タンカーのカーゴオイルポンプ及びバラストポンプの取扱い*

平 尾 多 布**

Handling of Cargo Oil Pump and Ballast Pump for Tankers

By Kazunobu Hirao

The handling liquid for tankers varies widely from low viscosity to high viscosity liquid. Recently, even VLCC starts handling high viscosity liquid. Since the heating device is not equipped to the cargo tank of VLCC, it is quite important to examine whether it is possible to discharge at the unloading port even though the viscosity at loading port was not high by heating. And cargo oil pump and ballast pump require a lot of valve manipulation during unloading and de-ballasting and there is a case of water hammer due to wrong manipulation and pump becomes inoperative. As a recent trend, it is occurring on ballast pump. There is a case of abnormal temperature rise of pump bearing occurs depending on the unloading condition. This is introducing cautions for these matters.

1. はじめに

タンカーの揚液は、低粘度から高粘度まで幅広く扱われている。最近では、VLCCでも高粘度の揚液が扱われるようになってきた。VLCCにはカーゴタンクにヒータリング装置がないので積地で加熱により粘度が低くても航海中、液温低下により揚地で荷揚げ可能な粘度であるか検討することが極めて大切である。

また、カーゴオイルポンプ及びバラストポンプは、荷役中及びデバラスト中、数多くの弁操作があり、これを誤るとウォーターハンマー(水撃作用)が生じポンプ損傷により運転不能になることがある。最近の傾向としてバラストポンプに生じている。

ポンプの軸受温度が、船の荷役状態により異常温度上昇を招いている事例もある。

これらについての注意事項等を紹介する。

2. 高粘度液を扱う場合の注意事項

2.1 高粘度の原油・重油 高粘度液を扱う場合、300 cSt の粘度を超えるとポンプ効率がかなり低下し、ポンプ軸動力がタービン出力を上回るためポンプ回転数を下げなければ運転できなくなる。図1～3は、吐出量2000、3500及び5000 m³/hについての揚液の粘度に対するポンプ性能の変化を示した線図である。なお、揚液の比重は次の通り仮定した。50cSt: 0.86, 100cSt: 0.87, 300cSt: 0.88, 500cSt: 0.9, 1000cSt: 0.95

図1 2000 m³/h 形 ポンプの修正係数

図2 3500 m³/h 形 ポンプの修正係数

*原稿受付 平成 18 年 10 月 26 日.

**株式会社シンコー(広島市南区大州5-7-21)

図3 5000 m³/h 形 ポンプの修正係数

例えば、海水ベースのポンプ要目が 2000 m³/h × 130 mTH で駆動タービンの出力が 860 kW × 1510 rpm の場合、揚液の粘度が 500 cSt、比重を 0.9 とすると、図 1 からポンプ効率 65%、揚程係数(C_H)0.96、吐出量係数(C_Q)0.99 及び動力係数(C_P)1.09 より得られるポンプ特性は次の通りとなる。

吐出量：2000 × 0.99 = 1980 m³/h

全揚程：130 × 0.96 = 124.8 m

軸動力：860 × 1.09 = 937.4 kW

軸動力 937.4 kW は、タービン出力 860 kW を超過しているため、回転数を下げてタービン修正出力に入るよう調整しなければならない。

ポンプ回転数を N_1 とした場合、吐出量 Q_1 、揚程 H_1 ならびに軸動力 P_1 とすると、回転数を N_2 としたときの吐出量 Q_2 、揚程 H_2 ならびに軸動力 P_2 の間には次の関係式が成り立つ。

$$Q_2 = Q_1 \times \frac{N_2}{N_1}$$

$$H_2 = H_1 \times \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2$$

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3$$

回転数を下げることにより軸動力 P_2 は回転数比の 3 乗に比例して下がる。一方、タービン出力の下がり方は、今、仮に回転数を 5% 下げて 95% の 1435 rpm とした

図4 タービン出力修正係数

場合、図 4 の出力修正係数 0.97 をタービン定格出力に乗じて次の通り修正タービン出力を求めることができる。

修正タービン出力：860 × 0.97 = 834.2 kW

これに対して 1435 rpm の場合のポンプ軸動力 P_2 は、前出の関係式より次の通り計算することができる。

$P_2 = 937.4 \text{ kW} \times (1435/1510)^3 = 804.5 \text{ kW}$

となり修正タービン出力 834.2 kW 以内であるため、運転可能となる。そして、1435 rpm の場合の吐出量 Q_2 及び全揚程 H_2 を関係式より次の通り求めなければならない。

$Q_2 = 1980 \text{ m}^3/\text{h} \times 1435/1510 = 1881.7 \text{ m}^3/\text{h}$

$H_2 = 124.8 \text{ m} \times (1435/1510)^2 = 112.7 \text{ m}$

次に高粘度液の場合、潤滑性が低下するためメカニカルシールの摺動面に悪影響を及ぼす。シールメーカーの推奨最高粘度は 500 cSt、短時間であれば 700 cSt である。一方、イタリア船主がアフラマックスタンカーで取扱った最高粘度は 1000 cSt の実績がある。液種は、Laguna crude oil で 60℃において 1425 cSt と極めて高粘度のものを 64.5℃まで加熱して 1000 cSt で荷揚げが行われている。

メカニカルシールには、標準形と高粘度形がある。標準形は、図 5 の通りカーボン製のフローティングシート(54-1) がメカニカルシールカバーに固定されている。回転側の SUS316 製シールリング(54-4)の摺動面は、シャフトに固定のストッパーリング(54-7) に装備されたスプリング(54-6) の張力によりフローティングシートに密着して揚液の漏洩を防止している。シールリングの密着面には耐摩耗性をもたせるため、セラミックコーティングが施されている。潤滑液が高粘度になるとセラミックコーティングとカーボン面に潤滑液が浸透しにくくなり、発熱によりセラミックに放射状のクラックが入り漏洩の原因となることがある。

図5 標準形メカニカルシール

高粘度形は、当初ケミカルタンカーの苛性ソーダカーゴポンプ用として開発したものであるが、石油の高粘度用として使用することができる。この構造は、図 6 の通りで、カーボン製フローティングシート(54-1)は

標準形と同じであるが、回転側はチタン製リテーナ(54-4A)にシリコンカーバイド(SiC)製シールリング(54-4)が焼き嵌めされている。チタンは、金属としては線膨張係数が 8.8×10^{-6} と小さく温度上昇した場合でもシールリングが分離することはない。スプリング(54-6)の内径とリテーナ間には、すきまを設けて回転中のリテーナの変形を防止し、シールリング摺動面に歪みが生じないように考慮されている。そして回転力伝達はクラッチにより行われている。SiC 製シールリングは、硬度が Hv1700 以上と極めて高く、高粘度液に対して耐摩耗性を有している。

図6 高粘度形メカニカルシール

高粘度液は荷役終了後、揚液がポンプのメカニカルシールに固着するので、メカニカルシール蒸気洗浄装置の装備が推奨される。図7は、メカニカルシール蒸気洗浄中の状態を示す。

図7 メカニカルシール蒸気洗浄中

ポリウレタンカバーに取り付けられた蒸気洗浄装置(SC)の蒸気弁(V)、C1 及び C2 の弁を開にし蒸気圧力を 0.2~0.3 MPaG に調整して、メカニカルシール部 ①、②、マウスリング部 ③、④ 及び オイルシール部⑤、⑥ を洗浄する（数字は奇数が上部、偶数が下部を示す）。洗浄時間は、メカニカルシールのセラミックコーティングのクラックを防止するため 10 分間に留めなければならない。

2.2 オリマルジョン(Orimulsion)の取扱い オリ

マルジョンは、南米ベネズエラのオリノコ川北部 5 万 km² 流域に埋蔵されている天然アスファルト(Orinoco bitumen)約 70 %に、水約 30 %と微量の界面活性剤を加えて乳化したもので、C 重油に良く似た性状を有し、発電用燃料として利用されている。オリマルジョンは、「天然オリノコ」を「エマルジョン(乳化)したもの」に由来し、ベネズエラの登録商品である。

オリマルジョンの化学的成分及び物理的性質を表1及び表2に示す。

表1 オリマルジョンの化学的成分（重量%）

ELEMENT	ORIMULSION	
Carbon	60.0	(84.6)
Hydrogen	7.5	(10.6)
Sulfur	2.7	(3.8)
Nitrogen	0.5	(0.7)
Water	29.0	
Oxygen	0.2	(0.2)
Ash	0.1	(0.1)
※Magnesium	300~500 ppm	
Chlorine	< 60 ppm	

注：※貯蔵中エマルジョン状態保持のためと燃焼中ボイラチューブ保護のため Mg が添加されている。

表2 オリマルジョンの物理的性質

PROPERTY	TYPICAL VALUES
Density @ 15 °C	1.0090
Flush point (°C)	>95
Pour point (°C)	3
Viscosity, 30°C (cSt)	280
Vapor press. 25°C (Psi)	0.25

ベネズエラの P D V S A 発行の「ORIMULSION TANKER TRANSPORT MANUAL」によれば、カーゴオイルポンプがうず巻式の場合、オリマルジョンの安定化を図るためポンプ内の吐出循環の制御に注意することが重要であるとし、次のことに注意しなければならないと述べている。

- ① ポンプ揚程は、100 Psi (0.7 MPa)を超えないこと。
- ② ポンプ回転数は、1800 rpm 以下とすること。
- ③ ポンプ運転点は、最高効率点の±20 %以内を推奨。
- ④ 原動機は、回転数制御できることが推奨される。
- ⑤ メカニカルシール部は空気の侵入防止のため少なくとも 1 Psi 以上の圧力を保持すること。

一般にカーゴオイルポンプの仕様は、海水ベースで決定され揚程は 130~150 m のため回転数を下げて運

転を行わなければならない。ポンプ全揚程を 70 m にキープするには、2.1 項の関係式を用いて回転数を下げることによりオリマルジョン取扱い時の性能を求めると、表 3～5 の通りとなる。

表 3 2000m³/h × 130 m 形の性能

揚液	粘度 (cSt)	吐出量×揚程 (m ³ /h × m)	駆動タービン (kW × rpm)
海水	1.0	2000 × 130	860 × 1510
オリマルジョン	280	1480 × 70	403 × 1119

表 4 3500 m³/h × 135 m 形の性能

揚液	粘度 (cSt)	吐出量×揚程 (m ³ /h × m)	駆動タービン (kW × rpm)
海水	1.0	3500 × 135	1550 × 1390
オリマルジョン	280	2546 × 70	674 × 1011

表 5 5000 m³/h × 150 m 形の性能

揚液	粘度 (cSt)	吐出量×揚程 (m ³ /h × m)	駆動タービン (kW × rpm)
海水	1.0	5000 × 150	2440 × 1200
オリマルジョン	280	3450 × 70	877 × 828

更に気を付けなければならないことは、荷揚げ終了後、オリマルジョンのメカニカルシール固着防止のため、図 7 の蒸気洗浄装置により洗浄されることが推奨される。

次にポンプの材質はケーシング：青銅、インペラ：リン青銅、軸：ステンレス鋼で問題ない。メカニカルシールについては、オリマルジョンに対してセラミックコーティングの標準形しか実績がなく、平均して実動 450 時間の寿命となっている。一回の荷揚げ時間を 30 時間と仮定すると 15 航海の荷揚げができることになり、ベネズエラから日本へ輸送する場合、年間 4～5 航海となり約 3 年の寿命となる。ベネズエラ・米国間の場合は、年間航海数が多くなるためメカニカルシールは、高粘度形が推奨される。

3. ウォーターハンマー現象と防止方法

3.1 ウォーターハンマー現象 タンカーのカーゴオイルポンプ及びバラストポンプは、荷役時及びデバラスト時に弁操作が多く、この弁操作を誤るとウォーターハンマーが生じポンプ使用不能になることがある。

ウォーターハンマーは、陸上ポンプ系では吐出側に生じることが多く、タンカーではポンプ吸込側で生じており、吐出側に生じることは極めて稀である。

タンカーに生じるウォーターハンマーの事故例及

び工場での実験及び防止対策について述べてみたい。

3.1.1 事故例 1 V L C Cにおいて 2 台のバラストポンプを使用してデバラスト中、1 号機側の吸込弁を閉じたところ大音響と共にウォーターハンマーが生じ、2 号機側のポンプ及びストレーナに次の通り事故が発生した。

図 8 の配管図に於いて、右舷・左舷バラストタンク (P.B.T & S.B.T) ともタンク内水位 27～28 m の状態で No.1 W.B.P. (ウォーターバラストポンプ：3000 m³/h × 30 m) と同要目の No.2 W.B.P. により並列運転が行われていた。この時、右舷・左舷連絡管の弁⑭は「開」、右舷側の弁⑩、⑧及び左舷側の⑪、⑨そして共通吐出側の弁①が「開」でその他の弁は「閉」として弁①から舷外へ排水中であった。また、ポンプの吸込圧力は +0.18～0.2 MPa そして吐出側は 0.4～0.5 MPa であった。この状態で No.1 W.B.P. を停止するため、φ500 mm のバタフライ弁⑩が 40 秒掛けて全閉された時、大音響を伴ってウォーターハンマーが生じ、No.2 W.B.P. のケーシング 2 つ割れ面及び No.2 S. STRAINER 上部カバーのゴムパッキンがはみ出して海水が漏洩した。ポンプ解放結果、インペラとマウスリングが焼き付いており、ケーシングの歪みも大きく、ケーシングは取り換えることになった。

図 8 バラスト系配管図 (その 1)

ウォーターハンマー発生の原因としては、押込圧力 +0.18～0.2 MPa を伴って流速約 4 m/sec のエネルギーが、弁⑩の閉鎖によって衝突エネルギーを生じ、反動伝播となって弁⑭を通過して No.2 W.B.P. 迄到達しポンプ損傷に至ったものと推察される。

3.1.2 事故例 2 これも V L C C における事故である。中東で原油積載中、バラストタンクの海水排出時にウォーターハンマー発生によりポンプ使用不能になった。

図9 バラスト系配管図 (その2)

図9のバラスト系配管図の置いて、カーゴタンクへ原油積み込み中、No.1のバラストラインの弁⑫、⑨及び②が開けられ、そしてバラストタンク内の弁⑩が「開」の状態ではNo.1 W.B.P.（ウォーターバラストポンプ：2500 m³/h × 35 m）を運転してNo.4BTからバラスト水を排出し、No.4BTの残水が少なくなりポンプ吸込真空度が高くなった状態で、No.3BTの吸込バタフライ弁⑬が30秒で全開された。No.3BTのバラストの水位は約30 mあったためウォーターハンマーが生じ、No.1 W.B.P.ケーシングが変形して水漏れが生じた。ポンプ解放結果、ケーシング合せ面に大きな歪みを生じ使用不能であったため、ケーシングを換装した。

この事故の推定原因は、ポンプ吸込真空が高い状態で、急激に押込圧力が作用し大きなウォーターハンマーが生じたものと思われる。

これを検証するため工場で模擬試験設備を作成して次の通りウォーターハンマー試験を行った。

3.2 ウォーターハンマー試験 試験設備は、バラストタンク押込揚程の代わりにブースターポンプ（BP）をテストポンプ（TP）の上流側（吸込側）に設けて図10の通りポンプ試験装置を準備した。

図10 ウォーターハンマー試験装置

BP：ブースターポンプ（2800 m³/h × 30 m, M315 kW）

TP：テストポンプ（650 m³/h × 23 m, M65 kW）

A：φ300 スルース弁

B, C：φ300 バタフライ弁

D：φ400 スルース弁

a, b, c, d：BP及びTPポンプ吸込側連成計、吐出側圧力計

① 試験要領は、図10においてBPを始動しTPに押込揚程を掛け、TPを起動してB及びC全開、各圧力計が次の圧力になるようAとD弁を調節した。

圧力測定装置	a 連成計 (mmHg)	b 圧力計 (kg/cm ²)	c 連成計 (kg/cm ²)	d 圧力計 (kg/cm ²)
示 度	130	4.2	3.8	6.1

② 次にC弁を50%開度に調節し、B弁を全閉して次の圧力を確認した後、B弁を14秒及び8.4秒の2種類の全開速度についてウォーターハンマーの有無試験を行った。

圧力測定装置	a 連成計 (mmHg)	b 圧力計 (kg/cm ²)	c 連成計 (mmHg)	d 圧力計 (kg/cm ²)
示 度	110	—	720	1.3

③ 試験結果は次の通りとなった。Bバタフライ弁開時間14秒は、弁操作開始後4.8秒で図11-Aの通り最高圧力が約14 kgf/cm²に達するかなり大きなウォーターハンマーが発生した。また、B弁開時間8.4秒では、弁操作開始後約4秒で大音響と共に大きなウォーターハンマーが発生して図11-Bの通り最高圧力が約19 kgf/cm²に達し、Dスルース弁が大破して大量の水が噴出した。

A：バルブ操作時間14秒 B：バルブ操作時間8.4秒

図11 ウォーターハンマー試験電磁オシロ線図

このウォーターハンマー実験によりポンプ吸込側が

高真空状態にあるとき、弁操作により急激に押込揚程を掛けるとウォーターハンマーが生じることが分った。

3.3 ウォーターハンマー防止対策

- (1) ポンプ始動前には、必ず吸入弁を全開にする。万一、吸入弁を全閉で起動した場合は、一旦、ポンプを停止し吸入弁を全開した後、再起動しなければならない。
- (2) 一般には、弁の作動時間基準は、弁口径 25 mm に対し 2 秒を標準とされている。しかし、上記実験では弁操作開始後 4～5 秒でウォーターハンマーが生じていることから、ポンプ吸入ラインの弁全開速度は 25 mm に対し 3 秒以上が推奨される。例えば、500 mm バタフライ弁の場合は 60 秒となる。
- (3) ポンプ運転中、低水位のタンクから高水位のタンクへ吸入ラインを切り換える場合は、吸入真空からプラス圧力への急変を避けるため、ポンプ吐出弁を 1/8 開度まで絞り、吸入流速を落とし真空度を下げた後、高水位タンクの弁を徐々に開操作して低水位のタンクの弁を徐々に閉める。

4. カーゴオイルポンプ軸受に関する注意事項

4.1 立形上・下ボールベアリング形 カーゴオイルポンプ軸受は、他のポンプに比較してサイズが大きく回転数が速いことから時々発熱することがある。一方、タンカーはバラスト状態から満載状態までの船体は、図 12 の通り変化するため、この変化によりポンプと上部に配置された駆動タービン間で軸心に狂いを生じポンプの上部ボールベアリングが発熱することがある。

図 12 積荷状態で変わる船体の撓みイメージ

図 13 は、VLCC のバラスト状態から満載状態までのポンプとタービンの軸心の変化を計測した一例である。バラスト状態で軸心のミスアライメントが、ほぼゼロであるものが満載状態で 8 mm の狂いを生じている。一方、この軸心の狂いは、図 14 に示したフローティングシャフト上下に装備したギャーカップリングの傾きで吸収している。その許容傾きは、15 分(1/4 度)でフローティングシャフトの長さ L に $\tan 0.25^\circ$ を乗じることにより計算することができる。上述の VLCC の「L」

は、2165 mm であるから、許容ミスアライメントは次の通り計算できる。

$$\alpha = \tan 0.25^\circ \times 2165 = 9.45 \text{ mm}$$

No.2 及び No.3COP は、約 8 mm の狂いであるため余裕があるものの、No. 1 COP は許容値限界である。

図 13 VLCC のドラフト変化による軸心の狂い

もし、ミスアライメントが許容値を超えるとポンプ軸受が発熱する可能性がある。ポンプ・タービン間の軸心を調整する必要がある。また、ポンプのボールベアリングの発熱は、グリースの供給量が多い場合も攪拌熱により生じる。グリースを減じることにより温度上昇を防止することができる。

図 14 ポンプ・タービン据付状態

4.2 立形下部液中軸受形 下部タングステンカーバイト製軸受は、ドライ運転に弱い特性があり揚液粘度が 300 cSt 以上、そして揮発性の高い低粘度のガソリン等には使用できない。また、オリマルジョンに対しても使用できない。

5. あとがき

タンカーのカーゴオイルポンプ及びバラストポンプについて弊社が経験したこと及びお問い合わせの多い事項について記述しました。本稿が読者の方々に何かのお役に立てれば幸甚であります。