油圧管路における波動現象の研究*¹ (第17報, 液柱分離と張力波)

鷲尾 誠一*¹, 小西 忠孝*¹, 馬場 充*¹
村山 元三*², 鎮守 隆之*³

Research on Wave Phenomena in Hydraulic Lines (17th Report, Column Separation with Tensile Waves)

Seiichi WASHIO, Tadataka KONISHI, Mitsuru BABA,
Genzo MURAYAMA, and Takayuki CHINJYU

The present report deals with an investigation of tensile stress waves in oil. Experimentally generated pressure pulses below absolute zero turn out to propagate through an oil column exactly as the ordinary wave theory predicts, which verifies the reality of tensile stress waves. Absolute negative pressures after the separation cavity collapses, which have been theoretically predicted under the assumption that gas is not released in an oil column during the separation, are also confirmed for the first time. However the measured pressure wave shapes do not agree with the theoretical predictions in this case. Considerations of these results lead to the hypothesis that oil loaded with a tensile stress wave ruptures, depending on the duration and amplitude of the absolute negative pressure and also on the defects in oil constitution.

Key Words: Tensile Stress Wave, Column Separation, Cavity Collapse, Transient Wave, Oil Column, Absolute Negative Pressure

1. 緒 言

油が静的には絶対零気圧以下の張力(絶対負圧)に耐えることは, Floberg⁽¹⁾あるいは中井ら⁽²⁾の実験によってすでに明らかとなっている。一方過渡的な張力を測定した例としては, これまで油圧管路の液柱分離において, 締切弁直後で絶対負圧を検出したとの報告が山口・市川⁽³⁾および品田・小嶋⁽⁴⁾によりなされている。しかるに液柱分離時の過渡圧力波形の粘性層流動方程式による予測を扱った小嶋らの論文⁽⁵⁾では, 理論計算と測定値が最初の再結合まではうまく合うものの, その後理論で予測される管路途中の絶対負圧が実験では検出されないという, 先の報告とは相反する結果が示されている。

波動現象を扱う立場から, この問題は, 急激に引張られる油の挙動, ならびにその時張力は波としてどのように油中を伝ばするかという点への関心としてとらえられる。この論文では, 油圧管路における過渡張力波の発生ならびに液柱分離の測定実験を通じて, その

問題の解明を試みる。

2. 液柱分離の解析モデル

油の液柱分離では通常, 空洞が締切弁直後だけで形成され, 管路途中に広く分布した微細気泡の析出は起こらないため, 油中の音速低下はないと考えられている⁽³⁾⁽⁵⁾。この時空洞形成のモデルには, これまで大別して次の二つの考え方がある。

一つは空洞が溶解空気などの気体で構成され, それの状態方程式に従い膨張・収縮するというもので^{(4)~(6)}, 気体はキャビテーションによってもたらされると説明されるにせよ, 本質的にはアприオリに存在するものとみなされている。したがってこの立場からは, まず気体が存在し, そこに液柱分離が起こることになる。Swaffield⁽⁶⁾や小嶋ら⁽⁵⁾はこの考え方を「ガスモデル」と呼んでいる。

他の一つは, 液体が慣性で引張られ圧力が下がって絶対零気圧(もしくは蒸気圧などの臨界圧力)になることで, その箇所がいわばはがれて空洞ができるとするもので^{(7)~(9)}, 空洞内圧力は一定であり, 再結合時にはそれが消滅する。これらを仮に「はがれモデル」と呼ぶ。ガスモデルは液柱分離発生後に, 締切弁下流で残留気泡が観察されるという事実⁽⁵⁾⁽⁶⁾に即した立場と

* 平成元年11月8日 流体工学部門講演会において講演, 原稿受付 平成元年5月12日。

*¹ 岡山大学工学部 (〒700 岡山市津島中3-1-1)

*² 日本鋼管(株) (〒721 福山市鋼管町1)。

*³ 白 (〒811-41 宗像市赤間96-8)。

図 1 実験装置の構成

図 2 締切弁

言えるが、解析計算においては気体の量を理論的に予測することができないため、それを適当に与えざるを得ないところに不満が残る。一方はがれモデルでは、空洞体積が波動計算の過程で自動的に決まってくるから、その点では理論としての整合性があると言えるが、当然のことながらこの考え方には本来、絶対負圧という視点は存在しない。

3. 実験装置と方法

実験に使用する油圧回路ならびに測定装置の概略を図 1 に示す。油としては、VG 56 作動油を用いる。スクリーンプンプより送り出された油は、オリフィス形差圧流量計、衝撃形締切弁、試験管路、定圧端用アキュムレータを通りタンクへと戻る。初期定常状態で試験管路を流れる油の流量は、リリース弁圧力を調整して変化させ、オリフィス流量計により測定する。この流量計の測定精度はおよそ 1% である。

液柱分離を発生させる締切弁は、著者らが以前に過渡応答実験に使用する目的で作製したもので⁽¹⁰⁾、図 2 のような構造をもち、重りの衝撃力で締切板を急降下させてオリフィス穴を閉じるようになっている。

試験管路末端の定圧条件を実現するためのアキュムレータは、その目的に合うべく作製した図 3 のような構造をもち、これは容器に納めたゴムブラダにコンプレッサから空気を供給し、ブラダが常に最適に膨らんだ状態で使用するため、市販のアキュムレータと違って油が管出口において気体の入ったゴム膜と直接に接触することになり、良好な定圧端が作り出せる。またライン圧はコンプレッサ供給圧の範囲で任意に設定できる。

試験管路は、1/2" 鋼管 (外径 21.7 mm, 内径 16.4 mm) を用い、締切弁部と管中央に圧力測定孔を設け

図 3 定圧端用アキュムレータ

る。圧力検出には抵抗線ひずみゲージ式圧力変換器と搬送波形増幅器を使用するが、これは半導体圧力変換器と直流増幅器の組合せに比べ動特性の面で劣るものの、今回の測定では過渡変動の立ち上がり時間が 1 ms 程度であるため応答の遅れはほとんど問題にならず、圧力測定値への定量的信頼性の面からは、むしろ検定が容易でゼロ点ドリフトの少ないこのタイプの圧力計が有利である。圧力変換器の出力はウェーブメモリに記録し、そのデータはサーミスタ温度計で測った油の温度、流量計の差圧、初期ライン圧力、ならびにサンプル時間ともどもパーソナルコンピュータに取り込み、測定波形の適否を、CRT 画面上に再現して確かめた後、フロッピーディスクに保存する。

理論計算との比較を一つの目的とする今回の実験では、使用した定圧端用アキュムレータが正しく定圧条件を与えてくれることが不可欠である。ここでそれを検証する意味で、初期ライン圧力を 0.39 MPa (ゲージ圧) に設定し、初期流量を液柱分離の起こらない十分小さい値 (30 cm³/s) にとって流量ステップ-圧力応答

実験を行った結果を、粘性波動方程式⁽¹⁰⁾による理論予測値と比較して図 4 に示す。図は横軸に、時間を波動の管路伝ば時間 $T_l = l/c$ で割った無次元量を、縦軸に絶対圧力を MPa にとって描いてあり、以後本論文の圧力波形の図はすべて同様である。図 4 では測定値を上側に、理論値を下側に示し、実線が締切弁直後の圧力 p_1 、点線が管中央の圧力 p_2 を表す。理論計算は管端履歴法⁽¹¹⁾ によっており、必要なパラメータのうち、

音速は別途に測定し ($c=1430$ m/s)、動粘度と密度はあらかじめ検定して温度の関数として与えるほか、初期ライン圧および初期流量は実験時に測定した値を用いている。測定値と理論値を比較すれば前者にやや大きく減衰が現れているものの、両者の一致はよく、今回の実験管路ではほぼ満足できる末端定圧条件が実現されていることがわかる。

4. 張力波の測定

油が静的な張力に耐えるという Floberg や中井らの結果を考えれば、管路の過渡波動においても絶対負圧が現れて不思議はない。ここでは波動としての張力を測定することを目的に、締切弁の特性を生かした以下のような実験を行う。

今回使用している締切弁(図 2)は、駆動棒が油の中に押し込まれる構造となっているため、締切板、駆動棒の取付け方によっては、締切の最初に正の流量パルスを生じさせる。この正のパルスは、過常ステップの形状を損なうため望ましくないものであるが、定圧末端で反射されると反転されて負のパルスとして戻りから、それを利用すれば絶対負圧のパルスを作り出せるはずである。

ライン圧力を 0.39 MPa ゲージ圧にとり初期流量を液柱分離が起こる限界付近で 3 種類に変え、締切弁を正のパルスが大きく出るように調整して過渡圧力波動の測定を行ったところ、図 5 のような結果を得た。これを見るといずれの初期流量の場合にも締切弁直後もしくは管路途中で絶対負圧パルスが現れているが、これらは締切りはじめに出る正のパルスが定圧末端で反転反射して最初に戻って来るために、流量の閉止により下がった圧力を一時的にさらに低下させて生じたものと説明できる。

今回使用している圧力変換器は、受圧面のダイヤフラムの裏に抵抗線ひずみゲージを貼った形式のもの

図 4 定圧端の検証

図 5 張力波パルスの測定

図 6 圧力変換器の負圧特性

で、裏側は大気圧となっている。ダイヤフラムはどちらにもゆがむから、圧屈の上からは引張りでも圧縮でも感知できる。念のため真空ポンプと水銀マノメータを使い圧力変換器の通常の負圧側の静特性を検定してみれば、図6のようになった。丸が検定値であり実線は正圧側の特性を、負圧側に延長したものである。これを見ても負圧の測定に対して、正圧側とほぼ同じ感度をもつことがわかる。

ここで空洞がどこにも生じず、油はどこまでも張力に耐えるとして圧力波形を理論計算してみると、図7のようになる。計算では流量変動を図8のような形で与えているが、その時 q_{st} は初期定常流量であり、パルス高さ q_{up} 、立ち上がり時間 T_1 、縮切時間 T_2 は測定圧力 p_1 の波形より求めたものを使っている。図7で流量 $q=60\text{ cm}^3/\text{s}$ の場合の理論値は、測定圧力によく合っている。これは定圧末端で反転して戻るパルスが、管路途中では絶対負圧に達しないものの、閉鎖端となった縮切弁部ではそれが重畳反射されるため2倍になって絶対零気圧以下となるが、その時空洞の発生は起こっていないことを示している。

$q=80\text{ cm}^3/\text{s}$ の場合は、絶対負圧パルスがまず管路中央で、ついで波動伝ば時間だけ遅れて縮切弁後に現

れており、張力が波動として伝わっている様子を端的に示しているが、縮切弁後の絶対負圧の測定値は理論値に比べてかなり小さい。これはこの流量が液柱分離の起こりかけの、いわば臨界条件にあたることをうかがわせる。

次に縮切弁直後だけに空洞発生を限定したはがれモデルならびにガスモデルによって図5の圧力波形を理論計算してみれば、それぞれ図9、10のようになる。この時ははがれモデルにおける臨界圧力は絶対零気圧とし、またガスモデルにおける気体の量は、便宜上弁縮切り時間を一律1msとして、その間に流入する油の体積の10%をとり、(例えば $q=60\text{ cm}^3/\text{s}$ なら 6 mm^3)、また圧力-体積の関係としては等温変化を考えている。この結果を見ると、 $q=100\text{ cm}^3/\text{s}$ の場合は、いずれのモデルによる理論値も実験値と合っており、とりわけ管路途中では理論で予測したとおりの絶対負圧が測定されている点が注目される。これは定圧端で反転反射されたパルスが張力波として戻る事実を示している。

以上の測定と理論計算から、油では一定の条件のもとで確かに引張りずみの波すなわち張力波が存在し、それは圧縮波と同じ音速で油中を伝ばすることが明らかとなる。

5. 再結合後の張力波

5・1 測定結果 上の実験から、過渡的張力波の実在が明らかとなったが、次に再結合後に管路途中で生ずると予測される張力波の検出を目的として、初期流量を上げて実験を行った。その結果には、小嶋らと同様のデータ⁽⁵⁾も見られたが、多くは再結合後になんらかの絶対負圧が認められた。そうした測定結果の一例($q=200\text{ cm}^3/\text{s}$)を図11に表す。

このように初期運動慣性の大きい場合、縮切弁直後

図7 非分離モデルによる理論計算

図8 理論計算における流量入力

の圧力 p_1 はほぼ絶対零気圧まで下がり、完全な液柱分離が起こっている。一方管路中央の圧力 p_2 には、液柱分離中の往復波動に上の実験と同様の、締切時の正パルスによる絶対負圧が見られるほか、再結合後に大きな絶対負圧 (-0.23 MPa) が現れている。参考のためこの実験条件に対して、締切弁直後だけに空洞を考えた4章と同じはがれモデルにより理論波形を計算し

てみれば図12のようになる。図11と図12を比較すれば、理論で予測されたとおりに再結合後の絶対負圧が生じており、またそこに至るまでの圧力波形も理論値とよく合っていることが知られる。しかしながら、その後は理論と実験は大きく違ったものとなっている。

5・2 発生過程 ここで再結合後に張力波が作り出されるプロセスを知るため、初期ライン圧力

図9 はがれモデルによる理論計算

図10 ガスモデルによる理論計算

図11 再結合後の絶対負圧の測定

図12 はがれモデルによる図11の計算

0.39 MPa (ゲージ圧), 初期流量 $q=200 \text{ cm}^3/\text{s}$, 管路長 $l=4 \text{ m}$, 動粘度 $\nu=0.5 \text{ cm}^2/\text{s}$ として, 絶対負圧が現れる前後の軸方向圧力分布の時間変化をはがれモデルで計算してみる。このとき管路径および油の密度は実験と同じものを使い, また流量締切り時の正のパルスは考えない。図13はその時の締切弁直後および管路中央での圧力波形の時間プロフィールであり, 図の矢印で示した範囲で, 時間 $\Delta t/T_l=0.1$ ごとの軸方向圧力分布の変化を描いた結果が図14である。この図で破線は絶対零気圧のレベルを示し, また圧力分布曲線で絶対負圧となる部分を点線で表してある。なおこの場合は, 計算に特性曲線法⁽¹²⁾を使っている。

図13 再結合後の絶対負圧発生のプロセス
(入口および管中央圧力の時間変化)

図14 再結合後の絶対負圧発生プロセス
(軸方向圧力分布の時間変化)

図14から, 再結合後の張力波が, 締切弁で反射されて下流に向かう負の圧力波と, 定圧末端で反射されて上流に向かう負の圧力波が途中ですれ違うことで生まれることがわかる。そしてこの負の圧力波は, 再結合時の高い圧力に起因するため, 大きな振幅を持つ。したがって, 最初の再結合までは, 流体慣性による引張りを締切弁直後の空洞だけが受け持っているため液柱には張力が加わらないが, その後高い再結合圧力の作用により, 管路途中に絶対負圧が現れ張力波として広がる。このような発生機構を持つ再結合後の張力波は, 締切弁でつくり出したパルスによるものに比べ持続時間が長く振幅も大きい。そしてその始まりの場所は, 初期流量, ライン圧力, 管路長さなどにより変化する。

5・3 張力波を受けた油の挙動 図11の測定結果には, 管路途中で再結合後に絶対負圧が記録されているものの, その後の部分は図12の理論値と合っていない。また, すでに述べたように, 今回の測定でも小嶋らと同様に再結合後の絶対負圧を検出しない例も得られている。このような測定結果がどうして生じるのかという疑問は, 図11と図12の比較, ならびに上に述べた張力波発生のプロセスから考えて, 以下のように

図15 二点はがれモデル

図16 二点はがれモデルによる図11の計算

説明できる。

図11の測定波形と図12の理論波形の違いは、理論の上ではどこまでも引張りに耐えると仮定した油柱が、実際には張力波のもたらず絶対負圧に耐え得ずに破れた事実を物語っている。その時破れる要因の一つとして油の中の「弱さ」が考えられる。弱いという表現は、ちょうど金属組織内に欠陥があるように、油にも不純物や極微小気泡の介在によって引張りに対して弱い所があるという認識である。こうした欠陥があると張力波を受けた油は速やかに破れる。一方欠陥がなくても絶対負圧の持続時間や振幅が大きいと、油は降伏して破れる。

破れる箇所が管中央の圧力測定点の近くであれば、他の場所で絶対負圧が生じても管中央ではそれが検出されず、小嶋らのような測定結果を得ることになる。また今回の測定から明らかなように、液柱分離におい

て空洞が縮切弁直後にだけできると考えることも、逆に油の圧力がその蒸気圧以下になろうとする所はどこでも空洞ができると考えることも実情に合わない。

次に欠陥による破れを解析モデルに取り入れ、それによる計算値と実験結果とを比較することで、上の仮説の有効性を確認してみる。解析モデルとしては、図15のような縮切弁直後の外に管路途中の特定位置でもはがれるとした二点はがれモデルが考えられる。管路途中がはがれる臨界圧力は、一般に絶対負圧のある値と考えられるが、ここでは簡単のため、それを縮切弁直後と同じ絶対零気圧にとる。

始めに図11の測定結果に対し、 $l_a=3\text{ m}$ の位置で破れるとしてこのモデルを使い管端履歴法で計算してみると、図16のような波形を得る。図12と比べて、管路途中の油が破れることで再結合後の圧力波形に細かい乱れが増えることがわかるが、実験値との一致はよく

図17 再結合後に絶対負圧のない測定結果

図18 再結合後に絶対負圧のある測定結果

図19 二点はがれモデルによる図17の計算

図20 二点はがれモデルによる図18の計算

ない。これはおそらく図11が降伏による破れの場合であり、また破れた場所が1箇所にとどまらないなどの不確定要素もあるためと思われる。

次に別の、再結合後に絶対負圧が現れなかった測定例および現れた測定例をとりあげ、それらに対してこのモデルによる理論値を対比してみる。図17, 18がそれぞれそうした測定例である。前者に対しては圧力測定位置に、後者に対しては $l_a=1\text{ m}$ の所に破れが生じたとして、二点はがれモデルで波形を計算してみたところ、それぞれ図19, 20のような結果を得た。この結果では、再結合後に絶対負圧を示す場合と示さない場合ではっきりした違いのある図17と図18の測定波形に対し、図19と図20の理論波形はそれぞれの特徴をよく表しており、上の仮説を有効とする根拠を与えている。

6. 結 言

本報の結論としての主張は以下のとおりである。

(1) 引張ひずみの波(張力波)は確かに存在し、その持続時間が短く大きさがある程度以下であれば、圧縮波と同じ音速で油の中を伝播する。

(2) 張力波の加わった油に欠陥があれば、そこが破れて空洞を作る。

(3) 液柱分離が最初に締切弁のすぐ下流で起こる

のは、キャビテーション気泡などによりそこが油柱で最も弱い部分となっているからである。

(4) 油に欠陥がなくても、張力波の絶対負圧持続時間が長い、その振幅が大きければ、油は降伏して破れる。

(5) 液柱分離の再結合後には大きな絶対負圧の張力波が油柱の途中に現れるため、そこが破れる。その時破れた部分以外の場所では絶対負圧を検出する。

(6) 管路途中での空洞形成を考えていない従来の解析モデルが再結合後の圧力波形を予測できないのは以上の理由による。

文 献

- (1) Floberg, L., *Acta Polytechnica Scandinavica. Mech. Eng. Series*, No. 37 (1968).
- (2) 中井・沖野, 機論, **40**-333 (1974), 1465.
- (3) 山口・市川, 機論, **51**-462, B (1985), 536.
- (4) 品田・小嶋, 機論, **53**-487, B (1987), 971.
- (5) 小嶋・ほか2名, 機論, **50**-451, B (1984), 680.
- (6) Swatfield, J. A., *Proc. IME*, **186**-56 (1972), 693.
- (7) 笠原・棚橋, 機論, **34**-263 (1968), 1209.
- (8) 山口・ほか2名, 機論, **42**-361 (1976), 2818.
- (9) 新井・ほか2名, 油圧と空気圧, **14**-7 (1983), 69.
- (10) 岡村・ほか2名, 機論, **40**-329 (1974), 199.
- (11) 鷲尾・ほか2名, 機論, **53**-488, B (1987), 1247.
- (12) Zielke, W., *Trans. ASME, Ser. D*, **90**-1 (1968), 109.