを記述している。開閉装置フレームについては、開閉装置に含まれるので、安全率を採用することが予想できるが、2-0-9 「開閉装置用材料の安全率」には明確に記述されていない。

2）水門開閉装置技術基準・同解説

開閉装置フレーム・架台についての記述はないが、開閉装置の定義から言えば、開閉装置フレームは安全率を採用することが予想できる。

3）河川用ゲート設計指針（案）

「ダム・堰施設技術基準」とほぼ同内容である。ただし「ダム・堰施設技術基準」で言う開閉装置架台の記述はない。

3．検討

機械部品（歯車、軸、ドラム、カップリング）と架構造の許容応力の算定の方法を同一にすることには問題がある。

Ｉ型鋼、Ｈ型鋼の許容応力式は次式に示す通り、

$$\text{圧縮}：1200-7.5\left(\frac{\ell}{r}-20\right)$$

$$\text{曲げ}：1200-11\left(K\frac{\ell}{b}-b\right)$$

ℓ：部材の座屈長又は圧縮フランジの固定点間距離
ｂ：フランジ巾
ｒ：部材の総断面の断面二次半径

$$K：\sqrt{3+\frac{Aw}{2Ac}}$$

Ａｗ：股板の総断面積
Ａｃ：圧縮フランジ総断面積

部材の座屈長、圧縮フランジの固定点間距離、フランジ巾等によってその許容応力が変化する。
一方、歯車、軸、ドラム等はその固有の強度計算式の中に、例えば歯形係数、速度係数、切欠係数が含まれているため、その許容応力は材料の引張強さ／安全率で規定することができる。
開閉装置の開閉装置フレーム・架台は一般には桁構造である。部材長が長く、フランジ巾が小さい場合、許容応力が低減し、単純にその許容応力がσ_a＝材料の引張強さ／安全率で規定すると危険サイドになる場合もありうる。よって、開閉装置フレーム・架台については扉体と同様の許容応力式にて算定するのが妥当である。

4．結果
上記の検討より、油圧シリンダ架台は「ダム・堰施設技術基準」第2章2-0-7の許容応力度を採用する。

７．開閉予備動力設備

１．主旨

ダム用放流設備は、暴風雨状況で一次的に商用電源が遮断された場合でも、予備発電設備、予備動力設備等の使用により、確実に操作できるものでなければならない。

このうち、予備発電設備はダム管理用として設けられており、これを利用した場合、商用電源遮断時にゲート操作も可能なものとなっているが、ゲート機側に設けられる予備動力設備については、その適用範囲、構造形式については必ずしも明確化されてない状況にある。本参考資料の中においてもシステムの２重化を図る一項として、検討を行っており、本項でその具体的な検討を行うものである。

２．現状の技術

２－１　実績

機側に設けられている予備動力設備としては、手動装置、予備エンジン駆動装置、発動発電機による電源供給方式等があるが、その適用はまちまちである。

また、設備によって実用的な予備動力設備の設置状況もまちまちである。

２－２　関連技術

関連技術として、ダム・堰施設技術基準　第２章　第３節　３－１－７「開閉用予備動力設備」がある。

本要領では、管理棟に設置された予備発電設備を含み、次の方式が記述されている。

１）常用電源が停止した場合に、管理棟に設置した予備発電機により送電する方式。
２）常用電源が停止した場合に、機側操作室等に設置した発電機により送電する方式。
３）常用電源が停止した場合に、開閉装置に直結した内燃機関により手動操作する方式。
４）常用電源が停止した場合に、可搬式動力装置または人力で操作する方式。

また、適用方法として次の記述がある。

「一般には１）を採用するが、特に重要なダム・堰・水門等には１）と２）を並設するのが望ましい。」

３．検討方法

設備としての信頼性向上を図る上で、要素機器の信頼性向上、システムの２重化、設備の簡素化が大きく取り上げられている。

このうち、システムの２重化と設備の簡素化については、相反する現象を招きかねないものでありどちらを優先するか慎重な検討が要求されることになる。機側予備動力の設置についても同様で、本項では設備によって真に必要なものかどうか、内容的に要求を満たすものかどうかを含め検討を進めるものとする。

４．検討

４－１　機側予備動力設備の必要な設備

商用電源に加え、ダム管理棟に予備発電設備が設置され、双方の電源で操作できるようになっているゲート設備において、機側予備動力設備の設置を必要とする設備は、真に重要な洪水調節用ゲートを主な対象とする。

４－２　機側予備動力設備の構造形式

１）ダム用ゲートは一般に高圧、高荷重であり、予備動力としても比較的大容量のものが要求される。そこで、開閉装置（油圧式）については構造上の理由から次のものを除外した。

① 開閉装置（油圧式）に手動ポンプを設置する例があるが、ダム用ゲートについては人間がフルにハンドル操作しても１時間に数cmしかゲート開放できず実用的ではない。
② 可搬式動力設備は、一般に河川の小規模な通門等の予備動力として利用されており、近傍迄トラック等で進入できる所に有効である。ダム内の運搬手段が限定された場所においては実用的でない。
③ 予備油圧ポンプに内燃機関を直結して駆動する方式があるが、これを設置する油圧ユニットは一般に板金構造であり、振動し易くこれに内燃機関を搭載し振動を与えることは、油圧ユニットに組込まれている油圧電気制御機器に損傷を来たす恐れがあり、好ましくない。
また、別置にすると、油タンク、配管ルートを共用する関係上、構造的に複雑になる。
したがって、内燃機関直結方式もダム用ゲート開閉装置（油圧式）に対しては適切でない。

2）以上の検討からダム用ゲート開閉装置（油圧式）の機側予備動力設備としては発動発電機方式に限定されることになる。

4－3　発動発電機の設置方式

機側に発動発電機を予備動力として置く場合も、どこ迄の2重化を図るかによって次の3方式が考えられる。

1）機側操作盤を介して動力を供給する方式

主動力以外に機側にも予備動力設備を設け、機側操作盤を介して予備動力を供給する方式である。

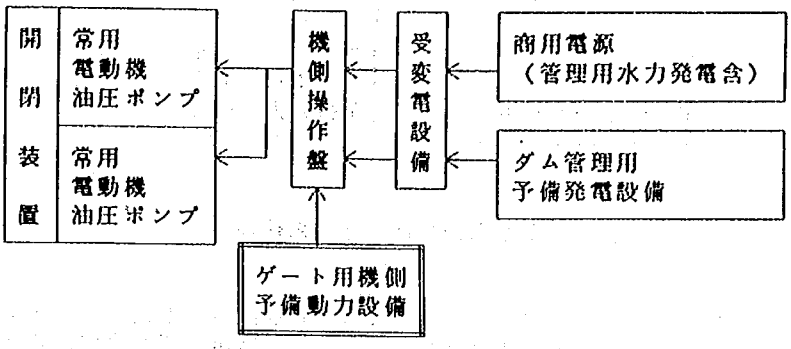


図7.1　予備動力用電源系統図

長所　：①電源の切換操作を行うだけで、機側操作盤を利用した通常の操作ができる。
②機側の電気的安全装置も働くため安心した操作が可能である。

短所　：①機側操作盤を使用するため、動力電源故障と同時に機側操作盤にも故障を生じた場合、対応困難となる。
②ゲート用予備動力設備は、常用電動機の駆動に必要な容量のものでなければならない。

2）予備操作盤を設け、常用電動機を駆動する方式

機側予備動力設備に加え、予備操作盤を別に設け、常用とは独立した電気系統により、開閉装置が駆動できるようにした方式である。

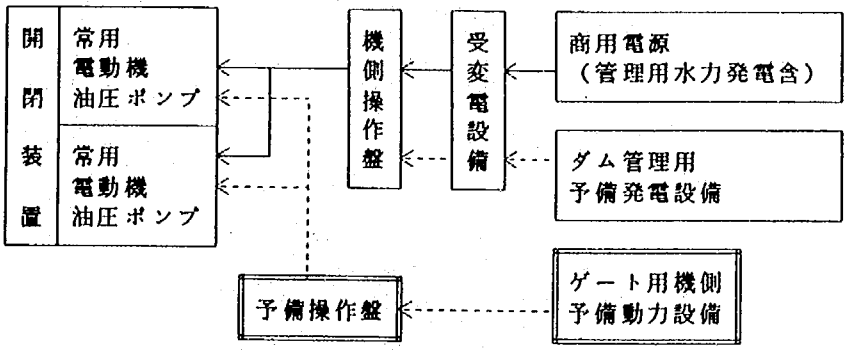


図7.2　予備動力による操作系統図

長所　：①電源の遮断だけでなく、機側操作盤の故障時にも対応できる。

短所　：①予備操作盤はゲート開、閉だけの機能を備えた簡単なものとしており、機側操作盤を使用した場合に比べ、機側の電気的安全装置が働かないため、予備操作盤による操作には注意を要する。
②ゲート用予備動力設備に加え、予備操作盤の機能保持のための維持管理が重要となる。
③ゲート用予備動力設備は、常用電動機の駆動に必要な容量のものでなければならない。

3）予備操作盤、および予備電動機、油圧ポンプを設置する方式
予備動力設備、予備操作盤に加え、油圧ユニットに予備用の電動機油圧ポンプを備えた方式である。

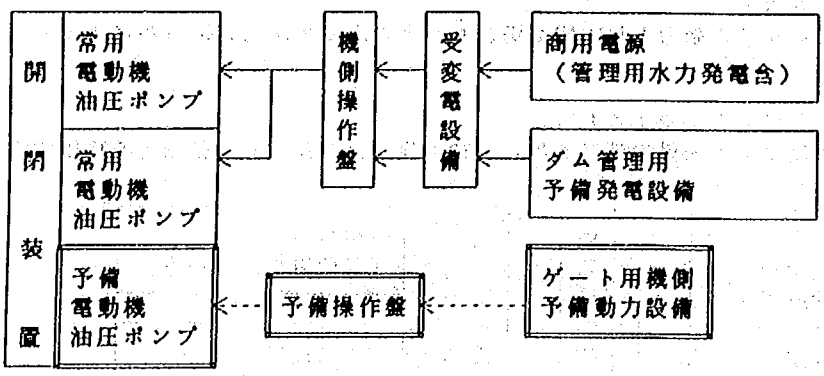


図7.3　予備動力による運転系統図

長所　：①電源の遮断だけでなく、機側操作盤の故障時にも対応できる。
②予備電動機、油圧ポンプを有するため、常用油圧発生装置の故障に対しても対応できる。
③予備電動機油圧ポンプによる運転を半速運転等にすることにより、ゲート用予備動力設備の容量を下げることができる。

短所　：①設備が肥大化し、常用設備に加え、予備設備の機能保持が重要となる。
②機側操作盤を使用した場合に比べ、機側の安全的装置が働かないため、予備操作盤による操作には注意を要する。
③予備電動機、油圧ポンプが故障すると、ゲート予備動力設備による運転ができなくなる。

5．結論
1）機側予備動力の設置は、ダム機能上最も重要な放流設備用ゲートを主な対象とした。
2）機側予備動力は、発動発電機方式とした。
3）機側予備動力の設置方式として、油圧ユニットとの接続および機側操作盤との関係において3方式を提案し、採用に際しての長所、短所を考慮し、設備状況に応じ決定するものとする。

８．油圧力①

１．主旨

高圧ゲートおよび高圧バルブの油圧装置には最高使用圧力として１４０kgf/cm²あるいは７０kgf/cm²が、採用されているが、その使用区分が明確にされていないため選定要領を作成する必要がある。

また、将来２１０kgf/cm²の使用も考えられるが、得失についても検討し使用の可否を明らかにする。

２．現状の技術

２－１　関連技術

１）ダム・堰施設技術基準（第４章３－４－２）

「ダムゲートでは７０kgf/cm²または１４０kgf/cm²を使用する例が多い。」

２）水門開閉装置技術基準（第２３条）

「…あまり高い圧力を使用することは好ましくないが一般には１４０kgf/cm²程度である。」

２－２　従来の検討

１）特に明確な基準がなく、各社は発注者と打ち合わせ個々に決定している。

２）開閉荷重、シリンダの大きさ、加工、据付、経済性等を目安に決定している。

３）２１０kgf/cm²級については、使用実績はほとんどない。

３．検討方法

３－１　既設ダム用ゲート・バルブについて使用圧力段階を調査する。

３－２　集約データの整理

１）開閉荷重－シリンダ径－圧力段階の関係

２）設置年度と圧力段階の関係

３）ゲート・バルブ形式と圧力段階の関係

４）地域－ゲートメーカー－圧力段階の関係

３－３　７０kgf/cm²、１４０kgf/cm²、２１０kgf/cm²の比較検討

（油圧機器、パッキン、加工、施工、取扱い維持管理、リーク、発熱、異音、部品入手、経済性、操作室との関係等）

３－４　開閉荷重とシリンダプロポーション（ストローク／径）の関係から使用圧力段階を選定する。

３－５　２１０kgf/cm²級に対しては、機能、安全性、操作性、経済性等について得失を検討し、使用の可否を決定する。

４．検討

４－１　検討条件の決定

検討に当ってはダム・堰施設技術基準（一次案）を基本に行うものとするが、基準に明記しないものについては以下の条件で実行する。

１）設計荷重と油圧力

①設計荷重

起動時の抵抗、長期間の使用による負荷抵抗の増大等を考慮して計算開閉荷重に対して２０％の余裕を見込むものとする。

$$\underset{(W)}{\text{設計荷重}} = \underset{(W_o)}{\text{開閉荷重}} \times 1.2$$

②圧力損失

油圧ユニット、油圧配管、油圧シリンダ間を作動油が流れることにより圧力損失が生じるが、基準では各部の損失を積上げ算定することとしているが、検討の簡略化するため一律２５kgf/cm²の損失が有るものとする。

$$P_e = 25\ \text{kgf/cm}^2$$

③リリーフ弁のオーバライド特性

リリーフ弁は設定値の９０％付近で急激にリリーフ量が増大する。従って設定値の９０％以下の圧力で使用するものとする。

④定格油圧力と使用圧力の関係

設計荷重により、油圧シリンダに発生する圧力、各部の圧力損失の合計にリリーフ弁のオーバライド特性を考慮した圧力がリリーフ弁の設定値とする。

リリーフ設定値は定格油圧力以下とする。

$$\left[\text{（定格油圧力）} \geqq \text{（リリーフ弁設定値）} \geqq \left\{\text{（設計荷重により油圧シリンダに発生する圧力）＋（圧力損失）}\right\} \times \frac{1}{0.9}\right]$$

2）油圧シリンダ

①材質

シリンダチューブ	：SM400	（$\sigma c = 41\ kgf/cm^2$）
ピストンロッド	：SUS304	（$\sigma c = 53\ kgf/cm^2$）

②安全率

引張	：5
圧縮	：5
せん断	：8．7

③座屈張度

常時圧力時	：3．0
最大圧力時	：1．1

（常時圧力＝定格吐出圧力として検討する）

4－2　油圧力の選定

油圧開閉装置において、油圧力を決定する要因は種々有るが大概的に次の要因が支配すると考えられる。

比較項目は次の通りとする。

1）油圧シリンダ

①機能上の制約

機能上の制約としては次のものがある。

・シリンダ・ロッド径
・パッキンの有無と寿命（入取の容易性）
・ピストン・ロッドパッキンの耐圧力の有無
・シリンダ内部リークによるずり落量［開度（ずり落量）／24H］

②製作上での制約

・シリンダ径と長さの比の制限
・ロッド径と長さの比の制限

2）油圧ユニット

①機能上の制約

・各油圧力用油圧ポンプ、油圧機器の取扱性
・油圧ポンプ、油圧機器の信頼性（寿命）

3）その他

①経済性

・イニシャルコスト（油圧シリンダ、油圧ユニット、架台）
・ランニングコスト（作動油交換、電動機容量）

油圧力の選定結果をまとめると下表に示す通りとなる。

表8.1　グループ別の油圧力選定表（比較表は次頁に示す）

条　　件	油　圧　力
大荷重、大ストローク	140 kgf/cm²
大荷重、小ストローク	210 kgf/cm²
小荷重、大ストローク	70 kgf/cm²
小荷重、小ストローク	70 kgf/cm²

表8.3　油圧力の選定（比較）表（その２）

装置	要因 ＼ 条件 ＼ 油圧力		小荷重・大ストローク			小荷重・小ストローク		
			70kgf/cm²	140kgf/cm²	210kgf/cm²	70kgf/cm²	140kgf/cm²	210kgf/cm²
シリンダ	シリンダ内径		小	中	大	大	中（大差なし）	
	ロッド径		小	中	大	小	中	大
	パッキンの有無（入取容易性）		容易	容易	少々難有り（特殊材質）	容易	容易	やや難有り（特殊材質）
	パッキンの寿命		長い	標準	短い	長い	標準	短い
	シリンダ内部リークによるずり落ち量（cm/24H）		小	中	大	小	中	大
	製作上の制約	シリンダ径と長さの比（1/30以内）	大	中	小	小	中（大差なし）	
		ロッド径と長さの比（1/50以内）	大	中	小	大	中	小
油圧ユニット	各圧力用のポンプ機器の取扱性（部品の入手等）		各圧とも大差なし			各圧とも大差なし		
	油圧ポンプ機器の信頼性		各圧とも大差なし			各圧とも大差なし		
その他	開閉装置重量比（70kgf/cm²を1.0とする）		1.0	1.5	2.5	1.0	1.3	1.8
	経済性（イニシャルコスト）		1.0 安価	2.0 高価	3.0 最も高価	1.0 安価	1.5 安価	2.0 最も安価
	使用作動油量		1.0	1.5	2.0	1.0	1.2	1.2
	電動機容量		小	中	大	小	中	大
	経済性（ランニングコスト）		1.0	1.5（少々高価）	2.0（高価）	1.0	1.2（少々高価）	1.5（高価）
油圧力の選定			機能的にも問題なく、経済性においても有利	重量が大きく、経済性で不利	内部リークによるずり落ち量が大きく、さらに経済性で不利	機能的にも問題なく、経済性においても有利	重量が大きく、経済性で不利	内部リークによるずり落ち量が大きく、さらに経済性で不利
			70kgf/cm²			70kgf/cm²		

表8.2　油圧力の選定（比較）表（その１）

条件 / 装置要因		大荷重・大ストローク			大荷重・小ストローク		
	油圧力	70kgf/cm²	140kgf/cm²	210kgf/cm²	70kgf/cm²	140kgf/cm²	210kgf/cm²
シリンダ	シリンダ内径	大	中	小	大	中	小
	ロッド径	中	小	大	各圧とも大差なし		
	パッキンの有無（入取容易性）	容易	容易	少々難有り（特殊材質）	容易	容易	やや難有り（特殊材質）
	パッキンの寿命	長い	標準	短い	長い	標準	短い
	シリンダ内部リークによるずり落ち量（cm/24H）	中	小	大	各圧とも大差なし		
	製作上の制約 シリンダ径と長さの比（1/30以内）	小	中	大	小	中	大
	製作上の制約 ロッド径と長さの比（1/50以内）	中	大	小	各圧とも大差なし		
油圧ユニット	各圧力用のポンプ機器の取扱性（部品の入手等）						
	油圧ポンプ機器の信頼性						
その他	開閉装置重量比（70kgf/cm²を1.0とする）	1.0	0.8	1.2	1.0	0.8	0.75
	経済性（イニシャルコスト）	1.0	0.8 安価	1.2 高価	1.0	0.8 安価	0.75 最も安価
	使用作動油量	1.0 (大)	0.7 (中)	0.6 (小)	1.0 (大)	0.8 (中)	0.6 (小)
	電動機容量	各圧とも大差なし			各圧とも大差なし		
	経済性（ランニングコスト）	1.0	0.7 (安価)	0.6 (最も安価)	1.0	0.8 (安価)	0.6 (最も安価)
油圧力の選定		重量が大で経済性で不利	機能的にも問題なく、経済性においても有利	内部リークによるずり落ちが大きく、さらに経済性で不利	重量が大で経済性で不利	210kgf/cm² 経済性でやや劣る	重量も軽く経済性においても優れている
		140kgf/cm²			210kgf/cm²		

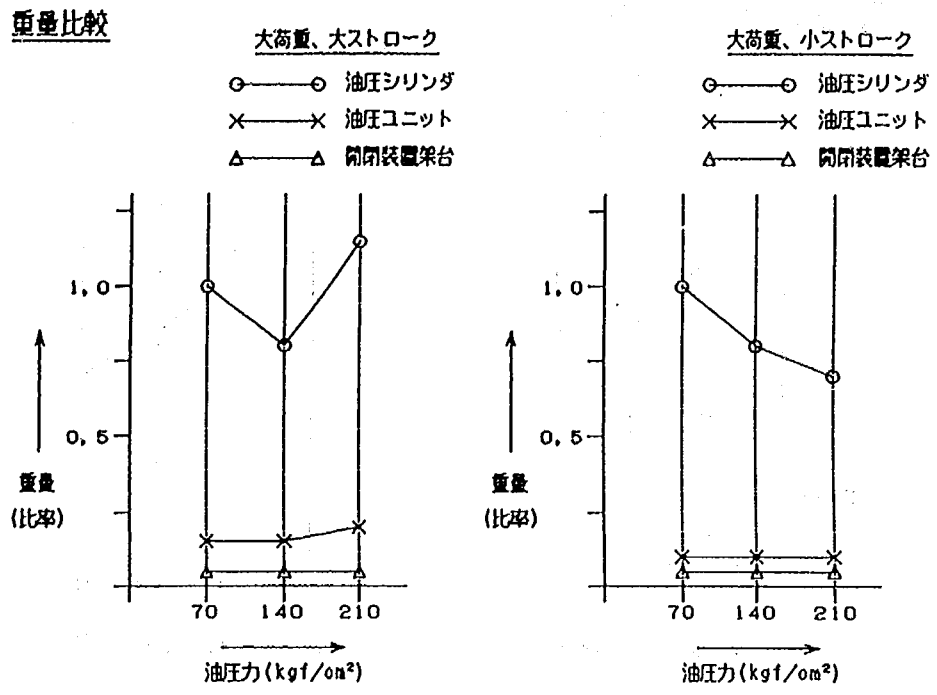

重量比較
大荷重、大ストローク
油圧シリンダ
油圧ユニット
開閉装置架台
1.0
0.5
重量
(比率)
70
140
210
油圧力(kgf/cm²)
大荷重、小ストローク
油圧シリンダ
油圧ユニット
開閉装置架台
1.0
0.5
重量
(比率)
70
140
210
油圧力(kgf/cm²)

図8.1

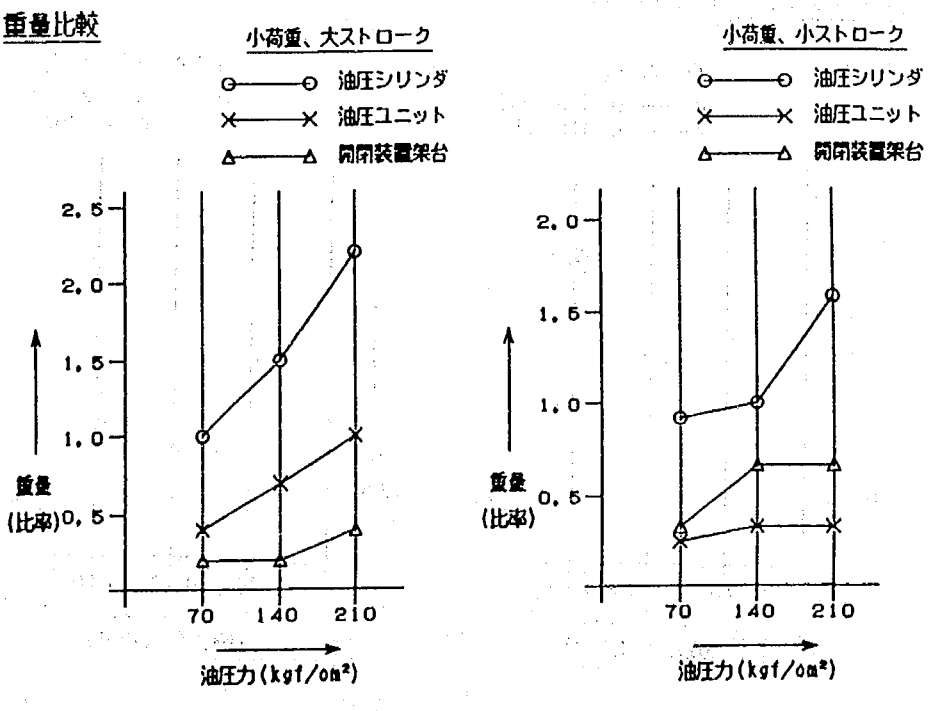

重量比較
小荷重、大ストローク
油圧シリンダ
油圧ユニット
開閉装置架台
2.5
2.0
1.5
1.0
0.5
重量
(比率)
70
140
210
油圧力(kgf/cm²)
小荷重、小ストローク
油圧シリンダ
油圧ユニット
開閉装置架台
2.0
1.5
1.0
0.5
重量
(比率)
70
140
210
油圧力(kgf/cm²)

図8.2

油圧シリンダ・ロッド径比較

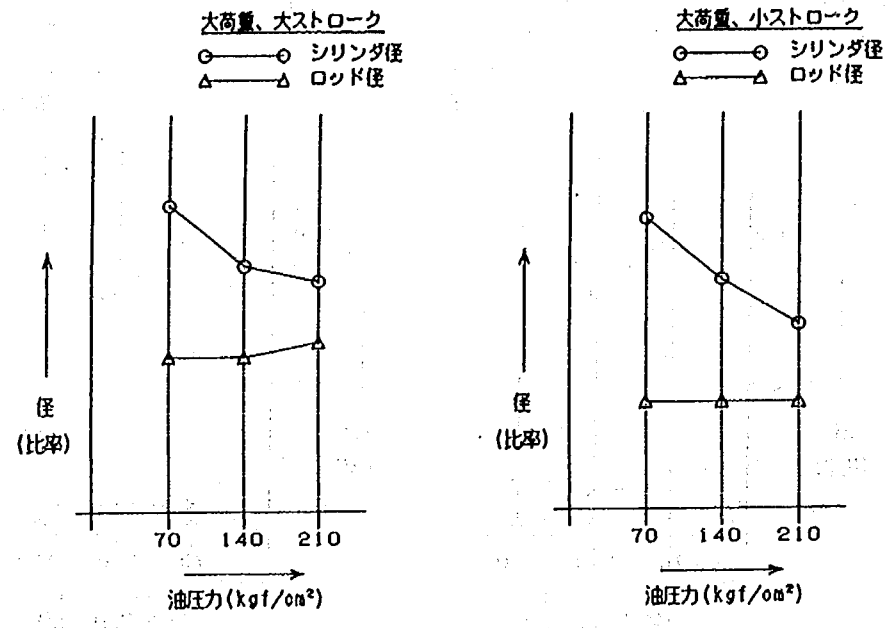


図8.3

油圧シリンダ・ロッド径比較

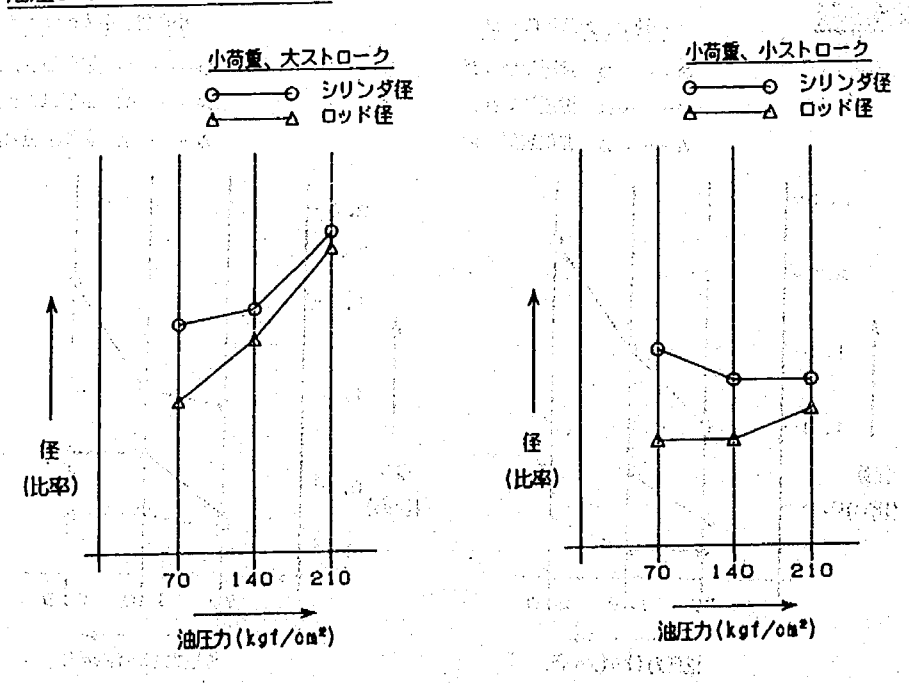


図8.4

内部リーク量比較

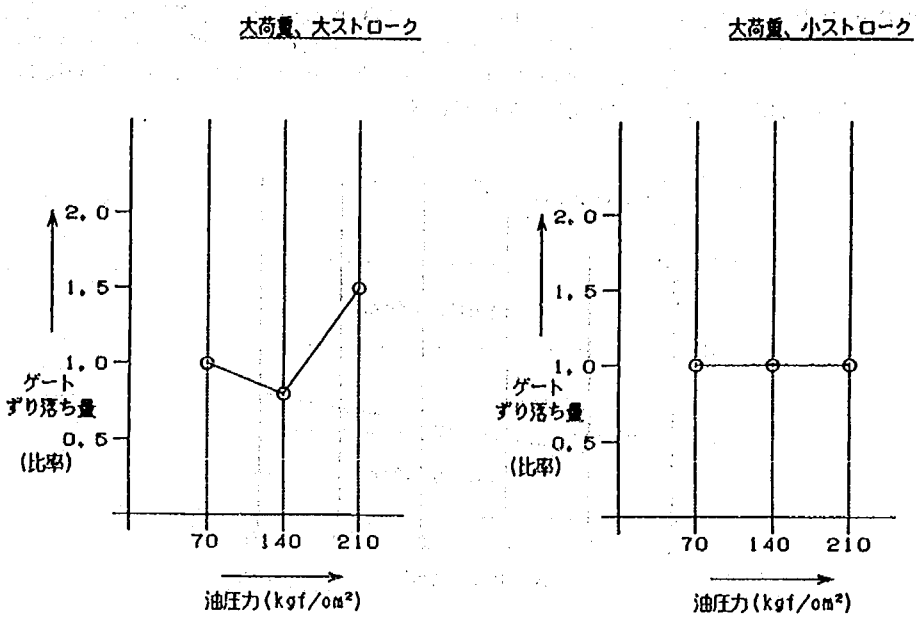


図8.5

内部リーク量比較

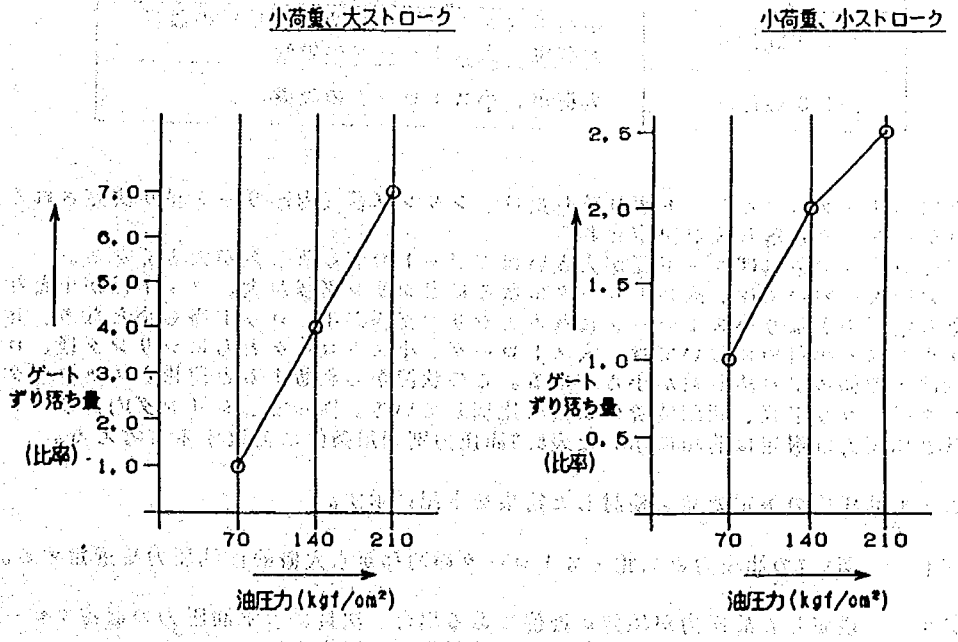


図8.6

5．結論

高圧ゲートおよび高圧バルブの油圧装置の使用油圧力選定は、大概的に図8.7に示す通りストロークを同一とした場合荷重が大きくなるにつれて１４０kgf/㎡、２１０kgf/㎡、と高圧力側が適し、荷重を同一とした場合ストロークが大きくなるにつれて１４０kgf/㎡、７０kgf/㎠と低圧力側が適す傾向がある。

さらに、大・中・小荷重及び大・中・小ストロークを組合せた適用条件について油圧力（７０、１４０、２１０kgf/㎠）別に選定すると表8.4に示す通りである。

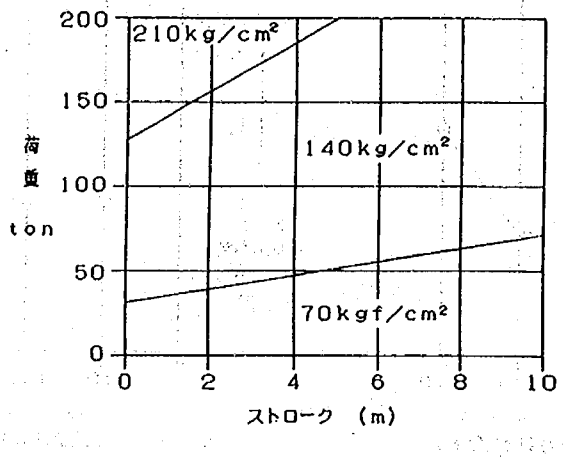


図8.7　油圧力と荷重、ストロークの関係

表8.4　油圧力別適用条件

油　圧　力	適　用　条　件
７０kgf/㎠	小荷重（ストロークに関係なし）の設備
１４０kgf/㎠	中荷重（ストロークに関係なし）の設備 大荷重、大ストロークの設備
２１０kgf/㎠	大荷重、小ストロークの設備

シリンダ内部リークによるゲートずり落ち量は、シリンダ径（内部リーク量が決定される）とロッド径の比によりゲートのずり落ち量が決定される。

シリンダ径が同一であればロッド径が大きいほどゲートのずり落ち量が大きくなる。

従って、大荷重においては、大ストロークになるほどシリンダ径が大、ロッド径が小となる、低油圧力側のずり落ち量が小となり小ストロークになるとシリンダ径が小、ロッド径も小となる、高油圧力側のずり落ち量が小となる小荷重においては、大ストローク、小ストロークともにシリンダ径、ロッド径が小さくなる。低油圧力側のずり落ち量が小さくなる。この状況から判断すると荷重とストロークよりの検討結果のシリンダ径、ロッド径、開閉装置の重量に比例している。従って、シリンダ内部リークによるゲートずり落ち量と油圧力別選定は前項に示した表8.7油圧力別適用条件に合致すると考える。

以上をふまえ油圧力の選定要領を検討した結果を下記に示す。

ステップ1　　図8.7の油圧力と荷重・ストロークの関係から大概的に油圧力を選定する。

ステップ2　　選定した油圧力が境界線近傍である場合、次頁に示す油圧力の選定フローに基ずき試設計を行ない、比較検討により油圧力を決定する。

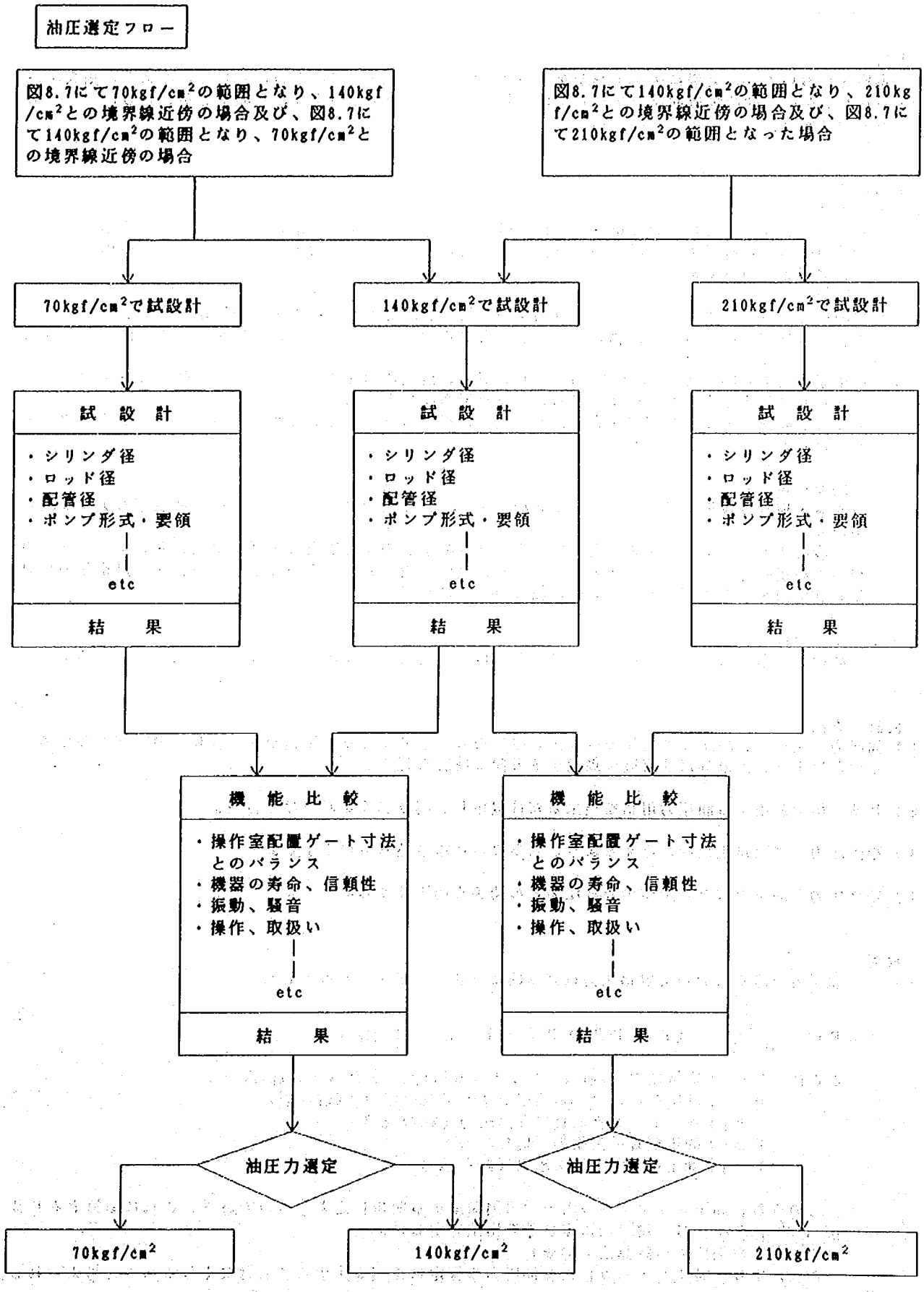

油圧選定フロー
図8.7にて70kgf/cm²の範囲となり、140kgf/cm²との境界線近傍の場合及び、図8.7にて140kgf/cm²の範囲となり、70kgf/cm²との境界線近傍の場合
図8.7にて140kgf/cm²の範囲となり、210kgf/cm²との境界線近傍の場合及び、図8.7にて210kgf/cm²の範囲となった場合
70kgf/cm²で試設計
140kgf/cm²で試設計
210kgf/cm²で試設計
試 設 計
・シリンダ径
・ロッド径
・配管径
・ポンプ形式・要領
etc
結 果
試 設 計
・シリンダ径
・ロッド径
・配管径
・ポンプ形式・要領
etc
結 果
試 設 計
・シリンダ径
・ロッド径
・配管径
・ポンプ形式・要領
etc
結 果
機 能 比 較
・操作室配置ゲート寸法とのバランス
・機器の寿命、信頼性
・振動、騒音
・操作、取扱い
etc
結 果
機 能 比 較
・操作室配置ゲート寸法とのバランス
・機器の寿命、信頼性
・振動、騒音
・操作、取扱い
etc
結 果
油圧力選定
油圧力選定
70kgf/cm²
140kgf/cm²
210kgf/cm²

図8.8 圧力選定フロー

９．油圧力②

１．主旨

本検討においては、実際にゲートを動かすのに必要な油圧シリンダの圧力に対し、どのように損失圧力を算定し、ゲート開閉装置油圧システム全体としての定格圧力をどのように定義するか、さらに検討を進めるものとする。

２．現状の技術

２－１　実績

１）従来より、油圧装置についてはゲート用に限らず油圧力に関する用語が最大圧力、最大吐出圧力、最高使用圧力、定格圧力、設計圧力、常用圧力、有効圧力、作動圧力等々のように数多く使用されており、混同されがちであった。

２）開閉荷重から算定されるシリンダの作動圧力に対し、加算される損失圧力の算定法が確立されておらず、この算定法によっては設備によって必要となる油圧システム圧力に差異を生ずる可能性があった。

３）定格圧力（７０kgf/cm^2，１４０kgf/cm^2）に対し、損失圧力を加えたシステム全体の設定圧力（リリーフバルブ設定圧力）をどのような値にするか不明確であった。
従って、設備によっては定格圧力に対し比較的余裕のあるものと、そうでないものが生ずる可能性があった。

２－２　関連技術

ダム・堰施設技術基準　第４章　第３節　3-4-2「動力の容量」の項の解説に以下のような記述がある。

「設計圧力は、シリンダの負荷、回路上の機器や配管の圧力損失および流量制御弁、リリーフ弁の特性上の損失等を考えて算定する。」とあり、損失圧力をどのように算定するか、また定格圧力に対し設計圧力をどの程度にするか等の詳細については記述されていない。

２－３　従来の検討

詳細な基準がないため設備について打合せの上、納入メーカが個々に算定し、決定している。

３．検討の方法

１）油圧力の決定は、油圧装置全体の設計上の根幹を成すものであり、設備やメーカにより差異を生ずることのないよう、出来るだけ明確に規定する方向で検討を行う。

２）基準の中で使用する油圧力用語を出来るだけ限定し、判り易く定義づけを行う。

３）損失圧力の算定が定量的に行えるよう、基準の中に織り込むものとする。

４）定格圧力と油圧システム全体の設計圧力との関係を明確化する。

４．検討

４－１　油圧力の算定において定格圧力は基本的に下式を満足するものとした。

$$P_d > \frac{1}{0.9} \times (P_0 + P\ell_1 + P\ell_2 + P\ell_3) \quad (kgf/cm^2)$$

ここに、P_d　：定格圧力（kgf/cm^2）：１４０kgf/cm^{2}または７０kgf/cm^2
P_0　：開閉荷重に対する油圧シリンダ内の圧力（kgf/cm^2）
$P\ell_1$：油圧シリンダ無負荷作動圧力（kgf/cm^2）
$P\ell_2$：油圧配管損失圧力（kgf/cm^2）
$P\ell_3$：油圧ユニット損失圧力（kgf/cm^2）

このうち、油圧シリンダ内の圧力は開閉荷重から明確に定まるものであり、これに加算する$P\ell_1$，$P\ell_2$，$P\ell_3$は、定量的に定まる算出法を示した。
（「１０．損失圧力の計算法」参照）
これにより、設備やメーカによる油圧力の算定に差異を生ずることはなくなるものと考えられる。

4－2　従来７０kgf/cm^2，１４０kgf/cm^2，２１０kgf/cm^2 の圧力はポンプ定格吐出圧力として定義されているが、ポンプに限らず油圧機器の大半がこのような圧力シリーズ化されているため、ゲート用油圧装置についてはこの圧力をシステム全体の強度計算の対象となる定格圧力として規定した。これに基づきシステム全体の圧力を制限するリリーフバルブの設定圧力も定格圧力とした。

4－3　油圧システム設計に使用する圧力用語を限定し、図9.1に示すように判り易く定義した。設計圧力とはシリンダ作動圧力に全損失圧力を加えた、設計上理論的に必要な圧力として示すことにした。

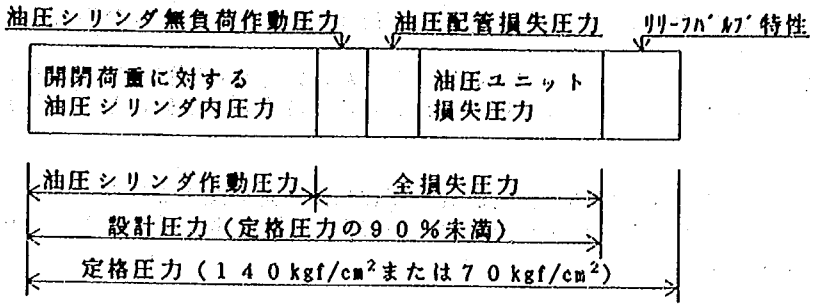


図9.1　油圧力割合

4－4　平成２年度の検討においては、油圧式の場合起動時に対応する圧力余裕の確保と、長期間の負荷の増大に対応するため、設計荷重（圧力）を次のようにすることを提案した。
（油圧力①の項を参照）

設計荷重　＝　開閉荷重　×　１．２

その後詳細検討の結果、油圧式に限定して開閉荷重に余裕を見込むことには矛盾を生ずること。従来、油圧力不足をきたしているゲートについての原因は、損失圧力の算定に問題があったこと。起動時の負荷に対しては、作動油の流れがほとんどない状態であり、現実には損失圧力分が作動圧として加わること。リリーフバルブの特性分も同様に加算できること等の理由から、損失圧力の把握が完全に出来るようにしたことにより、開閉荷重の割増しは行わないことにした。

５．結論

１）油圧力の決定法（算出法）を明確に規定した。

２）損失圧力算定法を確立した。（「１０．損失圧力の計算法」参照）

３）油圧力用語を判り易く定義し、油圧システム設計、強度計算に使用する圧力値を明確化した。

４）ゲート用として用いる油圧力（定格圧力）は実用的には７０kgf/cm^2 と１４０kgf/cm^2 の２本立てとし、信頼性向上を考えた油圧シリンダ、油圧ユニット、配管設計の標準化につなげるものとした。

１０．損失圧力の計算法

１．主旨

１－１　油圧装置においては、一般的に低温で作動油の粘度が高くなると、流動抵抗が増し、損失圧力が大きくなる。ゲートの場合、年間を通じての使用温度範囲が広く、これに適合する作動油選定を行うと、冬期間の低温時操作における損失圧力が大きくなり、全油圧力に占める損失圧力の割合が３０％を超えるものも少なくない。

１－２　損失圧力の算定法が統一されておらず、適性な算定がなされない場合、油圧システム全体の信頼性低下につながる。
設備の使用温度範囲にもとづく適切な作動油選定と共に、損失圧力の算定が設備や納入メーカによって異なることのないよう、統一した算定法を確立し、全体としての信頼性の向上を図る必要がある。

１－３　油圧シリンダ、油圧回路、配管設計及び作動油選定に関する標準化に合せ、従来個々に複雑な計算を必要としていた損失圧力の算定についても、より容易なものとし、設備設計上の利便性の向上を図る必要がある。

２．現状の技術

２－１　実績

１）設備の使用温度範囲に対する適性な作動油選定法が確立されておらず、これに伴う損失圧力算定についても統一した算定法が確立されてない。

２）設備により損失圧力の算定がまちまちであり、算定が過小な設備については低温時において開閉力不足を来たす現象も見られる。一方、算定過大な設備については、常時必要以上の圧力（荷重）が加わることになり、信頼性低下につながる。

２－２　関連技術

損失圧力算定の関連基準として
①ダム・堰施設技術基準　第４章　第３節　３-４-２「動力の容量」の項で解説２項に下式が与えられている。

$$P = P_T - (\Sigma P_V + P_P + P_F + P_R + P_O) > P_C$$

ここに、
- P　：設計圧力（油圧シリンダの所要圧力）（kgf/cm^2）
- P_T：ポンプの定格吐出圧力（kgf/cm^2）
- P_C：油圧シリンダの負荷（kgf/cm^2）
- P_V：各機器の損失圧力（kgf/cm^2）
- P_P：油圧ユニット内外の配管の圧力損失（kgf/cm^2）
- P_F：流量制御弁の圧力補償分（kgf/cm^2）
- P_R：リリーフ弁の圧力オーバライド（kgf/cm^2）
- P_O：その他の抵抗（kgf/cm^2）

２－３　従来の検討

１）設備毎に設計された油圧回路に基づき、回路を構成する各機器の損失圧力を個々に積上げ、油圧ユニット全体の損失圧力を算定する。

２）配管設計に合せ、その管長とルート（曲がり）により、配管の損失圧力を積上げ算出する。

３）油圧シリンダのパッキン形状により、油圧シリンダの損失圧力を算定する。

３．検討方法

下記の方針のもとに検討を行う。

１）設備の使用温度範囲に対する作動油選定法を明確化し、その上で確定した作動油最高粘度（限界値２１０ cSt）における損失圧力の算定が可能なものとする。

２）標準油圧回路制定に伴い、設計油量段階に応じた標準油圧ユニットとしての損失圧力を与える。

３）配管については、管内流速により単位長さ当り、曲がり１ヶ所当りの損失圧力を与える。

4）油圧シリンダについては、従来の油圧シリンダ工場無負荷作動試験における最小作動圧力の実績値を調査し、その圧力をシリンダ口径別にシリンダの損失圧力として与える。

5）損失圧力の算定法は、設備や納入メーカによって差異を生ずることのないよう、統一標準化されたものとし、併せて容易に算定できるよう設計者の利便性を考えたものとする。

4．検討

4－1　損失圧力の算定区分

損失圧力の算定は次の3要素に大きく区分して、それぞれの算定法について検討を行う。

1）油圧シリンダの無負荷作動圧力
2）油圧配管の損失圧力
3）油圧ユニットの損失圧力

4－2　損失圧力算定法の検討

1）油圧シリンダの無負荷作動圧力

従来、油圧シリンダの無負荷作動圧力に関するデータが無く、ＪＩＳに規定されていた油圧シリンダの最低作動圧力をそのまま適用する例が多かったが、ＪＩＳに規定された値は、無負荷における最高の値を規定しているものであり、実機としては当然この値を下回るものでなければならない。また、この値を適用すると定格圧力に占める割合が大きく、油圧シリンダの損失圧力算定が過大となる恐れがある。

以上のような理由から、より実態に近い油圧シリンダの損失圧力を把握するため、ゲート用油圧シリンダの工場無負荷作動試験における作動圧力の実績値を調査することにした。その結果を別表に示す。

本要領では、この結果をパッキン形状別、口径別に分析、整理した上、損失圧力として与えるものとする。

表10.1　油圧シリンダ実績調査表（最低作動圧）

ダム名	定格圧力 kgf/cm²	シリンダ内径 mm	ﾛｯﾄﾞ直径 mm	パッキン形状 ﾛｯﾄﾞ側	パッキン形状 ﾋﾟｽﾄﾝ側	最低作動圧力kgf/cm² 荷重方向A	最低作動圧力kgf/cm² 荷重方向B
草木	140	260	170	V	V	－	－
大渡	140	400	260	V	V	－	－
漁川	70	430	236	U	U	2．0	－
大石	140	380	212	V	V	－	－
野村	70	420	210	U	U	3．0	－
一庫	70	530	240	U	U	0．6	－
大町	140	400	200	V	U	－	－
耶馬渓(コ)	70	380	170	V	V	4．0	3．5
耶馬渓(オ)	70	297		U	U	7.0以下	4．0
阿寒江(オ)	140	297	200	V	V	1．3	－
阿寒江(J)				V	U	0．4	0．3
大川	140	560	275	V	V	2．5	－
椿山	100	500	220	V	ｽﾘｯﾊﾟｰ	1．2	－
蓮(コ)	140	410	210	V	V	0．7	0．7
蓮(副J)	140	507	225	V	V	1．0	－
蓮(副J)	140	407	160	V	V	0．8	－
浅瀬石(コ)	70	500	265	U	U	2．0	3．0
浅瀬石(オ)	70	425	190	V	V	0．7	0．9
厳木(コ)	70	480	250	U	U	0	1．4
厳木(オ)	140	250	160	V	ｽﾘｯﾊﾟｰ	0．7	－
弥栄	140	340	180	V	ｽﾘｯﾊﾟｰ	1．6	1．2
玉川(コ)	70	432	190	V	U	0．8	0．6
玉川(オ)	70	380	180	V	V	0．7	0．9
定山渓	140	312	170	V	V	1．5	1．2
布目	70	410	225	U	U	1．1	1．9

2）油圧配管の損失圧力

ダム用ゲートの場合、油圧シリンダの近傍に油圧ユニットが設置されるケースが多く、一般的に配管による損失圧力の占める割合は小さいと考えられる。反面、配管ルート、配管長は油圧ユニットの設置位置、コンクリート床面のピット配置、シリンダ架台の形状により、計画から実施設計に至る迄に種々検討の上決定される実態にあり、その都度複雑な配管損失圧力の算定を必要とする。

そこで、油圧配管については作動油の粘度、配管径、管内流速等により容易に損失圧力を求められるよう、下図に例を示すようにグラフより求められるものとした。

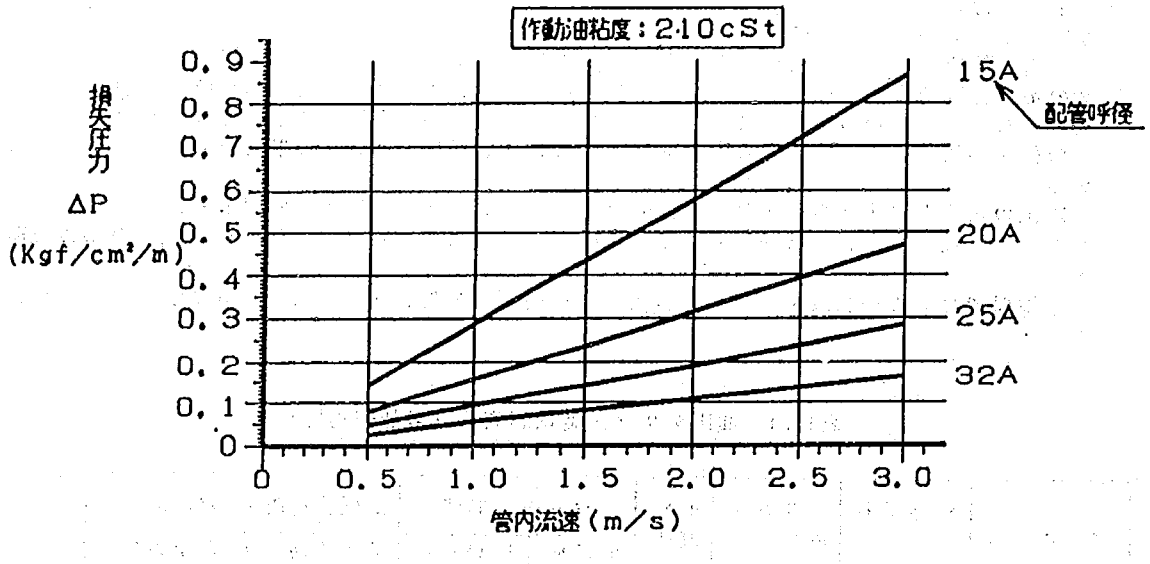


図10.1　管内摩擦損失圧力

3）油圧ユニットの損失圧力

従来は設備毎に油圧回路が検討され、その油圧回路を構成する機器の損失を積上げることにより、油圧ユニット全体の損失圧力を算定する方法が採られていた。

一方、油圧ユニットの損失圧力は、全損失圧力の大半を占める実態にあり、その傾向は油圧機器の小形化、コンパクト化が進められ、結果として機器単体の損失が増大している近年においては増々大きくなる状況にあり、設計上想定した定格圧力に対する損失圧力の割合を実機が上回り、油圧力が不足するケースも見られる。

今回のダムゲート用油圧回路の標準化に伴い、油圧回路の機器構成が定まり、流量段階と作動油粘度の段階に応じ、適切な機器選定を行った場合の損失圧力を予め算定の上、基準として示すことが可能となった。そこで、下表に示すような標準油圧回路における損失圧力の算定を、流量段階と作動油粘度に応じ行い、油圧ユニット全体としての適切な損失圧力を示すことにした。

これにより、油圧ユニットメーカに対しては、性能ぎりぎりの機器選定を行い、過剰なコンパクト化による経済性の追求から生ずる損失圧力増大を招くことへの規制を図ることにした。

4）ユニット内圧力損失算出例

1）ゲート開操作時
2）作動油の粘度　２１０cSt
3）流　　量　：　６０　／min

表10.2　油圧ユニットの損失圧力算定例

部　番	品　　名	バルブサイズ他	開側圧損（O）	閉側圧損（C）
	配管（３ｍ）	２５Ａ／sch８０	０．５８	０．５８
	配管（２ｍ）	２５Ａ／sch４０		０．２８
７	チェック弁	０６	１．０７	
２０	電　磁　弁	０４	１．４４	１．４４
２１	パイロットチェック弁	０６	４．２６	２．１６
２２－１	流量調整弁（ﾁｪｯｸ弁）	０３	２．８	
２２－２	流量調整弁	０３	７．０	
２４	ストップ弁	０６	０．５１	０．５１
小　計			１７．６６	４．９７

△Ｐ（kgf/cm²）＝総圧力損失（開側圧損＋閉側圧損×シリンダ面積比）
　　→ １．１と仮定

１７．６６＋４．９７×１．１＝２３．１３

５．結論

損失圧力算定法を確立し、より設計上の利便性を考えた基準とした。

１）油圧シリンダについては、より実態に近い実績データにもとづく無負荷作動圧力を分析、整理し損失圧力として示した。

２）油圧配管については、配管径、作動油粘度、管内流速等により単位長さ当り、曲がり形状１ヶ所当り等の損失値を示した。

３）油圧ユニットについては、標準回路における流量と作動油粘度段階により具体的な全体損失値を示した。

４）以上のように今回の検討においては、損失圧力の区分を明確化し、定量的にグラフ化にて示すことにより、本要領書のハンドブックとしての有用性をより高めるものとした。

１１．油圧回路①

１．主旨

ゲート設備における油圧ユニットは、油圧回路、ユニット構造等各々の設備ごとに設計し製作している。このため設備ごとに異なるものとなり、技術の蓄積、信頼性向上の阻害要因となるのみならず、操作・管理員にとっても馴染みにくいものとなっている。したがって、誰が設計しても信頼性が高く、管理し易い設備になるように油圧回路、ユニット構造等を機能面から整理し、標準化を図る。

２．現状の技術

２－１　関連技術

１）ダム・堰施設技術基準（３－４－３）
条文および解説は、油圧ユニットの一般的事項についてしか触れていない。

２）水門開閉装置技術基準
回路、構造等については特に明文化されていない。

２－２　従来の検討

１）特に明確な基準がなく、メーカ基準の採用、あるいは発注者との打ち合わせにより個々に決定している。

２）ゲートメーカ、油圧ユニットメーカごとに油圧回路、油圧ユニット構造は大幅に異なっている。

３）使用機器についても個々に異なっている。

３．検討方法

３－１　各ゲートメーカにおける標準回路について、データの収集を行う。

３－２　油圧回路の標準化

１）各社の油圧回路を要素回路別に比較する。

２）ダム用ゲートに求められる基本機能（洪水時確実に動く、流量調節、開度保持、水密機能、およびフェイルセーフ機能）に対して最も信頼性の高い要素回路を抽出する。

３）要素回路を組み合わせ、全体回路とし、ケースごと比較検討評価し、最良案を抽出採用する。

４．検討

４－１　ゲートメーカ（６社）の回路比較

高圧ラジアルゲートの油圧回路について、メーカの最も基本と考えられるものを収集した。
各油圧回路において著しく異なるのは開閉の制御回路でありこの部分について比較した。

４－２　フェイルセーフ、信頼性を考慮した回路方式

次の項目についてフェイルセーフ、信頼性の面から基本回路を抽出した。

○開側スピード制御
○閉側スピード制御
○閉側減圧
○ゲート保持及び押付力保持、取付位置
○方向切換

表11.1

高圧ラジアルゲート（ゴム圧着式・ゴム摺動式）油圧回路比較

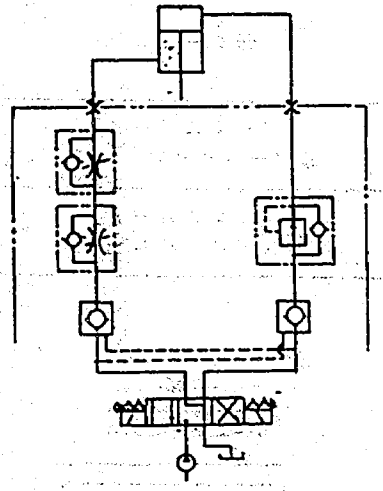
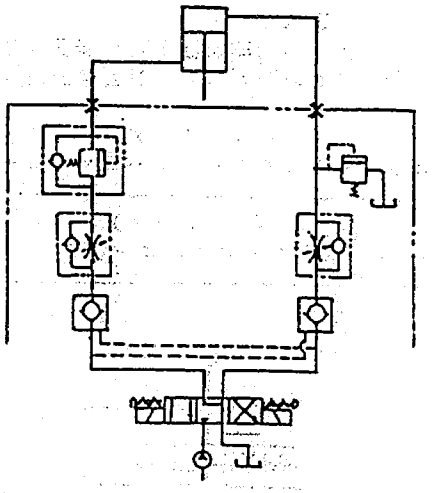
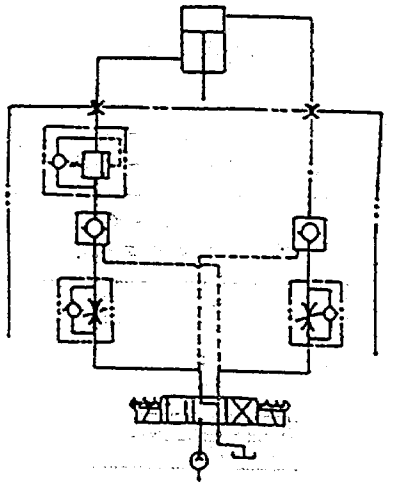
	日立造船 （弥栄ダム）	栗本鉄工所 （大町ダム）	田原製作所 （浅石川ダム）
基本回路			
開側スピード制御	フローコントロール弁 （メータイン）	フローコントロール弁 （メータイン）	フローコントロール弁 （メータイン）
閉側スピード制御	フローコントロール弁 （メータアウト）	フローコントロール弁＋カウンターバランス弁 （メータイン）	フローコントロール弁＋カウンターバランス弁 （メータイン）
閉側減圧	減圧弁	リリーフ又はカウンタバランス弁	カウンタバランス弁
ゲート保持及び押付力保持取付位置、他	パイロットチェック弁 油タンク側	パイロットチェック弁 油タンク側	パイロットチェック弁 中間位置
方向切換	電磁切換弁（手動付）	電磁切換弁（手動付）	電磁切換弁（手動付）

表11.2
高圧ラジアルゲート（ゴム圧着式・ゴム摺動式）油圧回路比較

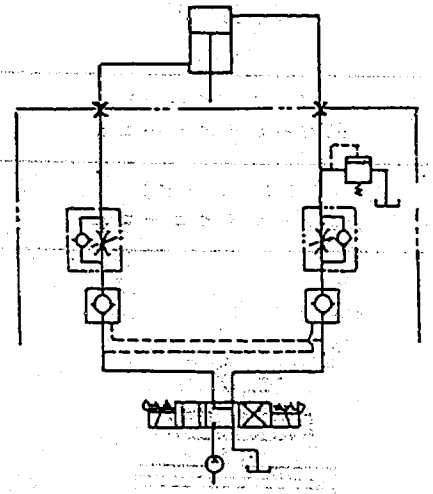
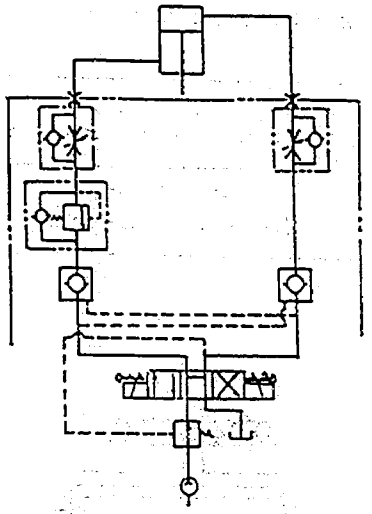
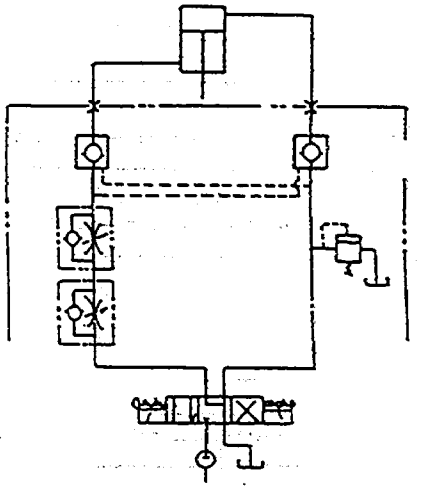
	川崎重工 （椿山ダム）	石川島播磨 （基本回路）	三菱重工 （玉川ダム）
基本回路			
開側スピード制御	フローコントロール弁 （メータアウト）	フローコントロール弁 （メータイン）	フローコントロール弁 （メータイン）
閉側スピード制御	フローコントロール弁 （メータアウト）	フローコントロール弁＋カウンターバランス弁 （メータイン）	フローコントロール弁 （メータアウト）
閉側減圧	リリーフ弁	減圧弁又はカウンターバランス弁 （但し減圧弁取付位置は油圧ポンプと電磁切換弁の間）	リリーフ弁
ゲート保持及び押付力保持取付位置、他	パイロットチェック弁 油タンク側	パイロットチェック弁 油タンク側	パイロットチェック弁 油圧シリンダ側
方向切換	電磁切換弁（手動付）	電磁切換弁（手動付）	電磁切換弁（手動付）

表 11.3
閉側のスピード制御方式

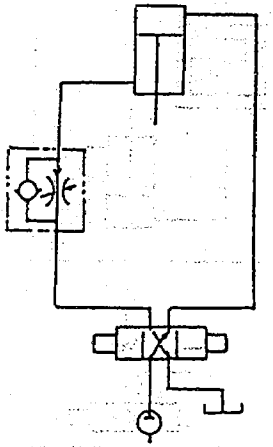
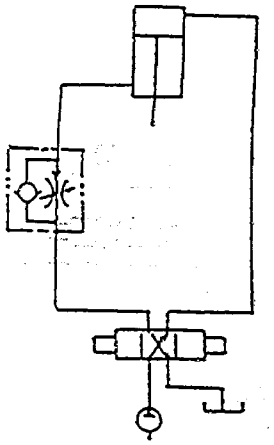
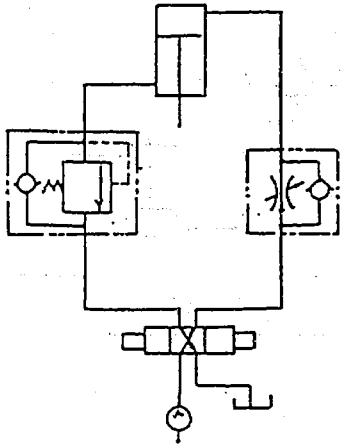
方式の比較				採用回路
閉側スピード制御方式	回路例	得失		
フローコントロール弁によるメーターアウト制御 扉体自重によりシリンダに発生する圧力をフロコンにより規定量を流出され制御する。シリンダヘッド側に負圧が発生しないようポンプにより給油する。		フローコントロール弁は基本的にはオリフィスで閉塞することはなく、信頼性高い。	○	フローコントロール弁による制御 
		シリンダの圧力発生側の油をオリフィスで抜きすため失速することがない。	○	
		シリンダのロッド側には自重＋ヘッド側に加えた圧力が加算されて作用する。	×	
フローコントロール弁＋カウンターバランス弁による制御 メーターイン配置のフロコンにより規定流量をシリンダヘッド側に送り自重により発生する圧力とシリンダヘッド側に加えた圧力によりカウンターバランス弁を開き流量を制御する。		カウンターバランス弁はフロコンに比べ構造複雑で信頼性も劣る。	×	採用理由 シリンダに作用する圧力を低く抑えるためにはカウンターバランス弁方式が有利であるが、弁自体の信頼性或るいは回路の閉塞等を考慮するとフローコントロール弁による方式がフェールセーフ機能に優れている。
		2個のバルブにより制御するため故障確率は高い。また故障により回路が閉塞される。	×	
		シリンダロッド側圧力はカウンターバランス弁の設定圧以上には上昇しない。シリンダに大きな圧力は作用しない。	○	

表 11.4
閉側回路の減圧方式

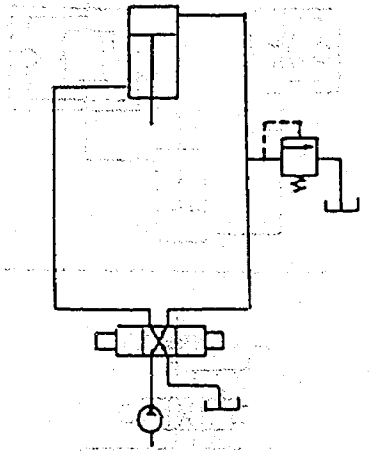
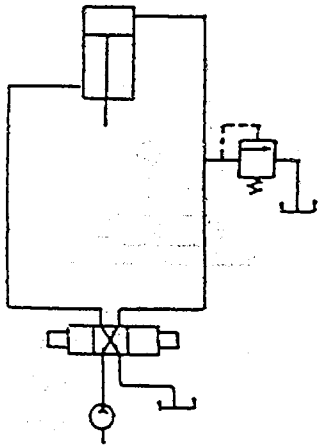
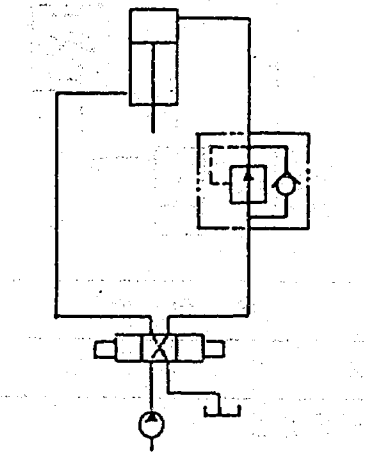
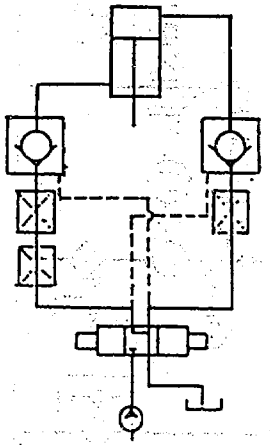
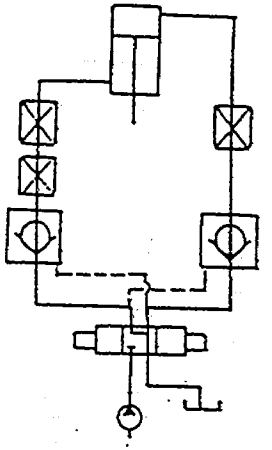
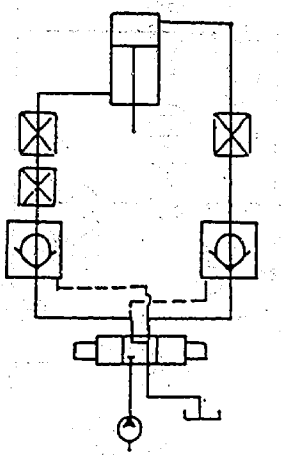
方式の比較				採用回路
減圧方式	回路例	得失		
リリーフ弁による減圧 油圧ポンプ吐出圧力を含め閉側回路全体がリリーフ弁の設定値圧力となる。		閉側回路から分岐して取付いているため故障によっても回路を閉塞しない	○	リリーフ弁による減圧  採用理由 ピストンロッドの座屈及びパイロットチェック弁の解放には減圧弁が有利であるが、リリーフ弁は弁の信頼性が高いこと及び分岐取付のため万一の故障に対しても回路を閉塞しない等フェールセーフ機能に優れている。
		減圧弁より構造は簡単で信頼性は高い。	○	
		リリーフ弁設定値はパイロットチェック弁の解放圧力とするためあまり低く出来ない。押込力が大きい。	×	
減圧弁による減圧 油圧ポンプから減圧弁迄は油圧ポンプのリリーフ弁設定圧力で減圧弁以降が減圧弁設定圧力となる。		閉側回路内に取付くため故障によって回路が閉塞されることも考えられる	×	
		リリーフ弁より構造複雑で故障率も高い。	×	
		パイロットチェック弁のパイロット圧に関係なく減圧出来る。 閉側押込力も小さく出来る。	○	

表 11.5
ゲート保持及び押付力保持方式

方式の比較				採用回路
ゲート保持の方式	回路例	得失		
パイロットチェック弁を最もシリンダ側に設ける。 （シリンダの圧力発生側にはゲート保持用のパイロットチェック弁を、ヘッド側には押付力保持用のパイロットチェック弁を設ける。位置はいずれも最もシリンダに近い側とする。）		最もシリンダ側に近くフローコン等の漏洩によってゲート降下することがない。	○	パイロットチェック弁はタンク側に設ける。  採用理由 いずれの方式も一長一短有るが、他の弁からの漏洩等最悪のケースを考えれば通常の状態では漏洩がすくなくなる。シリンダ側が有利であるが、パイロットチェック弁のタンク側に取付ける方式がよいと考える。
		パイロットチェック弁の下に各種バルブが有り背圧により圧力が一時的に減少する。	×	
パイロットチェック弁を最もタンク側に設ける。 （パイロットチェック弁の機能は上記と同様であるが、取付位置はいずれも最もタンクに近い側とする。）		タンク側に最も近く背圧が少なくシート面の押付力が有効に作用する。	○	
		チェック弁の上部に有るバルブが漏洩するとゲートは降下する。	×	

5．結論

抽出された基本回路を基に標準油圧回路を作成した。

標準回路
○高圧ラジアルゲート（ゴム圧着式・ゴム摺動式）

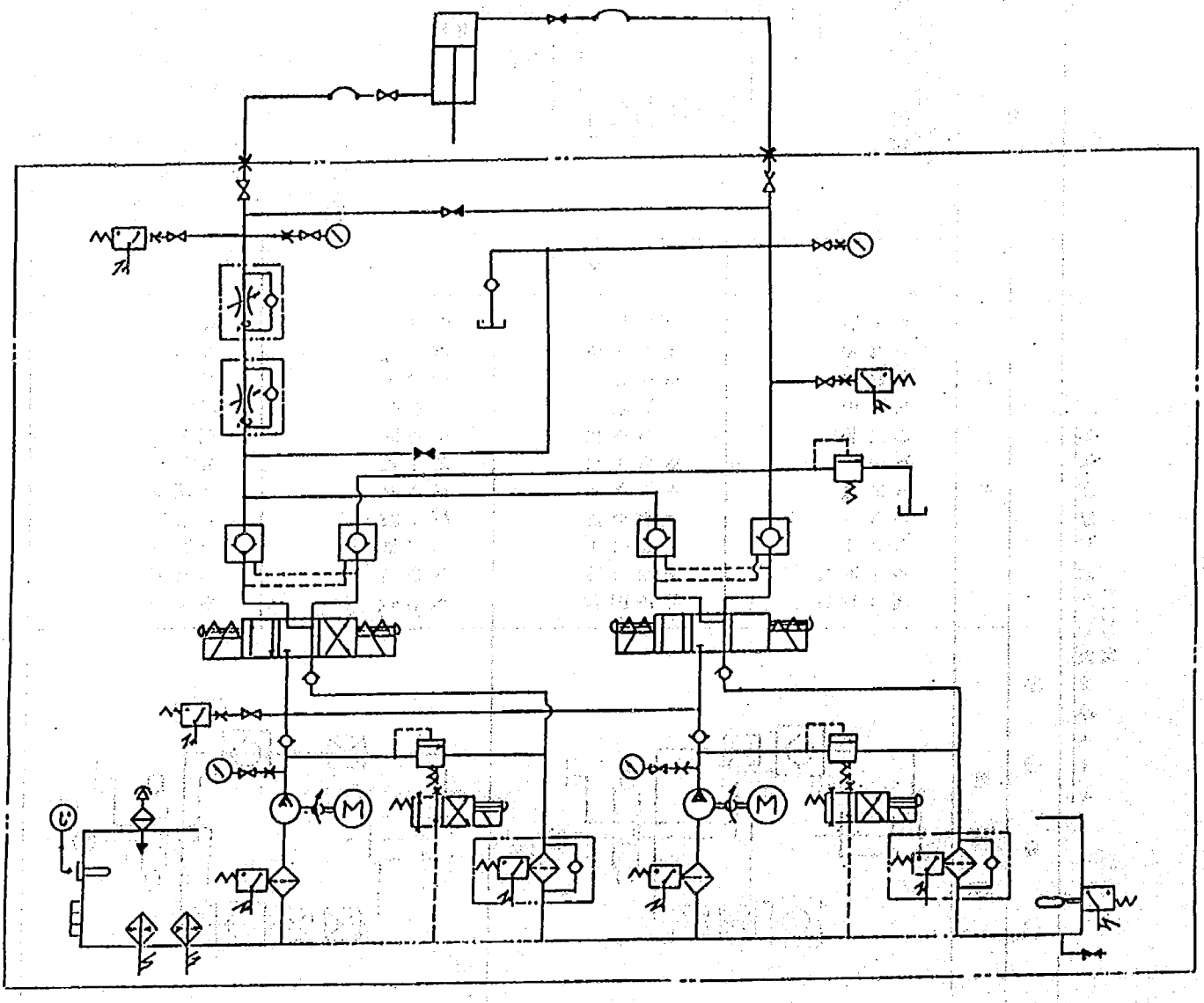


図11.1　高圧ラジアルゲート油圧回路標準
（ゴム圧着式、ゴム摺動式）

１２．油圧回路②

１．主旨

ダム用ゲート開閉装置（油圧式）において、油圧回路の標準化を図ることは、これからのゲート用油圧装置の設計が均一化され信頼性が向上するほか、油圧ユニット構造の標準化をはじめ、電気制御シーケンスの標準化、操作要領の統一、さらには点検、整備要領の標準化へとつなげられる意味で極めて意義の高いものであると言える。

この趣旨に沿って従来ゲートメーカ各社が採用している油圧回路を収集し、その比較検討を行った。（「油圧回路」参照）

本検討はこれらの資料をもとに、ダムゲート用の標準油圧回路を制定する方向で、さらに検討を進めるものとする。

２．現状の技術

２－１　実績

１）特に明確な基準がなく、メーカ標準の採用、あるいは発注者との打合せにより個々に決定している。

２）ゲートメーカ、油圧ユニットメーカごとに油圧回路、油圧ユニット構造は大幅に異なっている。

３）使用機器についても個々に異なっている。

２－２　関連技術

１）ダム・堰施設技術基準（３-４-３）

条文、および解説は、油圧ユニットの一般的事項についてしか触れていない。

２）水門開閉装置技術基準

回路、構造等については、特に明文化されていない。

３．検討方法

１）平成２年度にゲートメーカから収集された油圧回路と、その比較検討結果をベースに、基本となる最も信頼性の高い要素回路を組合せ、全体標準回路として構築したものを、ゲート用油圧回路としての機能を再検証する。

２）信頼性向上を図るため、平成元年度に実施された故障調査による各機器の故障率から、どこ迄の油圧回路としての２系統化（２重化）を図るか検討する。

３）標準回路を適用するゲートは、ゲート自重が下向きで、鉛直またはそれに近い形で開閉されるローラゲート、ラジアルゲート、スライドゲート、ジェットフローゲート、およびこれに類するダム用ゲートとする。

４）標準回路は標準的なゲート開閉機能を満足するものとし、ゲートによって要求される特殊機能（例．全閉位置押付回路）に対しては、オプション回路として記述する。

５）油圧回路に使用する機器は、現在量産されており信頼性が高く市場性のあるものとする。

４．検討

４－１　要素回路

１）ゲート開側速度制御回路は、各社採用している機能、信頼性上も問題のない流量制御弁によるメータイン制御方式とする。

２）ゲート閉側速度制御回路には、流量制御弁によるメータアウト制御方式と、メータイン側に流量制御弁を設け、メータアウト側にカウンタバランスバルブを配置し、双方を組合せ使用したカウンタバランスバルブ制御方式とがあるが、機構的に簡単で信頼性の高い前者を標準回路として採用する。

但し、ゲートに要求される機能によっては、カウンタバランスバルブ制御方式が有利な場合も考えられるため、双方の得失を記述し、ケースによっては後者の採用も可能なものとした。

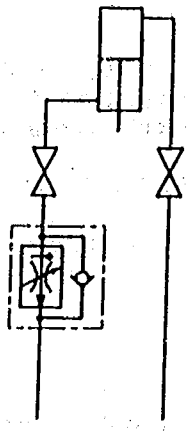


図12.1
フローコントロールバルブ
によるメータアウト制御方式

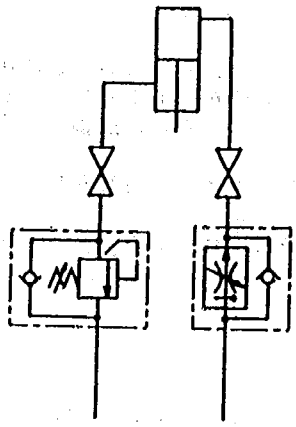


図12.2
カウンタバランスバルブ
による制御方式

3）開閉回路の減圧方式

一般のゲートでは、ゲート自重が下向きに作用しているため、開側荷重が閉側荷重を上回り、所要油圧力は開側荷重によって定まる。

したがって、所要圧力から定まる定格圧力をそのまま閉側にかけると、ピストンロッドに必要以上の座屈荷重をかけることになるため、閉側回路については必要となる押付荷重に合せ、減圧するのが一般的である。

減圧方式には、閉側に減圧用のリリーフバルブを設ける方式と、減圧弁を使用する方式とがあるが、比較検討の結果、信頼性に優れるリリーフバルブ方式を標準回路として採用することにした。

但し、減圧弁使用方式もパイロット圧力の必要圧力によっては、機能的に有利な場合もあり、双方の得失を記載し、これ等の検討の上においては採用可能なものとした。

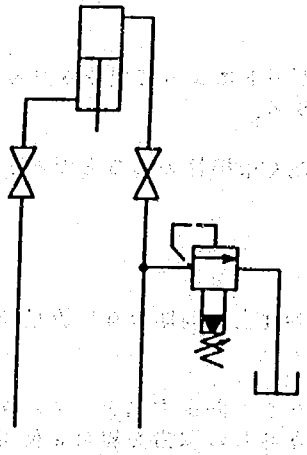


図12.3
リリースバルブによる減圧

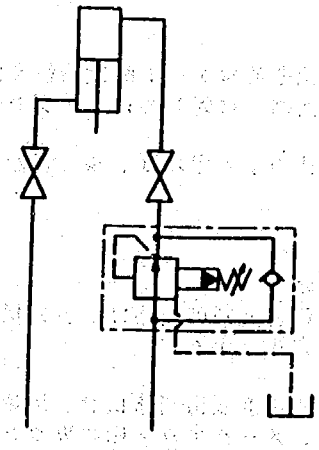


図12.4
減圧弁使用方式

4）その他、ゲート形式によって必要となる全閉押付回路、ピストンロッド側異常高圧、異常低圧検出回路をオプションとして示し、標準油圧回路に追加可能なものとした。

4－2　油圧回路2系統化の範囲

2系統化の範囲は、平成元年度および2年度の検討結果から油圧機器の中で故障率が高いとされている電磁方向切換弁迄とした。

（実際には回路設計の都合上、パイロットチェックバルブ迄となる。）

パイロットチェックバルブ以降の負荷側にある流量制御弁等については、故障率が低いことと、油圧回路としての複雑化を避けるため2系統化の範囲外とした。

尚、2系統の油圧回路の切換えは、電気制御シーケンスの複雑化を避けるため、一定期間毎に手動切換スイッチにより行う構造とした。また、一定期間とした切換え時期は設備により使用頻度が異なるため、点検・整備要領で規定するものとし、設計要領では規定しないものとした。

4－3　標準油圧回路の種類

標準油圧回路を適用するゲートは前記のように、ローラゲート、ラジアルゲート、スライドゲート、ジェットフローゲート、およびこれに類するダム用ゲートとしたが、これらのゲートにおいては、ゲート1門に対して油圧ユニット1台を設ける場合と、利水放流設備のように主、副ゲート2門に対して油圧ユニット1台とする場合がある。（油圧回路①を参照）

主、副ゲートに対し、1台の油圧ユニットとする場合は、2系統化の考えを生かすため双方の油圧回路を接続し、切換可能なものとする必要があるため、標準油圧回路としても1門1台の場合とは別に示すことにした。

5．結論

1）標準油圧回路として、添付図に示すようにゲート1門に対し油圧ユニット1台とする場合の標準回路図と、利水放流設備等において主、副ゲートに対し油圧ユニット1台とする場合の標準回路図を制定した。

2）標準油圧回路における電気的制御フローを示し、電気制御シーケンスの標準化につなげるものとした。

3）本油圧回路の標準化により機器構成が定まるため、標準的な油圧ユニットの構造を示すことが可能となり、また油圧ユニットにおける圧力損失値についても、信頼性の高い数値を示すことが可能となった。

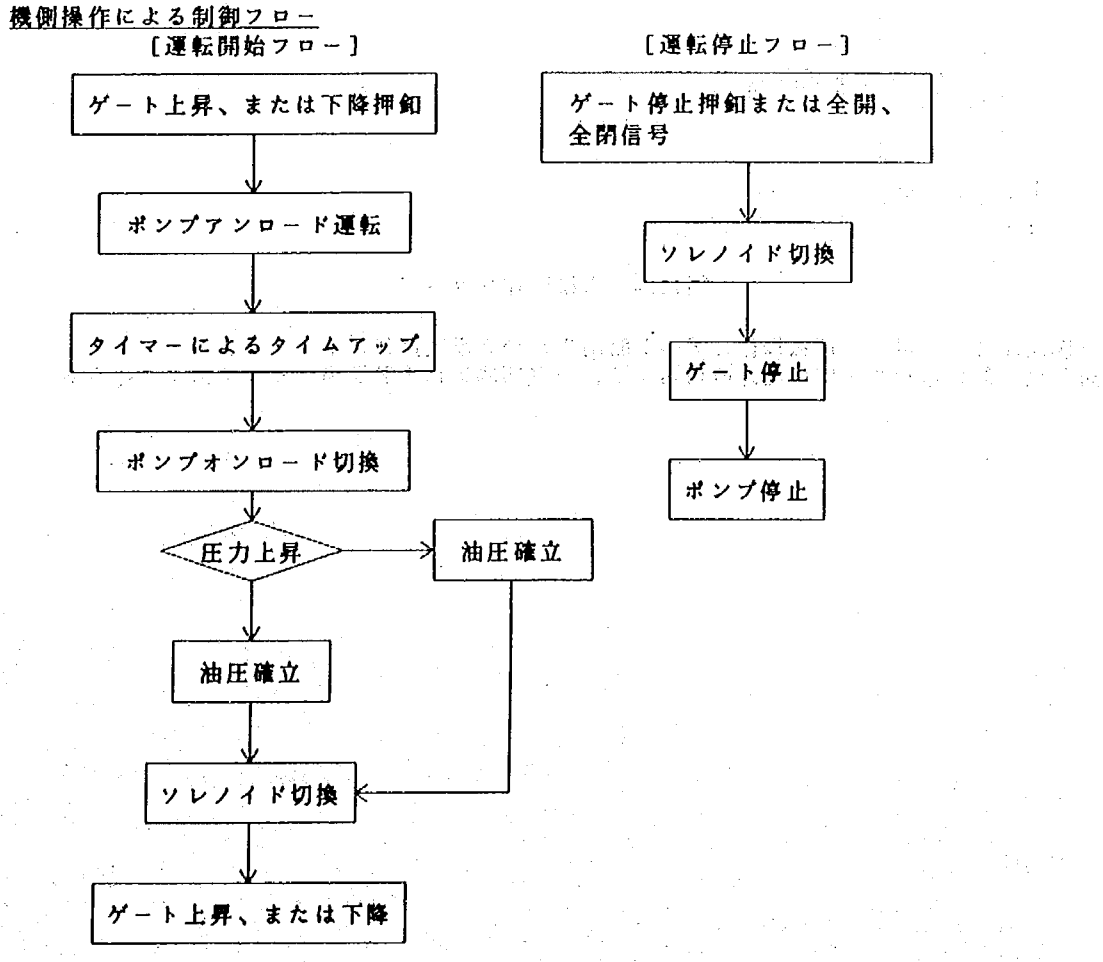


図12.5　機側操作フロー

機側操作では、ゲート上昇または下降押釦により、ポンプ起動からゲート開閉用ソレノイド切換え迄連続的になされるものとする。なお、油圧確立の信号は表示だけに使用し、ゲート運転フローには制御系の信頼性を向上させるため、とり込まないものとする。
油圧発生部を含む2系統の回路の切換えは、一定期間毎に手動切換スイッチにより行うものとする。

点検操作による制御フロー

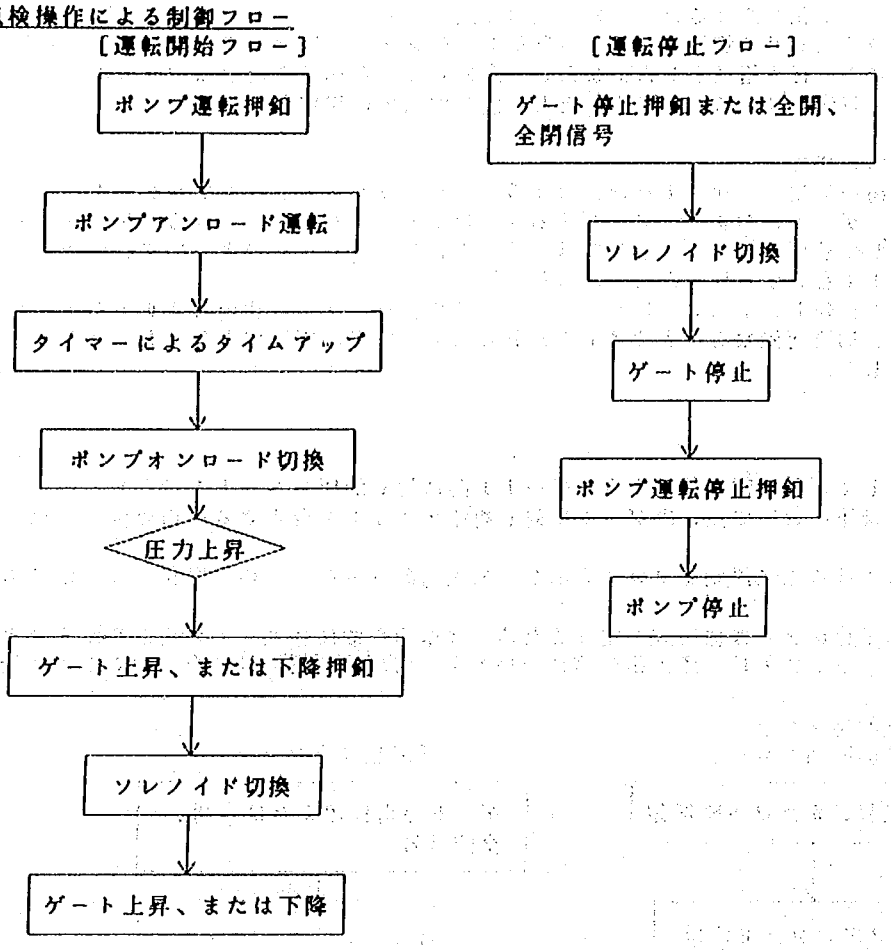


図12.6　点検操作フロー

点検操作では、ポンプ運転操作とゲート開閉操作の2段階操作とする。
油圧発生部を含む2系統の回路の切換えは、一定期間毎に手動切換スイッチにより行うものとする。

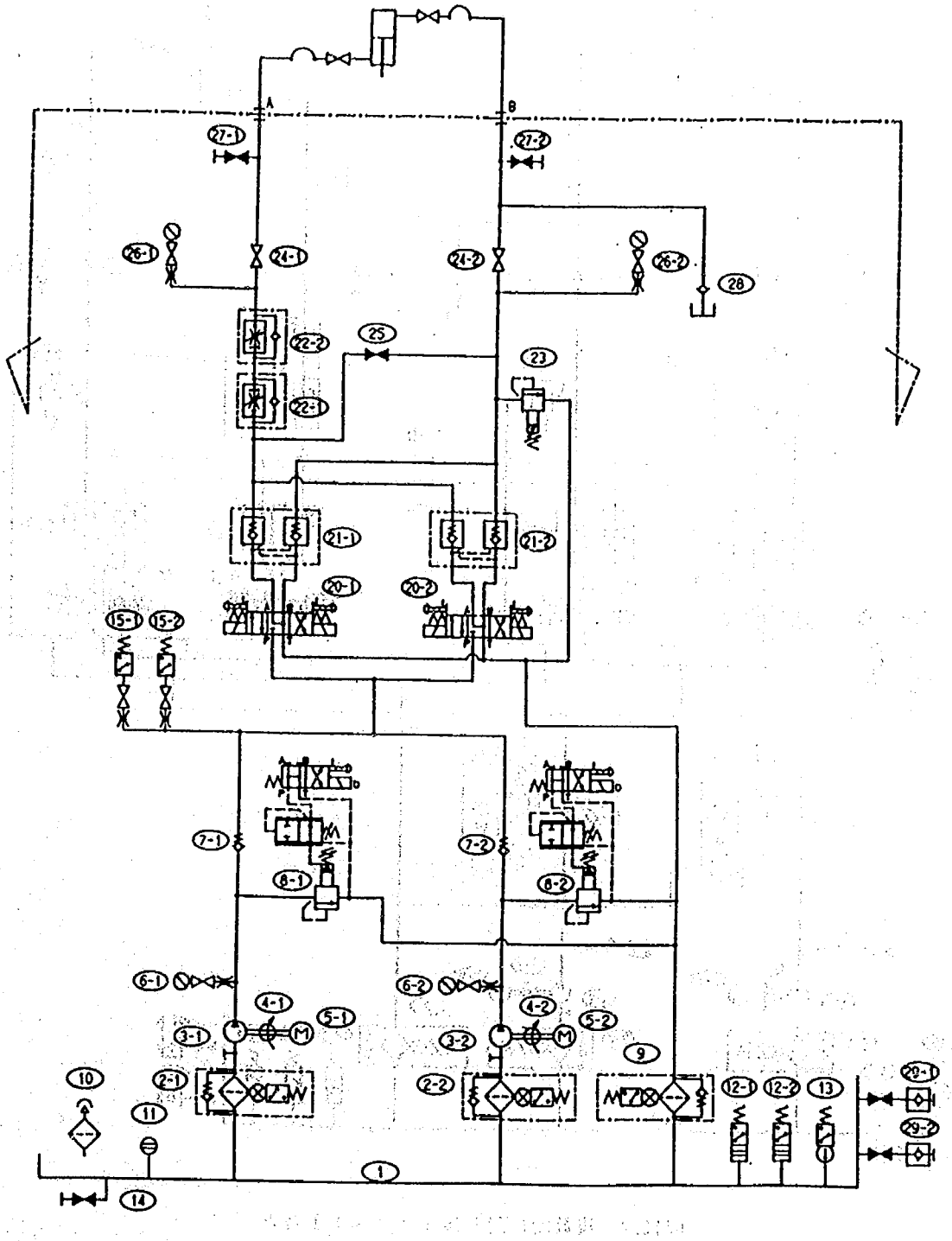

A
B
27-1
27-2
26-1
24-1
24-2
26-2
28
22-2
25
23
22-1
21-1
21-2
20-1
20-2
15-1
15-2
7-1
7-2
8-1
8-2
6-1
6-2
4-1
4-2
5-1
5-2
3-1
3-2
M
9
2-1
2-2
10
11
12-1
12-2
13
29-1
29-2
1
14

図12.7　標準回路図

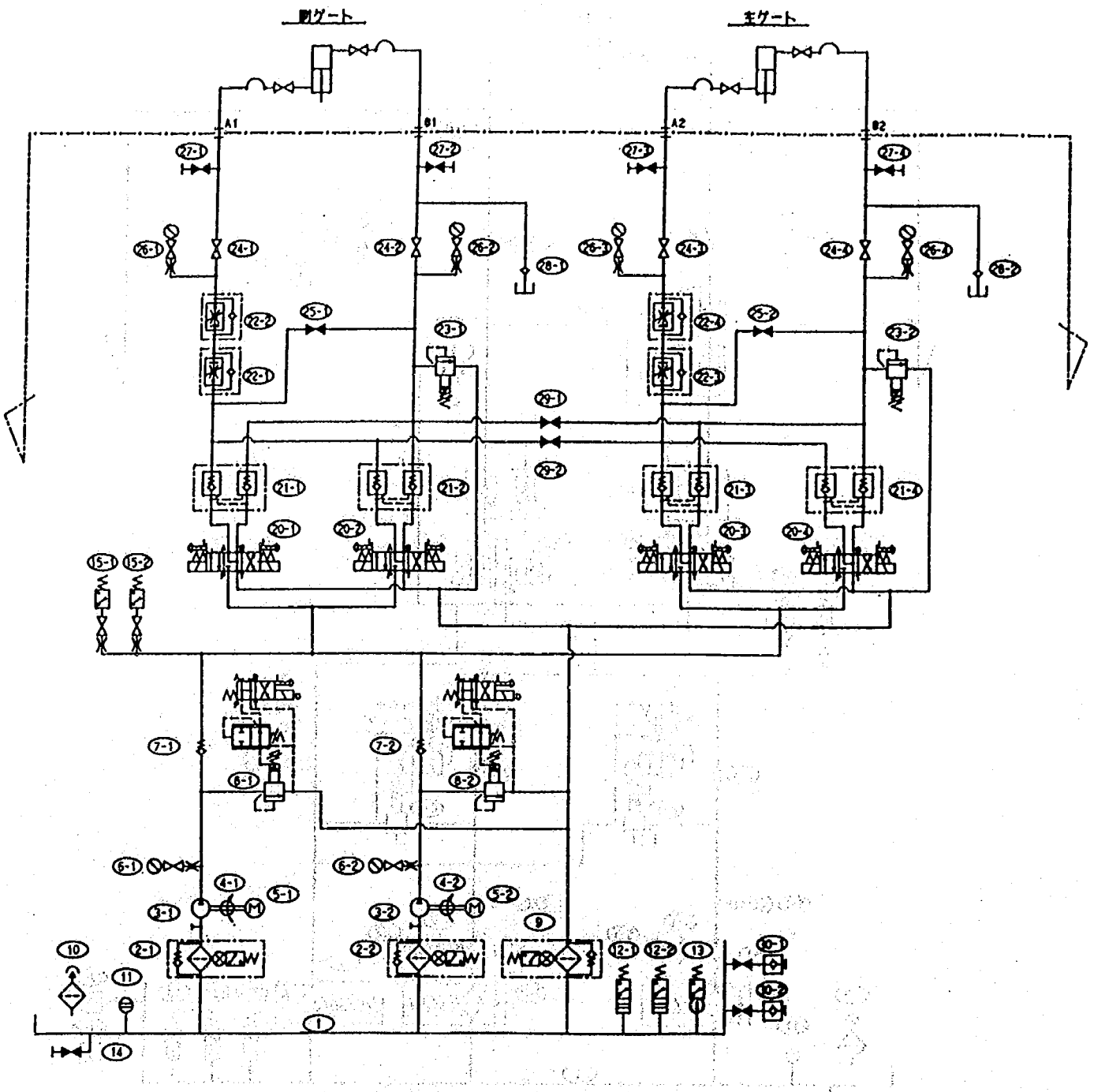


図12.8　複数門に対し油圧ユニット1台とする場合の標準油圧回路

１３．ゲート門数と油圧ユニット台数

１．主旨

ゲート操作に対する設備面からの信頼性の向上を図るため、油圧ユニットはゲート１門毎に原則として１台設けるものとされている。そこで、通常バルブと称される利水放流設備等においては、主、副ゲート（バルブ）が近接して設置されることが多く、また途中から分岐して大流量用、小流量用に分けて２条の放流設備が設置されるものもある。この場合主、副合せて４門のゲートが設置されることになる。

このような設備の場合、ゲート１門毎に油圧ユニットを設けると従来に比べ操作室の床面積を格段に大きくなる傾向の他、経済性についても劣ることになる。したがって、設備の目的からその要否とほかの対応策の有無について新たな検討を行うものとする。

２．現状の技術

２－１　実績

高圧ゲート油圧開閉装置を対象とした故障調査によると、油圧ユニットの故障率が最も高く、４０％を占めていることが報告されている。その対応策の一つとしてゲート１門毎に油圧ユニット１台を設けることを原則としている。

２－２　関連技術

ダム・堰施設技術基準　第４章　第３節３－４－１「基本計画」の解説１項に以下の記述がある。

「油圧ユニットは、各ゲート毎に設けることを原則とする。ただし、利水放流設備用主、副ゲートは１台の油圧ユニットで兼用して使用する場合もある。」

２－３　従来の検討

利水放流設備においては、主、副ゲートに対し、１台の油圧ユニットを設置しているのが大半であり、２条の場合の各々の主、副ゲートに対し油圧ユニット１台としているのが一般的である。

３．検討方法

利水放流設備等の直接洪水調節用として供されない設備においては、従来と同じく主、副ゲートに対し油圧ユニット１台とする方向で検討し、そのフェイルセーフ対策を油圧ユニット内の回路で補うことが出来ないか検討を行うものとする。

４．検討

４－１　利水放流設備等の特徴

１）主放流設備の高圧ゲートが複数門ある場合と、利水放流設備の主、副ゲートが複数門ある場合とは、設備に要求される機能上の目的と信頼性への要求度合は明らかに異なるものであり、双方を同一レベルで評価し、同一レベルのフェールセーフを図る必要性は少いものと考えられる。

２）利水放流設備、副ゲートは主ゲート点検時の止水用の目的と、主ゲート閉操作不能時の閉操作を目的とした予備ゲート的な性格のものであり、その使用の機会も限定されている。

３）利水放流設備等の主、副ゲートは、同時操作時の水理的不安定現象を回避するため、同時操作は行わないのが原則であり、電気的にも同時操作が行われないようインタロックがなされている。

４－２　油圧回路の検討

１）１台の油圧ユニットには、２組の電動機、油圧ポンプ、及び２系統の油圧制御回路を標準的に備えることにしており、このうち１組の電動機、油圧ポンプ及び１系統の油圧制御回路を主ゲート用、他方を副ゲート用とし、双方を切換可能な回路にすれば、図13.1のように油圧ユニット内で２重化が達成されたことになる。

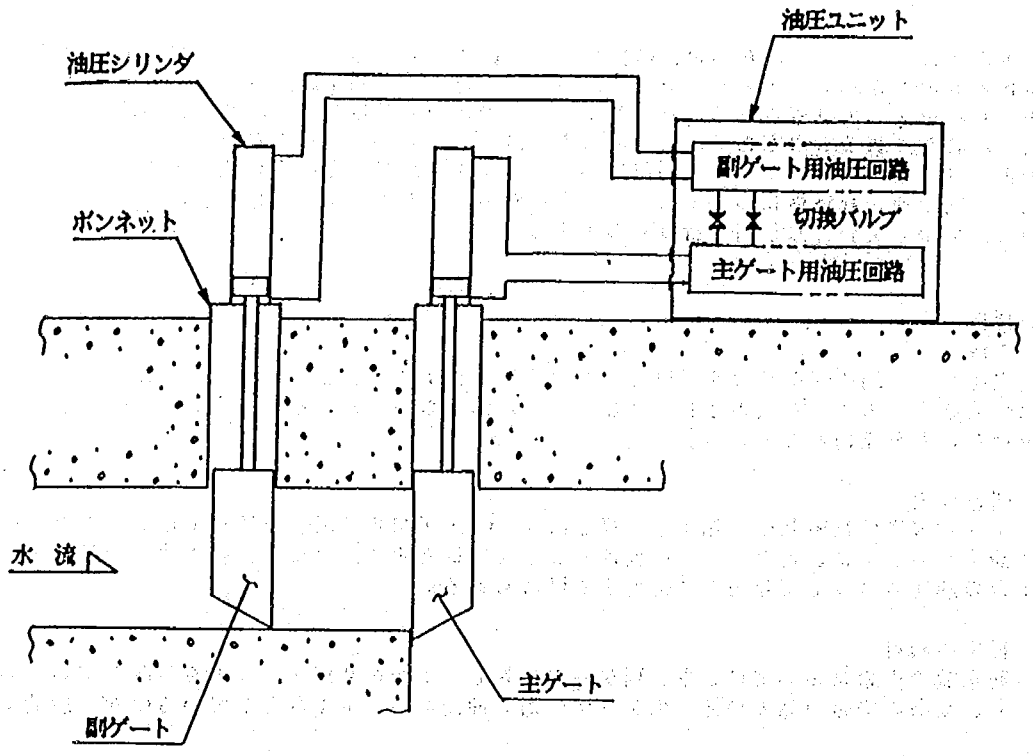


図13.1　複数門に対する油圧ユニット構造例

2）油圧回路の2系統化は主放流設備高圧ゲートの場合と同じく、故障率の高い切換弁、パイロットチェック弁迄とし、複数門に対し油圧ユニット1台とする場合の標準回路に示すように、パイロットチェック弁の負荷側にて切換を行い、流量制御弁、油圧シリンダヘッド側圧力制御弁は、それぞれのゲートに応じ設定された値のものを生かし、切換運転時においても機能上、安全性上支障のないものとする。

5．結論

利水放流設備のように、主、副ゲートが近接して設けられる場合においては、油圧ユニット内の主ゲート用の油圧ポンプを含む油圧回路と、副ゲート用の油圧回路との間で、切換運転が可能な構造にし、2重化を図ることにより、油圧ユニットは主、副ゲートに対し、1台とすることができるものとする。

１４．油圧ユニット間の相互配管

１．主旨

油圧ユニットが隣接して２台以上設置される場合、油圧ユニット間を相互配管し、片方の油圧ユニットが故障の際、他方の油圧ユニットでゲート操作ができる構造とした場合の有効性について検討する。

２．現状の技術

２－１　実績

油圧ユニットが２台以上隣接してある場合の、相互配管の布設状況はまちまちである。

２－２　関連技術

ダム・堰施設技術基準　第４章　第３節３-４-１項の解説に次の記載がある。「常用洪水吐ゲート等で隣接ゲートの油圧ユニットがある場合は、万一の場合に備え互に連結配管を布設することが望ましい。」

３．検討方法

設備の信頼性を向上させる上において、設備の簡素化を図ることと、システムの２重化を整えることが必要とされているが、考え方によってはこの双方の対策は相反する現象となるため、慎重な検討が必要である。

油圧ユニットが複数設置される場合の相互接続配管についても同様であり、今回の信頼性の向上を図る中での油圧回路の標準化、１台の油圧ユニットに対し２組の電動機、油圧ポンプの設置、油圧回路の２系統化を制定化した上に、従前通りの相互配管が信頼性向上に真に有効か、あらゆる角度から検討を行うものとする。

４．検討

４－１　信頼性に対する相互配管の意義

本来、ダムに設置されるゲートは、その目的、機能によって同等の信頼性を備えていることが前提であり、それは同じ目的、機能をもったゲートが１門ある場合も、２門ある場合も同様であると思われる。

相互配管を行うことは、２門以上の方がより多重化が図られ、信頼性が向上することにつながり、１門の場合でも信頼性の向上を図るために、油圧回路、使用機器の信頼性の追求、２系統化を進めてきた今回の検討とは別のものとして、相互配管は油圧ユニットが複数ある場合の安心さを増すものとして、取扱う必要があると考えられる。

４－２　標準油圧回路からの相互配管の必要性

今回制定した標準油圧回路は、元年度および２年度の信頼性検討結果をもとに、１台の油圧ユニットに対し（１門のゲートに対し）２組の電動機油圧ポンプを設置し、油圧制御回路も２系統化したものとしている。

従って、従来の油圧ユニットに比較すると、格段に信頼性が向上したものとなっており、これ以上の多系列化は設備の複雑化、操作、維持、管理の煩雑さを招き、信頼性向上以外のマイナス面も大きくなるものと考えられる。

４－３　相互配管を利用した操作上の問題点

１）従来より相互配管を利用したゲート操作は、別ゲート用の機側操作盤を使用した操作、あるいは手動によるバルブ切換操作を必要とし、かなりの熟練が要求される。
別ゲート用の機側操作盤、油圧ユニットを使うことになるため、ゲート位置条件からくる信号は、操作したいゲートとは別のゲートから来ているものであり、このための短絡等の電気的処置が必要となる。
また、手動によりバルブ操作を行う場合も、油圧回路をよく確認し、油圧がどこ迄作用しているか知った上でないと、思わぬ誤操作を引き起すことにつながる。

２）標準油圧回路における相互配管の問題点
相互配管を行う場合、どこ迄の油圧機器の故障を想定するかにより、油圧回路上の接続位置も異なってくる。考えられる接続位置と、標準回路上問題となる事項を挙げると次の通りである。

①油タンクを接続する方法
油タンク内の作動油が不足した場合は有効であるが、油面は日常点検されているものであり、緊急操作時に油不足を生じていることは考えにくく、その有効性も乏しいと思われる。

②油圧ポンプ出口で接続する方法

2組の油圧ポンプ共故障した際には有効である。但し、電磁切換弁以降負荷側の故障（2系統共）に対しては対応できない。

この場合電磁切換弁の操作は、操作しようとするゲートの操作盤を使うことになる。

③油圧ユニット出口で接続する方法

油圧ポンプ、油圧制御回路等、油圧ユニット内全ての故障に対して有効である。この場合、電磁切換弁の操作は別ゲートの機側操作盤を使うことになる。

また、操作する場合は、使用する油圧ユニットと常時接続されているゲートとの間のストップバルブを閉じないと、双方のゲートが動き出すトラブルにつながる。

5．結論

以上の検討から、相互配管は複数ゲートの場合のみ有効であり、種々信頼性向上対策を行い、新しく制定した標準油圧回路を採用したゲートにあっては、その必要性は少いものと考えられる。

また、設備が複雑化し、操作上の問題も残ることから、本要領を適用したダム用ゲートについては、複数ある場合の油圧ユニット間の相互配管は設けなくてもよいものとする。

15．油圧シリンダチューブの膨脹

1．主旨

油圧シリンダのチューブは、荷重負荷時の油圧力による内径の膨脹が考えられる。内径の膨脹が使用パッキンのたわみ許容量より大きいと漏油やパッキンの反転等の事故となる恐れがある。標準油圧シリンダに定格圧力が作用した時の膨脹について検討する。

2．現状の技術

2-1 実績

これまで特に油圧シリンダチューブ内径の膨脹について計算または検討はされていない。

2-2 関連技術

特に規定した基準はない。

3．検討方法

3－1 標準油圧シリンダチューブの必要肉厚で内径の膨脹量を計算し使用パッキンのたわみ許容量と比較する。比較は、標準油圧シリンダより大、中、小径のシリンダを抜粋し行う。

3－2 シリンダチューブ内径の膨脹は、テモシェンコ厚肉円筒の内壁面における半径変位式によるものとする。

4．検討

4－1 テモシェンコ厚肉円筒の内壁面における半径変位式

シリンダチューブ内径の膨脹式

$$\delta = \frac{r \cdot P}{E} \cdot \frac{r^2+R^2}{R^2-r^2} + \mu$$

ここに δ ：

r ：シリンダチューブ内半径

R ：シリンダチューブ外半径

P ：定格圧力 …… （70kgf/㎠, 140kgf/㎠）

E ：縦弾性係数 …… （2.1×10⁶kgf/㎠）

μ ：ポアソン比 …… （1/3.3）

4－2 シリンダチューブ内径の膨脹

表15.1 シリンダチューブ内径の膨脹（70kgf/㎠）

（単位 mm）

チューブ内径	70 kgf/㎠					パッキンのたわみ許容量
	材質	肉厚	内半径	外半径	膨脹量	
200	STKM13A	12	100	112	0.031	0.29
250	STKM13A	14	125	139	0.041	
300	STKM13A	17	150	167	0.048	
350	STKM13A	20	175	195	0.056	
400	SM400A	20	200	220	0.072	
450	SM400B	23	225	248	0.059	
500	SM400B	25	250	275	0.090	
550	SM400B	28	275	303	0.098	
600	SM400C	30	300	330	0.108	

表15.2 シリンダチューブ内径の膨脹（140kgf/㎠）

（単位 mm）

チューブ内径	140 kgf/㎠					パッキンのたわみ許容量
	材質	肉厚	内半径	外半径	膨脹量	
200	STKM13A	21	100	121	0.037	0.19
250	STKM13A	26	125	151	0.047	
300	SM400C	30	150	180	0.058	
350	SM400C	34	175	209	0.070	
400	SM400C	39	200	239	0.080	
450	SM490C	36	225	261	0.106	
500	SM490C	40	250	290	0.118	
550	SM490C	44	275	319	0.130	
600	SM490C	48	300	348	0.142	

4－3　パッキンのたわみ許容量

パッキンのたわみ許容量は、パッキンに使用されいてる材質（ゴム）の硬度により変わる。一般に使用されているパッキンの硬度はHs９０で許容量は、はみ出し限界曲線（図15.1）の通りである。

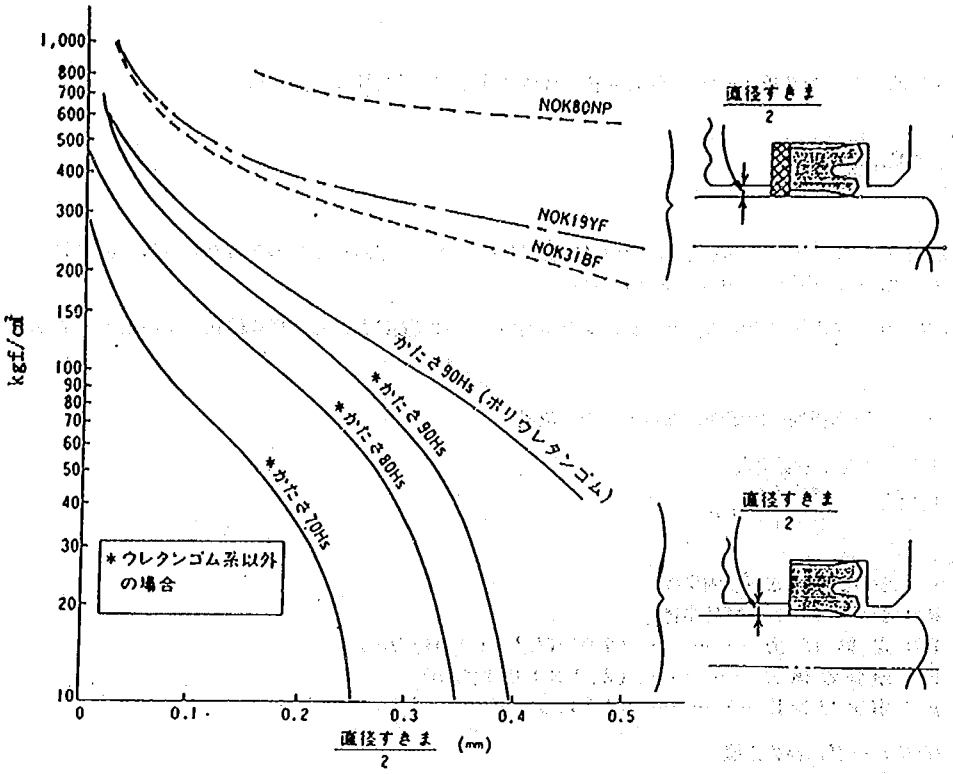


図15.1　はみ出し限界曲線

5．結論

標準油圧シリンダのチューブ内径の膨脹は、定格圧力７０kgf/cm² ではほとんど問題ない。しかし１４０kgf/cm² になるとチューブ内径が５５０mm 以上では、パッキンの許容量に近い値となる。標準油圧シリンダ材質（STKM13A, SM400, SM490）以外の材質を使用する場合は、チューブ内径の膨脹計算を行い問題の有無を確認する必要がある。

１６．シリンダロッドの座屈長

1．主旨

ダム用ゲート及びバルブのシリンダロッド座屈長の取り方および細長比は、油圧式開閉装置を設計する過程において最重要項目である。しかしこれまでは、各社とも自社の実績を基に決めているのが現状である。従ってダム用ゲート及びバルブのシリンダロッド座屈長の取り方及び細長比を統一し、誰が設計しても同じような油圧シリンダチューブ内径、シリンダロッド直径になるように設計思想の統一を図るものである。

2．現状の技術

2－1　関連技術

ダム・堰施設技術基準（3－4－8）

1）ピストンロッドの材端条件及び部材長の取り方の一例を図16.1に示す。

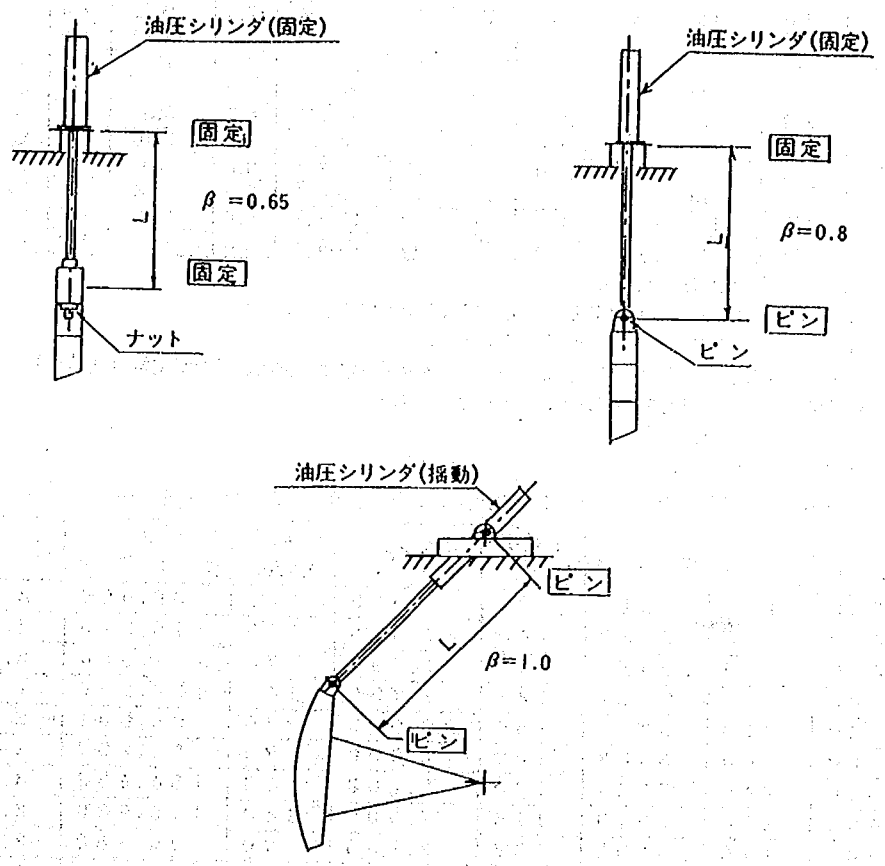


図16.1　ピストンロッドの材端条件

2）圧縮を受けるピストンロッドの細長比（ℓ／r）は、１２０以下が望ましい。

従来の検討

ダム用ゲートのシリンダロッド座屈長の取り方には、次のようにばらつきがあり統一されていない。

① 扉体取付け部より油圧シリンダロッドカバー又はピストンの中心までの実長。

② 扉体取付け部より油圧シリンダ支持（揺動）部間での実長。

又シリンダロッドの細長比も同様、統一されていない。

3．検討方法

1）ダム用ゲートのシリンダロッド座屈長の取り方を実態調査する。

2）ダム用ゲートのシリンダロッドの細長比を実態調査する。

3）集約したデータを基にダム・堰施設技術基準にあてはめ、基準耐荷力曲線（式）によって座屈計算し、安全率を比較する。

4．検討

表16.1　シリンダロッド座屈長および細長比実態調査表

ダム名	シリンダ内径(mm)	ロッド直径(mm)	常用圧力 (kgf/cm²)	調査結果(従来の設計オイラー式) 有効座屈長 区分	座屈長(mm)	細長比	ロッド作用荷重 押込圧	荷重(kgf)	安全率	ダム・堰施設技術基準による座屈検討 座屈長(mm)	細長比	押込圧	荷重(kgf)	安全率
草木	260	170	140	A	6,700	158	140	66,900	5.7	6815	160	50	26,546	5.37
大渡	400	260	140	A	9,420	145	112	140,672	7.0	9420	145	50	62,832	6.83
漁川	430	236	70	A	7,500	127	70	101,654	5.5	10325	175	25	36,305	7.08
大石	380	212	140	A	6,200	117	45	51,009	10.5	9572	181	50	56,706	3.49
野村	420	210	70	A	5,850	111	70	96,950	6.0	8357	159	25	34,636	6.94
早出川	320	160	70	A	4,600	123	40	32,170	7.6	6063	152	25	20,106	7.52
一庫	530	240	70	A	6,000	100	70	154,433	6.1	7227	120	25	55,155	8.90
大町	400	200	140	A	4,200	84	140	175,929	—	5949	119	50	62,832	5.53
耶馬渓	380	170	70	B	5,859	138	40	45,365	5.5	5859	138	25	28,353	7.58
寒河江	297	200	140	A	6,675	133	30	20,784	17.5	9678	194	50	34,640	4.44
大川	560	275	140	A	7,000	102	20	49,260	24.1	13010	189	50	123,150	2.48
蓮	410	210	140	B	7,919	151	28	37,600	7.9	7919	151	50	66,013	3.98
浅瀬石	500	265	70	B	7,844	118	70	137,410	5.6	7844	118	25	49,087	12.52
厳木(コ)	480	250	70	B	6,962	114	70	126,700	6.1	6962	118	25	45,239	13.24
厳木(オ)	250	160	140	B	5,110	128	140	68,722	7.1	5110	128	50	24,544	8.12
弥栄	340	180	140	B	7,590	168	30	27,238	6.8	7590	167	50	45,396	3.52
玉川	432	190	70	A	5,562	117	55	80,616	5.3	7364	155	25	36,644	5.60
定山渓	312	170	140	B	6,240	147	50	38,225	5.6	6240	147	50	38,277	4.71
布目	410	225	70	B	7,268	130	70	92,400	2.0	7268	129	25	33,006	11.74

調査の結果有効座屈長の区分記号は下記による。

A：扉体取付け部より油圧シリンダロッドカバー又はピストンの中心までの実長。

B：扉体取付け部より油圧シリンダ支持（揺動）部間での実長。

ダム・堰施設技術基準による座屈計算時の座屈長は、B：扉体取付け部より油圧シリンダ支持（揺動）部間での実長による。

ダム・堰施設技術基準による座屈計算時の押込圧は下記のようにした。

常用圧力１４０kgf/cm² 時５０kgf/cm²

常用圧力　７０kgf/cm² 時２５kgf/cm²

表16.2　既設ダムの油圧シリンダを常用圧力で座屈計算（ダム・堰施設技術基準による）

ダム名	シリンダ内径 D	ロッド直径 d	座屈長	細長比 r	D／d	押込圧 kgf/cm²	ロッド作用荷重	安全率	備考
草木	２６０	１７０	６８１５	１６０	1.529	１４０	６６,９００	2.3＞1.1	○
大渡	４００	２６０	９４２０	１４５	1.538	１４０	１７５,９２９	2.4＞1.1	○
漁川	４３０	２３９	１０３２５	１７５	1.799	７０	１０１,６５４	2.5＞1.1	○
大石	３８０	２１２	９５７２	１８１	1.792	１４０	１５８,７７６	1.2＞1.1	▲
野村	４２０	２１０	８３５７	１５９	2.000	７０	９６,９８１	2.5＞1.1	○
早出川	３２０	１６０	６０６３	１５２	2.000	７０	５６,２９７	2.7＞1.1	○
一庫	５３０	２４０	７２２７	１２０	2.208	７０	１５４,４３３	3.2＞1.1	◎
大町	４００	２００	５９４９	１１９	2.000	１４０	１７５,９２９	2.0＞1.1	○
耶馬渓	３８０	１７０	５８５９	１３８	2.235	７０	７９,３８８	2.7＞1.1	○
寒河江	２９７	２００	９６７８	１９４	1.485	１４０	９６,９９１	1.6＞1.1	▲
大川	５６０	２７５	１３０１０	１８９	2.036	１４０	３４４,８２１	0.9＞1.1	×
蓮	４１０	２１０	７９１９	１５１	1.952	１４０	１８４,８３６	1.4＞1.1	▲
浅瀬石	５００	２６５	７８４４	１１８	1.887	７０	１３７,４４５	4.5＞1.1	◎
厳木コ	４８０	２５０	６９６２	１１８	1.920	７０	１２６,６６９	4.7＞1.1	◎
厳木オ	２５０	１６０	５１１０	１２８	1.663	１４０	６８,７２２	2.9＞1.1	○
弥栄	３４０	１８０	７５９０	１６７	1.889	１４０	６３,５５４	2.5＞1.1	○
玉川	４３２	１９０	７３６４	１５５	2.273	７０	１０２,６０２	2.0＞1.1	○
定山渓	３１２	１７０	６２４０	１４７	1.835	１４０	１０７,０３５	1.7＞1.1	▲
布目	４１０	２２５	７２６８	１２９	1.822	７０	９２,４８１	4.1＞1.1	◎

実態調査の結果は、次のようである。

1）最近の傾向としてシリンダロッドの座屈長の取り方は、扉体取付け部より油圧シリンダ支持（揺動）部までの実長を採用している。

2）常用圧力７０kgf/cm²の場合常用圧力を押込圧力として計算する例が多い。

3）常用圧力１４０kgf/cm²の場合５０kgf/cm²以下に減圧して計算する例が多い。

4）座屈安全率は、シリンダロッドの細長比及びシリンダ内径（D）とロッド直径（d）の比の影響を受ける。

(1) 常用圧力７０kgf/cm²の場合

D／d＞2、細長比＞１５０でも安全である。

(2) 常用圧力１４０kgf/cm²の場合

① D／d＞2、細長比＞１５０は安全率の余裕が少なくなる危険である。

② D／d＜2、細長比＞１５０又はD／d＞2、細長比＜１５０以下にする必要がある。

（5）　D／dによる細長比と安全率の関係は、次のようである。

1）D／d≒2

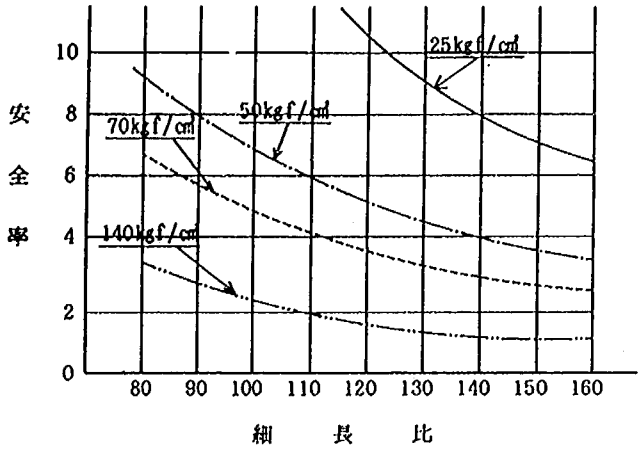


図16.2　比と安全率の関係（D/d≒2）

2）D／d≒1.9

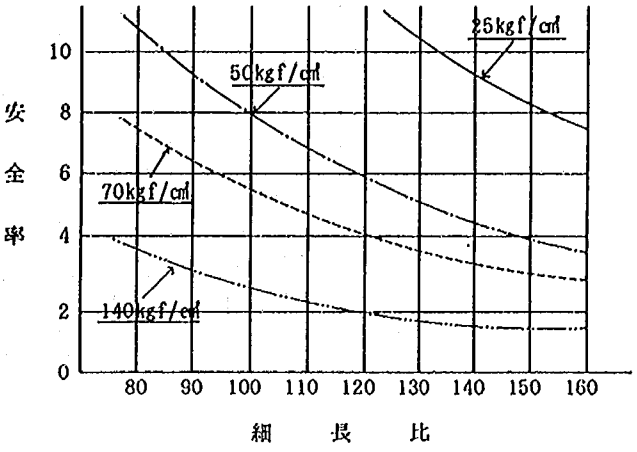


図16.3　細長比と安全率の関係（D/d≒1.9）

3）D／d≒1.8

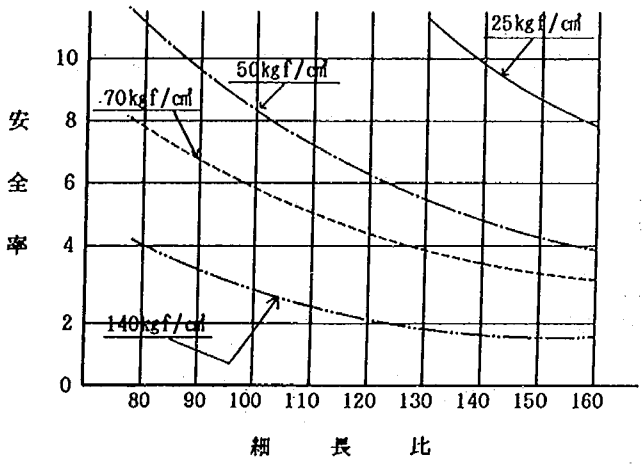


図16.4　細長比と安全率の関係（D/d≒1.8）

4）D／d≒1.7

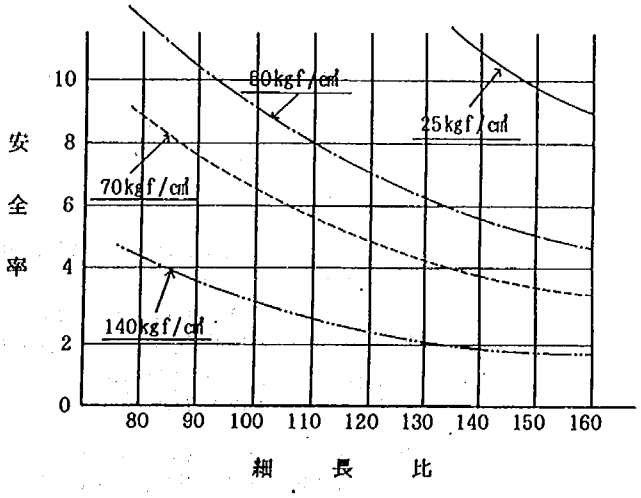


図16.5　細長比と安全率の関係（D/d≒1.7）

5）D／d≒1.6

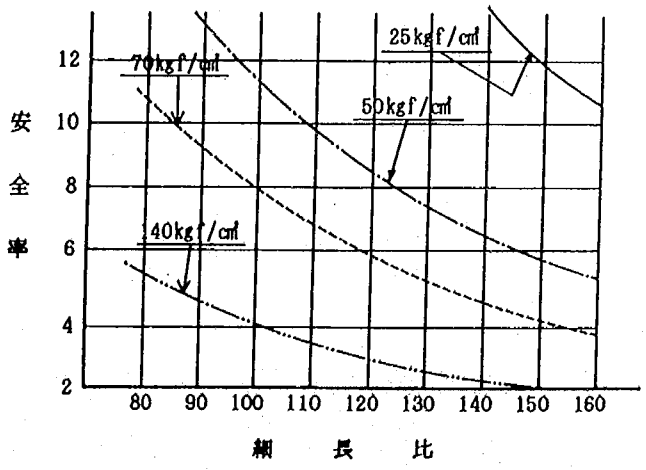


図16.6　細長比と安全率の関係（D/d≒1.6）

6）D／d≒1.5

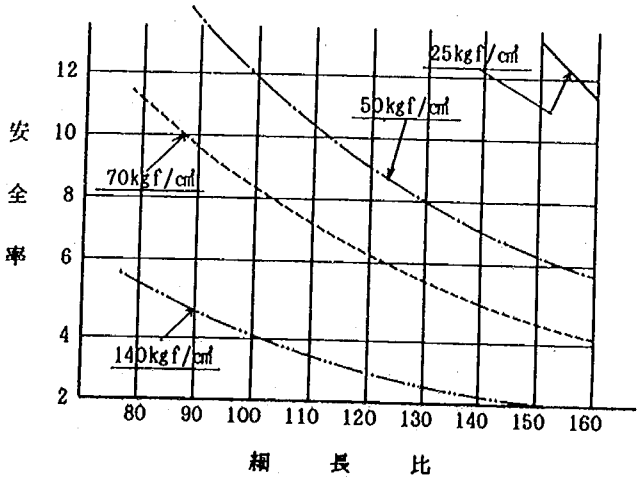


図16.7　細長比と安全率の関係（D/d≒1.5）

7）D／d≒1.4

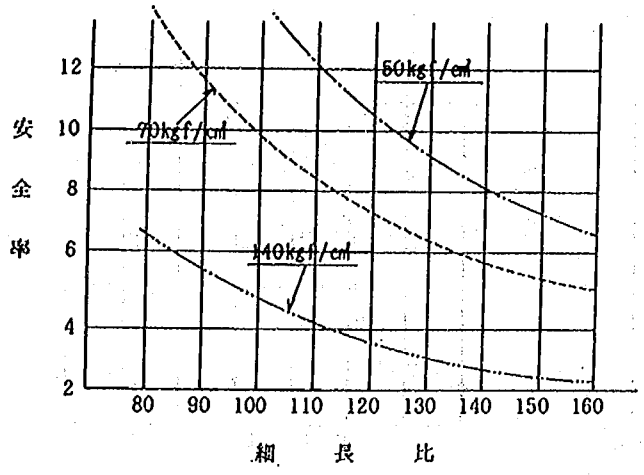


図16.8　細長比と安全率の関係（D/d≒1.4）

5．結　　論

ダム用ゲート及びバルブの油圧シリンダロッド長は、大略的に下記に示すようになる。

5－1　高圧ラジアルゲート及び高圧ローラゲート用油圧シリンダロッドの座屈長は、扉体取付け部より油圧シリンダ支持（揺動）部までの実長とする。

5－2　押込荷重の小さい高圧ラジアルゲート及び高圧ローラゲート

1）常用圧力１４０kgf/cm

① D／d＞2 …… 細長比は１２０以下が望ましい。

② D／d＜2 …… 細長比は１５０以上でも使用可能。

2）常用圧力７０kgf/cm

① D／d＞2 …… 細長比は１５０以下が望ましい。

② D／d＜2 …… 細長比は１５０以上でも使用可能。

ここにD：油圧シリンダチューブ内径（㎜）

d：シリンダロッド直径（㎜）

5－3　常用圧力が押込圧力となる押込荷重の高圧ハルブ

常用圧力及びD／dに関係無く細長比は、１２０以下が望ましい。

１７．油圧シリンダ架台荷重

１．主旨

高圧ゲートは、放流に伴い空気の供給が不足して気圧低下が発生する例が多い。特にダム堤内に設置される高圧ラジアルゲートでは、機械室とゲート室が油圧シリンダ架台で仕切られているためゲート室の気圧低下により架台に荷重が作用する。

放流のため機械室に発生する負圧が油圧シリンダ架台の強度にどのように影響するか検討する。

２．現状の技術

２－１　実績

建家、塔等の場合は、風荷重を作用荷重として計算している。しかし、油圧シリンダ架台のように床の場合は、ほとんど風荷重を作用荷重として計算した実績はない。

２－２　関連技術

ダム・堰施設技術基準（３－３開閉装置架台３－３－２）を考慮する荷重は、自重、開閉荷重、地震時慣性力、風荷重、雪荷重等とする。

３．検討方法

１）中国地方建設局弥栄ダム主放流設備で平成２年５月実施した放流実験の結果を基に、油圧シリンダ架台に作用する荷重を算出する。

２）上記荷重が油圧シリンダ架台の発生応力度に占める割合を算出する。
（東北地方建設局三春ダム主放流設備を対象に試設計する。）

３）発生応力度の割合を基に、検討協議する。

４．検討

１）　中国地方建設局弥栄ダム主放流設備での実験の結果、放流の際、空気管からの空気供給量不足により機械室は、若干負圧になる。しかし機械室とゲート室間には階段部、油圧シリンダ部等の開講部があり差圧は、ほとんど発生しないものと考えられる。発生しても機械室入口面積と機械室床の開講部面積はほぼ等しく機械室の負圧以上の差圧は、発生しないものと考えられる。機械室床に作用する差圧は、機械室に発生する負圧と等しいものとして検討する。
機械室に発生する負圧は、表17.1　機械室気圧の通りである。

表17.1　機械室気圧

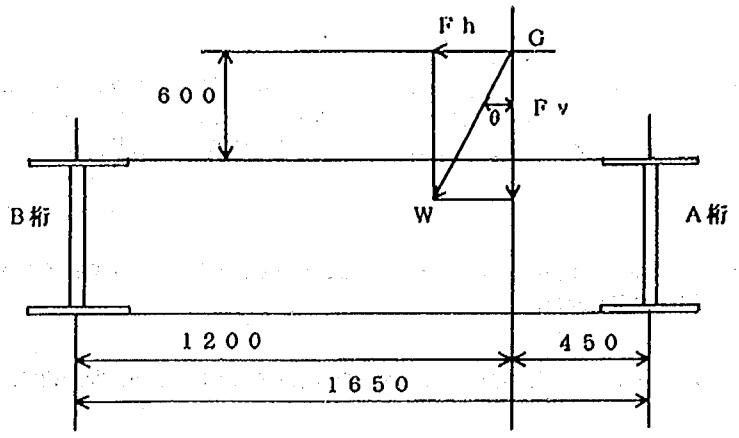
	最大			平均		
	気圧低下	圧力 kgf / ㎠	㎡当り荷重	気圧低下	圧力 kgf / ㎠	㎡当り荷重
サーチャージ水位（WL　128,000）	11.8mb	0.012	120kgf	9.8mb	0.01	100kgf
常時満水位（WL　103,000）	2.11mb	0.00215	21.5kgf	14.8mb	0.00144	14.4kgf

実際の放流は満水位以下であるため油圧シリンダ架台に作用する圧力は、常時満水位における平均値とする。サーチャージ水位における最大値は、短期荷重とする。

２）東北地方建設局三春ダム主放流設備の油圧シリンダ架台を上記荷重で計算する。

(1)　油圧シリンダによる荷重

油圧シリンダ D＝３８０mm
ピストンロッド径 d＝２００mm
定格圧力　　P＝７０kgf/㎠
ゲート開荷重 W＝５７，３９７kgf（７０kgf/㎠）
ゲート押込荷重 W_4 ＝２４，９５１kgf（２２kgf/㎠）
油圧シリンダ自重 G＝４，０００kgf



$Fh = W \sin\theta$
$Fv = W \cos\theta$

図17－1荷重作用図

表17.2 作用荷重

	Fh	Fv
ゲート開時	17,215kgf	54,755kgf
ゲート押込み時	−7,483kgf	−23,802kgf

(2) 主桁荷重

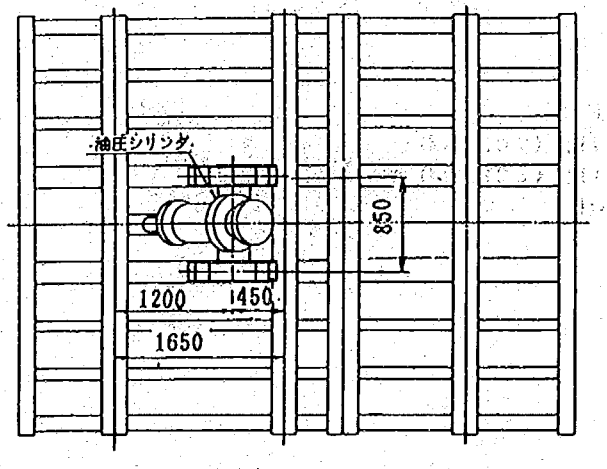
A桁 $Ra = \frac{(Fv+G)\times 1200}{1650} - \frac{Fh\times 600}{1650}$

B桁 $Rb = \frac{(Fv+G)\times 450}{1650} + \frac{Fh\times 600}{1650}$

表17.3 作用荷重

	Ra (A桁)	Fb (B桁)
ゲート開時	36,471kgf	22,284kgf
ゲート押込み時	−11,680kgf	−8,123kgf

(3) 桁配置



(4) 群集荷重による主桁荷重

$q = \omega \cdot \lambda$

ここに ω ：群集荷重＝２５０kgf/m

λ ：主桁の受け持ち巾

$$A桁 = \frac{1.65m}{2} + 0.625m = 1.45m$$

$$B桁 = \frac{1.65m + 1.175m}{2} = 1.413m$$

A桁　$q_a = 250 \times 1.45 = 363 kgf/m$

B桁　$q_b = 250 \times 1.413 = 353 kgf/m$

(5) 油圧シリンダ架台の自重による主桁荷重

A桁　$q_{da} = 435 kgf/m$

B桁　$q_{db} = 424 kgf/m$

(6) 機械室に発生する負圧荷重による主桁荷重

$q = q_p \cdot \lambda$

ここに q_p ：負圧荷重＝１４．４kgf/m²

λ ：主桁の受け持ち巾

$$A桁 = \frac{1.65m}{2} + 0.625m = 1.45m$$

$$B桁 = \frac{1.65m + 1.175m}{2} = 1.413m$$

A桁　$q_{pa} = 14.4 \times 1.45 = 21 kgf/m$

B桁　$q_{pb} = 14.4 \times 1.413 = 20 kgf/m$

(7) 主桁反力

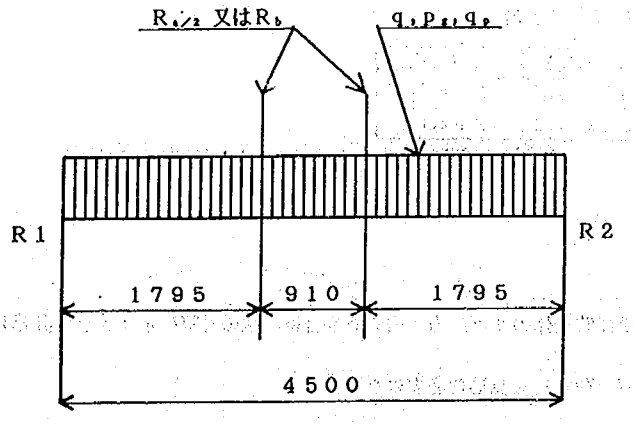


図17.3　主桁作用荷重図

A桁反力

$$R_{A1} = R_{A2} = \frac{R_a}{2} + \frac{(q_a + Q_{da} + q_{pa}) \times 4.5}{2}$$

A桁反力

$$R_{B1} = R_{B2} = \frac{R_b}{2} + \frac{(q_b + Q_{db} + q_{pb}) \times 4.5}{2}$$

表17.4　主桁反力

	R_A（A桁）	R_B（B桁）
ゲート開時	２０，０７８kg/f	１２，９３５kg/f
ゲート押込み時	－３，９９７kg/f	－２，２６８kg/f

(8) 主桁の曲げモーメント

$$M = \left(R \times 1.795 + \frac{(q + q_a + q_p) \times 4.5^2}{8}\right) \times 100$$

表17.5　主桁モーメント

	M_A（A桁）	M_B（B桁）
ゲート開時	３，８１１，３１０kgf-cm	２，５２３，５７３kgf-cm
ゲート押込み時	－５１０，１５２kgf-cm	－１９５，１５９kgf-cm

(9) 負圧荷重による曲げモーメント

$$M_p = \frac{q_p \times 4.5^2}{8} \times 100$$

A 桁

$$M_{pA} = \frac{21 \times 4.5^2}{8} \times 100 = 5,316 \text{ kgf-cm}$$

B 桁

$$M_{pB} = \frac{20 \times 4.5^2}{8} \times 100 = 5,063 \text{ kgf-cm}$$

(10) 主桁の断面係数

$$Z = \frac{35 \times 70^3 - (35 - 1.9) \times 64.4^3}{6 \times 70} = 7,534 \text{ cm}^3$$

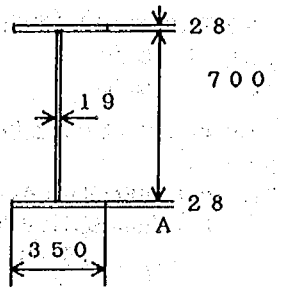


図17.4 主桁断面図

(11) 曲げ応力

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

① ゲート操作時

表17.6 主桁応力度

	σ_A (A桁)	σ_B (B桁)
ゲート開時	506 kgf/cm²	335 kgf/cm²
ゲート押込み時	−68 kgf/cm²	−26 kgf/cm²

② 負圧荷重よる

A桁 $= \sigma_A = 0.7$ kgf/cm²

B桁 $= \sigma_B = 0.7$ kgf/cm²

5. 結論

上記の計算より機械室の負圧荷重よる曲げ応力がゲート操作時全体の曲げ応力に占める割合は、次の計算に示すように非常に小さい値である。

従って、油圧シリンダ架台の強度計算時には、負圧荷重（風荷重）を見込む必要はない。

最大応力に対し

$$\alpha = \frac{0.7}{506} \times 100 = 0.14\%$$

許容応力に対し

B桁 $\alpha = \frac{0.7}{820} \times 100 = 0.09\%$

１８．ダム用ゲート機側操作盤標準回路への休止装置操作回路の組み入れについて

１．主旨

ダム用ゲート特にオリフィスラジアルゲートに休止装置が装備されており、その休止装置の形式もダムの形状メーカによって種々様々である。この休止装置の操作回路を標準化してダム用ゲート開閉装置の設計要領に標準回路として添付するか検討する。

２．現状の技術

２－１実績

ダム用ゲートの休止装置、特にオリフイスゲートについては現状での形式は手動式および電動式があり、ダムまたはメーカによって多種多様でゲートの設置場所、土木構造物の影響で一概に統一されていないのが現状である。

２－２関連技術

１）ダム・堰施設技術基準第２章 第４節 4-16-5 休止装置

「ゲートの休止装置は必要に応じ設け、扉体形状と開閉装置との組合せにより休止方式を考慮する。」

３．検討方法

現状の休止装置の使用状態を検討しゲートの付属設備である休止装置まで標準回路として取り扱うか検討協議する。

４．検討

４－１現在ゲートに使用している休止装置は下記のようなものがある。

1)フックにより扉体を引掛て、ゲートを休止させる方法として手動方式やパワーシリンダなどを使用する電動方式などがある。

２）扉体の端桁に休止ピン差し込み用の穴を設け、ゲートを全開にした状態でその穴に休止ピンを差し込み、ゲートを休止させる。
動力は手動方式がほとんどである。

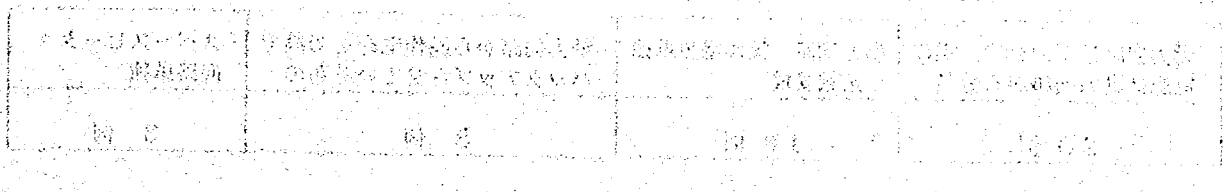
３）バルブの休止装置の機構はピストン頭部のねじ穴に休止用のネジ棒をネジ込み、扉体を休止させる方式やシリンダ内部に組込のハンガ機構によって扉体を休止させる方式がある。動力は前者が手動式、後者は油圧式がほとんどである。

４－２休止装置の使用頻度はゲート修理補修時のみで年に１回あるかないかである。

５．結論

ダム用ゲートに採用されている休止装置は、ゲート形状およびゲート設置場所の土木構造物などの関係で一概に統一出来ないのが現状であり、特にダム用ゲートについては休止装置を使用する機会は稀で、ゲート補修時位のものである。

故に休止装置の使用頻度、機種および操作が雑多であり休止装置の操作回路を作成して標準回路に組み入れても回路が煩雑になるのみで、それほどの効果を期待できないので今回は休止装置の標準回路は添付しない。



１９．電源

１．主旨

ダムに設置されている油圧式ゲートおよびバルブ用の機側操作盤に供給される電源電圧や種類はダムによって異なっており、また操作電源の供給方法も多種多様である。

この動力電源，操作電源の種類および供給方法を検討することにより電源系の故障率を低減させ、ゲート，バルブ操作の信頼性を高める。

２．現状の技術

２－１現状

現状のダムに設置されている機側操作盤への電源種別は

動力電源　：３φ 400V 又は ３φ 200V

操作電源　：動力電源から分岐して使用しているが主流で、１φ200V　又は　１φ100Vである。
又単独に供給されている場合も１φ200V　又は　１φ100V である。

遠方操作電源　：機側操作盤の操作電源を利用し、１φ200V　又は１φ 100V で遠方からの操作信号は無電圧接点で受けているのが主流である。

２－２関連技術

１）ダム堰施設技術基準（4-3-3-2）

「機側操作盤の電源は次によるものとする。

①動力電源は３相３線式200／220V(50/60Hz)または400／440v(50/60Hz) とする。

②操作電源は単相２線式200／200V(50/60Hz)または100／110Vとする。 機側操作のみの場合は原則として動力電源より分岐するが、遠方操作のある場合は単独供給のほか、予備の電源として動力電源より分岐することが望ましい。

③スペースヒータおよび盤内照明灯用電源は単相２線式100/110V(50/60Hz)とし、単独に供給するのが望ましい。

④遠方操作用信号は、原則として直流100Vとする。」

３．検討方法

１）現状の各ダム(メーカ聞調査)での動力電源供給方法，操作電源切換方法の洗いだしを行い、その問題点を摘出する。

２）1)項で素案を作り、検討協議する。

４．検討

４－１機側操作盤への電源供給方式の推移は

１）動力電源のみを単独供給し、操作電源はその動力電源より分岐していた。しかし、配電線系の断線などの不安の為一時期予備ケーブルの布設の時代もあった。

２）ゲートおよびバルブ誤操作の為に起る放流事故防止のため機側操作盤へ供給している動力電源を遠方管理所て入切しゲートおよび、バルブ操作時のみ通電し、操作終了後は電源を切っておく管理体系もあったが動力電源を切れば操作電源も切れるため、機側操作盤からの情報（ゲートの開度，状態）が遠方管理所に上がってこないなどの不都合がある。

３）そのため、最近では動力電源と操作電源を個別に機側操作盤に供給しゲートおよびバルブ操作を行わないときは動力電源を遠方管理所で切っておき、操作電源を常時通電におく。

４）電源系のいっそうの信頼性，操作の確実性を高めるため操作電源故障には動力電源よりバックアップし、また動力電源故障時のバックアップとして予備電源回路を布設することも最近では多くなりつつある。

４－２現状の各ダムでの電源供給方式は別紙表の通りである。

動力回路は１回路で、操作電源は動力回路から分岐	動力回路．操作電源単独２系統受電	動力回路から操作電源を切換でバックアップさせているもの	スペースヒータ回路単独
２０ 例	１３ 例	８ 例	３ 例

4 － 3問題点

1 ）動力電源は１回路で操作電源はその回路から分岐している場合。

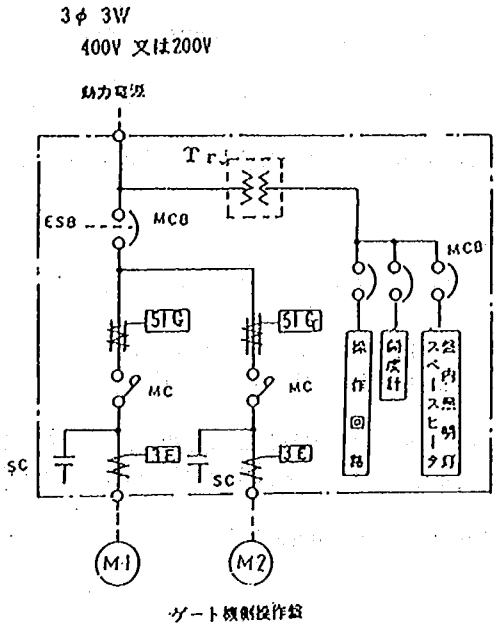


図19.1　機側操作盤電源回路図例

この供給方法の場合動力回路の電路が故障した場合ゲートの操作も出来ず、ゲート状態の監視も出来ない。

2 ）動力電源及び操作電源が個別に供給されている場合。

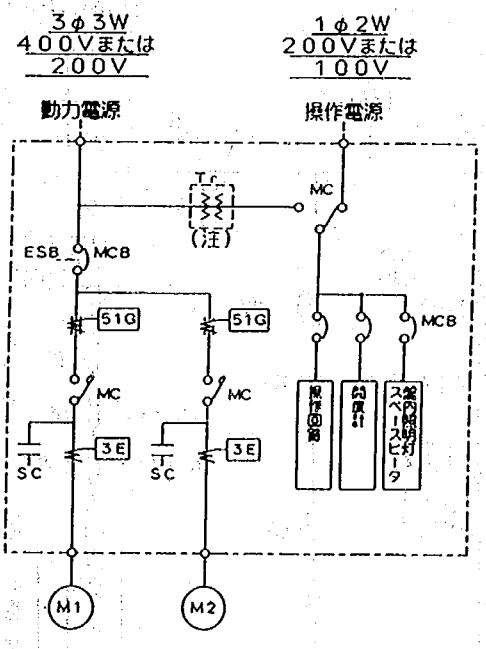


図19.2　機側操作盤電源回路図例

①この供給方法の場合、動力電源のみが停電(故障)の場合ゲートの操作は出来ないがゲートの監視は確保される。

②操作電源のみが停電した場合、操作電源を動力電源から分岐供給することによってゲートの操作及び監視機能も満足に稼動する。

③ゲート誤操作防止のため、ゲート操作時以外動力電源を切っておくことが出来る。

5．結論

5－1電源供給方式の信頼度の順位

1）動力電源は主，予備の２回線受電とし操作電源は１回線単独に受電。
また操作電源は動力電源から切換でバックアップする方式。

2）動力電源，操作電源は個別に１回線毎単独に受電し、操作電源は動力電源から切換でバックアップする方式。

3）動力電源，操作電源は個別に１回線毎単独に受電し、操作電源は動力電源からバックアップしない方式。

4）動力電源は１回路受電とし操作電源はその動力電源より分岐し、使用する方式。

5－2受電電源電圧及び種類

1）ダム管理設備から機側操作盤への供給電源は下記が現状で一般的に行われている方法で特別ゲート，バルブの操作保守管理に問題はない。

動力電源	$3\phi 400V$	又は	$3\phi 200V$
操作電源	$1\phi 200V$	又は	$1\phi 100V$

2）遠方制御の為の電源は従来交流電源を使用し、機側操作盤の電源を使用しているが、交流の為に誘導で起る誤操作及び操作線短絡による誤操作が発生しやすいため、遠方管理設備から直流電源（DC100V）の供給を受けて遠方制御するのが望ましい。
尚、機側 から遠方間の電圧降下を考慮して直流100Vとした。

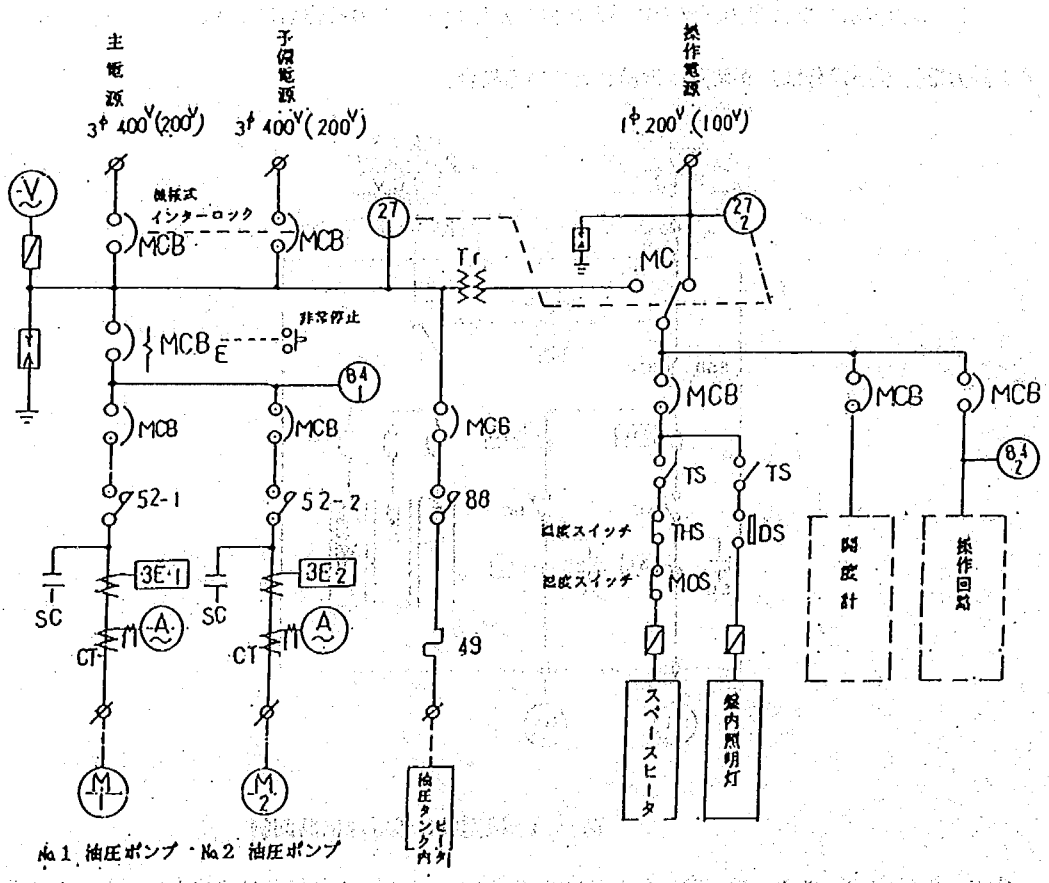


図19.3　機側操作盤電源回路図例

ダム用ゲート開閉装置（油圧式）
機側操作盤電源供給方式
メーカーアンケート

表19.1　機側操作盤電源供給方式

納入年度	注文主	工事名称	動力回路は1回路で操作電源は動力回路から分岐しているもの	動力回路操作電源単独で2系統で供給しているもの	動力回路から操作電源を切換でバックアップさせているもの	スペースヒータ回路単独	備考
S52	水資源開発公団	寺内ダム オリフイスゲート	○				
S53	東北地建	白川ダム コンジットゲート	○			○	
S53	開発局	漁川ダム オリフイスゲート	○			○	
S55	四国地建	野村ダム コンジットゲート	○			○	
S55	九州地建	那馬渓ダム コンジットゲート	○				
S57	水資源開発公団	一庫ダム コンジットゲート	○				
S58	中部地建	蓮ダム コンジットゲート	○				
S58	中部地建	蓮ダム 副放流設備	○				
S58	東北地建	浅瀬石川ダム オリフイスゲート		○	自動 ○ 切換		
S58	北陸地建	大町ダム 主放流設備	○				
S59	開発局	定山渓ダム コンジットゲート	○				
S59	東北地建	七ケ宿ダム オリフイスゲート		○	自動 ○ 切換		
S60	東北地建	玉川ダム オリフイスゲート		○	手動 ○ 切換		
S60	北陸地建	大川ダム 利水放流設備	○				
S60	北陸地建	大川ダム 主放流設備	○				
S60	東北地建	浅瀬石川ダム コンジットゲート	○	○	自動 ○ 切換		
S61	九州地建	厳木ダム コンジットゲート	主・予 ○				主・予 手動切換
S61	四国地建	柳瀬ダム 底水放流ゲート	○	○	×		
S61	東北地建	寒河江ダム 主ゲート		○			
S62	中国地建	弥栄ダム 主放流設備		○			
S62	九州地建	厳木ダム	○				
H1	水資源	阿木川ダム 利水放流設備	○				
H1	中国地建	八田原ダム コンジットゲート		○	自動 ○ 切換		
H2	東北地建	鎧畑ダム		○			
H2	東北地建	鎧畑ダム 利水放流設備		○	自動 ○ 切換		
H2	水資源	阿木川ダム オリフイスゲート	○				

納入年度	注文主	工事名称	動力回路は1回路で操作電源は動力回路から分岐しているもの	動力回路操作電源単独で2系統で供給しているもの	動力回路から操作電源を切換でバックアップさせているもの	スペースヒータ回路単独	備考
H2	水資源	布目ダム コンジットゲート	○				
H2	九州地建	竜門ダム コンジットゲート		○	自動 ○ 切換		
H4	中国地建	八田原ダム 主放流設備	○				
H5	東北地建	三春ダム 主ゲート		○	○		
H6	開発局	二風谷ダム 主放流設備		○			

２０．盤面配置

１．主旨

ダムに設置されている油圧式ゲートおよびバルブ用の機側操作盤にはゲートおよびバルブの開閉に必要な制御機能や保護機能を持つ機器が組み込んであり、遠方操作とのインターフェース的な役割も果たす最も重要なものである。

ゲートおよびバルブの誤操作による事故を未然に防ぐためゲート操作の容易性を主に置き機側操作盤の機器構成，監視機器類の配置を検討し統一するものとする。

２．現状の技術

２－１実績

現状のダムに設置されている機側操作盤の計器，表示類盤の盤面配置などは多種多様で操作員もある程度の予備知識がないとゲート操作や故障時の対応が迅速に出来ないのが現状である。

２－２関連技術

・ダム・堰施設技術基準．第４章．第３節 3-3-2 機側操作設備

「機側操作盤の盤面に取付ける主要器具は次に揚げるものとする。

１）盤面取付機器はゲート操作に直接必要なものを除き、出来るだけ盤の内部に収納する。

２）表示灯は機械系故障，電気系故障，油圧系故障などのグループに分ける。

３）盤面表示は、操作員が適切に操作できるようグラフィックパネルや音声モジュールなどのガイダンスを設けることが望ましい。ただし、副ゲートなどを除く。

４）同一のダムの機側操作盤の盤面表示および操作機器の配置は整合を図る。

その主要な機器を次に示す。

①操作スイッチ
②状態表示灯
③運転表示灯
④故障表示灯
⑤電 圧 計
⑥電 流 計
⑦開 度 計
⑧運転時間計，運転度数計
⑨電 話 器　（開閉装置室などに別途設置される場合を除く）

操作スイッチ，状態表示灯，運転表示灯，故障表示灯，一括表示などの配置をする。」

・機械設備工事共通仕様書(水資源開発公団)第４章水門設備.第４節機側操作設備

「機側操作盤に設ける計器，表示器，開閉器などは操作順序などを配置して誤操作の生じにくいよう配置するものとする。」

３．検討方法

１）ゲートおよびバルブ油圧式開閉装置および電気系統から取り出せる情報（全開，全閉，上昇中，過負荷 ....）の洗いだしを行い、各項目を制御，故障分野などに分類し、夫々に重要度のランク付を行う。

２）操作盤に取り付ける監視機器，表示，操作スイッチ類，機器の配置を検討する。

３）操作パネルの検討

初心者でも簡単にゲート操作が出来るような操作パネルの構成を検討する。

4．検討

4－1ゲートおよびバルブ油圧式開閉装置および電気系統から取り出せる情報は下記の通りである。

表20.1 電気系情報

電気系情報	情　報　内　容	備　考	ランク
動力電源	動力電源通電中		1
操作電源	操作電源通電中		2
予備電源	予備電源通電中		
盤内照明電源	盤内照明通電中		
スペースヒータ電源	スペースヒーター通電中		
遠方操作	機側操作盤の小扉閉で遠方操作	盤内情報	4
機側操作	機側操作盤の小扉閉で機側操作	盤内情報	3

表20.2　油圧系情報

油圧系情報	情　報　内　容	備　考	ランク
1号ポンプ運転	1号油圧ポンプ運転中		1
2号ポンプ運転	2号油圧ポンプ運転中		1
油圧確立	ゲート操作できる油圧力発生		2
タンクヒータ入	油圧タンク保温ヒータ通電中		3

表20.3　機械系情報

機械系情報	情　報　内　容	備　考	ランク
開中	扉体が開動作中		1
閉中	扉体が閉動作中		1
停止			6
中間開			7
全開	扉体が全開位置で停止		2
全閉	扉体が全閉位置で停止		2
休止着	休止フックが着で休止中	休止装置を設けた場合	4
休止脱	休止フックが脱でゲート開閉可能	休止装置を設けた場合	5
圧着中		圧着装置を設けた場合	2
圧着解除		圧着装置を設けた場合	3

表20.4　故障情報

	故障情報	情報内容	備考	ランク
電気系故障	動力電源停電			1
	操作電源停電			2
	予備電源停電			3
	盤内照明電源停電			4
	スペースヒータ電源停電			4
	漏電	漏電（漏電リレー）		3
	3E作動	欠相 逆相（3Eリレー） 過電流		2
	非常停止	強制停止を行ったとき		1
油圧ユニット系故障	異常油圧上昇	油圧異常上昇（圧力スイッチ）		1
	異常油圧低下	油圧低下（圧力スイッチ）		2
	油面上昇異常	油圧低下（圧力スイッチ）		5
	油面異常低下LL	油面低下（油面計）		3
	油面低下L	油面低下（油面計）		6
	フィルター目詰り	マイクロスイッチ		4
	油温異常上昇	温度スイッチ		7
機械故障系	非常上限	リミットスイッチ		1

4－2操作盤監視パネルおよび操作パネルの検討

初心者でも簡単にゲートおよびバルブを誤操作なく安全に操作を行うためには監視パネルおよび操作パネルは最少必要な機器のみを配置させる。

又、操作の手順は文字表示および音声などで行う場合音声でのメッセージは一過性で2度3度と繰り返すことが必要である。またゲートからの放流音などで聴き難い場合があり適切でない。その点、文字でのメッセージは確実に操作手順を操作員に知らせることが出来る方法である。

5．結論

各種検討の結果、監視パネルにはゲートおよびバルブなどのイメージグラフィックパネルを設け状態表示，故障表示の最少限の項目をいれる。

電圧計，電流計，運転時間計，その他の表示灯およびスイッチ類は大扉内に配置し、保守点検時使用する。

操作パネル（小扉内）にはゲートおよびバルブなどの開，閉，停止ボタンおよびポンプ運転停止ボタンを配置し、別の小扉内に連絡用電話器を配置する。

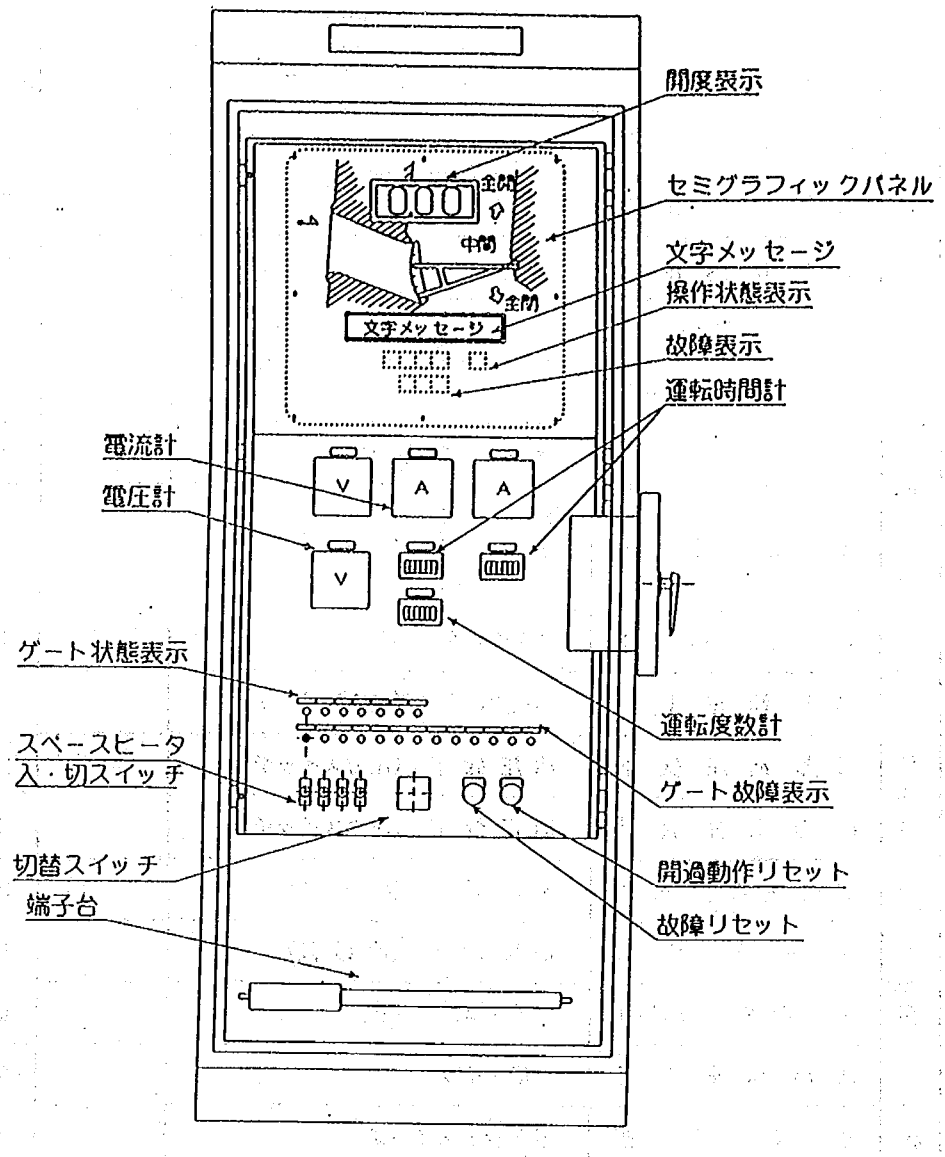


図20.1　ラジアルゲート盤内構成例

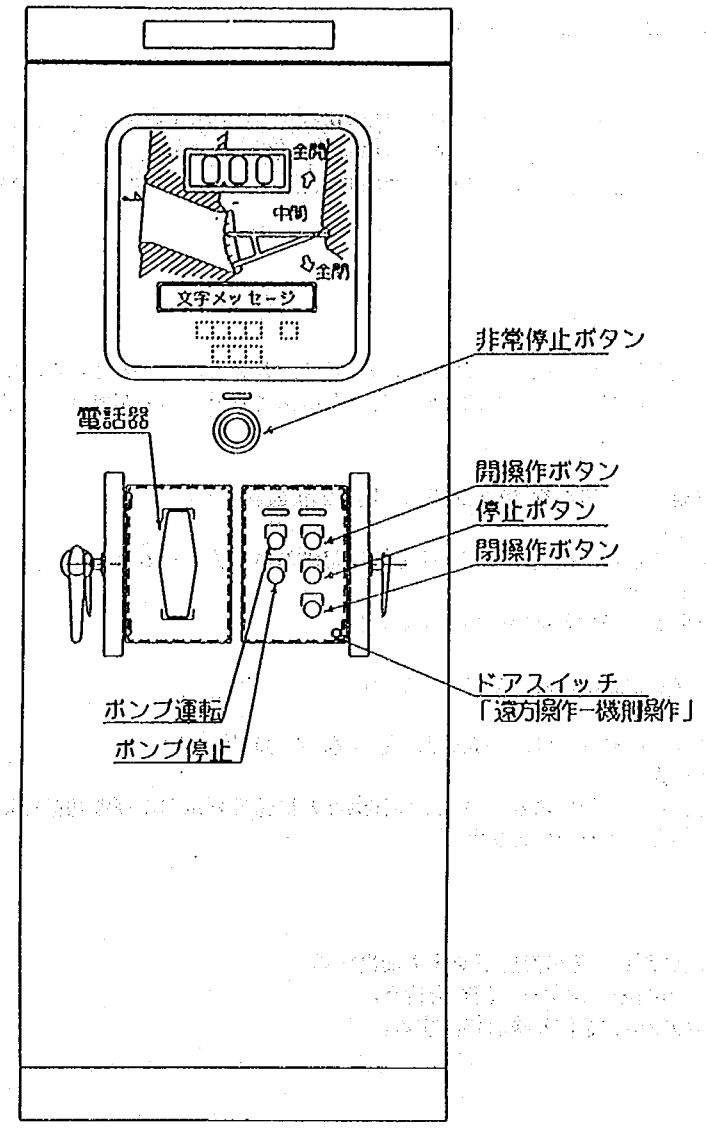


図20.2　操作小扉内配置例

２１．機側操作盤の表示形式

１．主旨

ダムに設置されている油圧式ゲートおよびバルブ用の機側操作盤内の表示形式は概ねパイロットランプ式の表示灯形式が主流であり、ランプ切れや簡単なメッセージ機能しか持っていない。そのためゲートおよびバルブ操作時に誤操作や誤認による事故を未然に防ぐため、操作，故障時においても一目でその状態を適格に表示する機能を備え持つ表示形式の検討を行う。

２．現状の技術

２－１実績

現状のダムに設置されている機側操作盤の表示形式は、各ダムによって多種多様で盤面配置などで操作員もある程度の予備知識がないとゲート操作や故障時の対応が迅速にできないのが現状である。

２－２関連技術

１）ダム．堰施設技術基準　第４章.第３節.3-3　操作制御設備

「ゲート操作表示器

ゲート動作中の表示は、機側操作盤．遠方操作盤においてチャイム（ブザー），フリッカランプなど可視・可聴の警報を発すること。

この警報はリセットが行えないものとする。」

「可視警報

表示灯（ランプ）の連続点灯（フリッカを含む）」

２）機械設備工事共通仕様書（水資源開発公団）第４章.水門設備.

第４節機側操作設備

「機側操作盤は押し釦操作により安全装置の作動などに係る表示および警報並びに水門設備の操作の状況などの表示が行える機能を有するものとする。」

３．検討方法

１）現状の表示形式を洗いだし、その問題点を全て抽出する。

２）新技術も含め、メーカ間のアンケート調査を行う。

３）1),2)項を含めたもので素案を作り検討協議する。

４．検討

４－１現在の表示は９９％がフィラメント形表示灯を使用、表示灯のフィルタに文字などを刻字し表示しているが、ＬＥＤ表示灯を使用する例が近年多くなりつつある。

１）フィラメント形表示灯

フィラメント形表示灯は代表的な動作表示用表示器として広く使われている。

長所

①構造が簡単
②交直両用可能
③色識別加工が容易（フィルタ使用など）
④ 記号彫刻可能　（レンズに彫刻）

短所

①ラッシュカレントが大　（定格の約１０倍）
②寿命が短い　（約２０００時間）
③振動に弱い
④ラッシュカレントによるノイズ発生が大

４－２発光ダイオード（ＬＥＤ）表示灯

一般にＬＥＤはフイラメント形のランプのかわりに使用される場合が多く複数個の組み合わせで表示面積を大きくしたりプラスチックレンズや光拡散性のよいヘッドを取付け効率良く応用されている。

長所

①発光開始電圧が低い　（約1.4～1.6V）
②)発熱量が少ない
③長寿命　　（約10^5時間）
④応答速度が早い
⑤振動に対して強い

短所

①輝度が低い
②色識別種類が少ない
③指向性が強い

4－3 文字メッセージ方式として現在次の通りのものである。

1）発光ダイオード表示器

発光ダイオードを7セグメント又はドットマトリクスとして応用し、数字や文字を表示するもので表のように分類されている。

表21.1 発光ダイオード表示器分類

分　類	摘　要
文字形式	7セグメント形式 ドット.マトリクス形式
文字高	2 ～ 26mm
発光色	赤 黄 緑 の三色
構造	モールド構造で小形
回路形式	コモンカソード 方式 コモンアノード 方式

長所

①低電圧で駆動できる （約1.6～2.0V）
②輝度調節が容易にできる
③長寿命である
④モールド構造で小形軽量

短所

①ドット式のものは多少見ずらい
②寸法的にあまり大きなものはない

2）反転表示器

反転表示器は数１０枚の反転翼と小形シンクロナスモータで構成される。入力信号によってモーターを駆動し反転を回転させ連動ワイパの摺動で表示位置を検出し、表示パターンを選択できるようにしている。

長所

①パターンを継続表示中は電力を必要としない。
②反転翼数以内で文字，数字などの固定表示パターンが自由に可能。
③情報の機械的記憶が可能
④長寿命 （１００万回転以上）
⑤視認距離が長い（読みやすい）

短所

①取付必要面積が比較的大きい
②回転翼の回転音が出る（台数に比例して大）
③表示器取付の精度を要する
④メカ部分に定期的な注油を要する。

3）液晶表示器

液晶表示器は液体のような流動性と結晶の性質の両方をあわせ持っている液晶を表示素子として応用したものである。液晶表示器に使われている液晶はネマティック液晶といわれ、電圧が印加されたときに生じる動的散乱現象によって白濁する性質を取り入れている。他にスメクティック液晶，コレステリック液晶の２種類が発見されているがあまり使われていない。

長所

①消費電力が少ない（数 10μW～数mW／c㎡）
②低電圧で動作する
③明るいところでも読みやすい
④ＩＣで直接ドライブできる
⑤表示デザインとサイズが自由に選べる
⑥大形の表示器も製作可能

短所

①振動，衝撃に弱い
②紫外線が寿命に影響する
③周囲が暗いと見ずらい

4）プラズマディスプレイ

プラズマディスプレイは絶縁物で閉込められたガス空間に設けられている電極に電圧を加えガス空間（セル）で起こる放電現象を応用したものである。

外部電極形は駆動電圧印加電極が絶縁膜を介して放電ギャップに接しており、絶縁膜上にチャージする放電電荷を有効に利用して発光を行わせるため交番電圧を必要とする。この方式のプラズマはキャパシテイ的負荷特性を示し、メモリー特性が利用できるほか面発光特性に優れている。

内部電極形は電極が放電ギャップに直接接しており、放電管と同じように直接電圧による放電発光現象を利用するもので、従来は7セグメントの多桁表示パネルが主流を占めていた。現在は比較的大形のドットマトリクスデイスプレイまで製作可能である。

長所

①平面表示に適し広視角化されている
② 輝度が高く、均一化されて見やすい
③放電遅れ時間が短く応答速度が速い
④信頼性が高く、長寿命である
⑤広い温度範囲で動作が安定している
⑥表示形状が任意に取れる

短所

①使用電源電圧が高い（DC150V）
②制御部が他に比較して高価（台数が少ない場合）
③周囲が暗いと見ずらい

5．結論

機側操作盤の状態表示および故障表示灯は従来のフィラメント形表示灯は使用しないで、長寿命のLED形表示灯を使用することにする。

又、操作や故障時の文字メッセージを設置する場合は、全ての点で優れている発光ダイオード表示器を使用することにする。

２２．故障対策．故障表示と運転停止

1．主旨

ダム用ゲートおよびバルブの操作機能に故障が発生した場合、表示や警報でいちはやく操作員に喚起を促し速やかな復旧対策を行う必要がある。

故障表示および故障内容におけるゲート停止処置がダムによって異なるため同じような設備については統一する。

2．現状の技術

2－1実績

ダムによって故障項目がまちまちである。

2－2関連技術

1）ダム．堰施設技術基準．第４章．第３節．3-3-1 基本計画

2）機械設備工事共通仕様書（水資源開発公団） 第４章 ．水門設備．第４節 機側操作設備

表22.1 故障時の表示項目

	操作盤（表示）					
項目	油圧シリンダー式	故障区分		処置		備考
		重故障	軽故障	停止	警報	
３E動作	○	○		○	○	
接点溶着	○	○		○	○	
開油圧上昇異常	○	○		○	○	
閉油圧上昇異常	○	○		○	○	
油面低下異常	○	○		○	○	
漏電	○		○		○	
油温上昇	○		○		○	
油面低下	○		○		○	

3．検討方法

1）故障項目の洗いだしを行い、項目別に重要度のランク付を行う。

2）1)項の項目について、表示，警報，およびゲートの停止処置の検討協議。

4．検討

次のように故障項目の洗いだしを行った。

表22.2 故障項目および検出方法

A：重故障　B：軽故障　C：警告

表示項目	検出方法等	故障程度			処置		対応
		A	B	C	停止	警報	
３E作動	ポンプ用電動機の保護用として動力回路に３Eリレーを取り付ける。 保護要素 (1)過負荷 整定値電流の115%動作．動作時間は2～10sで設定。 (2)欠相（単相運転） 過負荷動作値の75%以下。 動作時間 2s以下。 (3)反相（逆相） 定格電圧の80%以下。 動作時間は定格電圧で0.5s以下。	○			○	○	過負荷は電流計で欠相はテスターで、反相は電動機の回転方向で原因を究明し原因を除去し、３Eリレーのリセットボタンで復帰する。

表22.3　故障項目および検出方法　　A：重故障　B：軽故障　C：警告

表示項目	検出方法等	故障程度			処置		対応
		A	B	C	停止	警報	
漏電	動力回路(主回路)に漏電リレーを取付け、感度電流は30mAとする。 動作時間は50ms以下（整定値の200%電流入力　EP 加時 ） 操作回路が単独供給の場合、操作回路にも漏電リレーを取付ける		○			○	警報発生でゲート操作を停止し、メガーにて電気回路を測定し、漏電箇所を発見復帰後、漏電リレーのリセット釦で復帰。
油圧低下	圧力スイッチ	○			○		ポンプ，配管の点検
異常高圧	圧力スイッチ	○			○		リリーフ弁並びにゲート摺動部の異物かみ込み点検
ｱｷｭｰﾑﾚｰﾀ蓄圧不能	マイクロスイッチ，タイマー		○			○	
タンク内混水検出	混水警報器		○			○	油取替え
閉油圧異常	油圧ユニットの閉方向ポートの出口圧力を検出 (ゲートに異物がかんだ場合など)	○			*1 ○	○	(*1 閉方向操作は可能)
閉油圧異常	油圧ユニットの閉方向ポートの出口圧力を検出 (ゲートに異物がかんだ場合など)	○			*2 ○	○	(*1 閉方向操作は可能)
非常上限	全開(上限LS)が作動せず、扉体が上昇すると非常上限が作動する。		○		○	○	(機械的にはシリンダ-ストロークエンドで停止するので重大事故にはならない)
フィルター目詰まり	もどり配管のタンク入口のフィルタの目詰まりを検出する。			○		○	(バイパス回路が設けられており直ちに機器の損傷にいいたることはない)
油温上昇	油タンク油温検出 (この状態でもある程度の運転は可能、ただし油寿命に影響がでる。)			○		○	
油温異常上昇	油タンクの油温検出　(この状態で運転すると、機器の損傷に至る。)	○			○		

表22.4 故障項目および検出方法

A：重故障　B：軽故障　C：警告

表示項目	検出方法等	故障程度			処置		対応
		A	B	C	停止	警報	
油面低下	油タンクのレベル検出（この状態で運転は可能。 但し油の補給が必要である。）			○		○	
油面異常低下	油タンクのレベル検出（この状態で運転すると機器の損傷につながる。）	○			○		
接点溶着	ポンプ用電動機の運転用電器接触器の接点が溶着したことを検出する	○			○		

5．結論

1）油圧式ユニットの故障検出項目より別紙のような故障対策表を作成。
機側操作盤内に文字によるメッセージ機能がある場合、故障表示が点灯時に故障要因の項目をメッセージ表示させる方式を組み込ませることも可能である。
尚、今までの故障事例の多かった主要なものは次の様なものである。
（事例の多い順）
①開度発信器
②ロッドパッキン
③ピストンパッキン
④切換スイッチ
⑤電磁弁
⑥アキュームレータ
⑦リミットスイッチ
⑧補助リレー
⑨レベルスイッチ
⑩ＳＥリレー
⑪カウンターバランス弁
⑫油圧スイッチ

表22.5　故障対策表

表示記入文字	検出方法	故障レベル	故障系統	警報方法	操作員の対応方法
	停電	重故障	電気系		予備発電などに切り換える。
漏電	漏電（漏電リレー）	軽故障	電気系	ブザ	漏電箇所の調査し、原因究明後復旧する。（メガー測定）
３Ｅ作動	欠相 逆相（３Ｅリレー） 過電流	重故障	電気系	ベル	①３相電源がバランスしているか（テスター）復帰は黄色のリセットボタンによる。 ②電流計にて過電流か判断
非常上限	リミットスイッチ	軽故障	機械系	ブザ	全開リミットの再調整
異常油圧上昇	油圧異常上昇（圧力スイッチ）	重故障	油圧系	ベル	原因究明後再起動
油面上昇異常	油圧低下（圧力スイッチ）	軽故障	油圧系	ブザ	原因究明後リセット
油面異常低下ＬＬ	油面低下（油面計）	重故障	油圧系	ベル	給油　油漏れ箇所の復帰
油面低下　Ｌ	〃　〃	軽故障	油圧系	ブザ	給油　油漏れ箇所の復帰
フィルタ目詰り	マイクロスイッチ	軽故障	油圧系	ブザ	フィルタ清掃
油温異常上昇	温度スイッチ	軽故障	油圧系	ブザ	ヒータを切る 温度スイッチ設定変更
非常停止	強制停止を行ったとき	重故障	電気系	ベル	原因は何か？調査

２　３．　標準回路

１．主旨

ダムに設置されている油圧式ゲートおよびバルブ用の機側操作盤はゲートおよびバルブの開閉に必要な制御機能や保護機能を持つ機器を組み込んであり、遠方操作とのインターフェース的な役割も果たす最も重要なものである。

従来機側操作盤の回路構成は各ダムによってすべて異なっており、保守点検，故障時の対応は専門家以外では出来ないのが実状である。

そのため、管理面にも保守管理が容易に出来るよう回路構成は複雑化を避け、且つ確実に機能発揮出来る標準回路を検討する。

２．現状の技術

２－１実績

現状のダムに設置されている機側操作盤の回路は油圧回路が統一されていないこともあり、全て異なっている。

２－２関連基準

１）ダム．堰施設技術基準 第４章 第３節 3-3　操作制御設備

［機側操作設備と遠方操作設備間の監視．制御信号回路例 ］

［機側操作盤電源回路例］

３．検討方法

１）既設ダムのゲートおよびバルブの標準的回路図を調査する。

２）各ブロック（電源，油圧ポンプ，操作，リミットスイッチ，故障検出，表示，計器，遠方入出力など）毎の標準的回路を調査結果から摘出し、その個々について検討協議する。

４．検　討

既設ダムのゲートおよびバルブの標準的な回路図から主な操作機能と保護機能を洗い出し、標準回路を作成する。

４－１　主な操作機能，保護機能

操作機能	内容
動力電源	ＡＣ２００Ｖ又はＡＣ４００Ｖ
操作電源	ＡＣ１００Ｖ又はＡＣ２００Ｖ
ヒータ照明用電源	ＡＣ１００Ｖ又はＡＣ２００Ｖ
ソレノイドバルブ電源	ＡＣ１００Ｖ又はＡＣ２００Ｖ
開動作制限	ゲート開操作時の一動作時間を、設定時間以内とし設定時間以上に開いた場合、過動作として強制的にゲートを停止させる。（過放流事故防止）
動力電源入．切	機側操作盤（小扉開）および遠方からゲート操作時に、動力電源遮断器を入，切りさせる。
遠方との受渡し信号	遠方からの操作信号 ・ゲート開 ・ゲート閉 ・主しや断器（動力電源）の入，切操作信号
	遠方からの水位信号（必要に応じて決定）
	遠方への監視信号 状態表示および故障表示
	遠方への計測信号 開度 電流など（必要に応じて決定）

保護機能	内容
３Ｅリレー	過負荷　欠相　逆相
動力電源断	トリップ接点付
開動作制限	開操作時のみとする。
漏電	漏電リレーによる警報
非常停止	主しや断器の切操作
油面低下	油圧ユニット空の信号による
油圧異常	油圧ユニット空の信号による

５．検討結果

既設ダムのゲートおよびバルブの標準的回路図を調査の結果、ダム用ゲート開閉装置（油圧式）検討要領3･8･9-2の様なラジアルゲート（揺動式）高圧ローラゲートの標準回路例を作成した。

２４．開度保持装置

１．主旨

油圧式ゲートにおいて、油圧シリンダの内部漏油および油圧装置機器の内部漏油が原因でゲートが自重降下することがある。

長時間半開放流が行われる場合、ゲートの自重降下は放流量の減少となり管理上不具合なものとなる。従って、本項で開度保持装置の整理および検討を行うものとする。

２．現状の技術

２－１　実績

油圧式ゲートにおける自重降下の対策として、次の方法が行われている。

１）電気式開度復帰装置

許容されるずり落ち量を定め、その量に達した場合に開度補正運転を行うシステムである（図24.1参照）。通常は開度計設備を利用して降下量を電気的に検出し、設定値までのゲート開度補正運転を行うものである。

一連の操作を自動的に行うとシステム故障の際の誤動作による異常放流等の心配があるため、ゲート降下量検出の警報を受け、人為的に補正運転を行っている例が現状の大半である。

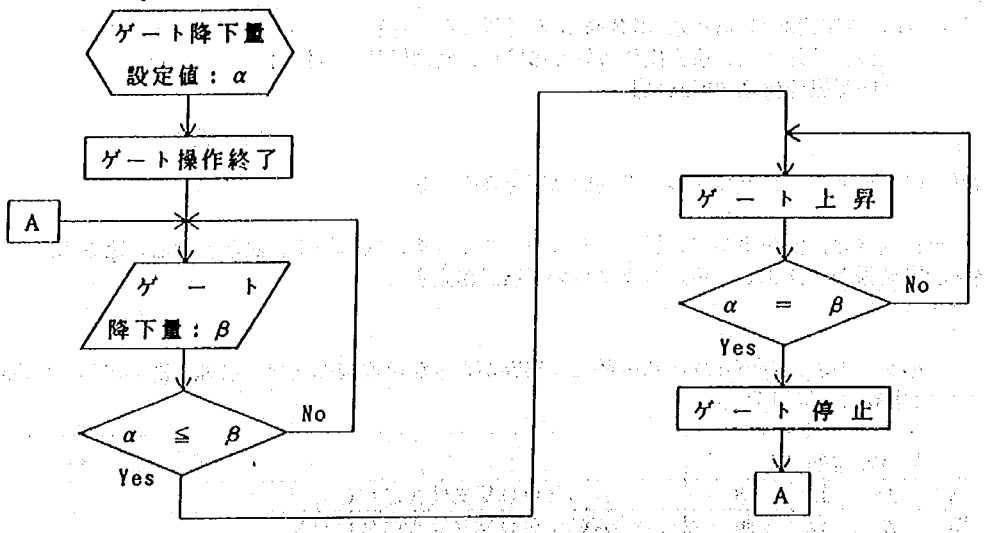


図24.1　電気式開度保持復帰装置系統図

２）機械式開度保持装置

任意の停止位置において油圧シリンダを機械的に保持するシステムである。

油圧シリンダのロッドをスリーブでロックし、ゲートの降下を防止するもので、ゲート操作時におけるロックの解除はスリーブに油圧を送油してスリーブとシリンダロッドにギャップを生じさせるものである。（図24.2参照）

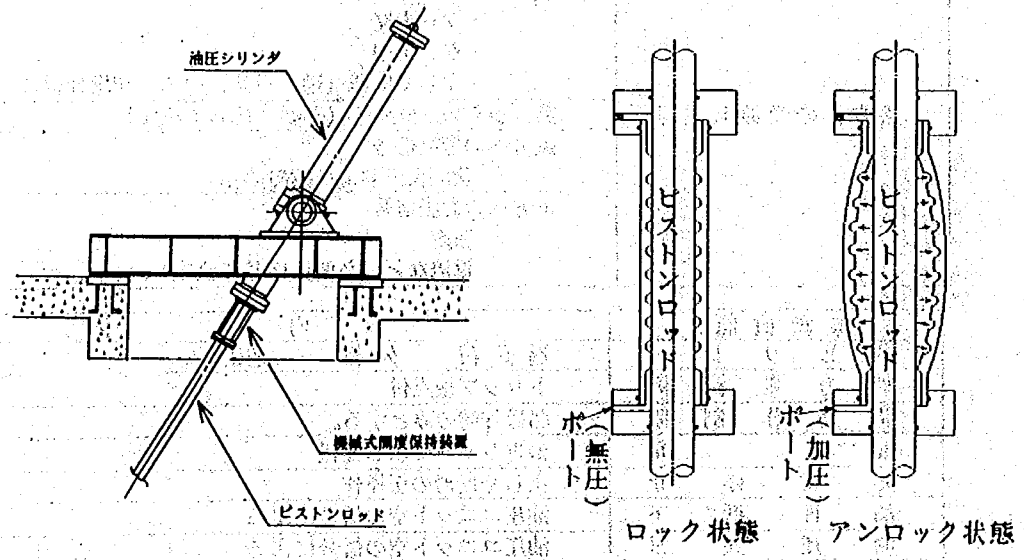


図24.2　機械式開度保持装置動作図

2－2　関連技術

ダム・堰施設技術基準（一次案）第2章では、3節と4節にゲートの自重降下についての記述があり、要約すれば次のとおりである。

油圧回路内のリークおよび油圧シリンダの内部漏れにより、ゲートを途中または上限において長時間停止させたとき、ゲートに自重降下力があればずり落ちが発生する恐れがあるため機械式ロック装置または電気的な開度自動復帰装置を設けることが多い。

しかし、最近高精度の油圧シリンダが製作できるようになり内部漏油量が減少したため、必要開度保持時間とずり落ち量を勘案の上、ずり落ち防止装置を設けない例もある。

2－3　問題点

電気式開度復帰装置と機械式ロック装置それぞれの使用上の問題点を整理すると以下の通りである。

表24.1　電気式開度復帰装置と機械式開度保持装置の比較

	電気式開度復帰装置	機械式開度保持装置
操作上の問題	開度復帰指令の出力でゲートの自動上昇時に過上昇等の誤動作を生じた場合、過放流につながる懸念がある。 従って、開度復帰指令の出力は警報程度にとどめ、操作は人為的に行うことが望ましいが、夜間操作の場合、操作員の待機が必要となる。	通常は、ゲート操作とのインタロックのみで問題はない。ただし、機械式ロック解除用油圧装置が故障した場合ゲート操作が不可能となるため手動圧力ポンプを設置し、人力による解除を可能とする予備回路が必要である。 ロック解除動作とゲート動作のタイムラグが逆になるとピストンロッドを損傷させる恐れがある。
取付上の問題	特になし 装置は開度演算器の一部として組み込まれるので、開度演算器が大きくなる程度。	シリンダロッドにスリーブをとりつける余裕長が必要となるためゲート室が大きくなる。 本体シリンダ用油圧装置以外に機械式ロック解除用油圧装置が必要であり油圧装置自体が複雑化するため保守管理性が悪い。 ピストンロッドパッキン交換の際ロック装置を取り外す必要があり、工事が大掛かりなものとなる。

3．検討方法

1）基本的には油圧開閉装置（油圧ユニット、油圧シリンダ）の漏油量を最小なものとする油圧弁、油圧パッキンを選定することを志向し、油圧弁の適正な使用箇所、使用方法および油圧パッキンの選定を整理検討する。

2）ゲート降下量の実態調査を行い、油圧回路および油圧パッキンと降下量の関係を整理検討する。

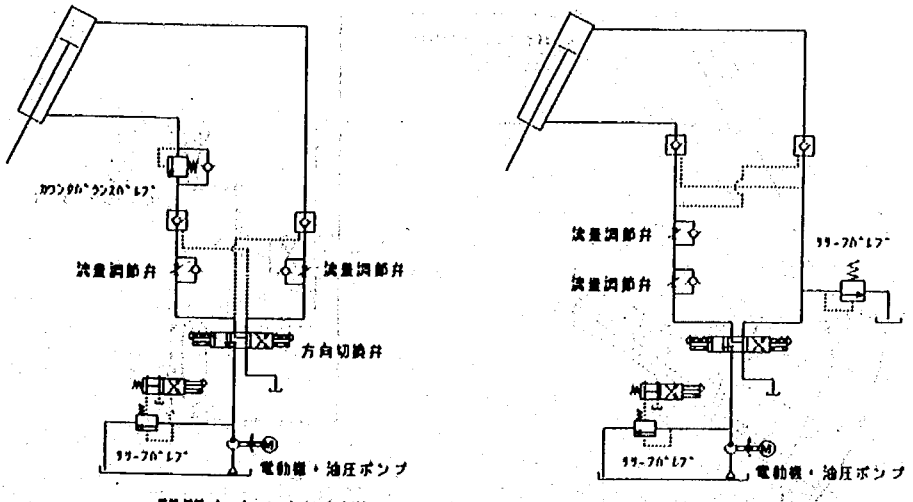
3）開度復帰装置として油圧ユニットにアキュームレータを取り入れた油圧回路とし、アキュームレータ内の圧力油のみによる開度復帰を検討する。アキュームレータ内の圧力油は設定ずり落ち量に相当する油量とし、ゲート開度の自動復帰量を制限する。

4）機械的開度保持装置の信頼性等を整理検討し、ゲート操作の確実性を検討する。

4．検討

4－1　油圧弁の漏油量

水門に使用される油圧ユニットの基本回路は、メータイン回路または、メータアウト回路であるが、ゲート停止時の圧力保持はシリンダロッド側の圧力をパイロットチェック弁で保持している。



開閉ともメータイン回路　　開メータイン、閉メータアウト回路

図24.3　水門用基本油圧回路図

パイロットチェック弁は非常に漏油が少ないものであるが、油圧メーカ社内基準によると試験圧力にもよるが出荷時の漏油量はおおむね0.05～0.1cc／min程度である。

ここに、内径300㎜、ピストンロッド径150㎜の油圧シリンダを想定すれば、その有効内面積530㎠より、24時間の漏油量に対するピストン移動量は、

$$\Delta L = 0.1 \times 60 \times 24 / 530$$
$$= 0.27\text{cm}$$

→ 約3㎜ゲートは下降することになる。

油圧パッキンからのリーク量はパッキンの種類、径により定量的に把握することは難しいと考えられるが、従来使用されているUパッキンやVパッキンではそのリーク量は油圧ユニット内のチェック弁よりは多いが微量であり、摩耗・破損が生じていなければ、ゲートは大略15～20㎜程度降下すると思われる。

また、システムの定格圧力を低くし（例えばP=70kgf/㎠）、油圧シリンダの内径を大きく与れば、リーク量の絶対値に対し移動量は小さくなるため、開度保持としては有利と考えられる。

4－2　ゲート降下量の実態調査

下表にゲート降下量の実態調査結果を示す。

表24.2　扉体降下量実態調査表

ダム名	油圧シリンダ諸元 定格圧力 kgf/㎠	内径 ㎜	ロッド径 ㎜	パッキンの種類 ピストン	パッキンの種類 ロッド	ロッドの材質	ゲート開度 m	経過時間 時間	降下量 ㎜	備考
A	140	260	170	Vﾊﾟｯｷﾝ	Vﾊﾟｯｷﾝ	S45C	1.0	17.0	5	
							1.0	17.0	6	
B	70	430	236	Uﾊﾟｯｷﾝ	Uﾊﾟｯｷﾝ	SUS403	1.5	15.5	8	竣工時無負荷
C	70	420	210	Uﾊﾟｯｷﾝ	Uﾊﾟｯｷﾝ	SUS403	1.5	14.0	5	竣工時無負荷
D	70	530	240	Uﾊﾟｯｷﾝ	Uﾊﾟｯｷﾝ	SUS403	2.0	24.0	9	竣工時無負荷
							2.0	24.0	10	竣工時無負荷
E	140	410	210	Vﾊﾟｯｷﾝ	Vﾊﾟｯｷﾝ	SUS304		17.0	20	5年経過後
F	70	500	265	Uﾊﾟｯｷﾝ	Uﾊﾟｯｷﾝ	SUS403	0.5	16.0	5.7	竣工時無負荷
							0.5	16.5	5.9	竣工時無負荷
G	70	480	250	Uﾊﾟｯｷﾝ	Uﾊﾟｯｷﾝ	SUS403	1.5	16.5	7	竣工時無負荷
							1.0	15.0	5	竣工時無負荷
H	70	432	190	Vﾊﾟｯｷﾝ	Vﾊﾟｯｷﾝ	SUS403	1.0	24.0	4	
I	70	410	225	Uﾊﾟｯｷﾝ	Uﾊﾟｯｷﾝ	SUS304	1.0	24.0	9	竣工時無負荷
J	70	350	150	Oﾘﾝｸﾞ	Vﾊﾟｯｷﾝ	SUS403		16.0	137	28年経過後
							0.5	24.0	0	油圧ユニット及びパッキン交換後

表24.2より、油圧シリンダならびに油圧ユニットからの漏油によるシリンダ降下量は微少であり、通常の使用状態では問題がないと考えられる。

同表Jダム（補助ダム）はゲート完成後28年を経過しており、その間油圧パッキンの交換が行われていなかったが、ゲートの降下量が増大し、運転頻度が多くなったため油圧ユニットならびに油圧パッキンを交換した事例である。Jダムは融雪時の出水対応として長時間コンジットゲートで部分開度放流が行われており、操作回数も多いダムである。

4－3　アキュームレータを使用した開度復帰装置

最近高精度の油圧シリンダが製作できるようになり内部漏油量が減少したため、新設の設備では採用されていないが、アキュームレータの蓄圧を利用してゲートの降下量を補正する装置がある。

開度補正装置の原理を図24.4に示す。

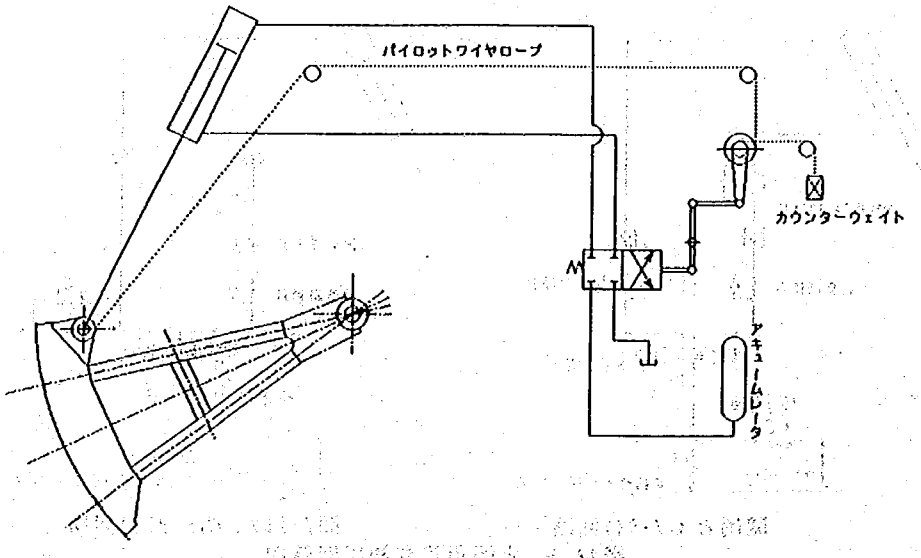


図24.4　アキュームレータを使用した開度補正装置

図24.4でゲートが降下するとゲートに接続されているパイロットワイヤを引っ張り、アキュームレータ内の圧力油が油圧シリンダに送られる。また、所定の開度までゲートが復帰すれば、カウンタウエイトの作用によりアキュームレータの回路は閉ざされる。

本回路は油圧シリンダ製作技術、油圧パッキンの開発が充分でなかった初期の高圧ラジアルゲート開度補正装置として使用されたものであり、ゲート操作時のカウンタウエイト部連結解除用電磁クラッチ等部品点数が多いことや、アキュームレータ加圧に要する電動機動作が頻繁に起こるため最近では使用されない傾向にある。

4－4　機械式開度保持装置

シリンダロッド側フランジにスリーブを取付け、このスリーブでロッドを締りばめの状態として固定するもので、次の特徴を有する。

（長所）

① 任意の位置で開度保持が可能である。

② 無圧状態においてロックする構造であるため開度保持には動力を必要としない。

③ ロック解除は、本体の油圧装置システム圧力を増幅して行うため、システム圧力はゲートに最適なものを選定すればよい。

④ わずかな油量でアンロック状態が保持されるため、圧力系の故障対策として手動ポンプによる予備回路が有効である。

⑤ ロック装置としての構造が単純であるため、トラブル原因の推定が容易で、保守性に優れる。

（短所）

① シリンダロッドにスリーブを取付る余裕長が必要であり、ゲート室ならびに開閉装置室が大きくなる。

② 本体シリンダ用油圧装置以外に機械式ロック解除用油圧装置が必要となり、油圧装置が複雑化する。

③ 機械式ロック解除用油圧装置が故障した場合、ゲート操作が不可能となる。（手動圧力ポンプを設置し、人力による解除を可能とする予備回路が必要）

④ ピストンロッドパッキン交換の際はロック装置を取り外す必要があり、工事が大がかりなものとなる。

従って、本方式は多少設備が複雑化するが、融雪出水時等において長期間一定開度放流が要求されるような設備には有利であると考えられる。

4－5　電気式開度復帰装置

開度演算装置に現在の開度を記憶する装置を付加し、所定の開度変化（自重降下）が生じた場合、警報を発するものである。

機構的にはゲートの自動復帰運転も可能であるが、開度復帰の出力でゲートの自動上昇に誤動作を生じた場合、過放流の心配があり、開度復帰指令の出力は警報程度にとどめ、操作は人為的に行うことがよいと考えられる。

この方式は操作員が放流中に常時監視することが必要であり、融雪出水時等において長期間一定開度放流が要求される設備には不利である。

但し、最近高精度の油圧シリンダが製作できるようになり内部漏油量が減少したことと、付加機器が小規模であるため、必要開度保持時間とゲート降下量を考慮し、開度保持のバックアップとして採用している例が多い。

5．結論

① 融雪出水時および梅雨時等において長期間一定開度放流が要求されるゲート設備では操作員の負担を軽減できる機械式開度保持装置の採用が有利である。

② 洪水期の調節放流に主として使用されるゲート設備においては、長時間一定開度で放流されることは少ない。また、放流時は操作員が常に監視しているため機構が複雑化する機械式開度保持装置の採用は有利性が少ないと考えられる。

③ 電気式開度復帰装置は警報を発するものにとどめることを原則とし、自動的な開度復帰動作と連動させることは避けるものとする。

２５．操作室における防湿対策

１．主旨

部分管路形放流設備用開閉装置およびトンネル内に配置された利水放流設備開閉装置の開閉装置室は壁や天井が結露し、室内が高湿度状態になる場合がある。

機側操作盤、油圧ユニットおよび検出装置等の電気品は高湿度環境下では動作不良や誤動作が生じる恐れがあり、管理上不具合なものとなる。

従って、本項で電気品の防湿対策について整理検討を行うものとする。

２．現状の技術

２－１　実績

１）機側操作盤：盤内の結露対策としてスペースヒータを内蔵している例が多い。

２）油圧ユニット：キャビネット式ではスペースヒータを内蔵させた例がある。また、容積によっては除湿機を内蔵することも可能である。

３）開　度　計：内蔵されるリミットスイッチ、発信器等の防湿対策として除湿剤を定期的に交換している例がある。また、容積によってはスペースヒータを内蔵することも可能である。

４）演算器盤：電子機器を内蔵する演算器盤等はそれ自体の発熱による悪影響を防止するため換気用のファンが内蔵されているものが多い。従って、結露対策のためのスペースヒータは逆効果となるため、除湿機を内蔵させる方法や、設置される部屋そのものを除湿する場合がある。

５）開閉装置室：放流管下流側よりダム背面の空気が開閉装置室内侵入し、温度差により室内が結露する場合がある。この対策として、ゲート室への階段入口や外気が侵入すると思われる箇所にシャッタ等を設け、開閉装置室内の高湿度化を防止する例がある。

結露対策の原理としては、除湿機のように空気中の水分を結露させるものと、スペースヒータのように相対湿度を低下させるものがある。気温（室温）が15℃以下になると除湿機の能力が低下するため、温度を上昇させる方法が一般的に採用されている。

２－２　関連基準

ダム・堰施設技術基準（一次案）では次のように記述されている。

１）第４章第２節２－１－２設置場所及び環境対策条文２

「設置場所の周囲条件に付いては、周囲温度の最高最低、相対湿度、積雪、標高等につき明らかにしなければならない。」

２）第４章第２節２－１－２設置場所及び環境対策解説２

「電気、制御設備機器には高度の電子機器が使用されており、保証される温度条件にも限度があり、また電気機器は極度に湿度を嫌うため、絶縁不良や接点不良に対する対策をたてる必要がある。」

３）第５章第３節３－５－３付属設備解説４

「特にダム堤体内の開閉装置室や、ダム下流側に設置されるバルブ操作室は、湿気が多いため、機器類に悪影響を及ぼすので除湿設備を考慮するものとする。」

３．検討方法

１）高湿度化の環境に対して対策が必要な機器に該当するものを整理する。

２）開閉装置室の年間気温を調査し、除湿装置が有効かどうか検討する。（室温が15℃以下になると除湿機の能力が低下する）

３）既設備の実態調査を行い、除湿装置の必要性を整理する。

４．検討

４－１　機器の防湿対策

ダム用ゲート開閉装置（油圧式）において開閉装置室内に配置されるもののうち、高湿度化の環境において不具合を生じる恐れがある機器および防湿対策を次に示す。

１）機側操作盤

洪水吐きゲートのように単純にゲートの開閉操作を行う設備では、機側操作盤の制御部にプログラマブルコントローラを使用する利点がないため、制御部は電磁接触器やリレー類で構成されているものが多い。

リレー類はプログラマブルコントローラのような高度の電子機器と比べ、温度や湿度に対し過敏ではないが、結露するような高湿度環境下においては接点不良や絶縁不良をおこす恐れがある。

従って、機側操作盤の構造は屋外閉鎖自立形とし、温度・湿度センサにより入・切を行うスペースヒータを設けることが必要である。また、除湿剤の投入も有効な方法である。

２）油圧ユニット

土木研究所資料第2988号「ダム用ゲート開閉装置の信頼性評価に関する調査研究」によれば、油圧ユニットを構成する機器のうち、高湿度環境により不具合が発生したものは、電磁弁、油圧スイッチおよびレベルスイッチなどの電気機器で、腐食による絶縁不良や接点不良が多い。

また、油圧作動油に混入した結露水により油タンクや配管内で発生した錆粉が、油圧弁を閉塞させたり、結露水が油圧弁のスプールを発錆・固着させた例が報告されている。

従って、高湿度環境に設置される恐れのある油圧ユニットには機側操作盤と同様に考え、キャビネット構造としてスペースヒータを設けることが必要である。また、定期的な循環運転や通電による乾燥を行うことで腐食による不具合を防止することが可能である。

油圧作動油に混入した水分が原因となる不具合については、油タンクや配管にステンレス材を使用することである程度の発錆は防止することが出来るが、定期的な循環運転や排油孔からの水抜きを行うことがよい。また、水分分離ができるオイルクリーナの設置が好ましい。

3）油圧シリンダ

同研究所資料によれば、油圧シリンダピストンロッドの発錆による故障報告がある。

従来はピストンロッドの材質に機械構造用炭素鋼やマルテンサイト系ステンレス鋼材（13Cr）が使用される例がよく見受けられたが、メッキによる防食を施していないものもあり、ゲートが長期間全閉状態であれば、ピストンロッドの表面は油切れをおこし、高湿度化の環境では表面が発錆する。

従って、ピストンロッドの材質は耐腐食性の高いオーステナイト系のステンレス鋼材（ＳＵＳ304およびＳＵＳ304Ｎ2）を使用すること好ましい。また、ピストンロッドの表面は油圧パッキンとの接触を考慮して硬質クロームメッキを施すことがよい。

4）開度計

検出器の箱体は機側操作盤と同様に考え、防食性材質の閉鎖形として内部にスペースヒータを設けることが好ましい。

また、開度演算器および開度信号分配器は機側操作盤に内蔵させることを標準と考え、それ以外に設置する場合は機側操作盤に準拠した構造の箱体に収納することがよい。ただし、高度な電子機器を必要とする演算器を設置する場合は開閉装置室内に配置せず、別途専用の操作室を設けるか、または隔離して除湿装置を設けることが好ましいと考えられる。

5）制限開閉器

土木研究所資料第2988号「ダム用ゲート開閉装置の信頼性評価に関する調査研究」によれば、設置環境の高湿度化により制限開閉器が絶縁不良を起こし故障が発生したとの報告がある。

制限開閉器の内蔵スイッチされる自体は高密封構造であるが、電線のコネクタ部分から湿気が進入することがあるため、コネクタ部分は密封を完全に行う必要がある。

4－2　実態調査の必要性

既設備を実態調査し、除湿装置の必要性や有効性を今後検討する必要がある。

実態調査項目を次に示す。

①開閉装置室内の機器構成

②年間の開閉装置室温度および湿度（結露状態の有無）

③防湿対策の有無（スペースヒータ、除湿設備、換気設備、シャッタ等）

④高湿度化による故障（不具合）事例とその対策状況

5．結論

操作室における防湿対策としては、配置される機器自体で対応ができるものと、操作室そのものを高湿度化から保護するものに2分化されることが考えられる。

本項においては既設のデータ数が少ないため、結論づけることは出来ないが、今後実態調査により操作室の高湿度状態を明らかにしなければならない。結露を生じることが年間を通じてどの程度の期間あるのか、また、相対湿度が年間を通じてどの程度変化するのかなど具体的なデータの収集が必要である。

さらに、本項2-1実績で述べた対策を調査し、その有効性を評価する必要がある。

防湿対策の基本的な方針としては機器自体で対応することが望ましく、除湿装置自体の故障により二次的に各機器が故障することを避けなければならないと考える。

２６．予備品

１．主旨

予備品は将来の維持管理のために必要とするもので、入手に時間を要する部品、および点数の多い部品について常備する必要がある。

各設備内容により、無駄な予備品を無くし、適切な予備品を定め、緊急時に十分役立てることにより信頼性を向上させる目的で検討するものである。

２．現状の技術

２－１実態

各設備内容に応じた予備品に対する思想が統一されていない。特に油圧シリンダ用パッキン、油圧ユニットの部品については、関連基準にも明記されていないためばらつきが大きい。

２－２関連技術

機械工事共通仕様書 …… 建設省建設経済局 建設機械課
第3116条　予備品

機械設備工事必携 …… 水資源開発公団
第4編 水門設備
第7節 予備品

３．検討方法

１）機側操作盤用予備品については関連基準を見直し適切な部品、数量を検討する。

２）油圧シリンダ用および油圧ユニット用パッキンについては納期、保存可能期間を調査し予備品に含めるか否かを検討する。

３）油圧ユニット用として考えられる予備品を選定し、納期、保存可能期間を調査し予備品とする部品の要否を検討する。

1)～ 3)の検討結果により予備品リストを作成する。

４．結論

４－１機側操作盤用予備品

機械工事共通仕様書は下記の如くになっている。
第3116条 予　備　品
電源設備等には次に示す予備品を具備するものとする。

ランプ、制御回路ヒューズ	現用の10％以上
補助リレー類	現用各種毎に１個以上
電力ヒューズ（設置している場合）	現用各種毎に１組（三相分）以上
予備品箱	１式
その他必要品	１式

機械設備工事必携は下記である。
第7節予備品
電気設備に、次に示す予備品を具備するものとする。

１）ランプ及び制御回路ヒューズ	現用の100％以上
２）補助リレー類	現用各種毎に１０％以上
３）電力ヒューズ(設置している場合)	現用各種毎に１組（三相分）以上
４）予備品箱	１式
５）その他必要品	１式

以上の基準を参考とし、また比較的取替実績の多いタイマ、電磁接触器を加えて検討の結果、機側操作盤用予備品は下記のように定めた。

機側操作盤用予備品

１）ＬＤＥ以外のランプ	100％
２）制御回路ヒューズ	100％
３）補助リレー類	各種毎に１ヶ以上
４）タイマ	〃
５）電磁接触器	各種毎に１ヶ以上

4 － 2油圧シリンダ用予備品

油圧シリンダはパッキンおよびシールを予備品とするか否かを検討する。　納期は型式・寸法により即納品の場合と、金型はあっても在庫がないため新規製作が必要な場合があり、一概には決められない。そこで保存可能期間を調査した結果、パッキンおよびシールの材質がニトリルゴムであるため空気中では劣化が著るしく、3～4年が保存可能期間であり、シリンダ内部で油中にあるパッキンおよびシールの方が寿命が長いことが判明した。　そこでパッキンおよびシールの取替周期を定めて実施しておけば、操作不能に至るような多量の油漏れは生じないと判断出来る。また、保存可能期間が３～４年程度であれば予備品として保存しておいても使用するケースはないと判断し、予備品には含めないものとした。

4 － 3油圧ユニット用予備品

油圧ユニットの予備品について考えられる部品は表３－１０－１の如くになる。

表26.1 油圧ユニット関係予備品

品　　名	納　期	保存可能期間
各バルブ パッキン及びシール	即　納	3 ～ 4年
電 磁 弁 コ イ ル	即　納	〃
ラインフィルタ エレメント	即　納	〃
自動ろ過装置 フィルタエレメント	即　納	3 ～ 4年

1)各バルブ用パッキンおよびシールは納期が即納であること、保存期間が短いことから予備品には含めないものとした。

2)電磁弁コイルは、コイルに付属するゴム製品の材質がニトリルゴムを使用しており保存可能期間が３～４年と短い。また、納期が即納であること、コイルが損傷してもバルブ本体側面から手動で、切換え操作が可能であるので予備品から除外することとした。

3)ラインフィルタは油圧ポンプの吸い込み側と、油圧シリンダから油圧タンクへの戻り管に設置する。油圧ポンプの吸い込み側に取りつけるラインフィルタの濾過材はステンレスの金網であるが、ゴム製品の付属品があり材質がニトリルゴムであるため保存可能期間は３～４年である。
ラインフィルタのインヂケータが目詰りを指示した場合は、洗浄すれば使用可能となるが、数回繰り返し使用すると洗浄しても完全には異物の除去が出来ないため新品と取替えなければならなくなる。そこでフィルタエレメントは予備品とすることとした。
また戻り管側に取りつけるラインフィルタおよび自動濾過装置の濾過材は濾紙を使用しており使い捨てであるので、予備品とする必要があると判断した。

4 － 4 以上の検討結果から予備品リストは下記の如くとする。

1)油圧ユニット

フィルタエレメント	各種毎に100%

2)機側操作盤

①ＬＥＤ以外のランプ	100%
②制御回路ヒューズ	100%
③補助リレー類	各種毎に１個以上
④タイマ	〃
⑤電磁接触器	各種毎に１個以上

4 － 5予備品箱

予備品箱は必ず納入するものとし、設備名称を明記する。また、別に予備品一覧表を透明書類ケースに入れ添付する。以上により各設備の統一を計るものとした。

２７．製　作

１．主　旨

ダム用ゲートに用いられている油圧式開閉装置は高荷重、低速といった特殊仕様のものがほとんどでありＪＩＳに規定されているシリンダ径φ250以下よりも大きくなるのが普通である。このような大口径の油圧シリンダは一般に大量生産される汎用の機器にはないため、個別に特殊な仕様により、各メーカ独自のノウハウで設計し、生産を行っている。このため、本設計要領では設計基準を設け技術の統一化を図ろうとするものである。しかしながら、開閉装置の設計基準が統一されたとしても製作の仕上げ精度、表面粗さ、および組立順序等の基準を明確にしなければ、出来た製品の性能にバラツキが生じる。したがって、どの会社で製作しても、同じ性能を発揮できるような製品となるように、製作方法の基準を設けようとするものである。

２．現状の技術

２－１　実　績

機能については工場検査で確認し、製作方法、仕上り精度、組立順序等については、各水門製作会社の社内基準に任せている。

２－２　関連技術

１）ダム・堰施設技術基準（第６章－２節－０－２）

一般の材料の切断、孔あけ、機械加工については規定しているもののシリンダおよび油圧ユニット等、固有のものについてまでは規定していない。

３．検討方法

水門製作会社および油圧機器製作会社の社内基準を調査し、ダム用開閉装置に適切な各種製作精度・製作方法について下記のとおり検討する。

１）シリンダおよびロッドの仕上り精度、表面荒さの適性値

４．検　討

４－１　シリンダチューブおよびロッドの仕上り精度

１）シリンダチューブ

ＪＩＳのチューブ内径の仕上り寸法精度

表27.1　チューブ内径の仕上り寸法　　単位㎜

チューブ内径	ピストンリングを使用する場合			ピストンリング以外のパッキンを使用する場合	
	仕上り寸法許容差	真円度	円筒度	仕上り寸法許容差	真円度及び円筒度
32,40,50	+0.025 0	0.019	0.025	+0.062 0	0.062
63,80	+0.030 0	0.019	0.030	+0.074 0	0.074
100,125	+0.035 0	0.022	0.035	+0.087 0	0.087
140,160	+0.040 0	0.025	0.040	+0.100 0	0.1
200,220,250	+0.046 0	0.029	0.046	+0.115 0	0.115

備考　１．ここでいう真円度とは、チューブの任意位置断面での最大直径と最小直径との差で表し、チューブ全長にあたっての真円度の最大値が表の値を越えてはならない。

２．ここでいう円筒度とは、チューブ全長にわたっての最大直径と最小直径との差で表す。

３．チューブの曲がりは、1000㎜につき1㎜以下とする。

チューブ内径は最大φ250までしか規定されていない。

仕上り許容差は、はめ合い記号でH9である。

メーカ調査結果　　Ａ社：公差H9以下

Ｂ社：公差H8以下

2）ロッド

ＪＩＳのロッド仕上り精度

表27.2　ロッドの仕上り寸法　　単位㎜

ロッド径	仕上り寸法許容差	真円度及び円筒度
10,12,14,16,18	-0.016 -0.043	0.027
20,22,25,28	-0.020 -0.053	0.033
32,36,40,45,50	-0.025 -0.064	0.039
56,63,70,80	-0.030 -0.076	0.046
90,100,110,125	-0.036 -0.090	0.054
140,160,180	-0.043 -0.106	0.063

備考　1．ここでいう真円度とは、ロッドの任意位置断面での最大直径と最小直径との差で表し、ロッド全長にわたっての真円度の最大値が表の値を越えてはならない。
2．ここでいう円筒度とは、ロッド全長にわたっての最大直径と最小直径との差を表す。
3．ロッドの曲がりは、1000㎜につき0.25㎜以下とする。

ロッド外径はφ180までしか規定していない。
仕上り許容差は、はめ合い記号でf8である。
メーカ調査結果　　Ａ社：公差f8以下
Ｂ社：公差f8以下

2）滑り面の仕上げ（表面粗さ）

ＪＩＳの仕上り精度

表27.3　滑り面の仕上げ

滑り面・適用パッキンの区分		表面荒さ
ロッドのパッキンとの滑り面	ゴム	0.4a(1.6s)
	布入りゴム	0.8a(3.2s)
	その他	0.8a(3.2s)
チューブ内面のパッキンとの滑り面	ゴム	0.4a(1.6s)0.8a(3.2s)
	布入りゴム	0.8a(3.2s)
	金属	0.4a(1.6s)
	その他	0.8a(3.2s)
ピストンの滑り面		0.8a(3.2s)
ブッシュの滑り面		1.6a(6.3s)

メーカ調査結果　　Ａ社：ＪＩＳ　1.6sに対し0.8～1.2
3.2sに対し1.6～2.4
Ｂ社：ロッド　…0.8s
チューブ内面　…1.6s

5．結　論

5－1　シリンダチューブおよびロッドの仕上り精度

1）シリンダチューブ

ＪＩＳのはめ合い記号にしたがい"H9以下"を基準とする。

ＪＩＳでは内径φ250までしか無かったものを内径φ500で規定する。

ピストンリングを使用することは希なため、ピストンリング以外について表示する。

表27.4　チューブ内径の仕上り寸法　　単位㎜

チューブ内径	ピストンリング以外のパッキンを使用する場合	
	仕上り寸法許容差	真円度および円筒度
140,160	+0.100 0	0.1
200,220,250	+0.115 0	0.115
250を超え315以下	+0.130 0	0.130
315を超え400以下	+0.140 0	0.140
400を超え500以下	+0.155 0	0.155
500を超え600以下	+0.175 0	0.175

注）1．仕上り寸法許容差、真円度および円筒度はJIS B 0401に準拠

2．ここでいう真円度とは、チューブの任意位置断面での最大直径と最小直径との差で表し、チューブ全長にわたっての真円度の最大値が表の値を超えてはならない。

3．ここでいう円筒度とは、チューブ全長にわたっての最大直径と最小直径との差で表す。

4．チューブの曲りは、1,000㎜につき1㎜以下とする。

2）ロッド

ＪＩＳのはめ合い記号にしたがい"f8以下"を基準とする。

ＪＩＳでは内径φ180までしか規定していないが、今までの実績から外径φ315まで規定する。

表27.5　ロッドの仕上り寸法　　単位㎜

ロッド径	仕上り寸法許容差	真円度、円筒度
56,63,70,80	-0.030 -0.076	0.046
90,100,110,125	-0.036 -0.090	0.054
140,160,180	-0.043 -0.100	0.063
180　～　250	-0.050 -0.122	0.072
250　～　315	-0.056 -0.137	0.081

注）1．ロッドの曲がりは、1000㎜につき0.25㎜以下とする。

3）滑り面の仕上げ

調査した各メーカともにＪＩＳより仕上げ粗さが良好な数値を狙って加工していることがわかった。基準としてはＪＩＳのままで良いものとした。

２８．油圧シリンダクロムメッキについて

１．主　旨

ピストンロッド外面には、防食および摩耗を考慮して硬質クロムメッキを施すものとする。ピンホールが表面から母材まで貫通することを防ぐため、メッキは２層とする。厚さは、１層当たり25μm以上とし、２層合計50μm以上を標準とするものである。

２．現状の技術

２－１　実　績

１）シリンダロッド

実績としては、メッキ厚さは最小30μm、最大50μmの範囲にある。２２件中１０件が50μmで最多実績である。（表28.1参照）

２）シリンダチューブ内面

30μmで行った実績があるが、ほとんど無いといえる。

３．検討方法

１）メッキの適性厚さと適切な施工法について実態調査および試験を行う。

４．検　討

４－１　シリンダチューブ内面の表面処理について

通常、内面のメッキの必要性はないと考えられる。使用頻度が小さい場合には、結露による水分の混入が起きやすいこと、および油が落ちて（ずり落ちに対しヘッド側が油を十分に吸い込めないことが起きる）シリンダ内に空気溜まりが生じることにより発生しやすい。これを防止するためにはシリンダチューブ内面もメッキすることが好ましい。

しかし、チューブ内面のメッキは次の点で困難であることに注意しなければならない。

１）メッキ槽の寸法制限

２）メッキ作業そのものがロッドに比べて困難

３）チューブ内面の機械仕上げが困難

ここでは、必要性の低いことから内面のメッキについて特に規定しないものとする。

４－２　メッキの適性厚さと適切な施工方法について

１）メッキ厚さ

①シリンダロッド

ロッドの硬度と適正なメッキ厚さの関係は明確でないが、一般の汎用品では、最低メッキ厚さを20μmとしている。屋外使用では30μm程度、さらに耐食性を考慮する場合には50μm程度といわれる。水門では使用条件が厳しい等の実績から判断して50μm以上を標準とする。しかし、１層当たり50μmを越えると、研磨するときにメッキ割れを生じる恐れがあるので注意しなければならない。

また、ピンホールが表面から母材まで貫通することを防ぐため、メッキは２層とすることが望ましい。（資料１参照）ここでは、１層当たり25μm以上、２層合計50μm以上を標準とする。

②シリンダチューブ内面

常時油中にあり、ロッドに比べ腐食や摩耗に対して良好であると考えられるため、メッキを施す場合は30μm以上を１層とする。しかし、使用条件などにより必ずしも必要のあるものとは考えられないので、特に規定を設けることはしない。

２）メッキ後の表面仕上げ

メッキのままの表面粗さは10～20s程度で、硬度はHV800以上である。やすり状になっているので、これをバフ仕上げなどで平滑にする。適切な表面粗さは次の通りである。

0.8～1.2s（JIS8354では1.6～3.2s）

0.4sより平滑になるとシールとロッド間の潤滑油が保持されずビビリやシールの早期摩耗の原因となる。

５．結　論

１）ロッドとメッキ

メッキの厚さは50μmを標準とし、ピンホールを避けるため２層で行うほうが好ましい。メッキ厚さについて、ロッドの材質・硬度などの影響を受けるために検討する必要がある。

２）シリンダチューブ内面

常時油中にありロッドに比べ腐食や摩耗に対して良好であると考えられるため、メッキ厚さは30μmを標準とする。

ただし、加工上の問題からチューブ長さが大きいものについては、加工不可とか仕上げ精度を維持できない場合があるので厳密に規定は設けないものとした。

表２８－１　油圧シリンダの実態調査(設計計画図より調査)

ダム名		油圧シリンダ仕様				ピストンロッド				シリンダチューブ					使用パッキン		
		圧力 (kgf/cm²)	内径 (mm)	ロッド径 (mm)	ストローク (mm)	材質	メッキ厚 (μ)	表面硬度 (HB)	表面仕上精度	材質	計算肉厚 (mm)	実肉厚 (mm)	メッキ厚 (μ)	表面仕上精度	ロッド	ピストン	ウエアリング
真木		140	250	170		S45C㊇	50	167~229	0.8S	SM400B	24.3	25.0	－	1.6S	V	V	－
六渡		140	400	260		S45C㊇	50	167~229	1.6S	SM400B	37.9	40.0	－	1.6S	V	V	－
湯川		70	430	236		SUS403	(有)不明	201	1.6S	SM400A	20.8	25.0	－	3.0S	U	U	－
大石		140	380	212		S45C㊇	30	167~229	0.8S	SM400	32.5	35.0	－	H1.6S	V	V	－
野村		70	420	210		SUS403	(有)不明	212	1.6S	SM400A	16.0	22.5	－	3.0S	U	U	－
一重		70	330	240		SUS403	50	197	1.6S	SM400A	22.6	30.0	－	3.0S	U	U	－
大可		140	400	200		S45C㊇	50	201~269	1.6S以上	SM400B	35.9	36.0	－	H1.6S以上	V	U	－
耶馬渓	(二)	70	380	170		S45C㊇	50	167~229	不明	SM400C	17.0	25.0	－	不明	V	V	－
	(六)	70	297	160		S45C㊇	20	65~75	1.5S	STKM13A	14.0	31.5	－	3S	U	U	－
早出川		70	320	150		S45C㊇	50	167~229	不明	SM400	14.0	16.5	－	不明	V	U	－
寒河江		140	297	200		S45C㊇	硬質Cr30+Ni10=40	201~269	示0.8S	SM400A	30.0	34.0	－	H1.6S	V	V	－
六川		140	560	275		S45C㊇	硬質Cr30+Ni10=40	167~229	示0.8S	SM400C	50.0	53.0	－	H1.6S	V	V	－
一重		140	410	210		SUS304	50	190以下	1.6S~3.2S	SM400C	36.8	40.5	－	1.6S~3.2S	V	V	－
浅瀬石川	(二)	70	500	265		SUS403	30	201~212	1.6S	SM400C	21.3	40.0	－	3.2S	U	U	バックアップリング (変性四ふっ化エチレン)
	(六)	70				SUS304	50	200以下	1.5S~2S	SM400A	19.0	25.0	－	1.5S~2S	V	V	ニューライト
荒木	(二)	70	480	250		SUS403	30	不明	1.6S	SM400A	20.5	40.0	－	3.2S	U	U	－
	(六)	140	250	160		SUS304	30	187以下	1.6S以上	STKM13A	30.0	34.25	－	H1.6S以上	V	スリッパーシール	樹脂系
弥栄		140	340	180		S45C㊇	硬質Cr30+Ni10=40	167~229	示1.2S~2.5S	SM400A	31.5	37.0	－	H0.8S~1.6S	V	スリッパーシール	ポルコット+ターコイト
三川	(三)	40	432	190		SUS403	50	200以下	1.6S	SM400A	18.0	25.0	－	1.6S	V	V	ニューライト
	(六)					SUS403	60(30+30)	170以上	0.8S	SM400A	19.0	23.0	－	1.6S	V	U	－
定山渓		140	312	170		SUS403	50	200以下	1.6S(0.4a)	STKM13A	28.0	32.5	30μ	1.6S	V	V	ニューライト
布目		70	410	225		SUS304	30	167	1.6S	SM400C	17.5	35.0	－	3.2S	U	U	布入フェノール

工業用クロムメッキ耐食性性能試験

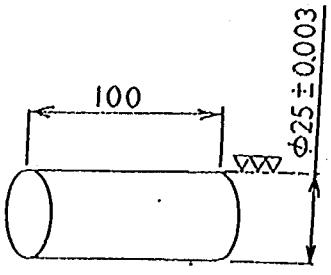
試験結果報告書

1．はじめに

クロムメッキは他のメッキに比べて耐食性が劣るとされている。対策として、多層メッキが行われている。ここでは、メッキ膜厚、メッキ層数が耐食性にいかに関係するか、実験調査を行うことにした。実験はフェロキシル試験を実施した。以下に報告を行う。

2．試験片

下図のとおり。



(S45C)

3．実験条件

（1）メッキ膜厚および層数

① 25μm×1層＝ 25μm
② 50μm×1層＝ 50μm
③100μm×1層＝100μm
④ 25μm×2層＝ 50μm
⑤ 50μm×2層＝100μm
⑥ 35μm×3層＝105μm
⑦ 25μm×4層＝100μm

（2）試験要領および判定

ＪＩＳ・Ｈ８６１７を準用する。

4．試験結果

表２また写真１～７によると、１層では100μmになると良好な結果を示した。一方、２層では50μm（＝25μm×２層）にてテストピース端面の局部的な部分を除いて良好な結果を示した。このことから、多層メッキが有効であることが明らかである。

２層で行う場合には、端面のようなメッキ付着の困難な箇所を除けば、25μm×２層でも十分良好な状態である。実用上は少なくとも25μm×２層以上の仕様とすることが望ましいと判断される。

表２８－２　試験結果

メッキ厚×メッキ層数	テストピースNO	判定 〔はん点数/cm〕	備　　考
２５μ×１層	１－１	１２以上	全面平均
	１－２	〃	T.P端面局部
	１－３	〃	T.P中央局部
５０μ×１層	２－１	〃	全面平均
	２－２	〃	〃
	２－３	〃	〃
１００μ×１層	３－１	〃	T.P端面局部
	３－２	０	
	３－３	１	
２５μ×２層	４－１	０	
	４－２	１	１点／42cm
	４－３	９	T.P端面局部
５０μ×２層	５－１	０	
	５－２	０	
	５－３	１	１点／42cm
３５μ×３層	６－１	０	
	６－２	０	
	６－３	０	
２５μ×４層	７－１	０	
	７－２	０	
	７－３	０	

（はん点は全て直径1mm未満のものである。）

2）ロッド

ＪＩＳの嵌め合い記号に従い“f8以下”を基準とする。

ＪＩＳでは外径φ180までしか規定していないが、今までの実績から外径φ315まで規定する。

表２７－５　ロッドの仕上り寸法　　(mm)

ロッド径	仕上り寸法許容差	真円度、円筒度
56,63,70,80	−0.030 −0.076	0.046
90,100,110,125	−0.036 −0.090	0.054
140,160,180	−0.043 −0.106	0.063
180 ～ 250	−0.050 −0.122	0.072
250 ～ 315	−0.056 −0.137	0.081

注）１．ロッドの曲がりは、１000mmにつき0.25mm以下とする。

3）滑り面の仕上げ

調査した各メーカともにＪＩＳよりも仕上げ粗さが良好な数値を狙って加工をしていることが分かった。基準としてはＪＩＳのままで良いものとした。

表２７－６　滑り面の仕上げ

滑り面・適用パッキンの区分		表面粗さ
ロッドのパッキンとの滑り面	ゴム	0.4a(1.6S)
	布入りゴム	0.8a(3.2S)
	その他	0.8a(3.2S)
チューブ内面パッキンとの滑り面	ゴム	0.4a(1.6S)※ 0.8a(3.2S)
	布入りゴム	0.8a(3.2S)
	金属	0.4a(1.6S)
	その他	0.8a(3.2S)
ピストンの滑り面		0.8a(3.2S)
ブッシュの滑り面		1.6a(6.3S)

注）１．表面粗さはJIS B 0601（表面粗さの定義と表示）による。

２．（　）を付けたものは、なるべく使用しない。

4）メッキの厚さ

イ）ロッドのメッキ

メッキの厚さは50μを標準とし、ピンホールを避けるため２層で行うほうが好ましい。メッキ厚さについては、ロッドの材質・硬度などの影響を受けるためさらに検討する必要がある。

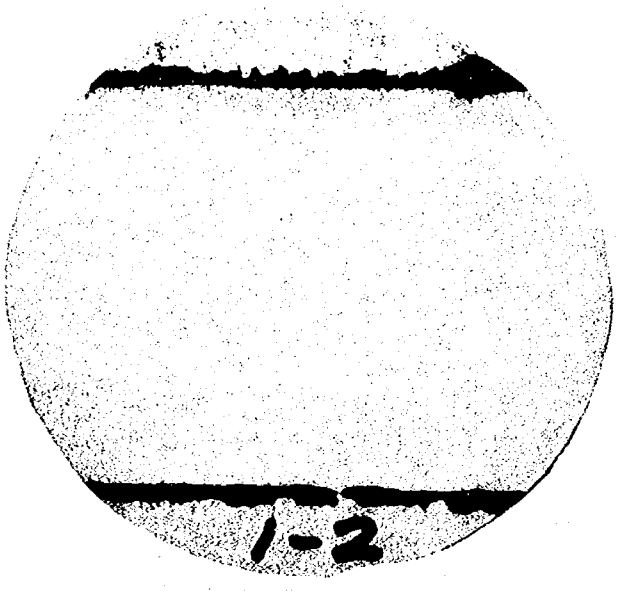
ロ）シリンダチューブ内面

常時油中にありロッドに比べ腐食や磨耗に対して良好であると考えられるため、メッキ厚さは30μを標準とする。

ただし、加工上の問題からチューブ長さが大きいものについては、加工不可とか、仕上げ精度を維持できない場合があるので厳密に規定は設けないものとした。







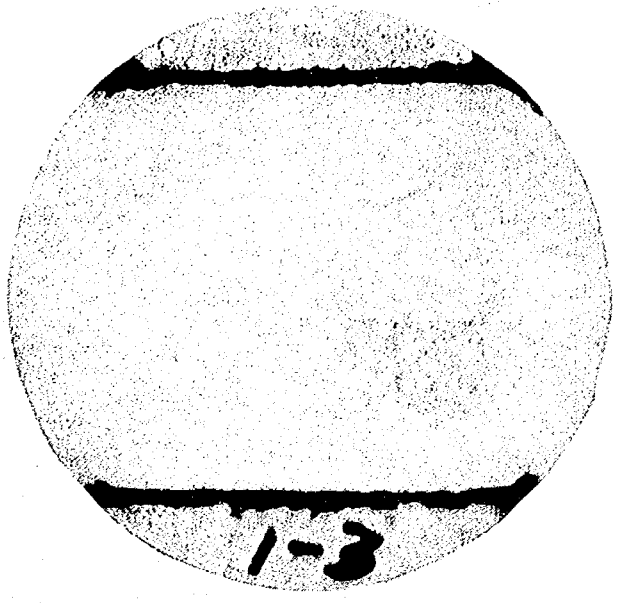
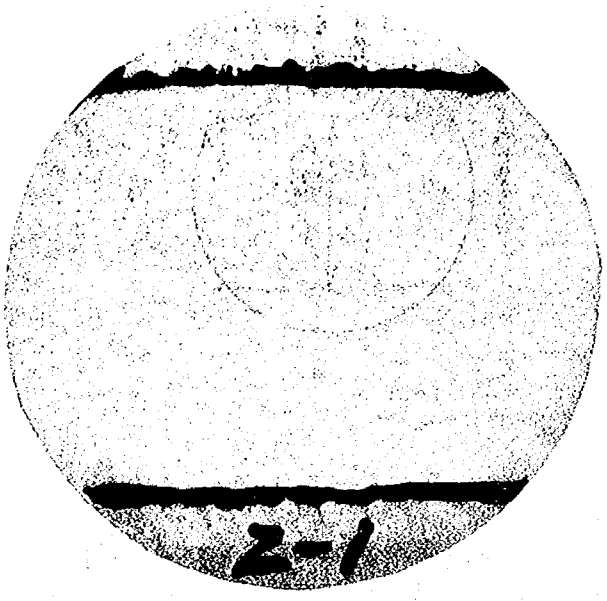
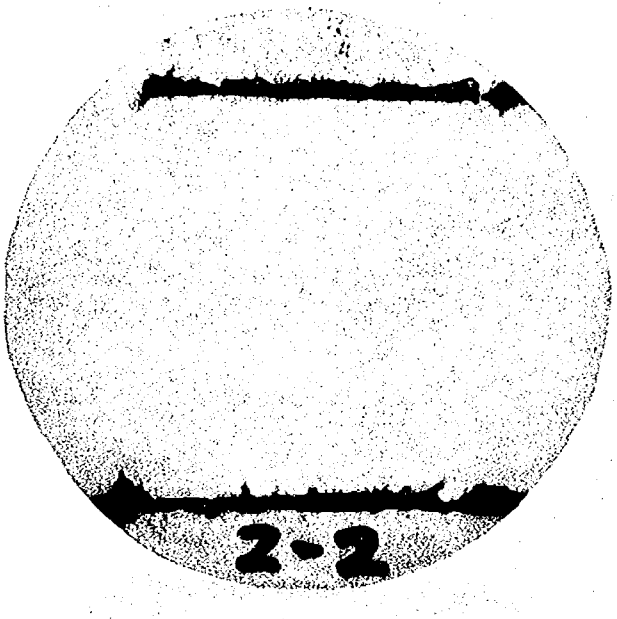


写真1　　25μm×1層＝　25μm





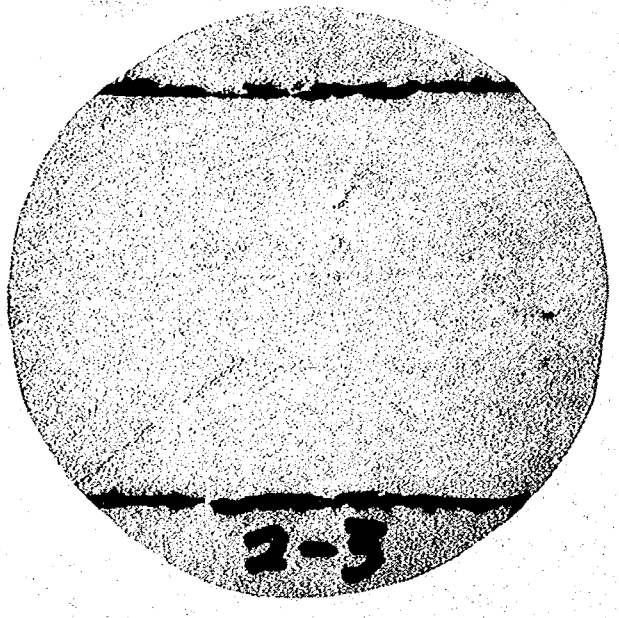
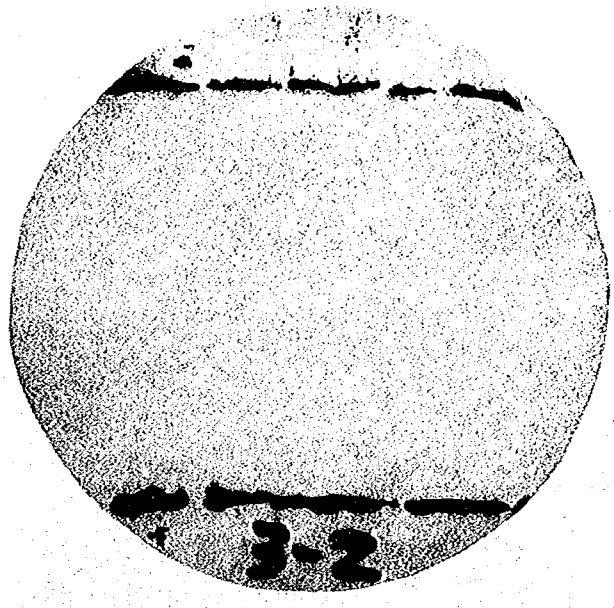


写真2　　５０μｍ×１層＝　５０μｍ





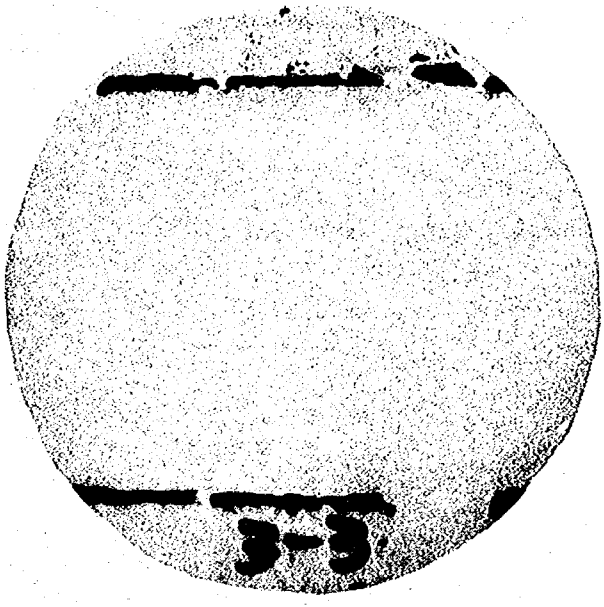
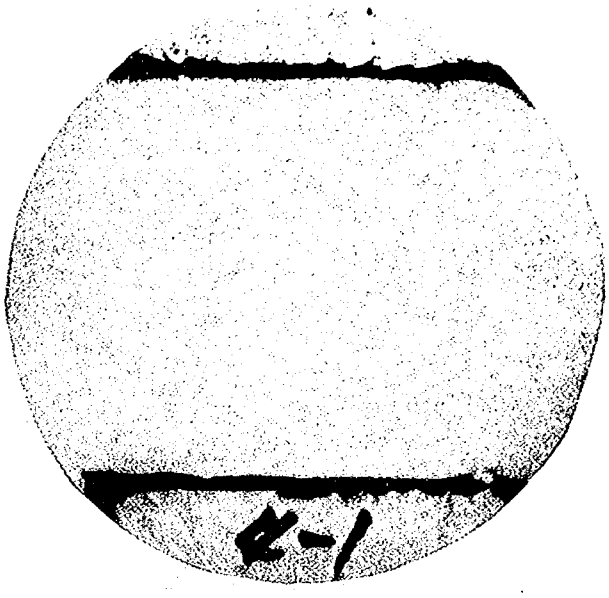
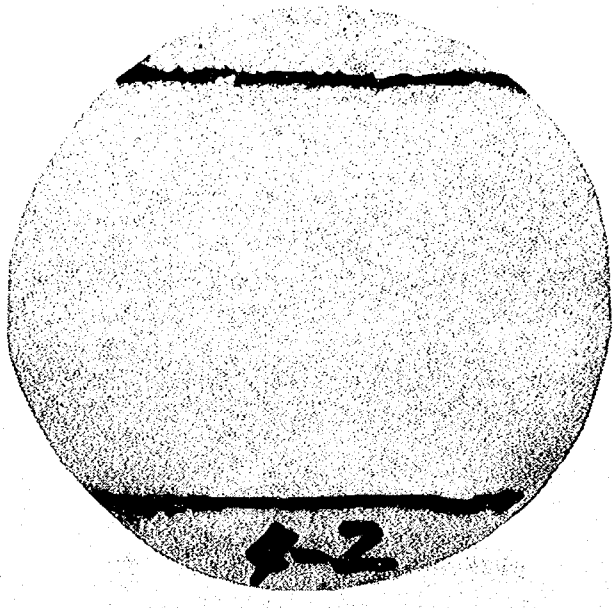


写真3　１００μｍ×１層＝１００μｍ





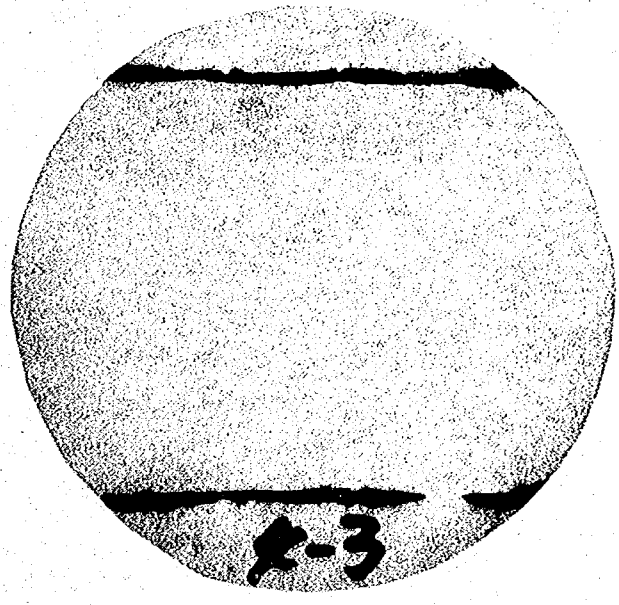


写真 4 0 0 2 5 μm × 2 層 = 0 5 0 μm

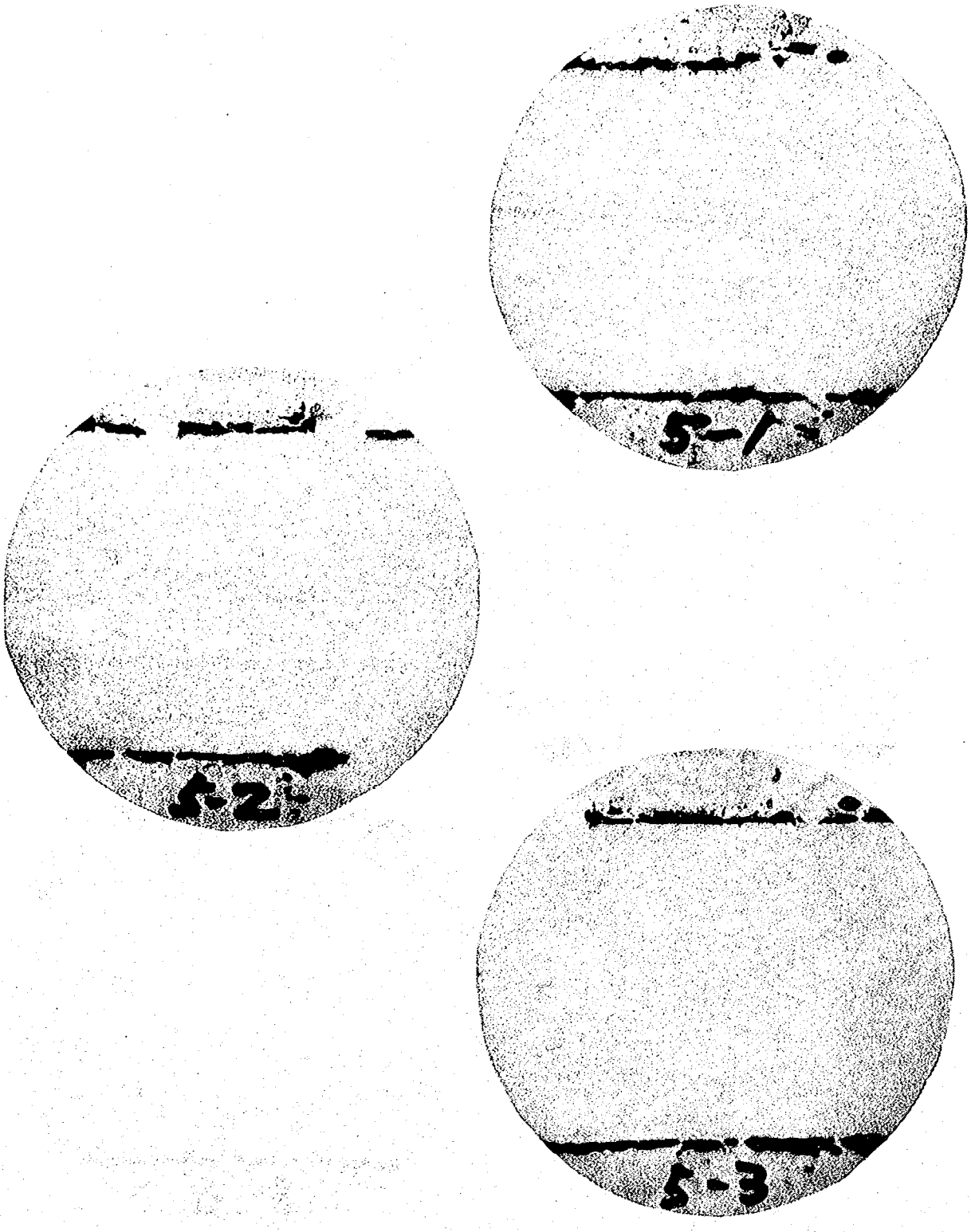


写真5　50μm×2層＝100μm

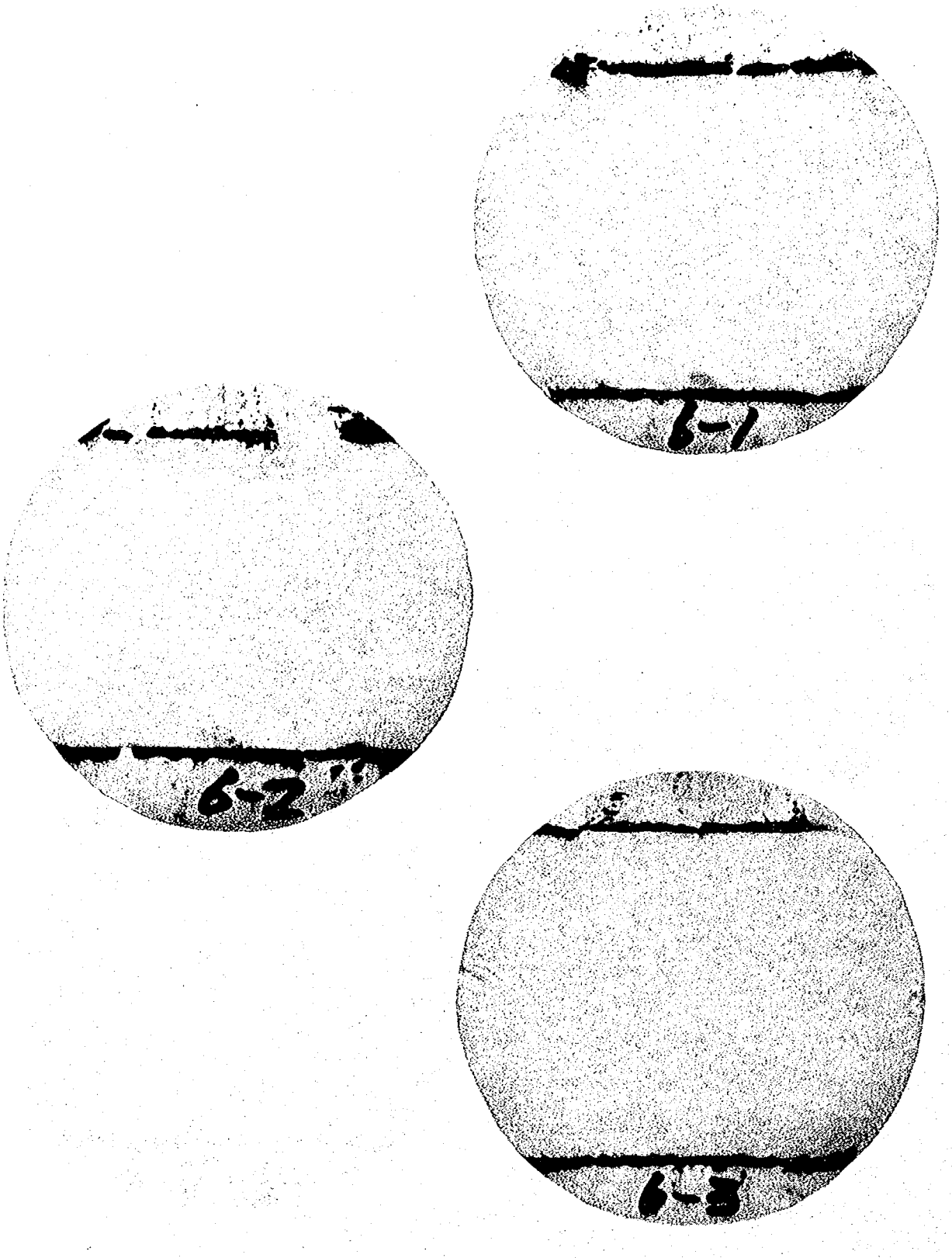
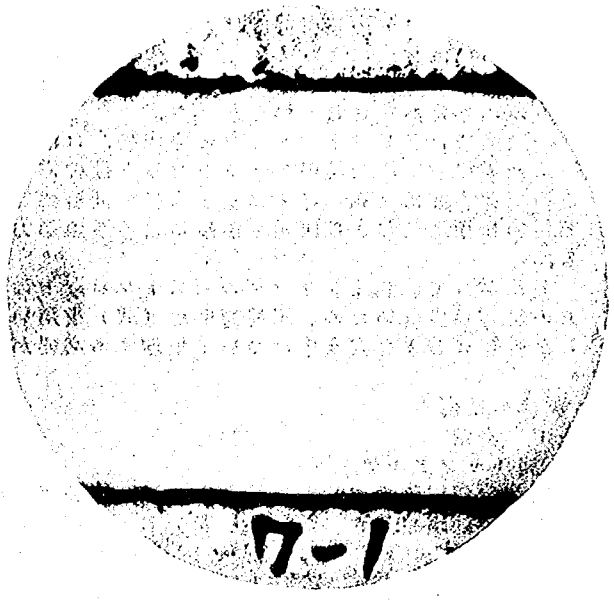
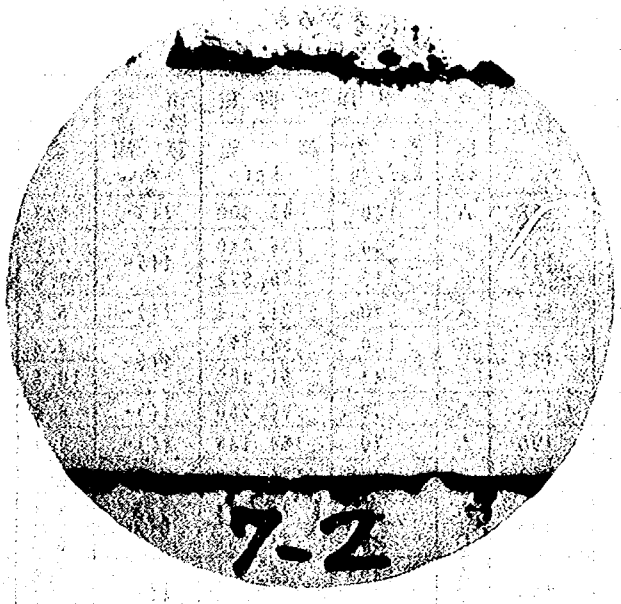


写真6　0.35μm×3層＝1.05μm





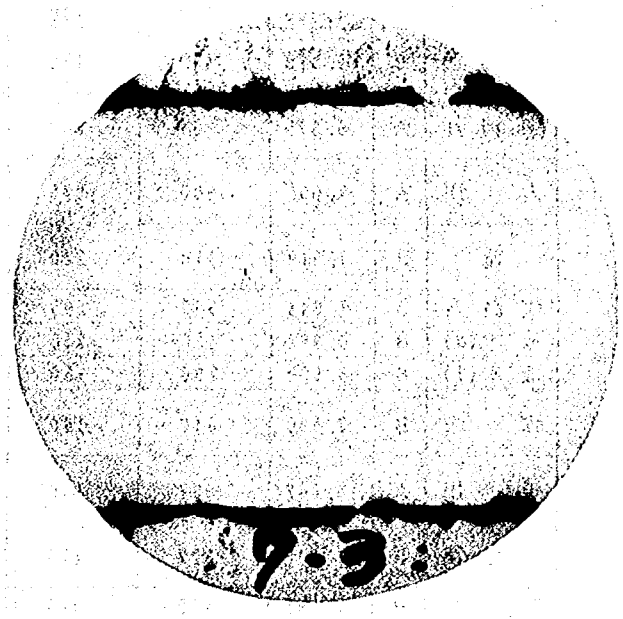


写真7　　25μm×4層＝100μm

２９．ピストンロッドの座屈強度計算

１．主旨

ピストンロッドの座屈強度は、ダム・堰施設技術基準（一次案）（以下一次案と呼ぶ）が策定される以前は部材の細長比によってオイラーの式またはランキンの式などを使用して検討されていた。また、各式で得られるピストンロッドの限界座屈荷重に対する安全率は製造者によってまちまちであり、技術的な考え方の標準化がなされていなかった。

一次案では、ピストンロッドの座屈検討は耐荷力曲線（式）を使用して部材の耐荷応力度を求め、リリーフ弁等の設定圧力時のピストンロッド圧縮応力度が安全率３を有するものと述べられている。ただし、この耐荷力曲線（式）は道路橋示方書・同解説（以下道示と呼ぶ）で述べられているものと同様であり、部材の初期不整および圧延や溶接による残留応力の影響を考慮した部材に対して規定されているものである。

したがって、油圧シリンダのピストンロッドのような機械加工された鋼棒では部材の初期不整や残留応力の影響が少ないため、耐荷力曲線（式）を用いるのは不適切であるとの考え方もあり、座屈強度に関連した計算式および安全率について整理する必要がある。

２．現状の技術

２－１　実績

１）高圧ラジアルゲート

昭和50年以降の建設省直轄（水資源開発公団含む）の高圧ラジアルゲートに使用されているピストンロッドの有効座屈長さ、細長比、安全率、作用力の考え方等を表30.1にまとめる。

表30.1　高圧ラジアルゲート油圧シリンダ実績

ダム名	有効座屈長		シリンダ内径	ロッド直径	細長比	ロッド作用荷重			座屈強度算出式	安全率
	区分	座屈長 mm	mm	mm		区分	圧力 kgf/cm²	荷重 kgf		
草木	A	6,700	260	170	158	A	140	66,900	オイラー	5.7
大渡	A	9,420	400	260	145	A	140	175,840	オイラー	5.6
						C	112	140,672		7.0
漁川	A	7,500	430	236	127	A	70	101,654	オイラー	5.5
大石	A	6,200	380	212	117	A	140	158,776	オイラー	3.4
						C	45	51,009		10.5
野村	A	5,850	420	210	111	A	70	96,950	オイラー	6.0
一庫	A	6,000	530	240	100	A	70	154,433	オイラー	6.1
大町	A	4,200	400	200	84	A	140	175,929	水鉄第12条	
耶馬渓	B	5,859	380	170	138	A	70	79,388	オイラー	3.1
						C	40	45,365		5.5
寒河江	A	6,675	297	200	134	A	140	96,991	オイラー	3.8
						C	30	20,784		17.5
大川	A	7,000	560	275	102	A	140	344,821	オイラー	3.4
						C	20	49,260		24.1
蓮	B	7,919	410	210	151	A	140	184,800	オイラー	1.6
						C	28	37,600		7.9
浅瀬石	B	7,844	500	265	118	A	70	137,410	オイラー	5.6
厳木(コ)	B	6,962	480	250	111	A	70	126,700	オイラー	6.1
厳木(オ)	B	5,600	250	160	140	A	140	68,722	オイラー	2.9
弥栄	B	7,590	340	180	168	A	140	127,109	オイラー	1.5
						C	30	27,238		6.8
玉川	A	5,562	432	190	117	A	70	102,602	オイラー	4.2
						B	55	80,616		5.3
定山渓	B	6,240	312	170	147	A	140	107,030	オイラー	2.0
						C	50	38,225		5.6
布目	B	7,268	410	225	129	A	70	92,400	オイラー	5.0
三春	B	6,000	380	200	120	A	70	79,387	耐荷力	4.1

（注）１）有効座屈長の区分記号は下記による。
A：扉体取付部より油圧シリンダスタッフィングボックスまでの実長
B：扉体取付部より油圧シリンダ揺動点までの実長

２）ロッド作用荷重の記号は下記による。
A：油圧ポンプ定格吐出し圧力により算出したもの
B：リリーフ弁調整圧力により算出したもの
C：減圧弁調整圧力により算出したもの
（単位：kgf/cm²）

これらによれば、蓮ダム以降（玉川ダムを除く）の各油圧シリンダは有効座屈長をトラニオン軸受から扉体取付部までを支間長として座屈検討を行っている。また、安全率はオイラーの式を使用して求めた限界座屈荷重に対して5以上を有している（厳木ダムオリフィスゲートを除く）。

2）ピストンロッドの細長比

昭和50年以降に設計が完了したダム用ゲートのピストンロッド細長比の実態調査結果を表30-2に示す。

これによれば、ダム用ゲートの油圧シリンダの細長比は固定式シリンダでは40を超え80以下、揺動式油圧シリンダでは110を超え180以下に多く分布しており、この中でも固定式シリンダは細長比50程度、揺動式シリンダは170程度が多い。

表30.2　ダム用ゲート油圧シリンダのピストンロッド細長比実態調査結果　　単位：件数

相当細長比の範囲	$\lambda \leq 40$	$40 < \lambda \leq 60$	$60 < \lambda \leq 80$	$80 < \lambda \leq 100$	$100 < \lambda \leq 120$	$120 < \lambda \leq 140$	$140 < \lambda \leq 160$	$160 < \lambda \leq 180$	$180 < \lambda \leq 200$	$200 < \lambda \leq 220$	$\lambda > 220$
固定式	11	52	23	4	6	1	0	0	0	0	1
揺動式	0	0	0	0	7	7	7	16	5	3	3

表30.2のうち、固定式油圧シリンダにおいて相当細長比が220を超えるものが1件あるが、これはボンネット形ゲートではなく、発電施設の水槽ゲート用の開閉装置に使用されているもので、急閉塞が要求されたため、操作性が優れている油圧式を使用した特殊なケースである。

2－2　関連技術

1）ダム・堰施設技術基準（一次案）

一次案第2章 3-4-8「油圧シリンダ」解説4では、ピストンロッドの強度計算は、引張強度および座屈について行うものとし、座屈の検討は、限界座屈荷重を基準耐荷力曲線（式）によって求めることとしている。この時の座屈に対する安全率は常用圧力（減圧弁またはリリーフ弁設定圧）に対して3、最大油圧（油圧ポンプの定格吐出圧）に対して1.1と規定している。

また、ピストンロッドの細長比は120以下が望ましいとしている。

2）日本工業規格

JIS B 8354「油圧シリンダ解説」にロッド径の選定の手順が記述されており、ピストンロッドに作用する荷重とロッドの支持方法から解説表のロッド径および最大部材長さを選定できる。

3．検討方法

1）文献調査

・一次案で採用した耐荷力曲線（式）がピストンロッドの座屈検討に適応するかを検討する。

・従来から使用されてきた材料力学の座屈基本式および実験式について適応を検討する。

2）試設計

・固定式シリンダと揺動式シリンダの試設計を行い安全率を検討する。

4．検討

4－1　座屈計算式

1）基準耐荷力曲線

耐荷力曲線を用いて許容圧縮応力度を求める方法は、昭和48年2月版の道示から採用された考え方で、それまでの道示では弾性域（オイラー座屈応力度の適用される範囲で、ＳＳ400鋼の場合には細長比 ℓ / r が約110より大きい領域）と非弾性域（ＳＳ400鋼の場合には $\ell / r < 110$ の領域）とにおいて、異なった安全率を用いてオイラーの式およびジョンソンの式から許容応力度を規定していた。

昭和48年2月版の道示によれば、中心圧縮荷重を受ける鋼柱がオイラー座屈荷重あるいは柱の降伏荷重より低い荷重のもとで崩壊する原因として、従来、避けられない初期曲がり、荷重の偏心などが考えられ、細長比の大きい範囲ではこれらの影響が大きいとして弾性域で大きな安全率を用いてきたと記述してある。また、細長比の小さい圧縮部材に対しては種々の実験からも溶接に伴う残留応力が柱の極限耐荷力に及ぼす影響を考慮することがとくに重要であるとしている。

従って、道示では圧縮部材の不完全性として、初期曲がり、荷重の偏心、残留応力、部材断面内における降伏点のばらつきなどを考慮にいれた耐荷力として、G.Schulzの提案した4本の曲線の内、曲線Ⅲ（残留応力が降伏点の40％、偏心量 $\ell/1000$ を仮定したＩ形鋼の弱軸に関する $\sigma - \lambda$ 曲線。弱軸に関する各種のＩ形鋼、Ｔ形鋼にも適用）を基準耐荷力として、4本の曲線のほぼ下限値に相当する式を採用し、安全率を1.7にとり、許容圧縮応力度を定めたものである。

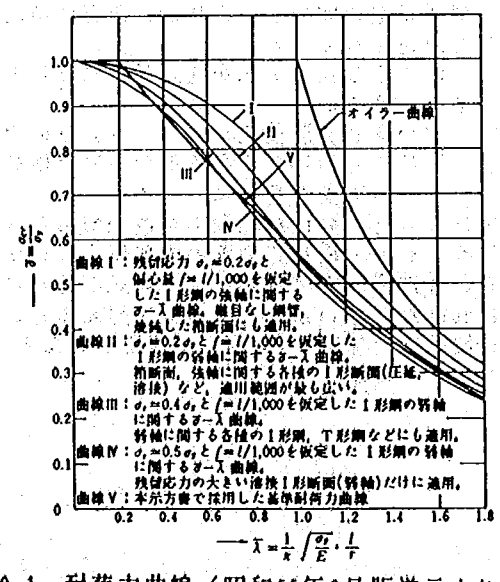


図30.1　耐荷力曲線（昭和55年2月版道示より抜粋）

これらの背景から、耐荷力曲線（式）を荷重の偏心および残留応力の影響の少ないピストンロッドに適用することは不適切と考えられる。

2）弾性領域の座屈

長さℓ、曲げ剛性EIの両端単純支持柱の弾性座屈荷重は、チモシェンコ・ギヤー共著の「弾性安定の理論」によれば次式で与えられる。

$$P_E = \frac{\pi^2 E I}{\ell^2}$$

これはオイラーの座屈荷重として知られており、今日でも柱の座屈荷重を与える基本式として用いられている。上式を柱の断面積Aで除し、柱断面上の平均応力度を求めると次の式が得られる。

$$\sigma_E = \frac{P_E}{A} = \frac{\pi^2 E}{(\ell/r)^2}$$

ここに、$r = \sqrt{I/A}$：断面2次半径、ℓ/rは細長比と呼ばれ、柱の幾何寸法を表す基本パラメータ（無次元量）である。限界座屈応力度を表す設計式は一般に断面の平均応力で表される。

座屈応力度の式を図示すると図－2のEuler曲線となる。降伏点σ_Yを有する理想弾塑性材としての鋼材では座屈応力σ_Eはσ_Y以上にはなりえず、結局理想的な柱の中心軸圧縮強度は図30－2の直線ＡＢおよび曲線ＢＣで与えられる。実際、鋼材から削り出された試験柱のように初期たわみも残留応力もない柱を注意深く中心軸圧縮すると、座屈実験値は図30.2の線ＡＢＣにほぼ一致することが確かめられている。

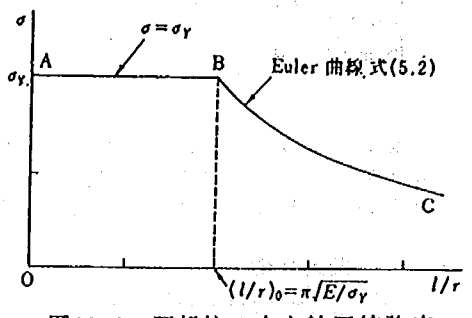


図30.2　理想柱の中心軸圧縮強度

座屈設計ガイドラインによれば、ピストンロッドに多く使用されるステンレス鋼棒のように材料の応力度（σ）－ひずみ（ε）の関係が理想弾塑性でなく、図30.3(a)に示すように、ある比例限度以上で応力－ひずみ曲線の傾きが徐々に減ずるものであれば、初期たわみのない真直柱であっても比例限度以上の荷重でオイラーの式をそのまま用いることはできないと述べられており、前記「弾性安定の理論」では、この領域は、非弾性座屈として扱われ、接線弾性係数E_t並びに接線弾性係数と弾性係数から導かれる相当弾性係数E_rを用いてオイラーの基本式の形を与えている。

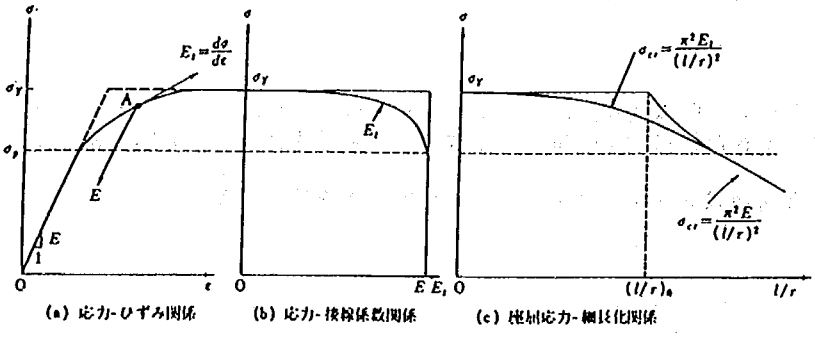


図30.3　接線弾性係数を用いた座屈曲線

3）非弾性領域の座屈

「弾性安定の理論」によれば、非弾性領域の使用応力を定めるとき、次の３種類の異なった取扱方法があると記述されている。

① 理想的な柱の公式を柱設計の基礎にとり、いろいろな不完全性の影響を打ち消すために適当な安全率をかける。

② 安全率を実験公式に適用する。その定数は、この公式と試験結果とを一致させるように調節する。

③ 柱はごく初期からある量の不完全性を持つと仮定する。そして材料が降伏し始めるときの荷重の何分の一かを安全荷重に定める

①は柱の材料の圧縮試験図が既知であるならば十分な精度をもって圧縮応力度の臨界値を計算することができ、弾性範囲内ではオイラーの式が計算に用いられなければならないが、比例限度を超えると、Ｅのかわりに接線弾性係数E_tを用いる修正されたオイラーの式を適用する方法である。

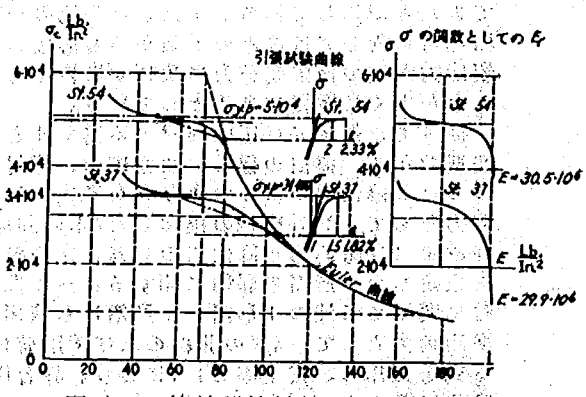


図30.4　接線弾性係数による座屈曲線

②は臨界応力図の代わりに、実験公式を用いるもので、ランキンの式、テトマイヤーの式およびジョンソンの式が使用される。

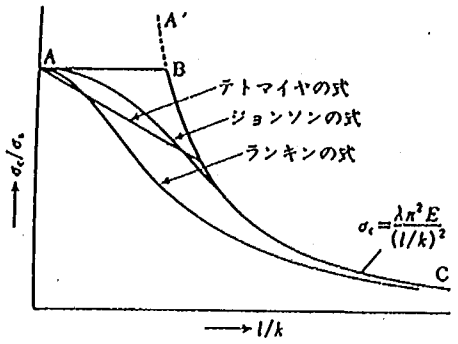


図30.5　座屈強度の実験式

③は基本耐荷力曲線の考え方と同様である。

これらの内、ピストンロッドの座屈強度を検討する場合、前記①、②の方法があるが、①は材料の種類毎に圧縮試験図から接線弾性係数を求め、細長比との関係図を作成する必要があるため、やや煩雑である。

これに比べ、②は多くの実験により検証されており、使用材料の力学的定数を使用して計算ができるため取扱いが容易である。

また、②の方法のなかでは、ランキンの式やテトマイヤーの式は材料の種類を鋳鉄、錬鉄、軟鋼、硬鋼および木材に区分し材料定数を与えているが、実際に使用する材料がどの材料区分に相当するか、不明確になる恐れもあるため、材料の降伏点または耐力と弾性係数を使用して計算ができ、実験結果とかなり一致するジョンソンの式を使用することがよいと考えられる。

4）ピストンロッドの座屈応力度計算式

以上により、ピストンロッドの座屈応力度計算は、部材の細長比によって弾性領域はオイラーの式を、非弾性領域はジョンソンの式を使用して計算することがよいと考えられる。

弾性領域と非弾性領域との境界および非弾性領域の限界座屈応力度の式はジョンソンの式の考え方が細長比が0の時の限界座屈応力度は材料の降伏点σ_Yとし、オイラーの曲線に接するような二次曲線を与えたものであることから、次のように計算できる。

・ジョンソンの式　$\sigma_{cr} = \sigma_Y - a\cdot(\ell/r)^2$ ……①

・オイラーの式　$\sigma_{cr} = \pi^2 E/(\ell/r)^2$ ……②

ここに、σ_{cr}：限界座屈応力度
σ_Y：降伏点
a：定数
E：弾性係数
ℓ/r：細長比

両式が接することは②－①式が重根を持つ条件から、$a = \sigma_Y^2/(4\cdot\pi^2\cdot E)$、従って、両式の境界を与える細長比は、$\ell/r = \sqrt{2\cdot\pi^2\cdot E/\sigma_Y}$ となる。

また、この時のσ_{cr}は $\sigma_{cr} = \sigma_Y/2$ となり、比例限度を降伏点の1/2に考えたものと同様になる。

ジョンソンの式を整理すれば、$\sigma_{cr} = \sigma_Y\cdot[1-\{0.25\cdot\sigma_Y/(\pi^2\cdot E)\}\cdot(\ell/r)^2]$ となる。

機械工学便覧（日本機械学会）では、比例限度を降伏点の60%としてジョンソンの式とオイラーの式の境界を与えている。この場合の限界座屈応力度は、$\sigma_{cr} = \sigma_Y\cdot[1-0.4\cdot\{0.6\cdot\sigma_Y/(\pi^2\cdot E)\}\cdot(\ell/r)^2]$ となり、境界を与える細長比は、$\ell/r = \sqrt{\pi^2\cdot E/(0.6\cdot\sigma_Y)}$ となる。

これら2つの式の差異は小さく、どちらの式を使用しても大差ないため、機械工学便覧（日本機械学会）によるものと考えた。

ピストンロッドの座屈応力度計算をまとめれば、つぎのとおりである。

$$\sigma_c = \frac{W_2}{\frac{\pi}{4}\cdot d^2} \leqq \sigma_{ca}$$

ここに、σ_c：ピストンロッドの圧縮応力度（kgf/cm²）
W_2：閉側のリリーフ弁または減圧弁の設定圧力時における油圧シリンダ押力（kgf）
d：ピストンロッド径（cm）
σ_{ca}：安全率を考慮した使用材料の許容座屈応力度（kgf/cm²）

$$\sigma_{ca} = \frac{\sigma_{cr}}{S}$$

ここに、σ_{cr}：限界座屈応力度（kgf/cm²）
S：安全率

ピストンロッドの限界座屈応力度は、相当細長比λによってオイラーの式またはジョンソンの式を使用して計算する。

・オイラーの式

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2\cdot E}{\lambda^2}$$

ここに、E：縦弾性係数（kgf/cm²）

λ：相当細長比

$$\lambda = \ell / r = \frac{\ell}{\sqrt{I/A}} = \frac{4 \cdot \ell}{d}$$

ℓ：有効座屈長［$= \beta \cdot L$］（cm）
β：材端条件
L：支間長さ（cm）
r：ピストンロッドの断面二次半径（cm）
I：ピストンロッドの断面二次モーメント（cm^4）
A：ピストンロッドの断面積（cm^2）
d：ピストンロッド径（cm）

・ジョンソンの式

$$\sigma_{cr} = \sigma_Y \cdot \left[1 - 0.4 \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda_0}\right)^2\right]$$

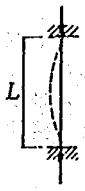
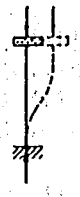
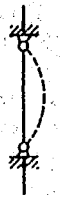
ここに、σ_Y：材料の降伏点または耐力（kgf/cm^2）
λ_0：境界細長比

$$\lambda_0 = \pi \sqrt{\frac{E}{0.6 \cdot \sigma_Y}}$$

材端条件および支間長さのとり方を表30.3および図30.6に示す。なお、ボンネット形ゲートに多く見られるような、ピストンロッドを中間で支持している場合は、支持点の材端条件は回転端と考える。

表30.3　ピストンロッドの有効座屈長

L：部材長

	1	2	3	4	5	6
座屈形が点線のような場合						
βの理論値	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
βの推奨値	0.65	0.8	1.2	1.0	2.1	2.0

材端条件	回転に対して	水平変位に対して
	固定	固定
	自由	固定
	固定	自由
	自由	自由

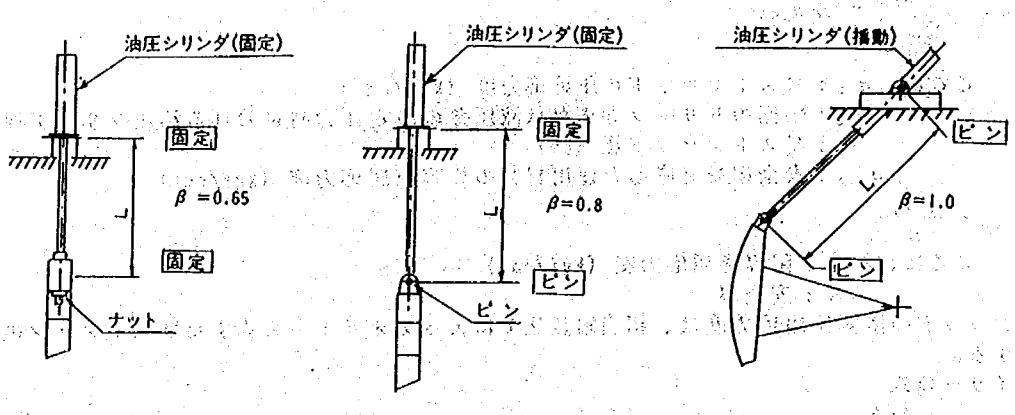


図30.6　ピストンロッドの材端条件

図30.7に各式から計算された限界座屈応力度のグラフを示す。

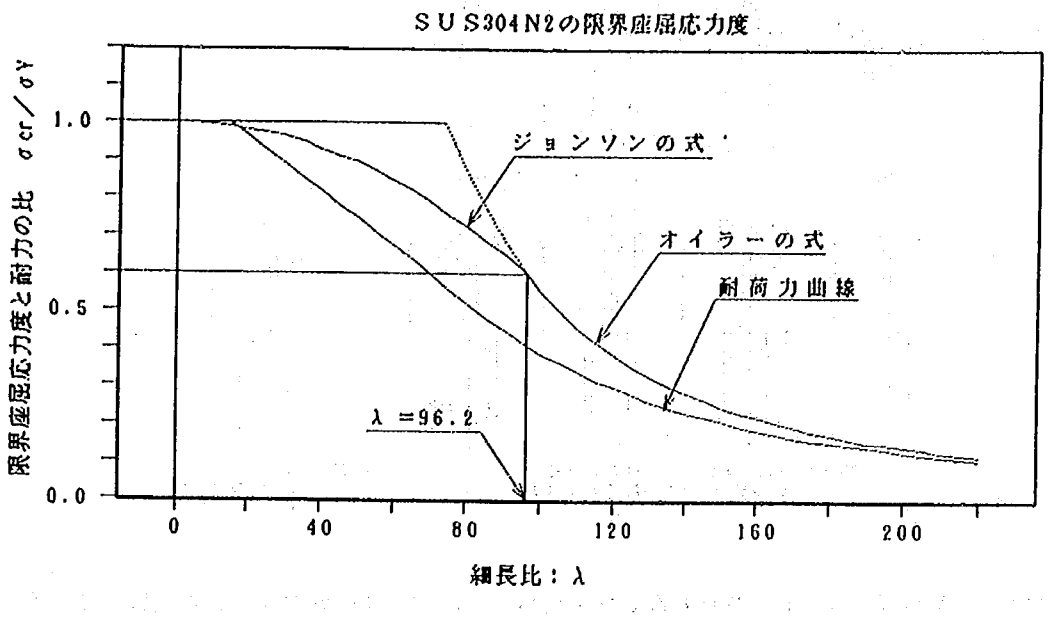


図30.7　限界座屈応力度曲線

4－2　安全率

1）JISによる安全率の考え方

JIS B 8354「油圧シリンダ解説」によれば、ピストンロッドはオイラーの式を使用して限界座屈荷重を求め、安全率を4としている内容の解説表が記述されている。

以下その一部を抜粋する。

6.2.7　ロッド

ロッドの太さは、座屈強度及びピストン速度によって選定されるのが普通である。座屈強度はシリンダストローク、支持方法及び荷重によって定まる。目安としてロッド径の選択の方法を示す。解説表で求められるロッド径は、振動、偏心、慣性力も考慮に入れた余裕をもったもので、使用条件が明確であり、偏心及びロッドの曲がりなど十分な確認がとれている場合には、同じ荷重でもさらに細いロッド径の使用が可能になる。ロッド径の選択は、標準ロッド径の中から選択するのがよい。

ロッド径の選定の手順を下記する。

(1)　ピストンロッドに作用する最大の力を定める（動荷重も含む。）。

(2)　支持方法及び負荷のガイドの方法が解説図1～4のいずれかであるかを確認する。

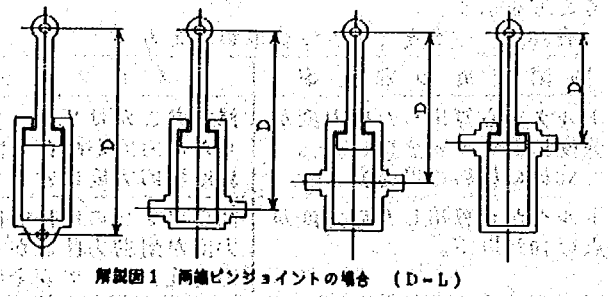
(3)　ピストンロッドが伸び切ったときのD寸法を求める。

(4)　(2)、(3)が求められたら解説図の中に示されている計算式によってL'を求める。

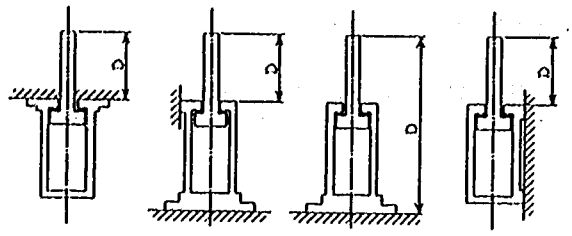
(5)　一方、解説表から最大の力とL'より大きめのLを求めてロッド径を決定する。

解説表　ロッド径と負荷に対する"L"の値　　単位：mm

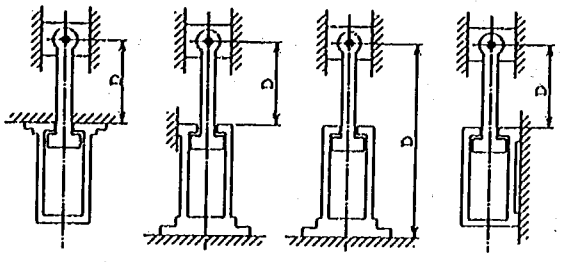
ロッド径 / 荷重(kg)	70	80	90	100	110	125	140	160	180
40,000	1,270	1,670	2,040	2,520	3,160	3,940	4,940	6,460	8,170
45,000	1,200	1,520	1,930	2,380	2,980	3,720	4,660	6,090	7,700
50,000	1,140	1,440	1,830	2,260	2,830	3,520	4,420	5,770	7,310
60,000	1,040	1,320	1,670	2,060	2,580	3,220	4,040	5,270	6,670
70,000	960	1,220	1,540	1,910	2,390	2,980	3,740	4,880	6,180
80,000	900	1,140	1,440	1,780	2,240	2,790	3,500	4,570	5,780
90,000	850	1,080	1,360	1,680	2,110	2,630	3,300	4,300	5,450
100,000	800	1,020	1,290	1,600	2,000	2,490	3,130	4,080	5,170



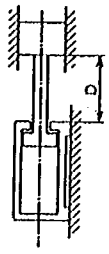
解説図1　両端ピンジョイントの場合　(D-L)



解説図2　シリンダ固定ロッドエンド自由の場合　(D=L/2)



解説図3　シリンダ固定ロッドエンドとガイド付(ピンジョイント)の場合(D=1.4L)



解説図4　シリンダ固定ロッドエンドがガイド付の場合(D=2L)

前記解説図によれば、D＝L、D＝L/2、D＝1.4L、D＝2Lはそれぞれ、有効座屈長を与える係数βの理論値が適用されている。

すなわち、L＝の式に直せばDの係数がβである。

解説図1　D＝L……L＝D　　ピン－ピン
解説図2　D＝L／2……L＝2D　　固定－自由
解説図3　D＝1.4L……L＝0.7D　　固定－ピン
解説図4　D＝2L……L＝0.5D　　固定－固定

前記解説表に示される「ロッド径と負荷に対する”L”の値」はオイラーの式により算出し、座屈に対する安全率を4としていると推定できる。

ここで、解説表のロッド径180㎜に対する荷重100,000kgfについて試算を行い、安全率の値を検証するものとする。

オイラーの式

$$P_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2}$$

ここにP_k：オイラーの限界座屈荷重 kgf
E：ロッドのヤング率 kgf/cm²
I：ロッドの断面二次モーメント cm⁴
L：座屈長 cm

$I = \pi \cdot d^4 / 64$ならびに座屈長Lを上式に代入し、安全率Sについて整理すれば、

$$S = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot d^4}{64 \cdot P_s \cdot L^2}$$

ここに d：ロッド径 cm
P_s：JIS解説表による荷重 kgf

ここで、荷重100,000kgf、座屈長517.0cmについて計算をすれば、

$$S = \frac{\pi^3 \times 2.1 \times 10^6 \times 18^4}{64 \times 100,000 \times 517.0^2}$$

$$= 3.996$$

解説表に示される他の組合せも同様に安全率4として算出してある。

2）定格圧力と安全率

一次案ではピストンロッドの安全率は常用圧力と最大油圧について検討することとしており、これは機械式開閉装置の電動機定格トルクおよび最大トルク発生時の安全率の考え方を参考に定めたものと考えられる。

次に一次案による安全率の考え方を示す。

表30.4　一次案による安全率の考え方

	機械式開閉装置の安全率	ピストンロッドの安全率
常時	電動機定格トルクから算出した応力度が材料の引張強度に対して安全率6以上。(SS, SM, S-C, SC等の材料の場合)	減圧弁またはリリーフ弁設定圧から算出した応力度が耐荷力曲線から得られた限界座屈応力度に対して安全率3以上。
最大時	電動機最大トルクから算出した応力度が材料の降伏点の90%以下。	油圧ポンプの定格吐出圧から算出した応力度が耐荷力曲線から得られた限界座屈応力度に対して安全率1.1以上。

機械式開閉装置の場合は、電動機が軸やギヤを直接駆動するため、負荷の状況に応じて電動機のトルクが変化する。従って、各部品は電動機定格トルクおよび最大トルクが作用した場合について設計を行う必要がある。

油圧式開閉装置の場合、電動機の動力は油圧ポンプで油圧力と吐出量に変換されるため直接油圧シリンダに電動機の動力が作用することはない。また、油圧力は圧力制御弁（リリーフ弁）で設定されるものであることから電動機は一定負荷（リリーフ弁設定圧力×吐出量の関数）で運転されることになる。すなわち、ゲート側の負荷が変動しても電動機の負荷は変動せず、ゲートが異物を噛み込んで停止してしまった場合でも、電動機のトルクは変化しない。（ポンプの全吐出量がリリーフ弁からタンクに戻ることになる）

従って、油圧装置の定格圧力はリリーフ弁が支配することになるため、ピストンロッドの座屈に対する安全率は油圧回路の閉側に設けたリリーフ弁または減圧弁の設定値に対して規定すれば良いと考えられる。

なお、閉側にリリーフ弁または減圧弁を有しない油圧回路の場合は油圧ポンプの吐出圧を制御するリリーフ弁の設定値に対して検討することになる。

閉側にリリーフ弁を設けた場合、その設定値は定格圧力よりも低く設定されるため、リリーフ弁が故障した際のバックアップという点から、定格圧力に対してもピストンロッドの安全率を規定する考え方もあるが、リリーフ弁はその構造から昇圧側に故障することはなく、実態調査においても昇圧側に故障した事例も無いことと、閉側に設けるリリーフ弁と油圧ポンプ吐出圧を制御するリリーフ弁は同仕様のものであるため、信頼性に差があるものではない。従って、ピストンロッドの座屈に対する安全率は閉側に設けたリリーフ弁または減圧弁設定値に対して一つの値を規定することがよいと考えられる。

3）まとめ

ピストンロッドの安全率を JIS に準拠し、閉側リリーフ弁または減圧弁の設定圧力時のピストンロッド圧縮応力度が、オイラーの式またはジョンソンの式で計算される限界座屈応力度に対して安全率4以上有するものと考えた場合の許容座屈応力度曲線を図30.8に示す。

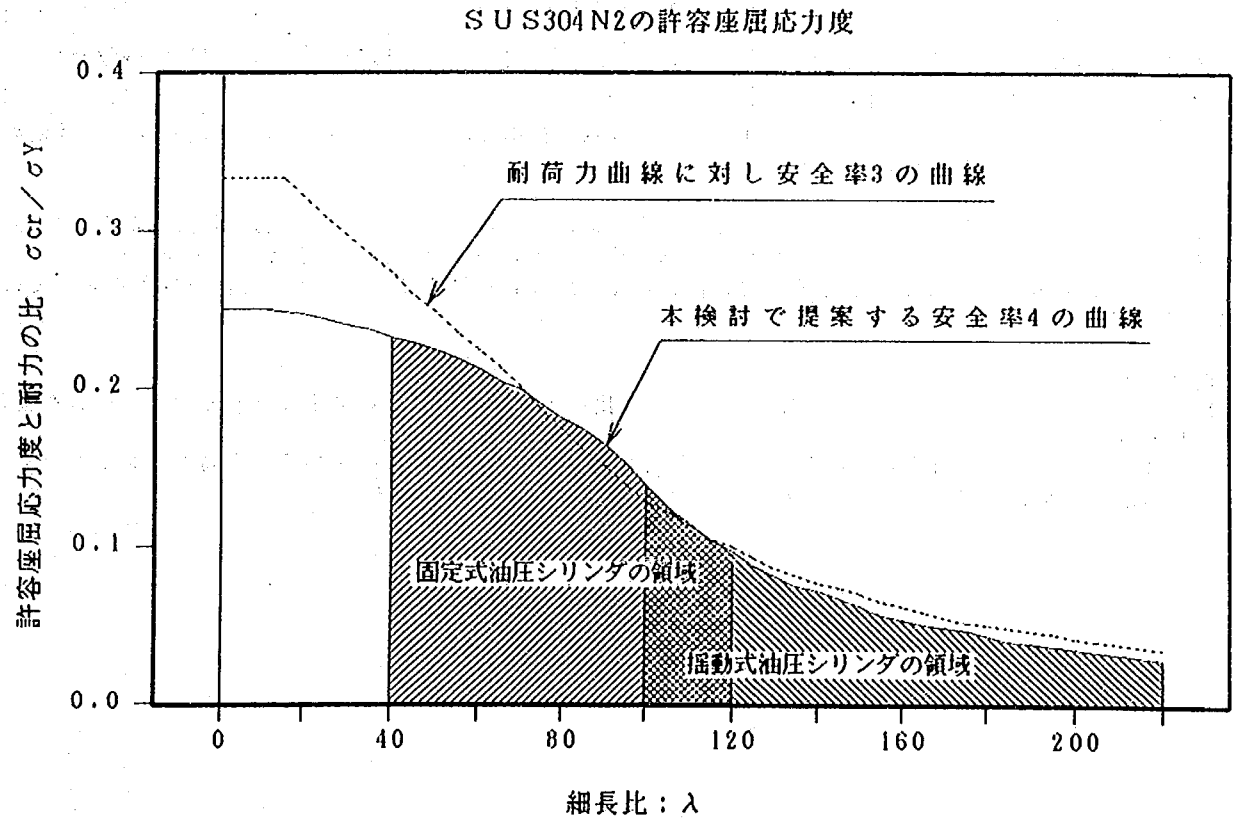


図30.8　許容座屈応力度曲線

これによれば、本検討で提案する限界座屈応力度に対し安全率4を与える曲線は細長比が大きい（λ>100）場合、耐荷力曲線に対し安全率3を与える曲線とほぼ同様の許容圧縮応力度を与える。また、細長比が小さい（λ<60）場合は耐荷力曲線に対し安全率3を与える曲線から離れる傾向にあり、λ＝0では耐力の1/4となる。

細長比が非常に小さい場合について考えると、部材は単純圧縮であり、開閉装置の安全率が材料の引張強度に対して5と規定しているものに比べ、安全側すぎる感もあるが、本検討で対象としているダム用油圧シリンダのピストンロッドは、前記実態調査の結果によれば細長比が小さい固定式油圧シリンダの場合で、λ＝50程度となっている。

ここに、揺動式シリンダと固定式シリンダについて従来の設計と本検討書による設計の比較設計を行えば次のとおりである。

表30.5　油圧シリンダ比較設計表

	固定式油圧シリンダの例		揺動式油圧シリンダの例	
	一次案による設計	本検討書による設計	一次案による設計	本検討書による設計
最大開荷重	250 tf		30 tf	
最大閉荷重	225 tf		自重降下（但し全閉時 10 tf）	
有効座屈長	$\ell = \beta \cdot L = 0.65 \times 400 = 260$ cm		$\ell = \beta \cdot L = 1.0 \times 600 = 600$ cm	
定格圧力	140 kgf/cm^2 油圧シリンダ作動圧力 108 kgf/cm^2		70 kgf/cm^2 油圧シリンダ作動圧力 38 kgf/cm^2	
閉側リリーフ弁設定圧力	90 kgf/cm^2		閉側にはリリーフ弁を設けていないため定格圧力70kgf/cm^{2}が作用圧力となる	
ﾋﾟｽﾄﾝﾛｯﾄﾞ材質	SUS304N2 $\sigma_Y = 3500$ kgf/cm^2 $E = 1.97 \times 10^6$ kgf/cm^2		SUS304N2 $\sigma_Y = 3500$ kgf/cm^2 $E = 1.97 \times 10^6$ kgf/cm^2	
ｼﾘﾝﾀﾞﾁｭｰﾌﾞ内径*	580 mm	580 mm	380 mm	370 mm
ﾋﾟｽﾄﾝﾛｯﾄﾞ径*	195 mm	200 mm	200 mm	185 mm
細長比	53.3	52.0	120	129.7
開時油圧シリンダ内圧力	106.7 kgf/cm^2	107.4 kgf/cm^2	36.6 kgf/cm^2	37.2 kgf/cm^2
ピストンロッド圧縮応力度	796 kgf/cm^2	757 kgf/cm^2	253 kgf/cm^2	280 kgf/cm^2
限界座屈応力度	2517 kgf/cm^2	3091 kgf/cm^2	1040 kgf/cm^2	1156 kgf/cm^2
安全率	3.16	4.08	4.11	4.13

＊　シリンダチューブ内径およびピストンロッド径は、最小寸法を比較するため、油圧パッキン寸法の制約によらず、5mm単位で選定するものとした。

比較設計の結果、本検討で提案した限界座屈応力度に対する安全率を4とした場合、細長比が大きい範囲ではわずかに小さいピストンロッド径を与え、細長比が小さい範囲では従来の設計と大差がない。

従って、本検討で提案する座屈強度計算は従来に比べ危険側となることや過大な寸法を与えるものではないと考える。

5．検討結果

1）ピストンロッドの限界座屈応力度は、部材の細長比によってオイラーの式またはジョンソンの式を使用して計算を行うものとする。

2）ピストンロッドの座屈に対する安全率は、閉側リリーフ弁または減圧弁の設定圧力時のピストンロッド圧縮応力度が、限界座屈応力度に対して安全率4以上を有するものとする。

あ　と　が　き

ダム用ゲート開閉装置（油圧式）設計要領（案）を運用する上での補足および要領に盛込まれた事項の考え方等について調査・検討し、取りまとめたものである。

今後は、設計要領（案）と同様にダム用ゲート開閉装置（油圧式）の設計、施工に寄与し、合理的な機械設備の設計、維持管理手法の参考となれば幸いである。

尚、本資料を作成するにあたりご協力ご指導いただいた建設経済局建設機械課、河川局開発課、各地方建設局、水資源開発公団、（社）ダム・堰施設技術協会、ダム用ゲート開閉装置信頼性検討委員会、幹事ならびに関係各位の御協力に心より感謝の意を表す次第である。

本要領（案）参考資料作成にあたって御協力いただいた方々

深堀哲男	東北地方建設局	道路部　機械課長補佐
布宮明道	同	機械課
山本晃生	水資源開発公団	第一工務部　機械課長補佐
松本久	同	比奈知ダム建設所　機械課係長
谷口勉	同	埼玉合口二期建設所　機械課係長
橋本源四郎	㈱田原製作所	技術部　部長代理
小野功	同	技術部　課長
小林徹也	石川島播磨重工㈱	鉄構事業部　設計部課長補佐
西田恒夫	川崎重工業㈱	水門鉄管設計部　第二課長代理
久野桂三	㈱栗本鉄工所	水門設計部　次長
岡田充弘	同	水門設計部　東京水門技術課長
山田英一朗	日立造船㈱	鉄構設計部　部長代理
原口俊蔵	三菱重工業㈱	鉄構技術部　水門担当課長

（順不同）

ダム用ゲート開閉装置(油圧式)設計要領(案)
参考資料

ＩＳＳＮ　0386－5878
土研資料　第3118号
平成４年９月(1992)

杉山　篤，高津　知司，茂木　正晴，
濡見　篤，佐藤　邦人

要　旨

設備設計における高信頼性，操作および点検・整備の簡素化，更新方法の統一，緊急時の対応等を目的とし，土木研究所資料「ダム用ゲート開閉装置(油圧式)設計要領(案)」として平成４年７月に作成を行った。

本資料は，設計要領(案)の補足および要領に盛込まれた事項の考え方等について調査・検討し，取りまとめたものである。

キーワード：ダム用ゲート，開閉装置，最適設計，ＬＣＣ，フェイルセーフ，フールプルーフ，フォールトトレーラント，ＦＴＡ，二重化，開閉速度，油圧回路，油圧シリンダ，油圧力，損失圧力，機側操作盤，座屈長，座屈強度計算，標準回路，故障対策，予備動力，予備品，電源，めっき

○

郵便はがき

41円切手をはって下さい。

〒305-□□

茨城県つくば市大字旭一番地
建設省土木研究所
機械施工部機械研究室　御中

No. 34

No. 34

配布先氏名

配布先住所

土木研究所資料第　　号　　部

上記のとおり受領しました。

所　属（住所）

氏　名　　印

土木研究所資料第　　号