

永久保存



I S S N 0386-5878

土木研究所資料第3581号



土木研究所資料

ダム用ゲート開閉装置（機械式）設計要領（案）

平成10年3月

建設省土木研究所
材料施工部機械研究室

ダム用ゲート開閉装置（機械式）設計要領（案）

機械研究室 室 長 吉 田 正

研 究 員 米 村 克 巳*

研 究 員 茂 木 正 晴**

小 林 誠

田 中 和 嗣

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、少ない人員でよりの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化、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（機械式）設計要領（案）をまとめた。

なお、本設計要領（案）は、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、信頼性、F T A、L C C、フェイルセーフ、保守管理、フルプルーフ、フォールトトラント

* 現 近畿地方建設局 九頭竜川ダム統合管理事務所 機械係長

**現 関東地方建設局 宇都宮国道工事事務所 整備係長

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。そして、ダムに設置される放流設備は、流水管理を的確に行えることが要求されている。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信頼性の高い設備であることが重要である。また、ダム管理の現状においては、少ない人員でよりの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、操作や点検を確実にかつ簡便に実施できる設備であることが望まれている。

そのために、ゲートの開閉装置は、簡素化、高信頼性を考慮した設計思想の標準化が必要である。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、作業が確実にかつ簡便に行える設備とはどういうものか、明確にされていない。さらに、作業方法、緊急時の対応等の思想が統一されていたとはいえず、それぞれの設備ごとにその都度設計されている。このような背景から、設備の信頼性や操作方法の標準化はされてはおらず、ユーザ中心の仕様になっているとはいえない場合が見受けられる。

建設省土木研究所では、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（機械式）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。

目 次

ダム用ゲート開閉装置(機械式)設計要領(案)

第1章 総 則

第1節 一 般	1
1-1 目 的	1
1-2 適用範囲	2
1-3 用語の定義	3
第2節 基本方針	5
2-1 システム	5
2-2 設計計画	6
2-3 新技術の採用	8

第2章 ワイヤロープウインチ式開閉装置

第1節 設計総論	11
1-1 設計の基本	11
1-2 設計要目	12
1-2-1 開閉荷重	12
1-2-2 開閉速度	16
1-2-3 揚 程	16
1-3 設計要素	18
1-3-1 使用材料	18
1-3-2 安全率	19
1-3-3 開閉装置架台の許容応力度	21
1-3-4 許容面圧	24
1-3-5 たわみ度	25
1-3-6 機械効率・摩擦係数	26
第2節 設計共通項	32
2-1 設計手順	32

2-2	ゲート設備の目的と要求機能	36
2-3	開閉装置の機器構成	38
2-4	開閉装置形式	44
2-4-1	開閉装置形式	44
2-4-2	配置計画	49
2-5	開閉装置の設計	53
2-5-1	吊り間隔	53
2-5-2	ロープ吊り本数	55
2-5-3	ワイヤロープ	57
2-5-4	ドラム・シーブ径	68
2-5-5	減速機形式の選定	75
2-5-6	減速比	76
2-5-7	総合効率	76
2-5-8	所要動力	78
2-5-9	トルク計算	79
第3節	設計各論	81
3-1	動力設備	81
3-1-1	電動機	81
3-1-2	予備電動機	85
3-2	制動機構	86
3-2-1	一般	86
3-2-2	制動機構の種類	87
3-2-3	制動機構の選定	90
3-3	減速機および切換装置	91
3-3-1	一般	91
3-3-2	減速機の構造	95
3-3-3	切換装置	100
3-4	歯車	101
3-4-1	歯車要素設計	101
3-4-2	歯車の強度	103
3-4-3	歯車の精度	113
3-5	軸類および軸継手	114
3-5-1	一般	114
3-5-2	軸	119
3-5-3	軸締結部	123
3-5-4	軸継手	126

3-6 軸 受	132
3-6-1 一 般	132
3-6-2 軸受の種類と適用	132
3-6-3 軸受の設計	134
3-7 ド ラ ム	136
3-7-1 一 般	136
3-7-2 ドラムシェル	139
3-7-3 ドラム各部の設計	142
3-8 シ ー プ	147
3-8-1 一 般	147
3-8-2 シープの設計	149
3-9 機側操作盤	152
3-9-1 基 本 事 項	152
3-9-2 設置環境条件	153
3-9-3 供 給 電 源	153
3-9-4 機側操作盤の機能	155
3-9-4-1 操 作 方 法	155
3-9-4-2 保護機能の適用	156
3-9-4-3 インタロック機能	157
3-9-4-4 表示および警報	159
3-9-4-5 遠方操作の対応	160
3-9-5 機側操作盤の構成	161
3-9-5-1 形式および構造	161
3-9-5-2 盤 内 構 成	162
3-9-5-3 主 要 部 品	162
3-9-6 標 準 回 路	164
3-10 開 度 計	180
3-10-1 基 本 事 項	180
3-10-2 機械式開度計の形式選定	181
3-10-3 電気式開度計の形式選定	183
3-10-4 設置環境条件	188
3-11 休 止 装 置	188
3-11-1 休止装置の目的および形式	188
3-11-2 休止装置の設計	192
3-12 保護装置・安全装置	193
3-12-1 種類と設置目的	193
3-12-2 保護装置各機器	195

3-12-2-1	上下制限開閉装置	195
3-12-2-2	電動機過負荷防止装置	196
3-12-2-3	非常用上制限開閉装置	197
3-12-2-4	ワイヤロープ過負荷検出装置	198
3-12-2-5	ワイヤロープゆるみ検出装置	198
3-12-2-6	ワイヤロープ端末調整装置	199
3-12-2-7	ワイヤロープ外れ防止装置	200
3-12-3	安全装置	200
3-12-3-1	カバー類	200
3-12-2-2	危険表示	202
3-13	開閉装置フレーム	206
3-13-1	一般	206
3-13-2	開閉装置フレームの設計	211
3-14	付属設備	215
3-14-1	点検設備	215
3-14-2	防鳥対策	220
3-14-3	開閉装置室	222
3-15	潤滑	227
3-15-1	一般	227
3-15-2	潤滑剤の種類と選定	228
3-15-3	給油方法	230
3-15-4	給油配管	237
3-16	配線・配管	241
3-16-1	配線材料	241
3-16-2	配管・配線ビット	242
3-17	工具・予備品	243
3-17-1	工具	243
3-17-2	予備品	244
3-17-3	完成図書	245
3-17-4	操作銘板	246

第3章 スピンドル式開閉装置

第1節	設計総論	249
1-1	設計の基本	249
1-2	設計要目	251
1-2-1	開閉荷重	251

1-2-2 開閉速度	253
1-2-3 揚程	254
1-3 設計要素	255
1-3-1 使用材料	255
1-3-2 安全率	256
1-3-3 機械効率・摩擦係数	256
第2節 設計共通項	259
2-1 設計手順	259
2-2 ゲートまたはバルブの目的と開閉装置の要求機能	262
2-3 開閉装置の構成	264
2-4 開閉装置形式	266
2-5 開閉装置の計算	267
2-5-1 スピンドルの設計	267
2-5-2 開閉機	274
2-5-3 電動機容量	275
第3節 設計各論	277
3-1 動力設備	277
3-2 機側操作盤	278
3-2-1 基本事項	278
3-2-2 機側操作盤の機能	279
3-2-2-1 操作方法	279
3-2-2-2 保護機能の適用	280
3-2-2-3 インタロック機能	281
3-2-2-4 表示および警報	282
3-2-2-5 遠方操作の対応	283
3-3 開度計	283
3-4 保護装置	285
3-5 付属設備	286
3-6 開閉装置の潤滑方法	288

第1章 総 則

第1節 一 般

1-1 目 的

ダム用ゲート開閉装置（機械式）設計要領（以下「本要領」という）は、ダム用ゲート開閉装置（機械式）（以下「開閉装置」という）およびこれに関連する付属設備等の合理的な設計を行うための設計手法を示すことを目的とする。

【解 説】

1. 本要領は、社会的ニーズの変化やダム現場における状況に対応し、安全・確実に作動する設備の合理的な設計が行えるように取りまとめたものである。

図-1-1.1に本要領の構成を示す。

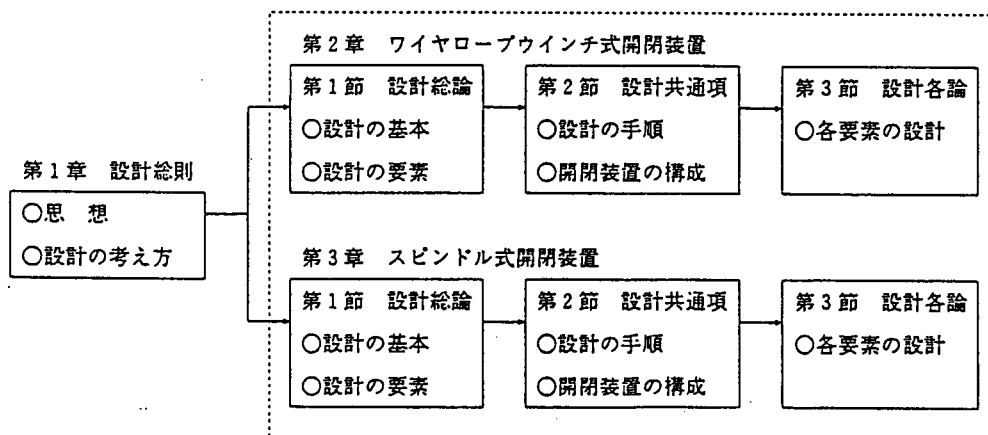


図-1-1.1 設計要領の構成

2. 信頼性の確保、操作および点検・整備の標準化、コンパクト化、開閉動作に支障が生じた際の対応等を考慮した設計標準化を行い、設計者による設計の差異を少なくし、操作、点検・整備、更新を合理的に行うことを目的に本要領を作成した。
3. 本要領において、信頼性の高い設備の設計標準化・コンパクト化、操作や点検・整備等への配慮によって、次に示すような効果が得られる。
 - ① 標準化による設計、施工、操作、保守管理の統一
 - ② 信頼性の向上
 - ③ メンテナンスフリー化（維持管理の合理化、省人化）
 - ④ 安全性の向上

⑤ 環境を考慮（環境に優しい機械設備）

4. 設計するうえでは、使用目的（用途）、規模、設置環境を計画段階で整理しなければならない。また、開閉装置は保守管理を合理的に行うため、予め点検・整備を想定した設計計画を行わなければならない。

1-2 適用範囲

1. 本要領は、ダム・堰施設技術基準（案）の適用を受けるダム用放流設備の開閉装置でワイヤロープウインチ式、スピンドル式およびこれに関連する付属設備の設計に適用する。
2. 本要領によることが適当でない場合においては、本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、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る。新技術への対応は、信頼性が向上するものを積極的に導入するものとする。
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。
2. 本要領の適用を受ける開閉装置の計画、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）

ダム・堰施設技術基準（案）（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（通産省）

電気工事士法（通産省）

電気用品取締法（通産省）

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

国際標準化機構（ISO）

国際電気標準会議（IEC）

日本工業規格（JIS）

日本電機工業会規格（JEM）

電気学会電気規格調査会標準規格（JEC）

電子機械工業会標準規格（EIJ A）

日本電気協会内線規定	(J E A C)
日本歯車工業会	(J G M A)

1-3 用語の定義

本要領において、次の各号に掲げる用語の定義は、当該各号の定めるところによる。

1. 「信頼性」とは、システムや機器、装置、構成品、部品などが与えられた条件で所定の期間中、要求された機能を果たすることができる性質をいう。
2. 「メンテナンスフリー化」とは、点検整備間隔の延長化、もしくは点検・整備が不要な設備の設計思想をいう。
3. 「標準化」とは、ゲートの目的別に設計手法を統一し、設計、施工、操作、点検・整備等について統一化を図ることをいう。
4. 「ライフサイクルコスト」とは、設備の設計、製作、運転、維持管理、更新に至るまでの生涯経費をいう。
5. 「フェイルセーフ」とは、故障が発生した場合、故障の範囲が拡大しないようシステムが安全側に働くことをいう。
6. 「保守管理設備」とは、維持管理を行うために設置する付属設備および点検・整備のために設置する点検・整備設備などの総称をいう。

【解 説】

ここでは、開閉装置の設計思想の基本となる主な用語について定義したものである。

1. 信頼性 (Reliability) の定量的な尺度としては、動作可能時間と動作不可能時間に対する動作可能時間の割合 (アベイラビリティ) また、起動指令に対し起動できない状態が生じる不起動確率 (アンアベイラビリティ) 等がある。

例えば、一手法として、F T A (Fault Tree Analysis : 故障木解析) の手法によりシステムのトータルアンアベイラビリティを算出し、故障率を下げることによって、信頼性の高い設備ができる。

2. メンテナンスフリー化とは、本来点検・整備等の保守が必要ない設計思想をいうが、ゲート設備においては使用されている環境条件、構造等を勘案した場合、点検・整備等の保守が必要となることがある。そこで、本要領では、設計上において保守に関する作業を最小限もしくは点検・整備間隔を延長化する考え方もメンテナンスフリー化という。
3. 標準化とは、ダム用ゲート開閉装置を設計するうえで、開閉装置を構成する機器、部品等について統一化を図ることをいう。
4. ライフサイクルコスト (Life Cycle Cost) (以下「L C C」という) は、システムや装置 (設備) の開発から使用、廃棄に至るまでの全段階およびその期間にかかる費用をいう。
5. フェイルセーフ (fail safe) とは、一部品の故障が、装置全体の破壊あるいは誤動作へ進行しないように、システムが安全側に働くことをいう。本要領ではこれに加え、出水時等におい

て一 부품の故障もしくは不動作等偶発的なトラブルが発生してもゲートの開・閉等、所要の運転が最低限できること、すなわち流水管理が達成できることも含めてフェイルセーフと定義する。

6. 保守管理とは、点検・整備、巡視、操作前点検、機器への給油、管理運転等の総称をいう。

また、保守管理設備とは、ゲート設備の維持管理を安全に行うために設置する手摺り、階段、防護柵、梯子などの付属設備、開閉装置の点検・整備用に設置する点検用梯子、点検台、ホイスなどの点検・整備設備及び給油装置等をいう。

7. その他として、設備の信頼性を高める設計手法には、フルプーフやフォールトトレラントがある。

- (1) フールプーフ (fool proof) とは、ある設備を作動させる場合、人為的に誤操作した場合でも、設備は誤動作せず、故障もしないことをいう。

例えば、インターロック機構として上下制限開閉装置を設けたり、ある限界以上になった場合に警報や表示をするものである。

- (2) フォールトトレラント (fault tolerant) とは、ある範囲における制御上あるいは操作上に支障があっても、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である。

例えば、主動力設備の他に予備動力設備を設けることや、常時運転回路の他に非常時運転回路を設ける等、故障率の高い機器等へ二重化を図るなどのバックアップ体制を施すことをいう。

第2節 基本方針

2-1 システム

本要領における開閉装置の設計は、次の項目を基本とする。

1. 信頼性の確保
確実な稼働を念頭においた信頼性の高い開閉装置の設計
 2. 安全性の確保
操作員や保守管理者の安全確保を前提とした開閉装置の設計
 3. 開閉装置の機能保全
合理的な維持管理が可能な設備構成を念頭に置いた開閉装置の設計
 4. 周辺環境との調和
水質保全、景観との調和を考慮した設計
- 以上の項目を踏まえることにより、個々の設計者による設計の差異を最小限にとどめられる。

【解 説】

1. 信頼性の確保

開閉装置の目的は、必要に応じて確実にゲートを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要件の一つであり、そのため開閉装置には高い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、本要領で扱う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ないものもあることから、以下に示す事項に基づき設計を行い開閉装置の信頼性向上を図るものとする。

- (1) 開閉装置を構成する機器・部品は、稼働による劣化や経年的な劣化に耐えることのできるものを採用する。
- (2) 設備の目的や使用される機器・部品の重要度に応じ二重化を図る。

また、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。

これらの事項については、本要領の「3-1-2 予備電動機」「3-9 機側操作盤」「3-12 保護装置・安全装置」にて具体案を示している。

2. 安全性の確保

- (1) 開閉装置の設置場所は、操作、点検・整備を行ううえで安全な場所に設置されるところに限らない。そのため、適切な作業空間を確保し、階段や手摺等を設けるなどして、操作員や保守管理者が安全に作業ができる構造としなければならない。

- (2) 事故は主に点検・整備に対する経験不足や安全に対する認識不足等により発生するので、
操作員・保守管理者に対して安全に対する教育を行う必要がある。
- (3) 日常の点検・整備においては手順・要領書を作成し、特に高速で回転する部分や高トルク
がかかっている部分は危険表示を行うなどして、安全に配慮する必要がある。

3. 開閉装置の機能保全

開閉装置の機能確保には最適な設計、定期的な点検・整備、確実な操作のための操作員が必要となる。仮に開閉装置に不具合が発生した場合、その対策には、被害を最小限に抑えるための手だてを予め講じなければならない。

そのためには、定期的な点検・整備による維持管理や日頃から操作方法および手順を熟知し、緊急時でも対応できるように簡単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しておく必要がある。

また、機能保全を考慮した開閉装置の設計を実施するうえでは、以下の項目について具体的に整理しておく必要がある。

- ① 機器・部品の選定に際しては、性能と同時に耐久性及び互換性について確認
- ② 機器・部品別に長期使用可能なものと定期的に取り換えを要するものとを明確に整理
- ③ 点検・整備の作業スペースを確保した開閉装置の配置
- ④ 機器・部品の装着が容易・確実な構造
- ⑤ 故障等への迅速な対応方法の確立
- ⑥ 機能維持のための管理運転の実施方法

4. 周辺環境との調和

設置される開閉装置は、環境との調和がとれたものとする。例えば、開閉装置（軸受やロープ等）からの油漏れによる水質汚濁等、環境に対して悪影響を及ぼすような設計をしてはならない。

2-2 設計計画

開閉装置は、次の諸条件を踏まえて設計計画する。

- ① 使用目的、設置場所（周辺環境）
- ② 機能的条件
- ③ 操作条件
- ④ 保守管理条件
- ⑤ 経済性

【解説】

1. 使用目的、設置場所（周辺環境）

開閉装置の設計計画は、使用される用途（流水遮断、選択取水等）に合わせて、確実にゲート設備が機能することを前提として実施する。

また、設置場所（周辺環境）について事前に調査等を行い、設置される場所に合致した材質の選定、塗装・耐食材料等を採用し、設備設計を行う必要がある。

2. 機能的条件

開閉装置を設計計画する場合、確実な開閉機能の確保（必要となる開閉能力）、使用する用途に合わせた機能を整理しておく必要がある。

そのためには、解説1. で記述した使用目的、設置場所を把握し設計する必要がある。

また、ダム管理所においては、少ない人員で、よりの確な運転・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とする。

3. 操作条件

開閉装置を設計するうえでの操作条件は、重要なファクタであり、必要な機器の選択、各機器の配置、各機器の仕様等は、次のような操作条件を考慮する。

- ① 操作頻度
- ② 操作時の外気温度
- ③ 調節操作の有無
- ④ 非常時の操作方法
- ⑤ 誤操作防止（ヒューマンエラー防止）
- ⑥ 操作場所

誤操作（ヒューマンエラー）は、人が介在する限り発生する可能性があり、無くすことは難しい。そこで、開閉装置設計時には、ヒューマンエラーを防止するような機器の配置、ボタンの配置、危険表示等を人間工学に基づき考慮する必要がある。

また、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。更に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できるものでなければならない。

4. 保守管理条件

(1) 保守管理体制の整理

保守管理条件については、ダム用ゲートの開閉動作の確実性を保ち、開閉動作中に機能の一部が故障しても開閉機能が確保できることを、設計段階で配慮しなければならない。

開閉装置には常時動かない機械設備もあることから、産業用機械で使用されている高い信頼性技術に加え、バックアップ体制（簡便、迅速に行うための体制、予備品のストック等）も計画段階で配慮しなければならない。

(2) 点検箇所、項目の明確化

マニュアル等を整備するとともに、設計を進めていくうえで次のようなことを考慮する必要がある。

- ① 作業しやすく、かつ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、入手の難しい部材・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、入手のし易い部材・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) 保守管理設備の設置（保守管理作業への配慮）

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・更新等の工程に大きな影響を及ぼす条件となる。特に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設備全体の信頼性は低下してしまう恐れがある。

したがって、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計計画段階で採用しておかなければならない。

また、取替え等が必要な機器・部品については、その取替え作業が容易にできなければならない。

(4) 機器・部品の更新、交換への配慮

開閉装置に用いる各機器・部品の更新、交換の時期について設計段階で把握しておくことと、各機器・部品のモデルチェンジ、製造中止等を考慮し、開閉装置の配置やスペースにゆとりを持たせた設計を行うこととする。

また、更新、交換時に該当する機器・部品がやむを得ない理由により製造中止等となり入手が困難となった場合には、市場性、経済性を考慮して互換性を持ったものを選定するものとする。

5. 経 済 性

開閉装置の設計にあたり、制限なく製作費および維持管理費等をかければ一般的には信頼性を高めることは可能であるが、実際問題としてコストには制限がある。このように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などのデメリットがあるが、保守管理コストが低減されるなどのメリットもあることから、保守管理を考慮した最適設計を行わなければならない。

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、更新費等を総合的に考えたLCCによるものが適当である。新規施工時の初期費用が少なくても、維持管理費等が高くなってしまえば意味がない。そこで、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こととする。

2-3 新技術の採用

1. 開閉装置の設計計画に際しては、現在および将来の技術動向を見極め、新材料、機器・部品の新技術を必要に応じて採用する。
2. 新技術の採用にあたっては、信頼性、耐久性等について考慮する。

【解 説】

1. 設備の主要箇所への新技術導入にあたっては、土木施設と同様にゲートおよび開閉装置は一般産業用機械に比べて長い寿命を必要とする重要な社会資本であり、使用する新技術、新材料、機器・部品は長年の使用に耐えられることが条件である。

開閉装置への新技術採用に当たっては、実績や長期耐久性を重視する必要がある。そのため、実績の少ない新技術・新材料・機器・部品の採用に際しては、採用する技術等を的確に把握しておく必要がある。

なお、採用に際しては、維持管理面に関する配慮も必要で、従来の点検・整備に比べ著しく行いにくくならないようにするものとする。

2. 新技術・新材料・機器・部品の開閉装置に採用する場合、当該設備の信頼性・耐久性およびフェイルセーフ機構等の関係について調査・検討を行う。

具体的には、試験データや他分野における採用実績等によるデータに基づき、その技術を導入した場合を仮定したF T A等の信頼性評価を実施し、新技術採用に関して定量的な評価を行う。その結果、従来技術と同等以上の信頼性と耐久性およびコストメリット等が認められる場合に採用することを原則とする。

なお、主要な構成機器に新技術・新材料・機器・部品を採用する場合は、技術資料を整備し、技術者の判断を求めることが必要となる。

第2章 ワイヤロープウインチ式 開閉装置

第1節 設計総論

1-1 設計の基本

ワイヤロープウインチ式開閉装置の設計にあたり、次の基本条件および設計要目を整理、決定する。

1. 基本条件

- ① ゲート設備の目的と要求機能
- ② 設置環境
- ③ 土木構造および関連・他設備との配置関係
- ④ ゲートの操作水位

2. 設計要目

- ① 開閉荷重
- ② 開閉速度
- ③ 揚 程

【解 説】

1. 基本条件

- (1) 開閉装置は、ゲート設備の使用目的を果たすために必要な操作が可能となる機能を有しなければならない。

例えば、選択取水ゲートでは、水位変動に対応してゲート開度が自動的に追従する機能が要求される。

また、予備ゲートで緊急遮断操作を要するものは、流水遮断が可能となる機能が要求される。ゲート設備の目的と要求機能について、2-2を参照のこと。

- (2) 開閉装置は、その設置される箇所の気温、湿度等を考慮して設計しなければならない。特に寒冷地に設置される場合は、減速機などの潤滑油の粘度やグリースのちょう度に変化して流動抵抗が大きくなり、開閉装置の機械効率が低くなる。そのために、電動機の容量不足などの不具合が発生することがある。潤滑油の温度が0℃以下になる場合には、ヒータを設けるなどの対策が必要である。

一方、開閉装置は、高湿度のところに設置される場合が多いので、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設計を行わなければならない。

- (3) 開閉装置は土木構造によって支持される。このため開閉装置の設計に当たっては、扉体との関係は勿論、土木構造を事前に検討し、開閉装置を設置する空間・面積・寸法・形状等制約条件を整理する。
- (4) 操作水位は、主に開閉荷重の算定に必要なもので、ゲートの設置条件、設置目的および流水遮断の有無等を考慮し決定される。
- 各ゲート形式に対する操作水位については、1-2-1に述べる。
2. 設計要目(開閉荷重、開閉速度、揚程)については、1-2に述べる。

1-2 設計要目

1-2-1 開閉荷重

開閉荷重は、表1.2.1-1を標準とする。

表1.2.1-1 開閉荷重の組合せ

ゲートの種類	扉体可動部 自重	支承部ローラの 回転摩擦力	トラニオン部の 回転摩擦力	水密部のす べり摩擦力	浸水部浮力	下端放流に よる下向き力
クレストゲート (ローラ)	○	○	—	○	—	—
クレストゲート (ラジアル)	○	—	○	○	—	—
予備ゲート	○	○	—	○	○	○
選択取水ゲート	○	○	—	○	○	—
修理用ゲート	○	○	—	○	○	—

【解 説】

- 表1.2.1-1の開閉荷重の組合せは代表的なものであり、具体的には個々の設備毎に、設備条件、操作条件、扉体形状、水密構造等を考慮のうえ開閉荷重を決定する。
- 操作水位
 - クレストゲート
クレストゲートの操作水位は、クレストゲートの設計水位とする。
 - 予備ゲート
予備ゲートで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が、設置条件および設置目的を考慮し決定するものとする。
 - 選択取水ゲート
選択取水ゲートのうち、直線多段式ゲート、半円形多段式ゲートおよび円形多段式ゲートの操作水位については、水位差1.0mを標準とする。
 - 修理用ゲート
一般的には水圧バランス操作とする。

3. ダム用ゲートの内、ローラゲートおよびスライドゲート扉体の開閉荷重として考慮する各荷重について、考え方と計算式を次に示す。摩擦係数については、ダム・堰施設基準(案)第2章第2節「摩擦係数」によるものとする。なお、ラジアルゲートの開閉荷重については、次項開閉荷重の組合せにおいて解説する。

(1) 扉体可動部重量

扉体可動部重量には、ワイヤロープ等の扉体と開閉装置を連結するものの重量も含めなければならない。ただし、自重降下時に対しては扉体重量のみを考慮するものとする。

(2) 支承部ローラの回転摩擦力

i) ローラゲートの場合

$$F_1 = \frac{(\mu_1 + (\mu_2 \text{ または } \mu_3) r) P}{R} \dots\dots\dots (1.2.1-1)$$

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)

μ_3 ：支承部ブレンベアリングのすべり摩擦係数

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 ：ブレンベアリングの内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)

ただし、扉体が傾斜している場合は扉体自重の水平分力も加算する。

R ：ローラの半径 (cm)

ii) キャタピラゲートの場合

$$F_2 = \frac{\mu_4 P}{R} \dots\dots\dots (1.2.1-2)$$

ここに、 F_2 ：支承部ローラの回転摩擦力 (tf)

μ_4 ：キャタピラゲートのローラのころがり摩擦係数 (0.1) (cm)

P ：操作時の全水圧 (tf)

ただし、扉体が傾斜している場合は扉体自重の水平分力も加算する。

R ：ローラの半径 (cm)

iii) スライドゲートの場合

金属と金属間のすべり摩擦力

$$F_3 = \mu_5 P \dots\dots\dots (1.2.1-3)$$

ここに、 F_3 ：水密部金属間のすべり摩擦力 (tf)

μ_5 ：水密部金属間のすべり摩擦係数 (0.4)

P ：操作時の全水圧 (tf)

ただし、扉体が傾斜している場合は扉体自重の水平分力も加算する。

(3) 水密部のすべり摩擦力

i) 水密部金属と水密ゴム間のすべり摩擦力

$$F_4 = \mu_6(q + p_1 b) \sum \ell \dots\dots\dots (1.2.1-4)$$

ここに、 F_4 ：水密部金属と水密ゴム間のすべり摩擦力 (tf)

μ_6 ：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)

ただし摩擦力をブレーキとして期待する場合は、0.5、0.9を採用する。

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 / m²)

b ：水密ゴムの有効受圧幅 (m)

$\sum \ell$ ：水密ゴムの摺動総長 (m)

また、水密ゴムのみで扉体の全水圧を受ける場合は、次式によって計算するものとする。

$$F_5 = \mu_6 P \dots\dots\dots (1.2.1-5)$$

ここに、 F_5 ：水密部金属と水密ゴム間のすべり摩擦力 (tf)

μ_6 ：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)

P ：操作時の全水圧 (tf)

ただし、扉体が傾斜している場合は扉体自重の水平分力も加算する。

(4) 浸水部浮力

$$F_6 = W_0 V \dots\dots\dots (1.2.1-6)$$

ここに、 F_6 ：浸水部浮力 (tf)

W_0 ：水の単位体積重量 (tf / m³)

V ：扉体が排除する水の体積 (m³)

(5) 下端放流時の下向力

$$F_7 = k_1 W_0 h A \dots\dots\dots (1.2.1-7)$$

ここに、 F_7 ：下端放流時の下向力 (tf)

k_1 ：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。

W_0 ：水の単位体積重量 (tf / m³)

h ：設計水深 (m)

A ：受圧面積 (m²)

(6) その他の荷重

その他、扉体内水重、扉体内堆積土砂による荷重、波による荷重なども、必要に応じて考慮しなければならない。また、ダムの最低水位以下に設置される底部取水ゲートにおいて、堆泥が予想される場合は、扉体と堆泥間のすべり摩擦力を考慮する。なお、このすべり摩擦力は次式で求める。

$$F_8 = \mu_7 P_2 \dots\dots\dots (1.2.1-8)$$

ここに、 F_8 ：扉体と堆泥間のすべり摩擦力 (tf)

μ_7 ：扉体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)

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

(1) ローラゲートまたはスライドゲート

$$W = G + (F_1, F_2 \text{ または } F_3) + (F_4 \text{ または } F_5) + F_6 + F_7 + F_8 \dots\dots\dots (1.2.1-9)$$

ここに、 W ：開閉荷重 (tf)

G ：扉体可動部重量 (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 ：キャタピラゲートの場合の支承部ローラの回転摩擦力 (tf)

F_3 ：スライドゲートの場合、水密部金属間のすべり摩擦力 (tf)

F_4 ：水密金属と水密ゴム間のすべり摩擦力 (tf)

F_5 ：水密ゴムのみで扉体の全水圧を受ける場合の水密金属と水密ゴム間のすべり摩擦力 (tf)

F_6 ：浸水部浮力 (tf)

F_7 ：下端放流時の下向力 (tf)

F_8 ：金属と堆泥間のすべり摩擦力 (tf)

選択取水ゲートの流水による下向力は、扉体内部の桁を含むスキンプレート面が流水と接することによる摩擦力の反力として計算できるが、一般には無視してよいものとする。ただし、選択取水ゲートの扉体間のように、内外で水位差がある場合にはその面に下向力を考慮する。また、ダムの最低水位以下に設置される底部取水ゲートで堆泥が予想される場合は、金属と堆泥間のすべり摩擦力も考慮する。

(2) ラジアルゲート

$$W = (G \cdot r_g + P \cdot \mu_p \cdot r_p + P_r \cdot \mu_r \cdot r_r + F_s \cdot \mu_p \cdot r_s) / R \dots\dots\dots (1.2.1-11)$$

ここに、 W ：開閉荷重 (tf)

G ：扉体可動部重量 (tf)

r_g ：トラニオンピン中心から自重重心までの距離 (m)

P ：開閉時の水圧および開閉力の合力 (tf)

μ_p ：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

r_p ：トラニオンピンの半径またはローラベアリングの半径 (m)

P_r ：水密ゴムに作用する全水圧+初期押付力 (tf)

μ_r ：水密ゴムと戸当り面のすべり摩擦係数

r_r : トラニオンピン中心から水密ゴム接触面中心までの距離 (m)

F_s : スラスト力 (tf)

μ_s : ボスとスラスト受ブッシュのすべり摩擦係数

r_s : ボスとスラスト受ブッシュのすべり面の平均半径 (m)

R : トラニオンピン中心からロープ中心までの距離 (m)

4. 開閉荷重の算定において、上記以外に考慮すべき事項は、次のとおりである。

- ① 締切時に押下げ力を期待できない場合、確実に全閉できるよう、締切力の余裕は全抵抗の25%以上とする。締切力が不足する場合は扉体にバラストを加えて締切力を確保する。
- ② 必要に応じて扉体上の積雪荷重を考慮する。

1-2-2 開 閉 速 度

開閉速度は、0.3m/min を標準とする。

【解 説】

1. 開閉速度は、全揚程を開閉するときの平均速度とし、水門扉の使用目的、所要時間等を考慮して適切な値とする必要があるが、一般には0.3m/min を標準とする。
2. ダム放流用予備ゲートで流水遮断を必要とするものや、揚程が高開閉時間に制限をうける場合等は、標準の開閉速度0.3m/min より速い速度を必要とするものがある。その一例を下記に示す。

ダム放流用予備ゲート並びに高揚程の修理用ゲート：開 ; 0.3～0.5m/min

閉 ; 0.6～1.5m/min

1-2-3 揚 程

1. 引上げ式のクレストゲートでは、点検・整備時に越流水が干渉しないように扉体の下端は、設計洪水位において放流されることになる越流水の水面より、1.5m以上の距離をおくものとする。

ただし、越流水深が2.5m以下の場合は、扉体下端との距離は1.0m以上とする。

2. ダム前面に設置する予備ゲートや選択取水ゲートでは、点検・整備時の扉体の下端位置は、常時満水位以上にすることを標準とする。

【解 説】

1. ゲートの揚程は、ゲートの使用目的・設置場所・保守管理等を考慮して決定するものとする。なお、本条の規定は河川管理施設等構造令によるものがあり、適用においては、これに従わなければならない。
2. ダム前面に設置する予備ゲートや選択取水ゲートにおいて、点検・整備時の扉体の下端位置

を常時満水位以上とする場合に、取水塔あるいは開閉装置架台等がダム天端より高くなり、景観を損なう場合などには、貯水池の運用水位を勧案の上、保守管理が可能な適切な巻上げ高さを決定する。

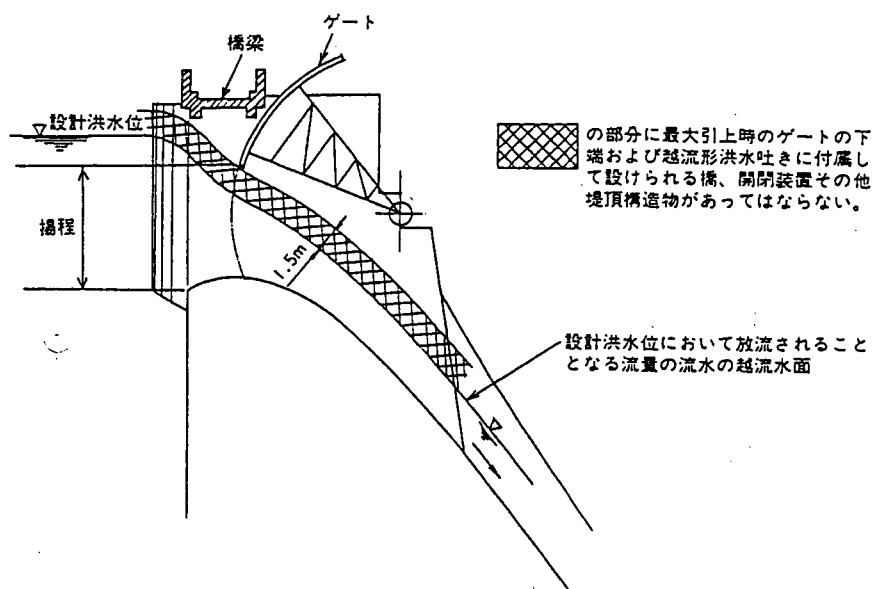


図1.2.3-1 クレストゲートの引上げ高さ（クレストラジアルゲートの例）

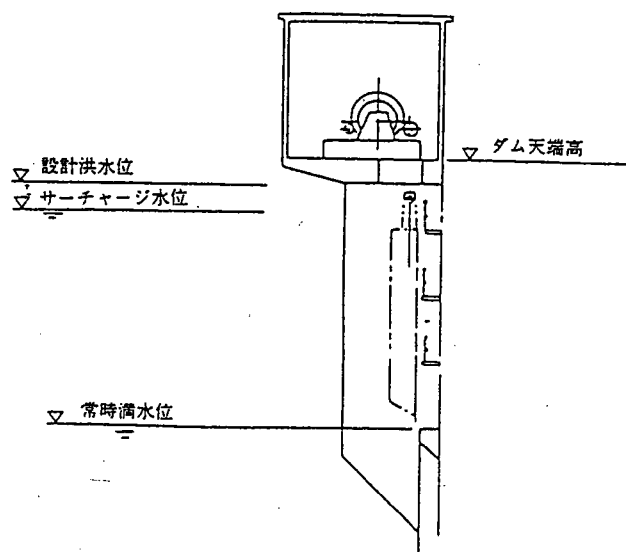


図1.2.3-2 予備ゲートの引き上げ高さ

3. 扉体休止装置を設ける場合、休止装置着脱のための揚程も考慮しておかなければならない。

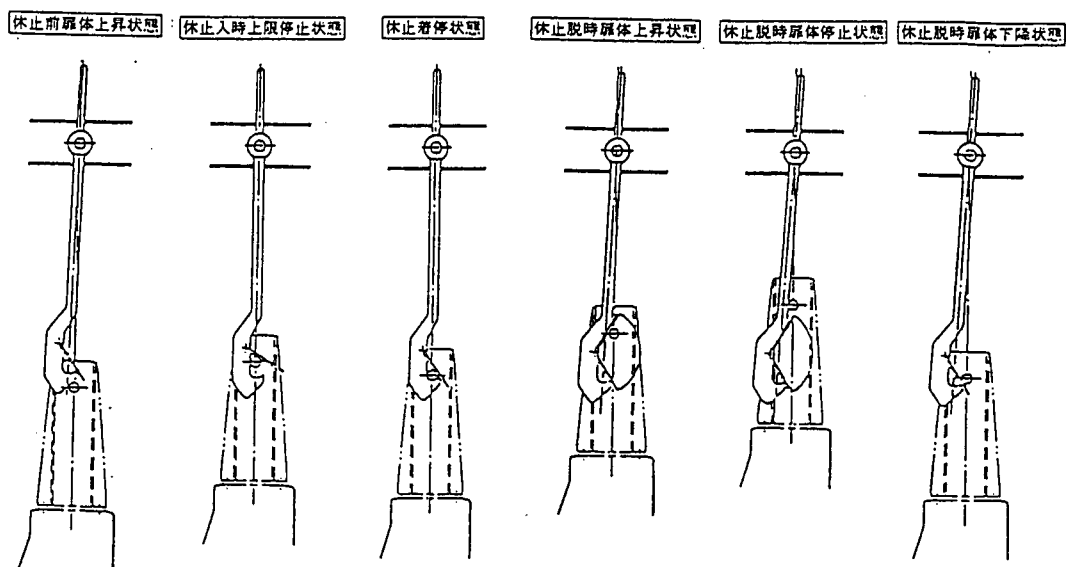


図1.2.3-2 休止フック（自動脱着形式）作動状態図

1-3 設計要素

1-3-1 使用材料

開閉装置の主要部に使用する材料は、表1.3.1-1に掲げる材料を標準とする。

表1.3.1-1 開閉装置の使用材料

装 置 名	名 称	J I S 規格番号	記 号
歯車類	歯車(組合せ上の大歯車)	JIS G4105	SCM435
	歯車(組合せ上の小歯車)	JIS G4105	SCM440
シ ー ブ	ねずみ 鋳鉄品	JIS G5501	FC
ド ラ ム	溶接鋼材用圧延鋼材	JIS G3106	SM490
軸 類	一般構造用炭素鋼鋼管	JIS G3444	STK
	機械構造用炭素鋼鋼材	JIS G4051	S45C
軸 受 類	青 銅 鋳 物 オイルレスメタル	JIS H5111	BC オイルレスメタル
ワイヤロープ	ワイヤロープ ステンレスワイヤロープ	JIS G3525	
フ レ ー ム	一般構造用圧延鋼材	JIS G3101	SS400
	溶接構造用圧延鋼材	JIS G3106	SM400
休 止 フ ッ ク	溶接構造用圧延鋼材	JIS G3106	SM490

【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。
2. 開閉装置の主要部材料としては、従来より種々の材料が使用されているが、強度検討および実態調査等より、表1.3.1-1の材料を標準とした。
3. ドラムギヤは面圧強度からモジュール等が決定されるため、高硬度の材質を採用するとドラムギヤ自体をコンパクトにできる。このことから、高硬度な材質である SCM435（大歯車）、SCM440（小歯車）の組合せを標準とした。
4. ドラムの材質は、強度面からドラム重量を低減できる SM490を標準とした。
5. 軸類の材質は、高強度が期待できる S45C を標準とした。
6. ワイヤロープの昭和50年以降の使用実績を調査すると、亜鉛めっき種が約96%を占めている。しかしながら常時没水しているゲートの場合は、ステンレスワイヤロープの使用を検討すべきである。
7. 休止フックの材質は SM490を標準とするが、扉体規模が大きく、SM490では加工ができない場合は、SF440A を採用する。
8. 表1.3.1-1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1.3.1-1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。
9. 鋼材の板厚による使用範囲は、表1.3.1-2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1.3.1-2 鋼材の板厚による
使用範囲

材 料	板 厚
SS400	22mm まで
SM400A	32mm まで
SM400B	38mm まで
SM400C	50mm まで
SM490A	25mm まで
SM490B	38mm まで
SM490C	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。

1-3-2 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1.3.2-1に示す値以上とする。

表1.3.2-1 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
クロムモリブデン鋼鋼材	○	SCM	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
炭素鋼鑄鋼品	○	SC	5	5	8.7
ねずみ鑄鉄品	—	FC	10	3.5	17
球状黒鉛鑄鉄品	○	FCD	7	2.5	12
青銅鑄物	—	BC	8	8	10
ワイヤロープ	○	—	8	—	—
板リンクチェーン	○	—	6.5	—	—

2. 開閉用動力が電動機の場合、定格トルクから算出した応力度が使用材料の引張強さに対して表1.3.2-1に掲げる値以上の安全率を有しなければならない。ただし、予備動力として使用する場合は、安全率を1/1.5とする。

また、使用材料名の欄に○印を付したものについては、電動機の最大トルクから算出した応力度が使用材料の降伏点（または耐力）の90%を超えてはならない。

3. ワイヤロープについては、開閉荷重が当該ワイヤロープに作用するとき、シーブ効率を考慮したドラム側平均張力に対して表1.3.2-1の安全率を有しなければならない。また、電動機の最大トルクから算出したワイヤロープ張力は、ワイヤロープの降伏点荷重の90%を超えてはならない。

【解説】

1. 開閉装置の部材には繰返し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定した。
2. 水門扉の開閉装置は、通常操作では定格トルク以下で作動するように設計されるため定格トルクから算出した応力度に対する安全率を定めた。ただし、開閉用動力には通常使用する常用動力と、常用動力が使用できない場合のための予備動力とがあり、予備動力の場合はその使用頻度等を考慮し、安全率を緩和することとした。

また、常用・予備動力に係わらず長期放置、不慮の異物噛込み等により大きな抵抗を生ずることがあり、この場合でも確実に開閉操作が可能のように最大トルクが作用した時にも開閉装置の各部材が安全であるように、許容応力度は材料の降伏点（または耐力）の90%とした。

自重降下を伴う水門扉において自重降下時の強度を検討する場合は、降下時荷重から算出した応力度が使用材料の引張り強さに対して表1.3.2-1に掲げる値以上の安全率を有するものと

する。ただし、ダムの予備ゲートのように自重降下時のみダウンプルが作用する場合は、安全率を表1.3.2-1に掲げる値の1/1.5とすることができる。

3. ワイヤロープの安全率（切断荷重／開閉荷重に対しシーブ効率を考慮したワイヤロープ張力）は、本条に定めるとおりであるが、自動操作を行うゲート等で使用頻度が多い場合は、耐疲労性に優れたものを使用するのが望ましい。また、ワイヤロープの降伏点荷重は、切断荷重の65%として算出してよいものとする。
4. ねずみ鋳鉄品の引張りに対する安全率は、従来基準に準拠し10とした。圧縮に対する安全率は、ねずみ鋳鉄品の圧縮強さが一般に引張の強さの約3倍となっているので、引張の場合の約1/3とした。せん断に対する安全率は、引張の場合の $\sqrt{3}$ 倍とした。
5. 球状黒鉛鋳鉄品の引張りに対する安全率は、ねずみ鋳鉄品との比を道路橋示方書に合わせるものとして定めた。圧縮およびせん断に対する安全率は、ねずみ鋳鉄品と同様に定めた。
6. 曲げに対する安全率は、引張の安全率に準ずるものとする。
7. 本条に示されていない材料については、本条に示された材料と類似の機械的性質を有する材料の安全率を適用するものとする。
8. 減速機、制動機構等の機械単体品および扉体側のシーブおよびシーブ軸の安全率は、開閉装置の安全率に準ずるものとする。
9. 支圧強さの安全率は、引張強さの安全率の1/1.5とする。一般に、面接触の場合の支圧強さと引張強さの比は1.8～2.0程度であるが、道路橋示方書の規定（許容支圧応力度は許容引張応力度の150%）を参考に上記安全率とする。

1-3-3 開閉装置架台の許容応力度

1. 開閉装置架台の構造用鋼材の許容応力度は、表1.3.3-1に示す値とする。
2. ボルト
ボルトの許容応力度は、表1.3.3-2に示す値とする。
3. 高力ボルト
高力ボルトの許容力は、表1.3.3-3に示す値とする。
高力ボルトの許容力は、式(1.3.3-1)による。

$$\rho_a = \frac{1}{S_v} \cdot \mu \cdot N \dots\dots\dots (1.3.3-1)$$

ここに、 ρ_a ：ボルト1本1摩擦面あたりの許容力（kgf）

S_v ：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＝ $\alpha \cdot \sigma_Y \cdot A_e$ （kgf）

α ：降伏点に対する比率

F 8 Tについて 0.85

F 10 Tについて 0.75

σ_Y : ボルトの耐力 (kgf/cm²)

A_e : ねじ部の有効断面積 (cm²)

4. 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1.3.3-1～表1.3.3-3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%を超えてはならない。

また、電動機の最大トルク時は、降伏点応力の90%を超えてはならない。

表1.3.3-1 構造用鋼材の許容応力度 (単位: kgf/cm²)

鋼材の種類 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		1,600	
2. 軸方向圧縮応力度 (純断面積につき)	$\frac{1}{r} \leq 20$: 1,200 $20 < \frac{1}{r} \leq 93$: $1,200 - 7.5 \left(\frac{1}{r} - 20 \right)$ $93 < \frac{1}{r}$: $\frac{10,000,000}{6,700 + \left(\frac{1}{r} \right)^2}$ 1,200	左 記 応 力 度	$\frac{1}{r} \leq 15$: 1,600 $15 < \frac{1}{r} \leq 80$: $1,600 - 11.2 \left(\frac{1}{r} - 15 \right)$ $80 < \frac{1}{r}$: $\frac{10,000,000}{5,000 + \left(\frac{1}{r} \right)^2}$ 1,600	左 記 応 力 度
圧縮部材 l: 部材の座屈長 (cm) r: 部材の総断面積の断面二次半径 (cm) 圧縮添接材				
3. 曲げ応力度 桁の引張 (純断面積につき) 桁の圧縮 (総断面積につき) A_w : 腹板の総断面積 (cm ²) A_c : 圧縮フランジの総断面積 (cm ²) l: 圧縮フランジの固定点間距離 (cm) b: 圧縮フランジ幅 (cm) $K = \sqrt{3 + \frac{A_w}{A_c}}$ スキンプレート等で直接固定された場合	1,200 $\frac{1}{b} \leq \frac{9}{k}$: 1,200 $\frac{9}{k} < \frac{1}{b} \leq 30$: $1,200 - 11 \left(k \frac{1}{b} - 9 \right)$ 但し $\frac{A_w}{A_c} < 2$ の場合は $K = 2$ とする。 1,200	0.92 倍 と す る	1,600 $\frac{1}{b} \leq \frac{9}{k}$: 1,600 $\frac{8}{k} < \frac{1}{b} \leq 30$: $1,600 - 16 \left(k \frac{1}{b} - 8 \right)$ 但し $\frac{A_w}{A_c} < 2$ の場合は $K = 2$ とする。 1,600	0.94 倍 と す る
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1.3.3-2 接合用鋼材の許容応力度

(単位: kgf/cm²)

種 類	厚 鋼 材 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 アンカボルト		750 500		1,000 650	
2. 支圧応力度 仕上ボルト ピン		1,800 1,800	左記の0.92倍 とする	2,300 2,300	左記の0.94倍 とする

表1.3.3-3 摩擦接合用高力ボルトの許容応力度

(1 ボルト1摩擦面当たり)

(単位: kgf/cm²)

ボルトの等級 ねじの呼び	F 8 T	F 10 T
M20	2,600	3,300
M22	3,300	4,100
M24	3,800	4,700

【解 説】

1. 許容応力度

(1) 開閉装置架台

本項で対象とする開閉装置架台は、取水塔またはピアの上部などに設けられ、開閉装置や種々の操作機器を設置し、操作および点検・整備のために必要な広さの床面を有する部分および門構をいう。開閉装置架台と開閉装置の区分を図1.3.3.-1に示す。

- (2) 高力ボルトのすべりに対する安全率は、鋼材の軸方向許容応力度の降伏点に対する安全率(2.0)を採用し、2.0と定めた。

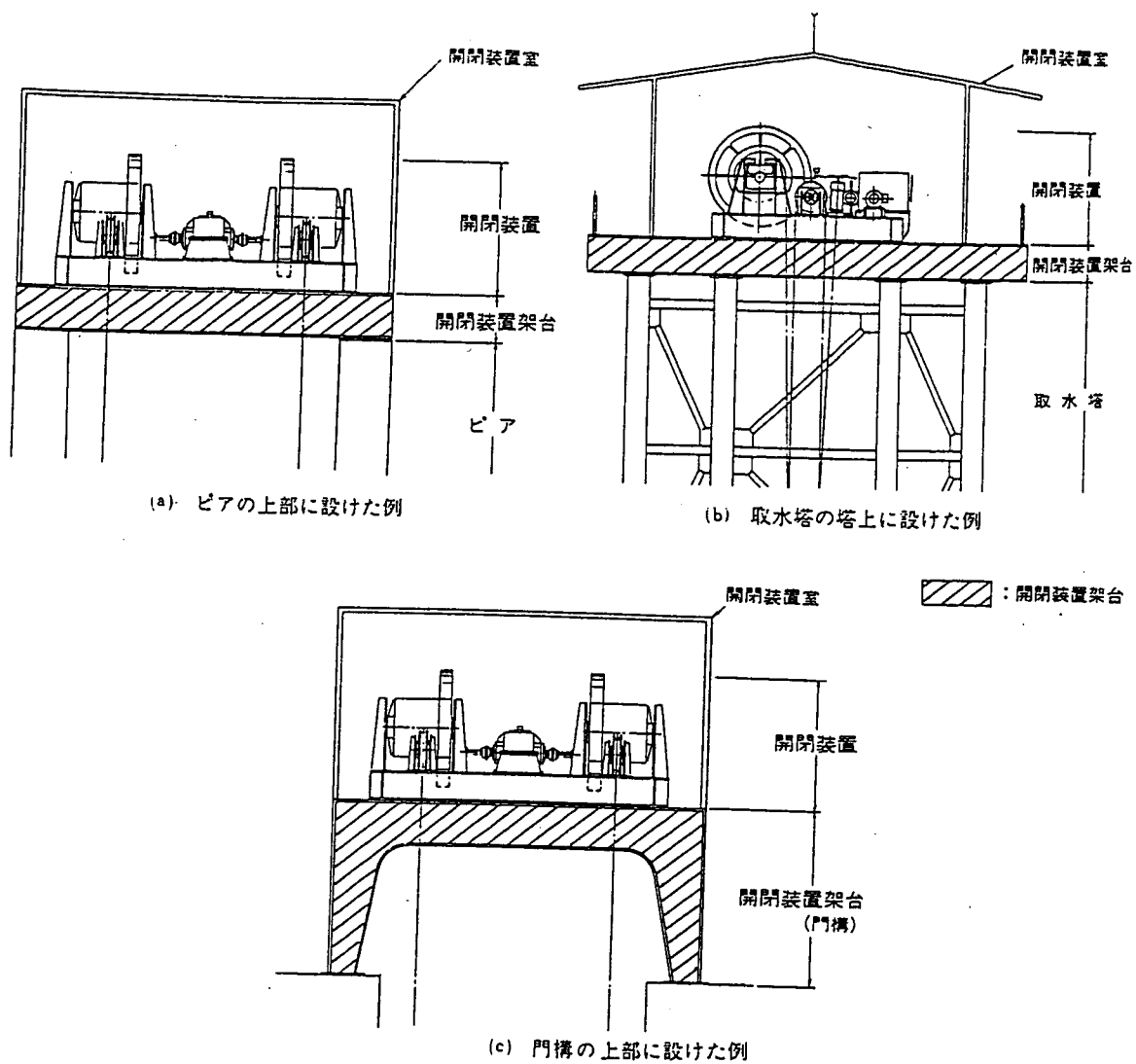


図1.3.3-1 開閉装置と開閉装置架台の区分

1-3-4 許容面圧

摺動部、回転部の許容面圧は、表1.3.4-1を標準とする。

表1.3.4-1 許容面圧

(単位：kgf/cm²)

材 料 名	記号	許 容 面 圧	
		回 転 時	静 止 時
青 銅 鋳 物	B C	60以下	280以下
オイルレス・メタル (H B 210以上のもの)	—	230以下	450以下

【解 説】

1. 本条は、開閉装置軸受の標準材料である青銅鑄物、オイルレスメタルの回転時と静止時の許容面圧の標準値を示したものである。
2. 軸受けの材料にりん青銅鑄物、鉛青銅鑄物を使用する場合、表1.3.4-1の青銅鑄物に準ずるものとする。
3. 使用軸受の選定にあたっては、軸荷重、軸回転速度、軸受の環境条件などを考慮して決定しなければならない。

低速回転部に用いる場合は、表1.3.4-1によればよいが、高速回転部に用いる場合には面圧 P (kgf/cm^2) と軸の周速度 V (m/min) の積 $P \cdot V$ 値 ($\text{kgf}/\text{cm}^2 \cdot \text{m}/\text{min}$) により限界値を定める必要がある。

許容 $P \cdot V$ 値は、潤滑条件、周辺温度などの使用条件によって異なるが、一般に青銅鑄物、りん青銅鑄物および鉛青銅鑄物では $600 \text{kgf}/\text{cm}^2 \cdot \text{m}/\text{min}$ 程度であり、オイルレスメタル (HB210以上のもの) の許容 $P \cdot V$ 値は $1,000 \text{kgf}/\text{cm}^2 \cdot \text{m}/\text{min}$ 程度である。

4. ころがり軸受を使用する場合、形式の選定にあたっては、精度、回転条件および自動調心性、防じん性など必要な機能を考慮する必要がある。また、寸法決定にあたっては、作用荷重係数を乗じて求めた軸受荷重より大きな基本静定格荷重を有するものも選定しなければならない。この場合荷重係数は、本要領では1.5とする。
5. 開閉用主動力の最大トルクが作用した場合の開閉装置各部の許容面圧は、回転部の静止時の値を採用するものとし、扉体側のシーブ軸受まで含むものとする。
6. 青銅系のオイルレスメタルを使用する場合は、表1.3.4-1の青銅鑄物に準ずるものとする。

1-3-5 たわみ度

開閉装置の構成要素のたわみ度、ねじれ角の許容値は、表1.3.5-1とする。

表1.3.5-1 たわみ度、ねじれ角の許容値

種 別 名 称	たわみ度	ねじれ角
動力伝達軸	1/1200以下	0.25°/m以内
開閉装置フレーム	1/2000以下	——
転向シーブ架台およびフレーム	1/1200以下	——

【解 説】

1. 開閉装置の設計においては、許容応力度により決定されるものと、部材の許容たわみ度、ねじれ角によって決定されるものがある。

次に構成要素ごとにたわみ度の検討概要についてまとめる。

(1) 動力伝達軸

動力伝達軸のねじれ角は、ワイヤロープの巻取りに遅れを生じさせる。1 モータ 2 ドラム

形式の中間軸においては、左右の開度に差を生じさせる可能性があるため、動力伝達軸の設計にあたっては、大きな遅れや開度の差が生じないように注意しなければならない。本設計要領では、これらを考慮し、軸の許容ねじれ角を $0.25^{\circ}/\text{m}$ 以内とする。ただし、軸長が長くなり、左右の開度差の許容値を超えることが考えられる場合には、さらに厳しい許容値を設定することを検討しなければならない。

堰柱間を渡るような動力伝達軸の自重や、雪荷重等の鉛直方向荷重によるたわみ度は $1/1200$ 以下とする。

(2) 開閉装置フレーム

開閉装置フレームは、たわみによる歯車の歯当り不良やフレキシブルカップリングの異音等を防ぐために、最小支持間隔の $1/2000$ 以下とする。なお、たわみ度は、電動機の定格トルク時の荷重より算出するものとする。ただし、転向シーブ単独の架台およびフレームについては、開閉装置を直接乗せていないため、最小支持間隔の $1/1200$ に緩和するものとする。

1-3-6 機械効率・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1.3.6-1～2の値を標準とする。

表1.3.6-1 機 械 効 率

動力伝達装置名	機械効率
平歯車、かさ歯車（開放形、すべり軸受付き、1対）	0.95
平歯車、かさ歯車（油浴形、すべり軸受付き、1対）	0.97
シ ー ブ（すべり軸受付き）	0.95
シ ー ブ（ころがり軸受付き）	0.98
ド ラ ム（すべり軸受付き）	0.95
ド ラ ム（ころがり軸受付き）	0.98
チェ ー ン（スプロケットを含む）	0.95

表1.3.6-2 摩 擦 係 数

摩 擦 の 種 類	摩擦係数
ウォームギヤ（ウォームとウォームホイール）のねじ面（起動時）	0.06～0.08
ウォームギヤ（ウォームとウォームホイール）のねじ面（運転時）	0.03～0.06

【解 説】

1. 本条は、開閉装置の各部の機械効率および摩擦係数の標準値を示したものである。
2. 歯車の効率は、歯車の噛み合い部の滑りおよび歯車を支持する軸受部抵抗を加算した数値であり、軸受部は十分な潤滑を行うとともに、軸と軸受の組立調整を適切に行う必要がある。
減速機の効率は、潤滑油の攪拌抵抗の割合が大きいため、常に定められたオイルレベルを保つことが必要である。また、歯車、ドラムの効率はその大部分が軸受部の抵抗であるため、潤滑を確保するとともに、異物の影響がないよう常に清掃することが必要である。
3. 表1.3.6-1に示すシーブ効率は、シーブ1個についてのものである。

4. シープやドラムの効率は、軸受の摩擦係数とシープ径またはドラム径と軸径の比によって決定される。軸受けの摩擦係数は軸受けの形式、物体の材質、接触面の粗さ、潤滑の有無、温度、速度、荷重の大きさ等により変化し定数として取扱うことは困難であるため、大きな幅をもって表されている。軸受けの摩擦係数を表1.3.6-3に示す。

表1.3.6-3 軸受の摩擦係数

軸 受	運動摩擦係	静止摩擦係数
すべり軸受(完全潤滑)	0.001~0.006	0.05~0.2
すべり軸受(境界潤滑)	0.01~0.1	0.05~0.2
ころがり軸受(玉軸受)	0.001~0.003	0.002~0.004
ころがり軸受(ころ軸受)	0.002~0.007	0.004~0.006

シープ(すべり軸受付き)の場合、軸受けの摩擦係数を運動摩擦係数の最大値 $\mu_k = 0.1$ を採用しても、軸径とシープ径の比が1/4までは、表1.3.6-1の値を下回ることはない、しかし、軸径とシープ径の比が1/4を越える場合は、式(1.3.6-1)によってシープの機械効率を算出する。

$$\eta_{s1} = \frac{|1 - \mu_k \cdot (d_s/D_s)|}{|1 + \mu_k \cdot (d_s/D_s)|} \dots\dots\dots (1.3.6-1)$$

ここに、 η_{s1} : シープ(すべり軸受付き)の効率

μ_k : 軸受けの運動摩擦係数=0.1

d_s : シープ軸径

D_s : シープ径

ドラム(すべり軸受付き)の効率は、ドラムとドラムギヤが一体となっており、ドラムギヤの径がドラム径よりも大きい分だけ、シープ(すべり軸受付き)の効率よりも緩和される。しかし、軸受けの摩擦係数を $\mu_k = 0.1$ とし式(1.3.6-2)によってドラム(すべり軸受付き)効率を求め、表1.3.6-1の値以上の効率が得られるか確認する必要がある。

$$\eta_d = \frac{|1 - \mu_k \cdot (d_d/D_g)|}{|1 + \mu_k \cdot (d_d/D_g)|} \dots\dots\dots (1.3.6-2)$$

ここに、 η_d : ドラム(すべり軸受付き)の効率

μ_k : 軸受けの運動摩擦係数=0.1

d_d : ドラム軸径

D_s : シープ径

D_g : ドラムギヤ径

5. 減速機や切換装置などの機械単体は、それらの形式だけでなく①~⑥に示すような要因によっても効率に差が生じるため、個々の機械単体ごとに信頼できるデータに基づいて効率を定める必要がある。なお、表1.3.6-4、表1.3.6-5に負荷率100%、周囲温度0℃の場合の減速機の効率の1例を参考として掲載する。

① 減速機および切換装置の規模

② 負荷率

- ③ 歯車の段数
- ④ ウォームギヤがある場合は、その減速比
- ⑤ 運転時と起動時
- ⑥ 温度（特に潤滑油の温度）

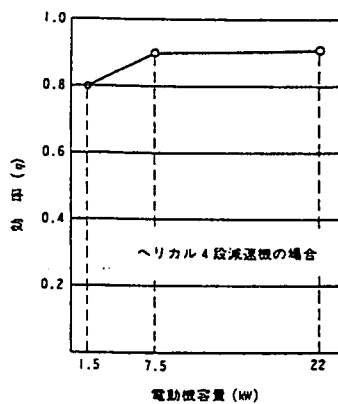
また、規模と効率の関係および負荷率と効率の関係について、それぞれ図1.3.6-1(a), 1.3.6-1(b)に一例を示す。

表1.3.6-4 ヘリカル減速機の効率例

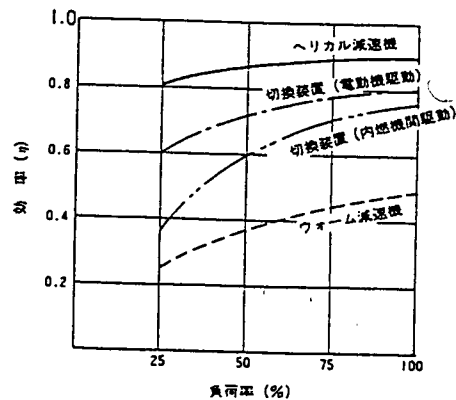
段 数	効 率
3 段 形	0.82 ~ 0.96
4 段 形	0.80 ~ 0.94
5 段 形	0.77 ~ 0.93

表1.3.6-5 ウォーム減速機の効率例

段 数	効 率
1 段 形	0.37 ~ 0.59
2 段 形	0.35 ~ 0.57
3 段 形	0.34 ~ 0.56
4 段 形	0.33 ~ 0.55



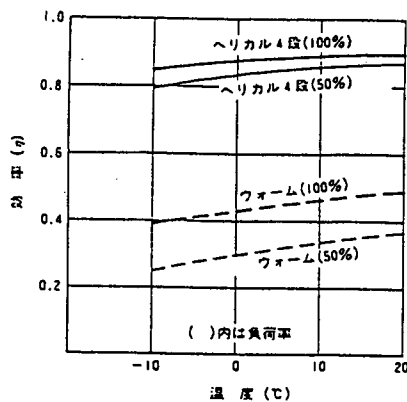
(a) 規模と効率の関係



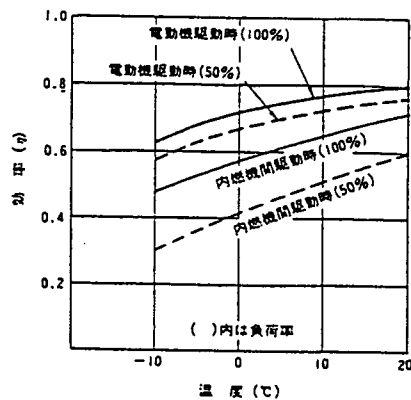
(b) 負荷率と効率の関係

図1.3.6-1 減速機等の効率例

6. 減速機および切換装置に使用する潤滑油の粘度は温度によって変化するため、減速機等の効率もその影響によって変化する。温度による効率変化の一例を図1.3.6-2に示すが、電動機容量はこの効率低下を見込んで算定しなければならない。



(a) 減速機



(b) 切替装置

図1.3.6-2 温度による減速機等の効率低下例

ただし、効率が低くなり過ぎると不経済な設計になるため、0℃以下ではヒータによって潤滑油を昇温することが望ましい。20℃の場合に対する0℃の効率低下は、減速機等の種類によって変わるが、一例を示すと次のとおりである。

- ヘリカル減速機（4段） 2～6%
- ウォーム減速機（減速比 $i = 1/59$ ） 10～15%
- 電動機切替装置（電動機駆動時） 8～12%

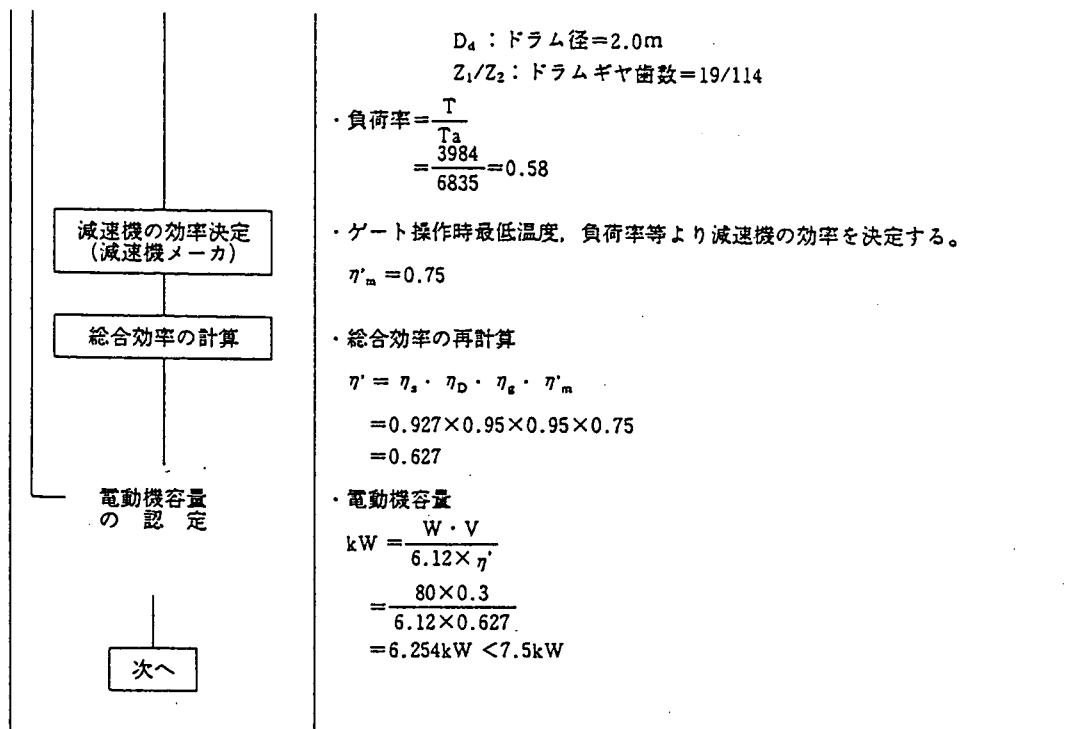
なお、上記の値は負荷率が100%のときのものである。

7. 解説5、6で述べたように、減速機・切替装置の効率には、開閉装置の周囲温度および負荷率等が大きく影響する。そのため、実際の設計においては、減速機メーカーに設計条件を提供し、減速機・切替装置の効率を確認することが望ましい。

なお、表1.3.6-6は、負荷率等を考慮した減速機の効率および電動機容量の決定手順を、フローチャートおよび計算例を交えて説明したのである。

表1.3.6-6 減速機の効率および電動機容量の決定手順

フ ロー チ ャ ー ト	計 算 例
開閉装置形式の決定	・ 1 モータ 2 ドラムウインチ式
設計条件の確認 ・ 開閉荷重 ・ 開閉速度 ・ ゲート操作時最低温度 ・ ワイヤロープ吊り本数 ・ ドラム径 ・ トラムギヤ歯数	・ 開閉荷重: $w = 80.0 \text{ tf}$ ・ 開閉速度: $V = 0.3 \text{ m/min}$ ・ ゲート操作時最低温度: 0°C ・ ワイヤロープ吊り本数 4 本 (片側) ・ ドラム径: $D_d = 2.0 \text{ m}$ ・ トラムギヤ歯数: $Z_1/Z_2 = 19/114$
減速機形式の決定	・ 平行軸減速機, 直行軸減速機, 差動歯車減速機等より決定
総合効率の計算	・ シープ全効率の計算: $\eta_s = 0.927$ (2-5-7参照) ・ ドラム効率の決定: $\eta_d = 0.95$ ・ ドラムギヤ効率: $\eta_g = 0.95$ ・ 減速機効率の調査: $\eta_m = 0.80$ (メーカーカタログより一般的な起動効率を採用) ・ 総合効率の計算 $\eta = \eta_s \cdot \eta_d \cdot \eta_g \cdot \eta_m$ $= 0.927 \times 0.95 \times 0.95 \times 0.80$ $= 0.669$
電動機容量の計算	・ 電動機容量 $kw = \frac{W \cdot V}{6.12 \cdot \eta}$ $= \frac{80.0 \times 0.3}{6.12 \times 0.669} = 5.86 \text{ (kW)}$ 出力 7.5kW の電動機採用
減速機型番の決定	・ 電動機容量より減速型番決定 (ABC123型選定) ・ 減速比の確認 ($i = 1/1000$) ・ 定格伝達動力 kwa の確認 ($kwa = 8.0 \text{ kW}$)
負荷率の計算 (減速機メーカー)	・ 減速機許容出力軸トルク $T_a = \frac{974 \cdot kwa}{N_m} \cdot \frac{1}{i}$ $= \frac{974 \times 8.0}{1140} \cdot \frac{1}{1000} = 6835 \text{ (kgf} \cdot \text{m)}$ ここに, N_m : 電動機回転数 = 1140 r.p.m. ・ 減速機実出力軸トルク $T = \frac{W}{n_w \cdot \eta_s} \cdot \frac{D_d}{2} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{1}{\eta_d} \cdot \frac{1}{\eta_g}$ $= \frac{80000}{4 \times 0.927} \times \frac{2.0}{2} \times \frac{19}{114} \times \frac{1}{0.95} \times \frac{1}{0.95}$ $= 3984 \text{ (kgf} \cdot \text{m)}$ ここに, n_w : 片側ワイヤロープ吊り本数 = 4



8. ウォーム減速機はセルフロック機能をもたせるために使用されるが、その効率の設定には注意しなければならない。セルフロックとは、静止している扉体が自然落下しないことをいう。セルフロック機能を有するためにはためには、ウォーム減速機に内蔵されているウォームギヤが扉体側からトルクによって回転しないようウォームギヤの設計を行う必要がある。

扉体側からトルクによってウォームギヤが回転する場合の効率 (μ_γ) は式(1.3.6-9)で与えられる。

$$\mu_\gamma = \frac{\tan(\gamma - \rho)}{\tan \gamma} \dots\dots\dots (1.3.6-9)$$

ここに、 γ : ピッチ円における進み角

ρ : 摩擦角

μ : 摩擦係数 $\mu = \tan \rho$

セルフロック機能を有するためには、 $\gamma < \rho$ を満足しなければならない。セルフロックの可否を検討するときの摩擦係数は、静摩擦係数(表1.3.6-1の起動時摩擦係数)の下限值($\mu = 0.06$)を用いるが、この場合の摩擦角は $\rho = 3.65^\circ$ (圧力角 20°)である。したがって、 γ は ρ より小さい値に設定する必要がある。

9. 電動機出力算定に当たっては効率の幅のうち最小値を使用し、使用電動機出力から開閉装置各部の強度計算を行う場合は最大値を使用する。
10. ウォーム減速機およびスピンドルの効率は、機械寸法(リード、条数など)と摩擦係数で計算されるが、ウォーム減速機については、使用に当たって単体試験で効率を確認することが望ましい。

第2節 設計共通項

2-1 設計手順

1. 開閉装置の設計は、図2.1-1の手順を標準とする。

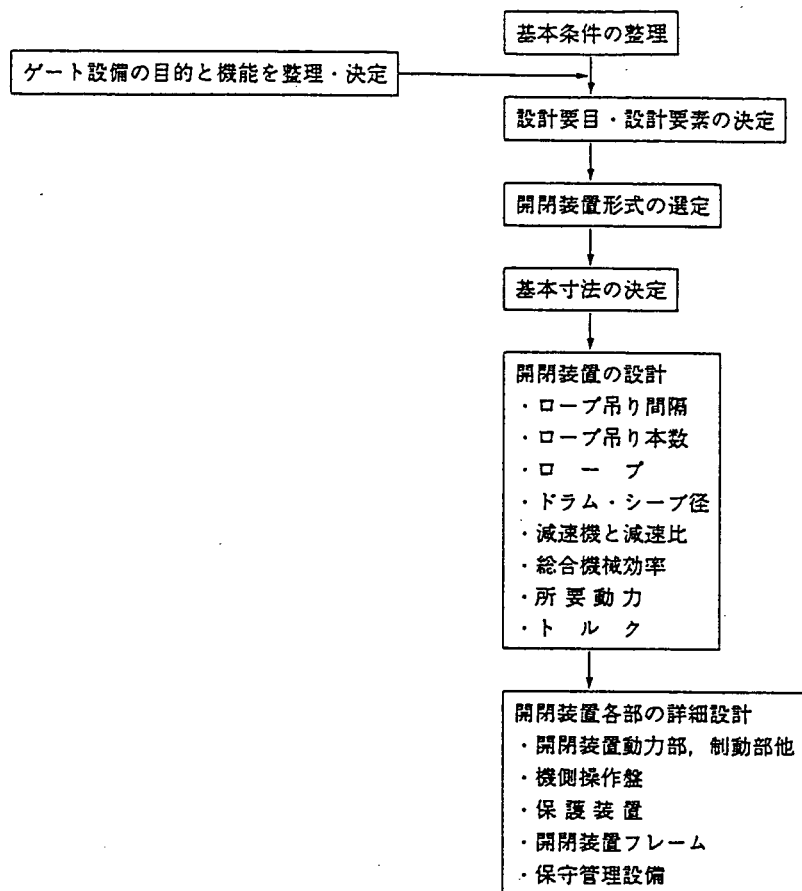


図2.1-1 設計手順

【解説】

1. 信頼性，適切な機能保全，安全性を確保するためには，設計者による開閉装置設計の差異を最小限に留める必要がある。

そこで，開閉装置の構成要素の統一の他，開閉装置の設計手順を標準化することによって信頼性，機能保全，安全性を確保する。

2. 手順としては，本条に示す手法によって設計を進めるが，具体的な設計手順については，図2.1-2の開閉装置標準設計手順に基づき実施する。

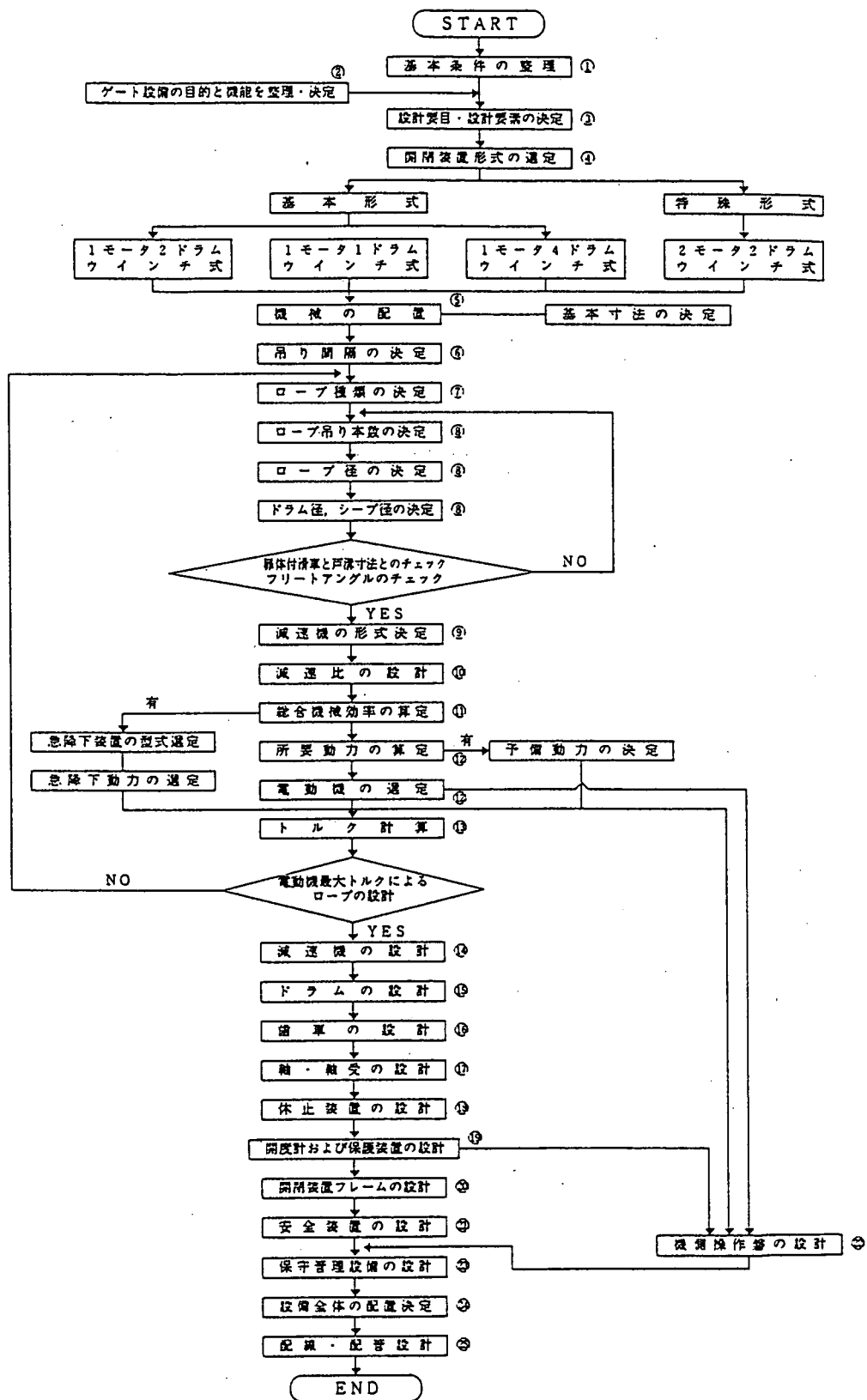


図 2.1-2 開閉装置標準設計手順

① 基本条件の整理

水位条件，環境条件，土木構造物との配置条件とゲート設備の位置づけ等の整理。

② ゲート設備の目的と機能の抽出

ゲート設備の用途，必要機能を抽出し整理する。

③ 設計要目・設計要素の整理

設計要目としてゲート形式，開閉荷重，開閉速度，揚程，設計水位，操作水位の整理。

設計要素として使用材料，安全率，許容応力度，許容面圧，たわみ，機械効率・摩擦係数を整理する。

④ 開閉装置形式の選定

ゲート設備の目的，ゲート形式，必要となる機能から開閉装置の形式を決定する。

⑤ 機器の配置

土木構造物との関係からの基本寸法により開閉装置室のスペースを算出し開閉装置における機器の配置を決定する。

⑥ ロープ吊間隔の決定

径間および土木構造物を考慮し，ロープが土木構造物，開閉装置フレーム，扉体および水流等に干渉しないように決定する。

⑦ ロープの種類の選定

ゲート設置目的，環境条件および操作条件からロープの種類を選定する。

⑧ 吊り数およびロープ径とドラムおよびシーブ径の設計

吊り数，ロープ径の設計は，開閉荷重から行う。

ドラム径は，ロープ径，揚程および土木構造の関係から求まり，同時にドラムの巻層数およびドラム長さを決定する。

シーブ径は，ロープ径，ロープ材質および使用頻度により決定する。

⑨ 減速機の形式決定

減速機の形式には，ヘリカル減速機，ウォーム内蔵ヘリカル減速機が採用されている。減速機の形式は，セルフロックの必要性，経済性，保守管理性および配置性等を考慮して決定する。

⑩ 減速比の設計

総減速比は，開閉速度，ドラム径，吊り本数と電動機回転数との関係から求める。この総減速比を減速機，ドラムギヤに振り分けるが，ドラムギヤの減速比が過大にならないよう考慮しなければならない。

⑪ 総合機械効率の決定

総合機械効率は，減速機の効率，シーブ全効率，ドラムの効率および歯車の効率を総合して決定する。この場合，減速機については起動時の効率とする。

⑫ 所要動力の算定および電動機の選定

所要動力は，開閉荷重，開閉速度および機械効率から算出される。

所要動力の算定結果により電動機の選定を行う。

⑬ トルクの計算

電動機が選定されると、各軸(減速機入力、出力軸、動力伝達軸、ドラム軸等)に作用するトルクを計算する。トルク計算に用いる総合機械効率の内、減速機については運転時の効率とする。

⑭ 減速機の設計

減速機の機種、所要動力、減速比および操作条件から減速機の設計を行う。

⑮ ドラムの設計

ロープ径、ロープ張力、揚程、巻層数および吊り数に応じてドラムの設計を行う。

⑯ 歯車の設計

電動機容量、減速比、開閉速度より作用するトルクを求め、歯車(ドラムギヤ、ピニオン)の設計を行う。

⑰ 軸類、軸受および軸継手の設計

電動機容量、開閉速度より作用するトルクを求め、軸類、軸受、軸継手の設計を行う。

⑱ 休止装置の設計

ゲートの揚程、扉体と開閉装置フレームの関係を考慮して、休止装置の設計を行う。

⑲ 開度計および保護装置の設計

ゲートの揚程、操作条件を考慮して開度計および保護装置の設計を行う。

⑳ 開閉装置フレームの設計

開閉装置形式、土木構造、基本寸法および開閉荷重に応じて開閉装置フレームの設計を行う。

㉑ 安全装置の設計

安全カバー等の設計を行う。

㉒ 機側操作盤の設計

供給電源、操作方法、電動機容量、保護装置、インタロック機能および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。

㉓ 保守管理設備の設計

点検の作業性、安全性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。

㉔ 設備全体の配置決定

各設備の配置計画を行い、ここで一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す必要がある。

㉕ 配管・配線の設計

各機器間をできるだけ短く、かつ通行、操作、給油、点検作業、部品交換等の障害にならないよう合理的に連絡できるように給油配管および電気配線・配管を行う。

2-2 ゲート設備の目的と要求機能

1. 開閉装置は、ゲートを制御するシステムとして、開・閉・停止の基本機能に加え、ゲート設備毎の設置目的を達成するために必要な機能を全て備えるものとする。

ゲート種類ごとの設置目的と要求される機能は、表2.2-1に示すとおりである。

表2.2-1 ゲートの設置目的と開閉装置の要求機能

機 能 ゲート種類	常時の状態			設 置 目 的							開閉装置の要求機能							
				閉時の目的				開時の目的			基本機能				付帯機能			
	全 閉	全 開	運 転	貯 水	冷 水・ 濁 水	点 検・ 整 備	異 常 時	洪 水	利 水	発 電	開 操 作 機 能	閉 操 作 機 能	停 止 機 能	予 備 動 力 機 能	速 度 変 換 機 能	扉 体 休 止 機 能	位 置 制 御 機 能	開 動 作 制 限 機 能
クレスト ゲート	○			○				○			○	○	○	○		※ ○		○
予備 ゲート		○				○	○				○	○	○		○	○		
選択取水 ゲート			○		○				○	○	○	○	○			○	○	
修理用 ゲート		○				○					○	○	○		○	○		
非洪水期 締切ゲート	○	○		○				○			○	○	○			○		

(注) 1) 速度変換機能は高揚程の場合

2) ※印は必要に応じて検討

2. 開閉装置の設計にあつては、設計要目に加え、ゲート毎の設置目的や要求される操作を明確にし、それを実現するために開閉装置として必要となる各種の付帯機能、機器の二重化、保護装置の必要範囲等について整理した上で、作業に着手する。

【解 説】

1. 開閉装置の基本機能は、ゲートを開・閉・停止することであるが、その他にそれぞれのゲート設備の設置目的や操作の種類から開閉装置に要求される各種の機能があり、これらを明確にしなければ、実際の設計作業を進めていくことはできない。このため、設計に先立ち開閉荷重、開閉速度、揚程といった基本条件を明らかにするのは勿論であるが、その他に設備の設置目的や操作条件を明確にし、それらを実現するために開閉装置に要求される機能を具体的に整理することが、開閉装置の設計を的確に行う上で不可欠となる。
2. ゲート設備の設置目的は、表2.2-2のように大別される。

表2.2-2 ゲート設備の設置目的

目 的	取 水	制 水	放 流
概 要	灌漑、発電、上水道等のために、貯留水を取水する設備	主設備に異常が生じ、操作ができなくなった場合や点検・整備時に「閉」操作を行い止水する設備	常時全閉状態で貯留水を止め、洪水時には「開」操作を行って放流する設備
ダムの設備	選択取水ゲート	予 備 ゲ ー ト 修 理 用 ゲ ー ト 非洪水期締切ゲート	クレストゲート

さらに、設備の種類毎に細かい目的と、要求される操作を挙げると次のとおりである。

(1) クレストゲート

ダムの安全確保のため、洪水を放流する目的で設置され、常時全閉状態で洪水時に開操作を行う。

この設備は操作不能による社会的影響が大きく、確実に開閉できることが要求される。

(2) 予備ゲート

高圧放流設備の主ゲートおよび放流管の点検・整備ならびに放流中、主ゲート等に異常が生じた場合の非常閉鎖を行う目的で設置される。常時は全開の状態にあり、異常時には短時間で全閉できる機能が要求される。

(3) 選択取水ゲート

貯留水の冷水、濁水ならびに富栄養化等に対して放流水質を確保する目的で設置される。

常時運転状態にあり、設置目的に適合した水質の貯留水を取水するため、貯水池の水位変動に応じ吞口位置の制御を行い、任意の層から必要な取水量を取水できる機能が要求される。

(4) 修理用ゲート

点検・整備時に湛水位を保持するために代替使用する目的で設置される。常時は全開状態にあり、下流設備の点検・整備時に全閉できる機能が要求される。

(5) 非洪水期締切ゲート

非洪水期に湛水位を保持する目的で設置される。洪水期には全開の状態にあり、非洪水期には全閉し締め切った状態にあるため、全開および全閉にできる機能が要求される。

3. 開閉装置には開・閉・停止の基本機能の他に、ゲートの設置目的に応じ、設備の二重化による信頼性の向上（フォールトトレラント）や次に示すような付帯的機能の付加を必要に応じ行う。

- ① 停電時や動力故障時にも、予備の装置で開閉できる機能（動力装置の二重化）
- ② 速度変換を行う機能
- ③ 扉体休止を行う機能
- ④ ゲートの位置制御を行う機能
- ⑤ 開操作において1操作での開度変化を制限する機能

設計にあたっては、どのような機能を付加するかを予め明確にする必要がある。その目安と

して、2項で設置目的を整理したゲート種類ごとに、必要となる付帯機能をあげると表2-2-1に示す通りとなる。実際の設計では、表2.2-1を参考に、それぞれの設備ごとの設置目的や要求操作に基づき、開閉装置に必要となる付帯機能や二重化・保護装置の範囲等を具体的に明らかにした上で、設計に着手しなければならない。

表2.2-1において、位置制御機能とはゲートを水位に追従させたり、上下段扉の相対位置関係を制御する機能をいい、開動作制限機能とは洪水吐き設備等において、放流水量の急激な増加による下流への悪影響を防止するため、連続的に行える開操作量を制限する機能をいう。

なお、ゲート種類毎の保護装置の選定の目安については、3-12によるものとする。

2-3 開閉装置の機器構成

1. 開閉装置は、次により構成する。
 - ① 動力部
 - ② 制動部
 - ③ 減速部
 - ④ 動力伝達部
 - ⑤ 扉体駆動部
 - ⑥ 機側操作装置
 - ⑦ 保護装置
 - ⑧ 安全装置
 - ⑨ 付属設備
2. 要求される機能にあわせて、次の機器・装置がある。
 - ① 予備動力設備
 - ② 速度変換装置
 - ③ 位置制御装置
 - ④ 開動作制限装置

【解 説】

1. 開閉装置は、扉体を安全・確実に「開」「閉」「停」するものである。図2.3-1と図2.3-2に開閉装置の基本構成と構成機器名称を示す。
 - (1) 動力部は開閉装置の原動機の部分で、主動力としては電動機が用いられる。また、予備動力としては予備電動機が用いられる。
 - (2) 制動部は、扉体の全開時や部分開度時などで荷重が作用したままの状態を開度を保持する。また停止時の慣性力を制動し、電動機等の回転を停止させる。一般には電動機内蔵制動機、電動油圧押し式制動機等が使用される。
 - (3) 減速部は電動機の回転速度を減速するものであり、ヘリカル減速機、ウォーム内蔵ヘリカル減速機が一般に使用されている。その他に歯車等がある。

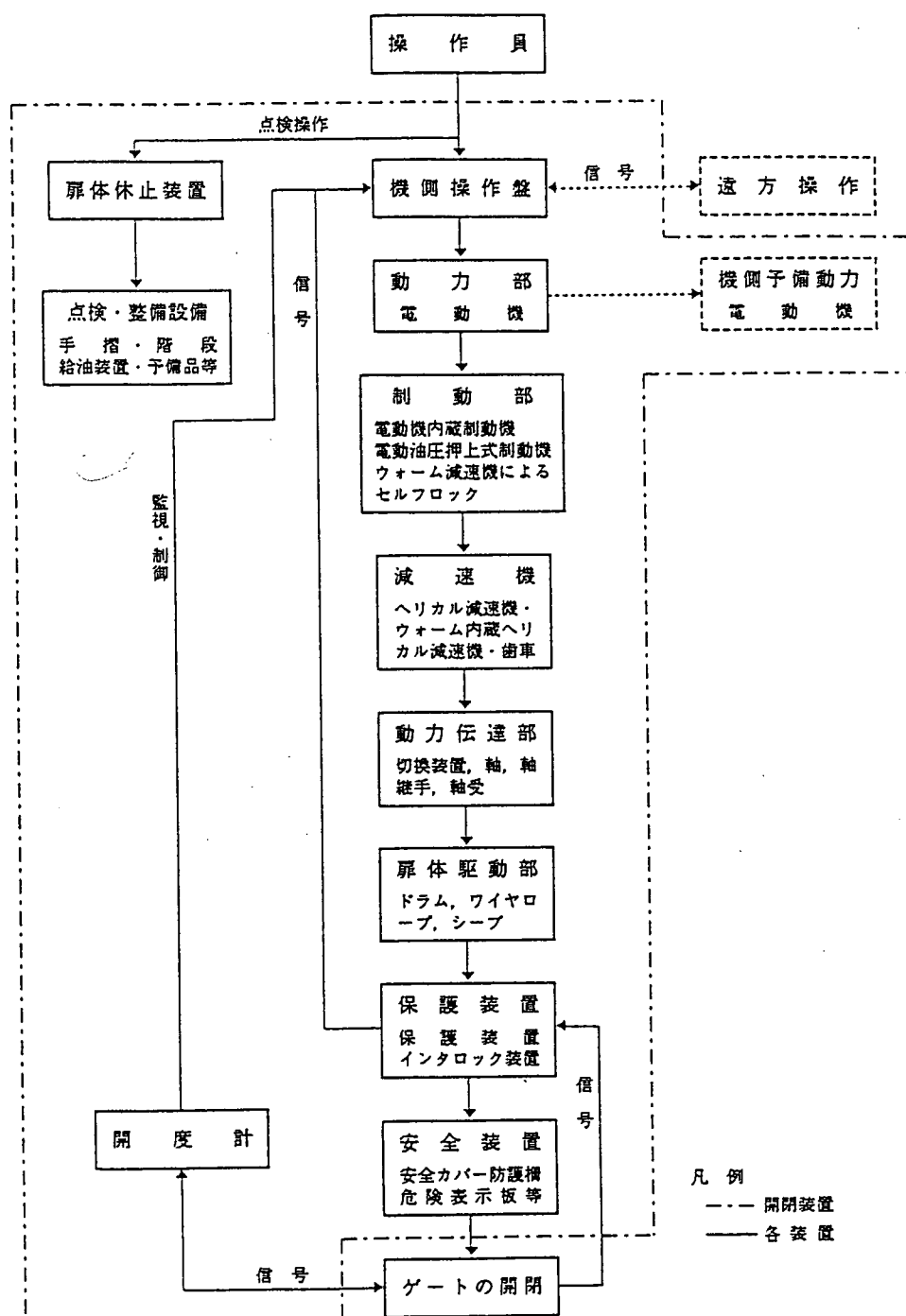
- (4) 動力伝達部は、動力部から扉体駆動部へ動力を伝達する部分で、主動力と予備動力の切換装置、動力伝達軸、軸継手および軸受等である。
- (5) 扉体駆動部は、直接扉体を動かす部分でドラム、ワイヤロープ等である。シーブはロープ吊り本数との関係より巻取荷重の低減や駆動力の方向変換のために用いられている。
- (6) 機側操作装置は、ゲートの操作を機側において独立して行う装置であり、機側操作盤とこれに関係する開度計が含まれる。機側操作盤は開閉装置室に設置され、ゲートの操作に必要な位置制御装置、操作スイッチ、計器・表示機器類、その他ゲートを安全確実に操作するための制御機器を備え、機側でゲートの操作を行うものである。

開度計は、流水管理、ゲートの操作に最も重要なものである。開度計には機械式開度計と電気式開度計があり、機側には一般的に機械式開度計が用いられ、電気式開度計は機側操作盤から機械式開度計の指針が視認しにくい場合、開度データを監視、制御に使用する場合等に機側操作盤に組込んで用いられる。

- (7) 保護装置は、扉体の過巻・過負荷等を防止し、設備・機器を保護するもので、上下制限限開閉装置・過負荷保護装置等とインタロック装置で構成される。
- (8) 安全装置は、操作員や点検・整備の作業員等の安全を確保するために設けられるもので、安全カバー、防護柵、危険表示板等である。
- (9) その他として、付属管理設備、扉体休止装置等がある。

付属設備には、開閉装置の機能の維持と保全に必要なもので点検・整備設備（階段・手摺・防護柵、給油装置、予備品等）がある。

扉体休止装置は、扉体または開閉装置の点検・整備時等に使用する。



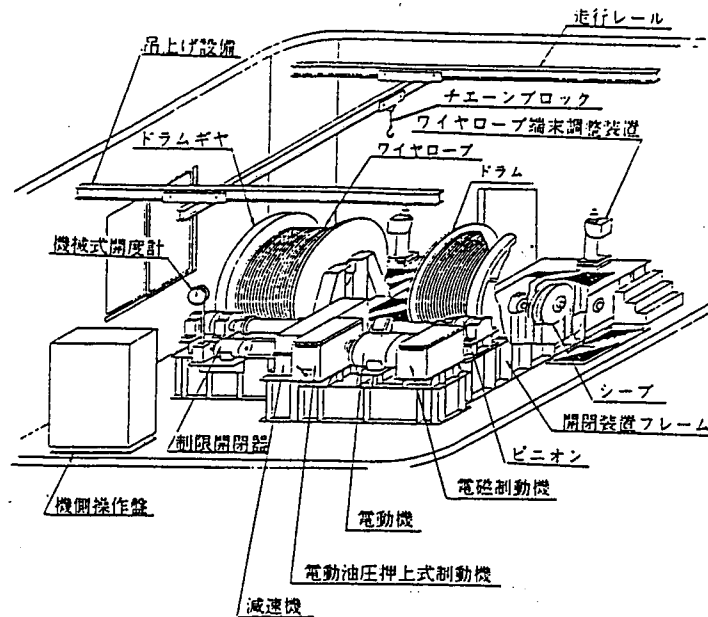


図2.3-2 開閉装置の構成機器と名称

2. 開閉装置には、1項に示す機器の基本構成のほかに、ゲート設備の目的や操作の種類により各種の機能が要求され、表2.2-1に示す付帯機能を考慮した構成機器を設ける。

(1) 予備動力設備

予備動力は、主動力設備である電動機の故障時に備えるもので、予備電動機を設ける。

(2) 速度変換装置

速度変換装置は、急遮断を必要とするゲート設備や揚程が高い等で開閉時間に制限を受け、標準開閉速度より速い速度を必要とする場合に設ける。速度変換方法は、極数変換形（ポールチェンジ）の電動機を使用する。

(3) 位置制御装置

位置制御装置は、水位に追従してゲートを開閉させる場合に設ける。

(4) 開動作制限装置

開動作制限装置は、1操作あたりの開度量を制限し、過剰な放流を防止する場合に設ける。

表2.3-1 選択すべき構成機器

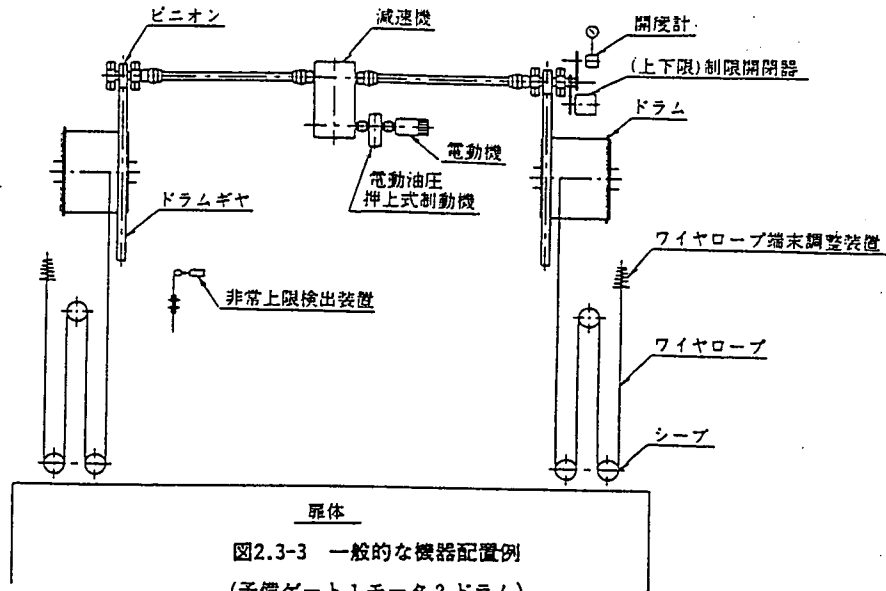
装置 ゲート名	選 択 す べ き 構 成			
	予備動力設備	速度変換装置	位置制御装置	開動作制限装置
クレストゲート	○			○
予 備 ゲ ー ト		○		
選択取水ゲート			○	
修理用ゲート		○		

(注) 1) 速度変換は、急遮断を必要とする場合や高揚程の場合。

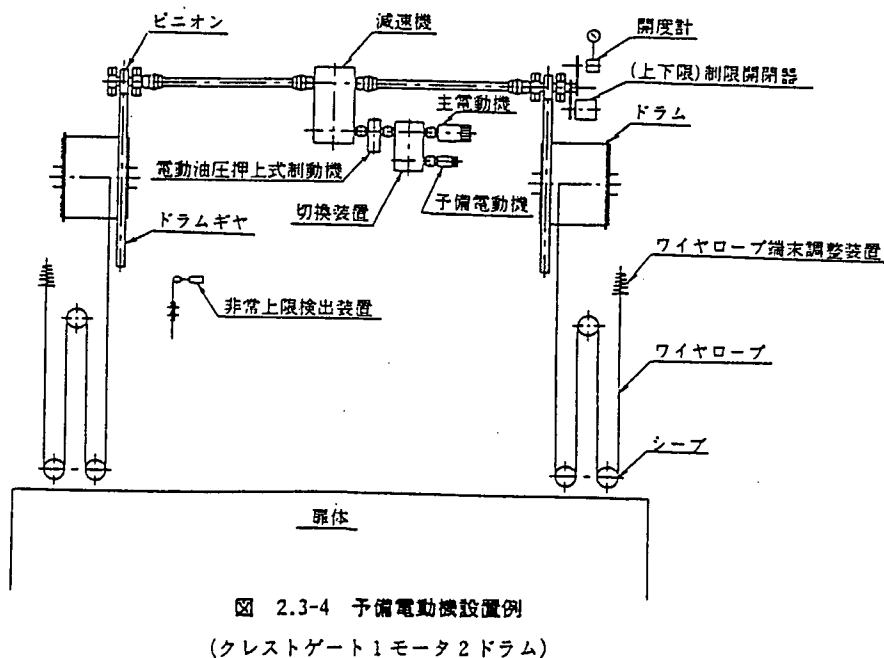
2) 速度変換は、電動機のポールチェンジ等による。

3. 機器配置は、各機器の位置関係を十分に検討し、安全性、操作性を考慮して計画する必要がある。例えば、機側操作盤から開度計が目視できるようにし、ゲートの開度を確認しながら安全に操作ができるようにすることも必要である。

(1) 開閉装置は、主要機器として電動機（制動機内蔵）、電動油圧押し式制動機、減速機、ドラムギヤ・ピニオン、ドラム、ワイヤロープ、シープによって構成される。なお、取付け位置は他の機器配置との関連性を考慮して決められる。図2.3-3に一般的な機器配置例を示す。



(2) 予備動力を設ける場合は、電動機と電動油圧押し式制動機の上に切換装置を設置し、主動力から予備動力へ切換えの際時、無制動状態にならないようにする。



- (3) 開閉装置の機器の中では、特にワイヤロープの伸びによる上下制限開閉装置および開度計の調整、また減速機類等の潤滑油の交換等を考慮した配置とする。図2.3-5に点検・整備を考慮した配置例（動力部、制動部、減速部がワイヤロープ端末調整装置および非常用上下制限開閉装置等と反対側に配置しているのので、上下制限開閉装置、開度計、ワイヤロープ端末調整装置等が点検・整備しやすい）を図2.3-6に上下制限開閉装置の悪い配置例（動力部、制動部、減速部がワイヤロープ端末調整装置および非常用上下制限開閉装置等を同じ側に配置しているのので、上下制限開閉装置、開度計、ワイヤロープ端末調整装置等が点検・整備しにくい位置にある。）を示す。

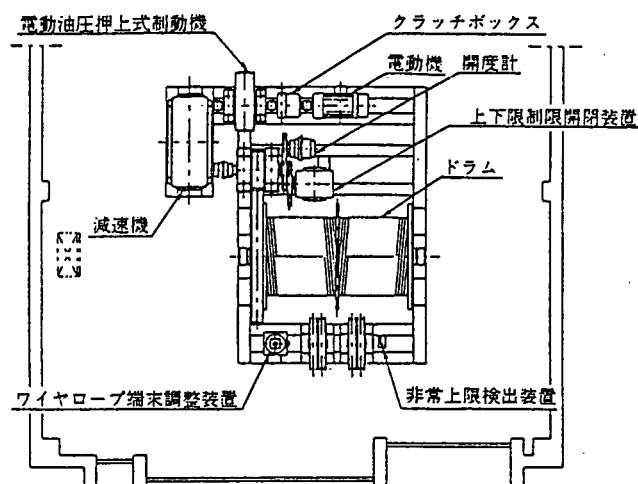


図2.3-5 点検・整備を考慮した配置例

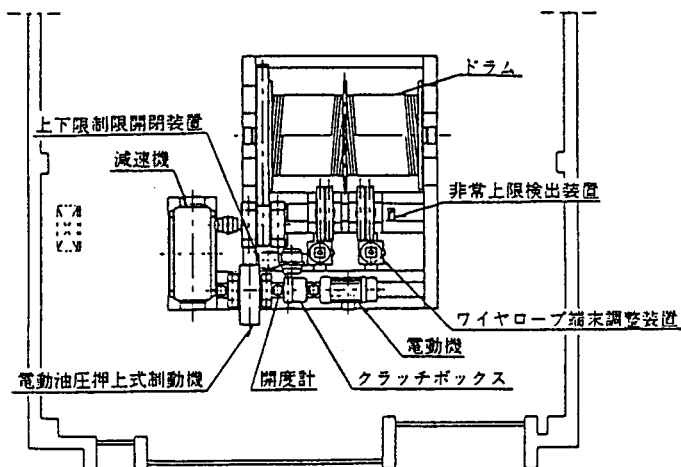


図2.3-6 上下制限開閉装置の悪い配置例

2-4 開閉装置形式

2-4-1 開閉装置形式

開閉装置の形式は、1 モータ 2 ドラムを標準とする。

【解 説】

1. 開閉装置の形式には図2.4.1-1に分類される。

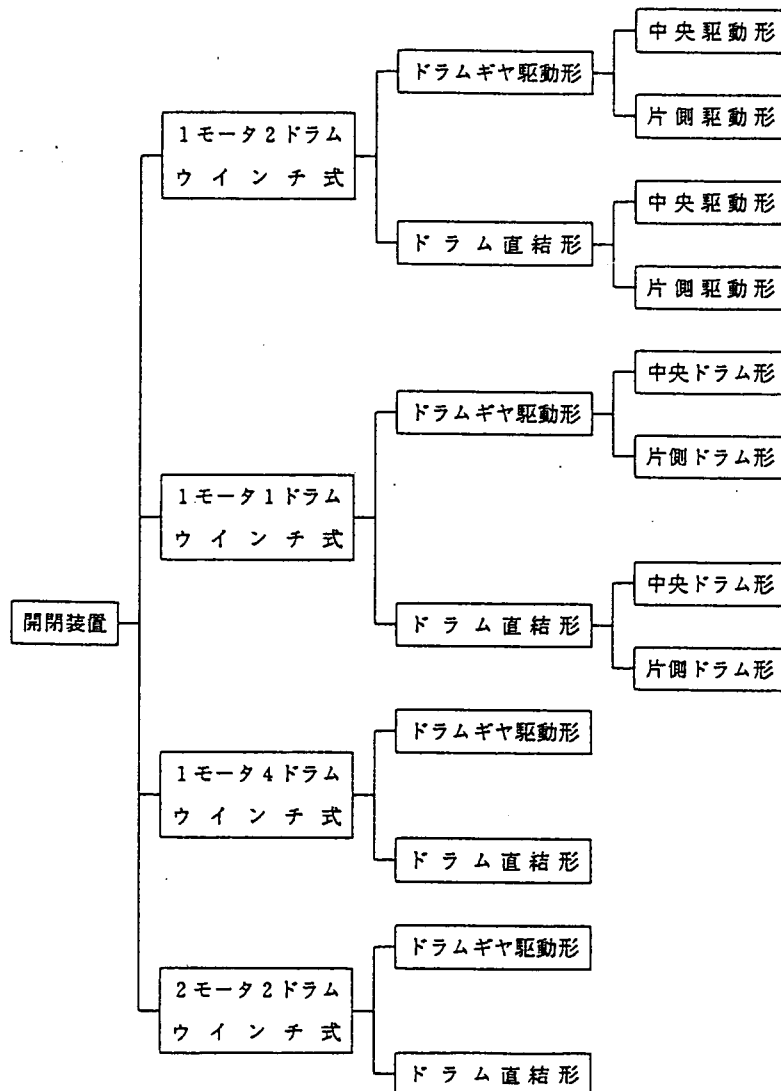


図2.4.1-1 開閉装置型式

- (1) 1 モータ 2 ドラムウインチ式は、両端へドラムを配し動力伝達軸で機械的に連結し、扉体左右のワイヤロープを巻取る一般的な形式で、ドラムギヤを介してドラムに動力を伝達するドラムギヤ駆動形と、点検・整備性の向上を目的にドラム軸と減速機出力軸を直結し、ドラムギヤ、ピニオン、軸受等を除いたドラム直結形がある。

駆動部は、それぞれ中央駆動形と片側駆動形がある。中央駆動形が一般的であるが、操作橋をなくし開閉装置を片側のピアに集中して設置したい場合には、片側駆動形が採用されている。

本形式は、左右のドラムを1連の動力伝達軸で連結し駆動することから、左右のドラムは同調回転してワイヤロープを巻取るので、ゲートは安定した状態で開閉操作できる。また、径間が約15m以下に適することからダム用ゲート全般に採用されている。

- (2) 1モータ1ドラムウインチ式は、開閉装置の構成機器を1箇所を集約した形式で、1モータ2ドラムウインチ式と同様にドラムギヤ駆動形と、ドラム直結形がある。また、扉体の中央にドラムを配置する中央ドラム形と扉体の片側にドラムを配置する片側ドラム形がある。ドラム中央形は、取水ゲート、予備ゲートおよび修理用ゲートにおいて吊り間隔が狭い場合に採用されている。また、片側ドラム形は、ピア間の開閉装置架台が不要で開閉装置を片側ピアに集中して設置できる長所があり、クレストゲートに採用されている。

(3) そ の 他

- i) 1モータ4ドラムウインチ式は、切換装置により動力の伝達方向を切換えることにより、上段扉および下段扉をそれぞれ別々に駆動させる。

駆動形式は、ドラムギヤ駆動形である。本形式は、取水ゲートで下段扉の使用頻度の少ないものに採用例があり、実績は少ない。

- ii) 2モータ2ドラムウインチ式は、一般に径間が20m以上のゲートに採用され扉体の両端に1モータ・1ドラム式開閉装置をそれぞれ配し、電氣的に開度を同調させながら扉体を開閉する形式で駆動形式として、ドラムギヤ駆動形とドラム直結形がある。本形式は、長径間用であることからダム用ゲートへの採用は少ない。

2. 各形式の模式図を、図2.4.1-2に示す。

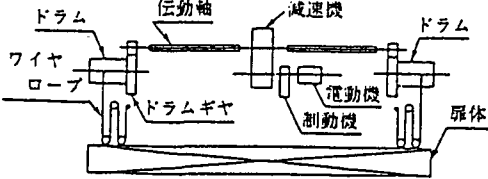
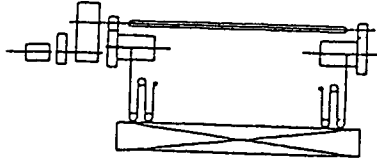
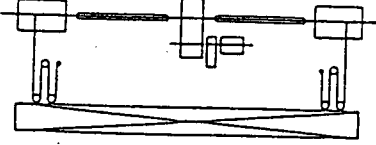
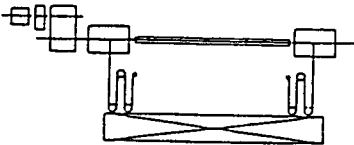
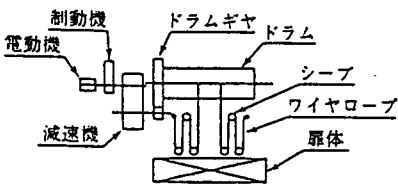
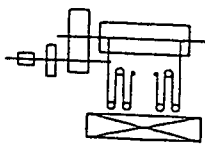
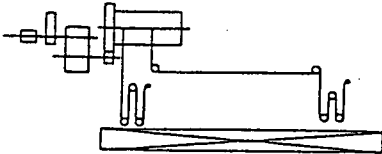
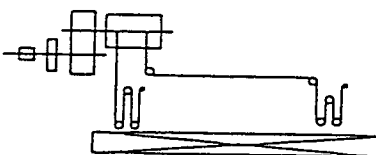
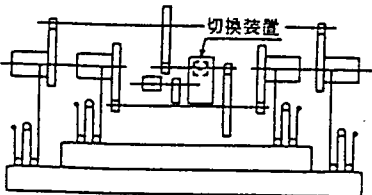
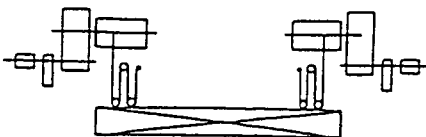
型式	①-1 中央駆動ドラムギヤ駆動形	①-2 片側駆動ドラムギヤ駆動形
① 1モータ・2ドラム		
	①-3 中央駆動ドラム直結形	①-4 片側駆動ドラム直結駆動形
		
② 1モータ・1ドラム	②-1 中央ドラム・ドラムギヤ駆動形	②-2 中央ドラム・ドラム直結形
		
	②-3 片側ドラム・ドラムギヤ駆動形	②-4 片側ドラム・ドラム直結形
		
③ 1モータ・4ドラム	③-1 ドラムギヤ駆動形 (上・下段扉駆動)	
		
④ 2モータ・2ドラム	④-1 ドラムギヤ駆動形	④-2 ドラム直結形
		

図 2.4.1-2 開閉装置形式 (模式図)

3. 駆動方法は、ドラムギヤ駆動形とドラム直結形に分類される。

一般にはドラムギヤ駆動形は、経済的に割安で実績が多い。ドラム直結形は、駆動部がシンプルな構造となり保守管理面ですぐれるが、経済的に割高である。

したがって、ドラム直結形は、保守管理の合理化および装置のコンパクト化を優先する場合に採用する。

表2.4.1-1にドラムギヤ駆動形とドラム直結形の比較表を示す。

図2.4.1-3にコンパクト化を考慮したドラム直結形の選定フローを示す。

表2.4.1-1 ドラム直結形とドラムギヤ駆動形の比較

(1 モータ2ドラムの場合)

項目	ドラム直結形	ドラムギヤ駆動形	備考
概要図			
動力の伝達	・電動機よりチェンカップリング、減速機、動力伝達軸、ギヤカップリング、ドラム軸およびドラムを介してワイヤロープに伝達される。	・電動機より、チェンカップリング、減速機、動力伝達軸、ギヤカップリング、ビニオン、ドラムギヤおよびドラムを介してワイヤロープに伝達される。	
駆動の構造	・ドラムギヤ及びビニオンが無いいため構造がシンプルである。 ・しかし、その分減速機の減速比が大きくなる。	・ドラム直結形に比べて複雑な構造となる。	
コンパクト性	・減速機の形式により、コンパクト性が変わる。 ・ドラム直結型では、ウオーム内蔵ヘリカル減速機を採用し、ドラム軸トルク14tf-m程度まではコンパクトであるが、ドラム軸トルクが14tf-mを超え大きくなるにしたがって減速機、動力伝達軸およびギヤカップリングが極端に大形化しドラムギヤ駆動型に比べ、広い設置スペースが必要となる。		
技術面	・ドラムギヤ駆動形に比べ動力伝達軸に作用するトルクが大きく、軸継手の最大伝達トルクにより開閉装置の能力が制限される。	・ドラム直結形に比べ伝動力達軸に作用するトルクが小さく、大きな開閉荷重に適用できる。	
保守管理	・ドラムギヤ、ビニオンがないことから、ドラムギヤ駆動形に比べて手間が省ける。	・ドラムギヤ、ビニオン等の保守管理が必要となる。	
経済性	・ドラムギヤ駆動形に比べて減速機及びギヤカップリング等が高価で割高となる。	・ドラムギヤおよびビニオン等部品点数は多いが、トータル的に割安である。	

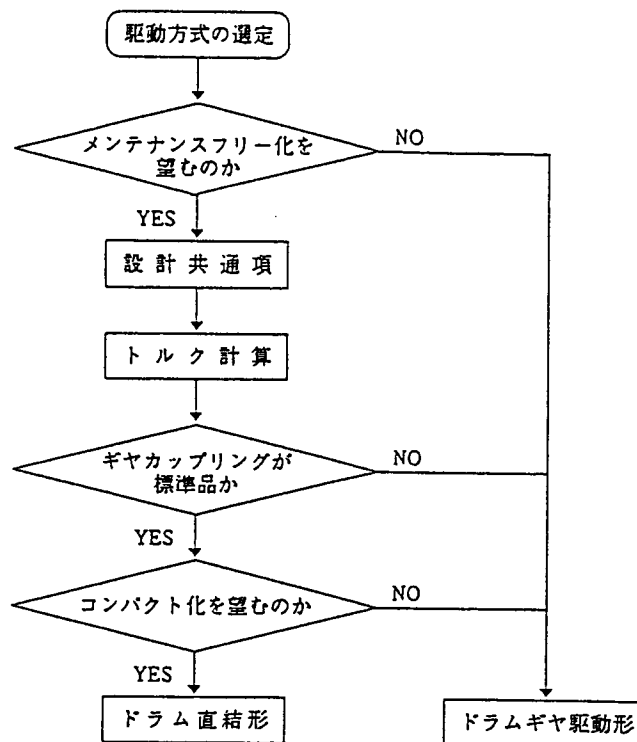


図2.4.1-3 コンパクト化を考慮したドラム直結形の選定フロー

(1 モータ 2 ドラムの場合)

4. 開閉装置の形式選定は、ゲートの種類および規模によるところが大きいが設置場所の土木構造および形状、管理橋の有無により形式の選定は左右される。表2.4.1-2開閉装置形式選定基準を示す。

表2.4.1-2 開閉装置形式選定基準

ゲート形式	1モータ 1ドラム	1モータ 2ドラム	2モータ 2ドラム	1モータ 4ドラム
クレストゲート	※1 ○	○	※2 ○	×
選択取水ゲート	○	○	×	○
予備ゲート	○	○	×	×
修理用ゲート	○	○	×	×
非洪水期締切ゲート	○	○	×	×

(注) ○：使用することが適当

×：使用することが不適当

※1 管理橋がない場合

※2 径間が長い場合

2-4-2 配置計画

1. 開閉装置は、操作性、安全性が確保できるように設置する。設置場所の土木構造との関連・他設備との配置関係などを検討し適切に配置する。
2. 開閉装置は、点検・整備が容易な配置とする。

【解説】

1. 開閉装置は、扉体の直上に配置するのが機能的で効率が良く一般に採用されている。
しかし、最近景観上からダム堤内および堰柱内などの狭い場所に設置されることも多くなってきている。開閉装置の配置は、次の事を考慮して計画しなければならない。
 - (1) 操作員、保守管理者が安全に操作できる配置としなければならない。
 - (2) 操作員、保守管理者が開閉装置の運転状況（異常音、発熱、振動の有無など）を容易に監視できる配置としなければならない。放流を目的とするゲートの場合は、放流状態を監視できる配置が望ましい。
 - (3) 開閉装置は他の設備と隣接して設置される例があり、位置関係を十分検討し配置計画を行わなければならない。
2. 開閉装置は、長期間使用するため耐久性が高く信頼性、安全性の維持が必要であり、常日頃の点検・整備が重要である。開閉装置の配置は、周囲に点検通路の確保、点検設備の設置など容易かつ安全に点検・整備が行えるよう計画しなければならない。また長期間にわたり信頼性を維持するために開閉装置室を設ける。
3. クレストラジアルゲートの開閉方式は、扉体前面巻上式と扉体背面巻上式の2方式があり、扉体前面巻上式は、ワイヤロープが水没し、スキンプレートにワイヤロープ用ライニングが必要となるため、扉体背面巻上式が採用されている。クレストラジアルゲート開閉装置の配置例を図2.4.2-1～2.4.2-2に示す。

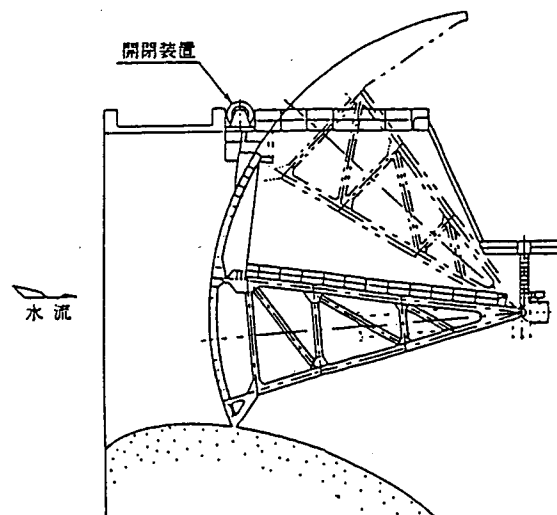


図2.4.2-1 扉体前面巻上式の例

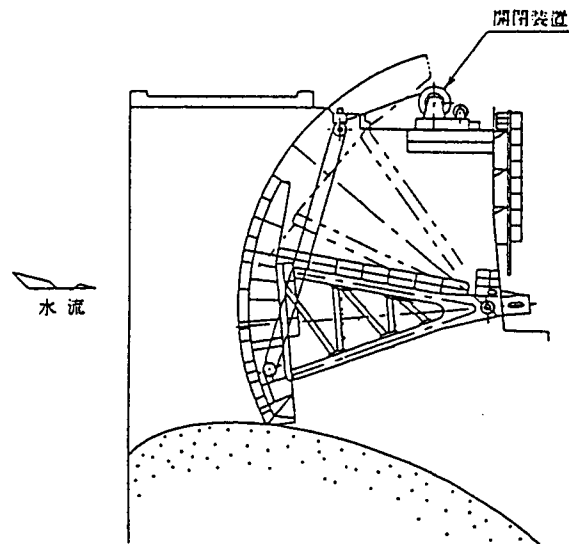


図2.4.2-2 扉体背面巻上式の例

4. 常用洪水吐予備ゲート等の高圧ローラゲート用開閉装置は、各ゲート毎に設置する固定式と複数のゲートを一台の開閉装置で開閉するガントリクレーン式がある。固定式には、ゲート直上に設置する例と景観上からダム下流の堤内に設置してワイヤロープを横引きする例がある。高圧ローラゲート用開閉装置の配置例を図2.4.2-3～2.4.2-5に示す。

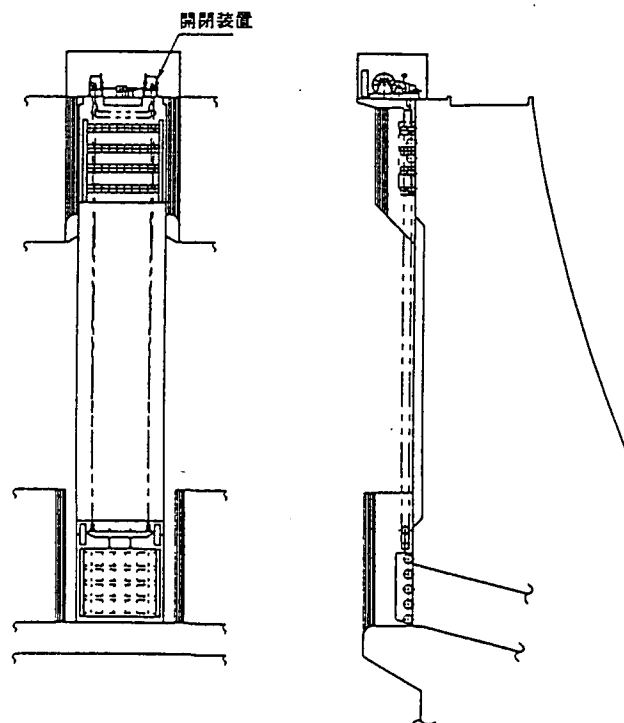


図2.4.2-3 ゲート直上に設置の例
予備ゲート (1 モータ 2 ドラム)

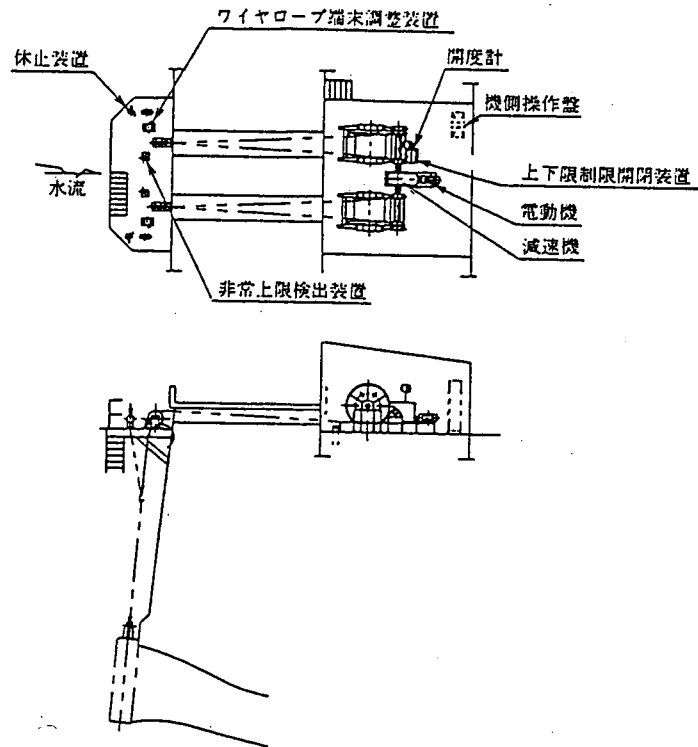


図2.4.2-4 ダム下流側堤内に設置の例

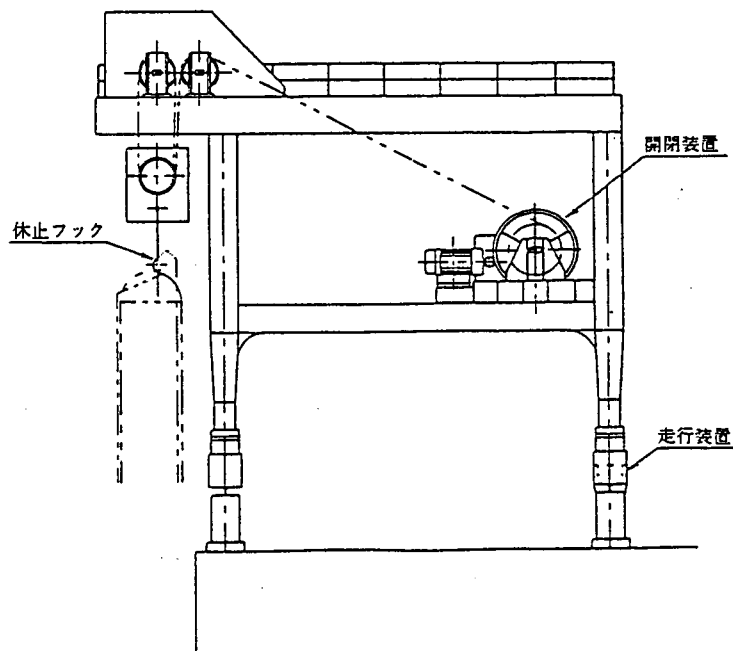


図2.4.2-5 ガントリクレーン式の例

5. 選択取水設備には、直線多段式、半円形多段式および円形多段式があり1台の開閉装置によって全段を操作する方式と、最上段扉および最下段扉の各々に設ける方式がある。直線多段式の場合は、複数の開閉装置を設置すると開閉装置が接近するためワイヤロープを横引きして干渉を避ける例がある。円形多段式の場合、上段扉用と下段扉用の吊り位置が一行に並ぶため開閉装置の機器配置は、干渉しないよう検討する必要がある。選択取水設備の開閉装置配置例を図2.4.2-6～2.4.2-8に示す。

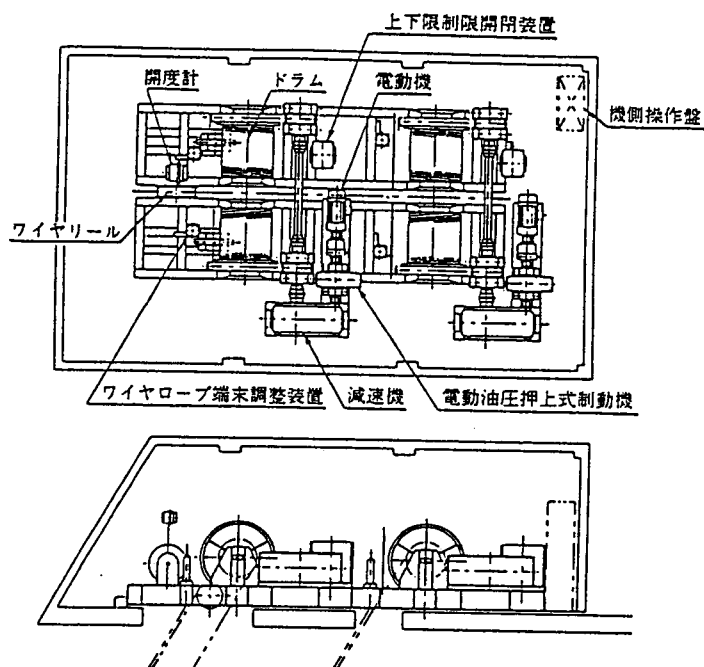


図2.4.2-6 直線多段式開閉装置の例

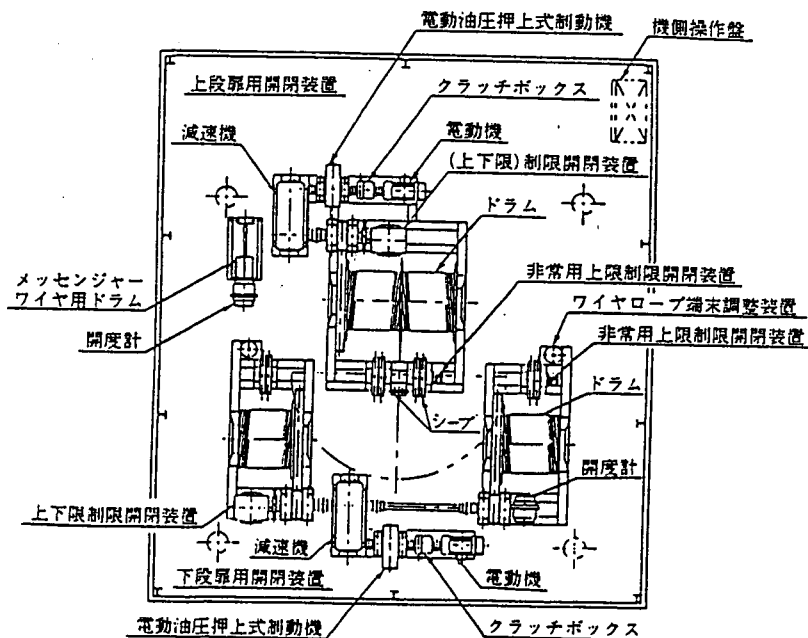


図2.4.2-7 半円形多段式開閉装置配置の例

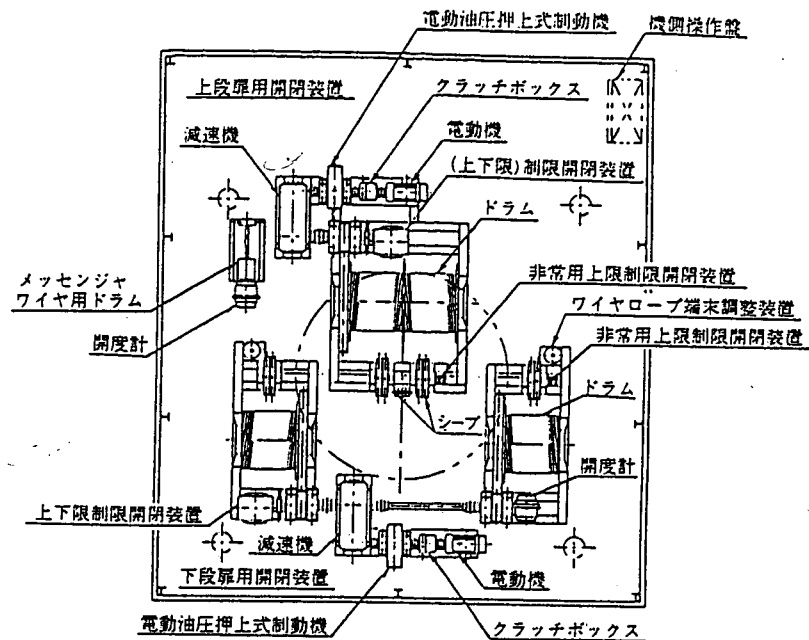


図2.4.2-8 円形多段式開閉装置の例

2-5 開閉装置の設計

2-5-1 吊り間隔

吊り間隔は、確実な開閉操作ができるよう、扉体径間および土木構造物より決定する。

【解 説】

1. 吊り間隔は開閉装置の配置を決定するものであり、吊り間隔を決定する当たっては、扉体の確実な開閉操作ができるよう決定するのは当然であるが、開閉装置が、開閉装置の保守管理のためのスペースも含めて開閉装置室内に収納できるように決定する。
2. ワイヤロープの軌跡は、ドラムの巻取り位置によって変化することも考慮して、ワイヤロープが土木構造物、開閉装置フレーム、扉体本体（クレストラジアルゲートの場合など）と干渉しないように扉体吊り間隔を決定する。

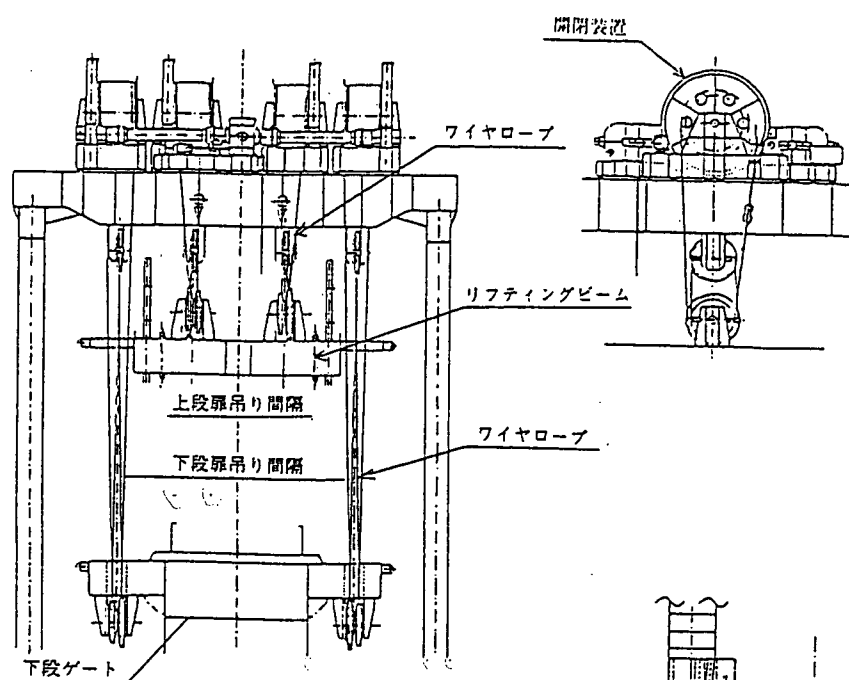


図2.5.1-1 取水ゲートの吊り間隔例

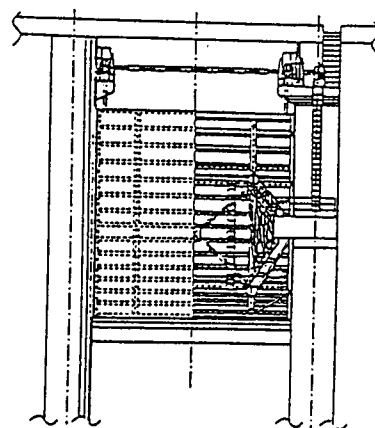
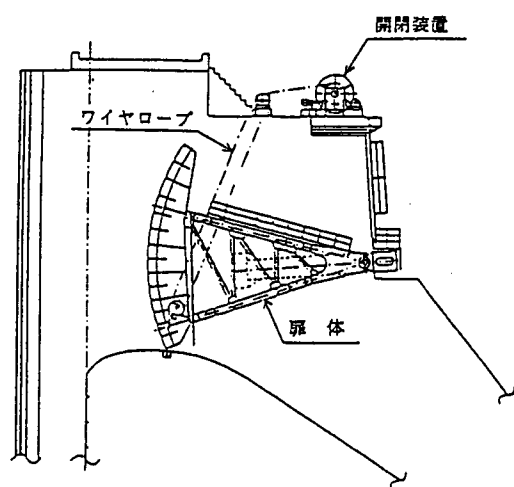
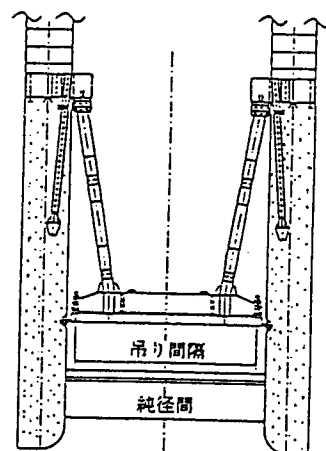


図2.5.1-2 クレストラジアルゲートの吊り間隔例

2-5-2 ロープ吊り本数

ワイヤロープの吊り本数は、表2.5.2-1を標準とする。

表2.5.2-1 ワイヤロープ吊り本数

開 閉 荷 重	片側吊り本数
50tf 以下	2 本
50tf を 超 え 100tf 以下	4 本
100tf を 超 え 200tf 以下	6 本

【解 説】

- 開閉荷重とワイヤロープの片側吊り本数の関係は、設計するうえの目安とするため、実績調査に基づき標準としたものである。詳細な設計検討を実施する場合は、以下の項目に注意しワイヤロープの片側吊り本数を決定する。
 - ワイヤロープ片側吊り本数を増すと、ワイヤロープ径、ドラム径、シーブ径、減速機の規模を小さくできる。しかし、吊り本数が増加すると総合効率が低下し使用電動機容量がアップすることがある。したがって、吊り本数の決定にあたっては、吊り本数と必要電動機容量との関係も考慮しなければならない。
 - 吊り本数を増すと、ワイヤロープの巻取り長が長くなる。吊り本数の決定にあたっては、ワイヤロープのフリートアングルが基準値を確保できるように吊り本数およびドラム径を決定しなければならない。
 - 越流方式によって流量調節を行うゲート設備では、戸溝内に扉体のシーブを納める場合がある。そのため、シーブ径およびワイヤロープ径が制約を受ける場合がある。
- ワイヤロープ径は、開閉装置据付時のワイヤリングの施工性より、最大径に制約を受ける。実績調査をすると最大径は60mm程度である。なお、最小径について、施工上の制約はないが、実績を調査すると最小径は16mmである。
- ワイヤロープの吊り本数に関する実績（昭和56年以降）を図2.5.2-1～図2.5.2-4に示す。
 - 図2.5.2-1～図2.5.2-2は、開閉荷重とワイヤロープ吊り本数の関係を示したものである。
 - 1 モータ 1 ドラム、1 モータ 2 ドラムでは、ワイヤロープの片側吊り本数は4,6本の実績が多い。
 - 1 モータ 1 ドラムでは、開閉荷重が80tf までは4本（片側）、30～150tf までは6本（片側）の採用実績が多い。
 - 1 モータ 2 ドラムでは、開閉荷重が120tf までは4本（片側）、40～190tf までは6本（片側）の採用実績が多い。
 - 図2.5.2-3～図2.5.2-4は、ワイヤロープ径と開閉荷重の関係を示したものである。

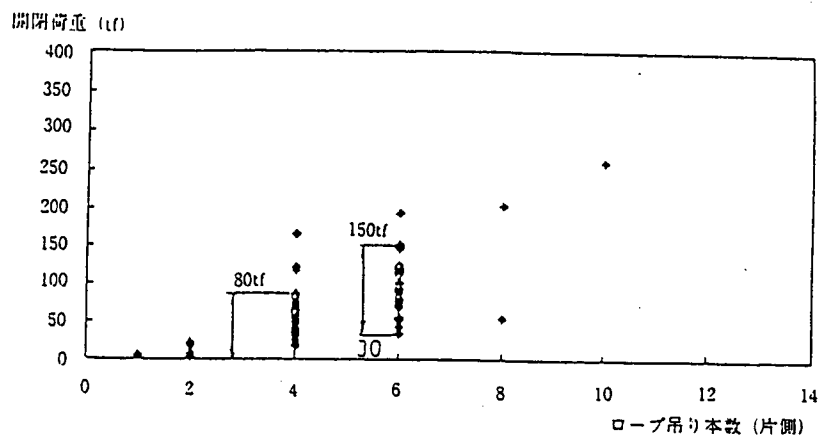


図2.5.2-1 開閉荷重とワイヤロープ吊り本数の関係 (1 モータ1ドラム)

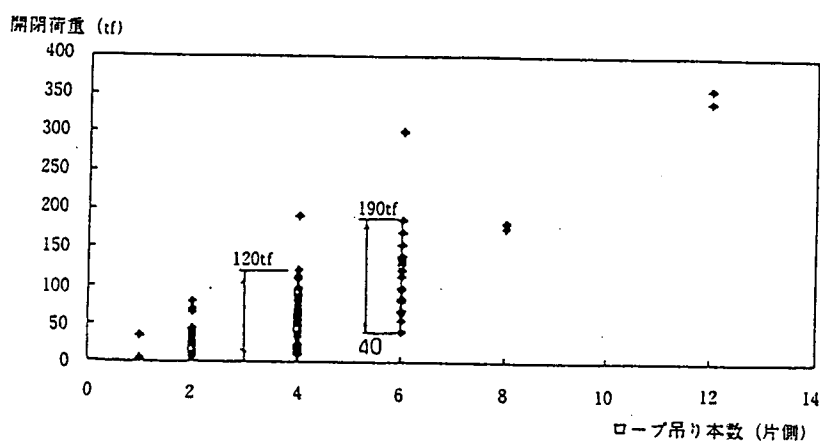


図2.5.2-2 開閉荷重とワイヤロープ吊り本数の関係 (1 モータ2ドラム)

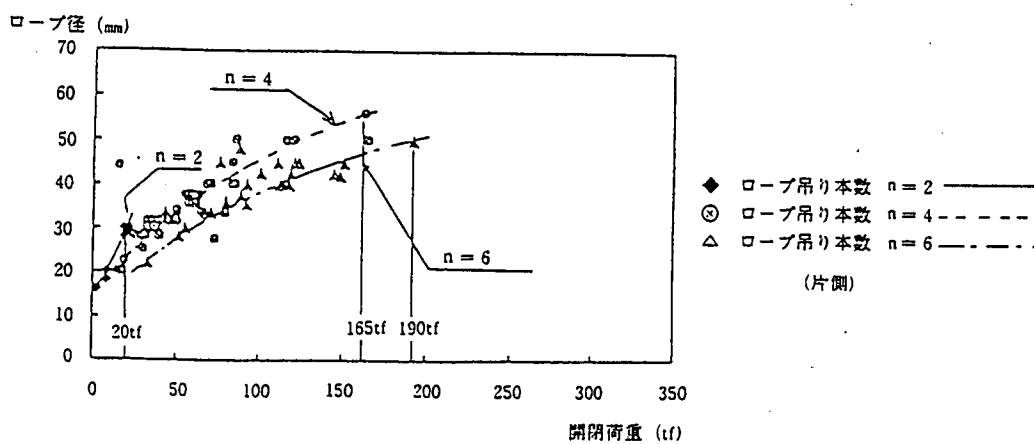


図2.5.2-3 ワイヤロープ径と開閉荷重の関係 (1 モータ1ドラム)

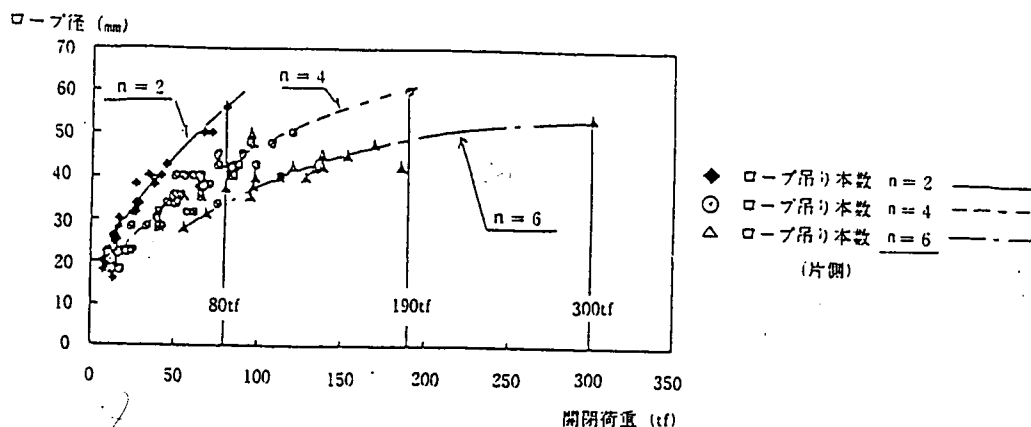


図2.5.2-4 ワイヤロープ径と開閉荷重の関係 (1 M 2 D)

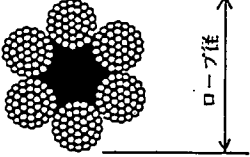
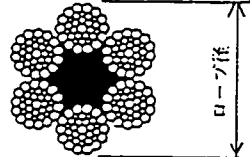
2-5-3 ワイヤロープ

1. ワイヤロープは、JIS G3525 37本線 6より (6×37)、普通Zよりを標準とする。
2. ワイヤロープの強度は、開閉荷重から算出したロープ張力に対して8以上の安全率を有し、かつ電動機最大トルクから算出した張力が降伏点荷重の90%以下とする。

【解 説】

1. ワイヤロープは、張力、使用頻度、使用条件、環境を考慮して選定する。
 水門扉用ワイヤロープは、運転時間、回数、巻取速度や衝撃力が比較的小さいため、耐疲労性よりも耐食性が重要になる。交差よりワイヤロープと平行よりワイヤロープでは耐食性に差がないため、市場性に優れる交差よりワイヤロープを使用し、同種の中でも最も耐疲労性のよい炭素鋼37本線 6より JIS G 3525 (6×37) が多く使われており、これを標準とする。
2. ワイヤロープは同一規格品であってもG種、A種、B種があり、それぞれ切断荷重が異なる。
 常時水中にないクレストゲート等では、原則としてJIS G3525 (6×37) とし、防錆上G種またはA種めっき品を用いるものとする。
3. 頻繁に操作を行う水門扉のワイヤロープは、耐疲労性に優れ かつ形崩れしにくい平行よりワイヤロープのJIS G3525ウォーリントンシール形36本線 6より (6×WS (36)) が使用される。
4. 常時 水中で用いる水門扉のワイヤロープの心綱は、鋼心またはポリプロピレン心とする。
5. 表2.5.3-1に水門扉に多く用いられているワイヤロープの断面を示す。

表2.5.3-1 ワイヤロープの断面

構成記号	6×37	6×WS (36)
構 成	37本線 6より	ウォーリントンシール形 36本線 6より
断 面		

ワイヤロープは、数本または数10本の鋼線（素線）をより合せてストランド（子縄）を作り、心網の周りに再びより合せたもので、JIS G3525（1988）に規定された材料を用いるものとする。

ワイヤロープの素線に用いる線材は、JIS G3506硬鋼線材のSWRH52-82もしくはこれと同等以上のものが用いられる。

心網は、繊維心と鋼心に大別され、鋼心にはストランド心（IWSC）とロープ心（IWRC等）がある。

繊維心には良質の合成繊維または天然繊維が使われている。

（注）心網：繊維心、鋼心の総称

IWSC：Independent Wire Strand Core

ストランドを心にしたもので、側ストランドと同構成のものは共心とも呼ばれる。

IWRC：Independent Wire Rope Core

独立した一つのロープを心に行っている。通常は7×7の構成のものが使用される。

6. 一般の環境におけるゲートでは、JIS G3525（6×37）を標準とするが、保守管理費の低減・省力化を旨とする上で 設置後は無給油で使用できるワイヤロープの採用も検討するものとする。

7. 常時水中で使用されるなどで保守管理のできない箇所、環境条件あるいはゲート仕様により普通めっきワイヤロープが使用できない箇所はステンレスワイヤロープの選定が必要となる。

水中で頻繁に操作を行う取水ゲートでは、ステンレス製のウォーリントンシール形36本線 6より（6×WS (36)）が適切である。

なお、採用実績はないが SUS329J1製のものが、補給油を必要としないステンレスワイヤロープとして開発されている。SUS329J1製ワイヤロープは、耐食性、耐疲労性において SUS304製より優れている。

各種ワイヤロープの疲労試験結果を図2.5.3-1に示す。なお 供試材は初期給油のみ行い、試験開始後のグリース補給はしていない。

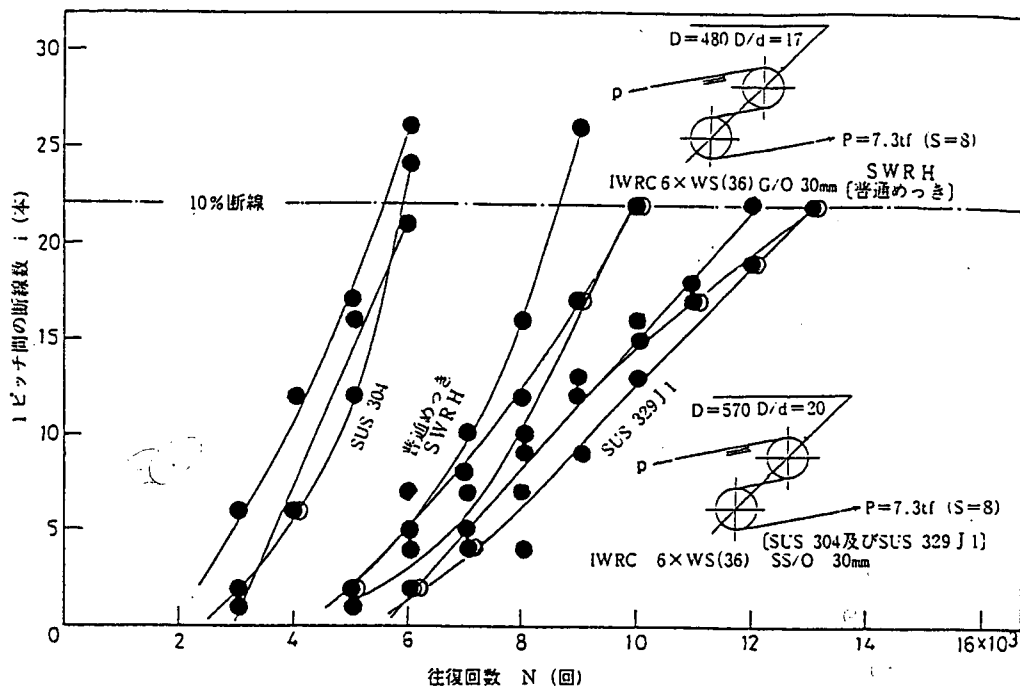


図2.5.3-1 各種ワイヤロープの疲労試験結果

(注) SWRH Steel Wire Rods Highcarbon 高炭素鋼線材 (普通めっきワイヤロープ)

G/O : 亜鉛めっき, 赤ローブグリース, 普通Zより

SS/O : ステンレス, 赤ローブグリース, 普通Zより

8. ゲートの種類と環境によるワイヤロープの使い分けの目安を表2.5.3-2に示す。

表2.5.3-2 ゲートの種類による使用ワイヤロープの分類 (目安)

ワイヤロープ種類 ゲートの種類	JIS G 3525 37本線 6より (6×37) 亜鉛めっき	JIS G 3525 ウォーリン トンシール 6×WS (36) 亜鉛めっき	ステンレスワイヤロープ		
			6×37 SUS304	6×WS (36) SUS304	IWRC 6×WS (36) SUS329J1
クレストゲート	○		○*		○*
取水ゲート	○	○	○*	○	○*
予備ゲート	○		○*		○*
修理用ゲート	○		○*		
非洪水期締切ゲート	○		○*		

(注) ○ : 使用することが適当

○* : 場合によっては使用することが適当

取水ゲート : 底部取水ゲートのように, 使用頻度がそれほど多くないと判断される場合

その他 : 保管管理の低減を重視する場合

SUS329J1以外は, 保守用ローブグリースの補給が必要とされている。

9. メッセンジャワイヤロープは, ステンレスワイヤロープの使用を標準とする。

メッセンジャワイヤロープは, 開度を扉体から直接検出するなどの目的で SUS304 $\phi 2 \sim \phi 6$ 程度のものが多く用いられている。

メッセンジャワイヤロープは風および流水により開度値が振れることがあるので, 張力, 配

置等については、検討する必要がある。

10. ワイヤロープ張力の算出は、シーブ全効率を含めて計算するものとし、算定式は式2.5.7-2による。

11. ワイヤロープの降伏点荷重は、破断荷重を S_b kgf とすると $0.65S_b$ で与えられる（図2.5.3-4参照）。

ステンレスワイヤロープの場合も同様に扱う。

12. ワイヤロープ径の選定に当っては、本条2項による。選定の目安としてワイヤロープ径と開閉荷重の関係を図2.5.2-3～4に示す。

13. ワイヤロープ径の使用範囲については、2-5-2解説2に示すように、 $\phi 16 \sim \phi 60$ とする。

14. ワイヤロープは、初期の伸び、ワイヤロープの細りを防止し、耐久性を向上させるためプレテンション加工を施したものをを用いる。

15. ワイヤロープのより方向にはZよりとSよりとがあり、またロープのより方には普通よりとラングよりがある。普通よりはロープのより方向とストランドのより方向とが反対方向のより方、ラングよりは、ロープのより方向とストランドのより方向とが同一方向のより方である。

表2.5.3-3のようにより方には4種類あるが、普通Zよりを標準とする。

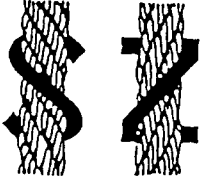
かつては、右ねじドラムには普通Sよりロープが、左ねじドラムには普通Zよりロープが用いられていたが、戸当りを揚程分設け、扉体の回転を抑えれば、左右同一よりロープで問題はない。

左右同一よりロープとすることにより、同一ロットで製作することができ、ロープ径の誤差を小さくすることができる。

ただし、高揚程で、ゲートガイドのないものは、普通Sより・普通Zよりを併用するものとする。

（注） ロット：同一素線を用い、同一機械によって連続製造された一連のロープ。条数が数条に分かれても同一ロットとみなす。

表2.5.3-3 より方とより方向の組合せ

よ り 方	長 所	短 所
ラ ン グ よ り 	表面に現れている素線が長い ため耐摩耗性良。また柔軟で耐曲 げ疲労性も良い。	ロープの自転性（トルク）が大 きく、キンクを生じ易い。
普 通 よ り 	キンクしにくく、取扱いが容易。 よりが締まっていて、形くずれし にくい。	素線と外部との接触面が短いため 耐摩耗性と耐疲労性はラングより 劣る。

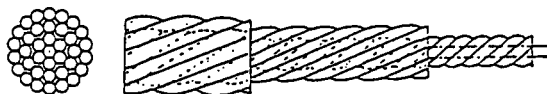
（注） 原則として普通Zよりを用いる。

16. ストランドのより方には交差よりと平行よりがあり、図2.5.3-2にそれを示す。

交差よりは、ストランド内の第1層と第2層の素線が点接触しているもので6×37がそれに属す。

また平行よりはストランド内の内外層の素線が線接触しているもので、ウォーリントンシール形6×WS(36)がそれに属す。

6×37のストランド
Point Contact Lay (点接触より)



6×Fi(25)のストランド
Linear Contact Lay (線接触より)



図2.5.3-2 交差よりと平行より

17. 平行よりロープは、ロープが曲げられても2次曲げを受けないことから、交差よりロープに比べて耐疲労性が良く、破断荷重も高い。

初期において、平行よりロープとしてはフィラー形が多く使用されていた。その後ウォーリントンシール形が開発され、次の理由から現在ではフィラー形はゲート用には、ほとんど使われていない。

- (1) フィラー形は各層素線径の差が大きく、ウォーリントンシール形の方が各層素線径のバランスがとれている。
- (2) フィラー形は、各ストランドの中心素線径が太くこの素線の疲労断線が生じ易いため耐疲労性でウォーリントンシール形より劣る。

ウォーリントンシール形の寿命は、フィラー形の約1.3～1.5倍である。

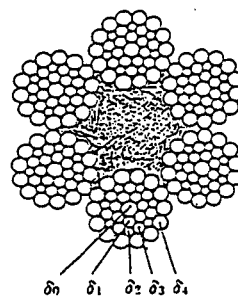
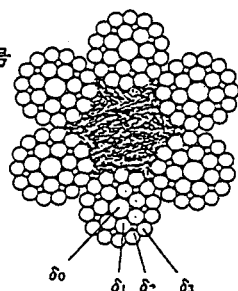
- (3) フィラー形は可撓性が悪く、ウォーリントンシール形の方が柔軟性に富んでいる。

図2.5.3-3に例として、φ31.5の場合の両者素線構成比較を示す。

6×Fi(29)

6×WS(36)

i) 断面と素線記号



ii) 各素線径 (ワイヤロープ径φ31.5の場合)

	6×Fi [1+7+(7)+14]			
	δ0	δ1	δ2	δ3
素線径(mm)	2.90	2.08	0.82	1.80

	6×WS [1+7+(7+7)+14]				
	δ0	δ1	δ2	δ3	δ4
素線径(mm)	2.08	1.50	1.12	1.45	1.80

図2.5.3-3 フィラー形とウォーリントンシール形の素線構成例

18. 表2.5.3-4～8に JIS G3525 37本線6より(6×37), ウォーリントンシール形36本線6より(6×WS(36))およびステンレスワイヤロープ3種(SUS304 6×37, SUS304 IWRC6×WS(36), SUS329J1 IWRC6×WS(36))の規格仕様を示す。

表2.5.3-4 JIS G 3525 37本線6より(6×37)の規格

ワイヤロープの径 (mm)	上層素線径 (mm) (参考)	断面積 (mm ²) (参考)	破断荷重 (tf)			単位質量 (参考) (kg/m)
			めっき	裸・めっき	裸	
			G 種	A 種	B 種	
16	0.76	101	12.9	13.9	14.8	0.92
18	0.86	127	16.3	17.5	18.7	1.16
20	0.95	157	20.1	21.7	23.1	1.44
22.4	1.06	197	25.3	27.2	29.0	1.80
25	1.19	248	31.5	33.8	36.1	2.25
28	1.33	313	39.5	42.5	45.3	2.82
30	1.41	354	45.3	48.7	52.0	3.23
31.5	1.50	392	49.9	53.7	57.3	3.57
33.5	1.58	441	56.5	60.8	64.8	4.03
35.5	1.68	495	63.4	68.3	72.8	4.53
37.5	1.78	553	70.8	76.2	81.2	5.05
40	1.88	629	80.5	86.7	92.4	5.75
42.5	2.00	700	90.9	97.8	104	6.49
45	2.14	806	102	110	117	7.28
47.5	2.24	879	114	122	130	8.11
50	2.37	982	126	135	144	8.98
53	2.51	1100	141	152	162	10.1
56	2.66	1230	158	170	181	11.3
60	2.86	1440	181	195	208	12.9

表2.5.3-5 JIS G 3525 ウォーリントンシール形36本線6より(6×WS (36))の規格

ワイヤロープの径 (mm)	上層素線径 (mm) (参考)	断面積 (mm ²) (参考)	破断荷重 (tf)			単位質量 (参考) (kg/m)
			めっき	裸・めっき	裸	
			G 種	A 種	B 種	
16	0.92	111	13.2	14.5	15.5	1.01
18	1.03	140	16.7	18.4	19.6	1.28
20	1.14	173	20.6	22.7	24.2	1.58
22.4	1.28	217	25.8	28.4	30.3	1.99
25	1.43	272	32.2	35.4	37.8	2.47
28	1.60	343	40.3	44.4	47.4	3.10
30	1.70	389	46.3	51.0	54.4	3.56
31.5	1.80	431	51.1	56.3	59.9	3.93
33.5	1.91	484	57.7	63.6	67.8	4.44
35.5	2.03	544	64.8	71.4	76.1	4.99
37.5	2.14	607	72.4	79.7	84.9	5.57
40	2.27	691	82.3	90.7	96.6	6.33
42.5	2.40	769	92.9	102	109	7.15
45	2.58	886	104	115	122	8.01
47.5	2.70	966	116	128	136	8.93
50	2.86	1080	129	142	151	9.90
53	3.03	1210	145	159	170	11.1
56	3.20	1350	161	178	189	12.4
60	3.45	1580	185	204	217	14.2

表2.5.3-6 ステンレスワイヤロープ(6×37)の規格(参考)

ワイヤロープ の 径 (mm)	上層素線径 (mm) (参考)	断 面 積 (mm ²) (参考)	破断荷重 (参考) (tf)			概 算 単位質量 (参考) (kg/m)
			S A 種	S M 種	S B 種	
			SUS304, SUS316	SUS304	SUS304	
16	0.76	102	11.9	13.5	15.1	0.952
18	0.86	129	15.1	17.1	19.1	1.21
20	0.95	157	18.4	20.9	23.4	1.47
22.4	1.06	198	21.7	24.8	28.0	1.85
25	1.19	248	27.1	31.0	34.9	2.32
28	1.33	312	34.2	39.0	43.9	2.91
30	1.41	351	37.1	41.2	46.7	3.28
31.5	1.50	397	42.0	46.7	52.9	3.71
33.5	1.58	440	46.6	51.8	58.7	4.12
35.5	1.68	498	52.7	58.6	66.4	4.66
37.5	1.78	558	59.0	65.6	74.3	5.22
40	1.88	623	65.9	73.2	82.9	5.83
42.5	2.00	705	74.6	82.8	93.8	6.59
45	2.14	808	82.4	91.9	101	7.55
47.5	2.24	885	90.0	100	110	8.27
50	2.37	990	100	112	124	9.26
53	2.51	1110	113	126	139	10.4
56	2.66	1250	117	132	146	11.7

表2.5.3-7 ステンレスワイヤロープ(IWRC 6×WS (36))の規格(参考)

ワイヤロープ の 径 (mm)	上層素線径 (mm) (参考)	断 面 積 (mm ²) (参考)	破断荷重 (参考) (tf)			概 算 単位質量 (参考) (kg/m)
			S A 種	S M 種	S B 種	
			SUS304, SUS316	SUS304	SUS304	
16	0.92	128	13.9	15.7	17.6	1.13
18	1.03	161	16.9	19.2	21.5	1.43
20	1.14	197	20.5	23.3	26.2	1.74
22.4	1.28	248	25.3	28.8	32.4	2.20
25	1.43	311	30.9	34.9	39.3	2.76
28	1.60	391	38.9	43.9	49.5	3.47
30	1.70	440	43.3	48.6	55.0	3.90
31.5	1.80	493	48.1	53.8	60.8	4.37
33.5	1.91	554	53.8	60.0	67.9	4.91
35.5	2.03	625	59.8	66.7	74.6	5.54
37.5	2.14	697	66.7	74.5	83.3	6.18
40	2.27	783	74.5	82.9	92.8	6.94
42.5	2.40	879	83.6	93.1	104	7.79
45	2.58	1010	95.1	106	117	8.98
47.5	2.70	1110	100	112	124	9.82
50	2.86	1240	112	125	139	11.0
53	3.03	1390	126	141	156	12.4
56	3.20	1560	138	155	173	13.8
60	3.45	1810	158	178	197	16.0

表2.5.3-8 ステンレスワイヤロープ SUS329J1 (IWRC6X WS (36))の規格 (参考)

ワイヤロープの径 (mm)	破断荷重(参考) (tf)		概 算 単位質量 (参考) (kg/m)
	G A 種	G B 種	
	SUS329J1	SUS329J1	
20	26.8	28.0	1.76
22.4	33.4	34.9	2.21
25	41.3	43.1	2.75
28	51.3	53.6	3.45
30	58.5	61.2	3.96
31.5	64.2	67.2	4.37
33.5	72.2	75.5	4.94
35.5	80.5	84.3	5.55
37.5	89.3	93.5	6.19
40	101	106	7.04
42.5	113	118	7.95
45	126	132	8.91
47.5	139	146	9.93
50	153	160	11.0
53	170	178	12.4
56	188	197	13.8
60	212	223	15.8

【参 考】

1. 製造したワイヤロープを一定時間、一定の引張荷重を掛ける作業をプレテンション加工といい、次の効果がある。

① 初期伸び すなわちワイヤロープの構造上の伸びを除去する。ワイヤロープ径の細りが少なくなる。

② 弾性係数が高くなる。

JIS G3525 6×37の場合 製造時の弾性係数 $E = 8 \times 10^5 \text{ kgf/cm}^2$

プレテンション後 $E' = 9.3 \times 10^5 \text{ kgf/cm}^2$

③ 耐疲労性が向上する。

プレテンション加工 (ストレッチング) は、破断荷重の40%の荷重で30分間保持し、これを2回繰り返す。

プレテンション加工は、左右ロープの総延長で行った後、必要長さに切断する。

図2.5.3-4にプレテンション加工を施したワイヤロープと、施していないワイヤロープの荷重-伸び曲線を示す。

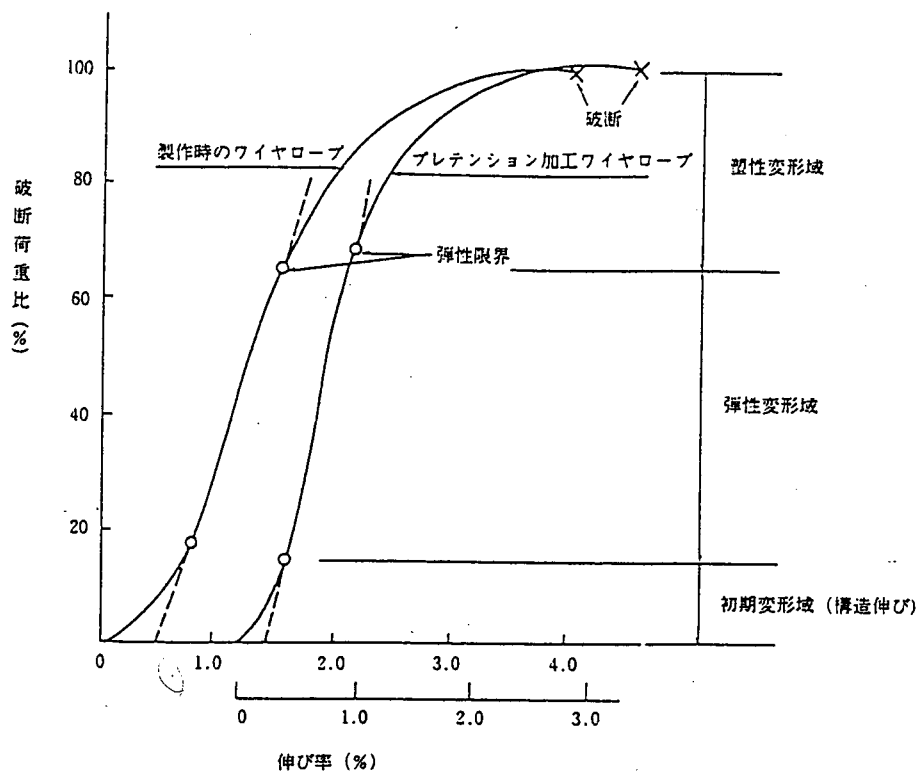


図2.5.3-4 プレテンション加工前後のワイヤロープの荷重～伸び曲線(IWRC6X WS (36)の場合)

(注) 伸び率 = $\frac{\text{伸び量}}{\text{規長}} \times 100\%$

2. ワイヤリングしたワイヤロープの端末の一端はドラムに巻き取られるが、他端部は、固定場所やワイヤロープ弛み検出装置等との取り合いに適合した構造とする。

ワイヤロープの端末は、ソケット止め、クリップ止め、圧縮止め、アイ圧縮止め等があるがゲート用開閉装置に用いるワイヤロープの端末は、効率の良い“ソケット止め”としてテンションロッドに連結される。

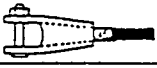
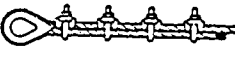
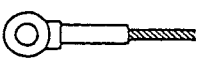
ソケットの材質は、普通ロープ、ステンレス製ロープとも S25C 等が用いられている。

テンションロッドは、球面座上でナットの締め付けにより機械台に固定されるが、一般にテンションロッド上部にはロープ過負荷、弛み検出装置が取付られる。(図3.12-4参照)

一方、ドラムへ入るワイヤロープ他端は図3.7.3-2のようにドラムへ固定されるが、ワイヤロープ長さ調整のための端部切断作業は、よりの弛みが発生しないようシー징ングをしてから行われる (図2.5.3-6)。

表2.5.3-9にロープ端末の止め方の種類と効率との関係を示す。

表2.5.3-9 ワイヤロープ端末の止め方の種類

取付け方法	略 図	効 率 %	備 考
ソケット止め		100	合金または亜鉛鋳込み法
クリップ止め		80~85	加工不適当なものは50%以下増し締めが必要
アイスブライス		75~95	$\phi 16$ より細いワイヤロープ 95% $\phi 16 \sim \phi 26$ 85% $\phi 28 \sim \phi 38$ 80% $\phi 39$ 以上のワイヤロープ 75%
圧 縮 止 め		100	ストランド心またはワイヤロープ心に限る
アイ圧縮止め		95	アルミ素管をプレス加工する。

ワイヤロープの端末調整装置については、3-12-2-6に示す。

また、ドラムへ入るワイヤロープの押え金物については、3-7-3解説4に示す。

なお、試験湛水用角落しゲート等のワイヤロープでは、アイスブライスが、多く用いられている。

3. めっき種ワイヤロープにおける最小亜鉛付着量を表2.5.3-10に示す。

表2.5.3-10 最小亜鉛付着量 (JIS G 3525による)

素 線 径 mm	最小亜鉛付着量 g/m^2		
	G 種	A 種	B 種
0.63を超え0.80以下	70	60	60
0.80を超え1.00以下	85	70	70
1.00を超え1.25以下	95	80	80
1.25を超え1.40以下	110	90	90
1.40を超え1.60以下	135	100	100
1.60を超え2.00以下	165	110	110
2.00を超え2.24以下	190	110	110
2.24を超え2.50以下	220	110	—
2.50を超え2.80以下	230	125	—
2.80を超え3.15以下	230	—	—
3.15を超え4.50以下	250	—	—

4. 表2.5.3-2にはとりあげていないが、SUS316は還元性の酸に対する耐食性を増すためにMo（モリブデン）を2～3%添加したもので、表2.5.3-11のように18-8ステンレス（SUS304）に比べ、海水中における耐食性に優れている。

表2.5.3-11 海水中におけるステンレス鋼の腐食

鋼 種	浸漬時間 day	重量減 gr/day	最大孔食深さ mm
SUS304	685	0.01	1.753
SUS316	1923	0.007	0.178

(出典：S社カタログ)

5. 水中におけるワイヤロープは、麻心の場合、水分を含むことにより心網が膨張し、ワイヤロープ径は太り、長さ方向に縮むことがある。

なお、鋼心あるいはポリプロピレン心の場合、縮みはほとんど発生しない。

ワイヤロープの収縮率は、水中の浸漬期間や麻心の含油率などの条件によって異なるが、目安としては6×37で心網含油率が10%前後の場合、0.8～0.9%程度である。

製作したままのものは、含油多く、収縮率は小さいが、プレテンション加工したワイヤロープでは心網中のグリースが絞り出され含油率が下がるため、収縮率は大きくなる。

水中に浸漬したワイヤロープ長さ収縮率の実験データを図2.5.3-5に示す。

なお、この実験は、1.8m長のワイヤロープを無負荷で水平置き状態で行われたものである。

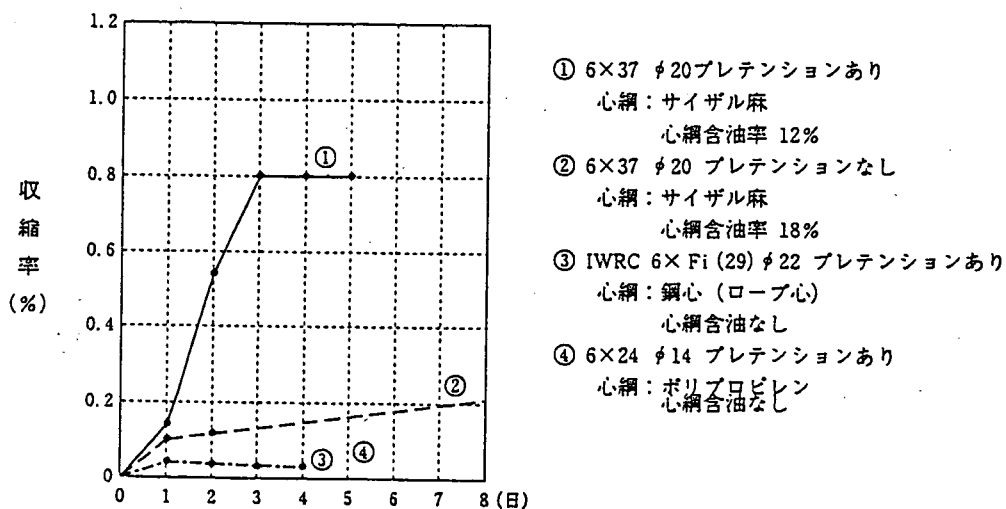


図2.5.3-5 水中に浸漬したワイヤロープ長さ収縮率

$$(注) \text{ 含油率} = \frac{\text{油分質量}}{\text{全質量}}$$

6. シージングについて

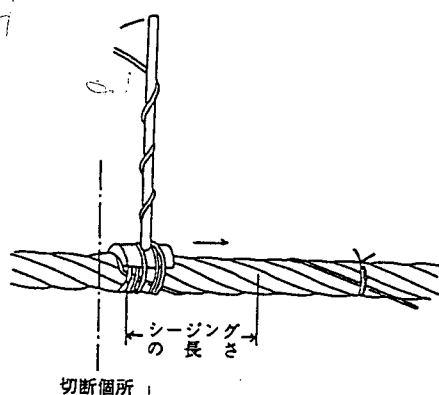
シージングとは、ワイヤロープを必要な長さに切るとき、よりの緩みを防ぐために、切断箇所をワイヤで縛ってストランドを巻き上げる作業をいう。

たとえ不反発性よりワイヤロープであっても、切り口を叩きつけたりすると、よりが緩んで、ワイヤロープ損傷の原因となるので表2.5.3-12のシージングワイヤによってシージングを行う。

表2.5.3-12 ワイヤロープ径と使用シージングワイヤ

ワイヤロープ径	シージングワイヤ		シージングの長さ
16～18	単線	0.8	シージングの長さは、ワイヤロープ径の3倍を標準とする。
19～30	1×7	2.0	
31～50	〃	2.5	
51以上	〃	3.0	

なお、シージングは手巻きではなく、図2.5.3-6に示すような道具を使って強く巻くことが肝要である。



最初の2～3巻は手巻きにし
次に道具で巻き付ける

図2.5.3-6 シージングの方法

2-5-4 ドラム・シーブ径

1. ドラムの直径は、ワイヤロープの直径に対し19倍以上とする。
2. シーブの直径は、ワイヤロープの直径に対し17倍以上とする。ただし、イコライザシーブの場合は、10倍以上とする。
3. ドラムシェルには、適切なピッチ、深さをもつワイヤロープ溝を設けるものとする。
4. ワイヤロープのドラム溝に対するフリートアングルは、表2.5.4-1とする。

表2.5.4-1 ワイヤロープのフリートアングル

1 層 巻	多層巻の2層目以降
4°以下	1.5°以下

【解 説】

1. ワイヤロープの巻取りにおいて、ワイヤロープはドラム・シーブの回りに曲げられるのでロープの素線は曲げ応力を受ける。ドラム・シーブの直径が小さすぎると、この曲げ応力が大となり素線は早く疲労して断線しやすくなる。

ドラム・シーブの直径は大きい方がワイヤロープの安全からは望ましいが、ゲート設備で

は一般に運転回数が少なく、ワイヤロープの巻き取り速度や衝撃力も比較的小さいので、ワイヤロープ径に対するドラム径・シーブ径の倍率は、エレベータなどに比べて小さく、それぞれ19倍以上、17倍以上と定めている。

ただし、イコライザシーブでは、回転角が小さいため10倍以上に緩和することができる。

2. イコライザシーブとは、定滑車のうち、左右のワイヤロープ張力を等しくする目的で吊心の中央に置くものや、クレストゲート等でロープエンドからの方向変換のために設置され、回転量がごく小さいものをいう。

イコライザシーブの使用例を図2.5.4-1、図2.5.4-2に示す。

3. ステンレスワイヤロープを使用し、使用頻度が高い場合はワイヤロープ径に対し、ドラム径は22倍以上、シーブ径は20倍以上とすることが望ましい。
4. ステンレスワイヤロープを使用しても使用頻度がまれな場合、ドラム径はワイヤロープ径に対し19倍以上、シーブ径は17倍以上でよい。
5. 解説1,3,4のまとめを表2.5.4-2に示す。

表2.5.4-2 ドラム径・シーブ径のワイヤロープ径に対する倍率

ワイヤロープ使用条件	ドラム径	シーブ径
通常使用	19倍以上	17倍以上
ステンレスワイヤロープでかつ使用頻度が高い場合	22倍以上	20倍以上

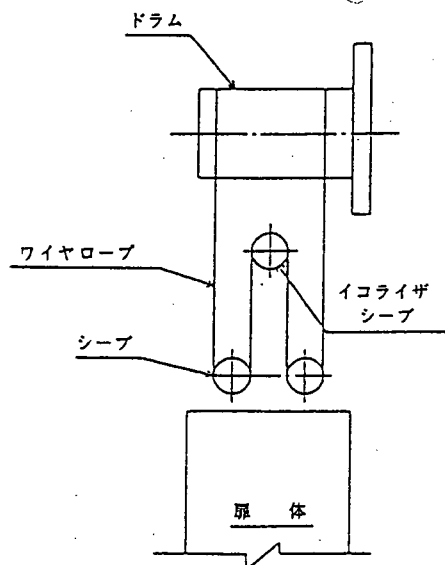


図2.5.4-1 イコライザシーブの使用例(1)

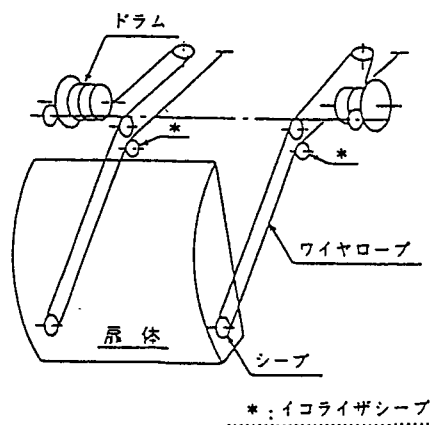


図2.5.4-2 イコライザシーブの使用例(2)

5. ドラム径は、条文1項の他、揚程、ワイヤロープ掛け数・フリートアングルを考慮して、決定しなければならない。

実績的にPCD 500～2000の範囲の100ピッチでラウンドナンバの数値とし、選定に際しては、図2.5.4-3～8を参考とする。

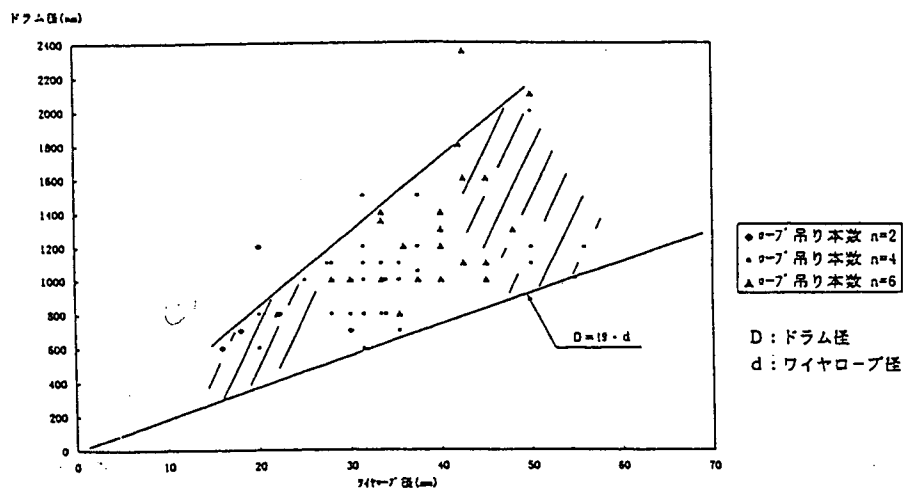


図2.5.4-3 ドラム径とワイヤロープ径の関係 (1M1D)

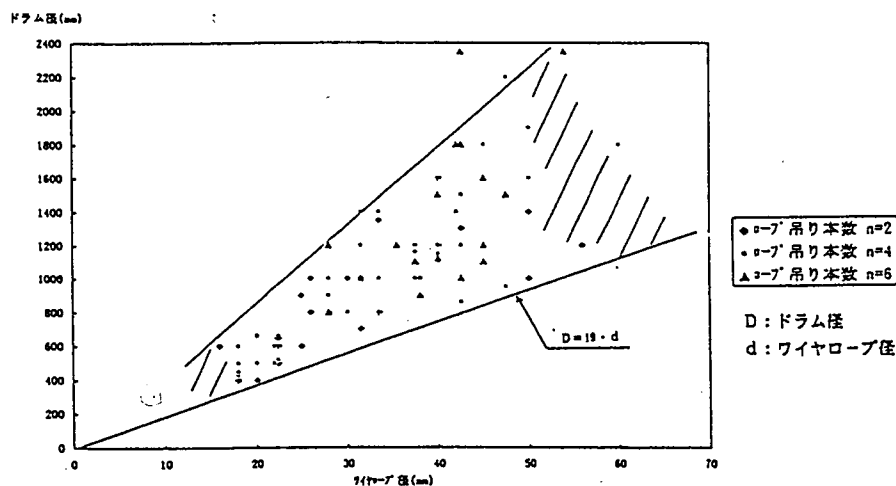


図2.5.4-4 ドラム径とワイヤロープ径の関係 (1M2D)

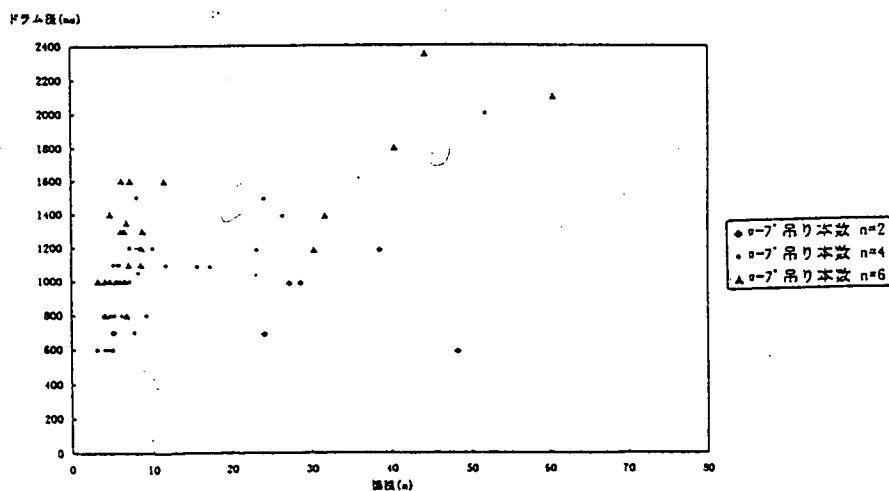


図2.5.4-5 ドラム径と巻揚速度の関係 (1M1D)

(注) 図2.5.4-3~5とも吊り本数は、片側の掛け数とする。

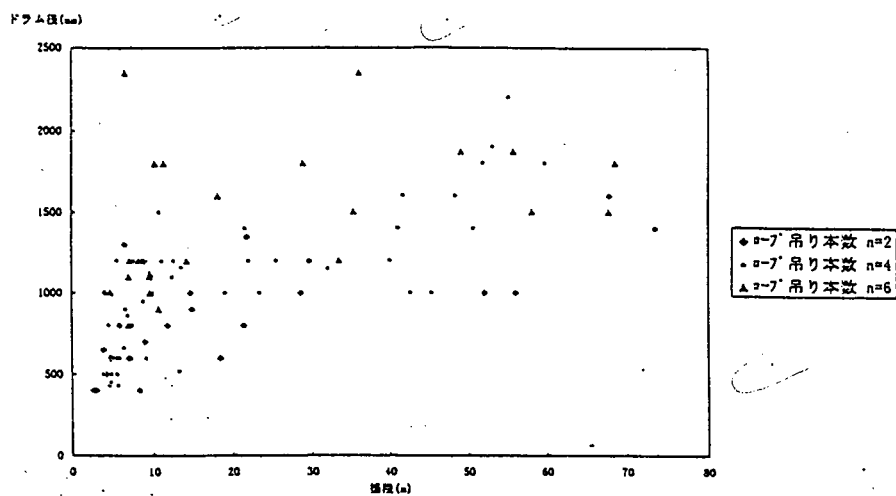


図2.5.4-6 ドラム径と行程の関係 (1M2D)

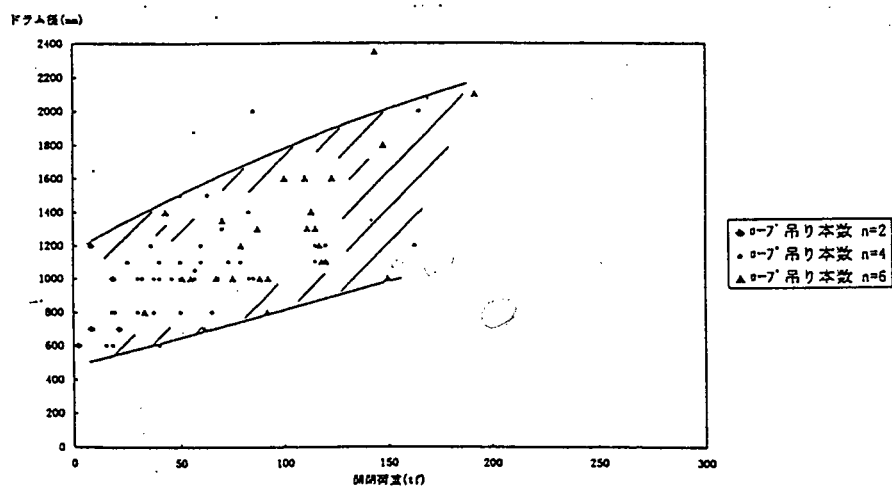


図2.5.4-7 ドラム径と開閉荷重の関係 (1M1D)

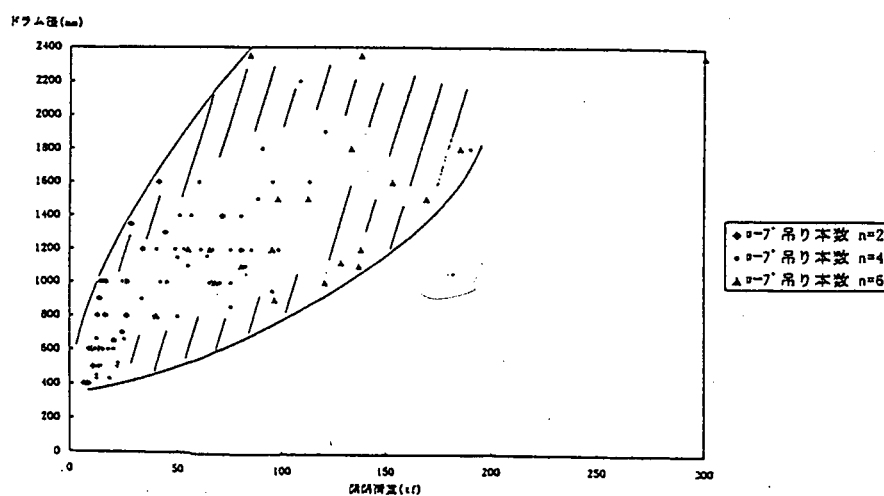


図2.5.4-8 ドラム径と開閉荷重の関係 (1M2D)

(注) 図2.5.4-6～8とも吊り本数は、片側の掛け数とする。

6. ロープ径によるドラムのロープ溝ピッチ，溝寸法参考値を表2.5.4-3に示す。

表2.5.4-3 ロープ溝ピッチ，溝寸法の例

ワイヤロープ径	ワイヤロープ溝ピッチ	a_1	a_2	b_3	R	r
16	18	5	3	1	9	1
18	20	6	3	1	10	1
20	22	6.5	3.5	1	11	1
22.4	25	7	4.2	1.3	12.5	1
25	28	8	4.5	1.5	14	1
28	31	9	5	1.5	15.5	1
30	33	10	5	1.5	16.5	1
31.5	35	10.5	5.25	1.75	17.5	1
33.5	37	11	5.75	1.75	18.5	1
35.5	39	11.5	6.25	1.75	19.5	1
37.5	41	12.5	6.25	1.75	20.5	1
40	44	13	7	2	22	1
42.5	46	14	7.25	2	23	1
45	49	15	7.5	2	24.5	1
47.5	52	15.5	8.25	2.25	26	1
50	54	16.5	8.5	2.5	27.5	1
53	58	17.5	9	2.5	29	1
56	61	18.5	9.5	2.5	30.5	1
60	65	20	10	2.5	32.5	1

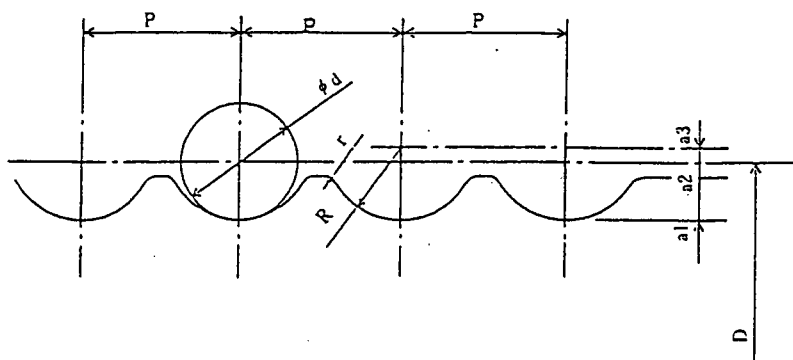


図2.5.4-9 ワイヤロープ溝の形状例

7. 1層巻ドラムの長さ算定については，3-7-2に示す。
8. ゲートを2本のワイヤロープを使用して水平に巻き上げるためには，ドラムに巻き取る際不規則に重なりあってはならないので，フリートアングルを表2.5.4-1のように定めている。
- 多層巻では，乱巻きやワイヤロープの重なりにより素線切れが生じ易くなるので，1層巻の

場合より許容フリートアングルを小さくしている。

ワイヤロープの寿命を短くしないためには、ドラムは2層巻以下にすることが望ましいが、揚程が大きく2層巻では支障がある場合などは3層巻以上としてもよい。

フリートアングルとは図2.5.4-10に示す角度 α_1 、 α_2 および β をいい、1層目ではドラム溝の角度を含めたトータル角度を検討しなければならない。

ドラム溝の角度 γ

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{P}{\pi D}$$

フリートアングル

$$\alpha_1, \alpha_2 \leq 4.0^\circ$$

$$\beta \leq 1.5^\circ$$

$$\alpha_1 = \alpha_0 - \gamma$$

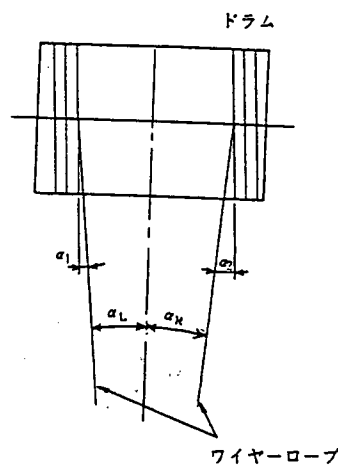
$$\alpha_2 = \alpha_0 + \gamma$$

P : ドラムの

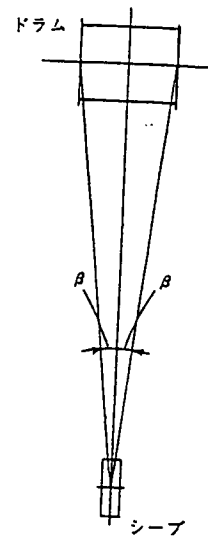
ワイヤロープ溝ピッチ

D : ドラム PCD

α_L, α_R : シープの中心からドラム軸におろした垂線とロープがなす角度



(a) 1層目



(b) 2層目以降

図2.5.4-10 ワイヤロープのドラムに関するフリートアングル

2層巻の場合、1層から2層への折返し位置で、フリートアングルが $\beta = 0$ とするよりも $\beta = 1.5^\circ$ 程度となるようにすると乱巻きになることなく、折返しがうまく行える。

9. ワイヤロープ径に対応するシーブ径の例を表2.5.4-4に示す。

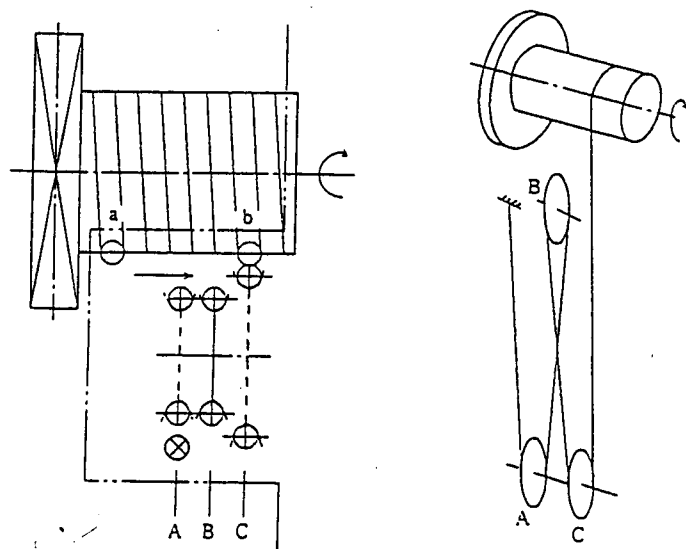
扉体側シーブが2車以上の場合には、ドラムへ入るワイヤロープがかかるシーブは、ワイヤロープの干渉を避けるため、普通シーブより大径のものとする場合がある。

図2.5.4-11にその説明図を示す。

大径シーブのピッチ円直径 (pcd) は“普通シーブのピッチ円直径 (pcd) + 4 d”程度が多く用いられている。(ただし、dはワイヤロープ径とする。)

表2.5.4-4 ワイヤロープ径・シーブ径の組み合わせ参考例

ワイヤロープ径 (mm)	普通シーブ径 (p c d)	大径シーブ径 (p c d)
16	310	380
18	340	420
20	380	460
22.4	420	510
25	470	570
28	500	620
30	540	660
31.5	570	700
33.5	600	740
35.5	640	790
37.5	670	820
40	710	870
42.5	750	920
45	790	970
47.5	840	1030
50	880	1080
53	940	1160
56	1010	1240
60	1100	1340



A : 扉体側普通シーブ C : 扉体側大径シーブ
 B : 開閉機側普通シーブ → : 巻き取りロープのドラム上移動方向

図2.5.4-11 大径シーブ使用説明図

図2.5.4-11の左図はワイヤロープ片側4本掛けの場合の、戸溝とドラム・シーブ配置との関係を表した平面略図であって、ロープエンドを⊗印で示す。

右図は、ワイヤリングの概念図である。

破線で示すA・Cは扉体側のシーブ、Bは開閉装置側のシーブであって、Cから上がってくるワイヤロープがドラムへ巻取られ、ドラム上の巻き進む方向はa→bである。

この時、Cに大径シーブを用いることにより、aからbへ巻き進む際、シーブA～B間のロープと干渉することを防ぐことができる。

2-5-5 減速機形式の選定

減速機の形式は、ヘリカル減速機またはウォーム内蔵ヘリカル減速機を標準とする。

【解 説】

1. 減速機の形式には、ヘリカル減速機、ウォーム減速機、サイクロ減速機、遊星歯車減速機等があるが、効率の正確さ、強度上よりゲート設備としてヘリカル減速機、ウォーム内蔵ヘリカル減速機を標準とした。

ヘリカル減速機またはウォーム内蔵ヘリカル減速機の選定は、次の項目を考慮し、総合的に判断し決定するものとする。

(1) 落下の安全性

ウォーム内蔵ヘリカル減速機は、ウォーム歯車の進み角の設定により、減速機本体で自重落下を防止できるセルフロック機構を有しており、安全性は高い。

一方、セルフロック機構を有しないヘリカル減速機は2系列の制動機を使用しているので、①2台同時に故障することは考えられないこと、②制動機は、通電時以外はばね等により常に制動状態になっていることから制動機能については、開放操作以上に信頼性が高いことなどの理由により自重落下に対する安全性はウォーム減速機と同等と考えられる。

(2) 経 済 性

ウォーム内蔵ヘリカル減速機は、ヘリカル減速機に比べ、電動機容量および起動時と運転時の効率差が大きくなるので、ウォーム内蔵減速機を使用したものが開閉装置全体で1～2割程度高価になる。

(3) 設置スペース

開閉装置全体スペースは、両者とも大差はない。

(4) 保守管理性

ヘリカル減速機は、ウォーム内蔵減速機に比べ制動機が2系列必要となり、その分の保守管理を要する。

2-5-6 減 速 比

減速比は、所定の開閉速度を確保するため、電動機回転数、ワイヤロープ吊り本数およびドラムピッチ円径より決定する。

なお、減速比は式(2.5.6-1)より求める。

$$V = \pi D \times (is/ir) \times I \times (I/n) \times N_m \dots\dots\dots (2.5.6-1)$$

ここに、V：開閉速度(m/min)

D：ドラムピッチ円径（巻層数1の場合）(m)

is：小歯車歯数（歯車組合せ1組の場合）

ir：大歯車歯数（歯車組合せ1組の場合）

I：減速機の減速比（1/i）

n：片側ワイヤロープ吊り本数

N_m：電動機回転数（r.p.m）

【解 説】

ドラムギヤの小歯車の最低歯数は20°、並歯で17であり、減速比は1/8程度であるが、一般的に使用されているドラムギヤの減速比は1/5～1/6が多い。

2-5-7 総 合 効 率

総合効率は、シーブ効率、ドラム効率、歯車効率、減速機効率、切換装置効率より、式(2.5.7-1)による。

$$\eta = \eta_s \cdot \eta_d \cdot \eta_g \cdot \eta_m \cdot \eta_k \dots\dots\dots (2.5.7-1)$$

ここに、 η ：総合効率

η_s ：シーブ全効率

η_d ：ドラム効率

η_g ：歯車効率

η_m ：減速機効率

η_k ：切換装置効率

【解 説】

1. 総合効率は、開閉装置に使用する電動機容量を決定するものであり、総合効率算出時には開閉装置各機器効率の最小値を採用する。
2. シーブ1個の効率、ドラム効率、歯車効率等は、1-3-6に示された値を採用する。しかし、減速機効率、切換装置効率は、一概に決定することはできないため、当該開閉装置の周囲温度、負荷率等を考慮しその最少値を決定する。なお、これらの機器の最少効率の決定手順は、1-3-6参照のこと。

3. シーブを2個以上使用する場合は、それぞれのワイヤロープ張力の総和からシーブ全効率 η_s を計算する。図2.5.7-1を例にとって計算すると、次のようになる。

ドラムに巻取られるワイヤロープ張力を T とすると、シーブを1個通るごとに、ワイヤロープ張力は効率 η_{s1} を乗じた値になる。また、巻上に有効なワイヤロープ②④⑤⑥の張力の総和 ΣT は吊荷重 Q と釣り合うため、

$$Q = (\eta_{s1} + \eta_{s1}^3 + \eta_{s1}^4 + \eta_{s1}^5) T$$

シーブ全効率を η_s とすると、

$$Q = 4T \cdot \eta_s$$

したがって、

$$\eta_s = (\eta_{s1} + \eta_{s1}^3 + \eta_{s1}^4 + \eta_{s1}^5) / 4$$

$$\eta_s = 0.95 \text{ とすると、 } \eta_s = 0.849$$

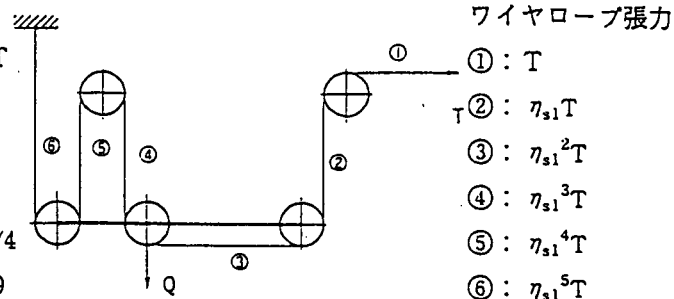


図2.5.7-1 シーブ全効率の計算例

通常用いられるシーブの組み合わせの場合は、計算式を一般化した表2.5.7-1によって求められる。

転向シーブがある場合や、1モータ1ドラムウィンチ式のようにワイヤロープを引き回す場合は、計算方法が複雑になるため注意を要する。

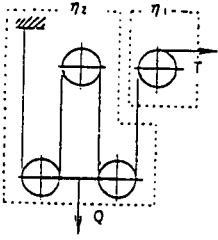
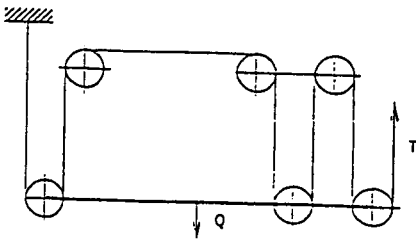
表2.5.7-1 シーブ全効率

①標準的な形式	②ワイヤロープを引き回す場合	③転向シーブを組み込む場合
$\eta_s = \frac{1}{n+1} \times \frac{1 - \eta_{s1}^{n+1}}{1 - \eta_{s1}}$ ここに、 η_s : シーブ全効率 η_{s1} : シーブの単体効率=0.95 n : シーブ総数 (上図の場合) $n = 3$	ロープエンド側 ドラム側 $\eta_s = \frac{1}{n} \times \frac{1 - \eta_{s1}^m (1 - \eta_{s1}) - \eta_{s1}^{n+1}}{1 - \eta_{s1}}$ ここに、 η_s : シーブ全効率 η_{s1} : シーブの単体効率=0.95 n : シーブ総数 m : ドラム側シーブ数 (上図の場合) $n = 4$ $m = 3$	$\eta_s = \eta_1 \times \eta_2$ ここに、 η_s : シーブ全効率 η_1 : 転向シーブの効率= $\eta m'$ η : シーブの単体効率=0.95 m' : 転向シーブ数 η_2 : ①、②の式によって求められる効率 (上図の場合) $m' = 3$ η_2 は①式を使用し計算すること きのシーブ数は $n = 3$ となる

基本式は表2.5.7-1に示したものであり、一般的なケースであれば大部分のものはこれをもとに計算できる。

参考までに、表2.5.7-1に示した以外の組合せ例および計算方法を表2.5.7-2に示す。

表2.5.7-2 シーブの組合せ例

例 1	例 2
 $\eta_s = \eta_1 \times \eta_2$ ここに、 $\eta_1 = 0.95$ $\eta_s = \frac{1}{n+1} \times \frac{1 - \eta_{s1}^{n+1}}{1 - \eta_{s1}}$ $n = 3$	 表2.5.7-1の②式で計算が可能 $\eta_s = \frac{1}{n} \times \frac{1 - \eta_{s1}^m (1 - \eta_{s1}) - \eta_{s1}^{n+1}}{1 - \eta_{s1}}$ $n = 6$ $m = 4$

なお表2.5.7-1、2.5.7-2に示したワイヤロープ張力 (F_w) は、シieb全効率を含めて計算する必要がある。ワイヤロープ張力の計算は、式(2.5.7-2)により行う。

$$F_w = \frac{Q}{n \times \eta_s} \quad \text{..... (2.5.7-2)}$$

ここに、 F_w ：ワイヤロープ張力

Q ：吊り荷重

n ：吊り荷重に対して有効なロープ吊り本数

η_s ：シieb全効率

2-5-8 所要動力

電動機の所要出力は式(2.5.8-1)によるものとし、電動機の容量は、計算所要出力の100%以上とする。

$$P_m = \frac{W \cdot V}{6.12 \cdot \eta} \leq P_M \quad \text{..... (2.5.8-1)}$$

P_m ：所要電動機出力 (kW)

P_M ：電動機定格出力 (kW)

W ：電動機1台当りの開閉荷重 (tf)

V ：開閉速度 (m/min)

η ：電動機起動時の総合効率

【解 説】

1. 開閉速度は電動機のすべり、最終的な減速比、ドラムへの巻層数等を考慮した実際の開閉速度とする。
2. 起動時の総合効率、組合せシーブ効率、ドラム効率、歯車効率、減速機効率および切換装置等の回転部分すべての効率を考慮する。

このうち、組合せシーブ効率、ドラム効率、歯車効率については、使用温度による影響は少なくほぼ一定した効率が与えられるが、減速機や切換装置については内部の機構や大きさ、使用温度により効率値が大きく変動するので所要動力の算定にあつては注意を要する。

減速機や切換装置は、内部に数段の組合せ歯車や切換機構が内蔵されており、かつこれらは油の中に浸されているため一定の回転速度で回転させるためには、歯車の伝達損失や軸受の抵抗以外に内部の油の攪拌を伴い、この攪拌抵抗が大きな動力損失となって現れる。

内部の油は温度が低いと粘度が高く、この攪拌抵抗も大きくなる。したがって、温度の低い状態が最も動力損失が大きく、この動力損失を見込んだ効率値も低い値となるので、所要動力の算定にあつて使用する減速機や切換装置の効率値は、この温度の低い状態における最低の値を採用するものとする。

特に、電動機容量の小さい（概ね3.7kW以下）開閉装置では、接続する減速機や切換装置の負荷率が低くなる例が多く、効率が予想以上に低下して電動機が過負荷となる事故例も報告されているので、効率が過大とならないよう厳密に計算を行う必要がある。

2-5-9 トルク計算

1. 開閉装置の強度計算に用いるトルクは、開閉用動力の定格トルクおよび最大トルクに伝達効率を考慮して計算した値とする。
2. 開閉用動力の出力軸トルクは、次による。
 - (1) 電動機出力軸定格トルクの計算は、式(2.5.9-1)による。

$$T_m = 97,400 \cdot \frac{P_m}{N} \dots\dots\dots (2.5.9-1)$$

ここに、 T_m ：電動機出力軸定格トルク (kgf·cm)

P_m ：電動機の定格出力 (kW)

N ：電動機の定格回転数 (rpm)

- (2) 開閉装置の強度計算に用いる電動機の最大トルクは、定格トルクの250% (2.5倍) とする。

【解 説】

1. 開閉装置は、開閉用動力の定格トルク以下で作動するように設計を行うが、ゲートを長時間閉鎖した状態にしておくと、錆び付いたり土砂等が堆積していたり、またはローラと戸当りの間に異物が挟まっているとき、扉体を開閉しようとした場合、開閉荷重が非常に大きくなるこ

とがある。このように開閉装置に開閉用動力の最大トルクが作用しても、開閉装置が破壊しないように、強度計算を行うものとする。

なお、開閉用主動力と予備動力の両方から強度計算を行い、安全性を確認する。

2. 各軸のトルクは、次による。

(1) 電動機定格トルク時の各軸トルクは、式(2.5.9-2)による。

$$T_{mj} = T_m \cdot \frac{\prod \mu}{\prod i} \cdot \frac{1}{n_j} \dots\dots\dots (2.5.9-2)$$

ここに、 T_{mj} ：該当する軸トルク (kgf·cm)

T_m ：電動機出力軸の定格トルク (kgf·cm)

$\prod \mu$ ：該当する軸直前までの機械効率

$\prod i$ ：該当する軸直前までの減速比

n_j ：該当する軸の本数

(2) 電動機最大トルクの各軸トルクは、定格トルクの250% (2.5倍)とする。

第3節 設計各論

3-1 動力設備

3-1-1 電動機

1. 電動機の仕様は、表3.1.1-1を標準とする。

表3.1.1-1 電動機の仕様

項 目	仕 様
形 式	特殊かご形
始 動 方 式	全電圧始動
極 数	6 極
始 動 ト ル ク	定格トルクの200%以上
最 大 ト ル ク	定格トルクの250%以下
時 間 定 格	連 続
定 格 電 圧	200V
保 護 構 造	全閉防まつ外被表面冷却自力形
絶 縁	E種 (JIS C4003) 以上

2. 電動機の容量は、次を標準とする。

1.5kW, 1.8kW, 2.2kW, 3.0kW, 3.7kW, 4.0kW, 5.5kW, 6.3kW, 7.5kW,
10kW, 11kW, 13kW, 15kW, 17kW, 18.5kW, 20kW, 22kW, 25kW, 30kW,
32kW, 37kW, 40kW, 45kW, 50kW, 55kW

3. 高揚程の予備ゲート等で速度変換を行う場合は、極数変換電動機使用による2段変速を標準とする。

【解 説】

1. 一般的な交流電動機の種類は図3.1.1-1に示すとおりであるが、電動機のトルク特性は、電動機の種類だけでなく始動方式によっても大きく変化するため、電動機の種類は始動方式との組み合わせで選定する必要がある。

ゲート設備では、十分な始動トルクを得るため、普通かご形に比べ始動トルクが大きく、始動電流の小さい特殊かご形電動機を使用する。この場合、全電圧始動とすることを原則とする。

特に電動機容量が大きい場合には、始動電流を抑え電源容量を小さくするため、巻線形電動機を使用し、二次抵抗始動とする場合もある。

それぞれの特性を表3.1.1-2に示す。

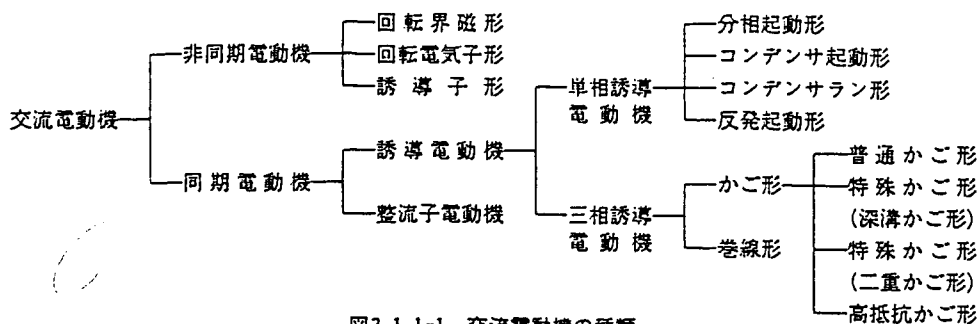


図3.1.1-1 交流電動機の種類

表3.1.1-2 電動機の始動方式

電動機	始動方式		結線図	特 性		特 長
				電流・速度	トルク・速度	
かご形	全電圧始動	じか入れ始動				・始動操作が容易で大きな始動トルクが得られる ・電源容量に制限を受ける
巻線形	全電圧始動	二次抵抗始動				・二次抵抗を制御することでトルク，電流が容易に制御でき，比較的安価である。始動電流は負荷の性質にもよるが，普通定格電流程度に抑えることができる。

2. 電動機に関する設計要素

(1) 極数と同期回転数

電動機の同期回転数は極数により変化し，式(3.1.1-1)による。

$$N_s = \frac{120f}{P} \dots\dots\dots (3.1.1-1)$$

ここに，

N_s ：同期回転数 (rpm)

f ：周波数 (Hz)

P ：極 数

表3.1.1-3 電動機の同期回転数

極数(P) 周波数(Hz)	2	4	6	8	10	12
50	3000	1500	1000	750	600	500
60	3600	1800	1200	900	720	600

ゲート設備においては、高速回転による振動、騒音の発生を低く抑えるため、6極を標準とする。ただし、極数変換電動機を使用する場合は、高速時の回転数を4極による1500rpm (50Hz)、1800rpm (60Hz) にしてもよいものとする。

(2) 全負荷回転数

電動機の実際の回転数は、すべり分だけ同期回転数より小さくなる。すべりは全負荷時が最大となり、回転数は最小となる。したがって、ゲート設備の開閉速度を検討する場合には、電動機負荷率に応じ、すべりを考慮した電動機回転数を用いて行う必要がある。

$$N = N_s (1 - S) \dots\dots\dots (3.1.1-2)$$

ここに、

N：全負荷時回転数 (rpm)

S：すべり

(3) すべり

すべりの値は、式(3.1.1-3)による。

$$S = \frac{N_s - N}{N_s} \dots\dots\dots (3.1.1-3)$$

すべりの値が大きい程負荷率によって電動機回転数は変動することになる。すべりを大きく許容することは、ゲート設備の場合その分負荷に応じ開閉速度が変化することになり、特に電動機において定格トルクに対して最大トルクを小さく抑えた設計を行った場合は、すべりが大きくなる傾向にあるため注意を要する。一般的なゲート用電動機のすべり率の値は3～7%程度であり、容量が小さくなるほどすべり率が大きくなる傾向にある。

(4) 始動トルク

定格周波数、定格電圧のもとに、電動機の回転子がまさに回転しようとする時に発生する駆動トルクをいう。ゲート設備の場合始動と同時に負荷を吊り上げることになるため、静摩擦から動摩擦への移行、開閉装置固有のGD²に対する慣性始動力を確保するために、電動機に対する要求始動トルクを定格トルクの200%以上としている。

(5) 最大トルク

定格周波数、定格電圧のもとに電動機に発生し得る最大の駆動トルクをいう。ゲート設備においては、電動機最大トルクに対しても機械各部の安全率が規定されているため、なるべく電動機の最大トルクは小さい方が経済的な設計となるが、一方において始動トルクが定格トルクの200%以上と定められており、この点から考えれば最大トルクは限りなく始動トルクに近い方が望ましい。このことから、最大トルクは6極の電動機については、200%の始動トルクを確保した上で製作し得る最小値である250%以下とすることとした。

極数変換電動機については、高速、低速の両方の使用状態において、最大トルクを下げる設計を行うことは理論的に不可能であるため、従来通り始動トルクは200%以上、最大トルクは300%以下とする。

(6) 定格トルク

電動機の定格出力発生時の駆動トルクを言い、式(3.1.1-4)による。また、始動トルク、最

大トルクは一般的にこの定格トルクに対する指数(%)によって表される。

$$T_m = 97,400 \frac{P_m}{N} \dots\dots\dots (3.1.1-4)$$

ここに、

T_m : 電動機の定格トルク (kgf・cm)

P_m : 電動機の定格出力 (kW)

3. 電動機の時間定格は、原則として連続定格とする。連続としない場合には、全揚程を運転するのに必要な時間以上で、1回あたりの運転継続時間以上とする。自動運転等で始動・停止を頻繁に繰り返す場合には、反復定格についても検討する。
4. 電動機の定格電圧は200Vを標準とするが、従来電動機容量が大きい場合などでは400Vが採用された例も多く、その使い分けについては3-9-3によるものとする。
5. 電動機の容量は、従来 IEC (International Electrotechnical Commission) の第一系列から選定されていたが、容量段階のとびが大きいため、不必要に余裕の大きな電動機が選定されるケースもあった。開閉装置の設計トルクは電動機容量で決まるため、容量に余裕があると設計トルクも上がり、開閉装置全体が不経済となる。これを防止するため、新たに I E C の第二系列を加えて容量段階を細かくし、電動機容量の選定において、大きな余裕が生じないように配慮した。

また、従来1.5kW未満の小容量の電動機において、減速機等の負荷率の低下や潤滑油の攪拌抵抗により機械効率が予想を越えて大幅に低下し、電動機の過負荷が発生する事例があったため、選定し得る電動機の最小容量を1.5kWとした。ただし1.5kW以上であっても、3.7kW程度までは、開閉装置における全機械的損失の内の潤滑油の攪拌抵抗やピロブロックのオイルシールの抵抗による損失の占める割合が大きいため、効率が低下しやすく、信頼性の高いデータをもとに効率を決定し、電動機容量の算出を行う必要がある。

電動機容量の最大値については、従来の設備の事例から55kWとしたが、十分な電源容量を確保した上で、必要に応じこれを上回る容量を採用することは差し支えない。

6. 電動機の世界速度制御

(1) ゲート用電動機の世界速度制御

電動機の世界速度制御方式を図3.1.1-2に示す。

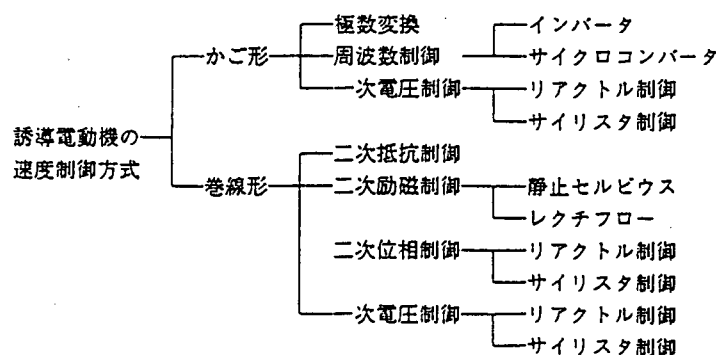


図3.1.1-2 電動機の世界速度制御方式

ゲート設備については、開閉速度が他の機械設備の動作速度に比較すると格段に遅く、速度変換の必要性も少ない。したがって、速度変換がなされるゲート設備も、ダム主放流設備の予備ゲート等の高揚程で開閉時間のかかるものに限定される。

これらのゲート設備についても無段階の速度変換の必要性は少なく、一般的には変換速度比が小さいため、構造が簡単で操作性に優れ、信頼性の高い極数変換方式が標準的に採用されている。ただし、変換速度比が大きく、1:3を超える場合には、ファンブレーキや油圧ブレーキ等を用いた自重降下装置の採用を検討する必要がある。

(2) 極数変換電動機

i) 速度比

誘導電動機の回転速度は極数に反比例するので、極数を変えることにより回転数を変えることができる。

ゲート開閉用として用いる場合には2段変速を標準とし、高速での極数は4極以上として回転数が過大とならないようにする。

ii) 極数変換電動機の形式と特性

極数変換電動機の代表的な形式として定出力形と定トルク形とがあり、これらの特性曲線を図3.1.1-3に示す。

定出力形は電動機の回転速度（ゲートの開閉速度）に反比例して開閉荷重が増減する傾向がある場合に、定トルク形は回転速度が変化しても開閉荷重が変化しない場合に用いられる。

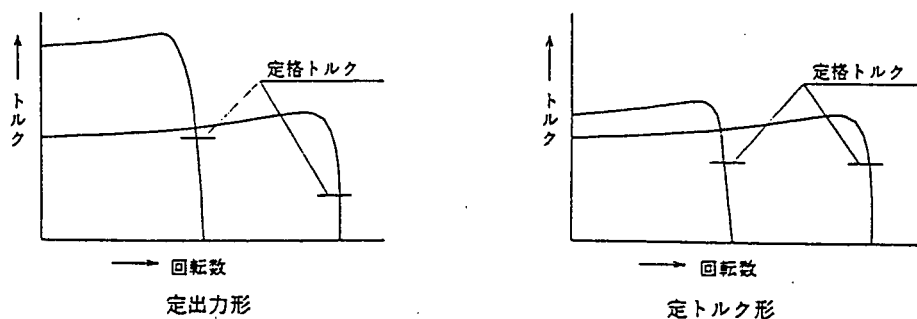


図3.1.1-3 極数変換電動機の特長曲線

3.1.2 予備電動機

クレストゲートには、予備電動機を標準として設ける。

【解説】

1. 開閉用予備動力設備の設置目的は、電源および電動機の故障の場合にもゲート運転を可能とすることである。ダムにおいては一般的に管理用予備電源設備が設けられており、電源の故障には対応可能であることから、個々の開閉装置には予備電源は設けないものとし、電動機の故障に備えるための予備動力のみを設けるものとする。予備動力としては、電源が確保されていれば、機械的切換操作が不要で、最も操作が容易な、予備電動機を使用する。

2. クレストゲートは緊急操作が必要であり、操作不能となった場合の影響が大きいため、主動力の万一の故障に備え予備電動機を設けることを標準とする。

選択取水ゲート、修理用ゲート、非洪水期締切ゲートについては、緊急操作の必要性がないため、予備電動機の設置は不要である。

予備ゲートについては、主ゲートの故障時または修理時に予備として設けられる設備であり、その際に主動力の故障が重なって発生する可能性はほとんどないことから、予備電動機は設置しなくても良いものとする。

また、小規模の水門扉で人力で開閉する場合も予備電動機を設ける必要はない。

3. 人力操作装置については、実際のゲート操作に対しては実用的でないものが多く、予備動力の対象から除外した。ごく小規模の設備で人力による操作が可能な場合には適用してもよいが、人力は現実には操作力10kgf、回転数30rpmで10分程度の操作が限界であり、ローラゲートでは扉体面積が4 m²程度が上限である。

4. 予備動力としては、予備電動機を用いることとしたが、管理用予備発電設備が設けられない場合など、予備電源の確保に問題がある場合には、内燃機関を採用することも考えられる。

5. 予備電動機を使用した場合の開閉速度は、主電動機による場合よりも遅くして、予備電動機の容量を小さくするのが一般的であり、クレストゲートでは、0.1m/min程度とする。

予備電動機を設けた場合、開閉装置全体の強度設計は、予備電動機のトルクに対しても確認する必要がある、予備電動機の容量に余裕がある場合には設計トルクが大きくなり、開閉装置全体が不経済な設計となる。このため、予備電動機運転時の開閉速度を調節して、予備電動機の余裕を抑える設計が行われる例が多い。

6. 主電動機と予備電動機の切換えは、差動歯車式切換装置により行うものとする。差動歯車式切換装置は、主電動機、予備電動機のいずれからの回転駆動も可能であり、電氣的押釦操作だけで機械的、人為的切換操作を必要としないことから、最も簡単に切換運転を行うことができる。

ただし、差動歯車の機構上、主電動機運転の場合は予備電動機の空転を、予備電動機運転の場合は主電動機の空転をそれぞれ防止する必要があることから、切換装置の両方の電動機側に制動機を設ける必要がある。制動機の配置および切換装置の構造については、それぞれ3-2-3、3-3-3による。

3-2 制動機構

3-2-1 一般

1. 開閉装置には、2系統の制動機構を設ける。
2. 開閉装置に設ける制動機の制動力は、電動機定格トルクの150%程度とする。

【解説】

1. 制動機は、ゲートを停止させこれを保持する目的で設けられるものであり、ゲートの落下を

防止し、設備の安全を確保する上で最も重要な役割を果たす装置であることから、万一の故障の際に備え2系統設けるものとする。2系統設ける目的の第一は、制動機の故障に備えるものであるが、ごくまれに電動機軸等の駆動軸の不具合考えられ、このような際にもゲートの落下を防止できるよう制動機の配置において配慮するものとする。2系統の制動機の選定と配置の考え方は、3-2-3による。

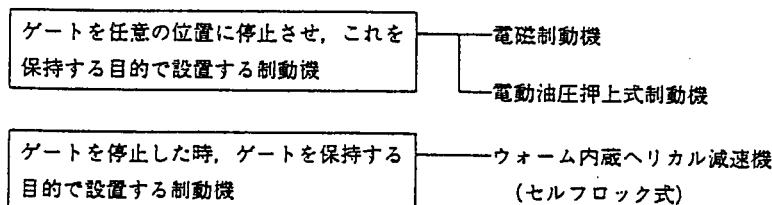
2. 電磁制動機および電動油圧押し式制動機については、ゲート運転による慣性力に対しても十分な制動力が必要となるため、これらの制動機の制動力は、電動機定格トルクの150%程度とする。

2次制動機として減速機を非可逆（セルフロック）式のウォーム内蔵ヘリカル減速機とする場合、その制動力はゲートの停止状態を保持する能力を有するものでなければならない。

3. 自重降下装置を設ける場合、その速度調整ブレーキはゲートの降下速度を一定に保つために必要な制動力を備えるものとする。

3-2-2 制動機構の種類

1. 開閉装置に使用される制動機は、堅牢な構造で、安全性を有し、保守管理の容易なものとする。
2. 制動機は、次に示す形式のものがあ、ゲートの操作、使用目的に応じ、適切な構造、形式のものを選定、組合せて使用する。



【解 説】

1. 開閉装置の制動機は、ゲートを停止させ、その状態を保持する目的で設けられ、一般的には電磁制動機および電動油圧押し式制動機を使用する例が多いが、油圧押し式制動機の代わりにウォーム内蔵ヘリカル減速機を使用する例も見られる。
2. 電磁制動機の構造

電磁制動機には、電動機内蔵形と独立形があり、電動機内蔵形は回転軸に連結したブレーキ板をスプリングでライニングに押し付けて制動力を得るもので、開放する場合は電磁石に電源を供給し、スプリング力に対抗してブレーキ板を吸引してライニングから開放する。開放、制動の動作時間は各々0.1～0.2秒程度である。独立形のものでは、ブレーキ板の代わりに、ブレーキホイールにライニングを押し付け制動する。内蔵形制動機の製造可能容量範囲はメーカーにより異なるが通常22～30kW程度までであり、これを超える容量では独立形を使用する例が

多い。

ライニングは使用するにつれて磨耗し制動力が減少するため、定期的に隙間の調整やライニングの交換が必要である。

図3.2.2-1に電磁ブレーキの構造図を示す。

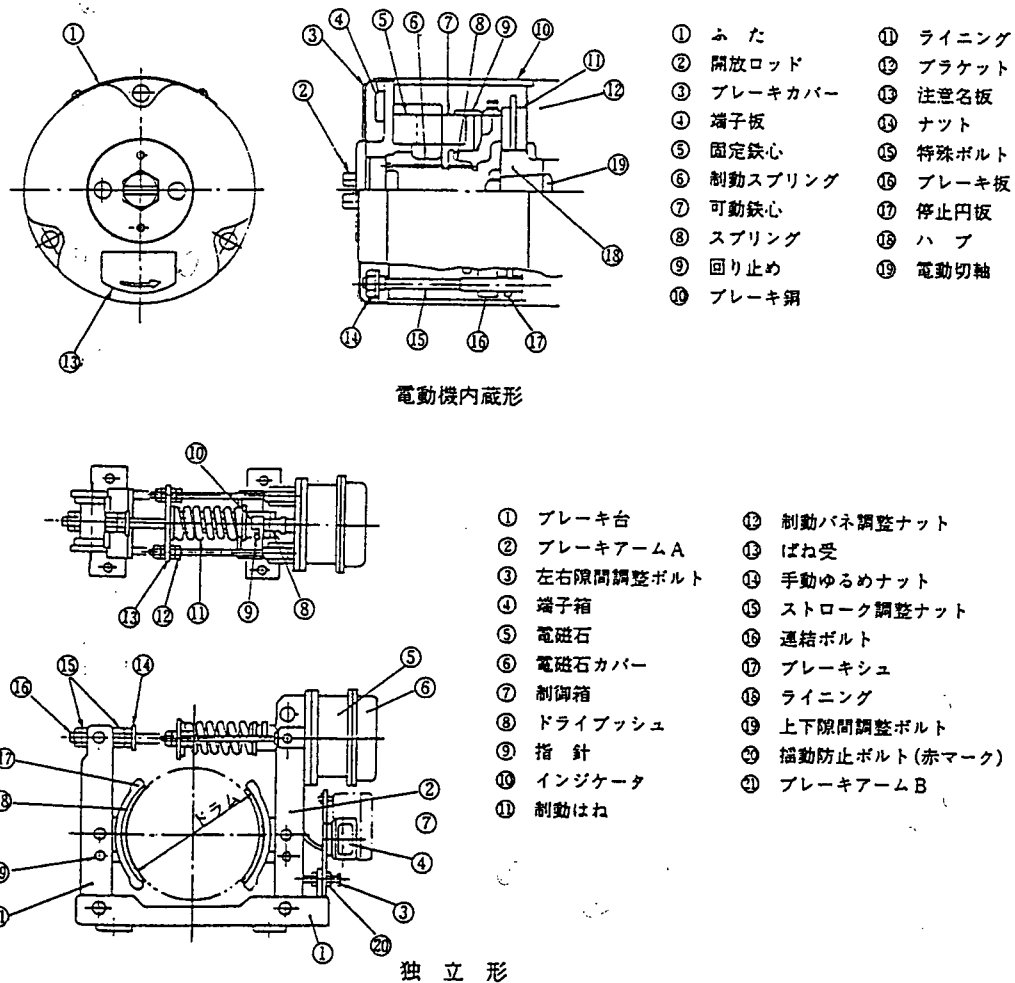


図3.2.2-1 電磁制動機構造図 (例)

3. 電動油圧押上式制動機の構造

電動油圧押上式制動機は、回転軸に連結したブレーキホイールにスプリングでブレーキライニングを押しつけ制動力を得るもので、開放する場合はスプリング力に対抗して電動油圧押上機でブレーキライニングに連結したアームを持ち上げ、ブレーキホイールをライニングから開放する。開放、制動の時間は各々0.3～0.7秒程度である。電磁制動機と同様定期的な隙間調整やライニングの交換が必要である。

電動油圧押上式制動機には、ブレーキホイールとその軸を支持する軸受が一体となった軸受内蔵形と、ブレーキホイールはブレーキ本体の両脇に別途設けた軸受で支持する軸受分離形の

2種類がある。軸受内蔵形は、ブレーキホイール軸がブレーキ本体で支持されユニット化されているため、機器構成が単純となり、設計や組立作業が容易となるメリットがある。一方、分離形は軸受を別途設けるため、設計や組立作業が煩雑となるが、ブレーキホイールをたわみ継手兼用の構造として2つに分離し、それぞれを電動機や減速機といった前後の機器の軸に支持させることにより、軸受を省略してコンパクトな構造とすることができる。どちらを採用するかは、開閉装置の全体構造や設置スペースを考慮して決定する必要がある。図3.2.2-2に電動油圧押し式制動機の構造図を、図3.2.2-3に(a)軸受内蔵形と(b)軸受分離形の機器配置例を示す。

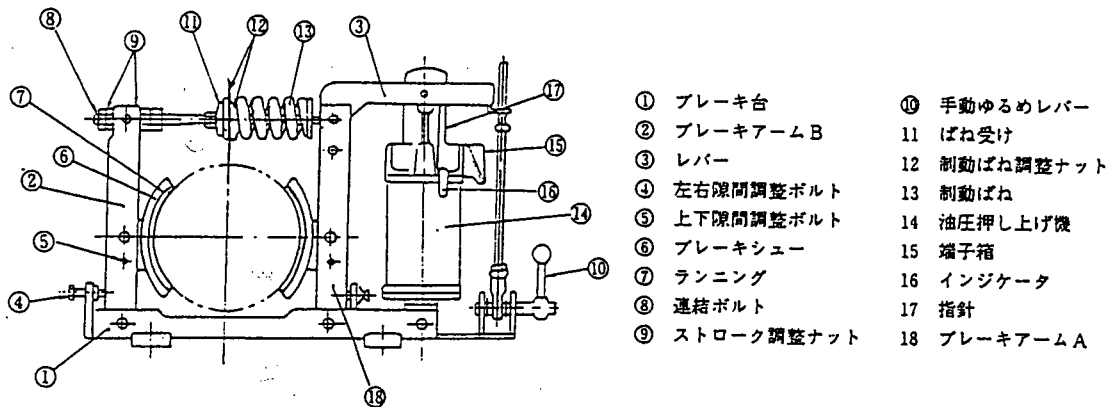


図3.2.2-2 電動油圧押し式制動機構造図 (例)

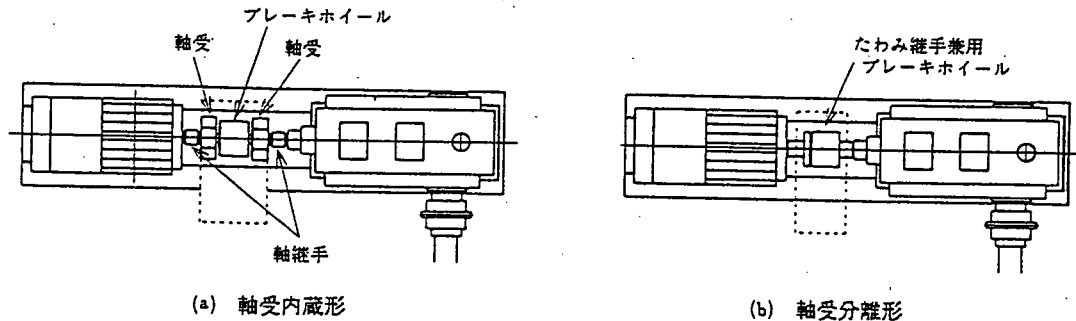


図3.2.2-3 電動油圧押し式制動機配置図

4. ウォーム歯車の構造

ウォーム内蔵ヘリカル減速機のウォーム歯車は、ウォームの進み角を歯面の静摩擦角よりも小さく設計することにより、停止状態において出力軸側からの入力軸の駆動を不可能（セルフロック）としたもので、停止状態であれば出力軸に連結したゲートを保持可能となる。

ただし、運転状態からのゲートの制動は不可能なため、これが可能な電磁もしくは電動油圧押し式制動機と併用して使用する。

図3.2.2-4にウォーム歯車の構造図を示す。

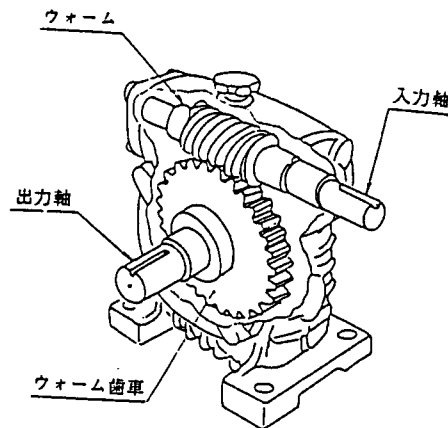


図3.2.2-4 ウォーム歯車構造図 (例)

3-2-3 制動機構の選定

制動機構の組合せは電磁制動機と電動油圧押上式制動機、または電磁制動機とウォーム内蔵ヘリカル減速機とする。

【解 説】

1. 開閉装置では、電磁制動機と電動油圧押上式制動機または電磁制動機とウォーム内蔵ヘリカル減速機といった形式の異なるものの組み合わせで2系列の制動機構を構成するものとする。制動機同士の組み合わせで異なる形式を選定するのは、同一形式の制動機を採用した場合、2台の制動機が同時に制動し、過大な制動トルクが軸に作用することとなるので、これを防止するためである。

電磁制動機と電動油圧押上式制動機を組み合わせで設けた場合は、ゲート停止操作時、まず動作時間の短い電磁制動機が制動を行い、その後に電動油圧押上式制動機が制動することとなる。電磁制動機とウォーム内蔵ヘリカル減速機を組み合わせで設けた場合は、ゲート停止操作時、電磁制動機が動作して制動を行いゲートを停止させ、ウォーム内蔵ヘリカル減速機は、ゲート停止直後からセルフロック機能が作用してゲート保持力を発揮することとなる。

2. 電磁制動機は、電動機内蔵形のものを使用するのが一般的であり、電動機容量が大きい場合内蔵形電磁ブレーキが採用できない場合には独立形を使用するが、その設置位置は内蔵形と同様に電動機の出力軸と反対側とするのが一般的である。

電動油圧押上式制動機は電動機の出力軸側に設けるのが一般的である。

3. 予備電動機を設け、差動歯車式切換装置で切換を行う場合には、差動歯車の機構上、主電動機運転の場合は予備電動機の空転を、予備電動機による運転の場合は主電動機の空転をそれぞれ防止する必要があることから、切換装置の両方の入力軸側（電動機側）に制動装置を設ける必要がある。

制動トルクは、制動装置が設けられる入力軸上の電動機のトルクのみならず、停止時に他方の入力軸上の電動機から作用するトルクも考慮して決定しなければならない。

切換装置を設ける場合の電動油圧押し式制動機の配置については、切換装置の出力軸側に1台設置する方式と、切換装置の入力軸側に2台設置する方式が考えられる。前者では、切換装置の整備の際にも扉体の中間位置保持が可能であるが、主電動機もしくは予備電動機のいずれかを取り外す必要が生じた場合や、電動機内蔵の電磁制動機が故障して制動できなくなった場合に、もう一方の電動機での運転が不可能となり、ゲート操作に支障をきたすことも考えられる。このため、クレストゲートのように常時は全閉状態が多く、緊急時に開操作が必要となるゲートについては、開操作の信頼性を重視する意味で、後者の切換装置の入力軸側にそれぞれ油圧押し式制動機を設ける配置とするのが望ましいが、機器配置の制約などを総合的に判断して決定する。

図3.2.3-1に、切換装置の入力軸側に2台の油圧押し式制動機を設けた場合の機器配置例を示す。

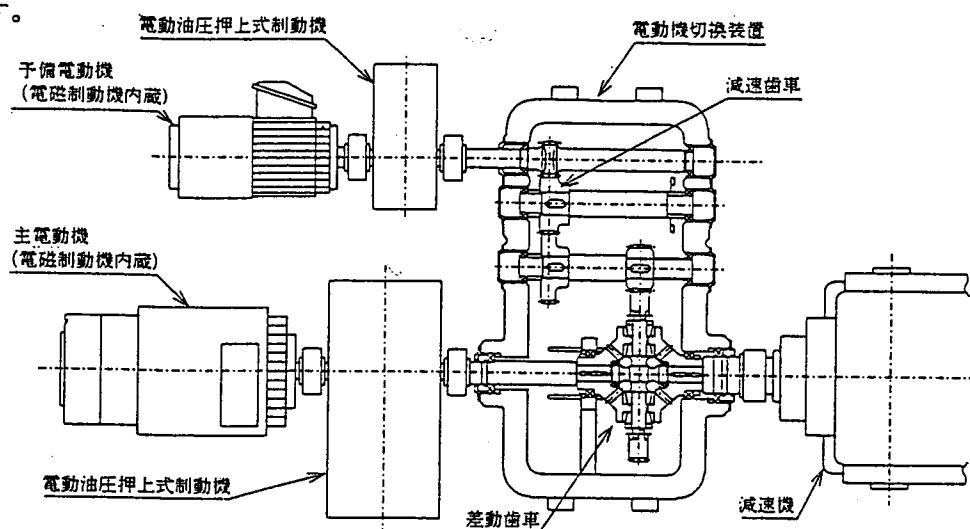


図3.2.3-1 予備電動機設置時の制動機配置例

3-3 減速機および切換装置

3-3-1 一般

1. 減速機および切換装置は、使用する電動機の定格トルクおよび最大トルクの両者に対してそれぞれの強度を有する。
2. 減速機および切換装置は、電動機出力以上の伝達動力を有した型番を選定する。
3. 減速機および切換装置の出力軸は、原則として片持梁として使用しない。
4. 減速機および切換装置の効率、潤滑油の粘度、起動時の温度、負荷率等により決定する。
5. 減速機および切換装置の潤滑油の温度が0℃以下になる場合には、ヒータを設けることを標準とする。
6. 減速機および切換装置には、油面計、ドレン、給油口等を設置する。

【解 説】

1. 減速機は、電動機によって生じた回転を減速する部分で、ヘリカル減速機、ウォーム内蔵ヘリカル減速機等の密閉形の減速機をいう。
 切換装置は、差動歯車装置等を使用して、主・予備動力設備の切換えを行う密閉形の装置をいう。
2. 減速機は、図3.3.1-1に示す様に、一般には電動機とピニオンの間に設けられる。

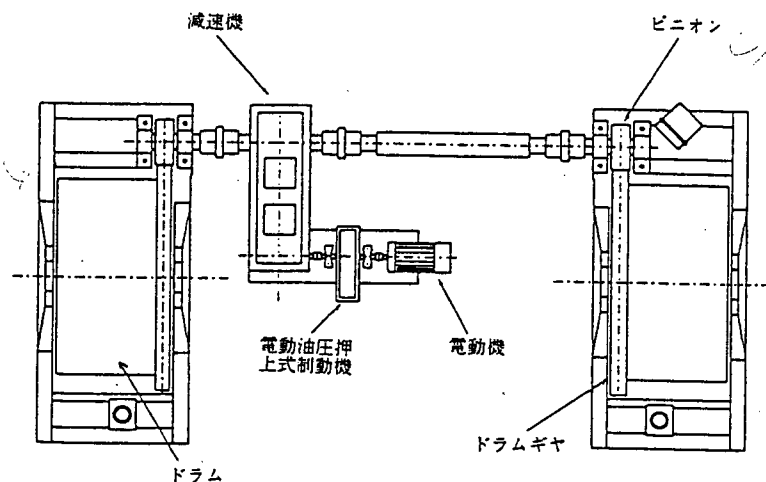


図3.3.1-1 減速機の配置の一例

3. 各減速機および切換装置の歯車・軸・ケーシング等の強度は、電動機の定格トルクおよび最大トルクに対して1-3-2によるものとする。ヘリカル減速機、ウォーム内蔵ヘリカル減速機は、ゲート用として設計されているものがあるが、一般の産業機械等に使用されている減速機は、許容伝達動力で選定すると強度上、所定の安全率を満足していないものもあるので、これらの減速機を使用する場合には各部の強度検討が必要である。
4. 一般には減速機および切換装置は、減速比、高速軸回転数毎に、各型番での許容伝達動力(kW)が整理されているので、電動機の定格出力以上の許容伝達動力を有した減速機を選定する。
5. 減速機および切換装置の出力軸に、ピニオンを直接組込んで片持梁として使用すると負荷作動時の変形が大きく、歯当りが変わるおそれがあるので、原則としてその使用は避けるものとする。
6. 減速機および切換装置の効率は正確に把握しないと開閉不能の事態が生ずることとなるので、使用潤滑剤の種類、起動時の温度、負荷率等を考慮したうえで(1-3-6参照)決定するものとする。
7. 減速機および切換装置の潤滑油は、その機種に合ったものを選定する必要があるが、寒冷地に設置される場合で、潤滑油温度が0℃以下になる場合には、減速機の効率が低くなり過ぎるのでヒータを設ける等の配慮が必要である。
8. 減速機および切換装置に使用されるヒータの種類として、潤滑油中に直接ヒータを投入する

タイプと間接的に加熱するタイプがあるが、直接ヒータは油の劣化を早めることになるので間接的な加熱方法が望ましい。

ヒータの種類として次のものがある。

(1) フィンヒータ

シーズヒータのパイプ表面に多数の放熱羽根を構成し、放熱効果を利用して空気など気体に加熱を効果的に行わせる発熱体である。(図3.3.1-2)

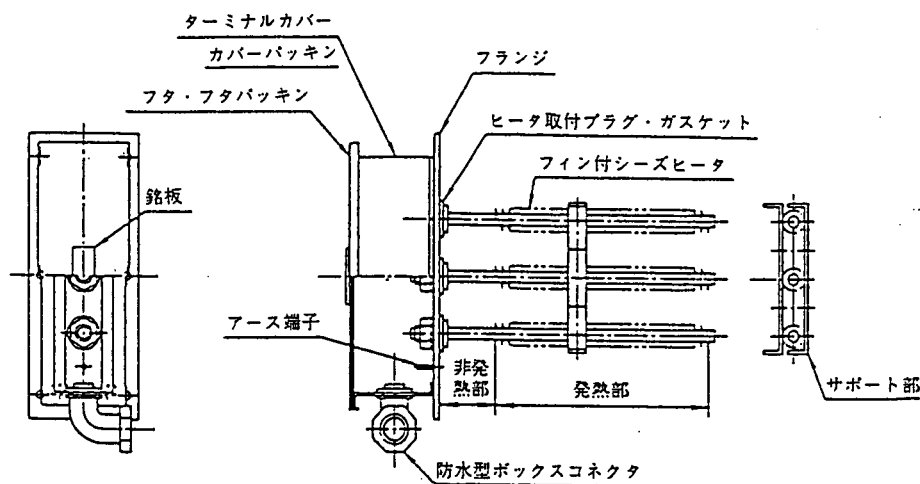


図3.3.1-2 フィンヒータの構造図

フィンヒータは、オイルパンの底部に設置（二重底）し、一旦底部全体を暖めてから均一にオイルを暖めることができるので、減速機にヒータを設置する場合には図3.3.1-3に示す二重底を使用し、間接加熱することが望ましい。

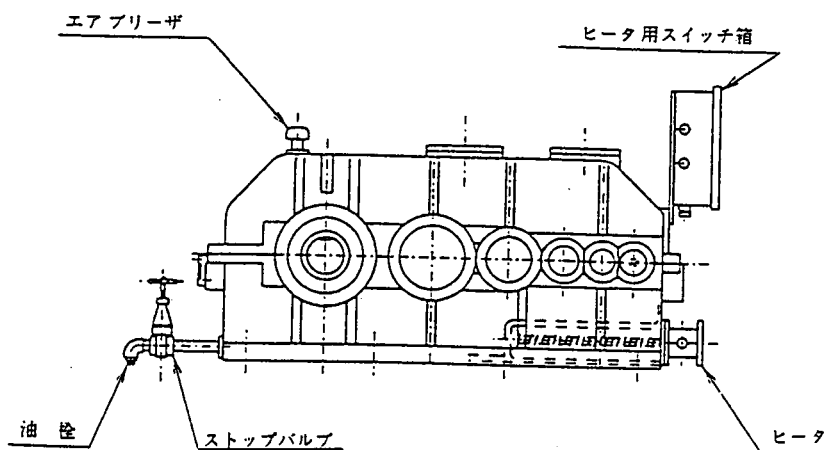


図3.3.1-3 減速機のヒータに二重底を使用した例

(2) 投込式ヒータ

所要の形状、長さや容量を備えた発熱部をシーズヒータで構成し、発熱部の基端部に取付けられたフランジなどの取付部をもって、目的の容器内などに発熱部を挿入して液体・気体

を直接的に加温・加熱する投入タイプの発熱体である。(図3.3.1-4)

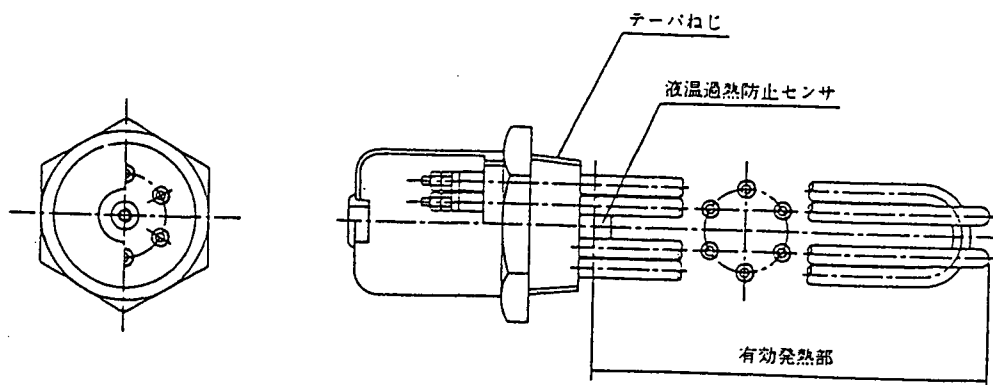


図3.3.1-4 投入式ヒータの構造図

投入式は、ヒータの加熱部の周辺から徐々に全体に熱を伝えていくタイプで、ケース内の場所によっては温度差が生じやすい。また、加熱部周辺の温度上昇により油が劣化することがあるので、使用しない方が望ましい。

ヒータ取付けに際しては、次の注意が必要である。

- i) ヒータ設定温度のサーモスタットが故障しても、必要以上に油温が上がらないように無停電の高温用サーモスタットをもう一系列設置するのが望ましい。
- ii) 単相、三相でヒータの形式が異なる。

ヒータの容量計算は式(3.3.1-1~4)による。

- ・ 減速機表面より損失される熱量

$$Q_1 = \frac{A \cdot K}{860} (T_2 - T_1) \text{ (kW)} \quad (3.3.1-1)$$

T_1 : 周囲温度 (°C)

T_2 : 油温 (°C)

K : 熱通過係数 (kcal/m²・h・°C) (表3.3.2-1 参照)

A : 減速機表面積 (m²)

- ・ 潤滑油の温度上昇に必要な熱量

$$Q_2 = \frac{L \cdot \alpha_1 \cdot \beta}{860 \cdot \eta \cdot H} (T_2 - T_1) \text{ (kW)} \quad (3.3.1-2)$$

L : 油量 (ℓ) η : 熱効率=0.5

α_1 : 潤滑油の比熱 (kcal/kg・°C) = 0.46 kcal/kg°C

β : 潤滑油の比重 (kg/m³) = 882 kg/m³

H : 加熱時間 (hour) = 10h ~ 20h

- ・ 減速機本体の温度上昇に必要な熱量

$$Q_3 = \frac{W \cdot \alpha_2}{860 \cdot H} (T_2 - T_1) \text{ (kW)} \quad (3.3.1-3)$$

W : 減速機の重量 (kgf), α_2 : ケーシングの比熱 0.11 (kcal/kg°C)

ヒータ容量は、

$$\therefore Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 \text{ (kW)} \dots\dots\dots (3.3.1-4)$$

9. 減速機および切換装置には、油面計、エアブリーザ、給油口等を設ける。形状・配置については、開閉装置の規模・配置・操作室の大きさ等を考慮して、点検整備が行い易いように計画するものとする。なお、ドレンにはストップバルブおよび油栓を設けるものとする。
10. 減速機および切換装置には、装置全体を吊り上げられる吊り金具を設ける。
11. 長時間使用しない減速機および切換装置においては、油面上の歯車が油切れをおこし、歯面が錆びる恐れがあるので、図3.3.1-5に示すウイングポンプを設けることが望ましい。

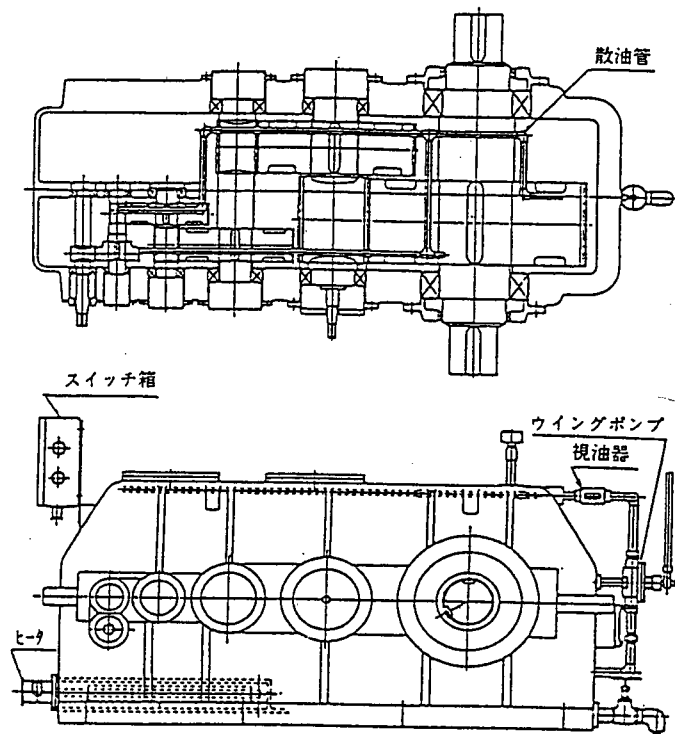


図3.3.1-5 減速機に強制給油を設置した例

3-3-2 減速機の構造

1. ヘリカル減速機、ウォーム内蔵ヘリカル減速機の減速比は、ドラム・電動機回転数ならびにドラムギヤ歯数比等を考慮し、所定の開閉速度を確保できるように選定する。
2. ヘリカル減速機、ウォーム内蔵ヘリカル減速機の入力軸と出力軸の方向は平行形と直交形があるが、その選定は、開閉装置形式ならびに保守管理時のスペース等を考慮して決定する。

【解 説】

1. 減速機は、その形式によって歯車の種類、潤滑油、入出力軸回転方向、効率等が異なるので、その構造を理解し使用する必要がある。

ヘリカル減速機、ウォーム内蔵ヘリカル減速機の構造は次のとおりである。

2. ヘリカル減速機

- (1) ヘリカル減速機は、図3.3.2-1に示すようにヘリカル歯車を平行に3～5段（図3.3.2-1は4段）配置した減速機である。

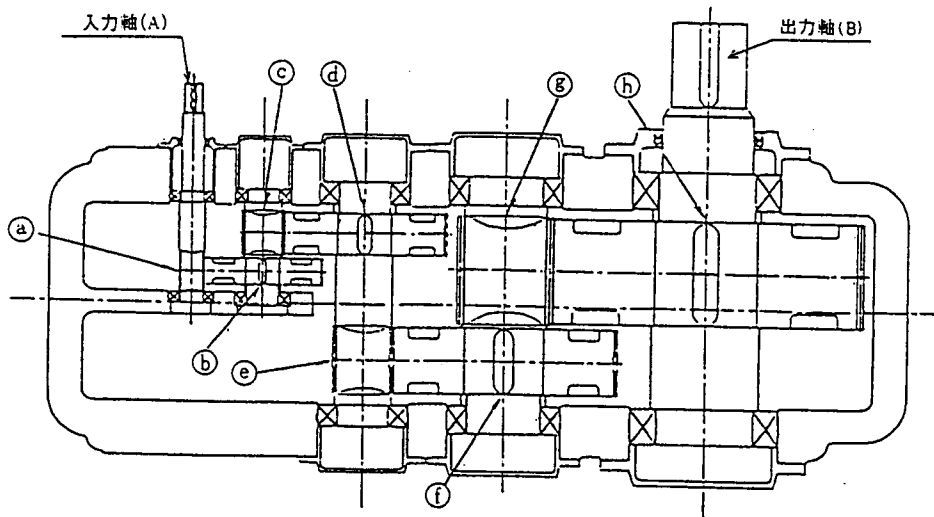


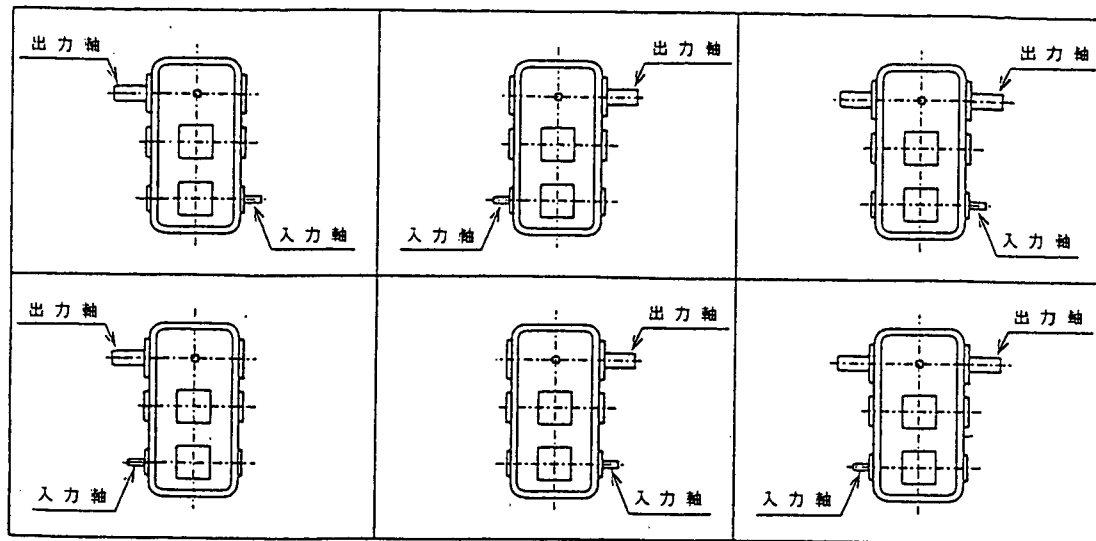
図3.3.2-1 ヘリカル減速機の機構の例

入力軸からの動力は、1段目のa, b歯車、2段目のc, d歯車、3段目のe, f歯車、4段目のg, h歯車に伝わる。歯数の比に伴って減速、増トルクされた動力は出力軸により出力される。

- (2) ヘリカル減速機の歯車は、所定の曲げ、面圧強度を有するものとする。
- (3) ヘリカル減速機の歯車・軸等の強度は1-3-2によるものとする。
- (4) ヘリカル減速機は、入力軸と出力軸が平行のものが一般的であるが、かさ歯車を挿入した直交軸のものもある。

平行軸・直交軸の入力・出力軸の配置を図3.3.2-2に示す。

・平行軸



・直行軸

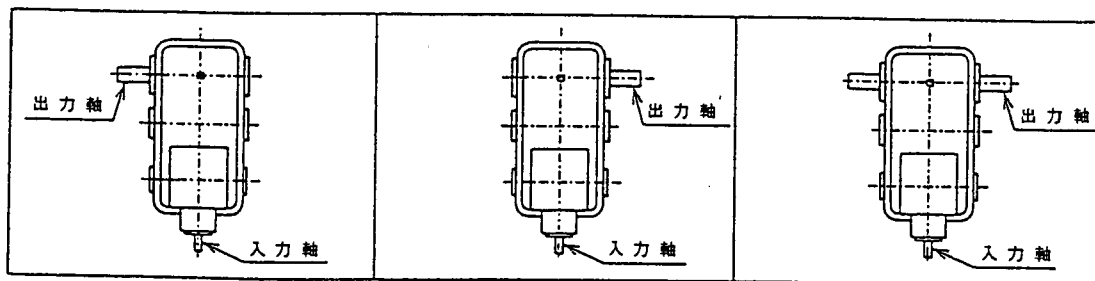


図3.3.2-2 軸配置

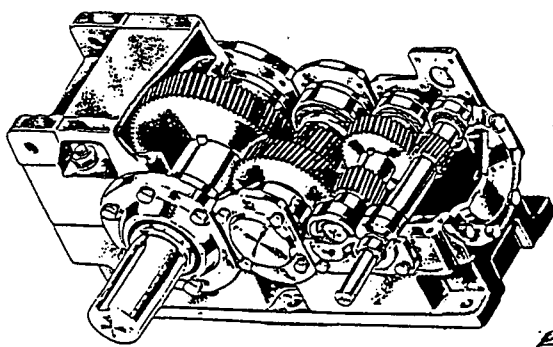


図3.3.2-3 平行軸（3段形）の例

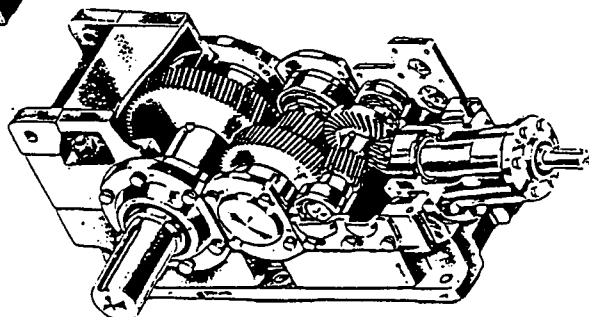


図3.3.2-4 直行軸（3段形）の例

ヘリカル減速機は、一般には3～5段形が使用され、この場合の減速比は1/125～1/2500程度となる。

3. ウォーム内蔵ヘリカル減速機

- (1) ウォーム内蔵ヘリカル減速機は、図3.3.2-5に示すようにウォーム歯車とヘリカル歯車とを組合せた減速機で、ウォーム歯車を使用しているのでセルフロックは可能である。

入力軸（ウォーム軸）の動力は、ウォームホイールに伝わりウォームホイールの歯数に伴って減速された動力は、ヘリカル歯車に伝達される。ウォーム内蔵ヘリカル減速機の減速比は1/5000のものまである。

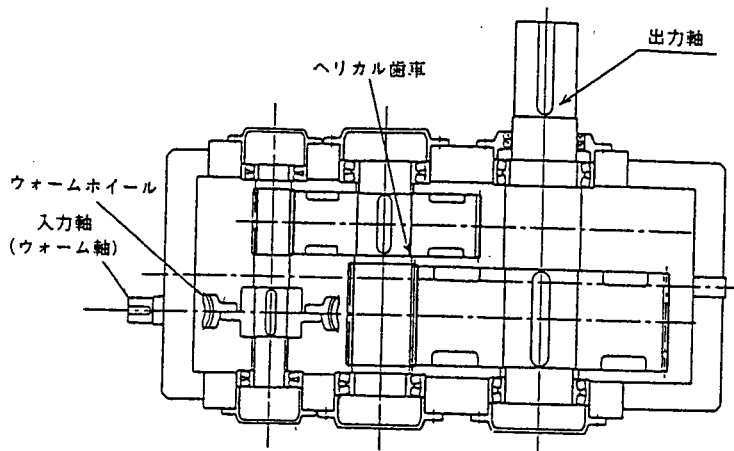


図3.3.2-5 ウォーム内蔵ヘリカル減速機の例

ウォーム自体は、減速比が1/60程度まで得られるので、小さい容積で大きい減速比が得られ、また回転が静かで騒音が少ないのが特徴ではあるが、かみあいにより大きいすべりを伴うので効率の点でヘリカル減速機に比べ劣る。

ウォーム内蔵ヘリカル減速機は、電動機からの入力軸側にウォーム歯車を配置したものと、ヘリカル歯車で減速した後にウォームを設けたものがある。前者はコンパクトになるが発熱による潤滑油の温度上昇については充分検討しておく必要がある。後者についてはヘリカル部とウォーム部で粘度の異なる潤滑油を使用するなどして効率が低下しないよう配慮する必要がある。

- (2) ウォーム内蔵ヘリカル減速機の入力・出力軸の配置は図3.3.2-6に示すように種々のものがある。
- (3) ウォーム歯車のセルフロックとは、原則として停止しているゲートが、自然落下しないことをいう。

ウォーム歯車の効率 η_r は、式(3.3.2-1)による。

$$\eta_r = \tan \gamma / \tan (\gamma + \rho) \quad \dots\dots\dots (3.3.2-1)$$

ここに γ : ピッチ円における進み角

ρ : 摩擦角

$$\rho = \tan^{-1} \mu$$

μ : 摩擦係数

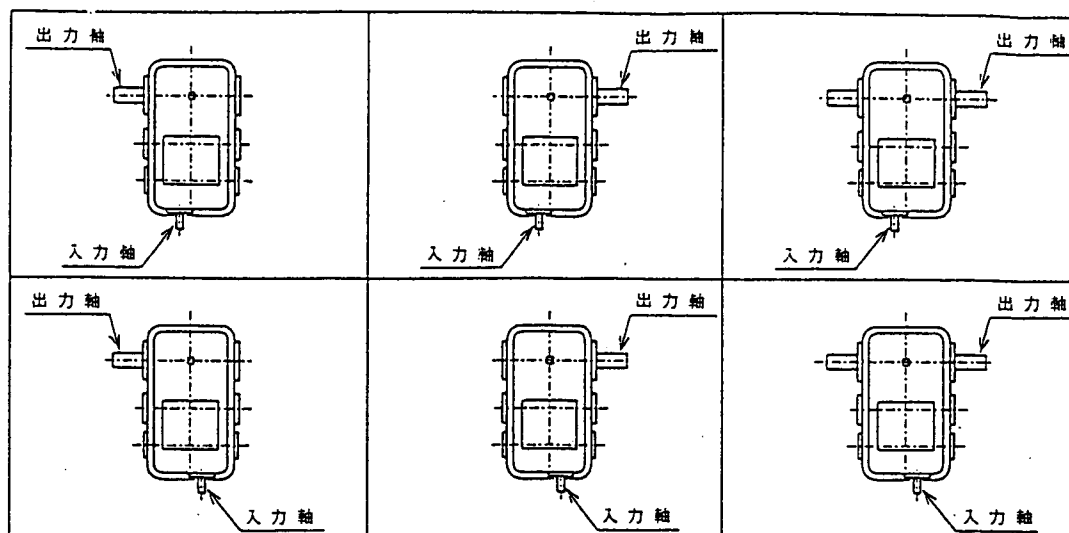


図3.3.2-6 ウォーム内蔵ヘリカル減速機の軸の配置

自重落下する時には、ウォームホイールでウォームを駆動することになるので、増速ウォーム歯車となり、この場合には摩擦の方向が反対となる。

効率は、式(3.3.2-2)となる。

$$\eta_r = \tan(\gamma - \rho) / \tan \gamma \quad \text{..... (3.3.2-2)}$$

上式において $\gamma = \rho$ であれば、効率 $\eta = 0$ で、出力軸トルクも零となり扉体は落下しないことになる。

従ってセルフロックの目的に使う場合は、 $\gamma < \rho$ にしておくとその目的が達し得ることになる。

一般にセルフロック用のウォームは摩擦係数として静摩擦をとり ($\mu_0 = 0.06$)、この時の摩擦角は $\rho = 3.65^\circ$ (圧力角 20°)で、ピッチ円における進み角はこれ以下の近辺に設定されている。作動中の扉体を停止するとなると、この時の摩擦係数は動摩擦となり、 $\mu_0 \approx 0.03 \sim 0.06$ 、摩擦角は $\rho = 1.83^\circ \sim 3.65^\circ$ となり $\gamma < \rho$ とするとその効率は $\eta = 0.27 \sim 0.43$ となり効率はかなり低下することになる。

- (4) ウォーム内蔵の歯車は、所定の曲げ、面圧強度を有するものとする。
- (5) ヘリカル減速機の発生熱による油温上昇は、潤滑油の許容温度以下としなければならない。

減速機の発生熱量は

$$Q_t = 860(1 - \eta_t) P_t \quad \text{..... (3.3.2-3) となる。}$$

ここに Q_t : 発生熱量 (kcal/h)

η_t : 減速機の運転効率

P_t : 伝達動力 (kW)

この発生熱量は、減速機表面からの放熱量と等しい。

$$Q_t = K \cdot A (T_1 - T_2) \quad \text{..... (3.3.2-4)}$$

ここに K : 熱通過係数 (kcal/m²h°C)

A : 減速機の表面積 (m²)

T_1 : 周囲気温度 (°C)

T_2 : 油温 (°C)

熱通過係数 K の値は減速機ケースの構造、回転数によって異なるが、表3.3.2-1にいくつかの例を示す。

表3.3.2-1 歯車箱の熱通過係数 K の値

kcal/m ² h°C	歯 車 箱 の 条 件	備 考
10	静止空气中	
13	程やかに動いている空气中	
30	ファンで冷却	
~18* 以下	以下ウォーム歯車箱 (円筒型)	AGMA 440.02 (1952)
~12*	ウォーム歯車箱 (鼓型)	AGMA 441.02 (1954)
6	大型減速機	Merritt. Gears (1954)
14.7	小型減速機	
8.8	通風条件の悪い時	スタンダード・ヴァキューム
13.2	通風条件の良い時	(TM-58-79, 昭和33-4)

* 換算して K の値を求めたもの

3-3-3 切 換 装 置

1. 予備電動機を使用する場合の電動機との切換装置は、差動歯車を標準とする。
2. 切換装置は、使用する電動機の定格トルクおよび最大トルクの両者に対してそれぞれの強度を有する。

【解 説】

1. 切換装置は、主電動機と予備電動機の切換等、通常運転と異なる場合に使用するものである。
2. 切換装置には、かみあいクラッチ、電磁クラッチ、差動歯車等を使用したものがある。差動歯車装置は、切換を必要とする駆動軸 (入力軸) に各々ブレーキを設け、一方のブレーキの解放により切換ができるため、レバー等による切換作業が不要になり、安全に操作を行うことができる。したがって、この形式を標準とする。
3. 差動歯車装置は、一般にはかさ歯車が使用されるが、切換装置単体ではなく 図3.3.3-1に示すようにヘリカル歯車を組合せ、予備電動機使用時の減速も行なっている。

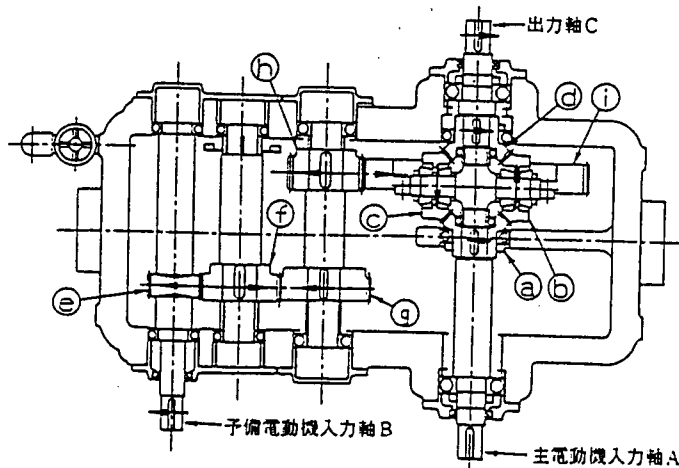


図3.3.3-1 差動歯車減速機の一例

図3.3.3-1の差動歯車装置では、入力軸側AおよびB軸側に制動機を設置し、使用方法によりいずれかの制動機を解放し、解放した側の入力軸を回転させることにより動力を伝達させる。

入力軸Aからの動力 (e→f→g→h→①歯車固定) は、かさ歯車a→b→c→dより出力軸Cに伝達される。また、入力軸Bから駆動される場合は、(a歯車固定) e→f→g→h→①歯車→かさ歯車b→c→dと伝達し動力は出力軸Cに伝達される。

4. 差動歯車装置を主動力と予備動力の切換に使用した一例を図3.3.3-2に示す。

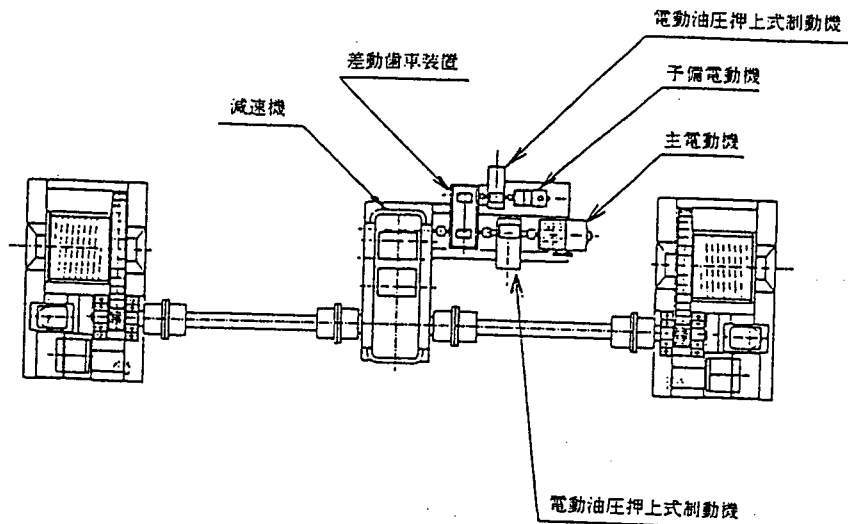


図3.3.3-2 差動歯車装置の使用例

3-4 歯 車

3-4-1 歯車要素設計

1. 歯車の強度計算において、曲げ強度については電動機の定格トルクおよび最大トルクによる歯面荷重、面圧強度については電動機の定格トルクによる歯面荷重で行う。
2. 歯車の材料は、大歯車ではSCM435、小歯車ではSCM440を標準とする。
3. 歯車は、平行軸歯車には平歯車、直交軸歯車にはかさ歯車の使用を標準とする。
4. 歯車の圧力角は20°、歯たけは並歯を標準とする。
5. 歯車の小歯車と大歯車の歯数比は1：7程度以下、歯幅はモジュールの11倍程度以下、最小歯数は17程度以上とする。

【解 説】

1. 歯車は、減速機の出力軸回転をさらに減速してドラムに荷重を伝達させるために使用され、ここではドラム大歯車、小歯車ならびに直交用のかさ歯車をいう。
2. 歯車は動力を伝達させるために少くとも、曲げによって歯が折損しないようにする必要があるため、使用する電動機の定格トルクが作用した時に発生する歯元の曲げ応力度が、使用する材料の引張強さに対し安全率5、最大トルクが作用した時に降伏点の90%以下でなければなら

ない。

歯面に生ずる接触応力度が大きく、しかも常時繰り返し応力を受けると局部的摩耗またはピッチングを起こすので、面圧についても検討する必要がある。

面圧計算における荷重は、実荷重を考慮する考え方もあるが、歯当りの基準値を70%以上としていることより、安全をみて電動機の定格トルクから計算して安全率を1.0以上とする。

3. 歯車は、所定の曲げ強度、面圧強度を有した材料を選定しなければならないが、歯車のコンバクト化を考慮し、高強度を有したクロムモリブデン鋼を使用し、大歯車材質には、SCM435、小歯車材質にはSCM440を標準とした。なお、材料入手、ドラムと大歯車との取合等上記材料での使用が困難な場合には、構造用高張力炭素鋼、低合金鋼鋳鋼品を使用してもよい。

歯車の所定硬度を得るために、調質鋼を使用する場合とさらに歯面のみを硬くして耐摩耗性を増す表面焼入れを行う場合があるが、表面焼入れは、歪が生じる恐れがあること、硬度によっては表面焼入れ後の研磨が困難であること等により、歯車に使用する材料は調質鋼を標準としている。

調質鋼の歯車は、歯切り前に適当な硬さに熱処理を行い、歯切り後に焼入れをしないものをいう。

大歯車、小歯車の硬度は、小歯車の硬度を $HB = 50$ 程度高くし、その組合せは $HB = 200 \cdot 250, 250 \cdot 300, 300 \cdot 350$ 等があるが $HB = 250 \cdot 300$ を標準とする。

4. 歯車の種類は、平行軸歯車として平歯車、はすば歯車、やまば歯車があり、直交歯車としてかさ歯車等がある。

平行軸歯車は、主としてドラム歯車に用いられるが、はすば歯車はスラスト力が作用するので、通常平歯車が用いられる。

かさ歯車は、動力部と駆動部の方向を直交させたい場合に使用される。

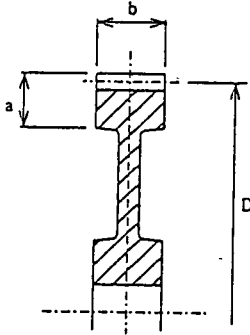
5. 圧力角は、JIS では、以前は 20° と 14.5° の2種を規定していたが1963年以降はBSやDINと同じように 20° だけとした。かみ合い率の点では、歯数の多い場合は、 14.5° の方が有利であるが、歯数の少ない場合は、むしろ 20° の方が有利であり、曲げ強度、面圧強度およびすべり率などの点でも 20° の方が一般に優れている。

歯だけは並歯・低歯・高歯の3種があり、各歯車の歯末のたけがモジュール： m に等しいものを並歯、 m より小さいもの（ $0.8m$ が普通）を低歯（stub）、 m より大きいものを高歯という。低歯（ $\alpha = 20^\circ$ が普通）は歯の曲げ強度が大きく、切削量が少なく、切り下げを起こさない最小歯数が少ないなどの利点がある。一方、かみ合い率が小さく、歯の剛性が高いため荷重の受け始めと終わりに衝撃を起こしやすいなどの欠点がある。切り下げの問題は転位歯車で解決されるので、最小歯数の少ないことは大した利点ということとはできない。これらの理由から、今日ではあまり用いられなくなっている。高歯は主として圧力角が 20° 以上のもののかみ合い率を増大したい場合に用いられ、負荷高速運転における性能が良好であるが、高精度の特別の工具が必要なため、現状では一般的でない。これに対し並歯は種々の点で中庸を得た歯形が得られ、かつ外径がモジュールの整数倍で表わされるなど実用的に便利な点が多いのもっとも広く用いられている。

6. 歯車の歯数比は、理論的に制限はないが、最大で7倍程度で、一般的には5倍程度が使用される。小歯車の最少歯数は、カッタで歯切する時の切り下げを生じない限界で決定されるが、その歯数は17～19を標準とする。

歯車の基本寸法の1例を表3.4.1-1に示す。

表3.4.1-1 歯車の基本寸法

寸 法 図	周 速 度	1 m/s 以下
	減 速 比	1 : 7 以下
	ピッチ円直径 D (mm)	$z \times m$
	リムの寸法 a (mm)	5 m 程度
	歯 幅 b (mm)	(8 ~ 11) m
z : 歯数, m : モジュール		

7. 歯車の潤滑は、従来グリース塗布潤滑が行われてきたが、手塗りとなって危険であり、砂塵等の歯面への付着、開閉装置フレームへの汚れが考えられるので、常時使用する歯車には強制潤滑式（噴射式）が望ましい。

なお、グリース塗布潤滑を行う場合には、砂塵が付着しないカバーを設けるものとする。
(詳細は3-15-3参照)

3-4-2 歯車の強度

歯車の曲げ強度および面圧強度の計算は、式(3.4.2-1～4)による。

(1) 平歯車の曲げ強度計算式

$$P_1 = f_v \cdot \sigma_b \cdot b \cdot m \cdot y \dots\dots\dots (3.4.2-1)$$

ここに、 P_1 : 歯の曲げ強度(kgf) b : 歯 幅(mm)

f_v : 速度係数 m : モジュール(mm)

σ_b : 許容曲げ応力度(kgf/mm²) y : 歯形係数

(2) 平歯車の面圧強度計算式

$$P_1 = f_v \cdot K \cdot d_{o1} \cdot b \cdot \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2} \dots\dots\dots (3.4.2-2)$$

ここに、 P_1 : 歯の面圧強度(kgf) b : 歯 幅(mm)

f_v : 速度係数 Z_1 : 小歯車の歯数

K : 接触応力係数(kgf/mm²) Z_2 : 大歯車の歯数

d_{o1} : 小歯車のピッチ円直径(mm)

(3) かさ歯車の曲げ強度計算式

$$P_1 = f_v \cdot \sigma_b \cdot b \cdot m \cdot y \cdot B \dots\dots\dots (3.4.2-3)$$

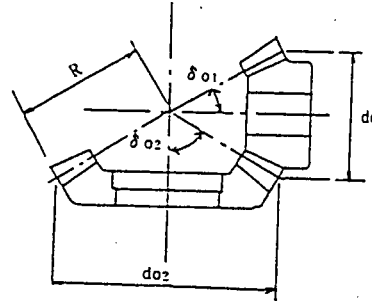
ここに、 P_1 ：歯の曲げ強度(kgf)

f_v ：速度係数

σ_b ：許容曲げ応力度(kgf/mm²)

b ：歯 幅(mm)

m ：モジュール(mm)



y ：歯形係数 相当平歯車の歯数 (Z') より求む $Z' = \frac{Z}{\cos \delta_o}$

δ_o ：ピッチ円すい角

Z ：かさ歯車の歯数

B ：かさ歯車係数 ($= \frac{R-b}{R}$), $b = (\frac{1}{3} - \frac{1}{4}) R$, ただし $b \leq 8m$

R ：円すい距離(mm) ($= \frac{d_o}{2 \sin \delta_o}$)

(4) かさ歯車の面圧強度計算式

$$P_2 = f_v \cdot K \cdot d_{o1} \cdot b \cdot \frac{2Z_2}{Z_{d1} + Z_{d2}} \cdot B \dots\dots\dots (3.4.2-4)$$

ここに、 P_2 ：歯の面圧強度(kgf)

f_v ：速度係数

K ：接触応力係数(kgf/mm²)

d_{o1} ：小歯車のピッチ円直径(mm)

b ：歯 幅(mm)

Z_1 ：小歯車の相当平歯車の歯数 $Z_1 = \frac{Z_{o1}}{\cos \delta_{o1}}$

Z_{o1} ：小歯車の歯数

δ_{o1} ：小歯車のピッチ円すい角

Z_2 ：大歯車の相当平歯車の歯数 $Z_2 = \frac{Z_{o2}}{\cos \delta_{o2}}$

Z_{o2} ：大歯車の歯数

δ_{o2} ：大歯車のピッチ円すい角

B ：かさ歯車係数 ($= \frac{R-b}{R}$), $b = (\frac{1}{3} - \frac{1}{4}) R$, ただし $b \leq 8m$

R ：円すい距離(mm)

【解 説】

1. 本条の各係数は次のとおりである。

(1) 速度係数 f_v

速度係数は次式で表わされるが、水門で使用する歯車の場合、式 (3.4.2-5) を採用する。

・低速度、普通歯車 (4, 5 級程度)

$V < 10\text{m/s}$ V : 歯車の周速度 (m/s)

$$f_v = \frac{3.05}{3.05 + V} \dots\dots\dots (3.4.2-5)$$

(2) 歯形係数 y

歯形係数は表3.4.2-1に示す。

表3.4.2-1 平歯車の歯形係数 (y)

歯 Z	並 圧力角20°	歯 Z	並 圧力角20°	歯 Z	並 圧力角20°
12	0.277	21	0.352	50	0.422
13	0.292	22	0.354	60	0.433
14	0.308	24	0.359	75	0.443
15	0.319	26	0.367	100	0.454
16	0.325	28	0.372	150	0.464
17	0.330	30	0.377	300	0.474
18	0.335	34	0.388	ラック	0.484
19	0.340	38	0.400		
20	0.346	43	0.411		

上表にない歯数の歯形係数については、その前後の比例計算により算出する。

(3) モジュール

歯の大きさを表わすモジュールは、表3.4.2-2 より選定する。

表中、第3系列はほとんど使用されていないので、第1系列を優先的に、必要に応じて第2系列の順に選定する。

表3.4.2-2 モジュールの標準値 (JIS B1701)

第1系列	第2系列	第3系列
4		
5	4.5	
6	5.5	
	7	6.5
8	9	
10	11	
12	14	
16	18	
20	22	
25	28	
32	36	
40	45	
50		

(4) 接触応力係数K

接触応力係数は、表3.4.2-3 による。

表3.4.2-3 接触応力係数 (K)

歯車材料		許容接触 応力 (kgf/mm ²)	K (kgf/mm ²) 圧力角 20°	歯車材料		許容接触 応力 (kgf/mm ²)	K (kgf/mm ²) 圧力角 20°
小歯車 (硬さ HB)	大歯車 (硬さ HB)			小歯車 (硬さ HB)	大歯車 (硬さ HB)		
鋼 (150)	鋼 (150)	35	0.027	鋼 (350)	鋼 (350)	91	0.182
鋼 (200)	鋼 (150)	42	0.039	鋼 (400)	鋼 (350)	99	0.210
鋼 (250)	鋼 (150)	49	0.053	鋼 (500)	鋼 (350)	102	0.226
鋼 (200)	鋼 (200)	49	0.053	鋼 (400)	鋼 (400)	120	0.311
鋼 (250)	鋼 (200)	56	0.069	鋼 (500)	鋼 (400)	123	0.329
鋼 (300)	鋼 (200)	63	0.086	鋼 (600)	鋼 (400)	127	0.348
鋼 (250)	鋼 (250)	63	0.086	鋼 (500)	鋼 (500)	134	0.389
鋼 (300)	鋼 (250)	70	0.107	鋼 (600)	鋼 (500)	162	0.569
鋼 (350)	鋼 (250)	77	0.130				
鋼 (300)	鋼 (300)	77	0.130				
鋼 (350)	鋼 (300)	84	0.154				
鋼 (400)	鋼 (300)	88	0.168				

表3.4.2-3の接触応力係数Kは、次により求めることができる。

$$K = \frac{\sigma_d^2 \cdot \sin 2\alpha}{2.8} \left[\frac{1}{E_1} + \frac{2}{E_2} \right] \dots \dots \dots (3.4.2-6)$$

ここに σ_d : 許容接触応力度 (kgf/mm²)、表3.4.2-3 参照

α : 圧力角 = 20°

E : 縦弾性係数 (kgf/mm²) = 2.1×10^4 (kg/mm²)

上値を式 (3.4.2-6) に代入するとK値は式(3.4.2-7) で表される。

$$K = 2.186 \times 10^{-5} \cdot \sigma_d^2 \dots \dots \dots (3.4.2-7)$$

表3.4.2-3以外の硬さの組合せにおける接触応力係数Kは、その前後の許容接触応力度 σ_d を比例計算で算出し、求めるものとする。

標準歯車に使用する材料の硬度は表3.4.2-4に示すが、この時の接触応力係数は 0.107である。

表3.4.2-4 標準歯車材料の硬度

材 質	強度計算に用いる硬さ HB
SCM435	250
SCM440	300

(SCM材の機械的性質は、JIS本文では規定されていないので、強度計算に用いる硬さは、JIS解説を参考に決定している。)

2. 曲げ強度は、定格トルクに対し安全率5，最大トルク（定格トルクの2.5倍）に対し、降伏点の90%以下でなければならないが、調質鋼の場合（SCM435,440）式（3.4.2-9）のとおりとなるので、

$$0.9 \times \sigma_y > 2.5 \cdot \frac{\sigma_t}{S} \dots\dots\dots (3.4.2-9)$$

ここに σ_y : 歯車材料の降伏点 (kgf/mm²) 表3.4.2-4

σ_t : 引張強さ (kgf/mm²) 表3.4.2-4

S : 安全率 = 5

定格トルクに対して検討を行えば、最大トルクに対して降伏点の90%は満足することになる。

3. 曲げ強度と面圧強度を比較すると、式(3.4.2-10)が成立する場合には、面圧強度で歯車強度が決定される。

$$\frac{P_2}{P_1} < 1 \dots\dots\dots (3.4.2-10)$$

ここに P_1 : 曲げ強度

P_2 : 面圧強度

式(3.4.2-1,2)は、式(3.4.2-12~14)のとおりとなる。

$$P_1 = f_v \cdot \sigma_b \cdot a \cdot m^2 \cdot y \dots\dots\dots (3.4.2-12)$$

$$P_2 = f_v \cdot K \cdot a \cdot m^2 \cdot Z_1 \cdot \frac{2n}{(1+n)} \dots\dots\dots (3.4.2-13)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{K \cdot Z_1 \cdot \frac{2n}{(1+n)}}{\sigma_b \cdot y} \dots\dots\dots (3.4.2-14)$$

ここに K : 接触応力係数 σ_b : 許容曲げ応力度 = $\sigma_v/5$ (kgf/mm²)

a : 歯幅 / モジュール

Z_1 : 小歯車の歯数 y : 歯形係数

n : 歯数比

小歯車の歯数 $Z_1 = 17, 18, 19$, 大歯車, 小歯車の硬度組合せを HB200・250, 250・300, 300・350とした場合の P_2/P_1 を表3.4.2-5 に示す。

表3.4.2-5 P_2/P_1 の表

(小歯車歯数 $Z_1=17$)

硬度組合せ 材質 \ 歯数比	HB = 200, 250			HB = 250, 300			HB = 300, 350		
	n = 4	n = 5	n = 6	n = 4	n = 5	n = 6	n = 4	n = 5	n = 6
S45CH	0.41	0.42	0.44	0.63	0.66	0.67	0.91	0.94	0.97
SCM432	0.32	0.33	0.34	0.49	0.51	0.52	0.71	0.74	0.76
SCM435	0.30	0.31	0.32	0.46	0.48	0.50	0.67	0.70	0.72
SCM440	0.28	0.30	0.30	0.44	0.46	0.47	0.63	0.66	0.68
SCMn2B	0.44	0.46	0.47	0.68	0.71	0.73	0.98	1.02	1.05
SCMn3B	0.41	0.42	0.44	0.63	0.66	0.67	0.91	0.94	0.97
SCMnCr2B	0.44	0.46	0.47	0.68	0.71	0.73	0.98	1.02	1.05
SCMnCr3B	0.41	0.42	0.44	0.63	0.66	0.67	0.91	0.94	0.97

(小歯車歯数 $Z_1=18$)

硬度組合せ	HB =200, 250			HB =250, 300			HB =300, 350		
歯数比 材質	n = 4	n = 5	n = 6	n = 4	n = 5	n = 6	n = 4	n = 5	n = 6
S45CH	0.42	0.44	0.45	0.66	0.68	0.70	0.95	0.99	1.01
SCM432	0.33	0.34	0.35	0.51	0.52	0.55	0.74	0.77	0.79
SCM435	0.31	0.33	0.33	0.48	0.50	0.52	0.70	0.73	0.75
SCM440	0.30	0.31	0.32	0.46	0.48	0.49	0.66	0.69	0.71
SCMn2B	0.46	0.48	0.49	0.71	0.74	0.76	1.02	1.06	1.09
SCMn3B	0.42	0.44	0.45	0.66	0.68	0.70	0.95	0.99	1.01
SCMnCr2B	0.46	0.48	0.49	0.71	0.74	0.76	1.02	1.06	1.09
SCMnCr3B	0.42	0.44	0.45	0.66	0.68	0.70	0.95	0.99	1.01

(小歯車歯数 $Z_1=19$)

硬度組合せ	HB =200, 250			HB =250, 300			HB =300, 350		
歯数比 材質	n = 4	n = 5	n = 6	n = 4	n = 5	n = 6	n = 4	n = 5	n = 6
S45CH	0.44	0.45	0.47	0.68	0.71	0.73	0.98	1.02	1.05
SCM432	0.34	0.36	0.37	0.53	0.55	0.57	0.76	0.80	0.82
SCM435	0.32	0.34	0.35	0.50	0.52	0.54	0.72	0.75	0.78
SCM440	0.31	0.32	0.33	0.48	0.49	0.51	0.69	0.71	0.74
SCMn2B	0.47	0.49	0.51	0.74	0.77	0.79	1.06	1.10	1.13
SCMn3B	0.44	0.46	0.47	0.68	0.71	0.73	0.98	1.02	1.05
SCMnCr2B	0.47	0.49	0.51	0.74	0.77	0.79	1.06	1.10	1.13
SCMnCr3B	0.44	0.46	0.47	0.68	0.71	0.72	0.98	1.02	1.05

上表より、 $P_2/P_1 < 1$ の場合には、歯車強度は面圧で決定されるが、 $P_2/P_1 > 1$ の場合には曲げで決定されることになる。

上表より、SCM435,440の調質鋼を使用すれば、歯車強度は上表の硬度組合せにおいては面圧で決定される。

- 表3.4.2-5において歯車強度が面圧で決定 ($P_2/P_1 < 1$) される場合、表3.4.2-6 (参考) より小歯車軸のトルクから、所定のモジュールを選定することができる。表中のトルクは、式 (3.4.2-2) 面圧強度に小歯車の半径を乗じたものである。なお、表3.4.2-6は、速度係数 $f_v = 0.98$ 、歯幅はモジュールの10倍としたものである。表3.4.2-6にて概略モジュールを決定し、式 (3.4.2-1,2) に従い確認を行うものとする。

表3.4.2-6 各歯車硬さによる面圧強度 (小歯車軸トルク換算) (参考)

小歯車歯数17の場合 大歯車, 小歯車ギヤ比 1 : 4 の場合 (kgf·cm)

モジュール \ 硬度差	HB250,200 (k=0.069)	HB300,200 (k=0.086)	HB300,250 (k=0.107)	HB350,250 (k=0.130)	HB350,300 (k=0.154)
6	3377	4209	5237	6362	7537
7	5362	6684	8316	10103	11968
8	8004	9977	12413	15081	17865
9	11397	14205	17674	21473	25437
10	15634	19486	24244	29455	34893
11	20809	25935	32268	39204	46442
12	27015	33671	41893	50898	60295
14	42899	53468	66525	80824	95746
16	64036	79813	99302	120647	142921
18	91176	113640	141389	171781	203494
20	125070	155884	193949	235639	279142
22	166468	207482	258146	313636	371538
25	244277	304462	378807	460233	545199
28	343192	427746	532196	646594	765965
32	512287	638502	794415	965178	1143364
36	729408	909117	1131111	1374247	1627954
40	1000560	1247074	1551592	1885112	2233133

小歯車歯数17の場合 大歯車, 小歯車ギヤ比 1 : 5 の場合 (kgf·cm)

モジュール \ 硬度差	HB250,200 (k=0.069)	HB300,200 (k=0.086)	HB300,250 (k=0.107)	HB350,250 (k=0.130)	HB350,300 (k=0.154)
6	3518	4384	5455	6627	7851
7	5586	6962	8662	10524	12467
8	8338	10392	12930	15709	18609
9	11872	14797	18410	22367	26497
10	16285	20297	25254	30682	36347
11	21676	27016	33613	40838	48377
12	28141	35074	43639	53019	62807
14	44686	55696	69296	84192	99735
16	66704	83138	103439	125674	148876
18	94975	118375	147280	178938	211973
20	130281	162379	202030	245457	290773
22	173404	216127	268902	326704	387018
25	254455	317147	394590	479409	567915
28	357492	445569	554371	673535	797880
32	533632	665106	827516	1005393	1191004
36	759800	946997	1178241	1431507	1695785
40	1042250	1299036	1616242	1963659	2326180

小歯車歯数17の場合 大歯車, 小歯車ギヤ比 1 : 6 の場合 (kgf·cm)

モジュール \ 硬度差	HB250.200 (k=0.069)	HB300.200 (k=0.086)	HB300.250 (k=0.107)	HB350.250 (k=0.130)	HB350.300 (k=0.154)
6	3618	4510	5611	6817	8075
7	5745	7161	8910	10825	12823
8	8576	10689	13299	16158	19141
9	12211	15220	18936	23006	27254
10	16750	20877	25975	31559	37385
11	22295	27788	34573	42005	49759
12	28945	36076	44885	54534	64601
14	45963	57287	71276	86597	102585
16	68610	85514	106395	129265	153129
18	97689	121757	151488	184051	218030
20	134004	167019	207803	252470	299080
22	178359	222302	276585	336038	398076
25	261726	326209	405864	493106	584141
28	367706	458300	570210	692779	820676
32	548878	684109	851159	1034119	1225033
36	781509	974054	1211905	1472407	1744236
40	1072028	1336151	1662420	2019763	2392643

小歯車歯数18の場合 大歯車, 小歯車ギヤ比 1 : 4 の場合 (kgf·cm)

モジュール \ 硬度差	HB250.200 (k=0.069)	HB300.200 (k=0.086)	HB300.250 (k=0.107)	HB350.250 (k=0.130)	HB350.300 (k=0.154)
6	3786	4719	5871	7133	8450
7	6012	7493	9323	11327	13418
8	8974	11185	13916	16907	20029
9	12777	15925	19814	24073	28517
10	17527	21845	27180	33022	39118
11	23329	29076	36176	43952	52067
12	30287	37749	46967	57062	67597
14	48094	59944	74581	90613	107341
16	71791	89479	111328	135258	160229
18	102218	127402	158512	192585	228139
20	140217	174763	217438	264177	312948
22	186629	232610	289410	351619	416533
25	273861	341334	424683	515970	611226
28	384755	479550	596649	724901	858729
32	574328	715829	890625	1082068	1281834
36	817745	1019218	1268097	1540678	1825111
40	1121735	1398104	1739502	2113413	2503582

小歯車歯数18の場合 大歯車, 小歯車ギヤ比 1 : 5 の場合 (kgf·cm)

モジュール \ 硬度差	HB250,200 (k=0.069)	HB300,200 (k=0.086)	HB300,250 (k=0.107)	HB350,250 (k=0.130)	HB350,300 (k=0.154)
6	3944	4915	6115	7430	8802
7	6262	7805	9711	11799	13977
8	9348	11651	14496	17612	20863
9	13310	16589	20640	25076	29706
10	18257	22756	28312	34398	40748
11	24301	30288	37684	45784	54236
12	31549	39322	48923	59440	70413
14	50098	62441	77689	94388	111814
16	74782	93207	115967	140894	166905
18	106477	132711	165117	200609	237645
20	146059	182045	226498	275184	325987
22	194405	242302	301468	366270	433889
25	285272	355556	442378	537469	636694
28	400786	499531	621509	755105	894509
32	598258	745656	927734	1127154	1335244
36	851817	1061685	1320934	1604873	1901157
40	1168474	1456358	1811981	2201472	2607898

小歯車歯数18の場合 大歯車, 小歯車ギヤ比 1 : 6 の場合 (kgf·cm)

モジュール \ 硬度差	HB250,200 (k=0.069)	HB300,200 (k=0.086)	HB300,250 (k=0.107)	HB350,250 (k=0.130)	HB350,300 (k=0.154)
6	4056	5056	6290	7642	9053
7	6441	8028	9989	12136	14376
8	9615	11984	4910	18115	21459
9	13690	17063	21229	25793	30554
10	18779	23406	29121	35381	41913
11	24995	31153	38760	47092	55786
12	32450	40445	50321	61138	72425
14	51530	64225	79908	97085	115008
16	76919	95870	119280	144920	171674
18	109519	136502	169834	206341	244435
20	150232	187246	232969	283046	335301
22	199959	249225	310082	376735	446286
25	293423	365715	455018	552825	654885
28	412237	513803	639267	776679	920066
32	615352	766960	954241	1159358	1373393
36	876155	1092019	1358675	1650727	1955476
40	1072028	1497969	1863752	2264371	2682409

小歯車歯数19の場合 大歯車, 小歯車ギヤ比 1 : 4 の場合 (kgf·cm)

モジュール	硬度差	HB250.200 (k=0.069)	HB300.200 (k=0.086)	HB300.250 (k=0.107)	HB350.250 (k=0.130)	HB350.300 (k=0.154)
6		4218	5257	6541	7947	9451
7		6698	8349	10387	12620	14950
8		9999	12462	15505	18838	22316
9		14236	17744	22077	26822	31774
10		19529	24340	30284	36793	43586
11		25993	32397	40307	48972	58013
12		33746	42060	52330	63579	75316
14		53587	66789	83098	100960	119599
16		79989	99697	124041	150705	178527
18		113891	141951	176614	214577	254192
20		156229	194721	242269	294345	348686
22		207941	259173	322459	391773	464100
25		305135	380314	473181	574893	681027
28		428693	534313	664785	807683	956793
32		639915	797575	992332	1205637	1428216
36		911129	1135610	1412910	1716620	2033534
40		1249834	1557764	1938148	2354760	2789485

小歯車歯数19の場合 大歯車, 小歯車ギヤ比 1 : 5 の場合 (kgf·cm)

モジュール	硬度差	HB250.200 (k=0.069)	HB300.200 (k=0.086)	HB300.250 (k=0.107)	HB350.250 (k=0.130)	HB350.300 (k=0.154)
6		4394	5477	6814	8278	9807
7		6977	8697	10820	13146	15573
8		10415	12981	16151	19623	23246
9		14830	18483	22997	27940	33098
10		20342	25354	31545	38326	45402
11		27076	33746	41987	51012	60430
12		35152	43812	54510	66228	78454
14		55819	69572	86561	105167	124582
16		83322	103851	129210	156984	185966
18		118637	147866	183973	223518	264783
20		162739	202834	252363	306609	363214
22		216605	269972	335895	408097	483438
25		317849	396160	492897	598846	709403
28		446555	556576	692484	841336	996660
32		666578	830808	1033679	1255872	1487725
36		949093	1182927	1471781	1788146	2118265
40		1301910	1622671	2018905	2452875	2905713

小歯車歯数19の場合 大歯車, 小歯車ギヤ比 1 : 6 の場合 (kgf·cm)

モジュール \ 硬度差	HB250.200 (k=0.069)	HB300.200 (k=0.086)	HB300.250 (k=0.107)	HB350.250 (k=0.130)	HB350.300 (k=0.154)
6	4519	5633	7008	8515	10087
7	7177	8945	11129	13521	16018
8	10713	13352	16613	20184	23910
9	15253	19011	23654	28738	34044
10	20924	26079	32447	39421	46699
11	27849	34711	43187	52470	62156
12	36156	45064	56068	68120	80696
14	57414	71560	89034	108172	128142
16	85703	106818	132902	161469	191279
18	122026	152091	189229	229904	272348
20	167388	208629	259573	315370	373592
22	222794	277685	345492	419757	497251
25	326931	407479	506979	615956	729671
28	459314	572478	712270	865374	1025136
32	685623	854545	1063213	1291754	1530232
36	976210	1216725	1513832	1839236	2178787
40	1339108	1669033	2076588	2522957	2988733

3-4-3 歯車の精度

歯車の精度, バックラッシは, J I S に規定する 4 級以上とする。

【解 説】

1. JIS B1702, 1704に平歯車およびかさ歯車の精度が記載され, 単一ピッチ誤差, 隣接ピッチ誤差, 累積ピッチ誤差, 法線ピッチ誤差, 歯形誤差, 歯みぞの振れ等について 0 級～8 級の 9 等級に区分されている。また JIS B1703, 1705に平歯車およびかさ歯車について等級毎のバックラッシについて規定している。

歯車は, その精度がよくなれば理論上のかみ合いに近いかみ合いになるので, 歯車の振動や騒音あるいは摩耗に対して良好な状態になる。しかし高精度な歯車は, その製作据付が難しく, 高価なものとなる。

歯車の等級の決定は, 特に規定しているものはないが, 一般的には, 表3.4.3-1が目安となる。ゲート設備で使用する歯車は, 周速が速くないこと, また位置制御等高い精度を要求するものでないので, 4 級以上とした。

表3.4.3-1 歯車の精度

歯車の等級とその用途									
等級 使用歯車	0 級	1 級	2 級	3 級	4 級	5 級	6 級	7 級	8 級
検査用親歯車	斜線								
計測器用歯車	斜線	斜線	斜線	斜線	斜線				
高速減速機用歯車		斜線	斜線						
増速機用歯車		斜線	斜線						
航空機用歯車		斜線	斜線						
映画機械用歯車		斜線	斜線	斜線					
印刷機械用歯車		斜線	斜線	斜線	斜線				
鉄道車両用歯車		斜線	斜線	斜線	斜線	斜線			
工作機械用歯車		斜線	斜線	斜線	斜線	斜線	斜線		
写真機用歯車			斜線	斜線	斜線				
自動車用歯車			斜線	斜線	斜線	斜線			
歯車式ポンプ用歯車				斜線	斜線				
変速機用歯車				斜線	斜線	斜線			
圧延機用歯車				斜線	斜線	斜線			
汎用減速機用歯車				斜線	斜線	斜線	斜線		
巻上機用歯車				斜線	斜線	斜線	斜線		
起重機用歯車				斜線	斜線	斜線	斜線		
製紙機械用歯車				斜線	斜線	斜線	斜線		
粉砕機用大形歯車					斜線	斜線	斜線		
農機具用歯車						斜線	斜線		
繊維機械用歯車						斜線	斜線		
回転および旋回用大形歯車						斜線	斜線	斜線	
カムワルツ用歯車						斜線	斜線	斜線	
手動用歯車								斜線	斜線
内歯車(大形を除く)					斜線	斜線	斜線		
大形内歯車								斜線	斜線

3-5 軸類および軸継手

3-5-1 一般

1. 開閉装置に使用する軸の種類は、「動力伝達軸」と「荷重支持軸」の2種類に区分され、さらに「回転形」と「固定形」の2形式に区分される。
2. 開閉装置に使用する軸類は、曲げ荷重・せん断荷重・ねじり荷重に対して所定の剛性と強度を有するものとする。

3. ドラム・シープおよび休止軸等の固定形の軸には、摺動部の給油を行うために油溝を設けるものとする。
4. 軸と回転体との締結の方法は、キー・スプライン等の「凸凹の組合せ式」とテーパおよび収縮等の「摩擦式」の2種類があるが、「凸凹の組合せ式」を原則とする。
5. 軸継手の種類は、「固定軸継手」と「たわみ軸継手」の2種類があるが、たわみ軸継手の使用を原則とする。
6. 軸関係のはめあいには、JISによるものとし、すべり部は穴：H8と軸：d9の組合せ(すきまばめ)、固定部および締結部は穴：H7と軸：j₆の組合せ(中間ばめ)を標準とする。

【解 説】

1. 動力伝達軸は、軸が回転する「回転形」が全てであるが、荷重支持軸には回転形と固定形の両形式がある。軸の種類を区分するとおおむね表3.5.1-1のとおりである。

表3.5.1-1 動力伝達軸と荷重支持軸の区分

軸の種類		動力伝達軸	荷 重 支 持 軸	
			固 定 形	回 転 形
①	ド ラ ム 軸	○	○	○
②	ドラムピニオン軸	○		
③	中 間 軸	○		
④	制 動 軸	○		
⑤	シ ー プ 軸		○	
⑥	休 止 軸		○	

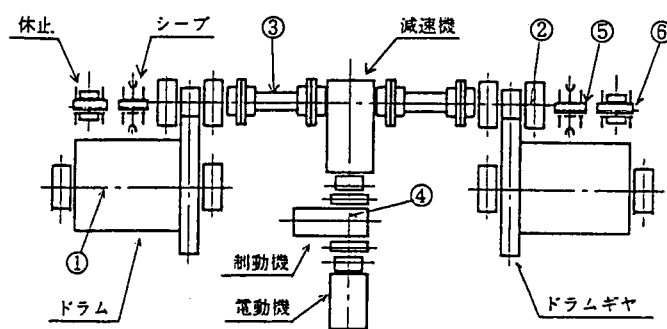


図3.5.1-1 動力伝達軸と荷重支持軸の区分

2. 軸に作用する荷重の種類と強度

- (1) 各軸には表3.5.1-2に示す荷重が作用するため、軸はそれらの荷重に対し所定の強度と剛性を有するものとする。

表3.5.1-2 軸に作用する荷重

荷重の種類 軸の種類		曲げ荷重	せん断荷重	ねじり荷重
①	動力伝達形ドラム軸	○	○	○
	荷重支持形ドラム軸	○	○	△ ¹⁾
②	ドラムピニオン軸	○	○	○
③	中間軸	△ ²⁾	△ ²⁾	○
④	制動軸	△ ²⁾	△ ²⁾	○
⑤	シープ軸	○	○	△ ¹⁾
⑥	休止軸	○	○	△ ¹⁾

注記：1) 固定式の軸に作用するねじり荷重は軸受部のすべり摩擦によるものであり、他の荷重に対して支配的なものとはならない。

2) 伝達軸および制動軸に作用する曲げおよびせん断荷重は、軸および付属する継手やドラムの自重であり、他の荷重に対して支配的なものとはならない。

- 2) 軸類を設計する場合に考慮する荷重としては、開閉時に発生する実トルク、電動機の定格トルク、起動トルク、最大トルクおよび制動時のトルクがあり、各値の定格トルクに対する比率と安全率はそれぞれ表3.5.1-3のとおりである。

表3.5.1-3 動力伝達軸に作用するトルクの種類と定格トルクに対する比率

トルクの種類	定格トルクに対する比率	安全率および許容応力度
定格トルク	1.0	安全率：材料の引張強さに対して5以上
起動トルク	2.0 (min)	規定なし
最大トルク	2.5 (max)	許容応力度：材料の降伏点の90%
制動トルク	1.5 程度	規定なし
実トルク	—	規定なし

各トルク作用時の軸強度は、定格トルクと最大トルクに対する規定があり、実トルク、起動トルクおよび制動トルクに対しては特に規定を設けていないが、実トルクは定格トルク以下であるため特に検討を行う必要はなく、また、制動トルクおよび起動トルクは最大トルク以下であるため、定格トルク時の安全率に含まれているものと考えて良い。

3. 油溝は、一本の軸に複数の給油箇所がある場合、図3.5.1-2(a)のように給油孔の枝径を給油孔から遠くなるにしたがって太くするか、図3.5.1-2(b)のように給油孔を給油箇所の数だけ設け、個別に給油を行えるようにするなど全ての給油箇所に均等に給油できるように考慮しなければならない。

なお、油溝を設ける位置は、図3.5.1-3のように荷重方向に対し直角方向の位置とする。

油溝の寸法は図3.5.1-4を目安とする。

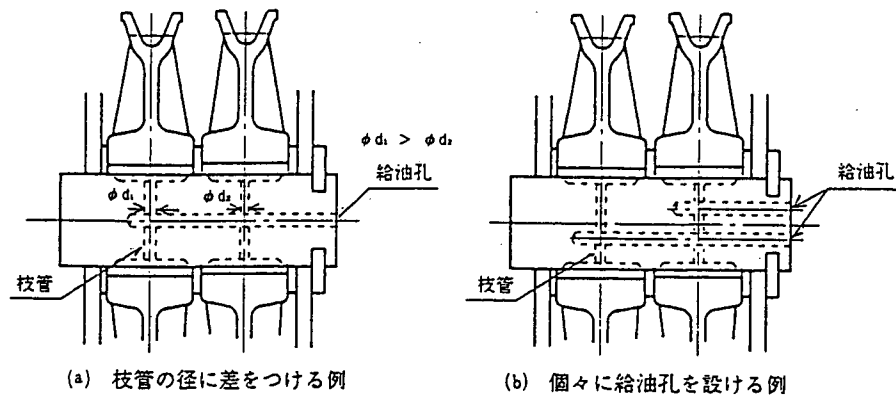


図3.5.1-2 給油個所が複数ある場合の給油均等化を考慮した給油口配置例

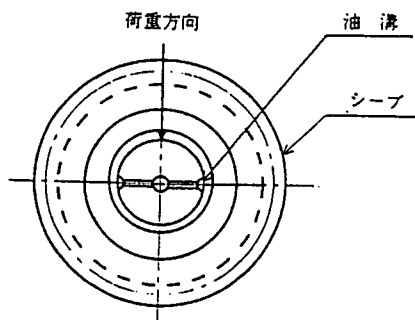


図3.5.1-3 油溝の位置

軸径 (d)	$h = R_1$	R_2
φ 30～φ 59	2.5	5
φ 60～φ 89	3	6
φ 90～	4	10

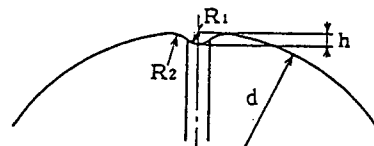
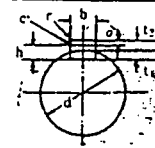
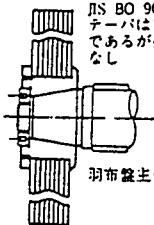
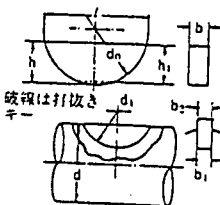
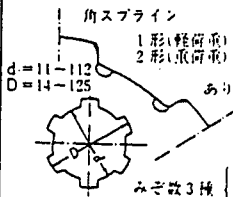
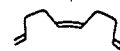


図3.5.1-4 油溝の寸法目安

4. 開閉装置を構成する軸と軸継手、軸と歯車などの締結方法にはキーが採用されているが、一般的な締結方法としてはキー以外にスプライン、収縮（冷却・加熱による締まりばめ）およびテーパがある。各締結方法の特徴と用途を表3.5.3-1に示す。

表 3.5.3-1 締結の特徴と用途

項目	沈み平行キー	摩 擦(テーパ両面)	半 月 キ ー	ス プ ラ イ ン																														
	JIS B 1301-1972 図 4-12		JIS B 1302-1972	JIS B 1601(角) B 2001(自動車)																														
構 造 及 び 参 考 事 項	 (1) 沈みキーにはこの配キーと平行キーとがあるが、高速回転、高精度の回転体の締結にはこの配キーは使用されない (2) 平行キーとみぞとの幅のはめあい 軸 精級 h_9/p_9 並級 h_9/N_9 ボス h_9/p_9 h_9/js_9 (3) 平行キーとみぞとの幅のはめあい 軸 h_9/p_9 h_9/js_9 ボス h_9/p_9 h_9/js_9 (4) 平行キーとボスとみぞとのすきま δ $d \leq 50 \quad \delta = 0.3$ $d > 50 \quad \delta = 0.4$	 JIS B 0904 テーパは1/10であるが指定なし 羽形盤主軸 高速回転、低トルクの回転体を軸のテーパ部にねじで締付け、心出し、位置決め、摩擦によるトルクの伝達の3条件を満足させる。摩擦だけで不安があるときは、半月キーを入れる。 割り円すい環も同一原理で、Vブーリの着脱に使用	 破損は打抜き 半月キー 仮想線のキームズにすることあり <table border="1"><tr><td>寸法記号</td><td>b</td><td>h</td><td>b₁</td><td>b₂</td></tr><tr><td>許 容 差</td><td>h₉</td><td>h₁₁</td><td>N₉</td><td>H₉</td></tr></table>	寸法記号	b	h	b ₁	b ₂	許 容 差	h ₉	h ₁₁	N ₉	H ₉	 角スプライン 1 形(軽荷重) 2 形(重荷重) あり みぞ数3種 $\frac{6}{8} \times \frac{10}{10}$ 自動車インボリュートスプライン 角スプラインより精度がよく強い a 級(自由) b 級(滑動) c 級(固定) d 級(圧入)とがある  大径合せ																				
	寸法記号	b	h	b ₁	b ₂																													
	許 容 差	h ₉	h ₁₁	N ₉	H ₉																													
		<table border="1"><tr><td>b₁</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>8</td><td>10</td><td>12</td></tr><tr><td>t₂</td><td>1.4</td><td>1.7</td><td>2.2</td><td>2.6</td><td>3.0</td><td>3.4</td><td>4</td></tr><tr><td>d</td><td>8-18</td><td>14-26</td><td>24-44</td><td>50-82</td><td>11-22</td><td>19-34</td><td>31-65</td></tr></table>	b ₁	3	4	5	6	8	10	12	t ₂	1.4	1.7	2.2	2.6	3.0	3.4	4	d	8-18	14-26	24-44	50-82	11-22	19-34	31-65		<table border="1"><tr><td>b × d₀ × h (h₁) × l</td><td>d</td></tr><tr><td>min</td><td>2.5 10 3.7(3.55) 9.6 7</td></tr><tr><td>max</td><td>12 80 24 (22.4) 73.3 82</td></tr></table>	b × d ₀ × h (h ₁) × l	d	min	2.5 10 3.7(3.55) 9.6 7	max	12 80 24 (22.4) 73.3 82
b ₁	3	4	5	6	8	10	12																											
t ₂	1.4	1.7	2.2	2.6	3.0	3.4	4																											
d	8-18	14-26	24-44	50-82	11-22	19-34	31-65																											
b × d ₀ × h (h ₁) × l	d																																	
min	2.5 10 3.7(3.55) 9.6 7																																	
max	12 80 24 (22.4) 73.3 82																																	
特 徴	- 適切な位置決め方法と組合せて、もっとも標準的な安全で精度のよい締結法 - 軸径の大小、トルクの大小いづれにも適している - 工作も容易。回転精度が必要なときは、軸とボス穴とをとりわけにすること	- ボスのキームズに対する傾きが自動的に行なわれるので、軸とボスとのはめあいが容易である - 軸のキームズ加工がサイドカッタで簡単にできる - 軸と回転体がすきまなく締付けられるので、軸と回転体の心狂いが少ない - キーがプレス打抜きで製作できるので量産容易 - 軸のキームズが深くなるので軸の強度は低下する	- トルクは多数のキーで分担されているので変圧は低く、また切欠き効果も分散されるので、沈みキーにくらべ同一径でも大きいトルクを伝達可能 - トルク伝達と軸の役目をもつ - フェザーキー同様すべらせることができ、しかも円滑で強い																															
用 途	減速機、一般産業機械	工作機械、自動車、単車の小部品 家庭用機械	高速回転、低トルクのものに適	工作機械、自動車、航空機 無段変速機、油圧ポンプ、車両																														

5. 軸継手は、固定軸継手とたわみ軸継手があり、これらの代表的な形式の分類を図3.7.1-1に示す。

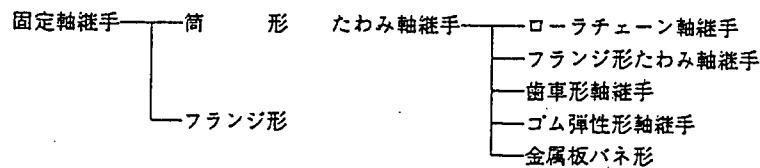


図3.7.1-1 軸継手の分類

たわみ軸継手の使用を原則としたのは、①静止の状態では完全な心出しを行なったとしても、軸の回転方向・負荷の方向によって、運転中の軸受内の軸の位置は、軸と軸受のクリアランスより油膜の厚さを引いた量だけ片寄り、偏心して回転している。②熱による軸の伸び・軸受クリアランスの減少、開閉装置各部の温度差により、静止の状態での芯と運転中の芯の位置が異なる。③開閉装置および基礎が、経年変化するので、2軸の若干の偏心・偏角が避けられないが、その理由である。

6. 休止軸のようにフックの自重によるモーメントだけで円滑に回転させる必要がある軸のはめ

あい、標準のはめあいより大きなクリアランス (0.5mm 程度) をとる必要がある。

3-5-2 軸

1. 動力伝達軸は電動機の定格および最大出力から算出したトルクと荷重に対して、荷重支持軸は電動機の定格および最大出力から算出した荷重またはゲート自重に対して所定の強度を有するものとする。

- (1) ねじりモーメントのみを受ける軸の強度は、式 (3.5.2-1) による。

$$\tau_t = \frac{T}{Z_p} \dots\dots\dots (3.5.2-1)$$

ここに、 τ_t : ねじりせん断応力度 (kgf/cm²)

T : ねじりモーメント (kgf·cm)

Z_p : 軸の極断面係数 (cm³)

中実軸 $Z_p = \pi \cdot d^3 / 16$

中空軸 $Z_p = \pi \cdot D^3 \cdot (1 - n^4) / 16$

d : 中実軸径 (cm)

D : 中空軸外径 (cm)

n : d_0 / D

d_0 : 中空軸内径 (cm)

- (2) 曲げモーメントのみを受ける軸の強度は、式 (3.5.2-2) による。

$$\sigma_b = \frac{M}{Z} \dots\dots\dots (3.5.2-2)$$

ここに、 σ_b : 曲げ応力度 (kgf/cm²)

M : 曲げモーメント (kgf·cm)

Z : 軸の断面係数 (cm³)

中実軸 $Z_p = \pi \cdot d^3 / 32$

中空軸 $Z_p = \pi \cdot D^3 \cdot (1 - n^4) / 32$

- (3) ねじりと曲げを同時に受ける軸の強度は、式 (3.5.2-3~4) による。

$$T_e = (M^2 + T^2)^{1/2}$$

$$M_e = (M + T_e) / 2$$

$$\tau_e = \frac{T_e}{Z_p} \dots\dots\dots (3.5.2-3)$$

$$\sigma_e = \frac{M_e}{Z} \dots\dots\dots (3.5.2-4)$$

ここに、 T_e : 相当ねじりモーメント (kgf·cm)

M_e : 相当曲げモーメント (kgf·cm)

τ_e : 相当ねじりせん断応力度 (kgf/cm²)

σ_c : 相当曲げ応力度 (kgf/cm²)

2. 動力伝達軸の剛性 (ねじれ角) は, 0.25°/m 以下とする。
3. 動力伝達軸のたわみ度は, 1/1200 以下とする。
4. 軸の回転数 (N) は、危険速度 (N_c) の 0.7~1.3 の範囲外で使用しなければならない。

【解 説】

1. 各軸の設計において考慮しなければならない荷重は表3.5.1-2に示したとおりであり、各軸はそれぞれの作用荷重に対し所定の強度と剛性を有しなければならない。

危険速度以下で回転させる軸は、剛性軸として設計するものとする。ねじりと曲げを同時に受ける軸の強さの基本式には、最大引張応力説、最大せん断応力説、最大ひずみ説とがあるが、軸用に使用する延性材料の鋼では、最大せん断応力説が実験とよく一致し、計算も安全側になることから、この説によるものとした。

- (1) ドラム軸には荷重支持形 (図3.5.2-1) と、動力伝達形 (図3.5.2-2) とがあり、前者はドラムとドラムギヤを一体化し、ドラムギヤを介して動力の伝達を行うもので、ドラムおよびドラムギヤに軸受メタルを取付けて軸を固定させる固定形とドラムおよびドラムギヤに軸を締結し、軸受箱で支持された軸を回転させる回転形の2通りの方式がある。開閉装置規模の大小によらず多く採用されている形式である。

一方後者は、軸を介して動力の伝達を行うもので、ドラムとドラム軸をキーにより締結し、軸受箱で支持されたドラム軸を直接回転させる方式であり、比較的小規模な開閉装置で、ドラムギヤを用いず、高減速比の減速機とドラム軸を軸継手によって直結する形式である。

荷重支持形のドラム軸に作用する荷重はギヤの歯面荷重とワイヤロープの張力による曲げ荷重が主であり、ねじり荷重は軸受のすべり抵抗のみであるため、軸の設計は曲げ強さを主体として行えばよい。

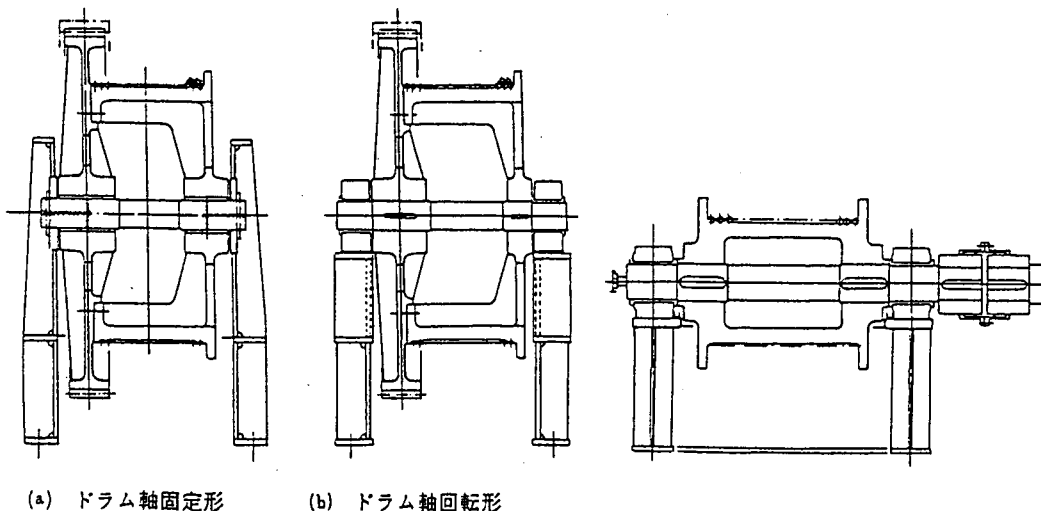


図3.5.2-1 荷重支持形

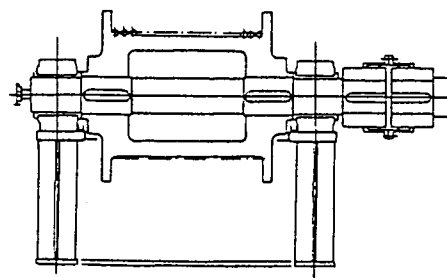


図3.5.2-2 動力伝達形式

動力伝達形のドラム軸の場合は、ワイヤロープ張力による曲げ荷重とねじり荷重が同時に作用するため剛性軸として設計する必要がある。

- (2) 動力伝達形のドラム軸およびドラムピニオン軸は、ねじりと曲げを同時に受けるため、剛性軸として設計するものとする。

なお、動力伝達形の軸は、ギヤのキー締結や位置決めのために、キー溝や段差が設けられ、この部分に応力集中が働き、キー溝や段差がない部分より大きな応力が発生する。

しかし、この値を疲労限度までの繰返し数から検討すると、安全率5を有していれば疲労限度に達しないので、これらの応力集中については考慮しなくてもよいものとする。

- (3) 伝達軸は、ねじり荷重と自重および外力による曲げ荷重が作用するため、軸長が長い場合は、中空軸とするなどの配慮が必要であるとともに、たわみに対応できる軸継手を選定しなければならない。

- (4) シーブ軸および休止軸に作用するねじり荷重は微小であるため、軸の設計は曲げ強さを主体として行えばよい。

- (5) 休止軸は動力からの荷重は作用しないので、ゲート自重に対して設計を行えばよい。

2. 動力伝達軸の場合は強度が十分であっても、回転するときねじれが大きく、実用に適さない場合があるため、伝達軸の剛性（ねじれ角）に上限値を示した。

ねじれ角の計算は、式 (3.5.2-5) および (3.5.2-6) による。

中実軸の場合

$$\theta = \frac{576000 \cdot T}{\pi^2 \cdot G \cdot d^4} \dots\dots\dots (3.5.2-5)$$

中空軸の場合

$$\theta = \frac{576000 \cdot T}{\pi^2 \cdot G \cdot D^4 \cdot (1 - n^4)} \dots\dots\dots (3.5.2-6)$$

ここに、 θ ：単位長さ当たりのねじれ角 (deg / m)

T ：ねじりモーメント (kgf·cm)

G ：材料の横弾性係数 $= 8.3 \times 10^5$ (kgf/cm²)

d ：中実軸径 (cm)

D ：中空軸外径 (cm)

n ： d_0/D

d_0 ：中実軸内径 (cm)

3. 堰柱間を渡る動力伝達軸のたわみ度の検討は、自重の他に積雪荷重等の外力も考慮するものとする。たわみ量の計算は、式 (3.5.2-7) によるものとする。

$$\delta = \frac{5 \cdot W \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \dots\dots\dots (3.5.2-7)$$

ここに、 δ ：たわみ量 (cm)

W ：外力および自重の合計 (kgf/cm)

L ：支点間距離 (cm)

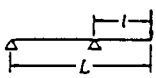
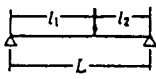
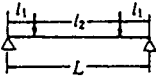
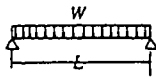
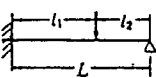
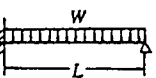
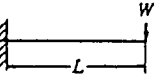
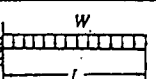
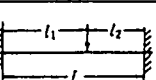
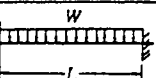
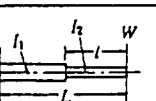
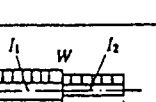
E : 材料の縦弾性係数 (kgf/cm^2) $= 2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$

I : 伝達軸の断面二次モーメント (cm^4)

伝達軸の支点間が長くなり、中間に支点を設ける必要がある場合は、管理橋のたわみによる影響を避けるため、軸継手を用いて連結しなければならない。

4. 回転体の支持方法と荷重位置による危険速度 (N_c) の計算式は、表3.5.2-1による。

表3.5.2-1 危険速度の計算式

(1) 	$N_c \approx 300 \sqrt{\frac{3EI}{Wl^2L}}$
(2) 	$N_c \approx 300 \sqrt{\frac{3EIL}{Wl_1^2l_2^2}}$
(3) 	$N_c \approx 300 \sqrt{\frac{6EI}{Wl_1^2(3L-4l_1)}}$
(4) 	$N_c \approx 300 \sqrt{\frac{98EI}{WL^3}}$
(5) 	$N_c \approx 300 \sqrt{\frac{12EIL^3}{Wl_1^2l_2^2(3L+l_2)}}$
(6) 	$N_c \approx 300 \sqrt{\frac{237EI}{WL^3}}$
(7) 	$N_c \approx 300 \sqrt{\frac{3EI}{WL^3}}$
(8) 	$N_c \approx 300 \sqrt{\frac{12.4EI}{WL^3}}$
(9) 	$N_c \approx 300 \sqrt{\frac{3EIL^3}{Wl_1^2l_2^2}}$
(10) 	$N_c \approx 300 \sqrt{\frac{237EI}{WL^3}}$
(11) 	$N_c \approx 300 \sqrt{\frac{3EI_1}{WK}}$ $K = (L^3 - l^3 + \frac{l_1}{l_2}l^3)$
(12) 	$N_c \approx 300 \sqrt{\frac{8EI_1}{WK}}$ $K = \left[L^3 + \frac{l_1^4}{L} \left(\frac{l_1}{l_2} - 1 \right) \right]$

前記各モードが組合されて作用する場合は、次の式で全体系の危険速度を計算する。

$$\frac{1}{N_c^2} = \frac{1}{N_{c0}^2} + \frac{1}{N_{c1}^2} + \frac{1}{N_{c2}^2} + \cdots + \frac{1}{N_{cn}^2} \quad (3.5.2-8)$$

ここに、 N_c : 軸の危険速度 (rpm)

N_{c0} : 軸自重の危険速度 (rpm)

$N_{c1}, N_{c2}, \cdots, N_{cn}$: 回転体が単独で付いている場合の危険速度 (rpm)

3-5-3 軸 締 結 部

1. 軸と回転体との締結方法は、沈みキーの使用を標準とする。
2. 軸締結部は、電動機の定格トルクおよび最大トルクに対してそれぞれ所定の強度を有するものとする。なお、キーの本数は1箇所につき2本までとする。

(1) キー溝を加工した軸の強度計算は、切欠効果を考慮した式(3.5.3-1~2)による。

i) 曲げ応力度

$$\sigma_e = \frac{M_e}{Z \cdot \alpha} \quad (3.5.3-1)$$

ここに、 σ_e : 相当曲げ応力度 (kgf/cm²)

M_e : 相当曲げモーメント (kgf·cm)

Z : 軸公称径の断面係数 (cm³)

α : キー溝による切欠係数

$$\alpha = 1 - \frac{0.2 \cdot b}{d} - \frac{1.1 \cdot h}{d}$$

d : 軸径 (cm)

b : キー溝の幅 (cm)

h : キー溝の深さ (cm)

ii) ねじりによるせん断応力度

$$\tau_e = \frac{T_e}{Z_p \cdot \alpha} \quad (3.5.3-2)$$

ここに、 τ_e : 相当ねじりせん断応力度 (kgf/cm²)

T_e : 相当ねじりモーメント (kgf·cm)

Z_p : 軸公称径の極断面係数 (cm³)

(2) キー自体のせん断および支圧応力度の強度検討は、式(3.5.3-3~4)による。

i) せん断応力度

$$\left. \begin{array}{l} \text{キー 1 本の場合} \quad \tau_{k1} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot b \cdot \ell} \\ \text{キー 2 本の場合} \quad \tau_{k2} = \frac{2 \cdot T}{1.5 \cdot d \cdot b \cdot \ell} \end{array} \right\} \quad (3.5.3-3)$$

ここに, τ_{k1}, τ_{k2} せん断応力度 (kgf/cm^2)

T : ねじりモーメント ($\text{kgf}\cdot\text{cm}$)

d : 軸径 (cm)

b : キー溝の幅 (cm)

ℓ : キーとボスの接触長さ (cm)

ii) 支圧応力度

$$\left. \begin{array}{l} \text{キー 1 本の場合 } P_{k1} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot t \cdot \ell} \\ \text{キー 2 本の場合 } P_{k2} = \frac{2 \cdot T}{1.5 \cdot t \cdot b \cdot \ell} \end{array} \right\} \dots\dots\dots (3.5.3-4)$$

ここに, P_{k1}, P_{k2} 支圧応力度 (kgf/cm^2)

t : キーの有効接触高 (cm)

キーとボスまたは軸が接触している高さから面取寸法を除いたものの内小さい値

なお, 支圧に対する安全率は, 材料の引張強さに対し, 3.33以上とする。また, 最大トルクから算出した応力度が材料の降伏点または耐力の90%を越えてはならない。

【解 説】

1. ゲート用開閉装置では, 変動, 衝撃トルクが少なく, 回転数が産業機械に比べて低いため, 加工の容易性, 軸径の適用範囲などから沈みキー締結を標準とした。

なお, 軸と歯車の締結にこう配キーを使用すると歯車が傾き, 歯当りに影響するため平行キーの使用が望ましい。

小形軽量の伝達機構を構成する必要がある場合は, スプラインによる伝達も考えられるが, キー加工に比べ加工費が非常に高価となるため, 採用に当たっては開閉装置全体のバランスを考慮する必要がある。

2. 軸締結部の強度

- (1) 2本のキー溝を有する軸については, キー溝に接する有効径 d_y を軸径として強度計算を行うものとする。(図3.5.3-1参照)

スプライン軸については, 歯底径を軸径として強度計算を行う。

いずれも電動機の定格および最大トルクから算出した伝達トルクより設計検討を行う。

キー自体のせん断強度は, 電動機の定格および最大トルク作用時の伝達トルクから設計検討を行う。

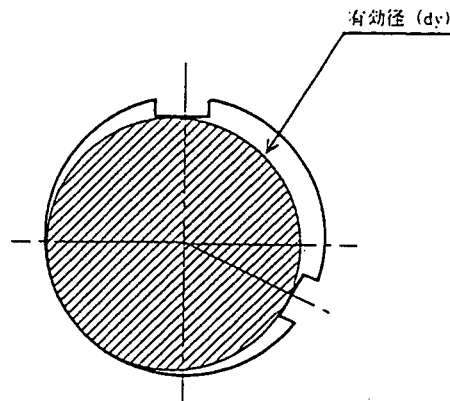


図3.5.3-1 2本のキー溝を有する有効径

支圧強度については、電動機の定格トルクおよび最大トルク作用時の伝達トルクから設計検討を行う。

取付部の寸法から l が短くキーの強度が不足する場合は、キーを複数本配置する必要がある。3本以上となると機械の精度上全てのキーに均等な力で支持させることは非常に困難なため、その本数は2本までとした。3本以上必要になる場合は、軸径を太くするかスプライン軸を使用する等の対策をとるものとする。なお、キーの本数を2本とした場合は、0.75を乗じ有効本数を1.5本として強度計算を行うものとする。スプラインも歯数に0.75を乗じた値を有効歯数として強度計算を行うものとする。

- (2) 軸締結部は部品の位置決めのために軸径に段差部を設けることが多いが、段差部の応力集中を考慮して軸径の急激な変化を避けなければならない。
- (3) ドラム軸、シーブ軸および休止軸等の固定軸端部は、軸回転防止のためキープレートを用いて軸とボスを締結する。キープレートの寸法は軸径とのバランスなどを考慮し図3.5.3-2を目安とする。なお、 $\phi 150$ 以上の軸についてはキープレートの枚数は、片側2枚を原則とする。

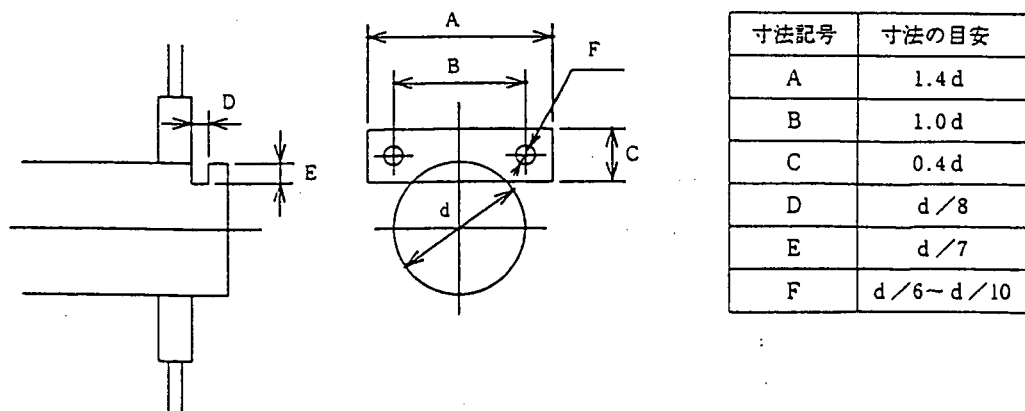


図3.5.3-2 キープレートの寸法目安

- (4) 定格トルク時の支圧に対する安全率は、許容支圧応力度が許容引張応力度の150%の考え方より、引張の安全率5に対して $1/1.5$ を乗じて3.33とした。

最大トルク時の許容支圧応力度を降伏点応力度（または耐力）の90%とした理由は、鋼材の塑性変形は材料内部の原子面間の相対的すべり（45°方向のせん断）によって進行するものであり、これは引張の場合も圧縮の場合もほぼ同じといわれている。したがって、短期荷重においても塑性変形を起こさせないとの考え方からである。

3-5-4 軸 継 手

軸継手は、電動機～減速機間の軸はローラチェーン軸継手、減速機～ドラム軸間の軸は歯車形軸継手を標準とする。

【解 説】

1. 軸継手は種々の形式があるが、使用条件、使用目的、使用環境等を考慮して適切なものを選定するとともに、電動機の定格トルクおよび最大トルクに対してそれぞれ所定の強度を有するものとする。
2. 低トルクで振動衝撃の吸収性をあまり考えなくてよく、回転数が2,000rpm以下である場合は、次のような理由で特別な事情がない限りローラチェーン軸継手を使うことが得策である。
 - ① 小形、軽量、安価
 - ② 構造が簡単で取扱いが容易
 - ③ 伝導効率がよい
 - ④ 耐久性が割に大きい

したがって、電動機～減速機間の軸に使用する軸継手は、ローラチェーン軸継手を標準とする。

なお、電動機と減速機をたわみ軸継手兼用ブレーキホイールで直結する場合の軸継手には、フランジ形たわみ軸継手を使用する。

ローラチェーン軸継手に対して高価であるが次のような場合には、荷重の伝達が明確で信頼性の高い歯車形軸継手を使用するものとする。

- ① 高トルクの部分（減速機出力軸以降）
- ② 回転数が2,000rpmを超える場合
- ③ 偏心・偏角の吸収を大きく必要とする部分（長尺の伝達軸）

したがって、減速機～ドラム軸間の軸に使用する軸継手は、歯車形軸継手を標準とする。

3. たわみ軸継手の構造と特性

- (1) 軸継手は、3.5.1でたわみ軸継手を使用することを原則としたが、よく使用されるものにローラチェーン軸継手、フランジ形たわみ軸継手、歯車形軸継手がある。

これらのたわみ軸継手の特性比較および開閉装置における一般的な使用箇所を表3.5.4-1に示す。

表3.5.4-1 たわみ継手の特性比較および一般的な使用箇所

	ローラチェーン軸継手	フランジ形たわみ軸継手	歯車形軸継手
軸心ずれの許容値	小	小	大
軸方向取付誤差の許容値	中	中	大
許容偏角	小	小	大
振動衝撃吸収性	なし	あり	なし
慣性モーメントの大小	小	大	中
高速回転性	中	小	大
潤滑剤の要否	要	否	要
寿命	大	中	大
取付費用の程度	中	大	大
保守費用の程度	大	小	大
開閉装置における一般的な使用箇所	*低トルク軸・高速回転部 ・電動機出力軸 ・制動軸 ・減速機入力軸		*高トルク軸 ・伝達軸 ・ドラム軸

(2) 軸継手はその使用条件、使用目的、使用環境などの条件に適合するものを選定するが、選定にあたってはこれら軸継手の特性を十分理解して条件を満たす最も適切なものを選定する必要がある。特に径間にわたって設けられる長尺の伝導軸の場合、温度変化による伸縮について考慮する必要がある。

(3) 各種たわみ軸継手の構造と特性を次に示す。

i) ローラチェーン軸継手

ローラチェーン軸継手の構造は、図3.5.4-1に示すように対向する2個のスプロケットに2列のローラチェーンを巻き付け継手ピンによって連結したものである。

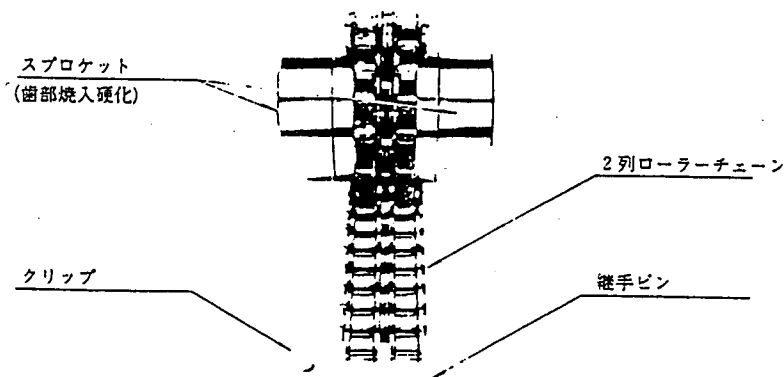


図3.5.4-1 ローラチェーン軸継手の構造

ローラチェーン軸継手の特徴は、回転力を伝えるチェーンおよびスプロケットの歯が継手の外周部に位置するため、継手の形状が小さい点にある。

また、ローラチェーンとスプロケットのかみ合い時の遊びが、チェーン継手に平行誤

差・角度誤差・隙間誤差を許すものであるが、その許容値は歯車軸継手に比べて小さい。

図3.5.4-2に許容取付け誤差の大きさを示す。

ローラチェーン軸継手の形状寸法は、JIS B1456による。

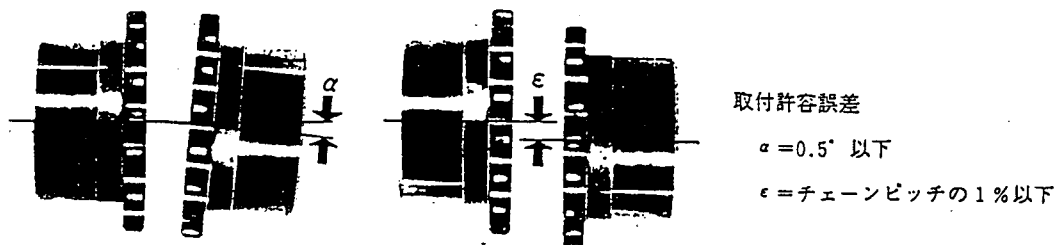


図3.5.4-2 取り付け誤差の許容値

表3.5.4-2に許容伝達容量(kgf·m)を示す。

これは、ゲート用開閉装置は負荷中の逆転や負荷中の始動など負荷の性質が重荷重であることから使用係数として2（原動機が電動機の場合）を考慮するものとした。なお、ゲートの運転時間は一般の産業機械に比べ非常に短いため、運転時間による割増を0.5と考え、結果的には一般産業機械と同レベルの伝達能力を与えるものとした。

表3.5.4-2に示す50rpm以下の許容伝動トルクは各継手の最大軸径に適用するキー1本の強度から定めたものであるが、回転速度が高い場合は速度の影響を考慮して伝動能力は低くなる。

表3.5.4-2 ローラチェーン軸継手の伝達容量

(単位: kW)

呼 び	50rpm以下の 許容伝動トルク (kgf·m)	毎 分 回 転 数						
		500	600	800	1000	1200	1500	1800
4012	11.3	4.96	5.67	7.01	8.53	9.68	11.6	13.7
4014	15.1	6.77	7.72	9.56	11.6	13.2	15.8	18.7
4016	24.8	8.85	10.1	12.5	15.3	17.3	21.0	24.4
5014	31.5	12.8	14.7	18.1	22.1	25.1	30.0	35.4
5016	36.8	16.8	19.2	23.8	28.9	32.9	39.9	46.4
5018	45.6	21.3	24.4	30.1	36.6	41.6	50.5	58.8
6018	78.8	40.1	45.9	56.8	69.1	78.4	95.2	111
6022	125.0	54.1	61.9	76.5	93.1	105	128	149
8018	184.5	89.0	101	126	153	174	211	246
8022	307.1	127	146	180	219	249	302	352
10020	428.8	200	229	283	345	392	476	554
12018	559.6	302	345	426	519	590	716	
12022	766.1	390	446	551	671	762		
16018	1,053.4	652	746	922	1122			
16022	2,204.9	954	1090	1350	1640			

ii) 歯車形軸継手

歯車形軸継手の構造は、図3.5.4-3に示すように中心部と外側部からなり、外側部の内側に刻んである内歯車と、中心部外周に刻んである外歯車とがかみ合ってトルクを伝達する構造である。

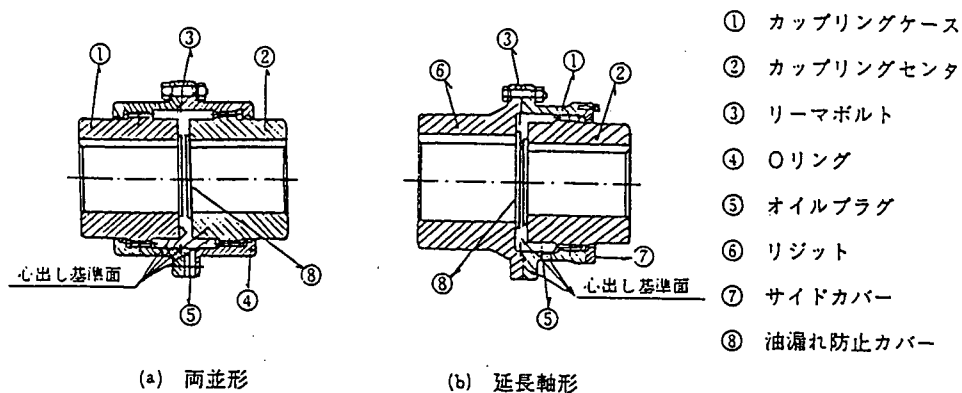


図3.5.4-3 歯車形軸継手の構造

歯車形軸継手の種類は、両並形と延長軸形があり、両並形は、歯車のかみ合い部が2箇所あるので、単独でも偏心誤差および偏角誤差のいずれも吸収できるが、延長軸形は歯車のかみ合い部が一箇所なので単独では偏心誤差は吸収できない。したがって、延長軸形は図3.5.4-5のように中間軸を用いて使用する。

外歯車は、中高とし、歯先は軸方向に丸みを付け、外側部の内歯車の歯幅を広くしているので外側部に対して中心部がある程度傾いても、常に全歯数が一様にかみ合っていることになる。したがって、連結すべき軸の中心線が一致していないときでも、2軸に角度差があっても無理なくトルクを伝える特長を有している。

歯車形軸継手は、キー溝からの油漏れを防止する油漏れ防止カバー付を使用する。

表3.5.4-3に許容取付け誤差、表3.5.4-4に伝達容量を示す。

また、歯車形軸継手の形状寸法は、JIS B1453による。

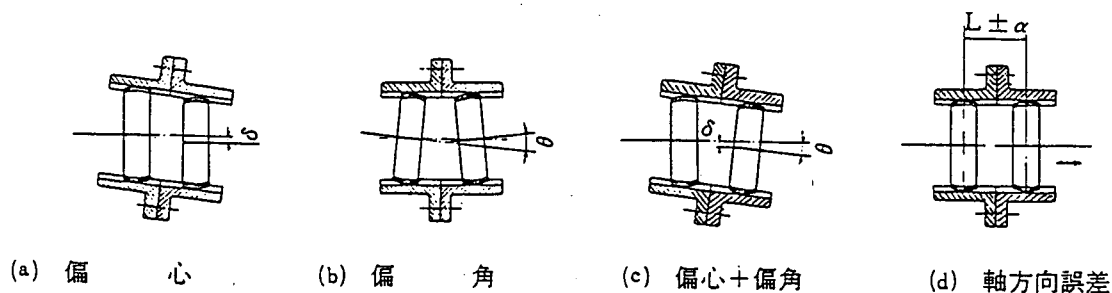


図3.5.4-4 歯車形軸継手の許容取付け誤差の例

表3.5.4-3に掲げる値は構造上許容できる値であり、実際の使用にあたっては、使用場所および機械の種類、使用回転数などの諸条件に応じてできるだけ正確に心出しを行わなければならない。

表3.5.4-3(1/2) 歯車軸継手の許容取付け誤差

形 式	偏角量(θ)	形 式	偏角量(ϕ)
両 並 形	3'	延 長 軸 形	1.5'
両 サイド カバー 形	2'	サイドカバー・延長軸形	1'

$$\theta = 2\phi$$

表3.5.4-3(2/2) 両並形および両サイドカバー形歯車軸継手の許容取付け誤差 単位: mm

形番	偏心量(δ)	軸方向(α)	形番	偏心量(δ)	軸方向(α)	形番	偏心量(δ)	軸方向(α)
100	0.75	1	280	2.0	4.5	800	5.5	9.5
112	1.0	2	315	2.5	5.5	900	6.5	10.5
125	1.0	2.5	355	3.0	5.5	1000	7.0	12
140	1.25	2.5	400	3.0	6.5	1120	8.0	13
160	1.25	3	450	3.0	5	1250	9.0	14
180	1.5	3	500	3.5	6	1400	10.0	16.5
200	1.5	3	560	4.0	6.5	1600	11.0	18
224	2.0	4	630	4.5	8			
250	2.0	4	710	5.0	8.5			

延長軸形およびサイドカバー・延長軸形は、構造上単独では偏心誤差(δ)を吸収することはできない。また、軸方向移動量(α)は表3.5.4-3の値の1/2となる。偏心誤差(δ)を吸収するためには、図3.5.4-5のように中間軸を用いて使用する。この場合の偏心量は次の式による。

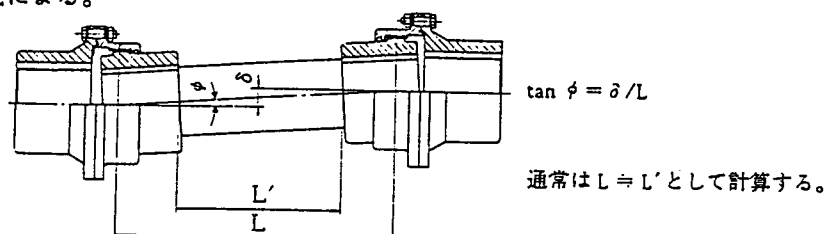


図3.5.4-5 延長軸形およびサイドカバー・延長軸形歯車軸継手の偏心量

表3.5.4-4(1/3) 並形および延長軸形歯車軸継手の伝達容量 (参考)

形 番		125	140	160	180	200	224
軸穴径(max/min) mm		50/22	56/22	65/22	75/32	85/32	100/42
標 準 品	電動機 定格トルク時	61.9	89.2	137	210	299	434
	電動機 250%トルク時	174	251	386	592	843	1,386
焼入焼戻品	電動機 定格トルク時	77.2	114	156	267	381	551
	電動機 250%トルク時	242	349	534	820	1,170	1,695

表3.5.4-4(2/3) 両サイドカバー形およびサイドカバー・延長軸形歯車軸継手の
伝達容量(参考) 単位: tf·m

形 番		315	355	400	250	280
軸穴径(max/min) mm		160/100	180/125	200/140	115/42	135/42
標 準 品	電動機 定格トルク時	1.544	2.355	3.227	586	1.014
	電動機 250%トルク時	4.506	6.637	9.325	1.651	2.858
焼入焼戻品	電動機 定格トルク時	1.544	2.850	3.227	746	1.291
	電動機 250%トルク時	5.908	9.205	12.351	2.291	3.965

表3.5.4-4(3/3) 両サイドカバー形およびサイドカバー・延長軸形歯車軸継手の
伝達容量(参考) 単位: tf·m

形番		450	500	560	630	
軸穴径(max/min) mm		205/140	236/170	275/190	325/224	
標準品	電動機 定格トルク時	5.3	7.5	12.0	17.9	
	電動機 250%トルク時	15.5	21.2	33.9	51.3	
焼入焼戻品	電動機 定格トルク時	5.3	8.0	12.5	17.9	
	電動機 250%トルク時	20.5	29.4	47.0	68.5	

表3.5.4-4の許容伝達トルク値は、電動機定格トルク出力時は使用材料の引張強さに対し安全率5、電動機最大トルク出力時は使用材料の降伏点応力に対して90%以内として定めたものである。

(3) フランジ形たわみ軸継手

フランジ形たわみ継手の構造は図3.5.4-6 に示すようにカップリングボルトの外周にゴム等のバッファリングを入れ、その弾性を利用して衝撃や振動を緩和させるものである。したがって先に述べたたわみ軸継手と使用目的が異なり、使用例として図3.2.2-3 に示すたわみ継手兼用ブレーキホイール部がある。

フランジ形たわみ軸継手の形状寸法は、JIS B1452による。

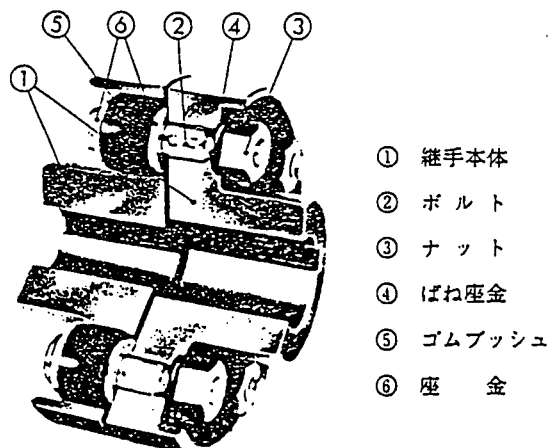


図3.5.4-6 フランジ形たわみ継手の構造

3-6 軸 受

3-6-1 一 般

1. 開閉装置に使用する軸受は、「回転軸形」と「固定軸形」の2種類に区分される。
2. 回転を伝える動力伝達軸の場合、同一軸の軸受による支持は、2箇所を原則とする。
3. 歯車を取付けた軸を支持する軸受は、荷重点が片持ちとならないように配置するとともに荷重点に極力近い位置に設けるものとする。

【解 説】

1. 開閉装置に使用される軸受は、おおむね表3.6.1-1のとおりである。

表3.6.1-1 回転軸形と固定軸形の区分

		回転軸形	固定軸形
①	ドラム軸受	○	○
②	ドラムビニオン軸受	○	
③	中間軸受	○	
④	制動軸受	○	
⑤	シープ軸受		○
⑥	休止軸受		○

2. 回転を伝える動力伝達軸を3箇所以上の軸受で支持した場合は、計算仮定と実構造が一致しにくいことや軸受相互間の芯合わせが難しく発熱や偏摩耗などが生ずる恐れがあるため、このような構造は避けるものとする。なお、シープおよび休止軸などの固定軸についてはこの限りではない。
3. 歯車を支持する軸受を荷重点が片持ちとなるよう配置した場合、歯車が傾き歯当りに悪影響を与える。また、荷重点から離れた箇所に軸受を配置した場合、軸のたわみ量が大きくなるため、このような軸受の配置は避けるものとする。

3-6-2 軸受の種類と適用

1. 回転軸形の軸受は、電動機～減速機間の軸には転がり軸受、減速機～ドラム軸間の軸にはすべり軸受を標準とする。
2. すべり軸受は、半割形を標準とする。
3. シープ軸やドラム軸などの固定軸形軸受は、ボスおよびブラケットで構成し、支持荷重に対して荷重を確実に開閉装置フレームに伝達できる構造とする。

【解 説】

1. 回転軸用の軸受の種類としては転がり軸受とすべり軸受があるが、電動機直結軸のような高

速回転軸用には摩擦による発熱を考慮して転がり軸受，減速機後の低速回転軸用には構造が単純で耐荷重性・耐衝撃性に優れるすべり軸受を標準とする。

各軸受の特性比較および開閉装置における一般的な適用箇所を表3.6.2-1に示す。

表3.6.2-1 軸受の特性比較

	すべり軸受	転がり軸受
耐荷重性	高	低
速度特性	低速・中速(極低速に対して不利)	中速・高速
耐衝撃性	大	小
静摩擦係数	高	小
給油	グリースガン注入方式で給油間隔が短い	グリース充填方式で給油間隔が長い
開閉装置における一般的な適用箇所	*高荷重・低速回転部 ・ドラムビニオン軸 ・ドラムギヤ・ドラム軸 ・シープ軸 ・休止軸	*低荷重・高速回転部 ・電動機出力軸 ・減速機入・出力軸

注) ここでいう低速・中速・高速の区分は，次のとおりとする。

低速：50rpm 以下

中速：50～500rpm

高速：500rpm 以上

2. 軸受には一体形軸受と半割形軸受とがある。転がり軸受は，構造上半割とすることができないが，すべり軸受については，軸受部の点検が容易に行える有利性から半割形を標準とする。

ただし，横引きのドラム軸に使用する場合など横方向の荷重を受ける場合は，図3.6.2-3のように分割線を30度程度傾ける等の対策をとる必要がある。

半割形軸受箱の結合ボルトは，ダブルナット結合またはばね座金を使用するなどゆるみにくい構造とする。

転がり軸受の構造を図3.6.2-1に，すべり軸受の構造を図3.6.2-2に示す。

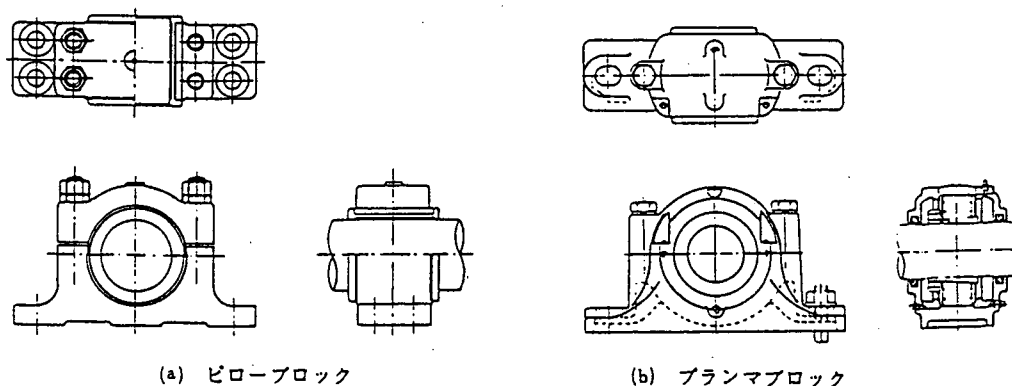


図3.6.2-1 転がり軸受の構造

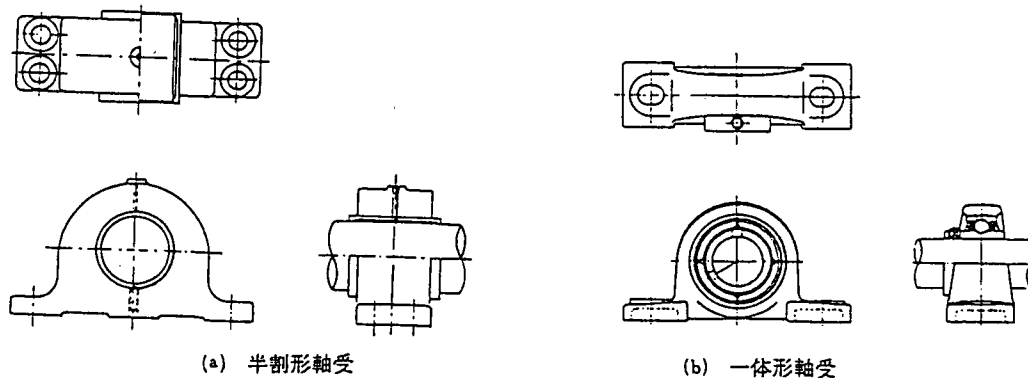


図3.6.2-2 すべり軸受の構造

3. 固定軸形軸受のブラケットウェブおよびスチフナは、
図 3.6.2-4 のように荷重の伝達を確実にするため、開閉
装置フレームのウェブおよびスチフナの位置に合わせる。

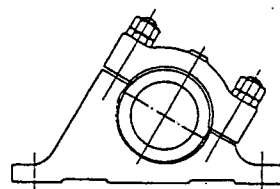


図3.6.2-3 軸受の分割線を傾けた例

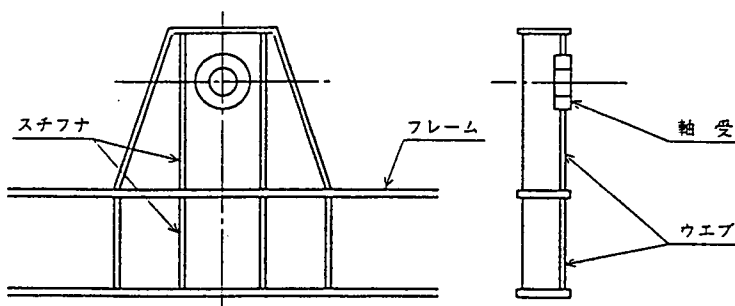


図3.6.2-4 固定軸受形軸受のウェブおよびスチフナの配置

3-6-3 軸受の設計

1. 軸受は、支持荷重に対して所定の強度と剛性を有するものとする。

(1) すべり軸受

すべり軸受の許容面圧は、表3.6.3-1による。

表3.6.3-1 すべり軸受の許容面圧 (単位: kgf/cm²)

材 料 名	記 号	許 容 面 圧	
		定格トルク	最大トルク
青 銅 鋳 物	BC	60以下	280以下
オイルレスメタル (HB210以上のもの)	—	230以下	450以下

(2) 転がり軸受

i) 転がり軸受の下向き許容荷重は、表3.6.3-2による。

表3.6.3-2 ころがり軸受の許容荷重

状 態	許 容 荷 重
定 格 ト ル ク	基本静定荷重の1/1.5
最 大 ト ル ク	基本静定荷重の90%

ii) 自動調心玉軸受または自動調心ころ軸受を組み込んで使用するプランマブロックの水平方向許容荷重および軸方向許容荷重は、下向き許容荷重の1/2および1/4とする。

2. 軸受箱の材質は、鋳鋼を標準とする。

【解 説】

1. 軸受の強度

(1) すべり軸受

すべり軸受の許容面圧は、表1.3.4-1でいう回転時の値を定格トルク時の許容面圧とし、最大トルク時の許容面圧は、最大トルクが発生している時はすでに開閉装置が停止していると考え静止時の値を採用することにした。

(2) 転がり軸受

i) 転がり軸受の許容荷重を算出するためには、基本静定荷重が基本となる。

転がり軸受が過大な荷重を受けたり瞬間的に大きな衝撃荷重を受けると、転動体と軌道輪の接触面にひずみが生じ、ある限度を超えると永久変形により、軸受の円滑な回転を妨げるようになる。

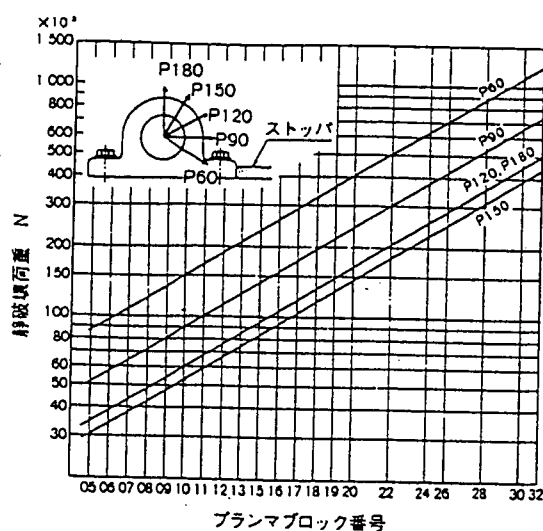
基本静定荷重とは、最大応力度を受けている転動体と軌道との接触部中央において、次に示す計算接触応力を発生させるような静荷重をいう。

- ・自動調心玉軸受 469kgf/mm²
- ・その他の玉軸受 429kgf/mm²
- ・こ ろ 軸 受 408kgf/mm²

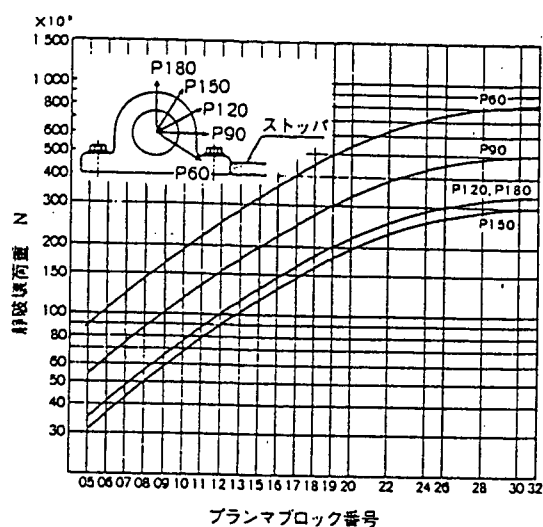
これらの接触応力のもとで生じる転動体と軌道の永久変形量の和は、軌道体直径の約0.0001倍となり、この永久変形量以内が、経験的に軸受の円滑な回転を妨げない限度である。

したがって、最大トルク時の許容荷重は、いかなる荷重が作用しても軸受を変形させないために、基本静定荷重の90%とする。

ii) 鋳鉄製プランマブロックの静破壊強度の例を図3.6.3-1に示す。この値を採用する場合は、電動機定格トルクから算出した軸受荷重に対して安全率として10を考慮しなければならない。



SN5系列の静破壊強度



SN6 (S6)系列の静破壊強度

図3.6.3-1 プランマブロックの静破壊強度例

- iii) 玉軸受を内蔵したビロー形軸受は下向き荷重の用途を基準として設計されており，上向きや水平または軸方向の荷重が作用する箇所には原則として使用してはならない。
2. 開閉装置に使用される軸受は，上向き荷重が作用するケースも多いため，铸铁に比べ強度の高い铸鋼を標準としたが，下向き荷重のみ作用する箇所の軸受箱は，圧縮に強い铸铁を採用してもよい。

3-7 ドラム

3-7-1 一般

1. ドラムは，ドラム軸回転形を標準とする。
2. ドラムは，ドラムシェル，ドラムシェル・ボス連結部，ボス，フランジ部より構成する。
3. ドラムは，鋼板製溶接構造を標準とする。

【解 説】

1. ドラムには，ドラムギヤ駆動形とドラム直結形とがあり，ドラムギヤ駆動形はドラム軸固定形とドラム軸回転形とに分類することができる。

本要領で標準とするドラムは，ドラム軸長さが多少長くなるが，保守管理上優れているドラム軸回転形とする。

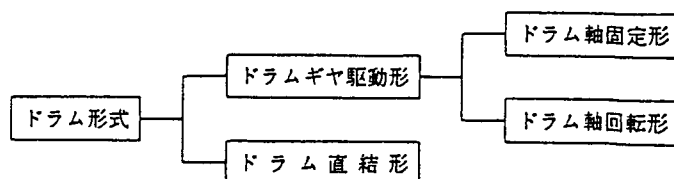


図3.7.1-1 ドラム形式

ドラムギヤ駆動形は、ドラムのフランジ部にドラムギヤをリーマボルトによって接合し、ドラムギヤによって駆動する。

2. ドラム軸回転形は、ドラム軸をドラムとキー止めしてドラム軸も回転させるもので、軸受箇所がドラムの外になり、保守管理が容易となる。

ドラム軸回転形の組立図を図3.7.1-2に示す。

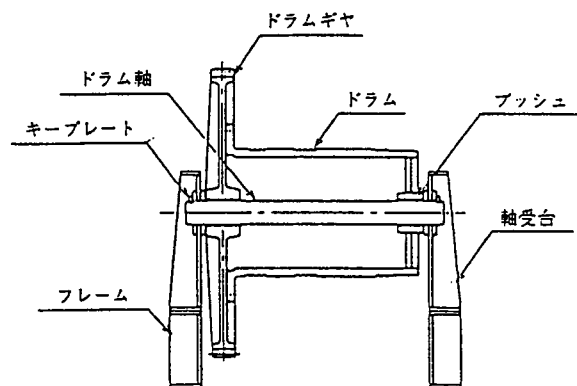


図3.7.1-2 ドラムギヤ駆動形のドラム軸回転形ドラム組立図

ドラム軸回転形では、開度計や制限開閉器の入力信号が、ドラム軸の回転から取り出せる利点もある。

ドラム軸回転形 ドラム単体の断面図を図3.7.1-3に示す。

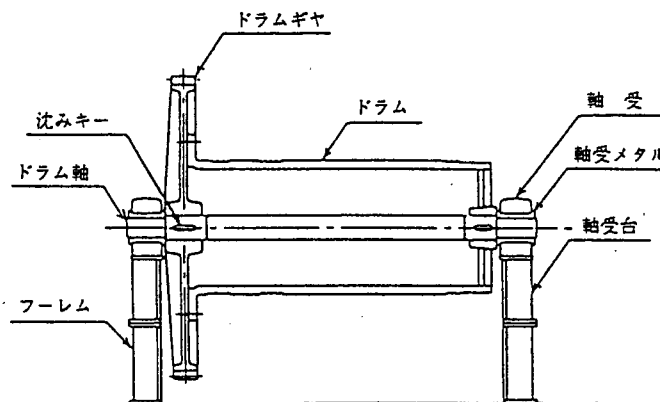


図3.7.1-3 ドラム単体の断面図

3. ドラム軸固定形の組立図を図3.7.1-4に示す。

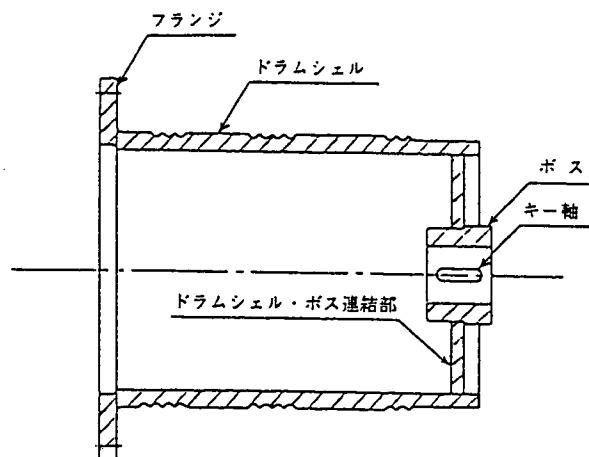


図3.7.1-4 ドラム軸固定形ドラム組立図

ドラム軸固定形ドラムではブッシュを取り替える時、ドラムを外さなければならない。

4. ドラム直結形は、ドラムギヤなしで、ドラム軸とドラムをキー止めてドラム軸を駆動するものであって、比較的小さなドラムに採用されている。

図3.7.1-5にドラム直結形ドラムの組立図を示す。

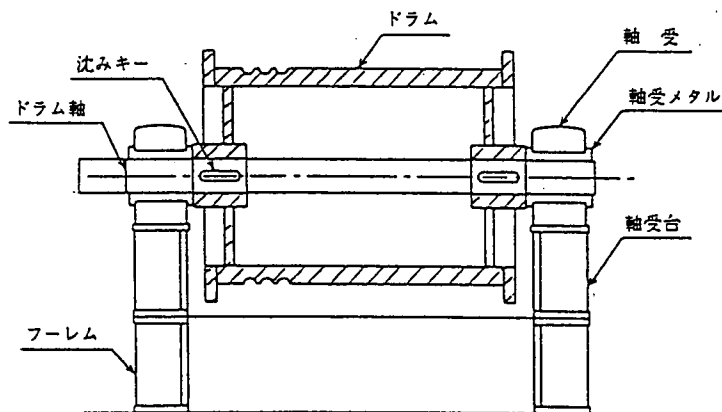


図3.7.1-5 ドラム直結形ドラムの組立図

5. 多層巻きの場合には、ドラムシェルの両側または中央部にフランジが必要であるが、1層巻きの場合でも溝数の余裕が少ない時は、ロープの脱落防止上、両側にフランジを設ける場合がある。

なお、片側のフランジはドラムギヤ取付け用であって、その外径は（ドラム $P \times d + 300$ 程度以上）が必要となる。

6. ドラムには、鋼板製溶接構造ドラムと鋳鋼製ドラムがあるが、鋼板製溶接構造ドラムを標準とした。

なお、鋼板製溶接構造ドラムの材質はSM490（またはSM400）が、また鋳鋼製ドラムの材質はSC480（またはSC450）が多く用いられている。

この両者を比較すると SC 材は、鋳造でドラムを成形するため、製作は機械加工が主で非常に簡単であるが、材料が高価で、また、入手に納期がかかる等の欠点がある。

一方、SM 材は材料費が安価で材料入手も比較的容易であるが、ドラムを鋼板等から製作するため、SC 材に比べ、曲げ加工、溶接、焼鈍等により多くの製作時間がかかる。

同寸法製作個数の多い場合は、SC 材が経済性で有利となる傾向がある。

大型のものは SM 材が多く用いられており、最近の実績でも SM 材が約80%となっている。

3-7-2 ドラムシェル

1. ドラムシェルの必要肉厚は、式 (3.7.2-1) による。

$$t_0 = K \cdot \frac{F}{\sigma_a \cdot p} \dots\dots\dots (3.7.2-1)$$

ここに t_0 : ドラムシェルの必要肉厚 (cm)

F : ワイヤロープ張力 (kgf)

σ_a : ドラム円周方向の許容圧縮応力度 (kgf/cm²)

p : ドラムの溝ピッチ (cm)

K : 巻層係数 (表3.7.2-1による。)

表3.7.2-1 巻層係数

巻層数	1	2	3	4	5
K	1.0	1.7	2.2	2.6	2.9

2. 1層巻の場合、揚程をH、ドラムの pcd をD、ロープ1本当りの吊り本数をnとするときドラム長Lは、式(3.7.2-2)による。

$$\text{総溝数 } N = \frac{H \cdot n}{\pi \cdot D} + \alpha \dots\dots\dots (3.7.2-2)$$

$$\text{ドラム長 } L = N \cdot p + \beta$$

ここに p : ロープ溝ピッチ

α : 捨巻数3以上

β : ロープエンド固定代、フランジ厚を考慮した余裕寸法

【解 説】

1. ワイヤロープ張力Fは、ドラムの pcd をDとすると、ドラムトルクをD/2で除したものであるが、2層巻、3層巻の場合それぞれ2層目、3層目の pcd を用いて算定する。(図3.7.2-1参照)

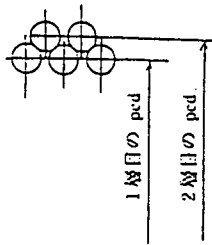


図3.7.2-1 多層巻ドラムのロープ張力算定に用いるドラム pcd

2. 式(3.7.2-1)のワイヤロープ張力は、電動機の定格トルクおよび最大トルクから算出したものとし、これに対応するドラム円周方向の許容圧縮応力度 σ_s は、次のとおりとする。

定格トルクから算出したワイヤロープ張力 F_1 に対しては

$$\sigma_{s1} = \frac{\text{ドラムシェル材料の引張強さ}}{\text{安全率 } 5}$$

最大トルクから算出したワイヤロープ張力 F_2 に対しては

$$\sigma_{s2} = (\text{ドラムシェル材料の降伏点}) \times 0.9$$

3. ドラムシェルの必要肉厚は、電動機の定格トルクおよび最大トルクから算出したワイヤロープ張力により計算し、大きい方の値を採用する。
4. 式(3.7.2-1)によって与えられる必要肉厚は、溝の底からの t_0 であって、素材肉厚は、 t_0 にロープ溝寸法、加工代および製造誤差から生ずる偏肉の余裕を加算したものとなる。(図3.7.2-2参照)

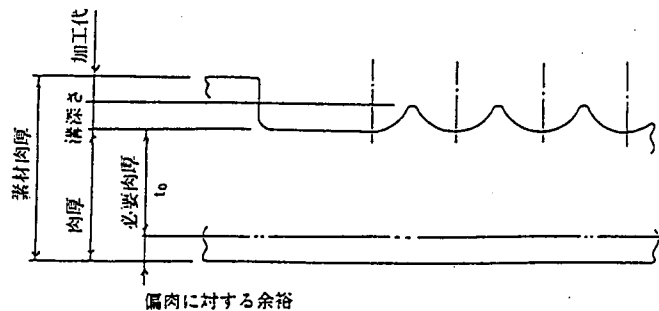


図3.7.2-2 ドラムシェル肉厚図

5. 所定揚程は休止状態の揚程をいうことが一般であるので、式(3.7.2-2)でいう揚程 H は、非常上限りミットが作動する位置までとする。
6. 巻取ドラムへの、ロープの巻き方は、スパイラル巻きが行われている。

ドラムの製作にあたっては、ロープを巻き取る方向により、右ねじ、左ねじの溝切りの違いが生ずるので注意が必要である。(図3.7.2-3参照)

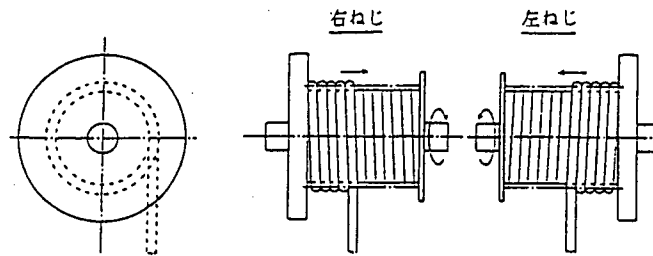


図3.7.2-3 右ねじ, 左ねじドラム説明図

7. 多層巻きの場合, 図3.7.2-4の1層目から2層目へのロープ折り返しに至る過程は, 番号で示しているように, ロープ間の溝に沿ってロープの巻き進む方向と逆方向に巻かれるため, クロスオーバー部で接触圧が大きくなり, かつフリートアングルによって生ずる水平分力のため, ロープの「飛び」が生じやすく, 乱巻きとなることがある。(ワイヤロープのドラム溝に対するフリートアングルについては, 2-5-4参照)

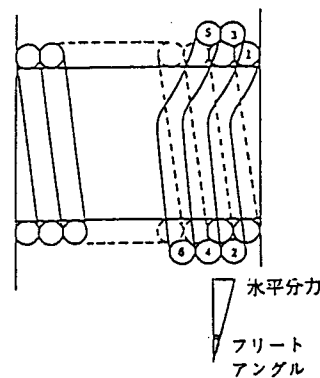


図3.7.2-4 スパイラル巻き

乱巻きを解消するため多層巻き用として開発されたものに, リーバドラムがある。

リーバドラムは, ロープ溝が交差部以外では, ドラムフランジに平行しており, 交差部では1回転で1ピッチとなるように半回転で半ピッチだけ横に移動するようになっている。

溝切り加工に特殊な機械が必要で高価となるが, 揚程が大きく操作室スペースに制約があるゲートでは, 開閉機のコンパクト化のため, 有効となる。

3層巻き以上となる場合には, 乱巻き防止に有効なリーバドラムの採用を検討する必要がある。

図3.7.2-5にリーバドラムの概要を示す。

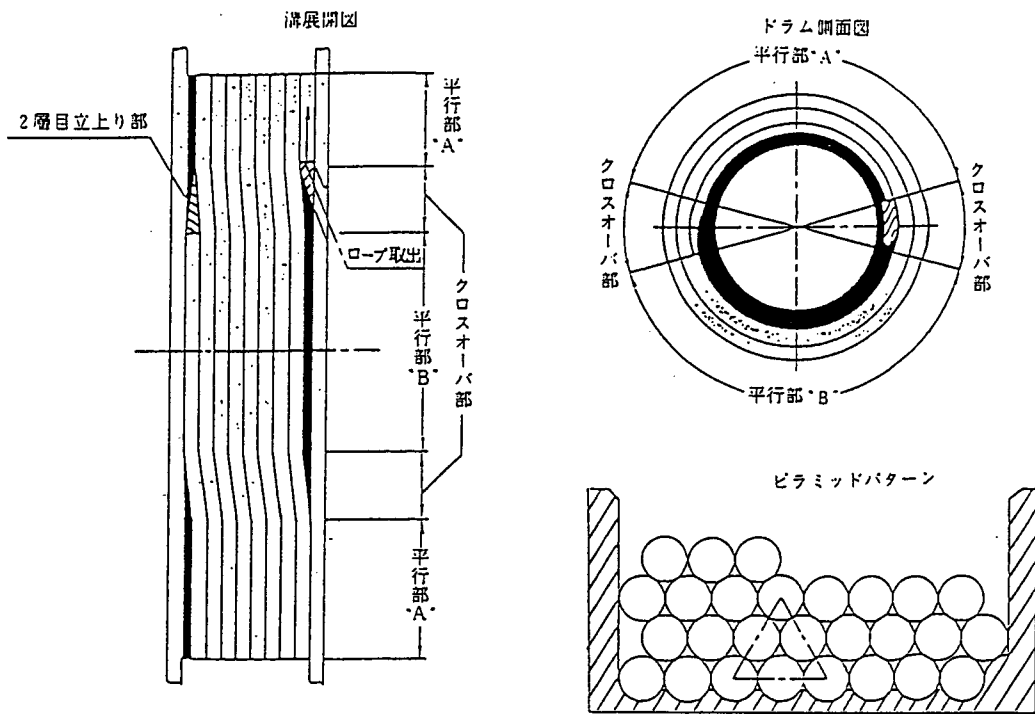


図3.7.2-5 リーバスドラム

8. 多層巻きとなる場合、左右のドラムに使用するワイヤロープにわずかな径差があるだけで、それが累積されて片吊りの原因となるため注意が必要である。

3-7-3 ドラム各部の設計

1. ドラムギヤ駆動形のドラム軸は、ワイヤロープ張力、ドラム自重、ドラムギヤ歯面荷重およびドラムギヤ自重の合計作用荷重に対し、安全な曲げ強度を有し、ドラムボス幅は荷重に対して安全な面圧強度を有するものとする。
2. ドラム軸受台は、ドラムに作用する荷重をフレームに伝える剛性を有するものとする。
3. ドラムには、電動機最大トルク時においてもワイヤロープが抜けることのないよう、ワイヤロープの端部を強固に固定する金具等を具備しなければならない。
4. ドラムギヤ駆動式のドラムには、ドラムギヤ取付のためのフランジ部を設け、リーマボルトを用いて接合する。

【解 説】

1. ドラムギヤ駆動形のドラム軸ボス部およびドラム軸受に作用する荷重モデルを図3.7.3-1に示す。

W_g : ドラムギヤ歯面荷重+ドラムギヤ自重 (kgf)

F : ワイヤロープ張力 (kgf)

W_d : ドラム自重 (kgf)

R_1 : ドラムギヤボスに作用する反力 (kgf)

R_2 : ドラムボスに作用する反力 (kgf)

P_1, P_2 : ドラム軸受に作用する反力 (kgf)

$$R_1 = W_g + \frac{F \cdot \ell_2}{\ell_3} + \frac{W_d}{2}$$

$$R_2 = + \frac{F \cdot \ell_1}{\ell_3} + \frac{W_d}{2}$$

$$P_1 = R_1 \cdot \frac{\ell_3 + \ell_5}{\ell_4} + R_2 \cdot \frac{\ell_5}{\ell_4}$$

$$P_2 = R_2 \cdot \frac{\ell_3 + \ell_5}{\ell_4} + R_1 \cdot \frac{\ell_5}{\ell_4}$$

ドラム軸受に作用する荷重は軸受台を介してフレームに伝達される。

ワイヤロープをドラムに水平方向から巻き取る場合 図3.7.3-1 ドラム軸受に作用する荷重モデルには、軸受台の裾を広げる等の配慮が必要である。

なお、鉛直方向から巻き取る一般の場合にも、わずかではあるがワイヤロープのフリーアングルによる水平分力が、軸受部にスラスト荷重が生ずる。

2. ドラムボス部の面圧強度 P は、式(3.7.3-1)による。

$$P = \frac{R_2}{d \cdot b} < f_a \quad \dots\dots\dots (3.7.3-1)$$

ここに R_2 : ドラムボスに作用する反力 (kgf)

d : ドラム軸径 (cm)

b : ドラムボス幅 (cm)

P_a : 許容面圧

電動機定格トルク時に対し $1.5 \cdot (\text{材料の引張強さ}) / 5$

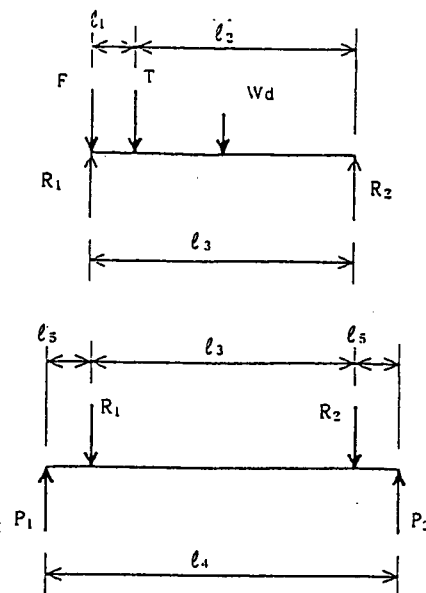
1.5 : 支圧強さと引張強さの比

電動機最大トルク時のに対し $0.9 \cdot \sigma_y$

σ_y : ボス材料の降伏点 (kgf/cm²)

3. ワイヤロープの端部をドラムに固定する方法としては、ドラムシェルに穴をあけ、ワイヤロープを貫通させコッタで止める方法もある。しかし、ドラムの製作加工において手作業が必要で手間がかかり、保守管理が困難なため、ワイヤロープ端部をドラムフランジ面またはドラムシェル上に、ワイヤロープ押え金物を用いて固定する方法が一般的となっている。

図3.7.3-2にワイヤロープ端部のドラムへの固定位置例を示す。



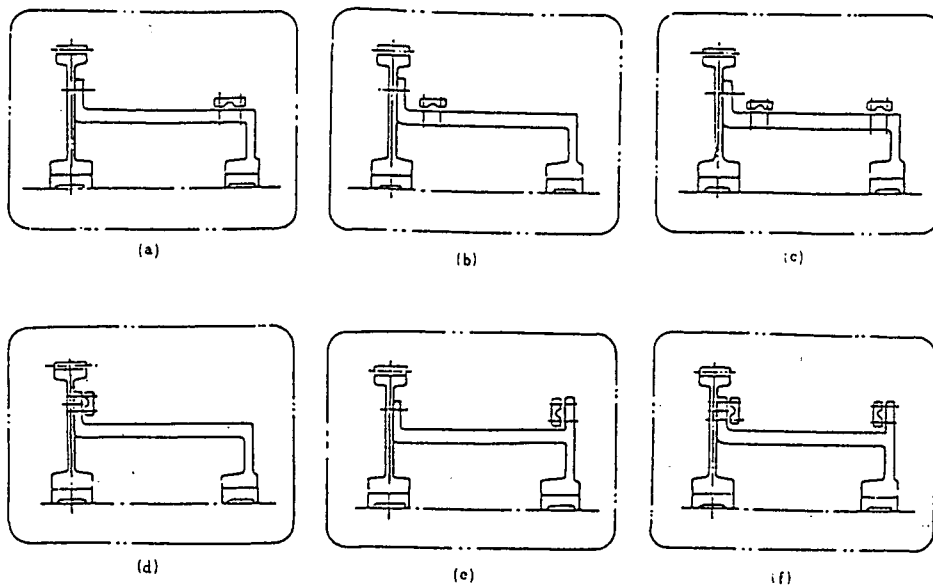


図3.7.3-2 ワイヤロープ端部のドラムへの固定位置例

(d)(e)(f) 方式の場合には、ワイヤロープの巻き始め部がロープ押え金物およびボルトと干渉しないかをチェックする必要がある。

4. ワイヤロープ押え金物および押えボルトの設計例を示す。

ロープエンド残存張力測定実験によると、捨巻数3の場合、ワイヤロープ端末部でワイヤロープに作用する張力の10%程度の残存張力が残る。

最大トルク時ワイヤロープ張力の残存張力を、ボルト締付力により生ずる摩擦力により止めるものとする。

ワイヤロープ押え部のワイヤロープ張力残存率は10%とし、端末の固定力は残存張力の1.1倍以上の安全率を確保する。

最大トルク時のワイヤロープ張力： F_m (kgf)

ワイヤロープ引抜力： $0.1 \cdot F_m$ (kgf)

必要締付力： $\frac{0.1 \cdot F_m}{\mu} \cdot 1.1$ (kgf)

ここに μ ：ワイヤロープ〜ドラム間摩擦係数 0.15

締付ボルト本数：4本として

ボルト1本あたりの締付力 $P = \frac{0.1 \cdot F_m}{4 \cdot \mu} \cdot 1.1$ (kgf)

図3.7.3-3においてワイヤロープ押え金物の曲げモーメントを M 、断面係数を Z とすると、

$$M = \frac{P \cdot C}{2} \quad Z = \frac{b \cdot t^2}{6}$$

曲げ応力

$$\sigma = \frac{M}{Z} < \sigma_s = \frac{\text{材料の引張強さ}}{\text{安全率 } 5}$$

上式を満足するワイヤロープ押え金物および押えボルトとする。

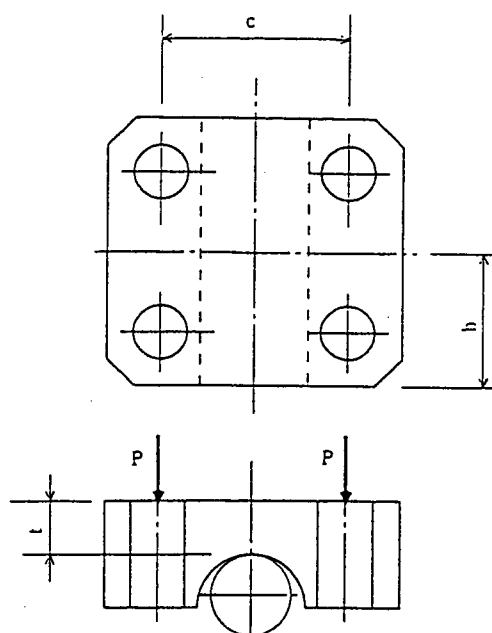


図3.7.3-3 ワイヤロープ押え金物参考図

押えボルトの選定目安としてボルトの許容締付力を表3.7.3-1に示す。

表3.7.3-1 ワイヤロープ押えボルトの許容締付力例

呼び径	有効断面積 (cm^2)	許容締付力 (kgf)	
		4T (SS400, S25C)	7T (S45C (H))
M16	1.503	1202	2104
M20	2.349	1879	3288
M24	3.382	2705	4734
M30	5.396	4316	7554
M36	7.877	6301	11027
M42	10.827	8661	15158
M48	14.244	11395	19941

- (注) 1. 許容締付力 = (有効断面積) × (許容応力度)
 2. 4T, 7T はボルトの強度区分を表し, 4T は $40\text{kgf}/\text{mm}^2$, 7T は $70\text{kgf}/\text{mm}^2$ の引張強さを意味する。
 3. 許容応力度は引張強さを安全率5で除した $800\text{kgf}/\text{cm}^2$, $1400\text{kgf}/\text{cm}^2$ を用いている。
 4. 有効断面積の値は谷径における断面積とする。

5. ドラムとドラムギヤとの接合はドラムフランジ面でボルト接合とする。

ドラムギヤの荷重はリーマボルトのせん断強度によってドラムに伝達されるが、リーマボルトの有効本数は、JIS B 1451-1991フランジ形固定継手の解説にならって、使用本数の1/2とし

て計算する。

以下に計算例を示し、図3.7.3-4にドラム～ドラムギヤ接合図を示す。

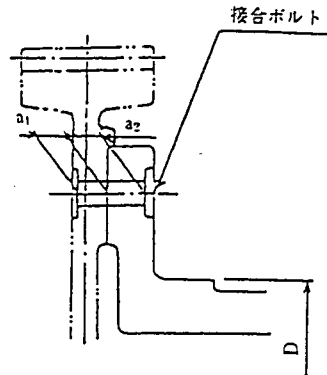


図3.7.3-4 ドラム～ドラムギヤ接合ボルト接合図

リーマボルト1本当りのせん断力は、式(3.7.3-2)による。

$$F_b = \frac{F_m \cdot D}{n \cdot D_1} \dots\dots\dots (3.7.3-2)$$

ここに F_b : リーマボルト1本当りのせん断力 (kgf)

F_m : 作用するワイヤロープ張力 (kgf)

D : ドラム pcd (cm)

D_1 : ドラム接合ボルトの pcd (cm)

n : リーマボルト有効本数

せん断応力度 τ は、式(3.7.3-3)による。

$$\tau = \frac{F_b}{\pi \cdot d^2 / 4} < \tau_a \dots\dots\dots (3.7.3-3)$$

ここに τ : リーマボルトのせん断応力度 (kgf/cm²)

d : リーマボルト径 (cm)

τ_a : 許容せん断応力度 (kgf/cm²)

電動機定格トルク時の F_b に対し (材料の引張強さ/安全率8.7)

電動機最大トルク時の F_b に対し $0.9 \cdot \sigma_y / \sqrt{3}$

σ_y : リーマボルト材料の降伏点 (kgf/cm²)

表3.7.3-2 リーマボルト許容せん断応力度例 (単位: kgf/cm²)

リーマボルト 材 質	引張強さ	降伏点	許容せん断応力度 τ_a	
			電動機定格トルク時	電動機最大トルク時
S35C㊥	5200	3100	600	1610
S45C㊥	5800	3500	660	1810

支圧応力度 f は、式(3.7.3-4)による。

$$f = \frac{F_b}{a_1 \text{ または } a_2 \cdot d} < f_s \dots\dots\dots (3.7.3-4)$$

ここに f : 支圧応力度 (kgf/cm²)

a_1, a_2 : 図3.7.3-4 の寸法 (cm)

f_s : 許容支圧応力度 (kgf/cm²)

電動機定格トルク時の F_b に対し $1.5 \cdot (\text{材料の引張強さ})/5$

1.5 : 支圧強さと引張強さの比

電動機最大トルク時の F_b に対し $0.9 \cdot \sigma_y$

σ_y : リーマボルト材料の降伏点 (kgf/cm²)

3-8 シ ー ブ

3-8-1 一 般

1. シーブは、開閉装置側の定滑車、扉体側の動滑車に用いられ、ワイヤリングにより力の方向変換、力の拡大、動力の伝達を可能とするものであって、その機能を支障なく果たすものでなければならない。
2. シーのフリートアングルは、6.5°以内とする。

【解 説】

1. シーブはシーブブッシュをはめこんで1セットとし、シーブ軸に通しシーブブラケット内に取り付けられる。

図3.8.1-1にシーブ1セットの図を、図3.8.2-2にシーブ組立図の例を示す。

2. シーブブッシュには、扉体側のシーブ・開閉装置側のシーブ共、オイルレスメタルが用いられる。

開閉装置側のシーブブッシュには、従来 BC 材を用いるケースもあったが、BC 材は許容面圧が小さい。

また、通常開閉装置側シーブ数 n に対し、扉体側シーブ数は $(n + 1)$ となるため、扉体側シーブ軸の支間距離は、開閉装置側のシーブ軸のそれよりも大きくなり扉体側シーブ軸径の方が大きくなる傾向となる。

開閉装置側シーブと扉体側シーブとは同一の寸法、同一のシーブブッシュを用いることにより木型が1種類で済み経済的となる。

この理由から、オイルレスメタルが用いられている。

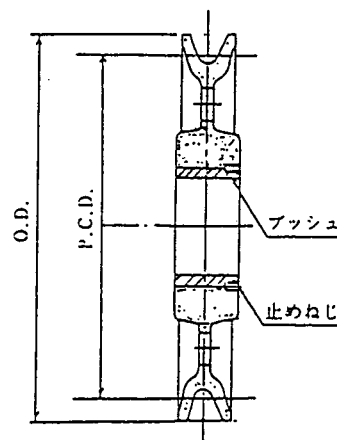


図3.8.1-1 シ ー ブ

3. ロープ吊り本数が多い場合や、機器配置上ロープエンドが吊心から離れる場合には、シーブ同士間およびロープエンドとシーブ間のロープフリートアングルについても留意しなければならない。

ロープ溝部の開き角を 45° 、シーブ外径 $OD = pcd. + 2.5d$ とした時、シーブに関する許容ロープフリートアングルは 約 6.7° となる。(図3.8.1-2参照)

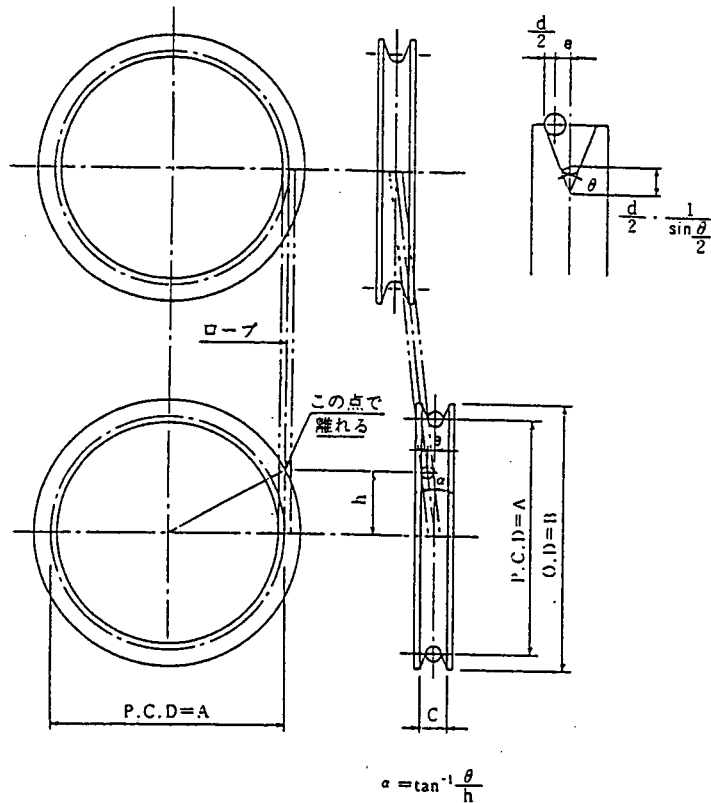


図3.8.1-2 シーブのロープフリートアングル

図3.8.1-2において

ロープ径を d , $pcd. = 17d = A$, $OD = pcd. + 2.5d = B$, ロープ溝部の開き角 $\theta = 45^\circ$ としたとき

$$h = \frac{1}{2} \cdot \{(B^2 - A^2)\}^{1/2} = \frac{1}{2} \cdot \{(19.5d)^2 - (17.0d)^2\}^{1/2} \\ = 4.776d$$

$$\frac{c}{2} = \left\{ \frac{B-A}{2} + \frac{d/2}{\sin(\theta/2)} \right\} \cdot \tan(\theta/2) = 1.059d$$

$$e = (c-d)/2 = 0.559d$$

鑢にロープが接しないためには

$$\alpha < \tan^{-1} \frac{e}{h} = \tan^{-1} \frac{0.559d}{4.776d} = 6.67^\circ$$

3-8-2 シープの設計

1. ロープ溝は、シープおよびワイヤロープの摩耗が少なく、伝達効率の良いU形状とする。
2. シープ軸受部は、電動機の定格及び最大トルクから計算したワイヤロープ張力に対し、十分な面圧強度を有する軸穴径およびブッシュ幅とする。
3. シープの両側と、2車以上並ぶシープ間には、黄銅製のスラストリングを挿入するものとする。
4. シープブラケットの軸支持板は、電動機の定格および最大トルクから算出したワイヤロープ張力とシープ自重との合計反力に対し十分な支圧強度を有するものとする。
5. シープブラケットには、ロープ外れ止め金物を取り付けるものとする。

【解 説】

1. ステンレスロープを使用する場合は、シープが鋳鉄や鋳鋼製であると異種金属接触による電食の原因となるので、水没の可能性がある扉体側シープにはステンレス鋳鋼を用いるのが良い。
2. シープ溝の形状・寸法は、ワイヤロープの寿命に関係があり、溝の形状は一般にU形が多く用いられている。溝径はワイヤロープ公称径より約10%大きくし、溝底円弧の接触角は、135°前後にするのが適当である。

ロープ溝部形状の参考図を図3.8.2-1に示す。

表3.8.2-1 シープ溝の寸法例

(単位: mm)

ロープ径 d	溝半径 r	A	B	C
16	9	28	35.5	50
18	10	31.5	40	56
20	11.2	35.5	45	60
22.4	12.5	40	50	67
25	14	45	56	75
28	16	50	63	80
31.5	18	56	71	90
35.5	20	63	80	100
40	22.4	71	90	112
45	25	80	100	125
50	28	90	112	140
56	31.5	100	125	150

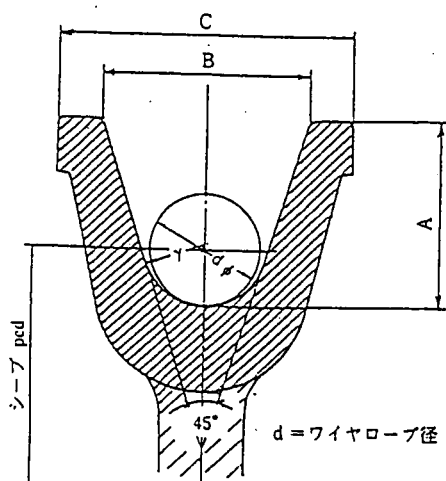


図3.8.2-1 ロープ溝部形状の参考図

3. 張力のかかったワイヤロープによってシーブが受ける圧力の近似値は、式(3.8.2-1)による。

$$p = \frac{2F}{k \cdot D \cdot d} \dots\dots\dots (3.8.2-1)$$

ここに P：シーブの溝底圧力 (kgf/mm²)
 F：ワイヤロープ張力 (kgf)
 D：シーブ径 (mm)
 d：ワイヤロープ径 (mm)
 k：溝形による係数 U形溝では、0.5

シーブの材質については、硬すぎる場合はロープの摩耗を早め、柔らかすぎる場合は、ワイヤロープの条痕を作るので溝圧力に応じた材質を選択する必要がある。

表3.8.2-2にシーブの材質と許容溝底圧力を示す。

なお、水没の可能性がある扉体側シーブにステンレス鋼を用いる場合の許容溝底圧力は、普通よりワイヤロープ6×37グループと 鋼製シーブの組合せと同様0.8kgf/mm²とする。

表3.8.2-2 シーブの材質と許容溝底圧力
 (単位：kgf/mm²)

ワイヤロープ 構 成	シ ー ブ の 材 質	
	鋳 鉄 HB ≒ 125	鋳鋼 0.3~0.4% C HB ≒ 160
普通より 6×37グループ	0.4	0.8

4. シーブブッシュの面圧強度は、式(3.8.2-2)による。

$$P_s = \frac{F}{d \cdot b} < P_0 \dots\dots\dots (3.8.2-2)$$

ここに P_s：シーブブッシュの面圧 (kgf/cm²)
 F：電動機の定格または最大トルクから計算したワイヤロープ張力の2倍+シーブ自重 (kgf)
 d：シーブ軸径 (cm)
 b：シーブブッシュ幅 (cm)
 P₀：オイルレスメタルの許容面圧
 電動機の定格トルク時のFに対し 230 kg/cm²
 電動機の最大トルク時のFに対し 450 kg/cm²

5. 開閉装置側シーブブラケットの例を図3.8.2-2に示す。

一般に、シーブブラケットは鋼板溶接構造として製作し、シーブ軸をキープレートにより固定する構造とする。(図3.5.3-2参照)

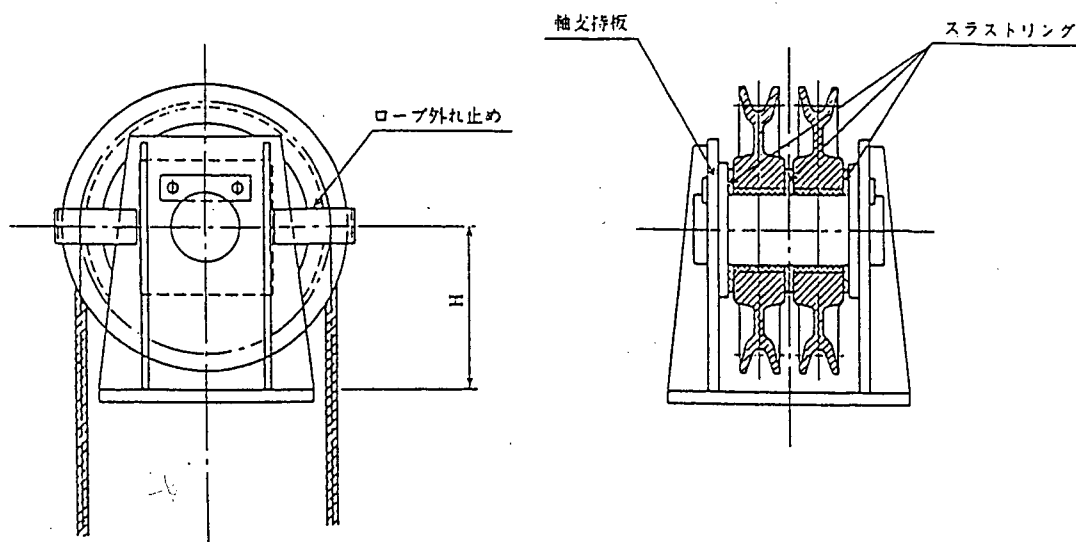


図3.8.2-2 開閉装置側シーブブラケットの例

6. 軸支持板の支圧応力度は、式(3.8.2-3)による。

$$f = \frac{F/2}{d \cdot t} < f_a \quad \dots\dots\dots (3.8.2-3)$$

ここに f : 軸支板の支圧応力度 (kgf/cm²)

F : (電動機の定格 または 最大トルク
から計算したロープ張力)・(シー
ブ軸にかかるロープ本数)+(シー
ブ全自重) (kgf)

d : シーブ軸径 (cm)

t : 軸支持板の板厚 (cm)

f_a : 軸支持板の許容面圧

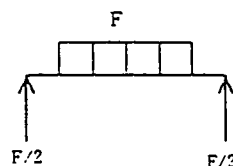


図3.8.2-3 シーブ軸計算モデル

電動機の定格トルク時の F に対し $t < 4$ cm の場合 1800 kg/cm²

$t > 4$ cm の場合 1800・0.92 kg/cm²

(SS400)

電動機の最大トルク時の F に対し 降伏点の90%

7. 開閉装置側のシーブブラケットは一般に開閉装置フレームの上に固定されるが、開閉装置全体の配置上から開閉装置フレームの底に取り付ける場合やフレームの桁を利用する場合もある。

8. 扉体側のシーブブラケットの場合、底板から軸までの高さ H は、必要以上に大きくとるとロープ外れの原因となるので、シーブ外半径+1/3・ d 程度とする。

3-9 機側操作盤

3-9-1 基本事項

1. ゲート設備には、開閉装置の直近で確実に操作を行うため1門につき1面の機側操作盤を設置する。
2. 機側操作盤は、信頼性が高く、安全性、操作性に富み、必要な制御機器、操作スイッチ、監視機器などを装備する。
3. 遠方操作が必要な場合の操作の優先順位は、機側操作を優先とする。

【解 説】

1. 機側操作盤は、ゲートの操作を機側において独立して行う装置であり、ゲート開度、開閉装置の運転状態、扉体の作動状況が確認しやすいように開閉装置の直近に1門につき1面を設置する。ただし取水設備等の多数門により構成されるゲート設備は、この限りではない。
2. 機側操作盤の構造、形式は次による。
 - (1) 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、耐震性に優れた装置とする。
 - (2) 機側操作盤は、ゲートを運転する操作部、運転状態を監視する表示部および開度計、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で構成され、操作が簡単で誤操作を起こさず、保守管理を容易に行える構造とする。
 - (3) 機側操作盤は、防塵、防湿、防雨構造の屋外閉鎖自立型とする。また、外部電線の引き出しは、盤の下部から行う構造とする。
 - (4) 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、前面大扉とは別に操作小扉内に取り付け。また、監視窓は強化ガラスなどを使用し、前面大扉および操作小扉は施錠可能とする。遠方操作を行う場合は、通信連絡用として電話器の設置が望ましい。
3. 操作は機側操作を優先とし、遠方操作とは独立して開閉操作が確実にできる構造とする。

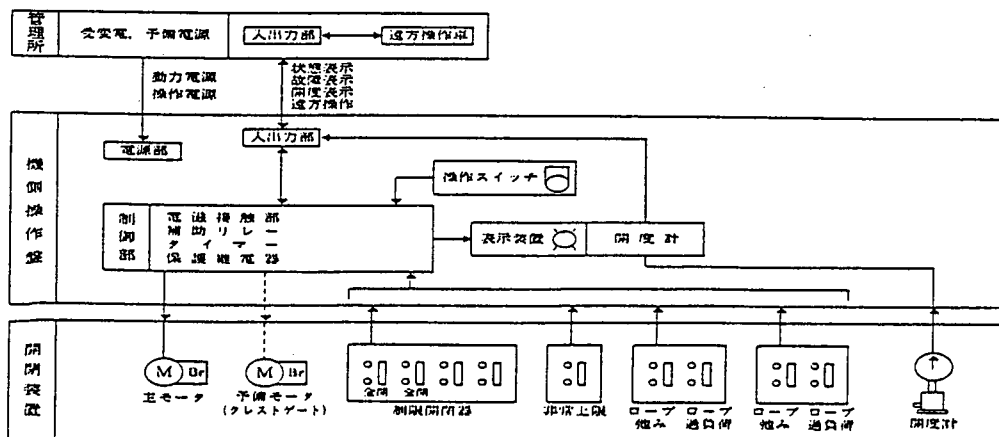


図3.9.1-1 操作系統図例

3-9-2 設置環境条件

機側操作盤は、操作および保守管理の容易な位置に設置する。

【解 説】

1. 機側操作盤の点検、整備は前面大扉を開いて行うため、大扉の巾以上の点検スペースを確保する。(機側操作盤と壁および他の機器との間隔については、3-14-3参照)
2. 機側操作盤を設置する開閉装置室は、気象条件により温度、湿度の変化するため、盤内電気機器の絶縁不良や接触不良の対策としてスペースヒータを設置する。
特に湿度の高い地域およびP L C (プログラマブルコントローラ) 等の湿度に弱い電子機器類を使用する場合は、盤用除湿器を併設すると有効である。
3. 開閉装置室は小鳥や蛇等の小動物が侵入しやすい隙間のある構造のため、小動物が機側操作盤に入らないよう盤下部のケーブル引込部およびダクト、配管等の隙間はシール材により塞ぐ必要がある。

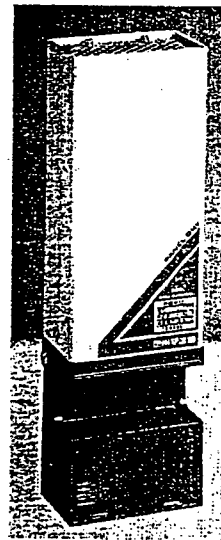
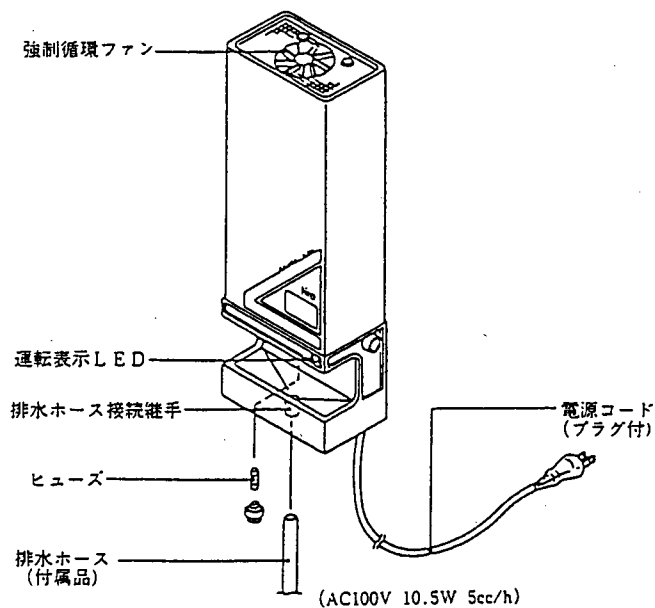


図3.9.2-1 盤用除湿器

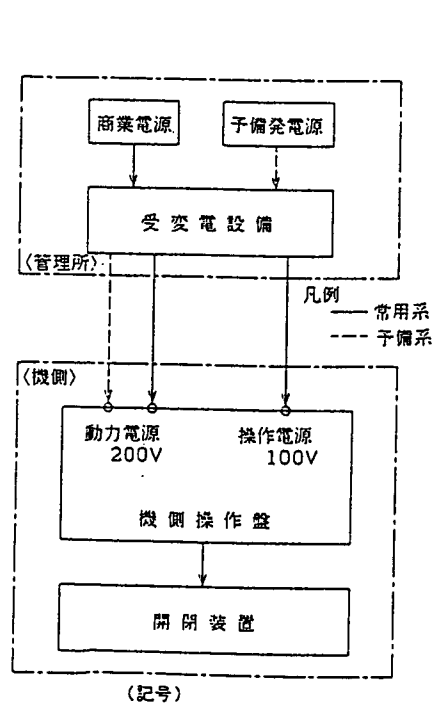
3-9-3 供給電源

ゲート操作に必要な動力および操作電源は次を原則とする。

1. 動力電源は、3相3線式200V とする。
2. 操作電源は、単相2線式100V とする。
3. 遠方操作信号用電源は、直流100V とする。

【解 説】

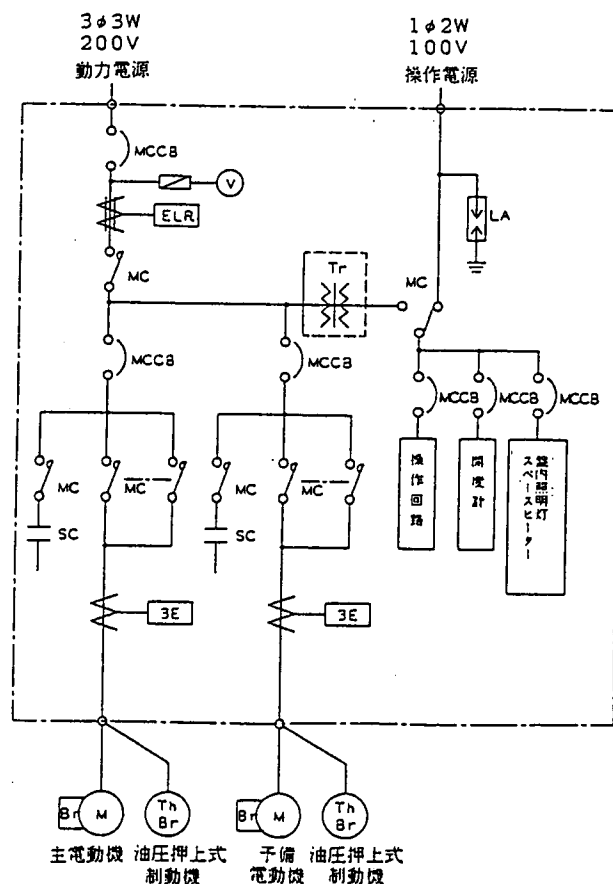
1. ゲート設備に使用する電動機は、中、小容量機がほとんどであるため、動力電源は200Vとする。ただし、電線路の距離が長い場合および大容量電動機を設置する場合は、電圧降下等を検討しケーブルサイズが 100mm^2 を超過する設備については、400Vとしても差しつかえない。
2. 操作電源は、点検時の安全性を配慮し、低圧が望ましくAC100Vとする。
また、電源は単独に供給を受けるほか、予備として動力電源より分岐する。ただし遠方操作がなく機側操作のみの場合は、動力電源より分岐する1系統とする。
3. 遠方操作信号用電源は、伝送方式としてメタルケーブルを使用する直送方式が多く、直流100Vを標準とする。光伝送方式を採用する場合は、AC100V または DC24V を準備する必要がある。
4. 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、供給電源の2重化（商用電源、予備発電源）および動力電源の2回線配電（常用系、予備系）を行い、ゲート操作の信頼性を確保する。供給電源の切換のインタロックは、受変電設備にて設け、2回線配電のインタロックは、管理所および機側の両方に設置する。
5. 誘導雷の保護対策として電源回路に避雷器を設置する。



(記号)

MCCB : 配線用遮断器
 3E : 3Eリレー
 MC : 電磁接触器
 Tr : 変圧器
 SC : 三相用コンデンサ
 ELR : 漏電検出器
 LA : 避雷器

図3.9.3-1 供給電源系統図例

図3.9.3-2 機側操作盤電源回路図例
(クレストゲート)

3-9-4 機側操作盤の機能

3-9-4-1 操作方法

機側操作方法は、開、閉、停止の押釦操作方式とし、遠方設備系が故障している場合でも機側操作が独立して行える構造とする。

【解 説】

1. 機側の手動操作の方法には、押釦スイッチで行う方法と切換スイッチで行う方法があるが押釦操作方式を標準とする。
2. 機側操作と遠方操作の切換は、機側操作盤操作小扉の開閉状態により切換わるものとする。
遠方操作中に機側操作に切換えた場合は、安全のため一旦停止し再操作しないと運転できない構造とする。
3. 機側操作の操作手順例を表3.9.4.1-1に示す。
4. 機側操作盤の操作項目を表3.9.4.1-2に示す。

表3.9.4.1-1 クレストゲートの操作手順例

	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	“開” ボタンON ↓ ゲート上昇	“閉” ボタンON ↓ ゲート下降
※ 3	繰り返す 動作制限タイマ作動 ↓ ゲート停止 ↓ “開” ボタンON ↓ ゲート上昇	
4	“停止” ボタンON ゲート任意位置で停止	“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	機側操作盤の小扉を閉める	機側操作盤の小扉を閉める

※洪水調節に使用しないゲート（予備ゲート、修理用ゲート等）は上表3の機能は設けない。

表3.9.4.1-2 操 作 項 目

	名 称	操 作 内 容
一般	開 (上 昇)	ゲートの開操作
	閉 (下 降)	ゲートの閉操作
	停 止	ゲートの停止操作
	警 報 停 止	故障警報の停止操作
	ランプテスト	ランプ切れのチェック
	非 常 停 止	ゲートの非常停止操作
	リセット(非 常 停 止)	非常停止の復帰
※特殊	リセット(故 障)	故障保持回路の復帰操作
	リセット(制限タイマ)	開動作制限タイマ動作リセット

※ゲートの用途により設ける。

3-9-4-2 保護機能の適用

機側操作盤には、ゲート設備の設置目的および用途により、次に示す保護機能を設ける。

- ① 開動作制限回路
- ② 接点溶着検出回路
- ③ 非常停止回路
- ⑤ 非常時運転回路

【解 説】

1. 保護機能とは、操作のためのバックアップ機能として人為的な誤操作および機器不良による重大災害の発生を防止するために設置する制御回路である。
 - (1) 開動作制限回路は、過放流による下流側水路および人に対する安全を確保するため、流量調節を行う放流設備のクレストゲートに設置する。
 予備ゲートは、主ゲートの故障時に流水遮断として使用するが、操作員が介在するため本機能は設置しない。選択取水ゲートおよび修理用ゲートは、流量調節として使用しないため本回路は設置しない。
 - (2) 接点溶着回路は、自動操作で使用する選択取水ゲートに設置し、クレストゲート、予備ゲートおよび修理用ゲート等手動操作の設備には設置しない。手動操作のゲートでは操作員が介在し、ゲート停止機能は通常の停止釦と非常停止釦の二重停止機能を有しているため、本回路は設置しない。
 自動操作で使用する選択取水ゲートは、機側自動操作となることが多く、自動回路上のソフト的な停止機能のバックアップとしてハード面での故障検出も行ない設備の安全を図る。
2. 保護機能の回路構成は下記要領にて行い、適用例を表3.6.4.2-1に示す。
 - (1) 開動作制限回路

- i) 1回の開操作にて開運転時間を制限し誤操作による過放流を防止し操作の安全を図る。
- ii) 本回路は機側および遠方にて独立設置とするがタイマ設定時間は、運用上、機側の方を遠方側より長くすることが必要である。
- iii) 開運転中にゲートの停止操作を行った場合は、制限タイマもリセットし再運転はゼロからカウント開始する回路とする。
- iv) 非常時、点検時には動作制限を解除できる制限タイマ解除用スイッチを盤内に設置する。

(2) 接点溶着検出回路

電動機駆動用の電磁接触器の接点溶着を検出し、ゲートの誤動作を防止する。本回路が作動した場合は、電動機の電源を「切」にする。

本回路は、自動操作のゲートに設置する。

(3) 非常停止回路

ゲート運転中、停止釦を押しても停止しなかった場合の二重安全停止回路であり、機器不良等による誤動作および不測の事故防止のためすべてのゲートに設置する。非常停止時は電動機の配線用遮断器（MCCB）をトリップし電源を遮断する回路とする。ただし、クレストゲートは、緊急時の操作性を配慮し非常停止用の電磁接触器を「切」にする回路とする。

(4) 非常時運転回路

非常時運転回路は、主電動機の故障または常時の操作回路が故障し操作不能となった場合に使用する操作のバックアップ回路であり、流量調節を行うクレストゲートに設置する。

本回路は、電氣的・機械的インタロックの解除により目的とするゲートの開・閉を行うものであり、機側操作のみ可能とする。また、非常時運転中は遠方より非常停止ができない回路とする。

表3.6.4.2-1 保護機能の適用例

施設の設置目的	用 途	ゲート適用例	保 護 機 能			
			開動作制限	接点溶着	非常停止	非常時運転
放 流 設 備	流 量 調 節	クレストゲート	○	×	○	○
		予 備 ゲ ー ト	×	×	○	×
取 水 設 備	選 択 取 水	選択取水ゲート	×	○	○	×
そ の 他	修 理、点 検	修理用ゲート	×	×	○	×

○；設置 ×；否設置

3-9-4-3 インタロック機能

機側操作盤には、動力装置の切換、操作方法の切換および操作の補助的なインタロック回路を設け、操作の信頼性を確保する。

【解 説】

1. 操作に関連するインタロックを設ける場合は、ゲート設備の設置目的、操作方法、運用方法、全体システム等を検討し、操作を安全確実に実行できる必要最小限のインタロックとすることが重要である。
2. 動力装置の切換に伴うインタロック
 - (1) 主電動機と予備電動機の切換
主電動機が故障した場合は、予備電動機にて開閉操作を行うが、主または予備の切換えは同時操作できないようインタロックを設ける。予備電動機の場合は、機側で操作可能とする。
3. 操作方法の切換に伴うインタロック
 - (1) 操作場所（機側、遠方）切換のインタロック
機側操作と遠方操作の切換は機側操作優先とし、同時操作ができないようインタロックを設ける。
 - (2) 休止装置のインタロック
 - i) 休止装置を設置する場合は、全揚程を休止揚程と常時揚程に区分する。
 - ii) 休止装置の使用は点検整備時に限定し常時は使用しない。したがって、機側操作のみとする。
 - iii) 休止装置のインタロックを図3.9.4.3-1に示す。

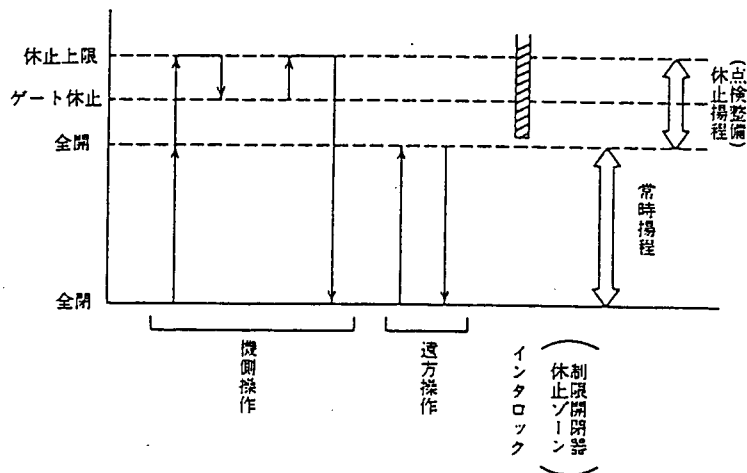


図3.9.4.3-1 休止装置インタロック

- (3) 手動－自動切換
自動操作を行うゲートは、手動操作と自動操作の同時操作が行えないようインタロックを設ける。
4. 操作の補助的なインタロック
 - (1) 開操作回路と閉操作回路
開操作と閉操作が同時に操作できないようインタロックを設ける。
 - (2) 非常停止と非常時運転回路

非常時運転は緊急時に機側で操作可能とし、非常時運転中は遠方より非常停止ができない回路とする。

(3) 充水完了、水位バランス

予備ゲート、修理用ゲート等の開操作は、扉体の上下流の水圧がバランスした状態にて操作する。したがって、開操作回路に操作条件として充水完了、水位バランス等の名称にてインタロックを設ける。本インタロックは、下限から呑口開度まで生かし、呑口開度以上では除外するのが望ましい。

3-9-4-4 表示および警報

1. 機側操作盤には、ゲート設備の運転状況を正確に把握するための表示灯および警報装置を設置する。
2. 機側操作盤には、ゲート設備の運転状況を正確に把握するための運転時間計および運転度数計を設置する。

【解 説】

1. ゲートの状態表示灯は白色、故障表示灯は赤色とする。
2. 故障警報はブザーを標準とし、警報停止スイッチを設ける他、警報時間を可変できるタイマを設ける。運転時間計および運転度数計は、カウンタ式のリセット機構なしの機器を使用する。
3. 機側操作盤での状態表示項目は、表3.9.4.4-1故障表示項目は表3.9.4.4-2を標準とする。

表3.9.4.4-1 状態表示項目

仕様	項 目	状 態 表 示 の 内 容	備 考
共通	電 源	動力電源通電中	
	遠 方	機側操作盤小扉閉	遠方操作がある場合
	機 側	機側操作盤小扉開	
	↑ (開中)	扉体が開動作中	表 示 灯
	↓ (閉中)	扉体が閉動作中	フ リ ッ カ
	全 開	扉体が全開位置	
個別	全 閉	扉体が全閉位置	
	フ ッ ク 開	休止フック開状態	
	フ ッ ク 閉	休止フック閉状態	休止装置手動式、電動式
	休 止 上 限	扉体が休止上限位置	
	ゲ ー ト 休 止	ゲート休止状態	
	フック入上限	扉体がフックにかかる上限位置	休止装置無動力式
	フック脱上限	扉体がフックより外れる上限位置	
	充 水 完 了	充水完了状態	
	非 常 停 止	非常停止状態	
	開 動 作 制 限	開動作制限タイマ タイムアップ	

表3.9.4.4-2 故障表示および警報

仕様	項目	検 出 方 法	故障区分		備 考
			重故障	軽故障	
共通	3 E	3 Eリレー(欠相, 逆相, 過電流)	○	—	リセットボタンにより復帰
	ローブ過負荷	リミットスイッチ	○	—	一旦停止し原因調査
	ローブ弛み	リミットスイッチ	○	—	一旦停止し原因調査
	非常上限	リミットスイッチ	○	—	全開リミットを点検
	漏 電	漏 電 リ レ ー	—	○	漏電箇所を調査し原因究明後復旧する
個別	接 点 溶 着	接点溶着検出回路	○	—	専門家で調査
	休止装置故障	過電流継電器		○	過電流継電器リセット (電動の場合)

3-9-4-5 遠方操作の対応

遠方操作を行う場合は、遠方操作に必要な計測、監視および操作信号を機側操作盤に設置する。

【解 説】

- 遠方操作を行う場合は、遠方操作に必要な信号を、機側操作盤にて回路構成し出力端子まで配線する。信号受渡し場所は機側操作盤端子渡しを標準とする。
- 遠方操作に必要な信号
 - 計測信号 (機側→遠方)
 - 開度信号 (必要な場合)
 - 信号形態 アナログ信号またはデジタル信号
 アナログ信号 開度 0 ～ ××. ××m / DC4～20mA または シンクロ信号
 デジタル信号 開度 ××. ××m
 BCD 3 桁または 4 桁, 無電圧接点, ビジー信号,
 各桁奇数パリティビット付
 - 監視信号 (機側→遠方)
 - 信号項目 水門扉の状態, 故障
(表3.10.4.4-1～2参照)
 - 信号形態 無電圧連続接点, 接点定格 DC100V 0.1A 以上または DC24V 0.4A 以上
 - 操作信号 (遠方→機側)
 - 信号項目 開・閉指令, 非常停止
 - 信号形態 DC100V または DC24V 有電圧連続信号
(注) 光ケーブルまたは TC/TM にて伝送する場合は、監視信号の信号形態と同様とする。

3-9-5 機側操作盤の構成

3-9-5-1 形式および構造

機側操作盤は、防塵、防湿構造とし、耐久性にも優れている屋外閉鎖自立形を標準とする。

【解 説】

1. 機側操作盤の構造は次による。
 - (1) 開閉装置室の設置環境を配慮し扉にはゴムパッキンを取付け、外部ケーブル入線部はシール材、ゴム材などで確実に密閉処理を行う。
 - (2) 大扉、小扉には、開いた状態で扉を固定する金具を設ける。
 - (3) 扉ハンドルは鍵付とし、鍵 No. は他のゲート設備と共通 No. を使用する。
 - (4) 大扉裏面には、A 4 判程度の図面収納ケースを設ける。
 - (5) 原則としてスペースヒータを設ける。
2. 箱体は収納機器の重量や衝撃などに充分耐える構造とし、鋼板製の板厚は、2mm 以上とする。特に湿度の高い環境に設置する場合は、箱体にステンレス鋼板を使用することが望ましい。
3. 形式は、屋外閉鎖形で前面扉、後面固定とし、扉は大扉と小扉を設ける。また、前面大扉に計器および表示器が監視可能な監視窓を設け、ガラスは強化ガラスを標準とする。寸法は表 3.9.5.1-1 を標準とし、幅、および奥行き寸法は収納機器によって決定する。操作盤の高さはチャンネルベース100mm を含んだものとし、盤の横幅が1200mm 以上となる場合の大扉は観音開きを標準とする。

表3.9.5.1-1 屋外閉鎖自立形の標準寸法

(単位：mm)

幅 (W)	高さ(H)	奥行(D)	チャンネルベース	記 事
600 700 800 900 1,000 1,100	2000	400以上	高さ………100 幅 ……… 50	
1,200 1,300 1,400 1,500				観 音 扉

4. 盤の塗装は十分に下地処理を行った後、メラミン焼付（半艶）塗装を行い、色彩については設置場所、環境に応じてその都度決定する。

3-9-5-2 盤内構成

機側操作盤の盤内構成は、ゲート設備の操作手順を配慮し、操作がしやすく、誤認、誤操作が起きず保守管理時の安全を確保する合理的な配置とする。

【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。
盤面の表示内容は、おもにゲートの状態表示、故障表示、電圧計および電流計を配置する。
2. 操作小扉内には、ゲート“開”“停止”“閉”の押釦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。
3. 盤内に収納する電気機器は保守、点検・整備を考慮し、整然と配置する。主な注意事項を次に示す。
 - ① 動力回路と制御回路の機器を分離する。
 - ② 収納する機器は原則として、正面中板に取付ける。
 - ③ 電気機器には、図面と照合できるデバイス番号のラベルを貼り付ける。
 - ④ 配線用遮断器、タイマ、3Eリレー、ヒューズおよびその他スイッチ類には、用途銘板を取り付ける。
 - ⑤ 端子および変圧器などの充電露出部には、感電防止として透明絶縁カバーを設ける。
 - ⑥ 盤外ケーブル接続用端子台の取付位置は、盤正面下部を原則とするが、遠方操作、監視等の端子を設ける場合は、左右側面を使用してもよい。

3-9-5-3 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を選定する。
2. 使用実績の少ない部品を使用する場合は、使用条件、環境条件を配慮し、事前にその性能を確認して使用する。

【解 説】

1. 機側操作盤を構成する電気部品は、故障時の迅速な対応を配慮し互換性のある一般に入手容易な汎用品を使用する。

表3.9.5.3-1 主な電気機器の仕様

機 器 名 称	仕 様
配線用遮断器	動力回路、操作回路、計測回路およびスペースヒータ回路（盤内照明回路）の各々に設置し回路区分を行なう。
サーキットプロテクタ	メンテナンスフリーとして200V回路以下に使用。 400V回路の場合はヒューズとする。
電 圧 計	（形式）広角形（目盛）200V系は300V、400V系は600V
電 流 計	（形式）広角形赤色指針付、3倍延長目盛
3 E リ レ ー	（形式）反限時特性の手動復帰形
電 磁 接 触 器	電動機容量に基づき選定
補 助 継 電 器	（形式）プラグイン形、動作表示付
押 釦 ス イ ッ チ	（形式）平形（色）開、閉；黒 停 止；赤 警報停止、ランプテスト；黄
表 示 灯	（形式）記名式集合表示灯、LED（色）状態；白 故障；赤

2. 電動機回路には、進相用コンデンサを設け、その容量は表3.9.5.3-2による。また、電動機が電力を再生する場合にはコンデンサが充電され、電動機停止時にコンデンサから電力が供給されて電動機が停止しないことがあるので、コンデンサは専用の電磁接触器によって開閉するものとする。使用頻度の少ない小容量の付帯設備用電動機には、進相用コンデンサを設けなくてもよい。

表3.9.5.3-2 進相用コンデンサ取付容量

(1) 200V 3相かご形誘導電動機の場合

定格出力(kW)		1.5	2.2	3.7	5.5	7.5	11	15	18.5	22	30	37	45	55
容 量 (μ F)	50Hzの場合	40	50	75	100	150	200	250	300	400	500	600	750	900
	60Hzの場合	30	40	50	75	100	150	200	250	300	400	500	600	750

(2) 400V 3相かご形誘導電動機の場合

定格出力(kW)		1.5	2.2	3.7	5.5	7.5	11	15	18.5	22	30	37	45	55
容 量 (μ F)	50Hzの場合	10	15	20	30	40	50	75	75	100	125	150	200	250
	60Hzの場合	7.5	10	15	20	30	40	50	75	75	100	125	150	200

3. 電源回路の漏電検出は、漏電継電器を使用する。漏電を検知した場合は、故障表示灯を点灯し警報を発するが、電源回路を自動的に遮断することはしない。
4. 機側操作盤の配線方式は、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 C3307 [600V ビニール絶縁電線(IV)] JIS

C3316 [電気機器用ビニール絶縁電線(KIV)] に規定された電線を使用する。

制御回路に用いる電線の断面積は 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 2mm^2 以上の電線を使用する。

- (2) 盤内の配線は、ダクト配線方式または束線方式とする。特に、ドア開閉など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。
- (3) 配線の接続は丸形圧着端子にて確実に行い、分岐は器具端子、端子台または分岐接続器具にて行う。
- (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、配線端末部には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。また、端子台は、点検・整備時の感電防止としてアクリル透明カバーを設置する。端子は予備として1門につき5端子以上取り付け。

3-9-6 標準回路

機側操作盤の回路は、単純化を図り、安全で確実に作動する構成とし、図3.9.6-1に示す標準回路を原則とする。

【解 説】

1. 機側操作盤の回路は、同一形式の開閉装置であっても設計者または製造メーカーにより、異なる点がある。

そこで、操作方法の統一、信頼性の向上および保守管理の簡易化の基本図としてクレストラジアルゲートの標準回路を示す。

2. 標準回路の設計思想 (クレストラジアルゲート)

- (1) 操作方法是図3.9.6-1による。

i) 機側操作

- ① 主電動機正常時は主電動機の常時回路にて操作
- ② 主電動機が故障した場合は、予備電動機の常時回路にて操作
- ③ 主電動機は正常であるが常時回路が故障した場合は、非常時回路にて操作
- ④ 主電動機が故障し予備電動機の常時回路が故障した場合は、予備電動機の非常時回路にて操作
- ⑤ 非常時回路は寸動運転とする。
- ⑥ 非常停止時は非常停止用電磁接触器を切とする。リセットボタンにて復帰とする。

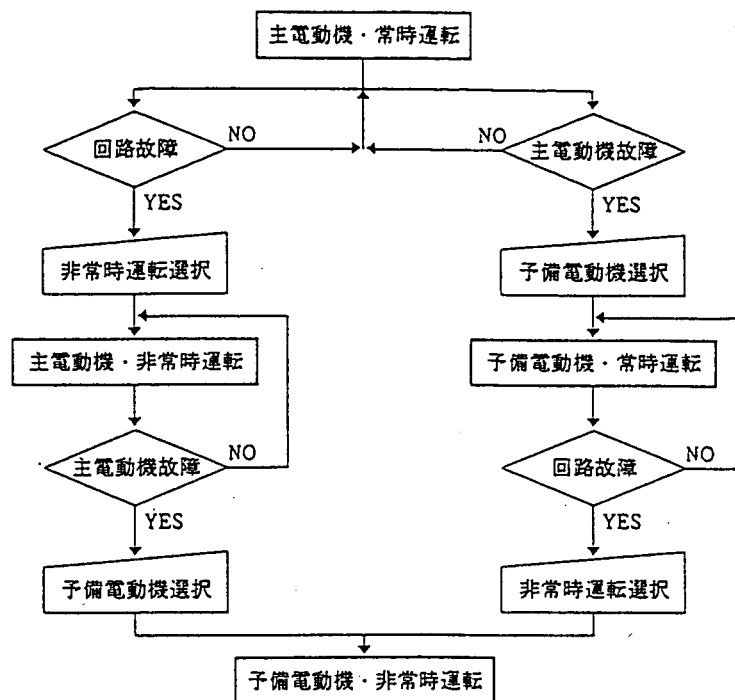


図3.9.6-1 操作モード選択フロー

ii) 遠方操作

- ① 主電動機の常時回路にて操作
- ② 非常停止時は非常停止用電磁接触器を切とする。
復帰は機側操作盤のリセットボタンにより行う。

(2) 保護装置および保護機能は、表3.9.6-1による。

表3.9.6-1 機側操作盤の回路構成

駆動部の切換	操作方法の切換	操作場所	操作方法	保 護 装 置							保護機能	
				非上	常限	全開	ロープ過負荷	全閉	ロープ弛み	開・閉インターロック	3 E	非常
主電動機	常時運転回路	機関遠方	開、閉、停止の操作	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	非常時運転回路	機関	開、閉の寸動操作	—	—	—	—	—	○	○	—	—
予備電動機	常時運転回路	機関	開、閉、停止の操作	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	非常時運転回路	機関	開、閉の寸動操作	—	—	—	—	—	○	○	—	—

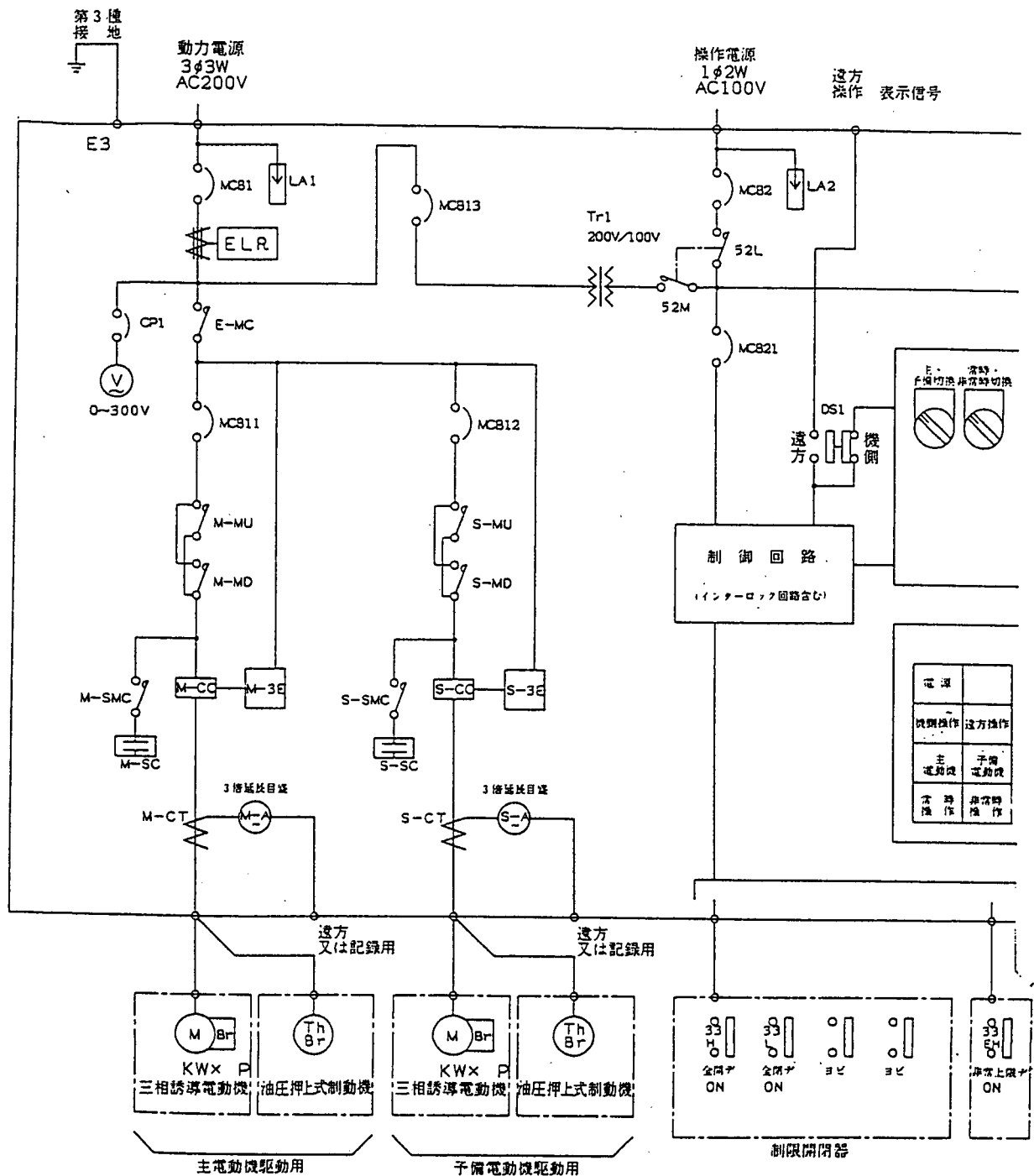
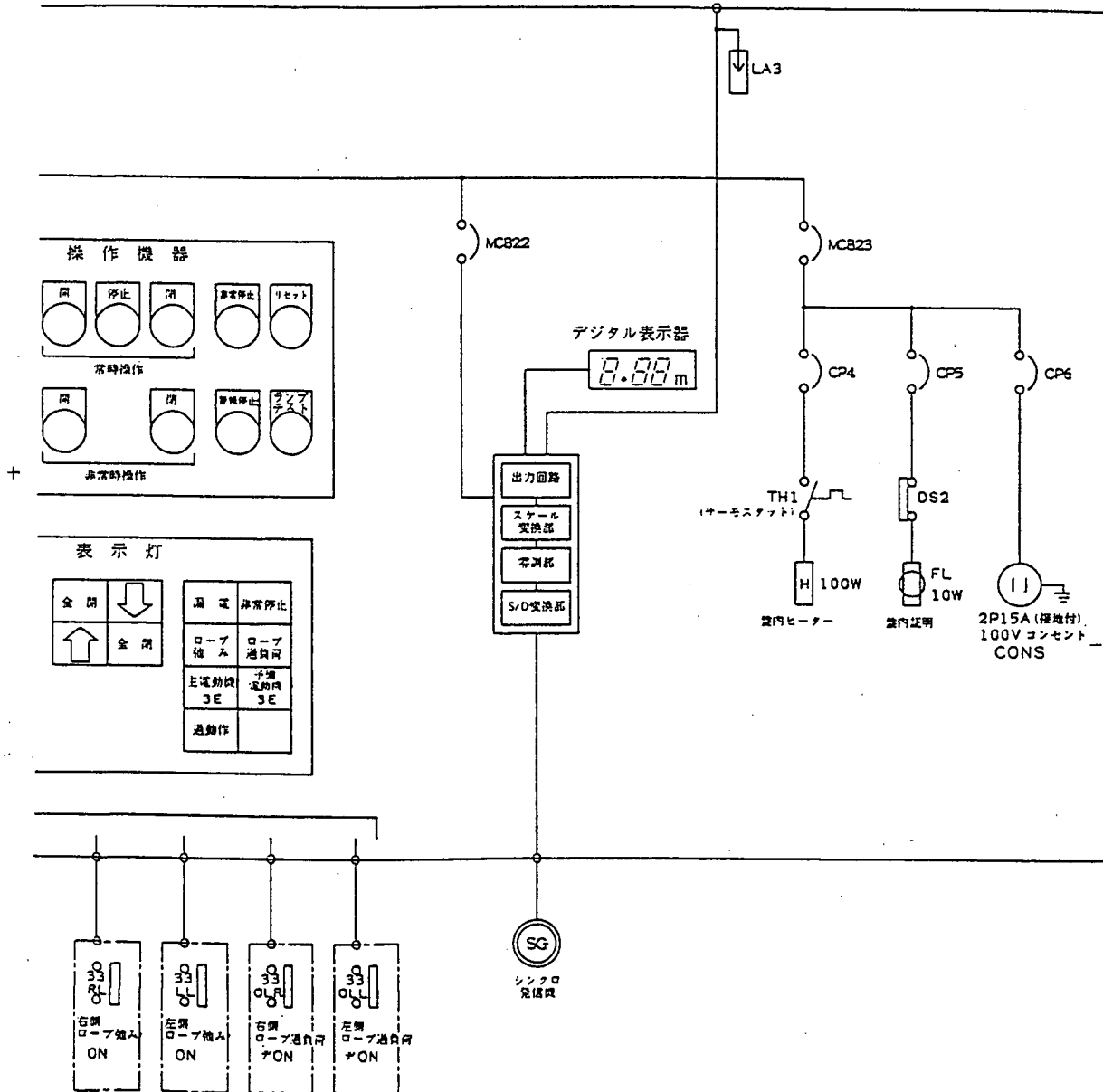


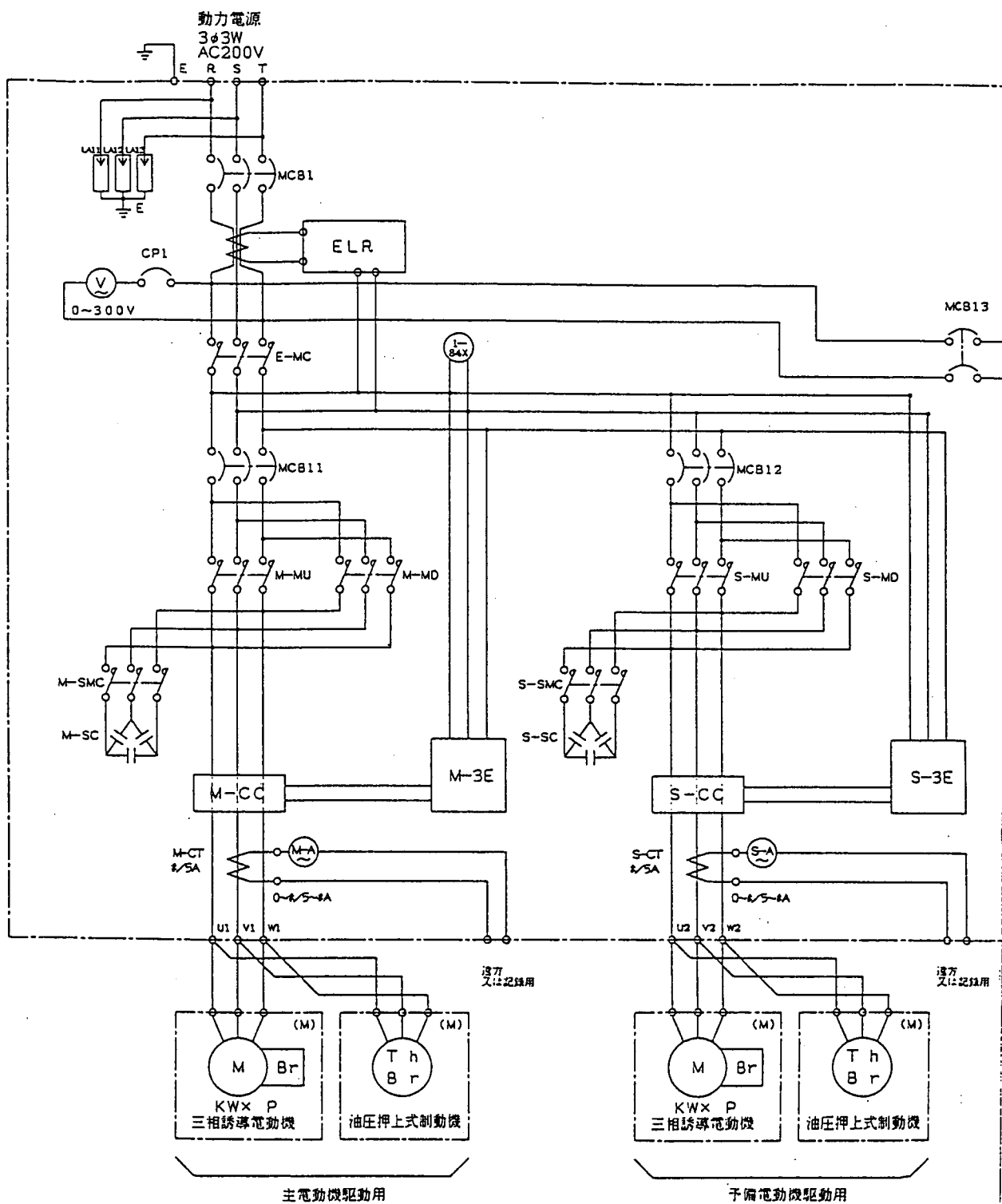
図3.9.6-2 クレスト

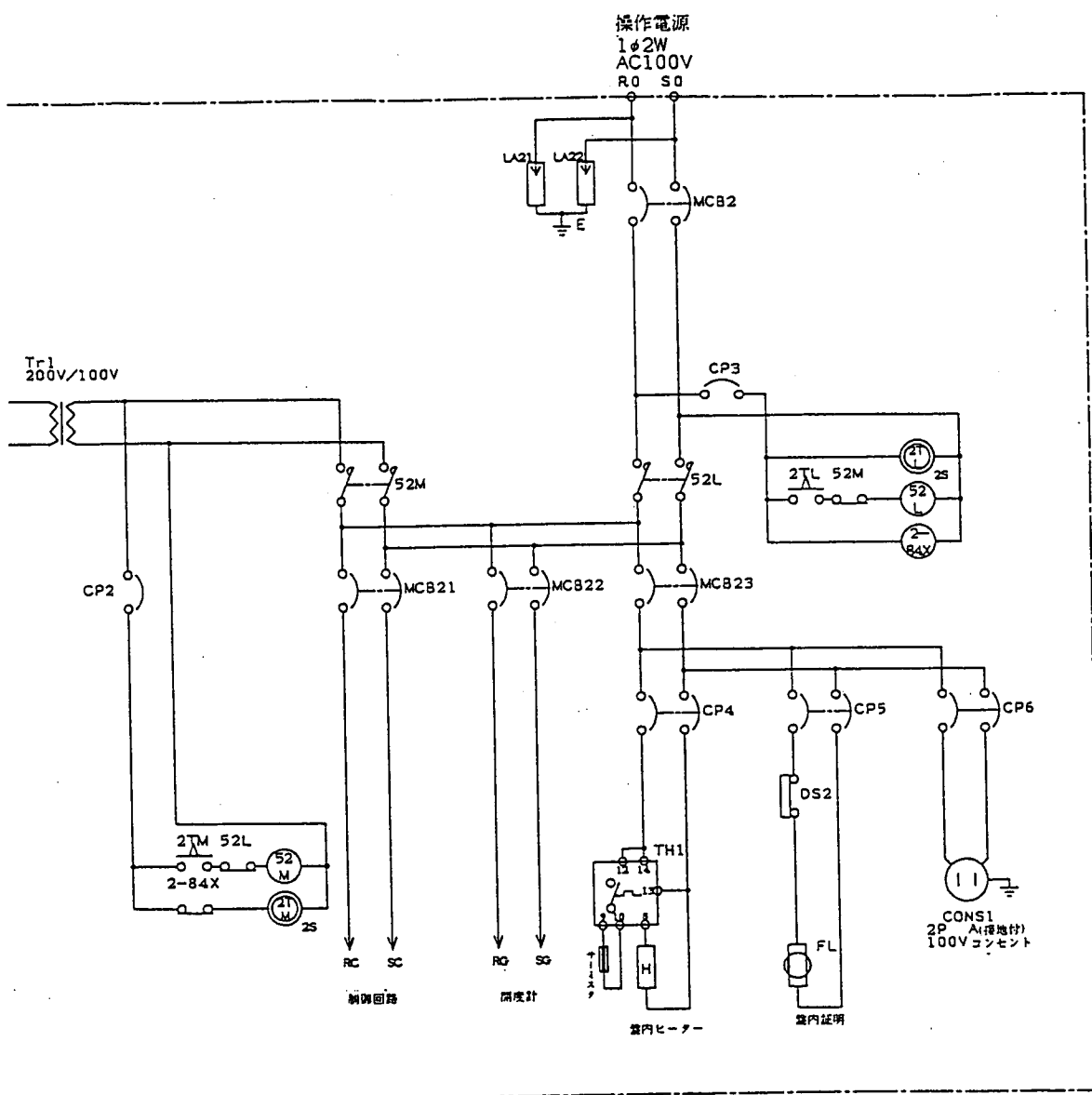
遠方
又は記録用

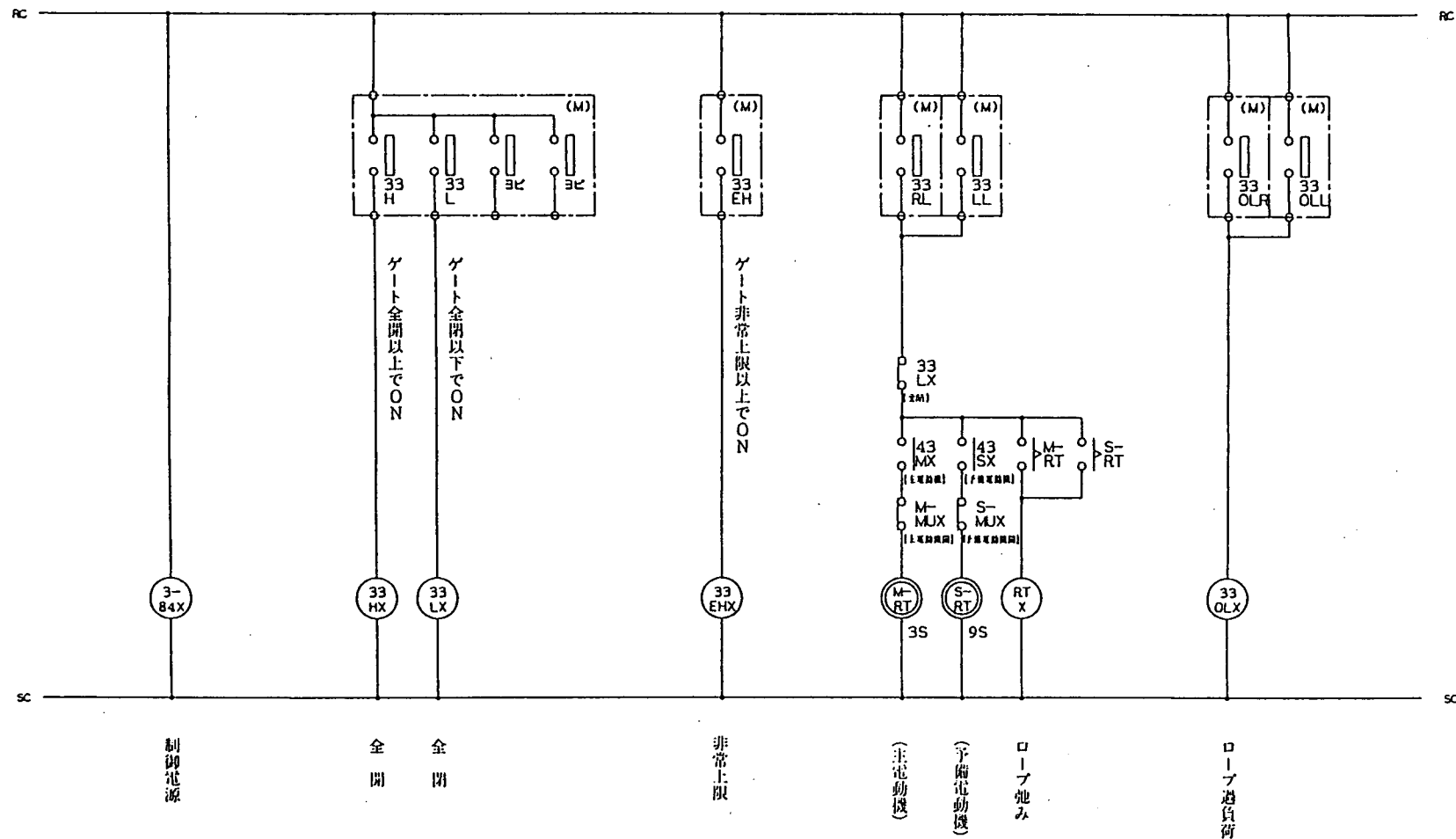


【単線結線図】 SHEET No 00

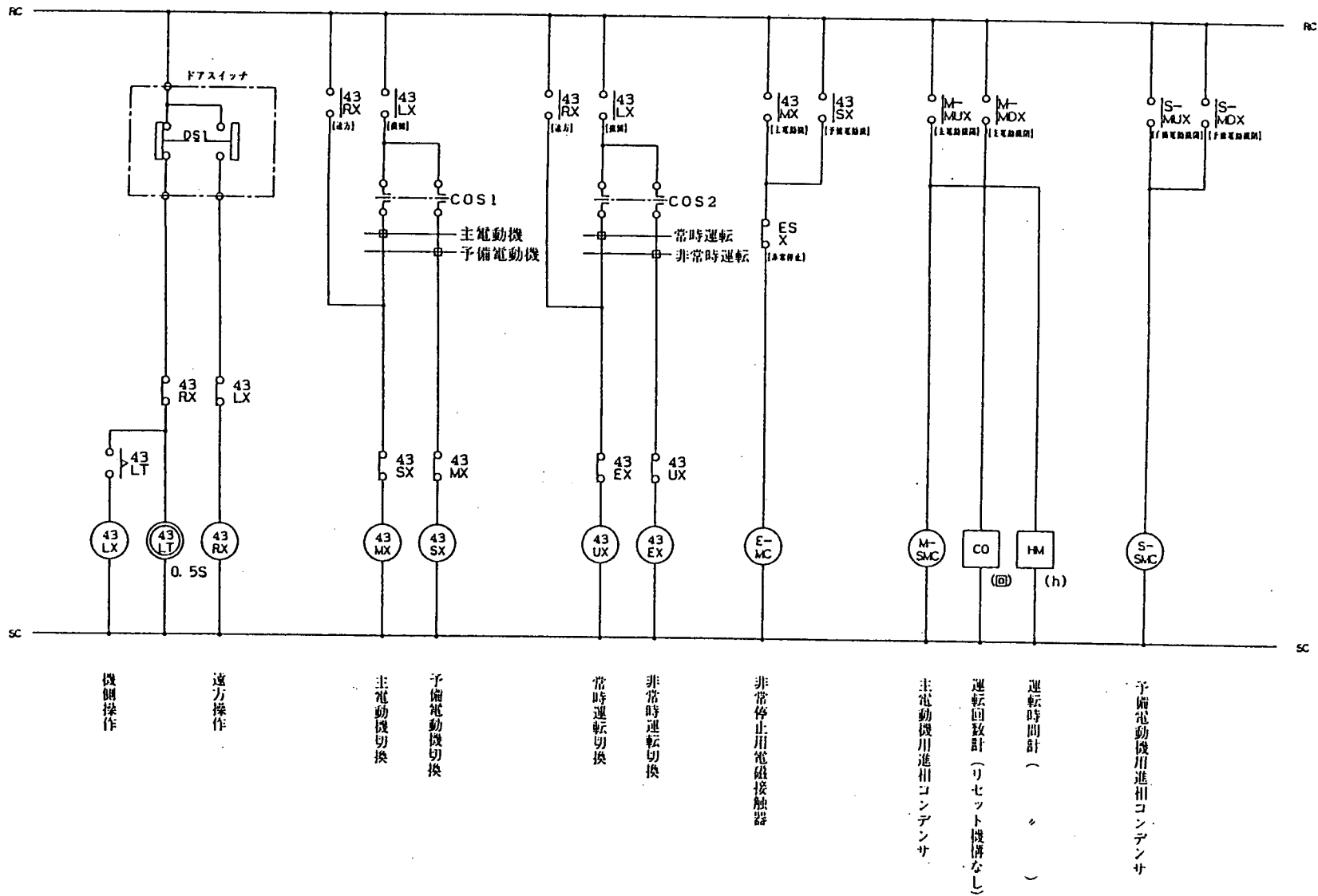
ゲート標準回路





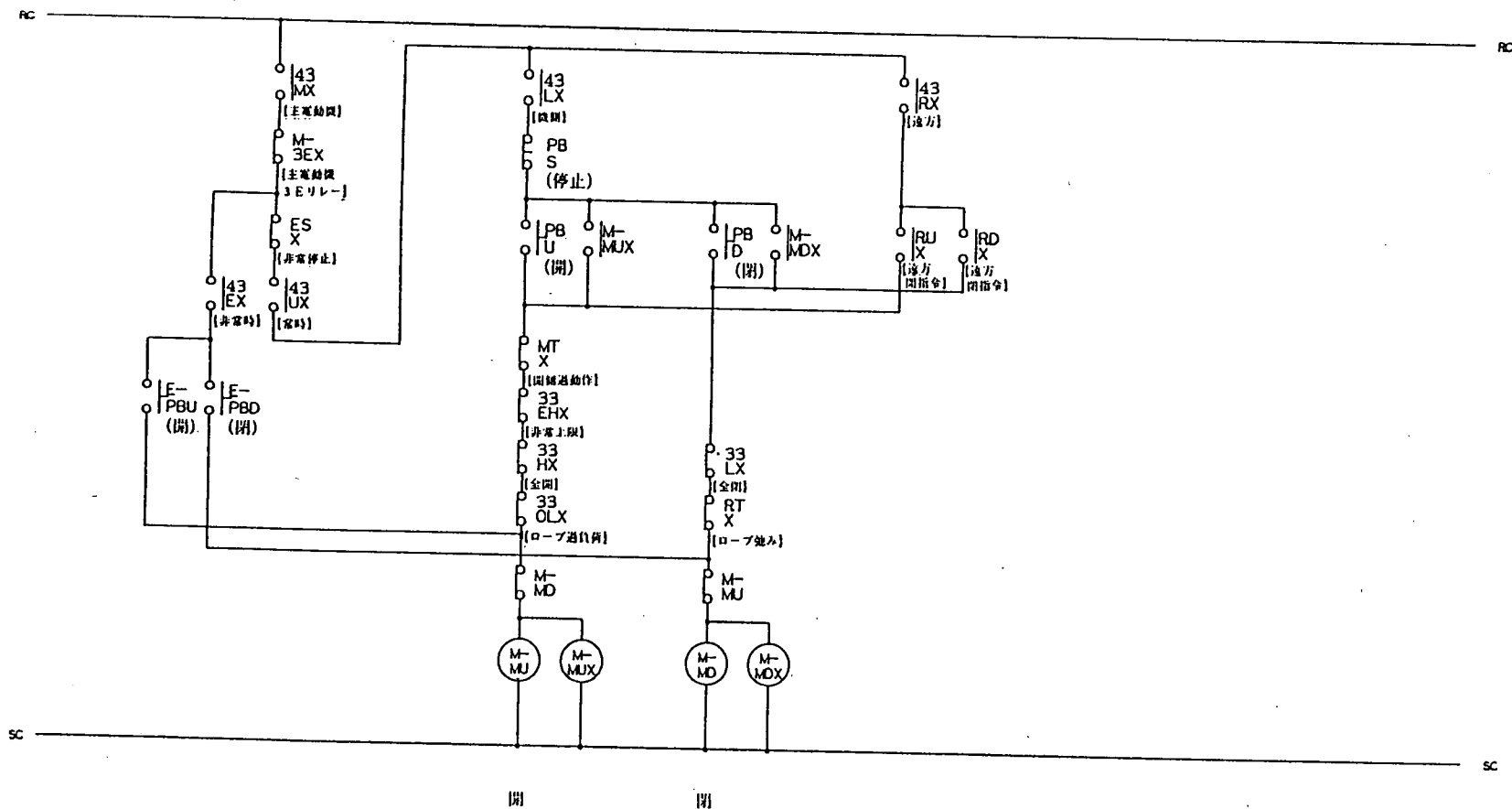


注記 M-RT, S-RTのタイマ設定値は、主電動機および予備電動機の揚速により決定する。



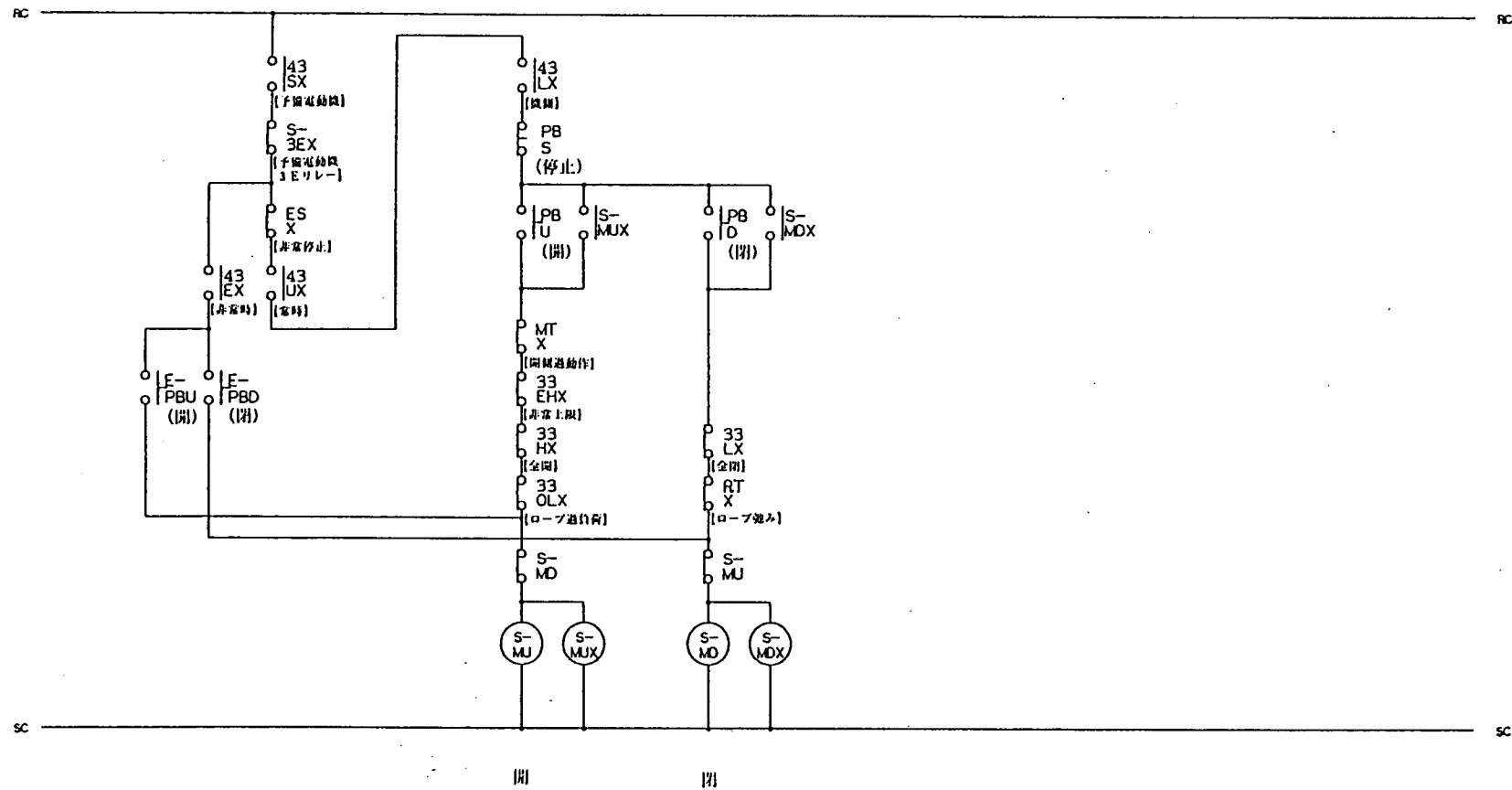
【操作切换】

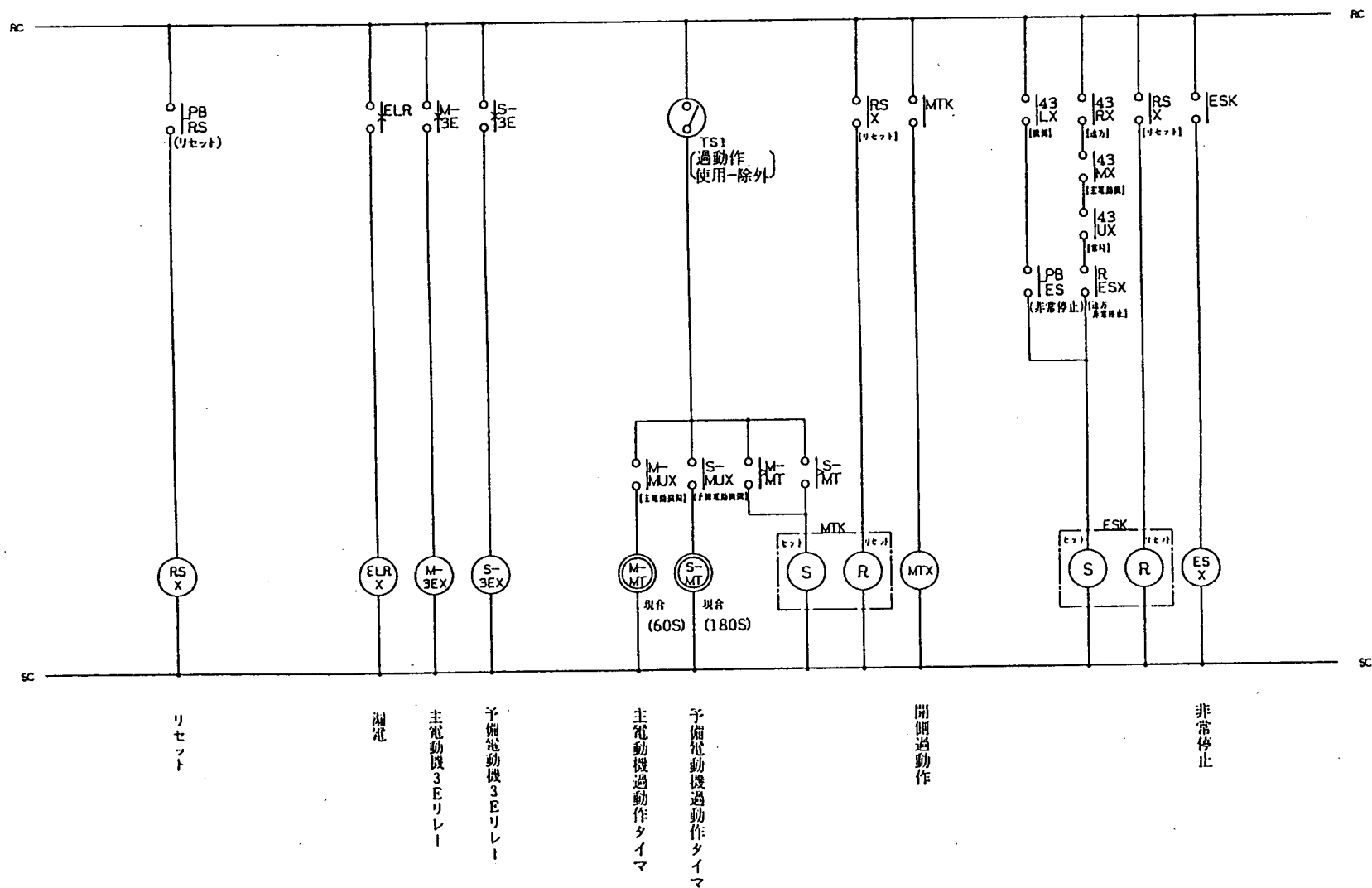
SHEET No	11
----------	----

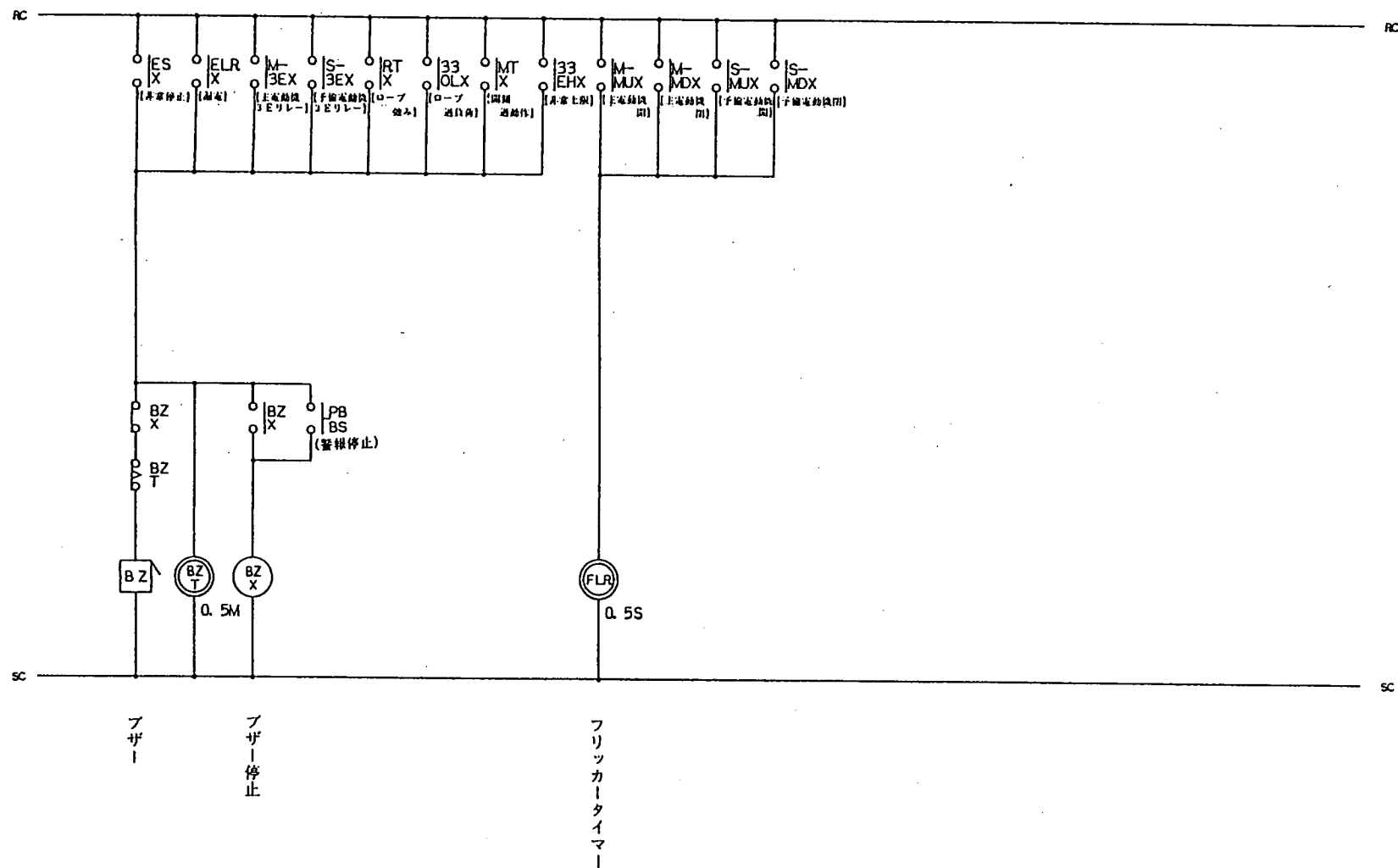


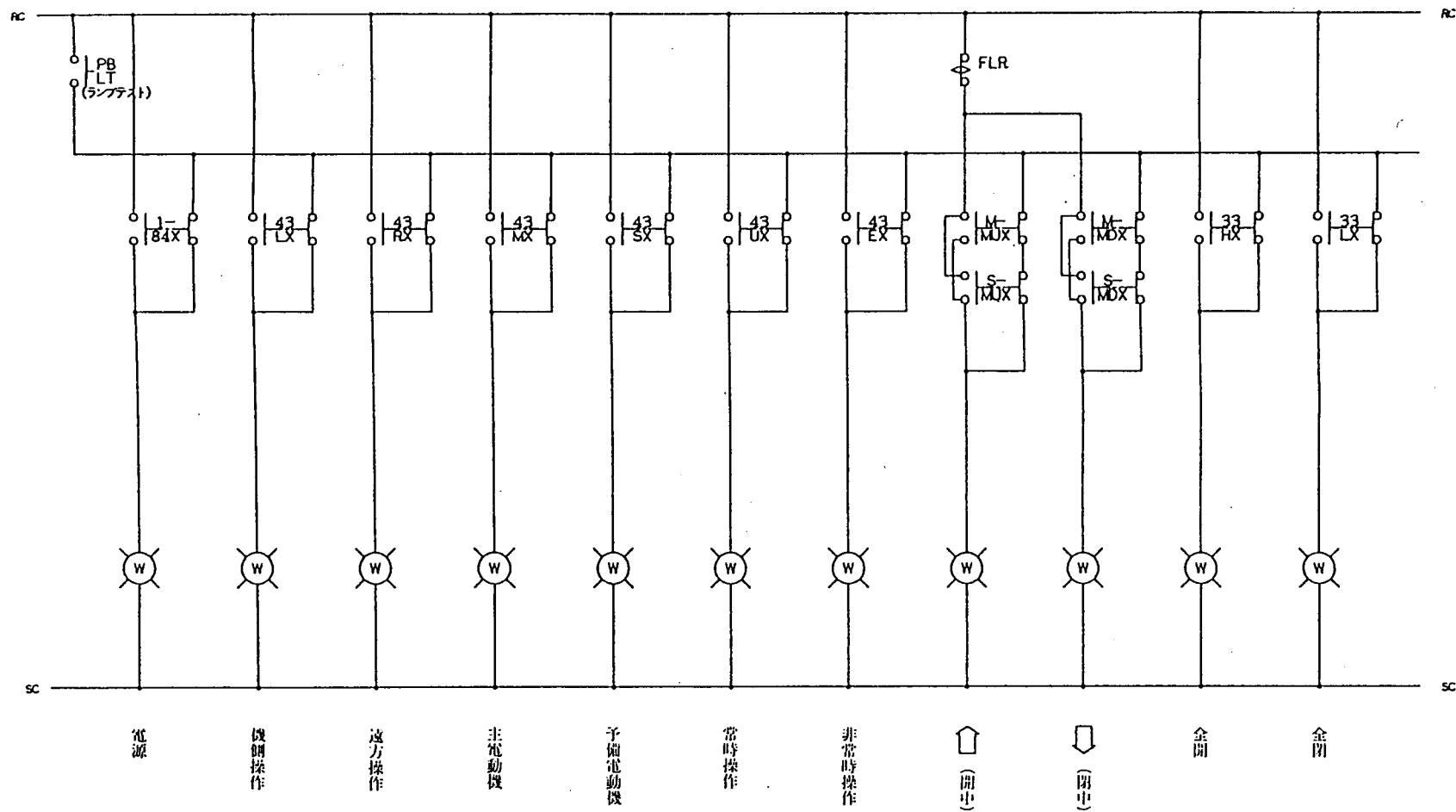
K-BA90-0025

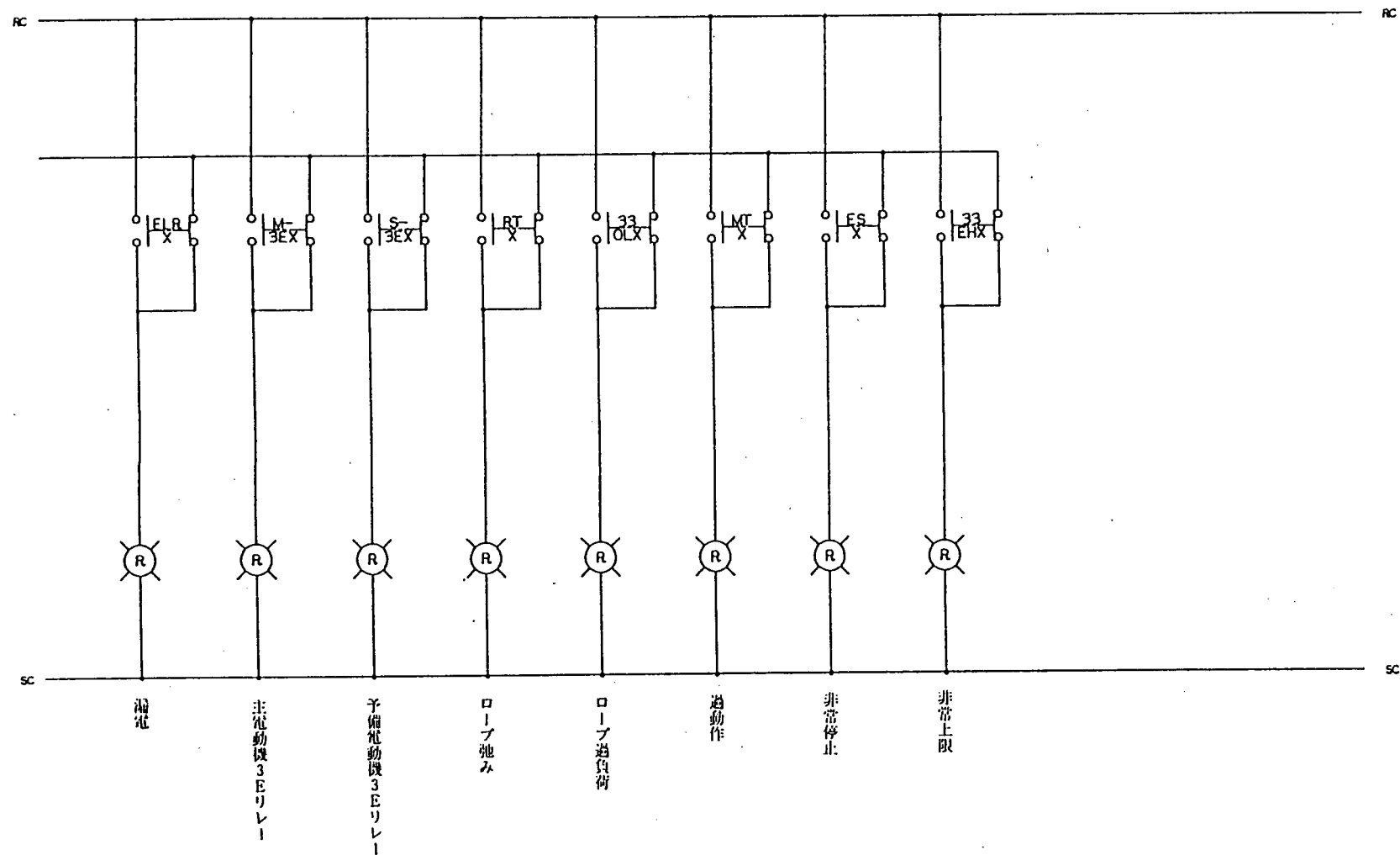
【主電動機操作回路】 SHEET No 12

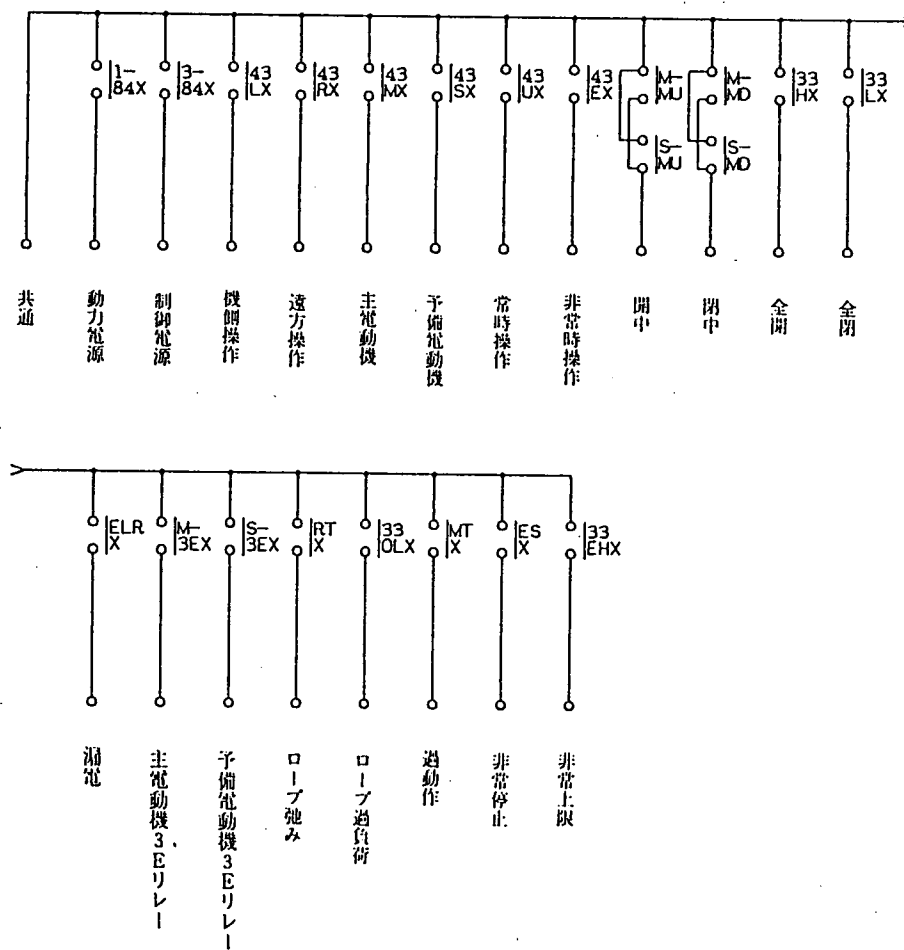
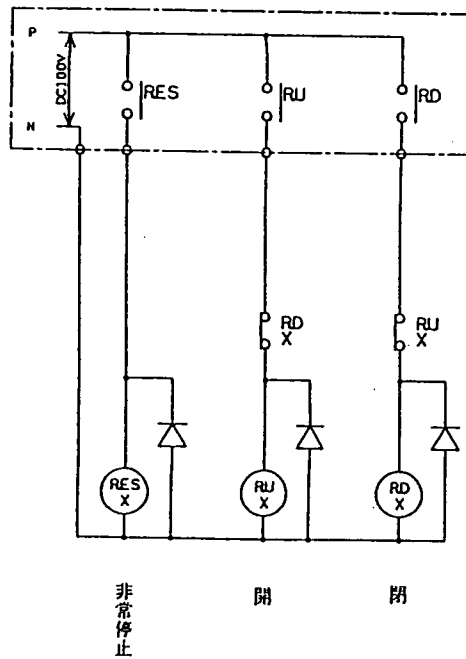


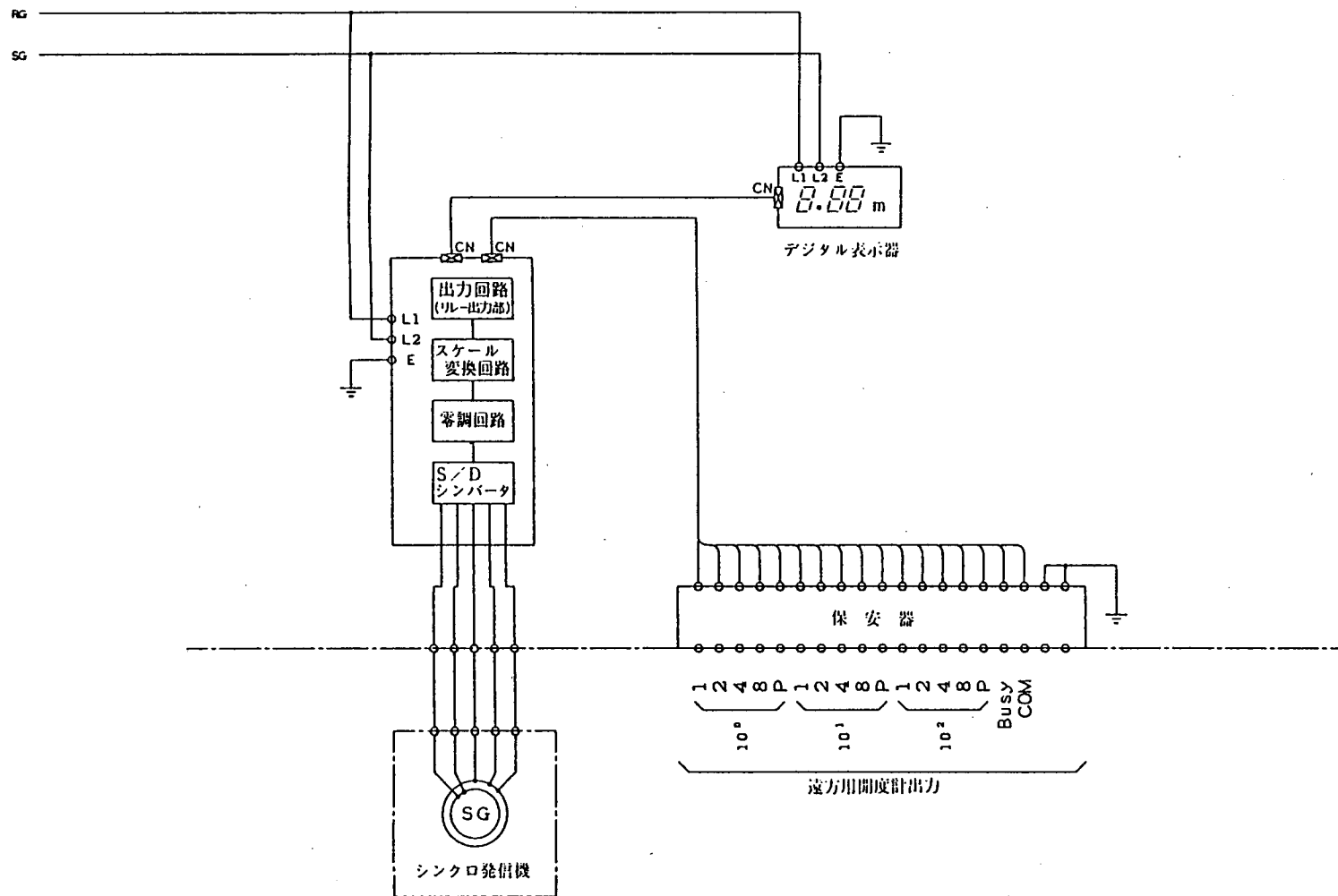












3-10 開 度 計

3-10-1 基 本 事 項

1. ゲート設備には、機側に機械式開度計を設置する。
2. 機械式開度計の設置場所および指針面は、機側操作盤の操作場所から容易に視認できる位置とする。
3. 電気式開度計は、原則としてクレストゲート、選択取水ゲートの機側操作盤に設置し、デジタル表示とする。

【解 説】

1. ゲート設備で使用する開度計は次のとおりとする。

開度計—
—機械式開度計（機械部品の構成で検出する装置）
—電気式開度計（発信器、変換器、指示計等電気信号にて検出する装置）

機械式開度計は、機構が単純で信頼性の高いものを設置する。

電気式開度計は、開度の遠方監視、記録および流量制御を目的として設置する。

2. 機械式開度計はゲート操作を行いやすく、調整および点検が容易な場所に設置する。
3. 開度計の選定

ゲート設備は、設置場所、使用目的、使用条件等により種類および形状が多岐にわたるため、開度計は測定範囲、必要とする精度および監視、制御の目的を配慮して選定する。

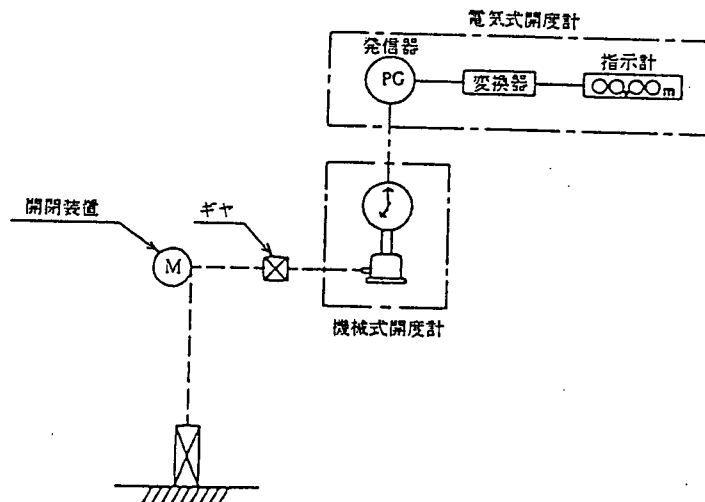


図3.10.1-1 機械式開度計と電気式開度計の区分

3-10-2 機械式開度計の形式選定

機械式開度計の形式は、表3.10.2-1を標準とする。

表3.10.2-1 機械式開度計の形式選定

ゲートの設置目的	扉体の軌道	ゲートの適用	ドラムの巻層数	機械式開度計の形式		
				軸直結式		メッセンジャワイヤ式
				1針	2針	2針
流量調節 低水放流	円弧	クレストラジアルゲート	—	○	—	○
	直線	クレストローラゲート 予備ゲート 選択取水ゲート	1層巻	—	○	—
			多層巻	—	—	○
閉塞	直線	修理用ゲート	1層巻	○	—	—
			多層巻	○	—	—

【解説】

1. 機械式開度計の形式

検出方式——軸直結式：開閉装置の軸の回転数を開度に変換する機構
 ——メッセンジャワイヤ式：扉体の移動量をメッセンジャワイヤで巻き取り、開度に変換する機構

開度表示方式——ダイヤルインジケータ式——1針式
 ——2針式

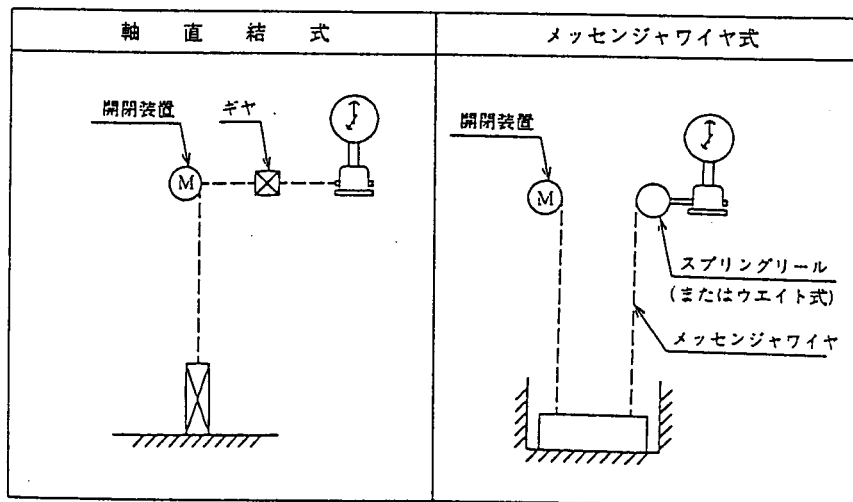


図3.10.2-1 機械式開度計の形式

2. 形式選定

機械式開度計の検出方式は、機構が単純で信頼性の高い軸直結式を標準とし、ゲートの設置目的により必要精度を考慮し、1針式または2針式を選定する。

扉体の軌道が円弧状のゲートや、ドラム巻層数が多層巻の開閉設置で精度を必要とするゲート

3. 測定範囲と開度計目盛

表2.10.2-2 測定範囲と最小目盛

開度計指針		最小目盛刻み巾の目安		
1 針 式	最小刻み角度 1.8° 最大目盛角度 270°	の場合	刻み巾	最大計測範囲
			1 cm	1.50 m
			5 cm	7.50 m
			10 cm	15.00 m
			50 cm	75.00 m
2 針 式	短針—全揚程／270° 長針—1 m／360° — 1 cm 刻み			

表3.10.2-3 開度目盛の表示方法

用 途	表 示 方 法
閉 塞（全開，全閉操作）	ストローク長さ
流 量 調 節	ストローク長さ
表面取水，中間取水	標高（E L）またはストローク長さ

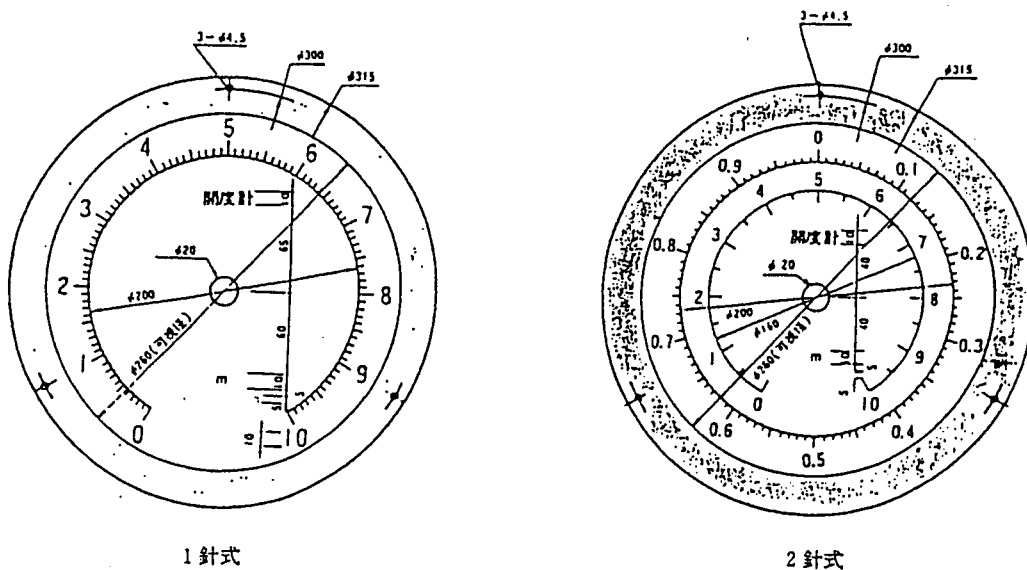


圖3.10.2-2 機械式開度計目盛板

3-10-3 電気式開度計の形式選定

電気式開度計の形式は表3.10.3-1を標準とする。

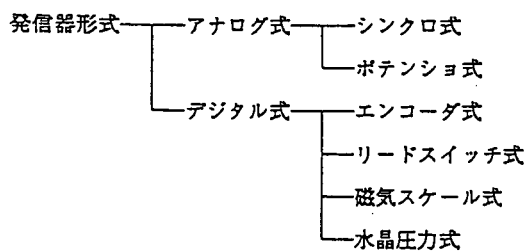
表3.10.3-1 電気式開度計の形式選定

ゲートの設置目的	扉体の軌道	ゲートの適用	ドラムの巻層数	電気式開度計の形式				
				検出方式	開閉接点回転量検出式		メツセンジャワイヤ式	扉体回転角度検出式
				表示方式	アナログ	デジタル	デジタル	デジタル
				発信器形式	シンクロ	エンコーダ	エンコーダ	シンクロ
流量調節 低水放流	円弧	クレストラジアルゲート	—		—	—	—	○
	直線	クレストローラゲート	1層巻		—	○	—	—
		干備ゲート 選択取水ゲート	多層巻		—	—	○	—
閉塞	直線	修理用ゲート	1層巻		○	—	—	—
			多層巻		○	—	—	—

【解説】

1. 電気式開度計の種類

電気式開度計は、発信器、変換器および表示器により構成し発信器の形式により次に示すように大別される。表3.10.3-2に電気式開度計の種類を示す。



2. 形式選定

(1) 全開、全閉操作のゲートで機械式開度計が見にくい場合は、機側操作盤にアナログ式開度計を設置する。

(2) デジタル式開度計は、機側操作または遠方操作で流量調節、水位調節を行うゲートや遠方監視および記録を行うゲートに使用する。

電気式開度計の設置例を表3.10.3-3～5に示す。

(3) 電気式開度計の発信器は、設置環境を考慮し原則として機械式開度計に内蔵する。

クレストラジアルゲートのような扉体の軌道が円弧を描くゲートで必要精度が確保できない場合は、機械式開度計とは別に電気式開度計の専用設置を検討する。

表 3.10.3-2 電気式開度計の種類

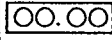
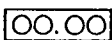
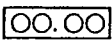
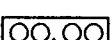
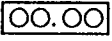
検出機構	発 信 器		伝 送 原 理	精度	検 出 範 囲 制 限 事 項	表 示 器		変 換 器	外部への 出力信号	設 置 方 法	適 用
	形 式	信号形態									
軸直結式またはメッセンジャワイヤ式	シンクロ	アナログ	電圧トルク	粗	入力軸回転 270°以下 全揚程	アナログ		不 用	シンクロ	機械式開度計に発信器を内蔵	全開、全閉のゲート
				精		デジタル		S/I S/D	4~20mA 無電圧接点		
				精	特になし 入力軸回転数 多回転 全揚程	アナログ		不 用	シンクロ	機械式開度計に発信器を内蔵	開度制御を行うゲートで機側表示として使用
	ポテンショ	アナログ	摺動抵抗	粗	入力軸回転 270°以下 全揚程	アナログ		R/I	4~20mA		全開、全閉のゲート
						デジタル		R/I A/D	無電圧接点		
	エンコーダ	デジタル	無電圧接点	精	特になし 入力軸回転数 多回転 全揚程	デジタル		不 用	無電圧接点	機械式開度計に発信器を内蔵可能 専用設置	開度制御を行うゲート
直接検知式	リードスイッチ	デジタル	磁石とリードスイッチ 無電圧接点	精	0~5m/1本	デジタル		専用コード	無電圧接点	専用設置	開度制御を行うゲート
	磁気スケール	デジタル	近接スイッチ 無電圧接点	精	0~20m	デジタル		専用コード	無電圧接点	専用設置	
	水晶	デジタル	圧力/無電圧接点	精	扉体回転角 65°以内	デジタル		専用コード	無電圧接点	専用設置	

表 3.10.3-3 電気式開度計の適用例

項 目	開閉装置回転量検出式	扉体移動量(メッセンジャワイヤ式)	リードスイッチ検出式
概 要	ゲート(またはバルブ)と結合している開閉装置から開度計結合軸を介してゲート(またはバルブ)の移動を回転量として検出し、この回転量をアナログまたはデジタル発信器により電気信号として取り出す。	ゲート(またはバルブ)本体に取付けられた開度計専用メッセンジャワイヤとプーリを介して、ゲート(またはバルブ)の移動を回転量として検出し、この回転量をアナログまたはデジタル発信器により電気信号として取り出す。	戸当り側の測定柱にはリードスイッチが等間隔に並んでおり、一方ゲートには永久磁石が取付けられている。ゲートが移動すると磁石に対応したリードスイッチがONの状態になり、各点の開度をコードでデータ処理をした後、デジタル信号として取り出す。
構 成 図	・アナログを電気的にデジタル変換し表示することも可能	・カウンタウエイトをスプリングリール又は電動リールすることも可能	・DC12V ・AC100V
適 用	開度精度を余り必要としない大、中、小揚程の水門扉で開閉動作が直線状のもの。 ダム; 修理用ゲート(バルブ) 堰等; 洪水吐き, 土砂吐き, 船通し開門, 防潮水門, 防潮用ゲート	開度精度を必要とする大、中、小揚程の水門扉で開閉動作が直線状のもの。 ダム; 洪水吐き, 選択取水ゲート 堰等; 洪水吐き, 調節, 船通し開門用ゲート	開度精度を必要とする小揚程の水門扉で開閉動作が直線状のもの。 ダム; 洪水吐きゲート(バルブ) 堰等; 洪水吐き, 調節, 船通し, 開門用ゲート
測定範囲	0~100m	0~100m	0~5m/測定柱1本(中揚程には数本組合せ可能)
総合精度	0~10m(±5cm程度)/0~50m(±25cm程度)/0~100m(±50cm程度)	0~10m(±2cm程度)/0~50m(±10cm程度)/0~100m(±20cm程度)	±1cm程度
機 器 使用条件	-15℃~+55℃(屋内・屋外)	-15℃~+55℃(屋内・屋外)	-10℃~+55℃(屋内・屋外)
出力方式	シンクロ発信器・ポテンシオメータ; アナログ A/D発信器; デジタル	シンクロ発信器・ポテンシオメータ; アナログ A/D発信器; デジタル	デジタル
留 意 点	① ワイヤロープが多層巻になると開度精度が悪くなるため注意が必要である。(不等分目盛の採用等考慮する。) ② 結合軸のバックラッシュ等により誤差を生じやすいため、機械的精度を高くする必要がある。	① メッセンジャワイヤの風や水流による影響を防止する必要がある。 ② カウンタウエイトの絡みや引掛かりを防止するためスプリングリール式が望ましい。	① 測定柱と磁石間の垂直度に注意して据付る必要がある。 ② 測定柱と磁石間の異物の噛み込み防止が必要である。 ③ 屋外設置は極力避けることが望ましい。 屋外の場合、凍結防止の考慮が必要である。
特 徴	① 機構が簡単で保守点検が容易である。 ② 各種発信器(信号出力機構)との組合せが容易である。 ③ ワイヤロープが多層巻の場合は不向きである。	① 比較的機構が簡単で検出精度を高くできる。 ② 各種発信器(信号出力機構)との組合せが容易である。 ③ ゲートの移動量を直接検出できる。	① ゲートの移動量を直接検出するため精度が高い。 ② 故障検知, エラーチェック機能が充実している。 ③ 数本を組合せても精度がかわらない。(但し据付精度が必要) ④ 戸当りおよびゲートへの取付が大掛かりになり保守点検が困難となる。

表 3.10.3-4 電気式開度計の適用例

項 目	扉体回転角度検出式	磁気スケール検出式	扉体移動量(メッセンジャワイヤ式)
概 要	ゲートトラニオン軸部で、ゲートの移動を回転角としてシンクロ発信器で検出し、このアナログ信号を演算器でデジタル及び垂直開度変換を行い、デジタル信号として取り出す。	ゲートに取付けられた開度測定板には符号化された金属片が配列されており、ゲート移動を検知器で直接読み取り、コーダでデータ処理した後、デジタル信号として取り出す。	ゲートのスキンプレートにメッセンジャワイヤを設置して、ゲート移動を円弧長で検出し、垂直開度に変換し、A/D発信器の回転量をデジタル信号として取り出す。
構成図			
適 用	開度精度を必要とし開閉動作が円弧状のもの ダム：洪水吐きラジカルゲート 堰等：調節、魚ゲート(起伏、ドロップ、セクタ)	開度精度を必要とし開閉動作が円弧状のもの ダム：洪水吐きラジカルゲート	開度精度を必要とし開閉動作が円弧状のもの ダム：洪水吐きラジカルゲート
測定範囲	0~20m	0~20m	0~9.99m(実開度)
総合精度	ゲート半径R：10m以下(±3cm程度)/20m以下(±6cm程度)	±2cm程度	±5cm程度
機 器 使用条件	-15℃~+50℃(屋内・屋外)	-15℃~+55℃(屋内・屋外)	-15℃~+55℃(屋内・屋外)
表示方式	デジタル	デジタル	デジタル
留 意 点	① トラニオン軸と発信器の芯出しに注意する。 ② 発信器附近には点検のため作業台を設ける必要がある。 ③ 垂直開度変換を行う場合、ゲート敷底面から垂直表示か鉛直表示かの検討が必要である。	① 開度測定板と検知器間の垂直度又は、平行度に注意して据付る必要がある。 ② 測定板と検知器間の異物の噛み込み防止が必要である。 ③ 直接風雨にさらされる場所への設置は極力避けることが望ましい。その場合、凍結防止の考慮が必要である。 ④ 垂直開度変換を行う場合、ゲート敷底面から垂直表示か鉛直表示かの検討が必要である。	① メッセンジャワイヤの風や水流による影響を防止する必要がある。 ② 垂直開度変換を行う場合、ゲート敷底面から垂直表示か鉛直表示かの検討が必要である。
特 徴	① 機構が比較的簡単で保守点検、調整が容易である。 ② 演算器の分解機能が高いため高精度である。	① ゲートの移動量を直接検知するため精度が高い。 ② 故障検知、エラーチェック機能が充実している。 ③ ゲートへの取付が大掛かりになり保守点検が困難となる。 ④ 電子部品が屋外に出るため、周囲条件(温度、湿度、振動等)による耐久性に不安がある。	① 垂直変換が機械式であり、信頼性が高い。 ② 無電源方式で連続測定が可能である。 ③ ゲートへの取付が大掛かりになり機構が複雑となる。

表 3.10.3-5 電気式開度計の適用例

項 目	水 晶 圧 力 式		
概 要	開度計センサーがゲートの回転に追従することから、検知器の垂直距離が変化し、圧力センサーで検出される。この圧力の変化を変換器で測定し、開度信号を外部に出力する。		
構 成 図			
適 用	開度精度を必要とし開閉動作が円弧もの ダム；ラジアルゲート 堰等；起伏ゲート		
測定範囲	ゲート回転角65°以内		
総合精度	± 1 cm程度		
機 器 使用条件	-15℃～+55℃		
出力方式	デジタル		
留 意 点	① 変換器にゲート停止信号を入力データをロックする必要がある。 ② センサー角度を5°～70°の範囲内とする。		
特 徴	① 駆動部分のどの位置に取り付けても適正開度が計測できる。 ② 最大2 kmの遠隔監視が可能。 ③ 水晶発振式圧力センサーを使用しているため、高精度である。		

3-10-4 設置環境条件

開度計は、保守管理が容易な場所に設置する。

【解 説】

1. 機械式開度計は、防雨形構造とし、湿気等による透明ガラスのくもりどめ対策として円形カバーに外気との通気孔を設ける等の対策が必要である。
2. メッセンジャワイヤ式のロープ材質はステンレス製とし、全揚程に対し規定のロープ張力がかかるよう調整が必要である。また、ロープの設置場所は、風雨、水流等の影響を受けにくい戸溝内とすることが望ましい。
3. 電気式開度計の構成機器は、電子部品が多く湿度、雷等の影響を受けやすいため、除湿用ヒータおよび保安器の設置が必要である。

特に開度演算器・信号分配器は、防塵、防湿、防雨構造の機側操作盤内に収納する。機側操作盤に収納できない場合は、機側操作盤に準拠した構造の箱体に収納する。

3-11 休止装置

3-11-1 休止装置の目的および形式

1. 休止装置は、点検・整備時に扉体を休止させるために設ける。
2. 休止装置の操作方法是、手動式を標準とする。
3. 休止装置の形状は、フック形状を標準とし、材質は鋼板構造を標準とする。
4. 休止装置は、確実に休止、離脱（休止開）ができる構造とする。

【解 説】

1. 開閉装置および扉体を点検・整備するためには、安全上休止装置を設ける。
クレストゲートは、扉体を全閉状態として、開閉装置および扉体を点検・整備できる場合は、休止装置を設けなくて良い。
2. 休止装置の操作方法是、手動式を標準とするが、操作性を考慮して無動力式または、電動式としても良いものとする。ただし、電動式とした場合は手動操作ができる構造とする。
3. 休止フックは鋼板構造または、鍛造構造の一体構造とし、休止フックの取付部（ピン）の軸受けはオイルレスメタルを使用した構造とする。
4. 休止装置の種類
 - (1) 駆動方式
 - ① 手 動 式……………人力により休止フックを着脱操作する。
 - ② 無 動 力 式……………扉体の動きにより休止フックが自動的に着脱する。
 - ③ 電 動 式……………電動により休止フックを着脱操作する。
 - (2) 形 式

- ① フック引掛式………扉体付休止用ピンなどにフックを引掛けゲートを休止させる。
 扉体付フックなどに休止用ピンを引掛けゲートを休止させる。
 ハンマ形状のフックを90度回転させて、休止用ブラケットにフック
 を引掛けゲートを休止させる。

② ピン挿入式………ゲート端桁に設けた穴にピンを挿入する。

③ レストビーム式………扉体下部に扉体自重を受けるレストビームを渡し休止させる。

5. 各種の形式

(1) フック引掛け式 (手動および電動)

i) 構造説明

① 扉体上部に休止ピンまたは休止フック (釣り針形状) を設け、開閉装置架台から吊り下げられた休止フックまたは休止ピンで扉体を休止する方法。(図3.11.1-1)

② 扉体上部に休止ブラケットを設け、開閉装置架台から吊り下げられた休止フック (ハンマ形状フック) を90度回転させて休止する方法。(図3.11.1-2)

ii) 特徴

- ① 開閉装置室で操作できる。
- ② 休止装置架台は開閉装置フレームと兼用することができる。
- ③ 荷重は開閉装置架台に分散させて受けることができる。
- ④ フック部の塗装が困難である。
- ⑤ 無動力式、手動式、電動式のいずれの操作も可能である。

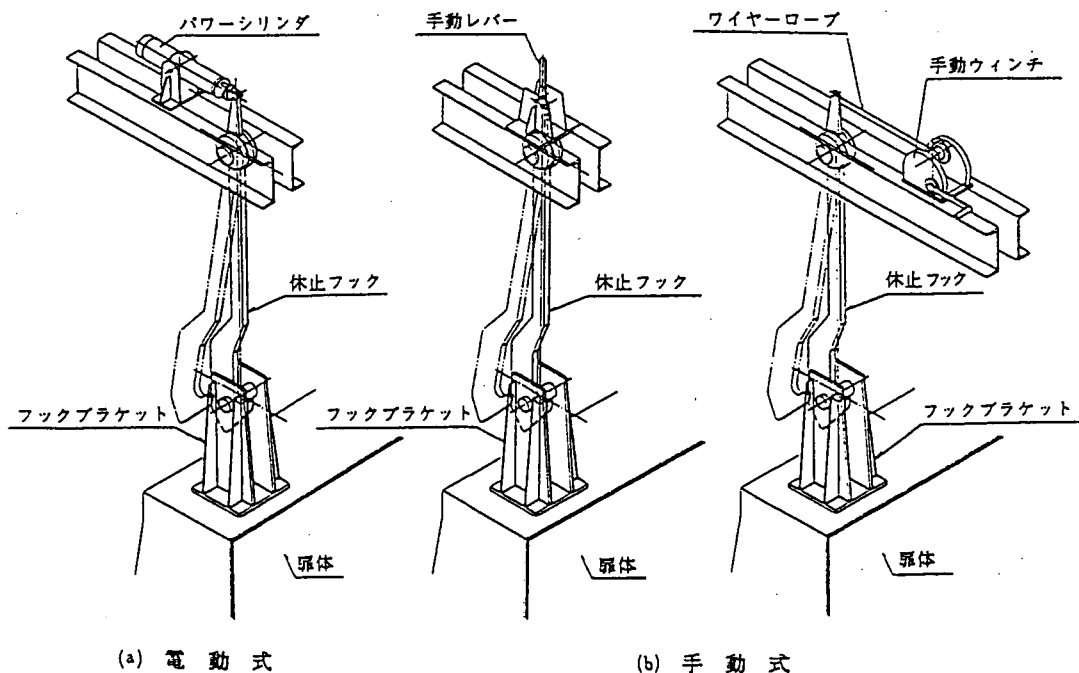


図3.11.1-1 フック引掛け式 (釣り針形状)

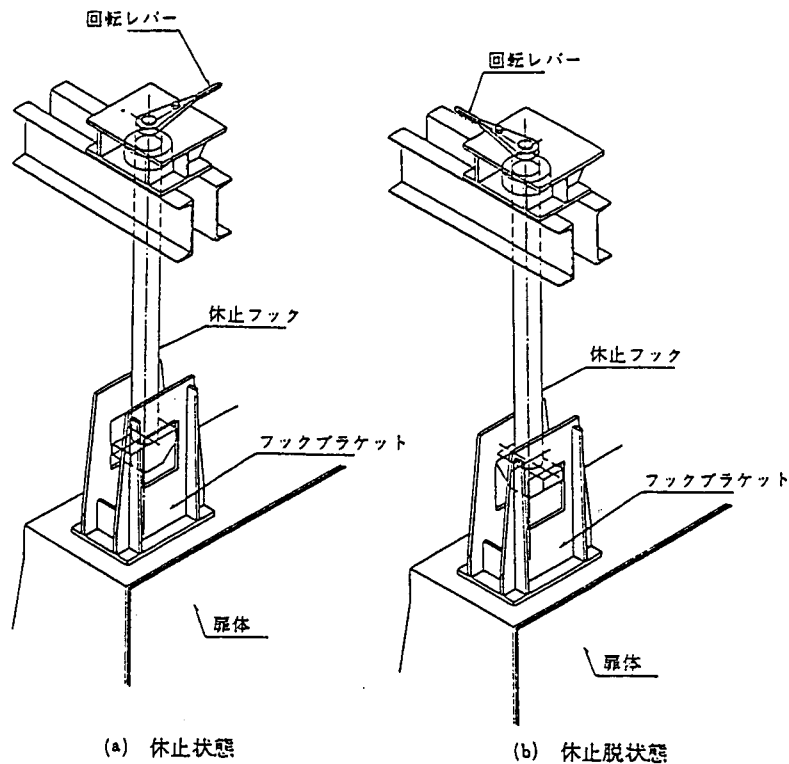


図3.11.1-2 フック引掛け式（ハンマ形状フック）

(2) 自動着脱形式無動力式（自動着脱形式）

i) 構造説明

- ① 扉体上部に休止ピンまたは休止フックを設け、開閉装置架台から吊り下げられた休止フックまたは休止ピンで扉体を休止する方法。（図3.11.1-2）

ii) 特徴

- ① 扉体の上下操作によりフックは自動着脱する。（図3.11.1-3）
- ② 開閉装置架台と共に搬入据付ができる。休止装置架台は開閉装置フレームと兼用することができる。
- ③ 荷重は開閉装置架台に分散させて受けることができる。
- ④ フック部の塗装が困難である。
- ⑤ 操作回路が複雑である。
- ⑥ 揚程が大きくなる。

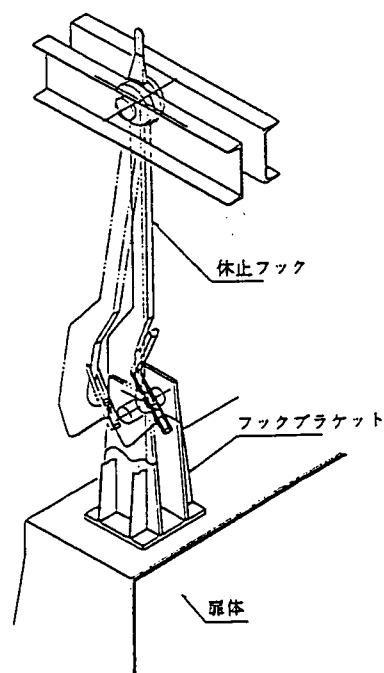


図3.11-3 自動着脱形式

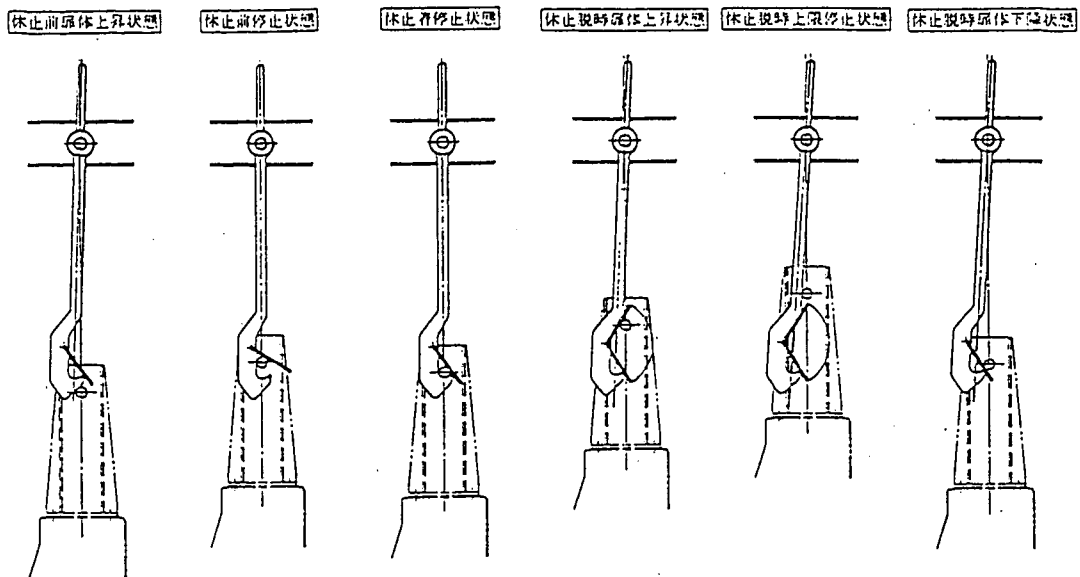


図3.11.1-4 休止フック（無動力式）作動状態図

(3) ピン挿入式

i) 構造説明

左右戸当り付近に休止ピンを設け端縦桁のピン受でピンを支持して、扉体を休止する方法。(図3.11.1-5)

ii) 特徴

- 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 開閉装置架台と別に休止装置架台を設ける必要がある。
- ④ 操作方式は手動式を原則とするが、操作性を考慮して電動式の場合もある。

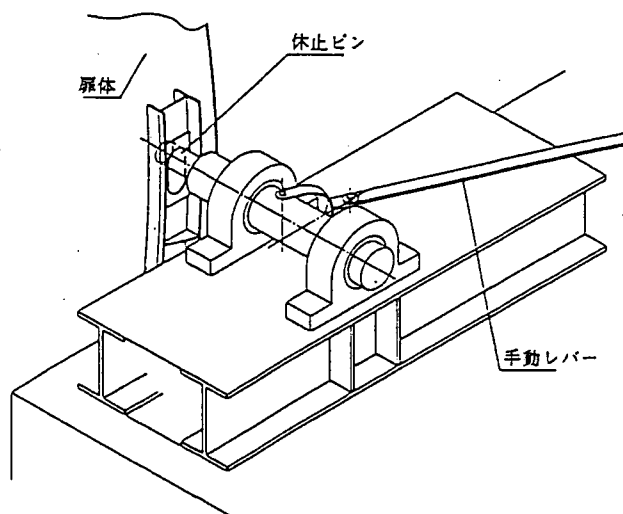


図3.11.1-5 ピン 挿入式

3-11-2 休止装置の設計

1. 休止装置は、扉体重量を、安全確実に保持できる構造とする。

(1) A点の引張応力度は、式 (3.11.1-1) による。

$$\sigma_b = \frac{W}{A_1} < \sigma_s \dots\dots\dots (3.11.2-1)$$

ここに、 σ_b : A点の引張応力度 (kgf/cm²)

W : 休止フック 1 本当たりの扉体可動部重量 (kgf)

A_1 : A点の断面積 (cm²)

σ_s : 許容引張応力度 (kgf/cm²)

(2) B点のせん断応力度は、式 (3.11.2-2) による。

$$\tau_b = \frac{W}{A_2} < \tau_s \dots\dots\dots (3.11.2-2)$$

ここに、 τ_b : B点のせん断応力度 (kgf/cm²)

W : 休止フック 1 本当たりの扉体可動部重量 (kgf)

A_2 : B点の断面積 (cm²)

τ_s : 許容せん断応力度 (kgf/cm²)

(3) C点の合成応力度は、式 (3.11.2-3) による。

$$\sigma_b = \frac{M}{Z_3} + \frac{W}{A_3} < \sigma_s \dots\dots\dots (3.11.2-3)$$

ここに、 σ_b : C点の合成応力度 (kgf/cm²)

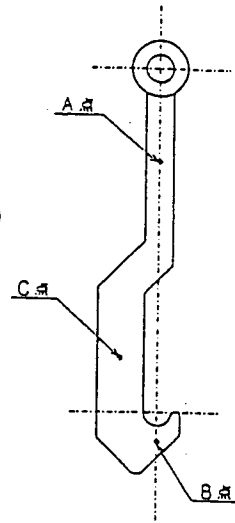
M : C点の曲げモーメント (kgf-cm)

Z_3 : C点の断面係数 (cm³)

W : 休止フック 1 本当たりの扉体可動部重量 (kgf)

A_3 : C点の断面積 (cm²)

σ_s : 許容引張応力度 (kgf/cm²)



2. 休止装置は、扉体の点検・整備が可能な位置に設ける。

【解 説】

1. 休止フックは、扉体可動部の重量および扉体休止時、扉体に積雪がある場合は、積雪も考慮し十分な強度と剛性を有しなければならない。

2. 扉体を休止する場合は、点検整備時のみであり、常用時の全開と区別するものとする。

ゲートが休止、離脱を行うストロークには、十分余裕をもたせて相互の関係距離、動作軌跡を正確に把握し、土木構造物との干渉のない位置とする。

図3.11.2-6操作要領を示す。

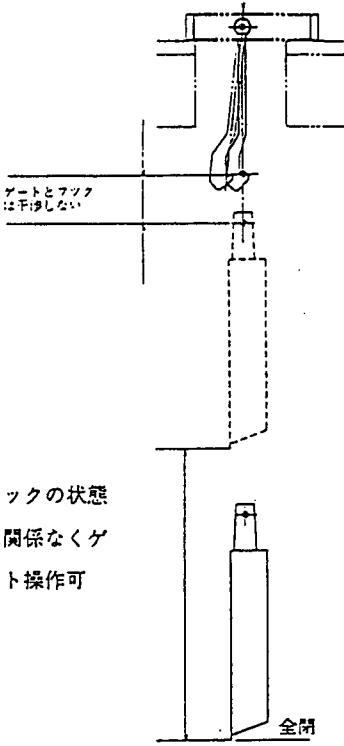
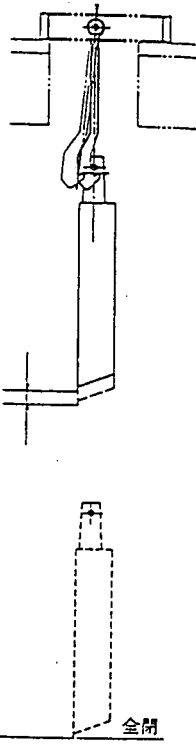
	常 用 時 揚 程	休 止 時
操 作 選 択	揚程選択スイッチを常時に選択	揚程選択スイッチを休止に選択
フック状態	フック開閉に関係なし	フック開閉に関係あり
ゲート操作		

図3.11.2-1 操 作 要 領

3-12 保護装置・安全装置

3-12-1 種類と設置目的

1. 開閉装置には、原則として次に示す保護装置・安全装置を設ける。

(1) 電気式保護装置

- ① 上下制限開閉装置
- ② 電動機過負荷防止装置
- ③ 非常用上制限開閉装置
- ③ ワイヤロープ過負荷検出装置
- ⑤ ワイヤロープゆるみ検出装置
- ⑥ 開動作制限装置
- ⑦ インタロック装置

(2) 機械式保護装置

- ① ワイヤロープ端末調整装置

② ワイヤロープ外れ防止装置

(3) 安全装置

① 保護カバー

② 危険表示

2. 保護装置は、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、かつ保守管理が容易にできるものとする。

【解 説】

1. 各保護装置の設置目的は、次のとおりとする。

(1) 電気式の保護装置

- ① 上下制限開閉装置は、ゲートを全開、全閉および所定の位置に停止させる。
- ② 電動機過負荷防止装置は、電動機に過負荷が発生した場合、過電流を検知し自動的に電気を遮断して電動機を停止させる。
- ③ 非常用上限制限開閉装置は、上下制限開閉装置に内蔵されている上限のバックアップとして設ける。
- ④ ワイヤロープ過負荷検出装置は、ワイヤロープに過負荷が発生した場合、バネの圧縮量をリミットスイッチにより検知し、自動的に電気を遮断して電動機を停止させる。
- ⑤ ワイヤロープゆるみ検出装置は、ワイヤロープがゆるんだり、シーブから外れたりした事を検出した場合、伝達動力を自動的に遮断する。
- ⑥ 開動作制限装置は、放流ゲートにおいて、過大放流を防止するためにゲート1回の開動作時間を制限する。詳細は機側操作盤 3-9-4-2「保護機能の適用」による。
- ⑦ インタロック装置は、駆動装置の切換え、操作方法の切換えに伴い双方の同時操作を避けるために設ける。詳細は機側操作盤 3-9-4-3「インタロック機能」による。

(2) 機械式の保護装置

- ① ワイヤロープ端末調整装置は、左・右ロープの伸びの差異が発生した場合、ロープ端末のねじにより調整する。
- ② ワイヤロープ外れ防止装置は、ワイヤロープがシーブから外れるのを防ぐために設ける。

(3) 安全装置

- ① 保護カバーは、開閉装置の回転部等に作業員の安全を確保するために設ける。
- ② 危険表示は、開閉装置の危険箇所および取扱に注意の必要な箇所に、色分けおよび表示板を設ける。

2. 開閉装置の保護装置には、ゲートの状態または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操作停止および警報を発するものと、あらかじ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がある。

保護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とする。

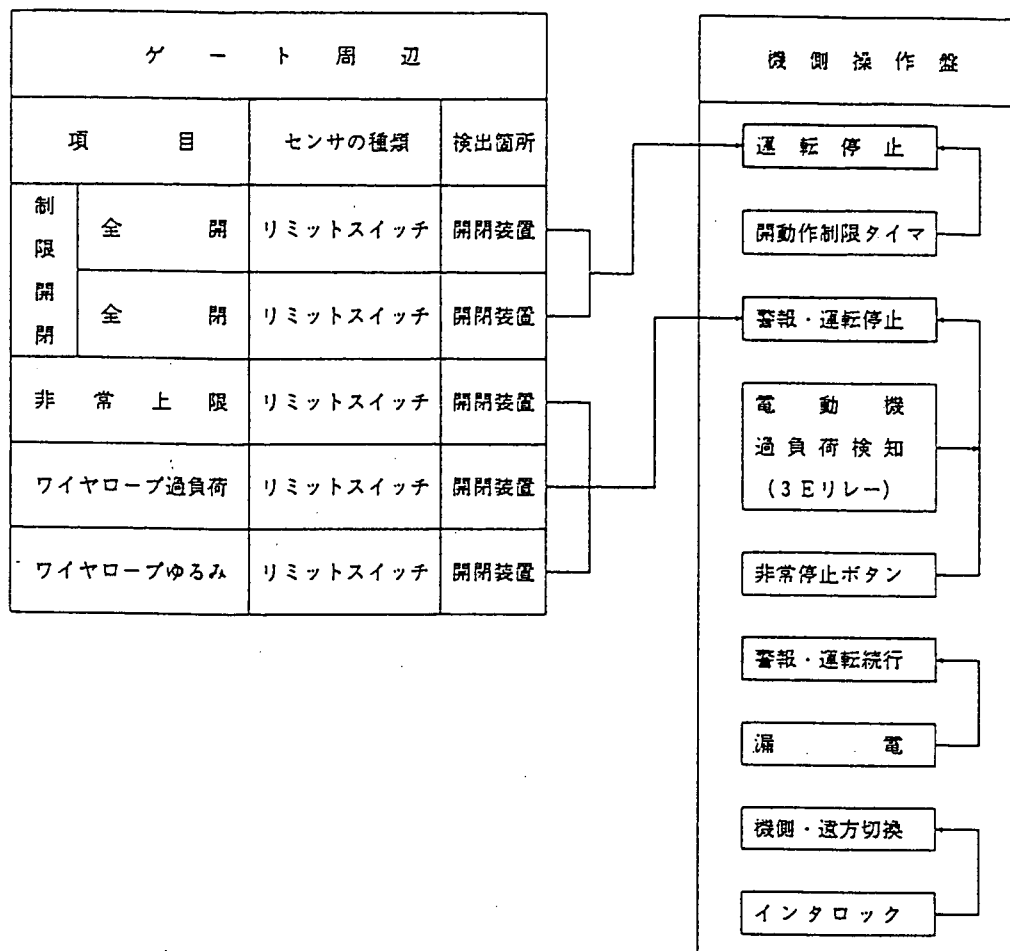


図3.12.1-1 保護装置概念図

3-12-2 保護装置各機器

3-12-2-1 上下制限開閉装置

1. 上下制限開閉装置は、4接点以上のものとし、扉体の上限・下限および所定の位置を検出する。
2. 上下制限開閉装置の精度は、全揚程に対して0.2%以下とする。構造は、防雨形のケースに位置検出するリミットスイッチを内蔵する。

【解説】

1. 上下制限開閉装置は、扉体を上限・下限位置で自動停止をさせる。
 - (1) ゲートが下限位置に到達した時点で下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。

下限スイッチの動作で操作回路を遮断して、開閉装置を停止させるもので、下限スイッチの動作は重要である。

- (2) ゲートが上限位置に到達した時点で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。

上限スイッチの動作で操作回路を遮断して、開閉装置を停止させるもので、上限スイッチの動作は重要である。

- (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る。

休止上限スイッチの動作で操作回路を遮断して開閉装置の運転を停止させる。

2. 上下制限開閉装置の形式には、遊星歯車式、カウンタ式またはギヤード式等がある。

表3.12.2.1-1 上下制限開閉装置の形式比較

	遊 星 歯 車 式	カ ウ ン タ 式	ギ ャ ー ド 式
最 大 入 力 回 転 数	全揚程に対して90～100rev	全揚程に対して90～100rev	全揚程に対して275rev および1375rev
接 点 数	標準 4 接点, 最大 6 接点	4 接点	標準 4 接点, 最大12接点
精 度	全揚程に対し0.15%	全揚程に対し0.20%	全揚程に対し0.10%
調整の容易さ	マルチターンカムにより微調整が可能である。 作動しているリミットスイッチを目視確認できる。	カウンタのデジタル数字で簡単に調整できる。 作動しているリミットスイッチを目視確認できる。	調整が複雑である。

3-12-2-2 電動機過負荷防止装置

1. 電動機過負荷装置は、3Eリレーを標準とする。
2. 3Eリレーの設定値は、定格電流を標準とする。
3. 3Eリレーの形式は、反限時動作形で手動復帰形を標準とする。

【解 説】

1. 3Eリレーは、機側操作盤に装備され電動機の系統ごとに装備する。3Eリレーの動作で電動機の電磁接触器が開放され、ゲート操作が停止すると同時に警報を発する構造とする。
2. 3Eリレーの動作の設定は、原則として電動機の定格電流で設定するものとし、動作電流は設定値の115%±10%とする。
3. 3Eリレーの形式には、瞬時動作型と反限時動作型があるが、反限時動作型を標準とする。
反限時動作型は、電流値が大きくなると早く、電流値が小さいと長く時間がかかって動作する。

復帰方法には手動復帰型と自動復帰型があるが、手動復帰型を標準とする。

過負荷の原因を調査し、原因を取り除いた後手動にて復帰する。

表3.12.2.2-1 3Eリレーの形式と特徴

形 式		特 徴
復帰方式	動作方式	
手動復帰	反限時動作	・起動時運転時とも設定電流の115%の過電流を設定時間検出後に作動する。 ・操作盤内の3Eリレーのリセット釦を押すことにより復帰する。したがって、機側操作盤でないと復帰できない。機側操作盤の大扉を開ける必要がある。
手動復帰	瞬 時 動 作	・モータ起動時は設定時間検出をロックし、運転時は設定電流の115%の過電流にて作動する。 ・操作盤内の3Eリレーのリセット釦を押すことにより復帰する。したがって、機側操作盤でないと復帰できない。機側操作盤の大扉を開ける必要がある。
自動復帰	瞬 時 動 作	・モータ起動時は設定時間検出をロックし、運転時は設定電流の115%の過電流 ・3Eリレー作動後の復帰は、遠方からの復帰指令または、機側操作盤小扉の故障復帰釦にて復帰する。
自動復帰	反限時動作	・起動時運転時とも設定電流の115%の過電流を設定時間検出後に作動する。 ・3Eリレー作動後の復帰は、遠方からの復帰指令または、機側操作盤小扉の故障復帰釦にて復帰する。

3-12-2-3 非常用上限制限開閉装置

非常用上限制限開閉装置の形式は、上下制限開閉装置と異なった検出方法とする。

【解 説】

1. 非常用上限制限開閉装置の構造は、扉体と連動する押し上げ棒によりリミットスイッチを作動させる方式を標準とする。
2. リミットスイッチの形式は、リミットスイッチの動作が確認できる動作表示灯付きおよびセーフティ機構付きとすることが望ましい。

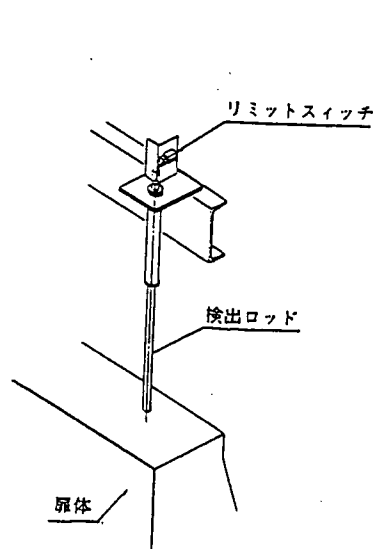


図3.12.2.3-1 非常用上限制限開閉装置

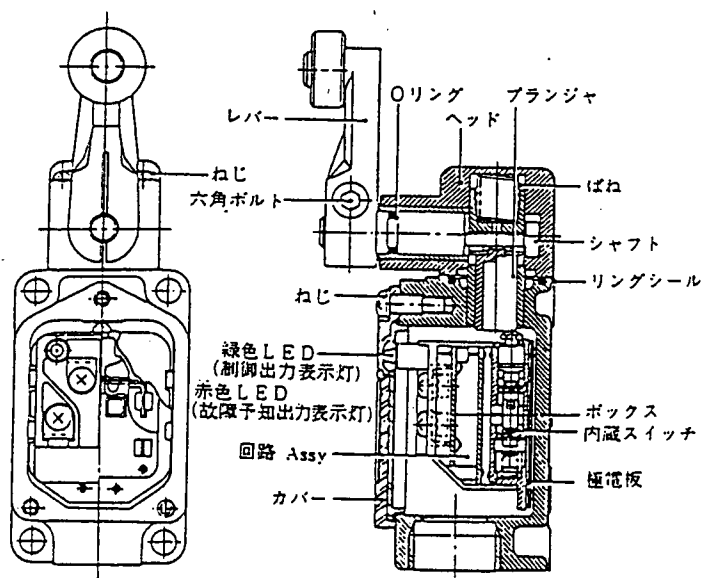


図3.12.2.3-2 リミットスイッチ

3-12-2-4 ワイヤロープ過負荷検出装置

1. ワイヤロープ過負荷検出装置の設定値は、定格トルク時のワイヤロープ張力の1.5倍を標準とする。
2. 形式は、テンションロットに設けたスプリングの圧縮量をリミットスイッチで検出する方法を標準とする。

【解 説】

1. 過負荷検出の設定値は、電動機定格トルク時のワイヤロープ張力の1.5倍とする。
2. スプリング式の場合は、ワイヤロープゆるみ検出と過負荷検出装置を一体にした装置としてゐる。サラバネで過負荷を検出し、コイルバネでゆるみを検出している。
3. ロードセルは、一般的に使用されることが少ない。これは、ロードセルの場合、設置場所や設置環境等の制約が多く、また、高価なためである。

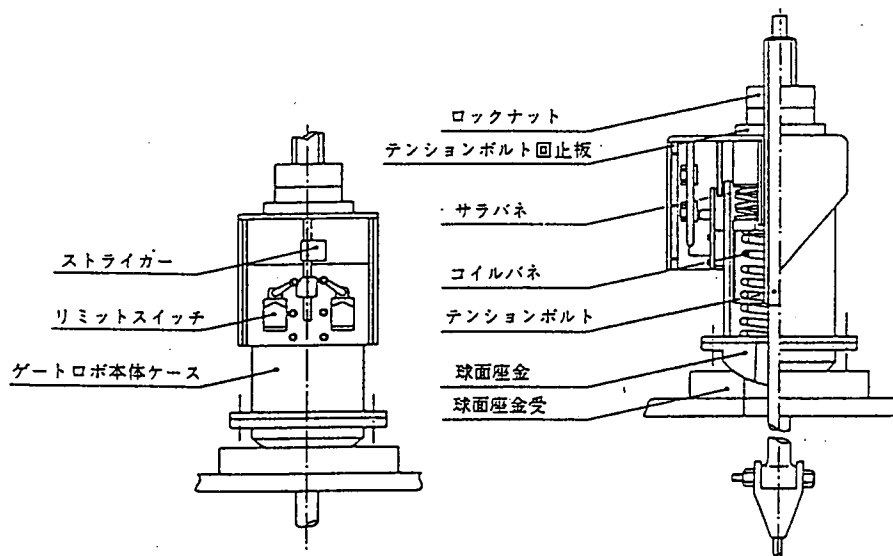


図3.12.2.4-1 ワイヤロープゆるみ検出と一体になった過負荷検出装置

3-12-2-5 ワイヤロープゆるみ検出装置

1. ワイヤロープゆるみ検出装置の設定値は、ワイヤロープ自重にワイヤロープ端末自重を加えた荷重以上とする。
2. ワイヤロープゆるみ検出装置の構造は、ワイヤロープ端末荷重の減少を感知するスプリングとリミットスイッチを組合せた形式とする。

【解 説】

1. ワイヤロープゆるみ検出の設定値は、全開時扉体のシーブからワイヤロープ端末までのワイ

ワイヤロープ長さのワイヤロープ自重にワイヤロープ端末自重を加えた荷重以上とする。

2. ワイヤロープゆるみ検出装置は、ワイヤロープ端末反力の低減を感知するスプリングとリミットスイッチを組合せた形式のものを、ワイヤロープ過負荷検出装置と組合せたものが一般である。(図3.12.2.4-1)

開閉装置の構造上ワイヤロープ端末にワイヤロープゆるみ検出装置が設けられない場合には、ワイヤロープのゆるみをカウンタウェイトで検出する方法がある。(図3.12.2.5-1) はその一例を示す。

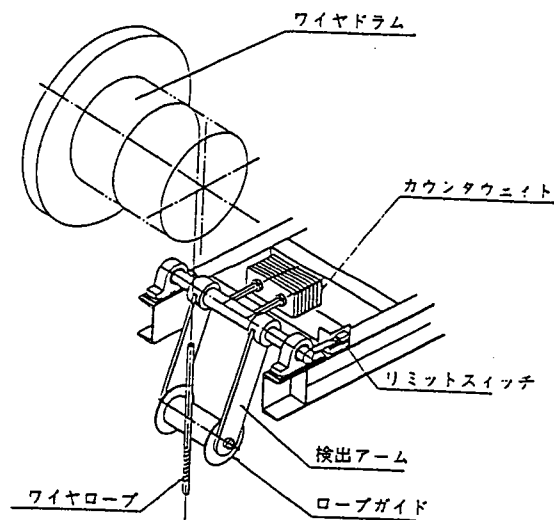


図3.12.2.5-1 カウンタウェイト式ゆるみ検出装置

3-12-2-6 ワイヤロープ端末調整装置

ワイヤロープ端末調整装置の構造は、ワイヤロープの端末にテンションロッドを設け、テンションロッドの上下によりワイヤロープの長さが調整できる構造とする。

【解 説】

1. ワイヤロープ端末調整装置は、左右のワイヤロープの長さを調整するためのもので、ねじ式のものを使用されている。
2. テンションロッドは、ねじ付ロッドと、ロックナットから構成され、ロックナットを回転させることにより、ロッドを上下させる構造とする。
3. ワイヤロープ端末調整装置の調整ストロークは、500mm 程度とする。
4. テンションロッドに生じる荷重は、球面座にて支持させることとし、荷重は常にロッド軸心に対して垂直方向になるようにする。

3-12-2-7 ワイヤロープ外れ防止装置

ワイヤロープ外れ防止装置は、ワイヤロープがシーブから外れないようにシーブブラケットに設ける。

【解 説】

1. ワイヤロープ外れ防止装置は開閉動作時に異物等をはさむなどで、ワイヤロープがシーブから外れるのを防ぐものである。

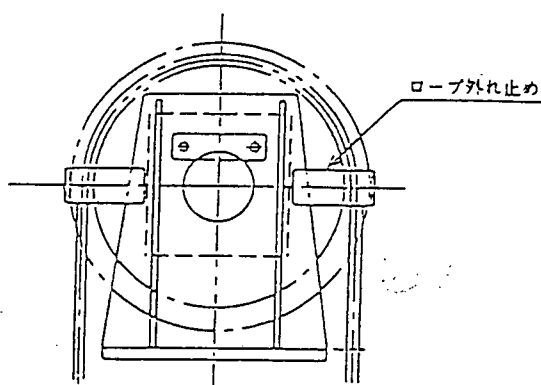


図3.12.2.7-1 ロープ外れ止めの例

3-12-3 安全装置

3-12-3-1 カバー類

開閉装置の回転部分や水平に配置したワイヤロープ等には、保守管理の安全および歯車の動作環境などを確保するためのカバーを設ける。

【解 説】

1. 開閉装置のうち、次の述べる部品および機器にはカバーを設け、保守管理の安全を確保する。

電動機軸継手、制動機のドラムおよび軸継手、予備動力用エンジンの出力軸、プーリおよびVベルト、歯車、制限開閉装置および開度計の駆動チェーン、ドラムギヤ・ピニオンギヤ部は歯面の防塵等動作環境にも配慮して密閉式カバーを標準とする。

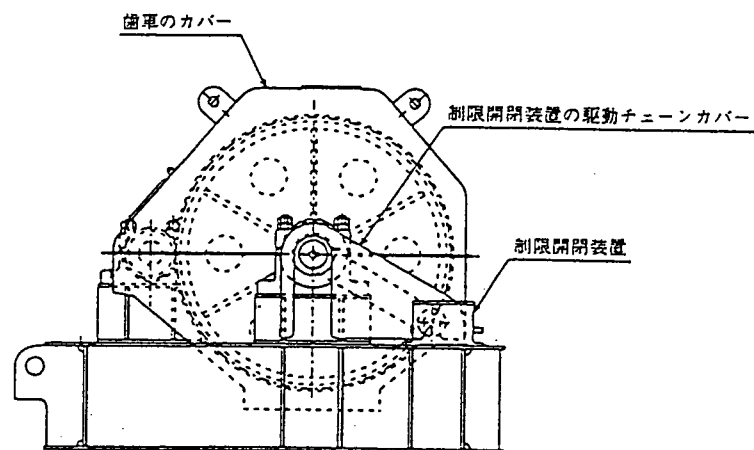
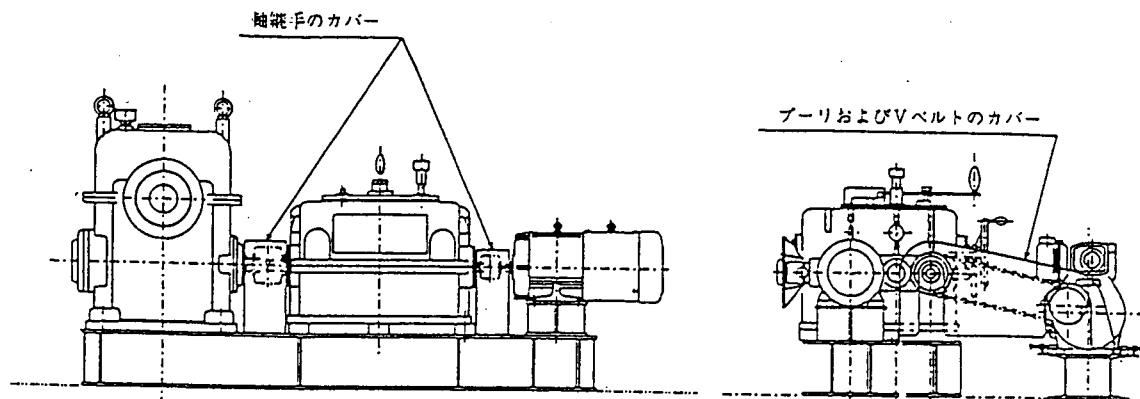


図3.12.3.1-1 回転する部品のカバーの例

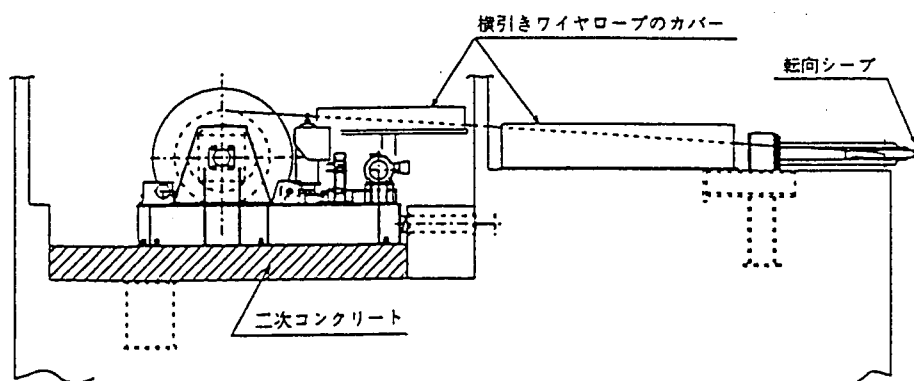


図3.12.3.1-2 横引きワイヤロープのカバーの例

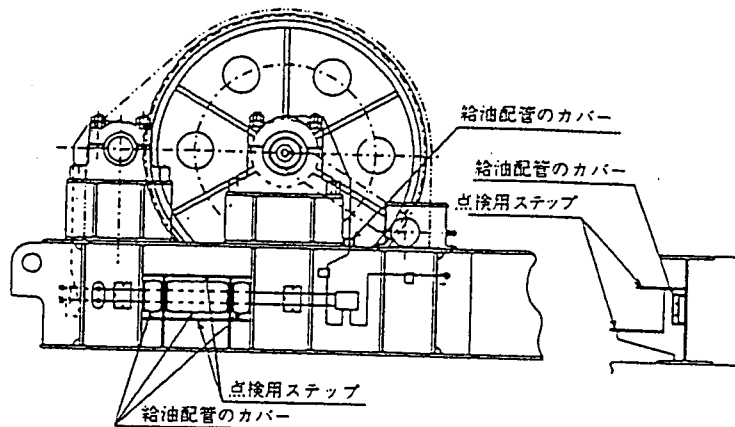


図3.12.3.1-3 給油配管のカバーの例

2. 点検・整備時にカバーを簡単に取外せる構造とする。

- ① カバーの大きさは、原則としてひとりで取り外せる寸法と重量（10kgを目安）とする。
重量軽減を図るためFRP材、アルミニウム合金材料等の使用も考慮する。
- ② カバーを取り外しやすいように、カバーに取手を設け、開閉装置室には必要に応じて吊りフック等の吊り設備を設ける。
また、カバーを小さい力で開閉できるように、ガス封入式シリンダの使用も考慮する。
- ③ カバーを取り外さなくても中の部品を目視できる構造（点検蓋等）や材質（ポリカーボネイト等）とする。

3-12-3-2 危険表示

危険表示は、開閉装置の巡視・点検や整備時、特定行為の禁止や注意箇所を色分け、または、表示板（ラベル）により警告（注意）を促すものとする。

【解説】

1. 表示板（ラベル）の危険度による区分

① 危険

取扱いを誤った場合に、使用者が死亡または重傷を負う危険な状態を生ずることが想定され、かつ危険発生時の警告の緊急性が高い限定的な場合。

② 警告

取扱いを誤った場合に、使用者が死亡または重傷を負う危険な状態を生ずることが想定される場合。

③ 注意

取扱いを誤った場合に、使用者が軽傷を負う、または物的損害のみが発生する危険の状態を生ずることが想定される場合。

表3.12.3.2-1 ラベルの形状と意味

表示の形状	意	味
行	⊙	特定の行為の禁止
動	○	特定の行為の義務付け
状	◇	発生の危険の必然性が高い危険の状態に関する警告
態	△	取扱いの誤りによって発生する可能性のある危険（の状態）に関する警告

※表示の幾何学的な形状については、ISO 3864 および JIS Z9101 に準拠した。

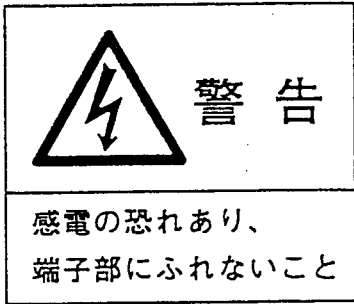
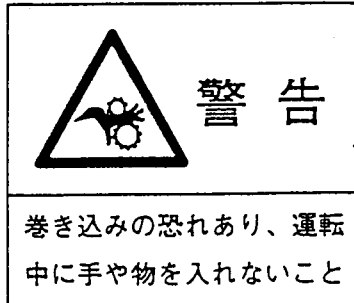
2. 警告表示に使用する色

色は、原則として警告表示の幾何学的な形状の背景色として用いることとする。

表3.12.3.2-2 使用する色とその意味

色	意味または目的	使	用	例
赤	特定の行為の禁止	火気類の使用禁止など。		
	高度の危険	重大な内容の危険を警告する。限定的な場合に用いる。		
黄赤	危険	主に危険の状態を警告する場合に用いる。		
黄	注意	主に取扱上（行為上）の注意を喚起する場合に用いる。		
青	特定の行為の義務付け	保護手袋の着用など。		

表3.12.3.2-3 ラベルの例および取付け箇所

ラ	ベ	ル	の	例	取	付	け	箇	所
									・ 操作盤 ・ 端子盤 ・ スイッチボックス ・ 電動機の端子箱
									開放歯車 スプロケット チェーン シーブ

ラベルの例	取付け箇所
 危険 火気厳禁	オイルタンク 潤滑油
 注意 使用前に取扱説明書を必ず読むこと	操作盤前面
 注意 回転部につき、触れないこと	カップリング ドラム
 注意 高温部につき、触れないこと	エンジンの排気管

ラベルの例	取付け箇所
 禁止 調整済みにつき、 さわらないこと	上下制限開閉装置 ワイヤロープ過負荷検出装置 (ワイヤロープゆるみ検出装置)

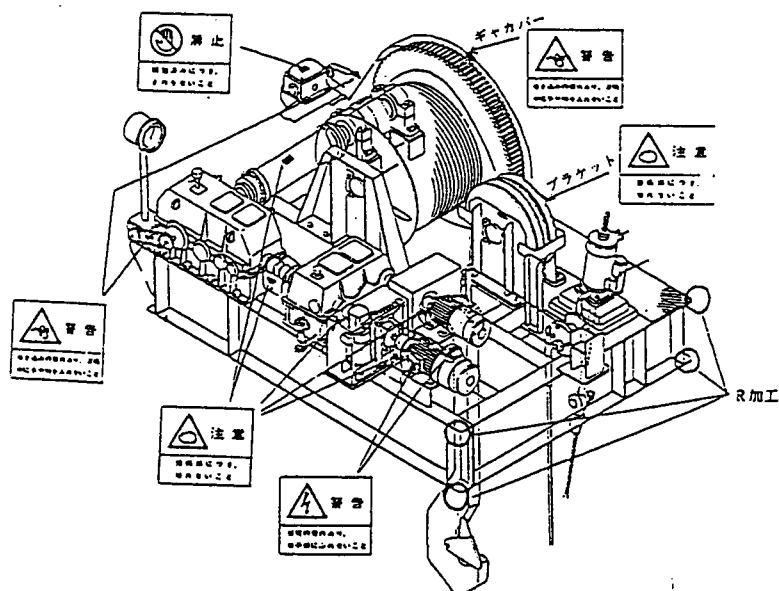


図3.12.3.2-1 開閉装置の取り付け例

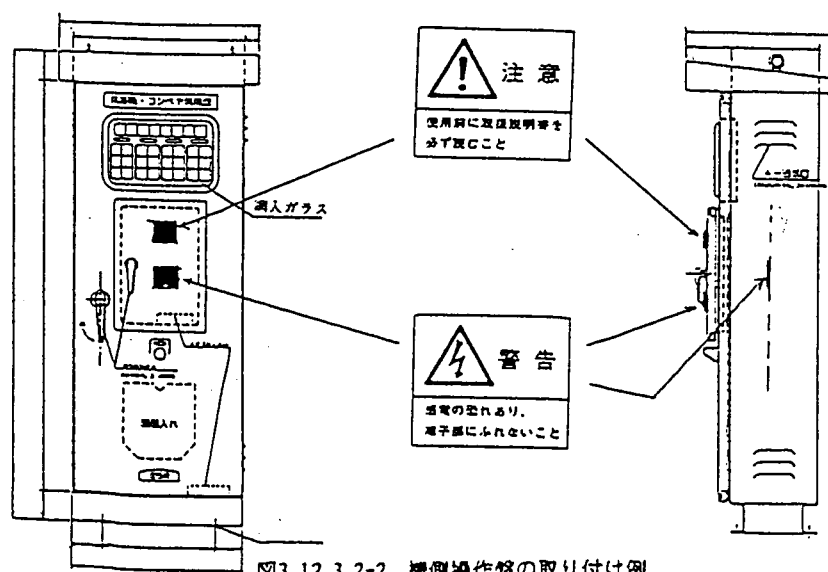


図3.12.3.2-2 操縦操作盤の取り付け例

3-13 開閉装置フレーム

3-13-1 一般

1. 開閉装置フレームは、開閉装置各機器を適切に組込み必要機能を発揮できるものとし、操作および点検・整備が容易な構造とする。
2. 開閉装置フレームは、自重、開閉荷重（定格トルク、最大トルク時ロープ張力）等に対して所定の強度を有する構造とする。
3. 開閉装置フレームは、基礎となるコンクリートまたは開閉装置架台に安全・確実に荷重を伝達する構造とする。
4. 開閉装置フレームの下面には、次のメンテナンスフリー化を図る。
 - (1) 基礎部がコンクリートの場合は、二次コンクリート打設を原則とする。
 - (2) 基礎部が鋼製架台の場合は、重防食塗装を行う。

【解説】

1. 開閉装置フレームは、開閉装置の部品とフレームが干渉したり、変形により各機器の軸中心のくろいが生じるなど、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。

開閉装置フレームは、主桁、補助桁、機器の支台（支持金物）およびアンカ金物より構成され、ゲートの開閉により発生する開閉荷重を開閉装置架台やコンクリート構造物に伝達するものである。なお、主桁とはフレーム外周の桁で、荷重を基礎コンクリートなどに伝達する桁とし、補助桁とは荷重を主桁に伝達する桁とする。

開閉装置架台とは、取水塔またはピアの上部等に設け、開閉装置（同フレームも含む）や種々の操作機器を設置し、操作および点検・整備のために必要な広さの床面を有する構造物をいい、付属施設として扱う。したがって、開閉装置架台は、設計的には開閉装置（フレーム）と異なるため、本要領では取り扱わない。

なお、開閉装置フレームと開閉装置架台の区分を図3.13.1-1に示す。

2. 開閉装置フレームは、次に示す強度と構造を持ったものとする。
 - (1) 開閉装置フレームに作用する自重、開閉荷重（定格トルク、最大トルク時のワイヤロープ張力）、フレーム外からの軸トルク、休止荷重などの組合せは、3-13-2による。

開閉装置フレームは、原則として溶接構造とし、分割を必要とする場合はノックピンやリーマボルト等を使用し、精度の高い接合構造とする。分割は、輸送制限、据付制限を考慮して計画する。ドラムが重くなった場合は、ドラム軸の軸受支承部をU形状にする等容易に取付、取外しができる構造とする。なお、開閉装置フレームの参考例を図3.13.1-2に示す。
 - (2) 開閉装置フレームには、製作および据付時に高い精度を必要とするため、次の対策を講ずること。
 - ① レベルマークの取付
 - ② （据付）基準線のマーキング
 - ③ 各種機器ベースの機械加工

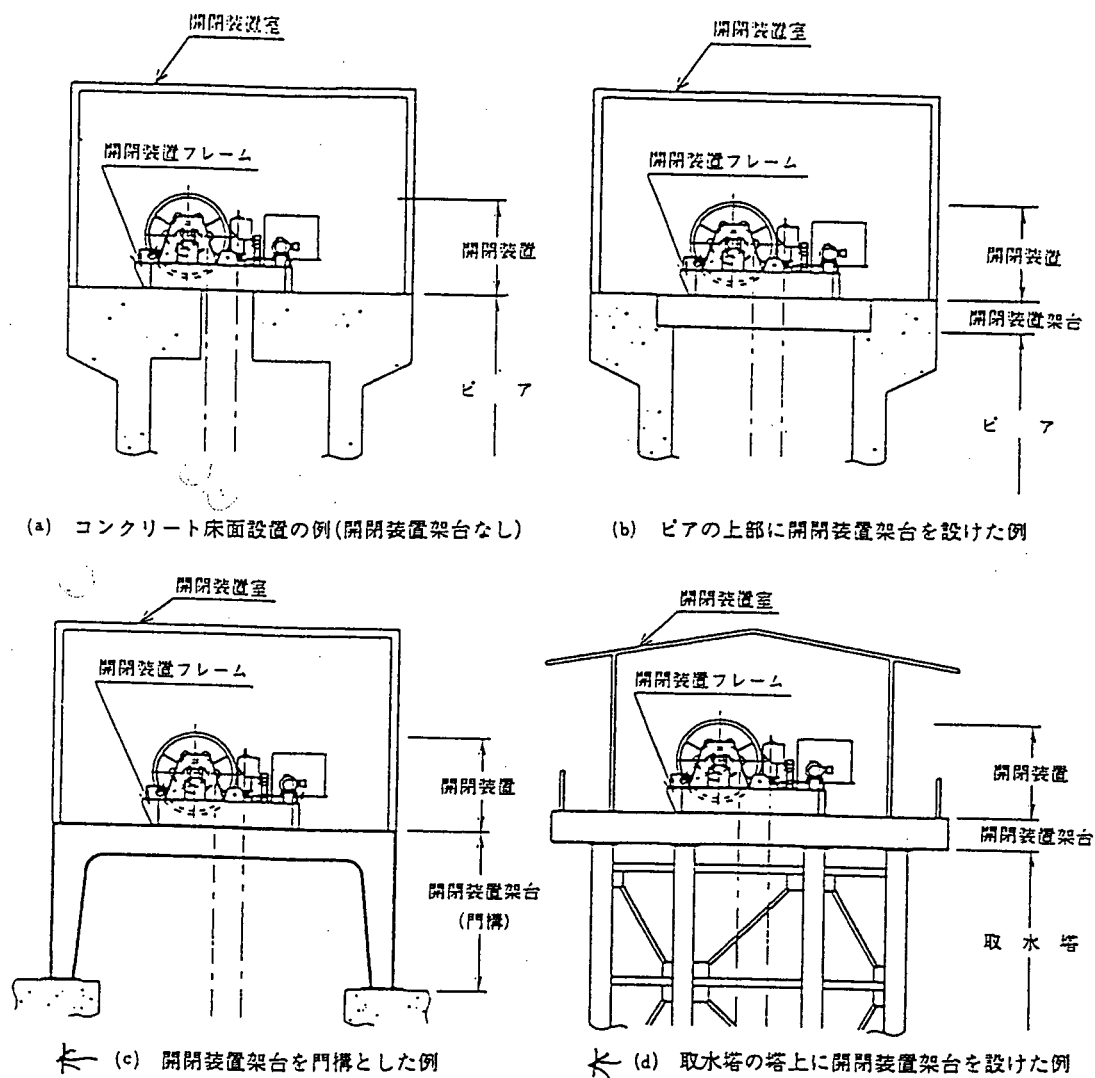


図3.13.1-1 開閉装置フレームと架台の区分例

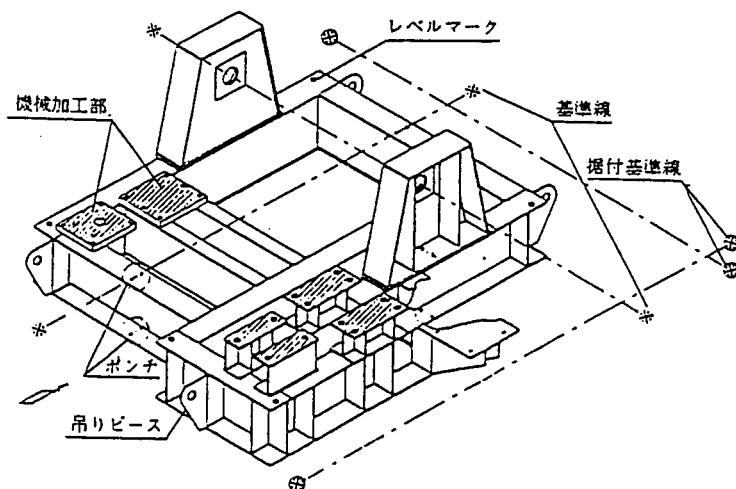


図3.13.1-2 開閉装置フレームの例

- ④ 各種機器の位置決め用のノックピンの使用等
 - ⑤ 吊りビースの取付
3. 開閉装置フレームのアンカ金物は、コンクリート構造物または開閉装置架台に荷重を安全・確実に伝達する構造とし、次の項目に注意する。
- (1) アンカ金物は、開閉操作時に有効に働くよう、図3.13.1-3の例に示すように主要荷重点下部に配置する。

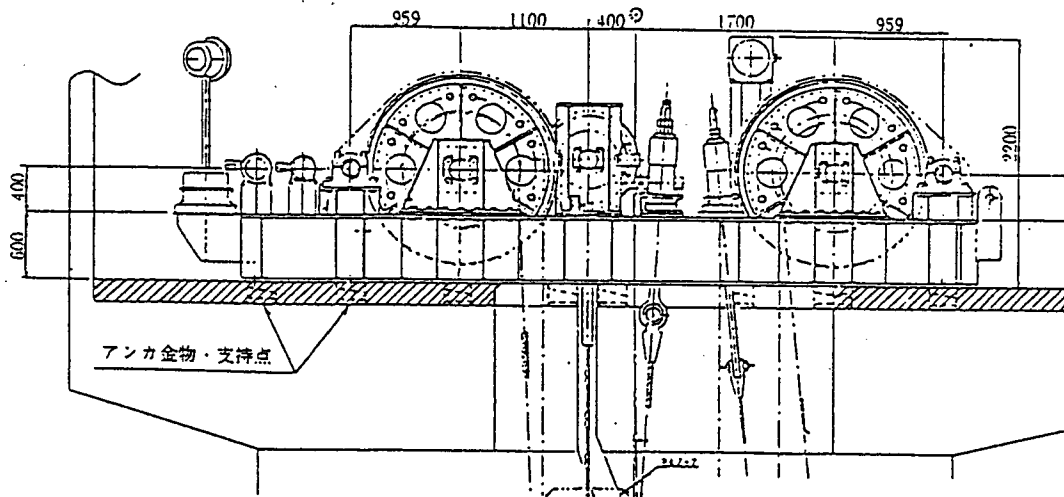


図3.13.1-3 アンカ金物配置例

- (2) アンカ金物をコンクリートに設置する場合は、コンクリートのせん断を考慮し、開口部から適切な距離を保つこと。コンクリートのせん断長が不足する場合は、ワイヤロープの土木開口部を鋼板や鉄筋等で補強することを検討する。

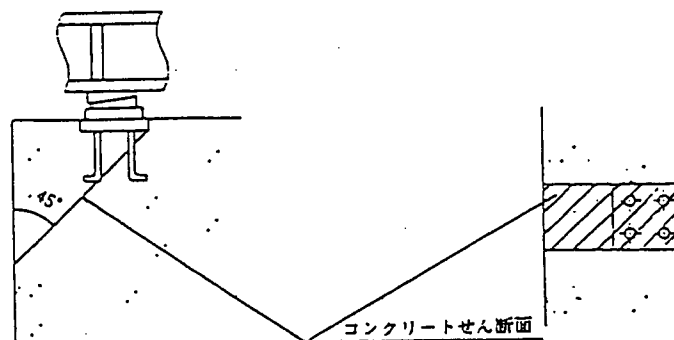


図3.13.1-4. コンクリートのせん断面

- (3) アンカ金物は、据付時にフレーム下面の高さ調整が可能な構造とする。

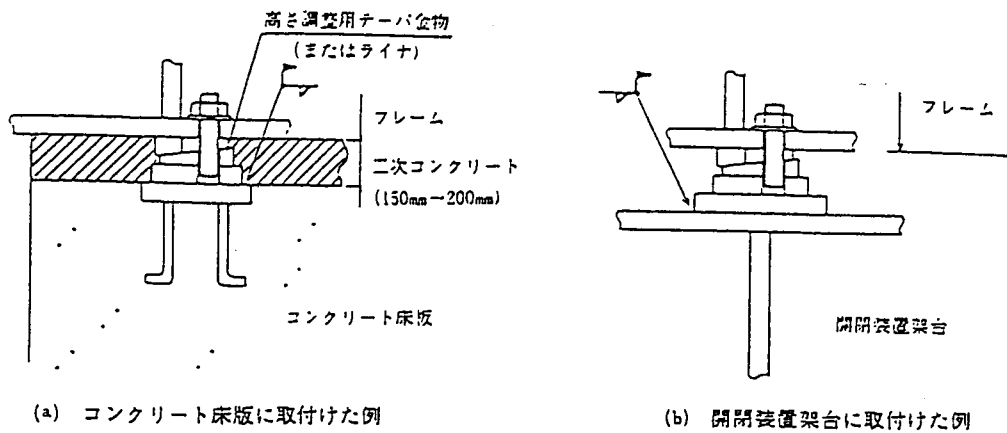


図3.13.1-5 アンカ金物の例

- (4) 水平方向荷重を受ける開閉装置は、荷重方向に対応したアンカ金物を設ける必要がある。
一例を図3.13.1-6に示す。

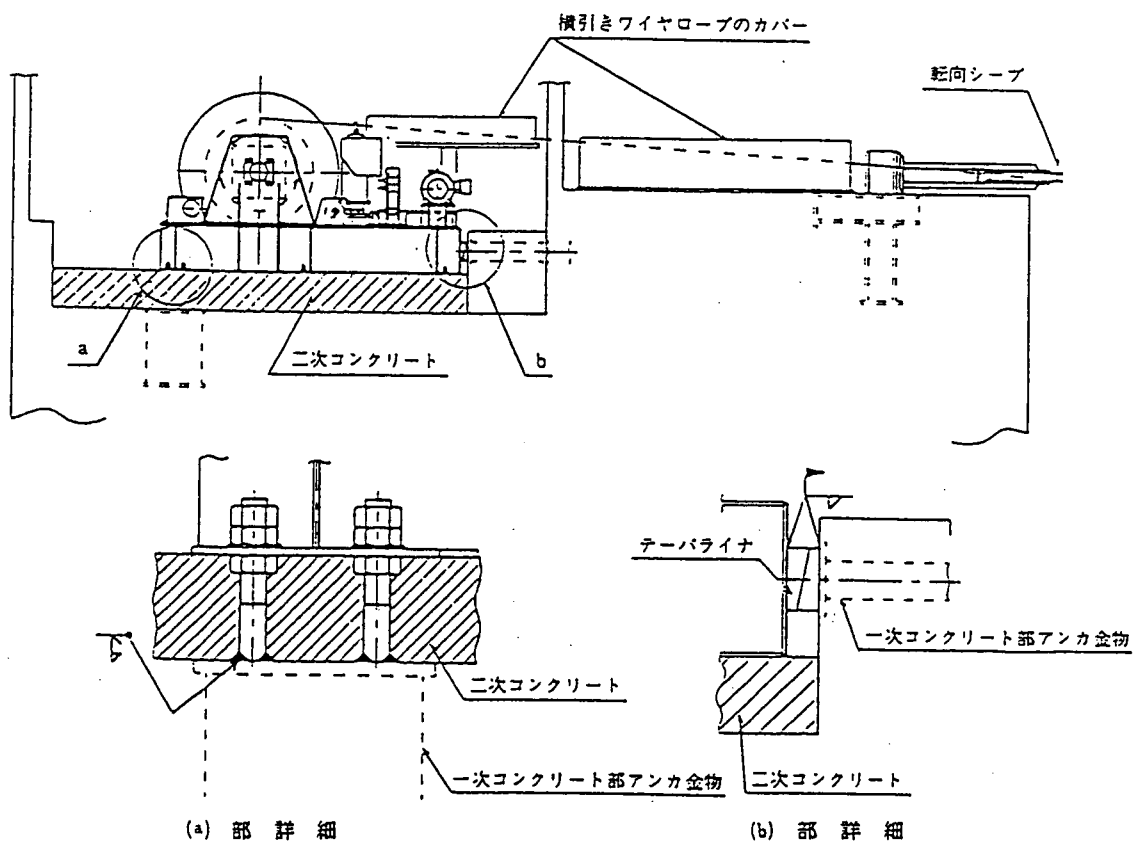


図3.13.1-6 水平方向荷重をコンクリートへ伝達する例

5. 開閉装置フレーム上に配線する電線は、フレーム上にできる限り集約し、端子箱等を設けフレーム上から機側操作盤等へ引き出す。
6. フレームとドラムギヤのすきまは、安全のためギヤカバーで覆う構造とする。やむを得ずカバーが取り付けできない場合は、フレームとギヤのすきまは最低30mm以上確保すること。

7. フレームのメンテナンスフリー化

フレーム下面等は据付後、再塗装が不可能となるため、一般に次のメンテナンスフリー化を図る。

- (1) フレーム下の基礎部がコンクリートの場合は、二次コンクリートを施工し、フレーム下部のすきまを埋めることを原則とする。

二次コンクリートは、一般にコンクリート床版の場合に採用され、その厚さは電線管の埋設やアンカ金物の調整代を考慮して150mm～200mmを標準とする。

- (2) フレーム下の基礎部が鋼製架台の場合は、タールエポキシ塗装や重防食塗装を施工する。

重防食塗装とは、海岸または海面上のような腐食性の激しい環境に建設される鋼構造物の塗替え周期が10年以上となる性能を有する塗装をいう。

一般に溶融亜鉛めっき、亜鉛溶射被覆または厚塗のジンクリッチペイントをプライマーとして、エポキシ樹脂、ポリウレタン樹脂系を組み合わせた塗装系、またはガラスフレーク入りの塗料などを厚塗りする塗装系を重防食塗装といい、従来からの油性鉛系塗料と区別している。

開閉装置フレーム下の基礎部が鋼製架台の場合は、次の重防食塗装を施工する。

i) タールエポキシ塗装

この塗装は、水門では一般に厚塗ではない通常のジンクリッチペイントをプライマーとしているため重防食塗装とは定義できないが、耐用年数を長期化できるのでメンテナンスフリー化の一案とする。この塗装は、耐水性に優れているが、耐候性は劣り、色が黒または茶色に限定されるが、比較的安価である。フレームの下面は一般に直射日光にさらされず、通常の塗装方法と同様の施工管理で行えるため、この塗装はフレームの下面のメンテナンスフリー化としては適している。

ii) 溶融亜鉛めっき+塗装

溶融亜鉛めっきのみの施工も含むものとする。

フレームは一体でめっきされることになるため、下面だけでなくフレーム全体がめっき色となる。開閉装置室内の色の調和およびより長い耐用年数をも考慮した場合は、「溶融亜鉛めっき+塗装」とすることが望ましい。

施工される塗装としては、塩化ゴム系、エポキシおよびポリウレタン樹脂系塗料などが用いられる。

この塗装系での注意点は、次のものがある。

- ① 亜鉛浴槽の制約（大型のフレームは不可）
- ② めっき時の熱応力によるひずみ、ねじれ、やせ馬の発生
- ③ めっき表面の下地処理を適切に行い、塗装との付着を確保する
- ④ 水中部では「溶融亜鉛めっき+塗装」は剝離の危険がある

このため、フレームのブロック最大寸法を亜鉛浴槽の制約内で分割して、めっき施工後に機械加工を行う必要がある。

iii) 金属溶射(亜鉛、アルミニウム)+塗装

金属溶射には、亜鉛、アルミニウムおよび亜鉛・アルミニウム合金がある。一般には「溶射被膜+封孔処理+塗装」という工程で施工される。

金属溶射の上に施工される塗装としては、「エポキシ樹脂下塗り+ポリウレタン樹脂中塗り、上塗り」や「エポキシ樹脂下塗り+ジンク塩化ゴム中塗り、上塗り」が多用される。

この塗装系での注意点としては、炭素鋼の上に施工される場合は問題ないが、ステンレス鋼、銅合金などの電気化学的に貴な金属が混在する場合には、溶射被膜が消耗される危険がある。このため、塗装により貴な金属と溶射被膜の接合部を絶縁することが重要となる。その他、溶融亜鉛めっきのように被膜される部材を高温にさらさないためはずみは少なく、大形の部材には適しているが、吹き付け回数・狭あい部の施工管理が難しい等の留意点がある。

3-13-2 開閉装置フレームの設計

1. 開閉装置フレームは、機器の配置、作用荷重および他設備との干渉等の設計条件より主桁・補助桁や、アンカ金物などを設計する。
2. 開閉装置フレームは、開閉装置の形式と構成によって作用する荷重が異なり、対象とするフレームに作用する荷重（外力）の大きさと、その荷重方向より設計する。主な荷重と組合せは表3.13.2-1とする。

表3.13.2-1 主な荷重と組合せ

状態	荷重 自重	開閉荷重 [定格トルク・最大トルク時のロープ張力]	フレーム外からの軸トルク	休止荷重
開閉操作時	○	○	○	—
休止時	○	—	—	○
輸送・据付時	○	—	—	—

3. 開閉装置フレームの主桁高さは、ドラム部はドラムギヤ径（pcd）の30%程度、中間部は中間ギヤ径（pcd）の30%程度を標準とする。また、開閉装置フレームの強度は、定格トルク時の安全率および最大トルク時の降伏点の90%を超えないように設計する。

主桁・補助桁のたわみ度は、1/2000以下とする。

4. 開閉装置フレームの加工時、輸送時および据付時における強度は、許容応力度により照査する。その場合の許容応力度は、1-3-3表1.3.3-1の1.5倍にできるものとし、許容たわみ度は、1/2000以下とする。

【解説】

1. 一般に、開閉装置フレームの設計手順は、図3.13.2-1に示すように機器の配置、作用荷重および他設備との干渉等の設計条件を考慮して、主桁・補助桁やアンカ金物などを設計する。

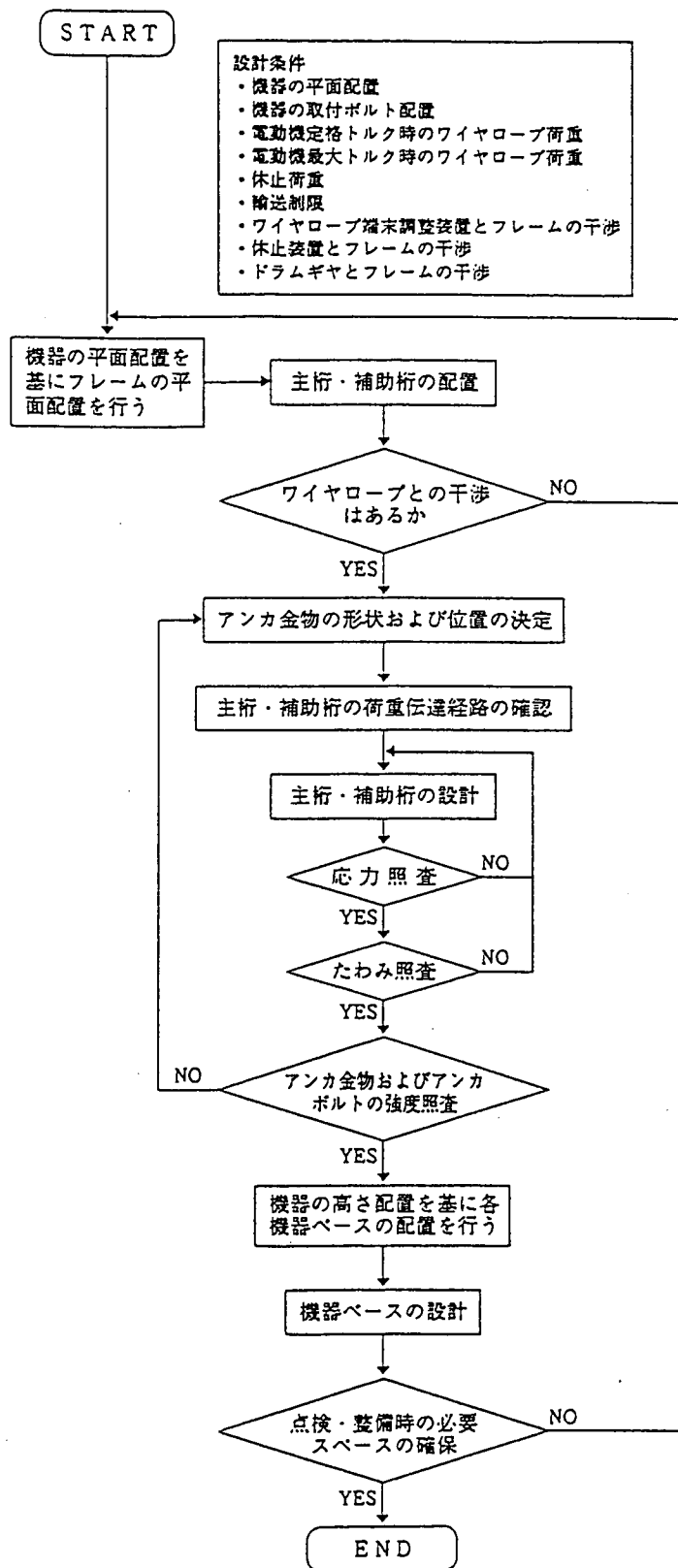


図 3.13.2-1 フレームの設計手順

2. 開閉装置フレームの設計荷重の組合せは表3.13.2-1に準ずるが、開閉装置の形式と構成によって外力の大きさや方向などが異なる。例えば、ドラム部フレームにおいても、ドラムをゲート直上に設け直接ワイヤロープを巻取る場合には、ワイヤロープ端末調整装置、開閉装置付シーブおよびドラムに接続する各ワイヤロープに作用する張力を外力とし、荷重方向は扉体付シーブと開閉装置付シーブを結ぶ方向としなければならない。他方、ドラムを別の位置に設置し、転向シーブを介しワイヤロープを横引きする場合は、外力として横方向（ワイヤロープの向き）にもワイヤロープの荷重が作用するものとしなければならない。また、ドラム部フレームと中央駆動部フレームを分離した形式では、駆動軸のトルクが各々のフレームに外力として作用することになる。このように、フレームに作用する外力は、開閉装置の形式と構成によって様々な形態を示すので、設計にあたっては荷重経路を確認し、その大きさと方向を検討する必要がある。

3. 開閉装置は、各々の要素機器が比較的高回転のもとで、軸継手およびギヤ歯面の面接触によりトルクを伝達する。このため、僅かな軸中心のズレ、片当りが異常振動、異常騒音等を誘発し機器の摩耗損傷につながる。開閉装置フレームは、これらの機器を組み込み、精度の高い位置関係を保つとともに、運転時の振動による微小な変形を抑えるために高い剛性が必要である。また、製作時の機械加工組立、輸送、据付における変形を抑えるためにも高い剛性を必要とする。本要領では、桁の剛性において最も支配的な主桁の高さについて、ドラムギヤ径および中間ギヤ径を基準にその30%程度を標準とする。

なお、ドラム部と分離し、かつオープンタイプの中間ギヤを有しない駆動部フレームの高さは、ドラムピニオン軸および駆動軸高さをもとに、各機器の軸中心高さを考慮し、適宜決定する。

また、ドラムギヤを有しない、ドラム直結形のドラム部フレームの高さはドラム径（pcd）の50%程度を標準とする。

一方、開閉装置フレームは、開閉装置の一部として他の部品と同じ強度レベルの検討が必要であり、主桁・補助桁などの応力度は定格トルク時の所定の安全率と最大トルク時の降伏点の90%を超えないように設計する。また、各桁のたわみ度は、1/2000以下とする。さらに、フレームは桁構造のため支持間隔が長い場合は、横倒れ座屈に対する配慮が必要である。定格トルクより算出した桁の圧縮応力度が、1-3-3 表1.3.3-1の3項に示す「桁の許容圧縮応力度」を超えないことを検証する。

フレームの桁強度は、各桁を単純梁または連続梁として扱うのが一般的であり、この時の支持点間隔は主桁においては開閉操作時に有効に働く各アンカ金物の間隔とし、補助桁においては桁の両端とする。この梁に開閉装置自重、ロープ張力、軸トルクおよび休止荷重を負荷して、強度、たわみを照査する。なお、主桁の荷重位置にアンカ金物を設置する場合は、桁としての計算は省略できる。

開閉操作時のフレームの主桁強度について照査する場合の計算モデルの一例を図3.13.2-2に示す。

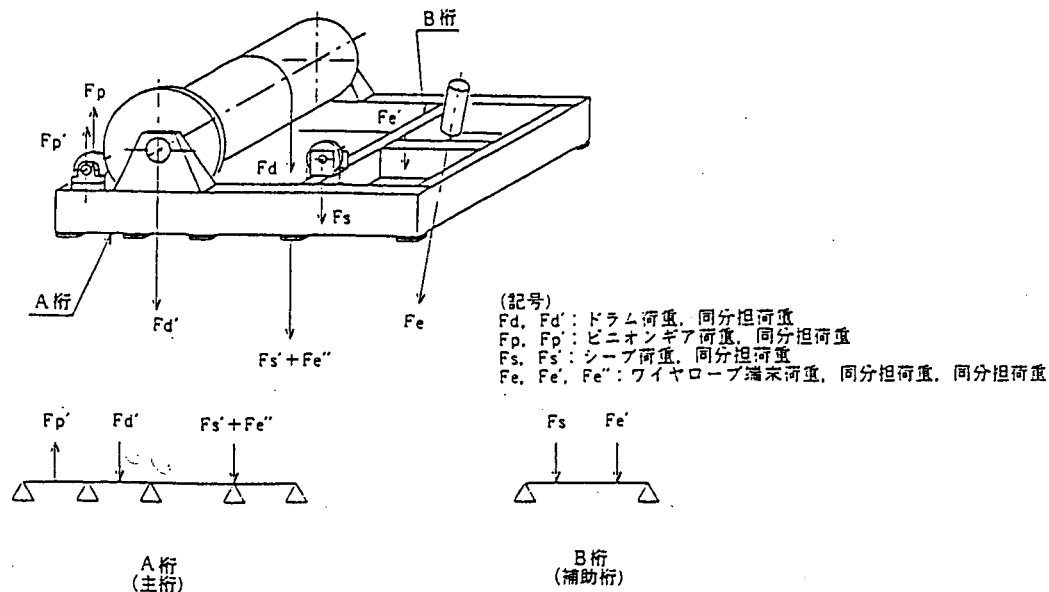


図3.13.2-2 フレーム主桁の計算モデル

4. 開閉装置フレームの各部材は、設計荷重に対し前項の基準に適合した強度と剛性を有することに加え、精度確保の上から機械加工時の切削工具圧に対して変形しないように、また輸送および据付時においても高い精度を確保する部材寸法が必要である。

特に、長尺のフレームで吊り点間隔が長く、自重が重い場合のフレームの変形に注意する必要がある。

これらの場合の許容応力度は、短期的荷重状態のため1.5倍にできるものとする。許容たわみについては、歯当たりや心出しの精度に影響が出るのを避ける必要があるため割り増しはせず、 $1/2000$ とする。

なお、輸送、据付時の吊りビースは、上記の強度とたわみを考慮して、できる限り長スパンとならないように、また重心位置や吊上用ワイヤロープの角度に注意して各機器に干渉しないように配置する。

吊りビースの配置例を図3.13.2-3に示す。

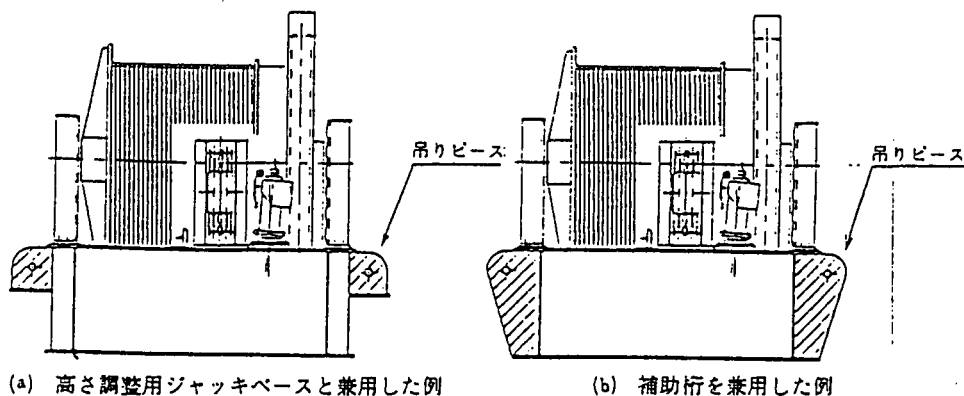
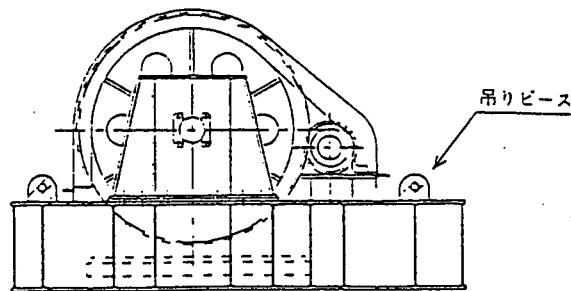


図3.13.2-3 吊りビースの例



c) フレームのフランジ上に取り付けた例

図3.13.2-3 吊りビースの例

3-14 付属設備

3-14-1 点検設備

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点検設備を設ける。

- ① ワイヤロープ端末調整装置、ソケットの点検設備
- ② 大型開閉装置の上部の点検設備
- ③ 休止装置の点検設備
- ④ 転向シーブの点検設備
- ⑤ 動力伝達軸を越える通路
- ⑥ チェーンブロック等の吊上設備など

【解説】

1. 点検箇所について

開閉装置の主要な点検箇所は、次のとおりである。

- ① 電動機、機側操作盤、減速機、軸、軸受、ドラム、ドラムギヤ、シーブ、ワイヤロープ
- ② 開度計、安全装置、制御装置
- ③ 潤滑油（給油装置、油浴式油潤滑装置）
- ④ 塗装
- ⑤ 開閉装置フレームとアンカ金物

2. 点検・整備時の安全に対する留意点

点検・整備に際しては安全に接近、目視、分解、清掃、調整、搬出・搬入、復旧、試運転、片付けができなければならない。安全に開閉装置の点検を行うため、一般に次の注意が必要となる。

(1) 墜落防止対策

開閉装置周辺は一般的に狭く、高所が多いため、安全通路の確保、開口部の対策や高所で

は足場の設置が必要となる。そのため予め点検台、階段、歩廊などを設計時に検討し、設置することが必要である。

さらに足場、工具、治具等の取付が容易にできるよう吊りピース、フックも必要である。

(2) 崩壊防止対策

設置した足場、支保工、囲い等の崩壊防止用として吊りピース、フックなどがあれば強固に固定できるので、設計時に考慮することが必要である。

(3) 飛来落下防止対策

開閉装置には、器具の飛来落下防止として、開口部にはカバーを、高所作業用には点検設備等を設計時に検討し、設置することが必要である。

(4) 挟まれ、巻き込み防止対策

軸継手やギヤの回転部は、挟まれ、巻き込みの危険があるのでこれらにはカバーが必要である。また、排気管など火傷の危険性のある場所において事故防止に有効であるため、カバーを設置する必要がある。

なお、カバーの取外しを容易にするため適当に分割出来ることや、容易に目視点検できるように点検蓋を取付けた構造とすることなど設計時に検討する必要がある。

3. 具体的対策

前述の1項の中で現在点検が困難である機器および点検・整備作業は、主に次のものがあり、それらの点検設備の具体的対策を示す。

(1) ワイヤロープ端末調整装置、ソケットの点検と対策

ワイヤロープ端末部やソケットは、開閉装置のフレームよりも下部、または狭あい部にあることが多いため、点検作業が困難になっている。点検・整備時にはワイヤロープの取替等でソケットの取外しが必要となるため、ワイヤロープ端末調整装置は取外しができる構造とする。

図3.14.1-1にその例を示す。また、ワイヤロープ端末調整装置やソケット部をフレームより上方へ配置する方法がある。ただし、これに伴って、点検設備が上部に必要となり開閉装置全体に比べ点検設備が大形になってしまう場合もあるため、配置設計時点での検討が必要となる。

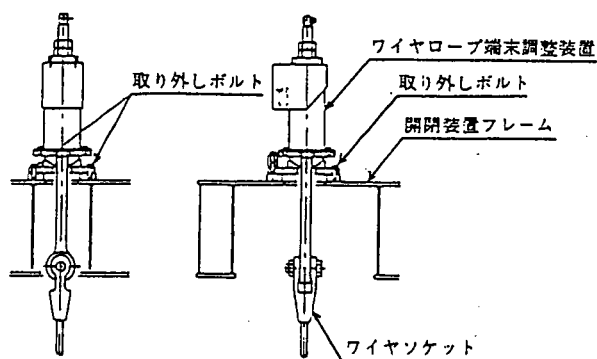


図3.14.1-1 ワイヤロープ端末調整装置の例

(2) 大型開閉装置の上部の点検

ドラムギヤ径が約2.2mを超えるような大形の機器は、点検時上部にもに接近しなければならないため危険な場合がある。当初からその点検設備を計画していれば墜落や落下災害が防止できるため、図3.14.1-2に示す点検用梯子等の点検設備を設置することが望ましい。

ただし、点検設備を取り付けることによって、点検スペースが確保できない場合は、必要箇所に限定すること。

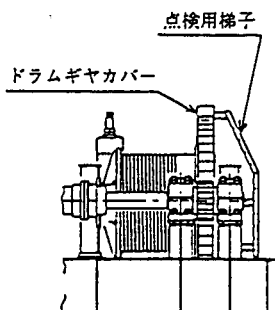


図3.14.1-2 大形の開閉装置の点検設備（梯子）の例

(3) 休止装置の点検と対策

休止フックや、扉体付ピン等は一般にフレーム下部に配置せざるを得ない場合が多い。これらの部分は、扉体上からも接近でき、また開閉装置下部は狭あい部のため、特別な点検台などは、かならずしも必要でないが、開閉装置フレームの開口部に蓋や梯子を設置して扉体全開・休止時に天端にアクセスできるようにすることが望ましい。ただし、休止フックのヒンジ部は、潤滑の必要があるため、できるだけフレームより上部へ配置すれば点検時に作業が容易になるので、設計時点で配置等を検討する。

(4) クレストラジアルゲートの転向シーブの点検と対策

この転向シーブは、開閉装置から離れた場所に設置されることが多いため、図3.14.1-3のように設計当初からできる限り他の設備と兼用で踊り場等の点検設備を設置する。

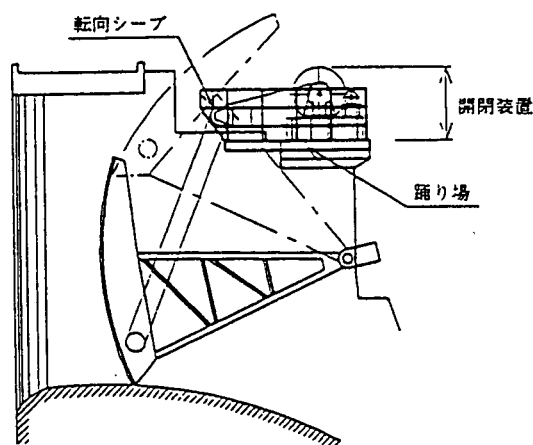


図3.14.1-3 転向シーブの踊り場の例

(5) 動力伝達軸を越える通路

動力伝達軸を越えて作業するケースが多い場合は、図3.13.1-4のような通路を設置する。ただし、単独で設置するよりも、前(1)、(2)項のロープや上部の点検と兼用できるものが望ましい。

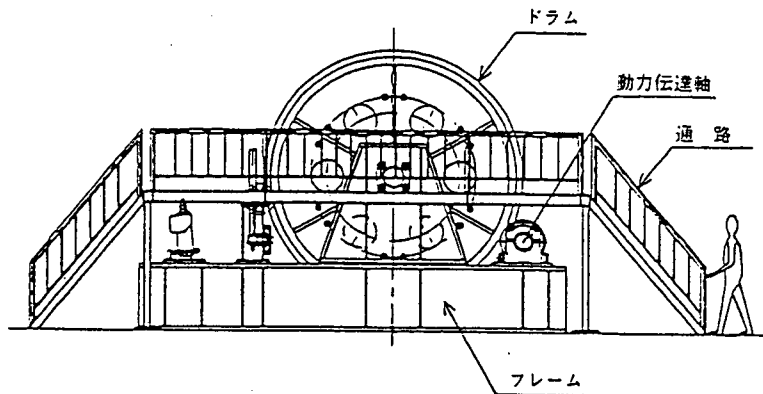


図3.13.1-4 動力伝達軸を越える通路の例

(6) チェーンブロック等の吊り上げ設備の設置

開閉装置室内には、点検・整備作業のために以下の点に留意してチェーンブロック、ホイスト、走行レール、吊りビースまたは吊りフックを設置する。

なお、吊り上げ設備は手動式チェーンブロックを標準とする。

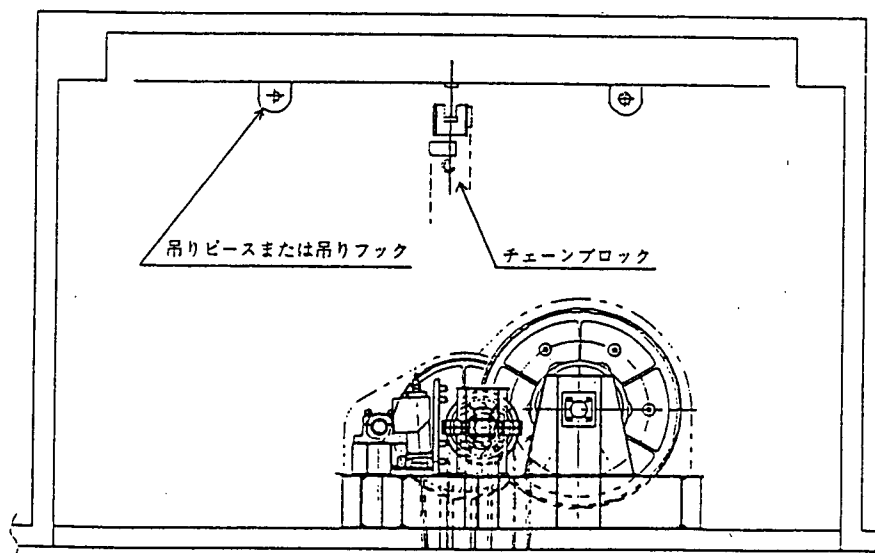


図3.14.1-5 チェーンブロック、吊りビースの例

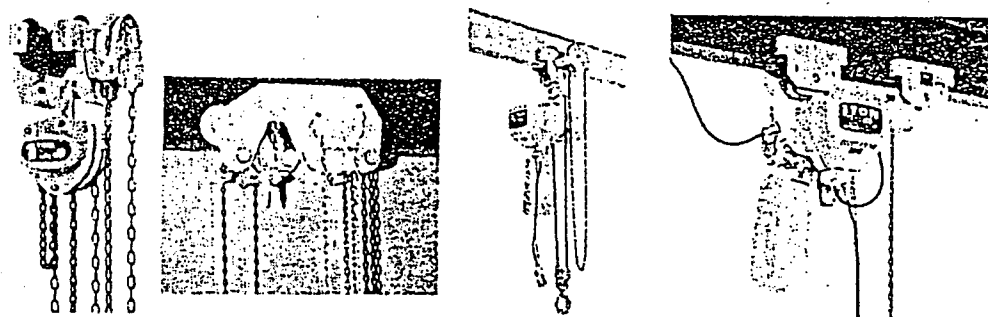
i) チェーンブロック、吊りビース等の吊上設備の容量は、一般に減速機、電動機、機側操作盤、ワイヤロープの吊り上げを考慮して決定する。ドラム、ドラムギヤを除外したのは、吊り上げる可能性が少なく、また吊り上げが必要となる場合は、大規模な補修工事と

なり別の吊り上げ方法を採用する場合が多いためである。

なお、ドラム、ドラムギヤの吊り上げが必要となる場合は、開閉装置室の天井を開口するなど般出口の対策が必要なので設計時に検討する。

また、複数門で開閉装置室が兼用または連続しているような場合には、チェーンブロックや走行レール等も兼用した配置（レールを長くしたり、横行・走行とも可能とする等）とし、設置数量を少なくすることも検討する。

- ii) チェーンブロック等を設置する場合でも、横移動などのために室内の四隅には吊りピースまたは吊りフックの設置が望ましい。吊りピース等には、許容荷重を明記してそれ以上の機器を吊り上げないようにする。
- iii) 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、吊り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、チェーンブロックでは、写真3.14.1-1および表3.14.1-1の値を参考にして、開閉装置頂部から天井までの高さや空間を決定する。



(a)手動普通形 (b)手動ショートヘッド形 (c)電動普通形 (d)電動ショートヘッド形

写真3.14.1-1 チェーンブロックの一例

表3.14.1-1 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）

吊り能力 (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	(125)*1・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。

- iv) 電動チェーンブロックや電動ホイストは、表3.14.1-2のようにその容量によってはク

レーン等としての設置届または設置報告が必要である。また、運転および玉掛け作業についても諸規則があるので注意して検討する。

表3.14.1-2 クレーン等の設置に関する諸規則

吊 上 荷 重	0.5tf 以上3tf 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)	

v) 手動チェーンブロックなどの巻上げ用ならびに走行用ハンドチェーンは、環境を考慮して亜鉛めっき品またはステンレス鋼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等を施した耐食性の高いチェーンを採用し、鋼製等の収納用バケットも設置することが望ましい。

(7) 開閉装置フレームの下面の点検

開閉装置架台や、コンクリート床版の間のメンテナンスフリー対策として、3-13-1解説7.の「二次コンクリート」または「重防食塗装」を施工することなどが必要である。

(8) 点検台の設置が困難な場合は、架設足場用のフックの常設、取外し可能なゴンドラを設置する。

(9) 油 受

ドラム、ドラムギヤ等には、グリスが下に落下し、床面や扉体を汚す場合や噴射による飛散があるため、上・下部に油受を設ける。

油受は取り外しが容易にできるよう分割して、フレームの間に取り付けることが望ましい。

3-14-2 防 鳥 対 策

開閉装置には鳥類等の生物の迷入を防ぐため、防鳥対策を設ける。

【解 説】

1. 開閉装置室内に生物（特に鳥）の迷入を防ぐための防鳥対策を行い、生物にやさしいゲート設備とする。
2. 開閉装置室内に生物が迷入すると次のような問題が発生する。
 - ① 開閉装置室外へ出られない場合、餓死するので死骸が腐敗し、不衛生になる。
 - ② 糞などにより、不衛生になり、塗装も劣化する。
3. 迷入防護のための防鳥対策の例を以下に示す。
 - ① カバープレートを取付けた例。

ワイヤロープの貫通部に二つ割にしたカバープレートを設ける。ロープが貫通していない開口部には、ゴム板の他にエキスパンドメタルやチェッカープレートを使用し、蓋をする。

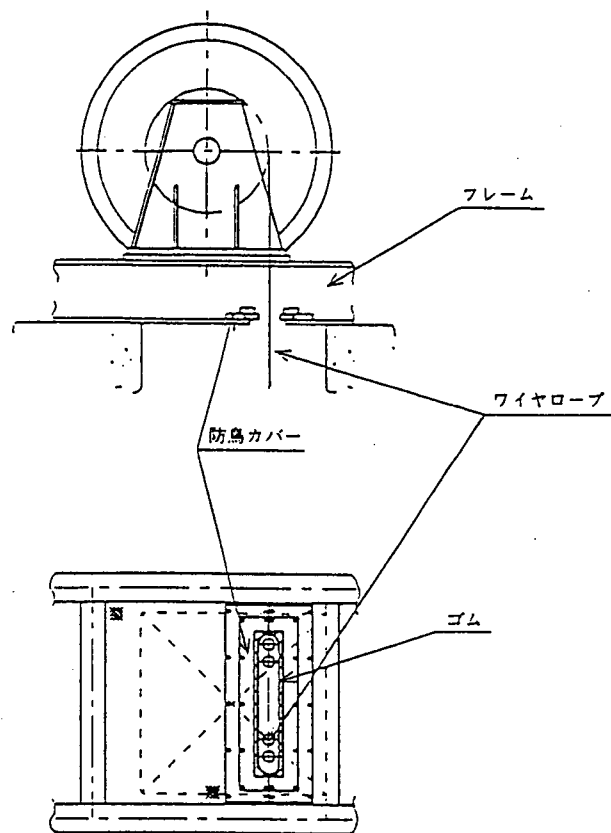


図3.14.2-1 カバープレートの例

- ② 先端を鋭利にした丸鋼（防鳥柵）を貫通部のカバープレートに溶接した例。
丸鋼が長くピッチが狭いほど迷入防護の効果が大きい。

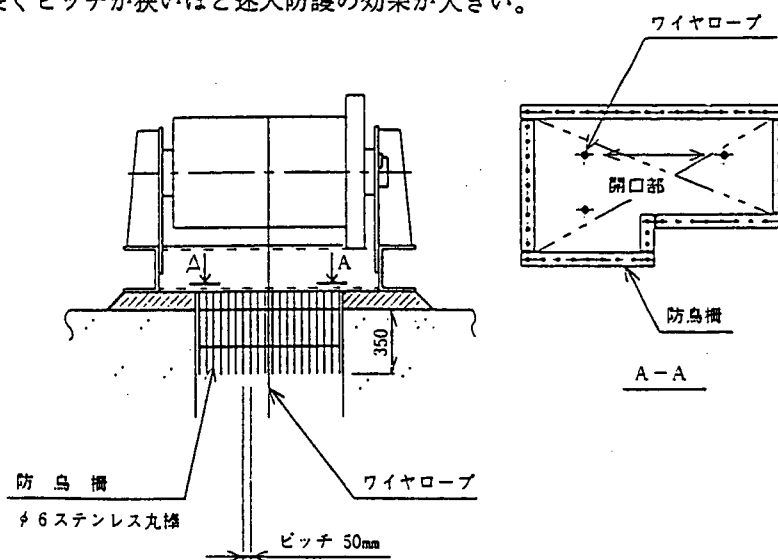


図3.14.2-2 防鳥柵の例

- ③ 小径のステンレスロープを開口部へ取り付け付けた例。
開口部へ小径のステンレス製ロープを狭いピッチで取付けて鳥類などの侵入を防護する。

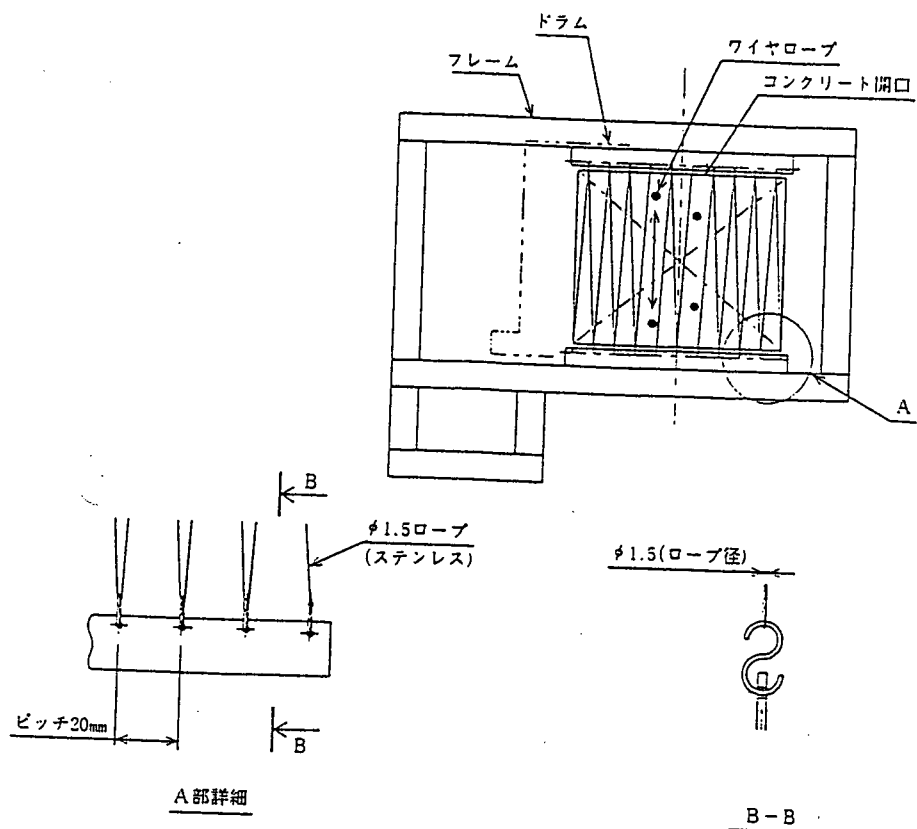


図3.14.2-3 小径ロープの例

3-14-3 開閉装置室

1. 開閉装置には、機器の保護および安全な操作環境の確保のために、開閉装置室を設置する。
2. 開閉装置室には、機器の操作や点検・整備に必要な空間および搬入出口等を確保する。
3. 開閉装置室は、機器の操作や点検・整備に良好な環境とする。

【解説】

1. 開閉装置および機側操作盤等には、機器の保護および作業員の安全な操作環境を確保するために、開閉装置室を設けることを原則とする。
2. 開閉装置室の空間は、次の値を標準とし、その関係を図3.14.3-1に示す。
 - (1) 開閉装置架台から壁までの間隔

点検・整備を容易に行うため、開閉装置フレーム端部から壁までの間隔は80cm以上を標準とする。

また、開閉装置フレームからの突出部から、壁または柱までの最小間隔は、60cm以上とする。
 - (2) 機側操作盤と壁および他の機器との間隔

盤の正面から壁までは、最低100cm以上、盤の正面が向かい合っている場合は相互に120cm以上の間隔とし、盤の正面以外の周囲は、壁に対して60cm以上の間隔とする。

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、80cm以上の間隔とする。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り替えに要する空間を確保する。

その他、ワイヤロープの取替のためのスペースも確保する必要がある。

(3) 開閉装置室の高さ

開閉装置室の高さは、原則として250cm以上とする。吊上設備を設けて機器を交換する場合の余裕高さは、減速機、電動機、機側操作盤およびワイヤロープなどを上に吊り上げ、ドラム等をかわすことのできる高さとする。

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。

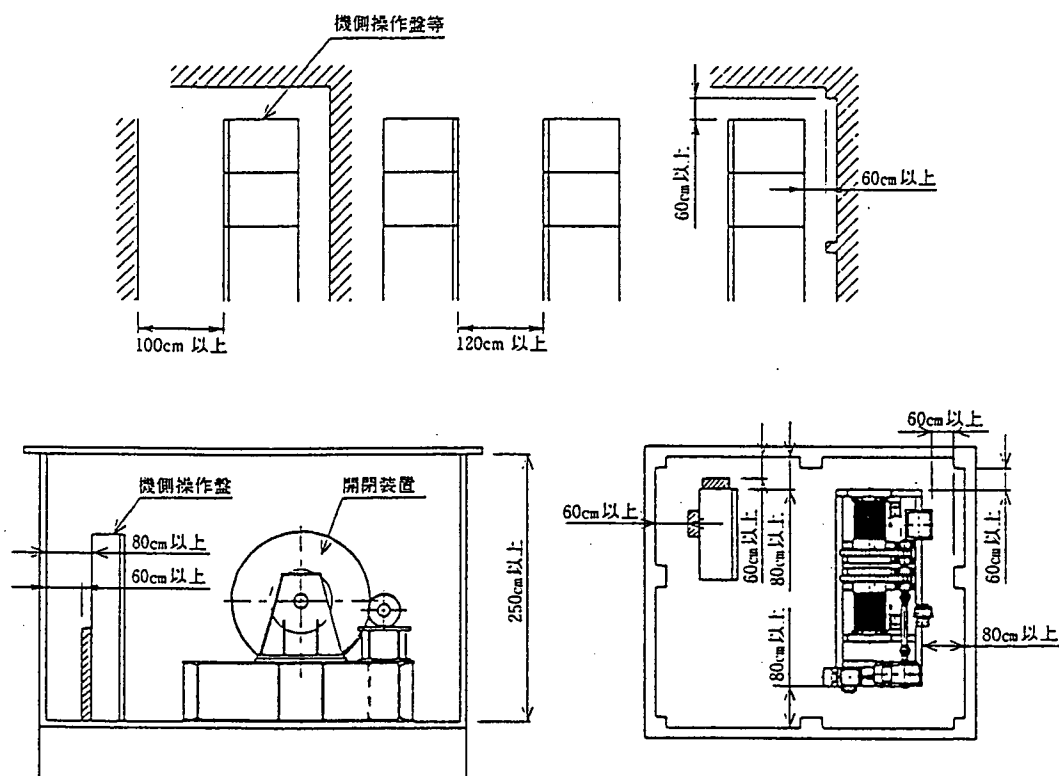


図3.14.3-1 開閉装置室の空間

(4) 開閉装置室の面積の決定

開閉装置室は、開閉装置の外形寸法および点検スペースを加味し、必要な空間を確保して決定しなければならない。しかし、土木構造全体の配置や景観を考慮して、ダム施設の基本設計の初期段階時に開閉装置室の面積（ダム軸方向、上下流方向の長さ）の概略寸法を決定

しなければならない場合がある。そのような場合は、開閉装置に必要な空間を確保するため、図3.14.3-2～4の計画推奨値を参考にするなど、各種土木、ゲート設備等の基本条件に配慮しつつ開閉装置室の面積（ダム軸方向、上下流方向の長さ）を決定する必要がある。

図3.14.3-2～5は、建設省および水資源開発公団の既設のダム107件を調査した結果を分析したものである。

注意① 各図の●印はゲート1門当りの開閉装置室の必要面積値を示し、実績値をダム・堰施設技術基準(案)に適合し、かつ最小となる面積に修正した値を示す。

② 図中のNは調査物件数を示す。

③ 図中——実線は、平均値を示す。(最小二乗法で近似したもの。)

④ 図中--- 1点サ線は、計画推奨値を示す。

⑤ 開閉装置室の面積には、修理用ゲート、休止装置や予備発電設備等の付属する装置は除き、機側操作盤は含むものとする。

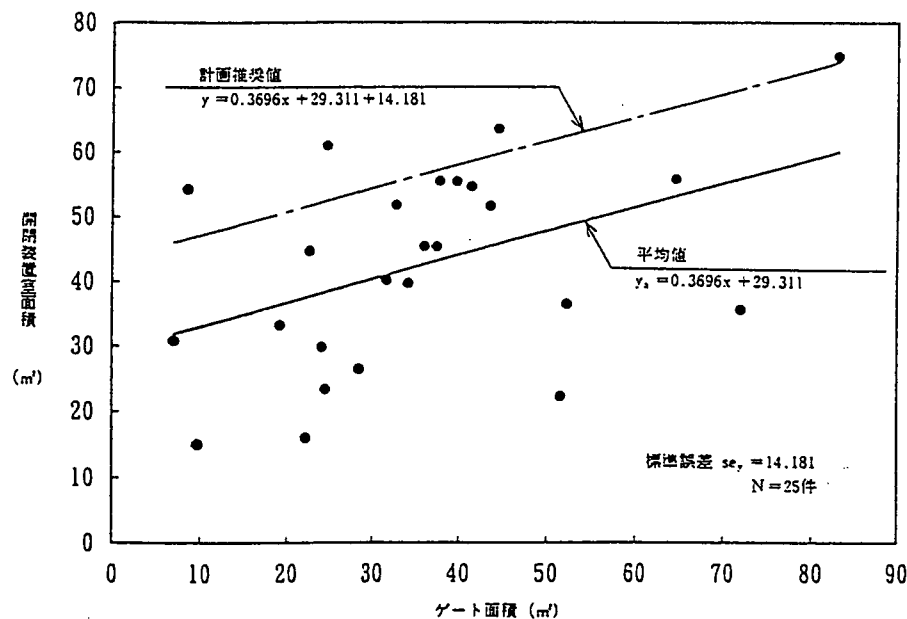
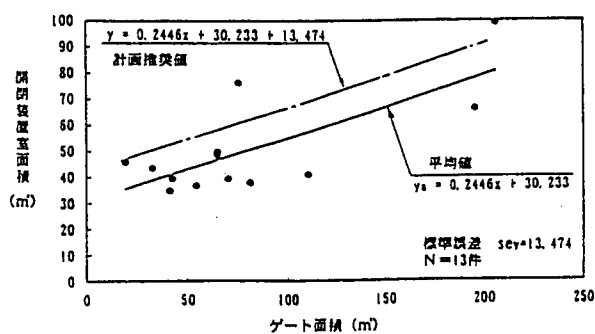
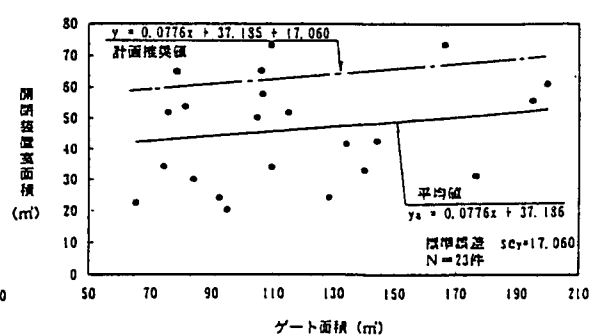


図3.14.3-2 開閉装置室の必要面積（予備ゲートの例）

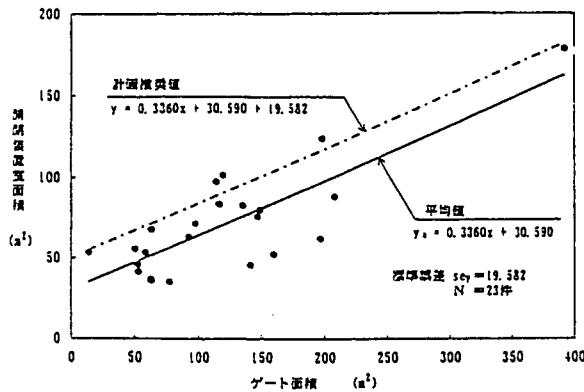


(a) ローラゲート

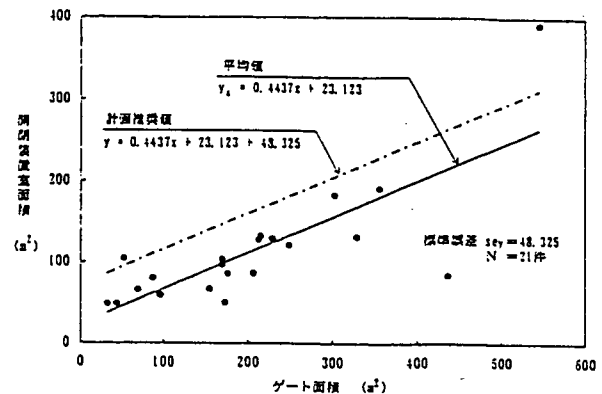


(b) ラジアルゲート

図3.14.3-3 開閉装置室の必要面積（クレストゲートの例）



(a) 円形多段式ゲート



(b) 直線多段式ゲート

図3.14.3-4 開閉装置室の必要面積（選択取水ゲートの例）

3. 開閉装置室の搬出入口は、将来の機器交換を考慮し、電動機、減速機、機側操作盤および各種計測機器等が搬出、搬入できる大きさとする。その開口寸法は、「高さ2 m×幅2 m」程度とし、両開き扉、またはシャッタなどを備えることが望ましい。扉は風・積雪対策として内開き戸とする。また、放流時の室内圧力低下が予想される場合は、引き戸とする。

搬出機器の重量は減速機、電動機、操作盤、ワイヤロープなどの最大重量を標準とする。それ以上のドラム、ドラムギヤや開閉装置のブロック全体の搬出の場合は分解したり、天井を開口して搬出入することを検討する。

開閉装置室が2箇所以上ある場合は、管理上の便宜を考慮し出入口の鍵を同一とする。

4. 開閉装置室は、保守管理の作業員に対する配慮はもちろん、電子機器で構成される機側操作盤や各種計測機器などを設置するため良好な環境とする。また、必要に応じ次の各設備の設置または対策を検討する。

① 照明設備

運転操作あるいは点検・整備には、必ず必要となる設備である。

② 換気設備

現在換気扇の設置例が最も多い。

③ 防音対策

周辺環境にも配慮した場合、規定以上の騒音はもちろん規定を超えない騒音に対しても低減する必要がある。

なお、騒音の規制は地域によって異なるため、監督官庁や自治体と事前に協議する必要がある。

④ 空調設備

制御設備の高性能、高精度化に伴う設備環境の温度管理や、作業員が操作しやすい環境を考慮し、空調設備が必要となる。特に無人化に伴い監視機器、自動制御設備を設置する場合には、温度変化に鋭敏な部品が用いられるため空調設備の設置が必要である。

⑤ その他の設備

上記以外にも寒冷地の場合は、開閉装置室の天井部や外部歩廊部にヒータを備えるなどの融雪設備も必要となる。

5. 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する照明設備を設けること。

- (1) 開閉装置室内の照度は、床面で150～300ルクス程度とする。

これは JIS Z9110「照度基準」を参考に機械室ならびに電気室と同等とし、巡視日報等を書いたり、取扱説明書が読める照度としたものであるが、特に細かい目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。

- (2) 高天井の全般照明の設計を次に示す。

- 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。

主要照明を水銀灯などとした場合は、照明器具の一部はラビッド式のものを採用し、点灯時の照度（150ルクス程度）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、室指数および天井・壁・床の反射率や器具の効率などにより決定される。

室指数は、室の間口 X (m)、奥行き Y (m) で作業面から光源までの高さ H (m) であるとき、式(3.14.3-1)による。

$$\text{室指数} = \frac{X \cdot Y}{H(X+Y)} \dots\dots\dots (3.14.3-1)$$

表3.14.3-1 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3.14.3-2 室内面反射率の概数表

材 料	反 射 率 (%)	材 料	反 射 率 (%)
白 壁	60	白 ベ イ ン ト	60 ～ 80
薄 色 ク リ ー ム 壁	50 ～ 60	薄 色 ベ イ ン ト	35 ～ 55
濃 い 色 の 壁	10 ～ 30	濃 い 色 ベ イ ン ト	10 ～ 30
コンクリート(生地)	25		

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、式(3.14.3-2)により所要ランプ数を算出する。

$$N = \frac{E \cdot A}{U \cdot F \cdot M} \dots\dots\dots (3.14.3-2)$$

ここに N：所要ランプ数

E：所要平均照度 lx (ルクス)

A：照明面積(m²)

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 lm (ルーメン)

ただし、リフレクタランプの場合 F は 0°～90° の全光束を採用する。

⑤ 光源の配置

所要ランプ数が算出されたら、明るさにむらが生じないような、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。

6. 開閉装置室の床面は、コンクリートが打設されたままの状態であると摩耗粉塵が設置機器に付着するため(機側操作盤および減速機に混入したり、歯車の歯面に付着したりするため)、コンクリート床面には防塵塗装を施すことを望ましい。施工される防塵塗装としては、エポキシ樹脂系、アクリルまたはポリウレタン樹脂系などが用いられる。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・色彩が望ましい。

7. 動力伝達軸貫通部および内燃機関・ファンブレーキの排気管等の貫通部は、防雨対策をする。また、雨水が室内に入った場合に排水ができるように床面を傾斜させる等の検討も行う。
8. 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。

3-15 潤 滑

3-15-1 一 般

1. 潤滑の目的とは、給油箇所の摩耗・摩擦の低減、異物の混入防止、さび・腐食の抑制等を行い、開閉装置の機能を維持し、能力を長年にわたって発揮させることである。具体的な給油箇所毎の潤滑の目的を示す。

- | | | |
|-----|---|------------------------------------|
| ① 軸 | 受 | ：摩擦・摩耗の軽減，異物の混入防止，異物の除去，集中荷重分散 |
| ② 軸 | 継 | 手：摩擦・摩耗の軽減，さび・腐食の抑制，異物の混入防止 |
| ③ 歯 | 車 | ：摩擦・摩耗の軽減，さび・腐食の抑制，異物の除去，集中荷重分散 |
| ④ 減 | 速 | 機：摩擦・摩耗の軽減，さび・腐食の抑制，温度上昇の抑制，集中荷重分散 |

- ⑤ ワイヤロープ：摩擦・摩耗の軽減，さび・腐食の抑制，異物の混入防止
 - ⑥ ロープ 端 末：摩擦・摩耗の軽減，異物の混入防止，異物の除去，集中荷重分散
 - ⑦ チェーン：摩擦・摩耗の軽減，さび・腐食の抑制
2. 給油の目的とは，潤滑剤の劣化，消耗により開閉装置の機能に支障を来すことを防止することである。
3. 「潤滑の目的」，「給油の目的」を把握した上で開閉装置の機能維持のための「潤滑管理」を行うものとする。

【解 説】

1. 集中荷重分散とは，潤滑油膜を形成することにより，微視的局部応力を分散させ摩耗および焼き付き等を防ぐ作用である。
2. 図3.15.1-1に一般的な開閉装置における潤滑対象部分と標準的な潤滑法を示す。

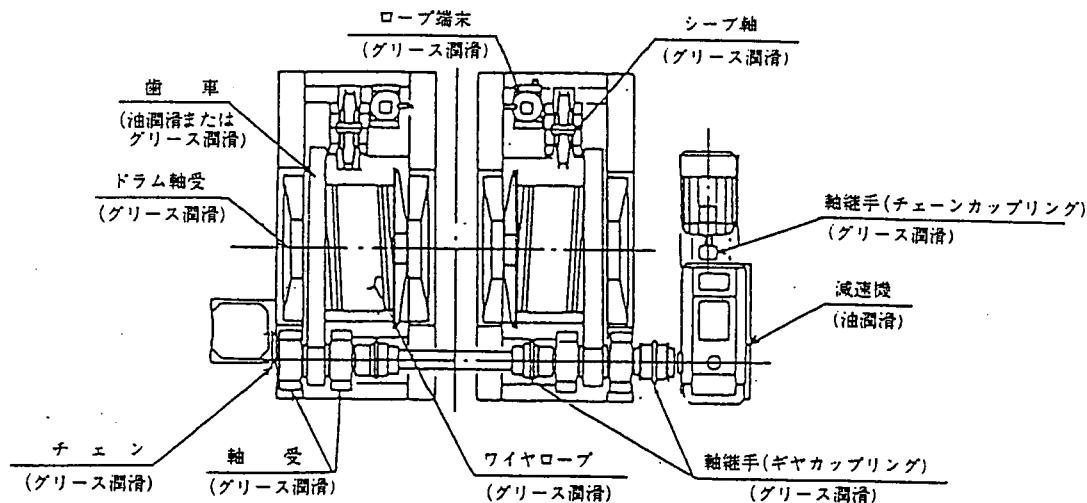


図3.15.1-1 潤滑対象部分

2. 単に給油するといった行為だけでなく，①摩耗および損傷を最小にする。②摩擦による動力損失を最小にする。③潤滑剤の消費量を最小にすることを目的に，摩擦部分を管理対象として体系的に考えることを「潤滑管理」という。

開閉装置の機能を維持するためには，「潤滑管理」を行い，潤滑に関連するトラブルを未然に防止することが必要である。すなわち摩擦面の種類，材質，寸法および運転条件，潤滑剤，給油方法，標準油量，給油周期，交換周期，交換方法等を総合的に勘案して設計する。

3-15-2 潤滑剤の種類と選定

開閉装置に使用される潤滑剤は，液状の潤滑油，半固体状のグリースに区別される。潤滑剤は，表3.15.2-1を標準とする。

表3.15.2-1 給油箇所毎の推奨潤滑剤

潤滑方法	給油箇所	ちょう度番号	備 考
グリース 潤 滑	ころがり軸受	NLGI 1 号	潤滑用グリース (リチウム系)
	すべり軸受	NLGI 1 号	潤滑用グリース (リチウム系)
	軸 継 手	NLGI 1 号	潤滑用グリース (リチウム系)
	歯 車		ギヤコンパウンド1号
	ワイヤロープ		赤 グ リ ー ス
	ロープ端末	NLGI 1 号	潤滑用グリース (リチウム系)
	チェン類	NLGI 1 号	潤滑用グリース

* NLGI : National Lubricating Grease Institute Number

潤滑方法	給油箇所	粘 度	備 考
油 潤 滑	減 速 機	ISO VG 32 ～ ISO VG680	工業用ギヤ油, ウォーム減速機の場合粘度が高い
	切 換 装 置	ISO VG 22	耐摩耗性油圧作動油
	歯車(噴射式)	ISO VG150	工業用ギヤ油

* ISO VG : International Organization FOR Standardization Viscosity Grade

【解 説】

1. 潤滑剤は、給油必要箇所の寸法・形状、材質、使用条件、潤滑方法などを検討したうえで目的に応ずるように決定するものとし、次の条件を満たすものとする。
 - ① 機器の使用温度範囲において、潤滑油では適正な粘度をもつこと、グリースでは適正な基油粘度とちょう度を兼ね備えることを基本とし、使用目的に応じた潤滑性能を有する。
 - ② 潤滑剤の性能が使用中に変動することなく、安定している。
 - ③ 軸受等は異物の混入により機器の寿命が短くなるだけでなく、騒音の原因になりかねないので潤滑剤は性能の良いものを選定する。

特に減速機等に使用する潤滑油は、次のような性状が必要である。

表3.15.2-2 潤滑油に要求される特性

極 圧 性	潤滑油は、高い荷重を受けてすべる歯面において焼付融着、スコアリングなど損傷を防ぐ性質が必要である。
酸化・熱安定性	潤滑油は、長期間使用していると、高温や湿気などにより酸化するため、これに対しては高い安定性が必要である。
水分離性	潤滑油には、運転・休止などによる温度変化によって水蒸気が凝結して水が混入することから、これを沈殿分離する性質が必要である。
消 泡 性	潤滑油は、歯車の回転により攪拌されて泡立つと油膜の形成が悪くなることから、優れた消泡性が必要である。
防 食 防 錆 性	潤滑油の中に、錆などが混入すると、これにより歯面が摩耗したり、潤滑油の酸化を早めることから、この性質が必要である。

2. 開閉装置の各給油箇所使用する潤滑剤は、機器の使用条件（温度・荷重・速度）、購入品メーカーの推奨潤滑剤等を十分検討したうえで決定するものとする。
- (1) ころがり軸受、軸継手、ローブ端末、チェーン類に使用するグリースはNLGI 1号を標準とするが、設備の設置環境、操作条件によりグリースの滴下等が考えられる場合は、NLGI 2号を採用しても良い。
 - (2) すべり軸受に使用するグリースはNLGI 1号を標準とするが、配管集合方式や集中給油方式を採用する場合は設備によってNLGI 0号を採用しても良い。
 - (3) ワイヤローブに使用するグリースは色相が比較的透明に近くローブの点検が行いやすく、潤滑性に優れ、塗布作業が容易な赤グリースを標準とするが、設備の設置環境により比較的耐候性に優れる黒グリースを使用しても良い。また、ローブ自身が水中に没するような設備では、水面付近のグリースが流出、劣化しやすいので耐水性および粘着性がある特殊グリースの検討も必要である。
 - (4) ヘリカル減速機には高速側と低速側のギヤを同一箱内に配置したタイプと、分離したタイプがある。前者の場合、潤滑油が一種類のため粘度の選定を誤ると、攪拌抵抗による油温上昇を招くので注意する。また、後者の場合、潤滑油の種類を変えることが可能であるが、高速側と低速側の伝達軸のシール部に漏れがあると油が混合してしまう恐れがあるため、注意が必要である。
 - (5) 歯車の給油は油潤滑の場合は、噴射式を標準とし、粘度ISO VG 100程度の潤滑油を選定するものとする。グリース塗布式を採用した場合は、流体潤滑性能に優れる粘着性の強いグリースであるギヤコンパウンド1号を標準とする。

3-15-3 給油方法

1. 給油方法は、各機器の使用潤滑剤、使用条件、使用頻度、給油箇所数等を考慮に入れて、最も適した方法とし、表3.15.3-1を標準とする。

表3.15.3-1 給油箇所毎の給油方法

給油箇所		給油方法
軸受	ころがり軸受	グリース充填方式
	すべり軸受 (ローブ端末を含む)	グリースガン注入方式
軸継手		グリース充填方式
歯車		噴射式、グリース塗布式
減速機、切換装置		油浴式
ワイヤローブ		グリース塗布式
チェーン類		グリース塗布式

2. 給油必要箇所には、各機器および操作室を汚さぬように油受等の対策を施す。

【解 説】

1. 給油方法は以下に示す方法による。

(1) ころがり軸受，軸継手

密封性が良くシールが簡単であり，取扱いが容易であることから，軸継手ケース，軸受ケース内にグリースを充填する方式を標準とする。グリースの交換は原則としてグリース全量を交換する。

(2) すべり軸受

i) グリースガン注入方式

給油口のグリースニップルにグリースガンの口金を密着させて，グリースガンのレバーを動かしてグリースを押し込む。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。給油量は軸受側面にグリースがにじみ出す程度とする。使用するグリースはカートリッジ式のものを使用すると取扱いが容易である。本方式は最も確実であり信頼性も高い。本方式を標準とするが，設置環境・操作条件により，配管集合方式や集中給油方式を採用しても良い。

ii) 配管集合方式

給油口を配管により1箇所集中させ，給油口に取り付けたグリースニップルからグリースガンにより給油を行う方式である。集中給油ポンプを使う方式に比べて分配弁等の必要がないことから給油設備のメンテナンスも簡単である。(図3.15.3-1)

給油量は軸受側面にグリースがにじみ出す程度とする。使用するグリースはカートリッジ式のものを使用すると取扱いが容易である。

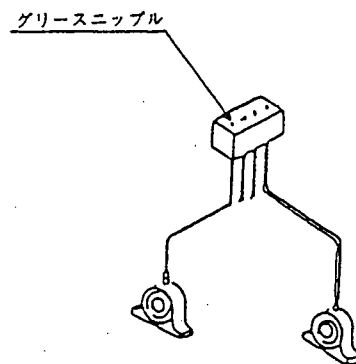


図3.15.3-1 配管集合方式

iii) 集中給油方式

1 台のポンプから多数の軸受に規定量のグリースを給油する方式で，比較的大型で給油箇所が多い設備に採用する。給油方式はデュアルライン（複管式）のエンドシステム（図3.15.3-2）の手動式を標準とする。

集中給油を行う箇所は，箇所毎により給油量に大きな差があることから分配弁による油

量の調整を十分に行うものとする。特に操作頻度の高い設備では通常操作では摺動状態にない休止装置軸受、ロープ端末等は分配弁で調整を行っても給油過多となる可能性もあることから、その部分は集中給油系統から外し、グリースガンによる単独給油とすることも検討の必要がある。

集中給油方式については、以下の点についての注意が必要である。

- ① ゲート設備に採用する場合、一般産業用と比べて長期間運転しないことが予測されるためにグリースの劣化、異物の混入等により作動不良とならないように定期的に点検・給油を行うようにする。
- ② グリースの補給はエアの混入等がないように専用のグリース充填ポンプを使用してポンプの補給口より定期的に行うものとする。
- ③ 給油量は軸受側面にグリースがにじみ出す程度とする。
- ④ 分配弁の設置位置は保守点検の容易な場所とする。
- ⑤ 方式は手動方式を標準とするが、操作頻度の非常に高い設備や特に大型の設備においては、省人化やメンテナンスフリー化を考慮し電動方式の採用も検討するものとする。

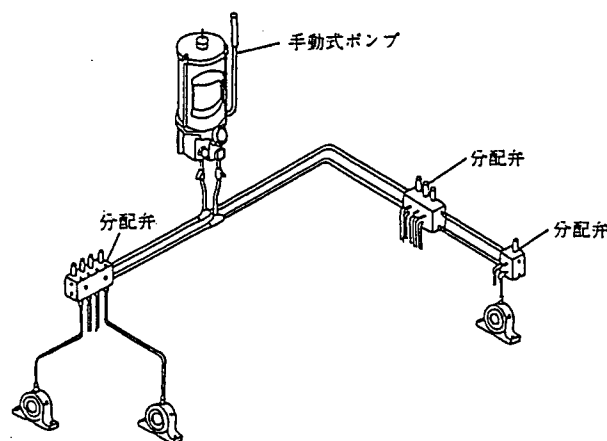


図3.15.3-2 複管式手動エンドシステム

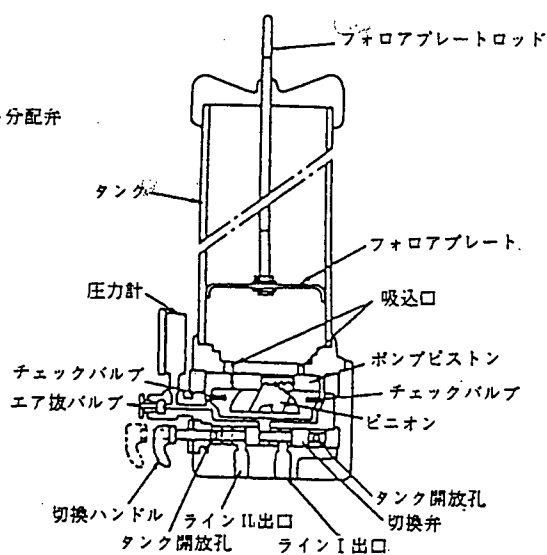


図3.15.3-3 集中給油ポンプ構造図

(3) 歯 車

歯車の給油方法は、操作頻度の高い取水ゲートの上段や1月に1回程度の給油のための保守運転が可能な設備（予備ゲート、修理用ゲート等）の開閉装置には噴射式を、操作頻度の低い設備もしくは定期的な保守運転が不可能な設備（取水ゲート下段、クレストゲート等）の開閉装置にはグリース塗布式を採用することを標準とする。

i) 噴射式 (図3.15.3-4)

潤滑油をノズルから圧縮空気によって歯面に吹き付け散布する方法で、潤滑油はポンプにより循環させる方式である。歯車に付着した油がかみ合い部に送られる。広い面積への給油が確実に行え、歯面への異物の混入もなく、信頼性が高いことから歯車への給油方法の標準とする。なお、潤滑油がカバーから漏れることによる操作室の汚染および河川の汚染等の環境破壊が起きないようにカバー取付部のシール構造も十分検討するものとする。特に軸貫通部からの漏油については注意をする必要がある。軸貫通部のシール参考図を図3.15.3-5に示す。

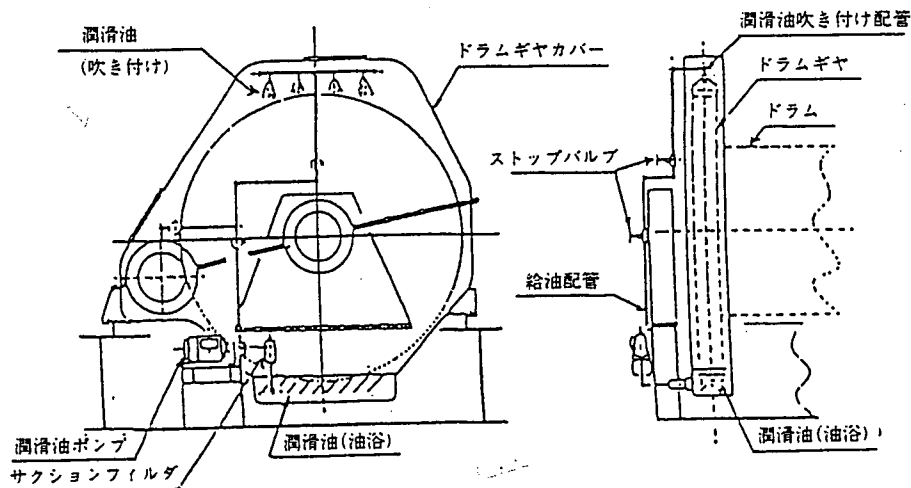


図3.15.3-4 噴射式

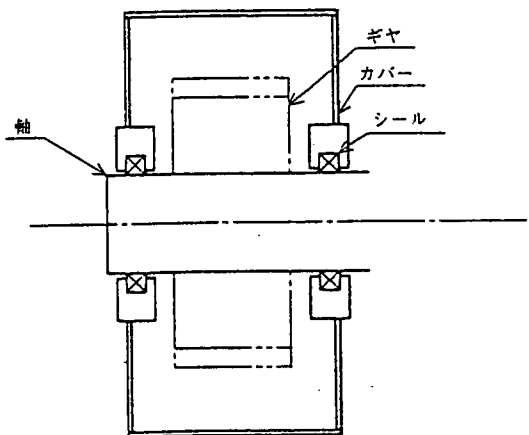


図3.15.3-5 軸貫通部のシール構造

ii) グリース塗布方式

給油箇所にはハケまたは綿布でグリースを塗布する。塗布面はよく掃除するものとし、旧グリースを取り除くものとする。

(4) 密閉歯車 (減速機, 切換装置)

i) 油浴式 (はねかけ式)

減速機もしくは切換装置の密閉箱の下部を油だまりとし、歯車の下部を一定の深さだけ油に浸し、歯面に付着した油および回転による油の飛沫等によって給油する方式である。ゲート設備の場合、高速回転ではないことから歯面の油膜が切れることもまれであるため本方式を標準とする。

潤滑油は定期的に交換の必要がある。また、交換の際には潤滑油の性状試験を行い判断するものとする。

ii) 強制潤滑式

減速機や切換装置の強制潤滑式とは、ポンプによりかみ合い部へ給油する方法で、その方法は滴下式、噴射式、噴霧式の3つに分類できる。強制潤滑式はポンプ・フィルタ・配管・その他の一連の装置が必要になることおよび水門設備の減速機の歯車の周速は強制潤滑式にするほど大きくないこと等の理由より油浴式を原則として採用する。ただし、ウォーム減速機の場合は表3.15.3-2の数値を目安に検討の必要がある。

表3.15.3-2 ウォームギヤの給油方法の選定

給油方法	すべり速度 (m/s)
油浴式	10m/s 程度以下
強制式	10m/s 程度以上

(5) ワイヤロープおよびチェーン

最も確実な給油が行え、信頼性も高いグリース塗布方式を標準とする。グリースを塗布する場合は旧グリースを取り除いて行うものとする。

大口径のワイヤロープの場合、作業性が非常に悪いことから、自動給油装置等の採用についても積極的に検討する必要がある。

2. 給油間隔および潤滑剤の交換間隔は、各機器の使用条件、使用頻度等に応じて決定するものとする。長期間給油しない場合は、配管内グリースの凝固や腐食等不具合の原因となることから充分注意して決定するものとする。減速機等密閉された機器を長期間運転休止状態で放置すると、湿気により歯車表面やケーシング内面が腐食することがある。また、結露した水滴が機械の運転・休止によって乳化と分離を繰り返し、潤滑油の劣化を促進するので注意する。

ダムゲート設備はその操作頻度によって一般的には次のように分類される。

- ① 操作頻度の高い設備：取水ゲート（上段）
- ② 41操作頻度の低い設備：取水ゲート（下段）クレストゲート、予備ゲート、修理用ゲート

この分類をもとにした一般的な給油間隔および潤滑油の交換間隔の目安を表3.15.3-3に示す。

表3.15.3-3 潤滑剤の給油および交換間隔

給油箇所		給油方法	給油間隔	
			操作頻度の高い設備	操作頻度の低い設備
軸受	ころがり軸受	グリース充填方式	半年～1年に1回交換。	1年に1回交換。
	すべり軸受 (ロープ端末を含む)	グリースガン注入方式	最低1ヶ月に1回給油。	操作の都度給油。半年以上給油しないものは最低でも半年に1回給油。
		配管集合方式		
		集中給油方式		
軸継手		グリース充填方式	半年～1年に1回交換。	1年に1回交換。
歯車		強制式(噴射式)	操作の都度給油。	操作の都度給油。半年以上操作しないものは最低でも1ヶ月に1回給油。 (給油のための保守運転により行う。)
			交換は1年に1回。その際に全面に給油。	交換は1年に1回。その際に全面に給油。
		グリース塗布方式	塗替えを1年に1回。	塗替えを1年に1回。
減速機、切換装置		油浴式	1～3年に1回程度交換。 (1年に1回成分分析を行って判断する。)	
		強制式		
ワイヤロープ		グリース塗布方式	塗替えを1年に1回。	塗替えを1年に1回。
チェーン類		グリース塗布方式	塗替えを1年に1回。	塗替えを1年に1回。

- (注) 1. 減速機、切換装置の場合初回の交換は機器の特性上早めに行う必要がある。
 2. 減速機にヒータを設置した場合は潤滑油の劣化が早くなる可能性があることから注意を要する。
 3. 噴射式を採用した歯車や減速機は、全体に渡って清浄な潤滑油膜を形成できるように操作頻度の低い設備であっても1ヶ月に1回程度の保守運転が必要である。

3. 一般事項

- (1) 減速機や切換装置等には排油のためのドレンバルブおよびプラグを設置するものとするが、設置位置は廃油受けの配置等を考慮に入れて作業性のよい位置に設置する。

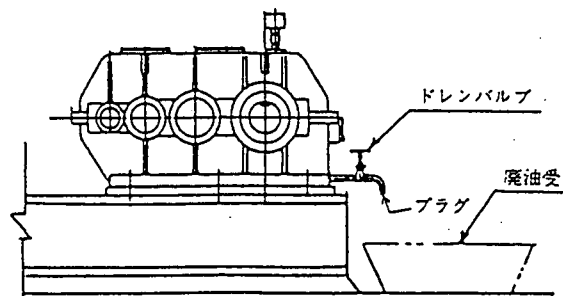


図3.15.3-6 減速機の廃油口

- (2) 低速回転するすべり軸受やドラムの方には旧グリースが滴下し操作室や機械台を汚すので、油受を設ける等の配慮が必要である。また、ドラムギヤ・ピニオン部には異物の混入を

防止するために密閉式のカバーを設置し、特に給油方法として噴射式を採用した場合は、シール部からの油の滴下の可能性もあることから油受も設置する。油受およびカバーは2.3～3.2mmの鋼板やFRP、塩ビ等を使用した軽量なものとし、取外しが可能な構造とする。(図3.15.3-7～8)

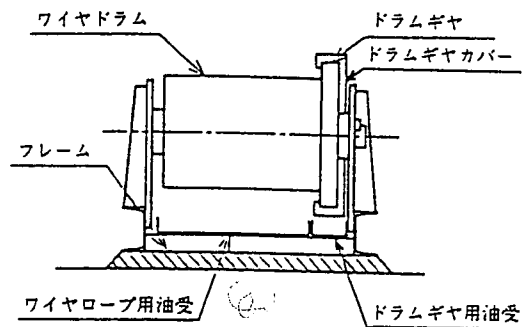


図3.15.3-7 ドラムギヤおよびドラム部油受

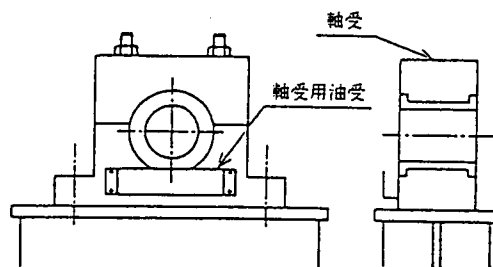


図3.15.3-8 軸受部油受

滴下したグリースを除去することは困難であることから、油受の上に容易に取り替え可能なシートを取り付けると保守管理が容易である。

また、上述以外に図3.15.3-9に示す、転向シーブとドラム間のワイヤロープの下にも可能な限り油受を設置する。

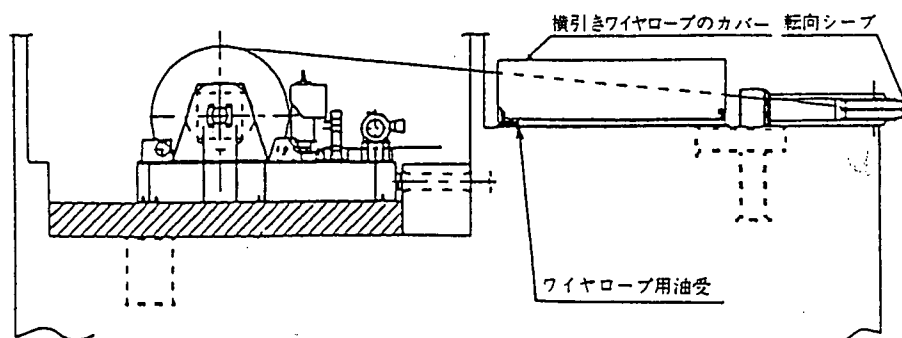


図3.15.3-9 転向シーブ～ドラム間油受

3-15-4 給油配管

1. 給油配管は、操作、点検・整備時の支障とならないよう、また、安全性を考えて配管するものとする。
2. 配管およびその継手類は、表3.15.4-1を標準とする。

表3.15.4-1 基本的な給油配管材

材 質		配管用ステンレス鋼管 SUS304TP (JIS G3459)	
呼 び 径	A	8	10
	B	1/4	3/8
外 径	mm	13.8	17.3
容 積	cc/m	74.8	93.3
重 量	kg/m	0.799	1.110
スケジュール		80	

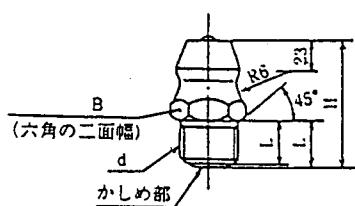
【解 説】

1. グリースが配管内に長期間溜まったままの状態になった場合、劣化や固着などの不具合の原因となることから個別給油方式が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。
2. 配管材はステンレス鋼管を使用することを標準とする。また、配管が複雑になる場合には加工性の良い銅管を使用しても良い。ただし、配管材が損傷を受ける可能性がある場合は必要に応じて保護カバーを設置する。銅管の標準を表3.15.4-2に示す。

表3.15.4-2 銅管の標準

材 質		銅合金継目無管 C1220T (JIS H3300)	
呼 び 径		6	8
肉 厚	mm	0.8	0.8
容 積	cc/m	15.2	32.2
重 量	kg/m	0.116	0.161

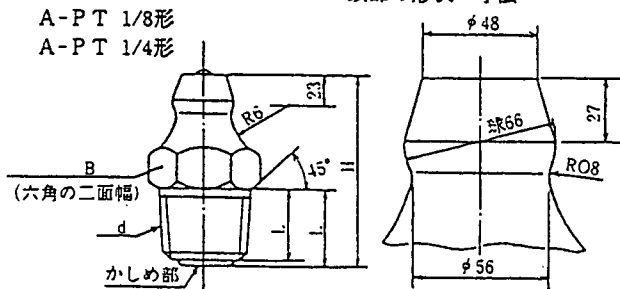
3. 屋外での給油配管は、日射の影響でグリースが乳化し障害を起こすため注意が必要である。また長い配管の場合は、ドレンブラグを設け、給油の確実性を図る必要がある。
4. グリースガンで給油を行う場合の、給油口に設けるグリースニップルには、ボタンヘッド形を採用することを標準とする。しかし、給油方法によりボタンヘッド形の採用ができない場合には、それに適合するグリースニップルを採用する。(図3.15.4-1)



ねじの呼び	H	I	L 以下	B
PT 1/8	18 ± 0.4	8	9.5	17 ⁰
PF 1/8				-0.25
PT 1/4	21 ± 0.4	11	12.5	17 ⁰
PF 1/4				-0.25

A-MT 6×1形
A-MT 6×0.75形
A-PT 1/8形
A-PT 1/4形

頭部の形状・寸法



形 式	ねじの呼び(d)	H	l	L 以 下	B
A-M 6 F形	M 6×0.75	13.5 ± 0.4	4	5.4	$7_{-0.2}^0$
A-MT 6×1形	MT 6×1	13.5 ± 0.4	4	5.4	$7_{-0.2}^0$
A-M 6×0.75形	MT 6×0.75	13.5 ± 0.4	4	5.4	$7_{-0.2}^0$
A-P T 1/8形	P T 1/8	20 ± 0.4	8	9.4	$10_{-0.2}^0$
A-P T 1/4形	P T 1/4	25 ± 0.4	11	12.5	$14_{-0.25}^0$

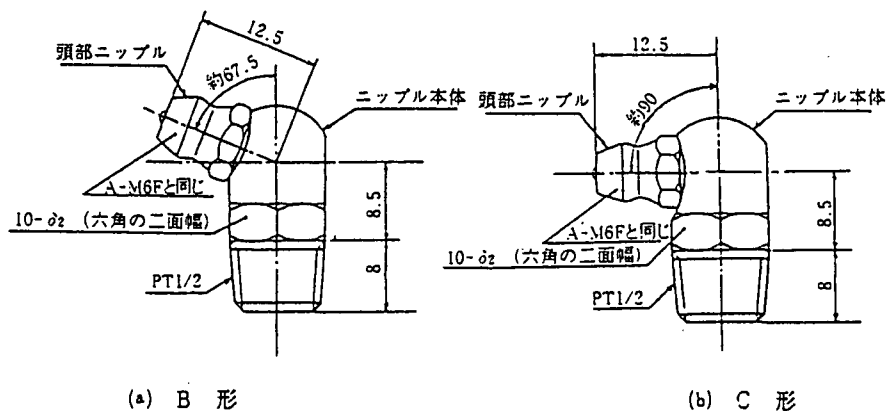


図3.15.4-1 グリースニップル

(3) 図3.15.4-3に配管集合方式の場合の配管例を示す。

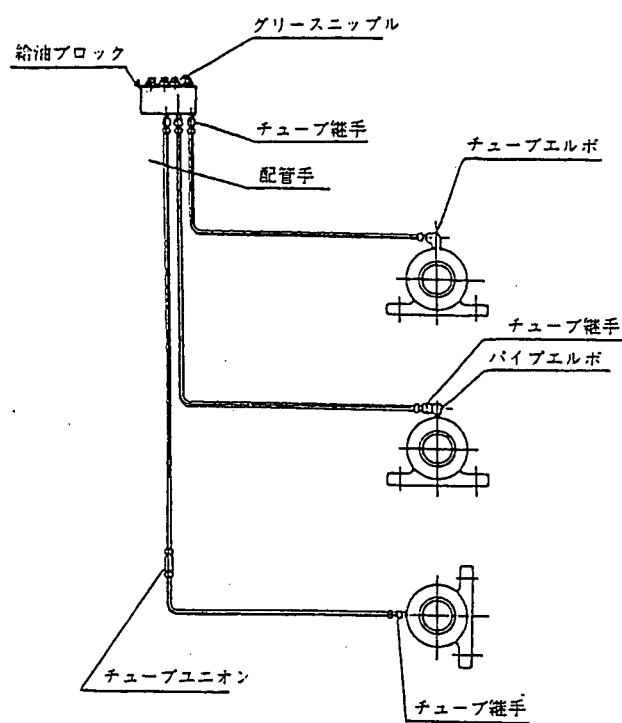


図3.15.4-2 配管例

(4) 表3.15.4-3に配管継手の例を示す。

表3.15.4-3 配管継手例

チューブ継手

鋼管 外径	X PT	寸 法				
		A	B	C	D	S
6φ	1/8	14	16.2	30	10	10
6φ	1/4	14	16.2	30	13	10
8φ	1/8	17	19.6	38	10	14
8φ	1/4	17	19.6	38	13	14
8φ	3/8	17	19.6	34	14	14
10φ	1/8	19	21.9	38	10	17
10φ	1/4	19	21.9	38	13	17
10φ	3/8	19	21.9	35	14	17
14φ	1/4	24	27.7	48	13	22
14φ	3/8	24	27.7	48	14	22
14φ	1/2	24	27.7	45	17	22

ネジ込み形ニップル

X PT	寸 法			
	A	B	L	L ₁
1/4	17	19.6	34	13
3/8	22	25.4	37	14
1/2	27	31.2	48	18
3/4	32	37	52	20
1/4	17	19.6	75	13
3/8	22	25.4	80	14

ネジ込み形ブッシュ

PT		寸 法				
X	Y	A	B	L	L ₁	L ₂
1/4	3/8	22	25.4	30	14	11
3/8	1/2	27	31.2	36	18	12
3/8	3/4	32	37	36	20	12
1/2	3/4	32	37	42	20	15

ネジ込み形ユニオン(リング式)

X PT	寸 法						使用 Oリング
	A	B	C	D	L	T	
1/4	32	37	19	21	38	18	P18
3/8	36	41.6	22	25	38	18	P20
1/2	46	53.2	27	31	44	20	G25
3/4	54	62.4	32	36	50	26	G30

チューブエルボ

鋼管 外径	X PT	寸 法						
		A	B	C	D	E	S	T
6φ	1/8	12	10	25	11	22	16	11.5
6φ	1/4	14	10	33	18	28	21	11.5
8φ	1/8	20	14	37	18	35	25	16.2
8φ	1/4	20	14	37	18	35	25	16.2
8φ	3/8	20	14	37	18	35	25	16.2
10φ	1/8	20	17	38	18	35	25	19.6
10φ	1/4	20	17	38	18	35	25	19.6
10φ	3/8	20	17	38	18	35	25	19.6

3-16 配線, 配管

3-16-1 配線材料

1. 電力ケーブルサイズは, 電動機等の負荷電流に対するケーブルの許容電流および電圧降下を考慮し, 決定する。
2. 配線材料は, 表3.16-1-1を標準とする。

表3.16.1-1 配線材料

用 途	名 称	記 号
電力ケーブル	600 V 架橋ポリエチレン, 絶縁ビニルシースケーブル	CV
信号ケーブル	制御 制御用ビニル絶縁ビニルシースケーブル	CVV
	計装 静電遮蔽付ビニル絶縁ビニルシースケーブル	CVVS
	通信 市内対ポリエチレン絶縁ビニルシースケーブル	CPEV, CPEVS
接 地 線	600 V ビニル絶縁電線	IV

【解 説】

1. 電力ケーブルサイズの選定は次による。
 - (1) ケーブルの許容電流は, JCS168号 D 「電力ケーブルの許容電流」によるが, 負荷電流以上のケーブルサイズを選定する。
 - (2) 電圧降下は, 負荷運転に支障のない許容電圧範囲内に収まるケーブルサイズを選定する。
 - i) 配線路の電圧降下の許容電圧範囲は, 内線規程で表3.16.1-2のように規定している。

表3.16.1-2 電圧降下許容範囲

供給変圧器の2次側端子または引込線取付点から最遠端の負荷に至る間の電線の恒長(m)	電 圧 降 下 (%)	
	使用場所に設けた変圧器から供給する場合 (高圧受電)	電気事業者から低圧で電気の供給を受けている場合 (低圧受電)
60 以下	3 以下	2 以下
120 以下	5 以下	4 以下
200 以下	6 以下	5 以下
200 超過	7 以下	6 以下

注) 上記表のうち, 幹線部分での電圧降下は2～3%以下とするのが望ましい。

- ii) 負荷が電動機の場合には, 定常運転時と始動時について, 線路の電圧降下を計算し, 電圧降下値が許容範囲内であるか調べる。
- iii) 配線路中の電圧降下は, 表3.16.1-3の簡略計算法にて計算する。

表3.16-1-3 電圧降下および電線の断面積簡略計算式

電 気 方 式	電圧降下 (V)	電線の断面積 (mm ²)
単相2線式および直流2線式	$e = \frac{35.6 L \cdot I}{1000 \cdot A}$	$A = \frac{35.6 L \cdot I}{1000 \cdot e}$
三 相 3 線 式	$e = \frac{30.8 L \cdot I}{1000 \cdot A}$	$A = \frac{30.8 L \cdot I}{1000 \cdot e}$
単相3線式および三相4線式	$e' = \frac{17.8 L \cdot I}{1000 \cdot A}$	$A = \frac{17.8 L \cdot I}{1000 \cdot e'}$

ここに、e：各線間の電圧降下 (V)

e'：中性線との間の電圧降下 (V)

L：電線1本の長さ (m)

A：電線の断面積 (mm²)

I：電流 (A)

2. 伝送信号レベルがDC 4～20mA等の弱電流の場合は、サージ侵入防止として静電遮蔽付（シールド）ケーブルを使用する。
3. 信号伝送方式として、光伝送方式を採用する場合の配線材料（光ファイバケーブル）には、次のものがある。
 - ① マルチモードファイバ
 - ステップインデックスファイバ (SI)
 - グレーテッドインデックスファイバ (GI)
 - ② シングルモードファイバ (SM)

3-16-2 配管、配線ビット

開閉装置室における電線路の方式は、二次コンクリートの場合はビット、鋼製床板の場合は電線管を標準とする。

【解 説】

1. 電線路の標準的な方式を、表3.16.2-1に示す。

表3.16.2-1 電線路の方式

配 管 経 路	電 線 路 方 式					
	露 出			埋 設 (2次コンクリート)		
	電 線 管	金属ダクト	可とう電線管	電 線 管	金属ダクト	配線ビット
機側操作盤～開閉機	—	—	—	○	○	○
開閉機上または周囲	○	○	—	—	—	—
電気機器の端末	—	—	○	—	—	—

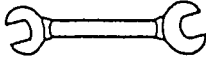
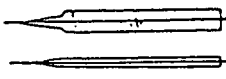
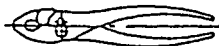
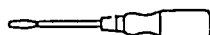
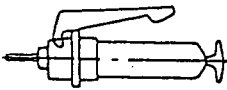
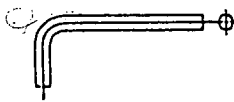
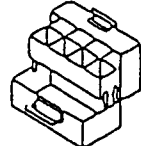
- (1) 機側操作盤から開閉装置までの電線路は、開閉装置室の2次コンクリートビット内に納めることを原則とする。
- (2) 開閉装置上または周囲および電気機器の端末は、ゲート操作および保守管理の障害にならない位置に整然と配管する。
- (3) 電気機器の端末は、可とう電線管にて配管し、長さは極力短くする。長くなる場合はサドル等により配管を固定することが必要である。
2. 電線管サイズの選定
電線管内に収納するケーブルの本数は、電流の低減率と施工性を考慮した占積率とし一般に32%の値を使用する。
3. 電気設備技術基準に基づき、占積率（ケーブル断面積の総和／ダクト断面積）を電力ケーブルは20%以下、制御・計装ケーブルは50%以下とする。
4. ケーブルの相互誘導を防止するために、次の点に配慮する。
 - (1) 弱電用ケーブルルートと強電用ケーブルルートは、できるだけ離し、また、並行しないように布設する。やむを得ず接近する場合は、セパレータで分離することが望ましい。
 - (2) 信号用ケーブルは必要に応じシールド付きのケーブルを使用する。
5. 電線管の主な種類を以下に示す。
 - (1) 鋼製
厚鋼電線管
薄鋼電線管
ねじ無し電線管（E）
 - (2) ビニール製
硬質ビニール電線管（VE）
耐衝撃性硬質ビニール電線管（HIVE）
波付硬質ポリエチレン管（FEP）
 - (3) 金属製可とう電線管

3-17 工具・予備品

3-17-1 工 具

工具類は、保守管理に必要な標準工具および特殊工具を工具リストと共に工具箱に装備するものとし、標準工具例を表3.17.1-1に示す。

表3.17.1-1 標準工具例

名 称	図	名 称	図
ス パ ナ		片手ハンマ	
モンキレンチ		ヤ ス リ	
ペ ン チ		ブ ラ イ ヤ	
ね じ 回 し		グリースガン	
六角レンチ		工 具 箱	

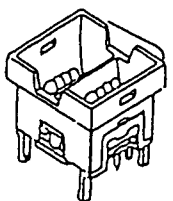
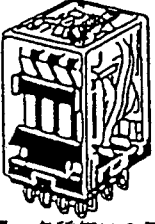
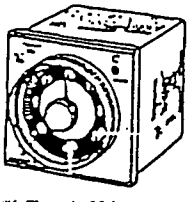
【解 説】

1. 工具は専用の工具箱に一式を納めて装備するものとするが、ゲート設備が複数門設置される場合等は効率の良い点検作業ができるように設置数については適切な数量を検討する。
2. スパナ、ねじ回し、六角レンチ等のサイズは設備に使用した部品サイズに適合したものを選定するものとする。

3-17-2 予 備 品

1. 予備品は、保守管理に必要とするものであり、取替える確率の高いものについては常備するものとし、予備品例を表表3.17.1-1に示す。
2. 予備品は、予備品箱に整理して保存する。

表3.17.2-1 予 備 品 例

名 称	図	名 称	図
LEDユニット	 設置数量：20%	リ レ ー	 設置数量：各種毎に 2 個以上
電 球	 設置数量：100%	タ イ マ	 設置数量：各種毎に 1 個以上
ヒ ュ ー ズ	 設置数量：100%		

【解 説】

予備品箱には、設備名称を明記し、予備品一覧表を添付する。また、予備品を使用した場合は必ず補充しておくものとする。

予備品の必要数量（機側操作盤 1 面に対する数量）は、下記による。

- ① LED20%または電球100%
- ② 制御回路ヒューズ 100%
- ③ 補助リレー類 各種毎に 2 個以上
- ④ タ イ マ 各種毎に 1 個以上

3-17-3 完 成 図 書

1. 完成図書は、保守管理等のために必要とする内容を完備する。
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。

【解 説】

1. 完成図書の作成は、発注者の定める完成図書作成要領によるものとし、具備する内容は、次による。

- 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）
2. 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、差替えを行うものとする。特に取替えた部品のメーカー、型番が既設品と異なった場合は十分な処置を行っておく必要がある。

3-17-4 操作銘板

1. ゲート設備の操作の手順を説明した操作銘板を機側操作盤の近傍に設けるものとする。
2. 必要に応じて開閉装置に用途別銘板を具備する。

【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。
2. 銘板の主な仕様例を表3.17.4-1に示す。

表3.17.4-1 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。
- 図3.17.4-1に用途別銘板例を図3.17.4-2に操作銘板例を示す。

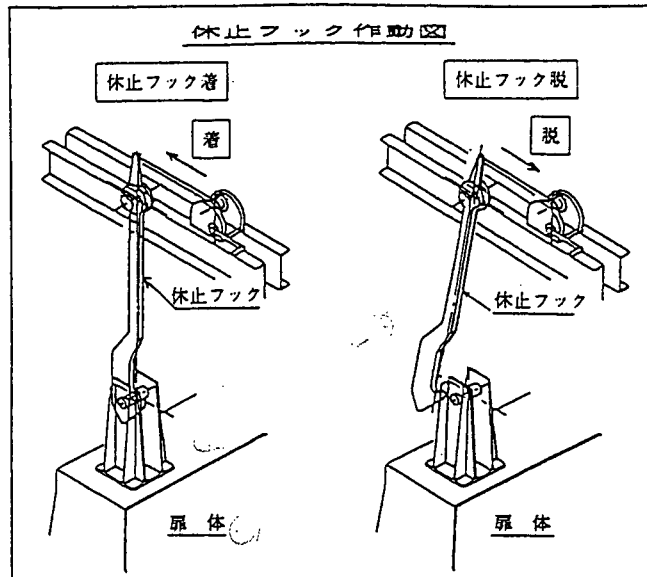


図3.17.4-1 用途別銘板例

ゲート操作要領

1. 操作準備

- ① 電源スイッチ (HCB、CB、CP) をONにします。
- ② 電源が正常に供給されていることを確認します。
- ③ 「ランプテスト」ボタンを押して、すべての表示灯が点灯することを確認します。
- ④ 「電源」、「急降」、「急上」ボタンを押して、各表示灯が点灯することを確認します。
- ⑤ 異常状態を確認 (点灯) 表示灯が点灯していないことを確認して下さい。

2. 運転操作

- ① 電源スイッチを「急降」側へ切り替えて下さい。
- ② バイパスバルブ調整
 - 1) 「ゲート」ボタンを押して「1」表示灯が点灯すると同時にチャイムが鳴り、バイパスバルブが最高で開きます。
 - 2) バイパスバルブが最高位置に達すると自動的に停止し、下向きに戻ります。
- ③ ゲート調整
 - 1) 電源が正常に動作することを確認します。
 - 2) 「開」ボタンを押して「1」表示灯が点灯すると同時にチャイムが鳴り、ゲートは最高で開きます。
 - 3) ゲートが最高位置 (0.5m) に達すると、自動的に最高位置から低速で閉ります。
 - 4) 完全に閉ると自動的に停止し、「急降」表示灯が点灯します。
- ④ ゲート調整
 - 1) 「開」ボタンを押して「1」表示灯が点灯すると同時にチャイムが鳴り、ゲートは最高で開きます。
 - 2) ゲートが最高位置 (0.5m) に達すると、自動的に最高位置から低速で閉ります。
 - 3) ゲートが閉ると、バイパスバルブが最高位置に達すると自動的に停止し、「バイパスバルブ」表示灯が点灯します。
- ⑤ 停止ボタン

ゲート・バイパスバルブ調整中に「急降」ボタンを押すとゲート又はバイパスバルブが元の位置に戻ります。

3. 緊急操作

- ① 電源スイッチを「急降」側へ切り替えて下さい。

動作は緊急停止時に限りますが、電源が正常 (0.5m) の位置で停止せず、ス、全て最高位置になります。

4. ゲート停止・停止脱操作

- ① ゲート停止操作
 - 1) 「急降」表示灯が点灯して停止します。
 - 2) 「急降」ボタンを押して「急降」表示灯が点灯すると同時にチャイムが鳴り、急降が開始されます。
 - 3) 「急降」ボタンを押して「急降」表示灯が点灯すると同時にチャイムが鳴り、急降が開始されます。
 - 4) 「急降」ボタンを押して「急降」表示灯が点灯すると同時にチャイムが鳴り、急降が開始されます。
 - 5) 「急降」ボタンを押して「急降」表示灯が点灯すると同時にチャイムが鳴り、急降が開始されます。
- ② ゲート停止脱操作
 - 1) 「急降」表示灯が点灯して停止します。
 - 2) 「急降」ボタンを押して「急降」表示灯が点灯すると同時にチャイムが鳴り、急降が開始されます。
 - 3) 「急降」ボタンを押して「急降」表示灯が点灯すると同時にチャイムが鳴り、急降が開始されます。
 - 4) 「急降」ボタンを押して「急降」表示灯が点灯すると同時にチャイムが鳴り、急降が開始されます。
 - 5) 「急降」ボタンを押して「急降」表示灯が点灯すると同時にチャイムが鳴り、急降が開始されます。

表示灯配列

電源	急降	急上	急降	急上	急降	急上	急降	急上	急降	急上	急降	急上	急降	急上	急降	急上	急降	急上	急降	急上
電源	急降	急上	急降	急上	急降	急上	急降	急上	急降	急上	急降	急上	急降	急上	急降	急上	急降	急上	急降	急上

急降
急上
急降
急上

急降
急上
急降
急上

小扉 押ボタン配置

急降
急上
急降
急上

急降
急上
急降
急上

吊钩装置 (吊钩) 図

図3.14.4-2 操作銘板例

第3章 スピンドル式開閉装置

第1節 設 計 総 論

1-1 設計の基本

開閉装置を設計するにあたり、次の基本条件および設計要目を整理、決定する。

1. 基本条件

- ① ゲート・バルブ設備の目的と要求機能
- ② ゲート・バルブ形式
- ③ 設置環境
- ④ 土木構造および関連・他設備との配置関係
- ⑤ ゲート・バルブ設備の操作水位

2. 設計要目

- ① 開閉荷重
- ② 開閉速度
- ③ 揚程またはストローク

【解 説】

1. 基本条件

- (1) ゲート・バルブ設備の目的と要求機能については、2-2に示す。
- (2) 「スピンドル式開閉装置」は、2-4で述べるように、扉体（弁体）が水流と直角方向に運動するもの（パーティカルリフトタイプ：図1.1-1～図1.1-4）と、水流と同一方向に運動するもの（弁体水平運動タイプ：図1.1-5～図1.1-6）とで形式が異なってくる。
- (3) 開閉装置は、気温、湿度等を考慮して設計しなければならない。

特に寒冷地に設置される場合は、減速機内のグリースちょう度が変化して抵抗が大きくなり、開閉装置の効率が低くなり、そのために電動機の容量不足などの不具合が発生することがある。

潤滑油の温度が0℃以下となる場合には、ヒータを設ける等の対策が必要である。

また、開閉装置は高湿度の環境に設置する場合が多いので、材質の選定、塗装の選定に留意し、除湿機を設置するなど耐食性を考慮した設計を行わなければならない。

- (4) パーティカルリフトタイプでは、スピンドル径算定の座屈計算の要素として、ゲート・バルブの径と「ゲート設置中心と開閉装置室床面との標高差」を把握しておくことが必要である。

また、水流と同一方向に運動するバルブにおいても、扉体（弁体）と連結するロッドの設

計には、「バルブ設置中心と開閉機室床面との標高差」が必要である。

- (5) 操作水位は、開閉荷重の算定に必要であって、ゲート・バルブ設備の設置条件、設置目的および流水遮断機能等を考慮して決定する。

各ゲート・バルブ形式に対する操作水位については、1-2-1に述べる。

2. 設計要目

開閉荷重、開閉速度、揚程またはストロークについては、1-2に示す。

各ゲート・バルブ設備の適用例については、図1.1-1～6に示す。

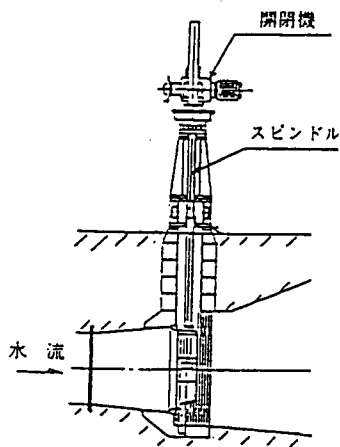


図1.1-1 ジェットフローゲート

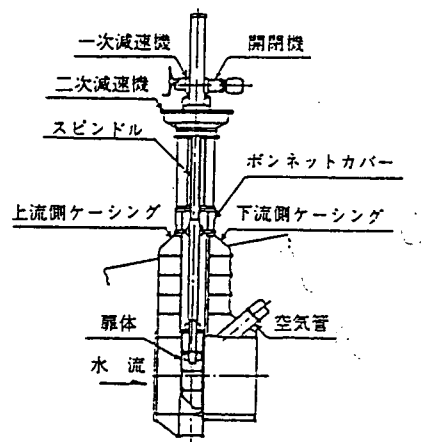


図1.1-2 高圧スライドゲート

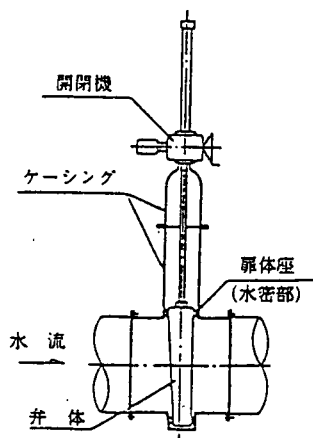


図1.1-3 スルースバルブ

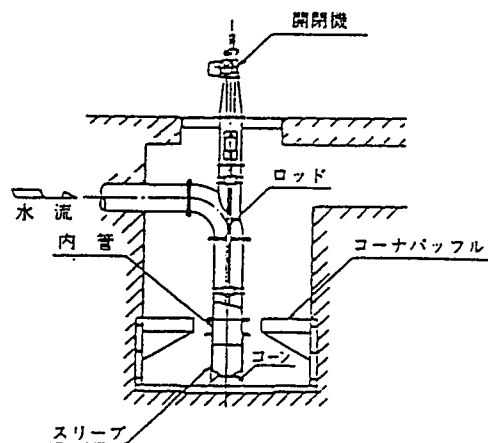


図1.1-4 コーンスリーブバルブ

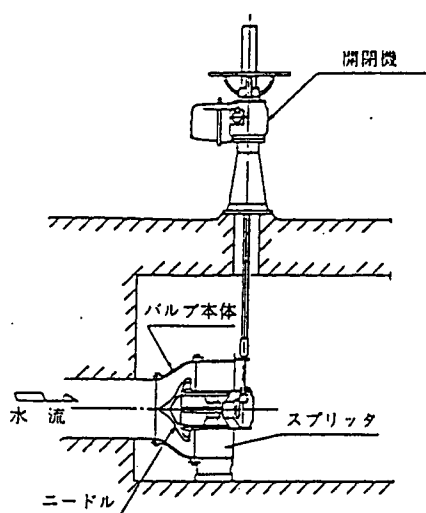


図1.1-5 ホロージェットバルブ

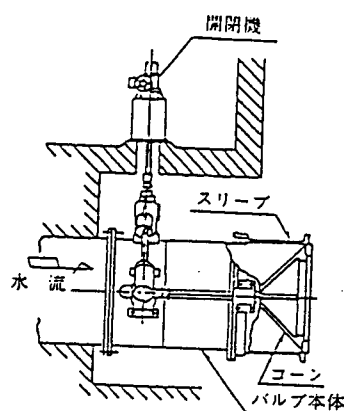


図1.1-6 フィックスストコーンバルブ

1-2 設計要目

1-2-1 開閉荷重

開閉荷重の組合せは、表1.2.1-1を標準とする。

表1.2.1-1 開閉荷重の組合せ

荷重 ゲート種類	扉体可動部 重量	支承部のす べり摩擦係力	水密部金属 間のすべり 摩擦係力	水密パッキ ンのすべり 摩擦係力	内圧による 面積アンバ ランス力	水密部押し つけ力	浸水部浮力	下流放流に よる下向力	水圧荷重
ジェットフロー ゲート	○	○	○	-	-	-	-	-	-
高圧スライド ゲート	○	-	○	○	-	○	○	○	-
スルースバルブ	○	-	○	○	-	-	○	-	-
コーンスリー プバルブ	○	-	-	○	○	○	-	-	-
ホロージェッ トバルブ	-	○	-	○	-	○	-	-	○
フィックス トコーンバルブ	-	○	-	○	○	○	-	-	-

注 1) 扉体可動部重量にはスピンドル重量を含む。

【解説】

- ゲート・バルブ設備の開閉荷重を求める場合の操作水位については、表1.2.1-2を標準とする。

表1.2.1-2 操作水位

ゲート種類		操作水位
小容量放流主ゲート・バルブ		上流：設計洪水水位、下流：使用条件を検討し決定
小容量放流 副ゲート・バルブ	流水遮断有	上流：常時満水位、下流：使用条件を検討し決定
	流水遮断無	水圧バランス
その他		使用条件を検討し、上・下流水位を決定

2. 開閉荷重として考慮する各荷重について、考え方と計算式を次に示す。なお、摩擦係数については、ダム・堰施設技術基準（案）「摩擦係数」によるものとする。

(1) 支承部及び水密部金属間のすべり摩擦力

$$F_1 = \mu_1 \cdot P \dots\dots\dots (1.2.1-1)$$

ここに、 F_1 ：金属間のすべり摩擦力 (tf)
 μ_1 ：金属間のすべり摩擦係数 (0.4)
 P ：操作時の全水圧 (tf)

(2) 水密パッキンのすべり摩擦力

$$F_2 = \pi \cdot D_p \cdot \ell \cdot P \cdot \mu_2 \dots\dots\dots (1.2.1-2)$$

ここに、 F_2 ：水密パッキンのすべり摩擦力 (tf)
 D_p ：パッキン接触面径 (m)
 ℓ ：パッキン摺動総長 (m)
 P ：操作時の水圧 (tf/m²)
 μ_2 ：パッキンと金属間のすべり摩擦係数 (0.7)

(3) 内圧による面積アンバランス力

$$F_3 = \pi/4 \cdot P \cdot (D_p^2 - D_1^2) \dots\dots\dots (1.2.1-3)$$

ここに、 F_3 ：内圧による面積アンバランス力 (tf)
 P ：操作時の水圧 (tf/m²)
 D_p ：パッキン接触面径 (m)
 D_1 ：パッキン外径 (m)

(4) 水密部押付力

(コーンスリーブバルブ、ホロージェットバルブ、フィクストコーンバルブ)

$$F_4 = P \cdot A \cdot m \dots\dots\dots (1.2.1-4)$$

ここに、 F_4 ：水密部押付力 (tf)
 P ：操作時の水圧 (tf/m²)
 A ：水密面接触面積 (m²)
 m ：パッキン係数

(高圧スライドゲート)

$$F_5 = p_1 \cdot B \dots\dots\dots (1.2.1-5)$$

ここに、 F_5 ：水密部押付力 (tf)
 p_1 ：必要押付力 (tf/m)
 B ：底部水密幅 (m)

(5) 浮力

$$F_6 = W_0 \cdot V \dots\dots\dots (1.2.1-6)$$

ここに、 F_6 ：浮力 (tf)
 W_0 ：水の単位体積重量 (tf/m³)
 V ：扉体が排除する水の体積 (m³)

(6) 下端放流による下向力

$$F_7 = k \cdot h \cdot A \quad \dots\dots\dots (1.2.1-7)$$

ここに、 F_7 : 下端放流による下向力 (tf)

k : 実験値により推定する係数

h : 設計水深 (m)

扉体下端形状によって異なる。高圧スライドゲートの場合特殊な形状を除き0.3を標準とする。

A : 扉体の投影面積 (m²)

(7) 水圧荷重

$$F_8 = \pi/4 \cdot p \cdot D_2^2 \quad \dots\dots\dots (1.2.1-8)$$

ここに、 F_8 : 水圧荷重 (tf)

p : 操作時の水圧 (t/m²)

D_2 : 水密径 (m)

(8) その他の荷重

その他、ロッド部のバッキンの抵抗等も考慮する必要がある。特殊な場合を除き0.5tf程度を標準とする。

堆泥の影響が予想される設備においては、式(1.2.1-9)による。

$$F_9 = \mu_9 \cdot P_9 \quad \dots\dots\dots (1.2.1-9)$$

ここに、 F_9 : 金属と堆泥間のすべり摩擦力 (tf)

μ_9 : 金属と堆泥間のすべり摩擦係数 (0.4)

P_9 : 操作時の全堆泥圧 (tf)

湛水ゲート等のローラゲートの開閉荷重については第2章1-2-1による。

1-2-2 開閉速度

ゲート・バルブ設備の開閉速度は、使用目的に適合したものとし、表1.2.2-1を標準とする。

表1.2.2-1 標準的な開閉速度

ゲート種類		開閉速度
小容量放流主ゲート・バルブ	φ500以上	0.10m/min
	φ500未満	0.05m/min
小容量放流副ゲート・バルブ		0.10m/min
取水口ゲート等		0.30m/min

【解説】

1. ゲート・バルブ設備の開閉速度は、全揚程を開閉するときの平均速度とし、使用目的（ダムにおける流量制御方法、要求される放流精度）、所要時間等を考慮して適切な値とする必要がある。特に口径の小さいφ500未満の放流主ゲート・バルブは適切な流量制御を考慮し

0.05m/min とする。

2. 本条に示す開閉速度は標準的な値であり、開閉機の標準的な減速比により速度を決定する。

1-2-3 揚 程

1. ジェットフローゲート、高圧スライドゲート、スルースバルブの揚程は、式(1.2.3-1～3)による。

(1) ジェットフローゲート

$$H = K_1 + K_2 + K_3 \dots\dots\dots (1.2.3-1)$$

ここに、H：揚程 (m)

K_1 ：シールリングの外径×0.5 (m)

$K_2 = D/2 + f$ (m)

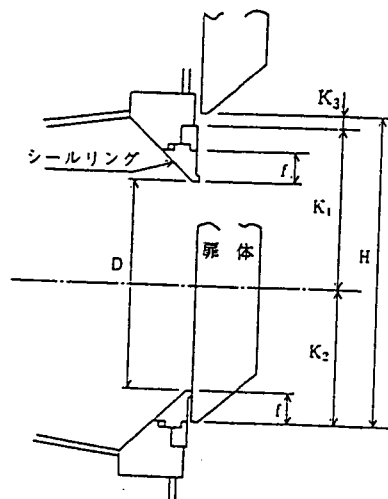
D：ゲート口径 (m)

f：扉高の余裕

口径φ100～250は0.03m

口径φ300～1000は0.05m

K_3 ：シールリングの取外しに必要な寸法 (約0.02m)

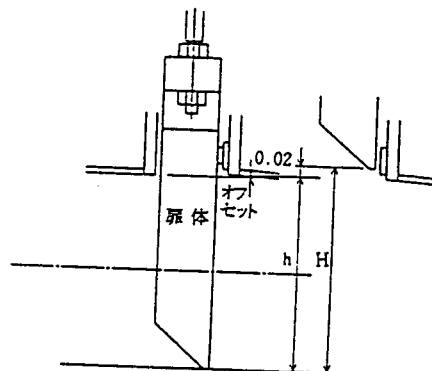


(2) 高圧スライドゲート

$$H = h + 0.02 \dots\dots\dots (1.2.3-2)$$

ここに、H：揚程 (m)

h：吐口高さ (m)



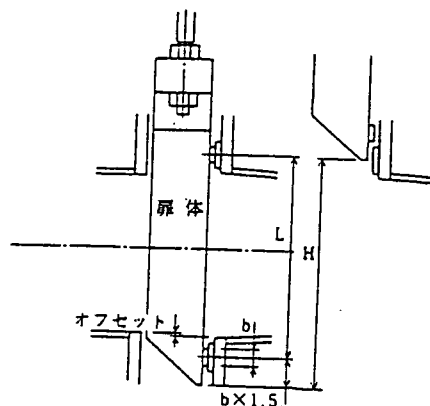
(3) スルースバルブ

$$H = L + 1.5 \cdot b \dots\dots\dots (1.2.3-3)$$

ここに、H：揚程 (m)

L：上下支間長 (m)

b：摺動板の幅 (m)



2. フィックストコーンバルブ、ホロージェットバルブ、コーンスリーブバルブは次に示す可動ストロークを開度の標準とする。

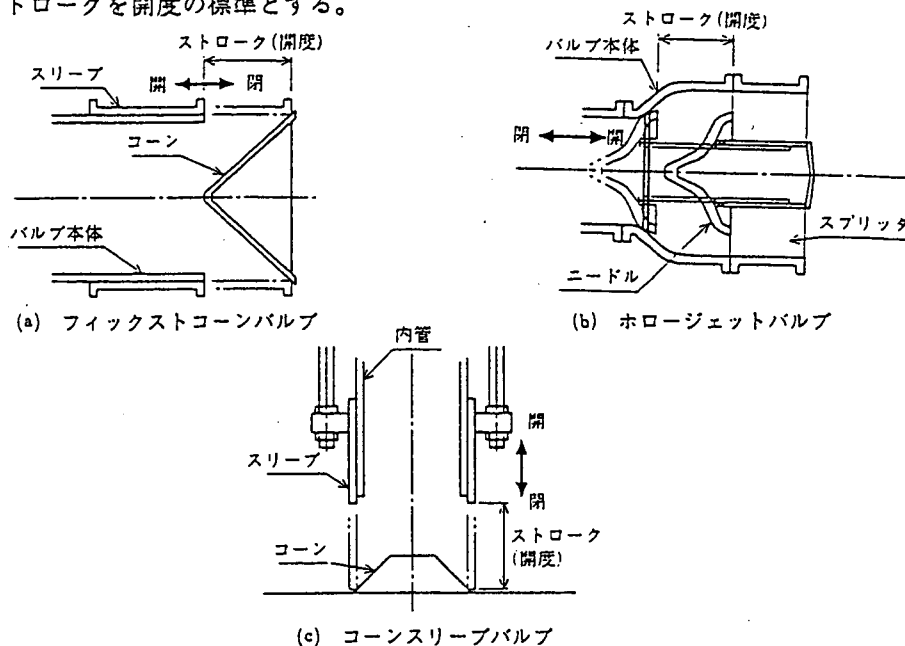


図1.2.3-1 バルブの可動ストローク

【解 説】

1. 揚程および開度は、ゲート・バルブ設備の設置目的に応じて必要な能力が発揮できるよう決定するものであり、全開時に流水に対して安全なものとする。
2. フィックストコーンバルブ、ホロージェットバルブ、コーンスリーブバルブの開度は、放流能力に充分なバルブの可動ストロークをいうものとする。

1-3 設計要素

1-3-1 使用材料

開閉装置に使用する材料は、表1.3.1-1を標準とする。

表1.3.1-1 開閉装置の使用材料

装 置 名	名 称	JIS規格番号	記 号
スピンドル	ステンレス鋼棒	JIS G4303	SUS304N2
ステムナット	高力黄銅铸件	JIS H5102	HBsC
スタンド	一般構造用圧延鋼材	JIS G3101	SS400
カップリング	ステンレス鋼棒	JIS G4303	SUS304
スピンドルカバー	配管用炭素鋼鋼管	JIS G3452	SGP
手動ハンドル	ねずみ鉄	JIS G5501	FC

【解 説】

1. 本項は、スピンドル式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。本項以外は第2章1-3-1による。
2. スピンドルは扉体との取付部において、扉体の厚さ関係から構造上細くした方がよいため、強度の優れる SUS304N2 を標準とする。

1-3-2 安 全 率

スピンドルの座屈に対する安全率は、次による。

- | | |
|-----------------------------------|-------|
| 電動機の定格トルクから算出した応力度に対し | : 4.0 |
| (2) 電動機の最大トルクから算出した応力度に対し | : 1.1 |
| (3) 手動力10kgf から算出した応力度に対し | : 2.7 |
| 最大手動力（過負荷防止装置の設定値の2倍）から算出した応力度に対し | : 1.1 |

【解 説】

1. スピンドルの限界座屈荷重は、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2-1-5による。
2. 電動機のトルクは、3-1による。
3. 手動力から算出した場合の安全率は、電動機の定格トルクから算出した場合の1/1.5とする。
4. その他の材料の安全率については、第2章1-3-2による。

1-3-3 機械効率・摩擦係数

1. 機械効率は表1.3.3-1～2を標準とする。

表1.3.3-1 開閉機標準効率

電動機出力 (kW)	1 条 ね じ		2 条 ね じ	
	最大運転効率 η_1	最小運転効率 η_2	最大運転効率 η_1	最小運転効率 η_2
0.4	0.45	0.40	0.60	0.55
0.4	0.45	0.40	0.60	0.55
0.75		0.45		
0.4	0.35	0.30	—	—
0.75	0.40	0.35	0.50	0.45
1.5	0.45	0.40	0.55	0.50
2.2				0.55
1.5	0.40	0.35	0.55	0.50
2.2		0.40		0.55
3.7				

電動機出力 (kW)	1 条 ね じ		2 条 ね じ	
	最大運転効率 η_1	最小運転効率 η_2	最大運転効率 η_1	最小運転効率 η_2
3.7	0.40	0.40	0.55	0.55
5.5	0.45	0.45	0.60	0.60
7.5				
5.5	0.50	0.50	0.60	0.60
7.5	0.55	0.55		
11				
7.5	0.55	0.55	0.65	0.65
11				
15				
18.5				
22				

表1.3.3-2 一次減速機付開閉機標準効率

電動機出力 (kW)	最大運転効率 η_1	最小運転効率 η_2
0.1	0.35	0.30
0.2		
0.1	0.35	0.30
0.2		
0.4		
0.2	0.35	0.30
0.4		
0.75		
0.75	0.40	0.35
1.5		
2.2		
1.5	0.40	0.40
2.2		
3.7		
2.2	0.50	0.50
3.7		
5.5		
2.2	0.40	0.40
3.7	0.45	0.45
5.5	0.55	0.55
7.5		
11		

2. ネジ面の摩擦係数は0.2とする。

【解 説】

1. 本条は開閉機の標準的な機械効率を示すものである。各効率について以下に説明する。

- (1) 最小運転効率

電動機の定格時における最小効率であり、ウォームギヤの機械寸法（リード・条数等）と摩擦係数で計算されるが、理論計算値とは異なる実測試験値を最低保証値として採用している。電動機の所用動力計算に使用する。

- (2) 最大運転効率

開閉装置を継続運転し、効率が最大となった時の数値であり、開閉機およびスピンドル等の強度計算に使用する。

2. GD^2 と加速時間の関係について

電動機の回転数が停止状態から定格回転速度に達するまでの時間を加速時間といい、電動機の GD^2 と負荷側の GD^2 の大きさで決まる。 GD^2 の大きさは電動機の加速時間に比例するため、負荷側の GD^2 が小さくなると電動機の加速時間は速くなる。スピンドル式開閉装置の場合の負荷側 GD^2 の平均的な電動機軸換算値は、電動機 GD^2 の3割程度である。この時の加速時間は約0.05～0.5秒程度である。また、電動機の許容拘束時間（電動機を拘束して全電圧を加えて損傷しない時間）は約10秒である。

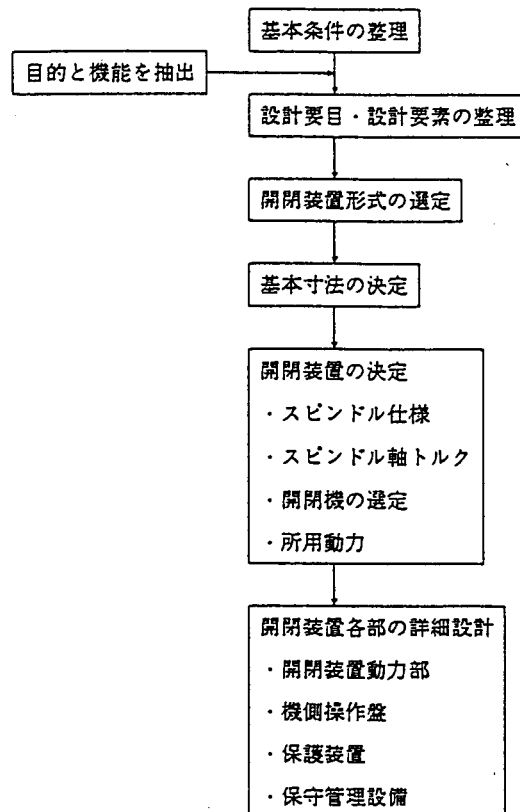
スピンドル式開閉装置の機械効率設定には始動効率もあるが、始動効率はあくまでも機械部品が静摩擦から動摩擦の状態になるときの数値であり起動後ほぼ0.5秒以内の数値である。

このような内容から、電動機の所用動力は最小運転効率を使用して決定しても開閉機の起動には問題ないと判断した。

第2節 設計共通項

2-1 設計手順

開閉装置の設計は、次の手順を標準とする。



【解説】

1. 信頼性、適切な機能保全、安全性を確保するためには、設計者による開閉装置仕様の差異を最小限に留める必要がある。
そこで、開閉装置の構成要素の統一の他、開閉装置の設計手順を標準化することによって、信頼性、機能保全、安全性を確保する。
2. 手順としては、本条に示す手法によって設計を進めるが、具体的な設計手順については、図2.1-1の手順に基づき実施する。

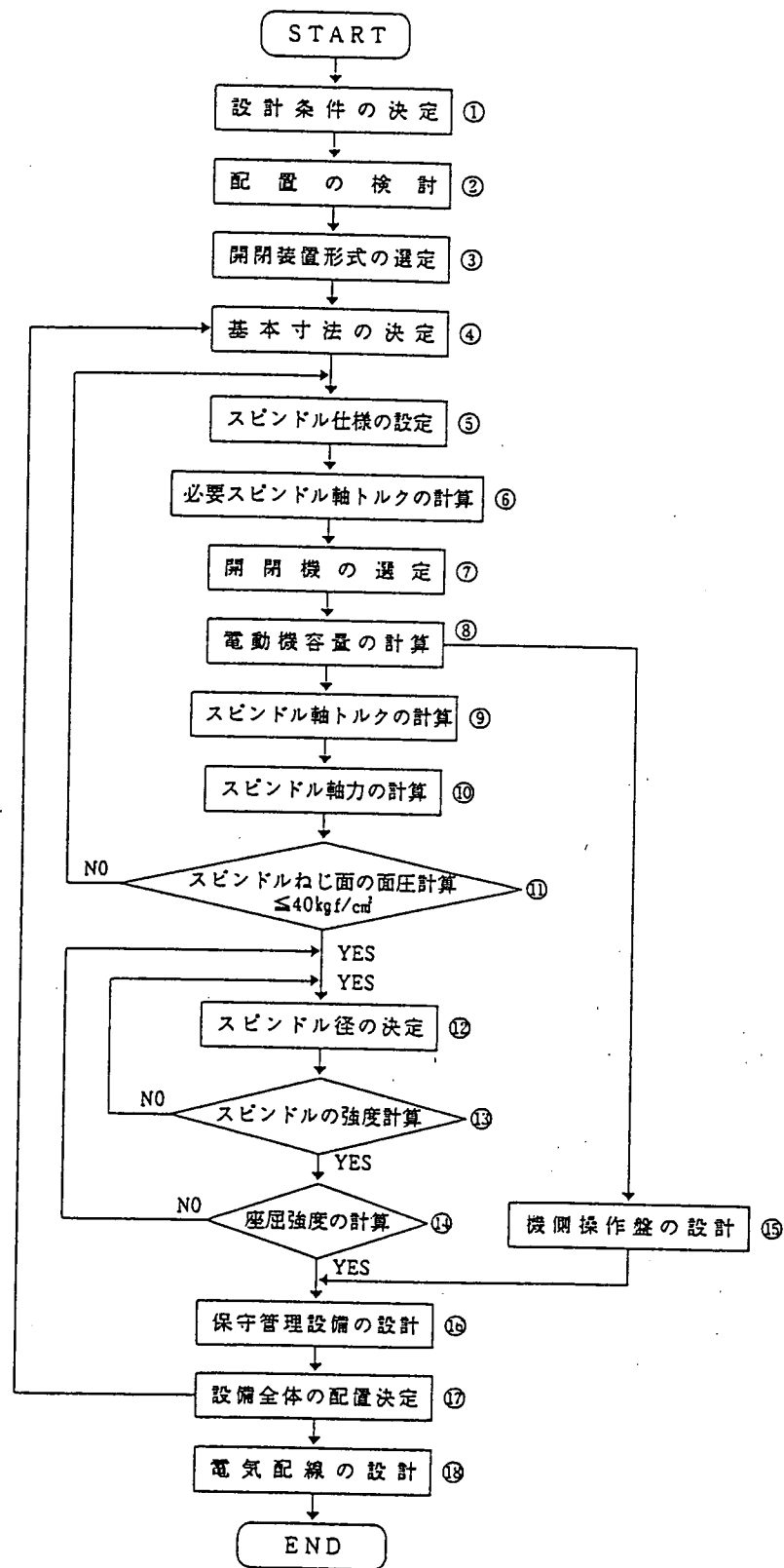


図 2.1-1 設計手順

【解 説】

① 設計条件の決定

開閉装置の設置される場所の環境条件（温度、湿度等）、配置条件、土木構造との関連・他設備の配置等）設置に必要とされる機能的条件（開閉荷重、揚程、速度等）、操作条件（使用頻度、操作時の最高・最低温度等）および保守管理条件（保守管理項目、周期等）を十分把握し、設計条件を決定するものとする。

② 配置の検討

開閉装置と土木構造との関連および他設備との配置関係等を検討する。

③ 開閉装置形式の選定

ゲートの種類によって開閉装置の形式（扉体バーティカルタイプ、弁体水平運動タイプ）を決定する。

④ 基本寸法の決定

揚程、開閉装置設置標高および2本スピンドル式の場合、吊り間隔を決定する。

⑤ スピンドル仕様の設定

ねじ形状、外径、有効径、谷径、ピッチ、条数、リードを設定する。

⑥ 必要スピンドル軸トルクの計算

開閉荷重およびスピンドル仕様より、必要スピンドル軸トルクの計算を行う。

⑦ 開閉機の選定

必要スピンドル軸トルクより、開閉機の形番を選定する。

⑧ 電動機容量の計算

開閉荷重、開閉速度および開閉機等の総合効率より、電動機容量を決定する。

⑨ スピンドル軸トルクの計算

電動機の定格トルクおよび最大トルクより、スピンドル軸トルクを計算する。

⑩ スピンドル軸力の計算

スピンドル軸トルクより、スピンドル軸力を計算する。

⑪ スピンドルねじ面の面圧計算

スピンドル軸力より、スピンドルねじ面の面圧を計算する。

⑫ スピンドル径の決定

⑬ スピンドルの強度計算

スピンドル軸力より、スピンドルの引張応力度を計算する。

⑭ 座屈強度の計算

スピンドル軸力より、スピンドルの座屈強度を計算する。

⑮ 機側操作盤の設計

操作方法、電動機容量、揚程および保護装置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。

⑯ 保守管理設備の設計

点検の作業性、安全性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。

⑰ 設備全体の配置決定

各設備は点検・整備・機器更新時の必要空間を確保できるように配置する。

⑱ 電気配線の設計

通行、操作、点検作業等の阻害にならないよう合理的に電気配線・配管位置を決定する。

2-2 ゲート・バルブの目的と開閉装置の要求機能

1. 開閉装置は、ゲート・バルブを制御するシステムとして、開・閉・停止の基本機能に加えゲート・バルブ毎の設置目的を達成するために必要な機能を全て備えるものとする。
2. 開閉装置の要求機能の標準的な考え方を表2.2-1に示す。

表 2.2-1 ゲート・バルブの設置目的と開閉装置の要求機能

種 別	常時の状態			設 置 目 的						開閉装置の要求機能						
				閉時の目的			開時の目的			基本機能			付帯機能			
	全 開	全 開	中間 開度	放 流 停 止	修 理 点 検	取 水 停 止	湛 水	放 流	通 水	取 水	開 操 作	閉 操 作	停 止 操 作	開 度 検 出	過 負 荷 防 止	充 水 検 出
小容量放流主ゲート・バルブ			○	○				○			○	○	○	○	○	
小容量放流副ゲート・バルブ		○		○	○				○		○	○	○	○	○	○
多 孔 式 取 水 ゲ ー ト	○					○				○	○	○	○	○	○	
試 験 湛 水 用 ゲ ー ト	○						○	○			○	○	○	○	○	

(注) 1) 小容量放流副ゲート・バルブの修理点検欄○印は、放流主ゲート・バルブを修理点検する場合を意味する。

2) 多孔式取水ゲートの常時の状態は、全開または全閉であることを意味する。
(複式取水設備のスライドゲートを含む。)

3) スピンドル式開閉装置には、手動開閉機能を具備する。

3. スピンドル式開閉装置の設計にあたっては、基本条件、設計要目に加え、ゲート・バルブ毎の設置目的や要求機能を明確にし、それを実現するために開閉装置として必要となる付帯機能や、機器の二重化、保護装置の必要範囲等について整理した上で作業に着手する。

【解 説】

1. 開閉装置の基本機能は、ゲート・バルブを開・閉・停止させることであるが、その他にそれぞれのゲート・バルブ設備の設置目的や操作の種類から開閉装置に要求される各種の機能があり、これらを明確にしなければ、実際の設計作業を進めていくことはできない。

このため、設計に先立ち設備の設置目的や使用条件を明確にし、それらを実現するために、開閉装置に要求される機能を具体的に整理することが必要である。

2. ゲート・バルブの設置目的と使用条件を整理すると表2.2-2のようになる。

表2.2-2 スピンドル式ゲート・バブルの設置目的と使用条件

種 別	形 式	目 的	使 用 条 件
小 容 量 放 流 主ゲート・バブル	ジェットフローゲート 高圧スライドゲート ホロージェットバルブ フィクストコーンバルブ コーンスリーブバルブ	放 流 流量制御	常時中間開度で使用。 開度制御により放流量を調節。
小 容 量 放 流 副ゲート・バブル	高圧スライドゲート リングホロウゲート スルースバルブ	制 水 流水遮断	常時全開、主ゲート・バブル のメンテナンス時全閉として 使用。
多孔式取水ゲート	スライドゲート(堤体前面) スルースバルブ(堤体内)	取 水	常時全開または全閉。
試験湛水用ゲート	スライドゲート ローラゲート	湛 水	全閉使用とし、試験湛水時堤 体に異常が発見された場合に 開操作。

(注) 多孔式取水ゲートには複式取水設備のスライドゲートを含む。

3. 小容量放流主ゲート・バブルは、揚程が小さく、厳密な開度検出および流量制御が要求され、放流量（またはダム水位）とゲート・バブル開度による自動運転＝流量制御＝が行われることが多い。

したがって、放流主ゲート・バブルの設計にあたっては、流量計、水位計からの信号をも考慮した制御システムを計画する。

4. 小容量放流主ゲート・バブルでは、放流水量の急激な増加による下流への悪影響を防止するため連続的に行える開操作量を制限する機能を制御回路に組み込む場合がある。
5. 小容量放流副ゲート・バブルでは、放流主ゲート・バブルの修理点検終了後、一般にバランス開操作を行うので、主・副ゲート・バブル間の充水検出が必要となる。
6. 表2.2-1のように、基本機能、付帯機能の詳細については、3-2機側操作盤、3-3開度計、3-4保護装置に示す。
7. スピンドル式開閉装置は、スピンドルによって扉体と開閉装置が強固に連結されるため開閉機からの駆動力が直接スピンドル・扉体に作用する。
- そのため、開閉機にはフェイルセーフとして、過トルクスイッチ（過負荷防止装置）を内蔵し、一定以上のトルクをスピンドルに作用させないようにする。
8. スピンドルのねじ自体にセルフロック機能があるため、フォールトトレラントシステムとしては、電動機内蔵ブレーキと、スピンドルとで制動機構の二重化がなされる。

2-3 開閉装置の構成

開閉装置は、次により構成される。

1. 扉体バーティカルリフトタイプの場合

- | | | | |
|---------|-------------|-------|---------|
| ① スピンドル | ② スタンド (架台) | ③ 開閉機 | ④ 機側操作盤 |
| ⑤ ロッド | ⑥ 中間振止め | ⑦ 軸継手 | |

2. 弁体水平運動タイプの場合

- | | | | |
|-------------|----------------------------|-------|------------|
| ① スピンドル | ② バルブ本体側ベベルギヤ機構およびウォームギヤ機構 | | |
| ③ 伝導軸(斜軸含む) | ④ 軸継手 | ⑤ 駆動軸 | ⑥ スタンド(架台) |
| ⑦ 開閉機 | ⑧ 機側操作盤 | | |

【解 説】

- ゲート・バブルの 扉体バーティカルリフトタイプと弁体水平運動タイプとの種類分けについては、2-4に示す。
- 扉体バーティカルリフトタイプは、開閉機内の“めねじ”を回転させ スピンドルは直線運動となる「外ねじ式」が用いられる。“おねじ”となるねじ部分はスピンドルの上方部にある。外ねじ式の説明図を図2.3-1に示す。

また、ジェットフローゲートの場合について開閉装置構成要素を表示した図を図2.3-2に示す。

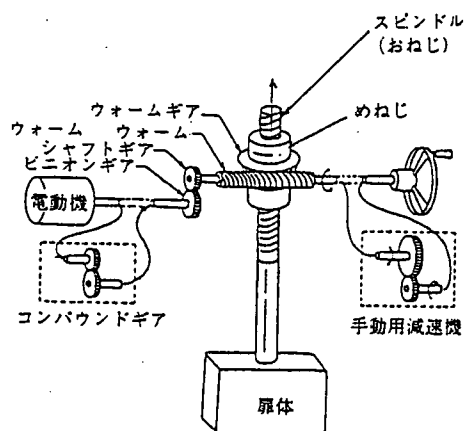


図2.3-1 外ねじ式スピンドル説明図

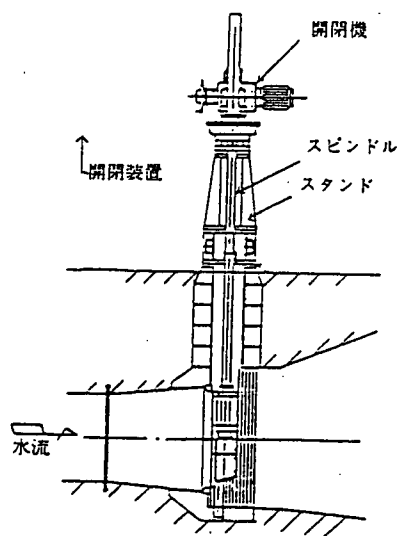


図2.3-2 開閉装置構成要素図
(扉体バーティカルリフトタイプ)

- コーンスリーブバルブでは、スピンドルと2本の吊ロッドが連結桁で結合される。
- 堤体前面に設置する多孔式取水ゲートや試験湛水用ゲートのように、ゲート設置中心と開閉機との標高差が大きい場合、スピンドルを1本ものとする製作および運搬上支障があるた

め、ロッド、軸継手が必要となる。

5. 中間振止めは、外ねじ式で ゲート設置中心と開閉装置室床面との標高差が大きい場合、スピンドルまたはロッドの座屈長を小さくする目的で設ける。

ロッド、軸継手、中間振止めを使用した試験湛水用ゲートの例を図2.3-3に示す。

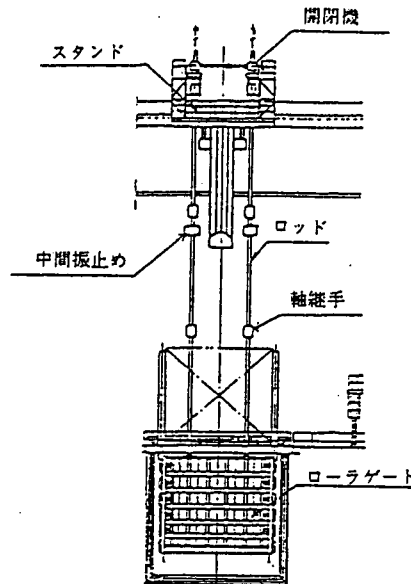


図2.3-3 2本スピンドル式試験湛水用ゲート

6. 弁体水平運動タイプのホロージェットバルブ、フィクストコーンバルブでは、“めねじ”は弁体（ニードル、スリーブ）に固定されており、スピンドルが回転運動する。

この場合を「内ねじ式」と呼ぶ。

内ねじ式の説明図をフィクストコーンバルブを例として図2.3-4に示す。

7. 弁体水平運動タイプにおける「内ねじ式」の場合には、スピンドルが水平に設置され、開閉機はバルブ本体の直上に置くことから、回転軸の方向変換のためベベルギヤ機構やウォームギヤ機構が必要となる。

ホロージェットバルブでは、バルブ本体内部にベベルギヤ機構が用いられる。

フィクストコーンバルブでは、バルブ本体の外部にウォームギヤ機構が設けられ、2本の斜軸（伝導軸）と駆動軸側とは、ベベルギヤボックスで連結される。

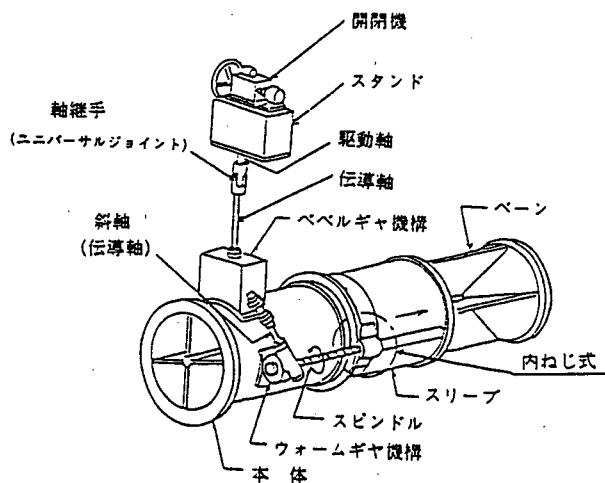


図2.3-4 内ねじ式スピンドル説明図
(フィクストコーンバルブの場合)

8. 「内ねじ式」に用いられる伝導軸の軸継手には、バルブ本体と開閉機との据付け誤差を吸収できるユニバーサルジョイントを用いる。
9. スタンドは、開閉機を載せる部分であって、ジェットフローゲート・高圧スライドゲート・スルースバルブ・リングホロワゲートではボンネットカバーの上に取り付けられる。
ホロージェットバルブ、フィックスストコーンバルブの場合や、多孔式取水ゲート等でボンネット式でない場合の開閉機用スタンドは、スラブコンクリートに直接に固定されることが多い。
- また、コーンスリーブバルブの開閉機用スタンドは、ロッドガイド管上または架台の上に取り付けられる。
10. 開閉機は、電動機、減速機構、アナログ式開度計機構、手動装置を組み込んだユニットが標準化されたものである。
開閉機には、全開・全閉のリミットスイッチが内蔵されており、また別に、過トルクを検出するリミットスイッチも内蔵されている。
11. 外ねじ式の場合および内ねじ式のうちフィックスストコーンバルブには、スピンドルカバーを付属する。

2-4 開閉装置形式

スピンドル式開閉装置の形式は、表2.4-1を標準とする。

表2.4-1 スピンドル式開閉装置の形式

ゲート・バルブの種類	開 閉 装 置 形 式
ジェットフローゲート、高圧スライドゲート、 スルースバルブ、リングホロワゲート コーンスリーブバルブ、 多孔式取水設備のスライドゲート 試験湛水用ゲート (扉体バーティカルリフトタイプ)	・ 1本スピンドル外ねじ式 ・ 2本スピンドル外ねじ式
ホロージェットバルブ、フィックスストコーンバルブ (弁体水平運動タイプ)	・ 1本スピンドル(ホロージェットバルブ) ・ 2本スピンドル(フィックスストコーンバルブ) 内 ね じ 式

【解 説】

- ダムゲートのスピンドル式開閉装置には、1本スピンドル外ねじ式が最も多く用いられている。
- 仕切弁（スルースバルブ）には、めねじが弁体側にある内ねじ式のものがあるが、ゲート設備に用いるスルースバルブでは、ねじ部のメンテナンスに有利である外ねじ式を標準とする。
- スパンが概ね2.5mを超えるスライドゲートおよびローラゲートで、ワイヤロープウインチ

式とするまでもない試験湛水用ゲートには、2本スピンドル外ねじ式を用いる。

ただし、スパンが2.5m以下でも、操作荷重が大きく1本スピンドルでは対応できない場合には、2本スピンドルを用いる。

4. 弁体水平運動タイプのスピンドル式開閉装置では、スピンドルおよびトルク伝導減速機構が弁体側にあつて、扉体パーティカルリフトタイプとは設計手法に大きな差異がある。
 5. ホロージェットバルブは、バルブ本体スプリッタで支持されたガイド円筒の内部にスピンドルがあつて、ベベルギヤ機構を介して回転ロッド、開閉機に接続する構造となっている（スピンドル数1本）。
- ホロージェットバルブの主要部組立図は2-5-1項に示す。
6. フィックストコーンバルブでは、バルブ本体の外側に2本のスピンドルを配し、ウォームギヤ機構・ベベルギヤ機構・ユニバーサルジョイントを介して伝導軸、開閉機に接続する構造となっているフィックストコーンバルブ開閉機構組立図は2-5-1項に示す。
 7. スピンドルがバルブ本体側にある弁体水平運動タイプについては、第2章のトルク計算、減速機、軸継手により設計するものとする。

2-5 開閉装置の計算

2-5-1 スピンドルの設計

1. スピンドルのねじは、メートル台形ねじ（30度）を標準とする。
2. スピンドルねじの条数は、次を標準とする。
開閉速度0.3m/min の場合：2条ねじ
〃 0.1m/min以下の場合：1条ねじ
3. スピンドルの強度計算は、引張応力度および座屈応力度について行うものとする。
4. スピンドルの引張応力度の計算は、式(2.5.1-1)によるものとする。

$$\sigma_t = \frac{W_m}{\frac{\pi}{4} \cdot d_o^2} \leq \sigma_{ta} \quad \dots\dots\dots (2.5.1-1)$$

ここに、 σ_t ：スピンドルの引張応力度（kgf/cm²）

W_m ：定格トルクのスピンドル引張力（kgf）

d_o ：スピンドルねじ部の谷径（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）

引張応力に対する安全率は、第2章1-3-2による。

5. スピンドルの許容座屈応力度の計算は、式(2.5.1-2)による。

$$\sigma_{ca} = \frac{\sigma_k}{S} \quad \dots\dots\dots (2.5.1-2)$$

ここに、 σ_{ca} ：許容座屈応力度（kgf/cm²）

σ_k ：限界座屈応力度（kgf/cm²）

S : 安全率

座屈に対する安全率は、1-3-2による。

6. 圧縮力を受けるスピンドルの細長比は、200以下とする。
7. スピンドルねじの面圧は、定格トルクにおいて40kgf/cm²以下とする。
8. ホロージェットバルブ・フィックストコーンバルブ本体側におけるスピンドルギヤについては、第2章の2-5-9, 3-4および3-5による。

【解 説】

1. スピンドルねじは、JIS B0216「メートル台形ねじ (30度)」による。
2. スピンドルは、一般的に2条ねじとした方が効率が良く経済性に有利となるが、開閉速度が遅い場合、2次減速機が必要となる。よって、逆に不経済となることがあるため開閉速度が0.1m/min 以下の場合は、1条ねじを標準とする。
3. スピンドルは、ゲート開時には引張荷重、ゲート閉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。

圧縮強度については引張強度と同じとなるので省略してもよい。

4. 定格トルクのスピンドル1本当たりの引張力および押下げ力の計算は、次による。

- 1) スピンドル引張トルクは、式(2.5.1-3)による。

$$T_s = T_m \cdot \frac{1}{iH \cdot n_s} \quad \dots\dots\dots (2.5.1-3)$$

ここに、 T_s : スピンドル引張および押下げトルク (kgf·cm)

T_m : 電動機出力トルク (kgf·cm)

$$M = 97,400 \cdot \frac{P_m}{N_m}$$

η : 運転時総合効率

P_m : 電動機出力 (kw)

N_m : 電動機出力軸回転数 (rpm)

iH : 減速比 (スピンドルめねじ回転数/電動機定格回転数)

n_s : スピンドル本数

最大トルクは、定格トルクの250% (2.5倍) とする。

- 2) スピンドル引張力は、式(2.5.1-4)による。

$$W_m = \frac{T_s}{f} \quad \dots\dots\dots (2.5.1-4)$$

ここに、 W_m : 定格トルクのスピンドル引張力および押下げ力 (kgf)

T_s : スラスト係数

$$f = \frac{d_1(\theta \cdot L + \mu \cdot \pi \cdot d_1)}{2(\theta \cdot \pi \cdot d_1 - \mu \cdot L)} \quad \dots\dots\dots (2.5.1-5)$$

d_1 : ねじ有効径 (cm)

θ : ねじ山による補正係数 $\theta = \cos(\alpha/2)$

α : 台形ネジ山角度 (30度)

L : リード (cm) $L = p \cdot n$

p : ねじピッチ (cm)

n : ねじ条数

μ : ネジ面摩擦係数

表2.5.1-1 スピンドルねじのスラスト係数 (30度台形ねじ, $\mu=0.2$)

ねじ外径 d (mm)	有効径 d ₁ (mm)	ピッチ p (mm)	スラスト係数 (K _s)		ねじ外径 d (mm)	有効径 d ₁ (mm)	ピッチ p (mm)	スラスト係数 (K _s)	
			1条	2条				1条	2条
30	27.0	6	0.38059	0.48471	75	70.0	10	0.89225	1.06302
32	29.0	6	0.40119	0.50499	80	75.0	10	0.94391	1.11435
34	31.0	6	0.42181	0.52532	85	79.0	12	1.01906	1.22435
36	33.0	6	0.44244	0.54571	90	84.0	12	1.07070	1.27562
38	34.5	7	0.47493	0.59593	95	89.0	12	1.12236	1.32695
40	36.5	7	0.49555	0.61627	100	94.0	12	1.17402	1.37833
42	38.5	7	0.51618	0.63666	105	99.0	12	1.22570	1.42974
44	40.5	7	0.53681	0.65707	110	104.0	12	1.27739	1.48119
46	42.0	8	0.56929	0.70722	115	108.0	14	1.35247	1.59092
48	44.0	8	0.58991	0.72761	120	113.0	14	1.40414	1.64232
50	46.0	8	0.61055	0.74802	125	118.0	14	1.45583	1.69375
52	48.0	8	0.63119	0.76846	130	123.0	14	1.50752	1.74521
55	50.5	9	0.67397	0.82876	135	128.0	14	1.55921	1.79669
60	55.5	9	0.72557	0.87986	140	133.0	14	1.61091	1.84820
65	60.0	10	0.78899	0.96058	145	138.0	14	1.66261	1.89972
70	65.0	10	0.84061	1.01176	150	142.0	16	1.73764	2.00923

注：上表の条件以外の時のスラスト係数は、式(2.5.1-5)による。

5. 限界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を用いて行う。

一般的に一様断面の長柱で弾性域における限界座屈強度計算については、オイラーの式を使用し、非弾性域における限界座屈強度計算にはジョンソンの式を使用する。

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は、経験的に材料の比例限度より低くとるのが一般的とされており、ここでは使用材料の降伏点または耐力の60%とする。

したがって式(2.5.1-6)で算出した境界細長比 (λ_0) とスピンドルの細長比 (λ) の関係が、 $\lambda > \lambda_0$ の場合は、式(2.5.1-7)のオイラーの式を、 $\lambda \leq \lambda_0$ の場合は、式(2.5.1-8)のジョンソンの式を用いて限界座屈応力度を計算する。

$$\lambda_0 = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{0.6 \cdot \sigma_y}} \quad \dots\dots\dots (2.5.1-6)$$

ここに、 λ_0 ：限界細長比

E ：弾性係数 (kgf/cm²)

σ_y ：材料の降伏点または耐力 (kgf/cm²)

(1) $\lambda > \lambda_0$ の場合 (オイラーの式)

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad \dots\dots\dots (2.5.1-7)$$

ここに、 σ_k ：限界座屈応力度 (kgf/cm²)

$$\lambda : \text{細長比} = \frac{\ell}{r} = \frac{\beta \cdot L}{r}$$

ℓ ：有効座屈長さ = $\beta \cdot L$ (cm)

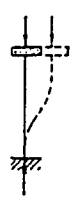
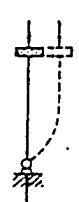
β ：材端条件 (表2.5.1-2の推奨値)

L ：部材長 (cm)

r ：スピンドルの断面二次半径 (cm)

表2.5.1-2 スピンドルの有効座屈長

L ：部材長

項	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

(2) $\lambda \leq \lambda_0$ の場合 (ジョンソンの式)

$$\sigma_k = \sigma_y \cdot \left[1 - 0.4 \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda_0} \right)^2 \right] \quad \dots\dots\dots (2.5.1-8)$$

$$\sigma_k = \sigma_y \cdot \left[1 - 0.4 \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda_0} \right)^2 \right] \dots\dots\dots (2.5.1-8)$$

スピンドルの材端条件としては、スピンドルめねじ部は固定、他端はピン（回転に対しては自由、水平変位に対しては固定）または固定とする。放流バルブのように扉体とスピンドルがナット等により強固に結合されている場合は固定とする。

なお、中間振止めで支持されている場合の支持点は、ピンとする。

6. 圧縮力を受けるスピンドルの細長比は、あまり大きいと、たとえ計算上余裕があっても剛性に欠けるため、上限値を示した。座屈計算に用いるスピンドルの径は、支間内にねじ部がある場合は谷径とする。

なお、部材長は、図2.5.1-1に示す。

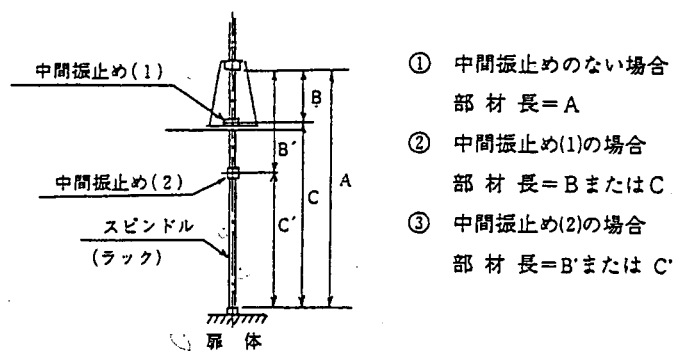


図2.5.1-1 スピンドルの部材長

7. 昭和58年度、河川構造物の信頼性に関する調査試験（最終）報告（近畿地方建設局近畿技術事務所）より、スピンドルねじ面圧は、ねじ面磨耗寿命から40kgf/cm²以下とした。

スピンドルのステムナットのねじ面圧は、式(2.4.1-9)による。

$$P = \frac{W}{\frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_2^2) \cdot Z} \dots\dots\dots (2.5.1-9)$$

ここに、P：ねじ面圧（≦40kgf/cm²）

W：スラスト荷重（kgf）

d：ねじ外径（cm）

d₂：めねじ内径（cm）

Z：ねじ山数=L₁/p

L₁：スリーブ長さ（cm）

p：ねじピッチ（cm）

ねじの面圧をP=40kgf/cm²とし、スピンドルナットの長さを2dとした場合の最大許容スラスト荷重を表2.5.1-3に示す。

表2.5.1-3 JIS B0216メートル台形ねじ(30度)の許容ねじ面圧による最大スラスト荷重

ねじの呼び径	単 位 (mm)					最大許容 スラスト荷重 (kgf) ねじの面圧 P=40kgf/cm ²
	ピッチ P	め ね じ			ナット長2d	
		谷 径 D	有効径 D _t	内 径 D _o		
		お ね じ				
		外 径 d	有効径 d _t	谷 径 d _o		
Tr 30× 6	6	30.0	27.0	24.0	60	1.018
Tr 32× 6	6	32.0	29.0	26.0	64	1.166
Tr 34× 6	6	34.0	31.0	28.0	68	1.324
Tr 36× 6	6	36.0	33.0	30.0	72	1.493
Tr 38× 7	7	38.0	34.5	31.0	76	1.647
Tr 40× 7	7	40.0	36.5	33.0	80	1.835
Tr 42× 7	7	42.0	38.5	35.0	84	2.032
Tr 44× 7	7	44.0	40.5	37.0	88	2.239
Tr 46× 8	8	46.0	42.0	38.0	92	2.428
Tr 48× 8	8	48.0	44.0	40.0	96	2.654
Tr 50× 8	8	50.0	46.0	42.0	100	2.890
Tr 52× 8	8	52.0	48.0	44.0	102	3.137
Tr 55× 9	9	55.0	50.5	46.0	110	3.490
Tr 60× 9	9	60.0	55.5	51.0	120	4.185
Tr 65×10	10	65.0	60.0	55.0	130	4.901
Tr 70×10	10	70.0	65.0	60.0	140	5.718
Tr 75×10	10	75.0	70.0	65.0	150	6.597
Tr 80×10	10	80.0	75.0	70.0	160	7.540
Tr 85×12	12	85.0	79.0	73.0	170	8.438
Tr 90×12	12	90.0	84.0	78.0	180	9.500
Tr 95×12	12	95.0	89.0	83.0	190	10.625
Tr100×12	12	100.0	94.0	88.0	200	11.812
Tr105×12	12	105.0	99.0	93.0	210	13.063
Tr110×12	12	110.0	104.0	98.0	220	13.376
Tr115×14	14	115.0	108.0	101.0	230	15.607
Tr120×14	14	120.0	113.0	106.0	240	17.040
Tr125×14	14	125.0	118.0	111.0	250	18.535
Tr130×14	14	130.0	123.0	116.0	260	20.094
Tr135×14	14	135.0	128.0	121.0	270	21.715
Tr140×14	14	140.0	133.0	126.0	280	23.399
Tr145×14	14	145.0	138.0	131.0	290	25.145
Tr150×16	16	150.0	142.0	134.0	300	26.766
Tr160×16	16	160.0	152.0	144.0	320	30.561

ねじの呼び径	単 位 (mm)					最大許容 スラスト荷重 (kgf) ねじの面圧 P=40kgf/cm ²			
	ピッチ p	め ね じ			ナット長2d				
		谷 径 D	有効径 D ₁	内 径 D ₂					
							お ね じ		
							外 径 d	有効径 d ₁	谷 径 d ₂
Tr170×16	16	170.0	162.0	154.0	340	34,608			
Tr180×18	18	180.0	171.0	162.0	360	38,679			
Tr190×18	18	190.0	181.0	172.0	380	43,216			
Tr200×18	18	200.0	191.0	182.0	400	48,004			
Tr210×20	20	210.0	200.0	190.0	420	52,779			
Tr220×20	20	220.0	210.0	200.0	440	58,057			
Tr230×20	20	230.0	220.0	210.0	460	63,586			
Tr240×22	22	240.0	229.0	218.0	480	69,065			
Tr250×22	22	250.0	239.0	228.0	500	75,084			
Tr260×22	22	260.0	249.0	238.0	520	81,355			
Tr270×24	24	270.0	258.0	246.0	540	87,537			
Tr280×24	24	280.0	268.0	256.0	560	94,298			
Tr290×24	24	290.0	278.0	266.0	580	101,310			
Tr300×24	24	300.0	288.0	276.0	600	108,573			

8. 図2.5.1-2-3に示すホロージェットバルブ・フィックスコーンバルブ本体側における伝導軸およびスピンドルギヤ等については、第2章2-5-9トルク計算、3-4歯車、3-5軸類および軸継手を適用する。

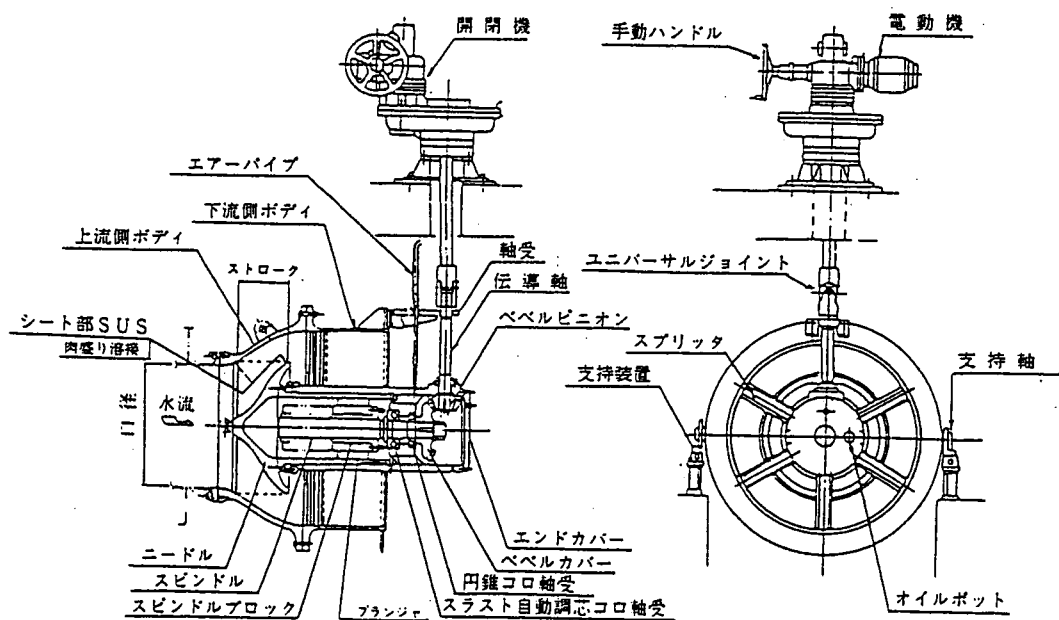


図2.5.1-2 ホロージェットバルブ構造図

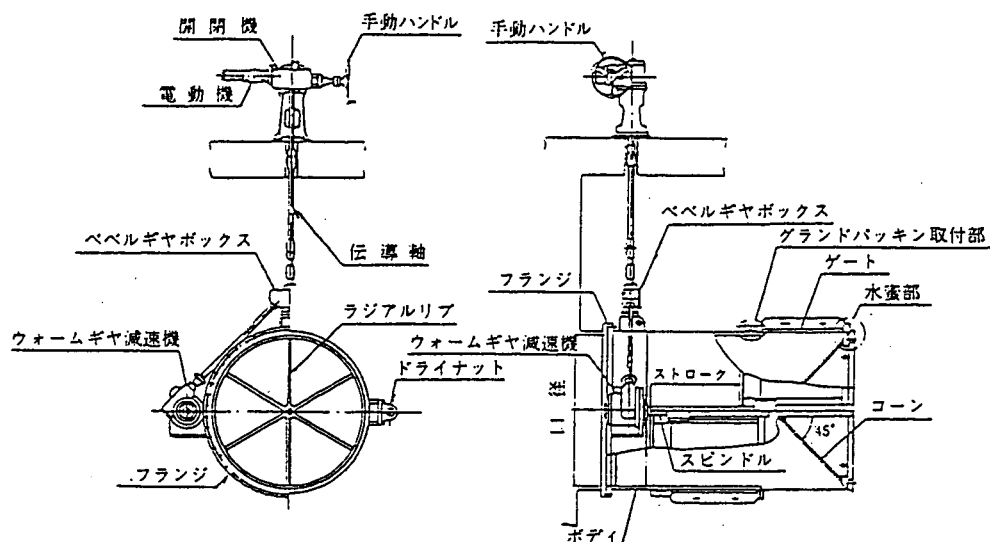


図2.5.1-3 フィックスストコーンバルブ構造図

2-5-2 開 閉 機

1. 開閉機は、スピンドル径、スピンドル軸トルクおよび開閉装置の必要回転数により決定する。
2. 開閉機は、保守管理が容易にできる構造でなければならない。

【解 説】

1. 開閉機とは図2.5.2-1に示す、動力部、動力伝達部、駆動部、手動ハンドル、開度計および安全装置をユニット化したスピンドル式開閉機をいう。

開閉機の容量は、式(2.5.2-1)で計算したスピンドル軸トルク以上の許容トルクで、しかも許容スピンドル径が式(2.5.1-1)および(2.5.1-2)で決定したスピンドル径以上でなければならない。

$$T = W \cdot K_s \dots\dots\dots (2.5.2-1)$$

ここに、 T ：スピンドル軸トルク (kgf・cm)

W ：開閉荷重 (スピンドル自重含む) (kgf)

K_s ：スラスト係数 (表2.5.1-1による)

開閉装置ステムナットの必要回転数は、式(2.5.2-2)による。

$$N = \frac{V}{L} \dots\dots\dots (2.5.2-2)$$

ここに、 N ：ステムナットの必要回転数 (rpm)

V ：開閉速度 (m)

L ：リード (cm)

開閉機は、常時使用状態にあって、長期にわたり使用する必要があるため、耐久性に優れた

材料および部品の使用が必要である。

2. 開閉機が床面から1 m程度以上高いところにある場合、図2.5.2-1のように保守管理上点検台を設ける必要がある。

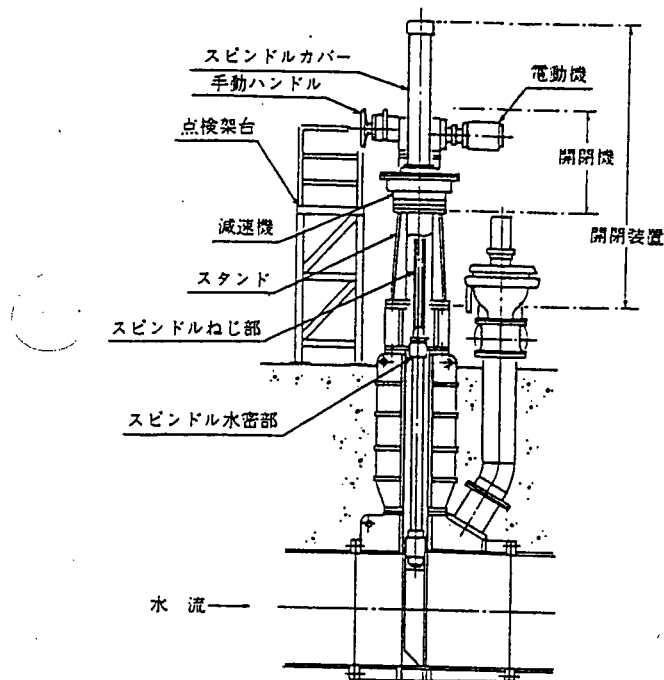


図2.5.2-1 開閉装置の区分

2-5-3 電動機容量

1. 電動機容量は、開閉荷重および実開閉速度によって求める。
2. 電動機の必要容量は、式 (2.5.3-1) による。

$$P_m = \frac{W \cdot v_o}{6.12 \cdot \eta} \quad \dots\dots\dots (2.5.3-1)$$

ここに、 P_m ：電動機必要容量 (kW)

W ：開閉荷重 (tf)

v_o ：開閉速度 (m/min)

η ：電動機起動時の総合効率

総合効率は、式(2.5.3-2)または(2.5.3-3)による。

$$\text{パーティカルリフトタイプの場合：} \eta = \eta_{k1} \cdot \eta_{k2} \cdot \eta_r \quad \dots\dots\dots (2.5.3-2)$$

$$\text{弁体水平運動タイプの場合：} \eta = \eta_{k1} \cdot \eta_{k2} \cdot \eta_G \cdot \eta_r \quad \dots\dots\dots (2.5.3-3)$$

ここに、 η_{k1} ：開閉機本体の効率

η_{k2} ：開閉機2次減速機の効率

η_G ：ベベルギヤ等の組合せ効率

η_r : スピンドルの効率

スピンドル効率は、式(2.5.3-4~6)による。

$$\eta_r = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \psi)} \dots\dots\dots (2.5.3-4)$$

$$\beta = \tan^{-1} \frac{L}{\pi \cdot d_1} \dots\dots\dots (2.5.3-5)$$

$$\psi = \tan^{-1} \frac{\mu}{\cos(\alpha/2)} \dots\dots\dots (2.5.3-6)$$

ここに、 β : リード角 (deg)

ψ : 摩擦角 (deg)

L : リード (cm)

d_1 : ねじ有効径 (cm)

μ : ネジ面摩擦係数 (0.2)

α : 台形ネジ山角度 (deg)

【解 説】

1. 電動機の容量は、開閉機の標準的な減速比により開閉速度が決定されるため、所定の開閉速度より速くなる例が多く、電動機容量に余裕が少ない場合、容量不足になることもあるので、実開閉速度により求める必要がある。
2. 弁体水平運動タイプの総合効率でいうベベルギヤ等の組合せ効率とは、図2.5.1-2~3に示す、ベベルギヤおよびウォーム減速機の効率の組合せをいう。

電動機の必要容量は、既にスピンドルトルクが求められている場合、式(2.5.3-7)によって求められる。

$$P_m = \frac{T \cdot N}{\eta_k \cdot 97,400} \dots\dots\dots (2.5.3-7)$$

ここに、 T : スピンドル軸トルク (kgf·cm) ……式(2.5.2-1)による。

η_k : 開閉機の総合効率

$$\eta_k = \eta_{k1} \cdot \eta_{k2}$$

第3節 設計各論

3-1 動力設備

1. 電動機は、ゲートの操作条件、操作頻度および開閉装置の設置条件に適した構造、形式のものとする。仕様は表3.1-1を標準とする。

表3.1-1 電動機の仕様

項 目	仕 様
形 式	高抵抗かご形
始 動 方 式	全電圧始動
極 数	4 極
始 動 ト ル ク	定格トルクの200%以上
最 大 ト ル ク	定格トルクの250%以下
時 間 定 格	連 続
定 格 電 圧	200V
保 護 構 造	全閉防まつ外被表面自冷屋外形
絶 縁	E種 (JIS C4003) 以上

2. 電動機は制動機構内蔵形とする。
3. 開閉装置には予備として人力操作装置を設置することを標準とし、操作力は10kgf以下とする。

【解 説】

1. 電動機の時間定格は連続定格を標準とする。副ゲート・バルブ等連続とする必要がない場合には、全揚程を運転するのに必要な時間以上で、一回あたりの運転継続時間以上とする。また、自動運転で始動・停止を頻繁に繰り返す場合には反復定格についても検討する。
2. 電動機の定格電圧は200Vを標準とするが、従来電動機容量が大きい場合はなどでは400Vが採用された例も多く、その使い分けについては第2章3-9-3による。
3. 電動機に関する設計要素
第2章3-1-1による。
4. 人力操作装置の設置は実際に開閉に使用する上では現実的なものではないが、各部の調整等を行う際に有効である。
5. 人力操作時過負荷防止機構（ハンドルスリップ機構）
人力操作時の操作員による開閉力は操作状態によりある程度増減するため、スピンドルの座屈などを考慮して設定値以上の開閉力がゲートに負荷されないようハンドルスリップ機構などの過負荷防止装置を備える。
スリップ設定値は、開閉装置の容量とスピンドルの座屈強度から算出されるが、電動機の過

負荷設定値と同一の値とすることを標準とする。

3-2 機側操作盤

3-2-1 基本事項

1. ゲート・バルブ設備には、開閉装置の直近で確実に操作を行う機側操作盤を設置する。
2. 機側操作盤は、信頼性が高く、安全性、操作性に富み、必要な制御機器、操作スイッチ、監視機器などを装備する。
3. 遠方操作が必要な場合の操作の優先順位は、機側操作を優先とする。

【解 説】

1. 機側操作盤は、ゲート・バルブの操作を機側において独立して行う装置であり、開度、開閉装置の運転状態、扉体の作動状況が確認しやすいように開閉装置の直近に設置する。
2. 機側操作盤の構造、形式は次による。
 - (1) 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、耐震性に優れた装置とする。
 - (2) 機側操作盤はゲート・バルブを運転する操作部、運転状態を監視する表示部および開度計、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で構成され、操作が簡単で誤操作を起こさず、保守管理を容易に行える構造とする。
 - (3) 機側操作盤は、防塵、防湿、防雨構造の屋外閉鎖自立型とする。また、外部電線の引き出しは、盤の下部から行う構造とする。
 - (4) 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、前面大扉とは別に操作小扉内に取り付ける。また、監視窓は強化

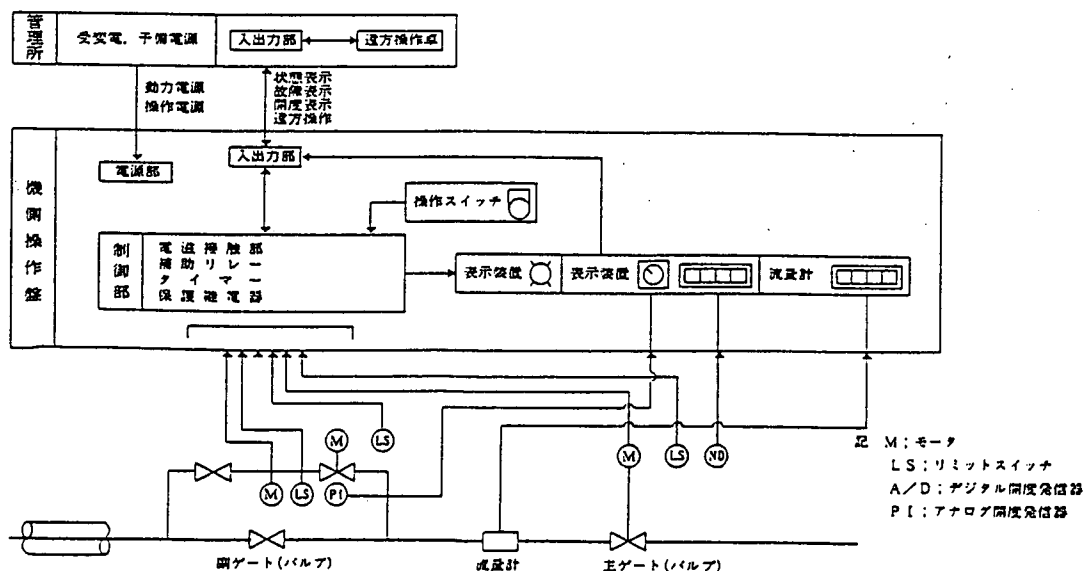


図3.2.1-1 操作系統図例

ガラスなどを使用し、前面大扉および操作小扉は施錠可能とする。遠方操作を行う場合は、通信連絡用として電話器の設置が望ましい。

3. 操作は機側操作を優先とし、遠方操作とは独立して開閉操作が確実に行える構造とする。ただし副ゲートについては機側操作のみとする。
4. 設置環境条件、供給電源、機側操作盤の構成については第2章3-9-2、3-9-3、3-9-5に準拠する。

3-2-2 機側操作盤の機能

3-2-2-1 操作方法

機側操作方法は、開、閉、停止の押釦操作方式とし、遠方設備系が故障している場合でも機側操作が独立して行える構造とする。

【解 説】

1. 機側の手動操作の方法には、押釦スイッチで行う方法と切換スイッチで行う方法があるが押釦操作方式を標準とする。
2. 機側操作と遠方操作の切換は、機側操作盤操作小扉の開閉状態により切換わるものとする。遠方操作中に機側操作に切換えた場合は、安全のため一旦停止し再操作しないと運転できない構造とする。
3. 機側操作の操作手順例を表3.2.2.1-1に示す。
4. 機側操作盤の操作項目を表3.2.2.1-2に示す。

表3.2.2.1-1 ゲートの操作手順例

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	“開” ボタンON ↓ ゲート上昇	“閉” ボタンON ↓ ゲート下降
3	“停止” ボタンON ゲート任意位置で停止	“停止” ボタンON ゲート任意位置で停止
4	ゲート全開位置で自動停止	ゲート全開位置で自動停止
5	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3.2.2.1-2 操作項目

	名 称	操 作 内 容
一 般	開 (上 昇)	ゲート・バルブの開操作
	閉 (下 降)	ゲート・バルブの開操作
	停 止	ゲート・バルブの停止操作
	警 報 停 止	故障警報の停止操作
	ランプテスト	ランプ切れのチェック
	非 常 停 止	ゲート・バルブの非常停止操作
	リセット(非常停止)	非常停止の復帰
※ 特 殊	リセット(故 障)	故障保持回路の復帰操作
	リセット(制限タイマ)	開動作制限タイマ動作リセット

※水門扉の用途により設ける。

3-2-2-2 保護機能の適用

機側操作盤には、ゲート・バルブ設備の設置目的および用途により次に示す保護機能を設ける。

- ① 接点溶着検出回路
- ② 非常停止回路

【解 説】

1. 保護機能とは、操作のためのバックアップ機能として人為的な誤操作および機器不良による重大な災害の発生を防止するために設置する制御回路である。
2. 保護機能の適用は下記とし、適用例を表3.2.2.2-1に示す。

(1) 接点溶着検出回路

接点溶着回路は、自動操作で使用する主ゲート・バルブおよび多孔式取水ゲートに設置し、手動操作で使用する副ゲートには設置しない。

(2) 非常停止回路

ゲート・バルブ運転中、停止釦を押しても停止しなかった場合の二重安全停止回路であり、機器不良等による誤動作および不測の事故防止のためすべてのゲートに設置する。非常停止時は電動機のMCCB（配線用遮断器）をトリップし、電源を遮断する回路とする。

表3.2.2.2-1 保護機能

施設の設置目的	用 途	ゲート適用例	保 護 機 能	
			接点溶着	非常停止
小容量放流施設	流 量 調 節	主ゲート・バルブ	○	○
	流量遮断, 修理	副ゲート・バルブ	×	○
取 水 設 備	選 択 取 水	多 孔 式	○	○

○:設置 ×:否設置

3-2-2-3 インタロック機能

機側操作盤には、動力装置の切換、操作方法の切換および操作の補助的なインタロック回路を設け、操作の信頼性を確保する。

【解 説】

1. 操作に関連するインタロックを設ける場合は、ゲート・バルブ設備の設置目的、操作方法、運用方法、全体システム等を検討し、操作を安全確実に実行できる必要最小限のインタロックとすることが重要である。
2. 動力装置の切換に伴うインタロック
 - (1) 電動機と人力

人力にて運転する場合には、電動機にて操作ができないようインタロックを設ける。
3. 操作方法の切換に伴うインタロック
 - (1) 操作場所（機側、遠方）のインタロック

機側操作と遠方操作の切換は機側操作優先とし、同時操作ができないようインタロックを設ける。
 - (2) 手動－自動切換

自動操作を行う水門扉は、手動操作と自動操作の同時操作が行えないようインタロックを設ける。
4. 操作の補助的なインタロック
 - (1) 開操作回路と閉操作回路

開操作と閉操作が同時に操作できないようインタロックを設ける。
 - (2) 充水完了、水位バランス

副ゲート・バルブの開操作は、開閉装置の操作水位条件より扉体の上下流の水圧がバランスした状態にて操作する。したがって、開回路に操作条件として充水完了、水位バランス等の名称にてインタロックを設ける。

3-2-2-4 表示および警報

1. 機側操作盤には、ゲート・バルブ設備の運転状況を正確に把握するための表示灯および警報装置を設置する。
2. 機側操作盤には、ゲート・バルブ設備の運転状況を正確に把握するための運転時間計および運転度数計を設置する。

【解 説】

1. 水門扉の状態表示灯は白色、故障表示灯は赤色とする。
2. 故障警報はブザーを標準とし、警報停止スイッチを設ける他、警報時間を可変できるタイマを設ける。運転時間計および運転度数計は、カウンタ式のリセット機構なしの機器を使用する。
3. 機側操作盤での状態表示項目は、表3.2.2.4-1、故障表示項目は表3.2.2.4-2を標準とする。

表3.2.2.4-1 状態表示項目

仕 様	項 目	状態表示の内容	備 考
共 通	電 源	動力電源通電中	
	電 動	切換装置電動側	手動装置がある場合
	遠 方	機側操作盤小扉閉	遠方操作がある場合
	機 側	機側操作盤小扉閉	
	↑ (開 中)	扉体が開動作中	表 示 灯 フ リ ッ カ
	↓ (閉 中)	扉体が閉動作中	
	全 開	扉体が全開位置	
	全 閉	扉体が全閉位置	
個 別	充 水 完 了	充水完了状態	
	非 常 停 止	非常停止状態	

表3.2.2.4-2 故障表示および警報

仕様	項 目	検 出 方 法	故障区分		備 考
			重故障	軽故障	
共通	3 E	3 Eリレー(欠相,逆相,過電流)	○	—	リセットボタンにより復帰
	開過トルク	リミットスイッチ	○	—	一旦停止し原因調査
	閉過トルク	リミットスイッチ	○	—	一旦停止し原因調査
	非常上限	リミットスイッチ	○	—	全開リミットを検査
	漏 電	漏電リレー	—	○	漏電箇所を調査し原因究明後復旧する
個別	接点溶着	接点溶着検出回路	○	—	

3-2-2-5 遠方操作の対応

遠方操作を行う場合は、第2章3-9-4-5による。

【解 説】

1. 遠方操作を行う場合は、遠方操作に必要な信号を、機側操作盤にて回路構成し出力端子まで配線する。信号受渡し場所は機側操作盤端子渡しを標準とする。
2. 遠方操作に必要な信号
 - (1) 計測信号（機側→遠方）
 - ① 開度信号（必要な場合）
 - ② 信号形態 アナログ信号またはデジタル信号
 アナログ信号 開度0～100％／DC4～20mAまたはシンクロ信号
 デジタル信号 開度0～100％
 BCD 3桁または4桁、無電圧接点、ビジー信号、各桁奇数
 パリティビット付
 - (2) 監視信号（機側→遠方）
 - ① 信号項目 水門扉の状態、故障
 （表3.2.2.4-1～2参照）
 - ② 信号形態 無電圧連続接点、接点定格DC100V 0.1A以上またはDC24V 0.4A以上
 - (3) 操作信号（遠方→機側）
 - ① 信号項目 開・閉指令、非常停止
 - ② 信号形態 DC100VまたはDC24V 有電圧連続信号

 （注） 光ケーブルまたはTC/TMにて伝送する場合は、監視信号の信号形態と同様とする。

3-3 開 度 計

1. 開閉機に機械式開度計を設置する。
2. 機械式開度計の設置場所および指針面は、開閉機の手動ハンドル位置および機側操作盤の操作場所から容易に視認できる位置とする。
3. 電気式開度計は、原則として小容量放流設備の主ゲート・バルブの機側操作盤内に設置し、デジタル表示とする。

【解 説】

1. 開度計には、機械式と電気式があり開閉機には機械式開度計を設置する。
機械式開度計の設置場所および指針面は、開閉機の手動ハンドル位置および機側操作盤位置の双方から視認できる位置が望ましい。

機械式開度計は、防雨形構造のダイヤルインジケータ式とし、指針は一針式とする。目盛り表示の例を図3.3-1に示す。なお湿気等による透明ガラスの曇り止め対策として円形カバーに外気との通気孔を設けるなどの対策を行う。

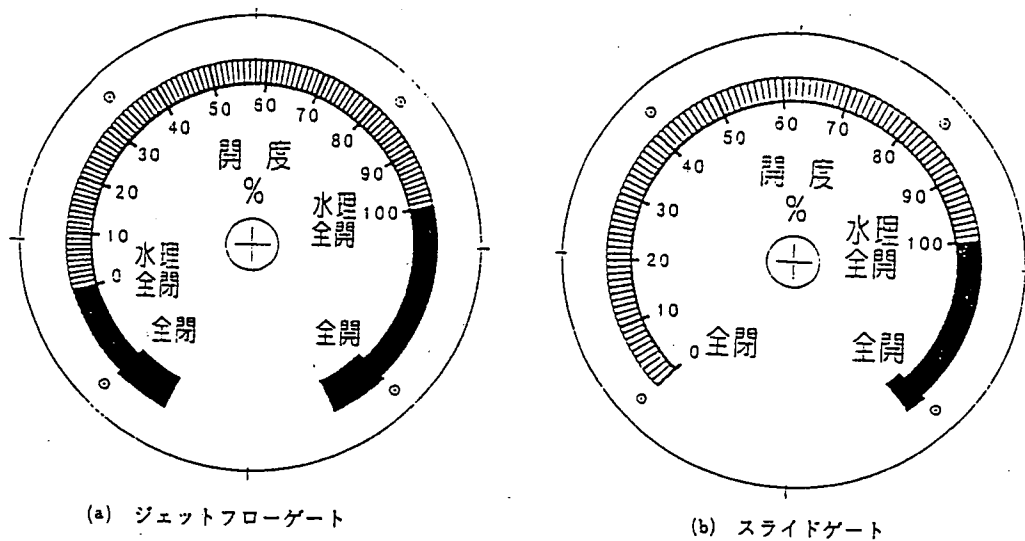


図3.3-1 開度表示の例

2. 電気式開度計は、発信器、受信器、表示器、保安器および信号分配器より構成され、その形式は発信器の形式により図3.3-2のとおり大別される。

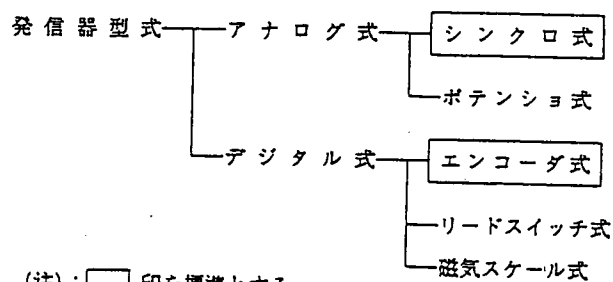


図3.3-2 発信器の形式

アナログ式は、機側操作盤の操作位置から開度計の指針が視認できない場合の全閉、全開の操作を行うゲートに設置する。

デジタル式は、機側操作または遠方操作で流量調節、水位調節を行う場合や遠方監視または記録を行う場合に設置する。

電気式開度計の開度発信器は開閉機側に設置することを標準とする。

受信器、変換器、表示器、保安器および信号分配器は、防塵、防湿、防雨構造の機側操作盤に収納するが、やむを得ず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。

ジェットフローゲートなどの揚程が水理全開以下または水理全開以上となるデジタル開度の表示方法は、流量管理上水理全開以下を0%とし、水理全開以上を100%とする。

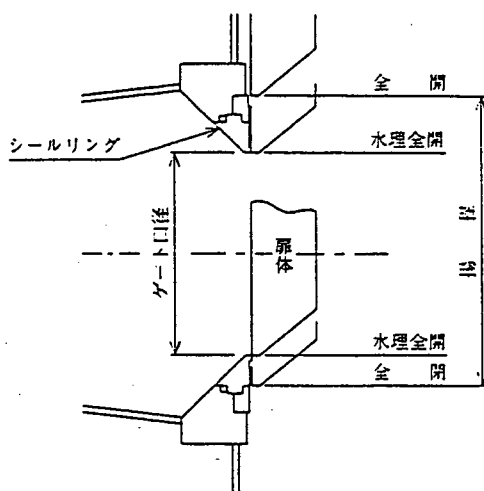


図3.3-2 ジェットフローゲートの開度の例

3-4 保護装置

1. 開閉装置には原則として次の保護装置を設ける。
 - ① 上下制限開閉装置
 - ② 過トルクスイッチ
 - ③ 電動機過負荷防止装置
 - ④ インタロック装置
2. 保護装置は、確実に動作し、誤動作の発生しない保守管理の容易な構造とする。

【解 説】

1. 開閉装置の保護装置は、次のとおりとする。
 - 1) 上下制限開閉装置（リミットスイッチ）では、一般にゲートの全開、全閉位置を検出する。
 なお、上下制限開閉装置で水理全開、水理全閉を設定する場合がある。これは、図3.3-2に示すようにジェットフローゲート等でゲートの見かけ上の開度（水理全開、水理全閉）と実際の開度（全開・全閉）が異なるときに開度表示を出してゲート位置の確認用にだけ設定するため、保護装置としては取り扱わない。
 - 2) 過トルクスイッチは、開閉装置のネジ部やスピンドルの損傷を防止するためゲート・バルブの開側、閉側両方向に設置する。過トルクスイッチの設定値は、開方向、閉方向とも電動機の定格トルクの1.1倍を標準とする。
 - 3) 電動機過負荷防止装置は3Eリレーを標準とし、電動機の系統毎に機側操作盤内の回路に

装備する。3Eリレーの型式は反限時動作性の手動復帰形を標準とし電動機の定格電流で設定することを原則とする。

- 4) インタロック装置は、電動－人力の切換、機側－遠方の切換、自動－手動の切換、充水完了、開閉装置が複数の場合の優先操作等を行う場合に設置する。
- 5) 開動作制限装置は、小容量放流主ゲート・バルブの過大放流を防止する必要がある場合に設けるもので、タイマによりゲートの開動作時間を制限する。
2. 開閉装置の保護装置は、ゲート・バルブの状態または各機器の異常状態を検出し、その信号を機側操作盤に取り込んで必要に応じて操作停止および警報を発するものと、機側操作盤の操作回路をもってゲート・バルブの安全操作を図るものがある。

保護装置の選定に当たっては、できるだけ単純な構造で設定調整がしやすく、設定値が狂うことがなく、設置環境に適したものでなければならない。設定値が狂うことがなく、設置環境に適したものでなければならない。さらに点検が容易にできるものとする。

3-5 付 属 設 備

1. 開閉装置には、次の付属設備を設ける。
 - ① スピンドル軸カバー、動力伝達軸カバー
 - ② スピンドル点検口、給油口
 - ③ スピンドル軸受
2. 開閉装置には、保守管理のための設備を設ける。
3. 開閉装置には、保守管理のためのスペースを確保する。

【解 説】

1. 図3.5-1に示すように開閉装置には、ゲート・バルブが安全確実に動作し、かつ保守管理が容易とするため、次の付属設備を設ける。

- 1) スピンドル軸カバー、動力伝達カバー

開閉操作時にスピンドル軸や動力伝達軸が開閉装置から露出する場合は作業員の安全と防塵、防錆のため必要に応じて各軸カバーを設ける。

カバーの重量が10kgf以上の場合、保守管理時の取り外しのためアイナットや吊りビースをカバーにつけて吊り上げを容易にする。

- 2) スピンドル点検口、給油口

スピンドルカバーやスタンドには、ネジ、ブッシュなどの点検、給油のため作業用の点検口または給油口を設ける。

- 3) スピンドル軸受

多孔式ゲートなどでスピンドルが長尺となった場合、適当な間隔で軸受を設ける。軸受の間隔は、スピンドルの座屈長から決定するが、製作、点検・整備の容易性も考慮して最大で5mとする。

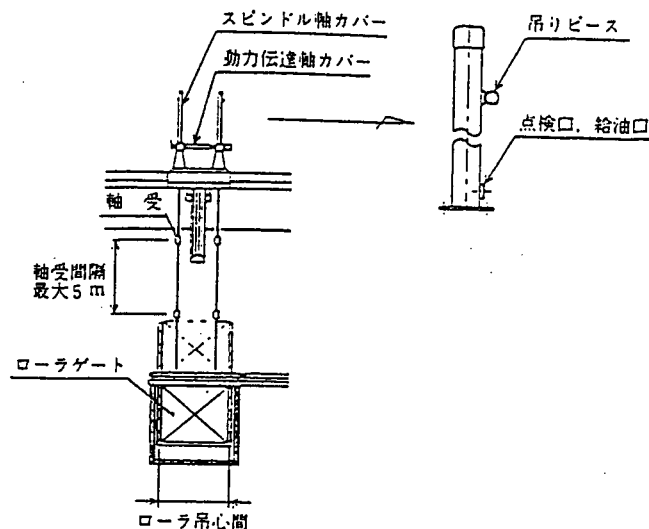


図3.5-1 付属設備の例

2. 開閉装置室には、操作、点検・整備を容易にして保守管理者の安全を図るため、必要に応じて次の点検設備を設ける。

1) 操作・点検台

手動ハンドルの高さが床面から1.0m程度を越える大形の開閉装置などは操作時や点検・整備時の作業を容易にするため、操作・点検用台を設ける。保守管理者が上部のスピンデルネジ部の点検等を安全に行えるように、操作・点検台の高さは点検台床から手動ハンドルまでの高さを、1.0m程度になるよう計画することが望ましい。

2) 吊上設備

点検・整備時の開閉装置本体やスピンドルの取り外しを考慮して上部にチェーンブロックなどの吊上設備を準備する。開閉装置の吊上設備の容量は、3 t未満を標準とする。

ただし、他設備の点検・整備時にも使用する場合はこの限りでない。

また、スピンドルカバーの抜き出しが可能なように、開閉装置室の天井を高くしたり、天井の構造を煙突状にする等の対策も検討する必要がある。

3) 工具、予備品

故障や点検・整備のために、開閉装置用の予備品、分解工具は必ず準備すること。一覧表も作成して常に確認できるようにする。

3. 開閉装置は、他設備との干渉を避け保守管理を容易にするため次の項に注意して十分なスペースを確保すること。

1) 他設備との干渉

一般に開閉装置は放流設備室などの各種ゲート・バルブおよび機側操作盤が納められる室に設置される。開閉装置の設置位置は、保守管理作業が安全かつ容易に行えるように他設備とのスペースを考慮して決定する。

2) 開閉装置室のスペース

保守管理のため、開閉装置の壁とスピンドル式開閉装置の間のスペースは十分に確保する。なお、開閉装置室の壁から開閉装置までの距離は、第2章3-14-3による。

3-6 開閉装置の潤滑方法

1. 潤滑の目的とは、給油箇所の摩耗・摩擦の低減、異物の混入防止、さび・腐食の抑制等を行い、開閉装置の機能を維持し、能力を長年にわたって発揮させることである。
2. 給油の目的とは、潤滑剤の劣化、消耗により開閉装置の機能に支障を来すことを防止することである。
3. 潤滑剤は、表3.6-1を標準とする。

表3.6-1 給油箇所毎の推奨潤滑剤

給油箇所	潤滑方法	給油方法	ちょう度番号	備 考
開 閉 機	グ リ ー ス	充 填	NLGI 0号	潤滑用グリース(リチウム系)
スピンドル	潤 滑	塗 布	NLGI 1号	潤滑用グリース(リチウム系)
				固体潤滑剤入りグリース

【解 説】

1. 開閉装置の機能を維持するためには、単に給油する行為だけでなく、「潤滑管理」を行い、潤滑に関するトラブルを未然に防止することが必要である。
 - (1) 給油方法については、開閉機はケーシング内へのグリース充填とする。また、スピンドルは塗布によるものとする。

ケーシング内のグリースの寿命については設備の設置環境、使用頻度に大きく作用されることから年1回以上は点検プラグを外し、グリース量の確認及びウォームホイール付近のグリースを取り出し、グリースの状態を点検するものとする。特に、グリースが下記の状態の場合であれば交換の必要がある。

 - ・石鹸分がウォームホイール等に固着する離脱現象を起こしている。
 - ・水が混入してグリースの色が乳白色になっている。
 - ・グリースに異物が混入している。
 - (2) スピンドルのグリースは半年に1回以上点検を行い塗布するものとする。
 - (3) 歯面の油切れ等が顕著な場合は摩耗低減のためにも早めの給油が望ましい。

2. 適用潤滑剤

開閉機の潤滑剤はリチウム系のグリースを使用するものとする。グリース選定の際には酸化安定性、機械的安定性、耐水性、耐熱性、防錆性に優れ、極圧剤を添加したものを選定するものとする。

スピンドルに使用するグリースは初期の据付調整運転時には固体潤滑剤(二硫化モリブデン等)入りのグリースを使用し、ねじ面を安定化させ、調整運転後はリチウム系のグリースを使用する。

あとがき

ダム用ゲート開閉装置（機械式）の設計において高信頼性化、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標準化について詳細にまとめ、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が実施され、また、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安全、確実かつ簡便に実施できると考える。そして、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（機械式）の設計、施工に寄与し、合理的な機械設備の設計、維持管理手法が確立されれば幸いである。

なお、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、社団法人ダム・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ご協力に心より感謝の意を表す次第である。

S I 単位への換算方針

平成11年にはc g s 単位からS I 単位へ全面移行することが決定されたため、ここに基本的な用いられる換算表等を付けている。

1. 許容応力度のS I 換算

有効数字は3桁を基本とするが、小数点以下は記述しない。

2. 圧力、応力の単位系

原則として N/mm^2 を使用する。

3. 鋼材の弾性係数

コンクリート標準示方書に準じる。

4. 計算による許容応力度の算定式の換算

原則として許容応力度の換算方法に準じる。

数値の有効数字は基になる式の係数の有効数字に基づく。

5. コンクリートの許容応力度

コンクリート標準示方書の許容応力度法による設計の値を使用する。

6. 単位体積重量

有効数字は3桁とする。 例) 水： 9.81kN/m^3 、鋼材： 77.0kN/m^3

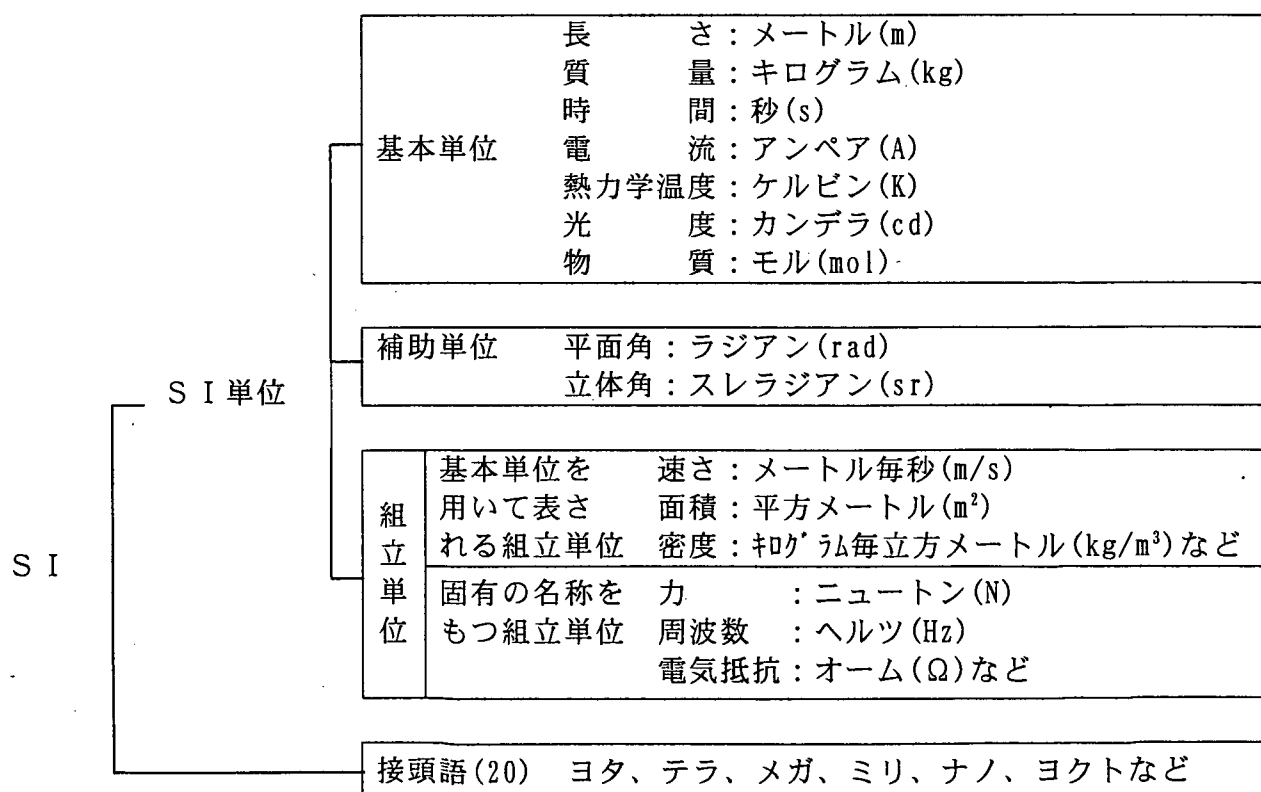


図-1 S I の構成

表-1 S I 基本単位

量	名称	記号
長さ	メートル	m
質量	キログラム	kg
時間	秒	s
電流	アンペア	A
熱力学温度	ケルビン	K
物質量	モル	mol
光度	カンデラ	cd

表-2 固有名称をもつ S I 組立単位

量	名称	基本単位
平面角	ラジアン	rad
立体角	ステラジアン	sr
周波数	ヘルツ	Hz
力	ニュートン	N
圧力、応力	パスカル	Pa
エネルギー、仕事、熱量	ジュール	J
仕事率、工率、電力	ワット	W
電荷、電気量	クーロン	C
電位差、電圧	ボルト	V
静電容量	ファラド	F
電気抵抗	オーム	Ω
コンダクタンス	ジーメンズ	S
磁束	ウェーバ	Wb
磁束密度	テスラ	T
インダクタンス	ヘンリー	H
温度	セルシウス度	$^{\circ}\text{C}$
光束	ルーメン	lm
照度	ルクス	lx

表-3 S I 接頭語

倍数	名称	記号	倍数	名称	記号
10^{24}	ヨタ	Y	10^{-1}	デシ	d
10^{21}	ゼタ	Z	10^{-2}	センチ	c
10^{18}	エクサ	E	10^{-3}	ミリ	m
10^{15}	ペタ	P	10^{-6}	マイクロ	μ
10^{12}	テラ	T	10^{-9}	ナノ	n
10^9	ギガ	G	10^{-12}	ピコ	p
10^6	メガ	M	10^{-15}	フェムト	f
10^3	キロ	K	10^{-18}	アト	a
10^2	ヘクト	h	10^{-21}	ゼプト	z
10^1	デカ	Da	10^{-24}	ヨクト	y

表-4 おもなSI単位

区分		従来単位との関係
空間・時間関係	平面角	$1\text{rad} = 180/\pi^\circ$
	体積	$1\text{L} = 1,000\text{cm}^3$
	加速度	$1\text{Gal} = 1\text{cm/s}^2$
	周波数	$1\text{c/s} = 1\text{Hz}$
熱関係	熱	$1\text{cal} = 4.186\ 05\text{J}$
	熱伝導率	$1\text{cal}/(\text{h}\cdot\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ $= 0.001\ 163\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$
	比熱	$1\text{cal}/(\text{Kg}\cdot^\circ\text{C})$ $= 4.186\ 05\ \text{J}/(\text{Kg}\cdot^\circ\text{C})$
	熱伝達率	$1\text{cal}/(\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ $= 0.001163\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$
力学関連	質量	$1\ \text{t} = 1,000\text{kg}$
	力	$1\ \text{kgf} = 9.80665\text{N}$ $1\ \text{dyne} = 10\ \mu\text{N}$
	単位体積重量	$1\text{kgf}/\text{cm}^3 = 9.80665\text{MN}/\text{m}^3$
	力のモーメント	$1\text{kgf}\cdot\text{m} = 9.80665\text{N}\cdot\text{m}$
	仕事・エネルギー	$1\text{W}\cdot\text{s} = 1\text{J}$ $1\text{W}\cdot\text{h} = 3,600\text{J}$ $1\text{cal} = 4.186\ 05\text{J}$
	応力・圧力	$1\text{kgf}/\text{cm}^2 = 98.0665\text{kN}$
	弾性係数	$1\text{atm} = 101.325\text{kN}/\text{m}^2$
	地盤反力係数	$1\text{mmH}_2\text{O} = 9.81\text{N}/\text{m}^2$ $1\text{mmHg} = 133.322\text{N}/\text{m}^2$
	粘度	$1\text{P} = 0.1\ \text{Pa}\cdot\text{s}$
	動粘度	$1\text{St} = 1\text{cm}^2/\text{s}$
	表面張力	$1\text{gf}/\text{cm} = 0.980\ 655\text{N}/\text{m}$