

초전도 전력 케이블 냉각 시스템 적용을 위한 극저온 터보 팽창기 설계 및 해석

이창형*, 김동민*, 양형석**, 김석호*^{#,}

*창원대학교 기계공학부, **한전 전력연구원

Design and Analysis of Cryogenic Turbo Expander for HTS Power Cable Refrigeration System

Changhyeong Lee*, Dongmin Kim*, Hyeongseok Yang** and Seokho Kim*^{#,}

*Department of Mechanical Engineering, Changwon National University

**Korea Electric Power Research Institute(KEPRI)

(Received 30 May 2015; accepted 9 June 2015)

ABSTRACT

The cryogenic cooling system should maintain the HTS power cable below 77 K. As the length of HTS power cables has increased, there have been many efforts to develop large capacity cryocoolers. Brayton, Joule-Thomson, and Claude refrigerators were considered for the large capacity cryocooler. Among the various cryocoolers, the Brayton refrigerator is the most competitive in terms of the HTS power cable. At present, it is thought that a 10-kW class refrigerator will be able to be used as a unit cooling system for the commercialization of HTS power cables in the near future.

The Brayton refrigerator is composed of recuperative heat exchangers, a compressor, and a cryogenic turbo expander. Among the various components, the cryogenic turbo expander is the part that decreases the temperature, and it is the most significant component that is closely related with overall system efficiency. It rotates at high speed using high-pressure helium or neon gas at cryogenic temperatures.

This paper describes the design of a 300-W class Brayton refrigeration cycle and the cryogenic turbo expander as a downscale model for the practical 10-kW class cycle. Flow and structural analyses are performed on the rotating impeller and nozzle to verify the efficiency and the design performance.

Key Words : Cryocooler(극저온냉동기), Turbo Expander(터보 팽창기), Reverse Brayton Cycle(역브레이튼 사이클), Brayton Refrigerator(브레이튼 냉동기)

1. 서 론

초전도 전력 케이블의 본격적인 상용화를 위해서는

고효율 및 고신뢰성의 극저온 냉각 시스템의 개발이 매우 절실하다. 최근 들어 초전도 전력 케이블의 장선화에 따라 단위 냉각 시스템 당 냉각용량이 큰 대용량 냉동기 적용에 대한 연구가 진행되고 있다^[1]. 대용량 극저온 냉동기로는 역브레이튼 냉동기, JT 냉동기, Claude 냉동기 등이 고려될 수 있으나, 시스템의 신뢰성

Corresponding Author : seokho@changwon.ac.kr

Tel: +82-55-213-3607, Fax: +82-55-275-0101

및 효율을 고려할 경우 역브레이튼 냉동기가 가장 경쟁력이 있는 냉각 시스템이다.^[2] 하지만, 현재까지 국내 극저온 냉동기 개발 기술 부족으로 모든 냉동기는 해외 선진사로부터 고가의 비용을 지불하고 수입을 하고 있는 상태이다. 향후 초전도 케이블의 상용화를 위해서는 역브레이튼 냉동기의 국내 개발이 절실하다.

역브레이튼 냉동기는 대항류 열교환기, 압축기, 극저온 터보 팽창기로 이루어져 있다. 이 중 시스템의 효율을 결정하는 핵심 부품은 극저온 터보 팽창기이다. 극저온 터보 팽창기는 극저온에서 고압의 헬륨 혹은 네온 가스를 이용하여 고속회전하며 온도를 낮추는 부품이다.

본 연구에서는 초전도 전력 케이블을 냉각에 요구되는 10 kW급의 브레이튼 냉동 사이클의 축소모델인 300 W급 사이클로 설계하고, 이를 충족하는 극저온 터보 팽창기를 가공성 및 효율을 감안하여 설계함으로써 차후 역브레이튼 냉동기를 제작하는데 기여하고자 한다.

2. 브레이튼 냉동 사이클 설계

2.1 사이클 설계 기준

요구되는 브레이튼 냉동 사이클 조건은 다음과 같다. 냉각부의 온도가 액체질소 비등점보다 낮아야 하며, 소모동력을 저감할 수 있어야 한다. 그리고 시스템 안정성을 생각하여 전체적으로 대기압보다 높은 압력에서 운전해야 한다. 이러한 설계기준을 정량적으로 정리하면 Table 1과 같다.

2.2 역 브레이튼 사이클 설계

극저온에서 주로 사용하는 냉매로는 헬륨, 네온, 질소, 아르곤이 있다. 그 중에 75 K 영역에서 과열기체인 냉매는 네온과 헬륨으로, 본 논문의 사이클에서는 네온이 헬륨에 비해 밀도가 5배 커서 유체의 속도가 느려 시스템 안정성에 유리하므로 냉매로 네온을 선정하였다. 압축기 입구온도, 터빈 입구온도, 냉각 후 온도를 고정한 후 브레이튼 사이클을 계산한 결과는 Fig. 1에 나타나 있다. Fig. 2는 브레이튼 사이클의 개념도로, Fig. 1의 온도는 Fig.

2의 위치에 대응한다. 설계 시 80%의 압축 및 팽창 효율을 가정하였으며, 압력비는 1.5, 저압부 압력 3 bar, 고압부 압력 4.5 bar이다. 300 W의 냉각용량 기준 사이클에 필요한 냉매의 질량유량은 약 59.6 g/s이다.

Table 1 Criteria of Brayton refrigeration cycle

Cooling power	300 W class
Target temperature	under 75 K
Internal heat exchanger	using Recuperator
System pressure	over 1 atm at comp. inlet

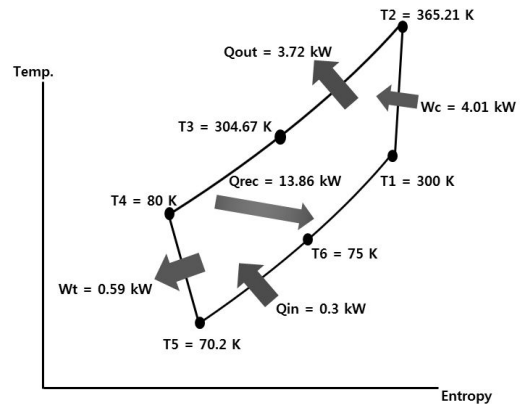


Fig. 1 300 W class Brayton refrigeration cycle

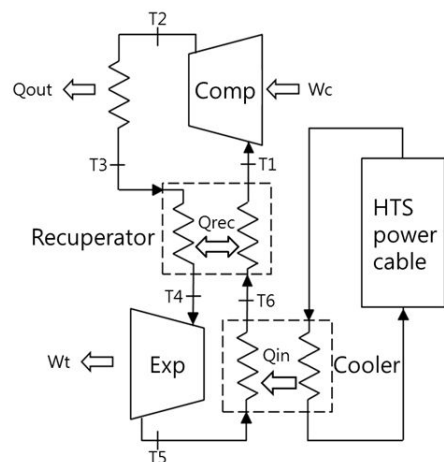


Fig. 2 Schematic diagram of Brayton refrigerator

3. 터보 팽창기 설계

3.1 형상 설계

본 논문에서 기술하는 팽창기는 기체를 작동유체로 하는 반경류 터빈이다. 기체의 경우 효율을 높이기 위해 안내깃을 통해 터빈으로 들어가는 유로를 만들어 주는 것이 유리하다^[3]. 안내깃의 경우 입출구의 압력차가 없는 형태도 가능하나, 노즐의 형태를 갖추면 팽창부의 효율을 높일 수 있다.

Table 2는 팽창기 중 임펠러부를 설계하기 위해 선정된 제원이다. 선정 기준을 바탕으로 임펠러의 직경(D)을 구하기 위해서는 팽창기의 수두(H) 및 비속도(n_s)를 선정해야 한다. 팽창기의 수두와 비속도는 다음과 같은 식으로 결정된다.^[4]

$$H = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] \dots \dots \dots (1)$$

$$n_s = \frac{\omega \sqrt{V}}{H^{3/4}} \dots \dots \dots (2)$$

Fig. 3은 비속도-비직경 선도이다. 이 선도를 바탕으로 반경류 터빈에서 고효율을 위해서는 비속도가 0.5 내외의 값을 가져야 한다. 사이클로부터 압력(p) 및 비열비(κ)는 결정되므로 식 (1)에서 기체상수(R)와의 계산을 통해 수두가 결정되며, 부피유량(V) 역시 사이클의 질량유량 및 열역학적 물성으로부터 결정되므로 비속도를 조절하기 위해서는 회전수(ω)만이 변수로 작용하게 된다. 식 (2)를 바탕으로 비속도를 0.5로 하여 회전수를 구하면 약 90,000 RPM이 나오게 된다. 이를 토대로 Fig. 3으로부터 구한 비직경(d_s)은 약 3.6이다.

$$d_s = \frac{DH^{1/4}}{\sqrt{V}} \dots \dots \dots (3)$$

식 (3)을 통해 비직경으로부터 직경을 구할 수 있다. 비직경, 수두, 부피유량은 모두 결정되어 있으므로 직경을 구하면 20 mm이다.

기본적인 임펠러의 형상정보로부터 유동의 기초 형상이 결정되며, 자오면을 그리면 Fig. 4와 같다. 자오면의 정보를 바탕으로 깃의 입·출구 각도를 적용하면 단일 깃에 대한 임펠러 형상을 얻을 수 있

다. 깃의 수에 따라 깃 사이 목 부분 폭이 달라지므로, 가공성을 높이기 위해 목의 간격을 최소 1 mm 이상 확보하는 형상을 구하면 깃의 수가 7개 이하여야 한다. 이렇게 얻은 3차원 형상은 Fig. 5와 같다.

Table 2 Design criteria of impeller

Inlet total pressure	4.5 bar
Inlet temperature	80 K
Outlet static pressure	3.0 bar
Expansion ratio	1.5
Inlet relative flow angle	90°
Inlet absolute flow angle	70°
Mass flow rate	59.6 g/s

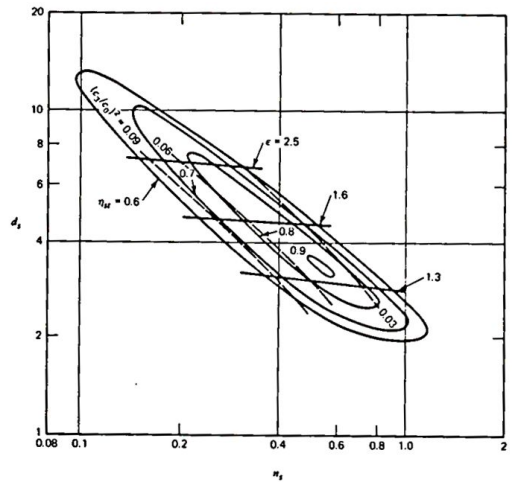


Fig. 3 Specific speed - specific diameter diagram^[4]

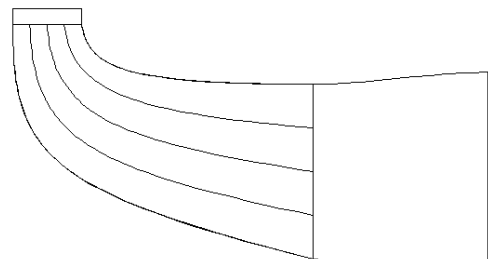


Fig. 4 Meridional plane of impeller

앞서의 과정을 통해 결정된 임펠러의 효율을 보다 높이기 위해서는 노즐이 필요하다. 반경방향 노즐의 경우, 깃의 배치를 통해 반경방향에서 중심으로 유동을 조성함과 동시에 유체의 전압력 중 정압을 동압으로 바꾸어 실제적 측정으로는 감압하는 역할을 수행한다.

노즐의 설계 조건은 Table 3과 같다. 노즐의 입구에서는 반경방향의 유체가 바로 들어오게 되므로 90°의 각도를 가져야 하며, 출구에서는 임펠러의 입구로 원하는 각도의 유체를 보내야 하므로 70°의 각도가 되어야 한다. 노즐 깃의 높이 역시 임펠러의 입구와 높이가 같아야 하므로 2.3 mm이어야 한다.

주어진 설계 조건을 기초로 노즐의 개념도를 그리면 Fig. 6와 같이 그릴 수 있다. 노즐의 기본형상은 입구에서부터 출구로 가면서 유동 단면적이 줄어들면서 정압이 동압으로 바뀌도록 하여야 한다. Fig. 6의 개념도는 깃수 무한 조건에서의 형태이므로, 본 논문에서 설계하는 반경류 터보 팽창기에 적용하기 위해서는 반경방향 노즐로 변환할 필요가 있다.

축류 형상에서 상류부가 외경방향으로, 하류부가 내경방향인 것이 반경류 노즐의 형태이다. 입구측은 외부 유체가 수직으로 들어오게 되기 때문에 90°의 각도를 유지해야 하며, 출구측은 내경위치에서 반경방향으로 출구 각도인 70°를 만족해야 한다. 깃수 무한 조건으로 그린 개념도를 원형으로 투영 배치함으로써 3차원 형상의 기초 스케치를 얻을 수 있다. 노즐 역시 목 부분 및 입·출구 깃 끝단의 가공성을 고려하여 스케치를 수정한 후에야 3차원 도면을 얻을 수 있다.

상기의 조건을 충족하는 형태로 반경방향에 대해 개념도와 같은 형상으로 노즐을 그려 3D형태로 모델링 한 것이 Fig. 7이다. 깃의 수는 임의로 임펠러의 깃수와 동일하게 하였으며, 와류실의 유체가 반경방향으로 들어온다는 가정 하에 노즐의 입구 역시 90°의 각도로 조정하였다. 노즐의 기대 효율은 95 %로 목표에 비해 보수적으로 설계하였다. 실제 와류실의 유체는 90°의 각도에 못 미치는 각도로 유입되기 때문에 부분적으로 보수적인 설계가 필요하다.

Table 3 Design criteria of nozzle

Inlet vane angle	90°
Outlet vane angle	70°
Vane height	2.3 mm

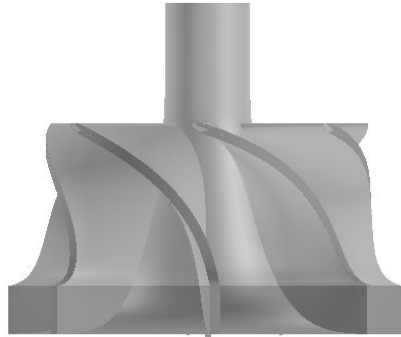


Fig. 5 Impeller 3D model

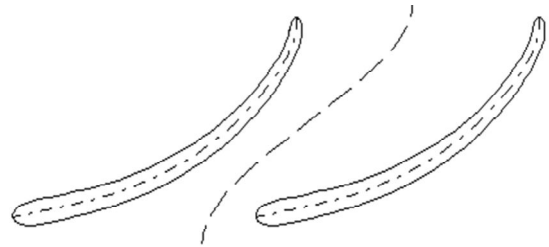


Fig. 6 Schematic design of nozzle

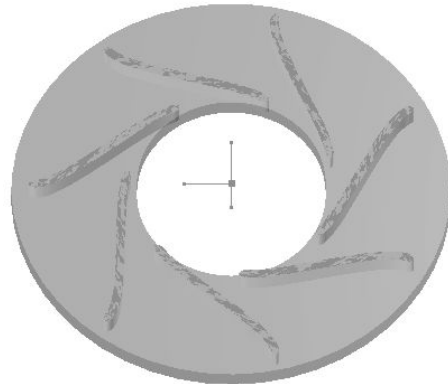


Fig. 7 Nozzle 3D model

3.2 유동 해석

터보 팽창기의 성능을 계산적으로 알아보기 위해 유한요소기법을 적용하여 해석을 수행하였다. 해석은 ANSYS 15.0 CFX 모듈을 이용하였다. 해석 시간을 단축하기 위해 회전체를 깃수로 나누어 1/7 모델로 기본형상을 분할하였으며, 입·출구 질량 및 에너지의 평형이 빠르게 수렴할 수 있도록 육면체 형상으로 메쉬 격자를 생성하였다.

Fig. 8은 임펠러부 유체의 메쉬 격자이다. 육면체 형상으로 메쉬 격자를 형성하는데 있어, 보다 정확한 해석결과를 보기 위해 자오면과 유체 상·하부에 메쉬 격자를 우선 생성하였다. 노란색으로 표현한 부분은 자오면에 해당하는 격자이며, 분홍색 선으로 표현한 부분은 유체 상부에 해당하는 격자이다. 두 격자 사이에 유체는 적절한 크기로 나누어 유체 영역에 대해 모든 메쉬 격자를 육면체 형상으로 나누었다. 메쉬 격자에서 절점의 수는 485,754개이며, 요소의 수는 455,729개이다.

노즐 역시 Fig. 9과 같이 자오면을 형성하여 메쉬 격자를 생성하였다. 계산상의 오차가 적도록 프로그램의 도움을 받아 유동 형상에 맞추어 격자를 형성하였다. 절점의 수는 79,240개 이며, 요소의 수는 70,096개 이다.

Table 4는 유동 해석 시 설정한 경계조건이다. 입구는 노즐의 외곽 반경부로 입구로 하였으며, 출구는 임펠러에서 축 방향 면을 설정하였다. 앞서 2장에서 역 브레이튼 사이클 계산 결과 필요 질량 유량이 59.6 g/s 이므로, 해석 모델의 1/7 크기에 맞춰 질량유량 역시 1/7로 맞춰 8.51 g/s로 설정하였다. 임펠러부만 회전으로 설정을 하고, 노즐부는 고정 상태로 하였으며, 임펠러부의 회전속도 역시 3장에서 계산된 임펠러 요구 회전 속도인 90,000 RPM으로 설정하였다. 연속적으로 이어지는 옆면의 경우 양옆의 결과가 동일하여야 하므로 연속조건을 주어 계산 결과가 이어지도록 하였고, 맞닿는 면은 질량 및 에너지, 운동량이 이어질 수 있도록 단순 단으로 설정하였다. 그리고 제작 상 시간 단축 및 가공의 편의를 위해 팽창기를 unshroud 형태로 결정하였기 때문에, 유동에 있어 상부 벽면은 회전하지 않으므로 역회전으로 조건을 주어 접촉조건을 만족시켰다.

Table 4 Boundary conditions of flow analysis

Inlet temperature	80 K
Inlet total pressure	4.5 bar
Outlet mass flow rate	8.51 g/s
Rotor	Impeller
Stator	Nozzle
Rotating speed	90,000 RPM
Interface connection	Stage
Shroud wall condition	Counter rotating wall
Side wall condition	Periodic interface

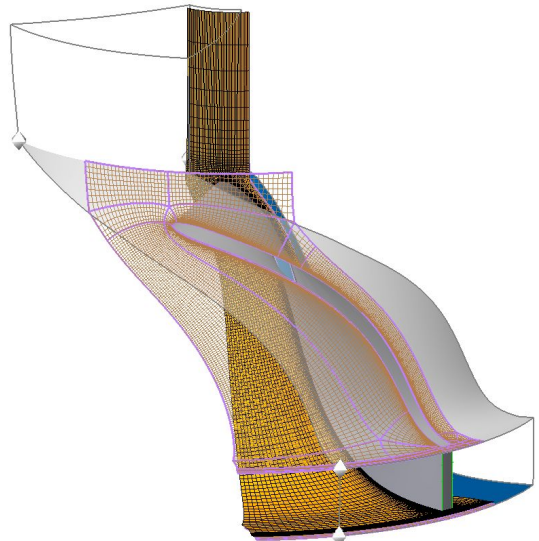


Fig. 8 Turbo mesh of 1/7 impeller

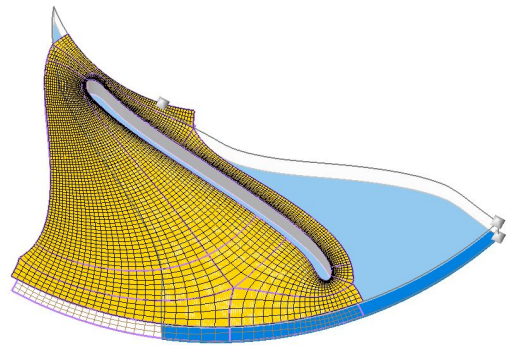


Fig. 9 Turbo mesh of 1/7 nozzle

3.3 구조 해석

임펠러의 경우 유체의 국부적 압력차 및 회전에 의해 구조적으로 힘을 받게 된다. 설계한 임펠러는 그 크기가 직경 20 mm에 불과한 소형이라 깃의 두께 역시 얇은 0.5 mm 정도이므로 반드시 구조적 안정성에 대한 평가가 필요하다. 따라서 구조 해석을 수행하기 위해 먼저 유동 해석을 수행한 후, 유체가 깃에 가하는 압력 및 회전속도를 조건으로 하여 임펠러의 von Mises 응력을 확인하였다. 구조 해석 시 날카롭게 가공된 것처럼 묘사된 부분에서 오류가 발생할 수 있으므로, 가공성 및 오류 보정을 위하여 깃과 몸체가 만나는 부분에 반경 0.2 mm의 fillet을 주었다.

임펠러와 노즐의 응력 및 변형을 알아보기 위해 경계조건을 설정하여 해석을 수행하였다. 해석은 ANSYS 15.0의 Static structural 모듈을 사용하였다. 소재는 저온 가공성을 고려하여 STS 304로 선정하였으며, 이 소재는 열처리를 통해 77 K에서 최대 1400 MPa의 항복응력을 갖기 때문에^[5] 구조적 안정성 역시 뛰어나다. 유동 해석 결과를 바탕으로 한 각 부 압력 및 온도 조건을 부여하고, 소재의 물성치는 77 K 조건의 값을 기준으로 하였다. 임펠러는 회전하기 때문에 90,000 RPM의 회전조건을 추가로 부여하였다.

Fig. 10와 Fig. 11은 각각 임펠러와 노즐의 구조 해석을 수행하기 위한 메쉬 격자 형태이다. 임펠러의 메쉬 격자는 893,645개의 절점과 591,046개의 요소로 되어 있으며, 노즐의 메쉬 격자는 48,359개의 절점과 29,313개의 요소로 구성되어 있다.

4. 해석 결과

Fig. 12는 자오면에서의 정압력분포이다. 입구에서 정압력 4.5 bar로 들어온 유체는 노즐 및 임펠러를 통과하면서 전체적으로 3 bar로 압력이 감소하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 13은 깃의 높이방향에 대한 중간점에서의 속도를 나타낸 그림이다. 각 부의 속도는 노즐 및 임펠러에 대한 상대속도이다.

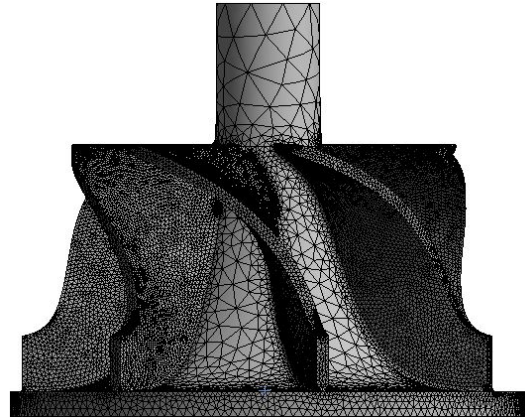


Fig. 10 Impeller mesh of structural analysis

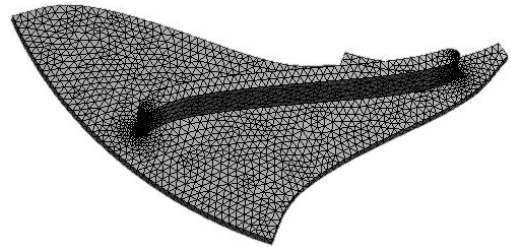


Fig. 11 Nozzle mesh of structural analysis

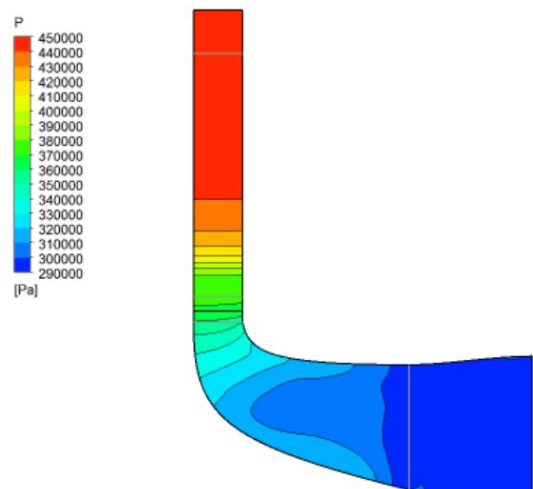


Fig. 12 Static pressure at meridional plane

유동해석에 대한 결과는 Table 5와 Table 6에 정리되어 있다. Table 5는 전체 유동영역에 대한 해석 결과이며, Table 6은 유체의 물성변화에 대해 기록한 표이다.

유체가 임펠러를 돌리면서 발생하는 축의 동력은 607 W이며, 동력 전달로 인해 줄어든 유체의 에너지는 1.48의 전압력비로서 팽창이 이루어지는 것을 확인할 수 있다. Table 6의 결과를 바탕으로 입구 전압력에 대한 출구 정압력 팽창비를 계산하여보면, 목표 팽창비인 1.5와 동일하다. 노즐의 효율은 약 94.7 %로 기대효율인 95 %에 거의 근접한 값을 보였다.

Fig. 15와 Fig. 16은 자오면상의 임펠러와 노즐 깃의 앞뒷면에 작용하는 압력을 위치에 따라 그린 그래프이다. 그래프의 결과, 깃이 한쪽으로 힘을 받는다는 것을 확인할 수 있다.

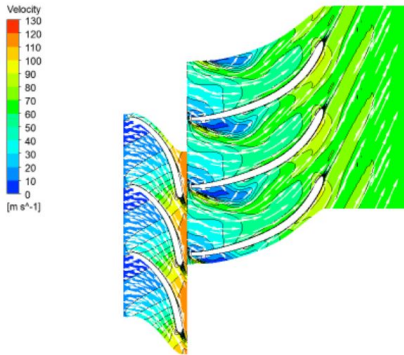


Fig. 13 Relative velocity vectors at 50 % span

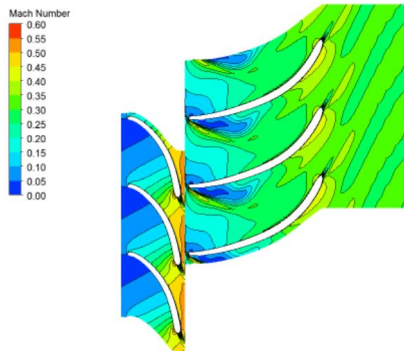


Fig. 14 Relative Mach numbers at 50 % span

Table 5 Performance results of flow analysis

Inlet mass flow rate	59.5 g/s
Shaft power	607 W
Total pressure ratio	1.48
Total temperature ratio	1.14
Polytropic head	12.1 kJ/kg
Nozzle loss coefficient	3.70
Nozzle efficiency	94.7 %
Total to total polytropic efficiency	85.7 %

Table 6 Summary data table of flow analysis

Quantity	Nozzle		Impeller	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
P_{static}	4.49 bar	3.66 bar	3.67 bar	2.99 bar
P_{total}	4.50 bar	4.46 bar	4.43 bar	3.04 bar
T_{static}	79.9 K	74.2 K	74.3 K	69.7 K
T_{total}	80.0 K	80.0 K	80.0 K	70.2 K
Mach	0.0535	0.497	0.487	0.139
Velocity	12.4 m/s	111 m/s	109 m/s	30.1 m/s

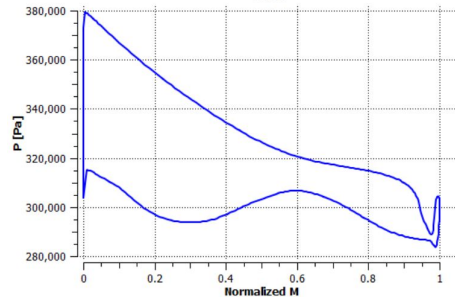


Fig. 15 Pressure on both sides of the impeller vane at meridional plane

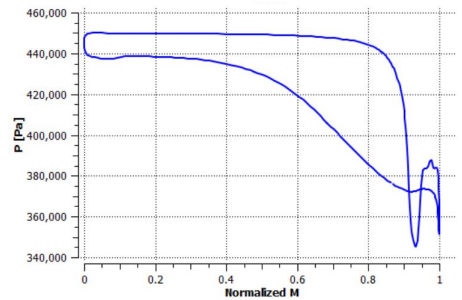


Fig. 16 Pressure on both sides of the nozzle vane at meridional plane

구조 해석의 결과, Fig. 17 및 Fig. 18과 같이 임펠러와 노즐의 von Mises 응력분포를 도출하였다. 임펠러에서의 최대 von Mises 응력은 134 MPa이며, 노즐에서는 2.79 MPa이 최댓값이다. 최대의 응력이 작용하는 위치는 둘 다 깃의 출구 하부인데, 이는 깃이 수직으로 몸체와 결합하여 발생한 해석상의 오차로 보이며, 임펠러의 경우 대부분 60 MPa 이하, 노즐은 1.2 MPa 이하의 값을 보인다. 열처리를 한다면, 최소 3이상의 안전계수를 확보할 수 있을 것으로 추정된다. Table 7은 각 구조해석 결과를 정리한 것이다.

Table 7 Summary data table of structural analysis

Quantity	Nozzle	Impeller
Maximum stress	2.79 MPa	134 MPa
Maximum deformation	22.1 μ m	500 μ m
Safety factor	over 15	over 3

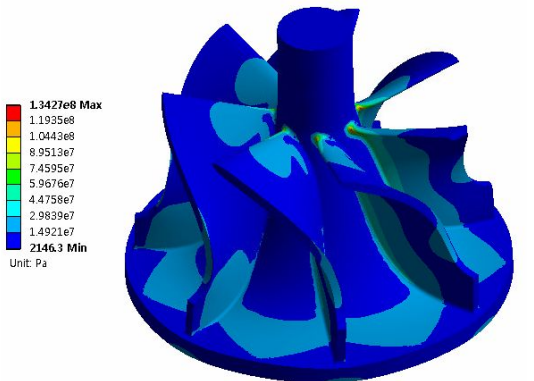


Fig. 17 von Mises stress of impeller

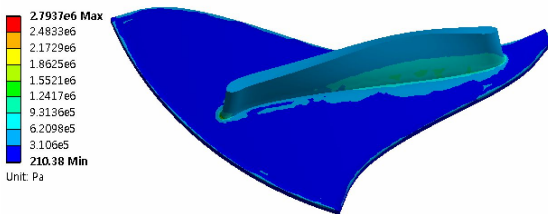


Fig. 18 von Mises stress of nozzle

5. 결론

본 논문에서는 수학적 접근법을 통해 임펠러 및 노즐을 설계하였으며, 이를 해석적으로 효율을 검증함으로써 다음과 같은 결론을 얻게 되었다.

첫째, 극저온 터보 팽창기의 팽창부를 해석하기 위해 필요한 해석적 기법을 찾고, 이러한 해석기법이 충분히 적용될 수 있음을 확인하였다.

둘째, 약 94 %수준의 노즐 및 85 %수준의 폴리트로픽 효율을 갖는 임펠러를 설계하는 데 성공하였으며, 본 논문에서 적용한 방법론을 그대로 적용한다면, 원하는 성능의 극저온 터보 팽창기의 팽창부 부품을 설계할 수 있음을 확인하였고, 차후 실제 제작하는 기초 설계 자료로 활용할 계획이다.

후 기

이 논문은 2013~2014년도 창원대학교 연구비 및 한국전력공사의 재원으로 기초전력연구원의 2014년 선정 기초연구개발과제의 지원을 받아 수행된 것임. (과제번호:R14XA02-24)

REFERENCES

1. S. T. Dai et al., "The three-phase 75 m long HTS power cable," *Cryogenics*, Vol. 47, pp. 402-405, 2007
2. Y. F. Bi, "Cooling and Cryocoolers for HTS Power Applications," *Applied superconductivity and electromagnetics*, Vol. 4, No. 1, pp. 97-108, 2013
3. D. G. Shepherd, *Principles of Turbomachinery*, The Macmillan Company, pp. 86-94, 1964.
4. O. E. Balje, *Turbomachines*, JOHN WILEY & SONS, pp. 3-328, 1981.
5. Y. Iwasa, *Case Studies in Superconducting Magnets*, Springer, p. 638, 2009