

원심압축기 채널디퓨저의 설계 및 성능예측에 관한 연구

A Study on the Design and Performance Prediction of Centrifugal Compressor Channel Diffuser

강신형(서울대 기계공학과), 김정식(서울대 대학원)
 S.H.Kang(Seoul National Univ.), J.S.Kang(Graduate School, Seoul National Univ.)

1. 서론

원심압축기는 일반적으로 가이드베인(Inlet Guide Vane), 회전차(임펠러, Impeller), 디퓨저, 볼류트와 주변부품으로 구성된다. 원심압축기의 회전차를 나오는 유체는 일반적으로 높은 속도를 가지며 일반적으로 총 공급된 에너지의 30~40%의 에너지가 회전차 출구의 유체의 속도에너지 형태로 보존되기 때문에 높은 압력비와 효율을 얻으려면 이 높은 속도의 유체를 감속시키며 정압으로 상승시켜야 하는데 이것이 디퓨저의 역할이다.

디퓨저는 크게 베인없는(Vaneless) 디퓨저와 베인(Vaned) 디퓨저로 나눌 수 있다. 베인없는 디퓨저는 작동범위(range)가 크고 값이 싸지만 압력회복이 낮으며, 베인디퓨저는 작동범위가 작고 값이 비싸지만 압력회복이 높다.

베인디퓨저에는 여러 가지 종류가 있다. 일반적으로 많이 쓰이는 종류에는 채널디퓨저와 케스케이드(Cascade) 디퓨저가 있다. 채널디퓨저는 케스케이드 디퓨저에 비해 일반적으로 압력회복이 높으나 작동범위가 적다. 그래서 고효율, 고압축이 요구되는 압축기의 경우 압력회복이 높은 채널디퓨저의 사용이 필수적이다.

디퓨저의 압력회복은 다음식의 압력회복계수로 나타낸다.

$$C_p = \frac{(P_5 - P_2)}{(P_{02} - P_2)} \quad (1)$$

윗 식에서 5는 디퓨저의 출구를 말하고, 2는 디퓨저의 입구를 가리킨다. 회전차 출구의 유동이 제트(jet)와 웨이크(wake)뿐 아니라 전압과 유체속도의 크기, 방향 등이 모두 균일하지 않고 매우 불안정하기 때문에 2에서의 조건을 정의하기에는 쉽지 않다. 그러므로 2에서의 조건을 정의하는 데는 평균의 개념이 들어가야 할 것이다.

본 연구에서는 디퓨저의 종류 중에서 일반적으로 가장 높은 압력회복을 얻을 수 있는 Wedge 형태의 채널디퓨저의 설계와 성능예측방법을 다루었다. Wedge 디퓨저를 베인없는(Vaneless) 디퓨저, Semi-vaneless 구간, 채널구간, 채널끝(Channel exit)의 네 개의 구간으로 나누어서 해석하였다. 베인리스 디퓨저는 D.Stanitz의 방정식을 사용하였으

며, 채널부분은 Walz의 경계층방정식과 채널에서의 단열방정식을 통하여 해석하였고 Rundtadler et al.(1969,1973)의 실험과 결과를 비교하였으며, 전체적으로는 H.Krain(1980)의 실험결과와 비교하여 성능을 검증하였다.

그리고, 대형냉동기에서 사용되는 경우를 위하여 냉매 R134a를 사용하여 채널부분의 성능계산을 수행하였다. Wedge 디퓨저의 성능을 위해서는 채널 부분의 성능검증이 필요한데 Rundtadler et al.(1969,1973)는 공기에 대하여만 실험하였고 세계적으로 냉매에 대하여는 알려진 실험데이터가 부족하다. 이것은 냉매가 실제기체인 이유도 있겠지만 냉매의 종류가 많아서 다양한 형상의 디퓨저에 대한 방대한 실험을 수행하기가 상대적으로 어려웠기 때문이라고 추측된다. 본 연구에서는 냉매 R134a를 사용하는 디퓨저에 대하여 성능예측을 수행하였고 압력회복특성을 논의하였으며, 다양한 형상의 채널에 대하여 냉매 R134a를 사용하여 성능계산을 수행하여 성능지도를 만들었으며 이것을 이용하여 설계자가 냉동기에서 채널디퓨저를 설계, 성능예측할 수 있는 귀중한 자료를 제시하였다.

2. 채널디퓨저의 설계와 성능예측

2.1 베인리스 디퓨저의 지배방정식

회전차를 나온 유체는 채널디퓨저에 들어가기 전에 짧은 베인리스디퓨저를 거치게 된다. 이것은 회전차 출구의 유체의 비균일한 속도를 균일하게 만들어 채널디퓨저로 유도하기 위해서이다.

D.Stanitz[6]는 Vaneless 디퓨저 내부의 유동을 1차원적으로 압축성과 반경방향과 회전방향의 마찰계수를 고려하여 다음과 같이 나타내었다.

$$\xi = \frac{C_f}{\sin \alpha} \left(\frac{R_2}{B_2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{1}{T_0} \frac{dT_0}{dR} = \frac{\xi}{B \cos \beta} \left(\frac{T_w}{T_0} - 1 \right) \quad (3)$$

$$\frac{1}{M^2} \frac{dM^2}{dR} = \frac{-2 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)}{M^2 - \sec^2 \beta} \times \left[(1 + \gamma M^2 - \tan^2 \beta) \frac{1}{2T_0} \frac{dT_0}{dR} + (\gamma M^2 - \tan^2 \beta) \frac{\xi}{B \cos \beta} - \frac{1}{B} \frac{dB}{dR} - \frac{\sec^2 \beta}{R} \right] \quad (4)$$

$$\frac{1}{\tan \beta} \frac{d \tan \beta}{dR} = \frac{\sec^2 \beta}{M^2 - \sec^2 \beta} \left[\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right) \frac{1}{T_0} \frac{dT_0}{dR} + (1 + (\gamma-1)M^2) \frac{\zeta}{B \cos \beta} - \frac{1}{B} \frac{dB}{dR} - \frac{M^2}{R} \right] \quad (5)$$

$$C_f = k(180,000/Re)^{0.2} \quad (6)$$

위의 식들은 Runge Kutta 방법으로 풀 수 있다. 위 식에서 k 는 마찰보정계수(matching constant)로 일반적으로 0.01이 많이 사용되지만 작동상태와 형상에 따라 다양하게 사용된다.

2.2 채널디퓨저에 관한 선행연구

원심압축기에 사용되는 채널(Channel)디퓨저에 관한 연구는 오래전부터 진행되었다. 본 연구에서는 채널디퓨저 중에서 wedge 디퓨저의 성능예측에 관한 연구를 수행하였다.

Runstadler[8]는 Channel Diffuser의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 파라미터가 목(Throat)에서의 Boundary layer blockage라고 하였으며, Came과 Herbert[10]는 Vaneless space의 형상에서 효율과 Range의 문제를 다루었다. G.Sovran, E.D.Klomp[11]는 디퓨저의 다양한 형상의 다양한 입구조건은 하나의 파라미터인 Blockage로 표현될 수 있다고 했다. J.Bardina, A.Lyrio, S.J.Kline, J.H.Ferziger, J.P.Johnston[12]은 2차원 디퓨저를 steady, turbulent, incompressible 가정해서 계산에 의해서 성능을 예측하였다. Potential Core는 One-dimensional flow model 을 사용하였고 Boundary layer zone은 운동량적분방정식(momentum integral eq.)과 Entrainment eq.을 사용하였다. 그래서 unstalled flow, transitory stall, fully developed stall에 대해서도 성능예측이 거의 정확하게 가능하였다.

L.R.Reneau, J.P.Johnston, S.J.Kline[13]은 2차원 디퓨저의 성능예측에 관한 연구에서 입구에서 스톨(Stall)이 일어나지 않거나 난류강도가 너무 크지 않은 경우에는 입구속도 분포는 입구에서의 유로폐쇄(Blockage)로 표현될 수 있다고 설명하였다. 그리고 Flow Regimes에 관한 연구에서 No appreciable Stall Regime은 압력과 속도분포가 중앙선을 따라 대칭이고 비교적 시간에 대해 일정하며, Large Transitory Stall Regime은 유동이 매우 불안정한 스톨(Stall)이 일어난다고 설명하였다. 주로 $N/W_1 \leq 12$ 에서는 Stall(스톨)이 확산벽면(Diverging wall)에서 발생하고, $N/W_1 \geq 16$ 에서는 Stall이 평행벽면(Parallel wall)에서 발생하며, Two-Dimensional Stall Regime은 steady, two-dimensional stall 이 발

생하며, Jet Flow Regime이 있다고 설명하였다. 그리고 No appreciable Stall Regime과 Large Transitory Stall Regime사이의 선은 최대효율점 바로 앞에 존재한다고 설명하였다.

P.W.Runstadler, Jr. et al.[8]은 종횡비(Aspect ratio)가 다른 (AS=0.25, 1.0, 5.0) 채널디퓨저를 실험해서 압력회복결과를 구하였다. 유로폐쇄(Blockage)를 측정에 의한 유량과 일차원적인 계산에 의한 유량으로부터 다음과 같이 구하였다.

$$B = 1 - \frac{A_{effective}}{A_{geometrical}} = 1 - \frac{mass\ flow\ measured}{mass\ flow\ ideal} \quad (7)$$

입구 유로폐쇄(Inlet Blockage)는 성능에 가장 민감한 변수이며 목 유로폐쇄(Throat blockage)가 커지면 압력회복이 떨어진다. 종횡비(Aspect Ratio)는 일정한 유로폐쇄와 마하수에서는 종횡비(Aspect ratio)가 1.0보다 약간 작은 점에서 최적 압력회복이 일어났다.

O.J.McMillan, J.P.Johnston[14]은 입구의 종횡비(Aspect ratio)가 낮은 디퓨저에 관한 연구에서 중심평면에서의 2차원 운동량방정식, 질량보존방정식, 운동량방정식, 보조관계식을 사용하였고 AS가 줄면서 성능도 줄어들며 낮은 AS디퓨저의 전체 성능이 좋지 않았는데 이것은 turbulent shear에 의한 소산작용 때문에 확산이 제대로 일어나지 않았기 때문이라고 생각하였다.

H.Krain[15,16]은 실험을 통하여 디퓨저의 최대 압력회복은 rotating stall 직전에서 일어나며 디퓨저 입구에서 유체가 쉬라우드(shroud) 부분에서는 압력면을 향하고 hub부분에서는 흡입면을 향해서 큰 입사각을 이룸이 관찰하였다. 그리고 H.Krain은 14개의 main blade와 14개의 스플리터(Splitter), 27개의 channel diffuser vane의 실험을 통하여 좋은 결과를 남겼다. 그는 $R_3/R_2=1.1$, $R_5/R_2=1.905$, 목(Throat) aspect ratio = 1.6, channel diffuser의 Length/width ratio = 11.46, channel divergence angle = 7.54° , diffuser vane stagger angle = 72.68° 의 디퓨저를 사용하였으며, Laser-Two-Focus(L2F) 속도계를 사용하여 속도를 측정하였다.

F.S.Bhinder, M.H.Al-Modafar[20]는 채널 디퓨저의 성능을 예측하는 방법을 개발하였다. 이상기체, 단일과정, 유체에 작용하는 힘은 관성력과 마찰력 뿐이라는 가정하에서 운동량적분(momentum integral) 방정식은 연속방정식과 에너지방정식과 함께 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{A}{A_1} = \frac{M_1}{M} \cdot \left| \frac{1 - \sigma M_1^2}{1 - \sigma M^2} \right|^{\frac{1}{\gamma-1+2\sigma}} \left| \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2} \right|^{\frac{1}{2(\gamma-1+2\sigma)}} \quad (8)$$

$$\sigma = \frac{\gamma}{2} f'(L) \cdot \frac{AS+1}{AS} \cot \frac{\theta}{2} \quad (9)$$

S : perimeter of duct

f : friction coefficient

f'(L) : friction coefficient for the short length δL

\overline{M} : mean mach number

P.W.Runstadler et al.[8,9]의 실험용 디퓨저와 성능을 비교하였는데 4%이내의 정확도를 보였다. 압력 회복은 확산각(Diverging angle)이 커질수록 커졌으며 최적값은 10° 였다. 최적의 종횡비(Aspect ratio)는 1.0에서 얻어졌는데 이것은 사각형의 단면에서 단면이 정육면체가 될 때 면적이 최소가 되어 마찰손실이 최소가 될 것이기 때문이다. 또한 종횡비(Aspect ratio)가 1 근처에서 유로폐쇄(Blockage)가 최소가 되며, 최대의 압력회복을 얻을 수 있고 이것은 Runstadler와 Dolan의 실험결과와도 일치한다. 레이놀즈수의 영향은 종횡비가 클 경우에는 레이놀즈수의 영향이 적지만 종횡비가 작을 경우에는 레이놀즈수의 영향이 커지며 레이놀즈수가 커질수록 압력회복이 커진다고 설명했다.

W.N.Dawes[21]은 H.Krain(1981,1984)에 의한 회전차와 채널디퓨저의 내부유동 실험결과를 계산과 비교하여 토의하였다. 비정상(unsteady) 교란이 blade-blade면에서 entry zone에서부터 계속 이어져 일어나며 유동의 비정상현상은 원주방향의 변화보다, 유동의 spanwise방향의 변화(특히 유동각)가 디퓨저의 전체성능에 더 큰 영향을 준다고 설명했다.

2.3 채널디퓨저의 지배방정식

Wedge 디퓨저의 형상을 결정하는 파라미터는 Fig.1과 같다.

$$\gamma_3 = 2\pi/Z_D \quad (10)$$

$$\phi_3 = \gamma_3/2 - \theta_3 = \frac{\pi}{Z_D} - \theta_3 \quad (11)$$

$$r_3 = (w_1 + t_{LE3}) / (2 \sin \gamma_3/2 \times \sin \alpha' / \cos \theta_3) \quad (12)$$

$$\alpha' = \frac{\pi}{2} - \alpha_{3b} - \phi_3 + \gamma_3/2 \quad (13)$$

Wedge디퓨저의 해석을 위하여 회전차 출구에서 디퓨저의 출구까지를 4개의 구간으로 나누었다. 분할된 구간은 Table 1과 같다. Fig.2에 분할된 구간을 나타내었다.

Fig.3은 마찰이 있는 단열된 덕트의 그림을 보여준다. 마찰이 있는 단열된 덕트내의 유동(Adiabatic flow with friction)의 지배방정식은 다음과 같이 유도된다.

Table 1 디퓨저의 구간분할

구간	디퓨저 구간 분할	해석방법
1	Vaneless Diffuser	Stanitz Equation(1952)
2	Semi-Vaneless Space	Semi-Stanitz Equation
3	Channel	Walz Boundary Layer Method + Empirical Data
4	Channel Exit	Adiabatic Flow with Friction

연속방정식은

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} = 0 \quad (14)$$

운동량방정식은

$$\rho A + \left(p + \frac{dp}{2} \right) dA - (P + dp)A + dA - \tau_w A_s \cos \theta = \rho A V dV \quad (15)$$

식(15)에서 이차항을 무시하고 식을 정리하면 다음과 같이 된다.

$$dp + \frac{\rho V^2}{2} \frac{4fdx}{D_H} + \rho V dV = 0 \quad (16)$$

이상기체의 상태방정식과 마하수 관계로부터

$$\rho V^2 = \rho \frac{V^2}{\gamma RT} \gamma RT = \gamma M^2 p \quad (17)$$

이므로 식(16)은

$$\frac{dp}{p} + \frac{\gamma M^2}{2} \frac{4fdx}{D_H} + \gamma M^2 \frac{dV}{V} = 0 \quad (18)$$

$$D_H = \frac{4A}{L} = \frac{4A}{(\text{wetted perimeter})} \quad (19)$$

이 된다. 이상기체의 상태방정식으로부터 식(20)이 유도된다.

$$\frac{dp}{p} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dT}{T} = -\frac{dA}{A} - \frac{dV}{V} + \frac{dT}{T} \quad (20)$$

그러므로

$$-\frac{dA}{A} - \frac{dV}{V} + \frac{dT}{T} + \frac{\gamma M^2}{2} \frac{4fdx}{D_H} + \gamma M^2 \frac{dV}{V} = 0 \quad (21)$$

마하수의 정의로부터

$$\frac{dV}{V} = \frac{1}{2} \frac{dT}{T} + \frac{dM}{M} \quad (22)$$

$$\frac{dT}{T} = -(\gamma-1) \frac{M dM}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2} \quad (23)$$

위로부터 식(21)을 마하수의 관계식으로 정리하면 식(24)가 된다.

$$\frac{dM}{M} = -\frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2}{1 - M^2} \frac{dA}{A} \quad (24)$$

$$+ \frac{1}{2} \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2}{1 - M^2} \gamma M^2 \frac{Af dx}{D_H}$$

전압과 정압의 관계에서

$$p_o = p \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (25)$$

$$\frac{dp_o}{p_o} = \frac{dp}{p} \frac{\gamma M dM}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)} \quad (26)$$

이로부터 전압의 손실식을 유도하면 식(27)이 된다.

$$\frac{dp_o}{p_o} = -\frac{\gamma M^2}{2} \frac{Af dx}{D_H} \quad (27)$$

위의 식들로부터 면적과 입구조건, 마찰계수(f)가 주어지면 디퓨저 내의 유동을 계산할 수 있게 된다.

마찰계수는 여러 가지 방법으로 구할 수 있지만 먼저 Karman-Nikuradse의 공식으로 마찰계수를 구하여서 채널 내의 속도를 구한 다음 난류경계층을 계산하여 좀 더 정확한 마찰계수를 구한다. 그리고 다시 식(24)와 식(27)을 계산하여 채널내의 속도를 구한 다음 다시 난류경계층계산을 반복하는 방법을 사용하였다.

Karman-Nikuradse의 마찰계수는 식(28)과 같이 표현된다.

$$\frac{1}{\sqrt{4f}} = 10.8 + 2 \log_{10}(Re\sqrt{4f}) \quad (28)$$

위의 식으로 디퓨저 내부의 유동을 계산하면 마찰계수가 실제와 다르고 또한 디퓨저의 성능을 결정하는 데 중요한 유로폐쇄(Blockage)의 영향을 고려할 수 없게 된다. 위의 식으로 입구마하수가 0.6, $L/W_4 = 16$ 인 디퓨저에 대하여 성능을 예측한 그림이 Fig.4이다. 성능을 예측한 값이 Runstadler et al.(1969,1973)의 실험값($B=0.02$) 보다 약간 높게 나왔는데 이것은 입구의 유로폐쇄의 영향이 고려되지 않았기 때문인데, 유로폐쇄를 고려하려면 경계층을 고려하여 성능을 평가하는 방법이 필요하겠다.

경계층방정식은 The Kármán-Based Method of Walz (1969)와 Entrainment integral method가 Fergizer et al.(1982)에 의하여 개선된 방정식을 사용하여 계산하였으며 Walz의 방정식이 타당하다고 생각되어 이 방법을 사용하였다.

Walz의 경계층계산방법은 압력구배가 있는 압축성 난류경계층계산에 사용될 수 있도록 개발되었다. Walz는 운동량두께변수(Z)와 형상변수(W)를 사용하여 다음과 같은 식을 유도하였다.

$$Z = \theta \left(\frac{\rho_e U_e \theta}{\mu_w} \right)^n \quad (29)$$

$$W = \frac{\delta_3}{\theta_3} \quad (30)$$

$$\delta_3 = \int_0^\infty \frac{\rho}{\rho_e} \frac{\bar{u}}{U_e} \left(1 - \frac{\bar{u}^2}{U_e^2}\right) dy \quad (31)$$

$$\frac{dZ}{dx} + \frac{F_1}{U_e} \frac{dU_e}{dx} Z = F_2 \quad (\text{Momentum}) \quad (32)$$

$$\frac{dW}{dx} + \frac{F_3}{U_e} \frac{dU_e}{dx} W = \frac{F_4}{Z} \quad (\text{Mechanical-energy}) \quad (33)$$

$$\Theta(x) = \frac{T_{aw}(x) - T_w(x)}{T_{aw}(x) - T_e(x)} \quad (34)$$

$$a \approx 0.03894 (W - 1.515)^{0.7} \quad (35)$$

$$b \approx 1 + 0.88 \frac{\gamma-1}{2} Ma_e^2 (W - \Theta)(2 - W) \quad (\text{turbulent flow}) \quad (36)$$

$$C_f(x) \approx 2 \frac{a}{b} \left(\frac{\rho_e U_e \theta}{\mu_w} \right)^{-0.268} \quad (37)$$

$$F_1 = 2.268 + 1.268H - Ma_e^2 \quad (38)$$

$$F_2 = 1.268 \frac{a}{b} \quad (39)$$

$$F_3 = 1 - H + 0.88(\gamma-1) Ma_e^2 \left(1 - \frac{\Theta}{W}\right) \quad (\text{turbulent flow}) \quad (40)$$

$$F_4 = \frac{1}{b} \left[2\beta \left(\frac{\rho_e U_e \theta}{\mu_w} \right)^{0.168} - aW \right] \quad (41)$$

$$H = \frac{\delta^*}{\theta} \approx 1 + 1.48(2 - W) + 104(2 - W)^{6.7} \quad (42)$$

$$\beta = \left[\frac{1 + 0.587(\gamma-1) Ma_e^2 (1 - 0.75\Theta)}{1 + 0.44 Ma_e^2 (1 - \Theta)(\gamma-1)} \right]^{n \approx 0.7} \quad (43)$$

위 식에서 n 은 viscosity-temperature exponent로 공기의 경우 약 0.67이다. 박리는 $a=0$ 또는 $W=1.515$ 인 지점에서 일어난다. Z 와 W 의 초기값이 주어지면 위의 식들이 차례로 계산될 수 있다.

2.4 성능예측결과

디퓨저내부에서는 역압력구배가 심하다. 그래서 2θ 가 4° 이하에서는 경계층계산이 잘 되지만, 2θ 가 4° 가 넘으면 Ferziger의 방법과 Walz의 방법 모두 경계층두께와 배제두께(displacement thickness)가 너무 커진다. 이것은 과도한 역압력구배에 의한 박리가 주된 원인이라고 할 수 있겠으며 또한 Walz의 방법과 Ferziger의 방법이 모두 과도한 역압력구배가 있는 경우에는 잘 맞지 않는다는 것을 의미한다. 실제 원심압축기의 디퓨저에서는 2θ 가 $6 \sim 10^\circ$

의 값이 많이 사용되므로 위의 두 방법은 모두 적절하지 못하게 된다.

초기의 유로폐쇄가 0.02인 값에서 반복계산을 통하여 마찰계수를 수렴시키고 이 때의 배제두께를 디퓨저의 면적에서 제외한 후 디퓨저 내부의 속도를 구하고 또 마찰계수를 반복하여 계산하여 수렴시키는 방법을 반복함으로써 마찰계수와 속도를 수렴시켜서 디퓨저의 성능을 계산하면, 전반적으로 성능예측한 값이 실험보다 약간 낮게 나왔는데 이것은 아직도 여전히 배제두께가 실제보다 크게 계산되기 때문이라고 생각된다. 그러나 앞의 경우에서는 꽤 정확하게 성능이 예측되었다고 볼 수 있겠다. 그리고 계산결과 Walz에 의한 계산이 Ferziger에 의한 방법보다 결과가 좀더 정확하므로, Walz에 의한 계산이 디퓨저의 계산에서는 더 나은 방법이라고 결론지을 수 있겠다. 그러나 2θ 가 9° 를 넘는 디퓨저에서는 계산이 불가능하고 목(throat)에서의 유로폐쇄가 0.02보다 큰 값에서는 배제두께가 너무 크게 계산되므로 위와 같은 방법으로 성능예측을 할 수가 없다.

그래서 디퓨저의 성능예측을 위해서 다음과 같은 가정을 세웠다. 즉 디퓨저 내부의 손실을 다음의 네 가지 손실로 분류한 것이다.

- ① 마찰에 의한 손실 (diffuser wall friction loss)
- ② 출구 동압에 의한 손실 (exit kinetic energy loss)
- ③ 유로폐쇄(Blockage)에 의한 손실 (Blockage loss)
- ④ 속도의 비균일과 채널내부의 3차원 유동에 의한 손실 (velocity non-uniformity loss)

위에서 마찰에 의한 손실과 출구동압에 의한 손실은 앞에서의 방법으로 구할 수 있다. 즉, 디퓨저 내부의 1차원 계산을 수행한 후에 경계층계산을 통해 마찰계수 (C_f)를 수하고 이것으로 다시 1차원 계산을 수행하여 마찰에 의한 손실과 출구동압에 의한 손실을 구한다. Fig.22은 Dawes(1995)에 의한 채널내부의 유동계산 결과로 채널내부의 복잡한 유동발생을 보여주는데 이것은 속도의 비균일과 채널내부의 3차원 유동에 의한 손실모델의 좋은 근거자료가 될 수 있겠다.

그리고 나머지 손실들 즉, 유로폐쇄에 의한 손실과 속도의 비균일에 의한 손실은 다음의 방법으로 구한다. 즉, P.W.Runstadler, R.C.Dean (1969)과 P.W.Runstadler, F.X.Dolan(1973)는 실험을 통하여 다양한 Wedge 디퓨저의 성능을 구하였다. Fig.5는 실험결과 중 몇 가지를 보여준다. 그러므로 그들의 실험결과와 마찰에 의한 손실과 출구동압에 의한 손실을 고려한 성능의 차이(ΔC_p)는 유로폐쇄(Blockage)에 의한 손실과 속도의 비균일에 의한 손실이라고 생각할 수 있겠다. 그러므로

$$C_p = C_p (\text{friction, kinetic energy}) - \Delta C_p$$

(C_p , (friction, kinetic energy): 마찰에 의한 손실과 출구동압에 의한 손실을 고려한 압력회복계수)

ΔC_p 는 실험결과를 토대로 알 수 있으며, ΔC_p 를 다양한 경우에 대하여 예측할 수 있는 경험식을 구할 수 있다면 디퓨저 내부의 압력회복계수를 알 수 있게 된다. Wedge 디퓨저의 성능을 결정하는 파라미터인 입구마하수(M), 입구 유로폐쇄(Blockage, B), Divergence angle(2θ), 입구 종횡비(Aspect ratio, AS_1)에 대하여 오차를 최소로 하는 식을 다음의 형태로 구하였다.

$$\Delta C_p = (C_1 + C_2M + C_3B) \times (2\theta) + C_4 + C_5M + C_6B + C_7 \log_{10}(AS_1) \quad (44)$$

$$(C_1 = 0.0029, C_2 = 0.0089, C_3 = 0.148, C_4 = -0.078,$$

$$C_5 = 0.093, C_6 = 0.75, C_7 = 0.82)$$

Fig.6은 목에서의 종횡비가 1인 경우에 대하여 위의 ΔC_p 모델을 사용하여 다양한 형상과 조건의 디퓨저의 성능을 예측한 후 실험값과의 오차를 나타낸 그림이다. $M=0.2, 0.6, 1.0$, $B=0.02, 0.08, 0.12$, $2\theta=6\sim 12^\circ$ 인 경우에 대하여 63가지의 디퓨저에 대하여 C_p 의 평균오차가 0.011이었다. 마찬가지로 AS_1 가 0.25인 경우에 대하여 위의 ΔC_p 모델을 사용하여 다양한 형상과 조건의 디퓨저의 성능을 예측한 후 실험값과의 오차를 나타내어 $M=0.2, 0.6, 1.0$, $B=0.02, 0.08, 0.12$, $2\theta=8\sim 13^\circ$ 인 경우에 대하여 54점에서의 평균오차가 0.035이었고, AS_1 가 5.0인 경우에 대하여 위의 ΔC_p 모델을 사용하여 다양한 형상과 조건의 디퓨저의 성능을 예측한 후 실험값과의 오차를 나타내어 $M=0.2, 0.6, 1.0$, $B=0.02, 0.08, 0.12$, $2\theta=6\sim 10^\circ$ 인 경우에 대하여 45점에서의 평균오차가 0.024이었다. 앞의 연구에서 $AS=1$ 인 경우에 오차가 0.011로 가장 작았는데, $AS=5$ 와 $AS=0.25$ 의 경우는 실제 원심압축기의 디퓨저에서는 거의 사용되지 않는 값이다. 다시 말해서 원심압축기에서는 $AS=1$ 근처의 값이 가장 많이 사용되며 AS 가 1에서 많이 먼 0.25와 5에서의 오차도 0.025와 0.024로 작았으므로 실제의 원심압축기에서 사용되는 $AS=1$ 근처에서는 오차가 거의 0.01이 내일 것으로 생각되어, 개발된 프로그램은 실험결과와 아주 정확하게 성능을 예측한다고 할 수 있겠다. Fig.7은 $AS=1.0$, $M=0.6$, $L/W_1=16$, $B=0.02$ 인 경우에 대하여 ΔC_p 모델을 사용하여 성능을 예측한 값과 실험값과의 비교이다. 굉장히 잘 일치하는 것을 보여준다. Fig. 8은 $AS=1.0$, $M=1.0$, $L/W_1=16$, $B=0.02$ 인 경우에 대하여 ΔC_p 모델을 사용하여 성능을 예측한 값과 실험값과의 비교이다. 목에서의 마하

수가 1과 같이 큰 값에서도 정확하게 성능예측을 하고 있다.

채널(Wedge)부분의 성능예측에 관해서는 어느 정도 정리가 되었다. 이제 Wedge 디퓨저를 사용할 때도 회전차 출구(R_2)로부터 Wedge 디퓨저의 입구(R_3)까지는 Vaneless 디퓨저라고 생각하고 Staniz의 방정식으로 계산을 수행하였다. 그리고 Wedge 디퓨저의 입구로부터 목(Throat, R_4)까지의 계산은 Vaneless 디퓨저와 같은 방정식으로 계산을 수행하였고 다만 Vane에 의하여 유로면적이 감소하는 것과 디퓨저 배인 입구에서 입사각에 의한 손실을 고려하였다. 그리고 목에서의 유로폐쇄(Blockage) 예측은 회전차의 출구에서부터 목까지의 경계층계산에 의한 배체두께(Displacement Thickness)로부터 계산하였다.

Fig.9, Fig.10, Fig.11은 회전차 직경(D_2) 11cm, 회전수 74233 rpm인 소형 임펠러에 대하여 $AS_4=1$ 이며 디퓨저의 날개수가 각각 12, 20, 28개일 경우의 디퓨저의 압력회복(Cp_{25})을 길이(L/W_4)와 확산각(Divergence Angle)에 대하여 그린 성능지도이다. Fox and Kline의 Possible Stall Line(1962)은 Fox와 Kline의 논문에서 나온 선의 Data를 읽어서 그린 그림이다. 압력회복은 L/W_4 가 커질수록 커지는 경향을 나타낸다. 그렇지만 확산각(Divergence Angle, 2θ)에 대해서는 확산각이 커질수록 압력회복이 커지다가 확산각이 너무 커질 때는 다시 압력회복이 감소하는 경향을 나타낸다. 이 현상은 Runstadler, Dean, Dolan, Kline 등에 의해서도 예측이 되었던 현상이며 확산각이 너무 커지면 유동의 박리로 인한 손실이 커지기 때문이라고 생각한다.

Table 2 Geometry and specification of three designed diffuser

	Case ①	Case ②	Case ③
L/W_4	11.4	8.35	14
AS_4	1	0.765	1.21
2θ (°)	7.6	7	7
ZD	25	19	29

개발된 프로그램을 실험결과와 비교한 후 더욱 개선하기 위하여 3가지의 디퓨저를 실험하기 위하여 Table2의 사양을 가지는 3가지의 디퓨저를 설계하였다. 3가지의 디퓨저는 목에서의 AS_4 가 다음으로써 제한된 크기(약 $R_3/R_2=2.04$, $B_3/B_2 \approx 1$)내에서 디퓨저의 날개수, 확산각, L/W_4 가 다르게 설계되었다.

AS_4 가 작으면 날개의 수는 작아지는 대신에 날개가 두꺼워진다. 반대로 AS_4 가 크면 날개의 수는 많아지는 대신에 날개가 얇아지게 되며 성능예측결과 날개의 수가 많고 AS_4 가 큰 디퓨저가 압력회복이 높은 것으로 나타났다. (원래 Case ③디퓨저는 AS_4 가 1.21보다 크고 날개수도 33개였지만 Wire Cutting으로 가공하는 기계가 날개수를 29개 까지 밖에 가공할 수 없어서 날개수를 29개로 줄이고 AS_4 를 1.21로 낮추게 되었다.)

Table 3 Geometry of H.Krain's wedge diffuser(1980)

디퓨저 파라미터	값	설명
R_3/R_2	1.1	회전차 출구와 디퓨저 입구반경비
R_4/R_2	1.905	회전차 출구와 목반경비
AS_4	1.6	Throat aspect ratio
L/W_4	11.46	Length to width ratio
2θ	7.54°	Divergence angle
ZD	27	디퓨저 날개수

개발된 프로그램을 검증하기 위하여 H.Krain[15]의 회전차와 디퓨저에 대하여 실험결과와 비교하여 보았다. 성능예측을 하기 위해서는 회전차의 출구조건을 알아야 하는데 출구에서의 유동의 상태를 알 수가 없다. 그러므로 상용프로그램인 Concepts, ETI, 사의 COMPAL을 사용하여 회전차의 출구조건을 예측하고 이것을 개발된 프로그램의 디퓨저의 입구조건으로 가정하여 디퓨저의 성능예측을 수행하였다. 설계점에서의 성능예측결과가 Fig.12와 같다. 설계점에서 성능예측한 값이 실험값과 거의 일치함을 볼 수 있다. 개발된 방법은 비설계점(Off Design point)에서도 성능예측이 가능하지만 비설계점에서의 회전차 출구의 조건을 정확히 가정할 수가 없어서 비설계점에서의 성능예측의 검증은 후에 상세한 실험결과를 얻은 후로 미루겠다. 설계된 디퓨저가 실험을 통하여 성능이 확인되면 그것을 통하여 개발된 프로그램을 더욱 검증할 수 있을 것이다. Fig.13은 제작된 회전차와 디퓨저의 형상이다. 디퓨저의 재료는 두랄루민을 사용하였고 Wire-cutting방법에 의하여 가공되었다.

3. 냉매 R134a를 사용한 채널의 설계와 성능예측

3.1 서론

이 장에서는 작동유체를 이상기체인 공기가 아닌 실제기체인 경우의 채널디퓨저에 대한 설계와 성능 예측에 대한 연구를 하였다. 실제기체는 냉매를 사용하는 대형냉동기의 경우와 산업용 Process Compressor에서 사용되는 데, 여기서는 현재 대체냉매의 하나로 실제 산업현장에서 가장 많이 쓰이거나 개발 중에 있는 냉매인 R134a를 사용하는 냉동기의 채널디퓨저에 대한 연구를 수행하였다.

현재 냉동기의 경우도 공기압축기와 마찬가지로 성능향상을 위하여 끊임없이 연구되고 있으며 더 나은 냉동기용 원심압축기를 설계하기 위해서는 냉동기용 원심압축기에도 압력회복이 높은 채널디퓨저의 사용이 불가피하다고 말할 수 있을 것이다. Table 4 는 상온에서의 공기와 냉매의 물성치를 나타내준다.

Table 4 Property of air and refrigerant R134a at the atmospheric temperature

	Air	R134a
R (J/kgK)	287	81.491
ρ (kg/m ³)	1.293	4.69
C_v (J/kgK)	717.1	720
C_p (J/kgK)	1004	815.7
γ	1.4	1.133
μ (Pa·s)	172	108.4
C (m/s)	331.2	154.1

채널디퓨저의 설계와 성능예측을 위해서는 앞에서 언급한 바와 같이 채널부분에서의 성능데이터가 필요하며, 공기의 경우에는 P.W. Runstadler 와 R.C.Dean(1969), P.W.Runstadler 와 F.X.Dolan(1973)의 방대한 실험데이터가 있어서 이를 근거로 설계나 성능예측이 가능하게 된다. 그러나, 냉매나 실제기체의 경우는 이런 방대한 실험자료가 없으며 사실 여러 가지의 실제기체와 그리고 계속 바뀌고 있는 미래에 나올 모든 냉매에 대하여 이런 실험자료를 확보하는 것은 불가능하다고도 말할 수 있을 것이다. 이 장에서의 연구는 이런 문제를 바탕으로 시작하게 되었다. 순수한 채널부분에서의 다양한 형상과 입구 조건에 따른 성능지도가 마련된다면 설계자는 이를 근거로 채널디퓨저를 설계할 수 있을 것이며 이 장에서는 이런 성능지도를 그리는 것을 연구목표로 한다.

채널부분의 성능예측을 위해서는 앞에서 설명한 공기의 경우와 같이 단열된 채널에서의 유동방정식과 경계층방정식을 이용하여 해석하고 입구(목)의 유로폐쇄와 채널내부의 3차원 유동에 의한 손실모델을 사용한다. 이를 위해서는 Table5와 같은 두 가지

의 가정이 필요하다. Table5의 두 가지 가정을 사용하면 실제기체인 냉매에 대하여도 앞에서 설명한 공기의 경우와 같은 방법으로 성능예측을 수행할 수 있다. 여기에서 냉매의 물성치는 미국표준화연구소(NIST)에서 개발한 냉매의 물성치 프로그램인 refprop을 사용하여 계산하였다.

Table 5 Assumption for real gas channel performance

가정 1	Walz(1969)의 경계층방정식이 실제기체의 경우에도 사용될 수 있다.
가정 2	채널내부의 3차원 유동에 의한 손실과 입구(목)에서의 유로폐쇄(Blockage)에 의한 손실모델은 공기와 같이 사용한다.

3.2 냉매의 열역학적 성질

이상기체의 경우에 압력과 비체적 사이에는 다음의 식이 성립한다.

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^\gamma \quad \text{또는} \quad p_1 v_1^\gamma = p_2 v_2^\gamma \quad (45)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (46)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1} \quad (47)$$

여기에서 γ 를 등엔트로피 지수(Isentropic exponent)라 한다. E.Wiederuh[29]는 실제기체에서의 등엔트로피 지수를 다음의 과정을 통하여 세 가지로 유도하였다. 열역학 제2법칙으로부터

$$Tds = c_p(T, p)dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T dp - vdp \quad (48)$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \quad (49)$$

$ds=0$ 에서

$$\frac{c_p(T, p)}{T} dT = \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dp \quad (50)$$

$$c_p(T, p) = c_p^0(T, p) + \Delta c_p(T, p) \quad (51)$$

식(45)에서 무한히 작은 상태의 변화가 일어날 경우에 대하여 등엔트로피 지수(Isentropic exponent)를 정의하면, 식(45)를 미분하여

$$\frac{dp}{p} + \gamma_{pv} \frac{dv}{v} = 0 \quad (52)$$

식(52)로부터

$$\gamma_{pv} = -\frac{v}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_s \quad (53)$$

식(53)에서 $\left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_s$ 는 일반적으로 다루기 힘들므로 다음과 같이 변환한다.

$$\left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_s = \frac{C_p(T, p)}{C_v(T, v)} \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T \quad (54)$$

그러므로, 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\gamma_{pv} = -\frac{v}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T \frac{C_p(T, p)}{C_v(T, v)} \quad (55)$$

압력과 온도, 온도와 비체적의 관계도 비슷하게 정의할 수 있다.

$$pT^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = const. \quad (56)$$

식(56)을 미분하면

$$\frac{dp}{p} + \frac{\gamma p T}{1-\gamma p T} \frac{dT}{T} = 0 \quad (57)$$

정리하면

$$\gamma_{pT}(T, p) = \frac{1}{1 - \frac{p}{C_p(T, p)} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p} \quad (58)$$

마찬가지로

$$Tv^{\gamma-1} = const. \quad (59)$$

로부터

$$\gamma_{Tv} = 1 + \frac{v}{C_v(T, v)} \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \quad (60)$$

이 된다. 그리고 γ_{pv} , γ_{pT} , γ_{Tv} 의 관계는 식(61)과 같다.

$$\gamma_{pT} = \frac{1}{1 - \frac{\gamma_{Tv} - 1}{\gamma_{pv}}} \quad (61)$$

음속은 실제기체의 상태방정식을 $pv = ZRT$ 로 표현할 때 식(62)로 표현된다.

$$a^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s = \gamma_{pv} ZRT \quad (62)$$

음속은 압력과 비체적의 관계이므로 음속계산을 위하여는 γ_{pv} 를 사용하였다. Fig.14는 R134a를 온도 283.15K, 압력 335.5kPa에서 온도 322.45K, 압력 1047kPa까지 온도와 압력을 선형적으로 증가시키며 음속을 계산한 그림이다. γ_{pv} 를 사용할 때의 음속이 NIST의 결과와 거의 완전히 일치함을 보여주며, 참고로 이상기체나 비열비 C_p/C_v , 다른 등엔트로피 지수에 의한 계산은 실제보다 높게 계산되었다. 이것은 정확한 마하수 계산에서 매우 중요하다고 할 수 있겠다.

다음으로 전압과 정압, 전온도와 정온도의 관계를 생각해보자. 이상기체의 경우 전온도(Total temperature)와 정온도(Static temperature)의 관계는 공기의 경우에는 다음의 두 식과 같이 표현된다.

$$T_o = T + \frac{V^2}{2C_p} \quad (63)$$

$$T_o = T \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right) \quad (64)$$

속도가 낮은 비압축성인 경우는 식(63)과 같이 표현되며 압축성일 경우는 식(64)가 사용된다. 공기의 경우는 위의 두 식에 의한 전온도의 값이 거의 완전히 일치한다.

그러면 실제기체인 냉매 R134a인 경우에도 위의 식이 그대로 사용될 수 있을까? 먼저 전압과 전온도의 정의에서부터 생각해보자. 어떤 온도, 압력에서 속도를 가지 유체가 이상적인(등엔트로피)과정을 통하여 정지하게 될 때 유체가 가지게 되는 압력과 온도를 전압과 전온도로 정의한다. 열역학 제1법칙을 정상상태의 개방시스템에 대하여 적용하면

$$q + h_i + \frac{1}{2} V_i^2 + gz_i = w_s + h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gz_e \quad (65)$$

디퓨저에서 외부로의 열전달과 일이 없고, 위치변화에 대한 에너지 변화가 없다면

$$q=0, w_s=0, g(z_i - z_e)=0 \quad (66)$$

이 되므로

$$h_i + \frac{1}{2} V_i^2 = h_e + \frac{1}{2} V_e^2 \quad (67)$$

이다. 어떤 온도, 압력에서 속도 V를 가진 유체의 전온도, 전압력은 등엔트로피 과정을 통해서 속도가 0이 될 때의 온도, 압력을 구하면 된다. 그러므로

$$h_o(T_o, P_o) = h(T, P) + \frac{1}{2} V^2 \quad (68)$$

그러므로, 전온도와 전압력은 등엔트로피, 등엔탈피과정을 통하여 구할 수 있다. 이상기체에서는 엔탈피는 온도만의 함수이어서 엔탈피는 식(69)와 같이 표현될 수 있다.

$$h_o(T_o) = h(T) + \frac{1}{2} V^2 \quad (69)$$

열전달과 일의 전달이 없을 경우에, 이상기체는 디퓨저 내부에서 전압이 감소하더라도 전온도는 항상 일정하다. 그러나 실제기체는 열전달과 일의 전달이 없더라도 디퓨저 내부에서 전압의 손실이 있으면 에너지의 보존에 의해서 전온도는 일정하지 않으며 감소하게 된다.

NIST의 refprop을 사용하여 등엔탈피, 등엔트로피과정을 통하여 전온도를 구한 값을 위의 식(63), (64)에 의한 값과 비교한 것이 Fig.15이다. Fig.15는 온도 297.51K, 압력 596.6kPa에서 유체의 속도를 마하수 1까지 증가시키며 전온도를 비교한 그림으로 전온도를 계산하는 데는 γ_{Tv} 가 가장 적당하며, γ_{pT} 는 근접한 값을 보이고 비열비($\gamma = C_p/C_v$)의 사용은 너무 큰 전온도를 예측하며 γ_{pv} 의 사용은 너무 작은 전온도를 예측함을 알 수 있다.

전압(Total pressure)과 정압(Static pressure)의 관계는 이상기체의 경우에는 다음과 같이 표현된다.

$$P_o = P + \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (70)$$

$$P_o = P \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (71)$$

속도가 낮은 비압축성인 경우는 식(70)과 같이 표현되며 압축성일 경우는 식(71)이 사용된다. 비압축성일 경우(마하수가 약 0.3이하)는 두 값이 거의 일치하지만, 압축성일 경우(마하수가 약 0.3 이상)는 값이 서로 다르며 등엔트로피 과정을 생각할 때 식(71)이 사용되어야 함은 잘 알려져 있다.

전온도와 마찬가지로 전압에 대하여도 전압과 정압의 관계식을 살펴보면 미국국가표준연구소(NIST)의 refprop을 사용하여 등엔탈피, 등엔트로피과정을 통하여 전압을 구하고 이 값을 식(71)과 다양한 γ_{pv} , γ_{pT} , γ_{Tv} 에 대하여 비교한 그림이 Fig.16이다. 비열비($\gamma = C_p/C_v$)의 사용에 의한 전압의 계산은 너무 큰 전압을 예측하며 음속의 계산에 사용된 γ_{pv} 가 정확한 전압을 예측하고 있다.

3.3 지배방정식 및 성능예측결과

이제 채널에서의 계산을 위하여 지배방정식을 고려해보자. 실제기체의 상태방정식을 $p = \rho ZRT$ 를 사용할 경우에 채널에서의 마하수 지배방정식은 식(24)에서 비열비가 Isentropic exponent와 함께 사용되어서 정리하면 식(71)과 같이 된다.

$$\frac{dM}{M} = \frac{\frac{dA}{A} - \frac{1}{2} \gamma_{pv} M^2 \frac{Af dx}{D_H}}{\gamma_{pv} M^2 - 1 - \frac{(1 + \gamma_{pv} M^2)(\gamma - 1) \gamma_{pv} M^2}{2 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \frac{\gamma_{pv}}{\gamma} M^2 \right) \gamma}} \quad (71)$$

전압의 손실방정식은 γ_{pv} 를 사용하여 전압과 정압의 관계에서

$$p_o = p \left(1 + \frac{\gamma_{pv}-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma_{pv}}{\gamma_{pv}-1}} \quad (72)$$

$$\frac{dp_o}{p_o} = \frac{dp}{p} \frac{\gamma_{pv} M dM}{\left(1 + \frac{\gamma_{pv}-1}{2} M^2 \right)} \quad (73)$$

이로부터 전압의 손실식을 유도하면 식(74)가 된다.

$$\frac{dp_o}{p_o} = - \frac{\gamma_{pv} M^2}{2} \frac{Af dx}{D_H} \quad (74)$$

이상기체에서는 엔탈피는 온도만의 함수이므로 디퓨저를 통하여 전압이 감소하더라도 전온도는 일정

하게 보존된다. 그러나 앞에서 언급하였듯이 실제기체의 경우에는 전엔탈피가 온도와 압력의 함수로서 식(68)과 같이 표현된다. 전엔탈피가 온도와 함께 압력의 함수이어서 디퓨저를 통하여 전압이 감소하게 되면 전엔탈피의 보존을 위하여 전온도는 감소하게 된다. 그러므로 디퓨저 내부에서 전온도는 일정하지 않으며 디퓨저 하류로 갈수록 감소함을 알 수 있다. 그러나 계산결과 이 값은 무시할 수 있을 만큼 작으므로 본 연구에서는 전온도는 일정하다고 가정하였다.

위의 결과들을 이용하여 채널부분의 성능을 계산하였다. Fig.17은 채널의 입구(목)의 마하수가 0.6, 유로폐쇄(Blockage)가 0.02, 입구의 종횡비(Aspect ratio)가 1인 경우에 채널의 확산각(Divergence angle)을 변화시키며 공기와 냉매 R134a에 대하여 압력회복을 비교한 그림이다. 냉매 R134a가 전반적으로 공기보다 높은 압력회복을 나타내었다. 채널목에서의 유로폐쇄와 내부의 3차원유동에 의한 손실은 공기와 냉매에서 같은 모델을 사용하므로 손실은 같을 것이므로 손실의 차이는 마찰계수에 기인 할 것이다. Fig.18은 채널의 입구(목)의 마하수가 0.6, 유로폐쇄(Blockage)가 0.02, 입구의 종횡비(Aspect ratio)가 1인 경우에 공기와 냉매 R134a에 대하여 채널벽면에서의 마찰계수(C_f)를 그린 그림이다. 공기의 경우보다 냉매에서 마찰계수가 훨씬 작음을 알 수 있다. 공기의 경우보다 냉매에서 마찰계수가 훨씬 작음을 알 수 있다. 이것은 냉매 R134a의 경우에 밀도가 공기보다 커져서 레이놀즈수가 약 10배 정도 커져서 마찰계수가 작게 나타나기 때문이다. 그러므로 채널의 형상이 같고 채널목에서의 마하수, 유로폐쇄가 같은 경우에는 공기보다 냉매 R134a가 압력회복이 높다고 할 수 있겠다.

P.W.Rundtadler et al.[8,9]과 같이 다양한 형상과 입구조건에 대한 채널에서의 압력회복의 자료를 아는 것은 냉매를 사용하는 채널디퓨저의 설계와 성능 예측에서 중요한 자료가 될 것이므로 성능지도를 제시하였다. Fig.19는 입구 종횡비1.0, 입구 마하수 0.6, 입구 유로폐쇄가 0.02인 냉매 R134a를 사용하는 채널의 성능지도를 나타낸다. Fig.20은 입구 종횡비1.0, 입구 마하수 0.6, 입구 유로폐쇄가 0.08인 냉매 R134a를 사용하는 채널의 성능지도를 나타낸다. Fig.21은 입구 종횡비1.0, 입구 마하수 0.6, 입구 유로폐쇄가 0.12인 냉매 R134a를 사용하는 채널의 성능지도를 나타낸다.

4. 결론

본 연구에서는 원심압축기에서 사용되는 베인디퓨저 중에서 공기와 실제기체를 사용하는 채널디퓨저

(Channel diffuser, Wedge diffuser, Vane-island diffuser)의 설계와 성능예측에 관한 연구를 수행하였으며, 이로부터 다음의 결론을 얻었다.

(1) 채널에서의 손실을 마찰에 의한 손실, 출구 동압에 의한 손실, 입구(목)의 유로폐쇄에 의한 손실, 속도의 비균일과 채널내부의 3차원 유동에 의한 손실의 네 가지로 분류하였으며, 입구(목)의 유로폐쇄에 의한 손실, 속도의 비균일과 채널내부의 3차원 유동에 의한 손실(ΔC_p)을 다음의 경험식으로 나타내었다.

$$\Delta C_p = (C_1 + C_2 M + C_3 B) \times (2\theta) + C_4 + C_5 M + C_6 B + C_7 \log_{10}(AS) \quad (2.53)$$

$$(C_1 = 0.0029, C_2 = 0.0089, C_3 = 0.148, C_4 = -0.078,$$

$$C_5 = 0.093, C_6 = 0.75, C_7 = 0.82)$$

채널에서의 단열유동계산과 경계층계산 그리고 위에 제안한 손실식을 사용하여 채널디퓨저의 성능을 정확하게 예측할 수 있었다.

(2) 이 논문에서 제안한 방법을 사용하면 실제기체인 냉매를 작동유체로 하는 채널디퓨저의 성능도 계산이 가능하게 되며, 동일한 형상의 디퓨저에서 동일한 입구 마하수와 입구유로폐쇄의 조건에서 냉매를 작동유체로 하는 경우가 공기를 작동유체로 하는 경우보다 높은 압력회복을 보였는데, 이것은 냉매를 작동유체로 하는 경우에는 레이놀즈수가 커져서 벽면의 마찰계수가 공기를 작동유체로 할 경우보다 작아지기 때문이다.

(3) 냉매를 작동유체로 하는 다양한 형상의 채널디퓨저와 다양한 마하수와 유로폐쇄의 입구조건에 대하여 디퓨저의 성능지도를 작성하였는데, 이것은 냉매를 작동유체로 하는 디퓨저를 설계하거나 성능예측을 수행할 경우에 아주 유용한 자료로 사용될 것이다.

참고문헌

- (1) N.A. Cumpsty, 1989, "Compressor Aerodynamics", Longman Scientific & Technical
- (2) R.C.Dean, Jr., and Y.Senoo, 1964, "Rotating Wakes in Vaneless Diffuser," ASME Journal of Basic Engineering, Series D, Vol.86, pp.607-619
- (3) W.Jansen, 1964, "Rotating Stall in a Radial Vaneless diffuser," Trans. of ASME, Journal of Basic Engineering, Dec., pp.750-757
- (4) J.P.Johnston, R.C.Dean, Jr., 1966, "Losses in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors and Pumps Analysis, Experiment, and Design," ASME Journal of Engineering for Power, January, pp.49-62
- (5) A.Pinarbasi, M.W.Johnson, 1994, "Detailed Flow

Measurements in a Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser," Trans. of ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.116, July, pp.453-461

(6) D.Staniz, 1952, "One-Dimensional Compressible Flow in a Vaneless Diffusers of Radial and Mixed Flow Centrifugal Compressors, Including Effects of Friction, Heat Transfer and Area Change," NACA TN 2610

(7) D.Japikse, 1993, "Centrifugal compressor - Design and Performance," Concepts,ETI.

(8) Runstadler,P.W.,Jr. and Dean,R.C., Jr., 1969, "Straight Channel Diffuser Performance at High Inlet Mach numbers," ASME Journal of Basic Engineering, Vol.91, No.3 September, pp.397-422

(9) Runstadler,P.W., Dolan,F.X., 1973, "Further Data on the Pressure Recovery Performance of Straight-Channel, Plane Divergence Diffusers at High Subsonic Mach Numbers," ASME Journal of Fluids Engineering, 73-FE-5

(10) Came,P.M., Herbert,M.V., 1980, "Design and Experimental Performances of Some High Pressure Ratio Centrifugal Compressors," AGARD-CP-282

(11) Sovran,G., Klomp,E.D., 1965, "Experimentally Determined Optimum Geometries for Rectilinear Diffusers with Rectangular, conical or Annular cross-section," Fluid Mechanics of Internal Flow, General Motors Research Laboratories, warren, Mich.

(12) J.Bardina, A.Lyrio, S.J.Kline, J.H.Ferziger, J.P.Johnston, 1981, "A Prediction Method for Planar Diffuser Flows," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.103, June, pp.315-321

(13) L.R.Reneau, J.P.Johnston, S.J.Kline, 1967, "Performance and Design of Straight, Two-Dimensional Diffusers," ASME Journal of Basic Engineering, Mar., pp.141-150

(14) O.J.McMillan, J.P.Johnston, 1973, "Performance of Low-Aspect-Ratio Diffusers With Fully Developed Turbulent Inlet Flows, Part II -Development and Application of a Performance Prediction Method", ASME journal of Fluids Engineering, 73-FE-13

(15) H.Krain, 1980, "Experimental and Theoretical Investigations on the Internal Flow in a Centrifugal Compressor Diffuser," AGARD-Conference "Centrifugal Compressor, Flow Phenomena and Performance" in AGARD-CP 282, pp.1/1-1/17

(16) H.Krain, 1981, "A Study on Centrifugal Impeller and Diffuser Flow," ASME Journal of

(17) Rodgers,C., 1977, "Impeller Stalling as Influenced by Diffusion Limitations," ASME Journal of Fluid Engineering, March, pp.84-97

(18) Rodgers,C., 1982, "The Performance of Centrifugal Compressor Channel Diffusers," ASME 82-GT-10

(19) D.Japikse, 1984, "A New Diffuser Mapping Technique," ASME, 84-GT-237

(20) F.S.Bhinder, M.H.Ai-Modafar, 1983, "Development and Application of a Performance Prediction Method for Straight Rectangular Diffusers," ASME Journal of Engineering for Power, Vol.105, Jan., pp.120-124

(21) W.N.Dawes, 1995, "A Simulation of the Unsteady Interaction of a Centrifugal Impeller With Its Vaned Diffuser: Flow Analysis", ASME Journal of Turbomachinery, Vol.117, April, pp.213-222

(22) M.Zangeneh, 1994, "Inverse Design of Centrifugal Compressor Vaned Diffusers in Inlet Shear Flows", ASME, 94-GT-144

(23) A.Walz, 1969, "Boundary layers of flow and temperature", Cambridge: M.I.T. Press

(24) F.M.White, 1991, "Viscous fluid flow", McGraw-Hill Book Co., 2nd edition

(25) Y.Yoshinaga, I.Gyobu, H.Mishina, F.Koseki, H.Nishida, 1980, "Aerodynamic Performance of a Centrifugal Compressor With Vaned Diffusers," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.102, Dec., pp.486-492

(26) O.Conrad, K.Raif, M.Wassels, 1980, "The Calculation of Performance Maps for Centrifugal Compressors with Vaned-Island Diffusers," ASME, pp.135-147

(27) Kenny,D.P., 1972, "A Comparison of the Predicted and Measured Performance of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor Diffusers," ASME, 72-GT-54

(28) Elder.R.L., Gill.M.E., 1985, "A Discussion of the Factors Affecting Surge in Centrifugal Compressors," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.107, April, pp.499-506

(29) L.R.Reneau, 1965, "Performance and Design of Straight, Two-Dimensional Diffusers," Ph D thesis, Stanford university

(30) Wiederuh.E., 1988, "An Attempt to Standardize the Use of Isentropic Exponents for Compressor Calculations," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power , Vol.110, April, pp.210~213

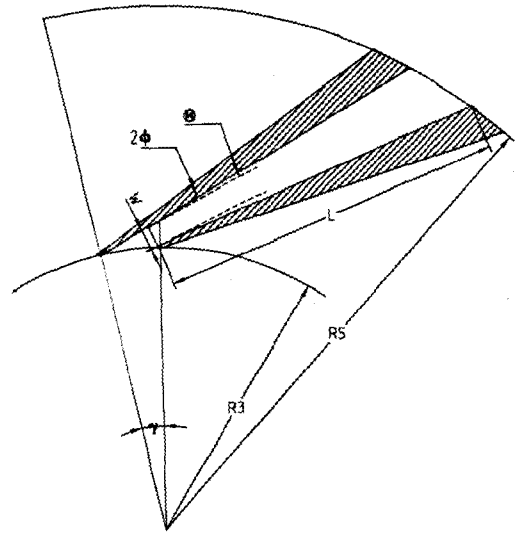


Fig.1 Geometric parameter relations of wedge diffuser

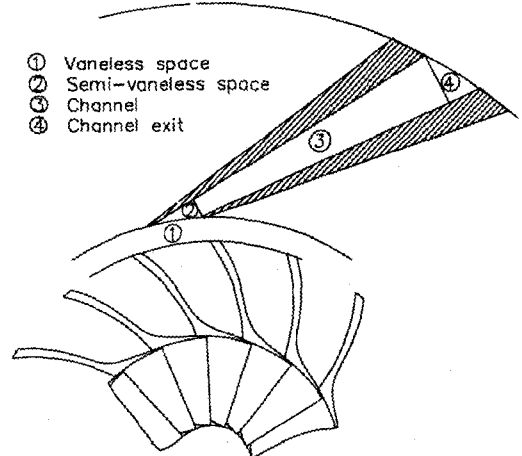


Fig.2 Division of diffuser region into four region

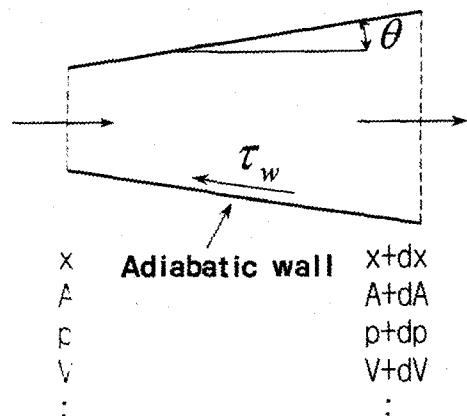


Fig.3 Frictional flow in a variable-area duct

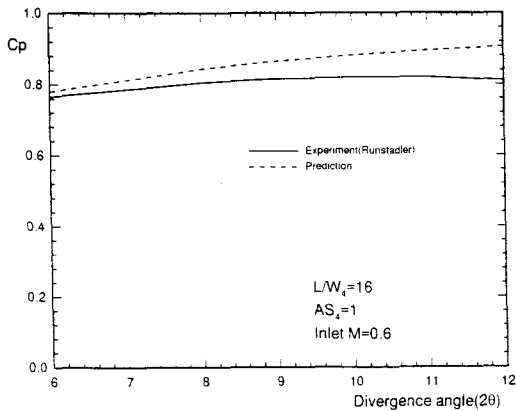


Fig.4 Channel part pressure recovery using Karman-Nukuradse skin friction coefficient with Runstadler's experimental result(1969). Performance is slightly over predicted compared with experimental result. This is because blockage loss and secondary flow losses are not included.

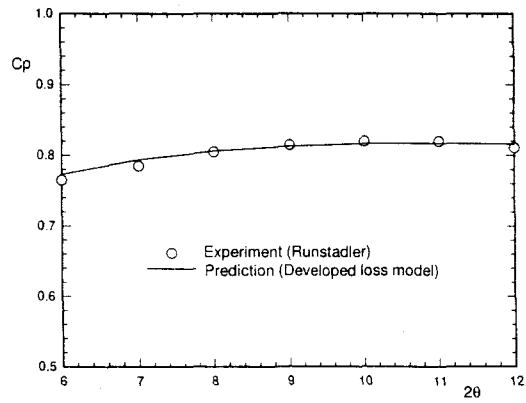


Fig.7 Pressure recovery prediction of wedge diffuser by loss model, $AS=1.0$, $B=0.02$, Inlet $M=0.6$, $L/W_4=16$

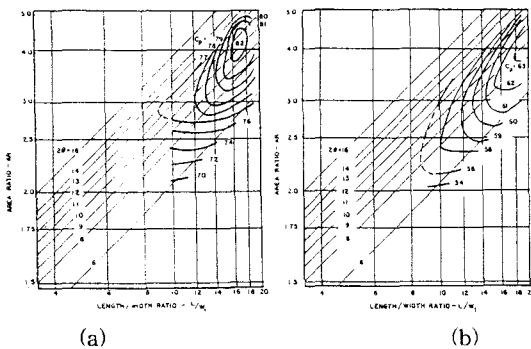


Fig.5 Diffuser performance maps of Runstadler,Dean(1969), Runstadler, Dolan(1973). (a) $AS=1.0, M=0.6, B=0.02$ (b) $AS=1.0, M=0.6, B=0.12$

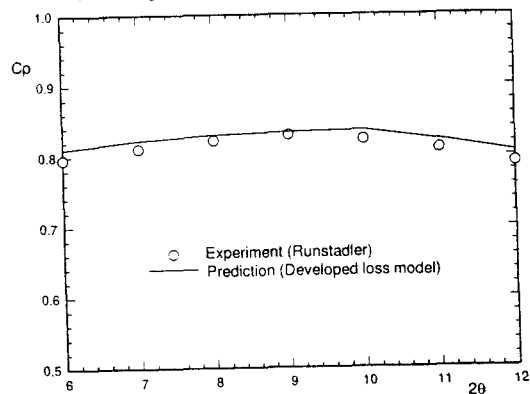


Fig.8 Pressure recovery prediction of wedge diffuser by loss model, $AS=1.0$, $B=0.02$, Inlet $M=1.0$, $L/W_4=16$

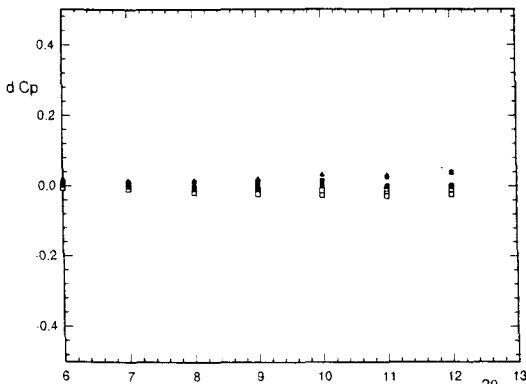


Fig.6 Pressure recovery prediction error of wedge diffuser. Number of data points=63, $AS=1.0$, Inlet $M=0.2, 0.6, 1.0$, Blockage=0.02, 0.08, 0.12. Average error=0.011, Mean error=0.00066

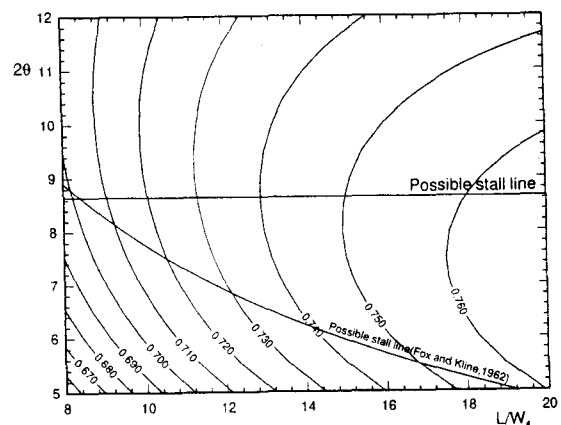


Fig.9 Pressure recovery(C_{p25})map of a wedge diffuser. $AS_4=1.0$, ZD (number of diffuser vane)=12, $\alpha_3=70^\circ$

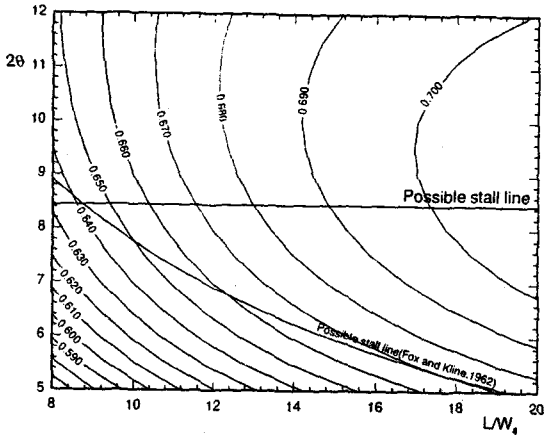


Fig.10 Pressure recovery (Cp_{25}) map of a wedge diffuser. $AS_4 = 1.0$, ZD (number of diffuser vane) = 20, $\alpha_3 = 70^\circ$

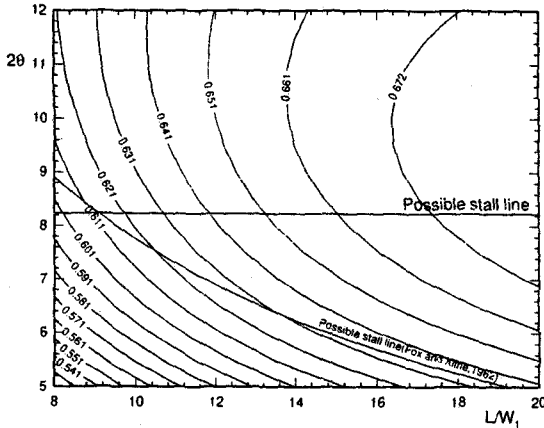


Fig.11 Pressure recovery (Cp_{25}) map of a wedge diffuser. $AS_4 = 1.0$, ZD (number of diffuser vane) = 28, $\alpha_3 = 70^\circ$

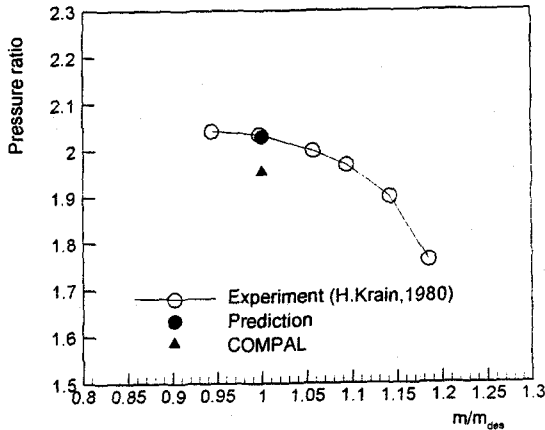


Fig.12 Pressure ratio comparison of H.Krain's centrifugal compressor(1980). Developed method predicts accurate pressure ratio.

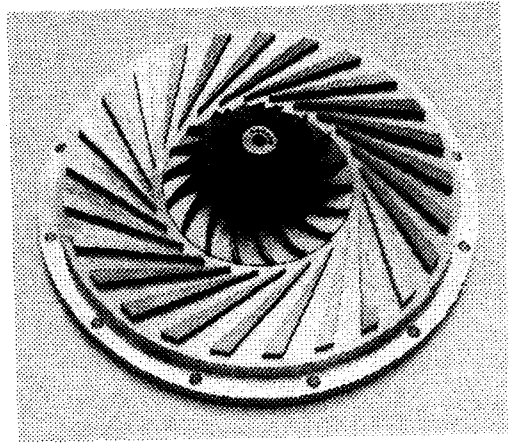


Fig.13 Picture of impeller and diffuser geometry (Case 1)

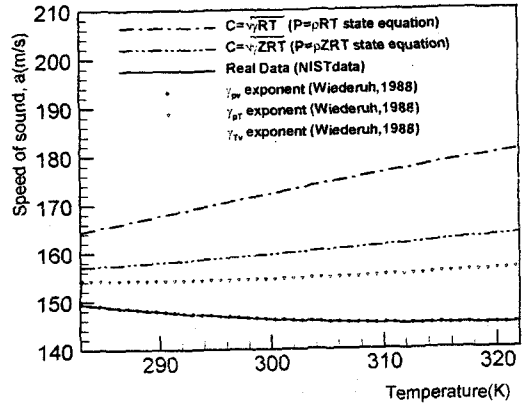


Fig.14 Comparison of speed of sound of R134a. Linear variation T, P from $T=283.15K, P=335.5kPa$ to $T=322.45K, P=1047kPa$. γ_∞ predicts accurate speed of sound.

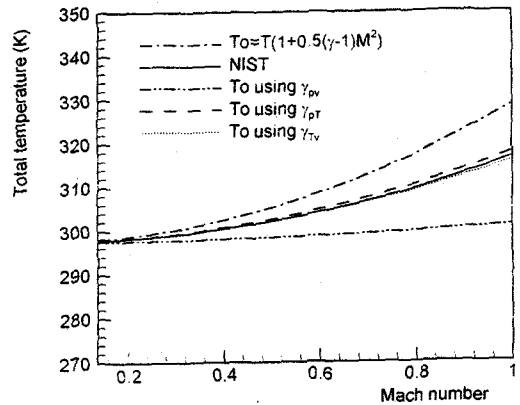


Fig.15 Comparison of total temperature using various isentropic exponents ($p=596600 Pa, T=297.51K$)

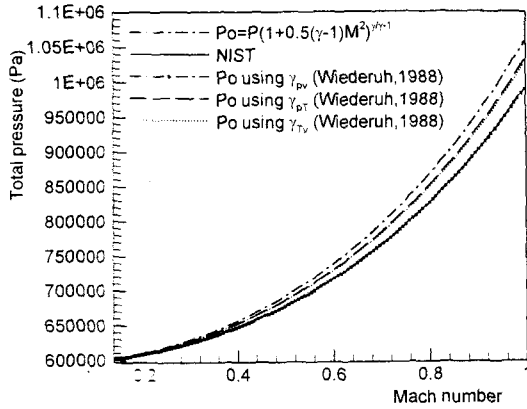


Fig.16 Comparison of total pressure using various isentropic exponent. ($p=596600$ Pa, $T=297.51$ K)

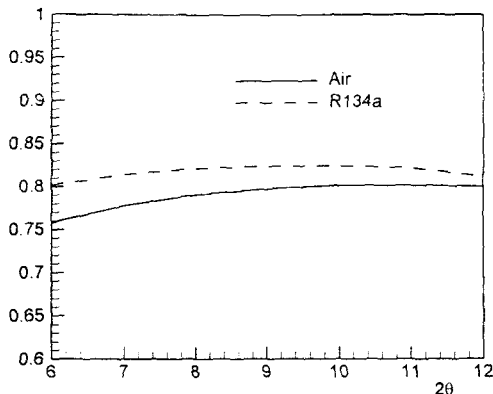


Fig.17 Comparison of pressure recovery coefficient of air and R134a. C_p of R134a is higher than that of air. (Inlet $M=0.6$, Inlet $B=0.02$, Throat aspect ratio=1)

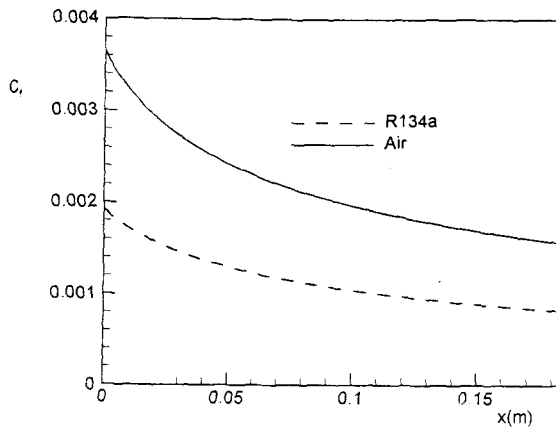


Fig.18 Comparison of skin friction coefficient in the channel diffuser. Inlet $B=0.02$, Inlet $M=0.6$, Throat $AS=1$. C_f of R134a is much smaller than that of air. This is mainly because that Reynolds number of R134a is 10 times larger than that of air.

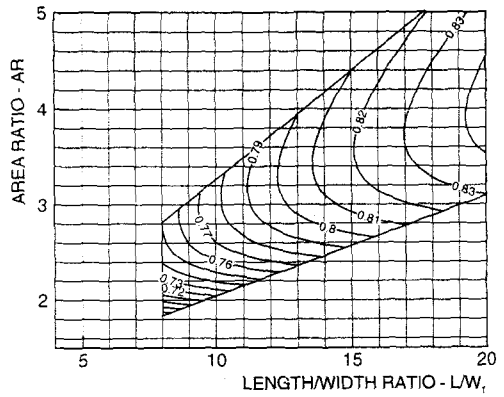


Fig.19 R134a channel diffuser performance map. $AS=1$, $M=0.6$, $B=0.02$

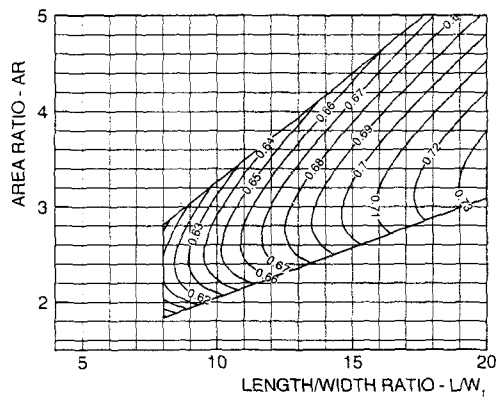


Fig.20 R134a channel diffuser performance map. $AS=1$, $M=0.6$, $B=0.08$

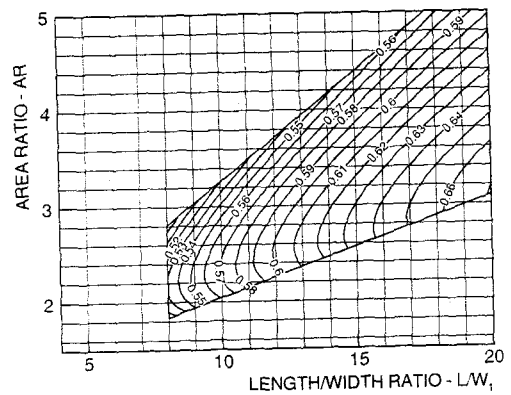


Fig.21 R134a channel diffuser performance map. $AS=1$, $M=0.6$, $B=0.12$

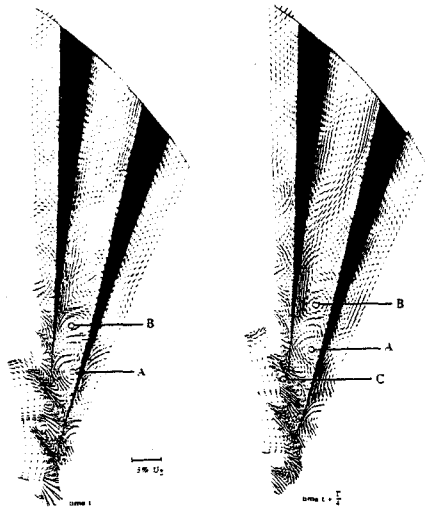


Fig.22 (Instantaneous-averaged) velocity vectors in the midspan slice a quarter of a blade-passing time period apart (W.N.Dawes, 1995)