한국에너지공학회(1999년도)
춘계 학술발표회 논문집 P151~157

원심 펌프 회전차 내부의 저 운동량 유동특성에 관한 수치적 연구

김세진, 김동원, 김윤제*

성균관대학교 기계공학부 대학원, *성균관대학교 기계공학부

Numerical Analysis on the Low Momentum Fluid Flow Characteristics in Centrifugal Pump Impeller

S.-J. Kim, D.-W. Kim, Youn J. Kim
School of Mechanical Enginecring, Sungkyunkwan University

요 약

원심 펌프내 3차원 유동 특성을 고찰하기 위하여 혼류형 원심펌프의 내부유동특성을 수치적 고찰하였다. 회전차 내의 유동현상에 대한 상세한 해석과 이해는 원심펌프의 주요 요소들에 대한 성능 예측에 있어 매우 중요하다. 회전차 내부의 유동은 3차원 점성효과가 지배적이기 때문에 펌프 성능에 중대한 영향을 준다. 회전차내의 3차원 점성유동은 주 영역인 등엔트로피 유동과 원심력과 Coriolis힘에 의한 경계층의 변화, 벽면의 전단응력, 2차 유동(secondary flow)등의 영향에 의한 비가역 영역으로 구분한다. 저 운동량 영역을 만드는 회전차 내부의 점성 유동은 정체영역(blockage)과 실속(stall)이라는 비가역 영역을 만들게 되는데, 결과적으로 펌프의 성능과 효율저하를 유발시킨다. 특히 Coriolis힘과 원심력은 비가역 영역을 증대시키는 가장 큰 힘이라는 사실을 알았다.

Abstract-In this study, the characteristics of three dimensional flow fields in centrifugal pump impeller are investigated by numerically. Detailed analysis and understanding of flow field in centrifugal pump are very important to predict performance of components. The three dimensional viscous fluid flow in centrifugal pump is distingushed isentropic process region from irreversible process region by wall shear effect, secondary flow, centrifugal and Coriolis forces, variation of boudary layers. Development of low momentum region by viscous fluid flow in the centrifugal impeller causes stall and blockage which is irreversible process region, and resulting in decrease of the performance and efficiency of centrifugal pump. Especially, the result is that Coriolis and centrifugal forces are most powerful factors which are increasing the irreversible region.

1. 서 론

원심형 회전차(centrifugal impeller) 내부 유동은 회전차의 기하학적 형상과 유동형태에 따라 매우 복잡하고 다양하다. 이러한 유동현상에 대한 상세한 해석과 이해는 원심펌프의 주요 요소들에 대한 성능 예측에 있어 매우 중요하게 되는데, 이를 통해 유동현상에 의해 발생되는 손실을 극소화시킬 수 있다. 일반적으로 회전차 입구영역에서 작동유체가 갖는 날개에 대한 상대 유입각은 반경방향에 따라 변하게 되는데, 이에 따른 부하의 분포와 손실특성을 고려하기 위하여 회전차 형상

을 반경방향에 따라 적절히 설계하여야 한다. 더구나 케이싱과 날개 끝 사이에서의 누설 유동은 매우 복잡하고, 3차원 점성효과가 지배적이기 때문에 펌프 성능에 중대한 영향을 준다. 회전차내의 3차원 점성유동은 익말단 누설, 원심력과 Coriolis힘에 의한 경계층의 변화, 2차 유동(secondary flow)등의 영향에 의한 복잡한 손실 메카니즘으로 이루어 진다. 원심펌프 회전차내의 유동에 대한 실험적 연구를 살펴보면, 먼지 Ficher 와 Thoma[1]는 저 운동량 유체 유동에 관한 가시화 연구를 수행하였으며, Eckardt[2]와 Krain[3]은 회전차 형상 변화에 따른 원심펌프와 압축기의 3차원 유동에 관한 실험적 연구를 수행하였다.

국내에서는 최영석 등[4]이 회전차 내부에서 두영역 모델(two zone model)을 기초로 하여 원심펌프의 성능예측에 관한 연구를 수행한 바 있다.

본 연구에서는 국내 Y사의 양흡입펌프 회전차를 모델로하여 원심펌프 회전차 내부에서의 저 운동량 유체가 갖는 특성을 이론적으로 고찰하고, 상용코드인 STAR-CD를 이용하여 유량과 rpm의 변화에 따른 유동특성을 수치적으로 고찰하고자 한다.

2. 이론적 배경

회전차는 펌프의 성능에 있어서 가장 중요한 부분으로서 유체에 에너지를 전달하는 역할을 한다. Japikse[5]에 의해 정립되어 회전차의 성능예측을 위해서 사용되는 두영역 모델(two zone model)은 저 운동량 유체운동의 특징을 잘 설명해 주고 있다. 이 모델의 기본적인 개념은 회전차 출구의 유동영역을 Fig. 1과 같이 등엔트로피 영역인 주영역(primary zone)과 손실을 포함한 2차영역(secondary zone)으로 나눈다. 이 영역은 제트-후류영역(jet-wake flow)이라고도 한다. 이러한 2차영역에서는 벽면의 전단응력과 2차 유동등, 여러 손실을 포함하는 비가역(irreversible)영역이며 저 운동량 유체영역이기도 하다.

원심펌프 회전차 내부의 유동특성은 흡입면 쉬라우드 상단의 후연(trailing edge)에서 정체(blockage)현상이 발생하는 것을 볼 수 있다.

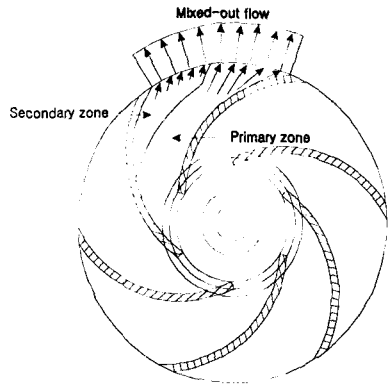

Fig. 1 Two-zone model

이러한 유동형상은 회전차의 효율을 저하시키는 주요 원인이라 하겠다. 따라서 회전차 채널내부에서 유동이 부드럽게 발달하는 것은 회전차 성능 향상에 중요하다. 왜냐하면, 이러한 유동장은 결과적으로 회전차 출구에서의 유동발달에 중요한 원인이 되기 때문이다.

회전차 내부에서의 유동장은 매우 급격한 곡면을 갖고 회전하는 열(passage)사이에서 형성된다. 이런 유동은 회전차의 입구에서 출구로 갈수록 적절한 압력상승이 일어나야 하지만, 대부분의 회전차는 흡입면의 출구에서 정체현상이 일어난다. 정체영역은 대다수 펌프와 압축기의 회전차 채널 벽의 전단응력으로 인하여 일어나며, 출구유량을 감소시키는 결과를 초래한다.

원심펌프에서 회전차 내부 유동특성은 디퓨저의 내부유동 형상과는 상이한데, 이는 채널형상과 Coriolis의 힘과 관련이 있으며, 고 운동량(high momentum) 유체유동과 저 운동량(low momentum fluid) 유체유동으로 구분하게 된다.

따라서 저 운동량 유체유동에 의해 유발되는 벽면에서의 전단응력은 슈라우드측의 흡입면을 따라 발생하게되며 이러한 유동 패턴은 쉽게 발견된다. Fischer와 Tomas[1]는 원심펌프 회전차 채널에 색소물질을 주입하여 블레이드 채널 내부의 유동 가시화 실험을 수행하였으며, Fig. 2와 같이 빗금친 부분에

저 운동량 유동영역이 존재한다는 결과를 발표한 바 있다.

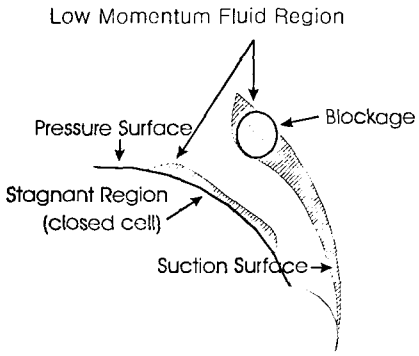

Fig. 2 Fluid flow characteristic of impeller

정체영역은 블레이드의 압력면에서 종종 발생하게 되는데, 흡입면에서는 회전차의 진연(leading edge)의 후면으로 매우 작은 저운동량 영역을 형성한다. 이 영역에서의 유체는 회전차 입구로부터 출구쪽으로 서서히 이동하게 된다. 블레이드 후연(trailing edge)에서의 정체영역 크기는 펌프의 운전조건에 따라 30%에서 70%로 변화한다. 이러한 정체현상을 줄이는 방안으로는 rpm을 변화시키거나 유량을 변화시켜 펌프를 운전하는 방법이 제안되고 있다.

3. 수치해석적 방법

정상상태의 난류 유동에 대한 시간평균 연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식은 각각 다음과 같은 텐서 형태로 나타낼 수 있다.

연속방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \widetilde{u}_i) = 0 \qquad (1)$$

운동량 방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \widetilde{u}_j \widetilde{u}_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} \qquad (2)$$

에너지 방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \widetilde{u}_j R - F_{h,j} - \widetilde{u}_i \tau_{ij}) = 0 \qquad (3)$$

위 식에서 x_i 는 직교 좌표계(i=1,2,3)이고, $\widetilde{u}_i$는 x_i방향의 속도이며 회전하는 회전차 내부에서는 다음과 같다.

$$\widetilde{u} = w + \omega \times r \qquad (4)$$

여기서 w는 회전체에서의 상대속도, ω는 각속도, r은 회전 반경이다. u'_i는 x_i 방향 속도의 난동 성분이고, p는 동압, ρ 는 밀도 μ는 점성계수, δ_{ij}는 Kronecker delta 함수이다. 또한, τ_{ij}는 점성소산(viscous dissipation)항으로 식 (5)와 같고, R은 로탈피(rothalpy)로써 식 (6)과 같다. F_{hj}는 에너지 방정식의 확산항이며 식 (7)과 같다.

$$\tau_{ij} = \mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\mu\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij} - \rho\overline{u'_i u'_j} \qquad (5)$$

$$R = h + \frac{(w)^2}{2} - \frac{(\omega \times r)^2}{2} \qquad (6)$$

$$F_{h,j} = x\frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho\overline{u'_j h'} \qquad (7)$$

운동량 방정식과 에너지 방정식에서 Reynolds 응력항인 $-\rho\overline{u'_i u'_j}$ 와 $-\rho\overline{u'_j h'}$ 항이 시간 평균 과정에서 새롭게 생성되는데 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$-\rho\overline{u'_i u'_j} = 2\mu_t\left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\left(\mu_t\frac{\partial \overline{u_k}}{\partial x_k} + \rho k\right)\delta_{ij} \qquad (8)$$

$$\rho \overline{u'_j h'} = -\frac{\mu_t}{\sigma_{h,t}} \frac{\partial h}{\partial x_j} \quad (9)$$

이러한 Reynolds 응력에 대한 모형을 만드는 방법에 따라서 여러 가지 난류 계산 모형이 제안되어 왔는데, 본 연구에서는 $\kappa-\varepsilon$ 모델을 사용하였다. 와점성계수(eddy viscosity) μ_t는 차원해석으로부터 특성길이(characteristic length)와 특성속도(characteristic velocity)의 곱으로 표현할 수 있는데 특성 길이와 특성속도는 각각의 크기를 지배하는 두 개의 편미분 방정식을 적절한 형태로 구성하여 μ_t의 값을 계산하기 때문에 흔히 2방정식 모델(two-equation model)이라고 한다. 특성속도는 난류에너지 $k(=\overline{u'_i u'_j}/2)$의 평방근으로 가정하고, 특성길이($l$)는 난류의 기본 관계식 $l = C_\mu^{3/4} k^{3/2}/\varepsilon$ 을 사용하여 난류 소멸율(ε)에 대한 방정식의 해를 이용하여 μ_t를 구하게 되는데, 기본 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \overline{u_i} k) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right) + G - \rho\varepsilon \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \overline{u_i} \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right) - \frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1} G - \rho C_{\varepsilon 2}\varepsilon) \quad (11)$$

여기서 G 는 Reynolds 전단 응력에 의한 생성항으로 다음과 같다.

$$G = \mu_t \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}\left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}\right) \quad (12)$$

위 식에서 C_μ, $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k, σ_ε는 각각 0.09, 1.44, 1.92, 1.0, 1.3 의 값을 갖는다. 본 논문에서 사용된 회전차의 형상조건및 설계점은 각각 Table 1과 2에 나타내었다.

깃 수	7
외 경	350(mm)
내 경	180(mm)
입구각	23.5(deg)
출구각	22.5(deg)

Table 1. Specification of Impeller

rpm	1750
수두	32(m)
유량	0.243m^3/s

Table 2. Pump design factors

회전차 채널의 격자와 경계조건은 각각 다음과 같다.

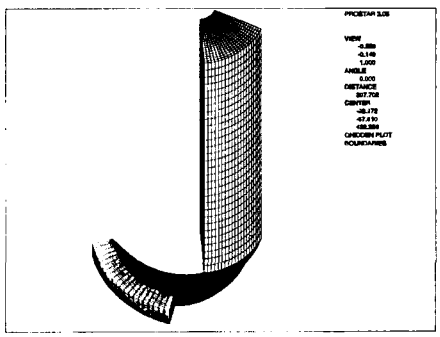

Fig. 3 Grid system

저 운동량 유체유동의 특징을 고찰하기 위해서 저유량 저 rpm에서 비가역 영역이 크게 발달할 것이라는 가정하에 수치해석을 수행하였다. 유량에 의해 결정되는 입구면에서의 유속분포는 균일 유동으로 가정하였으며 각각의 유량에 대한 속도를 계산하여 1m/s, 3m/s, 5.4m/s로 놓았다. 입구의 유속이 1m/s인 경우에는 500rpm, 1000rpm에 대

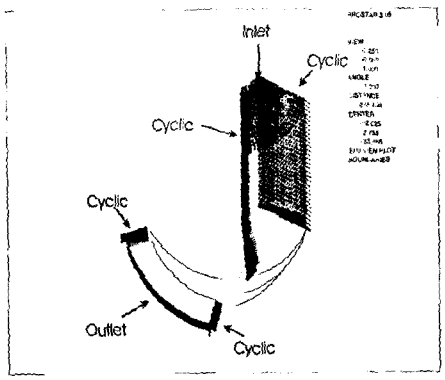

Fig. 4 Boundary Conditions

하여 수치해석을 수행하였다. 입구의 유속이 3m/s인 경우에는 500rpm, 1000rpm과 펌프의 실제 운전점인 1750rpm에 대해서, 5.4m/s인 경우에는 1000rpm과 1750rpm인 경우에 대해서 각각 수치적으로 고찰하였다. 출구 경계면에서는 일반적으로 유동 변수값에 대한 정보를 알기 어려우므로 경계면에서 유동방향에 따라 모든 유동 변수의 구배가 0이 되는 Neumann 조건을 적용하였다. 수치계산시 경계면으로 고려되는 재유입 유동 영역에서는 주기적인 경계조건(cyclic boundary condition)을 사용하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 5~11의 결과들은 스팬방향(spanwise direction)으로의 회전차 쉬라우드와 허브 중간 단면에서 갖는 속도분포를 도시하였다.

저 유량, 저 rpm을 갖는 회전차 내부유동 특성은 Fig. 5와 Fig.6에 도시하였다. 유량은 설계 유량점의 약 1/5배이며 1000rpm 에서 유동박리점이 회전차 흡입면의 전연(leadig edge)쪽으로 더 발달함을 알 수 있다. Fig. 6은 Fig. 5보다도 비가역 영역이 더욱 증가됨을 알 수 있으며 흡입면의 전연(leading edge)쪽에서 회전실속(rotating stall)이 더욱 발달됨을 알 수 있다.

따라서 rpm이 증가함에 따라서 회전차 입구에 대한 상대 유입각의 증가는 유동 박리점이 전연방향으로 이동함을 알 수 있다.

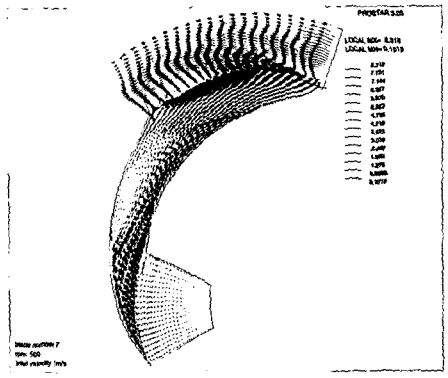

Fig. 5 Velocity vectors at midspan of the impeller by flow rate of 0.0447 m^3/s, rotating speed of 500 rpm

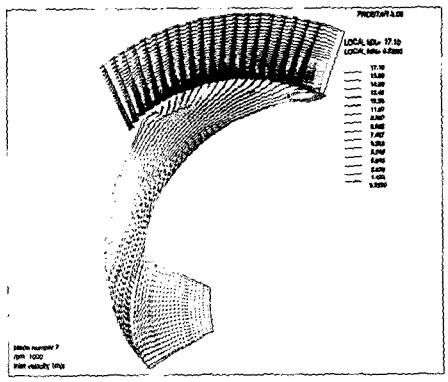

Fig. 6 Velocity vectors at midspan of the impeller by flow rate of 0.0447 m^3/s, rotating speed of 1000 rpm

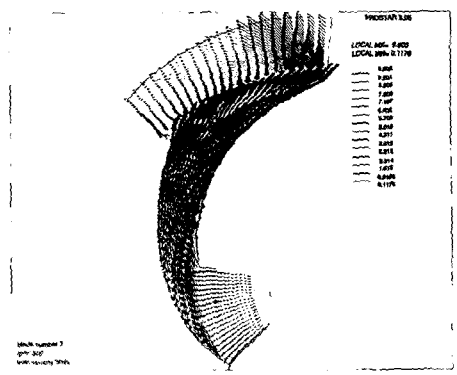

Fig. 7 Velocity vectors at midspan of the impeller by flow rate of 0.134 m^3/s, rotating speed of 500 rpm

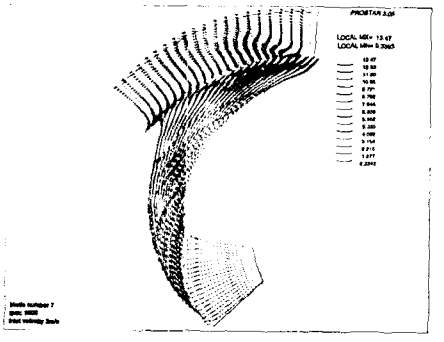

Fig. 8 Velocity vectors at midspan of the impeller by flow rate of 0.134 m^3/s, rotating speed of 1000 rpm

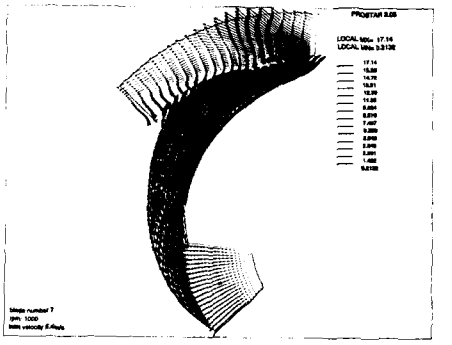

Fig. 10 Velocity vectors at midspan of the impeller by flow rate of 0.243 m^3/s, rotating speed of 1000 rpm

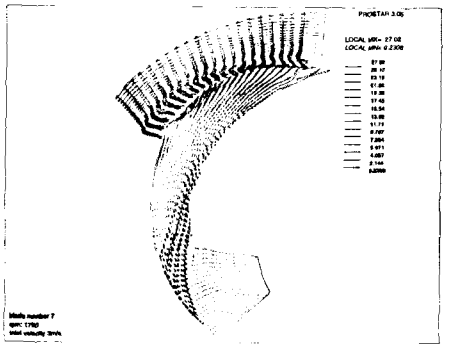

Fig. 9 Velocity vectors at midspan of the impeller by flow rate of 0.134 m^3/s, rotating speed of 1750 rpm

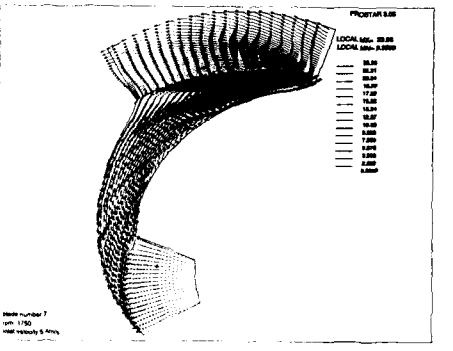

Fig. 11 Velocity vectors at midspan of the impeller by flow rate of 0.243 m^3/s, rotating speed of 1750 rpm

Figs. 7~9는 회전차 내부의 유체가 설계 유량점의 약 1/2배의 유량을 가질 때 유동 특성을 보여주고 있다. 500rpm에서의 회전차 내부 유동은 등엔트로피 과정과 매우 흡사한 유동을 보여준다.

Fig. 8은 회전차 흡입면의 후연(trailing edge)에서 서서히 박리역 영역이 발달하고 있음을 알 수 있다. Fig. 7과 Fig. 8은 회전차의 후연에 상대적으로 운동량이 적은 유동 영역이 발달함을 볼 수 있다.

Fig. 9는 흡입면의 전연후에서 유동박리가 시작되어 회전실속이 발생함을 알 수 있고, 후연에서는 완전한 박리역 영역이 발달되었음을 알 수 있다.

Fig. 10은 압력면에서 일정한 닫힘공간이 서서히 발달하고 있는 것을 볼 수 있다. 출구 끝단에서는 압력면과 흡입면의 중간에서 정체영역이 발달함을 볼수 있다.

Fig. 11은 실질적인 설계점에서의 회전차 내부 유동을 보여주고 있다. 압력면에서는 일정한 닫힘공간의 형태로 나타나는 정체영역이 발달하고 있음을 보여주고 있다. 흡입면의 출구면에서는 정체영역이 발생하는 것을 볼 수 있으며, 이러한 정체영역 후연의 쉬라우드 상단부분에 발생함을 고찰할 수 있었다.

Fig. 10과 Fig. 11을 비교해 볼 때 회전차 출구 끝단에서 정체영역은 흡입면으로 이동한 것을 볼 수 있는데, 이것은 회전차 채널에서의 2차유동(secondary flow)은 원심력과 Coriolis힘의 영향을 크게 받음을 보여주고 있다.

5. 결론

본 연구를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

(1) 회전차 내에서의 저 유량, 저 회전 유체 유동은 흡입면에 비가역 영역을 증대시킨다.

(2) rpm 변화에 대한 유동 특성으로부터, 원심력과 Coriolis힘은 비가역 영역을 증대시키는 가장 큰 힘이다.

(3) rpm 증대는 상대 유입각의 증가로 유동 박리점이 전연쪽으로 이동한다.

(4) 회전차 내부의 비가역 영역의 증가는 유동의 발달을 억제시킴으로서 펌프 성능 저하를 가져온다는 결과를 추론할 수 있다.

(5) 펌프의 운전점을 변경함으로서 비가역 영역의 크기를 조절할 수 있다.

(6) 회전차 내부에서의 유량 증가와 rpm 증가는 상대적으로 비가역 영역을 발달시킴을 억제하는 동시에 압력면에 일정공간의 정체영역을 생성시킨다는 결과를 얻었다.

(7) 정체영역의 이동으로부터 Coriolis힘과 원심력은 회전차내에서 2차유동(Secondary flow)을 증대시킨다.

(8) 회전차 내부가 저 유량, 저 회전 영역일수록 두영역 모델을 잘 만족시킴을 고찰할 수 있었다.

감사의 글

본 연구는 에너지자원개발기술지원센터의 지원하에, 영풍정밀공업(주)이 주관하는 '고효율 중형 양흡입 펌프개발' 과제의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Fisher, K. and Thoma, D., 1932, Investigation of the flow conditions in a centrifugal pump, *Tran ASME* 141.

2. Eckardt, D., 1976, Detailed Flow Investigations Within a High Speed Centrifugal Compressor Impeller, *ASME J. of Fluids Engineering*, Vol.98, pp. 390-402.

3. Krain, H., 1981, A Study on Centrifugal Impeller and Diffuser Flow, *ASME J. of Engineering for Power*, Vol 103, pp. 688-697

4. 최영석, 심재혁, 강신형, 1999, 두영역모델을 사용한 원심펌프의 성능예측, *유체기계저널*, 제 2권, pp. 56-63

5. Japikse, D., 1985, Assessment of Single and Two-Zone Modeling of Centrifugal Compressors. Studies in Component Performance: Part 3, ASME paper No. 85-GT-73.

6. Japikse D., Baines N. C., 1994, Introduction to Turbomachinery, Concepts, ETI, Inc & Oxford Univ Press