<응용논문> DOI http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2014.38.1.095 ISSN 1226-4881(Print)
2288-5234(Online)

Immersed Solid Method 를 이용한 외접형 기어 펌프의 수치해석

윤용한*,#· 박병호*,**,#· 한용운*· 홍병주***· 심재술*†
* 영남대학교 기계공학부, ** 대구공업대학교, *** 엘씨텍

Numerical Simulation of External Gear Pump Using Immersed Solid Method

Yong Han Yoon*,#, Byung Ho Park*,**,#, Yong Oun Han*, Byeong Joo Hong*** and Jaesool Shim*†
* School of Mechanical Engineering, Yeungnam Univ., ** Daegu Technical Univ., *** LC-TEK

(Received July 26, 2013; Revised October 4, 2013; Accepted October 28, 2013)

Key Words: Gear Pump(기어펌프), Immersed Solid Method, Mass Flow Rate(질량유량), Efficiency(효율)

초록: 본 연구는 고속 회전형(~10,000 rpm) 기어펌프의 질량유량과 효율을 예측하기 위해서 2 차원 immersed solid method(ISM)를 이용한 수치해석을 수행하였다. 기어펌프와 하우징의 순환유동을 고려하기 위하여 유체 유동을 난류 유동으로 가정하였고, 기어 펌프의 입 출구의 일정 압력 조건하에 기어펌프의 회전 속도를 부가하였다. 기어펌프의 다양한 회전 속도 및 기어 끝 단과 하우징 사의의 서로 다른 간극에 대한 질량유량 및 효율을 검토하였다. 해석 결과로서, 회전 속도가 증가할수록 평균 질량유량 및 효율은 증가하였고, 기어펌프와 하우징의 간격이 증가할수록 평균 질량유량 및 효율은 감소하였다. 간격이 없는 조건하의 6,000 rpm, 8,000 rpm, 10,000 rpm 회전속도에의 효율은 각각 85.11 %, 90.94 %, 93.62 % 를 얻었고, 간격이 0 m, 0.00001 m, 0.00003 m 에 대해서 효율은 각각 93.62 %, 93.29 %, 92.74 % 를 얻었다.

Abstract: In this study, an ISM (immersed solid method) was used for investigating the mass flow rate and efficiency of an involute-gear pump featuring very high rotational speed. For considering circulation flow at the gear pump and housing, fluid flow was assumed as turbulent, and the rotational speed of the gear pump increased under the condition of constant pressure at both the inlet and outlet. The efficiency and mass flow rate of the gear pump were studied by varying its rotational speed and the clearance between the gear tip and the housing. In the simulation results, as the rotational speed were increased, the average mass flow rate and efficiency increased. Furthermore, as the clearance between the gear tip and the housing was increased, the average mass flow rate and efficiency decreased. The efficiency was 85.11, 90.94, and 93.62 at rotational speeds of 6,000 rpm, 8,000 rpm, and 10,000 rpm, respectively, under the condition that there was no clearance. In addition, the efficiency was 93.62, 93.29, and 92.74 at clearances of 0 m, 0.00001 m, and 0.00003 m respectively.

- 기호설명 -

C_μ : 난류 상수
C : 간극[m]
$\dot{m}_{Th}$: 이론 질량유량[kg/s]
$\dot{m}_{Nu}$: 수치해석을 통해 얻은 질량유량[kg/s]
ρ : 밀도[kg/m^3]
k : 난류 운동에너지[m^2/s^2]
ε : 난류 운동에너지 소산율[m^2/s^3]
η : 효율[%]

† Corresponding Author, jshim@ynu.ac.kr
# Equally contributed
Ⓒ 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

1. 서 론

외접형 기어펌프는 현대 산업에서 유압 구동방식의 펌프로서 구조가 간단하고 가격이 상대적으로 저렴하며 고속회전이 가능하고 고압, 고유량의 성능을 가지므로 산업의 여러 방면에서 다양하게 사용되고 있다. 하지만 그에 반해 기어펌프에 대한 상세한 정보는 대부분 실험에 의존하고 있으므로 이에 대한 연구가 부족한 실정이다. Lee, J. H. 등[1]은 기어의 회전에 따른 토출유량 및 맥동압력과 간극 변화에 따른 토출유량과 압력변화를 연구하였고, Kim, S. H. 등[2]은 압력 및 속도에 따른 효율과 회전속도, 간극, 오일의 점성에 따른 효율을 연구하였다. 또한 Kim, H. 등,[3] Choi, Y. D. 등[4]의 연구에서도 동일하게 기어펌프를 2 차원으로 단순화 하여 유동해석의 결과를 분석하였다. 이러한 연구들

의 대다수가 유동해석 상용코드인 FLUENT 를 이용하여, 두 기어의 회전에 의해 연속적으로 변하는 계산영역의 변형을 고려하기 위해 기어의 회전과 함께 매 계산마다 기어주위의 격자가 자동적으로 재생성 되도록 하여 기어의 회전에 따른 계산 격자의 연속적인 변형을 고려하기 위해 동적 메쉬(dynamic mesh)기법을 이용하였다.

하지만 이러한 연구들의 경우 기어의 회전에 의한 수치격자의 연속적인 변형과 기어와 하우징 사이의 매우 좁은 간극으로 인해, 수치격자 재생성의 어려움 및 수치해의 수렴도 문제 등이 있어 수치해석상의 어려움으로 인하여 많은 수치해석 결과가 보고되지 않고 있다. 또한 동적 메쉬 기법은 유동장을 상세하게 분석할 수 있으나, 높은 회전속도와 높은 압력 조건에 대해서는 수치해석의 수렴이 상당히 어렵고 문헌에서 보고되고 있는 대부분의 회전속도 또한 3,000 rpm ~ 5,000 rpm 에 국한되어 있다.

본 연구에서 정의된 기어펌프는 전투기에서 사용되는 냉각펌프를 해석한 것으로, 설계 입구압력은 1 psi(=6,895 Pa), 출구압력은 100 psi(=689,473 Pa)에서 운전이 필요하다. 또한, 회전 속도 범위가 6,000 rpm 에서 10,000 rpm 이상이다. 그러므로 기존의 동적 메쉬 기법을 사용해서 수렴해를 얻기가 매우 힘들기 때문에, 최근 개발된 고속 회전에서 유리하고, 격자계의 재생성 및 이동이 없이 수치해석을 진행하여 상대적으로 계산 시간을 적게 소모하여 유동의 결과를 얻을 수 있으며, 수치해석의 수렴 또한 용이한 장점을 가진 immersed solid method(ISM)를 적용하였다. 기어펌프에 ISM 을 적용한 해석의 소개는 Lee, Y. K.[5]이 하였다. 기어펌프의 성능에 큰 영향을 미치는 요인으로 기어치와 기어 하우징사이의 간극에 의한 효율의 변화를 자세히 관찰하기 위해서 역/순환 흐름을 고려하여 난류해석을 진행하였다.

또한 기어펌프에서는 치형과 측면 셀(sel) 이 중요한데, 치형은 역류(backflow)를 가장 잘 막아주는 인벌류트 치형을 사용하였고, 2 차원 대칭 조건(symmetry condition)을 사용하였다. 해석 결과로서 고속 회전(6,000 rpm 이상)에서의 기어치와 기어 하우징 사이의 간극 및 회전수에 대한 효율 변화를 얻었다. 저희가 알고 있는 바로는 본 연구에서 고속 회전(10,000 rpm)이상에서 가상경계법을 이용한 기어 펌프의 해석은 지금까지 보고된 적이 없으며, 향후 다른 고속이동 및 회전 물체와 연동된 유체 유동 해석에서도 확장할 수 있음을 확인 할 수 있었다. 비록 본 연구가 2 차원 유동으로 기어펌프의 효율의 경향성을 예측하였으나, 향후 본 연구에서 사용된 3 차원 ISM 을 이용하여 하우징과 기어펌프 사이의 저널 베어링의 간격의 변화에 따른 효율 변화를 고찰하고자 한다.

2. 수치해석모델 및 수치해석기법

2.1 이론해석

2.1.1 해석모델

본 연구에 적용된 외접형 기어펌프의 형상은 **Fig. 1** 에 보이는 바와 같다. 이때 기어펌프 모델의 상세한 형상은 **Table 1** 에 의해 정의 되었다. 외접형 기어펌프(external gear pump)는 기어와 하우징 사이의 체적으로 유체를 옮김으로써 유동을 형성시키는데, 두 개의 기어 중 하나는 모터에 연결된 구동축에 연결되어 시계방향으로 회전하고, 나머지기어는 반대방향으로 회전한다. 또한, 두 기어의 중심과 하우징의 중심 이 일치하는 점에서 기어가 토출부 쪽으로 0.00045 m 편심(eccentricity)이 이루어져 있고, 이에 따라 하우징의 흡입부에서 빈 공

Table 1 Geometry parameters used in the simulation

Notation	Name	Length(m)		
L_{ID}	Inlet diameter	0.0127		
L_{OD}	Outlet diameter	0.0079		
L_{IL}	Inlet length	0.02962		
L_{OL}	Outlet length	0.03041		
R_{HR}	Housing radius	0.0106		
E	Eccentricity	0.00045		
C	Clearance	0	0.00001	0.00003

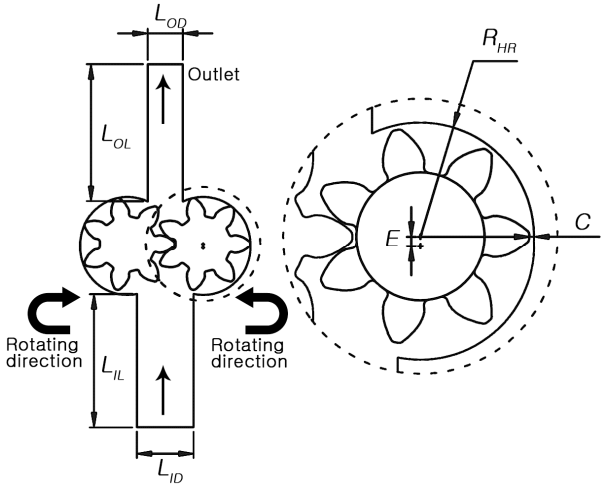

Fig. 1 Schematic diagram of gear pump

간이 발생한다. 흡입부에 공간을 만드는 이유는 흡입부에서 유체의 유동을 좀 더 원활하게 하기 위함이다.

2.1.2 이론방정식 및 및 ISM

외접형 기어펌프의 유동해석을 위하여 연속방정식(식 (1))과 Navier-Stokes 방정식(식 (2))를 통하여 전산 수치해석을 수행하였다. 이때 식 (2)에 사용된 stress tensor (τ) 는 strain rate 를 통하여 정의 될 수 있다(식 (3) 참고). 또한 ISM 의 적용을 위하여 식 (4)를 통하여 운동량 생성항을 정의하였다. 본 연구의 수치해석 모델에서는 중력을 고려하지 않았으므로, 모멘텀 항에 중력은 고려하지 않았다. ISM 에 관한 이론식은 참고문헌[6]을 참조하였다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \bullet \left(\rho U\right) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla \bullet \left(\rho U \otimes U\right) = -\nabla p + \nabla \bullet \tau + S_M \tag{2}$$

$$\tau = \mu_{eff}\left(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3}\delta \nabla \bullet U\right) \tag{3}$$

$$S_M = -\alpha \beta C\left(U - U^F\right) \tag{4}$$

이때 사용된 α , β , C 는 각각 Momentum force scaling factor, Forcing function of immersed solid, Momentum source coefficient 로 정의할 수 있다.

또한 본 연구에서 난류유동에 대한 해석을 위해 내부유동(Internal flow) 해석에 있어 난류 성분예측이 잘되는 것으로 알려져 있는 표준 $k-\varepsilon$ 모델을 사용하여 수치해석을 수행하였고, 이때 사용된 난류강도(Turbulent intensity)를 5%로 하였다.

이러한 표준 $k-\varepsilon$ 모델은 난류점성(Eddy viscosity)과 난류 운동에너지(Turbulent kinetic energy, K), 소산율(Dissipation rate, ε)에 의해 정의되는데 이러한 난류 점성, 난류에너지, 소산율을 아래의 식 (5), 식 (6). 식 (7)에 제시해 두었다.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t$$
$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{5}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho k\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho k U k\right) = \frac{\partial}{\partial x}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x}\right] + P_k - \rho\varepsilon \tag{6}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho \varepsilon\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho U \varepsilon\right) = \frac{\partial}{\partial x}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x}\right] + \frac{\varepsilon}{k}\left(C_{1\varepsilon}P + C_{2\varepsilon}\rho\varepsilon\right) \tag{7}$$

식 (6)에서 사용된 P_k 는 점성력에 의한 난류생성항이다. 또한 이때 사용된 상수값은 다음과 같다.

C_μ=0.09, $C_{1\varepsilon}$=1.44, $C_{2\varepsilon}$=1.92, σ_k=0.3, σ_ε=1.3

또한 식 (8)에 제시된 바와 같이 이론적 질량유량은 기어펌프에 있어 간극과 편심이 없는 경우를 기준으로 정의 하였다.(참고문헌[7] 참조)

$$\dot{m}_{Th} = \rho \times \frac{\pi}{4}\left(D_o^2 - D_i^2\right) \times L \times N \times \frac{1\text{min}}{60\,\text{sec}} \tag{8}$$

D_o = 기어치의 바깥지름[m]

D_i = 기어치의 안지름[m]

L = 기어치의 폭[m]

N = 펌프의 분당 회전수[rpm]

$\dot{m}_{Th}$ = 펌프의 이론 질량유량[kg/s]

본 연구에서는 수치해석을 통해 얻은 질량유량($\dot{m}_{Nu}$)의 결과값과 이론 질량유량($\dot{m}_{Th}$)값을 이용하여 펌프의 체적효율(작동유체가 비압축성으로 밀도가 일정하므로 질량유량을 이용한 효율은 체적유량을 이용한 효율과 같으므로)을 구하였다. 펌프의 체적효율은 식 (14)와 같이 정의 하였다.

$$\eta = \frac{\dot{m}_{Nu}}{\dot{m}_{Th}} \tag{9}$$

본 해석에 있어 시간간격을 회전속도를 기준으로 1 도당 회전 시간 선정하였으며, 10,000 rpm, 8,000 rpm, 6,000 rpm 에서 1 도당 회전 시간을 기준으로 1.66×10^{-5}, 2.08×10^{-5}, 2.77×10^{-5} 초로 정의하였다.

2.2 수치해석

2.2.1 수치해석 모델

본 연구는 수치해석에 사용된 기어펌프의 흡입·토출부의 유로는 실제 형상과 동일하나 경계조건으로부터의 유동간섭을 최소화하기 위해 입구부에 입구영역(Entrance region)을 고려하여 완전발달(Fully developed)되었을 때의 속도를 입력하였다. 기어펌프의 흡입부는 일정한 낮은 압력이 형성되어 있고 토출부는 일정한 높은 압력이 형성되어 있다. 토출부 쪽에서 두 개의 기어가 맞물린 부분에서 높은 압력이 발생하여 유체가 토출부 쪽으로 밀려나고 반대로 흡입부에서는 매우 낮은 압력이 형성되

어 유체가 흡입부 쪽으로 당겨지는 현상이 발생한다. 벽면을 제외한 나머지 두 면을 대칭 조건(Symmetry condition)으로 하여 3 차원 형상을 2 차원으로 단순화 하였다. 또한 이때 사용된 연속 방정식, 운동량 방정식, k 방정식, ε 방정식의 수렴기준(Convergence criteria)은 해석 결과의 안정성을 위하여 1×10^{-5} 으로 정의하였다.

해석에서 사용한 격자시스템을 **Fig. 2** 에 나타내었다. 격자의 형성은 유동장이 흐르는 영역에서 요소(Elements)의 수는 약 170 만개, 노드(node)의 수는 약 53 만개를 사용하였고, 기어부분의 경우에는 ISM 의 특성상 해석되는 영역이 아니므로 격자를 최소화 하여 해석을 실시하였다. 특히 복잡한 유동장이 발생하는 예상되는 영역의 정확도를 높이기 위해서 하우징과 기어치의 끝 단 사이에는 더욱 더 조밀한 격자를 형성하였다. 해석은 Windows7-based computer(Intel(R) Xeon(R) CPU, 2.4GHz, 176GB Ram)를 사용하여 약 24 시간 동안 수행하여 결과를 얻었다.

2.2.2 수치해석 조건 및 방법

본 연구에서는 외접형 기어펌프 내부의 유동장을 2 차원 비압축성, 점성유동으로 가정하였고 상용 CFD 프로그램인 CFX 를 사용하여 수치해석을 실시하였다. 해석에 사용한 유체는 비압축성 유체이며, 밀도를 $\rho=884\ kg/m^3$, 점성계수를 $\mu=0.001002\ N\cdot s/m^2$로 하여 해석을 시행하였다. 수치해석의 조건은 간극이 없는 경우를 기준으로, 목표 설계회전수인 10,000 rpm 인 경우와 이를 비교하기 위해 8,000 rpm, 6,000 rpm 인 경우에 대해서도 해석 진행하였다. 또한, 기어의 회전수를 10,000 rpm 을 기준으로 기어와 하우징 사이의 간극이 없을 때(C=0 m)와 이를 비교하기 위해 간극이 최소일 때(C=0.00001 m), 간극이 최대 일 때(C=0.00003 m)에 대하여 해석을 진행하였다. 기어의 회전에 따른 해석을 하기 위해 회전속도를 기준으로 1 도당 걸리는 시간(sec/degree)을 계산하여 시간간격으로 설정하였다. 해석을 통해 질량유량은 2 회전(2 cycle)에서 정상상태가 됨을 확인하였으므로, 기어의 2 회전까지의 결과를 분석하였고, 평균질량유량 값은 정상상태에 이르렀을 때의 질량유량의 평균값을 사용하였다. 압력은 입구부분에서 6,895 Pa 과 출구부분에서 689,473 Pa 로 일정하게 적용하였다. 이론 질량유량은 기어의 회전속도에 의해 고정되지만, 역류(Backflow)가 발생하므로 간극이 변함에 따라 토출되는 질량유량이 변한다. 그리하여 해석결과를 토출유량과 효율로 나타내었다.

수치해석 결과의 신뢰성을 위해 **Fig. 3** 과 같이 Mesh convergence test 를 실시하였다. 수치해석 영역의 격자수가 부족하면 해석의 결과가 정확하지 못하고, 격자의 숫자가 많을 경우 해석의 결과가 정확해진다. 하지만 격자의 숫자가 과도하게 많을 경우 불필요하게 해석시간을 소모하여 효율이 떨어진다. 그리하여 정확한 해석의 결과를 얻기 위한 적절한 격자수를 찾기 위하여, 격자의 수를 70만개부터 200만개까지 변화를 주어 평균유량의 결과값이 일정해지는 격자수가 170만개가 됨을 확인하였다. 이에 유동장 해석을 실시 하였다.

3. 수치해석 결과 및 고찰

3.1 속도분포

본 연구에서 기어가 토출부 쪽으로 편심되어

Fig. 2 Grid system in the simulation

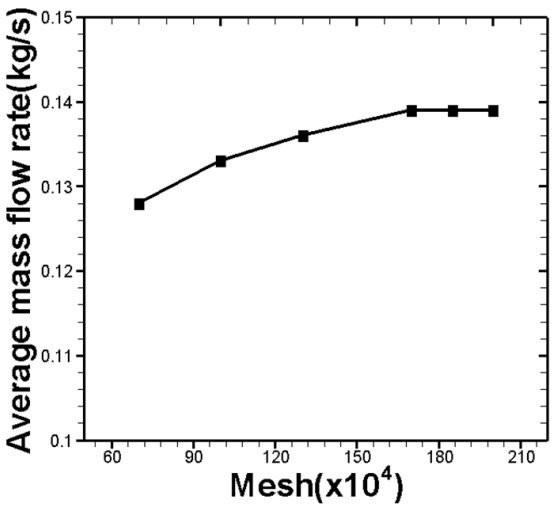

Fig. 3 Mesh convergence test

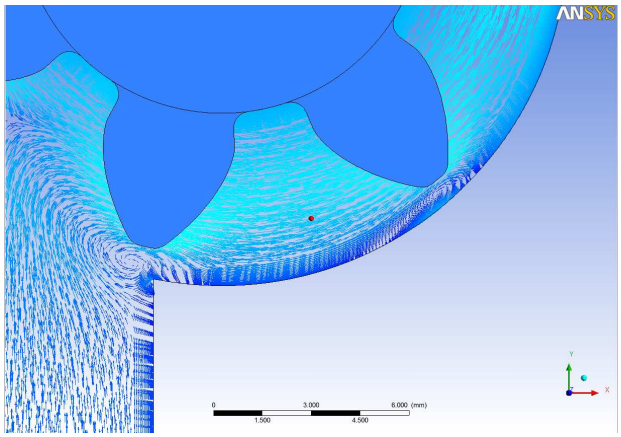

Fig. 4 Distribution of velocity near the tips of the gear teeth

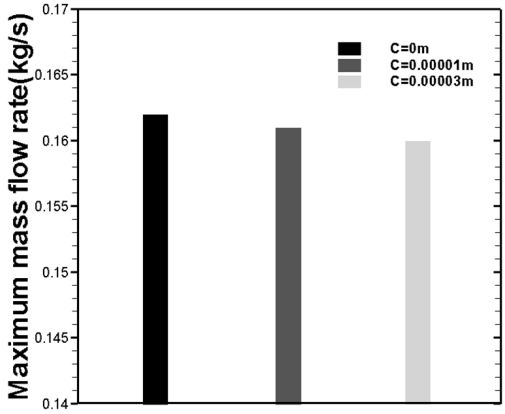

Fig. 5 Maximum mass flow rate(Rotating speed=10,000 rpm, Outlet pressure=689,473 Pa)

흡입부에 공간이 생긴 부분에서 유동을 보여주는 속도 벡터를 **Fig. 4** 에 나타내었다. 편심에 의해 기어와 하우징 사이에 만들어진 공간 때문에 재순환영역이 발생함을 확인할 수 있다. 또한 토출부 쪽에서 형성된 고압 때문에 기어의 끝단과 하우징 사이의 미소 간극에서 역류(Backflow)가 발생하는데, 이는 Lee, J. H. 등[1]과 Kim, S. H. 등[2]에 의해서 연구되었다. 특히, 유동부에서 발생하는 역류와 재순환영역의 발생은 펌프의 유량과 효율 감소의 원인이 된다.

3.2 토출질량유량 및 효율

본 연구에서 간극과 기어의 회전속도를 변수로 사용하여 두 가지의 변수의 변화에 따른 토출유량과 효율의 변화를 결과로 확인하였다. 또한 해석실험의 모든 경우에서 토출압력은 689,473 Pa 로 고정하고 해석을 시행하였다. **Fig. 5** 에서는 간극의 크기의 변화에 따른 최대 토출유량의 차이를 확인하였다. 기어의 회전속도를 10,000 rpm 으로 고정하였을 경우, 간극이 없을 때(C=0 m), 간극이 최소일 때 (C=0.00001 m), 간극이 최대일 때 (C=0.00003 m)

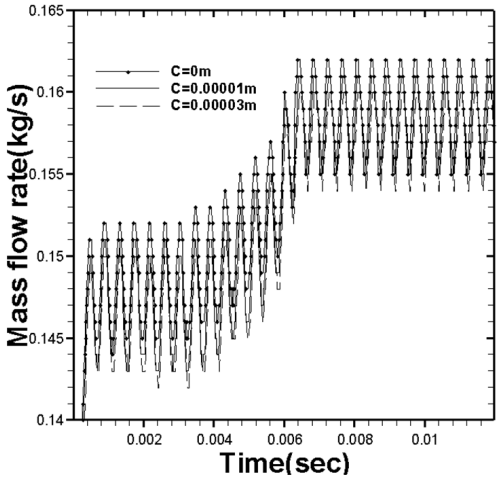

Fig. 6 Mass flow rate(Rotating speed=10,000 rpm, Outlet pressure=689,473 Pa)

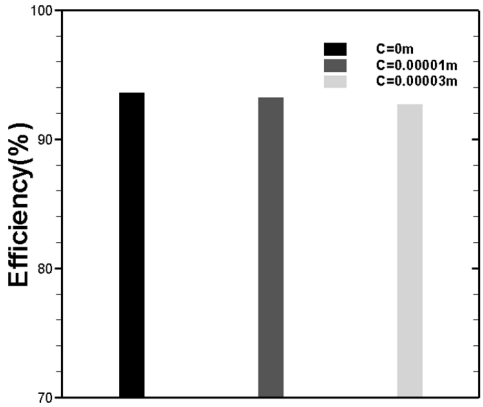

Fig. 7 Efficiency(Rotating speed=10,000 rpm, Outlet pressure=689,473 Pa)

정상상태에 이르렀을 때의 평균 질량유량의 최대값들은 0.162 kg/s, 0.161 kg/s, 0.16 kg/s 으로 간극이 커짐에 따라 작아짐을 확인하였다. **Fig. 6** 에서는 시간이 변함에 따라 간극의 크기에 따른 질량유량의 차이를 확인하였다. 기어의 회전속도를 10,000 rpm 으로 고정한 경우, 간극이 0 m, 0.00001 m, 0.00003 m 로 증가함에 따라 정상상태에 이르렀을 때 평균질량유량은 0.15884 kg/s, 0.15828 kg/s, 0.15736 kg/s 로 감소하였다. 토출유량의 변화는 기어펌프의 특성 상 기어의 회전과 함께 일정한 맥동(fluctuation)이 발생 한다. 또한 **Fig. 5** 와 **Fig. 6** 에서 알 수 있듯이, 간극이 커짐에 따라 역류가 커지므로 토출유량이 작아짐을 알 수 있다. **Fig. 7** 에서는 간극이 증가함에 따른 효율의 변화를 확인하였다. 기어의 회전속도를 10,000 rpm 으로 고정한경우, 간극이 0 m, 0.00001 m, 0.00003 m 로 증가함에 따라 효율은 93.62 %, 93.29 %, 92.74 %로 감소하였다. 간극이 증가함에 따라 토출유량이 감소하므로 효율 또한 감소함을 확인 할 수 있다. **Fig. 8** 에서는 기어의 각도가 1 도 씩 증가함에 따른 기어의 회전속도의 영향을 확인하였다. 간극을 0 m 로 고정한 경

우, 기어의 회전속도가 6,000 rpm, 8,000 rpm, 10,000 rpm 로 증가함에 따라 평균질량유량은 0.08664 kg/s, 0.12344 kg/s, 0.15884 kg/s 로 증가하였다. 이때는 역류가 없는 경우로 기어의 회전에 따른 유량의 손실이 없는 것을 가정하였으므로, 기어의 회전속도가 증가함에 따라 단위 시간 당 이송되는 유체의 체적이 증가하므로 토출되는 질량유량이 증가한다. **Fig. 9** 는 기어의 회전수가 증가함에 따른 효율의 변화를 확인하였다. 기어의 회전속도가 6,000 rpm, 8,000 rpm, 10,000 rpm 로 증가함에 따라 효율은 85.11 %, 90.94 %, 93.62 %로 증가하였다. 기어의 회전속도가 증가함에 따라 토출유량이 증가하므로 효율 또한 증가함을 확인할 수 있다.

본 연구의 결과는 앞에서 확인한 수치해석의 결과들을 통해 회전속도가 커질수록, 간극이 작을수록 기어펌프의 토출유량 및 효율이 커짐을 알 수 있다. 그리하여 기어펌프를 설계함에 있어서 토출유량을 증가시키기 위해서는 기어치의 끝 단과 하우징 사이의 간극을 작게 함으로써 역류의 발생을

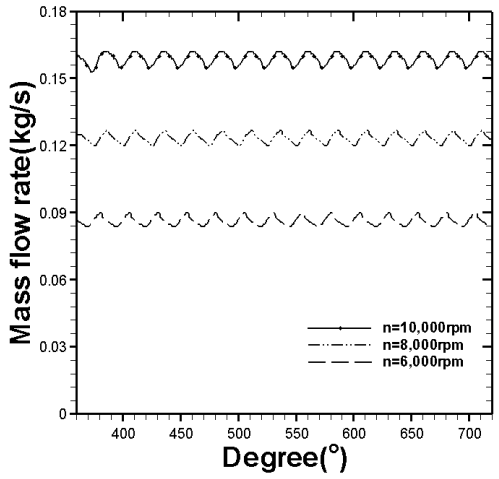

Fig. 8 Mass flow rate(Clearance=0 m, Outlet pressure= 689,473 Pa)

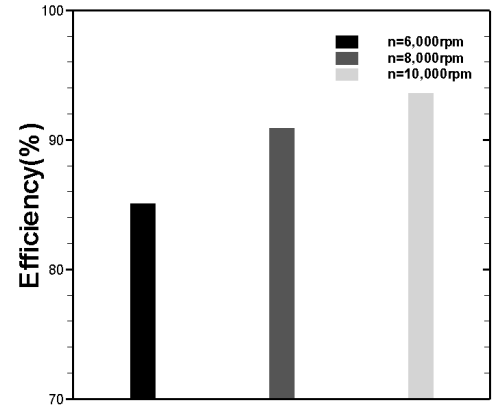

Fig. 9 Efficiency(Clearance=0 m, Outlet pressure= 689,473 Pa)

최소화 하여야 한다. 또한 토출유량을 증가시키기 위해서 기어의 회전속도를 높여야 한다.

4. 결 론

본 연구의 결과는 다음과 같이 요약된다.

첫째, 기어의 회전속도를 10,000 rpm 으로 고정하였을 때, 기어 펌프의 기어의 끝단 및 하우징 사이의 간극이 0 m, 0.00001 m, 0.00003 m 로 커짐에 따라 질량유량의 최대값은 0.162 kg/s, 0.161 kg/s, 0.16 kg/s 로 감소함을 확인하였다.

둘째, 첫째와 동일한 조건 하에서 정상상태에서 평균질량유량은 0.15884 kg/s, 0.15828 kg/s, 0.15736 kg/s 로 감소함을 확인하였다.

셋째, 첫째와 동일한 조건 하에서 이론유량에 대한 해석유량을 기준으로 한 효율은 93.62 %, 93.29 %, 92.74 %로 조금 감소하였다.

넷째, 기어의 끝단 및 하우징 사이의 간극을 0 m 로 고정하였을 때, 기어의 회전속도가 6,000 rpm, 8,000 rpm, 10,000 rpm 으로 증가함에 따라 정상상태에서 평균질량유량은 0.08664 kg/s, 0.12344 kg/s, 0.15884 kg/s 로 증가하였다.

다섯째, 기어의 회전수가 증가함에 따른 효율의 변화를 확인하였다. 넷째와 동일한 조건 하에서 이론유량에 대한 해석유량을 기준으로 한 효율은 85.11 %, 90.94 %, 93.62 %로 증가하였다.

여섯째, 기어 펌프의 해석에서 2 사이클 이상에서 기어 펌프는 정상상태에 도달하였다. 정상상태에 도달하였을 때, 질량유량은 기어의 각도에 따라서 파동 거동을 하였다.

본 연구에서 토출유량은 펌프의 토크 및 동력 효율에 직접적인 영향을 주므로 기어의 회전속도와 토출압력이 정해진 상용 기어펌프의 경우 실제로 기어 끝단과 하우징 사의의 간극 0 m 으로 제작하는 것은 불가능하므로 기어펌프의 모든 간극에 대한 적절한 수치해석이 필요로 한다. 본 연구에서는 기어 끝단과 하우징 사이의 간격에 따른 수치해석을 수행하였으나, 기어치의 형상 및 기어와 기어 사의의 간격 및 기어의 평면부와 하우징의 사이의 저널 베어링 부의 누설 또한 전체 기어펌프의 효율에 직접적으로 매우 큰 영향을 주기 때문에, 향후 3 차원의 해석모델에서의 다양한 간격에 따른 기어펌프의 수치해석을 수행하고자 한다.

후 기

본 연구는 2012 년 국방기술품질원 핵심부품국산화 사업의 지원을 받아 수행된 것임.

참고문헌

(1) Lee, J. H., Park, J. W., Kim, T. G. and Lee, S. W.,

2010, “Two Dimensional Numerical Simulation of Volumetric Gear Pump Flow,” *Korean Fluid Machinery Association*, Vol.13, No.5, pp. 17~21.

(2) Kim, S. H., Son H. M. and Lee, J. C., 2011, “Characeristics of Two Dimensional Flow in an Involute Gear Pump,” *Journal of the Korea Fluid Power Systems Society*, Vol. 8, No. 2, pp. 36~41.

(3) Kim, H. and Marie, H., 2007, “Two-Dimensional CFD Analysis of a Hydraulic Gear Pump,” *Proceedings of the 2007 ASEE Annual Conference*, Honolulu, Hawaii.

(4) Choi, Y. D., Kim, Y. T. and Lee, Y. H., 2007, “CFD Analysis of Pressure Pulsation and Internal Flow for a Positive Displacement Hydraulic Turbine,” *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, Vol.31, No.6, pp. 687~693.

(5) Lee, Y. K., 2009, “Introduction to Analysis Method Theory of Gear Pump Using Immersed Solid Method of ANSYS CFX,” *Korean Fluid Machinery Association 2009 Fluid Machinery Research and Development Conference Program*, pp.649~652

(6) Ansys CFX Theory Guide.

(7) Anthony Esposito, 2008, Fluid Power with Applications, Prentice Hall, pp.172~176.