

ターボ冷凍機用圧縮機の性能

Characteristics of Turbocompressor in the Refrigerating Machine

瀬 賀 将 久* 伊 地 知 幸 文*
 Masahisa Sega Yukifumi Ijichi

要 旨

ターボ冷凍機用圧縮機には効率が高いことと容量制御特性が広いことが要求される。しかしながら、使用するガスが冷媒（一般にフロン）であるため音速が低く、0°C 基準状態において 130 m/s 前後である。このため高速化を図ると種々のマッハ数が 1 に近くなり、場合によってはチョーク現象が生じて効率と容量制御特性に重大な影響を及ぼす。今回、日立製作所においては高速化によって単段化したターボ冷凍機を開発したが、その際の圧縮機の性質面における問題点は種々の特性に及ぼすマッハ数の影響であった。本稿はそれからの検討、解析のなかからおもなものを選んで紹介するものである。

1. 緒 言

近年、空調設備の普及および食品貯蔵を含めた工業用温調設備の必要性などからターボ冷凍機の需要が大幅にのびている。日立製作所においては今回、開放形の RF 形、密閉形の HCR 形につぐ機種として軽量小形化を目的とした HS 形単段ターボ冷凍機を開発を行った。容量の範囲は 80~500 RT で(機種適用は表 1 参照)、すべて図 1 に示すようなユニット形に取りまとめられている。図 2 は圧縮機の断面で、特長としては開放、密閉の切換えが可能であること、2重の鋳物ケースの内にギヤ部をおさめて防音構造としたこと、シングルヘリカルギヤのスラスト受けとしてスラストカラを採用したことなどである。このように本 HS 機では、従来の構造をまったく一新した特長ある内容となっているが、本稿は圧縮機の性能に焦点を絞って取まとめた報告である。その細目は以下に述べるようにマッハ数に重点をおいた各部の性能検討である。

2. 圧縮機の性能

2.1 羽根車入口部分の流れ

等エントロピー流動の連続の式は一般に次式で示される。

$$G = FC \frac{p}{RT} = FM \sqrt{kgRT} \frac{p}{RT} = pFM \sqrt{\frac{kg}{RT}}$$

$$= \frac{pFM}{\sqrt{T_i}} \sqrt{\frac{kg}{R} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)} \dots\dots\dots (1)$$

ここに、
 G: 重量流量
 C: 絶対速度
 T: 静温
 T_i: 全温
 M: マッハ数
 k: ガスの比熱比
 R: ガス定数

表 1 日立冷凍機の容量と適用機種一覧表

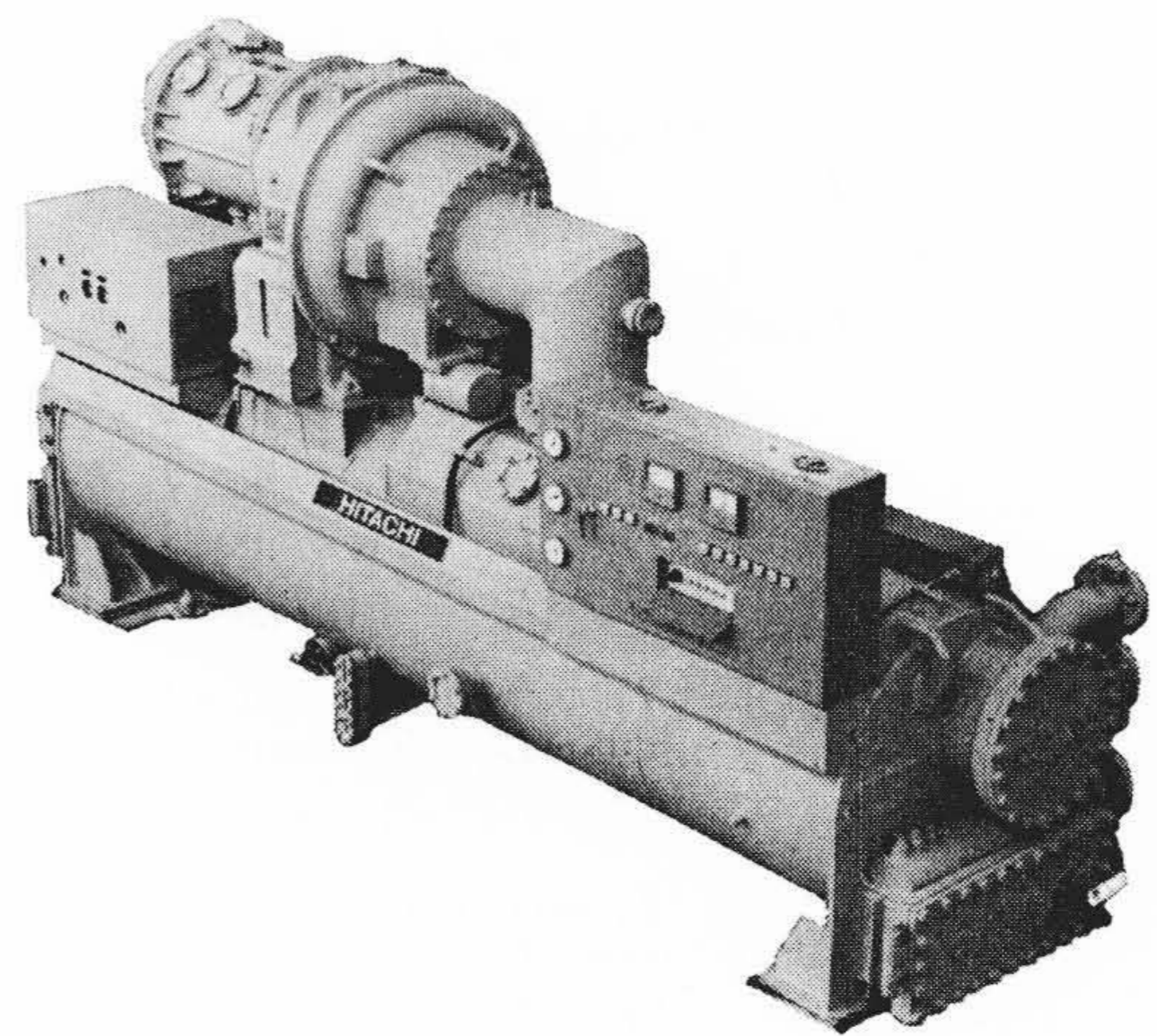
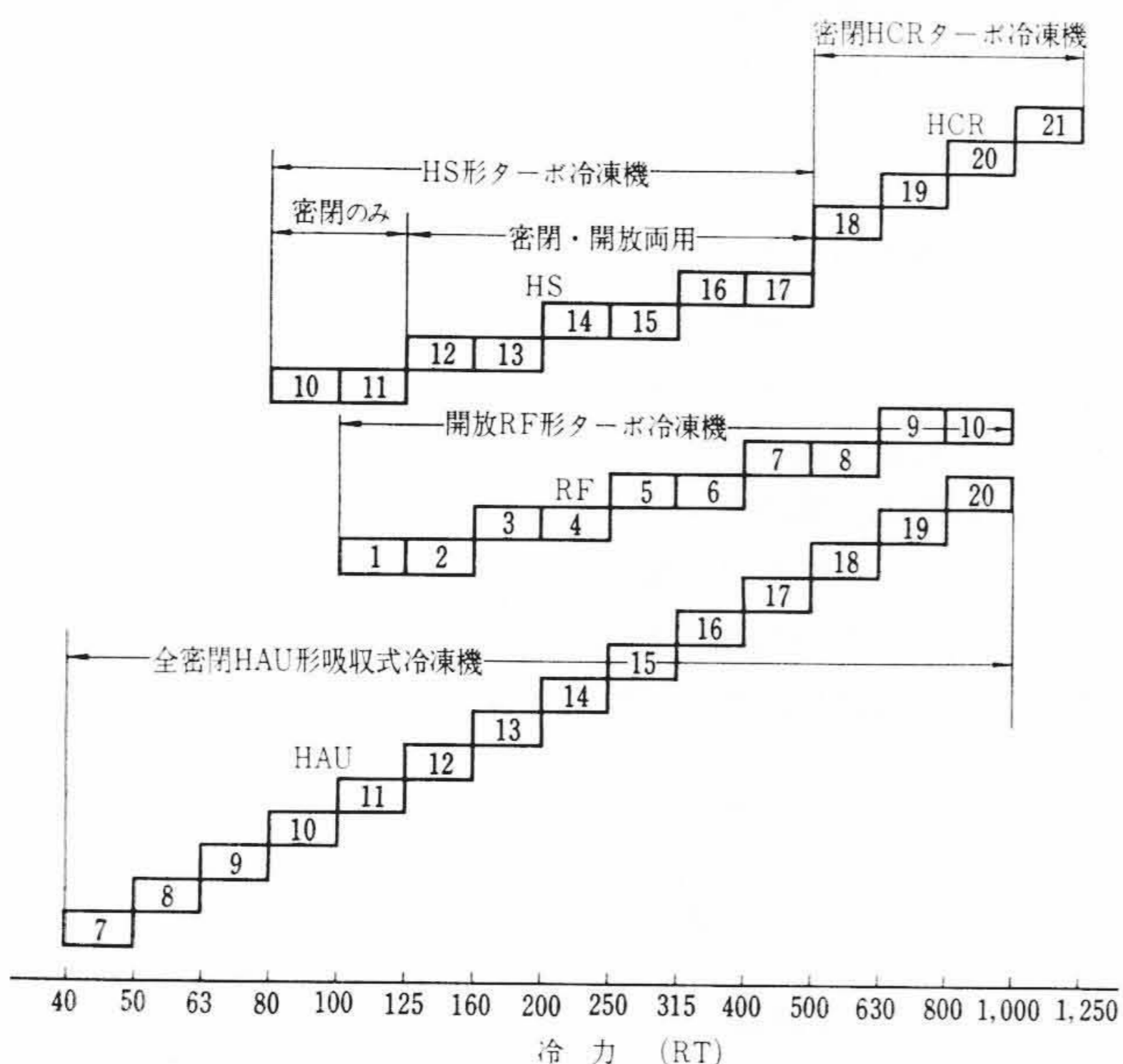


図 1 密閉HS形ターボ圧縮機

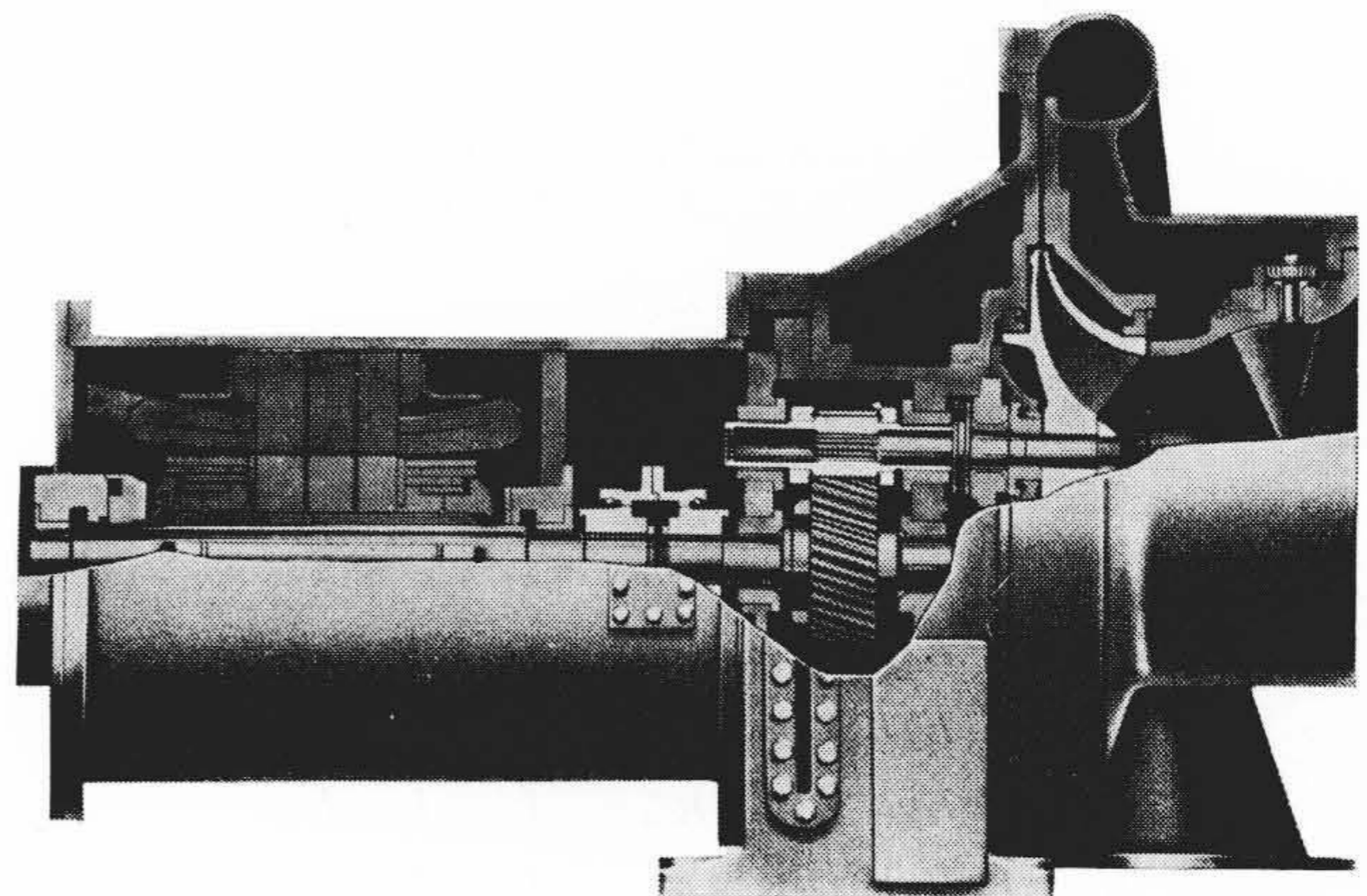


図 2 密閉HS形ターボ圧縮機断面図

* 日立製作所川崎工場

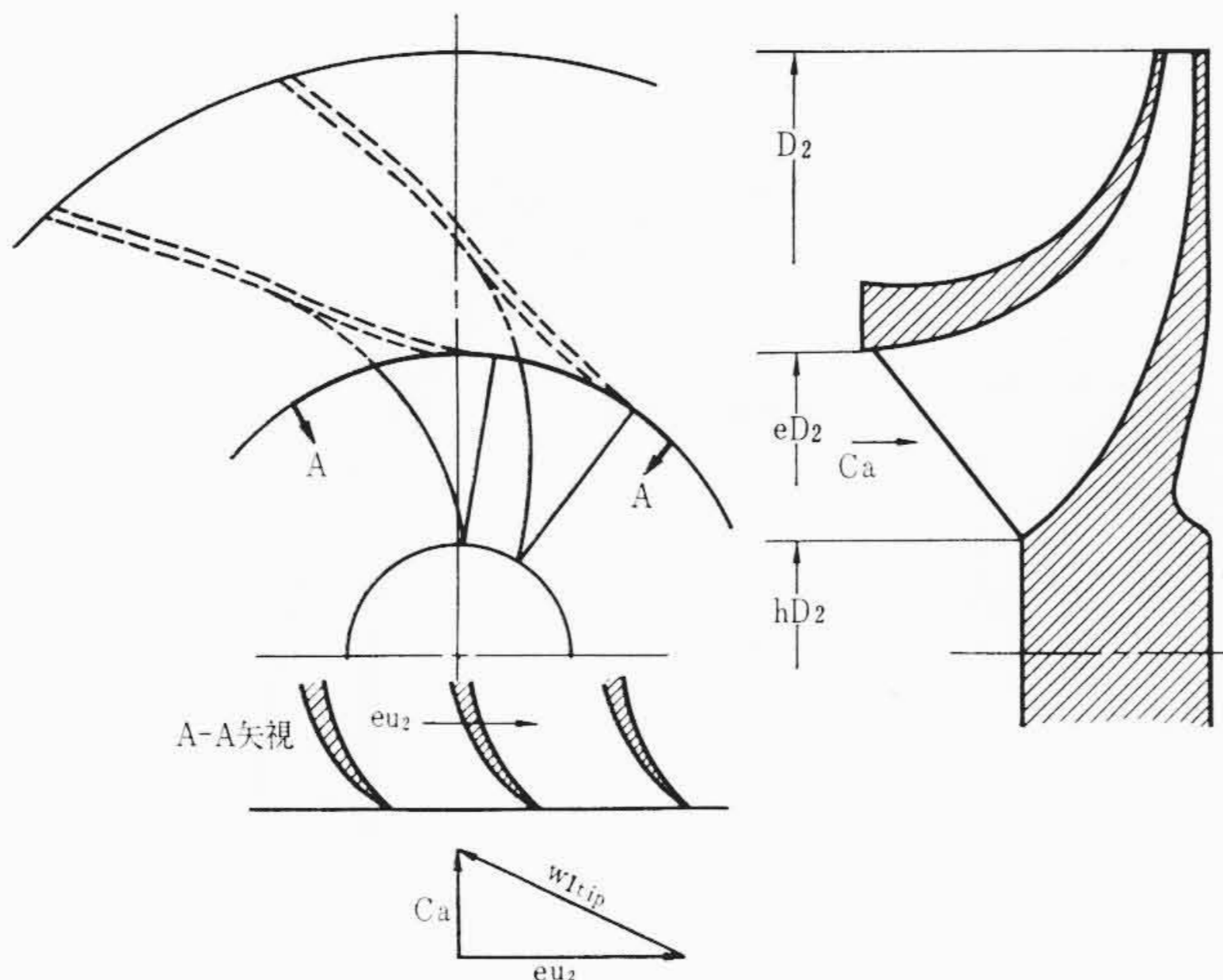


図3 羽根車諸元と入口部先端速度三角形

p : 静 圧
 g : 重力の加速度
 F : 流路の面積

また全圧を p_t とすると

$$\frac{T_t}{T} = \left(\frac{p_t}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 1 + \frac{k-1}{2} M^2$$

から
$$p = p_t \frac{1}{\left(\frac{T_t}{T}\right)^{\frac{k}{k-1}}} = p_t \left\{ \frac{1}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{2k}{k-1}}} \right\}^{\frac{1}{2}} \dots (2)$$

が導かれる。(1)式に(2)式を代入して整理すると

$$\frac{G\sqrt{T_t}}{p_t F} = M \sqrt{\frac{kg}{R} \left\{ \frac{1}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \right\}} \dots (3)$$

図3は羽根車の主要諸元と入口部における速度三角形を示したものである。入口の面積 F としては

$$F = \frac{\pi}{4} D_2^2 (e^2 - h^2) \dots (4)$$

ここに、 e : 入口外径の羽根車外径に対する比
 h : 入口内径の羽根車外径に対する比
 D_2 : 羽根車外径

となり、また速度三角形から次式の関係が成立する。

$$W_{tip}^2 = C_{1a}^2 + e^2 u_2^2 \dots (5)$$

ここに、 W_{tip} : 入口外径部における相対速度
 C_{1a} : 入口部における軸方向速度
 u_2 : 羽根車外径周速

羽根車の入口部における条件を(3)式に代入すると

$$\frac{G\sqrt{T_t}}{p_t \frac{\pi}{4} D_2^2 (e^2 - h^2)} = M_{1a} \sqrt{\frac{kg}{R} \left\{ \frac{1}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_{1a}^2\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \right\}} \dots (6)$$

ここに、 M_{1a} : C_{1a} に対するマッハ数

つぎに種々の状態における流量、周速、マッハ数の関係を画一的に取り扱いうるようにするため、ある基準状態に修正しておく。基準状態としては R-11 冷媒に対して温度 273°K, 圧力 4,100 kg/m² abs. を採用した。

$$\frac{G\sqrt{273}}{4,100} = \frac{G\sqrt{T_t}}{p_t} \dots (7)$$

$$\frac{U}{\sqrt{273}} = \frac{u_2}{\sqrt{T_t}} \dots (8)$$

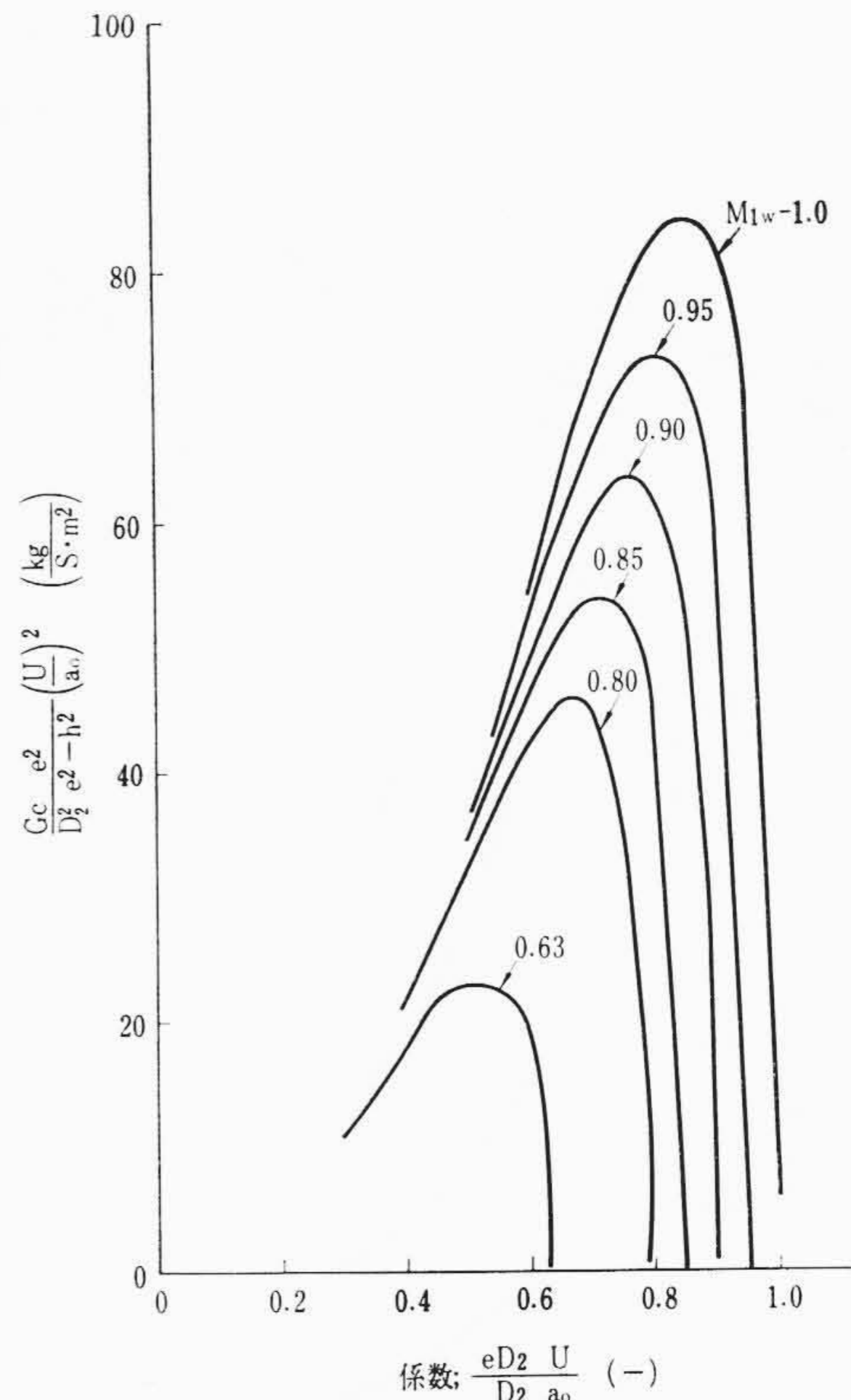


図4 $\frac{G_c}{D_2^2} \frac{e^2}{e^2 - h^2} \left(\frac{U}{a_0}\right)^2$ 特性

$$a_0 = \sqrt{kgR \cdot 273} \dots (9)$$

ここに、 a_0 : 基準状態における音速

また、(5)式と(8)、(9)式によって次式の関係が導かれる。

$$M_{1a}^2 = \frac{M_{1w}^2 - \left(\frac{eU}{a_0}\right)^2}{1 + \frac{k-1}{2} \left(\frac{eU}{a_0}\right)^2} \dots (10)$$

ここに、 M_{1w} : w_1 に対するマッハ数

以上の式から、空気の場合⁽¹⁾と同じような入口単位面積あたりの流量密度を示す式として(11)式を得る。

$$\frac{G_c}{D_2^2} \frac{e^2}{e^2 - h^2} \left(\frac{U}{a_0}\right)^2 = \frac{\pi}{4} \frac{4,100}{\sqrt{273}} \left(\frac{eU}{a_0}\right)^2 \times \sqrt{\frac{gk}{R} \frac{\left\{ M_{1w}^2 - \left(\frac{eU}{a_0}\right)^2 \right\} \left\{ 1 + \frac{k-1}{2} \left(\frac{eU}{a_0}\right)^2 \right\}^{\frac{2}{k-1}}}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_{1w}^2\right)^{\frac{k-1}{k-1}}}} \dots (11)$$

この式の左辺は

$$\left. \begin{aligned} &\frac{G_c}{D_2^2} \frac{1}{e^2 - h^2} \dots \text{断面における} \\ &\dots \text{流量密度に比例する項} \\ &e^2 \left(\frac{U}{a_0}\right)^2 \dots \text{入口外径の周速} \end{aligned} \right\} \dots (12)$$

であることを考えると、入口の外径周速を増すにあたって(目玉の径を相対的に大きくすることに相当する)流量密度との積がいかように変わるかを示す式である。図4は(11)式について入口外径の周速 $e(U/a_0)$ と(11)式における左辺の値についてマッハ数 M_{1w} をパラメータにして算出したものである。図においてマッハ数 M_{1w} を一定として入口の外径の周速を増すと、ある周速において流量の密度と周速との比が極大値をとり、以後は周速を増すと流量が減少することを示している。この関係からもっとも多くの流量を処理できる入口外径の周速とマッハ数 M_{1w} の対応の理論値が求まる。

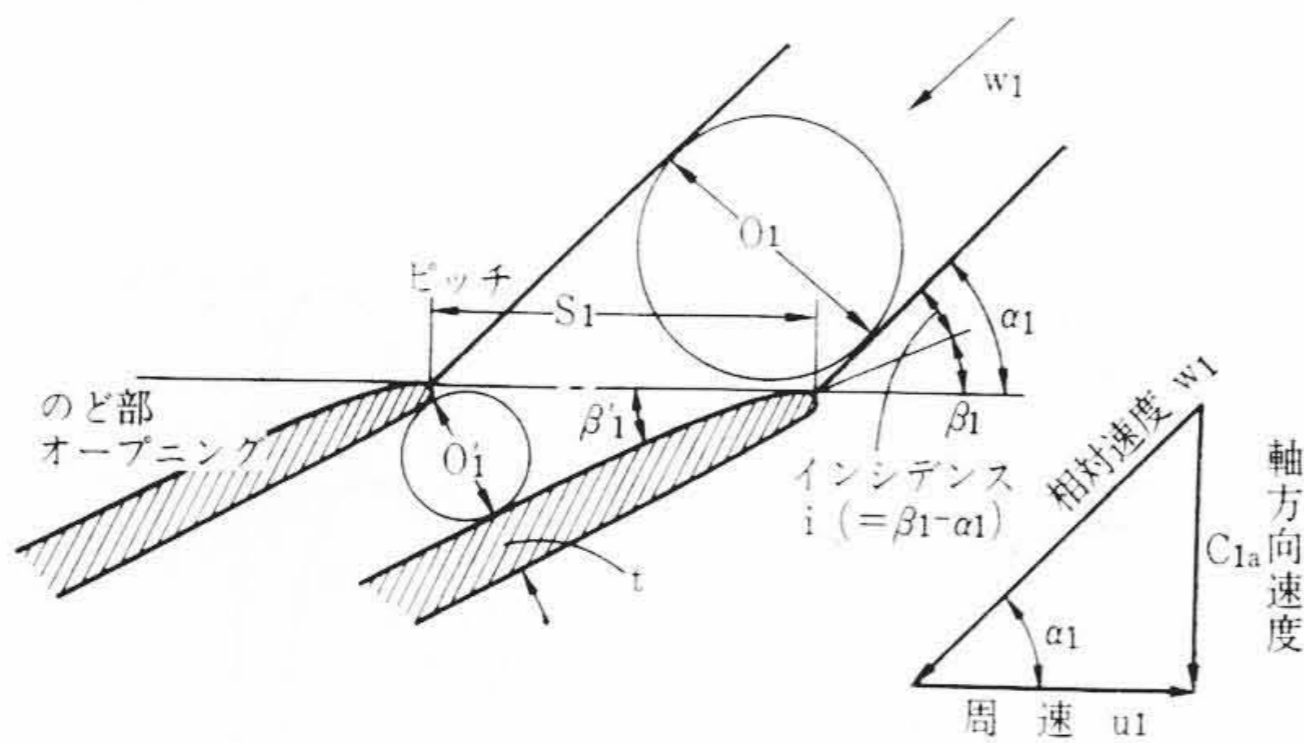


図5 羽根入口部諸元

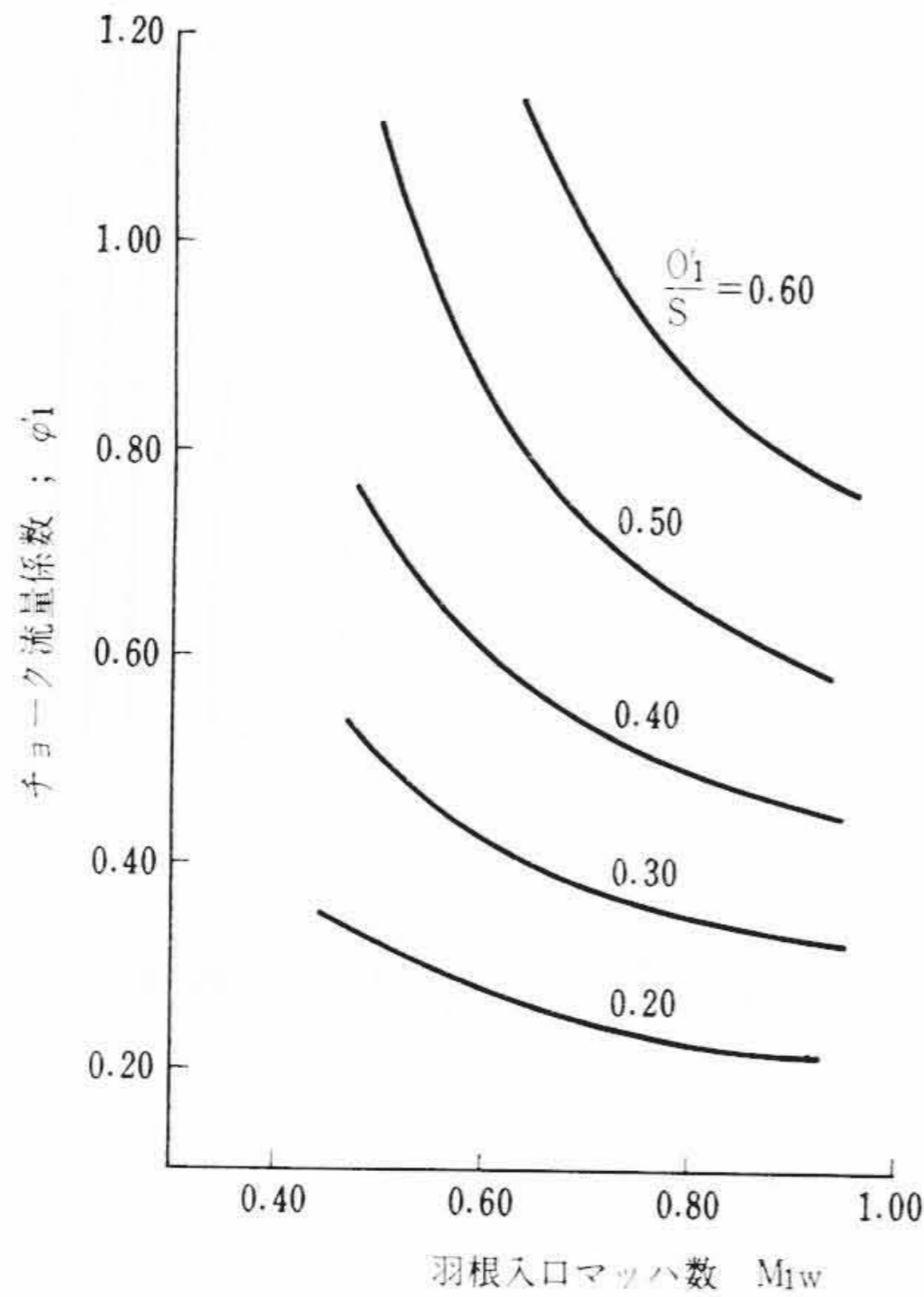


図6 チョーク流量係数 ϕ'_1

つぎに、いままでの検討は羽根車入口直前の状態での検討であるので羽根内に流入した状態との関連について調べる。図5は羽根車入口部の羽根入口における諸元、特性値を説明したものである。図における角 β_1 は、羽根のど部のオープニング O_1 と羽根ピッチ S_1 によって次式で与えられる。

$$\beta_1 = \sin^{-1} \left(\frac{O_1}{S_1} \right) \dots \dots \dots (13)$$

また羽根車入口部において羽根に流入する流速からきまるオープニング O_1 とその部におけるマッハ数 M_{1w} 、および羽根のど部 O_1 におけるマッハ数 M'_1 との間には断熱変化として次式の関係がある。

$$\frac{O_1}{O_1} = \frac{\sin \beta_1}{\sin \alpha_1} = \frac{M_{1w}}{M'_1} \left\{ \frac{1 + \frac{k-1}{2} M_1'^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_{1w}^2} \right\}^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \dots (14)$$

いま、のど部 O_1 において M'_1 が1に達したときの条件を(14)式に代入し、さらにそのときの羽根車入口部における流量係数 ϕ'_1 を求めると(15)式となる。

$$\begin{aligned} \phi'_1 &\equiv \left(\frac{C_{1a}}{u_1} \right)_{M'_1=1} = (\tan \alpha_1)_{M'_1=1} \\ &= \left\{ \frac{1}{(\operatorname{cosec}^2 \alpha_1 - 1)^{1/2}} \right\}_{M'_1=1} \\ &= \frac{1}{\left\{ \left(\frac{S_1}{O_1} \right)^2 M_{1w}^2 \left(\frac{1 + \frac{k-1}{2} M_{1w}^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_{1w}^2} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} - 1 \right\}^{1/2}} \end{aligned} \dots \dots \dots (15)$$

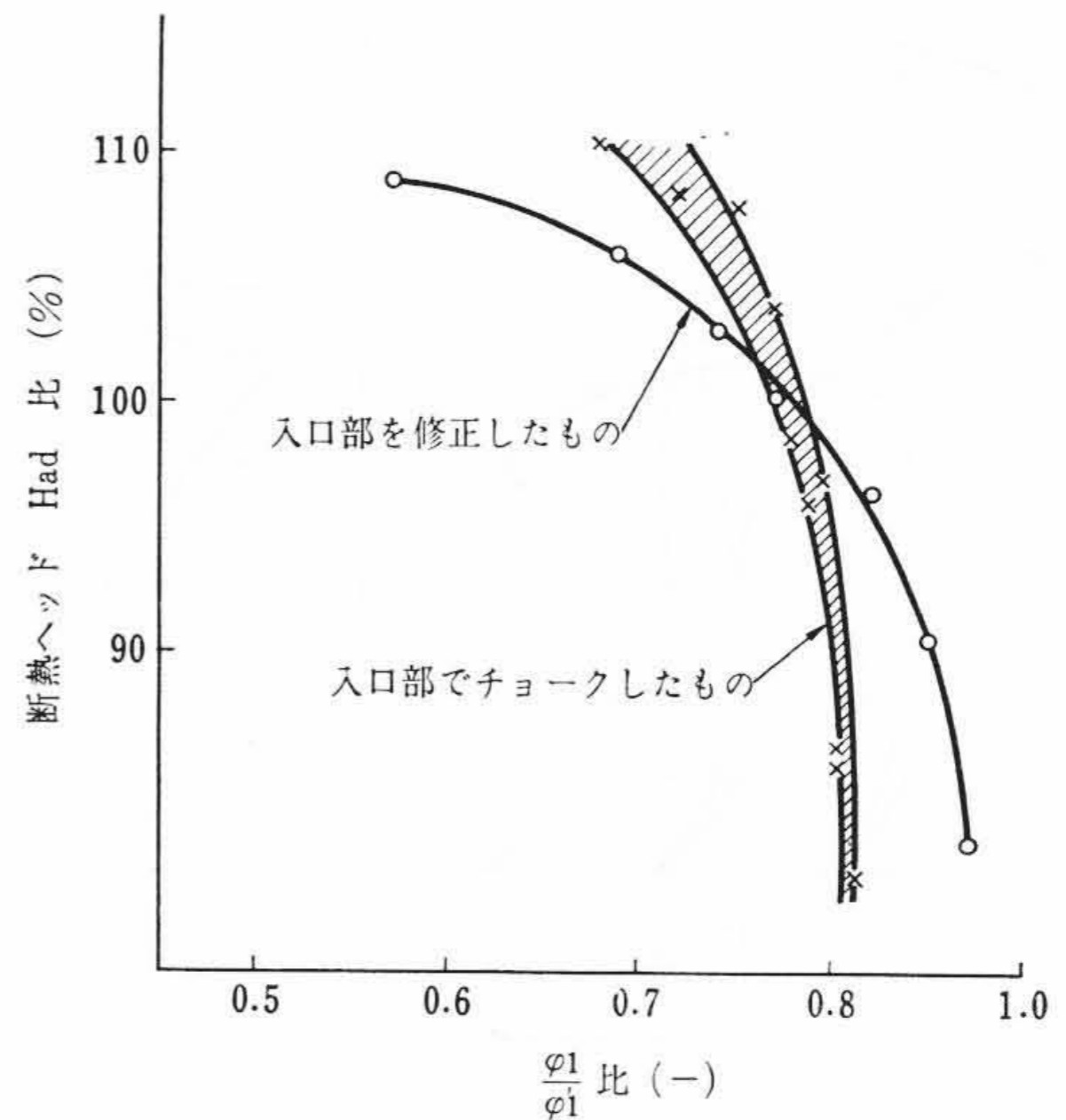


図7 ϕ_1/ϕ'_1 と Had との関係

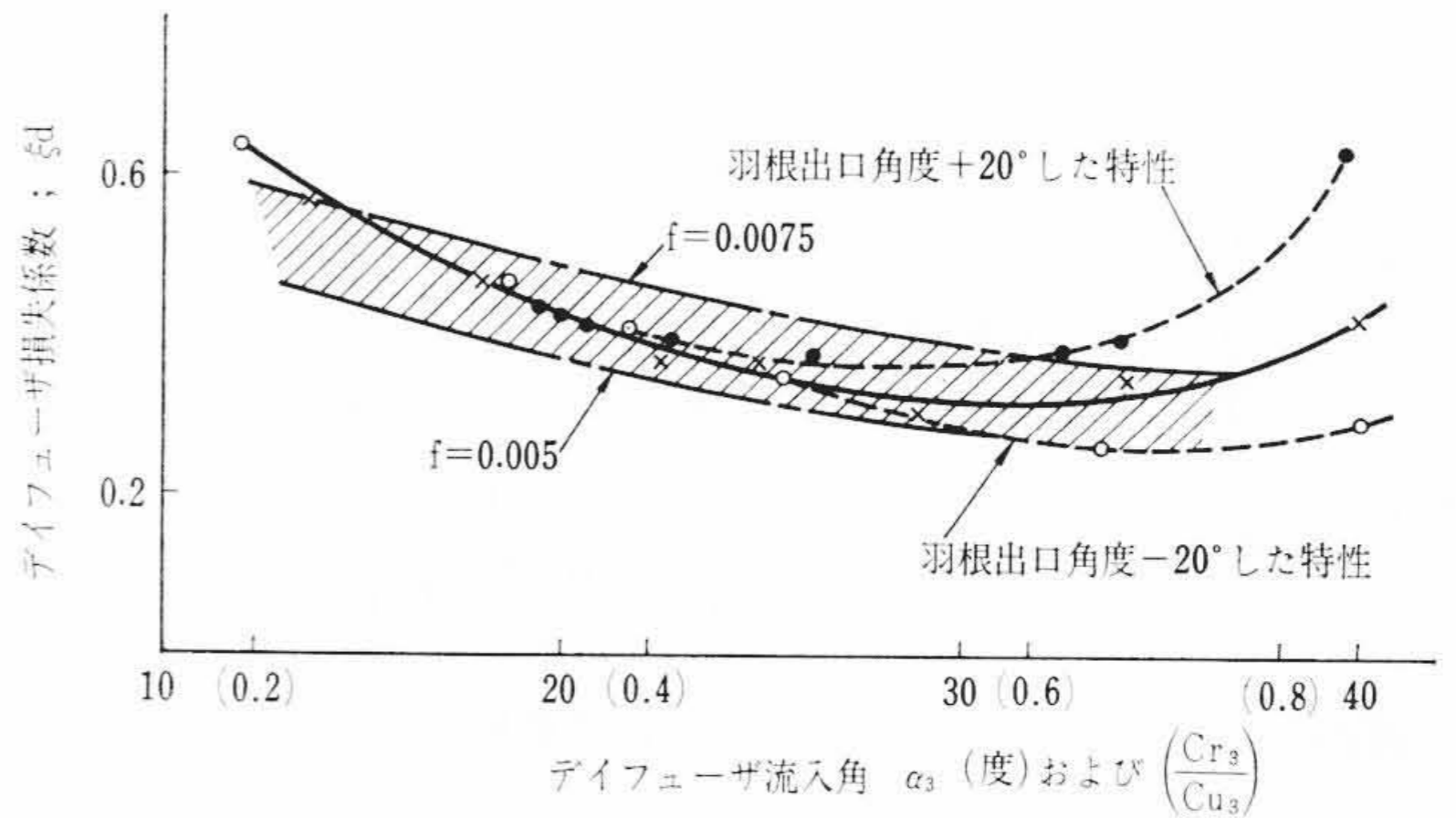


図8 デイフューザ損失係数 ξ_d

図6は O_1/S_1 をパラメータとして M_{1w} に対する ϕ'_1 の値を示したものである。実際の流れの流量係数 ϕ_1 は図6で求まる ϕ'_1 まで流れるはずであるが実際には ϕ'_1 よりも小さな値で損失が急増してヘッド曲線が急こう配となる。すなわち、 ϕ_1 の ϕ'_1 に対する比が1以下の値でチョーク現象が生ずる。この比を1に近づけ、流量をより流す方法として羽根の厚みを薄くするとか、(16)式で求まる取付角の増加 $\Delta\beta_1$ とかがある。

$$\Delta\beta_1 = \sin^{-1} \left\{ \left(\frac{O_1}{S_1} \right) \left(\frac{\phi_1}{\phi_1^*} \right) \right\} - \sin^{-1} \left(\frac{O_1}{S_1} \right) \dots \dots \dots (16)$$

ここに、 ϕ_1^* : チョークを示したときの流量係数

図7はチョーク現象を示した羽根車の特性と(16)式で求まる取付角の増加を行なった特性の比較を示したもので、結果としてはなめらかな特性が得られている。しかし、この方法でもインシデンス i (図5参照) が過大になるとかえって損失が大きくなるのでそのときはマッハ数を下げようとする。

2.2 デイフューザ部分

本HS機におけるデフューザはペーンレスデイフューザである。図8はデクフューザ部分の損失をデイフューザ入口部の流れ角 α_3 について調べた結果である。デイフューザ損失係数 ξ_d は(17)式で定義したものである。

$$\xi_d = \frac{\Delta H_d}{\frac{C_3^2}{2g}} \dots \dots \dots (17)$$

ここに、 ΔH_d : デイフューザ部での損失ヘッド
また図には流れの角 α_3 から半径方向の速度 C_{r3} と同方向の速度 C_{u3} の比を求めて横軸に並記してある。

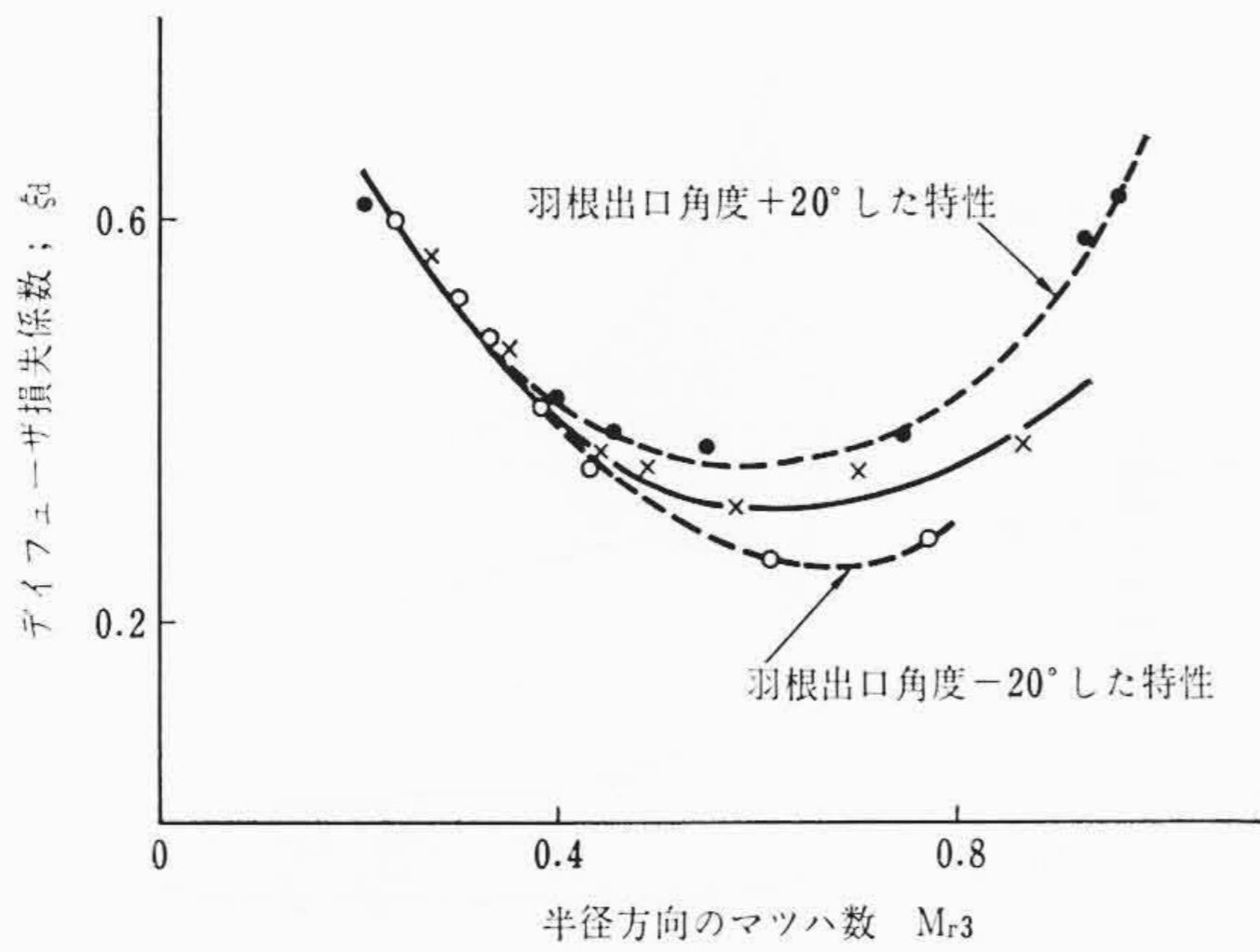


図9 M_{r3} と ξ_d との関係

$$\tan \alpha_3 = \frac{C_{r3}}{C_{u3}} \dots\dots\dots (18)$$

図8において損失係数 ξ_d の値はいずれも極小点を有する特性となっている。図9はディフューザ部分で流れのチョークにもっとも密接な関係をもつ半径方向のマッハ数 M_{r3} と ξ_d の関係を調べたものである。マッハ数がある値以上になると損失が急増することが示されている。

つぎにディフューザ内における摩擦損失仕事の理論式を求め、実際の損失と対応させて摩擦損失係数を推定する。ディフューザ内における損失 ΔH_d は摩擦損失係数を f とすると次式で与えられる。

$$\Delta H_d = \int_0^{S_d} \frac{f}{m} \frac{C^2}{2g} dS \dots\dots\dots (19)$$

- ここに、 m : 水力半径
- C : ディフューザ内絶対速度
- S : 流れの距離
- S_d : ディフューザ入口から出口までの流れの距離

したがって ξ_d は次式となる。

$$\xi_d = \frac{\Delta H_d}{\frac{C_3^2}{2g}} = \int_0^{S_d} \frac{f}{m} \left(\frac{C}{C_3}\right)^2 dS \dots\dots\dots (20)$$

図10によって示される関係から積分変数の変換を行なうと

$$S = \frac{r-r_3}{\sin \alpha} \quad \text{または} \quad dS = \frac{dr}{\sin \alpha} \dots\dots\dots (21)$$

$$\sin \alpha = \frac{C_r}{C} = \frac{\frac{C_r}{C_u}}{\left\{1 + \left(\frac{C_r}{C_u}\right)^2\right\}^{\frac{1}{2}}} \dots\dots\dots (22)$$

$$m = \frac{2\pi r b}{4\pi r} = \frac{b}{2} \dots\dots\dots (23)$$

ここに、 b : ディフューザ幅
(23)式においてはディフューザは平行壁とした。これらの関係を(20)式に代入すると近似式として(24)式を得る。

$$\xi_d = \int_{r_3}^{r_4} \frac{2f}{b} \left(\frac{C}{C_3}\right)^2 \frac{\left(\frac{C_r}{C_u}\right)^{-1}}{\left\{1 + \left(\frac{C_r}{C_u}\right)^2\right\}^{-\frac{1}{2}}} dr \dots\dots\dots (24)$$

ここで、 r_3 : ディフューザ入口半径
 r_4 : ディフューザ出口半径
つぎに f の値を一定とし、さらに

$$\lambda = \frac{C_r}{C_u}, \quad R = \frac{r}{r_3}, \quad A = \frac{f r_3}{b} \dots\dots\dots (25)$$

とすると(24)式は次式となる。

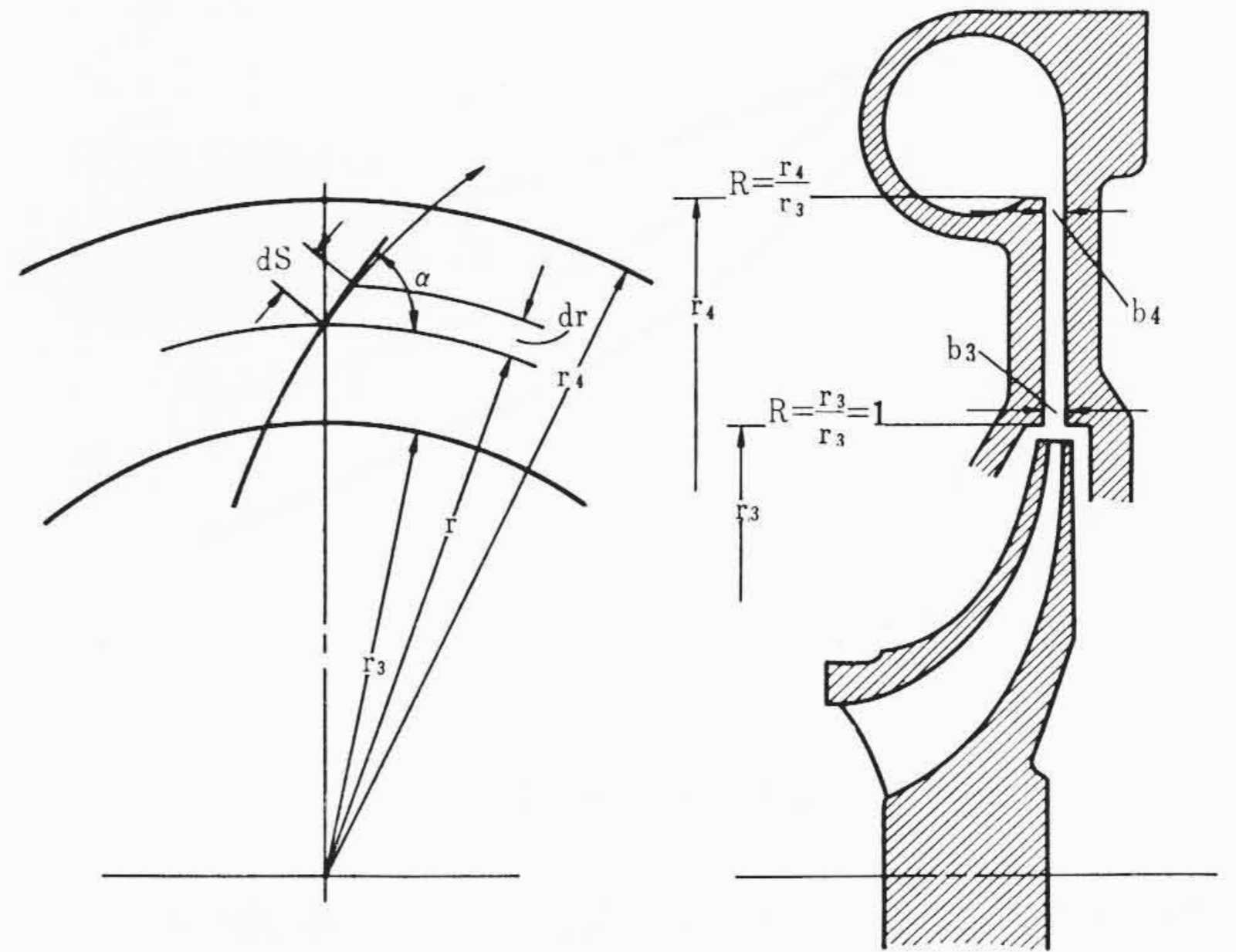
$$\xi_d = 2A \int_{R=1}^R \frac{\lambda^{-1}}{(1+\lambda^2)^{-1/2}} \left(\frac{C}{C_3}\right)^2 dR \dots\dots\dots (26)$$


図10 ディフューザ諸元

また、壁面単位面積あたりの摩擦応力 τ については(19)式で用いた摩擦係数によって次式で示される。

$$\tau = f \frac{\gamma C^2}{2g} \dots\dots\dots (27)$$

ここに、 γ : ガスの比重量
ディフューザ内部においては半径方向の速度 C_r と周方向速度によって絶対速度 C は次式で求められる。

$$C^2 = C_r^2 + C_u^2 \dots\dots\dots (28)$$

したがって摩擦力 τ の半径方向成分 τ_r と周方向成分 τ_u は次式で表わされる。

$$\tau_r = \tau \frac{C_r}{C} = f \frac{\gamma}{2g} (C_r^2 + C_u^2) \frac{C_r}{\sqrt{C_r^2 + C_u^2}} = f \frac{\gamma}{2g} C_r C \dots\dots\dots (29)$$

$$\tau_u = \tau \frac{C_u}{C} = f \frac{\gamma}{2g} C_u C \dots\dots\dots (30)$$

また、摩擦による周方向のモーメントの減少比 θ を次式で定義する。

$$\theta = \frac{C_u \cdot r}{C_{u3} \cdot r_3} = \frac{\lambda_3}{\lambda \left(\frac{b}{b_3}\right)} \dots\dots\dots (31)$$

ここに、 λ_3 : ディフューザ入口における λ の値
 b_3 : ディフューザ入口の幅
 θ について変化の割りを示す式として J. P. Johnston 氏⁽²⁾は次のように導いている。

$$\frac{d\theta}{dR} = -A \left(\frac{f}{f}\right) \theta \left[\frac{\theta^2}{\lambda_3^2} + \left(\frac{b_3}{b}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (32)$$

ここに、 \bar{f} : ディフューザ入口から半径比 R までの平均摩擦係数

いま、ディフューザの幅 b を一定であるとし、また \bar{f} の値は f に等しいと仮定すると次式をうる。

$$\theta = \frac{1}{\lambda_3 \sinh \{A(R-1) + \sinh^{-1} \lambda_3\}} \dots\dots\dots (33)$$

また τ_u の値として

$$\tau_u \approx f \frac{\gamma}{2g} C_u^2$$

を用いると θ の値は次のようにきわめて簡単な形となる。

$$\theta = \frac{\lambda_3}{\lambda_3 + A(R-1)} \dots\dots\dots (34)$$

(33)式および(34)式を λ_3 をパラメータとして図示したのが図11である。(33)式によって求めた値と(34)式による値とはほぼ一致し

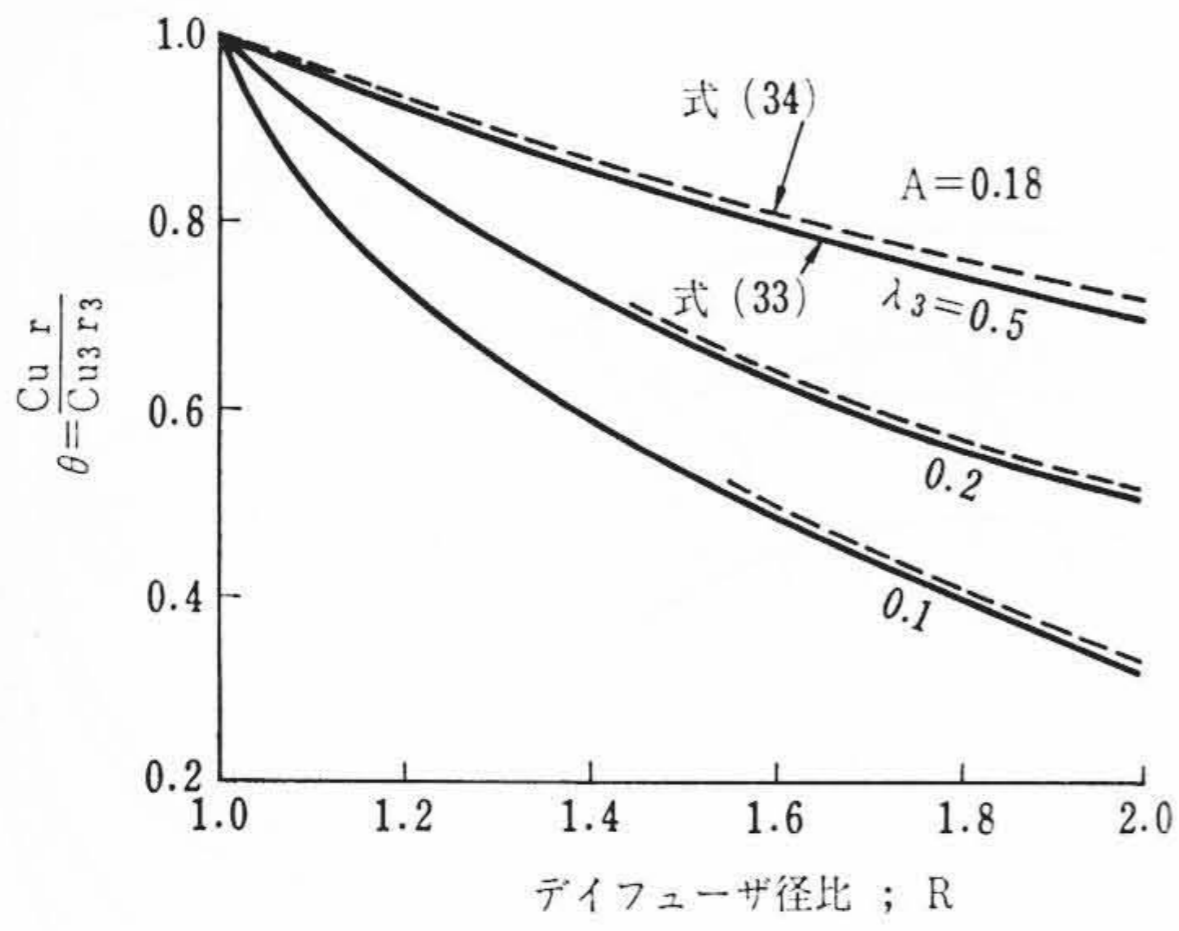


図11 \$\theta \sim R\$ 関係

た特性となっている。これららの関係から結局(26)式の積分記号の内の \$C/C_3\$ の値は次式によって近似される。

$$\left(\frac{C}{C_3}\right)^2 = \frac{1}{R^2} \left\{ \frac{\theta^2 + \lambda_3^2 \left(\frac{b_3}{b}\right)^2}{1 + \lambda_3^2} \right\} = \frac{1}{R^2} \left\{ \frac{\lambda_3^2 \left\{ 1 + \frac{A}{\lambda_3} (R-1) \right\} + 1}{(\lambda_3^2 + 1) \left\{ 1 + \frac{A}{\lambda_3} (R-1) \right\}} \right\} \dots\dots\dots (35)$$

一方, $\lambda = \frac{\lambda_3}{\theta}$

であるので, (26)式は結局次のような積分式となる。

$$\xi_d = \frac{2\lambda_3^2 A}{\lambda_3^2 + 1} \int_{R=1}^R \frac{1}{R^2} \left[1 + \frac{1}{\lambda_3^2 \left\{ 1 + \frac{A}{\lambda_3} (R-1) \right\}^2} \right]^{\frac{3}{2}} dR \dots\dots\dots (36)$$

図8の特性を示した諸元を(36)式に代入し \$f\$ を 0.005, 0.075 として \$\xi_d\$ の数値積分値を求めると図8に示した曲線となる。図における曲線の相互の関係から, 実際の流れにおける \$f\$ 値が推定される。図12は Jansen 氏と Gardow 氏の実験結果⁽³⁾⁽⁴⁾で, レイノルズ数が \$3.5 \times 6 \times 10^4\$ と低いこともあるがかなり大きな値となっている。本 HS 機における結果は, Jhohnston 氏ら⁽²⁾ がレイノルズ数 \$7.5 \times 10^4\$, \$R=1.8\$ において得た 0.0025~0.005 の実験結果に近い値となっている。

つぎにディフューザ内部において摩擦がディフューザ効果を減じている程度について検討する。(1)式の第一項と第二項を連続の式として対数微分すると次式となる。

$$\frac{dF}{F} + \frac{dC}{C} + \frac{dP}{P} - \frac{dT}{T} = 0 \dots\dots\dots (37)$$

この式に次式⁽⁵⁾に示す \$\frac{dP}{P}\$ 値および \$\frac{dT}{T}\$ の値すなわち

$$\begin{aligned} \frac{dP}{P} &= -\frac{kf}{kgRT} \frac{C^2}{2m} dx - \frac{k}{kgRT} C dC \\ &= -\frac{kf}{2m} M^2 dx - \frac{kC}{a^2} dC \dots\dots\dots (38) \end{aligned}$$

$$\frac{dT}{T} = -(k-1)M^2 \left(\frac{dC}{C} \right) \dots\dots\dots (39)$$

ただし, \$x\$: 流れの方向の距離
\$a\$: 温度 \$T\$ における音速

を代入すると次のようにして流れの方向に対する速度の変化率を求めることができる。

$$\frac{dF}{F} + \frac{dC}{C} - \frac{kfM}{2m} dx - \frac{k}{a^2} C dC + (k-1)M^2 \frac{dC}{C} = 0$$

したがって

$$\frac{dF}{F} + \frac{dC}{C} \{1 + (k-1)M^2 - kM^2\} - \frac{kfM^2}{2m} dx = 0$$

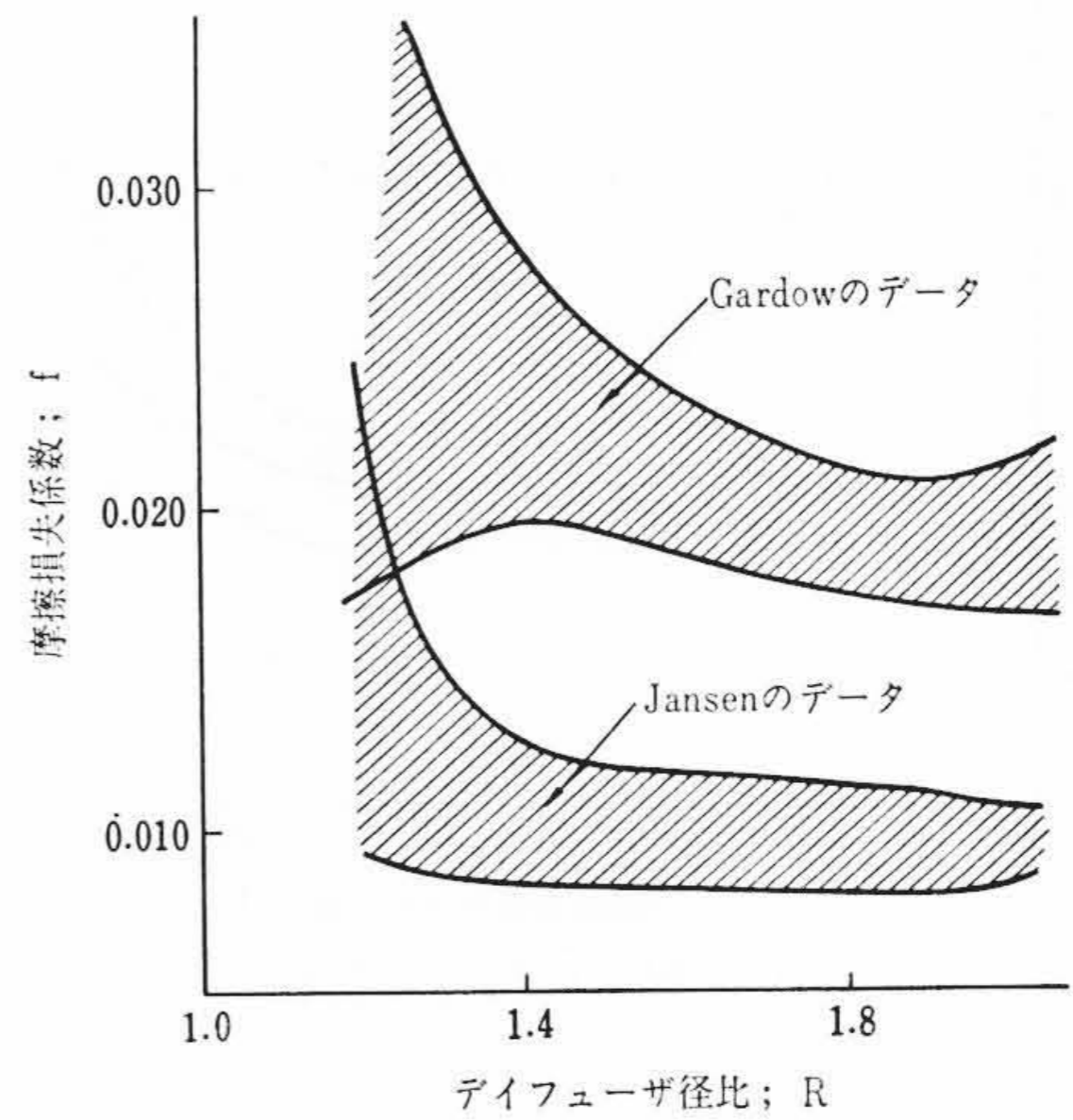


図12 摩擦損失係数 \$f\$ の例

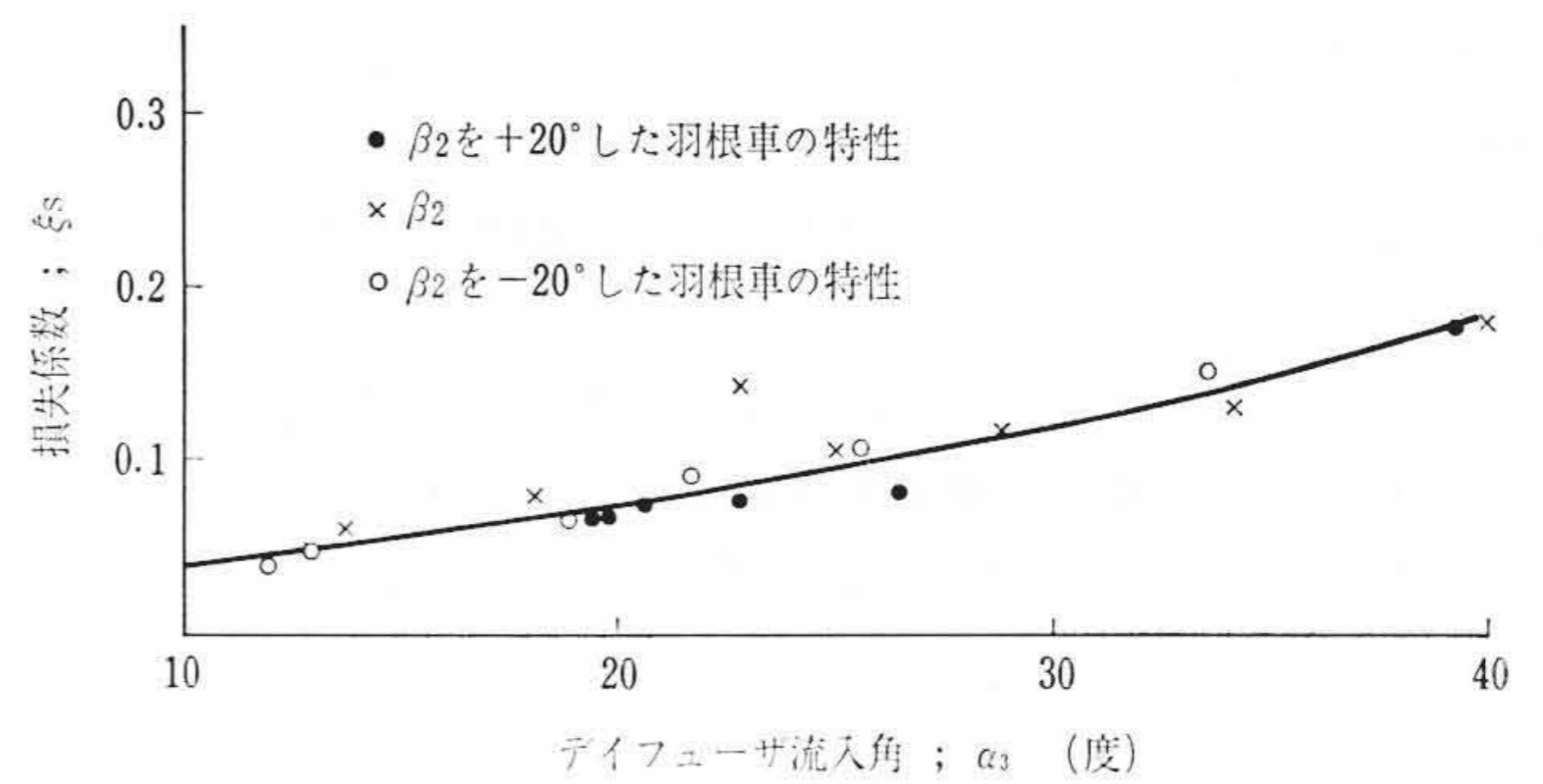


図13 損失係数 \$\xi_s\$

となり変形することにより

$$\begin{aligned} \frac{dC}{C} (1-M^2) &= dx \frac{kfM^2}{2m} - \frac{dF}{F} \\ &= dx \left(\frac{kfM^2}{2m} - \frac{1}{F} \frac{dF}{dx} \right) \end{aligned}$$

結局, 最後の式として(40)式を得る。

$$\frac{dC}{dx} = \frac{C}{1-M^2} \left(\frac{kfM^2}{2m} - \frac{1}{F} \frac{dF}{dx} \right) \dots\dots\dots (40)$$

この式は, 摩擦の影響がディフューザ効果を減じている関係を示している。ディフューザ効果がまったくなくなる限界の摩擦係数を \$f^*\$ とすると次式が導かれる。

$$f^* = \frac{2m}{kM^2} \frac{1}{F} \frac{dF}{dx} \dots\dots\dots (41)$$

いま, ディフューザの幅を一定とした平行壁の条件を(41)式に代入し半径方向の広がり率と半径方向のマッハ数 \$M_r\$ に関し限界値 \$f^*\$ を求めると次式となる。

$$f^* = \frac{1}{kM_r^2} \frac{b}{r} \dots\dots\dots (42)$$

図8の特性を示した諸元と状態値を(42)式に代入すると限界値 \$f^*\$ の値が求められる。実機における \$f\$ の値の \$f^*\$ に対する比は, ディフューザ出口において数10%の割合となっている。また, ディフューザ幅の縮小は \$M_r\$ が同時に大きくなるので, (42)式が示すように \$f^*\$ の値は大幅に小さくなる。このような場合には摩擦の影響について十分な注意が必要である。

2.3 スパイラルケース部分

スパイラルケース部における損失には (i) 摩擦損失, (ii) ディフューザ出口における半径方向の速度の分流損失, (iii) ディフューザ出口における円周方向の合流損失で一種のショック損失, (iv) スパイラル巻き終わりから吐出管までの広がり損失などである。これ

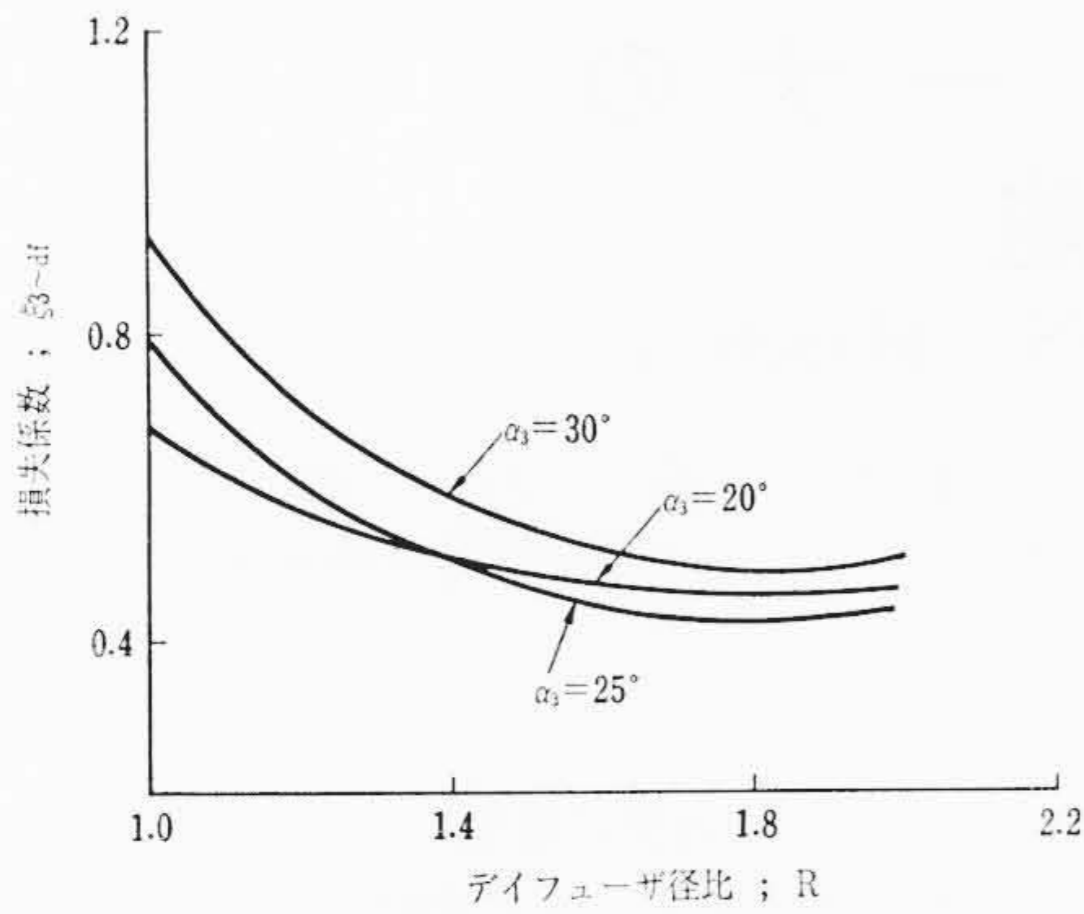


図14 ξ_{3-df} と R との関係

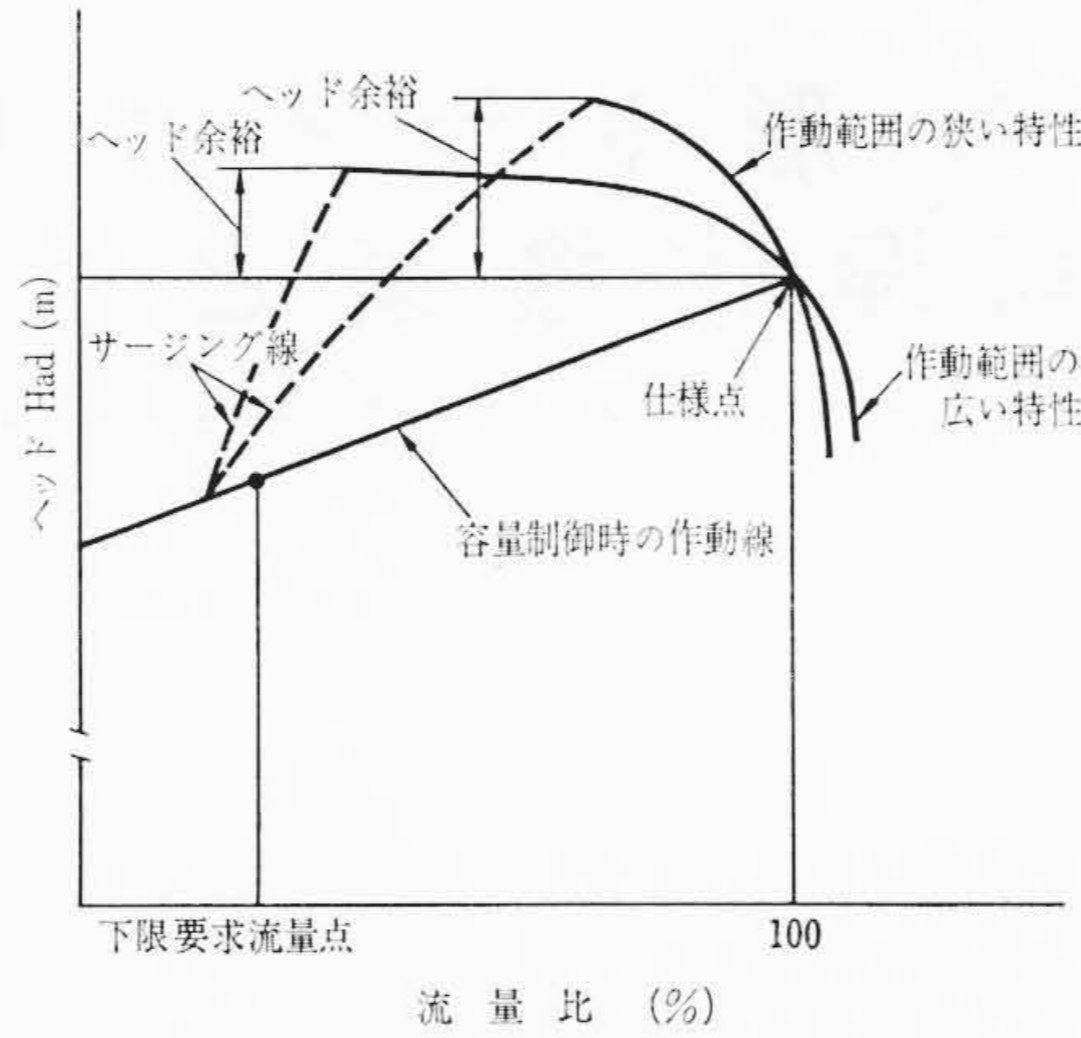


図15 圧縮機 の 特性

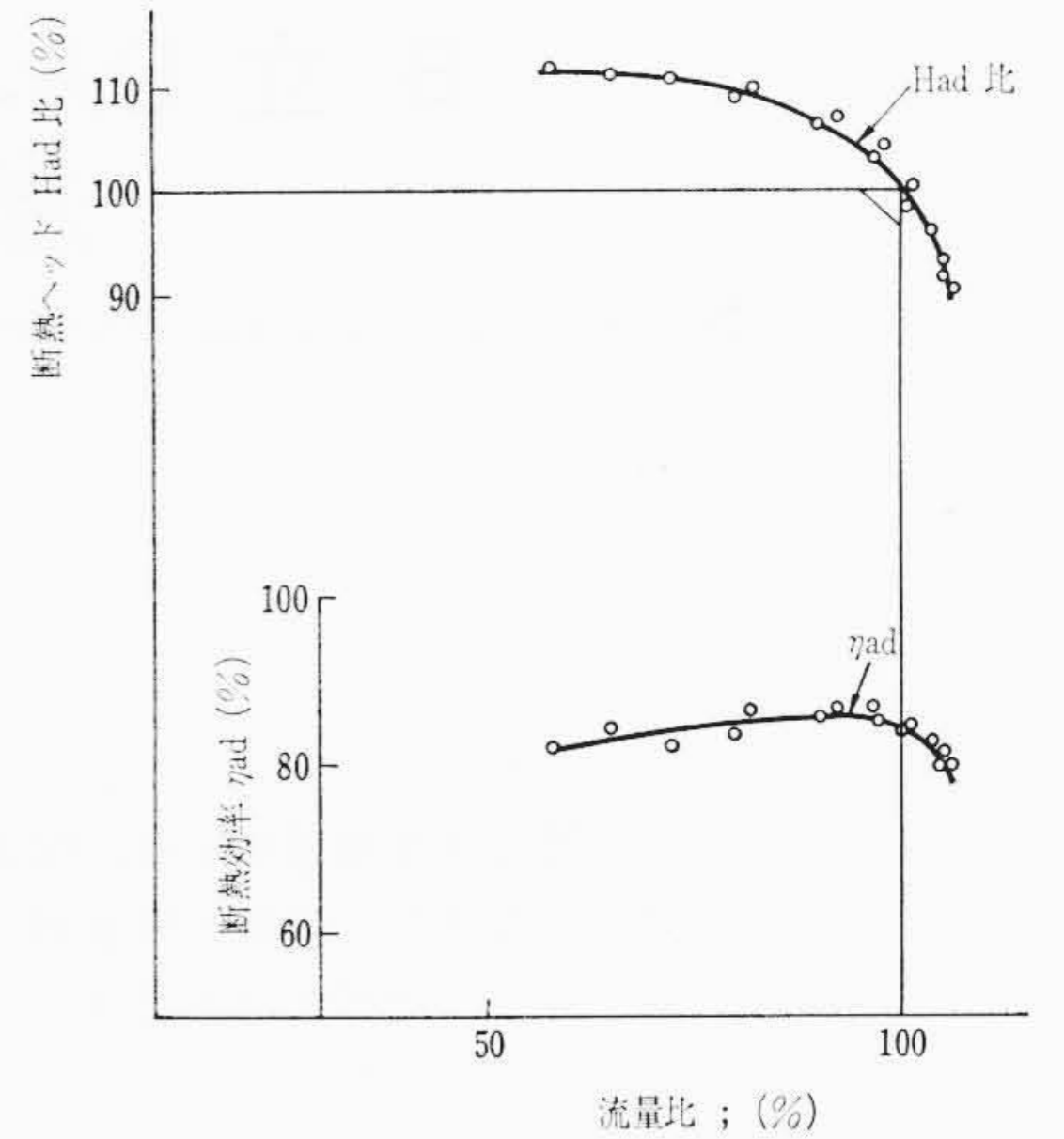


図16 圧縮機 の 流力特性

らの損失をそれぞれ ΔH_{S1} , ΔH_{S2} , ΔH_{S3} および ΔH_{S4} とすると次式
のようになる。

$$\Delta H_{S1} = \int_0^l \frac{f_s C_s^2}{m 2g} dx \dots\dots\dots (43)$$

ここに、 C_s : スパイラルケース内の速度
 x : スパイラルにそっての長さ
 l : スパイラルにそっての全長
 f_s : スパイラルケース内での摩擦係数

いま、任意の断面の面積を A_s , 巻き終わり部の面積を A_0 とすると

$$A_s = A_0 \frac{x}{l} \dots\dots\dots (44)$$

$$m = \frac{1}{2} \left(\frac{A_0 x}{\pi l} \right)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (45)$$

となるので(43)式は次のようになる。

$$\begin{aligned} \Delta H_{S1} &= f_s \frac{C_s^2}{2g} \frac{2}{\left(\frac{A_0}{\pi l}\right)^{\frac{1}{2}}} \int_0^l x^{-\frac{1}{2}} dx \\ &= f_s \frac{C_s^2}{2g} \frac{4l}{\left(\frac{A_0}{\pi}\right)^{\frac{1}{2}}} \dots\dots\dots (46) \end{aligned}$$

$$\Delta H_{S2} = \xi_{S1} \frac{(C_4 \sin \alpha_4)^2}{2g} \dots\dots\dots (47)$$

$$\Delta H_{S3} = \xi_{S2} \frac{(C_4 \cos \alpha_4 - C_s)^2}{2g} \dots\dots\dots (48)$$

$$\Delta H_{S4} = \xi_{S3} \frac{C_s^2}{2g} \dots\dots\dots (49)$$

したがって、スパイラルケース部での損失係数 ξ_s をディフューザ部と同じように速度 C_3 で整理すると

$$\begin{aligned} \xi_s = \frac{\Delta H_s}{\frac{C_3^2}{2g}} &= f_s A^2 \frac{4l}{\left(\frac{A_0}{\pi}\right)^{\frac{1}{2}}} + \frac{\lambda_3^2 \xi_{S1}}{R(\lambda_3^2 + 1)} \\ &+ \xi_{S2} \left\{ \frac{1}{R} \frac{\theta}{(\lambda_3^2 + 1)^{1/2}} - A \right\}^2 + \xi_{S3} A^2 \dots\dots\dots (50) \end{aligned}$$

ここに、 ΔH_s : スパイラルケース部での全損失
 A : C_s/C_3

図13は ξ_s の測定結果である。(46)式における f_s の値、および(49)式における ξ_{S3} の値は面のあらさとレイノルズ数が判れば精度高い近似が得られる。したがって図13における測定点から ξ_{S1} と ξ_{S2} に関する線形方程式を解くことによりそれらの近似値を得ることができる。式の構成が示すようにベクトル的なショック損失を示す内容であるのでいずれも1の近傍の値である。

以上の調査から結局ディフューザ入口から吐出フランジまでの損失係数は次式にて整理される。

$$\begin{aligned} \xi_{3-df} &= \frac{2\lambda_3^2 A}{\lambda_3^2 + 1} \int_{R=1}^R \frac{1}{R^2} \left[1 + \frac{1}{\lambda_3^2 \left\{ 1 + \frac{A}{\lambda_3} (R-1) \right\}^2} \right]^{\frac{3}{2}} dR \\ &+ B A^2 + \frac{\lambda_3^2 \xi_{S1}}{R(\lambda_3^2 + 1)} + \xi_{S2} \left\{ \frac{1}{R} \frac{1}{(\lambda_3^2 + 1)^{1/2}} - A \right\}^2 \\ &+ \xi_{S3} A^2 \dots\dots\dots (51) \end{aligned}$$

この式によってディフューザの入口から吐出フランジまでの損失に対するディフューザ径比 R と入口への流れ角度 α_3 の影響を調うることができる。図14は本式に基づいて計算した一例であって最適の流れ角 α_3 と経済的なディフューザ径比を見いだすことができる。

図15は冷凍機用圧縮機の特長を説明したものである。必要な容量制御範囲から下限流量点がきまり、この点でサージングを起こさないようにするためには仕様点で図示したヘッドの余裕が必要である。この余裕の値はヘッド曲線がなめらかなものでは少なくとも下限点を満足することができるし、ヘッド曲線が急なものでは大きな値を必要とする。一方、このヘッドの余裕を大きくすることは効率の悪い点を設計点として選ぶことになるので、効率、容量制御性の点からはなめらかなヘッド曲線が望ましい。したがってそれらの点に重大な影響を及ぼす流れのチョーク現象については十分検討を加える必要がある。以上の理由によって上述のマツハ数に重点をおいた検討を行ない。最終的に図16に示すようななめらかな、しかも効率の高い特性が得られた。断熱効率としては仕様点で84~85%の値となっている。

3. 結 言

以上、HS形ターボ冷凍機用圧縮機の特長について検討を加えた。これらの内容が示すように、種々の特性に及ぼすマツハ数の影響はきわめて顕著である。日立製作所においては、上述の検討のほかに羽根車内流速分布、ディフューザの流路形状などについても検討を加え、さらに工作面でも仕上、精度の向上など高マツハ作動に適した加工を行なって、図16に示すような冷凍機に適した特性をうることができた。なお、今後も引き続き研究調査を進め、新しい視野に立った研究をも加えて、さらに冷凍機の効率向上を図る予定である。

参 考 支 献

- (1) 渡部一郎著： 空気機械，82 (昭34，コロナ社)
- (2) J. P. Johnston: Trans. ASME, Series A, 1966
- (3) W. Jansen: Gas Turbine Laboratory Report, No. 52, 1959
- (4) E. B. Gradow: Gas Turbine Laboratory Report, No. 42, 1958
- (5) 渡部一郎著： 空気機械，32 (昭34，コロナ社)