

R134a용 터보냉동기의 원심압축기 개발

Part 1 : 원심압축기 설계

이용덕* · 정진희* · 이현구* · 윤필현* · 김길영*

Development of the Centrifugal Compressor for a R134a Turbo-Chiller

Part 1 : Design of the Centrifugal Compressor

Yongduck Lee*, Jinhee Jeong*, Hyeonkoo Lee*, Pil-Hyun Yoon*, Kilyoung Kim*

Key Words: Turbo chiller(터보냉동기), Centrifugal compressor(원심압축기), R134a, Impeller(임펠러), Vaneless Diffuser(베인 없는 디퓨저), Low-Solidity Vaned Diffuser(낮은 소리디티 베인 디퓨저), Volute(벌류트)

ABSTRACT

The present study has been conducted to design the high efficiency centrifugal compressor for a R134a turbo-chiller. The centrifugal compressor consists of an impeller with splitters, two vaneless diffusers, a low-solidity vaned diffuser and a volute. A cycle analysis program for a turbo-chiller was developed to obtain compressor design parameters and requirements. We have designed the high efficiency centrifugal compressor by applying the repeated design procedure including a meanline design, a 3D geometry generation and fluid dynamic loading calculations.

1. 서 론

터보냉동기는 원심압축기를 사용하는 냉동기로서 대형건물의 공조용이나 산업설비의 프로세스용으로 사용된다. Fig. 1에는 터보냉동기의 개략도를 나타내었다. 터보냉동기는 원심압축기, 증발기, 응축기, 팽창시스템 및 제어장치로 이루어진다. 일반적으로 사용되는 용량 범위는 200~1200 usRt이며, 특수목적용 및 산업용으로 80~200 usRt의 소용량 및 1200 usRT 이상이 대용량이 사용되기도 한다. 터보냉동기에서의 원심압축기는 증발기에서 냉매가 냉수로부터 전달받은 냉방부하를 응축

기를 통하여 냉각수로 방출할 수 있도록 냉매의 에너지준위를 높이는 역할을 한다. Fig. 2에는 1단 압축식 원심압축기의 개략도를 나타내었다. 그림에 나타난 바와 같이 원심압축기는 일반적으로 IGV(inlet guide vane), 임펠러, 디퓨저 및 벌류트로 구성된다. IGV는 임펠러로 유입되는 냉매가스의 유량과 유동각을 변화시켜 압축기의 성능을 조절하는 역할을 한다. 임펠러는 외부(모터)의 에너지를 받아 회전하며, 냉매가스를 연속적으로 증발기에서 응축기로 수송함과 동시에 흡입된 냉매가스의 정압과 동압을 상승시키는 역할을 한다. 임펠러 후단에 위치하는 디퓨저는 임펠러에서 유출되는 냉매가스의 동압을 유효에너지인 정압으로 변환하는 역할을 한다. 그리고 벌류트는 디퓨저를 통하여 배출된 냉매가스를 모아서 토출하는 역할과 함께 잔여 동압을

* LG전선(주) 기계연구소
E-mail : ydlee@lgmach.co.kr

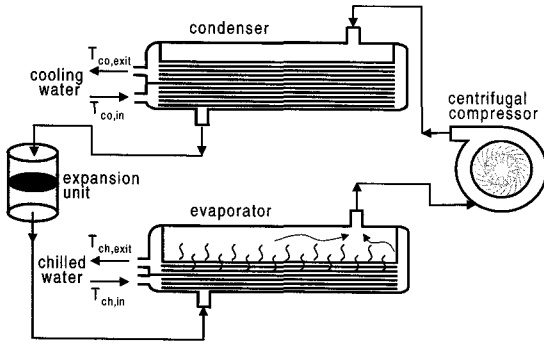


Fig. 1 Schematic of a turbo chiller

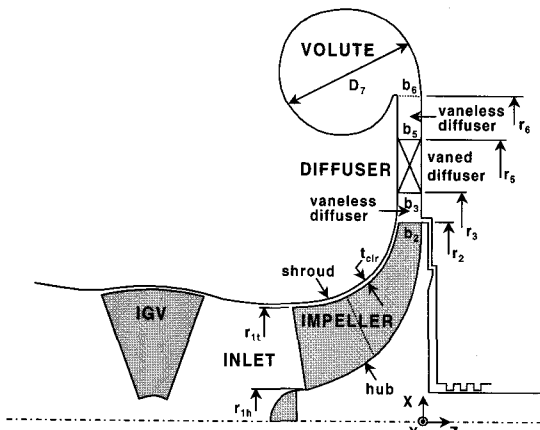


Fig. 2 Schematic of a centrifugal compressor

정압으로 변환하는 역할을 한다.

원심압축기 내부에서의 유체유동은 연속적이기 때문에 체적식 압축기에 비하여 동일한 크기에서 큰 유량을 얻을 수 있고, 임펠러의 회전에너지가 유체의 각운동량으로 변환되는 에너지 변환율이 높기 때문에 체적식 압축기에 비하여 높은 효율을 얻을 수 있다. 이와 같은 장점 때문에 원심압축기를 사용하는 터보냉동기는 대용량 냉동기 시장의 주도적 위치를 차지하고 있다.

대부분의 냉동기는 전기모터에 의해 구동되는 압축기를 사용함으로써 막대한 양의 전기에너지를 필요로 한다. 이로 인해 최대 냉방부하가 발생하는 여름철의 냉동기 사용에 따른 첨두부하의 문제는 전기식 냉동기의 문제점으로 지적되고 있다. 이와 같은 문제점으로 인하여 고효율 압축기에 대한 관심이 증대되고 있으며, 특히 미국의 Trane이나 Carrier사는 앞선 기술력을 바탕으로 고효율 원심압축기를 사용하는 터보냉동기를 개발하여 세계시장을 선도하고 있다.

또한 오존층파괴의 주요 원인인 프레온 가스의 사용을

규제하는 몬트리얼 의정서(Montreal Protocol)의 협약으로 인해 HCFC 냉매의 사용량은 2015년 이후 1995년 사용량의 0.5% 이하로 규제되며, 유럽의 경우는 2015년 이후 200 usRt 용량 이상의 냉동기에서의 HCFC 사용을 전면금지하고 있다. 이와 같은 HCFC 냉매의 사용 규제는 점점 강화되고 있다. 이에 따라 프레온을 포함하고 있지 않으며, 터보냉동기에 사용 적합한 신냉매로 HFC계열의 냉매인 R134a 제시되었으며, 이를 사용하는 냉동기의 수요가 전 세계적으로 확산되고 있다.

본 연구에서는 이상과 같은 터보냉동기 시장환경의 변화에 대처할 수 있는 R134a 냉매를 사용하는 고효율 터보냉동기의 개발을 위해 절대적으로 필요한 원심압축기의 설계에 관한 연구를 수행하였다. 원심압축기 설계는 일단압축식 800 usRt 용량에 대하여 이루어졌으며, 설계조건은 원심냉동기에 대한 한국공업규격⁽¹⁾을 충족할 수 있도록 하였다.

2. 원심압축기 설계

2.1 설계사양 결정

원심압축기는 냉동사이클의 일부분을 이루므로 압축기의 설계사양은 터보냉동기의 설계사양을 충족시킬 수 있어야 한다. Table 1에는 800 usRt 용량의 터보냉동기의 제작을 위한 설계사양을 나타내었다. 냉수와 냉각수의 유출입 온도는 한국공업규격을 따랐으며, 그 외 설계사양은 경제성을 고려하여 설정하였다.

터보냉동기의 설계용량은 설계유를 고려하여 820 usRt로 하였으며, 냉매 증발온도와 냉수 출구온도의 차이, ΔT_{eva} 및 냉매 응축온도와 냉각수 출구온도의 차이, ΔT_{cond} 를 각각 2°C로 설정하였다. 냉동기의 냉동톤당 소비전력은 ΔT_{eva} 및 ΔT_{cond} 를 작게 할수록 상승된다. Table 1과 동일한 조건에서 이들 온도차이를 1°C로 할 경우, 본 연구에서 개발한 사이클 해석용 프로그램을 사용한 냉동기 사이클 해석결과에 의하면, 냉동톤당 소비전력은 0.74 kW/usRt에서 0.68 kW/usRt로 낮아진다. 본 연구에서는 경제성과 원심압축기의 사용 압축헤드 범위를 넓게 하기 위하여 ΔT_{eva} 및 ΔT_{cond} 를 2°C로 설정하였다. 현재 개발되어 있는 원심압축기의 최고효율은 84%~85% 정도로 알려져 있다.⁽²⁾ 본 연구에서는 고효율 터보냉동기의 개발을 위해 원심압축기의 목표 효율을 84%로 설정하였으며, 모터의 효율은 90%로 가정하였다.

Table 1 Cycle analysis conditions

Working fluid	R134a
Full load Capacity, [usRt]	820
Entering chilled water temperature, $T_{ch,in} [^{\circ}C]$	12
Leaving chilled water temperature, $T_{ch,exit} [^{\circ}C]$	7
Entering cooling water temperature, $T_{co,in} [^{\circ}C]$	32
Leaving cooling water temperature, $T_{co,exit} [^{\circ}C]$	37
Evaporator pressure, $p_{eva} [Pa]$	349,658.98
Condenser pressure, $p_{cond} [Pa]$	989,601.98
Evaporator temperature, $T_{eva} [^{\circ}C]$	5
Condenser temperature, $T_{cond} [^{\circ}C]$	39
Subcooling temperature, $T_{sub} [^{\circ}C]$	1
Superheating temperature, $T_{super} [^{\circ}C]$	2
Compressor inlet loss, $(1 - p_{o,inlet}/p_{eva}) \times 100 [\%]$	2
Compressor exit loss, $(p_{exit}/p_{cond} - 1) \times 100 [\%]$	1
Leakage, $m_{leak}/m_{design} \times 100 [\%]$	3
Total-to-total adiabatic efficiency, [%]	84
Motor efficiency, [%]	90

이상과 같은 터보냉동기의 설계사양을 만족시킬 수 있는 원심압축기의 설계사양 결정을 위해 냉동사이클 해석용 프로그램을 개발하였다. 프로그램 개발시, CFC 및 HCFC 냉매를 포함하는 다양한 종류의 냉매의 적용이 가능하도록 하기 위하여 NIST⁽³⁾에서 제공하는 냉매 물성치 계산용 서브루틴들을 사용하였으며, 압축기의 설계사양 결정을 위한 냉동사이클 해석이므로 증발기, 응축기 및 팽창시스템은 이상적으로 거동한다고 가정하였다.

Table 2에는 Table 1의 값들을 입력값으로 사용한 냉동기 사이클 해석을 통하여 구한 압축기 설계사양들과 설계를 통하여 달성해야 될 목표사항들을 나타내었다. 임펠러의 회전속도는 최고의 효율을 갖는 원심압축기 임펠러의 비속도, N_s 가 0.6~0.85의 범위를 갖는다는 기존의 연구결과⁽⁴⁾에 근거하여 임펠러의 회전수, N 을 11,563 rpm으로 설정하였다. 이때 비속도, N_s 값은 0.718를 사용하였다.

아시아 및 태평양지역에서 사용되는 터보냉동기는 일반적으로 10%~100% 부하조건 영역에서 안정적인 운전이 요구되며, 10%의 부하에서도 100% 부하일 때 필요한 압축헤드의 거의 85%에 해당하는 압축헤드를 유지해야 한다. 이와 같은 넓은 운전영역의 확보와 높은 압축헤드의 유지는 주로 디퓨저의 성능에 의하여 결정

Table 2 Compressor design requirements

Mass flow, $m_{design} [kg/s]$	20.23
Rotational speed, $N [rpm]$	11,563
Inlet total pressure, $p_{o,inlet} [Pa]$	343,170.0
Inlet total temperature, $T_{o,inlet} [K]$	280.15
Total-to-total pressure ratio	2.92
Inlet swirl angle	0
Number of IGV's	7
COP	5.30
Input power, [kW/usRt]	0.74
Surge margin, [%]	25
Choke margin, [%]	20
Material	AL7075-T6
Life requirement, [years]	30

된다. 본 연구에서는 넓은 운전영역과 높은 효율을 동시에 갖는다고 알려진^(5,6) 낮은 현절비의 배인 디퓨저를 채택하였다. 그리고 디퓨저 이후의 효율적인 압력회복을 위하여 벌류트를 채택하였다.

2.2 공력설계

압축기의 공력설계는 Table 2에 나타낸 설계조건을 만족할 수 있도록 최적화된 임펠러, 디퓨저 및 벌류트의 기본적인 설계치수를 결정하는 단계이다. 본 연구에서는 압축기의 공력설계 및 형상설계를 위하여 Concepts ETI사에서 제공하는 압축기 설계용 소프트웨어를 사용하였다. Table 2에 나타낸 압축기 설계조건과 여러 설계모형을 적용하여 각각의 압축기 구성요소에 대한 기본치수를 결정하고, 압축기 요소 각각의 성능과 압축기 전체성능을 구하였다.

압축기의 성능예측을 위해선 많은 설계변수를 사용하는 이론식과 실험식이 사용된다. 공기압축기와 같은 원심압축기를 설계할 경우 밀도, 압력, 온도 및 마하수 등과 같은 물성치를 구하기 위하여 이상기체 상태방정식을 사용하나 R134a 냉매는 등엔트로피계수, κ 가 거의 1.0에 가깝기 때문에 이상기체 상태방정식을 사용할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 Robinson의 실제기체 물성치 계산 서브루틴(DBR real gas subroutines)을 사용하여 필요한 물성치를 구하였다.

임펠러 입구형상을 결정하는 가장 중요한 변수는 임펠러 입구 슈라우드(shroud) 끝단에서의 유체 상대

마하수, $M_{i,rel}$ 와 입사각(incidence angle), i_{it} 그리고 식 (1)과 같이 정의되는 임펠러로 유입되는 유체의 입구 속도비, AK이다.

$$AK = \frac{C_{mlt}}{C_{ml, rms}} \quad (1)$$

식 (1)에서 C_{mlt} 는 임펠러 입구 슈라우드 끝단에서의 축방향 속도이며, $C_{ml,rms}$ 는 축방향 임펠러 입구유동의 자승평균(root-mean-square) 속도를 나타낸다.

질량유량이 감소함에 따라 압축기의 압력비가 상승할 때, Japikse⁽²⁾에 의하면 i_{it} 값이 0보다 증가하고, $M_{i,rel}$ 는 0.9 근처의 값을 가짐을 알 수 있다. 본 연구에서는 i_{it} 의 값을 2.0°로 설정하였으며, $M_{i,rel}$ 값은 0.9가 되도록 압축기 설계변수를 조정하였다. 또한 임펠러 입구에 축방향 IGV가 설치된 경우에 추천되는 AK 값은 1.02~1.06이나 터보냉동기에서는 IGV와 증발기를 90도 곡관을 사용하여 연결하므로, 이 영향을 고려하여 1.08의 값을 사용하였다.

임펠러 출구의 형상을 결정하기 위한 임펠러 출구 유동모델로서 Japikse가 제시한 two-zone 모델을 사용하였다. 그리고 주유동영역(primary zone)에서의 확산(diffusion) 현상을 모사하기 위해 Young⁽⁷⁾이 제시한 이상적인 마하수비(ideal Mach number ratio), MR_2 와 실제 얻을 수 있는 최대 마하수비(State-of-art of MR_2), MR_2 -SOA의 관계를 사용하였다. Two-zone 모델에서 제시한 방정식을 풀기 위해서는 중요 설계변수인 이차 유동질량비(secondary flow mass), χ , 출구편차각(deviation angle), δ_p 혹은 미끄럼계수(slip factor), σ_{2m} , 임펠러 출구의 선회 속도비(swirl parameter), λ_{2m} 및 압축기의 입출구 압력비 값을 설정하여야 한다. 본 연구에서는 이들 값들이 Japikse가 추천한 설계 값의 범위 내에 존재하며, 상관관계를 만족할 수 있도록 설계값으로 χ 및 δ_p 를 0.15와 -3.0°로 각각 선정하고, λ_{2m} 는 3.4를 사용하였다.

임펠러 후단에는 임펠러로부터 유출된 냉매의 동압을 효과적으로 정압으로 변환시키기 위하여 베인없는 디퓨저, 낮은 현절비의 베인 디퓨저 및 베인없는 디퓨저를 순서대로 배치하였다. Dunavant⁽⁸⁾에 의하면 선형 캐스케이드(linear cascade)에서 마하수가 0.8 이하 일 때, 넓은 영각(AOA, angle of attack)의 범위에서 작은 운동량 손실이 발생함을 알 수 있다. 본 연구에서는 첫 번째 베인 없는 디퓨저의 폭과 길이는 뒤이은 베인

디퓨저 입구에서의 마하수가 0.8이하가 되도록 조정하였으며, 이후 디퓨저의 폭은 일정하게 유지하였다. 베인 디퓨저로 선정된 낮은 현절비의 베인 디퓨저의 베인 형상은 Concepts ETI사의 특허인 CETI(FP)06의 형상을 사용하였다.

Japikse에 의하면, 벌류트로 유입되는 유동의 선회 속도비, λ_{6m} 와 벌류트 입구면적에 대한 벌류트 출구의 면적비, AR의 곱이 1.0 보다 클수록 벌류트를 통하여 유체는 가속되며, 작을 경우는 감속됨을 알 수 있다. 본 연구에서는 설계조건에서 AR의 값이 1.0이 되도록 하여 설계유량보다 작은 유량이 흐르는 저부하 시에 유동이 확산되어 벌류트를 통하여 압력상승이 될 수 있도록 하였다.

이상과 같은 설계변수들을 사용하여 압축기의 공력 설계를 수행하였으며, 그 결과는 Table 2에 나타난 설계목표와 비교되었다. 또한 식 (2)~(4)와 같이 정의되는 비속도, N_s , 유량계수, ψ , 폴리트로픽 일 계수(polytropic work coefficient), μ , 축동력 값 등을 조사하였다.

$$N_s = \frac{2\pi N \sqrt{Q}}{gH_p^{3/4}} \quad (2)$$

$$\psi = \frac{Q}{ND_2^3} \quad (3)$$

$$\mu = \frac{gH_p}{U_2^2} \quad (4)$$

식 (2)와 (3)에 사용된 임펠러 회전수, N의 단위는 rpm이며, 체적유량, Q의 단위는 cms이다. 그리고 H_p 와 U_2 는 각각 폴리트로픽 압축헤드와 임펠러 출구의 날개 속도를 나타내며, 단위는 각각 m와 m/s이다. 일반적으로 최고의 효율을 나타내고 있는 원심압축기의 경우, ψ 는 0.15~0.18의 범위를 가지며, 이때 μ 는 0.42~0.74의 값을 갖는다고 알려져 있다.⁽⁴⁾

본 연구에서는 설계결과가 설계목표를 만족하면서 적절한 유량계수와 폴리트로픽 일 계수 값을 갖도록 압축기의 기하학적 형상을 최적화하였다. Table 3에는 전술한 설계요소들을 사용하여 구한 공력설계 결과를 나타내었다. 표에 나타난 현절비, s는 다음과 같은 정의식을 사용하여 구하였다.

$$\sigma = \frac{c}{\pi(r_5 + r_3)/Z_d} \quad (5)$$

Table 3 Compressor meanline design results

r_{1h}/r_2	0.2457	AOA[deg]	4.0
r_{1h}/r_{1s}	0.4201	σ	0.98
β_{1s} [deg]	-57.94	r_6/r_2	1.6278
Z_{full}/Z_{split}	11/11	b_6/b_2	0.9
b_2/r_2	0.0962	AR	0.4297
t_{ctr}/b_2	0.02553	N_s	0.718
β_2 [deg]	-45	ϕ	0.186
t_2/b_2	0.1532	μ	0.587
r_3/r_2	1.15	$\eta_{impitt}[\%]$	93.2
b_3/b_2	0.90	$\eta_{tt}[\%]$	84.5
r_5/r_2	1.4375	$pr_{tt}[\%]$	2.92
b_5/b_2	0.9	$W_{shaft}[\text{kW}]$	546.25

* 설계변수의 정의 및 정의의 위치는 Fig. 2참조.

위에서 c는 베인의 코드길이(chord length)를 나타낸다.

2.3 임펠러의 형상설계

압축기의 공력설계로부터 임펠러의 형상에 대하여 얻을 수 있는 결과는 임펠러 입출구의 기하학적 정보 뿐이다. 따라서 실제 3차원 임펠러 형상을 구하기 위해 선 내부유로의 형상을 결정하여야 하며, 결정된 형상에 대한 임펠러의 유동특성 및 구조적 특성이 예측되어야 한다. 이 과정이 임펠러의 형상설계에 해당된다. 임펠러 형상결정의 궁극적인 목표는 유동의 박리 없이 임펠러 입구에서의 큰 상대속도를 출구에 이르는 동안 점진적으로 줄여 임펠러의 회전운동에 의하여 증가된 유동의 각운동량을 최대한으로 정압으로 변환하는 것이다.

본 연구에서는 임펠러의 3차원 형상을 정의하기 위하여 임펠러의 단면방향(meridional direction)을 따른 슈라우드와 허브의 형상, b각 분포 및 날개두께의 분포를 Bezier 다항식을 사용하여 정의하였다. 다음으로 구해진 3차원 임펠러 형상의 적절성을 파악하기 위하여 단일유선해석방법(rapid loading method)과 다중유선해석방법(multi-streamtube method)⁽²⁾을 사용하여 임펠러의 공력하중(blade loading) 특성을 파악하였다. 이상의 반복 과정을 통하여 최적의 공력하중을 갖는 임펠러의 3차원 형상이 결정되면, Dawes⁽⁹⁾의 BTOB3D 코드를 기반으로 하여 개발된 Concepts ETI사의 3차원 유동해석 코드인 Pushbutton CFD를 사용하여 유동해

석을 수행하였다. Pushbutton CFD 코드는 에너지 방정식의 종속변수로 엔탈피를 사용하고 실제기체의 물성치를 적용할 수 있으므로 공력설계에서와 마찬가지로 실제기체의 물성치를 적용하여 수치해석을 수행하였다. 이 과정에서는 임펠러 입구의 형상, 팁 간격(tip clearance) 및 스플리터 날개의 존재에 따른 임펠러 내부의 유동특성이 조사되었으며, 또한 임펠러의 출구유동특성을 조사하여 임펠러 후단에 설치되는 디퓨저 설계조건과의 적절성이 조사되었다. 이상과 같은 임펠러의 3차원 형상화에서 3차원 유동해석에 이르는 과정은 최적의 결과를 얻을 때까지 반복 수행되었다.

이와 같이하여 최종적인 임펠러의 3차원 형상이 결정되면, ANSYS를 사용하여 임펠러의 구조적 특성을 조사하였다. ANSYS에서의 구조해석은 임펠러를 하나의 전길이 블레이드(full blade)와 스플리터(splitter) 블레이드를 포함하는 solid-pie 형상으로 나눈 후, 이 형상에 대하여 격자를 생성하여 임펠러의 강도해석 및 주파수 특성을 조사하였다.

3. 설계결과 및 고찰

본 연구에서는 Table 1에 나타난 터보냉동기의 설계사양을 만족시킬 수 있는 원심압축기의 설계사양을 냉동 사이클의 시스템 해석을 통하여 Table 2와 같이 구하였으며, 공력설계와 형상설계 과정을 통하여 설계조건을 만족시킬 수 있는 원심압축기를 설계하였다. 그리고 구조해석을 통하여 설계된 임펠러의 주파수 특성 및 응력특성을 조사하였다.

3.1 공력설계결과

압축기의 공력성능은 임펠러 설계회전수의 95%, 100% 및 105%의 각각의 경우에 대하여 서지(surge)로부터 초크(choke)에 이르는 유량의 범위에 대하여 조사되었다. 그리고 유량변화에 따른 압축기 성능특성을 예측하기 위하여 TEIS⁽²⁾(Two-Elements-In-Series) 확산 모델을 사용하였다.

Fig. 3에는 유량변화에 따른 압축기 전압비의 변화를 세 가지 임펠러 회전수의 경우에 대하여 나타내었다. 그림에 나타난 바와 같이 임펠러의 설계회전수와 설계 유량에서 전압비의 설계값인 2.92를 만족시킴을 볼 수 있으며, 서지 및 초크 여유 또한 설계목표를 만족함을 알 수 있다.

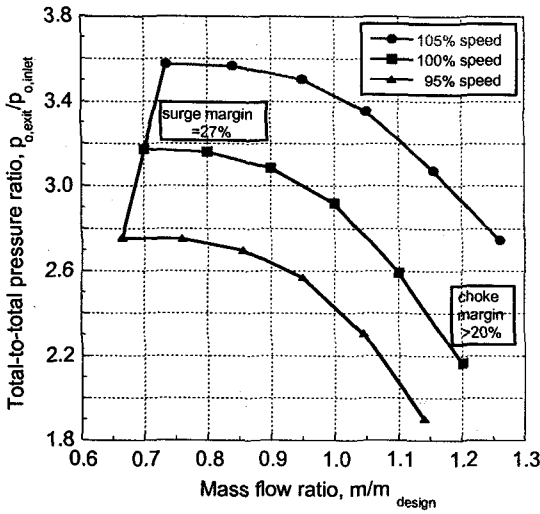


Fig. 3 Compressor total-to-total pressure ratio

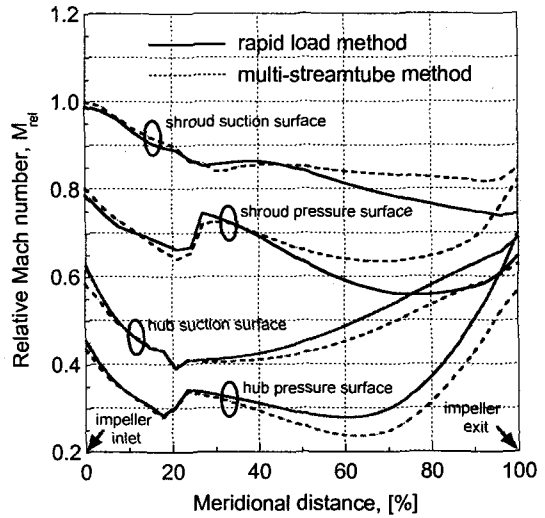


Fig. 5 Relative Mach number distributions

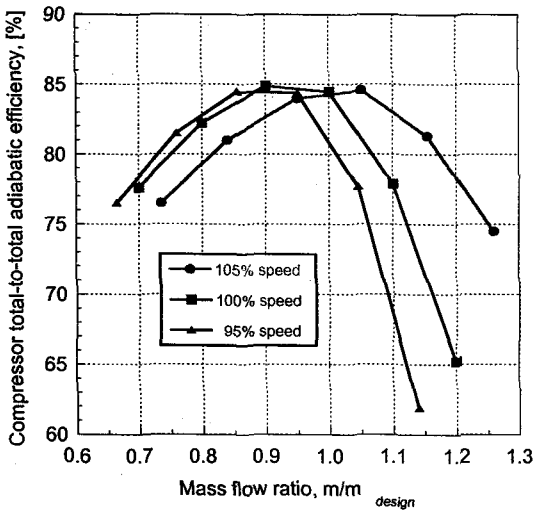


Fig. 4 Compressor total-to-total adiabatic efficiency

Fig. 4에는 질량유량의 변화에 따른 압축기의 단일 효율을 세 가지 임펠러의 회전수에 대하여 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 설계질량유량과 임펠러 회전수에서 목표효율인 84%를 만족시킴을 볼 수 있으며, 설계유량의 110% 이하의 탈설계점 유량범위에서 80% 이상의 효율을 유지하는 것으로 보아 탈설계점에서의 운전시에도 높은 효율을 유지할 수 있을 것으로 판단된다.

Fig. 5에는 임펠러 슈라우드면과 허브면의 압력면 (pressure surface)과 흡입면(suction surface)을 따른 상대마하수의 변화를 나타내었다. 그림에서 실선과 점

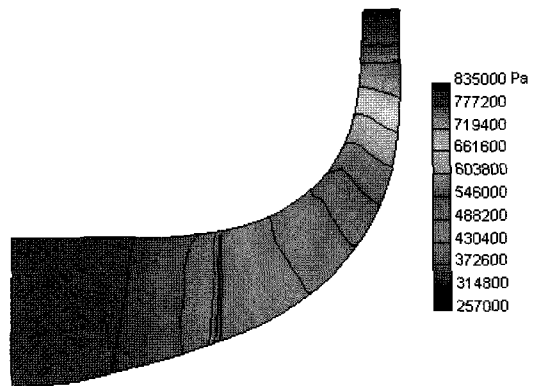


Fig. 6 Hub-to-shroud static pressure distributions at the mid-span of full blade and splitter blade

선은 단일유선해석법과 다중유선해석법을 사용하여 구한 계산결과를 각각 나타낸다. 두 결과는 거의 유사한 상대마하수의 분포를 보이고 있으며, 임펠러 입구로부터 출구에 이르는 동안 슈라우드면과 허브면에서 효율적으로 확산이 발생하고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 6에는 완전 3차원 Navier-Stokes 방정식을 적용하여 수치해석 한 결과 중 임펠러의 전 길이 블레이드와 스플리터 블레이드 사이 영역에서의 정압분포를 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 정압은 임펠러 입구로부터 출구에 이르는 동안 점차적으로 증가하고 있으며, 슈라우드와 허브면사이의 정압분포 또한 균일함을 볼 수 있다.

Table 4에는 완전 3차원 수치해석을 통하여 얻은

Table 4 Mass averaged CFD results compared to meanline predictions

		CFD	Meanline
Absolute Mach number		0.97	0.93
Meridional velocity	m/s	43.26	39.0
Static pressure	Pa	745,936.40	701,546.0
Absolute total pressure	Pa	1,249,544.0	1,090,632.0
Total-to-total pressure ratio		3.63	3.18
Total-to-static pressure ratio		3.96	3.50
Absolute total temperature	K	326.57	323.7
Absolute flow angle	deg	73.71	73.61
Relative flow angle	deg	-53.24	-58.85
Total-to-total efficiency		0.963	0.953

결과와 공력설계를 통하여 구한 결과를 상호 비교하여 나타내었다. 표에 나타난 수치해석의 결과는 임펠러 출구영역에서의 값을 질량평균한 값이다. 표에서 보는 바와 같이 수치해석 결과가 공력설계 결과에 비해 압력, 속도 및 효율에서 다소 크게 예측하고 있다. 이는 수치해석결과가 임펠러 내부에서 발생하는 마찰손실과 같은 내부손실을 적절히 예측하는 데에 한계를 가지기 때문에 일반적으로 실험결과보다 큰 값을 예측하는 경향에 기인한다고 판단된다. 따라서 본 연구에서 얻은 수치해석 결과는 적절한 것으로 판단된다. 특히 임펠러 출구에서의 절대 유동각이 공력설계 결과와 잘 일치하기 때문에 임펠러 출구 후단에 위치하는 낮은 현절비의 디퓨저 설계의 신뢰성을 제공하여 준다.

3.2 구조해석결과

구조해석은 강도특성과 주파수특성을 파악하기 위하여 수행되었다. 임펠러가 11,563 rpm으로 회전할 때 최대응력이 발생하는 부분은 임펠러와 회전축이 만나는 임펠러 뒷면(back face)에서 발생하며, 그때의 응력값은 6.0×10^7 Pa로 본 연구에서 설정한 알루미늄(AL7075-T6)의 허용응력인 5.0×10^8 Pa의 12%에 해당되므로 강도면에서 충분히 안정하다고 판단된다.

Fig. 7에는 주파수 특성을 해석을 통하여 얻은 결과 중 설계회전수에서의 Campbell diagram을 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 임펠러의 고유진동수들과 임펠러 회전수의 10배에 해당하는 주파수와 서로 만나는 회전수가 없는 것으로 보아 주파수 공진문제는 없을 것으로 판단된다. 이외에도 임펠러 인두서(inducer) 및

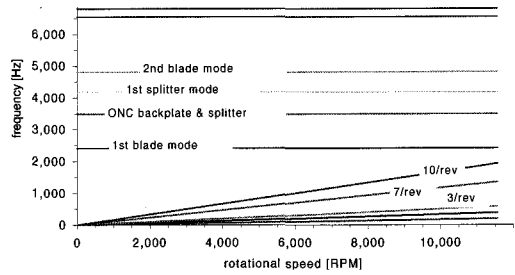


Fig. 7 Campbell diagram at design rotational speed

출구의 주파수 영역과 입접한 압축기 요소들과의 공진 문제가 조사되었다. 그 결과 임펠러의 주파수는 최소한 IGV 및 디퓨저의 가진주파수의 10% 이상임이 확인되었다.

3.3 압축기의 3차원 모델링

이상과 같이 1차원 공력설계를 통하여 설계된 임펠러의 최적화된 3차원 형상을 구하기 위하여 반복적인 3차원 날개의 형상화 및 유동해석을 수행하였으며, 구조해석을 통하여 강도특성과 주파수 특성이 파악하였다. 그 결과 본 연구를 통하여 설계된 압축기는 충분히 압축기 설계목표 및 구조적 안정성을 달성할 수 있음을 예측할 수 있었다. 이와 같이 설계된 원심압축기는 가공제작을 위하여 3차원 모델링을 하여야 한다. Fig. 8에는 공력설계 및 구조설계를 통하여 최종적으로 구한 원심압축기의 3차원 형상을 나타내었다.

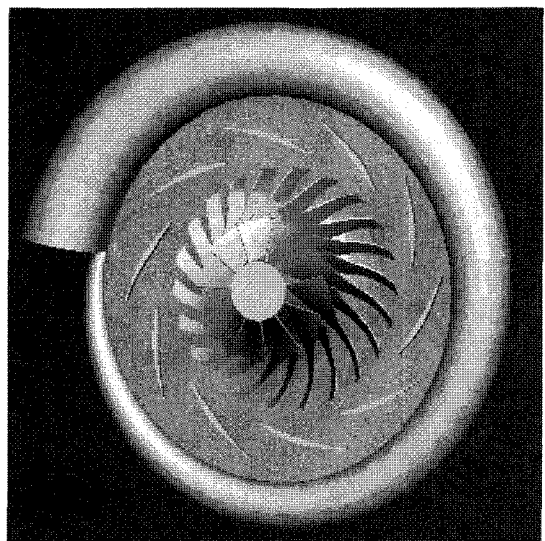


Fig. 8 Designed centrifugal compressor

4. 결 론

연구에서는 R134a 냉매를 사용하는 고효율 터보냉동기의 개발을 위해 절대적으로 필요한 원심압축기의 설계에 관한 이론연구를 수행하였다. 원심압축기 설계는 한국공업규격을 충족할 수 있는 1단 압축식 800 usRt 용량에 대하여 이루어졌다. 본 연구를 통하여 R134a를 포함하는 각종 냉매용 원심압축기의 설계사양 결정을 위한 냉동기 사이클해석 프로그램의 개발을 통하여 효율적으로 압축기 설계사양을 결정할 수 있었으며, 공력설계와 구조해석 과정을 통해 고효율 터보냉동기용 원심압축기의 설계기술을 확립하였다.

참고문헌

- (1) Centrifugal Water Chillers, KS(Korean Standards) B 6270-1985.
- (2) Japikse, D., 1996, Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETI
- (3) NIST, 1998, National Institute of Standards Technology, U.S.A..
- (4) The ASHRAE Handbook CD, 1998, Chapter 34, Compressors : Centrifugal Compressors
- (5) Senoo, Y., Hayami, H., and Ueki, H., 1983, "Low-Solidity tandem-cascade diffusers for wide flow range centrifugal blowers," Trans. ASME Journ. Fluids Eng. Vol. 99, pp. 104~114.
- (6) Hayami, H., Umemoto, A., and Kawaguchi, N., 1996, "Effects of Inlet Passage Width Contraction of Low-Solidity Cascade Diffusers on Performance of Transonic Centrifugal Compressor," JSME, Vol. 62, No. 594, pp. 461~465.
- (7) Young, L. R., 1997, "Discussion of Rodgers," Trans. ASME Journ. Fluids Eng. Vol. 99, No. 1, pp. 94~95.
- (8) Dunavant, J. C., and Emery, J. C., 1959, Two-Dimensional Cascade Investigation at Mach Numbers up to 1.0 of NACA 65-series Blade Sections at Conditions Typical of Compressor Tips., NACA RM L58A02.
- (9) Dawes, W. N., 1991, "The Development of a Solution Adaptive 3D Navier-Stokes Solver for Turbomachinery," AIAA 91-2469.