

## ◎ 논문

## 일체형원자로 SMART 냉각재 순환펌프의 전산성능예측

김민환<sup>\*1</sup>, 이재선<sup>\*2</sup>, 박진석<sup>\*2</sup>, 김종인<sup>\*2</sup>, 김금구<sup>\*2</sup>

## Computational Performance Prediction of Main Coolant Pump for the Integral Reactor SMART

M. H. Kim, J. S. Lee, J. S. Park, J. I. Kim, K. K. Kim

CFD analyses of the three-dimensional turbulent flow in the impeller and diffuser of an axial flow pump including suction and discharge parts are presented and compared with experimental data. The purpose of the current study is to validate the CFD method for the performance analysis of the main coolant pump for SMART and to investigate the effect of suction and discharge shapes on the pump performance. To generate a performance curve, not only the design point but also the off-design points were computed. The results were compared with available experimental data in terms of head generated. At the design point, the analysis accurately predicts the experimental head value. In the range of the higher flow rates, the results are also in very good agreement with the experimental data, in magnitude but also in terms of slope of variation. For lower flow rates, the results shows that the analysis considering the suction and discharge well describe the typical S-shape performance curve of the axial pump.

**Key Words:** 일체형원자로(Integral Reactor), 전산유체역학(CFD), 실험(Experiments), 흡입구(Suction), 안내깃(Inlet Guide Vane), 축류펌프(Axial Flow Pump), 성능곡선(Performance Curve), 탈설계점(Off-design Point), 수두(Head)

## 1. 서론

발전하는 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics; CFD)의 기술은 여러분야에서 설계된 결과를 확인하는 수치적인 실험을 가능하게 만들고 있으며, 사용자에게 익숙한 범용 CFD 코드의 출현으로 설계자가 직접 CFD 해석을 하고 결과를 설계에 반영하는 것이 가능하게 되었다.

특히 하드웨어의 발달과 비용의 급격한 감소는 예전에 불가능했던 복잡한 형상에 대한 해석과

지 그 범위를 확장하고 있다.

한국원자력연구소는 일체형원자로 SMART (System-integrated Modular Advanced Reactor)에 사용될 냉각재순환펌프(Main Coolant Pump; MCP)에 대한 설계 및 개발을 수행하고 있다[1]. MCP는 축류형 펌프로 fig. 1과 같이 원자로 상단의 환형덮개(annular cover)에 수직으로 설치되어 노심(core)에서 발생된 열을 증기발생기(steam generator cassette)로 이동시키는 냉각재를 강제 순환시키는 역할을 수행한다. MCP는 설계 후에 원형이 제작되고 검증시험을 통하여 성능이 확인될 예정이다. MCP의 성능곡선은 실험을 통하여 제공되어야 하지만 타 설계분야에서 성능시험에 앞서 설계입력 자료로 사

\* 2003년 05월 28일 접수

\*1 정회원, 한국원자력연구소

\*2 한국원자력연구소

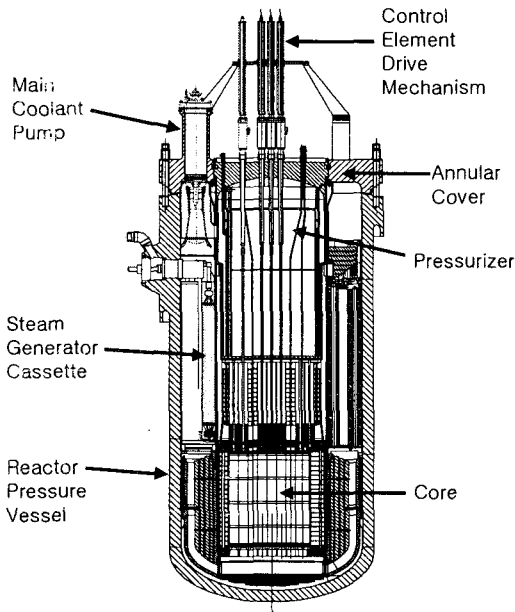


Fig. 1 SMART reactor assembly

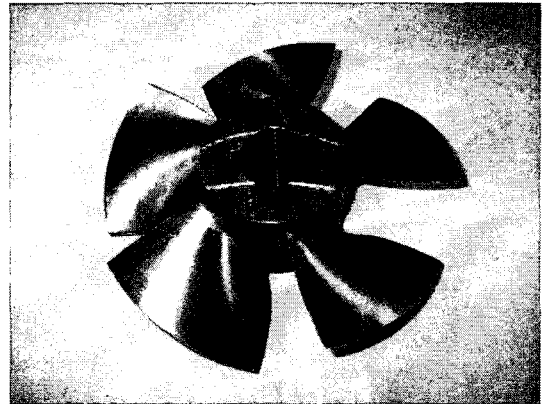


Fig. 2 Manufactured model impeller of MCP

형상이 반영되어 시험된 모형펌프를 대상으로 수행되고 계산된 성능곡선을 시험결과와 비교하였다. 또한 흡입구 형상이 펌프의 성능에 미치는 영향을 파악하기 위하여 흡입구를 고려하지 않았을 경우의 해석결과와 비교 검토되었다.

용될 MCP의 성능곡선을 설계 영역뿐만 아니라 전 유량 범위에 걸친 데이터를 요구하고 있다. 따라서 성능시험 전에 타 설계분야의 설계입력으로 사용될 예비 성능곡선을 생성할 필요가 있다.

본 연구의 목적은 CFD 기법을 이용하여 MCP와 같은 축류펌프(axial pump)의 성능을 해석하고, 해석결과로 구한 성능곡선이 타 설계분야의 입력 자료로 제공 가능한 타당한 곡선인지를 평가하는데 있다. 전산해석은 SMART의 흡입구

## 2. 실험

본 연구의 대상문제는 MCP와 같은 축류펌프로 임펠러와 디퓨저로 구성되어 있다. MCP 임펠러 설계절차를 개발[2]하면서 검증을 위한 모형을 설계하였다. 모형 임펠러의 설계 유량은 922m<sup>3</sup>/hr, 설계 수두는 9m이고 회전수는 3600rpm이다. 설계된 임펠러와 디퓨저의 형상데이터는 표 1에 나타내었다. 표에서 R은 반경, l은

Table. 1 Profiles of impeller and diffuser

<임펠러>

R(mm)	38.00	47.33	55.11	61.92	68.04	73.66	78.89	83.78	88.41	92.80	97.00
l(mm)	57.30	63.84	70.08	75.27	79.69	83.53	86.93	89.97	92.72	95.22	97.22
두께/l(%)	12.11	10.84	9.88	9.11	8.47	7.92	7.44	7.02	6.65	6.31	6.00
$\beta_1'$ (deg)	58.95	62.96	65.51	67.43	68.89	70.02	70.92	71.62	72.16	72.57	72.86
$\beta_2'$ (deg)	15.35	36.62	47.09	53.38	57.69	60.91	63.46	65.58	67.41	69.04	70.53

<디퓨저>

R(mm)	38.00	47.33	55.11	61.92	68.04	73.66	78.89	83.78	88.41	92.80	98.00
l(mm)	81.78	84.02	85.16	85.84	86.30	86.63	86.88	87.07	87.23	87.35	87.46
두께/l(%)	6.	6.	6.	6.	6.	6.	6.	6.	6.	6.	6.
$\beta_1'$ (deg)	39.87	33.84	29.94	27.14	25.00	23.31	21.91	20.75	19.75	18.88	18.12
$\beta_2'$ (deg)	-6.93	-6.59	-6.34	-6.14	-5.98	-5.84	-5.72	-5.62	-5.53	-5.45	-5.37

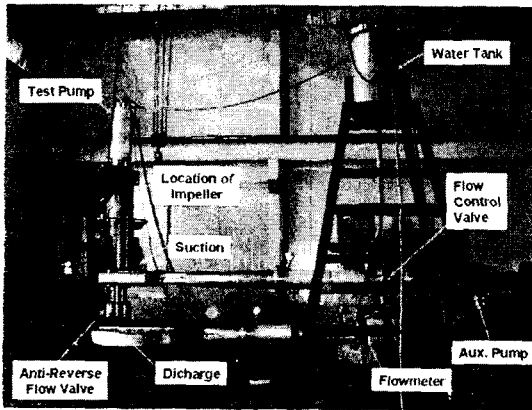


Fig. 3 Test loop configuration

코드길이, 그리고  $\beta_1'$ 과  $\beta_2'$ 은 축방향을 기준으로 블레이드의 입구각과 출구각을 나타낸다. 임펠러와 디퓨저의 단면형상은 DCA(double circular arc) 형상[3]으로 되었으며 개수는 각각 5개와 9개이다. Fig. 2는 설계된 임펠러의 제작된 형상을 보여주고 있다.

제작된 임펠러와 디퓨저를 fig. 3과 같은 시험 장치에 장착하여 성능시험을 수행하였다. Fig. 3은 실험 모형의 설치 영역과 설치 위치를 간략하게 도시한 것이다. 시험장치는 캐비테이션을 방지하기 위한 유효흡입수두(available NPSH)를 얻기 위하여 물탱크를 설치하고 고압탱크에 연결된 압력조절밸브로 시험루프 내의 압력을 일정 수준이상으로 가압하였다. 유량 조절은 흡입구에서 충분히 떨어진 곳에 위치한 유량조절밸브로 하였으며 유량 측정은 토출구 후방에 위치한 전자유량계(magnetic type, 오차범위 0.5%)를 이용하였다. 수두는 임펠러 전후에서 차압계(부르돈관형, 오차범위 2%)로 측정하였으며 흡입 압력과 토출 압력도 함께 측정하여 차압계의 지시값을 확인하는데 사용되었다. 임펠러가 설치되는 영역의 형상은 fig. 4에 간략하게 나타나 있다. 흡입구의 유동은 바깥의 환형 공간으로 흡입되어 임펠러가 설치된 내부의 안내관을 통하여 토출된다. 임펠러의 전단에 상부 전동기 부분과 유동부를 연결시키는 안내깃이 설치되어 있으며 안내깃의 형상은 대칭형 에어포일로 되어있다.

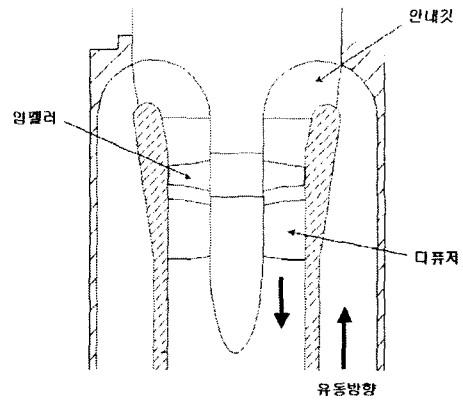


Fig. 4 Schematic view of target flow region

### 3. 전산해석

#### 3.1 수치적 방법

본 논문에서는 터보기계 전용해석 코드인 FINE/Turbo 소프트웨어를 사용하여 전산해석을 수행하였다. 코드는 3차원 다중블록(multi-block) 정렬격자(structured grids)를 사용하며 레이놀즈-평균된 Navier-Stokes 방정식을 해석한다. 공간 차분은 Jameson이 제안한 형태의 인공감쇠(artificial dissipation)를 이용한 격자중심식 유한체적법이 사용되었으며 4단계의 Runge-Kutta 시간적분 기법[4]을 이용하여 정상상태의 수렴된 해를 구한다. 나머지(residual) 항의 수렴을 가속하기 위하여 다중격자(multi grid) 방법과 더불어 local time stepping과 implicit residual smoothing 방법이 사용되었다. 난류모형은 Baldwin-Lomax 모형과 몇 개의 선형 및 비선형  $k-\epsilon$  모형을 제공하고 있다. 본 연구에 사용된 모형은 표준  $k-\epsilon$  모형[5]을 사용하였다. 수치기법과 관련된 자세황 사항은 참고문헌 [6]에 나타나 있다.

#### 3.2 격자계

수치해석을 위하여 안내깃, 임펠러 및 디퓨저에 대하여 각각 I-형태의 격자를 구성하였다. Fig. 5는 본 해석에 사용된 안내깃, 임펠러 및 디퓨저에 대한 격자계의 형태를 회전방향으로 반복하여 나타낸 것이다. 격자계는 흡입구의 환형공간을 포함하는 안내깃 영역, 안내깃과 디퓨저 사



Fig. 5 Computational grid system

이의 임펠러 영역, 임펠러 팁간극 영역, 디퓨저 영역, 토출구 영역으로 모두 5개의 블록으로 구성되었다. 사용된 격자(회전방향×반경방향×축방향)는 안내깃 영역은 29×30×101, 임펠러 영역은 33×41×85, 임펠러 팁 영역은, 9×9×29, 디퓨저 영역은 29×33×73, 토출구 영역은 28×33×53으로 총 격자수가 334,593개이다. 임펠러 영역을 제외한 영역은 회전방향의 경계면의 격자가 일치하는 matching 주기경계를 갖는다. 임펠러 영역은 블레이드의 축방향에 대한 비틀림 각이 크기 때문에 matching 격자를 사용할 경우 격자의 찌그러짐(skewness)이 증가되어 수치해석의 오차를 증가시킨다. 본 연구에서는 격자의 찌그러짐을 줄이기 위하여 fig. 5와 같이 임펠러 영역에 non-matching 주기경계를 갖도록 격자를 사용하였다. 격자는 FINE/Turbo의 IGG/Autogrid로 생성되었다.

3.3 경계조건 및 격자테스트

계산영역은 원주방향으로 주기경계를 갖는 블레이드 사이의 유로를 통하여 유량이 일정하게 나누어진다고 가정하고 하나의 블레이드 영역에 대한 계산을 수행하였다. 입구경계조건으로 각 계산점에 해당하는 유량에서 구한 속도를 고정하였으며 난류에너지와 난류소산률은 다음 식으로 결정하였다.

Table. 2 Grid numbers used in the grid tests

임펠러 영역					
격자계	회전방향	반경방향	축방향		
			전방	임펠러	후방
grid-0	25	33	21	33	9
grid-1	33	41	33	45	13
grid-2	41	49	41	53	17
디퓨저 영역					
격자계	회전방향	반경방향	축방향		
			전방	임펠러	후방
grid-0	17	21	9	33	37
grid-1	25	29	13	41	49
grid-2	33	37	17	49	61

$$k = 1.5 \times (T_u U_{inlet})^2 \tag{1}$$

$$\epsilon = C_\mu \frac{\mu}{\mu_t} \frac{\rho_{ref} k^2}{\mu} \tag{2}$$

여기서 난류 강도( $T_u$ )는 5%, 난류 점성계수비 ( $\mu_t/\mu$ )는 50이 사용되었으며 모델상수  $C_\mu$ 는 0.09이다.

출구에서는 압력을 고정하고 다른 값은 내부 값에서 외삽되었다. 벽면에서 속도는 영으로 두고 압력은 법선 운동 방정식에서 계산되었다. 임펠러 영역과 팁 영역은 회전좌표계에서 해석되고 나머지 영역은 고정좌표계에서 계산된다. 각 계산 블록의 경계에서는 혼합평면법이 사용되었다. 예를 들면 안내깃 영역의 출구에서 반경방향의 압력분포는 임펠러 영역으로부터 구한 값으로 고정되고 나머지 물리량들은 안내깃 영역의 내부에서 외삽된다. 임펠러 영역에서는 입구 경계조건으로 사용될 모든 물리량의 반경방향 분포가 안내깃 영역에서 구해진다. 경계조건에 관한 자세한 사항은 참고문헌 [6]에 나타나 있다.

격자계의 수렴성을 확인하기 위하여 격자 테스트를 수행하였다. Fig. 5와 같이 모든 계산 영역을 포함하는 격자계에 대한 수렴성 확인은 컴퓨터의 메모리 부족으로 불가능하였다. 따라서 설계점에서 같은 경계조건 하에서 흡입구 형상을 고려하지 않은 직관에 임펠러와 디퓨저가 설치된 경우에 대한 격자 테스트를 수행하였다. 표 2는 격자 테스트에 사용된 격자의 수를 나타내고 있다.

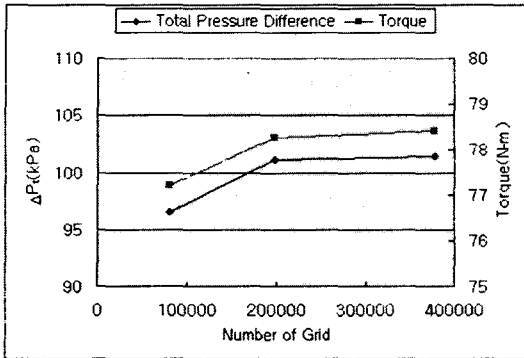


Fig. 6 Results of grid tests

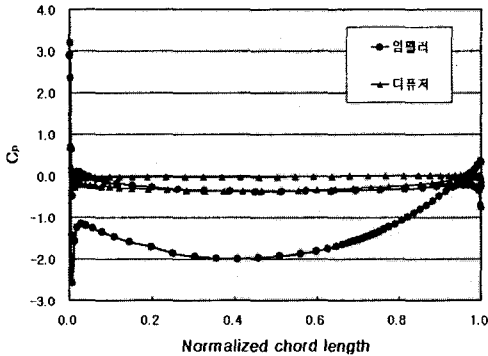


Fig. 8 Pressure distribution on impeller and diffuser blades at 70% span

총 격자수는 grid-0, grid-1과 grid-2에 대하여 각각 80178개, 197798개, 378066개이다. 임펠러의 팁 간극 영역에서는 반경방향과 회전방향의 격자수는 모든 격자계에 대해 각각 9개로 고정하여 y+ 값이 벽함수를 적용범위를 벗어나지 않도록 하였다. Fig. 6은 격자테스트 결과를 나타내고 있다. 결과에서 grid-1과 grid-2의 총압력차의 오차는 0.4% 이내이다. 따라서 흡입구를 고려한 격자계에서는 grid-1과 같은 수의 격자를 임펠러와 디퓨저 영역에 적용하였다.

### 3.4 설계점에서 유동해석

설계점에서 계산결과를 분석하고 실험과 비교하여 붐으로써 CFD 코드가 실험을 대신하여 펌프 성능을 검증하고 설계에 feedback을 주는 것이 가능한지를 판단하는 기준이 될 수 있다.

Fig. 7은 벽면에서의 정압 분포를 나타낸 것

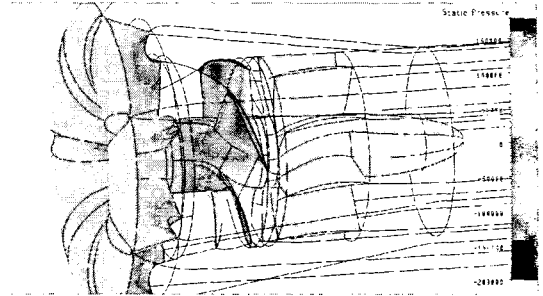


Fig. 7 Static pressure distribution on the wall at design point

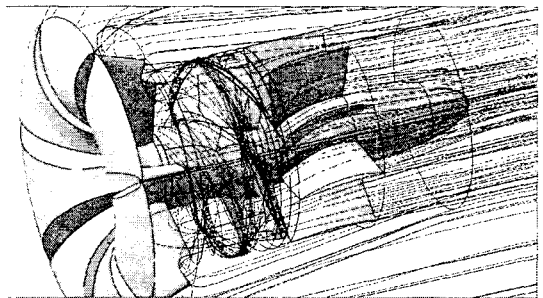


Fig. 9 Flow path-lines at design point

이며 fig. 8은 블레이드 길이의 70%에서 임펠러와 디퓨저 표면에서의 압력분포를 나타낸 것이다. 안내깃의 쉬라우드(shroud)에서 유동의 방향 전환이 허브부보다 빠르게 일어나면서 쉬라우드에서 낮은 압력분포를 나타내고 있다. 임펠러의 팁 부근을 제외하고 코드를 따르는 임펠러 흡입면의 압력분포가 코드 중간영역에서 낮게 나타나고 있다. 이것은 DCA 수중익(hydrofoil)의 특성을 반영하는 것이다. Fig. 8에서 보면 디퓨저의 앞전(leading edge)에서 압력이 가장 높은 압력을 형성하고 디퓨저의 표면의 압력차가 적은 것으로 볼 때, 임펠러를 빠져 나온 유동이 큰 손실 없이 디퓨저로 잘 유입되고 있음을 짐작하게 한다. Fig. 9는 흡입구, 임펠러 및 디퓨저를 지나는 유동의 경로선(pathline)을 보여주고 있다. 경로선은 임펠러 영역은 회전하는 좌표계에 대한 것이고 나머지 영역은 고정된 좌표계에 대해 나타낸 것이다. 임펠러 팁 영역을 제외하고는 유로를 따라 안정된 유동이 형성되고 있음을 알 수 있다. 팁에서는 임펠러 블레이드의 흡입면(suction surface)과 압력면의 압력차에 의해 유량손실이 발생하고 이 손실유동은 주 유동과 상호작용으로

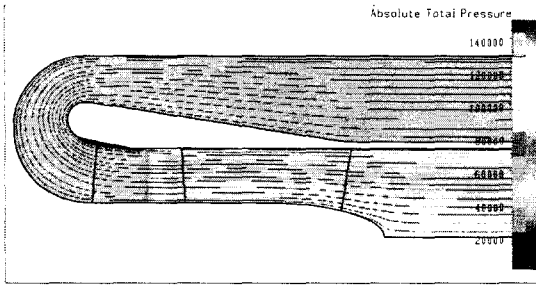


Fig. 10 Total pressure and flow distributions projected on the meridional plane

vortex roll-up 현상을 만들고 있다. Vortex roll-up의 영향으로 틱간극으로 빠져나온 흐름이 디퓨저로 유입되지 못하고 다음 블레이드로 유입되기 때문에 블레이드 면을 지나는 유동보다 뒤쳐진 흐름을 보여주고 있다.

Fig. 10은 자오선면(meridional plane)에 투영된 유동의 형태와 총압력(total pressure) 분포를 나타낸 것이다. 위에 언급된 안내기 쉬라우드 영역의 국부적인 압력저하가 임펠러로 유입되는 경계층의 두께를 증가시키고 있는 것과 틱간극의 영향이 존재하는 곳을 제외하고는 안정된 흐름과 압력분포를 보여주고 있다.

$$H = \frac{\Delta P_t}{\rho g} \quad (3)$$

펌프의 수두는 식 (3)으로 나타내며, 설계점에서 계산된 수두는 9.7m로 실험결과인 9.37m와 비교하면 0.33m(3.5%) 정도 높게 예측하고 있다. 두 결과의 차이는 입구경계조건에서 균일한 속도 분포의 가정, 제작성에 따른 형상오차와 표면 거칠기 및 시험 계측기의 오차에 의한 영향으로 추측된다.

### 3.5 탈설계점에서 성능평가

펌프의 성능곡선을 완성하기 위해서는 탈설계점에서 유량변화에 따른 수두를 계산하여야 한다. 본 연구에서는 설계유량의 10%(92.2m<sup>3</sup>/hr), 25%(230.5m<sup>3</sup>/hr), 40%(368.8m<sup>3</sup>/hr), 55%(507.1m<sup>3</sup>/hr), 70%(645.4m<sup>3</sup>/hr), 85%(783.7m<sup>3</sup>/hr), 100%(922m<sup>3</sup>/hr), 110%(1014.2m<sup>3</sup>/hr), 120%(1106.4m<sup>3</sup>/hr)의 유량에 대하여 계산을 수행하였다. 또한 흡입구 형상

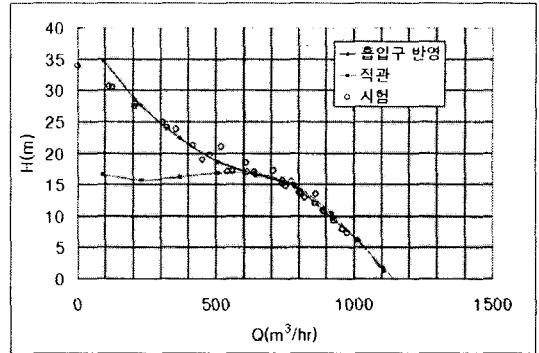


Fig. 11 Comparison of capacity-head performance curve between computed and measured results

이 성능곡선에 미치는 영향을 평가하기 위하여 흡입구를 고려한 경우뿐만 아니라 흡입구를 고려하지 않은 직관에 임펠러가 설치된 경우에 대한 계산도 수행하였다.

Fig. 11은 계산결과로 얻어진 유량-수두 곡선을 흡입구 형상을 반영한 경우와 직관에 대한 결과에 대해 실험값과 비교한 것이다. 유량이 1000m<sup>3</sup>/hr 이상인 영역에 실험값이 존재하지 않는 이유는 시험루프에서 시험펌프와 보조펌프로 얻을 수 있는 유량에 한계가 있었기 때문이다. 결과에 따르면 85% 이상의 유량에 대하여 두 해석 결과가 실험값에 근접하고 있으며 곡선의 기울기도 실험 결과와 유사한 결과를 나타내고 있다. 일반적인 축류펌프의 정상운전 범위는 80%~120%의 유량에서 이루어지기 때문에 정상운전 범위에서의 성능곡선은 흡입구를 고려하지 않아도 타당한 결과를 얻을 수 있다. 그러나 안전해석의 입력자료로 사용되어야 할 성능곡선은 저유량 영역도 포함되며 이 영역에서는 흡입구를 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 차이가 확실히 나타난다.

두 경우의 계산결과는 유량이 감소하면서 수두가 증가하다가 정격유량의 50% 정도에서 언덕을 형성하면서 수두가 감소하는 형태를 나타내는 것은 같지만 직관의 경우는 유량이 낮아질수록 수두가 가파르게 상승하는 실험의 형태를 묘사하지 못하고 있다. 흡입구를 고려한 결과는 직관과 비교할 때 실험에 근접한 S-형태의 성능곡선을 보여주고 있다.

저유량에서 흡입구를 반영한 결과가 직관의

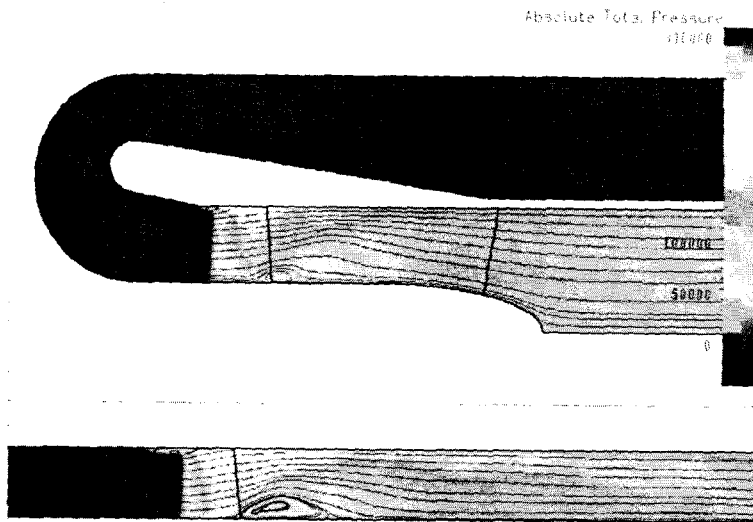


Fig. 12 Comparison of total pressure and flow distributions at the capacity of 70%

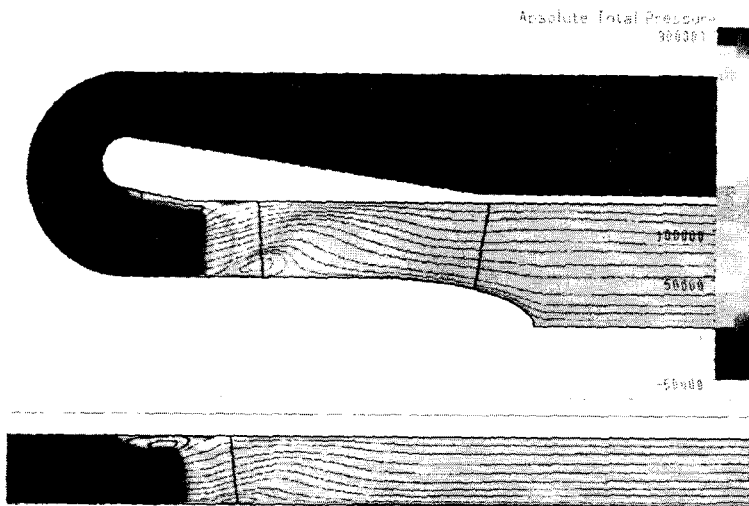


Fig. 13 Comparison of total pressure and flow distributions at the capacity of 55%

결과와 차이가 나는 이유를 설명하기 위하여 fig. 12에서 fig. 15까지에 유량변화에 따른 유동의 형태와 총압력 분포를 자오선 평면에 평균하여 투영하여 나타내었다.

유량이 감소하면서 임펠러로 유입되는 유동의 입사각(incidence angle)이 증가하게 되고 임펠러가 생성하는 수두도 함께 증가된다. 유량의 감소에 의한 입사각 증가가 어떤 범위를 넘어서면 압

력 변화가 큰 임펠러 블레이드의 흡입면에서 경계층의 박리가 일어나는데 이 현상은 팁 쪽에서 먼저 시작한다(fig. 12). 경계층의 박리는 수두를 생성하는데 필요한 흐름의 굴절각 감소에 영향을 주어 수두를 감소시킨다. 이 박리현상은 완전히 3차원 형태로 블레이드 전체에 걸치지 않고 부분적으로 나타나는 부분 박리(partial separation)이며 회전수는 다르지만 블레이드와 함께 회전하는

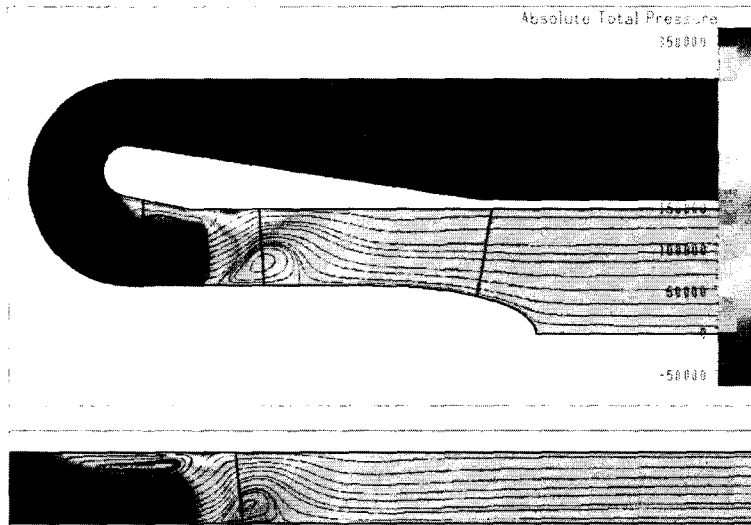


Fig. 14 Comparison of total pressure and flow distributions at the capacity of 40%

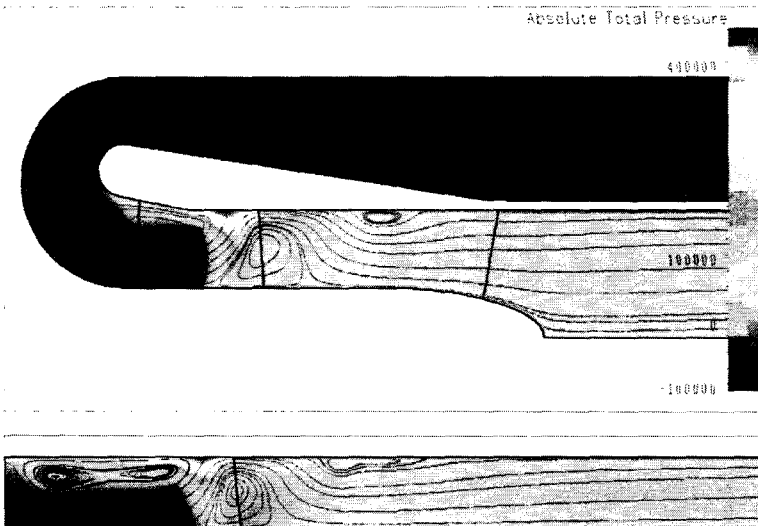


Fig. 15 Comparison of total pressure and flow distributions at the capacity of 25%

선회실속(rotating stall) 현상이다.

선회실속은 비정상 유동으로 펌프의 불안정성을 유발한다. 이러한 경향은 fig. 10에서 유량 500m<sup>3</sup>/hr 근처에서 실험결과의 흠어짐에 반영되어 나타난다. Fig. 12와 fig. 13은 이러한 부분박리가 존재하는 유량범위의 결과에 해당한다. 본 연구에서는 주기조건을 적용한 정상상태 계산을 하였기 때문에 부분박리 또는 선회실속을 포착할 수 없으나 수두 값은 평균된 값의 사용으로 충분

하다. Fig. 12를 보면 임펠러 팁 영역에서 부분박리가 발생하고 이것에 의한 흐름의 왜곡으로 디퓨저 허브영역에서 역유동(reverse flow)이 발생하고 있으며, 두 경우 모두 거의 비슷한 유동분포를 보이고 있다. Fig. 13에서 유량이 55%에 이르면 팁의 박리영역 크기가 증가하면서 아래로 확장하고 있다. 흡입구를 고려한 경우는 안내깃을 거치면서 유로 단면적이 줄어들고 이에 따라 유동이 가속되기 때문에 박리영역의 크기가 직관



의 경우보다 작게 나타난다. 따라서 흡입구를 고려한 경우가 직관의 경우보다 높은 수두를 생성하게 된다.

유량이 더욱 감소하면 부분실속이 아닌 블레이드 높이에 걸친 전 영역에서 박리가 일어나는 완전 실속이 발생한다(fig. 14). 직관의 경우에는 임펠러의 박리영역이 커지면서 앞으로 이동하게 된다. 이때 임펠러 뒤쪽에서 발생한 역유동 영역이 증가하면서 임펠러 영역으로 확장한다. 흡입구를 고려한 경우는 안내깃의 영향으로 박리영역이 임펠러 전단으로 이동하는 것을 차단하여 박리영역의 크기가 직관의 경우보다 작게 나타나고 있다. 유량 25%(fig. 15)에 이르면 직관의 경우는 유동의 박리가 임펠러 전단의 전 영역에 걸쳐 나타나고 있지만 흡입구를 고려한 경우는 박리영역의 크기가 조금 증가될 뿐 임펠러 주위의 유동분포는 40% 유량일 때와 큰 차이를 보이지 않는다. 특히 안내깃이 박리영역의 확장을 막고 임펠러로 유동을 잘 유도하여 직관에서 보이는 임펠러 허브영역의 압력감소 현상을 방지하는 효과를 보이고 있으며, 직관의 경우보다 상당히 높은 수두를 생성하도록 한다.

#### 4. 결론

축류펌프 내부유동을 레이놀즈 평균된 3차원 Navier-Stokes을 이용하여 수치적으로 해석하고 계산결과를 실험과 비교하여 분석하였다. 설계점에서 계산 결과는 실험에 근접된 수두 값과 물리적으로 타당한 유동분포를 나타내었다. 탈 설계점 해석에서 임펠러 전단의 흡입구 형상을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우를 비교하여 흡입구 형상이 성능곡선에 미치는 영향을 평가하였다. 설계유량의 75% 이상인 고유량 영역의 성능곡선은 흡입구 형상에 따른 영향이 크지 않은 것으로 나타났으며 두 경우 모두 실험결과를 잘 모사하고 있음을 확인하였다. 75% 이하의 저유량 영역에서 흡입구 형상에 따른 영향이 나타나기 시작하였으며 유량이 감소될수록 그 차이는 더욱 두드러졌다. 흡입구를 고려한 경우는 안내깃과

단면적 축소에 의한 영향으로 훨씬 안정적인 유동분포를 나타내었으며 실험 결과에 나타난 유량 감소에 따른 수두곡선의 가파른 증가 현상을 잘 모사하였다.

#### 후 기

본 연구는 과학기술부의 원자력연구개발사업의 일환으로 수행되었습니다.

#### 참고문헌

- [1] 박진석, 김민환, 김동욱, 이재선, 허형, 김종인, 박종혁, "SMART 냉각재순환펌프의 기본설계보고서, KAERI/TR-2135 (2002).
- [2] 김민환, 김종인, 박진석, 김용완, 김지호, "축류펌프 임펠러의 3차원 형상설계 기술개발," KAERI TR-1267 (1999).
- [3] Taylor, W. E., Murrin, T. A. and Colombo, R. M., "Systematic Two-dimensional Cascade Tests; Vol. 1 - Double Circular-Arc Hydrofoils," NASA CR-72498 (1969).
- [4] Jameson, A., Schmit, W. and Turkel, E. "Numerical Solutions of the Euler Equations by Finite Volume Methods Using Runge-Kutta Time-Stepping Schemes," AIAA Paper 81-1259(1981).
- [5] Jones, W. P. and Launder, B. E., "The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.15, (1972), pp.301-314.
- [6] FINETM, Numeca's Flow Integrated Environment, User Manual, Numeca Inc. Feb. (2000).
- [7] IGG/AutogridTM, Numeca's Full Automatic Grid Generator for Turbomachinery, Users Manual, Numeca Inc, Feb. (2000).