

4章 基本問題正解

2002年9月15日作成

2002年9月15日最終修正

萩原芳彦

問題4・1・1

- (a) 引張側 $Z_1 = 1.5 \times 10^4 \text{ mm}^3$ 、圧縮側 $Z_2 = 1.0 \times 10^4 \text{ mm}^3$ 、式(4・14)
(b) 200MPa、式(4・13) (c) 21.6kNm、式(4・10) (d) 0.68m、式(4・10)
(e) 103MPa、式(4・2) (f) ポアソン比に応じたひずみが生じるためである。曲げ応力が正の部分では幅方向に縮み、負の部分では幅方向に伸びるためである。P.14 参照
(g) 曲げ剛性は EI のことである。鋼： $6.18 \times 10^{10} \text{ Nmm}^2$ 、アルミニウム： $2.1 \times 10^{10} \text{ Nmm}^2$
(h) 零、はりには細い繊維の束と仮定 (p.59、仮定2) しているから、2章、p.26 に説明した単軸応力状態が成り立つ。式(2・2)において、 $\theta = 90^\circ$ のときの垂直応力は零となる。
(i) 14.1mm、式(4・12) (j) 最大曲げ応力側に近くなるようにした方がよい。： $e_1 < e_2$ となり、最大曲げ応力の絶対値の方が最小曲げ応力の絶対値より小さくなる。一般に材料は引張応力よりも圧縮応力に対しての方が強いので引張応力を小さくするようにした方が強度的には有利である。

問題4・1・2

- (a) 最大曲げ応力 $\sigma_{\max} = 320 \text{ MPa}$ 、最小曲げ応力 $\sigma_{\min} = -480 \text{ MPa}$ (b) 最大曲げ応力は A より 1.5m の位置におけるはりの下面に生じ、最小曲げ応力は同じ位置のはりの上面に生じている。(c) 640MPa (d) 集中荷重がかかっている場所であり、応力集中が生じ、初等材料力学(本書の範囲)では求められない。集中荷重がどのような形で作用しているかを考え、弾性問題としての解析が必要になる。有限要素法の利用も考えられる。なお、実際問題ではこのような場所において局所的に塑性変形も生じる可能性が高い。

問題4・1・3

- (a) 最大曲げ応力： $\sigma_{\max} = 281 \text{ MPa}$ 、最小曲げ応力： $\sigma_{\min} = -338 \text{ MPa}$
(b) 最大曲げ応力は A より 1.5m の位置におけるはりの上面に生じ、最小曲げ応力は同じ位置のはりの下面に生じている。(c) 最大曲げ応力： $\sigma_{\max} = 500 \text{ MPa}$ 、最小曲げ応力： $\sigma_{\min} = -600 \text{ MPa}$ (d) 固定端 B では壁との結合部に応力集中 (p.20 参照) が生じるた

め、固定部の形状によって応力は変化する。応力集中を軽減するにはさまざまな工夫が必要である。

問題 4・2・1

- (a) $I_{G1} = 5.4 \times 10^5 \text{ mm}^4$ 、式 (4・18) (b) $I_1 = 2.16 \times 10^6 \text{ mm}^4$ 、式 (4・20)
(c) $I_{G2} = 1.35 \times 10^5 \text{ mm}^4$ 、式 (4・18) : (a) とは b と h が入れ替わる。
(d) 寸法の大きな方を高さ方向にとればよい。
(e) 2倍 : 断面係数の比を求める。式 (4・19)

問題 4・2・2

重心を通る場合 : $I_G = 1.8 \times 10^5 \text{ mm}^4$ 、 $I_G = bh^3/36$ 、底辺を通る場合 : $I = 5.4 \times 10^5 \text{ mm}^4$
 $I_G = bh^3/12$

問題 4・2・3

- (a) 中実 : $10 \times 10^3 \text{ mm}^2$ 、中空 : $9.6 \times 10^3 \text{ mm}^2$ (b) 中実 : $8.3 \times 10^6 \text{ mm}^4$ 、中空 : $23.7 \times 10^6 \text{ mm}^4$
(c) 中実 : $1.7 \times 10^5 \text{ mm}^3$ 、中空 : $3.4 \times 10^5 \text{ mm}^3$
(d) 以上の結果から、断面積はほとんど同じでも、この場合には中空の方の断面係数は中実のその約 2 倍になり、同じ曲げモーメントが作用している場合、中空の場合の最大曲げ応力は中実の場合のその約半分となる。したがって、中空とした方が同じ曲げ強さの軽いはりを作ることができる。この例では応力が 2 倍程度違うが、寸法を変えればさらに大きな差を生ずる。色々な条件で計算してみよ。

問題 4・3・1

- (a) 267MPa (b) 1.8MPa、式 (4・24)
(c) はりの曲げの場合、せん断力によってもたらされるせん断応力は非常に小さいことがわかる。なお、式 (2・3) からわかるように、はりにせん断応力が存在しないわけではなく、 45° 傾いた面には曲げモーメントに対応して生ずる曲げ応力の半分のせん断応力が存在する。このような状態でのより正確な応力解析については 8 章で扱う。

問題 4・4・1

- (a) 314 mm^2 (b) 0.0102 (c) 負 (p.73 のモーメントの定義による)
(d) 最大曲げ応力 : 299MPa、B 点、式 (4・40) を用いる。 最小曲げ応力 : -221MPa、

A 点、式 (4・39) を用いる。教科書の図 4・12 とはモーメントの向きが逆であり、用いる式が変わることに注意すること。

(e) 最大曲げ応力：221MPa、A 点、式 (4・39) を用いる。最小曲げ応力：-299MPa、B 点、式 (4・40) を用いる。

(f) 785mm^3 (g) 最大曲げ応力：255MPa、最小曲げ応力：-255MPa

(h) 1.17 倍：曲りばりの応力を真直ばりとみなして計算することで計算は簡略化できるが、正確ではないことがわかるであろう。曲率半径を種々変化させるとどのようになるか確かめてみよ。

問題 4・0・1

- (a) 曲げモーメント (b) 零 (c) p.62 (d) p.63 (e) 式 (4・14) (f) 式 (4・9)
(g) 式 (4・15) (h) 式 (4・16) (i) はりの最大曲げ応力がスパン全長にわたって一様であるようなはり (p.68~69) (j) せん断力 (k) はりの凹側表面
(l) ならない