

피스톤 링의 유체 윤활 해석

김재현·최상민·김경웅
한국과학기술원 기계공학과

Hydrodynamic Analysis of Piston Rings

Jae-Hyun Kim, Sang-Min Choi and Kyung-Woong Kim
Department of Mechanical Engineering, KAIST

Abstract - An algorithm of Thermal-elastohydrodynamic lubrication analysis for the piston ring is developed. This algorithm contains cavitation boundary condition so it automatically satisfies conservation of mass. 1-D Reynolds equation and 2-D energy equation are solved simultaneously by using Gauss-Jordan method and Newton-Raphson method. Minimum film thickness and friction force are calculated for 1 cycle. There is little difference between the results calculated by isothermal rigid and EHL analysis in entire cycle. In the results of THL, shear heating effect and temperature boundary condition affect the minimum film thickness and friction force prediction. The minimum film thickness and the friction force calculated by THL are lower than those calculated using isothermal assumption.

Key Words - Piston Ring, Cavitation, Elastohydrodynamic, Thermohydrodynamic, Friction, Minimum Film Thickness, Unsteady

1. 서론

왕복 엔진의 기본적인 구성 요소중 하나인 피스톤과 피스톤 링은 엔진에서 발생하는 마찰 손실중 큰 부분을 차지한다. 엔진이 운전 중일 때는 엔진 내부의 여러 곳에서 마찰 손실이 발생하며, 그 중 피스톤 링, 커넥팅 로드 베어링, 캠-밸브 시스템에서 일어나는 마찰 손실이 대표적이다. 피스톤 링에서 발생하는 마찰 손실은 엔진의 종류나 운전 조건에 따라 달라지지만, 대개는 엔진에서 발생하는 전체 마찰 손실의 20-40% 정도를 차지한다[1].

연소실을 실링하는 목적을 위해서는 피스톤 링과 실린더 사이의 간격이 좁을수록 좋지만, 실린더와 피스톤 링 사이의 간격이 좁아질수록 마찰력과 마찰 손실이 커질 뿐만 아니라, 피스톤 링과 실린더 벽이 직접 접촉할 확률이 높아져 엔진의 수명에 좋지 않은 영향을 미친다. 그러므로, 피스톤 링의 최적 설계를 위해서는 운전 중인 엔진의 피스톤 링에서 일어나는 물리적 현상들을 제대로 이해하는 것이 필수적이다. 그러나, 피스톤 링과 실린더 사이의 유막 두께와 압력은 실제 운전되고 있는 엔진의 경우 측정하기가 매우 어렵기 때문에 수치 해석을 통해 피스톤 링과 실린더 사이에 존재하는 유막에 대한 트라이볼로지적 현상을 정확하게 예측하는 것이

중요하다.

JENG[2,3]은 피스톤 링을 일차원 강체로 가정한 윤활 해석에서, 크랭크 각속도가 일정한 여러 경우에 대해 최소 유막 두께, 마찰력을 계산하였다. Vijayaraghavan[4]은 캐비테이션 이론을 수치 해석에 적용하는 새로운 알고리즘을 제시하였으며, Yang[5]은 그 알고리즘을 이용하여 피스톤 링에 대해 캐비테이션 경계 조건을 적용한 탄성 유체 윤활 해석을 하였다.

현재까지의 피스톤 링의 윤활 해석에는 등온 가정을 사용해 왔다. 그러나 피스톤 링과 실린더 벽 사이의 유체는 피스톤의 미끄럼 운동에 의한 마찰력을 낮추는 윤활제의 역할과, 연소실에서 가스 폭발로 인해 피스톤으로 전달되는 높은 온도의 열을 실린더 벽으로 흘려보내는 냉각제의 역할도 하고 있다. 또한, 전단율이 매우 높기 때문에 전단 응력으로 인한 유막내의 온도 변화도 고려해야 한다. 따라서, 정확한 피스톤 링의 윤활 해석을 위해서는 유막 내의 온도 분포에 따른 점성의 변화를 고려해야 한다.

본 연구에서는 한 행정 동안에 피스톤 링에서 발생하는 마찰력과 최소 유막 두께의 변화를 수치적으로 예측하는 방법을 제시하고자 한다. 이때, 현실과 가까운 해석을 하기 위해 다음과 같은 방법을 사용한다.

실린더 축대칭인 일차원 모델에 대하여 캐비테이션 경계 조건을 적용한 레이놀즈 방정식을 풀고, 피스톤 링의 탄성 변형을 고려하며, 유체의 온도 변화에 의한 점성 변화를 실린더 축 방향과 반경 방향으로 고려할 것이다.

2. 이론

2.1. 레이놀즈 방정식

피스톤 링의 형상은 완전한 링의 형태가 아니라 끊어져 있다. 그러나, 링의 원주 길이에 비해 폭이 매우 작고, 끊어져 있는 부분끼리의 결합부는 전체 원주 방향 길이에 비해 무시할 수 있을 정도로 작으므로 유막내의 압력 계산에는 무한장 선접촉 모델을 적용한다.

유막 두께 방향으로의 온도 변화를 고려하기 위해서는 레이놀즈 방정식을 새로 유도하여야 한다. 미끄럼 방향을 x , 피스톤의 원주 방향을 y , 유막 두께 방향을 z 라 두고, 각각의 좌표축 방향의 유체 속도를 u, v, w 라고 두자. 본 연구에서는 중심축대칭 일차원 모델을 이용하므로 항상 $v = \partial/\partial y = 0$ 이다. 관성력을 고려하지 않고 유체의 단위 부피에 대해 힘의 평형식을 적용하면 식 (1)과 같다.

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial \tau_x}{\partial z} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \quad (1)$$

식 (1)에 속도 경계 조건을 적용하여 z 방향으로 적분하면 식 (2)와 같이 정리된다.

$$u = u_1 + \frac{\partial p}{\partial x} \left[\int_{h_1}^z \frac{z' dz'}{\eta} - \frac{\int_{h_1}^{h_2} \frac{z dz}{\eta}}{\int_{h_1}^{h_2} \frac{dz}{\eta}} \int_{h_1}^z \frac{dz'}{\eta} \right] + \frac{(u_2 - u_1)}{\int_{h_1}^{h_2} \frac{dz}{\eta}} \int_{h_1}^z \frac{dz'}{\eta} \quad (2)$$

식 (3)과 같은 가정을 이용하여 연속 방정식을 z 방향으로 적분하고, $h_1(x) = 0, h_2(x) = h, u_1 = 0, u_2 = U$ 라는 속도 경계 조건을 적용하면 레이놀즈 방정식은 식 (4)와 같이 유도된다[6].

$$\rho_i w_j = \rho_j \frac{\partial h_j}{\partial t} + \rho_j U_j \frac{\partial h_j}{\partial x} \quad (j = 1, 2) \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) = \frac{\partial}{\partial x} \left[-U\rho \int_0^h \left(\frac{\int_0^z \frac{dz'}{\eta}}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}} \right) dz \right] + \frac{\partial p}{\partial x} \int_0^h \int_0^z \frac{1}{\eta} \left(\frac{\int_0^h \frac{z dz}{\eta}}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}} - z' \right) dz' dz \quad (4)$$

온도 효과를 고려한 점성-온도식은 SAE 10 W 윤활유의 실험 결과를 기초로 모델링한 식 (5)를 쓴다. 식 (5)는 80 °C ~ 120 °C 의 온도 범위에서의 점성값들을 매우 잘 나타낸다. 밀도-압력식은 Dowson과 Higginson[7]이 쓴 식 (6)을 이용한다. ρ_0 는 대기압일 때의 밀도를 나타내며, 온도의 단위는 °C이다.

$$\eta(T) = 3.1172 \times 10^{-2} - 3.9995 \times 10^{-4} T + 1.3903 \times 10^{-6} T^2 \quad (5)$$

$$\rho = \rho_0 \theta = \rho_0 \left(1 + \frac{A_0 p}{1 + B_0 p} \right) \quad (6)$$

Elrod[8]가 제안한 스위치 함수 g 와 식 (6)의 밀도-압력식을 이용하여, 식 (4)를 θ 에 관한 식으로 고쳐 쓰면 식 (7)과 같다. g 는 $\theta \geq 1$ 인 완전 유막 영역에서는 1이고 $\theta < 1$ 인 캐비테이션 영역에서는 0의 값을 갖는다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\theta h) = \frac{\partial}{\partial x} \left[-U\theta \int_0^h \left(\frac{\int_0^z \frac{dz'}{\eta}}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}} \right) dz \right] + g\beta(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial x} \int_0^h \int_0^z \frac{1}{\eta} \left(\frac{\int_0^h \frac{z dz}{\eta}}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}} - z' \right) dz' dz \quad (7)$$

식 (7)에서 $\beta(\theta)$ 는 식 (8)과 같이 정의된다.

$$\beta(\theta) = A \frac{\theta}{[A + (1 - \theta)B]^2} \quad (8)$$

2.2. 에너지 방정식

본 연구에서 윤활유는 비압축성 유체로 가정할 수 있다. 에너지 방정식은 식 (9)와 같다. 식 (9)에는 z 방향으로의 유체 속도 w 가 x 방향의 속도 u 보다 매우 작다는 가정이 포함되어 있다.

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \gamma T \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right) + k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \frac{1}{\eta} \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \quad (9)$$

2.3. 힘의 평형식

본 연구에서는 실린더 축대칭인 일차원 모델을 적용하므로 피스톤 링은 실린더 반경 방향으로의 움직임이 없다고 가정한다.

피스톤 링의 반경 방향으로는 유막압력, 연소실의 폭발 압력, 피스톤 링의 정적 탄성 변형에 의한 복원력이 작용한다. 힘의 평형식은 식 (10)과 같이 쓸 수 있다. p_c 는 상수이며, p_e 는 크랭크 각에 따라 값을 주었다. 크랭크 각에 따른 연소실의 폭발 압력은 Fig. 1에 나타내었다.

$$P_z = (p_c + p_e)b \quad (10)$$

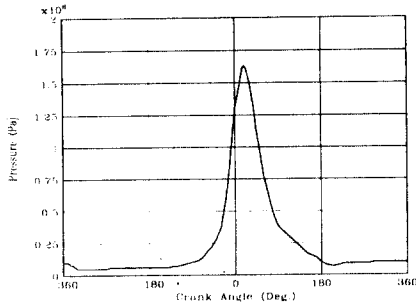


Fig. 1 연소실의 폭발 압력

2.4. 유막 두께

피스톤 링 표면은 탄성 변형과 조도를 고려하지 않는다면 이차원 곡선을 가진다고 가정할 수 있다. 따라서, 유막 두께 h 는 식 (11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$h(x, t) = h_0(t) + \frac{\delta}{\left(\frac{b}{2} + o\right)^2} (x - o)^2 + v(x) \quad (11)$$

식 (11)에서 $h_0(t)$ 는 강체 가정을 사용했을 때의 최소 유막 두께를 나타내고, 탄성 변형량 $v(x)$ 는 Dowson과 Higginson[7]이 제안한 식 (12)를 사용한다.

$$v(x) = -\frac{2}{\pi E'} \int p(\xi) \ln(x - \xi)^2 d\xi + \text{const.} \quad (12)$$

2.5. 피스톤 링의 미끄럼 속도

피스톤 링의 미끄럼 속도를 피스톤의 미끄럼 속도와 같다고 가정하면, 피스톤 링의 미끄럼 속도는 식 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$U = R\omega \sin \phi \left[1 + \frac{R \cos \phi}{L \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \sin \phi\right)^2}} \right] \quad (13)$$

2.6. 마찰력

피스톤 링의 표면에 작용하는 전단응력을 τ_2 라 두고, 링 전체에 작용하는 마찰력을 F_r 라 두면 식 (14)와 같은 관계가 성립한다.

$$F_r = \int_A \tau_2 dA = \pi B \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \eta \frac{\partial u}{\partial z} \Big|_{z=h} dx$$

$$= \pi B \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \left\{ \frac{U}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}} + \frac{\partial p}{\partial x} \left(h - \int_0^h \frac{z dz}{\eta} \right) \right\} dx \quad (14)$$

3. 이론 해석

온도 분포가 주어지면 압력 분포와 유막 형상은 가우스-조단 반복 계산법에 의해 구해질 수 있으며 유막 압력을 적분한 힘이 하중과의 평형

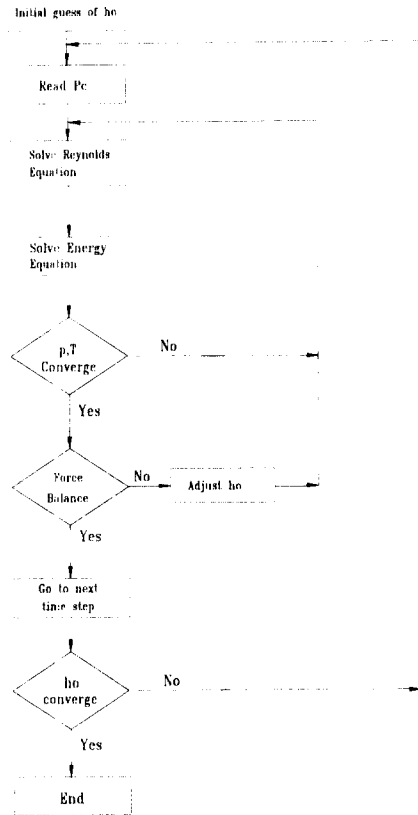


Fig. 2 전체 계산 순서도

을 이루면 수렴되었다고 판단한다.

유막 내의 유체 속도는 압력과 온도에 대한 함수이므로, 압력 분포를 안다고 가정했을 때 식 (9)는 온도에 대한 미분방정식이 된다. 안정적인 수렴을 위해서 뉴턴-랩슨법을 사용하여 온도 분포를 계산하였다. 실린더 벽의 온도는 80 °C, 연소실의 온도는 120 °C, 피스톤 링과 크랭크 케이스 사이의 온도는 100 °C로 모두 상수로 가정하였다. 실제로 유막의 경계 온도는 시간에 따라 변하지만, 한 행정동안 걸리는 시간이 매우 짧고, 윤활유의 비열이 크므로 유막 경계의 온도는 한 행정동안 거의 일정하다고 생각할 수 있기 때문이다.

피스톤 링에 대해 열탄성 윤활 해석을 수행하기 위한 전체 계산 순서는 Fig. 2에 순서도를, Table 1에 해석에 필요한 수치들을 나타내었다.

4. 해석 결과

4.1. 등온 강체 해석 결과

여러 가지 운전 조건이 링의 윤활에 어떠한 영

Table 1 피스톤 링의 해석에 필요한 수치

엔진	실린더의 지름 크랭크 축의 회전 반경 커넥팅 로드 길이 실린더의 탄성 계수 실린더의 포아송 율	88.9 mm 40.0 mm 141.9 mm 200 GPa 0.3
피스톤 링	Crown Height 폭 오프셋 탄성 계수 포아송 율	14.9 μ m 1.475 mm 0. 200 GPa 0.3
윤활유	밀도 정압 비열 열전도 계수 열팽창 계수	1200.0 kg/m ³ 1670. J/(kg · K) 0.14 0.

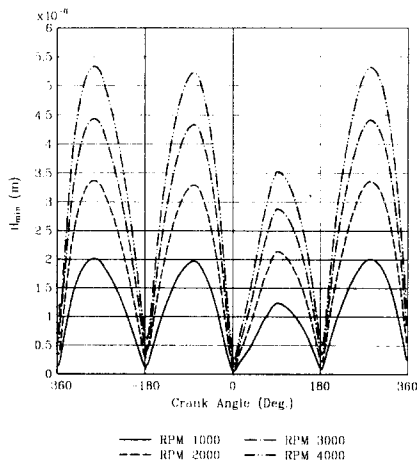


Fig. 3 최소 유막 두께(등온, 강제)

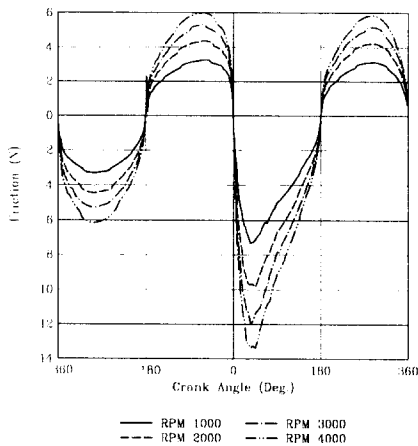


Fig. 4 마찰력(등온, 강제)

향을 미치는지를 알아보기 위하여 등은 강제 해석을 수행하였다. 등은 해석에서는 유막 전체를 실린더 벽의 온도인 80 °C로 가정하였다. 실제로 윤활유가 피스톤 링과 닿는 시간은 극히 짧으므로 유막이 등을을 유지한다면 실린더 벽의 온도와 매우 가까울 것이기 때문이다.

Fig. 3과 Fig. 4는 SAE 10W 윤활유를 사용하고 p_e 를 0.341 MPa 이라 두었을 때 여러 운전 속도에 대해 최소 유막 두께와 마찰력을 나타낸 결과이다. 운전 속도가 커질수록 최소 유막 두께와 마찰력은 증가함을 알 수 있다.

Fig. 5와 Fig. 6은 p_e 를 각각 0.341 MPa과 0.17 MPa로 다르게 주었을 때의 최소 유막 두께와 마찰력을 계산한 결과이다. p_e 가 커지면 마찰력은 증가하고 최소 유막 두께는 감소하는

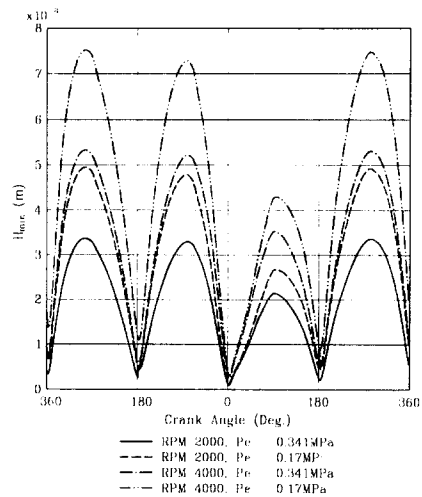


Fig. 5 최소 유막 두께(등온, 강제)

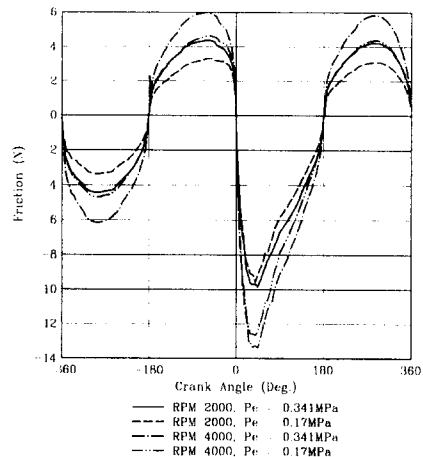


Fig. 6 마찰력(등온, 강제)

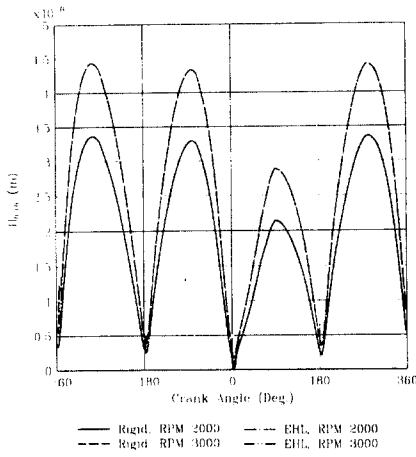


Fig. 7 최소 유막 두께

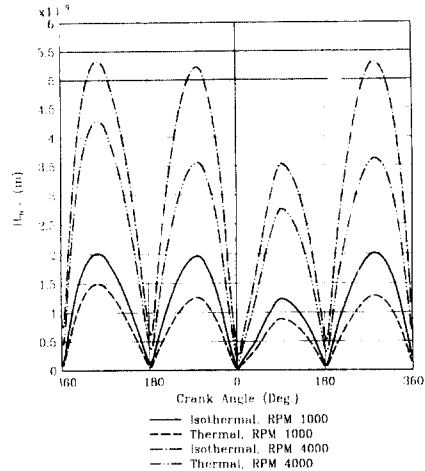


Fig. 9 최소 유막 두께

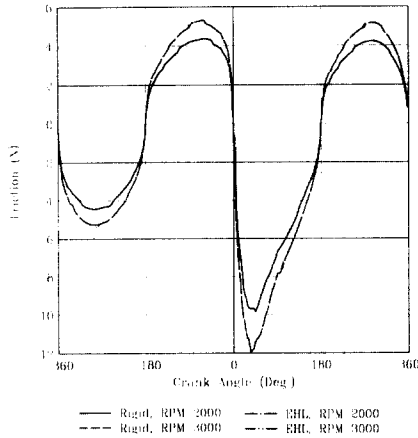


Fig. 8 마찰력

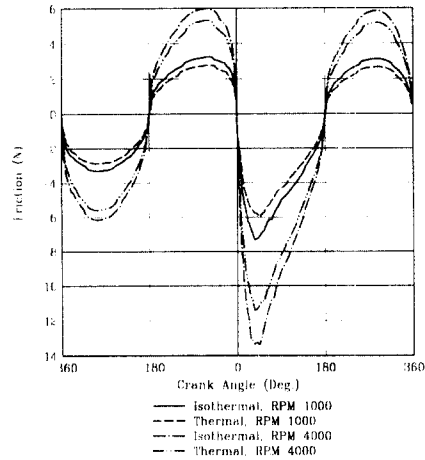


Fig. 10 마찰력

것을 알 수 있다. 이는 하중이 커졌을 때 배어링에서 나타나는 현상과 같다.

최소 유막 두께의 해석 결과를 보면 피스톤의 미끄럼 속도가 가장 작을 때 최소 유막 두께가 가장 작아지는 것이 아니라 미끄럼 속도의 최하점이 지난 후에 최소 유막 두께의 최하점이 생긴다. 시간에 따른 최소 유막 두께의 변화를 정확하게 계산하기 위해서는 스퀴즈 효과를 고려하여야 함을 알 수 있다.

4.2. 등온 탄성 해석 결과

Fig. 7와 Fig. 8은 SAE 10W 윤활유를 사용하고 p_e 를 0.341 MPa 이라 두었을 때 등온 강체 해석과 등온 탄성 해석 결과를 비교한 것이다. Fig. 7에서 한 행정 동안의 최소 유막 두께는 링의 미끄럼 속도가 매우 작은 구간을 제외하면 거의 같다.

Fig. 8에서 마찰력은 강체 해석과 탄성 해석이 거의 같은 계산 결과를 보여 주고 있다. 마찰력은 압력 구배의 불연속점이 없으면 미끄럼 속도에 지배적으로 영향을 받는다. 그러므로, 미끄럼 속도가 작은 구간에서 유막 형상과 압력 구배에는 차이가 있더라도 마찰력은 차이가 나지 않는 것으로 생각된다.

피스톤 링의 윤활 해석에서 최소 유막 두께와 마찰력을 정확하게 구하기 위해 탄성 변형을 반드시 고려할 필요는 없다고 보여진다. 그래서, 온도 분포를 고려할 때는 계산 시간을 줄이기 위해 링의 탄성 변형은 고려하지 않는다.

4.3. 온도를 고려한 강체 해석 결과

Fig. 9와 Fig. 10은 SAE 10W 윤활유를 사용하고 p_e 를 0.341 MPa 이라 두었을 때 등온 강

체 해석과 온도를 고려한 강제 해석 결과를 비교한 것이다.

최소 유막 두께는 등온 가정을 했을 때보다 온도 분포를 고려했을 때가 전 행정 동안 작게 나타났다. 이는 마찰로 인해 유막 내의 온도가 증가하여 유체의 점성이 낮아지는 영향이 나타난 것으로 보인다. 피스톤의 미끄럼 속도가 작은 구간에서는 차이가 작지만 미끄럼 속도가 커질수록 두 해석의 결과는 큰 차이를 보인다. 미끄럼 속도가 커질수록 점성 마찰이 커져서 이러한 현상이 생기는 것으로 보인다.

마찰력도 온도 분포를 고려했을 때가 등온 가정을 했을 때보다 더 작게 나타나지만 최소 유막 두께처럼 큰 차이를 보이지는 않는다. 마찰 열에 의해 점성이 감소되는 효과와 최소 유막 두께가 감소되어 마찰력이 증가되는 효과가 서로 상쇄되어 나타난 결과로 보인다. 그리고, 온도를 고려할 때 피스톤 링의 경계면의 온도를 등온 해석 때보다 높게 설정한 것도 점성이 감소되는 이유중의 하나라고 볼 수 있다. 그러므로, 정확한 해석을 하기 위해서는 온도 경계 조건을 더욱 실제에 가깝게 해주어야 할 것이다.

5. 결론

본 논문에서는 피스톤 링-실린더 시스템에 대하여 유막 내의 온도 분포를 고려한 수치해석을 수행하였으며 다음과 결론을 내릴 수 있다.

1. 등온 강제 해석과 온도를 고려한 강제 해석의 최소 유막 두께는 매우 큰 차이를 보인다. 피스톤-실린더 시스템의 최소 유막 두께를 정확하게 예측하기 위해서는 유막내의 온도를 고려해야 한다.
2. 강제 해석과 탄성 해석의 마찰력 결과는 차이가 거의 없지만 등온 해석과 온도를 고려한 해석의 마찰력 결과는 상대적으로 큰 차이를 보인다. 마찰력을 정확하게 예측하기 위해서는 링의 탄성 변형보다 유막 내의 온도 분포를 우선적으로 고려해야 한다.

기호 설명

γ	열팽창 계수
δ	Crown height
θ	무차원 밀도
ω	크랭크 각속도
ϕ	크랭크 각
A_0, B_0	밀도 - 압력 계수
	$A_0 = 0.6 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$

	$B_0 = 1.7 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$
B	실린더 지름
b	피스톤 링 폭
E'	피스톤 링-실린더 합성 강성
F_z	z 방향 하중
F_r	피스톤 링에 작용하는 마찰력
g	스위치 함수
L	커넥팅 로드 길이
o	피스톤 링 옴셋
p_b	Blow-by pressure
p_c	연소실 폭발 압력
p_e	피스톤 링의 정적 탄성에 의한 압력
P_z	유막 압력에 의한 z 방향으로의 힘
R	크랭크 암 길이
u	유막 내의 x 방향 속도
U	피스톤 링의 x 방향 미끄럼 속도
T	유막 내의 온도
v	피스톤 링의 탄성 변형량
x	실린더 축방향 좌표계
z	실린더 반경방향 좌표계

참고 문헌

1. Taylor, C. M., Engine Tribology, Elsevier, New York, (1993)
2. Jeng, Y., "Theoretical Analysis of Piston Ring Lubrication-Part I : Fully Flooded Lubrication," Trib. Trans., 35, 4, pp. 696-706 (1992)
3. Jeng, Y., "Theoretical Analysis of Piston Ring Lubrication-Part II : Starved Lubrication and its Application to a Complete Ring Pack," Trib. Trans., 35, 4, pp. 707-714 (1992)
4. Vijayaraghanvan, D. and Keith, T. G., "Development and Evaluation of a Cavitation Algorithm," Trib. Trans., 32, 2, pp. 225-233 (1989)
5. Yang, Q. and Keith, T. G., "An Elastohydrodynamic Cavitation Algorithm for Piston Ring Lubrication," Trib. Trans., Vol 38, pp. 97-107, (1995)
6. Yang Peiran and Wen Shizhu, "A Generalized Reynolds Equation for Non-Newtonian Thermal Elastohydrodynamic Lubrication," ASME J. of Tribology, 112, 3, pp. 631-636 (1990)
7. Dowson, D. and Higginson, G. R., "Elastohydrodynamic Lubrication," SI Ed., Pergamon Press, Elmsford, New York, (1977)
8. Elrod, H. G., "A Cavitation Algorithm," ASME J. of Lubrication Technology, 103, 3, pp. 350-354 (1981)