

ターボポンプの系統的設計と その特性に関する研究(第2報)

——特性曲線の推定法と特性試験——

(昭和47年10月20日 原稿受理)

機械工学教室	松	永	成	徳
自然科学教室	石	橋	治	生
三井三池製作所	飛	田	二	雄
機械工学教室(学生)	金	子	謹	栄 治

Study on the Systematic Design of Turbo-Pump and their Performance Characteristics (2nd Report)

——Performance Prediction And Test
On Mixed-Flow Pumps——

by Shigenori MATSUNAGA
Haruo ISHIBASHI
Tsugio HIDA
Kinichi KANEKO

To examine the design procedure of the mixed-flow pumps prepared in the 1st report, a performance prediction procedure and the experimental study were practised.

The overall performance was predicted by the synthesis of the performance characteristics of the blade elements.

The experimental study on the four pumps was practised with and without a flow-straightener at the pump inlet, making use of the variable speed electric motor.

The results of the study were compared with each other and also with the result obtained in the design procedure shown in the previous report. The three values of the efficiency, design condition, prediction procedure and experiment, are approximately same around the design point. However the total head and power performance predicted by the synthesis rises more steeply compared with the experimental results.

The shut off points of the performance curves from the test are approximately on a straight line respectively by the dimensionless parameter constructed from the pump dimensions.

1. ま え が き

第1報の設計段階には、規定状態の水力損失を推定し、設計寸法を修正できる過程を含んでいるが、衝突損失を無視しているため、規定状態を離れた特性領域について評価できない。

本報では、設計における第2段階として衝突損

失を導入し、適応領域を拡大する方法を述べる。つぎに前報で設計した4種の斜流ポンプについて、特性曲線の推定値と特性試験の結果とを比較検討する。

衝突損失は規定流量から離れる量に応じて増大する。この場合ポンプ内部の流線の形状も変化するので流路幅の大きい羽根では多少複雑になって

も、部分ポンプに対する特性曲線を推定し、最後にそれらを合成して全ポンプ特性とする方法は適切な手順であると考えられる。すなわち適正な計算過程を定式化すれば、電子計算機の処理によって、複雑、多量の問題点はほとんど解消するからである。

2. 記 号

A 測定管路の断面積
 a_L 負荷余裕率
 B 無次元羽根幅
 c ノズル流量係数
 D 羽根車直径
 d 直径比
 g 重力の加速度
 H 揚程
 h_i 損失水頭
 h_{ia} 急縮流および急拡大損失
 h_{if} 摩擦損失
 h_{is} 衝突損失
 L_o 軸受およびパッキン箱での損失動力
 L_d 軸動力
 L_e 理論動力
 L_f 円盤摩擦動力
 L_m 機械的損失動力
 L_w 水動力
 M_1 ノズル入口側マノメータの読み
 M_2 ノズル出口側マノメータの読み
 M_d ポンプ吐出し側マノメータの読み
 M_s ポンプ吸込側マノメータの読み
 m 水力平均深さ
 m_p 部分ポンプの水力平均半径
 n 回転速度
 n_s 比速度
 p_d ポンプ吐出し側静圧力
 p_s ポンプ吸込側静圧力
 Q 流量
 q 漏れ流量
 T 測定トルク
 T_e 羽根車への供給トルク
 T_a 空転トルク
 u 周速度

v 絶対速度
 v_0 管内の平均流速
 v_u v の周方向分速度
 w_∞ w の幾何平均速度
 X l/D_2
 y_H 締切り揚程に関するポンプ無次元寸法
 y_L 締切り動力に関するポンプ無次元寸法
 Z 羽根数
 z_a ポンプ吐出し側全圧水頭
 z_s ポンプ吸込側全圧水頭
 z ポンプ軸方向座標
 α 絶対速度の方向角
 β_m 平均羽根角
 γ 水の比重量, 前傾角
 γ_{ccl_4} 四塩化炭素の比重量
 γ_{Hg} 水銀の比重量
 Δh ノズル水頭
 ζ 衝突損失係数
 η ポンプ効率
 η_e 内部効率
 η_h 水力効率
 φ 前進角
 λ 摩擦係数
 π 動力係数
 ϕ 流量係数
 ψ 揚程係数

添 字

1 羽根車入口直前
 2 羽根車出口直後
 3 案内羽根入口直前
 4 案内羽根出口直後
 a, b, c, d, e 流線名
 D 案内羽根
 e 羽根出口
 I 羽根車
 i 羽根入口
 m メリディアン
 n 規定点
 0 最高効率点
 p 部分ポンプ
 s 締切り点
 th 理論値

u 周方向

3. ポンプ特性の推定

第一次特性はポンプの概略寸法決定段階でも実行したが、第1報¹⁾の計算により細部諸元に関して第二次特性推定が可能となる。

さらに、規定流量点だけでなく、ほかの流量点についても、部分ポンプを並列連結して全ポンプ特性が得られると仮定し、特性曲線を描くことができる。

各部分ポンプの揚程は理論揚程から水力損失を差引いて求まる。漏れに伴う損失および機械損失を計算し、羽根車理論動力、軸動力したがって全効率を計算し特性評価ができる。

3.1 水力損失

水力損失は羽根車および案内羽根流路の摩擦などの水学的諸損失である。ここでは羽根厚みによる急縮流および急拡大損失 h_{id} 、摩擦損失 h_{if} 、流れの方向急変による衝突損失 h_{is} よりなるものとする。

まず、 h_{id} は Kováts²⁾ に従い全揚程の5%とし、 h_{if} は図1に示す羽根車、および案内羽根流路の水力平均深さ m および平均流速 w_∞ を用いて

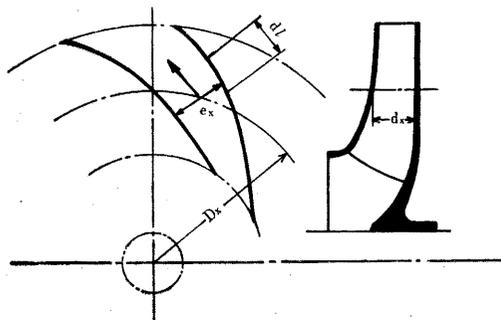


図1 羽根車流路

$$h_{if} = \frac{\lambda}{4m} l \frac{w_\infty^2}{2g} \quad (1)$$

と表わす。 λ は摩擦損失係数でレイノルズ数と表面粗度によって異なり、0.012~0.04程度である。

つぎに h_{is} は通常、規定流量点といま考えている流量点における絶対流入速度のそれぞれ周方向分速度の差 Δv_u を考え

$$h_{is} = \zeta \Delta v_u^2 / 2g \quad (2)$$

で求められる。ここに ζ は損失係数で半径流羽根車で0.6~0.8とされている。

以上により、水力損失は

$$h_i = h_{id} + h_{if} + h_{is} \quad (3)$$

となり

$$H_{th} = H + h_i \quad (4)$$

$$\eta_h = H / H_{th} \quad (5)$$

より水力効率が推定される。

3.2 部分ポンプの特性曲線

部分ポンプの特性曲線は次の3段階の手順に従う。

- (1) 規定流量点における特性値の計算
- (2) 締切り点すなわち流量が零になった状態の揚程計算

(3) 規定点における摩擦損失より抵抗曲線式を、締切り点の理論揚程と実験式による揚程の差を用いて衝突損失曲線をそれぞれ定式化する。

まず規定点の特性値は第1報¹⁾と同様にして

$$\left(\frac{h_{id} + h_{if}}{H} \right)_I = (1 - 0.25\psi) \times 0.05 + \lambda_I \left[0.125 \frac{X_I}{\psi} \left(\frac{1}{m_{pI}} \right) \left(\frac{1 + d - 0.76\psi}{\cos \beta_n} \right)^2 \right] \quad (6)$$

$$\left(\frac{h_{id} + h_{if}}{H} \right)_D = 0.25\psi \times 0.05 + \lambda_D \frac{0.1X_D\psi}{\cos^2 \alpha} \left(\frac{1}{m_{pD}} \right) \quad (7)$$

で損失が求まる。ただし、 m_p は部分ポンプの水

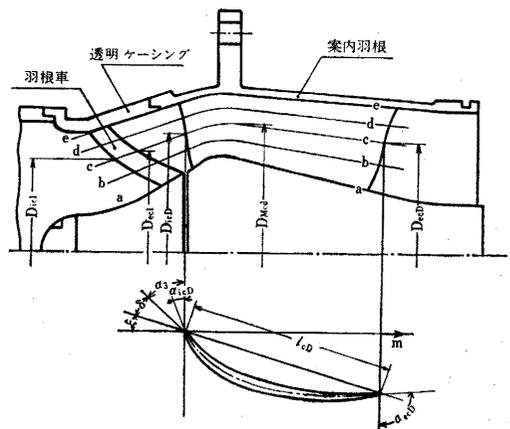


図2 共試斜流ポンプ n_s 1300

力平均半径であり、図2に示すように *a* および *e* ポンプはケーシング面およびボス面を持ち、ほかの *b, c, d* ポンプは固体壁面に相当するものがない。したがって m_p は次のように区別する必要がある。

$$\frac{1}{m_{pI}} = \frac{0.64Z \cdot \frac{1}{2}}{(1+d)\sin\beta_m} + \frac{B}{1.3} \quad a, e \text{ ポンプ}$$

$$= \frac{B}{1.3} \quad b, c, d \text{ ポンプ}$$

(8)

$$\frac{1}{m_{pD}} = \frac{\frac{1}{2} \times 0.27Z_D}{\sin\alpha} + B_D \quad a, e \text{ ポンプ}$$

$$= B_D \quad b, c, d \text{ ポンプ}$$

(9)

λ_I は開放羽根車であることを考慮して 0.014, λ_D は 0.019 とし 4 種のポンプに共通の値を採用してある。なお規定点においては衝突損失は無視できると仮定して、理論揚程および水力効率は次のようにして求められる。

$$H_{Ihn} = H_n + h_l \quad (10)$$

$$\eta_{hn} = H_n / H_{Ihn} \quad (11)$$

つぎに締切り点における揚程 H_s と理論揚程 H_{Ihs} を考える。この場合流れはきわめて複雑となり、推定式の信頼性は少なくなるが、 H_s に対して次の実験式²⁾を用いることにする。

$$\frac{H_s}{H_{Ihs}} = \frac{1}{2} [1 - (D_1/D_2)^2] + K_s v_{m3} / u_2 \sin\alpha_3 \quad (12)$$

理論揚程は単純に

$$H_{Ihs} = u_2^2 / g \quad (13)$$

とする。

つぎに流量を変数とし、 h_l を関数表示することを考える。

h_{lf} は摩擦損失であるから $Q_p = 0$ で零、 $Q_p = Q_{pn}$ において前に求めた値となり、 Q_p^2 に比例する。したがって次の表示をうる。

$$h_{lf} = h_{lfn} (Q_p / Q_{pn})^2 \quad (14)$$

h_{ls} は衝突損失で通常式(2)で表現されている。締切り状態の損失 $H_{Ihs} - H_s$ はすべて h_{ls} であると仮定し、 Q_{pn} において $h_{ls} = 0$ とすれば

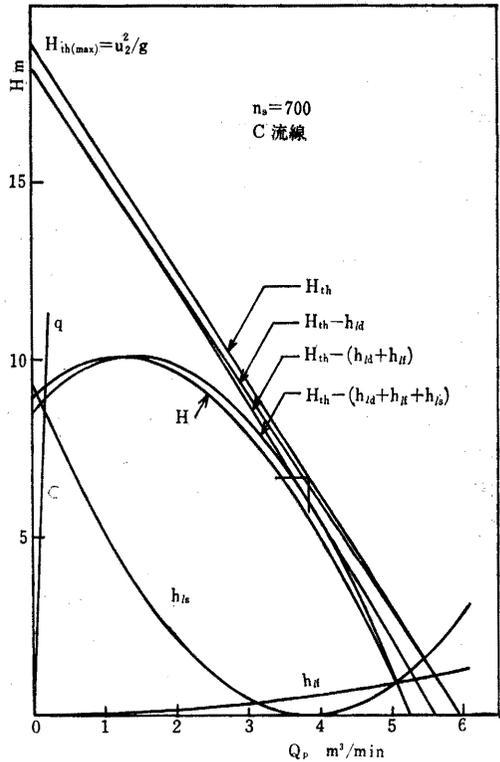


図3 部分ポンプ特性曲線

$$h_{ls} = h_{lss} (1 - Q_p / Q_{pn})^2 \quad (15)$$

と定式化できる。

$h_{ld} = 0.05 H$ と仮定しているから、以上により全損失 h_l を各部分ポンプについて求めた。 Q_p に対する H_{Ihn} , H および h_l の一例を図3に示す。

3.3 部分ポンプ特性の合成と動力および効率前項で部分ポンプの特性曲線を得たので、その合成を考える。

部分ポンプを並列接続した場合、その特性は図

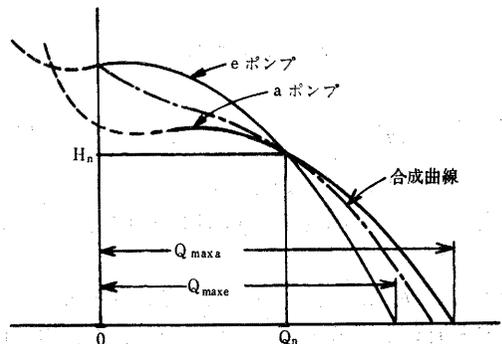


図4 特性の合成

4に示すように、一定の揚程に対する流量加算で決まる。小流量では、部分ポンプに逆流を発生しうる状態が考えられるが、その領域の合成はこの段階では考えないことにする。

つぎに漏れ量 q について考える。規定流量における q は通常のシュラウド付きの場合に類似して計算できるが、本試作の場合、体積効率 $q_n/Q_n=0.97$ として、一定値を用いた。この規定点漏れ量は揚程が変化すると次の関係で変化するものとする。

$$q = q_n(H/H_n)^{1/2} \quad (16)$$

$H-Q$ 特性は以上によって確定した。

ポンプの動力について、水動力 L_w 、理論動力 L_e はそれぞれ次のようになる。

$$L_w = \gamma QH \quad (17)$$

$$L_e = \gamma Q_t H_{th} \quad (18)$$

$$Q_t = Q + q = Q/\eta_v \quad (19)$$

$$H_{th} = H + h_i = H/\eta_h \quad (20)$$

機械的損失動力 L_m として円盤摩擦動力 L_f およびベアリング・パッキンなどの摩擦動力 L_b を算定し、機械効率 η_m 、ポンプ全効率を η とすれば、軸動力 L_a は

$$L_a = L_e + L_m \quad (21)$$

となり、

$$L_m = L_f + L_b \quad (22)$$

$$\eta_m = L_e/L_a \quad (23)$$

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m \quad (24)$$

によって特性曲線が完成する。

4. 実験的研究

本研究計画は前述の広い比速度にわたる4種の斜流ポンプ試作試験、および内部流動状態の実験解析などターボポンプの基本問題に関係するので、可能な限り大形ポンプを計画し、試験装置も流量測定範囲、回転数設定範囲において高精度の測定を期した。

本節では特性試験について述べる。

4.1 実験装置および実験方法

実験装置全体の骨組を図5に示す。ポンプ駆動用原動機として、三相分巻整流子電動機（東洋電機製造KK. ASモータ, SB34-117, 220V,

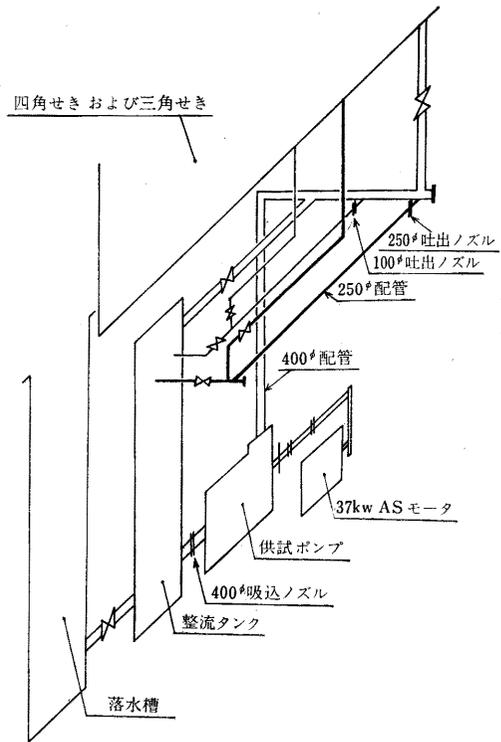


図5 斜流ポンプ配管装置図

37 kW, 1200~400 rpm 可変) を使用した。1200 rpm 以上の回転数は Vプーリー車を変更して増速した。

回流路はポンプ、吐出し管、せき、落水槽、整流タンクを含む、自由表面を持つ流路の場合と、ポンプ、吐出し管、整流タンクよりなる密閉管路方式とに切替えることができる。

流量測定はせきによって検定された 400mm 吸込ノズル、250 mm 吐出し管ノズルを使用し特に小流量の場合 100 mm 管ノズルを用いた。

全揚程は吸込管および吐出し管の壁面圧4個を平均して、それぞれの差圧を水銀マンオメータで測定した。

回転速度はポンプ軸に取り付けた回転円盤と光電式ピックアップ（小野測器KK. PP-3型）およびトランジスタ式デジタルカウンタ（小野測器KK. QA-5B型）により計数した。回転円盤は周上に360個の小孔をあげ、精度よく回転速度の検出ができる。

回転トルクは、既知の荷重とアームにより静的

に検定したトルクメータ（新興通信工業KK. TM/30型）を静歪計（同上，PS7/H型）と併用して計測した。

実験は回転速度を数段階に設定して，弁操作により流量を変える場合，弁を多くの設定位置に固定し，回転速度を変えた場合，の両方法を適当に組み合わせて行ない，さらに各比速度のポンプについて，吸込整流板を付けた場合と無い場合について特性試験を実施した。

実験値の処理は次の諸式によった。

(1) 流量計算式

$$Q = Av_0 = Ac\sqrt{2g\Delta h} \quad (25)$$

$$\Delta h = (\gamma_{cc14}/\gamma - 1)(M_2 - M_1) \quad (26)$$

表1にノズル特性を示してある。

表1 ノズル仕様

種類	項目	A m ²	c	測定範囲 m ³ /min
250φ	ノズル	0.0491	0.840	3~12
400φ	ノズル	0.1257	0.912	8以上

(2) 全揚程計算式

$$H = z_d - z_s + (p_d - p_s)/\gamma + (v_d^2 - v_s^2)/2g \quad (27)$$

$$(p_d - p_s)/\gamma = (\gamma_{Hg}/\gamma - 1)(M_s - M_d) \quad (28)$$

ここに $z_d - z_s$ は測定管が水平のため零，速度水頭差は吸込管および吐出し管の断面積 A_s, A_d により計算される。 $A_s = 0.1046 \text{ m}^2 (D_s = 0.365 \text{ m})$ ， $A_d = 0.1103 \text{ m}^2 (D_{de} = 0.400, D_{da} = 0.140 \text{ m})$ であ

る。

(3) 動力と効率

動力，効率は次式により計算する。

$$L_d = \omega T / 102 = 1.027 \times 10^{-3} T n \quad \text{kW} \quad (29)$$

$$L_w = \gamma Q H / 102 \quad \text{kW} \quad (30)$$

$$L_e = \omega(T - T_a) / 102 = \omega T_e / 102 \quad \text{kW} \quad (31)$$

$$\eta = L_w / L_d \quad (32)$$

$$\eta_e = L_w / L_e \quad (33)$$

4.2 特性試験の結果

特性試験はそれぞれの比速度のポンプについて実施し，規定回転速度を含む数種の回転速度をパラメータとして整理して，特性曲線図を作成，無次元表示による相似法則の検討，実験操作あるいは流量測定用ノズルの計測精度など広範な検討がなされた。たとえば，流量調整弁を開方向と閉方向の両場合で特性を調べ，その差が無視できることを確認，回転速度を変更して試験する場合，回転増の場合と減の場合，測定時間間隔を2分程度にとれば両者に差が認められないことなども確認された。

多数の測定結果のうち，通常示される特性曲線について，規定点，低流量域，締切り点に焦点をしぼり以下に述べる。

図6(a)~(d)は規定回転速度で与えられた特性曲線である。細線は前節の特性推定計算によるものである。

規定点における特性値，特性推定値および，試験結果の三者の比較，さらに試験結果の最高効率

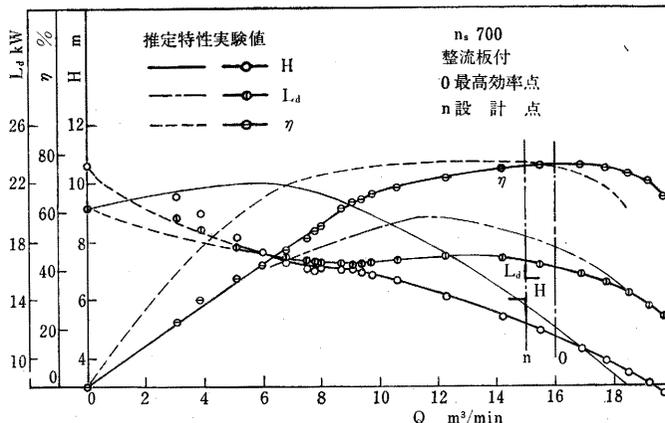


図6(a) 斜流ポンプ特性曲線

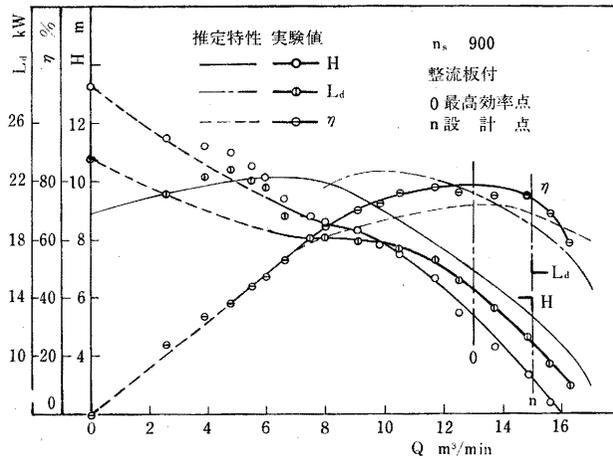


図6(b) 斜流ポンプ特性曲線

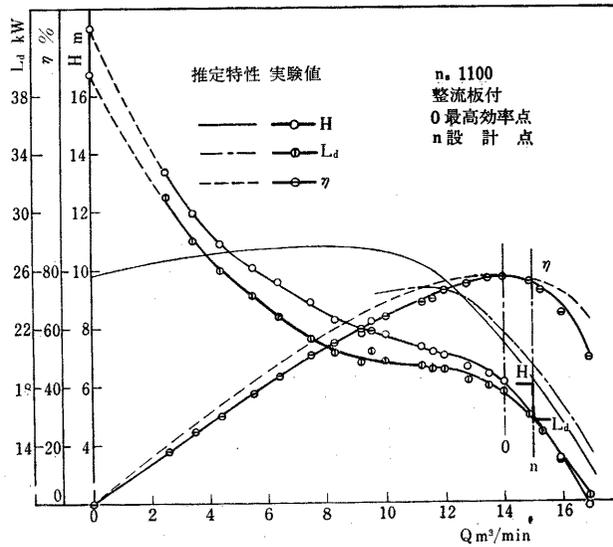


図6(c) 斜流ポンプ特性曲線

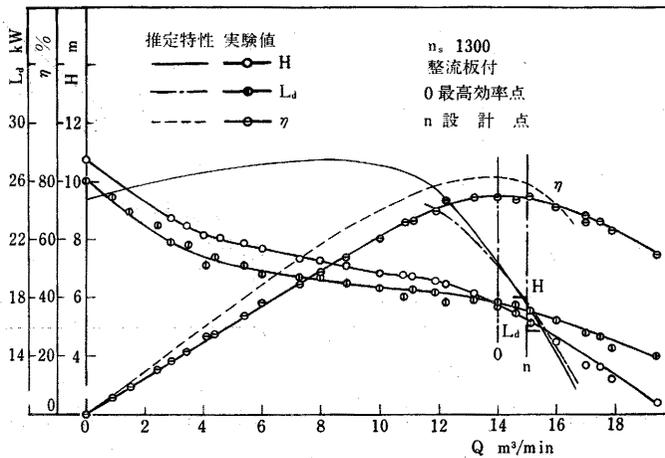


図6(d) 斜流ポンプ特性曲線

表2 設計、推定および実験における特性量の比較

比速度 n_s rpm, $m^3/min, m$	条件	特性量		流量 Q m^3/min	揚程 H m	軸動力 L_d kw	効率 η %
		設計	推定				
700	規定点近傍	設計	推定	15.0	6.0	15.4	84
		推定	設計	15.0	5.8	18.4	77
	実験	設計点	15.0	5.2	16.6	76	
		最高効率点	16.0	4.7	16.1	76	
縮切り点	推定	実験		9.2			
		推定	実験		10.6	24.0	
900	規定点近傍	設計	推定	15.0	6.0	15.6	83
		推定	設計	15.0	5.4	19.0	69
	実験	設計点	15.0	5.2	10.8	74	
		最高効率点	13.0	5.4	14.5	79	
縮切り点	推定	実験		8.9			
		推定	実験		13.3	23.6	
1100	規定点近傍	設計	推定	15.0	6.0	15.6	83
		推定	設計	15.0	6.2	19.4	77
	実験	設計点	15.0	5.0	15.6	75	
		最高効率点	14.0	6.1	17.5	78	
縮切り点	推定	実験		9.8			
		推定	実験		18.3	39.4	
1300	規定点近傍	設計	推定	15.0	6.0	15.8	83
		推定	設計	15.0	5.8	17.5	80
	実験	設計点	15.0	5.2	17.2	74	
		最高効率点	14.0	5.8	17.7	76	
縮切り点	推定	実験		9.4			
		推定	実験		10.8	26.0	

点の諸特性値を表2に示した。なお縮切り点の揚程と軸動力も表中に示してある。

縮切り点特性として、 L_{ds} の増大は、起動操作上、また原動機容量に関しても好ましくないが、 n_s 1300の例は他の比速度のものと比較して明らかかなように、羽根の前傾角の効果と解される良好な結果を示しており、規定点の設計要因以外の調整要素として前傾角を付けることが有効な手段を与えるものと了解される。図7は縮切り特性に及ぼす諸要素の影響を示すもので、この試験の範囲では、揚程比 H_s/H_0 および動力比 L_{ds}/L_{d0} は横座標に対してほぼ直線と見てよい。

この横座標は揚程に関する $a_{Ld} \gamma_H - 0.40 \varphi_e(\text{rad.})$ 、軸動力に関する $a_{Ld} \gamma_L - 0.45 \varphi_e(\text{rad.})$ を表示してあ

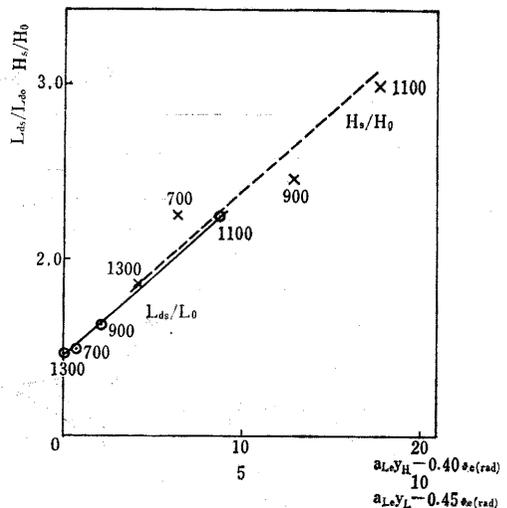


図7 縮切り特性に対する羽根車形状の影響

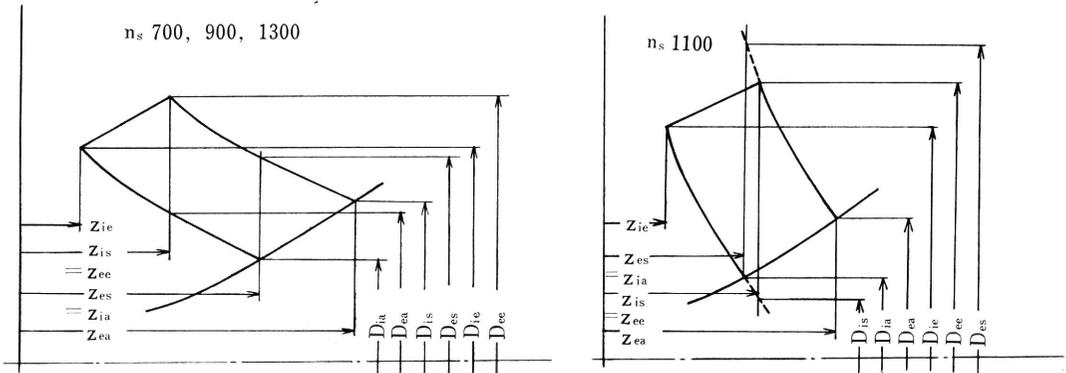


図8 縮切り特性表示用寸法

る。\$y_H, y_L\$ はそれぞれポンプ形状を示す無次元数で、図8を参照して次のように定義する。

$$y_H = \{(D_{es}^2 - D_{ia}^2) + (D_{ee}^2 - D_{is}^2)\} / D_{ia}^2 \quad (34)$$

$$y_L = (D_{es}^2 - D_{ia}^2)(D_{es} - D_{ia})^2(z_{ea} - z_{ia}) / D_{ia}^5 + (D_{ee}^2 - D_{is}^2)(D_{ee} - D_{is})^2(z_{is} - z_{ie}) / D_{ia}^5 \quad (35)$$

$$a_{Le} = (ZL)_e / (ZL)_{ereq}$$

\$\psi_{e(rad)}\$: 羽根出口における前進角(ラジアン)

ただし \$n_s\$ 1100 の場合、\$D_{is}\$ と \$D_{es}\$ はそれぞれ \$D_{ia}\$ および \$D_{ee}\$ で置き替えて計算する。

つぎに低流量特性³⁾に着目する。\$n_s\$ 700 および \$n_s\$ 900 はそれぞれ \$Q/Q_0 = 0.5, 0.6\$ の流量で失速特性を示したが、\$n_s\$ 1100 および 1300 は失速しなかった。吸込側に十字と円筒を組合わせた整流板(写真1)を取付けた結果は、整流板なしの場合と無次元表示により比較した。これを図9(a)(b)(c)に示す。

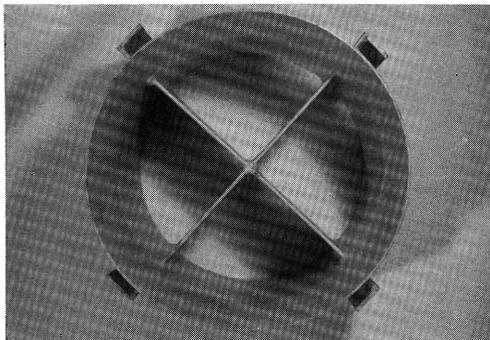


写真1 整流板

失速した \$n_s\$ 700, 900 は整流板によって失速特性は消滅した。\$n_s\$ 1100 と 1300 は失速特性を示さず、第1報¹⁾ 図3の \$a_L\$ すなわち負荷余裕率をボス側で小にしたことが有効であったと思われる。また前述のように \$n_s\$ 1300 は前傾角を大にして縮切り動力の低減を実現しているが、負荷余裕率との相関など詳細については未知である。

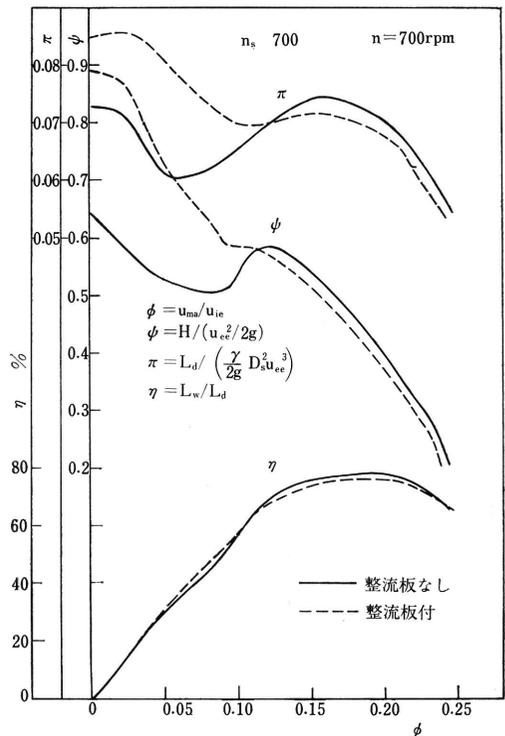


図9(a) 無次元特性曲線

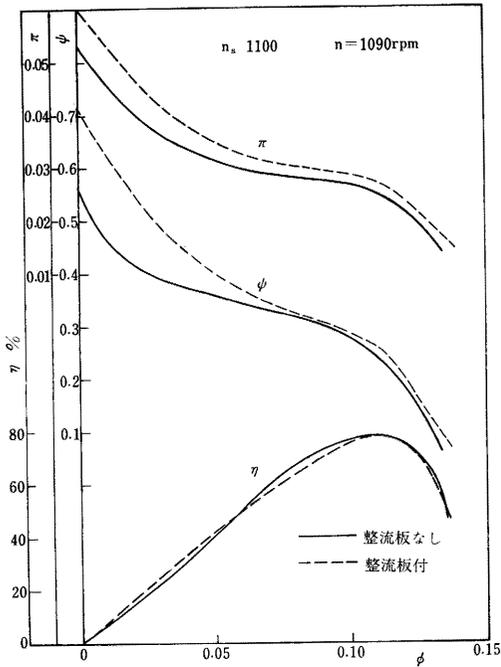


図 9 (b) 無次元特性曲線

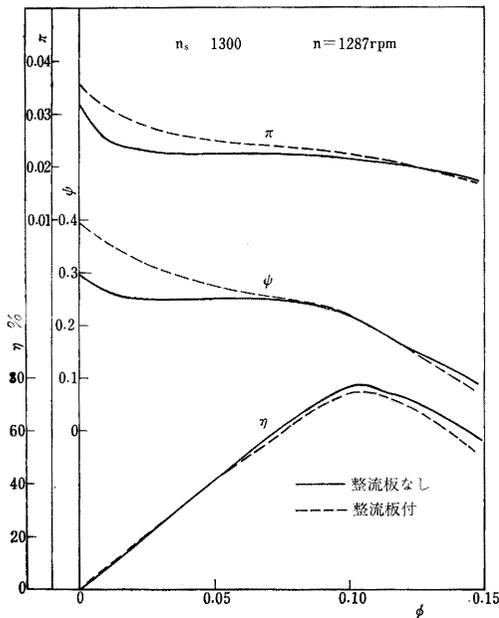


図 9 (c) 無次元特性曲線

4.3 特性推定結果と実験結果との比較

図 6 (a)~(d) と表 2 にまとめて示したように、設計流量における揚程は、設計値および推定

値に対して、4~15%程度低いが、軸動力も低下しているの、効率は良好に推定されている。揚程および軸動力の推定曲線のこう配が実験した特性のそれよりも大きくなっているが、これは締切り理論揚程 H_{1ns} を u_2^2/g としたことが要因の一つであろう。

締切り揚程は通常比速度によって変るが、本研究の場合、 n_s 1300 はやや特殊な設計としたため、締切り揚程、軸動力の増大が避けられている。これは l_m が小さく、前傾角 γ_i および γ_e が大きいために低流量域の流れが良好になったためと考えられる。

5. 結 論

広範囲の特性領域に適應する 4 種の斜流ポンプの設計に続いて、その規定点を含む特性曲線を部分ポンプの特性曲線の合成として予測する方法を述べ、その結果を実験値と比較して、かなり良好な結果が得られた。

規定点特性値について、厳密には問題点も残るが、ある程度の流量範囲にわたり、特性曲線を合理的に推定しうることが判明した。

つぎに規定設計諸元以外の要素を適正に調整すれば、失速特性や、締切り点の特性も良好なものとなしうる可能性が明らかになった。これは最近特に重要視される自動運転に適したポンプの設計資料として有効であり、さらに今後設計計算に電子計算機を併用して能率化し予測精度の向上を期待しうるものと思われる。

最後に本研究の進行に当り、懇切なご助言をいただいた九州工業大学学長葛西泰二郎先生、およびご援助とご協力をたまわった三井三池製作所常務取締役飯田寿之、同技術開発部副部長飯野富士雄、同三池工場産業機械設計課長高松暎、以上の各氏に厚くお礼申し上げる次第である。なお卒業研究テーマとして熱心に特性試験を実施、成果を上げた本学卒業生今林敏、鶴田三郎、宮脇修二、高崎忠信、今村正和(昭 42 年度)、田中一栄、原勝幸、安部訓愛、小田新一(昭 43 年度)、武居哲郎、齋崎 展(昭 44 年度)、一柳克己、村上生吾(昭 45 年度)の諸君、また実験データの一部は本学電子計算機センターで処理した。その関係者各

位, 以上の方々に謝意を表す。

文 献

- 1) 松永, 飛田, ほか 2 名: 九州工業大学研究報告

(工学) No. 26 (1973-3) p. 11.

- 2) Kováts, A. De., *Pumps, Fans & Compressors*, 1966, BLACKIE & SON.
- 3) 葛西, 松永, 石橋: 日機論, 27—177(昭36—5) p. 699.