

# 構造力学 I 復習

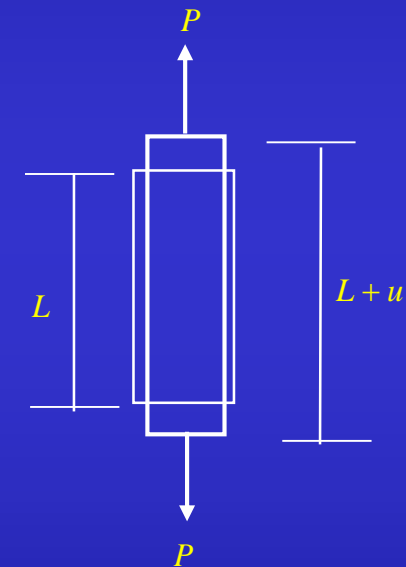


構造力学 I

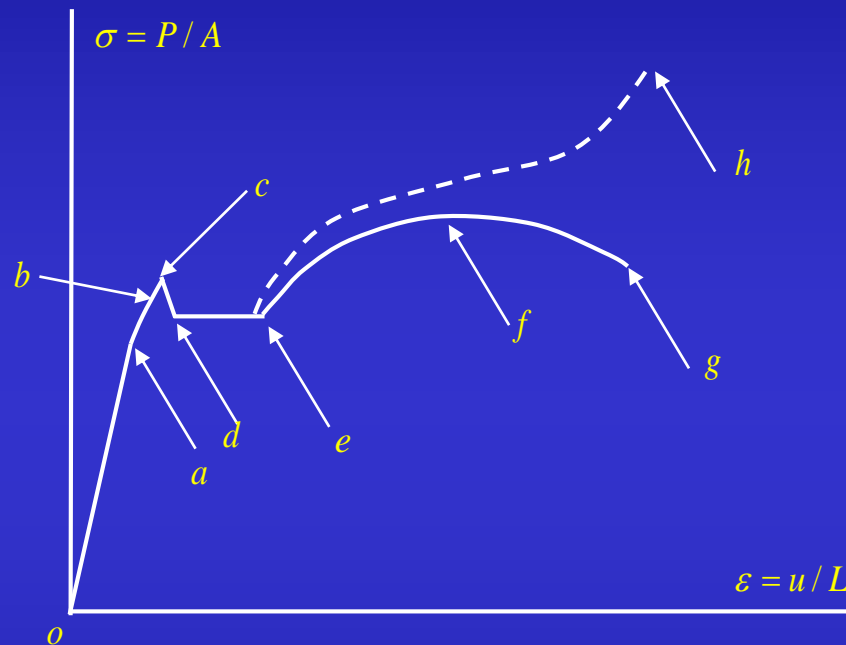
# 第15回講義内容

- 1) 材料の応力とひずみの関係
- 2) 曲げと軸力を受ける部材の内部応力と断面力
- 3) 断面性能
- 4) 梁の微分方程式とたわみ
- 5) 曲げによって生じるせん断応力
- 6) 座屈
- 7) 試験対策

# (1) 鋼の応力とひずみの関係



鋼の引張試験



- a: 比例限界
- b: 弾性限界
- c: 上降伏点
- d: 下降伏点
- e: 降伏終了
- f: 引張強さ
- g: 最終破壊点

図2-1 鋼の応力とひずみの関係

## (1) 応力とひずみ(弾性)、ヤング係数

$\sigma = P / A$     単位面積当たりの力    単位 :  $\text{kN/cm}^2$   $\text{N/mm}^2$   
シグマ

$\varepsilon = u / L$     変位の変化率    単位 : 無次元量  
イプシロン

応力とひずみの関係     $\rightarrow$     比例部分    縦弾性係数  
ヤング係数

$\sigma = E \varepsilon$     ヤング係数の単位 :  $\text{kN/cm}^2$   $\text{N/mm}^2$

鋼の  $E$  :  $20500 \text{ kN} / \text{cm}^2$

コンクリート : おおよそコンクリートの  $1/10$

木造 :  $700 \sim 1000 \text{ kN} / \text{cm}^2$

## (1) 弾性と塑性

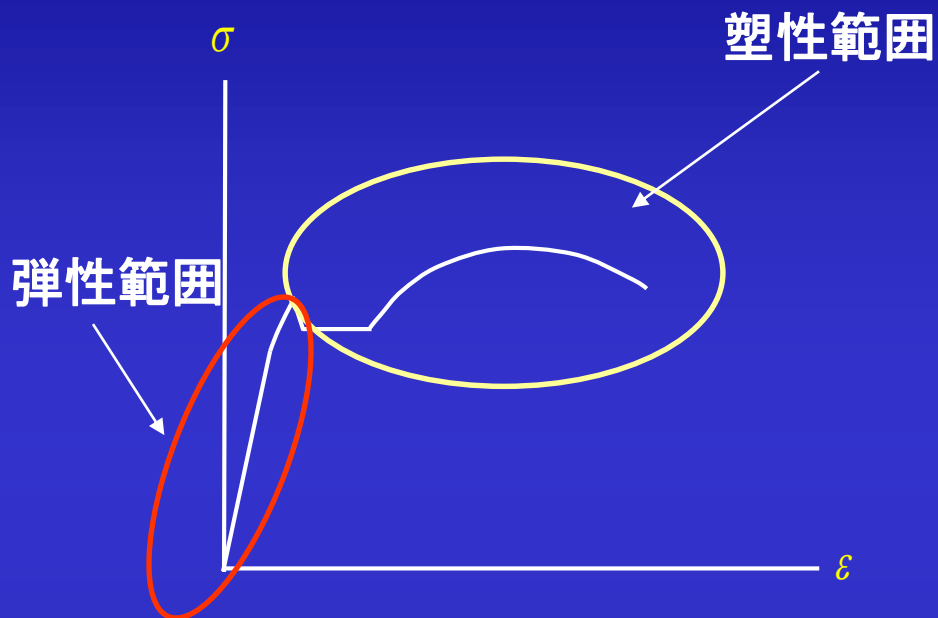


図2-3 弾性範囲と塑性範囲

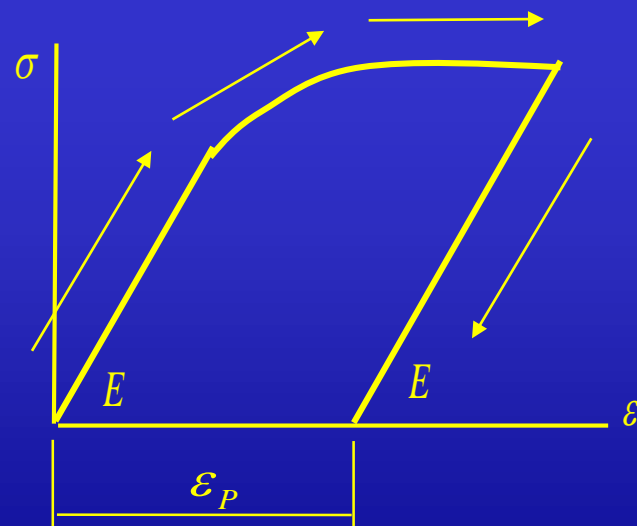
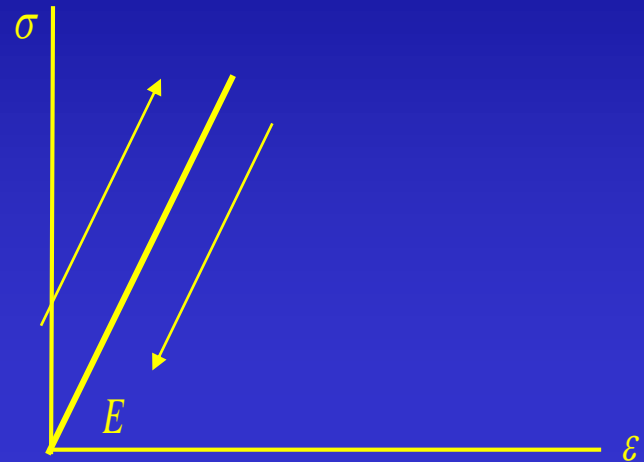
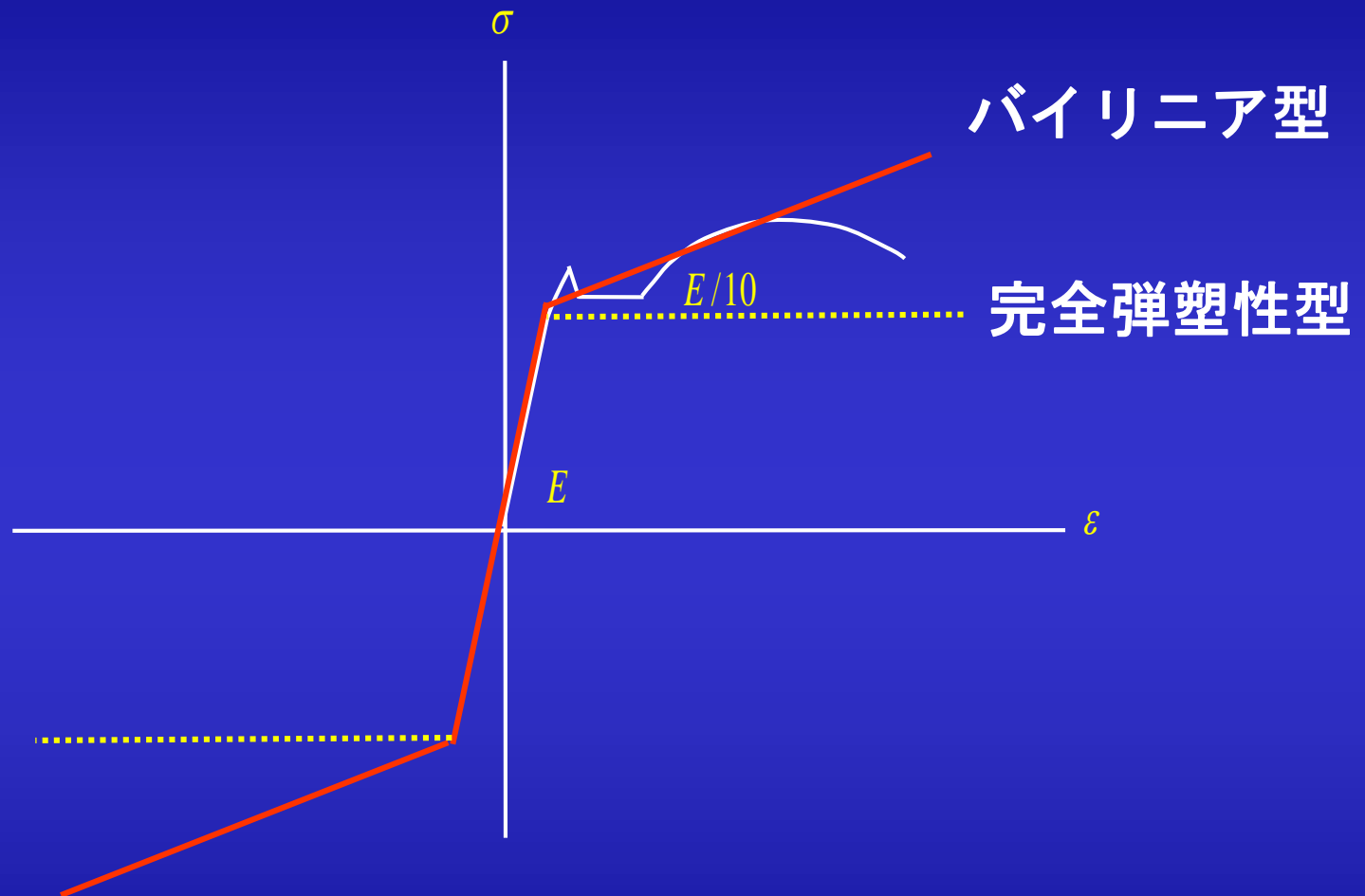


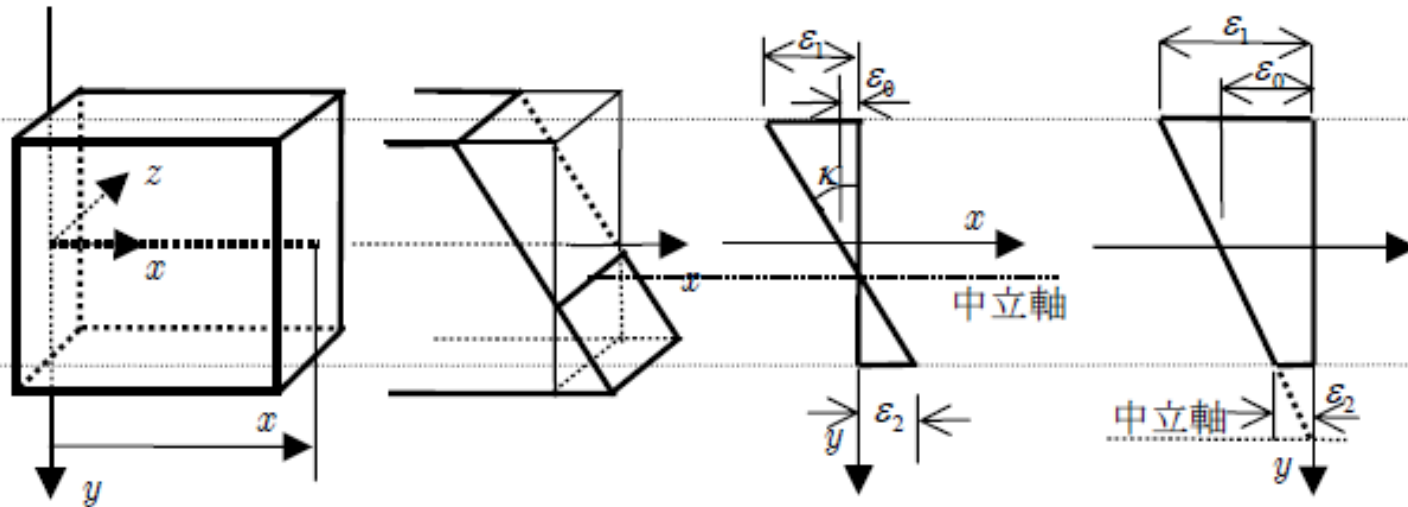
図2-4 弾性ひずみと塑性ひずみ

# (1) 解析上の簡略化した応力とひずみの関係



数値解析する場合は、上のように  
簡略化したバイリニア型を用いる

## (2) 軸力と曲げを受ける梁内部のひずみ分布



(a) 梁内部のひずみ分布

(b) 中立軸が断面の外になる場合

図 3-4 軸力と曲げを同時に受ける梁断面内のひずみ

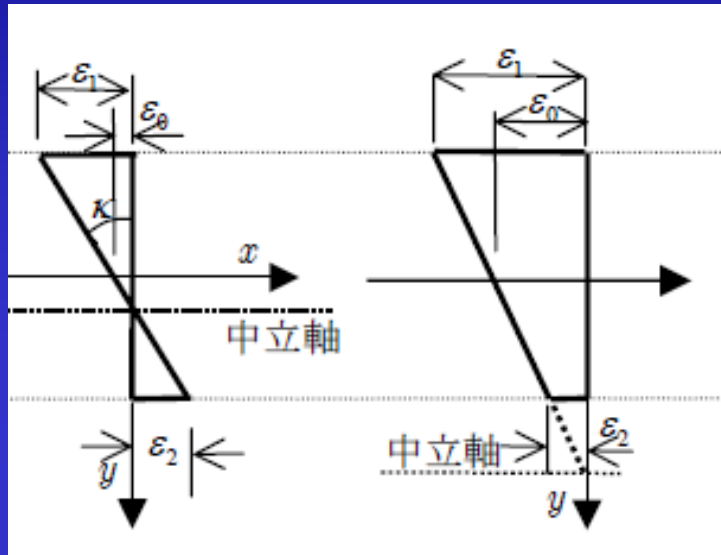
軸力と曲げを同時に受ける部材の断面内に生じるひずみ

梁理論でもっと重要な仮定である「平面保持」を用いる

$$\epsilon_x = \epsilon_0 + K y$$

ひずみ分布を一次式に仮定

## (2) 軸ひずみと曲げひずみ



断面内に生じる軸方向ひずみ

$$\epsilon_x = \epsilon_0 + \kappa y$$

$\epsilon_0$  : 軸ひずみ

$\kappa y$  : 曲げひずみ

$\kappa$  : 曲率

ひずみ分布は、梁幅方向には常に同じ値となり、定数  $\epsilon_0$  は断面内に分布しているひずみの平均値を表す。上図で示すようなひずみ分布は、断面の両端で、圧縮ひずみと引張ひずみとに分かれており、そのため、断面内にひずみの生じない位置が存在する。これを中立軸という。



## (2) 断面力である軸力と曲げモーメントの定義

### 弾性範囲の 応力とひず みの関係

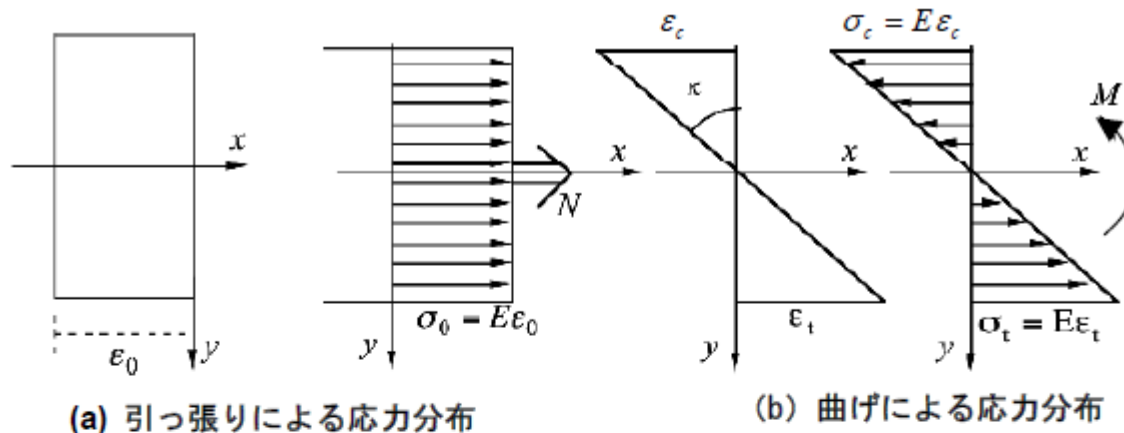


図 3-6 断面内のひずみ分布と応力分布

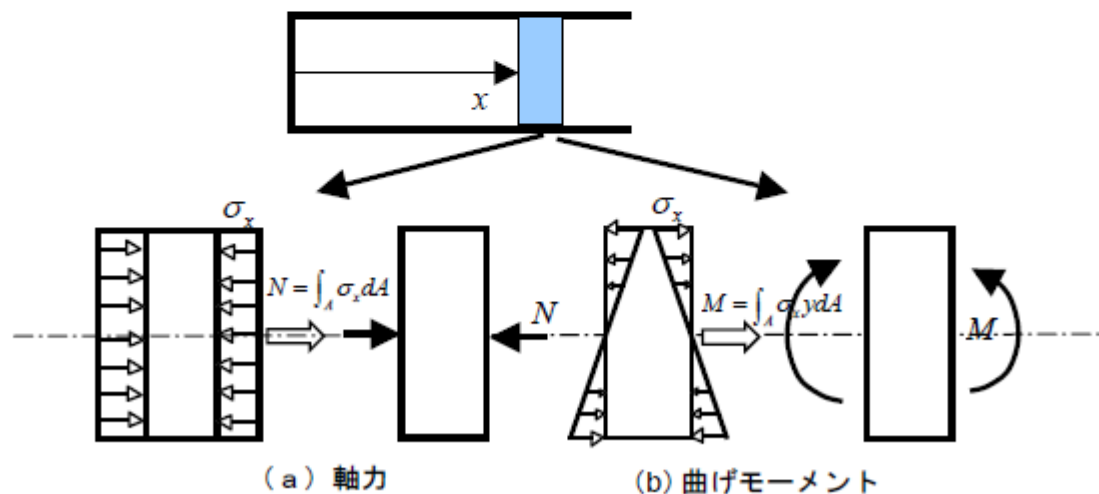


図 3-7 応力分布と断面力の定義

## (2) 断面力である軸力と曲げモーメントの定義

ひずみの分布  $\varepsilon(y)$  は

$$\varepsilon_x(y) = \varepsilon_0 + \kappa y$$

弾性範囲の応力とひずみの関係

$$\sigma_x = E \varepsilon_x$$

断面力の定義

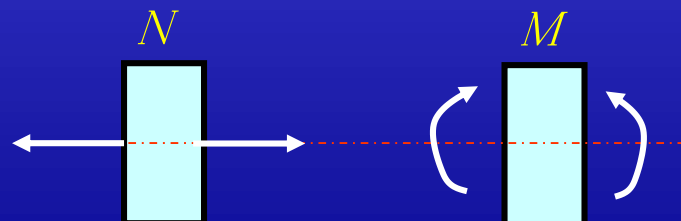
軸力

$$N = \int_A \sigma_x dA$$

曲げモーメント

$$M = \int_A \sigma_x y dA$$

断面力の正負



引張が正

上の状態が正

## (2) 断面力である軸力と曲げモーメントの計算

### 軸力の計算

$$N = \int_A \sigma_x dA = E(\varepsilon_0 \int_A dA + \kappa \int_A y dA)$$

ここで、

$$A = \int_A dA \quad \text{断面積}$$

$$S_z = \int_A y dA \quad \text{z軸に関する断面一次モーメント}$$

上式を用いると、
$$N = E(\varepsilon_0 A + \kappa S_z)$$

y軸の原点を移動することによって、モーメントがゼロとなる位置が存在するはずである。この位置を図芯という。この位置をy 軸の原点とすれば、断面一次モーメント $S_z$  はゼロとなる。従って、

$$N = EA\varepsilon_0 = \sigma_0 A$$

$$\sigma_0 = E\varepsilon_0$$

## (2) 断面力である軸力と曲げモーメントの計算

### 曲げモーメントの計算

$$M = \int_A \sigma_x y dA = E(\varepsilon_0 \int_A y dA + \kappa \int_A y^2 dA)$$

ここで、

$$S_z = \int_A y dA \quad \text{z軸に関する断面一次モーメント}$$

$$I_z = \int_A y^2 dA \quad \text{z軸に関する断面二次モーメント}$$

上式を用いると、  $M = E(\varepsilon_0 S_z + \kappa I_z)$

y軸の原点を移動することによって、モーメントがゼロとなる位置が存在するはずである。この位置をy 軸の原点とすれば、断面一次モーメント  $S_z$  はゼロとなる。従って、

$$M = EI_z \kappa$$

## (2) 軸力と曲げモーメントによる断面内の応力

曲げによって生じる軸方向応力  $\sigma_b$  は、応力とひずみの関係式と曲げモーメントが軸方向ひずみ  $\varepsilon_0$  に無関係であることを考慮すると、 $\varepsilon_x(y) = \varepsilon_0 + \kappa y$

$$\sigma_b(y) = E\varepsilon_x = E\kappa y$$

従って、軸力によって生じる応力  $\sigma_0$  と曲げモーメントによって生じる応力  $\sigma_b$  は、

$$\sigma_0 = \frac{N}{A}$$

$$\sigma_b = \frac{M}{I_z} y$$

$$N = EA\varepsilon_0 = \sigma_0 A$$

$$N = EA\varepsilon_0 = \sigma_0 A$$

$$M = EI_z \kappa$$

$$E\kappa = \frac{M}{I_z}$$

従って、

$$\sigma_x = \sigma_0 + \sigma_b = \frac{N}{A} + \frac{M}{I_z} y$$

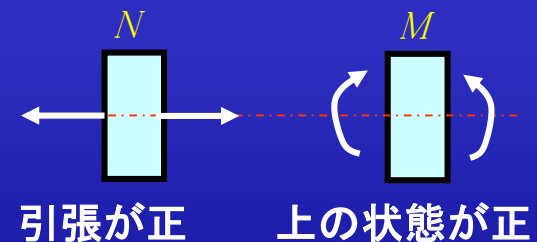
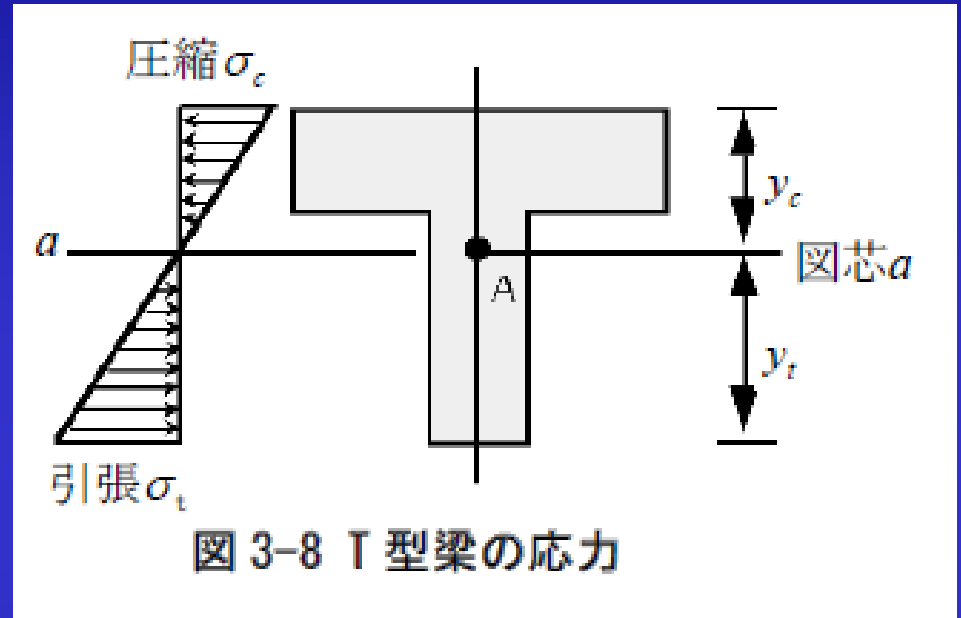
## (2) 断面内に生じる最大応力

軸力と曲げモーメントが同時に加わる場合、断面内の応力分布は、

$$\sigma_x = \frac{N}{A} + \frac{M}{I_z} y$$

応力分布が一次式であることから、応力が最大となる位置は断面の縁に発生する。この応力を**縁応力**と呼ぶ。図のような圧縮側と引張側の縁応力は、

$$\sigma_c = \frac{N}{A} - \frac{M}{I_z} y_c; \quad \sigma_t = \frac{N}{A} + \frac{M}{I_z} y_t$$



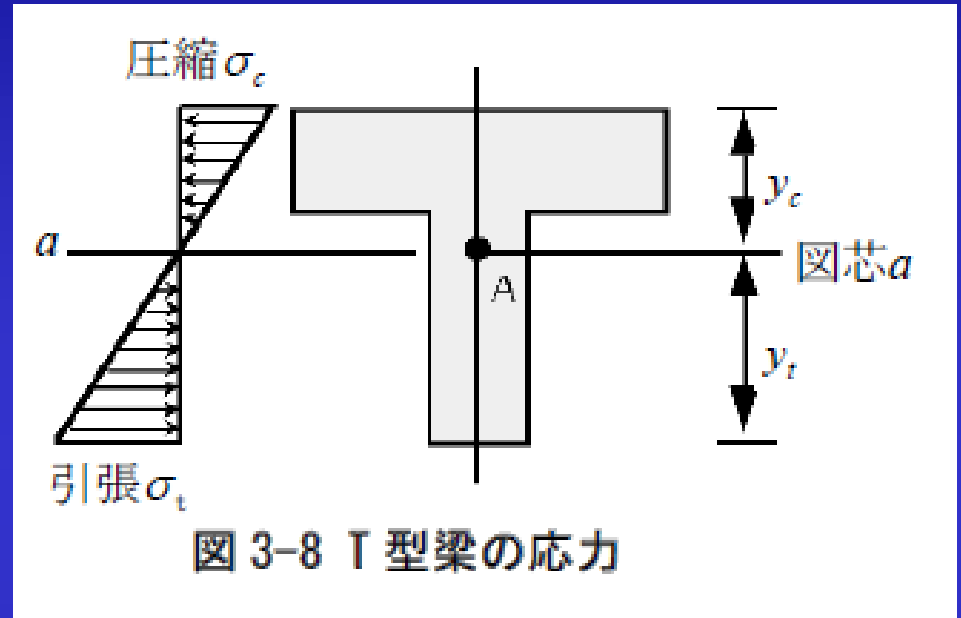
## (2) 断面係数

$$\sigma_c = \frac{N}{A} - \frac{M}{I_z} y_c = \frac{N}{A} - \frac{M}{Z_c}$$
$$\sigma_t = \frac{N}{A} + \frac{M}{I_z} y_t = \frac{N}{A} + \frac{M}{Z_t}$$

断面係数

$$Z_c = \frac{I_z}{y_c}; \quad Z_t = \frac{I_z}{y_t}$$

軸力と曲げを受ける断面の最大応力



$$\sigma_c = \frac{N}{A} - \frac{M}{Z_c}$$
$$\sigma_t = \frac{N}{A} + \frac{M}{Z_t}$$

### (3) 断面性能 断面一次モーメントと図芯

$$S_z = \int_A (Y - Y_0) dA = \int_A Y dA - Y_0 \int_A dA = S_Z - Y_0 A$$

$$S_y = \int_A (Z - Z_0) dA = \int_A Z dA - Z_0 \int_A dA = S_Y - Z_0 A$$

$S_z, S_y$  は図芯位置の両軸に関する断面一次モーメントであることから、

$$S_z - Y_0 A = 0$$

$$S_y - Z_0 A = 0$$

従って、図芯位置は、

$$Y_0 = \frac{S_Z}{A}; \quad Z_0 = \frac{S_Y}{A}$$

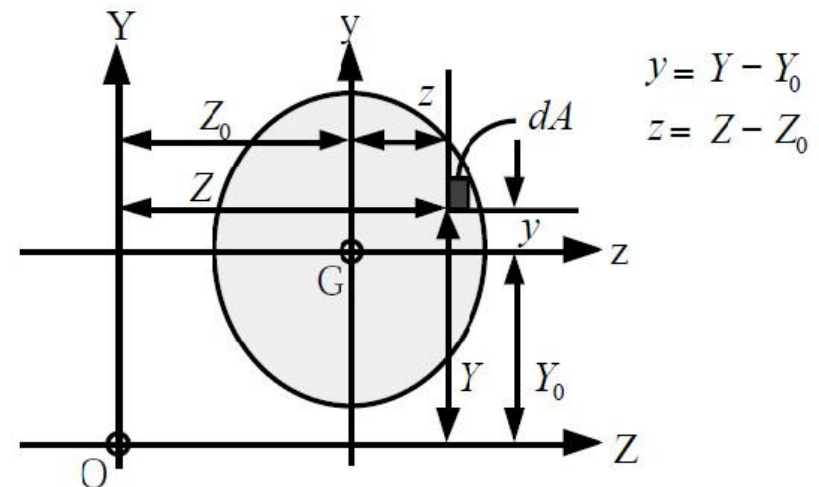


図 4-1 断面の図芯位置

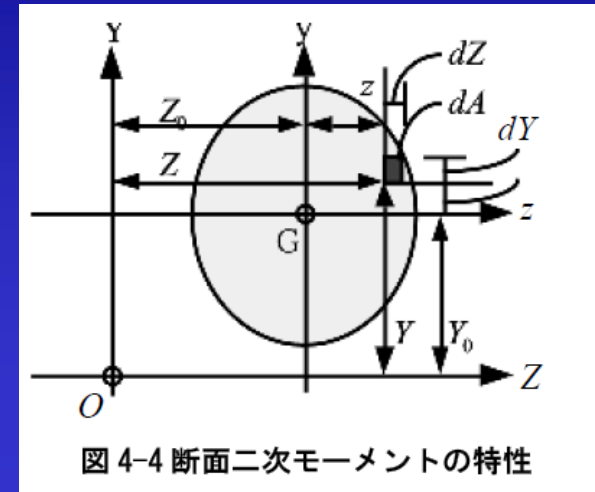


### (3) 断面二次モーメントと特性

$$\begin{aligned} I_Z &= \int_A (y + Y_o)^2 dA \\ &= \int_A y^2 dA + 2Y_o \int_A y dA + Y_o^2 \int_A dA \end{aligned}$$

第1項は  $y$  軸に関する断面二次モーメント  $I_z$ 、第2項は同じく断面一次モーメント、第3項は断面積  $A$  を表す。図心位置での断面一次モーメントは定義よりゼロであり、従って、任意位置における断面二次モーメント  $I_Z$  は、

$$I_Z = I_z + Y_o^2 A$$



- 1) 図心位置の断面二次モーメントは最小値
- 2) 任意位置の断面二次モーメントは上式によって容易に求められる。

### (3) 断面極二次モーメントはねじり剛性に関係

図4-5に示すように図芯位置から距離 $r$ に存在する微小断面の二次モーメントを、次式で示すように全断面について寄せ集めたものを、断面極二次モーメントという。

$$I_p = \int_A r^2 dA$$

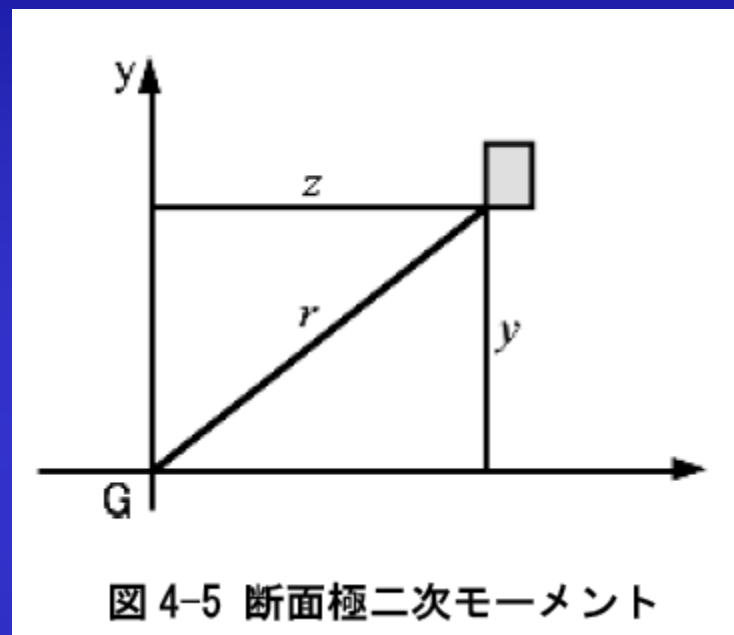
距離 $r$ は、図に示されるように、

$$r^2 = y^2 + z^2$$

上式を断面極二次モーメントに代入し、整理すると

$$I_p = \int_A (y^2 + z^2) dA = \int_A y^2 dA + \int_A z^2 dA = I_y + I_z$$

断面極二次モーメントと断面二次モーメントの関係が得られる。



### (3) 円形断面の断面二次モーメントと極二次モーメント

次に示す半径  $R$  の円形断面の断面二次モーメントを求めよ。

中心位置から距離  $r$  にある微小断面は、図を参照すると

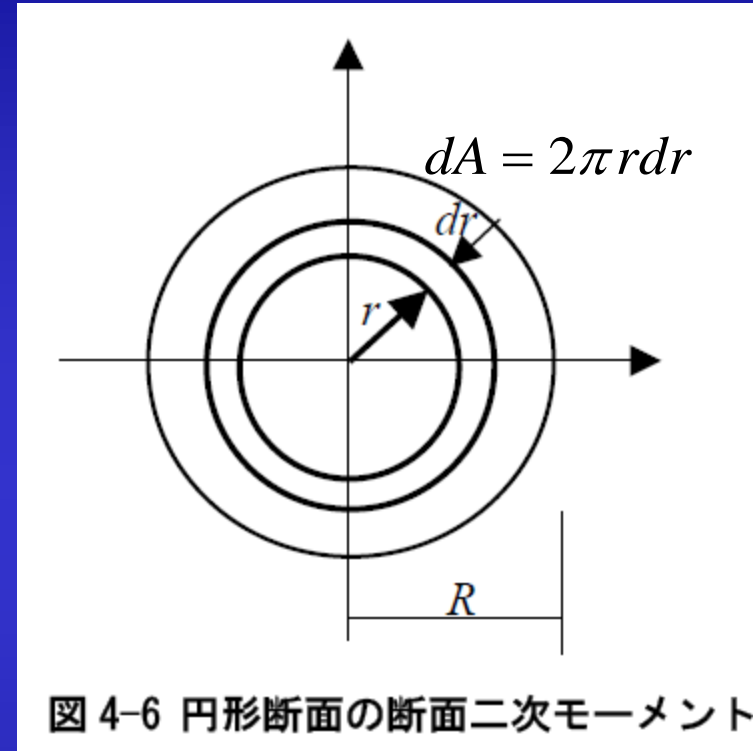
$$dA = 2\pi r dr$$

断面極二次モーメントは、以下のように計算される。

$$I_p = \int_0^R 2\pi r \cdot r^2 dr = 2\pi \left[ \frac{r^4}{4} \right]_0^R = \frac{\pi R^4}{2}$$

円形断面では、 $I_y$  と  $I_z$  は同じ値であることから、前記の関係をを用いると断面二次モーメントは次式となる。

$$I_y = I_z = \frac{I_p}{2} = \frac{\pi R^4}{4}$$



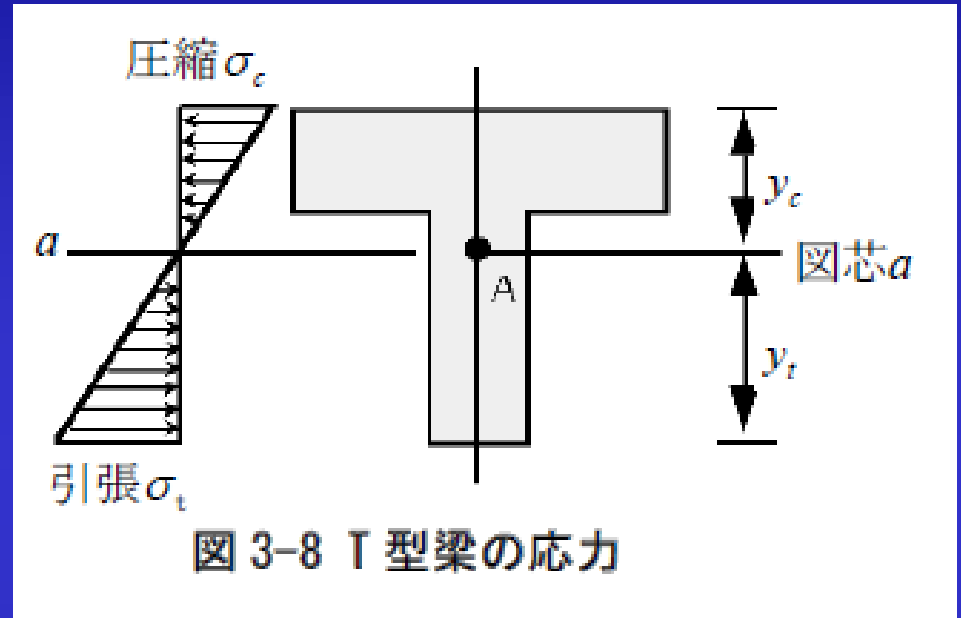
### (3) 断面係数

$$\sigma_c = \frac{N}{A} - \frac{M}{I_z} y_c = \frac{N}{A} - \frac{M}{Z_c}$$
$$\sigma_t = \frac{N}{A} + \frac{M}{I_z} y_t = \frac{N}{A} + \frac{M}{Z_t}$$

断面係数

$$Z_c = \frac{I_z}{y_c}; \quad Z_t = \frac{I_z}{y_t}$$

軸力と曲げを受ける断面の最大応力



$$\sigma_c = \frac{N}{A} - \frac{M}{Z_c}$$
$$\sigma_t = \frac{N}{A} + \frac{M}{Z_t}$$

## (4) 荷重と断面力との力の釣合

最初に、上下方向の力の釣合およびモーメントの釣合を考えよう。

$$-Q + (Q + dQ) + P_w dx = 0$$

$$dQ = -P_w dx$$

$$M - (M + dM) + Q \frac{dx}{2} + (Q + dQ) \frac{dx}{2} = 0$$

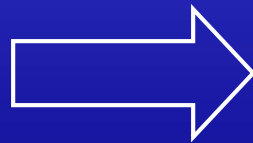
$$dM = Qdx + dQ \frac{dx}{2}$$

微小項で  
省略

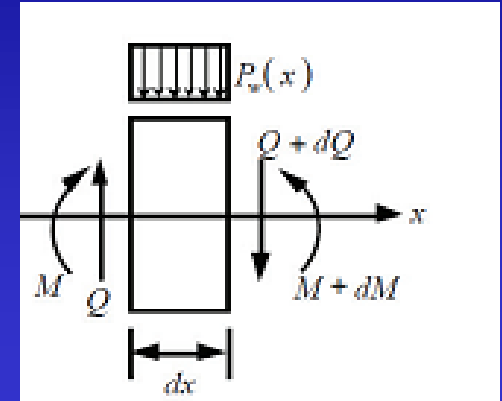
両辺を  $dx$  で割り、整理すると

$$\frac{dQ}{dx} = -P_w(x)$$

$$\frac{dM}{dx} = Q$$



$$\frac{d^2 M}{dx^2} = -P_w(x)$$



## (4) ベルヌーイ・オイラー梁の梁理論

### 梁の微分方程式

$$EI_z \frac{d^2 w}{dx^2} = -M(x)$$

断面力の荷重の釣合

$$\frac{d^2 M}{dx^2} = -P_w(x)$$

$$\Rightarrow EI_z \frac{d^4 w}{dx^4} = -P_w(x)$$

## (4)たわみと断面力

基本である6つの型を理解する。

荷重状態は、中央集中荷重と等分布荷重

- 1) 単純梁(静定構造物)
- 2) 片持ち梁(静定構造物)
- 3) 両端固定梁(不静定構造物)

## (4) 梁の釣合から得られる情報

表 8-1 荷重とせん断力、曲げモーメント及びたわみ

荷重の状態	荷重がない部分	集中荷重	等分布荷重
せん断力	定数	荷重位置で荷重と同じ大きさの不連続が生じる	一次式（直線）
曲げモーメント	一次式（直線）	荷重位置で折れ曲がる	放物線
回転角	放物線	三次式	三次式
たわみ曲線	三次式	四次式	四次式



## (5) 長方形断面の曲げによる断面内のせん断応力分布

梁幅  $b$  でせい  $D$  の矩形断面の曲げによるせん断応力分布を求めてみよう。まず、矩形断面の断面一次モーメント  $S(y)$  を求める。

$$S(y) = \int_y^{\frac{D}{2}} y b dy = b \left[ \frac{y^2}{2} \right]_y^{\frac{D}{2}} = \frac{b}{2} \left( \frac{D^2}{4} - y^2 \right)$$
$$= \frac{bD^2}{8} \left( 1 - \left( \frac{2y}{D} \right)^2 \right)$$

上式をせん断応力分布式に代入すると、矩形断面のせん断応力分布が次のように得られる。

$$\tau = \frac{Q}{I_z b(y)} S(y)$$

$$\tau(y) = \frac{Q}{I_z b} \left( 1 - \left( \frac{2y}{D} \right)^2 \right) \frac{bD^2}{8} = \frac{3Q}{2A} \left( 1 - \left( \frac{2y}{D} \right)^2 \right)$$

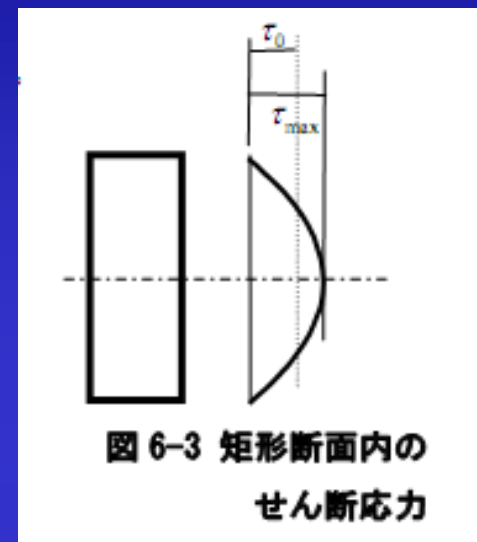


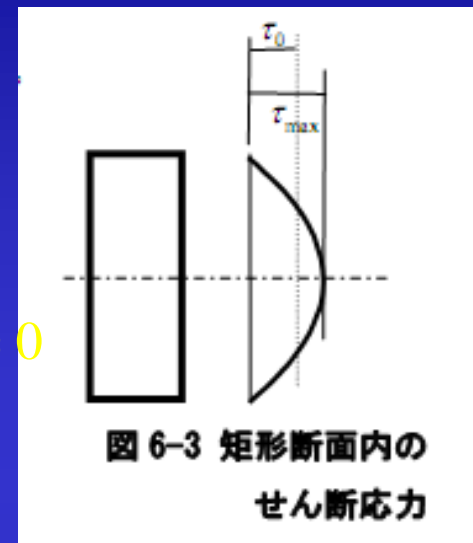
図 6-3 矩形断面内の  
せん断応力

## (5) 長方形断面の曲げによる断面内のせん断応力分布

$$\tau(y) = \frac{3Q}{2A} \left(1 - \left(\frac{2y}{D}\right)^2\right)$$

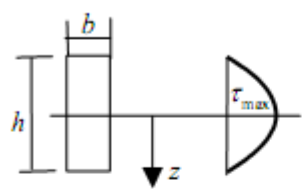
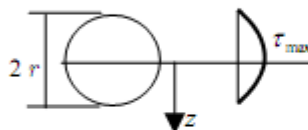
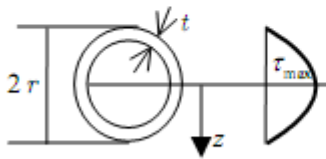
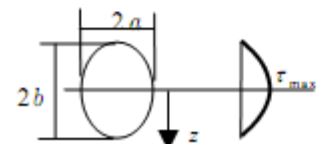
せん断応力分布は、図のように断面の上端と下端でゼロ、中央で最大となる放物線である。また、最大せん断応力は上に  $y = 0$  を代入すると、次式のように平均せん断応力の1.5倍となる。

$$\tau_{\max} = k \frac{Q}{A} = k \tau_0; \quad k = 1.5; \quad \tau_0 = \frac{Q}{A}$$



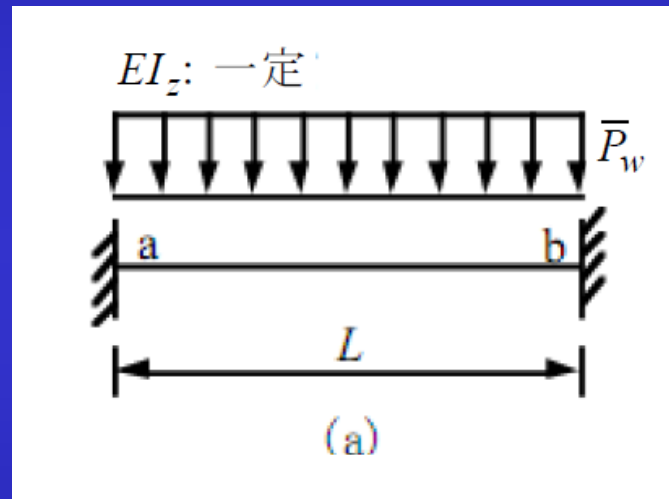
# (5) その他の断面の曲げによる断面内のせん断応力分布

表 6-1 曲げに伴うせん断応力分布

断面	せん断応力	$k$ の最大値
	$\frac{3}{2} \frac{Q}{bh} \left\{ 1 - \left( \frac{2z}{h} \right)^2 \right\}$	$\frac{3}{2}$
	$\frac{4}{3} \frac{Q}{\pi r^2} \left\{ 1 - \left( \frac{z}{r} \right)^2 \right\}$	$\frac{4}{3}$
	$\frac{Q}{\pi r t} \left\{ 1 - \left( \frac{z}{r} \right)^2 \right\}$	$2$
	$\frac{4}{3} \frac{Q}{\pi ab} \left\{ 1 - \left( \frac{z}{a} \right)^2 \right\}$	$\frac{4}{3}$

## (5) 等分布荷重を受ける両端固定梁

図に示す等分布荷重が加わる両端固定梁の断面力と最大たわみを求めよ。



## (5) 等分布荷重を受ける両端固定梁

等分布荷重を受ける梁の釣合式を示す微分方程式は、

$$EI \frac{d^4 w}{dx^4} = \bar{P}_w$$

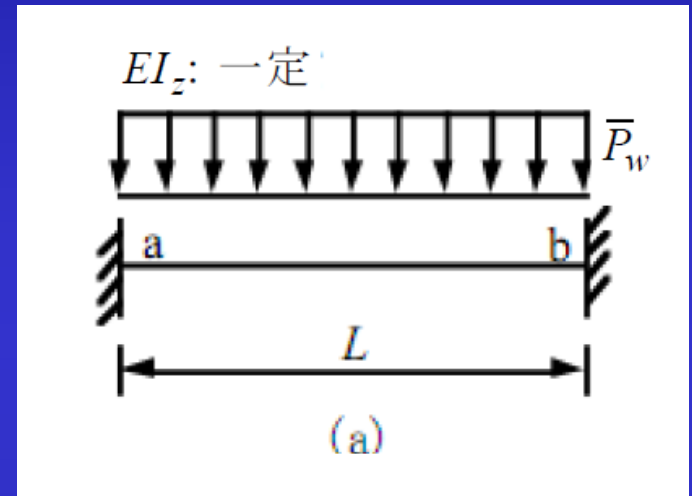
で与えられ、上の両辺を4回積分すると、

$$EI_z \frac{d^3 w}{dx^3} = \bar{P}_w x + C_1$$

$$EI_z \frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{1}{2} \bar{P}_w x^2 + C_1 x + C_2$$

$$EI_z \frac{dw}{dx} = \frac{1}{6} \bar{P}_w x^3 + \frac{1}{2} C_1 x^2 + C_2 x + C_3$$

$$EI_z w = \frac{1}{24} \bar{P}_w x^4 + \frac{1}{6} C_1 x^3 + \frac{1}{2} C_2 x^2 + C_3 x + C_4$$



## 例題11-1の答え

境界条件として、梁両端が固定であることより、以下の4つの条件が得られる。

$$w(0) = 0; \quad \left. \frac{dw}{dx} \right|_{x=0} = 0$$

$$w(L) = 0; \quad \left. \frac{dw}{dx} \right|_{x=L} = 0$$

$$EI_z \frac{d^3 w}{dx^3} = \bar{P}_w x + C_1$$

$$EI_z \frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{1}{2} \bar{P}_w x^2 + C_1 x + C_2$$

$$EI_z \frac{dw}{dx} = \frac{1}{6} \bar{P}_w x^3 + \frac{1}{2} C_1 x^2 + C_2 x + C_3$$

$$EI_z w = \frac{1}{24} \bar{P}_w x^4 + \frac{1}{6} C_1 x^3 + \frac{1}{2} C_2 x^2 + C_3 x + C_4$$

境界条件の上2式を右の下2式に適用すると、

$$EI_z \left. \frac{dw}{dx} \right|_{x=0} = C_3 = 0$$

$$EI_z w(0) = C_4 = 0$$

さらに、上2式を右の下2式に適用する。

$$EI_z \left. \frac{dw}{dx} \right|_{x=L} = \frac{1}{6} \bar{P}_w L^3 + \frac{1}{2} C_1 L^2 + C_2 L = 0$$

$$EI_z w(L) = \frac{1}{24} \bar{P}_w L^4 + \frac{1}{6} C_1 L^3 + \frac{1}{2} C_2 L^2 = 0$$

## (5) 等分布荷重を受ける両端固定梁

上式を整理すると、

$$\frac{1}{6}\bar{P}_w L^2 + \frac{1}{2}C_1 L + C_2 = 0$$

$$\frac{1}{12}\bar{P}_w L^2 + \frac{1}{3}C_1 L + C_2 = 0$$

上式を連立にして、積分定数 $C_1, C_2$ を求めると、

$$C_1 = -\frac{\bar{P}_w L}{2}; \quad C_2 = \frac{\bar{P}_w L^2}{12}$$

求めた積分定数より曲げモーメント分布を求める。曲げモーメントは、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} M(x) &= -EI_z \frac{d^2 w}{dx^2} = -\frac{\bar{P}_w}{2} x^2 + \frac{\bar{P}_w}{2} Lx - \frac{\bar{P}_w}{12} L^2 \\ &= \frac{\bar{P}_w L^2}{12} \left( -6\left(\frac{x}{L}\right)^2 + 6\left(\frac{x}{L}\right) - 1 \right) \end{aligned}$$

## (5) 等分布荷重を受ける両端固定梁

上式より、梁端部及び中央の曲げモーメントは、

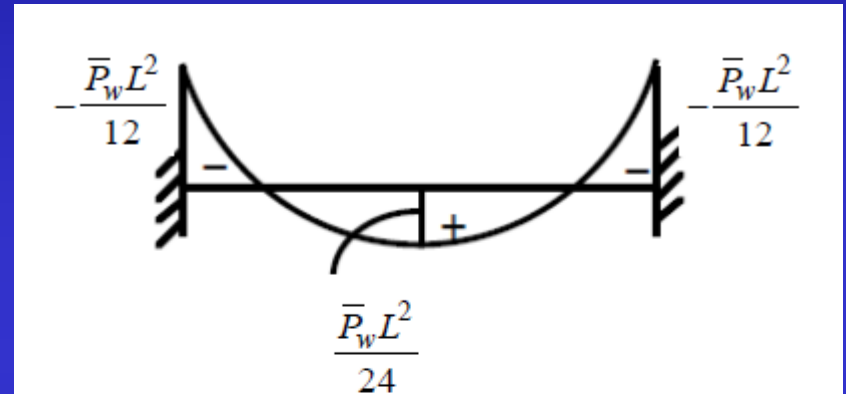
$$M(0) = -\frac{\bar{P}_w L^2}{12}$$

$$M\left(\frac{L}{2}\right) = \frac{\bar{P}_w L^2}{24}$$

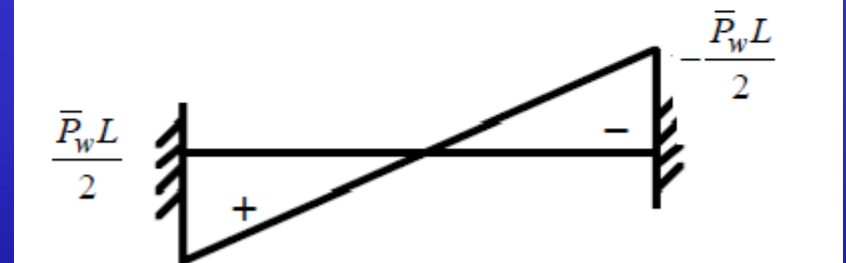
次に、梁端部及びせん断力分布は、

$$\begin{aligned} Q(x) &= -\bar{P}_w x + \frac{\bar{P}_w L}{2} \\ &= \frac{\bar{P}_w L}{2} \left( -2\left(\frac{x}{L}\right) + 1 \right) \end{aligned}$$

$$Q(0) = \frac{\bar{P}_w L}{2}$$



(b) 曲げモーメント図



(c) せん断力図



## (5) 等分布荷重を受ける両端固定梁

次に、たわみ分布と回転角分布は、

$$\begin{aligned}w(x) &= \frac{\bar{P}_w}{EI_z} \left( \frac{x^4}{24} - \frac{Lx^3}{12} + \frac{L^2x^2}{24} \right) \\&= \frac{\bar{P}_w L^4}{24EI_z} \left( \left(\frac{x}{L}\right)^4 - 2\left(\frac{x}{L}\right)^3 + \left(\frac{x}{L}\right)^2 \right) \\ \theta(x) &= \frac{dw}{dx} = \frac{\bar{P}_w}{EI_z} \left( \frac{x^3}{6} - \frac{Lx^2}{4} + \frac{L^2x}{12} \right) \\&= \frac{\bar{P}_w L^3}{12EI_z} \left( 2\left(\frac{x}{L}\right)^3 - 3\left(\frac{x}{L}\right)^2 + \left(\frac{x}{L}\right) \right)\end{aligned}$$

たわみの最大値は、部材中央に生じ、

$$w_{\max} = w\left(\frac{L}{2}\right) = \frac{\bar{P}_w L^4}{384EI_z}$$



$$w_{\max} = \frac{\bar{P}_w L^4}{384EI_z}$$

(d)変形



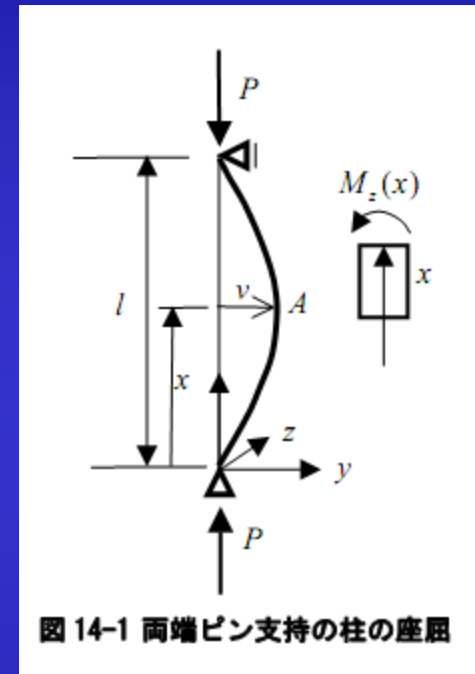
(e)回転角

図 11-4 等分布荷重を受ける両端固定梁の断面力分布と変形状態

## (6) 圧縮場には座屈が生じる

構造物に無応力の状態から軸方向に圧縮荷重が加えられていくと、変形が進み、内部にひずみが蓄えられる。これによって材の曲げ剛性は徐々に低下し、ある荷重状態でそれ以後の増分荷重がないにも関わらず、変形が急激に拡大するという現象が生じる。

これを不安定現象、または、静的座屈と呼ぶ。この状態に達する前の荷重と変位の関係が線形であると、これを線形の座屈と呼ぶ。



H型鋼のフランジ部の  
局部座屈、  
横座屈  
アーチの屈服座屈  
接合部の座屈など

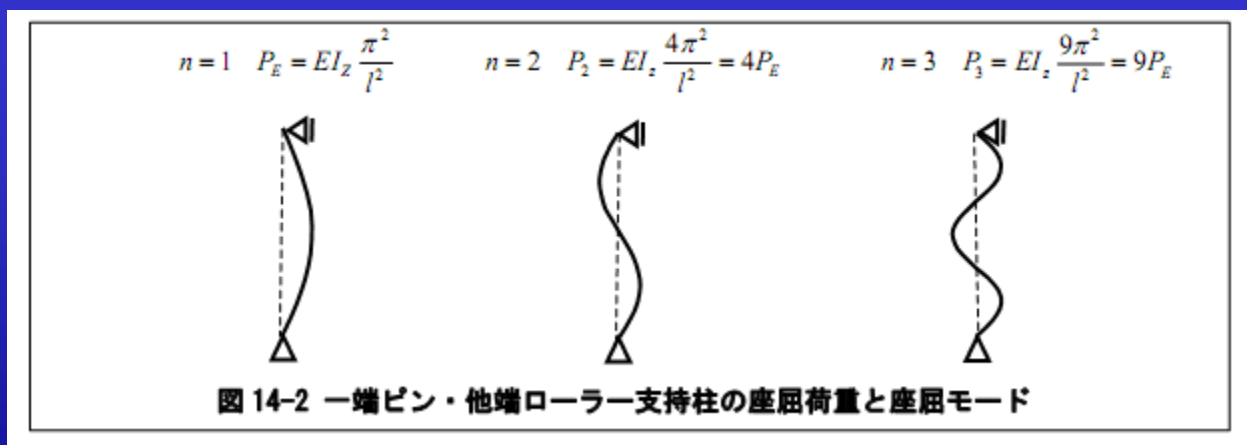
## (6)座屈荷重と座屈モード

座屈荷重：

$$P_{cr} = EI_z k^2 = \left(\frac{n\pi}{l}\right)^2 EI_z; \quad (n=1, 2, 3 \cdots)$$

座屈モード：

$$v = B \sin \frac{n\pi}{l} x; \quad (n=1, 2, 3 \cdots)$$



## (6) 弾性座屈応力

弾性座屈応力  $\sigma_E$  は次式となる。

$$\sigma_E = \frac{P_E}{A} = \frac{\pi^2 E}{l^2 \left( \frac{A}{I_z} \right)} = \frac{\pi^2 E}{\left( \frac{l}{i} \right)^2}$$

$$\sigma_E = \frac{P_E}{A} = \frac{EI_z \pi^2}{Al^2}$$

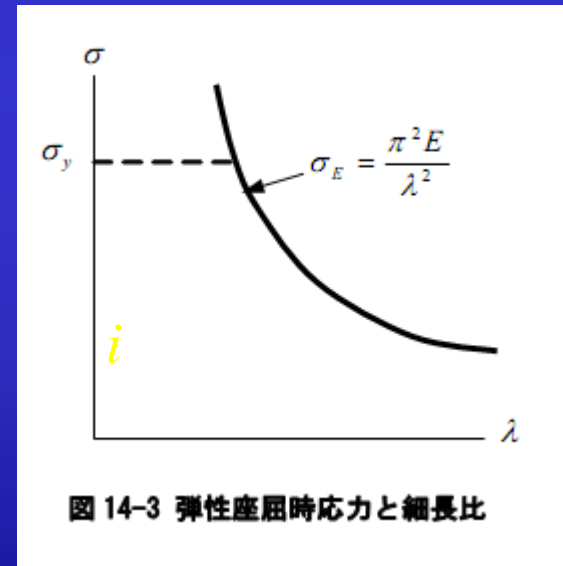
$$i^2 = \frac{I_z}{A}$$

さらに、材長と断面二次半径の比を、  
下式で示す新たなパラメータ細長比  $\lambda$   
を導入すると、

$$\lambda = \frac{l}{i}$$

弾性座屈応力は細長比を関数として  
以下のように与えられる。

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$$



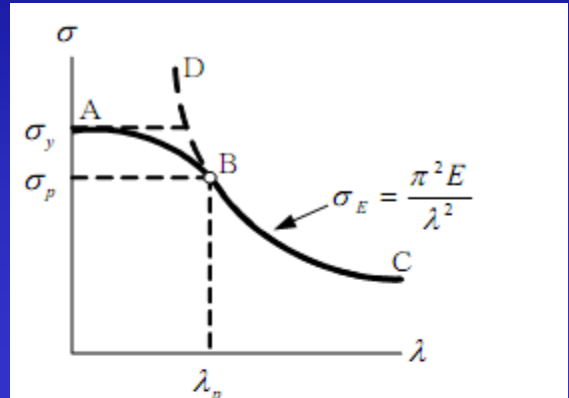
## (6)弾塑性座屈

オイラー座屈式はヤング係数が比例限度内であるとき成立するが、比例限度を超えると成り立たない。さらに、弾性座屈応力与えられる応力が材の降伏応力を超えると、部材は塑性座屈することになる。

比例限界応力とオイラー荷重との交点Bを通る細長比は限界細長比  $\lambda_p$  と言い、弾性座屈を生じる限界を示す最小の細長比となる。つまり、材の細長比が  $\lambda > \lambda_p$  であれば弾性座屈を起こすが、 $\lambda \leq \lambda_p$  であれば非弾性座屈を起こすことになる。限界細長比は、比例限界応力  $\sigma_p$  を弾性座屈応力式に代入し、少し整理すると次式で表される。

$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}}$$

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$$



塑性座屈（短柱） 弾性座屈（長柱）

図 14-4 中心圧縮を受ける材の座屈応力

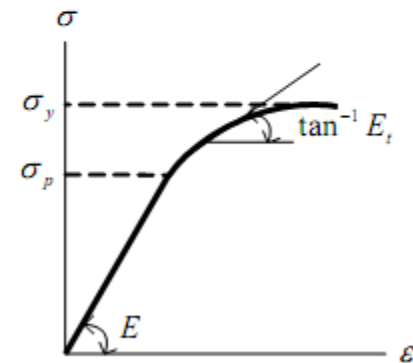


図 14-5 材の応力—ひずみ関係

## (6) 座屈長さ

境界条件の異なる部材の座屈荷重は、この座屈長さとオイラー座屈荷重を用いると次式となる。また、細長比も次式となる。

$$P_E = \frac{\pi^2 EI_z}{l_k^2} \qquad \lambda = \frac{l_k}{i}$$

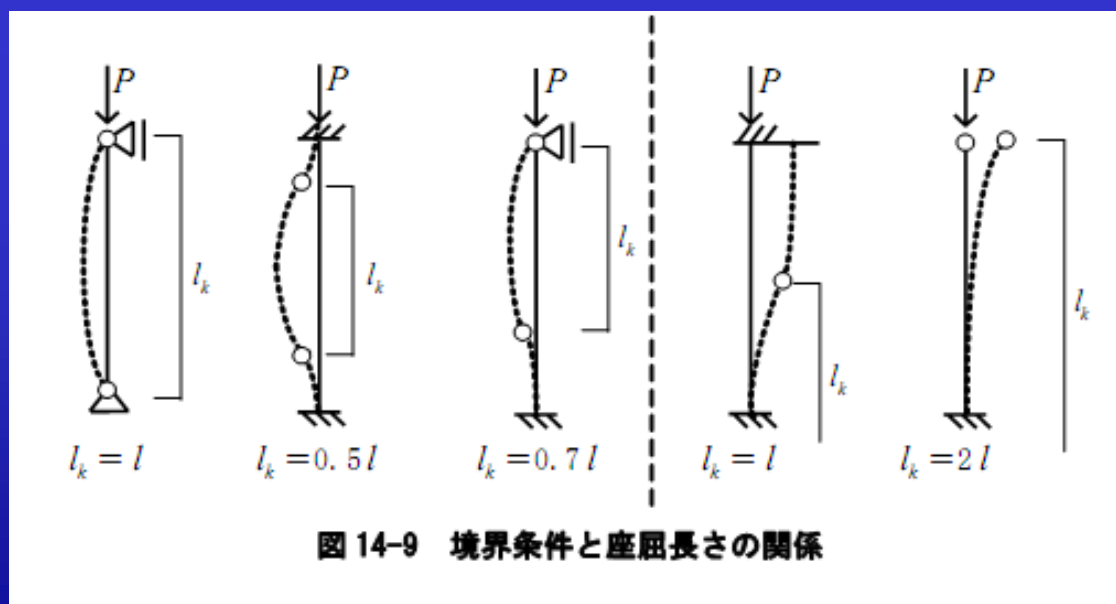
例えば、先に求めた両端固定柱の座屈荷重を求めてみよう。座屈長さは、 $l_k = 0.5l$  であることより、上の座屈荷重に代入すると、

$$P_E = \frac{\pi^2 EI_z}{(0.5l)^2} = \frac{4EI_z}{l^2}$$

となり、解析的に求めた座屈荷重と一致する。

## (6) その他の座屈荷重と座屈モード

座屈応力は、両端ピン支持、一様断面、一様圧縮、単一断面について規定されている。しかしながら、使用される部材には、トラス材やラーメンの柱材など様々な断面形状や境界条件が存在する。このような部材にも、前述の規定を適用するためには何らかの換算が必要となり、仮想の部材長さで評価することになる。この部材長さを**座屈長さ**  $l_k$  とする。例えば、両端の支持条件によって異なる座屈長さが図14-9に示されている。



## (7) 試験対策

1) 構造力学 I で学んだ技術用語を理解する

2) 部材の設計

軸力と曲げを受ける梁の応力解析、たわみ、最大応力、最大せん断応力を求める。

3) 基本となる6つの型のたわみと応力解析

4) 座屈について理解する