

◇ ミニ特集：「バルブと配管に係わる技術的問題」 ◇

安全弁に起因する振動現象

井土 久雄*

1. はじめに

安全弁（圧力逃がし弁）は、内部流体の圧力が異常に上昇した時に自動的に作動する安全装置であり、ボイラー、圧力容器、配管等を保護するために使用される。ばね式安全弁は、弁体をばねで弁座に押し付ける構造になっており、内部流体の圧力がセット圧力以上になると、圧力により弁体に加わる揚弁力がばね荷重よりも大きくなって弁体を押し上げ開放して内部流体を系外に放出することにより過大な圧力上昇を防ぎ、内部流体の圧力が低下すればばね荷重が揚弁力より大きくなり閉鎖する自動弁である。可動部分はばねと弁体からなる単純な機構であるため、作動に関しては非常に信頼性が高い。しかしながら、弁体がばねで支えられているため、ばね荷重と内部流体の圧力との関係が不安定となり、弁体が開閉を繰り返して振動が発生する場合がある。弁体の振動は、弁体と弁座の打撃による損傷、弁座からの漏れ、弁摺動部の磨耗はもとより、弁体の振動により励起された管内圧力脈動を加振源とした配管振動などのトラブルを引き起こすことがあるので注意を要する。Frommら¹⁾は、安全弁のチャタリングにより、フランジのボルトの緩みおよび溶接部のクラックが発生し、内部流体が漏洩して事故に至った事例を報告している¹⁾。

この安全弁の振動については、過去に種々の研究が行われており^{2)~11)}、吸入／吐出配管の過大な圧力損失、配管音響特性との相互作用、リングの調整などが、振動の発生に関与していることが明らかになってきている。本稿では、このようなばね式安全弁の振動の発生機構およびその防止策について説明する。また、安全弁に関するその他の振動現象として、高速の蒸気配管で発生する渦により提起される振動^{12), 13)}についても紹介する。

NOTE：API RP 520, “Sizing, Selection, and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries”^{14), 15)}では、安全弁(Safety Valve)を「弁上流の静圧により作動する圧力逃がし弁(Pressure Relief Valve)で、急速に開放またはポップアップ作動する特徴を持つ。通常は（ガス、蒸気などの）圧縮性流体に使用される。」、逃がし弁 (Relief Valve) を「弁上流の静圧により作動する圧力逃がし弁 (Pressure Relief Valve) で、セット圧力からの圧力上昇と比例して弁開度が増加する特徴を持つ。通常は（水、油などの）非圧縮性流体に使用される。」と定義している。JIS B0100「バルブ用語」にも同様な定義がある。しかしながら、流体圧力がセット圧力以上になれば自動的に開弁する圧力逃がし弁の総称として安全弁という用語が慣用的に使用されることが多く、本稿でも逃がし弁も含めて安全弁と呼ぶものとする。

2. チャタリングとフラッターリング

API RP 520^{14), 15)}では、安全弁の振動を、弁体の弁座に対する動きに着目して、チャタリング（またはチャッター）とフラッターリング（またはフラッター）に分類している。

(1) チャタリング

圧力逃がし弁 (Pressure Relief Valve) の弁体が速い往復運動をする状態で、弁体が弁座を周期的にたたたく現象。チャタリングが発生すると、噴出し容量の低下につながるのみでなく、弁あるいは接続配管の損傷につながることもある。

(2) フラッターリング

チャタリングと同様の弁体の往復運動で、弁体は弁座に接触しない状態。

図1に、チャタリングとフラッターリングについて、弁体の動きを概念的に示す。一般的には、チャタリ

*千代田アドバンスト・ソリューションズ㈱

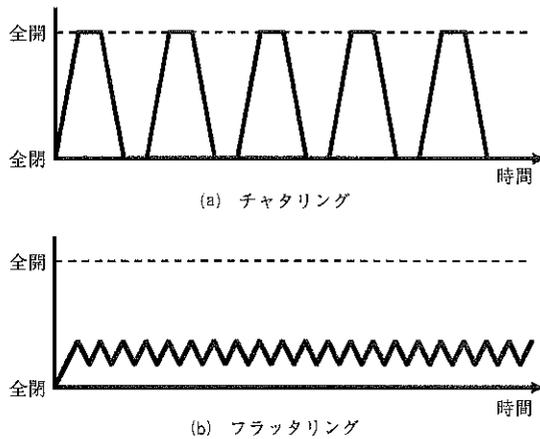


図1 チャタリングとフラッタリング

ングは比較的低周波（数10Hz以下）の振動であり、液用安全弁とガス／蒸気用安全弁の双方において発生する。一方、フラッタリングは、高周波（数10～100Hz以上）の振動となることが多く、特に液用安全弁では、弁体の振動振幅は小さくても圧力変動が大きくなることがあるので注意を要する。

3. 振動の発生機構

3-1 吸入／吐出配管の過大な圧力損失

吸入側の配管の圧力損失が大きいと、安全弁が作動した後、流量増加とともに安全弁吸入側の圧力が低下し安全弁が閉鎖する。安全弁が閉鎖すると圧力損失が無くなるので、安全弁吸入側の圧力が上昇し再び安全弁が作動する。この繰り返しの繰り返しにより、チャタリングが発生する。

Singh²⁾ は安全弁のチャタリングの発生機構を以下のように説明している。

- ① 安全弁上流圧がセット圧力（吹き出し圧力）を越えて安全弁が開放する。
- ② 上流側配管では、流速増加による運動量増加、および圧力損失の増加により、上流圧が低下する。
- ③ 上記②の安全弁開放時の圧力低下により、上流圧が吹き止まり圧力より低くなると安全弁は閉鎖する。
- ④ 安全弁が閉鎖すると、上流側配管の流速低下による運動量低下、および圧力損失の低下により、上流圧が上昇する。
- ⑤ 上記④の安全弁閉鎖時の圧力上昇により、上

流圧が吹き出し圧力より高くなると安全弁は再び開放する。

- ⑥ 上記②から⑤を繰り返す。

このチャタリングの発生機構からわかるように、安全弁開放時または閉鎖時の安全弁上流での圧力変化が、安全弁の吹き出し圧力と吹き止まり圧力の差より大きい場合に、チャタリングが発生する。安全弁上流での圧力変化は、上流配管の圧力損失に加えて、運動量変化の影響があり、配管が長いほど、また気体のサービスより液体のサービスの方が、圧力損失も運動量変化も大きくなり、それに伴い圧力変化が大きくなるので、振動が発生しやすい。API RP 520 Part II¹⁵⁾ においても、長い吸入配管での液の加速によりチャタリングが発生することが述べられている。なお、吹き止まり圧力とは、安全弁が一旦開放した後に閉鎖する時の圧力である。吹き出し圧力と吹き止まり圧力の差は、安全弁開放後、弁座面に隣接する下流域で流れ方向を下向きに変えることにより発生する反力により確保され、弁体の外側に取り付けられている上リングにより調整可能である（図2参照）。

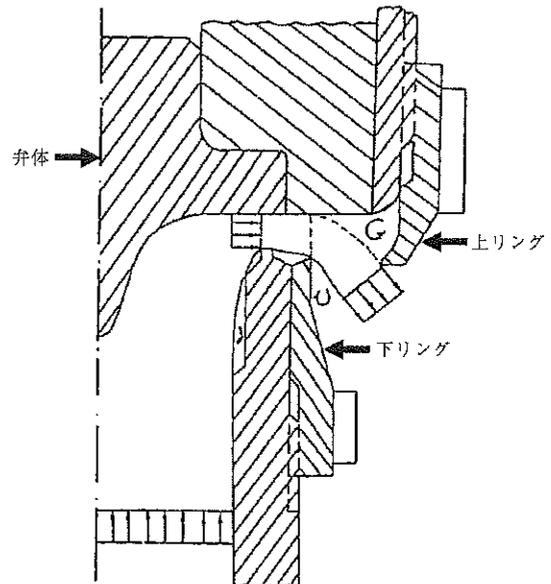


図2 弁体と弁座近傍の流れ

ばね式安全弁の中で背圧の影響を受けるタイプの安全弁（Conventional Type）については、安全弁作動後、安全弁下流側配管の圧力損失により下流圧

が上昇すると揚弁力が低下して一旦開いた弁が閉鎖しやすくなるので、下流側の配管の圧力損失についても小さくすることが望ましい。ただし、気体のサービス、および液体のサービスで下流側が下降配管で液体で満たされていない場合は、下流側の圧力が上昇するまで時間遅れがあるのでチャタリングは発生しにくくなる。

安全弁のチャタリングに対する研究は、PWR型およびBWR型の軽水炉回りの施設を対象に、米国EPRI (Electric Power Research Institute) の安全弁試験施設を用いて盛んに行われており、Auble⁵⁾は安全弁上流側配管が長い方がチャタリングが発生しやすいという結果を得ている。また、Singh²⁾は上流側配管の運動量変化と圧力損失および安全弁の作動時間から、定量的に安全弁のチャタリングの発生限界について検討を行い、上流側配管長が短い方が、配管内径が大きい方が、また安全弁の弁体の閉閉に時間を要する方がチャタリングが発生しにくいことを示している。

3-2 安全弁と配管音響特性との相互作用

Harris⁶⁾は、水を用いて安全弁の試験を行い、安全弁作動時の初期の低開度における吹き出し時に、弁体が中間開度で振動するフラッター現象が発生することを示している。図3に、その試験データを示す。図3より、弁体の振動振幅は非常に小さいが高周波であり、この弁体の振動に伴い非常に大きな圧力変動が発生していることが観察される。すなわち、高周波で弁体が振動することにより、近傍の液体が急激に加速・減速され、そのため大きな圧力変動が励起されたものと考えられる。一方、同条件で蒸気吹き出しの場合はフラッターが発生しないことが確認されている。このフラッターの発生機構について、葉山¹⁶⁾は、管内音響共鳴周波数が安全弁可動部の固有振動数より高い場合は、圧力変動と弁体振動の位相差が180度反転して負減衰となり、自励振動が発生すると解説している。すなわち、圧力変動と弁体振動の位相差が180度反転した状態では、弁体が閉動作する時に圧力が上昇、開動作する時に圧力が低下することになるので、圧力変動が弁の開閉運動を増大させ、自励振動が発生すると考えられる。

3-3 リングの調整に起因した振動

安全弁の弁体は、低開度の状態において、弁座と

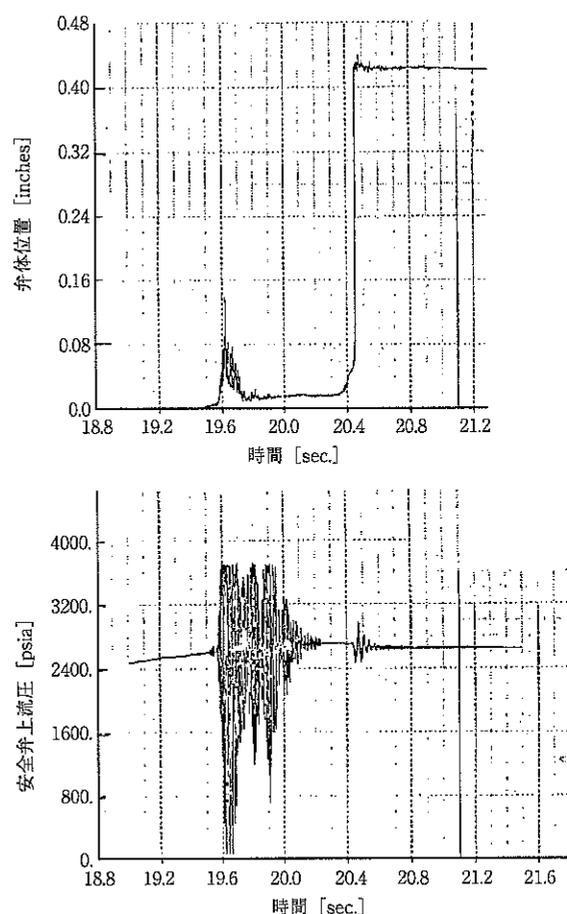


図3 フラッター発生時の試験結果⁶⁾

の間の隙間部で圧力による揚弁力を受けるため、一旦開放を開始した安全弁は、この揚弁力により更に弁開度が増加する構造となっている。ノズルの外側に取り付けられる下リングは、弁体と弁座の間の隙間部の面積を広くして隙間部に働く揚弁力を増加させる効果を持ち（図2参照）、下リングの設置により低開度時にポップアップ作動（弁体が急激に上昇すること）し易くなる。一方、弁体の外側に取り付けられる上リングは、安全弁がある程度開いた後、吹出した流体の流れを下向きに変えることによる吹出し反力の作用で、弁体を更に上昇させる効果を持つ（図2参照）。この上リングと下リングを調整することにより、適切なポップアップ作動および吹き下がり圧力（blow down：吹出し圧力と吹き止り圧力の差）が確保される。

下リングによる揚弁力は、低開度時には大きいのが、弁体の上昇に伴い低下するのに対し、ばねによる下

向きの力は、弁体の上昇とともに増加するので、以下に示すメカニズムにより振動が発生する場合がある^{7), 9)}。

- ① 安全弁上流圧がセット圧力（吹き出し圧力）を越えて安全弁が開放する。
- ② 弁体と弁座との間の隙間部に働く揚弁力により、弁体は上昇する。
- ③ 弁体は上昇すると、ばねによる下向きの力が、揚弁力より大きくなり、弁体が下降する。
- ④ 弁体が下降すると、ばねによる下向きの力が小さくなり、相対的に揚弁力が大きくなり、弁体が再び上昇する。
- ⑤ 上記③、④を繰り返す。

上リングと下リングの効果による合計の揚弁力が、いずれの弁開度においてもばね力より大きければ、このような下リングに起因する振動は発生しないが、上リングによる吹き出し反力は、低開度においては流量が少ないためあまり大きくなく、そのため低開度において下リングに起因した振動が発生しやすい。ガスの場合は、ノズルからの吹き出し後の膨張により、上リングにより流れを反転させて得られる反力が大きくなるので、この種の振動は発生しにくくなる。

4. 振動防止対策

前章で述べたように、安全弁の振動は、

- ① 接続配管の過大な圧力損失
- ② 配管音響特性との相互作用
- ③ リングの調整に起因した振動

の3種類に分けることができる。以下に、それぞれの振動に対する防止策について記述する。

4-1 吸入/吐出配管の過大な圧力損失に起因した振動の防止策

この振動は、安全弁作動後の配管の過大な圧力損失により、安全弁の上流および下流の圧力が変化し、開弁状態を保持できなくなることにより発生する。したがって、当該配管を短くする、あるいはサイズを上げて、圧力損失を低減する対策が有効である。配管を短くする、あるいはサイズを上げる対策は、配管内の運動量変化に伴う圧力変動も低減できるので、振動防止策としての効果は大きい。API-RP520^{14), 15)}では、この振動の発生を防止するために、ばね式安全弁については、上流側配管の圧力損

失をセット圧力の3%以下とし、さらに背圧の影響を受ける安全弁（Conventional Type）については下流側配管の圧力損失をセット圧力の10%以下とすることを推奨している。

4-2 安全弁と配管音響特性との相互作用に起因した振動の防止策

この振動は、安全弁と配管音響特性との相互作用に起因しているため、安全弁と配管のいずれかの特性を変える対策が有効である。以下に、考えられる防止策を示す。

- ① 安全弁の上流側配管を非常に短くする、すなわち安全弁を保護する容器等に直接取り付け⁷⁾。
- ② 安全弁上流にアキュムレータを設置し液柱共鳴を避ける¹⁹⁾。
- ③ パイロット式安全弁を使用する(図4参照)^{17), 18)}。

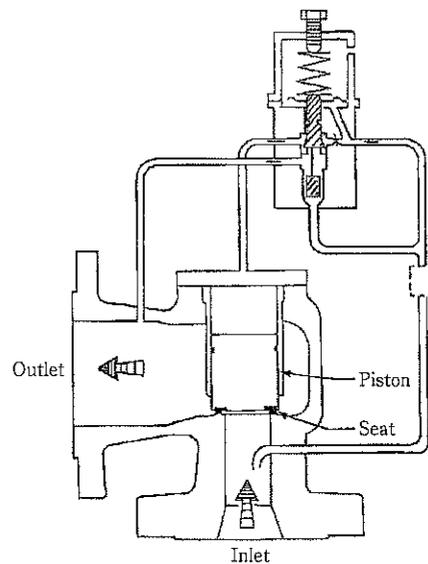


図4 パイロット式安全弁

- ④ 安全弁に減衰機構を付加する(図5参照)^{7), 8)}。
- ⑤ 小口径の安全弁を併設し、フラッターリング発生時の流量変動を低減する。
- ⑥ 安全弁の代わりに破裂板を用いる（破裂板はセット圧力に対して実際に作動する圧力に+0%~-10%程度の誤差が生じる可能性があるため、運転圧力と十分離れたセット圧力とする必要がある）。

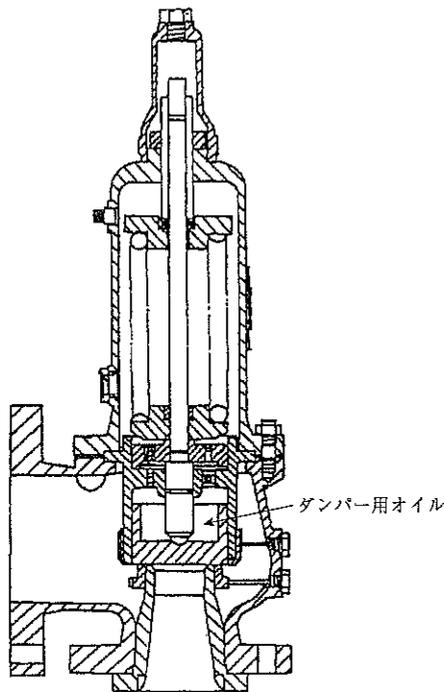


図5 ダンパー付安全弁

4-3 リングの調整に起因した振動の防止策

この振動は、以下に示すように、リングの調整または減衰機構を付加することにより、防止することができる。

- ① 上リングを下げ、ノズルから吹出した流れを反転させることによる反力を大きくする。
- ② 下リングの位置を下げ、弁体と弁座との隙間部に働く揚弁力を小さくする。
- ③ 下リングを使用せず、かつ低開度時の弁開度の変化に対する流量変化の少ない特性を持つ安全弁²⁰⁾を使用する。
- ④ 安全弁に減衰機構を付加する^{7), 8)}。

5. その他の振動現象—渦に起因する振動

安全弁に関するチャタリングおよびフラッタリング以外の振動として、高速の蒸気配管で、渦により振動が励起されることが知られている^{12), 13)}。この振動は、安全弁の上流側で発生した渦による微小な変動が、安全弁への枝管で音響共鳴して増幅され発生するものであり、上流側の曲り部から安全弁の分岐部までの距離が短い場合に起きることが多い。Coffman¹²⁾らは、図6に示すように、振動の発生領域を、上流側の曲り部から安全弁の分岐部までの長

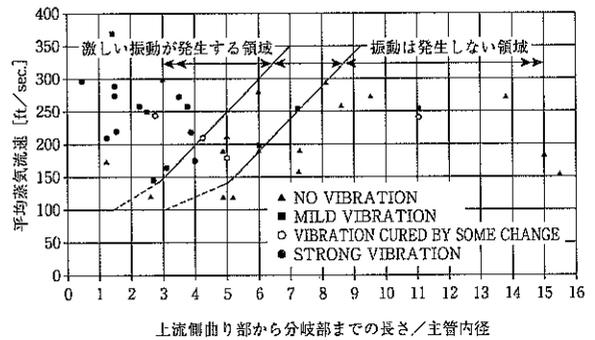


図6 渦により励起される振動発生領域¹²⁾

さと主管の流速により表わしている。図6より、上流側の曲り部から分岐部までの長さが短い方が、また流速が速い方が振動が発生しやすいことがわかる。この渦により励起される振動の防止方法としては、図7に示すように、レデューサで分岐部の配管径を広げ、さらに分岐管コーナー部に丸みをつける方法が有効である^{12), 13)}。

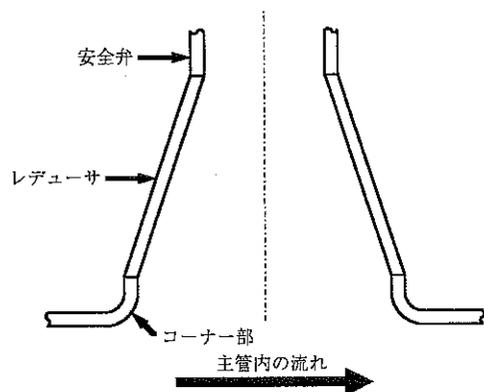


図7 渦により励起される振動を防止するための安全弁枝管入口の配管形状^{12), 13)}

6. おわりに

安全弁で発生する振動として、チャタリング、フラッタリング、および高速の蒸気で発生する渦に起因した振動について紹介した。特に、液吹出し時に安全弁の低開度で発生するフラッタリングは、高周波で大きな圧力変動を伴うことがあるので注意を要する。

<参考文献>

1) D. Fromm, W. Liebe, and W. Siegel, "Pipe Rupture Caused by Vibrations of a Safety Valve", Ammon. Plant Saf. Relat. Facil., Vol.28, pp.39-44, 1988

- 2) A. Singh, 2nd Int. Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics, Vol.2, 938-944, 1983
- 3) A. Singh, A. M. Hecht and M. E. Teske, "A Model for Predicting the Performance of Spring-Loaded Safety Valves", ASME Paper, No.82-WA/NE-12, 1982
- 4) A. Singh, "An Analytical Study of the Dynamics and Stability of a Spring-Loaded Safety Valve", Nucl. Eng. And Design, Vol.72, pp.197-204, 1982
- 5) T. E. Auble, "Full Scale Pressurized Water Reactor Safety Valve Test Results", ASME Paper, No.82-WA/NE-11, 1982
- 6) I. Harris, R. E. Lewis and T. A. Burton, "Dynamic Simulation of Safety Valve Installations", AIChE Symp. Ser., Vol.80, No.236, 171-178, 1984
- 7) P. Coppolani, J. M. Henry, P. Caumette, J. L. Huet and M. Lott, "Stability of Self Actuating Valves in Liquid Service", Trans. Int. Conf. Structural Mech. Reactor Tech., Vol.9, No.F, 3-16, 1987
- 8) J. M. Henry and P. Coppolani, "Use of Damping Device to Control the Stability of Spring Loaded Safety Valves Operated in Liquid Service", Proc. Developments in Valves and Actuator for Fluid Control, 103-114, 1988
- 9) B. Duc, J. L. Garcia, F. Lambert, C. Dherissard and B. Ziegler, "The Modeling of a Spring-Loaded Safety Valve Operating in Water Condition", Trans. Int. Conf. Structural Mech. Reactor Tech., Vol.2, No.F, 55-60, 1991
- 10) G. Macleod, "Safety Valve Dynamic Instability : An Analysis of Chatter", J. Press. Vessel Tech., Tran. ASME, Vol.107, pp.172-177, 1985
- 11) L. Flommann and L. Friedel, "Effect of Pressure Waves in the Feed Lines upon the Performance of Full Lift Safety Valves", Chem. Eng. Technology, Vol.23, 765-769, 2000
- 12) J. T. Coffman and M. D. Bernstein, "Failure of Safety Valves due to Flow Induced Vibration", Proc. 3rd Nat. Cong. On Pressure Vessel Tech., 115-122, 1979
- 13) H. R. Simmons and R. M. Baldwin, "Control of Flow-Induced Vibration in Safety Relief Valves", ASME PVP, Vol.63, 185-196, 1982
- 14) "Sizing, Selection, and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries : Part I - Sizing And Selection", American Petroleum Institute, Recommended Practice 520, Seventh Edition, 2000
- 15) "Sizing, Selection, and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries : Part II - Installation", American Petroleum Institute, Recommended Practice 520, Fifth Edition, 2003
- 16) 葉山, 日本機会学会講習会教材, No.910-18, 73-84, 1991
- 17) T. J. Theisen, "Chatter-Free Relief Valves", InTech, Vol.33, No.7, 59-62, 1986
- 18) G. Emerson, "Improve Safety with Pilot Operated Relief Valves - Performance and Cost Benefits can be Achieved Using This Alternative to Balanced Bellow PRVs", Hydrocarbon Processing, Vol.75-10, 67-68, 1996
- 19) D. S. Weaver, Proc. Practical Experiences with Flow-Induced Vibrations, 305-316, 1980
- 20) R. D. Stewart and J. A. Schretter, "Valve with Variable Secondary Orifice". U. S. Patent, No.4130130, 1978