多段遠心圧縮機戻り流路
特性に関する研究*中根 一朗^{*1}, 有賀 一郎^{*2}
早田 隆昭^{*3}, 内田 匡憲^{*4}Experimental Investigation on Return Passage
of Multi-Stage Centrifugal CompressorIchirou NAKANE, Ichirou ARIGA, Takaaki HAYATA
and Masanori UCHIDA

The key problems of improving the performance characteristics of a multistage centrifugal compressor are an efficient conversion of dynamic energy into static pressure within the return passage and an improved matching with the downstream stage. To achieve these goals, a single-stage centrifugal compressor with a return passage attached upstream was first examined. The pressure ratio and the impeller efficiency were determined with varying the geometry of the return passage and the inlet swirl. The results were compared to those without a return passage. Detailed measurements of flow fields within the return passage were then performed. The cause of the performance decline and the optimum flow conditions are discussed. The usefulness of the one-dimensional analysis for a practical prediction of losses in the return passage is confirmed.

Key Words; Fluid Machine Element, Return Passage
Multistage Centrifugal Compressor

1 緒 論

多段遠心圧縮機には、半径方向の流れを軸方向に曲げ、次段に圧縮ガスを導く戻り流路が存在する。この中で、旋回成分は取り除かれ速度が静圧にかえられるが、戻り流路の存在は、内部損失の増大及び出口部流れの非一様性による次段の性能の低下をもたらす。この戻り流路は、ディフューザと戻り導翼を結ぶ軸対称曲り流路部(U-TURN部)、戻り導翼部(R.C.部)、戻り導翼部と次段羽根車を結ぶ軸対称曲り流路部(L-TURN部+出口屈曲部)の3種類の要素により構成されている。そのため、戻り流路において最も重要な、内部損失及び出口部(次段羽根車入口)の流れは、3種類の構成要素の形状と入口流れパターンにより決定され、幾何学的形状と入口流れパターンの自由度を考えた場合、その組合せは多岐にわたる。そこで、戻り流路の最適化のためには何らかの指針が必要であり、これまでも各要素ごと及び戻り流路全体の特性について種々の研究がなされている。

U-TURN部に対しては、赤池ら⁽¹⁾、木下ら⁽²⁾が曲率と入口予旋回角を変化させて実験を行い、剥離及び損失に対する考察を行っている。一方、戻り流路用円形翼列に対しても、Ellis⁽³⁾がその挿入位置に対して、また、桜井⁽⁴⁾、金元ら⁽⁵⁾が、その形状に対する最適化の報告を行っている。また、戻り導翼部とその前後の軸対称曲り流路部とを併せて計測したものとしては、Inoueら⁽⁶⁾及びSimonら⁽⁷⁾の報告が有り、Simonら⁽⁷⁾は其中で、設計指針としての簡便な解析手法の必要性を強調している。

前述したように、戻り流路においては組合せの自由度の大きいことが、問題を複雑にはしているが、特に大切なものは、流路内の全損失と次段羽根車への流入状態である。そこで、本研究では次の測定を行った。

(1) 圧縮機と戻り流路の組合せ特性として、戻り流路を上流に取り付けた遠心圧縮機の性能を入口予旋回角をパラメータとして算出し、その低下の程度を見積った。

(2) 入口予旋回角及びU-TURN部の曲率を変化させ、戻り流路の内部流動を詳細に測定し、次段圧縮機の性能低下の原因を明らかにするとともに、非設計点を含む広範囲の運転域における戻り流路内の損失と出口部流れに対する予測を行った。

* 昭和63年4月1日 第65期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和62年10月5日。

^{*1} 学生員、慶應義塾大学大学院 (〒223 横浜市港北区日吉3-14-1)。

^{*2} 正員、慶應義塾大学理工学部。

^{*3} 正員、(株)神戸製鋼所 (〒675-01 加古川市金沢町1)。

^{*4} 正員、三菱金属(株) (〒330 大宮市北袋町1-297)。

2. 記号表

- b : 流路幅
 Ca : 絶対速度
 Cm : 子午面内速度
 Cu : 周方向速度
 Cy : 壁面に垂直方向速度
 Dh : 等価水力直径
 h : 曲率半径比 (R_2/R_1)
 i_r : 戻り導翼への入射角 ($i_r = \alpha_s - 30^\circ$)
 K : 管摩擦係数比
 N_0 : 修正回転数
 P_t : 全圧
 P_s : 静圧
 Q_m : 修正質量流量
 r : 圧縮機中心軸からの半径
 Re : Ca によるレイノルズ数 ($Re = Ca \cdot Dh / \nu$)
 Rem : Cm によるレイノルズ数 ($Rem = Cm \cdot Dh / \nu$)
 R_1 : U-TURN部曲率中心から内壁までの半径
 R_2 : U-TURN部曲率中心から外壁までの半径
 y : 外壁面からの距離
 α : 周方向から測った流れ角
 α_i : 入口案内羽根角度
 η_{imp} : 羽根率効率
 λ : 管摩擦係数
 ξ_t : 全圧損失係数
 $\xi_t = (\bar{P}_{ti} - \bar{P}_t) / (0.5 \times \rho \times \bar{C}_{ai}^2)$
 ξ_s : 静圧係数
 $\xi_s = (\bar{P}_s - \bar{P}_{si}) / (0.5 \times \rho \times \bar{C}_{ai}^2)$
 ρ : 密度

添字

- i : 基準位置
 P.F. : ポテンシャル流れ
 I-III, 0~12 : 測定位置
 $\sim$: 流量荷重平均
 $-$: 面積平均

3. 実験装置及び方法

本研究において用いた実験装置及び測定位置の概略を、図1、2に示す。図1の実験装置Aには遠心圧縮機の上流に戻り流路が取り付けられており、戻り流路が遠心圧縮機に与える影響をこの装置により測定した。供試圧縮機は、羽根枚数15の直線径向き羽根と、羽根枚数33の平行壁羽根つきディフューザを有している。図1の戻り流路は、 $R_2 = 15.0\text{mm}$, $R_1 = 7.5\text{mm}$ であり、16枚で前縁そり角 30° のインポリュート形状の戻り導翼が装着されている。また、戻り流路に旋回流を与えるために、実験装置Aにおいては入口案内羽根を用いている。

図2の実験装置Bは、戻り流路の内部流れの詳細な測定を行うためのものであり、戻り流路による遠心圧縮機の性能低下の原因を考察した。図2の戻り流路は、 $R_2 = 30.0\text{mm}$, $R_1 = 10.0\text{mm}$ ($R_2/R_1 = 3.0$)及び、 $R_2 = 45.0\text{mm}$, $R_1 = 25.0\text{mm}$ ($R_2/R_1 = 1.8$)であり、やはり16枚で前縁そり角 30° のインポリュート形状の戻り導翼が装着されている。実験装置Bについては軸対称な旋回流を得るために、プロワによる押込み流れを用い、可変速モータによって駆動される回転スクリーンにより旋回を与えた。また、軸対称性については、全圧管の周方向へのトラバースにより、そのバラツキは3%以内であることを確認している。

流速及び圧力は、幅 1.8mm 、先端部高さ 0.6mm の3孔コブラ型プローブを用い、壁面静圧の測定には、内径 0.60mm の静圧孔を用いた。ただし、戻り導翼内の測定には、二次流れの挙動を観測する目的で、傾斜型熱線プローブを用いた。また、プローブによる測定は、戻り導翼内では周方向に3~5箇所、それ以外では周方向に1箇所、深さ方向に5~17箇所のトラバースにより行った。しかし、翼の後流のために周方向に非一様になっている実験装置Aの測定位置①では、入口案内羽根1ピッチ間6箇所、また実験装置Bの測定位置⑩においては戻り導翼1ピッチ間5箇所測定を行った。加えて、U-TURN部において剥離の状態を観測

図1 実験装置A

図2 実験装置B

するために、油膜法による壁面流線の可視化も行った。なお、実験時のレイノルズ数は、 $Re = 1.35 \times 10^4 \sim 5.06 \times 10^4$ の範囲である。

4. 実験結果

4.1 組合せ特性 戻り流路を経た流れは、出口屈曲部や戻り導翼の存在により子午面内速度の分布に半径方向の非一様性を生じる。また、戻り導翼を取り去った場合は、一種のプリホワールを与えた場合と考えられる。そこで、供試遠心圧縮機の前段に、戻り導翼を装着及び非装着した戻り流路を取り付け、軸方向吸込みの単段との性能の比較を行った。

図3に羽根車入口・羽根車出口間の全圧力比の変化を示す。単段時に比べるといずれの場合も圧力比は低下しており、戻り流路による羽根車入口非一様性の影響が、性能の低下となって現れている。また、戻り導翼の無い場合に圧力比は特に低くなり、その差は流量が大きいほど著しくなっている。同様な圧力比の低下は、単段の遠心送風機に半径方向の速度の歪を与えた場合にも現れている⁽⁸⁾。また、Pampreen⁽⁹⁾の報告によると、正のプリホワールを与えることで圧力比だけでなく、羽根車理論仕事の減少にもかわらず、効率も低下している。戻り導翼非装着時は、正のプリホワールを与えた状態に相当することから、効率についてはどうであろうか。

図4に、羽根車効率の変化のグラフを示す。やはり、単段の場合に比べていずれの場合も効率は低下している。また、図3の圧力比の場合と同様に、戻り導翼装着時には非装着時に比べて効率も上昇しており、戻り導翼の存在により次段羽根車に対する悪影響が軽減されていることが明らかである。図3、図4より、U-TURN部入口予旋回角、つまり導翼への入射角の違いでは、ほぼ無衝突で流入する $\alpha_i = 30^\circ$ の場合に、正の大きな入射角の $\alpha_i = 60^\circ$ の場合よりも、高い圧力比と効率を示している。このことより、次段羽根車の性能が、入口非一様性に敏感に反応していることが確認される。

図3 羽根車入口-羽根車出口間全圧力比

図5は、U-TURN部入口・羽根車出口間の全圧力比を示したものである。この場合には、戻り流路内の圧力損失を含んでいるために、戻り流路の存在が、単段時に比べ決定的な性能の低下を招いている。また、戻り導翼装着時には、単段の場合からの性能低下が、図3の入口非一様性による場合の性能低下に比べて約2～4倍程度もあり、全圧力比に関しては、次段羽根車入口非一様性よりも戻り流路内の損失が支配的であるといえる。

4.2 戻り流路内壁面静圧 まず戻り導翼の効果について考察するために、戻り導翼の有無による壁面静圧の違いを測定した。戻り導翼のない場合を図6に示す。実線は、ポテンシャル理論による解析結果である。C部まではポテンシャル理論によく一致しているが、C部以降では、流路面積の減少に伴う子午面内及び周方向速度の急激な増加と、特にハブ側において、粘性の効果のために解析結果との著しい違いが現れており、C部以降での損失の増大を予測させる。また、U-TURN部において静圧が最も大きい、つまり、動圧が最も小さいことから、Ellis⁽³⁾が報告しているように、U-TURN部に戻り導翼を装着することは効果がありそうである。

図7は、インボリュート翼を装着した場合であるが、

図4 羽根車効率

図5 戻り流路入口-羽根車出口間全圧力比

図6に比べU-TURN部以降の静圧降下が小さく、導翼がない場合に比べ旋回成分が取り除かれ動圧から静圧への変換が滑らかに行われていることが分かる。しかし、この様に、戻り導翼を取りつけた場合、導翼での衝突損失、導翼内での二次流れ、剥離の問題が生じる。これらの問題は、導翼への入射角に依存しており、U-TURN部出口での流れパターンが重要な因子である。なお、図6、図7は実験装置Bで行ったが、入口予旋回は、案内羽根により与えている。

4・3 U-TURN部内の流れ 図8は、 $R_2/R_1=3.0$, $\alpha_1=33.2^\circ$ でのU-TURN部の流れであり、実線がポテンシャル理論による解析結果である。赤池らの(1)報告にあるように、U-TURN部出口において速度は上流に比べて一様化しているが、子午面内速度に関してはシュラウド側が速く速度歪が残っている。この傾向は、ポテンシャル流れとは逆であり、Inoueら(8)の報告のように半径向きの流れの存在を示している。しかし、周方向速度は子午面内速度に比べ上流での一様化が進み、ポテンシャル流れに類似した挙動を示している。また $0^\circ, 45^\circ$ のシュラウド側において急激な速度の減少が見受けられ、壁面近傍での流れの三次元剥離を予測させる。これは後述するが、壁面流れの可

視化により実際に確認された。なお、他の入口予旋回角・U-TURN部曲率半径比においても、同様な結果が得られている。

前述のように、U-TURN部出口での流れ角は、導翼への入射角を決め、この角度を予測することは戻り導翼の設計上極めて重要な問題である。これまでの報告では(10)、下式で与えられるポテンシャル理論による流れ角に $2^\circ \sim 3^\circ$ 加えた値として見積られてきた。

$$\alpha_{SPF} = \tan^{-1} \frac{Q_5 (1/R_1 - 1/R_2)}{2\pi R_0 (\ln(R_2/R_1))^2 C u_5}$$

図9において網かけの部分がそれである。同図より、約 30° まではこれまでの予測法は設計指針となり得ようであるが、 45° を越えたものについては予測値よりも 10° 以上も流れがねじれている。これは、旋回角が大きくなると流線曲率が大きくなるために、三次元ねじれ境界層の発達が著しくなるためと思われる。

図10-a, bに、U-TURN部の損失の実験値と、Eckert(9)による一次元解析により見積られる損失とを比較して示す。一次元解析の式は、以下のとおりである。

$$\Delta P t = 0.5 f (\rho \lambda Ca^2 / Dh) d l$$

$$(\lambda = 0.3164 Re^{-1/4} K)$$

図6 静圧係数分布 (戻り導翼非装着時)

図7 静圧係数分布 (戻り導翼装着時)

図8 U-Turn部内速度分布

図9 U-Turn部出口流れ角分布

図10-aにおいて、実線は $K=1.0$ の場合であり、管摩擦係数はブラジウスの式に一致している。破線の $K=1.5$ は、各実験値に最も近くなるように設定した値である。これは、図10-bにおける $K=2.65$ に関しても同様であり、実験値に一致するように定めた値である。図10-a, bにおいて、一次元解析では、 α_0 が大きくなるに従って損失は小さくなっているが、実験結果では、 α_0 が 50° 以上で大きくなる傾向にある。この様に旋回が弱い時に損失が大きくなる傾向については、赤池ら(1)、木下ら(2)の報告においても見受けられる。また、この傾向は図9の流れがねじれることと一致しており、流れがねじれたために流体粒子の移動距離が長くなったことも一因と思われる。

図10-a U-Turn部内全圧損失係数分布

図10-b U-Turn部内全圧損失係数分布

そこで、ねじれの程度を観測するために、外壁面近傍の流線を油膜法により可視化した結果が図11である。左から順に流線曲率は小さくなっており、いずれも、U-TURN部 45° 付近からU-TURN部 90° 付近に逆流と順流の混合域が存在している。(a),(b),(c)を比較すると、同一曲率半径比では旋回角が小さい時に、同一旋回角では曲率半径比が大きい時に剥離域の大きいことが分る。この曲率半径比による剥離域の広さの違いが、 K の大きさの違いの一因となつていているものと考えられる。またこのことから、単純に流線曲率だけにより、剥離域の大きさが決定されているわけではないことも明らかである。しかし、(a),(b)により、入口予旋回角から最大ねじれまでのねじれの程度を考えた時には、もとの旋回角が大きいために $\alpha_0=40^\circ$ の方が大きいと言えそうである。また、図10-bにおいて一次元解析をかいして考えた場合に、レイノルズ数の影響は、確かに見受けられるがその割合は小さく、内・外壁の曲率、入口予旋回角の影響が支配的である。

これまでの同様な報告において、図10と同様に実験結果に一致するように K を設定し、U-TURN部曲率半径比に対する比較を示したのが、図12である。この場合の従属変数 K は、何点かの入口予旋回角により決定される値であるから、 K に対しては入口予旋回角による影響を考慮しなくても良く、その違いは幾何学的形状によるところが大きいものと思われる。そこで、独立変数として幾何学的形状を表すU-TURN部曲率半径比をとっている。Jones, Jr.ら(11)によると、旋回が無い同心二重円管の場合には、幾何学的形状の違いによる損失の違いは、等価水力直径だけでは表すことができず、内・外半径比を用いることにより補正できることが報告されている。実線及び破線は、彼らの補正式において、内・外半径比をU-TURN部曲率半径比に置き換えて、 $R_2/R_1=1.8$, $K=1.5$ 及び $R_2/R_1=3.0$, $K=2.65$ のそれぞれの点を通して求めた各曲

Swirl Direction →

図11 壁面流線の可視化

率半径比に対するKの予測値であり、式は以下の様になっている。

$$f(h) = \{[1+h^2+(1-h^2)/\ln(h)]/(1-h)^2\}^{1/4}$$

本実験の値は過去の報告のほぼ中間値であるが、損失は一次元解析結果の約1.5～2.7倍も大きくなっている。また、他の報告においても実験値のバラツキが大きく、曲率半径比とKの間の相関関係は見受けることができない。Kの予測値は僅かに右下がりであるが、その勾配は破線で約0.67%、実線で約0.38%であり、曲率半径比の影響は殆ど現れていない。つまり、同心二重円管に対して有効であった内・外半径比による整理法は、U-TURN部に関しては不十分である。これは、この整理法においても、三次元剥離に対しての考慮がなされていないためと考えられる。

4・4 戻り導翼内の流れ 導翼に対して無衝突で流入する場合の戻り導翼部内の流れの測定を行った。

図13は、戻り導翼部内の平均流れ角を示したもので、破線は導翼に沿って流れるとしたときの値である。戻り導翼はインボリュート形状であり、旋回を取り除く作用は導翼下流部が中心となっている。そのため、 $r = 120\text{mm}$ 以降での流れ角は、翼に沿った角度（設計流れ角）よりも小さくなっていく。また、導翼負圧面においては、しばしば、剥離の存在が報告されているが⁽⁴⁾、この実験では剥離は観測されず、そのため負圧面側の流れ角は導翼全体を通して設計流れ角に最も近い値となっている。剥離の観測されないことは、やはり、戻り導翼に無衝突で流入している図7の壁面静圧の結果からも確認される。なお、圧力面・負圧面側の測定位置は、プローブによるものは4mm、静圧孔は3mm、導翼から離れている。

図14は、導翼内の全圧損失の半径方向への変化を示したもので、破線は一次元解析の結果である。 $r = 100\text{mm}$ での実験結果は、一次元解析の約1.3倍であり、U-TURN部の結果と比べると充分実用になる範囲である。

図12 管摩擦係数比の分布

しかし、実験結果を結んだ実験線の半径方向への傾きと、一次元解析結果の破線の傾きとを比較した場合、半径が小さくなるほど、その差が大きくなっている。これは前述したように、インボリュート形状の戻り導翼の転向が下流ほど大きいためである。つまり、流れ角が設計流れ角よりも小さくなるために、一次元解析では平均移動距離を実際よりも短く計算していることと、二次流れも下流に進むにつれて強くなるためであると考えられる。

そこで、二次流れが最も強い戻り導翼出口の子午面内速度を示したものが、図15である。負圧面側において、曲り流路に特徴的な流路中央部での速度の欠損が現れている。加えて、下流のL-TURN部の影響のために、深さ方向の流れは、シュラウド側に向かっている。

次に、導翼内各位置での全圧損失の分布を図16に示す。値は、戻り導翼入口・出口間の全圧損失係数を

図13 戻り導翼内平均流れ角分布

図14 戻り導翼内全圧損失係数分布

図15 戻り導翼出口子午面内速度分布

1.0 倍し、小数点以下一桁で切上げたものである。二次流れは、 $r = 180\text{mm}$ において既に始まっており、低エネルギー流体は負圧面側に流れ、高エネルギー流体は圧力面側に流れている。また、前述のシュラウド側に向かう深さ方向の流れのために、測定位置⑩では、低エネルギー流体がシュラウド側に流されている。

4・4 出口屈曲部内の流れ 戻り流路において最も重要な特性である次段羽根車入口における流れパターンを入口予旋回角に対して、つまり導翼への入射角の変化に対して示したのが図17である。実線は、ポテンシャル理論を用いた解析結果である。子午面内速度、周方向速度ともに、導翼入射角（予旋回角）の正負により異なる傾向を持っている。子午面内速度は、入射角が正の場合にはシュラウド側（ハブディストーション）が、入射角が負の場合にはハブ側（チップディストーション）が速くなり速度歪を生じている。ポテンシャル理論では、シュラウド側が速くなることより入射角が負の場合にはU-TURN部の場合と同様に半径方向の流れが存在している。これは、入射角の正負により戻り導翼内での二次流れの大きさが異なるためであり、豊倉ら⁽¹²⁾が示すように負の入射角の場合、流れの転向が大きくなるため二次流れの強さが強くなり、流れのねじれが大きくなるためである。このことに関しては、赤池ら⁽¹⁾が、U-TURN部について検討しており、入口でねじれの大きい場合には、曲り90°において、曲率中心の外壁側に流れが偏ることを報告している。また戻り導翼にはほぼ無衝突に流入する $\alpha_0 = 29.4^\circ$ に関しては、シュラウド側が速くなっているものの正負の入射角の場合に比べると一様流に近い分布となっている。しかし、周方向速度は、入射角が負の場合には正の場合に比べて1/2程度の大きさにすぎない。このことは、子午面内速度の結果とは矛盾しているように思える。しかし、赤池ら⁽¹⁾のU-TURN部の0°~90°までの結果では、曲率中心の内壁側ではねじれに対して促進作用が、外壁側では抑制作用が働くことが報告されており、ハブ側に流れが偏った場合には、この抑制作用により、周方向速度の減衰が大きいと思われる。入口流れの非一様性による羽根車全圧力比の低下は、ノーディストーション、チップディストーション、ハ

ブディストーションの順に大きく⁽⁸⁾、周方向の非一様性をも考え合わせた場合、入射角が正の場合に、羽根車全圧力比は最も低下すると予測される。実際にこのことは、図4より明らかである。

図18に、 $R_2/R_1 = 1.8$ の戻り流路全体の全圧損失分布を示す。破線は図10と同様にして求めた一次元解析の結果である。入射角が正となる流れ角においては、一次元解析の結果は実験値に近い値を示しており無衝突流入点で実験値の約80%である。しかし、入射角が負となる角度に関しては値の違いが大きくなり、特に、旋回角が小さくなるほど著しく異なっている。これは、戻り導翼内においては、流れが導翼に沿って流れると仮定したためであり、負の入射角の場合には、実際にはより大きな転向をするために、流体の移動距離が計算よりも長くなるためと、前述したように戻り導翼内の2次流れが強くなるためであると考えられる。逆に、正の入射角の場合は、導翼に沿って流れると仮定した場合よりも、実際の流体の移動距離が短くなることが考えられ、このため一次元解析の結果と実験結果が比較的一致していると思われる。図9、図10と図18を比較して考えた場合、旋回角が大きいときには、U-TURN部の流れの予測が難しく、旋回角が小さいときには、導翼部以降の流れの予測が困難であると言

(a) 子午面内速度

(b) 周方向速度

図16 戻り導翼断面内全圧損失係数分布

図17 出口屈曲部速度分布

図18 戻り流路内全圧損失係数分布

えそうである。なお、 $R_2/R_1=3.0$ の場合も同様な結果が得られたが、この場合には、無衝突流入点で実験値の約65%である。

5. 結論

戻り流路による次段羽根車入口における速度の歪のために、羽根車効率・全圧力比はともに低下する。しかし、全圧力比に関しては、次段羽根車入口での非一様性による低下よりも、戻り流路自体の損失による低下が大きい。

U-TURN部に 45° を超える旋回を与えた場合には、三次元流れ境界層の発達が著しい。そのため、U-TURN部出口での流れ角は、ポテンシャル理論に比べ約 10° も小さくなり、損失も一次元解析値の約2.5~3.0倍にもなり、その予測精度が悪くなる。

出口屈曲部の流れは、戻り導翼への入射角に支配されている。つまり、戻り導翼への入射角が正の場合にはハブディストーションとなり、負の場合にはチップディストーションとなる。また、無衝突流入時には、上の二つに比べると一様である。加えて、入射角が正の場合には、無衝突流入時や負の場合に比べ、周方向速度の非一様性も顕著である。このため、入射角が正の場合に最も悪い条件となり次段羽根車の性能は低下した。

戻り流路全体の損失に対する一次元解析による予測の精度も、戻り導翼への入射角に大きく影響される。戻り導翼の無衝突流入角よりも大きい入口旋回角を与えた場合では、実用的には十分な精度で予測が可能であるが、小さい入口旋回角を与えた場合には旋回角の減少とともに精度が悪くなる。

最後に、本稿を提出するにあたりまして、御助言を頂きました慶応義塾大学教授益田重明先生と、実験に協力して下さいました川村哲久君、加藤亮介君、織田信吾君、浪本智弘君、並びに実験装置の製作に際して御尽力頂きました三井造船株式会社から感謝致します。

文献

- (1) 赤池・ほか3名, 機講論, No.750-8(昭50-8), 41-44.
- (2) 木下・林尾, 機講論, No.800-14(昭55-8), 270-272.
- (3) Ellis, G.O., Trans. ASME J. Basic Eng., March, (1960), 155-168.
- (4) 桜井, 機論, 32-237(昭41), 734-742.
- (5) 金元・ほか3名, 機論, 52-473B(昭61), 76-84.
- (6) Inoue, Y. and Koizumi, T., ASME Conference, No. 83-70725, (1983), 13-21.
- (7) Simon, H. and Rothstein, E., ASME Conference, No. 83-70725, (1983), 1-11.
- (8) Ariga, I., ほか4名, Trans. ASME, Ser. A, 105-2 (1983), 223-230.
- (9) Pampreen, R.C., Society of Automotive Eng., Feb. (1976), No. 760285, 23-27.
- (10) Livshits, S.P., Teploenergetika, (1965), 12, 1, 54-58.
- (11) Jones, O.C. Jr. and Leung, J.C.M., J. Fluid Eng., vol. 103, Dec., (1981), 615-623.
- (12) 豊倉・ほか3名, 機講論, NO810-8(昭56-8), 102-104.