

〈논 문〉

노즐분공내 유체충돌이 있는 디젤노즐의 유동 및 분무특성 연구

하성업* · 김흥열* · 류구영* · 구자예**

(1997년 5월 9일 접수)

Characterization of the Internal Flow and Fuel Spray from an Impinging Flow Nozzle

Seong Up Ha, Heung Yel Kim, Goo Young Ryu and Ja Ye Koo

Key Words: Nozzle Inlet Condition(노즐입구조건), Nozzle Geometry(노즐형상), Flow Impingement(유체충돌), Turbulent Intensity(난류강도), Spray(분무)

Abstract

The nozzle length to diameter ratio of real diesel nozzles is about 2-8 which is not long enough for a fully developed and stabilized flow. The characteristics of the flow such as turbulence at the nozzle exit which affect the development of the spray can be enhanced by impinging the flow inside nozzle. The flow details inside the impinging nozzles have been investigated both experimentally and numerically. The mean velocities, the fluctuating velocities, and discharge coefficients in the impinging inlet nozzles, round inlet nozzle, and sharp inlet nozzle were obtained at various Reynolds number. The developing feature of the external spray were photographed by still camera and the droplet sizes and velocities were also measured by laser Doppler technique. The spray angle was greater and the droplet sizes near the spray axis were smaller with the impinging flow inside nozzle.

기 호 설 명

C_d : 유량계수	ϵ : 난류에너지 소산율
d : 노즐직경	μ_{mol} : 분자점성계수
L : 노즐길이	μ_t : 난류점성계수
L/d : 노즐길이 대 직경비	μ_{eff} : 유효점성계수
P : 압력	$C_\mu, \sigma_k, \sigma_\epsilon, C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}$: RNG $k-\epsilon$ 난류모델상수
ΔP : 노즐 전후의 압력차	ρ_l : 액체밀도
SMD : Sauter 평균 직경	ρ_g : 분무실가스밀도
S_{ij} : 스트레인 텐서율	x : 노즐 입구로부터 축방향 길이(노즐내부)
U_m : 임의 단면에서의 평균속도	z : 노즐 출구로부터 축방향거리
u_i : 속도성분 ($i=1, 2, 3$)	r : 분무중심으로부터 반경방향거리
x_i : 방향성분 ($i=1, 2, 3$)	
k : 난류운동에너지	

1. 서 론

디젤엔진은 가솔린엔진에 비해 연비는 좋지만 질 소산화물, 입자상물질, 그리고 매연의 발생이 많

*한국항공대학교 대학원

**회원, 한국항공대학교 항공기계공학과

다. 따라서 이러한 배출물질의 규제가 각국에서 시행 중에 있으며 날로 심해지고 있다. 디젤엔진의 연소는 분무의 특성에 의해 크게 영향을 받고 있다. 연소과정 개선을 위해서는 연료와 공기가 혼합하는 과정 및 기구를 정확하게 알아야 할 필요가 있다. 연료와 공기의 혼합과정을 이해하기 위해서는 분사된 연료가 연소실내에서 개개의 액적으로 미립화되는 과정과 미립화된 액적들의 크기 및 속도의 시간적, 공간적인 분포를 알 필요가 있다. 이러한 연소실내의 연료분포는 이후에 일어나는 일련의 과정들, 즉 혼합기 형성, 점화특성, 연소율, 엔진효율 및 배기가스의 형성에 중요한 인자임에 틀림이 없다. 적절히 미립화가 된 연료는 혼합기 형성과정에서 빨리 가연 혼합기를 만들어 디젤기관의 점화를 촉진시켜 연소효율을 높이고 유해 배출가스의 생성을 줄인다.^(1~3)

미립화 효율 향상방안과 혼합기 형성과정을 연구하는 방법으로 지금까지는 주로 연소실내의 연료분무 자체를 연구하였으나 연료분무 자체의 거시적인 특성인 분무도달거리, 분무각 등과 미시적인 특성인 연료액적 입자의 크기 및 속도는 상부조건 즉 노즐형상과 노즐 내부의 유동현상에 영향을 받으므로 최근에는 노즐 내부유동 현상이 연료분무의 미립화에 미치는 영향에 대한 연구의 중요성이 점차 더해가고 있다.⁽⁴⁾ 노즐의 형상(입구 형태) 및 노즐 길이 대 직경비(L/d)와 분사조건에 따라 내부유동의 흐름상태와 유량계수는 달라지며, 분무발달 특성은 노즐 내부유동 특성에 따라 달라진다. 실제의 노즐에 사용되는 연료노즐의 L/d는 2~8로 짧아서 경계층 및 노즐출구에서의 유동은 완전히 발달되거나 안정화되지 않기 때문에 노즐입구조건에 따라 노즐출구의 유동상태가 달라진다. 실제 노즐직경은 0.1~0.4 mm로 아주 작으며, 광학적으로도 측정이 불가능하다. 따라서 광학적으로 측정 가능하도록 노즐을 비례적으로 크게 만들고 단순화 시켜서 내부유동을 가시화한 결과 노즐의 내부에는 케비테이션이 발생하였으며 케비테이션이 발생한 경우가 케비테이션이 발생하지 않은 경우보다 케비테이션에 의한 기포발생에 의해 미립화가 촉진됨을 알 수 있었다.^(5,6)

케비테이션뿐만 아니라 노즐내부의 마찰, 유체의 변동은 난류발생에 영향을 미친다.⁽⁷⁾ 노즐 내부 유동 및 출구에서의 난류와 같은 유동특성은 디젤 분무의 형성에 큰 영향을 미치며, 이들은 분사압력

뿐만 아니라 노즐의 형상 등의 영향을 많이 받으므로 노즐의 형상변화에 따른 노즐 내부유동에 대한 연구가 절실히 요청된다.^(8~10) 노즐 내부에서 초기에 분류를 충돌 시키면 분류 내에 강한 소용돌이가 발생하고 이에 의해 미립화는 더욱 촉진되어 연소효율이 향상될 것으로 생각된다.⁽¹¹⁾

분류충돌형 노즐의 내부유동 특성과 분무특성을 연구함으로써 보통의 디젤노즐의 분무특성과의 차이점을 알 수 있을 뿐만 아니라 궁극에는 엔진성능 향상이나 배기가스 저감을 도모할 수 있다. 따라서 노즐 분공내 유체충돌이 있는 새로운 디젤노즐의 특성을 연구하고 이와 관련된 분사장치를 제작하여 노즐 내부유동 특성 연구에서 도출한 주요변수가 실제의 분무에 어떻게 영향을 미치는가를 실험적으로 연구하여 노즐 내부유동과 외부 분무특성을 통합적으로 연구할 필요성이 강력히 요청되고 있다. 이에 본 연구에서는 노즐 분공내 유체충돌을 일으키는 노즐을 설계하여 노즐 내부의 유체충돌에 의한 노즐 내부의 여러 가지 유동현상 즉 유체충돌에 의한 혼합현상, 케비테이션의 존재여부, 그리고 난류강도를 수치적 해석을 통하여 파악하고 이를 외부분무 발달현상과 연계시켜서 노즐 내부유동 현상이 분무의 미립화에 미치는 영향을 연구하였다.

2. 실험장치

2.1 모형확대노즐실험

내부 충돌 노즐의 내부유동 특성을 측정하기 위한 실험장치는 Fig. 1과 같다. 작동유체는 물이며 저장통의 물을 펌프를 이용하여 압력탱크로 공급하고, 유량조절밸브를 사용하여 저장통으로 되돌려지는 물의 양을 조절함으로써 시험부로 흘러가는 물의 양을 조절한다. 펌프의 동력은 1.5 KW이며, 최대양정은 50 m, 최대유량은 100 l/min이다. 펌프에서 발생하는 기포로 인한 유동의 불안정을 막기 위하여 압력탱크의 상단에 공기제거관을 설치하여 기포가 저장통으로 빠져나가지도록 하였다. 유량은 오리피스식 유량계를 사용하여 측정하였으며, 측정범위는 8.3~58 l/min이다. 노즐 상부의 압력은 마노미터를 제작하여 측정하였고, 노즐 하부의 압력은 대기압으로 유지하였다.

Fig. 2는 본 실험에 사용된 여러가지 확대 상사된 내부충돌형 노즐의 형상 및 측정위치를 나타내며 Fig. 1의 실험장치중 test section에서 수평으로

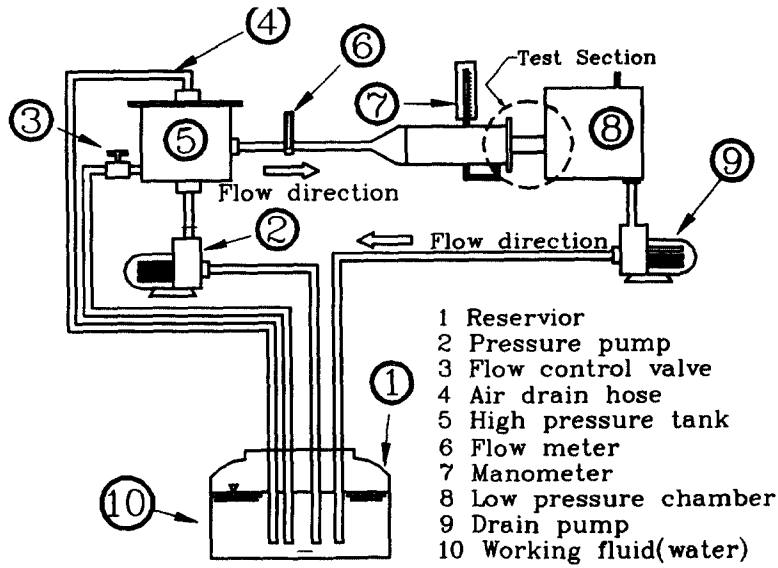


Fig. 1 Scaled up nozzle test apparatus

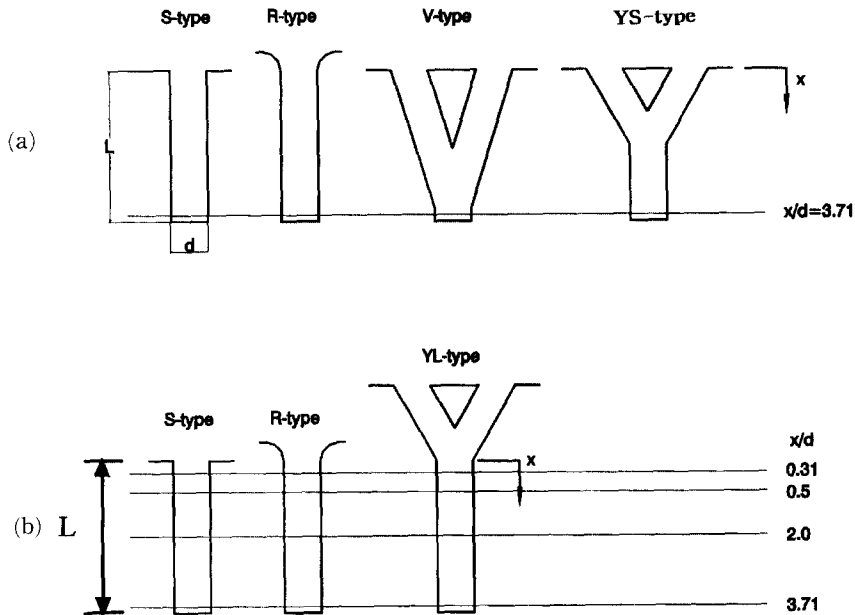


Fig. 2 Configuration of scaled up nozzle and measurement points inside nozzle

교환 설치된다. 노즐은 아크릴로 제작되었으며, S-type, R-type은 각각 모서리입구와 곡면입구를 갖는 plain orifice 노즐을 나타내고, V-type은 노즐의 출구 직전에서 유동이 충돌하는 노즐을, YS-type은 노즐의 중간에서 유동이 충돌 후 노즐 길이(L)의 반을 진행하고 분출되는 노즐을 나타낸다.

Fig. 2(a)는 노즐 팁의 두께에 의해 결정되는 오리피스 길이(L)가 일정할 때 즉, 충돌노즐의 입구를 sac체적 끝단으로 보았을 때를 기준으로, 통상의 모서리입구 및 곡면입구를 갖는 노즐과 내부충돌이 있는 노즐의 출구에서의 축방향 속도 및 rms 속도를 비교하기 위한 측정위치를 나타낸다. Fig.

2(b)는 노즐의 입구를 두 유체의 충돌지점으로 보았을 때, 오리피스로 유입된 유체가 진행하면서 나타내는 유동 특성의 차이를 비교하기 위한 것이다. S, R-type 노즐의 경우 노즐의 길이 L 은 120 mm이고 직경 d 는 30 mm이며 V, YS-type은 출구의 직경은 30 mm, 입구의 직경은 각각 30 mm, 24 mm이며 길이는 120 mm이다. V type과 같이 노즐출구부근에서 내부충돌을 시키고, 충돌후 노즐면적에 비하여 노즐입구 면적이 작을 때, 충돌직후의 유체를 가장자리까지 완전히 채우는 것이 기하학적으로 불가능하므로 입구 면적이 동일한 내부충돌을 만들지 않았다. 따라서 V-type 노즐의 충돌직전 입구직경을 30 mm로 하였다. YL-type 노즐은 충돌 지점 이후의 총길이가 120 mm가 되도록 하였으며 입구와 출구의 직경은 YS-type과 같다.

유량계수는 유량계에서 측정된 유량에서 환산된 평균속도 U_m , 노즐 입구에 설치된 마노미터의 수두에서 구한 노즐 입구와 출구의 압력차 Δp 를 이용하여 다음 식으로 구하였다.

$$C_d = U_m / \sqrt{2\Delta p / \rho}$$

여기서 ρ 는 물의 밀도이다. 본 실험에서는 노즐 출구의 직경을 기준으로 한 레이놀즈수가 15000, 20000, 28000인 조건에서 유량계수를 측정하였다. Fig. 2에 나타낸 측정위치에서 각각 반경 방향으로 11개 지점에서의 축방향 국소속도 및 rms속도를 측정하였다.

2.2 외부분무실험

Fig. 3은 분무실험을 위한 장치의 개략도이다. 유체 가압장치는 동력이 3/4 마력인 공기구동펌프 (air driven pump)로서 압축기로부터 공급받는 비교적 저압의 공기 (0.6 MPa)로 구동되며 공급 유량에 따라 최대 100 MPa까지 유체를 가압할 수 있다. 분무 유체는 물이며, 펌프에 의해 가압된 물은 저장통을 거쳐 분무실에 장착된 노즐을 통하여 분사된다. 분무실은 아크릴로 제작하였으며 분무실의 압력은 대기압으로 유지하였고 분사압력은 6, 8, 10 MPa로 변화하였다.

분무실험에 사용된 노즐은 Fig. 4와 같다. 노즐 내부의 형상은 노즐 밖에서 두 유동이 충돌하도록 만들어진 E-type을 제외하고는 모두 확대 상사된 모형노즐과 동일하며, 입구와 출구의 지름은 0.2 mm이다. 단지 가공상의 문제 때문에 V-type의 출구지름은 등가지름으로 0.24 mm로 커졌음을 확인할 수 있었다. 노즐 선단으로부터 분무축방향으로 100 mm, 200 mm의 지점에서 반경에 따라서 액적의 SMD 및 축방향 속도를 PDPA를 이용하여 측정하였다.

3. 내부유동 수치계산

3.1 확대모형노즐의 내부유동과 실제디젤노즐의 수치계산

노즐 내부유동장 계산을 위해서 유한체적법을 근간으로 SIMPLE-C방법으로 압력과 속도를 계산하는 FLUENT 및 FLUENT/UNS를 사용하였다.

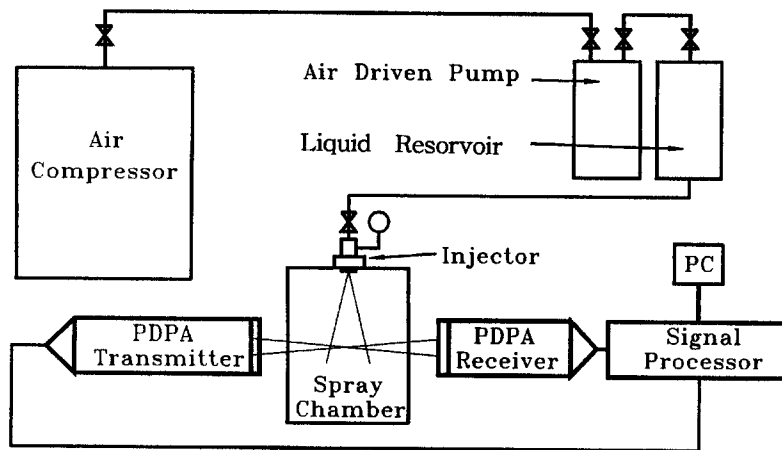


Fig. 3 Schematic of experimental apparatus for external spray

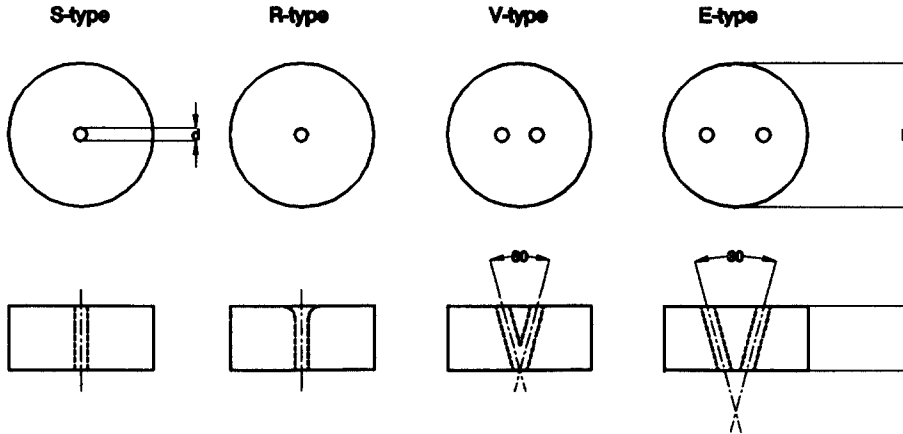


Fig. 4 Configuration of prototype nozzle for external spray (d=0.2 mm)

FLUENT 프로그램은 structure 격자를 이용하나 FLUENT/UNS는 structure 격자로 구현이 어려운 물체형상을 unstructure 격자로 구성하여 계산을 실행할 수 있다.⁽¹²⁾ 이 프로그램을 사용하기 위해서는 먼저 격자를 생성하여 3차원에 맞게 데이터를 이송하였다. 격자를 구성하기 위해 Geomesh라는 프로그램을 사용하였다. 격자를 3차원으로 구성한 경우, 따로 T-grid라는 변환을 거쳐 FLUENT에서 읽어 들일 수 있는 격자로 변환하였다.

3.1.1 지배방정식

정상 3차원 유동을 기술하는 지배방정식은 다음과 같으며 난류 모델은 RNG k-ε 난류모델 (Renormalization Group k-ε Turbulence Model)을 사용하였다.⁽¹²⁾

· 연속 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

· 운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \tag{2}$$

· 난류 운동에너지 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\sigma_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_t - \rho \epsilon \tag{3}$$

· 난류 운동에너지 소산율 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\sigma_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_t$$

$$-C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R \tag{4}$$

Eq. (3)에서 $G_t = \mu_t S^2$ 이다.

여기서 $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$ (5)

$$S \equiv \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \tag{6}$$

또한 여기서, $S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$ (7)

Eq. (3)과 Eq. (4)의 유효점성계수 μ_{eff} 는 다음과 같이 정의된다.

$$\mu_{eff} = \mu_{mol} \left[1 + \sqrt{\frac{C_\mu}{\mu_{mol}} - \frac{k}{\sqrt{\epsilon}}} \right]^2 \tag{8}$$

변형률 항 R은 RNG k-ε 모델에서 다음과 같이 주어진다.

$$R = \frac{C_\mu \rho n^3 (1 - \eta / \eta_0) \epsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\epsilon^2}{k} \tag{9}$$

여기서 $\eta = \frac{Sk}{\epsilon}$, $\eta_0 = \sqrt{\frac{C_{2\epsilon} - 1}{C_\mu (C_{1\epsilon} - 1)}}$, $\beta = 0.012$

위 식들을 계산하는데 사용된 상수들은 다음 Table 1에 정리되어 있다.

3.2 경계조건

노즐출구는 연소실 또는 분무실의 압력이 되도록 압력상태를 부여하였고, 입구는 압력이나 그 압력에 해당되는 속도조건을 부여하여 2가지 서로 다른 조건하에서 계산을 수행하였다.

(a) 입구: 속도조건인 경우는 균일한 속도를 부여하였다. 이 경우 ε값은 노즐 입구에서 난류길이

Table 1 The empirical constants in RNG $k-\epsilon$ model

Constant	Value
C_μ	0.085
σ_k	1.393
σ_ϵ	1.393
$C_{1\epsilon}$	1.42
$C_{2\epsilon}$	1.68

스케일 (l)을 노즐특성길이(노즐직경 d)의 10%로 취하여 계산하도록 하였다.^(12,13) 압력조건의 경우는 입구에서의 균일한 압력을 부여하였다. 이 경우에도 ϵ 값은 속도조건의 경우와 같이 노즐 입구에서 난류길이 스케일 (l)을 노즐특성길이(노즐직경 d)의 10%로 취하여 계산하도록 하였다.

(b) 출구: 출구에서는 입구에서의 조건과 상관없이 두 경우 모두 조건을 정압을 부여하였다. 이 경우 ϵ 값은 노즐 출구에서 난류길이 스케일 (l)을 노즐특성길이(노즐직경 d)의 10%로 취하여 계산하도록 하였다.

(c) 벽면조건: $u=v=0$ (no slip condition)

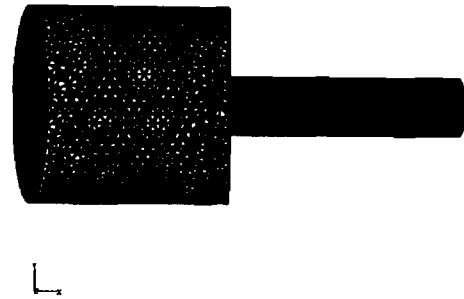
3.3 격자형상

Fig. 5는 모형확대노즐의 격자형상으로 Fig. 5(a)는 날카로운 모서리 입구노즐이고, Fig. 5(b)는 충돌노즐형상이다. Fig. 6은 실제 디젤노즐의 격자형상이다. 실제노즐의 내부충돌수를 4군데로 하였다. Fig. 6(a)은 단일구멍식으로 내부충돌이 없는 날카로운 모서리 입구노즐로 S-type 디젤노즐, Fig. 6(b)은 오리피스 상부에서 유체의 충돌이 있는 YS-type 디젤노즐이며, Fig. 6(c)은 하부에서 유체충돌이 있는 V-type 디젤노즐이다. Fig. 6(d)~(f)는 각각 (a)~(c)의 내부단면형상을 나타낸다.

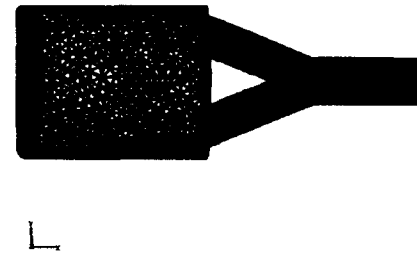
4. 결과 및 분석

4.1 확대모형노즐

Fig. 7은 모형확대노즐실험에 사용된 노즐의 레이놀즈수에 대한 유량계수를 실험으로 측정된 값과 수치적으로 예측한 값이다. 실험에서는 10000, 15000, 23000의 세 개의 레이놀즈수를 선택하여 유량계수를 구하였으며 계산에서는 레이놀즈수를 $3 \times$



(a) Sharp-type



(b) YS-type

Fig. 5 Grid for the scaled-up nozzle

10^4 까지 계산하였다. 노즐을 통해서 흐르는 유량이 적을 때, 즉 레이놀즈수가 10,000일 때 V30노즐의 경우 약 25% 차이가 나는 것을 제외하고는, 계산에서 구한 유량계수는 실험에서 구한 값보다 약 10% 큼을 알 수 있다. 레이놀즈수가 15,000일 때 V30 노즐은 약 9.0%, S-type노즐은 약 5.3%, YS-type노즐은 약 3.4%, YL-type노즐은 약 8.0%의 차이로 계산에서 구한 유량계수가 실험에서 구한 값보다 크며, 레이놀즈수가 23,000일 때 V30노즐은 약 3.2%, S-type 노즐은 약 3.3%, YS-type 노즐은 약 4.1%, YL-type 노즐은 약 11.7%의 차이로 계산에서 구한 유량계수가 실험에서 구한 값보다 크다. 이와같이 계산에서 구한 유량계수값이 실험에서 구한 값보다 큰 이유는, 계산에서는 노즐 내부 표면조도를 완전히 매끄럽다고 가정하였지만, 실제 실험에서는 그렇지 않을 수 있고, 노즐내부유동계산에서는 불완전한 충돌노즐제작이나, 노즐입구 재순환등의 실제 유량계수 감소요인이 완전하게 고려되지 않았기 때문 일 것이다. 실제디젤노즐의 유동조건인 레이놀즈수 15,000-25,000범위에서 계산에서 구한 유량계수와 실험에서 구한 유량계수는 정성적인 경향성의 일치성을 보이고 있으며, 정량적으로는 3-11%의 오차를 나타내고 있다. 실험 범위

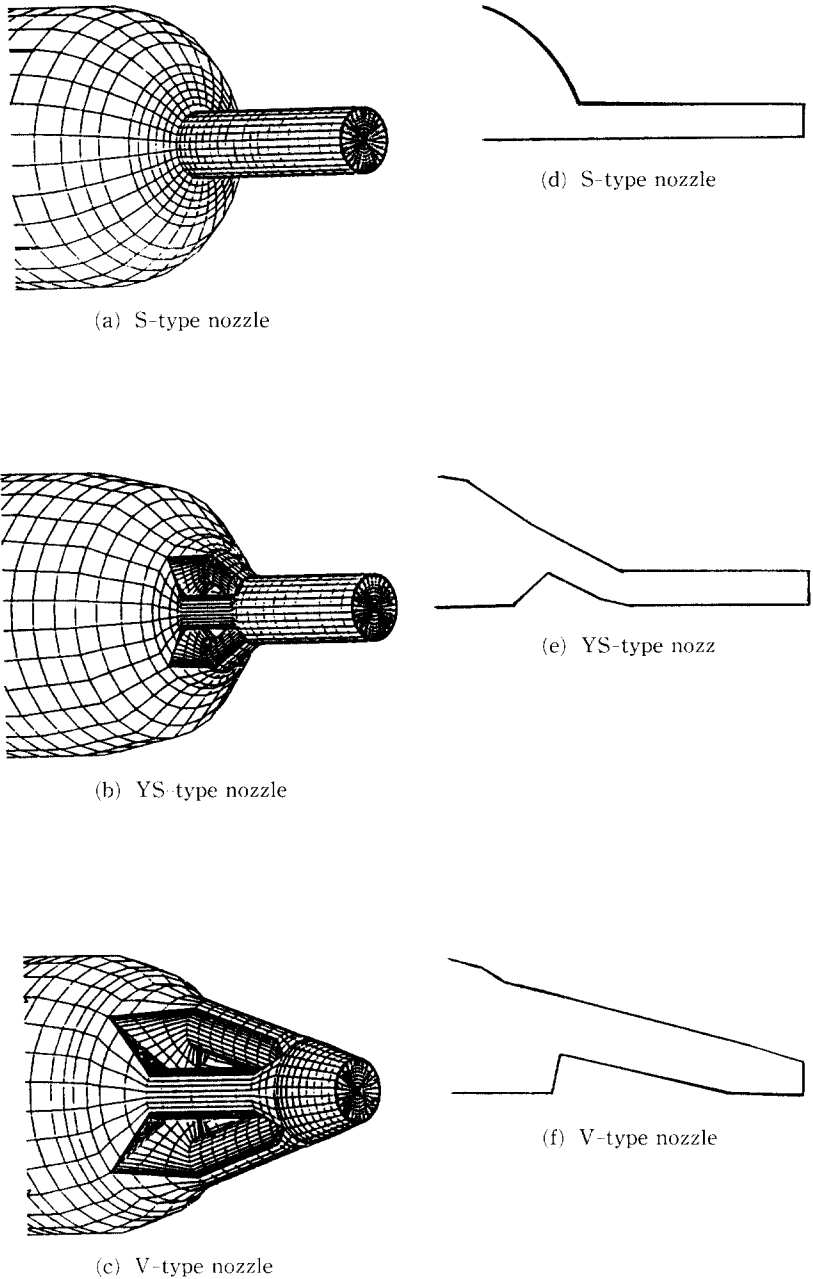


Fig. 6 Grid and shapes for the real diesel nozzles

의 레이놀즈수에서 유량계수는 레이놀즈수가 증가함에 따라 함께 증가하지만 계산에서는 레이놀즈수가 크게 증가하면 증가가 둔화된다. 모형 확대노즐 실험에서 S-type과 YS-type 노즐의 유량계수는 크게 차이가 없다. 즉, 유체의 충돌에 따른 유량계

수의 변화는 크지 않다. 그러나 V-type 노즐의 유량계수는 다른 노즐의 유량계수보다 크게 높는데, V-type의 유량계수가 다른 노즐에 비하여 큰 이유는 입구지름이 30 mm로 다른 입구 노즐에 비하여 입구면적이 $\sqrt{2}$ 배 넓기 때문이다. YL-type 노즐의

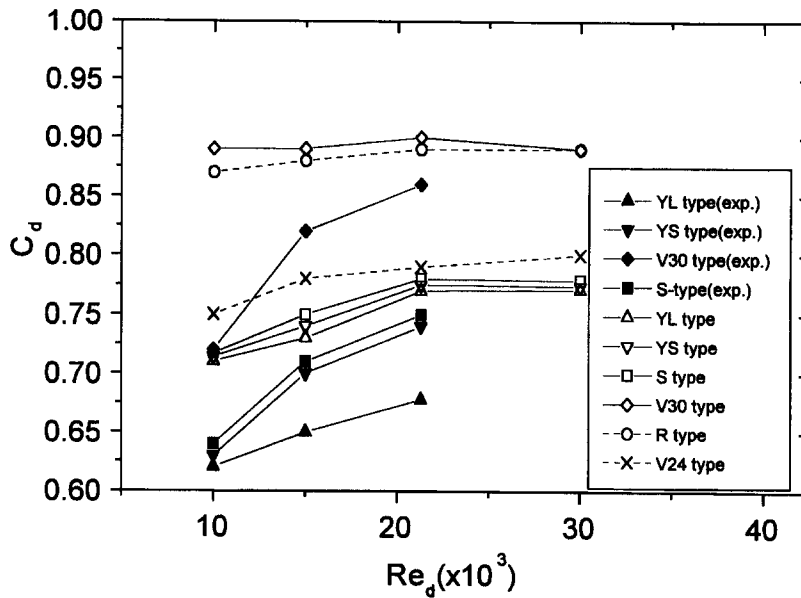


Fig. 7 Discharge coefficient of the scaled-up nozzles

유량계수는 앞의 두 개의 노즐의 유량계수보다 낮다. YL-type 노즐은 유체의 충돌 이외에도 입구에서 출구까지의 거리가 가장 길어 마찰손실이 증가하여 유량계수가 감소한 것으로 보인다.

연료분무노즐의 길이는 보통 L/d 가 2-8로 짧아서 초기상태의 유동이 안정되지 않고 경계층은 완전히 발달되지 않는다. 속도분포가 완전히 안정되고 경계층이 발달되려면 L/d 는 약 60 정도가 필요하다.⁽¹⁴⁾ 유체가 노즐로 유입된 직후인 $x/d=1$ 이전의 구역에서 유체의 충돌이 없는 모서리입구 노즐의 경우 입구 형상에 의한 유동의 박리 및 재순환 영역이 존재하였으며,⁽¹⁶⁾ 이러한 유동의 교란으로 발생한 높은 난류에너지가 출구 쪽으로 진행되는 유동의 내부로 강한 영향을 미치며, 이러한 유동의 박리 및 재부착이 없는 곡면입구를 가진 노즐보다 출구 단면에서의 난류강도가 큼을 밝혔다. Fig. 8은 노즐직경과 유량에서 구한 속도를 기준으로 레이놀즈수가 15,000일 때, R-type, S-type, YL-type, YS-type, V30-type 노즐의 형태에 따른 출구단면에서의 무차원 속도 및 변동속도의 실험값과 계산값의 비교를 나타내고 있다. Round-type 노즐에서는 속도 및 난류강도가 아주 잘 일치하고 있으며, Sharp-type 노즐도 비교적 잘 일치하고 있다. 그러나 충돌노즐의 경우 실험치의 난류강도가 계산치보다 반경방향의 각 지점에서 다소

높음을 알 수 있다. 충돌노즐의 경우 실험과 계산 결과가 차이가 나는 이유는 모형노즐을 제작 할 때 충돌부위 전, 후의 내부를 아주 매끄럽게 아크릴로 접합하지 못하였으나, 계산에 사용된 노즐은 매끄럽게 연결된 노즐이라 가정 하였기 때문이다. 출구에서의 속도분포는 V30-type 노즐을 제외한 다른 노즐 경우에는 속도 최대점이 중심축상($r=0$)에서 나타나지만, V30-type 노즐 경우에는 출구의 측정 지점 직전에 충돌이 일어나므로 미처 흐름이 발달하지 않은 상태로서 최대속도점이 벽면근처에서 나타나고 있음을 알 수 있다. 중심축상에서 축방향의 변동속도는 내부 유체충돌이 일어나고 노즐길이가 짧은 YS-type 노즐의 변동속도가 가장 높으며, 충돌이 없는 곡면노즐의 변동속도가 가장 낮음을 알 수 있다.

4.2 디젤노즐 내부유동계산

Fig. 9는 단일구멍식 노즐과 4-hole 하부충돌 노즐의 노즐출구 단면에서의 유량계수, 난류강도, 변동속도의 변화를 노즐입구와 출구의 압력차(Δp)에 대하여 나타내었다. 충돌노즐의 유량계수는 단일구멍식 노즐보다 감소하지만 노즐 출구에서의 난류강도 및 변동속도는 충돌이 없는 경우보다 증가하였다.

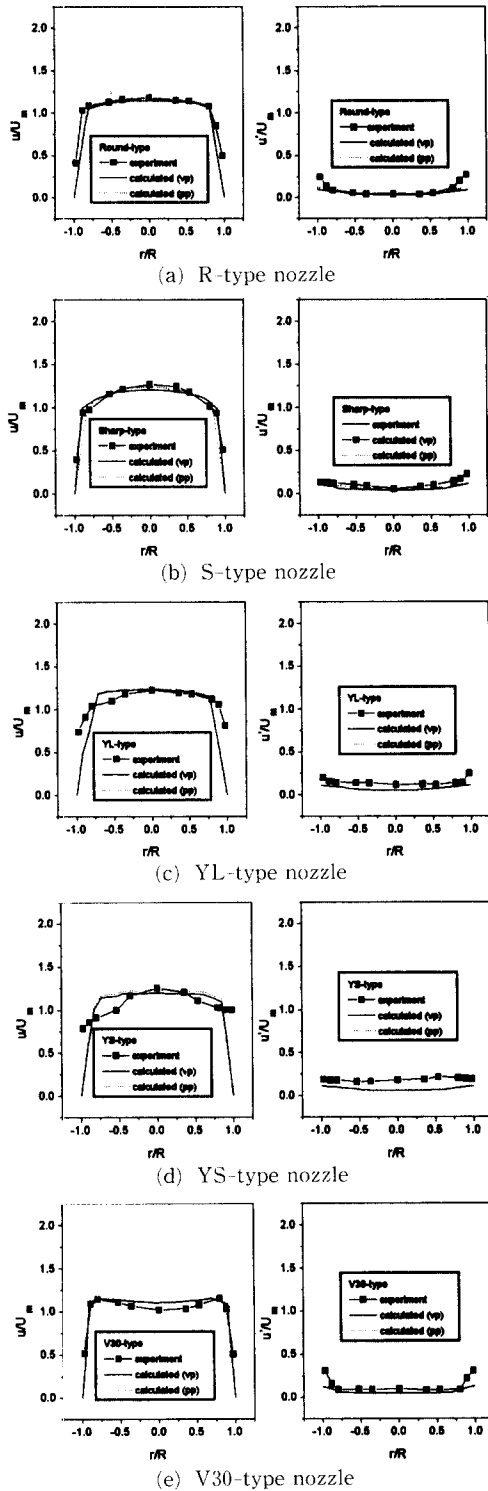


Fig. 8 Velocity and fluctuating velocities for various nozzles at nozzle exit

4.3 분무실험

Fig. 10은 노즐의 종류와 분사압력에 따른 분무의 형상변화를 나타내고 있다. 분무사진을 관찰하면 본 실험의 전 압력범위에서 충돌노즐의 분무각이 충돌이 없는 노즐의 분무각보다 넓음을 알 수 있다. 또한 분무부분의 밝기로 보아 충돌이 없는 노즐에서보다 충돌노즐에서 더 많은 유량이 분출됨을 알 수 있다.

Figs. 11~14는 100 mm, 200 mm의 측정위치에서 노즐 전, 후의 압력차가 6.0 MPa과 10.0 MPa일 때 여러반경위치에서 PDPA로 측정된 액적의 속도 및 크기를 나타내고 있다. 노즐로부터 100 mm 지점의 중심축상에서의 속도는 R-type, S-type, V-type, E-type의 순서로 나타나지만, 외부충돌형인

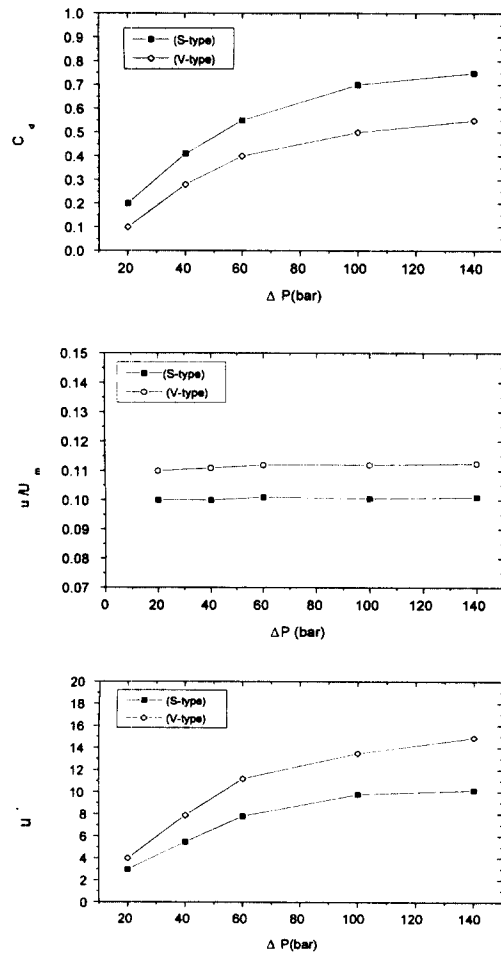
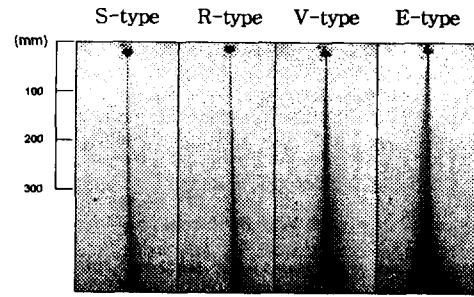
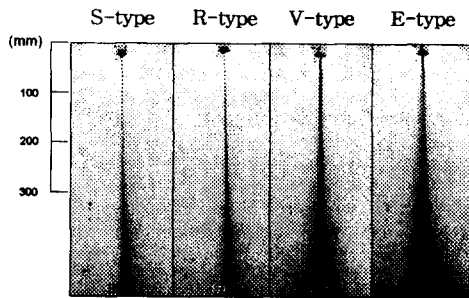


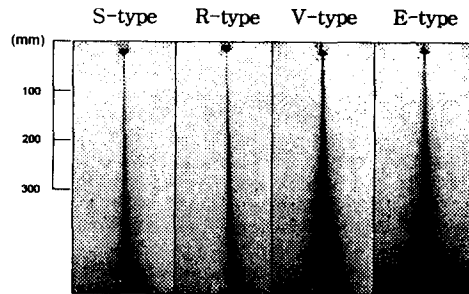
Fig. 9 Discharge coefficients, Turbulent intensities, and fluctuating velocities in diesel nozzles



(a) $\Delta p=6.0\text{MPa}$



(b) $\Delta p=8.0\text{MPa}$



(c) $\Delta p=10.0\text{MPa}$

Fig. 10 Spray photographs for various nozzle type

E-type과 내부충돌형인 V-type 노즐의 분무가 반경방향으로 넓게 퍼져서 대략 $r/z=0.02-0.03$ 지점 이상의 반경방향에서는 충돌형 노즐의 축방향속도가 더 크음을 알 수 있다. Fig. 10의 분무사진에서 보듯이 노즐선단으로부터 100 mm지점에서 R-type과 S-type은 중심축을 벗어나면 거의 분무가 형성되지 않음을 알 수 있고 (분무각이 작고), 즉 대부분은 중심축을 따라 흐르고 이로 인해 가장자리에서는 액적속도도 낮고 액적의 크기도 작음을 알 수 있다. Fig. 11과 12 그리고 Fig. 13과 14의 비교에서, 노즐전후 압력차를 높임에 따라 당연히 액적속도는 증가하고 있다. 또한 압력차를 높임에 따라

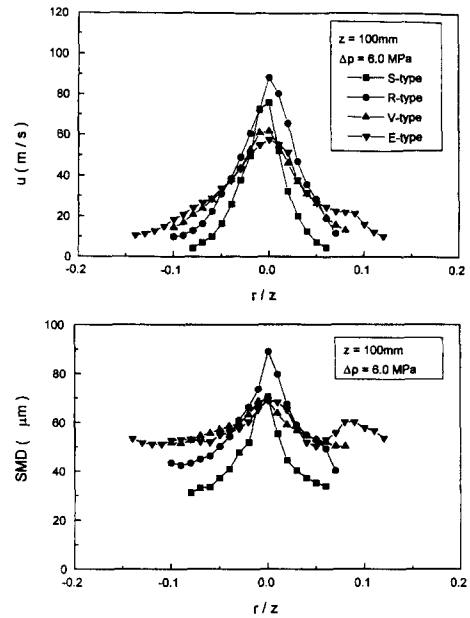


Fig. 11 Droplet velocities and sizes at position of 100 mm from nozzle exit ($\Delta p=6.0\text{MPa}$)

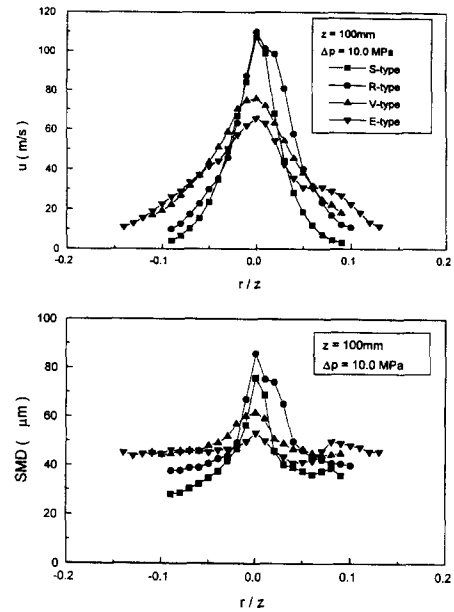


Fig. 12 Droplet velocities and sizes at position of 100 mm from nozzle exit ($\Delta p=10.0\text{MPa}$)

액적크기인 SMD는 감소하고 있다. Fig. 13과 14는 노즐선단으로부터 200 mm지점인데 분무액적의 속도가 감소하고 분무가 반경방향으로 퍼지고 있음을 속도형상으로부터 알 수 있다. 하류로 갈수록(200

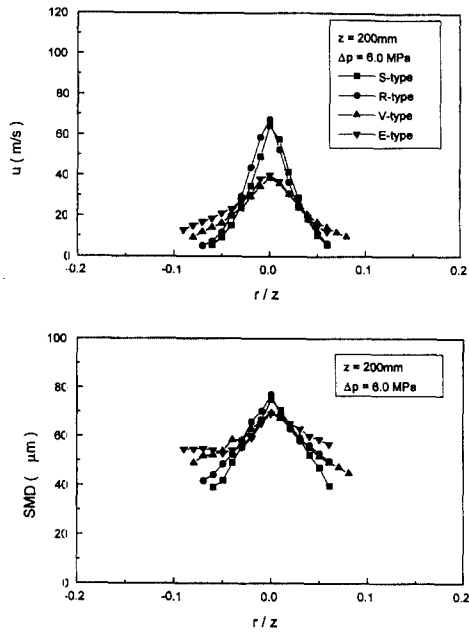


Fig. 13 Droplet velocities and sizes at position of 200 mm from nozzle exit ($\Delta p=10.0\text{MPa}$)

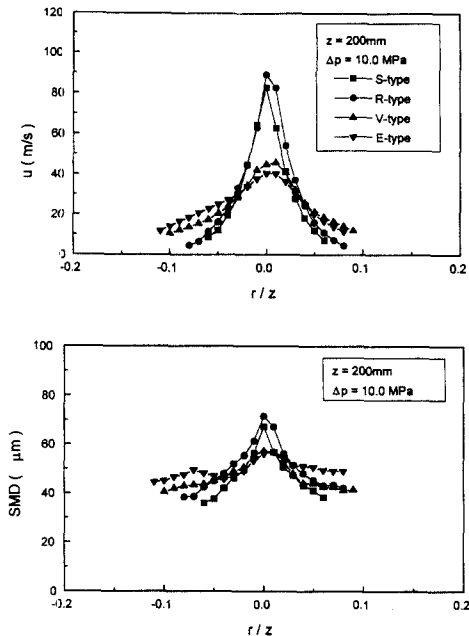


Fig. 14 Droplet velocities and sizes at position of 200 mm from nozzle exit ($\Delta p=10.0\text{MPa}$)

mm지점) 분무중심축상의 액적의 크기는 크게 감소한다. 100 mm지점에 비하여 200 mm에서는, 충

돌형 노즐의 가장자리의 액적은 거의 동일하지만 비충돌형인 R-type과 S-type은 분무의 분산에 따라 분무의 퍼짐 정도가 넓어져서 동일반경위치에서 액적 크기는 더 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 압력차가 10.0 MPa일 때, 반경방향의 여러지점에서 충돌분무와 비충돌분무의 액적크기 비교에서 대소가 바뀌는 반경의 위치는 대략 $r/z=0.025$ 임을 알 수 있다. 즉, $r/z=0.025$ 이내의 분무중심축상에서는 충돌노즐의 액적이 비충돌노즐보다 작았으며, $r/z=0.025$ 이상에서는 충돌노즐의 분무가 더 넓게 퍼지기 때문에 비충돌노즐의 액적보다 컸다.

5. 결 론

노즐 분공내 유체충돌이 있는 디젤노즐의 내부유동특성과 분무특성을 연구하기 위하여 노즐내부 유동의 수치계산, 확대모형 노즐 실험, 분무실험의 통합적인 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다. 충돌노즐의 유량계수가 날카로운 모서리 노즐보다 약간 작았지만 출구속도와 난류강도는 더 증가하였다. 또한 노즐의 유량계수는 레이놀즈수가 증가시 증가하였고, 실제디젤노즐의 유동조건인 레이놀즈수 15,000-25,000범위에서 계산에서 구한 유량계수와 실험에서 구한 유량계수는 정성적인 경향성의 일치볼 보이고 있으며, 정량적으로는 3-11%의 오차를 나타내고 있다. 확대모형노즐 실험과 수치계산결과, 노즐출구에서의 속도 및 변동속도는 YS-type 충돌노즐을 제외한 다른노즐에서는 비교적 잘 일치하였다. 이와 같은 수치계산을 실제 디젤노즐내부형상에 적용하여 계산한 결과 충돌노즐의 유량계수는 단일구멍식노즐보다 감소하였지만 노즐출구에서의 난류강도 및 변동속도는 충돌이 없는 경우보다 증가하였다. 외부분무사진에서 노즐내부충돌이 있는 경우가 없는 경우보다 분무각이 넓어짐을 알 수 있었다. 압력차가 10.0 MPa일 때, $r/z=0.025$ 이내의 분무중심축상에서는 충돌노즐의 액적이 비충돌노즐보다 작았으며, $r/z=0.025$ 이상에서는 충돌노즐의 분무가 더 넓게 퍼지기 때문에 비충돌노즐의 액적보다 컸다. 비충돌노즐에 비해, 충돌노즐의 분무가 넓게 퍼지고 중심축상에서 액적의 크기가 작고 미립화가 향상되고 있음을 알 수 있다. 이것은 입구 충돌에 기인한 노즐출구에서의 난류증가와 연관이 있을 것이다.

후 기

본 연구는 1995~1996년 교육부 학술연구조성비 (기계공학 ME95-F-10)의 지원을 받아 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 차건중, 김덕줄, 1995, "충돌판에 의한 분무의 공간분포에 관한 실험적 연구," 대한기계학회논문집, 제19권 제1호, pp. 251~262.
- (2) Koo, J. Y., "Characteristics of a Transient Diesel Fuel Spray, 1991, "Ph. D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison.
- (3) Faeth, G. M., 1987, "Mixing, Transport and Combustion in Sprays," *Prog. Energy Comb. Sci.*, Vol. 13, pp. 293-345.
- (4) Okajima, M., Kato, M., Kano, H., Tojo, S. and Katagiri, M., 1991, "Contribution of Optimum Nozzle Design to Injection Rate Control," *SAE paper* 910185.
- (5) Shimizu, M. and Hiroyasu, H., 1990, "Disintegrating Progress of a Liquid Jet and Internal Flow in a Nozzle," *JSME*, Vol. 56, No. 528, pp. 2519~2225.
- (6) Masaaki, K., Hiroyuki, K, Kenji, D, Takio, O. and Keiichiro, N., 1997, "Flow Analysis in Nozzle Hole in Consideration of Cavitation," *SAE paper* 970052.
- (7) Huh, K. Y. and Gosman, A. D., 1991, "Atomization Mechanism of Fuel Injection," *ILASS-Americas* 91, pp. 42~81.
- (8) Reitz, R. D. and Bracco, F. V., 1979, "Ultra High Speed Filming of Atomizing Jets," *Phy. Fluids*, Vol. 22, No. 6, pp. 1054~1064.
- (9) Ohn, T. R., 1989, "The Effect of Internal Geometry and Injection Pressure on the Flow and Spray Characteristics of a Plain Orifice Atomizer," M. S. Thesis, Purdue University.
- (10) 박장혁, 홍성태, 구자예, 1996, "연료노즐을 확대한 모형노즐에서의 내부유동특성," 한국자동차공학회 논문집, 제4권 제3호, pp. 199~210.
- (11) Yamamoto, H., Nimura, K., Nishida, M. and Komori, M., 1994, "噴流衝突型노즐의 噴霧特性," 日本自動車技術會 學術講演會 前刷集, pp. 205~208.
- (12) User's Guide for Fluent/UNS & Rampant. 1996, Release 4.0.
- (13) 荒川忠一(명현국 역), 1995, "수치유체공학," 도서출판 한미.
- (14) Schweitzer, P., 1937, "Mechanism of Disintegration of Liquid Jets," *Journal of Applied Physics*, Vol. 8, August pp. 513~521.