

## 자동차용 냉각팬의 수치최적설계기법

김 광 용(인하대학교 기계공학과),  
최 재 호(인하대학교 대학원), 정 덕 수(두원공조)

### 1. 서 론

국내 자동차산업의 급성장과 함께 자동차 각종 부품의 설계기술에 대한 연구가 절실히 요구되고 있다. 특히, 자동차내 공조계통과 엔진냉각계통의 주요부품인 축류송풍기의 설계는 현재 대부분 외국 기술에 의해 이루어지고 있어, 이 설계기술의 국내 자립이 시급하다. 아울러, 최근 DOHC엔진 탑재증가추세에 따른 엔진냉각성능의 향상과 신냉매 에어컨시스템 적용으로 인한 고압상승에 대한 대책으로 송풍기의 고효율화가 요구되고 있을 뿐 아니라, 승용차의 고급화에 따른 승차감과 주행성능향상을 위해 저소음 송풍기의 장착이 요구되고 있어 송풍기 설계기술의 개선 또한 중요한 연구 과제이다.

송풍기의 성능은 송풍기날개의 기하학적 형상에 따라 좌우되는데, 복잡한 3차원 곡면의 설계는 정밀한 유체역학적 유동해석으로서 이차유동이나 유동의 박리등 3차원 유동현상을 고려하지 않으면 성공적으로 이루어질 수 없다. 최근 유체역학과 수치해석법 및 컴퓨터가 결합된 전산유체역학[1]이 큰 발전을 거듭한 결과, Navier-Stokes 방정식을 통한 유동장의 해석법이 복잡한 유체기계내의 유동장 해석에 실용화되는 단계에 이르게 되었다. 따라서, 설계의 정확성이나 경제성을 고려할 때, 실현이나 근사적인 해석방법에 의존해 오던 기존의 유동관련기 설계 방식은 멀지 않은 장래에 컴퓨터와 수치해석을 통한 전산유체역학의 발전에 힘입어 최적의 형상을 컴퓨터시뮬레이션을 이용해 예측하는 매우 경제적이고도 효율적인 방식으로 전환될 것으로 기대된다.

Navier-Stokes 방정식의 수치해석기법을 송풍기 유동의 해석에 응용한 연구들은 90년대 들어 활발하게 진행되었다[2]. Rhie등[3]은 격자계, 경계조건, 난류모델등이 Fan 유동해석에 미치는 영향을 검토했으며, Arnone[4]은 NASA rotor 67 Fan의 유동을 계산하였다. 국내에서도 가전제품용 Fan의 설계를 위한 해석적 연구가 수행된 바 있다[5].

김광용/인하대 기계공학과/1956년생/난류 모델을 전공하였으며, 유체기계내의 유동 해석과 최적설계기법에 관심을 가지고 있다.

지금까지 개발된 최적설계기법으로는 역설계기법(Inverse design method)과 수치최적설계기법(numerical optimization method)이 있는데, 전자는 이상적인 유동장을 미리 알고 있을 때 유용한 설계 수단이나 자동차용 냉각팬 등 복잡한 유동장을 갖는 형상의 설계에는 비효과적이다. 그러나 수치최적설계기법에서는 최적설계점에 대한 정보를 미리 알지 못해도 최소화 또는 최대화할 함수를 정해 놓고 이를 만족하는 설계변수를 찾을 수 있다. 최근 컴퓨터의 성능의 향상으로 이 방법의 단점이었던 과다한 계산시간에 대한 문제가 해결되어 가므로써 자동설계능력과 다양한 제한조건의 부가가 가능함이 방법에 대한 많은 연구가 되고 있다.

Huan과 Modi[6]는 2차원 Navier-Stokes 해석수단을 사용하여 최대정압상승을 목적함수로 하여 비압축성 축류유동에서의 최소항력형상에 대한 설계를 하였으며, Massardo와 Satta[7]는 피치선 해석법에 의한 축류압축기에 대한 최적설계를 하였다. 그러나 지금까지의 대부분의 연구는 비점성유동해석이나 2차원 점성유동해석을 사용한 경우가 많아 최적설계의 결과에 실제 유동의 각 현상들을 정확히 반영하지 못하는 단점이 있었다.

본 연구에서는 3차원 Navier-Stokes 해석기법을 사용하여, 자동차 에어컨 시스템에 사용되는 송풍기 중에서 특히 송풍기의 열을 제거하는데 사용하는 축류 송풍기의 소음을 극소화하기 위한 수치최적설계기법을 개발하였다. 이를 위하여 회전방향으로 날개가 비틀린 각인 스위프각(sweep angle)의 분포와 관련되는 변수들을 설계변수로 하여 난류에너지 생성률과 압력수두의 비를 최소화하였다.

### 2. 최적설계기법

수치최적설계기법에서는 목적함수와 설계변수, 그리고 제한조건등이 먼저 정의되어야 하는데, 본 연구에서는 자동차용 냉각팬의 수치최적설계를 위하여 다음과 같이 최적화문제를 정의하였다.

$$\text{minimize } F = \frac{G}{H} \quad (1)$$

$$\text{subject to } -0.5 \leq \gamma_m \leq 0.5$$

$$-1.0 \leq \gamma_t \leq 1.0$$

여기서 목적함수  $F$ 는 난류에너지생성률( $G$ )와 압력수두( $H$ )로서 정의되며,  $\gamma_m$ 과  $\gamma_t$ 는 설계변수로서 각각 평균반경과 날개끝에서의 스윙각이다.

최근 자동차용 냉각팬의 설계에서 정압상승과 풍량의 증대뿐만 아니라 소음의 저감도 중요한 설계 조건중의 하나이다. 따라서 본 연구에서는 목적함수로서 난류에너지생성률과 압력수두의 비를 정의하였다.

Fig. 1에 나타낸 것과 같은 자동차용 냉각팬의 기하학적 설계변수는 매우 많다. 그 중 본 연구에서의 설계변수로는 팬의 날개가 회전방향으로 휘는 정도를 나타내는 스윙각에 관련된 변수들을 선택하였는데, 그 이유는 스윙각에 의한 효과는 3차원 유동해석에서 잘 예측할 수 있으므로 본 연구에서 사용한 3차원 점성유동해석의 특징을 반영하고자 하였기 때문이다.

최적설계에서의 초기형상은 현재 자동차에 장착되고 있는 제품의 설계도면을 사용하였다. 여기에서 사용한 설계변수는 이 날개의 기존 스윙각을 기준으로 설계변경된 스윙각의 분포와 관련된 변수로 하였다. 변화된 스윙각의 분포를 다음과 같이 반경 방향에 따라 2차곡선형태로 정의할 때, 첫번째 설계변수는 평균날개높이에서의 스윙각이고 두번째 설계변수는 날개끝에서의 스윙각이다.

$$\gamma = a Rn^2 + b Rn + c \quad (2)$$

$$Rn = 0, \quad \gamma = 0$$

$$Rn = 0.5, \quad \gamma = \gamma_m$$

$$Rn = 1, \quad \gamma = \gamma_t$$

여기서

$$Rn = \frac{(R - R_{hub})}{(R_{sp} - R_{hub})}$$

이다.

수치최적설계기법에서 목적함수의 최적값을 찾는 알고리즘으로는 탐색방향을 위하여 복합구배방법을 사용하였고 그 방향으로의 일차원탐색은 황금분할법을 사용하였다.

### 3. 유동해석방법

본 연구에서는 회전 축류팬을 지나는 3차원 유동에서 목적함수 및 그 도함수들을 구하기 위해 비압축성 3차원 정상유동에 대한 연속방정식, 운동량

방정식(Navier-Stokes equation)에 대한 수치해를 반복적으로 구하였다. 직교좌표계(Cartesian coordinates)에서의 이 지배방정식들을 비직교곡선좌표계로 변환하여 유한체적법(Finite volume method, FVM)[8]으로 이산화하였고, 이 과정에서 대류항에 대해서 Linear Upwind Differencing Scheme을 사용하였고, 확산항에 대해서는 Central-difference approximation을 사용하였다. 미분방정식이 이산화된 대수식을 풀기 위해서 Stone[9]의 Strongly Implicit Procedure(SIP)를 사용하였고 속도-압력보정알고리즘으로 SIMPLEC 방법[10]을 사용하였다. 난류유동의 해석을 위해서는 표준 k- $\epsilon$  모델[11]을 사용하였다

본 연구에서는 유동의 계산영역 경계면을 입구 경계면, 출구경계면, 벽경계면과 주기경계면(periodic boundary)으로 나누어 각각의 경계조건을 주었다.

수치최적설계에서는 연속적인 형상 변경에 따른 격자계의 재생성이 반복적으로 수행되어야 하므로 과도한 시간이 소요되는 미분형 격자생성법보다는 대수형격자생성법의 채택이 바람직하다고 판단되어 2차원적 교차보간함수(2-D transfinite interpolation function)를 사용한 격자생성코드를 개발하여 사용하였다.

### 4. 결과 및 검토

자동차 냉매냉각용 팬의 최적설계에 앞서 유동해석의 대상이 된 팬의 모형은 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 날개가 9개인 축류팬이다. 팬후단에는 직류모터가 들에 있는 모터캡이 설치되어 있다. 허브의 반경은 외벽의 0.418배이며, 모터캡을 포함한 팬모형의 축방향길이는 외벽반경과 같다.

Fig. 2는 계산격자계를 보여주고 있다. 팬의 날개가 9개이므로 주기경계조건을 사용하여 단면의  $2\pi/9$  영역만을 계산영역으로 설정하였다. 격자계는  $106 \times 16 \times 28$ (L×M×N)개의 격자점들로 구성하였다. 입구에서 팬의 선단부까지의 거리는 팬반경의 2.5배이며, 팬의 말단부로부터 출구까지는 반경의 5배이다.

회전팬을 지나는 유동의 특성을 나타내는 레이놀즈수(Re)는 다음과 같이 정의되며 136,000의 값을 갖는다.

$$Re = \rho U_0 \frac{D}{\mu}$$

여기에서 특성속도  $U_0$ 는 입구면에서의 축방향 평균유속이며,  $D$ 는 외벽의 직경이다. 유체는  $20^\circ\text{C}$  공기로 하였으며, 밀도는  $1.25 \text{ kg/m}^3$  점성은

1.8E-5 N·s/m<sup>2</sup> 이다. 유동해석에서는 날개 두께는 무시했으며, 날개끝간격(tip clearance)은 0.02R로 하였다.

이러한 초기 유동장을 갖는 팬형상에 대한 최적 설계결과 Fig. 3과 같은 설계변수의 변경으로 Fig. 4에 나타난 바와 같이 목적함수인 난류운동에너지 생성률과 압력수두의 비가 감소되었다. 복합구배법으로 탐색방향을 계산한 후 그 방향으로 최소값을 갖는 이동거리는 Fig. 5에 나타나 있다. 7회의 설계변경을 통해 최종형상을 구하였는데, Fig. 6에서는 초기의 날개형상과 최적화된 형상을 비교하고 있으며, Fig. 7에서는 최적팬의 형상을 보여주고 있다.

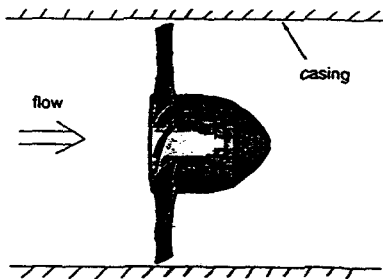


Fig. 1 Automotive cooling fan model

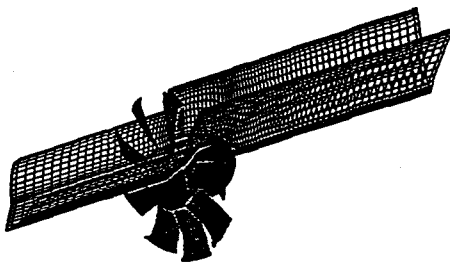


Fig. 2 Computational grid system

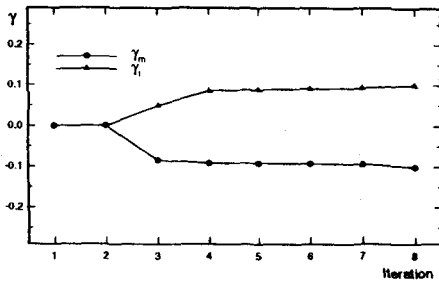


Fig. 3 History of design variables

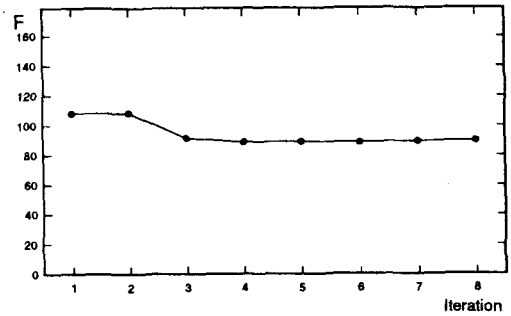


Fig. 4 History of object function

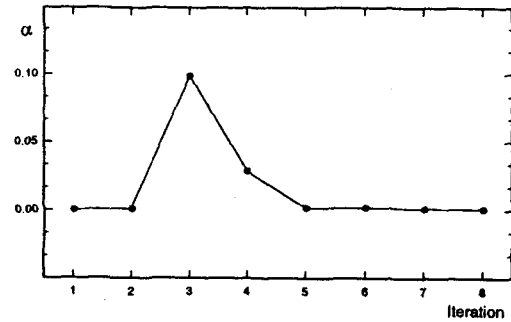


Fig. 5 History of step size

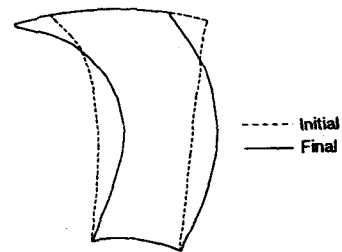


Fig. 6 Initial and final shape of blade



Fig. 7 Final shape of automotive cooling fan

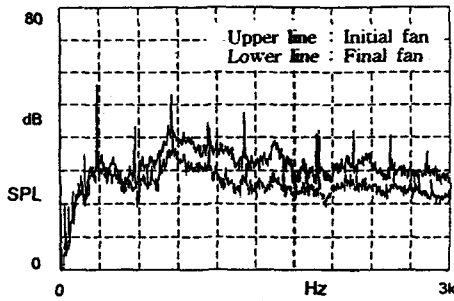


Fig. 8 Noise spectrum

한편 최적설계의 결과를 검증하기 위하여 마이크 로폰, sound level meter, FFT, 컴퓨터등으로 소음 측정 및 분석시스템을 구성하였다. 소음측정은 팬 으로부터 3.3R 상류에서 하였다. Fig. 8은 최초팬과 최적팬에서의 소음스펙트럼을 보여주고 있다. 여기 에서 최적팬은 최초팬에 비해 난류경계층소음과 이 산주파수 특성을 갖고 있음을 알 수 있다. 최적팬 에서의 소음감소는 목적함수를 최소화함으로써 상 대적인 난류발생을 억제하기 때문으로 생각된다. 최적팬의 소음수준은 1,550m<sup>3</sup>/h와 2,150m<sup>3</sup>/h의 유 량범위에서 약 4.5dB 감소되었다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 3차원 Navier-Stokes 유동해석코 드를 해석수단으로 한 수치최적설계기법을 3차원 자동차용 냉각팬 최적설계에 적용하였다. 복합구배 법을 사용한 수치최적설계기법에서 스텝각과 관련 된 설계변수로서 난류운동에너지생성률과 압력수두 로서 정의된 목적함수를 7회의 설계변경으로 최적 점을 탐색할 수 있도록 하였다. 이 결과에 대한 실험 적 검증을 통하여 소음수준이 약4.5dB 감소함을 알 수 있었다.

수치최적설계기법을 사용한 저소음 자동차용냉 각팬등의 유체기계 설계방법은 기존의 설계방법과 달리 설계자의 요구조건인 목적함수를 향상시키는 설계변수를 컴퓨터 스스로 찾는 첨단설계방법인데, 보다 실용적인 설계수단이 되기 위해서는 더 많은 설계변수와 다양한 목적함수의 설정이 필요하다.

### 참고문헌

1. Kulter, P., "A Perspective of Theoretical and Applied Computational Fluid Dynamics," AIAA Journal, Vol.23, No.3, 1985, pp. 328-341.
2. Chima, R. V., "Viscous Three-Dimensional

- Calculations of Transonic of Fan Performance," AGARD 77th Symposium on CFD Techniques for Propulsion Applications, Paper No. 21, NASA TM103800, May 1991.
3. Rhie, C. M. et al, "Advanced Transonic Fan Design Procedure Based on a Navier-Stokes Method," ASME J. of Turbomachinery, Vol. 116, 1994, pp. 291-297
4. Arnone, A., "Viscous Analysis of Three-Dimensional Rotor Flow Using a Multigrid Method," J. of Turbomachinery, Vol. 116, 1994, pp. 435-445.
5. Kim, K. Y., Kim, S. H., Kim, T. J., and Chang, C. M., "Three-Dimensional Viscous Flows Through An Axial Flow Fan," The 5th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics in Rotating Machinery (ISROMAC-5), Maui, Hawaii, May 1994.
6. Huan, J. and Modi, V., Design of Minimum Drag Bodies in Incompressible Laminar Flow, Proceeding of the 1995 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, ASME FED-Vol.232, San Francisco, 1995, pp. 37-44.
7. A. Massardo and A. Satta, Axial Flow Compressor Design Optimization: Part I-Pitchline Analysis and Multivariable Objective Function Influence, J. of Turbomachinery, Vol. 112, 1990, 399-404.
8. Peric, M., A Finite Volume Method for the Prediction of Three-Dimensional Fluid Flow in Complex Ducts, PhD Thesis, Imperial College, London, August 1985.
9. Stone, H. L., Iterative Solution of Implicit Approximations of Multi-dimensional Partial Differential Equations, SIAM J. Num. Anal., Vol. 5, 1968, p. 530.
10. Van Doormal J. P. and Raithby G. D., Enhancement of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows, Numerical Heat Transfer, 1984, Vol.7, 147-163.
11. Launder, B.E., and Spalding, D.B., The Numerical Computational of Turbulent Flows, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, 1974, pp. 269-289.