

덕트계의 유동저항 및 소음진단을 위한 컴퓨터 프로그램

Computer Program for Pressure Drop and Sound Transmission in a Duct System

이 동 훈

D. H. Lee

생산기술연구원 부설 기술교육센터



- 1962년생
- 열·유체기계류 및 공조 설비소음제어에 관심을 가지고 있다.

권 영 필

Y. P. Kwon

숭실대학교 기계공학과



- 1953년생
- 열·유체관련 기기 및 장치의 소음발생과 억제에 관심을 가지고 있다.

1. 머리말

본고는 컴퓨터를 이용하여 덕트계에서 전파되는 소음값과 유동저항으로 인한 압력손실을 계산하기 위하여 개발된 소프트웨어 NOD-ROP에 관한 것이다. 압력손실 진단용 프로그램은 덕트와 연결요소의 각종 결합조건이나 형상 그리고 유동조건에 따른 손실값을 계산할 수 있도록 구성되었으며, 아울러 그 계산 결과를 소음진단 프로그램의 입력값으로 이용하여 덕트계의 소음전파와 압력손실을 동시에 계산할 수 있도록 하였다. 또한, 소음진단용 프로그램은 소음의 발생요소와 감쇠요소에

대한 각각의 소음레벨을 계산하는 프로그램과 구해진 소음레벨이 설계목표치에 적합한가를 판단하는 평가 프로그램으로 구성되어 있다.

2. 덕트계의 압력손실 진단

2.1 개요

덕트계는 유동을 수송하는 통로로서 덕트내를 흐르는 유동은 단면적 변화, 내부면의 표면상태, 통과유속, 그리고 유체의 제성질 등에 의하여 유동손실을 수반한다. 이러한 손실은 덕트계에서 공기분배의 균형에 나쁜 영향을

줄 뿐만아니라 소음을 발생시키므로 설계단계에서 고려하지 않으면 안된다. 또한, 덕트계의 설계단계에서 소요정압을 정확히 예측하는 것은 경제적인 덕트의 설계뿐만아니라 적절한 송풍기의 선정에도 큰 도움이 되기 때문에 덕트계의 각 요소에 대한 압력손실을 사전에 진단하는 일은 매우 중요하다 할 수 있다.

따라서 본 장에서는 덕트계의 초기 설계단계부터 설계자로 하여금 최적의 덕트요소를 선정할 수 있도록 함과 동시에 기존덕트계를 진단할 수 있는 진단용 소프트웨어의 주요내용을 소개하고자 한다.

2.2 덕트계의 압력변화

일반적으로 덕트계는 팬과 덕트 그리고 각종 연결요소(fitting)와 조절장치로 구성된다. 그림 1은 공조용 덕트계에 대한 압력변화를 도시한 것으로서 덕트계를 통과하는 유동이 갖는 에너지는 정압(static pressure, P_s)과 동압(dynamic pressure, P_v) 그리고 두 경우의 합인 전압(total pressure, P_t)으로 표현할

수 있다. 그림에서와 같이 덕트계의 형상과 유동형태에 따라 전압과 정압의 압력구배선(pressure gradient line)의 변화이며 일정한 단면을 갖는 구역에서는 전압과 정압의 압력구배선은 같다. 그러나 확대구역인 ③과 ⑦에서는 동압과 절대전압(absolute total pressure)은 감소하지만, 절대정압(absolute static pressure)은 증가한다. 이러한 정압의 증가를 정압재취득(static pressure regain)이라 부른다. 이와 반대로 축소구역인 ②와 ⑥에서는 유동의 방향으로 동압은 증가하지만 절대전압과 절대정압은 감소한다. 출구인 ⑧에서의 전압손실은 연결요소의 형상과 유동특성에 좌우되며 특히, 출구손실계수(exit loss coefficient)는 그림 1에서 보는 바와 같이 세가지의 경우가 될 수 있다. 손실계수가 1보다 작은 경우는 출구상류(exit upstream)에서의 정압이 대기압보다 작은 경우이며 출구요소 바로 상류측의 정압은 상류의 전압과 동압의 차로써 계산할 수 있다. 입구 ①에서도 출구와 마찬가지로 연결요소의 형상과 유동특성 등이 전압손실에 영향을 준다.

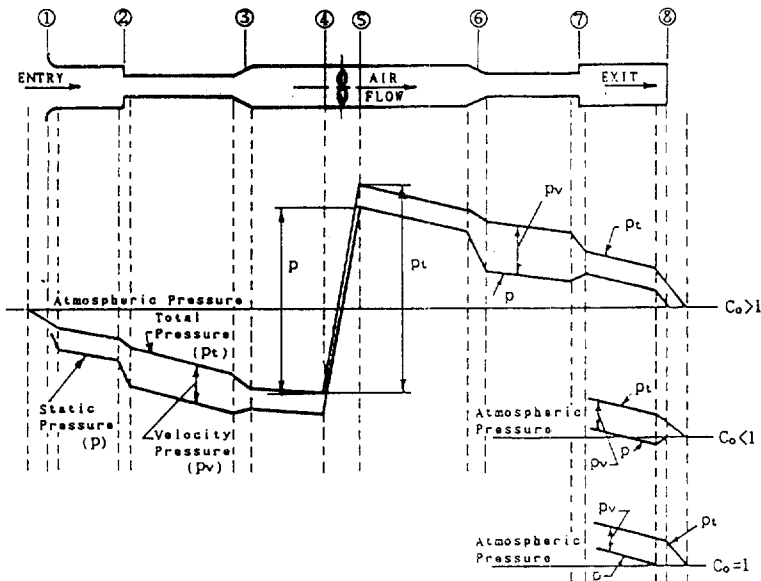


그림 1 덕트계의 압력변화

2.3 압력손실 계산

덕트계에서 발생하는 손실에는 유체의 점성으로 인하여 발생하는 마찰손실(frictional loss)과 유동의 방향이나 단면변화를 갖는 연결요소(fitting)에서 발생하는 동적손실(dynamic loss)이 있다. 이러한 손실들은 덕트계에서 동시에 존재하지만, 길이가 긴 덕트에서는 마찰손실이 그리고 길이가 짧은 덕트요소(대략, 등가지름의 6배내로서 대부분의 연결요소를 포함)에서는 동적손실이 지배적이다. 그러나 이 중에서 손실값이 가장 큰 하나의 손실만을 고려하여 압력손실을 계산하여도 결과에는 큰 오차가 포함되지 않는다.

2.3.1 마찰손실(friction loss)

덕트계의 마찰에 의한 압력손실은 일반적으로 다음과 같은 Darcy-Weisbach 식으로 계산할 수 있다.

$$\Delta P_f = f \cdot \left(\frac{1000L}{D_{eq}} \right) \cdot P_v \quad (1)$$

여기서, ΔP_f 는 마찰로 인한 전압손실(Pa), P_v 는 동압(Pa), f 는 마찰계수, L 는 덕트길이(m), 그리고 D_{eq} 는 덕트의 등가지름(equivalent diameter, mm)으로 덕트의 형상이 원형

인 경우는 덕트의 지름과 같다. 그러나, 각형 덕트의 경우는 원형덕트와 동일한 유량, 길이 및 유동저항을 갖도록 덕트의 높이 H (mm)와 덕트폭 W (mm)를 이용하여 다음과 같이 등가지름을 계산할 수 있다.

$$D_{eq} = 1.30 \cdot \frac{(H \cdot W)^{0.652}}{(H + W)^{0.250}} \quad (2)$$

또한, 장단비(aspect ratio)의 범위가 2.0에서 4.1인 장방형 덕트(Oval duct)의 등가지름은 다음식으로 구할 수 있다.

$$D_{eq} = \frac{1.55A^{0.625}}{P^{0.250}} \quad (3)$$

식(3)에서 덕트의 단면적 $A = (\pi b^2)/4 + b(a - b)$ 이고, 둘레길이 $P = \pi b + 2(a - b)$ 로서 a 는 덕트단면의 최대길이(mm)를 그리고 b 는 덕트단면의 최소길이(mm)를 뜻한다.

한편, 압력손실은 유동의 형태와 관의 거칠기(ϵ) 등에 크게 영향을 받는다. 유동의 형태는 관의 지름(D), 평균속도(V), 그리고 점성계수(ρ)의 함수인 레이놀즈수(Re)로 층류유동(laminar flow), 천이유동(transition flow), 난류유동(turbulent flow)으로 구분할 수 있다. 흐름이 층류인 영역에서의 마찰계수는 레이놀즈수만의 함수이며 유동이 완전히 발달된

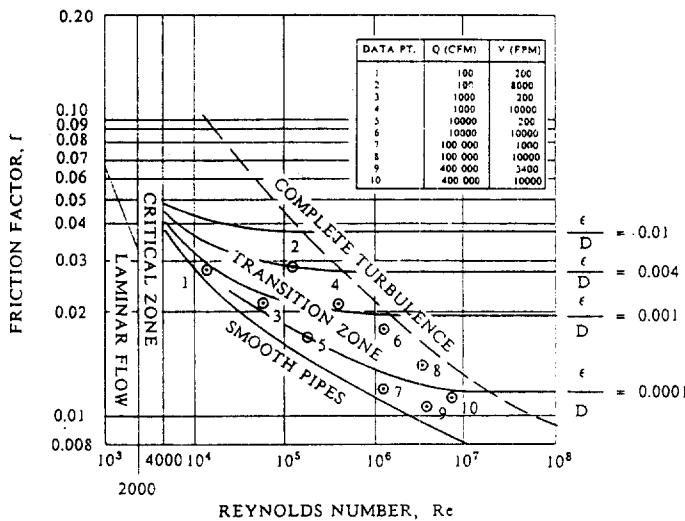


그림 2 무디선도(Moody diagram)

난류영역에서의 마찰계수는 관내부면의 거칠기에 따라 다르게 된다. 그리고 층류영역과 난류영역사이인 천이영역에서의 마찰계수는 덕트입구의 초기 난류상태 및 유동의 안정성에 좌우된다. 공조용 덕트를 통과하는 유동의 대부분은 이러한 천이흐름에 속하며 천이영역에서의 마찰계수는 그림 2와 같이 마찰계수(f), 레이놀즈수(R_e) 및 덕트면의 상대거칠기(ε/D)와의 관계를 하나의 선도에 도시한 무디선도(Moody diagram)에서 구할 수 있다. 도시된 무디선도는 평균 거칠기(ε = 0.15mm)와 표준 공기밀도를 갖는 덕트를 기준한 것으로서 선도에 표시된 유동영역내의 유속표시점은 덕트에 적용되는 대표적인 값을 나타낸 것이다.

천이영역의 마찰계수는 Loeffler가 제시한 비교적 간단한 방법을 사용하였다. Loeffler가 제시한 식은 덕트의 마찰로 인한 압력손실을 곧바로 계산할 수 있을 뿐만아니라 대부분의 유동범위에서 오차가 극히 적은 만족스런 결과를 주는 것으로 알려져 있으며 덕트의 재질과 거칠기에 따라 다음의 세경우가 있다.

(1) 거칠기가 0.05mm(smooth)정도인 알루미늄 덕트에 대한 전압손실,

$$\Delta P_t = 0.671 \frac{L \cdot Q^{1.863}}{D^{4.93}} \times 10^{-9} \quad (4)$$

(2) 거칠기가 0.15mm(average)정도인 아연도금 강철제 덕트의 전압손실,

$$\Delta P_t = 0.471 \frac{L \cdot Q^{1.921}}{D^{5.066}} \times 10^{-9} \quad (5)$$

(3) 거칠기가 0.9mm(medium rough)정도인 유리섬유로 라이닝된 덕트 또는 직물(fabric)과 와이어가 조합된 플렉시블 덕트의 전압손실,

$$\Delta P_t = 0.49 \frac{L \cdot Q^{1.863}}{D^{4.93}} \times 10^{-9} \quad (6)$$

이다. 위의 세경우에 관한 식에서 ΔP_t는 전압손실(mH₂O), Q는 유량(CMM), D는 덕트지름(m), L는 덕트길이(m)를 뜻한다.

2.3.2 동적손실(dynamic loss)

덕트계는 여러 형상의 연결요소와 덕트로 구성되며 유동경로나 유속의 변화가 있는 곳에서 주로 난류와(turbulence vortex)에 의하여 동적손실이 발생한다. 이러한 동적손실은 유속의 제곱인 동압에 비례하며 덕트의 입구(entries)와 출구(exits)요소, 확대 또는 축소된 단면요소(transitions) 그리고 티이(tee)나 와이(wye)와 같은 결합요소(junctions)에서 주로 발생한다. 이와같은 각종 연결요소에 대한 손실계수의 정의는 연결요소의 전압손실과 동압의 비로 표현할 수 있다. 연결요소에 대한 압력손실의 계산과정은 먼저, 대상요소에 대한 손실계수를 구한다음, 표 1에서와 같이 기준이 되는 단면에서 구한 동압을 손실계수와 곱하면 된다.

표 1 연결요소의 종류와 기준단면

번호	연결요소의 종류	동압 기준단면
(1)	Entries	Downstream
(2)	Exits	Upstream
(3)	Elbows	Upstream or Downstream
(4)	Transitions (Diverging flow)	Upstream
(5)	Transitions (Converging flow)	Downstream
(6)	Junctions (Tees, Wyes)	Downstream
(7)	Obstructions	Upstream or Downstream

먼저, 입구 및 출구, 엘보우(elbow), 디퓨저(diffuser), 축소 및 확대요소 그리고 댐퍼(damper)와 같은 장애물에 대한 전압손실은 다음식으로 계산할 수 있다.

$$\Delta P_t = C_o \cdot P_{v.o} \quad (7)$$

식에서 하첨자 o는 동압이 기준되는 단면을 뜻한다. 와이나 티이와 같은 결합요소에서 주덕트(main duct)와 분기덕트(branch duct)에 대한 전압손실은 각각 다음과 같다.

$$\Delta P_t = C_{c.s} \cdot P_{v.c} \quad (8)$$

$$\Delta P_t = C_b \cdot P_{v.c} \quad (9)$$

윗식에서 P_{v.c}는 분기전 또는 분기후에 공통단면에서의 동압을 나타내고, C_{c.s}와 C_{c.b}는 각각 주덕트와 분기덕트에 대한 손실계수이다.

2.4 압력손실 진단 소프트웨어

각종 덕트요소에 대한 압력손실 값을 계산하는 압력손실 진단소프트웨어는 기존 덕트계의 압력손실을 평가할 수 있을 뿐만 아니라 설계하고자 하는 덕트계의 각종 요소에 대한 압력손실도 사전에 예측할 수 있도록 구성되어 있다. 특히, 압력손실 진단소프트웨어에서 얻은 결과자료를 필요에 따라 소음진단 소프트웨어의 입력자료로도 이용할 수 있으므로 덕트계의 소음설계 단계에서 본 소프트웨어를 함께 사용하면 아주 효율적인 소음설계를 할 수 있다. 압력손실을 계산하는 소프트웨어의 주 프로그램(main program)내용을 열거하면 표 2와 같다.

표 2 압력손실을 계산하는 주 프로그램의 내용

번호	내용
1	Entries(덕트의 입구형상, 스크린의 유·무)
2	Exits(덕트의 출구형상, 스크린의 유·무)
3	Elbows(곡관의 형상, 각도, 조합갯수 등)
4	Transitions(확대유동인 경우로 Diffuser의 확대율, 확대각)
5	Transitions(축소유동인 경우로 단면축소율, 축소각)
6	Junctions(확대유동을 갖는 Tee나 Wye의 주(main)덕트에서 손실)
7	Junctions(확대유동을 갖는 Tee나 Wye의 분지(branch)덕트에서 손실)
8	Junctions(축소유동을 갖는 Tee나 주(main)덕트에서 손실)
9	Junctions(축소유동을 갖는 Tee나 분지(branch)덕트에서 손실)
10	Obstructions(댐퍼, 관로에 설치한 측정장치, 및 기타장애물)
11	Ducts(원형과 각형덕트)
12	Equipments(팬, 코일 등으로 제조자의 데이터를 참고)
99	Program stop(프로그램의 종료)

2.5 압력손실 진단의 예

압력손실을 진단하기 위한 가상덕트계(imaginary duct system)는 그림 3과 같다.

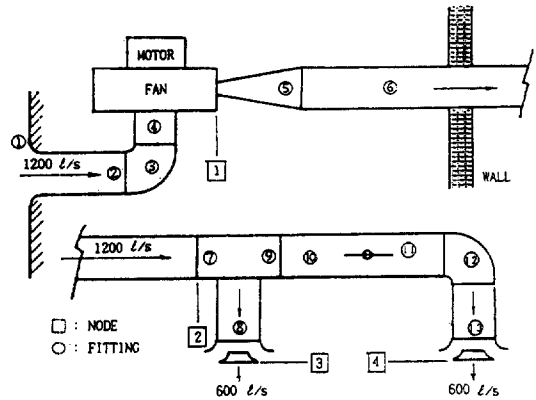


그림 3 압력손실을 진단하기 위한 가상덕트계
가상덕트계의 형상과 용적, 공급되는 공기량, 그리고 기타 입력인자 등은 진단의 예를 보여주기 위하여 임의로 작성된 것으로 표 3과 같다.

표 3 가상덕트계의 입력자료

Node From	Node To	Fitting No.	Type of Fitting	Air Flow (ℓ/s)	Duct Size (mm)	Length of Duct (m)	Other Data
0	1	1	Entry	1200	φ450		r/D=0.2, θ=90
	2		Duct	1200	φ450	10	
	3		Elbow	1200	φ450		r/D=1.5, θ=90
	4		Duct	1200	φ450	2	5 piece
1	2	5	Diffuser	1200	φ400(i)xφ550(o)		θ=20
	6		Duct	1200	φ550	8	
2	3	7	Tee, Branch	1200	φ350		
	8		Duct	600	φ350	1.5	
3	5	9	Tee, Main	1200	φ550		
	10		Duct	600	φ550	5	θ=20
	11		Damper	600	φ550		r/D=1.5, θ=90
	12		Elbow	600	φ550		5 piece
	13		Duct	600	φ550	1.5	

먼저, 진단하고자 하는 덕트계를 그림 3에서와 같이 각 구간마다 절점번호(node number)를 표기하고 아울러 각 구간내의 요소에 대해서는 연결요소번호(fitting number)를 기입한다. 이들 요소번호와 표 3에 제시된 입력자료를 프로그램상에서 입력하면 표 4와 같이 각 요소에 대한 압력손실 결과를 얻을 수 있다.

표 4 가상덕트계의 압력손실 진단결과

Node NO.	Fitting NO.	Air Flow Rate (ℓ/s)	Velocity (m/s)	Velocity Pressure (Pa)	Length of Duct (mm)	Fitting Loss Coef-ficient	Duct Pressure Drop per Meter (Pa)	Total Pressure Drop (Pa)
1	1	1200.0	7.55	34.21	.0	.03	.00	1.06
1	2	1200.0	7.55	34.21	10000.0	.03	1.30	12.99
1	3	1200.0	7.55	34.21	.0	.22	.00	7.63
1	4	1200.0	7.55	34.21	2000.0	.22	1.30	2.60
2	5	1200.0	9.55	54.80	.0	.17	.00	9.31
2	6	1200.0	5.05	54.80	8000.0	.17	.46	3.64
3	7	1200.0	5.05	15.33	.0	.45	.00	6.97
3	8	600.0	6.24	15.33	1500.0	.45	1.21	1.81
4	9	600.0	5.05	15.33	.0	.07	.00	1.12
4	10	600.0	2.53	15.33	5000.0	.07	.11	.57
4	11	600.0	2.53	3.83	.0	1.54	.00	5.90
4	12	600.0	2.53	3.83	.0	.22	.00	.85
4	13	600.0	2.53	3.83	1500.0	.22	.11	.17

3. 덕트계의 소음진단

3.1 개요

조화된 공기를 운반하는 통로인 덕트계는 공기를 공급하는 팬에 의한 팬소음(fan noise) 뿐만아니라 각종 덕트요소에서 유동의 부딪침으로 인하여 발생하는 유동소음을 수반하게 된다. 특히, 유동소음이 덕트계를 통하여 실(room)내로 전파되면 실내의 암소음 레벨(background noise level)을 높게 하여 소음문제를 초래하게 된다. 이러한 소음은 덕트계를 시공한 후에도 줄일 수는 있지만, 설계단계 초기부터 압력손실과 소음문제를 동시에 고려하여 설계하는 것이 바람직하다 할 수 있다.

따라서 본 프로그램은 설계자로 하여금 설계 초기단계부터 최소의 소음레벨을 갖는 덕트요소를 선정할 수 있도록 하기 위하여 덕트

계를 구성하는 개별요소는 물론 덕트계의 전시스템에 대한 소음값을 평가할 수 있도록 한다.

3.2 소음전파 경로와 특성

공조시스템에서 소음의 전파경로는 그림 4에서와 같이 기계실의 각종 장비에서 발생하는 소음이 인접한 실로 전파(air-borne transmission)되는 경우, 장비에서 발생하는 진동이 건물구조를 통해서 인접한 실로 전파(structure-borne transmission)되어 소음을 발생하는 경우, 그리고 팬소음이나 덕트요소에서 발생한 유동소음이 덕트계를 통과하여 실로 전파(duct-borne transmission)하는 경우 등의 세가지로 분류할 수 있다. 이러한 소음의 전파경로들 중에 특히, 덕트계를 통한 소음의 전파는 덕트계의 유동저항과 밀접한 관계를 갖기 때문에 설계단계부터 소음대책을 수립해야 한다.

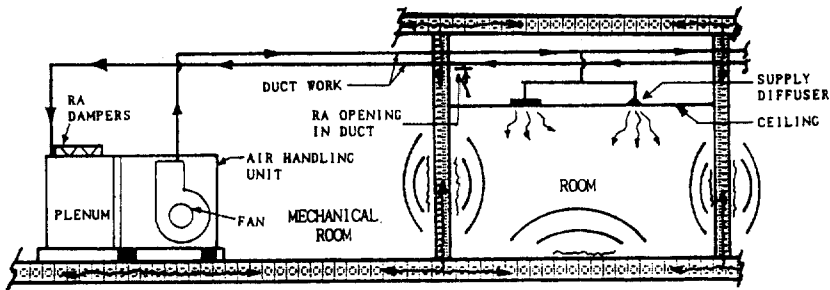


그림 4 공조장치의 소음전파 경로

그림 4의 공조장치에서 소음과 관련된 각종 덕트요소를 소음발생, 감쇠, 그리고 유동에 의한 재발생요인으로 구분하여 나타내면 표 5와 같다.

표 5 덕트계의 소음발생 및 감쇠요소

특 성	내 용
소음발생	Fan generated sound power level
소음감쇠	Attenuation in straight, lined and unlined duct Attenuation in lined and unlined fittings Attenuation through plenum Attenuation through terminal unit Branch and outlet power division End reflection loss
소음재발생	Regenerated noise at fittings, etc

3.2.1 소음발생 요소

팬은 주된 소음발생원으로서 덕트계에 적합한 팬은 시스템의 필요정압을 충족시키면서 동시에 최소의 소음레벨을 갖는 팬이어야 한다. 일반적으로 팬의 소음특성은 표 6과 같이 고유음향 파워레벨(specific sound power level)로 나타낼 수 있다. 고유음향 파워레벨의 크기는 팬의 형식과 날개크기(wheel size)에 따라 다르며 날개가 큰 대형팬일수록 소형 팬에 비하여 파워레벨은 낮다. 또한, 운전중에

팬의 날개수와 회전수에 따라 강한 순음을 발생하는 주파수를 갖게 되는데 이 주파수를 날개 통과주파수(blade passage frequency)라 하며 다음식으로 계산할 수 있다.

$$B_f = \frac{B \cdot N}{60} \tag{10}$$

식(10)에서 B는 팬의 날개수, N는 분당 회전수(RPM)를 나타낸다. 팬의 음향파워레벨 계산에 날개 통과주파수를 고려하기 위하여 그 주파수가 포함되는 옥타브 대역(octave band)에 표 6에 나타난 바와 같이 날개주파수로 인한 보정음(Blade Frequency Increment, BFI)을 가산해서 계산해야 한다. 덕트내를 전파하는 팬소음의 음향파워레벨은 고유음향 파워레벨 K와 작동유체의 유량 Q 및 송풍압력을 P라 할 때 다음식으로 구할 수 있다.

$$L_w = K + 10 \log \left(\frac{Q}{Q_1} \right) + 20 \log \left(\frac{P}{P_1} \right) + BFI + C \tag{11}$$

식(11)에서, L_w 는 음향파워레벨[dB re 1pW], Q_1 은 기준유량[cfm이면 1.0, ℓ /s이면 0.472], P_1 은 기준압력[in.H₂O이면 1.0, Pa이면 0], C는 운전효율에 따른 보정계수를 나타낸다. 특히, 팬의 날개와 유동의 상호작용에 의하여 발생하 상음(overtone)은 팬의 케이싱(casing)과의 공진(resonance)으로 인하여 더욱 높은 소음레벨이 되어 덕트계로 전파될 가능성이 있다.

표 6 팬의 종류에 따른 고유음향 파워레벨

Fan Type	Wheel Size	Octave Band Center Frequency, Hz							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	BFI
Centrifugal	backward curved	32	32	31	29	28	23	15	3
	backward inclined	36	38	36	34	33	28	20	3
	Forward curved	47	43	39	36	34	32	28	2
	Radial blade	45	39	42	39	37	32	30	8
	Pressure Blower	55	48	48	45	45	40	38	8
Vaneaxial	Over 1000mm	63	57	58	50	44	39	38	8
	Under 1000mm	39	36	38	39	37	34	32	6
Tubeaxial	Over 1000mm	37	39	43	43	43	41	28	6
	Under 1000mm	41	39	43	41	39	37	34	7
Propeller	Over 1000mm	40	41	47	46	44	43	37	7
	All	48	51	58	56	55	52	46	5

3.2.2 소음감쇠 요소

덕트계의 소음감쇠(noise attenuation)는 크게 두가지 형태로 구분할 수 있다. 즉, 감쇠의 첫번째 형태는 덕트내부를 흡음재(absorptive material)로 라이닝(lining)하거나 혹은 소음기(silencer)등을 이용하여 인위적으로 소음을 감쇠시키는 경우이고, 두번째 형태는 분지점(junctions)에서 각 분지관(branch take-offs)으로 음에너지의 분배, 덕트벽으로의 투과, 그리고 곡관과 덕트의 출구에서 음의 반사로 인한 음에너지의 손실 등에 의하여 자연적으로 감쇠되는 경우가 있다. 덕트계의 주요 소음원인 팬소음을 감쇠시키기 위한 인위적인 방식으로는 대개 팬출구에 그림 5와 같은 소음상자인 플레넘(plenum)을 설치하여 소음을 감소시키는데 이때 플레넘에서의 유동저항으로 인한 압력손실이 크지 않도록 유의해야 한다.

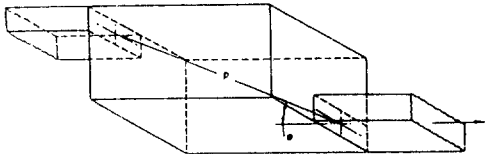


그림 5 플레넘(plenum)의 개략도

이와 같은 플레넘은 그 용적보다 큰 파장을 갖는 낮은 주파수의 소음을 저감하는데 탁월하므로 팬의 출구측에 설치하여 팬소음을 감소시키기 위하여 많이 쓰고 있으며, 플레넘의 소음감쇠 레벨(dB)은 다음식으로 구할 수 있다.

$$Att = 10 \text{Log}_{10} \left\{ \frac{1}{S_e \left(\frac{\cos \theta}{2\pi d^2} + \frac{1-\alpha}{\alpha \cdot S_w} \right)} \right\} \quad (12)$$

식 (12)에서 α 는 플레넘내부에 흡음처리된 흡음재의 평균흡음율, S_e 는 플레넘 출구면적

(m^2), S_w 는 플레넘 내부의 전표면적(m^2), d 는 플레넘 입구와 출구의 중심거리(m), 그리고 θ 는 출구측덕트 개구면으로 입사되는 음의 입사각을 표시한다.

한편, 덕트계의 자연감쇠 요소로는 분지점에서의 소음파워의 분배, 끝단반사에 의한 감쇠, 덕트벽으로의 투과 및 거리에 따른 감쇠 등을 들 수 있다. 특히, 원형덕트의 경우인 자연감쇠값은 음의 전파거리와 주파수에 따라 다르나, 대략 1000Hz이하에서는 0.1dB/m, 그 이상의 주파수에서는 0.3dB/m 정도를 나타낸다.

3.2.3 소음재발생 요소

덕트계의 주된 소음원인 팬소음 이외에도 덕트계의 각종 연결요소(fittings)를 유동이 통과할 때 유동에 의하여 재발생되는 유동소음(flow noise)은 소음설계에서 지극히 중요하다. 유동소음을 발생하는 연결요소의 종류로는 곡관(elbow), 댐퍼(damper), 분지관(branch take-off), 공기조절장치(air modulation unit), 그리고 덕트의 급격한 유동경로의 변화와 단면변화 등을 들 수 있다. 유동소음의 대소레벨(high and low level)을 좌우하는 주된 인자로는 요소의 형상과 유동속도이며 특히, 유동속도에 따른 음세기(sound intensity)는 대개 덕트를 지나는 유동속도의 5~6승에 비례하여 증가한다.

덕트계에 설치되어 있는 댐퍼, 곡관, 그리고 분지점 등에서 발생하는 소음은 그림 6의 (a)와 같이 댐퍼내부에 설치한 댐퍼날개와 그림 6의 (b)와 같이 곡관내부에 설치한 베인(vane)등에 크게 영향을 받으며 주로 댐퍼의 날개수와 베수인에 따라 소음레벨은 크게 달라진다.

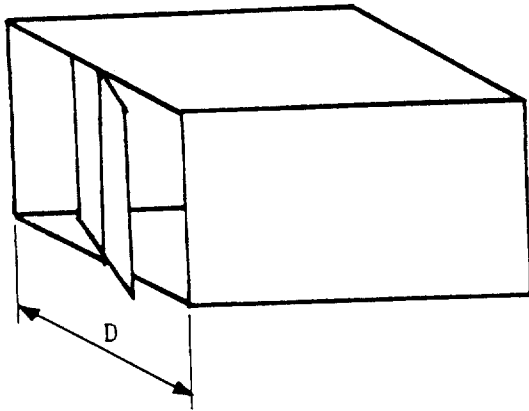


그림 (a)

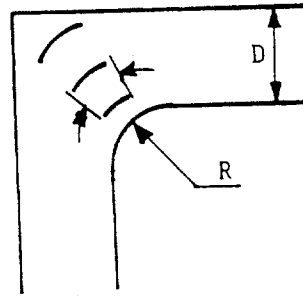


그림 (b)

그림 6 단일날개의 댐퍼와 회전깃을 갖는 90°곡관

이러한 요소에서 발생한 옥타브대역 음향파
위레벨(octave band sound power level)은
다음식을 이용하여 예측할 수 있다.

$$L_w = K + 10\log_{10}f + 50\log_{10}U + 10\log_{10}S + 10\log_{10}D + \text{Special Parameters} \quad (13)$$

식(13)에서 f 는 옥타브 대역 중심주파수
(octave band center frequency, Hz), K 는
스트라울수(Strouhal number)로 표현되는
연결요소의 특성스펙트럼(characteristic
spectrum), U 는 통과유속(m/s), 그리고 S
는 곡관, 분지관, 그리고 댐퍼 등이 설치되어
있는 덕트의 횡단면적(m^2)을 표시하며 D 는
댐퍼축에 법선인 덕트높이, 곡관 또는 분지점
에서는 대표적인 회전베인(turning vane)의
현(cord)길이나 곡관높이 등을 나타낸다. 또
한, Special parameters로는 댐퍼가 있는 경
우는 -18dB , 회전베인을 갖는 곡관에 대해
서는 $10\log_{10}n-18$, 회전베인이 없는 곡관이나 분
지점을 갖는 덕트계에서는 $\Delta r + \Delta T$ 값을 식

(15)에 포함시켜야 한다. 여기서, n 는 회전베
인의 수, Δr 는 덕트의 구부러짐(rounding)의
정도에 대한 보정값, ΔT 는 상류에서의 유동
의 난류정도에 따른 보정값을 뜻한다.

3.3 소음진단 소프트웨어

본 소프트웨어의 주요특징은 기존덕트계
에서 발생하는 소음문제를 용이하게 평가하여
적절한 조치를 취할 수 있게 하고 특히, 덕트
계를 설계할 때부터 설계도면만으로도 제반
소음문제를 예측하여 설계단계부터 적절한 소
음대책을 수립할 수 있도록 하였다.

본 소프트웨어는 음원부의 소음레벨을 계산
하는 프로그램, 소음감쇠 레벨을 계산하는 프
로그램, 유동에 의하여 발생하는 유동소음 레
벨을 계산하는 프로그램, 마지막으로 덕트계
전체의 소음레벨이 소음설계 목표치에 적합한
가를 판단하는 평가프로그램 등으로 구성되어
있으며 주요 내용만을 제시하면 다음과 같다.

(1) 소음발생 내용

번호	내용
1	후곡형 원심팬으로서 직경이 900M이상인 것
2	후곡형 원심팬으로서 직경이 900M이하인 것
3	전곡형 원심팬으로서 모든 직경포함
4	PRESSURE BLOWER로서 직경이 1000MM이상인 것
5	PRESSURE BLOWER로서 직경이 500-1000MM범위인 것
6	PRESSURE BLOWER로서 직경이 1000MM이하인 것
7	배인형 축류팬으로서 직경이 1000MM이상인 것
8	배인형 축류팬으로서 직경이 1000MM이하인 것
9	튜브형 축류팬으로서 직경이 1000MM이상인 것
10	튜브형 축류팬으로서 직경이 1000MM이하인 것
11	냉각탑용 프로펠러팬
12	수동입력(M)
13	사용한 메뉴의 파워레벨을 합성
99	프로그램 종료

(2) 소음감쇠 내용

번호	내용
1	팬에서의 경로분기에 따른 소음파위의 감쇠
2	입출구가 평행인 플레넘에서 소음파위의 감쇠
3	입출구가 수직인 플레넘에서 소음파위의 감쇠
4	흡음처리가 안된 직사각형 덕트에서 소음파위의 자연감쇠
5	흡음처리가 안된 직사각형 덕트에서 소음파위의 자연감쇠(I)
6	흡음처리가 된 직사각형 덕트에서 소음파위의 감쇠(M)
7	흡음처리가 안된 원형덕트에서 소음파위의 감쇠(M)
8	흡음처리가 된 원형덕트에서 소음파위의 감쇠(M)
9	흡음처리가 안된 직각 엘보우에서 소음파위의 자연감쇠(M)
10	흡음처리가 된 직각 엘보우에서 소음파위의 감쇠(M)
11	흡음처리가 안된 반경 엘보우에서 소음파위의 자연감쇠(M)
12	흡음처리가 된 반경 엘보우에서 소음파위의 감쇠(M)
13	소음기에서의 감쇠(M)
14	직사각형 분기덕트에서 소음파위의 감쇠
15	원형 분기덕트에서 소음파위의 감쇠
16	직사각형과 원형이 조합된 분기덕트에서 소음파위의 감쇠
17	디퓨저의 끝단 반사손실로 인한 소음파위의 감쇠(M)
18	끝단 유량조절장치에서 소음파위의 감쇠(M)
19	수동입력(M)
20	사용한 메뉴의 파워레벨을 합산
99	프로그램 종료

* (I)는 덕트외부에 단열처리가 된 상태를 뜻함

* (M)는 제조자의 데이터 혹은 USER의 수동입력을 요함

(3) 소음재발생 내용

번호	내용
1	직사각형 덕트내에 설치된 댐퍼에서 소음의 재발생
2	원형 덕트내에 설치된 댐퍼에서 소음의 재발생
3	회전깃이 있는 90도 엘보우에서 소음의 재발생
4	회전깃이 없는 90도 엘보우에서 소음의 재발생(M)
5	T형 이음에서 소음의 재발생(M)
6	X형 이음에서 소음의 재발생(M)
7	90도 분기점에서 소음의 재발생(M)
8	수동입력(M)
9	사용한 메뉴의 파워레벨을 합성
99	프로그램 종료

(4) 합성소음 계산 및 평가

① 합성소음 계산내용

번호	내용
1	MAIN1, MAIN2, MAIN3에서 계산된 최종소음파워 값을 합성
2	합성소음파워레벨을 ASHRAE H/B의 일반 실방정식을 적용하여 음압레벨로 변환
3	합성소음파워레벨을 ASHRAE H/B의 특수 실방정식을 적용하여 음압레벨을 변환
4	음압레벨을 수동입력(M)
9	주메뉴로 복귀

* (M)는 제조자의 데이터 혹은 USER의 수동입력을 요함

② 소음평가 내용

번호	내용
1	허용실내 음압레벨(RC LEVEL)을 입력
2	허용실내 음압레벨(SPL LEVEL)을 입력
3	실내음압레벨의 만족여부 체크
99	주 메뉴로 복귀

3.4 소음진단의 예

소음진단을 위한 가상덕트계(imaginary duct system)는 그림 7과 같으며 단지, 여기에서는 그림 7과 같은 가상덕트계를 대상으로 하여 소음을 진단한 결과와 실(room)의 허용

소음레벨을 비교하여 가상덕트계가 허용설계 범위를 만족하는지를 평가하고 만약 만족하지 않는다면, 개발된 소프트웨어를 이용하여 손쉽게 설계변경을 할 수 있음을 보이고자 한다.

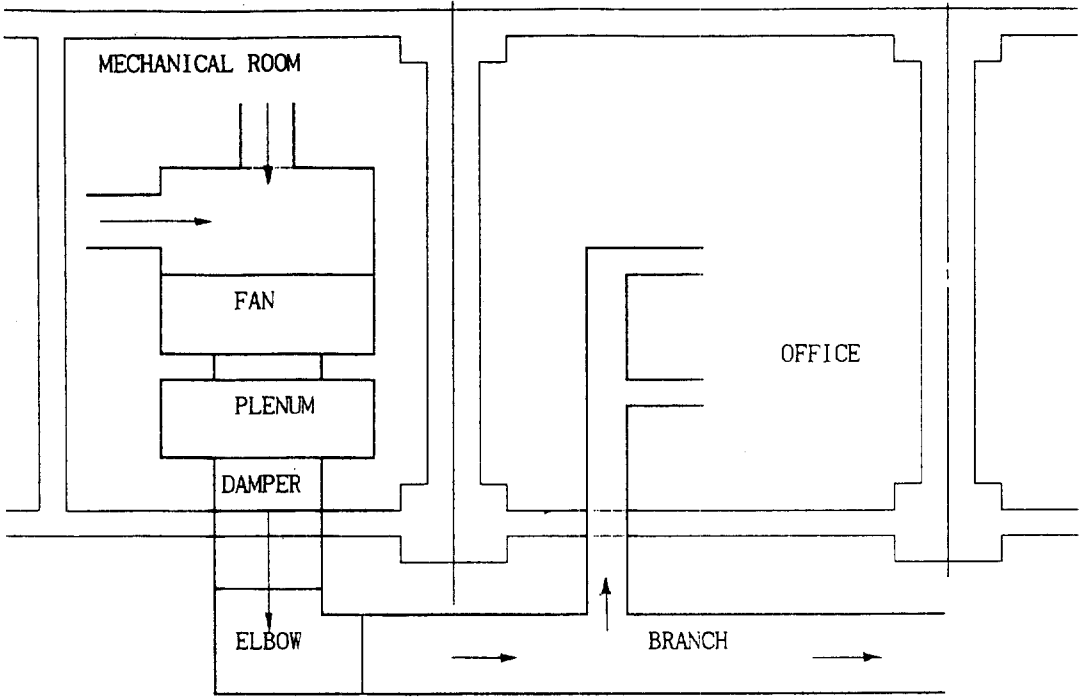


그림 7 소음진단을 위한 가상덕트계

또한, 대상으로 하는 실의 체적은 3m × 4m × 3m(폭 × 길이 × 높이)로 사방이 개방된 일반사무실을 대상으로 하였다. 일반 사무실에서 권장되는 실내 허용소음레벨(RC)은 35~40으로 여기에서는 40을 기준하였다.

먼저, 그림 7에서 팬 출구에 소음장치인 플레넘(pleum)이 없다는 가정하에 덕트계를 소음진단한 1차결과는 그림 8과 같다. 그림 8에서 실의 허용소음레벨(RC=40)보다 덕트계로 전파되어 실내로 방사된 소음의 음압레벨(sound pressure level, 20μPa 기준)이 전 주파수대역에 걸쳐서 훨씬 높음을 알 수 있다.

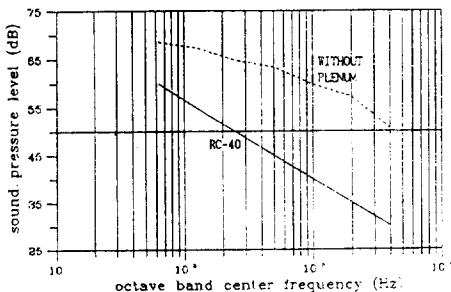


그림 8 덕트계의 소음진단 1차결과

이러한 소음레벨을 증가시키는 주요 소음원이 무엇인지를 본 연구에서 개발한 소프트웨어를 이용하여 분석하여 보면 그림 9과 같은 결과를 얻을 수 있다. 또한 그림 9에서 보는 바와 같이 주요 소음원에 대한 음향파워레벨의 크기는 팬, 댐퍼, 그리고 곡관(elbow) 순으로 됨을 알 수 있는데 그 중에서도 팬에서 발생한 음향파워레벨이 제일 높음을 알 수 있다.

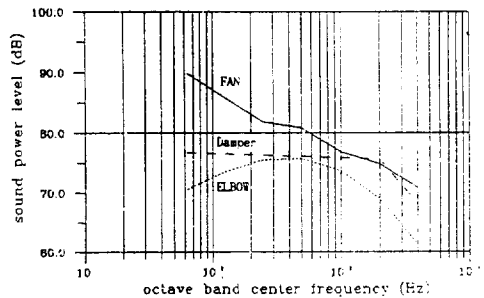


그림 9 주요 소음원의 음향파워레벨

따라서 팬소음을 감소시키기 위하여 그림 5와 같은 소음장치인 플레넘(plenum)을 설치한후(플레넘의 제원은 생략), 덕트계의 소음

을 진단하면 그림 10과 같은 2차결과를 얻을 수 있다.

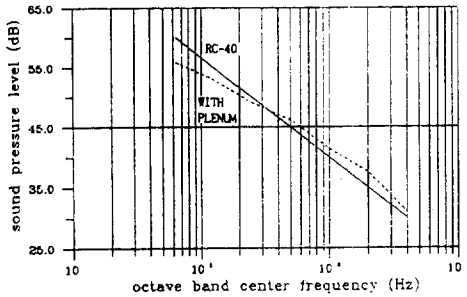


그림 10 덕트계의 소음진단 2차결과

그림 10은 플레넘 설치후 덕트계에서 진단된 음압레벨과 실내 허용소음레벨을 비교한 것으로 낮은 주파수대역에서는 허용소음레벨을 만족하지만 높은 주파수대역에서는 여전히 허용레벨보다 다소 높은 소음이 실내로 전파되고 있음을 볼 수 있다.

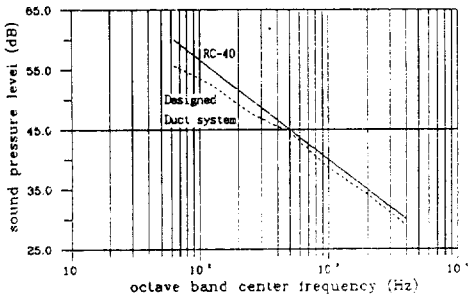


그림 11 덕트계의 소음진단 최종결과

이러한 고주파음은 대개 댐퍼나 곡관과 같은 연결요소에서 발생하므로 그림 11은 적은 압력손실값을 갖는 댐퍼와 곡관으로 대체시킨 후에 소음을 진단한 결과로서 전 주파수대역에 걸쳐서 실의 허용소음레벨보다 낮은 음압레벨을 갖는 덕트계가 설계되었음을 확인할 수 있다.

4. 맺음말

이상과 같이 소개한 공조용 덕트계의 유동저항 및 소음진단을 위한 컴퓨터 프로그램

NODROP은 설계에 종사하는 실무자들뿐만 아니라 실무경험이 없는 초급기술자들로 하여금 유동저항 및 소음값을 쉽게 구할 수 있도록 구성되어 있다. 따라서, 기존 덕트계의 수정검토 또는 일부 덕트계의 교체를 위한 간단한 계산에 본 프로그램을 활용하면 좋은 결과를 얻을 수 있으리라 생각된다. 그러나, 덕트계 전체를 구상하는데는 본 프로그램의 출력자료인 수치값만으로는 혼돈의 여지가 많으므로 수치값들을 일정형식으로 도면화된 결과로 출력할 수 있도록 하기 위한 프로그램의 개발에 지속적인 연구가 필요하다 할 수 있다.

참고문헌

1. 板木守正 監修, “空調設備의 消音設計”, 空調設備騒音研究會, 理工學社 刊, 1976
2. “ASHRAE HANDBOOK 1984 SYSTEMS”, Chap. 32, 1984
3. “ASHRAE HANDBOOK 1985 FUNDAMENTALS”, Chap. 7, Chap. 33, 1985
4. “ASHRAE HANDBOOK 1987 SYSTEMS AND APPLICATIONS”, Chap. 52, 1987
5. W. F. Stoecker and J. W. Jones, “Refrigeration and Air Conditioning”, McGraw-Hill Book Company, Chap. 6, 1982
6. Carrier Air Conditioning Company, “HANDBOOK OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN”, McGraw-Hill Book Company, Part2, 1965
7. Leo. L. Beranek, “Noise Reduction”, McGraw-Hill Book Company
8. Leo. L. Beranek, “Noise and Vibration Control”, McGraw-Hill Book Company, 1971
9. Lewis H. Bell. “Industrial Noise Control”, MARCEL DEKKER, 1982
10. Fan Application Manual, AIR SYSTEMS AMCA Publication 200, 1987