

단기통 엔진의 흡·배기계의 압력 변동에 관한 연구

최석천[†] · 이용훈* · 이상철* · 정한식** · 이광영** · 정효민**

Pressure Variations in Intake and Exhaust Manifold of a Single Cylinder Engine

Seuk Cheun Choi, Young Hun Lee, Sang Chul Lee,
Han Shik Chung, Kwang Young Lee and Hyo Min Jeong

Key Words: Method of Characteristics (특성 곡선법), Pressure Prediction(압력 예측), Intake Pipe (흡기관), Exhaust Pipe(배기관), Pulsating Pressure (맥동 압력)

Abstract

In this study, a computer analysis has been developed for predicting the pipe pressure of the intake and exhaust manifold in a single cylinder engine. To get the boundary conditions for a numerical analysis, one dimensional and unsteady gas dynamic calculation is performed by using the MOC(Method Of Characteristic). The main numerical parameters are the variation of the exhaust pipe diameters to calculate the pulsating flow when the intake and exhaust valves are working. As the results of numerical analysis, the shapes and distributions of the exhaust pipe pressures were influenced strongly on the cylinder pressure. As the exhaust pipe diameter is decreased, the amplitude of exhaust pressure is large and the cylinder pressure was showed low in the region of intake valve opening time.

기호설명

A : 무차원 음속[a/a_{ref}]

a_{ref} : 기준 음속[m/s]

bdc : 하사점

CA : 크랭크 회전 각도[$^{\circ}$]

D : 파이프 직경[m]

evc : 배기 밸브 닫힘[$^{\circ}$, CA]

evo : 배기 밸브 열림[$^{\circ}$, CA]

F : 파이프 단면적[m^2]

ivc : 흡기 밸브 닫힘[$^{\circ}$, CA]

ivo : 흡기 밸브 열림[$^{\circ}$, CA]

N : 회전수[rpm]

P : 파이프 내 압력[bar]

tdc : 상사점

[†] 논문발표자의 소속 : 경상대학교, 정밀기계공학과
E-mail : chsch300@hotmail.com
TEL : (055)640-3185 FAX : (055)640-3188

* 저자 2의 소속 : 경상대학교 정밀기계공학과(원)

** 저자 3의 소속 : 경상대학교, 해양산업연구소

- U : 무차원 속도[u/a_{ref}]
- u : 기체 속도[m/s]
- λ, β : Riemann변수
- k : 비열비 [C_p/C_v]
- ρ : 밀도[Kg/m^3]
- θ : 회전각[$^\circ$]
- \emptyset : 노즐 면적비[F_i/F]
- 하첨자
- cr : 임계 조건
- in : 경계로 향하는 특성
- out : 경계로 부터의 특성
- t : 목부분의 조건

1. 서 론

소형 기관의 고성능화, 저 제작비 그리고 단순한 제조공정으로 인한 4행정 기관은 오토바이, 제초기, 블로어 등의 사용이 점점 증가하고 있는 추세이다. 다양한 구매자의 욕구를 신속히 반영하기 위해서 생산자는 설계에 대한 구조변경을 항상 고려해야 하는 입장이다. 그러나, 구매자의 욕구에 따른 구조변경에 대한 실제 시스템에 적용하여 실험을 하기는 시간과 비용이 많이 드는 단점을 가지고 있다. 이에 구매자의 욕구에 대응하기 위한 컴퓨터를 이용한 유체 유동의 해석(Computational Fluid Dynamic)이 증대되고 있는 실정이다. 따라서, 소형 기관의 흡·배기계의 압력예측에 관한 전산 프로그램의 개발이 시급히 요구되고 있다. 최근 자동차에 관해 환경소음 규제가 증가하여 배기계에 관한 연구가 증가하고 있다. 배압 및 외부소음을 유발하는 물리적 요인의 하나인 배기 파이프 내부의 고진폭 맥동 압력파의 거동 특성을 규명하기 위하여 양단자 회로법을 이용하여 배기계의 압력파를 해석하여 최적의 설계에 관한 연구가 차경옥 등⁽¹⁾의 연구자에 의해 진행되었다. 배기계의 형상의 변화에 따른 배기가스의 입자 분포에 관해 진산유체 역학을 이용한 유동을 신창현 등의 연구자에 의하여 해석하였다⁽²⁾. 여러 연구자들에 의하여 배기계의 형상에 관한 많은 연구가 진행되었다. 흡·배기계의 압력을 해석하기 위해서 여러 가지 수치해석의 기법이 사용되고 있으나, 파이프

관로의 압력에 관한 유동해석은 주로 특성 곡선법에 의해 해석되고 있다⁽³⁾. Riemann에 의해 비선형파에서 편미분 방정식을 상미분 방정식으로 변환하여 계산하는 특성 곡선법이 제시되었고, Benson이 내연기관의 여러 가지 다양한 경계조건을 제시하여 현재까지 많이 사용되고 있는 실정이다^(4,6). 자동차 배기계의 연구는 많이 진행되어왔으나 소형 엔진에 대한 배기계의 압력을 예측 관한 연구는 찾기가 힘들었다. 본 연구는 특성곡선법을 이용하여 4행정 기관에서 배기 밸브의 개폐시기에 대한 배기계의 압력을 해석하여 최적 설계를 위한 자료로 이용하고자 한다.

2. 수치해석 방법 및 모델

2.1 수치해석 방법

배기계 내의 유동을 비정상 상태, 열전달, 벽면파의 유체의 마찰은 작용하지 않는 가정으로 1차원적 해석을 고려한 지배 방정식은 다음과 같다.

-연속의 방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \tag{1}$$

-운동량 방정식

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} = 0 \tag{2}$$

- λ, β 특성

$$\frac{dx}{dt} = u \pm a \tag{3}$$

$$\frac{du}{dt} = \mp \frac{k-1}{2} \tag{4}$$

2.2 경계조건 및 수치해석법

실제 소음기의 길이를 측정하여 실제의 길이와 가장 적합한 길이를 선택하였으며 흡·배기관과 연결된 실린더에서 밸브의 개폐를 실제의 밸브 개폐시기와 실린더 행정에 의한 체적의 변화를 고려한 경계조건은 다음과 같다.

경계 조건

①폐쇄단의 경계(close end)

$$\lambda_{in} = \lambda_{out} \quad (5)$$

②개방단의 경계(open end)

$$\lambda_{out} = 2 - \lambda_{in} \quad (6)$$

③아음속 흐름(subsonic flow)

$$U^2 = \left(\frac{2}{K-1}\right)^2 (\lambda_{in} - A) \quad (7)$$

④음속 흐름(sonic flow)

$$\frac{U}{A} = \phi \left(\frac{A_t}{A}\right)_{cr}^{(k+1)/k-1} \quad (8)$$

수치 해석에서는 격자를 등간격으로 분할을 하였고 격자수를 60으로 하여 계산하였다.

2.3 수치해석 모델

수치해석 모델의 계산을 실제 모델에 적용하기 위해서 입력된 4행정 소형기관의 제원을 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Specifications of numerical model

Specification of numerical model	
Engine type	4-stroke, single cylinder
Engine displacement(cc)	124.1
Cylinder Dia.	56.5
Connecting rod length(mm)	100
Stroke(mm)	49.5
Intake valve open(°)	348
Intake valve close(°)	746
Exhaust valve open(°)	138
Exhaust valve close(°)	542
Compression ratio	9.5

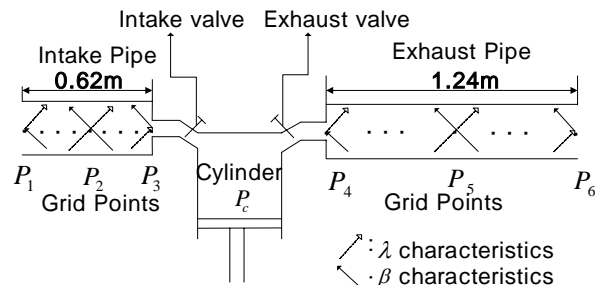


Fig. 1 Schematic diagram of Numerical model for single cylinder engine

Fig.1과 Fig.2는 1차원 흡·배기관 수치해석의 계산 모델의 형상과 그림이다. 실제 흡기관의 길이는 620 mm이고 배기관의 길이는 1240 mm이

다. 대기온도는 20 °C로 하였고 대기압은 1기압으로 설정하였다



Fig. 2 Photograph of motor cycle engine

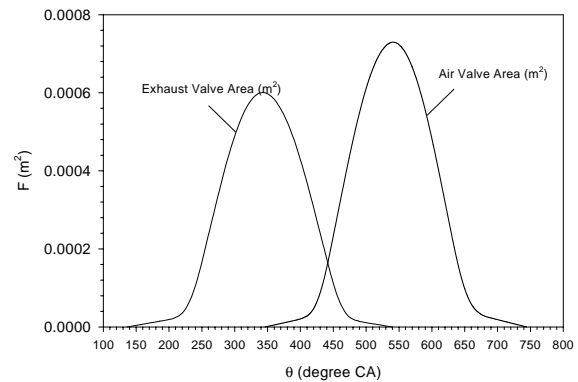


Fig. 3 Intake and exhaust valve opening area according to crank angle

Fig.3는 본 수치해석에 적용된 흡·배기관의 밸브 개도를 도식화하였다. 실제 흡기 밸브가 열리는 시작점은 138°이며 배기 밸브가 열리는 시작점은 348°이다.

3. 결과 및 고찰

Table 2 Numerical calculation parameters

Specification of numerical model		
Exhaust manifold type	Diameter (mm)	Length (mm)
Type A	20	1240
Type B	20	620
Type C	10	1240

Table 1 은 수치계산에서의 주요 변수를 나타내

었다. 선행 연구에서 직경의 감소와 길이의 감소가 흡·배기계의 압력의 변화의 폭을 증대시켰으므로 이 변수들을 사용하였다. Type A는 실제 배기 파이프의 직경과 길이이며 Type B는 길이가 축소되었을 경우이고 Type C는 직경이 축소되었을 경우이다. 수치 계산 모델의 회전수는 8000 rpm으로 일정하게 두었으며, 이는 실제 주행시험에서 70~80 Km/h의 속도에 대한 회전수이다.

3.1 Type A 경우의 압력 변화

이 절에서는 Type A의 일 때 압력을 계산한 경우이다.

그림 4는 실린더의 압력변화를 나타내었다. 실린더 압력이 $\theta = 510^\circ$ 까지 완만한 압력 감소한 후 다시 구간상승을 하고 있다. 실린더 내의 최저압력은 $\theta = 510^\circ$ 일 때 0.40 bar 이다.

그림 5는 흡기계의 압력변화를 나타내었다. P₁의 압력은 대기와 가장 근접한 지점의 흡입 압력을 나타내고 있으므로 대기압의 압력을 그대로 나타내고 있다. P₃의 지점은 실린더에 직접 연결된 흡기 밸브에 의해 흡입공기의 유량이 조절되는 지점의 압력 변화를 나타내었다. 압력은 흡입 밸브가 열리기 전까지는 변화가 없었으나 흡기 밸브가 열리는 $\theta = 350^\circ$ 이후에 압력이 변화하였다. 흡기계의 최저 압력은 $\theta = 510^\circ$ 일 때 0.40 bar 이다.

그림 6은 배기계의 압력변화를 나타내었다. P₆의 압력은 대기와 가장 근접한 지점의 배기 압력

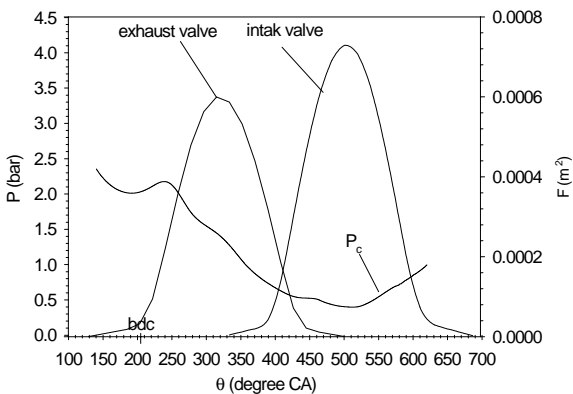


Fig. 4 Cylinder pressure variation at type A

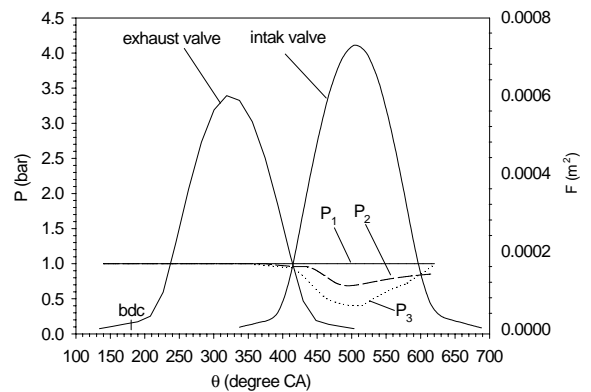


Fig. 5 Intake pressure variation at type A

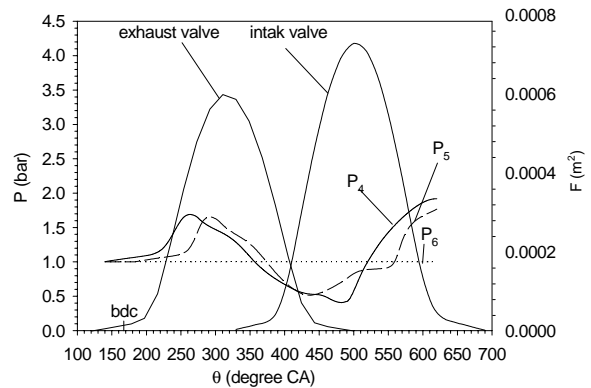


Fig. 6 Exhaust pressure variation at type A

을 나타내고 있으므로 대기압의 압력을 그대로 반영하고 있다. P₄의 지점은 실린더에 직접 연결된 배기 밸브에 의해 배기 가스의 유량이 조절되는 지점의 압력 변화를 나타내었다. 압력은 evo의 시점에서부터 실린더내의 압력변화에 기인하여 배기 압력이 변화함을 나타내었다. 배기계의 처음 최고 압력은 $\theta = 237^\circ$ 일 때 2.18 bar 이다.

3.2 Type B 경우의 압력 변화

이 절에서는 Type B의 일 때 수치해석 계산 결과의 압력이다.

그림 7은 실린더의 압력변화를 나타내었다. 실린더 압력이 $\theta = 326^\circ$ 까지 급격한 압력 상승을 한 후 다시 급강하고 있다. 실린더내의 최저압력은 $\theta = 506^\circ$ 일 때 0.38 bar 이다. Type A에서의 최저 압력보다 위상이 $\theta = 5^\circ$ 이동되었고

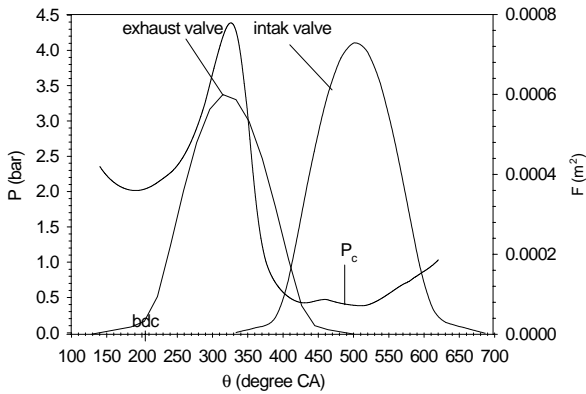


Fig. 7 Cylinder pressure variation at type B

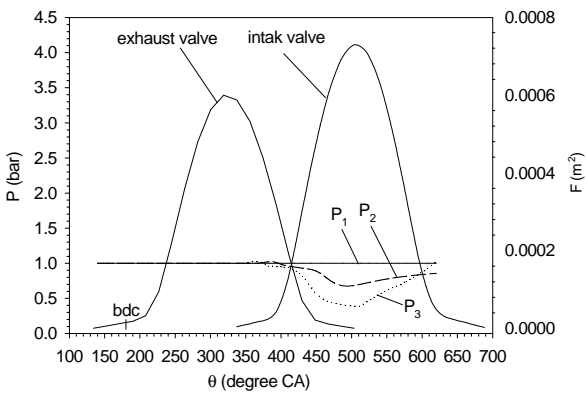


Fig. 8 Intake pressure variation at type B

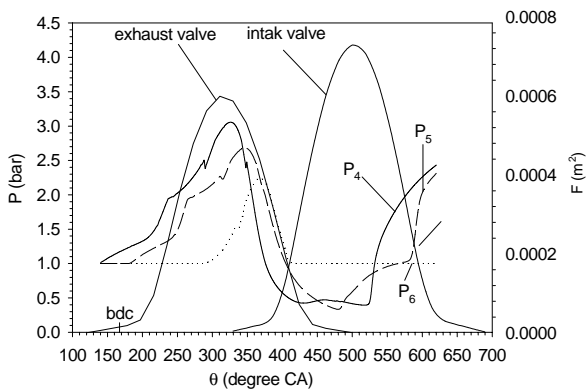


Fig. 9 Exhaust pressure variation at type B

압력은 0.02 bar 감소되었다. 이는 배기계의 길이 변화가 파이프 관의 압력의 과장에 영향을 주었고 이 변화가 실린더 내 압력과 위상에 영향을 주었을 것으로 사료된다. 그림 8는 흡기계의 압력변화이다. 전체적인 압력분포가 Type A의 압력분포와 거의 유사한 압력을 보여주고 있다.

그림 9은 배기계의 압력변화를 나타내었다. P₆의 압력이 evo 이후에 압력이 상승함을 나타내고 있다. 이는 줄어든 직경이 파이프내의 압력변화의 요인으로 작용하였고 변화된 압력이 파이프 끝단에까지 전달됨을 알 수 있다. P₄의 최고 압력은 $\theta = 515^\circ$ 일 때 2.24 bar이다. Type A의 최고 압력 보다 위상이 $\theta = 89^\circ$ 이동되었고 압력은 0.88 bar 감소되었다. 이는 배기계의 길이변화가 배기 파이프 관의 압력의 과장에 영향을 주어 압력과 위상의 변화됨을 사료된다.

3.3 Type C 경우의 압력 변화

이 절에서는 Type C의 일 때 수치해석 계산 결과의 압력이다.

그림 10은 실린더의 압력변화를 나타내었다. 실린더내의 최저압력은 Type A에서의 최저 압력보다 위상이 $\theta = 29^\circ$ 이동되었고 압력은 0.03 bar

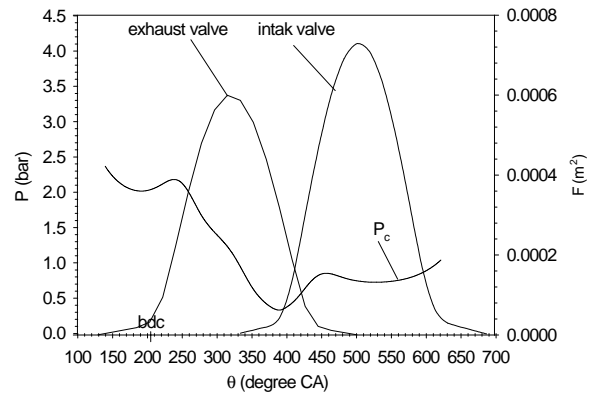


Fig. 10 Cylinder pressure variation at type C

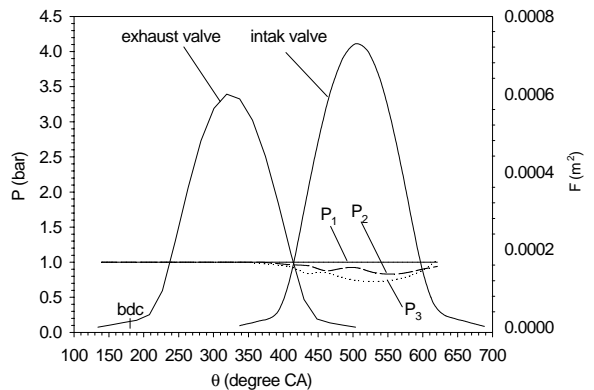


Fig. 11 Intake pressure variation at type C

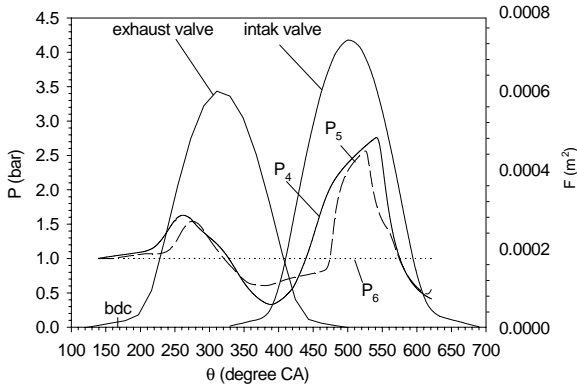


Fig. 12 Exhaust pressure variation at type C

감소되었다.

그림 11는 흡기계의 압력변화이다. 전체적인 압력분포가 Type A와 Type B의 압력분포보다 조금 감소하는 압력을 보여주고 있다.

그림 12는 배기계의 압력변화를 나타내었다. 압력변화가 ivo시점 이후에 Type A의 압력변화보다 구간상승의 폭이 커짐을 알 수 있다. 이는 배기계의 줄어든 길이가 ivo 이후의 배기계의 압력변화에 중요한 요인으로 작용함을 알 수 있다.

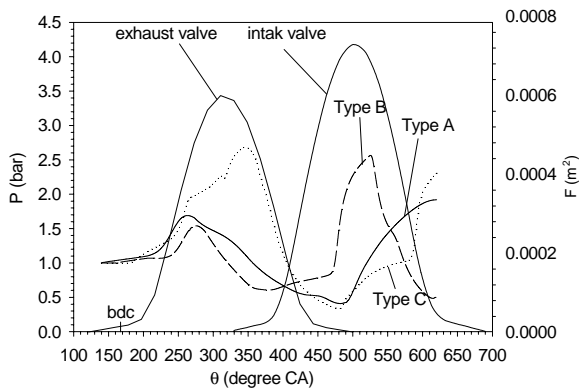


Fig. 13 Exhaust pressure variation at P₄ by various types

그림 13은 배기계의 P₄ 지점의 압력변화이다. 압력진폭이 Type A와 Type C의 압력진폭이 Type B의 진폭보다 상승되었음을 알 수 있다. 이것으로 배기계의 직경과 길이를 동시에 변화시키면 배기 배압의 상승효과를 예측할 수 있다.

4. 결론

특성곡선을 이용한 흡·배기 밸브의 개폐구간에 따른 흡배기의 압력에 관한 수치해석 결과는

다음과 같다.

(1) 배기계의 길이변화나 직경변화는 흡기 압력에는 큰 영향을 주지 않으나, 배기계와 실린더 내의 압력변화에는 큰 영향을 주었다.

(2) 배기 길이가 50% 축소되었을 경우 실린더 압력의 진폭은 약 2 bar 증가하였고, 배기계의 압력이 ivo 시점 이전의 최고압력이 실제 길이의 경우보다 약 2배 증가하였다.

(3) 배기직경이 50% 축소되었을 경우 실린더와 배기계의 압력이 ivo 시점 이후에 최고압력이 실제 길이의 경우보다 약 1.25배 증가하였다.

(4) 배기직경과 길이의 변화를 통해 실린더 내의 토출 압력과 배기계의 배기 압력의 변화를 예측 할수 있었다.

후 기

경상대학교 BK21 지역대학육성 사업단의 지원과 대림자동차의 협조에 의하여 연구되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) Cha, K. O., Lee, J. S. and Kim, H. S., 1996, A Study on the Characteristics of Pressure Wave Propagation in Automotive Exhaust System, KSAE Jour., Vol. 4, No. 4, pp. 18-26.
- (2) Shin, C. H., Kim, H. Young., and Park, S. S., 1999, The Study on the Flow and Distribution of Particles in Exhaust Gas with the Change of Exhaust System Geometry, KSAE Pros. Jour., Vol. 7, No. 1, pp. 251-258.
- (3) M.D. Bassett, D. E. Winterbone and R. J. Pearson. (2000). Modelling Engines with pulse converted exhaust manifolds using one dimensional techniques, SAE Trans. 109, 400-415,
- (4) R. S. Benson. (1982). Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engine. 1, 246-325
- (6) Oh, J., and Cha. K. (2000) Noise reduction of the muffler by optimal design. KSME Int. Jour., 14, 9, 947~955.