

소형 터보샤프트 엔진의 구성품 설계

강영석*[†] · 전용민** · 김재환*

Main Components Design of a Small Turboshaft Engine

Young Seok Kang*[†], Yong Min Jun**, Jae Hwan Kim*

Key Words : Aerodynamic Design(공력설계), Axial Turbine(축류터빈), Centrifugal Compressor(원심압축기), CFD(전산유체해석), Radial Turbine(구심터빈), Stage Matching(단매칭), Turboshaft Engine(터보샤프트 엔진)

ABSTRACT

Aerodynamic design of turbomachines inside a small turboshaft engine has been performed. The engine is a twin spool turboshaft engine, which consists of a gas generator and axial type power turbine followed by. The gas generator consists of a centrifugal compressor-radial turbine spool. To minimize specific fuel consumption of the engine, heat exchange occurs between compressor outlet air and power turbine exhaust gas. To supply sufficiently decelerated and radially de-swirled flow to the heat exchanger, two-staged cascade diffuser was introduced at the compressor diffuser row. Mass flow rate is controlled by the radial turbine nozzle throat. The design results showed that aerodynamic performances are higher than design requirements. For this reason, stage matching between adjacent components is required. In this study, stage matching between the radial turbine and the power turbine was considered. CFD result revealed that flow capacity of the axial turbine is high for adequate stage matching, so flow path has been adjusted to produce required power both from radial and axial turbines.

1. 서론

국내에서는 90년대 초부터 단수명 소형 터보제트 엔진을 독자개발하고 있으나, 아직까지 장기 임무 수행을 위한 항공기 엔진 독자개발 프로젝트가 수행된 사례는 없다. 1990년대 후반 다목적 헬리콥터 개발의 선행연구로 10~20인급 헬기에 적용 가능한 터보샤프트엔진 설계 및 일부 구성품 시험이 진행되었다.⁽¹⁻²⁾ 또한 2000년도 초부터 약 4년간 651bf급 UAV 초소형 터보샤프트 엔진이 개발된 사례가 있다.⁽³⁻⁴⁾ 이러한 기술력 축적을 바탕으로 2000년도 중반 수리온 엔진의 국제공동개발 및 수리온 APU의 국내 독자개발을 프로젝트를 통해 유인 항공기 엔진 개발을 위한 기술적 토대를 구축하였다.⁽⁵⁻⁶⁾

한편 고전적인 고정익 항공기 뿐만 아니라 다양한 형태의 소형 유/무인기 항공기 개발에 힘입어 소형 항공기 엔진에 대한 수요 역시 꾸준히 유지되고 있다. 이러한 기술개발 흐름에 편승하여, 한국항공우주연구원에서는 최대출력 75kW

급 소형 터보샤프트 엔진에 적용하기 위한 열교환기 및 기어박스 개발을 진행 중이다. 이를 통해 소형항공기 엔진을 경량화하고 비연료소모율(SFC)을 최소화하여 엔진 성능을 극대화하는 것이 가능하다.⁽⁷⁾ 이들 구성품 개발을 위하여 실제 엔진 개발절차에 따라 75kW급 엔진의 공력설계를 포함한 엔진의 상세설계를 수행 후, 엔진 설계안을 기준으로 열교환기 및 기어박스의 상세한 설계 요구도를 도출하게 된다. 본 논문에서는 해당 엔진의 설계 업무 중 압축기, 터빈 등의 유체기계의 설계 및 전산유체해석(CFD)을 이용한 성능 평가 과정을 요약하여 소개하고자 한다.

2. 터보기계 공력설계

2.1 개요

엔진 사이클 해석 결과⁽⁷⁾에 따라 주어진 가스발생기(Gas generator), 동력터빈(Power turbine)의 설계 요구 조건을

* 항공추진실(Aeropropulsion Office)

** 항공연구본부 기획조정국(Aeronautics R&D Planning Coordination Office)

† 교신저자, E-mail : electra@kari.re.kr

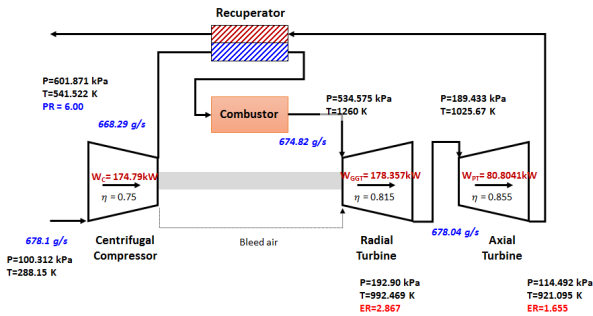


Fig. 1 Schematic of the turbo-shaft engine

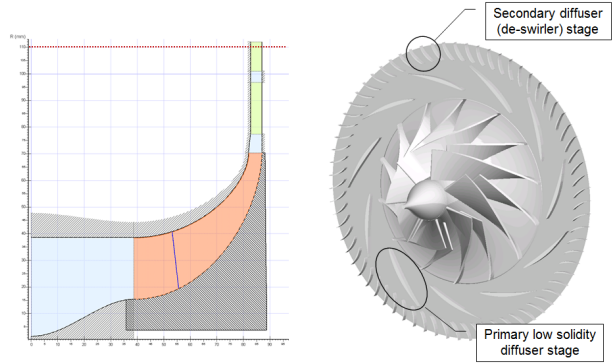


Fig. 4 Centrifugal compressor meridional and 3D modeled views

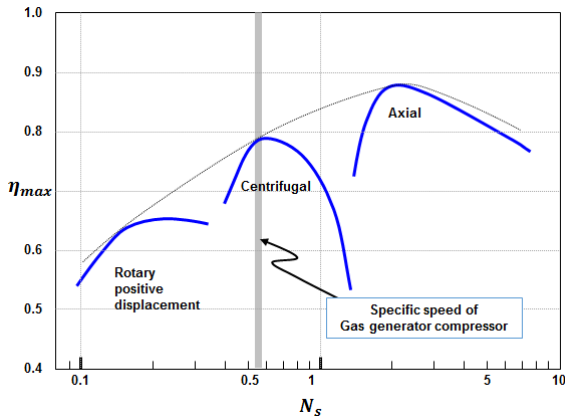


Fig. 2 Specific speed of gas generator compressor

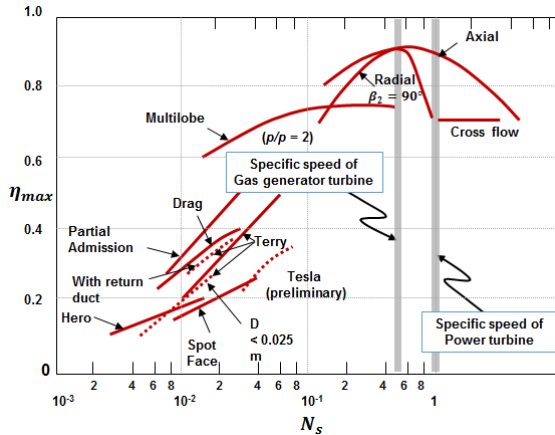


Fig. 3 Specific speeds of gas generator turbine and power turbine

Fig. 1의 엔진 개념도에 나타내었다. 비속도 분석을 통해 가스발생기는 원심압축기-구심터빈 축계로 구성하였다. 가스발생기의 회전수는 보다 회전수에 성능이 민감한 원심압축기의 회전수를 기준으로 결정한다. Fig 2는 가스발생기의 회전수 및 입출구 조건에 따른 설계대상 압축기의 비속도 값을 나타낸다. 또한 Fig. 3에서는 압축기에 의해 정의된 가스발생기의 회전수에 따른 가스발생기 터빈의 비속도를 나타내고 있으며, 대상 터빈은 구심터빈으로 설계하는 것이 적합하다는 것을 확인할 수 있다. 가스발생기 구심터빈 출구에서 배출되는 가스가 동력터빈으로 유입되어 동력터빈을 구동하게 된

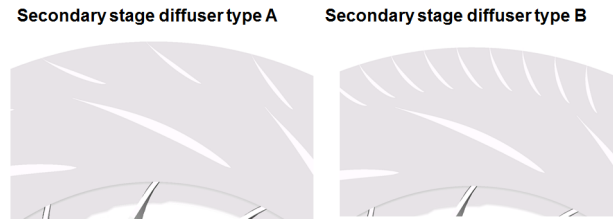


Fig. 5 Two types of the secondary stage diffuser rows

다. 동력터빈의 회전수는 동력터빈에 연결된 기어박스의 정격 회전속도 사양을 만족하여야 한다. 기어박스에서 제안된 회전속도, 입구조건 및 요구동력을 바탕으로 비속도 분석 결과 동력터빈 형태는 축류터빈 설계범위 내에 있음을 확인할 수 있었다. 공력설계에는 유체기계 형태에 따른 Concepts NREC사의(이하 CN사) 설계 프로그램들이 사용되었으며, 익형설계 및 수치해석은 CN사의 AxCent를 이용하여 진행되었다. CN사의 설계 프로그램은 터보기계 설계를 위해 폭넓게 활용되는 프로그램으로, 국내에서도 수치해석 및 실험을 통하여 해당 설계 프로그램을 검증한 연구논문이 다수 발표된 바 있다.^(8~11)

2.2 원심압축기 설계 및 성능분석

원심압축기의 설계조건에는 반경길이에 대한 제한 조건이 주어져있다. 이에 본 연구에서는 임펠러 하류에 에어포일 디퓨저를 적용하여 압축기의 반경길이의 제한조건을 만족시키고자 하였다. 또한 디퓨저 출구에서 큰 유동각도를 가지는 유체를 하류에 연결된 열교환기에 충분히 감속된 상태로 반경방향의 유동각을 가지고 공급하기 위하여 2가지 형상의 2단 디퓨저를 적용하였다. Fig. 4는 압축기의 자오면 및 3D 모델링된 형상을 보여주고 있다. Fig. 5는 2개의 2단 디퓨저 형상을 비교하고 있다. Type A의 경우 정압회복, Type B의 경우 스웰감소에 각각 가중치를 두고 설계되었으며, 2단 디퓨저 출구의 반경이 열교환기 입구 반경과 일치하여야 한다. 에어포일 디퓨저의 익형은 NACA 형상을 사용하였으며, 두 개의 2단 디퓨저 모두 입구 유동각은 1단 디퓨저 출구 유동

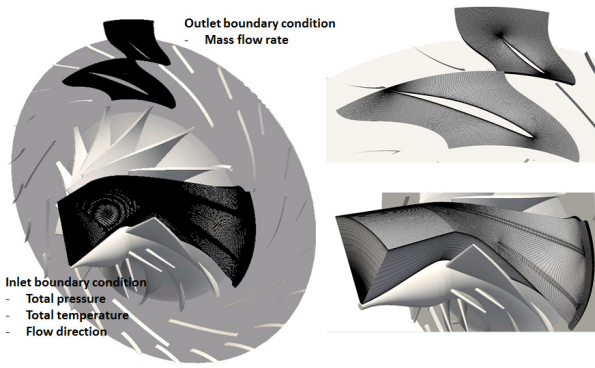


Fig. 6 CFD grids of the compressor stage

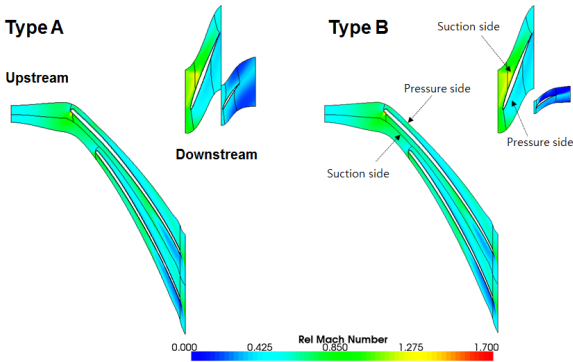


Fig. 7 Relative Mach number distribution at mid-span of the compressor

각에 맞추었다. Type B의 경우 스월을 제거하는 과정에서 큰 선회각이 발생하며 이에 따라 디퓨저에 큰 부하가 걸리기 때문에 날개수가 Type A 2단 디퓨저에 비교하여 많도록 설계되어 날개 1개에 걸리는 부하를 줄이고자 하였다.

본 설계안에 대한 검증은 수치해석을 통해 진행되었다. 수치해석은 AxCent에 내장된 수치해석 프로그램인 Pushbutton CFD를 사용하였다. Fig. 6은 Type A 2단 디퓨저가 적용된 압축기의 CFD 격자계를 나타내고 있다. 기본적인 격자계는 OH형태로 구성되어 있다. Type A 2단 디퓨저가 적용된 경우 총 230여만개의 격자로 구성되어 있고, Type B 2단 디퓨저가 적용된 경우 총 202만개의 격자로 구성되어 있다. 입구 경계조건으로 전압력, 전온도, 유동방향이 주어졌고, 2단 디퓨저 출구 조건으로는 질량유량 값이 부여되었다. 각 도메인 간의 인터페이스는 Stage 기법으로 처리되었다. Fig. 7은 Mid-span에서 2단 디퓨저 형태에 따른 설계점 마하수 분포를 나타내고 있다. 2단 디퓨저 형태와 관계없이 임펠러 내부 및 1단 디퓨저에서의 유동장은 두 경우 매우 유사하다. 임펠러 주날개에서 입사각으로 인한 흡입면 쪽으로 팽창파가 발생하는 것이 확인된다. 또한 1단 디퓨저 흡입면에서 가속이 발생한 다음 목 직후 약한 수직 충격파가 발생한다. Type A의 2단 디퓨저가 적용된 경우 디퓨저 내부의 정압력 회복에 따른 큰 감속이 발생하여 2단 디퓨저 출구에서의 마하수가

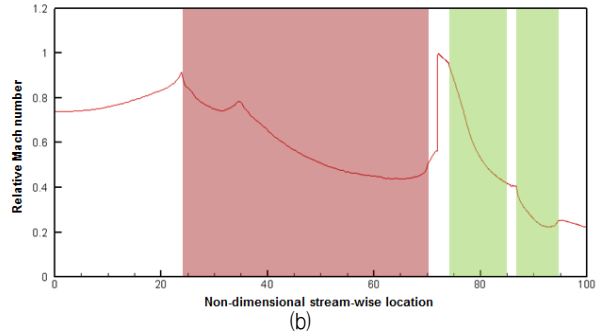
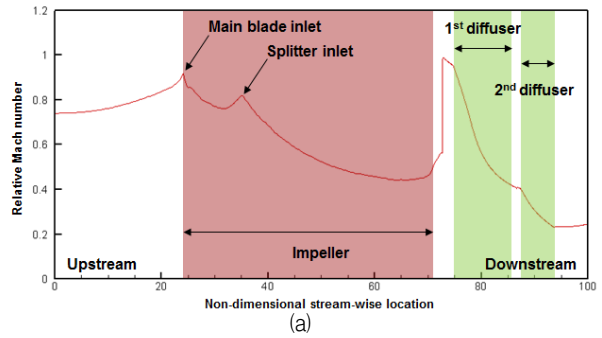


Fig. 8 Relative Mach number distribution along the stream-wise location of the (a) type A and (b) type B compressor stages

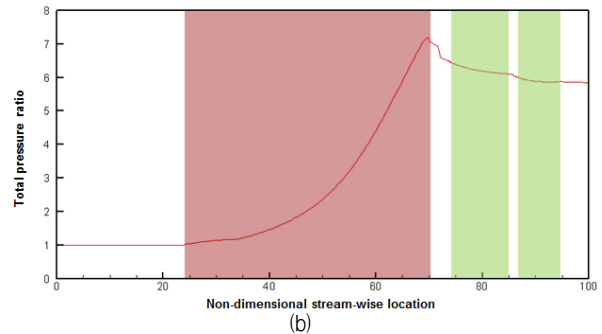
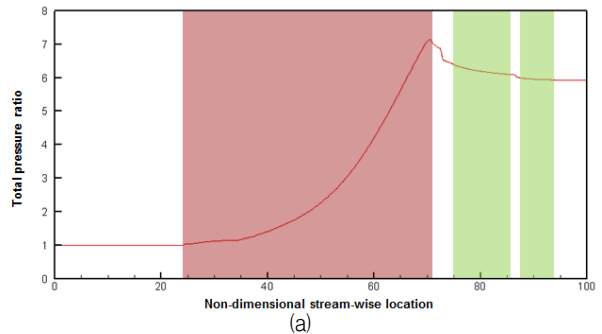


Fig. 9 Total pressure ratio distribution along the stream-wise location of the (a) type A and (b) type B compressor stages

0.4 정도의 수준으로 떨어지는 것을 확인할 수 있다. Type B 2단 디퓨저 적용 시에는 큰 유동의 선회로 인해 흡입면에서 유속이 크게 감속하는 것을 알 수 있다. 이로 인해 2단 디퓨저에는 설계 유동각에서 이탈하여 흡입면에서 약한 재순환 영역 발생하고, 이에 따른 저 마하수 영역이 나타난다. 하지

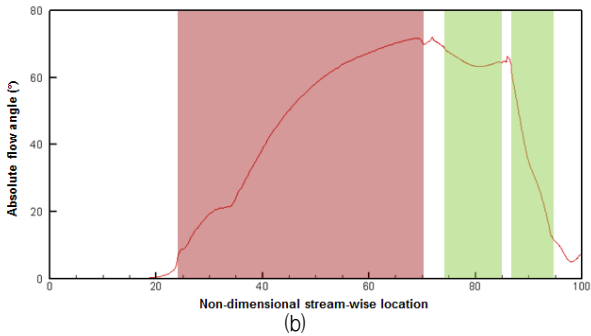
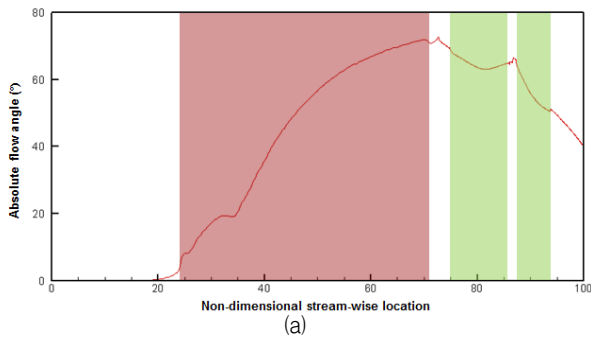


Fig. 10 Absolute flow angle distribution along the stream-wise location of the (a) type A and (b) type B compressor stages

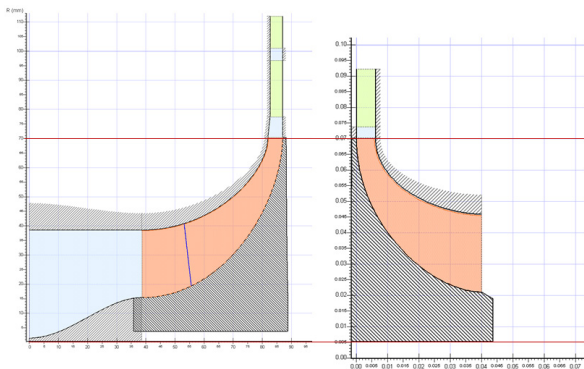


Fig. 11 Comparison of meridional sizings of the centrifugal compressor and the radial turbine

만 전체적으로 임펠러, 1단 디퓨저, 2단 디퓨저로 이어지는 유동이 잘 매칭된 것으로 판단된다. Fig. 8은 자오면을 따라 질량유량 평균된 상대 마하수의 분포를 나타내고 있다.

감속하는 것을 알 수 있다. 다만 Type B 2단 디퓨저가 장착되었을 경우 감속 후 약간 유동속도가 회복하는 것을 알 수 있는데, 이는 2단 디퓨저 출구 영역에서 재순환 영역으로 인한 유로차폐 영역 통과 시 유속 증가로 보인다. Fig. 9는 자오면을 따라 평균된 절대 전압력 분포를 나타낸다. 임펠러 출구에서 약 7 bar까지 압축된 공기가 임펠러 출구에서의 팽창, 디퓨저를 통과하며 정압이 회복하면서 일부 손실이 발생하고 최종적으로 6 bar 수준까지 떨어지게 된다. 특히 Type B 2단 디퓨저가 적용된 경우 큰 선회 및 이에 따른 날개에서

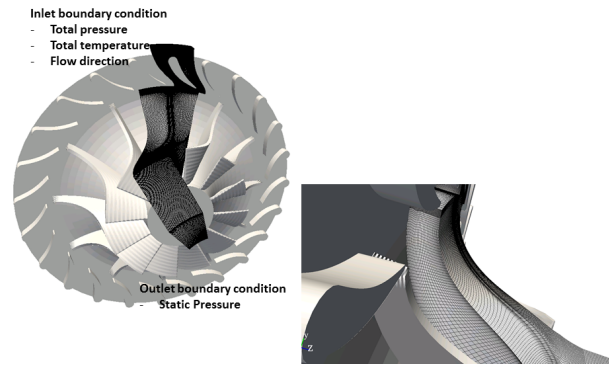


Fig. 12 CFD grids of the radial turbine

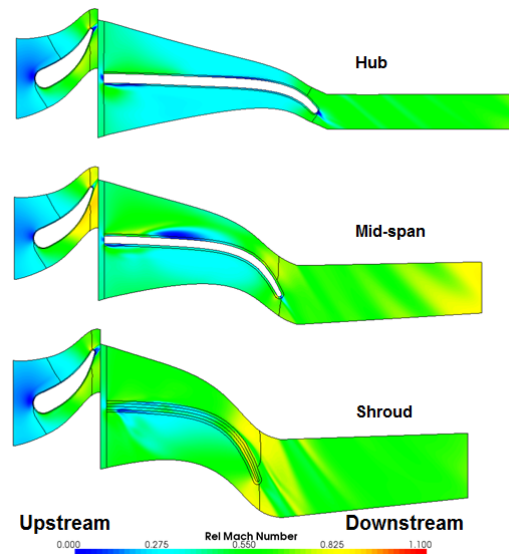


Fig. 13 Relative Mach number distribution at three different span-wise locations of the radial turbine

의 유동 박리 등으로 인한 손실로 출구 전압력이 약간 낮은 것을 확인할 수 있다. Fig. 10은 자오면을 따라 평균된 유동 각도의 분포이다. 2단 디퓨저 출구에서 Type A 2단 디퓨저가 적용된 경우 약 50°의 유동각을 보이고, Type B 2단 디퓨저가 적용된 경우 약 12°의 유동각이 보인다. 즉 Type B 2단 디퓨저가 적용된 경우 반경방향에 가까운 유동각으로 압축기 하류에 장착된 열교환기에 유동을 원활히 공급할 수 있을 것으로 판단된다.

2.3 구심터빈 설계 및 성능분석

일반적으로 가스발생기 터빈 입구에서 작동유체의 체적유량은 압축기 출구의 체적유량보다 크기 때문에 터빈 휠의 입구 직경이 압축기 임펠러 출구 직경보다 크지만, 본 연구에서는 터빈 휠의 날개 입구 높이를 조정하여 Fig. 11과 같이 압축기 출구 직경과 터빈 휠의 입구 직경을 동일하게 설계하

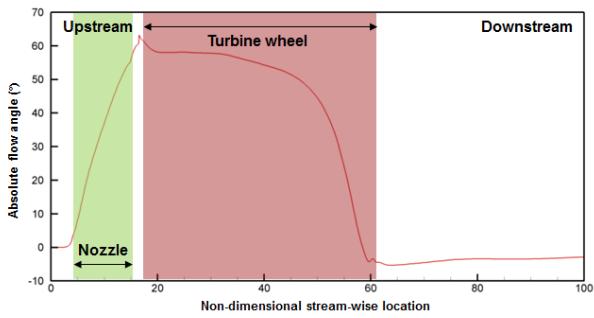


Fig. 14 Mass averaged absolute flow angle distribution along the stream-wise direction of the radial turbine

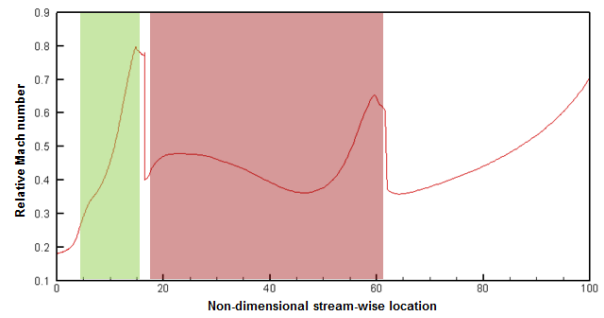


Fig. 16 Mass averaged relative Mach number distribution along the stream-wise location of the radial turbine

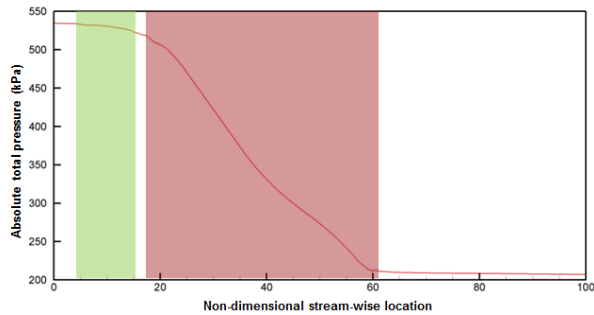


Fig. 15 Mass averaged absolute total pressure distribution along the stream-wise location of the radial turbine

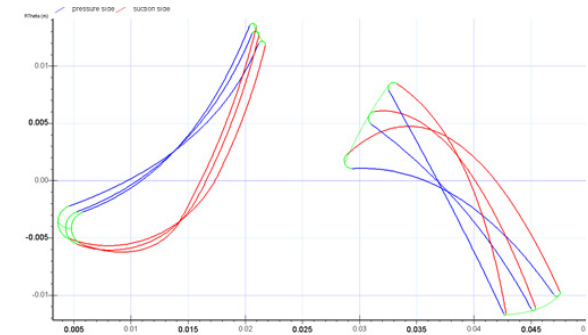


Fig. 17 Airfoil shapes at the three different span-wise locations of the power turbine

였다. 터빈 입구 반경이 이보다 커지게 되면 터빈 입구 날개 높이가 터빈 입구 반경에 반비례하면서 작아지게 된다.

반대로 터빈 입구 반경을 작게 설계하면 자오면 상 터빈 휠의 곡률이 커지게 된다. 노즐은 2D 형태의 노즐을 적용하였고, 노즐에서 초킹이 되도록 목 면적을 조정하였다. 터빈 휠은 어떤 단면에서도 날개 단면에서의 무게 중심이 회전축을 가리키도록 설계하여 구조적 안정성을 확보하고자 하였다. 터빈휠의 유동 입사각은 -25° 로 설계하여 터빈 휠 출구 흡입면에서 유동박리를 억제할 수 있도록 하였다. Fig. 12는 구심터빈 격자계 및 경계조건을 나타내고 있다. 노즐 및 터빈 휠 각각 1개의 유로를 포함하여 CFD 해석을 수행하였으며, 격자계는 총 110만개의 격자로 구성되어 있다. 입구 조건은 Fig. 1에서 나타난 연소기 출구에서의 전압력, 전온도 조건이 주어지며, 출구에서 정압력을 변경하면서 압축기 구동을 위한 요구 동력을 생산할 때의 질량유량을 찾아가게 된다. Fig. 13은 Hub 근처, Mid-span, Shroud 근처에서의 상대 마하수 분포를 나타내고 있다. 설계점에서 노즐과 터빈 휠과의 매칭이 적절히 이루어져 유동이 원활히 흐르는 것을 알 수 있다. 노즐 마하수 분포에서 Hub와 Shroud에서는 경계층으로 인해 속도가 약간 감소되었으나, Mid-span에서는 마하수가 1을 전후 값을 보이며 노즐 목에서 초킹이 발생한 것을 알 수 있다. Fig. 14는 자오면을 따라 질량유량 평균된 절대 유동각 분포를 나타낸다. 터빈 휠 출구에서 절대 유동

각이 약 5° 미만이라 구심터빈-동력터빈 간의 천이구간에서 불필요한 스월이 발생하지 않은 채 작동유체가 동력터빈으로 공급될 것으로 보인다. Fig. 15의 절대 전압력 분포에서 터빈의 팽창비는 설계 요구 조건보다는 약간 낮으나 요구 출력은 달성한 것으로 보인다. 이는 요구 효율 이상으로 구심터빈이 설계되었음을 의미한다. 설계점 효율은 약 87.7%로 설계 요구 조건인 82%보다는 5% 포인트 정도 높은 수치이나, 구조적 안정성을 위하여 Scallop형상이 터빈 휠에 적용될 경우 CFD 해석값 보다는 낮은 효율을 나타낼 것으로 보인다. Fig. 16의 상대 마하수 분포에서는 노즐 목에서 충분히 가속되는 것을 알 수 있으며, 터빈 휠 출구에서의 마하수는 0.6 수준이다. 동력터빈으로 작동유체가 공급되기 이전에 충분히 유체의 속도가 감속되어야 하며, 이는 구심터빈에서 동력터빈으로 이어지는 천이덕트가 디퓨저 역할을 동시에 수행해야 함을 의미한다.

2.4 동력터빈 설계 및 성능분석

동력터빈의 설계 반경 및 날개 높이는 구심터빈 출구에서의 유체의 마하수를 약 0.3이하로 낮출 수 있도록 결정되었다. 천이덕트에서 발생 가능한 유로차폐효과 등을 고려하여 27.2mm(약 8.5% 유로차폐 고려)로 날개 높이를 정의하였

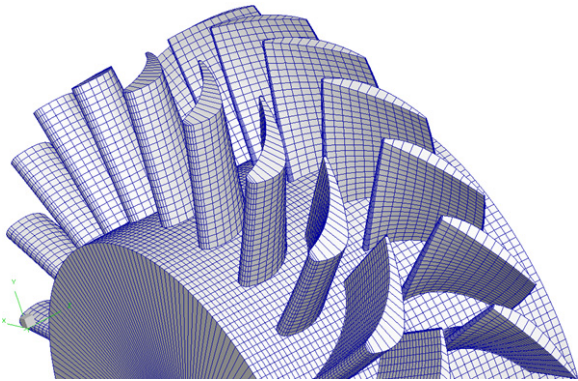


Fig. 18 3D modeled view of the power turbine

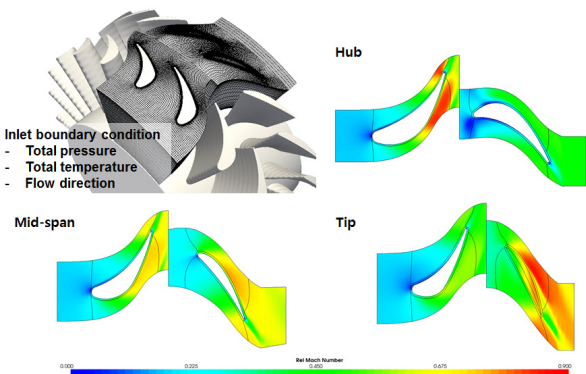


Fig. 19 CFD grid and relative Mach number distribution at three different span-wise locations of the power turbine

고, 제작성 및 조립의 편의성을 고려하여 Hub 및 Casing이 평행하도록 조정되었다. 이 경우 Hub 대 Tip 직경비가 0.62 정도로, 3차원 형상으로 로터가 설계되어야 한다. 노즐과 로터는 Modified Pritchard 에어포일 형상으로 설계하되, 로터의 경우 기본적으로 생성된 에어포일 형상을 Bezier곡선으로 변경하여 좀 더 부드러운 형태의 에어포일 형상을 생성할 수 있도록 하였다. Fig. 17은 Hub, Mid-span, Tip에서의 에어포일 형상을 나타낸다. 노즐은 최대한 2D 형상을 가지도록 설계가 되었으나, 로터는 날개 높이에 따른 받음각을 고려하여 3차원 형상으로 설계가 되었다. Fig. 18은 3차원 모델링 형상을 나타낸다. 날개 개수는 노즐은 22개, 로터는 23개로 노즐과 로터 모두 비슷한 수준의 부하를 받도록 설계되었다. 동력터빈의 성능 역시 CFD 해석을 통해 성능을 평가하였다.

Fig. 19는 동력터빈의 격자계 및 단면별 상대 마하수를 나타내고 있다. 노즐의 경우 Hub에서 Throat에서의 유로 폭이 가장 좁아 마하수가 가장 높게 형성되고 Tip으로 갈수록 마하수가 감소한다. 반면 로터에서의 상대 마하수 분포는 반대의 경향이 나타난다. Fig. 20의 자오면을 따라 평균된 상대 마하수 분포에서는 노즐 및 로터 내부에서의 최대 마하수가 약 0.65로 날개 내부에서 비슷한 정도의 가속이 발생하는 것

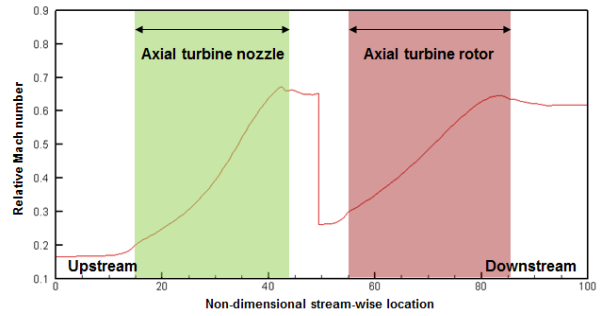


Fig. 20 Mass averaged relative Mach number distribution along the stream-wise direction of the power turbine

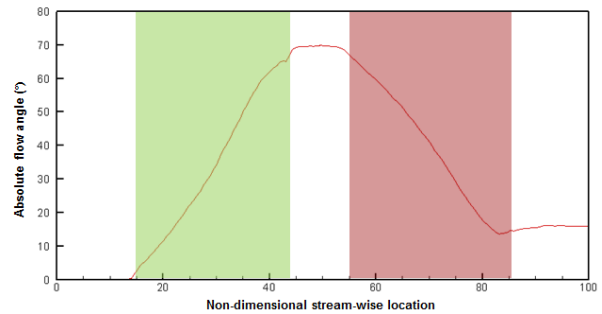


Fig. 21 Mass averaged absolute flow angle distribution along the stream-wise direction of the power turbine

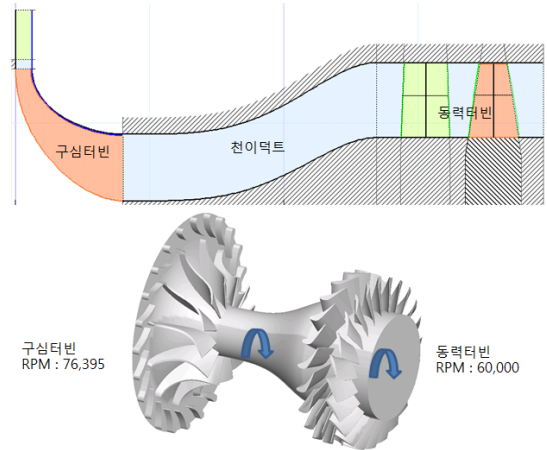


Fig. 22 CFD domain of the radial and power turbine for stage matching

을 알 수 있다. Fig. 21의 동력터빈의 출구 유동각은 약 15° 정도로 이후 180° 유동이 선회하는 덕트 내에서 불필요한 스월 및 이에 따른 손실을 최소화 할 수 있을 것으로 보인다.

2.5 구심터빈-동력터빈 단 매칭

구심터빈 및 동력터빈이 설계 요구 조건 이상의 성능을 나타내는 것으로 CFD 해석을 통해 예측되었다. 이렇게 터보기

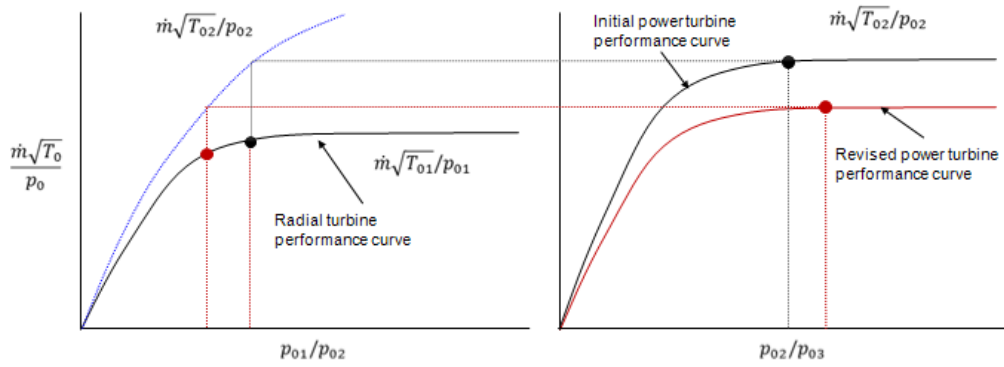


Fig. 23 Stage matching between gas generator turbine performance curve and initial/revised power turbine performance curves

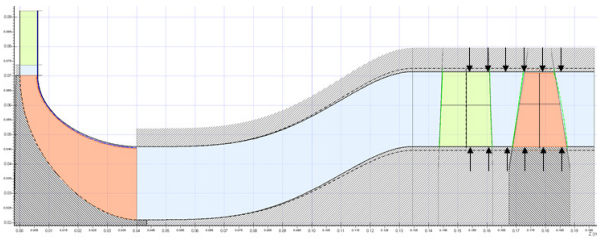


Fig. 24 Power turbine flow path modification for stage matching

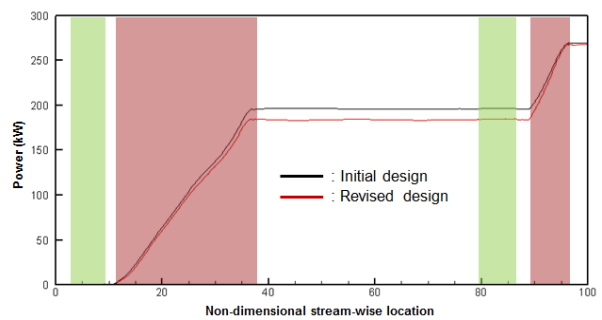


Fig. 26 Power produced by initial and revised designs

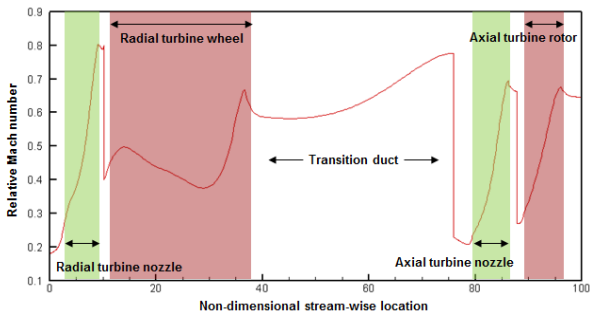


Fig. 25 Mass averaged relative Mach number distribution along the stream-wise direction of the revised turbine stage

계 구성품들의 성능이 시스템 요구도와 다르게 설계된 경우, 이들이 다단으로 구성되어 운용 시, 터빈의 경우 실제 성능 실험을 진행하다보면 설계값과는 다르게 한쪽 터빈의 공력 성능(팽창비, 효율)이 과도하게 예측되고, 다른 하나의 터빈의 공력 성능은 이보다 낮게 예측되는 문제가 발생하는 경우가 종종 발생한다. 본 연구에서도 최초 설계 시 고려된 구심터빈 및 동력터빈의 단별 매칭에서 벗어난 결과를 나타낼 수 있다. 이에 구심터빈-동력터빈 그리고 이를 이어주는 덕트를 함께 포함한 CFD 해석을 수행하여 두 터빈이 동시에 요구 성능을 만족시키는지 확인할 필요가 있다. Fig. 22와 같이 구심터빈-천이덕트-동력터빈을 모두 포함한 제어체적에 대하여 CFD 해석 결과 Fig. 26과 같이 구심터빈에서는 설계 요구 조건보다 과도한 195kW의 동력이 발생하고, 동력터빈에서는 요구 조건에 미달하는 74kW의 동력이 발생하는 것

로 예측되었다. 이는 구심터빈에서 작동유체가 과도하게 팽창함을 의미하며, 동력터빈에서 생산동력을 증가시키기 위해서는 구심터빈-동력터빈의 단 매칭이 조정되어야 한다.

Fig. 23은 단매칭을 위한 구심터빈 및 동력터빈의 개략적인 성능선도의이다. 1, 2, 3은 각각 구심터빈 입구, 구심터빈 출구(동력터빈 입구), 동력터빈 출구를 나타낸다. 왼쪽 선도는 구심터빈 성능선도를, 오른쪽 선도는 동력터빈 성능선도를 나타낸다. 구심터빈과 동력터빈의 단 매칭은 현재 터빈에 흐르는 질량유량에 기준한 유량계수(Flow capacity)에 따라 결정된다. 구심터빈 출구에서의 유량계수가 동력터빈 성능선도 상에서 일치하는 지점에서 각 단 터빈의 작동점이 결정되게 된다. 전체 팽창비는 일정하게 유지하면서 구심터빈의 팽창비는 줄이고, 동력터빈의 팽창비를 증가시키기 위해서는 Fig. 23의 오른쪽 동력터빈 성능선도가 적색선과 같이 초기 성능선도에 비해 전체적으로 질량유량이 감소되어야 한다. 수정된 동력터빈 성능선도를 이용하여 구심터빈과 단 매칭 시에는 적색의 작동점들과 같이 동력터빈의 팽창비는 증가하고 구심터빈의 팽창비는 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이에 필요한 동력터빈의 질량유량 감소분을 계산하고, 이를 바탕으로 Fig. 24와 같이 Hub 반경을 증가시키고 Shroud 반경을 감소시켜 유로를 줄이는 방식으로 동력터빈의 유로 면적을 조정 후 CFD 해석을 재수행하였다.

Fig. 25의 상대 마하수 분포에서 동력터빈의 최대 마하수

가 노즐 및 로터에서 각각 0.7 수준으로 나타나는 것을 확인하였으며, 이는 Fig. 20의 동력터빈 마하수 분포와 유사하다. 이는 동력터빈 노즐 내부에서 유체가 충분히 가속되어 증가한 동압이 로터 내부에서 동력을 생산하는데 기여하였음을 의미한다. Fig. 26에서는 적색 동력 분포선에서 나타난 것과 같이 과도한 팽창비가 발생하던 구심터빈의 생산동력은 줄어들고, 동력터빈의 생산동력은 증가하여 구심터빈과 동력터빈이 동시에 설계 요구 조건을 만족시키는 것을 확인할 수 있다.

3. 결 론

본 연구를 통해 소형 터보샤프트 엔진에 적용 가능한 터보 기계에 대한 설계절차를 정립하고, 설계 요구 조건을 만족시키는 가스발생기 압축기-터빈 및 동력터빈의 공력설계 및 성능평가를 수행하였다. 설계과정에서 소형 터보기계에서 공력성능을 극대화하고, 구조적 안정성을 동시에 확보하기 위한 설계기법이 적용되었으며, CFD 해석 결과 구성품 설계 요구 조건을 상회하는 성능을 나타내는 것을 확인하였다. 설계 요구도와 다르게 공력효율이 높게 예측된 가스발생기의 구심터빈 및 동력터빈 간의 단매칭을 수행하기 위하여, 해당 터빈들에 대해 동시에 CFD 해석을 진행하여 동력터빈의 유로면적을 조정하는 방법으로 설계를 수정하였고, 최종적으로 두 터빈이 동시에 설계 요구 조건을 만족시키는 것을 확인하였다.

후 기

본 연구는 ‘민·군기술협력사업’의 일환으로 수행된 ‘무인기용 가스터빈 소형 및 경량화 핵심기술 개발’ 과제의 지원을 받아 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Kim, J. H., Kim, C. T., and Lee, D. S., 1999, "Modification of a Two Stage Axial Compressor of a Turboshaft Engine for Helicopters," The KSFJ Journal of Fluid Machinery, Vol. 2, No. 1, pp. 88~95.
- (2) Kim, C. T., Kim, J. H., Yang, S. S., and Lee, D. S., 2002, "Performance Test of a Two Stage Axial Compressor of a Turboshaft Engine for Helicopters," Journal of the Korean Society for Aeronautical and Space Sciences, Vol. 30, No. 2, pp. 139~145.
- (3) 김승우 외. 2004, "UAV용 초소형 터보샤프트 엔진 개발," 민군겸용기술개발사업 보고서
- (4) Lee, S. W., Kim, K. S., Lee, K. H., and Kim, S. W., 2003, "Development of a 65hp, Twin-Spool, Mini-Turboshaft Engine Core for UAV," Proceedings of 2003 KSPE Fall Conference.
- (5) Kim, J. H., Ahn, I. K., Lee, D. S., Sung, O. S., and Sung, I. K., 2011, "Development of T700/701K Engine for KUH," Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers, Vol. 15, No. 4, pp. 79~84.
- (6) Kang, J. S., Kim, C. T., Kim, C. G., Ahn, I. K., and Lee, D. S., 2007, "Development of 2-Stage Powerturbine for Turboshaft Engine," Proceedings of the KSFJ Annual Meeting.
- (7) Yang, I. Y., Jun, Y. M., Kang, Y. S., Rhee, D. H., Huh, J. S., Kim, J. H., and Kim, C. T., 2016, "Conceptual Design of a 100 hp-Class Gas Turbine Engine for Unmanned Aerial Vehicles," 2016 Korean Society of Propulsion and Engineers Spring Conference
- (8) Kang, Y. S., Park, T. C., Hwang, O. S., and Yang, S. S., 2011, "Experimental Research on Multi Stage Transonic Axial Compressor Performance Evaluation," The KSFJ Journal of Fluid Machinery, Vol. 14, No. 6, pp. 96~101.
- (9) Park, T. C., Kang, Y. S., Hwang, O. S., Song, J. H., Yang, S. S., 2012, "Design Optimization of a Single-Stage Transonic Axial Compressor and Test Evaluation of Its Aerodynamic Performance," The KSFJ Journal of Fluid Machinery, Vol. 15, No. 6, pp. 77~84.
- (10) Lim, H. S., Choi, B. S., Park, M. R., Hwang, S. C., Park, J. Y., Seo, J. M., Kang, D. W., and Yoon, E. S., 2017, "Development of Turbine for Supercritical CO2 Power Generation," The KSFJ Journal of Fluid Machinery, Vol. 20, No. 6, pp.5~11.
- (11) Lee, H. C. and Song, S. J., 2009, "1kW Class Micro Turbine Development," Proceeding of KSME Conference, pp. 2264~2268.