

問題 2-5 潜水船外圧容器

図 1 に示すような潜水船外圧容器の設計を行う。容器は円筒胴と両側に球形鏡（ふた）をフランジにて結合した構造となっている。外圧は 3MPa（水深 300m）とし、素材はアルミニウム合金であり、ヤング率は 73GPa、ポアソン比は 0.34、0.2%耐力は 250MPa、引張り強さは 280MPa である。

- (1) 応力解析を行い、円筒胴部と球形鏡部のオーダーエスティメーション及びメッシュサイズの評価を行え。
- (2) 降伏応力の評価を行え。ただし、安全率を 1.5 とせよ。
- (3) 円筒胴部の座屈の評価を行え。ただし、安全率を 1.5 とせよ。補足資料を参考にせよ。
- (4) 円筒胴部の座屈を防ぐために、板厚 t を厚くすることを考える。最小の板厚 t を見積もれ。
- (5) 円筒胴部の座屈を防ぐために、図 2 のように、補強リングを取り付ける。これにより、円筒胴部の長さ L を半分とみなすことが出来る。座屈が防げるかどうかを有限要素法を使わずに見積もれ。また、(4) と (5) の設計の構造物重量を比較せよ（概算で良い）。ただし、補強リングは十分な座屈強度を有するものとする。
- (6) (5) で考察した補強リング付きモデルの解析を行い、以下の手順により補強リング取付部の疲労評価を行え。
 - i) アルミニウム合金の両振疲労線図（平均応力=0）およびその式を図 3 に示す。
 - ii) 本潜水船は水面～水深 300m の潜水を繰り返すことから、外圧 0～3MPa を繰り返す片振り疲労である。そこで、 $N=10^7$ 回における応力振幅を疲労限度 σ_w とみなして、グッドマン線図により平均応力の影響を考慮した片振りの疲労限度 σ_a を求めよ。
 - iii) 平均応力による疲労限度の低下率 σ_a/σ_w の値を全時間強度に適用し、図 3 の疲労線図を修正せよ。
 - iv) 修正した疲労線図に安全率 3.0 を見込んで設計疲労線図を作成せよ。
 - v) この設計疲労線図を用いて、リング取付部に対する許容潜水回数 N_d を求めよ。

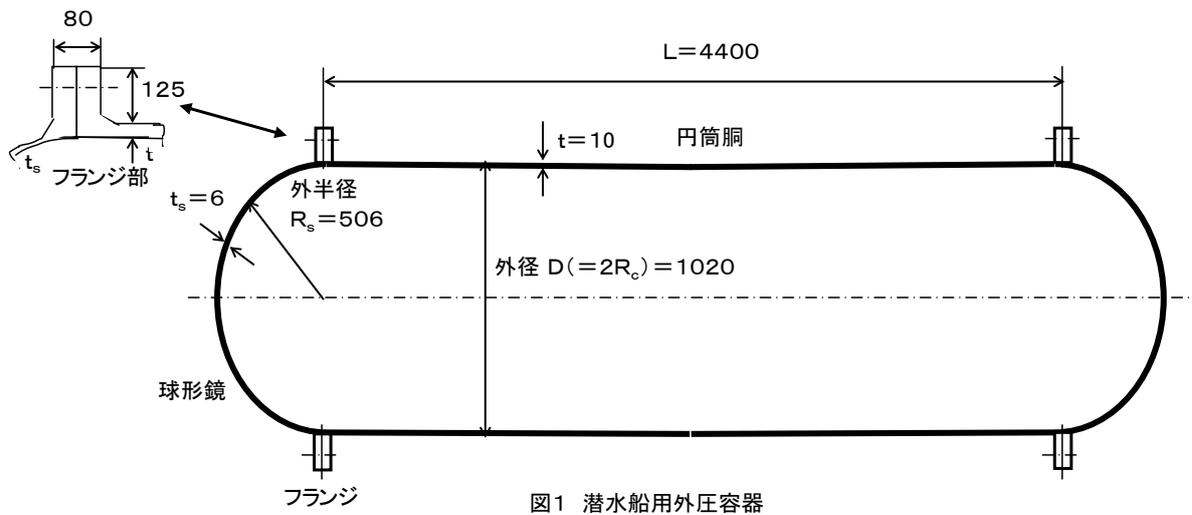


図1 潜水船用外圧容器

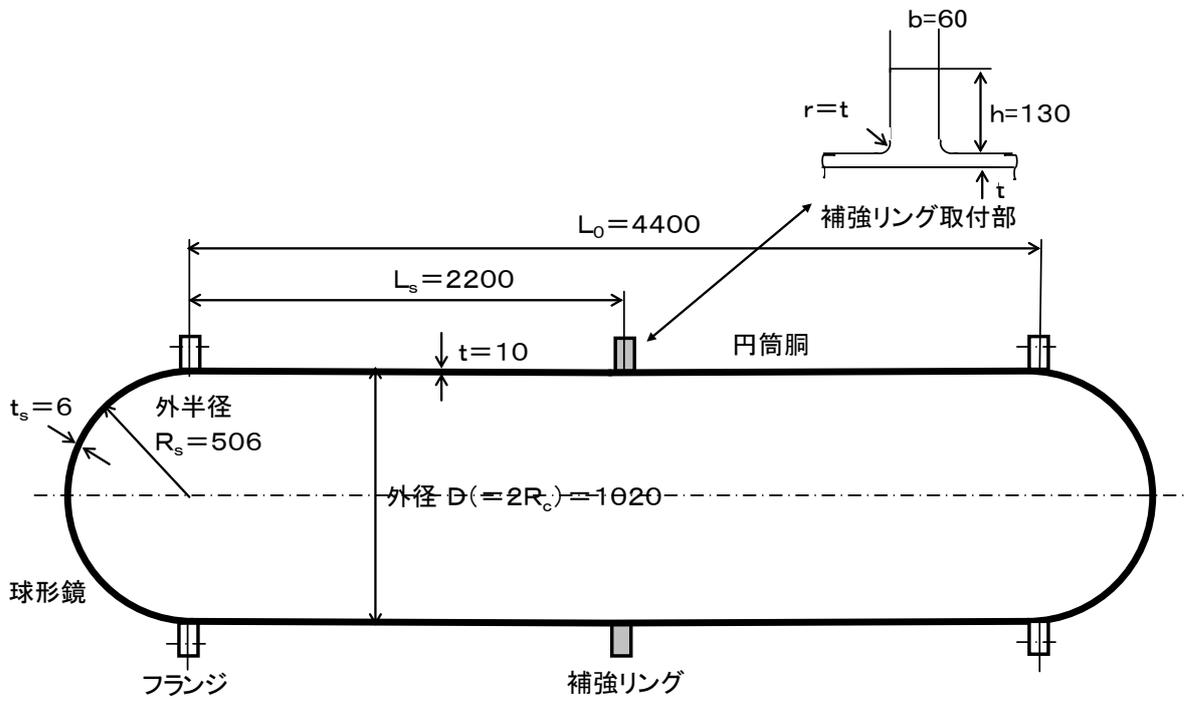
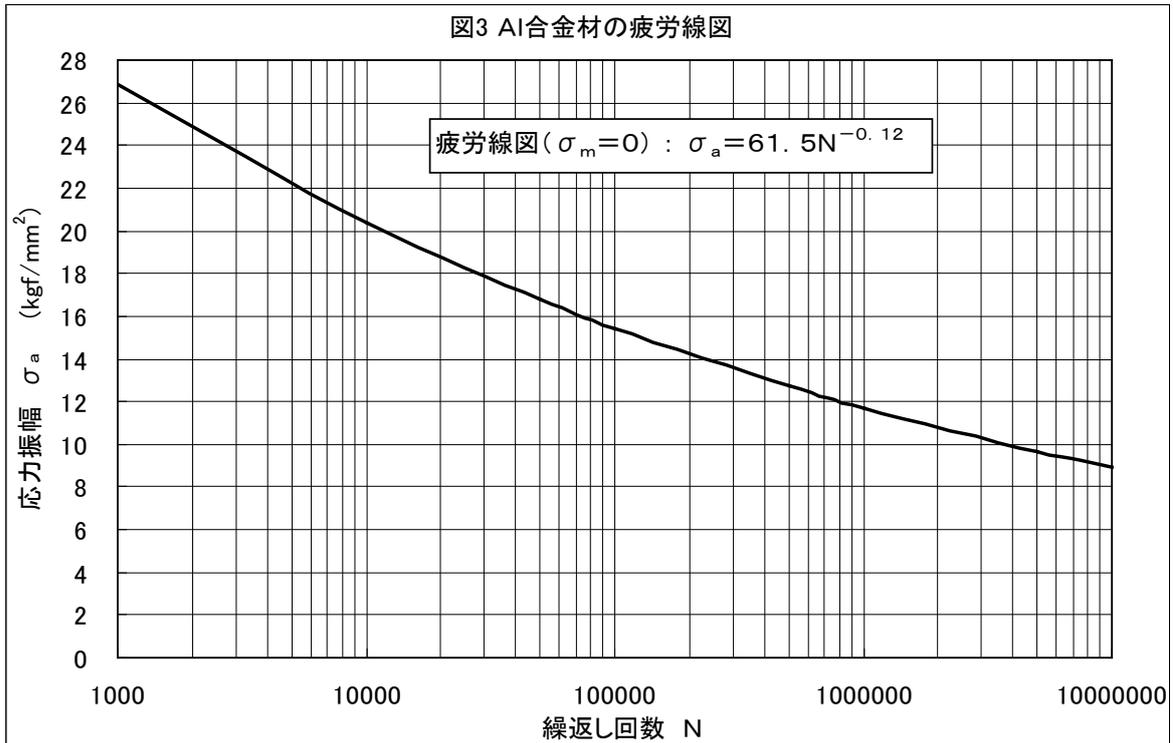
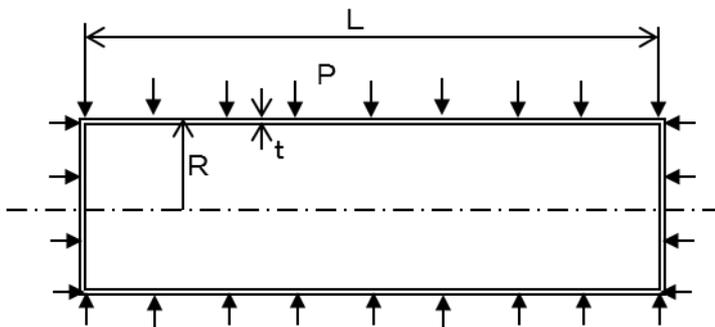


図2 補強リング付き外圧容器



参考資料

円筒殻の外圧による座屈（「機械工学便覧α3」 95頁の式）

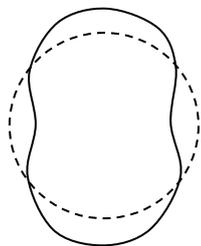


R は外径

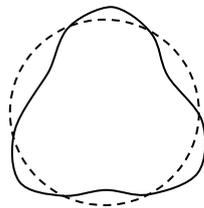
$$\text{座屈応力 } \sigma_c = k \left\{ \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \right\} \left(\frac{t}{L} \right)^2$$

$$k \text{ は座屈係数 } k = \frac{(1+\beta^2)^2}{\delta+\beta^2} + \frac{12z^2}{\pi^4(\delta+\beta^2)(1+\beta^2)^2}$$

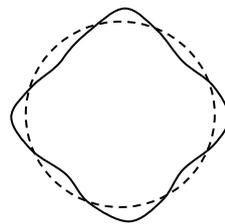
z は形状係数 $z = \frac{\sqrt{1-\nu^2} L^2}{Rt}$ 、 $\delta = 0.5$ 、 $\beta = \frac{Ln}{\pi R}$ n :座屈モードの波数=2, 3, 4, ...



$n=1$



$n=2$



$n=3$

外圧を受ける薄肉円筒の座屈形状

(略解)

(1) 補強リングなしモデルの解析

材料力学：

円筒胴部の応力

$$\sigma_{\theta} = -PD / 2t = 3 \times 1020 / (2 \times 10) = -153 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = -\sigma_{\theta} / 2 = 3 \times 1020 / (4 \times 10) = -76.5 \text{ MPa}$$

解析結果と一致する。

(2) ミーゼス相当応力は 150MPa 程度になる。これは $250/1.5=167\text{MPa}$ より小さい。

(3) 座屈評価

座屈応力は円筒胴部で 29.6MPa、これを安全率 1.5 で割ると 19.7MPa

円筒部周方向応力は-151MPa 程度なので、座屈が生じる

(4) 板厚を大きくすることを考える。

例えば、 $t'=26 \text{ mm}$

にすると、応力は 60MPa 程度 (10/26) に低下する。座屈応力は円筒胴部で 91.6MPa、これを安全率 1.5 で割ると 61MPa で座屈は生じない。

(5) 解析は行わなくて良い

$L=2200$ になると、座屈応力は 247MPa

σ_{θ} は-150MPa 程度なので、座屈しない。

重量比は、 $t=26 \text{ mm}$ で 4.6×10^8 で、リングが 2.6×10^8 で、 $t=26$ が 1.77 倍

(6)

補強部に 98MPa の引張り主応力が発生する。 $\Delta\sigma=50\text{MPa}$ で、平均応力が 50MPa となる。 10^7 の応力振幅を疲労限と仮定して、Goodman 線図により補正すると、低下率 0.76 となり、 $N=13000$ 回が得られる。