

유체 진동자의 최적 설계

노유정*, 윤성기†, 김문언*

(2003년 2월 24일 접수, 2003년 11월 10일 심사완료)

Optimum Design of a Micro-fluidic Oscillator

Yoo-Jeong Noh, Sung-Kie Youn and Moon-Uhn Kim

Key Words : Micro-fluidic Oscillator(미소 유체 진동자), Coanda-effect(코안다 효과), Feedback Channel(피드백 채널), Target(타겟), Cyclic Coordinate Method(주기 좌표법)

Abstract

A micro-fluidic oscillator is used to control a linear actuator in a dynamic microsystem. The pressure difference at its two output ports causes the linear actuator to move, and it is a standard of judging the performance of the oscillator. The performance can be improved by optimizing the geometry of the oscillator, which has to enable fluid jet to switch at low inlet velocity. For this, in this study the relationship between the pressure coefficient (difference) and geometric parameters is obtained through the analysis using the software FLUENT. From the results the optimized model that maximize the output pressure difference is obtained by using a cyclic coordinate method that is one of optimization methods. As a result not only the performance is improved, but also the working range is more widen.

1. 서론

지난 몇 년 동안 마이크로 크기의 미세한 의료기구에 대한 중요성은 점점 증가하고 있다. 그에 대한 대표적인 응용 분야가 동맥경화증과 같은 심혈관 질환의 치료이다. 이러한 치료를 위해서는 혈관 내에 쌓인 플라그를 제거하는 기기가 필요한데, 인체 외부에서 발생하여 수술기 기까지 그 힘이 전달되기 위해 크게 두 가지 장치가 필요하다.

두 가지 장치는 진동하는 유체를 공급하는 미소 유체 진동자(micro-fluidic oscillator)와 진동자에서 출력된 유체가 직선 진동 하우스(linear actuator housing) 내에 위치한 피스톤을 통해 힘을 전달하는 선형 구동기(linear actuator)이다. 두 가지 장치는 유체 유동으로 인한 에너지가 기계적 에너지로 변환되어 두 개 장치가 전체

마이크로 시스템을 구성하는 요소가 되며, 이러한 전체 시스템은 Fig. 1 과 같이 구성된다.

그 중 미소 유체 진동자는 선형 구동기를 조절하는 역할을 할 뿐만 아니라 진동자의 크기, 형상의 변화가 전체 기기 성능에 큰 영향을 미치므로 그에 대한 연구가 지속적으로 이루어져 왔다. 그러나 기존의 미소 유체 진동자는 진동하는 현상에 대한 연구⁽¹⁻⁴⁾만 있었을 뿐 진동자 성능 특성에 영향을 미치는 형상 설계에 관한 연구는 이루어지지 않았다.

또한 유체 진동자는 마이크로 시스템 외에도 오래 전부터 유량계로 사용되어 여러 가지 실험적,

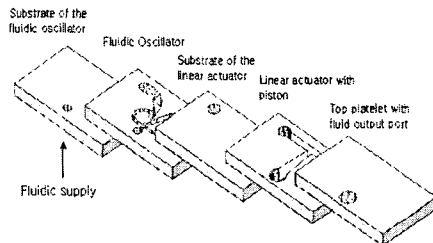


Fig. 1 Principle of the oscillator-actuator-microsystem

† 책임저자, 회원, 한국과학기술원 기계공학과
E-mail : skyoun@sorak.kaist.ac.kr
TEL : (042)869-3034 FAX : (042)969-3065

* 회원, 한국과학기술원 기계공학과

이론적 연구가 이루어져 왔지만 이러한 유체 진동자 역시 작동범위는 난류이며, 진동자 출구의 압력차에 대한 관심보다는 유량과 주파수 간의 선형 구간에 대한 연구만 이루어졌기 때문에 이를 미소유체 진동자에 그대로 적용하기는 어렵다.^(5~7)

그러므로 본 논문에서는 마이크로 시스템에서 주요 형상 변수의 변화에 대한 진동자의 성능 특성을 살펴보고 최적화 기법을 통해 일정한 작동 조건 내에서 출구 압력차를 최대화 하는 형상을 설계하고자 한다.

2. 유체 진동자 이론

2.1 진동 원리

유체 진동자는 쌍안정 증폭기 (bistable amplifier)⁽⁸⁾의 출구를 피드백 채널의 출구와 연결하여 진동자의 공급 노즐을 통해 유입된 유체가 코안다 효과로 인해 벽면을 따라 흐르는 현상을 이용한 것이다. 여기서 코안다 효과⁽⁸⁾란 진동자 입구에서 유체가 유입될 때 V 자형채널로 확장되면서 입구 부근에서 요동(fluctuation)으로 인한 저압영역이 나타나 유입된 유체가 채널의 벽면을 따라 흐르는 현상을 말한다. 유체는 출구로 나갈 때, 유량 중 일부가 피드백 채널의 입구로 다시 유입되며 이는 피드백 채널 입구에서 분사되는 유체의 방향을 바꿔준다. 이러한 과정은 유체의 공급이 끝날 때까지 반복되며 두 개의 출구는 일정한 압력차와 함께 특정한 주파수를 갖게 된다. 출구와 연결된 직선 구동기는 피스톤 운동을 통해 주기적인 운동을 하며 원하는 힘을 발생한다.

스위칭은 제트의 부착 각도, 분기점의 위치, 피드백 채널의 출구로부터 유출되는 유량과 노즐 출구에서 유출되는 유량 간의 운동량 교환에 의해 좌우된다. 이러한 변수들은 서로간의 적절한 결합이 필요한데, 스위칭에 대한 이론적 해석은 이러한 현상을 이해하는데 도움이 된다.

2.2 진동 이론의 수식화

스위칭은 제트가 노즐 출구로부터 유출될 때, 제트의 부착각도가 임계 부착각도 이상에서 발생한다. 부착각도가 임계 부착각도까지 증가하면, 그와 동시에 부착점에서 부착기포가 생성되므로 제트는 더 이상 벽면에 부착하지 않게 되는데, 이러한 과정을 스위칭이라 한다. 단, 여기서 부착기포의 크기는 스위칭이 발생하기까지 계속

증가한다(Fig. 2).

부착 모델⁽⁶⁾의 형상을 보면(Fig. 3), 검사체적 ABCD 는 부착점에 해당되고, 그림에서 나타난 각도 중 α 는 부착 벽 각도이며, β 는 피드백 채널 출구의 유량으로부터 노즐출구의 제트가 이동하는 각도, θ 는 부착 벽과 부착 점 간의 각도를 말한다. 또한, b 는 노즐 폭, b_c 는 피드백 채널 폭, D 는 세트백 거리(setback distance), S_0 는 노즐 입구에서 노즐 출구까지의 거리이다.

여기서, w_c 는 제트의 중심선 따라 벽에 부착되는 전체 유량을 말하며, w_r 은 부착점에서 제트로부터 부착 기포로 다시 되돌아오는 유량, w_e 는 제어출구로 들어가는 유량으로 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$w_c = w_e - w_r \tag{1}$$

부착 기포가 형성되는데 필요한 시간은 진동 주기의 1/2 에 해당되는데, 부착기포의 성장률은 Fig. 3의 검사체적 EFGH 에 연속 방정식을 적용하여 식 (1)로부터 얻을 수 있다.

$$\frac{dV}{d\tau} = \frac{1}{\rho} [w_c - (w_e - w_r)] \tag{2}$$

여기서 w_e 는 식 (3)과 같이 나타내며, w_r 은 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

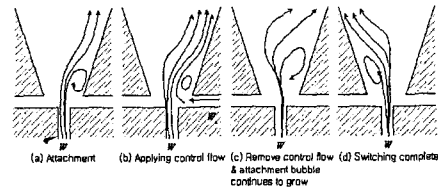


Fig. 2 Critical attachment angle switching

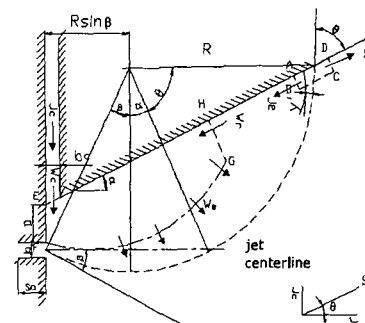


Fig. 3 Attachment model

$$w_e = \int_0^{\infty} \rho u dy \Big|_{s=s_c} - \int_0^{\infty} \rho u dy \Big|_{s=0} = \frac{(J\rho b)^{1/2}}{2} \left[\left(\frac{3s}{\sigma b} + 1 \right)^{1/2} - 1 \right] \quad (3)$$

$$w_r = \int_y^{\infty} \rho u dy \Big|_{s=s_c} = \frac{(J\rho b)^{1/2}}{2} \left(\frac{3s}{\sigma b} + 1 \right)^{1/2} (1-t) \quad (4)$$

단, 여기서 $s_c = R(\alpha + \beta + \theta)$ 로 정의한다.

여기서 J 는 제트의 운동량이며, σ 는 제트의 무차원 확산계수(jet spreading parameter), s 는 제트의 중심선에 따른 거리, t 는 아래의 무차원 계수로 정의된다.

$$t = 2 \cos \left(\frac{\theta + \pi}{3} \right), \quad 0 < \theta < \frac{\pi}{2}, \quad 0 < t < 1 \quad (5)$$

그러므로 식 (3), (4)를 식 (2)에 대입하여 정리하면 식 (6)을 얻는다.

$$\frac{dV}{d\tau} = \left(\frac{Jb}{\rho} \right)^{1/2} \left\{ \sqrt{\frac{b_c \tan \beta}{b}} - \frac{1}{2} \left[\frac{3(D+b/2)}{b} \frac{(\alpha + \beta + \theta) \cos \alpha}{\sigma [\cos(\alpha + \beta) - \cos \theta]} + 1 \right]^{1/2} 2 \cos \left(\frac{\pi + \theta}{3} \right) - 1 \right\} \quad (6)$$

식 (6)을 적분하여 부착기포를 형성하는데 필요한 시간을 계산해 보면 식 (7)과 같다.

$$\tau_b = \int_{\tau_c}^{\tau_b} \frac{(Jb/\rho)^{-1/2} dV}{\sqrt{\frac{b_c \tan \beta}{b}} - \frac{1}{2} \left[\frac{3(D+b/2)}{b} \frac{(\alpha + \beta + \theta) \cos \alpha}{\sigma [\cos(\alpha + \beta) - \cos \theta]} + 1 \right]^{1/2} 2 \cos \left(\frac{\pi + \theta}{3} \right) - 1} \quad (7)$$

이를 진동 주파수로 나타내 보면 다음과 같다.

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{2(\tau_b + \tau_r)} \quad (8)$$

여기서 τ_r 는 제트가 한쪽 벽면을 떠나 다른 쪽 벽면에 부착하는데 필요한 시간이며, τ_r 는 τ_b 에 비교하여 작으므로 식 (7)은 식 (8)에 대입하면 식 (9)를 얻을 수 있다.

$$f = \frac{(Jb/\rho)^{1/2}}{2K} \quad (9)$$

여기서 $(Jb/\rho)^{1/2}$ 는 진동자 입구의 공급 유량이며 상수 K 는 식 (7)의 적분 결과로서 진동자의 형상에 관한 변수이다.

식 (9)로부터 진동수는 공급 유량에 선형적으로 비례하며, 비례상수는 형상에 관련된 상수임을 알 수 있다. 여기서 분모는 형상 변수이므로 형상 변수가 일정하다고 가정할 때 식 (9)는 다음과 같이 간단한 형태로 표현할 수 있다.

$$f = BQ \quad (10)$$

하지만, 식 (10)은 이론적으로 구한 해이므로 실험적인 결과에서는 f/Q 가 형상에 대해 독립적이지 않다.⁽⁶⁾ 그러므로 식 (10)은 식 (11)과 같이 수정되어야 한다.

$$f = \frac{1}{2\tau_s} = A + BQ \quad (11)$$

여기서 A, B 모두 형상 관련 변수이며, τ_s 는 진동자가 스위칭 하는데 소요되는 시간으로서 부착기포가 생성하는 데 필요한 시간(τ_b)과 동일하다. 모든 진동자를 이용한 유량계는 식 (11)과 같은 관계가 항상 성립하나, 단 형상에 따라 A, B 값이 달라진다. 그러므로 본 논문에서는 식 (11)을 이용하되 Fig. 3과는 다른 모델이므로 식 (7)에서 τ_b 를 그대로 적용하지 않고 해석 프로그램을 이용하여 얻은 결과로부터 형상 변수 A, B 값을 계산하였다.

3. 두 개의 분기점을 가진 모델

3.1 스위칭이 발생하는 원인

앞서 제시한 부착모델은 현재 유량계로 이용되는데 미소 유체 진동자와 같은 층류 유동에서는 스위칭이 발생하지 않는다. 그 이유는 일반적으로 V자형 분기점을 가진 모델은 공급 유체의 방향 변화가 어렵고 분기점 부근의 유동을 예측하기 어려우며, 유량계에서 유체는 난류 유동을 하는데 반해 미소 유체 진동자에서 유체는 층류 유동을 하므로 점성력이 관성력에 비해 지배적이기 때문에⁽⁹⁾ 마이크로 시스템에서는 적합하지 않다. 그 결과 코안다 효과는 난류 유동에 비해 그 영향이 줄어들어 유체는 벽면에

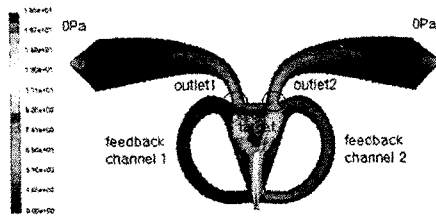


Fig. 4 The micro-fluidic oscillator with long outlets

부착하지 않고 공급 유량이 두 출구에서 동일한 양으로 흘러감을 알 수 있다.⁽¹⁰⁾

그러므로 본 논문에서는 이러한 문제점을 극복하기 위해서 미소 유체 진동자의 분기점 부근에서 층류 유동이지만 난류 유동에서의 와류와 같은 불안정한 효과를 기대할 수 있는 형상으로 Fig. 4와 같은 모델을 제시하였다.

Fig. 4는 기존의 유량계⁽¹¹⁾에서 응용된 형태로써, V자형 분기점 대신 직사각형 모양의 타겟(target)이 존재한다. Fig. 4의 모델은 기존 유량계와 형태적으로 거의 유사하지만, 기존의 유량계의 출구 하나인데 반해 Fig. 4의 모델은 두개의 출구가 존재하며 기존의 노즐 입구와 분기점 아래에 위치한 타겟의 폭의 비를 줄여 층류 유동에서도 스위칭이 쉽게 발생하도록 하였다. 그 이유는 기존의 유량계에서는 유량과 진동수간의 관계가 매우 중요하므로 노즐 입구의 압력변화, 즉 노즐 입구 유량에 따라 진동수를 측정할 후 유량과 진동수간의 선형적 관계를 이용하여 출구의 진동수에 해당되는 작동 유체의 유량을 측정하지만 미소 유체 진동자는 출구 압력차로 인해 구동기가 작동하므로 일정한 유량에 대해 출구 압력이 최대가 되는 형상을 설계하는 것이 중요하기 때문이다.

위 모델에서는 유동 해석을 위해 상용 코드 (FLUENT)를 이용하였다. 여기서 작동 유체는 물을 이용하였으며 입구속도는 13.6m/s로 주었다. 진동자의 출구 값, 즉 압력 값은 진동자 출구가 피스톤과 서로 수직 방향으로 겹쳐져 있는 플레이트 형상이므로, 측정하기가 어렵다. 그러므로 본 논문에서는 출구 채널이 마치 수직방향으로 연장된 것과 같은 효과(far-field effect)를 나타내기 위해 출구 채널의 끝부분은 0Pa로 주고 출구 압력 값을 얻는 부분은 Fig. 4에서 나타낸 것과 같이 피드백 채널 입구 부근에서의 값을 출구 값이라 가정한다.

진동자의 스위칭 현상을 이해하기 위해서는 타겟 주변의 유동 변화를 관찰할 필요가 있는데, Fig. 5~7은 타겟 형상 변화에 따라 타겟 주위의

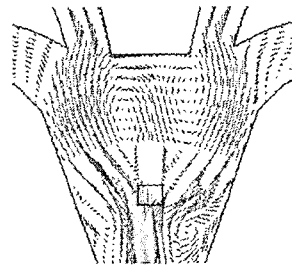


Fig. 5 Velocity vectors around a rectangular target

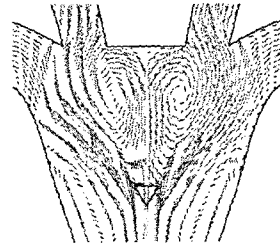


Fig. 6 Velocity vectors around a triangular target

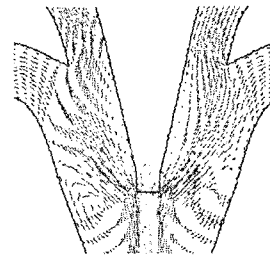


Fig. 7 Velocity vectors around a splitter without the target

유동변화를 속도 벡터로 나타낸 결과이다. Fig. 5는 기존의 유량계에서도 이용되는 형태로써 타겟 형상이 사각형일 경우의 속도 분포이며, Fig. 6은 타겟 형상이 삼각형일 경우, Fig. 7은 타겟이 없는 경우의 속도 벡터이다. 타겟의 모양이 삼각형인 경우는 와류가 발생하되 그 크기가 동일하여 스위칭이 발생하지 않았고, 타겟이 없는 경우에는 처음부터 와류가 형성되지 않았다. 이는 타겟이 층류에서 스위칭이 발생하기에 가장 중요한 요소이며, 타겟의 형상은 미소 유체 진동자의 진동수에 중요한 영향을 미친다는 사실을 알 수 있다.

3.2 스위칭 발생시 압력 변화

진동자의 성능에 미치는 형상 변수는 노즐 폭(b), 노즐과 타겟간의 거리(C), 노즐 출구에서 제어출구 간 거리(D), 피드백 채널 입구의 위치 변화(S), 타겟의 폭(w), 높이(h) 등이

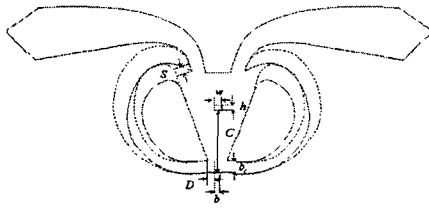


Fig. 8 Geometric parameters

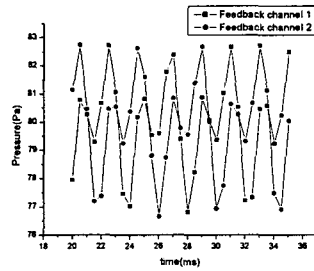


Fig. 9 Control pressure

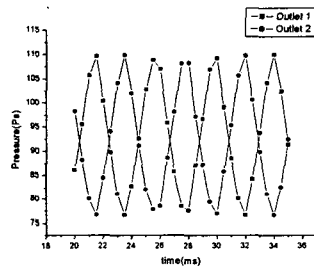


Fig. 10 Output pressure

있다(Fig. 8). 각각의 치수는 노즐 폭이 $99 \mu\text{m}$, 노즐과 타겟 간의 거리 $1006.5 \mu\text{m}$, 노즐 출구에서 제어출구 간 거리 $110.9 \mu\text{m}$, 타겟의 폭 $132 \mu\text{m}$, 타겟의 높이는 $99 \mu\text{m}$ 로서 기존의 미소 유체 진동자의 형상 치수⁽¹⁾와 동일하게 하였다.

앞서 제시한 모델을 기본으로 노즐 입구에서 입구 압력을 300Pa , 출구 압력을 0Pa 로 주었을 때, 두 개의 피드백 채널의 출구 압력과 진동자 출구 압력의 시간 변화에 따른 압력변화는 Fig. 9, Fig. 10과 같이 나타난다. Fig. 9에서 압력차가 0인 지점은 피드백 채널을 통해 유체의 유입이 시작되는 지점인 동시에 스위칭이 끝나는 지점이며, 압력차가 최대인 지점은 스위칭이 시작되는 지점이다. 여기서, 피드백 채널을 통과하는데 소요되는 시간을 계산해 보면 0.0005 초 정도이며, 스위칭 하는데 소요되는 시간은 0.0015 초로서 이는 유체가 피드백 채널을 통과하는데 소요되는 시간이 스위칭이 발생하는 동안의 시간보다 더 짧다는 사실을 알 수 있다. 또한 Fig.

Table 1 Ratios of Q_o to Q_{inlet}

t(sec)	$Q_{o,1}/Q_{inlet}$ (%)	$Q_{o,2}/Q_{inlet}$ (%)	error (%)
0.034	55	45	1
0.036	45	55	1

10 으로부터 출구 압력차는 33.4Pa 이고 진동수는 240Hz 임을 알 수가 있으며, 각 채널의 출구가 최대, 최소에서의 출구 유량을 계산해보면 Table 1 에서 유량비가 대략 6:4 정도임을 알 수 있다.

3.3 성능에 영향을 미치는 주요 변수

형상과 입구 유량과 관련된 모든 변수는 성능에 영향을 미친다. 하지만 변수가 많은 경우, 최적화기법을 사용하기에 어려움이 있으므로 성능에 영향을 미치는 중요한 변수만 고려하여 무차원화 하였다.

진동자의 출구 압력차(ΔP_o)에 영향을 미치는 인자 중 형상에 관계되는 변수는 Fig. 8과 같이 형상 변수 6개와 유체의 속도(V), 점도(μ), 밀도(ρ), 시간(t)이 전체 출구의 압력차에 영향을 미치는 인자라고 가정하면 이들 관계는 식 (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P_o = f(b, w, h, C, D, S, \rho, V, \mu, t) \quad (12)$$

식 (12)는 파이 정리(Pi theorem)를 이용하여 식 (13)과 같이 간단히 나타낼 수 있다.

$$\frac{\Delta P_o}{1/2\rho V^2} = f\left(\frac{w}{b}, \frac{h}{b}, \frac{C}{b}, \frac{D}{b}, \frac{S}{b}, \frac{\rho V b}{\mu}, \frac{b f}{V}\right) \quad (13)$$

식 (13)에서 $\frac{\rho V b}{\mu}$ 는 레이놀즈수(Re)이며, $\frac{b f}{V}$

는 스트롤수(St), $\frac{\Delta P_o}{1/2\rho V^2}$ 는 압력계수(C_p)이다.

여기서 위 7개의 무차원 변수는 C_p 변화에 미치는 영향의 정도가 각각 다르기 때문에 중요한 변수만을 선정할 필요가 있다. 우선 레이놀즈수는 입구 속도와 관계된 변수이므로 일정하다고 가정할 때, 스트롤수는 진동자의 진동수와 관련된 변수로서 압력계수와는 관련성이 없으므로 고려하지 않는다. 또한 각각의 무차원 변수에

Table 2 Ratios of ΔC_p to Δl

	w/b	h/b	C/b	D/b	S/b
$\Delta C_p / \Delta l$	0.24	0.027	0.236	0.406	0.218

대해 길이 증분과 압력계수 증분의 비를 비교했을 때(Table 2), h/b 는 성능에 영향을 거의 미치지 않으며, w 와 C 는 두 값이 동시에 증가할 경우 C_p 의 변화도 같이 두 변수는 종속관계에 있으므로 두 변수 중 하나만 고려하기로 한다.⁽¹⁰⁾ w 와 C 중 하나의 변수만 선택한 이유는 무차원 변수가 서로 독립적이지 않다면 압력계수 경향을 예측하기 어렵기 때문이다.

그 결과 식 (13)은 다음 세 개의 무차원 변수에 관한 식으로 정리할 수 있다.

$$C_p \left(\frac{\Delta P_o}{1/2 \rho V^2} \right) = f \left(\frac{D}{b}, \frac{C}{b}, \frac{S}{b} \right) \quad (14)$$

여기서, 해석에 사용된 모델은 V 자형 분기점을 가진 모델처럼 진동이론이 수식화 되어 있지 않으므로 각 변수와 C_p 간의 관계는 수치적 해석으로 예측해야 한다. 그러므로 이를 위해 각 변수변화에 대한 압력계수를 구해보면 Fig. 11, 12, 13 과 같다.

Fig. 11 에서 압력계수는 특정한 값 C/b 에서 최대이며, C/b 의 범위는 타겟의 최대 거리까지 범위(9.83~12.17)로 한정하였고, Fig. 12, 13 에서도 D/b , S/b 를 각각 0.33~1.12, 0~3.33 으로 그 범위를 제한하였다. Fig. 12 에서 D/b 가 0인 경우, 스위칭 발생은 불가능하며 일정거리 이상 큰 경우에도 역시 스위칭이 발생되지 않으므로 스위칭 가능 범위 내에서만 그래프로 나타내었으며, Fig. 13 도 이와 마찬가지로 피드백 입구를 부착할 수 있는 최대거리까지 그 범위를 한정하여 그래프로 나타내었다.

각 그래프는 유한개의 실험 값 분포로부터 3 차(Fig. 11) 혹은 4 차(Fig. 12,13)으로 근사화 하여 압력 변화를 예측하였다. 3, 4 차 곡선으로 근사화한 이유는 데이터 수가 많으면 많을수록 정확한 결과를 얻을 수 있지만 각 데이터의 해를 구하기 위해 많은 시간이 소요되므로 위와 같은 방법을 선택하였다. 또한 3, 4 차 곡선을 이용하는 경우 변수 범위 외에서 실제 해와 오차가 큰 가능성이 있지만 각 변수는 진동자의 스위칭 발생 범위 내에서만 있으므로 변수 범위 외의 경우는 고려할 필요가 없기 때문이다.

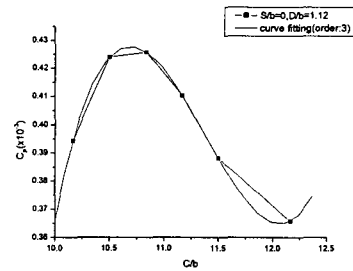


Fig. 11 Pressure coefficient(C_p) versus C/b

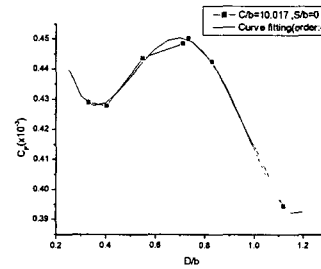


Fig. 12 Pressure coefficient(C_p) versus D/b

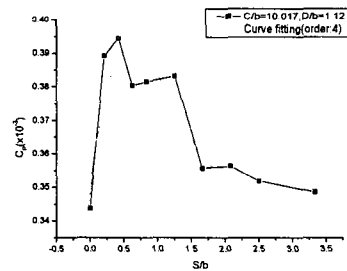


Fig. 13 Pressure coefficient(C_p) versus S/b

3.4 최적화 기법

구조물의 형상을 최적화하는 문제는 해석과 격자 생성이 통합된 상용 코드 내에서 자체적으로 격자를 생성하여 해석한 결과를 비교, 반복하여 여러 가지 최적화기법을 사용하여 최적 해를 구한다. 그러나 유체 문제의 경우, 격자의 수와 크기에 민감하고, 변수 변화에 따라 스위칭 발생 여부도 달라질 수 있는 유체 진동자 문제에서는 일반적인 최적화 기법을 이용할 경우 신뢰성을 보장할 수 없다. 그러므로 본 논문에서는 이를 해결하기 위해 주기 좌표법(cyclic coordinate method)을 이용하였다.⁽¹⁰⁾

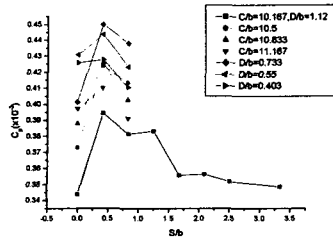


Fig. 14 Pressure coefficient(C_p) for S/b , D/b , C/b

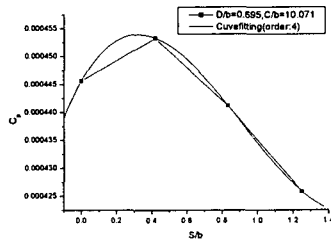


Fig. 15 Pressure coefficient(C_p) versus S/b for $(D/b)_{max}$, $(C/b)_{max}$

주기 좌표법은 목적함수를 이론적으로 구할 수 없는 경우에 사용하는 방법으로, 주어진 변수의 오차 한계 범위와 각각의 변수에 대한 목적함수만 알면 되므로 사용하기가 간단하고 편리하다. 그러므로 주기 좌표법을 이용하기 위해서는 변수 변화에 대한 압력계수 그래프가 필요한데, Fig. 11, 12, 13 으로부터 변수와 압력계수 관계를 수식으로 근사화 할 수 있다. 그러나 S/b 의 경우, D/b , C/b 변화에 대해 일정한 지점에서 항상 최대값을 가지며 나머지 두 변수에 대해 독립적임을 알 수 있다. 그러므로 최적화하기에 앞서 최대값을 가지는 $(S/b)_{max}$ 를 0.417 로 고정하고 나머지 두 변수에 대해서만 고려하였다(Fig. 14).

그 결과 목적함수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{Maximize } C_p \left(\frac{C}{b}, \frac{D}{b}, \left(\frac{S}{b} \right)_{max} \right) \quad (15)$$

$$\text{subject to } 9.83 < \frac{C}{b} < 12.17, 0.33 < \frac{D}{b} < 1.12, 0 < \frac{S}{b} < 3.33 \quad (16)$$

주기 좌표법을 이용하여 얻은 최적해 $(D/b)_{max}$, $(C/b)_{max}$ 는 각각 0.695, 10.071에서 최대 압력차 43.96Pa을 얻었으며, 이러한 결과

는 최적화 이전에 비해 32%의 성능이 향상되었다. 위 결과가 최적해임을 검증하기 위해 $(C/b)_{max}$, $(D/b)_{max}$ 을 고정한 후, 다시 S/b 에 대한 C_p 값을 그래프로 나타낸 결과 $(C_p)_{max}$ 가 되는 $(S/b)_{max}$ 는 0.314이다(Fig. 15). 이 값은 앞서 S/b 를 0.417로 고정했을 때 압력계수 값과의 오차가 0.1%정도임을 감안하면, $(S/b)_{max}$ 를 0.417로 고정한 후 얻은 $(C/b)_{max}$, $(D/b)_{max}$ 값은 최적해라는 결론을 얻을 수 있다.

3.5진동수와 입구 속도(유량)와의 관계

지금까지는 레이놀즈수를 고정한 후 최대 효율을 가지는 진동자의 형상을 설계하였다. 유체 속도는 높으면 높을수록 스위칭이 잘 발생하고 출구의 압력차 또한 크지만, 미소 유체 진동자가 마이크로 시스템을 감안할 때 레이놀즈수를 증가시키는데 그 한계가 있다. 또한 미소 진동자의 경우, 작동 유체가 물과 같은 비압축성의 점성 유체일 때 마이크로 시스템에서 큰 속도가 발생하기란 불가능하다. 그러므로 미소 유체 진동자가 작동하기 위해서는 낮은 입구 속도에서도 스위칭이 발생해야 한다. 그러므로 이를 검증하기 위해 초기에 제안했던 임의의 형상에서 입구 유량 변화에 대한 진동수 변화와, 최적화한 후의 입구 유량 변화에 대한 진동수 변화를 그래프로 나타내보았다(Fig. 16).

Fig. 16을 보면 두 그래프의 주파수는 유량 증가에 따라 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 그림에서 초기 모델은 유량 변화에 대해 진동수 변화의 폭이 크다. 그러나 최적화한 후의 모델은 유량 변화에 대해 진동수 변화의 폭이 작으며, 낮은 속도에서도 스위칭이 발생하므로 초기 모델에 비해 넓은 작동범위를 가지고 있다. 최적화과정에서 구한 형상 변수를 이용하여 해석한 후, 각각 속도를 노즐폭과 곱하여 구한 유량과 주파수 간의 관계로 나타내 보면, 식 (11)의 계수 A, B를 구할 수 있다.

$$f = -291.05696 + 3.7319E5Q \quad (17)$$

$$f = -68.857 + 1.66403E5Q \quad (18)$$

식 (17)은 초기 모델, 식 (18)는 최적화한 모델이며, Q 는 2 차원 이므로, 단위는 m^2/s 이다. A는 $(1/sec)$, B는 $(1/m^2)$ 에 해당된다.

스위칭은 주파수가 0인 지점 이후부터 발생하므로 식(17)의 초기 모델에서는 속도가 7.76m/s

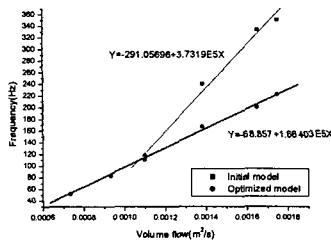


Fig. 16 Dependence of the frequency of the fluid jet on the volume flow

이후부터 스위칭이 발생하기 시작하며, 식 (18)의 최적화한 모델에서는 속도가 4.11m/s 에서 스위칭이 처음 발생한다는 사실을 알 수 있다. 그러므로 출구 압력을 최대화하는 결과 낮은 입구 속도에서도 스위칭이 더욱 잘 발생하므로 진동자의 작동범위 또한 더욱 넓어진다는 사실을 알 수 있다.

그러나 (17), (18)는 특정한 작동유체(물)에서 얻은 결과이다. 만약 작동유체가 기체의 경우, 두 식에서 얻은 결과는 달라질 수 있으므로 위 식 또한 무차원화 할 필요성이 있다. 식의 좌변은 주파수 항이므로 유체역학에서의 무차원 수는 스트로울 수에 해당된다. 그리고 우변의 유량에 관련된 무차원 수는 레이놀즈 수에 해당된다.

그러므로 좌 우변을 다시 표현해 보면 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{bf}{v} = A \cdot \frac{b}{v} + B \cdot \frac{vb}{v} \cdot \frac{Q}{v} \tag{19}$$

여기서 좌, 우변 항이 모두 무차원 수 이므로, $A' = A \cdot \frac{b}{v}$, $B' = B \cdot \frac{vb}{v}$ 라 정의했을 때 식 (17), (18)에서 A, B 값이 정해지므로, 식 (11)은 다음과 같이 간단한 무차원 식으로 표현할 수 있다.

$$S_r = A' + B' Re \tag{20}$$

4. 결론

Y 자형 유량계에 피드백 채널을 부착한 유량계는 유량계를 처음 사용하면서부터 지금까지 가장 많이 이용되었으며 이에 대한 연구도 활발히 이루어졌다. 하지만 이는 난류유동이라는 제한적 유동 범위로 인해 층류유동에서는 스위칭이 발생하지 않았다. 특히 Y 자형 유량계에서의

분기점은 해석적으로 해를 구하기도 힘들 뿐만 아니라 분기점 부근의 유동 현상 또한 예측하기 힘들기 때문에 기존의 유량계 모델을 그대로 사용하기 힘들다.

그러므로 본 논문에서는 타겟이라는 분기점 있는 유량계 모델을 기본으로 두개의 출구와 타겟의 폭을 줄여 스위칭 현상을 유도하였다. 이 모델은 기존의 Y 자형 채널이 V 자형의 분기점을 가진 반면, 타겟이라는 새로운 요소와 결합하여 결과적으로 두개의 분기점을 가지고 있다. 타겟 후류에 발생하는 와류는 스위칭이 발생하는 동안 일정한 진동수를 가지고 유출되어 전체 진동자의 진동을 야기하여 기존의 Y 자형 채널에서 난류에서만 진동이 발생하는 한계점을 극복하고, 층류에서도 유동을 불안정하게 하여 스위칭 발생을 가능하게 하였다. 그러므로 새롭게 제시한 모델을 통해 성능(압력계수)에 영향을 미치는 주요 변수들을 조사하여 파이 정리를 통해 무차원화 하였으며, 그러한 결과로부터 얻은 변수에 대해 주기 좌표법을 이용해 최적해를 구할 수 있었다.

그 결과 출구압력을 최대화하면 진동자의 작동 범위 또한 넓어진다는 사실을 확인할 수 있었으며, 무차원화 과정을 통해 어떠한 작동 유체나 유량에서도 적용할 수 있는 일반화된 식을 유도하여 출구에서 발생하는 압력차의 계산을 가능하게 하였다.

후 기

본 논문은 BK 21 사업의 지원으로 수행되었으며 이에 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) Ute Gebhard, Hein, H., Just, E., and Ruther, P, 1997, "Combination of a Fluidic Micro-Oscillator and Micro-Actuator in LIGA-Technique for Medical Applications," *TRANSDUCERS-97*, Chicago, IL, June.
- (2) Ute Gebhard, H Hein and U Schmidt, 1996, "Numerical investigation of fluidic micro-oscillators," *Journal of micromechanical microengineering*, Vol. 6, pp. 115~117.
- (3) M. M. Athavale, H.Q. Yang, and A. J. Przekwas, 1999, "Coupled Fluid-Thermal-Structural Simulations In Microvalves And Microchannels," *MSM-1999*, Puerto Rico.
- (4) Toshiyuki Takaga, Junji Tani, Hirohiko Tanaka, Satoru Hayashi, Tomonari Fujimoto and Ute Gebhard, 1997, "Simulation and experiment on the dynamic characteristics of a fluidic oscillator with feedback channels," *Transactions of the Japan Society of*

- Mechanical Engineering, Ser.C*, Vol.63, No.615, pp. 3790~3795.
- (5) S-G. Wu, H-N, Su and L-J. Wang, 1980, "Theoretical and experimental investigation of a fluidic oscillator flowmeter," *Fluidics Symposium*, Chicago, Illinois, November 16~21.
- (6) Wilson. Jr. Mason Patrick, 1968, "Experimental and theoretical investigation of a fluidic volume flow meter," the university of Connecticut, Ph.D.
- (7) M. P. Wilson, Jr, C. H. Coogan, Jr., and K. Southall, 1969, "Experimental investigation of a fluidic volume flow meter," *ASME Paper No. 69, WA/FM-3*.
- (8) Kirshner J M and Katz S, 1975, *Design Theory of Fluidic Components*, Academic Press, New York.
- (9) Michael Koch, Alan Evans, and Arthur Brunnschweiler, 2000, *Microfluidic technology and applications*, Research Studies Press, Philadelphia.
- (10) Yoo-Jeong Noh, 2003, "Optimum design of a micro-fluidic oscillator," KAIST, M.D. Thesis.
- (11) Roger C. Baker, 2000, *Flow measurement handbook*, Cambridge University Press, New York, pp. 274~275.
- (12) Mokhtar S. Bazaraa, Hanif D. Sherali, and C. M. Shetty, 1993, *Nonlinear programming theory and algorithms*, Wiley, New York, pp. 283~287.