

紹介

高圧化学実験装置の設計に就て (其の一)

久 米 泰 三*

緒 言

高圧化学とは高圧下に於ける化学現象を研究対象とするものである。而して高圧なる言葉は科学の各部門に於て夫々其の程度を異にするが、茲で高圧とは数百気圧以上の壓力を意味し、更に之を今日の化学の立場から區別して狭義の高圧と所謂超高圧とに分ける。尤も此の區別は勿論嚴密なるものではなく、從來化学反應に高壓を適用するに際して諸種の技術的立場から來た單なる慣習上のものである。

即ち普通高圧とは数百気圧以上千乃至二千氣壓程度迄のものを云ひ、今日諸種の高圧化学工業並に輓近各國を通して盛に行はれゐる所謂高圧化学の理論的研究に於て一般に適用されてゐる程度のものである。超高圧とは数千氣壓以上數萬氣壓程度迄のものを云ひ、此の程度の壓力下に於ては諸種の物質の物理的性質を吟味したものは比較的多いが¹⁾、之を化学反應に適用したものは今日尙未だ僅少である。例へば瓦斯反應として Basset のアムモニア合成²⁾、硝酸鹽の生成³⁾、溶液反應として Gibson, Perrin 一派の諸種の有機溶液反應⁴⁾、爆發反應として Bone 一派の諸種の混合瓦斯の爆發反應の研究⁵⁾等の程度である。但し此の超高圧化学の研究は近き將來に刮目して見るべきものある事は筆者の既に提唱した所である⁶⁾。

高圧化学の研究は一般的に諸種の合成反應、添加反應、分解並に轉化或は重合、縮合等の反應は勿論、燃燒、爆發反應或は超高圧下に於ける特殊反應等其の領域は相當廣範圍に亙る。而も此等は何れも各々其の反應條件を異にするが故に、夫々其の條件に應じて此等反應物質の高圧下に於ける物理的性質をも並行吟味する必要がある、且つ一方に於て反應装置の構成材料の高溫、高圧下に於ける舉動即ち反應物質との作用關係等をも吟味する必要もある。従つて高圧化学の研究に於ける實驗装置も亦自ら多種多様に亙る。而して此等實驗装置に要する部分品は、實際問題として、普通の壓力計、瓦斯壓縮機、高壓瓦斯容器、普通の高圧用活栓、肉厚パイプ等の外は市販に既成品を求めることは困難にて、殊に反應管等の如く各々特殊な條件を有するものに於ては、之等を研究者自身に於て、單なる模倣でなく、其の目的に向つて獨自の考案に依り設計すべきである事は言を俟たぬ。

勿論此等の點に關しては他の一般の研究實驗の場合に於ても同様ではあるが、特に高圧化学實驗装置に於ては各部に耐壓、殊に反應管等に就ては耐壓と同時に耐熱と云ふ問題が常に附隨して來るが故に、假令簡單なる實驗装置に於ても技術的に或る程度の困難が伴ふ次第である。

而して此等の點に關して茲に詳述することは諸種の事情に依り困難であるから、茲には此

* 京都帝國大學理學部化学教室。

** 最近 2,000 乃至 8,000 氣壓下に於けるメタノールの分解に就て研究したものがあつたが、原報なく詳細は不明である。(A. Apin, O. Leipunskii and N. Reinov, — *J. Gen. Chem. U.S.S.R.*, 10, 863, (1940)).

等各種の装置に何れも共通で、而も其の考案設計に當つて最も注意すべき緊要なる點、即ち反應管其の他の耐壓に關する問題並に各部の連結接続に關する問題に就て述べやうと思ふ。

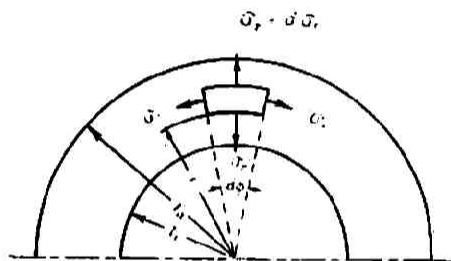
肉厚圓筒の壁に於ける應力*

一般に彈性體が外力の作用を受けて歪を生ぜんとする場合に之に對して誘起される彈性體内部の抵抗を應力と云ふ。應力は力の作用面に垂直に起る分力と之に添ふて起る分力とに分ち、前者を垂直應力、後者を剪断應力と云ふ。垂直應力は力の作用する状態に依つて自ら其の意味を異にする。即ち外力が彈性體を押潰さんとする方向に働く場合には之を壓縮應力、引張の方向に働く場合には之を伸張應力と云ふ。

垂 直 應 力

今高壓反應管等の如き肉厚圓筒の壁に内外兩側から夫々 p_i , p_a なる壓力が働くとする。其の結果として圓筒の壁内には之に對抗して半径方向には外内に向つて夫々壓縮應力 σ_r 、壁の切線方向には伸張應力 σ_t 、圓筒の軸方向には伸張應力 σ_a を生ずる。

今此の肉厚圓筒の壁内に極めて薄い任意の圓筒を考へ、其の内徑、厚さ、外徑を夫々 r , dr , $r+dr$ とし、更にそこに中心角 $d\varphi$ 、長さ dl なる微小圓筒片を考へる(第一圖参照)。而して此の微小圓筒片の内外兩側に生ずる半径方向の應力を σ_r , $\sigma_r+d\sigma_r$ 、切線方向の應力を σ_t とせば、力の平衡條件より半径方向の合力は



第一圖

$$\sigma_r \cdot r \cdot d\varphi \cdot dl - (\sigma_r + d\sigma_r) (r + dr) \cdot d\varphi \cdot dl + 2\sigma_t \cdot dr \cdot dl \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} = 0$$

茲に中心角 $d\varphi$ は微小なるが故に $2 \sin \frac{d\varphi}{2} = d\varphi$ と見做し、 $d\sigma_r \cdot dr$ なる無限小の項を無視すれば上式は

$$r \cdot \frac{d\sigma_r}{dr} + \sigma_r - \sigma_t = 0 \quad (1)$$

此の式を積分する爲めに外力に依る歪を考慮に入れて σ_r と σ_t の關係を求める。

今圓筒の半径、切線並に軸の方向の歪を夫々 ϵ_r , ϵ_t , ϵ_a とせば一般に外力(茲では内外からの壓力)に依る歪と應力との關係は

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_r &= \frac{\sigma_r}{E} - \frac{\sigma_t + \sigma_a}{m \cdot E} \\ \epsilon_t &= \frac{\sigma_t}{E} - \frac{\sigma_a + \sigma_r}{m \cdot E} \\ \epsilon_a &= \frac{\sigma_a}{E} - \frac{\sigma_r + \sigma_t}{m \cdot E} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

* Bach-Baumann, Elastizität u. Festigkeit, 9. Auflage (1924); Newitt, High Pressure Plant and Fluids at High pressures (1940) 参照。

茲に E は所謂弾性係数(普通の鋼に於ては $E=2,150,000 \sim 2,200,000 \text{ kg/cm}^2$), m は所謂ポアソン比(普通の鋼に於ては $m=10/3^*$).

式 (2) より

$$\sigma_r = \frac{m \cdot E}{m+1} \left(\varepsilon_r + \frac{\varepsilon_r + \varepsilon_t + \varepsilon_a}{m-2} \right)$$

或は
$$\sigma_r = \frac{m \cdot E}{m+1} \left(\varepsilon_r + \frac{\varepsilon}{m-2} \right) \quad (\varepsilon = \varepsilon_r + \varepsilon_t + \varepsilon_a)$$

同様に
$$\sigma_t = \frac{m \cdot E}{m+1} \left(\varepsilon_t + \frac{\varepsilon}{m-2} \right) \quad (3)$$

$$\sigma_a = \frac{m \cdot E}{m+1} \left(\varepsilon_a + \frac{\varepsilon}{m-2} \right)$$

而して軸方向の應力は圓筒の横斷面に均等に分布すると見做し得るが故に,

$$\frac{d\sigma_a}{dr} = 0, \quad \frac{d\varepsilon}{dr} = 0$$

従つて
$$\frac{d\sigma_r}{dr} = -\frac{m \cdot E}{m+1} \frac{d\varepsilon_r}{dr} \quad (4)$$

一方に於て、今微小圓筒の半径方向のこれを x とせば、即ち其の内徑 r 及び外徑 $(r+dr)$ が夫々 $(r+x)$ 及び $(r+dr+x+dx)$ となつたとせば、圓筒片の厚さは

$$(r+dr+x+dx) - (r+x) = dr+dx$$

となる。故に半径方向の歪 ε_r は

$$\varepsilon_r = \frac{(dr+dx) - dr}{dr} = \frac{dx}{dr} \quad (5)$$

又従つて切線方向の歪は

$$\varepsilon_t = \frac{(r+x)d\varphi - r d\varphi}{r \cdot d\varphi} = \frac{x}{r} \quad (6)$$

故に式 (4) に上の関係を代入せば

$$\frac{d\sigma_r}{dr} = -\frac{m \cdot E}{m+1} \frac{d^2x}{dr^2} \quad (4)'$$

此等の関係を式 (1) に代入して書き直せば次の様になる

$$-\frac{d^2x}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dx}{dr} - \frac{x}{r^2} = 0 \quad (7)$$

此の式を積分すれば

$$\frac{dx}{dr} + \frac{x}{r} = c \quad \text{或は} \quad r \frac{dx}{dr} + x = cr$$

茲に c は積分恒数にて、之を更に積分すれば

$$xr = \frac{c}{2} r^2 + c_2$$

* Bach-Bauman, Elastizität u. Festigkeit (1924).

或は
$$x = c_1 r + \frac{c_2}{r} \quad (8)$$

茲に $c_1 = \frac{c}{2}$ にて、 c_2 は第二次の積分恒数である。

従つて
$$\frac{dx}{dr} = c_1 - \frac{c_2}{r^2} \quad (9)$$

此等の関係式 (3), (5), (6), (8), (9) より σ_r, σ_t は次の様になる。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{m \cdot E}{m+1} \left(\frac{dx}{dr} + \frac{\varepsilon}{m-2} \right) = \frac{m \cdot E}{m+1} \left(c_1 - \frac{c_2}{r^2} + \frac{\varepsilon}{m-2} \right) \\ \sigma_t &= \frac{m \cdot E}{m+1} \left(\frac{x}{r} + \frac{\varepsilon}{m-2} \right) = \frac{m \cdot E}{m+1} \left(c_1 + \frac{c_2}{r^2} + \frac{\varepsilon}{m-2} \right) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

茲に積分恒数 c_1, c_2 を消去せんが爲に肉厚圓筒の内外兩側に於ける條件、即ち $r=r_1$ 及び $r=r_a$ なる場合に夫々 $\sigma_r = -p_i$ 及び $\sigma_r = -p_a$ なる條件を當嵌めると

$$\left. \begin{aligned} \frac{m \cdot E}{m+1} \left(c_1 - \frac{c_2}{r_1^2} + \frac{\varepsilon}{m-2} \right) &= -p_i \\ \frac{m \cdot E}{m+1} \left(c_1 - \frac{c_2}{r_a^2} + \frac{\varepsilon}{m-2} \right) &= -p_a \end{aligned} \right\}$$

従つて此等の關係より積分恒数は

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{p_i r_1^2 - p_a r_a^2}{r_a^2 - r_1^2} \cdot \frac{m+1}{m \cdot E} - \frac{\varepsilon}{m-2} \\ c_2 &= \frac{r_a^2 r_1^2}{r_a^2 - r_1^2} (p_i - p_a) \frac{m+1}{m \cdot E} \end{aligned}$$

故に式 (10) は次の様になる

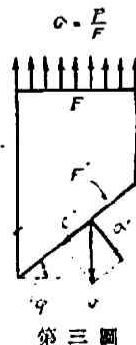
$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{p_i r_1^2 - p_a r_a^2}{r_a^2 - r_1^2} - \frac{r_a^2 r_1^2}{(r_a^2 - r_1^2) r^2} (p_i - p_a) \\ \sigma_t &= \frac{p_i r_1^2 - p_a r_a^2}{r_a^2 - r_1^2} + \frac{r_a^2 r_1^2}{(r_a^2 - r_1^2) r^2} (p_i - p_a) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

此の關係式 (11) に依り内外兩側から壓力を受けた場合の肉厚圓筒の壁に於ける應力の分布状態を知る事が出来る。

剪 断 應 力

此の應力は外力の作用面に添ふて起る組織のずれに抗する内力にして、其の大きさは全應力の作用面の方向に於ける分力を以て表はす。^{*} 今第三圖に於て外力 P に対する應力を σ とし、力の作用方向と φ なる角をなす断面 F' に垂直なる分應力を σ' 、 F' 面に於ける分應力を τ' とすれば

$$\left. \begin{aligned} \sigma' &= \frac{P \cos \varphi}{F'} = \sigma \cdot \frac{F}{F'} \cdot \cos \varphi = \sigma \cos^2 \varphi \\ \tau' &= \frac{P \sin \varphi}{F'} = \sigma' \cdot \tan \varphi = \frac{\sigma}{2} \sin 2\varphi \end{aligned} \right\} \quad (12)$$



第三圖

^{*} 剪断應力も垂直應力と同様に断面(作用面)の單位面積に就ての大きさを云ひ、普通 τ を以て表はす、即ち $\tau = P/F$ kg/cm² (P は外力、 F は作用面積)。

此の関係より明なる様に 剪断應力は作用する外力の方向と 45° の角をなす面に於て最大の値を呈する。

而して内外兩側からの加壓に依り 圓筒壁内に垂直應力を生ずる場合には 當然其處に同時に 剪断應力が誘起される。此の剪断應力の大きさは上述より明なる様に互に直角に起る壓縮及び 伸長兩應力の代數和の 2 分の 1 となり、其の値は 此の兩應力と 45° の傾斜面に於て 最大にして

$$\tau = \frac{1}{2}(\sigma_t + \sigma_r) \quad (13)$$

(1) 單一圓筒に内壓のみ働く場合

普通の高圧反應管其の場合の様な肉厚單一筒(一重管)に於て外壓 1 氣壓を内壓に對して無視すれば、即ち $p_a = 0$ とせば上式より

$$\sigma_r = p_i \frac{r_i^2 r_a^2 - r_a^2 r_i^2}{(r_a^2 - r_i^2) r^2} \quad (14)$$

$$\sigma_t = p_i \frac{r_i^2 r_a^2 + r_a^2 r_i^2}{(r_a^2 - r_i^2) r^2} \quad (15)$$

此等の關係から普通の單一肉厚圓筒に内壓を受ける場合の壁に於ける應力の分布を得られる譯であるが、之を圖示すれば第二圖のようになる。

此等の關係より明なる様に半径方向の應力は壓縮應力にて其の値は $-p_i \sim 0$ の範圍にあつて、内壁に於て最大にて其の値は

$$\sigma_{r \max} = -p_i \quad (14')$$

にして外側へ向つて漸次減少し外壁に於て遂に零となる。

切線方向の應力は伸張(引張)應力にて是亦内壁に於て最大なるも、此の場合は其の値は

$$\sigma_{t \max} = p_i \frac{r_a^2 + r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \quad (15')$$

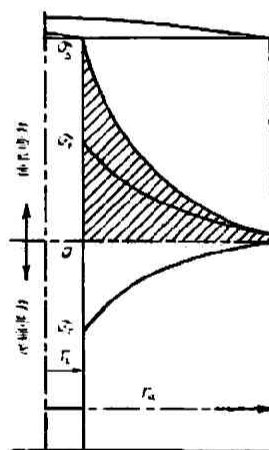
にして是亦外側に向つて漸次減少して行くが壁の外側に於て

$$\sigma_{t \min} = p_i \frac{2r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \quad (15'')$$

となる。

軸方向の應力は圓筒の兩端を閉鎖したる場合に生ずる譯にて、此の場合に於ては、應力は斷面に均等に分布されてゐると見做し得るが故に

$$\sigma_a = \frac{\pi r_i^2 p_i}{\pi(r_a^2 - r_i^2)} = p_i \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \quad (16)$$



第二圖

圖は圓筒壁の縱斷面に於て軸 0 0 の上下に 矢々切線並に半径方向の應力 σ_t 並に σ_r の分布状態を示す。陰影を附したる部分、即ち σ_a は此等兩者の合力に等しく、實際に圓筒壁内に起る綜合應力である。

即ち此の関係式より明なる様に軸方向の應力は他の應力に比して其の値は小である。

此の場合の最大剪断應力は

$$\tau_{\max} = p_i \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2}$$

(2) 単一圓筒に外圧のみ働く場合*

肉厚圓筒に外圧のみ働く場合には式 (11) に於て $p_i = 0$ と置けば内圧のみの場合と同様に次の様な關係を得られる。即ち

$$\sigma_r = -p_a \frac{r_a^2 r^2 - r_a^2 r_i^2}{(r_a^2 - r_i^2) r^2}$$

$$\sigma_t = -p_a \frac{r_a^2 r^2 + r_a^2 r_i^2}{(r_a^2 - r_i^2) r^2}$$

$$\sigma_a = -p_a \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2}$$

従つて壁内に於ける半徑方向の應力は壁の内側に於て 0, 外側へ向つて漸次増大し、

$$\sigma_{r \max} = -p_a$$

切線方向の應力も壁の内側に於て最小、外側に於て最大にして

$$\sigma_{t \max} = -p_a \cdot \frac{r_a^2 + r_i^2}{r_a^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_{t \max} = -p_a \cdot \frac{2r_a^2}{r_a^2 - r_i^2}$$

又従つて壁内に於ける最大剪断應力は

$$\tau_{\max} = p_i \cdot \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2}$$

肉厚圓筒の壁の厚さ

一般に反應管等肉厚圓筒の壁の厚さは内圧又は外圧に依り壁内に起る最大應力が常に其の圓筒構成材料の弾性限界内にありと云ふ條件に依り定めるべきである事は言を俟たぬ。

その爲には圓筒の壁を十分厚くしなすれば良い様に一見感じられるが、併し材料力學的には壁の肉厚に依る耐壓効果には或る限度があつて、それ以上は如何に肉厚くしてもその効果は少い。且つ一方に於て必要以上に肉厚くする事は材料が非常に不經濟になるのみならず、其の加工上にも又實際實驗操作上にも却つて甚だ不便である。

而して材料の弾性限界に就ては壓縮、伸長又は剪断の個々の單一應力作用に依る抵抗力は所謂材料試験に依り比較的容易に判定し得るが、應力状態が2又は3主軸からなる複雑なる場合にはその抵抗力を判定する事は相當困難である。肉厚圓筒の壁に於ける場合も之に相當する譯であるが、斯る場合の弾性破損等に関しては諸種の學説がある。即ち

* 肉厚圓筒に外圧のみを受ける場合一例へば普通の熱電對保護管等の様な場合。

(i) 最大主應力説——之は所謂 Rame—Rankine の説で 3 主應力 (一般に x, y, z の 3 主軸方向の應力、即ち茲に圓筒の場合は半径、切線及び軸方向)、の内其の何れか一つが單一伸長又は壓縮の弾性限界を超へれば圓筒は破損すると云ふ説。

(ii) 最大剪断應力説——之は Coulomb, Guest⁷⁾ の提唱したもので、垂直應力に無關係的に剪断の最大應力が材料試験の剪断弾性限界を超へれば圓筒は破損すると云ふ説。

(iii) 歪エネルギー説——之は Beltrami, Haigh⁸⁾ の提唱したもので、單位體積に加はる歪エネルギーが單純弾性限界に於ける歪エネルギー (即ち歪に要する仕事に相當するもの) を超へた場合に圓筒は破損すると云ふ説。

其の他に例へば St. Venant の最大主歪説、Huber, Mises 等の剪断歪エネルギー説、Mohr の最大剪断應力説等諸種の説があるが、肉厚圓筒の場合には次に述べる様に、最初の三説が問題となる。

而して此等の説に従へば材料の弾性限界が判れば壁の厚さ*と圓筒の對壓度を計算し得る譯であるが、實際に肉厚圓筒に就ての實驗の結果に依れば此等の諸説は材料に依り明に適、不適がある。

(1) 脆き材料——鋳鐵、銅、砲金、真鍮又は非常に硬度の高い脆き特殊鋼等の如き材料に於ては最大主應力説が當嵌る。

圓筒壁内に於ては、式 (14'), (15'), (15''), (16) より明なる様に、切線方向の伸長應力は軸方向のものは勿論半径方向の壓縮應力より大で、此の場合の最大主應力は即ち式 (15') で表はれるものである。従つて今材料試験に於ける弾性限界を σ_E とせば此の説に従へば、圓筒の耐壓限度は、

$$p_i = \sigma_E \frac{r_a^2 - r_i^2}{r_a^2 + r_i^2} \quad **$$

$$\text{或は} \quad \frac{p_i}{\sigma_E} = \frac{k^2 - 1}{k^2 + 1} \quad (k = r_a/r_i) \quad (17)$$

而して實際に鋳鐵製圓筒の諸種の厚さのものに就て内壓に依る破断試験を行つた實驗結果⁹⁾と、其の各圓筒の材料の抗張力 (σ_n) 及び其の内徑及外徑を式 (17) に當嵌めて計算したる値を第一表に示す。(但し此の場合 σ_E の代に σ_n の値をとる。***)

第一表

k ($= \frac{r_a}{r_i}$)	抗張力 σ_n (kg/mm ²)	破 損 壓 p (kg/mm ²)		$\frac{p}{\sigma_n}$	
		實 測 値	計 算 値	實 測 値	計 算 値
1.30	13.08	3.58	3.35	0.272	0.256
1.54	17.23	6.69	7.00	0.388	0.406
1.85	18.91	10.23	10.41	0.540	0.550
2.40	18.77	13.53	13.22	0.720	0.704
2.96	15.23	12.24	12.16	0.802	0.796

* 茲では便宜上厚さの代りに内徑と内徑との比を以て取扱ふ、即ち $k = r_a/r_i$ と置く。

** 材料の弾性破断に關して論ずる場合は應力に就ては其の正負に拘らず絶対値を以て其の大きさを表す。

*** 鋳鐵等の如き脆き材料に於ては引張試験に於て弾性限界なるものは現はれず直に破断に至る。材料試験に於ける最大應力を一般に其の材料の抗張力 (σ_n) と云ふ。

此の表に於て實驗値と計算値がよく一致する事を認める。故に鑄鐵の如き脆き材料を使用する場合には最大主應力説に依り式 (17) を以て圓筒の耐壓度、即ち壁の厚さの最少限度を定むべきである。(後述参照)

(2) 延性ある材料——軟鋼の如き延性の相當大なる材料に就ては歪エネルギー説が當嵌る。今材料が弾性限界 σ_E に於て ε 変形した場合の歪に要する仕事は單位體積に就て

$$A = \int_0^{\varepsilon} \sigma_E d\varepsilon = \frac{1}{2} E \varepsilon^2 = \frac{1}{2} \frac{\sigma_E^2}{E} \quad (a)$$

而して一般に弾性體の變形に依り其の内部に貯へられるエネルギーは

$$U = \frac{1}{2E} \left[(\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2) - \frac{2}{m} (\sigma_x \sigma_y + \sigma_y \sigma_z + \sigma_z \sigma_x) \right]$$

此の $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ は夫々 x, y, z 軸方向の應力にして茲には $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z$ に相當し、今半徑、切線兩方向の二次の場合には上式は次の様になる。

$$U = \frac{1}{2E} \left[\sigma_r^2 + \sigma_t^2 - \frac{2}{m} \sigma_r \sigma_t \right] \quad (b)$$

而して歪エネルギー説に於ける 破損條件は單位體積に就ての歪エネルギーが材料の弾性限界に於ける歪に要する仕事に等しと考へるが故に上式 (a), (b) より次の様な關係を得る。

$$\sigma_r^2 + \sigma_t^2 - \frac{2}{m} \sigma_r \sigma_t = \sigma_E^2$$

此の關係式に式 (12)', (13)'' を代入して整理すれば

$$\frac{p_i}{\sigma_E} = \frac{r_a^2 - r_i^2}{r_i^2 \sqrt{2 \left(1 + \frac{1}{m} \right) \frac{r_a^4}{r_i^4} + 2 \left(1 - \frac{1}{m} \right)}}$$

茲に $m=10/2.5^{**}$ とすれば

$$\frac{p_i}{\sigma_E} = \frac{2(r_a^2 - r_i^2)}{\sqrt{10r_a^4 + 6r_i^4}}$$

或は

$$\frac{p_i}{\sigma_E} = \frac{2(k^2 - 1)}{\sqrt{10k^4 + 6}} \quad (18)$$

而して實際に軟鋼製の諸種の肉厚圓筒に就て内壓に依る 破損試験の結果と一方其の各圓筒に就て材料試験に於ける降伏點***、並に其の内徑及び外徑を以て式 (17), (18) 及び次に述べる式 (19) に依り計算した値とを比較して第二表に示す。

此の表より明なる様に軟鋼の如き延性大なる材料に對しては最大主應力説及び次に述べる最大剪斷應力説よりは歪エネルギー説の方がよく當嵌る事を認める。故に斯る材料に對しては式 (18) を使用すべきである

* 茲に E は弾性係數にして、 $\varepsilon = a\sigma$, $a = \frac{1}{E}$ 。

** C. Bach に依れば $m=10/3$ なるも、茲では $m=10/2.5$ なる値をとる。

*** 一般に軟鋼等の如き材料に於ては弾性限界と降伏點とは餘りその値に大差なきを以て、茲には原報のまゝ弾性限界 σ_E の代り降伏點 σ_F を用ひ計算した値を引用した。

第 二 表

k ($=\frac{r_a}{r_i}$)	降 伏 点 σ_F (kg/mm ²)	破 損 圧 P (kg/mm ²)	P/σ_F	P/σ_F (計 算 値)*		
			實 測 値	(i)	(ii)	(iii)
1.35	24.82	6.82	0.275	0.291	0.225	0.262
1.58	24.82	8.70	0.354	0.430	0.300	0.363
1.79	24.82	10.83	0.436	0.525	0.344	0.422
2.19	25.92	12.72	0.490	0.655	0.395	0.494
2.88	25.92	14.27	0.550	0.784	0.439	0.553
3.05	25.92	14.20	0.547	0.806	0.446	0.562
3.65	25.92	15.33	0.591	0.860	0.467	0.583

* 茲に (i), (ii) 及び (iii) は夫々最大主應力説, 最大剪断應力説及びエネルギー説の式に依つて計算した値である。

(3) 延性ある特殊鋼材——ニツケルクローム鋼の如き延性大なる特殊鋼材に於ては最大剪断應力説が當嵌る。

此の説に依れば圓筒の弾性破損は圓筒壁内に於ける半径、切線兩應力に依り誘起される最大剪断應力が或る限界に達した場合に起る。

最大剪断應力は式 (13) に依り

$$\tau = \frac{1}{2} (\sigma_t + \sigma_r) = \sigma_n$$

而して此の σ_n は $(\sigma_t + \sigma_r)$ なる大さの單純應力に相當するもので、此の説に依れば此の値が即ち實際に圓筒壁内に働く綜合應力で、此の最大値が材料の單純伸長試験に於ける弾性限界に達した場合を以て圓筒の弾性限界とする。即ち

$$\sigma_{t \max} + \sigma_{r \max} = \sigma_{n \max} = \sigma_E$$

従つて式 (12'), (13') より

$$\sigma_E = P_i \frac{2r_a^2}{r_a^2 - r_i^2}$$

或は

$$\frac{P_i}{\sigma_E} = \frac{k^2 - 1}{2k^2} \quad (19)$$

今ニツケル鋼其他諸種の肉厚圓筒に就て内壓に依る弾性破損試験を行つた結果と其の各に就ての内徑、外徑及び弾性限界を以て上式に依り計算したる結果とを示せば第三表の様である。

此の表中計算値 (i) 及び (iii) は夫々式 (17), (18) を用ひて計算したものであるが、此等の値が實驗値と相當違背するに反して上式 (19) に依る値は實驗値とよく一致する。

故に此等の特殊鋼並に之に近い性質の材料を使用する場合は式 (19)* に依るべきである。

* 此の關係式はニツケルクローム鋼の如き特殊鋼に最近一般に適用されてゐる關係式である。H. Tanguet に依れば此の關係式は 200~3000 kg/cm² の間に適用し得ると云はれてゐる。(The Design and Construction of High Pressure Chemical Plant, 163, (1934)).

** 一般に許容應力と云はれてゐるものに相當する。

第 三 表

$\left(\frac{k}{r_1}\right)$	降 伏 点 σ_F (kg/mm ²)	破 損 圧 P_i (kg/mm ²)	P_i/σ_F	P_i/σ_F (計 算 値)*		
			實 測 値	(i)	(ii)	(iii)
ニ ッ ケ ル 鋼						
2.15	44.22	18.07	409	0.644	0.392	0.488
2.15	45.58	18.11	397	0.644	0.392	0.488
2.50	33.56	14.17	422	0.724	0.420	0.527
2.50	45.36	19.06	420	0.724	0.420	0.527
ニ ッ ケ ル ク ロ ム 鋼						
2.00	46.56	18.79	404	0.600	0.375	0.466
ニ ッ ケ ル ク ロ ム, モ リ ブ デ ン 鋼						
2.00	59.25	22.20	374	0.600	0.375	0.466
2.00	52.66	19.97	379	0.600	0.375	0.466
2.00	51.11	19.06	373	0.600	0.375	0.466

* 茲に (i), (ii) 及び (iii) は夫々最大主應力説, 最大剪断應力説及び歪エネルギー説の式に依つて計算したものである。

之を要するに高圧実験装置に於ては肉厚圓筒等に鋳鐵を使用する場合は殆どないが, 軟鋼, 特殊鋼其の他を使用する場合には其の材料の性質に應じて夫々上述の式 (17), (18) 又は (19) に依り所要の内徑に對する外徑, 即ち壁の厚さの限度を決定すべきである。

而して適用する内壓が非常に高くして使用材料の彈性限界を超過し, 單一圓筒としての壁に就て上述の關係式が成立しない様な場合には後節に於て述べる様に圓筒の壁を二重又は三重として補強すべきである。

茲に特に注意すべきことは此等の關係式は何れも肉厚圓筒の耐壓限度を規定するものであつて, 實際に此等を基として圓筒壁の厚さを決定するに際しては材料の彈性限界 σ_E の代りに或る程度の安全率を考慮した耐久應力**とも云ふべき値, 即ち $\sigma_D < \sigma_E$, 或は $\sigma_D = s \cdot \sigma_E$ (茲に s は安全率を意味する係數) をとるべきである。

許 容 應 力

材料の許容應力とはその材料を實際の使用するに際して安全であると考へられる最大應力を云ふ。

一般に材料力学なるものは外力と其の應力との關係を求むるにあるが, それ自體が一定の簡單なる假定の上に立脚しており, 一方外力は常に豫想通りに正しく働くものでなく, 且つ材料自體の性質, 状態は常に同様でないが故に, 其の理論的計算の結果は實際に起る應力状態とは幾分相違してゐる事がある。故に一般に材料の實際使用に際しては此等の正確に表はし得ない状態に關聯する事項に對して普通に求め得られる最大應力以上に尙或る程度の附加應力を考慮すべく, ——換言すれば實際に適用する應力は普通材料試験等に於て見出される最大應力より遙に小さくとるべきである。是即ち所謂許容應力にして, 最大應力に對する此の許容應力の比を一般に安全率と云ふ。

許容應力は上述の様に元來嚴密なるものでなく、材料試験の結果、材料の使用状況並に經驗的事實等から定めらるべきものであるが、高圧化学実験装置、殊に反應管等の高温部に對しては特に熱應力、応力等の問題をも考慮すべきである。以下此等に關する點に就て述べる。

(次號へ続く)

(昭和十七年十二月)

文 献

- 1) 例へば Bridgman, Poulter, Jacobs, Basset 等の研究、本誌、第十一卷(紹介)、超高壓化学に就て、第十五、第十六卷(紹介)、高壓に就て参照。
- 2) Basset, *Compt. rend.*, 196, 668 (1934); *Bull. Soc. chim.*, (5), 2, 108 (1935).
- 3) Basset et Dodge, *ibid.*, 200 744 (1935).
- 4) Gibson-Perrin, *Proc. Roy. soc.*, (A) 150, 223 (1935); 154, 684 (1936); 159, 163 (1937) 以下
- 5) W. Bone, *Gaseous Combustion at High Pressure* (1929); *Proc. Roy. Soc.*, (A) 139, 57 (1933) 以下。
- 6) 本誌、第十一卷(紹介)、超高壓化学に就て。
- 7) J. J. Guest, *Phil. Magazine*, 69 (1900).
- 8) B. P. Haigh, *Engineering*, 109, 158 (1920).
- 9) W. Cook and R. Robertson, *ibid.*, 92, 786 (1911).
- 10) A. E. Macrae, *Oberstrain of Metals*, (1930).