

탄성 튜브가 연결된 펌핑 챔버를 이용한 무밸브 펌프의 수치해석

신수재*† · 장정봉** · 성형진**

* 한국원자력연구원 신형원자로개발연구소, ** 한국과학기술원 기계공학과

Simulation of Valveless Pump Using Pumping Chamber Connected to Elastic Tube

Soo Jai Shin*†, Cheong Bong Chang** and Hyung Jin Sung**

* Advanced Reactor Development Institute, KAERI,

** Dept. of Mechanical Engineering, KAIST

(Received May 17, 2012 ; Revised November 1, 2012 ; Accepted November 1, 2012)

Key Words: Valveless Pump(무밸브 펌프), Elastic Tube (탄성 튜브), Fluid-Structure Interaction(유체-구조 상호작용), Immersed Boundary Method(가상경계방법)

초록: 탄성튜브가 연결된 펌핑 챔버를 이용한 무밸브 펌프를 가상경계방법을 이용하여 수치적으로 연구하였다. 탄성 튜브와 펌핑 챔버 사이의 상호작용으로 인하여 무밸브 펌프 내의 유동이 생성되었으며, 탄성튜브의 스트레칭 계수, 벤딩 계수, 종횡비가 무밸브 펌프의 전체 유량에 미치는 영향을 살펴보았다. 펌프의 메커니즘을 이해하고자, 시간에 따른 탄성 튜브의 움직임과 그에 따른 유동 속도의 변화를 자세히 살펴보았으며, 탄성 튜브의 직경 크기와 펌프의 평균 유량 사이의 관계를 분석하였다.

Abstract: A valveless pump consisting of a pumping chamber with an elastic tube was simulated using an immersed boundary method. The interaction between the motion of the elastic tube and the pumping chamber generated a net flow toward the outlet through a full cycle of the pump. The net flow rate of the valveless pump was examined by varying the stretching coefficient, bending coefficient, and aspect ratio of the elastic tube. Photographs of the fluid velocity vectors and the wave motions of the elastic tube were examined over one cycle of the pump to gain a better understanding of the mechanism underlying the valveless pump. The relationship between the gap in the elastic tube and the average flow rate of the pump was analyzed.

- 기호설명 -

- ϕ : 탄성 튜브의 스트레칭 계수
- γ : 탄성 튜브의 벤딩 계수
- l/d : 탄성 튜브의 종횡비
- f : 펌핑 챔버의 펌핑주파수

1. 서론

일반적으로 펌프는 밸브를 이용하여 내부유동의 세기와 방향을 제어한다. 기존의 밸브를 가지고 있는 펌프들은 밸브 양단의 높은 압력강하, 부유물이 있을 경우 밸브 막힘 현상 등이 야기될 수 있다. 이러한 밸브의 단점을 제거하고자, 밸브 없

이 유동을 제어할 수 있는 무밸브 펌프가 개발되고 있다. 이러한 무밸브 펌프는 구조가 단순하고 제작이 쉬워, 가격단가를 고려하거나, 공간 제약이 있는 경우에 적합하며, 이에 따라 생물, 화학, 의학 등 다양한 분야에서 활용될 수 있다.

이러한 무밸브 펌프는 Liebau⁽¹⁾가 혈류순환계의 메커니즘을 연구하는 과정에서 처음으로 설계되었다. Liebau⁽¹⁾는 대동맥 판막이 제대로 작동하지 않는 환자, 심지어 판막이 없는 환자인 경우에도 혈액이 충분히 순환되는 것을 발견하였으며 이 현상을 이용하여 무밸브 펌프를 고안하였다. 이 무밸브 펌프는 탄성 튜브 양 끝에 단단한 튜브를 연결한 뒤, 탄성 튜브를 중심에서 치우친 위치에서 주기적으로 압축시켜 유동을 생성시킨다. 이 때 생성되는 유동을 펌핑 주파수와 펌핑 위치에 의해 밸브 없이 제어할 수 있었다. 이 무밸브 펌프에 대한 연구는 1954년 Liebau⁽¹⁾가 처음으로 발견한

† Corresponding Author, shinsoojai@kaeri.re.kr

이래 지금까지 활발하게 이루어지고 있다. 이론적으로는 Thomann⁽²⁾가 여러 가정들이 들어간 단순화된 모델을 이용하여 무밸브 펌프의 원리를 설명하려고 했으며, Moser 등⁽³⁾은 전기 회로 모델을 제안하였다. Hickerson 등⁽⁴⁾은 다양한 변수들을 바꾸어가며 실험을 수행하였고, Riderknecht 등⁽⁵⁾은 마이크로 스케일에서도 무밸브 펌프현상이 일어남을 확인하였다. 수치 방법으로도 Jung & Peskin⁽⁶⁾이 가상경계방법을 이용하여 2 차원 모델을 계산하였으며 최근 Shin & Sung⁽⁷⁾은 3 차원 수치방법으로 무밸브 펌프 내 압력 파동의 중첩 및 상쇄현상이 펌핑 효율에 미치는 영향을 살펴보았다.

탄성 튜브를 이용한 무밸브 펌프 이외에 노즐부와 디퓨저부를 이용한 무밸브 펌프 또한 많은 연구가 이루어져 왔다. Stemme & Stemme⁽⁸⁾은 압전 액츄에이터와 같은 진동하는 막이 설치된 펌핑 챔버 양단에 노즐부와 디퓨저부를 설치하고, 노즐과 디퓨저 사이의 유동 저항 차이를 이용하여 펌핑 효과를 주는 무밸브 펌프를 개발하였다. Nguyen & Huang⁽⁹⁾은 펌핑 챔버 내 막의 진동을 시간에 따라 속도 경계 조건을 바꾸어주며 무밸브 펌프 현상을 수치 모사하였으며, Yang 등⁽¹⁰⁾은 진동 막의 주파수, 노즐부/디퓨저부의 각도 크기 등을 바꾸어가며 펌핑 성능을 수치적으로 살펴보았다. Liu 등⁽¹¹⁾은 노즐부/디퓨저를 이용한 마이크로 무밸브 펌프를 직접 제작하였으며, 상대적으로 높은 펌핑 성능을 실험적으로 구현하였다.

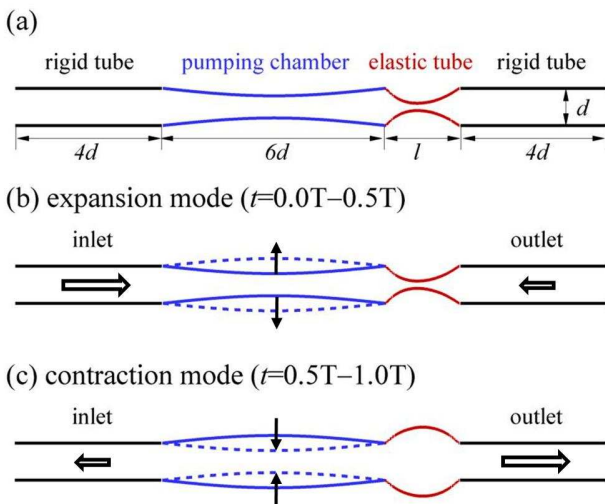


Fig. 1 (a) Schematic diagram of a valveless pump with an elastic tube separated from a pumping chamber and operating principle for the valveless pump: (b) expansion mode (increasing volume of the pumping chamber) and (c) contraction mode (decreasing volume of the pumping chamber)

앞에서 살펴보았듯이, 기존 무밸브 펌프는 핀치를 이용하여 탄성 튜브를 주기적으로 압축시켜 유동을 발생시키는 구조와, 펌핑 챔버 양단에 노즐부와 디퓨저부를 설치하여 밸브 역할을 하도록 한 구조가 대표적이다. 본 연구에서는 기존 무밸브 펌프와 다른 새로운 무밸브 펌프를 제안하였다. 이 무밸브 펌프는 Fig. 1(a)에서 볼 수 있듯이, 펌핑 챔버, 탄성 튜브, 그리고 입구 출구 역할을 하는 두 개의 단단한 튜브로 구성된다. 튜브의 지름은 d 이고, 단단한 튜브의 길이는 $4d$, 탄성 튜브의 길이는 변수 l 이다 ($l=1d \sim 4d$). 펌핑 챔버의 길이는 $6d$ 이고 펌핑 챔버의 부피는 시간에 대해 사인함수로 변화하도록 설정하였다. 무밸브 펌프의 작동 원리는 Fig. 1(b), (c)와 같다. 본 연구에서 탄성 튜브는 펌핑 챔버와 단단한 출구 튜브 사이에 위치하며, 유동이 입구에서 출구로 흐르는 방향을 양의 값으로 정의하였다. 팽창 모드에서는 펌핑 챔버의 부피가 증가함에 따라 유동이 펌핑 챔버 안으로 들어오게 되며, 탄성 튜브는 펌핑 챔버의 체적흡입 현상에 의해 수축된다. 탄성 튜브의 직경이 입구 쪽 단단한 튜브의 직경보다 작아지게 되고, 그 결과 출구에서 펌핑 챔버로 들어가는 유량이 입구에서 펌핑 챔버로 들어가는 유량보다 작아진다. 반면 수축모드에서는 펌핑 챔버의 부피가 감소함에 따라, 탄성 튜브의 직경이 증가하게 되고, 입구 쪽보다 출구 쪽으로 많은 유량이 나가게 된다. 결과적으로 무밸브 펌프의 전체 유량은 입구에서 출구 쪽(양의 방향)으로 흐르게 된다.

본 연구에서 제안한 무밸브 펌프를 가상경계방법을 이용하여 수치적으로 연구하였다. 펌핑 챔버와 탄성 튜브 사이의 상호작용으로 인하여 전체적으로 양의 유량이 생성되었으며, 탄성 튜브의 스트레칭 계수, 벤딩 계수, 종횡비를 바꾸어 가면서, 무밸브 펌프의 전체 유량 변화를 살펴보았다. 한 주기 내 시간에 따른 유체 속도 벡터와 탄성 튜브의 변화 모습을 살펴보았으며, 탄성 튜브의 직경 크기와 무밸브 펌프의 생성 유량 사이의 관계를 조사하였다. 본 수치 결과를 통해, 탄성 튜브가 연결된 펌핑 챔버를 이용한 무밸브 펌프의 설계 및 분석에 관한 가이드라인을 제공하고자 한다.

2. 수치적 방법

무밸브 펌프는 오일러리안 영역으로 정의되는 유체 영역에 참여있다. 유체영역은 나비야-스톡스 방정식과 연속방정식을 통해서 계산하였다.

$$\rho_f \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{f} \quad (1)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (2)$$

여기서 \mathbf{u} 는 속도 벡터이고, p 는 압력, μ 는 점성 계수를 나타낸다. \mathbf{f} 는 no slip 경계조건을 만족시키기 위해 가상경계에 작용하는 오일러리안 힘으로서 feedback law 를 이용하여 계산하였다.^(7,12)

무밸브 펌프의 탄성 튜브는 두 개의 탄성막으로 이루어지며, 탄성막을 따라 정의되는 좌표계는 Fig. 2 와 같다. 탄성막의 움직임을 모사하기 위해 다음과 같은 스트레칭 조건과 벤딩 조건이 포함된 고체 방정식을 사용하였다.

$$\rho \frac{\partial^2 \mathbf{X}}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial s} \left(\mathbf{S} \frac{\partial \mathbf{X}}{\partial s} \right) - \frac{\partial^2}{\partial s^2} \left(\mathbf{B} \frac{\partial^2 \mathbf{X}}{\partial s^2} \right) - \mathbf{F} \quad (3)$$

여기서 s 는 탄성막을 따라 정의되는 라그랑지안 좌표이고, $\mathbf{X} = (X(s,t), Y(s,t))$ 는 탄성막의 위치이다. $\mathbf{S}(s)$ 는 $\phi/3 \{1 - (\partial \mathbf{X} / \partial s \cdot \partial \mathbf{X} / \partial s)^{-3/2}\}$ 이고, $\mathbf{B}(s)$ 는 $\gamma(\kappa - \kappa_0) / |\partial^2 \mathbf{X} / \partial s^2|^2$ 이다. $\kappa = |\partial^2 \mathbf{X} / \partial s^2|$ 는 탄성막의 순간 곡률이고, κ_0 는 탄성막의 초기 곡률을, ϕ 는 탄성막의 스트레칭 계수를, γ 는 벤딩계수를, $\rho = (\rho_s - \rho_f)A$ 는 추가경계밀도를 나타낸다. 여기서 ρ_f 는 유체 밀도, ρ_s 는 탄성 튜브 밀도, A 는 탄성 튜브의 단면적이다.⁽¹³⁾ 마지막 항인 \mathbf{F} 는 주변 유체가 탄성막에 작용하는 라그랑지안 힘을 나타낸다. 또한 탄성막은 neo-Hookean 물질처럼 움직인다고 가정하였고, 탄성 튜브의 양 끝부분은 clamped 경계조건으로 고정하였다. 무밸브 펌프의 펌핑 챔버는 식 (4), (5)와 같이 미리 정해진 동선에 따라 움직이는 단단한 물체로 모델하였다.

$$y_p(x,t) = \begin{cases} 0.5d - A(x,t) & \text{upper boundary} \\ -0.5d + A(x,t) & \text{lower boundary} \end{cases} \quad (4)$$

$$A_p(x,t) = A_0 \cos(2\pi ft) \times \sin(\pi(x - x_{pl}) / l_p) \quad (5)$$

여기서 A_0 는 펌핑 챔버의 진동폭을, f 는 펌핑 주파수를, x_{pl} 은 펌핑 챔버의 왼쪽 위치, l_p 는 펌핑 챔버의 길이를 나타낸다. A_0 와 l_p 는 각각 $0.25d$ 와 $6d$ 를 사용하였다.

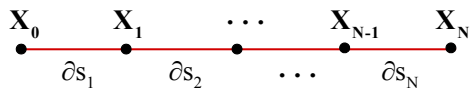


Fig. 2 Schematic diagram of the Lagrangian coordinate system for an elastic tube

본 연구에서는 무밸브 펌프현상을 수치해석하기 위해 유체-연성체 상호작용 문제에 많이 적용되었던 가상경계방법(IBM)을 사용하였다.^(12,13) 유체영역에는 오일러리안 그리드를 사용하였고, 부분단계법과 엇갈림 직교 격자를 적용한 나비아-스톡스 솔버로 계산하였다. 펌프 움직임에 대해서는 라그랑지안 그리드를 사용하였으며, 고체 지배 방정식을 Gauss-Siedel 방법을 이용하여 계산하였다. 유체와 펌프의 움직임은 각각 독립적으로 계산되며, 모멘텀 forcing 을 이용하여 이들의 상호작용을 계산하였다.

3. 결과

2 차원 모델의 무밸브 펌프를 가상경계방법을 이용하여 수치적으로 연구하였다. 본 계산에서 유동은 층류로 가정하였다. 탄성 튜브의 스트레칭 계수, 벤딩 계수, 종횡비와 펌핑 챔버의 주파수를 바꾸어 가면서, 무밸브 펌프의 성능을 조사하였다. 본 계산에서 단단한 튜브와 탄성 튜브의 직경은 $d=0.001m$ 를 유체 밀도, 유체 점성계수, 탄성 튜브의 추가경계밀도는 각각 $\rho_f = 10^3 kg/m^3$, $\mu = 10^{-3} kg/m \cdot s$ 그리고 $\rho = 10^4 kg/m$ 를 사용하였다. 계산 시간 간격은 $\Delta t = T/10000$ 을 사용하였고, 전체 계산은 $20T$ 까지 수행하였다. 여기서 T 는 펌핑 챔버의 펌핑 주기이다. 유체계산영역은 $0 \leq x \leq 25.6d$ 그리고 $-3.5d \leq y \leq 3.5d$ 이며 x, y 방향으로 노이만 경계조건을 사용하였다. 격자는 균일하게 사용하였으며, 2048×560 의 격자수를 사용하였다. 단단한 튜브($4d$), 펌핑 챔버($6d$), 탄성 튜브(l)에는 320×480 , $80 \times l/d$ 의 격자수를 사용하였다.

무밸브 펌프의 메커니즘을 이해하기 위해 한 주기동안 시간에 따른 속도 벡터 변화를 살펴보았다. Fig. 3 에서 변수는 $l/d=2$, $f=4Hz$, $\phi=0.1 kg/s^2$ & $\gamma=10^{-11} kg m^2/s^2$ 를 사용하였다. 팽창 모드 ($t=0.0T \sim 0.5T$)에서는 펌핑 챔버의 부피가 증가함에 따라 흡입 역할을 하게 되고 주변의 유동을 빨아들이게 된다. 이 때 탄성튜브 역시 흡입력을 받게 되고 $t=0.0T \sim 0.3T$ 에서와 같이 수축되어 탄성튜브의 직경이 입구 쪽 단단한 튜브의 직경보다 작아진다. 탄성 튜브의 좁아진 직경은 출구 쪽에서 펌핑 챔버로 들어가는 유동을 방해하게 되고 그 결과 출구 쪽 단단한 튜브에서 흡입되는 유동이 입구 쪽보다 작아지게 된다. $t=0.0T \sim 0.5T$ 에서 속도 벡터의 크기를 보아도 펌핑 챔버의 입구 쪽 단단한 튜브에서의 속도가 출구 쪽 단단한 튜브에서의 속도보다 항상 작으며 그 결과 전체적으로 양의 유량이 생성되게 된다. 반대로 수축 모드($t=0.5T \sim$

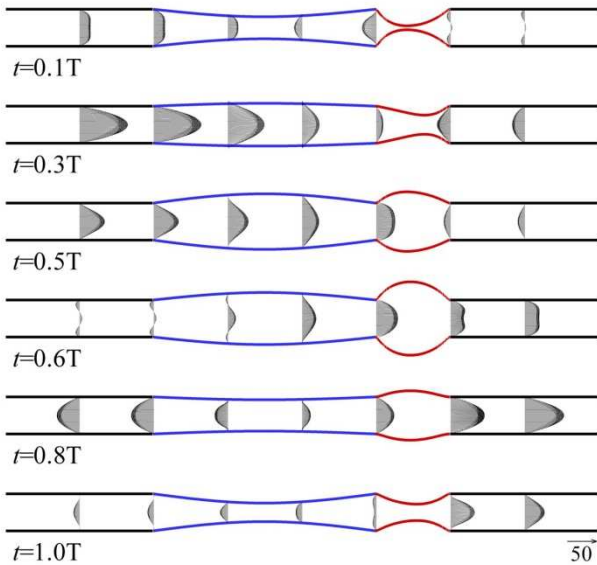


Fig. 3 Instantaneous snapshots of the fluid velocity vectors over one cycle for $l/d = 2, f = 4\text{Hz}, \phi = 0.1\text{kg/s}^2$ & $\gamma = 10^{-11}\text{kg m}^2/\text{s}^2$

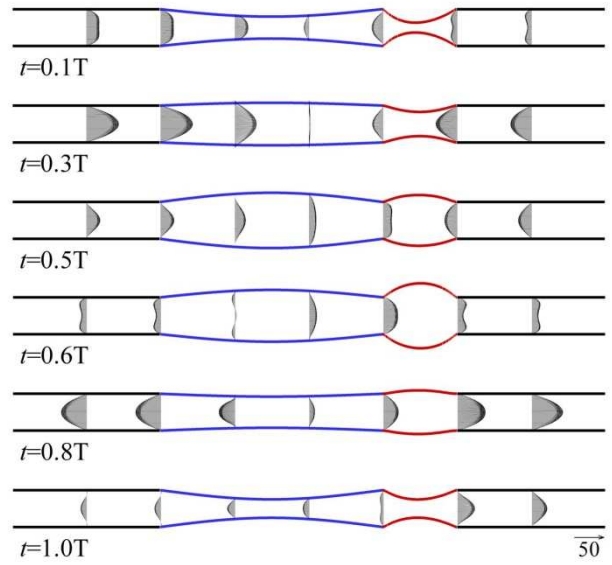


Fig. 5 Instantaneous snapshots of the fluid velocity vectors over one cycle for $l/d = 2, f = 4\text{Hz}, \phi = 0.2\text{kg/s}^2$ & $\gamma = 10^{-11}\text{kg m}^2/\text{s}^2$

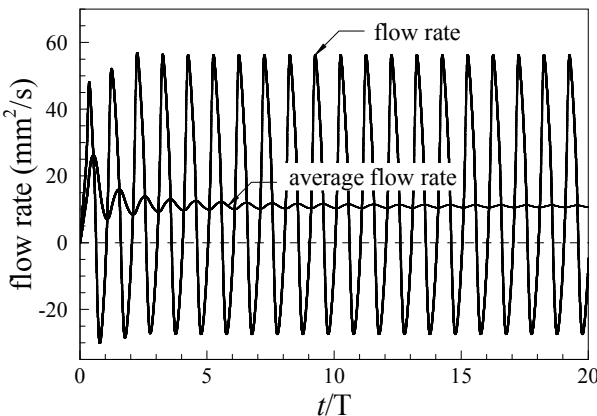


Fig. 4 Evolution of the flow rate and average flow rate at rigid tube for $l/d = 2, f = 4\text{Hz}, \phi = 0.1\text{kg/s}^2$ & $\gamma = 10^{-11}\text{kg m}^2/\text{s}^2$

1.0T)에서는 펌핑 챔버의 부피가 감소함에 따라 유동이 펌핑 챔버 주변으로 나가게 된다. 이 때 이 압력을 통하여 탄성 튜브는 $t=0.6T$ 와 같이 팽창하게 된다. 팽창된 탄성 튜브의 직경이 입구 쪽 단단한 튜브의 직경보다 커지게 되고, 입구 쪽보다 출구 쪽으로 더 많은 유동이 나가게 된다. 그림 3의 $t=0.5T \sim 1.0T$ 에서 속도 벡터의 크기를 보아도 출구 부분에서의 속도가 입구 부분보다 항상 컸으며, 팽창모드뿐만 아니라 수축모드에서도 전체적으로 양의 유량이 생성됨을 확인할 수 있었다.

Fig. 4는 시간에 따른 무밸브 펌프 내 유량과 평균유량의 변화를 나타낸 그림이다. 펌프 내 유량은 단단한 튜브의 중앙 단면에서 계산하였다.

평균 유량이 일정한 값에 도달하도록 전체 계산 시간을 $20T$ 로 정하였으며, 평균 유량은 시간과 공간 평균을 통하여 구하였다. 실제로 출구 부분과 입구 부분의 단단한 튜브에서 평균 유량을 각각 구하였으며, 입구와 출구에서 구한 평균 유량은 동일하게 나옴을 확인하였다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 계산하는 동안 펌프 내 양의 평균 유량이 발생됨을 확인하였다.

탄성 튜브의 스트레칭 계수의 영향을 살펴보고자 $l/d = 2, f = 4\text{Hz}, \phi = 0.2\text{kg/s}^2$ & $\gamma = 10^{-11}\text{kg m}^2/\text{s}^2$ 인 경우, 시간에 따른 유동 속도 및 펌프의 움직임 변화를 살펴보았다. 일반적으로 일정한 힘이 탄성 튜브에 가해질 때, 탄성 계수가 커질수록 탄성 튜브가 덜 변형된다. $t=0.0T \sim 0.3T$ 동안 펌핑 챔버의 부피가 증가함에 따라 탄성 튜브가 수축되어 탄성 튜브의 직경이 입구 쪽보다 작아진다. 그러나 $\phi = 0.2\text{kg/s}^2$ (Fig. 5)인 경우 큰 스트레칭 계수로 인하여, 탄성 튜브가 덜 수축되어 탄성 튜브의 직경이 $\phi = 0.1\text{kg/s}^2$ (Fig. 3)인 경우보다 더 크게 된다. 탄성 튜브의 직경이 상대적으로 커지게 되면 팽창 모드 동안($t=0.0T \sim 0.5T$) 출구 쪽에서 펌핑 챔버로 흡입되는 유동을 상대적으로 덜 방해하게 되고 그 결과 입구와 출구 사이의 흡입 유량 차이가 감소하게 된다. Fig. 5에서 볼 수 있듯이, 입구와 출구에서 흡입되는 속도 벡터 크기의 차이가 Fig. 3 일 때보다 감소됨을 확인할 수 있으며, 그 결과, 입구에서 펌프 챔버로 흐르는 양의 유량이 덜 생성된다. 이와 유사하게 수축 모드 동안에는 펌핑 챔버의 부피가 감소하고 이 때 생성되는 압력에 의해

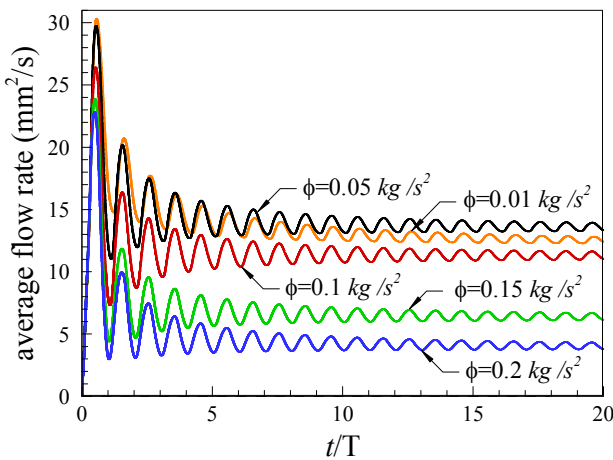


Fig. 6 Variations with time of the average flow rate for different stretching coefficient of the elastic tube

유동이 펌핑 챔버 주변으로 나가게 되며, 탄성 튜브 역시 팽창되는데, $\phi=0.2\text{kg/s}^2$ 인 경우 상대적으로 큰 스트레칭 계수로 인하여 탄성 튜브가 $\phi=0.1\text{kg/s}^2$ 인 경우보다 덜 팽창되고 탄성 튜브의 직경이 덜 증가하게 된다. 그에 따라 출구로 나가는 유량이 상대적으로 감소된다. Fig. 3 과 5 의 속도 벡터 크기에서 볼 수 있듯이, 팽창모드에서 입구와 출구로 나가는 속도 크기의 차이가 $\phi=0.2\text{kg/s}^2$ 인 경우, $\phi=0.1\text{kg/s}^2$ 인 경우보다 감소하며, 전체적으로 양의 유량이 작게 형성됨을 알 수 있었다.

Fig. 6 은 탄성 튜브의 스트레칭 계수에 따른 펌프의 평균 유량 변화를 나타낸 그림이다($l/d = 2, f = 4\text{Hz} \& \gamma = 10^{-11}\text{kg m}^2/\text{s}^2$). 탄성 튜브의 스트레칭 계수가 $\phi=0.05\text{kg/s}^2$ 인 경우에 최대유량이 발생하였으며, 스트레칭 계수가 $\phi=0.05\text{kg/s}^2$ 에서 $\phi=0.2\text{kg/s}^2$ 로 증가할수록, 펌프의 평균 유량은 서서히 감소하였다. 스트레칭 계수가 커질수록 펌핑 챔버의 팽창 모드에서는 탄성 튜브가 덜 수축되고 펌핑 챔버의 수축 모드에서는 탄성 튜브가 덜 팽창하여, 그 결과 펌프의 평균 유량이 감소됨을 확인하였다.

Fig. 7 은 $l/d = 2, f = 4\text{Hz} \& \phi=0.05\text{kg/s}^2$ 인 경우, 탄성 튜브의 벤딩 계수를 바꾸어 가면서, 시간에 따른 펌프의 평균 유량 변화를 살펴본 그림이다. 스트레칭 계수와 유사하게, 벤딩 계수가 큰 탄성 튜브일수록 펌핑 챔버의 팽창모드에서 덜 수축되고, 펌핑 챔버의 수축 모드에서 덜 팽창되었다. 펌프의 평균유량은 탄성 튜브의 변형 정도와 밀접한 관련이 있었으며, 벤딩 계수가 $\gamma=10^{-11}\text{kg m}^2/\text{s}^2$ 에서 $\gamma=2\times 10^{-10}\text{kg m}^2/\text{s}^2$ 로 증가할 때는 평균 유량이 서서히 감소하였으며, 벤딩 계수가 $\gamma=2\times$

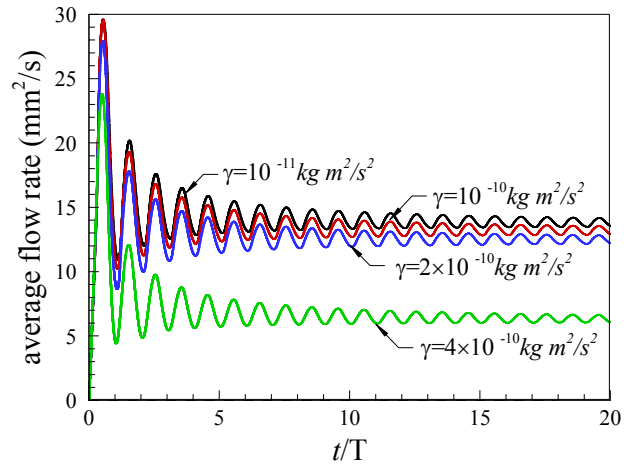


Fig. 7 Variations with time of the average flow rate for different bending coefficients of the elastic tube

$10^{-10}\text{kg m}^2/\text{s}^2$ 에서 $\gamma = 4\times 10^{-10}\text{kg m}^2/\text{s}^2$ 로 증가할 때는 상대적으로 급격하게 평균유량이 감소하였다.

다음으로 탄성 튜브의 종횡비 변화가 펌프의 평균 유량에 미치는 영향을 조사하였다. Fig. 8 은 $l/d = 3, f = 4\text{Hz}, \phi=0.1\text{kg/s}^2 \& \gamma = 10^{-11}\text{kg m}^2/\text{s}^2$ 인 경우, 한 주기 동안 펌프의 움직임 및 속도 변화를 나타낸 그림이다. $l/d=3$ 인 경우(Fig. 8), 팽창 모드 ($t=0.0T\sim 0.5T$)에서 $l/d=2$ 인 경우(Fig. 3)보다 탄성 튜브가 더 많이 수축되어 탄성 튜브의 직경이 더 좁아진다. 앞에서 언급했듯이, 탄성 튜브의 더 좁아진 직경은 출구 부분에서 펌핑 챔버로 흡입되는 유동을 더 많이 막게 되고, 그 결과 $l/d=3$ 인 경우, $l/d=2$ 보다 더 많은 양의 평균 유량이 생성된다. 펌핑 챔버의 수축 모드에서는 $l/d=3$ 인 경우(Fig. 8), $l/d=2$ (Fig. 3)보다 탄성 튜브가 더 많이 팽창되어 탄성 튜브의 직경이 더 커지게 된다. 이에 따라 더 많은 유동이 출구 쪽으로 나가게 되고, Fig. 8 에서 볼 수 있듯이, 출구 쪽 단단한 튜브 내 유동은 거의 항상 양의 방향을 유지하였다. ($t=0.0T\sim 0.5T$)에서 $l/d=2$ 인 경우(Fig. 3)보다 탄성 튜브가 더 많이 수축되어 탄성 튜브의 직경이 더 좁아진다. 앞에서 언급했듯이, 탄성 튜브의 더 좁아진 직경은 출구 부분에서 펌핑 챔버로 흡입되는 유동을 더 많이 막게 되고, 그 결과 $l/d=3$ 인 경우, $l/d=2$ 보다 더 많은 양의 평균 유량이 생성된다. 펌핑 챔버의 수축 모드에서는 $l/d=3$ 인 경우(Fig. 8), $l/d=2$ (Fig. 3)보다 탄성 튜브가 더 많이 팽창되어 탄성 튜브의 직경이 더 커지게 된다. 이에 따라 더 많은 유동이 출구 쪽으로 나가게 되고, Fig. 8 에서 볼 수 있듯이, 출구 쪽 단단한 튜브 내 유동은 거의 항상 양의 방향을 유지하였다.

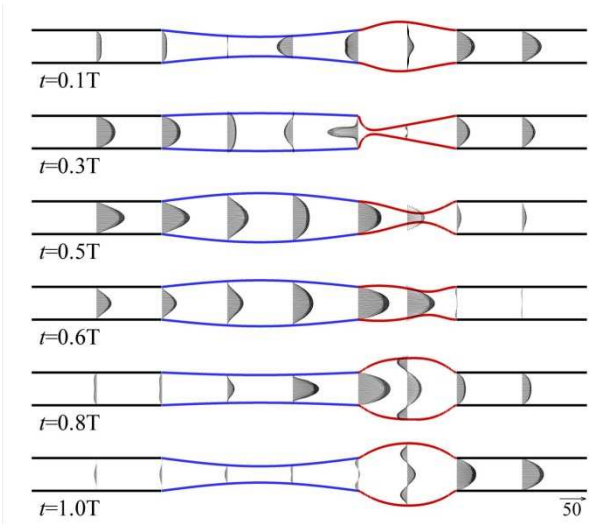


Fig. 8 Instantaneous snapshots of the fluid velocity vectors over one cycle for $l/d = 3$, $f = 4\text{Hz}$, $\phi = 0.1\text{kg/s}^2$ & $\gamma = 10^{-11}\text{kg m}^2/\text{s}^2$

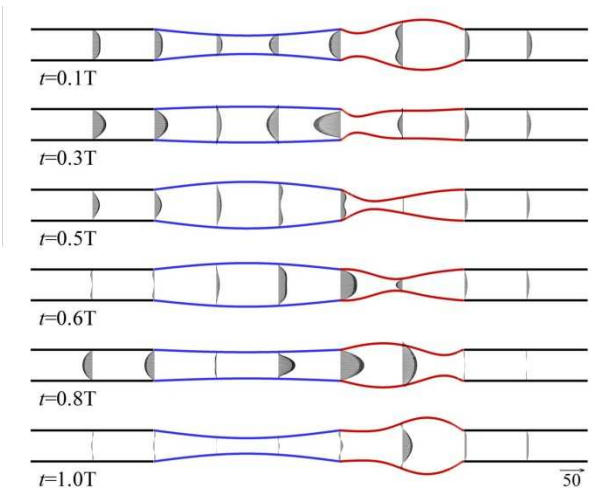


Fig. 9 Instantaneous snapshots of the fluid velocity vectors over one cycle for $l/d = 4$, $f = 4\text{Hz}$, $\phi = 0.1\text{kg/s}^2$ & $\gamma = 10^{-11}\text{kg m}^2/\text{s}^2$

Fig. 9 는 탄성 튜브의 종횡비가 조금 증가된 $l/d = 4$ 인 경우, 시간에 따른 펌프의 움직임 및 속도 변화를 나타낸다. Fig. 9 에서 볼 수 있듯이, $l/d = 4$ 인 경우, $l/d = 3$ (Fig. 8)보다 펌핑 챔버의 팽창 모드에서 탄성 튜브가 덜 수축되고, 펌핑 챔버의 수축 모드에서 탄성 튜브가 덜 팽창되었으며, 더 적은 양의 평균 유량이 되었다.

Fig. 10 은 시간에 따른 평균 유량의 변화를 나타낸다($f = 4\text{Hz}$, $\phi = 0.1\text{kg/s}^2$ & $\gamma = 10^{-11}\text{kg m}^2/\text{s}^2$). 같은 변형 비율로 탄성 튜브가 수축할 때 길이(혹은 l/d)가 클수록 탄성 튜브의 직경이 좁아진다.

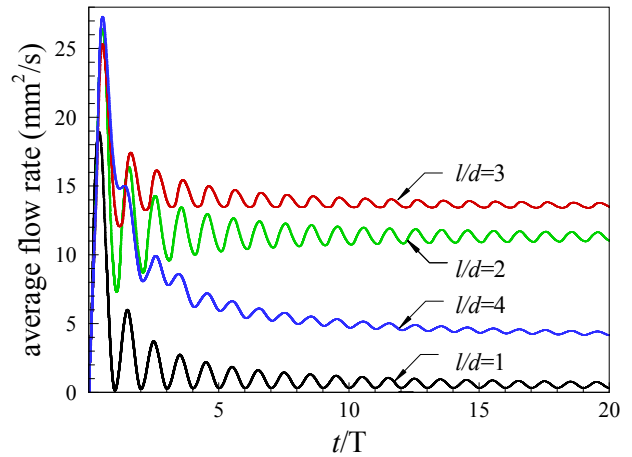


Fig. 10 Variations with time of the average flow rate for different aspect ratios of the elastic tube

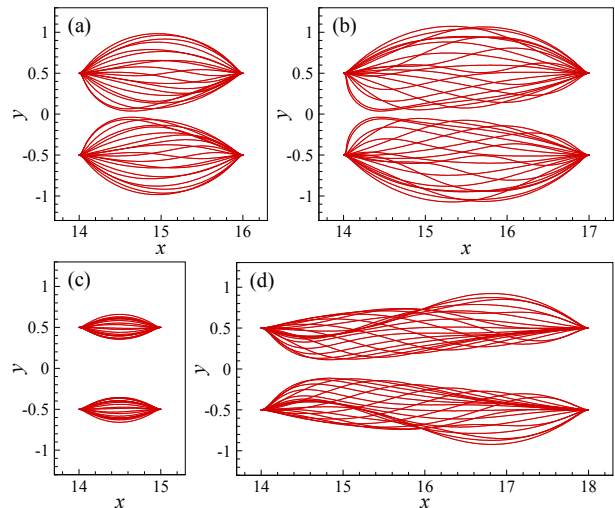


Fig. 11 Twenty equal-time snapshots over one cycle of the periodic steady-state wave motions of the elastic tube for various aspect ratios of the elastic tube: (a) $l/d = 2$, (b) $l/d = 3$, (c) $l/d = 1$ (d) $l/d = 4$

즉 종횡비가 큰 탄성 튜브일수록 펌핑 챔버의 팽창(수축)모드에서 탄성 튜브의 직경이 더 쉽게 좁아지게(커지게)되고 더 많은 평균 유량을 얻게 된다. 그 결과 Fig. 10 에서 볼 수 있듯이, 종횡비가 $l/d = 1$ 에서 3 으로 증가할수록 평균 유량이 증가하였다.

Fig. 11 은 $f = 4\text{Hz}$, $\phi = 0.1\text{kg/s}^2$ & $\gamma = 10^{-11}\text{kg m}^2/\text{s}^2$ 인 경우, 탄성 튜브의 종횡비에 따른 탄성 튜브의 움직임 변화를 나타낸 그림이다. Fig. 11 (a), (b), (c)에서 볼 수 있듯이, 종횡비가 $l/d = 1$ 에서 3 으로 증가할수록 탄성 튜브의 파동 움직임의 진폭이 증가하였다. 그러나 종횡비가 $l/d = 3$ 에서 4 로 증가한 경우, 오히려 탄성 튜브 움직임의 진폭이 감소하였으며, 파동 움직임 또한 복잡해졌다. 예로

$l/d=3$ (Fig. 11(b))인 경우, 펌핑 챔버의 팽창 모드 동안 탄성 튜브가 전체적으로 수축되는 반면, $l/d=1$ (Fig. 11(c))에서는 펌핑 챔버의 팽창 모드 시 왼쪽 일부는 수축되고 오른쪽 일부는 팽창이 되었다. 그 결과, 종횡비가 $l/d=3$ 에서 4로 증가할 경우, 탄성 튜브의 직경이 펌핑 챔버의 팽창 모드 동안 덜 좁아지고, 펌핑 챔버의 수축 모드 동안 덜 증가하게 되어 Fig. 10에서 볼 수 있듯이 펌프 내 평균 유량이 감소하였다.

4. 결론

탄성 튜브가 연결된 펌핑 챔버를 이용한 무밸브 펌프를 제안하였고, 가상경계방법을 이용하여 수치적으로 연구하였다. 탄성 튜브의 스트레칭 계수, 벤딩 계수, 종횡비를 바꾸어가면서 무밸브 펌프 내 평균유량 변화를 살펴보았다. 스트레칭 계수와 벤딩 계수가 증가할수록, 펌프 내 평균 유량이 감소하였다. 반면, 탄성 튜브의 종횡비의 경우, 종횡비가 $l/d=1$ 에서 3으로 증가할수록 평균유량이 증가하다가, 종횡비가 $l/d=3$ 에서 4로 증가할 경우, 펌프 내 평균 유량이 감소하였다. 흥미롭게도, 모든 변수들의 상관없이, 펌핑 챔버의 팽창 모드 동안 수축되는 탄성 튜브의 직경 크기가 작아질수록, 펌핑 챔버의 수축 모드 동안 팽창되는 탄성 튜브의 직경 크기가 커질수록 생성되는 펌프의 평균 유량이 증가함을 확인하였다. 본 연구에서 제안한 무밸브 펌프는 단순한 구조로 인하여 펌프 크기를 쉽게 줄일 수 있고 제작비용을 절감할 수 있으며 높은 신뢰도를 갖출 수 있다. 본 연구에서는 무밸브 펌프의 일반적인 특성에 대해 살펴보았으며, 좀 더 많은 연구를 통해, 화학 분석 및 마이크로 제어 기술 등 다양한 분야에 적용이 가능할 것으로 기대된다.

참고문헌

- (1) Liebau, G., 1954. "Über ein Ventilloses Pumpprinzip," *Naturwiss*, Vol. 41, pp. 327~328.
- (2) Thomann, H., 1978, "A Simple Pumping Mechanism in a Valveless Tube," *J. Appl. Math. Phys*, Vol.29, pp. 169~177.
- (3) Moser, M., Huang, J.W., Schwarz, G.S., Kenner, T. and Noordergraaf, A., 1998, "Impedance Defined Flow, Generalization of William Harvey's Concept of the Circulation-370 Years Later," *Int. J. Cardiovasc. Med. Sci.*, Vol.71, pp. 205~211.
- (4) Hickerson, A.I., Rinderknecht, D. and Gharib, M., 2005, "Experimental Study of the Behavior of a Valveless Impedance Pump," *Exp. Fluids*, Vol.38, No.4, pp. 534~540.
- (5) Rinderknecht, D., Hickerson, A.I. and Gharib, M., 2005, "A Valveless Micro Impedance Pump Driven by Electromagnetic Actuation," *J. Micromech. Microeng.*, Vol.15, pp. 861~866.
- (6) Jung, E. and Peskin, C.S., 2001, "Two-Dimensional Simulations of Valveless Pumping Using the Immersed Boundary Method," *Siam J. Sci. Comput.*, Vol.23, pp. 19~45.
- (7) Shin, S.J. and Sung, H.J., 2010, "Three-Dimensional Simulation of a Valveless Pump," *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol.31, pp. 942~951.
- (8) Stemme, E. and Stemme, G., 1993, "A Valveless Diffuser/Nozzle-Based Fluid Pump," *Sens. Actuator A*, Vol.39, pp. 159~167.
- (9) Nguyen, N.-T. and Huang, X., 2000, "Numerical Simulation of Pulse-Width-Modulated Micropumps with Diffuser/Nozzle Elements," Nanyang Technological University.
- (10) Yang, K.-S., Chen, I.-Y. and Wang, C.-C., 2006, "Performance of Nozzle/Diffuser Micro-Pumps Subject to Parallel and Series Combinations," *Chem. Eng. Technol.*, Vol.29, No.6, pp. 703~710.
- (11) Liu, Y., Komatsuzaki, H., Imai, S. and Nishioka, Y., 2011, "Planar Diffuser/Nozzle Micropumps with Extremely Thin Polyimide Diaphragms," *Sens. Actuator A*, Vol.169, pp. 259~265.
- (12) Shin, S.J. and Sung, H.J., 2011, "Inertial Migration of an Elastic Capsule in a Poiseuille Flow," *Phys. Rev. E*, Vol.83, No.4, pp. 321~333.
- (13) Huang, W.-X., Shin, S.J. and Sung, H.J., 2007, "Simulation of Flexible Filaments in a Uniform Flow by the Immersed Boundary Method," *J. Comput. Phys.*, Vol.226, pp. 2206~2228.