

ターボポンプの系統的設計と その特性に関する研究 (第1報)

— 設計法とその結果 —

(昭和47年10月20日 原稿受理)

機械工学教室	松	永	成	徳
三井三池製作所	飛	田	二	雄
自然科学教室	石	橋	治	生
機械工学教室(大学院)	福	田	民	雄

STUDY ON THE SYSTEMATIC DESIGN OF TURBO-PUMPS AND THEIR PERFORMANCE CHARACTERISTICS (1st Report)

—The systematic design procedure of four mixed-flow pumps—

by Shigenori MATSUNAGA
Tsugio HIDA
Haruo ISHIBASHI
Tamio FUKUDA

Recently, the mixed-flow pumps have been applied in wider range of the specific speed, and the capacity has enlarged so rapidly that the performance characteristics, especially the partial flow or shut-off characteristics, have been questionable in the design procedure.

The objective of this study is to research the design procedure of mixed-flow pumps which has inherently the process estimating the performance in the partial flow as well as in the optimum condition.

The mixed-flow pumps with four kinds of specific speed were designed, mostly following up the method by A. De KOVÁTS, making use of the conditions optimizing the suction performance and the hydraulic efficiency.

The 1st report in series of the study is to describe the systematic design process and the fundamental results, which is offered the procedure predicting the overall performance synthesized the blade element performance characteristics. This prediction procedure is shown in the companion paper (2nd report).

1. ま え が き

ターボポンプは遠心形より軸流形まで、広い比速度の範囲にわたり、その需要は年々増大している。

特に斜流ポンプは近年になって、その適用範囲は急速に拡大し、農地、排水、発電所循環水用などに広く使用されるようになり大容量化が進ん

だ。しかしながらその特性、特に低流量域や締切り点の特性を設計段階で予測することは容易でないとと思われる。

本報告は、広い特性領域に対処できる一連の斜流ポンプの試作および試験に関するもので、一般のターボ機械の最高効率点を含む広い流量範囲の運転特性を設計段階で推定し、繰返し計算によって設計寸法を修正し、最良値決定の方式を確立す

ることを目的とする。

第1報は、主として A. DE KOVÁTS¹⁾ らの方法により設計した斜流ポンプの特性推定の精度を検討するため、設計方針とその結果をまとめ、第2報の推定特性の基礎を明示しておく。

2. 記 号

A_L	揚力	w_{∞}	w の幾何平均速度
a_L	負荷余裕率	X	l/D_2
B	無次元羽根幅 ($=D/b$)	Z	羽根数
b	幅	$(ZI)_{req}$	必要な羽根面積
C_L	揚力係数	z	ポンプ軸方向座標
c_f	円盤摩擦係数	α	絶対速度の方向角
D	羽根車直径	β_m	平均羽根角
$d_{im} = D_{im}/D_2$		β_{∞}	w_{∞} の方向角
g	重力の加速度	β	平面角
H	揚程	Γ	循環
h_i	損失水頭	γ	水の比重量, 羽根の前傾角
h_{ih}	急縮流および急拡大損失	δ	迎え角
h_{if}	摩擦損失	ζ	羽根の厚み比
k_d	流量係数	η	ポンプ効率
k_s	キャビテーション係数	η_h	水力効率
L_b	軸受およびパッキン箱での損失動力	η_m	機械効率
L_d	軸動力	η_v	体積効率
L_f	円盤摩擦動力	Θ	羽根の扇形角
L_m	機械損失動力	ψ	前進角
L_w	水動力	θ	極角座標, 轉向角
l	翼弦長さ	κ	干渉係数
m	子午面流線に沿う座標	λ	摩擦係数
n	回転速度	ν_b	ボス比
n_s	比速度	ξ	スタガ角
p'	羽根前面平均圧力	σ	ソリディティ
p''	羽根後面平均圧力	φ	斜流角
Q	流量	ϕ	流量係数
Q_t	羽根車内部流量	ψ	揚程係数
r	極座標半径	ω	角速度
t_m	平均ピッチ	添 字	
u	周速度	1	羽根車入口直前
v	絶対速度	2	羽根車出口直後
v_m	v のメリディアン分速度	3	案内羽根入口直前
v_u	v の周方向分速度	4	案内羽根出口直後
w	相対速度	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	平均値
		t	羽根の厚みの影響を考慮した値
		th	理論値

u 周方向

3. 設計計画

斜流ポンプの比速度および特性範囲を調査した結果、比速度は 600~1500 (rpm, m³/min, m) の範囲にわたり、従来軸流形の領域とされた 1200 以上のものも多く、高速化の傾向を示している。これは斜流形羽根車設計技術の進歩と、運転特性の長所が認められた結果によると思われる。

本計画においては、比速度を 700, 900, 1100, 1300 の 4 種に選定、吸込性能と水力効率を重視した設計を進めた。その仕様は性能試験装置を考慮し、全揚程 6 m, 吐出し量 15 m³/min の一定値を選び、4 種のポンプを試作し回転速度を変えて試験することにした。

4. 設計の概要

4. 1 羽根車の主要寸法

羽根車の主要寸法は、比速度、揚程係数、および流量係数の選定により決まる。A. DE KOVAT^S

らは水力損失を、羽根数、通路幅、羽根角および揚程係数をパラメータとし、流量係数に対して図示している¹⁾。

羽根車の概略寸法をこれらの資料を参考としてかり決めし、入口形状は吸込性能の最適条件²⁾により決定する。つぎに、得られた形状の羽根車について水力損失を二三の仮定のもとに計算し、体積効率、機械効率を仮定あるいは計算して全効率を求める。

つぎに、前述のパラメータと流量係数を多少変えて同じ計算を繰返し、効率最高の場合の主要寸法を採用する。その主要計算諸元を表 1 に、ポンプ形状の一例を図 1 および写真 1 に示す。

つぎに、子午面投影羽根車形状を数個の部分ポンプに分割し、推定した水力効率と全揚程から理論揚程に対する速度三角形を求める。

羽根の長さは羽根の負荷限界内で短い方が水力効率に対して有利で、揚力係数の選定および相互干渉係数と所要の循環から羽根出口角とともに決定される。

表 1 試作斜流ポンプの設計計算諸元

比速度 rpm, m ³ /min, m		700	900	1100	1300	備 考
羽 根 車 (I)	回 転 速 度 n rpm	693	890	1090	1287	
	揚 程 係 数 ψ	0.65	0.45	0.40	0.35	$\psi=2gH/u_2^2$
	流 量 係 数 K_d	0.14	0.13	0.16	0.19	$K_d=Q/(u_2 D_2^2)$
	入 口 直 径 D_{1e}/D_2	0.97	0.74	0.90	0.78	
	平 均 出 口 直 径 D_2 mm	371	346	300	272	$D_2 \approx D_{ec}$
	平 均 流 路 幅 $B=D_2/b$	5.0	4.5	3.5	2.5	
	ポ ス 比 ν_b	0.306	0.444	0.447	0.276	
	羽 根 数 Z	6	6	4	4	
	D_{1e} mm	360.0	360.0	360.0	328.0	
	D_{1a} mm	200.0	194.2	190.0	186.0	
D_{ee} mm	416.0	390.0	380.0	342.0		
D_{ea} mm	352.0	287.0	230.0	218.0		
案 内 羽 根 車 (D)	D_{1e} mm	470.0	445.0	400.0	401.0	
	D_{1a} mm	364.4	326.4	241.8	231.6	
	D_{ee} mm	400.0	411.0	400.0	405.0	
	D_{ea} mm	176.0	213.6	207.6	177.6	
	流 路 幅 $B=D_{21}/b_D$	5.0	4.5	3.5	2.5	
	水 力 効 率 η_h	0.91	0.90	0.90	0.91	
機 械 効 率 η_m	0.96	0.95	0.95	0.94		

注：各ポンプ共通 $Q=15$ m³/min, $H=6.0$ m, $\eta_v=0.97$, $X_I=0.5$, $X_D=1.0$, $\lambda=0.019$, $Z_D=5$, $\beta_{mI}=25^\circ$, $\alpha_3=30^\circ$.

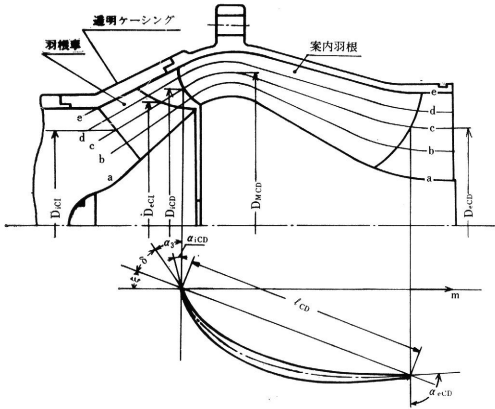


図1 ポンプ形状



写真1 羽根車の一例

4.2 案内羽根

案内羽根は入口における周方向分速度をその出口において零となすよう設定する。したがって、転向角は絶対流入角と一致し、ソリディティ、転向角、迎え角をカーベット線³⁾より決定する。翼形は NACA 63系を採用した。図1 および表1に案内羽根の主要諸元を示す。写真2はケーシングと案内羽根の一例である。

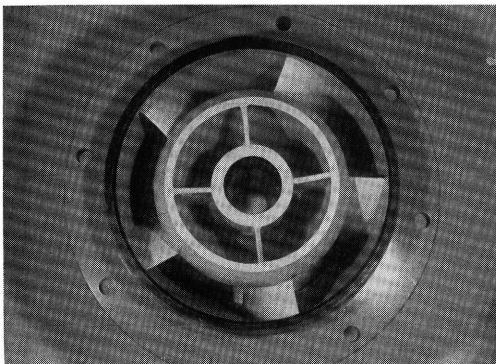


写真2 ケーシングと案内羽根

5. 主要寸法の決定

5.1 羽根車入口寸法

入口寸法は吸込性能最適の条件により、 $Z \times \zeta$, k_s , ν_b を仮定し、式付 (1.3) より ϕ_i を求め、ポンプ仕様 Q_i/n に対して D_e を式付 (1.2) より決定する。

5.2 羽根車出口寸法

式付 (2.1~2.6) において、ポンプ効率を考慮しつつ、 $\psi=1.1\sim0.5$, $B=D_2/b_2$ を仮定し、さらに β_m , $X_I=l/D_2$, Z_I , X_D , Z_D を仮定すると水力損失を式付 (3.1) で推定できる。 λ は摩擦係数でレイノルズ数と表面粗度により $0.012\sim0.04$ となる。理論揚程 H_{th} は H と h_t の和であるから、水力効率は式付 (3.7) で求まる。以上の計算を数種の ψ について行ない、 η_h を最高とする場合を採用する。

体積効率 η_v は低揚程開放羽根車に対して $0.95\sim0.99$ と見てよいが、本設計では 0.97 一定としてある。

機械効率 η_m は円盤摩擦動力 L_f , 軸受およびパッキン箱での損失動力 L_b を考える。 L_f は式付 (3.8) に対し c_f を文献 (4) により与えて計算し、 L_b は各 n_s の羽根車について共通に $0.4 kW$ を見込んである。

理論水動力、軸動力および全効率は式付 (3.9~3.13) で求まる。

羽根子午面投影形状は式付 (3.14) によって決める。

6. 部分ポンプの計算

流路幅の大きい羽根車の設計は通常、図2に示すように、流路を数個の流線で部分ポンプに分ける。

計算式は単純であるが、その過程を明確にするため付録として最後にまとめ、本節では式付 () として引用する。

6.1 羽根負荷

羽根車子午面投影図上で代表的流線を仮定し、各流線上の入口および出口速度三角形を求める。幾何学的相対速度 w_∞ は図3に示すように、 w_2 と w_1' の幾何平均として求め β_∞ も決まる。羽根の

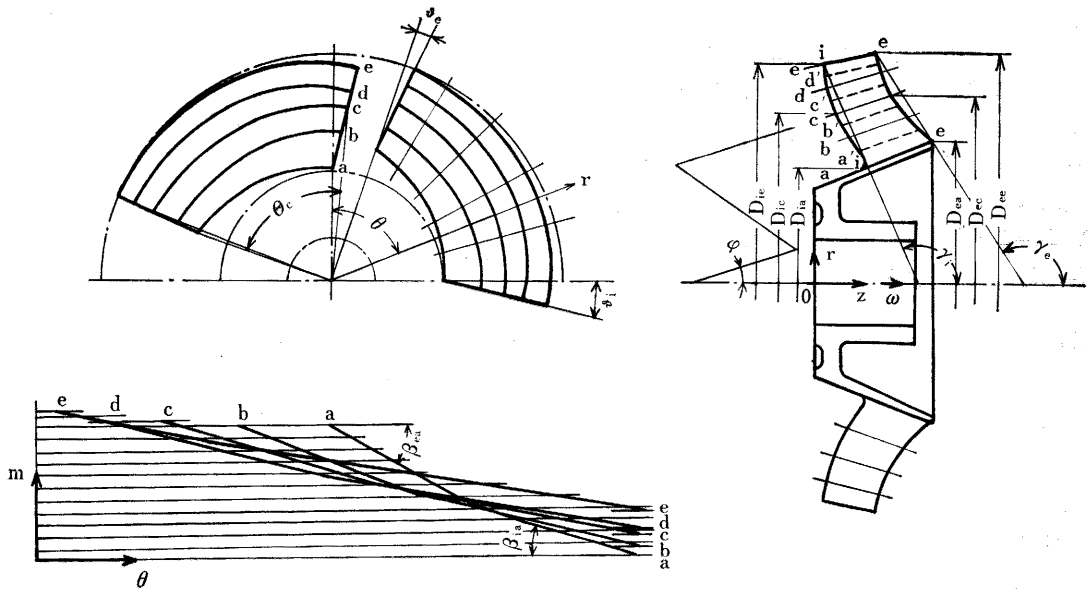


図2 n_s 1100 羽根車

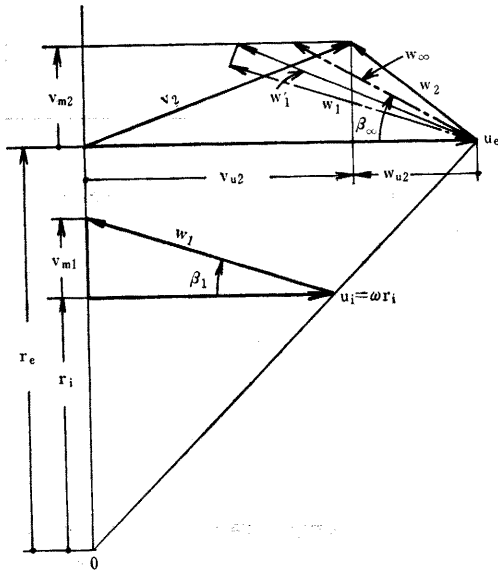


図3 速度三角形

負荷に対応する必要な羽根面積 $(Zl)_{req}$ は、羽根車出口の循環により c_{Lmax} を仮定して式付 (4.6) で決まる。式中 Γ_2 は $\pi D_e v_{u2}$ で一定であるから、前に求めた β_{∞} と仮定の δ_a を用いて羽根出口角 $\beta_e (\equiv \beta_{\infty} + \delta_a)$ を決める。 $\beta_i = \beta_1$ と仮定して式付 (4.12) が近似として得られる。

羽根メリディアン長さ l_m は作図により既知量であり、 l は式付 (4.7) で求まり、式付 (4.8)

となる最小の整数で羽根数を決める。ただし本設計では Z_{min} を偶数にとっている。羽根数を決定すれば、式付 (4.8) の不等号を等号にした Zl で、前に仮定した C_L の実際値が決ったことになる。

一方、羽根車の平均ピッチ t_m は式付 (4.9) であるから t_m/l と近似 β_m を用いて、 κ を実験結果を総合した資料 (文献1) により求め、式付 (4.10) から δ を再び計算し、式付 (4.11) に返る。この操作を繰返して δ が一定になれば最終的に $\beta_e = \beta_{\infty} + \delta$ により羽根出口角が決定する。

脚注. 式付 (4.6, 4.10) は揚力、揚力係数、循環、流れの迎角に対して、薄翼理論の近似式および循環の性質を用いて、次の関係より導かれる。

$$A_L = r \Gamma_1 w_{\infty} b / g = r C_L w_{\infty}^2 l b / 2g$$

$$\approx (p' - p'') l b$$

$$C_L = 2\pi \sin \delta$$

$$\Gamma_1 = (\Gamma_2 - \Gamma_1) / Z$$

$$\Gamma_1 = 0$$

6.2 案内羽根

案内羽根流路の子午面投影形状は羽根車に滑らかに接続し、最大直径部を経て出口管に連なるように縮小する。円周方向流速成分は出口において零となすから、轉向角は流入角 α_3 の余角 $\bar{\alpha}_3$ に等しい。カーペット線図によって取付角を決めるには

$$v_{m3} = Q / \pi D_{1D} b_{1D}$$

$$v_{u3} = v_{u2}$$

$$\theta = 90^\circ - \tan^{-1}(v_{m3}/v_{u3}) = \bar{\alpha}_3$$

をデータとして、式付 (4.14) のソリディティを 1.2~1.5 に選び、迎え角 δ および設計揚力係数 C_{L0} を決定する。翼形は NACA 63-($C_{L0}A_4K_6$) 06 とする。スタガ角 ξ は式付 (4.15) で、羽根数は $Z_D = Z_I \pm 1$ とし、平均羽根ピッチ t_m は式付 (4.16) で決定する。

7. 設計の結果と考察

4種の斜流形ポンプについて設計の手順を述べた。その形状、寸法決定法および結果のうち、本文で省略したものについては付録として最後にまとめてある。

ポンプ設計を進めるに当たり、近似的ではあるが、水力効率を流路概略形状について算定し、最良値を探索する方法は電子計算機を応用して効果を期待しうる。本報告は主として A. DE KOVÁTS の方法を利用したが、水力損失の式付 (3.1) にはポンプ水力効率を含んでおり逐次修正を要するが、今回の計算では繰返し計算していない。

一般にポンプ設計はその仕様点すなわち規定流量と揚程について回転数を求め、最良の効率をうることを第一目的とする。つぎに、部分流量特性さらに締切り点の軸動力に対して、いかなる特性になるかを推察し、残された寸法選定の自由度の中で対策を練る。

本設計の羽根車には、羽根負荷の余裕率を部分ポンプについて変えたもの、および図2に示した羽根の前傾角 γ あるいは前進角 ψ を意識的に変えたものもあり、その効果は第2報で述べる。

低流量域特性を支配すると思われる遠心作用と失速限界などは、前述の ZI および D_e/D_i 等の値により影響される。羽根車部分ポンプに対して r_e/r_i 、負荷余裕率 $a_L = ZI/(ZI)_{req}$ の値を表示すると図4のようになり、羽根車先端 e 側で a_L が大きいとき締切り揚程と動力が大きくなる可能性がある。

半径流羽根車で失速特性を避けるため β_e を小さくすることが有利とされている。本設計における β_e は比速度 700, 900, 1100, 1300 に対して、

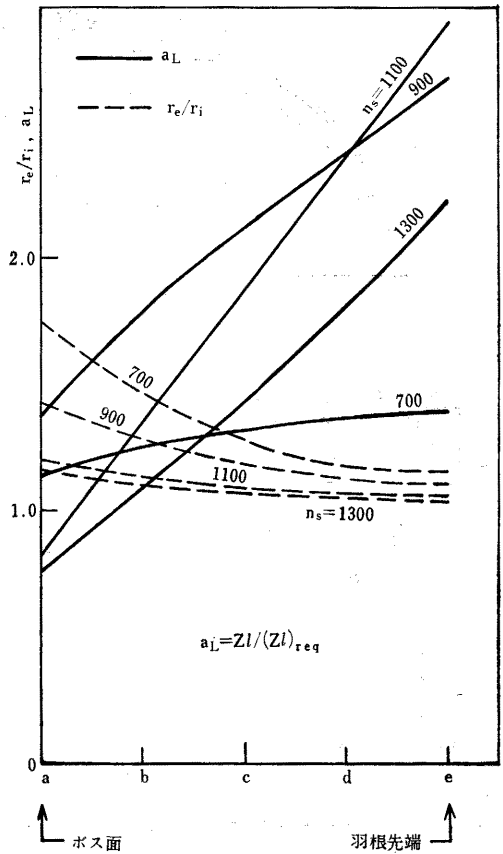


図4 部分ポンプに対する r_e/r_i , a_L 分布

それぞれ $20.5^\circ \sim 31.0^\circ$, $13.0^\circ \sim 25.6^\circ$, $11.9^\circ \sim 30.5^\circ$, $12.8^\circ \sim 27.9^\circ$ であるが、羽根幅 b が大きいので、むしろ軸流形に近い傾向になり、単純な判定は危険である。

8. 結論

広い範囲の比速度の4種の斜流形ポンプを水力性能の評価式を導入して設計し、その過程と結果について述べた。

規定点の要求特性に対して主寸法を決定し全揚程、吐出量、軸動力、効率を推定した。

なお羽根負荷の余裕率や、前傾あるいは前進角を変え、低流量特性を検討するための資料とした。

最後に本研究計画時より多大のご援助とご協力をいただい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，以上の各氏に深く感謝の意を表す。

文 献

- 1) Kováts, A. De, Pumps, Fans & Compressors, 1966, BLACKIE & SON.
- 2) 葛西, 松永, 国清, 石橋: 日機論, 34—260 (昭43—4) p. 691.
- 3) Dunavant, J. C., NACA. TN. 3959., 1957.
- 4) 渡辺: 日機論, 23—129 (昭32—5) p. 337.

付録 I 設計計算式

1. 最適入口直径の決定

$$Q_i = 1.03 Q \quad (1.1)$$

$$\phi_i = \frac{v_{mie}}{u_{ie}} = \frac{4Q_i}{\pi D_{ie}^2 (1 - \nu_b^2)} \cdot \frac{60}{n D_{ie}} \quad (1.2)$$

$$2 \frac{1 + k_{sie}}{k_{sie}} \phi_i^2 + \frac{1 + k_{sie}}{k_{sie}} \frac{Z\zeta}{\pi} \phi_i - \left\{ 1 + \frac{1 + k_{sie}}{k_{sie}} \left(\frac{Z\zeta}{\pi} \right)^2 \right\} = 0 \quad (1.3)$$

$Z\zeta, k_{sie}, \nu_b$ (仮定)

2. 羽根車主要寸法 (代表直径 D_2)

$$\phi = 2gH/u_2^2 \quad (2.1)$$

$$k_d = Q/u_2 D_2^2 \quad (2.2)$$

$$n_s = 1375 k_d^{1/2} \phi^{-3/4} \quad (2.3)$$

$$u_2 = (2gH/\phi)^{1/2} \quad (2.4)$$

$$D_2 = (Q/u_2 k_d)^{1/2} \quad (2.5)$$

$$n = 60u_2/\pi D_2 \quad (2.6)$$

3. ポンプ効率の計算

$$\frac{h_{1d} + h_{1f}}{H} = \left(\frac{h_{1d} + h_{1f}}{H} \right)_I + \left(\frac{h_{1d} + h_{1f}}{H} \right)_D$$

$$= (1 - 0.25\phi) \times 0.05$$

$$+ \lambda \left[0.125 \frac{X_I}{\phi} \left(\frac{0.64 Z_I}{(1 + d_{im}) \sin \beta_m} + \frac{B_I}{1.3} \right) \left(\frac{1 - d_{im} - 0.76\psi}{\cos \beta_m} \right)^2 \right] + 0.25\psi \times 0.05 + \frac{0.1 X_D \psi}{\cos^2 \alpha_3} \left(\frac{0.27 Z_D}{\sin \alpha_3} + B_D \right) \quad (3.1)$$

式 (3.1) に, $\lambda, X_I, Z_I, B_I, d_{im}, \beta_m, X_D, B_D, \alpha_3$ の仮定値を入れ, 水力損失を評価。

$$v_{u2} = u_2 \psi / 2\gamma_n \quad (3.2)$$

$$v_{m2} = Q_i(t_2 + \tau_2) / \pi D_2 b_2 t_2 \quad (3.3)$$

$$\beta_m = (\beta_i + \beta_e) / 2 \quad (3.4)$$

$$B = D_2 / b \quad (3.5)$$

$$d_{im} = D_{im} / D_2 = (D_{ie} + D_{ia}) / 2D_2 \quad (3.6)$$

$$\gamma_n = 1 / \{ 1 + (h_{1d} + h_{1f}) / H \} \quad (3.7)$$

$$L_f = c_f \gamma u^2 r^2 / g \quad (3.8)$$

$$L_m = L_f + L_b \quad (3.9)$$

$$L_{wth} = \gamma Q_i H_{th} \quad (3.10)$$

$$L_d = L_{wth} + L_m \quad (3.11)$$

$$\eta_m = (1 + L_m / L_{wth})^{-1} \\ = (1 + \eta_n \gamma_v L_m / L_w)^{-1} \quad (3.12)$$

$$\eta = \eta_n \eta_v \eta_m \quad (3.13)$$

$$D_{ea} = \sqrt{D_{ie}^2 - 0.35(D_{ie}^2 - D_{ia}^2)} \quad (3.14)$$

4. 部分ポンプ

4.1 羽根車の寸法決定

$$v_{u2} = gH_{th} / u_e = gH / \gamma_n u_e \quad (4.1)$$

$$w_{u2} = u_2 - v_{u2} \quad (4.2)$$

$$u_i = \pi D_i n / 60 \quad (4.3)$$

$$v_{m2} = Q_i / \pi D_e b_e \quad (4.4)$$

$$\Gamma_2 = \pi D_e v_{ue} \quad (4.5)$$

$$(ZI)_{req.} = 2\Gamma_2 / C_{Lmax} w_{u2} \quad (4.6)$$

$$l = l_m / \sin \beta_m \quad (4.7)$$

$$Z_{min} > (ZI)_{req.} / l \quad (4.8)$$

$$t_m = \pi(D_i + D_e) / 2Z \quad (4.9)$$

$$\sin \delta = D_e v_{u2} / Z l w_{u2} \kappa \quad (4.10)$$

$$\beta_e \doteq \beta_{\infty} + \delta \quad (4.11)$$

$$\beta_m \doteq (\beta_i + \beta_e) / 2 \quad (4.12)$$

4.2 案内羽根の寸法決定

$$\alpha_3 = \tan^{-1}(v_{m3} / v_{u2}) \quad (4.13)$$

$$\sigma = l / t \quad (4.14)$$

C_{Lo} (参照文献 3)

$$\xi = 90^\circ - (\alpha_3 + \delta) \quad (4.15)$$

$$t_m = \pi(D_i + D_e) / 2Z \quad (4.16)$$

付録 II 羽根車寸法表

諸元		比速度 rpm, m ³ /min, m				備考	
		700	900	1100	1300		
羽 根 車 入 口 (i)	直 径 D_i , mm	a	200.0	194.2	190.0	186.0	
		b	249.6	246.6	240.4	226.4	
		c	291.0	289.6	284.4	261.4	
		d	326.6	326.4	322.8	293.6	
		e	360.0	360.0	360.0	328.0	
	軸 方 向 座 標 z mm	a	70.0	69.0	43.6	116.7	
		b	51.4	51.0	27.6	81.6	
		c	35.9	36.2	15.8	50.7	
		d	22.5	23.6	8.6	23.7	
		e	10.0	12.0	6.0	10.0	
入 口 角 β_i , deg	a	27.1	18.7	17.5	14.4		
	b	18.5	16.0	14.0	12.0		
	c	16.7	13.7	11.8	10.5		
	d	14.0	12.0	10.8	9.6		
	e	13.1	11.0	9.5	9.0		
流 路 幅 d_{nn_i} , mm	a	16.2	16.6	15.2	16.0		
	b	28.4	28.0	26.4	29.6		
	c	24.0	24.0	22.4	25.2		
	d	21.4	20.4	19.6	21.6		
	e	10.0	9.8	8.8	10.4		
斜 流 角 φ_i , deg	a	42.5	38.7	68.7	29.5		
	b	36.1	30.0	71.9	21.3		
	c	31.6	24.7	74.6	18.4		
	d	28.8	20.6	75.9	17.4		
	e	26.2	18.4	76.9	16.7		
羽 根 ピ ッ チ t_i , mm	a	104.7	101.7	149.2	146.1		
	b	130.7	129.1	188.8	177.8		
	c	152.4	151.6	223.4	205.3		
	d	171.0	170.9	253.5	230.6		
	e	188.5	188.5	282.7	257.6		
前 傾 角 r_i , deg		126.9	124.3	113.9	146.4		
	前 進 角 θ_i , deg	0.0	0.0	12.0	0.0		
直 径 D_e , mm	a	352.0	287.0	230.0	218.0		
	b	359.4	313.6	271.2	248.8		
	c	374.0	340.0	310.6	280.6		
	d	393.6	365.6	346.0	311.2		
	e	416.0	390.0	380.0	342.0		
軸 方 向 座 標 z mm	a	153.0	127.0	95.0	145.0		
	b	126.6	108.9	74.6	110.4		
	c	103.4	91.0	63.4	79.5		
	d	83.5	75.6	54.9	51.8		
	e	67.0	57.0	49.0	33.3		

羽
根
車
出
口
(*e*)

出 口 角 β_e deg	a	31.0	20.7	30.5	28.0	
	b	26.5	17.3	22.3	21.5	
	c	24.0	15.2	16.9	18.0	
	d	21.0	13.9	14.8	15.0	
	e	20.0	12.6	11.9	12.3	
流 路 幅 dn_e mm	a	9.8	10.6	13.6	13.4	
	b	19.4	21.2	23.8	27.2	
	c	19.0	19.6	20.8	24.0	
	d	17.6	17.8	18.4	21.2	
	e	9.2	8.4	8.8	9.6	
斜 流 角 φ_e deg					φ_i と同じ	
羽 根 ピ ッ チ t_e mm	a	184.3	150.3	180.6	171.2	
	b	188.2	164.2	213.0	195.4	
	c	195.8	178.0	243.9	220.4	
	d	206.1	191.4	271.7	244.4	
	e	217.8	204.2	298.5	268.6	
前 傾 角 τ_e deg		159.4	143.7	121.5	150.9	
前 進 角 θ_e deg		92.6	59.2	0.0	0.0	
羽 根 長 l mm	a	208.0	193.0	135.0	91.0	
	b	210.0	210.0	165.0	105.0	
	c	218.0	217.0	196.0	118.0	
	d	232.0	220.0	219.0	130.0	
	e	249.0	225.0	242.0	144.0	
l_θ mm	a	219.0	177.0	123.0	85.2	
	b	208.6	199.6	157.5	99.8	
	c	203.1	207.9	189.5	114.1	
	d	199.0	213.6	213.0	126.9	
	e	194.6	219.4	239.0	142.0	
l_m mm	a	110.0	73.8	54.0	32.4	
	b	90.5	66.6	50.4	30.9	
	c	77.8	61.3	49.1	30.0	
	d	68.3	53.0	47.7	30.0	
	e	62.4	48.0	43.3	25.1	
羽 根 扇 形 角 θ deg	a	92.5	87.8	69.3	48.9	
	b	78.2	84.5	71.9	48.9	
	c	195.8	178.0	243.9	220.4	
	d	206.1	191.4	271.7	244.4	
	e	217.8	204.2	298.5	268.6	

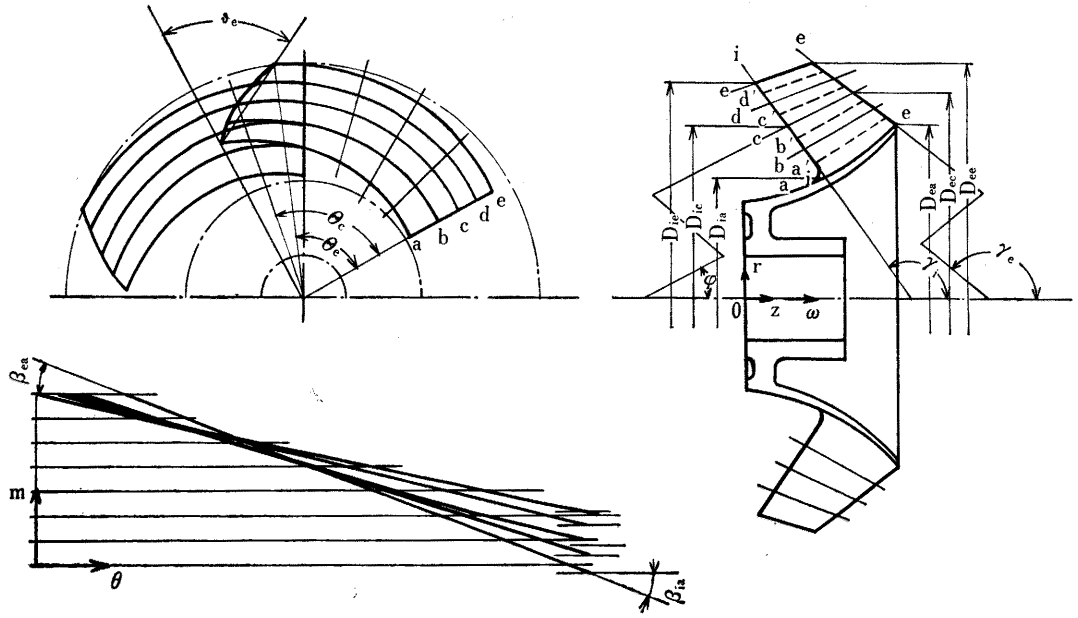
付録 III 案内羽根寸法表

諸元		比速度 rpm, m ² /min, m	700	900	1100	1300	備考
案内羽根入口 (i)	直 径 D_i mm	a	364.4	326.4	241.8	231.6	
		b	387.6	359.8	289.2	282.4	
		c	412.0	389.6	330.0	328.0	
		d	440.0	418.4	365.8	367.0	
		e	470.0	445.0	400.0	401.0	
	軸方向座標 z mm	a	45.0	21.9	44.4	60.8	
		b	30.0	15.8	39.6	54.3	
		c	18.2	10.2	34.5	52.6	
		d	11.2	5.0	29.9	48.9	
		e	6.9	0.0	25.4	45.0	
入 口 角 α_i deg	a	9.8	10.4	10.4	15.0		
	b	9.3	10.5	10.9	19.3		
	c	9.0	10.5	11.5	21.5		
	d	9.5	10.7	12.5	23.2		
	e	9.5	10.2	14.9	24.2		
流 路 幅 dn_i	a	9.8	10.0	12.0	13.6		
	b	17.4	16.4	22.2	23.8		
	c	16.4	15.8	19.8	20.4		
	d	15.6	15.0	17.2	19.0		
	e	7.6	7.4	9.2	8.0		
斜 流 角 φ_i	a	42.4	23.8	6.7	30.0		
	b	36.2	23.6	5.5	24.1		
	c	31.6	23.7	3.9	20.5		
	d	28.5	20.8	3.6	17.2		
	e	26.1	19.4	2.3	15.5		
羽根ピッチ t_i	a	229.0	205.1	151.9	145.5		
	b	243.5	226.1	181.7	177.4		
	c	258.9	244.8	207.3	206.1		
	d	276.5	262.9	229.8	230.6		
	e	295.3	279.6	251.3	251.9		
前 傾 角 r_i deg 前 進 角 θ_i deg		126.0	110.5	103.6	100.8		
		21.8	15.8	32.0	39.0		
直 径 D_e mm	a	176.0	213.6	207.6	177.6		
	b	242.0	268.6	268.0	252.8		
	c	301.6	320.8	318.0	312.0		
	d	353.4	368.2	631.0	361.8		
	e	400.0	411.0	400.0	405.0		
軸方向座標 z mm	a	306.0	248.0	284.2	298.8		
	b	338.7	281.6	294.1	313.3		
	c	360.2	298.5	302.0	319.4		
	d	372.3	307.0	310.9	325.2		
	e	375.0	312.0	322.0	330.0		

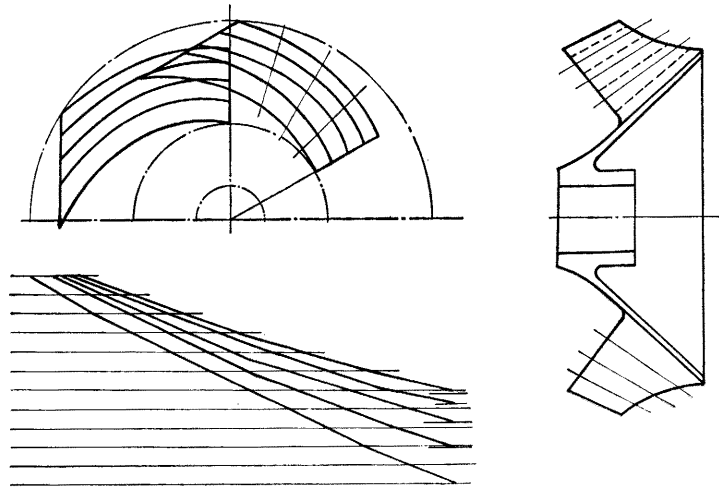
案内羽根出口(e)

出口角 α_e deg	a	93.6	95.2	93.5	93.8	
	b	94.5	96.1	94.5	94.0	
	c	94.8	97.0	95.0	95.8	
	d	95.0	97.0	96.9	95.8	
	e	95.0	97.0	97.5	95.8	
流路幅 dn_e mm	a	21.6	19.6	14.2	21.6	
	b	35.8	32.0	17.6	34.0	
	c	29.2	26.0	23.2	27.0	
	d	24.4	23.6	20.4	23.8	
	e	11.6	10.2	9.6	10.6	
斜流角 φ_e deg	a	-20.8	-17.5	-4.4	-12.1	
	b	-10.1	-12.7	-2.6	-8.2	
	c	-5.8	-9.6	-1.5	-6.0	
	d	-0.7	-7.5	-0.6	-4.5	
	e	0.0	-5.8	0.0	-3.3	
羽根ピッチ t_e mm	a	110.6	134.2	130.4	115.6	
	b	152.0	168.8	168.4	158.8	
	c	189.5	201.6	199.8	196.0	
	d	222.0	231.3	226.8	227.3	
	e	251.3	258.2	251.3	254.5	
前傾角 γ_e deg		58.5	57.1	68.5	72.3	
	前進角 θ_e deg	-28.5	-6.8	-7.9	-13.2	
羽根長 l mm	a	313.0	271.0	253.0	259.0	
	b	355.0	313.0	265.0	276.0	
	c	382.0	339.0	275.0	282.0	
	d	398.0	354.0	290.0	290.0	
	e	403.0	354.0	302.0	305.0	
	l_m mm	a	293.2	235.0	240.3	294.3
		b	334.8	221.0	254.8	264.0
		c	362.5	291.8	264.5	272.2
		d	380.0	307.5	280.9	280.5
		e	386.0	316.3	294.0	295.8
食い違い角 ξ deg	a	22.7	20.8	20.1	20.6	
	b	22.0	18.8	18.5	18.7	
	c	21.1	18.1	17.7	17.4	
	d	20.0	17.6	16.7	16.5	
	e	19.4	16.7	15.5	15.5	
設計揚力係数 C_{L0}	a	2.70	2.60	2.45	2.70	
	b	2.80	2.45	2.43	2.50	
	c	2.70	2.50	2.42	2.45	
	d	2.60	2.60	2.40	2.40	
	e	2.50	2.45	2.32	2.35	
最大直径 D_M mm	a	390.0	336.0	242.1	260.0	
	b	426.0	373.6	288.7	310.0	
	c	460.0	407.2	331.5	355.9	
	d	491.0	440.0	366.4	395.8	
	e	520.0	466.0	400.0	430.0	

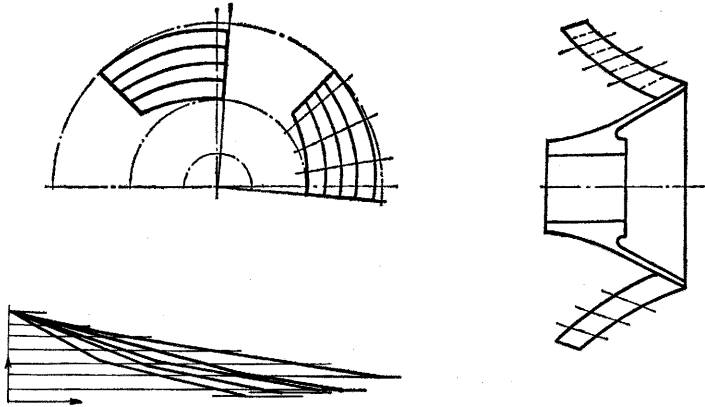
注：案内羽根の翼型は NACA 63-($C_{L0}A_4K_6$)06 を採用した。



付圖1 n_s 900 羽根車



付圖2 n_s 700 羽根車



付圖3 n_s 1300 羽根車