

인벌류트 기어펌프의 2차원 유동특성

Characteristics of Two Dimensional Flow in an Involute Gear Pump

김성훈 · 손혜민 · 이재천

S. H. Kim, H. M. Son and J. C. Lee

접수일: 2011년 04월 23일, 수정일: 2011년 05월 14일, 게재확정일: 2011년 05월 18일

Key Words : Involute Gear Pump(인벌류트 기어펌프), Dynamic Mesh(동적메쉬), k-e model(난류모델), Flow Rate(유량), Flow Efficiency(유동효율)

Abstract: Analysis of two-dimensional flow in an involute gear pump has been done by using FLUENT. Analysis extended to the turbulent flow includes the mass flow rate with functions of pressure difference between inlet and outlet, rotational velocities of involute gear, and clearances between tip of gear and housing. In general mass flow rate decreases with decreasing rotational velocity, and with increasing clearance and pressure difference. The flow rate efficiency of gear pump, which is defined with the theoretical flow rate, has been presented in terms of the above parameters.

1. 서 론

최근 산업의 각 분야에서 기계들의 대형화와 자동화를 실현하기 위해 유압 구동방식의 펌프가 폭넓게 사용되고 있다. 기어펌프는 구조가 간단하고 가격이 저렴하며 작동유의 오염, 유온상승, 과부하 등의 가혹한 사용조건에서도 다른 종류의 펌프에 비해 신뢰성이 크기 때문에 토목, 건설 기계 및 중장비, 농업기계 등의 유압원으로 가장 널리 사용되고 있다. 그러나 이와 같은 기어펌프에 대한 정보의 대부분이 실험에 의존하고 있는 상황이므로 정확한 메커니즘에 대한 이해가 부족한 실정이다. 또한 수치적 해석을 하더라도 3로브식 로터¹⁾ 및 사이클로이드 곡선²⁾ 등 단순화 혹은 단순화한 형태의 기어펌프를 해석이 진행되어왔다. 따라서 본 연구에서는 인벌류트 곡선을 가지는 고압용 기어에 대해 유동해석 상용코드인 FLUENT를 이용하여 현재 기어펌프 시장에서 가장 광범위하게 사용되고 있는 외접형 기어펌프의 수치적 해석결과를 토대로 유체역학적 기본 메커니즘을 이해하고자 한다.

2. 이론해석

Fig. 1은 대표적인 인벌류트 기어를 이용한 외접형 기어펌프의 형태로 기어와 하우징으로 구성되어 있다. 본 연구에서 해석영역 선정은 기본적인 유체역학적 메커니즘과 수치적 해석결과를 도출하기 위해 하우징 중심에 절단한 평면인 2차원 모델을 이용하였다. 기어펌프의 하부는 기어펌프의 입구로서 대기압이 형성되어 있고 상부는 출구로서 일정한 고압이 형성되어 있다. 인벌류트 기어는 구동축(오른쪽)과 종동축(왼쪽)이 서로 맞물려 돌면서 하부의 오일을 상부로 이동시키는 기종이며 구동축이 반시계방향으로 움직인다.

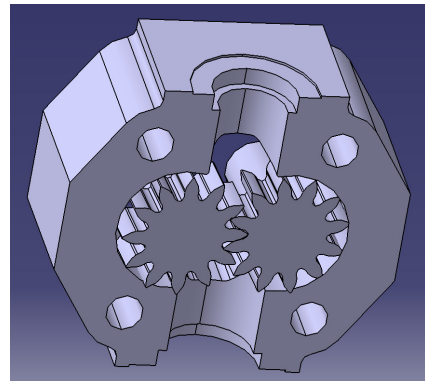


Fig. 1 Three-dimensional description of gear pump

접수일: 2011년 04월 23일
 김성훈(교신저자) : 계명대학교 기계자동차공학과
 E-mail: shkim@kmu.ac.kr, Tel: 053-580-5458
 손혜민 : 계명대학교 대학원 기계공학과
 이재천 : 계명대학교 기계자동차공학과

유동해석을 위한 기어펌프 시스템을 지배하는 지배방정식은 연속방정식과 운동량방정식으로 식(1)과 식(2)와 같다. 또한 난류의 유동해석은 standard $k-\epsilon$ 모델을 사용하였으며 그 값은 난류운동에너지(k)와 난류소산에너지(ϵ)의 난류 수송 방정식으로 구할 수 있다. 난류수송방정식은 식 (4), (5)에 나타내었다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \tag{1}$$

$$\rho \left[\frac{\partial}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \right] \vec{v} = -\nabla P + \rho \vec{g} + (\mu + \mu_t) \nabla^2 \vec{v} \tag{2}$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} + P_k - \rho \epsilon \tag{4}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} + \frac{\epsilon}{k} (C_1 P_k - C_2 \rho \epsilon) \tag{5}$$

식(5)에 제시된 상수는 $C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, C_\mu = 0.09$ 을 사용하였고 P_k 는 난류생성을 나타낸다. 자세한 내용은 참고문헌⁸⁾에 나타나 있다.

3. 수치해석

3.1 수치해석모델

Fig. 2는 본 연구의 수치해석에 이용된 기어펌프의 형상의 개념도이다. 흡입 및 토출부의 유로는 경계조건으로 부터의 유동간섭을 최소화하기 위하여 흡입 및 토출부 단면의 5배 길게 하였다. 인벌류트 기어의 개수는 한 기어당 12개씩이다. 유동간섭의 영향 및 각 지점에서의 결과를 확인하기 위해 2개의 위치(line)를 생성하였다. 2차원 모델에 해당하는 모델의 치수는 Table 1과 같다.

Table 1 Modeling parameters

	크기(mm)	
Inlet diameter	19	
Outlet diameter	14.948	
Housing radius	13.83	
Clearance	0.05	0.1
Gear to gear	22.964	

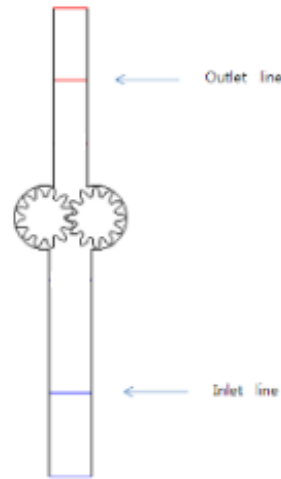


Fig. 2 Two dimensional model for analysis

본 연구에서 사용된 격자시스템을 Fig. 3에 나타내었다. 모든 해석의 경우 약 10만개의 삼각형 격자계를 이용하였으며, 특히 복잡한 유동장의 형성이 예상되는 영역은 정확도를 높이기 위해 하우징과 기어의 끝단 사이에 따로 면을 나누었다. 또한 간극을 포함한 기어 주위에 상대적으로 조밀한 격자를 형성하였다. 두 기어의 회전에 의해 연속적으로 변하는 계산영역의 변형을 고려하기 위해 기어의 회전과 함께 매 계산시간마다 기어주위의 격자가 자동적으로 재생성 되도록 하였고 기어의 회전에 따른 계산격자의 연속적인 변형을 고려하기 위해 동적메쉬(Dynamic mesh)기법을 이용하였다.

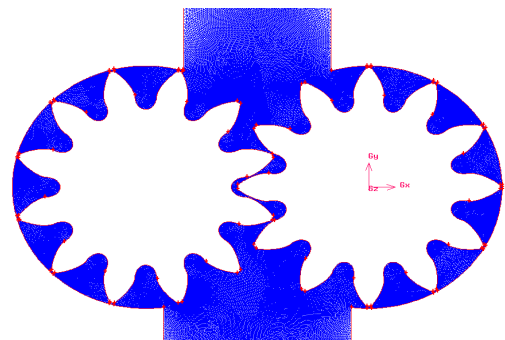


Fig. 3 Mesh configuration

3.2 해석조건 및 방법

본 연구에서는 기어펌프 내 유동장을 2차원 비압축성, 점성유동으로 가정하였으며 앞서 언급했듯이 상용 열유동 해석프로그램인 FLUENT를 사용하였고, 난류모델로는 standard $k-\epsilon$ 모델을 이용하였다. 난류모델을 사용하기 위해서는 입구의 입력 값으로

서 각각 속도와 압력 및 k , ϵ 값을 정의하여야 한다. 본 연구에서는 자유유동의 난류강도(Intensity)를 3%로 사용하였다. 또한 특성면적은 입구의 폭(19mm)를 기준으로 하였고 입구속도 분포와 크기는 해석결과의 일부로 얻어지는 것이므로 난류의 결과를 얻기 위해 먼저 층류로 가정하여 입구속도의 크기와 분포를 얻은 후 입구에서 난류강도를 정의하여 난류유동이 수렴할 때까지 재해석을 수행하였다. 또한 입력한 경계조건인 기어의 회전수와 입출구의 압력차는 Table. 2에 나타내었다. 해석 수행시 사용한 유체의 물성은 SAE30(밀도 : 912 kg/m^3 , 점성계수 : $0.38 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$)을 이용하였고 또한 간극은 Table. 1에 나타난 것과 같이 0.05, 0.1mm 두 경우를 해석하였다.

Table 2 Boundary conditions

Clearance	rpm	$\Delta P(\text{bar})$
0.05	1000	50,100,200,250
	2000	
	3000	
0.1	1000	
	2000	
	3000	

동적메쉬를 이용한 기어의 움직임을 모의하기 위해 비정상유동으로 해석하였으며 기어 끝단과 하우징 사이의 매우 작은 틈새(0.05mm)의 유로해석을 가능하게 하기위해 시간 간격을 매우 작게 잡아 ($\Delta t = 1 \times 10^{-5} \text{ sec}$) 해석이 가능하도록 하였다. 참고 문헌^{2),4)}는 질량유량을 입력조건으로 하고 입출구의 압력 차이를 결과로 제시하였다. 그러나 본 연구에

서는 입출구의 압력을 일정하게 부가하고 해석결과를 질량유량으로 나타내었다. 이 방법을 이용한 이유는 입구에서의 속도 및 속도분포 등을 난류에 대한 입력조건을 명시할 수 있어야 하므로 이들이 해석결과의 하나로 얻어져야 하기 때문이다.

4. 결과

4.1 압력 및 속도분포

본 연구의 대표적인 경우에 대한 압력 및 속도분포를 Fig. 4~Fig. 6에 나타내었다. Fig. 4는 하우징과 기어사이의 간극 0.05mm, 출구압이 200bar 그리고 회전수가 2000rpm인 경우의 압력 및 속도분포이다. 압력은 기어를 따라서 입구에서 출구까지 거의 선형적으로 증가한다. 또한 각 기어 사이의 공간(모듈내부)의 압력은 거의 동일한 분포를 가짐을 알 수 있다. 대부분 기어의 움직임(구동축, 반시계방향)에 따라 유체가 이동하여 압력이 상승하면서 질량유량에 기여를 한다. 또한 기어의 회전에 의해 올라가려는 속도와 누유에 의한 속도로 인해 모듈에 안쪽 부분에서 작은 재순환영역이 형성되는 것을 볼 수 있고 간극을 통해 매우 큰 속도로 역류되는 것을 볼 수 있다. 이것은 모든 모듈에서 같게 발생하였다. 이 부분의 공간들(모듈내부의 재순환영역 및 역류되는 간극)은 질량유량 상승에 이바지하지 못하는 것으로 생각된다. 특히 기어의 끝단과 하우징 사이에는 입출구의 압력 차이와 하류부 모듈의 압력 상승으로 인해 기어 내부의 속도와 반대방향의 큰 속도가 나타나므로 유량의 손실이 발생할 수 있다. 이러한 현상은 Fig. 5에 도시한 간극 0.05mm, 출구압 100bar, 회전수 2000rpm인 경우에서도 같게 나타난다. 그러나 토출부의 압력

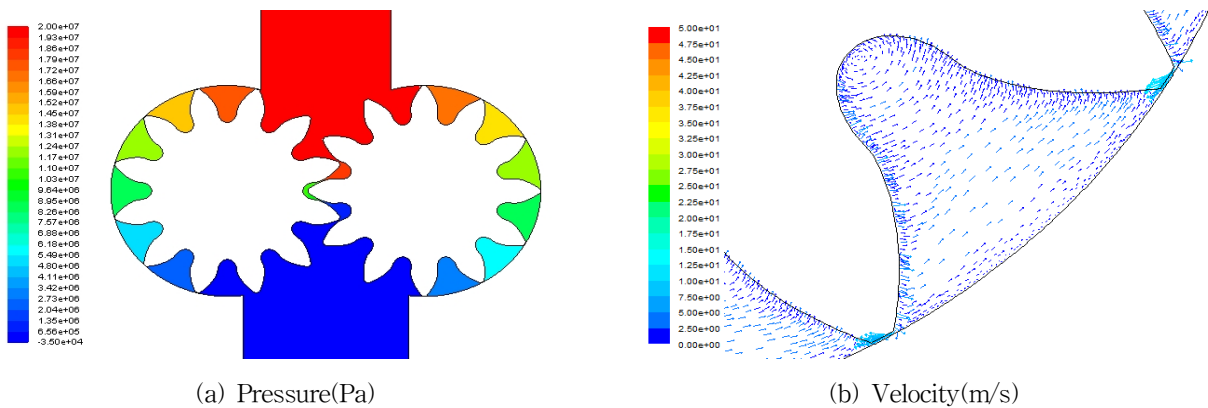


Fig. 4 Distributions of pressure and velocity (0.05mm, 200bar, 2000rpm)

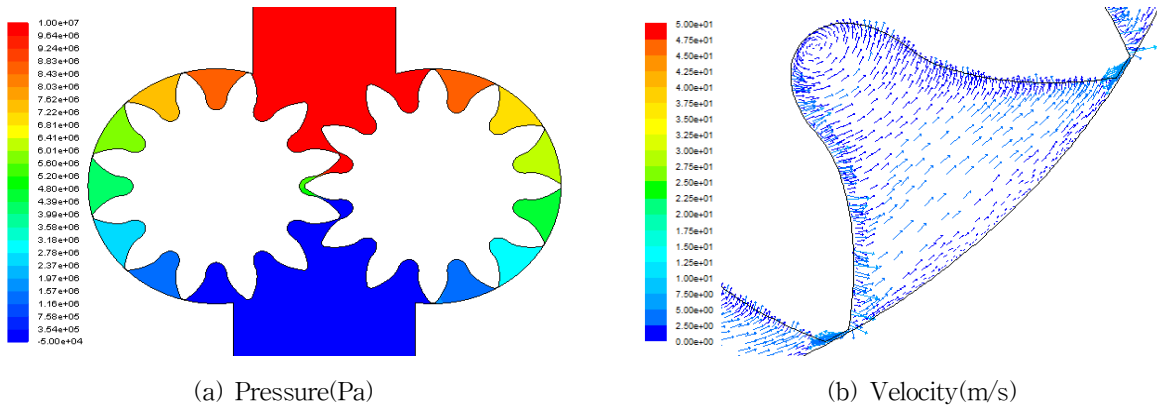


Fig. 5 Distributions of pressure and velocity (0.05mm, 100bar, 2000rpm)

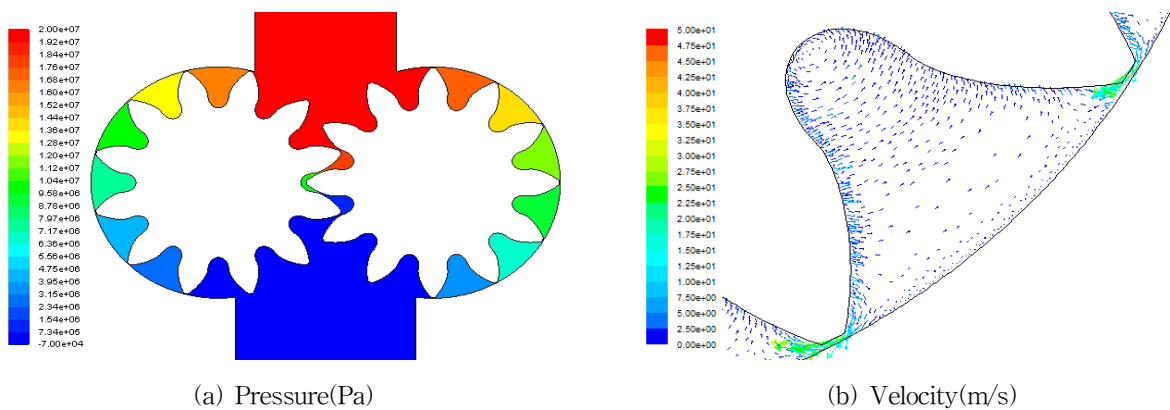


Fig. 6 Distributions of pressure and velocity (0.1mm, 200bar, 2000rpm)

이 작으므로 위로 올라가는 속도 성분이 더 증가됨을 알 수 있다. Fig. 4와 비교하여 간극의 변화만 준 간극 0.1mm, 출구압이 200bar 그리고 회전수가 2000 rpm인 경우인 Fig. 6에서도 압력 및 속도 분포는 같은 경향을 보였다.

Fig. 7에서는 간극 0.1mm, 출구압 50bar, 회전수 1000rpm인 경우에서의 난류점성계수에 대해 2개의 모듈에 대해 도시하였다. 난류점성계수는 하우징과 기어 끝단에서 가장 큰 값이 나타나고 그림과 같이 누유유동의 형태로 상류부분의 기어 내부로 대류가 되는 것을 볼 수 있다. 해석한 모든 경우 및 전체 모듈에서 같은 현상을 알 수 있었다. 그러나 전체 유동영역에 대해 난류해석을 했음에도 불구하고 간극을 제외한 다른 부분에서는 난류점성계수의 영향이 최소화되어있다.

Fig. 8과 Fig. 9는 해석결과의 일부로 얻어지는 출구 및 입구의 속도분포를 나타낸다. Fig. 8은 동일 간극(0.05mm)과 동일 회전수(2000rpm)에서 출구압력을 달리 하였을 때의 Outlet line에서의 속도 분포를 도시하였으며 Fig. 9는 동일회전수(2000rpm),

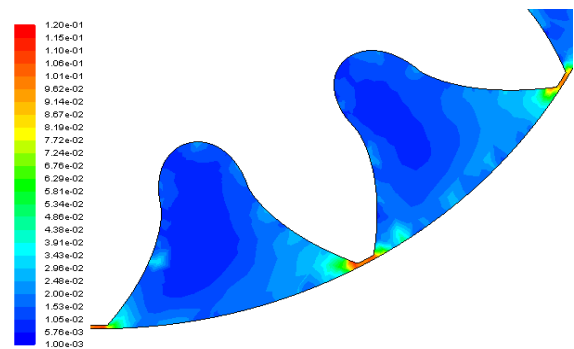


Fig. 7 Turbulent viscosity distributions in neighboring modules(kg/m·s)

동일압력(100bar) 일 때 간극(0.05 mm, 0.1mm)에 따라 Inlet line에서의 속도분포를 도시하였다. 그림에서와 같이 간극이 상대적으로 큰 0.1mm의 경우 위로 올라가는 속도성분이 작은 것을 알 수 있다. 이것은 간극에 의해 누유가 발생하여 아래로 내려오는 성분이 많기 때문이다. 전 유동영역에서 난류 해석을 수행하였으나 기어펌프에 연결된 출구와 입구 내에서 속도분포는 상당히 층류의 속도분포와

유사하게 나타난다. 따라서 Fig. 7, Fig. 8 그리고 Fig. 9의 결과를 분석할 때 기어 끝단과 하우징 사이의 간극에서만 난류의 영향이 존재하며 그 외 영역에서는 난류의 영향이 최소화 된다고 볼 수 있다. 따라서 참고문헌^{2),4)}과 같이 유량 입력조건에서 난류해석을 수행할 때 속도분포를 난류확립속도분포 혹은 일정 속도 분포를 사용하는 것은 배제해야 할 것으로 사료된다.

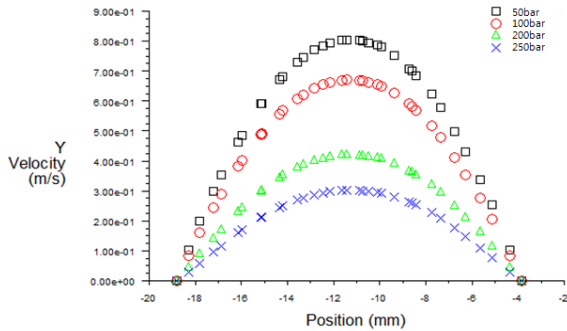


Fig. 8 Velocity profile due to pressure at outline

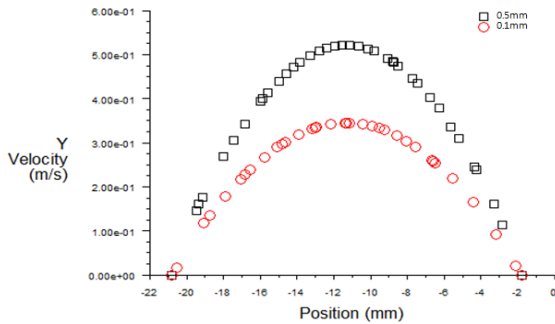


Fig. 9 Velocity profile due to clearance at inlet line

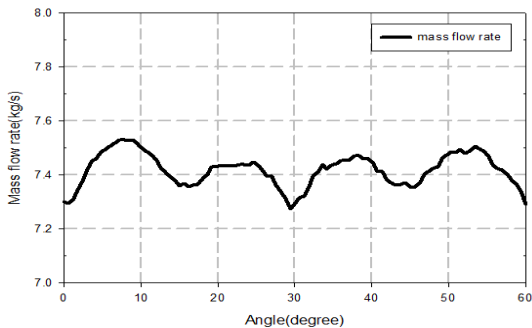


Fig. 10 Mass flow rate pulsation at outlet line(0.05mm, 50bar, 2000rpm)

4.2 토출질량유량

질량유량 맥동을 확인하기 위해서는 입출구의 유

동간섭을 최소화 하고 일정한 값을 얻기 위해 Outlet line에서 질량유량을 구하였다. 모든 질량유량은 기어가 작동하기 시작하고 1바퀴를 돌고 난 후의 것으로 기어가 2번 맞물릴 때의 값의 변화를 도시한 것이다. Fig. 10에는 간극 0.05mm, 출구압 50bar, 회전수 2000rpm인 경우에 대한 질량유량 맥동을 나타내었다. 30도가 한 기어가 맞물리는 주기이다. 따라서 기어의 기어가 2번 맞물리는 것을 나타내었기 때문에 15도를 기준 4개의 일정한 주기를 가짐을 알 수 있다. 최대값, 최소값의 차이는 1.2% 정도이다. 본 연구에서는 이들의 평균 값을 최종 유량으로 택하였다.

모든 해석의 경우에 대한 질량유량의 결과를 Fig. 11에 도시하였다. 그림에서 실선은 간극 0.05mm이고 점선은 간극 0.1mm이다. 이들의 결과는 이론적 질량유량과 비교하였다. 여기서 이론적 질량유량은 기어끝단과 하우징 사이의 간극이 없다고 가정하여 모듈 내부의 체적과 회전수로부터 계산된 결과이다. 일반적으로 회전속도가 커질수록, 간극이 작을수록, 출구압력이 작을수록, 기어펌프의 유량이 커짐을 볼 수 있다. 이들은 모듈내부의 속도분포에서 보았듯이(Fig. 4~Fig. 6) 재순환 영역과 누유로 인해 기인한 것으로 나타난다. 특히 간극이 크고, 출구압력이 높으며, 회전수가 작을 때는 간극을 통한 누유로 인해 오히려 출구에서 입구로 흐르는 양이 많아서 전체적으로 역류현상이 일어난다. 따라서 출구의 압력이 주어진 경우 유량을 보내기 위한 최소한의 회전수가 필요하며 간극을 최소화 할 필요가 있다. 실제로 본 연구에서 수행한 출구압력은 매우 높은 압력으로 기존의 연구^{1),3)}의 출구압력의 10~20배에 해당됨으로 충분하지 못한

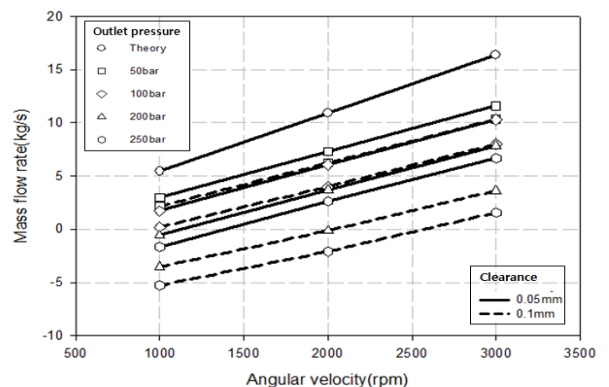


Fig. 11 Mass flow rate variations due to outlet pressures and clearances

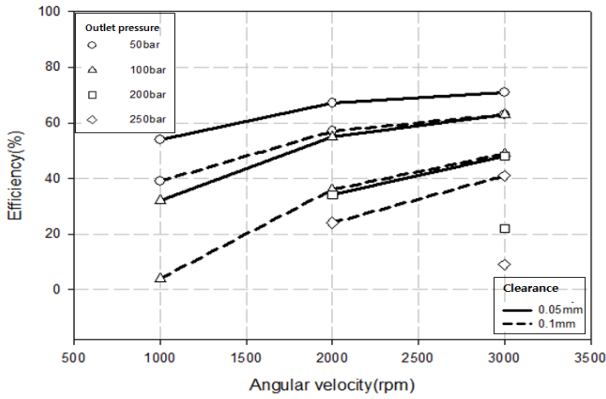


Fig. 12 Efficiency variations due to outlet pressures and clearances in case of positive mass flow rate

회전수는 역류가 발생할 수 있다 라는 결과를 제시하였다.

Fig. 12에서 역류부분을 제외하고 간극, 출구압력에 따라 기어의 회전수에 대한 효율을 나타낸 것이다. 효율은 모듈의 체적과 회전수의 곱으로서 계산한 이론 유량과 본 연구의 결과인 유량의 비로서 나타낸 것이며, 효율은 압력차이가 작고 회전수가 크며 간극이 작은 것이 가장 효율이 좋았다. 전체적으로 위에 언급된 역류를 초래하는 인자의 영향에 따라 효율이 영향을 받으며 이 효율은 체적효율에 해당됨으로 이 후 토크 및 동력에도 직접적으로 영향을 미치게 되는 매우 중요한 결과이다.

5. 결론

인벌류트 기어 펌프의 2차원 유동해석을 수행하여 펌프의 성능에 영향을 미치는 파라미터에 따른 유량분석을 수행하여 다음과 같은 유동특성을 제시하였다.

(1) 일반적으로 기어의 회전수가 작을수록, 간극이 클수록, 출구압력이 클수록 펌프가 생성하는 유량은 작아진다. 특히 이들 파라미터가 극단적으로 주어지는 경우 역류가 발생할 수 있다. 이와 같은 원인으로서 기어 사이의 모듈 내부 골 부분에 작은 재순환영역의 존재와 간극에서 누유로 인한 것으로

분석될 수 있다.

(2) 용적효율은 출구압력이 작을수록, 회전수가 클수록, 간극이 작을수록 커진다. 따라서 질량유량은 유압펌프 토크 및 동력 효율과 직결되는 문제로서 회전수와 출구의 압력이 정해져 있는 상용제품을 설계 및 개선하기 위해서는 간극의 관리가 매우 중요하다고 사료된다.

(3) 펌프 입출구의 속도분포 결과를 통해 난류의 영향은 기어 끝단과 하우징 사이와 누유로 인한 대류 전달에 의한 영향이 보이며 전체유동해석에서 볼 때 매우 제한적이라 할 수 있다.

참고문헌

- 1) 원찬식, 허남건, 권성호 “자동차용 제로터형 오일 펌프의 유동 해석”, 유체기계저널, 제6권, 제4호, 2003
- 2) 최영도, 김유택, 이영호 “CFD에 의한 용적형수차의 압력맥동 및 내부유동 해석”, 한국마린엔지니어링학회지 제31권, 제6호, pp. 687~693, 2007년 9월
- 3) 남경우, 조석현, 박재인 “엔진유허용 제로터 오일펌프 유동해석”, 대한기계학회논문집 B 권, 제30 권 제 10 호, pp. 1019~1025, 2006
- 4) 송경석, 허형석, 배석정, 이현균 “자동차 엔진용 오일펌프의 유동 시뮬레이션”, 한국자동차공학회 추계학술대회논문집 pp.152~158, 2006
- 5) 이중호, 박종원, 김태구, 이상욱 “회전용적형 기어펌프 유동의 2차원 수치해석”, 유체기계저널 제13권 제5호, pp.17~21, 2010
- 6) 정재연, 김철호, 정창구 “유압 기어펌프의 특성에 관한 연구 (제1보)”, 대한기계학회 추계학술대회논문집 pp554~559, 1994
- 7) Kuo Jao Huang and Chih Chieh Chen “Kinematic Displacement Optimazition of External Helical Gear Pumps”, Chung Hua Journal of Science Engineering, Vol.6, No.2 pp. 23~28, 2008
- 8) FLENT 6 User’s Guide Vol.2, 2001