

注水による重油エマルジョンの管内摩擦損失の 低減に関する研究

FRICITION LOSS REDUCTON BY WATER INJECTION IN PIPE LINE FLOW OF
HEAVY OIL EMULSION

藤田勇¹・竹崎健二²・松崎義孝³・加藤由朗⁴・柿崎慶治⁴

Isamu FUJITA, Kenji TAKEZAKI, Yoshitaka MATSUZAKI,
Yoshirou KATO and Keiji KAKIZAKI

¹正会員 博(工) 港湾空港技術研究所 〒239-0826 横須賀市長瀬3-1-1)

²(前) 港湾空港技術研究所 (〒239-0826 横須賀市長瀬3-1-1)

³正会員 修(工) 港湾空港技術研究所 (〒239-0826 横須賀市長瀬3-1-1)

⁴国土交通省 北陸地方整備局 新潟港湾空港技術調査事務所
(〒951-8011 新潟市中央区入船町4-3778)

Emulsification is often observed in the case of oil spills and causes drastic change of rheological behavior of the spilled oil. The most problematic change is the viscosity increase which makes oil spill response activities difficult not only at oil skimming but also at offloading. This paper deals with a friction loss reduction technique in a pipe line flow of heavy oil emulsion. Small amount of water injected to the pipe line forms annular layer between the viscous oil core and the pipe wall and decreases the friction loss. In this study, transport experiments using high viscosity emulsion of real C-heavy oil were carried out in three types of pipe at various flow rates. Pressure drop was measured and correlated with the water injection ratio. A simple empirical formulation for the pressure drop was proposed based on an assumption that the oil and water system forms CAF (core-annular flow) for practical use. The formulation has shown good agreement with the experimental data and also predicted that the best water injection ratio exists for the pressure loss reduction.

Key Words : Oil spill, Pipe line, Water injection, CAF, Friction loss

1. はじめに

海上に流出した油は波浪により海水と混合され W/O 型エマルジョンを形成し非常に高粘度の液体となる。このような流出油のレオロジー的な物性変化は油濁防除活動の諸相において多くの困難をもたらす。海面上に浮遊する油を回収するスキミング作業時に加えて、回収油を陸揚げする際にも容易にはパイプライン輸送ができないなど、高粘度油の扱いは極めて難しいものとなっている。1997年に発生した Nakhodka 号による油流出事故においては、大型油回収船「清瀧丸」により洋上で油回収が行われた。回収油した油は寄港先においてパイプラインにより陸揚げしているが、回収タンク内の油は極度に高粘度化していたため、通常の方法ではタンク内から油を取り出し輸送することが難しかった。流動性を向上させるため、タンク内へ蒸気を注入し加熱するバルクヒーティングの手法を用いた。大型油回収船の回収油タンク容量は 1,000m³ を超えており、

バルクヒーティングの為には、蒸気ボイラーなど大規模な陸上支援を必要とした。しかしながら大規模油流出事故といった突発的な事態において常にそのような陸上支援が得られる保証はなく、そのような支援がなくても任意の港において高粘度の回収油を陸揚げできるシステムは強く求められるところである。

問題の本質は高粘度油のパイプライン輸送における管摩擦損失が過大であることにあり、摩擦損失を低減する手法が求められる。こうした問題の解決に向けて著者等は、高粘度油のパイプライン輸送において少量の水を添加する方法や、エマルジョンを分解して低粘度化する方法¹⁾などに関して研究を行っている。本稿では特に水を添加する方法について報告する。この方法は粘度の高い油の円管内流に水を加えた場合、管断面中央に高粘度の油相がコアを形成し、その周囲に水が環状相を形成する CAF (Core Annular Flow) を応用したものである。

CAF に関係する液-液混相流の研究はこれまでに

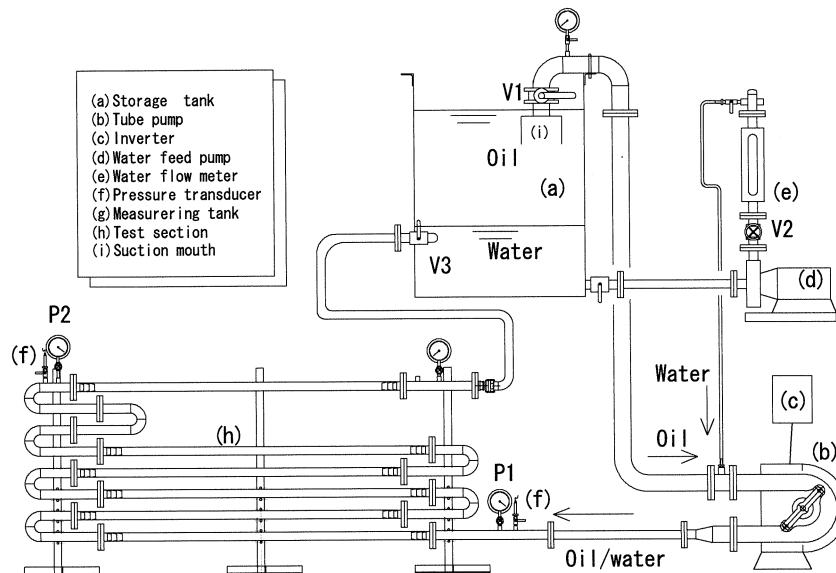


図-1 実験装置

幾つか報告されている．藤井等はシリコンオイル（55mPa.s）と水を用い，直径 25mm の管内二相流の流動様式，平均ボイド率，管摩擦損失などを測定し Lockhart-Martinelli の相関式に似た手法により摩擦損失の整理を試みている^{2,3)}．また Bunnwart 等は原油（488mPa.s）を用いた垂直管及び水平管の可視化実験を行い，CAF が形成される条件などを考察している⁴⁾．

本研究ではより実際の装置に近い形を想定してチューブポンプを用いて管内輸送実験を行った．供試油としては高粘度のエマルジョン化 C 重油を用いた．油及び水の流量をパラメータとして，管内で発生する圧力損失の計測を行った．実験結果は圧力損失と注水率の関係として整理し，より簡便で実用的な圧力損失整理式を提案した．

2. 実験

(1) パイプライン輸送実験

油・水系の管内液-液混相流の圧力損失計測を行う実験装置を構成した．実験装置の概要を図-1 に示す．図中(a)で示す容量約 1m³ のタンクに試験油約 600l と水約 300l を入れる．試験油は吸引口(i)よりチューブポンプ(b)によりタンクより吸い出されてテストセクション(h)に送り込まれる．チューブポンプはインバータ(c)による回転数制御により流量調整を行う．チューブポンプは容積式のポンプであり回転数と流量の間にはほぼリニアな関係があることから，あらかじめポンプ回転数と流量の関係を求め，実験中はポンプ回転数より流量を算出した．水はタンク下部より遠心ポンプ(d)を用いてチューブポンプ吸引口手前に注入される．水の流量はテ-

パ管式流量計(e)により計測した．圧力測定は二カ所(P1・P2)において行った．計測にはブルドン管圧力計と歪みゲージ式圧力変換器(f)を用いた．圧力変換器からの信号はストレインアンプにより増幅し，デジタルストレージオシログラフにより D/A 変換し記録した．実験中の温度管理は特には行わず，室温状態で行った．試験油の温度は 10℃から 20℃の範囲であった．図-1 はテストセクションとしては内径 38mm のポリ塩化ビニール製のサクシオンホース（約 40m）を用いた場合を示しているが，加えて内径 76.5mm のサクシオンホース及び内径 49.5mm の SGP 鋼管(50A)を用いた実験も行った．

実験で用いたチューブポンプは円周上に巻いた弾性のチューブをローラでしごく形のものであり，動作が周期性を有している．測定される圧力にも脈動が現れる．そのため本研究では図-2 に示す様に測定時間全体の平均値を求めてその後の解析に用いた．

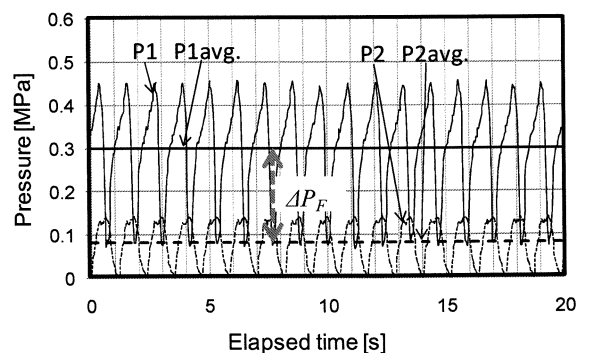


図-2 圧力測定値の例

(2) 試験油の調製

試験油には市販の C 重油に水道水を加え攪拌機により数時間攪拌することでエマルジョン化させた物を用いた。調製したエマルジョン化油中の水分量はカールフィッシャー滴定により測定した。含水量は 67.55%であった。試験油のレオロジー特性は B 型粘度計を用いて測定した。20℃におけるズリ速度 s と剪断応力 τ の測定値を図-3 に示す。水/C 重油のエマルジョンはニュートン流体ではないためズリ速度と剪断力の関係は直線にはならない。図中の回帰式が示す様に幂指数が 1 より小さい擬塑性流体の特性を示す。擬塑性流体では粘度はズリ速度に依存することから一意には定まらないが、代表粘度としてズリ速度 1.0 s^{-1} における値を考えると 39,000 mPa.s 程度となる。また代表粘度は温度にも依存する。10℃から 20℃の間で 3 点における測定結果を図-4 に示す。図はズリ速度 1.0 s^{-1} における粘度であり、図中の線は Andrade の式

$$\ln\left(\frac{\mu}{\mu_0}\right) = C\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0}\right) \quad (1)$$

で回帰したものである。パイプライン輸送実験は 10℃から 20℃の範囲で行ったので、低温側での実験粘度は概ね 180,000mPa.s になる。

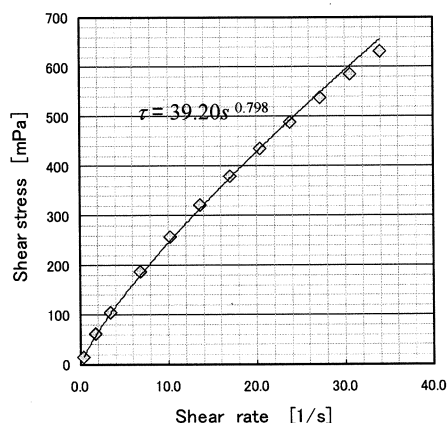


図-3 試験油のレオロジー特性

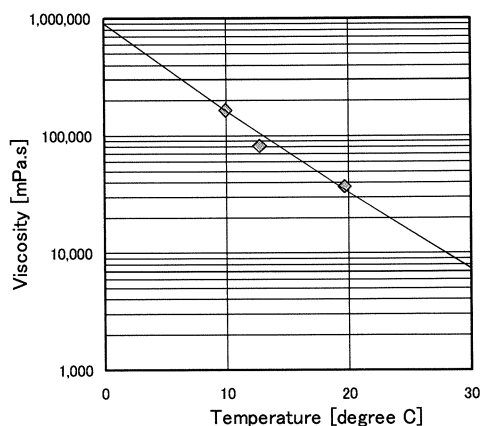


図-4 代表粘度の温度依存性

3. 実験結果と考察

(1) 実験結果

本研究での実験条件を図-5 に示す。横軸は水についての見かけの管内流速であり、縦軸は油に関する見かけの管内流速である。水の見かけの流速は概ね $0.02 \sim 0.3 \text{ m/s}$ の範囲、油の見かけの流速は概ね $0.3 \sim 2.0 \text{ m/s}$ の範囲で実験を行った。図中の線は注水率、すなわち全流量に占める水の割合であり、

$$\epsilon = \frac{Q_w}{Q_c + Q_w} \quad (2)$$

で定義している。ここで Q_w は水の流量であり、 Q_c は油の流量を表す。注水率は $0.015 \sim 0.35$ の範囲で実験を行ったことになる。図中の破線は Bannwart 等が実験的に求めた水平管における流動様式の境界線である⁴⁾。また、図中の【A】は Annular の略で、油水ともに連続相を形成し、油相がコアを、水相が環状流を同心円状に形成する流れを表す。【S】は Stratified の意味で油水ともに連続相を形成するが、コアを成す油相が管上部に偏った流れを表す。

【B/DB】は Bubbles あるいは Dispersed Bubbles であり、油相が非連続相となり連続的な水相内に油塊あるいは油滴として存在する流れである。

テストセクションに内径 38mm のサクションホースを用いた場合の P1 と P2 間の差圧の測定結果を図-6 に示す。各データ系列は注水量を 5, 10, 15, 20 l/min と一定とし、油の流量を変えた場合を示している。加えて水のみを流した場合を×で、油のみを流した場合を+の記号で示している。図中の線は水及び油の単相流に関する管摩擦損失に関する整理式

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho}{2} U^2 \quad (3)$$

を用いた計算値であり、摩擦係数 λ は、水に関しては乱流域を表現する Blasius の式

$$\lambda = 0.3164 Re^{-\frac{1}{4}} \quad (4)$$

を、油に関しては層流の式

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (5)$$

を用いている。今回の実験ではテストセクションが曲がり管を含んでいることから管路長 L に関しては、P1 から P2 までの距離をそのまま管路長とはせず、水単相流における圧力損失測定値より(3)式を用いて L を逆算し、その平均値を等価管長とした。水単相のケースは Blasius 式を仮定することで実験値と整理式が良く一致していることがわかる。油単相のケースに関しては、前述のようにエマルジョン化油はニュートン流体ではないため管内流の圧力損失に関しても本来特別な扱いが必要であるが、ここでは等価粘度として 230mPa.s を仮定した線を図に示している。等価粘度が 230mPa.s というのは B 型粘度計で測った値に対して二桁小さい値になってい

るが、これは前述の様に擬塑性的な特性を有しているエマルジョンを層流の式(5)で整理したことによるものと思われる。

注水を行った場合の圧力損失は水単相、油単相時の中間の値を示す。注水量が多い程圧力損失は小さくなることわかる。管径を変えた場合の圧力損失に関しても同様の傾向がみられた。図-7 は内径 52.9mm の鋼管 (SGP50A) を用いた場合の圧力損失の測定値である。

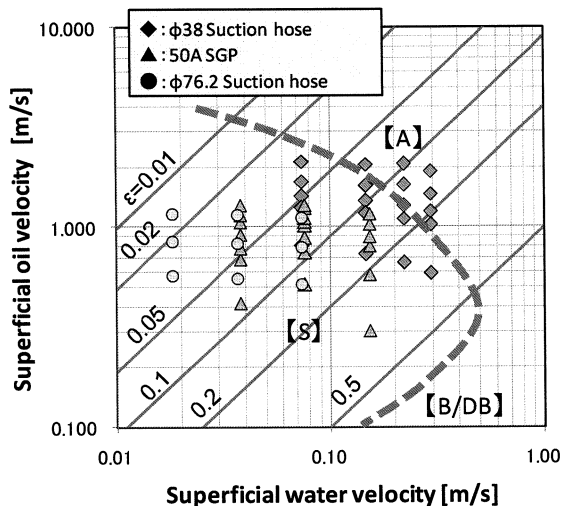


図-5 実験条件と流動様式

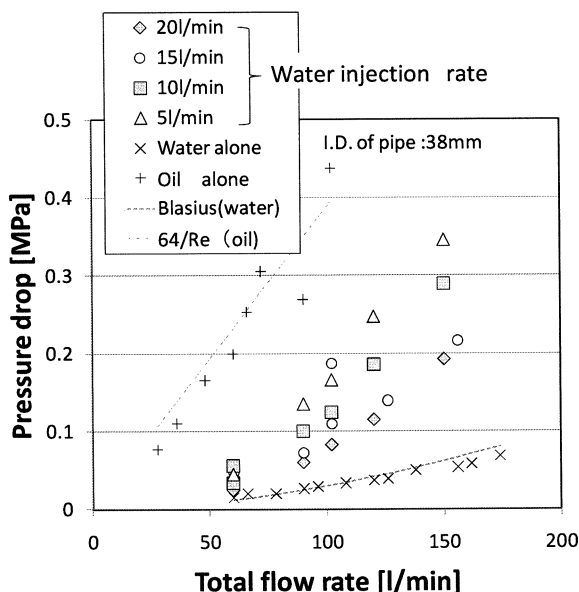


図-6 圧力損失の実験結果
(内径 38mm サクションホースの場合)

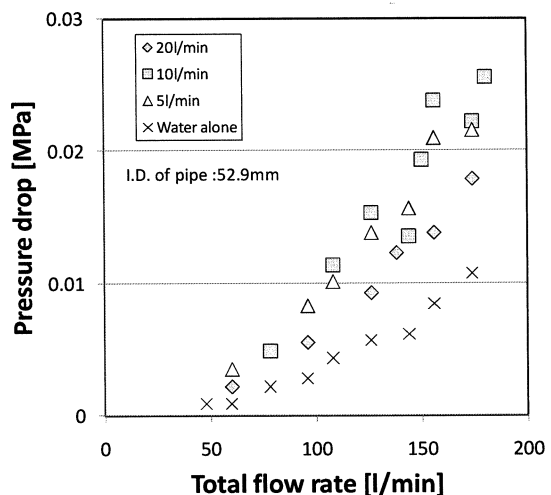


図-7 圧力損失の実験結果
(内径 52.9mm 鋼管の場合)

(2) 注水による圧力損失の低減効果

注水を行った場合の圧力損失を表す整理式を提案する。実験では管内部の流動様式は観察してはいないが、図-5 に示した様に、Bannwart に従えば、実験範囲の流れは、層状流あるいは環状流領域にあると考えられる。層状流領域では油相の偏在はあるものの、二つの領域を理想化して考えるならば、管断面中心部に連続的コアとして油相が存在し、その周囲を環状に水相が取り巻く CAF (Core Annular Flow) が形成されていると仮定する。Lottes 等は、気液混相流の環状流における摩擦損失を液単相の摩擦損失 ΔP_L と気液混相流の摩擦損失 ΔP_F の比の形で、

$$\frac{\Delta P_F}{\Delta P_L} = (1 - \alpha)^{-m} \quad (6)$$

の様にボイド率 α (管断面に占める気相の割合) の関数として整理している⁵⁾。本研究は気液ではなく液液という違いはあるが、管摩擦損失は直接にはコア相ではなくて壁面に接している相の壁面剪断力に依存するので、同じ環状流としての整理が可能であると考えられる。式(6)における $(1-\alpha)$ は液ホールドアップであり、正確には気液のスリップ比等を考慮して求める必要があるが、ここでは単純化し、式(6)における液ホールドアップが本研究での注水率に対応すると仮定して整理を行う。すなわち摩擦損失比 $(\Delta P_F / \Delta P_w)$ を

$$\frac{\Delta P_F}{\Delta P_w} = \varepsilon^{-m} \quad (7)$$

と仮定する。ここで ΔP_w は水のみが管内を流れる場合の管摩擦損失であり、乱流の場合は式(4)で与えられる。 ΔP_F は油と水が同時に流れた場合の管摩擦損失、 ε は式(2)で与えられる注水率である。指数 m は実験値から求める。摩擦損失比と注水率の相関を図-8 に示す。本研究では注水率 0.02~0.3 の範囲で実験を行ったが、指数 m を 2.15 と仮定した場合、式(7)が実験データを比較的良く表現できているこ

とが分かる。また参考として上田等による実験結果⁶⁾の一部を図中に×で示した。注水率の大きなところでも式(7)が妥当であることがわかる。

指数 m の意味について考える。式(7)は陽な形で油の粘度を含んでいない。したがって、粘度の影響は陰な形で指数 m に取り込まれているものと考えられる。そこで m の値はどの程度になるかを特別な場合について考える。油の粘度が小さい場合、仮に油が水と同じ低い粘度を持っている場合に注目する。この場合は水単相流と同様の圧力損失特性が得られるはずであり、混相流の圧力損失として式(4)を用いることができる。管中心部の流れとそれを取り巻く環状部分の流れを仮想的に分割し、CAF と見立てて計算すると m の値として 1.75 が得られる。逆に、油相の粘度が非常に大きい場合について考える。ひとつの理想化したモデルとして、油相が完全な剛体として管中央に円柱コアを形成する場合を考える。すなわち、図-9 に示すような流れの構造が形成されていると仮定し、更に注水率が小さい場合、環状の水相は管壁近傍の曲率を無視すれば、狭隘な間隙を有する二平板間のクエット流と見なせるはずである。この場合摩擦損失比は $\varepsilon \ll 1$ の条件の下、

$$\frac{\Delta P_F}{\Delta P_w} = \frac{1}{4} \cdot \varepsilon^{-2} \quad (8)$$

と近似できる。ここで ΔP_w は見かけの水流速 $U_{w,s}$ による圧力損失であり、

$$\Delta P_w = \frac{L}{D} \frac{64}{Re} \left(\frac{\rho}{2} U_{w,s}^2 \right) \quad (9)$$

である。式(8)は左辺に係数 1/4 が掛り、式(7)とは違いがあるものの、摩擦損失比の注水率への依存性が-2 の冪であることを示している。気液二相流において式(6)を提案した Lottes も $m=2$ を用いている⁵⁾。気液系における他の研究においては常圧の空気-水系の測定から $m=1.4 \sim 2.25$ が得られたという報告がある^{6,7)}。また垂直管の気液二相流の測定では $m=1.75$ が良く成立するという報告もある⁸⁾。本研究で得られた $m=2.15$ はこうした気液二相流の結果と大きく異なっておらず妥当な範囲であると思われる。また今回の実験は重油エマルジョンとして実際の流出油に近い粘度特性を有するものに対して得られたものであり、実用的な価値は大きいと考える。

圧力損失に関する式(7)と実験値との比較を図-10 に示す。◇, △, ○は本研究で行った実験との比較であり、×は上田の実験との比較である。整理式と実験値との間で広い範囲で比較的良い相関が認められる。

(3) 最適な注水量

以上見てきた様に高粘度油の管内油送において少量の水を添加することで摩擦損失を低減できることがわかった。また水添加時の圧力損失は摩擦損失比形で注水率の指数乗として式(7)の様に表すことができることを述べた。

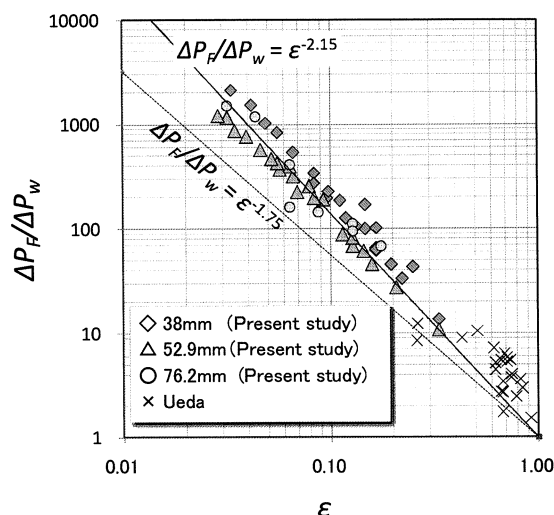


図-8 損失拡大係数と注水率の相関

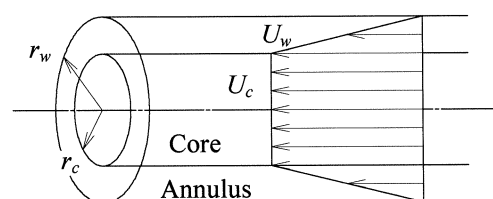


図-9 理想化した CAF

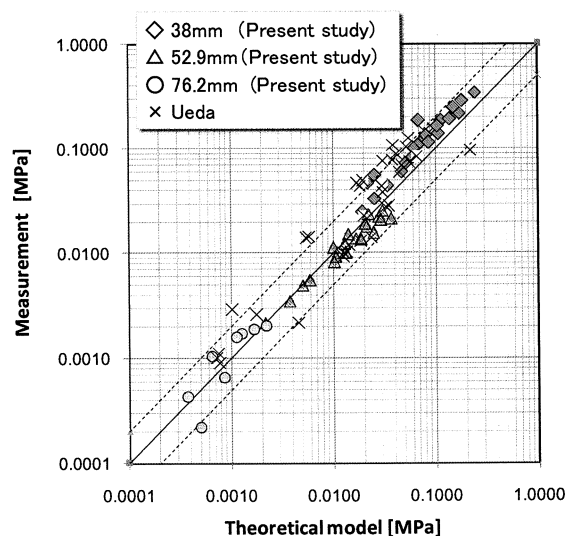


図-10 圧力損失の比較

実用上の課題は油をより効率良くパイプライン油送することである。すなわち、輸送すべき油量に対して最適な注水量を算定することが求められている。一定量の油に対して注水量を変化させた場合の摩擦損失の変化を図-11 に示す。注水量の増加に伴って

摩擦損失比が減少する一方で、注水量自体の増加により ΔP_w は増大する。そのためトータルとしての摩擦損失 ΔP_F は図に示す様に、ある注水量において最小値を持つことになる。管直径及び油の見かけの管内流速を変えて摩擦損失について計算した例を図-12に示す。管として50A及び80A、見かけの油流速として1m/s及び2m/sとしている。いずれのケースにおいても10～20%を注水した場合に摩擦損失が最小値を示すことがわかる。例として油に対して10%の注水を行った場合について100mのパイプライン輸送時に発生する摩擦損失を図-13に示す。

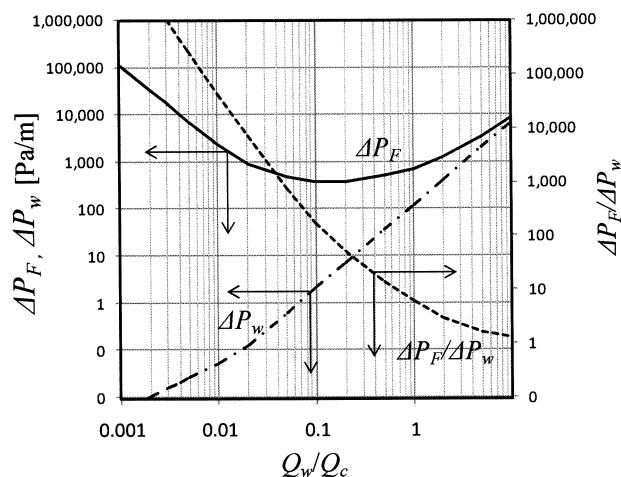


図-11 注水量と摩擦損失の関係

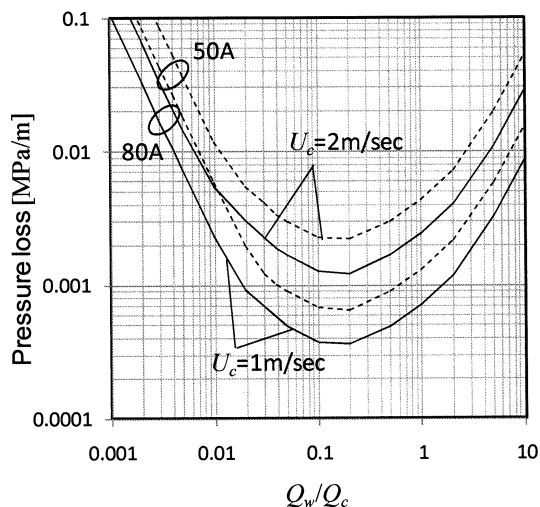


図-12 最適注水量

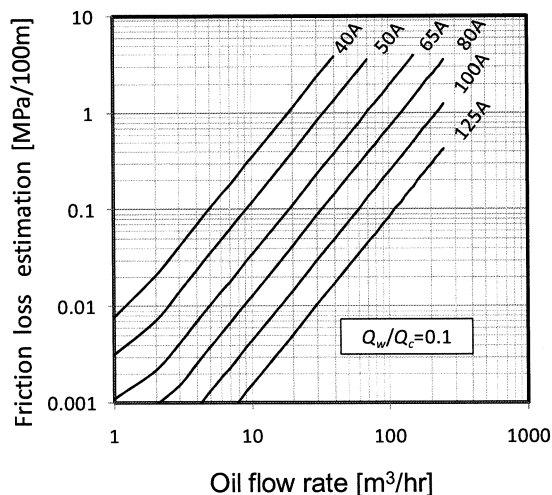


図-13 100m 輸送における圧力損失

4. まとめ

高粘度化した海上流出油の効率的なオフローディング技術の開発を目指して、注水潤滑を用いた管内摩擦損失の低減効果について検討した。重油エマルジョンと水の管路内液液混相流の圧力損失の計測を行った。摩擦損失比が注水率の指数乗であると仮定したモデルにより実験データが良く表現できることが分かった。注水量には最適値が存在し、油の量に対して10～20%程度であることが分かった。

参考文献

- 1) 藤田勇, 吉江宗生, 竹崎健二: 流出油エマルジョンの分解に関する研究, *Techno-Ocean 2006*, CD-ROM, 2006.
- 2) 藤井照重, 太田淳一, 森本修, 中沢武: 水平等密度液-液二相流に関する研究 (第1報, 流動様式, ボイド率, 圧力損失の実験結果), *日本機械学会論文集 (B編)*, Vol.58, pp.1045-1050, 1992.
- 3) 藤井照重, 太田淳一, 森本修, 中沢武: 水平等密度液-液二相流に関する研究 (第2報, 体積率, 摩擦損失の解析と実験との比較), *日本機械学会論文集 (B編)*, Vol.59, pp.2422-2428, 1993.
- 4) A.C.Bannwart et al.: Flow Patterns in Heavy Crude Oil-Water Flow, *J. Energy Resource Technology*, Vol. 126, pp.184-189, 2004.
- 5) Lottes, P.A. and Flinn, W.S.: A method of analysis of natural circulation boiling systems, *Nucl. Sci. Eng.*, Vol.1, p.420, 1956.
- 6) 上田浩一, 山之内博: 流出油回収位相時の高粘性油の摩擦抵抗, 第73回マリンエンジニアリング学術講演会, pp.103-104, 2005.
- 7) 赤川浩爾: 気水混合物の流動 (第3報 水平間及び傾斜管上向流における摩擦損失), *機械学会論文集*, Vol.23, pp.292-298, 1957.
- 8) 勝原哲治: 気液二相の摩擦損失に及ぼす管内面のあらさの影響, *機械学会論文集*, Vol.24, pp.1050-1056, 1958.