

전산유체역학을 활용한 가전 제품용 원심팬 블레이드의 단계별 형상 최적화

김 종 수,^{1,3} 강 태 곤^{*2}

¹한국항공대학교 대학원 항공우주 및 기계공학과

²한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부

³LG전자 CTO부문 L&A 연구센터 Fan & Flow파트

MULTI STAGE SHAPE OPTIMIZATION OF CENTRIFUGAL FAN FOR HOME APPLIANCE USING CFD

J.S. Kim^{1,3} and T.G. Kang^{*2}

¹Department of Aerospace Mechanical Engineering, Graduate school, Korea Aerospace University

²School of Aerospace Mechanical Engineering, Korea Aerospace University

³Fan & Flow Part, L&A Research Center, CTO, LG Electronics

We conducted a multi-stage optimization to secure the desired performance of a centrifugal fan for home appliance in an early stage of product development. In optimization, the static pressure at the outlet of the fan is chosen as an objective function that is to be maximized, providing the required flow rate at the operating point of the fan. The optimization procedure begins with parameters for an initial baseline fan design. The baseline design is optimized by using a commercial optimization package. Accordingly, the corresponding blade models with a set of geometrical parameters are generated. Flow through a fan is simulated by solving the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. A multi-stage optimization scheme is employed to determine the family of optimum values for the parameters, leading to the pressure increase at the outlet of the fan. To validate the numerically obtained optimal design parameters, we fabricated the three types of fans using rapid prototyping and assessed the performance using a fan tester. Experimental results show that the design parameters at each stage satisfy the goal of optimization. The multi-stage optimization process turned out to be a useful tool in the development of a centrifugal fan.

Key Words : 팬 블레이드(Fan Blade), 전산유체역학(CFD), 형상 최적화(Shape Optimization),
다단계 최적화(Multi Stage Optimization)

1. 서 론

유체기계(Fluid machinery) 제품의 소형화에 따라 사용되는 회전기계 부품의 설치공간이 축소되고 그에 따른 성능감소를 보상하기 위한 팬을 개발할 필요성이 대두되고 있다. 유동의 형태에 따라 다양한 형태의 팬이 존재하며 소형가전분야에서는 원심팬(centrifugal fan)이 널리 사용되고 있다. 축소된 공간

과 작동과위가 제한된 상황에서 성능이 기존제품과 동등하거나 더 우수한 제품을 얻을 수 있도록 연구가 진행되어야 한다. 또한 가공성과 양산성을 고려한 설계인자에 대해 성능 최대화를 달성하는 것에 한계가 있다는 문제가 있다. 이와 더불어 에너지효율 측면에서 소비전력을 최소화해야하는 추가적인 목표도 이루어져야 한다. 이 때 양산성을 고려한 설계인자 선정 및 제품의 소비전력 최소화와 같은 제한 조건 하에서 효율적으로 목표성능을 달성하기 위해 CFD를 통한 팬 성능 예측과 최적화(optimization) 기법을 활용한 연구를 진행할 필요가 있다. 또한 수치계산으로 제시된 결과에 대해 실험검증도 실시하여 결과의 타당성을 확인할 필요도 있다.

CFD를 활용한 팬과 관련된 연구를 살펴보면, Lee and

Received: June 8, 2016, Revised: September 12, 2016,

Accepted: September 12, 2016.

* Corresponding author, E-mail: tgkang@kau.ac.kr

DOI <http://dx.doi.org/10.6112/kscfe.2016.21.3.039>

© KSCFE 2016

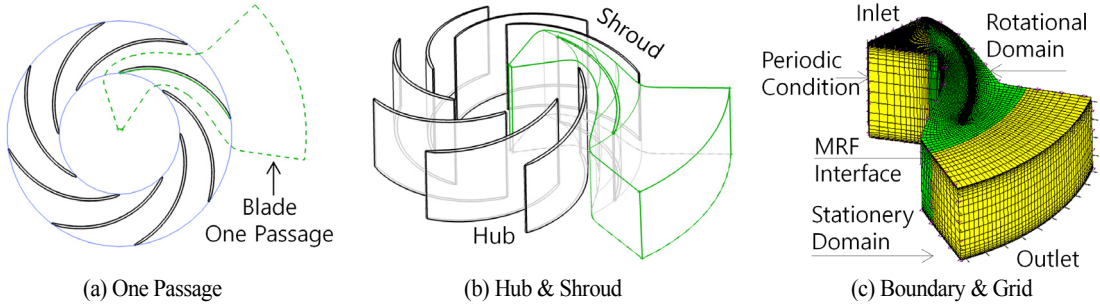


Fig. 1 Computational domain

Kim[1]은 팬 블레이드(fan blade)에서 팁 간격(tip clearance)에 관한 연구를 통해 팬 성능향상을 연구하였고, 유전자 알고리즘(genetic algorithm)을 활용한 2D 블레이드 형상에 대한 파워(power) 최적화를 수행하였다[2]. Younsi et al.[3]은 원심팬의 형상에 대해 실험과 CFD 결과를 비교하는 연구를 수행하였다. Karanth and Sharma[4]는 임펠러와 디퓨저의 상호작용에 관한 CFD해석과 실험으로 최적 원주갑을 제안하였고 Son. et al.[5]은 원심팬의 볼루트(volute)와 벨마우스(bell mouth)의 영향에 관한 CFD 계산을 수행하였다. Li et al.[6]은 원심팬의 크기 향상에 대해 풍량, 전압상승, 동력에 더해 소음에 대해 수치해석을 수행하였다.

일반적인 팬 블레이드에 대한 유동해석은 상용 CFD 소프트웨어를 사용하여 날개의 형상을 바꾸어가며 반복 계산을 수행하는 것이 대부분이다. 하지만 이러한 방법으로는 달성할 수 있는 성능의 한계가 있다. 따라서 이를 극복하기 위해 팬 설계에서 최적화 기법을 도입한 연구가 진행되고 있다. Pyun et al.[7]은 반응표면기법을 사용하여 원심 펌프 임펠러의 최적설계와 볼루트 설계에 관한 연구를 수행하였고, Lee et al.[8]은 실험계획법과 크리깅 모델을 활용하여 터보팬에 대한 최적화 연구를 수행하였다. Kwon et al.[9]은 프로펠러나 헬리콥터 로터와 같은 회전체의 공력 최적 설계를 위한 다단 최적설계 프레임워크를 제안하였다.

이와 같이 CFD 만을 사용한 연구를 통하여 효율적인 팬을 설계하는 것은 한계가 있으며, 성능 최대화를 위한 최적화 기법이 접목된 CFD 연구는 상대적으로 부족한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 CFD와 최적화를 적용하여 팬의 설계변수 군들을 가공성 또는 양산성을 고려하여 분류하고, 이들 변수에 대한 단계적 최적화를 수행하였다.

2. 유동해석 문제정의 및 모델링

2.1 팬 블레이드 유동 문제정의

식 (1)과 (2)는 팬-블레이드 시스템에서 유동문제를 풀기위

한 정상상태 비압축성 뉴턴유체에 대한 질량보존식과 운동량 보존식이다. U_j 는 유체의 평균속도 성분이며, $\overline{u_i}$ 는 평균화된 섭동(Fluctuation)성분이다. p 는 압력, ρ 는 밀도, τ_{ij} 는 스트레스 텐서(tensor)이다. 고속으로 회전하는 블레이드(balder)에 의해 발생하는 난류흐름(turbulent flows)을 모사하기 위해 평균화된 레이놀즈 내비어-스톡스 방정식(Reynolds-averaged Navier-Stokes equations)을 고려하였으며 2-equation $k-\omega$ 계열의 SST (Shear Stress Transform)모델[9]을 사용하였다. 경계조건으로써 팬 작동점의 회전수인 9,000 rpm과 작동점의 출구풍량 조건인 $0.25 \text{ m}^3/\text{min}$, 입구압력인 $p_{total} = \text{상대압력(relative pressure)} = 0$ (대기압)을 적용하였다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(U_j) = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j}(U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} - \overline{\rho u_i u_j}) \quad (2)$$

해석 모델의 날개 형상을 표현하기 위해 Blade Gen[10]을 사용하였으며 생성된 형상에 대한 격자(grid)의 생성은 Turbo Grid[10]를 활용하였다. 블레이드 형상최적화를 고려하여 CFD 계산 시간을 절약하기 위한 모델링을 수행하였다. Fig. 1(a)와 같이 블레이드 하나의 통로(passage)를 고려한 모델링을 구성하여 Fig. 1(b)와 같이 허브(hub) 쉬라우드(shroud)를 구분하였다. Fig. 1(c)의 정렬계산격자에서 보인바와 같이 주기조건(Periodic Condition)을 포함한 정상상태 회전유동을 모사하기 위해 MRF(Multiple reference frame)기법을 적용하였으며 솔버는 ANSYS CFX[10]를 활용하였다. 적절한 격자 수를 결정하기 위해 격자의 수를 변화시키면서 해석을 진행하였다. Fig. 2는 격자수의 변화에 따른 팬 토출구의 압력을 보여준다. 노드 수 15만개 전후에서 주요성능인 팬 토출구의 압력이 안정적인 값에 도달하였으므로 앞으로 소개될 최적화에서는 계산시간과 수렴시간을 고려하여 15만개의 격자를 사용하였다.

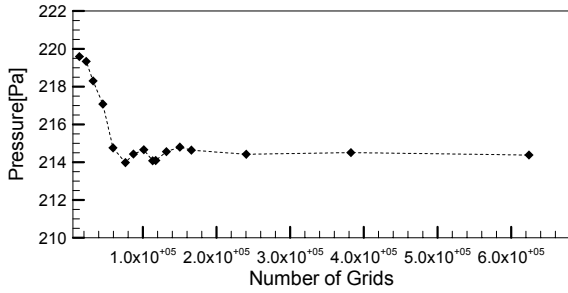


Fig. 2 Convergence of the pressure with grid refinement

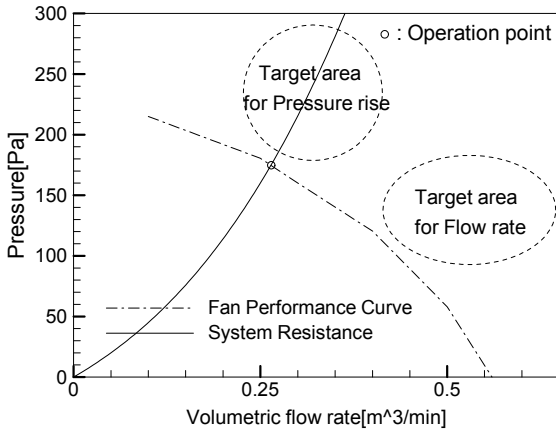


Fig. 3 System resistance & fan performance

2.2 팬 블레이드 효율 정의

기계장치를 통과하는 유체의 대표적인 유동의 형태에 따라 유체기계는 축류형, 반경류형, 원심형 그리고 사류형으로 분류된다[11]. 본 연구에 사용된 팬은 축방향의 유선을 원주방향으로 발달시키는 원심형 팬으로써 초기형상에 대한 압력과 풍량의 기본적인 특징은 Fig. 3와 같다. 성능곡선과 저항곡선이 교차되는 지점이 시스템의 작동점이 되며 시스템 최적화는 성능곡선의 향상과 저항곡선의 개선으로 이루어진다. 식 (3)은 팬 블레이드의 공력효율(fan blade aerodynamic efficiency)을 나타낸다. 유체의 에너지인 수동력(fluid power)은 팬 테스트 챔버 내 측정된 압력과 풍량에 의해 결정되고, 축동력(shaft power)은 축의 토크와 회전수에 의해 정해진다.

$$\eta_{blade} = \frac{\text{Fluid Power}}{\text{Shaft Power}} = \frac{P_s Q}{T_a N} \tag{3}$$

$$T_a = T_{total} - T_{mass} \tag{4}$$

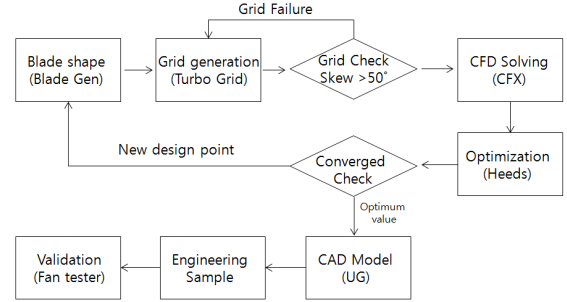


Fig. 4 Process of optimization

여기서 토크는 식 (4)와 같이 팬에 가해지는 전체 토크 T_{total} 중 팬의 질량에 의한 토크 T_{mass} 의 영향을 배제한 CFD로 계산된 공력에 의한 토크 T_a 만 고려되었다. 따라서 CFD경계조건 중 입력변수인 회전수 $N(9,000 \text{ rpm})$ 과 풍량 $Q(0.25 \text{ m}^3/\text{min})$ 는 상수로 두고 공력에 의한 토크(torque by aerodynamic force) T_a 와 블레이드 출구의 정압(static Pressure) P_s 를 변수로 공력효율을 계산하였다.

3. 최적화 문제정의 및 모델링

3.1 최적화 문제 정의

본 연구의 최적화는 식 (5)와 같이 팬 토출구 정압 P_s 가 목적함수이며 이를 최대화하기 위한 설계변수 벡터 \vec{X} 를 찾는 것인데 이때 제약조건은 축소된 팬 형상과 성능에 제한을 두어 최적화 문제를 정식화하였다.

$$\text{Find } \vec{X} = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T : \text{설계변수벡터} \tag{5}$$

$$\text{Maximize } P_s(\vec{X}) : \text{정압최대화}$$

$$\text{Subject to } g_i \leq 0 \quad i = 1, 2, \dots, p : \text{등호제약조건}$$

$$l_j = 0 \quad j = 1, 2, \dots, q : \text{부등호제약조건}$$

식 (5)는 n개의 설계변수를 동시에 취급하는 경우의 최적화 표현식이며 g_i 는 부등호제약(inequality constraint)조건, l_j 는 등호제약(equality constraint)조건이다. 팬 토출구 정압을 목적함수로 진행한 이유는 Fig. 3의 고정된 시스템 저항 특성으로 인해 작동점에서의 정압상승이 필요한 고정압 특성의 팬이 필요하기 때문이다. 따라서 팬 출구 정압과 더불어 전압(total pressure), 축동력(shaft power), 수동력(fluid power), 블레이드

공력효율(blade aerodynamic efficiency)을 추가적으로 도출하였다. 초기 값은 기존의 초기 설계 팬을 최초모델로 사용하고 날개의 형상을 설계변수로 설정하여 최적화를 수행하게 되는데, 계산된 목적함수 즉 블레이드 출구의 정압에 대해 민감도를 탐색하고 새로운 설계점을 갱신하여 설계 변경하는 과정을 자동적으로 수행한다. 이런 과정은 Fig. 4와 같이 요약하여 표현 할 수 있는데, Blade Gen을 활용하여 형상을 정의하고, Turbo Grid로 격자를 생성한 후 CFD계산을 수행하고 되고 계산 결과로부터 최적화 민감도를 탐색하여 최종 수렴 이후 CAD모델링을 통해 샘플 제작 후 이를 시험 검증하는 과정을 도시하였다.

3.2 단계별 최적화

본 연구에서는 다수의 설계변수를 정의하여 이를 특성별로 분류하여 단계적으로 최적화하는 단계별 최적화(multi stage optimization) 연구를 진행하였는데 Han. et al.[12]에 의해 구조응력 최적화에 유사하게 적용한 바가 있다. 본 연구에서는 블레이드 형상 설계변수에 대해 식 (6)은 압출가공이 가능한 설계변수 군이며 식 (7)은 성형가공을 고려한 에어포일 형태의 블레이드를 생성하기 위한 변수이고, 식 (8)은 블레이드 사이에 스플리터(splitter)를 생성하기 위한 변수이다.

$$\vec{X}_{2d\ blade\ Aluminum} = [x_1, x_2, \dots, x_l]^T \quad (6)$$

$$\vec{X}_{2d\ blade\ Plastic} = [x_l, x_{l+1}, \dots, x_m]^T \quad (7)$$

$$\vec{X}_{2d\ blade\ Splitter} = [x_m, x_{m+1}, \dots, x_n]^T \quad (8)$$

분류된 설계변수에 대해 식 (9)-(11)과 같이 순차적으로 변수에 대한 최적해를 찾는 과정을 수행하였다. 하첨자 \vec{X}_k 가 단계별 최적화 설계변수 벡터를 나타내며 최적해를 찾기 위해 상용최적화 소프트웨어인 HEEDS에 포함되어 있는 Sherpa 알고리즘[13]을 이용하여 전역 최적값(global optimum value)을 탐색하는 연구를 수행하였다.

$$Find \vec{X}_k = [x_1, x_2, \dots, x_l]^T, k=1 \quad (9)$$

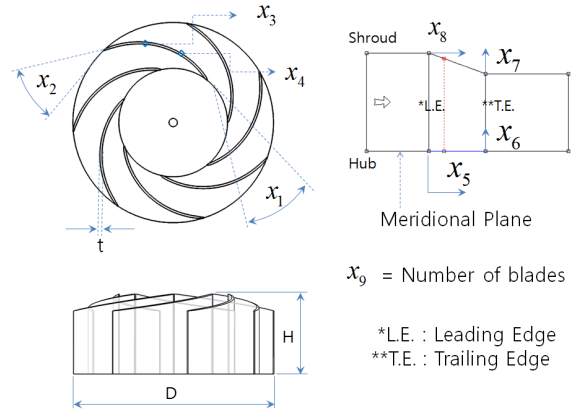
$$Maximizes Ps(\vec{X}_k)$$

$$Subject\ to\ \eta_k \geq \eta_{initial}, T_a \leq T_{ref}, l_j = 0\ j = 1, 2, \dots, q$$

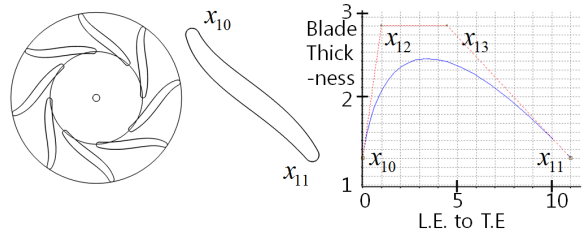
$$Find \vec{X}_k = [x_1^*, \dots, x_l^*, x_{l+1}, \dots, x_m]^T, k=2 \quad (10)$$

$$Maximizes Ps(\vec{X}_k)$$

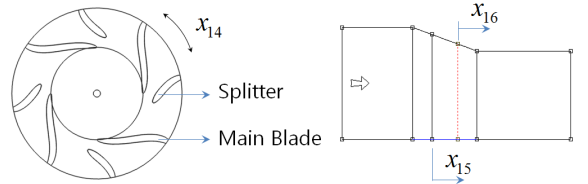
$$Subject\ to\ \eta_k \geq \eta_{k-1}, T_a \leq T_{ref}, l_j = 0\ j = 1, 2, \dots, q$$



(a) Design variables of stage 1



(b) Design variables of stage 2



(c) Design variables of stage 3

Fig. 5 Definition of design variables at each stage

$$Find \vec{X}_k = [x_1^{**}, \dots, x_l^{**}, x_{l+1}^{**}, \dots, x_m^{**}, x_{m+1}, \dots, x_n]^T, k=3 \quad (11)$$

$$Maximizes Ps(\vec{X}_k)$$

$$Subject\ to\ \eta_k \geq \eta_{k-2}, T_a \leq T_{ref}, l_j = 0\ j = 1, 2, \dots, q$$

설계변수 특성 별 상세그룹과 인자는 Fig 5에 표시한 것과 같이 첫 번째 그룹은 팬 블레이드를 가공시 축방향 파팅 라인을 기준으로한 압출 또는 프레스 성형이 가능한 형상을 고려하여 2차원 팬에 대한 변수를 마련하였고, 두 번째 그룹은 플라스틱 성형 최소 두께 팬 적용을 위한 에어포일 형상 최적화를 진행하였으며, 마지막 세 번째로는 신규 아이디어 제안으로써 블레이드 통로 사이의 스플리터(splitter) 형상을 생성하기 위한 변수를 적용하였다. 이렇게 각각 단계를 나누어 진행한 이유는 연구초기단계에서 양산비용 및 제조공정을

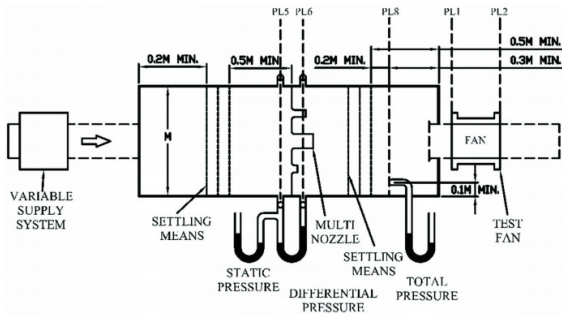


Fig. 6 Fan tester for experimental validation[14]

고려한 후보군을 도출하기 위함이다. 그와 더불어 설계변수를 적절히 분배하여 최적해의 수렴성을 향상시키기 위함이기도 하다.

각 단계별 공통 제약조건은 팬의 외곽 크기와 관련된 제약 조건으로써 팬의 외곽직경($D = 48 \text{ mm}$)과 높이($H = 20 \text{ mm}$)를 공통적으로 제약하였고 팬의 축동력에 영향을 주는 토크 (torque) 값을 부등호 제약조건 $T_a \leq T_{ref} = 2.5 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}$ 로 제한하여 기준이 되는 초기 값 대비 효율이 감소하지 않는 조건으로 적용함으로써 축동력에 제약을 두었다. 날개의 개수도 각 단계별 공통적으로 6개 ~ 11개의 범위로 제약을 두었다. 이렇게 블레이드 개수를 제한한 이유는 대상제품에 적용될 다른 회전기계도 본 연구와 동시에 진행되었으므로 주변 다른 회전기계와의 간섭을 최소화하기 위함이다. 이러한 간섭으로 인해 날개 수에 의해 결정되는 블레이드 톤 소음이 발생하는데, 간섭회피를 적용하기 위해 적절한 날개수의 제약은 필수적이다. 또한 블레이드 수가 필요이상으로 증가하게 되면 토크도 증가하기 때문에 제한 개수 이상의 블레이드 수에서는 팬 효율 저하가 발생한다.

한편, 본 연구에서는 자오면(meridional plane)이 공간상에서 3차원으로 변하는 형상의 블레이드에 대해서는 가공비용과 양산성을 고려하여 설계형상에서 제외하였다. 최종적으로는 최적화를 통해 형성된 팬 블레이드의 형상에 대해 캐드 (Computer Aided Design)모델링을 완성하여 샘플가공을 하였고, 가공된 샘플에 대해 팬테스터를 활용하여 성능이 초기 팬에 비해 개선되었음을 검증해 보았다.

4. 실험장치의 구성

수치해석을 통해 얻은 최적해를 Fig. 6에 도시된 시험장치를 사용하여 검증하였다. ANSI/AHSRAE(2007) Standard 51-07 표준 팬테스터 입구챔버 셋업을 활용하여 시험을 실시하였다 [14]. 팬테스터를 활용하여 최적화 결과로 도출된 블레이드

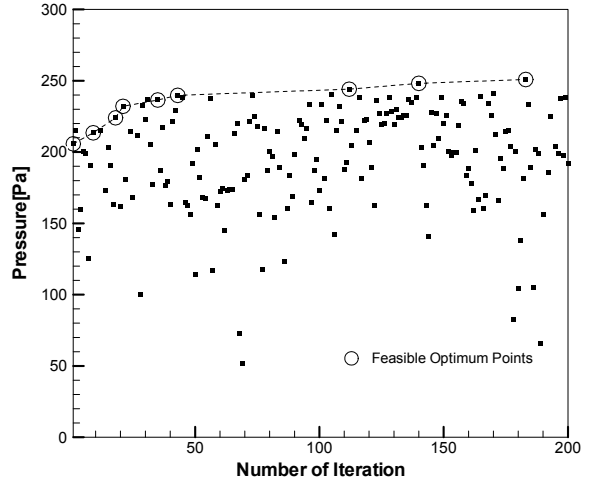


Fig. 7 The objective function (pressure) as a function of the number of iteration. Here, a circle denotes a feasible optimum point at the end of a specific iteration

형상에 대한 샘플을 가공한 후 팬의 정압과 풍량을 측정하는 실험을 실시하게 된다.

5 최적화 결과 및 실험비교

비용과 일정이 제한된 상황에서 최적화를 수행하기 위해 수렴을 위한 반복계산 횟수는 200회로 제한하였다. Table 1에 초기조건과 각 단계별 최적화 결과로 도출된 목적함수들과 기타 결과를 요약하여 나타내었다. 각 단계별 최적화 결과에 대한 상세한 분석은 다음 절에서 기술하고자 한다.

5.1 1단계 최적화 결과

첫 번째 단계의 최적화는 2차원 팬의 형상 변화범위에서 최적화를 진행하는 것이다. 이 단계에서는 특히 팬의 두께(t)를 제한하여 압출가공이 가능한 값을 부여하였다. Fig. 7에 최적화 1단계의 탐색 결과를 도시하였다. 매 스텝 최적해 탐색 과정 중 목적함수인 정압의 변화를 보여주고 있으며, 9개의 가용 최적해(feasible optimum points)가 도출되었음을 보여준다.

Fig. 8(a)에 초기모델과 1단계의 최적화 결과로 도출된 형상과 목적함수인 압력을 표시하였다. 선정된 날개형상을 살펴 보면 팬 출구 설계변수인 x_2 , 즉 출구 베타각(Beta angle)이 커짐에 따라 날개 뒷전(Trailing edge)으로부터 압력상승이 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이 때 압력은 초기값인 246.95 Pa에서 298.08 Pa로 변하여 초기값 대비 20.7%의 상승을 보이고 있다. 이는 앞으로 소개할 전체 단계를 모두 고려했을 때

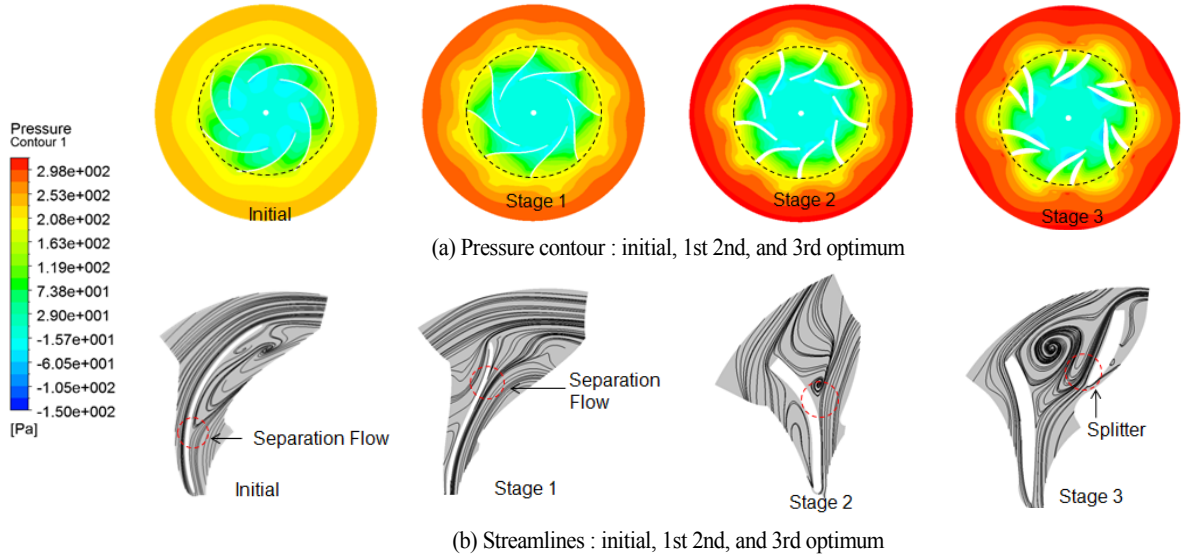


Fig. 8 Pressure and streamlines at the initial, 1st, 2nd, 3rd, and optimal conditions

가장 큰 압력증가가 이루어진 결과로서 다른 단계보다 첫 번째 단계의 최적화 결과가 가장 중요함을 확인할 수 있다.

Fig. 8(b)는 날개면을 따라서 흐르는 유동의 유선(streamlines)을 보여준다. 초기 형상의 부압면(negative pressure surface)에서 날개 길이의 약 25% 지점에서 유동박리(flow separation)가 발생한다. 1단계 최적화 모델에서는 초기 모델보다 날개 뒷단에서 박리가 형성되어 블레이드의 항력(drag)을 줄이는 성능증가 현상이라 할 수 있다. 토크는 $1.83 \times 10^{-3} \text{N}\cdot\text{m}$ 에서 $2.11 \times 10^{-3} \text{N}\cdot\text{m}$ 로 증가함을 알 수 있는데, 이는 뒷전 날개 끝단이 회전 방향과 반대로 꺾여 있는 형상으로 인해 공기저항이 다소 상승하였기 때문으로 판단할 수 있다. 도출된 압력과 토크가 고려된 공력효율은 59.55%에서 62.37%로 2.8 포인트 증대된 것을 확인할 수 있다(Table 1 참조).

5.2 2단계 최적화 결과

2단계의 최적화는 플라스틱 성형공정을 통한 제품제작을 고려한 최적화를 진행하였다. 추가적인 팬 성능향상을 검토하

기 위해 1단계의 최적화 형상변수를 초기조건으로 두고 두께를 변수로 추가하여 최적화를 수행하였다. 2단계의 최적화 결과를 Table 1의 세 번째 열에 나타내었다. Fig. 8의 세 번째 열에 2단계의 압력과 유선을 나타내었다. 두께가 고려된 에어포일 형태의 블레이드 성능이 1단계 최적화 결과와 비교하면 더 높은 것으로 평가되었다. 에어포일 형태의 날개는 1단계의 최적화 결과인 얇은 날개와 성능차이를 비교하면 정압상승 298.08 Pa에서 331.87 Pa로써 1단계의 최적화 결과에 비해 상대적으로 적은 폭의 압력상승이 이뤄짐을 확인할 수 있다. 효율은 62.37%에서 62.55%로 거의 동등 수준임을 확인할 수 있는데 이는 압력상승에도 불구하고 토크가 기존 $2.11 \times 10^{-3} \text{N}\cdot\text{m}$ 대비 $2.34 \times 10^{-3} \text{N}\cdot\text{m}$ 로 상승되었기 때문이다. 1단계에서 최적화 형상의 블레이드의 기본 형태를 초기조건으로 2단계의 에어포일 형태로 최적화된 결과의 차이가 작지만 성형가공을 통한 플라스틱 팬 적용시 가공성과 양산성이 향상되므로 전체 비용적인 측면에 추가적인 효과를 가질 수 있기 때문에 의미 있는 결과로 판단할 수 있다.

Table 1 Summary of optimum results at each stage

		Initial Model	Stage 1	Stage 2	Stage 3
Constraints	Flowrate[m ³ /min]	0.25	0.25	0.25	0.25
	Ta[N·m]	1.83×10^{-3}	2.11×10^{-3}	2.34×10^{-3}	2.31×10^{-3}
	Shaft Power[W]	1.73	1.99	2.21	1.98
Output Variables	Total P. [Pa]	294.43	370.75	415.68	385.99
	Static P. [Pa]	246.95	298.08	331.87	333.19
	Fluid Power[W]	1.03	1.24	1.38	1.38
	Efficiency[%]	59.55	62.37	62.55	63.74

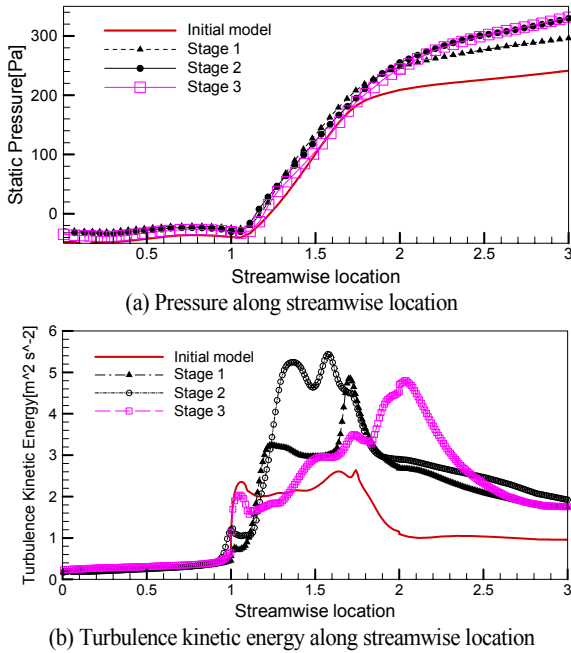


Fig. 9 Evolution of the pressure and the turbulence kinetic along streamwise location

5.3 3단계 최적화 결과

Fig. 8(a)의 네 번째 그림과 같이 3단계의 최적화 결과를 압력 값으로 도시하였고, Table 1의 세 번째 컬럼에 수치를 나타내었다. 압력은 331.87 Pa에서 333.19 Pa로 2단계와 거의 동등수준으로 최적화 되었다. 이전 2단계의 최적화 형상을 살펴보면 에어포일 형태의 블레이드인 경우 유로가 상대적으로 협소해짐으로 인해 통로가 형성되는 앞전의 두께에 큰 영향을 받는 것으로 판단된다. 따라서 3단계에서는 쉬라우드에서 진입하는 원활한 유동흐름을 위해 블레이드 앞전 부분에서의 유로단면적을 확보하고, 공정에 필요한 날개 두께를 확보하기 위해 원심압축기 등에서 사용하고 있는 스플리터와 같은 형상을 도입하여 메인 블레이드와 스플리터의 형상 생성을 고려한 최적화가 시도되었다. 스플리터의 형성으로 압력향상은 이전단계에 비해 작은 양이 증가되어 유사한 수준으로 유지되는 수준임을 확인할 수 있다. 그러나 소요토크가 $2.34 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}$ 에서 $2.31 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}$ 수준으로 감소하여 공력효율은 전단계의 62.55%에서 63.74%로 향상되었다. 압력은 동등수준 이면서 증가된 효율로 볼 때 날개 사이에 스플리터를 추가한 모델도 실제 개선 적용 가능한 결과로 판단 할 수 있다. Fig. 8(b)의 네번째에 3단계의 유선을 살펴보면 메인 블레이드에서 분리된 유선이 스플리터를 따라 다시 흘러감을 알 수 있는데, 이는 스플리터가 없는 2단계의 모델과는 대조적이다.

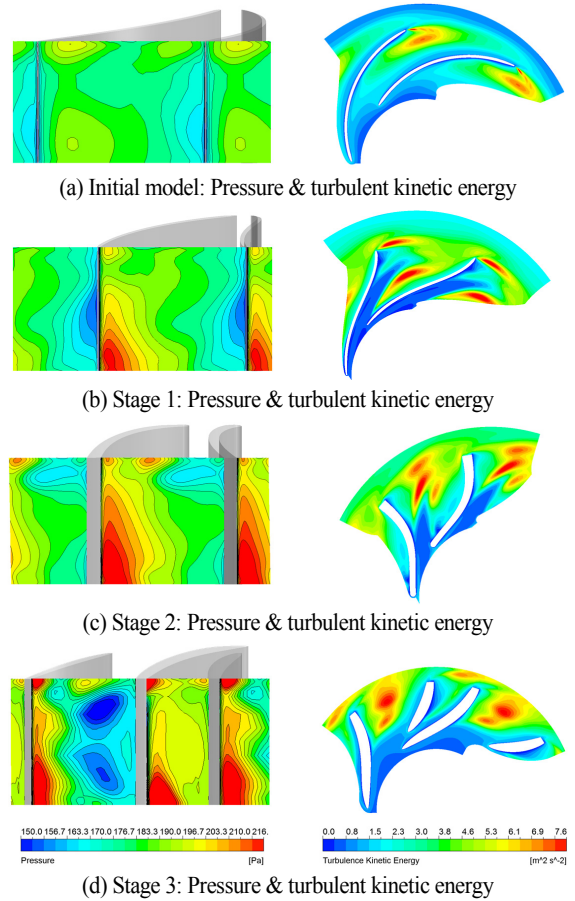


Fig. 10 Evolution of the pressure and the turbulence kinetic energy with the progress of the optimization stage

추가적으로 Fig. 9을 통해 3단계를 포함하여 각 단계별 증가된 압력은 Fig. 9(a)에, 난류운동에너지(Turbulence kinetic energy) 변화는 Fig. 9(b)에 표시하였다. 난류운동에너지 증가가 최적화 결과에 따라 확인되었는데 이는 공력소음(Aeroacoustic noise)수준과 연관이 있으므로 다음절에 언급하도록 하겠다.

5.4 고찰 및 실험 비교

Fig. 10은 각 단계별 날개 끝단부의 원주 방향의 압력(좌측)과 가운데 면(H/2)에서 난류운동에너지(우측)를 나타낸다. 단계별 최적해가 초기모델 대비 출구단의 압력상승 결과를 보이고 있음을 확인할 수 있으며, 특히 블레이드 끝단부의 허브방향에 대체로 높은 압력이 형성됨을 알 수 있다.

도출된 결과를 통해 다른 역효과(side effect)를 예측할 필요성도 있다. 최적해에서 팬 도출구의 난류운동에너지가 증가되

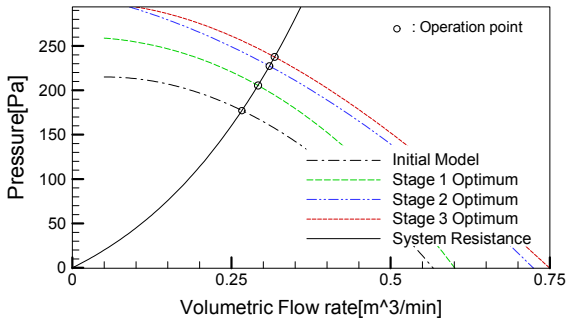


Fig. 11 Comparison of the performance curve with experimental results

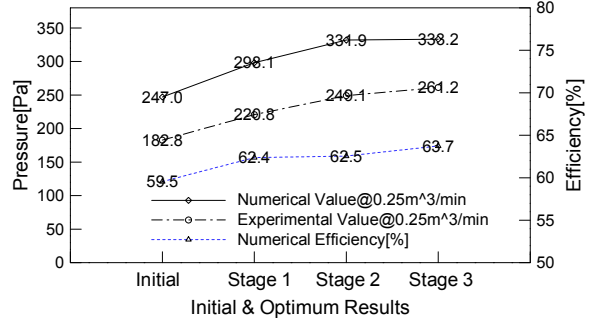


Fig. 12 Final values of the optimum and experimental results (Experimental data are obtained at the pressure with $Q = 0.25 \text{ m}^3/\text{min}$)

어 있음을 확인할 수 있는데, 이는 성능증가에 동반된 역효과로서 난류에 의한 공력소음의 증대가 예상되는 부분이다. 이때 사극자(quadrupole)에 해당하는 난류소음에 의해 음압(sound pressure)이 상승하게 된다[15]. 난류소음은 본 과제의 연구범위를 벗어나는 요인임과 동시에 공력소음이 이슈가 되지 않을 만큼의 소형팬이기 때문에 치명적인 역효과라 할 수는 없다. 하지만 다른 작동영역의 팬 또는 대구경 팬, 초고속 팬을 적용할 경우는 위험요인으로 작용할 수 있다.

Fig. 11은 앞서 언급한 팬 테스트를 통해 얻어진 실험 결과로써 초기 값 대비 최적화 결과의 성능곡선이 향상된 것을 확인할 수 있다. 또한 Fig. 12에는 Fig. 11의 기준 작동점인 $0.25 \text{ m}^3/\text{min}$ 에서 얻은 실험 압력 값을 CFD 최적해의 압력 상승 결과와 비교하였다. 수치 대비 실험치는 각 단계별 22 ~ 26% 차이를 보이는 것을 확인할 수 있는데 수치 최적해의 결과가 실험치 보다 상위에 있는 것을 관찰할 수 있다. 그 이유를 고찰해보면 실제 현상측면에서 CFD 모델에 반영되지 못한 기구물 간극의 누설유동(leakage flow), 작은 척도의 난류효과(effect of small scale turbulent flow), 날개 끝단의 누설와류(tip leakage vortex)에 의한 손실 등으로 실험에서는 더 큰 손실이 발생할 수 있다. 또한 수치모델 측면에서 계산 시 블레이드 하나의 통로(one passage)만 적용되었고 비정상(unsteadiness)성분이 누락된 평균화된 난류모델, 정상상태 가정, 경계조건 등의 상이로 발생한다고 판단할 수 있다.

Fig. 12에서 보인 바와 같이 최적해와 실험은 차이를 보이고 있으나 실험결과에서 개선 경향이 뚜렷이 반영되고 있으므로 최적해의 결과와 실험결과가 현장에 적용 될 수 있는 유의한 결과로 판단한다. 특히 1-2단계의 최적결과가 의미 있는 수치로 판단된다. 3단계의 스플리터의 형상에 대해서는 개선의 폭이 1-2단계에 비해 수치와 시험에서 확인하는 바와 같이 크지 않음을 확인할 수 있다. 그러나 3단계도 초기 팬 대비 성능향상이 이루어지고 있음을 확인할 수 있고 효율 측면에서 우수함을 보이고 있다.

6. 결론

본 연구에서 팬의 성능을 최대한 높이기 위해 인자의 설계 최적화를 통한 정압 상승 최대화를 달성하였고 최적화 결과의 신뢰성을 확보하기 위해 결과에 대해 실험검증을 진행하였다. 각 단계별 결론을 살펴보면 다음과 같다.

- 1단계의 결과는 초기 값이 246.95 Pa에서 298.08 Pa로써 압력이 20.7% 이상 상승하였고 효율 62.37%를 확보하였으며 균일 두께의 블레이드 가공을 적용할 수 있었다.
- 2단계의 결과는 331.87 Pa로써 효율 62.55%를 확보 하였으며 양산성이 고려된 플라스틱 가공이 가능한 형태로 제안 되었다.
- 3단계의 결과는 333.19 Pa로 효율은 63.74%를 확보 할 수 있었다. 새로운 팬에 대한 아이디어로 스플리터를 적용한 팬을 제안하였다.

결과와 같이 초기 팬 설계가 기존 방법에 의해 어느 정도 성능이 확보된 경우에도 최적화의 여지가 있음을 본 연구를 통해 확인하였으며, 초기 기본설계가 불확실한 경우에는 더 큰 효과를 볼 수 있을 것으로 판단된다.

팬의 전산유체해석과 최적화를 적용하여 블레이드 최적형을 도출하여 팬의 성능향상을 하였으며 실험 및 샘플 제작 비용 최소화과 더불어 개발기간을 단축할 수 있었다. 계산효율성을 위해 블레이드 하나의 통로만 고려한 모델링으로도 의미 있는 결과를 도출할 수 있었다. 진행된 연구 프로세스를 통해 확보된 팬의 최적화 기법을 다른 제품의 팬 및 유로 등의 개발에 적용한다면, 성능우위 확보와 국내외 시장에서 기술력의 비교 우위를 확보할 수 있을 것으로 판단한다. 또한 향후 연구 과제로써 팬 성능 최적화와 더불어 공력소음의 영향을 고려한 최적화 연구도 필요할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구에 사용된 소프트웨어 관련한 기술지원을 해주신 애플릭스(주)의 이용갑 부장, 신진혁 과장에게 감사드립니다.

References

- [1] 2010, Lee, Y.T. and Kim, J.H., "Impact of Fan Gap Flow on the Centrifugal Impeller Aerodynamics," (in Korean) *Journal of Fluids Engineering*, Vol.132, 091103-1.
- [2] 2011, Lee, Y.T., Bakir, F., Kouidri, S. and Rey, R., "Impeller Design of a Centrifugal Fan with Blade Optimization," *International Journal of Rotating Machinery*, Vol.2011, 53785. p.16.
- [3] 2007, Younsi, M., Bakir, F., Kouidri, S. and Rey, R., "Influence of Impeller Geometry on the Unsteady Flow in a Centrifugal Fan," *International Journal of Rotating Machinery*, Vol.2007, 34901.
- [4] 2011, Vasudeva Karanth, K. and Yagnesh Sharma, N., "CFD Analysis on the Effect of Radial Gap on Impeller-Diffuser Flow Interaction as well as on the Flow Characteristics of a Centrifugal Fan," *International Journal of Rotating Machinery*, Vol.2009, Article ID 293508, p.8.
- [5] 2009, Son, N.S., Kim, J.W. and Ahn, E.Y., "Effects of bell mouth geometries on the flow rate of centrifugal blowers," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol.25(9)(2011), pp.2267-2276.
- [6] 2011, Li, C.X., Wang, S.L. and Jia, Y., "The performance of a centrifugal fan with enlarged impeller," *Energy Conversion and Management*, 52(2011), pp.2902-2910.
- [7] 2011, Pyun, K.B., Kim, J.H., Choi, Y.S. and Yoon, J.Y., "Design Optimization of a Centrifugal Pump Impeller using RSN and Design of Volute," *Journal of Fluid Machinery*, Vol.15(3), (2012), pp.39-45.
- [8] 2011, Lee, S.A., Lee, S.I., Kang, Y.S., Lee, D.H. and Hong, K., "A Study on Reliability of Kriging Based Approximation Model and Aerodynamic Optimization for Turbofan Engine High Pressure Turbine Nozzle," *Journal of Fluid Machinery*, Vol.16(6), 2013.12, pp.32-39.
- [9] 2013, Kwon, H.I., Yi, S.G., Choi, S.I. and Kim, K.B., "Aerodynamic Design of EAV Propeller using a Multi-Level Design Optimization Framework" *Journal of The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences*, Vol.41(3), 2013. 11, pp.173-184.
- [10] 2014, ANSYS 14 CFX Theory Guide, 2.2.2.6 SST Model Turbo Grid User's Guide, Turbo System Chapter 3, BladeGen
- [11] 1998, Frank, P.B., FAN HANDBOOK, McGrawHill, United States of America, Chapter 3, pp.21-28.
- [12] 2003, Han, J.S., Seo, K.Y. and Choi, J.H., "Optimum Design of Endosseous Implant in Dentistry by Multilevel Optimization Method," *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers*, Vol.27(1), 2003. 1, pp.144-151.
- [13] 2013, HEEDS Hybrid Optimization Method Theoretical manual.
- [14] AMCA/ASHRAE. 2007. ANSI/AMCA Standard 210-07/ ANSI/ASHRAE Standard 51-07, Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating, Arlington Heights, IL: *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.*
- [15] 1969, Ffowcs Williams, J.E. and Hawkings, D.L., "Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion," *Philosophical Transactions of Royal Society of London, Series A: Mathematical and Physical Sciences*, Vol.264, No.1151, pp.321-342.