

40kW급 터보제너레이터용 원심압축기의 공력설계 및 유동해석 (Aerodynamic Design and Analysis of a Centrifugal Compressor in a 40kW Class Turbogenerator Gas Turbine)

오종식*, 윤의수, 조수용, 오군섭 (한국기계연구원 유체기계그룹)
J.S.Oh*, E.S.Yoon, S.Y.Cho, K.S.Oh (KIMM, Fluid Machinery Group)

Key Words : 1차원 공력설계(Meanline Aerodynamic Design), 3차원 형상설계(3D Profile Design)

ABSTRACT : Procedures and results of aerodynamic design of a centrifugal compressor are presented for development of a 40kW class turbogenerator gas turbine. Specification of higher level of total pressure ratio of 4 and total efficiency of 80% requires advanced methods of design and analysis. In the meanline design/analysis, a method with conventional loss modeling and a method with the two-zone model are alternately used for more reliable prediction. In the impeller blade generation, a series of Bezier curve are combined to produce meridional contours and distributions of blade camber angle and blade thickness. Intermediate profiles of blades are repeatedly produced and changed to be finally fixed through quasi-three dimensional Euler flow analysis. Three dimensional compressible turbulent flow analysis is then performed for the impeller to be confirmed in the final step of design. Satisfactory results in the aerodynamic performance are obtained, which assures that there is no need of aerodynamic re-design.

1. 서론

터보제너레이터(turbogenerator)란 Fig.1에서 보는 바와 같이 모터-발전기를 부착한 소형가스터빈으로서 병원이나 호텔, 백화점 그리고 사무용 건물과 같은 대형건물의 독립적인 발전시스템을 위한 구성요소로 이용된다. 또한, 항공용 APU(Auxiliary Power Unit)나 Hybrid 엔진용 자동차의 구동장치로도 이용이 가능하기 때문에 최근에 환경규제 분위기와 더불어 관심이 집중되고 있다. 한국기계연구원에서는 정부의 지원하에 40kW급 시험용 터보제너레이터의 개발을 위한 과제를 수행중에 있으며, 본 연구는 일부로서 핵심구성품인 원심압축기의 공력설계에 관한 진행현황을 정리하고자 한다.

2. 공력설계 절차

가스터빈엔진의 주요구성품인 압축기의 공력설계 절차는 총3단계로 구성된다. 제1단계는 개념설계 단계로서 엔진의 싸이클 설계자와 압축기를 포함한 타 구성품 설계자와의 설계가 가능한 기술적 범위 내에서의 반복적인 협의를 통하여 설계사양을 최종 확정한다. 제2단계는 1차원 설계단계로서 결정된 설계사양에 대하여 압축기의 자오면 유로와 블레이드의 기본형상, 그리고 디퓨저 및 출구요소부의 형상을 결정하고 일차원적인 평균유선법을 이용하여 공력성능을 예측하여 압축기의 성능곡선도를 예측한다. 이러한 성능곡선도는 싸이클 설계자와 구조설계자에 전달되어 타당성을 검증받게 되며 이와 같은 상호보완 과정은 보통 여러번 반복된다. 제3단계는 3차원 설계단계로서 임펠러와 디퓨저 베인, IGV(Inlet Guide Vane) 그리고 EGV(Exit Guide Vane)의 3차원 형상을 설계하는데 여기서는 수치유동해석을 병행하여 여러번의

수정을 통하여 완료한다.

3. 1차원 설계

원심압축기의 설계사양은 개념설계과정을 통하여 Table 1과 같이 결정되었고, 주요 압축기형상변수들은 임펠러관련 설계변수들을 중심으로 고려하여 작동조건과 예상효율등을 적용하고 수정하면서 입구와 출구에서의 형상변수와 설계점에서의 유동조건으로부터 정하였다. 보통 이러한 1차원 설계과정은 1차원 성능해석을 병행하여 반복하면서 이루어지는데 원심압축기의 압축비와 효율을 정확히 예측하기 위해서는 임펠러가 요구하는 입력에너지의 크기와 모든 손실들을 정확하게 평가하는 일이 필수적이다. 즉, 압축비와 효율을 예측하는 정확도는 주로 임펠러의 slip factor와 다양한 구성부에서의 손실들을 평가하는 방법에 달려 있다. 손실들은 전압력 손실이나 엔트로피의 증가분으로 정의되고 성능을 예측하는 데에는 이러한 모든 손실이 엔트로피의 변화량으로 변환되어 이용된다. 1차원 성능해석과정은 설계점에서의 압력비와 유량, 회전수, 그리고 효율등을 목표로 설계된 압축기에 대하여 성능해석을 수행하여 설계점 뿐만 아니라 넓은 영역의 회전수와 유량의 변화에 따른 비설계점(off-design points)에서의 성능곡선도를 작성하는 일이다. 계산과정은 주어진 임펠러 입구에서의 조건과 유량, 그리고 회전수를 고려하여 유동모델과 실험적 손실모델, 그리고 임펠러 출구에서의 경험적 slip factor 등을 이용하여 임펠러 출구에서의 공력데이터를 구한다. 이 과정을 통하여 구해진 임펠러 출구에서의 유동조건은 베인없는 디퓨저와 베인디퓨저 공간으로 유입되어 역시 유동예측 모델과 경험적인 손실모델들을 사용하여 유동값과

압력손실 등을 구하여 최종적으로 압력비와 효율을 계산하게 된다. 본 연구에서는 자체 보유하고 있는 NREC사의 상용프로그램인 PREDIG[1]을 이용하여 설계/해석한 후, 결과의 신뢰도를 높이기 위하여 고전적인 Galvas 계산법[2]과 최근에 대두되어 관심이 높아지고 있는 Two-Zone 모델링[3]을 이용한 성능해석법을 별도로 개발하여 1차원 설계단계에 함께 적용하였다. 설계된 압축기의 1차원 설계결과가 Table 2에 제시되어 있고, 원심압축기의 전체개략도가 Fig.2에 나타나 있다.

항 목	단위	설계사양
Mass Flow Rate	kg/s	0.5
Pressure Ratio (TT)	-	4.0
Isentropic Efficiency (TT)	%	80
Rotational Speed	rpm	80,000
Inlet Total Temperature	K	288.15
Inlet Total Pressure	Pa	99,299

Table 1 설계사양

항 목	단위	설계결과
IMPELLER		
Number of Blades (Main/Splitter)	-	12/12
Inlet Hub-to-Tip Ratio of Radius	-	0.355
Exit Diameter	mm	124.76
Exit Width	mm	4.76
Exit Blade Angle (from tangential)	deg	45
Axial Length	mm	37.62
VANED DIFFUSER		
Number of Vanes	-	25
Inlet Diameter of Vane	mm	132.24
Exit Diameter of Vane	mm	238.04
Ratio of Exit-to-Inlet Width	-	1.0
Area Ratio	-	2.6312
Divergence Angle of Vane	deg	6.6

Table 2 1차원 설계결과

Fig.3은 원심압축기의 성능예측곡선도로서, 위에서 언급한 3가지의 서로 다른 예측법을 이용하여 계산하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 설계회전수에서는 3가지의 방법이 모두 비슷한 성능을 예측하고 있고, 설계점에서의 압력비와 효율은 설계사양을 충분히 만족하고 있으며, surge/choke margin도 합리적으로 설계된 것으로 판단된다. 참고로 디퓨저는 고효율을 위하여 배인디퓨저를 채택하였고 제작의 용이성을 위하여 채널췌기형(channel wedge type)디퓨저를 사용하였다. 배인의 수와 확산각도, 그리고 면적비등은 임펠러를 포함한 전체 압축기의 성능이 설계사양을 만족하도록 여러번의 trade-off 과정을 통하여 결정되었다.

4. 임펠러의 3차원 형상설계

임펠러의 형상설계 과정은 1차원 설계와 성능 해석 과정을 통해서 선정된 임펠러 입구의 허브와

팁 직경과 출구직경과 출구폭, 그리고 임펠러 출구에서의 블레이드각 등을 기초로하여 압축기의 회전수와 흡입구에서의 유동조건들을 고려하여 설계하는 과정으로서, 이 때 결정되는 형상변수들은 크게 볼 때, 블레이드의 허브와 팁(쉬라우드)에서의 contour, 블레이드 캠버각의 분포, 그리고 블레이드의 두께분포등이다. 이들의 분포는 임의의 형상을 표현하는데 있어서 매우 유용한 Bezier 곡선의 조합[4]으로 표현하였고 분포의 형태 역시 설계자가 임의의 분포를 주었을 때 준3차원적인 유동해석 결과와 병행하여 공력적인 특성이 만족될 때까지 수정하는 반복적인 과정으로 이루어진다. 이를 흔히 블레이드의 공력하중(blade loading)을 체크한다고 말하는데, 검토하는 주요 항목으로는, 임펠러 입구에서 출구까지의 압력분포와 블레이드 허브에서 팁까지의 압력구배, 그리고 블레이드의 회전방향으로의 압력분포등이 있다. 준3차원 유동해석법으로는 H-S(Hub-to-Shroud)유면의 경우 유선곡률법[5]을, B-B(Blade-to-Blade)유면의 경우에는 계산시간의 단축을 위하여 Howard[6]의 방법을 이용하였다. 이와 같이 최종 설계된 임펠러의 3차원 형상이 Fig.2에 나타나 있고, 준3차원 유동해석에 의해 최종 선정된 블레이드의 공력하중 결과는 Fig.4에 나타나 있다. 임펠러 입구에서 출구에 이르기까지 전체적으로 유동의 확산과 가속이 완만하게 이루어져 급격한 변화에 따른 유동박리(flow separation)와 같은 불안정한 요소의 가능성을 제거함으로써 만족스러운 결과를 얻었다.

5. 임펠러의 3차원 유동해석

최종적으로 설계가 완료된 임펠러에 대하여 설계점에서의 3차원적인 내부유동의 불안정성 등을 확인하는 차원에서 3차원 압축성 점성유동해석을 수행할 필요가 있다. 본 과제에서 사용한 수치해석 방법은 시간진행법에 의한 유한체적법[7]으로서, 기본 알고리즘은 시간에 관한 4단계 Runge-Kutta 적분법이고 난류모델은 Baldwin-Lomax 모델을 이용하였으며, 익말단 간극(tip clearance)을 통한 누설유동까지도 고려하였다. 3차원 압축성 점성유동의 일반적인 지배방정식인 Reynolds-Avergaed Navier-Stokes 방정식을 유한체적화하여 공간이산화시킨 후 얻은 시간에 관한 상미분방정식을 4단계 적분법을 이용하여 시간진행법으로 해석하였다.

Fig.5는 해석하고자 하는 임펠러내부의 3차원 격자계를 보여준다. 주유동방향으로 75개, 회전방향으로 29개, 그리고 허브의 수직방향으로 23개의 격자를 두었고, 전연(leading-edge)과 후연(trailing-edge)의 격자번호는 각각 12와 62이며, 블레이드팁에서의 격자번호는 20이다. 계산 격자계에서 임펠러 출구면에서의 익말단 간극의 크기는 0.2 mm로서 이는 출구폭의 4.2%에 해당하며, 참고로 설계간극의 크기는 출구폭의 3.2%에 해당한다. 후방경계면에서의 정압을 변화시켜가면서 수립된 입구유량을 설계유량인 0.5 kg/s에 근접하도록 조정된 결과 최종 수립된 입구유량은 0.499 kg/s 이고 국소적으로 분포하는 최대유량은 입구유량의

1.5% 이내로 들어 정상상태로 수렴된 해로 판정하였다. Fig.6에서 Fig.8까지는 블레이드의 압력면과 splitter 사이에 존재하는 피치의 중간위치에서 본 Hub-to-Shroud 단면에서의 상대마하수와 정압, 그리고 상대속도장을 나타낸다. 인듀서 팁에서의 상대마하수가 1.0 근처에 놓여 있고 이는 1차원 설계시 예측한 1.0과 거의 일치하는 좋은 결과로 보인다. 유로내의 확산수준이 상대마하수의 분포도로 보아 양호하게 이루어지고 있으며, 특히 shroud 근처의 영역에서는 익말단 간극을 통한 누설유동으로 인하여 형성된 저운동량(low momentum) 영역이 보인다. 정압분포도 역시 양호한 증가를 보여주고 있고, 특히 인듀서 영역에서는 설계의도대로 확산이 억제되고 있음을 알 수 있다. 상대속도장에서도 양호한 속도분포를 보이고 있고, 임펠러의 출구면 이후의 베인없는 공간에서 보통 역류를 포함한 불안정한 유동이 발생하기 쉬우나 여기서는 상당히 균일한 유동장이 형성되어 유출하고 있어 만족스러운 결과라고 판단된다. Fig.9에서 Fig.11까지는 중간스팬(mid-span) 지점에서 본 Blade-to-Blade 단면에서의 상대마하수와 정압, 그리고 상대속도장을 나타낸다. 매우 전형적인 원심임펠러 내부의 상대마하수의 분포를 보여주고 있으며, 임펠러 출구에서의 slip에 의한 유동편차(deviation)를 확인할 수 있다. 그러나 splitter와 main blade의 부압면(suction side) 근처에서 형성된 후류(wake)가 서로 대칭적이지 않은 것은 보다 균일한 출구유동을 확보하고자 하는 설계자의 목표에 따른다면 후에 개선되어야 할 부분이라고 할 수 있다. 정압분포도 보아 회전방향으로도 양호한 확산이 이루어지고 있음을 알 수 있고, 상대속도장 또한 만족스러운 분포를 나타내고 있다. Fig.12는 $m/m_t=2/3$ 부근 지점에서 본 준직교면에서의 상대마하수 분포로서, 익말단 간극을 통한 누설유동장이 확인되고 있으며 원심력과 코리올리스 힘에 의한 이차유동(secondary flow)의 모습이 잘 나타나고 있다. 이러한 이차유동은 결국 임펠러의 출구면에서 부압면의 쉬라우드쪽으로 후류를 형성하는 데에 기여한다고 알려져 있는데, Fig.13에서 보는 자오면 방향 속도성분의 3차원 분포로부터 후류를 포함한 불균일한 속도장이 형성되어 있음을 알 수 있다. 그러나 여기서는 불균일 정도는 대체로 양호한 편에 속하는 것으로 판단되며, 이는 임펠러 블레이드의 backswept각의 크기와 3차원 설계시 적용하였던 블레이드 캠버각 분포에서의 고도의 정밀도, 그리고 이에 따라 형성된 rake각의 영향 등에 기인하는 것으로 생각된다. Fig.14는 임펠러 블레이드면 근처에서의 상대마하수를 main blade와 splitter blade의 경우 각각 나타낸 것으로서 임펠러의 3차원 설계시 적용하였던 준3차원 해석을 통한 공력하중 분포(Fig.4)와 비교되는 그림이다. 준3차원 해석결과는 비점성이라는 가정과 또한 정해진 유면 위로만 유동이 존재한다는 가정을 안고 있기 때문에, 블레이드의 압력면과 부압면에서의 차이를 나타낸다고 이해할 수 있다. 그러나 입구와 출구에서의 상대마하수 수준은 예상했던대로 유지되고 있

어 준3차원적인 유동해석법이 설계단계에서 효과적으로 사용될 수 있음을 확인하였다. 1차원 설계 단계에서 예상했던 임펠러의 성능과 임펠러에 대한 3차원 수치해석 성능간의 비교를 위하여 주요 성능변수를 다음의 Table 3과 같이 요약하였다. 전체적으로 3차원 수치해석이 높은 값을 보이고 있는 이유중의 하나로서 3차원 수치해석이 임펠러 유로 내부에만 국한되어 있기 때문에 외부 손실의 영향이 전혀 고려되고 있지 않다는 사실을 간과해서는 안될 것이다.

항 목	1차원 설계	3차원 해석
\dot{m} (kg/s)	0.500	0.499
PR_{02}	4.55	5.45
T_{02} (K)	464.34	484.27
η_{02}	0.878	0.914
σ_2	0.866	0.925

Table 3 Performance Data

6. 결론

40kW급 터보제너레이터용 원심압축기의 개발을 위한 공력설계와 해석이 성공적으로 이루어졌다. 1차원 설계결과와 신뢰도를 높이기 위하여 서로 다른 3가지 예측방법을 도입하였고, 임펠러의 3차원 형상설계시 Bezier 곡선 조합법과 준3차원 해석법을 이용한 최신 기술을 적용하였다. 임펠러의 공력설계를 확정시키기 위하여 적용한 3차원 압축성 난류 유동해석 결과, 매우 만족스러운 유동장을 얻었으며 따라서 재설계 과정이 필요하지 않다는 결론을 얻었다.

참고문헌

- [1] An Interactive Graphics System for the Performance Prediction of Centrifugal Compressors, User's Guide of PREDIG Ver.2.3, Northern Research and Engineering Corporation, 1995
- [2] Galvas, M.R., "FORTRAN Program for predicting Off-Design Performance of Centrifugal Compressors," NASA TN D-7487, 1973
- [3] Japikse, D., "Assessment of Single- and Two-Zone Modeling of Centrifugal Compressors Studies in Component Performance : Part 3," ASME Paper 85-GT-73, 1985
- [4] Casey, M.V., "A Computational Geometry for the Blades and Internal Flow Channels of Centrifugal Compressors," ASME Journal of Engineering for Power, Vol.105, pp.288-295, 1983
- [5] Katsanis, T., and McNally, W.D., "Revised Fortran Program for Calculating Velocities and Streamlines on the Hub-Shroud Midchannel Stream Surface of an Axial-, Radial-, or Mixed-Flow Turbomachine or Annular Duct,"

NASA TN D-8430, 1977

[6] Howard, J.H.G., and Osborne, C., and Japikse, D., "A Rapid Aerodynamic Loading Procedure for Centrifugal Impeller Design,"

ASME Paper 94-GT-148, 1994

[7] 오종식, "천음속 축류압축기내부의 3차원 난류 유동해석," 대한기계학회 추계학술대회 논문집, pp.323-327, 1994

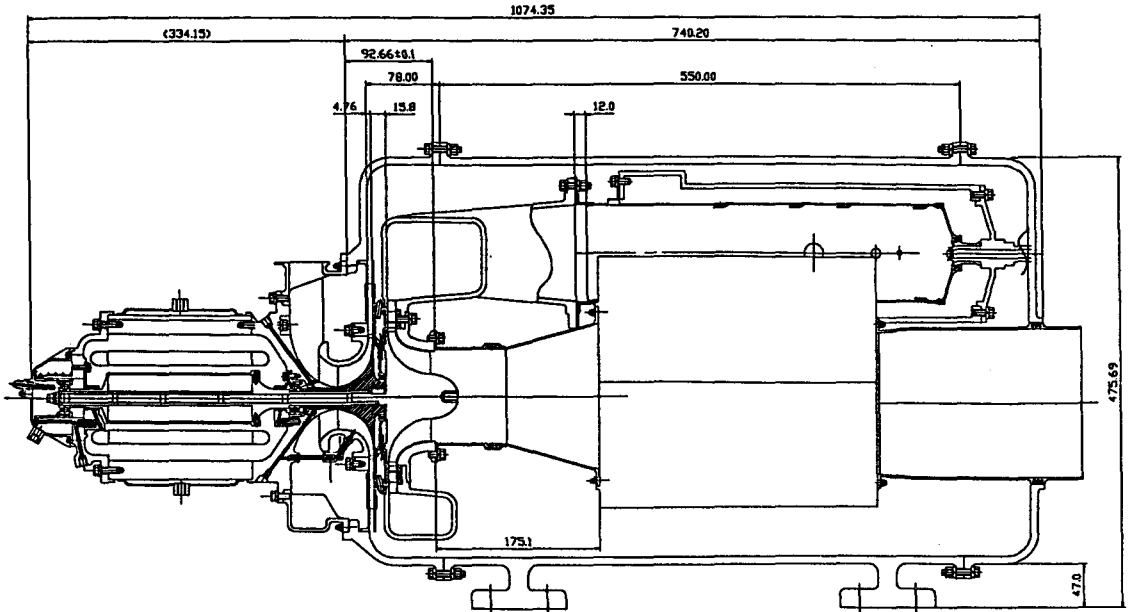
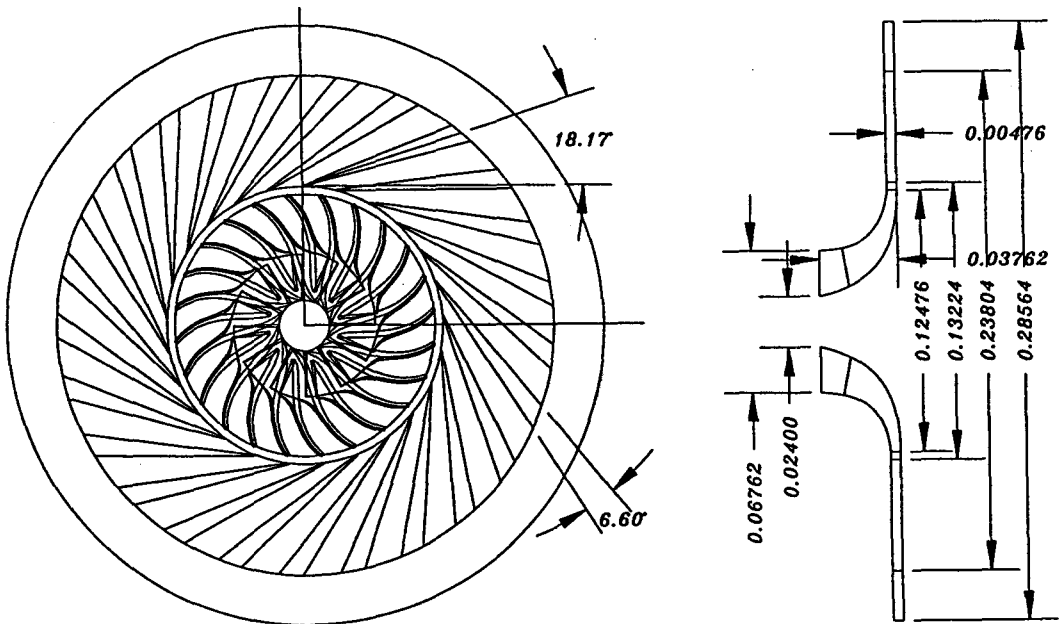


Fig.1 Preliminary Layout of Turbogenerator



Designed by Dr. JongSik Oh (July 25, 1997)

Fig.2 Internal Flow Path Design of Centrifugal Compressor

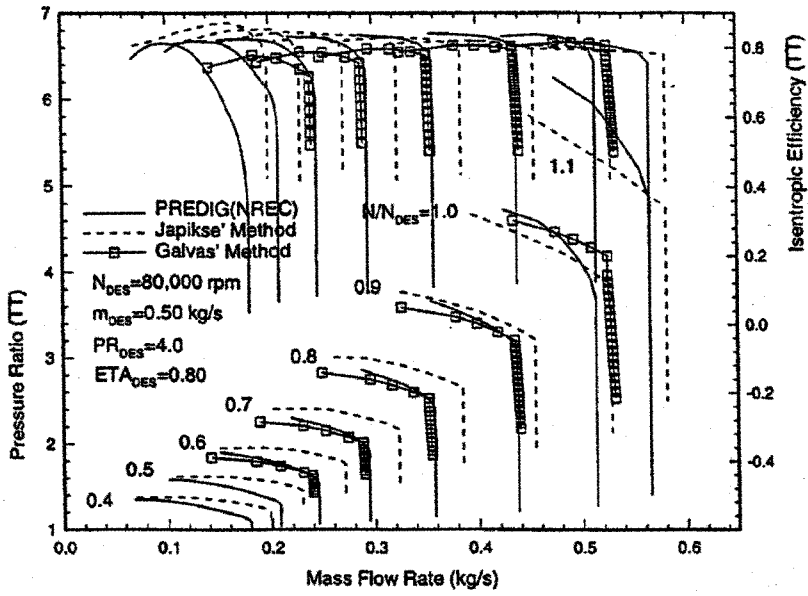


Fig.3 Predicted Performance Curves of Centrifugal Compressor

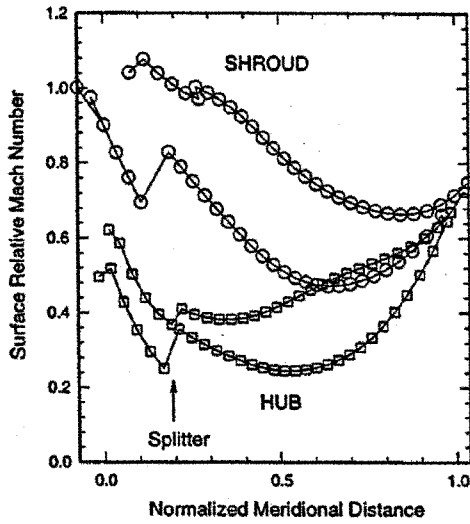


Fig.4 Quasi-3D Calculated Blade Loadings

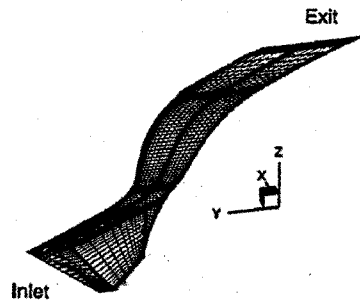


Fig.5 Three Dimensional Grids for Computation

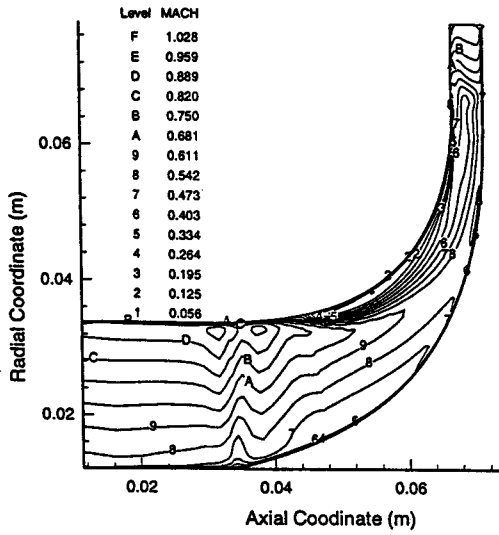


Fig.6 Relative Mach Contours on Mean H-S Section between Pressure Side and Splitter

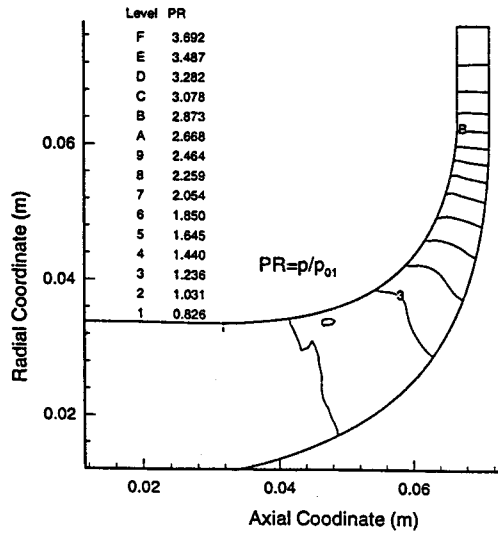


Fig.7 Static Pressure Contours on Mean H-S Section between Pressure Side and Splitter

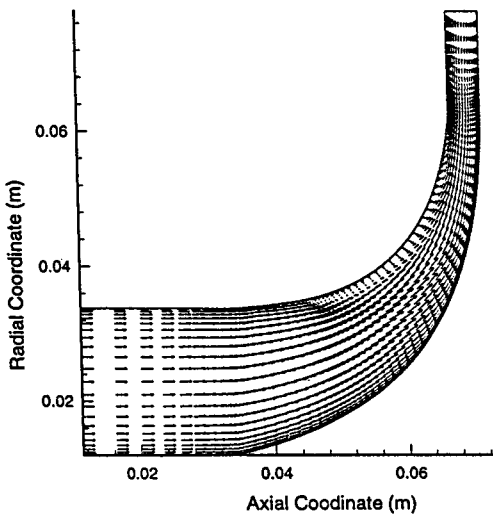


Fig.8 Relative Velocity Vectors on Mean H-S Section between Pressure Side and Splitter

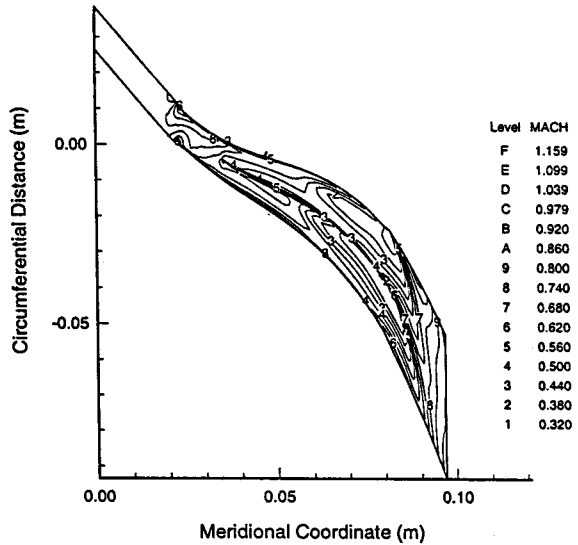


Fig.9 Relative Mach Contours on Mean B-B Section

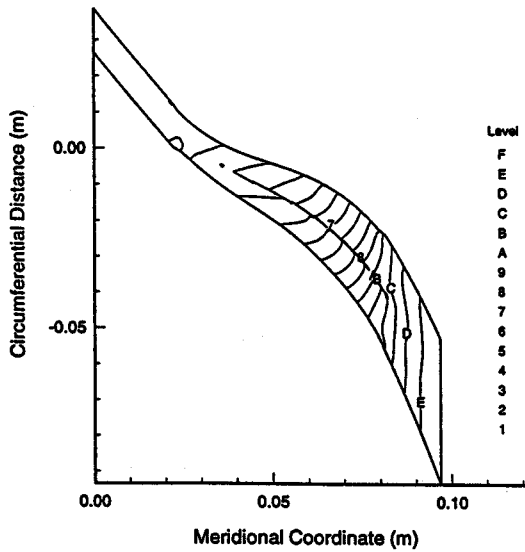


Fig.10 Static Pressure Contours on Mean B-B Section

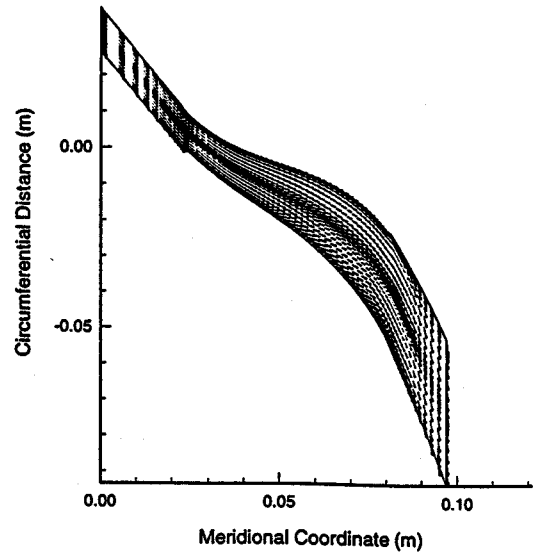


Fig.11 Relative Velocity Vectors on Mean B-B Section

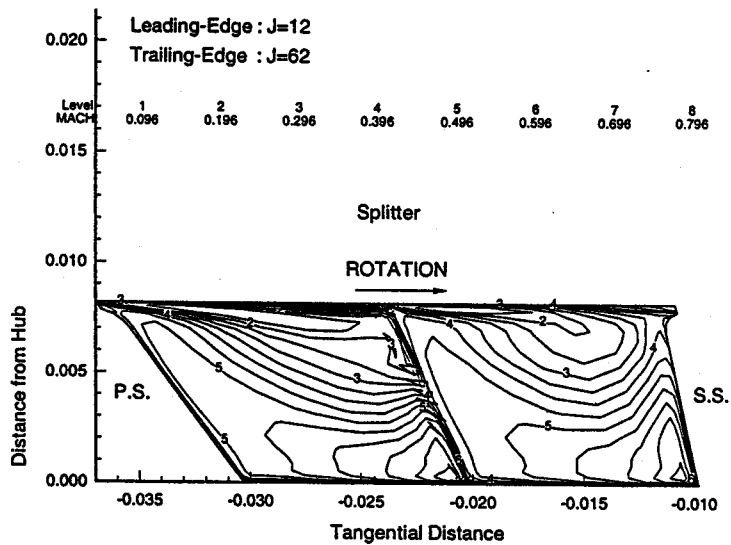


Fig.12 Relative Mach Contours on Quasi-Orthogonal Plane at J=47 Section

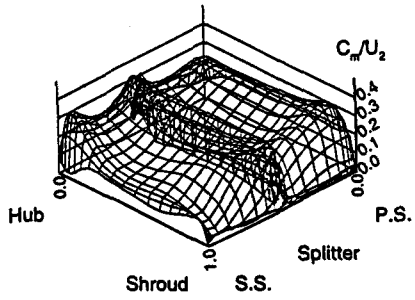


Fig.13 Meridional Velocity Distribution at Impeller Discharge

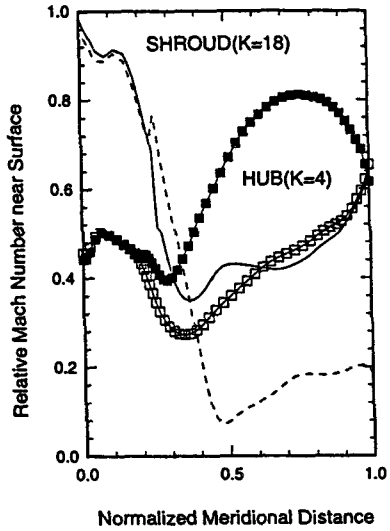
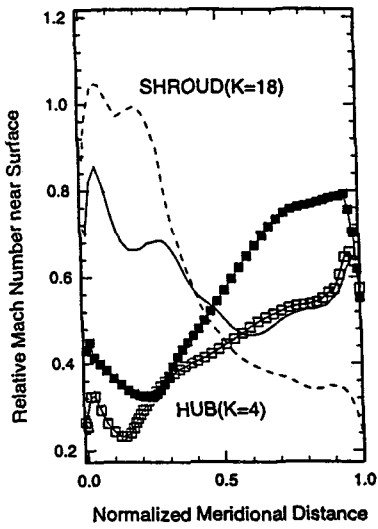


Fig.14(a) Blade Loadings of Main Blades Fig.14(b) Blade Loadings of Splitter Blades