大韓機械學會論文集 第7卷 第2號, pp. 153~160, 1983.

<論　文>

軸流터어보機械의 H-S面과 B-B面상의 流動의 數値解析

趙　江　來*

(1983年 1月 20日 接受)

Numerical Analysis of Flows on H-S and B-B Flow Surfaces in Axial-Flow Turbomachine

Kang Rae Cho

Abstract

The flows in an axial flow turbomachine are calculated numerically in the two sets of flow surfaces of H-S and B-B surfaces assuming that the flow is axisymmetric. The calculation is performed by regarding the governing equations as the quasi-Poisson's equations and using the finite element method for the flow regions divided into triangular elements.

The results of numerical calculation agree comparatively well with the experimental results and it has been found that the distribution of an axial velocity component at the rotor exit is not necessarily uniform under the influences of the inlet guide vanes and the front shape of the hub even if the rotor is designed by the free-vortex theory.

Also it has been found that the existence of the optimum value of the blade number can be estimated from the results of calculation of deviation angles at rotor exit if we consider the viscous flow-loss, and that the flows of B-B surfaces are affected very sensitively by the degree of satisfaction of Kutta condition.

記號說明

A, B, C, D : 式(20)~(23)에 의해 정의되는 값
b' : H-S 面의 回轉周方向의 두께에 比例하는 값(blockage factor)
b'' : B-B 面의 半徑方向의 두께에 比例하는 값
C_p : 定壓比熱
h : 엔탈피
H : 水頭
I : 로오탈피
N : 翼數
p : 壓力
Q_a : 式(1)의 右邊의 값
Q_b : 式(6)의 右邊의 값
r : 圓筒座標系의 半徑座標
R : 가스定數
S : 엔트로피
t : 피치
Δt : 翼의 두께
T : 溫度(絶對溫度)
U : 回轉周速度($U=r\omega$)

* 正會員, 延世大學校 工科大學

V : 流體의 絕對速度
W : 流體의 相對速度($W=V-U$)
z : 圓筒座標系의 軸座標
β : 翼의 캠버線의 接線이 軸方向과 이루는 角度
$\Delta\beta$: 流出偏差角
$\varepsilon, \varepsilon_1 \sim \varepsilon_4$: 計算正確度를 정하는 적당히 작은 數
κ : 比熱比
ϕ : 圓筒座標系의 角度座標
ψ : 流動函數(H-S 面 또는 B-B 面)
ρ : 密度
ω : 回轉軸의 角速度

添 字

a : 壓力面上에서의 翼後緣
b : 負壓力面上에서의 翼後緣
i : 計算의 反復回數
m : 子午線方向 또는 平均半徑
max : 最大值
$p.s$: 壓力面
r : r方向
ref : 基準點
$s.s$: 負壓力面
st : 靜的狀態
tot : 岐點狀態
u : 回轉周方向의 成分
z : z方向의 成分
1 : 入口
¯ : 平均值
^ : 相對值

1. 序 論

回轉車內部의 流動은 터어보機械의 性能에 직접관계하는 것이며 터어보機械의 設計의 경우에서나 性能改善을 위해서는 꼭 알고있어야 하는 現象이다.

깃과 깃 그리고 케이싱과 허브사이를 흐르는 3次元流動은 일련의 두 종류의 流動面으로 나타낼 수 있다. Fig.1의 그림說明圖에서 알수 있듯이 그 중의 하나는 翼列의 上流 또는 翼列의 中央付近에서 z軸에 垂直한 z面과의 교차선이 圓弧로 나타나는 面이며, 이것을 B-B 面(blade-to-blade surface) 또는 S_1面이라고 부르고 있다. 또 하나의 面은 翼列의 上流 또는 翼列안에서 Z面과의 교차선이 半徑線으로 나타나는 面이며 이것을 H-S 面(hub-to-shroud surface) 또는 S_2面이라고 부르고 있다.

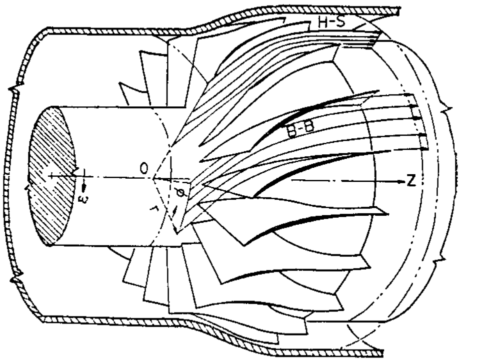

Fig. 1 Explanatory figure for H-S and B-B stream surfaces.

H-S 面과 B-B 面上의 流動을 支配하는 式은 連續式. 運動量式, 에너지式 및 氣體의 狀態式에 유체가 각 流動面에 따라 유동한다는 條件式을 도입함으로써 유도할 수 있다.

C.H.Wu[1]는 1952年에 두 流動面上의 유동에 대한支配方程式을 유도하였으며, H-S 유동에 대하여는 緩和法을 사용해서 수치계산하였다.

D. Adler 와 Y. Krimerman[2]은 1974年에 Wu 의 식을 사용하여 H-S 유동을 有限要素法으로 계산하였으며, 또 77年에는B-B 유동[3]을 같은 有限要素法으로 계산하였다.

本 硏究는 R.A. Jeffs[4]가 實驗에 사용한 低速壓縮機와 동일한 터어보機械에 대하여 유동을 非粘性定常流動이라고 가정하고 이를 有限要素法[5]에 의해 계산하였고, H-S 유동에 대하여는 Jeffs 의 實驗結果와 比較檢討하였으며 또 허브의 형태가 H-S 유동에 미치는 영향을 조사하였다. B-B 유동에 대하여는 翼數와 流出偏差角과의 관계를 구하고 翼數에 대한 最適值의 존재여부를 검토하였다.

2. 支配方程式

Wu[1]에 의해 非粘性 定常流動(回轉 또는 非回轉流動)에 대해 유도된 式을 軸對稱의 亞音速流動에 적용한다. 이 때의 解는 먼저 H-S 面에 대한 解를 구한다음에 이 결과를 B-B 유동에 적용하여 해를 구하게 된다. H-S 유동을 지배하는 式은 子午線 速度成分이 軸에 대해 이루는 角이 45°보다 작은 경우에는 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{\rho r b'}\frac{\partial\psi}{\partial r}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{1}{\rho r b'}\frac{\partial\psi}{\partial z}\right)=\frac{1}{W_z}\left\{\frac{\partial I}{\partial r}\right.$$

$$-T\frac{\partial S}{\partial r}-\frac{W_u}{r}\frac{\partial}{\partial r}(rV_u)\Big\} \quad (1)$$

式 (1)에 도입된 流動函數 ψ는 다음과 같이 정의되며

$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial\psi}{\partial r}&=rb'\rho W_z\\ \frac{\partial\psi}{\partial z}&=-rb'\rho W_u\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

b'는 다음과 같이 주어진다.

$$b'=1-\frac{\Delta t}{t\sin\beta} \quad (3)$$

그리고 로오탈피 I와 엔트로피 S는 각각 다음과 같이 주어진다.

$$I=h+\frac{1}{2}W^2-\frac{1}{2}U^2=h+\frac{1}{2}V^2-UV_u \quad (4)$$

$$S=-C_p\ln\frac{(p_{tot}/p_{tot,ref})^{\kappa-1/\kappa}}{(T_{tot}/T_{tot,ref})} \quad (5)$$

한편 B-B유동에 대한 支配方程式은 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{\partial}{\partial\phi}\left(\frac{1}{r^2b''\rho}\frac{\partial\psi}{\partial\phi}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{1}{b''\rho}\frac{\partial\psi}{\partial z}\right)=-\frac{1}{W_z}\left(-\frac{1}{r}\frac{\partial I}{\partial\phi}+\frac{T}{r}\frac{\partial S}{\partial\phi}-\frac{W_rW_u}{r}+\frac{W_r}{r}\frac{\partial W_r}{\partial\phi}-2\omega W_r\right) \quad (6)$$

式 (6)에 도입된 B-B面의 流動函數는 다음과 같이 정의된다.

$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial\psi}{\partial\phi}&=rb''\rho W_z\\ \frac{\partial\psi}{\partial z}&=-b''\rho W_u\end{aligned}\right\} \quad (6)$$

그리고 b''는 다음과 같이 주어진다.

$$b''=\frac{W_{m1}\rho_1r_1b_1'}{W_z\rho rb'} \quad (8)$$

式(8)에서의 b', b_1'는 式 (3)에 의해 주어진다.

3. 數値解

3.1. H-S解

式(1)에 대하여는 變分原理가 알려져 있지 않으므로 Galerkin의 近似法에 의해 풀도록 한다. 式(1)의 右邊의 값을 알 수 있다고 하면 다음과 같이 準 Poisson 式의 형태로 표시할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{\rho rb'}\frac{\partial\psi}{\partial r}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{1}{\rho rb'}\frac{\partial\psi}{\partial z}\right)=Q_a \quad (9)$$

여기서 Q_a는 反復計算에 의하여 한회 전 계산의 해로 부터 계산된다. 이와같이 하면 式(9)에 대한 變分原理가 존재하기 때문에 有限要素法에 의해 쉽게 풀 수 있게된다. 計算領域은 三角形要素로 분할하고 節(node)의 위치는 ψ=const로 표시되는 流線上에 두도록 한다. 計算의 收斂條件은 $\psi_{i+1}-\psi_i<\varepsilon$으로 표시할 수 있다.

여기서 Q_a 또는 다음에 나오는 Q_b를 계산하는데 필요한 式을 열거하면 다음과 같다. 損失을 고려하지 않을 경우에는 T_{tot}=const, p_{tot}=const이므로 $S=0$으로 된다.

$$h=C_pT_{st} \quad (10)$$

$$H_{st}=H_{tot}-\frac{1}{2}\Delta V^2=V_uU-V_{u1}U_1-\frac{1}{2}(V^2-V_1^2) \quad (11)$$

$$T_{st}=T_{st1}+\frac{\kappa-1}{\kappa}\frac{1}{R}H_{st} \quad (12)$$

$$T_{tot}=T_{st}+\frac{1}{2C_p}V^2 \quad (13)$$

$$p_{st}=p_{tot}(T_{st}/T_{tot})^{\kappa/(\kappa-1)} \quad (14)$$

$$p_{tot}=p_{tot1}(T_{tot}/T_{tot1})^{\kappa/(\kappa-1)} \quad (15)$$

$$\hat{T}_{tot}=T_{st}+\frac{1}{2C_p}W^2 \quad (16)$$

$$\hat{p}_{tot}=p_{tot}(T_{tot}/\hat{T}_{tot})^{\kappa/(\kappa-1)} \quad (17)$$

$$\rho=\frac{p_{st}}{RT_{st}} \quad (18)$$

3.2. B-B解

H-S流動面 중의 한 流線을 택하여 이것을 回轉軸 주위에서 회전시키면 하나의 B-B流動面을 얻을 수 있다. B-B유동의 지배방정식 式(6)은 H-S유동의 경우와 마찬가지로 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\partial}{\partial\phi}\left(\frac{1}{r^2b''\rho}\frac{\partial\psi}{\partial\phi}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{1}{b''\rho}\frac{\partial\psi}{\partial z}\right)=Q_b \quad (19)$$

윗 式도 H-S유동의 式(9)와 똑같은 형태로 되어 있으므로 이것을 準 Poisson式이라고 보면 有限要素法에 의해 쉽게 풀려질 수 있다. 이 경우도 流動領域은 三角形要素로 분할하고 節은 항상 유선상에 놓여있도록 한다.

B-B유동의 계산에서는 먼저 Ψ에 대한 解가 다음 式(20)으로 주어지는 收斂條件을 만족하도록 한 다음 그 결과가 다음 조건을 동시에 만족하도록 한다.

(a) 翼列上流쪽에 연장된 경계선(岐點流線)의 입구 위치에서 처음에 주어진 周方向速度成分은 계속 같은 크기를 유지해야 한다(條件式(21))

(b) 翼後緣에서 Kutta의 條件을 만족하여야 한다. (條件式(22))

(c) 翼列의 上流 및 下流에 연장된 경계선(岐點流線)

상에서 流動의 周期性이 만족되어야 한다(條件式(23))

$$\frac{W_i - W_{i-1}}{W_i} = A, \quad |A|_{\max} < \varepsilon_1 \tag{20}$$

$$\frac{\dfrac{1}{\phi_{s.s}-\phi_{p.s}}\displaystyle\int_{p.s}^{s.s} V_u d\phi - V_{u1}}{\dfrac{1}{2}(W_{p.s}+W_{s.s})} = B, \quad |B| < \varepsilon_2 \tag{21}$$

$$\frac{p_a - p_b}{p_{tot1}} = C, \quad |C| < \varepsilon_3 \tag{22}$$

$$\frac{W_{p.s}-W_{s.s}}{\dfrac{1}{2}(W_{p.s}+W_{s.s})} = D, \quad |D| < \varepsilon_4 \tag{23}$$

윗 式에서 略字 $s.s$와 $p.s$는 각각 翼의 負壓力面과 壓力面을 의미한다.

4. 計算結果 및 檢討

數値計算例로서 택한 터어보機械는 Jeffs가 실험에 사용한 것과 동일한 것이며, 案內깃을 갖는 後置靜翼式單段의 低速壓縮機이다. 이것의 개략적인 크기는 Fig. 2에 도시되어 있다. 回轉數는 1375 rpm이며 각 翼列에서의 輔方向에 대한 流出角은 Table 1에 표시되어 있다. 本 計算에 있어서는 각 翼列의 두께는 없으

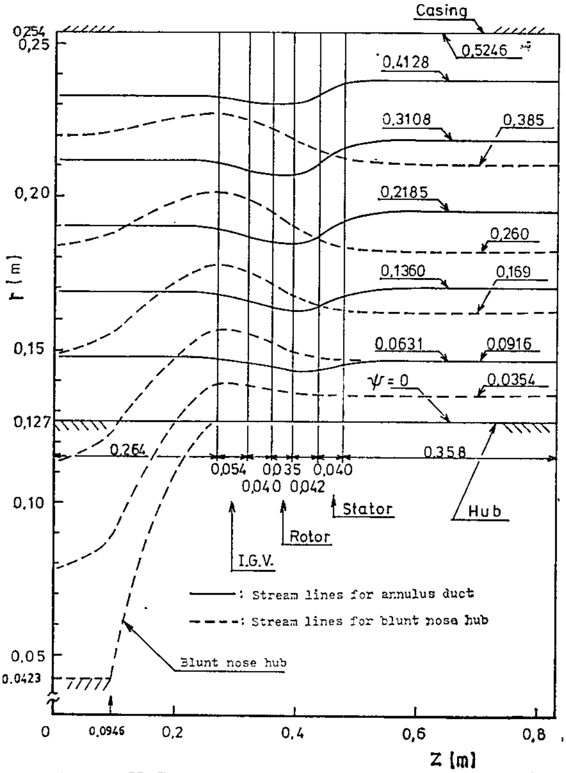

Fig. 2 H-S stream surface and stream lines for the annulus duct and the blunt nose hub.

Table 1 Relative-air angle at blade exit (degree).

Radius (m)	0.127	0.148	0.169	0.191	0.212	0.233	0.254
I.G.V.	8.5	16.5	21.6	25.6	28.5	30.8	32.2
Rotor	−3.7	7.0	16.7	25.6	33.4	40.1	45.5
Stator	8.5	16.5	21.6	25.6	28.5	30.8	32.2

며 캠버의 방향은 流動의 流入方向에서 流出方向까지 軸의 거리에 비례해서 균일하게 변화한다고 가정하였다. 그리고 각 翼列의 軸方向의 길이는 각각 Fig. 2에 제시된 것과 같다. 回轉翼은 自由渦流形으로 設計되어 있고 設計點에서는 輔方向의 平均速度 $\bar{V}_z$와 平均半徑 $r_m=0.121$m에서의 回轉周速度 U_m와의 比는 $\bar{V}_z/U_m=0.62$로 되어 있다. H-S 流動面(環狀허브)의 計算領域은 Fig. 2와 같이 入口案內깃, 回轉翼 및 靜止翼 부분을 포함하고 있으며, 上·下流側에서 入口와 出口의 境界位置는 流動이 일정하다고 볼수 있는 위치로 택하였다. Fig. 2에서와 같이 入口境界는 入口案內깃에서 上流側으로 0.2564 m(入口案內깃의 軸方向 길이의 약 4.9배), 出口境界는 靜止翼에서 下流側으로 0.358 m인 위치에 두었다.

H-S 流動面의 要素分割은 허브에서 케이싱까지는 半徑方向으로 6等分하였고, 軸方向에 대해서 入口案內깃, 回轉翼 및 靜止翼의 領域은 각각 3等分, 入口案內깃과 回轉翼과의 사이 및 回轉翼과 靜止翼과의 사이도 각각 3等分하였으며, 入口境界에서 入口案內깃까지의 區間은 9等分, 그리고 靜止翼에서 出口境界까지는 12等分하였고 이것으로 형성되는 四角形을 다시 두개의 三角形으로 분할하였다. 그 결과 三角形의 要素數는 432, 節의 數는 259個로 되었다. Fig. 2에는 破線으로 표시된 둥근 허브(blunt nose hub)의 그림도 함께 제시되어 있다. 이 경우도 環狀허 브의 경우와 같은 방식으로 분할하였으므로 要素數와 節의 數는 環狀허브의 경우와 동일하다.

이상과 같은 計算領域에 有限要素法을 적용하여 계산하였다. 이 때 流動은 設計流動狀態라고 하였으며, 壓縮機의 入口流動은 旋回成分이 없고 균일하게 유입한다고 가정하였다.

數値計算에 있어서는 式(20)의 ε_1은 0.01로 설정하고 緩和係數(relaxation factor)는 0.3, 0.4, 0.5로 하여 각각 계산하였다. 그 결과 收斂할 때 까지의 計算의 反復回數는 각각 150회, 59회, 47회였다. 그리고 計算時間은 NEAC S1000에서 47회의 경우일 때 6分 5秒를 소요했다. 이상은 環狀허브에 대한 결과이지만

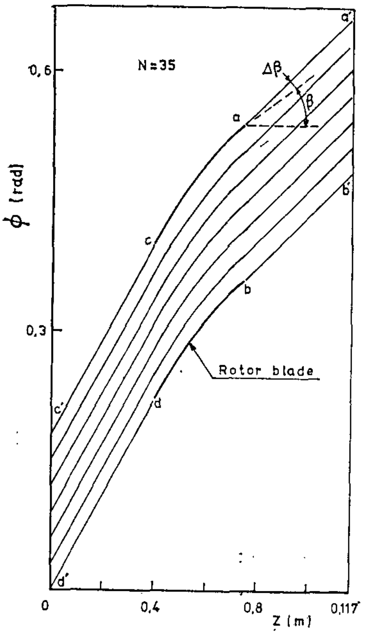

Fig. 3 B-B stream surface in rotor cascade.

둥근허브의 경우도 별 차이가 없었다.

B-B 流動의 計算은 環狀허브의 回轉翼에 대해서만 하였으며, 計算領域은 Fig. 3과 같이 回轉翼의 1 피치 사이의 流動領域이고, 上·下流에서의 境界位置는 각각 前方 入口案內깃의 出口와 後方 靜止翼의 入口의 位置로 하였다.

B-B 流動面의 要素分割은 ϕ 方向으로($c'd'$구간) 6 等分, z 方向으로는 翼列領域(ca 또는 db 구간)에 있어서 9 等分, 上流側($c'c$ 또는 $d'd$ 구간)과 下流側(aa' 또는 bb'구간)에서는 각각 3 等分하고, 이것으로 형성되는 四角形을 다시 두 개의 三角形으로 분할하였다. 그 결과 三角形의 要素數는 180, 節의 數는 112 個 였다. 여기서 岐點流線 $c'c$, aa'의 위치는 처음은 깃의 入口 및 出口에서의 接線과 같다고 가정하고, 정확한 위치는 B-B 流動이 확정될 때에 비로소 결정된다.

B-B 流動場에 대한 계산은 平均半徑의 位置에서 행하였다. 計算順序로서 먼저 가정된 岐點流線에 대해서 미리 설정된 ε_1의 값을 만족하도록 계산하여야 한다. 이 때의 計算時間은 1回 反復하는데 약 0.5秒가 소요되었다. 計算을 收斂시키는데 필요한 反復回數는 翼數(또는 피치) 그리고 ε_1과 緩和係數의 값에 의해 좌우되지만 참고로 소개하면 翼數가 70, ε_1이 0.001이고 緩和係數를 0.3으로 정했을 때 11회였다.

다음에 B-B 流動場의 計算을 收斂시키면서 式 (21)~(23)으로 주어지는 각 條件을 동시에 만족시키도록 해야한다. 이를 위해서는 岐點流線의 위치를 수정해야 하는데, 그 修正回數는 修正方式에 따라 달라진다. 本 計算의 경우에 있어서는 10회 정도의 位置修正에 의해 만족시킬 수 있었다.

4.1. H-S 流動

H-S 面에서의 유선모양은 Fig. 2에서 實線으로 표시된 것과 같으며, 그림에 기입된 流動函數 ψ의 값은 허브에서 $\psi=0$, 케이싱에서는 設計流量에 해당하는 값 $\psi=0.5246$을 취하였다. Fig. 4와 5에서의 實線은 z 方向의 速度成分 V_z의 半徑方向에 대한 分布를 나타내고 있다. 이결과로부터 알 수 있는 것은 均一하게 유

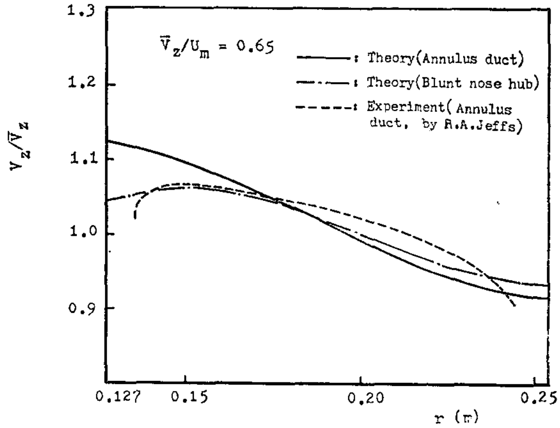

Fig. 4 Axial velocity distributions after inlet guide vane.

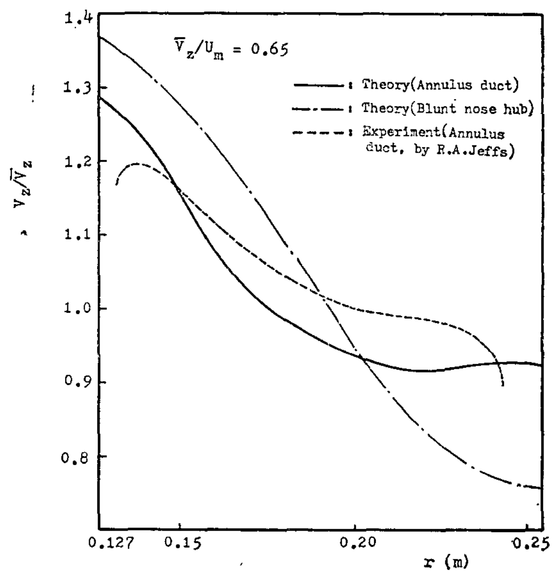

Fig. 5 Axial velocity distributions after rotor cascade.

입한 入口流動이 入口案內깃을 통과함으로써 半徑方向으로 약간의 速度分布를 가지게 되며, 이 速度分布는 回轉翼에 의해 더욱 크게 나타난다는 것이다. 이와 같은 速度分布는 回轉翼을 自由渦流形으로 설계하는 일반적인 設計方法에 있어서 回轉翼의 入口와 出口에서 V_z=const 라고 하는 것을 감안하면 그 차이는 간과할 수 없으며, 특히 下流의 靜翼設計에 있어서는 V_z의 速度分布를 무시할 수 없다.

Fig. 4 와 5에는 Jeffs에 의한 實驗結果를 破線으로 표시하여 數值計算結果와 비교할 수 있도록 하였다. 계산결과는 에너지損失이 없는 非粘性流動에 대한 것이지만 實驗結果와 대체적으로 일치하고 있으며 더우기 計算結果에 케이싱과 허브에서의 粘性의 영향을 고려하면 連續條件으로 부터 실험결과에 더욱 가까워짐을 알 수 있다.

Fig. 2에서 破線으로 표시된 流線은 허브入口가 둥글게(blunt nose hub로)되어있는 경우이며 流量은 環狀허브(annulus duct)의 경우와 같게 되어 있다. 流動은 허브입구모양에 의한 영향을 크게 받고 平行通路로 되어 있는 翼列內部에서도 半徑方向의 速度成分이 크게 나타나고 있고, 軸方向速度成分도 環狀허브의 경우와 크게 달라지고 있음을 알 수 있다. Fig. 4와 5에서의 一點鎖線은 허브입구가 둥근경우의 案內깃 出口와 回轉翼出口에서의 V_z의 分布를 나타내고 있다. 이 그림에서 알 수 있는 것은 案內깃 出口에서의 V_z分布는 環狀허브의 경우보다 균일하게 되어 있기는 하지만 回轉翼出口에서의 V_z成分의 分布는 오히려 크게 나타나고 있다는 것이다. 그 理由의 하나로서 생각할 수 있는 것은 Fig. 2에서 알 수 있듯이 回轉翼上流에서 環狀허브의 경우 거의 없었던 半徑方向의 速度成分이 둥근 허브의 경우에는 크게 나타나고 있다는 것이다.

이상으로 부터 回轉翼前方에 案內깃이 있다거나 또는 허브의 모양이 環狀形態에서 크게 달라지는 경우에는 回轉翼後方에서의 V_z分布가 균일해지지 않음을 알 수 있다. 따라서 回轉翼을 自由渦流形으로 設計한다고 하여도 翼列配置 또는 허브의 형태에 따라서는 後置靜止翼의 設計에 있어서 V_z의 分布를 고려해야 될 것이다.

4.2. B-B 流動

B-B 流動은 翼의 두께가 없다고 가정하고 翼數N가 35, 53, 70, 88의 네 가지에 대하여 계산 하였다. Fig. 6은 翼表面에서의 速度分布가 翼數에 따라 변하는 모습을 보여주고 있고, Fig.7은 翼列에서의 流出偏差角이 翼數의 증가에 따라 변화하는 모습을 보여주고 있다.

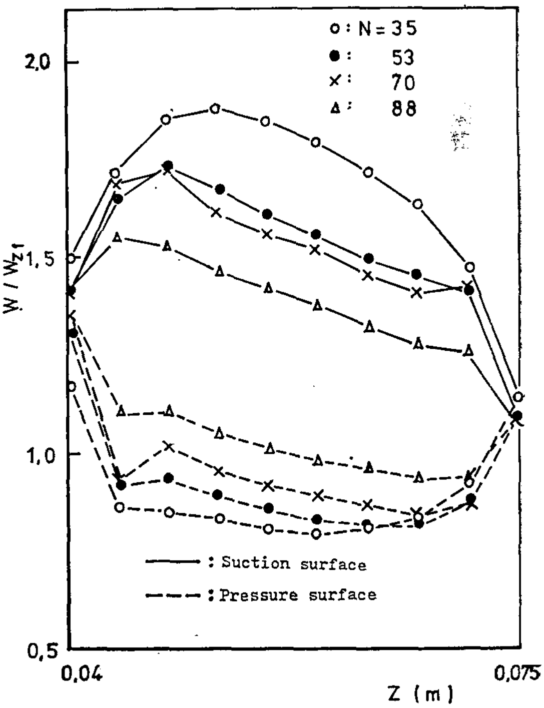

Fig. 6 Relative velocity distributions on rotor blade for various blade number.

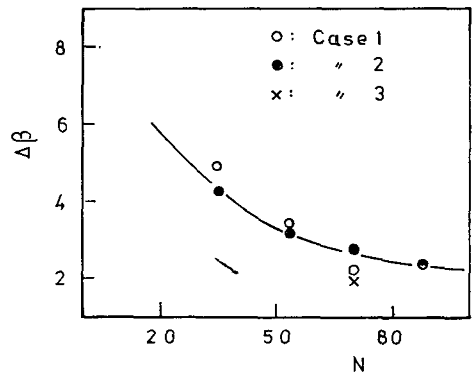

Fig. 7 Deviation angles of rotor exit flow for various calculation accuracy.

Fig. 7에는 세 종류의 기호가 사용되어 있어 이들이 의미하는 case1, 2 및 3은 각 翼數마다 數值計算된 결과를 정확도별로 구분하였다. 번호는 式(22)로 주어지는 Kutta 條件의 만족도 C의 값(符號 포함)이 큰 순으로 1, 2, 3이 매겨져 있다. 각 翼數 별로 case 番號에 해당되는 계산의 정확도는 Table 2에 제시되어 있다. 어느 翼數에 있어서도 case 2의 正確度가 가장 높으며 (이 점에 대해서는 정확도에 관한 檢討에서 설명되어 있음), Fig. 7에서의 實線은 이들의 點을 연결한 것이다. 이 그림에서 翼數의 증가에 따라 流出偏差角이 작

Table 2 Accuracy of calculalation.

N	35		53		70			88	
Case No.	1	2	1	2	1	2	3	1	2
$\Delta\beta$	5.90	4.26	3.40	3.14	2.10	2.65	2.07	2.40	2.42
$\lvert A\rvert$max	0.0049	0.0015	0.003	0.0009	0.0009	0.00033	0.0004	0.0005	0.00048
$\lvert B\rvert$	0.0011	0.0025	0.0020	0.0018	0.0021	0.0024	0.0027	0.0024	0.0025
C	3.0×10^{-5}	1.0×10^{-5}	8.9×10^{-5}	-2.0×10^{-5}	6.7×10^{-5}	3.9×10^{-5}	3.9×10^{-5}	3.0×10^{-5}	2.0×10^{-5}
D	0.029	−0.013	0.017	0.069	0.0185	0.020	0.073	0.022	−0.012

아지고 있음을 알 수 있고, 특히 翼數가 어느 정도 이상이 되면 偏差角의 減少率이 크게 감소하고 있음을 확인할 수 있다. 이와 같은 경향은 실제유체의 경우 翼數의 증가에 따라 摩擦損失도 비례해서 증가하기 때문에 翼數에 最適値가 존재함을 의미한다.

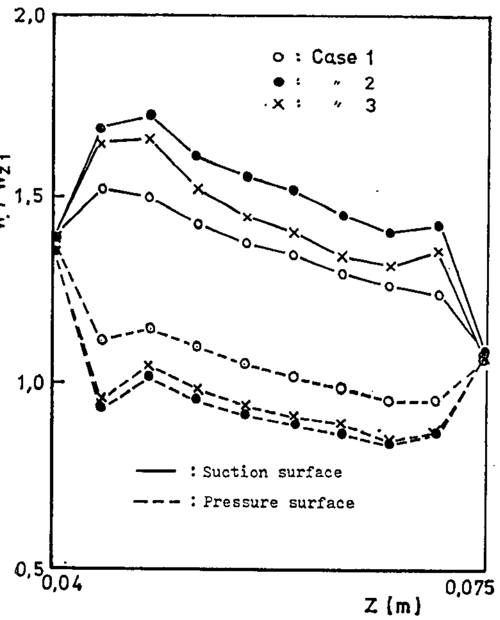

Fig. 8 Relative velocity distributions on rotor blade for various calculation accuracy.

Table 2는 翼數가 70의 경우에 계산된 세가지의 計算結果에 대한 計算正確度를 제시한 것이다. 또 이들에 대한 速度分布는 Fig. 8에 도시되어 있다. 計算正確度와 流出偏差角 또는 速度分布와의 관계를 계산수행과정에서 얻어진 경험을 곁들여서 요약하면 다음과 같다.

Figs. 7과 8에서의 case 2와 case 3의 차이는 주로 ψ場의 계산의 收斂正確度 즉, A값의 차이에 의한 것이라고 말할 수 있다. 그러나 case 3의 A의 값을 이보다 작게 하려고하면 계산이 수렴되지 않았기 때문에 Table 2의 A값은 사실상 최소치에 가깝다고 말할 수 있다. 따라서 A값을 보다 작게 하려면 岐點流線의 위치를 수정해야만 가능하며, 결국 case 2와 같은 위치로 岐點流線을 변경함으로써 A의 正確度를 즉, 收斂正確度를 높일 수 있다.

翼數가 70의 case 1과 case 2에 있어서는 A값과 C값의 두 正確度에서 큰 차이가 나타나고 있다. 그러나 A값은 어느 정도 이하로 확보되어 있다고 볼 수 있으므로 이에 의한 차이는 별로 문제가 되지 않을 것이다. 따라서 Kutta의 條件인 C의 값의 차이에 의해 두 계산결과에 큰 차이가 나타난 것이라고 볼 수 있다. C값을 보다 작게 하려면 이 경우에서도 岐點流線의 위치를 case 2의 위치와 같은 위치로 변경함으로써 가능케 된다.

5. 結　論

入口案內깃을 갖는 自由渦流形 後置靜翼式 低速單段壓縮機의 流動에 대하여 數値計算을 행한결과 다음과 같은 結論을 얻을 수 있다.

(1) 허브入口의 형태는 翼列內部의 流動에 큰 영향을 미치며, 回轉翼이 自由渦流形으로 設計되어 있어도 回轉翼入口에서의 V_z의 分布 또는 V_r에 의해 回轉車出口에서의 V_z는 半徑方向으로 크게 변화한다.

(2) 回轉翼의 流出偏差角은 어느 翼數까지는 翼數의 증가에 따라 크게 감소한다. 이것은 실제유동에있어서는 翼數에 最適値가 있음을 의미한다.

(3) 翼面上의 速度分布는 計算正確度와 여러 境界條件의 滿足度에 의해 큰 영향을 받으며, 특히 Kutta의 條件에 의한 영향이 컸었다.

後 記

本 硏究는 1982年度 第5차 IBRD敎育借款資金에 의해 文敎部에서 派遣되어 日本 大阪大學工學部 機械工學科 村田硏究室에서 이루어진 것이다. 여기에 文敎部 및 關聯機關, 그리고 大阪大學 村田 暹 敎授 및 三宅裕 助敎授에 感謝의 뜻을 表합니다.

參 考 文 獻

(1) C.H.Wu, A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of exial, radial and mixed-flow types, Transactions of the ASME, Nov., 1952

(2) D. Adler and Y. Krimerman, The numerical calculation of the meridional flow field in turbomachines using the finite element method, ISRAEL Journal of technology, Vol. 12, 1974

(3) D. Adler and Y. Krimerman, Calculation of the blade-to-blade compressible flow field in turbo impellers using the finite-element method, Journal Mechanical Engineering Science © I Mech E 1977

(4) R.A. Jeffs, The low speed performance of a single stage of twisted constant section blades at a diameter ratio of 0.5, N.G.T.E. Memorandum No. M. 206, A.R.C. 17081, March 1954

(5) K.H. Huebner, The Finite Element Method for Engineers, (1975), John Wiley & Sons, Inc.