18-8 ステンレス製スピニング ポットについて*

(昭和25年12月11日受理)

会 員 三 浦 春 信**

1. 概 要

スピニングポットは現在もなおプラスチックで作られているが、スピニングの高速化と容積の増大を計り、従来の生産能率を倍加させることが要求されて来ている。又スピニングポットの破損防止の見地からもプラスチック製をより丈夫にするよう考慮されて来ている。ここにおいて金属製ポットが要望されて来たのは当然である。だが軽量で(電力消費が些少)高速回転で振動のないもので、なお耐酸的である形状と材質が要求されるために金属材料選択に困難を来たしていた。

18-8ステンレス製スピニングポット

先ず耐酸金属として 18-8 系ステンレスが考えられる、勿も Al 系軽金属で耐酸塗料の利用も考えられ実用の域に達しているようであるが、金属肌そのまゝで使用されるものとしてはステンレス以外には、モネルを除いては目下の所ないようである。ステンレスでも Mo 系、Mo-Cu 系と色々あるが $C < 0.05\%$ が確保され得れば Mo 系で充分であろう。現に流動液に浸した実験において $C < 0.07\%$ のものは耐え得ている。だが Mo 系では薄黒色の着色が表皮に出来るために使用上どうかと考えさせられて来た。

ステンレス材料の耐蝕の問題は Mo-Cu 系で $C < 0.05\%$ は充分耐え得ることは実験で証明されている。

今回の試作はこの材質的問題は一應考えず 18-8 Mo 系 (NAS-84S) で作つた。18-8 ステンレス

で作つたポットが現状のポットモーターで使用に耐え得る運転が可能かどうか。高速運転が出来るかどうか、工作上の問題と困難な熔接の問題の解決のため先ず構造研究に努力した。

本ポット構造は、熔接による試作研究である。本構造に対する強度計算を行つた。12,000 r.p.m の回転数における底板周辺に生ずる遠心力による曲げ應力を求めた。その結果なお増大した回転数にも耐え得ることが判つた。即ち 12,000 r.p.m において許容安全率は 5 である。(破壊應力に対する安全率 8 程度である)

取扱上変形を防止するため、ポット胴体に 2 本のリブを入れたが上部輪体が丈夫なためにこれは不要のようだ。これとは逆に底板の厚さは胴体よりも厚くすべきことが判つた。だが 2 個の試作品において 1 個は実際運転に振動なく合格した。他の 1 個は運転前において変形を来たした。

径に対し深さの大きいポットを試作したが、実際使用には構造上からは支障はない確信を持つに至つた。

2. ポット試作構造

i 材 質 NAS-84S (18-8Mo 系)

ii 加工構造

第 1 図のように熔接方法を選んだ。底板と胴板を絞り加工して同一材料で 1 個のものとした方がよいことは判つているが、上端のリブ部の形状を従来のプラスチックポットと同形式に合せて比較する意味からも、どうしても肉厚材料を採用せねばならなかつた。

熔接には歪の防止より特殊な熔接用雇を使用した。

本図の 5 つよりなる部品の熔接後機械加工をなし、胴体の中間へ補強リブ 2 本嵌合さした。このリブは薄い金属板の使用のために取扱上に変形す

* Spinning Pot of 18-8 Stainless Steel.

** H. Miura, 株式会社櫻製作所

ることを防止するために考慮した対策であつた。
リブ嵌合後最後の機械仕上をなした。

第1図 18-8 ステンレスポット溶接構造

3, 18-8 ステンレス製ポット の内力計算

上記ポットの底力計算をなし、8,000 r.p.m
12,000 r.p.m の両回転における内力を求め
12,000 r.p.m においても充分耐え得ることを確
めた。本計算は阪大太田教授の御指示により神戸
大学工学部小原正三助教授により成された。

$$D = \frac{m^2 E t_1^3}{12(m^2 - 1)} \quad \text{曲げ剛性 } E: \text{young's modulus}$$

$$D = \left(\frac{d^2 w}{dx^2} \right)_{x=l} = 2D\beta^2 \left[e^{\beta l} \{ C_1 \cos \beta l - (2C_1 + C_2) \sin \beta l \} - e^{-\beta l} \{ C_1 \cos \beta l - C_2 \sin \beta l \} \right]$$

$$C_1 = \frac{AL}{BD - AK}$$

$$C_2 = \frac{BL}{AK - BD}$$

$$\beta l = \frac{3 \left(1 + \frac{1}{m^2} \right)}{r^2 t_1^3}$$

$$A = e^{\beta l} \left[\left\{ 3t_2^3 \left(1 + \frac{m}{2} \right) + t_1^3 r \beta \right\} \cos \beta l - \left\{ t_2^3 \left(1 + \frac{m}{2} \right) + 2t_1^3 r \beta \right\} \sin \beta l \right] \\ + e^{-\beta l} \left[\left\{ t_2^3 \left(1 + \frac{m}{2} \right) - t_1^3 r \beta \right\} \cos \beta l - t_2^3 \left(1 + \frac{m}{2} \right) \sin \beta l \right]$$

$$B = e^{\beta l} \left[t_2^3 \left(1 + \frac{m}{2} \right) \cos \beta l - \left\{ t_2^3 \left(1 + \frac{m}{2} \right) + t_1^3 r \beta \right\} \sin \beta l \right] - e^{-\beta l} \left[t_2^3 \left(1 + \frac{m}{2} \right) \cos \beta l \right. \\ \left. - \left\{ t_2^3 \left(1 + \frac{m}{2} \right) - t_1^3 r \beta \right\} \sin \beta l \right]$$

$$D = e^{\beta l} \left[\left\{ 12(m+1)t_2 + m r t_1^3 \beta^3 \right\} \cos \beta l + \left\{ 6(m+1)t_2 + 3m r t_1^3 \beta^3 \right\} \sin \beta l \right] \\ - e^{-\beta l} \left[m r t_1^3 \beta^3 \cos \beta l + \left\{ 6(m+1)t_2 - m r t_1^3 \beta^3 \right\} \sin \beta l \right]$$

$$K = e^{\beta l} \left[\left\{ 6(m+1)t_2 + m r t_1^3 \beta^3 \right\} \cos \beta l + m r t_1^3 \beta^3 \sin \beta l \right] \\ + e^{-\beta l} \left[\left\{ 6(m+1)t_2 - m r t_1^3 \beta^3 \right\} \cos \beta l + m r t_1^3 \beta^3 \sin \beta l \right]$$

第 2 図

$$t_1 = 1.5 \text{ mm} \\ t_2 = 3.0 \text{ mm} \\ r = 76.5 \text{ mm} \\ l = 165 \text{ mm} \\ m = 3 \text{ ポアソースナンバー} \\ \gamma = 8.0 \text{ kg/cm}^2$$

A点の曲げモーメントに対する内力 σ_b が最大である。

σ_b は次式で與えられる。

$$\sigma_b = D \left(\frac{d^2 w}{dx^2} \right)_{x=l} \times \frac{6}{t_1^2}$$

但し w は円筒部 r 方面への変位置

$$L = \frac{3(m+1)(3m+1)rw^2r^3t_2}{2gEm} = \frac{3(m+1)(3m+1)}{2m} \frac{rt_2}{E} \sigma_h$$

$$\text{但し } \sigma_h = \frac{r}{g} w^2 r^2 \quad \text{———hoop tension}$$

(円環と考えた場合の遠心力)

β^l が相当大的な場合 ($\beta^l > 4$ 位) には e^{β^l} に対し $e^{-\beta^l}$ は無視してよいだろうから非常に簡単になる。即ち各公式の本書での上項のみとなる。

$$\sigma_b = 2 \frac{D\beta^2}{t_1^2} \times \frac{6}{t_1^2} \{ C'_1 \cos \beta^l - (2C'_1 + C'_2) \sin \beta^l \}$$

$$C'_1 = \frac{A'L}{B'D' - A'K'} \quad C'_2 = \frac{B'L}{A'K' - B'D'}$$

$$A' = \left\{ 3t_2^3 \left(1 + \frac{m}{2} \right) + t_1^3 r \beta \right\} \cos \beta^l - \left\{ t_2^3 \left(1 + \frac{m}{2} \right) + 2t_1^3 r \beta \right\} \sin \beta^l$$

$$B' = t_2^3 \left(1 + \frac{m}{2} \right) \cos \beta^l - \left\{ t_2^3 \left(1 + \frac{m}{2} \right) + t_1^3 r \beta \right\} \sin \beta^l$$

$$D' = \left\{ 12(m+1)t_2 + rm t_1^3 \beta^3 \right\} \cos \beta^l + \left\{ 6(m+1)t_2 + 3m r t_1^3 \beta^3 \right\} \sin \beta^l$$

$$K' = \left\{ 6(m+1)t_2 + mr t_1^3 \beta^3 \right\} \cos \beta^l + m r t_1^3 \beta^3 \sin \beta^l$$

数 値 計 算

$$\beta = 0.1193 \frac{1}{\text{mm}}$$

$$\beta^l = 19.68$$

$$\cos \beta^l = 0.6749$$

$$\sin \beta^l = 0.738$$

$$\begin{aligned} \sigma_b &= 2D\beta^2 \frac{6}{t_1^2} \cdot \frac{rt_2}{E} \sigma_h \times 0.191 = \beta^2 \frac{m^2 E t_1^3}{12(m^2 - 1)} \times \frac{2 \times 6}{t_1^2} \times \frac{rt_2}{E} \times 0.191 \sigma_h \\ &= \frac{m^2 t_1}{(m^2 - 1)} \times \beta^2 r t_2 \times 0.191 \sigma_h = \frac{0.191 \times 1.5 \times 3 \times 0.1193^2 \times 76.5 \times 9}{(9 - 1)} \sigma_h = 1.06 \sigma_h \end{aligned}$$

$$C'_1 \cos \beta^l - (2C'_1 + C'_2) \sin \beta^l = -0.1705 \times 0.6749 + (2 \times 0.1705 + 0.0738) \times 0.738 = 0.191$$

$$\omega r = \frac{\pi n}{30} \times 7.65 = 0.8 \text{ cm/s}$$

$$\sigma_h = \frac{8.0}{980 \times 1000} (0.8n)^2 = 5.22 \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \text{ kg/cm}^2$$

$n = 8000 \text{ r.p.m}$ の場合

$$\sigma_h = 334 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_b = 1.06 \times 334 = 354 \text{ kg/cm}^2$$

σ_h 及び σ_b は共に n^2 に比例するから 破壊應力が判れば計容最大回転数が得られる。

$n = 12,000 \text{ r.p.m}$ とすれば

$$\begin{cases} A' = 62.2 \text{ mm}^3 \\ B' = -26.9 \text{ mm}^3 \\ D' = 154.2 \text{ mm} \\ K' = 50.5 \text{ mm} \end{cases}$$

$$L = 20 \frac{rt_2}{E} \sigma_h$$

∴

$$\begin{cases} C'_1 = -0.1705 \frac{rt_2}{E} \sigma_h \text{ mm} \\ C'_2 = -0.0738 \frac{rt_2}{E} \sigma_h \text{ mm} \end{cases}$$

$$\sigma_h = 750 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_b = 795 \text{ kg/cm}^2$$

Low Carbon 18-8 ステンレスでは、破壊應力 6000 kg/cm^2 の計算許容として (40 kg/mm^2) 4000 kg/cm^2 をとれば良いだろう。 $n = 12,000 \text{ r.p.m}$ でも $\frac{1}{5}$ の σ_b となり充分耐え得る。

$$\begin{aligned} \text{最上端の hoop tension } \sigma'_h &= 5.22 \times \left(\frac{170}{153} \right)^2 \\ \left(\frac{n}{1000} \right)^2 &= 6.43 \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \quad \sigma_b \text{ は } Mx \text{ による内力} \end{aligned}$$

$$M_{\theta} = \frac{1}{m} M_x \text{ であるから}$$

$$\sigma_{b\theta} = -\frac{1}{3} \sigma_b$$

∴ tangential Stress の max は

$$\begin{aligned} \sigma_{\theta} &= \sigma_{b\theta} + \sigma_h = -\frac{1}{3} \times 1.06 \sigma_h + \sigma_h = 1.363 \sigma_h \\ &= 7.15 \times \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \end{aligned}$$

以上を要約すれば

(i) 下端端根の曲げモーメントによる内力は

$$\text{最大 } \sigma_b = 1.06 \sigma_h$$

$$\sigma_h = 5.22 \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \text{ kg/cm}^2$$

(ii) 円筒方向内力の最大は同じ場所で

$$\sigma_{\theta} = 1.363 \sigma_h = 7.15 \times \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \text{ kg/cm}^2$$

$n = 8000 \text{ r.p.m}$ では

$$\sigma_h = 334 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_b = 354 \text{ } "$$

$$\sigma_{\theta} = 455 \text{ } "$$

$n = 12,000 \text{ r.p.m}$ では

$$\sigma_h = 750 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_b = 795 \text{ kg/cm}^2$$

(iii) 本器ではボルトがテーパーになっているので最上端の hoop tension が大きい。

$$\sigma_h = 6.43 \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \text{ kg/cm}^2$$

最上端に切欠があるために σ_h は大き目に見た方がよい。

(iv) リブは曲げモーメントに悪く作用するから 10~20 % Stress を多目に見れば

カバー出来る(中央バンドリブを附した場合)

(v) $\sigma_h = 1.06 \sigma_b$ の係数 1.06 は本形式に限る値で t_1, t_2, r, l が変れば計算式通りに出さねばならぬ。 t_1 が厚くなるとこの係数が大きくなり、従つて弱くなる、場合によつて 2~3 近くにもなり注意を要す。

(vi) これを要するに曲げ抵抗大なるように作れば、根本の拘束がきいて曲げ應力が大となる。本器では t_1 が薄いから曲がりやすく(回転中変形し易い)曲げに無理が少く比較的曲げ應力が低い。

(プラスチックのものは厚いので $\sigma_b \geq 2.5 \sigma_h$ 位いになるものもある。)

(vii) ボルトのテーパーは計算に面倒なので略した。

4. ボルト寸法及び精度測定結果

第 3 図

第 1 表

	No 1	No 2	測 定 法
円筒部厚サ	1.6 米	1.3 米	
底部厚サ	2	2	
振レ A	0.03	0.05	
B	0.04	0.02	
C	0.05	0.04	
D	0.07	0.06	
随円 A	0.1	0.08	
チニチ加圧シタ場合、ダイヤルゲージ讀ミ	1.6	1.6	
加圧シタ場合、チニチ加圧シタ場合、ダイヤルゲージ讀ミ	0.05	0.04	

第 3 図第 1 表に示す。随円 A の測定値は底板の薄過ぎたために生じた変形であつて運転試験には修正された。運転試験後 No. 2 の方が振動大で運転不可能であつた原因について調査して見ると A の随円は 3 m/m もの多きに達していた。

機械仕上完了後測定する度に歪心が生ずるので熔接による残留應力がシーズニングより出て来るのかとも考えられたが第一表下段に記せるような測定をして見た。意外にも 1.8~1.6 m/m の A 点における変位に対しパーマネントセットとして、0.05~0.04 m/m 残ることが明らかとなつた。この原因は底板の厚さの薄いこととボス部の取付方にあることが判つた。実際胴板の取扱上における