

승용차 공조계용 블로우어의 음향출력 평가에 관한 연구

김석현* · 유성우**

A Study on the Acoustic Power Estimation in the Blower for a Vehicle Air-handling System

Kim, Seock-Hyun* · Yoo, Sung-Woo**

ABSTRACT

A Special purpose program, based on the dimensional analysis, was developed to estimate the wide band turbulent noise in the blower of vehicle airhandling system. Acoustic power level was measured at 4 rating points around the operating condition. The experiment was performed on the reference blower model using international standard chamber, which could measure acoustic power according to the air-handling performance. Analytical model of the blower noise was determined by the measured data. Using the analytical acoustic model, it was possible to estimated the effect by the change of the operating condition, such as flow rate, static pressure and wheel rotating speed, furthermore, the diameter and the width of blower.

1. 서 론

보다 쾌적한 승차감에 대한 소비자의 요구가 강해짐에 따라, 승용차의 실내소음은 이미 자동차 산업의 국제 경쟁력을 평가하는 중요한 인자가 되고 있다. 이제 까지 주로 연구되어온 주요 소음원으로는 엔진, 흡/배기 및 동력전달계와 노면가진 그리고 고속주행시의 공력소음이 있다. 그러나, 이들에 의한 소음레벨이 어느정도 감소되자, 이제는 실내 공조계가 또 다른 중요한 소음원으로 부상되고 있다. 공조계의 주 소음원인 블로우어 소음은 특정 주파수성분과 광대역의 난류소음이 합성되어 있다. 특히, 날개주위의 공기역학적인 거동에 의한 난류소음은 해석이 매우 어려운 문제로, 현재까지는 단순한 해석모델에 국한되어 다루어지는 실정이다. 따라서, 대표 모델을 대상으로 성능시험을 하고 그 실험 데이터를 사용하는 부분적 해석기법

이 보다 현실적인 평가방법이 될 수 있다. 현실적으로, 블로우어 소음의 특성은 설계인들의 형상 및 크기에 관련된 구조적 조건과 정압, 유량, 회전수 등의 작업조건에 영향을 받는다. 크기와 성능이 다른 블로우어의 소음출력을 직접 비교하거나, 상이한 작업조건하에서 소음레벨만을 평가하는 것은 문제가 있다. 따라서, 소음출력의 객관적 평가를 위해서는 성능대비 소음출력의 체계적인 평가기술이 요구된다.

이에 관련하여 Madison⁽¹⁾, Maling⁽²⁾, Neise⁽³⁻⁵⁾, Bolton⁽⁶⁾ 등 외국의 연구진들에 의하여 수십년 동안 이론적, 실험적 연구가 진행되어 왔다. 현재까지 진행된 연구결과를 종합해 보면, 차원해석법에 근거하여, 기하학적 상사를 갖는 동족의 블로우어 계열을 대상으로, 작업조건과 소음출력을 동시에 고려하고 있다. 또한, 연구자에 따라 소음출력의 이론적 모델과 실험방법상에 약간의 차이가 있으며, 모든 경우에 적합한 최적의 이론 모델을 제시하지는 못하고 있다. 이 중에서 Bolton의 평가모델은 Maling의 차원해석모델에 블로우어의 폭을 추가적

* 강원대학교 정밀기계공학과 교수

** 서울대학교 정밀기계설계공동연구소 박사과정

인 변수로 포함시켜 평가범위를 확장시켰다. 성능 대비 소음출력을 체계적으로 평가하기 위해서는, 기준모델에 대한 실험데이터의 확보 및 데이터 처리가 중요하다. 1단계 연구로서, 본 연구에서는 현재 국산 소형승용차의 차실 냉난방계에 사용되는 블로우어를 기준모델로 선택하고, Bolton의 해석모델에 근거하여, 주요 설계인자 및 작업조건에 따른 블로우어 난류소음의 파워레벨을 예측하는 전용프로그램을 개발하였다. 또한, 국제기준(ANSI S12.11-1987)에 따른 블로우어 성능대비 음향출력 평가 시험장치를 제작하여, 작업조건을 고려한 파워레벨의 평가시험을 수행하였으며, 해석치와 실험치를 비교분석함으로써 주요 설계인자의 소음에 미치는 효과를 규명하고, 저소음 블로우어의 설계 방향을 제시하였다.

2. 블로우어의 음향출력평가 이론

송풍계의 일반적인 차원해석에서 버킹햄파이 정리(Buckingham Pi - theorem)를 사용하면, 블로우어의 작업조건은 다음식으로 표시된다^[7].

$$\frac{2P}{\rho(\pi DN)^2} = F\left(\frac{Q}{\pi D^3 N}, \frac{\pi ND^2 \rho}{\mu}\right) \quad (1)$$

여기서, D 는 블로우어직경, N 은 블로우어 회전 속도, Q 는 임펠러의 유량, ρ 는 유체밀도, μ 는 유체의 점성 그리고 F 는 블로우어를 전후한 정압차이다. 특히, $\psi = 2P/\rho(\pi DN)^2$ 를 압력계수(pressure coefficient), $\phi = Q/\pi D^3 N$ 를 유량계수(flow coefficient)로 정의하고, $Re = (\pi ND^2 \rho/\mu)$ 는 레이놀즈수(Reynolds number)이다. 대부분의 블로우어 작업조건에서 레이놀즈수의 영향은 작다고 간주되므로, 압력-유동관계는 무차원변수인 압력계수와 유동계수 $\psi = F(\phi)$ 의 관계식에 의하여 표시가능하다. 즉, 기하적으로 상사인 동족의 블로우어 경우, 하나의 기준블로우어를 대상으로 $\psi = F(\phi)$ 의 성능곡선을 구한다면(P-Q시험이용), 동일한 계열 내에서 다른 크기의 블로우어(D 값변화) 및 다른 작업속도(N 값변화)에서의 P-Q관계를 바로 결정할 수 있다. $\psi = F(\phi)$ 성능곡선상의 점을 평가점(point of rating)이라 하고 동일한 평가점을 대상으로 소음출력을 비교하여야 한다. 주파수에 따른 음향파위를 고려하기 위해서 매질의 음향전달 특성을 지배하는 음속을 추가적인 변수로 선정하면 블로우어의 음향출력과 영향인자들사이의 관계는 다음과 같이 표시된다⁽¹⁾.

$$\theta = F(M, \phi, s, Re) \quad (2)$$

여기서,

$\theta = E/\rho c^2 D^3$, 음향계수(acoustic-parameter)

$M = \pi DN/c$, 블레이드단 마하수(tip-speed Mach number)

$\phi = Q/\pi D^3 N$, 유량계수(flow-coefficient)

$s = f/N$, 주파수계수(frequency parameter)

$Re = \pi ND^2 \rho/\mu$, 레이놀즈수(Reynolds number)

실험적 연구결과 Reynolds수의 변화는 일반적인 블로우어 작동조건하에서, 음향계수에 영향을 거의 주지 못하는 것으로 확인되고 있으며, 변수들의 역할은 동족의 블로우어를 대상으로한 실험데이터에 근거하여 결정하는 것이 현실적이다. 이에 대한 Maling의 실험모델은 다음과 같다⁽²⁾.

$$\theta = M^3 g(s, \phi) \quad (3)$$

음향파위는 식(2) 및 식(3)의 음향계수로부터 다음과 같이 모델링 가능하다.

$$E = \rho c^2 D^3 M^3 g(s, \phi) \quad (4)$$

여기서 $g(s, \phi)$ 는 주어진 평가점상에서(지정된 작업조건하), 실험적으로 구해지는 정규스펙트럼(normalized spectrum)이다. 즉, 특정 ϕ_n 값에서 E 를 1/3옥타브대역별로 측정하여 식(4)에 대입하면 $g(s_i, \phi_n)$ (s_i 는 1/3옥타브대역의 중심주파수를 회전수로 나눈 값)를 결정할 수 있다. 이러한 작업을 관심있는 몇 개의 ϕ_n 값(실제 사용되는 작업조건 부근의 몇 개 값)에서 수행한다.

f_a 이상 주파수 영역에서 음향파위는 다음과 같이 음향파위밀도를 적분함으로써 구해진다.

$$W_{f_a \rightarrow \infty} = \int_{f_a}^{\infty} E df = \frac{\rho c^3 D^2 M^4}{\pi} k(s_a, \phi) \quad (5)$$

여기서,

$$k(s_a, \phi) = \int_{s_a}^{\infty} g(s, \phi) ds, \quad s_a = \frac{f_a}{N} \quad (6,7)$$

총 음향출력은 $f_a = 0 \text{ Hz}$ 인 경우이므로, 다음과 같이 표시된다.

$$W_{0-\infty} = \rho c^3 D^2 M^4 g(0, \phi) \propto D^6 N^4 \quad (8)$$

$\rho = 1.18 \text{ kg/m}^3$, $c = 334 \text{ m/sec}$ 를 사용하고 D에 m단위를 사용할 때, 결과적으로 파워레벨은 다음의 식으로 평가된다.

$$PWL_{f_a \rightarrow \infty} = 10 \log D^2 M^4 + 10 \log k(s_a, \phi) + 190 \text{ dB} \quad (9)$$

하나의 기준 블로우어를 대상으로, $s_i = \frac{f_i}{N}$ 에서의

데이터를 내/외삽하여 $g(s, \phi_n)$ 의 함수형태를 결정하면, 동족의 블로우어 계열 내에서는 다른 크기(직경) 및 다른 회전수에서의 음향출력을 식(9)를 사용하여 평가할 수 있다. 또한, 하나의 블로우어가 주위환경에 의하여, 작업조건이 달라질 때의 음향출력의 변화를 평가하는데도 사용할 수 있다.

블로우어 폭의 효과를 보기 위해서는 Bolton의 수정모델을 사용할 수 있다. 이 모델에서는 정압을 일정하게 유지시키고, 폭/직경 비를 증가시키면, 유량도 동일한 비로 증가되고, 음향출력도 비에 따라 증가한다고 가정한다. 이 경우, 유량계수와 압력계수 및 음향파워는 다음과 같이 표시할 수가 있다.

$$\phi = \frac{Q}{\pi D^3 N a}, \quad \psi = \frac{2b}{\rho(\pi D N)^2} \quad (10,11)$$

$$E = \rho c^2 D^3 M^3 a g(\phi, \psi) \quad (12)$$

여기서, a 는 폭/외경비를 표시한다.

3. 작업조건을 고려한 소음출력의 평가

전술한 해석방법에 근거하여, 다음 순서에 따라 작업조건(성능)을 고려한 소음출력의 평가작업을 수행한다.

1) 기준 블로우어를 대상으로 파워레벨 측정 : INCE챔버(ANSI S12.11/1987)를 사용하여 P-Q시험을 수행하면서, 1/3옥타브 대역 중심 주파수와 몇 개의 지정된(실제의 작업점부근) 평가점(point of rating)에서 대역별 출력레벨 PWL_i 을 측정한다.

2) (ϕ_n, s_i) 에서의 음향출력 E값을 다음의 파워레벨 정의식으로 계산한다.

$$E_i = 10^{-12} \times 10^{PWL_i} / 10 \text{ watt} \quad (13)$$

3) 식(4)를 사용하여 평가점에서 대역별(중심주파수) $g(s_i, \phi_n)$ 를 계산하고, 측정 못한 속도에서의 $g(s)$ 값은 $\log(g) - \log(s)$ 사이의 선형관계 모델로 피팅(fitting)한다.

4) 각 평가점(작업조건)에서, 요구되는 (p_j, Q_j) 을 만족시키는 새로운 블로우어 모델은 식(10,11)을 이용하여 다음과 같이 결정된다

$$\phi_j = \phi, \quad \psi_j = \psi \quad (14,15)$$

$$D_j = D \left\{ \frac{\alpha}{\alpha_j} \frac{Q_j}{Q} \left\{ \frac{p}{p_j} \right\}^{1/2} \right\}^{1/2} \quad (16)$$

$$N_j = N \frac{\alpha}{\alpha_j} \frac{D^3}{D_j^3} \frac{Q_j}{Q} \quad (17)$$

식(16),(17)로부터 각 평가점 ϕ_n 에서 α_j 가 주어지면, 설계치 (D_j, N_j) 쌍이 결정된다.

5) N_j 로 1/3 oct대역의 중심주파수를 나누어 s_j 계산한다.

6) s_j 값에 대응하는 $g(s_j, \phi_n)$ 값 결정한다.

7) 식(13)을 이용하여 1/3 옥타브 대역별 E값 계산 후, A-weighting 및 PWL를 결정한다.

8) 관심있는 범위에서 몇 개의 ϕ_n 에 대하여 4)-7)의 과정을 반복수행한다.

9) ϕ_n, α_j 에 대하여 음향파워 레벨의 변화도(noise surface) 그린다.

이 과정을 자동적으로 수행하고, 각 설계인자와 작업조건이 소음에 미치는 효과를 체계적으로 파악하기 위한 전용 프로그램을 작성하였다. Fig. 1은 개발된 전용프로그램의 흐름도이다.

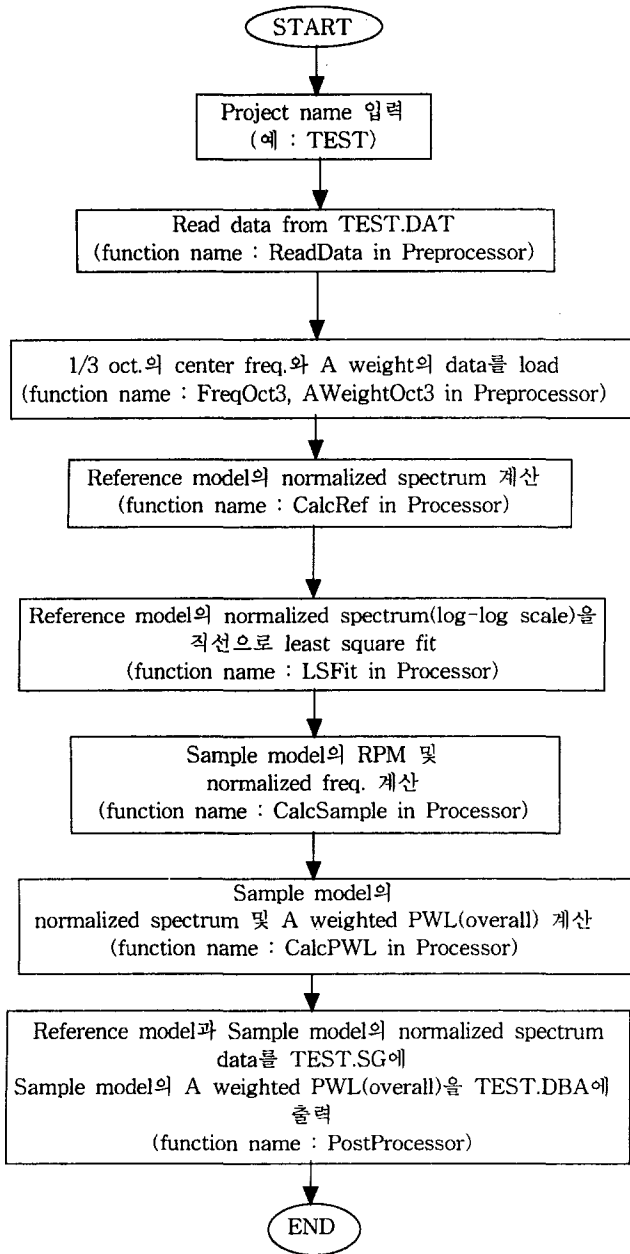


Fig.1 Flow chart of the program

4. 실험적 평가

4.1 성능대비 소음출력의 평가실험

해석 프로그램의 입력 데이터를 구하기 위해서, Fig. 2 의 소형 승용차용 국산 기준모델을 대상으로 여러개의 평가점(point of rating)에서 풍량 및 정압을 측정하면서 1/3옥타브 대역별 레벨을 측정

하였다. 측정은 무향실에서 INCE 챔버를 이용하였다. 가로,세로,높이가 1.21m×1.03m×0.9m인 ANSI S12.11-1987 규격챔버를 사용하였다. Fig. 3 은 풍량을 조절할 수 있는 미닫이 창과 정압을 측정할 수 있는 압력계가 설치되어 있는 INCE 챔버이다. 블로워의 소음특성을 평가하기 위한 데이터로는, 측정 거리 및 방향과 주변 환경에 무관한 파워 스펙트럼을 사용하는 것이 좋다.

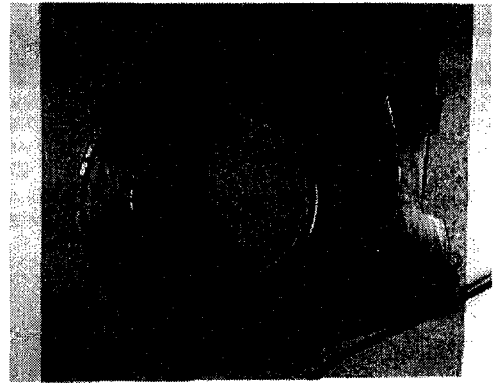


Fig.2 Reference blower model

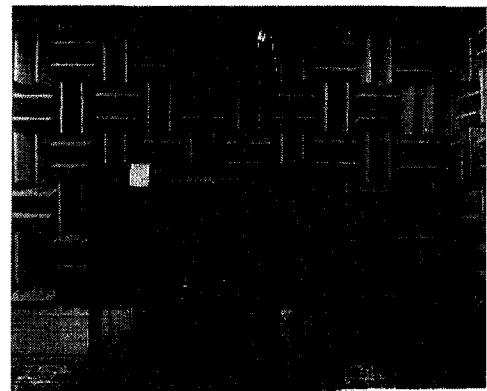


Fig.3 INCE chamber

완전 무향실에서 블로워를 중심으로, 반경 1.5 m 거리의 등방향 20개 지점에서 음압레벨을 측정 후, 파워레벨-음압레벨 관계식을 사용하여 파워레벨을 구하였다. 실차 장착시 가장 많이 사용하는 3개의 작업모드(fresh mode, recirculation mode, w/o intake box mode)에 대하여, 모드별 4개의 평가점에서 측정하였다.

4.2 실험결과

Table 1은 4개의 평가점에서의 블로우어 작동상태이다. Table 2는 Fresh모드, 풍량 350cmh에서 측정된 파워레벨을 보인다. 정규화된 스펙트럼 $g(s_i, \phi_n)$ 을 최소자승법으로 직선피팅한 결과를 Fig. 4~Fig. 5에 보인다. 저주파수성분의 소음레벨에 대한 기여는 매우 작으므로 피팅에서 제외하고, 315 Hz에서 10000 Hz 대역까지의 1/3옥타브 주파수 범위에서 피팅을 수행하였다. 그 결과 저주파 대역에서는 상당한 차이를 보인다.

Table.1 Operating condition of the reference blower

mode	풍량 (CMH)	풍압 (mmAq)	RPM
fresh (fr)	350.	45.21	3129.
	400.	37.08	2992.
	450.	27.94	2855.
	500.	18.29	2683.
recirculation (re)	350.	46.23	3146.
	400.	40.89	3017.
	450.	33.78	2860.
	500.	24.87	2748.
w/o intake box (wo)	350.	48.01	3138.
	400.	41.40	2976.
	450.	34.80	2856.
	500.	25.65	2720.

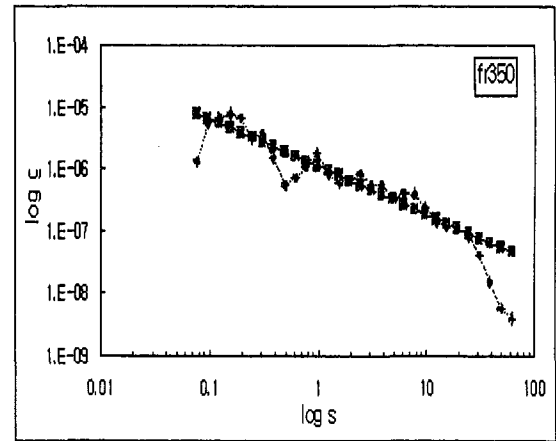


Fig4. Linear fitting of the normalized spectrum for fresh mode (350 cmh)

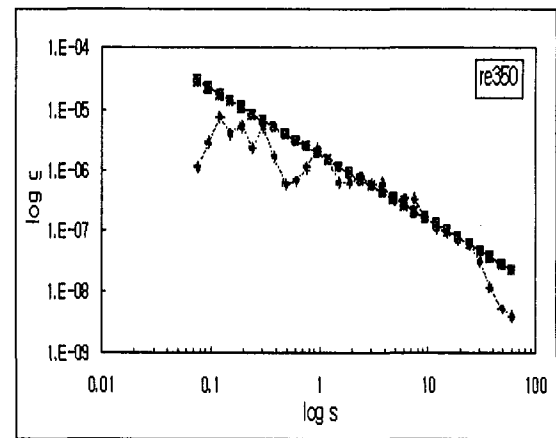


Fig.5 Linear fitting of the normalized spectrum for recirculation mode (350 cmh)

Table.2 Band power level of fresh mode(350 CMH)

	fr350														
Hz	25	31.5	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630
PWL	72.38	78.60	79.54	80.11	79.47	76.07	76.76	72.96	68.51	69.94	71.49	73.70	70.44	68.88	69.43
Hz	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	20000
PWL	70.48	68.59	68.78	66.39	67.33	67.11	65.10	62.85	62.14	61.53	60.67	57.44	53.18	48.94	47.29

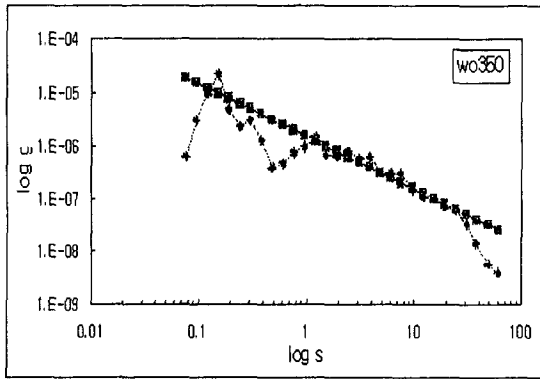


Fig6. Linear fitting of the normalized spectrum for w/o intake box mode (350 cmh)

5. 성능대비 소음출력 해석 및 평가

5.1 작업성능에 따른 소음출력

개발된 성능/소음 해석 전용 프로그램을 사용하여, 기준 블로우어의 성능(작업조건)에 따른 소음출력을 해석적으로 평가하였다. Table 3에서와 같이, 실제 작업조건 부근의 4개 평가점 ϕ_n 에서 측정된 풍량, 정압, 회전수 및 소음출력의 데이터를 가지고 최소자승피팅한 결과를 Fig. 7 - Fig. 9에 보인다. Table 3의 피팅결과는 매우 양호하나, 측정하지 않은 평가점에서는 해석치와 실제치 사이에 다소의 오차가 발생할 것이다. 그러나, 그림으로부터 평가점과 풍량, 정압, 회전수 및 블로우어직경의 소음출력에 미치는 영향을 파악할 수 있다. 평가점(ϕ_n)상의, 풍량(Q)과 정압(P)를 변수로 하고, 소음출력을 구하는데, 결국 풍량과 정압은 평가점에 의하여 서로 종속되므로 평가점과 풍량에 따른 소음출력을 해석하였다. 일례로서, Fresh 모드에 대한 해석결과를 Fig. 7에 보인다. ϕ 가 증가함에 따라 소음이 커지고, 동일한 ϕ 값(평가점)에서는 풍량(Q)이 증가하면 소음도 증가한다. 이러한 현상을 구체적으로 평가하기 위하여, 다른 변수들의 효과를 고찰할 필요가 있다. Fig. 8은 평가점, 풍량 및 블로우어 직경사이의 관계를 그린 결과이고, Fig. 9는 평가점, 풍량 및 블로우어 회전수사이의 관계를 그린 것이다. Fig. 8과 Fig. 9에서, 일정한 ϕ 값에서 풍량이 증가하려면 블로우어의 직경이 커지고 회전수는 감소함을 의미한다. 그 결과

소음출력은 Fig. 7처럼 감소되는데, 이러한 결과는 동족의 블로우어를 대상으로 하는 실험에서 확인되는 경향이다. 본 연구에서는 해석적인 방법을 사용함으로써, 변수들의 기여도를 구체적이고 정량적으로 평가할 수 있다. 유사한 평가를 recirculation 모드나 w/o intake box 모드에서도 수행할 수 있다.

5.2 블로우어 형태에 따른 소음출력

블로우어 외형의 영향을 파악하기 위해서, 작업조건을 의미하는 평가점(ϕ_n)과 블로우어의 형태를 결정하는 설계인자인 폭/외경비(a)를 변화시키면서 소음출력을 해석하였다. 그 결과는 Fig. 10에 표시되는데, 일정한 평가점에서 폭/외경비가 소음에 주는 효과는 매우 작은 것으로 평가된다.

Table.3 Comparison of power level between measured values and fitted values (fresh mode)

(phi, Q)	측정 (dBA)	계산 (dBA)
(0.0742, 350)	78.9	79.0
(0.0887, 400)	79.3	79.2
(0.1045, 450)	79.8	79.7
(0.1236, 500)	79.9	79.8

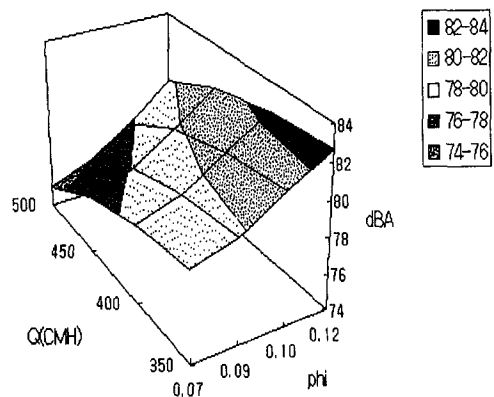


Fig.7 Acoustic power level vs. rating point and flow rate [fresh mode]

6. 결 론

승용차 공조계에서 사용되는 블로우어의 광대역 소음을 평가하기 위하여, 차원해석이론에 근거한 전용프로그램을 개발하였다. 국제기준의 블로우어 성능대비 소음출력 측정장치를 사용하여 작업점 부근 4개평가점에서 작업조건에 따른 소음출력을 측정하고, 측정치를 사용하여 블로우어 소음해석의 평가 모델을 결정하였다. 풍량, 정압 및 작동속도등 작업조건 변화와 직경, 폭의 설계변수들이 블로우어의 소음레벨에 미치는 효과를 시뮬레이션을 통하여 평가할 수 있었다.

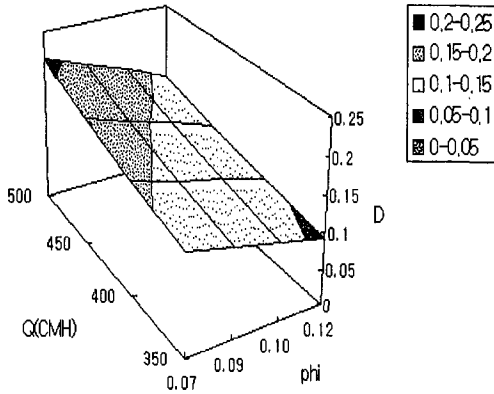


Fig.8 Diameter vs. rating point and flow rate [fresh mode]

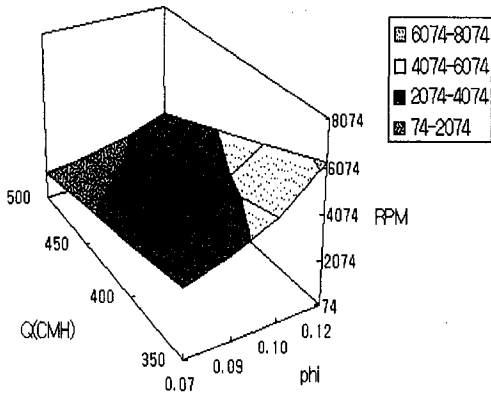


Fig.9 Wheel rotating speed vs. rating point and flow rate (RPM) [fresh mode]

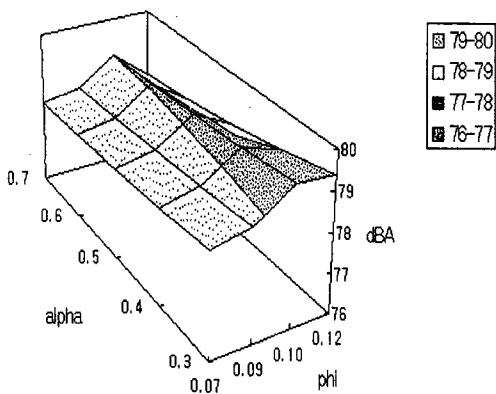


Fig.10 Acoustic power level vs. rating point and α (dBA) [fresh mode]

참 고 문 헌

1. R.D.Madison, "Fan engineering", Buffalo Forge Company, Buffalo New York, 1949.
2. G.C.Maling, Jr., "Dimensional analysis of blower noise", Journal of the Acoustical Society of America, Vol.35, pp1556-1564, 1963.
3. W.Neise, "Application of similarity laws to the blade passage sound of centrifugal fans", Journal of Sound and Vibration, Vol.43, 1975.
4. W.Neise, "Noise reduction in centrifugal fans : a literature survey", Journal of Sound and Vibration, Vol.45(3), pp375-403, 1976
5. W.Neise and B.Barsikow, "Acoustic similarity laws for fans", Journal of Engineering for Industry Vol.104, Transactions of the ASME, 1982.
6. P.Konieczny and J.S.Bolton, "A Broadband noise prediction scheme for low-noise centrifugal blowers", Proc. of NOISE-CON 90, pp77-82, 1990.
7. Housner and Hudson, "Applied Mechanics/Dynamics", D.Van Nostrand Company, Inc., 1959.