621.664.01

歯車ポンプの歯先すきまに関する実験的研究⁽¹⁾市 川 常 雄⁽²⁾

Experimental Research on Radial Tip Clearance of Gear Pump

by Tsuneo ICHIKAWA

The circular distribution of pressure along the outer radius of gear was measured. When δ (=radial tip clearance of gear pump) was small and $\mu N/P$ (μ =viscosity of oil, N =no. of revolutions of gear, P =pressure applied to oil by gear pump) was large, it was concave, and when δ was large and $\mu N/P$ was small, it was convex. As a result of measuring the total efficiency of gear pump, the best value of the clearance δ which had been formerly derived theoretically by the present author was proved to be true.

1. 緒 言

歯車ポンプの歯先に沿う圧力の円周分布がどんな形になるかは興味のある問題であると同時に、歯車ポンプの種々の特性を考える場合に非常に重要な要素である。筆者は先に歯車ポンプの側面すきまにおける油の漏れを計算⁽³⁾するに当って、歯先に沿う圧力の円周分布は吸込み口から吐出し口まで直線的に変化すると仮定した。更に歯先すきまの大きさが歯車ポンプの効率に及ぼす影響について計算⁽⁴⁾を行い、かつ歯先すきまにおけるエネルギー損失を最小にする歯先すきまの大きさ⁽⁵⁾を求めた。そこで今回は歯先すきま、油の粘度、歯車の回転数および吐出し圧力をいろいろ変えて歯先に沿う圧力の円周分布を測定し、その上歯先すきまと歯車ポンプの効率との関係も実験的に求めて、先の計算結果と比較した。

2. 歯先に沿う圧力分布

供試ポンプは標準インボリュート歯車ポンプで、その主要寸法は第1表に示すごときものである。実験の方法としては第1図に示すごとく

第 1 表	
ピッチ円直径	30 mm
モジュール	2.5
歯 数	12
歯 車 の 幅	16.03 mm
圧 力 角	27°

歯先に沿うケーシングに8個の圧力測定孔を設けて、それぞれブルドン圧力計または真空計に接属し、吐出し圧力 P_d を 5, 10, 15 kg/cm² に変えて圧力の円周分布を測定した。(第1図においては図面の都合上、各圧力計、真空計の高さが異なっているが実際には歯車ポンプと同一水平面において測定した。) また直流電動機を使って回転数 N は 250, 500, 750, 1000, 1500 rpm に変え、油はマシン油を使って温度を 20, 30,

第1図 圧力分布測定装置
($P_1 \sim P_8$ の圧力計は P_d, P_s と同一水平面にある)

第2図 実験装置全体図

40, 50°C に変えて粘度の影響を調べた。全体の実験装置は第2図に示すごとくであり、油槽の下にガスコンロをおいて熱し、油槽中には蛇管をおいて水を通し

て冷却し、油槽中に挿入してある温度計を見て両者を適当に調節することによって油温を一定に保った。歯先すきま δ は 3/100, 6.5/100, 12/100, 19/100 mm の 4 種類について実験を行った。歯先すきまを変える方法としては最初 3/100 mm の歯先すきまのものを使って実験を行い、一通り実験を終るごとにケーシングの内面を削って直径を大きくして行った。

第3図 回転数の影響

第4図 粘度の影響

まず第3図は $\delta = 6.5/100$ mm, $P_a = 10$ kg/cm², $t = 30^\circ\text{C}$ の場合の回転数の影響を表わしたものである。回転数が小さい時は、油がケーシング内面に沿って吸込み口から吐出し口に送られる時に比較的早く圧力が高くなるが、回転数が大きくなるに従って圧力がなかなか上らない。この傾向は δ , P_a , t の異なる場合でも同様であった。第4図は粘度 μ の影響を示したもので、圧力分布は油の温度が低い時は凹型であるが、温度が高くなるに従って凸型となる傾向がある。第5図は歯先に沿う任意の点の圧力を p として、吐出し圧力 P_a をいろいろ変えた場合の歯先に沿っての $(p - P_s)/(P_a - P_s)$ の分布を表わしたものである。図によると P_a が小から大となるに従って圧力分布は凹

第5図 吐出し圧力の影響

第6図 歯先すきまの影響

型から凸型に移行している。第6図は歯先すきま δ を変えた場合であるが、 δ が大きくなるに従って圧力分布は凹型から凸型になる傾向が見られる。第3~6図は N , t , P_a , δ の影響を表わす一二の例をあげたに過ぎないが、この傾向は条件の異なった他の場合にも常に見られた。

結局歯先に沿う圧力の円周分布は N , μ が小さくなり、 $P(P = P_a - P_s, P_s = \text{吸込み圧力})$, δ が大きくなるに従って凹型から凸型に近づく傾向がある。これは N , μ が小さく P , δ が大きくなるほど歯先すきまを通る油の漏れが多く⁽³⁾なり、したがって吐出し圧力 P_a が歯先すきまを通して吸込み側に向って浸透するためであると考えられる。全体の傾向としては $\mu N/P$ (μ : kg·s/cm², N : rpm, P : kg/cm²) が大きく、 δ が小さい時は圧力分布は凹型であり、 $\mu N/P$ が小さくなり δ が大きくなるに従って次第に凸型に近づいて行くが、圧力分布を δ , $\mu N/P$ のかん数として表わし得るほどではない。実験範囲は $N = 250 \sim 1500$ rpm, $\mu = (0.35 \sim 2.6) \times 10^{-6}$ kg·s/cm², $P = 5 \sim 10$ kg/cm² であったから $\mu N/P$ は $(5.84 \sim 780) \times 10^{-6}$ であった。 $\delta = 3/100$ mm の場合にはだいたい $\mu N/P$ が 15×10^{-6} 位の時に直線的圧力こう配を示し、それよりも大きい

時凹型でそれ以下になると凸型になった。 δ が $6.5/100$ mm の場合にはこの限界は $\mu N/P = 25 \times 10^{-6}$ 前後であり、 δ が $12/100$ mm になると、この限界は $\mu N/P = 50 \times 10^{-6}$ ぐらいであった。

特に δ が小さくて $\mu N/P$ が大きい場合、たとえば第4図の $t = 20^\circ\text{C}$ のような場合には、歯先に沿う圧力の円周分布はほとんど吸込み圧力のまま吐出し口の近くまで続き、吐出し口の直前で急に圧力が上昇している。このような場合には吸込み圧力はそれほど低くないのに、吐出される油には気ほうの混入しているのが時々見られた。これには歯車のかみ離れ部において発生する気ほう⁽⁶⁾も考えられるが、ケーシングに沿って歯先が移動する場合、その背後に発生する低圧によってもキャビテーションが起っているのではないかと想像される。逆に人工的にキャビテーションを起させるか、あるいは吸込み管中に気ほうを注入した所、上記の場合と同様な圧力分布が見られた。

以上の結果はすべて歯車の側面すきま $s = 2/100$ mm の場合である。このように小さな側面すきま で実験を行ったのは、歯先すきまに沿っての油の漏れあるいは吐出し圧力の吸込み側への浸透が少ない場合でも、側面すきま が大きければ、そちらからの油の漏れが多く、したがって吐出し圧力が浸透して、歯先の圧力分布に影響を及ぼす恐れがあるので、それをなるべくさけるためである。果して第3図と同じ条件の下に s だけを $4/100$ mm に増して圧力分布を測定した所、第7図のごとく回転数による圧力分布の変化はほとんど

第7図 側面すきま を変えた場合

見られなかった。油の粘度、吐出し圧力、歯先すきまの影響も同様にきわめて小さくなっていた。これは結局 側面すきま の漏れが 歯先すきま の圧力分布に影響しているためである。次に 側面すきま をきわめて小さく $s = 0.5/100$ mm にして実験を行った結果は $s = 2/100$ mm の場合とほとんど変化なく、したがって s は $2/100$ mm ぐらいよりも小さくなれば、歯先の圧力分布に影響のないことがわかった。

3. 歯先すきまと効率

歯先すきま における漏れは、一般にきわめて少なく⁽³⁾、側面すきま における漏れに比べて省略し得ることが多い。そこで 歯先すきま を相当に大きくして実験を行ったのであるが、歯先すきま と容積効率との関係を求めた実験結果は比較的誤差が多くて、側面すきま の場合のように良い結果が得られなかった。実験は 側面すきま $s = 4/100$ mm に保ち、油の粘度、回転数 N 、圧力 P および 歯先すきま δ を前節の場合と同様に変えて行った。単位時間の実際の吐出し量 Q は第2図の実験装置に示されるように、台秤の上に設けたタンクによって一定重量だけ吐出するに要する時間から求めた。理論吐出し量は高橋安人教授の理論式⁽⁷⁾によった。すなわち標準インボリュート歯車の場合

$Q_{th} = 1$ 回転についての理論吐出し量

$m =$ モジュール $z =$ 歯数

$\alpha =$ 圧力角 $b =$ 歯車の幅

$$\text{とすると } Q_{th} = 2\pi m^2 \left(z + 1 - \frac{\pi^2}{12} \cos^2 \alpha \right) b$$

となる。したがって容積効率は

$$\eta_v = \frac{Q}{N Q_{th}/60}$$

となる。側面すきま および 歯先すきま における漏れを計算する⁽³⁾⁽⁴⁾と上式は次のように変形される。

$$\eta_v = 1 - 60 \frac{k_{\delta} s^3}{Q_{th}} \frac{P}{\mu N} - 60 \frac{k_{\delta_1} \delta^3}{Q_{th}} \frac{P}{\mu N} + 60 \frac{k_{\delta_2} \delta}{Q_{th}}$$

ただし k_{δ} , k_{δ_1} , k_{δ_2} は歯車ポンプの構造によって定

第8図 容 積 効 率

まる定数である。したがって、上式から一つの歯車ポンプに対し側面すきまがきまれば、容積効率 η_v は $\mu N/P$ なる無次元量と δ のかん数になるはずであるから、実験結果から、それぞれの δ に対し η_v を $\mu N/P$ のかん数として表わした所、第8図のごとくになった。すなわち $\delta=3/100\text{ mm}$ と $6.5/100\text{ mm}$ の場合は共に理論値より効率が少し悪く、しかも両者にはほとんど相違が見られないが、これはこの程度の歯先すきまでは歯先すきまにおける漏れ（あるいは持ち込み）は無視し得る程度であり、漏れはほとんど側面すきまで起っていることを示している。 $\delta=12/100\text{ mm}$ および $19/100\text{ mm}$ の場合には理論値と実験値とは近似的に一致しているが、 $\mu N/P$ の小さな所における容積効率の低下が目立っている。特に $\delta=19/100\text{ mm}$ の場合には吸込み性能が悪く、あらかじめポンプおよび吸込み管に油を充満しておかなければ全然油を吸い上げなかった。

歯車ポンプによって $Q\text{ cm}^3/\text{s}$ の油に $P\text{ kg/cm}^2$ の圧力が与えられるのであるから、有効に油に与えられる動力 L は

$$L = P Q \text{ kg} \cdot \text{cm} / \text{s} = P Q / 100 \times 102 \text{ kW}$$

である。一方直流電動機に入る電圧、電流を測定して電動機への入力を求め、それからあらかじめ測定しておいた電動機の損失を引けば歯車ポンプへの入力 L_0 kW が得られる。したがって歯車ポンプの全効率は

$$\eta = \frac{L}{L_0} = \frac{P Q}{L_0 \times 100 \times 102}$$

となる。この全効率 η も理論計算⁽⁴⁾によれば近似的に $\mu N/P$ と δ のかん数になるはずであるから、実験結果から δ をパラメータとし η を $\mu N/P$ のかん数として表わした所第9図のごとくになった。すなわ

第9図 全 効 率

ち δ が小さい場合は $\mu N/P$ の小さい所で全効率が最大になり、 δ が大きくなると η の最大点は次第に $\mu N/P$ の大きな所に移動する。これは筆者が先に求めた歯先すきまの最良値の式⁽⁵⁾

$$\delta_0 = \left(\frac{\pi}{15} T t R_2 \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu N}{P} \right)^{\frac{1}{3}}$$

ただし δ_0 = 歯先すきまの最良値 cm,

T = ケーシングに接する歯の数,

t = 歯先の厚さ cm,

R_2 = 歯先円の半径 cm,

から想像されたことと一致する。すなわち η を最大にすべき δ の値 δ_0 は $\mu N/P$ の平方根に比例しているから、 δ が小さければその δ に対して η を最大にする $\mu N/P$ の値も小さいことになる。第9図から

第 10 図

$\mu N/P$ を横軸に、 δ を縦軸に取った座標上に等効率曲線を描き、上の δ_0 の式も記入すると第10図のごとくなる。すなわちそれぞれの $\mu N/P$ に対して全効率を最大にする δ の値より δ_0 はわずかに大きな値を与えている。したがってこの歯先すきまの最良値の式は、歯先すきまをきめるときのだいたいの目安として妥当であると思われる。

4. 結 語

(1) 歯車によってケーシング内面に沿って油が吸込み口から吐出し口に送られる場合の歯先に沿う圧力の円周分布は、無次元量 $\mu N/P$ が大きく歯先すきまが小さい時は凹型であるが、 $\mu N/P$ が小さく δ が大きくなるに従って凸型になる傾向がある。

(2) 容積効率 η_v は一つの歯車ポンプについて一般に $\mu N/P$, δ および側面すきま s のかん数であるが、 δ が小さい時は δ にはほとんど無関係である。 δ が大きくなるに従って $\mu N/P$ の小さな所における η_v の減少が目立ち、それに伴って吸込み性能の低下が起る。

(3) 全効率は近似的に $\mu N/P$, δ , s のかん数である。 s を一定として実験を行った結果、 δ が小さい時は $\mu N/P$ の小さな所で η が最大になり、 δ が大きくなるに従って $\eta_{\max}$ の点は $\mu N/P$ の大きな所に移る。

(4) 先に理論的に求めた歯先すきまの最良値の式は、歯先すきまをきめるときのだいたいの目安となり得ることがわかった。

最後に御指導を頂いた東京工大の板谷教授に謝意を捧げると共に、研究に協力してくれた二橋誠一、中村喜十郎の両君に感謝する。

注：一

- (1) 昭和28年11月26日 第576回講演会において講演、原稿受付 昭和28年12月7日。
- (2) 正員、静岡大学工学部。
- (3) 板谷、市川、機械学会論文集、17巻60号、162ページ(昭26)。
- (4) 市川、機械学会論文集、18巻73号、12ページ(昭27)。
- (5) 市川、機械学会論文集、18巻66号、160ページ(昭27)。
- (6) 市川、昭和27年10月28日 機械学会講演会において講演。
- (7) 高橋、機械学会論文集、6巻22号(Ⅲ)、6ページ(昭15)。