ベーンポンプにおけるベーンの離間現象*

上 野 久 儀**, 岡 島 厚**

Detachment of Vanes from a Cam Ring in a Vane Pump

by Hisanori UENO and Atsushi OKAJIMA

In this paper, the behavior of vanes is experimentally studied with respect to a variable displacement vane pump. Three kinds of experimental methods are employed: directly observing the movement of vanes through an acrylic window of a pump cover, "painting" blue lacquer paint on the inner surface of a cam ring, and measuring the electrical resistance between the vane and the cam ring. The results of this experiment indicate that the vanes are detected to be detached from the cam ring at four different positions of the rotor, and to move complicatedly in the vane slots. The characteristics of the detachment of vanes are approximately estimated by a simple theory.

Key Words: Fluid Power System, Vane Pump, Detachment of a Vane, Contact Force on a Vane, Cam Ring

1. 序 論

ベーンポンプにおいてベーンがカムリングに沿ってしゅう動しないで離れる, いわゆるベーンの離間現象が生ずると, カムリングとベーンとの間の衝突音や激しい流量脈動が発生し, さらに容積効率の低下やベーン再接触時の材料の疲労による異常摩耗が起こりポンプ運転上危険な状態に陥る場合もある。そこで実機においてはベーンの押しつけ力を増加させるために特殊ベーン機構を採用したり, ポンプ吐出し側において弁板に設けた絞り穴によりベーンのピストン作用を利用してベーン底部の背圧を上昇させるなど種々の工夫がこらされている。しかし, このようなベーン離間現象の詳細な実態については, その計測法の困難性もあって現在のところあまり明確にはされていない。

一般に, 離間現象はポンプの高速および高圧運転時に生じやすいと言われており⁽¹⁾, また離間現象の原因となるベーンの押しつけ力低下については(1)高速化に伴う吐出し側ポンプ室の圧力上昇⁽²⁾, (2)もれに基づく高圧時のベーン背圧溝圧力の低下⁽³⁾, (3)ポンプ

室閉じ込み区間の機械的過圧縮によるポンプ室圧力上昇⁽⁴⁾⁽⁵⁾, (4)吸込みから吐出しに切換わる瞬間のサージ圧⁽⁶⁾, などによりベーン先端部と底部(背圧部)の間の差圧が降下するため, あるいは(5)カム形状に基づく高速時の慣性力の低下によるとされている⁽⁷⁾。しかし, これらの説明は必ずしも一般性もなく, まだ統一的な説明がなされているとは言い難い。

そこで本研究ではまずカム形状が円形である市販の可変容量形ベーンポンプを使用し, 塗料法, 電気接触法や直接観察などの実験方法によってベーン離間現象の発生および離間発生時におけるベーンの挙動の詳細を調べた。

2. 実験装置とその方法

2.1 供試ポンプ 本供試ポンプはラジアル方向に取りつけられたベーンの先端が円弧である単板状の13枚のベーンを有し, その底部には部分的圧力バランスがとれるように吸込圧力と吐出し圧力が各々分離されて, 弁板の固定絞りを通して吸込ポートと吐出しポートから背圧として加えられている。実験は最高吐出し圧力7 MPa用可変容量形ポンプ1と, 側板がブレッシャローディングされた14 MPa用可変容量形のポンプ2の2種類のポンプを用いて行った。その主要

* 昭和61年4月3日 第63期通常総会講演会において講演, 原稿受付 昭和60年5月22日。

** 正員, 金沢大学工学部 (〒920 金沢市小立野2-40-20)。

諸元を表1に、供試ポンプ断面(ポンプ1)を図1に示す。ポンプ1はベーン底部の平均背圧と吸込みおよび吐出し口圧力の間の差圧の測定ができる。また弁板⑤の吸込側背圧の絞り穴⑦を埋めることにより、吸込側背圧が自由に調整できるようにしてあり、ベーン①による塗料のかき取り効果と背圧の関係について調べた。後述の電気接触法はポンプ2に対し適用した。なお、作動油の温度変動は $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 内に調整し、その粘度は 20°C で $6.9\text{ mPa}\cdot\text{s}$ 、 40°C で $2.7\text{ mPa}\cdot\text{s}$ である。

2・2 直接観察 ポンプ運転中、ベーン離間の発生の有無や離間の際のベーン挙動を直接的に観察するために、図1に示したポンプのカバー②とカバー側の側板③を透明アクリル樹脂製のものに入れ替え、高速カメラおよび瞬間写真によりベーンの挙動を調べた。なお、この場合、アクリル樹脂製カバーの剛性不足による漏れの増大や側板の焼つきの危険性があるので、吐出し圧力は 3 MPa 以下、油温は 30°C 以下で実験を行った。

2・3 塗料法 幅広い運転条件でベーンの離間状況を観測するため、カムリング④全内面に塗料(ラッカ)を塗布し、ベーンによる塗料のかき取り効果によりベーンの離間位置を求めた。実験は塗料を塗り、乾燥(約 40 min)させた後、ポンプを一定時間(4 min)

運転させ、塗料の残り具合を調べた。なお、本実験は簡便であり広範囲な運転条件を選べるが、ベーンの離間している平均的位置しかわからない。

2・4 電気接触法 ベーンとカムリングとの間の電気接触抵抗を測定する方法は塗料法と異なり、ベーンの瞬間的な接触状態を連続的に測定することが可能である。1枚のベーン先端に周囲と絶縁された 0.8 mm の銅の電極を設け、カムリングとの間の電気接触を計測する。同時に、測定用ベーンと反対の位置に小形圧力変換器を取りつけ、ベーン・側板・ロータ⑥間で形成されるポンプ室における変動圧を測定した。

3. 実験結果

実験はまず塗料法と電気接触法によってポンプ運転中ベーンが離間している位置(領域)をロータ回転角に対して明らかにし、同時にその時のベーン両端部の差圧変化を調べ、次にベーン離間時の挙動を直接カメラで撮影した。

3・1 離間領域の測定 ポンプ1を用いた塗料法の実験結果を図2(a)~(c)に示す。図2中、 θ はロータ中心とカムとの距離が最小となる位置を基準にして測ったベーン回転角を表し、使用弁板の吸込み、吐出しポートと背圧ポートの位置関係も併せて記してある。陰影を施した部分がベーンがカムリングから離間した領域を示し、A, B, C, (D), の四つの領域が現れている。図2(a)で吐出し圧力が、 3.3 MPa のカットオフ圧力以上では偏心量が小さくなり、A領域はB領域に含まれてしまっている。D領域は比較的再現性が悪く塗料の残り方にむらがあり、他の領域ほど明確には現れなかった。また、吸込ポートと吐出しポートの切換え区間である閉じ込み区間では、少なくともベーンはその一ピッチ角度はカムリングに押しつけられ、離間しないので平均流量 Q_d には顕著な減少はみられなかった。また、図2(a)~(c)は離間領域に及ぼす吐出し圧力 P_d [ゲージ]、偏心量 e 、回転数 N の影響を示すが、本実験範囲ではそれらの影響はほとんど認められない。これは4・3節で後述のごとく、離間か接触かの判別しかできない塗料法を用いたためと考えられる。ポンプ2を用いた吐出し圧力がさらに高い場合を図3に示す。ポンプを換えても、 $P_d=10\sim 16\text{ MPa}$ という高い吐出し圧力でも、図2(a)の場合とほとんど変わらない離間領域を呈し、さらに高い P_d ではC領域の離間は起こらなくなった。

次に、電気接触法の測定例を図4に示す。図4の上部に接触抵抗 R 、下部にポンプ室圧力 P の変化の様子を示す。実験中、接触抵抗は離間時の $R=\infty$ と金属接

表1 ポンプ主要諸元

	pump 1	pump 2
Inner radius of cam ring R_c	27.5 mm	36.0 mm
Radius of rotor R	25.0 mm	33.2 mm
Radius of slit end in rotor R_b	17.0 mm	23.0 mm
Width of vane b	25.0 mm	20.0 mm
Length of vane l	10.0 mm	11.7 mm
Thickness of vane t_v	1.59 mm	2.23 mm
Radius of vane tip s	1.0 mm	1.75 mm
Mass of vane m	3.17 gr	4.14 gr
Clearance between vane and rotor h	10 μm	10 μm

図1 供試ポンプ断面(ポンプ1)

触時の $R=0$ との中間の値をとることもあるが、吐出し圧力が 3 MPa 以上ではほとんど中間の抵抗値はとらなかった。これらの結果から接触抵抗が $R=\infty$ となる離間領域を回転角 θ に対し、図 5 にまとめて示した。本方法では実験ごとに弁板を取り外すこともなく、ベーンの離間開始および終了の時点も比較的明確に判定できるので、得られた結果のばらつきも少ない。図 5 の吸込ポートにおいては大部分の領域でベーンが離間しているが、A と B 領域の境界付近の接触は比較的短い時間で、しかもその位置も一定しないため図 5 では両領域の境界を破線で示した。ただし、A 領域の始まりと B 領域の終了する位置は比較的明確に現れた。

3・2 ベーンの挙動 図 6 はベーンの離間状況を示す瞬間写真および図 7 は高速度カメラによって求めたベーンの離間軌跡を示す。図 6 の丸印で囲んだベーンはちょうどカムリングから離間しており、とくに吸込ポートにあるベーンは 3 mm 程度も離間している。また図 7 では、ベーンはカムリングから $\delta=0.5\sim 1$ mm 離間し、離間したベーンは短時間だけ再接触した後、再び離間するなど複雑な軌跡を描いている。図 7 には例として三つのベーンの軌跡を示したが、いずれの曲線も同一でなく、各ベーンごとに、また同じベーンでも回転ごとに必ずしも一致しない。次に、図 8 には数枚の瞬間写真より求めた最大離間距離 $\delta_{\max}$ を吐出し圧力 P_d および回転数 N に対して示した。 P_d お

図 2 塗料法によるベーン離間領域 (ポンプ 1)
(デッドヘッド圧力 $P_{\text{dead}}=5$ MPa, 油温 $t=20^\circ$)

図 3 塗料法によるベーン
離間領域 (ポンプ 2)
($N=1400$ rpm, $e=2$ mm, $t=30^\circ$)

図 4 ベーンとカム間の接触抵抗と
ポンプ室圧力
($P_{\text{dead}}=5$ MPa, $P_d=1.5$ MPa,
 $N=1400$ rpm, $t=30^\circ\text{C}$)

図 5 電気接触法によるベーン
離間領域 (ポンプ 2)
($e=2$ mm, $N=1400$ rpm, $t=30^\circ\text{C}$)

よび N によって $\delta_{\max}$ は大きく変化していることがわかる。なお、図7のC領域の δ は比較的小さいが、この場合弁板に逃げ溝があるためである。

3.3 ペーン両端部の差圧 ペーン背圧 P_b と吸込圧力 P_s および吐出し圧力 P_d との間の差圧の測定結果を図9に示す。ペーン離間現象を考える際にはペーンとカムリングとの間の油膜のくさび作用の影響を考慮する必要がないので、上記の差圧はペーン両端部の差圧に相当する。差圧はカットオフ圧力 $P_d=4$ MPa までは、吐出し圧力の増加につれその絶対値は漏れにより若干減少するがほぼ一定値を示し、これ以上の圧力では偏心量が小さくなり差圧は急激に減少する。また、弁板の絞り部などの効果により吸込側においては背圧降下、吐出し側では背圧上昇するが、これらの値はほぼ $N^{1/6}$ に比例している。

4. 考 察

4.1 各ペーン離間領域の特徴 図2, 3, 5に示したごとく、ロータの一回転中に4箇所の離間領域A, B, C, Dが存在した。以下各領域におけるペーン離間の特徴やその発生、原因などについて考察する。

(1) A 離間領域 A領域の開始角はペーン底部の背圧シール区間に対応する $\theta=40^\circ$ である。この区間ではペーンの背圧は閉じ込みによる真空圧となり、

図6 ペーン挙動の観察

(a) $P_d=0.15$ MPa, $e=2$ mm, $N=800$ rpm, $t=25^\circ\text{C}$, $Q_d=12.2$ L/min
 (b) $P_d=2.7$ MPa, $e=2$ mm, $N=1200$ rpm, $t=30^\circ\text{C}$, $Q_d=0$ L/min

図7 ペーン離間軌跡

ペーン先端圧より低下するため、離間が生ずる。図3および図5で見られるように、吐出し圧力が高くなると漏れによってこの閉じ込み区間の背圧も上昇するため開始角が遅れること、デッドヘッド圧力近くなるとA領域がB領域に含まれてしまうこと、さらに吸込背圧を増大した場合の実験においてもペーンの張り出し区間にある背圧シール区間の2箇所ではペーンは離間して塗料が残っていることなどの実験結果からA領域の離間は上記の閉じ込み真空圧発生に起因しているものと考えられる。

(2) B 離間領域 さらにペーンが回転すると、過度に離間したペーンは遠心力によって $\theta=60^\circ$ でカムリングに再接触した後、B領域に入る。この領域はポンプ吸込期に相当しており、ペーンとロータ間の粘性摩擦力や図9で述べた背圧低下により押しつけ力が減少することが離間の原因と考えられる。ペーンは図7のごとく大きく離間する。この領域ではペーン両端の油圧平衡がほぼとれているので離間距離 δ はわずかの外乱の影響を受けやすく、ペーンによってその値は大きく変動する。この領域の最大離間距離は図8の回転数 N が1200 rpm以下、吐出し圧力 P_d が0.6~1 MPaのとき目立って大きな値を示す。この原

図8 ペーンの最大離間距離 $\delta_{\max}$ ($e=2$ mm, $t=20^\circ\text{C}$)

(a) 吸込差圧
 (b) 吐出し差圧
 図9 ペーン両端部の差圧 ($P_{\text{dead}}=7$ MPa, $e=2$ mm, $t=30^\circ\text{C}$)

因は N が低いほど遠心力が減少することと、この P_d 値において図9の背圧に起因するカムリングからの離反力が増大するためと考えられる。 $\theta=180^\circ$ 付近のもう一つの背圧シール区間ではベーンの張り出し速度は小さいので離間に対する影響は少ないと思われる。

さらにベーンが回転して吸込みと吐出しポート間の閉じ込み区間に入り始めると、背圧は急激に吐出し圧力となるので離間していたベーンは急激にカムリング内面に向かって押し出され、衝突し、音が生ずる。図7は衝突音が大きい場合を示し、とくに図7(b)は激しい衝突音および吐出し圧力の激しい変動を生じ、ほとんどポンプ運転不能に近い状態のものである。

(3) C 離間領域 大きな押しつけ力でカムリングと接触していたベーンは閉じ込み区間の後半から吐出しポート前半にかけて、C 離間領域が生ずる。この離間の原因は、図4のポンプ室圧力 P の変化に見られる閉じ込み区間終了時の圧力オーバシュートによりベーン先端の一部が背圧より高くなるため、摩擦力に打ち勝ってベーンは離間する。このため、吐出し圧力を増加させた図3ではC領域が狭くなり、また別のポンプ1で吐出し圧力が15 MPa で運転した塗料法の実験では離間領域はB領域のみ(AはBに含まれている)が現れ、C領域が消滅するという結果になった。さらに、ポンプ1でこの閉じ込みがない弁板を使用した別の実験によると、高吐出し圧力においてもC領域は同様に現れない(オーバシュート圧力は閉じ込みのある場合に比べ、かなり小さい)ことから、サージ圧による離間も生じていないと言える。以上より、この離間の原因はポンプの閉じ込み区間におけるポンプ室の機械的過圧縮であると結論される。さらにベーンが回転すると、摩擦力や図9の背圧は押しつけ力の増加方

向に作用するのでベーンはカムリングと接触する。

(4) D 離間領域 D 領域では遠心力が最小となり摩擦力やベーン背圧も小さくなるため、図7(b)のように漏れなどによって背圧が低下する場合にD離間領域が現れると考えられる。

4.2 ベーン押しつけ力の算定 ベーンのラジアル方向押しつけ力 F は次式で近似できる⁽⁸⁾。

$$F = bt_0 \{ P_b - (P_1 + P_2)/2 \} + m\omega^2(r - l/2 - d^2r/d\theta^2) - bc\mu\omega dr/d\theta \pm \lambda(r - r_b) \times (r - R)b(P_1 - P_2)/(R - r_b) = F_r + F_i - F_s - F_q \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 P_1, P_2 : ベーン前・後面の圧力

r : カムリング動径

r_b : $r - l$ ($r_b > R_b$), R_b ($r_b < R_b$)

λ : ベーン・ロータ間摩擦係数

μ : 作動油の粘度

ω : ロータ角速度

であり、式(1)右辺の第1項はベーン背圧部と先端部の差圧 F_r , 第2項は慣性力 F_i , 第3項は粘性摩擦力 F_s , 第4項はクーロン摩擦力 F_q である。実際には、 $l/2 > d^2r/d\theta^2$ である。

流出入ポート区間では、さらに $P_1 = P_2 = P_s$ (または、 P_d) と近似できるから、式(1)は結局

$$F = bt_0(P_b - P_s) + m\omega^2(r - l/2) - bc\mu\omega dr/d\theta \dots\dots\dots (2)$$

と近似できる。ベーンがロータスリットの中央に位置すると仮定すると、粘性摩擦力 F_s の粘性摩擦係数 c は

$$c = 2(r - r_b)/h \dots\dots\dots (3)$$

である。

図10 $\theta=90^\circ$ におけるベーンの押しつけ力の算定 ($e=2$ mm)

図11 吸込側背圧ポートの加圧時の離間領域 ($P_d=2$ MPa, $e=2$ mm, $N=1400$ rpm, $t=25^\circ\text{C}$)

図 10 には、粘性摩擦力が最大となる $\theta=90^\circ$ (直接観察によっても、この付近の離間距離が最も大きい) における式(2)から求めた油温 20, 25, 30°C の F の値を示した。ただし、 F_r は弁板の絞り穴 (各ポートに 2 箇所あり、深さ 2 mm, 幅 8 mm, 長さ 6.5 mm) 部の層流抵抗によるものとし、油温変化による粘度補正をして、図 9 の結果から求めた。図 10 の陰影部は $F<0$ となるベーン離間領域を示し、 $N=1200$ rpm 以下では図 8 のように離間する可能性があることを示している。ここでは、偏心量が一定であれば吐出し圧力に無関係に F_r や F_s が決定され、その離間領域が決まると考えているが、吐出し圧力の変化によるわずかの背圧の違いや、ベーンが動く際のこじりなどの影響も考慮する必要がある。とくに、離間時には図 7 のようにその影響は大きいと思われる。吐出し圧力 P_d の影響については、粘性摩擦力の項は P_d に依存しないと考えられるので背圧の影響のみ考えると、図 9 のごとく、吸込区間では回転数 N , 吐出し圧力 P_d が小さい時、吐出し区間では N が小さく、 P_d が大きい時に離間しやすいと考えられる。本結果と異なり、一般に高回転で離間が生じやすいと言われているのは、背圧部の絞り十分に作用していない場合とか、カム形状による慣性力の低下が生ずるような場合などに当てはまると思われる。

さらに、吐出し区間では、ベーン両端差圧の項および粘性摩擦の項もベーンを押上げる方向 ($F_r>0$, $F_s<0$) に作用するので、少なくとも吸込区間よりは離間が生じ難くなり、実験結果とも合っている。

閉じ込み区間では、式(1)における F_r は非常に大きいのでベーンは離間しない。しかし、圧縮側閉じ込み区間の後半において、 P_2 がポンプ室の過圧縮によって増大し、 $F_r<0$ となりベーンは離間する。閉じ込み終了時のピーク圧 $P_{\max}$ では、 $F=0$, $P_b=P_1=P_d$, $P_2=P_{\max}$, および、 F_i , F_s は F_r , F_q に比べて小さいので無視すれば、

$$2\lambda l(r-R)=t_0(R+l-r) \dots\dots\dots (4)$$

となる。式(4)に $\lambda=0.11$ (ポンプ 1, $e=2$ mm) を代入し r を求め⁽⁴⁾、その r に対応する θ を求めると $\theta=210^\circ$ となる。この角度は図 2 (a) とほぼ一致している。

4.3 ベーン離間検出法の吟味 図 10 は回転数および油温が高くなると B 領域でベーンは離間しないことを示しているが、これは図 2 の塗料法の結果と一致しなくなる。この原因として、たとえば $F>0$ であっても、油膜や塗料膜をかき取るにはさらに余分の押しつけ力を必要とすると考えられる。そこで、これらの

油膜や塗料膜の破断強さを調べるため、塗料法による実験 (ポンプ 1) において、その吸込側背圧ポートに既知の圧力を別に加えた。その結果を図 11 に示すが、この場合 ($N=1400$ rpm, 油温 $t=25^\circ\text{C}$)、塗料が取れるには、約 0.08 MPa 以上のベーン両端の差圧が必要と見なされる。これより、この破断に必要な押しつけ圧 $P_t (=F/bt_0)$ は、 F_i と F_b の算定値を用いれば、約 0.1 MPa となる。したがって、この値を図 11 の F の算定値と比較すると、 $0<P_t<0.1$ MPa の場合には塗料ははがれず、塗料法によれば見掛け上、離間していないことになる。

5. 結 論

ベーンのカムリング内面からの離間現象を、可変容量形ベーンポンプを用いて、塗料法、電気接触法、直接法の 3 種類の方法で調べた。そしてその離間の原因と離間時のベーンの挙動について考察し、次の結論を得た。

(1) 塗料法と電気接触法によりポンプ運転中実際にベーンがカムリングから離間し、その離間領域を明らかにした。ただし、塗料法では塗料をかき取るには余分の押しつけ圧を必要とし、本供試ポンプでは約 0.08 MPa であった。

(2) 離間現象はむしろ低速回転で生じやすく、一般には四つの離間領域、すなわち、背圧閉じ込み区間、吸込区間、ポンプ閉じ込み区間、カムリング最小動径付近に存在することを明らかにし、各領域における離間の特徴や発生原因について明らかにした。

(3) とくに、吸込領域の離間は背圧溝圧力降下と粘性摩擦力とに起因する。また、閉じ込み区間の離間はポンプ室の機械的過圧縮に起因する。

(4) ベーン離間時の挙動は比較的周期性に乏しく、低速そして低吐出し圧力状態ではそのすきまはかくなり大きくなる。

(5) 可変ポンプではサージ圧の発生や慣性力低下による離間は見られない。

文 献

- (1) 油圧技術便覧編集委員会編、油圧技術便覧 (改訂版)、(昭 51)、281、日刊工業新聞社。
- (2) 加藤、油圧化設計、8-4 (昭 45)、8。
- (3) 上野、金沢大学工学部紀要、6-3 (昭 46)、241。
- (4) 上野・ほか 2 名、油圧と空気圧、9-1 (昭 53)、38。
- (5) 服部、機講論、No. 790-10 (昭 54)、339。
- (6) 堀内、油空圧講演論文集、(昭 46-5)、45。
- (7) 市川・日比、油圧工学、(昭 54)、47、朝倉書店。
- (8) 上野、油圧と空気圧、14-1 (昭 58)、10。