

# 실린더블록/밸브판 부 윤활특성 해석 Lubrication Analysis on a Sliding Part of Cylinder Block/Valve Plate in a Reciprocating Piston Pump

신정훈 · 이용범 · 정동수  
J. H. Shin, Y. B. Lee and D. S. Jung

## 1. 서 론

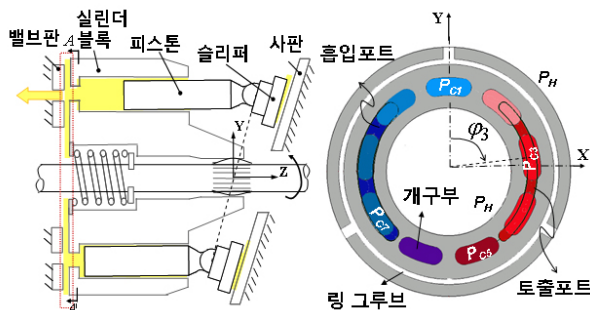
현대의 유압시스템은 높은 작동압력과 작동속력, 각종 제어방식 등의 기술들이 고도화 되고 있고, 에너지의 효율 측면에서는 해결해야 할 과제들이 많다. 특히 시스템이 소형화/고속화 되는 최근의 추세에서 트라이블로지 관점에서의 연구가 필수적이다.

그간 일본 요코하마 대학의 Atsushi Yamaguchi<sup>1)</sup>, 미국 퍼듀 대학의 Monika Ivantynova<sup>2)</sup> 등에 의해 피스톤 펌프의 다양한 미끄럼 부들에 관한 윤활해석이 이루어졌으나, 실린더블록/밸브판 미끄럼 부의 윤활기구는 형상이 복잡하고 관련 물리 기저가 확실히 밝혀지지 않아 해석이 난해한 실정이다.

본 해설에서는 정밀가공에도 불구하고 여전히 존재하는 표면의 비편평도(surface non-flatness)를 고려한 왕복동 사판식(swash-plate type) 피스톤 펌프에서의 실린더블록과 밸브판 사이의 미끄럼 부에서의 동적 유막거동과 에너지 손실 분석에 필요한 해석방법을 소개하고 특정 피스톤 펌프를 대상으로 윤활성능 분석결과를 예시하였다.

## 2. 왕복동 피스톤 펌프

왕복동 피스톤 펌프는 사판식과 사축식으로 구분이 되는데, 사판식의 윤활문제가 사축식 펌프보다 더 심



(a) Side view (b) Sectional view (A-A' at  $\phi=0$ )

그림 1 왕복동 사판식 피스톤 펌프

각하고, 두 유형의 기계간에 실린더배럴/밸브판, 피스톤/실린더 기구라는 공통점이 있으므로 문제의 범위를 사판식 펌프로 한정해서 다룬다.

### 2.1 작동 메커니즘

그림1은 전형적인 사판식 액셀 피스톤 펌프의 형태를 보여준다. 흡입/토출 밸브포트로 구성된 밸브판과 사판은 하우징에 고정되어 있는 반면, 주축과 실린더블록은 함께 회전한다. 실린더블록이 회전하는 동안, 각 피스톤들은 사판면의 가이드를 받아 좌우로 왕복운동을 하게 된다. 실린더블록은 구면 스플라인 메커니즘이나 공차로 인해 x, y축에 대해 미소한 회전운동을 하고 있다. 피스톤이 전진할 때(그림1(a)에서 보면 피스톤이 왼쪽으로 이동할 때) 작동유체를 배출하게 되고, 반대로 피스톤이 후퇴할 때 유체는 흡입되게 된다. 그림1(b)에서 볼 수 있듯이 밸브판은 작동유체가 드나드는 두 개의 포트를 가진다. 만약 기계가 펌프로 작동할 경우에는 고압포트와 저압포트는 각각 토출배관과 흡입배관에 연결된다..

### 2.2 실린더블록/밸브판 미끄럼 부

실린더블록의 랜드면과 밸브판 사이의 간극을 통해 누설되는 작동유는 실린더배럴에 가해지는 압축력을 지지하는 베어링력으로 만들어 낸다. 이러한 형태는 정압 스러스트 베어링에서 흔히 볼 수 있지만, 실린더압력이 가변적이고 베어링에 가해지는 하중이 실린더압력에 의존적이므로 정압 (hydrostatic) 베어링으로써 완전하지 않다. 마이크로미터 스케일에서 보면 실린더배럴은 기울어져서 회전을 하므로 추가의 동압(hydrodynamic) 베어링력을 생성하여 블록에 작용하는 힘의 균형에 필요한 정압 베어링력을 보충해주는 것으로 보인다. 하지만 그러한 압력발생 메커니즘이 충분한지에 관해서는 확인된 바가 없다.

### 2.3 미끄럼 표면의 비편평 형상

그림 2와 같이 정압 액셀 피스톤 펌프의 밸브판

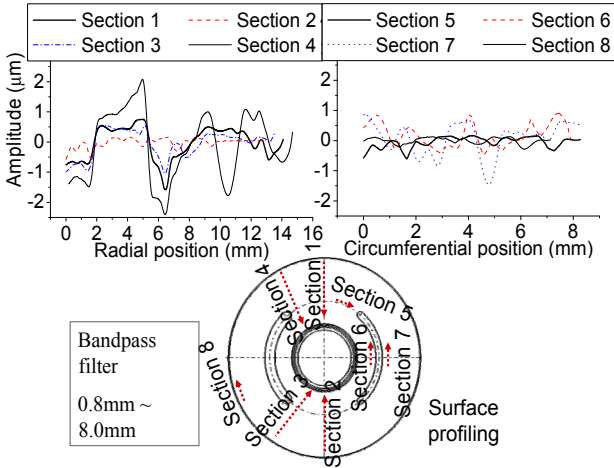


그림 2 밸브판 표면의 비편평 형상

표면을 접촉식 표면조도계(contact type surface profilometer)를 이용하여 반경방향과 각도방향으로 측정한 표면요동이다. 겉보기에 매끈해 보이는 표면이라고 하더라도 작게는 서브마이크로(sub micron)에서 크게는 마이크로 스케일까지의 표면요동을 가짐을 알 수 있다.

### 3. 물리모형 및 수치해석

#### 3.1 실린더 챔버 압력

실린더블록의 운동을 유발시키는 압력힘을 계산하는데 실린더 압력값이 필요하다. 단순한 계산을 하고자 할 때에는, 실린더압력을 구간별 선형으로 가정할 수 있다. 정확한 실린더압력값을 계산하고자 할 때에는 식(1), (2)를 사용하여 압축성 유체의 연속방정식을 통해 구할 수 있다. 윤활이 제대로 이루어져서 작은 유막두께가 유지될 경우에는  $i$ 번째 실린더의 총 누설량  $Q_{leak,i}$ 는 실린더 압력값에 큰 영향을 미치지 않지만 유막두께가 비정상적으로 커질 경우에는 감안해서 계산이 되어야 한다. 평행한 유막두께를 가정하여 해석식을 사용할 수도 있다<sup>3)</sup>.

$$V_i = V_0 - R\omega \tan \beta (1 - \cos \phi_i) \quad (1)$$

$$\frac{dP_{Ci}}{d\phi} = -\frac{K}{V_i} \left( \frac{dV_i}{d\phi} + C_o A_{O,i} \sqrt{\frac{2|P_i - P_V|}{\rho}} \operatorname{sgn}(P_i - P_V) + Q_{leak,i} \right) \quad (2)$$

Where  $K$ : Bulk modulus

$V_i$ :  $i$ th cylinder volume at  $\phi_i$

$C_o$ : Orifice coefficient

$A_{O,i}$ : Overlap area of  $i$ th cylinder and port

$P_V$ :  $P_d$  over discharge region,

$P_s$  over suction region

$\rho$ : Fluid density

#### 3.2 유막 압력

실린더블록의 운동을 유발시키는 압력힘을 계산하는데 또한 유막압력도 필요하다. 그래서 실린더블록과 밸브 사이에 형성되는 유막의 압력 계산은 식(4)의 실린더 좌표계에서의 비정상 레이놀즈 방정식(unsteady Reynolds equation)을 이용하여 구하였다<sup>4)</sup>.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r h^3 \frac{\partial P}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial \phi} \right) \\ & = -\frac{\partial h}{\partial \phi} + 2 \left( \frac{dh_o}{dt} - r \sin(\phi + \zeta) \cdot \dot{\gamma} - r \gamma \cos(\phi + \zeta) \cdot \dot{\zeta} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

where  $h = h_o - r \gamma \sin(\phi + \zeta)$ ,

$$\gamma = \sqrt{\theta_x^2 + \theta_y^2},$$

$$\zeta = -\arctan(\theta_x / \theta_y)$$

이 때 계산된 실린더 압력과 현 시간스텝에서의 유막형상이 사용되는데, 편미분 방정식 식(3)에 적용되는 경계조건은 다음과 같이 두었다.

- $P = P_H$  at  $r = R_{Bi}$  and at  $r = R_{Bo}$ ,
- $P = P_{Ci}$  along the contour of the  $i$ th barrel kidney,
- $P = P_d$  and  $P = P_s$  along the contour of discharge port and suction port respectively,
- Cavitation pressure  $P_{cav} = 0$ .

유막에 음압(negative pressure)이 발생하였을 때는 레이놀즈 경계조건(Reynolds boundary condition)이라고 불리는 경계조건처리를 한다<sup>4)</sup>.

#### 3.3 실린더블록의 운동 방정식

일반적인 3차원 강체운동에서는 오일러 좌표계를 적용해야 하지만 윤활문제에서는 그 움직임이 미

소하므로 축방향 병진, 축과 수직 방향 미소회전의 3 자유도를 고려한 운동방식은 식(3)과 같다.

$$\begin{aligned}
 m\ddot{h}_o &= \sum F_z, \\
 I_t \frac{d\omega_x}{dt} + I_a \omega_y &= \sum M_x \\
 I_t \frac{d\omega_y}{dt} - I_a \omega_x &= \sum M_y
 \end{aligned} \tag{4}$$

where  $\omega_x = d\theta_x/dt$ ,  $\omega_y = d\theta_y/dt$ .

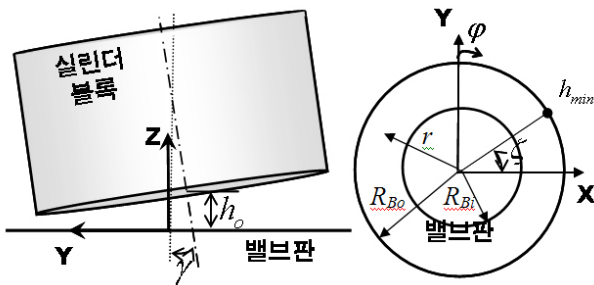


그림 3 운동체의 자세와 유막형상

여기서  $h_o$ 는 가상의 중앙점에서의 틈새,  $\theta_x, \theta_y$ 는 각각 실린더블록의 축선을 XY평면에 전사했을 때 이루는 각도의 X, Y성분을 뜻하고,  $\omega$ 는 각 축에 대한 회전속도,  $F$ 와  $M$ 은 각각 실린더블록에 작용하는 힘과 모멘트를 뜻한다. 앞서 구한 실린더압력과 유막압력을 사용하여 실린더블록에 작용하는 힘과 모멘트 계산을 할 수 있다. 여기서 구해진 실린더블록의 자세 혹은 유막형상과 실린더블록의 운동은 다음 시간스텝에서의 유막압력을 계산하는데 사용된다.

### 3.4 동력 손실

실린더블록과 밸브 사이에서 발생하는 동력손실은 누설손실과 마찰손실로 나누어 지는데 앞서 유막압력이 계산이 되면, 그 데이터들을 사용하여 식(5), (6)으로 계산할 수 있다.

$$Q_{VB} = \int_0^{2\pi} \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial P}{\partial r} r \Big|_{r=R_{bi}} d\phi - \int_0^{2\pi} \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial P}{\partial r} r \Big|_{r=R_{bo}} d\phi \tag{5}$$

$$T_{fric} = -\int_0^{2\pi} \int_{R_{bi}}^{R_{bo}} \left( \frac{\eta r \omega}{h} - \frac{h}{2r} \frac{\partial P}{\partial \phi} \right) r^2 dr d\phi \tag{6}$$

### 3.4 계산 절차

실린더압력과 실린더블록 운동에 대한 상미분 방

정식 식(2)와 식(4)는 Runge-Kutta법을 사용하여 수치연산하였고, 편미분 방정식 식(3)은 유한체적법 (finite volume method)을 사용하여 계산을 수행 하였다. 기 설명된 대로 계산순서는 실린더압력 → 유막압력 → 실린더블록 운동 → 실린더압력으로 순환 되며 한 번의 순환계산마다 시간스텝이 한 번씩 증가하고, 동력손실값들도 계산된다.

## 4. 해석 및 토론

### 4.1 해석대상 펌프 선정

표1은 해석대상 펌프의 사양을 보여준다. 해석내용은 참고문헌 5와 동일하다.

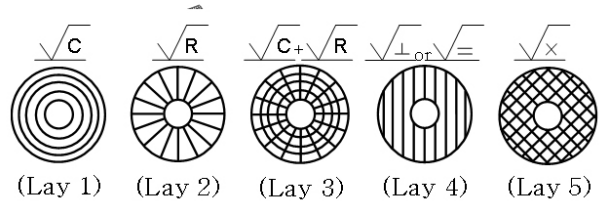
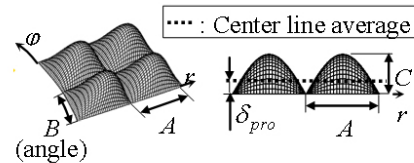


그림 4 정현파 표면 파상도 정의 [ref. 5]

표1 펌프 사양

Displacement (cc/rev)	4.8
Swash-plate angle (deg)	17
Number of pistons (ea)	9
Pressure (MPa)	20 (토출), 0.5 (흡입)
Moment of Inertia $I_a, I_t$ (kg·cm <sup>2</sup> )	0.6, 1.1
Rotation Speed (rpm)	5000
Spring Compression (N)	75

### 4.2 표면 비편평도 정의

그림4(a)와 같이 표면에 이중 주기 사인파(doubly periodic sinusoid)의 단위형상을 가지고, 그 단위형상이 그림 4(b)의 5종의 표면무늬(surface lay)를 가지는 표면 파상도들을 정의하였다. 각 무늬들은 진폭 (peak-to-valley amplitude)은 0.4 $\mu$ m, 파상도의 산 (peak) 사이의 간격(spacing)이 1mm가 공히 되도록 설정하였다.

4.3 유막 압력분포

해석을 통해 유막의 매 시간 혹은 매 회전각(회전 속도는 일정하므로)에 따른 압력분포를 관찰 하였다. 그림5는 표면무늬4의 윤활면에 형성된 유막압력의 등고선과 몇 개의 궤적을 따라 그 압력을 추출한 결과이다( $\bar{r} = r/R_{Bo}$ ). 표면무늬에 따라 다양한 국부적인 유막압력의 변동이 관찰되었고, 그것들이 미소한 표면의 요동이 하중지지 효과에 영향을 줄 것이라 짐작할 수 있다.

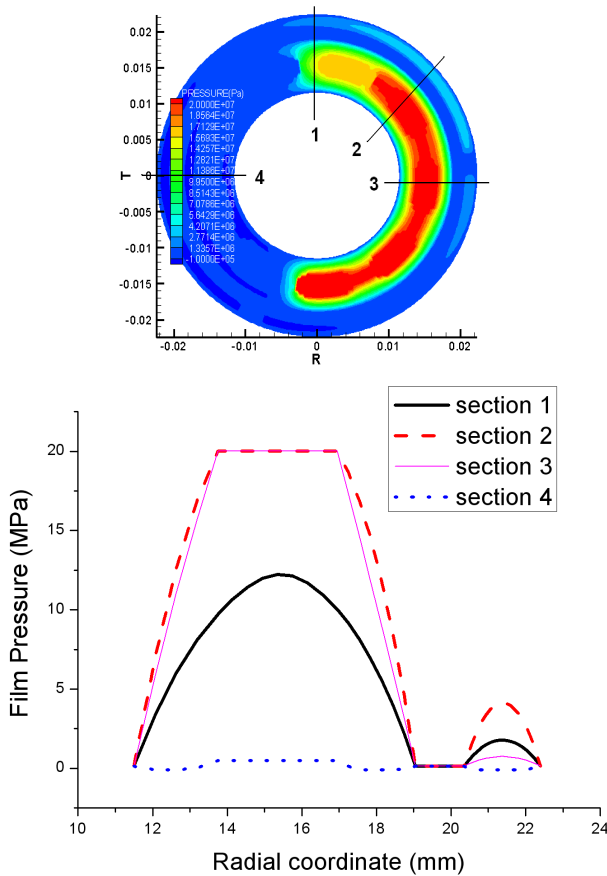


그림 5 유막 압력분포 (flat surface)

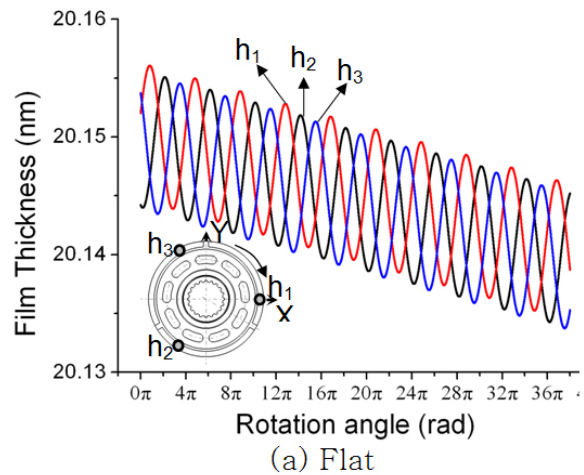
4.4 유막두께 변동

각 무늬마다 시간에 따른 유막두께 형상을 계산할 수 있는데 그림6은 무늬가 없는 평면과 표면무늬5의 유막두께 변동을 예시적으로 표현한 것이다. 이것은 고정된 밸브판 세 지점에서 윤활막의 시간변화를 뽑아낸 그림이다. 흥미로운 점은 본 해설서에서 채택된 펌프의 경우 표면이 이상적인 평면이라고 한다면 유막두께가 나노미터 스케일로 계속 감소한다는 사실을 알 수 있다. 이것은 실제로 윤활면에서의 표면요동이 존재한다는 사실을 의미한다. 그림6(b)는 파상도 표면무늬5의 경우 유막두께 변동을 표현한 그래

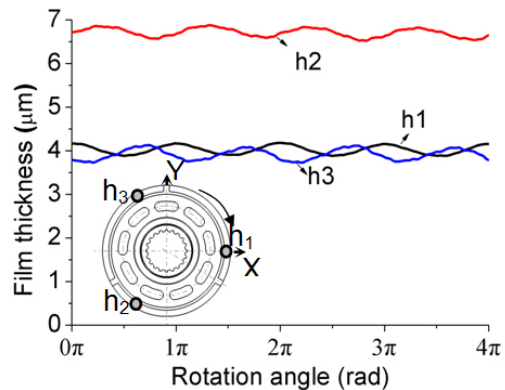
프이다. 표면에 매우 작은 표면파상도가 존재할 때에도 수 마이크로미터의 유막두께를 형성한다는 것을 확인할 수 있다.

4.5 동력손실

유압기계의 윤활면은 베어링(bearing)과 실링(sealing) 역할을 동시에 수행한다는 특징이 있다. 그림7(a)는 1회전 동안에 표면무늬4의 윤활막에서 발생하는 누설, 마찰, 총동력손실의 변화를 표현한 그래프이다. 특이한 사항은 총동력손실의 대부분이 마찰에 의해 발생한다는 사실이다. 누설손실과 마찰손실은 반대급부의 성질을 가지고 있기 때문에, 효율이 좋은 펌프의 제조를 원하는 제조사는 누설손실과 마찰손실의 비율을 조절하여 윤활막에서의 총동력손실을 최소화 할 수 있는 기술이 필요하다. 표면무늬에 따른 총동력손실을 그림7(b)에 나타내었다. 압력발생 효과가 거의 없는 표면무늬1을 제외하고는 근소한 차이를 보이는 와중에 표면무늬2가 가장 작은 동력손실을 보이고 있다.

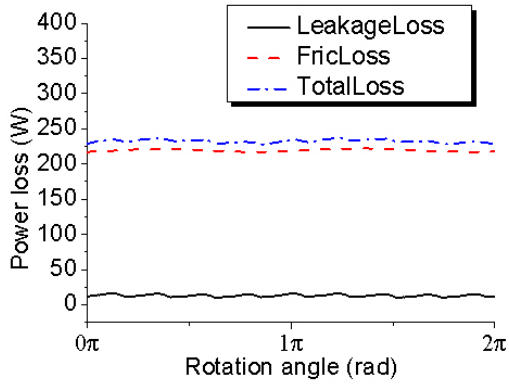


(a) Flat

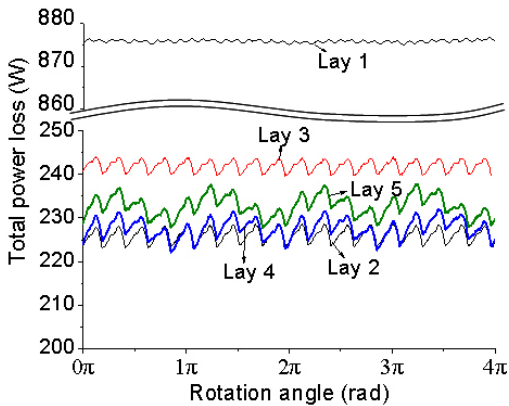


(b) Lay 5

그림 6 유막두께 변동



(a) Power losses (Lay4)



(b) Total power losses

그림 7 동력손실 계산결과 [ref. 5]

#### 4. 결 론

본 해설서는 사판식 피스톤 펌프의 실린더블록과 밸브판 사이의 윤활성능을 예측할 수 있는 해석방법론을 소개하고, 특정 펌프를 대상으로 유막두께와 동력손실을 계산결과를 제시하였다. 이 때 윤활면의 표면요동이 윤활에 매우 큰 영향을 미침을 보였고, 정현파 파상도를 가정한 몇 가지 가공무늬에 관한 윤활성능을 비교한 결과 또한 제시하였다. 사판식 뿐만 아니라 실린더블록/밸브판 기구를 채용하는 사축식 등의 왕복동 피스톤 펌프에도 본 방법론이 활용될 수 있다. 펌프에 포함된 여러 윤활면들의 성능해석은 고효율을 펌프의 개발에 기여할 것으로 사료된다.

#### 참고 문헌

1) Yamaguchi A., Sekine H., Shimizu S., Ishida S., "Bearing/Seal Characteristics of the Film between a Valve Plate and a Cylinder Block of Axial Piston Pumps (Effects of Fluid Types and Theoretical Discussion)", Journal of Fluid Control, 1990, 20(4), 7-29.

2) Wieczorek U. and Ivantysynova, M., "Computer Aided Optimization of Bearing and Sealing Gaps in Hydrostatic Machines - The Simulation Tool CASPAR", International Journal of Fluid Power, Vol. 10, No. 2, pp. 29 - 43, 2009.

3) 신정훈, 김형의, 김경웅, "사판식 액셀 피스톤 펌프에서의 압력과 유동의 맥동 해석모형에 관한 연구", 한국윤활학회지, 제27권, pp. 314-320, 2011.

4) Khonsari M. and Booser R., Applied Tribology: Bearing Design and Lubrication, Jon Wiley & Sons Inc., 2001.

5) 신정훈, 강보식, 김경웅, "표면가공무늬가 사판식 액셀 피스톤펌프의 밸브부 윤활특성에 미치는 영향에 관한 연구", 한국윤활학회지, 제28권, pp. 11 - 18, 2012.

#### [저자 소개]



신정훈

E-mail : shandy77@kimm.re.kr

Tel : 042-868-7407

1977년 4월1일생.

2011년 KAIST 기계공학과 석사. 현 한국기계연구원 위촉연구원. 기계부품 윤활, 구조해석, 부품/소재 신뢰성, 한국윤활학회, 대한기계학회 등의 회원. 공학석사.

#### [저자 소개]



이용범

E-mail : lyb662@kimm.re.kr

Tel : 042-868-7151

1959년 4월3일생.

2006년 충남대학교 대학원 열유체 전공 박사. 1987년 한국기계연구원 입사, 유압기기 및 시스템설계, 신뢰성분야연구.

2008년부터 충남대학교 대학원 겸임교수 재직 중. 유공압건설기계학회, 대한기계학회 등의 회원. 공학박사

#### [저자 소개]



정동수

E-mail : jds667@kimm.re.kr

Tel : 042-868-7154

1962년 6월 14일생.

2007년 충남대학교 기계설계공학과 박사. 1990년 한국기계연구원 입사, 유압펌프/모터 R&D, 기계류부품 신뢰성 평가에 종사. 유공압건설기계학회, 대한기계학회 등의 회원. 공학박사.