

횡류형 파워터빈의 최적화 설계에 관한 수치해석 연구

하진호[†], 김현철, 김철호^{*}

A Numerical Study on an Optimum Design of a Cross-flow Type Power Turbine (CPT)

Jinho-Ha, H.C-KIm, Chulho-Kim

Key Words: CPT(Cross-flow Power Turbine), k-ε 난류방정식, turbulent kinetic energy, CFD (전산수치해석)

Abstract

A wind turbine is one of the most popular energy conversion systems to generate electricity from the natural renewable energy source and an axial-flow type wind turbine is the most popular system for the electricity generation in the wind farm nowadays. In this study, a cross-flow type turbine has been studied for the application of wind turbine for electricity generation. The target capacity of electric power generation of the model wind turbine developing on the project is 12 volts, 130A/H (about 1.56kW). The important design parameters of the model turbine impeller are the inlet and exit angle of the turbine blade, number of blade, hub/tip ratio and the exit flow angle of the casing. In this study, the radial equilibrium theorem was used to decide the inlet and exit angle of the impeller blade and CFD technique was used to have the performance analysis of the designed model power turbine to find out the optimum geometry of the CPT impeller and casing. The designed CPT with 24 impeller blades at $\alpha=82^\circ$, $\beta=40^\circ$ of turbine blade angle was estimated to generate 284.6 N.m of indicated torque and 2.14kW of indicated power.

1. 서론

이산화탄소의 지구온난화에 미치는 영향은 이미 널리 알려진 사실이며, 대기 환경보존을 위한 다양한 대책이 국제사회의 주요한 연구과제로 대두되었다. 또한 화석연료의 제한성에 따른 유가

상승의 원인으로 인해 동력 발생장치를 연구하는 학자들을 중심으로 대체에너지의 연구 개발 역시 매우 중요한 과제로 연구가 진행되어 오고 있다. 특히 산업 선진국을 중심으로 이산화탄소의 국가총량제가 실시되고 있는 시점에서 화석 연료가 아닌 자연 재생에너지의 개발 및 확보 능력은 미래 국가의 경쟁력을 나타내는 지표가 될 수도 있다.

본 연구는 재생에너지의 한 종류인 풍력에너지를 전기에너지로 변환하는 풍력발전시스템의 개발에 연구의 목적을 두고 있다. 특히 개발하고자 하는 풍력발전시스템의 터빈이 기존의 축류형이 아닌 횡류형 터빈을 적용한 발전시스템으로 본 연구의 주 내용은 횡류형 풍력터빈의 최적화 설계 및 이론적 해석을 통한 설계 터빈의 성능 평

*책임저자, 회원, 서울산업대학교 자동차공학과

E-mail : profchkim@snut.ac.kr

TEL : (02) 970-6389, Fax : (02) 979-9549

†발표자, 회원, 서울산업대학교, 에너지환경대학원, 박사과정 Email : asiaha98@snut.ac.kr

가에 관한 것이다.

풍력발전장치는 대형 축류형 터빈뿐만 아니라 선형연구^{[2][3][6]}를 통해 언급된 다익형인 횡류형 (Cross-flow type) 터빈의 적용성에 관해서도 타당성을 검토해 볼 필요가 있다. 단위 체적에 보다 많은 블레이드 개수를 설치하여 풍력의 운동 에너지를 기계적 회전일로 전환시키므로써 단위 시간당 에너지 변환효과를 증대시킬 수 있을 것으로 기대한다. 본 연구에서 설계, 개발하고자 하는 횡류형 모델 터빈의 최대 발전능력은 12Volts, 130A/H (1.56kW)로 정의하였으며 이를 위해 터빈의 주요 설계인자의 변수연구를 진행하였다.

2. 개발 모델 및 수치해석 기법

2.1 터빈 블레이드의 모델

본 연구를 통해 도출하고자 하는 CPT(Cross-flow Power Turbine)의 주요 설계 인자는 터빈 블레이드 입출구각, 블레이드의 개수 그리고 후미 출구의 경사각이다. 이를 위한 연구의 주요 변수 범위는;

Table 1 Specification of model CPT blade angle

Model	Turbine Angle (inlet α , exit β)	Number of Blade	Inlet Velocity
Case 1	82, 10	8 ~ 24	20.0m/s
Case 2	82, 20		
Case 3	82, 30		
Case 4	82, 40		
- (Hub/Tip)r : 0.5			(unit : degree)
- Exit angle of Casing : 45 degree			

위의 Table 1과 같은 4가지의 각 사양 별 수치해석을 통해 CPT(CrossFlow power Turbine)의 작동조건에서의 터빈블레이드의 최적각을 산출하였다. 터빈의 유입 풍속은 72km/h로 설정하였으며, 출구각은 터빈의 회전 토크를 고려하며 10도에서 40도 까지 선정하였다. 터빈 임펠러의 CFD 해석을 위한 벽면 조건은 symmetric 조건을 주었다. 터빈의 직경은 160mm이며, (Hub/Tip)r는 0.5로 정했다. Fig. 1은 터빈 블레이드의 입사 및 출구 각도의 개념을 보여준다.

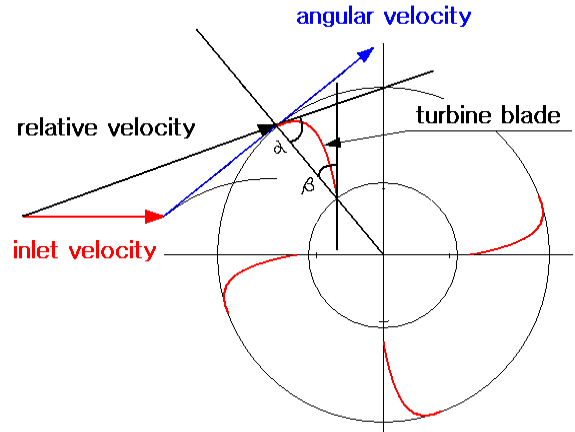


Fig. 1 Inlet(α) and exit(β) angle of the impeller blade of the model turbine

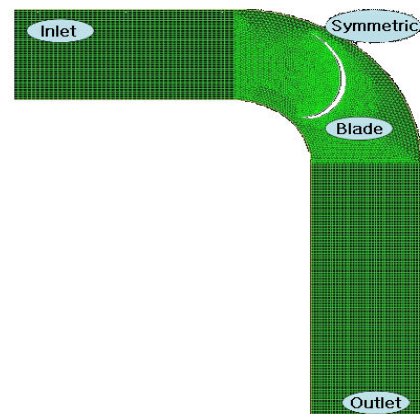


Fig. 2 2-Dimensional numerical grid of the test domain of the model turbine blade

설계 터빈 블레이드의 해석을 통해 입, 출구각의 변화에 따른 입출구 전후방에서의 압력차(ΔP)가 크게 발생하는 입사각과 토출각을 모델 터빈 블레이드의 입, 출각으로 선정하였으며, 이때 작동조건에서 최적의 터빈 입출구 각도는 82도와 40도로 결정되었다. 이 각을 기준으로 터빈 블레이드의 최적 블레이드 개수를 결정하는 수치해석을 실시하였다.

모델 CPT 터빈의 블레이드 개수는 8~24개까지 5단계로 나누어 설계하였다. 모델 터빈의 작동조건에서 최적의 터빈 블레이드 개수는 풍력의 에너지를 동력의 에너지로 전환하는데 매우 중요한 요소이다. 블레이드의 개수가 많을수록 유리하나 일정한 수를 넘어가게 되면 blade-to-

blade 사이의 유체유동의 교란으로 인해 에너지 변환효율이 감소하게 된다.

아래 Table 2는 터빈 블레이드 개수를 변화시켜 설계한 5가지 CPT의 모델 제원을 보여준다.

Table 2 Specification of the model CPT blade number

Model	No. of Turbine Blade	Mesh Number	Blade angle	B-to-B angle
Case 1	8ea	51,700 ~ 52,000	$\alpha=82$ $\beta=40$	45.0'
Case 2	12ea			30.0'
Case 3	16ea			22.5'
Case 4	20ea			18.0'
Case 5	24ea			15.0'

* Turbine Area = 0.04m² / Length = 0.04m

Fig. 3에서는 터빈 블레이드를 장착한 CPT 터빈의 수치해석 격자와 해석을 위한 경계 조건을 보여준다. 격자 역시 하이브리드 타입으로 Quad Mesh가 들어가기 어려운 부분은 Tri Mesh로 처리하여 전산수치 계산 하였으며, Blade-angle은 터빈 과 그 다음 터빈 사이의 각을 말한다.

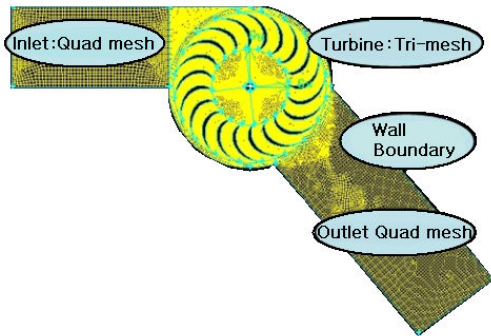


Fig. 3 Numerical grid of the model CPT and its boundary condition

2.2 유동장 해석을 위한 수치해석 기법

본 해석연구를 위해 검사체적 내의 2차원 비압축성 유동장 해석을 위해 Navier- Stokes 방정식을 풀었으며 해석 결과의 수렴성 판단을 위해 각 변수들의 계산 잉여율은 (Residual Fraction)은 10⁻⁴ 이하가 될 때까지 반복 계산하였다. 지배

방정식 풀이를 위해 유한체적법(FVM)의 SIMPLEC 방법을 채택하였다. 범용 수치해석 프로그램인 Fluent ver 6.2.16^[1]을 사용하였으며, 3차원 격자생성을 위해 Gambit^[1]을 사용하였다. 관련 지배 방정식은 아래와 식^{[1][2]}과 같다. Fluent매뉴얼 지배방정식에서 관련 상수 및 식을 정리하였다.

1) Continuity equation

$$\left(\frac{\partial V_i}{\partial x_i} \right) = 0 \quad (1)$$

2) Reynolds averaged Momentum equation

$$\frac{\partial V_i}{\partial t} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 V_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{u_i u_j} \quad (2)$$

3) Realizable k-εModel

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\kappa) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\kappa u_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] \\ &+ G_\kappa - G_\kappa - \rho\epsilon - Y_M + S_\kappa \end{aligned} \quad (3)$$

where

$$\begin{aligned} C_1 &= \max \left[0.43 \times \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{\kappa}{\epsilon} \\ S &= \sqrt{2 \times S_{ij} \times S_{ij}} \end{aligned}$$

4) Turbulent Viscous Ratio

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}, \quad C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{\kappa U^*}{\epsilon}} \quad (4)$$

where

$$\begin{aligned} U^* &= \sqrt{S_{ij} \times S_{ij} + \widetilde{\Omega}_{ij} \times \widetilde{\Omega}_{ij}} \\ \widetilde{\Omega}_{ij} &= \Omega_{ij} - 2\epsilon_{ijk} \omega_k, \quad \Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \epsilon_{ijk} \omega_k \end{aligned}$$

$$A_0 = 4.04, \quad A_s = \sqrt{6} \cos \phi \quad (5)$$

where

$$\begin{aligned} \phi &= \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6} W), \quad W = \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{S^3} \\ \widetilde{S} &= \sqrt{S_{ij} S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \end{aligned}$$

위의 계산과정에서 사용된 상수^[1]들은 다음과 같다.

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_2 = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.2$$

2.3 전산수치해석을 위한 경계조건

1) 입구 경계면에서 유입 속도는 균질하게 들어온다고 가정하며, 난류강도는 5%로 가정하였고, 난류운동에너지(k) 및 소멸율(ϵ)은 다음과 같다.

$$k = \frac{3}{2} T_u^2 u^2, \quad \epsilon = \frac{c_\mu k^3}{L_{inlet}}$$

2) 출구 경계면은 압력경계조건을 지정하였다.

3) 벽경계면에서 경계조건은 Wall Function을 적용하였으며 난류운동에너지와 소멸율의 경계조건으로 처리하였다.

3. 해석결과 및 검토

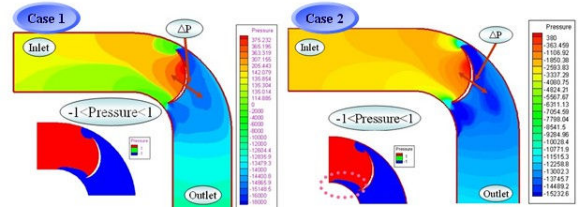
3.1 터빈 블레이드 입출구 각도의 영향

CPT turbine의 작동조건으로 유입 풍속을 20m/s, 터빈 회전수를 2000rpm로 고정한 상태에서 터빈 블레이드의 입출구 각도를 변화시켜가며 터빈 블레이드의 정압측(pressure side)과 배압측(suction side)의 압력차(ΔP)를 분석하였으며 최대 압력차가 발생하는 impeller의 각도를 본 연구의 터빈 블레이드의 최적 각도로 결정하였다.

1) 터빈 입출 각도 ($\alpha=82^\circ, \beta=10^\circ$; Case 1)

Fig. 4에서 알 수 있듯이 블레이드 출구 각도가 ($\beta=10^\circ$)인 터빈 블레이드의 경우 블레이드 전 후면에서의 평균 정압 차이가 $-7,916\text{Pa}$ 로 산출되었다. 출구각 10도의 경우 부압이 블레이드 앞까지 많이 형성되어 있는 것을 볼 수 있다.

Fig. 4 Static pressure distribution in the flow field at $\alpha=82^\circ, \beta=10^\circ$ (Case 1) and $\alpha=82^\circ, \beta=20^\circ$ (Case 2)



2) 터빈 입출 각도 ($\alpha=82^\circ, \beta=20^\circ$; Case 2)

Fig.4 터빈의 입구각 82도, 출구각 20도인 경우 터빈 후면의 평균 정압차는 $-8,002\text{Pa}$ 로 산출되었으며, 모델 Case 1 보다 터빈 정압차가 작게 형성되었다. 이는 양단간에 형성되는 ΔP_{ratio} 역시 Case 1에 비해 더 낮게 형성되는 것을 볼 수 있다.

3) 터빈 입출 각도 ($\alpha=82^\circ, \beta=30^\circ$; Case 3)

Fig. 5에서 볼 수 있듯이 Case 3은 Case 1, 2 보다 정압차 및 압력계수 역시 낮게 나왔다. 평균 정압차이는 -78730Pa 로 산출되었다.

4) 터빈 입출 각도 ($\alpha=82^\circ, \beta=40^\circ$; Case 4)

Fig. 5에서 알 수 있듯이 Case 4에서 평균 정압차의 값이 $-7,753\text{Pa}$ 가 산출되었으며 이는 Case 1과 유사한 하며 Case 2,3 보다는 평균 정압차 및 압력계수 모두 높은 값이 산출되었다.

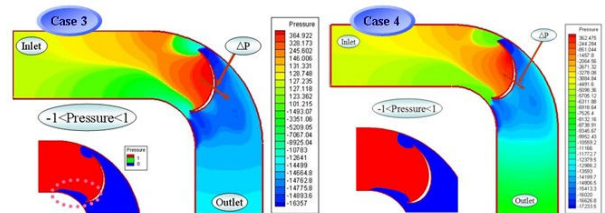


Fig. 5 Static pressure distribution in the flow field at $\alpha=82^\circ, \beta=30^\circ$ (Case 3) and $\alpha=82^\circ, \beta=40^\circ$ (Case 4)

3.2 터빈 블레이드 개수의 영향

동력 터빈(CPT)의 작동 조건하에서 최적 블레이드의 개수를 결정하는 것은 CPT장치의 에너지 변환 효율을 극대화 하는데 매우 중요한 설계요소이다. 블레이드의 개수가 너무 적을 경우 터빈의 에너지 변환효율이 낮아지게 되며, 또한 과도하게 많은 터빈의 블레이드 개수가 적용될 경우 터빈 블레이드 사이의 유동에너지 손실로 인해 터빈의 효율이 저하된다. 본 개발 장치의 최적 블레이드 개수 결정을 위해 선행 결정된 $(Hub/Tip)_R=0.5$ 형상에서 터빈 블레이드의 개수의 영향에 관한 수치계산을 실시하였다. 블레이드

의 개수는 Table 2에 주어진 것과 같이 총 5가지 모델로 터빈 블레이드 개수를 변화시키며 CPT 성능 변화를 예측하였다. 터빈의 작동조건은 유입공기의 속도를 20m/s, 터빈 회전수는 2,000rpm으로 고정하였다.

1) 터빈 블레이드 8개 인 경우(Case 1)

아래 Fig. 6은 블레이드 개수가 8개인 경우 유동장 내에서의 정압분포 및 속도 분포를 보여준다. 터빈 입출구의 평균 압력차는 94Pa로 산출되었으며, 이때 압력계수는 8.35로 계산 되었다.

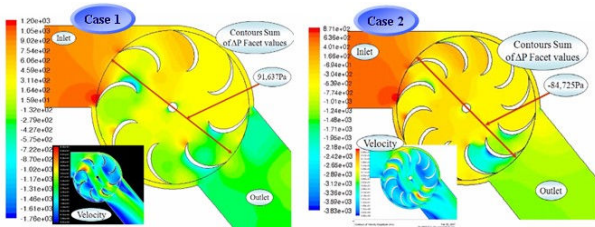


Fig. 6 Pressure and velocity distribution at the model CPT with 8 and 12 turbine blades.

2) 터빈 블레이드 12개 인 경우 (Case 2)

Fig. 6 터빈블레이드의 개수를 12개로 하였을 경우 터빈의 입/출구 양단에 걸리는 평균 정압 차이는 -580.3Pa로 Case1보다 더 낮은 값이 산출되었다. 유로 중심에서의 유속은 Case1보다는 Case 2가 더 높게 나타났다.

3) 터빈 블레이드 16개 인 경우 (Case 3)

Fig. 7 터빈 블레이드의 개수를 16개로 설계한 경우 터빈 입출구의 평균 정압차는 -644.1Pa로 산출되었다. 이는 Case 1, Case 2 보다 더 낮은 압력 차이를 보였다.

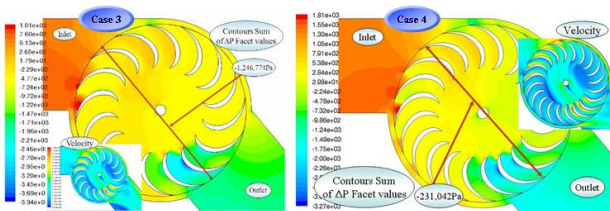


Fig. 7 Pressure and velocity distribution at the model CPT with 16 and 20 turbine blades.

4) 터빈 블레이드 20인 경우 (Case 4)

Fig. 7 터빈 블레이드의 개수를 20개로 설계한 경우 터빈 입출구의 평균 정압차는 -95.5Pa로 산출되었다.

5) 터빈 블레이드 24인 경우 (Case 5)

Fig. 8 터빈 블레이드의 개수를 24개로 설계한 경우 터빈 입출구의 평균 정압차는 639.9Pa로 산출되었다. 이는 지금까지 터빈의 블레이드 개수를 24개로 한 경우가 가장 큰 정압의 차를 보였으며 이 경우가 가장 큰 터빈의 회전일을 생성할 것으로 판단한다.

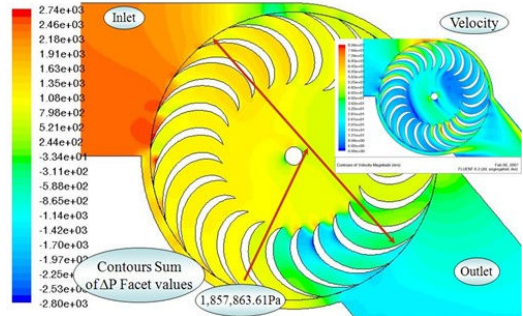


Fig. 8 Pressure and velocity distribution at the model CPT with 24 turbine blades.

아래 Fig. 9는 터빈 블레이드의 개수 변화에 따른 터빈 입출 구에서의 평균 정압변화(N)를 나타내는 선도이다.

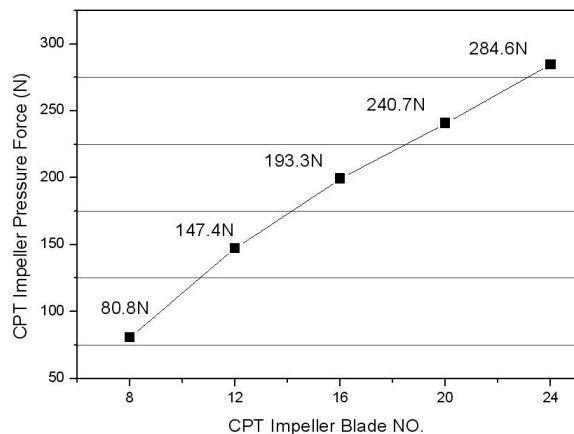


Fig. 9 Variation of averaged static pressure force difference between inlet and outlet of the model CPT with the change of no. of impeller blade

3.3 터빈 설계 모델 별 출력성능 비교평가

터빈에서 생산되는 토크는 터빈 블레이드의 suction-side와 pressure-side 양단에 걸리는 정압 차이로 산출된 것이며, 이를 바탕으로 발생되는 지시출력은 터빈 동력전달계의 기계적 손실을 30% 적용하여 계산한 값이다.

Fig. 10에서 보는 것과 같이 터빈 블레이드의 개수를 24개 장착한 Case 5의 CPT 경우가 지시 토크 284.6N.m, 지시출력 2.14kW을 생산하는 것으로 산출되었으며, 5개의 모델 중 최고의 모델 CPT로 판단된다.

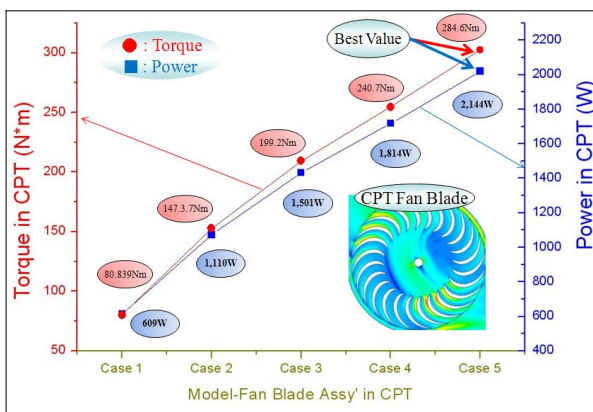


Fig. 10 Comparison of indicated torque and power of the model CPTs

결론

본 연구는 Cross-flow형 풍력발전시스템의 개발 과정에서 시스템에 적용할 횡류형 풍력터빈(CPT)의 최적화 설계를 위한 해석연구의 내용이다. 연구의 주요 설계인자로는 터빈블레이드의 입출구 각도, 블레이드 개수이며 이러한 설계 값의 변화가 풍력터빈의 출력성능에 미치는 영향을 예측하기 위해 수치해석 연구를 진행하였다. 본 연구를 통해 주어진 작동조건에서 모델 터빈의 입출구 각도는 $\alpha=82^\circ$, $\beta=40^\circ$ 로 결정하였으며, 터빈 블레이드의 개수는 24개인 경우가 가장 우수한 터빈 출력을 얻을 수 있었다. 이와 같은 설계인자를 이용하여 현재 진행 중인 모델풍력발전시스템을 제작한다면 작동회전수 2,000rpm 부근에서 약 2.1kW 정도의 전기 동력원을 생산할 수 있을 것으로 예상된다. 차후 유사한 Cross-flow형 풍력발전 시스템을 제작 시 본 연구의 해석 자료가 매우 유용한 자료로 활용 될 수 있을 것이다.

후기

이 논문은 국립서울산업대학교 산학협력중심대학 사업단의 연구비 지원에 의하여 연구 되었으며 지원해 주신 것에 대해 깊이 감사드립니다.

참고 문헌

- (1) Fluent (Ver. 6.2.16) User Manual.
- (2) S-Y, Han, J-S Maeng, 2003, "Shape Optimization of Cut-off in a Multi-blade fan/scroll system using neural network" , Trans. <http://www.elsevier.com/ijhmt>
- (3) J.S Maeng J.Y. Yoon T.B ahn, J.E. Yoon, D.J Han, An experimental study for flow characteristics inside the rotor of a multi-blade/fan/scroll system, Trans. KSME Ser. B 23(5) (1999)
- (4) Koo,H.M, Choi W.S , 1998, "An Experiment Study on the Crossflow Fan in Airconditioning Device; Study on influence of some basic design parameters", KSME 98S226
- (5) Kim, J.W and Chung Y.Y, 1999, "Experimental Work on flows by Cross Flow by Cross-flow Fan", SAP다 99-W-098 (in korean)
- (6) J.E. Comb, Maire , 1994 , Numerical modeling of the flow in a Crossflow Fan, FED-VOL, 195 , FLUID Machine교, ASME