油圧ベーンポンプベーン先端部の潤滑特性の解析*

中原 綱光^{*1}, 京 極 啓 史^{*1}, 鄭 材 鍊^{*2}Analysis of Lubrication Characteristics
in Oil Hydraulic Vane Tip Contacts

Tsunamitsu NAKAHARA, Keiji KYOGOKU, and Jae-Youn JUNG

The elastohydrodynamic lubrication characteristics of an oil hydraulic vane tip contact with a cam ring have been analyzed numerically under various conditions using a modified Houpert-Hamrock's calculation method provided in the previous paper⁽⁷⁾. Results show that the minimum film thickness in the suction port section is differs little from that in the small arc section and the minimum film thickness in the large arc section is greater than that in the small arc section. Nevertheless the contact load in the suction port section is 2.5 times that in the small arc section for the case of an intravane type and the load in the large arc section is greater than that in the small arc section. The combination of inlet pressure and nonlinear piezoviscous effect causes the increase in oil film thickness in the large arc section. Therefore, it is suggested that the elevating discharge pressure will not cause any lubrication trouble if mineral oil is used as the hydraulic fluid; the water-based hydraulic fluids present an extreme disadvantage to the vane tip lubrication.

Key Words: Fluid Power Systems, Vane Pump, Vane Tip Contacts, Elastohydrodynamic Lubrication, Lubrication Characteristics, Numerical Analysis

1. 緒 言

油圧に使用されるポンプは容積式であるので、シール性と低摩擦・耐摩耗性という相反する要求を両立させることが要であり、したがって、ポンプしゅう動部の潤滑特性を理解することが重要である。

ベーンポンプの場合は、特にベーン先端部とカムリングの間のしゅう動部が重要視されており、摩耗に関する研究報告は多くある。しかし、潤滑状態に関する報告は少なく^{(1)~(3)}、ベーン先端しゅう動部に加わる変動荷重が明らかにされていないこともあって、単にしゅう動部の接触面積が小さいことから、混合潤滑か弾性流体潤滑であろうと推測されている程度である。

ところで、ベーンポンプでは、摩擦・摩耗を少なくするために押付け力を小さくする、かつ漏れを少なくするために油膜を薄くするという相反することを克服する方法として、接触面積を小さく、すなわちベーン先端の曲率半径を小さくしている。また、ベーンの前後には吐出し圧力と吸入圧が交互に作用する。したが

って、その潤滑状態は同じ線接触の転がり軸受、歯車、カムとはかなり異なった状態になると考えられる。

著者らは、まず、ベーンがカムリングに押し付けられる実際の力を知るために、既報⁽⁴⁾において圧力平衡形のイントラベーン式油圧ベーンポンプを用いて、ベーン周囲4箇所の非定常圧力を連続的に測定した結果を報告した。また、前報⁽⁵⁾で、ASTMのベーンポンプ摩耗試験規格(D-2882)にも採用されている、標準ポンプのシリーズについて、ポンプ1サイクル中におけるおのおのの区間の潤滑モードをHooke⁽⁶⁾の判別図によって調べた結果、無負荷に近い吐出しポート区間を除いた区間では剛体-粘度変化領域($R-V$)になることを明らかにした。その領域は従来ほとんど計算されていない領域であるので、さらに、別報⁽⁷⁾でそのような特殊な条件の線接触潤滑の計算を試み、その領域のかんりの部分の計算を可能にし、その領域の潤滑の特徴を示した。

本報は、別報⁽⁷⁾の計算法を用いて、実際に対応するベーン先端接触部の種々の条件の計算可能な範囲について計算を行い、まず各区間での潤滑特性、すなわち油膜圧力分布と油膜形状を明らかにし、次に運転条件である吐出し圧力と回転速度、ベーン先端半径、作動流体の各条件の影響について定量的に調べたものであ

* 平成元年10月28日 山梨地方講演会において講演、原稿受付 平成元年3月17日。

*1 正員、東京工業大学工学部 (〒152 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

*2 正員、全北大学校工科大学 (〒560-756 韓国全北全州市)。

る。

2. 計算の仮定および方法の概略

本報では解析の仮定および計算方法を別報⁽⁷⁾のものを用いているので、ここではその概略を述べるにとどめる。

2.1 仮定

(1) 線接触を考え、作動油の圧縮性を考慮した一次元 Reynolds 方程式が成立する。

(2) 潤滑面の弾性変形は半無限長の平面ひずみ条件を考える。

(3) 潤滑剤の粘度 η は下に示す Barus の式に従うものとし、粘弾性の影響は考慮しない。

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha p) \quad \dots\dots\dots (1)$$

(4) 潤滑剤の密度 ρ と圧力の関係は次式に従うものとする⁽⁸⁾。

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right) \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 ρ_0 : $p=0$ のときの密度

(5) 潤滑剤に対して等温条件とする。

(6) 表面あらさの影響も考慮しない。

(7) 圧力境界条件は、次のようにとる。

$$\left. \begin{aligned} p(x_a) &= p_2, \quad p(x_e) = 0 \\ \frac{dp}{dx} \Big|_{x_e} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここに、 p_2 : 入口圧力, x_a : 入口端位置

x_e : 出口側の $dp/dx=0$ となる位置

2.2 計算方法 ここでは、別報⁽⁷⁾の計算法を用いた。すなわち、Newton-Raphsonを用いたOkamura⁽⁸⁾の方法を拡張した Houpert-Hamrock⁽⁹⁾の方法を基本とするものであるが、その計算法でも、本論文の条件では収束しないために、次のような工夫を行ったものである。容易に収束する条件から出発して、次にそこで求めた圧力分布を初期値として荷重パラメータを少しずつ大きくした条件について計算を進めていき、その際この荷重のステップの最適値を試行錯誤によ

図1 座標系

てみつけ出すという方法をとる。さらに、ニュートン・ラプソン法においては一つのループで圧力の修正量が大きくなるときに限って、不足緩和の方法⁽¹⁰⁾を用いる。

2.3 計算対象 図2に示す四つのベーンしゅう動区間の各境界付近で衝撃的な負荷を受ける⁽⁵⁾が、ここでは定常的な解析を行う。

前報⁽⁵⁾の潤滑モード判別によると、標準のポンプでは、ストレート式およびイントラベーン式のどちらの場合も、図3に示す各4区間でほぼ同じ潤滑領域に存在する。また、ベーン先端の潤滑領域では、最小油膜厚さは荷重に対して非常に鈍感である。したがって、それらの中のある一つのポンプのベーン先端潤滑特性は、標準ポンプの代表になると考えられる。そこで、ここでは、定格条件で計算可能なものとして、定格運転条件が吐出し圧力 14 MPa, 回転速度 1500 rpm のイントラベーン式ベーンの場合について解析する。その際、ベーン先端半径 R_v は、なじみ運転後の曲率半径を考えて、1.2 mm を代表値とする。

3. 結果および考察

3.1 サイクル中における各区間別の潤滑特性

ベーン先端しゅう動部での油膜の圧力分布と形状の、ポンプ1サイクル中各区間別の変化を調べるために、定格運転条件の吐出し圧力 14 MPa, 回転速度 1500 rpm のときの吸込ポート部、大円弧部、小円弧部での油膜圧力分布の計算結果を図3(a)に、吐出しポート部、小円弧部での油膜圧力分布を図3(b)に、吸込ポート部から小円弧部までの4区間の油膜形状を図3(c)に示す。図3(a)は Hertz 圧力分布と比較するために無次元表示されている。

図3(a), (b)からわかるようにおのおのの区間で

A : Suction port C : Delivery port
B : Large arc region D : Small arc region

図2 ベーンしゅう動区間

のベーン押付け力の差によって油膜圧力の分布も各区間間にその形状がかなり異なっている。四つの区間で最も潤滑状態が厳しい吸込ポート部(A)ではその最高値が最大 Hertz 圧力の 2 倍近くになっており、その位置は Hertz 圧力中心付近の少し出口側にある。大円弧部(B)の場合は、最高圧力が最大 Hertz 圧力の 1.4 倍程度になっており、ピーク圧力の位置は Hertz 圧力中心より入口側のところになっている。小円弧部(D)では、吸込ポート部および大円弧部に比べるとスパイク状の圧力ピークはなく、なめらかに分布している。吐出しポート部(C)では、ベーン周囲 4 箇所の圧力の

(a) 無次元油膜圧力分布

(b) 油膜圧力分布

(c) 油膜形状

(A: 吸込ポート部 B: 大円弧部
C: 吐出しポート部 D: 小円弧部)

図 3 各しゅう動区間における潤滑状態

バランスが取れていて、ベーンの押付け力がほぼ遠心力だけの無負荷に近い状態であるので、吸込ポート部および大円弧部での油膜圧力と比較すると無視できるほど小さい。そこで、図 3(a)よりも拡大した図 3(b)に、小円弧部での油膜圧力分布を重ねて示した。

図 3(c)に示す四つの区間での油膜形状から調べると、まず、吸込ポート部(A)と大円弧部(B)では、弾性変形が現れているが、これらの二つの区間に比べて、小円弧部(D)と吐出しポート部(C)では弾性変形は現れていないことがわかる。吸込ポート部では、Hertz 幅の左半分(入口側)が変形している。大円弧部では、Hertz 幅の左端付近が少し変形している。次に、最小油膜厚さを見てみると、最も押付け力の大きくなる吸込ポート部で $0.31 \mu\text{m}$ 、大円弧部で $0.38 \mu\text{m}$ 、押付け力が吸込ポート部の 1/3 以下の小円弧部では $0.32 \mu\text{m}$ である。したがって、しゅう動面が十分に「なじんだ」後では、どの区間でも流体潤滑状態が保たれると考えられ、流体潤滑を仮定した本解析が意味をもつ。また、ベーンの押付け力が遠心力だけである吐出しポート部での油膜厚さは他の三つの区間のより当然大きい、それでも吸込ポート部のたかだか 3 倍の $0.93 \mu\text{m}$ であって、 $1 \mu\text{m}$ に満たない。

ここで、興味深いことは、大円弧部の最小油膜厚さは小円弧部より厚くなっていることである。すなわち、接触部周囲に大気圧以上の圧力が存在するとき、その静圧によりベーンは押し上げられ、油膜力による実質の荷重分担は図 4 に示されるように軽減されるが、その軽減された油膜力分担荷重(ここでは、ベーンの押付け力と呼ぶ)を比べても大円弧部でのベーンの押付け力が小円弧部でのそれより大きいにもかかわらず、最小油膜厚さは小円弧部より大円弧部のほうが大きくなっているのである。これは、入口側に吐出し圧力が作用する大円弧部の場合には入口境界圧力の影響を受けて潤滑剤のピエゾ粘性効果(圧力粘度効果)のために油膜圧力分布全体が高くなり、その結果、小円弧部のところより最小油膜厚さが厚くなるのである。大円弧部は、ポンピングの仕事をする区間であるので、圧力粘度効果の恩恵は大変重要であり、高压化に伴って潤滑状態が厳しくなるという予想に反し、この区間の潤滑にとってはむしろ良好になると言える。

また、吸込ポート区間での押付け力は小円弧部の約 2.5 倍であるが、両者の最小油膜厚さはほとんど同じである。これは、別報⁽⁷⁾でも示しているように、このような Hooke のチャート上の R-V(剛体-粘度変化)領域では、最小油膜厚さは荷重に対して E-V(弾性-粘度変化)領域よりもさらに鈍感であることを意味して

いる。この点からもポンプの高圧化はベーン先端の潤滑に対して不利にはならない。

3・2 潤滑特性に及ぼす吐出し圧力の影響 潤滑特性に及ぼす吐出し圧力の影響を調べるために、定格の回転速度 1500 rpm とし、吐出し圧力が 7 MPa と 14 MPa のときの吸込ポート部における油膜の圧力分布と油膜の形状をそれぞれ図 5(a), (b) に、また大円弧部の場合を図 6(a), (b) に示す。

図 5(a) からわかるように定格条件の吐出し圧力 14 MPa の場合、最大圧力値が 990 MPa (Hertz 圧力の 1.8 倍) でその位置は Hertz 圧力中心より出口側にあるが、吐出し圧力がその半分の 7 MPa になると最大圧力もほぼ半分の 512 MPa になって Hertz 圧力中心より入口側に移動している。一方、図 5(b) を見ると、最小油膜厚さは、吐出し圧力が 14 MPa の場合 0.31 μm 、7 MPa の場合 0.32 μm になっていて、両者の差がほとんどないことがわかる。油膜形状を見ると吐出し圧力が 14 MPa のときは弾性変形が顕著に現れているが、吐出し圧力が 7 MPa の場合には弾性変形はあまり生じていない。これからも、ベーン先端の潤滑では、Hertz 圧力分布に近い典型的な E - V (弾性-粘度変化) 領域に比べて弾性変形が小さくても、その変形による最小油膜厚さへの影響は大きく、最小油膜厚さは負荷に対して非常に鈍感であることがわかる。

次に、図 6 に示される大円弧部の場合を見ると、圧力分布に及ぼす吐出し圧力の影響はさらに顕著になり、油膜厚さは、押付け力が吐出し圧力に比例して増加するにもかかわらず、吐出し圧力が大きいほうが厚くなっている。これは、3・1 節でも述べたように、入口圧力と圧力粘度効果の相乗作用によるもので、ポンピングの仕事を行う大円弧部の潤滑に限れば、高圧化はかえって有利になると言える。

3・3 潤滑特性に及ぼす回転速度の影響 運転条

図 4 ベーン押付け力の定義

件の一つである回転速度の潤滑特性に及ぼす影響を調べるために、定格の吐出し圧力 14 MPa で、回転速度が 500, 1000, 1500 rpm のときの、吸込ポート部における油膜圧力分布を図 7(a) に、また、油膜の形状を図 7(b) に示す。図 7(a) でわかるように圧力分布の形状は類似であるが回転速度が増加するにつれて最大圧力値が増加しながらその位置は入口のほうに移動する形となる。図 7(b) でわかるように最大油膜圧力があるところでかなりの弾性変形が現れている。最小油膜厚さは回転速度の増加にほぼ比例して増加している。その結果ポンプの定格圧力条件で最小油膜厚さは 1500 rpm で 0.31 μm 、1000 rpm で 0.24 μm 、500 rpm で 0.15 μm になっている。以上より、最小油膜厚さに及ぼす回転速度の影響は大きいことがわかる。

3・4 潤滑特性に及ぼすベーン(先端)半径の影響 潤滑特性に及ぼすベーン半径の影響を調べるために、3・3 節と同じ仕様のポンプで、定格条件である回転速度 1500 rpm、吐出し圧力 14 MPa のときの、ベーン先端半径 1.0, 1.2, 1.5 mm の場合について、油膜圧力分布の計算結果を図 8(a) に、また、油膜の形状を図 8(b) に示す。図 8(a) でわかるようにポンプの定格条件で最大油膜圧力や圧力分布の形状がほとんど変わ

(a) 油膜圧力分布

(b) 油膜形状

図 5 吐出し圧力の影響(吸込ポート区間)

らず、そのピーク値はベーンの半径が小さくなるとともに出口側のほうに移動する。しかし図8(b)でわかるようにベーン半径による油膜形状の変化は大きい。 $R_b=1.0\text{ mm}$ の場合、弾性変形が顕著に現れ、最小油膜厚さは $0.29\text{ }\mu\text{m}$ になっている。 $R_b=1.2, 1.5\text{ mm}$ に変わると、最小油膜厚さは $0.31, 0.36\text{ }\mu\text{m}$ に増大しているが、弾性変形の形状は似ている。ポンプの機構上、ベーン先端曲率半径 R_b は大きく変えられないので、変えられる範囲を考えると最小油膜厚さに及ぼす影響は回転速度の影響よりは小さいと言える。

3・5 潤滑特性に及ぼす作動油の影響

3・5・1 大気圧粘度 η_0 の影響 無次元速度パラメータを見れば、回転速度の影響と同じであるが、粘度の影響をわかりやすくするために、図7を大気圧粘度 η_0 の影響に書き換えたものを図9として再掲する。

3・5・2 圧力粘度指数の影響 潤滑特性に及ぼす作動油の圧力粘度指数の影響を調べるために、定格条件である回転速度 1500 rpm 、吐出し圧力 14 MPa のときの、圧力粘度指数 $\alpha=2.2\times 10^{-8}\text{ m}^2/\text{N}$ ($G=5000$)のパラフィン系鉱油と、それと大気圧粘度 η_0 は同じで圧力粘度指数が異なる、 $\alpha=0.45\times 10^{-8}\text{ m}^2/\text{N}$ ($G=$

1000)の水-グリコールの場合について、油膜圧力分布の結果を図10(a)に、油膜の形状を図10(b)に示す。図10(a)で二つの圧力分布は圧力粘度指数の値が約5倍の差があるが、鉱油の場合にはピーク圧力が発生して、そのところでの圧力こう配が非常に大きいことがわかる。水-グリコールの場合には鉱油の場合に比べるとピーク圧力が穏やかで、その最大圧力値と最大圧力前後での圧力こう配がなだらかなのであることがわかる。図10(b)での油膜形状を見るとベーン先端のところでの弾性変形が現れ、水-グリコールともに変形の形状は似ているが、最小油膜厚さは鉱油の場合には $0.31\text{ }\mu\text{m}$ であるが水-グリコールの場合には $0.185\text{ }\mu\text{m}$ になって、その差が大きくなっている。これより、最小油膜厚さに及ぼす作動油の圧力粘度指数の影響が顕著であり、難燃性作動油としてよく使用されている水-グリコールは鉱油に比べてかなり不利なことがわかる。また、水の場合は圧力粘度指数が $\alpha=0.5\sim 0.9\times 10^{-9}\text{ m}^2/\text{N}$ とさらに1けた小さく、かつ粘度も小さい。したがって、水系の作動油はベーン先端部の潤滑にとって極めて不利であることがわかる。

(a) 圧力分布

(a) 油膜圧力分布

(b) 油膜厚さ

(b) 油膜形状

図6 吐出し圧力の影響(大円弧部区間)

図7 回転速度の影響

4. 結 論

別報⁽⁷⁾の計算法を用いて、実際に対応するペーン先端接触部について、運転条件である吐出し圧力と回転速度、ペーン先端半径、作動流体の各条件の影響を、計算可能な範囲で計算を行った結果、ペーン先端接触部の潤滑特性を次のように定量的に明らかにすることができた。

(1) 標準ポンプの定格条件の場合、最小油膜厚さは、最も押付け力の大きい吸込ポート部で $0.3\mu\text{m}$ 程度になっており、しゅう動面が十分になじんだ後ではどの区間でも流体潤滑状態になり得る。

(2) 弾性変形は、小円弧部ではほとんど現れないが、ペーンの押付け力が大きい吸込ポート部と大円弧部では顕著に現れ、そのため、イントラペーン式ペーンの場合には吸込ポート区間での押付け力は小円弧部の約 2.5 倍であるが、両者の最小油膜厚さはほとんど同じになる。

(3) 大円弧部では入口境界の圧力、すなわち吐出し圧力の影響が圧力粘度効果(ピエゾ粘性効果)の非線形効果により顕著に現れるために、押付け力の小さい小円弧部よりも押付け力の大きい大円弧部の油膜厚さのほうが厚くなる。また、吐出し圧力が増加するとそ

(a) 油膜圧力分布

(b) 油膜形状

図 9 作動油の大気圧粘度の影響

(a) 油膜圧力分布

(b) 油膜形状

図 8 ペーン先端曲率半径の影響

(a) 油膜圧力分布

(b) 油膜形状

図 10 作動油の圧力粘度指数の影響

れに比例して押付け力が増加するにもかかわらず大円弧部の油膜厚さは厚くなる。

(4) 潤滑条件の最も厳しい吸込ポート区間の最小油膜厚さに及ぼす影響は、回転速度のほうがポンプの吐出し圧力やベーン先端曲率半径より大きい。

(5) 作動油の圧力粘度指数の影響は非常に大きく、水系の作動油が潤滑にとって不利なことは圧力粘度指数が鉱油に比べて低いことによる。

(6) したがって、高圧化に際しては、衝撃負荷の問題を除くと、ベーン先端の潤滑については特に問題はない。

本数値計算では、東京工業大学工学部生産機械工学科流体工学講座に昭和63年度卒業研究として在籍していた杉田壮志君の協力をいただいた。ここに記して謝意を表す。なお、本計算には東京工業大学知能化機

械研究施設のワークステーション SUN 4/280 S-P 4 を用いた。

文 献

- (1) 上野・ほか2名, 油圧と空気圧, 9-1 (1978), 38.
- (2) 上野, 油圧と空気圧, 14-1 (1983), 10.
- (3) 上野・ほか2名, 機論, 52-480, B (1986), 2990.
- (4) 鄭・ほか2名, 機論, 54-504, B (1988), 2047.
- (5) 中原・鄭・京極, 機論, B, No. 89-0131 A 投稿中.
- (6) Hooke, C. J., *J. Mech. Eng. Sci.*, 19-4 (1977), 149.
- (7) 本論文集 768 ページ.
- (8) Okamura, H., *Proc. 9th Leeds-Lyon Symp. Tribol.*, (1982), 313.
- (9) Houpert, L. G. and Hamrock, B. J., *Trans. ASME, J. Tribol.*, 108 (1986), 411.
- (10) Gohar, R., *Elastohydrodynamics*, (1988), 132, Ellis Horwood Limited.

討 論

〔質問〕 金 光 陽 一〔(株)荏原総合研究所〕

従来推定の域であった点を明解に説明されているが、図7および図9に関してさらに理解を深めるために以下の点をご教示願いたい。

回転数上昇あるいは粘度増加によって油膜が厚くなるのは当然だが、その場合に圧力集中が緩和されるようにも思える。貴結果では、圧力スパイク値が上昇しかつピークが入口側に移動しているが、なぜか。

〔回答〕 いくつかの解釈があるが、ここでは著者らの解釈を示す。粘度が圧力によって高くなる効果が無視できる通常の潤滑の場合には、ご指摘のように油膜が厚くなると圧力分布はなだらかになる。一方、圧力による増粘効果が生じる場合には、もし弾性変形がなければ、入口側から中に入るにしたがってくさびによって圧力が上昇し、それに伴って粘度が増加し、その粘度増加によってさらに圧力を高めるといったように加速度的な圧力上昇が起り、あるところで圧力は無限大になる。しかし、実際には、圧力が無限大になる

前にその高い圧力によって弾性変形が生じるので、有限のピーク値をもつことになる。これが圧力スパイクの発生メカニズムである。速度あるいは大気圧粘度が大きくなるにしたがって、圧力による増粘効果が現れ始める位置が入口側になるので、弾性変形が小さい場合には、圧力ピーク位置も入口側に移動することになり、また、圧力のピーク値も増加する。

Hertz 接触のように弾性変形が大きい場合には、圧力スパイクが生じる前に弾性変形によって平行平面が形成され、くさびが消滅するために「粘度増加による圧力の加速度的上昇」がその平行部では起こらない。その結果、圧力スパイクが生じずに Hertz 圧力の圧力極大値が形成される。そして、出口では大気圧に開放されるために、あるところで弾性回復があり、それによって再びくさびができるので、そのくさびの直前に「粘度増加による圧力の加速度的上昇」が生じて、圧力スパイクを形成する。そのために、圧力スパイクが Hertz 圧力の極大点の下流に現れることになる。