ベーンポンプの機械効率に関する理論解析

Theoretical Analysis of Mechanical Efficiency in Vane Pump

稲熊義治　Y. INAGUMA

This paper describes the theoretical analysis on the mechanical efficiency of a hydraulic balanced vane pump and presents a design concept to determine values such as vane thickness and cam lift and improve its mechanical efficiency. Friction torque characteristics of the balanced vane pump, especially regarding friction torque caused by the friction between a cam contour and vane tips, are experimentally and theoretically investigated. Results show that the friction force increases with increased vane thickness due to increase in the vane force but that designing a larger cam lift corresponding to an increased vane thickness will not decrease the mechanical efficiency of the vane pump. An important parameter ε defined as the ratio obtained by dividing the cam lift by the vane thickness essentially determines the mechanical efficiency of the vane pump. The pumps with the same ε have the same mechanical efficiencies, even if the cam lift or the vane thickness varies. The larger ε is, the higher the mechanical efficiency is. Further reducing the friction coefficient between the vane tips and the cam contour contributes to an improvement in the mechanical efficiency.

Key Words: hydraulic power system, vane pump, friction torque, mechanical efficiency, cam lift, vane thickness

1．はじめに

平衡形ベーンポンプは，小型・軽量・低コストのために，多くの油圧装置に使用されており，特に低脈動・低騒音が要求される自動車のパワーステアリングの油圧源に適している．ベーンポンプを含めて油圧ポンプを設計する際には容積効率と同様，機械効率もポンプ性能を評価するために非常に重要な要素となる．

種々の油圧ポンプやモータの摩擦トルク特性はすでに研究され，摩擦トルクの数式モデルが提案されている[1)~4)]．しかしながら，従来から提案されているモデルはベーンポンプには適切ではなかったので，著者らもベーンポンプの摩擦トルクに対する新しい数式モデルを提案した[5)]．これらの数式モデルは理論的に構築されたものではなく，概念的あるいは実際のポンプトルクの測定結果に合致させるだけのものである．したがって，ベーンポンプにおける部品寸法と摩擦トルクの関係はまだ明らかになっておらず，ベーンポンプの摩擦トルクはまだ十分解析されているとはいえなかった．

そのため，平衡形ベーンポンプの摩擦トルク特性，特にベーン先端とカムリング内面の摩擦によって生ずる摩擦トルクが実験的に調べられ，理論的にも解析された[6)]．本報では，機械効率に及ぼすベーン先端とカムリング内面の摩擦の影響とともに，ベーンポンプで機械効率を高くするには，ベーン板厚とカムリフトの寸法をどのように設計すればよいかという設計指針について述べる．

2．主な記号

b ：カムリングの幅
F_v ：ベーン押付け力
κ ：式(6)で定義される係数
N ：ポンプ回転速度
p_d ：ポンプ吐出圧力
p_s ：ポンプ吸入圧力
Δp ：ポンプの吐出圧力と吸入圧力の差
R_1 ：カムリングの小半径
R_2 ：カムリングの大半径
T ：ポンプ駆動トルク
T_0 ：圧力差 Δp に依存しない摩擦トルク成分
T_n ：ベーン先端で生じる摩擦トルク
T_{th} ：ポンプの理論トルク

ΔT：ポンプの摩擦トルク（$=T - T_{th}$）
V_{th}：ポンプの理論押しのけ容積
w　：ベーン板厚
z　：ベーン枚数
ε　：$(R_2 - R_1)/w$ として定義されるパラメータ
η_m：ポンプの機械効率（$=T_{th}/T$）
η_{tc}：式(12)で定義されるポンプ機械効率の極限値
λ　：ベーン先端の摩擦係数

3. ベーンポンプの構造と摩擦トルク

3.1　ベーンポンプの構造

図1は楕円形の内孔を有するカムリングと，半径方向に動くベーンを伴って回転するロータとシャフト，ロータの両側に配置された側板で構成されている平衡形ベーンポンプの断面図である．平衡形ベーンポンプでは内部に各2個の吸入および吐出ポートが点対称に配置され，半径方向に働く力が完全にバランスするように設計されている．側板のロータ側の面には，ロータにあるすべてのベーン溝の底部にポンプの吐出圧力を導入するための背圧溝が付けられている．ベーンはポンプ回転中に常時底部から吐出圧力で押され，ベーン先端に荷重がかかりながらカムリング内面をしゅう動する．ロータはスプラインを介してシャフトと結合されており，ベーンとともに2枚の側板の間をすきまを保ちながら回転する．

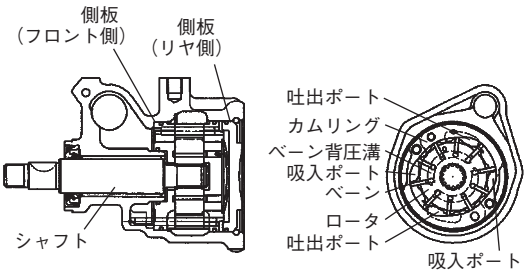


図1　ベーンポンプの断面図
Cross-sectional view of vane pump

図2にベーンポンプ室各部の表記を示す．ベーン先端には丸み R_v が付けられている．この図では，隣り合う2枚のベーン（No. 1 と No. 2）によって形成されるポンプ室が，小半径（$\theta = 0$）部と大半径（$\theta = \pi/2$）部に示されている．ポンプ室が $\theta = 0$ から $\pi/2$ まで回転移動する間に，ポンプ室容積（**図2**の斜線部分）が膨張し，作動油が吸い込まれる．そして，$\theta = \pi/2$ から π まで回転移動する間に作動油が吐出される．平衡形ベーンポンプでは，π から 2π まで回転移動する間に再度油の吸入・吐出が行われ，1回転する間にポンプ作用が2回行われる．大半径部と小半径部のポンプ室容積を計算し，ポンプ室が全部で z 個あることを考慮すると，ポンプ駆動軸が1回転する間に押し出される油の容積（理論押しのけ容積）V_{th} は次式となる．

$$V_{th} = 2zb\left\{\frac{\pi}{z}(R_2^2 - R_1^2) - w(R_2 - R_1)\right\} \qquad (1)$$

表1に，カムリフトやベーン板厚を含めた供試ベーンポンプの寸法諸元を示す．本研究全体を通してすべての供試ポンプは新品の部品を使用して組み立てられた．カムリングは鉄系の焼結金属製で，カムリング内面は研削加工されており，その表面粗さは1～2μmRzである．ベーンはバレル研削されており，ベーン先端の表面粗さは約0.3μmRzである．表面粗さ表示は10点平均粗さ

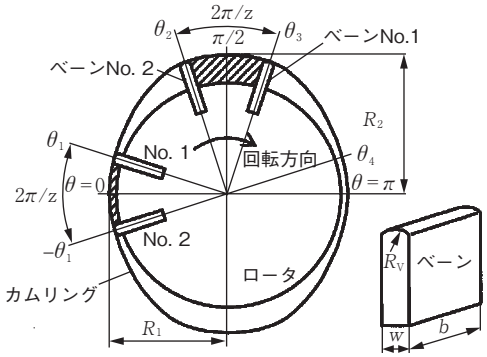


図2　ベーンポンプ圧力室の表記
Notation of vane pump chamber

表1　実験に使用したベーンポンプの諸元
Specifications of vane pumps

ポンプ No.	A-1	A-2	B-1	B-2	B-3	C-1	C-2
カムリング大半径 R_2，mm	22.32	22.32	23.00	23.00	23.00	23.64	23.64
カムリフト $R_2 - R_1$，mm	2.32	2.32	3.00	3.00	3.00	3.64	3.64
ベーン板厚 w，mm	1.80	0.90	1.80	1.40	0.90	1.80	1.40
ベーン先端半径 R_v，mm	2.0	1.0	2.0	2.0	1.0	2.0	1.0
押しのけ容積 V_{th}，cm^3/rev.	7.94	8.56	10.45	10.81	11.25	12.84	13.28
$\varepsilon = (R_2 - R_1)/w$	1.29	2.58	1.67	2.14	3.33	2.02	2.60

Rz で表す．実験に使用された作動油は市販の鉱物油で，油温 40℃ での密度 ρ は 855kg/m^3，粘度 μ は 0.0293 Pa·s である．

3.2　ベーンポンプの摩擦トルク特性

ポンプ内部でエネルギー損失が発生しない理想状態でのポンプ駆動トルク（理論トルク）T_{th} は，ポンプの軸動力（入力）と油圧動力（出力）が等しいという条件から，次式のようになる．

$$T_{th}=\frac{V_{th}}{2\pi}\Delta p \tag{2}$$

実際にポンプを駆動するトルク T は，理論トルク T_{th} にポンプの摩擦トルク ΔT を加えたものである．

$$T=T_{th}+\Delta T \tag{3}$$

式(2)および(3)より，ΔT は次式となる．

$$\Delta T=T-\frac{V_{th}}{2\pi}\Delta p \tag{4}$$

まず，Δp に対する T を実測し，そこから式(4)を使って ΔT を算出する．カムリフト $R_2-R_1=3$mm でベーン板厚 w の異なる 3 種類の供試ポンプ（B-1，B-2 および B-3）について，回転速度 N が 2 000min^{-1}，油温が 40℃ の場合で Δp を変えて Δp と ΔT の関係を調べた結果が**図3**である．**図3**は，ΔT は Δp の増加とともに直線的に増加し，その増加する勾配はベーン板厚 w が大きいほど大きいことを示している．このとき，すべての直線は $\Delta p=0$ で 1 点に集中している．すなわち，すべての直線の Y 軸切片が同一であり，これは重要な意味を持つ．この集中している 1 点から図のように横軸と平行に線を引いて，ΔT を Δp に依存しない成分と Δp に正比例する成分に分けて取り扱うことにする．その結果，ΔT は次式のように表される．

$$\Delta T=T_0+T_n \tag{5}$$

ベーンポンプの摩擦トルクの要因は，(a) オイルシールとシャフトの摩擦，(b) 軸受とシャフトの摩擦，(c) ロータと側板間の油の粘性摩擦，(d) ベーン先端とカムリング内面の摩擦と考えられる．これらのうち，(a) ～ (c) に起因する摩擦トルクは圧力に依存しない．このことは以下の理由で説明できる．まず，オイルシールには低圧しか作用しない (a)．次に平衡形ベーンポンプの構造から，吐出圧力による力は半径方向に釣り合った状態でロータに働く (b)．さらに油をせん断するための粘性摩擦は圧力には依存しない (c)．一方，ベーン先端がカムリング内面に押し付けられる荷重は Δp に正比例するので，(d) に起因する摩擦トルクは Δp の増大とともに増加する．このことは後の**図6**で詳述する．したがって，式(5)の T_0 は (a)，(b)，(c) が原因の摩擦トルク成分で，T_n は (d) のベーン先端とカムリング内面の摩擦による摩擦トルク成分と考えることができる．

図4は，**図3**の実験点のうちの $\Delta p=5.88$MPa での実験結果を，T_n と w の関係で整理したものである．**図4**の実験点を結ぶ直線は原点を通り，T_n が w にも正比例することが分かる．以上のように，T_n が w にも Δp にも正比例する事実から，ベーン先端とカムリング内面の摩擦力は，ベーンがカムリングに押し付けられる荷重に正比例することが分かる．すなわち，ベーン先端の摩擦特性が，クーロン摩擦の性質に非常に類似していることが分かる．T_n は w と Δp に正比例するので次式で表される．

$$T_n=\kappa w\Delta p \tag{6}$$

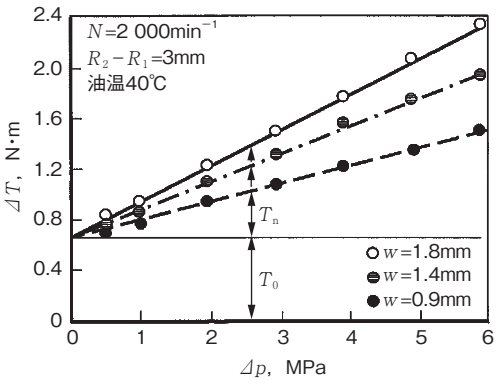


図3　Δp と ΔT の関係
Relationships between Δp and ΔT

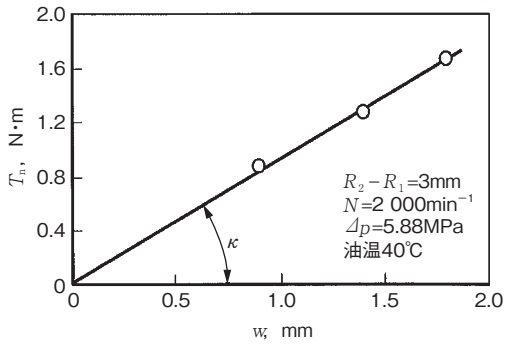


図4　w と T_n の関係
Relationship between w and T_n

κ のポンプ回転速度依存性を調べるために，3 種類の板厚のベーンで Δp に対する ΔT の特性を種々の回転速度 N で測定した．その実験結果から κ の値を求めたものが**図5**である．この図から分かるように，κ の値は回転速度 N の増加とともに少しずつ減少していく．これはベーン先端とカムリング内面の摩擦係数が N の増加とともに減少することを示すが，ベーン板厚の違いによる顕著な差は見られなかった．

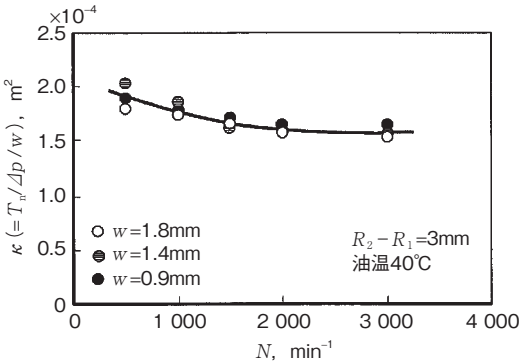


図5　Nとκの関係
Relationship between N and κ

4. ベーン先端での摩擦トルク

4.1　ベーン先端摩擦トルクの理論解析

図6上部は，小半径区間（$0<\theta<\theta_1$），吸入区間（$\theta_1<\theta<\theta_2$），大半径区間（$\theta_2<\theta<\theta_3$），吐出区間（$\theta_3<\theta<\theta_4$）において，特定の 1 枚のベーン（たとえば**図2**の No. 1 ベーン）の先端に作用する圧力の変化を示している．ベーンの底面には常に吐出圧力 p_d が作用している．小半径と大半径の部分ではベーン先端にベーン板厚の半分のみ p_d が作用する．そして吸入区間ではベーン先端全面に吸入圧力 p_s が作用する．一方，吐出区間では，ベーン先端全面にも p_d が作用するので，ベーンに働く半径方向の力は釣り合うことになる．

図6下部は，$\theta = 0$ から π のポンプ作用 1 行程中で，1 枚のベーンがカムリング内面を押し付ける力 F_v の変化を示している．**図6**では F_v は各区間の開始点で瞬間的に切り換えられるものとして示されている．今回使用したベーンポンプでは吸入区間の角度 $\theta_2 - \theta_1$ と吐出区間の角度 $\theta_4 - \theta_3$ が等しいので，F_v の平均値は $wb\Delta p/2$ となる．

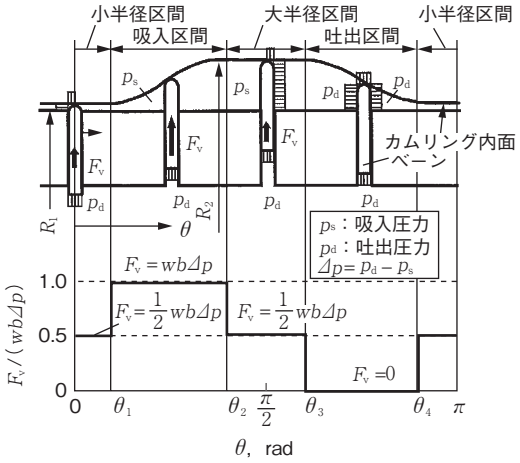


図6　ポンプ 1 行程中のベーン押付け力
Vane force during one displacement process

ベーン先端とカムリング内面の摩擦係数を λ とすると，ベーンの先端に作用する摩擦力 F_t は次式となる．

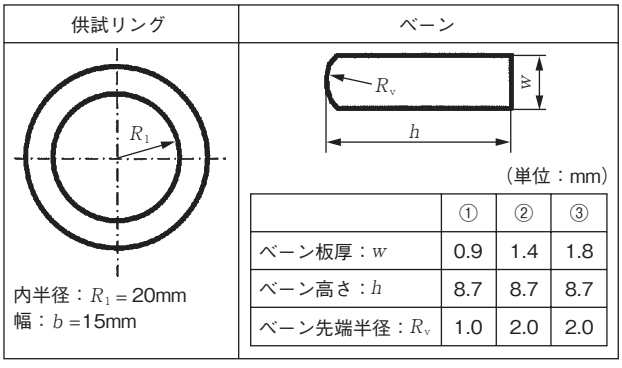
$$F_t = \frac{1}{2}\lambda wb\Delta p \tag{7}$$

F_t にカムリングの平均半径 $(R_2 + R_1)/2$ を掛けて 1 枚のベーンの摩擦トルクを求め，ベーンの枚数 z を考慮すると，ベーン先端の摩擦に起因する摩擦トルク T_n は次式で求められる．

$$T_n = \frac{1}{4} z\lambda wb(R_2 + R_1)\Delta p \tag{8}$$

4.2　ベーン先端部の摩擦係数の測定

ベーン先端とカムリング内面の摩擦係数は真円のリングを使って測定された．リング内面は供試ポンプのカムリング内面と同じ表面粗さで研削されている．リングの内半径はカムリングの小半径と同じである．この試験では摩擦係数に及ぼすベーン板厚の影響を調べるために，3 種類の板厚のベーンが使用された．**図7**に試験部品の諸元を示す．



	①	②	③
ベーン板厚：w	0.9	1.4	1.8
ベーン高さ：h	8.7	8.7	8.7
ベーン先端半径：R_v	1.0	2.0	2.0

図7　供試リングとベーンの諸元
Specifications of test ring and vanes

図8は摩擦係数測定のための試験装置と油圧回路を示したものである．試験装置としては，カムリングの代わりに丸穴のリングと，ポンプ吐出につながるポートがない側板を組み込んだ実際のポンプが使用された．補給ポンプから吐出された油は試験装置内の側板のベーン背圧溝に送られ，試験装置内のベーンはリリーフ弁で調圧された圧力でリング内面に接触するように押し上げられる．すべてのベーン先端はゼロに近い低圧状態でリングの内面をしゅう動する．試験装置のロータ軸はトルクメータを介して電動モータで駆動される．

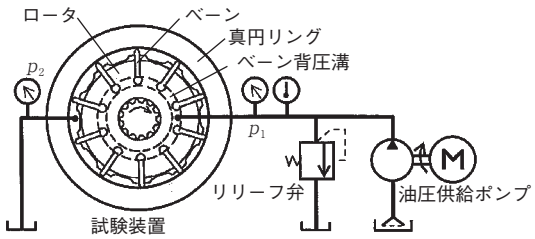


図8　試験装置と油圧回路
Experimental apparatus and hydraulic circuit

カムリフトがないため，試験装置は油を吐出するポンプ仕事はしない．すなわち，式(2)で表した T_{th} はゼロである．そのため，この試験装置の駆動トルクはシャフト，ロータおよびベーンによるすべての摩擦トルクの合計となる．**図3**で述べたように，駆動トルクからシャフトとロータの摩擦トルク（**図3**での縦軸切片に相当）を引くと，ベーン10枚の摩擦トルク T_{n10} が求められ，ベーン先端での摩擦係数は次式によって計算できる．

$$\lambda = T_{n10}/(zbwR_1\Delta p) \tag{9}$$

図9は，油の粘性係数 μ とベーンのしゅう動速度 v の積を単位幅当たりのベーン荷重 F_v/b で割ることで定義される無次元量 S とベーン先端の摩擦係数 λ の関係（Stribeck線図）を示したものである．この図は3種類のベーン板厚 w に対して Δp = 5.88MPa のときの λ のみ記載しているため，λ は一見，ほぼ1本の曲線に沿って変化するように見える．しかしながら，油温が一定でも N と Δp の組合わせによって λ はいつもこの線上に位置するとはいえない．また，無次元量 S では本研究での解析に使いにくい．そこで単純にロータの回転速度 N に対する摩擦係数 λ の変化を調べてみた．

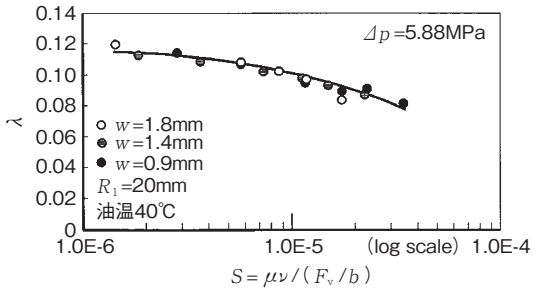


図9　ベーン先端摩擦係数のStribeck線図
Stribeck curve for coefficient of friction at vane tip

図10は3種類の板厚のベーンに対する N と λ の関係を示す．この図から分かるように，λ は N，すなわちベーンのしゅう動速度の増加とともに減少していく．内面の表面粗さが1～2μmRzのリングを使った今回の実験では，250～3 000 min^{-1} のロータ回転速度範囲での λ は0.12から0.08であった．ベーンの板厚の影響はわずかであるため，ここでは w に関係なく，N と λ の関係を1つの曲線で表すことにする．

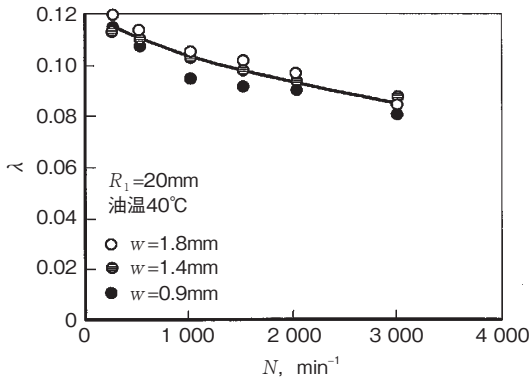


図10　ベーン先端摩擦係数と回転速度の関係
Relationship between coefficient of friction at vane tip and rotational speed

図11は，**図3**の T_n の実験値と式(8)による計算値を比較したものである．計算には**図10**から N=2 000 min^{-1} のときの λ 値0.095を使用した．T_n の実験値は計算値にほぼ一致していることが分かる．

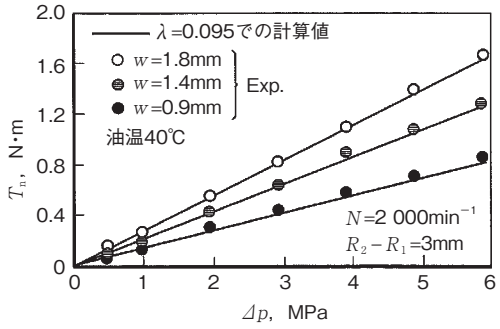


図11　T_n に対する計算と実験の比較
Comparisons of T_n between calculation and experiment

5. ベーン先端摩擦の機械効率への影響

5.1　ベーンポンプの機械効率に対する理論解析

ベーンポンプの機械効率 η_m は次式で定義される.

$$\eta_m = \frac{T_{th}}{T} \tag{10}$$

駆動トルクの測定値 T と式(2)による T_{th} の計算値を用いて，η_m の値は計算される．例として**図12**に w=1.4mm，カムリフト $R_2 - R_1 = 3$mm のポンプで，N=2 000 min^{-1} のときの Δp と η_m の関係を示す．**図12**から分かるように，η_m は Δp の増加とともに上昇し，やがて収束して図中の η_{tc} に近づいていく．

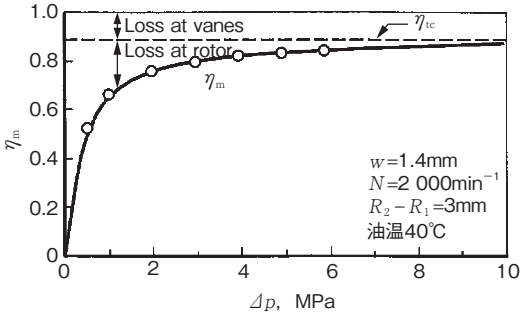


図12　Δpとη_mの関係
Relationship between Δp and η_m

ここで，式(10)に式(3)と(5)を代入すると次式が得られる.

$$\eta_m = \frac{T_{th}}{T_{th} + T_0 + T_n} \tag{11}$$

これから η_m の極限値 η_{tc} が次式のように導かれる.

$$\eta_{tc} = \lim_{\Delta p \to \infty} \eta_m = \lim_{\Delta p \to \infty} \frac{T_{th}}{T_{th} + T_0 + T_n} \tag{12}$$

T_{th} と T_n は Δp に正比例し，T_0 は Δp に依存しないので，式(12)のように表した極限値は次式となる.

$$\eta_{tc} = \frac{T_{th}}{T_{th} + T_n} \tag{13}$$

η_{tc} は $\Delta p - \eta_m$ 曲線の漸近線であり，Δp が大きいときの η_m は η_{tc} と一致する．また，式(11)と(13)から分かるように，ベーンポンプの機械効率は，ベーン先端の摩擦によって 1 から η_{tc} まで低下し，さらにロータやオイルシールの摩擦，すなわち T_0 によって η_{tc} から η_m まで低下する.

式(13)に式(8)を代入すると次式となる.

$$\eta_{tc} = \frac{T_{th}}{T_{th} + (1/4) z \lambda w b (R_2 + R_1) \Delta p} \tag{14}$$

式(1)を式(2)の T_{th} に代入し，その結果を式(14)へ代入すると次式が得られる.

$$\eta_{tc} = \frac{1}{1 + \dfrac{\lambda z w}{4(R_2 - R_1)\left\{1 - \dfrac{zw}{\pi(R_2 + R_1)}\right\}}} \tag{15}$$

供試ポンプの場合，$zw/\{\pi(R_2 + R_1)\}$ は 1 に比べて十分小さいので，これを省略することができ，式(15)は十分な近似精度でもって次式で表すことができる.

$$\eta_{tc} = \frac{1}{1 + \lambda z/(4\varepsilon)} \tag{16}$$

ただし，$\varepsilon = \dfrac{R_2 - R_1}{w}$ (17)

式(16)はカムリフト $R_2 - R_1$ やベーン板厚 w の値がどのように変化しても，ε の値さえ同じであれば，η_{tc} の値が等しくなることを示している．そして，λ と z を小さくするのと同様，ε を大きくするほどベーンポンプの機械効率が高くなる．また，式(16)から η_{tc} は Δp に影響されないことも分かる.

図13は $z = 10$ の場合に種々の λ に対して，ε と式(16)から計算した η_{tc} の関係を示したものである．この図から分かるように，η_{tc} は λ とともに ε に大きく依存し，ε が 1 以下の範囲では ε の増加とともに η_{tc} が著しく上昇する．しかしながら，ε が 3 以上になると η_{tc} の上昇が緩やかになり，それ以上 ε を大きくしてもベーンポンプの機械効率は改善されない.

機械効率を 90% 以上にするためには，λ を 0.1 程度にすることが必要であり，λ を 0.05 程度まで低くすることができると，95% 程度の機械効率が達成できる.

図14は ε をパラメータとして λ と η_{tc} の関係を示したものである．この図から，η_{tc} は λ にも大きく影響を受けることが分かる.

5.2 η_{tc} の実験値と計算値の比較

表1に示されたすべてのポンプについて，η_{tc} の実験値を求めた．**表2**に各供試ポンプにおける ε の値と4種類のポンプ回転速度に対する η_{tc} の値を示す．ただし，表中 η_{tc} の値は Δp = 1MPa から 5MPa までの実験値の平均値である．η_{tc} が圧力に依存しないことは式⑯から明白ではあるが，実験的にも確認されている[6]．

図15は，**表2**に示された η_{tc} の実験結果と式⑯による計算結果を比較したものである．式⑯の計算は λ = 0.1 と 0.125 の場合について行った．**図15**から分かるように，ベーン板厚やカムリフトが異なっても ε の値が同じならば η_{tc} の値も等しくなる．**図15**を詳細に観察すると，N = 1 000min^{-1} の場合の実験点は λ = 0.125 として計算した曲線に近く，N = 3 000min^{-1} の場合の実験点は λ = 0.1 として計算した曲線に近い．このように，回転速度が増加すると λ が減少して η_{tc} が向上することが分かる．

著者らはカムリング内面のベーンしゅう動面の表面粗さを小さくすることで，ベーン先端の摩擦係数 λ が低減することを明らかにした[7]．そこで**表1**の B-2 諸元のカムリングとベーンの組合わせ（ε = 2.14）で，内面の表面粗さが異なるカムリングを使用し，ベーン先端の摩擦係数が異なる場合での η_{tc} を実験で調べてみた．その結果が**図16**であり，実験から得られた λ と η_{tc} の関係は式⑯から計算された線によく一致することが分かる．

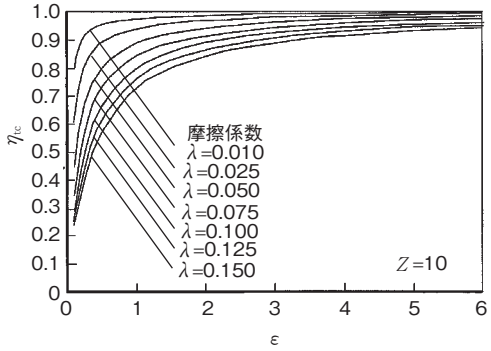


図13　εとη_{tc}の関係
Relationships between ε and η_{tc}

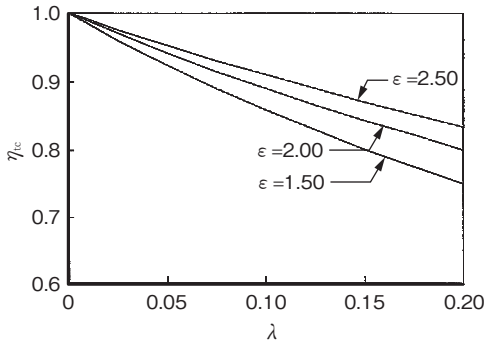


図14　λとη_{tc}の関係
Relationships between λ and η_{tc}

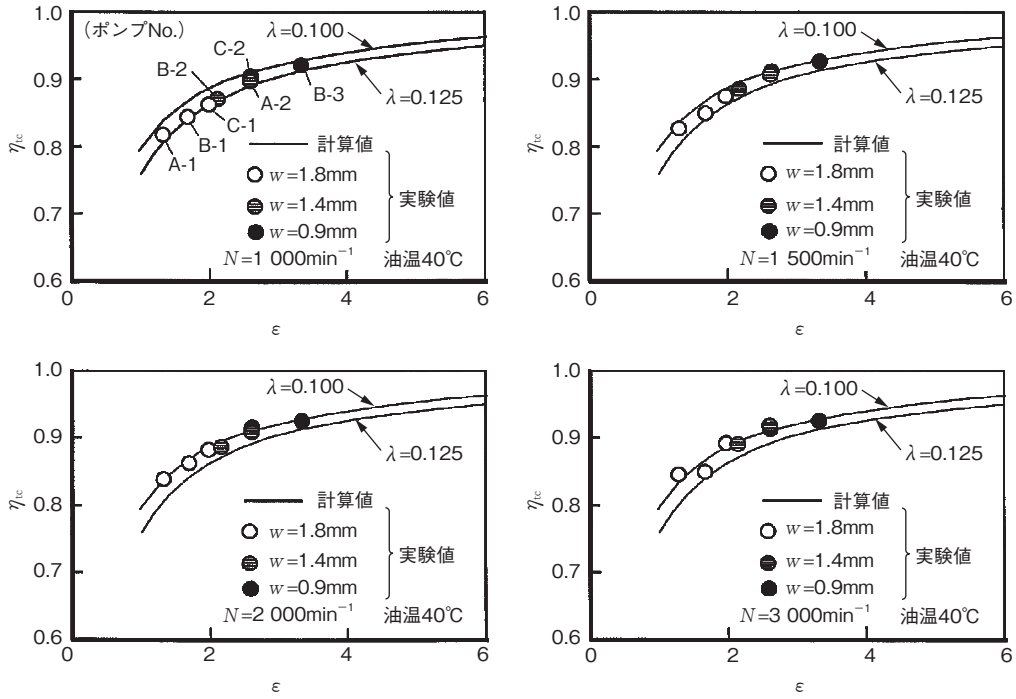


図15　εとη_{tc}の関係（実験値）
Relationships between ε and η_{tc} (experimental result)

回転速度 N が高くなるほど λ が小さくなるため，η_{tc} も高くなる．

表2　実験値から求められた η_{tc}
η_{tc} estimated from experimental data

ポンプ No.	ε	η_{tc} (油温 40℃)			
		1 000min^{-1}	1 500min^{-1}	2 000min^{-1}	3 000min^{-1}
A-1	1.289	0.822	0.827	0.840	0.846
A-2	2.578	0.907	0.910	0.917	0.915
B-1	1.667	0.843	0.849	0.863	0.847
B-2	2.143	0.867	0.886	0.886	0.888
B-3	3.333	0.921	0.924	0.926	0.922
C-1	2.022	0.865	0.876	0.883	0.893
C-2	2.600	0.893	0.900	0.908	0.917

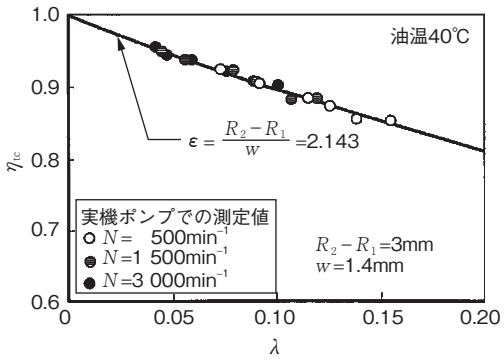


図16　λ と η_{tc} の関係（実験値）
Relationships between λ and η_{tc} (experimental result)

6. おわりに

本研究で，平衡形ベーンポンプの摩擦トルク特性，特にベーン先端とカムリング内面の摩擦トルク特性と，それが機械効率に及ぼす影響について理論と実験によって調べた結果，以下の結論を得た．

ベーン先端とカムリング内面に作用する摩擦力は，ベーン板厚とポンプの圧力差に正比例して大きくなる．すなわち，ベーン先端の摩擦力はベーンがカムリングに押し付けられる力に正比例する．この性質はクーロン摩擦の性質と同様である．ただし，ベーン先端とカムリング内面の摩擦係数はベーンのしゅう動速度が上昇すると少し減少する．

ベーン板厚の増加とともにベーン先端とカムリング内面の接触点でのベーン荷重が大きくなるが，ベーン板厚に比例させてカムリフトを大きくすれば，機械効率は低下しない．カムリフトとベーン板厚の比 ε が同じであれば，カムリフトやベーン板厚が変化してもポンプの機械効率は同じ値になる．そして，ε の値が大きいほど機械効率が高くなる．

機械効率の高いベーンポンプを設計するためには，大きな値の ε を採用するとともにベーンのしゅう動面の摩擦係数を小さくすることが必要である．

参考文献

1）W. E. Wilson: Rotary-Pump Theory, Trans. ASME, vol. 68, no. 4(1946)371.
2）W. E. Wilson: Performance Criteria for Positive-Displacement Pumps and Fluid Motors, Trans. ASME, vol. 71, no. 2(1949)115.
3）W. M. J. Schlösser: Ein mathematisches Modell für Verdrängerpumpen und -motoren, Oelhydraulik und pneumatik, vol. 5, no. 4(1961)122.
4）A. Hibi and T. Ichikawa: Mathematical Model of the Torque Characteristics for Hydraulic Motors, Bulletin of the JSME, vol. 20, no. 143(1977)616.
5）Y. Inaguma, K. Watanabe, H. Kato. and A. Hibi: Energy-Saving and Reduction of Oil Temperature Rising in Hydraulic Power Steering System, SAE paper no. 1999-01-0392.
6）Y. Inaguma and A. Hibi: Vane pump theory for mechanical efficiency, Proc. IMechE vol. 219 Part C: J. Mechanical Engineering Science(2005)1269.
7）Y. Inaguma and A. Hibi: Reduction of friction torque in vane pump by smoothing cam ring surface, Proc. IMechE vol. 221 Part C: J. Mechanical Engineering Science(2007)527.

筆　者

稲熊義治*
Y. INAGUMA

*　軸受・駆動事業本部　自動車コンポーネント技術部
工学博士