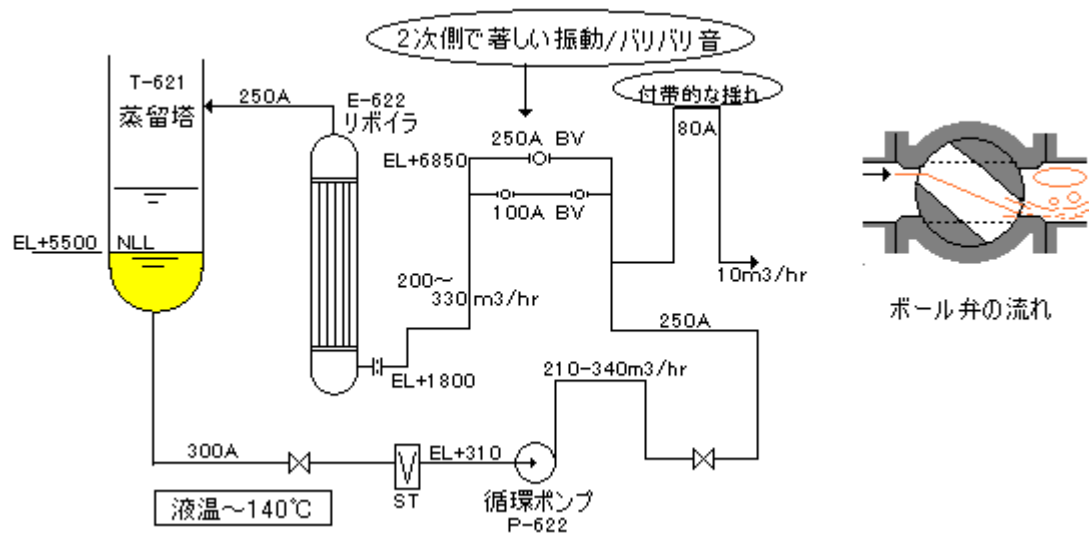


【整番】 FE-15-TC-002	【標題】 リボイラ循環ラインのキャビテーション振動
分類：流れ(キャビテーション)/種別：トラブル事例	作成年月：H18.6/改訂：Ver0.0 (H18.10) 作成者：N.Miyamoto

全4枚

1. あらまし

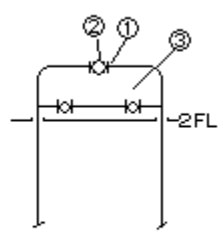
運転にはいつの間もない蒸留塔リボイラ循環ラインの循環ポンプ吐出側の絞り弁の2次側で著しい振動騒音が発生した(H9.4)。調査の結果、キャビテーション振動がおきていることがわかりリボイラー入口にグローブ弁+オリフィスを設けて振動を解消した。以下、このトラブルの技術内容を記す。



2. 状況

- (1) 振動部分は、循環ラインの流量を手動で調節する絞り弁(250Aボール弁)の廻りで、弁の調節が容易にできるように配管形状を逆ループにして2FL床上に突出させた箇所。弁前後3mの突出部分と、その周辺に配置された80A配管/ステージなどが全体的に揺れている。特に絞り弁2次側の振動/騒音がひどいので振動の主体は250A循環配管であって、その周辺の配管の揺れは床及びビステージを介して伝播したものである。なおこの250A循環配管はジャケット付きの2重管構造になっており、外管を拘束しても内管には効かず、建屋壁からチェーンブロックで配管にテンションを与えても殆ど振れは止らなかった。
- (2) 弁開度を変えて調べたところ、開度35%を下回るとバリバリ音がでて振動する。ただ、27%ぐらいで騒音と振動(?)が底値になる傾向がある。
- (3) 振動計測の結果は次のようであった。

		1回目計測		2回目計測	
		P-P振幅(μm)	速度(cm/s)	P-P振幅(μm)	速度(cm/s)
弁 FLG.	管軸方向	100~480(*)	0.4-0.7	100~440	0.5~1.4
	管軸直交方向	120~340	0.5-0.7	130~300	0.6~0.9
弁ボディ	管軸方向	Max.480	0.5-0.8	120~400	0.7~1.3
	管軸直交方向	Max.200	0.4-0.6	100~340	0.6~1.0
バイパス弁	管軸方向	Max.370	~	100~440	~
	管軸直交方向	Max.250	~	100~240	~



(*) 時折520μmのピーク有り

総じて振幅値はかなり変動する。平均的には200~250μm。振動数は、周波数分析で~10Hz、オーバーオール値で10~16Hzとなっている。

(4) 所見： SWRI の判別図によれば^①、この周波数レベルで

correction ; 430 μ m 以上、 danger ; 1000 μ m

従って、運転停止の必要はないが、長期的には補正する必要がある(定修工事対象)。

原因としては、弁直後の騒音からみてキャビテーションによる振動と思われるが、逆 U 字のサイフオントップ部分(8m 長さ位)でフラッシュし 2 相流による振動あるいはサージングを起こしたことも考えられる。

3. 原因とメカニズム

(1) 端的には 250A 絞り弁の通過流量と前後差圧がキポイントになる。循環流体は純 TRG 液(比重 0.85)からスタートし正規の物性をもった混合 TRG 液(比重~1.0)に変化するので、検討は比重(S.Gr)0.85/1.0 の 2 様について行った。

まず、通過流量即ち循環流量は、運転データを用いてポンプの前後差圧を求め、その差圧を用いてポンプ性能曲線から割り出した。結果は

ポンプ差圧： 2.98at(S.Gr 0.85)、 2.89at(S.Gr 1.0)

循環流量： 210m³/hr(S.Gr 0.85)、 340m³/hr(S.Gr 1.0)-----このうち~10m³/hr 系外へ

トップ通過流量： 200m³/hr(S.Gr 0.85)、 330m³/hr(S.Gr 1.0)

トップ通過流量は 250A/100A に分配される。250A vs 100 A の圧損比から流量比は 0.518 になるので、

メイン流量 **131.8m³/hr**、バイパス流量 68.2m³/hr (S.Gr 0.85)

メイン流量 **217.4m³/hr**、バイパス流量 112.6m³/hr (S.Gr 1.0)

次に循環系の圧損計算を行った。その結果、250A 絞り弁の前後圧力は

1 次側圧力 **2.865ata**、2 次側圧力 **2.44ata** (S.Gr 0.85)

1 次側圧力 **2.736ata**、2 次側圧力 **1.38ata** (S.Gr 1.0)

(なお、リボイラから蒸留塔までは異様に圧損が大きくなっているが、これはリボイラ~蒸留塔の間でフラッシュし、蒸留塔入口ノズルでチョークしているためだろう。この場合、塔内の背圧に関係なく質量流量がバランスするまで入口圧は上昇する。)

(2) 以上、問題の 250A 絞り弁の 2 次側圧力は 1.38~2.44ata 程度と推定される。140℃純 TRG 液の飽和蒸気圧は 0.075Ata 程度なので混合液もこれに近いと見れば、低沸点の成分が過分に含まれない限り、完全なフラッシングは起きない。即ち、逆 U 字トップで 2 相流に変わることはない(2 相流による振動の可能性は殆どない)ようである。しかし、弁の絞り直後には、急激な圧力降下によって局部的に蒸気泡が発生する可能性がある。この場合、絞り弁のキャビテーションの判別式は次式で与えられる^②。

$$(P_1 - P_2) > F_L^2 [P_1 - \{0.96 - 0.28(P_v/P_c)^{0.5} P_v\}] \quad \text{-----} > \quad \text{キャビ発生}$$

ここで P₁、P₂=弁の 1 次、2 次圧、 F_L=圧力回復係数、P_c=臨界圧力、P_v=飽和蒸気圧
正確なデータはないが F_Lはボール弁の場合 0.65(推定)、P_cは 50ata 程度と思われるので、
S.Gr=0.85 のとき、

$$P_1 - P_2 = 2.865 - 2.44 = 0.425$$

$$F_L^2 [P_1 - 0.28(P_v/P_c)^{0.5} P_v] = 0.65^2 [2.865 - \{0.96 - 0.28(0.075/50)^{0.5}\} \times 0.075] = 1.18$$

従って、差圧が小さくキャビテーションは起きない。

S.Gr=1.0 のときは、

$$P_1 - P_2 = 2.736 - 1.38 = 1.356 > 1.18$$

であるから、キャビテーションが起きる。ただ、圧力回復係数 F_L の正確なデータはなく、この結果はあくまで推定でしかない。そこで、Miller のテキスト^③にある次の式を用いる。

$$U \geq [U_c = U_{cr} \{(h_u - h_v)/50\}^{0.4}] \rightarrow \text{限界キャビテーション発生}$$

ここで、 U =実際の流速(m/s)、 U_c =限界流速(m/s)、 U_{cr} =基準限界流速(Fig.6.25)

h_u =上流側静圧ヘッド(m)、 h_v =飽和蒸気圧ヘッド(m)=飽和蒸気圧/液比重量

弁の開度を 27~35% とすると $U_{cr}=1\sim 1.3\text{m/s}$ になる。従って

$$S.Gr=0.85 \text{ のとき} : U=(131.8/3600)/(0.7856 \times 0.25^2)=0.75\text{m/s}$$

$$h_u=2.865 \times 10^4/850=33.6\text{m/s}, h_v=0.075 \times 10^4/850=0.88\text{m/s}$$

$$U_c=(0.09\sim 1.3) \{(33.6-0.88)/50\}^{0.4}=0.76\sim 1.1\text{m/s}$$

従って、 $U < U_c$ の故に、限界キャビには至らないが、殆ど余裕がないので軽微なキャビ?

$$S.Gr=1.0 \text{ のとき} : U=(217.4/3600)/(0.7856 \times 0.25^2)=1.22\text{m/s}$$

$$h_u=2.736 \times 10^4/850=32.2\text{m/s}, h_v=0.075 \times 10^4/1000=0.75\text{m/s}$$

$$U_c=(0.09\sim 1.3) \{(32.2-0.75)/50\}^{0.4}=0.75\sim 1.1\text{m/s}$$

従って、 $U > U_c$ の故に、弁の開度は完全に限界キャビになると思われる。

以上の検討より、絞り弁 2 次側は、当初軽微なキャビから始まりその後、持続的なキャビテーションに発達すると予想される。

(3) 確かに開度 30%程度/差圧 0.43~1.36 kg/cm² は厳しく、キャビテーション発生はむべなるかなであろう。

しかし単にそれだけで、これほどの振動がでるだろうか?

キャビテーションの規模が大きくなるとチョーキングキャビテーションになる。テキストではこれは次のように説明されている。

“この場合、コンポーネントの出口圧力は飽和蒸気圧を下回りコンポーネントを通過する流れは下流圧力に影響されない。定常圧力・流量・圧力損失の関係は最早適用されない。チョーキング(閉塞状態)に漸近すると騒音や振動が最大になり、それから減少する。チョーキング後に、上流圧が増加し下流圧が減少すると、スーパーキャビテーション状態になる。

スーパーキャビテーションでは、キャビティ崩壊域が増加しながら下流に移動し系の下流部分で騒音、振動および損傷を引き起こす。”

上記の検討では、流体が $S.Gr=1.0$ (混合液状態)になると、限界値をかなりキャリオーバーしている気配がある。また、観察では開度によってキャビ状態が変わってゆく傾向があった。場合によっては、スーパーキャビテーションに近い状態になっていたのかもしれない。

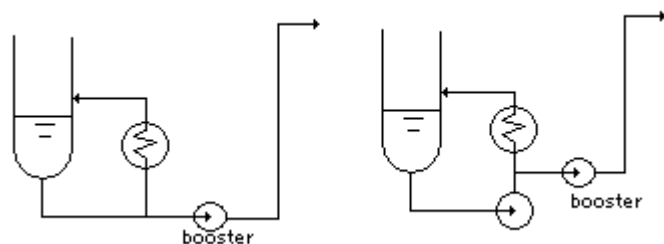
また、構造物との共振によって見掛けの振動が増幅されたことも考えられる。加振振動数 10~16Hz は 2FL の床/梁/配管/架台類の一次固有振動数としては有り得る値である。ただ、関連する構造物の固有振動数の算定は煩雑になるので、いちいち当たっていない。

(4) 何故、この系でキャビテーションが起きてしまったのか考えてみる。次の理由が考えられる。

① リボイラー循環ポンプの揚程が高く、低圧の蒸留塔に一定の量を流すには 250A 絞り弁を相当絞らざるを得なかったこと。

- ② 絞り弁をハンドで操作するため、サイフォン形状にして絞り弁の位置を高くしたのはいいがその反面、弁前後の圧力が減少して飽和蒸気圧に近づいたこと。
- ③ 本来 ON-OFF と使用されるボール弁をかなり厳しい絞り状態で使用したこと。

①について。蒸留塔の循環方式には、周知のように自然循環方式とポンプ循環方式があるが、このケースでは自然循環方式が適しているようである。然るに、循環流量の一部を比較的背圧の高い系外に抜き出す必要があったため、ポンプ循環方式がとられたようである。この場合循環ポンプの揚程が大きくなって、一部流量を抜き出したあと減圧する必要がでてくる。これは明らかにエネルギーの無駄使いでもある。下図のようにメインラインを低圧に保ちブースターポンプで抜き出すのがよいと思われる。ただ、弁の入口圧力が低くなるので、これ単独では決定的なキャビ防止策には成りえないだろう。



③について。これが本トラブルの直接的原因になっている。ボール弁は通常、差圧が小さく温度が低い場合に限り制御弁として使用される。本ケースではオリフィスと組み合わせて使用するか、もっと圧力回復係数の高い制御弁を使用すべきであったと思われる。なお、本ボール弁はボール孔径の小さい reduced bore になっているが、孔径の大きな straight bore の方が、幾分キャビに効果的であったと思われる。

4. 是正措置

250A 絞り弁の開度を 80%程度までアップするため、リボイラ入口に、「200A グローブ弁(ストローク比 0.3)+多孔オリフィス(19-φ26 孔)」を設置した。グローブ弁のキャビが懸念されたが、その気配は現れず、250A 循環ラインのキャビテーション振動はほぼ解決した。

引用文献：

- (1) 「Controlling The Effects of Pulsations and Fluid Transients in The Piping」 Fig.6-9
by South-west Research Institute
- (2) プロセス計装制御技術協会 「IPC 計装ハンドブック」 14.5.2
- (3) D.S.Miller 「INTERNAL FLOW SYSTEMS(second edition)」 BHRA(information service)
Chapter 6 Cavitation
あるいは [FE-25-RP-001 管路のキャビテーションの予測方法]