

【整番】SE-28-TC-010	【標題】繰返し熱荷重によるノズルフランジ溶接部の破損
分類：熱(熱伝達)/種別：トラブル事例	作成年月：H19.7/改訂：Ver0.0 (H19.7) 作成者：N.Miyamoto

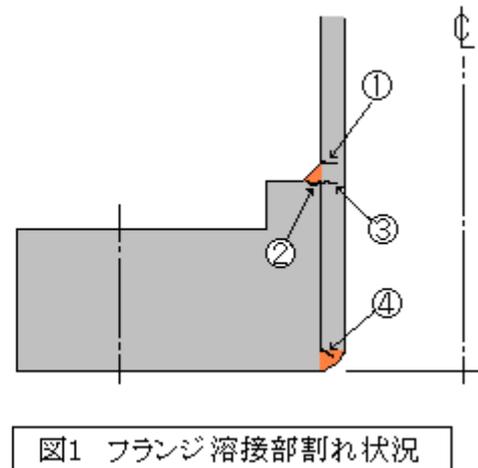
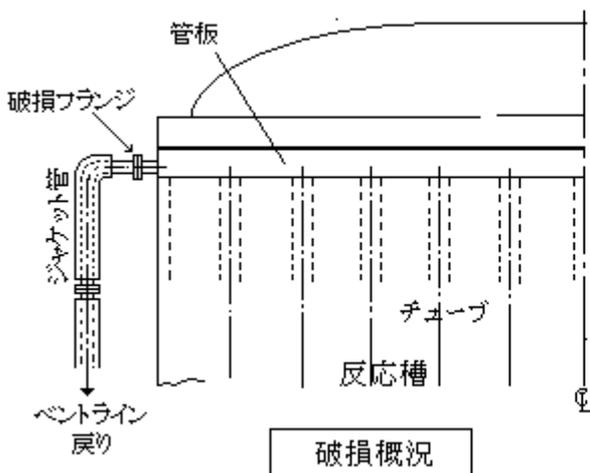
全4枚

1. あらまし

熱交チューブ内臓の大きな反応槽のバンド抜き 25A ノズル(管台)のフランジ溶接部にクラックがでて漏れが起きた。運転スタート後、間もない破断で、当初振動による高サイクル疲労や SCC(応力腐食割れ)が疑われた。しかし、破面観察から「比較的 low サイクルの疲労であること」、「割れの起点が接液部分でないこと」から一応、振動/SCC の疑いは消えた。他方、試運転/運転の状況を調べると、このバンド管には頻繁に高温液が流れた可能性があり、熱疲労の疑いが濃いことがわかった。しかしこの事故自体はプラント運転に齟齬をきたすようなものではないので、これ以上詳細な追及はなされず、単にフランジタイプを割れにくい構造に変更することで終わった。ただ現象としては、稀ながらプラント設備で起こり得るものなので、ここでその原因とメカニズムについて推論の内容を示しておきたい。

2. 状況

- (1) クラックを起こしたフランジ継手は差し込み溶接(SO)タイプで、2箇所隅肉溶接でパイプに接合しているが、この溶接部分でルート割れと始端割れを起こした。このタイプはパイプと完全に一体化していない上に欠陥のでやすい隅肉溶接であるため低グレードとされる。破面にはストライエーションがあり疲労していることがわかった。
- (2) 破損フランジは管板の周に設けられたノズルについておりバンド管に接続されている。このラインは単なる通気ばかりでなくオーバーフローも兼ねたもので内部の液位が上昇したとき液が流れる可能性がある。液位の昇降は試運転時、頻繁に起きていた模様。なお、有意な振動は存在していない。

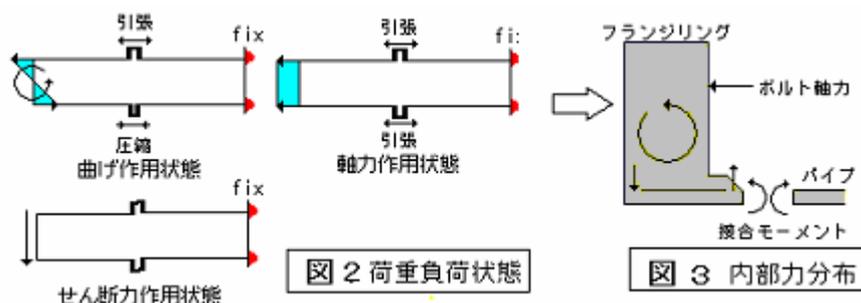


3. 原因とそのメカニズム(推定)

- (1) 割れの状況を下図に示す。①は隅肉溶接止端を起点とする割れ(止端割れ)、②～④は隅肉溶接ルートを起点とする割れ(ルート割れ)である。②③は同じ荷重の作用で左右に別れたものと思われる。②はほぼ全周に割れが有り、その過半が肉厚を貫通しここからリークが起きた。③、④も 3/4 周程度に割れが有り、少なくとも半周は貫通している。

ノズル部分に作用する荷重としては、図2のように曲げ/軸力/せん断が考えられる。せん断は通常

応力源としては小さく、曲げ&or 軸力が主体になる。曲げも軸力もフランジのボルトを介して荷重が伝達するので、フランジ断面では図 3 のようになる。この場合、フランジリングとパイプの接合部分に大きな内部モーメントが発生し応力が高くなる。①の割れはこのモーメントで発生した可能性がある。一方、フランジリング内でも力やモーメントが出るが、それらは接合部のモーメントに比べて小さく、通常、②③④の割れが起きることは少ない。確実ではないが、原因として図 2 の荷重パターンは？である。



- (2) 破面には疲労破面特有のストライエーションがみられる。ストライエーションは年輪のようなものでこの間隔から、ある程度、貫通破断までの荷重繰り返し回数が推定できる。本ケースでは、このストライエーションの幅は破損記録からみて $1 \sim 2 \mu\text{m}$ 程度と思われる。パイプの厚みは 2.5mm であるから、パイプ貫通に要した荷重繰り返し回数(N_p)は、幅を $1 \mu\text{m}$ として、

$$N_p = 2.5 \times 1000 / 1 = 2500 \text{ 回}$$

下端部やルート部に溶接欠陥はないので、表面に割れが初生するまでには相当時間(回数)がかかったと思われる。一般的な事例から見て貫通までの時間の 4 倍程度かかったとすれば

$$\text{破断サイクル数} : N_f = 4 \times 2500 + 2500 = 12500 \text{ 回}$$

この場合、JISB8281 の図 2 の設計疲労曲線(SN 曲線)からみて繰返し応力(片振幅)は約 $30\text{kgf}/\text{mm}^2$ 程度となる。従って本ケースの疲労は比較的高い応力で起きたようである。本ケースのように運転スタートから間もない疲労破損は、「応力 小 + 荷重繰り返し数 大」即ち、低応力の高サイクル疲労によって起きることが多いから、本破損はやや特異と言える。

- (3) 疲労原因としての繰り返し荷重としては、通常、次の 2 つが挙げられる。

- (i) 運転の発停に伴う熱膨張や内圧の繰り返し
- (ii) 流体振動による圧力/流体力の変動(振動荷重)

本ケースの発停サイクル(回数)は前項で推定した荷重繰り返し数よりもはるかに少ないので(i)は論外である。また(ii)についても、次の 3 つの理由から破損原因にはならないと思われる。

- (a) 振動を観察し計測したが、現状、特に大きな振動は存在していない。
- (b) 仮に試運転から運転の初期段階で流体振動があったとしても、前項で推定される繰り返し応力は通常の流体振動の応力レベルを越えている。仮に逸脱的に大きな振動があったとすればノズルに接続する配管はある期間大きく揺れて、人目にとまった筈である。
- (c) 振動によって圧力や流体力が変動すると、ノズル+接続配管は曲げ/軸力の作用をうけるが、2 の(1)でも述べたように、図 1 の②③や④の割れは、通常、起きにくい(ほぼ否定できる)。

(4) 本設備では振動荷重以外、繰り返し荷重は殆ど考えられないが、場合によって図4のような状態が想定できるのではないかとと思われる。即ち、

“反応器内に液面の上下(あるいは揺動)があり、ベント管から液の排出が繰り返された。液温が直接かかると管の温度が上がり、液が抜けるとまた元に戻って、かなり長周期で小さい温度変化サイクルが繰り返された。”

内部温度の急変化を仮定すると、図5のような状態が予想できる。即ち、フランジと差し込んだパイプの間の空気層の断熱効果によってフランジとパイプの間に温度差が出来る。そして両側の隅肉溶接部の拘束によってパイプの「軸方向伸縮の拘束」と「半径方向の拘束(タガ締め)」が起き、両側の隅肉溶接の止端部やルート部分に応力が集中する。このモードでは、①のみならず、②③と④の割れも十分可能性がある。この場合の熱応力は、略略、

$$\sigma = 1.8kE\alpha \Delta T = 1.68 \Delta T \quad (\text{片振幅})$$

但し k = 応力集中係数(約 3.0)、 E = ヤング率(約 17500kgf/mm²)、 α = 線膨張係数(約 $17.8 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$)
 ΔT = 温度差(片振幅) (°C)

と推定される。前(2)項で推定したように繰り返し応力を 30kgf/mm²程度とすれば、計算上は片振幅 $\Delta T = 30/1.68 = 18^\circ\text{C}$ になる。全振幅で 36°C、有り得る温度差ではないかと思う。

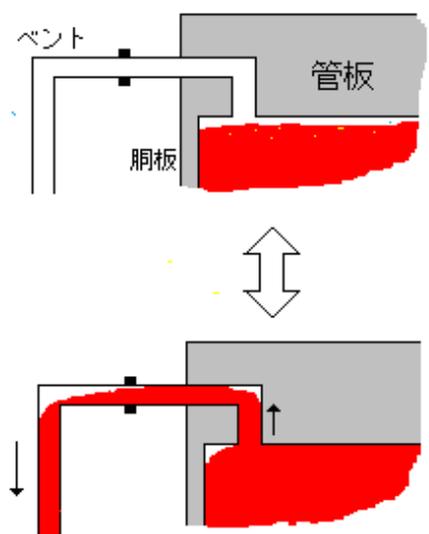


図4 ベント管の流れ(推定)

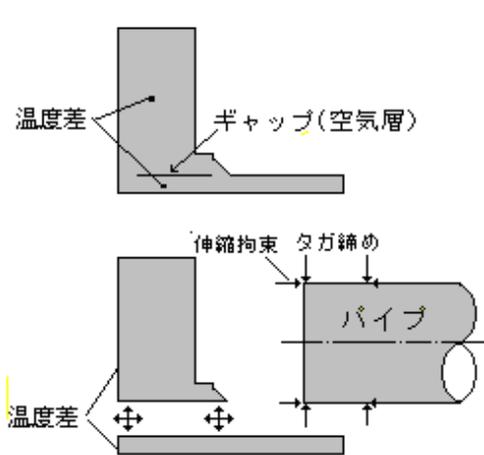


図5 熱荷重状態

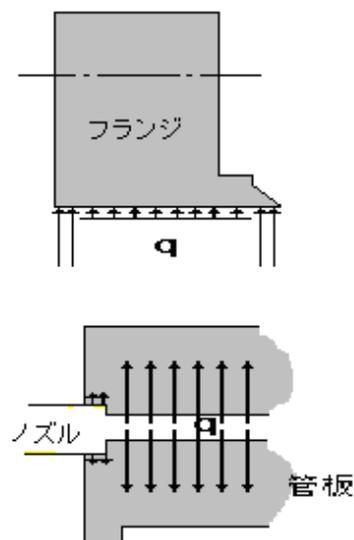


図6 入熱の違い

(5) 図4はあくまでも想定に過ぎない。しかし

- ・反応器内に自由液面の可能性があること(特にスタートアップ時)、
- ・ベント部分は、丁度、逆U形状のトップになり管が空になりやすいこと、および
- ・接続のジャケット管の温度が熱媒温度より低く、空管時、温度がやや下がること

から、液面昇降や温度変化の可能性は十分あると思われる。

もし、図4のような流れパターンがあったとすれば、管板—ノズルの接続部分にも熱荷重が発生する。しかし、図6のように、フランジ部分に比べてかなり入熱量が多いので、フランジ部ほどの温度差が発生しなかったように思われる。これがノズルと同じような割れが起きていない理由だと思われる。

4. 是正措置など

実際の所、このような構造や運転では図4の可能性は避けがたいと思われる。従って、図5のような熱荷重状態の排除を考えた。もし、パイプ～フランジの間にギャップがなく、一体形(WN形)になっていれば、フランジの温度変化は早くなり、パイプとの温度差は少なくなる。また、ギャップがなければ隅肉溶接部のルート(応力集中部)は存在しないので、この部分の熱応力は相当に低くなる。更にフランジとパイプは突合せ溶接になり止端の応力集中係数は隅肉溶接の場合の3から1.5程度になり、温度差の低下とあい俟って、この部分の熱応力もかなり低くなる。従って相手側フランジも含めて、**WN型フランジの採用**を対策とした。他方の反応器では貫通リークが発生していないが、クラックが進行している恐れもあるので同様に対策した。結果的に、その後の破損は報告されていない。

以上

引用資料：

K化学宛：SR 反応器 N-12 ノズルの破損原因と防止対策 (H15.12.26)