621・668・1.01

ウェスコポンプの研究(第3報)⁽¹⁾

(内部漏れおよびその他の諸問題について)

葛西泰二郎⁽²⁾ 妹尾泰利⁽³⁾

Research on Westco-pump (3rd Report) (Regenerative Turbine Pump)

by Taijiro KASAI and Yasutoshi SENOO

In order to design an Westco-pump, applying the theoretical formulae derived in last reports, the estimation of the turbulent coefficient κ is required.

In this report, several factors which affect the value of κ are discussed both theoretically and experimentally. Firstly the effects of size and form of impeller and water passage on κ are determined by experiments. Secondly the theoretical formula of internal leakage is derived and verified experimentally, since this quantity also affects the apparent value of κ . Thirdly on the torque of the pump, the author applies the theoretical equation to many experiments and estimates the values of correction coefficient, which is a function of the apparent value of κ . Lastly the cavitation of pump is studied, which occurs at high speed and high suction head of pump.

前回まで⁽⁴⁾⁽⁵⁾に、著者はウェスコポンプの一般的特性を調べ理論的考察によつて得た結果と比較して、理論式⁽⁵⁾における乱れ係数 κ の値を適当に決定できればポンプの全特性がほぼ推定できること、およびこの乱れ係数 κ の値はポンプにより相当の相違があること等を明らかにし κ の大きさの決定が今後に残された最も重要な問題の一つであることを報告した。

1. 内部漏れについて

κ は羽根車の歯数によつてかなり

影響されるが一方前論文⁽⁵⁾より明らかなようにこれはポンプの締め切り圧力に比例する量であるから、ポンプ内部での漏れが増加すれば、見掛け上 κ の値は減少するはずである。

この種のポンプは吸込口と吐出し口とが接近して相対しその間を羽根車が吐出し口から吸込口に向つて回転するために漏れやすく、その上ポンプの特性は揚程が高く吐出し量が少いから、漏れは吐出し量に対して相当大きな影響を与えるものと思われる。ゆゑに研究を進めて漏水量と漏水部の寸法との関係を理論的に求めその結果を実験的に確かめて、内部漏水量がポンプ特性に及ぼす影響を明らかにし、あわせてキャビテーション発生に及ぼす影響をしらべた。

1.1 揚程に及ぼす影響 第1図に示す構造から考えて、ポンプ内部に生ずる漏れには、吐出し口から吸込口に向う流れと、吐出し口附近の高圧水通路から中

第1図 ポンプ構造図

央室へ中央室から吸込口附近の低圧水通路へ向う流れとの二通りがあることが想像される。その内前者は吐出し口に達した流体の漏れであるから、何らかの方法で圧力と漏水量との関係を見出しておけば、その揚程における吐出し量は内部に漏れがない場合のポンプ吐出し量からこの内部漏水量を差し引いたものとなり種々の工作精度に対してポンプ特性を推測することができる。しかしながら後者においては水はポンプ作用を行いつつある水通路と中央室との間を出入するのであるから、水通路を流れる流量は入口から次第に増加して水通路中央附近において最大値に達しその後は次第に減少して吐出し口に達する。

このように流量が水通路にそつて一定でない場合にも水通路中に発生している乱れの模様はその乱れの性質から考えて漏れがない場合と異なるものとは思われないから、水通路中における流量と圧力こう配との関

係式としては水通路にそつて流量に変化がない場合の式の流量 Q の代りに、ポンプ吸込量 Q_0 と今考えている断面までの間に漏れた量との総和 $Q_0 + \int q dx$ を用いればよい。上式中 q は単位長さ当りの漏入量、 x は入口から水通路長さにそつて測つた長さである。したがつて内部に漏れがある場合の圧力こう配と流量との関係として次式が得られる。

$$\frac{dh}{dx} = \frac{\rho \kappa_0 U}{g \delta A} \left[AU \left\{ 1 + \frac{y_0}{\delta} - \frac{1}{\log_e(1 + \delta/y_0)} \right\} - \left(Q_0 + \int q dx \right) \right] \left\{ 0.5 + \frac{y_0}{\delta} - \frac{1}{\log_e(1 + \delta/y_0)} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

上式中単位長さ当りの漏水量 q は、水通路中の圧力と中央室との圧力差、摩擦抵抗やその他の抵抗、漏れ面積等の かん数 であり、したがつてまた圧力こう配 dh/dx の かん数 でもあるから、この式を厳密に解くことはなかなか困難であるので今、次のような仮定をそう入する。

(i) 水通路中の圧力分布は吸込口から吐出し口に向い直線的に変化する。——水通路中の圧力分布の実測に従えば吐出し量が多い場合にはポンプ吸込口附近は乱れが十分発達せずそのために吸込口附近のある長さの通路においては圧力こう配が他の部分の圧力こう配よりも小さい⁽⁴⁾。しかしながら揚程の増加と共にこの部分の長さは急激に減少するから内部の漏れが著しくて問題になるほどの揚程ではこの部分を省略しても大した誤りは生じない。

また内部漏水量が多い場合には水通路中央附近の流量は吸込口や吐出し口附近の流量にくらべて相当多いから、圧力こう配はゆるやかで水通路にそつての圧力分布は直線とかなり異なつたものとなるが、このように漏れ水が多いことは普通の場合にはあり得ないし、また後に証明するように内部漏れの分布状態の多少の相違に基づく誤差はさほど大きなものとはならないから、この圧力分布に関する仮定はだいたい許されるものと考えられる。

(ii) このような場合の漏れの法則は遠心力による圧力場を別に考慮すれば静止した壁面間の漏れの法則を近似的に用いる。——実際に用いられる程度の寸法や圧力の下では流れは多くは層流であり、このような状態の下においては一方の壁の回転による影響はあまり大きくないことが数値的に証明される。また乱流である場合については波多野博士によつて数%の精度で静止した場合の漏れの法則が用いることが証明されている。

(iii) ポンプ中央室の圧力は遠心力による圧力場を別に考慮すれば吐出し口の圧力と吸込口の圧力との平均値となる。

単位長さ当りの漏水量 q と漏れ路両端の圧力差 Δh との間には一般に次の関係式が成立する。

$$q = cv, \quad \Delta h = av^2 + bv, \quad \dots\dots\dots (2)$$

ただし、 c は漏れすきま、 a, b は漏れ路の性質によつて定まる抵抗係数である。 Δh は前にのべた仮定に従えば、 H を総揚程 L を水通路全長としたとき次式によつてあらわされる。

$$\Delta h = -\frac{H}{2} \left(1 - \frac{2x}{L} \right). \quad \dots\dots\dots (3)$$

(2) (3) 式から $\int q dx$ を求めるのであるが簡単のために次の両極端の場合について考えてみる。

(i) 漏れの起る すきま がきわめてせまい場合——層流の粘性抵抗が入口出口損失に比してはるかに大きいから $b \gg a$ である。

$$v = \frac{\Delta h}{b} = \frac{H}{2b} \left(1 - \frac{2x}{L} \right),$$

$$\int q dx = \frac{cH}{2b} \int \left(1 - \frac{2x}{L} \right) dx = \frac{cH}{2b} \left(x - \frac{x^2}{L} \right).$$

この値を (1) 式に代入して x につき入口から出口まで積分すれば $\int dh = H$ となるはずであるから、

$$H = \frac{\rho \kappa_0 UL}{g \delta A} \left[AU \left\{ 1 + \frac{y_0}{\delta} - \frac{1}{\log_e(1 + \delta/y_0)} \right\} - Q_0 - \frac{H}{2b} \frac{cL}{6} \right] \left\{ 0.5 + \frac{y_0}{\delta} - \frac{1}{\log_e(1 + \delta/y_0)} \right\}. \quad \dots\dots\dots (4)$$

(ii) 漏れの起る すきま が比較的広い場合——漏れ入口出口の諸損失が摩擦抵抗より著しく大きいまたは流れが乱流となり速度に比例する抵抗が存在しない場合には b は a に比して省略しうるから $a \gg b$ である。

$$v = \sqrt{\frac{\Delta h}{a}} = \sqrt{\frac{H}{2a} \left(1 - \frac{2x}{L} \right)}$$

$$\int q dx = \sqrt{\frac{H}{2a}} c \int \sqrt{1 - \frac{2x}{L}} dx$$

$$= \sqrt{\frac{H}{2a}} c \frac{L}{3} \left\{ 1 - \left(1 - \frac{2x}{L} \right)^{3/2} \right\}$$

この値を (1) 式に代入して x につき入口から出口まで積分すれば $\int dh = H$ となるはずであるから、

$$H = \frac{\rho \kappa_0 UL}{g \delta A} \left[AU \left\{ 1 + \frac{y_0}{\delta} - \frac{1}{\log_e(1 + \delta/y_0)} \right\} - Q - \sqrt{\frac{H}{2a}} \frac{cL}{5} \right] \left\{ 0.5 + \frac{y_0}{\delta} - \frac{1}{\log_e(1 + \delta/y_0)} \right\}. \quad \dots\dots\dots (5)$$

(4), (5) 式によつて水通路長さにそつて連続的に起つている漏れがポンプ特性に及ぼす影響は、水通路途中には全然漏れがなくて吐出し口に達した水量の内一部分がポンプ揚程の 1/2 の圧力差で水通路長さの 1/6 および 1/5 の等価長さから漏出するのと同等であることがわかる。

実際の場合には (2) 式の a, b はいずれも 0 では

ないから等価長さは $1/6$ と $1/5$ との中間の値ですきまが小さい場合には $1/6$ に近い値を, すきまが大きい場合には $1/5$ に近い値をとればよい。

このような場合における抵抗法則は前にのべたように静止した 2 枚の平行な平面環の間の流れの法則を用いてもよく, また平面環の内外径比は 1 に近いから 2 枚の平行平面帯間の流れと考えても大きな誤差は入らない。したがって摩擦抵抗 Δh_f は普通の層流法則の場合と同様に, ν を動粘性係数, m を漏れ路の長さ, $\bar{v}$ を平均流速としたとき, $\Delta h_1 = (12m\nu/gc^2)\bar{v}$ であらわされる。

またこのような層流の速度水頭 Δh_2 を求めると

$$\Delta h_2 = 1.54(v^2/2g)$$

となりこのエネルギーは出口において完全に失われる。なおこの外にいわゆる入口損失があるはずで, 入口附近の激しい二次流れを考えると損失係数は相当大きいものと想像される。各種の実験値を参照して, この損失は速度水頭の約 $3/4$ 程度とすれば入口損失水頭は

$$\Delta h_3 = 0.75\Delta h_2 = 1.16(v^2/2g)$$

となるから (2) 式における a, b の値はそれぞれ

$$a = 2.7/2g, \quad b = 12m\nu/gc^2 \dots \dots \dots (6)$$

であらわされる。この漏れの法則は水通路と中央室の間にも, また吐出し口と吸込口との間にもだいたい適用できるから, 漏れすきまがある場合には漏れすきまがない場合よりも同一揚程に対して次式で示す量 Q' だけ吐出し量が減少することになる。

$$Q' = c_1 v_1 + c_2 v_2,$$

$$\frac{2.7}{2g} v_1^2 + \frac{12m_1\nu}{gc^2} v_1 = H,$$

$$\frac{2.7}{2g} v_2^2 + \frac{12m_2\nu}{gc^2} v_2 = \frac{H}{2}.$$

上式中添字 1 は吐出し口——吸込口間, 添字 2 は水通路——中央室間を示すもので c_1, c_2 はそれぞれの場合の有効な漏れ面積をあらわす量である。この中 c_2 は前述のように漏れが起る水通路長さの $1/5 \sim 1/6$ の長さである。

普通の使用範囲においては流れは層流であるが, すきまがはなはだ広くて $c=0.3\text{mm}$ ほどになるとレイノルズ数が大きくなるから乱流であるかも知れない。しかし乱流の場合についても近似的に静止壁の間の乱流の式を用いてよいことがわかっている⁽⁶⁾から普通の寸法のポンプの場合についてその乱流抵抗の大きさを当ててみると $m=1\text{cm}$, 摩擦抵抗係数 $\lambda=0.03$ とすれば

$$\lambda \frac{m}{a} \frac{v^2}{2g} \div 1.0 \frac{v^2}{2g}$$

となり一方入口損失と出口損失との和が約 $1.7v^2/2g$ であるから両者の和は層流の場合の (6) 式の a の値と同程度となり, このような場合には (6) 式 b ははな

はだ小さいから実用上は乱流の場合にも上記の層流の抵抗の式 (6) をそのまま用いても はなはだしい誤りは生じないことがわかる。

以上の理論を確かめるために漏れすきまを $0.04 \sim 0.36\text{mm}$ の範囲において 8 種類変えて実験を行つた。

この場合 漏れすきま が円周上の各点で一様であるためには羽根車とケーシングとが正しく平行になつていることが必要であるので, 軸に対して羽根車もケーシング内面も正しい直角度をもつようにグライнда仕上げをほどこされたポンプを用いた。

羽根車と側壁との すきま はまずマイクロメータによる各部寸法の測定によつて すきま の大きさを算出し, その後は厚さ約 0.09mm の紙をケーシングの締め付け面にはさみケーシング外側面の距離の変化からすきまの増加量を知つた。この場合紙 8 枚重ねた時の両側の すきま の増加量の和が 0.63mm であるから紙 1 枚の厚さは 0.079mm となる。以下には便宜上紙 1 枚の厚さを 0.08mm として取り扱う。また軸端にダイヤルゲージを圧着して車軸を軸方向に移動することによるダイヤルゲージの読みの変化により羽根車をケーシング中央に位置決めした。したがって羽根車とケーシングとのすきまはほぼ正確に上記寸法の $1/2$ となる。

各すきま について得られた特性曲線のおのおのは従来のものと傾向において大差ないが, すきまの増加と共に同一揚程においては吐出し量が減少する。この減少量が等価な内部漏水量と考えられるからその量を求めて前記理論と比較しなければならない。まずすきまが 0 の場合の特性曲線を理論式⁽⁵⁾により推定して描き, ある揚程に対してこの図より決定される吐出し量と実際の吐出し量との差をその揚程における等価内部漏水量とみなして図中に記入する。同様のことを各回転数, 各揚程, 各すきま について繰り返して行つて点を記入すると第 2 図の点群となり回転数の相違に影響されることなく各 すきま ごとに 1 本の曲線上に集ま

第 2 図 等価な内部漏水量と揚程との関係

る。一方前記の漏れに関する理論式より算出した漏水量と揚程との関係が原点を通る曲線であつてだいたいにおいて実験と一致する。したがつて すきま 0 のポンプの揚程——吐出し量曲線とこれらの漏水曲線とによつて切り取られる吐出し量がその寸法のすきまを有するポンプの実際の吐出し量であると見なすことができる。しかし揚程低く吐出し量が多い場合には水通路内に起る圧力降下量が内部の漏れに著しい影響を及ぼすから、この影響を省略したこの理論はこのような状態においては実験値から次第にはずれてくる。第2図中横軸より下の原点を通る曲線は吐出し量とポンプ内圧力降下量との関係をあらわす曲線であるから、上記理論が適用できない範囲はだいたいこの量に比例するはずで、実験と対比した結果揚程がポンプ内圧力降下量より高い状態では十分満足すべき結果が得られることが後にのべる第3図によつても示される。なお実験において揚程を 70m に制限したのはポンプの強度上の制限によるものである。

以上によつて漏れがある場合の吐出し量と揚程との関係は図式的に簡単に求まるのであるが、以下にのべる性質を利用すれば数式的に簡単に設計に際して特に便利である。漏れがある場合の締め切り揚程は漏水曲線とすきま 0 のポンプの特性曲線とから求まるからこの揚程とすきま 0 のポンプの締め切り揚程との比をポンプ水通路内の乱れ係数 κ_0 に乗じた値を見掛けの乱れ係数と見なして κ とする。この値を (1) 式の κ_0 の代りに用いて (κ と共に変化するはずの y_0 は変えないまま) $\int q dx = 0$ と置いて得られる揚程-吐出し量曲線は、(1) 式をそのまま解いて得られる値すなわち前に記載した方法で求めた特性曲線とかなりよく一致する。その一例としてすきまが最大の 0.36 mm の

場合を第3図に示す。図中点線は前項の方法により漏水量を差し引いたもので揚程の低い部分は削除した。実線は κ_0 を κ でおきかえた式を用いたものでいずれを用いても揚程の低い所を除いては大差ないことがわかる。したがつて実際には漏水曲線とすきま 0 のポンプの特性曲線との交点さえ求めれば漏れがあるポンプの特性曲線が十分精確に得られるのである。

1.2 空どう発生に及ぼす影響 ポンプ入口において圧力が低下することは前の報告にのべた所であるが、その原因が水通路入口における急激な断面積の減少に伴う速度の増加によるものであるならば、内部漏水による通路入口附近の流量増加もまた速度の増加に影響することになるから圧力降下量が一層増加し、同一吐出し量に対して限界吸上げ水頭が減少することが考えられる。このことを確かめるためにいろいろの回転数各種の漏れすきまのもとに吸上げ水頭を変化させて実験を行い、下の式によつて空どう発生時におけるポンプ内の圧力降下量を推定し吐出し量との関係を求めた。

$$h' = 10 \cdot 3 - H_p - H_s,$$

h' : ポンプ内圧降下量 水柱 m,

H_p : その温度における蒸気張力 水柱 m,

H_s : 吸上げ水頭 水柱 m.

この関係を第4図に示す。空どう発生の状態はやや不安定なために測定点が散らばっているが同一吸上げ水頭においては内部漏水が多いほど吐出し量が減少することが認められ、その減少量は先に得られた等価漏水量の約 $1/2 \sim 2/3$ である。これは実験によつて確かめられた空どう発生の位置が入口よりやや奥に入つた断面に起ること等を思い合せると当然考えられる程度の内

第3図 漏れすきまが 0.36 mm の特性

第4図 ポンプ内の圧力降下量と漏れすきまと吐出し量との関係

部漏水量であろう。図中鎖線で示す曲線は(1)式の h すなわち水通路断面の平均圧力の降下量を示もので空どう発生の実験により推定される内部漏水がない水通路内の圧力降下量 h' より約 2m ないし 3m 小さい。思うに空どうは断面内で圧力最低の部分すなわち曲率半径の小さい部分に生じるために空どう発生によつて推定する圧力は水通路断面の最低圧力であり、このため断面の平均の圧力降下量を示す h よりもその圧力降下量はやや大きいのであろう。なお水通路断面内の圧力の半径方向の分布を測定した結果⁽⁴⁾では同一断面において半径方向に 2 ないし 5m の圧力差が認められた。これを考えると第 4 図に生じる 2 ないし 3m の圧力差は妥当なものであろう。

2. 羽根車歯数の影響

上述の乱れ係数 κ_0 は羽根車の歯数およびその形状によつて影響されることが予想されるので、前に報告したポンプ⁽⁴⁾において第 5 図に示す 4 種類の羽根車について実験を行つた。装置の都合で漏れすきまが小さい場合は実験できなかったがすきまが 0.35 mm の場合について行つた結果第 6 図に示すように歯数の影響が明らかになつた。この図から明らかなように羽根車を変えて得られる結果は吐出し量はそのまゝにして

羽根車	歯数	みぞ幅	面積比
No	Z	a_{mm}	$\frac{Za(R_1 - R_2)}{\pi(R_1^2 - R_2^2)}$
I	92	1.5	0.46
II	72	3	0.72
III	52	4	0.70
IV	32	7	0.75

第 5 図 各種の羽根車

圧力の目盛を縮小あるいは拡大したような特性を有し理論式の乱れ係数 κ を適当に変化することによつて十分に満足される。したがつて歯数は乱れ係数 κ のみに

第 6 図 羽根車歯数の影響

影響を与えるものと考えてさしつかえない。この実験において歯数 92 の場合には歯の肉厚に制限されて削り取られた面積の割合が他の場合より少ないために、歯数の増加による乱れ係数 κ の増加は他の場合ほど著しくないが、もしこの面積がほぼ同一であるならば乱れ係数 κ はだいたい歯数の増加に比例して増加するものようである。なお各種の羽根車について入力も正確に測定した結果羽根数によつて効率率はほとんど影響されないことがわかつたが、このことは理論式から想像された通りである。

第 7 図に歯数 92 の場合の κ を 100% として歯数と κ との関係を示し、あわせて寺田南谷両氏によつて行われた歯数 50, 60 および 70 の場合

第 7 図 羽根車歯数の影響

の実験値を記入した。図中破線は内部漏れすきまがあるままのいわゆる見掛けの乱れ係数 κ をあらわし、実線はすきまがない場合の特性を上記のべた漏れの法則によつて推定して算出された真の乱れ係数 κ_0 を示す。また点線は内部漏れすきまを小さくして行われた寺田、南谷両氏の実験値で、歯数 60 と 70 とでは変化の模様は著者の得た真の乱れ係数 κ_0 と同様であるが、歯数 50 においては著しく κ の値が減少して、この場合には歯数が 60 や 70 のとき約 23% であつた効率が約 18% に減少している。歯数が 0 になれば乱れ係数もほとんど 0 になることから考えて著者等の実験の場合にも少ない歯数では急に κ の減少する

所が存在するはずであるから寺田, 南谷両氏の場合にはこの限界の歯数が著者等の場合よりも多い所にあらわれたと推測され, その原因としては歯の切込み面積の割合が第一に考えられるが, 両氏の論文には切込み量が記入されていないから詳細は明らかでない。

著者はまた歯を半径方向より 20° 回転方向および後方にそれぞれ傾けた実験もあわせ試みたが乱れの状態が異なるために特性が多少従来のものと異なり, 一方効率が普通のものに比し少し低いようである。

3. 乱れ係数に及ぼす水通路の形状および寸法の影響

水通路の形状や寸法が乱れ係数に及ぼす影響を知るためにこれまでも幾つかの実験が行われている。この場合水通路の変化に伴い吐出し量が増加するが一方内部漏水量は変化しないから内部漏水量と吐出し量との割合が変つてくるために, 水通路寸法を変化した実験を行つても漏れすきまが確実に知られていないならば, 水通路の形状寸法が揚程に及ぼす直接的影響と, 内部漏水量と吐出し量との割合の変化が揚程に及ぼす間接的影響とを分離することが困難である。前報告⁽⁵⁾に寺田, 南谷両氏⁽⁷⁾の実験から κ と水通路形状寸法との関係を示したが, 寸法形状のいかにかわらず大体 κ は同じ程度の値をとると言う範囲を出でなかつた。その原因の一部は原論文⁽⁷⁾に示されているように漏れすきまが徹密に一定に保たれていないことによるものであろう。最近藤原氏⁽⁸⁾によつて同様の研究が行われ

a mm	b mm	$\bar{\delta}$ mm	A mm ²	H m	κ	κ_0
3.2	1.5	1.98	47.5	60.0	$\times 10^{-2}$ 2.15	$\times 10^{-2}$ 2.58
3.2	2.0	2.34	58.5	54.0	2.28	2.66
3.2	2.5	2.69	70.0	50.0	2.44	2.78
3.2	3.5	3.28	91.8	38.5	2.30	2.57
2.0	2.5	2.22	57.7	55.5	2.22	2.66
3.2	2.5	2.69	70.0	50.0	2.45	2.79
4.0	2.5	3.00	78.0	46.5	2.51	2.84
5.0	2.5	3.38	88.0	38.0	2.33	2.64

$c=0.03$ mm, 1 430 rpm

第8図 水通路寸法の影響

たがその実験においては工作精度を向上して漏れすきまは正確に 0.03 mmに保たれているから, その結果から著者が上記の漏れの法則を適用して内部漏水がない場合の特性を推定し, これによつて乱れ係数の変化を求めたものが第8図で表中の H は締め切り揚程, κ は H から求めた見掛けの乱れ係数, κ_0 は真の乱れ係数である。これによると $\bar{\delta}=3.00$ mm 附近に乱れ係数が最大となる所がありこれより大きくても小さくても幾分乱れ係数が減少している。しかし $\bar{\delta}=1.98\sim 3.38$ mm の範囲において乱れ係数の最小の場合が最大の場合の93%であるから, 前述の寺田, 南谷氏の結果をも合せて考えてみるに大体乱れ係数は水通路の寸法形状に大して影響されることはないと考えてよいようである。なお $\bar{\delta}$ の最大の値としては $\bar{\delta}=5$ mm 程度までは十分確実であるがそれ以上の寸法では吐出し量が最高効率時の約半分以下においては揚程が理論式より低くなつてくる。これは乱れが水通路全体に十分拡がらないためであろうと思われるが, 実際にウェスコポンプが使用されるのは揚程が高く吐出し量の少ない場合であつて吐出し量が多い場合にはその効率の点においてうず巻ポンプに及ばないから $\bar{\delta}$ が 5 mm を越えるようなことはまれであろう。

4. トルクに関する修正係数

著者の理論に従えば内部漏水量のいかにかわらずトルクと揚程との間には同一の関係がなければならぬ。しかし漏れすきまをいろいろ変えて実験を試みた結果, わずかではあるが内部漏れの増加と共に, すなわち見掛けの乱れ係数 κ の減少と共にトルクと揚程との比が減少する傾向が認められ, 水通路断面積の減少と共に多少増加する傾向が認められる。第9図はこの関係を示すもので横軸に乱れ係数 κ をとり縦軸に実

第9図 内部漏れがトルクに及ぼす影響

験から得られたトルクと揚程の比と理論式から得られるトルクと揚程の比との比 ψ をとつた。したがつてこの比は修正係数として理論式を修正する時に用いることができる。図中点線は前報告に用いたポンプについて行つた実験から求めた値, 実線は第1図のポンプについて行つて得られた値で幾分異なつていながらいずれの場合にもだいたい1に近い値をとつていて全体とし

て類似の傾向を有している。

水温の影響については藤原正彦氏が水温を $19^{\circ}\sim 83^{\circ}\text{C}$ の範囲に変化させて締め切り圧力と揚程が 0 の場合の吐出し量とを実験された。その結果は大体著者の理論式によく一致するようであるから空どう発生を別にすれば水温によるこの程度の密度や粘度の変化によつては理論式の適用は妨げられないと言えよう。

5. 結 び

以上の研究は著者の実験を主とし、一方いろいろの人によつて今までに発表された論文はもちろん未発表の研究の実験ならびに工場での試験結果もできるだけ網羅して参照したものであるが、何分発表された論文の数が少ないこと特に動力についての正確な測定が欠けていること等のため今後更に多数の実験によつて多少の修正がほどこされなければならないであろう。以上の資料や実験装置の一部は石川島芝浦タービン会社

井口泉氏, 安川電機研究所三井寿雄氏, 日立製作所多賀工場藤原正彦氏によつて提供されたもので、この他にも既発表の諸文献のデータを使用した。またこの実験は九州大学水力実験室で行われたもので種々協力を得た実験室の諸氏および実験に従事した学生諸君の努力に負う所が多い。またこの研究は文部省科学研究費の援助によつて行つたものである。ここに記して厚く感謝の意を表す。

注:—

- (1) 昭和 24 年 4 月 5 日, 昭和 25 年 6 月 16 日 機械学会講演会において講演, 原稿受付 昭和 25 年 12 月 25 日。
- (2) 正員, 九州大学工学部。
- (3) 正員, 九州大学流体力学研究所。
- (4) 葛西, 生井, 妹尾, ウエスコポンプの研究 第 1 報, 機械学会論文集, 17 巻 56 号, 20 頁 (昭 26—3)。
- (5) 葛西, 妹尾, ウエスコポンプの研究 第 2 報 (ウエスコポンプの理論) 機械学会論文集, 17 巻 56 号, 26 頁 (昭 26—3)。
- (6) うず巻ポンプの内部漏れ量の計算には一般にこの仮定が用いられている。
- (7) 寺田, 南谷, 日立評論, 25 巻 5 号, 268 頁 昭 17。
- (8) 藤原正彦, 日立評論, 30 巻 3 号, 104 頁 昭 23。

621・668・1・01

ウエスコポンプの研究 (第 4 報)

ウエスコポンプの設計法⁽¹⁾

葛西泰二郎⁽²⁾, 妹尾泰利⁽³⁾

Research on Westco-pump (4th Report) (Regenerative Turbine Pump)

by Taijirō KASAI and Yasutoshi SENOO

Previously a certain person designed the Westco-pump on his experience and flair only, but by means of this research we have now a rational way to design this type of pump.

Being able to explain the characteristics of the pump according to preceding researches, the author then develops the former results in a convenient form to the practical design of the pump. He describes the values of some coefficients in this report which are contained in the theoretical formulae, and thus we can easily design the pump of maximum efficiency at the rated condition. Finally he gives an example of design.

ウエスコポンプは数多く製作されているにもかかわらずその特性に関する研究結果は案外少く、その設計はただ経験にたよる外はない現状で、合理的な設計法はいまだ確立されていない。したがって設計点が最高効率になるように設計することはもちろん、要求される揚程と吐出し量とを正しく実現するように設計することさえも多大の困難が感じられる。著者はウエスコポンプを理論的ならびに実験的に解析して、既に数回にわたつて報告⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾し、ポンプ作用の原理や諸特性についていろいろと知り得たので、それらを参照してまとめた摩擦ポンプの設計法について記述する。

1. 特性式と最高効率点

摩擦ポンプの特性式は次に示すようなものとなる。

$$H+h=\frac{L-L'}{980}-\frac{\kappa U}{\delta A}\left\{AU\left\{1+\frac{y_0}{\delta}\right\}-\frac{0.4343}{\log_{10}\{1+(\delta/y_0)\}}\right\}-Q\right\}\left\{\frac{1}{2}+\frac{y_0}{\delta}-\frac{0.4343}{\log_{10}\{1+(\delta/y_0)\}}\right\}\cdots\cdots(1)$$

$$T=T_m+2.215\times 10^{-7}\xi\frac{DAL\rho\kappa_0U^2}{\delta\log_{10}\{1+(\delta/y_0)\}}+\psi\rho\frac{D}{2}A\left(H+\lambda\frac{U^2}{1960}\right)\times 10^{-3}\left\{1+\frac{y_0}{\delta}-\frac{0.4343}{\log_{10}\{1+(\delta/y_0)\}}\right\}\cdots(2)$$

$$h=5.9\times 10^{-4}(Q/A)^2,\cdots\cdots(3)$$

$$L'=11.3Q\left\{AU\left\{1+\frac{y_0}{\delta}-\frac{0.4343}{\log_{10}\{1+(\delta/y_0)\}}\right\}\right\}\cdots\cdots(4)$$