

目次

Chapter 1

機械要素設計の基礎

1

1-1 機械要素と機械設計	2
1 機械要素の分類	4
2 機械設計の手順	4
1-2 力学の基礎	6
1 荷重の種類	6
2 応力の計算	6
3 応力集中	9
1-3 材料の機械的性質と材料試験	12
1 引張り試験と圧縮試験	12
2 曲げ試験	13
3 疲れ試験	13
4 衝撃試験	16
5 クリープ試験	18
6 硬さ試験	19
1-4 安全設計	22
1 許容応力と安全率	22
2 信頼性設計	23
1-5 標準と規格	24
1 日本工業規格	24
2 標準数	24

1-6 サイズ公差とはめあい	25
1 サイズ公差	25
2 はめあい	27
1-7 幾何公差	30
1 データム	30
2 幾何公差の種類	30
3 幾何公差の表現	31
4 独立の原則	32
5 理論的に正確な寸法	32
6 最大実体公差方式	33
1-8 粗さ	34
第1章 演習問題	36

Chapter 2

ねじ

37

2-1 ねじとつる巻線	38
2-2 ねじの種類	41
2-3 ねじ部品の種類	43
1 ボルト・ナット	43
2 小ねじ (machine screw)	45
3 止めねじ (set screw)	45
2-4 座金の種類	47
2-5 ねじの力学	48
1 ねじ面に作用する力	48
2 座面に作用する力	50

3	ねじの緩み止め	52
4	ねじの効率	53
5	ボルトの締め付け力	55

2-6 ねじの強度設計 60

1	おねじの直径	60
2	ねじのかみ合い長さ	65

第2章 演習問題 68

Chapter 3 溶接継手 69

3-1 溶接の種類 70

3-2 溶接に関する用語と継手の種類 71

3-3 溶接による変形と残留応力 74

3-4 溶接継手の強度計算 76

1	溶接の「のど部」	76
2	溶接継手の応力の計算公式	76

第3章 演習問題 80

Chapter 4 軸、キーおよび軸継手 81

4-1 動力とトルク・角速度の関係 82

4-2 軸の種類 84

4-3 軸径の設計 85

1	軸径の強度設計	86
2	軸径の精度設計	89

4-4 危険速度 93

1	軸の自重のみによる危険速度	93
2	1個の回転体のみによる危険速度	94
3	複数の回転体と軸の自重による危険速度	94

4-5 キー 97

1	キーの種類	97
2	キーの設計	98

4-6 スプラインとセレーション 102

1	スプラインとセレーションの種類	102
2	スプラインとセレーションの設計	103

4-7 軸継手 104

1	固定軸継手	104
2	たわみ軸継手	105
3	自在軸継手	106

第4章 演習問題 109

Chapter 5 軸受 111

5-1 軸受の役割 112

5-2 転がり軸受と滑り軸受 113

5-3 転がり軸受 115

1	転がり軸受の構造	115
2	転がり軸受の寿命	117
3	寿命の計算	117
4	転がり軸受の静的強さ	121
5	転がり軸受の配列と固定	124

6	軸受のはめあいとすきま	125
7	転がり軸受の選定	125
5-4	滑り軸受	126
1	滑り軸受の原理	126
2	滑り軸受の設計	127
3	静圧軸受	131
3	滑り軸受材料	132
第5章 演習問題		132

Chapter 6

歯車

133

6-1	歯車伝動の特長	134
6-2	歯形曲線	135
1	インボリュート歯形	135
2	インボリュート曲線	136
3	歯車のかみ合い	138
6-3	歯車の名称および記号	140
6-4	歯の大きさの基準	141
1	モジュール	141
2	標準歯車と標準ラック	142
3	歯車の製作	143
6-5	歯車の設計	145
1	歯車の寸法	145
2	歯車の強さ	147
6-6	転位歯車	157

1	転位と中心距離	158
2	転位歯車の寸法	159
6-7	動力の伝達、設計で考慮すべき事項	163
1	かみ合い率	163
2	歯の干渉	166
6-8	歯車の種類と用途	168
1	軸が平行な場合	168
2	軸が交差する場合	169
3	軸が行き違う場合	170
6-9	歯車列	172
1	多段歯車列 (gear train)	172
2	遊星歯車装置 (planetary gears)	172
3	ハイポサイクロイド機構 (hypocycloid gears)	175
4	差動歯車装置 (differential gears)	176
第6章 演習問題		178

Chapter 7

ベルトおよびチェーン

179

7-1	ベルト伝動装置	180
7-2	平ベルトによる伝動	181
7-3	Vベルトによる伝動	185
1	VベルトとVプーリとの摩擦	185
2	一般用Vベルトと細幅Vベルト	187
3	細幅Vプーリ	189
4	細幅Vベルトの設計	190

7-4	歯付きベルト	198
7-5	チェーン伝動装置	200
7-6	アイドラ	203
	第7章 演習問題	204

Chapter 8 クラッチおよびブレーキ 205

8-1	クラッチ	206
1	かみ合いクラッチ (claw clutch)	206
2	摩擦クラッチ (friction clutch)	206
8-2	ブレーキ	211
1	ブロックブレーキ (block brake)	211
2	ドラムブレーキ (drum brake)	213
3	バンドブレーキ (band brake)	214
4	ディスクブレーキ (disk brake)	215
	第8章 演習問題	216

Chapter 9 リンクおよびカム機構 217

9-1	リンク機構 (link mechanism)	218
1	4節回転リンク機構	219
2	スライダクランク機構 (slider crank mechanism)	222
9-2	カム機構 (cam mechanism)	223
1	カムの種類	223
2	カム線図	224

3	圧力角	225
	第9章 演習問題	228

Chapter 10 ばね 229

10-1	ばねの用途とばね材料	230
10-2	ばねの種類と設計	231
1	コイルばね (coil spring)	231
2	うず巻きばね (spiral spring)	235
3	重ね板ばね (laminated spring)	236
4	トーションバー (torsion bar spring)	238
5	さらばね (coned disk spring)	238
6	その他のばね	239
	第10章 演習問題	240

Chapter 11 歯車減速機的设计 241

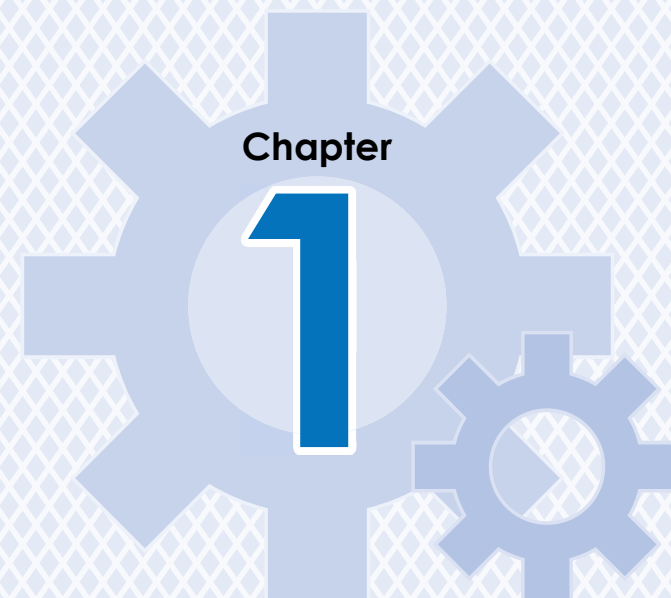
11-1	歯車減速機	242
11-2	設計のポリシーと仕様	243
11-3	歯車の設計	244
1	速度比および歯数	244
2	歯車の強度計算	244
11-4	プーリの設計	249
1	プーリに働く力	249
2	ベルト形状と長さの決定	251

3	ベルト本数の決定	251
11-5	軸の設計	252
1	軸に作用する曲げモーメント	252
2	軸径の計算	256
11-6	軸受の設計	258
1	入力軸の軸受	258
2	出力軸の軸受	259
11-7	キーの設計	260
1	入力歯車軸のキー	260
2	出力歯車軸のキー	261
3	Vプーリおよび軸継手のキー	261
11-8	まとめ	262
	演習問題の解答	263
付表 1-1	穴の場合の基礎となる許容差の数値 (JIS B 0401-1 : 2016)	278
付表 1-2	軸の場合の基礎となる許容差の数値 (JIS B 0401-1 : 2016)	280
付表 1-3	幾何公差特性 (JIS B0021:1998 より抜粋)	282
付表 2-1	一般用メートルねじ (JIS B0205 より作成)	287
付表 2-2	メートル台形ねじ基準山形 (JIS B0216:2013 より作成)	288
	索引	289

Column

製造物責任法 (通称 PL (Product Liability) 法)	3
失敗学	5
曲げとねじり	7
疲労骨折	15
疲労破壊によるコメット機の墜落	16
脆性破壊によるリバティー船の沈没	18
クリープ損傷による事故	19
ものづくりの硬い話	20
材料の特性を表す用語	21
補助単位	26
ねじの測定	39
ユニファイねじ	40
ねじの加工方法	46
ボルトと板のばね定数	57
ボルトの緩み事故	59
ねじ締結された板が滑ることの危険性	63
組合せ応力	64
ねじの破損による事故	65
焼き割れ	73
溶接箇所の検査技術	75
動力計 (動力を測定する機器)	83
軸に関係する公式	87
危険速度への対策	96
スプラインとセレーションの加工方法	103
等速ジョイント (CVJ : constant velocity joint)	107
機械設計におけるコンピュータの利用	107
動力計 (動力を測定する機器)	83

軸に関する公式	87
危険速度への対策	96
スプラインとセレーションの加工方法	103
等速ジョイント (CVJ : constant velocity joint)	107
機械設計におけるコンピュータの利用	107
お国柄	114
軸受の設計での用語について	117
動等価荷重の計算について	120
基本定格寿命の補正	120
いろいろな歯形	137
圧力角について	144
バックラッシ (backlash)	146
またぎ歯厚法	146
歯幅について	155
転位歯車とインボリュート曲線	160
はすば歯車	171
無段変速機 (CVT : continuously variable transmission)	186
Vベルトの構造	188
プーリとベルトの「呼び」について	197
特殊形状のベルト	199
テンショナ	203
トルクコンバータ	209
ブレーキパッドに作用する力	210
からくり人形	228
発条	235
クリップ	239



Chapter 1 機械要素設計の基礎

機械要素の設計に関して、次の3つの基本的な事項を解説します。

○力学に関する事項

応力の計算方法を材料力学のテキストで復習しておきましょう。

応力集中を避けるために、角に丸みをつけます。この丸みの大きさの決め方を理解するようにしましょう。

○材料の性質

材料の性質とそれらを調べる試験方法とを関連付けて覚えるようにしましょう。材料の特徴をイメージできるようになります。

○精度について

サイズ公差・はめあい・幾何公差と表面粗さは機械図面で頻繁に指示されます。記号の意味を理解するようにしましょう。

機械要素と機械設計

多くの人は**機械** (machine) という言葉から乗用車やトラックのように身の回りにある1つの完成品を連想します。しかし自動車は、エンジン、トランスミッションのようにある機能をもったユニットで構成されています (図1-1参照)。さらにエンジンのユニットは、ピストンやシリンダーなどの部品に分けることができます。また、自動車組立ラインや立体駐車場のよう自動車を製造したり移動させたりする機械もあります。このように、機械は多くの部分から成り立ち、さらに機械が集まり複雑なシステムを形成しています (図1-2参照)。

このような機械・機械システムは、その目的により設計方法が異なり、必要となる知識も異なります。機械設計を学ぼうとする初学者は、ねじ・歯車などの**機械要素** (machine element) の設計から学習するのが一般的です。実際の設計では「大局的な視点から全体の構想を練り」、次に「機能ごとのユニットを設計し」、最終的に「各部品の詳細を設計する」という流れになります。

本書で学習する「機械要素の設計」は、「実際の設計」の後半段階で必要になります。学習者にとって重要なことは、機械要素の設計手法を学習する過程で、

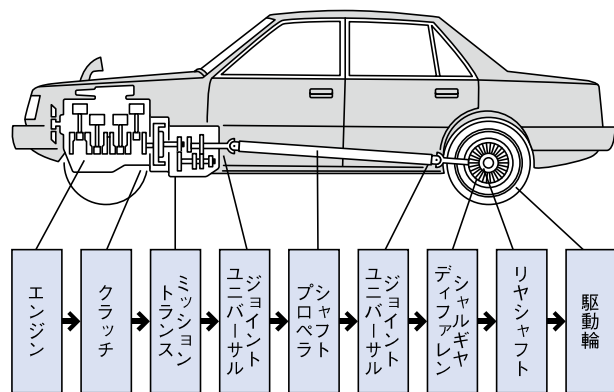


図1-1 自動車の駆動系を構成するユニット
(財団法人日本自動車教育振興財団「自動車教育資料 自動車、そして人」)

それらを統合した「機械の設計」を視野に入れて学習することでしょう。「どのような点を考慮すべきか」、「どの影響は無視できるか」、「想定した条件が変わるとどのようなになるのか」などを想像することにより、エンジニアのセンスが磨かれます。

機械設計のためには材料力学・機械力学・計測工学・制御工学・電子制御などによる解析 (analysis) と材料学・加工学などの専門知識が必要になります。これらの解析結果と多くの専門知識を統合 (synthesis) する作業が実際の機械設計になります。この統合こそが設計の特徴で他の専門分野と異なる点です。

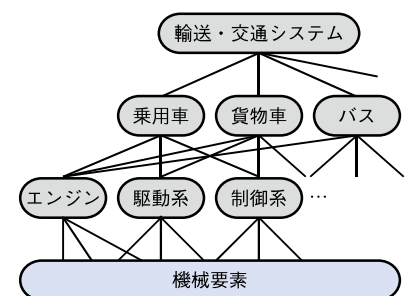


図1-2 機械要素から機械システムへ

Column 製造物責任法 (通称PL (Product Liability) 法)

製造物責任法は製品の欠陥によって損害を被った場合に、製造会社などに対する損害賠償請求について規定した法律です。この法律を根拠に法廷で争われた事故の1つに箱型ブランコ (4人ほどが対面で乗るブランコ) の事故があります。ゴンドラの重量が通常のブランコに比べ重く、地面との間に頭などが挟まれて死亡者も出ています。これは「利用者の乗り方が設計者の想定を超えていたこと」に起因しています。「この事故の責任が設計者にあるかないか」を論ずるのは別にして、次のようなことを肝に銘じて設計に携わる必要があります。

- ・「どのように使われるか」可能なかぎり想像すること。
- ・事故の情報を単なる使用者のミスと決めつけずに「設計者としてどのような対策が可能か」を問う姿勢。

1 機械要素の分類

ねじや軸受などの機械要素は標準化された部品であり、比較的互換性が高く量産されるため安価になります。このような機械要素は機能により表1-1のように分類できます。

表1-1 機械要素の分類

要素名	機能	例
締結要素	部材の結合	ねじ、溶接継手
伝動要素	動力の伝達	軸、歯車、ベルト車
案内要素	運動している要素の支持・拘束	軸受、リンク機構
制御要素	運動の制御	ブレーキ、クラッチ
緩衝要素	衝撃の緩和	ばね、ダッシュボット

2 機械設計の手順

機械設計は制約条件のもとで力学的条件から形（寸法）を決定する作業です（図1-3参照）。

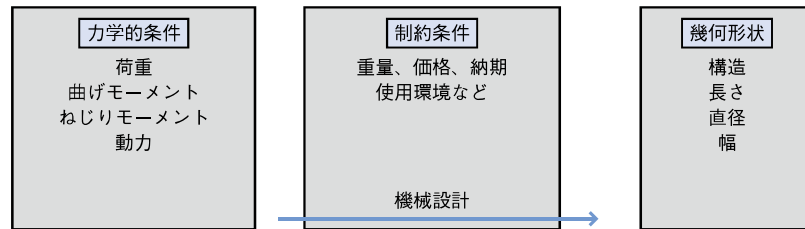


図1-3 機械設計の概念

動力源を必要とする機械の設計手順について自動車を例に考えてみましょう（図1-4参照）。

まず、車体や積載物の重量、加速性などから動力源の動力（単位時間当たりの仕事）および動力源の種類（例えば、ガソリン、ディーゼル、電気など）を

決めます。必要な動力は「機械が外に対して行う仕事」を基に見積もります。この動力源をどこにどのように置くかにより車輪までの伝達経路が決定されます。通常、動力は回転運動で伝達されるので、軸が最も基本的な機械要素になります。この軸を設計すると軸に付属している他の機械要素は軸径を基に設計することになります。動力の伝達過程では、回転速度やトルクを変えることはできます（回転速度を上げるとトルクが下がる）が、動力を増やすことはできません。最後にエンジン・駆動系を載せるための車体の設計を行います。この時、部品を連結・固定するための締結要素を設計します。

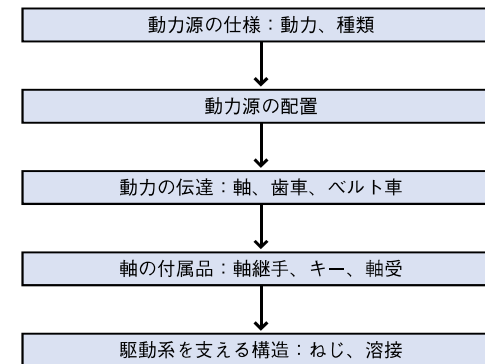


図1-4 駆動部の設計手順と関連する機械要素

Column 失敗学

失敗・事故の原因を研究して、そこから得られる教訓・知識を活かすための学問を「失敗学」といいます。失敗事例を詳しく調べると大変興味深いものがあります。次に紹介する書籍は多くの失敗事例を紹介した機械設計のロングセラーです。

畑村洋太郎著「続々・実際の設計—失敗に学ぶ」日刊工業新聞社

設計の初学者には、単に「失敗事例を多く知っている博識」よりも「失敗の原因あるいは対策を理解するための専門知識」が必要でしょう。

1 荷重の種類

機械の強度設計を行うためには、機械を構成する各部分にどのような荷重（力）が作用するのか見積もらなければなりません。このとき、荷重は時間的変動により図1-5のように分類できます。これらの中で、動荷重は不確実な条件を含むために、正確に見積もることが困難な場合があります。

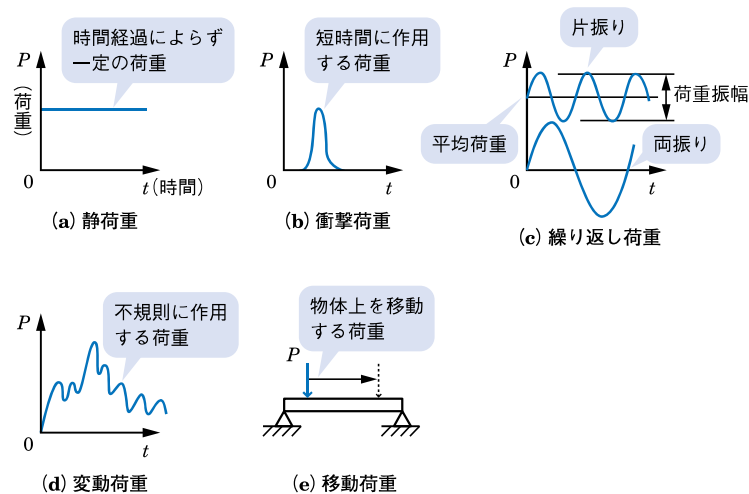


図1-5 荷重の種類

2 応力の計算

強度設計では部材に生じる応力を計算して、材料が破壊しないか検討しなければなりません。この計算には、材料力学で取り扱う「引張り、圧縮」、「せん断」、

「曲げ」、「ねじり」の解析を機械要素の形状に即して適用します。したがって、どのように材料力学を応用しているかを知ることが、機械設計の理解を深めることにつながります。基本的な問題の解を公式にして表1-2に示します。

表1-2 荷重の作用の仕方と応力の計算方法

問題の分類	荷重の作用の状態	応力	関連する他の公式
引張り 圧縮		$\sigma = \frac{P}{A}$ P: 荷重 A: 面積	$\sigma = E\epsilon$ E: 縦弾性係数 (ヤング率)
せん断		$\tau = \frac{P}{A}$ P: 荷重 A: 面積	$\tau = G\gamma$ G: 横弾性係数 (せん断弾性係数)
曲げ		$\sigma = \frac{M}{I} y = \frac{M}{Z}$ M: 曲げモーメント Z: 断面係数	断面二次モーメント I $I = \int_A y^2 dA$
ねじり		$\tau = \frac{T}{I_p} r = \frac{T}{Z_p}$ T: ねじりモーメント Z _p : 極断面係数	断面二次極モーメント I _p $I_p = \int_A r^2 dA$

Column 曲げとねじり

曲げとねじりは共にモーメント（長さ×力）により生じます。表1-2のように単純な曲げやねじりの問題は容易に理解できますが、図1のクランクや図2の軸のように「曲げとねじりとを同時に受ける場合」に混乱する人が多くいます。曲げは「軸と直角な方向」から、ねじりは「軸と平行な方向」から見た状態を考えると理解できます。

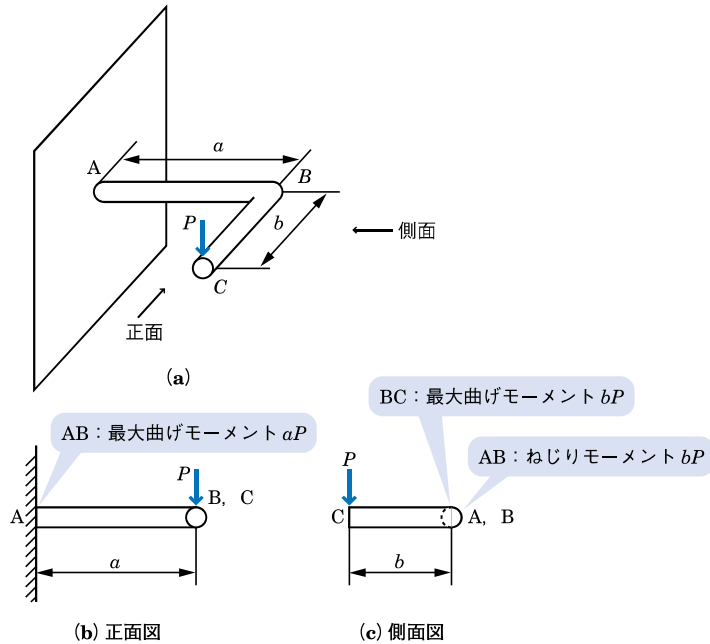


図1 クランクの曲げとねじり

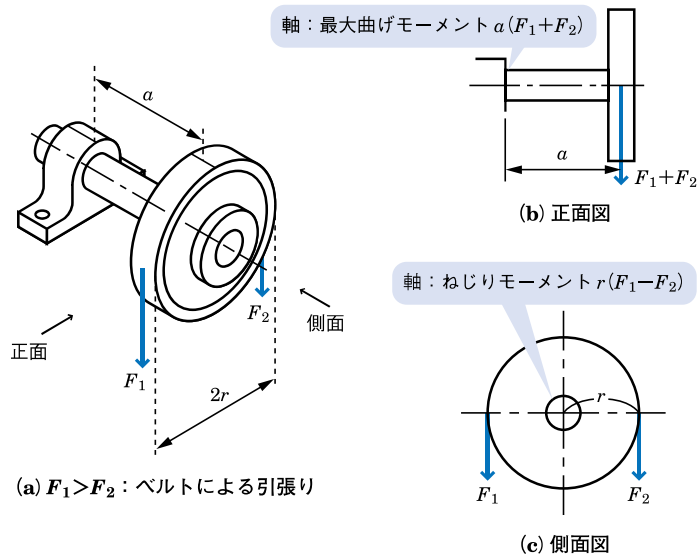


図2 ベルト車につながる軸の曲げとねじり

3 応力集中

穴のあいた板を図1-6(a)のように引張ると、応力は力を断面積で割った一定値にならずに穴の周辺で大きくなります。このように応力が局部的に大きくなることを**応力集中** (stress concentration) といい、切欠き、溝や段付き部 (図1-6(b)参照) のように断面積が急変する箇所に生じます。このときに生じる最大応力 $\sigma_{\max}$ と、応力集中を無視して計算した見かけの平均応力 σ_m との比 α を**応力集中係数** (stress concentration factor) といい、次式で定義されます。

$$\alpha = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_m} \quad (1.1)$$

α の値は材料によらず、部材 (切欠き) の形状と荷重の種類により決定されます。段付き棒の曲げとねじりに対する応力集中係数を、図1-7、図1-8に示します。これらのグラフから角につける丸みの半径を決定できます (例題1-1参照)。その他の形状

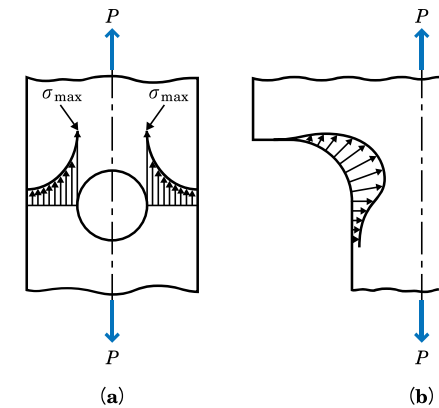


図1-6 応力集中

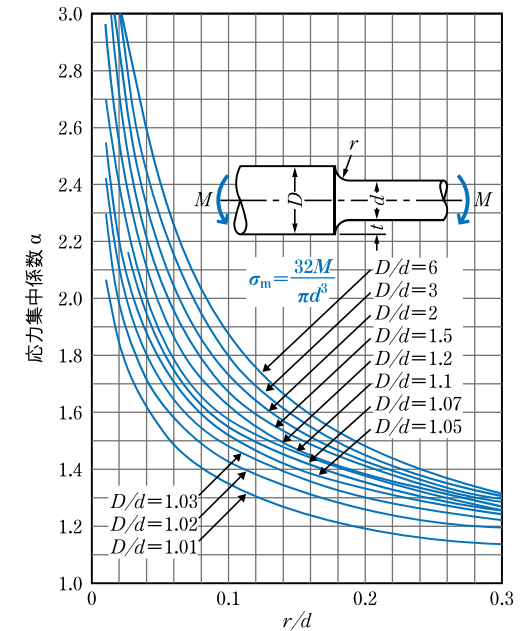


図1-7 段付き棒の曲げ応力集中係数

や荷重に対しては、ハンドブック（便覧）にある応力集中係数に関する資料の中から探さなければなりません。

応力集中を軽減するためには、図1-9に示すように丸み、テーパ（円すい状に細くすること）をつける方法があります。

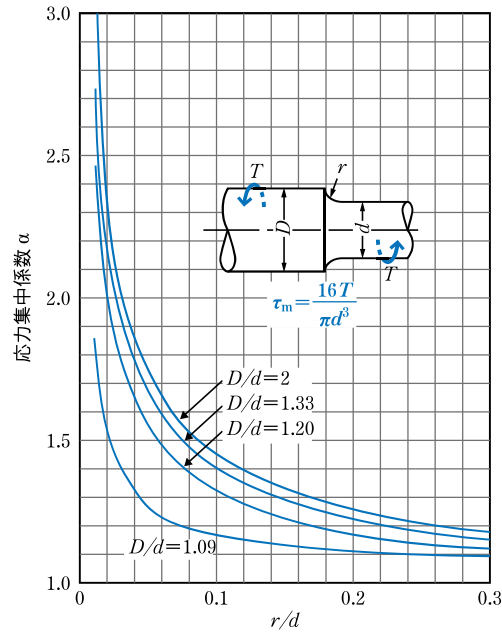


図1-8 段付き棒のねじり応力集中係数

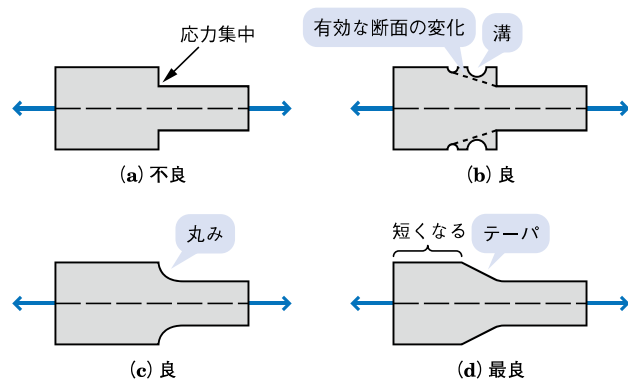


図1-9 応力集中の緩和

例 1-1

段付き棒 ($D = 45$ [mm]、 $d = 30$ [mm]) に曲げモーメント 150 [Nm] が作用しています。このときの応力集中係数を求め、段底部の最小半径 r を決定しなさい。ただし、許容垂直応力 90 MPa とします。

解 答

段付き棒が曲げられているので、図1-7のグラフを用いて設計します。図1-7で示されている σ_m は「細い軸に生じる最大曲げ応力」を表しています。

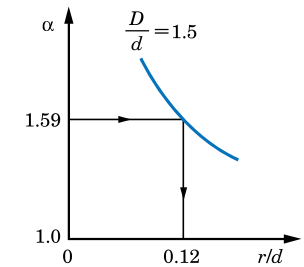
$$\sigma_m = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \times 150}{\pi \times (30 \times 10^{-3})^3} = 56.6 \times 10^6 \text{ [Pa]} \quad (1)$$

式(1)で得られた応力の値と許容垂直応力 90 MPa との比が応力集中係数 α に相当するので、次式のようになります。

$$\alpha = \frac{90 \times 10^6}{56.6 \times 10^6} = 1.59 \quad (2)$$

図1-7において、 $\alpha = 1.59$ と $\frac{D}{d} = \frac{45}{30} = 1.5$ とが交わる点から $\frac{r}{d} = 1.2$ (横軸) を得ます。したがって $r = 0.12 \times 30 = 3.6$ [mm] となります。

d を一定にして r の値を大きくすると (大きな丸みをつける)、 α の値は小さくなり、応力集中は緩和されます。したがって得られた $r = 3.6$ [mm] は丸みの最小半径になります。



1-3

材料の機械的性質と材料試験

設計者は材料の特徴を理解して、適切な材料を選択しなければなりません。材料の性質を調べるための試験には、表1-3に示すような方法があります。

表1-3 材料試験の種類

試験方法	測定項目	試験を要する場合
引張り試験	降伏応力、引張り強さ	一般的な全ての材料
圧縮試験	圧縮強度	大きな圧縮荷重が負荷される場合
曲げ試験	曲げ強度	脆性材料
	加工性の評価	延性材料
疲れ試験	疲れ限度	繰り返し荷重が負荷される場合
衝撃試験	衝撃強さ、衝撃値	材料の比較、低温脆性
クリープ試験	クリープ限度	高温で使用される場合
硬さ試験	硬さ	耐磨耗性を必要とする場合

1 引張り試験と圧縮試験

材料を引張り試験すると、引張り荷重と伸びの関係を求めることができます。引張り荷重を試験片の断面積で割り応力とし、伸びを標点距離で割りひずみとします。代表的な材料の応力-ひずみ線図を図1-10に示します。塑性変形を伴って破断する材料を延性材料 (ductile materials)、塑性変形を伴わない材料を脆性材料

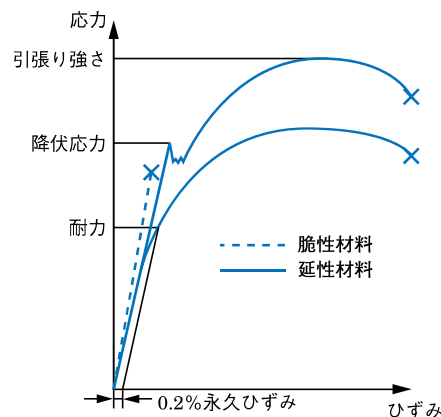


図1-10 応力-ひずみ線図

(brittle materials) といいます。「材料が延性材料か脆性材料であるか」が設計上、最も重要な要因となります(表1-4参照)。

表1-4 延性材料と脆性材料

材料特性	具体例	特徴	特性を表す応力
延性材料	軟鋼、合金などの多くの金属材料	疲れ、衝撃に強い	降伏応力、耐力、引張り強さ
脆性材料	鋳鉄、ガラス、セラミックス、コンクリート	疲れ、衝撃に弱い	引張り強さ、破壊応力

弾性的性質は引張りと圧縮とで似た特性を示すのに対して、^{こうふく}降伏あるいは破壊現象は引張りと圧縮では異なった挙動を示します。したがって、大きな圧縮が負荷される場合には、圧縮試験による材料の評価が必要になります。

2 曲げ試験

試験片を曲げて行う試験に^{こうせつ}抗折試験と曲げ試験があります。工具鋼やコンクリートなどの脆性材料では、抗折試験を行うことで曲げ強度を測定します。また、金属などの延性材料では曲げ試験により曲げに対する加工性を評価します。

3 疲れ試験

材料に繰り返し荷重が負荷されると、静的負荷の場合に比べてはるかに小さい荷重であっても、材料が破壊することがあります。この現象は**疲れ** (fatigue) と呼ばれ、繰り返し荷重を受ける場合には、最も重要な事項です。

材料の疲れ強さを評価するために、疲労試験機によって材料に繰り返し荷重を与え、破壊するまでの繰り返し回数を測定します。縦軸に加える荷重の応力振幅 σ をとり、横軸に試験片が破壊するまでの繰り返し回数 N を対数目盛りにとって示した図を**S-N曲線**といいます(図1-11参照)。鉄鋼材料では、 σ がある応力レベル以下になるといくら繰り返しても破壊せずS-N曲線が水平に折れ曲ります。S-N曲線が水平になり、破壊しなくなる最大の応力を**疲れ限度** (fatigue limit) といい、S-N曲線が折れ曲がる点の繰り返し回数を**限界繰り返し回数**と

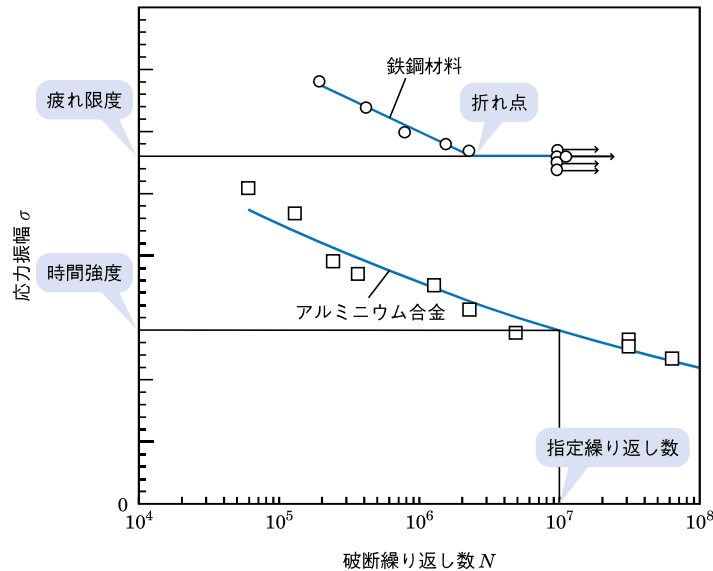


図1-11 S-N 曲線

います。また、限界繰返し回数以下の回数における S-N 曲線上の σ の値をその回数における **時間強度** といいます。鉄鋼材料の限界繰返し回数は $10^6 \sim 10^7$ 回の繰返し数の範囲にあります。これに対して、非鉄金属材料のなかには、 N が 10^8 回をこえてもなお S-N 曲線が水平にならないものもあります。このような材料では疲れ限度が存在するかどうか明確ではないので、「設計者が指定した繰返し数に対応した時間強度」を基準応力として採用します。

次のような要因が材料の疲れ強さに影響します。

a 切欠き効果

切欠きの先端では応力集中が生じて、き裂の進展が加速されます。したがって、切欠き材ではよく磨かれた平滑試験片よりも疲れ強さが低下します。このような切欠きによる疲れ強さの低下は、次式で定義される **切欠き係数 β** で表されます。

$$\beta = \frac{\sigma_{w0}}{\sigma_{wk}} \quad (1.2)$$

ここで、 σ_{w0} は平滑試験による疲れ限度、 σ_{wk} は切欠きをもつ試験片の疲れ限度を表します。一般に、応力集中係数 α と切欠き係数 β には $\alpha \geq \beta \geq 1$ の関係があります。応力分布は材料の性質に依存しないので、 α の値は形状と荷重の負荷状態にのみ依存します。しかし、疲れは材料の性質と応力の値とに依存するので、 β の値は形状と荷重の負荷状態以外に材質にも影響されます。また、切欠き効果を評価するために、次式で定義される **切欠き感度係数 (notch sensitivity factor) η** が用いられます。

$$\eta = \frac{\beta - 1}{\alpha - 1} \quad (1.3)$$

Column 疲労骨折

材料の疲労破壊は次のような過程をたどります。

- ① 繰返し荷重により材料が損傷を受け、微細なき裂が発生
- ② 微細なき裂先端に応力集中が生じて、き裂が進展
- ③ 材料の有効な断面積が減少して、一気に破壊が進行

さて「練習をやりすぎて疲労骨折をした」というスポーツ選手の話をよく聞きます。骨も機械材料も似たような過程を経て疲労破壊し、き裂の進展時には痛みを伴います。運動では適度に休むと疲労が回復するのと同様に、機械材料でも適当な休止、あるいは熱処理により寿命を延ばせることが報告されています。熱的作用により微細なき裂がくつつき回復するのです。

b 寸法効果

試験片の寸法によって疲れ限度が変化することを **寸法効果 (size effect)** といいます。一般に、試験片を大きくすると疲れ限度は低下します。これは、「試験片寸法の増大とともに疲れの原因となる大きな欠陥を材料中に含む確率が高まり、強度が低下する」ためです。したがって、小さな試験片の強度から実際の (大きな) 寸法での強度を推定するときには、考慮すべき点になります。

C 表面の粗さ

表面の粗さによる凹凸は微細な切欠きとみなすことができるので、凹凸の底に応力集中が生じます。つまり、面が粗いほど疲れ限度は低下し、その下がり方は引張り強さの高い材料ほど大きくなります。次に示す機械加工では①→④の順に時間強度は低くなります。

①研磨 ②切削 ③熱間圧延 ④鍛造^{たんぞう}

d 残留応力の影響

表面に生じる圧縮^{ぎんりゅう}の残留応力は「表面の微細な切欠きを閉じさせようとする」ので、疲れ限度が上昇します。このような圧縮の残留応力を表層に生じさせる加工方法として、浸炭焼入れや高周波焼入れなどによる熱処理やスキンパス^{しんたん}（材料特性を改善する目的の圧延率数%程度の圧延）、ショットピーニング（小さな鋼球を表面に衝突させる加工）などの表面加工があります。

Column 疲労破壊によるコメット機の墜落

1952年に（世界初の）ジェット旅客機コメットが就航しましたが、2年の間に3機が相次いで墜落しました。墜落の原因は上昇・降下時の機体内外の圧力差が繰り返して負荷されたための疲労破壊でした。コメット機は従来のプロペラ機よりも上空を飛ぶため、この圧力差が大きくなりました。また、疲労試験が不適切であったため、実際よりも長寿命に見積もることになってしまいました。この墜落事故をきっかけに疲労試験に基づいた安全寿命設計とフェイルセーフの設計思想とが導入されました。

4 衝撃試験

機械部品に衝撃荷重が作用する場合には、材料の強度を静的試験から評価することはできません。特に、脆性材料では本節で述べる衝撃値が著しく低下する場合があります。材料の衝撃に対する挙動を評価する方法にシャルピー衝撃

試験があります。図1-12のように重量 W のハンマを高さ h から振り下ろし、ハンマが試験片を破断して反対側の高さ h' まで上がったとします。このとき試験片を破断するのに必要なエネルギー（吸収エネルギー） E は次式になります。

$$E = W(h - h') \quad (1.4)$$

シャルピー衝撃強さは試験片の破断に要したエネルギー（吸収エネルギー）または単位面積当たりの吸収エネルギー（衝撃値： J/m^2 ）で評価します。

衝撃による破壊は形状や荷重の作用の仕方によって大きく異なるため、設計において衝撃値を用いて設計することはありません。「材料を比較するとき」や「低温時での材料特性の変化を調べるとき」に利用します。

材料の中には、ある温度以下になると急に衝撃値が低下し、脆性破壊するものがあります。この性質を低温脆性^{ていおんぜいせい}（low-temperature brittleness）といい、特に切欠きがある場合に顕著になります。低温で使用される機械では、材料の選択と溶接方法に注意しなければなりません。

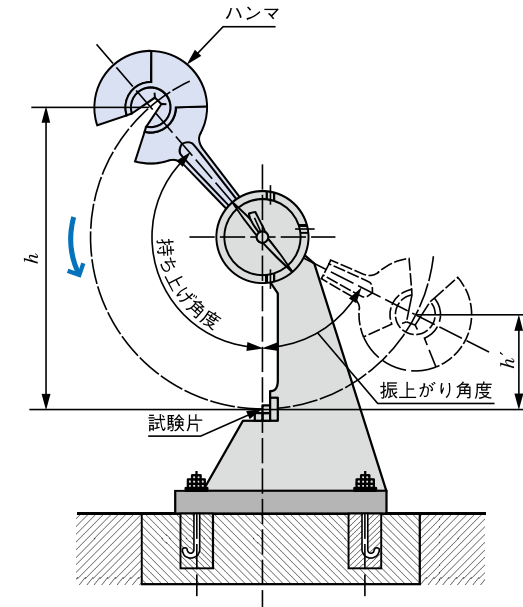


図1-12 シャルピー衝撃試験機

Column 脆性破壊によるリバティー船の沈没

第2次世界大戦中にアメリカでリバティー船と呼ばれる（世界初の）溶接による輸送船が建造されました。しかし、1942～1946年にかけて、相次いで沈没しました。事故原因は「溶接箇所に残り、鋼材が低温のために脆化した」ことが要因として挙げられます。リベットで板を接合すると、接合箇所でき裂進展が止まりますが、溶接構造ではいったん生じたき裂は容易に隣接する板に進展できるため、最終的な破壊に至ってしまいました。この事故をきっかけに、破壊力学の研究と、鋼材の低温脆性に対する改質が進むことになりました。

5 クリープ試験

「材料に一定の荷重を長時間作用させた時に、ひずみが時間とともに増加する現象」をクリープ (creep) といいます。例えば、タービンブレードや燃焼炉のように高温で使用する場合には、材料のクリープについて考慮しておく必要があります。「一定温度のもとで時間経過によるひずみの変化」を表したクリープ曲線は、

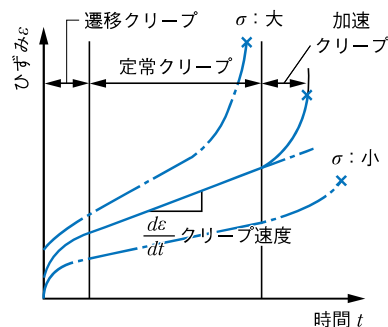


図1-13 クリープ曲線

図1-13に示すように3段階に区分できます。

クリープ強さを次のような指標で評価します。

- ・ **クリープ限度**：一定温度のもとで、ある長時間後のクリープ速度がある規定値を超えないような応力の最大値。
- ・ **クリープ制限応力**：一定期間に生じるクリープひずみ量が、規定値以下となるような最大応力。

Column クリープ損傷による事故

1985年にネバダ州（アメリカ）のモハベ発電所で高温蒸気を通す管が破裂し、死傷者が出ました。管の溶接部にあった欠陥から発生した損傷の進展がクリープにより加速されて、大きな破壊に至りました。シーム管では図1のように板を溶接する（継目あり）のに対して、シームレス管では押し出し（あるいは引抜き）成形時に管状にするため継目がありません（図2参照）。シームレス管の方が加工上の難しさを伴いますが高品質の管といえます。

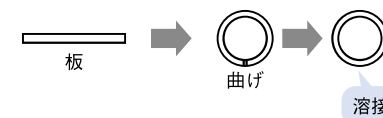


図1 シーム管

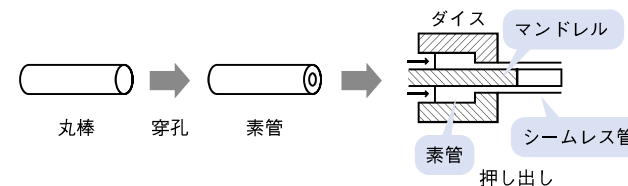


図2 シームレス管

この事故では、シーム管をシームレス管に変更し、溶接箇所の検査方法のガイドラインを作成するなどの対応が取られました。クリープについて考慮して設計したつもりでも、材料の弱い箇所には思いがけない事故の原因が潜んでいる可能性があります。

6 硬さ試験

材料が耐摩耗性を要求される箇所に使用される場合には、表面の硬さの高い材料を使用します。圧子を試料表面に押し込み、そのくぼみの大きさ（硬い材料はくぼみが小さい）により硬さを測定します。つまり、硬さとは表面に塑性変形を与えて測定することから、物理的には表面付近の降伏応力に相当するものを測定していることになります。

表 1-5 に代表的な硬さ試験方法を示します。

表 1-5 硬さ試験

試験方法	圧子	測定	記号
ブリネル (Brinell)	鋼球	くぼみ面の圧力	HB
ビッカース (Vickers)	ダイヤモンド四角錐	くぼみ面の圧力	HV
ロックウェル (Rockwell)	鋼球またはダイヤモンド円錐	くぼみの深さ	HRA (Aスケール)、 HRB、HRCなど

一般に硬い材料は脆^{もろ}く構造用材料に適さない^{じんせい}ので、靱性のある材料の表面を局部的に硬くして使用します。表面を硬くするには次のような方法があります。

- ・浸炭焼入れ：鋼の場合、炭素含有量が増えると硬くなる性質を利用。
- ・ショットピーニング：表面の塑性変形による降伏点上昇を利用。
- ・コーティング：硬い物質による膜の作成。

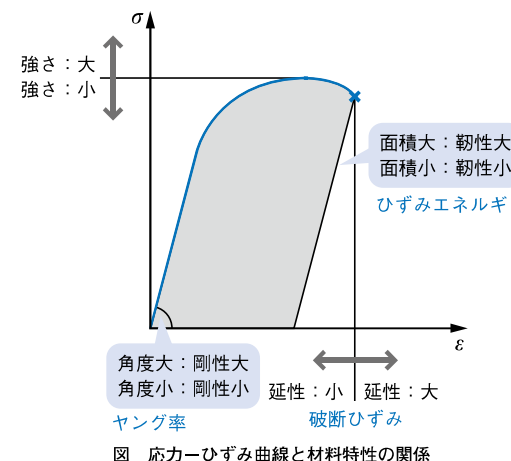
Column ものづくりの硬い話

ものづくりにおいては、切削や研削などの除去加工が必要となります。その除去加工に用いられる工具材料は、高温になる切削状態においても必ず削られる材料よりも硬いことが必要です。材料で最も硬いダイヤモンドは、硬いのみならず熱伝導も高く、工具として理想的な材料です。しかし、最もよく用いられる鉄系材料を削るとダイヤモンドの方が早く摩耗してしまい使えません。これは、ダイヤモンドを構成しているC（炭素）が加工中に鉄と化学反応してしまうからです。そこで、鉄系材料を加工するには、ダイヤモンドに次ぐ硬い材料のcBN（立方晶窒化ホウ素、cubic Boron Nitride）が用いられます。cBNは天然には存在せず、人工的に超高温高压下で合成されます。ちなみに、周期律表でB（ホウ素）とN（窒素）は、Cの両隣にあります。Cの欠点を補うために両隣の元素を使うって面白いと思いませんか。

Column 材料の特性を表す用語

材料の特性を表現するのに以下のような用語が用いられます。図を参考にし、意味を理解してください。

- ・強さ (strength) : 破壊に対する抵抗
- ・剛性 (rigidity) : 変形に対する抵抗
- ・延性 (ductility) : 破壊せずに変形できる性質
- ・靱性 (toughness) : 塑性変形によってエネルギーを吸収する能力
- ・硬さ (hardness) : 材料の表面付近の変形抵抗



これらの用語を用いた表現の例を以下に示します。

- ・SUS304（ステンレス鋼）とSS400（一般構造用圧延材）とを比較すると、SS400は少し剛性が高いがSUS304の方が強く硬い。
- ・一般に、鋳鉄は硬いが靱性は低い。
- ・金は延性に優れている。

1 許容応力と安全率

機械に予想よりも大きな荷重が負荷されたり、材料の強度にばらつきがあったりします。このような不確実性があっても、材料が破壊せずに設計どおりに機能するためには、「材料に生じる応力が安全な範囲内であること」が要求されます。機械や構造物を構成する部材に許される最大応力を許容応力 (allowable stress) といい、この値をもとに強度計算します。また、材料の基準応力 σ_0 と許容応力 σ_a の比 S を安全率 (safety factor) といい、次式で定義します。

$$S = \frac{\sigma_0}{\sigma_a} \quad (1.5)$$

ここで、基準応力は負荷の状態、材料の性質、使用条件などにより通常は表 1-6 のように設定します。

表 1-6 基準応力

使用材料、使用条件など	基準応力
延性材料・静荷重	降伏応力、耐力
脆性材料・静荷重	引張り強さ
繰り返し荷重	疲れ限度
高温	クリープ限度

安全率を決定するためには以下の点を考慮しなければなりません。

- ・荷重の種類 (静荷重、繰り返し荷重、衝撃荷重など)
- ・材料の性質 (延性材料、脆性材料、材料の品質)
- ・応力集中、残留応力 (キー溝、穴など)
- ・加工方法および加工精度 (鋳造、溶接、熱処理、表面の仕上げ、はめあいなど)
- ・使用条件 (温度、環境、保守点検、寿命など)

安全率を大きくとると機械は頑丈になりますが、軽量小形化、製作費の観点から考えると不利になります。

安全性と重量・コストのトレードオフに対して「部品の破壊までの時間を予測して交換する」あるいは、「定期点検で疲労き裂のある部品を交換する」という設計方針を採用することができます。このような場合には、保守・点検を低コスト・短時間でできる構造を考えておかなければなりません。

2 信頼性設計

予め故障した場合を想定したり、機械・機械システム全体の信頼性を向上させる考え方に次のようなものがあります。

・フェイルセーフ

「故障が発生した場合でも、常に安全側に作動する」という考えに基づく設計で、「ボイラーの安全弁」、「電力配線のブレーカ」や「地震時に自動消火する石油ストーブ」などの例があります。これは「ものは壊れる」ことを前提とした設計手法になります。

・フルプルーフ

「誤った使用でも事故に至らないようにする、あるいは知識を持たなくても簡単に操作できる」という考えに基づく設計で、「電圧によるコネクタプラグの形状の違い」や「+ で異なる端子の電池ボックス」などの例があります。これは故障・事故原因に人間の作業が関わる場合に考慮すべき設計手法になります。

・冗長性設計

「2重に対策を準備しておき、システム全体の信頼性を高める」という考えに基づく設計で、「病院や工場に備えてある停電時の非常電源」や「航空機の多重化した油圧系統」などの例があります。冗長性設計では初期コストが増加したりメンテナンス費用がかさむので、事故が重大な損害をもたらす場合に導入されています。

1-5

標準と規格

1 日本産業規格

多くの機械に共通して用いられる機械要素の寸法や形状を規格化しておくこと、製造コストを抑えることができ、部品の交換などの保守が容易になります。特に、本書で扱うような基本的な機械要素は大半が規格品です。また、このような規格化の考えは機械部品にとどまらず、工業製品全般に適用され、材料、性能、試験・検査法や用語の定義にいたるまで広範囲の分野におよんでいます。

日本では、1950年から**日本産業規格**（JIS：Japanese Industrial Standards）が制定されており、**国際標準化機構**（ISO：International Organization for Standardization）が制定した国際規格に準拠しています。この他に米国規格協会 ANSIが定める規格やドイツ連邦規格 DINなどをよく目にします。

規格が広く長く使用されるほど、生産者はコストダウンを図り利用者は品質に関して安心できます。しかし、技術は停滞して、進歩が滞る可能性があります。

2 標準数

寸法が異なり多種類の部品を設計する際、寸法をなるべく統一しておくこと、部品点数が減り、互換性がよくなります。例えば、軸にはキー・軸継手・軸受など多くの部品が関連するため、軸径の種類をある程度絞っておくほうが全体の部品点数を減らすことができます。そこで、JIS Z 8601では、公比がそれぞれ $\sqrt[5]{10}$ 、 $\sqrt[10]{10}$ 、 $\sqrt[20]{10}$ 、 $\sqrt[40]{10}$ および $\sqrt[80]{10}$ である等比数列の値を標準数として制定しています。これらの数列を R5、R10、R20、R40、R80 の記号で表します。

1-6

サイズ公差とはめあい

機械加工により製品を形作るとサイズ形体（長さ、角度に関わるサイズによって定義された幾何学的形状）にバラツキが生じます。したがって、設計する際には許されるバラツキの幅（精度）を図面上に示す必要があります。高精度に加工すると加工コストは上昇しますが、組立コストは場合によって下がる場合があります。また、要求される機能の発揮、部品の小型化でも高い精度が要求されることがあります。

JIS においては GPS（Geometrical product specifications:ISO 14660）の導入により、1-7節で説明する幾何公差の概念が取り入れられました。長さを表す従来の寸法も形状の 1 因子として取り扱われサイズとして表されています。

1 サイズ公差

図 1-14 に穴と軸を例に図示サイズとサイズ公差に関する寸法を示します。

- ・図示サイズ：図示によって示された形体のサイズ
- ・上の許容サイズ：許容できる最大のサイズ
- ・下の許容サイズ：許容できる最小のサイズ
- ・上の許容差：上の許容サイズ－図示サイズ
- ・下の許容差：下の許容サイズ－図示サイズ
- ・サイズ公差（size tolerance）：上の許容サイズ－下の許容サイズ

許容差（例えば、上の許容サイズ－図示サイズ）を計算した場合、負の値になればマイナス記号をつけます。許容差は正負の値をとりますが、サイズ公差は正の値になります。

サイズ公差の大きさは**基本サイズ公差等級**（表 1-7 参照）と呼ばれる 18 の等級に分

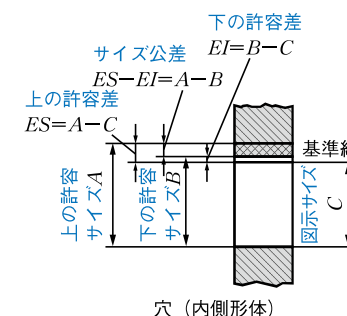


図 1-14 図示サイズとサイズ公差

けられ標準化されています。例えば、同じ公差 $10\mu\text{m}$ であっても、精度は「図示サイズが 1mm なのか 100mm なのか」に依存します。したがって、等級は図示サイズの大きさによって区分されています。

サイズ公差は図示サイズ、許容差を組み合わせで $10^{+0.010}_{-0.005}$ のように表記します。この場合、サイズ公差は 0.015 になるので表1-7からIT7（数値が小さくなるほど高精度）になります。

表1-7 基本サイズ公差等級の数値例（JISより抜粋）

図示サイズ [mm]	基本サイズ公差等級																	
	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
を超え 以下	基本サイズ公差値 [μm]									基本サイズ公差値 [mm]								
3	6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	0.12	0.18	0.30	0.48	0.75	1.2
6	10	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	0.15	0.22	0.36	0.58	0.90	1.5
10	18	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0.18	0.27	0.43	0.7	1.1	1.8
18	30	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0.21	0.33	0.52	0.84	1.3	2.1
30	50	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0.25	0.39	0.62	1.00	1.6	2.5
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0.30	0.46	0.74	1.20	1.9	3.0
80	120	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0.35	0.54	0.87	1.40	2.2	3.5
120	180	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0.40	0.63	1.00	1.60	2.5	4.0
180	250	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0.46	0.72	1.15	1.85	2.9	4.6
250	315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0.52	0.81	1.3	2.1	3.2	5.2
315	400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0.57	0.89	1.4	2.3	3.6	5.7
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0.63	0.97	1.55	2.5	4	6.3

JIS B 0401-1:2016 財団法人日本規格協会「製品の幾何特性仕様（GPS）—長さに関わるサイズ公差のISOコード方式—第1部：サイズ公差、サイズ差及びはめあいの基礎」

2 はめあい

穴と軸やキーとキー溝^{みぞ}のように、同じ図示サイズを持ったもののどうしを組み合わせる場合に、それらのサイズ差から生じる関係のことを**はめあい** (fit) といいます。はめあいには、サイズ差の関係から次の3通りの形態が存在します（図1-15参照）。

- ・ **すきまばめ** (clearance fit)：穴が軸より大きく必ずすきまが生じる場合。
- ・ **しまりばめ** (interference fit)：軸が穴より大きく必ずしめしろが生じる場合。
- ・ **中間ばめ** (transition fit)：穴と軸の大小関係が一定でないため、すきまかしめしろのどちらかが生じる場合。

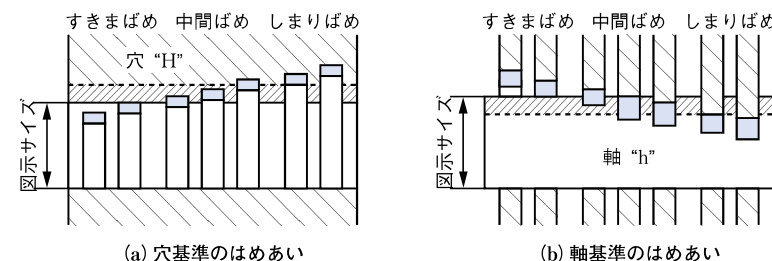


図1-15 はめあい方式

はめあいは公差等級（表1-7）の数値と、基礎となる許容差（図示サイズに近い許容サイズとの差）とを組合わせて表示します。基礎となる許容差とは「公差がどの値から始まるのか端の値を示したもの」（図1-16参照）を意味していて、アルファベットで表示します。穴（キー溝）の場合には大文字を、軸（キー）の場合には小文字を用います。穴の基礎となる許容差を付表1-1（巻末）に、軸の基礎となる許容差を付表1-2（巻末）に示します。アルファベットで表記されるサイズ許容区間の位置関係を図1-16に示します。

はめあいの状態は相対的なサイズの関係で決まるので、上述のように（数値ではなく）記号で表す方が理解しやすくなります。例えば、H6/p6は図示サイズがいくらであっても同等なしまりばめと理解できます。

Column 補助単位

機械の分野では通常はmm単位で寸法を記述します。図面上の寸法は全てmm単位です。ミリは $1/1000$ を表す補助単位で、 $1\text{mm} = 10^{-3}\text{m}$ の意味になります。この補助単位を知っておくと便利です。

土木の分野ではメートルを円、センチメートルを銭（例えば $1\text{m}50\text{cm}$ は、 $1\text{円}50\text{銭}$ ）といいます。「cmをセンと読むと、mは100倍なので円」から来ています。どの業界にも独特の言い回しがありますが、慣れないとしょうがないですね。専門用語も一種の業界用語なので頻繁に使っているとそのうちに慣れてきます。

表 補助単位

	記号	読み		記号	読み
10^1	da	デカ	10^{-1}	d	デシ
10^2	h	ヘクト	10^{-2}	c	センチ
10^3	k	キロ	10^{-3}	m	ミリ
10^6	M	メガ	10^{-6}	μ	マイクロ
10^9	G	ギガ	10^{-9}	n	ナノ
10^{12}	T	テラ	10^{-12}	p	ピコ

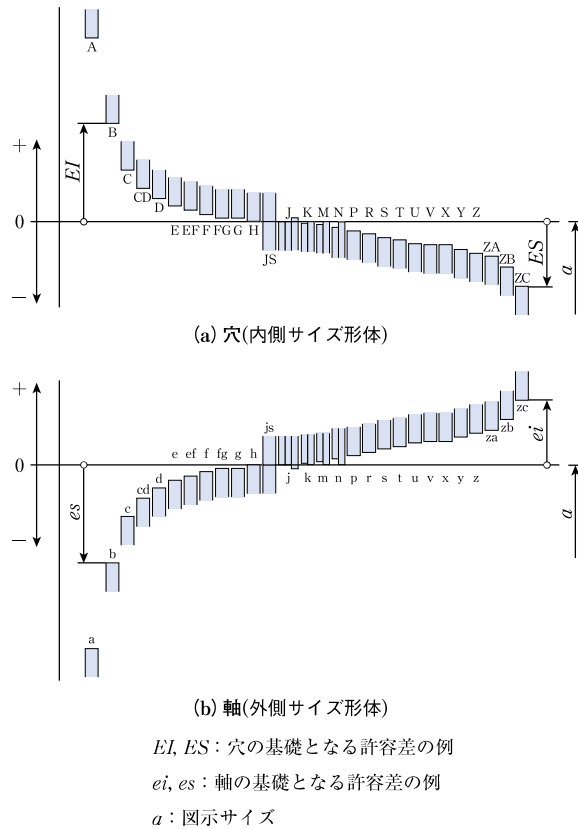


図1-16 図示サイズに対するサイズ許容区間の位置関係 (JIS B 0401-1:2016)

次に特徴のあるはめあい記号Hとhについて調べてみましょう。Hでは下の許容差がゼロ(穴の下の許容サイズが図示サイズと一致)であるのに対して、hでは上の許容差がゼロ(軸の上の許容サイズが図示サイズと一致)になっています(付表1-1、1-2参照)。これらは、一種の基準と考えられ、前者を**穴基準はめあい方式**、後者を**軸基準はめあい方式**と呼び、通常はどちらかの基準を採用します。一般的に軸の方が加工しやすいため、多くの場合には穴基準が採用されています。しかし、軸に多くの部品がつくような場合は、軸基準をとる方が有利になります。

例 1-2

$\phi 30\text{ H7}$ と $\phi 30\text{ f6}$ の寸法の組み合わせにおいて、おのおの上と下の許容サイズを調べ、その関係について調べなさい。

解 答

付表1-1、1-2(ここでは表a、表b)から寸法許容差の位置を次のようにして調べます。

表a(付表1-1) 穴(アルファベット大文字)(単位: μm)

図示サイズ を超え	以下	下の許容差	
			H
24	30		0
30	40		0

下の許容差であることに注意しましょう。

$\phi 30_{0.000}$

30mmは30mm以下に含まれます。

図示サイズ

表b(付表1-2) 軸(アルファベット小文字)(単位: μm)

図示サイズ を超え	以下	上の許容差	
			f
24	30		-20

上の許容差であることに注意しましょう。

$\phi 30^{-0.020}_{0.000}$

表c(表1-7)からサイズ公差を調べます。

表c(表1-7)

図示サイズ を超え	以下	基本サイズ等級	
		IT6	IT6
18	30	13	21

差

差

$\phi 30\text{ f6} \rightarrow \phi 30_{-0.033}^{-0.020} > 0.013$ $\phi 30\text{ H7} \rightarrow \phi 30_{0.000}^{-0.021} > 0.021$

穴の上の許容サイズ30.021[mm]、下の許容サイズ30.000[mm]

軸の上の許容サイズ29.980[mm]、下の許容サイズ29.967[mm]

最大すきま $30.021 - 29.967 = 54[\mu\text{m}]$ 、最小すきま $30.000 - 29.980 = 20[\mu\text{m}]$ となる「すきまばめ」になります。

1-7

幾何公差

物差し、ノギスやマイクロメータなどで長さ（2点間の距離）を測定することはできますが、形を表現することはできません。直方体、円柱や穴などの幾何形状を表現しようとする、考える（仮想する）形状や機能を基に表現する必要があります。ISOではGPS (Geometrical product specifications) の考えを元にサイズを含めた形体を表現しています。このことを幾何特性仕様といい、JISでは1998年頃からこの考えを順次導入しています。そのため、寸法の曖昧さを表したものが**サイズ公差**であり、形体のそれを表したものが**幾何公差**です。幾何公差を測定するためにはその公差に応じた特殊な測定器や、3次元測定器などが必要となります。

1 データム

幾何公差は、平面度のように他の基準を必要としない場合と、平行度のようにあるべき姿勢や位置などを決定するための基準が必要になる場合があります。他の基準が不要な場合でもそれ自身が既に（直線、平面、円等）一定形体を持ったものとして定義されています。その基準が**データム**です。データムは「理論的かつ理想的な形体」であり、実在しません。

2 幾何公差の種類

幾何公差の種類として次のようなものがあります。

- ①形状公差：部品の形状を決める基本的な幾何公差です。単独で形状が決まるため、基準となるデータムは不要です。（真円度、平面度など）
- ②姿勢公差：ある基準に対してその形体のあるべき姿勢を決定する公差です。姿勢公差の指定には必ずデータムが必要です。（平行度、直角度など）
- ③位置公差：ある基準に対してその形体のあるべき位置（真位置）を決定す

る公差です。位置公差の指定には必ずデータムが必要です。（位置度、同心度など）

- ④振れ公差：部品を回転させたときの、形体のふれの変動幅です。振れ公差の指定には必ずデータムが必要です。（円周振れ、全振れ）

幾何公差特性について、付表 1-3（巻末）に示します。

3 幾何公差の表現

幾何公差は図 1-17 のように公差記入枠で指示します。

要求事項は、2つまたはそれ以上に分割した長方形の枠の中に記入します。これらの区画には、左から右へ次の順序で記入します。

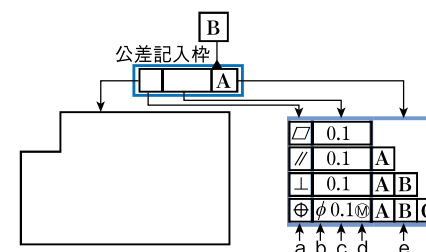


図 1-17 公差記入

a: 幾何公差特性に用いる記号。

c: 寸法に使用した単位での

公差値。この値は、公差域が円筒形又は円であるならば記号φを公差値の前に付ける (b)。また、実体公差など (d)。

e: データム、優先順に記入。

図 1-18 に例を示します。サイズ公差だけでは直方体にはならず、平行度、平面度を指定することにより一定公差幅での直方体形状が保証されます。

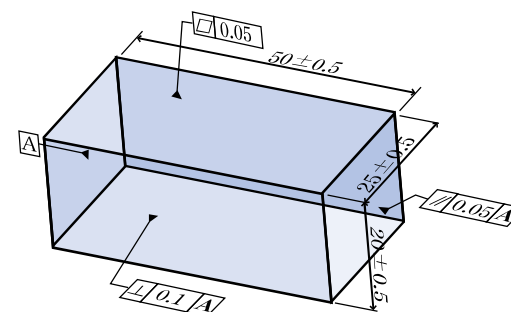


図 1-18 記入例

4 独立の原則

サイズ公差は2点間の距離を示したものであり、形状は問いません。一方、幾何公差はその範囲において形状を保証するものです。例えば、図1-19においてサイズ寸法で 25 ± 0.3 と示された寸法の1辺が、 $\boxed{\text{—}} \boxed{0.1}$ という真直度が指定されたとき、それらは独立に適応されます。

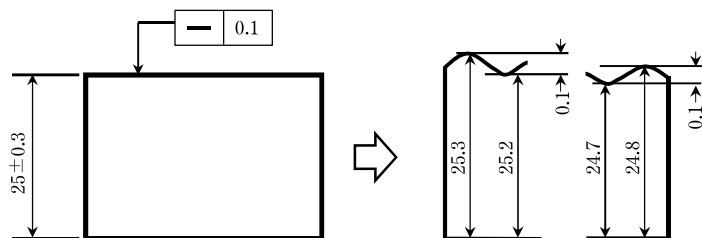


図1-19 独立の原則

5 理論的に正確な寸法

公差が±を持つ寸法の曖昧さを避けるために、幾何公差方式を使用することが可能です。データム、幾何公差の表現とともに正確な寸法の表現として図1-20の $\boxed{15}$ のように四角で囲んで示し、その位置に関する公差域は公差記入枠に記入します。これを**理論的に正確な寸法**といいます。形体が点の場合（例：中心点）、公差域はその点を中心とした円形または球形になり、形体が直線の場合はその直線から公差値の半分ずつ離れた平行2直線（例：真直度）、またはその直線を中心とした円筒公差域になります。理論的に正確な寸法は連続していても公差域は累積されません。ノギス等で位置を一つ一つ測定する場合と、3次元測定器で測定する場合を比べると分かりやすいでしょう。

図1-20の場合、円筒の軸心の位置は付表1-3の直角度および位置度にあるように、Aを基準面として公差域は $\phi 0.1$ の円筒となります。この公差は累積されないため、横方向の穴の両端間の距離は最大45.1となります。一方、サイズ公差を用い、横方向の穴間隔をおおの 15 ± 0.1 と指定すると距離は最大45.3となります。

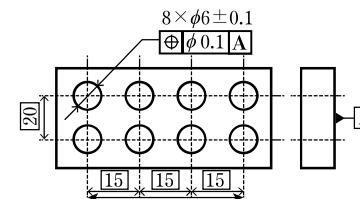


図1-20 理論的に正確な寸法の記入

6 最大実体公差方式

最大実体公差方式は位置度とともに用いるのが一般的なので、それについての例を図1-21に示します。この図は、ピン穴に、固定ピンを挿入するものです。穴のサイズを $\phi 8^{+0.2}_{-0.1}$ 、ピンを $\phi 8^{0}_{-0.2}$ とすると、(a)の穴の最小径は $\phi 8.1$ であり（材料の体積が最大）、(b)のピンの最大径は $\phi 7.9$ であり（材料の体積が最大）、このとき最大実体サイズになります。このことを**最大実体状態**と言います。すると穴及びピンのサイズ差は0.2であり、お互いにはまり合う場合には、穴及びピンの位置度の合計はこれを超えてはいけません。一方、位置度としては余裕が生まれます。例えばこのサイズ差を、穴及びピンに対し等しく配分すると、おのおのの位置度は $\phi 0.1$ であり、同図中のように示されます。このように、2個の部品を組み合わせる場合、サイズ公差と位置度が公差域を出し合い、位置の公差域を拡大します。これを**最大実体公差方式** (maximum material requirement, MMR) とよび記号 M によって表します。

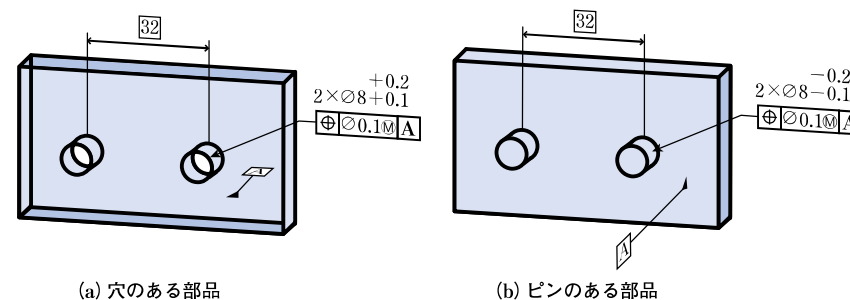


図1-21 最大実体公差方式の例

1-8

粗さ

表面どうしが接触したり擦れ合うような機械部品では、要求機能に応じて表面の凹凸を指示する必要があります。例えば、表面の凹凸は歯車のピッチング（歯面のはく離損傷）や転がり軸受のフレーキング（軌道面のうろこ状のはく離）などの表面の損傷の原因となります。また、疲労破壊においては、表面の凹凸が応力集中の原因となりき裂の発生源となります。

図1-22(a)は加工表面の凹凸を表面に垂直な方向に拡大して示したもので、**測定断面曲線**と呼ばれています。このような表面の凹凸は触針式粗さ計や光学式粗さ計により表面形状を波形として測定し、波長の長いうねり (waviness) (図1-22(b)) と短い粗さ (roughness) (図1-22(c)) に分けることができます。両者を分けるときの波長の閾値を**カットオフ値 λ_c** といい、実際にはフィルターの特性で定義されています。

表面の凹凸は「測定する長さが長くなるほど高い山と深い谷を含む」こととなります。したがって、「どれだけの長さを測定して粗さを決定するのか」を示さねばなりません。この測定する長さを**基準長さ** (sampling length) といいます。

代表的な粗さの表示法を次に示します。説明において測定する方向を x 軸とし、凹凸の高さを $Z(x)$ (単位 μm) と表しています。

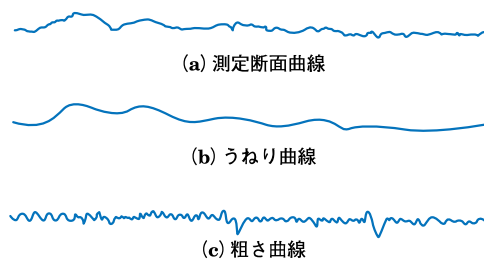


図1-22 うねり曲線と粗さ曲線

① 最大高さ (maximum height)

Rz で表し、基準長さにおける粗さ曲線の山高さ Zp の最大値と谷深さ Zv の最大値との和で定義されます (図1-23参照)。

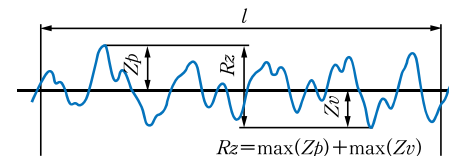


図1-23 最大高さ

② 算術平均高さ (arithmetical mean deviation)

Ra で表し、基準長さにおける $Z(x)$ の絶対値の平均高さで、次式のように定義されます。

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |Z(x)| dx \quad (1.6)$$

ここで l は基準長さを表します (図1-24参照)。

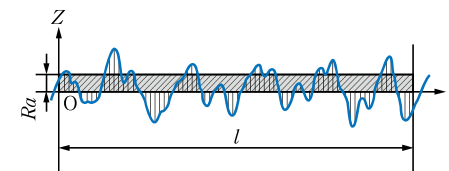


図1-24 算術平均高さ

③ 二乗平均平方根高さ (root mean square deviation)

Rq で表し、基準長さにおける $Z(x)$ の二乗平均の平方根で、次式のように定義されます。

$$Rq = \sqrt{\frac{1}{l} \int_0^l Z^2(x) dx} \quad (1.7)$$

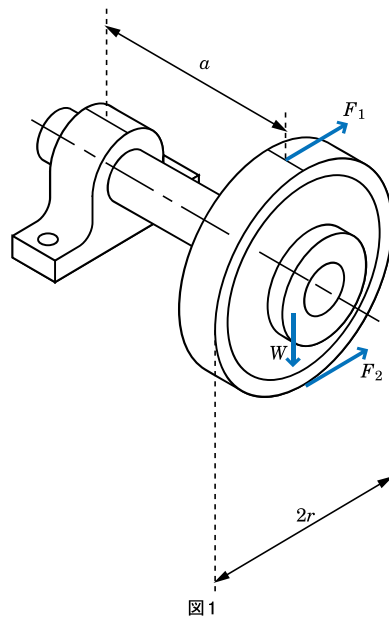
ここで l は基準長さを表します。

第1章 演習問題

問1 最近起こった事故について原因、経過を調べ影響、対策について考察しなさい。

問2 自転車の機械要素を調べなさい。

問3 図1のように、重量を無視できる軸に重量 W のベルト車をつけ、ベルトにより水平方向に F_1 、 F_2 (ただし $F_1 > F_2$) の張力を負荷しています。このとき軸にかかるねじりモーメントと最大曲げモーメントを求めなさい。



問4 直径10～100〔mm〕の軸をR5で品揃えする場合、どのような寸法で製作すればよいか求めなさい。

問5 $\phi 18\text{ K }7/\text{h }6$ のはめあいにおいて、穴と軸の上と下の許容サイズを調べなさい。また、はめあいの種類を答えなさい。