わかりやすい力学と機械強度設計法

（独）海上技術安全研究所　平田宏一

わかりやすい力学と機械強度設計法

目 次

はじめに …… 1

第 1章 力学の基礎 …… 2

1.1 力学の必要性 …… 2
- (1) **力学と機械設計**
- (2) **力学の基礎知識**

1.2 質点の静力学 …… 4
- (1) **質点の考え方を扱える工学問題**
- (2) **力の合成と分解**
- (3) **質点における力のつりあい**

1.3 剛体の静力学 …… 6
- (1) **剛体に働く力の合成**
- (2) **モーメント**
- (3) **剛体における力のつりあい**

1.4 物体の運動 …… 8
- (1) **直線運動における運動方程式**
- (2) **回転運動における運動方程式**
- (3) **剛体の平面運動**

1.5 機械設計と力学 …… 10
- (1) **物体の変形**
- (2) **機械のセンス**
- (3) **物理現象のモデル化**

第 2章 材料強度の基礎 …… 13

2.1 強度設計とは …… 13

2.2 応力とひずみ …… 13
- (1) **応力とひずみの定義**
- (2) **材料の性質と強さ**
- (3) **応力とひずみの測定**

2.3 機械の運動とトルク …… 16
- (1) **回転運動と往復運動**
- (2) **回転運動とトルク**
- (3) **トルクの測定**

2.4 許容応力と安全率 …… 18
(1) **許容応力と安全率の定義**
(2) **安全率の考え方**

第 3章 機械強度設計の実際 …… 20

3.1 力を受ける部材 …… 20
(1) **静的荷重を受ける機械の構造**
(2) **ねじの強度**

3.2 動力伝達機構の強度設計 …… 22
(1) **歯車の強度設計**
(2) **軸の強度設計**
(3) **軸受の強度設計**

3.3 圧力容器の設計 …… 26
(1) **圧力容器の設計計算式**
(2) **圧力容器の耐圧試験**

3.4 機械の破損 …… 27
(1) **応力集中**
(2) **繰り返し荷重**
(3) **クリープ**
(4) **座屈**

第 4章 機械設計の高度化 …… 29

4.1 実際の機械設計 …… 29
(1) **機械設計における強度設計の位置付け**
(2) **強度設計の要点**

4.2 構造解析 …… 31
(1) **構造解析の利用**
(2) **構造解析の注意点**

4.3 機械の信頼性 …… 33
(1) **信頼性評価**
(2) **機械の寿命**

4.4 **もの作りのための機械設計** …… 35

参考文献 …… 36

はじめに

本講義では，機械設計をこれから学ぼうとしている方々を対象として，力学や材料強度の基礎から実務的な機械強度設計までを考えます。機械設計において，力のつりあいや動力の伝達，さらに材料の強度についての知識が重要なのは間違いありません。しかし，実際の機械は，複数の部品が複雑に組み立てられ，単純な力学モデルに置き換えることは簡単ではありません。また，実際の設計現場では，全ての部品の強度計算をして，部品の形状や材料を決定するほどの時間の余裕はありません。

本テキストの第 1 章では，機械工学において工業力学と呼ばれる最も基本的な力学について解説します。この内容は，筆者が平成 17 年度に明星大学工学部機械工学科の学生を対象とした工業力学の講義ノートから，強度計算に必要かつ重要な部分を抜き出しています。

第 2 章では，材料強度の基礎と安全率の考え方について解説します。この内容は，筆者が平成 13 年度から 18 年度までに同大学 2〜3 年生を対象とした工業力学の講義ノートからの抜粋です。

第 3 章では，実際の機械部品の強度設計法やその考え方について解説します。この内容は，上記の講義ノートをまとめた著書（絵とき 機械設計 基礎の基礎，日刊工業新聞社）から抜き出しています。

第 4 章では，機械設計における強度設計の位置付けについて解説し，機械設計の高度化や合理化を考えます。その内容は，筆者が実験機器の設計を行ったり，あるいは学生らの卒業研究の指導をしていたりするときに感じたことをまとめています。

本テキストの最終章でも述べているとおり，本テキストや市販されている機械設計の教科書を読んだだけでは，機械設計のスペシャリストになれるわけではありません。機械設計は実践を通じてレベルアップできるものと考えています。また，機械設計の経験が豊富な方には，本テキストの内容が簡単すぎると思われる方がいるかもしれません。そのような方々は，本テキストや本講義で使用したスライドなどをうまく活用して，若い技術者の育成に務めていただければ幸いです。

第 1章　力学の基礎

1.1 力学の必要性

機械工学とは機械を作るための知識，すなわち機械設計を習得するための学問である。機械工学や機械設計を学ぶ上で，なぜ力学を学ぶ必要があるのだろうか。また，力学を理解することで，どのようなことに役立つのだろうか。本節では力学を学ぶ上での要点を整理しておく。

(1) 力学と機械設計

機械部品にどの程度の大きさの力が加わるのか，どのような力を与えると機械が適切に動き出すのか，あるいは壊れるのかなど，力と機械の関連はとても深い（図 1.1）。機械工学で学ぶ力学には，工業力学，材料力学，機械力学，熱力学，流体力学などがある。その中でも，本講義で扱う工業力学の基本的な内容は，高校までの物理や理科の科目で習う力学にかなり近い。ただし，機械工学では常に「ものづくり」を考えるため，工業力学ではもの（機械）に密接な内容を深く学び，比較的関係が浅い内容は省略する。例えば，摩擦，振動あるいは回転運動は機械の性能や強度に大きく影響することが多いため，とても重要である。それに対して，惑星の軌道計算や量子力学などは，一部の機械分野を除き，深く取り扱うことはない。

また，機械設計の分野では，「完璧な回答」が要求されることはほとんどない。実際の機械では実現できないような高精度な計算結果を導いても，実際のものづくりには役に立たない。すなわち，有効数字・有効桁数を考えた上で，迅速な力学計算を進めることが重要になる。

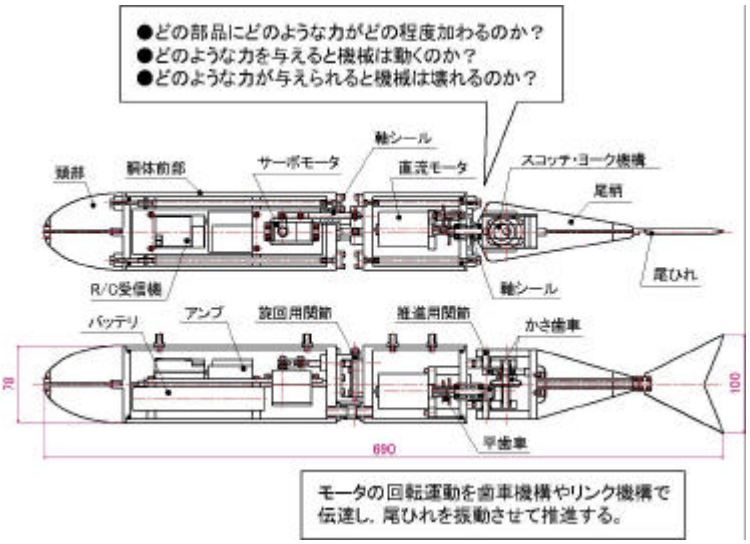


図 1.1　力と機械の関係

(2) 力学の基礎知識

力を扱う学問は，小・中学校の理科で習いはじめ，高校の物理でも学んでいる。以下，それらの復習を兼ねて，工業力学のキーワードを整理しておく。

(a) ニュートンの法則

工業力学はニュートンの 3 つの法則から成り立っている（図 1.2)。どれも簡単な法則であるが，これらをうまく組み合わせることで，物体の複雑な運動を解析できるようになる。

第 1 法則は慣性の法則と呼ばれ，動いている物体は動き続けようとし，止まっている物体は止まっていようとすることを表している。

物体に力が加えられると，物体は運動を始める。第 2 法則は運動の法則と呼ばれ，物体の加速度 a[m/s²]が力 F[N]を物体の質量 m[kg]で除した値となることを示している。

第 3 法則は作用・反作用の法則であり，物体に力を与えると，逆方向に同じ大きさの力を受けることを示している。すなわち，板の上に物体が置いてあれば，物体は板を押し，板は物体を押していることになる。

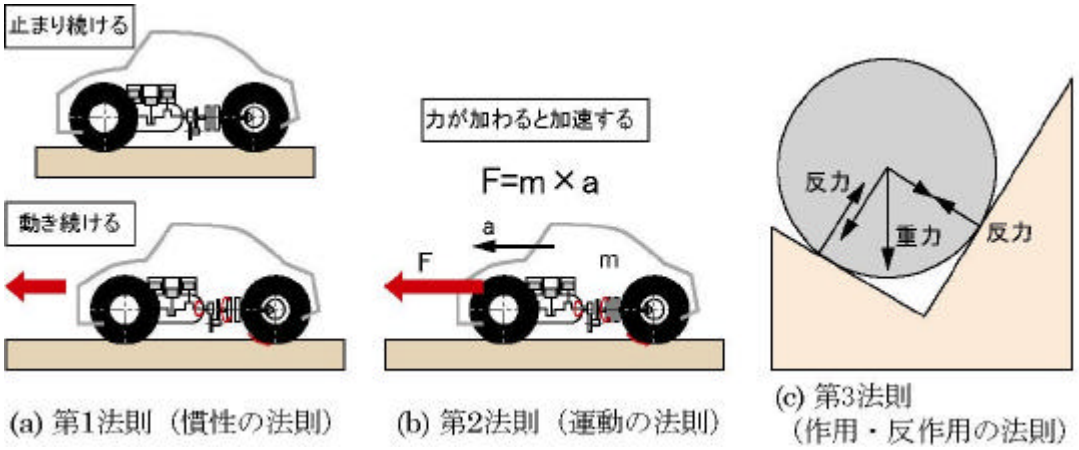


図 1.2　ニュートンの法則

(b) 静力学と動力学

力学は，力のつりあいを扱う静力学と，力が作用することによって生じる物体の運動を扱う動力学に分類される（図 1.3)。静力学では，静止した物体にどのような力が作用しているのかを考える。動力学では，物体に力を加えることで，物体がどのように動くのかを考えていく。

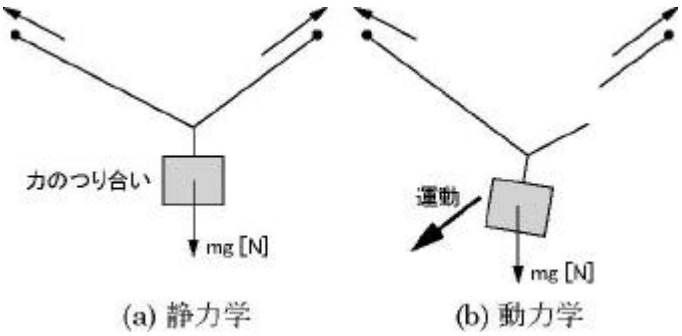


図 1.3　静力学と動力学

(c) 質点と剛体と弾性体

実際の複雑な物理現象を完全な形で扱うのは難しい。そのため，図 1.4 に示すように，力学では質点や剛体といった理想的なモデルを考えることが多い。

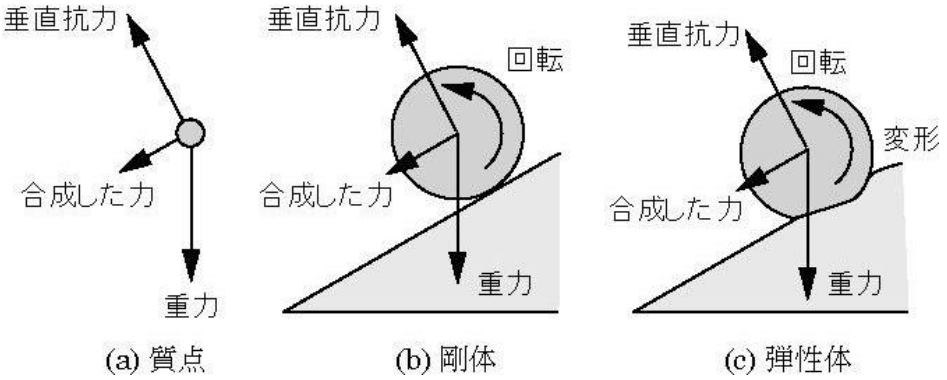


図 1.4　質点と剛体と弾性体

質点とは「大きさがなく，質量を持った点」である。物体を質点として扱うことで力学計算を簡略化できる。質点には，空気抵抗などの外力が働かず，しかも大きさがないため物体の回転運動を扱う必要がないので，非常にシンプルな考え方ができる。

力を加えても変形をしない物体を剛体と呼ぶ。例えば，図 1.4(b)に示すように，硬い板の上を硬い球が転がる場合，球と板が剛体であると仮定すると，シンプルな考え方ができる。

力を加えると変形し，力を取り除くと元の形に戻る物体を弾性体と呼ぶ。図 1.4(c)に示すように，弾性体の板の上を弾性体の球が転がる場合，極めて複雑な考え方が必要になる。

1.2 質点の静力学

質点とは，「質量を持った点」であり，大きさを考えないため物体の回転運動を扱う必要がなく，力学の問題を解く際，非常にシンプルな考え方ができる。以下，質点における力の合成・分解および力のつりあいについて概説する。

(1) 質点の考え方を扱える工学問題

どのような工学問題に質点の考え方を用いることができるのだろうか。例えば，図 1.5 に示すように，おもりをロープで引き上げる場合，おもりの大きさを考える必要はないので，質点の力学として扱うことができる。また，一方向に進む台車に力を加えて運動させる場合も，台車の運動は決められていて回転運動を考える必要はないので，質点の力学として扱うことができる。

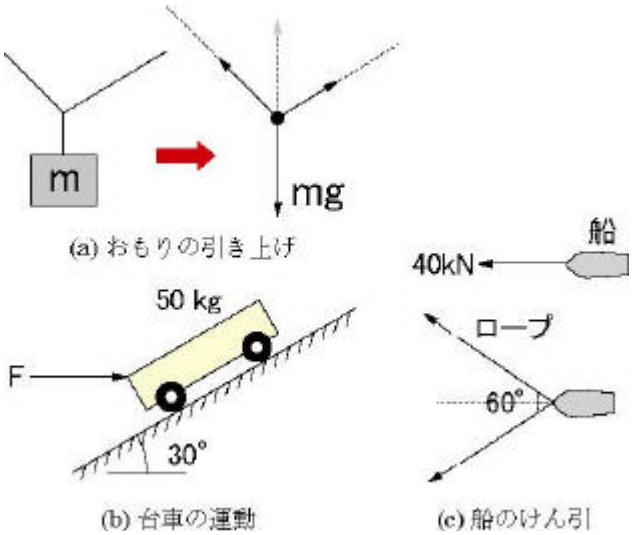


図 1.5　質点として扱える力学問題

(2) 力の合成と分解

図 1.6 は，質点に働く力の合成を示している。点 O に F_1 と F_2 の 2 つの力が働いている。それぞれの力の方向と大きさを矢印（ベクトル）で表し，平行四辺形を描くことで，合成された力 R を表すことができる。これが図式解法である。

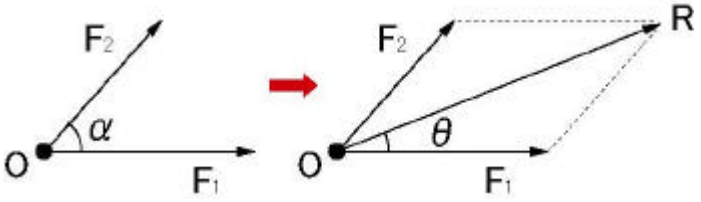


図 1.6　質点に働く力の合成

力の合成を数式で表す場合，三角関数の余弦定理および正弦定理を用いることで，合成された力 R の大きさ並びに方向を次式で表すことができる。これが幾何学的解法であり，三角関数の知識が重要であることがわかる。

$$R = \sqrt{F_1^{\,2} + F_2^{\,2} + 2F_1F_2\cos a} \tag{1.1}$$

$$\sin q = \frac{F_2}{R}\sin a \tag{1.2}$$

図 1.7 は力の分解を表している。このように，工業力学や機械設計においては，任意の力 F を直交座標系に平行な分力に分解することが多い。これは複数の力を整理する場合に便利なためである。図 1.7 の分力 F_x, F_y を式で表すと次のようになる。

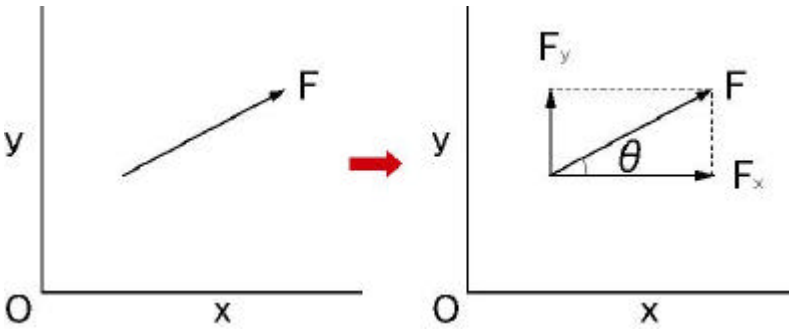


図 1.7　質点に働く力の分解

$$F_x = F\cos q \tag{1.3}$$

$$F_y = F\sin q \tag{1.4}$$

(3) 質点における力のつりあい

力がつりあっている場合，物体は動かない。例えば，図 1.8 に示すように，床の上に置いた物体は，物体の重力（下向き）と床が物体を押す反力（上向き）がつりあっているため，静止状態を保つことができる。本節で扱っている静力学では，このような力のつりあいを考えることが多い。実際の機械設計においても機械部品に作用する力を静的に取り扱うこ

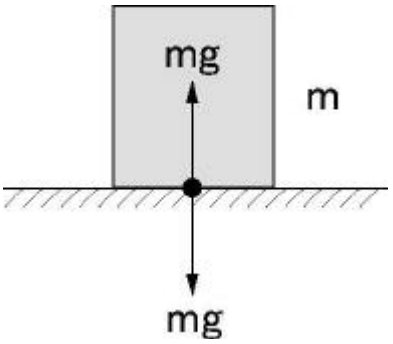


図 1.8　静止した物体にかかる力

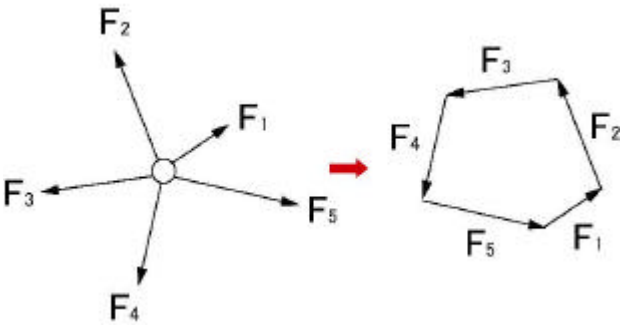


図 1.9　力のつりあい

とがほとんどである。

図 1.9 は，より一般的な力のつりあいを表している。複数の力が質点に働いている場合，x 軸，y 軸の分力の合計が 0 になるとき，力がつりあっていることとなる。式で表すと次のようになる。

$$\sum F_i \cos q_i = 0 \tag{1.5}$$

$$\sum F_i \sin q_i = 0 \tag{1.6}$$

1.3 剛体の静力学

力を加えても変形をしない物体を剛体と呼ぶ。ただし，質点とは異なり，大きさや形状を考える。そのため，剛体を並進運動させようとする力のほかに，剛体を回転運動させようとする力のモーメントを考える必要がある（図 1.10）。

(1) 剛体に働く力と作用線

剛体に働く力を考える場合，力の作用線が重要になる。図 1.11 に示すように，作用線は剛体のどの位置にどのような方向の力が作用しているかを表している。剛体に同じ大きさ

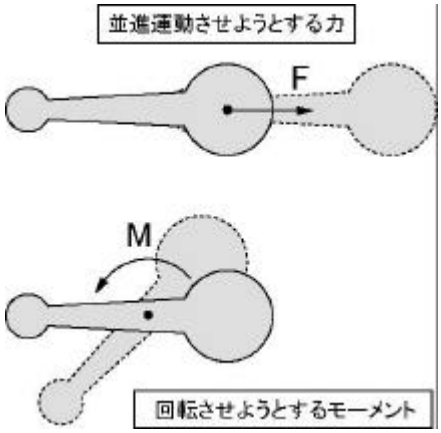


図 1.10　剛体の運動

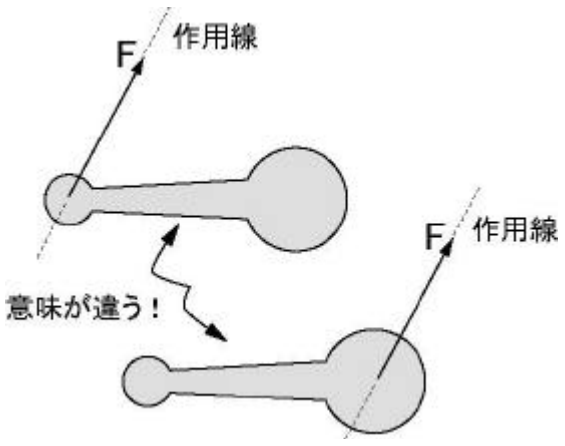


図 1.11　力の作用線

の力が同じ方向に働いているとしても，作用線が異なるときは物理的な意味は異なってくる。これが質点を扱う場合と大きく異なる点である。

図 1.12 は剛体に働く力の合成を示している。それぞれの作用線の交点を求めることで，合成された力を図示することができる。

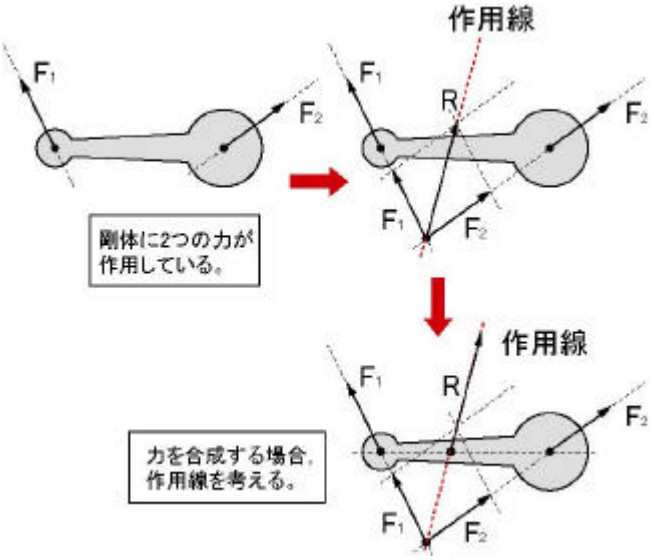


図 1.12　剛体に働く力の合成

(2) モーメント

モーメント M[Nm]は，力を F[N]，回転中心から力が加わる作用線までの距離を L[m]とすると次式で定義される。

$$M = F \times L \tag{1.7}$$

例えば，図 1.13 に示すように，スパナでねじを締める場合，モーメントが同じであれば，物理的な意味が同じになる。

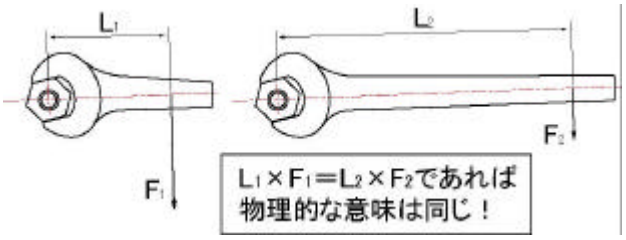


図 1.13　力のモーメント

モーメントの合成や分解も力の合成や分解とほぼ同様に扱うことができる。例えば，図 1.14 に示すように，ある O 点まわりに 2 つの力 F_1，F_2 が作用する場合，それらの力によるモーメントの和は，力が作用する点に関する合力 R のモーメントと等しくなる。

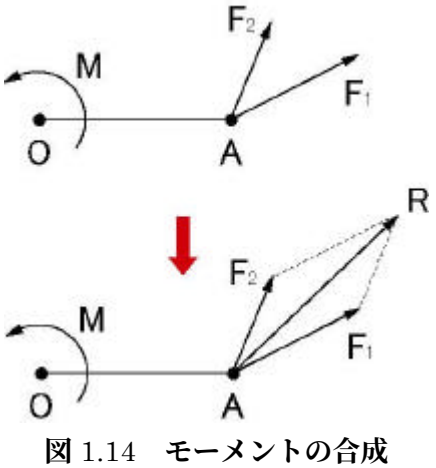


図 1.14　モーメントの合成

また，図 1.15 に示すように，力 F による O 点まわりのモーメントを求める場合，力 F を直交座標系で分解することで次式のように導かれる。

$$M = F_y x - F_x y \tag{1.8}$$

$$F_x = F \cos q \tag{1.9}$$

$$F_y = F \sin q \tag{1.10}$$

これらの式によって，図 1.16 に示すような様々な形状のモーメントを求めることができる。

実際の機械では，物体を回転させたり，物体に力やモーメント（トルク）を与えて静止

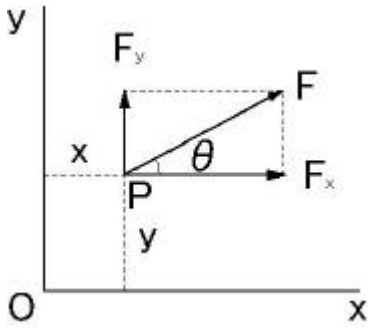


図 1.15　モーメントの分解

状態に維持させたりすることが多い。すなわち，式(1.8)～式(1.10)で表したモーメントの性質は，機械設計や強度設計に不可欠な知識である。

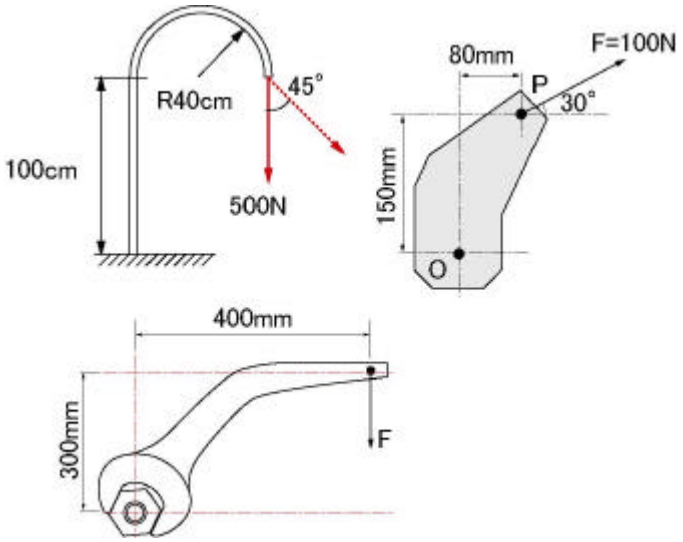


図 1.16　モーメントが求められる工学問題

(3) 剛体における力のつりあい

剛体において，力がつりあっている状態とは，力とモーメントの両方がつりあっている状態である（図 1.17）。このような状態であれば，物体は動かず，しかも回らない。複数の力がつりあうには，大きさが等しく，向きが反対であり，しかも作用線が一致していなければならない。作用線が一致していなければ，剛体が回ってしまう。

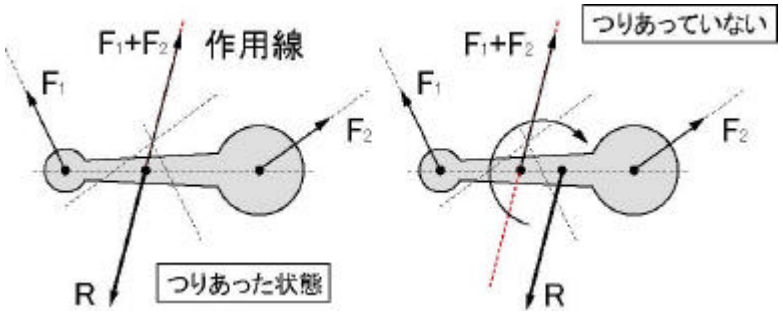


図 1.17　モーメントの分解

1.4 物体の運動

前節までに述べた静力学では，力のつりあいを考え，物体が静止した状態を取り扱ってきた。本節で扱う動力学では，力を与えられた物体の運動を扱う（図 1.3 参照）。既に運動している物体は，外力が加わらない限り，速度が一定のままで運動を続ける（等速度運動）。一定の力が与えられている場合，一定の加速度が与えられ，一定の割合で速度を増すか，あるいは減少する（等加速度運動）。例えば，物体の自由落下運動である。物体の運動は，ニュートンの第 2 法則（運動の法則）によって示されており，運動の法則によって表され

る運動方程式を利用することで，様々な運動を解析することができる。

⑴ 直線運動における運動方程式

ニュートンの第 2 法則（運動の法則）とは，「物体に力が加えられると，物体は運動を始める。物体の加速度 a[m/s²]は，力 F[N]を物体の質量 m[kg]で除した値となる」と示される。これを式で表すと次式となる。

$$F = ma \tag{1.11}$$

これは運動方程式と呼ばれ，力と運動の関係を表す最も基本となる式である。この運動方程式を利用することで様々な力学問題を解くことができる。

⑵ 回転運動における運動方程式

剛体を扱う工業力学においては，物体の回転運動を考える必要がある。図 1.18 に示すように，剛体が回転運動している場合の微小要素の加速度を考え，回転運動における運動方程式を求める。

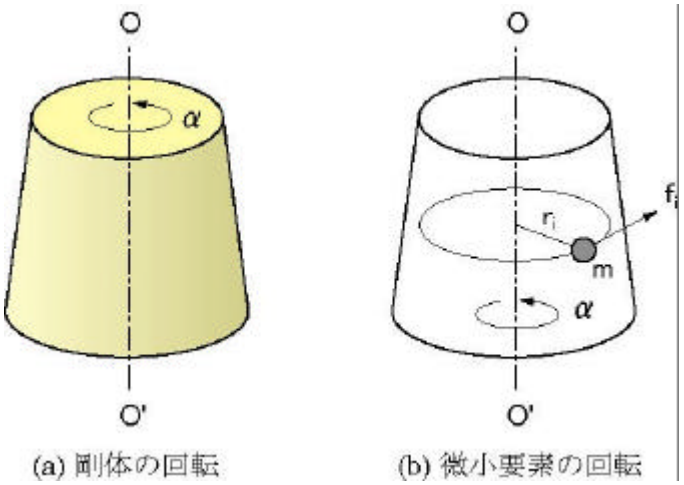


図 1.18　モーメントの分解

剛体が角加速度 α [rad/s²]で回転運動しているとき，半径 r_i [m]にある微小要素は，円周方向に次式の加速度 a_i [m/s²]を受けている。

$$a_i = r_i a \tag{1.12}$$

微小要素の質量を m_i[kg]，微小要素が円周方向に受ける力を f_i [N]とすると，次式の運動方程式が成り立つ。

$$f_i = m_i a_i = m_i r_i a \tag{1.13}$$

力 f_iによる回転軸まわりのモーメント M_i[Nm]は次式で表される。

$$M_i = f_i r_i = m_i r_i^{\,2} a \tag{1.14}$$

したがって，剛体全体での回転軸周りのモーメントを考えると次式で表される。

$$\left(\sum m_i r_i^{\,2}\right) a = \sum f_i r_i \tag{1.15}$$

ここで，$\sum f_i r_i$ は，回転軸まわりのモーメントの総和であり，外部から剛体に働くトルク

T に相当する。また，式(1.15)における左辺の $\sum m_i r_i^{\,2}$ を積分の形で表すと次式となる。

$$I = \int r^2 dm \tag{1.16}$$

したがって，式(1.15)は次式で表すことができる。

$$Ia = T \tag{1.17}$$

ここで，I は慣性モーメント（単位：kg･m²）と呼ばれ，機械の回転運動を扱う場合によく使われる重要なパラメータである。また，式(1.17)は回転運動についての運動方程式であり，直線運動についての運動方程式(1.11)に対応する重要な式である。

(3) 剛体の平面運動

剛体の運動は並進運動と回転運動の組み合わせで表すことができる（図 1.10 参照）。そして，物体の重心に働く合力 F によって並進運動が決定し，重心まわりの力のモーメント M によって回転運動が決定する。すなわち，剛体の運動を解析する際の要点は，直線運動の運動方程式 $F = ma$ と回転運動の運動方程式 $Ia = T$ を考えることである。これら 2 つの運動方程式を解くことによって，物体の運動を解析することができる。

1.5 機械設計と力学

以上，工業力学の分野における「力の基礎」について解説してきた。機械の強度設計を行う場合，上記の基礎知識をしっかりと理解していれば，大きな間違いを犯すことはないと考えている。一方，より正確な物理現象を解析し，広範囲な力学を考える場合には，さらに複雑な現象を取り扱う必要がある。以下，本章のまとめとして，前節までに扱ってきた力学と実際の物理現象との違いを考える。

(1) 物体の変形

1.2 節で解説した質点は，力学の解析を簡単にするため，物体の大きさを考えないという仮定のもとで計算していた。1.3 節や 1.4 節で解説した剛体は，物体に力が加えられても変形しないという仮定を設けた。これらの仮定を設けることで，力学の計算や解析を簡単にすることができた。

一方，実際の物体には大きさがあり，また力を加えると変形する。一般的な金属材料は，

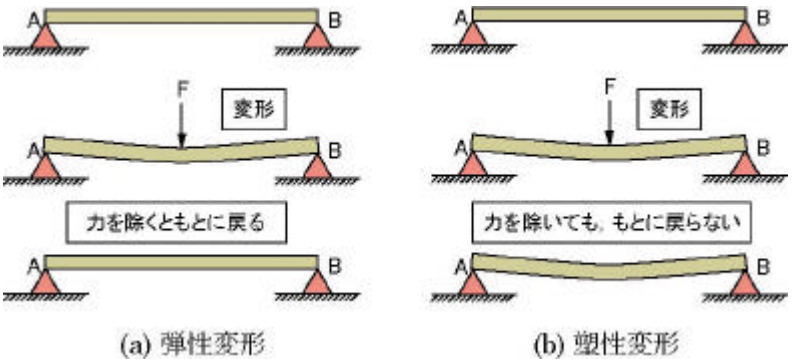


図 1.19　物体の変形

力を加えると変形し，力を取り除くともとの形状に戻る。そのような変形を弾性変形という（図 1.19(a)）。また，力がある程度大きくなると，力を取り除いてももとの形状に戻らなくなる。そのような変形を塑性変形という（図 1.19(b)）。これらの解析は，前節までの力学と比べると，極めて難しくなる。ただし，船舶や航空機などの特殊な機械では弾性変形や塑性変形の知識が重要になるが，一般的な機械の強度設計では，部品の変形を扱うことは少ない。いずれの場合も前節までに解説した力学が基本となるのは間違いない。

(2) 機械のセンス

機械の強度設計を考えるに当たっては，機械のセンスが重要である。一言で機械のセンスといっても様々である。例えば，物体の動きを感覚的に理解できることも重要である。図 1.20 に示すリンク機構を見て，モータが回転した際に，それぞれのリンクがどのように動くのか，すぐにわかるだろうか。また，どの程度の大きさのモータを付ければよいのかなども感覚的にわかるようになりたい。図 1.21 に示す機械を見て，壊れるか，壊れないかを感覚的に判断できるか，あるいは壊れるとしたら，どの部品が壊れるのかを判断できるだろうか。このような判断は，力学の知識があるだけではできない。機械全体の構造や特徴，さらに部品の製作方法なども理解していなければいけない。すなわち，センスを磨くには，力学の知識を習得するだけではなく，知識を応用する能力と多くの経験が重要になるであろう。

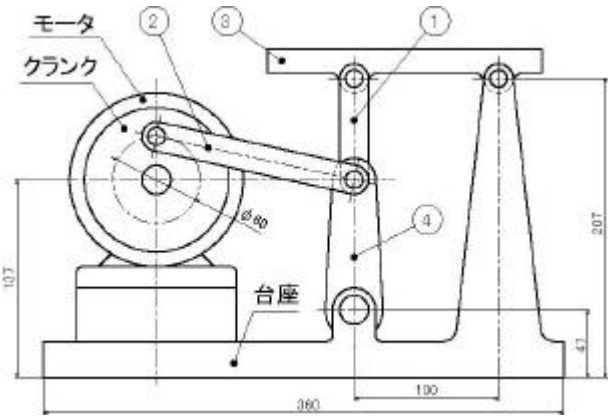


図 1.20　リンク機構

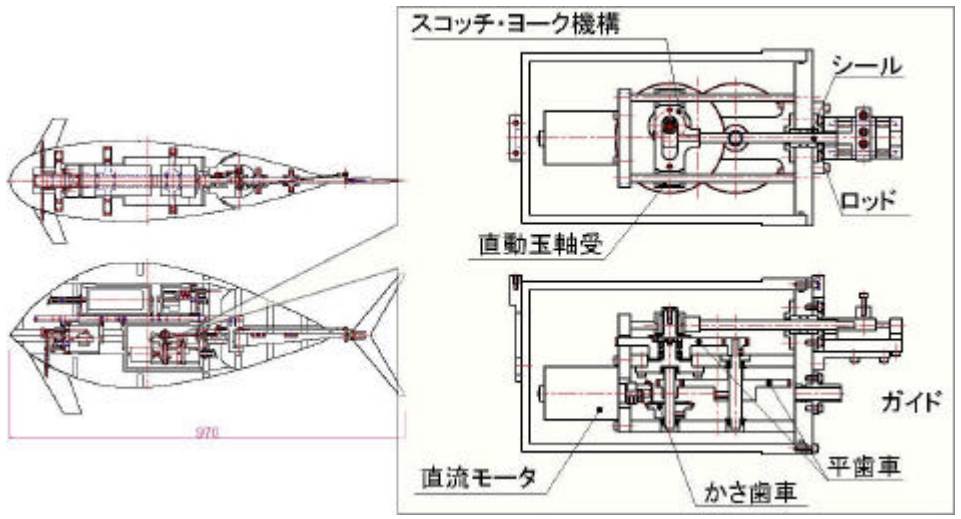


図 1.21　魚ロボットの構造

(2) 物理現象のモデル化

力学の知識を機械設計に活用するには，実際の物理現象をモデル化する能力を身につけることが重要である。理想的な仮定のもとで得られる力学の回答と，複雑な外力・外乱が作用する実際の現象とは大きく異なることもあるし，複雑な外力・外乱の作用が小さい場合にはその影響を無視できることもある（図 1.22)。もちろん，簡略化したモデルを考えた方が，迅速な機械設計が可能となる。

力学問題を解く際に最も重要なことは，外力・外乱の作用が大きいか，小さいかを見極め，できる限り簡略化したモデルを考えることである。

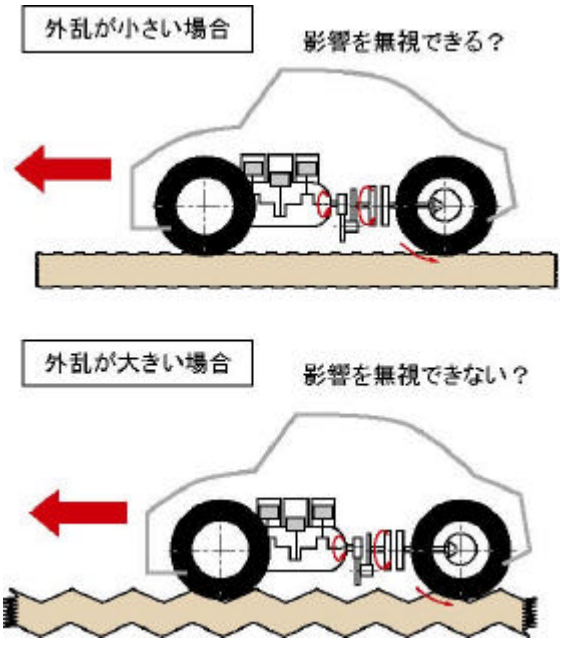


図 1.22　外乱の影響

第 2章　材料強度の基礎

2.1 強度設計とは

機械に重要なことは，「壊れないこと」，「安全であること」，そして「正しく機能すること」である。そのためには，材料の特性をよく理解しておき，適切な材料を使うこと，荷重が加わっても壊れない形状・寸法にすること，すなわち材料の強度計算が重要になる。強度不足によって機械が壊れるのは絶対に避けなければならない。以下，機械設計を進める上で，最低限知っておきたい材料の強度について解説する。

機械部品はそのままの状態で壊れることはなく，ある程度以上の強い荷重が加えられたときに壊れるのが普通である。荷重の形式には様々な種類がある。その代表的な形式は，図 2.1 に示す引張り荷重，圧縮荷重，せん断荷重である。強度設計においては，どの部品にどのような形式の荷重が加わるのかを適切に判断することが重要である。

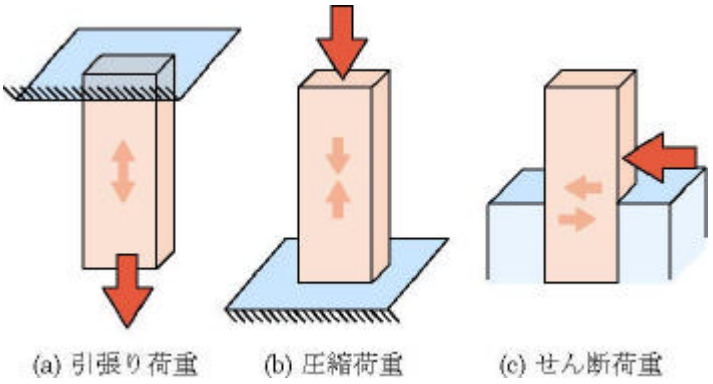


図 2.1　荷重の形式

2.2 応力とひずみ

強度設計を進める上で材料の知識は欠かせない。最も基本となるのは金属材料の応力とひずみの関係である。

(1) 応力とひずみの定義

応力とは，外力による物体の変形に対抗して物体内に生じる内力であり，単位面積当たりの力で定義される（図 2.2）。すなわち，断面積が A[m²]の部材に F[N]の力が与えられている場合，部材に作用している応力 σ [N/m²]は，次式で表される。

$$s = \frac{F}{A} \tag{2.1}$$

ひずみとは，外力によって物体が変形したとき，もとの長さに対する伸びの割合として定義される（図 2.3）。長さ L[m]の部材に引張り荷重が与えられて，長さが L+△L に伸びた場合，部材に生じたひずみ ε は次式で表される。

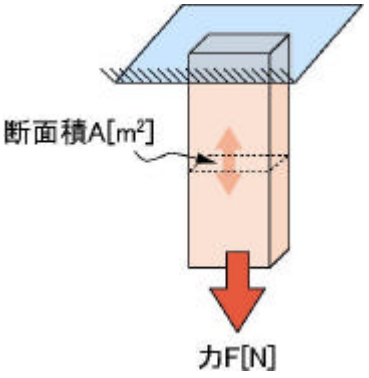


図 2.2　引張り応力

$$e = \frac{\Delta L}{L} \qquad (2.2)$$

一般の金属材料において，ある範囲において応力とひずみは比例することが知られている。これをフックの法則と呼び，次式で表される。

$$E = \frac{s}{e} \qquad (2.3)$$

ここで，E は，ヤング率あるいは縦弾性係数（単位：N/m²）と呼ばれる比例定数である。

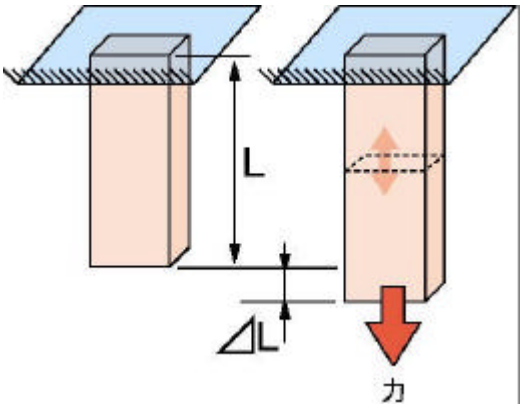


図 2.3　変形とひずみ

後述するように，金属材料の強度は，単位面積当たりの力，すなわち応力の単位で表されることがほとんどである。また，各部品に作用する応力を直接測定し，確認することは難しく，変形量やひずみを測定することが多い。さらに，実際の設計において，材料固有のヤング率は設計資料として手元にあるのが普通である。したがって，式(2.1)～式(2.3)に示した材料特性の基本的な関係をしっかりと理解しておくことで，機械の強度設計が可能となる。

(2) 材料の性質と強さ

機械の強度設計を行う際には，使用する材料の性質を知っておかなければならない。図 2.4 に示すように，材料に引張り荷重を与えていくと，材料はいずれ破断する。その破断するときの応力を引張り強さという。引張り強さは，材料の強度を表す最も基本的な指標である。

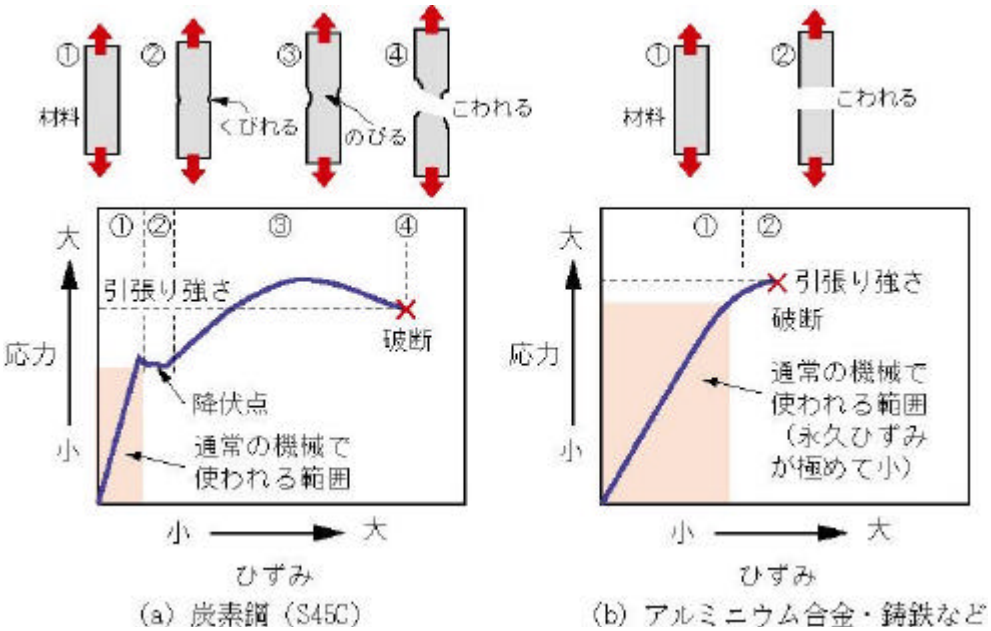


図 2.4　材料の変形と強度

表 2.1　金属材料の機械的性質（参考）

材質	引張り強さ	降伏点または耐力	備考	特徴	参考
	[N/mm²]	[N/mm²]			
SS400	400 以上	245 以上	厚さ 16mm 以下	一般的な炭素鋼	JIS G 3101
		235 以上	厚さ 16～40mm		
		215 以上	厚さ 40mm 以上		
SNB 5	690 以上	550 以上	径 100mm 以下	高温用合金鋼ボルト材，クロム鋼	JIS G 4107
SUS304	520 以上	205 以上		一般的なステンレス鋼	JIS G 4303
A1085P	75 以上	35 以上	厚さ 4～6.5mm	純アルミニウム	JIS H 4000
	70 以上	35 以上	厚さ 6.5～13mm		
	60 以上	25 以上	厚さ 13～25mm		
A2017P-T3	375 以上	215 以上		ジュラルミン	JIS H 4000
A20124P-T3	440 以上	295 以上		超ジュラルミン	JIS H 4000
A7075PC-T6	480 以上	410 以上		超々ジュラルミン	JIS H 4000

炭素鋼などの材料に引張り荷重を与えていくと，材料が伸びてから破断する。材料が伸びてしまっては，機械は正しく機能しない。そのため，材料がほとんど伸びない範囲（降伏応力点以下）で機械材料として使用する応力を決めるのが一般的である。

一方，アルミニウム合金や鋳鉄は，降伏点を持たずに破断する。そのため，引張り強さを基準として，引張り荷重をなくすともとの長さに戻る範囲（弾性範囲）で使用時の応力を決定するのが一般的である。

表 2.1 に主な金属材料の強度を示す。これらの数値を正確に覚えておく必要はないが，強度設計を迅速に進めるためには，大まかな値を頭の中に入れておくとよい。

図 2.5 は，ステンレス鋼（SUS304）の使用温度に対する許容引張り応力を示している。このように金属材料の強度は温度の上昇に伴って著しく低くなる。実際の強度設計においては，使用する環境を踏まえて，材料を選択しなければいけない。

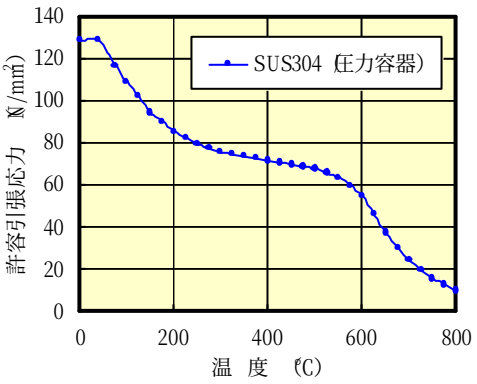
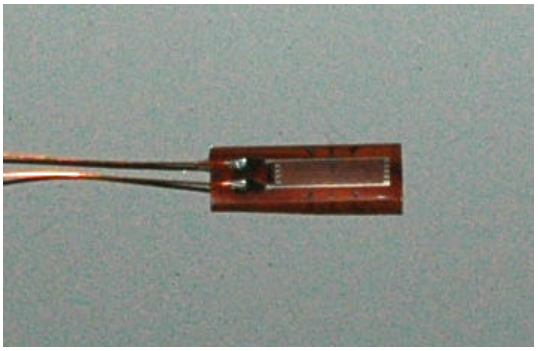


図 2.5　温度と許容応力の関係

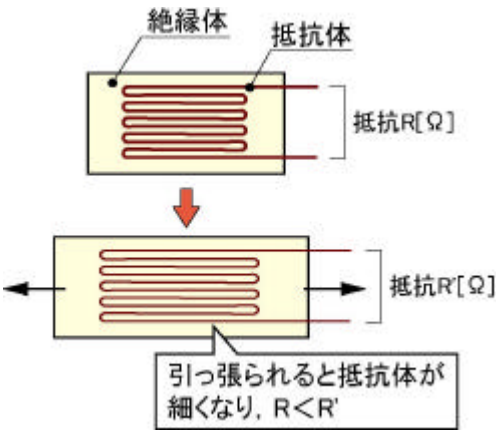
(3) 応力とひずみの測定

材料や機械部品に作用する応力やひずみを評価するために，ひずみゲージと呼ばれるセンサがよく使われる。図 2.6 に示すように，ひずみゲージは，薄い絶縁体の上にジグザグ形状の抵抗体を配置した構造をしている。使用する際には，ひずみゲージを材料に接着し，変形による電気抵抗の変化を測定することによりひずみを求める。

一般の機械は，図 2.1〜図 2.4 に示したような単純形状の部品だけでは構成されていない。したがって，高度な強度設計のためには実機による評価が必要となることがあり，ひずみゲージの知識並びに測定・評価技術は極めて重要である。



(a) 外観



(b) 構造

図 2.6　ひずみゲージ

2.3 機械の運動とトルク

機械は，電気モータやエンジンなどの動力を何らかの機構で伝達し，使用しやすい形態に変換している。例えば，自動車の場合，ガソリンエンジンの運動を減速機（ミッション）やクラッチを通してタイヤの回転運動に伝達し，前進する動力を得ている（図 2.7）。旋盤の場合，電気モータの運動を，歯車機構やベルト機構を介して材料を回転させる運動に変換している。強度設計を行う際には，その運動によって生じる荷重を的確に見積もる必要がある。以下，機械の動力伝達，すなわち「力」の伝わり方を考える。

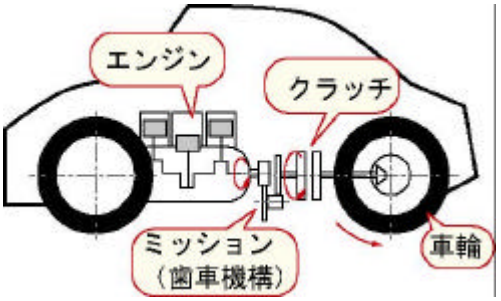


図 2.7 動力の伝達

(1) 回転運動と往復運動

運動の形式としては，大きく分けて回転運動と往復運動がある（図 2.8）。最近のコンピュータ制御やロボット技術などの進展により，往復運動を利用する機械も増えてきている。しかし，ほとんどの電気モータやエンジンが回転運動であるので，一般的な機械では，回転運動を利用することの方がはるかに多い。一般に，一定速度で回転する運動は扱いやすく，そのような機械は設計も比較的簡単である。一方，往復運動は加速度が変化し，各部

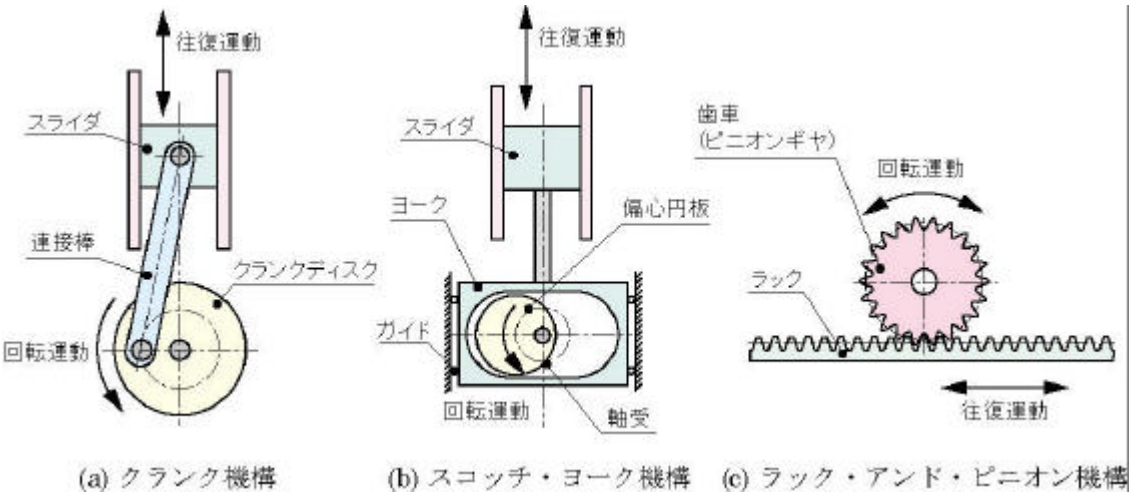


図 2.8 回転運動と往復運動

品に慣性力が働くため，強度設計は難しくなる。

⑵ 回転運動とトルク

回転機械の強度設計では，力[N]の代わりにトルク[Nm]を用いることが多い。次章で述べる歯車やカップリング（軸継手）のカタログでも，ほとんどは許容されるトルクや動力が記述されている。なお，トルクは 1.3 節で述べた力のモーメントと同じ定義であるが，回転軸が定められた機械の分野においては「トルク」と呼ぶことが多い。以下，トルクの定義と基本的な性質について説明する。

図 2.9 に示すように，回転軸にプーリを取り付けて，質量 m[kg]のおもりを引き上げる場合，プーリ回転軸のトルク T_q[Nm]は，おもりに働く重力 F＝mg[N]とプーリ半径 R[m]との積で定義される。

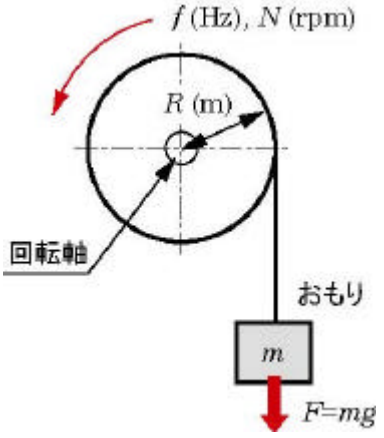


図 2.9 回転運動とトルク

$$T_q = F \cdot R \tag{2.4}$$

回転軸が 1 回転する場合，おもりは 2πR[m]だけ引き上げられる。したがって，そのときの仕事 W[J]は，力と移動距離の積となり，次式で表される。

$$W = 2pR \cdot F \tag{2.5}$$

回転軸の毎秒当たりの回転数が f[Hz]のとき，出力（伝達動力）L[W]は単位時間当たりの仕事になり，次式となる。

$$L = W \cdot f = 2pR \cdot F \cdot f = 2p \cdot T_q \cdot f \tag{2.6}$$

回転数を毎分当たりの回転数 N[rpm]で表すと，

$$L = W \cdot \frac{N}{60} = 2pR \cdot F \cdot \frac{N}{60} = 2p \cdot T_q \cdot \frac{N}{60} \tag{2.7}$$

となる。式(2.6)および式(2.7)のトルクと回転数，伝達動力の関係式は，機械の動力を決める際に極めて重要になる。

(3) トルクの測定

前節で述べた応力やひずみの測定と同様，強度設計や機械の性能評価のために，実機を用いたトルク測定が必要になることがある。図 2.10 は，車いすのハンドリムにおもりを取り付けて静的なトルクを与えている様子である。回転部にひずみゲージを接着した板材を取り付け，トルクと電圧信号の検定を行っている。また，図 2.11 に示すような市販のトルク測定器を用いることで，動的な状態のトルクを測定することができる。

図 2.10 トルク測定の様子
（計測用車いす）

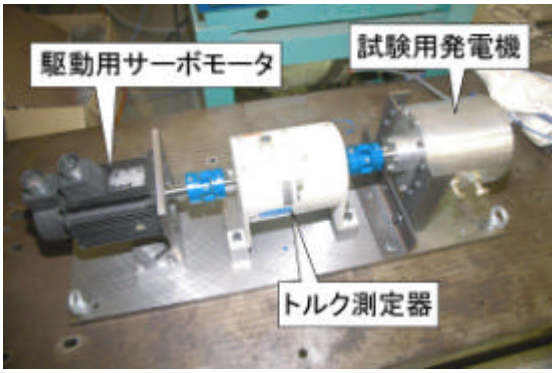


図 2.11 トルク測定器の使用例
（発電機試験装置）

2.4 許容応力と安全率

いくら精度の高い設計計算をしたとしても，計算には必ず誤差があり，完璧な機械を作り上げることはできない。そのようなことから，機械設計においては，許容応力や安全率といった極めて現実的な考え方が必要となる（図 2.12）。

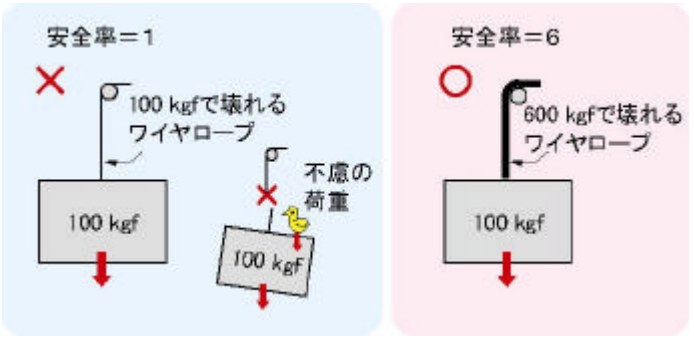


図 2.12 安全率の概念

(1) 許容応力と安全率の定義

設計上，許容できる最大応力を許容応力という。すなわち，実際の部材に作用する荷重

は常に許容応力よりも小さくしなければならない。一般に許容応力σ_aは，基準の強さσ^*および安全率S_Fを用いて次式で求められる。

$$s_a = \frac{s^*}{S_F} \tag{2.8}$$

ここで，基準の強さσ^*とは破損の限界を表す応力であり，引張り強さや降伏応力などを用いる。安全率S_Fは，材料強度のばらつきや荷重の見積もり誤差などの不確定な要因を考慮して設定するものである。

実際に機械を設計する場合，機械や部材に作用する力を精度よく見積もることは難しい。安全率が低すぎると危険性が増し，安全率が高すぎると機械の重量や製作コストが増すので好ましくない。表 2.2 は，基準の強さを破断する際の応力とした場合の安全率の目安である。あくまでも目安であるが，これらの値をベースとして強度設計を進めるとよい。

表 2.2 安全率の目安

材料	安全率			
	静的な荷重	動的な荷重		
		片振りの繰り返し荷重（引張りまたは圧縮のどちらかのみ）	両振りの繰り返し荷重（引張りと圧縮の両方）	激しい繰り返し荷重，衝撃的な荷重
鋼	3	5	8	12
鋳鉄	4	6	10	15

⑵ 安全率の考え方

前述の通り，許容応力σ_aは「許容できる最大応力」と定義されており，安全率S_Fは「不確定な要因」を考慮して設定する値である。さらに，それらに関連する基準の強さσ^*は「破損の限界を表す応力」であり，いずれも明瞭な用語ではなく，明確な値を見出すことはできない。

以下，筆者が感じている機械設計における安全率の考え方について記し，本章のまとめとする。

⑷ 安全率S_Fおよび許容応力σ_aは，設計者自身が明確な根拠（経験や知識）を持って決める値である。

⑹ 基準の強さσ^*は，破損の限界を表す応力であり，機械が機能しなくなるときの応力と考える。すなわち，設計する機械に応じて，材料が破損する引張り強さや弾性変形を維持する限度などを用いる。

⑹ 設計者が決定する安全率 S_F には，間違いはあるかもしれないが，明確な正解（最適値）はない。例え，機械が壊れなかったとしても，そのときに設定した安全率が最適であるとは限らない。

⑹ 実際の設計では，前例や経験に基づき，安全率 S_F を設定することが多い。また，人命に関わる危険な機械を設計する場合には，法令で安全率が定められていることもある。

第 3章　機械強度設計の実際

3.1 力を受ける部材

実際の機械は，複数の力が複雑に作用したり，あるいは各部品の形状が複雑であったりなど，マニュアル通りの強度設計が成立しないことが多い。そのような場合，設計者の経験や感覚を十分に発揮しなくてはいけない。以下，いくつかの具体例や設計事例を交えながら，機械強度設計について考えてみたい。

(1) 静的荷重を受ける機械の構造

実際の機械はいくつもの部品が組み合わされて作られている。その組み合わせ方によって機械の強度は大きく異なる。

図 3.1(a)に示すような 3 枚の板材がある。1 枚がテーブル, 2 枚が足である。テーブルの上には重い機械を設置する。どのように組み合わせるのが強度的に優れているのか考えてみよう。基本構造として，図 3.1(b)および(c)に示す 2 種類の方法が考えられる。テーブルの上に荷重が加えられた場合，(b)は荷重を板材（足）の圧縮荷重で受ける。一方，(c)はテーブル中央の荷重をねじで受けている。テーブルと足とはねじで固定されており，ねじの断面積よりも板材の断面積の方が大きいのは明らかである。しかも，一般に圧縮許容応力はせん断許容応力よりも大きい。したがって，(b)の方が強度的に優れていると言える。

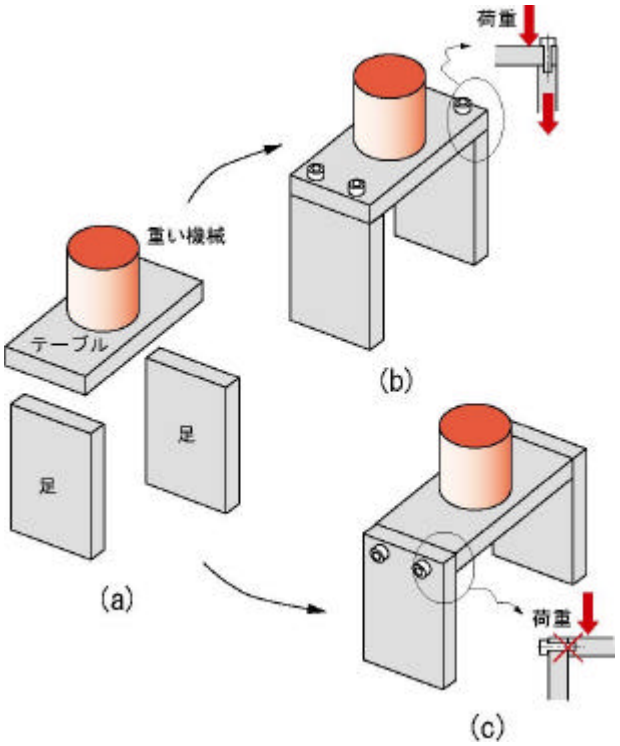


図 3.1　静的荷重を受ける架台

このように，基本構造や基本形状を考えることは強度設計の最も基本である。しかし，計算式だけを見ていても適切な回答は得られない。

(2) ねじの強度

ねじは，多くの機械で使われている最も基本的な要素部品である。ねじが軸方向の荷重を受ける場合, おねじ内部での引張り荷重およびねじ山でのせん断荷重が作用する。また，ねじが軸に垂直な荷重を受ける場合，おねじへのせん断荷重が作用する。以下，概念的に

それらの荷重について解説する。

(a) 軸方向の引張り荷重

図 3.2 に示すように，ねじが軸方向の荷重を受ける場合，おねじ内部での引張り荷重が生じる。引張り応力がおねじの引張り強さを越えると，おねじは破断する。また，ねじを締め付けるだけでも，軸方向の引張り荷重を受けることを注意しておかなければならない。

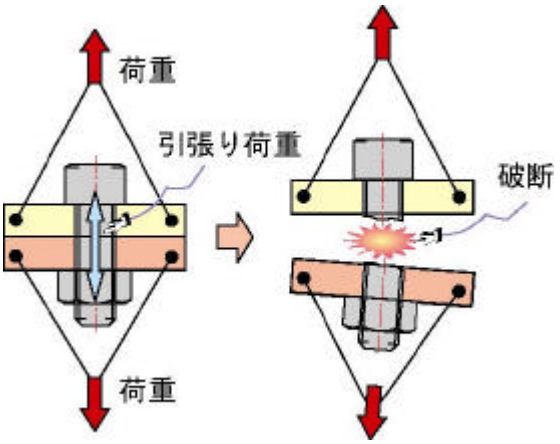


図 3.2　ねじにかかる引張り荷重

図 3.2 に示した軸方向の荷重 F[N]を受けるねじでは，許容応力 σ_a[N/mm²]が次式を満たすようにねじを選定する。

$$s_a \geq \frac{F}{A_S} \tag{3.1}$$

ここで，A_S はおねじの有効断面積[mm²]である。

(b) ねじ山のせん断荷重

ねじが軸方向の荷重を受ける場合，おねじとめねじが接している部分では，ねじ山にせん断荷重が生じる（図 3.3）。おねじとめねじとが同じ材質の場合，おねじの方がせん断力を受ける面積が小さいので，先に壊れやすい。しかし，高い強度のボルトとアルミニウム合金製部品のめねじとを組み合わせる場合などは，めねじの方が壊れやすくなることがあるので注意する。また，おねじとめねじとがかみ合うねじ山の数が多いほど強度が高まる。これらの特徴を踏まえた上で，ねじの大きさや本数，あるいはめねじの深さなどを求める。

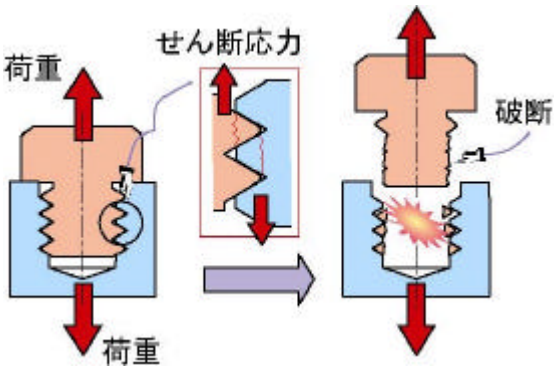


図 3.3　ねじ山へのせん断荷重

(c) ねじへのせん断荷重

通常，ねじには軸と垂直方向の強いせん断荷重や曲げ荷重がかからないようにするのが機械設計の原則である。しかし，実際の機械では，せん断荷重や曲げ荷重がかかる場所に，

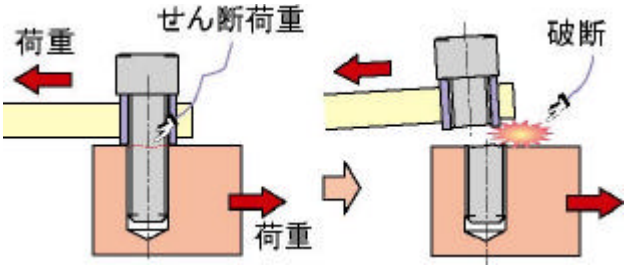


図 3.4　ねじへのせん断荷重

ボルトなどを使わなくてはならない状況も少なくない。そのような場合，図 3.4 に示すように，ねじへのせん断荷重が生じる。自動車の車輪を止めているねじのように，複数のねじでせん断荷重を分散させる場合，ねじが緩むと，1 本のねじにせん断荷重が集中するため極めて危険である。

(d) 実際のねじの強度設計

図 3.2〜図 3.4 に示したように，ねじが壊れる主な要因には 3 種類の荷重がある。しかし，実際の機械において，ねじにはそれらの荷重が複雑に作用するため，詳細な強度計算を行うことは極めて難しい。また，実際の機械では複数のねじで部品を固定することが多く，それぞれのねじによって締め付け力にばらつきが生じることがある。さらに，ねじの位置によって荷重が異なることなどもある（図 3.5）。したがって，実際のねじを用いる機械設計においては，上記の破断要因だけでなく，機械全体をしっかりと見極めることが重要である。

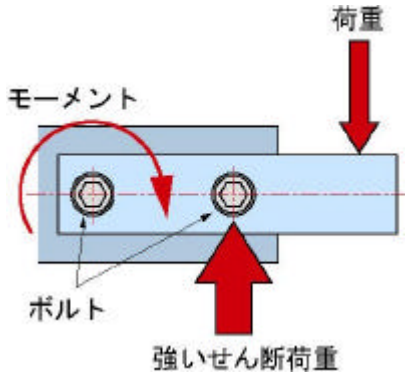


図 3.5　ねじにかかる荷重

3.2 動力伝達機構の強度設計

2.3 節で述べたように，機械は電気モータやエンジンなどの動力を何らかの機構で伝達し，使用しやすい形態に変換している。その動力伝達機構には，歯車やベルト，あるいはリンク機構などが使われる。また，回転軸を支持する重要な要素部品として軸受がある。以下，それらの強度設計について概説する。

(1) 歯車の強度設計

歯車は，動力伝達の手段として多くの機械に使われている（図 3.6）。歯車は，動力を効率よく，しかも正確に伝えることができるためである。歯車を設計する場合や歯車を限界に近い状態で使用する場合，歯車の詳細な強度計算が必要になる。以下，その概略について説明する。

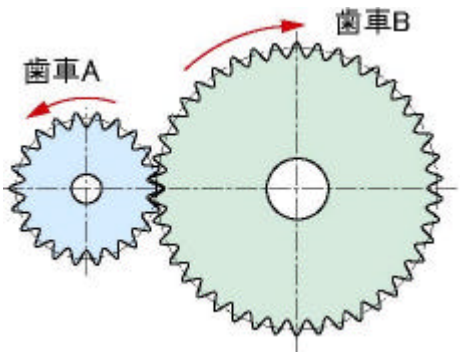


図 3.6　平歯車

(a) 歯の曲げ強さ

歯車の歯に作用する力は極めて複雑であるが，一般に，ピッチ円の接線方向の力が 1 枚の歯先に作用するものと考える（図 3.7）。ルイスの式と呼ばれる算定法を用いて，最も

壊れやすいと考えられる断面での曲げ応力を求める。

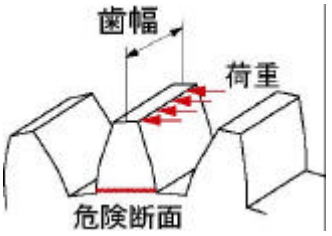


図 3.7　歯車の破損

(b) 歯面強さ

歯面の強さは，歯面に作用する接線方向の力のほか，歯面同士の摩擦力の影響を受ける。そのような場合，ヘルツの最大接触応力と呼ばれる接触面に変形を伴う場合の応力に基づいて強度計算を行う。

(c) 焼付き強さ

焼付き（スコーリング）は，歯面の温度上昇に伴い，発生しやすくなる。焼付きについて検討する場合，ヘルツの最大接触応力や潤滑の状態などを考慮した詳細な計算が必要である。

(d) 実際の歯車機構の強度設計

歯車自体を設計する場合を除き，歯車機構の設計において，歯の強度を計算することはほとんどない。通常は，歯車メーカのカタログに記載されている許容トルクや許容伝達動力の値を参照する。設計において最も重要なことは，どの程度の負荷が加わるのかを正しく見積もることである。

(2) 軸の強度設計

動力を伝えるために使用する軸は，強度に関する検討が欠かせない。以下，軸に荷重が作用した場合の計算式を紹介する。

(a) ねじれ荷重（トルク）

動力を伝える軸では，一端に駆動トルクが加わり，もう一端に負荷トルクが加わる（図 3.8）。軸に作用するトルク T_q [Nm] とせん断応力 τ [N/m^2] には次式の関係がある。とすると，次式が成り立つ。

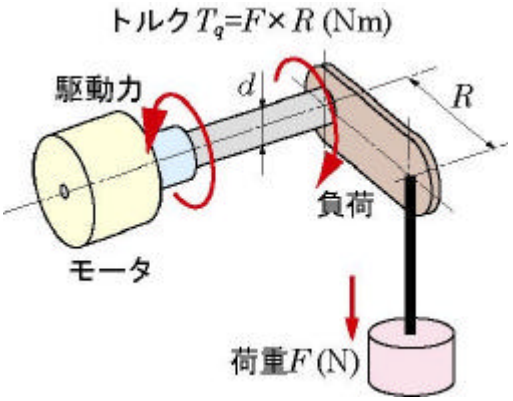


図 3.8　ねじれ荷重を受ける軸

$$T_q = Z_p t \qquad (3.2)$$

ここで Z_p は軸の断面形状で決まる係数であり，極断面係数と呼ばれる（単位：m^3）。軸径が d[m] の丸棒の場合，次式で表される。

$$Z_p = \frac{p}{16} d^3 \qquad (3.3)$$

したがって，式(3.2)および式(3.3)より次式が得られる。

$$t = \frac{16T_q}{pd^3} \tag{3.4}$$

強度設計においては，せん断応力τ[N/m²]が許容せん断応力τ$_a$[N/m²]を下回るように軸径 d[m]を設定すればよい(τ<τ$_a$)。したがって,次式により軸径 d[m]を求めることができる。

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T_q}{p\,t_a}} \tag{3.5}$$

なお，式(2.6)や式(2.7)に示したトルクおよび伝達動力の関係式から，軸の回転数がわかれば，使用可能な伝達動力を求めることができる。

表 3.1 は，軸の強度計算の目安として，SUS304 製の一様断面の軸（許容せん断応力τ$_a$＝147 N/mm²）の軸径 d[mm]と使用可能なトルク T_q [Nm] および伝達動力 L[W]の関係を示している。

表 3.1　ねじれ荷重を受ける軸の強度

軸径 d [mm]	使用可能なトルク T_q [Nm]	伝達動力 L [W]	
		N=500rpm	N=1000rpm
3	0.78	40.8	81.6
4	1.8	96.7	193.4
5	3.6	188.9	377.8
6	6.2	326.4	652.9
8	14.8	773.8	1547.6
10	28.9	1511.3	3022.6
12	49.9	2611.5	5223.0

許容せん断応力τ$_a$＝147 N/mm²

(b) 曲げ荷重

曲げ荷重を受ける軸の強度は，軸受を支点とするはりを考える（図 3.9）。一般に，両端を自由支持として強度計算を行う。軸に作用する曲げモーメント M[Nm]と曲げ応力σ[N/m²]には次式の関係がある。

$$s = \frac{M}{Z} \tag{3.6}$$

ここで，Z は軸の断面形状により決まる定数であり，断面係数と呼ばれる（単位：m³）。軸径が d[m]の丸棒の場合，断面係数 Z[m³]は次式で表される。

$$Z = \frac{p}{32}d^3 \tag{3.7}$$

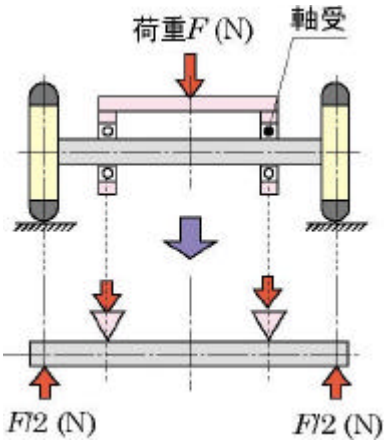


図 3.9　曲げ荷重を受ける軸

したがって，式(3.6)および式(3.7)より次式が得られる。

$$s = \frac{32M}{pd^3} \tag{3.8}$$

設計においては，曲げ応力σ[N/m²]が許容曲げ応力σ$_a$[N/m²]を下回るように軸径 d[m]を設定すればよい（σ<σ$_a$）。したがって，次式により軸径 d[m]を求めることができる。なお，一般的な機械材料の許容曲げ応力は，引張り荷重における許容応力に概ね等しいと考えて

よい。

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M}{p s_a}} \tag{3.9}$$

(c) 強度計算時の注意点

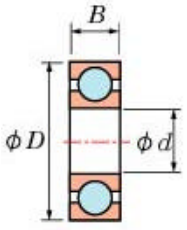
以上，断面が一様な軸の強度計算法を紹介した。しかし，実際の軸では段や溝を付けることが多く，そのような場合，応力集中が生じる（3.4 節参照)。さらに，ねじれ荷重と曲げ荷重を同時に受けることもあり，大きなトルクを伝える軸ではより詳細な強度計算が必要である。また，曲げモーメントにより生じる軸の変形が問題となることがある。そのような場合，前述の計算と同様，軸受を支点とするはりを考え，変形量を求める必要がある。

(3) 軸受の強度設計

図 3.10 に示す転がり軸受は，内輪と外輪，複数の転動体（玉またはころ）および保持器から構成されている。すなわち，内輪と外輪との間に数個の玉が配置され，さらに互いの玉が接触しないように保持器によって一定の間隔を保ちながら円滑な転がり運動を実現している。軸受を使用する場合，軸受メーカのカタログから寸法や形状，強度などが適したものを選定する。以下，転がり軸受の中で最も代表的な深溝玉軸受を例に取り，軸受の強度について概説する。表 3.2 に深溝玉軸受のカタログ（NSK 社）の一部を抜粋する。

図 3.10　深溝玉軸受

表 3.2　深溝玉軸受のカタログ



主要寸法(mm)			基本定格荷重(N)		許容回転数(rpm)		呼び番号	
d	D	B	Cr	C0r	グリース潤滑*1	油潤滑*2	開放形	シールド形
10	19	5	1720	840	34000	40000	6800	ZZ
	22	6	2700	1270	32000	38000	6900	ZZ
	26	8	4550	1970	30000	36000	6000	ZZ
12	21	5	1920	1040	32000	38000	6801	ZZ
	24	6	2890	1460	30000	36000	6201	ZZ
	28	7	5100	2370	28000	32000	6301	---
15	24	5	2070	1260	28000	34000	6802	ZZ
	28	7	4350	2260	26000	30000	6902	ZZ
	32	8	5600	2830	24000	28000	16002	---

*1 開放形，Z・ZZ形，V・VV形
*2 開放形，Z形

(a) 最大荷重

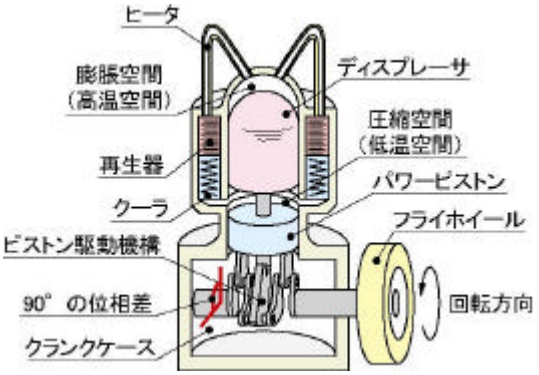
軸受は荷重によって転動体と軌道との接触面が変形すると適切な機能ができなくなる。その限界の荷重を基本静定格荷重 C_{0r} [N] と定義される。実際に使用する際の荷重は，常に基本静定格荷重 C_{0r} を下回らなければならない。

(b) 寿命計算

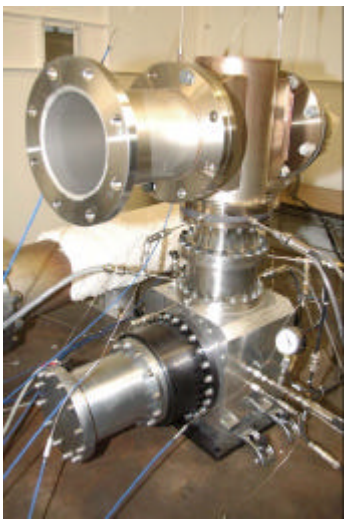
産業機械や輸送機械などに使われる軸受は寿命の評価が重要になる。その場合に使用するのが，カタログに記載されている基本動定格荷重 C_r[N]であり，この荷重を加えた状態で 100 万回転の寿命があることを示している。

3.3 圧力容器の設計

やや特殊な事例であるが，本節では筆者らが研究・開発を進めているスターリングエンジンの強度設計を紹介する。図 3.11 に示すスターリングエンジンは，作動ガスの温度変化を圧力変化に変換して駆動力を得る密封式外燃機関である。実用的な出力を得るためには，作動空間に高圧の作動ガスを封入しておく必要がある。そのため，シリンダなどの耐圧部材は，JIS で定められた圧力容器規格に準じた設計を行う。



(a) 基本構造



(b) 実験用エンジンの外観

図 3.11　スターリングエンジン

(1) 圧力容器の設計計算式

図 3.12 に示す単純化した耐圧シリンダを考える。シリンダは胴と円形平板が突合せ溶接された構造である。内径を基準とした場合，圧力容器規格により定められる胴の最小肉厚 t[mm]は次式で与えられる。

$$t = \frac{PD_i}{2s_a h - 1.2P} \qquad (3.10)$$

ここで，P は設計圧力[MPa]，D_i は円筒胴の内径[mm]，σ_a は材料の許容引張応力[N/mm^2]，η は溶接継手効率である。

シリンダ底の円形平板の厚さ t_s[mm]は次式により求められる。

$$t_s = D_i\sqrt{\frac{CP}{s_a}} \qquad (3.11)$$

ここで，C は平板の取り付け方法によって定める定数であり，円形平板を胴の端部に溶接する構造の場合には C=0.5 とする。

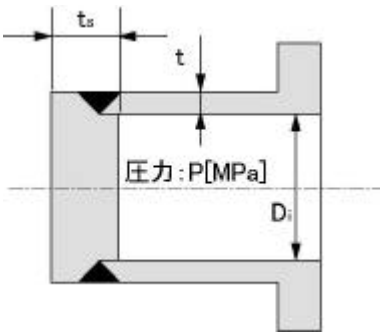


図 3.12　耐圧シリンダの形状

式(3.10)および式(3.11)で用いる許容引張応力σ_aは，圧力容器規格により詳細に定められている値を使用する（図 2.15 参照。）

(2) 圧力容器の耐圧試験

以上の設計手順で製作された圧力容器は，圧力容器規格による安全率が考慮されているため，通常，壊れることはない。しかし，部材の形状が複雑な場合や特殊な材料を使用する場合などは，実機に搭載する前に耐圧試験を実施する。図 3.13 は，セラミックス製部材の耐圧試験の様子である。耐圧試験は油圧または水圧によって行われることが多い。高圧なガス圧を加えた状態で部材が破損すると，高圧ガスが急激に膨張し，極めて危険なためである。

図 3.13　耐圧試験（油圧）の様子

3.4 機械の破損

機械設計を進める場合，機械のどの部分が最も壊れやすいのかを考え，その防止策を考える必要がある。前節までに述べたような一般的な形状・構造を持つ機械では，比較的強度設計がしやすい。しかし，複雑な形状・構造になると，不慮の強度不足が生じる可能性がある。以下，機械の破損の主な要因を概説し，本章のまとめとする。

(1) 応力集中

丸棒や四角い板材などの単純な形状の部品であれば，部品の内部には一様な応力が加わる。しかし，部品に溝，穴，段違い部などがあると，局部的に高い応力が加わる（図 3.14(a)）。これを応力集中という。応力集中を小さくするためには，図 3.14(b)に示すように，大きな荷重が加わる部品に急激な形状変化を与えないようにする。

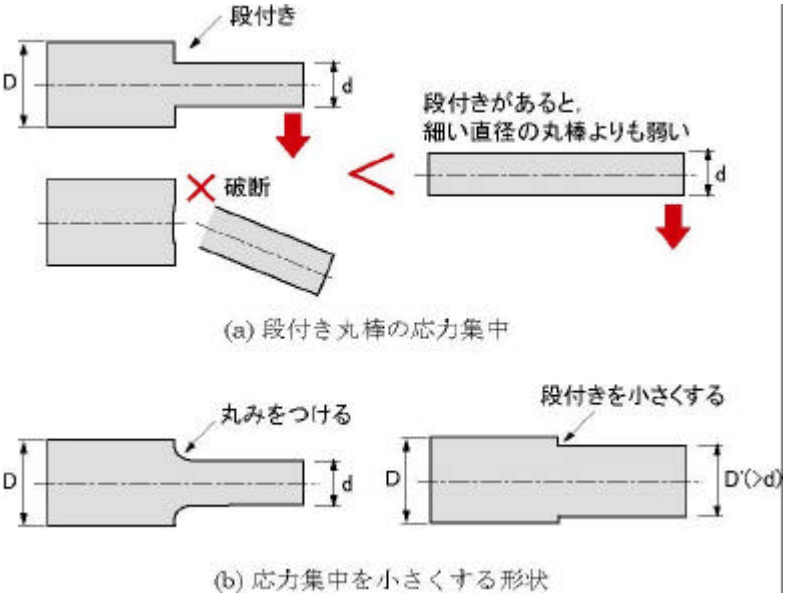


図 3.14　応力集中

(2) 繰り返し荷重

荷重の有無や強弱が繰り返されている場合，小さい荷重であっても部材が破損することがある（図 3.15）。繰り返し荷重が加わる部材を設計する場合，材料の強度や性質について十分に検討しなければならない。

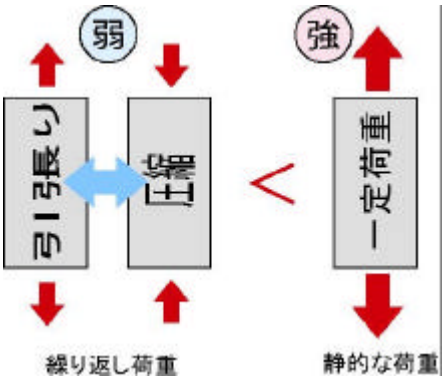


図 3.15　繰り返し荷重

(3) クリープ

クリープとは，一定の応力のもとで，永久ひずみが時間とともに増加する現象である。（図 3.16）クリープは温度の影響を大きく受け，高い温度（鉄鋼材料で 350～400℃以上）で長時間使用される場合に生じやすい。

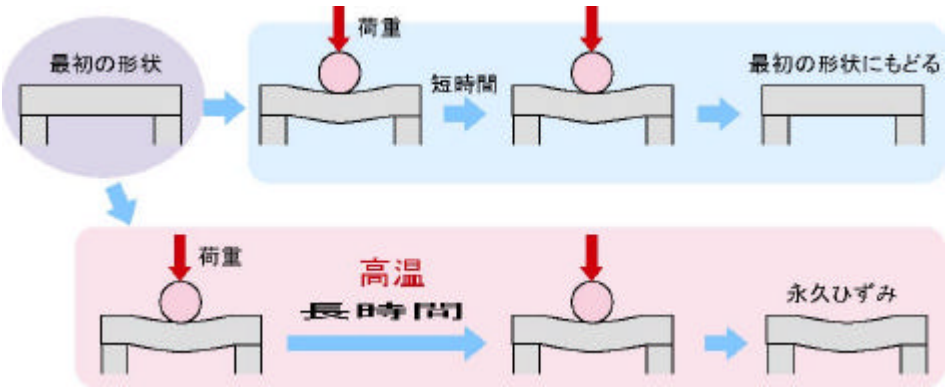


図 3.16　クリープ

(4) 座屈

細長い棒に圧縮荷重が加えられた場合，荷重が小さくても，横方向にたわむことがある（図 3.17(a)参照）。これを座屈という。座屈は，材料が太く，短いほど起こりにくい。圧縮荷重を受ける細長い部材を設計する場合には注意を要する。例えば，図 3.17(b) に示すように細いロッドで運動を伝達する場合，ロッドを押して運動を伝えるよりも，ロッドを引いて運動を伝える方がよい。

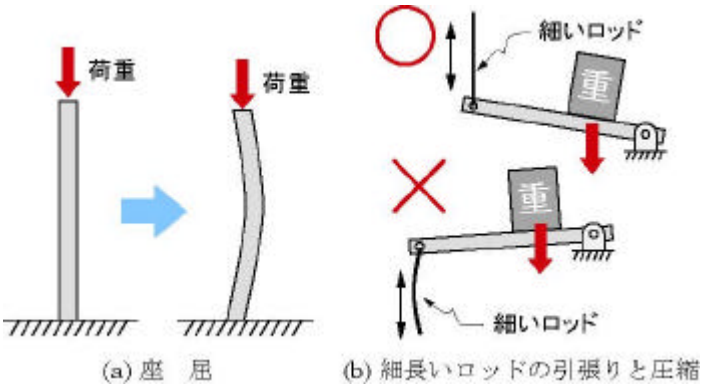


図 3.17　座屈

第 4章　機械設計の高度化

4.1 実際の機械設計

本講義では，力学や材料強度の基礎について解説してきた。以下，機械設計における強度設計の位置付けや機械設計をより高度化するためのいくつかの方法を概説する。

(1) 機械設計における強度設計の位置付け

図 4.1 にものづくりの流れを示している。ものづくりは，アイデアを創出し，設計・製図を行い，部品を加工し，機械を組み立て，そして機械の評価試験をするまでの過程である。その一つの過程である機械設計は，図 4.2 に示すように，概念設計から始まり基本設計・詳細設計に至るまで，極めて範囲が広い。本講義で扱ってきた強度設計は，その機械設計の過程の中で活かされなければいけない知識・技術である。概念設計や基本設計の段階では，強度設計の基本的な考えに基づき，図 3.1 に示したような機械の基本構造を考えなければならない。部品の寸法や形状を決定する詳細設計の段階になれば，詳細な強度計算が必要になることも多い。

一方，強度設計とは異なる機械設計の知識も重要である。例えば，ねじや軸受を使う機械を設計する場合，荷重計算や寿命計算だけで型式を決めることはない。周囲の構造を考えた上で，寸法を決めるのが一般的である。また，図 4.3 に示すように，それぞれの機械要素の特徴や使用方法を理解していなければ，機械要素あるいは機械を適切に機能させることはできない。

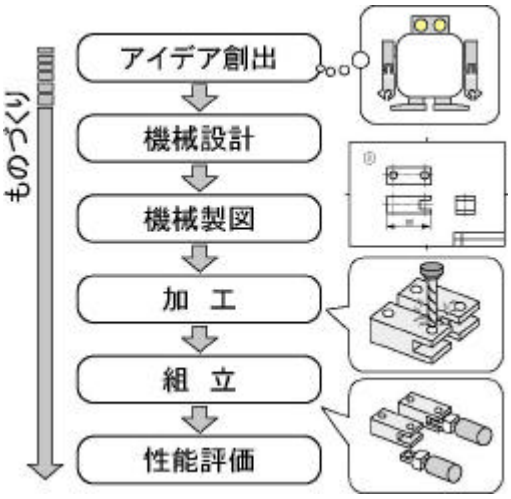


図 4.1　ものづくりの流れ

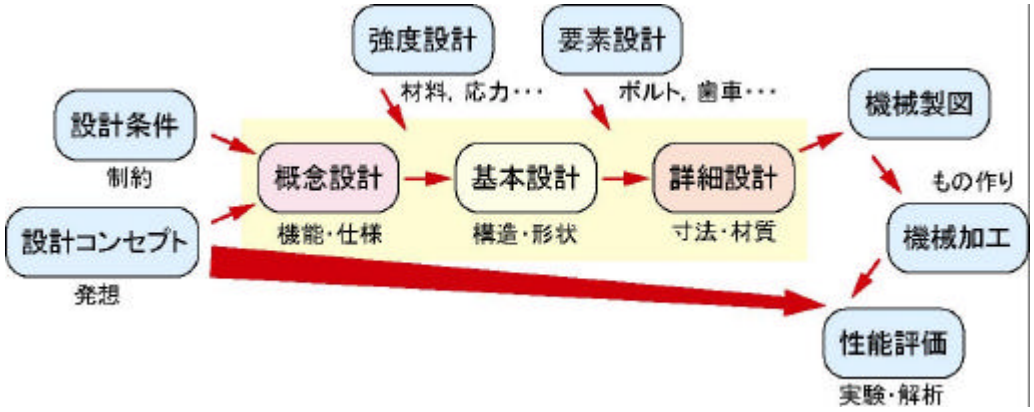


図 4.2　機械設計の構成例

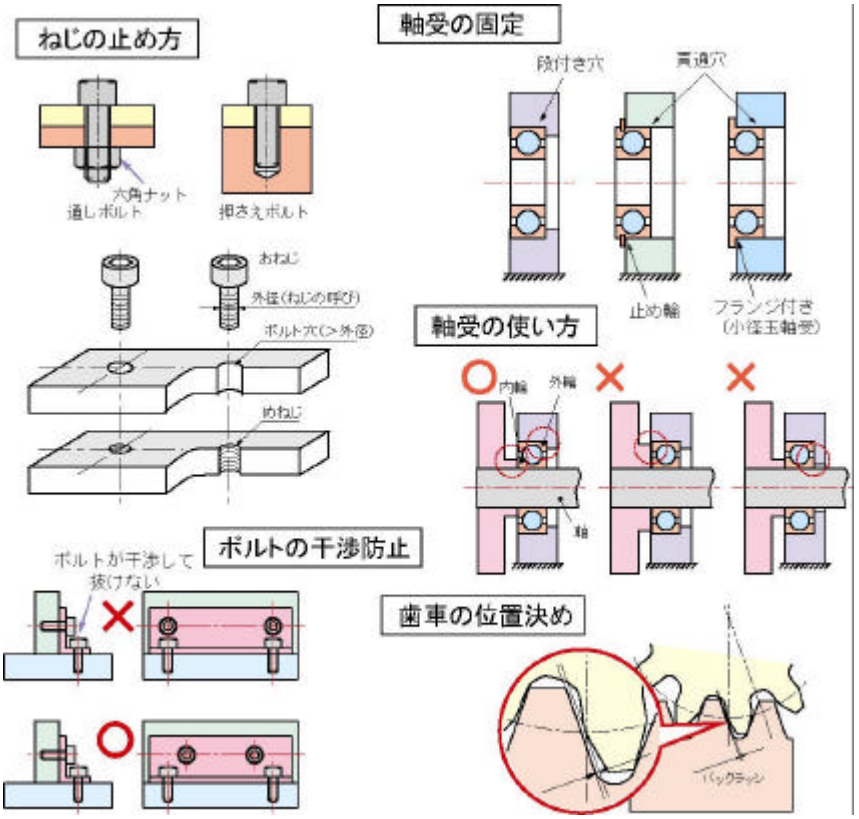


図 4.3　機械要素の使用方法

⑵ 強度設計の要点

部品が壊れるか，壊れないかを判断するだけが強度設計ではない。本講義ではほとんど扱っていないが，荷重が加わることで部品が変形し，機械の機能が損なわれることがある（図 4.4）。機械の機能を踏まえて強度設計を進めることも，強度設計の要点の一つと言える。

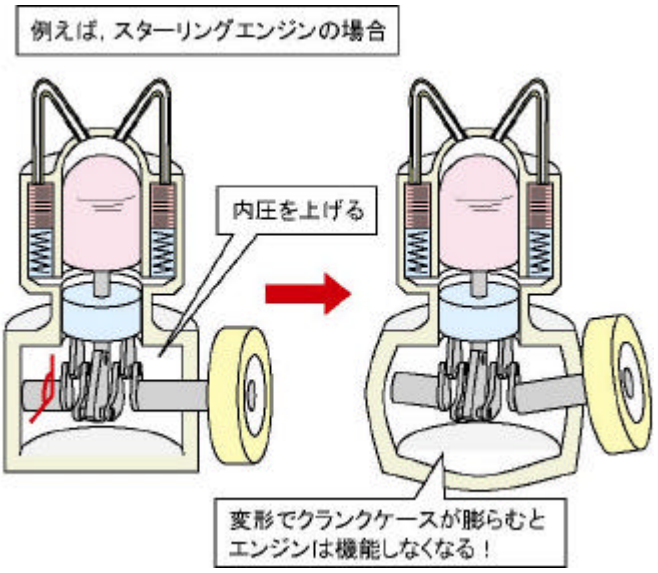


図 4.4　変形による機能の低下

実際の機械は多くの部品から構成されている。例えば，図 3.11(b) に示したスターリングエンジンは 50 種類程度の部品から構成されている（図 4.5）。実際の設計は限られた時間内で迅速に作業を進めなければいけないため，構成部品の全てに対して，詳細な強度計算をすることはない。通常，強度的に最も問題となりそうな部品を重点的に調べていく。強度設計の要点の一つは，鍵となる部品を見つけ出す能力であると考えられる。

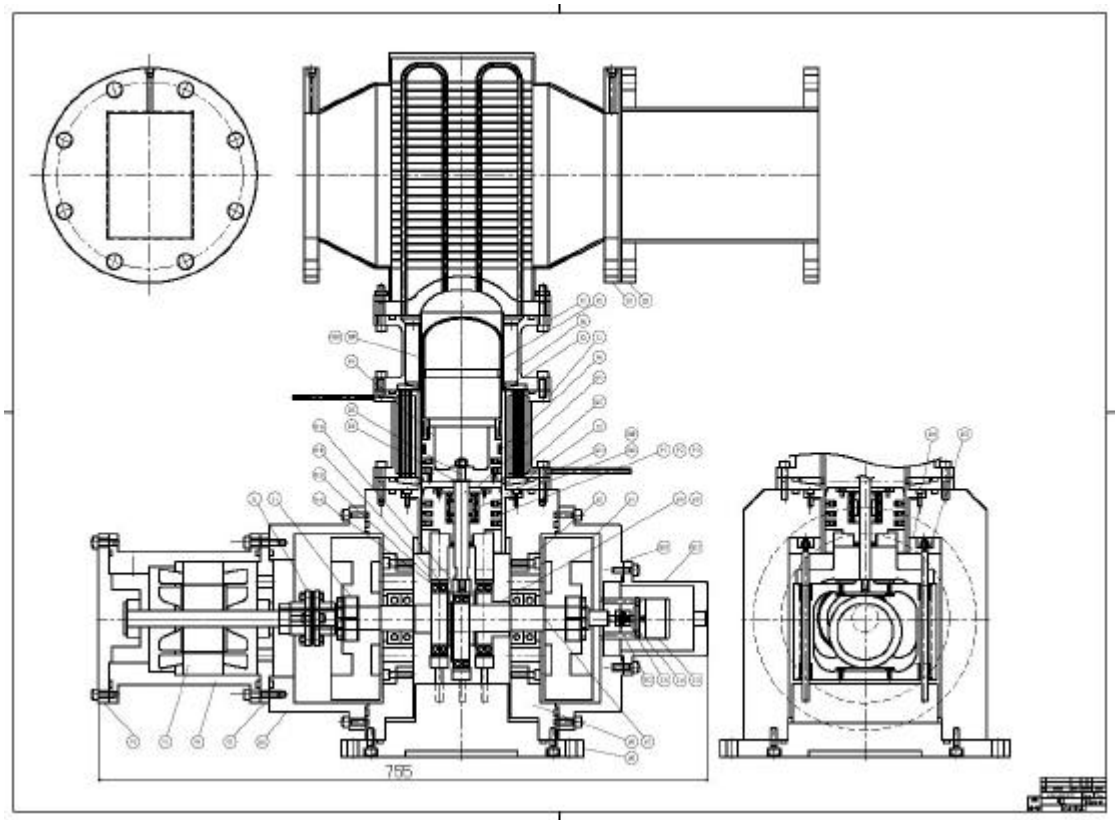


図 4.5　スターリングエンジンの組立図

4.2 構造解析

最近の機械設計では，コンピュータ技術を利用した構造解析（CAE，Computer Aided Engineering）がよく利用される。特に，3 次元 CAD を利用した構造解析は，操作が簡単で扱いやすく，迅速に部品内部の応力分布や部品の変形を計算できる。このような解析技術をうまく活用できれば，合理的な機械設計を実現できるのは間違いない。

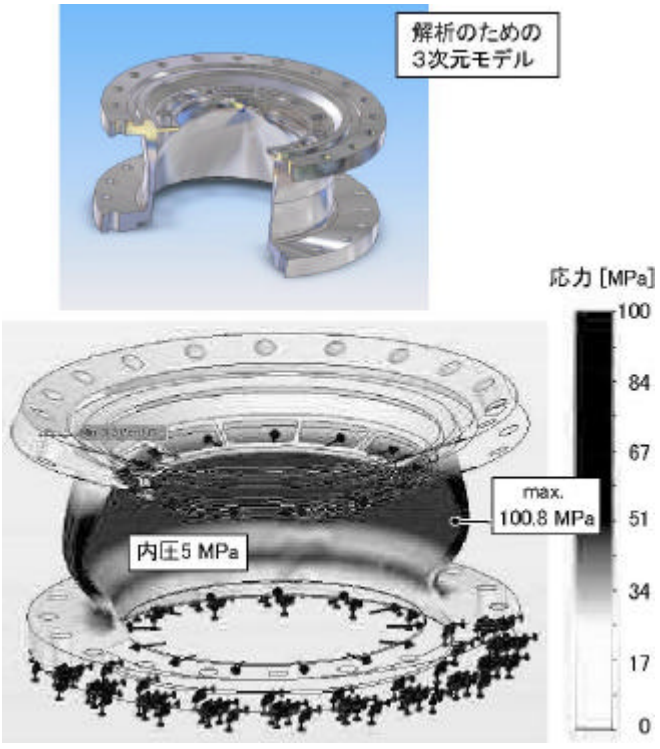


図 4.6　構造解析結果の一例

(1) 構造解析の利用

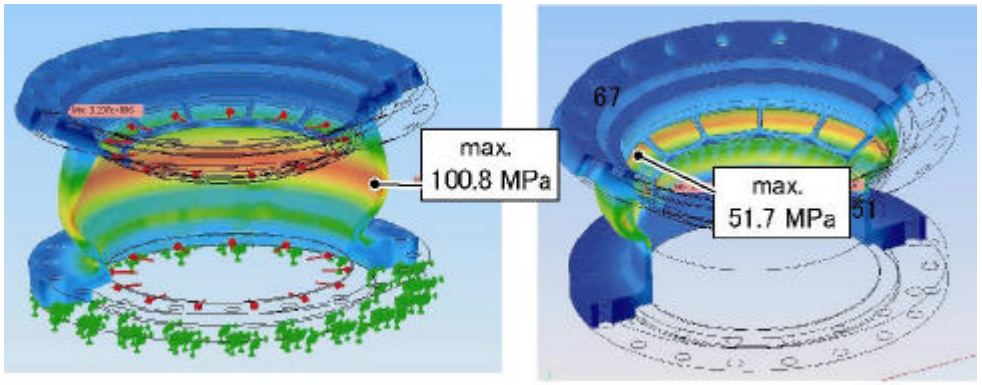
図 4.6 は構造解析結果の一例であり，図 3.11(b)および図 4.5 に示したスターリングエンジンのステンレス鋼製圧力容器構造部材に 5

MPa の内圧を与えた場合の応力分布を示している。この解析例では，最大主応力（部品内部の最大の引張り応力）は 101 MPa（101 N/mm²）と計算されている。SUS304 の耐力（塑性ひずみを生じる応力）は 205 MPa 以上であるので，耐力を基準とした安全率は 2 以上である。そして，設計者（この場合は筆者）は，これらの値の妥当性を踏まえて上で，適切な形状・寸法の部品であるかを判断する。このように，構造解析は複雑な形状の部品であっても強度計算ができ，設計を迅速に進める上で極めて有効な設計ツールである。

⑵ 構造解析の注意点

構造解析が有効な設計ツールであることは間違いない。しかし，使い方を誤った場合でもそれなりの回答が得られてしまうため，取り返しのつかない設計ミスを犯すこともあり得る。以下，構造解析を利用する上での注意点をまとめる。

⑻ 構造解析では計算条件（拘束条件）の設定が重要である。例えば，図 4.6 に示した解析例の場合，フランジの下面だけを固定面（変形しない面）としている。図 4.7⑹では，部品の下半分を固定面としている。やや極端な例ではあるが，これらの解析結果と比較すると，最大主応力の値や変形の様子が大きく異なっていることがわかる。



(a) フランジ下面を固定　　(b) 部品の下半分を固定

図 4.7　構造解析における拘束条件の相違

⑹ 実際の機械部品はボルトなどを使って組み立てられる。部品単体の解析結果は，部品を組み立てた状態と異なることがある。図 4.8 に示すように，最近の構造解析ソフトウェアでは部品を組み立てた状態での解析を行うことができるものが多い。しかし，拘束条件を適切に設定することは難しく，誤った結果が得られやすい。

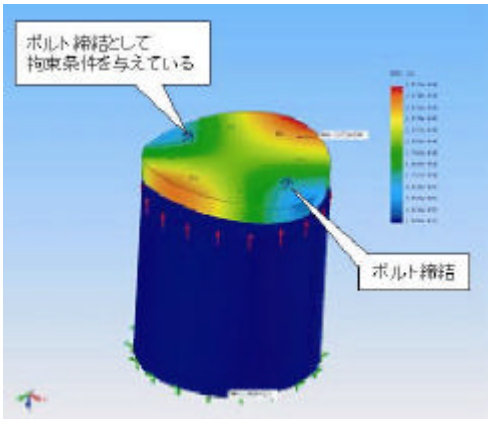


図 4.8　ボルト締結した部品の解析例

(c) 構造解析の結果を過信してはいけない。上記のような拘束条件はもちろん，単純な単位の入力間違いなども十分にあり得る。構造解析はもっともらしいビジュアルな画像が得られるため，間違いに気付きにくい。また，複雑な形状になれば，実機との整合性もわからなくなる。可能であれば，実機との比較・検討を同時に進め，信頼性の高い解析を行いたい。

(d) CAD や構造解析は一つの設計ツールに過ぎない。解析結果の妥当性を判断するのも，最終的な部品の形状を決めるのも全て設計者自身である。

4.3 機械の信頼性

強度だけが機械の必要条件ではない。安全なだけでなく，安心して使える機械を設計するように心がけたい。そのためには，機械の信頼性が重要となる。

(1) 信頼性評価

機械の信頼性を評価する方法の一つとして，FMEA（Failure Mode and Effects Analysis）と呼ばれる手法を紹介する。FMEA では，機械を構成する部品または要素に故障が発生した場合を想定し，その際，機械全体にどのような影響を与えるのかを解析する。一例として，図 4.9 に示す大型舶用スターリングエンジンを想定して，簡単な FMEA 解析シートを作成する。表 4.1 に示すように，エンジン全体を構成品に分割し，起こりうる故障とその原因を考える。さらに，その故障が構成品およびエンジン全体へ与える影響を考え，表 4.2 に示す影響度の点数を記入する。さらに，表 4.3 に示す発生頻度を考え，故障等級（＝影響度×発生頻度）を計算する。これにより，故障等級が高く，信頼性が低い部品や構成要素が明らかになる。例えば，故障等級 30 以上を「要注意（再設計）」とすれば，影響度を減らすか，あるいは発生頻度を減らすような設計が必要になる。

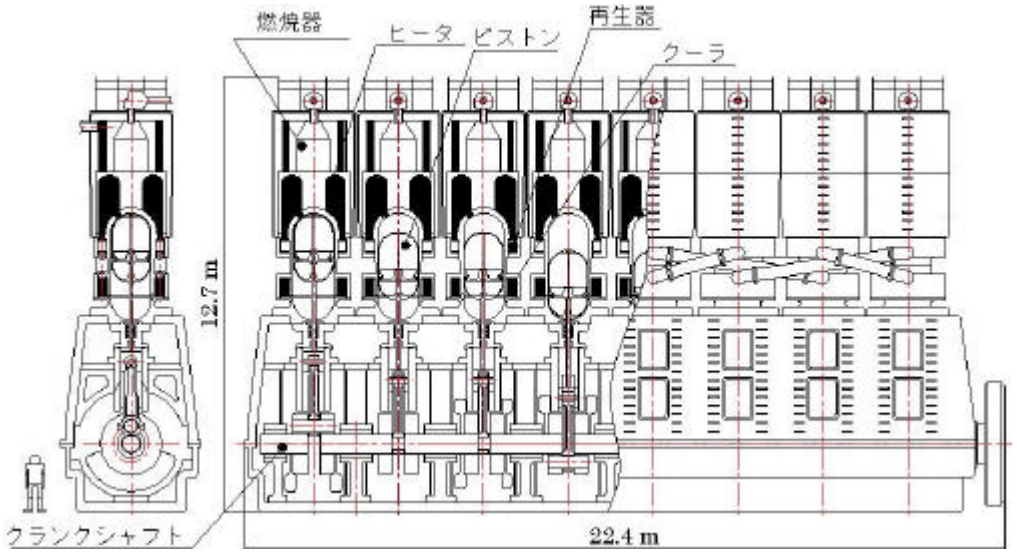


図 4.9　大型舶用スターリングエンジンのイメージ図

表 4.1　大型舶用スターリングエンジンの FMEA 解析シート

番号	構成品	品名	故障モード	推定原因	影響			発生頻度F	故障等級 (E×F)	備考
					構成品への影響	全体への影響	影響度E			
1	ヒータ	ヒータ管	亀裂発生	過圧 ヒートスポット発生	機能停止	作動ガス漏れ 機能停止	8	4	32	要注意
		フランジ	破損	過圧	機能停止	破裂 機能停止	10	2	20	
		燃焼ガス流路	破損	ヒートスポット発生 クリープ	性能低下	燃焼ガス漏れ 性能低下	6	6	36	要注意
2	再生器	マトリックス	摩耗	作動ガス高温化	性能低下	性能低下	4	6	24	やや注意
		ハウジング	破損	過圧	機能停止	作動ガス漏れ	10	2	20	
3	クーラ	クーラ管	亀裂発生	腐食	機能停止	作動ガス漏れ 機能停止	6	2	12	
		フランジ	破損	過圧	機能停止	破裂 機能停止	10	1	10	
		冷却水流路	破損	腐食	性能低下	冷却水漏れ	4	6	24	やや注意
4	ピストン	ピストンリング	異常摩耗	荷重過大	性能低下	性能低下	6	4	24	やや注意
		ピストン	シリンダとの接触	駆動部破損 ねじの緩み	性能低下	性能低下	8	2	16	
5	シリンダ	ライナー	異常摩耗	荷重過大	性能低下	性能低下	4	2	8	
		カバー	破損	過圧 高温化	機能停止	破裂 機能停止	10	2	8	
6	クランク機構	シャフト	破損	荷重過大 ねじり過大	機能停止	機能停止	10	2	8	
		軸受	破損	潤滑不調 荷重過大	機能停止	性能低下	6	2	8	

表 4.2 影響度の評価点数

影響度	
10	致命的, 死傷, 破壊
8	重大, 機能喪失, 後遺症
6	機能低下, 怪我
4	軽微, 軽傷
2	極小, 無視できる

表 4.3 発生頻度の評価点数

発生頻度	
10	発生頻度が非常に高い
8	発生頻度が高い
6	ときどき発生する
4	少ないが発生する
2	ほとんど発生しない

(2) 機械の寿命

機械が長期に渡って適切に機能し，安心して使うためには，機械の寿命評価が重要になる。機械の寿命に大きく影響する要因として摩擦や摩耗，腐食などがある。

くさびやねじは摩擦の原理をうまく利用して部品同士を結合・固定している。しかし，一般の機械においては，摩擦が機械の性能を低下させる要因となることが多い。また，摩擦などに伴う摩耗も摩擦が機械の性能を低下させる。

図 3.11(b)および図 4.5 のスターリングエンジンにおいては，ピストン駆動機構の摺動部品の摩擦・摩耗が技術課題となっている。図 4.10 は，数百時間の試験運転を行った後の摺動部品の写真であり，軸受と接する部分が大きく摩耗していることがわかる。この現象は摺動部品に作用する力の大きさや材料特性に大きく起因する。

同エンジンは，ディーゼルエンジンの排ガスを熱源とした排熱回収を目的として開発されている。そのため，長期の運転では，排ガス中の硫黄分による熱交換器の腐食が生じるのは明らかであり，エンジンの寿命・信頼性に大きく影響する。

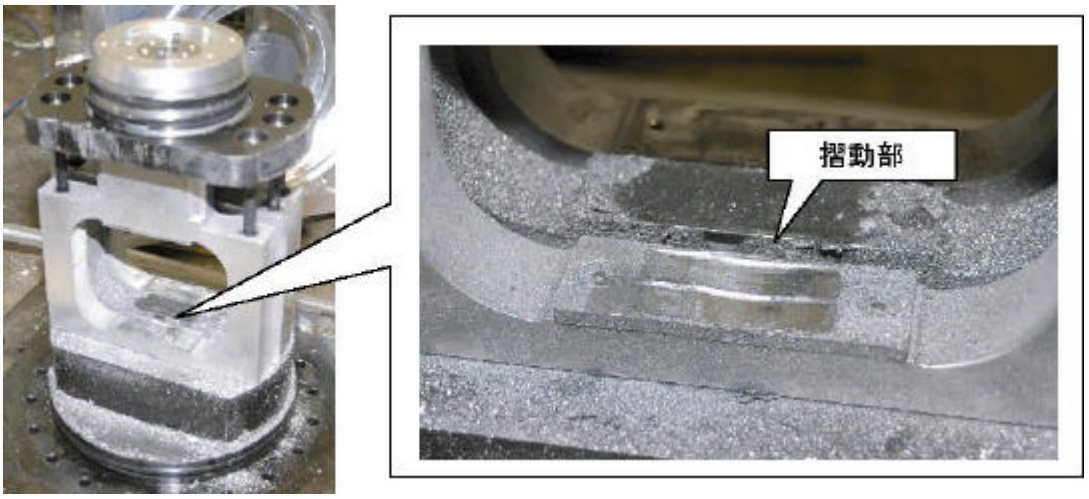


図 4.10　スターリングエンジン摺動部の摩耗

以上のように，実際の機械設計は，短期の強度設計だけではなく，長期の信頼性を考えなければならない。そのためには，力学や材料についての知識が不可欠となるのは言うまでもない。

4.4 もの作りのための機械設計

以上，本講義では力学や材料強度の基礎に始まり，実際の要素部品の強度設計法や機械部品の設計事例を紹介してきた。最後に，筆者が感じている機械設計の問題点を整理して，本講義のまとめとする。

機械設計において力学や材料に関する基礎知識が重要であるのは間違いない。しかし，基礎知識を持つことだけでは不十分であり，基礎知識を適切に組み合わせていく応用力が重要である。

実際のものづくり現場では，設計・製図・加工・評価などが分業されていることがほとんどである。ものづくりの中で設計の重要性は極めて高く，設計者は幅広い知識を必要とされている。すなわち，機械製図のテクニックや機械加工方法の知識なども必要になる。

本テキストや市販されている機械設計の教科書を読んだとしても，教科書通り，すなわちマニュアル通りの機械設計が成功することはあり得ないと断言したい。型通りではあるが，機械設計は経験の積み重ねが重要であり，実践を通じてレベルアップが図られるものと考えている。

参考文献

⑴ 入江敏博，詳解 工業力学，理工学社，2004 年発行
筆者が平成 17 年度に明星大学工学部機械工学科の学生を対象とした工業力学の講義で使用した教科書。本テキスト第 1 章の基礎的な力学のほか，摩擦や仕事，運動量などの詳細な内容が記述されている。

⑵ 兼田楨宏，山本雄二，基礎機械設計工学（第 2 版），理工学社，2000 年発行
平成 13 年度から 16 年度まで，筆者が明星大学工学部機械工学科の学生を対象とした設計工学の講義で使用した教科書。本テキストに含まれている機械要素の設計手法などが詳細に記述されている。

⑶ 平田宏一，絵とき 機械設計 基礎のきそ，日刊工業新聞社，2006 年発行
平成 18 年に筆者が執筆した書籍であり，本テキストの第 2 章や第 3 章でこの内容を引用している。なるべく，数式を少なくし，機械設計の要点を平易な言葉使いで解説するように心がけた。

⑷ 日本工業規格，JIS ハンドブック
JIS 規格を関連項目ごとに集めたハンドブックである。機械設計でよく参考にするのは「機械要素」であり，ねじや歯車などの規格が詳細に記載されている。「鉄鋼」や「非鉄」では，機械材料として使われる金属材料の物性値が記載されている。