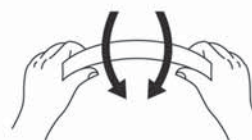


## 第1節 応力

### 1. 応力とは

第1章で学習したように、骨組に荷重が作用すると、荷重につり合うように反力が生じる。これらの外力は、梁や柱などの部材を変形（伸ばす、縮める、ずらす、曲げるなど）させようとする。その変形に対応して部材内部に生じる力が応力である。

この変形させようとする力、つまり応力は、右図のように、大きさ等しく、向きを反対とする『つり合う1対の力』である。部材の任意の断面には、この1対の力が生じている。



外力

荷重と反力を合わせて、外力である。

### 2. 応力の種類

部材に生じる応力の種類は、次のとおり軸方向力（軸応力）、せん断力（せん断応力）、曲げモーメント（曲げ応力）の3種類である。

| 応力の種類      | 部材に作用する力                       | 一部断面の変形          | 応力図（N図、Q図、M図）の描き方                                                                                      |
|------------|--------------------------------|------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 軸方向力（N）    | <p>引張 ⊕<br/>圧縮 ⊖</p>           | <p>伸ばす力、縮める力</p> | <p>上側 ⊕<br/>下側 ⊖<br/>材軸に平行</p> <p>静定ラーメンのN図、Q図</p>                                                     |
| せん断力（Q）    | <p>右下り ⊕<br/>左上り ⊖</p>         | <p>ずらす力</p>      | <p>集中荷重の場合<br/>上側 ⊕<br/>下側 ⊖<br/>等分布荷重の場合<br/>傾斜直線 上側 ⊕<br/>傾斜直線 下側 ⊖</p> <p>骨組み外側(+)<br/>骨組み内側(-)</p> |
| 曲げモーメント（M） | <p>下に凸(引張) ⊕<br/>上に凸(圧縮) ⊖</p> | <p>曲げる力</p>      | <p>凸側(引張側)に描く</p> <p>集中荷重の場合<br/>傾斜直線<br/>等分布荷重の場合<br/>放物線(2次曲線)</p> <p>モーメント荷重の場合<br/>傾斜直線</p>        |

#### ① 軸方向力（軸応力）記号：N

力が部材軸方向に作用する場合、伸びたり縮んだりする変形をおこそうとする力を軸方向力といい記号  $N$  で表す。軸方向力には、引張力（引張応力）と圧縮力（圧縮応力）があり、引張力を（+）、圧縮力を（-）で表す。

#### ② せん断力（せん断応力）記号：Q

力が部材軸に直角方向に作用する場合、部材軸に直角方向にずれる変形をおこそうとする力をせん断力といい記号  $Q$  で表す。せん断力は、右下りのせん断力を（+）、左上りのせん断力を（-）で表す。

#### ③ 曲げモーメント（曲げ応力）記号：M

力による回転力が作用する場合、部材に湾曲する変形をおこそうとする力を曲げモーメントといい記号  $M$  で表す。曲げモーメントは、上側が湾曲する場合を（+）、下側が湾曲する場合を（-）で表す。

## 第2節 静定ばりの応力計算

### 1. 応力計算の考え方

3種類の応力の大きさと向きを求めることが応力計算である。

応力の求め方は、まず最初に反力を求め、構造物に作用するすべての外力を明らかにすることから始まる。

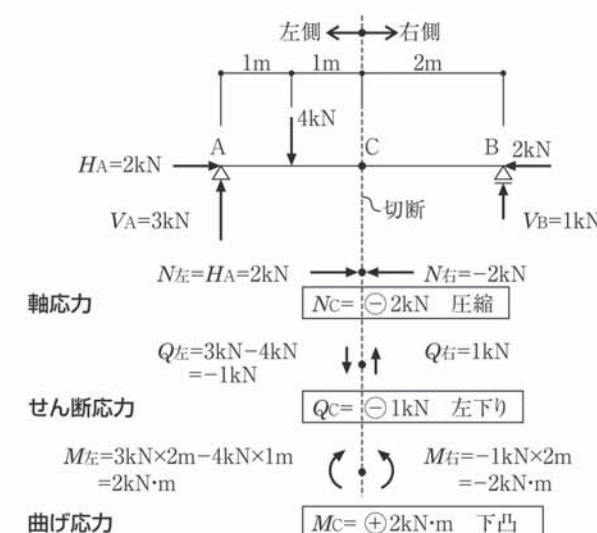
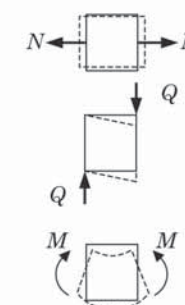
外力がつり合う構造物の部材の応力は、『つり合う一対の力』である。つまり、任意の点の両側それぞれの力の総和は、大きさ等しく、向きが反対の力となる。したがって、応力を求める点を切断し、どちらか片側について、 $\sum X$ 、 $\sum Y$ 、 $\sum M$  を求めれば、軸方向力、せん断力、曲げモーメントの大きさと向きがわかる。

例えば、右の鉛直荷重 4 kN と水平荷重 2 kN が作用する単純梁について、反力は、図のように求められ、外力はつり合っている。

C 点で切断し、右側、左側それぞれについて、X 方向の力、Y 方向の力、モーメントの総和を求めると、C 点に生じる力は、図のように、左右どちらから求めても同じ値で、向きが反対であることがわかる。

このように、応力の大きさは、求める点のどちらか片側について計算し求めることができる。

また、C 点の応力は、一対の力なので、 $N_{C左}$ 、又は  $N_{C右}$  といった区別は必要なく、 $N_C$ 、 $Q_C$ 、 $M_C$ 、と表現する。



## 2. 片持ち梁の応力計算

片持ち梁の応力計算は、支点が固定端1つだけなので、自由端側の外力がきらかである。したがって、反力を求めなくても、応力を自由端から求めることができる。

片持ち梁の応力は、反力計算を省略し、自由端から直接求める

### 1 応力計算の手順Ⅰ（集中荷重が作用する場合）

#### ① 応力を求める点で切断する

C点で切断し、C点の応力を求める

#### ② 片側（自由端側）の力の総和を求める

##### (1) 軸方向力 (N)

$$N_C = 1 \text{ kN (圧縮力 } \ominus)$$

##### (2) せん断力 (Q)

$$Q_C = 2 \text{ kN (} \downarrow \uparrow)$$

$\downarrow \uparrow$  は、 $\ominus$  のせん断力

##### (3) 曲げモーメント (M)

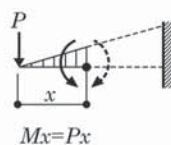
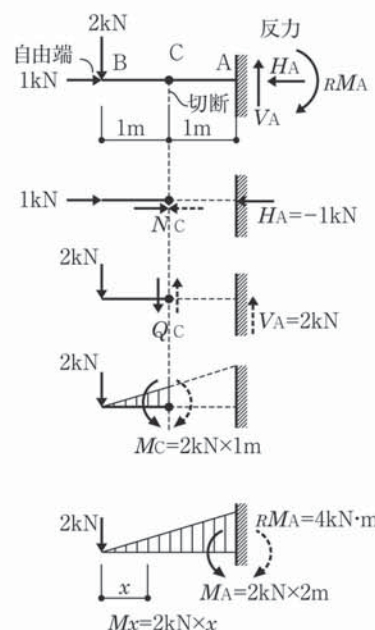
$$M_C = -2 \text{ kN} \times 1 \text{ m} = -2 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

( ) は 上側凸

なお、A点の曲げモーメントも自由端から計算して、

$$M_A = -2 \text{ kN} \times 2 \text{ m} = -4 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

したがって、荷重  $P$  が作用する片持ち梁の自由端からの距離  $x$  の点の曲げモーメントは  $Px$  となり、荷重点からの垂直距離（スパンの長さ）に比例して大きくなる。



### 2 応力計算の手順Ⅱ（等分布荷重が作用する場合）

集中荷重と同様に自由端から計算すればよいのだが、求める位置によって自由端側の荷重が変わることに注意しなければならない。

#### ① 応力を求める点で切断する

自由端から距離  $x$  のC点で切断し応力を求める

#### ② 片側（自由端側）の力の総和を求める

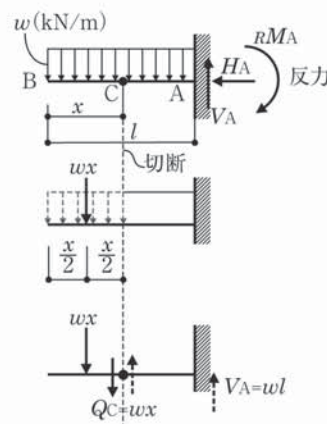
C点より自由端側の等分布荷重を集中荷重に置き換える

##### (1) 材軸方向に外力はなく、軸方向力は0

##### (2) せん断力

$$Q_C = wx (\downarrow \uparrow) \ominus \text{ のせん断力}$$

なお、 $Q_A = wl (\downarrow \uparrow) \ominus$  のせん断力



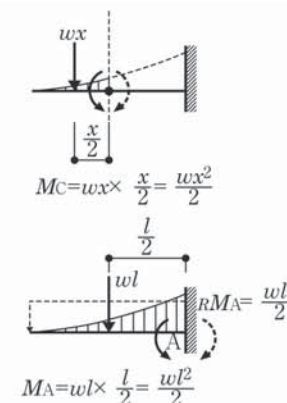
#### (3) 曲げモーメント

C点の自由端側の荷重  $wx$  とC点からの垂直距離  $\frac{x}{2}$  との積となる。

$$M_C = wx \times \frac{x}{2} = \frac{wx^2}{2} \quad ( ) \text{ は上凸}$$

A点も同様に求めてみると、

$$M_A = wl \times \frac{l}{2} = \frac{wl^2}{2} \quad ( ) \text{ は上凸}$$



## 3. 単純ばりの応力計算

単純ばりの応力計算は、最初に反力を求めてから応力を求める。

反力を求める → 求める点で切断 → 片側から応力を求める

### 1 応力計算の手順Ⅰ（集中荷重が作用する場合）

#### ① 反力を仮定し、求める

$$\Sigma M_A = 6 \text{ kN} \times 1 \text{ m} - V_B \times 3 \text{ m} = 0$$

$$6 \text{ kN} \cdot \text{m} - 3 \text{ m} \times V_B = 0 \quad \therefore V_B = 6 \text{ kN} \cdot \text{m} / 3 \text{ m} = 2 \text{ kN (上向き)}$$

$$\Sigma Y = V_A + V_B - 6 \text{ kN} = V_A + 2 \text{ kN} - 6 \text{ kN} = 0 \quad \therefore V_A = 4 \text{ kN (上向き)}$$

#### ② 応力を求める

求める点で切断し、どちらか片側で力の総和を求める。これは片側を片持ち梁として、計算するのと同じことになる。

応力の変化は、荷重点間においては一定又は一様となるので、区間ごとに求める。

##### (1) 材軸方向に外力がないので、AB間に軸方向力

(N) は生じない。

##### (2) せん断力 (Q)

わかりやすくするために、せん断力図 (Q図) に、外力を示した図で説明する。

A～C間の任意の点で切断し、左側で計算する。

左側は、 $V_A = 4 \text{ kN}$  のみである。

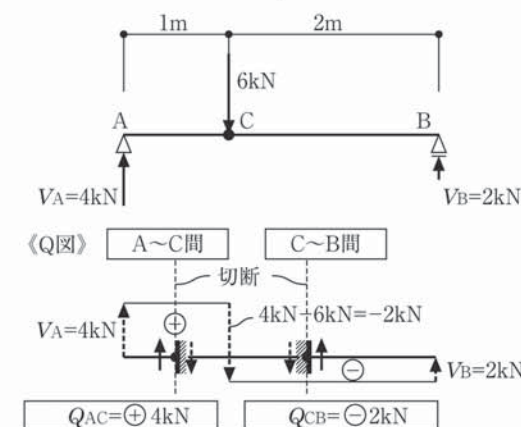
$$Q_{AC} = 4 \text{ kN (} \uparrow \downarrow \text{) 右下り } \oplus$$

C～B間の任意の点の右側は、 $V_B = 2 \text{ kN}$  のみである。

$$Q_{CB} = 2 \text{ kN (} \downarrow \uparrow \text{) 左下り } \ominus$$

(なお、左側でも  $4 \text{ kN} - 6 \text{ kN} = -2 \text{ kN}$  となり、両側で大きさ等しく向きが反対であることがわかる)

また、Q図は、左側から順に外力を落とし込んでいくことで、簡単に描くことができる。



## (3) 曲げモーメント (M)

- ・ A～C間について、A点からの距離  $x$  の任意の点で切断し、左側のモーメントを求める。

$$M_{AC} = V_A \times x = 4 \text{ kN} \times x$$

A点から距離が離れるほど曲げモーメントは大きくなり、C点で最大となる。

- ・ C～B間について、B点からの距離  $x$  の任意の点で切断し、右側のモーメントを求める。

$$M_{CB} = V_B \times x = -2 \text{ kN} \times x \text{ (下凸)}$$

B点から距離が離れるほど曲げモーメントは大きくなり、C点で最大となる。

$$\begin{aligned} \text{左側でも } M_{CB} &= V_A \times (3 \text{ m} - x) - 6 \text{ kN} \times 2 \text{ m} \\ &= 4 \text{ kN} \times (3 \text{ m} - x) - 6 \text{ kN} \times (2 \text{ m} - x) \\ &= 12 \text{ kN} \cdot \text{m} - 4 \text{ kN} \times x - 12 \text{ kN} \cdot \text{m} + 6 \text{ kN} \times x \\ &= 2 \text{ kN} \times x \text{ (下凸)} \end{aligned}$$

左右で、大きさ等しく、向きは反対となる。

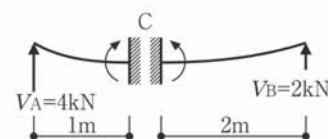
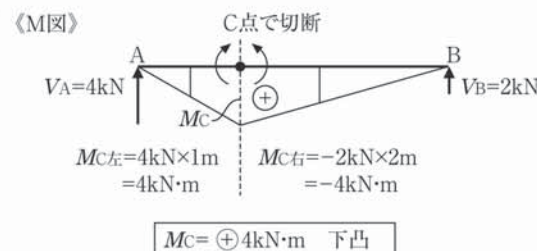
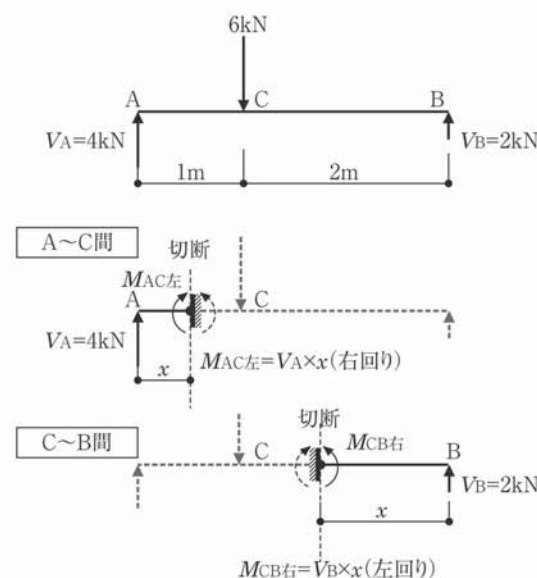
- ・ A点、B点、C点、各荷重点の曲げモーメントを求め、曲げモーメント図を描く。

A、B支点は、回転力には抵抗できないので、曲げモーメントも0になる。 $M_A = M_B = 0$

C点 切断し左側で計算する。これはC点を固定端とした片持ち梁の計算とも考えられる。

$$M_C = 4 \text{ kN} \times 1 \text{ m} = 4 \text{ kN} \cdot \text{m} \text{ (下凸)}$$

荷重点間（外力と外力の間の区間）において、応力は一定又は一様に変化するので、各点を直線で結びモーメント図を描く。



## 2 応力計算の手順Ⅱ（等分布荷重が作用する場合）

## ① 反力を仮定して、反力を求める

等分布荷重を集中荷重に置き換える。

$$\sum X = 0 \quad \therefore H_A = 0 \quad \text{水平反力は生じない。}$$

$$\sum M_A = 0 \text{ より、}$$

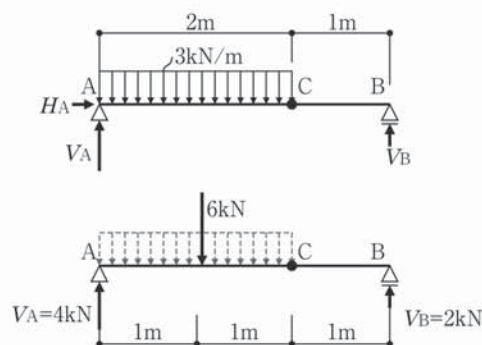
$$6 \text{ kN} \times 1 \text{ m} - V_B \times 3 \text{ m} = 0$$

$$6 \text{ kN} \cdot \text{m} - 3 \text{ m} \times V_B = 0 \quad \therefore V_B = 2 \text{ kN} \text{ (上向き)}$$

$$\sum Y = 0 \text{ より、}$$

$$V_A + V_B - 6 \text{ kN} = 0$$

$$V_A + 2 \text{ kN} - 6 \text{ kN} = 0 \quad \therefore V_A = 4 \text{ kN} \text{ (上向き)}$$



## ② 応力を求める

求める点で切断して、どちらか片側で計算する。片側を片持ち梁として計算することと同じである。

AC間とCB間の区間ごとに考えてみる。

## (1) 軸方向力 (N)

材軸方向には外力がないので、 $N = 0$

## (2) せん断力 (Q)

せん断力図 (Q図) に荷重状態を示した図で説明する。

等分布荷重が作用する場合は、単位長さごとにせん断力に変化するので、まず、端部A点から求める。

- ・ A点 反力  $V_A$  が作用している。

$$Q_A = 4 \text{ kN} \text{ (上向き)} \quad \text{右下り} \oplus$$

- ・ AC間

A点から離れるにしたがって、等分布荷重 (3 kN/m) の下向き荷重が作用するので、図のような傾斜直線となる。

あるところで、正 (+) から、負 (-) になる。

- ・ C点 切断し、右側で計算する。C点右側には、 $V_B$  のみ作用している。

$$Q_C = 2 \text{ kN} \text{ (下向き)} \quad \text{左上り} \ominus$$

(なお、左側で計算しても、図のよう大きさ等しく、向きが反対の結果が得られる。)

- ・ CB間 右側には、反力  $V_B$  のみ作用している

$$Q_{CB} = 2 \text{ kN} \text{ (下向き)} \quad \text{左上り} \ominus \text{で、一定}$$

各点を直線で結んで、せん断力図 (Q図) を描く。荷重の大きさ方向を左から順に落とし込んでいくことで、簡単に描くことができる。

## (3) 曲げモーメント (M)

- ・ A点、B点 回転できる支点なのでモーメントは0

$$M_A = M_B = 0$$

- ・ AC間 A点から距離  $x$  の点で切断し、左側の外力によるモーメントの総和が曲げモーメントとなる。

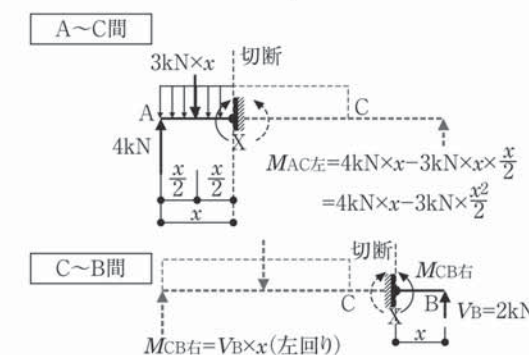
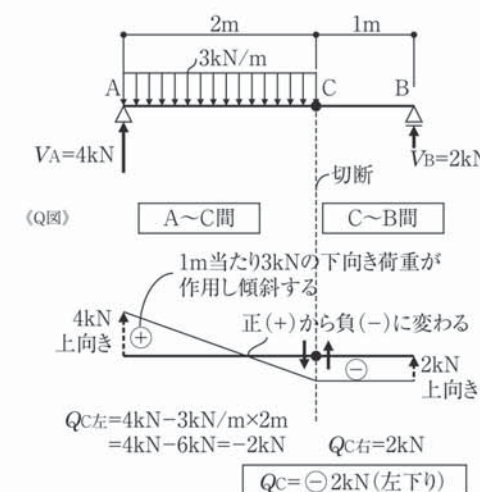
左側の等分布荷重を集中荷重に置き換えると  $3 \text{ kN} \times x$  となり、

$$\begin{aligned} M_{AC} &= 4 \text{ kN} \times x - (3 \text{ kN} \times x) \times \frac{x}{2} \\ &= 4x - \frac{3x^2}{2} \text{ kN} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

つまり、AC間のM図は、2次曲線になる。

- ・ CB間 B点からの距離  $x$  の任意の点で切断し、右側のモーメントを求める。

$$M_{CB} = V_B \times x = -2 \text{ kN} \times x = -2x \text{ kN} \cdot \text{m} \text{ (下凸)}$$



曲げモーメント図 (M 図) の荷重状態を示した図で説明する。

B 点から 距離が離れるほど、傾斜直線で、曲げモーメントは大きくなり、C 点で最大となる。なお、左側でモーメントの総和を求めても、図のように、大きさ等しく、向きが反対の結果が求められる。

・ C 点 切断し、右側で計算する

$M_C = -2\text{ kN} \times 1\text{ m} = 2\text{ kN}\cdot\text{m}$  ( ) は、下凸

③ せん断力と曲げモーメントの関係

せん断力図 (Q 図) と曲げモーメント図 (M 図) に作用する外力を示した図で解説する。

(1) せん断力の正 (+)・負 (-) が変わる点 (せん断力が 0 となる点) で、

曲げモーメントは最大となる

曲げモーメントの大きさは、各点の片側のせん断力図 (Q 図) の面積の総和である。

例えば、C 点の曲げモーメントは、Q 図右側の CB 間の四角形の面積となり、左側の AX 間の (+) の直角三角形の面積と XC 間の (-) の直角三角形の面積の差である (当然いずれも、絶対値は同じ)。

つまり、せん断力が正又は負どちらか一定の範囲では、距離に応じて、曲げモーメントは増加し、正・負が変わる点を過ぎると、減少していくことになる。

(2) 『曲げモーメントが最大となる位置』及び『最大曲げモーメント』を求める

右の図で、せん断力が 0 になる点 X の位置を求める。X 点で切断し、左側でせん断力を計算すると、

$Q_{X\text{左}} = 4\text{ kN} - 3\text{ kN/m} \times x = 0$

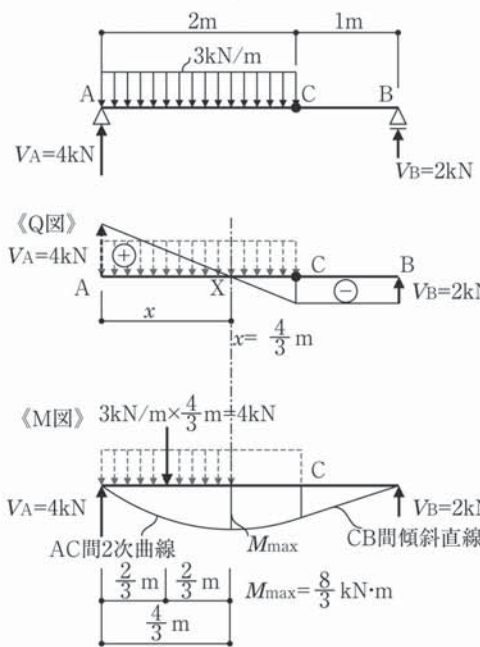
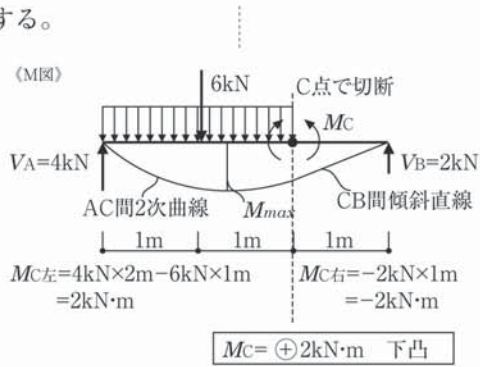
$\therefore x = \frac{4}{3}\text{ m}$

したがって、最大曲げモーメント  $M_{max}$  が生じるのは、A 点から  $\frac{4}{3}\text{ m}$  の位置である。その X 点で切断し、左側で曲げモーメントを計算する。

等分布荷重を集中荷重に置き換えると、 $3\text{ kN/m} \times \frac{4}{3}\text{ m} = 4\text{ kN}$  なので、

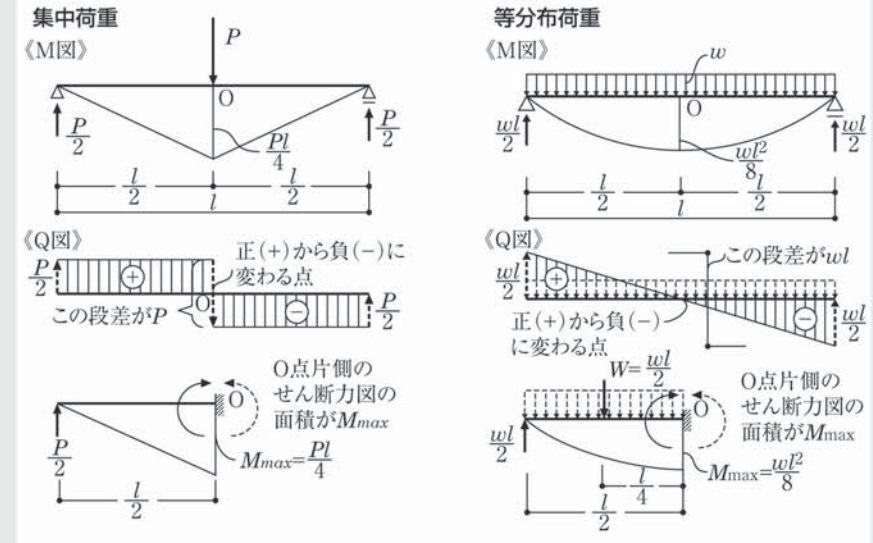
$M_{max\text{左}} = 4\text{ kN} \times \frac{4}{3}\text{ m}(\text{右回り}) - 4\text{ kN} \times \frac{2}{3}\text{ m}(\text{左回り}) = \frac{8}{3}\text{ kN}\cdot\text{m}$

試験においては、特に、最大曲げモーメントが生じる位置をせん断力図から求められるようにしておく必要がある。



Check Point 試験に役立つ基本知識

① せん断力の正負が変わる (0 になる) 位置で、曲げモーメントは最大になる。



② せん断力の面積の総和 (積分したもの) が曲げモーメントであることから、

- ・せん断力が一定  $\Rightarrow$  曲げモーメントは傾斜直線 (せん断力が傾斜勾配)
- ・せん断力が傾斜直線  $\Rightarrow$  曲げモーメントは 2 次曲線
- ・せん断力が 0  $\Rightarrow$  曲げモーメントは生じない (又は一定)

3 応力計算の手順Ⅱ (モーメント荷重が作用する場合)

① 反力を仮定して、反力を求める

第 1 章で学習したように、反力計算においては、モーメント荷重の作用点にかかわらず、反力の偶力によりつり合うので、両端の反力の大きさは、 $\frac{M}{l}$  で、図のように向きを反対にする一对の反力となる。

② 応力を求める

求める点で切断して、どちらか片側で計算する。

(1) せん断力

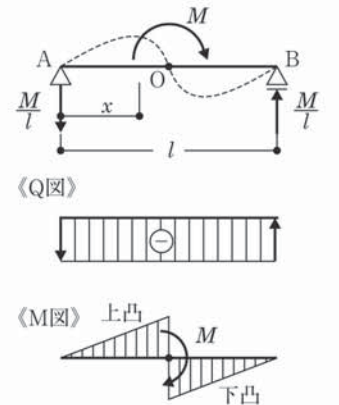
どこで、切断しても材軸に垂直方向の力は、反力のみなので、図のようない定のせん断力図となる。

(2) 曲げモーメント

曲げモーメントを計算するときは、反力計算と違い、モーメント荷重の作用点に影響する。荷重点で、モーメント荷重の分の段差が生じる。

AO 間 切断し、左側で計算すると、反力  $\frac{M}{l}$  により、

$M_{AO} = \frac{M}{l} \times x$  となり、O 点で、最大  $\frac{M}{2}$  (上凸) となる。

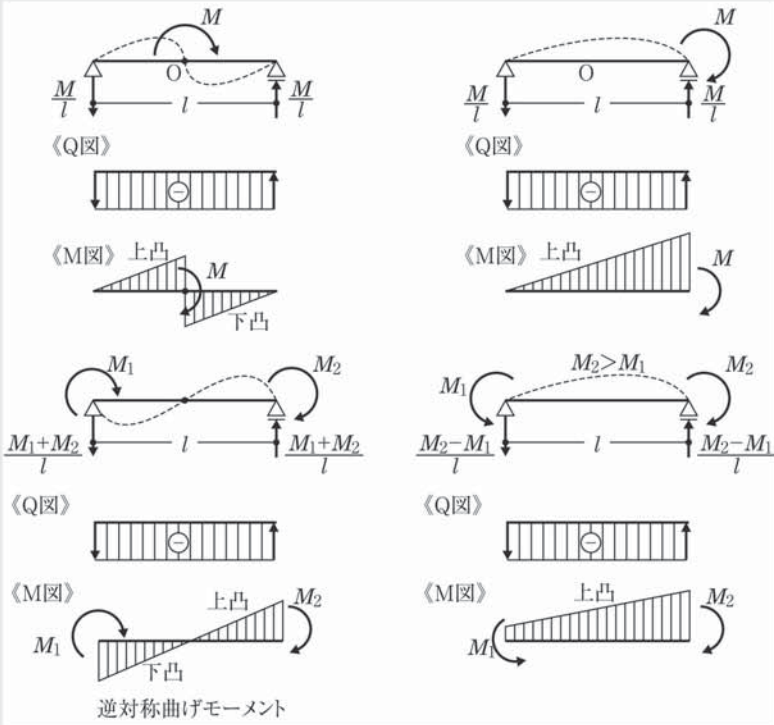


OB間 切断し、右側で計算すると、AO間と同じく、O点で、最大 $\frac{M}{2}$ （下凸）となる。

このように、モーメント荷重の作用点で、モーメント荷重 $M$ の段差が生じることがわかる。

Check Point モーメント荷重のみが作用する場合の特徴

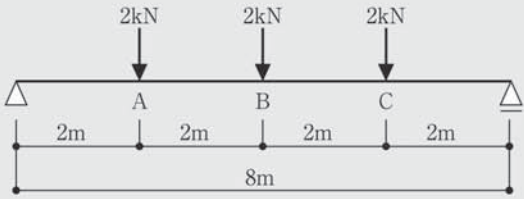
- ①反力は、モーメント荷重の総和の偶力となる。
- ②軸方向力は作用しない。
- ③せん断力は、反力のみなので、一定となる。
- ④モーメント荷重点で、曲げモーメントの段差が生じる。



**逆対称曲げモーメント**  
部材の両端に逆対称の曲げモーメントが作用する場合をいう。  
地震時の部材に生じる曲げモーメントで、曲げモーメントからせん断力、せん断力から曲げモーメントを求めるときに必要な公式として覚えておく。

Check Point ケーススタディ

①単純ばりにおいて、B点の曲げモーメントの大きさと、A～B間のせん断力の大きさを求めよ。



[解答]

荷重が対称に作用しているので、反力 $V_D = V_E = \frac{6\text{kN}}{2} = 3\text{kN}$

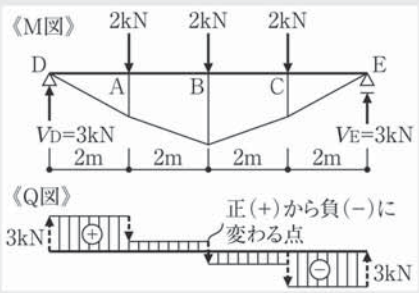
B点のモーメント $M_B$ は、左側で計算すると

$$\begin{aligned} M_B &= V_D \times 4\text{m} - 2\text{kN} \times 2\text{m} \\ &= 3\text{kN} \times 4\text{m} - 4\text{kN} \cdot \text{m} \\ &= 8\text{kN} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

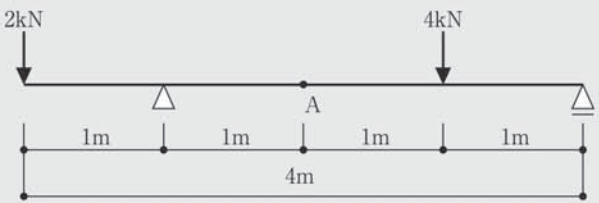
AB間のせん断力 $Q_{AB}$ は、左側で

$$Q_{AB} = V_D - 2\text{kN} = 3\text{kN} - 2\text{kN} = 1\text{kN}$$

(答 B点の曲げモーメント = 8kN・m A～B間のせん断力 = 1kN (右下がり))



②単純梁のA点の曲げモーメントの値求めよ。



[解答]

$$\begin{aligned} \sum M_B &= 0 \text{ より、} \\ -2\text{kN} \times 1\text{m} + 4\text{kN} \times 2\text{m} - V_C \times 3\text{m} &= 0 \end{aligned}$$

$$\therefore V_C = 2\text{kN} \text{ (仮定の向き)}$$

$$\sum Y = 0 \text{ より}$$

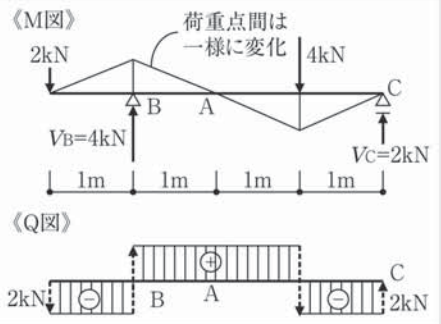
$$-2\text{kN} + V_B - 4\text{kN} + V_C = 0$$

$$\therefore V_B = 4\text{kN} \text{ (仮定の向き)}$$

A点のモーメントは、左側で計算すると

$$M_A = -2\text{kN} \times 2\text{m} + V_B \times 1\text{m} = 0$$

(答 A点の曲げモーメント = 0 )



## 第3節 静定ラーメンの応力計算

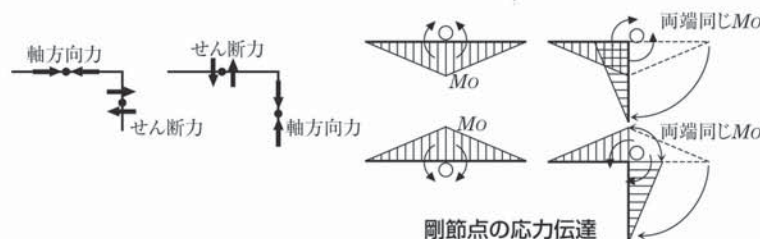
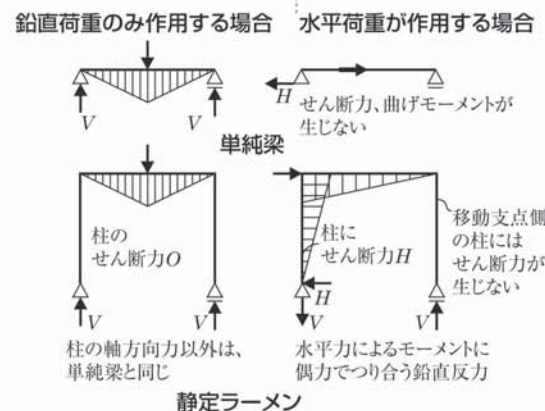
## 1. 静定ラーメンの応力

静定ラーメンは、部材数が2つ以上になるが、応力計算の要領は、単純ばりと同様である。ただし、図のように、鉛直荷重のみ作用する場合は、単純梁と同じであるが、水平荷重が作用する場合は、回転支点側の柱にせん断力が作用し、また水平荷重によるモーメントにより鉛直反力も作用することから、各部材に生じる応力も異なるので注意する。

また、柱と梁の接合部が剛節点であることは、直線部材でなくとも、図のように、その両端で、大きさ等しく、向きが反対の『つり合う一対の力』が生じることに変わりないことを確認しておこう。

ただし、材軸が、縦と横の部材があるので、応力の種類が部材によって変化する。

つまり、梁の軸方向力と柱のせん断力、梁のせん断力と柱の軸方向力が、剛節点の両側でつり合っている。曲げモーメントは、直線部材と同様に両端で大きさ等しく、向きが反対でつり合う。



## 2. 片持梁系ラーメン

片持ち梁系ラーメンの応力計算は、片持ち梁と同様に、自由端側の外力が明らかである。したがって、反力を求めなくても、応力を自由端から求めることができる。

## 片持ち梁系ラーメンの応力計算⇒自由端から直接求める

自由端に2kNの水平荷重が作用する片持ち梁系ラーメンの応力を求める。

## ① 応力を求める。

## (1) 軸方向力(N)

各区間ごとに切断し、自由端側で計算する。

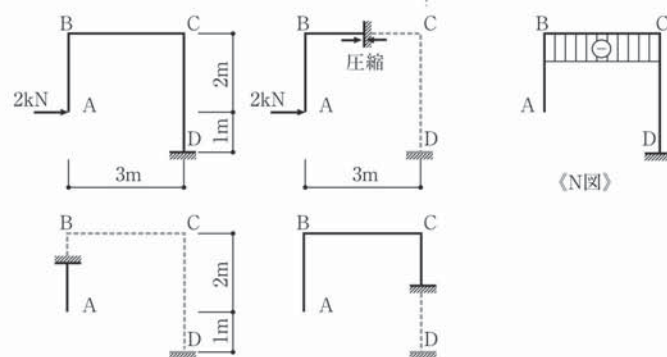
A～B間 鉛直力はない

$$N_{AB} = 0$$

B～C間 2kNのみ作用する

$$N_{BC} = 2 \text{ kN (圧縮力) } \ominus$$

C～D間



自由端側に鉛直力はない

$$N_{CD} = 0$$

したがって、軸方向力は、梁のみに生じ、図のようなN図となる。

## (2) せん断力(Q)

各区間ごとに切断し、自由端側で計算する。

A～B間

自由端側には2kNが作用してる

$$Q_{AB} = 2 \text{ kN } \Leftarrow \text{左下り} \ominus$$

B～C間

自由端側に鉛直力はない

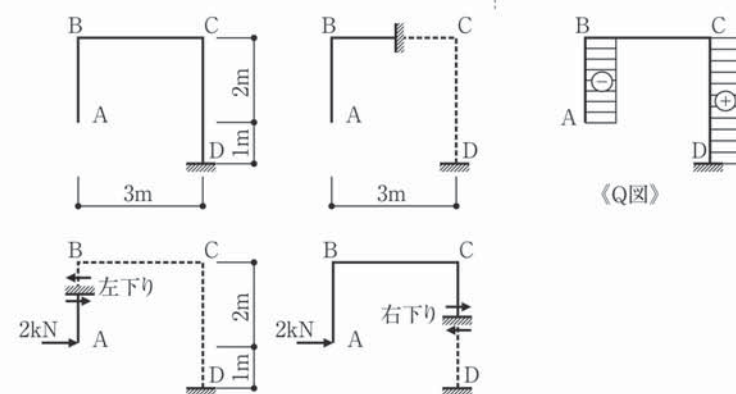
$$Q_{BC} = 0$$

C～D間

自由端側には2kNが作用してる

$$Q_{CD} = 2 \text{ kN } \Rightarrow \text{右下り} \oplus$$

したがって、両柱にせん断力が生じ、図のようなQ図となる。



## (3) 曲げモーメント(M)

荷重点間では、曲げモーメントは一定又は一様に変化することから、各節点ごとに曲げモーメントを求め、その点を結べば、モーメント図を求めることができる。

A点

$$M_A = 0$$

B点

切断し、自由端側で計算する

$$M_B = -2 \text{ kN} \times 2 \text{ m} = -4 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (\curvearrowright)$$

C点

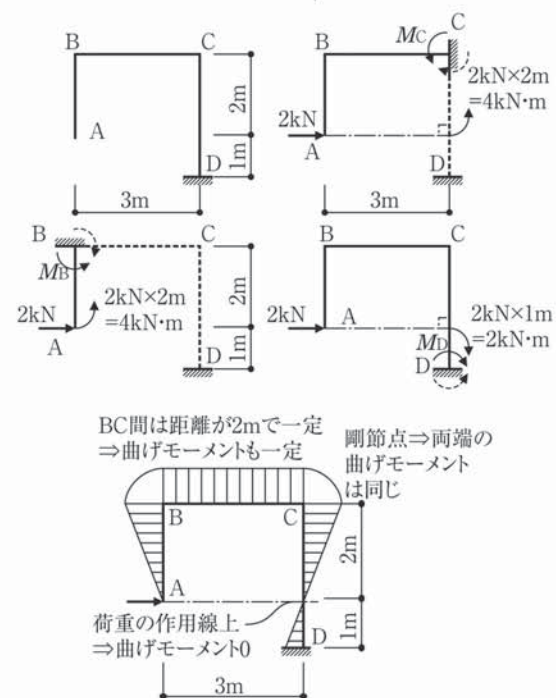
$$M_C = -2 \text{ kN} \times 2 \text{ m} = -4 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (\curvearrowright)$$

D点

$$M_D = 2 \text{ kN} \times 1 \text{ m} = 2 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (\curvearrowleft)$$

A点、B点、C点、D点、各点の凸側(引張側)の点を結べば、図のような曲げモーメント図が出来上がる。

ここで、CD間では、水平力2kNの作用線がとおる位置で、曲げモーメントが0の反曲点(正負が変わる位置)が生じていることがわかる。



3. 単純梁系ラーメン

単純梁系ラーメンは、単純梁と同様に反力を求めてから応力を求める。

反力を求める → 求める点で切断 → 片側から応力を求める

水平力は、柱ではせん断力として、梁では軸方向力として作用するので、応力の計算時には十分注意する必要がある。

① 反力を仮定して、反力を求める。

$\Sigma X = 0$  より、 $H_A$  を求める。

$4\text{ kN} - H_A = 0 \quad \therefore H_A = 4\text{ kN}$  (仮定の向き)

$\Sigma M_A = 0$  より、 $V_B$  を求める。

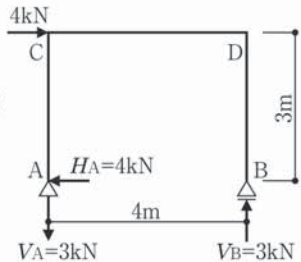
$4\text{ kN} \times 3\text{ m} - V_B \times 4\text{ m} = 0$

$12\text{ kNm} - 4\text{ m} \times V_B = 0 \quad \therefore V_B = 3\text{ kN}$

$\Sigma Y = 0$  より、 $V_A$  を求める。

$-V_A + V_B = 0$

$-V_A + 3\text{ kN} = 0 \quad \therefore V_A = 3\text{ kN}$  (仮定の向きどおり下向き)



水平力 4 kN によるモーメントに対して、垂直反力の偶力でつり合っている。したがって、 $V_A$ 、 $V_B$  は、大きさ等しく向きが反対となる。

② 応力を求める

求める点で、切断し片側で計算すれば、応力を求めることができる。ただし、水平力の作用する静定ラーメンは、単純梁に比べ、計算がやや多くなってしまったため、切断部のどちら側で計算した方が効率的であるかの判断が重要である。次の解説では、あえて、左側で計算してみることにする。

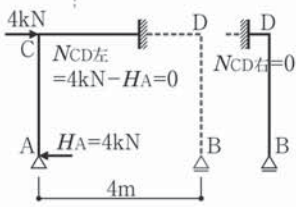
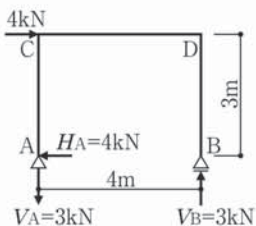
(1) 軸方向力 (N)

各区間ごとに切断し、A 点側から計算する。

A ~ C 間

下向き  $V_A$  が作用する。

$N_{AC} = 3\text{ kN}$  (引張力)  $\oplus$

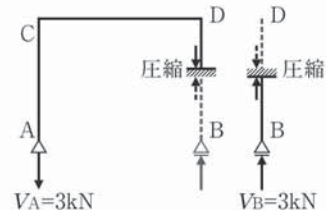
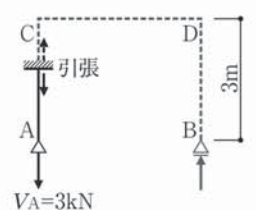


C ~ D 間

水平力 4 kN と反力  $H_A$  が作用する。

$N_{CD} = 4\text{ kN} - 4\text{ kN} = 0$

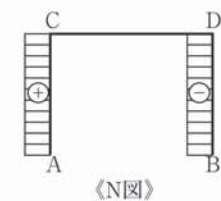
(なお、右側で計算すれば、水平力は作用していないので、明らかに 0 であることがわかる。)



D ~ B 間 下向き  $V_A$  が作用する。

$N_{DB} = 3\text{ kN}$  (圧縮力)  $\ominus$

(右側で計算すれば、鉛直力は  $V_B$ 、結果は同じ。)



(2) せん断力 (Q)

A ~ C 間

反力  $H_A$  が作用する。

$Q_{AC} = 4\text{ kN}$  ( $\Rightarrow$ )  $\oplus$

C ~ D 間

反力  $H_A$  が作用する。

$Q_{CD} = 3\text{ kN}$  ( $\downarrow$ )  $\ominus$

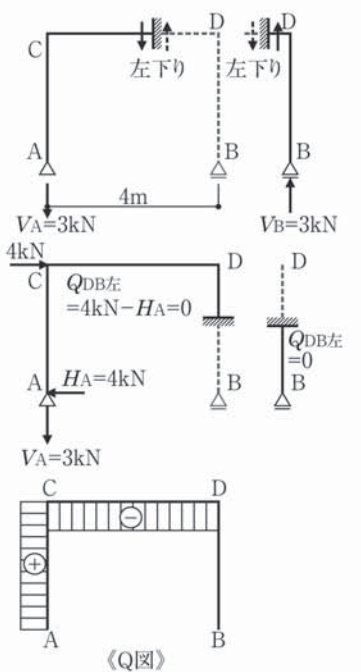
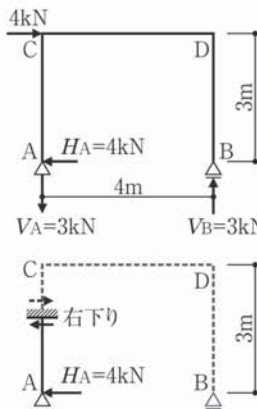
D ~ B 間

水平力 4 kN と反力  $H_A$  が作用する。

$Q_{DB} = 4\text{ kN} - H_A = 0$

なお、DB 区間の右側で計算すれば、せん断力がないことから、明らかに  $Q_{DB} = 0$  であることがわかる。

また、せん断力は、AC 間と CD 間に生じ、せん断力図は右図ようになる。



(3) 曲げモーメント (M)

荷重点間では、曲げモーメントは一定又は一様に変化することから、各節点ごとに曲げモーメントを求め、その点を結べば、モーメント図を求めることができる。

A 点及び B 点

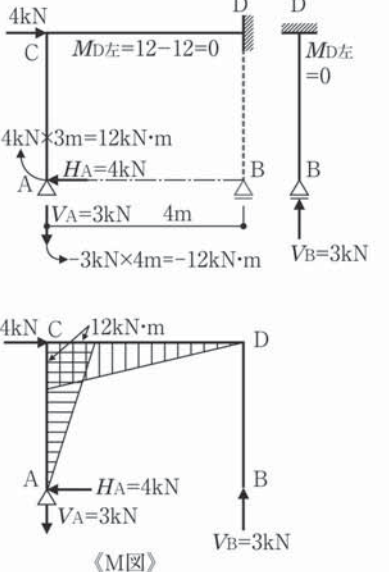
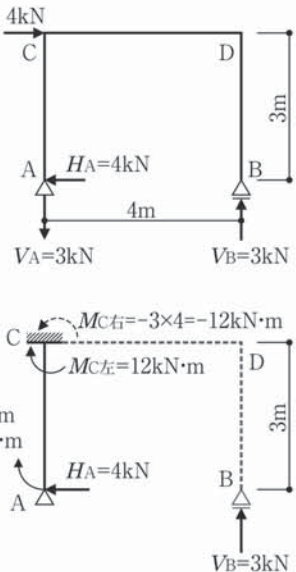
回転する支点なので、

$M_A = M_B = 0$

C 点

切断し、A 点側で計算する

$M_C = 4\text{ kN} \times 3\text{ m} = 12\text{ kN} \cdot \text{m}$  (内側凸)



D 点

切断し、左側 (A 点側) で計算する。反力  $H_A$  と反力  $V_A$  によるモーメントの総和である。

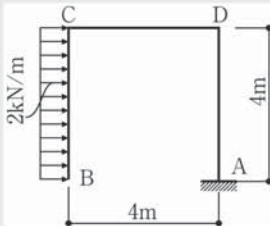
$M_D = H_A \times 3\text{ m} - V_A \times 4\text{ m} = 4\text{ kN} \times 3\text{ m} - 3\text{ kN} \times 4\text{ m} = 0$

これは、右側 (B 点側) で計算すれば、移動支点には水平反力が作用しないことから、右側柱には、せん断力も、曲げモーメントも生じない。

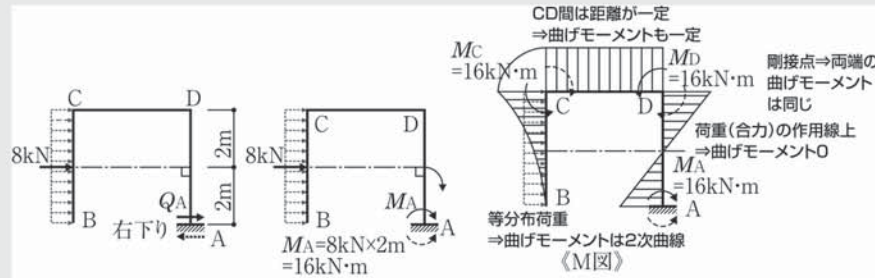
したがって、静定ラーメンの応力を計算するときは、右側、左側のどちらが簡単に計算できるかを判断することが大切である。

Check Point ケーススタディ

①片持梁系ラーメンにおいて、A点に生じるせん断力  $Q_A$  と曲げモーメント  $M_A$  の値を求めよ。

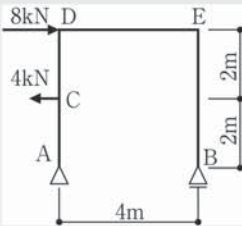


[ヒント]  
片持梁系ラーメンの応力は自由端側から求める。なお、A、B、C、D各点の曲げモーメントを求め、各点を結べば、M図が描ける。

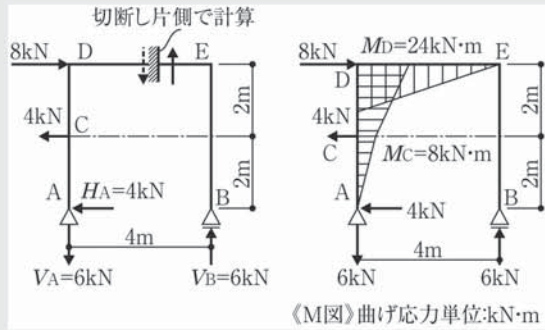


(答  $Q_A = 8\text{ kN}$   $M_A = 16\text{ kN}\cdot\text{m}$ )

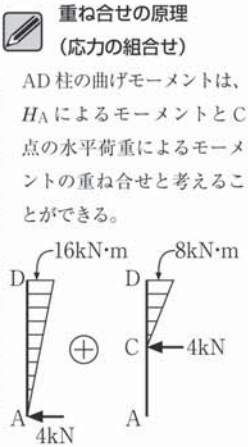
②静定ラーメンにおいて、梁DEに生じるせん断力  $Q_{DE}$  とD点の曲げモーメント  $M_D$  の値を求めよ。



[ヒント]  
反力を求め、応力を求める点で切断し、片側からせん断力又は曲げモーメントを計算する。



(答  $Q_{DE} = -6\text{ kN}$  (左下がり) )、 $M_D = 24\text{ kN}\cdot\text{m}$



第4節 静定3ヒンジラーメンの応力計算

1. 静定3ヒンジラーメンの応力

静定ラーメンと同様に、反力を求めてから応力を求める。

反力を求める → 求める点で切断 → 片側から応力を求める

3ヒンジラーメンのピン節点は、軸方向力とせん断力を伝達することはできるが、曲げモーメントは伝達できないので、曲げモーメントはゼロになる。つまり両側のそれぞれのモーメントの総和は必ず0となることに注目する。

なお、反力計算で示した、力のつり合い条件は、次の4式であることを確認しておこう。

$$\begin{cases} \Sigma X = 0 \\ \Sigma Y = 0 \\ \Sigma M = 0 \end{cases} \text{力のつりあい条件式}$$

ピン節点の  $M_0 = 0 \rightarrow$  ピン節点の曲げモーメントは0。

[3ヒンジラーメンの応力計算手順]

図の3ヒンジラーメンで、応力計算手順を説明する

① 反力を求める

$\Sigma M_A = 0$  より、 $V_B$  を求める。

$$8\text{ kN} \times 1\text{ m} - V_B \times 4\text{ m} = 0$$

$$8\text{ kN}\cdot\text{m} - 4\text{ m} \times V_B = 0$$

$$\therefore V_B = 2\text{ kN} \text{ (上向き)}$$

$\Sigma Y = 0$  より、 $V_A$  を求める。

$$V_A + V_B - 8\text{ kN} = 0$$

$$V_A + 2\text{ kN} - 8\text{ kN} = 0$$

$$\therefore V_A = 6\text{ kN} \text{ (上向き)}$$

$M_D = 0$  より、 $H_B$  を求める。

$$M_{D\text{右}} = H_B \times 4\text{ m} - V_B \times 2\text{ m} = 0$$

$$H_B \times 4\text{ m} - 2\text{ kN} \times 2\text{ m} = 0$$

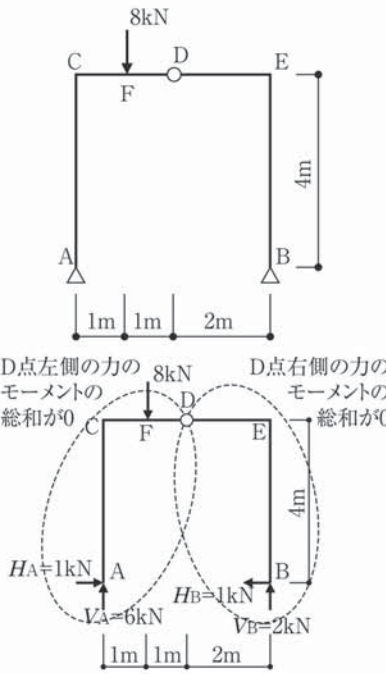
$$\therefore H_B = 1\text{ kN} \text{ (仮定どおり左向き)}$$

$\Sigma X = 0$  より、 $H_A$  を求める。

$$H_A - H_B = 0$$

$$H_A - 1\text{ kN} = 0$$

$$\therefore H_A = 1\text{ kN} \text{ (仮定どおり右向き)}$$



② 応力を求める

(1) 軸方向力 (N)

区間ごとに切断し片側で計算する。

AC間

$N_{AC} = V_A = 6 \text{ kN}$  (圧縮力 $\ominus$ )

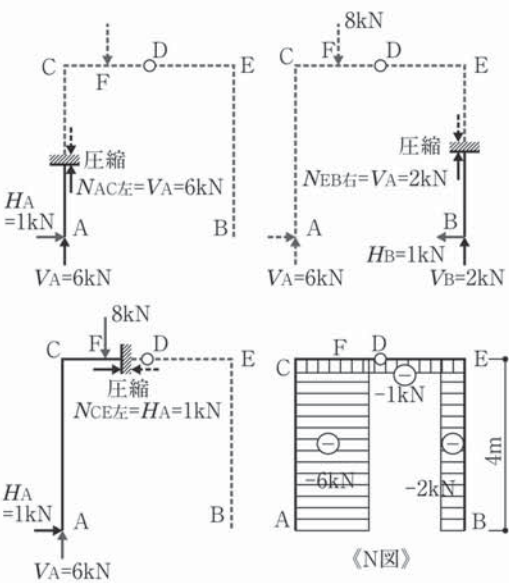
CE間

$N_{CE} = H_A = 1 \text{ kN}$  (圧縮力 $\ominus$ )

CF間、FD間、DE間については、軸方向力は、 $H_A$ のみ作用するので軸応力は同じ。

EB間

$N_{EB} = 2 \text{ kN}$  (圧縮力 $\ominus$ )



(2) せん断力 (Q)

区間ごとに切断し片側で計算する。

AC間

$Q_{A \sim C} = H_A = 1 \text{ kN}$  ( $\rightarrow \ominus$ )

CF間

$Q_{C \sim F} = V_A = 6 \text{ kN}$  ( $\uparrow \oplus$ )

FD間、DE間

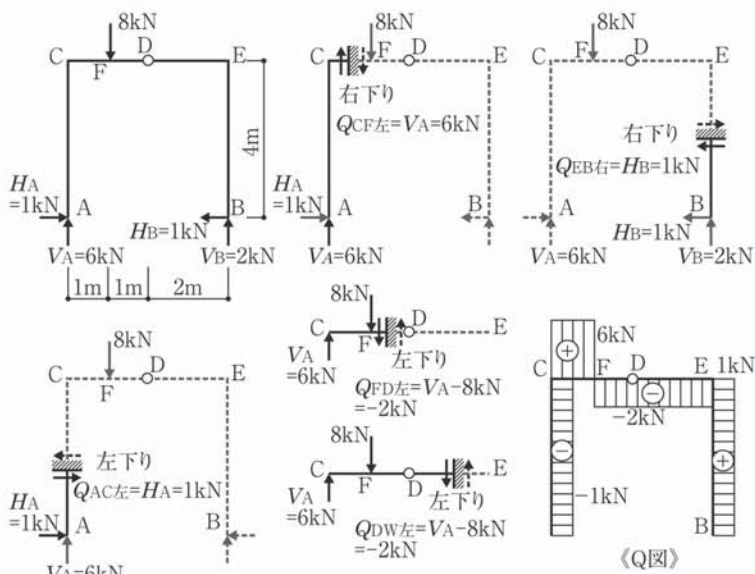
両区間は、左側の鉛直力は、 $V_A$ と8kNが作用しているので、

$Q_{F \sim E} = 6 \text{ kN} - 8 \text{ kN} = -2 \text{ kN}$  ( $\downarrow \ominus$ )

EB間 右側で計算する。

右側には、 $H_B$ のみ作用する。

$Q_{E \sim B} = 1 \text{ kN}$  ( $\rightarrow \oplus$ )



(3) 曲げモーメント (M)

荷重点間では、曲げモーメントは一定又は一様に変化することから、各節点ごとに曲げモーメントを求め、その点を結べば、モーメント図を求めることができる。その時、ピン節点のD点では必ず曲げモーメントはゼロとなる点に注意する。

各点の曲げモーメントをモーメント図を同時に描きながら、求めてみよう。

A点、B点、D点

$M_A = M_B = M_D = 0$

C点

$M_C = -H_A \times 4 \text{ m}$   
 $= -1 \text{ kN} \times 4 \text{ m}$   
 $= -4 \text{ kN} \cdot \text{m}$  (外側凸)

F点

$H_A$ と $V_A$ のモーメントの総和である。  
 $M_F = V_A \times 1 \text{ m} - H_A \times 4 \text{ m}$   
 $= 6 \text{ kN} \times 1 \text{ m} - 1 \text{ kN} \times 4 \text{ m}$   
 $= 2 \text{ kN} \cdot \text{m}$  (下凸)

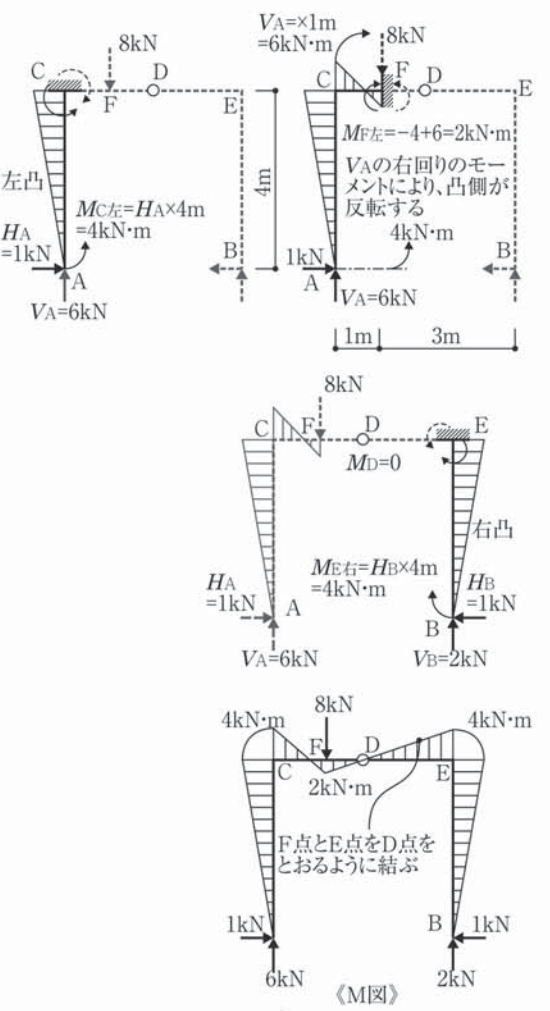
図のように、CF間の途中で、凸側が梁の上端から下端に変わる。

D点

$M_D = 0$

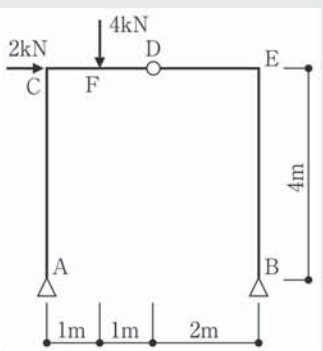
E点

右側で計算すると、  
 $M_E = H_B \times 4 \text{ m}$   
 $= 1 \text{ kN} \times 4 \text{ m}$   
 $= 4 \text{ kN} \cdot \text{m}$  (外側凸)



Check Point ケーススタディ

① 次のラーメンのE点の曲げモーメントを求めよ。



〔解答〕

《反力を仮定し、求める》

$\Sigma M_A = 0$  より、  
 $2\text{kN} \times 4\text{m} + 4\text{kN} \times 1\text{m} - V_B \times 4\text{m} = 0$   
 $\therefore V_B = 3\text{kN}$   
 $\Sigma Y = 0$  より、  
 $V_A + V_B - 4\text{kN} = V_A + 3\text{kN} - 4\text{kN} = 0$   
 $\therefore V_A = 1\text{kN}$

$M_D = 0$  より、D 点の右側で計算する  
(右側の方が計算が簡便である)

$-V_B \times 2\text{m} + H_B \times 4\text{m} = 0$   
 $-6\text{kN} \cdot \text{m} + 4H_B = 0$

$\therefore H_B = \frac{6\text{kN} \cdot \text{m}}{4\text{m}} = \frac{3}{2}\text{kN}$

《E 点の曲げモーメントを求める》

$M_E = H_B \times 4\text{m} = \frac{3}{2}\text{kN} \times 4\text{m} = 6\text{kN} \cdot \text{m}$

《各点の曲げモーメントを求めM図を描いてみよう》

残った反力  $H_A$  を求める。

$\Sigma X = 0$  より、  
 $2\text{kN} - H_A - H_B = 0$

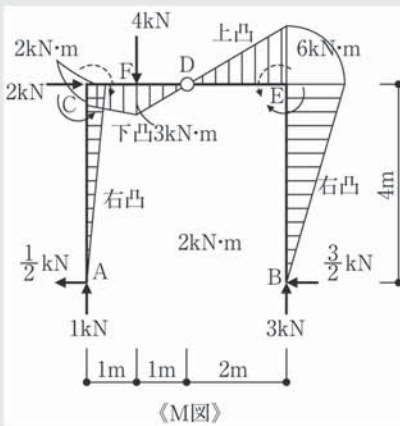
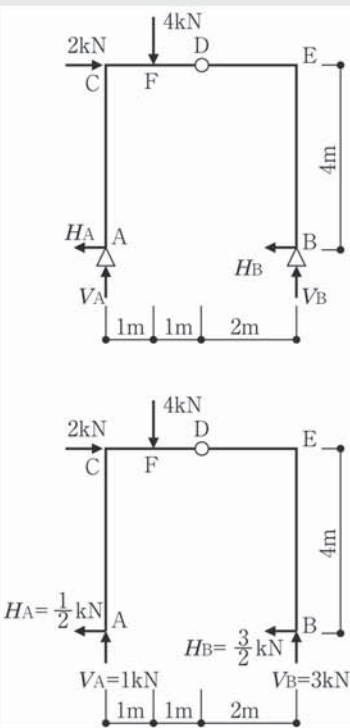
$\therefore H_A = \frac{1}{2}\text{kN}$

《各点の曲げモーメントを求める。》

全ての外力が明らかになったところで、各点の曲げモーメントを片側から計算し、求めていく。なお、 $M_A$ 、 $M_D$ 、 $M_B$  の曲げモーメントは 0 である。

$M_C = \frac{1}{2}\text{kN} \times 4\text{m} = 2\text{kN} \cdot \text{m}$   
 $M_F = \frac{1}{2}\text{kN} \times 4\text{m} + 1\text{kN} \times 1\text{m}$   
 $= 3\text{kN} \cdot \text{m}$   
 $M_E = 6\text{kN} \cdot \text{m}$

図のような曲げモーメント図となる。

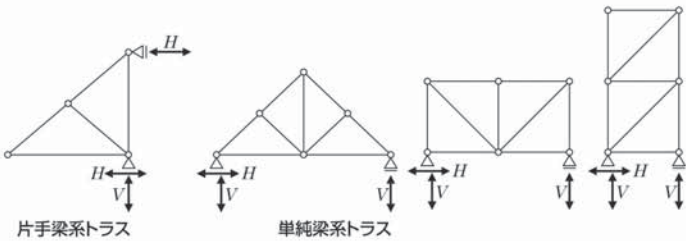


## 第5節 静定トラス

### 1. トラス構造

トラス構造とは、節点がピンで部材を三角形に組み立てた構造骨組みをいい、片持ち梁系トラスと単純梁系トラスがある。トラス構造は、三角形に組み立てることで、軽量でもしっかりした骨組みを作ることができ、一般に屋根の小屋組みや、支点間距離の大きな梁を構成するのに用いられる。

また反力計算は、トラス骨組みを単一の部材（一つの剛体）として、単純梁又は静定ラーメンと同様に求めればよい。



### 2. トラスの応力

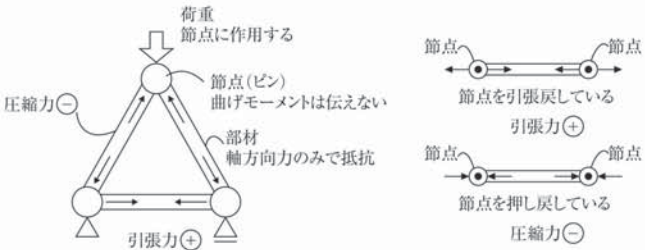
部材に生じる力（応力）を求める（トラスを解く）場合には、次の仮定を前提とする。

- 静定トラスの仮定
- ① 三角形からなる節点がピンの骨組みである。
  - ② 外力は、節点に作用する。
  - ③ 部材は直線で、座屈はしないものとする。

以上の仮定から、トラスの部材に生じる力は、引張力か圧縮力の軸方向力のみとなる。せん断力と曲げモーメントは生じない。

- 静定トラスの応力
- ① 部材に生ずる力は、軸方向力（引張力か圧縮力）のみ
  - ② 節点に集まる力は、つり合っている

軸方向力の表示は、図のように、部材両端の節点に作用する一対の力で表示する。引張力か圧縮力であるかは、節点を基準として考えて、節点を引張戻している場合が引張力（+）、節点を押し戻している場合が圧縮力（-）とする。



トラス部材の応力表示法  
トラス部材に生じる応力は、節点に作用する力と同じなので、節点に作用する一対の力で表現している。

通常の応力の表示  
引張力+  
圧縮力-

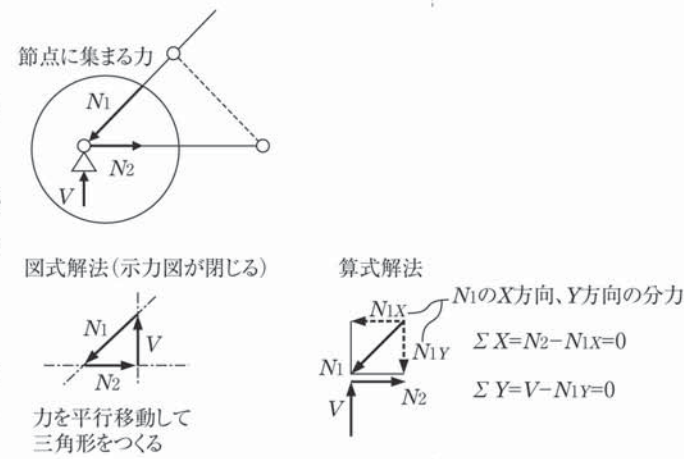
3. トラス部材の節点の性質

1 節点のつり合い

静定トラスの各節点に集まる力、つまり、外力（荷重・反力）、節点に作用する部材応力はつり合う。

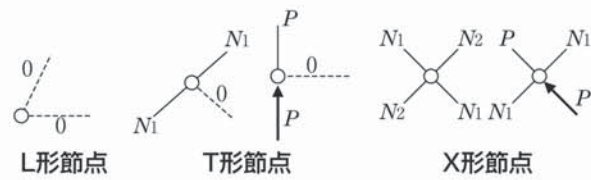
したがって、図のような支点反力  $V$  と部材応力  $N_1$ 、 $N_2$  の3力が作用する節点の場合、図式解法では、3力のつり合う条件として、力の三角形が閉じる。

また、算式解法では、 $N_1$  の  $X$  方向、 $Y$  方向の分力と反力  $V$ 、 $N_2$  の4力について、 $\Sigma X = 0$ 、 $\Sigma Y = 0$  の関係が成立する。



2 節点の性質

節点における力がつり合うことから、部材及び外力の集まる形状で、次のことがわかる。



- ① L形節点：節点に2つの力（部材）のみが作用する場合（一直線は除く）は、2つの力とも零になる（ゼロ部材又はゼロメンバーという）。
- ② T形節点：節点に3つの力（部材）が作用し、2つの力が一直線の場合、他の力は零になる（ゼロ部材又はゼロメンバーという）。
- ③ X形節点：節点に4つの力（部材）がそれぞれ一直線で接合している場合、一直線どうしがそれぞれつり合っている。

**Check Point** 節点の形状から、応力がわかる。0メンバーの見付け方

4. トラスの解法

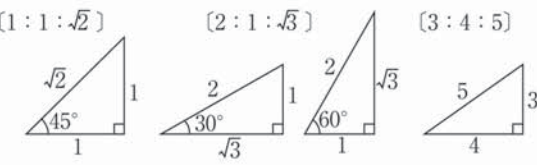
トラス部材の軸方向力を求める方法に、節点法と切断法がある。



一般に、全体の複数部材の応力を求める場合は、節点法を用い、トラス骨組みの一部の応力を求める場合は、切断法を用いることが多い。

また、試験に出題されるトラス骨組みの寸法は、直角三角形の辺の比に合わせて作成されているので、解答において、下記の比は絶対に覚えておかなければならない。

〔直角三角形の辺の比〕



1 節点法

次の片持ち梁系トラスで解説する。

節点法は、各節点に集まる力がつり合っていることを利用する解法である。各部材の応力を  $N_A \sim N_I$ 、各節点を  $イ \sim へ$  として、各節点ごとに力を解明していく。

① 反力を求める

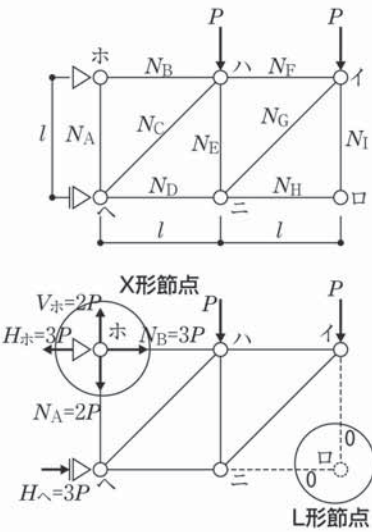
$\Sigma Y = 0$  より、 $V_ホ - P - P = 0$   
 $\therefore V_ホ = 2P$  (上向き)  
 $\Sigma M_へ = 0$  より、 $2Pl + Pl - H_ホ l = 0$   
 $\therefore H_ホ = 3P$  (仮定どおり左向き)  
 $\Sigma X = 0$  より、 $H_へ - H_ホ = 0$  より、  
 $H_へ = 3P$  (仮定どおり右向き)

モーメントに対して、 $H_へ$ 、 $H_ホ$ の偶力が作用している。

② ゼロ部材を見つける

節点の外力と部材の形状で、L形節点、又はT形節点を見つけることで、応力が0となる部材を見つけることができる。

節点ロがL形節点であり、 $N_H = N_I = 0$   
また、節点ホがX形節点なので、  
 $N_B = H_ホ = 3P$  (節点を引張戻しているので引張力)  
 $N_A = V_ホ = 2P$  (節点を引張戻しているので引張力)



## ③ 節点法で、応力を求める

各節点ごとに、次の手順で応力を求めていく。

## 【節点法の解法手順】

- ① 力の少ない3力の節点から、順番に求め進めていく。
- ② 3力～4力の節点は、図式解法（示力図）により、「力の三角形」又は「力の四角形」を閉じて、直角三角形の辺の比を用いて求めるのが効率的。
- ③ 4力～5力の多くの力が集まる節点では、算式解法により、一点に作用する力のつり合い条件式（ $\Sigma X = 0$ 、 $\Sigma Y = 0$ ）から求めるのが効率的。

## (1) 節点イのつり合い

節点イに作用する荷重  $P$ 、 $N_F$ 、 $N_G$  の3力はつり合っている。

力を平行移動して、力の三角形（示力図）を閉じる。図のように、骨組み部材をそのまま利用して、描くのが効率的である。

骨組みの寸法から、力の三角形の辺の比が1:

1:  $\sqrt{2}$  であることから、

$N_F = P$ （節点を引張戻しているのので、引張力）

$N_G = \sqrt{2}P$ （節点を押し戻しているのので、圧縮力）であることがわかる。

また、 $N_F$ 、 $N_G$  は両端の節点に作用する一対の力であるから、図のように、節点ハ、節点ニにも作用する。

## (2) 節点ニのつり合い

次に、3力の作用する節点ニで、 $N_G$ 、 $N_D$ 、 $N_E$  の3力で示力図を描く。

この場合も、骨組みを使うと効率が良い。同じく三角形の辺の比から、

$N_D = P$ （節点ニを押し戻しているのので、圧縮力）

$N_E = P$ （節点ニを引張戻しているのので、引張力）

## (3) 節点ハのつり合い

節点ハにおいて、荷重  $P$  及び、 $N_F = P$ 、 $N_E = P$ 、 $N_C$ 、 $N_B = 3P$  の5力のつり合いを考える。このように力の数が多い場合は、算式解法が適している。

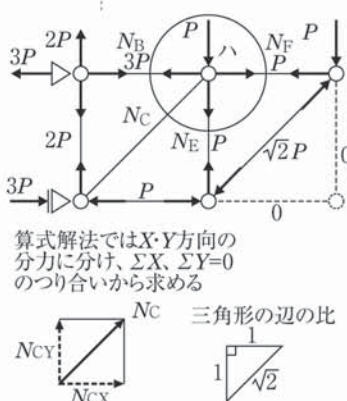
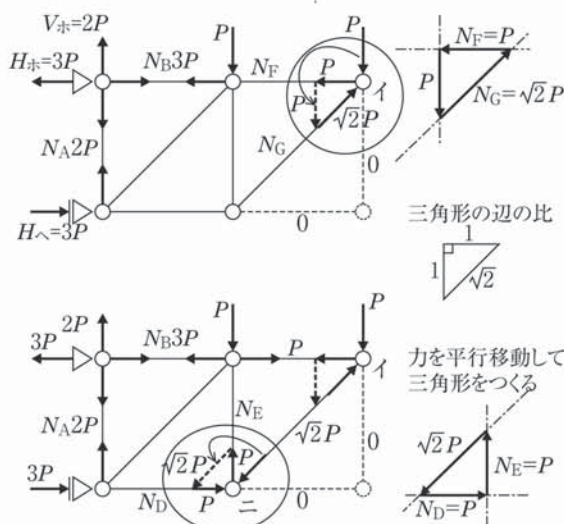
## 【算式解法】

節点ハにおいて、 $N_C$  を図のように  $X$  方向・ $Y$  方向の分力、 $N_{Cx}$ ・ $N_{Cy}$  に分ける。節点ハにおける力のつり合いから、

$\Sigma Y = 0$  より、

$$-P - N_E + N_{Cy} = 0$$

$$-P - P + N_{Cy} = 0 \quad \therefore N_{Cy} = 2P \text{ (仮定のとおり上向き)}$$



したがって、 $N_C$  の分力が  $2P$  であれば、三角形の辺の比から、

$$N_C = \sqrt{2} \times N_{Cy} = 2\sqrt{2}P \text{ (節点ハを押し戻している圧縮力)}$$

## 【図式解法】

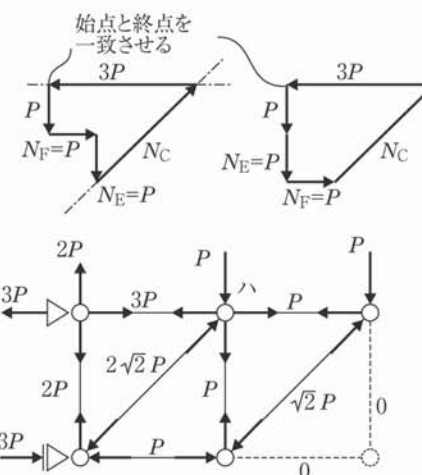
5力のうち、4力は大きさ、向きがわかっているのので、図式解法でも簡単に示力図を描くことができる。図のように明らかな力から右回りの順に、平行移動していき、示力図を閉じる。

後は、三角形の辺の比から、求めることになる。

$$N_C = 2\sqrt{2}P \text{ (節点を押し戻しているのので、圧縮力)}$$

なお、すべての部材応力を示した図は、右のようになる。

図式解法では、明らかな力から、平行移動して、多角形の始点と終点を一致させる。力を右回りに順に並べていくとかける。多角形の形にこだわる必要はない。

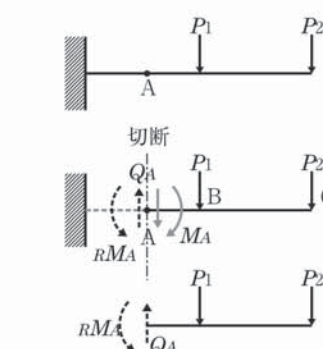


## 1 切断法

## ① 切断法の考え方

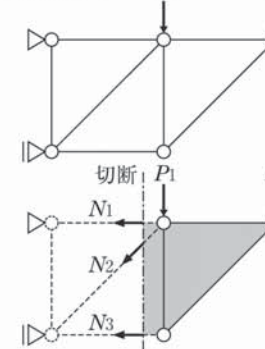
切断法の考え方は、単純梁の応力で学習した原理と同じである。求める点で、切断し、片側で計算するだけである。

## 静定梁の場合



鉛直荷重  $P_1, P_2$  と A 点に生じる力  $M_A$  と  $Q_A$  はつり合っている  
〔 $\Sigma X = 0$ 、 $\Sigma Y = 0$ 、 $\Sigma M = 0$ 〕

## 静定トラスの場合



$P_1, P_2$  と切断部材の節点に作用する力（応力） $N_1, N_2, N_3$  の5つの力はつり合っている  
〔 $\Sigma X = 0$ 、 $\Sigma Y = 0$ 、 $\Sigma M = 0$ 〕

図に、静定の片持ち梁と片持ち梁系トラスを示した。静定梁の場合、求める点で切断し、片側（この場合は自由端）で計算して応力を求める。したがって、図のように鉛直荷重  $P_1, P_2$  と A 点の応力（せん断力  $Q_A$  と曲げモーメント  $M_A$ ）は、つり合い条件式〔 $\Sigma X = 0$ 、 $\Sigma Y = 0$ 、 $\Sigma M = 0$ 〕を満足している。

トラスの場合も同様である。図のように切断した部材が節点に作用する力  $N_1, N_2, N_3$ 、と鉛直荷重  $P_1, P_2$  の5つの力は、つり合い、つり合い条件式〔 $\Sigma X = 0$ 、 $\Sigma Y = 0$ 、 $\Sigma M = 0$ 〕を満足する。

## ② 切断法による解法手順

## 【切断法の解法手順】

- ① 反力を求める。(片持ち梁は反力を求めなくても自由端側で計算できる)
- ② 求める部材を含む3部材で切断する。
  - ・ 釣り合い条件式が3式なので、未知数は3つまで。
- ③ 片側を選択し、部材の応力を仮定する。
  - ・ 外力の少ない側を選択する方が効率的(片持ち梁は自由端側)
  - ・ 仮定の向きは、とりあえず引張力としてよい。数値が(-)であれば、仮定と反対の向きであることがわかる。
- ④ 力の釣り合い条件式〔 $\Sigma X = 0$ 、 $\Sigma Y = 0$ 、任意の点で $\Sigma M = 0$ 〕から、部材応力を求める。

次の図の片持ち梁系トラスの  $N_1$ 、 $N_2$ 、 $N_3$  を求める。

## (1) 求める部材を含み切断

片持ち梁なので、反力計算は省略し、自由端側で計算する。

$N_1$ 、 $N_2$ 、 $N_3$  を引張力(節点を引張戻す方向)に仮定する。

この時、 $N_1$ 、 $N_2$ 、 $N_3$ 、 $P_1$ 、 $P_2$  の5つの力は、釣り合っている。力の釣り合いで学習した、5力の釣り合い問題である。

## (2) 2力の作用線がとおる点で、モーメントの釣り合いを考える

2力の作用線がとおる点では、その2力によるモーメントは生じない。したがって、 $\Sigma M = 0$  式において、未知数を1つに絞ることができる。

・ D 点で  $\Sigma M_D = 0$

$N_2$ 、 $N_3$  の作用線がとおるので、この2力のモーメントは生じない。

$$\Sigma M_D = P \times 2l + P \times l - N_1 \times l = 0$$

$\therefore N_1 = 3P$  (仮定の向きどおり B 節点を引張戻しているの引張力)

・ B 点で  $\Sigma M_B = 0$

$N_1$ 、 $N_2$  の作用線がとおるので、この2力のモーメントは生じない。

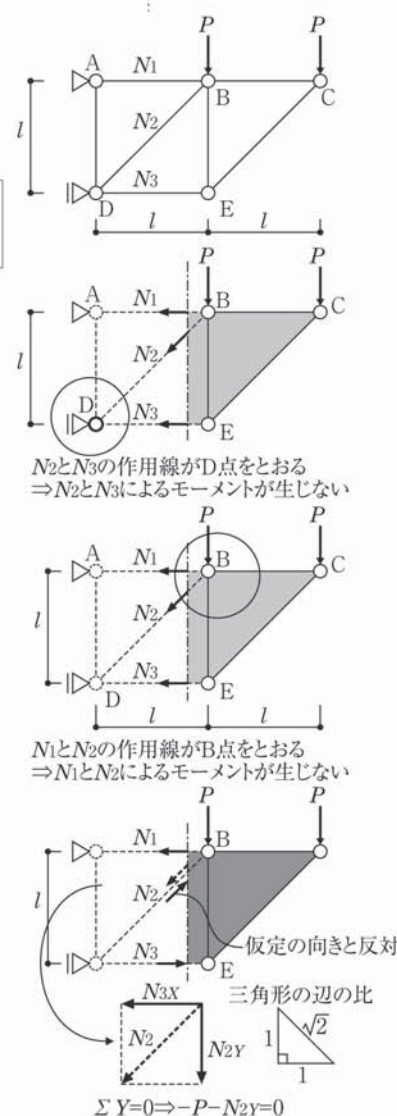
$$\Sigma M_B = P \times l + N_3 \times l = 0$$

$\therefore N_3 = -P$  (-なので、仮定の向きと反対に、E 節点を押し戻しているの圧縮力)

(3) 斜材を求める場合は、 $\Sigma X = 0$ 、又は  $\Sigma Y = 0$  を使う

斜材は、作用線までの距離が求めづらいので、 $N_2$  を図のように X 方向、Y 方向の分力、 $N_{2X}$ 、 $N_{2Y}$  に分けて釣り合いを考える。

この問題の場合は、鉛直方向の外力は、下向きに合計  $2P$  なので、



$$\Sigma Y = -P - P - N_{2Y} = 0$$

$$\therefore N_{2Y} = -2P \text{ (-なので、仮定の向きと反対に、上向き)}$$

したがって、三角形の辺の比から、 $N_2 = \sqrt{2} N_{2Y} = 2\sqrt{2}P$   
(B 節点を押し戻している圧縮力)

## ③ 切断法による解法手順(単純梁の例)

次の平行弦トラスにおいて、 $N_1$ 、 $N_2$ 、 $N_3$  を求める。

(1) 反力を仮定して求める。

$$V_A = V_B = \frac{6\text{kN}}{2} = 3\text{kN}$$

(2) 応力を求める。

$N_1$ 、 $N_2$ 、 $N_3$  を含んで切断し、左側で計算する。

・  $\Sigma M_F = 0$  により、 $N_1$  を求める。

$$3\text{kN} \times 2\text{m} - 2\text{kN} \times 1\text{m} + N_1 \times 1\text{m} = 0$$

$$4\text{kN} \cdot \text{m} + N_1 \times 1\text{m} = 0$$

$$N_1 = -4\text{kN} \text{ (仮定の向きとは逆向き)}$$

$N_1$  は、D 節点を押し戻しているの、  
圧縮力 4 kN

・  $\Sigma M_D = 0$  により、 $N_3$  を求める。

$$3\text{kN} \times 1\text{m} - N_3 \times 1\text{m} = 0$$

$$\therefore N_3 = 3\text{kN} \text{ (仮定どおりの向き)}$$

E 節点を引張り戻しているの、

引張力 3 kN

・  $\Sigma Y = 0$  により、 $N_2$  を求める。

$N_2$  を X 方向、Y 方向に分解する。

$$V_A - 2\text{kN} - \frac{N_2}{\sqrt{2}} = 0$$

$$3\text{kN} - 2\text{kN} - \frac{N_2}{\sqrt{2}} = 0$$

$$1\text{kN} - \frac{N_2}{\sqrt{2}} = 0$$

$$\therefore N_2 = \sqrt{2} \text{ kN} \text{ (仮定どおりの向き)}$$

D 節点を引張り戻しているの、

引張力  $\sqrt{2}$  kN

