



2009 년 2월 석사학위 논문

차량용 머플러 테일파이프 내부 유동특성에 따른 실험적 연구

An Experimental Study to flow Characteristics Exhaust Muffler Tail-pipe for vehicles.

조선대학교 대학원

기계공학과

오 정 교

차량용 머플러 테일파이프 내부 유동특성에 따른 실험적 연구

An Experimental Study to flow Characteristics Exhaust Muffler Tail-pipe for vehicles.

2009년 2월 일

조선대학교 대학원

기계공학과

오 정 교

차량용 머플러 테일파이프 내부 유동특성에 따른 실험적 연구

지도교수 이 행 남

이 논문을 공학 석사 학위 신청 논문으로 제출함

2009년 2월 일

조선대학교 대학원

기계공 학과

오 정 교

오 정교의 석사학위 논문을 인준함

- 위원장 조선대학교 교 수 공학박사 박 길 문
- 위 원 조선대학교 교 수 공학박사 이 행 남
- 위 원 조선대학교 전임강사 공학박사 김 근 형

2009년 2월 일

조선대학교 대학원

目次	•• i
List of Tables	···· iii
List of Figures	···· iii
Nomenclature	•••• v
Abstract	····· VII
第1章序 論	1
第1節 연구 배경 第2節 연구목표 및 방법	···· 1 ···· 3
第2章 理論的 背景	5
第1節 유동해석의 이론적배경 1. CFD이론 2. 유한체적법(FVM) 第2節 소음해석의 이론적 배경 1. CFD 이론적 배경 2. 유한체적법	···· 5 ··· 5 ··· 6 ·· 16 ··· 9 ··· 10
第3章 數值解析	18

	第1節 속도 및 압력분포에 관한 解析	
	第2節 소음해석2	24
第	4 章 結 果 및 考 察	6
	第1節 속도와 압력분포 해석 결과 및 고찰	6
	1. 속도 분포	6
	2. 압력 분포	2
	第2節 속도 및 압력분포 특성 분석	7
	1. 속도 분포의 특성	7
	2. 압력 분포의 특성4	2
	第3節 소음해석 고찰4	8
第	5 章 結 論	8
REF	ERENCES5	9

LIST OF TABLE

Table.	3-1 CFD	Condition of	Driving	Flow	19
Table.	4-1Units	of Physical	Property	2	26

LIST OF FIGURES

Fig.	1 - 1	연구수행방법
Fig.	2-1	Discretization Diagram of X-Direction Momentum Equation
Fig.	2-2	Discretization Diagram of Y-Direction Momentum Equation11
Fig.	2-3	Discretization Diagram of Continuity Equation12
Fig.	2-4	차량 소음의 발생부위
Fig.	2-5	차량의 부품에 따른 소음의 발생
Fig.	3-1	CFD Grid of Tail-pipe(Φ 45)20
Fig.	3-2	CFD Grid of Tail-pipe($\Phi45,$ degree changed)21
Fig.	3-3	CFD Grid of Tail-pipe($\Phi 60$)
Fig.	3-4	CFD Grid of Tail-pipe($\Phi 60$, degree changed)23
Fig.	3-5	Exhaust System24
Fig.	3-6	GT-POWER Tail-pipe noise Simulation Model
Fig.	4 - 1	Mean Velocity Vector of Distribution (case1~3)28
Fig.	4-2	Mean Velocity Vector of Distribution (case4~6)29
Fig.	4-3	Mean Velocity Vector of Distribution (case7~9)
Fig.	4 - 4	Mean Velocity Vector of Distribution (case10~12) 31
Fig.	4-5	Pressure of Distribution (case1~3)
Fig.	4-6	Pressure of Distribution (case4~6)
Fig.	4 - 7	Pressure of Distribution (case7~9)
Fig.	4 - 8	Pressure of Distribution (case10~12)
Fig.	4-9	Mean Velrocity Vector of Distribution(case1~3) 40
Fig.	4-10	0 Mean Velrocity Vector of Distribution(case4~6) 40

Fig.	4 - 11	Mean Velrocity Vector of Distribution(case7~9) 41
Fig.	4-12	Mean Velrocity Vector of Distribution(case10~12) 42
Fig.	4-13	Pressure of Distribution(case1~3)45
Fig.	4 - 14	Pressure of Distribution(case4~6) 45
Fig.	4 - 15	Pressure of Distribution(case7~9) 46
Fig.	4 - 16	Pressure of Distribution(case10~12) 46
Fig.	4 - 17	Engine revolution according to the Noise level(dB) (case1) 50
Fig.	4 - 18	Engine revolution according to the Noise level(dB) (case2) $\cdots \cdots 51$
Fig.	4 - 19	Engine revolution according to the Noise level(dB) (case3) 52
Fig.	4-20	Engine revolution according to the Noise level(dB) (case4) 53
Fig.	4 - 21	Engine revolution according to the Noise level(dB) (case5) $\cdots 54$
Fig.	4-22	Engine revolution according to the Noise level(dB) (case6) 55
Fig.	4-23	Engine revolution according to the Noise level(dB)
		(Total case)56

Nomenclature

а	: Duct half-width (mm)
b	: Duct half-height (mm)
Ds	: Pipe diameter (mm)
D _h	: Hydraulic diameter (4ab/2(a+b) mm)
f	: Frequency of oscillation
g	: Gravitation (m/sec ²)
Le	: Entrance length (mm)
$M \times N$: Length of test section (mm×mm)
р	: Pressure (N/m ²)
f(i,j)	: Grey level in the 1st frame
_ f	: Average Grey level in the 1st frame
g(i,j)	: Grey level in the 2ndt frame
$\frac{-}{g}$: Average grey level in the 2nd frame
Re	: Reynolds number
t	: Time (sec)
u, v, w	: Velocity components in $\boldsymbol{x},$ \boldsymbol{y} and $\boldsymbol{z}\text{-}axis$
Х, У, Z	: Rectangular coordinates of test section
Q	: Flow rate of $volume(\ell/s)$
\dot{m}	: Mass flow rate (m^3/s)
V	: volume (m^3)

Greeks

۲ _{air}	: Specific weight of air (N/m ³)
μ	: Coefficient of viscosity (N·sec/m ²)
ν	: Coefficient kinematic viscosity (m ² /sec)
ρ	: Density (Kg/m ³)
au	: Shearing stress (N/m^2)

Subscripts

C _r	: Critical value			
е	: Value on developing flow			
fd	: Value on developed flow			
m	: Cross-sectional mean value			
р	: Fluid particle			
Q	: Quasi-steady flow			
S	: Straight duct			
st	: Steady flow			

Superscripts and others

-	: Mean value
\wedge	: Quantities in the laplace domain
*	: Dimensionless quantity

ABSTRACT

An Experimental Study to flow Characteristics Exhaust Muffler Tail-pipe for Vehicles.

Oh jung kyo

Advisor : Prof. Lee Haeng-nam Department of Mechanical Engineering Graduate School of Chosun University

As an interest regarding indoor chastity anger increases greatly nowadays in case of high-speed driving as basic design concept to be applied to all products the comfort result, with a lot of effort to floating interpretation demand and development inner an exhaust total. The case that the floating noise by disturbances of fluid occurs in case of high speed driving in case of mufflers used to a large sedan when the amount of flowing water of large quantity flows in the muffler inside exists. A case of the floating noise can return in triumph through detailed consideration regarding a floating chapter. The exhaust noise contribution is the only under a high main noise circle to the external radiation noise and the noise inner a cockpit. Data regarding a muffler design will provide flow resistance improvement and noise reduction of the pipe which is an edge as I analyze contents I acquire data, and to have been related to a CFD technique grown up than the existing ways to the general characteristic and noise regarding corpse fluid regarding to use in study.

As a result of I changed the angle that I set up a diameter of a harm conduit line with 45mm and 60mm, and I bent of an each conduit line for finding out a floating characteristic of Tail-pipe to 70 °, 50 °, 30 °, and having considered floating characteristic and noise analysis through numerical interpretation, I got the following conclusion. (1) The occurrence of slip by corpse viscosity and eddy appeared actively in sharp formal changes at 70 ° when I tried to confirm a speed vector to occur according to the angles that I changed of a conduit line.

(2) Sound pressure occurred, but did not it at 50 $^{\circ}$ in the latter parts so that the phenomenon that a corpse flowed backward was conspicuous.

(3) It was with a form to have given the angle that I bent of 50 ° that the noise occurred lowest according to the angles that trend anger of a noise occurrence degree appeared equally by the interpretation results of the noise to occur according to the angles that I changed of a conduit line about time, all case to have done confirmation, and I bent, and there was confirmation.

(4) I showed by the best results when I gave the angle that I tried to delay a floating characteristic along a form change of Tail pipe by the interpretation results of a speed and pressure and the noise according to purposes when comparison tried, and I bent of 50 $^{\circ}$ in this study.

第1章 序 論

第1節 연구 배경

머플러는 일반적으로 내연기관이나 환기장치로부터 나오는 소음을 줄이기 위한 장치 로, 그 형상은 금속제 제작되어 있고 원통이나 직사각형의 상자 모양을 하고 있다. 머 플러의 소음을 줄이고자 형상을 변경하면 배기의 흐름에 대한 저항이 증가되어 엔진의 출력을 저하시키므로 소음과 배기 저항의 균형에 신중을 다해야 한다. 예를 들어 레이 싱카는 배기저항의 문제가 소음문제보다 중요하므로 소음기를 장치하지 않는 것이 레 이싱카의 장점을 높일 수 있어서 소음기가 장착되지 않고 있다.

머플러의 형식은 작동원리에 따라 가는 관에서 넓은 관으로 확산시켜 소리를 작게하 는 팽창식, 가는 관의 많은 구멍에서 넓은 공명실(共鳴室)로 확산시켜 서로 음을 상쇄 시키는 공명식(共鳴式), 스틸울(금속을 실 모양으로 한 것)에 흡수시키는 흡수식, 앞의 세 가지 방식을 혼합한 격벽식(隔壁式) 등이 있다.

머플러는 다양한 분야에서 쓰여지는데 원리는 비슷하다. 소총에 사용되는 소음기의 경우도 총기에서 나오는 고압가스를 작은 칸막이에서 분산하는 원리를 사용한다. 자동 차의 소음기가 출력 저하를 가져오듯이 총기의 경우 발사속도가 떨어지고 유효사거리 가 줄어들게 된다.

안락성과 환경친화는 오늘날 모든 제품에 적용되는 기초설계 개념으로서, 오늘날 고 속 주행시 실내 정숙성에 대한 관심이 크게 증대함에 따라 배기계 내부 유동 해석 요 구 및 개발에 많은 노력을 경주하고 있다. 특히, 대형 세단에 사용되는 머플러의 경우 고속 주행시 머플러 내부에 다량의 유량이 유입될 때 유동의 교란에 의해서 유동소음 이 발생하는 경우가 존재한다. 이런 유동소음의 경우는 유동장에 대한 자세한 고찰을 통해서 개선할 수 있다. 배기소음은 외부 방사소음 및 운전석 내부 소음에 기여도가 높은 주 소음원중 하나이다. 자동차량의 소음원별 기여도 평가 결과에 의하면 머플러 가 주 소음원중 하나임을 알 수 있다. 일반적인 머플러 이론에 의하면 음속의 0.1배 내지 0.2배 정도 까지는 머플러 성능에 크게 영향을 미치지 않는다고 알려져 있으나

- 9 -

실제 유동이 있는 상황 하에서는 유동소음이 머플러 성능에 많은 영향을 줌을 알수 있 다. 본 연구에서는 기존의 방법보다 더욱 발달된 수치해석적 기법을 이용하여 관련 데 이터를 획득하고 유체유동에 대한 전반적인 특성과 소음에 관련된 내용을 분석하여 테 일 파이프의 유동저항 개선과 소음 저감을 위한 머플러 설계에 대한 자료제공을 하고 자 한다.

第2節 연구목표 및 방법

머플러 내부의 난류 유동장 문제를 정확히 해석하기 위해서는 전체 유동의 속도장 변화에 대한 정확한 유동정보가 있어야만 한다. 따라서 유동장 해석 연구는 컴퓨터를 이용한 수치해석에 의해 수행되었으며, 컴퓨터의 발달과 더불어 아주 작은 미세한 구 간에 대한 해석도 가능해지고 계산속도도 향상되었다.

컴퓨터의 처리속도와 용량이 증가함에 따라 발달된 수치해법을 조합하여 전산유체 역학(Computational Fluid Dynamics, CFD)은 다양한 정식화 기법을 적용하였다. 모든 유동장 해석 연구에 수행되어지며 실험으로 얻기 어려운 유체역학 문제를 해결하고, 실험값과 비교 / 분석할 수 있는 미래의 해석기법으로 인식되고 있다. 컴퓨터를 이용한 수치 해석적 방법은 많은 비용과 장시간이 사용되는 반면 실험에 의한 방법에 비해 빠 르고 경제적인 장점이 많아 산업분야에 응용되고 있는 추세이다. 실제로 실험적 방법 에 비해 수배의 비용 절감과 시간 단축을 할 수 있으며, 실험적 방법으로 해석할 수 없는 분야도 컴퓨터에 의한 simulation 작업으로 해석이 가능하게 되었다.

따라서, 본 연구에서는 기존의 방법보다 더욱 발달된 수치해석적 기법을 이용하여 관련 데이터를 획득하고 유체유동에 대한 전반적인 특성과 소음에 관련된 내용을 분석 하여 테일 파이프의 유동저항 개선과 소음 저감을 위한 머플러 설계에 대한 자료제공 을 하고자 한다.

머플러 내부의 유동장은 엔진으로부터 나오는 맥동파와 머플러 내의 복잡한 구조에 의해 비정상상태이며 3차원 난류유동장이다. 머플러 내부의 난류 유동장을 해석하여 내부 유동장의 저항을 감소시키기 위해 구조 및 재질 등을 변경하는 것은 머플러 설계 시 기초자료가 된다. 기존의 머플러에 대한 연구는 단순히 머플러의 용량을 확장하는 것으로 소음을 저감하는 연구를 하였으나 레이아웃 설계 시 차량하부의 공간부족으로 인해 한계성을 나타나게 되었다. 최근에는 선진국을 중심으로 가변밸브장착, 머플러의 내부구조변경 등을 통해 내부유동저항을 감쇄시키는 것에 관한 연구가 활발히 진행되 고 있다.실제 유동시 머플러 입출구측 음압레벨 비교를 통해 입구축 소음보다 출구측 읍압이 더 크다는 것을 파악, 이에 머플러 입구에서 출구로 전달되는 소음 이외에 머 플러 내부에서 추가적으로 소음이 발생한다는 것을 파악하여, 테일파이프를 주 연구 대상으로 삼았으며 자세한 연구 수행 방법은 Fig1.1 와 같다.



Fig. 1-1 연구수행 방법

第2章 理論的背景

第1節 유동해석의 이론적 배경

1. CFD 이론

점성(viscosity)이 있는 유체운동의 직접적인 수치해석은 1953년경부터 시작하였는데, 작은 레이놀즈수(Low Reynolds Number)에서의 단순한 2차원 원주유동을 당시의 수 동 계산기를 1년 동안 계속 돌려서 수치해석을 수행하였다. 현재는 부동(浮動) 소숫점 계산을 1초당 10⁹회 이상 수행하는 즉, 1G(=10⁹) FLOPS (Floating Point Operation Per Second)이상의 슈퍼컴퓨터를 구사한 수치해석이 항공기, 에너지 기계, 기상 등 여 러 분야에서 유체현상의 해석과 설계에 커다란 공헌을 하고 있다.

그러나, 레이놀즈수가 큰 유체의 운동은 난류유동에 의해서 지배되며, 그 비선형성(非 線型性)에 의해서 생기는 여러 가지 스케일의 와류운동(Vortex Motion)을 포함하고 있 지만, 현재까지도 이 모든 와운동구조(Structure of vortex motion)를 규명할 수 없어 서 난류모델(Turbulence Model)을 도입하여 보완하고 있는 실정이다. 수치유체역학에 서 Navier-Stokes 방정식을 완벽하게 풀어내는 것은 현시점에서는 불가능하며, 반드 시 물리적인 고찰과 모델이 필요하다.

고전적인 유체역학의 역사도 역시 점성의 영향을 어떻게 해석에 집어넣을까라는 문제 로 하나의 커다란 흐름을 형성하고 있다. Navier-Stokes 방정식이 만들어진 뒤에는 작은 레이놀즈 수에서의 유동을 해석적으로 명확히 하기 위해 관성항을 생략하는 stokes근사나, 그 점근 전개를 이용하는 Oseen 근사를 생각해내게 되었다. 큰 레이놀 즈수의 유동을 명확하게 하기위해 점성의 영향을 벽면 가까이에 한정시킨 경계층 이론 (Boundary Layer Theory)을 만들어 내었다. 이 경계층과 그 외측 유동을 표현하는 이상유체(理想流體, Ideal fluid)의 유동을 실제로 풀기 위해서 수치계산이 본격적으로 도입되었다.

현재 널리 행하여지고 있는 수치유체역학(數値流體力學)은 필요에 따라 난류모델을 도 입하면서도 Navier-Stokes방정식을 직접 풀어서 점성유체의 운동을 명확히 하는 수치 계산방법이다. 따라서, Stokes 근사나 경계층 근사 등 근사방법은 사용되고 있지 않다. 그러나, 컴퓨터로 풀 수 있도록 기초방정식을 이산화(Discretization)하기 때문에, 이 과정에서 생기는 근사나 오차를 당연히 포함하고 있는 것을 인식할 필요가 이다. Navier-Stokes 방정식 등의 미분방정식을 이산화 하는 방법으로 크게 유한차분법 (FDM : Finite Difference Method), 유한요소법(FEM : Finite Element Method), 유한체적법(FVM : Finite Volume Method)의 3가지 종류를 들 수 있다. 컴퓨터는 미 분방정식을 해석적으로 푸는 것이 불가능하기 때문에, 풀어야 할 영역에 배치된 유한 개의 격자점상에서의 미지수에 관한 대수방정식이나 관계식을 만드는 것이 요구된다. 이것을 이산화(Discretization)라고 한다. 본 논문에서 유한체적법(FVM)을 채용했으며, 이것은 비압축성 유동에 대한 수치해석 방법의 하나인 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation)도입과도 관련이 있다. 이 해법은 정상(steady) 유동 을 효율적으로 풀 수가 있으며, 퍼스널 컴퓨터나 워크스테이션 등의 소형계산기에서도 충분히 이용될 수 있다. SIMPLE해법과 유한체적법은 오랜 경험과 전통으로부터 일체 화되어 발전되어 왔다.

2. 유한체적법(FVM)

유한체적법은 운동량 및 질량보존법칙(Conservation Principle)을 만족시키기에 용이 하도록 적분으로 기초방정식을 이산화하는 방법이다. 구체적으로는 고려하고 있는 격 자점을 중심으로 한 미소영역 내에서 방정식을 적분하고, 그 경계의 값을 인근 격자점 을 이용하여 요구되는 정확도로 주어 적분식을 이산화 하는 것이다. 미소영역에서 보 존법칙을 만족하는 것은 Navier-Stokes방정식 등의 기초방정식을 구할 때 당연하게 실행되어 왔다. 그러나 최종적으로 얻어진 미분방정식을 단순히 차분한 경우에는 이산 식이 보존법칙을 만족시키지 못할 경우도 발생한다. 이에 반해 유한체적법은 적분한 후 이산화하기 때문에 항상 그 미소영역 내의 운동량 등의 출입을 고려하게 되어 보존 법칙을 확실하게 만족시키는 이산식을 얻을 수 있다.

가. x 방향 운동량방정식의 이산화

운동량방정식을 속도 #를 미지수로 하여 유한체적법으로 이산화 하도록 한다.

$$\frac{\partial}{\partial x}(p_{\mathcal{V}}\cdot u) = \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial u}{\partial y}) - \frac{\partial p}{\partial x} \qquad (2-1)$$

Fig. 2-1는 이산화 할 때의 위치 및 길이에 대한 기호를 나타낸 것으로, 사선은 적 분하는 영역, 즉 제어체적을 나타낸다. 첨자 (*I*, *J*)에 대응하는 중심점 P의 위치에서 속도 *U*(*I*, *J*)를 정의한다. 엇갈림 격자를 취하고 있기 때문에 압력 *p*는 제어체적의 경계점 w, e에서 주어지고, 속도 *v* 는 경계의 모서리에서 주어진다. 이때 압력과 속도 *v*의 *x*방향 첨자 *I*는 그것들의 왼쪽에 있는 속도 *u*와 일치된다. *y*방향에 대해서는 압력의 위치는 속도 *u*와 같으나 속도 *v*는 위쪽에 있는 속도 *u*의 첨자 *f*에 대응된 다. 비 균일한 격자간격에 대해서 도응용될 수 있도록 *x*, *y* 양 방향의 좌표, 격자간격 등에도 배열(Dimension)을 가지도록 한다. 참고로 대문자로 나타낸 변수는 후술하는 프로그램에서 이용되고 있는 변수명과 거의 일치한다.

$$\int \int \frac{\partial}{\partial x} (\rho u \cdot u) dx dy = \Delta y \int \frac{\partial}{\partial x} (\rho uu) dx = SNS(\mathcal{J} * [(\rho u u)_e - (\rho u u)_w]$$

$$= SNS(\mathcal{J} * \{0.5 * [DEN * U(I, \mathcal{J} + DEN * U(I+1, \mathcal{J})] * u_e$$

$$- 0.5 * [DEN * U(I-1, \mathcal{J} + DEN * U(1, \mathcal{J})] * u_w\}$$

$$= SNS(\mathcal{J} * 0.5 * (GP + \ge) * ue - SNS(\mathcal{J} * 0.5 * (GW + GP) * u_w$$

$$= CE * u_e - CW * u_w = CE * 0.5 * [U(I+1, \mathcal{J} + (I-1, \mathcal{J})]$$

$$- CW * 0.5 * [U(I, \mathcal{J} + U(I-1, \mathcal{J})]$$
(2-2)

즉 *v*방향의 적분에 대해서는 평균값 *v*방향의 구폭간 *SNS(J)*를 곱한 것으로 나타내고, *x*방향의 적분은 원시함수(原始函數) *p и и* 가 주어져 있기 때문에 그 적분구간의 차로서 표현되어 있다. 여기서 DEN은 p의 변수값으로 주어져 있다.



Fig. 2-1 Discretization Diagram of X-Direction Momentum Equation 미지수인 속도 u의 선형방정식을 얻기 위해 ρ*uu*의 한쪽 *u*는 이미 알고 있는 값을 이용하여 계수에 포함시켜서 최종 식(2-10)을 얻는다.

대류항의 제2항도 같은 방법으로 유한체적법에 의한 이산화방정식 (2-3)을 얻는다. 속도 n는 이 방정식에서 미지수로 취급하지 않기 때문에 계수에 포함되어 있다.

$$\int \int \frac{\partial}{\partial y} (p \ v \ u) dx dy = \Delta x \int \frac{\partial}{\partial y} (p \ v \ u) dy = SWEM [(p \ v \ u) \ n - (p \ v \ u)_{s}]$$

$$= SWEM [(p \ v \ u)_{n} - (pv \ u)_{s}]$$

$$= SEWU [] * \{ 0.5*[DEN* \ V(I, J+1) + DEN* \ V(I-1, J+1)] * u_{n}$$

$$- 0.5*[DEN* \ V(I,]) + DEN* \ V(I-1,])] * u_{s} \}$$

$$= SEWU [] * 0.5*(GN+ GNW) * u_{n} - SEWU [] * 0.5*(GS + GSW) * u_{s}$$

$$= CN* u_{n} - CS* u_{s} = CN* 0.5*[U(I, J+1) + U(I,])]$$

$$- CS* 0.5*[U(I,]) + U(I, J-1)]$$
(2-3)

점성항의 제1항에서 _V방향의 적분은 평균값에 구간간격을 곱하여 나타내고 _x방향 은 원시함수 µ∂_u/∂_x의 차로 나타낸다. 이 미분항의 동쪽 경계 e에서의 값은 속도 _u 의 점 E, P의 차를 이 두 점간의 거리 *DXEPU(1)*로 나눈 것으로 주어지며, 2차 정확 도를 가진다. 식(2-4)은 점성항의 제1항에 대해 이산화된 식을 나타내며 , 식(2-5)는 같은 방법으로 하여 얻어지는 점성항 의 제2항에 대한 이산화된 식을 나타낸다

$$\int \int \frac{\partial}{\partial x} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right) dx dy = \Delta_y \int \frac{\partial}{\partial x} dx = \Delta_y \left[\left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right)_e^- - \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right)_e^- \right]$$

$$= SNS(x) * \left[V IS* \frac{1}{DXEPU(x)} * (\partial u)_e - VIS* \frac{1}{DXEPU(x)} (\partial u)_u^- \right]$$

$$= DE*(\partial u)_e - DW*(\partial u)_w = DE*[u(I+1, x) - U(I, x)]$$

$$- DW*[U(I, x) - U(I-1, x)] \qquad (2-4)$$

$$\int \int \frac{\partial}{\partial y} \left(u \frac{\partial u}{\partial y} \right) dx dy = \Delta_x \int \frac{\Delta}{\Delta_y} \left(u \frac{\partial u}{\partial y} \right) dy = \Delta_x \left[\left(u \frac{\partial u}{\partial y} \right)_u^- - \left(u \frac{\partial u}{\partial y} \right)_u^- \right]$$

$$= SEWU(x) * \left[V IS* \frac{1}{DYNP(x)} * (\partial u)_e - VIS* \frac{1}{DYPS(x)} * (\partial u)_x^- \right]$$

$$= DN*(\partial u)_u^- DS*(\partial u)_s = DN*[U(I, J+1) + U(I, x)]$$

$$- DS*[U(I, x) - U(I, J-1)] \qquad (2-5)$$

압력 구배항은 *y*방향에 대해서는 평균값에 구간간격을 곱하고, *x*방향은 경계점 *w,e*에 압력의 격자점이 배치되어 있기 때문에 그것들의 차로 직접 주어진다.

$$\int \int \left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right) dx dy = -\Delta_y \int \frac{\partial \phi}{\partial x} dx = -\Delta_y [\phi_e - \phi_w]$$
$$= SNS(\mathcal{J} * [P(I-1, \mathcal{J} - P(I, \mathcal{J})] \qquad (2-6)$$

이상의 각 항을 종합하면 _北방향 운동량방정식의 이산화방정식은 다음 식과 같이 된 다.

 $AS(I, J) = 0.5*CS+DS \rightarrow DS + [CS, 0]$ $\rightarrow [CS, DS + 0.5*CS, 0] \qquad (2-9)$ $AE(I, J) = -0.5*CE + DE \rightarrow DE + [-CE, 0]$ $\rightarrow [-CE, DE - 0.5*CE, 0] \qquad (2-10)$ $AW(I, J) = 0.5*CW + DW \rightarrow DW + [CW, 0]$ $\rightarrow [CW, DW + 0.5*CW, 0] \qquad (2-11)$ AP(I, J) = AN(I, J) + AS(I, J) + AE(I, J) + AW(I, J) $+ (CN - CS + CE - CW) \qquad (2-12)$

$$SU(I, f) = SNS(f) * [P(I-1, f) - P(I, f)]$$

나. 水방향 운동량방정식의 이산화

식 (2-14)의 v방향에 대한 운동량방정식으로부터 속도 v를 구하는 이산화방정식을 전절과 마찬가지 방법으로 만든다.

Fig. 2-2과 같이 사선으로 나타낸 제어체적을 설정하고 그 중심점 P에 속도 v에 대응하는 미지수 V(I.J)를 설정한다. 엇갈림 격자를 채용하기 때문에 전절의 기호와 대응

하지 않는 부분도 있으나. 이산화방정식을 얻는 순서는 *⋆*방향의 운동량방정식과 같다. 여기서는 식의 상세한 유도과정은 생략한다.



Fig. 2-2 Discretization Diagram of Y-Direction Momentum Equation 다. 연속방정식과 운동량방정식의 결합-SIMPLE 해법

연속방정식은 전술한 바와 같이 2차원 정상유동인 경우

이다. 이미 운동량방정식으로부터 속도를 구했기 때문에 연속방정식에서는 압력을 구 해야 한다. 그러나 연속방정식에는 압력이 포함되어 있지 않기 때문에 운동량방정식과 조합시킬 필요가 있다. 여러 가지 조합방법이 있으나 여기서는 압력보정식을 만드는 SIMPLE 해법이라 불리우는 방법을 채용한다.

속도 u를 구하는 x방향의 운동량방정식의 이산화방정식(2-7)을

 $a_eu_e = \sum a_{nb}u_{nb} + b + A_e(p_P - p_E)$ (2-16)로 고쳐쓴다. 첨자는 연속방정식에 대한 제어체적을 설명하는 Fig. 2-4에 대응하고 있다. 속도 v를 구하는 y방향의 운동량방정식에 대해서도 다음과 같이 나타낸다.

 $a_n v_n = \sum a_{nb} v_{nb} + b + A_e (p_P - p_N)$ (2-17)



Fig. 2-3 Discretization Diagram of Continuity Equation 압력에 대한 적절한 추정값 *p*를주면 속도에 대한 근사값 *u*, *v*를 위의 두식으로부터 아래와 같이 구할 수 있다.

 $a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + b + A_e (p_F^* - p_E^*) \quad (2-18)$

 $a_n v_n^* = \sum a_{nb} v_{nb}^* + b + A_n (p_P^* - p_N^*)$ (2-19)

정확한 압력 및 속도를 p, u, v로 하고 추정값 p에 대한 보정량을 p', 그것에 대 응하는 속도보정량을 u'. v'로 한다. 즉

$$p = p^* + p^{'}$$

$$u = u^* + u^{'}$$

$$v = v^* + v^{'}$$
(2-20)
(2-21)
(2-21)
(2-22)

의 관계식을 정의한다. 이 세 식을 식(2-16), (2-17)에 대입하여 각각 식(2-18), 식 (2-19)로 빼면

 $a_{e}u_{e} = \sum a_{nb}u_{nb} + A_{e}(p_{P} - p_{E})$ (2-23)

 $a_n v_n = \sum a_{nb} v_{nb} + A_n (p_P - p_N)$ (2-24)

로 된다. 여기서 인근 격자점의 속도 보정량의 영향이 적다고 가정하여 우변 제1항을 생략한다. 만일 수렴해를 얻을 수 있다면 보정량은 전부 0이 되기 때문에 이 생략은 수렴해를 얻는 것을 전제로 할 경우 허용될 수 있는 합리적인 가정이다. 따라서 속도 보정량은

 $u'_{e} = d_{e}(\dot{p}_{P} - \dot{p}_{E}), \qquad d_{e} \equiv A_{e}/a_{e}$ (2-25) $u'_{n} = d_{n}(\dot{p}_{P} - \dot{p}_{N}), \qquad d_{n} \equiv A_{n}/a_{n}$ (2-26)

로 주어질 수 있기 때문에 연속방정식의 이산화에 필요한 속도는 다음 식으로 주어질 수 있다.

$$u_{e} = u_{e}^{*} + d_{e}(\dot{p}_{P} - \dot{p}_{E})$$
(2-27)

 $u_n = u_n^* + d_n (p_P - p_N)$ (2-28) 연속방정식(2-16)을 제어체적에 걸쳐서 적분하면

[(*pu*)_e - (*pu*)_w]Δ_y + [(*pu*)_n - (*pu*)_s]Δ_x = 0(2-29) 으로 되고, 이 식에 식(2-25), 식(2-26) 및 *u*_w, *u*_s에 관한 동등한 식을 대입하여, 다 음 식과 같은 압력 보정량 *p*'에 관한 압력 보정식을 얻는다.

 $a_p p_P = a_E p_E = a_w p_w + a_n p_n + a_s p_s + b$ (2-30)

$$a_E = pd_e^{\Delta}y, \quad a_w = pd_w^{\Delta}y, \quad a_n = pd_s^{\Delta}x,$$
$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_s \qquad (2-31)$$

$$b = [(pu^{*})_{w} - (pu^{*})_{e}]\Delta y + [(pv^{*})_{s} - (pv^{*})_{n}]\Delta x$$

속도를 구할 때와 같이 적당한 완화법으로 p'가 얻어질 수 있다면 식(2-30), 식 (2-32), 식(2-33) 등을 이용하여 새로운 p', u', v'를 구할 수 있다. 이 방법은 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation)해법이라 고 불리워지고 있다.

SIMPLE 해법에서는 정상해를 구하기 위한 시간간격을 무한대로 취해 비정상항을 생 략하고 그 무한대 시각에서 음적(音的)해법으로 미지수를 구하도록 정식화되어 있다. 그러나 식(2-31), 식(2-32)에서 어떤 항을 생략한다는 근사적 방법을 도입하여 압력 보정식을 얻고 있기 때문에 "반음적(半音的)"해법이라고 이름이 붙여져 있다. 생략하는 항의 취급방법에 따라 근사 정확도를 상승시킨 해법도 가능하며, SIMPLER, SIMPLEC 등의 애칭으로 불리우고 있다. 이들 SIMPLE계 해법의 특징은 정상해를 구할 때 다른 방법에 비해 최소의 계산시간이 걸린다는 것이다. 통상 이 방법에서 이산화는 유한체 적법으로 행해지기 때문에 물리량 보존법칙을 만족시키고 있는 것도 특징 중의 하나이 다.

이와 함께 압력보정식을 사용하지 않고, 운동량방정식과 연속방정식을 직접적으로 연 립시켜 보다 거대한 연립대수방정식을 푸는 방법도 이론적으로는 존재하나 계산시간이 너무 커지므로 공학적인 목적으로는 이용되지 않는다.

SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations)알고리즘은 준 암 시적 이라는 용어를 사용한 것으로 속도에 관한 압력의 간접적 또는 암시적인 영향을 나타낸다. 인접한 위치에서 압력수정은 인접 속도에 영향을 줄 수 있으며, 고려중인 위 치에서 속도수정의 원인이 된다. SIMPLE 알고리즘은 많은 장점을 가지고 있다. 그 장 점 중에 각각 방향의 속도에 연속성을 만족시키며, 이러한 합리적인 속도에 관하여 하 향이완을 하는 것은 각각 방향에 대한 속도의 타당성을 유지시키면서 질량생성을 작게 유지하는 데 도움이 되며, SIMPLE 3 차원 알고리즘의 수식은 연속방정식을 적분하면 다음과 같은 수식이 된다.

 $\frac{(\rho_{P} - \rho_{P}^{0})\Delta_{x}\Delta_{y}\Delta_{z}}{\Delta_{t}} + [(\rho_{u})_{e} - (\rho_{u})_{w}]\Delta_{y}\Delta_{z} + [(\rho_{v})_{n} - (\rho_{v})_{s}]\Delta_{z}\Delta_{x}$

+ [(ρ ν),- (ρ ν),]ΔxΔy=0 ------(2-32) 모든 속도 성분들을 속도수정식 및 압력수정식 의한 표현으로 대치하여 정리하면 다 음과 같은 이산화방정식을 얻게 된다.

$$a_{P}P'_{P} = a_{E}P'_{E} + a_{w}P'_{w} + a_{N}P'_{N} + a_{s}P'_{s} + a_{T}P'_{T} + a_{B}P'_{B} + b$$
(2-33)

각각의 계수 값을 대입하면 다음과 같은 SIMPLE 알고리즘의 수식이 된다.

$$a_{E} = \rho_{e}d_{e}^{\Delta}y\Delta z , \quad a_{w} = \rho_{w}d_{w}^{\Delta}y\Delta z , \quad a_{n} = \rho_{n}d_{n}^{\Delta}z\Delta x$$

$$a_{s} = \rho_{s}d_{s}^{\Delta}\Delta z\Delta x , \quad a_{t} = \rho_{t}d_{t}^{\Delta}\Delta x\Delta y , \quad a_{B} = \rho_{b}d_{b}^{\Delta}\Delta x\Delta y$$

$$a_{P} = a_{E} + a_{w} + a_{N} + a_{s} + a_{T} + a_{B}$$

$$b = \frac{(\rho_{P}^{0} - \rho_{P})\Delta x\Delta y\Delta z}{\Delta t} + [(\rho_{w}^{*})_{w} - (\rho_{w}^{*})_{e}]\Delta y\Delta z + [(\rho_{V}^{*})_{s} - (\rho_{V}^{*})_{n}]\Delta z\Delta x$$

$$+ [(\rho_{W}^{*})_{b} - (\rho_{W}^{*})_{t}]\Delta x\Delta y$$
(2-34)

여기에서, β 는 질량생성(Mass Source)이고, 속도수정 및 압력수정은 β 를 0으로 만 들어야 한다. 그 이유는 연속방정식을 만족시키기 위해서 속도수정 및 압력수정 값들 이 일정하게 수렴함을 나타낸다.

第3節 소음해석의 이론적 배경

자동차의 발생 소음과 진동의 종류는 다음 Fig~과 같다. 엔진에서 발생되어 차실내 로 유입되는 엔진소음인 엔진 투과음, 엔진진동에 의해 차체 및 샤시 시스템이 공진되 어 발생되는 부밍소음(Booming), 노면으로부터 타이어 및 현가계를 통해 차실내로 유 입되는 소음인 도로소음(road noise), 고속주행시 차체 주변의 공기 흐름이 원활하지 못하여 발생되는 바람가르는 소음인 바람소리(wind noise), 기어 세트가 비틀림 진동 하면서 서로 부딪히는 소리(rattle noise), 기어 세트가 맞물려 돌아갈 때 기어 meshing frequency 성분의 소리(whine noise), 차량 제동시 브레이크 디스크와 마찰 재의 접촉에 의해 발생하는 고주파 소음(squeal noise), 차량 주행시 외부에서 감지되 는 소음인 외부소음 이 있다.



두개의 공진 피크가 서로 근접할 때 나는 소리

Fig. 2.4 차량소음의 발생부위



Fig. 2.5 차량의 부품에 따른 소음의 발생

1. 소음진동의 이해

소음이란 인간의 감정을 불쾌하게 만드는 시끄러운 소리를 말하며 통상 dB로 표시 한다.

*. 엔진 진동 및 소음관련 차수(Order) 정의

엔진의 폭발 회수에 따라 진동수를 정의 해보면 다음과 같다. 폭발 회수 : 4cycle - 2회전 당 1회 (2cycle - 1회전 당 1회) 기통수별 폭발 회수 - 4기통 : 2회전당 4회(1회전 당 2회)

3章 數值解析

第1節 속도 및 압력분포에 관한 解析

본 연구에서는 CFD(Computation Fluid Dynamics)분석을 이용하여 테일파이프 (Tail-pipe)의 각도와 직경크기를 변화 시켜 가면서 속도분포, 압력분포를 비교 및 연 구 하였다.

동일한 속도 조건으로부터 파이프의 각도와 직경을 변화시켜 흡인되는 파이프내의 속도분포와 압력분포를 분석하여 주어진 조건하에서의 가장 안정적인 형상을 찾아내 었다.

본 계산은 유체운동의 전반적 지배방정식인 연속방정식(질량보존의 법칙)과 운동량방 정식의 편미분 방정식들로부터 수치 해를 구하기 위하여 유체 유동해석에 많이 쓰이고 있는 유한체적법(Finite Volume Method)을 사용한 상용 코드 프로그램인 CFX를 이용 하여 수치해석을 수행하였으며, 주어진 관로내의 유동에 대한 Raynolds 수의 기준에 근거하여 난류로 가정하여 계산하였다. 난류모델은 k-ε/High Reynolds Number를 적 용하였고, 해석 알고리즘은 SIMPLE 해법을 사용하였다. 계산조건은 정상상태로서 열 전달과 압축성 효과를 무시하였으며, 작동 유체는 공기이며 열역학적 특성치는 온도 25℃를 기준으로 밀도 ρ=1.185 kg/m³, 점성계수 μ=1.831×10⁻⁵N•s/m²를 하였다. 본 CFD 수치해석에서 사용된 Grid는 Fig. 3-2와 같으며, 각도와 직경에 따라 메시의 정도를 각각 다르게 설정하였다.

Table. 3-1은 CFD(Computation Fluid Dynamics) 해석에 적용한 해석조건으로서 입 구와 출구에서의 속도와 Grid의 개수를 나타낸다.

다음의 Table에서와 같이 속도는 경계조건(boundary)으로 하였고 변수는 각도와 직 경의 크기로 하였다.

case1은 가장 보편화된 Tail-pipe를 형상화 하였고, Case2~3은 case1을 base로 하여 각도를 각각 50°, 30° 변경하여 모델링하였다.

case 4~6 은 각도를 2번 주어 Tail-pipe를 모델링 하였고, case 7~12는 직경을 60mm로 변경하여 모델링 하였다.

해석을 위한 Domain조건은 입구는 Inlet 조건, 출구는 Outlet, Opening조건을 주었으 며 벽면은 Wall조건을 주었다. 초기조건으로 테일파이프의 초기온도 398℃이며 중력조

건, 압력은 1기압이다.

Name	Diameter(mm)	Degree_1	Degree_2	V(m/s)	Gird Cound
case1		70°		76.5	123965
case2		50°			113802
case3	- 	30°			99794
case4	Ψ40	70°	28.393°		110620
case5		50°	25.201°		109965
case6		30°	14.992°		99493
case7		70°			233240
case8		50°			231169
case9	Φ60	30°			209625
case10		70°	35.074°		219254
case11		50°	23.299°		221664
case12		30°	14.931°		202000

Table. 3-1 CFD Condition of Driving Flow



Fig. 3-1 CFD Grid of Tail-pipe(Φ 45)



Fig. 3-2 CFD Grid of Tail-pipe (Φ 45, degree changed)



(i) case 9

Fig. 3-3 CFD Grid of Tail-pipe ($\Phi 60$)



(l) case 12

Fig. 3-4 CFD Grid of Tail-pipe (Φ60, degree changed)
第2節 騷音解析

Fig. 3-5는 토출해석에 적용된 배기시스템에 대한 개략도이며, 엔진과 연결되는 배 기 매니폴드, 배기가스 정화장치는 UCC(Under-floor Catalysmic Converter), 소음 저감장치인 센터 메플러와 메인 머플러로 구성 되어있다.



Fig. 3-5 Exhaust System



Fig. 3-6 GT-Power Tail pipe noise Simulation Model

Fig. 3-6는 GT-POWER를 이용하여 구성한 직렬 4기통 가솔린 엔진모델과 Fig. 3-5의 제품을 기준으로 모델링한 배기시스템 해석 모델이다.

해석모델 중 복잡한 부분인 배기 매니폴드는 GT-Discreizer를 이용하여 상세 모델 링 하였다. 배기가스는 유도하는 파이프는 내경을 기준으로 모델을 구성하였고, 파이프 반경 및 길이를 실제제품과 근사하게 모델링하였다. 엔진, 흡기계, 센터머플러, 메인머 플러는 해석모델의 단순화를 위해 서브 어셈블리 템플리트(Sub-Assembly Tem plate)를 이용하여 요소(Element)들을 그룹화 하였다. 서브어셈블리 템플리트는 전체 모델을 수정하지 않고, 서브 어셈블리 각각의 부위에 대해 수정 및 변경이 용이하며, 배기계 해석 시 메인 머플러에 대한 모델 변경해석이 유용하고, 전제 모델의 단순함 때문에 모델링에 적용하였다.

흡기포트를 통해 들어온 연료가 배기포트를 지나 머플러와 테일파이프를 통해 나가 는 구조로 있고, 끝단에 위치한 마이크를 통해 토출소음을 해석한다.

본 연구는 Tail-pipe에서 발생되는 소음만을 해석하므로 기존의 소음해석이 되어있는 부속품을 사용하였다.

Fig. 3-6의 표는 자동차 내부에서 발생되는 온도를 상대분포를 통해 도시한 것이 다. 다음과 같은 과정을 통해 테일파이프 형상 변화에 따른 소음발생정도를 알아봄으 로써 머플러설계시 테일파이프의 특성을 조건화 하고자 한다.

第4章 結果 및 考察

第1節 속도와 압력분포 해석 결과 및 고찰

수치해석 조건으로 테일파이프(Tail-pipe)의 유동특성을 규명하기위해 구동관로에 대 한 직경은 45mm와 60mm로 설정하였으며 각각의 구동관로의 굽힘 각을 70°, 50°, 30°로 변경하며 수치해석을 수행하였다. 해석결과의 데이터 출력 구간은 입구에서 출 구까지 축방향으로 총 25구간을 설정하였으며, 구간별 속도분포와 압력분포를 규명하 여 가장 안정적인 유동현상을 찾을 수 있었다.

각각의 계산결과 값은 SI단위를 Table.4-1 과 같이 사용하였으며, 모든 영역구간은 계산의 정확성을 더 향상시키기 위해 Trimmed cell로 설계하였고, 수치해석에 소모된 계산시간은 Server Pc (Intel(R) Xeon 3.0Ghz 32GB ram)를 사용하여 1시간 정도의 시간이 소요되었으며, Solver Iteration Number는 반복변수는 200회, 최대수렴조건 1×10⁻⁴을 기준으로 각각 실험하였다.

Physical Property	Unit
Velocity	m/s
Pressure	Pa

1. 속도분포

Fig. 4-1은 테일파이프의 기본형상에 각 70°, 50° 30°의 각도 변경을 주어 해석한

속도 벡터이다. 입구에 76.5 m/s의 속도를 주었을 때 파이프의 중간부분인 20mm를 기준으로 각각의 속도분포도의 유동특성을 나타내고 있다.

Fig. 4-1의 (a) case1의 경우 최고속도 98.92m/s가 파이프의 최후단쪽에서 발생함을 확인할 수 있고, 꺽이는 부분에서 eddy가 발생함을 확인할 수 있다. (b) case 2 는 전체적인 속도분포가 균일하게 발생하며 곡관부위에서도 비교적 균일한 속도분포를 나 타냄을 확인할 수 있다. (c) case3은 전체적으로 속도분포가 (a)와(b)에 비해서 낮게 나타나며 전체적으로 균일한 속도분포를 확인 할 수 있다.

Fig. 4-2는 case 1~3의 형상에 꺽임을 한번 더 준 case4~6의 속도 벡터이다.

(d) case4는 case1의 형상에 28.393°로 한번 더 꺽은 형상으로 (a)와 비교했을 때 최고속도는 /s로 더 낮고, 후단에서 속도분포가 case1보다 좋지 않은 것을 확인 하였 다. (e) case 5와 (f) case 6은 비교형상인 case2 와 case3에 비해 최고속도는 약 10m/s 더 높게 나타났고 속도분포도 좋게 나타나 (d)의 결과와는 상이하게 나왔다.

Fig. 4-3, 4-4 는 직경을 60mm 변경한 형상의 속도분포도의 유동특성을 나타내고 있다.

Fig 4-3는 Fig 4-1에 직경의 변화를 준 형상이므로 속도벡터들을 비교해보면 거의 유사함을 확인할 수 있다.

Case 1~12까지의 전체적인 속도벡터와 유동특성을 보면 Case 1~3과 Case 4~6, Case 7~9과 Case 10~12는 동일한 형상에 끼인 각을 더 설정해서 모델링 한 것인데, 각 Case끼리 비슷한 경향성을 보이는 것을 확인할 수 있었다.

기존의 원통형 직관으로 된 테일파이프보다 더 빠른 유속으로 유동이 형상됨을 확인 되었다.

이를 소음적으로 해석해봄으로써 안정적인 테일파이프의 형상을 찾을 수 있을 것으로 생각된다.

AN<mark>SYS</mark>







Fig. 4-1 Mean Velocity Vector of Distribution (case 1~3)



AN<mark>SYS</mark>





Fig. 4-2 Mean Velocity Vector of Distribution (case4~6)







Fig. 4-3 Mean Velocity Vector of Distribution (case7~9)



Fig. 4-4 Mean Velocity Vector of Distribution (case10~12)

2. 압력 분포

Fig 4-5는 Case 1~3의 CFD해석 후 압력분표를 도시화 한 것이다. Fig 4-5를 살펴 보면 전체적으로는 압력분포도가 고르게 나타난다. 특이점은 관의 굽힘이 발생하는 벽 면에서 압력이 급격하게 증가함을 확인할 수 있다. 테일파이프의 특성상 유속이 빨라 유체의 점성에 의해 미끌어지지 못하고 벽면에 부딪혀 압력이 급증하게 됨을 확인할 수 있다. 이는 Fig 4-1의 속도분포 해석결과와도 일치하며 속도분포를 살펴보면 굽힘 이 발생하는 곳에서 속도가 급격히 감소하고 작은 와류 현상도 목격됨을 확인 할 수 있다.

Fig 4-6은 Case 4~6의 CFD해석결과중 압력분포를 도시화 한 것이다. Fig 4-6을 살펴보면 Fig4-5에 비해 압력분포가 전체적으로 낮은 것을 확인 할 수 있다. 그리고 굽힘각이 발생하는 곳에서의 압력 증가를 확인 할 수 있다. 굽힘 각을 한번 더 줌으로 서 Case1~3에 비해 압력이 높지 않음을 확인 할수 있으며 전체적으로 완만한 분포도 를 이루고 있다는것을 확인 할 수 있다. 이론상 관의 후단에서 발생하는 음압은 분포 도에서는 확인할 수 없었지만, 이는 구간의 압력에 대한 그래프를 통해서 확인 하고자 한다.

Fig 4-7은 Case 7~9의 해석결과중 압력분포를 도시화 한 것이다. 그림을 살펴보면 굽힘이 발생하는 벽면에서 압력의 증가가 두드러지게 나타났다. Case7, Case8의 경우 엔 굽힘이 발생하는 부위에서 압력이 급격히 저하하는 것을 볼 수 있다.

Fig 4-8은 Case 10~12의 CFD해석결과중 압력분포를 나타낸 그림이다.

Case10~12의 압력분포를 살펴보면 다른 Case와 마찬가지로 굽힘이 발생하는 벽면에 서의 압력이 증가함을 확인 할 수 있다. 또 Case 7~9보다 굽힘이 끝나는 후단쪽에서 의 압력저하 현상이 낮게 나타나는 것을 확인 할 수 있다.



Fig. 4-5 Pressure of Distribution (case $1 \sim 3$)





Fig. 4-6 Pressure of Distribution (case 4~6)







Fig. 4-7 Pressure of Distribution (case 7~9)







Fig. 4-8 Pressure of Distribution (case 10~12)

第2節 속도 및 압력분포 특성 분석

1.속도분포의 특성

Fig 4-9는 테일파이프가 70°, 50°, 30° 꺽여 있을때의 거리에 대한 속도 분포를 나타낸 그래프 이다.

Case1, 2,3 의 초기 속도는 76.5 m/s로 설정하였으며 파이프는 길이방향으로 25개로 나눠어 무차원화 시켰다.

Fig 4-9에서 Case 1은 17구간에서 입구속도 보다 1.84% 저하된 75.09m/s의 최저 속도가 나왔으며 그 후 20구간까지 98.92m/s의까지 선형적인 증가를 보여준다. 출구 에서의 속도는 82.84m/s로 입구속도보다 약 8%증가 하였다.

Case 2은 17구간에서 입구속도보다 1.93% 저하된 최저속도 75.02m/s의 속도가 나 왔으며 21구간에서 98.38m/s로 선형적인 증가를 보여준다. 출구에서의 속도는 89.24m/s로 입구속도보다 약 28%증가 하였다.

Case 3은 17구간에서 입구속도보다 0.9%증가한 77.21m/s의 속도가 나왔고, 21구간에서 81.49m/s로 선형적인 증가를 보여준다. 출구에서의 속도는 81.36m/s로 약 6.35%증가 하였다.

Fig 4.9를 전체적으로 보면 case1은 최저속도가 17구간에서 최고속도가 20구간에서 나타났으며, case2의 경우는 최저속도가 17구간에서 최고속도가 21구간이고, case3의 경우는 최저속도가 17구간, 최고속도가 21구간에서 발생하고 있음이 보여진다. 17구간 은 테일파이프에서 꺽임각이 나타나는 곳이므로 유속이 변동되는 구간임을 확인할 수 있었으며, 20, 21구간은 형상의 변동이 안정화 되면서 최고속도가 나타남을 확임 할 수 있었다.

case 1, 2, 3중 성능상 좋은 결과를 보여준 것은 출구 속도가 28%증가한 case2으로 나타났으며, case3의 경우엔 속도의 안정성이 확인 되었다.

Fig 4-10은 2번 꺽인 형상의 테일파이프의 CFD 해석결과에 따른 거리에 대한 속도 분포를 나타낸 그래프 이다.

초기속도는 Case 1,2,3 과 동일하게 76.5m/s로 설정하였으며 파이프 길이방향으로 25구간으로 구분하고 구간별 속도를 입구속도로 나누어 무차원화 하였다.

Case4는 70°와 28.939°로 형상의 꺽임이 있다. 최저속도는 76.65m/s로 17구간에서 발생하였고, 입구속도와 거의 동일하였다. 최고속도는 90.73m/s로 23구간에서 나타났 다. 출구에서의 속도는 88.9m/s로 입구속도에 비해 16%높게 나타났다.

Case5는 50°와 °로 형상의 꺽임이 있다. 최저속도는 77.3m/s로 17구간에서 발생하였고 최고속도는 85.91m/s로 24구간에서 발생하였다. 출구속도는 85.39m/s로 입구속

도에 비해 11.6% 높게 나타났다.

Case6은 30°와 로 형상의 꺽임이 있다. 최저속도는 70.28m/s로 17구간에서 발생하였고, 최고속도는 81.84m/s로 출구에서 나왔다.

Fig 4-10을 전체적으로 보면 형상이 급격하게 변경되는 17구간에서 최저속도가 발생 하였고, 최대 속도는 2번째 꺽이는 구간을 지나 형상이 안정화 되는 구간에서 최고속 도가 발생하였음을 확인 할 수 있었다. 출구속도는 입구속도에 비해 평균 12.9% 높게 나왔다.

Fig 4-11은 Case 7~9의 테일파이프 형상에 대한 속도벡터를 25구간에 대해 나타낸 그래프이다. 구간별 속도를 입구속도로 나누어 무차원화 하였다.

Case7은 지름 Φ60에 70°로 꺽여 있는 형상이다. 최저속도는 70.28m/s 로 17구간에 서 발생하였으며 입구속도 보다 7.03% 낮게 나타났으며, 최고속도는 116m/s로 20구 간에서 발생하였으며 입구속도보다 51.6% 높게 나타났다. 출구에서의 속도는 60.78m/s로 입구속도에 비해 20.54%낮게 나타났다.

Case8은 지름 Φ60에 50°로 꺽여 있는 형상이다. 최저속도는 74.23m/s 로 17구간에 서 발생하였으며 입구속도보다 2.96%낮게 나타났다. 최고속도는 99.02m/s로 21구간 에서 발생하였고 출구속도는 90.04 m/s로 17.6% 높게 나왔다.

Case9는 지름 Φ60에 30°로 꺽여 있는 형상이다. 최저속도는 76.48 m/s로 17구간에 서 발생하였으며 입구속도와 거의 일정하게 나타났으며, 최고속도는 81.71m/s로 6.8% 높게 나타났다.

Fig 4-11을 전체적으로 살펴보면 Case 7은 최저속도가 17구간에서 발생하였고 최고 속도는 20구간에서 발생함을 확인 하였다. Case8은 최저속도가 17구간에서 발생하였 으며 최고속도는 21구간에서 나타났다. Case9는 최저속도가 17구간, 최고속도는 21구 간에서 나타났다. 17구간은 테일파이프에서 꺽임각이 나타나는 곳이므로 유속이 변동 되는 구간임을 확인할 수 있었으며, 20, 21구간은 형상의 변동이 안정화 되면서 최고 속도가 나타남을 확임 할 수 있었다.

동일 형상인 Case 1~3 과 마찬가지의 결과가 나타났음을 확인 할 수 있었다.

Fig 4-12는 Case 10~12에 대한 CFD 해석결과의 속도벡터를 거리구간으로 나타낸 그래프이다.

Case 10~12는 각 Case 7~9의 형상에 꺽임 각을 한번 더 준 형상변경을 준 것이다. Case 10은 최저속도 76.57m/s로 17구간에서 발생하였고, 최고속도는 83.21m/s로 24구간에서 발생하였다. 출구속도는 80.06m/s로 4.65% 증가 하였다.

Case 11은 최저속도는 76.57m/s로 17구간에서 발생하였고, 최고속도는 83.21m/s로

24구간에서 발생하였다. 출구속도는 82.33m/s로 7.6% 증가하였다.

Case12는 최저속도 77.81m/s로 17구간에서 발생하였고, 최고속도는 79.64m/s로 23 구간에서 발생하였다. 출구속도는 79.39m/s로 3.77% 증가 하였다.

Fig 4-12를 전체적으로 살펴보면 Case 10~12에서는 최저속도가 꺽임 각이 형상되는 곳에서 발생하고 최고속도는 꺽임이 완만해지는 23~24구간에서 발생한다는 것을 확인 할 수 있었다.

Case10~12에서의 평균 속도는 입구속도에 비해 약 3% 증가하였고, 테일파이프의 기 능상 가장 좋은 형상은 Case11로 보여진다.

이처럼 Fig 4.9~12를 전체적으로 살펴보면 꺽임이 발생되는 곳에서 속도 저하가 발생되는 것을 확인할 수 있었으며 형상이 안정화 되는 곳에서 최고 속도가 발생하는 것이 확인 되었다.

꺽임이 완만하게 발생되는 Case 3, 6, 9, 12은 유속의 변화가 크지 않고 안정되게 유 동이 나타나지만 빠른 유동을 요하는 테일파이프 성능상 좋지 않다.



Fig. 4-9 Mean Velocity Vector of Distribution (case 1~3)



Fig. 4-10 Mean Velocity Vector of Distribution (case 4~6)



Fig. 4-11 Mean Velocity Vector of Distribution (case 7~9)



Fig. 4-12 Mean Velocity Vector of Distribution (case 10~12)

2.압력분포의 특성

Fig 4-13은 테일파이프가 70°, 50°, 30° 꺽여 있을때의 거리에 대한 압력 분포를 나 타낸 그래프 이다.

Case1,2,3의 입구에서의 속도는 76.5 m/s로 설정하였으며 X축은 파이프는 길이방향 으로 25개로 나눠었으며, Y축은 동압으로 나누어 무차원화 시켰다.

Fig 4-13에서 Case 1의 17구간은 테일 파이프가 70°로 급격히 꺽여진 구간으로 압 력이 2211 Pa로 높게 나타난다. 그리고 20구간부터 25구간에서 음압이 발생하는 것 을 보듯이 Outlet으로 빠져 나가지 않고 역류 하는 현상이 발생하는 것을 확인 할 수 있다.

Case 2은 17구간에서 테일 파이프가 50°로 꺽여진 구간으로 1874 Pa로 높게 나타 난다. 그리고 19구간부터 25구간에서 음압이 발생하는 것을 보듯이 Outlet으로 빠져 나가지 않고 오히려 역류 하는 현상이 발생하는 것을 확인 할 수 있다.

Case 3은 테일 파이프가 30°로 꺽여진 17구간에서 521.9 Pa로 높게 나타난다. 그리 고 다른 Case1,2와 다르게 Outlet으로 빠져 나갈수록 음압이 발생되지 않는 것을 확인 할 수 있다..

Fig 4.13에서 Case1,2,3을 비교하여 보면 테일파이프의 꺽여진 각도에 따라구간별 압력이 변하는 것을 확인 할 수 있다. Case1,2,3 모두 17구간은 테일파이프가 꺽여진 부분으로 압력이 높게 발생하는 것을 확인 할 수 있다. Case1,2는 19구간부터 25구간 에서 음압이 발생하여 Outlet에서 테일파이프로 들어오는 것을 확인 할 수 있으나 Case3의 경우는 Outlet으로 빠져 나갈수록 음압이 발생되지 않아 Outlet으로 잘빠져 나가는 것을 알수 있다.

위의 case 1, 2, 3에 대해 압력을 비교해본 결과 좋은 결과를 보여준 것은 Case 3이 다. Case 3은 Outlet으로 빠져 나갈수록 음압이 발생되는 것을 확인 할 수 없었다. Fig 4-14은 테일파이프가 2번 꺽인 형상을 CFD로 해석하여 얻은 압력값이다. X축은 파이프는 길이방향으로 25개로 나눠었으며, Y축은 동압으로 나누어 무차원화 시켰다.

입구속도는 Case 1,2,3 과 동일하게 76.5m/s로 설정하여 해석을 수행 하였다.

Case4는 70°와 28.939°로 형상의 꺽임이 있다. 테일 파이프가 꺽여진 17구간에서 최대 압력인 1142 Pa이 발생하였다. 그리고 19구간에서 테일파이프가 다시 꺽이면서 압력이 증가하는 것을 확인 할 수 있다. Outlet으로 빠져 나갈수록 음압이 발생하여 유 동이 역류하는 현상을 21구간부터 25구간에서 확인 할 수 있다.

Case5는 50°와 °로 형상의 꺽임이 있다. 17구간에서 테일파이프가 꺽이면서 1046 Pa로 압력이 증가하는 것을 확인 할 수 있다. 그리고 19구간에서 테일파이프가 다시 꺽이면서 압력이 증가하는 것을 확인 할 수 있다. Outlet으로 빠져나가면서 음압은 발 생되지 않아 Outlet으로 잘 빠져 나가는 것을 확인 할 수 있다.

Case6은 30°와 로 형상의 꺽임이 있다. 17구간에서 테일파이프가 꺽이면서 449 Pa 로 압력이 증가하는 것을 확인 할 수 있다. 그리고 19구간에서 테일파이프가 다시 꺽 이면서 압력이 증가하는 것을 확인 할 수 있다. Case6 역시 Outlet으로 빠져 나갈수록 음압이 발생되지 않아 유동이 Outlet으로 잘빠져 나가는 것을 확인 할 수 있다.

Fig 4-14에서 보듯이 17구간에서 테일파이프가 꺽이면서 최대 압력이 발생하는 것을 확인 할 수 있었다. 그러나 꺽임의 각도가 줄어 들수록 압력또한 감소하는 현상을 확 인 할 수 있다. 첫 번째 꺽임 구간에서 불안정한 압력을 보인 반면 2번째 꺽이는 구간 을 지나 유동이 안정화 되어 압력을 오히려 감소 되는 것을 볼 수 있다.

Fig 4-15는 Case 7,8,9에 대해 테일파이프가 2번 꺽인 형상을 CFD로 해석하여 얻은 압력값이다. X축은 파이프는 길이방향으로 25개로 나눠었으며, Y축은 동압으로 나누어 무차원화 시켰다.

Case7은 테일파이프의 지름이 Φ60에 70°로 꺽여 있는 형상이다. 최고압력이 3581 Pa 로 17구간에서 높게 발생하였다. 그리고 19구간부터 25구간에서 음압이 발생하는 것을 보듯이 Outlet으로 빠져 나가지 않고 역류 하는 현상이 발생하는 것을 확인 할 수 있다.

Case8은 지름 Φ60에 50°로 꺽여 있는 형상이다. 17구간에서 1985 Pa로 높게 나타 난다. 그리고 19구간부터 25구간에서 음압이 발생하는 것을 보듯이 Outlet으로 빠져 나가지 않고 오히려 역류 하는 현상이 발생하는 것을 확인 할 수 있다.

Case9는 지름 Φ60에 30°로 꺽여 있는 17구간에서 553.5 Pa로 높게 나타난다. 그리 고 다른 Case8,9와 다르게 Outlet으로 빠져 나갈수록 음압이 발생되지 않는 것을 확인 할 수 있다.

Fig 4.15에서 Case7,8,9를 비교하여 보면 테일파이프의 꺽여진 각도에 따라구간별 압력이 변하는 것을 확인 할 수 있다. Case7,8,9 모두 17구간은 테일파이프가 꺽여진 부분으로 압력이 높게 발생하는 것을 확인 할 수 있다. Case7,8은 19구간부터 25구간 에서 음압이 발생하여 Outlet에서 테일파이프로 들어오는 것을 확인 할 수 있으나 Case9의 경우는 Outlet으로 빠져 나갈수록 음압이 발생되지 않아 Outlet으로 잘빠져 나가는 것을 알 수 있다.

위의 Case7,8,9에 대해 압력을 비교해본 결과 좋은 결과를 보여준 것은 Case 8이다. Case 8은 Outlet으로 빠져 나갈수록 음압이 발생되는 것을 확인 할 수 없었다. Fig 4-16은 테일파이프가 2번 꺽인 형상을 CFD로 해석하여 얻은 압력 값이다. X축은 파이프는 길이방향으로 25개로 나눠었으며, Y축은 동압으로 나누어 무차원화 시켰다.

Case10는 70°와 28.939°로 형상의 꺽임이 있다. 테일 파이프가 꺽여진 17구간에서 최대 압력인 689.5 Pa이 발생하였다. 그리고 19구간에서 테일파이프가 다시 꺽이면서 압력이 증가하는 것을 확인 할 수 있다. Outlet으로 빠져 나갈수록 음압이 발생하여 유 동이 역류하는 현상을 21구간부터 25구간에서 확인 할 수 있다.

Casel1은 50°와 °로 형상의 꺽임이 있다. 17구간에서 테일파이프가 꺽이면서 689.5 Pa로 압력이 증가하는 것을 확인 할 수 있다. 그리고 19구간에서 테일파이프가 다시 꺽이면서 압력이 증가하는 것을 확인 할 수 있다. Outlet으로 빠져나가면서 음압은 발 생되지 않아 Outlet으로 잘 빠져 나가는 것을 확인 할 수 있다.

Case12는 30°와 로 형상의 꺽임이 있다. 17구간에서 테일파이프가 꺽이면서 257.6 Pa로 압력이 증가하는 것을 확인 할 수 있다. 그리고 19구간에서 테일파이프가 다시 꺽이면서 압력이 증가하는 것을 확인 할 수 있다. Case12 역시 Outlet으로 빠져 나갈 수록 음압이 발생되지 않아 유동이 Outlet으로 잘빠져 나가는 것을 확인 할 수 있다. Fig 4-16에서 보듯이 17구간에서 테일파이프가 꺽이면서 최대 압력이 발생하는 것을 확인 할 수 있었다. 그러나 꺽임의 각도가 줄어 들수록 압력또한 감소하는 현상을 확 인 할 수 있다. 첫 번째 꺽임 구간에서 불안정한 압력을 보인 반면 2번째 꺽이는 구간

Case10~12에서의 평균 속도는 입구속도에 비해 약 3% 증가하였고, 테일파이프의 기 능상 가장 좋은 형상은 Case11로 보여진다.

을 지나 유동이 안정화 되어 압력을 오히려 감소 되는 것을 볼 수 있다.

Fig 4-16에서 보듯이 17구간에서 테일파이프가 꺽이면서 최대 압력이 발생하는 것을 확인 할 수 있었다. 그러나 꺽임의 각도가 줄어 들수록 압력또한 감소하는 현상을 확 인 할 수 있다. 첫 번째 꺽임 구간에서 불안정한 압력을 보인 반면 2번째 꺽이는 구간 을 지나 유동이 안정화 되어 압력을 오히려 감소 되는 것을 볼 수 있다.

꺽임이 완만하게 발생되는 Case 3, 6, 9, 12은 압력의 변화가 크지 않고 안정되게 유 동이 빠져나가는 것을 확인 할 수 있다.



Fig. 4-13 Pressure of Distribution (case1~3)



Fig. 4-14 Pressure of Distribution (case 4~6)







Fig. 4-16 Pressure Distribution (case 10~12)

第3節 소음해석고찰

다음의 Fig 4-17은 Case1를 GT_POWER를 이용해 소음해석을 한 결과를 그래프 로 나타낸 것이다. (a)는 Case1에 대한 전체적인 엔진의 RPM에 따른 테일파이프의 소음정도를 나타낸다. 초기 IDLE상태에서의 소음 정도는 63dB정도로 나타났으며 이 는 차량 소음기준에 적합하다. 차량이 정속으로 달릴 때 발생하는 RPM 구간인 2500~3000 RPM에서의 소음도는 약 67dB로 나타났으며 4000RPM까지 소음정도까 초기 Idle수준으로 낮아짐을 확인할 수 있었으며, 4000RPM이상으로 올라가면서 최대 69dB까지 소음도가 커지고 있음이 그래프상에서 보여진다.

(b) RPM에 따른 차수에 대해서 나타내는 그래프이다. 2차 오더에서의 소음도는 75dB~85dB 사이로 약간 높게 나왔으며, 4차 오더에서는 2000RPM에서 3000RPM까 지는 54dB에서 72dB로 선형적인 증가를 보여줬으며, 이후 4000RPM까지 60dB로 낮 아지며 6000RPM까지 소음이 지속됨을 확인 할 수 있다. 6차 오더에서는 Idle상태에 서 54dB로 2000RPM까지는 62dB로 증가하여 2500RPM에서는 44dB로 낮아진다. 정속구간인 2500~3000RPM에서는 다시 56dB로 높아지며 그 후 5000RPM까지 35dB까지 낮아진다.

Fig 4-18은 엔진의 속도를 1,500rpm에서 6,000rpm까지 변화시켰을 때 Case 2에 대한(a)전체적인 소음과 (b)각각 차수 2,4,6에 대한 소음의 크기를 나타낸 수치해석 결과이다.

Case2에 대한 전체적인 소음의 크기를 살펴보면 엔진의 Idle상태에서 63dB로 최소 소음이 발생하며 이후 3000RPM까지 소음 67dB까지 증가하며 회전수가 4000RPM까 지 3dB로 소음이 낮아짐을 확인할 수 있다. 이후 엔진의 회전수를 계속증가시키면 소 음은 최대 68dB까지 올라간다.

Case 1의 소음도와 비교했을 때 같은 경향성을 보이며 소음이 발생됨을 확인 할 수 있었다. 차수에 따른 소음정도를 확인해보면 2차오더에서의 최대소음은 엔진의 Idle상태에서 83dB가 나타나며, 이후 3500RPM까지 75dB로 낮아지며 소음도는 75~83dB사이에서 나타남을 확인 할 수 있다.

4차오더에서는 최대소음이 엔진 Idle상태에서 76dB로 나타나며 엔진회전수 2000RPM에서 54dB로 최소 소음이 발생한다. 이후 3000RPM까지 72dB까지 소음이 증가하다 6000RPM까지 소음이 60dB정도로 유지 됨을 확인 할수 있었다.

6차오더에서는 Idle상태에서 54dB가 나타나며 이후 엔진회전수를 증가시키면

5000RPM에서 35dB까지 낮아짐을 확인 할 수 있었다.

차수에 따른 소음정도의 확인해 본 결과 Case1과 Case2의 소음발생정도가 비슷한 경향성을 보임을 확인 할 수 있었다.

Fig4-19는 엔진의 속도를 1,500rpm에서 6,000rpm까지 변화시켰을 때 Case 3에 대한(a)전체적인 소음과 (b)각각 차수 2,4,6에 대한 소음의 크기를 나타낸 수치해석 결과이다.

Case3에 대한 전체적인 소음정도를 살펴보면, 엔진 Idle상태에서 63dB가 발생하였 으며 엔진회전수가 3000RPM까지 66dB로 증가함을 확인 할 수 있다. 회전수 4000RPM에서는 엔진 Idle상태까지 소음이 떨어지며 이후 회전수를 증가시키면 최대 68dB까지 소음이 증가함을 확인할 수 있다. Case3의 차수에 따른 소음정도(b)를 살 펴보면 2차오더에서는 엔진 Idle상태에서는 83dB가 나타나며 이후 75dB까지 낮아짐 을 확인 할 수 있었다. 2차오더에서의 소음도는 76dB~83dB를 나타낸다. 4차오더는 엔진 Idle때 77dB, 회전수를 2000RPM으로 증가시켰을 때 55dB로 낮아지며, 3000RPM의 회전수 까지 67dB로 증가됨을 확인할 수 있다. 이후 엔진회전수가 높아 짐에 따라 62dB까지 소음이 낮아지는 현상을 보여준다. 6차오더에서는 엔진 Idle 54dB, 2000RPM에서 최고소음인 61dB, 5000RPM의 고 회전수에서 42dB의 최고소 음이 발생됨을 해석결과에서 확인할 수 있었다.

Case 1~3에 대한 전체적인 소음도를 비교해보면 그래프상의 소음도는 비슷한 경향 성을 보이지만, 소음크기에서 약간의 상이함을 확인할 수 있었다.

속도와 압력의 해석결과를 통해 가장 좋은 결과를 보였던 Case2가 소음해석에서도 가장 좋은 결과를 보여줌을 확인 할 수 있다.

Fig 4-20은 속도를 1,500rpm에서 6,000rpm까지 변화시켰을 때 Case 4에 대한(a) 전체적인 소음과 (b)각각 차수 2,4,6에 대한 소음의 크기를 나타낸 수치해석 결과이 다.

Case4에 대한 전체적인 소음(a)을 확인해보면 엔진의 회전수 1500RPM 일 때 63dB로 최저소음이 발생하며, 2000~3000RPM 사이에서 67dB까지 선형적인 증가를 보이다 4000RPM에서 64dB까지 소음이 떨어지는 현상을 볼수 있다. 이후 엔진의 회 전수를 6000RPM까지 증가시키면 69dB의 최대소음을 나타내며 증가하는 해석결과를 보여준다.

Case4를 차수에 따른 소음(b)을 살펴보면 2차오더에서는 1500RPM에서 83dB로 소음이 시작되어 최대회전수인 6000RPM까지 도달시 74dB로 소음이 낮아지는 현상 이 나타난다.4차오더에서는 최대소음이 1500RPM에서 76dB로 발생하며 2000RPM에 서 55dB로 낮아지는 모습을 볼수 있다. 그 후 3000RPM까지 73dB로 증가하다 계속 해서 회전수가 높아짐에따라 소음은 낮아지며 6000RPM까지 63dB로 점층적인 감소 를 보여준다. 6차오더에서는 1500RPM에서 54dB의 소음정도를 나타내며 2000RPM 에서 최대소음 62dB가 발생하고, 2500RPM에서 46dB까지 낮아지며 다시 3000RPM 에서 59dB까지 소음이 증가함을 확인 할수 있다. 그후 5000RPM까지 41dB로 소음 은 낮아지며 6000RPM에서는 46dB를 유지하는 것으로 나타났다.

Fig 4-22은 속도를 1,500rpm에서 6,000rpm까지 변화시켰을 때 Case 6에 대한(a) 전체적인 소음과 (b)각각 차수 2,4,6에 대한 소음의 크기를 나타낸 수치해석 결과이 다.

Case6에 대한 전체적인 소음(a)를 살펴보면 초기 엔진 Idle시 63.5dB로 시작하여 3000RPM까지 67dB로 증가함을 보이다 4000RPM에서 63.5dB로 낮아지는 모습을 보여준다. 이후 엔진의 회전수가 높아짐에 따라 소음도 높아서 69dB로 높아지는 모습을 보인다.Case 6의 차수에 대한 소음(b)을 살펴보면 2차오더에서 83dB로 최대소음 을 보이고 3500RPM에서 75.5dB로 낮아지며 다시 5000RPM에서 소폭 증가하다 6000RPM에서는 75dB 이하로 떨어지는 현상을 볼수 있다. 4차오더에서는 엔진회전 수 1500RPM에서 최대소음 76dB가 나타나고 2000RPM에서 55dB까지 소음이 낮아 지며 다시 3000RPM에서 72db로 높아지고 그후 엔진의 회전수가 높아짐에따라 점차 감소해 최대회전수인 6000RPM에서는 64dB로 유지됨을 확인할 수 있다. 6차오더에 서는 1500RPM에서 54dB로 시작하여 2000RPM에서 62dB로 증가하고 2500RPM에 서다시 47dB로 낮아지며 3000RPM에서 58dB로 높아진다. 이후 5000RPM까지 40dB로 떨어졌다가 최대회전수인 6000RPM에서는 다시 50dB로 증가한다.

Fig 4-23은 속도를 1,500rpm에서 6,000rpm까지 변화시켰을 때 모든 Case에 대한 전체적인 소음크기를 나타낸 수치해석 결과이다.

모든 Case에 대해여 소음의 발생정도가 비슷한 경향을 보이는데. 꺽임각도를 50°준 Case2와 Case5에서의 소음정도가 가장 낮은 것으로 나타난다. 이는 속도와 압력의 해석 결과와 일치하며, 일반적인 테일파이프의 형상인 직관에서의 소음발생정도보다 낮은 결과를 보여준다.

파이프의 급격한 각도변경보다는 완만한 각도변경시 소음정도가 낮아질것으로 예상 하였으나 그보다 꺽임각의 크기에 따라 소음의 발생이 다르게 나타남을 확인할 수 있 었다.

이번 해석의 결과를 통해 파이프의 관의 굽힘시 50°가 안정성있게 나온 것을 토대로 머플로의 형상설계시 이를 반영할 수 있는지를 확인해 보는 것이 매우 중요할 듯하다.



Fig. 4-17 Engine revolution according to the Noise level(dB) (case 1)



Fig. 4-18 Engine revolution according to the Noise level(dB) (case 2)



Fig. 4-19 Engine revolution according to the Noise level(dB) (case 3)



Fig. 4-20 Engine revolution according to the Noise level(dB) (case 4)



Fig. 4-21 Engine revolution according to the Noise level(dB) (case 5)



Fig. 4-22 Engine revolution according to the Noise level(dB) (case 6)



Fig. 4-23 Engine revolution according to the Noise level(dB) (Total case)

第5章 結 論

테일파이프(Tail-pipe)의 유동특성을 규명하기위해 관로의 직경을 45mm와 60mm로 설정하여 각 관로의 굽힘 각을 70°, 50°, 30°로 변경하며 수치해석을 통해 유동특성과 소음분석 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 관로의 굽힘각에 따라 발생하는 속도벡터를 확인해 보았을 때 70°에서는 급격한 형상 변경에서는 유체점성에 의해 미끌림과 와류의 발생이 활발히 나타났다. 30°에서 는 직관에서의 유동특성과 매우 유사하게 나타나 굽힘각을 준 테일파이프 형상의 실험 목적에 맞지 않는 것으로 나타났다. 50°의 굽힘각을 준 형상에 대해서는 굽힘이 발생 하는 구간에서의 속도저하도 높지않았으며, 와류현상의 발생도 빈번히 이루어 지지 않 았다..

(2) 관로의 굽힘각에 따라 발생하는 압력을 확인해 보았을 때 70°에서는 급격한 굽 힘이 발행함에 따라, 후단에서 음압의 발생으로 백플로우(back-flow)로 유체가 역류하 는 것이 확인되었다. 50°에서는 후단에서의 음압이 발생하지만 유체가 역류하는 현상 이 두드러지게 나타나지는 않았다.

(3) 관로의 굽힘각에 따라 발생하는 소음의 해석결과를 확인 했을 때, 모든 Case에 대해 소음 발생정도의 경향성이 비슷하게 나타났으며, 굽힘각에 따라 소음이 가장 낮게 발생한것은 50°의 굽힘각을 준 형상이었음을 확인 할수 있었다.

 (4) 이번 연구에서의 목적에 따라 테일파이프의 형상변경에 따른 유동특성을 비교 해보았을 때 속도와 압력과 소음의 해석결과로 미루어 보아 50°의 굽힘 각을 주었을 때 가장 좋은 결과를 나타냈다.

REFERENCE

- Chen, F. C., Hsu, C. T., "Performance of ejector heat pumps", Energy Research, Vol. 11, pp.289~300, 1987.
- Fluegel, G., March/April, Berechung von strahlapparaten, VDI Forschungsheft 395 Ausgabe B Band 10, 1939.
- Sun, D.W, and Eames, I.E., "Recent developments in the design the-oreis and applications of Ejectors-a review" Journal of the Institute Energy, Vol. 68, June, pp.665~676, 1995.
- Witte, J.h., Efficiency and design of liquid-gas ejector, British ch emical Engineering, Vol. 10, No. 9, pp. 602~607, 1995.
- Biswas, M.N., and Mitra, A.K., Momentum Transfer in a Horizontal multi-Jet liquid-gas ejector, The Canadian Journal of Chemical Engineering. Vol. 59, pp. 634~637, 1989.
- 6. 이행남, 박길문, 이덕구, "90° 분기덕트에서 분기부의 내·외벽의 압력분포", 대한설 비공학회, pp. 115~119, 2002.
- 이행남, 박길문, 이덕구, "PIV 기법을 이용한 분기사각덕트내의 유동특성에 관한 실험적 연구" 한국박용기관학회 논문집, 25권 6호, 2001.
- 8. 이행남, 박길문, 박지만, 이덕구, 설재림, "PIV와 CFD를 의한 Ejector 내 의 유동특성연구, 대한기계학회 추계학술대회 논문집, pp723~728, 2003.
- 이영호, 조대환, 김미영, "PIV에 의한 기포붐의 기본성능특성에 관한 연 구", 한국해양환경공학회, pp. 47~53, 1997.
- 윤석훈, 이원형, 전현필, "각종 이젝터를 이용한 진공냉각장치", 한국박용기관학회 지, pp. 229~304, 1995.
- 11. 최보규, 구병수, 김희동, 김덕줄, "추기 펌프형 아음속/음속 이젝터 유동에 관 한 수치해석적 연구" 대한기계학회논문집 B권, 제25권 제2호, pp. 269~276, 2001
- 12. 최보규, 권오식, 김희동, "음속/초음속 이젝터 유동에 관한 실험적 연구"
 대한기계학회논문집 B권, 제26권 제5호, pp. 640~647, 2002.
- 고상철, "LES에 의한 원관 내 난류의 유동해석" 한국박용기관학회지, 제27권, 제3호, pp. 437~446, 2003.

- 14. 이상준, "PIV Velocity Field Measurement Techniques And Applicat ion" National Research Laboratory, POSTECH, 2002.
- 15. CDAK, "STAR-CD USER GUIDE", CDAK-KOREA, 2002
- 16. 예제로 배우는 STAR CD Version 3.22, 인터비젼
- 17. Pro-STAR/am Automatic Mesh Generation New User Training.
- 18. STAR-CD BASIC TRAINING COURSE
- 19. User's Guide CATUS 3.2 for Windows XP and Windows 2000.